مجله مهندسی مکانیک مدرس، آبان 1396، دوره 17، شماره 8، ص‌ص 133-142

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی فرآیند تراکم گاز داخل ضربه‌گیر گازی-روغنی به روش شبیه‌سازی دوفازی جریان

سامان حسین‌زاده[1]، بیژن محمدی[2*]

1- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
* تهران، صندوق پستی 163-16765، bijan_mohammadi@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 25 فروردین 1396
پذیرش: 20 خرداد 1396
ارائه در سایت: 18 مرداد 1396

کلید واژگان:
ضربه‌گیر
تحلیل عددی جریان
دوفازی
مش متحرک

چکیده

ضربه‌گیر گازی-روغنی، عملکردی دوگانه در یک سیستم تعلیق دارد. تراکم‌پذیری گاز در آن، نقش فنر و عبور روغن از اوریفیس، نقش مستهلک‌کننده انرژی را ایفا می‌کنند. سیالات (گاز و روغن) و جریان آن‌ها در داخل ضربه‌گیر، تعیین‌کننده پاسخ ضربه‌گیر به تحریکات مختلف است. پیش‌بینی رفتار جریان داخل ضربه‌گیر می‌تواند در مراحل طراحی، بهینه‌سازی و بررسی عملکرد آن، از هزینه‌ی آزمایش‌های تجربی بکاهد. در پژوهش حاضر تحلیل عددی جریان با فرض تقارن محوری و به صورت دوفازی، با یک فاز تراکم‌پذیر و در شرایط آشفته انجام گرفته است. مدل کسر حجمی برای توصیف ارتباط دو فاز، مدل کی- اپسیلون تحقق‌یافته برای مدل‌سازی آشفتگی، روش متناسب‌شونده برای تابع دیواره و معادله حالت ردلیچ-کنگ-سو برای توصیف تراکم‌پذیری گاز استفاده شده است. حرکت پیستون با روش مش متحرک شبیه‌سازی شده است. نحوه اختلاط گاز و روغن و تغییرات دمایی گاز در طول کورس، از افزایش 50 درجه‌ای دمای حباب‌های بزرگ گاز در اثر تراکم خبر می‌دهد. اما حباب‌های کوچک با روغن هم‌دما می‌شوند. در صورت توصیف فرآیند گاز به صورت پلی‌تروپیک، در طول جمع شدن ضربه‌گیر، توان پلی‌تروپیک فرآیند گاز، تابعیتی درجه 4 از کورس دارد. این توان در ابتدای کورس از مقدار 1.3 به مقدار 1.4 می‌رسد و با اختلاط دو فاز شروع به کاهش می‌کند.

Investigation of Gas Compression Process inside Oleo-Pneumatic Shock Absorber with Two-Phase Flow Simulation Method

Saman Hosseinzadeh[1*], Bijan Mohammadi[2]

1- School of Aerospace Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
2- School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 16765-163, Tehran, Iran, bijan_mohammadi@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 14 April 2017
Accepted 10 June 2017
Available Online 09 August 2017

Keywords:
Shock Absorber
CFD
Two-Phase
Dynamic Mesh

ABSTRACT

The Oleo-Pneumatic shock absorber has a dual function in suspension systems. Compressibility of gas plays the role of spring and oil passing through the orifice plays damper role. Shock absorber response to various excitation depends on Fluids (gas and oil) and their internal flow. Prediction of the flow behavior inside the shock absorber can reduce cost of experimental during the design and optimization process and performance analysis. Numerical Fluids flow has been simulated with assumption of axisymmetric and two-phase flow. Primary phase is compressible and Redlich-Kwang-Soave equation of state has been used to describe the compressible gas behavior. Volume of fluid model (VOF) has been used to describe the relationship between two phases. k-ε model and Scalable wall function have been chosen for modeling turbulence. The piston's movement has been simulated using dynamic mesh (layering method). The way of gas-oil mixing and temperature change during stroke, shows an increase in temperature of about 50-degrees for largest gas bubble because of compression. However, temperature of small bubbles has been reduced to oil temperature because of higher heat exchange. In polytropic description of gas process, the polytropic expansion has been described with polynomial function of stroke. Polytropic expansion value starts from 1.3, rises to 1.4, and reduces again after mixing two phases.

1- مقدمه

جاذب انرژی یا ضربه‌گیر، انواع مختلفی دارد که از بین آن‌ها می‌توان به فنرهای فولادی مارپیچی، فنر فولادی تخت، فنر لاستیکی، ضربه‌گیر گازی، ضربه‌گیر روغنی و ضربه‌گیر گازی روغنی اشاره نمود. می‌توان گفت بهترین عملکرد و بازدهی در بین جاذب‌ها مربوط به جاذب‌های گازی روغنی (اولئونیوماتیک) است. این نوع جاذب، پیچیده‌ترین و جدیدترین نوع از جاذب‌هاست و بالاترین کارایی و بهترین نرخ اتلاف انرژی را دارد [1]. ضربه‌گیر گازی روغنی از یک سیلندر و پیستون تشکیل شده است که حجم داخل آن با یک سیال تراکم‌ناپذیر (روغن) و یک سیال تراکم‌پذیر (گاز) پر می‌شود. با جمع شدن ضربه‌گیر و حرکت پیستون داخل سیلندر، روغن از

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. Hosseinzadeh, B. Mohammadi, Investigation of Gas Compression Process inside Oleo-Pneumatic Shock Absorber with Two-Phase Flow Simulation Method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 8, pp. 133-142, 2017 (in Persian)

اوریفیس عبور می‌کند و گاز را فشرده می‌سازد. جاذب گازی روغنی دارای عملکردی دوگانه می‌باشد. گاز دارای عملکرد یک فنر است و باعث می‌شود سیستم تعلیق، به یک سیستم تعلیق قابل ارتجاع تبدیل شود. اوریفیس دارای عملکرد یک دمپر (مستهلک‌کننده) است و باعث می‌شود سیستم تعلیق قابلیت جذب انرژی داشته باشد. جذب انرژی توسط ضربه‌گیر باعث کاهش شتاب و نیروی وارد بر سازه و سرنشینان می‌گردد. این اتلاف انرژی با عبور دادن سیال هیدرولیک از یک یا چند سوراخ ریز (اوریفیس) حاصل می‌شود. در این پژوهش ضربه‌گیری ساخت کشور، یگانه، بدون جداکننده گاز و روغن و با اوریفیس ثابت، برای تحلیل کورس اول استفاده شده است.

تحقیقات موجود در زمینه‌ی تحلیل عملکرد و مدل‌سازی ضربه‌گیر گازی- روغنی، همگی دارای نشانه‌هایی از روش مطالعه میلویتزکی و کوک [2] در سال 1953 میلادی دارد. در مطالعه میلویتزکی و کوک، برای مدل کردن نیروی گاز در تراکم از فرض پلی‌تروپیک بودن فرآیند تراکم استفاده شده است. به دلیل ناشناخته بودن، مدل‌سازی با فرض توان‌های پلی‌تروپیک 1.0، 1.12 و 1.3 انجام شده و تأثیر آن در رفتار جاذب انرژی بررسی شده است. با فرض هر سه عدد برای توان پلی‌تروپیک بیشینه نیرو که در اواسط فرآیند تراکم حاصل می‌شود، تفاوت قابل ملاحظه‌ای پیدا نمی‌کند. اما نیرو در انتهای فرآیند تراکم، که پیستون به انتهای کورس می‌رسد، می‌تواند تغییرات بزرگی داشته باشد. در سال 1954 آزمایش‌هایی توسط والز [3] صورت پذیرفته است. در این آزمایش‌ها توان پلی‌تروپیک فرآیند تراکم گاز، بین 1.01 تا 1.10 اندازه‌گیری و محاسبه شده است. در 1976 واهی [4] با ارائه نتایج چند آزمایش نشان داده است که نمی‌توان در طول کورس توان پلی‌تروپیک را یک عدد ثابت فرض کرد. در یکی از آزمایش‌ها توان پلی‌تروپیک بین 1.35 در ابتدای کورس و 1.1 در انتهای کورس متغیر بوده است و به طور متوسط توان 1.1 برای تخمین میانگین عدد مناسبی دیده شده است. در آزمایش دیگر توان پلی‌تروپیک بین مقدار نسبتاً خارج از انتظار 0.87 و مقدار 1.015 تغییر کرده است. واهی نتیجه گرفته است که به احتمال زیاد تراکم با ضرایب پلی‌تروپیک بالاتر آغاز می‌شود و در انتهای کورس ضریب کاهش می‌یابد که علت آن انتقال حرارت گاز به محیط یا روغن است. مدل‌سازی دیگری در 1996 توسط جیمز دنیلز [5] در آزمایشگاه تحقیقاتی ناسا انجام شده است. در تحقیق دنیلز، مانند تحقیقات پیشین برای محاسبه نیروی گاز، فرآیند تراکم گاز پلی‌تروپیک فرض شده است. در این مطالعه به ثابت نبودن توان پلی‌تروپیک در طول فرآیند فشرده‌سازی اشاره شده است، برای تعیین توان پلی‌تروپیک گاز، دو آزمایش شبه‌ایستا، انجام شده است. با بررسی نتایج این دو آزمایش، عدد 1.19 برای توان پلی‌تروپیک میانگین، مناسب دیده شده است. همچنین اشاره شده است که در تراکم شبه‌ایستا با سرعت بالاتر گاز به عنوان یک فنر، سفتی بیشتری از خود نشان می‌دهد. اما در نهایت برای مطابقت بهتر نتایج مدل‌سازی با نتایج آزمایش‌های دینامیکی به کمک لرزاننده، عدد 1.1 برای توان پلی‌تروپیک در نظر گرفته شده است. در سال 1386 حسینی و همکارانش [6] عدد 1.4 را برای توان پلی‌تروپیک فرآیند گاز داخل ضربه‌گیر انتخاب کرده‌اند. دلیل این انتخاب، سرعت بسیار بالای جمع شدن ضربه‌گیر و امکان آدیاباتیک فرض کردن فرآیند عنوان شده است. در سال 2009 در گزارشی توسط کروگر [7] به پیشرفت‌های اخیر مدل‌سازی دینامیک ضربه‌گیر پرداخته شده است. در مورد مدل‌سازی ضربه‌گیر اولئونیوماتیک به نحوه مدل کردن نیروی گاز و روغن اشاره شده است. نیروی گاز با پلی‌تروپیک فرض کردن رابطه و اعمال توان پلی‌تروپیک بین 1 و نسبت ظرفیت‌های گرمایی گاز (1.3 برای هوا) مدل می‌شود. با این تفاوت که به دلیل عدم اطمینان به توان انتخابی، برای این توان یک ضریب اصلاح بین 0.9 تا 1.1 در نظر گرفته می‌شود. به‌این‌ترتیب می‌توان با اعمال تغییرات بر ضریب اصلاح توان پلی‌تروپیک، به مقداری که جواب‌های معقول‌تری را حاصل می‌کند رسید. توان پلی‌تروپیک در مطالعه سال 2009 کنگ و همکارانش [8] عدد 1.0 فرض شده است. این فرض تا نیمه‌ی کورس با داده‌های آزمایش هماهنگی خوبی دارد. اما در نیمه‌ی دوم کورس نیرو و فشار را تا 10 درصد بیشتر از مقدار واقعی تخمین می‌زند. در سال 2010 رساله‌ای در مدل‌سازی ضربه‌گیر اولئونیوماتیک توسط محبوبه خانی [9] ارائه گردیده است. با توجه به اینکه گاز و روغن جداسازی شده‌اند، با فرض آدیاباتیک بودن فرآیند، برای مدل‌سازی گاز از توان پلی‌تروپیک 1.35 استفاده شده است. در سال گذشته شبیه‌سازی ضربه‌گیر در طول اولین مرحله جمع‌شدن به کمک نرم‌افزار ال‌ام‌اس، توسط آرتو هِینینِن [10] انجام شده است. در بررسی هِینینِن، به جای استفاده از فرمولاسیون معمول برای محاسبه نیروی گاز، از معادله‌ی حالت استفاده شده است. که در آن فشار، دما و حجم گاز در کنار یکدیگر محاسبه خواهند شد. البته استفاده از معادله حالت نیز فرضیاتی احتیاج دارد. در این شبیه‌سازی از معادله حالت پنگ-رابینسون استفاده شده است. اما در این مدل نیز اثرات انتقال حرارت، اختلاط گاز و روغن و به‌طورکلی رفتار حرارتی و دینامیکی سیال، به علت صفر-بعدی بودن معادلات، قابل بحث نیست.

در بررسی حاضر به کمک حل عددی جریان دوفازی داخل ضربه‌گیر به صحت‌سنجی فرضیات مرسوم در مدل‌سازی فرآیند گاز در ضربه‌گیر پرداخته می‌شود. فرضیاتی که به دلیل عدم شناخت جریان سیالات، دقت بسیار پایینی دارند و معمولاً با آزمون‌های تجربی تصحیح می‌شوند. شناخت جریان به کمک حل عددی آن، در انتخاب این ضرایب، بدون هزینه آزمون تجربی، مفید است. در پژوهش حاضر بر خلاف پژوهش‌های پیشین، برای بررسی عملکرد ضربه‌گیر، نیازی به پلی‌تروپیک فرض کردن فرآیند گاز و انتخاب توان آن وجود ندارد.

2- هندسه و شبکه محاسباتی

هندسه‌ی مورد بررسی در این پژوهش، هندسه‌ی ضربه‌گیری است که در داخل کشور ساخته شده است. این ضربه‌گیر مرجع، دارای هندسه‌ای معمول از ضربه‌گیرهای اولئونیوماتیک است. تصویر شماتیک از این هندسه در شکل 1 آورده شده است. با توجه به هدف شبیه‌سازی که بررسی مسیر رفت (کورس جمع شدن) است، جزئیات اوریفیس برگشت، در نظر گرفته نشده است. با تقسیم کردن میدان جریان به 9 قسمت، باید ارتباط هر قسمت با قسمت (های) مجاور توسط مرزهای مشترک تعریف شود. مطابق شکل 2 بین هر دو ناحیه مجاور یک مرز مشترک وجود دارد. تمام مرزهای مشترک به روش غیرهمدیس[1] تعریف شده‌اند. در تمامی مرزها به غیر از مرز بین نواحی 2 و 3، خصوصیت یکتاسازی[2] اطلاعات اعمال شده است. چرا که قسمتی از خط مرزی بین ناحیه 2 و 3، مرز مشترک این نواحی است و امتداد آن دیواره‌ی ناحیه 2 می‌باشد و در طول پیشرفت پیستون، طول دیواره زیاد و طول مرز مشترک کم می‌شود.

2-1- شبکه محاسباتی

[1] Non-Conformal
[2] Matching

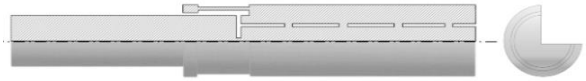

Fig. 1 Axisymmetric geometry of shock absorber

شکل 1 هندسه متقارن محوری ضربه‌گیر

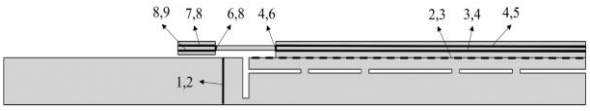

Fig. 2 Interfaces

شکل 2 مرزهای مشترک

با ساده‌سازی انجام شده در هندسه، امکان استفاده از شبکه چهارضلعی[1] ساختاریافته[2] وجود دارد. نواحی نزدیک به دیواره و به خصوص ناحیه اطراف اوریفیس، احتیاج به دقت بیشتری در تولید شبکه محاسباتی دارند. یکی از مزیت‌های شبکه چهارضلعی، امکان استفاده از روش لایه‌ای در مش متحرک است. تصویر شبکه تولید شده در "شکل 3" دیده می‌شود.

دقت محاسبه‌ی افت فشار اوریفیس، به اندازه‌ی طولی سلول در بالادست اوریفیس بستگی زیادی دارد. برای اطمینان، اندازه طولی سلول بالادستی اوریفیس، باید تقریباً یک‌هزارم قطر لوله‌ی بالادستی باشد [10]. این اندازه در شبکه‌ی 15000 سلولی، 0.043 میلی‌متر است. که با توجه به قطر پیستون (لوله‌ی بالادستی اوریفیس) می‌توانست تا 0.049 نیز افزایش یابد.

2-2- مش متحرک

برای توصیف حرکت مرزها، از توابع کاربر[3] استفاده می‌شود. برای توسعه کد این تابع، از ماکروی تعریف حرکت مرکز جرم[4] استفاده می‌شود. این ماکرو در هر گام زمانی دو بار به‌روز می‌شود و سرعت خطی و زاویه‌ای مرز را به‌روز می‌کند. سرعت جمع‌شوندگی ضربه‌گیر به عنوان سرعت مرزها توسط این ماکرو به حل‌گر فلوئنت برگردانده می‌شود. در "شکل 4" مرزهایی که برای شبیه‌سازی حرکت پیستون داخل سیلندر به حرکت درمی‌آیند مشخص شده‌اند. علاوه بر مرزها، ناحیه شماره 6 نیز با پیستون حرکت می‌کند. سرعت حرکت پیستون به صورت تابع "شکل 5" به ماکروی حرکت مرکز جرم داده می‌شود. این نمودار استخراج شده از نمودار حرکت آزمون رهایش ضربه‌گیر است. به این ترتیب نتایج آزمون و شبیه‌سازی قابل مقایسه و اعتبارسنجی خواهند بود. تابع جابجایی منتج از این تابع سرعت در "شکل 6" مشاهده می‌شوند.

3-حل‌گر

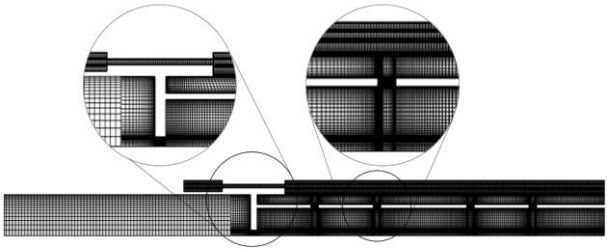

Fig. 3 Grid

شکل 3 شبکه محاسباتی

[1] Quadrilateral
[2] Structured
[3] User Defined Function (UDF)
[4] Define CG Motion macro

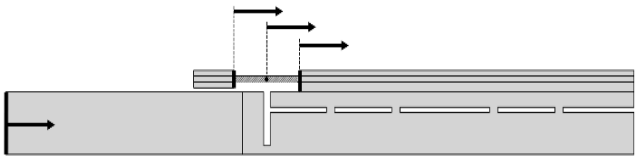

Fig. 4 Dynamic zone and walls

شکل 4 ناحیه و دیوارهای متحرک

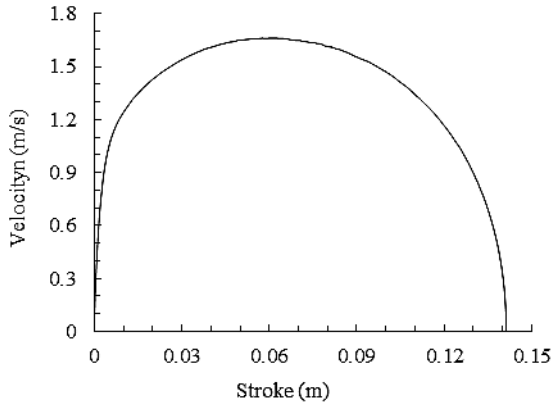

Fig. 5 Exerted velocity profile

شکل 5 تابع سرعت اعمالی

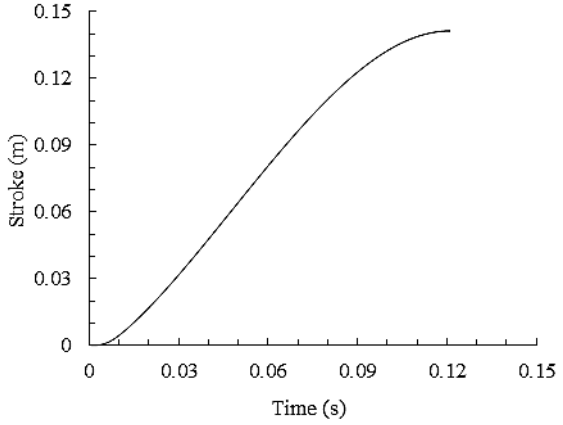

Fig. 6 Exerted displacement profile

شکل 6 تابع جابجایی اعمالی

حل عددی جریان، متقارن محوری و به کمک نرم‌افزار انسیس فلوئنت[5] انجام شده است. برای گسسته‌سازی معادلات تا حد امکان از دقت مراتب بالا استفاده شده است. از گام زمانی متغیر برای فرآیند تحلیل عددی بهره گرفته می‌شود. در حل عددی جریان از حل‌گر مبتنی بر فشار و برای کوپل حل میدان فشار و سرعت، الگوریتم سیمپل[6] استفاده می‌شود. معیار همگرایی برای معادله انرژی مقدار 10^{-7} و برای باقی معادلات 10^{-4} در نظر گرفته شده است.

3-1- شرایط مرزی

تمامی دیواره‌ها در شرایط عدم لغزش، دما ثابت و در دمای 300 درجه سلسیوس فرض شده‌اند. نیروی ثقلی، با شتاب گرانش 9.81 متر بر مجذور ثانیه در جهت عکس حرکت پیستون اعمال شده است. فشار عملکردی برابر با فشار داخلی اولیه اوریفیس (10 بار) تنظیم می‌شود. سطح روغن (فاز ثانویه)

[5] ANSYS FLUENT
[6] SIMPLE

با توجه به حجم آن محاسبه می‌شود. سطح آزاد روغن مطابق "شکل7"، 26.7 سانتی‌متر از کف پیستون فاصله دارد. پس از مقداردهی اولیه، به سلول‌های زیر سطح روغن مقدار یک برای کسر حجمی فاز ثانویه اعمال می‌شود.

3-2- گام زمانی

تعیین گام زمانی می‌تواند تأثیر مهمی در حل جریان داشته باشد. گام زمانی هم بر سرعت حل، هم بر دقت حل تأثیر می‌گذارد. همچنین می‌تواند منجر به واگرایی حل شود. به خصوص که در حل جریان مش متحرک و جریان دوفازی نیز فعال هستند. به علت استفاده از مش متحرک و معادلات دوفازی، تعیین گام زمانی در این مسئله اهمیتی مضاعف دارد. در حل جریان، می‌توان به جای تعیین گام زمانی، عدد کورانت را تعیین کرد. به‌این‌ترتیب، در طول حل گام زمانی مناسب برای ثابت نگاه داشتن عدد کورانت توسط حل‌گر فلوئت انتخاب می‌شود. به این روش، روش گام زمانی متغیر[1] گفته می‌شود.

در این پژوهش عدد کورانت در مقدار 1 ثابت شده است. البته افزایش این عدد تا مقدار 5 نیز همگرایی را دچار مشکل نمی‌کند، تنها دقت حل مسئله در طول زمان کاسته می‌شود. به‌این‌ترتیب با بیشتر شدن سرعت پیستون، گام زمانی کوچک می‌شود. در بیشتر طول فرآیند تحلیل، گام زمانی از مرتبه 10^{-5} ثانیه است. در اوایل و اواخر حل که سرعت پیستون و به‌طورکلی کلی میدان جریان کمتر است، به مرتبه بزرگی 10^{-4} ثانیه و در اواسط حل که سرعت پیستون به بیشینه خود می‌رسد، به مرتبه بزرگی 10^{-6} ثانیه نیز می‌رسد. مقدار عدد کورانت دوفازی، 0.25 تعیین شده است. این مقدار به این معنی است که در هر گام زمانی، چهار گام زمانی محلی برای ایجاد تغییرات زمانی در حل معادلات کسر حجمی وجود دارد.

3-3- آشفتگی جریان

تحقیق جامعی به روش آزمایشگاهی، در مورد رینولدز بحرانی جریان در عبور از اوریفیس، توسط لاکشامانا و همکارانش [12] در سال 2010 انجام شده است. در پژوهش لاکشامانا تغییرات رینولدز بحرانی، با قطر نسبی اوریفیس در سه نوع هندسه اوریفیس بررسی شده است. در پژوهش حاضر سرعت سیال جریان عبوری از اوریفیس در ضربه‌گیر، در بحرانی‌ترین حالت به 140 متر بر ثانیه می‌رسد. قطر اوریفیس 6.85 میلی‌متر و چگالی روغن 870 کیلوگرم بر متر مکعب است. لزجت سیال در بیشترین حالت (یعنی در پایین‌ترین دما) 0.016 پاسکال‌ثانیه است. به‌این‌ترتیب عدد رینولدز جریان عبوری از اوریفیس، به بیش از 50 هزار و رینولدز جریان داخل پیستون به بیش از 4 هزار می‌رسد. با توجه به تحقیق مذکور قطعاً رینولدز بحرانی کوچک‌تر از این مقادیر است و در نتیجه جریان داخل ضربه‌گیر در بیشتر طول کورس، آشفته خواهد بود.

از بین مدل‌های توربولانسی روابط انتقال در مدل کی- اومگا نتایج بهتری در نزدیکی دیواره را ارائه می‌دهد. چراکه اطراف دیواره نیز به کمک همین معادله مدل می‌شود و نیازی به استفاده از روش‌هایی نظیر اعمال توابع

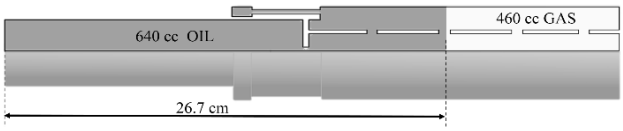

Fig. 7 Oil and gas Volume

شکل 7 حجم روغن و گاز

[1] Variable Time Stepping Method

دیوار نیست، ولی همگرایی آن‌ها نسبت به مدل کی- اپسیلون دشوارتر است و همچنین به حجم محاسبات بیشتری احتیاج دارد. اشکال مدل کی- اپسیلون عدم حساسیت به گرادیان فشار معکوس است که باعث تأخیر در پیش‌بینی جدایش می‌شود. به همین دلیل از این مدل در جریان‌های خارجی کمتر استفاده می‌شود. به غیر از جریان‌های خارجی نظیر عبور جریان از ایرفویل، به شرط استفاده صحیح از توابع دیواره، مدل کی- اپسیلون در گستره وسیعی از کاربردهای مهندسی پاسخ مناسبی ارائه می‌دهد. از جمله این کاربردها می‌توان به جریان‌های برشی، اختلاطی و جت سیال اشاره کرد. از دلایل این اقبال می‌توان به سادگی، پایداری و سرعت انجام محاسبات عددی در کنار دقت قابل قبول این مدل اشاره کرد.

در تمامی پژوهش‌های گذشته در زمینه‌ی شبیه‌سازی جریان سیال، اگر جریان آشفته فرض شده باشد، از مدل کی- اپسیلون استفاده شده است. از طرفی، اگر عامل ایجاد آشفتگی جریان اوریفیس دانسته شود، می‌توان برای انتخاب مدل آشفتگی، از پژوهش‌هایی که در آن شبیه‌سازی جریان عبوری از اوریفیس انجام شده نیز یاری گرفت. یک پژوهش جامع در مورد تحلیل‌های عددی جریان عبور از اوریفیس توسط اردال و اندرسون [11] در سال 1997 صورت گرفته است. این پژوهش به بررسی جنبه‌های مختلف تحلیل عددی جریان عبوری از اوریفیس پرداخته است. براساس این پژوهش معمولاً مدل کی- اومگا در پایین‌دست اوریفیس، یکی از مقادیر k یا ω را بسیار زیاد و دیگری را بسیار کم تخمین می‌زند. اما مدل کی- اپسیلون می‌تواند به خوبی روند جریان عبوری از اوریفیس را پیش‌بینی کند. البته به این نکته نیز اشاره شده است که به توسعه مدل‌های دقیق‌تری (مانند مدل چن-کیم) برای بهبود نتایج نیاز است. در نتیجه بهترین مدل در دسترس مدل کی- اپسیلون است.

در استفاده از تابع دیواره استاندارد دیواره، ازآنجاکه لایه‌مرزی در لایه کاملاً آشفته قرار دارد، برای اعتبار نتایج، شبکه‌بندی ناحیه‌ی محاسباتی در نزدیک دیوار باید به گونه‌ای باشد که مقدار y^+ در اولین سلول محاسباتی بین 30 تا 300 باشد. اما چون حفظ این محدوده کار دشواری است، برای اطمینان از تابع دیواره متناسب‌شونده[2] استفاده می‌شود.

3-4- معادلات

به‌طورخلاصه، معادلات مورد استفاده برای حل جریان داخل ضربه‌گیر، در روابط (1) الی (5) آورده شده‌اند [13]:

پیوستگی:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int \rho\varphi \cdot \mathrm{d}V + \int \rho\varphi(\vec{u}-\vec{u_g})\cdot \mathrm{d}\vec{A} = \int S_\varphi \cdot \mathrm{d}V + \int \Gamma\nabla\varphi \cdot \mathrm{d}\vec{A} \quad (1)$$

ممنتوم:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u}) + \nabla\cdot(\rho\vec{u}\vec{u}) = -\nabla(P) + \nabla\cdot[\mu(\nabla\vec{u}+\nabla\vec{u}^{\mathrm{T}})] + \rho g \quad (2)$$

کسر حجمی:

$$\frac{1}{\rho_i}\left[\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i\alpha_i) + \nabla\cdot(\rho_i\alpha_i\vec{u}) = \sum_{j=1}^{2}(\dot{m}_{ji}-\dot{m}_{ij})\right] \quad (3)$$

انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla\cdot[\vec{u}(\rho E+P)] = \nabla\cdot\left[k_{\mathrm{eff}}\nabla T - \sum_j h_j\vec{J} + (\bar{\bar{\tau}}_{\mathrm{eff}}\cdot\vec{u})\right] \quad (4)$$

[2] Scalable

آشفتگی:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b+\rho\varepsilon-Y_M \quad (5\text{ - الف})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_1 S\rho\varepsilon+C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\vartheta\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b \quad (5\text{ – ب})$$

به علت وجود مش متحرک در مسئله‌ی مورد بررسی، معادله پیوستگی در رابطه‌ی (1) در فرم انتگرالی خود مورد استفاده‌ی حل‌گر نرم‌افزار فلوئنت قرار گرفته است. ضرایب ثابت معادلات آشفتگی در جدول 1 آورده شده‌اند.

4- استقلال از مش

با حفظ نسبت ابعاد سلول‌ها در ناحیه‌های مختلف هندسه، تعداد آن‌ها در چهار مرحله با تولید شبکه جدید، تغییر داده شده است. در درشت‌ترین شبکه محاسباتی حدود 11 هزار و در ریزترین شبکه در حدود 17 هزار سلول وجود دارد. شبکه‌های دیگر دارای 13 هزار و 15 هزار سلول محاسباتی می‌باشند. هر چهار شبکه تولیدی تحت شرایط یکسان امتحان می‌شوند. در اینجا تغییرات پارامتر سرعت در طول محور اصلی برای بررسی انتخاب شده است. چراکه در ادامه نیروی ضربه‌گیر مورد اعتبارسنجی قرار می‌گیرد و نیرو وابسته به فشار است. به همین دلیل ترجیح داده شده است که پارامتر دیگری برای اعتبارسنجی استفاده شود.

محور اصلی، بلندترین خط موجود در هندسه است که به دلیل حضور در هر دو محفظه اولیه و ثانویه به نوعی جامعیت دارد و همچنین به دلیل عبور از اوریفیس، یکی از بیشترین گرادیان‌ها را در طول خود تجربه خواهد کرد. تغییرات سرعت در طول محور اصلی ضربه‌گیر از پیستون تا انتهای سیلندر، در 0.06 ثانیه بعد از شروع حل، برای چهار شبکه محاسباتی در نمودار "شکل 8" آورده شده است. در این نمودار به غیر از شبکه 11 هزار سلولی، که می‌توان گفت در توزیع سرعت فاصله‌ی زیادی با نتایج دیگر شبکه‌ها دارد، اختلاف یا انطباق نتایج به خوبی محسوس نیست. برای بررسی دقیق‌تر، دو ناحیه‌ی ابتدایی و انتهایی جت سیال، به‌طور جداگانه بررسی خواهند شد. در "شکل 9" توزیع سرعت در ثانیه 0.06 و محدوده ابتدایی و انتهایی جت سیال مشخص شده‌اند. محدوده‌ی ابتدایی سیال، ناحیه شماره 1 و محدوده انتهایی جت، ناحیه شماره‌ی 2 نامیده شده است. علت انتخاب این دو ناحیه اختلاف محسوس‌تر نتایج در نمودار "شکل 8" می‌باشد. این اختلافات، نشان از حساسیت بیشتر به کیفیت شبکه در این نواحی دارد. سیال در محدوده عبور

جدول 1 ضرایب معادلات آشفتگی کی- اپسیلون [13]

Table 1 Coefficient of turbulence k-ε equation [13]

ضریب	مقدار
σ_k	1.0
σ_ε	1.2
$C_{1\varepsilon}$	1.44
C_2	1.9
C_1	$\mathrm{Max}\left[0.43,\frac{1}{1+\frac{5\varepsilon}{kS}}\right]$

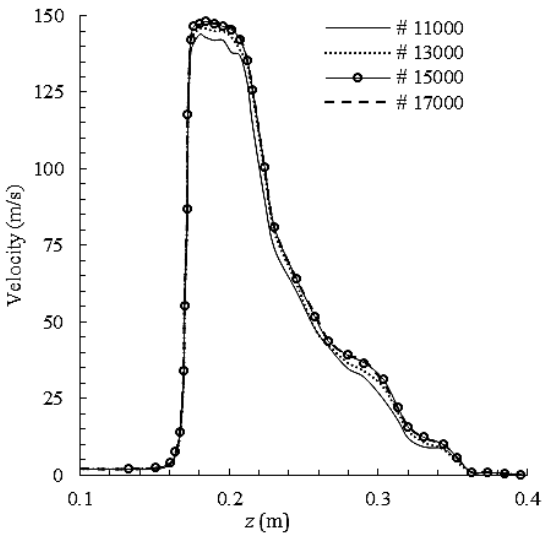

Fig. 8 Velocity profile at t = 0.06s

شکل 8 توزیع سرعت در t = 0.06s

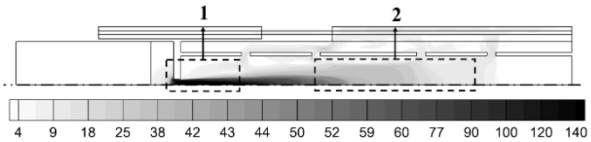

Fig. 9 Velocity contour at t = 0.06s (m/s)

شکل 9 توزیع سرعت در t = 0.06s (متر بر ثانیه)

از اوریفیس و ابتدای جت (بین 17 تا 22 سانتی‌متر) بیشترین سرعت را دارد. برای بررسی دقیق‌تر در این ناحیه تغییرات سرعت در نمودار "شکل10" آورده شده است. تطابق نتایج شبکه 15 و 17 هزار سلولی و اختلاف نتایج با دیگر شبکه‌ها در این نمودار مشهود است. اگر پاسخ شبکه 17 هزار سلولی به عنوان مبنا قرار گیرد، بیشینه خطای پیش‌بینی سرعت شبکه‌های 77، 13 و 15 هزار سلولی در ناحیه ابتدای جت، به ترتیب 6.5، 3.4 و 0.7 درصد است.

در مورد ناحیه انتهایی جت سیال، بیشینه خطای پیش‌بینی سرعت شبکه‌های 11، 13 و 15 هزار سلولی، به ترتیب 25.5، 16.4 و 3.6 درصد است. برای بررسی دقیق‌تر، توزیع سرعت در انتهای جت سیال (بین 27 تا 36 سانتی‌متر) برای هر چهار شبکه در نمودار "شکل 11" آورده شده است. در ناحیه انتهایی جت سیال، اختلاف نتایج نسبت به ناحیه ابتدایی آن مشهودتر است. چرا که در نحوه‌ی تولید شبکه محاسباتی، نواحی اطراف اوریفیس با دقت بیشتری گسسته‌سازی شده‌اند.

در نتیجه حتی در شبکه‌های 11 و 13 هزار سلولی اختلاف نتایج در ابتدای جت با شبکه 17 هزار سلولی کمتر از 1 درصد است. اما در انتهای جت این اختلاف به 25 درصد رسیده است. با توجه به اختلاف کم (کمتر از 4 درصد) و تطابق مناسب نتایج شبکه‌ی 15 هزار سلولی با شبکه‌ی 17 هزار سلولی، دقت شبکه‌ی 15 هزار سلولی کافی دانسته شده است و از این شبکه برای تحلیل اصلی استفاده شده است.

5- اعتبارسنجی

برای سنجش اعتبار مدل‌سازی، از داده‌های آزمون رهایش از ارتفاع استفاده شده است. داده‌های این آزمایش توسط مرکز طراحی هواگرد شرکت صنایع

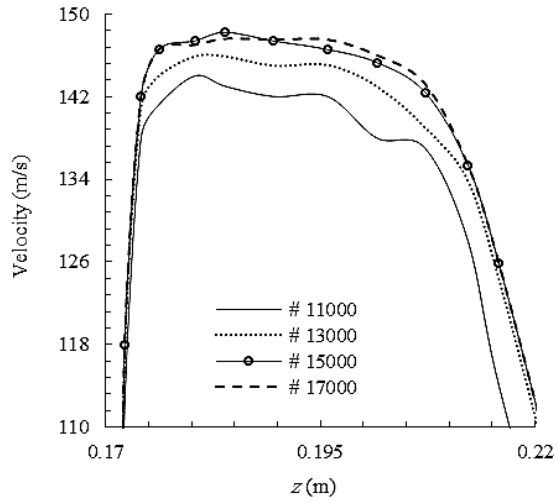

Fig. 10 Velocity profile for 4 grids in jet zone no.1

شکل 10 توزیع سرعت چهار شبکه در ناحیه شماره 1 از جت

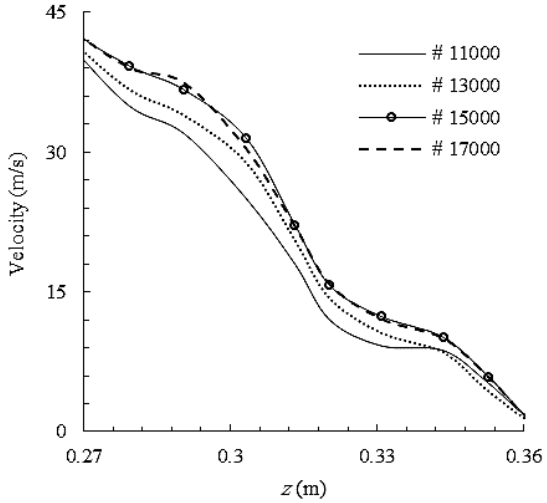

Fig. 11 Velocity profile for 4 grids in jet zone no.2

شکل 11 توزیع سرعت چهار شبکه در ناحیه شماره 2 از جت

هواپیماسازی ایران (هسا) تأمین شده است. داده‌های مربوط به نیرو و کورس ضربه‌گیر در حدود هر 0.0005 ثانیه ثبت شده‌اند. نمودار نیروی ضربه‌گیر در مسیر رفت (فشرده‌سازی ضربه‌گیر) با نیروی شبیه‌سازی‌شده در "شکل 12" مقایسه شده است. در این شکل تنها نمودار نیروی کل مدل‌سازی‌شده، بدون نیروهای تشکیل‌دهنده‌ی آن، یعنی نیروی هیدرولیک و نیوماتیک، آورده شده‌اند.

با توجه به "شکل 12"، مدل‌سازی در پیش‌بینی روند تغییرات نیرو به خوبی عمل کرده است. اما در مرحله شتاب‌گیری پیستون، از شروع کورس تا حدود 6 سانتی‌متر فرورفتگی، نیروی مدل شده، مقدار کمتری از نیروی تجربی دارد. این اختلاف می‌تواند دلایل مختلفی داشته باشد. مدل نکردن نیروی اصطکاک قسمتی از کاهش نیرو نسبت به تجربه را سبب می‌شود. همچنین مدل نکردن دقیق اوریفیس برگشت می‌تواند به پیستون اجازه بیشتری برای عبور راحت‌تر درون سیلندر بدهد. البته در مسیر رفت، مساحت اوریفیس برگشت به قدری بزرگ می‌شود که تأثیر چندانی بر حرکت پیستون نمی‌گذارد و مقاومت اصلی برای حرکت، اوریفیس است. اما در هر حال، در واقعیت هم مساحت اوریفیس برگشتی نسبت به مدل کمتر است و هم مسیر

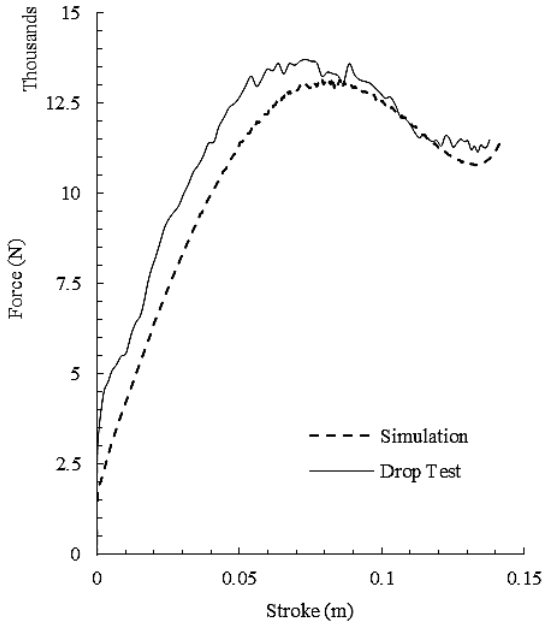

Fig. 12 Shock absorber force validation

شکل 12 اعتبارسنجی نیروی ضربه‌گیر

عبور جریان با پیچ و خم بیشتری همراه است. که هر دو مورد می‌تواند عبور روغن به محفظه برگشتی در مسیر رفت را کمی دشوارتر کنند. که نتیجه‌ی آن افزایش نیروی ضربه‌گیر است.

فرآیند پلی‌تروپیک گاز

برای محاسبه‌ی نیرو جاذب فشار محفظه‌ها نقشی اساسی دارند. اگر گاز داخل محفظه کامل فرض شود و فرآیند پلی‌تروپیک، رابطه‌ی (6) همواره برقرار است [1].

$$\frac{P_{\mathrm{Air}}(x)}{\mathrm{P}_{\mathrm{Air}}^{1}} = \left(\frac{\mathrm{V}_{\mathrm{Air}}^{1}}{V_{\mathrm{Air}}(x)}\right)^{n} \tag{6}$$

با توجه به این‌که تغییر حجم از ضرب جابجایی پیستون در مساحت آن به دست آید، رابطه فشار در هر لحظه به صورت رابطه‌ی (7) خواهد شد.

$$P_{\mathrm{Air}}(x) = \mathrm{P}_{\mathrm{Air}}^{1}\left(\frac{\mathrm{V}_{\mathrm{Air}}^{1}}{\mathrm{V}_{\mathrm{Air}}^{1} - xA_{\mathrm{Air}}}\right)^{n} \tag{7}$$

در صورتی که یک جاذب به صورت آرام یا استایک[1] تحت بارگذاری قرار گیرد، عبور سیال از اوریفیس به آرامی صورت می‌گیرد و سیال فرصتِ کافی برای هم‌فشار نگاه داشتنِ تقریبیِ تمامِ نقاطش دارد. در این صورت اختلاف فشار در دو طرف صفحه‌ی اوریفیس به وجود نخواهد آمد. در نتیجه نیرویی حاصل از اختلاف فشار سیال و گاز ایجاد نمی‌شود. با توجه به روابط تنها عامل ایجاد نیرو در جاذب، فشار محفظه‌ی گاز خواهد بود. در نتیجه در بارگذاری آرام، نمودار نیرو-کورس منطبق بر رفتار گاز داخل محفظه شکل خواهد گرفت.

اگر بارگذاری به صورت آرام صورت گیرد، چه در افزایش بار و چه در کاهش آن، تغییرات بار بر حسب کورس منطبق بر این منحنی خواهد بود. اما در عمل، به علت آرام نبودنِ اِعمال و برداشت بار، منحنی رفت و برگشت، هیچ‌کدام بر منحنی گاز منطبق نیستند. عدم انطباق منحنی رفت و برگشت (بارگذاری و باربردای) حاصل افت انرژی در عبور سیال از اوریفیس‌های اصلی و بازگشتی است.

[1] Static

همان‌طورکه به ارتباط بین فشار و حجم برای گاز اشاره شد، برای توصیف عملکرد گاز در یک جاذب، لازم است انتخاب صحیحی برای توان پلی‌تروپیک (n) صورت گیرد. فرض کامل بودن گاز (هوا یا نیتروژن) در فشار بالای داخل سیلندر و با وجود فشار بالایی که در محفظه وجود دارد، فرض محالی است.

توان پلی‌تروپیک فرآیند گاز، می‌توان به عوامل مختلفی مانند فشار گاز، نوع گاز، نرخ انتقال حرارت، آزاد یا بسته بودن سطح گاز و روغن، دما و ضریب هدایت حرارتی روغن، هندسه داخلی ضربه‌گیر، جنس دیواره‌ها، سرعت و شرایط اعمال بار وابسته باشد. در فصل قبل بیان شد که گاز در یک جاذب گازی-روغنی، حکم یک فنر را برای جاذب خواهد داشت. یکی از مواردی که از فرآیند گاز و به‌تبع آن، توان پلی‌تروپیک فرآیند، متأثر خواهد بود، سفتی فنر گازی است. هرچه فرآیند دارای توان پلی‌تروپیک بزرگ‌تری باشد، منحنی فشار بر حسب حجم آن شیب بیشتری دارد. در نتیجه گاز در یک جاذب اگر به جای فرآیند هم‌دما، فرآیند آدیاباتیک را طی کند، سفتی بیشتری به مجموعه خواهد داد. توان پلی‌تروپیک به عنوان ضریب تجربی و تعیین‌کننده در فرآیند تراکم گاز و نیروی جاذب معرفی شدند.

7- بررسی نتایج

اگر قرار باشد مدل‌سازی به روش سنتی انجام شود، پلی‌تروپیک فرض کردن فرآیند گاز، اجتناب‌ناپذیر است. اما توان پلی‌تروپیک در طول فرآیند به دلیل اختلاط روغن و انتقال حرارت و همچنین به دلیل تغییر سرعت تراکم، تغییر می‌کند. برای صحت‌سنجی فرضیات سنتی در مورد توان پلی‌تروپیک و فرآیند گاز، در این بخش ابتدا به بررسی این تغییرات و سپس به بررسی دلایل آن پرداخته می‌شود. اصلی‌ترین دلایل اختلاط گاز و روغن، انتقال حرارت بین آن‌ها و توزیع غیریکنواخت فشار در محفظه ثانویه می‌باشند.

7-1- رفتار گاز

پلی‌تروپیک فرض کردن فرآیند گاز، راهی برای توصیف صفر بعدی رفتار گاز در روش سنتی است. در نتیجه در مدل‌سازی این رساله، توان پلی‌تروپیک اهمیتی ندارد. اما با استخراج دو متغیر از سه متغیرِ دما، فشار و حجم، می‌توان توان پلی‌تروپیک را در هر لحظه از کورس محاسبه کرد. برای این محاسبه، تغییرات حجم با استفاده از حرکت پیستون و تغییرات فشار در نقطه انتهایی محفظه ثانویه استفاده شده است. در رابطه‌ی (8)، نحوه‌ی استخراج توان پلی‌تروپیک ارائه شده است.

$$n = \frac{\ln(\frac{P_{\mathrm{Air}}}{P^{1}_{\mathrm{Air}}})}{\ln(\frac{V^{1}_{\mathrm{Air}}}{V_{\mathrm{Air}}})} \tag{8}$$

که در آن بالانویس یک (1) نشان از مقادیر اولیه متغیرها در شروع کورس دارد. استخراج توان پلی‌تروپیک در هر گام زمانی و رسم آن برحسب کورس، نمودار "شکل 13" را حاصل می‌کند. در مورد علت تغییر توان پلی‌تروپیک، باید انتقال حرارت و توزیع دما مورد بررسی قرار بگیرد. اما به‌طورکلی می‌توان توان پلی‌تروپیک را به جنس و دمای دیواره‌ها، سرعت تراکم و اختلاط آن با روغن وابسته دانست. این سه مورد می‌توانند تأثیر زیادی در میزان و سرعت انتقال حرارت از گاز به محیط آن داشته باشند. تراکم سریع‌تر این فرصت را از گاز برای انتقال حرارت به بیرون می‌گیرد. به همین دلیل توان پلی‌تروپیک بزرگ‌تر و گاز فنر سفت‌تری خواهد بود. از طرفی گاز متراکم که افزایش دما داشته است، در اختلاط با روغن دمای خود را از دست می‌دهد و این باعث کاهش توان پلی‌تروپیک می‌شود.

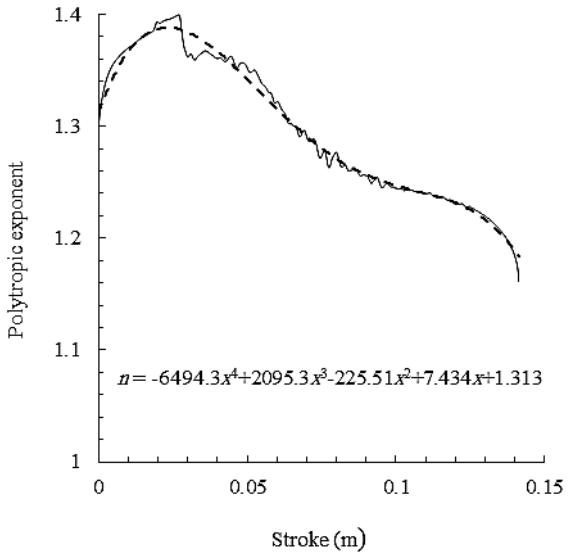

Fig. 13 Polytropic exponent change during the stroke

شکل 13 تغییر توان پلی‌تروپیک در طول کورس

تغییرات توان پلی‌تروپیک در طول کورس، دقت نتایج تحقیقات حسینی و همکارانش [6]، کروگر [7] و کنگ و همکارانش [8] و دیگر تحقیقاتی را که در آن‌ها توان پلی‌تروپیک ثابت فرض شده است، زیر سؤال می‌برد. افزایش توان پلی‌تروپیک در ابتدای کورس و کاهش آن پس از اختلاط، با نتایج آزمایش‌های واهی [4] تطابق دارد. در آزمایش وی نمودار فرآیند گاز بین دو نمودار پلی‌تروپیک با توان‌های 1 و 1.4 قرار گرفته است که در ابتدای مسیر به سمت توان 1.4 و در انتهای مسیر به سمت نمودار با توان پلی‌تروپیک 1 نزدیک شده است. پژوهش جعفری و مهدیه [14] در سال 1392 نشان داده است که افزایش توان پلی‌تروپیک در نیمه دوم کورس، می‌تواند عملکرد ارتعاشاتی ضربه‌گیر را تا 18 درصد بهبود بخشد.

اما با توجه به نتیجه‌ی حاصل‌شده در بررسی حاضر، نه‌تنها توان پلی‌تروپیک در طول کورس افزایش نمی‌یابد، بلکه در نیمه دوم آن کاهش نیز خواهد داشت. بنابراین فرض کنترل فرآیند گاز و افزایش توان پلی‌تروپیک در اواسط کورس، در ضربه‌گیرهای غیرفعال امکان‌پذیر نیست.

اگر قرار باشد مدل‌سازی به روش سنتی انجام شود، بهتر است توان پلی‌تروپیک متغیر در طول کورس به معادلات اعمال شود. این باعث افزایش دقت محاسبات و تطابق بهتر با نتایج تجربی خواهد شد. اما افزایش مضاعف پیچیدگی معادلات سنتی را نیز در پی دارد. با توجه به نحوه اختلاط گاز و روغن و توزیع غیریکنواخت فشار و دما در محفظه ثانویه، روش دقیق‌تر برای استخراج توان پلی‌تروپیک استفاده از فشار و دمای فاز گاز است.

7-2- توزیع فشار در محفظه ثانویه

هم در اندازه‌گیری‌های تجربی و هم در مدل‌سازی سنتی فرض بر یکنواخت بودن فشار در هر محفظه است. در استفاده از روش ارائه شده در این رساله و تحلیل عددی جریان داخل ضربه‌گیر، احتیاجی به مفروض قرار دادن یکنواختی فشار در محفظه‌ها نیست. چرا که اطلاعات از جمله فشار در تمام نقاط میدان در دسترس است. در نمودار "شکل 14" تغییر فشار دو نقطه از محفظه ثانویه در طول کورس رسم شده است. یک نقطه دقیقاً در پشت دیواره اوریفیس، و نقطه دیگر در انتهای محفظه قرار دارد.

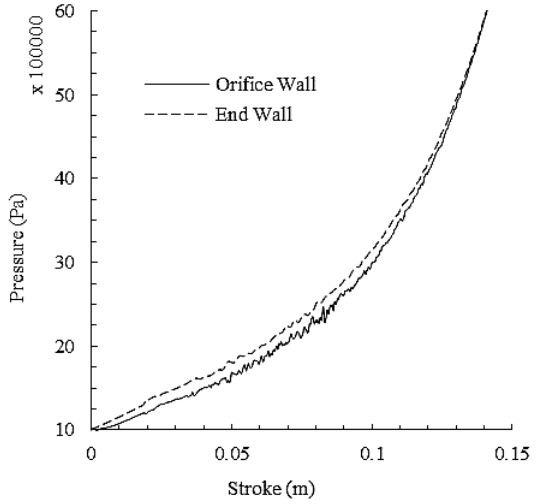

Fig. 14 Secondary chamber pressure change during stroke

شکل 14 تغییر فشار محفظه ثانویه در طول کورس

با توجه به نمودار "شکل 14" اختلاف بین فشارهای ابتدا و انتهای محفظه ثانویه در طول کورس متغیر است. با رسم این اختلاف برحسب کورس، نمودار "شکل 15" حاصل شده است. اختلاف فشار در محفظه ثانوی، به 2.5 بار رسیده است. اگرچه در "شکل 15"، رابطه اختلاف فشار داخل محفظه یا کورس به نظر معنادار است، اما آنچه باعث ایجاد این اختلاف می‌شود، میزان فرورفتگی پیستون در سیلندر نیست. بلکه سرعت جمع‌شدن ضربه‌گیر، عامل ایجاد اختلاف است. چرا که در سرعت بالاتر، ناحیه جدایش ایجاد شده در پشت اوریفیس بزرگ‌تر و قوی‌تر است. همچنین جت قوی‌تر سیال، بر فشار دینامیک می‌افزاید و از فشار استاتیک می‌کاهد رابطه اختلاف فشار ابتدا و انتهای محفظه در طول کورس، با سرعت پیستون، در نمودارهای "شکل 16 و 17" آورده شده است.

یک نمودار مربوط به نیمه‌ی ابتدایی کورس، یعنی مرحله شتابگیری پیستون و یک نمودار مربوط به مرحله کاهش شتاب آن است. هر دو نمودار را می‌توان با چندجمله‌ای درجه دو تخمین زد. اگرچه این تخمین در مدل‌سازی به روش حاضر نیاز نیست ولی در تشکیل مدل‌های سنتی دقیق‌تر در آینده می‌تواند به محققان کمک کند. البته رابطه درجه دو با سرعت، باعث افزایش بیش از پیش پیچیدگی در معادلات توصیف‌کننده‌ی رفتار ضربه‌گیر خواهد شد.

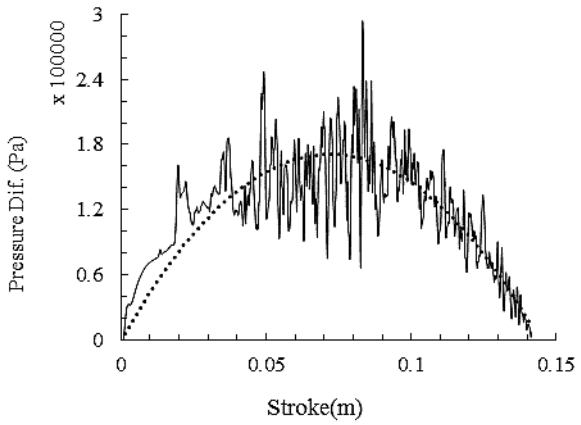

Fig. 15 Pressure difference in secondary chamber during stroke

شکل 15 اختلاف فشار در محفظه ثانویه در طول کورس

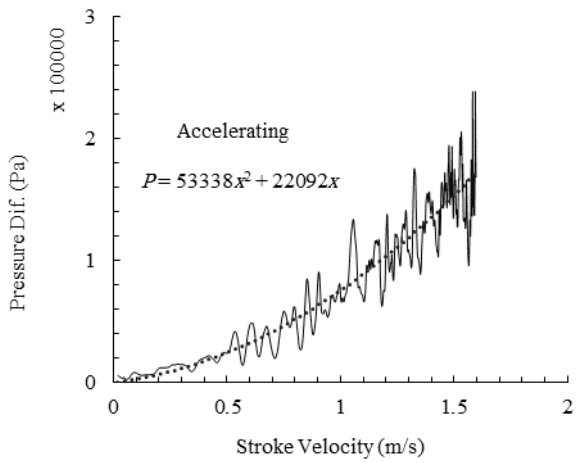

Fig. 16 Piston velocity effect on pressure difference in secondary chamber (Accelerating)

شکل 16 اثر سرعت پیستون بر اختلاف فشار محفظه ثانویه (شتابگیری)

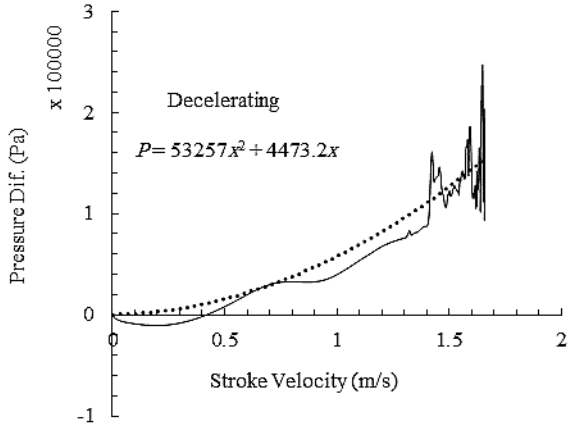

Fig. 17 Piston velocity effect on pressure difference in secondary chamber (Decelerating)

شکل 17 اثر سرعت پیستون بر اختلاف فشار محفظه ثانویه (کاهش شتاب)

7-3- نحوه اختلاط گاز و روغن

یکی از عواملی که در بیشتر مدلسازی‌های ضربه‌گیر به روش سنتی به آن اشاره شده است، تأثیر اختلاط یا عدم اختلاط گاز و روغن بر عملکرد ضربه‌گیر است. با افزایش فشار گاز در طول کورس، دمای آن بالا می‌رود، اما اختلاط گاز و روغن باعث انتقال حرارت به روغن و کاهش دمای گاز می‌شود. رفتار گاز چه در روش سنتی با معادله پلی‌تروپیک و چه در روش حاضر با معادله حالت ردلیچ-کنگ-سو، به انتقال حرارت آن‌ها وابسته است. نحوه‌ی اختلاط دوفازی می‌تواند در پیش‌بینی مقدار انتقال حرارت و گستردگی آن روشن‌گر باشد. چرا که در استفاده از روش‌های سنتی، انتخاب توان پلی‌تروپیک، گرچه با حدس آغاز و با آزمایش قطعی می‌شود، اما نحوه‌ی اختلاط دو فاز می‌توان به حدس اولیه کمک کند. توزیع کسر حجمی یک فاز در طول زمان حل، "شکل 18"، می‌تواند نحوه اختلاط را روشن کند.

شناخت نحوه اختلاط گاز و روغن، در انتخاب محل قرارگیری حس‌گرها در آزمایش‌ها نیز می‌تواند مؤثر باشد. به عنوان مثال اگر قرار بر نصب حس‌گر دما برای اندازه‌گیر دمای روغن بعد از عبور از اوریفیس باشد، این حس‌گر باید در طول فرآیند با روغن در تماس باشد. توزیع کسر حجمی در "شکل 18" نشان از محصور شدن مقداری از گاز در انتهای محفظه‌ی ثانویه دارد. در

نتیجه می‌توان از خشک ماندن این نقطه در طول آزمون رهایش مطمئن بود. اگر سطح روغن کم باشد، ناحیه چرخشی ایجاد شده پشت اوریفیس در اثر جت قوی سیال، قدرت این را خواهد داشت که این ناحیه را از روغن تخلیه کند. البته با ارتفاع 26.7 سانتی‌متر برای سطح روغن، این پدیده رخ نداده است.

پژوهش دیگر جعفری و مهدیه [15] در 1394، برای بررسی تأثیر استفاده از سیال هوشمند در ضربه‌گیر، توان پلی‌تروپیک فرآیند گاز، با استفاده از جداکننده عدد 1.35 و در صورت اختلاط گاز و روغن، عدد 1.1 در نظر گرفته شده است. اما در پژوهش حاضر نشان داده شد که در صورت اختلاط گاز و روغن، فرض کردن یک عدد ثابت برای توان پلی‌تروپیک، دور از واقعیت است.

یکی دیگر از پدیده‌های قابل بررسی با توزیع کسر حجمی، انتقال احتمالی گاز به محفظه برگشتی است. همان‌طورکه در "شکل 18" مشاهده می‌شود، در مسیر رفت مقداری از گاز از اوریفیس برگشتی عبور و به محفظه برگشتی وارد می‌شود. حضور گاز در محفظه برگشتی، هنگام برگشت عملکرد اوریفیس برگشتی در استهلاک انرژی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. عبور گاز از اوریفیس، مقاومت و استهلاکی به همراه ندارد. این پدیده نامطلوب به اصطلاح کف‌کردن[1] نامیده می‌شود.

7-4- توزیع دما

تأثیر دمای گاز بر روی فرآیند طی شده توسط آن توضیح داده شد. در "شکل 19" توزیع دما در میدان محاسباتی ارائه شده است. از مقایسه توزیع دما با توزیع کسر حجمی در "شکل 18"، می‌توان در مورد دمای گاز نتیجه گرفت. در انتهای کورس، گاز محصورشده در انتهای محفظه، به دمای 350 کلوین می‌رسد. این به معنای 50 درجه افزایش دما در گاز است. اما کل حجم گاز فقط در انتهای محفظه محصور نشده است.

در نقاط دیگر محفظه و حتی محفظه برگشتی نیز حباب‌های گاز وجود دارند. اما توزیع دما، دمای حباب‌های گاز را بسیار کمتر از 350 کلوین نشان می‌دهند. این به معنای خنک شدن کم‌وبیش حباب‌های معلق گاز در روغن است. حباب‌های کوچک‌تر کاهش دمای بیشتری داشته‌اند. اما اختلاف دمای حباب‌های بزرگ‌تر با روغن حفظ شده است.

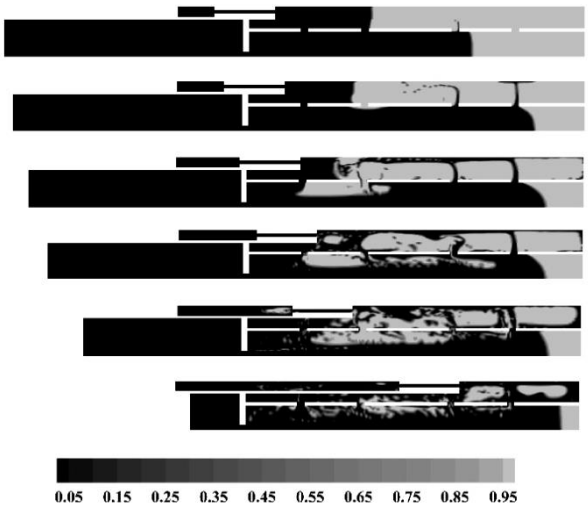

Fig. 18 Secondary phase (oil) volume fraction contour during stroke

شکل 18 توزیع کسر حجمی فاز دوم (روغن) در طول کورس

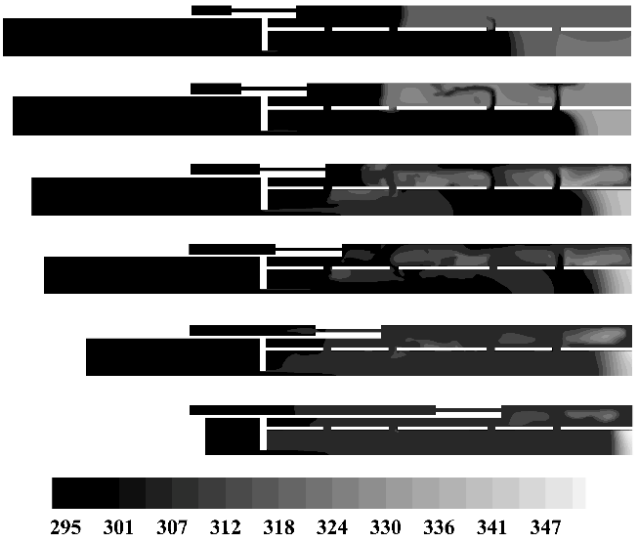

Fig. 19 Temperature contour during stroke (K)

شکل 19 توزیع دما در طول کورس (کلوین)

8- جمع‌بندی نتایج

شبیه‌سازی جمع‌شدن ضربه‌گیر گازی روغنی به روش حل عددی جریان با فرض تقارن محوری و به صورت دوفازی، با یک فاز تراکم‌پذیر و در شرایط آشفته انجام گرفته است. نحوه تغییرات و بیشینه نیرو ضربه‌گیر و همچنین طول کورس در شبیه‌سازی عددی جریان تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی دارد. در نواحی ابتدایی و انتهایی جت سیال عبوری از اوریفیس، بیشترین اثرپذیری از ابعاد سلول‌های شبکه، در نتایج دیده می‌شود. این موضوع نشان از اهمیت ابعاد سلول‌ها در این دو ناحیه دارد.

فرض یکنواخت بودن فشار در محفظه ثانویه، از فرضیات مرسوم در مدل‌سازی سنتی ضربه‌گیرهای گازی روغنی است. در پژوهش حاضر نشان داده شده است که اختلاف زیادی بین فشار ابتدا و انتهای محفظه ثانویه، وجود دارد. این اختلاف تابعیتی درجه دو از سرعت پیستون در طول کورس دارد.

اگر ضربه‌گیر مورد بررسی در شرایط کاملاً مشابه، با روش سنتی مدل شود، برای دقت کامل در توصیف فرآیند گاز، باید توان پلی‌تروپیکی متغیر استفاده شود. این توان در ابتدای کورس از مقدار 1.3 به مقدار 1.4 می‌رسد و با اختلاط گاز و روغن شروع به کاهش می‌کند. در مدل این رساله تغییرات توان پلی‌تروپیک از درجه چهارم کورس می‌باشد. اما این رابطه درجه 4 از کورس، نمی‌تواند در شرایط دیگر هم بر رفتار گاز حاکم باشد. چراکه هر تغییر در شرایط، می‌تواند شکل جریان و نحوه اختلاط گاز و روغن را عوض کند. در نتیجه انتقال حرارت از گاز به روغن و دیواره‌ها تحت تأثیر قرار گرفته و به‌تبع فرآیند طی شده توسط گاز تغییر می‌کند.

در مدل‌سازی حاضر، در انتهای کورس، دمای مرکز بزرگ‌ترین حباب گاز در روغن، در اثر تراکم 50 درجه افزایش داشته است. اما حباب‌های کوچک‌تر به انتقال حرارت بیشتر به روغن، دمای پایین‌تری دارند. حتی برخی از حباب‌های گاز، با روغن هم‌دما شده‌اند. نحوه اختلاط دو فاز گاز و روغن، در چگونگی تشکیل حباب‌ها مؤثر است. هر تغییر در شکل جریان، به واسطه‌ی تغییر هندسه و ابعاد اوریفیس یا سطح روغن یا سرعت پیستون، می‌تواند نحوه اختلاط دوفازی را تغییر دهد. در شبیه‌سازی ضربه‌گیر پدیده‌ی کف کردن یا فومینگ در جریان سیال داخل ضربه‌گیر مشاهده گردید که می‌تواند

[1] Foaming

بر عملکرد ضربه‌گیر به خصوص در کورس برگشت مؤثر باشد.

9- فهرست علایم

A	سطح مقطع (m^2)
g	نیروی گرانش ($m.s^{-2}$)
G	نرخ تولید انرژی آشفتگی (m^2s^{-3})
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
k	نرخ انرژی جنبشی آشفتگی (m^2s^{-3})
n	توان پلی‌تروپیک فرآیند گاز
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Re	عدد رینولدز
t	زمان (s)
V	حجم (m^3)
x	کورس (m)
Y	نرخ تولید انرژی آشفتگی ($kgm^{-1}s^{-4}$)

علایم یونانی

ρ	چگالی (kgm^{-3})
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ε	نرخ اضمحلال انرژی آشفتگی (m^2s^{-3})
ω	نرخ اضمحلال ویژه انرژی آشفتگی (m^2s^{-3})
ν	لزجت سینماتیک ($kgm^{-1}s^{-1}$)
τ	تنش برشی (Nm^{-2})

زیرنویس‌ها

Air	محفظه گاز
eff	مؤثر
g	مرز متحرک
M	فاز تراکم پذیر
t	توربولانس
ε	اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی
k	انرژی جنبشی آشفتگی

10- تقدیر و تشکر

نگارندگان بر خود لازم می‌دانند از مرکز طراحی هواگرد شرکت صنایع هواپیماسازی ایران (هسا)، به خاطر حمایت‌های بی‌دریغشان از این پژوهش تشکر و قدردانی نمایند.

11- مراجع

[1] N. Currey, *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*, Georgia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, pp. 69-70, 1988.

[2] B. Milwitzky, F. Cook, Analysis of Landing Gear Behaviour, *National Advisory Committee for Aeronautics*, NACA Report 5411, 1953.

[3] J. Walls, Investigation of the Air-Compression Process during Drop Test of An Oleo-Pneumatic Landing Gear, *National Advisory Committee for Aeronautics*, NACA Report 2477, 1954.

[4] M. Wahi, Oil compressibility and polytropic air compression analysis for oleopneumatic shock strut, *Journal of Aircraft*, Vol. 13, No. 7, pp. 527-530, 1976.

[5] J. Daniels, A method for landing gear modeling and simulation with experimental validation, *NASA Langley Research Center*, Virginia, 1996.

[6] A. Hosseini, H. Pouriavi, R. Moshkani, S. Khadem, Theorical and experimental determination of oleo-pneumatic shock absorber stiffness, *Proceeding of The 7th International Conference of Iran Aerospace Community*, Tehran, February 19-21, 2007. (in Persian فارسی)

[7] W. Kruger, *Integrated Design Process for the Development of Semi-Active Landing Gears for Transport Aircraft*, Stuttgart University, Ph.D. Thesis, 2000.

[8] J. Kong, J. D. Lee, Y. S. Han, O. S. Ahn, Drop impact analysis of smart unmanned aerial vehicle (SUAV) landing gear and comparison with experimental data, *Mat.-wiss.u. Werkstofftech*, Vol. 40, No. 3, pp. 192-197, 2009.

[9] M. Khani, *Magneto-Rheological (MR) Damper for Landing Gear System*, Concordia University, Montreal, pp. 38-41, 2010.

[10] A. Heininen, *Modeling and Simulation of an Aircraft Main Landing Gear Shock Absorber*, Tampere University of Technology, Ph.D. Thesis, 2016.

[11] A. Erdal, H. I. Anderson, Numerical aspect of flow computation through orifices, *Flow Measurement Instrument*, Vol. 8, No. 1, pp. 27-37, 1997.

[12] N. S. Lakshamana, K. Sridharan, S. H. Alvi, Critical reymolds number for orifice and nozzle flow in pipe, *Hydraulic Research*, Vol. 15, No. 2, pp. 167-178, 2010.

[13] ANSYS Fluent, *Theory Guide*, ANSYS, 2015.

[14] A. Jafari, S. Borujeni, To obtain the dynamic response of the aircraft at the moment of landing, *Proceedinf of The 3rd International Conference of Acoustic and Vibration*, Tehran, December 25-26, 2013. (in Persian فارسی)

[15] A. Jafari, S. Borujeni, Conceptual design of single-chamber oleo-pneumatic shoch absorber in landing gear, *Proceeding of The 1st Conference on New Findings in Aerospace and Related Sciences*, Tehran, September 23-25, 2015. (in Persian فارسی)