

# تحلیل غیرخطی بیودینامیکی سیستم تعلیق خلبان تحت

## بارهای تحریک سه محوره

کرامت ملک زاده فرد<sup>۱</sup>، علیرضا پورموید\*<sup>۲</sup>، حمیدرضا نافه کشان فرد<sup>۳</sup>

۱- استاد، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیاء(ص)، تهران، ایران

۳- دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

(دریافت مقاله: ۱۳۹۹/۰۲/۱۴ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۰/۱۴)

### چکیده

انرژی ارتعاشی در تماس مستقیم با اعضاء مختلف بدن، در محدوده فرکانسی خاص می تواند مخاطره آمیز باشد. از طرفی مانورهایی که خلبان در حین پرواز انجام و شتاب های ناگهانی  $g$  که به هواپیما وارد می شود بر روی سر و گردن، ستون فقرات و دیگر اعضاء بدن اثرات نامطلوبی داشته و باعث اختلال در اعمال فیزیولوژیکی و روانی خلبان می گردد. در این تحقیق ابتدا با انتخاب یک مدل مناسب از بدن انسان و سپس با استخراج معادلات حرکت، با استفاده از نرم افزار متلب معادلات جابجایی، سرعت و شتاب برای هر یک از اعضاء بدن به دست آمده است. کار جدید در این تحقیق قرار دادن مدل بر روی صندلی با تشکچه از جنس فوم، تشکچه از جنس مواد ویسکوالاستیک و تشکچه از جنس مواد ویسکوالاستیک با وجود سیستم تعلیق صندلی خلبان که دارای فنر و میراکننده غیر خطی می باشد. نتایج بدست آمده نشان می دهد که در شتاب  $g$  بالا سیستم تعلیق خلبان دارای بهترین عملکرد در میرا کردن و جذب انرژی سیستم را دارد. برای حرکت های کوچک که در فرکانس های پایین در محدوده ۰ تا ۳۰ هرتز اتفاق می افتد سیستم تعلیق صندلی جواب گو نیست و برای بررسی این حالت باید با استفاده از توابع بیودینامیک و رسم نمودارهای آنها در دو حالت بدن در حالت نشسته و بدن در حالت نشسته بر روی تشکچه از جنس فوم مورد بررسی قرار گرفته شود. در این حالت نتایج نشان می دهد که در نمودار جرم ظاهری استفاده از تشکچه از جنس فوم باعث شیفت پیک این نمودار از فرکانس در محدوده ۵ هرتز به فرکانس در محدوده ۱۳ هرتز می رسد. بنابراین وجود تشکچه برای حفظ سلامتی کاملاً الزامی است.

واژه های کلیدی: سیستم تعلیق خلبان، توابع بیودینامیکی، انتقال پذیری، جرم ظاهری، امیدانس مکانیکی.

## Nonlinear biodynamic analysis of pilot suspension system under three-axis excitation loads

Keramat Malekzadeh Fard, Alireza Pourmoayed\* And Hamidreza Nafekshanfard

### Abstract

Vibratory energy in direct contact with different members of the body, in a certain frequency range, can be risky. On the other hand, the maneuvers that the pilot conducted during the flight and the sudden accelerations of  $g$  entering the plane on the head and neck, the spinal cord and other organs of the body have adverse effects and disrupt the physiological and psychological actions of the pilot. The first, in this research by choosing a suitable model of the human body and then by extracting the motion equations, using the MATLAB software, the displacement, velocity and acceleration equations for each member of the body are obtained. The new work in this research is putting on the model of seat with cushion made of

foam, cushion made of viscoelastic and with cushion made of viscoelastic despite the pilot's seat suspension system that has a non-linear springs and dampers. The results indicate that at high acceleration of g, the pilot's suspension system has the best performance in damping and absorbing the energy of the system. For small movements that at low frequencies in the range of 0 to 30 Hz are occurred, the seat suspension system is not responding and to check this state, we must examine the functions of biodynamics and plotting them in two states of the body in sitting position and body in sitting position on a foam pad. In this case, the results indicate that in the apparent mass diagram, the use of cushion made of foam caused peak shift in this chart from a frequency in the range of 5 Hz to a frequency in the range of 13 Hz. Therefore, the presence of cushion for health is absolutely necessary.

**Key words:** Pilot suspension system, biodynamic functions, seat-to-head transmissibility, driving-point mechanical impedance, apparent mass

## مقدمه

در سال‌های اخیر با پیشرفت تکنولوژی استفاده از تجهیزات مکانیکی و وسایل نقلیه از جایگاه و اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. کاربرد ماشین‌ها به منظور ساده‌تر شدن کارها و دستیابی به سرعت و دقت بالاتر، بیشتر گردیده است. اما در مقابل این حسن، ماشین‌ها می‌توانند در کوتاه مدت و یا بلند مدت خطرانی را برای انسان ایجاد کنند. بنابراین مسئله سلامتی انسان در ارتباط با یک ماشین از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بدن انسان همواره در معرض ارتعاشاتی که از بکارگیری وسایلی که به صورت روزمره از آنها استفاده می‌کند و این ارتعاشات به قسمت‌های مختلف از بدن انسان منتقل می‌شود. مانند حرکت تراکتور در زمین ناهموار، حرکت قطار روی ریل، حرکت زیر دریایی و قایق، حرکت هواپیما و ... در هر یک از این موارد گفته شده، بدن انسان در معرض ارتعاشاتی قرار می‌گیرد که در سطح مشترک بین بدن و وسیله نقلیه ایجاد می‌شود. ارتعاشات وارد به بدن موجب احساس ناراحتی و درد و به خطر افتادن سطح سلامت بدن انسان می‌شود.

از طرفی استفاده از وسیله نقلیه برای جابه‌جایی موجب قرار گرفتن بدن در معرض انواع مختلفی از ارتعاشات در دامنه زمانی مشخص می‌گردد. این موضوع بسیار واضح و روشن است که انتقال ارتعاشات به بدن بسیار ناخوشایند است و موجب اثراتی مانند خستگی و کوفتگی و یا ایجاد آسیب‌های جبران‌ناپذیری در بدن می‌شود. از طرفی دیگر این ارتعاشات که به صورت ناخواسته معمولاً در رنج فرکانسی پایین تولید می‌شود (که حدوداً زیر ۱۰ هرتز می‌باشد) در حالی که فرکانس طبیعی ستون فقرات بین ۴ تا ۸ هرتز است بنابراین احتمال ایجاد پدیده تشدید را در ستون فقرات بالاتر می‌برد. که این عامل مهمی در ایجاد بسیاری از آسیب‌هایی مانند کمردرد، ارتروز

گردن و ... که تاثیر جدی روی سلامتی و عملکرد سرنشین‌های وسیله نقلیه دارد. بنابراین حذف ارتعاشات وارد به سرنشین وسیله نقلیه از موضوعات جالب توجه در سال‌های اخیر بوده است. تاکنون برای بسیاری از وسایل نقلیه ارتعاشات را با بکارگیری تشکچه‌ی صندلی و یا قرار دادن جاذب انرژی که در محدوده‌ای از دامنه فرکانس پایین دارای عملکرد مناسب در مواجهه با این فرکانس‌ها می‌باشد و تأثیر آن را خنثی می‌نماید، مورد بررسی قرار گرفته است. جیوا<sup>۱</sup> و همکاران در تحقیقی نشان داد که حدوداً ۷۰٪ جرم بدن انسان در حالت نشسته عمل می‌کند و ما بقی وزن آن توسط پاها تحمل می‌شود [۱]. سلیمان<sup>۲</sup> و همکاران در تحقیقی از یک روش کنترلی برای کنترل سیستم تعلیق یک وسیله نقلیه استفاده کردند. در مدل ارائه شده وسیله نقلیه بصورت ۷ درجه آزادی مدل شده است. همچنین در این تحقیق مقایسه‌ای بین استراتژی‌های کنترلی بحث شده است [۲]. اکسو<sup>۳</sup> و همکاران، برای آنالیز جاده‌ای شاسی وسیله نقلیه، که در آن راننده و سرنشین به صورت ترکیب از جرم و فنر مدل شده بودند را مورد بررسی قرار دادند. در این آنالیز از اثرات اتاق و سرنشین‌ها در حالت سکون صرف‌نظر شده است [۳]. گریفین<sup>۴</sup> و لوپس<sup>۵</sup> در آنالیز و تست بر روی سیستم تعلیق صندلی و تشکچه صندلی که برای حرکت راحت و با آرامش در وسیله نقلیه استفاده می‌شود، سرنشین‌ها را با جرم‌های صلب جایگزین و این مدل را مورد بررسی قرار دادند [۴]. کردستانی<sup>۶</sup> و همکاران، آنالیز ریاضی مدل نشسته بدن را توسط سیستم چند درجه آزادی از جرم، فنر و میراکننده مکانیکی که در این مدل هر کدام از جرم‌ها شامل یک درجه آزادی بودند را انجام دادند [۵]. پانکوک<sup>۱۲</sup> و همکاران، یک مدل جدید اجزاء محدود برای تخمین نیروی داخلی در مهره L3، L4 ارائه کردند. آن‌ها مهره‌ها را صلب فرض کردند تا بهتر و سریع‌تر با نرم افزار تحلیل شود [۶]. دو نوع مدل برای

ارتعاش کاهش می‌یابد. دامنه فرکانس پایین و حرکت دامنه بزرگ که تحت حرکت تکرار شونده دست شناخته می‌شوند باعث خستگی عضله تاندم و کرختی دست می‌شوند.

زمانی که بدن سرنشین، مستقیم روی صندلی قرار می‌گیرد، به علت اینکه ارتعاش وارد به وسیله نقلیه مستقیماً به بدن سرنشین‌هایی که درون وسیله نقلیه نشسته‌اند وارد می‌شود بنابراین مهم است که بتوانیم بوسیله سیستم تعلیق صندلی و تشکچه صندلی این ارتعاش را ایزوله و یا اینکه میزان انتقال این ارتعاش را تا حد ممکن کاهش دهیم. از این رو مطالعه و بررسی بر روی طراحی و آنالیز حرکت راحت و با آرامش در وسایط نقلیه بسیار مهم می‌باشد.

کار ارائه شده در این تحقیق ارائه یک مدل ماتریسی بیومکانیک برای بدن انسان در وضعیت نشسته با در نظر گرفتن تکیه‌گاه به منظور بررسی ارتعاشات وارده به خلبان هواپیما در مانورهای مختلف پروازی و برخاست و فرود هواپیما است.

## تحلیل دینامیکی

### توصیف مدل

برای بدست آوردن پاسخ بدن خلبان در مانورهای که در آن به هواپیما  $g$  زیادی وارد می‌شود، می‌بایست مدل‌هایی که در آن بدن انسان در حالت نشسته بر روی صندلی و تشکچه با سیستم تعلیق می‌باشد مورد بررسی قرار گیرد. که در ادامه این مدل‌ها آورده شده است.

### مدل شش درجه آزادی (صندلی با تشکچه از جنس فوم)

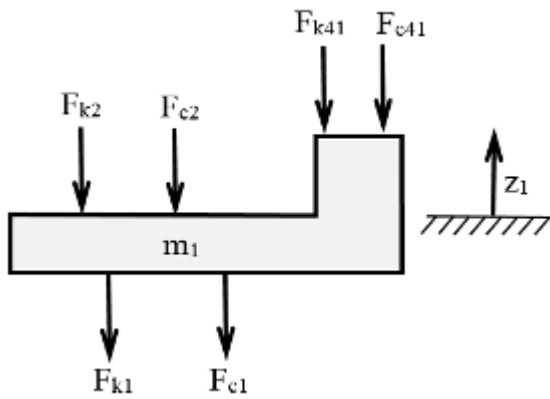
در این قسمت یک مدل شش درجه آزادی که در آن خلبان بر روی تشکچه از جنس فوم نشسته، و در آن خلبان مانورهای که دارای  $g$  مثبت در راستای  $Z$  می‌باشد، را انجام می‌دهد مورد بررسی قرار می‌گیرد. مدل بکار رفته براساس قسمت‌های کالبدی از بدن انسان که توسط جرم‌های توده‌ای که بوسیله فنر و میراکننده خطی به یکدیگر متصل شده است در شکل ۱ نشان داده شده است.

مدل ستون فقرات بدن انسان وجود دارد. مدل پیوسته و مدل گسسته، در مدل پیوسته ستون فقرات به صورت میله‌ای که دارای تعداد درجات آزادی نامحدود است مدل می‌شود. مدل پیوسته با ساختمان ستون فقرات بدن انسان متفاوت است. در مدل گسسته ساختمان ستون فقرات را به فرم المان‌های مختلف از اناتومیک بدن در نظر می‌گیرند، از قبیل مهره، دیسک‌ها، لیگامنت (رباط‌ها) و ماهیچه‌ها که بطور مجزا مدل شده‌اند. این مدل دارای اجزاء زیاد و احاطه خوب به ساختمان ستون فقرات را دارد [۷]. اولین مدل گسسته توسط لادام [۸] ارائه شده است که براساس پاسخ بدن انسان در هنگام ایجکشن از هواپیما انجام شده است. یکی از مدل‌های گسسته ستون فقرات توسط یوشیمورا [۹] و همکاران [۹] ارائه شده است

در انسان‌ها ضایعات مغزی، قلب و شش، پارگی غشاء شکم و حفرهای سینه در اثر ارتعاش امکان‌پذیر می‌باشد. اگر چه کانتور شتاب کل بدن تابعی از فرکانس است اما برای این موارد بدست نیامده است و داده‌های قابل توجهی در دسترس نیست. زمان تحت ارتعاش قرار گرفتن ۱۵ دقیقه برای ارتعاش  $6g$  گزارش شده است که باعث خونریزی دستگاه گوارش می‌گردد که برای چند روز ادامه دارد [۱۰]. ضایعات قلبی و عروقی در زمان طولانی تحت ارتعاش شکل می‌گیرد. شواهد اپیدمیولوژی عنوان می‌کند افرادی که تحت ارتعاش بوده‌اند ریسک بالاتری برای کمردرد، سیاتیک و دیسک کمر در مقایسه با گروه شاهد که تحت ارتعاش نبوده‌اند، داشتند. همچنین ارتعاش تصادفی که در هواپیما، یا در کشتی و خودروهای غیر جاده‌ای رخ می‌دهد، ریسک مشکلات قلبی را افزایش می‌دهد [۱۱].

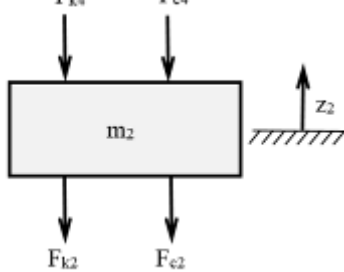
مشکلات عروقی ممکن است از طریق ارتعاشات قوی دست رخ بدهد، مانند وسایلی با توان بالا که با دست کنترل می‌شود از قبیل مته‌های بادی، چکش‌های برقی، آسیاب‌ها، اره برقی، و تفنگ‌های پرچ زنی [۱۲]. کرختی انگشتان ۱۵ یکی از موارد مشکلات ارتعاش دست است. ضعف عضلانی و کاهش قدرت در گرفتن اجسام نیز از پیامدهای ارتعاش دست است. مشکلات عصبی، و استخوانی نیز در موارد استفاده از ابزار آلات با قدرت بالای ارتعاش که با دست حمل می‌شوند نیز مشاهده می‌گردد که سندرم ارتعاش دست و بازو<sup>۱۶</sup> یا HAVS نامیده می‌شود.

به علاوه ارتعاش دست می‌تواند مشکلات عصبی، عضله و استخوان را ایجاد کند [۱۳]. جریان خون در انگشتان در خلال



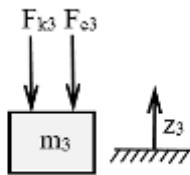
شکل ۳- دیاگرام آزاد جرم  $m_1$  در مدل شش درجه آزادی در راستای  $Z$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{Z}_1 + c_1 \dot{Z}_1 - \dot{Z}_f + k_1 Z_1 - Z_f \\ - c_2 \dot{Z}_2 - \dot{Z}_1 - k_2 Z_2 - Z_1 \\ - c_{41} \dot{Z}_{41} - \dot{Z}_1 - k_{41} Z_{41} - Z_1 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$



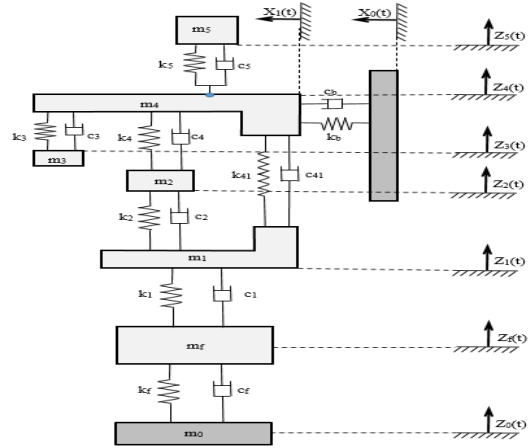
شکل ۴- دیاگرام آزاد جرم  $m_2$  در مدل شش درجه آزادی در راستای  $Z$

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{Z}_2 + c_2 \dot{Z}_2 - \dot{Z}_1 + k_2 Z_2 - Z_1 \\ - c_4 \dot{Z}_4 - \dot{Z}_2 - k_4 Z_4 - Z_2 = 0 \end{aligned} \quad (3)$$



شکل ۵- دیاگرام آزاد جرم  $m_3$  در مدل شش درجه آزادی در راستای  $Z$

$$m_3 \ddot{Z}_3 + c_3 \dot{Z}_4 - \dot{Z}_3 + k_3 Z_4 - Z_3 = 0 \quad (4)$$

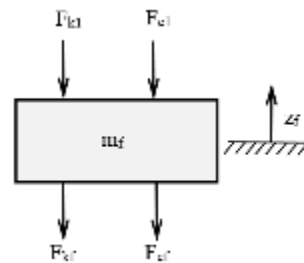


شکل ۱- دیاگرام مدل شش درجه آزادی در راستای  $Z$  و  $X$

این مدل شامل شش قسمت است: که به ترتیب سر و گردن ( $m_5$ )، بالا تنه ( $m_4$ )، دست و بازو ( $m_3$ )، احشاء داخلی ( $m_2$ )، پایین تنه ( $m_1$ )، تشکیچه صندلی ( $m_f$ ) و صندلی ( $m_0$ ) در این مدل فنر ( $k_{41}$ ) و میراکننده ( $c_{41}$ ) قسمت بالا تنه و پایین تنه را به یکدیگر متصل می‌کند و نماینده ستون فقرات است.

### معادلات حرکت

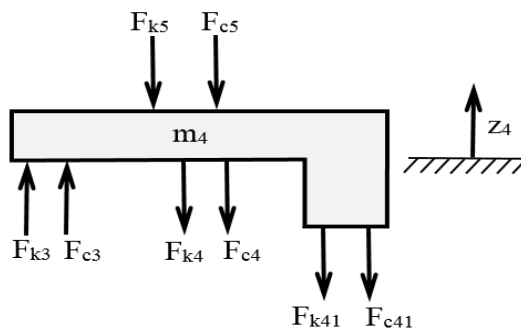
معادلات حرکت مدل با استفاده از دیاگرام آزاد برای هر یک از قسمت‌های بدن مطابق شکل ۲ بدست می‌آید. برای مدل شش درجه آزادی که جابه‌جایی در جهت عمودی برای هر جزء به ترتیب  $\{Z_f(t) + Z_1(t) + Z_2(t) + Z_3(t) + Z_4(t) + Z_5(t)\}$  نشان داده می‌شود. معادلات حرکت مدل عمودی به صورت معادلات دیفرانسیل کوپله زیر آورده شده است.



شکل ۲- دیاگرام آزاد تشکیچه در مدل شش درجه آزادی در راستای  $Z$

$$\begin{aligned} m_f \ddot{Z}_f + c_f \dot{Z}_f - \dot{Z}_0 + k_f Z_f - Z_0 \\ - c_1 \dot{Z}_1 - \dot{Z}_f - k_1 Z_f - Z_0 = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{bmatrix} \quad (۸)$$

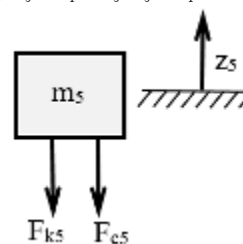


شکل ۶ - دیاگرام آزاد جرم m4 در مدل شش درجه آزادی در راستای Z

$$[C] = \begin{bmatrix} c_f + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 + c_{41} & -c_2 & 0 & -c_{41} & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_4 & 0 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & -c_{41} & -c_4 & -c_3 & c_3 + c_4 + c_{41} + c_5 & -c_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{bmatrix} \quad (۹)$$

$$m_4 \ddot{Z}_4 + c_3 \dot{Z}_4 - \dot{Z}_3 + k_3 Z_4 - Z_3 + c_2 \dot{Z}_4 - \dot{Z}_2 + k_4 Z_4 - Z_2 + c_{41} \dot{Z}_4 - \dot{Z}_1 + k_{41} Z_4 - Z_1 - c_5 \dot{Z}_5 - \dot{Z}_4 - k_5 Z_5 - Z_4 = 0 \quad (۵)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_f + k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_{41} & -k_2 & 0 & -k_{41} & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_4 & 0 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_{41} & -k_4 & -k_3 & k_3 + k_4 + k_{41} + k_5 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 \end{bmatrix} \quad (۱۰)$$



شکل ۷ - دیاگرام آزاد جرم m5 در مدل شش درجه آزادی در راستای Z

$$\ddot{Z} = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_f \\ \ddot{Z}_1 \\ \ddot{Z}_2 \\ \ddot{Z}_3 \\ \ddot{Z}_4 \\ \ddot{Z}_5 \end{bmatrix}; \dot{Z} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_f \\ \dot{Z}_1 \\ \dot{Z}_2 \\ \dot{Z}_3 \\ \dot{Z}_4 \\ \dot{Z}_5 \end{bmatrix}; Z = \begin{bmatrix} Z_f \\ Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ Z_4 \\ Z_5 \end{bmatrix}; f_n = \begin{bmatrix} c_f \dot{Z}_0 + k_f Z_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (۱۱)$$

$$m_5 \ddot{Z}_5 + c_5 \dot{Z}_5 - \dot{Z}_4 + k_5 Z_5 - Z_4 = 0 \quad (۶)$$

معادلات دیفرانسیل فوق را می توان به فرم ماتریسی زیر بیان کرد.

$$[M] \ddot{Z} + [C] \dot{Z} + [K] Z = f_n \quad (۷)$$

### حل معادلات حرکت در دامنه فرکانس

با گرفتن تبدیل فوریه از معادلات حرکت می توان معادلات حرکت را در دامنه فرکانس بدست آورد. تبدیل فوریه برای معادلات حرکت مدل عمودی با توجه به معادله ۷ نتیجه زیر را می دهد:

$$Z j\omega = [-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]]^{-1} f_n \quad (۱۲)$$

که در آن  $Z j\omega$  و  $f_n j\omega$  به ترتیب بردارهای مختلط تبدیل فوریه  $Z$  و  $f_n$ ،  $j\omega$  واحد قسمت موهومی و

که  $[M]$ ،  $[C]$  و  $[K]$  به ترتیب ماتریس های جرم، میرایی و سفتی که سایز آن  $6 \times 6$  می باشند.  $\dot{Z}$ ،  $\ddot{Z}$  و  $Z$  به ترتیب بردارهای شتاب، سرعت و جابه جایی، همچنین بردار نیرو  $f_n$  می باشد. تعدادی از این ماتریس ها به شکل زیر بیان می شوند:

$$U = \begin{bmatrix} z_f \\ p \\ z_1 \\ q \\ z_2 \\ r \\ z_3 \\ s \\ z_4 \\ t \\ z_5 \\ v \end{bmatrix}; \quad U_0 = \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ f \\ g \\ h \\ k \\ l \\ m \\ n \end{bmatrix}; \quad (14)$$

$$\dot{U} = \begin{bmatrix} U(2) \\ \frac{1}{m_f} \begin{bmatrix} f_f(t) + c_f U(2) - c_f + c_1 U(4) \\ +c_1 U(6) + k_f U(1) \\ -k_f + k_1 U(3) + k_1 U(5) \end{bmatrix} \\ U(4) \\ \frac{1}{m_1} \begin{bmatrix} f_1(t) + c_1 U(4) - c_1 + c_2 + c_{41} U(6) \\ +c_2 U(8) + c_{41} U(12) + k_1 U(3) \\ -k_1 + k_2 + k_{41} U(5) + k_2 U(7) \\ +k_{41} U(11) \end{bmatrix} \\ U(6) \\ \frac{1}{m_2} \begin{bmatrix} f_2(t) + c_2 U(6) - (c_3 + c_4) U(8) \\ +c_4 U(12) + k_2 U(5) \\ - (c_3 + k_4) U(7) + k_4 U(11) \end{bmatrix} \\ U(8) \\ \frac{1}{m_3} \begin{bmatrix} f_3(t) - c_3(10) + c_3(12) \\ -k_3(9) + k_4(11) \end{bmatrix} \\ U(10) \\ \frac{1}{m_4} \begin{bmatrix} f_4(t) + c_{41} U(6) + c_4 U(8) + c_3 U(10) \\ - (c_3 + c_4 + c_{41} + c_5) U(12) \\ +c_5 U(14) + k_{41} U(5) + k_4 U(7) \\ +k_3 U(9) - (c_3 + k_4 + k_{41} + k_5) U(11) \\ +k_5 U(13) \end{bmatrix} \\ U(12) \\ \frac{1}{m_5} \begin{bmatrix} f_5(t) + c_5 U(12) - c_5 U(14) \\ -k_5 U(11) + k_5 U(13) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (15)$$

ل<sub>۰</sub> فرکانس زاویه‌ای می‌باشد. بردار  $z$  مشتمل بر پاسخ مختلط جابه‌جایی برای شش جرم که تابع فرکانس زاویه‌ای و آنها را می‌توان به این فرم نمایش داد

$$\left\{ f_n j\omega, Z_f j\omega, Z_1 j\omega, Z_2 j\omega, Z_3 j\omega, \right. \\ \left. Z_4 j\omega, Z_5 j\omega \right\}$$

شامل نیروی تحریک مختلط بطوریکه تابع فرکانس زاویه-ای می‌باشد بعلاوه اینکه  $Z_0, 0, 0, 0, 0, 0$  که  $j\omega c_f + k_f$   $Z_0$  تحریک جابه‌جایی مختلط می‌باشد. اکنون برای حل دستگاه معادلات دیفرانسیل مرتبه دوم به کمک متلب، ابتدا معادلات ۱ تا ۶ به فرم زیر بازنویسی می‌گردد.

$$\ddot{Z}_f = \frac{1}{m_f} \begin{bmatrix} f_f(t) - c_f + c_1 \dot{z}_f + c_f \dot{z}_0 \\ +c_1 \dot{z}_1 - k_f + k_1 z_f + k_f z_0 + k_1 z_1 \end{bmatrix} \\ \ddot{Z}_1 = \frac{1}{m_1} \begin{bmatrix} f_1(t) - c_1 + c_2 + c_{41} \dot{z}_1 + c_1 \dot{z}_f \\ +c_2 \dot{z}_2 + c_{41} \dot{z}_4 - k_1 + k_2 + k_{41} z_1 \\ +k_1 z_f + k_2 z_2 + k_{41} z_4 \end{bmatrix} \\ \ddot{Z}_2 = \frac{1}{m_2} \begin{bmatrix} f_2(t) + c_2 \dot{z}_1 - c_2 + c_4 \dot{z}_2 + c_4 \dot{z}_4 \\ +k_2 z_1 - k_2 + k_4 z_2 + k_4 z_4 \end{bmatrix} \\ \ddot{Z}_3 = \frac{1}{m_3} \begin{bmatrix} f_3(t) - c_3 \dot{z}_3 + c_3 \dot{z}_4 - k_3 z_3 + k_4 z_4 \end{bmatrix} \\ \ddot{Z}_4 = \frac{1}{m_4} \begin{bmatrix} f_4(t) + c_{41} \dot{z}_1 + c_4 \dot{z}_2 + c_3 \dot{z}_3 \\ +c_3 \dot{z}_5 + k_{41} z_1 + k_4 z_2 + k_3 z_3 \\ - (c_3 + c_4 + c_{41} + c_5) z_4 \\ - (c_3 + k_4 + k_{41} + k_5) z_4 + k_5 z_5 \end{bmatrix} \\ \ddot{Z}_5 = \frac{1}{m_5} \begin{bmatrix} f_5(t) + c_5 \dot{z}_4 - c_5 \dot{z}_5 - k_5 z_4 + k_5 z_5 \end{bmatrix} \quad (13)$$

اکنون در معادله (۱۳) به جای مشتق‌های موجود  $\dot{Z}_1, \dot{Z}_2, \dot{Z}_3, \dot{Z}_4, \dot{Z}_5$  و  $Z_f$  به ترتیب حروف لاتین  $t, s, r, q, p$  در نظر گرفته تا شش معادله مرتبه دو به یک دستگاه دوازده معادله‌ای مرتبه اول تبدیل شده که برای حل این دستگاه متغیرهای  $U, U_0$  و  $\dot{U}$  به این صورت تعریف می‌شوند:

$$f^{(3)}(z) = 3 \left( \frac{z}{l_0^4} \right) \left( 1 + \left( \frac{z}{l_0} \right)^2 \right)^{-\frac{5}{2}} - 15 \left( \frac{z}{l_0^2} \right)^3 \left( 1 + \left( \frac{z}{l_0} \right)^2 \right)^{-\frac{7}{2}} \quad (17)$$

برای تقریب تابع  $f$  در نقطه  $a$  از بسط تیلور استفاده کرده و سپس به ازای  $0 \approx a$  و جایگذاری در معادلات بالا نیروی وارد به فنر بدست خواهد آمد:

$$F_{kb} = k \frac{z^2}{2l_0^2} \quad (18)$$

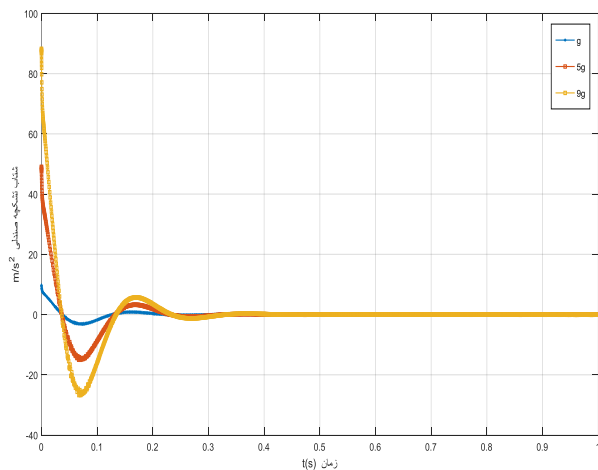
به همین ترتیب می‌توان نیروی میراکننده را بدست آورد:

$$F_{cb} = c \frac{z^2}{2l_0^2} \quad (19)$$

برای راستای  $Y$  نیز نتایج مانند راستای  $X$  می‌باشد. و به این ترتیب ترمهای غیر خطی وارد معادلات می‌شوند.

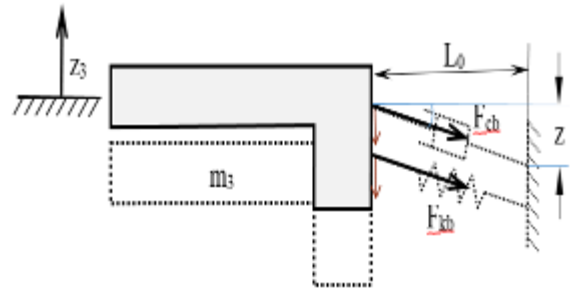
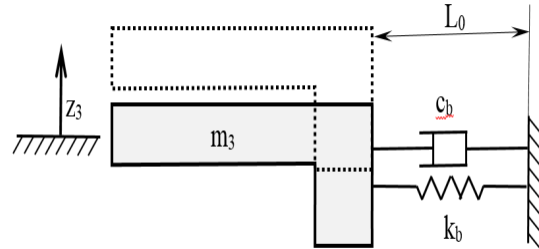
### نتایج و بحث

در ادامه نتایج حاصل از برنامه بصورت دیاگرام تغییرات شتاب، سرعت و جابه‌جایی بر حسب زمان در شتاب  $g$  بصورت افزایشی تا  $9g$  مثبت برای تشکچه صندلی و دیاگرام سه بعدی پاسخ سر به شتابهای  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس فوم در شکل‌ها ۹ تا ۱۲ آورده شده است.



شکل ۹ - دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به شتاب  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس فوم

باید توجه داشت که  $m_4$  در دو جهت  $X, Y$  به فنر و میراکننده متصل است بنابراین باید نیروی حاصل از آنها را نیز لحاظ نماییم اگر از نمای جانبی به این جرم نگاه کنیم خواهیم داشت:



شکل ۸ - دیاگرام آزاد جرم  $m_3$  در مدل شش درجه آزادی در دو راستای  $X$  و  $Z$

با توجه به شکل فوق اگر تصویر نیروها را در محور  $Z$  بنویسیم، پس از تعدادی عملیات ریاضی خواهیم داشت داشت:

$$F_{kb} = kz \left[ 1 - \left( 1 + \left( \frac{z}{l_0} \right)^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \right] \quad (16)$$

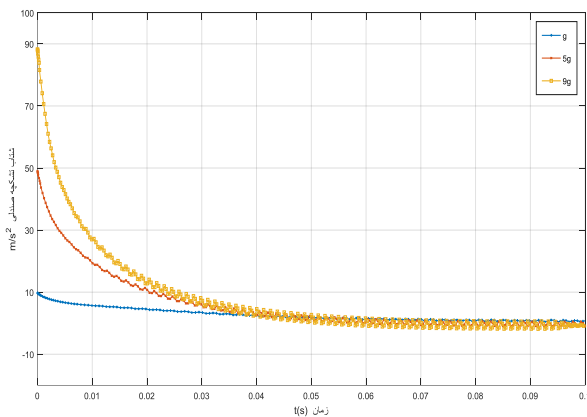
اگر عبارت داخل پرانتز را به صورت تابع  $f(z)$  تعریف کنیم و سپس بسط سری تیلور را برای آن بدست آوریم خواهیم داشت:

$$f(z) = \left( 1 + \left( \frac{z}{l_0} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} ; \quad f'(z) = -\frac{z}{l_0^2} \left( 1 + \left( \frac{z}{l_0} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}} ;$$

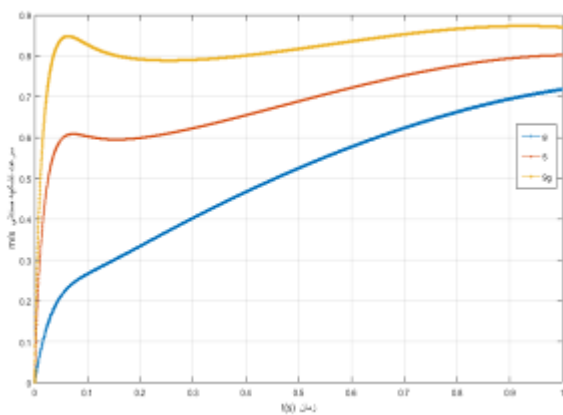
مدل شش درجه آزادی (صندلی با تشکچه ویسکوالاستیک) یکی از راه‌های کاهش ارتعاشات وارد به بدن استفاده از مواد ویسکوالاستیک در تشکچه‌ی صندلی می‌باشد. با استفاده از مرجع [۱۴] می‌توان خصوصیات مواد انتخاب شده برای این تشکچه که به صورت توابعی غیر خطی از جابه‌جایی و سرعت فرض شده است استخراج می‌گردد. خصوصیات این ماده بدین صورت که سفتی تشکچه و میرایی آن با رابطه‌ی ۲۰ شبیه سازی شده است.

$$K z = \frac{k_0}{1 + k_a z} ; C \dot{z} = c_0 + c_a \dot{z} \quad (20)$$

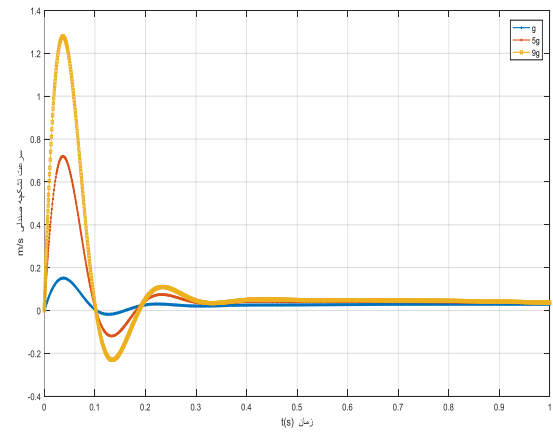
شکل‌های ۱۳ و ۱۴ نمودارهای شتاب و سرعت  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک را نشان می‌دهند.



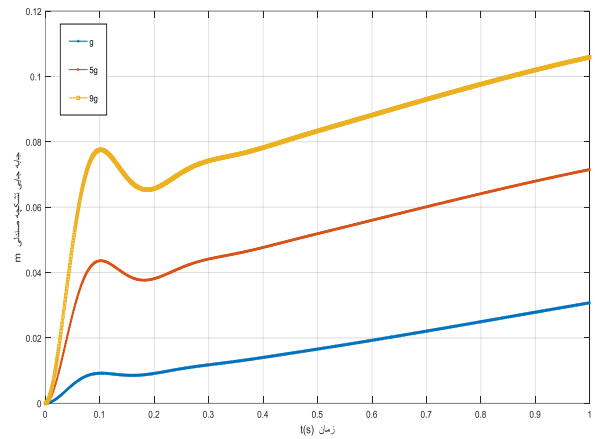
شکل ۱۳ - دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به شتاب‌های  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک



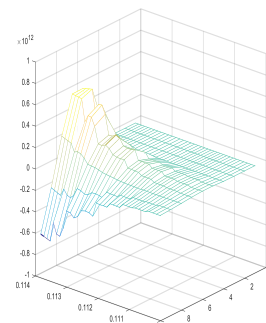
شکل ۱۴ - دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به سرعت‌های  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک



شکل ۱۰ - دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به سرعت  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس فوم



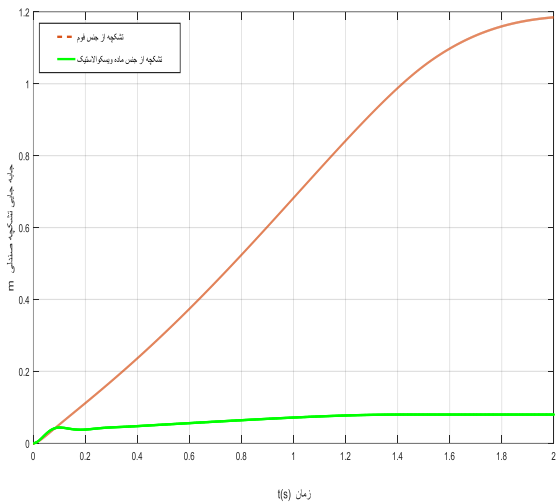
شکل ۱۱ - دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به جابه‌جایی  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس فوم



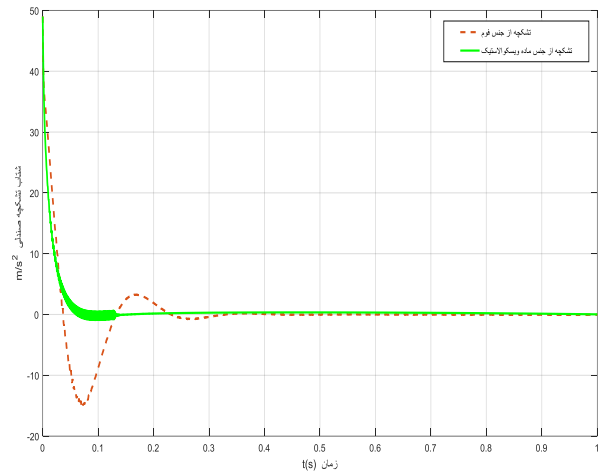
شکل ۱۲ - دیاگرام سه بعدی پاسخ سر به شتاب‌های  $g$  مثبت در راستای  $Z$  با تشکچه از جنس فوم



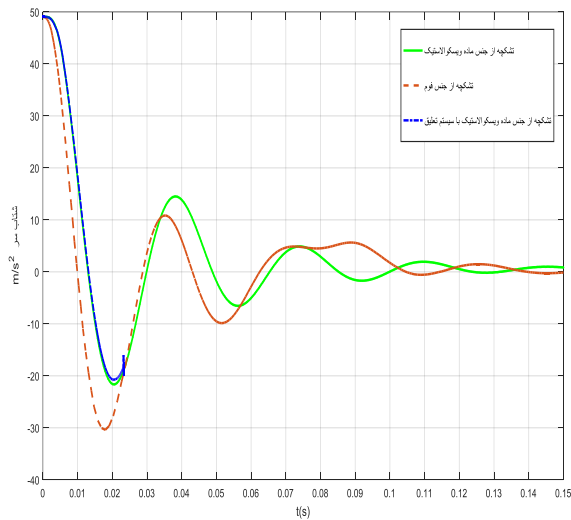
همچنین نمودار مقایسه نتایج در سه حالت تشکچه از جنس فوم، تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک و تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک با سیستم تعلیق صندلی در شتاب ۵g در راستای Z در شکل‌ها ۱۵ تا ۱۸ آورده شده است.



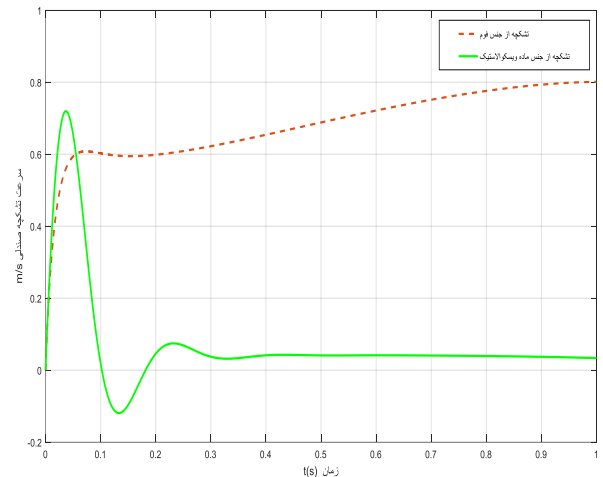
شکل ۱۷- دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به جابجایی در شتاب 5g در راستای Z در دو حالت تشکچه از جنس فوم و تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک



شکل ۱۵- دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به شتاب در شتاب 5g در راستای Z در دو حالت تشکچه از جنس فوم و تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک



شکل ۱۸- دیاگرام پاسخ سر به شتاب در شتاب 5g در راستای Z در سه حالت تشکچه از جنس فوم، تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک و تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک با سیستم تعلیق صندلی



شکل ۱۶- دیاگرام پاسخ تشکچه صندلی به سرعت در شتاب 5g در راستای Z در دو حالت تشکچه از جنس فوم و تشکچه از جنس ماده ویسکوالاستیک

### حل بیودینامیکی معادلات حرکت

حل بیودینامیکی معادلات حرکت سیستم شش درجه آزاد بر اساس تعاریف قبلی که برای توابع بیودینامیکی داشتیم سه پاسخ انتقال پذیری، امیدانس مکانیکی نقطه حرکت و جرم ظاهری برای مدل عمودی را می‌توان به فرم زیر نوشت:

$$STHT_V = \frac{Z_5 j\omega}{Z_0 j\omega};$$

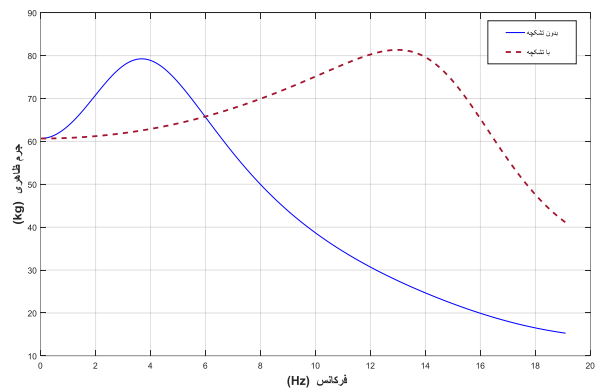
$$DPMI_V = \left| \frac{k_1 + j\omega c_1 [z_0 j\omega - z_1 j\omega]}{j\omega z_0 j\omega} \right|;$$

$$APM_V = \left| \frac{DPMI_V}{j\omega} \right| = \left| \frac{k_1 + j\omega c_1 [z_0 j\omega - z_1 j\omega]}{-\omega^2 z_0 j\omega} \right| \quad (20)$$

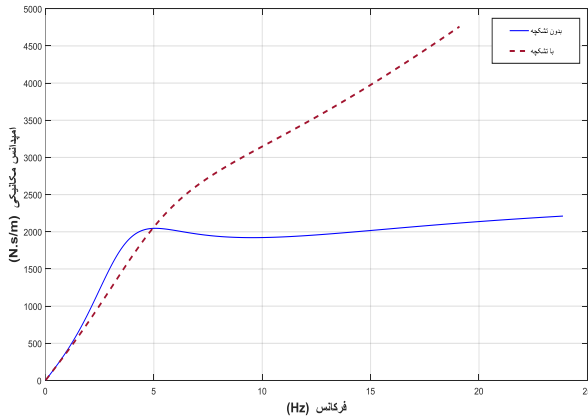
با توجه به معادلات حرکت سیستم شش درجه آزادی که از قبل بدست آوردیم می‌توان این معادلات را برای حل توابع بیودینامیکی مرتب سازی نمود. با انجام تعدادی عملیات ریاضی رابطه ذیل بدست می‌آید

$$\frac{Z_4 j\omega}{Z_0 j\omega} = \left( \frac{j\omega c_{41} + k_{41} + j\omega c_4 + k_4}{E} H \right) \left( \frac{Z_1 j\omega}{Z_0 j\omega} \right) \quad (21)$$

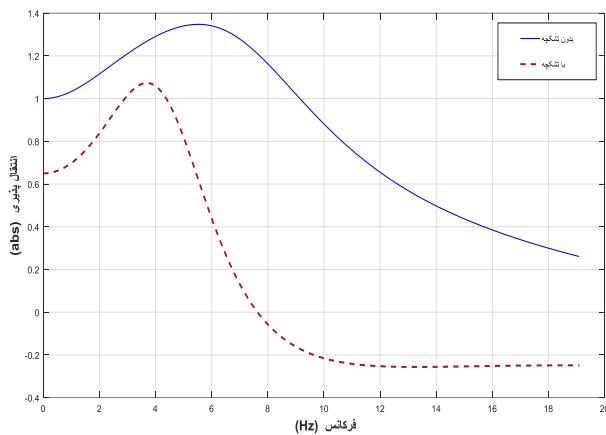
اکنون می‌توان با نوشتن کد فرمول‌های بیودینامیک نمودارهای بیودینامیکی را در دو حالت برای وقتی که صندلی با تشکچه از فوم استفاده می‌نماییم و زمانی که بدون تشکچه است را بدست آورده و با هم مقایسه نماییم. در ادامه نتایج حاصل به صورت نمودار در شکل‌ها ۱۹ تا ۲۱ آورده شده است.



شکل ۱۹- مقایسه‌ی دیاگرام پاسخ جرم ظاهری در دو حالت مدل بدون تشکچه و با تشکچه در راستای Z



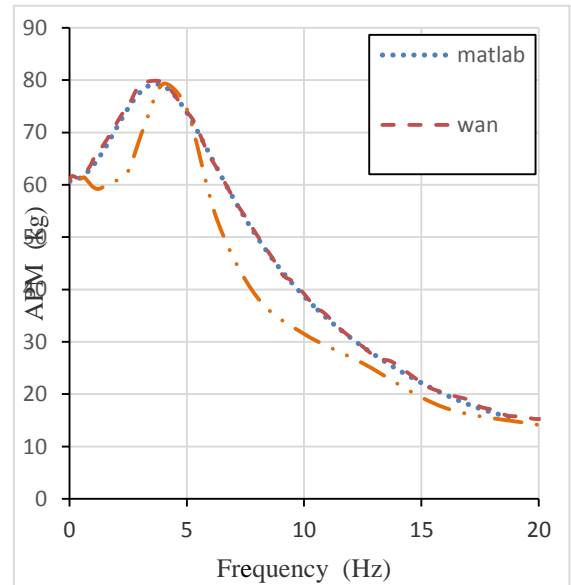
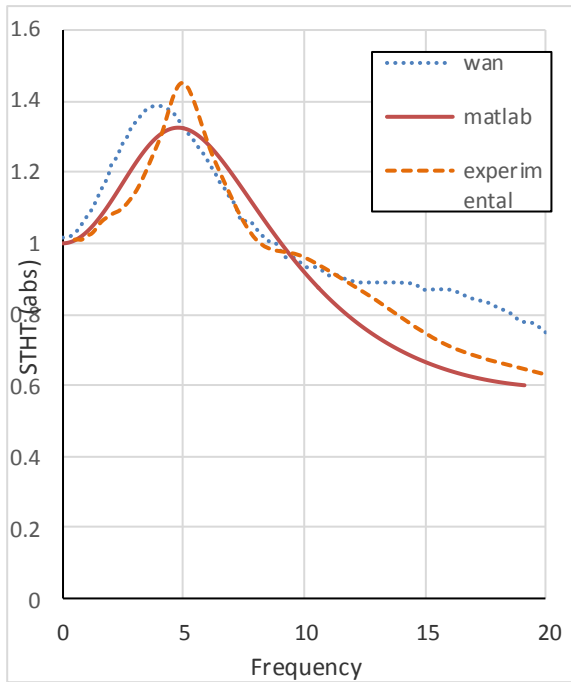
شکل ۲۰- مقایسه‌ی دیاگرام پاسخ امیدانس مکانیکی در دو حالت مدل بدون تشکچه و با تشکچه در راستای Z



شکل ۲۱- مقایسه‌ی دیاگرام پاسخ انتقال پذیری در دو حالت مدل بدون تشکچه و با تشکچه در راستای Z

### اعتبار سنجی مدل بیودینامیکی

در این قسمت نتایج بدست آمده از توابع بیودینامیکی با مدل ون و نتایج آزمایشگاهی بوئیلو و راخجا [۱۵] مقایسه شده و نتایج حاصل در شکل‌های ۲۲ تا ۲۴ آورده شده است.



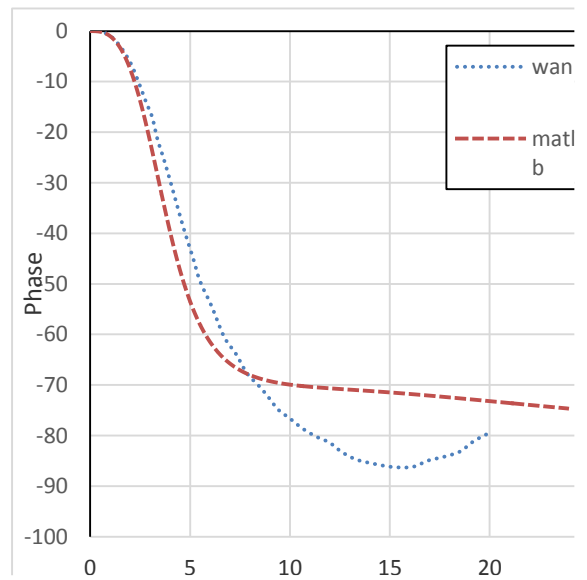
شکل ۲۲ - دیاگرام اعتبار سنجی پاسخ جرم ظاهری با نتایج ون تجربی در راستای Z

شکل ۲۴ - دیاگرام اعتبار سنجی پاسخ انتقال پذیری با نتایج ون تجربی در راستای Z

با توجه به نمودارهای بدست آمده مشاهده می‌شود که نتایج از انطباق نسبتاً خوبی بخصوص در نمودار جرم ظاهری و انتقال پذیری برخوردار است

### نتیجه‌گیری

با توجه به نتایج، مشاهده می‌شود نوع تشکچه استفاده شده در صندلی خلبان از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. البته همانطور که می‌دانیم برای فرکانس‌های پایین سیستم تعلیق کاربرد چندانی ندارد و فرکانس‌ها به راحتی از آن عبور می‌کنند. برای جذب فرکانس‌های پایین باید از فوم کمک گرفت همانطور که در شکل ۱۹ مشاهده می‌شود پیک نمودار جرم ظاهری در حالت بدون تشکچه فوم در فرکانس حدود ۴ هرتز را نشان می‌دهد که این فرکانس خطر ناک به علت اینکه فرکانس تشدید در ستون فقرات در محدوده‌ی ۵ هرتز می‌باشد با بکار بردن تشکچه از جنس فوم پیک این نمودار به ۱۳ هرتز شیفت پیدا می‌کند و از ناحیه پر خطر خارج می‌شود البته لازم به توضیح که در برخی از مراجع این نکته ذکر شده است که مود دوم ستون فقرات در محدوده بالای ۱۵ هرتز می‌باشد با



شکل ۲۳ - دیاگرام اعتبار سنجی فاز جرم ظاهری با نتایج ون در راستای Z

[6]. Pankoke S., Siefert A., "Latest development in occupant simulation techniques related to seating comfort and human response and human response to vibration: finite element occupant model CASIMIR", United Kingdom Conference on Human Responses to Vibration: Caterpillar Inc, Leicester, England, 2008.

[7]. Panjabi, M.M., "Three-dimensional mathematical model of the human spine structure", Journal of Biomechanics, Volume 6, Issues 6, pp. 671-680, 1973.

[8]. Latham, W.C.F., "A study in body ballistics: seat ejection", Proceedings of the Royal Society of London. Series B-Biological Sciences, Volume 147, Issues 926, pp. 121-139, 1957.

[9]. Yoshimura, T., Nakai, K., Tamaoki, G., "Multi-body dynamics modelling of seated human body under exposure to Whole-Body Vibration", Industrial Health, Volume 43, Issues 3, pp.441-447. 2005.

[10]. Griffin, M.J., "Handbook of Human Vibration", Academic Press Griffin, MJ Measurement, evaluation, and assessment of occupational exposures to hand-transmitted vibration. Occupational Environmental Medicine, Volume 51, pp.73-89. 1997.

[11]. Mansfield, N.J., "Human Response to Vibration", CRC Press, Boca Raton, Fla., 2005.

[12]. Pelmear, P.L., Wasserman, D.E., "Epidemiology of hand-arm vibration syndrome", Hand-arm vibration: a comprehensive guide for occupational health professionals, pp.103-126. 1998.

[13]. Cherniack, M., ed.: "Office Ergonomics," State of the Reviews, 14, Hanley and Belfus, Philadelphia, 1999.

[14]. Patten, W.N., Pang, J., "Validation of a nonlinear automotive seat cushion vibration model", Vehicle System Dynamics, Volume 30, Issues 1, pp.55-68. 1998.

[15]. Boileau, P.E., Rakheja, S., "Whole body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver – Measurement and model development", International Journal of Industrial Ergonomics, Volume 22, Issues 6, pp. 449-472. 1998.

مشاهده‌ی نمودار امپدانس مکانیکی در این نمودار پیک در ۵ هرتز می‌باشد که با بکار بردن فوم در تشکچه صندلی این نمودار تقریباً خطی و بدون پیک می‌شود و در نمودار انتقال پذیری به سر در حالتی که بدون تشکچه فوم پیک مقدار انتقال پذیری در ۱/۳۸ می‌باشد اما با بکار بردن فوم در تشکچه صندلی این پیک به ۱/۱ کاهش پیدا می‌نماید و نشان می‌دهد ارتعاشات کمتری به بدن خلبان منتقل شده است.

#### پی‌نوشت‌ها

- ۱ Gouw
- ۲ Soliman
- ۳ Xu
- ۴ Griffin
- ۵ Lewis
- ۶ Kordestani
- ۷ Pang
- ۸ Qatu
- ۹ Amirouche
- ۱۰ Deb
- ۱۱ Joshi
- ۱۲ Pankoke
- ۱۳ Latham
- ۱۴ Yoshimura
- ۱۵ Symptoms Numbness
- ۱۶ Hand-arm vibration syndrome

#### مراجع

- [1]. Gouw, G., Rakheja, S., Sankar, S., Afework, Y., "Increased Comfort and Safety of Drivers of Off-Highway Vehicles Using Optimal Seat Suspension", SAE transactions, pp. 541-548, 1990.
- [2]. Soliman, A. M., "Adaptive LQR Control Strategy for Suspension System", SAE Technical Paper, No. 2011-01-0430. 2011.
- [3]. Xu, P., Wong, D., LeBlanc, P., Peticca, G., "Road Test Simulation Technology in Light Vehicle Development and Durability Evaluation", SAE Technical Paper, pp. 868-879, 2005.
- [4]. Lewis, C.H., Griffin, M.J., "Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy", Journal of Sound and Vibration, Volume 253, Issues 1, pp. 295-311. 2002.
- [5]. Kordestani, A., Rakheja, S., Pazooki, A., Juras, D., "Analysis of Ride Vibration Environment of Soil Compactors", SAE International Journal of Commercial Vehicle, Volume 3, Issues 1, pp. 259-272. 2010.