

## Numerical Simulation of Liner Vibrations in a Laboratory Combustion Chamber

L. Fatahi\*, A. Alipoor

Department of Mechanical Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

**ABSTRACT:** Combustion chambers are an important part of power generation systems that affect their efficiency and environmental pollutions. To reduce the pollutions, lean premixed combustion was introduced to be used instead of traditional non-premixed flames, however, this method has more tendency to become unstable. The thermal and acoustics interactions can amplify the acoustic waves and produce noise and increase the vibration level of the liner. The continuation of large amplitude vibrations can lead to failure. Therefore, the vibration modeling of the liner is very important. In this research, the vibration of a liner in a combustion chamber is investigated. The modal parameters in the cold and hot states are extracted from the finite element model. Then, model updating is utilized to modify the finite element model of the liner based on the experimental data. The flow analysis is also performed to obtain the pressure and velocity fluctuations during the analysis time. These data are used to model the flame as an acoustic source. Then, the transient analysis is evaluated to find the response of the liner due to this source. The results show the effectiveness of the updated model to predict the modal parameters and the vibration amplitude of the liner.

### Review History:

Received: Jul. 11, 2019  
Revised: Sep. 08, 2019  
Accepted: Nov. 05, 2019  
Available Online: Nov. 14, 2019

### Keywords:

Vibration  
Combustion chamber  
Fluid-structure interaction  
Numerical simulation

## 1. INTRODUCTION

Combustion chambers are one of the main parts of power generation systems that affect the efficiency and environmental pollutions of these systems. To reduce the pollutions, lean premixed combustion was developed to replace the traditional non-premixed flames. However, this method has more tendency to become unstable. The interaction between the released thermal energy and the pressure waves inside the combustion chamber can cause severe fluctuations in pressure and lead to instability that increases noise and vibration levels in the combustion chamber. In this situation, failure due to fatigue is very probable that may result in financial and human losses. Therefore, over the past decades, many efforts have been made to understand the causes of these instabilities as well as to predict and prevent them from occurring. Since 2001, several successful projects have been carried out to reduce the pollution caused by the combustion process and to increase the efficiency of gas turbines. To this end, laboratory-scale combustion chambers with operating conditions close to those of gas turbines have been constructed and combustion, acoustic and vibration interactions were investigated [1-3]. The liner of one of these combustion chambers is shown in Fig. 1. In the present research, the vibration behavior of this liner in the cold and hot states is studied. First, an initial Finite Element (FE) model is constructed. Then, this model is updated to bring the numerical modal parameters closer to the experimental ones. The accuracy of the updated

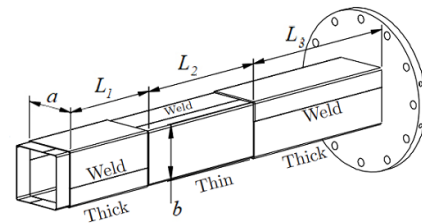


Fig. 1. The schematic diagram of the liner [2]

model is further studied by finding the transient response of the liner due to the pressure fluctuation caused by the combustion. Note that, the pressure data are obtained using the computational flow dynamics analysis. Using the obtained data, the flame is modeled as an acoustic source and the vibration response of the liner due to this acoustic source is evaluated and compared with the experimental results.

## 2. FINITE ELEMENT MODELING AND UPDATING OF THE COMBUSTION CHAMBER

The finite element model of the combustion chamber is constructed in ANSYS Mechanical APDL software. The Shell181 element is used to model the liner and the Fluid30 element is used to model the acoustic behavior of the fluid around the liner (see Fig. 2). Note that, the two-way vibration-acoustic interactions is employed. The natural frequencies

\*Corresponding author's email: lfatahi@scu.ac.ir

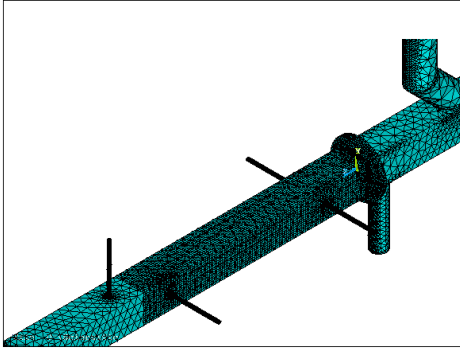


Fig. 2. The FE model of the combustion chamber

Table 1. Comparing the natural frequencies of the updated FE model with the experimental ones for the cold state

Mode No.	Natural Frequencies (Hz)		Relative Error (%)
	Updated FE Model	Experimental [2]	
1	218.66	225	2.82
2	300.11	300	0.04
3	312.42	315	0.82
4	324.91	325	0.03
5	378.61	367	3.16
6	420.21	414	0.92

Table 2. Comparing the natural frequencies of the updated FE model with the experimental ones for the hot state

Mode No.	Natural Frequencies (Hz)		Relative Error (%)
	Updated FE Model	Experimental [2]	
1	193.28	195	0.88
2	256.68	257	0.12
3	282.94	284	0.37
4	286.96	302	4.98
5	333.97	323	3.40
6	341.14	342	0.26

and the mode shapes of the liner are then determined by modal analysis using an unsymmetric solver. The initial finite element model of the liner can then be updated to minimize the difference between the natural frequencies of the FE model of the liner and the corresponding experimental values.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

The natural frequencies of the updated FE model of the liner in the cold state are tabulated in Table 1 with the maximum error equals to less than 4%.

To see how the combustion affects the modal parameters of the liner, the FE model of the liner in the hot state is also updated. Note that, the effect of the increased temperatures due to the combustion on the mechanical properties of the liner and the acoustical properties of the fluid surrounding the liner is employed with some simplification to reduce the computational costs. The obtained natural frequencies are presented in Table 2. It is seen that the optimum value for Young's modulus is 170 GPa, which is about 22% lower than the optimum value of this parameter in the cold state. If the liner temperature is approximated by averaging the maximum temperature inside the combustion chamber and temperature of the cooling air around the liner, the liner temperature is about 865 ° C. By examining the experimental graphs of Young's modulus of stainless steel 310 [4], the decrease in Young's modulus due to the above-mentioned temperature changes from the cold to the hot states is about 30%. Hence,

the optimum value obtained for Young's modulus in the hot state with a 22% decrease compared to the optimal value for the cold state is in good agreement with the actual liner behavior. Moreover, there is no significant change in the optimum value of the liner density in the hot state, which is again in good agreement with the actual behavior of steel [4]. The change in optimum values of the geometrical parameters of the cross-section in the hot state is about 2 mm, but there is no significant change in the optimum values of the liner length parameters. The natural frequencies obtained from the FE model in the hot state are also compared with the corresponding experimental ones in Table 2 with the maximum error of less than 5%, which is an acceptable error.

After updating the finite element model of the liner in the hot state, using the pressure and velocity data obtained at the flow analysis using computational flow dynamics, a monopole acoustic source is defined in the vibration-acoustic model and the liner transient response due to this excitation is evaluated and compared with the experimental data. The analysis time according to the experimental data available for the comparison is 0.02 seconds and the time step is 0.0005 seconds. The velocity of a specific point on the liner together with the corresponding experimental data are plotted in Fig. 3. This diagram shows that although there are not exact point to point matchings between the numerical and experimental data, the amplitudes for the velocity of the liner are predicted well.

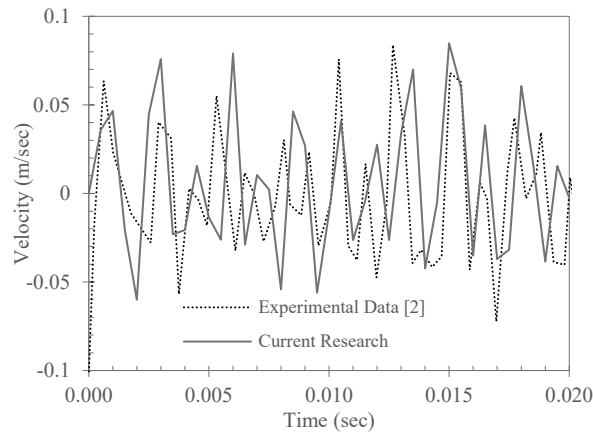


Fig. 3. Comparing the velocity-time response of a point on the liner obtained from the updated FE model with the experimental data

#### 4. CONCLUSIONS

In this research, the vibration modeling of a laboratory-scale combustion chamber was investigated in cold and hot states. In the first step, the finite element model of the liner in the cold state was updated to minimize the difference between the numerical and experimental natural frequencies. In the hot state, due to the complexity of the combustion process and the resulting high computational costs, some simplifications were made for the flow analysis and for employing the thermal effects on the mechanical and acoustic properties of the system. The finite element model of the liner was then updated and the results were analyzed. To investigate the transient response of the liner due to the flame as an acoustic source, the linear velocity was evaluated at a specific point. Although point to point matching was not obtained, however, the amplitudes of the responses matched well with the experimental data.

#### REFERENCES

- [1] A.K. Pozarlik, J. Kok, Fluid-structure interaction in combustion system of a gas turbine—effect of liner vibrations, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(9) (2014) 1-10.
- [2] R. Huls, Acousto-elastic interaction in combustion chambers: PhD Thesis, University of Twente, Enschede, Netherlands, 2006.
- [3] R. Huls, A. Sengissen, P. Van der Hoogt, J. Kok, T. Poinso, A. de Boer, Vibration prediction in combustion chambers by coupling finite elements and large eddy simulations, *Journal of Sound and Vibration*, 304(1) (2007) 224-229.
- [4] Haynes International, Haynes HR-120 TM, 1992.

#### HOW TO CITE THIS ARTICLE

L. Fatahi, A. Alipoor, *Numerical Simulation of Liner Vibrations in a Laboratory Combustion Chamber*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(2) (2021) 209-212.

DOI: [10.22060/mej.2019.16466.6432](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16466.6432)







## شبیه‌سازی عددی رفتار ارتعاشی دیواره یک محفظه احتراق آزمایشگاهی

لاله فتاحی<sup>\*</sup>، علیرضا علی‌پور

دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۴/۲۰  
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۶/۱۷  
پذیرش: ۱۳۹۸/۰۸/۱۴  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۰۸/۲۳

### کلمات کلیدی:

ارتعاشات  
محفظة احتراق  
برهمکنش سازه و سیال  
شبیه‌سازی عددی

**خلاصه:** محفظه احتراق یکی از اجزای مهم سیستم‌های تولید توان است که عملکرد مناسب آن در راندمان سیستم و نیز میزان آلاینده‌گی تاثیر مستقیم دارد. افزایش روزافزون آلاینده‌های ناشی از محفظه‌های احتراق موجب توسعه روش‌های نوین احتراقی مانند احتراق رقیق پیش‌آمیخته برای جایگزینی با شعله‌های سنتی غیرپیش‌آمیخته شده است، اما این نوع احتراق بیشتر از احتراق سنتی در معرض ناپایداری‌ها و نوسانات فشار و سرعت است. به دلیل حرارت بالای محفظه، برهمکنش بین حرارت آزاد شده و امواج آکوستیک موجود در محفظه احتراق می‌تواند منجر به تقویت امواج فشاری و ایجاد نویز و صدا و ایجاد ارتعاش در دیواره محفظه احتراق می‌شود که در صورت تداوم، می‌تواند موجب آسیب شود. در پژوهش حاضر، ابتدا ارتعاشات آزاد دیواره محفظه در حالت سرد بررسی می‌شود و مدل اجزای محدود آن با بهره‌گیری از پارامترهای مودال تجربی به‌روز می‌گردد. در حالت گرم نیز ابتدا فرایند به‌روزرسانی مدل انجام شده و سپس با بهره‌گیری از نتایج حاصل از تحلیل جریان درون محفظه و با در نظر گرفتن شعله به عنوان یک منبع آکوستیک، پاسخ گذرای دیواره محاسبه می‌شود. براساس نتایج بدست آمده، پارامترهای مودال دیواره با دقت قابل قبولی تخمین زده شده و با تحلیل گذرا نیز دامنه سرعت دیواره با دقت قابل قبولی پیش‌بینی شده است.

### ۱- مقدمه

ایجاد نوسانات شدید در فشار و سرعت جریان شده و به تبع آن منجر به ایجاد مشکلاتی نظیر نوسانات نیروی پیشراننش، افزایش انتقال حرارت، پرش و برگشت شعله و نیز ارتعاشات شدید محفظه احتراق و در مخرب‌ترین حالت منجر به انفجار محفظه شود. از این‌رو، طی نیم قرن گذشته، تلاش‌های زیادی برای درک پدیده‌های تحریک‌کننده این ناپایداری‌ها و همچنین پیش‌بینی و پیشگیری از آن‌ها انجام شده است. در این راستا، از سال ۲۰۰۱ میلادی تاکنون، طرح‌های موفق متعددی با حمایت اتحادیه اروپا و با مشارکت چند دانشگاه و موسسه تحقیقاتی و صنعتی در این زمینه انجام شده است. هدف طرح‌های یاد شده، کاهش آلاینده‌گی ناشی از پدیده احتراق و افزایش کارایی توربین‌های گاز می‌باشد. به منظور دستیابی به این هدف از نمونه‌های آزمایشگاهی با پیچیدگی هندسی کمتر و شرایط عملکردی نزدیک به توربین‌های گاز استفاده شده است. یکی از مسائل مهمی

به منظور بهبود عملکرد فرایند احتراق و کاهش آلاینده‌گی‌های خروجی از محفظه‌های احتراق، روش‌های احتراقی جدیدی توسعه داده شده است که از آن جمله می‌توان به احتراق رقیق پیش‌آمیخته<sup>۱</sup> به عنوان جایگزینی برای روش‌های سنتی احتراق غیرپیش‌آمیخته اشاره نمود. علی‌رغم ویژگی‌های مثبت این روش، این نوع احتراق نسبت به احتراق سنتی در معرض ناپایداری‌های بیشتری قرار دارد که به دلیل نوسانات شدید فشار و سرعت در محفظه احتراق رخ می‌دهد و می‌تواند باعث ایجاد خسارات جبران‌ناپذیر جانی و مالی شود. این ناپایداری که به دلیل برهمکنش انرژی حرارتی آزاد شده و امواج فشاری درون محفظه احتراق ایجاد می‌شود، می‌تواند موجب

1 Lean Premixed Combustion

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: lfatahi@scu.ac.ir



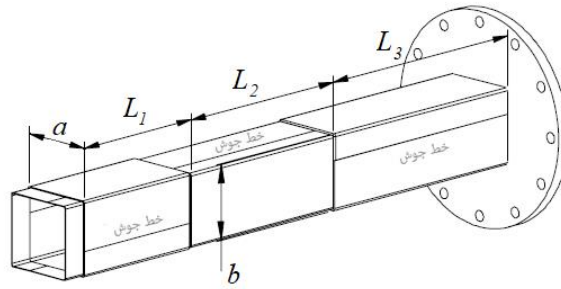


Fig. 1. The schematic diagram of the liner [2]

شکل ۱. نمای شماتیک دیواره محفظه احتراق [۲]

فیزیکی و هندسی اتصال جوش نقطه‌ای در فرکانس‌های طبیعی سازه با مقطع کلاهی دوبل<sup>۳</sup> که متشکل از تعدادی جوش نقطه‌ای مجزا بود، پرداختند. هولز [۲]. برای مدل‌سازی خطوط جوش پیوسته نشان داده شده در شکل ۱، از روش لاردور و همکاران [۸]. استفاده کرد و با در نظر گرفتن خطوط جوش پیوسته لبه‌ای به عنوان یک المان صلب با مدول یانگ بسیار بالا، به عنوان یکی از پارامترهای طراحی، با استفاده از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک اقدام به اصلاح مدل اجزای محدود دیواره و تعیین پارامترهای بهینه اتصال جوش نمود. در این پژوهش تنها بخش انعطاف‌پذیر میانی دیواره مدل‌سازی شد و اثر دو بخش ضخیم‌تر در قالب شرایط مرزی گیردار برای بخش انعطاف‌پذیر میانی اعمال شد. فرکانس‌های طبیعی حاصل از این مدل اصلاح شده در برخی مودها همچنان تفاوت قابل ملاحظه‌ای با مقادیر تجربی داشت. در نظر گرفتن شرایط مرزی گیردار برای دیواره نیز می‌تواند یکی از دلایل افزایش خطا در نتایج بدست آمده باشد. آموروسو و همکاران [۱۰]. به مدل‌سازی بخشی از محفظه احتراق هواپیما در حالت آزاد و نیز در حالت مقید شده و به‌روزرسانی مدل اجزای محدود محفظه پرداختند. آن‌ها تاثیر تغییر درجه حرارت محفظه را در خصوصیات فیزیکی مواد بررسی نمودند و نشان دادند در حالت آزاد، فرکانس‌های طبیعی مدل به‌روز شده تطابق خوبی با مقادیر تجربی دارند. اما در مورد مدل مقید شده، فرض صلب بودن قیدها منجر به تخمین بالاتر فرکانس‌های طبیعی نسبت به مقادیر تجربی و افزایش خطای فرکانسی در مدل به‌روز شده گردید. قلی‌پور فیضی و همکاران [۱۱]. نیز به بررسی عددی و تجربی اتصال جوش عرشه و پایه در نمونه آزمایشگاهی یک اسکله پرداختند. آن‌ها نشان

که در این طرح‌ها به آن پرداخته شده است، برهمکنش‌های حرارتی، آکوستیکی و ارتعاشی است که به‌صورت تجربی و عددی مورد مطالعه قرار گرفته است [۱]. در پژوهش‌های هولز و همکاران [۳-۲]. نیز با در نظر گرفتن برهمکنش دوطرفه آکوستیکی-احتراقی، تحلیل جریان در یک محفظه احتراق آزمایشگاهی انجام شد و توزیع فشار متغیر با زمان روی دیواره محفظه احتراق محاسبه گردید و به عنوان فشار خارجی در مدل سازه‌ای اعمال و پاسخ ارتعاشی دیواره محاسبه شد. چنان‌که در شکل ۱ نشان داده شده است، دیواره مورد بررسی از سه بخش تشکیل شده است که بخش میانی، ضخامت کمتری نسبت به دو بخش جانبی داشته و انعطاف‌پذیرتر است. هر بخش، از طریق خمیده نمودن دو ورق به شکل U و اتصال آن‌ها به‌وسیله جوشکاری ساخته شده است. عدم مدل‌سازی مناسب این اتصالات می‌تواند سبب ایجاد خطا در نتایج مدل‌های عددی و پیش‌بینی نادرست از رفتار سازه و در نهایت منجر به خرابی گردد [۴].

در مدل‌سازی عددی جوش‌های نقطه‌ای<sup>۱</sup> عموماً از قیدهای چندنقطه‌ای<sup>۲</sup> [۵]. برای اتصال نقطه به نقطه و یا سطح به سطح قطعات درگیر در محل جوش استفاده می‌شود و برخی از مدل‌های ارائه شده به دلیل عدم نیاز به تطابق مش دو قطعه درگیر در محل جوش، عمومیت بیشتری یافته‌اند [۶-۷]. لاردور و همکاران [۸]. برای مدل‌سازی جوش بین دو قطعه، ناحیه صلبی بر روی هر دو قطعه درگیر در نظر گرفتند تا به این وسیله عرض جوش را نیز در نظر گرفته باشند. پالمونلا و همکاران [۹]. به بررسی ضرورت به‌روزرسانی مدل عددی برای یافتن مدل بهینه اتصال جوش سطح به سطح پرداختند و با استفاده از یک مساله استاندارد، به بررسی تاثیر تغییر در پارامترهای

3 Double Hat

1 Spot Weld  
2 Multi-Point Constraints (MPC)

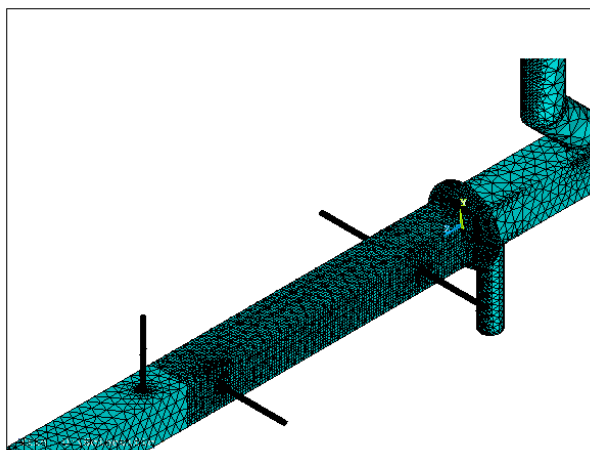


Fig. 2. The FE model of the combustion chamber

شکل ۲: نمایی از مدل اجزای محدود محافظه احتراق

جدول ۱: مشخصات هندسی دیواره محافظه احتراق

Table 1. Geometrical properties of the liner in the combustion chamber

نام پارامتر	توضیح	مقدار اولیه (میلی متر)
$L_1$	طول بخش اولیه	300
$L_2$	طول بخش انعطاف پذیر میانی	400
$L_3$	طول بخش انتهایی	500
$a$	عرض داخلی مقطع	142
$b$	ارتفاع داخلی مقطع	142
$t_1$	ضخامت دو بخش انتهایی	4
$t_2$	ضخامت بخش میانی	1/5
$bw$	عرض خطوط جوش	10

باشند. لازم به ذکر است منظور از حالت سرد، حالتی است که احتراق روی نداده و دیواره در دمای محیط قرار دارد. مدل اجزای محدود دیواره محافظه احتراق ابتدا در این حالت مورد بررسی قرار گرفته و پارامترهای مودال دیواره شامل فرکانس‌های طبیعی و شکل‌مدهای عددی با مقادیر متناظر تجربی مقایسه می‌گردد. همچنین، با انجام آنالیز حساسیت [۱۲]. می‌توان آن دسته از پارامترهای فیزیکی و هندسی دیواره را که تاثیر بیشتری بر روی پارامترهای مودال سازه دارند، به عنوان پارامتر طراحی نهایی انتخاب نموده و با بهره‌گیری از آن‌ها، مدل اجزای محدود دیواره را به‌روز نمود تا اختلاف فرکانس‌های طبیعی عددی و تجربی کمینه گردد. به منظور حل این مساله، از روش بهینه‌سازی کلونی زنبور مصنوعی<sup>۱</sup> [۱۳]. که از جمله روش‌های

دادند شرط مرزی صلب و فرض گیردار بودن کامل عرشه به پایه برقرار نمی‌باشد. در پژوهش ایشان برای مدل‌سازی عددی مساله، از فنرهای پیچشی و خطی برای شبیه‌سازی حالت نیمه‌گیرداری استفاده شد و مقادیر بهینه سختی فنرها را از طریق کمینه‌سازی اختلاف فرکانس‌های طبیعی عددی و تجربی سازه با استفاده از الگوریتم کلونی مورچگان محاسبه نمودند.

در پژوهش حاضر، برای مدل‌سازی رفتار ارتعاشی دیواره نشان داده شده در شکل ۱ در حالت سرد، ابتدا با مدل‌سازی اتصالات جوش و نیز مدل‌سازی بخش‌های ضخیم‌تر دیواره، تلاش می‌شود فرکانس‌های طبیعی مدل اجزای محدود به‌روز شده، نسبت به مقادیر گزارش شده در مرجع [۲]. خطای کمتری در مقایسه با مقادیر تجربی داشته

1 Artificial Bee Colony (ABC)



آزادی جابجایی خطی و سه درجه آزادی جابجایی دورانی دارد و در المان Fluid<sup>۳۰</sup> نیز هر گره دارای یک درجه آزادی از نوع فشار می‌باشد. بخشی از مدل اجزای محدود محفظه احتراق در شکل ۲ نشان داده است. پس از تشکیل ماتریس جرم کل  $[M_T]$  و ماتریس سختی کل  $[K_T]$ ، با انجام آنالیز مودال و حل مساله مقدار ویژه ارائه شده در رابطه (۱)، فرکانس‌های طبیعی  $\omega$  و بردارهای شکل مود  $\{\phi\}$  تعیین می‌شوند.

$$([K_T] - \omega^2 [M_T]) \{\phi\} = 0 \quad (1)$$

## ۱-۲ به‌روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره

با بهره‌گیری از فرکانس‌های طبیعی تجربی دیواره می‌توان مدل اجزای محدود آن را به‌روز نمود تا اختلاف بین فرکانس‌های طبیعی حاصل از مدل عددی سازه و مقادیر متناظر تجربی کمینه گردد. برای دستیابی به چنین هدفی، یک مساله کمینه‌سازی حداقل مربعات مطابق رابطه (۲) تعریف می‌شود.

$$\pi = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\omega_{FE}^i - \omega_X^i}{\omega_X^i} \right)^2 \quad (2)$$

درجایی که  $\omega^i$  فرکانس طبیعی مود  $\omega$  و  $X$  و  $FE$  به ترتیب به مدل اجزای محدود و مدل تجربی اشاره دارند.  $N$  نیز تعداد موده‌های مورد بررسی است. انتخاب پارامترهای طراحی مناسب، نقش کلیدی در موفقیت روش‌های بهینه‌سازی و سرعت همگرایی آن‌ها دارد. عدم حساسیت تابع هدف نسبت به تغییر در پارامترهای طراحی نشان‌دهنده نامناسب بودن پارامترهای طراحی انتخاب شده می‌باشد. از این‌رو، آنالیز حساسیت، ابزار مناسبی برای تعیین میزان حساسیت خروجی مدل نسبت به تغییرات پارامترهای طراحی است. در این پژوهش، مدول یانگ و چگالی دیواره و اتصالات جوش، ابعاد هندسی دیواره و ضخامت و عرض جوش، پارامترهای طراحی هستند که برای آن‌ها محدوده مناسبی تعریف شده و با استفاده از آنالیز حساسیت، بهترین مجموعه از آن‌ها برای استفاده در مساله به‌روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره انتخاب شده و مقدار بهینه پارامترهای طراحی، با کمینه‌سازی رابطه (۲) محاسبه می‌گردد.

بهینه‌سازی فرا ابتکاری<sup>۱</sup> می‌باشد، استفاده می‌گردد. کارایی این روش در حل مسائل مختلف بهینه‌سازی مهندسی [۱۴-۱۵]. اثبات شده است. به دلیل تغییر خصوصیات فیزیکی و آکوستیکی دیواره و سیال درون محفظه، در حالت گرم نیز فرایند به‌روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره انجام شده و مدل اجزای محدود به‌روز شده جهت پیش‌بینی پاسخ ارتعاشی دیواره تحت تاثیر نوسانات ناشی از احتراق استفاده می‌شود. به دلیل آن‌که ارتعاشات محفظه احتراق تحت تاثیر تغییرات دما و فشار سیال واکنشی<sup>۲</sup> می‌باشد، در پژوهش حاضر، با در نظر گرفتن محدودیت‌های سخت‌افزاری برای انجام محاسبات عددی، برهمکنش ارتعاشی-آکوستیکی به صورت دوطرفه و برهمکنش آکوستیکی و احتراقی به صورت یک‌طرفه اعمال می‌گردد. به منظور اعتبارسنجی مدل عددی ارائه شده و به‌روزرسانی آن از داده‌های تجربی موجود در منابع در دسترس استفاده می‌شود.

## ۲- مدل‌سازی اجزای محدود دیواره در حالت سرد و به‌روزرسانی آن

برای مدل‌سازی اجزای محدود دیواره از ابعاد هندسی ارائه شده در جدول ۱ استفاده شده و جنس دیواره نیز از فولاد ضدزنگ ۳۱۰ انتخاب شده است. دیواره که از دو بخش ضخیم کناری و یک بخش انعطاف‌پذیر میانی تشکیل شده است، از طریق خم نمودن دو ورق مستطیلی و اتصال آن‌ها از طریق جوشکاری ساخته شده است. از این‌رو، چهارگوشه مقطع دیواره دارای انحنا می‌باشد. همچنین، از خطوط جوش برای اتصال دو قسمت ضخیم کناری به بخش انعطاف‌پذیر میانی و اتصال به فلنج انتهایی نیز استفاده شده است. شرایط مرزی دیواره، از یک طرف به صورت اتصال فلنج به مخزن نگهدارنده بیرونی و از طرف دیگر به صورت اتصال کشویی می‌باشد. لازم به ذکر است، دیواره محفظه احتراق توسط یک مخزن نگهدارنده احاطه شده و فضای اطراف دیواره، مشابه یک حفره آکوستیکی عمل می‌کند که با در نظر گرفتن هوا و دیواره با دمای ۳۰ درجه سانتی‌گراد، رفتار آکوستیکی سیال اطراف دیواره تخمین زده می‌شود.

المان Shell<sup>۱۸۱</sup> برای مدل‌سازی رفتار ارتعاشی دیواره و المان Fluid<sup>۳۰</sup> برای مدل‌سازی رفتار آکوستیک سیال اطراف دیواره در نرم‌افزار انسیس مکانیکال آپ. پی. دی. ال<sup>۱</sup> استفاده می‌گردد. لازم به ذکر است، در المان shell<sup>۱۸۱</sup> هر گره شش درجه آزادی شامل سه درجه

1 Meta-Heuristic  
2 Reactive Flow



جدول ۲: پارامترهای طراحی در مدل اجزای محدود دیواره

Table 2. Design parameters of the finite element model of the liner

نام پارامتر	توضیح	حد پایین	حد بالا
$a, b$	عرض و ارتفاع داخلی مقطع (میلی‌متر)	140	145
$L_1$	طول بخش اولیه (میلی‌متر)	300	310
$L_2$	طول بخش میانی (میلی‌متر)	400	410
$L_3$	طول بخش انتهایی (میلی‌متر)	500	510
$\rho$	چگالی دیواره (کیلوگرم بر مترمکعب)	7650	7900
$E$	مدول یانگ دیواره (گیگاپاسکال)	150	220
$\rho_w$	چگالی جوش (کیلوگرم بر مترمکعب)	7650	7900
$E_w$	مدول یانگ جوش (گیگاپاسکال)	150	220
$tw$	شاخص ضخامت جوش* (میلی‌متر)	-1	1
$bw$	عرض جوش (میلی‌متر)	10	12
$R_1, R_2, R_3, R_4$	شعاع انحنای چهار گوشه دیواره (میلی‌متر)	3	5

\* شاخص ضخامت جوش به تفاوت ضخامت جوش با ورق متصل به آن اشاره دارد.

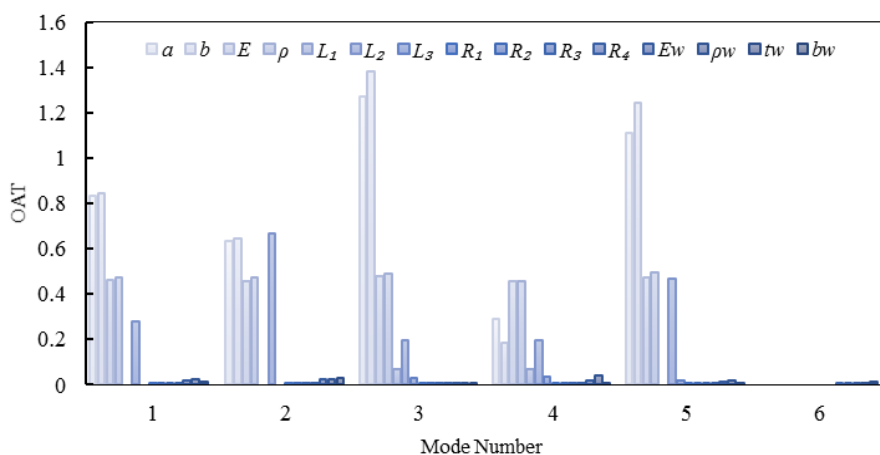


Fig. 3. Local sensitivity index of the design parameters to the first six modes of the liner

شکل ۳: شاخص حساسیت محلی پارامترهای طراحی برای شش مود اول دیواره

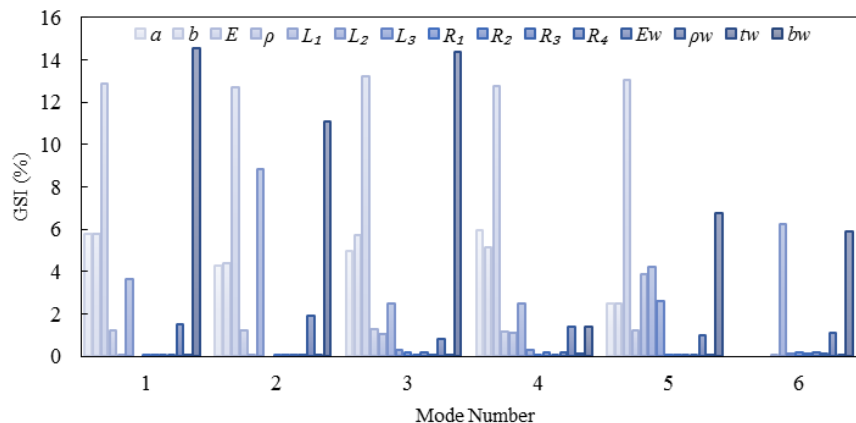


Fig. 4. Global sensitivity index of the design parameters to the first six modes of the liner

شکل ۴: شاخص حساسیت کلی پارامترهای طراحی برای شش مود اول دیواره

کمی داشته، انتخاب این پارامترها به عنوان پارامتر طراحی، به دلیل حساسیت پایین خروجی مدل به تغییرات آن‌ها مناسب نمی‌باشد. از طرف دیگر، مشاهده می‌شود در حالی که شاخص حساسیت محلی برای پارامتر ضخامت جوش، مقدار پایینی دارد، اما شاخص حساسیت کلی این پارامتر به میزان قابل توجهی بالاست. این مساله، در بحث بهینه‌سازی به کمک روش‌های فراابتکاری از جمله روش کلونی زنبور مصنوعی که در بخش بعد به آن اشاره می‌گردد، دارای اهمیت است. پارامترهایی با شاخص حساسیت کلی بالا، در موفقیت مرحله اکتشاف<sup>۵</sup> و پارامترهایی با شاخص حساسیت محلی بالا در موفقیت مرحله بهره‌برداری<sup>۶</sup> و افزایش سرعت در رسیدن به مدل بهینه، موثر هستند. پارامترهای مربوط به ابعاد مقطع و مدول یانگ نیز دارای مقادیر قابل توجه برای هر دو شاخص حساسیت محلی و کلی هستند.

پس از ساختن یک مدل اجزای محدود اولیه، به‌روزرسانی این مدل در قالب یک مساله بهینه‌سازی با استفاده از روش کلونی زنبور مصنوعی انجام می‌گیرد. بر این اساس، در روند ریاضی حل مساله، در مرحله اول الگوریتم کلونی زنبور مصنوعی که مرحله اکتشاف نام دارد، تعدادی پاسخ که با نماد  $x$  نشان داده شده‌اند، مطابق رابطه (۵) به‌صورت تصادفی تولید می‌شوند. منظور از  $x_{ij}$  مولفه  $i$ ام پاسخ  $j$ ام می‌باشد.

$$x_{ij} = x_{jmin} + r(x_{jmax} - x_{jmin}) \quad (5)$$

در جایی که  $r$  عددی تصادفی در بازه ۰ تا ۱ است و  $x_{jmin}$  و  $x_{jmax}$  حد پایین و بالای مولفه  $i$ ام پاسخ‌ها می‌باشند. در مساله به‌روزرسانی مدل اجزای محدود، هریک از پاسخ‌ها، دربردارنده مقادیر تصادفی برای پارامترهای طراحی می‌باشند. در مرحله دوم یا مرحله بهره‌برداری مطابق رابطه (۶)، مجموعه جدید پاسخ‌های تصادفی  $v$  در همسایگی پاسخ‌های قبلی تولید می‌شوند.

$$v_{ij} = x_{ij} + \varphi(x_{ij} - x_{kj}) \quad j = 1..D \quad (6)$$

در جایی که  $\varphi$  یک عدد تصادفی با توزیع یکنواخت در بازه ۱- تا ۱ است که میزان همسایگی را در اطراف  $x_{ij}$  کنترل می‌کند و  $k$  یکی

روش‌های مختلفی برای انجام آنالیز حساسیت و بیان میزان تغییرات خروجی مدل که با نماد  $Y$  نشان داده شده است، نسبت به تغییرات ورودی مدل که با نماد  $X$  بیان می‌شود، وجود دارد. شاخص یکی در هر زمان<sup>۱</sup> [۱۲] یکی از شاخص‌های کاربردی برای تعیین میزان حساسیت خروجی مدل نسبت به تغییرات هریک از پارامترهای ورودی است. در این حالت، مطابق رابطه (۳) برای از بین بردن اثر واحدهای مختلف پارامترها، یک ضریب بی‌بعدکننده نیز اعمال شده است. میزان تغییر در پارامتر ورودی نیز به‌صورت ضریبی از انحراف استاندارد<sup>۲</sup> پارامتر در محدوده تعریف شده برای آن است.

$$OAT = \left| \frac{\Delta Y}{\Delta X} \frac{X}{Y} \right| \quad (3)$$

شاخص ارائه شده در رابطه (۳) در واقع حساسیت را به‌صورت محلی<sup>۳</sup> اندازه‌گیری می‌کند. شاخص دیگری نیز در رابطه (۳) تعریف شده است که با استفاده از آن می‌توان میزان حساسیت کلی<sup>۴</sup> [۱۲] را تخمین زد.

$$GSI = \left| \frac{Y_{max} - Y_{min}}{Y_{max}} \right| \quad (4)$$

در این رابطه  $Y_{max}$  و  $Y_{min}$  به‌ترتیب به خروجی مدل با استفاده از حدود پایین و بالای پارامتر ورودی اشاره دارد.

در شکل‌های ۳ و ۴ دو شاخص محلی و کلی داده شده در روابط (۳) و (۴) برای هریک از پارامترهای طراحی نمایش داده شده است. با بهره‌گیری از این نتایج می‌توان میزان تغییر در فرکانس‌های طبیعی شش مود اول دیواره به ازای تغییرات محلی و یا کلی در پارامترهای طراحی را محاسبه نمود و از انتخاب پارامترهایی که فرکانس‌های طبیعی سیستم حساسیت پایینی نسبت به تغییرات آن‌ها دارند، جلوگیری کرد. باتوجه به نتایج بدست آمده، پایین‌ترین مقادیر هر دو شاخص حساسیت به پارامترهای شعاع انحنای چهار گوشه دیواره و عرض جوش مربوط می‌شود. در نتیجه، باتوجه به آن‌که فرکانس‌های طبیعی شش مود اول به تغییرات محلی و کلی پارامترهای شعاع انحنای دیواره و عرض جوش در محدوده انتخاب شده، حساسیت

5 Exploration  
6 Exploitation

1 Once At a Time (OAT)  
2 Standard Deviation  
3 Local Sensitivity  
4 Global Sensitivity

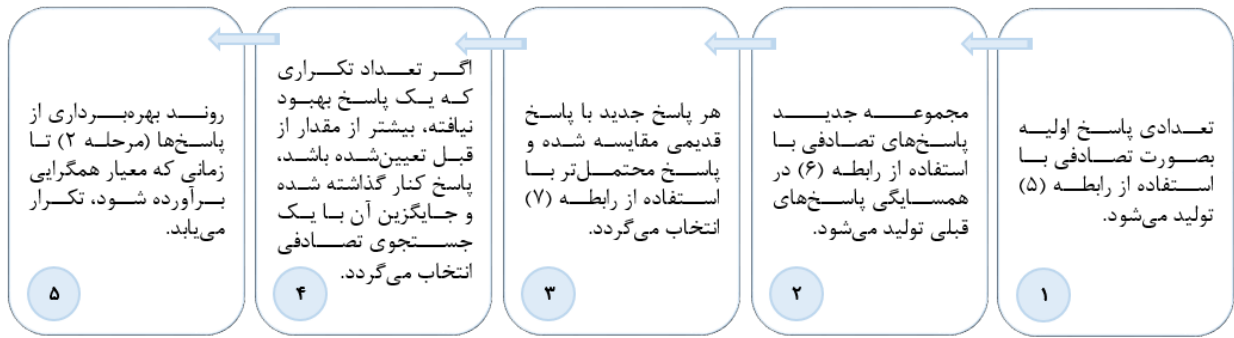


Fig. 5. The flowchart of the optimization process in the ABC algorithm

شکل ۵: روندنمای الگوریتم حل مساله بهینه‌سازی به روش کلونی زنبور مصنوعی

مختلف طراحی، همگرایی مناسبی حاصل شده است.

### ۳- بررسی رفتار ارتعاشی دیواره محفظه در حالت گرم

معادلات گسسته‌سازی شده حاکم بر ارتعاشات خطی سازه تحت

تاثیر نیروهای خارجی مطابق رابطه (۸) بیان می‌شود.

$$[M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\} = \{F\} \quad (8)$$

درجایی که  $\{z\}$  بردار جابجایی گره‌ها و  $\{F\}$  بردار دربردارنده نیروهای خارجی اعمال شده به گره‌ها است. برای یافتن پاسخ گذرای سازه تحت اثر نیروهای اعمال شده، معادلات حاکم بر ارتعاشات سازه با تعریف بردار نیروهای اعمال شده بر روی گره‌ها  $\{F\}$  و انجام تحلیل گذرا حل می‌شود.

از طرفی، برای تحلیل آکوستیکی و اعمال برهمکنش دوطرفه ارتعاشی-آکوستیکی، می‌توان با ترکیب معادله موج آکوستیکی و معادله اوپلر، به رابطه (۹) دست یافت. [۱۶]

$$[Mp]\{\ddot{p}\} + [Kp]\{p\} + [M_{coup}]\{\ddot{z}\} = \{F^p\} \quad (9)$$

که در آن  $[Mp]$  ماتریس جرم آکوستیکی،  $[Kp]$  ماتریس سختی آکوستیکی و  $[M_{coup}]$  ماتریس کوپلینگ جرم و  $\{F^p\}$  منبع آکوستیک خارجی است.

از طرفی، در معادلات ارتعاشات سازه می‌توان بار فشاری ناشی

از پاسخ‌های موجود است که به صورت تصادفی انتخاب شده است.  $D$  نیز ابعاد پاسخ را مشخص می‌کند که در مساله به روزرسانی مدل اجزای محدود، تعداد پارامترهای طراحی است. بعد از تولید  $v_i$ ، این پاسخ جدید با پاسخ قدیمی مقایسه می‌شود و پاسخ محتمل‌تر بر پایه احتمال محاسبه شده در رابطه (۷)، انتخاب می‌گردد.

$$P(\theta_i) = \frac{\pi(\theta_i)}{\sum_{k=1}^s \pi(\theta_k)} \quad (7)$$

در رابطه (۷)،  $P(\theta_i)$  احتمال پاسخ  $\theta_i$ ،  $\pi(\theta_i)$  مقدار تابع هدف (رابطه (۲)) به ازای این پاسخ و  $s$  در مخرج کسر تعداد کل پاسخ‌های مورد بررسی در این مرحله می‌باشد. اگر تعداد چرخه‌هایی که یک پاسخ بهبود نیافته است، بیشتر از مقدار از قبل تعیین شده باشد، آن پاسخ کنار گذاشته شده و پاسخ جایگزین آن با یک جستجوی تصادفی توسط رابطه (۵) انتخاب می‌گردد. روند بهره‌برداری از پاسخ‌ها تا زمانی که معیار همگرایی (اعم از تعداد تکرار مشخص یا تعداد مشخص محاسبه تابع هدف و یا دستیابی به دقت موردنظر)، برآورده شود، ادامه می‌یابد. روند نمای الگوریتم حل مساله بهینه‌سازی به روش کلونی زنبور مصنوعی در شکل ۵ نشان داده شده است. در پژوهش حاضر جمعیت کلونی، ۵۰، حد تعداد چرخه‌ها برای کنار گذاشتن پاسخ بهبود نیافته، ۲۰ بار تکرار و معیار همگرایی، ۱۰۰۰ بار محاسبه تابع هدف می‌باشد. مشاهده شد که پس از تعداد تکرار ذکر شده، در اجراهای مختلف الگوریتم و با بهره‌گیری از پارامترهای

**جدول ۳:** مقادیر بهینه بدست آمده برای پارامترهای طراحی در مدل اجزای محدود دیواره در حالت سرد

**Table 3. The optimum values of the design parameters of the FE model for the cold state**

مقدار بهینه	توضیح	نام پارامتر
140	عرض مقطع (میلی متر)	$a$
144	ارتفاع مقطع (میلی متر)	$b$
300	طول بخش اولیه (میلی متر)	$L_1$
403	طول بخش میانی (میلی متر)	$L_2$
510	طول بخش انتهایی (میلی متر)	$L_3$
7698	چگالی دیواره (کیلوگرم بر مترمکعب)	$\rho$
219	مدول یانگ دیواره (گیگاپاسکال)	$E$
7690	چگالی جوش (کیلوگرم بر مترمکعب)	$\rho_w$
218	مدول یانگ جوش (گیگاپاسکال)	$E_w$
0/8	شاخص ضخامت جوش (میلی متر)	$tw$

رابطه، در مسائلی که برهمکنش سازه‌ای-آکوستیکی اعمال می‌شود، باید از حلگر مناسب ماتریس‌های نامتقارن استفاده نمود. همچنین، در تحلیل پاسخ گذرای دیواره در حالت گرم، اثر شعله به عنوان یک منبع آکوستیک تک‌قطبی اعمال می‌شود. لازم به ذکر است، با استفاده از قیاس لایت هیل<sup>۱</sup> [۱۷] که در آن معادلات حاکم بر جریان سیال ویسکوز تراکم‌پذیر به صورت معادله ناهمگن موج بازنویسی می‌شود، رابطه‌ای بین جریان سیال و میدان آکوستیک برقرار می‌شود که در آن سه منبع آکوستیک تک‌قطبی، دوقطبی و چهارقطبی برای توصیف اثر آکوستیک سیال به کار می‌رود. منبع تک‌قطبی، امواج آکوستیک را به طور مساوی در تمام جهات پخش می‌کند. منبع دوقطبی، به صورت ترکیب دو منبع تک‌قطبی که شدت یکسان داشته اما در فاز مخالف هستند، توصیف می‌شود. منبع چهارقطبی نیز از ترکیب دو منبع دوقطبی با فاز مخالف ایجاد می‌شود. کلاین [۱۸] نشان داد که شعله با انتشار متقارن امواج، نقش منبع آکوستیک تک‌قطبی، نیز سیال به عنوان یک منبع آکوستیک چهارقطبی و اثر نیروهای حاصل از ارتعاش دیواره محفظه احتراق بر روی سیال، مانند یک منبع آکوستیک دوقطبی عمل می‌کنند. همچنین، برای جریان سیال با

از سیال را در مرز مشترک سازه و سیال در قالب نیروی خارجی بیان کرد و آن را از نیروی  $\{F\}$  در سمت راست رابطه (۸) وجود دارد، جدا نموده و به سمت چپ معادله منتقل نمود، به عبارت.  $[K_{coup}]\{p\} = \{F'\} - [M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\}$  که در آن  $[K_{coup}]$  ماتریس کوپلینگ سختی است. با ترکیب دو رابطه اخیر، یک دستگاه معادله حاصل می‌شود که برهمکنش ارتعاشی-آکوستیکی در آن به صورت دوطرفه مطابق رابطه (۱۰) اعمال می‌گردد.

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ M_{coup} & M_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & K_{coup} \\ 0 & K_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F' \\ F^p \end{Bmatrix} \quad (10)$$

با در نظر گرفتن ارتعاشات آزاد سیستم، عوامل تحریک خارجی در سمت راست رابطه (۱۰)، صفر در نظر گرفته شده و پارامترهای مودال سیستم محاسبه می‌شوند. برای یافتن پاسخ گذرای دیواره تحت اثر عوامل تحریک خارجی نیز با حل رابطه (۱۰) می‌توان جابجایی و فشار در نقاط گره‌ای را در بازه زمانی مورد نظر و گام زمانی دلخواه محاسبه نمود. به دلیل نامتقارن بودن ماتریس‌های موجود در این

جدول ۴: مقایسه فرکانس‌های طبیعی حاصل از مدل اجزای محدود به‌روز شده دیواره در حالت سرد و مقادیر متناظر تجربی

Table 4. Comparing the natural frequencies of the updated FE model with the experimental ones for the cold state

اندازه خطای نسبی (درصد)	فرکانس طبیعی (هرتز)		شماره مود
	مدل اجزای محدود به‌روز شده	تجربی [2]	
2/82	218/66	225	1
0/04	300/11	300	2
0/82	312/42	315	3
0/03	324/91	325	4
3/16	378/61	367	5
0/92	410/21	414	6

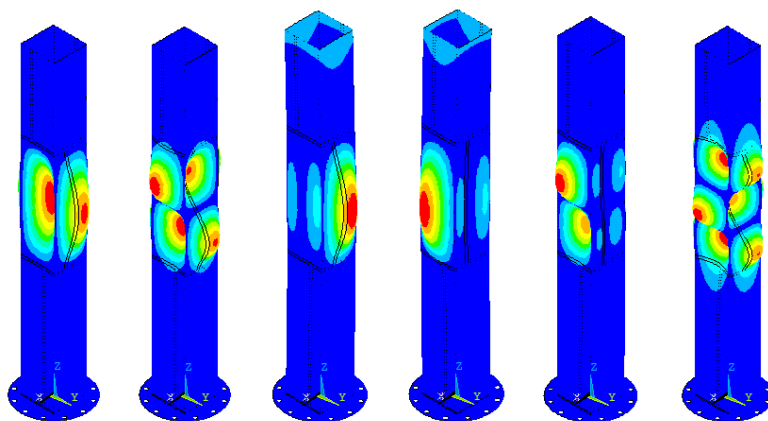


Fig. 6. Six mode shapes of the FE model of the liner in the combustion chamber

شکل ۶: شش شکل مود حاصل از مدل اجزای محدود دیواره محفظه احتراق

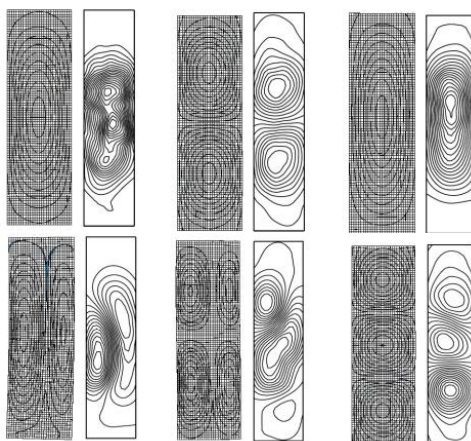
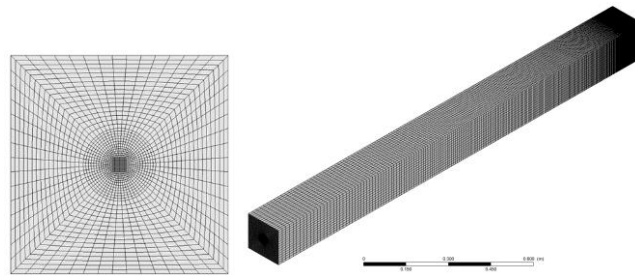
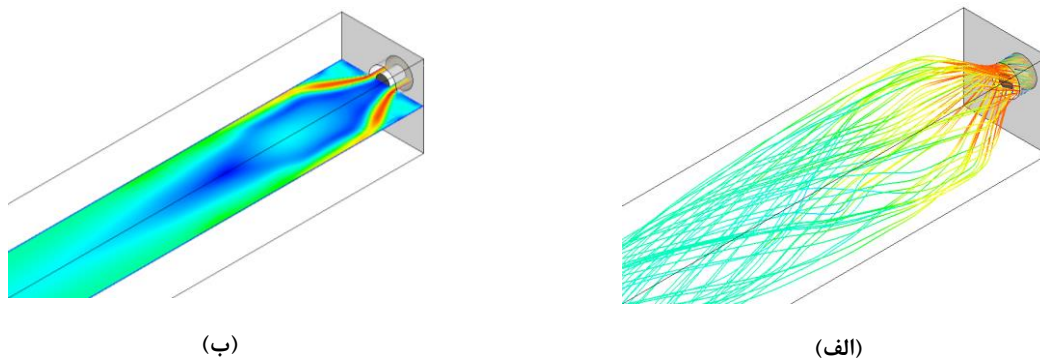


Fig. 7. Comparing the first six mode shapes of the welded surface of the liner in the middle flexible part obtained from the updated FE model (left) and experimental model (right)

شکل ۷: مقایسه شش شکل مود اول سطح جوش‌دار دیواره در بخش انعطاف‌پذیر میانی حاصل از مدل اجزای محدود به‌روز شده (در سمت چپ) و مدل تجربی [۲] (در سمت راست)



**Fig. 8. The grid generated for the flow analysis in the combustion chamber (right) - cross sectional grid (left)**  
 شکل ۸: شبکه ایجاد شده برای تحلیل جریان در محفظه احتراق (سمت راست) - شبکه بندی مقطع جریان (سمت چپ)



**Fig. 9. Flow analysis in the combustion chamber- flow lines (right), velocity contour (left)**  
 شکل ۹: نمایی از جریان مورد بررسی درون محفظه احتراق (الف) خطوط جریان، (ب) کانتور سرعت

محدود، یک مدل اجزای محدود اولیه از طریق مقادیر میانگین بازه ذکر شده برای تغییرات پارامترهای طراحی ساخته شد و شش شکل مود دیواره با نتایج تجربی مقایسه و تطابق مودها بصورت بصری تایید گردید زیرا به دلیل در دسترس نبودن مقادیر عددی شکل مودهای تجربی، امکان استفاده از معیار اطمینان مودال<sup>۱</sup> امکان پذیر نبود.

مقادیر بهینه بدست آمده برای پارامترهای طراحی مدل اجزای محدود به روز شده دیواره در جدول ۳ و فرکانسهای طبیعی حاصل از این مدل در جدول ۴ ارائه شده اند. مشاهده می شود خطای فرکانسهای طبیعی حاصل از مدل اجزای محدود به روز شده در محدوده قابل قبولی می باشد. در شکل ۶ نیز شش شکل مود اول دیواره نمایش داده شده است. به منظور اطمینان از مطابقت مودهای تجربی و عددی، در شکل ۷ شکل مودهای حاصل از مدل اجزای محدود به روز شده و شکل مودهای تجربی مربوط به سطح جوشدار میانی دیواره نشان داده شده است که تطابق مطلوبی بین الگوی

عدد ماخ کوچک، نقش شعله به عنوان منبع آکوستیک تک قطبی پررنگ تر از دو منبع دیگر است. در نتیجه، در پژوهش حاضر، شعله در قالب یک منبع آکوستیک تک قطبی در نظر گرفته شده و به عنوان تحریک خارجی به مدل ارتعاشی-آکوستیکی اعمال می شود تا پاسخ گذرای دیواره محفظه محاسبه گردد.

#### ۴- بررسی و بحث بر روی نتایج

۴-۱- نتایج حاصل از به روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره در حالت سرد

با انتخاب پارامترهای طراحی، به روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره با استفاده از روش کلونی زنبور مصنوعی و با در نظر گرفتن فرکانسهای طبیعی تجربی شش مود اول دیواره در حالت سرد انجام گرفت. در ابتدا، برای اطمینان از تطابق مودهای تجربی و اجزای

1 Modal Assurance Criterion (MAC)

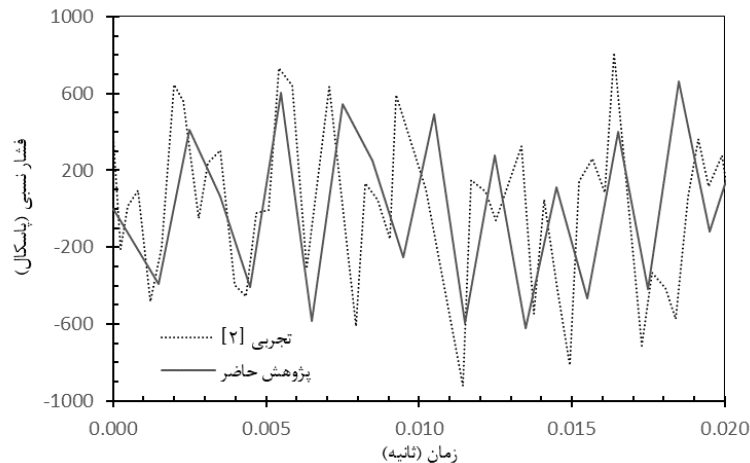


Fig. 10. Comparing the pressure time response obtained from the flow analysis with the experimental data

شکل ۱۰: مقایسه تغییرات زمانی فشار نسبی حاصل از تحلیل جریان در پژوهش حاضر و مقادیر تجربی

در ورودی، نسبت هم‌ارزی برای مخلوط ورودی به محفظه احتراق با استفاده از تابع  $\varphi_{in} = \varphi_b (1 + A \sin(2\pi ft))$  در نظر گرفته شده است. در این رابطه نسبت هم‌ارزی میانگین ورودی به محفظه احتراق می‌باشد که مقدار عددی یک برای آن در نظر گرفته شده است.  $f$  و  $A$  به ترتیب دامنه و فرکانس تغییرات نسبت هم‌ارزی ورودی به محفظه احتراق می‌باشند که مقدار آن‌ها به ترتیب  $0.15$  و  $300$  هرتز می‌باشد. دمای مخلوط ورودی به محفظه احتراق  $300$  درجه سانتی‌گراد و سرعت جریان در ورودی به محفظه احتراق دارای مولفه شعاعی و محیطی  $64$  و  $30$  متر بر ثانیه می‌باشد.

خطوط جریان و کانتور سرعت جریان در محفظه مورد بررسی در شکل ۹ نشان داده شده است که به دلیل نوع هندسه دو منطقه چرخشی در جریان به وجود آمده است، جریان چرخشی اول یک ناحیه چرخشی مرکزی ایجاد نموده و جریان دوم در کنار دیواره پدید آمده و منجر به ایجاد یک ناحیه چرخشی بیرونی شده است.

در شکل ۱۰ نمودار تغییرات فشار در نقطه‌ای که اطلاعات فشار تجربی آن موجود است [۲] و در فاصله  $0.754$  متر از شعله قرار دارد، با نتایج عددی به دست آمده، مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که دامنه تغییرات فشار تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی دارد، هرچند تطابق نقطه به نقطه نمودارهای فشار تجربی و عددی مشاهده نمی‌شود که با در نظر گرفتن پیچیدگی پدیده احتراق و ساده‌سازی‌های انجام شده جهت کاهش حجم محاسبات عددی، قابل توجیه است.

جابجایی این سطح در موده‌های مورد بررسی مدل اجزای محدود و نتایج تجربی مشاهده می‌گردد.

#### ۲-۴ بررسی رفتار ارتعاشی دیواره محفظه احتراق در حالت گرم

به منظور بررسی پارامترهای مودال دیواره و نیز پاسخ گذرای آن تحت تاثیر احتراق درون محفظه، نیاز است تا تغییرات دمایی ایجاد شده در دیواره و سیال اطراف آن محاسبه و میزان تاثیر تغییرات دما بر خواص فیزیکی دیواره و نیز خواص آکوستیکی سیال بررسی گردد. همچنین، برای مدل‌سازی شعله به صورت یک منبع آکوستیک نیاز است که نوسانات فشار و سرعت در محل شعله محاسبه شود. برای دستیابی به این اطلاعات، فرایند شبیه‌سازی و تحلیل جریان درون محفظه در نرم‌افزار انسیس فلونت نت انجام گرفته و داده‌های مورد نیاز به مدل ارتعاشی-آکوستیکی منتقل شده است که در ادامه نتایج به دست آمده تشریح می‌شود.

#### ۱-۲-۴ تحلیل جریان سیال

به منظور انجام فرآیند شبیه‌سازی و تحلیل جریان درون محفظه احتراق نیاز است که هندسه مورد بررسی، شبکه‌بندی گردد و معادلات مربوط به تحلیل جریان در نقاط گسسته حل شوند. محفظه احتراق مورد بررسی دارای طول کلی  $1/8$  متر و مقطع مربعی می‌باشد. شبکه‌بندی استفاده شده برای تحلیل حاضر در شکل ۸ نشان داده شده است. برای ایجاد رفتار نوسانی در مخلوط پیش‌آمیخته متان-هوا



**جدول ۵: خصوصیات آکوستیکی سیال موجود در محفظه احتراق در حالت گرم**

**Table 5. Acoustic properties of the flow in the combustion chamber for the hot state**

مقدار	توضیح
349	سرعت صوت در هوای خنک‌کننده اطراف دیواره (متر بر ثانیه)
1/16	چگالی هوای خنک‌کننده اطراف دیواره (کیلوگرم بر مترمکعب)
908	سرعت صوت در سیال درون محفظه در ناحیه دما بالا (متر بر ثانیه)
490	سرعت صوت در سیال درون محفظه در ناحیه دما پایین (متر بر ثانیه)
0/2	چگالی سیال درون محفظه در ناحیه دما بالا (کیلوگرم بر مترمکعب)
1/1	چگالی سیال درون محفظه در ناحیه دما پایین (کیلوگرم بر مترمکعب)

**جدول ۶. مقایسه فرکانس‌های طبیعی حاصل از مدل اجزای محدود به‌روز شده دیواره در حالت گرم و مقادیر متناظر تجربی**

**Table 6. Comparing the natural frequencies of the updated FE model with the experimental ones for the hot state**

اندازه خطای نسبی (درصد)	فرکانس طبیعی (هرتز)		شماره مود
	مدل اجزای محدود به‌روز شده	تجربی [2]	
0/88	193/28	195	1
0/12	256/68	257	2
0/37	282/94	284	3
4/98	286/96	302	4
3/40	333/97	323	5
0/26	341/14	342	6

میانگین باشد، مقدار کمینه و در غیر این‌صورت، مقدار بیشینه برای دمای آن در نظر گرفته می‌شود. در نتیجه، خصوصیات آکوستیکی در حالت گرم مطابق با جدول ۵ اعمال می‌شوند. لازم به ذکر است سرعت صوت در سیال درون محفظه با در نظر گرفتن ترکیب گونه‌های مخلوط در دو دمای ذکر شده، محاسبه شده است. در این حالت نیز فرآیند به‌روزرسانی مدل اجزای محدود انجام شده است. مشاهده می‌شود که مقدار بهینه به‌دست آمده برای مدول یانگ ۱۷۰ گیگاپاسکال می‌باشد که نسبت به مقدار بهینه این پارامتر در حالت سرد، حدود ۲۲ درصد کاهش نشان می‌دهد. اگر دمای دیواره به‌صورت میانگین بیشینه دمای محفظه و نیز دمای هوای خنک‌کننده اطراف دیواره، تقریب زده شود، دمای دیواره حدود ۸۶۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. با بررسی نمودارهای تجربی تغییرات مدول یانگ فولاد ضدزنگ ۳۱۰

۲-۲-۴- به‌روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره در حالت گرم  
باتوجه به آن که خصوصیات آکوستیکی سیال درون محفظه و خصوصیات فیزیکی دیواره به دما وابسته است، می‌توان دمای هر گره را یافته و به مدل ارتعاشاتی-آکوستیکی منتقل نمود، اما این امر با توجه به تعداد گره‌ها، منجر به افزایش حجم محاسبات خواهد بود و باتوجه به آن که در به‌روزرسانی مدل اجزای محدود، روند مبتنی بر تکرار انجام می‌گیرد، حجم محاسبات عددی در هر بار اجرای برنامه مدل‌سازی دیواره، اهمیت بالایی دارد. به این منظور، با توجه به تغییرات دما، دو ناحیه دمایی برای سیال تعریف شده است [۱۹] با در نظر گرفتن بیشینه دمای درون محفظه (۱۷۰۰ درجه سانتی‌گراد) و کمینه آن (۳۰۰ درجه سانتی‌گراد)، مقدار میانگین دما، ۱۰۰۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده و در صورتی که دمای سیال کمتر از مقدار

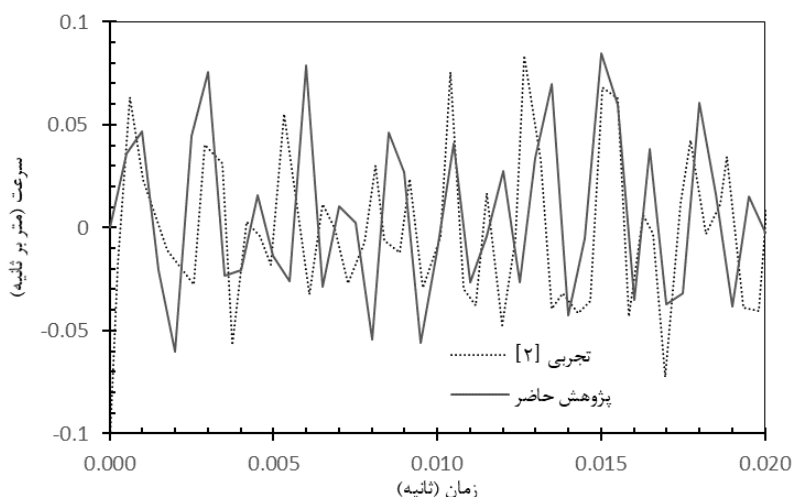


Fig. 11. Comparing the velocity time response of a point on the liner obtained from the updated FE model with the experimental data

شکل ۱۱: مقایسه تغییرات زمانی سرعت دیواره حاصل از مدل اجزای محدود به روز شده دیواره و مقادیر تجربی

دیواره تحت اثر این منبع، محاسبه و با مقادیر متناظر تجربی مقایسه شده است. مدت زمان تحلیل با توجه به داده‌های تجربی در دسترس جهت مقایسه، ۰/۰۲ ثانیه و گام زمانی ۰/۰۰۰۵ ثانیه می‌باشد. لازم به ذکر است، به دلیل نوع طراحی و هندسه دیواره محفظه، از تنش‌های حرارتی جزئی که در آن ایجاد می‌شود، صرف‌نظر می‌گردد [۲۱] نمودار تغییرات سرعت دیواره حاصل از مدل اجزای محدود به روز شده و مقادیر تجربی در شکل ۱۱ ترسیم شده است. این نمودار نشان می‌دهد که هرچند تطابق کامل نقطه به نقطه وجود ندارد، اما دامنه سرعت دیواره در حد قابل قبولی پیش‌بینی شده است و مدل اجزای محدود به روز شده علی‌رغم ساده‌سازی‌های انجام شده جهت کاهش حجم محاسبات عددی، علاوه بر موفقیت در توصیف پارامترهای مودال دیواره، می‌تواند جهت پیش‌بینی پاسخ گذرای آن نیز مورد استفاده قرار گیرد.

#### ۵- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، مدل‌سازی ارتعاشات یک محفظه احتراق در مقیاس آزمایشگاهی که نمونه ساده‌شده‌ای از محفظه احتراق یک توربین گازی است، در حالت سرد و نیز تحت تاثیر نوسانات فشاری ناشی از احتراق بررسی گردید. در گام اول، ارتعاشات آزاد دیواره محفظه احتراق در حالت سرد بررسی شد و با مقایسه فرکانس‌های

[۲۰]. میزان کاهش در مدول یانگ ناشی از تغییرات دمایی ذکر شده دیواره از حالت سرد به حالت گرم، حدود ۳۰ درصد می‌باشد. از این‌رو، مقدار بهینه به‌دست آمده برای مدول یانگ دیواره در حالت گرم با کاهش ۲۲ درصدی نسبت به مقدار بهینه مربوط به حالت سرد، تطابق قابل قبولی با رفتار واقعی دیواره دارد. همچنین، در مقدار بهینه پارامتر چگالی دیواره در حالت گرم، تغییرات قابل ملاحظه‌ای ایجاد نشده است که این رفتار نیز با رفتار واقعی فولاد تطابق خوبی دارد [۲۰] میزان تغییر در مقادیر بهینه پارامترهای هندسی مقطع در حالت گرم نسبت به حالت سرد نیز حدود ۲ میلی‌متر می‌باشد، ولی تغییر قابل ملاحظه‌ای در مقادیر بهینه پارامترهای طول دیواره مشاهده نمی‌شود. فرکانس‌های طبیعی حاصل از مدل اجزای محدود به روز شده در حالت گرم نیز در جدول ۶ با مقادیر متناظر تجربی مقایسه شده‌اند که بیشینه خطای بین مقادیر عددی و تجربی حدود ۵ درصد می‌باشد که خطای قابل قبولی است.

۴-۲-۳- محاسبه پاسخ گذرای دیواره با استفاده از مدل اجزای محدود به روز شده

پس از به‌روزرسانی مدل اجزای محدود دیواره در حالت گرم، با توجه به داده‌های فشار و سرعت به‌دست آمده در محل شعله، یک منبع آکوستیک در مدل ارتعاشی-آکوستیکی ایجاد و پاسخ گذرای

- [6] F. Kuratani, M. Okuyama, T. Yamauchi, S. Washior,. Finite element modeling of spot welds for vibration analysis. Proceeding of the 5th Asian Conference on Multibody Dynamics, Kyoto, Japan, August 23-26, 2010.
- [7] R.D.A. Alvarez, N.S. Ferguson, B. R. Mace, A robust spot weld model for structural vibration analysis. Finite Elements in Analysis and Design, 89 (2014) 1-7.
- [8] P. Lardeur, E. Lacouture, E. Blain, Spot weld modelling techniques and performances of finite element models for the vibrational behaviour of automotive structures, Proceeding of 25th the International Seminar on Modal Analysis Noise and Vibration Engineering, KU Leuven, 2000.
- [9] M. Palmonella, M.I. Friswell, J.E. Mottershead, A.W. Lees, Finite element models of spot welds in structural dynamics: review and updating. Computers & structures, 83(8-9) (2005) 648-661.
- [10] F. Amoroso, A. de Fenza, G. Petrone, R. Pecora, A sensitivity analysis on the influence of the external constraints on the dynamic behaviour of a low pollutant emissions aircraft combustor-rig, Archive of Mechanical Engineering, 63(3) (2016) 435-454.
- [11] M. Gholipour Feizi, V. Nourani, A. Mojtahedi, M. Barghian, Evaluating the uncertainties in the semi-rigidity of connections of the pier base to optimization of finite element model updating, Modares Mechanical Engineering, 16(12) (2017) 281-290. (in Persian)
- [12] D.M. Hamby, A review of techniques for parameter sensitivity analysis of environmental models. Journal of Environmental Monitoring and Assessment, 32(2) (1994) 135-154.
- [13] D. Karaboga, B. Basturk, A powerful and efficient algorithm for numerical function optimization: artificial bee colony (ABC) algorithm, Journal of global optimization, 39(3)(2007) 459-471.
- [14] M.K. Apalak, D. Karaboga, and B. Akay. The artificial bee colony algorithm in layer optimization for the maximum fundamental frequency of symmetrical laminated composite plates. Engineering Optimization, 46(3) (2014) 420-437.

طبیعی و شکل‌مودهای تجربی با مقادیر عددی، مدل اجزای محدود دیواره به‌روز گردید تا اختلاف بین فرکانس‌های طبیعی تجربی و عددی کمینه گردد. در حالت گرم، باتوجه به پیچیدگی‌های موجود در پدیده احتراق و حجم بالای محاسبات عددی، ساده‌سازی‌هایی انجام گرفت و مدل اجزای محدود دیواره در این حالت نیز به‌روز گردید که تطابق بین فرکانس‌های طبیعی مدل عددی و مقادیر تجربی قابل قبول بود. برای بررسی پاسخ گذرای دیواره در حالت گرم، سرعت دیواره تحت اثر نوسانات فشاری ناشی از احتراق با در نظر گرفتن شعله به عنوان یک منبع آکوستیک محاسبه گردید. در این حالت نیز علی‌رغم ساده‌سازی‌های انجام شده در تحلیل جریان جهت کاهش حجم محاسبات عددی، دامنه تغییرات سرعت تا حد قابل قبولی پیش‌بینی گردید.

### تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند از دانشگاه شهید چمران اهواز به دلیل حمایت از این طرح پژوهشی قدردانی نمایند.

### مراجع

- [1] A.K. Pozarlik, J. Kok, Fluid-structure interaction in combustion system of a gas turbine—effect of liner vibrations, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 136(9) (2014) 1-10.
- [2] R. Huls, Acousto-elastic interaction in combustion chambers: PhD Thesis, University of Twente, Enschede, Netherlands, 2006.
- [3] R. Huls, A. Sengissen, P. Van der Hoogt, J. Kok, T. Poinso, A. de Boer, Vibration prediction in combustion chambers by coupling finite elements and large eddy simulations, Journal of Sound and Vibration, 304(1) (2007) 224-229.
- [4] S. Donders, M. Brughmans, L. Hermans, N. Tzannetakis, The effect of spot weld failure on dynamic vehicle performance. Sound and Vibration, 39(4) (2005) 16-25.
- [5] F. Kuratani, K. Matsubara, T. Yamauchi, Finite element model for spot welds using multi-point constraints and its dynamic characteristics. International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 4 (2011) 1311-1319.

- [19] D. Nowak, V. Bellucci, J. Cerny, and G. Engelbrecht, Numerical modeling of thermoacoustic oscillations in a gas turbine combustion chamber, Proceeding of the International Congress on Sound and Vibration, 2004.
- [20] Haynes International, Haynes HR-120 TM, 1992.
- [21] A. Pozarlik, J. B. Kok, Numerical prediction of interaction between combustion, acoustics and vibration in gas turbines, Journal of the Acoustical Society of America, 123(5) (2008) 3404-3410.
- [15] D.H. Chang, S.Y. Han. Dynamic topology optimization for multiple eigenfrequencies using the artificial bee colony algorithm. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 16(8) (2015) 1817-1824.
- [16] Release 18.0 Theory Guide, ANSYS Inc, 2018.
- [17] M.J. Lighthill, On sound generated aerodynamically II. turbulence as a source of sound, Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 222 (1148) (1954) 1-2.
- [18] S. Klein, On the acoustics of turbulent non-premixed flames: PhD Thesis, University of Twente, Enschede, Netherlands, 2000.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

L. Fatahi, A. Alipoor, Numerical Simulation of Liner Vibrations in a Laboratory Combustion Chamber, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(2) (2021) 881-896.

DOI: [10.22060/mej.2019.16466.6432](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16466.6432)



