

بررسی تحلیلی و عددی ارتعاشات موتورهای پیشران

روح ... طاهری نژاد^{۱*}، علی سرداری^۲، سیدجلال سید علیان^۳

۱- دکتری، دانشگاه گیلان، دانشکده مهندسی مکانیک

۲- کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مهندسی مکانیک

۳- کارشناس ارشد، دانشگاه امام حسین (ع)، دانشکده مهندسی مکانیک

*نویسنده مخاطب، shamsr.taher93@gmail.com

چکیده

هدف از تهیه این مقاله، بررسی تحلیلی و عددی ارتعاشات موتورهای پیشران با استفاده از رویکرد تحلیلی و نرم افزاری می باشد. ابتدا به توضیحاتی از قبیل روش های پیش بینی ارتعاشات، تحلیل داده ها، محاسبه PSD و منابع ارتعاش در سازه های فضایی و موشکی پرداخته و سپس چستی، چگونگی و کاربرد تحلیل مودال تشریح شده است. مروری کوتاه در خصوص مقالات در زمینه تست و مقالات در زمینه تئوری نیز آورده شده است. در ادامه به ارائه یک روی تحلیل ارتعاشات شعاعی موتورهای سوخت جامد با استفاده از روابط تئوری الاستیسیته و کرنش صفحه ای پرداخته شده و با استفاده از آن معادله فرکانس طبیعی موتورهای پیشران با گرین استوانه ای استخراج گردیده است. در بخش آخر با بهره گیری از ماژول تحلیل مودال و ماژول پاسخ فرکانسی در نرم افزار Ansys Workbench، تحلیل ارتعاشی یک گرین فینوسیل انجام و بر روی نتایج آن بحث گسترده ای شده است.

کلیدواژه ها: ارتعاشات، تشدید، موتور

پریودیک، تصادفی یا ترکیبی از آن باشند. در جدول ۱ منابع ارتعاشات سازه های فضایی و موشکی در فازهای مختلف عملکردی آمده است. همانطور که ملاحظه می گردد، در مرحله قبل از پرتاب ممکن است تست های ارتعاشی و عملکردی بر روی موتور یا کل موشک صورت پذیرد که می تواند بر اجزاء موتور اثر گذار باشد. در صورتیکه موتور بصورت هوایی، زمینی یا دریایی جابجا شده شود، ارتعاشات مختلفی را متحمل خواهد بود. همچنین در مرحله پرتاب و پرواز، شلیک موتور از لانچر زمینی، هوایی یا دریایی، نوبز آکوستیکی وارد بر آن در حالت شلیک، شوک ناشی از پیچ های انفجاری و یا ورود به جو زمین و همچنین جدایش های بین مرحله ای، از عوامل موثر در ارتعاشات تحمیلی به کل سامانه و به دنبال آن موتور می باشند. ارتعاش سازه می تواند باعث فراجش، خستگی حاصل از نوسان بارها و تنش های تحمیلی، عملکرد نادرست اجزاء الکتریکی و مکانیکی، تغییر شکل غیر مجاز سازه شود [2].

جدول ۱: منابع ارتعاش در فازهای مختلف عملکردی

منبع	فاز	عملکرد
تست ارتعاش تست استاتیک	کنترل عملکردی	قبل از پرتاب
توربولانس هوا نویز ملخ و موتور هواپیما	حمل و نقل: هوایی	
جاده های خشن دریای موج	زمینی دریایی	
وزش باد	امادگی پرتاب	
احتراق نویز موتور رهایش کمربندها	جدایش از زمین	پرتاب
ناهنجاری های موتور جریان گردابی داخل موتور نوسانات تراست	صعود	
نویز و ضربه آیرودینامیکی ناپایداری سیستم کنترلی و مانور سامانه	انتقال مرحله	
جدایش و شوکهای ناشی از پیچ های انفجاری احتراق مرحله		
نویز و ضربه آیرودینامیکی ناپایداری آیرودینامیکی	ورود	اتمسفر

پدیده های گذرای زیادی وجود دارند که باید در روش های تحلیل مودال عملکردی لحاظ شوند. معمولاً در موتورهای سوخت جامد نوسانات فشار گذرا مشاهده می شوند. در این موتورها اندازه گیری اختلاف فاز یا تقویت دینامیکی بین ورودی و خروجی غیر ممکن است. مشکل دوم در نوسانات فشار موتورهای سوخت جامد، طبیعت غیر ایستای نیروهای اعمالی به سازه موتور می باشد [3].

۱- مقدمه

برای تحلیل ارتعاش سازه های فضایی و موشکی و یا زیرمجموعه های آنها باید ابتدا بارهای وارد بر کل سامانه در یک فرآیند سیکی شناخته شود تا بتوان اثر هر یک از بارهای مذکور را روی زیر مجموعه های سامانه بدست آورد. همچنین تحلیل باید بر اساس شبیه سازی تکیه گاههای سامانه یا زیر مجموعه آن در حالت واقعی انجام شود.

از اینرو تحلیل زیر سامانه ها مانند موتورهای پیشران وقتی میسر است که اولاً اثر نیروهای داخلی موتور مانند فشار و نوسانات آیرودینامیکی و ترمو آکوستیکی آن و همچنین نیروهای آیرودینامیک خارجی و نویزهایی و ثانیاً قیود تکیه گاهی تعلیق سامانه و اتصال موتور از سربند به قفسه هدایت و سرچنگی و از انتها به سیستم TVC به دقت شناخته و شبیه سازی شوند [1]. در غیر اینصورت اگر فقط به تست های استاتیک اکتفا شود که در آن موتور را از دو یا چند موقعیت طولی تثبیت کرده و فقط اشتعال و دستیابی به پارامترهای بالستیک داخلی و صحت عملکرد موتور مورد ارزیابی قرار می گیرد، جز اینکه شتاب سنجی و تغییر شکل سازه ناشی از بالستیک داخلی موتور را در حالت غیر واقعی بدهد، نتیجه دیگری را در اختیار طراحی موتور قرار نمی دهد و در واقع تحلیل ارتعاشی ناقص خواهد ماند.

۲- منابع ارتعاش در سازه های فضایی و موشکی

نویزهای آیرودینامیکی، نوسان تراست، تند باد، حمل و نقل، تستها، عملکرد تجهیزات داخلی و کوپلینگ دینامیکی ناپایدار سازه با سیستم کنترل یا سیستم پیشران می توانند منشأ ارتعاش باشند. ارتعاشات می توانند

۳- تحلیل دینامیکی

در دو دهه گذشته، تحلیل دینامیکی به دانشی فراگیر با هدف تعیین، بهبود و بهینه سازی مشخصات دینامیکی سازه های مهندسی تبدیل شده است. طراحی امروزی سازه های پیچیده مکانیکی، هوایی و ساختمانی به گونه ای است که علاوه بر مقاومت بالا بایستی دارای وزن کم و قابلیت انعطاف زیاد باشند. بعنوان مثال، در صنعت خودروسازی تلاش زیادی صرف کاهش وزن بدنه شده است. به منظور کم کردن اثرات اینرسی حین ماموریت در سازه های فضایی، مانند آنتن های ماهواره ای، کاهش وزنی در حد چند گرم نیز حائز اهمیت فراوان است. این نیازهای جدی در طراحی سازه های جدید، پتانسیل بروز ارتعاشات ناخواسته را در این سازه ها افزایش می دهد.

هنگامی که اهمیت رفتار دینامیکی سازه های مهندسی آشکار شد، مساله طراحی سازه ها با ملاحظات مناسب دینامیکی حائز اهمیت می شود. از روش اجزای محدود می توان به عنوان یک روش مدلسازی کامپیوتری فراگیر در مواردی که تحلیل دقیق مشخصات دینامیکی سازه مورد نیاز باشد، استفاده نمود. برای بدست آوردن نتایج با معنی از این ابزار عددی، به اطلاعات کاملی از تئوری دینامیک سازه نیاز است.

مدلسازی کامپیوتری به تنهایی قادر به تعیین رفتار دینامیکی سازه نمی باشد، زیرا برخی خواص سازه مانند میرایی و یا خواص غیرخطی از قواعد معمول در مدلسازی پیروی نمی کنند. همچنین به دلیل عدم قطعیت در شرایط مرزی، اطلاعات بیشتری برای مدلسازی مورد نیاز می باشد. پیشرفت های اخیر در تکنیک های تجربی باعث تکامل مقوله مدلسازی با استفاده از خواص تجربی، شده است. بخش مهمی از این تلاش، پیشرفت های حاصل شده در تحلیل کننده های تبدیل دیجیتال فوریه بوده است.

انواع تحلیل دینامیکی متداول سیستم ها در حوزه ارتعاشات سازه ها را می توان به پنج نوع تقسیم نمود که عبارتند از: (۱) تحلیل مودال (یا مقادیر ویژه) (۲) تحلیل پاسخ هارمونیک (پاسخ فرکانسی خطی) (۳) تحلیل پاسخ گذرا (۴) تحلیل طیفی (۵) تحلیل ارتعاش تصادفی

۴- مطالعات و تاریخچه

در مراجع [4]، [5]، [6]، [7]، [8]، [9]، [10] و [11]، ارتعاشات سامانه موشک در پرواز تعیین شده و اثرات این ارتعاشات در مقیاس Full Scale بررسی شده است. بدین منظور از چند شتاب سنج در نقاط مختلف سامانه و در برخی موارد در لانچر استفاده شده و نتایج بدست آمده از آن تحلیل و بررسی شده است. اما با توجه به اینکه این مقالات در راستای اهداف تعیین شده در این مرکز نمی باشد بررسی دقیق تر آنها انجام نشده است.

در مرجع [12] تست های ارتعاشی و تحلیلی مدل یک هشتم پوسته های سوخت جامد شاتل فضایی بررسی شده اند. بدین منظور فرکانسهای طبیعی و شکل مدها برای مدل های با پوسته آلومینیومی با سوخت های جامد در ماکزیمم فشار دینامیکی و نزدیک به آن در شرایط پروازی بدست آمده است. نتایج فرکانس های پوسته نازک، خمش، پیچش و در حالت طولی با پیش بینی های بدست آمده از تئوری پوسته نازک و تئوری المان محدود صفحه و تیر مقایسه شده است. نتایج تئوری در بازه $\pm 10\%$ درصد نتایج

تجربی قرار دارد. همچنین نتایج تئوری ارتعاشات مقیاس کامل شاتل با نتایج ارتعاشات در مقیاس یک هشتم نیز بررسی شده است.

در مرجع [13] منابع ارتعاشات موتور راکت ناشی از نواسانات فشار درون موتور از نظر بالستیکی بررسی شده است. مرجع [14] ارتعاشات سازه وسیله فضایی که در معرض آکوستیک، نویزهای آیرودینامیکی و تحریکات مکانیکی مشخص می باشد، را بررسی می نماید. از آنجائیکه منابع اصلی و مکانیزمهای ارتعاشات مشخص هستند، روشهای تئوری پیش بینی ارتعاشات شرح داده شده است. همچنین مشکلات کیفیت و انتخاب تست های پذیرش در آزمایشگاه و تست پروازی بررسی شده و مزایا و محدودیتهای متغیرهای تحلیل و روشهای تجربی ارزیابی شده اند.

۵- تحلیل مودال

در گزارش تحلیل مودال نرم افزارهای المان محدود مانند ANSYS یا ABAQUS، سه سری داده بسیار مهم بدست می آید که عبارتند از فرکانس طبیعی، ضریب مشارکت^۱ و جرم موثر^۲ که بایستی به دقت بررسی گردد. ضریب مشارکت، معیاری برای تعیین میزان مشارکت جسم در مدهای مختلف می باشد. بدین معنی که اگر میزان این ضریب در یکی از جهات اصلی (مانند جهت x) و در یک مد خاص بالا باشد، با تحریک جسم در این راستا، این مد بشدت تحریک می شود. جرم موثر نیز یک روش برای قضاوت مفهوم مود ارتعاشی می باشد. مدهای با جرم موثر بالا، می توانند به راحتی با تحریک اصلی برانگیخته شوند و مدهای با جرم موثر کم، نمی توانند به راحتی در رفتارشان تحریک گردند.

یکی از نکات بسیار مهم در تحلیل فرکانسی، تعیین تعداد مدهای یک تحلیل می باشد. زیرا بایستی معیاری برای تعیین تعداد مدهای مهم جسم وجود داشته باشد تا کاربر از بینهایت مود موجود، میزان مدهای مهم را استخراج نماید. این امر می تواند در هزینه حل نیز صرفه جویی نماید. یکی از بهترین معیار در این روش به شرح زیر می باشد:

تعداد مدهای یک تحلیل فرکانسی = کلیه جرمهای موثر مدل که حداقل ۹۰٪ جرم واقعی باشند

حال به منظور بررسی دقیقتر مطالب ارائه شده، معادله فرکانسی (۱) را در نظر گرفته می شود که در آن M ماتریس جرم، \ddot{x} بردار شتاب، k ماتریس جابجایی، x بردار جابجایی و F نیروی تحریک پایه می باشد:

$$M\ddot{x} + kx = F \quad (1)$$

ماتریس جرم کلی^۳ از رابطه (۲) تعیین می گردد که در آن Φ ماتریس بردار ویژه می باشد:

$$\bar{M} = \Phi^T M \Phi \quad (2)$$

بردار ضریب^۴ \bar{L} ، از رابطه (۳) تعیین می گردد که در آن \bar{r} بردار نفوذ^۵ می باشد:

$$\bar{L} = \Phi^T M \bar{r} \quad (3)$$

ضریب مشارکت، Γ_i ، برای مد i ام از رابطه (۴) تعیین می گردد؟

$$\Gamma_i = \frac{\bar{L}_i}{\bar{M}_{ii}} \quad (4)$$

^۱ توجه به این نکته مهم است که مطابق با روابط (۳) و (۴)، یکی از پارامترهای ضریب مشارکت، بردار ضریب \bar{L} می باشد که، ممکن است مثبت یا منفی باشد و لذا به دنبال آن ضریب مشارکت نیز ممکن است مثبت یا منفی باشد.

¹ Participation Factor

² Effective Mass

³ Generalized Mass Matrix

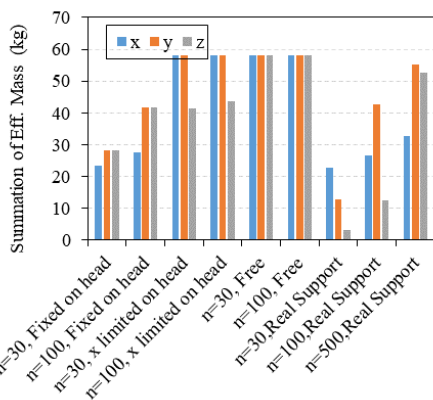
⁴ Coefficient Vector

⁵ Influence Vector

source not found. در نرم افزار Solidworks لقمه هایی با وزن بسیار ناچیز مدل سازی و در محل مورد نظر به موتور متصل می شود و سپس در نرم افزار Ansys مطابق با Error! Reference source not found. b-تکیه گاه از نوع Displacement با حالت Normal To به لقمه ها اعمال می شود. برای نشان دادن تکیه گاه نوع (۳) نیز از تکیه گاه Displacement با حالت مقید در جهت محور موتور (x) استفاده می شود.

۵-۶-۵-۲- مجموع جرم مؤثر در تحلیل مودال موتور

بر اساس اطلاعات حاصل از تحلیل مودال، مجموع جرم مؤثر در هر سه راستای x (محور)، y و z مطابق با شکل ۱ هم برای تعداد مود n=30 و هم n=100 محاسبه گردید. یاد آوری می گردد که جرم موتور در مدل سازی Solidworks حدود 57.82 kg محاسبه شده است. همانطور که ملاحظه می گردد این مقدار برای تکیه گاه های Free و x limited هم در حالت n=30 و هم n=100 تقریباً نزدیک به جرم کلی موتور می باشد، اما در حالت Fixed یا Real Support هنوز به مقدار نهایی خود نرسیده و با افزایش تعداد مودها (n) همچنان رو به افزایش است. این تحلیل نشان می دهد که هرچه قیود روی سیستم بیشتر باشد، برای رسیدن مجموع جرم مؤثر به جرم کلی باید تعداد مود بیشتری وارد محاسبه شوند. لذا همانطور که در آخرین بخش نمودار ملاحظه می گردد برای بررسی بیشتر، تعداد مودهای تحلیل مودال حالت تکیه گاه واقعی (Real Support) به n=500 افزایش داده شده است. جالب توجه است که با افزایش تعداد مود از n=30 تا n=500، هر چند تمامی مقادیر مجموع جرم مؤثر در تمام راستاها افزایش یافته اند، اما افزایش مجموع جرم مؤثر در راستای شعاعی موتور (y و z) بیشتر از راستای محوری (x) می باشد. گفتنی است همچنان می توان مقدار n را به مقادیر بالاتر از 500 افزایش داد که در این تحقیق از ادامه آن صرف نظر شده است.



شکل ۱: مقایسه مجموع جرم مؤثر موتور در تحلیل مودال با تکیه گاه های مختلف در راستاهای x و y و z در شکل ۲ مقایسه ای بین نتایج ضریب مشارکت حاصل از تحلیل مودال برای n=100 و n=500 نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۲-b ملاحظه می گردد، با افزایش تعداد مود از n=100 به n=500، ضریب مشارکت پس از n=100، کاهش قابل توجهی داشته و تقریباً صفر شده است. لذا به نظر می رسد در این مثال، تحلیل مودال حداکثر تا مود n=100 کافی باشد. از سوی دیگر با مقایسه ضریب مشارکت صد مود اول برای تحلیل مودال n=100 و n=500، ملاحظه می گردد که مقدار ضریب

جرم مؤثر، $M_{eff,i}$ ، برای مد i ام از رابطه (۵) تعیین می گردد.

$$M_{eff,i} = \frac{\bar{L}_i^2}{\bar{M}_{ii}} \quad (5)$$

در این بخش به تحلیل موده های ارتعاشی موتور در لحظه ابتدایی سوزش پرداخته می شود. نکته مهمی که طراح باید در تحلیل مودال موتورهای سوخت جامد در نظر داشته باشد آن است که جرم موتور بدلیل کاهش لحظه به لحظه سوخت، در حال کاهش بوده و در نتیجه فرکانس های طبیعی موتور در موده های مختلف برای هر زمانی با زمان دیگر متفاوت خواهد بود. لذا طراح باید برای زمان های مختلف، عقب روی گرین را در نرم افزارهایی مانند Solidworks حساب نموده و برای هر زمانی، پیکره بندی گرین مربوط به همان زمان را مدل سازی و وارد تحلیل مودال نماید. هر چه تعداد این عقب روی ها بیشتر باشد، نتایج کامل تری از سیر زمانی تحلیل مودال موتور بدست خواهد آمد.

۵-۶-۵-۱- تعریف موتور در تحلیل مودال

قطر موتور 280 mm، طول 683 mm و جرم کل حدود 57.82 kg می باشد. در تحلیل ارتعاشی این موتور از ورود درپوش تراکم، وجرینگ و سیستم ایمنی و تسلیح به مدل سازی صرف نظر شده است. در Error! Reference source not found. مدل سه بعدی به همراه مش اعمالی در تحلیل آمده شده است. لازم به توضیح است که مش بندی باید بگونه ای انجام شود که رایانه قادر به حل مسئله باشد. با توجه به اینکه رایانه در دسترس محققین این پروژه Core i7 8G RAM بوده است، لذا بر اساس تجربه باید مش بندی مدل تا حدی باشد که تعداد المانها از 100000 المان تجاوز نکند. لذا به ناچار از مش با ابعاد 30 mm استفاده شد که در نتیجه آن 76182 المان بدست آمد.

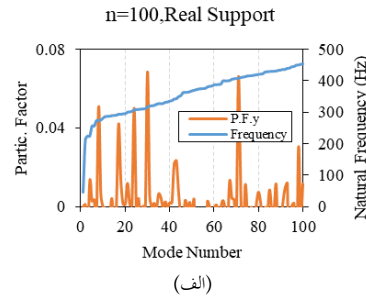
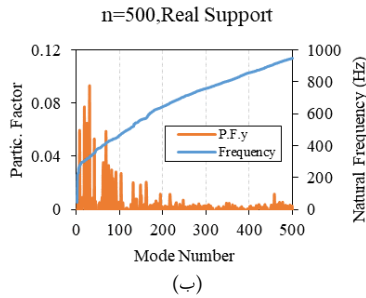
هر چند در بخش قبل گفته شد که نوع تکیه گاه در تعیین فرکانس های طبیعی سیستم تأثیری ندارد، اما طراح نباید سطح بیرونی موتور را کاملاً مقید در نظر بگیرد. زیرا اولاً این وضعیت بر خلاف واقعیت است و ثانیاً در این حالت موتور نمی تواند فرکانس های کوچک را تجربه نماید و مجبور است مود های تغییر شکل را در فرکانس های خیلی بالا تجربه نماید. به عنوان مثال در موتور وقتی سطح بیرونی بدنه فلزی فقط در جهت محور مقید شود، فرکانس های طبیعی از مود چهارم به بعد و با فرکانس حدود 40 Hz ظاهر می شود. اما در صورتیکه سطح بیرونی بدنه کاملاً مقید و بدون حرکت باشد، فرکانس طبیعی از حدود 200 Hz به نمایش گذاشته می شود و این بدان معناست که دیگر در فرکانس های کوچک نمی توان به موده های تغییر شکل دست یافت و برای تغییر شکل موتور باید نیرویی با حداقل فرکانس 200 Hz به آن وارد شود. در این مثال، چهار نوع تکیه گاه مختلف برای موتور مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است که عبارتند از: (۱) تکیه گاه کاملاً ثابت از سمت واپرینگ سر موتور (۲) تکیه گاه ثابت فقط در راستای محور (x) از سمت واپرینگ سر موتور (۳) کاملاً آزاد و (۴) تکیه گاه واقعی در تست استاتیک که در Error! Reference source not found. شماتیک آن نشان داده شده است.

تکیه گاه های واقعی در تست استاتیک عبارتند از (۱) محل تماس چهار غلطک زیر موتور، (۲) یک محل تماس زنجیر در میانه سطح بالای موتور و (۳) یک محل تکیه گاه آداباتور تست استاتیک موتور به لودسل که برای مدل سازی تکیه گاه های (۱) و (۲) ابتدا مطابق با Error! Reference

افزایش تا جایی ادامه دارد که مقدار مجموع جرم مؤثر مطابق با شکل ۱ به حداکثر مقدار خود برسد.

مشارکت در شکل ۲-الف کمتر از 0.08 و در شکل ۲-ب بیشتر از 0.08 محاسبه شده است.

لذا می توان نتیجه گرفت که با افزایش تعداد مود در تحلیل مودال، مقادیر ضریب مشارکت و احتمالاً جرم مؤثر رو به افزایش خواهد بود، اما این



شکل ۲: مقادیر ضریب مشارکت و فرکانس طبیعی موتور با تکیه گاه واقعی؛ الف) n=100 ب) n=500

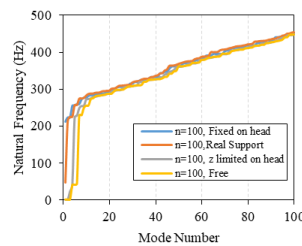
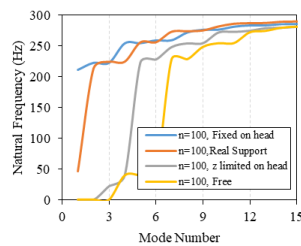
همچنین فرکانس طبیعی متناظر با این مودها به ترتیب برابر با 213 Hz، 293 Hz و 352 Hz می باشد. اما مقادیر جرم مؤثر مطابق با شکل ۵ نشان می دهد که مود غالب در جرم مؤثر مربوط به مود n=2 می باشد و سایر مقادیر جرم مؤثر تقریباً برابر با صفر می باشد. لذا می توان نتیجه گرفت که تنها مود n=2 با فرکانس طبیعی 213 Hz در بارگذاری و ارتعاشات طولی موتور (جهت X) نسبت به بقیه مودها غالب می باش اما ضریب مشارکت آن در ارتعاشات طولی موتور خیلی اهمیت ندارد.

ضریب مشارکت و جرم مؤثر برای انواع تکیه گاه در راستای Y به ترتیب در شکل ۶ و شکل ۷ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می گردد ضریب مشارکت در راستای Y (شکل ۶) برای موتور با تکیه گاه واقعی تقریباً نزدیک به صفر می باشد. این رفتار را می توان برای جرم مؤثر در راستای Y (شکل ۷) نیز مشاهده نمود.

۵-۶-۵-۳- نتایج تحلیل مودال موتور

نتایج نهایی تحلیل مودال حاصل از Ansys در شکل ۳ تا شکل ۷ نشان داده شده است. مطابق با شکل ۳-الف الگوی فرکانس های طبیعی موتور دقیقاً مشابه هم بوده و این به آن معناست که نوع تکیه گاه در فرکانس های طبیعی موتور هیچ دخالتی ندارد. اما نوع تکیه گاه مطابق با شکل ۳-ب فقط باعث اختلاف فاز در بخش اوج گیری منحنی ها می شود.

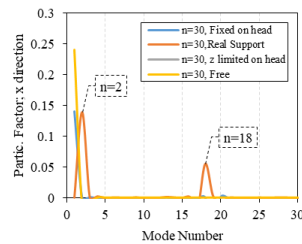
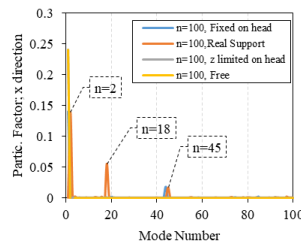
ضریب مشارکت و جرم مؤثر برای انواع تکیه گاه در راستای X (محور موتور) به ترتیب در شکل ۴ و شکل ۵ نشان داده شده است. جالب توجه آن است که هرچه موتور مقیدتر می شود، مقدار ضریب مشارکت و جرم مؤثر آن نیز کمتر و نزدیک به صفر می گردد. همانطور که ملاحظه می گردد ضریب مشارکت در راستای X (شکل ۴) برای موتور با تکیه گاه واقعی محدود به مودهای 2، 18 و 45 بوده و مقدار آن در سایر مودها صفر است.



(ب)

(الف)

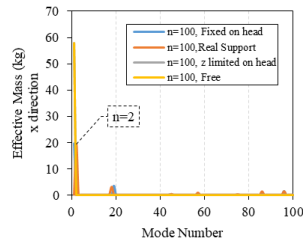
شکل ۳: مقایسه فرکانس های طبیعی ۱۰۰ مود اول موتور با تکیه گاه های مختلف؛ الف) نمای کلی ب) نمای دقیقتر



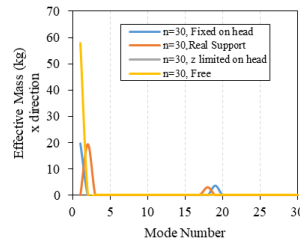
(ب)

(الف)

شکل ۴: مقایسه ضریب مشارکت راستای X موتور با تکیه گاه های مختلف در محدوده ۳ مود اول؛ الف) n=30 ب) n=100

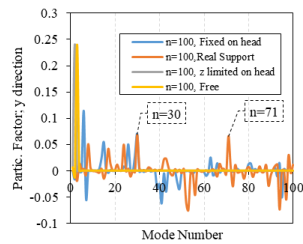


(ب)

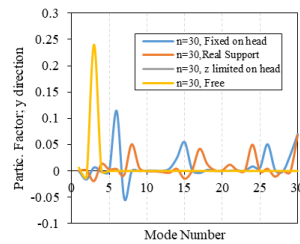


(گ)

شکل ۵: مقایسه جرم مؤثر راستای x موتور با تکیه گاه های مختلف در محدوده ۳ مود اول؛ الف) n=30 ب) n=100

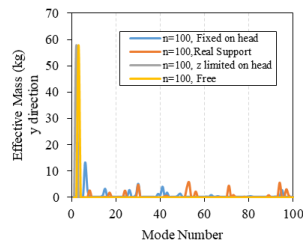


(ب)

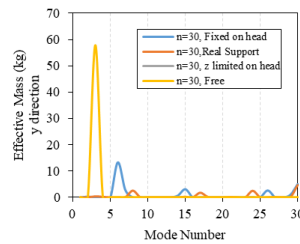


(گ)

شکل ۶: مقایسه ضریب مشارکت راستای y موتور با تکیه گاه های مختلف؛ الف) n=30 ب) n=100



(ب)



(گ)

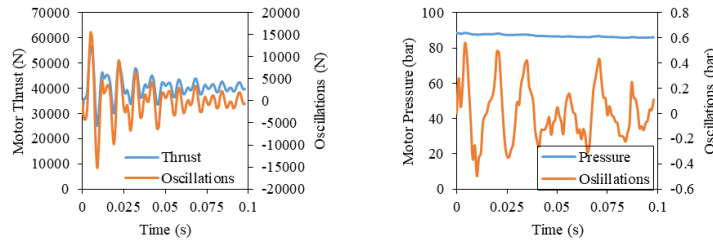
شکل ۷: مقایسه جرم مؤثر راستای y موتور با تکیه گاه های مختلف در محدوده ۳ مود اول؛ الف) n=30 ب) n=100

شیفیت به جلو) دارد. فرکانس های غالب تحلیل نواسات فشار و تراست در حوزه فرکانس در شکل ۹-ب بطور واضح تری نشان داده شده است که در آن فرکانس غالب اول و دوم نواسات فشار به ترتیب در 61 Hz و 121 Hz و برای تراست به ترتیب در 111 Hz و 192 Hz می باشد. حال باید دید که آیا این فرکانس های غالب ناشی از فشار و تراست به فرکانس های طبیعی بدست آمده از تحلیل مودال موتور نزدیک می باشد یا خیر. با بهره گیری از شکل ۳-ب ملاحظه می گردد که محدوده فرکانسی بین 60-200 Hz برای حالت تکیه گاه واقعی موتور، مربوط به مدهای اول و دوم می باشد. از سوی دیگر شکل ۴ و شکل ۵ نشان می دهند که ضریب مشارکت و جرم مؤثر در راستای x (محور موتور) برای مدهای اول و دوم ناچیز بوده و در نتیجه مشکلی از بابت تشدید در راستای محور موتور وجود ندارد. همین رفتار و نتیجه با بهره گیری از شکل ۶ و شکل ۷ در راستای شعاعی موتور (y) نیز ملاحظه می گردد.

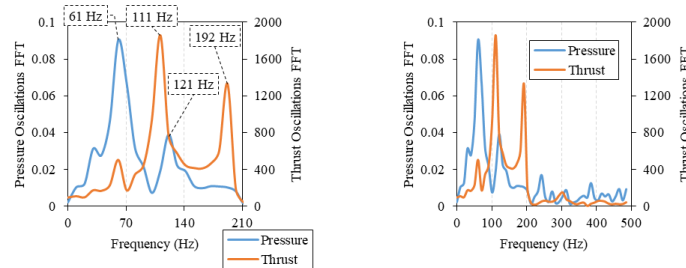
۵-۶-۵-۴- تحلیل فرکانسی داده های تست استاتیک موتور

حال برای مقایسه نتایج حاصل از تحلیل مودال با فرکانس غالب حاصل از تست استاتیک، نوسانات فشار و تراست حاصل از تست استاتیک با استفاده از نرم افزار POA¹ تعیین گردیده (شکل ۸) و مطابق با شکل ۹-الف، تحلیل فرکانسی می شوند. لازم به ذکر است که پیکره بندی گرین استفاده شده در تحلیل مودال مربوط به قبل از سوزش موتور (ثانیه صفر) می باشد، لذا فقط داده های فشار و تراست بازه زمانی ابتدای کارکرد موتور (0-0.1 s) وارد تحلیل فرکانسی شده است. همانطور که شکل ۹-الف نشان می دهد هر دو منحنی تحلیل فرکانسی نواسات فشار و تراست موتور در این تست استاتیک تقریباً از یک الگو پیروی می کنند، هر چند نوسانات تراست در حوزه فرکانس نسبت به نوسانات فشار مقداری اختلاف فاز

¹ Pressure Oscillations Analysis



شکل ۸: داده های حاصل از تست استاتیک موتور و نوسانات حاصل از آن (الف) فشار (ب) تراست

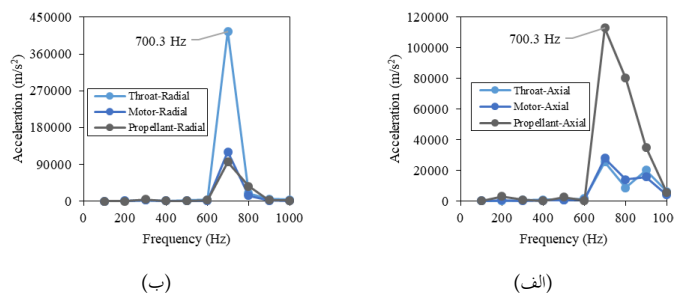


شکل ۹: مقایسه نتایج حاصل از تحلیل فرکانسی نوسانات فشار و تراست تست استاتیک موتور (الف) نمای کلی (ب) نمای جزئی

برای مشاهده نتایج تحلیل هارمونیک، طراح می تواند با توجه به حساسیت و موضوعیت کار، پاسخ فرکانسی نقطه، لبه، سطح یا حجمی از سازه مورد نظر را در قالب تنش، کرنش، تغییر شکل، سرعت و یا شتاب در راستای دلخواه خود استخراج نماید. در این مثال، پاسخ فرکانسی شتاب و تغییر شکل محوری و شعاعی به عنوان خروجی تحلیل هارمونیک انتخاب شده اند که نتایج آن در شکل ۱۰ و شکل ۱۱ آمده است. مطابق با این شکلها، فرکانس 700 Hz فرکانس غالب می باشد که باید با نتایج تحلیل مودال و تست استاتیک موتور مقایسه گردد. با بهره گیری از نتایج تحلیل مودال شکل ۳ ملاحظه می گردد که فرکانس 700 Hz مربوط به مود $n=243$ می باشد. اما همانطور که نتایج شکل ۴ تا شکل ۷ در بخش قبل نشان می دهد، مود $n=243$ از ضریب مشارکت و جرم مؤثر بسیار پایین و تقریباً قابل اغماض برخوردار است. همچنین مطابق با شکل ۹، فرکانس 700 Hz منطبق با فرکانس غالب فشار و تراست حاصل از تست استاتیک نمی باشد. لذا می توان نتیجه گرفت که ارتعاشات موتور در لحظه شروع به کار بحرانی نبوده و جای نگرانی ندارد.

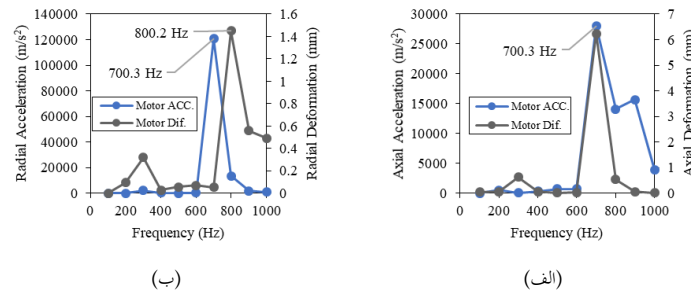
۵-۶-۵-۵ پاسخ فرکانسی موتور

در این بخش به تحلیل پاسخ فرکانسی (هارمونیک) موتور در زمان ابتدای اشتعال پرداخته می شود. پاسخ هارمونیک^۱ یکی از مازول های نرم افزار Ansys Workbench می باشد. موتورهای پیشران در تست استاتیک تحت دو نوع بار فشار درونی و نیروی تراست محوری قرار می گیرد. در تحلیل پاسخ هارمونیک باید حداقل و حداکثر فرکانس بار اعمالی به سیستم تعیین گردد. با توجه به شکل ۲-ب ملاحظه می گردد که حداکثر فرکانس طبیعی بدست آمده از تحلیل مودال برای $n=500$ کمتر از 1000 Hz می باشد. لذا برای مقایسه فرکانس غالب حاصل از اعمال بار با فرکانس های طبیعی موتور، حداقل فرکانس اعمال بار در این مثال برابر با 1 Hz و حداکثر آن نیز 1000 Hz و بازه حل (Solution Intervals) هم برابر ۱۰ در نظر گرفته شد (بازه فرکانسی 1-1000 Hz به ۱۰ قسمت تقسیم می شود). همچنین مقدار فشار 80 bar بر روی سطوح داخلی گرین و تراست محوری 36700 N بر روی سطح داخلی عدسی سربند اعمال گردید. زمان حل در این مرحله حدود ۱۲ ساعت به طول انجامید.



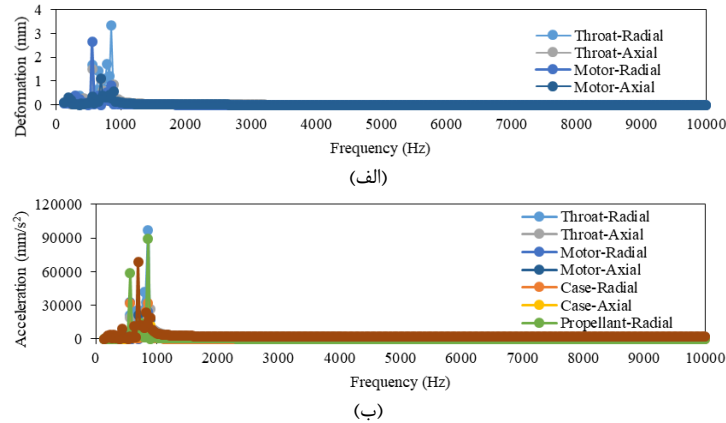
شکل ۱۰: مقایسه پاسخ فرکانسی شتاب گلوبی، موتور و سوخت موتور (الف) محوری (ب) شعاعی

¹ Harmonic Response



شکل ۱۱: مقایسه پاسخ فرکانسی شتاب و تغییر شکل موتور الف) محوری ب) شعاعی

۳۰۰ قسمت تقسیم می شود). جالب توجه آن است که زمان حل در این مرحله حدود ۱۵ دقیقه به طول انجامید. همانطور که نتایج تغییر شکل و شتاب محوری و شعاعی در این بخش مطابق با شکل ۱۲ نشان می دهند، افزایش حداکثر فرکانس تا ۱۰۰۰۰ Hz در تحلیل هارمونیک، رفتار قابل تأملی را بعد از فرکانس ۱۰۰۰ Hz از خود به نمایش نمی گذارد.

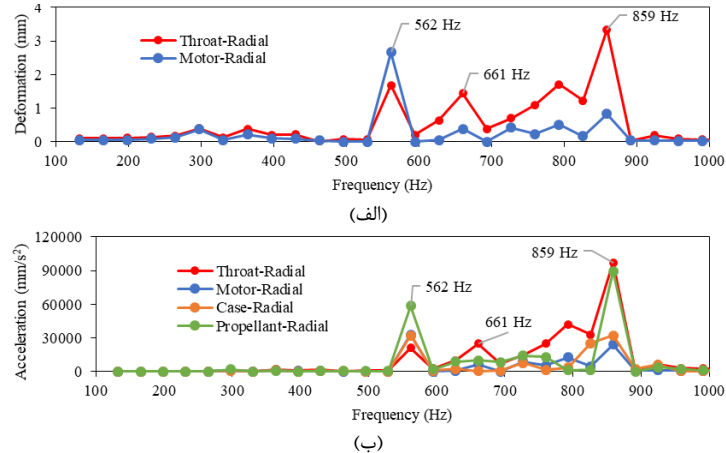


شکل ۱۲: مقایسه پاسخ فرکانسی شعاعی و محوری بخش های مختلف موتور الف) تغییر شکل ب) شتاب

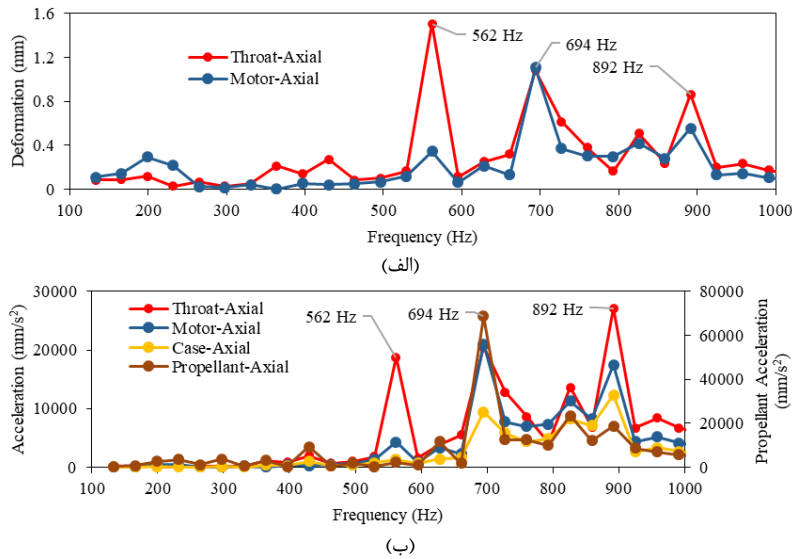
دهد. با تمام این تفاسیر باز هم با بهره گیری از نتایج تحلیل مودال شکل ۳ ملاحظه می گردد که فرکانس های غالب مشاهده شده از ضرایب مشارکت و جرم مؤثر بسیار پایین و تقریباً قابل اغماض برخوردار می باشند. همچنین مطابق با شکل ۹، این فرکانس ها منطبق با فرکانس غالب فشار و تراست حاصل از تست استاتیک نمی باشند، و باز هم می توان نتیجه گرفت که ارتعاشات موتور در لحظه شروع به کار بحرانی نبوده و جای نگرانی ندارد.

همانطور که ملاحظه گردید حداقل فرکانس در نمودارهای پاسخ فرکانسی شکل ۱۰ و شکل ۱۱ از ۱۰۰ Hz شروع شد. حال برای بررسی بیشتر، حداقل فرکانس اعمال بار در مازول تحلیل هارمونیک انسیس برابر با ۱۰۰ Hz و حداکثر آن نیز ۱۰۰۰۰ Hz و بازه حل (Solution Intervals) هم برابر ۳۰۰ در نظر گرفته می شود (بازه فرکانسی ۱۰۰-۱۰۰۰ Hz به

حال برای بررسی بهتر شکل ۱۲، محدوده فرکانس تا ۱۰۰۰ Hz تنظیم می شود که نتیجه آن در شکل ۱۳ و شکل ۱۴ آمده است. همانطور که مشاهده می گردد فرکانس های غالب در منحنی تغییر شکل با فرکانس های غالب در منحنی شتاب چه در راستای شعاعی و چه در راستای محوری مطابقت دارند. جالب توجه آن است که قطعه گلوبی بطور کلی بیشترین پاسخ را نسبت به قطعات سوخت و بدنه به خود اختصاص می



شکل ۱۳: مقایسه پاسخ فرکانسی شعاعی بخش های مختلف موتور الف) تغییر شکل ب) شتاب



شکل ۱۴: مقایسه پاسخ فرکانسی محوری بخش های مختلف موتور الف) تغییر شکل ب) شتاب

SOLID-ROCKET BOOSTERS," NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, Hdmpton, 1976.

مراجع

[13] W. C. Strahle and J. C. Handley, "PREDICTION OF COMBUSTION INDUCED VIBRATION IN ROCKET MOTORS," THE U.S.ARM Y BALLISTIC MISSILE DEFENSE ADVANCED TECHNOLOGY CENTER, HUNTSVILLE, 1978.

[14] H. Himmelbau, C. M. Fuller and T. D. Schzrton, "ASSESSMENT OF SPACE VEHICLE AEROACOUSTIC-VIBRATION PREDICTION, DESIGN, AND TESTING," 1970.

[1] A. Calvi, "Spacecraft Loads Analysis; An Overview," aaasa, Noordwijk, The Netherlands, 2011.

[2] J. P. Arenas and R. N. Margasahayam2, "NOISE AND VIBRATION OF SPACECRAFT STRUCTURES," *Ingeniare Revista chilena de ingeniería*, vol. 14, no. 3, pp. 251-264, 2006.

[3] T. Gouache, J. Morlier, G. Michon and B. Coulange, "Operational Modal Analysis with non Stationnary Inputs," in *IOMAC*, Guimaraes, Portugal, 2013.

[4] A. S. James, "MEASUREMENTS AND ANALYSIS OF SOLID-PROPELLANT-ROCKET VIBRATIONS OBTAINED DURING A CAPTIVE FLIGHT," Langley Research Center, Hdmpton, 1971.

[5] A. C. Sherman, "AYLOAD VIBRATION DATA MEASURED DURING FIVE FLIGHTS OF A TWO-STAGE SOLID-PROPELLANT LAUNCH VEHICLE," Langley Research Center, WASHINGTON, 1962.

[6] B. T. W, "FLIGHT SHOCKAND VIBRATION DATA OF THE ECHO A-12 APPLICATION VERTICAL TESTS (AVT-1 AND AVT-2)," Goddard Space Flight Center, 1963.

[7] A. N. James, "FLIGHT PERFORMANCE DATA FROM THE SCOUT X-258 ROCKET MOTOR," NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, 1965.

[8] A. C. S and B. T. W, "COMPARISON OF PRE-LAUNCH AND FLIGHT VIBRATION MEASUREMENTS ON THOR LAUNCH VEHICLES," Hampton, 1963.

[9] A. S. James and R. C. Robert, "EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE LONGITUDINAL VIBRATION OF A REPRESENTATIVE LAUNCH VEHICLE WITH SIMULATED PROPELLANTS," Hmpton, 1968.

[10] D. Bynum, "Vibration-test Evaluation of an ULLAGE Solid-propellant Rocket Motor," in *SESA Fall Meeting*, Pittsburgh, 1966.

[11] J. A. Schoenster and H. B. Pierce, "COMPARISON OF VIBRATIONS OF A COMBINATION OF SOLID-ROCKET LAUNCH VEHICLE AND PAYLOAD DURING A GROUND FIRING AND LAUNCHING," NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, Hampton, 1975.

[12] S. A. Leudbetter, W. B. Stephens, J. L. Sewull, J. W. Mujku and J. R. Burrett, "VIBRATION CHARACTERISTICS OF 1/S-SCALE DYNAMIC MODELS OF THE SPACE-SHUTTLE