

## تحلیل استاتیکی و دینامیکی شاسی و سازه اتوبوس O-457

محسن اصفهانیان<sup>۱،۲\*</sup>

ابوالفضل محبوبی شاد<sup>۱</sup>

\* نویسنده مسئول: Mesf1964@cc.iut.ac.ir

### چکیده

در این مقاله شاسی و بدنه اتوبوس O6457 به روش اجزاء محدود مورد تحلیل استاتیکی و دینامیکی قرار گرفته است. این فرایند با مدل سازی سه بعدی سیستم تعلیق، شاسی و بدنه اتوبوس آغاز شده است. در ابتدا تحلیل استاتیکی انجام شده تا از مقاومت شاسی در حالت معمولی اطمینان حاصل شود. سپس، تحلیل دینامیکی بر روی سازه و شاسی انجام شده که در این تحلیل آنالیز مودال و گذرای سازه و شاسی بررسی شده است. در تحلیل گذرا پیچش و خمش ناشی از تحریک های وارده از طرف جاده به سازه و شاسی با استفاده از مدل المان محدودی که مشخص کننده کل سازه و سیله نقلیه می باشد، بررسی گردیده و از استحکام کافی سازه و شاسی در این حالت نیز اطمینان حاصل شده است.

**واژه های کلیدی:** اجزاء محدود - شاسی و بدنه - تحلیل استاتیکی - تحلیل دینامیکی

۱ - کارشناس ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر

۲ - استادیار - دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

## ۱- مقدمه

در گذشته طراحی خودرو از طریق تجربه و تست‌های آزمایشگاهی گران قیمت انجام می‌گرفته است. روش‌های تحلیلی تقریباً غیرممکن و یا بسیار سخت بودند. با این وجود تقاضا برای طراحی‌های جدید که جنبه‌هایی همچون کاهش وزن خودرو، ایمنی و کاهش مصرف سوخت، جنبه‌های اقتصادی، قابلیت بازیافت و در دسترس بودن قطعات و استقبال عمومی را در نظر بگیرند، کاهش نیافت. لذا تحقیقات گوناگونی در این زمینه انجام گرفته است. مارتک لیمیتد و پروست کار ۲۰۰۰ امکان کاهش وزن اتوبوس داخل شهری را به کمک تقویت سازه در نقاط ضعیف و حذف اعضاء زائد آن بررسی کرده‌اند این تحقیق در کشور کانادا برای مرکز توسعه حمل و نقل کانادا انجام شده است [۱]. بالاسا و همکاران (۲۰۰۳) سازه یک اتوبوس را با استفاده از اجزاء-محدود توسط نرم‌افزار ANSYS مورد مطالعه قرار داده‌اند. تحلیل‌های استاتیکی، مودال و دینامیکی سازه را در شرایط مختلف انجام داده، از آنالیز دینامیکی گذرا جهت بررسی تنش‌ها استفاده گردیده است [۲].

## ۲- تحلیل استاتیکی

در مبحث طراحی یک سازه تحلیل استاتیکی از اهمیت خاصی برخوردار است. در بررسی سازه‌ها در ابتدا با انجام یک آنالیز استاتیکی می‌توان از مقاوم بودن سازه تحت بارهای ساکن و استاتیکی اطمینان حاصل نمود. در حالت-هایی که بار دینامیکی وجود دارد نیز می‌توان بار دینامیکی را به صورت بار استاتیکی معادل در نظر گرفت و صرفاً با استفاده از یک آنالیز استاتیکی نقاط بحرانی را بدست آورد و یا سازه‌ای مقاوم از لحاظ استاتیکی و دینامیکی طراحی نمود. در بسیاری از آیین‌نامه‌ها از این روش استفاده می‌شود. در مسائل استاتیکی خطی روابط حاکم به شکل زیر است:

$$[K]\{u\} = \{F^a\} + \{F^r\} \quad (1)$$

که در اینجا  $[k] = \sum_{m=1}^N [k_e]$  ماتریس سختی سازه،  $\{u\}$  بردار تغییر مکان گرهی،  $N$  تعداد المان‌ها  $[K_e]$  ماتریس

سختی المان،  $\{F^r\}$  بردار نیروی عکس‌العمل و  $\{F^a\}$  بردار نیروی اعمالی کلی می‌باشد.

## ۳- تحلیل دینامیکی

### ۳-۱- آنالیز مودال سازه

قبل از انجام آنالیز دینامیکی بر روی سازه باید از خواص دینامیکی سازه اطلاع کافی در دسترس باشد. در صورتی که مدل سازی اجزاء محدود نادرست باشد، آنالیز مودال می‌تواند در این مورد اطلاعات خوبی را عرضه نماید. این تحلیل مودهای ارتعاشی، فرکانس‌های طبیعی و خواص دینامیکی سیستم را مشخص می‌کند که از این خواص، می‌توان رفتار دینامیکی آن را بررسی نمود. در صورتی که خواص دینامیکی سیستم قابل قبول باشد، تحلیل دینامیکی گذرا بر روی آن انجام خواهد شد.

### ۳-۲- آنالیز گذرا

پس از انجام آنالیز مودال بر روی سازه باید تحلیل دینامیکی به شکل تحریک از طرف جاده بر روی آن انجام گردد. این تحلیل جهت اطمینان از مقاومت خمشی و پیچشی سازه در مقابل بارهای متقارن و نامتقارن انجام می‌گردد. برای شبیه-سازی این تحریک‌ها از آنالیز در حوزه زمان یا فرکانس استفاده می‌گردد. تحلیل درحوزه فرکانس فقط برای سیستم-های خطی استفاده می‌گردد. اما تحلیل در حوزه زمان هم برای سیستم‌های خطی و هم برای سیستم‌های غیرخطی کاربرد دارد. در این تحلیل از حوزه زمان استفاده شده و از روش گذرا بدین صورت استفاده می‌شود که یک سری تحریک به چرخ‌های خودرو اعمال شده و سپس عکس‌العمل سازه در مقابل این تحریک‌ها بررسی می‌گردد این تحریک‌ها به صورت نیم‌پالس سینوسی، مانع و چاله ساده می‌باشند. روش حل آنالیز گذرای مورد استفاده بستگی به تعداد درجات آزادی سیستم دارد. سازه‌ها آکوستیک و سایر سیستم‌های مرتبه دوم برحسب زمان به وسیله یک روش و سیستم‌های حرارتی، مغناطیسی، الکتریکی و سایر سیستم‌های از درجه اول با استفاده از روش دیگر تحلیل می‌گردند.

بازه زمانی انتگرال گیری ۰/۰۰۵ ثانیه برای تحریک سینوسی و ۰/۰۰۴ تا ۰/۰۰۸ برای تحریک مانع و چاله در نظر گرفته شده است.

#### ۴- روش مورد استفاده

به دلیل پیچیدگی هندسی سازه خصوصاً در محل اتصالات و باز بودن مقاطع، استفاده از روش اجزاء محدود اجتناب ناپذیر است. بنابراین از روش اجزاء محدود جهت انجام این تحلیل استفاده شده است. نرم افزارهای اجزاء محدود برای مقاصد عمومی مورد استفاده قرار می گیرند، اما می توان با مدل سازی صحیح به نحو موثری از آنها در شبیه سازی مدل های دینامیکی استفاده نمود. در این مورد از نرم افزار ANSYS جهت انجام تحلیل استفاده شده است. شکل (۱) مدل هندسی شاسی و سازه این اتوبوس را در نرم افزار نشان می دهد. شکل (۲) نیز مدل المان محدود اتوبوس را نشان می دهد. این مدل از ۴۰۵۹۷ المان پوسته و ۳۰۷۵ المان تیر تشکیل شده است، به طوری که مدل تهیه شده با در نظر گرفتن المان های جرم و فنر به کار رفته، دارای ۲۵۳۶۸۳ درجه آزادی می باشد. به دلیل پیچیدگی مدل در ناحیه اتصال و وجود ورق های با ضخامت کم و همچنین کاهش نسبی المان ها نسبت به المان های دیگر نظیر المان جامد توپر از المان پوسته جهت شبیه سازی شاسی استفاده گردیده است. اکسل ها و سازه اتوبوس نیز با المان های تیر مناسب شبیه سازی گردیده اند [۴]. تایرها با المان فنر در راستای عمودی شبیه سازی شده که به دلیل بحث ارتعاشات عمودی این مدل به خوبی شبیه سازی شده و اعتبار دارد [۲ و ۴]. کمک فنرها نیز با المان دمپر شبیه سازی شده، همچنین جرم معادل موتور و گیربکس و تانک های سوخت و هوا نیز به صورت متمرکز در محل آنها قرار داده شده است [۴ و ۵]. المان ها نیز با مقایسه مدل با شبکه بندی های مختلف تا حد کافی ریز انتخاب شده اند به نحوی که تفاوت نتایج در دو شبکه بندی مختلف کمتر از ده درصد باشد.

در مدل اجزاء محدود به دلیل اینکه اتصالات به صورت صلب شبیه سازی شده اند، میزان سختی به دست آمده در مدل اجزاء محدود بیشتر از مقدار واقعی آن می باشد. دلیل این امر لغزش اتصالات سازه در موقع اعمال تحریک نامتقارن می

فرض ها و محدودیت های آنالیز گذرا در اجزاء محدود به شرح زیر است:

۱- شرایط اولیه معلوم باشد.

۲- اثرات ژيروسکوپیک یا کریولیس در سازه وجود نداشته باشد.

معادله تعادل دینامیکی گذرای مطلوب برای یک سازه خطی به صورت زیر می باشد:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

که در آن  $[M]$  ماتریس جرم سازه  $[C]$  ماتریس میرایی سیستم  $[K]$  ماتریس سختی و  $f(t)$  ماتریس نیروهای خارجی وارد بر سیستم می باشد.

از دو روش انتگرال گیری تفاضلی پیشرو و انتگرال گیری نیومارک جهت حل معادله خطی (۲) می توان استفاده نمود. روش تفاضلی پیشرو در آنالیز مسائل گذرای صریح کاربرد دارد و از روش نیومارک جهت تحلیل مسائل آنالیز گذرای ضمنی استفاده می شود که در زیر توصیف می گردد. روش نیومارک از روابط تفاضل محدود در بازه زمانی  $\Delta t$  با فرض های زیر استفاده می نماید.

$$\{\ddot{u}_{n+1}\} = \{\ddot{u}_n\} + [(1-\delta)\{\ddot{u}_n\} + \delta\{\ddot{u}_{n+1}\}]\Delta t \quad (3)$$

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + \{\dot{u}_n\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2}-\alpha\right)\{\ddot{u}_n\} + \alpha\{\ddot{u}_{n+1}\}\right]\Delta t^2 \quad (4)$$

معادلات برای  $\{\ddot{u}_{n+1}\}$  و  $\{\dot{u}_{n+1}\}$  می تواند با استفاده از ترکیب معادلات (۳) و (۴) با معادله (۲) به شکل زیر در آید.

$$(a_0[M] + a_1[C] + [K])\{u_{n+1}\} = \{f(t)\} +$$

$$[M](a_0\{u_n\} + a_2\{\dot{u}_n\} + a_3\{\ddot{u}_n\}) + [C](a_1\{u_n\} + a_4\{\dot{u}_n\} + a_5\{\ddot{u}_n\})$$

ضرایب  $a_0$  تا  $a_5$  ثابت هایی هستند که بستگی به پارامترهای انتگرال گیری نیومارک و بازه زمانی دارند. در صورت وجود اثرات غیرخطی در معادله بالا از روش نیوتن رافسون جهت حل معادله استفاده می شود. پس از اینکه حل برای بردار  $\{u_{n+1}\}$  بدست آمد، سرعت ها و شتاب ها بدست می آیند.

حل معادله (۲) به وسیله معادلات نیومارک (۳) و (۴) برای مقادیر زیر به صورت نامشروط پایدار خواهد بود [۳].

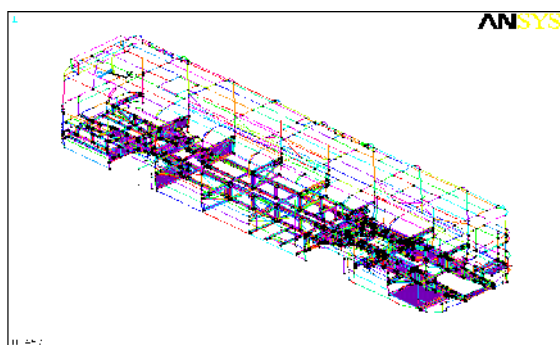
$$\alpha \geq \frac{1}{4} \left(\frac{1}{2} + \delta\right)^2, \quad \delta \geq \frac{1}{2}, \quad \frac{1}{2} + \delta + \alpha > 0$$

است. با توجه به مقادیر فوق در تمامی تحریکات وارد شده، شاسی و سازه مقاومت کافی را در برابر آنها دارا می‌باشد. مقادیر تنش، محل وقوع و زمان مربوطه در جدول زیر خلاصه شده است:

جدول (۱) مقادیر تنش و زمان وقوع آن در تحلیل دینامیکی

نوع تحریک	حداکثر تنش (Mpa)	زمان (ثانیه)	محل حداکثر تنش
نیم پالس سینوسی	۳۵۵	۳/۱۱۹	رام عرضی نزدیک تانک سوخت
چاله ساده	۳۰۶	۲/۸۸۸	دسته موتور عقبی
مانع	۳۵۰	۲/۸۴۸	انتهای شاسی

شکل‌های (۶) تا (۲۷) کانتورهای تنش و جابجایی و نمودارهای مربوطه به نقاط طراحی را نشان می‌دهند. نقاط طراحی که در شکل (۱۱) نشان داده شده شش گره از مدل المان محدود در نظر گرفته شده است که بر روی شاسی و به ترتیب از ابتدا تا انتهای شاسی به فاصله تقریبی ۲m از یکدیگر قرار دارند. با توجه اینکه جنس فولاد بکار رفته در سازه و شاسی QRST52 بوده که دارای تنش تسلیمی در حدود ۴۳۰ Mpa می‌باشد، نتایج به دست آمده از آنالیز مشخص نمود که شاسی و سازه اتوبوس مقاومت کافی در برابر تمامی تحریکات وارد شده را دارا می‌باشد.



شکل (۱) مدل هندسی سازه و شاسی

باشد. البته این مورد در پیچش سازه تحت بارهای نامتقارن با دامنه کم، کوچکتر از میزانی است که در حالت بارهای نامتقارن با دامنه زیاد ایجاد می‌شود. میزان کاهش سختی در مواردی ۱۰ درصد و در موارد بحرانی تا ۲۰ درصد گزارش شده است.

## ۵- بررسی نتایج

### ۵-۱- نتایج تحلیل استاتیکی شاسی و سازه

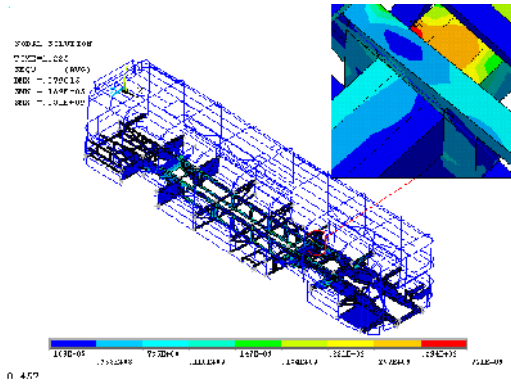
در این حالت که سیستم تعلیق انعطاف پذیر می‌باشد، همان طور که در شکل (۳) دیده می‌شود حداکثر جابجایی در راستای عمودی ۸cm می‌باشد که در قسمت انتهایی اتوبوس رخ می‌دهد. در شکل (۴) نیز کانتور تنش فون میز نشان داده شده است و همان‌طور که در شکل دیده می‌شود مقدار حداکثر تنش در این حالت قبل از اولین رام عرضی بعد از موتور و در سمت راست شاسی مشاهده می‌شود و مقدار آن ۱۲۶ Mpa می‌باشد.

### ۵-۲- نتایج آنالیز مودال شاسی و سازه

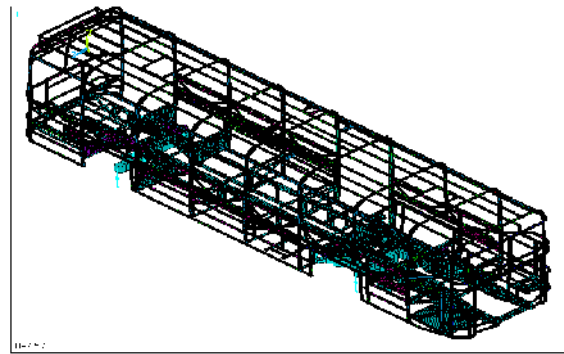
در آنالیز مودال تا سی مود ارتعاشی محاسبه شده است. شکل (۵) مودهای ارتعاشی اول تا ششم شاسی و سازه را به همراه فرکانس‌های مربوطه به ترتیب نشان می‌دهند.

### ۵-۳- نتایج حاصل از تحلیل گذرای شاسی و سازه

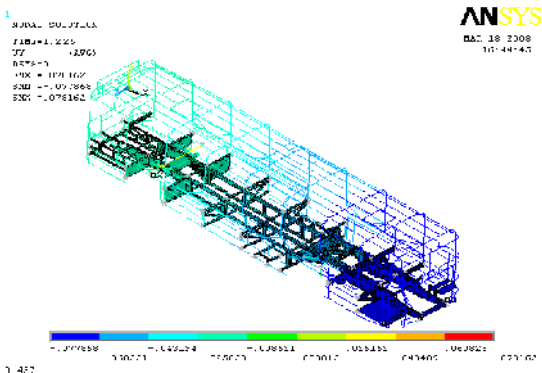
پس از انجام آنالیز مودال، آنالیز دینامیکی سازه و شاسی انجام گرفته است. در ابتدا مدل تحت نیم پالس سینوسی قرار گرفته است. در این حالت حداکثر تنش بدست آمده ۳۵۵ Mpa بوده که در رام عرضی نزدیک تانک سوخت در زمان ۳/۱۱۹ ثانیه (یعنی در اواسط تحریک چرخ‌های عقب) اتفاق می‌افتد. در تحریک مانع نیز حداکثر تنش ۳۵۰ Mpa می‌باشد که در قسمت انتهایی شاسی در زمان ۲/۸۴۸ ثانیه (یعنی در ابتدای زمانی که چرخ عقب سمت راست، تحریک شده است) اتفاق می‌افتد. در تحریک چاله نیز حداکثر تنش ۳۰۶ Mpa بوده و به صورت تمرکز تنش در محل دسته موتور عقبی در زمان ۲/۸۸۸ ثانیه اتفاق می‌افتد که این لحظه نیز اوایل زمانی است که چرخ عقب سمت راست تحریک شده



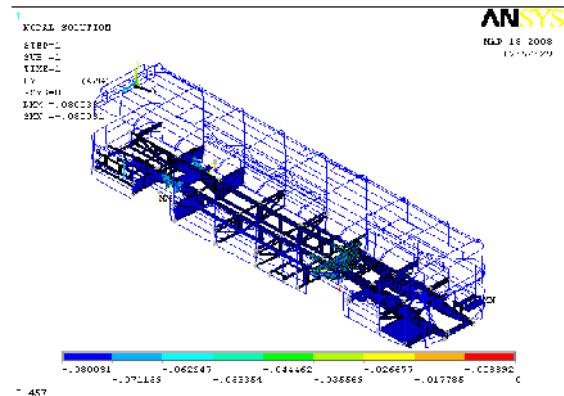
شکل (۶) کانتور تنش در حالت تحریک سینوسی چرخ جلو



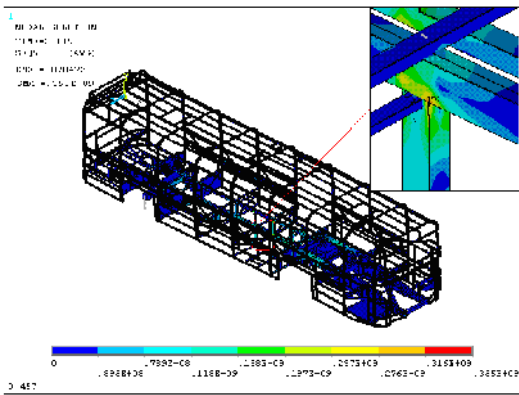
شکل (۲) مدل المان محدود سازه و شاسی



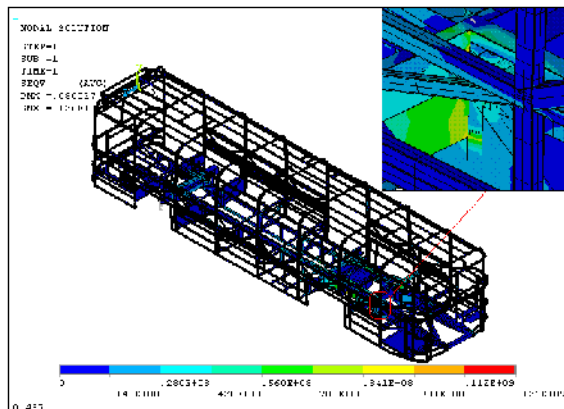
شکل (۷) کانتور جابجایی عمودی در حالت تحریک سینوسی چرخ جلو



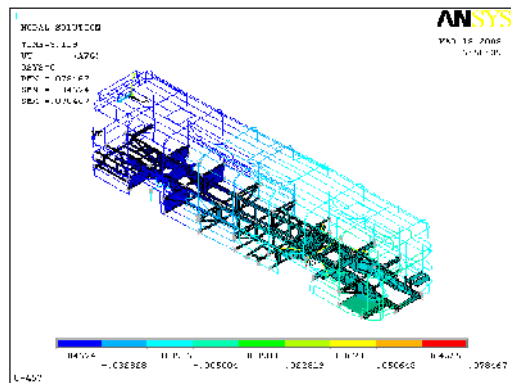
شکل (۳) کانتور جابجایی عمودی سیستم تعلیق انعطاف پذیر



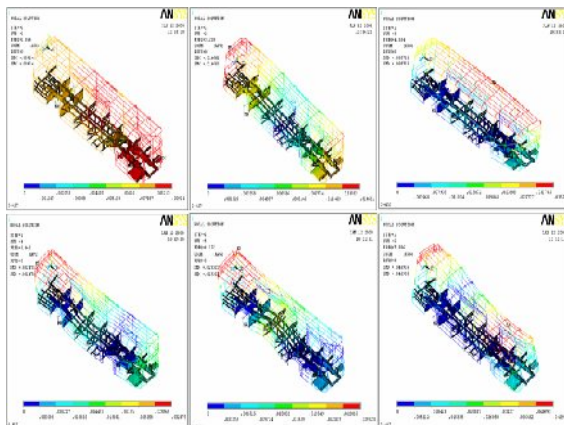
شکل (۸) کانتور تنش فون میز در حالت تحریک سینوسی چرخ عقب



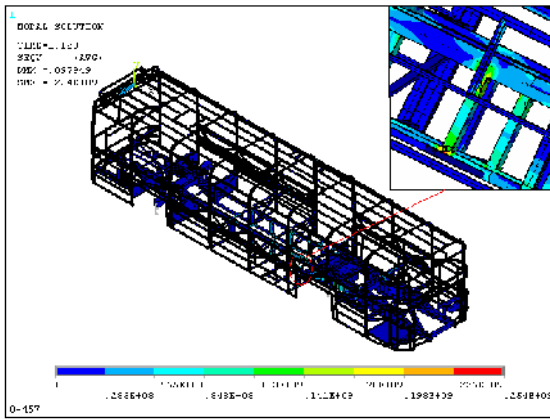
شکل (۴) کانتور تنش فون میز در حالت سیستم تعلیق انعطاف پذیر



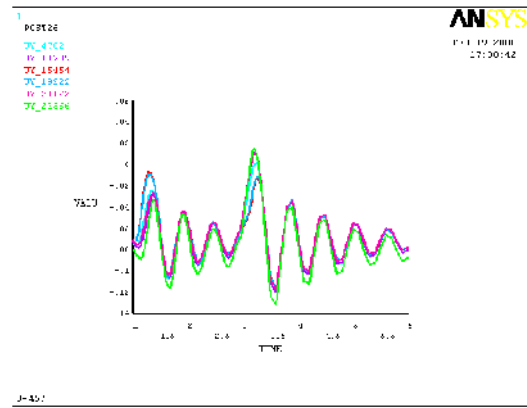
شکل (۹) کانتور جابجایی عمودی شاسی و سازه در زمان ۳/۱۱۹ ثانیه



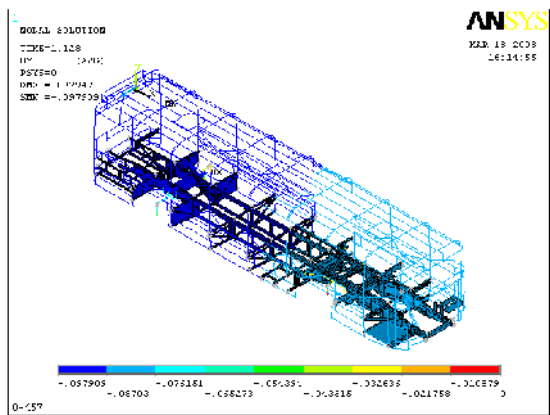
شکل (۵) مودهای ارتعاشی و فرکانس‌های طبیعی اول تا ششم



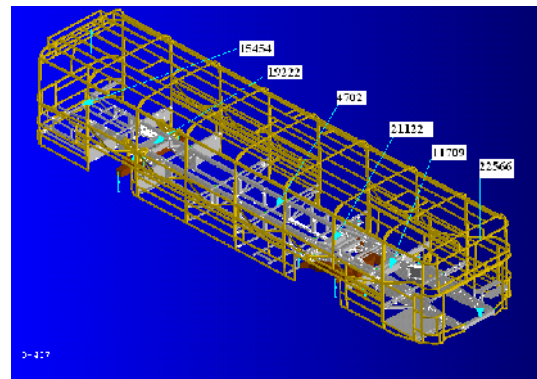
شکل (۱۴): کانتور تنش فون میز سازه و شاسی در تحریک چاله در زمان ۱/۱۲۸ ثانیه



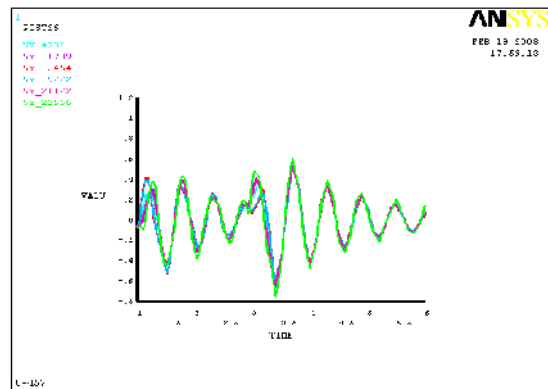
شکل (۱۰): نمودار جابجایی نقاط طراحی در تحریک سینوسی



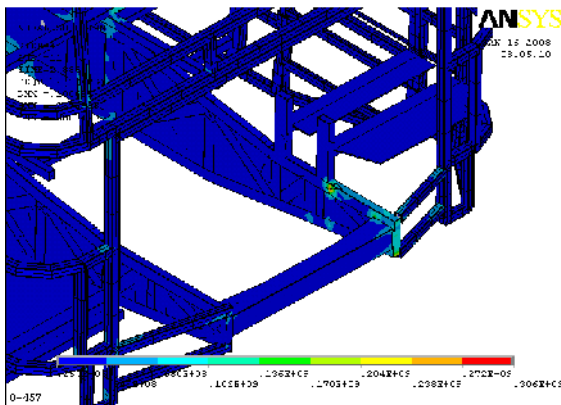
شکل (۱۵): کانتور جابجایی عمودی شاسی و سازه در تحریک چاله در زمان ۱/۱۲۸ ثانیه



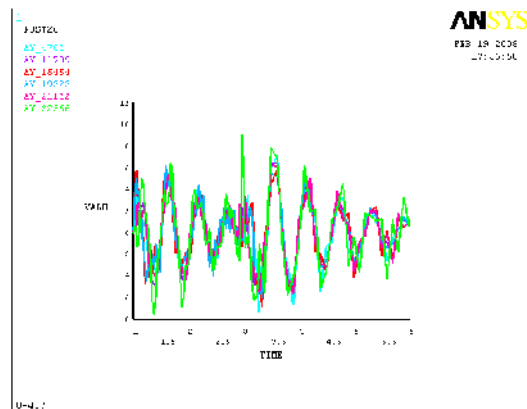
شکل (۱۱): نقاط طراحی



شکل (۱۲): نمودار سرعت نقاط طراحی در تحریک سینوسی

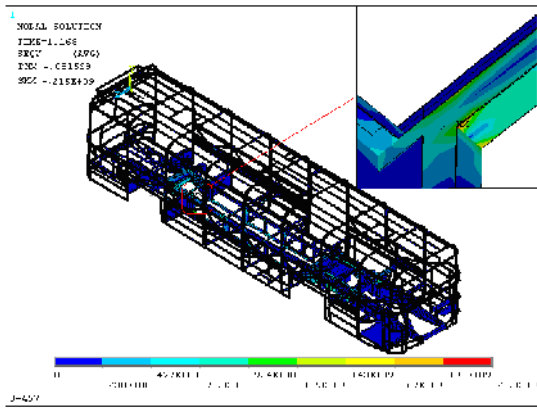


شکل (۱۶): کانتور تنش فون میز سازه و شاسی در تحریک چاله در زمان ۲/۸۸۸ ثانیه

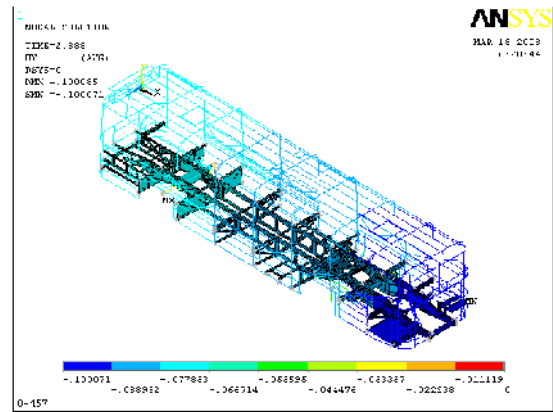


شکل (۱۳): نمودار شتاب نقاط طراحی در تحریک سینوسی

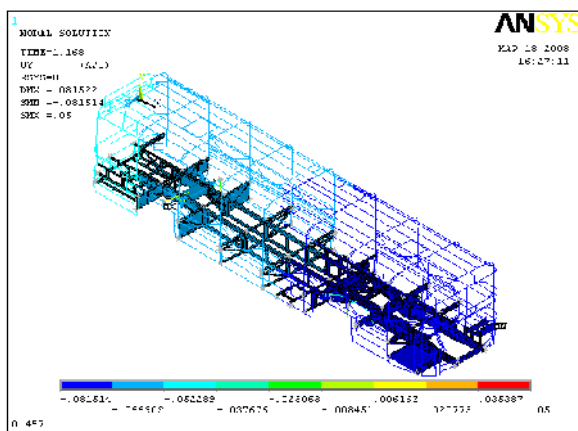




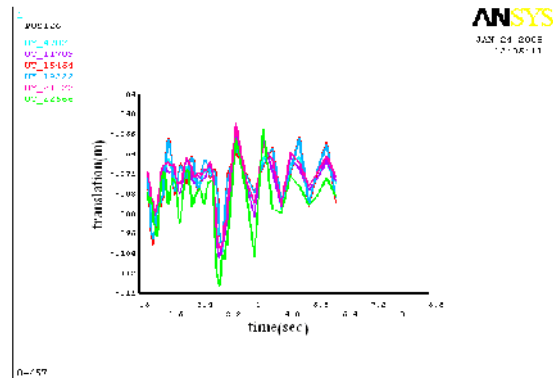
شکل (۲۱) کانتور تنش فون میز سازه و شاسی در تحریک مانع در زمان ۱/۱۶۸ ثانیه



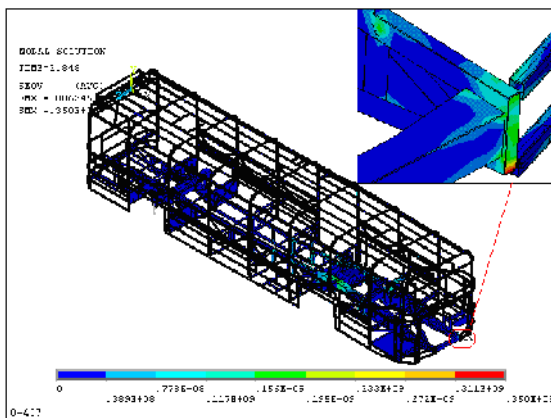
شکل (۱۷) کانتور جابجایی عمودی سازه و شاسی در تحریک چاله در زمان ۲/۸۸۸ ثانیه



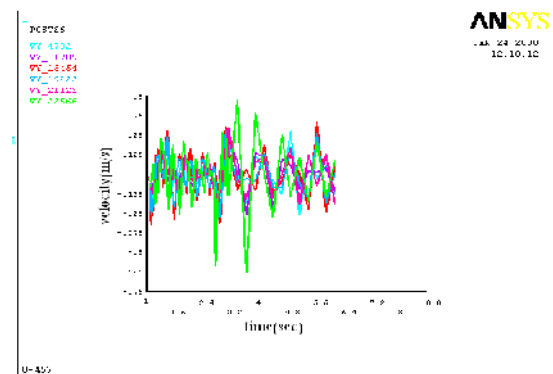
شکل (۲۲) کانتور جابجایی عمودی سازه و شاسی در تحریک مانع در زمان ۱/۱۶۸ ثانیه



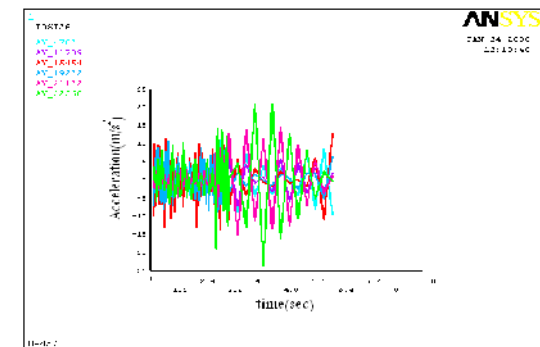
شکل (۱۸) نمودار جابجایی نقاط طراحی در تحریک چاله



شکل (۲۳) کانتور تنش فون میز سازه و شاسی در تحریک مانع در زمان ۲/۸۴۸ ثانیه



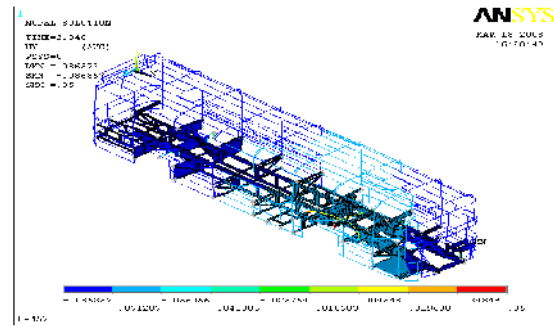
شکل (۱۹) نمودار سرعت نقاط طراحی در تحریک چاله



شکل (۲۰) نمودار شتاب نقاط طراحی در تحریک چاله

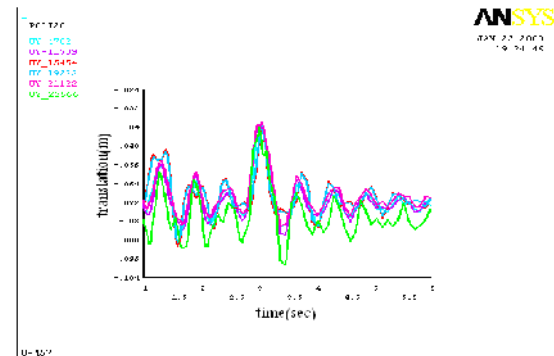
مراجع

- [1] Martec Limited, Prévost Car, INTERCITY BUS WEIGHT REDUCTION- PROGRAM, Transportation Development Centre, January 2000.
- [2] Balasa, B., Nicolae, G. and Tircomnicu, R. Extended Virtual Prototype of an Ikaruss98 Bus, ANSYS Conference paper, 2003.
- [3] Zienkiewicz, O.C., the Finite Element Method, McGraw-Hill Company, London, 1997.



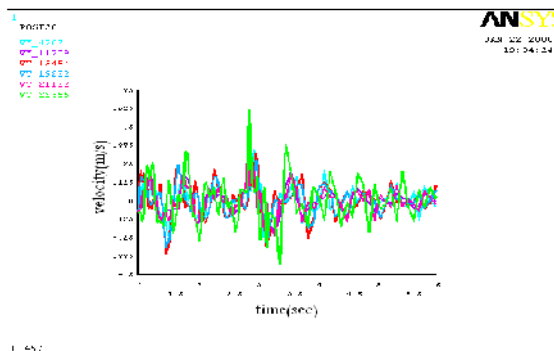
شکل (۲۴) کانتور جابجایی عمودی سازه و شاسی در تحریک مانع در زمان ۲/۸۴۸ ثانیه

[۴] شنگلی، ح، تحلیل استاتیکی و دینامیکی شاسی نردبانی مینی بوس هیبرید، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۸۲.



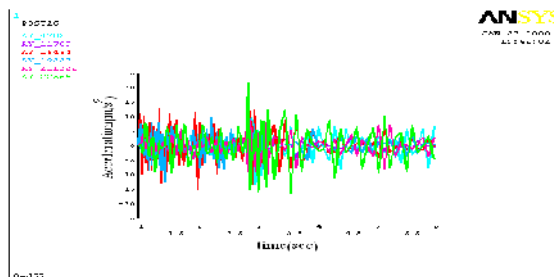
شکل (۲۵) نمودار جابجایی نقاط طراحی در تحریک مانع

[۵] تورنگ، ح، تحلیل استاتیکی و دینامیکی شاسی اتوبوس سفیر و O302 و بررسی پایداری حرکت آنها، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۸۴.



شکل (۲۶) نمودار سرعت نقاط طراحی در تحریک مانع

[۶] هارونی، الف، مطالعه سیستماتیک طراحی شاسی های نردبانی، دانشکده مهندسی مکانیک، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۸.



شکل (۲۷) نمودار شتاب نقاط طراحی در تحریک مانع

- [7] RomanÓw, F. and jankowski, L., *Investigations of stress Concentration in Thin-Walled elements of Chassis Frames*, International Conference on Vehicle Structures, 1984.
- [8] Beerman, h.J., *Joint Deformations and Stresses of Commercial Vehicle Frame under Torsion*, International Conference on Vehicle Structures, 1984.
- [9] Berger, M., *Modeling Problems in the Dynamic Design of Autobuses*, International Conference on Vehicle Structures, 1984.
- [10] SzÖke, D. and Horvah, S., *Dynamic Analysis of Vehicle FEM System with Discrete Damper*, Vehicle System Dynamic Supplement 28, pp.485-495, 1998.
- [11] Dirschmid, Dr.F., *Optimization of Car Components using MSC/CONSTRUCT*



- [26] Zienkiewicz, O.C., The Finite Element Method, McGraw-Hill Company, London, 1997
- [27] SAS IP, Inc ANSYS, Inc.Theory Manual, Version RV51, 1997.
- [28] Bergan, P. G., and Mollestad, E., An Automatic Time-Stepping Algorithm for Dynamic Problems, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 49, 1985
- [29] Rodinov, V., Automotive Chassis Design and Calculations, Mechanical Engineering Publications, London, 1989.
- [30] Moaveni S., Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, 1999.
- [31] Nunney, M.J., Light & Heavy Vehicle Technology, 3<sup>rd</sup> Edition, Oxford, UK, Butterworth-Heinemann, 1998.
- [32] Mrazek, T.and Marzy, R., *Investigation of the Comfort Behavior of a Commercial Vehicle in ADAMS*, Paper for the 15<sup>th</sup> ADAMS EuropeanUsers, Conference, Nov 2000
- [33] Bathe, K. J., Finite Element Procedures, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1996
- [12] MSC First Worldwide Automotive Conference Munich 1999.
- [13] Lee, j., Thompson, D.J., Hong Hee Yoo, Jang Moo Lee., Vibration analysis of vehicle body and suspension system using a substructures method. *International journal of Vehicle Design (IJVD)*, Vol.24, No.4, 2000.
- [14] Friberg, O. and Eriksson. , Optimization of Ride Comfort, Multibody Dynamics, Professional Engineering Publication limited, London, 1998.
- [15] Reimpell, J., Stoll, H.and J.W.Betzler. , The Automotive Chassis Engineering Principles, Second Edition, Buter Worth-Hengmann, 2001.
- [16] Martec Limited, Prévost Car, INTERCITY BUS WEIGHT REDUCTION- PROGRAM, Transportation Development Centre, January 2000.
- [17] Kuti, I. , *Dynamic Analysis of Vehicle Manoeuver on the Basis of the Finite Element Method*, Periodica Polytechnia Ser. Trans. Eng. Vol.29, No.1-2, pp.47-58, 2001.
- [18] Balasa, B., Nicolae, G.and Tircomnicu, R., *Extended Virtual Prototype of an Ikaruss98 Bus*, ANSYS Conference paper, 2003.
- [19] Genta, G., Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation, World Scientific, 1997
- [20] Wong,j.Y.,*Theory of Ground Vehicles*, Third Editoin,John Wiley&SONS,Copyright 2001.
- [21] Meirovitch, L., *Element of Vibration Analysis*, Second Edition, McGraw- Hill, 1986
- [22] Beer man, H.j., The Analysis of Commercial Vehicle Structures, Mechanical Engineering Publications, London, 1989.
- [23] Gillespie, T.D., *Fundamental of Vehicle Dynamic, published by society of automotive engineers, Inc*, Third Printing 1999.
- [24] Bendat, J.S., and Piersol, A.G., Random Data: Analysis and Measurement Procedures, John Wiley&Sons, New York.1971, 407p.
- [25] Spangler, E.B., GMR Profilmeter Method for Measuring Road Profile, General Motors Research Publication GMr-452, 1964, 44p.