Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 4) (2021) 593-596
DOI: 10.22060/mej.2020.18125.6743

Modeling, design and investigation of seat suspension based on negative stiffness structure to improve the vibration environment for helicopter pilots

E. Davoodi [1], P. Safarpour [1*] , M. Pourgholi [2], M. Khazaee [3]

[1] Department of Mechanical Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
[2] Department of Electrical Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
[3] Aerospace Department, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: The vibration transmitted to helicopter aircrew is the main risk factor for their health. In this paper, a seat suspension based on a negative stiffness structure is proposed to improve the vibration environment for the aircrew. The main advantage of the proposed seat suspension is mitigation of vibration transmitted to occupant in the same time keeping the system payload capacity. Hereafter deriving the dynamic model of the proposed system, the occupant model is attached to achieve an integrated occupant-seat-suspension model. Next, the design procedure of suspension parameters is presented to reduce the vibration transmission. In order to reach realistic results, the simulations are performed using the measured data on Bell-412 helicopter cabin floor. Then, the level of vibrations transmitted to seat and pilot body parts are evaluated using ISO-2631 and common criteria. The results show the performance of system based on negative stiffness structure is good in terms of vibration reduction so that root mean square and vibration dose value of vertical vibration for pilot's body parts are mitigated about 40% in comparison with cabin floor vibration. Also, according to ISO-2631, comfort level is upgraded from uncomfortable to a little uncomfortable which represents promotion of ride quality and improvement of vibration environment for the pilot. Furthermore, the results indicate that no frequency modulation happens in the vibration transfer path from the cabin floor to the pilot's head.

Review History:

Received: Mar. 17, 2020
Revised: Jul. 04, 2020
Accepted: Nov. 14, 2020
Available Online: Nov. 28, 2020

Keywords:

Vibration damping
Negative stiffness structure
Seat suspension system
Whole body vibration
Pilot seat

1- Introduction

A high level of undesired vibration transmitted to the pilot could lead to health problems such as fatigue, discomfort, neck strain and back pain injuries. Various reports verify high prevalence of neck and back pain among helicopter pilots regardless of the helicopter type [1]. Since redesign of helicopter structure is complex, expensive, and time-consuming, the design of high efficient novel suspension seats can be a suitable alternative to decrease the vibration transmission to the pilot. Various studies have been done on nonlinear suspension systems to reach high efficient suspension structures. Virgin et al. [2] studied a thin bent strip that behaves as a nonlinear spring to reduce the vertical vibration transmissibility. Sun et al. [3] evaluated a nonlinear isolator based on an n-layer Scissor-Like Structure (SLS) with a tunable anti-resonance frequency band. In addition, Carrella [4] proposed a useful isolation system that merges the negative and positive stiffness structures to each other.

Although traditional isolators have usually high loading capacity, their efficiency is low in terms of vibration reduction for low frequency excitation. On the other hand, new isolators with ultra-low dynamic stiffness are limited by loading capacity. In the current study, a seat suspension based on NSS is presented so that it can reduce the vibration transmissibility and at the same time keep the loading capacity of the system. In most previous works, pilot body has been assumed as a lumped mass and Whole Body Vibration (WBV) issue has been neglected. In the current study, a lumped-mass model based on ISO-5982 is considered for the pilot body to evaluate the effect of the vibration on occupant body parts. In addition, in order to achieve results closer to reality and validate high efficiency of the system under real conditions, the real vibration data of Bell-412 helicopter cabin floor is measured and applied as excitation signal.

2- Parametric Analysis Suspension System

The proposed suspension structure is such that lateral side plays a negative stiffness role for the system in vertical direction. Regarding definition of dynamic stiffness ($k = \partial F / \partial z$), if $\partial F / \partial z < 0$, it means the negative stiffness. In other words, lateral sides reduces the total dynamic stiffness of the system in vertical direction while the system loading capacity is preserved. The integrated model of suspension-seat-occupant is shown in Fig. 1. The occupant model used in the current study is according to ISO-5982, which is widely used to design, test and evaluate the seat suspension systems.

*Corresponding author's email: p_safarpour@sbu.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

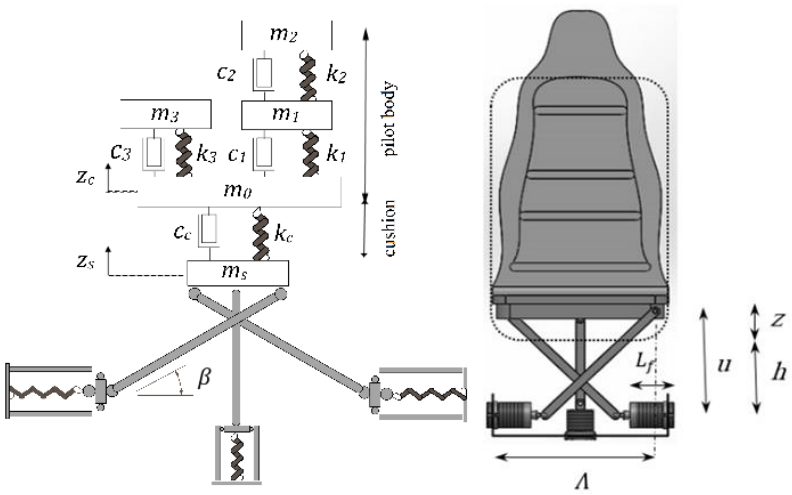


Fig. 1. The integrated model of suspension-seat-pilot

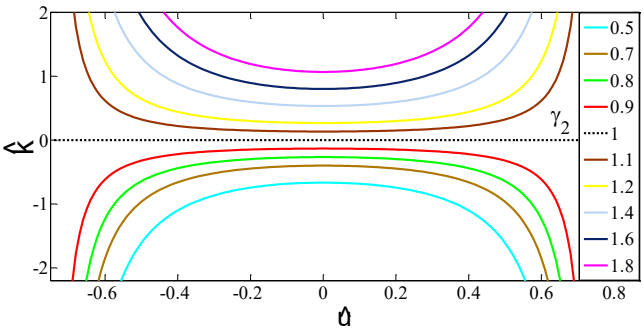


Fig. 2. Dimensionless dynamic stiffness with respect to $\hat{u}$ and γ_2 for $\gamma_1 = 0.76, \alpha = 0.5$

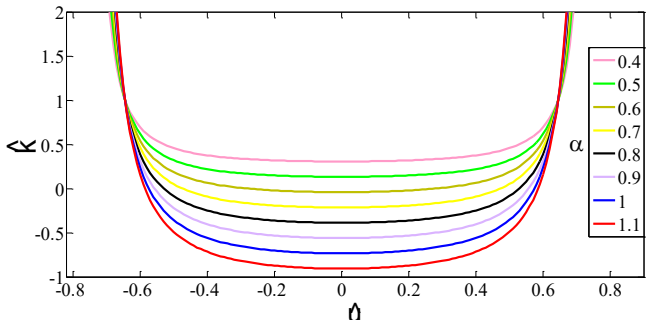


Fig. 3. Dimensionless dynamic stiffness with respect to $\hat{u}$ and α for $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$

(1)

Assume that the seat frame is displaced an amount z by force F. the relation between z and F can be calculated by the principle of virtual work.

$$F = 2k_h\left\{\frac{-L_o}{\sqrt{L_h^2-\left(\sqrt{L_h^2-(\Lambda-L_o)^2}+z\right)^2}}+\frac{\Lambda}{\sqrt{L_h^2-\left(\sqrt{L_h^2-(\Lambda-L_o)^2}+z\right)^2}}-1\right\}\left(\sqrt{L_h^2-(\Lambda-L_o)^2}+z\right)+k_v z \tag{1}$$

n dimensionless mode has advantages such as ease of analysis, ability to use in scaled system, etc. considering $u = h + z$ and the dimensionless parameters defined in Eq. (2).

$$\hat{F} = \frac{F}{k_v L_o}, \hat{z} = \frac{z}{L_o}, \gamma_1 = \frac{L_h}{L_o}, \gamma_2 = \frac{\ddot{E}}{L_o}, \alpha = \frac{k_h}{k_v} \tag{2}$$

The dimensionless dynamic stiffness of system can be derived using $\hat{k} = \partial\hat{F}/\partial\hat{z}$ as follows:

$$\hat{k} = 1 + 2\alpha\left(\frac{\hat{u}^2(\gamma_2-1)}{\left(\gamma_1^2-\hat{u}^2\right)^{3/2}} - \frac{(1-\gamma_2)+\sqrt{\gamma_1^2-\hat{u}^2}}{\sqrt{\gamma_1^2-\hat{u}^2}}\right) \tag{3}$$

From Eq. (3), it can be seen that $\hat{k}$ is only function of α and is independent of the seat displacement for $\gamma_2 = 1$. In Figs. 2 and 3, changes of the dimensionless dynamic stiffness $(\hat{k})$ with respect to the dimensionless displacement of the seat $(\hat{u})$ are shown. As shown in Fig. 2, $\gamma_2 < 1$ causes the system instability problem because of negative stiffness. Also, Fig. 3 shows that large value of α can lead to the same problem of instability.

Regarding $\hat{k} = k/k_d$, the lateral springs play a negative stiffness role for vertical direction only if $\hat{k} < 1$. The smaller $\hat{k}$, the greater the vibration reduction. $\alpha = 0.5, \gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$ can be a proper candidate according to Figs. 2 and 3.

Table 1. The values of design parameters

parameter	value	parameter	value
γ_1	0.76	L_h	30 (cm)
γ_2	1.1	$^*k_h$	4.31 (KN/m)
α	0.5	k_v	8.62 (KN/m)
Λ	20.02 (cm)	$^*c_h$	73.17 (N.s/m)
L_0	40 (cm)	c_v	731.7 (N.s/m)
L_V	20 (cm)		
$*\ k_l = k_r = k_h\ ,\ c_l = c_r = c_h$			

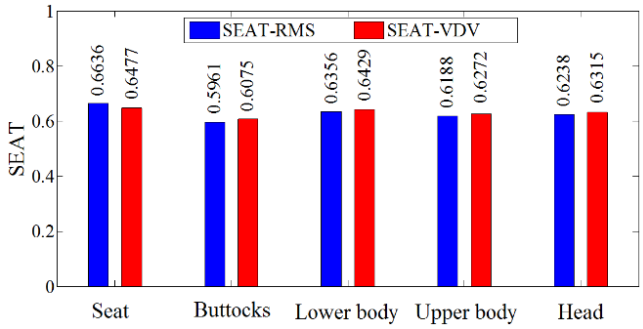


Fig. 4. The suspension performance according to SEAT

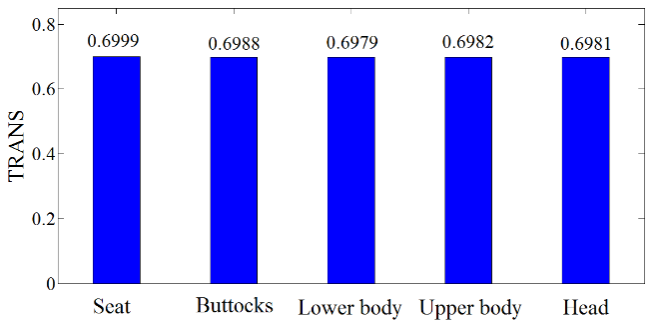


Fig. 5. The suspension performance according to the TRANSMISSIBILITY

3- Results and Discussion

Evaluation of the system dynamic stiffness, the impacts of design parameters on the dynamic stiffness and loading capacity lead to a group of suitable values for the system design parameters (Table 1).

In order to investigate the system efficiency in terms of vibration reduction, the amount of the vibrations transmitted to the seat and pilot body parts are assessed according to SEAT and TRANSMISSIBILITY.

The results demonstrate that the suspension system based on NSS decreases the vibration transmitted to body by about 40%. According to ISO-2631, comfort level of the pilot is promoted to "a bit uncomfortable". The system response in frequency domain reveals that the vibration amplitude for the primary frequency of helicopter cabin floor (5.4 Hz) is reduced by about 80% in presence of the suspension based on NSS.

4- Conclusions

As shown by the results, the seat suspension based on negative stiffness can present significant efficiency in terms of the vibration reduction if its design parameters are chosen carefully. It seems that there is no modulation phenomenon along the vibration path. Also, it seems that suspension performance can be promoted using active control.

References

[1] B. Ang, K. Harms-Ringdahl, Neck pain and related disability in helicopter pilots: a survey of prevalence and risk factors. Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine, 77(7) (2006) 713–719.

[2] L.N. Virgin, S.T. Santillan, R.H. Plaut, Vibration isolation using extreme geometric nonlinearity. Journal of Sound and Vibration, 315 (3) (2008) 721–731.

[3] X. Sun, X. Jing, A nonlinear vibration isolator achieving high-static-low-dynamic stiffness and tunable anti-resonance frequency band. Mechanical Systems and Signal Processing, 80 (2016) 166-188.

[4] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, Static analysis of a passive vibration isolation with quasi zero-stiffness characteristic. Journal of Sound and Vibration, 301 (3–5) (2007) 678–698.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

E. Davoodi, P. Safarpour, M. Pourgholi, M. Khazaee, Modeling, design and investigation of seat suspension based on negative stiffness structure to improve the vibration environment for helicopter pilots, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 4) (2021) 593-596.

DOI: 10.22060/mej.2020.18125.6743

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک، دوره ۵۳، شماره ویژه ۴، سال ۱۴۰۰، صفحات ۲۵۱۳ تا ۲۵۳۸
DOI: 10.22060/mej.2020.18125.6743

مدلسازی، طراحی و تحلیل تعلیق صندلی مبتنی بر ساختار سختی منفی به منظور بهبود محیط ارتعاشی خلبان هلیکوپتر

احسان داودی[۱]، پدرام صفرپور[۱*]، مهدی پورقلی[۲]، مصطفی خزایی[۳]

[۱] دانشکده مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
[۲] دانشکده برق، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
[۳] مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

خلاصه: ارتعاشات انتقالی به سرنشین هلیکوپتر سرمنشاء بسیاری از مشکلات سلامتی می‌باشد. در این مقاله به منظور بهبود محیط ارتعاشی برای خلبان، یک مکانیزم تعلیق با ساختار سختی منفی پیشنهاد شده است. ساختار سختی منفی در ترکیب با ساختارهای سختی مثبت می‌تواند سختی دینامیکی کل سیستم و در نتیجه انتقال‌پذیری ارتعاش را کاهش دهد. ویژگی اصلی تعلیق پیشنهادی کاهش ارتعاشات انتقالی به سرنشین در کنار حفظ قابلیت باربرداری آن می‌باشد. در اینجا پس از ارائه یک مدل یکپارچه از سیستم تعلیق صندلی– سرنشین، روند طراحی پارامترهای سیستم تعلیق به منظور کاهش ارتعاشات انتقالی به سرنشین ارائه می‌شود. به منظور بررسی عملکرد سیستم تعلیق در حالت واقعی و نزدیک کردن نتایج به واقعیت، شبیه‌سازی‌ها بر اساس سیگنال واقعی اندازه‌گیری شده کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ انجام شد. سپس با استفاده از استاندارد ایزو-۲۶۳۱ و معیارهای مرسوم، میزان ارتعاش صندلی و اجزای مختلف بدن خلبان ارزیابی گردید. نتایج نشان از عملکرد مناسب تعلیق طراحی شده است بطوریکه دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش ارتعاش عمودی در اجزای مختلف بدن سرنشین نشانگر کاهش متوسط حدود ۴۰٪ دامنه ارتعاش می‌باشد. همچنین درجه ناراحتی از محدوده " ناراحت کننده" به "مقدار کمی ناراحتی" ارتقا یافت. نتایج همچنین نشان داد که طیف فرکانسی ارتعاش کف کابین به طیف فرکانسی روی صندلی و سر خلبان نزدیک بوده و عملاً مدولاسیون فرکانسی در طی مسیر ارتعاش از کف تا صندلی و سپس سر سرنشین اتفاق نمی‌افتد.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۸/۱۲/۲۷
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۸/۱۴
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۲۴
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۹/۰۸

کلمات کلیدی:
میرایی ارتعاش
ساختار سختی منفی
سیستم تعلیق صندلی
ارتعاش کل بدن
صندلی خلبان

۱- مقدمه

هلیکوپترها به جهت قابلیت‌های منحصر بفردشان در بسیاری از کاربردهای نظامی و غیرنظامی مورد استفاده قرار می‌گیرند. با اینحال سطوح بالای ارتعاشات منتقل‌شده به سرنشینان که منشاء بسیاری از مشکلات سلامتی مانند خستگی و ناراحتی خدمه در کوتاه مدت، آسیب‌های دردناک پشت و کمر، فشار مضاعف به گردن و . . . می‌باشد یکی از مهم‌ترین چالش‌های پیش‌روی استفاده از هلیکوپترها است. گزارشات مختلف نشان می‌دهد که درصد زیادی از خلبانان فارغ از نوع هلیکوپترشان درد کمر، پشت و گردن را تجربه کرده‌اند [۱-۴].

این موارد باعث تحمیل هزینه‌های زیاد درمانی در کنار هزینه‌های آموزش خدمه جدید می‌شود [۵]. این موارد باعث اتخاذ قوانین سختگیرانه در موضوع سلامتی خدمه شده مخصوصاً در کاربردهای نظامی که ابزارهای اضافی مثل عینک دید در شب[۱] و نمایش حواس[۲] در کلاه خلبان هلیکوپتر ادغام شده است. در گزارش‌های اخیر به وجود وسایل اضافی مانند عینک دید در شب و نمایش حواس در کلاه خدمه پروازی بعنوان یکی از علل درد پشت و گردن اشاره شده است [۳ و ۶].

این ارتعاشات عمدتاً بر اثر ارتعاشات هارمونیک ناشی از روتور،

1 Night Vision Goggles (NVG)
2 Head-Up Display (HUD)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: p_safarpour@sbu.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

پروانه، جعبه دنده و موتور بعلاوه ارتعاشات ساختاری ناشی از آیرودینامیک‌های ناپایدار ایجاد می‌شوند و معمولاً از طریق صندلی‌ها یا کف کابین به بدن شخص انتقال می‌یابند. این ارتعاشات چندفرکانسی می‌تواند بر روی کل بدن یا ارگان‌های خاصی از آن، اثرات زیان‌باری را تحمیل نمایند. مطالعات مختلف به خوبی نشان داده است که ارتعاشات در فرکانس‌های تحریک پایین (۰/۵-۸۰ هرتز) مهمترین عامل خطر برای ستون فقرات، کمر و گردن می‌باشد و با اثرگذاری جدی بر روی سلامت فیزیکی و ذهنی خدمه، موجب کاهش کارآیی عملکردی آنها می‌شود. بنابراین کاهش سطوح ارتعاشات تجربه‌شده توسط خدمه پروازی یک امر ضروری برای بالابردن کیفیت پرواز و کاهش مشکلات سلامتی جامعه هلیکوپتری می‌باشد. از آنجاییکه تغییر ساختار سازه‌ای هلیکوپتر به منظور کاهش ارتعاشات، مساله‌ای پیچیده، گران و زمانبر است، رویکرد طراحی صندلی‌های دارای سیستم تعلیق پیشرفته بعنوان یک روش مستقیم، نسبتاً ارزان و با افق اجرای کوتاه‌مدت برای کاهش ارتعاشات منتقله به خدمه می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

سیستم‌های تعلیق بر حسب نوع استراتژی کنترلی خود به سه نوع غیرفعال، نیمه فعال و فعال دسته‌بندی می‌شوند. از آنجاییکه رویکرد غیرفعال، عموماً یک کاهش متوسط در ارتعاش را بدون هیچ خطر ناپایداری و با پیچیدگی کمتر نسبت به وسایل کنترل فعال فراهم می‌آورد و همچنین به جهت عدم نیاز ساختارهای غیرفعال به انرژی خارجی و عدم استفاده از فیدبک آنلاین در آن‌ها، کاربرد این نوع از سیستم‌های تعلیق در هلیکوپترها مورد توجه است [۷]. در سال‌های اخیر به منظور ارتقا میزان کاهندگی ارتعاشات صندلی وسایل نقلیه، رویکرد کنترلی غیرفعال یا به عبارت دیگر روش‌های ایزولاسیون ارتعاش بطور گسترده و عمیق مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل اصلی که اغلب برای بیان و بررسی ایزولاسیون ارتعاش بکار برده می‌شود یک مدل یک درجه آزادی است که شامل یک فنر خطی و دمپر با اتصال موازی می‌باشد. در این نوع ساختار کاهش ارتعاش تنها برای فرکانس‌های ورودی بزرگتر از $\sqrt{2}$ برابر فرکانس طبیعی سیستم تعلیق روی می‌دهد و برای فرکانس‌های ورودی کمتر از $\sqrt{2}$ برابر فرکانس طبیعی سیستم مخصوصاً فرکانس‌های نزدیک به فرکانس طبیعی سیستم تعلیق، سطح ارتعاش صندلی نسبت به کف کابین در عمل افزایش می‌یابد. از اینرو اینچنین ساختارهایی تنها برای فرکانس‌های تحریک ارتعاشی بالا نتیجه بخش هستند.

برای حل این مشکل، راه‌حل‌های مختلفی توسط محققان ارائه شد. برای مثال ویرجین[1] در [۸ و ۹] از یک نوار نازک خم‌شده شبیه اشک که دو انتهای آن با گیره بصورت محکم به هم متصل نگاه داشته شده بود بعنوان یک فنر غیرخطی برای نگهداری بار و کاهش انتقال‌پذیری عمودی استفاده نمود. از آنجاییکه با افزایش طول حلقه، سختی حلقه کاهش می‌یابد بنابراین فرکانس رزونانس پایین‌تری حاصل می‌شود اما از طرفی ظرفیت تحمل بار سیستم نیز کاهش می‌یابد. چن[2] در [۱۰] نشان داد که بوسیله اجرای تکنیک ضدفنر، ایزولاتورهای ارتعاش فنر اویلر بطور قابل توجهی بهبود می‌یابند. این به معنای کاهش فرکانس رزونانس فنر اویلر است. پات[3] نیز در [۱۱] استفاده از جفت پیش ستون‌های یکپارچه شده با یک فیلتر ویسکوالاستیک را بعنوان ایزولاتور ارتعاش مورد مطالعه قرار داد. همچنین ایزولاتور ارتعاشی مشتمل بر فنر بادی و میرایی بادی توسط هوستنز[4] بررسی شد [۱۲]. نتیجه تحلیل هوستنز نشان‌دهنده کاهش ارتعاشات برای فرکانس‌های ورودی پایین بدون وجود اصطکاک اتصالی بود. عیب این چنین سیستم‌هایی حجم هوای اضافی نسبتاً بزرگ آنهاست. علاوه بر این‌ها، پلوی[5] در [۱۳] یک ایزولاتور جاذب ارتعاش را توسعه داد. در این سیستم از یک مایع هیدرولیکی بعنوان جرم جاذب ارتعاشی استفاده شده است که برای تنظیم جاذب می‌توان از متغیرهایی مانند سختی جرم جاذب، ورودی و هندسه مخزن استفاده نمود. در [۱۴] سان[6] و همکاران با الهام از ساختار قیچی شکل n-لایه یک مکانیزم تعلیق مبتکرانه را ارائه و توسعه دادند. در مکانیزم پیشنهادی آن‌ها به جهت اثر کوپلینگ بین سختی افقی و عمودی، عملکرد ایزولاسیون نسبت به سیستم‌های ایزولاسیون مرسوم جرم-فنر-دمپر سنتی و سختی شبه صفر بهبود قابل ملاحظه‌ای را نشان می‌دهد. در صورت طراحی مناسب پارامترهای ساختاری، این ساختار می‌تواند ویژگی سیستم سختی شبه صفر سیستم را بدون معایب آن داشته باشد. کارلا[7] نیز در [۱۵-۱۷] مدل ایزولاسیون ارتعاش جدیدی را پیشنهاد داد که شامل ساختار سختی منفی در کنار ساختار سختی مثبت بود.

1 Virgin
2 Chnin
3 Paut
4 Hostens
5 Plooy
6 Sun
7 Carrella

به سبب تضاد ساختار سختی مثبت و سختی منفی، سختی دینامیکی سیستم کاهش می‌یابد که این امر منجر به جابجایی پیک رزونانس منحنی پاسخ فرکانسی به سمت چپ می‌شود.

بطور کلی علاوه بر مشکلاتی مانند دشواری تعمیر و نگهداری، اطمینان‌پذیری پایین و نیاز به فضای نسبتا زیاد، مطالعه روی ساختارهایی که ظرفیت باربرداری بالا و سختی کمی داشته باشند با چالش‌هایی روبرو بوده است. همانطور که ذکر شد ساختارهای سنتی علیرغم ظرفیت باربرداری مناسب، در فرکانس‌های تحریک پایین ناکارآمد هستند. در سوی دیگر، ساختارهای کاهنده ارتعاش جدید نیز که می‌توانند سختی دینامیکی بسیار پایینی را ارائه دهند (مانند ایزولاتورهای سختی شبه صفر)، ظرفیت باربرداری پایینی دارند. برای حفظ ظرفیت باربرداری و ویژگی کاهندگی ارتعاش ساختارهای سختی پایین بطور همزمان، افزایش سختی غیرخطی و انتخاب مناسب پارامترهای سیستم امری ضروری است. بدلیل غیرخطی شدید و مشکل ناپایداری، حفظ ظرفیت باربرداری در کنار کاهش فرکانس تشدید سیستم، بدون استفاده از روش‌های کنترل فعال بسیار دشوار است.

در این مقاله به منظور دستیابی به ساختار تعلیق دارای سختی استاتیکی بالا و فرکانس تشدید پایین، با اقتباس از ایده کارلا، یک سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی به منظور استفاده در هلیکوپتر ارائه می‌شود و پس از استخراج معادلات دینامیکی آن، ویژگی‌های ارتعاشی آن نیز بررسی می‌شود. این ساختار از یک جفت فنر- دمپر با اتصال موازی که بصورت افقی قرار داده شده‌اند (پیکربندی سختی منفی) و یک فنر -دمپر با اتصال موازی که تنها قابلیت حرکت در راستای عمودی را دارند تشکیل شده است. فنرهای افقی و عمودی از طریق میله‌های رابط به بدنه صندلی متصل می‌شوند. طراحی ساختار و نوع اتصالات میله‌ها بگونه‌ای می‌باشد که امکان حرکات دورانی از صندلی گرفته شده و صندلی تنها مقید به حرکت انتقالی در راستای عمودی شده است. از آنجاییکه بیشترین تاثیرات ارتعاشی در هلیکوپتر ناشی از ارتعاشات عمودی انتقالی از کف کابین به صندلی و سرنشین است، می‌توان در ارزیابی اثرات ارتعاش، از ارتعاش در راستاهای جانبی و جلو-عقب صرفنظر کرده و تنها ارتعاش در راستای عمودی را بررسی نمود [۱۸].

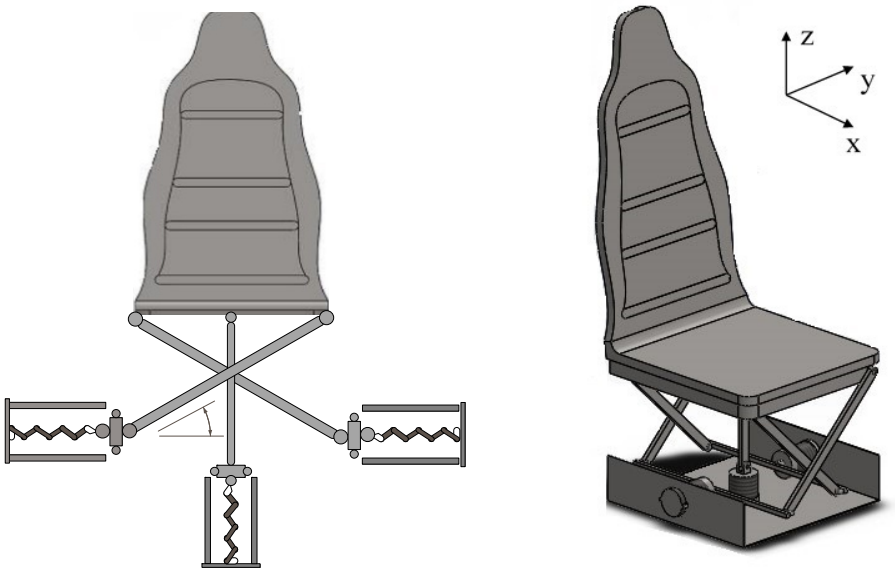
در بیشتر کارهای انجام‌شده قبلی، با درنظرگرفتن بدن سرنشین بصورت یک جرم فشرده و نادیده‌گرفتن حرکات نسبی اجزای مختلف بدن، بحث ارتعاشات کل بدن[1] نادیده گرفته شده یا بصورت محدود بررسی شده است. در حالیکه در این مطالعه با استفاده از یک مدل پارامتر فشرده از بدن انسان، ارتعاش اجزای مختلف بدن سرنشین و تاثیرات متقابل آن‌ها روی صندلی و سیستم تعلیق نیز در ارزیابی‌ها لحاظ شده است. همچنین به منظور نزدیک‌کردن نتایج به واقعیت و صحت‌سنجی عملکرد سیستم تعلیق در عمل، از داده‌های ارتعاشی واقعی هلیکوپتر بل-۴۱۲ در شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است. لازم بذکر است به منظور بررسی عملکرد سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی در کاهش ارتعاشات وارد بر بدن خلبان از معیار استاندارد ایزو-۲۶۳۱ استفاده شده که یک معیار رایج در بررسی چنین مواردی است.

۲- توصیف مدل پیشنهادی سیستم تعلیق

مدل صندلی تعلیق یکپارچه‌شده با بدن انسان شامل چند زیر بخش می‌باشد: سیستم تعلیق، صندلی، متعلقات مانند کوسن و در نهایت بدن انسان. ساختار پیشنهادی مجموعه شامل پیکربندی فنر-دمپرها به فرمی است که علاوه بر تحمل بار وزنی سرنشین، ارتعاشات منتقل‌شده به بدن سرنشین در فرکانس‌های پایین را نیز تا حد قابل ملاحظه‌ای کاهش دهد. ساختارهای مبتنی بر سختی منفی بطور بالقوه دارای اثر ایزولاسیون خوبی هستند ولی ظرفیت بارگذاری پایینی دارند، در طرف مقابل ساختارهای فنر مثبت ویژگی تحمل بار بالا را دارا هستند اما در بحث ایزولاسیون ارتعاش، محدودیت‌های زیادی دارند. از همین رو به نظر می‌رسد با ترکیب این دو ساختار با یکدیگر بتوان به ساختاری دست یافت که ویژگی‌های مثبت هر دو را در خود داشته باشد. در شکل ۱ شماتیکی از صندلی تعلیق پشنهادی نشان داده شده است.

همانطور که در شکل ۱ نشان‌داده‌شده، سیستم تعلیق از یک جفت فنر-دمپر با ساختار سختی منفی و یک فنر-دمپر با ساختار سختی مثبت تشکیل شده که بواسطه میله‌های رابط به بدنه صندلی مرتبط شده‌اند. بر خلاف سختی مثبت، در ساختارهای سختی منفی نیروی عکس‌العملی می‌تواند مقاومت به تغییر شکل را کاهش داده و حتی کمک‌کننده به روند تغییر شکل باشد. بعبارت دیگر شیب تغییر

1 Whole Body Vibration (WBV)



شکل۱. مدل ساختار پیشنهادی تعلیق

Fig. 1. Configuration of the proposed suspension structure

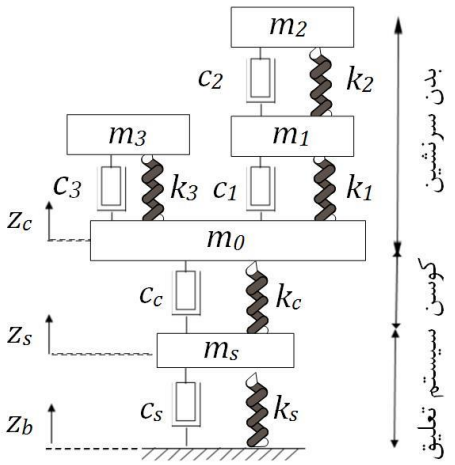
نیروی عکس‌العملی به تغییر شکل در محدوده‌های حرکتی خاصی، منفی است که اطلاق واژه سختی منفی به اینگونه ساختارها بر همین اساس می‌باشد. دوگانه‌بودن اتصال میله‌های جانبی به صندلی با هدف کمک به مقیدکردن سیستم به حرکت انتقالی خالص انجام شده است. به جهت ثابت‌بودن فاصله بین اتصالات میله‌های رابط متناظر با هر فنر و همچنین موازی بودن خط واسط بین میله‌ها در هر دو سو (هم در محل اتصال به صندلی و هم محل اتصال به فنر) با محور X، حرکات صندلی تنها محدود به صفحه Y-Z می‌شود (حرکت انتقالی در دو راستای Y و Z و همچنین حرکت دورانی حول محور X). برای مقیدکردن حرکت انتقالی در راستای Y و همچنین حرکت دورانی حول محور X کافیست حرکت میله عمودی محدود به راستای عمودی (Z) شود که اینکار با استفاده از اتصال پیچ و مهره‌ای (مشابه اتصال جوش) میله رابط عمودی در محل اتصال به صندلی و فنر انجام می‌شود. در نتیجه این نوع پیکربندی و اتصالات، درجات آزادی سیستم تعلیق تنها به حرکت انتقالی در راستای Z مقید می‌شود.

پاسخ سیستم تعلیق وابسته به پارامترهای مختلفی از جمله مشخصات سیستم تعلیق مانند ضریب سختی فنرها و نسبت میرایی دمپرها، طول میله‌های رابط، زاویه قرارگیری آن‌ها در وضعیت تعادل استاتیکی و . . . می‌باشد که با تنظیم این پارامترها می‌توان میزان کاهندگی و ایزولاسیون ارتعاش را به حد مطلوب رسانید. مقادیر مناسب این پارامترها در بخش‌های بعدی و بعد از مدلسازی و تحلیل پاسخ‌های سیستم تعیین خواهد شد.

۲-۱- مدل بدن سرنشین

در سیستم‌های با کاربر انسانی در نهایت ارتعاشات انتقالی از کابین به سرنشین می‌رسد. مدلسازی بدن انسان از این جهت دارای اهمیت بالایی است که با استفاده از آن می‌توان میزان تاثیر ارتعاشات بر روی بخش‌های اصلی بدن انسان را ارزیابی نمود و عملکرد سیستم تعلیق را محک زد. جرم‌متمرکز فرض‌کردن بدن انسان شاید برای برآورد کلی از وضعیت بدن در رویارویی با ارتعاش مناسب باشد اما در مورد پاسخ بخش‌های مختلف بدن مانند سر، گردن و بالاتنه اطلاعاتی را ارائه نمی‌دهد.

برای توصیف ساختار پیچیده و پاسخ دینامیکی بدن انسان، مدل‌های بیومکانیکی زیادی در پیوستگی با مدل صندلی توسعه داده شده‌اند. عده‌ای برای نیل به این هدف به سراغ روش‌های المان محدود رفتند [۱۹ و ۲۰] و عده‌ای دیگر از روش‌های پارامتر فشرده بهره گرفتند [۲۱ و ۲۲]. همچنین به سبب تطبیق‌پذیری بالای روش شبکه عصبی در توصیف ارتباط بین متغیرها، در مواردی از مدل مبتنی بر شبکه عصبی نیز برای مدلسازی بدن انسان استفاده شده [۲۳-۲۵]. با اینحال برای مدلسازی صندلی- سرنشین، روش



شکل ۲. مدل بدن انسان- صندلی مبتنی بر استاندارد ایزو-۵۹۸۲ [۲۶]

Fig. 2. The integrated model of occupant-seat according to ISO-5982 [26]

جدول ۱. مقادیر پارامترهای مدل بدن انسان بر اساس ایزو-۵۹۸۲ [۲۶]

Table 1. The values of human body model parameters according to ISO-5982 [26]

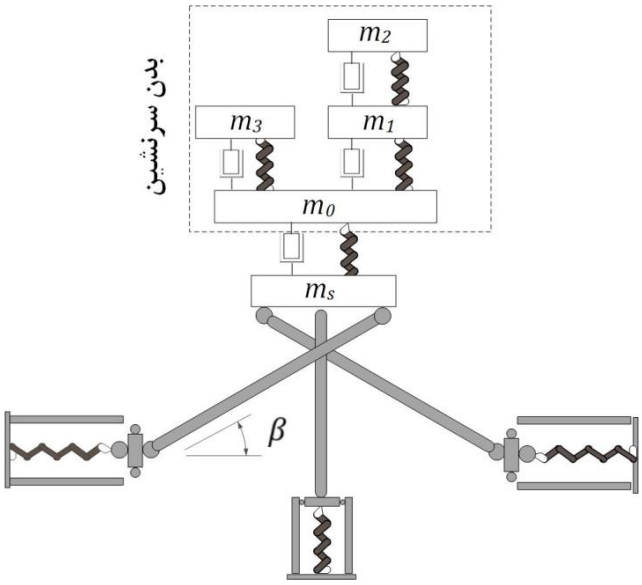
$k_i(^{N}/_{m})$	$c_i(^{Ns}/_{m})$	$m_i(kg)$	i
-	-	۲	۰
۹۹۹۹	۳۸۷	۶	۱
۳۴۴۰۰	۲۳۴	۲	۲
۳۶۲۰۰	۱۳۹۰	۵۶ ،۴۵ ،۳۰	۳

مدلسازی پارامتر فشرده به سبب آسانی، قابلیت استفاده مستقیم در طراحی کنترل‌کننده‌ها و ارائه برآوردی مناسب از زیر سیستم‌های بدن انسان بیشتر مرسوم می‌باشد. در این پژوهش از مدل مبتنی بر استاندارد ایزو-۵۹۸۲ که در شکل ۲ نشان داده شده بعنوان مدل سرنشین بهره گرفته شده است که در آن m_3, m_2, m_1, m_0 به ترتیب معرف نشیمنگاه، بالاتنه، سر و پایین تنه می‌باشند.

استاندارد ایزو-۵۹۸۲، امپدانس (مدول و فاز) مکانیکی تقریبی بدن انسان در سه وضعیت نشسته، ایستاده و خوابیده را بیان می‌کند. امپدانس مکانیکی در راستای عمودی در محدوده فرکانسی ۱-۳۰ هرتز و با فرض پاسخ بدن بصورت خطی تعیین شده است. امپدانس مکانیکی برای هر سه وضعیت مذکور با استفاده از یک مدل پارامتر فشرده ۲ یا ۳ درجه آزادی بدست می‌آید که مدول و فاز آن با میانگین و انحراف معیار بعضی اطلاعات آزمایشگاهی مقایسه و اعتبارسنجی شده‌اند. لازم بذکر است که این استاندارد در طراحی و تست صندلی‌ها و سایر وسایل ایزولاسیون ارتعاشات مورد کاربرد می‌باشد [۲۷]. با این مدل می‌توان علاوه بر مدل‌کردن جرم ظاهری سرنشین در جهت عمودی، انتقال‌پذیری به سر را نیز با احتساب جرم‌های مختلف بدن سرنشین ارزیابی نمود. به جهت ویژگی‌های مذکور، در کار جاری به منظور طراحی و ارزیابی سیستم تعلیق در کاهش ارتعاشات انتقالی به اجزای مختلف بدن سرنشین، از مدل بدن انسان مبتنی بر ایزو-۵۹۸۲ استفاده می‌شود. مقادیر پارامترهای این مدل در جدول ۱ نمایش داده شده است.

۲-۲- مدل دینامیکی یکپارچه سیستم تعلیق- بدن سرنشین:

در کاربردهای ایزولاسیون و سیستم تعلیق به جهت کنش بین بدن و صندلی تعلیق، عموماً مدلسازی بدن انسان به همراه صندلی و کوسن انجام می‌شود تا مدلی یکپارچه از آن‌ها بدست آید. در شکل ۳ شماتیک معادل سیستم پیشنهادی نشان داده شده است. در اینجا



شکل ۳. نمایی از سیستم تعلیق پیشنهادی به همراه مدل سرنشین و کوسن

Fig. 3. A view of the proposed suspension structure integrated with the cushion and occupant model

برای مدلسازی سیستم از روش لاگرانژ استفاده می‌شود.

با توجه به شکل ۳ و صرفنظرکردن از جرم فنر، دمپر، میله‌های رابط و اتصالات، روابط مربوط به انرژی جنبشی، پتانسیل و میرایی کل سیستم بصورت روابط (۱)- (۳) بیان می‌شود. لازم بذکر است که معادلات دینامیکی سیستم در حالت انحراف از وضعیت طول آزاد فنرها ارائه شده است.

$$T=\frac{1}{2}\left(m_s\dot{z}_s^{\,2}+m_0\dot{z}_c^{\,2}+m_1\dot{z}_1^{\,2}+m_2\dot{z}_2^{\,2}+m_3\dot{z}_3^{\,2}\right) \quad (۱)$$

$$V=\frac{1}{2}\left(k_l\Delta_l^{\,2}+k_r\Delta_r^{\,2}+k_v\Delta_d^{\,2}\right)+ \frac{1}{2}\left(k_1\left(z_1-z_c\right)^2+k_2\left(z_2-z_1\right)^2+k_3\left(z_3-z_c\right)^2+k_c\left(z_c-z_s\right)^2\right)+ m_s g z_s+m_0 g z_c+m_1 g z_1+m_2 g z_2+m_3 g z_3 \quad (۲)$$

$$D=\frac{1}{2}\left(C_l\dot{\Delta}_l^{\,2}+C_r\dot{\Delta}_r^{\,2}+C_d\dot{\Delta}_d^{\,2}\right)+ \frac{1}{2}\left(c_1\left(\dot{z}_1-\dot{z}_c\right)^2+c_2\left(\dot{z}_2-\dot{z}_1\right)^2+c_3\left(\dot{z}_3-\dot{z}_c\right)^2+c_c\left(\dot{z}_c-\dot{z}_s\right)^2\right) \quad (۳)$$

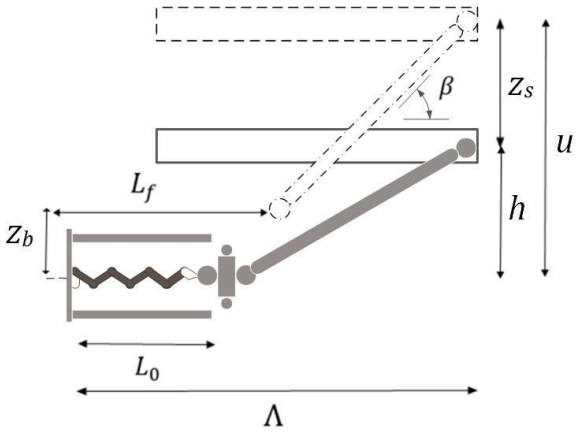
در روابط بالا (k_d,k_r,k_l) و (c_d,c_r,c_l) به ترتیب بیانگر ضرایب سختی و میرایی فنرهای چپ، راست و عمودی سیستم تعلیق هستند. (k_3,k_2,k_1) و (c_3,c_2,c_1) ضریب سختی و میرایی بین اجزای بدن انسان بر اساس ایزو-۵۹۸۲ را نشان می‌دهند و (k_c,c_c) نیز ضریب سختی و میرایی مربوط به کوسن می‌باشد. همچنین $(\Delta_d,\Delta_r,\Delta_l)$ به ترتیب نشانگر تغییر طول فنرهای چپ، راست و عمودی از وضعیت اولیه و مشتقات این متغیرها نیز معرف سرعت نسبی حرکت دمپرها در سیستم تعلیق می‌باشند. با توجه به نوع ساختار متقارن سیستم می‌توان $k_l=k_r$ ، $c_l=c_r$ و $\Delta_l=\Delta_r$ را در نظر گرفت.

با توجه به ساختار سیستم تعلیق، حرکات فنرهای افقی و عمودی سیستم تعلیق صندلی به هم کوپل بوده و مستقل از هم نمی‌باشد. با استفاده از روابط هندسی می‌توان ارتباط بین این حرکات با یکدیگر را بدست آورد. در شکل ۴ نمای با جزئیات بیشتر از بخش تعلیق صندلی نشان داده شده است که در آن دمپرها حذف شده‌اند. قسمت خط‌چین دار مربوط به وضعیت ثانویه و بخش پررنگ بیانگر شرایط اولیه است.

با استناد به شکل ۴، می‌توان روابط (۴) و (۵) را استخراج نمود:

$$\left(\Lambda-L_f\right)^2+\left(u-z_b\right)^2=L_h^{\,2} \quad (۴)$$

$$\left(\Lambda-L_0\right)^2+h^2=L_h^{\,2} \quad (۵)$$



شکل ۴. نمای با جزئیات بیشتر از میله رابط سیستم تعلیق

Fig. 4. A detailed view of the suspension interface rod

که در آن h فاصله عمودی اولیه صندلی از محل قرارگیری فنرهای افقی و z_b جابجایی کف کابین ناشی از ارتعاش است. همچنین L_f معرف طول ثانویه فنر افقی (طول ناشی از فشردگی یا کشیدگی در اثر جابجایی z_s صندلی) و L_0 طول اولیه فنر افقی می‌باشد. L_h نیز طول میله مورب رابط بین صندلی و فنر جانبی را نشان می‌دهد. با توجه به روابط ۴ و ۵ می‌توان میزان کشیدگی یا فشردگی فنرهای افقی را بر حسب رابطه (۶) بیان کرد.

$$\Delta^l = L_f - L_0 = \sqrt{L_h^{\,2} - h^2} - \sqrt{L_h^{\,2} - \left(u - z_b\right)^2}$$
$$\Rightarrow \Delta^l = L_h\left(\sqrt{1-\left(h/L_h\right)^2} - \sqrt{1-\left(\sin\beta\right)^2}\right) \tag{۶}$$

در رابطه (۶)، β بیانگر زاویه قرارگیری میله رابط نسبت به افق است و بالانویس l نشانگر ارجاع رابطه بالا به بخش سمت چپ سیستم تعلیق می‌باشد. لازم بذکر است به جهت ساختار متقارن مجموعه، همانطورکه پیشتر نیز گفته شد تغییر طول فنرهای جانبی با یکدیگر برابر خواهد بود ($\Delta_l = \Delta_r$). با توجه به ثابت‌بودن طول میله رابط عمودی L_v سیستم تعلیق و همچنین وضعیت همواره عمودی آن، میزان تغییر طول فنر عمودی را نیز می‌توان طبق رابطه (۷) تعیین نمود.

$$\Delta^d = L_f^{\,d} - L_0^{\,d} = z_s - z_b \tag{۷}$$

که در آن z_s معرف میزان جابجایی صندلی از وضعیت اولیه و z_b معرف تحریک کف کابین می‌باشد. لازم بذکر است بالانویس d بیانگر ارجاع روابط بالا به بخش پایینی یا همان بخش عمودی سیستم تعلیق پیشنهادی می‌باشد.

با مشخص‌شدن میزان تغییر طول فنرهای عمودی و افقی در حالت کلی و یکپارچه‌سازی بخش‌های دیگر مانند مدل بدن سرنشین با سیستم تعلیق، می‌توان با استفاده از روش لاگرانژ (رابطه ۸) و جایگذاری روابط قبلی در آن به معادلات دینامیکی کلی حاکم بر سیستم مورد بررسی دست یافت.

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial z_i} + \frac{\partial V}{\partial z_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{z}_i} = Q_{z_i} \tag{۸}$$

در رابطه (۹) معادلات دینامیکی سیستم تعلیق یکپارچه با بدن سرنشین در راستای عمودی ارائه شده است.

$$\begin{aligned}
&m_1\ddot{z}_1 + k_1\left(z_1 - z_c\right) + k_2\left(z_1 - z_2\right) + c_1\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_c\right) + c_2\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2\right) + m_1 g = 0\\
&m_2\ddot{z}_2 - k_2\left(z_1 - z_2\right) - c_2\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2\right) + m_2 g = 0\\
&m_3\ddot{z}_3 + k_3\left(z_3 - z_c\right) + c_3\left(\dot{z}_3 - \dot{z}_c\right) + m_3 g = 0\\
&m_0\ddot{z}_c - k_1\left(z_1 - z_c\right) - k_3\left(z_3 - z_c\right) + k_c\left(z_c - z_s\right) -\\
&c_1\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_c\right) - c_3\left(\dot{z}_3 - \dot{z}_c\right) + c_c\left(\dot{z}_c - \dot{z}_s\right) + m_0 g = 0\\
&m_s\ddot{z}_s - c_c\left(\dot{z}_c - \dot{z}_s\right) - c_d\left(\dot{z}_b - \dot{z}_s\right) - k_c\left(z_c - z_s\right) - k_d\left(z_b - z_s\right) +\\
&2c_l\left[\frac{\left(\dot{z}_b - \dot{z}_s\right)}{\sqrt{L_h^{\,2} - \left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)^2}} + \frac{\left(\dot{z}_b - \dot{z}_s\right)\left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)^2}{\sqrt{\left[L_h^{\,2} - \left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)^2\right]^3}}\right]\\
&\left[\frac{\left(\dot{z}_b - \dot{z}_s\right)\left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)}{\sqrt{L_h^{\,2} - \left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)^2}} + \frac{\left(L_h^{\,2}\dot{\beta}\sin\beta\cos\beta\right)}{\sqrt{L_h^{\,2}\left(1 - \sin^2\beta\right)}}\right]\\
&-2k_l\left[\sqrt{L_h^{\,2} - \left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)^2} - \sqrt{L_h^{\,2}\left(1 - \sin^2\beta\right)}\right]\\
&\left[\frac{\left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)}{\sqrt{L_h^{\,2} - \left(z_s - z_b + L_h\sin\beta\right)^2}}\right] + m_s g = 0
\end{aligned} \tag{۹}$$

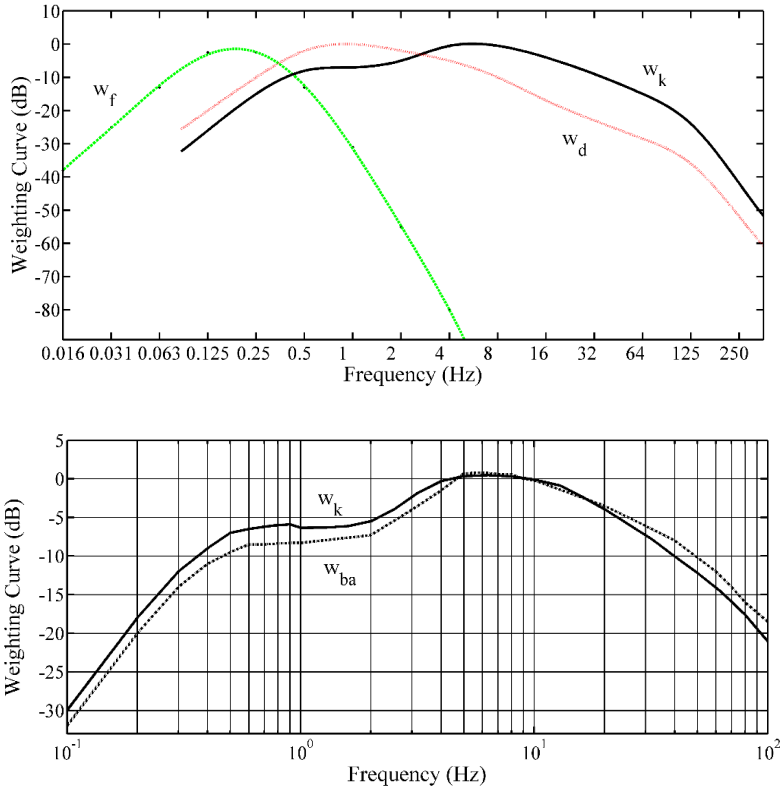
۳- ارتعاش بدن سرنشین

به منظور ارزیابی ارتعاشات وارد بر بدن انسان استانداردهای مختلفی ارائه شده است. استاندارد ایزو-۲۶۳۱ از مهمترین این استانداردها می‌باشد که بعنوان مرجع در کارهای مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد. این استاندارد، اندازه‌گیری‌ها و تحلیل‌های لازم به منظور بررسی ارتعاش انتقالی به بدن انسان از طریق صفحات تکیه‌گاهی مانند پاها، نشیمنگاه و پشت در حالت‌های ایستاده، نشسته

جدول ۲. سطوح مختلف ارتعاش کل بدن و میزان احساس ناراحتی شخص در معرض ارتعاش بر اساس ایزو-۲۶۳۱ [۲۸]

Table 2. Discomfort level of occupant exposed to vibration according to ISO 1-2631 [28]

احساس ناراحتی	ارتعاش کل بدن (mg)	سطح ارتعاش کل بدن (m/s^2)
عدم ناراحتی	≤ ۳۲/۱	≤ ۰/۳۱۵
مقدار کمی ناراحت‌کننده	۳۲/۱-۶۴/۲	۰/۳۱۵-۰/۶۳
نسبتاً ناراحت‌کننده	۵۱-۱۰۱/۹	۰/۵-۱
ناراحت‌کننده	۸۱/۵-۱۳۵/۵	۰/۸-۱/۳
خیلی ناراحت‌کننده	۱۲۷/۴-۲۵۴/۸	۱/۲۵-۲/۵
شدیداً ناراحت‌کننده	≥ ۲۰۳/۹	≥ ۲



شکل ۵. منحنیهای وزندهی فرکانسی مستخرج از ایزو-۲۶۳۱ [۲۹]

Fig. 5. Frequency weighting curves according to ISO 1-2631 [29]

و خوابیده را توصیف می‌کند. در استاندارد ایزو-۲۶۳۱ روش‌های اندازه‌گیری تصادفی، پریودیک و گذرای ارتعاش کل بدن مشخص می‌شود. ارتعاشی که مرتبط با سلامتی و بیماری ناشی از تکان‌ها، راحتی و هوشیاری انسان است. در جدول ۲ سطح ناراحتی ناشی از ارتعاشات بر اساس استاندارد ایزو-۲۶۳۱ نشان داده شده است.

طبق استاندارد ایزو-۲۶۳۱ فرکانس‌های ارتعاشی موثر بر روی سلامتی، راحتی و فعالیت انسان در محدوده ۰/۵-۸۰ هرتز می‌باشند. فرکانس‌های زیر ۰/۵ هرتز و بالای ۸۰ هرتز بعنوان محدوده‌های کم‌اهمیت برای ارزیابی سلامتی در نظر گرفته می‌شوند. بر همین اساس، وزن‌دهی فرکانسی برای فیلتر کردن سیگنال‌های ارتعاشی مورد نیاز می‌باشد. در حوزه مرتبط با سلامتی اغلب از دو وزن‌دهی فرکانسی اصلی استفاده می‌شود: فیلتر w_k برای جهت عمودی و فیلتر w_d برای جهات صفحه افقی (شکل ۵- بالا). البته ضریب وزن‌دهی فرکانسی w_f نیز برای فیلتر ارتعاش در بازه فرکانسی ۰/۱- ۰/۵ هرتز

بکار می‌رود که موضوع کار جاری نمی‌باشد. لازم بذکر است که در سال ۲۰۰۱ ضمیمه‌ای به استاندارد ایزو-۲۶۳۱ اضافه شد که در آن ضریب وزن‌دهی فرکانسی جدیدی با نام w_{ba} ارائه شده است (شکل ۵- پایین). اگر چه کاربرد اصلی w_{ba} برای وسایل ریلی است اما در سال‌های اخیر در بیشتر سیستم‌ها از آن استفاده می‌شود [۲۹]. با توجه به غالب‌بودن ارتعاشات عمودی نسبت به سایر راستاها در هلیکوپتر، در کار حاضر تنها ارتعاشات عمودی مورد ارزیابی قرار گرفته و از فیلتر فرکانسی جدید w_{ba} برای وزن‌دهی فرکانسی استفاده می‌شود.

۳-۱- معیارهای ارزیابی ارتعاش

به منظور ارزیابی و تحلیل سیگنال‌های ارتعاشاتی از معیارهای مختلفی استفاده می‌شود با ذکر این نکته که برای نیل به پاسخ صحیح در تحلیل سیگنال‌های ارتعاشی، توصیه شده که معیار مورد استفاده با توجه به نوع ارتعاش و هدف تحلیل انتخاب شود. در کار جاری با توجه به ویژگی‌های ارتعاشات کف کابین هلیکوپتر و اهداف طرح از دو معیار دامنه موثر [1] و مقدار دوز ارتعاش [2] برای تحلیل و ارزیابی نتایج استفاده شده است.

دامنه موثر از مهمترین و پرکاربردترین معیارهای تحلیل ارتعاشات است. اندازه‌گیری ارتعاش معمولاً بصورت شتاب وزن‌دهی‌شده دامنه موثر بر حسب (m/s^2) برای ارتعاشات انتقالی و (rad/s^2) برای ارتعاشات دورانی محاسبه می‌شوند [۳]. دامنه موثر وزن‌دهی‌شده را می‌توان بر طبق رابطه (۱۰) تعیین نمود:

$$a_w = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T a_w^2(t)\,dt} \qquad (۱۰)$$

که در آن a_w بعنوان تابعی از زمان، معرف شتاب وزن‌دهی شده و T بیانگر مدت زمان اندازه‌گیری می‌باشد. در استاندارد ایزو-۲۶۳۱ که از مهمترین استانداردها در زمینه ارتعاشات بدن می‌باشد به منظور تحلیل ارتعاشات استفاده از این معیار توصیه شده است.

نتایج چندین آزمایش نشان داده است که روش ارزیابی دامنه موثر، اثرات ارتعاشات با بیشینه‌های قابل توجه را کمتر تخمین می‌زند و شاید از این‌رو برای بررسی شوک و پیک‌های ارتعاشی مناسب نباشد [۳۰]. از همین رو از معیار مقدار دوز ارتعاش که نسبت به روش ارزیابی دامنه موثر به پیک‌های ارتعاشی حساس‌تر است نیز در تحلیل‌ها بهره گرفته شده است. این روش بجای توان دوم شتاب وابسته به زمان، از توان چهارم استفاده می‌کند. واحد مقدار دوز ارتعاش بسته به نوع ارتعاش ($m/s^{1.75}$) یا ($rad/s^{1.75}$) می‌باشد که طبق رابطه (۱۱) قابل حصول است:

$$VDV = \left\{ \int_0^T \left[a_w(t)\right]^4 dt \right\}^{1/4} \qquad (۱۱)$$

در رابطه بالا $a_w(t)$ بیانگر شتاب وزن‌دهی‌شده لحظه‌ای و T مدت زمان اندازه‌گیری می‌باشند. اگرچه در ایزو-۲۶۳۱ اشاره‌ای به سطح ادراک شخص در معرض ارتعاش بر اساس معیار مقدار دوز ارتعاش نشده است اما در مطالعات اخیر دسته‌بندی برای سطح ادراک بر حسب مقدار دوز ارتعاش پیشنهاد شده است که در جدول ۳ قابل مشاهده می‌باشد.

جدول ۳. میزان سطح ادراک شخص در معرض ارتعاش بر حسب مقدار دوز ارتعاش [۳۱]

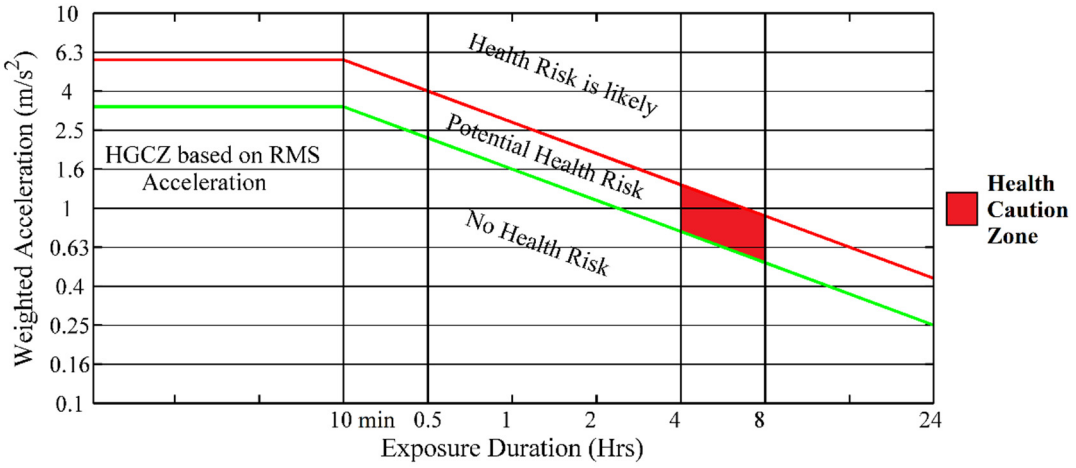
Table 3. VDV ranges for level of perception [31]

سطح ادراک	مقدار دوز ارتعاش ($m/s^{1.75}$)
معقول	< ۰/۶۶
آزاردهنده- مختل کننده	۰/۶۶-۲/۳۸
غیرقابل قبول	۲/۳۸-۴/۶۴
دلهره و اضطراب‌آور	> ۴/۶۴

۳-۲- معیارهای ارزیابی عملکرد سیستم تعلیق

معیارهایی مانند دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش تنها اطلاعات مربوط به شدت و خصوصیات سیگنال ارتعاشی کف کابین یا بدن سرنشین را بطور مجزا مشخص می‌کنند اما برآورد مستقیمی از عملکرد سیستم تعلیق در که در اصل ارتباط‌دهنده دو سیگنال کف کابین و بدن سرنشین با یکدیگر است و همچنین میزان کارآیی سیستم تعلیق در کاهش ارتعاشات انتقالی را ارائه نمی‌کند. برای ارزیابی عملکرد سیستم تعلیق و ایزولاسیون اغلب از معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی [3] و انتقال‌پذیری استفاده می‌شود. معیار انتقال‌پذیری

1 Root Mean Square (RMS)
2 Vibration Dose Value (VDV)
3 Seat Effective Amplitude Transmissibility (SEAT)



شکل ۶. نواحی احتیاط راهنمای سلامتی اقتباس‌شده از استاندارد ایزو-۲۶۳۱-۱ [۲۷]

Fig 6. Health caution zones according to ISO 1-2631 [27]

دامنه موثر صندلی در اصل اولین ارزیابی عددی از کارآیی ایزولاسیون صندلی را ارائه می‌دهد و بصورت رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود:

$$SEAT = \frac{(\ddot{x}_{ws})_{RMS}}{(\ddot{x}_{wf})_{RMS}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{T}\cdot\int_0^T \left(w_k\ a_s(t)\right)^2 dt}}{\sqrt{\frac{1}{T}\cdot\int_0^T \left(w_k\ a_f(t)\right)^2 dt}} \quad (۱۲)$$

که در آن $(\ddot{x}_{ws})_{RMS}$ و $(\ddot{x}_{wf})_{RMS}$ به ترتیب بیانگر دامنه موثر وزن‌دهی شده روی صندلی و کف کابین می‌باشند.

یکی دیگر از معیارهای مهم و رایج برای ارزیابی عملکرد ایزولاسیون سیستم‌ها معیار انتقال‌پذیری است که در آن از توابع چگالی طیفی توان[1] و چگالی طیفی متقابل[2] سیگنال‌های ارتعاشی کف و روی صندلی استفاده می‌شود. معیار انتقال‌پذیری توسط رابطه (۱۳) نشان داده شده است:

$$\mathrm{TRANS} = \mathrm{G_{BX}} / \mathrm{G_{BB}} \quad (۱۳)$$

که در آن زیرنویس‌های B و X به ترتیب نشانگر سیگنال‌های ارتعاش در کف و روی صندلی هستند. G_{BX} و G_{BB} نیز بیانگر توابع چگالی طیفی متقابل و چگالی طیفی توان می‌باشند که بصورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{cases} G_{BX} = \int B^*(f)X(f)df \\ G_{BB} = \int B^*(f)B(f)df \end{cases} \quad (۱۴)$$

* نشانگر مزدوج‌بودن سیگنال مورد نظر است. طبق این معیار، نرخ انتقال‌پذیری بالای یک برای هر فرکانس نشان‌دهنده تقویت آن فرکانس در طول مسیر انتقال ارتعاش است. لازم بذکر است اگر در معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی و انتقال‌پذیری، سیگنال ارتعاش سر خلبان با سیگنال ارتعاش کف صندلی جایگزین شود، انتقال‌پذیری ارتعاش از کف کابین تا سر خلبان نتیجه خواهد شد.

۳-۳- ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی

بر طبق استاندارد ایزو-۲۶۳۱ افزایش اندازه و مدت زمان قرارگیری در معرض ارتعاش، ریسک سلامتی برای افراد را افزایش می‌دهد. ارتباط این دو عامل با ریسک سلامتی در معیار ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی[3] منعکس شده است که در شکل ۶ نشان داده شده است. نواحی احتیاط راهنمای سلامتی در اصل نمودارهای خاصی هستند که به منظور ارزیابی خطر سلامتی سرنشین قرارگرفته در معرض ارتعاش کل بدن مورد استفاده قرار می‌گیرند. بر طبق استاندارد ایزو-۲۶۳۱ خطرات سلامتی مشهودی در محدوده قرارگیری در معرض ارتعاش زیر ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی (خطوط سبز رنگ شکل ۶) مشاهده نشده است اما برای ارتعاشات داخل محدوده نواحی احتیاط راهنمای سلامتی خطرات بالقوه سلامتی وجود دارد و

1 Power Spectral Density (PSD)
2 Cross Spectral Density (CSD)
3 Health Guidance Caution Zone (HGCZ)

جدول ۴. منابع و فرکانس‌های ارتعاشی هلیکوپتر بل-۴۱۲ [۳۰]

Table 4. The vibration sources and frequencies of the bell- 412 helicopter [30]

منبع ارتعاش	فرکانس تقریبی (دور بر دقیقه)	تقریبی بر حسب (هرتز)	علامت شناسایی
روتور اصلی (دور/۱)	۳۲۴	۵/۴۰	A
روتور اصلی (دور/۲)	۶۴۸	۱۰/۸۰	B
روتور اصلی (دور/۴)	۱۲۹۶	۲۱/۶۰	C
روتور دم (دور/۱)	۱۶۶۲	۲۷/۷۰	D
روتور اصلی (دور/۶)	۱۹۴۴	۳۲/۴۰	E
روتور اصلی (دور/۸)	۲۵۹۲	۴۳/۲۰	F
روتور دم (دور/۲)	۳۳۲۴	۵۵/۳۰	G
پمپ هیدرولیکی زیرین (دور/۱)	۴۳۰۰	۷۱/۷۰	H
میل لنگ روتور دم (دور/۱)	۴۳۰۲	۷۱/۷۰	I
پمپ هیدرولیکی فوقانی (دور/۱)	۶۶۰۰	۱۱۰	J
شفت ورودی انتقال (دور/۱)	۶۶۰۰	۱۱۰	K
روتور دم (دور/۴)	۶۶۴۸	۱۱۰/۶۰	L
خنک‌کننده روغن	۸۲۰۰	۱۳۶	M
ترمز روتور	۸۳۰۰	۱۳۸	N

بنابراین احتیاط باید کرد. در محدوده بالای ناحیه احتیاط راهنمای سلامتی نیز ریسک خطرات سلامتی بالا است.

با توجه به اینکه قرارگیری روزانه در معرض ارتعاشات می‌تواند شامل مقادیر مختلف ارتعاشات با زمان‌های متفاوت قرارگیری در معرض ارتعاش باشد، برای استفاده از نمودار نواحی احتیاط راهنمای سلامتی (شکل ۶) نیاز به تعیین مقدار ارتعاش معادل است که آن را می‌توان از رابطه (۱۵) بدست آورد [۳۲]:

$$a_{we} = \left[\frac{\sum (a_{wi}^2 \ . T_i)}{\sum T_i} \right]^{1/2} \qquad (۱۵)$$

که در آن a_{we} معرف مقدار ارتعاش معادل، a_{wi} و T_i نیز به ترتیب بیانگر میزان ارتعاش و مدت زمان قرارگیری در معرض آن ارتعاش می‌باشند.

۴- سیگنال ارتعاشی کف کابین هلیکوپتر

ارتعاش کف کابین هلیکوپتر یک پدیده رایج در انواع هلیکوپترهاست. بیشتر ارتعاش هلیکوپتر بوسیله روتورها (اصلی و دُم) و موتور ایجاد می‌شود که از طریق هر آنچه بصورت مکانیکی به آن‌ها متصل شده باشد، در فرکانس‌های هارمونیک N/Rev انتقال می‌یابند. ارتعاشات کف کابین از طریق صندلی به سرنشین منتقل شده و کل بدن را در معرض ارتعاش قرار می‌دهد. طیف این ارتعاشات عموماً شامل محدوده ۵-۲۵۰ هرتز می‌باشد [۳۳].

از آنجاییکه هلیکوپتر بل-۴۱۲ مورد مطالعاتی کار حاضر است، از اطلاعات ارتعاشی آن به منظور ارزیابی عملکرد سیستم تعلیق در بهبود محیط ارتعاشی سرنشین هلیکوپتر استفاده می‌شود. در جدول ۴ فرکانس‌های منابع تولید ارتعاش برای این نوع هلیکوپتر نشان داده شده است. در ستون سمت چپ، کاراکترهای N-A برای شناسایی و تمیز دادن اجزای فرکانسی در نمودارهای حوزه فرکانسی بکار می‌روند.

لازم بذکر است هر مدل هلیکوپتر با توجه به ساختارش یک طیف ارتعاشی منحصربفرد دارد. با این‌حال در حالیکه اجزای فرکانسی یک مدل خاص ثابت هستند، دامنه فرکانسی آن بسته به مواردی چون موقعیت ابزار اندازه‌گیری در هلیکوپتر، پیکربندی هلیکوپتر (مانند وزن)، مد پروازی (مانند بلندشدن، نشستن، پرواز کروز و هاور یا ایستا) و شرایط هوایی بطور پیوسته تغییر می‌کند. علت عدم انتشار اطلاعات دامنه ارتعاشی توسط سازندگان نیز ناشی از همین مورد است.

جدول ۵. مشخصات سنسورها و دیتالاگر مورد استفاده در داده‌برداری سیگنال ارتعاش کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲

Table 5. Specification of sensors and data logger used to measure the vibration of the Bell- 412 helicopter cabin floor

دیتالاگر INT2624M			
تعداد کانال	رزولوشن	نرخ داده‌برداری	ماکزیمم ولتاژ
۸	۲۴ بیت	۱۲۸ KS/s	۱۸ ولت
سنسور شتاب سنج			
مدل	حساسیت	محدوده اندازه‌گیری	محدوده فرکانسی
PCB 357C10	۰/۱۷ pC/(m/s^2)	± ۴۹۰۵ m/s^2 pk	۱۰۰۰۰ Hz

در پروژه حاضر به منظور سنجش میزان دامنه فرکانس‌ها در کف کابین هلیکوپتر، از مجموعه‌ای از سنسورها و یک دیتالاگر (ثبت کننده داده) استفاده شد. بدین ترتیب که با قراردادن سنسورها در کف کابین و نزدیک صندلی خلبان در یک هلیکوپتر غیرنظامی بل-۴۱۲، سیگنال ارتعاشی در راستای عمودی ثبت گردید تا با تجزیه و تحلیل سیگنال ارتعاشی عمودی ثبت شده، علاوه بر امکان مقایسه و صحت‌سنجی تطابق اجزای فرکانسی ارائه شده توسط شرکت سازنده (جدول ۴) با حالت واقعی، اطلاعات دامنه فرکانسی موثر در کف کابین نیز مشخص شود. اطلاعات دیتالاگر و سنسورهای مورد استفاده در جدول ۵ ارائه شده است.

همانطور که در جدول ۴ نشان داده شده، محدوده فرکانسی ارتعاش هلیکوپتر بل-۴۱۲ تا حدود ۱۴۰ هرتز است. با توجه به انجام داده‌برداری بصورت گسسته، به منظور رسیدن به سیگنال اندازه‌گیری مناسب و قابل اتکا، فرکانس داده‌برداری باید حداقل دو برابر حداکثر فرکانس سیگنال ارتعاشی کف کابین باشد (۲۸۰ هرتز). اگر بازه فرکانسی موثر بر راحتی و سلامتی بدن انسان (فرکانس کمتر از ۸۰ هرتز) بعنوان مبنای کار قرارگیرد نرخ داده‌برداری می‌تواند تا ۱۶۰ هرتز نیز کاهش داده شود. با اینحال از آنجاییکه محیط هلیکوپتر یک محیط نویزی است به منظور کاهش اثرات نویز بر روی سیگنال اندازه‌گیری‌شده و رسیدن به سیگنال تمیزتر از یک سو و برخی محدودیت‌های عملیاتی در افزایش نرخ داده‌برداری از سوی دیگر، از یک فیلتر پایین گذر با فرکانس قطع حدود ۵۷ هرتز استفاده گردید. نرخ داده‌برداری نیز اندکی بیشتر از دو برابر فرکانس قطع فیلتر یعنی ۱۱۵ هرتز در نظر گرفته شد. البته با توجه به کوچکی ضرایب وزن‌دهی فرکانسی برای فرکانس‌های بالای ۵۷ هرتز (شکل ۵)، خللی در بحث ارزیابی ارتعاش وارد بر سرنشین وارد نمی‌شود.

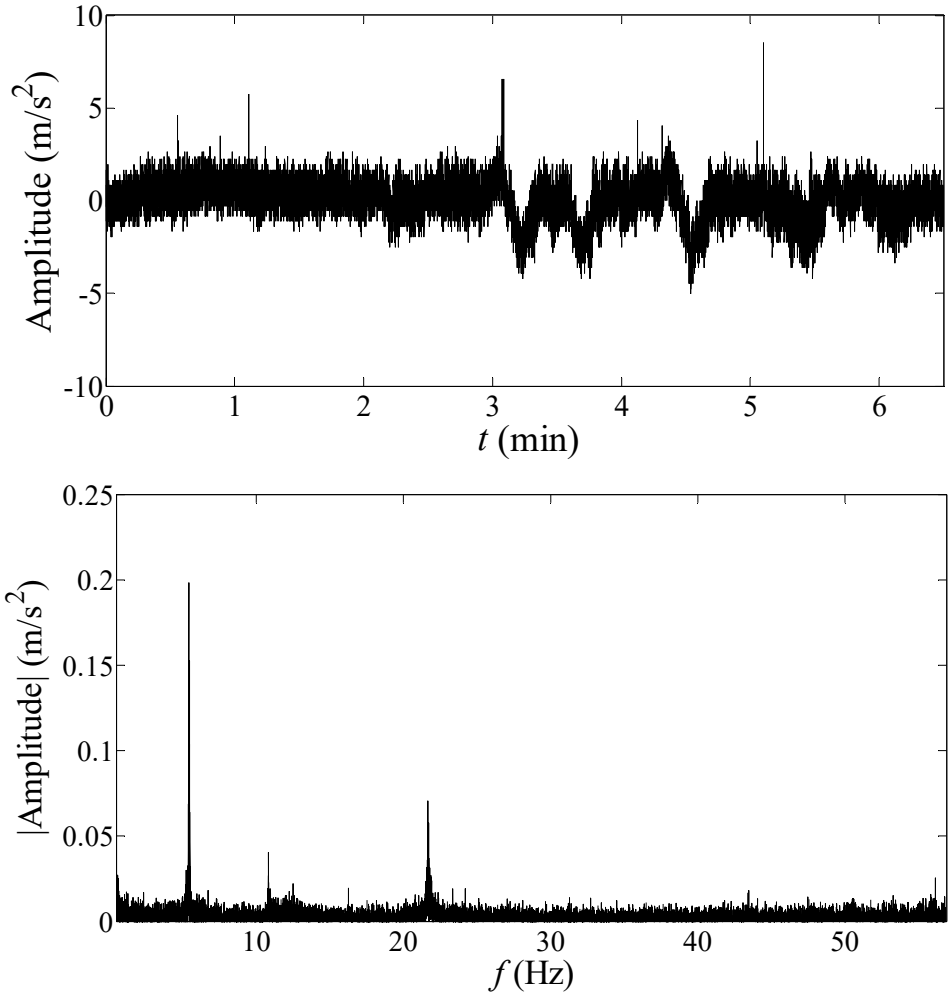
در شکل ۷ سیگنال ارتعاش عمودی کف کابین که توسط دیتالاگر ثبت‌شده در هر دو حوزه زمان و فرکانس نشان داده شده است.

با تحلیل سیگنال ارتعاشی بدست‌آمده از دیتالاگر، اجزای فرکانسی و دامنه فرکانسی موثر سیگنال استخراج می‌شود. به منظور صحت‌سنجی نتایج استخراجی از داده‌های اندازه‌گیری شده توسط دیتالاگر، اطلاعات اجزای فرکانسی سیگنال ارتعاش اندازه‌گیری‌شده با نتایج یک کار مشابه دیگر [۱۸] مقایسه می‌شود (جدول ۶).

با مقایسه اطلاعات جدول ۶ می‌توان دید که فرکانس‌های اصلی سیگنال ارتعاش اندازه‌گیری‌شده توسط دیتالاگر با فرکانس‌های ارائه‌شده در دیتاشیت شرکت سازنده مشابه است. همانطور که پیشتر ذکر شد اطلاعات دامنه فرکانسی در دیتاشیت موجود نیست با این‌حال علیرغم اختلاف موجود بین دامنه‌های فرکانسی اندازه‌گیری شده توسط دیتالاگر با اطلاعات استخراجی از مرجع [۱۸]، نتایج جدول نشان از قرابت کلی اطلاعات دامنه‌های فرکانسی دارد. علت تفاوت مقادیر دامنه‌های فرکانسی می‌تواند ناشی از مواردی چون تفاوت موقعیت قرارگیری ابزارهای اندازه‌گیری در هلیکوپتر، پیکربندی هلیکوپتر (مانند وزن)، تفاوت مد پروازی و شرایط آب و هوایی در زمان تست‌گیری باشد.

۵- تحلیل پارامتری سیستم تعلیق

متغیرهای مختلفی بر روی عملکرد سیستم تعلیق تاثیرگذار هستند. در این بخش به ارزیابی عملکرد مجموعه با هدف انتخاب پارامترهای طراحی مناسب پرداخته می‌شود. به جهت وجود فنرهای جانبی، ضریب سختی سیستم تعلیق صندلی غیرخطی و وابسته به پارامترهای مختلفی است. از همین رو در این بخش ابتدا مقدار ضریب سختی معادل بخش تعلیق با روش کار مجازی تعیین شده و سپس با



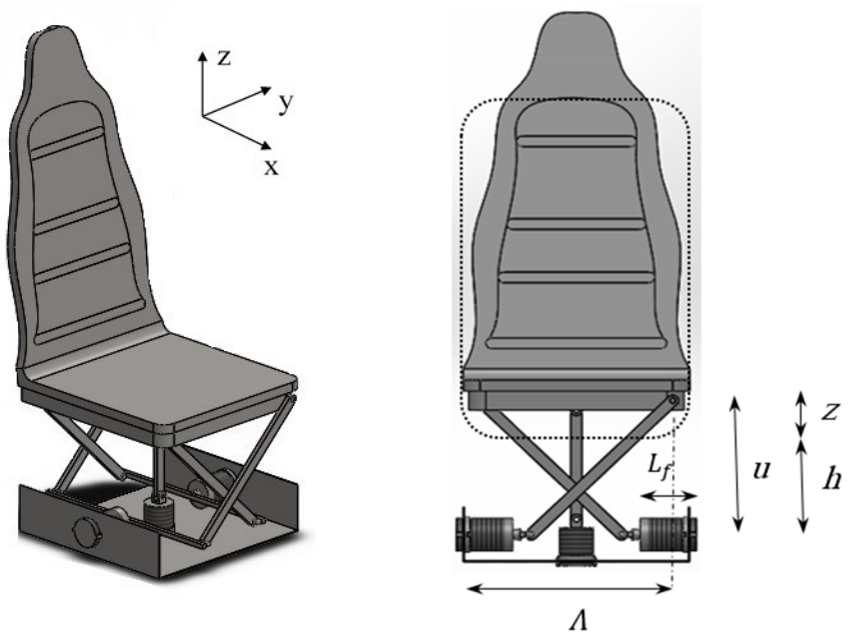
شکل ۷. سیگنال ارتعاش عمودی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ در حوزه زمان (بالا) و حوزه فرکانس (پایین)

Fig. 7. The vertical vibration of the Bell412- helicopter cabin floor in time domain (above) and frequency domain (below)

جدول ۶. اطلاعات اجزای فرکانسی سیگنال ارتعاشی عمودی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ مستخرج از داده‌های دیتالاگر و مرجع [۱۸]

Table 6. Characteristics of the vertical vibration of the Bell- 412 helicopter cabin floor in frequency domain extracted from data logger and reference [18]

استخراج شده از [۱۸]		دیتاشیت		دیتالاگر	
دامنه	فرکانس	دامنه	فرکانس	دامنه	فرکانس
۰/۰۱۸	۵/۴	-	۵/۴۰	۰/۲۱۴	۵/۴۱۳
۰/۰۲۷	۱۰/۸۰	-	۱۰/۸۰	۰/۰۳۴	۱۰/۸۲۵
۰/۱۲۴	۲۱/۶۰	-	۲۱/۶۰	۰/۰۷۳	۲۱/۶۵۴
۰/۰۱۰	۲۷/۷۰	-	۲۷/۷۰	-	-
۰/۰۳۳	۳۲/۴۰	-	۳۲/۴۰	۰/۰۱۸	۳۱/۲۸۱
۰/۰۳۱	۴۳/۲۰	-	۴۳/۲۰	۰/۰۲۳	۴۳/۴۵۴
-	-	-	۵۵/۳۰	۰/۰۲۹	۵۶/۱۴۰



شکل ۸. نمایی از ساختار صندلی تعلیق پیشنهادی

Fig. 8. A view of the proposed suspension structure

انجام ارزیابی‌های مختلف، پارامترهای طراحی مناسب برای رسیدن به هدف کاهش ارتعاش انتقالی به بدن سرنشین ارائه می‌شود.

در شکل ۸ نمایی از ساختار تعلیق نشان داده شده است. فرض کنید در اثر نیروی عمودی F ، صندلی به میزان z جابجا شود با استفاده از اصل کار مجازی می‌توان رابطه بین این نیرو و میزان جابجایی صندلی را مشخص نمود. با مساوی صفر قراردادن کار مجازی کل ناشی از جابجایی عمودی صندلی خواهیم داشت:

$$\begin{aligned}&\delta U = F\delta z - 2F_h\delta y - F_v\delta z\\&\delta y = tg(\beta)\delta z \Rightarrow \delta U = (F - F_v)\delta z - 2F_h tg(\beta)\delta z\end{aligned} \quad (۱۶)$$

$$\delta U = 0 \Rightarrow F = F_v + 2F_h tg(\beta) \quad (۱۷)$$

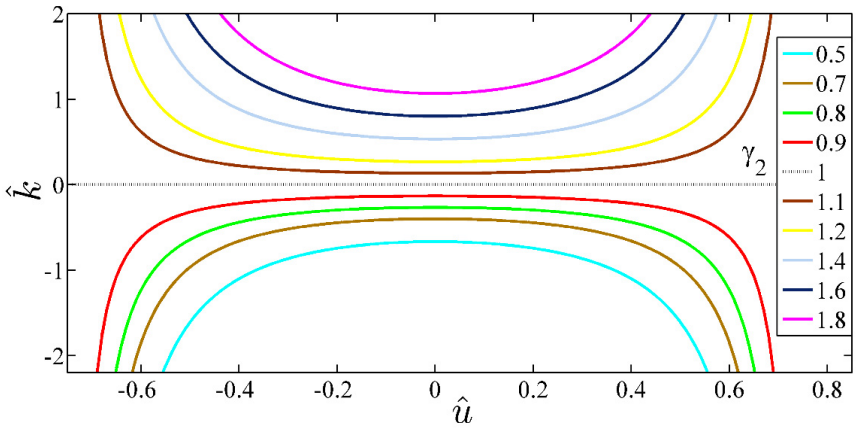
که در آن $F_h = k_h(L_f - L_0)$ نشانگر نیروی فنر افقی، F_v بیانگر نیروی عمودی، β بیانگر زاویه قرارگیری میله مورب نسبت به افق، L_f معرف طول ثانویه فنر افقی (طول ناشی از فشردگی یا کشیدگی در اثر جابجایی z صندلی) و L_0 طول اولیه فنر افقی می‌باشد. بعلاوه، h فاصله عمودی صندلی از محل قرارگیری فنرهای افقی در شرایط طول آزاد فنرها، z جابجایی عمودی صندلی و $u = h + z$ بیانگر فاصله عمودی صندلی از محل فنرهای افقی در وضعیت دلخواه است. با توجه به شکل ۸ می‌توان نوشت:

$$\begin{cases} tg(\beta) = \dfrac{h+z}{\Lambda - L_f} \\ L_f = \Lambda - \sqrt{L_h^2 - (h+z)^2} \\ h = \sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} \end{cases} \quad (۱۸)$$

با جایگذاری رابطه (۱۸) در (۱۷) نیروی ذخیره شده توسط سیستم تعلیق طبق رابطه (۱۹) تعیین می‌شود:

$$\begin{aligned}F = 2k_h\{&\frac{-L_o}{\sqrt{L_h^2 - \left(\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} + z\right)^2}} + \\ &\frac{\Lambda}{\sqrt{L_h^2 - \left(\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} + z\right)^2}} - 1\} \times \\ &\left(\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} + z\right) + k_v z\end{aligned} \quad (۱۹)$$

با توجه به غیرخطی‌بودن سیستم و تعدد پارامترهای طراحی آن،



شکل ۹. تغییرات سختی دینامیکی بیبعد شده بر حسب $\hat{u}$ برای γ_2 مختلف به ازای $\gamma_1 = 0.76, \alpha = 0.5$

Fig. 9. Dimensionless dynamic stiffness with respect to $\hat{u}$ and γ_2 for $\gamma_1 = 0.76, \alpha = 0.5$

به منظور نشان‌دادن کمّی ارتباط پاسخ سیستم با سایر پارامترها می‌توان از سختی دینامیکی معادل سیستم تعلیق استفاده نمود. با مشتق‌گیری از F نسبت به جابجایی z سختی دینامیکی معادل سیستم تعلیق k نتیجه می‌شود ($k = \partial F / \partial z$):

$$k = 2k_h \left\{ \frac{(\Lambda - L_o)}{\sqrt{L_h^2 - \left(\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} + z\right)^2}} - 1 \right\} - 2k_h \left\{ \frac{(\Lambda - L_o)\left(\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} + z\right)^2}{\left(L_h^2 - \left(\sqrt{L_h^2 - (\Lambda - L_o)^2} + z\right)^2\right)^{3/2}} \right\} + k_v \quad (۲۰)$$

از آنجا که بررسی پارامترهای طراحی در حالت بی‌بعدشده علاوه بر سهولت تحلیل، امکان استفاده در سیستم‌های مقیاس‌شده را نیز فراهم می‌کند با تعریف پارامترهای بی‌بعدشده زیر عملکرد سیستم ارزیابی می‌شود.

$$\hat{F} = \frac{F}{k_v L_o}, \hat{z} = \frac{z}{L_o}, \gamma_1 = \frac{L_h}{L_o}, \gamma_2 = \frac{\Lambda}{L_o}, \alpha = \frac{k_h}{k_v}$$
$$\hat{h} = \sqrt{\left(\frac{L_h}{L_o}\right)^2 - \left(\frac{\Lambda}{L_o} - 1\right)^2} = \sqrt{\gamma_1^2 - (\gamma_2 - 1)^2} \quad (۲۱)$$

به جهت اهمیت فاصله کف صندلی (محل m_S) تا سطح قرارگیری فنرهای افقی و امکان تعیین آن توسط سنسورهای موجود در کاربردهای عملی، استفاده از تغییر متغیر $\hat{u} = \hat{h} + \hat{z}$ می‌تواند مفید بوده و درک بهتری از وضعیت سیستم ارائه دهد. با بکارگیری تغییر متغیر $\hat{u}$ و جایگذاری رابطه (۲۱) در (۱۹) می‌توان وابستگی نیروی ذخیره‌کننده بی‌بعدشده $\hat{F}$ به سایر پارامترهای بی‌بعدشده را بفرم رابطه (۲۲) بدست آورد:

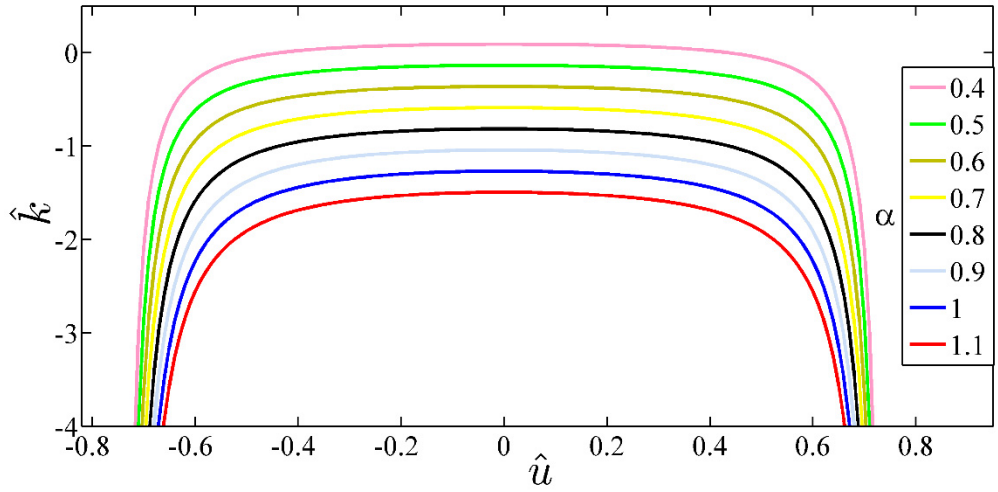
$$\hat{F} = 2\alpha \left(\frac{1}{\sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}} - \frac{\gamma_2}{\sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}} + 1 \right) \hat{u} - \left(\hat{h} - \hat{u}\right) \quad (۲۲)$$

علاوه بر این، با مشتق‌گیری از رابطه (۲۲) نسبت به جابجایی بی‌بعد شده $\hat{z}$ نیز سختی دینامیکی معادل بی‌بعد شده $\hat{k}$ نتیجه می‌شود ($\hat{k} = k / k_v$, $\hat{k} = \partial \hat{F} / \partial \hat{z}$):

$$\hat{k} = 1 + 2\alpha \left(\frac{\hat{u}^2 (\gamma_2 - 1)}{\left(\gamma_1^2 - \hat{u}^2\right)^{3/2}} - \frac{(1 - \gamma_2) + \sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}}{\sqrt{\gamma_1^2 - \hat{u}^2}} \right) \quad (۲۳)$$

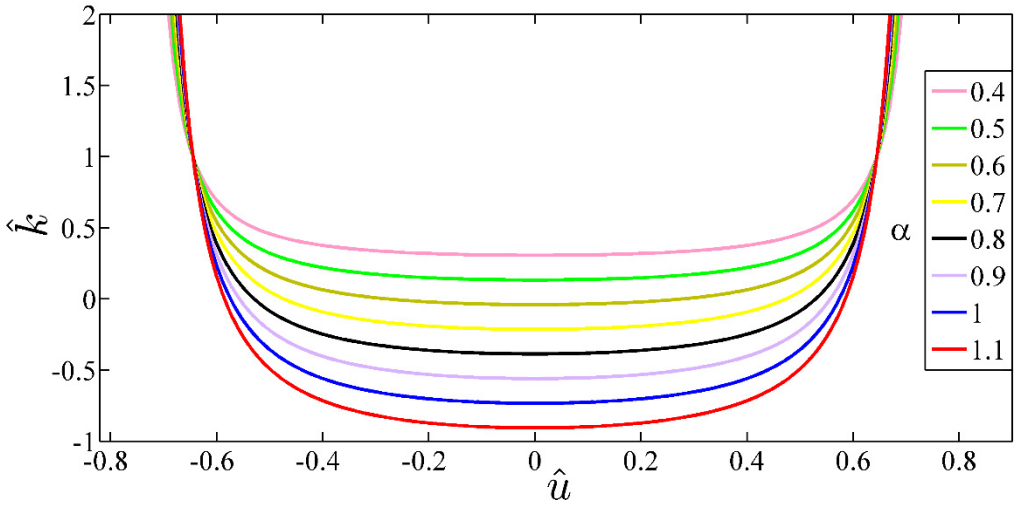
به جهت تعداد بالای پارامترهای موثر روی $\hat{k}$ امکان نمایش تغییرات $\hat{k}$ بر حسب تمام متغیرهای طراحی سیستم تعلیق بر روی یک نمودار عملاً امکانپذیر نیست. از همین رو به جهت روشن‌شدن فضای مساله و امکان استفاده از نتایج در طراحی پارامترهای سیستم، نمودارهای مهم تغییرات $\hat{k}$ بر حسب پارامترهای طراحی در شکل‌های ۹-۱۱ آورده شده است.

شکل ۹ تغییرات $\hat{k}$ نسبت به $\hat{u}$ را به ازای مقادیر مختلف γ_2



شکل ۱۰. تغییرات سختی دینامیکی بی‌بعد شده بر حسب $\hat{u}$ برای α مختلف به ازای $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 0.9$

Fig. 10. Dimensionless dynamic stiffness with respect to $\hat{u}$ and α for $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 0.9$



شکل ۱۱. تغییرات سختی دینامیکی بی‌بعد شده بر حسب $\hat{u}$ برای α مختلف به ازای $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$

Fig. 11. Dimensionless dynamic stiffness with respect to $\hat{u}$ and α for $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$

نشان می‌دهد. همانطور که از شکل مشاهده می‌شود و از رابطه (۲۳) نیز قابل تایید است، به ازای $\gamma_2 = 1$ ضریب سختی دینامیکی معادل بی‌بعد شده ($\hat{k}$) مستقل از جابجایی می‌شود و تنها به α بستگی پیدا می‌کند. همچنین از شکل ۹ می‌توان نتیجه گرفت که برای $\gamma_2 > 1$ منحنی‌ها بفرم سهمی مقعر است در حالیکه برای $\gamma_2 < 1$ جهت تقعر منحنی تغییر پیدا کرده و منحنی‌ها بفرم سهمی‌گون محدب درمی‌آیند. لازم بذکر است در منحنی تغییرات سختی دینامیکی بر حسب $\hat{u}$، جهت تقعر بیانگر نرخ شتاب تغییرات سختی دینامیکی است. بعبارت دیگر سهمی مقعر نشانگر شتاب مثبت تغییرات سختی دینامیکی است در حالیکه سهمی محدب نشانگر شتاب منفی تغییرات سختی دینامیکی است. علاوه بر این با دورشدن γ_2 از مقدار ۱ (چه بزرگ‌شدن و چه کوچک‌شدن)، محدوده حرکتی که در آن $\hat{k}$ تقریبا ثابت بوده و تغییرات کمی دارد کوچکتر می‌شود. شایان ذکر است که شکل ۹ به ازای $\alpha = ۰/۵$ ترسیم شده و در صورت افزایش مقدار α، منحنی‌ها به سمت پایین و در صورت کاهش مقدار α، منحنی‌ها به سمت بالا جابجا خواهند شد.

در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نتایج تغییرات سختی دینامیکی معادل بی‌بعدشده $\hat{k}$ بر حسب $\hat{u}$ به ازای مقادیر مختلف α نشان داده شده است. در شکل ۱۰، نمودارها بر اساس $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 0.9$ و در شکل ۱۱ به ازای $\gamma_1 = 0.76, \gamma_2 = 1.1$ ترسیم شده است.

همانطور که از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ قابل مشاهده است مقدار γ_2 جهت تقعر و همچنین میزان تعقر منحنی $\hat{k}$ را مشخص می‌کند. همچنین نتایج نشان می‌دهد مستقل از مقدار γ_2، با افزایش مقدار پارامتر α، مقدار $\hat{k}$ افزایش می‌یابد.

علاوه بر این، از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مشاهده می‌شود در بازه مکانی معینی ضریب سختی معادل سیستم تعلیق ($\hat{k}$) تقریباً ثابت مانده و مستقل از جابجایی می‌شود. از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ می‌توان به تقارن این بازه نسبت به سطح قرارگیری فنرهای افقی پی برد که با توجه به ساختار سیستم تعلیق قابل پیش‌بینی بود. علاوه بر این، تاثیر پارامتر $\alpha\alpha$ بر روی $\hat{k}$ در خارج بازه مذکور بسیار ناچیز است در حالیکه α در بازه مذکور می‌تواند در میزان ضریب سختی سیستم تاثیر قابل ملاحظه‌ای را بگذارد و حتی پاسخ ساختار را بگونه‌ای تغییر دهد که به جای مقاومت در برابر جابجایی، تسهیل کننده آن نیز باشد. برای مثال همانطور که در شکل ۱۱ نشان داده شده است به ازای $\alpha > ۰/۷$ مقدار $\hat{k}$ منفی است درحالیکه در $\alpha < ۰/۷$ مقدار $\hat{k}$ مثبت می‌باشد. لازم بذکر است $\hat{k}$ مثبت به معنای ساختار فنری مقاوم در برابر تغییر طول و نیرو است در حالیکه $\hat{k}$ منفی به معنای ساختار فنری است که بجای مقاومت در برابر تغییر طول و نیروی خارجی، در اصل اثر تقویت‌کننده برای آن‌ها دارد که می‌تواند سیستم را ناپایدار کند.

۶- تعیین پارامترهای طراحی سیستم تعلیق صندلی

با توجه به نمودارها و نتایج تحلیل پارامتری بی‌بعد شده سیستم تعلیق و همچنین الزامات موجود درباره ابعاد کلی سیستم، می‌توان پارامترهای سیستم مانند ضرایب سختی، طول میله‌های رابط، وضعیت تعادل استاتیکی را بگونه‌ای طراحی نمود که در محدوده مناسبی از نظر پاسخی قرار داشته باشند. برای طراحی مناسب این پارامترها باید هر دو بحث پاسخ استاتیکی و دینامیکی سیستم بررسی شود.

به منظور نیل به اهداف مورد نظر طراحی، ضریب سختی دینامیکی معادل بی‌بعدشده سیستم تعلیق باید مقداری مثبت داشته باشد بطوریکه با جابجایی بیش از حد صندلی و خارج‌شدن از محدوده‌ای که در آن ضریب سختی معادل بی‌بعد شده مقداری نسبتاً ثابت دارد، مقاومت به حرکت یا بعبارتی $\hat{k}$ مجموعه افزایش یابد. از همین رو باید جهت تقعر منحنی مورد نظر مثبت باشد که با توجه به نتایج نمایش داده شده در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ می‌توان نتیجه گرفت که شرط این امر بیشتربودن مقدار γ_2 از ۱ است. همچنین برای اینکه $\hat{k}$ در تمامی بازه حرکتی دارای مقدار مثبت باشد باید $\alpha < ۰/۷$ در نظر گرفته شود (شکل ۱۱). نتایج استخراج‌شده از نمودارهای ۹-۱۱ نشان می‌دهد که برای نیل به اهداف مورد نظر، $\hat{k} = ۰/۲۷$ مقدار مناسبی است. بعبارت دیگر بر طبق رابطه (۲۳) که سختی دینامیکی بی‌بعد کل سیستم را ارائه می‌کند، با درنظرگرفتن محدوده‌های مناسب استخراجی برای پارامترهای γ_2 و α، یک بازه مجاز برای سختی دینامیکی بی‌بعد $\hat{k}$ بدست می‌آید که $\hat{k} = ۰/۲۷$ نیز در آن قرار دارد. لازم بذکر است هرچه $\hat{k}$ به صفر نزدیکتر باشد می‌تواند ایزولاسیون ارتعاش را در محدوده فرکانسی پایین‌تری انجام دهد اما ظرفیت باربرداری سیستم را تا حدودی متاثر خواهد کرد. بر همین اساس $\hat{k} = ۰/۲۷$ می‌تواند یک کاندیدای مناسب می‌باشد که البته لزوما بهترین مقدار برای سختی دینامیکی بی‌بعد سیستم نیست و تنها به جهت برخی مسائل عملی انتخاب شده است.

یکی از پارامترهای مهم در طراحی سیستم‌های تعلیق، کورس حرکتی تعلیق صندلی[1] یا میزان بازه حرکتی مجاز صندلی است. علیرغم عدم وجود معیار یا مقدار مشخصی برای حد مجاز کورس حرکت تعلیق صندلی، در برخی مطالعات مقادیری برای کورس حرکتی تعلیق صندلی در محیط‌های ارتعاشی خاص پیشنهاد شده است. برای مثال دوناتی یک کورس حرکتی تعلیق صندلی ۳ سانتی‌متری را برای ارتعاشات بالای ۳ هرتز و یک کورس حرکتی تا ۱۵ سانتی‌متر را برای ارتعاش ۱/۵ هرتز پیشنهاد کرده است [۳۴]. نظر به محدودیت کورس حرکتی تعلیق صندلی در هلیکوپتر، با فرض ماکزیمم فشردگی فنر معادل به میزان ۱۰ cm و وزن سرنشین ۷۰ kg مقدار سختی فنر معادل $k_{eq} = ۶.۸۷\ (\mathrm{KN/m})$ تعیین می‌شود. با مشخص شدن k_{eq}، مقدار k_v نیز از رابطه $\hat{k} = k_{eq}/k_v$ بدست می‌آید. مقادیر سایر پارامترهای طراحی نیز بر اساس رابطه (۲۱) مشخص می‌شود.

تحلیل‌های بارگذاری استاتیکی سیستم، اطلاعاتی درباره ضریب میرایی مناسب برای مجموعه که یکی از پارامترهای مهم در ارزیابی

1 Seat suspension travel

جدول ۷. مقادیر پارامترهای طراحی سیستم تعلیق پیشنهادی

Table 7. The values of design parameters for the presented suspension system

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
γ_1	۰/۷۶	L_h	۳۰ (cm)
γ_2	۱/۱	$^*k_h$	۴/۳۱ (KN/m)
α	۰/۵	k_v	۸/۶۲ (KN/m)
Λ	۲۰/۰۱۵ (cm)	$^*c_h$	۷۳/۱۷ (N.s/m)
L_0	۴۰ (cm)	c_v	۷۳۱/۶۹ (N.s/m)
L_V	۲۰ (cm)		

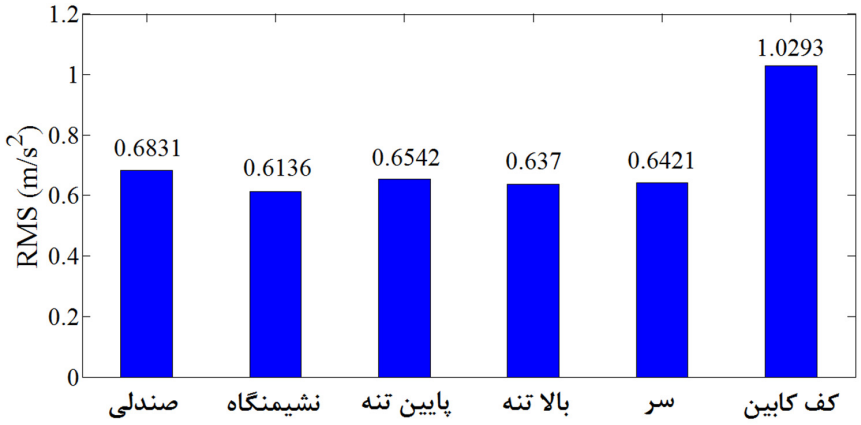
* به جهت تقارن موجود مقادیر ثوابت سختی و میرایی فنرها و دمپرهای بخش چپ و راست سیستم تعلیق برابر با هم فرض می‌شوند که در اینجا با زیرنویس h نشان داده شده است

دینامیکی مجموعه تعلیق است ارائه نمی‌کند. علاوه بر این با توجه به هدف مورد نظر که کاهش ارتعاش انتقالی به سر و گردن سرنشین هلیکوپتر می‌باشد باید پارامترهای سیستم تعلیق بگونه‌ای طراحی شوند که انتقال‌پذیری آن با توجه به سیگنال تحریک ارتعاشی کف کابین در محدوده مناسبی قرار گیرد. جدول ۷ اطلاعات کامل پارامترهای سیستم تعلیق مطلوب را نشان می‌دهد. لازم بذکر است به جهت غیرخطی‌بودن سیستم، میزان تاثیرپذیری عملکرد کاهندگی سیستم مورد بررسی از مقادیر ضرایب میرایی افقی (c_h) و عمودی (c_v) سیستم تعلیق بطور صریح مشخص نیست از همین رو برای انتخاب ضرایب میرایی مناسب، مقادیر این ضرایب میرایی در محدوده نسبتاً گسترده‌ای تغییر داده شد و پاسخ سیستم بررسی گردید که در جدول ۷ مقادیر مناسب این ضرایب میرایی (c_h, c_v) نیز ارائه شده است.

۷- نتایج و بحث

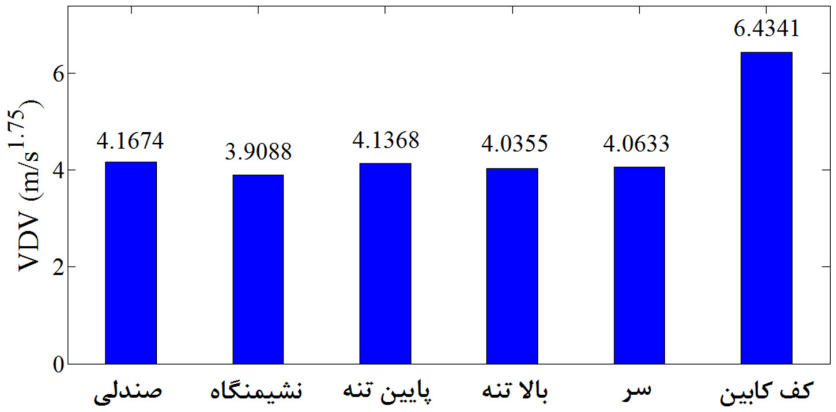
به منظور ارزیابی کارآیی سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی در کاهش ارتعاشات انتقالی به صندلی و اجزای مختلف بدن خلبان، میزان ارتعاش بخش‌های مختلف بر حسب معیارهای مرسوم بررسی می‌شود. در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نتایج شبیه‌سازی ارتعاش صندلی و اجزای مختلف بدن خلبان در شرایط ارتعاشی واقعی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ نشان داده شده است.

همانطور که از شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، مقدار موثر ارتعاش انتقالی به صندلی نسبت به کف کابین در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی حدود ۳۴٪ کاهش می‌یابد. این کاهش ارتعاش برای اجزای بدن خلبان بطور متوسط ۳۸٪ است بطوریکه بیشترین کاهش برای نشیمنگاه با ۴۱٪ و کمترین کاهش مربوط به پایین تنه با ۳۶٪ است. همچنین از شکل ۱۳ نتیجه می‌شود که سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی، مقدار متوسط پیک دامنه ارتعاش صندلی و اجزای بدن خلبان نسبت به متوسط پیک دامنه ارتعاش کف کابین را در حدود ۳۵٪ کاهش می‌دهد. بر طبق نتایج شبیه‌سازی‌ها، مقدار موثر صندلی و کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ به ترتیب ۰/۶۸۳۱ و ۱/۰۲۹۳ می‌باشد که با توجه به جدول ۲ می‌توان نتیجه گرفت سطح راحتی خلبان از وضعیت " ناراحت کننده " به وضعیت " کمی ناراحت کننده " بهبود یافته است. همچنین بر اساس نواحی احتیاط راهنمای سلامتی (شکل ۶) که مدت زمان پرواز بر حسب شتاب وزن‌دهی‌شده را به سه ناحیه ایمن، احتیاطی و خطرناک برای سلامتی تقسیم می‌کند، در صورت عدم حضور سیستم تعلیق، خلبان در ۲ ساعت اول پرواز در ناحیه ایمن بوده و بعد از آن وارد ناحیه احتیاطی می‌شود. پرواز بیش از ۴/۵ ساعت نیز ریسک بالایی را برای آسیب‌دیدگی خلبان دارد. در حالیکه در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی، پرواز تا ۴ ساعت اول در ناحیه ایمن قرار می‌گیرد و بعد از ۱۵ ساعت پرواز وارد ناحیه ریسک بالای سلامتی می‌شود. بعبارت دیگر با کاهش اثر ارتعاش روی خلبان، مدت زمان ماموریت‌های پروازی ایمن، بهبود چند برابری خواهد داشت. علاوه بر این مقدار دوز ارتعاش صندلی و کف کابین هلیکوپتر به ترتیب ۴/۱۶۷۴ و ۶/۴۳۴۱ می‌باشد که بر طبق جدول ۳ نشانگر بهبود یک



شکل ۱۲. ارتعاش انتقالی به صندلی و اجزای بدن خلبان بر حسب معیار دامنه موثر

Fig. 12. The amount of transmitted vibration to the seat and pilot body parts according to the RMS



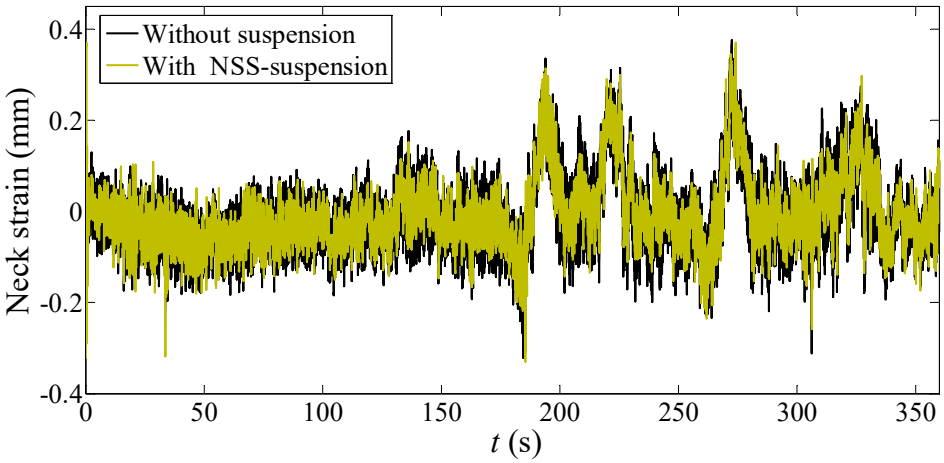
شکل ۱۳. ارتعاش انتقالی به صندلی و اجزای بدن خلبان بر حسب معیار دوز ارتعاش

Fig. 13. The amount of transmitted vibration to the seat and pilot body parts according to the VDV

پله‌ای سطح درک و احساس خلبان است.

همانطور که پیشتر ذکر شد درد گردن یکی از مشکلات رایج در بین خلبانان هلیکوپتر می‌باشد. کشیدگی و فعالیت بیشتر عضلات گردن می‌تواند موجب خستگی شده و در صورت ادامه‌داشتن به آسیب‌های جدی منتهی می‌شود. از همین رو در مطالعه حاضر، تاثیر سیستم تعلیق پیشنهادی بر روی کشیدگی گردن بررسی شده است. لازم بذکر است که پاسخ گردن به پارامترهای مختلفی مانند زاویه انحراف از حالت قائم، زاویه پشت بدن با سر، قدرت ماهیچه گردن و بسیاری عوامل دیگر وابسته است و از همین رو ارزیابی آن بسیار پیچیده می‌باشد. با اینحال در اینجا میزان کشیدگی گردن در اثر ارتعاشات انتقالی از صندلی به بدن خلبان مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل ۱۴ جابجایی نسبی سر و بالاتنه خلبان (بعنوان نماینده میزان کرنش گردن) با درنظرگرفتن سیگنال ارتعاش واقعی کف کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ نشان داده شده است. جدول ۸ نیز اطلاعات استخراجی از نمودار تغییرات کرنش گردن را نشان می‌دهد.

در شکل ۱۴ می‌توان مشاهده کرد که دامنه کرنش گردن خلبان در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی نسبت به حالت بدون سیستم تعلیق کمی کاهش یافته است. جدول ۸ اطلاعات کامل‌تری از وضعیت گردن ارائه می‌دهد. بر اساس اطلاعات این جدول می‌توان نتیجه گرفت که متوسط کرنش گردن در حضور سیستم تعلیق ۰/۰۰۸۱ - است که برابر با مقدار متناظر آن بدون سیستم تعلیق می‌باشد. علامت منفی نشانگر تحت فشاربودن گردن و فشردگی آن در شرایط حضور در محیط ارتعاشی کابین هلیکوپتر بل-۴۱۲ می‌باشد. همچنین میزان انحراف معیار نشانگر کاهش



شکل ۱۴. مقایسه کرنش گردن خلبان هلیکوپتر بل-۴۱۲ با و بدون سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی

Fig. 14. The pilot neck strain in presence and absence of the suspension system based on NSS

جدول ۸. مشخصات سیگنال کرنش گردن خلبان

Table 8. Characteristics of the pilot neck strain

	متوسط	مقدار موثر	انحراف معیار[1]	دوز ارتعاش
بدون سیستم تعلیق	۰/۰۰۸۱ -	۰/۰۸۴۳	۰/۰۸۳۹	۰/۵۱۱۳
در حضور سیستم تعلیق	۰/۰۰۸۱ -	۰/۰۷۹۸	۰/۰۷۹۴	۰/۵۰۵۴

[1] Standard Deviation (STD)

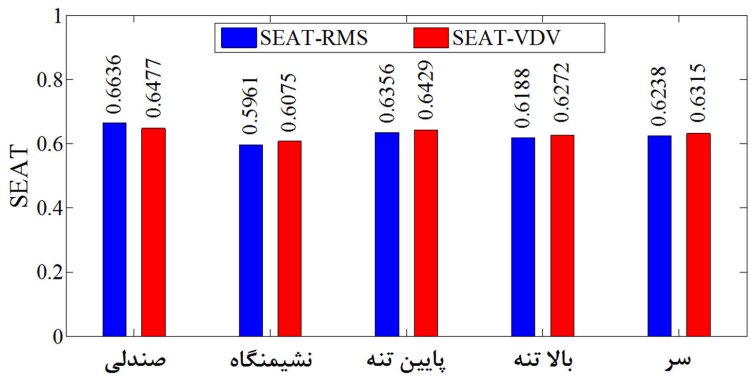
پخش‌شدگی مقادیر کرنش گردن نسبت به مقدار متوسط آن در حضور سیستم تعلیق می‌باشد. بعبارت دیگر سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی باعث کاهش دامنه کرنش گردن خلبان به میزان ۶٪ شده است. مقادیر مقدار دوز ارتعاش نیز بیانگر محدود شدن پیک‌های کرنش گردن در حضور سیستم تعلیق است بطوریکه حدود ۲٪ کاهش در متوسط دامنه پیک‌ها را نشان می‌دهد.

همانطور که پیشتر گفته شد از آنجاییکه معیارهای دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش تنها بیانگر ویژگی‌های سیگنال ارتعاشی هستند و برآورد مستقیمی از عملکرد سیستم تعلیق را ارائه نمی‌دهند اغلب از معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی و انتقال‌پذیری برای ارزیابی سیستم تعلیق استفاده می‌شود. در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ اثر کاهندگی سیستم تعلیق بر روی ارتعاش انتقالی به بدن خلبان ارائه شده است.

نتایج نشان از عملکرد موثر سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی در کاهش ارتعاشات انتقالی به سرنشین دارد و تاییدی بر نتایج ارزیابی‌های دامنه موثر و مقدار دوز ارتعاش است. همانطور که از شکل‌های ۱۵ و ۱۶ برمی‌آید، سیستم تعلیق پیشنهادی میزان ارتعاش انتقالی به صندلی را بر اساس معیارهای انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی مبتنی بر مقدار موثر و مقدار دوز به ترتیب به میزان ۳۳٪ و ۳۵٪ کاهش می‌دهد در حالیکه این کاهش بر اساس معیار انتقال‌پذیری حدود ۳۰٪ است. دلیل اختلاف نتایج بین این دو معیار ناشی از تفاوت در نوع روش ارزیابی آن‌ها از سیگنال ارتعاشی است. با این‌حال هر دو معیار کارآیی سیستم تعلیق پیشنهادی در کاهش اثر ارتعاش را تایید می‌کنند.

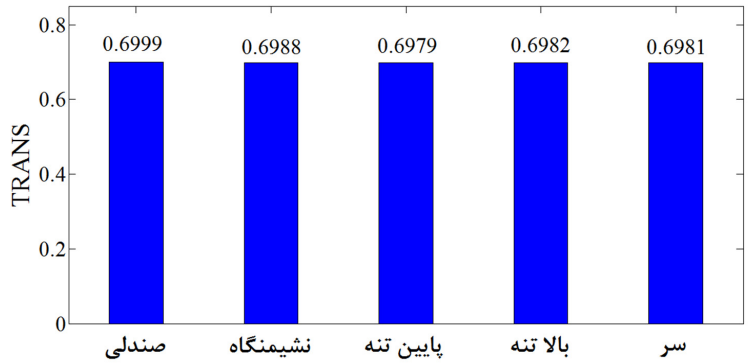
از آنجاییکه در بحث کارآیی سیستم تعلیق، شتاب وارد بر صندلی از اهمیت بالایی برخوردار است، به منظور بررسی دقیق‌تر آن، سیگنال‌های شتاب صندلی و شتاب کف کابین هلیکوپتر در هر دو حوزه زمان و فرکانس به ترتیب در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ با یکدیگر مقایسه شده است.

همانطور که از شکل‌های ۱۷ و ۱۸ مشخص است، سیستم تعلیق



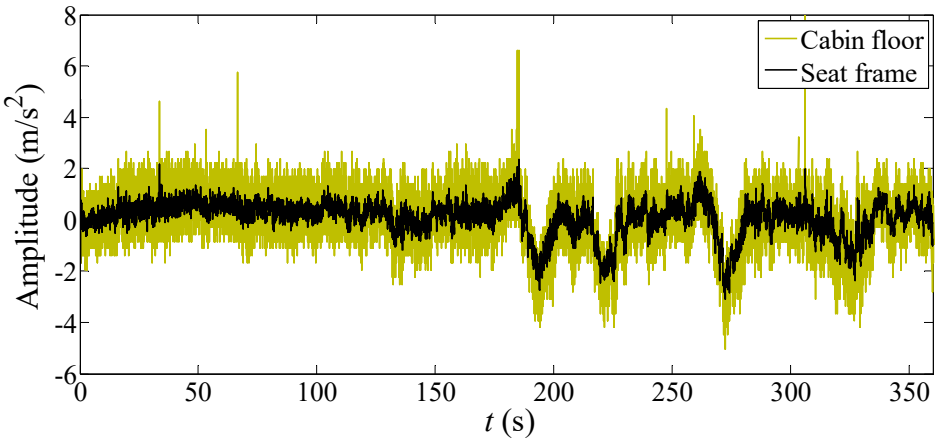
شکل ۱۵. عملکرد کاهندگی سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی بر حسب معیار انتقال‌پذیری دامنه موثر صندلی

Fig. 15. The vibration reduction performance of the suspension system with NSS according to SEAT criterion



شکل ۱۶. عملکرد کاهندگی سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی بر حسب معیار انتقال‌پذیری

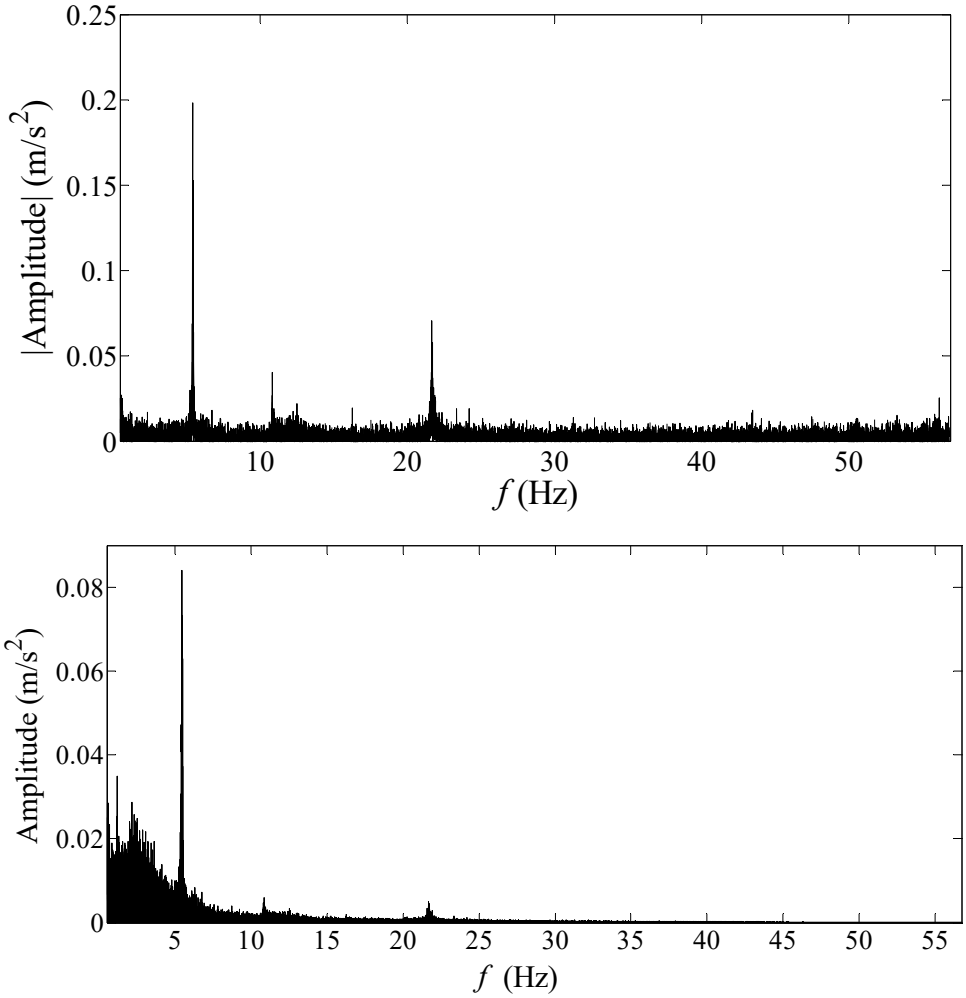
Fig. 16. The vibration reduction performance of the suspension system with NSS according to TRANS criterion



شکل ۱۷. نمودار سیگنال‌های ارتعاشی کف کابین و صندلی در حوزه زمان

Fig. 17. The vibration of the cabin floor and the seat in time domain

پیشنهادی شتاب صندلی را در شرایطی که سیگنال واقعی کف کابین هلیکوپتر بعنوان سیگنال تحریک پایه به آن اعمال شده، بطور قابل توجهی کاهش داده است. نمودار دامنه-فرکانس کف کابین و صندلی اطلاعات جالبی در مورد عملکرد سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی را آشکار می‌کند. در محدوده فرکانسی کمتر از ۳ هرتز، بطور کلی می‌توان گفت دامنه ارتعاش صندلی تغییر محسوسی



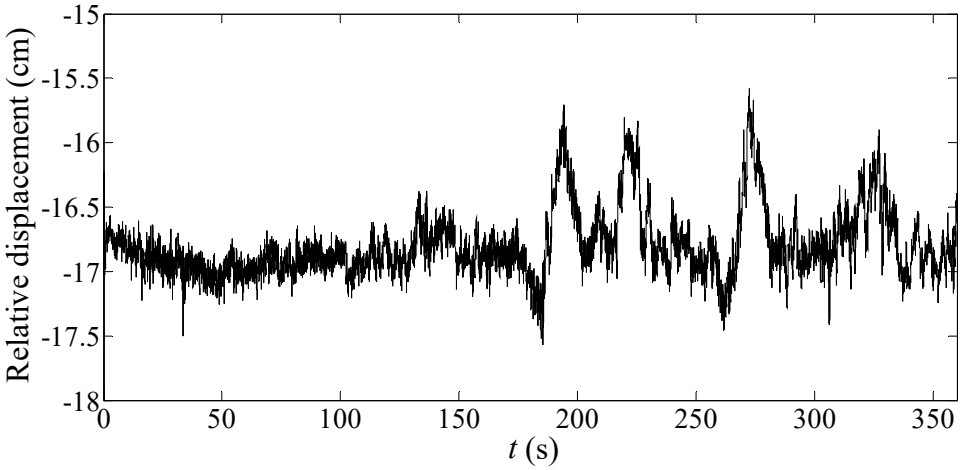
شکل ۱۸. نمودار سیگنال‌های ارتعاشی کف کابین (بالا) و صندلی (پایین) در حوزه فرکانس

Fig 18. The vibration of the cabin floor (above) and the seat (below) in frequency domain

نمی‌کند در حالیکه در فرکانس‌های بالاتر، دامنه شتاب صندلی نسبت به کف کابین تا چندبرابر تضعیف می‌شود. برای مثال در فرکانس نزدیک ۵ هرتز که یکی از فرکانس‌های تشدید سیستم می‌باشد، دامنه در حدود ۲/۵ برابرکاهش را نشان می‌دهد و از ۰/۲ به ۰/۰۸ می‌رسد در حالیکه دامنه فرکانس ۲۱/۶۰ هرتز از ۰/۰۷ به ۰/۰۰۵ می‌رسد (۱۴ برابر کاهش دامنه). مقایسه نمودارهای دامنه-فرکانس صندلی و کف کابین هلیکوپتر نشان می‌دهد به جهت مشابهت بالای طیف فرکانسی هر دو سیگنال ارتعاشی صندلی و کف کابین، پدیده مدولاسیون فرکانس اتفاق نیفتاده است و سیستم تعلیق تنها دامنه ارتعاشات را کاهش داده است.

علیرغم اهمیت بالای کاهش شتاب ارتعاشی صندلی و بدن خلبان، نباید از بحث فرمان‌پذیری غافل شد چرا که کاهش فرمان‌پذیری می‌تواند کیفیت کنترل هلیکوپتر را تحت شعاع قرار دهد و از این رو این معیار نیز باید در بررسی عملکرد سیستم تعلیق مدنظر قرار گیرد. لازم بذکر است از آنجاییکه تجهیزات راه‌اندازی و عملکردی مانند دسته کنترلی، پدال‌ها و . . . همیشه به کف کابین فیکس هستند، به منظور اطمینان از فرمان‌پذیری آسان وسیله، جابجایی تعلیق یا همان میزان حرکت نسبی نباید زیاد باشد. در شکل ۱۹ و جدول ۹ نمودار تغییرات و اطلاعات سیگنال جابجایی نسبی کف کابین و صندلی ارائه شده است.

از شکل ۱۹ و همچنین جدول ۹ می‌توان نتیجه گرفت که صندلی در اثر وزن خلبان در حدود ۱۷ سانتی‌متر به سمت کف کابین پایین می‌رود که در این حالت وزن سرنشین توسط فنرهای جانبی و عمودی مهار می‌شود. علاوه بر این، با توجه به مقدار انحراف معیار



شکل ۱۹. نمودار جابجایی نسبی صندلی و کف کابین هلیکوپتر در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی مبتنی بر ساختار سختی منفی

Fig. 19. The relative displacement between the seat and the helicopter cabin floor in presence of the proposed suspension system based on NSS

جدول ۹. اطلاعات جابجایی نسبی صندلی و کف کابین هلیکوپتر در حضور سیستم تعلیق پیشنهادی

Table 9. Characteristics of the relative displacement between the seat and the helicopter cabin floor in presence of the proposed suspension system

نوع سیگنال	متوسط	دامنه موثر	انحراف معیار
جابجایی نسبی صندلی و کف	۱۶/۷۹۷۱ -	۱۶/۷۹۹۲	۰/۲۶۵۳

سیگنال جابجایی نسبی (۰/۲۶۵۳)، میزان پخش‌شدگی سیگنال جابجایی نسبی در اثر ارتعاش کف کابین هلیکوپتر بسیار محدود و تقریباً ۲/۵ میلی‌متر است. نتایج نشان می‌دهد که عملکرد سیستم تعلیق پیشنهادی بر روی فرمان‌پذیری اثر ناچیزی دارد. بعبارت دیگر سیستم تعلیق با ساختار سختی منفی می‌تواند با حفظ فرمان‌پذیری، ارتعاشات وارد به سرنشین را بطور قابل ملاحظه‌ای کاهش داده و محیط ارتعاشی هلیکوپتر را برای خدمه بهبود ببخشد.

۸- نتیجه‌گیری

استفاده از صندلی‌های دارای سیستم تعلیق پیشرفته که بتواند ارتعاشات انتقالی به سرنشین را کاهش دهد بعنوان یک روش مستقیم، نسبتاً ارزان و با افق اجرای کوتاه‌مدت می‌تواند پاسخی مناسب به چالش پیش‌روی توسعه استفاده از هلیکوپترها در نظر گرفته شود.

نتایج بررسی سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی نشان داد که پارامترهای γ_2 و α نسبت به γ_1 تاثیر بیشتری بر روی قابلیت باربرداری مجموعه دارند. بعلاوه از شکل‌های ۹-۱۱ می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش γ_1 و کاهش γ_2 شاید بتوان محدوده عملکرد سیستم را بالا برد اما در کنار آن به فضای بیشتری برای حرکت مجموعه تعلیق نیاز است که در بیشتر کاربردها ممکن نیست. در اینجا نیز که سیستم تعلیق برای یک هلیکوپتر خاص بررسی شده قطعا محدودیت فضاست که تعیین کننده مقادیر مناسب γ_1 و γ_2 می‌باشد. همچنین از شکل‌های ۹-۱۱ برمی‌آید که سختی معادل بی بعد شده سیستم تعلیق در محدوده‌ای از جابجایی‌ها تغییرات کمی را خواهد داشت در حالیکه با فاصله گرفتن جابجایی‌ها از این محدوده، سختی معادل بی‌بعد شده تغییرات تندی را تجربه خواهد کرد که بالطبع غیرخطی‌بودن پاسخ را تشدید می‌نماید.

نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان داد که در صورت طراحی مناسب پارامترهای سیستم تعلیق مبتنی بر ساختار سختی منفی می‌توان علاوه بر افزایش قابلیت باربرداری صندلی، ارتعاش انتقالی به سرنشین را نیز تا حدود ۴۰٪ کاهش داد که از این حیث می‌تواند عملکرد بالاتری نسبت به سایر ساختارهای تعلیق مرسوم ارائه دهد. همچنین مقایسه طیف فرکانسی شکل ۱۸ نشان داد که از لحاظ فرکانسی در طی مسیر حرکت ارتعاش از کف تا بدن سرنشین، پدیده مدولاسیون

فرکانس اتفاق نیفتاده است چرا که طیف فرکانسی ارتعاش کف کابین و فریم صندلی تقریباً یکسان می‌باشد. مقایسه نتایج کرنش گردن نیز نشان داد که سیستم تعلیق علیرغم کاهش کلی اثر ارتعاش روی گردن، تغییر محسوسی در مشخصات سیگنال کرنش گردن ایجاد نمی‌کند. بعبارت دیگر حضور سیستم تعلیق بر روی کشیدگی گردن تاثیر قابل توجهی ندارد.

در ادامه پژوهش حاضر می‌توان بر روی شناخت چگونگی فرآیند مدولاسیون به منظور کنترل طیف فرکانسی انتقالی به سرنشین با توجه به سیگنال ورودی کار نمود و حتی پارامترهای سیستم تعلیق را بر اساس آن طراحی نمود. همچنین با بررسی تاثیر تغییر سیگنال ارتعاشی ورودی بر روی نتایج که می‌تواند ناشی از تغییر مانور پروازی و یا حتی بکارگیری سیستم تعلیق در کاربرد دیگری باشد، امکان توسعه کار حاضر وجود دارد. بررسی امکان تعمیم این ساختار در راستاهایی غیر از راستای عمودی (جانبی و جلو-عقب) نیز از دیگر مواردی است که می‌تواند در تحقیقات آتی مورد توجه قرار گیرد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

c_l, c_r, c_d	ضریب میرایی بخش پایین، راست و چپ، N.s/m
c_h, c_v	ضریب میرایی عمودی و افقی، N.s/m
F_h, F_v	نیروی فنر عمودی و افقی، N
F	نیروی بازگرداننده سیستم تعلیق، N
h	فاصله عمودی اولیه صندلی از محل قرارگیری فنرهای افقی، m
k_h, k_v	سختی عمودی و افقی، N/m
k_l, k_r, k_d	سختی فنرهای پایین، راست وچپ، N/m
L_0	طول اولیه فنر افقی، m
L_f	طول فنر افقی در یک وضعیت دلخواه صندلی، m
L_h, L_v	طول میله‌های رابط عمودی و افقی، m
m_s	جرم صندلی، kg
m_3, m_2, m_1, m_0	جرم نشیمنگاه، پایین تنه، سر و پایین تنه، kg
u	فاصله عمودی بین فنرهای افقی و صندلی، m
$z_s, \dot{z}_s, \ddot{z}_s$	شتاب، سرعت و جابجایی صندلی
$z_b, \dot{z}_b, \ddot{z}_b$	جابجایی، سرعت و شتاب کف کابین
$\hat{F}$	نیروی بی‌بعد شده FF نسبت به $(k_v L_o)$ $(k_v L_o)$
$\hat{h}$	فاصله عمودی بی‌بعد شده h نسبت به L_o
$\hat{k}$	سختی دینامیکی بی‌بعد شده نسبت به k_v
$\hat{u}$	فاصله عمودی بی‌بعد شده u نسبت به L_o
$\hat{z}$	جابجایی بی‌بعد شده صندلی نسبت به L_o

علائم یونانی

$\Delta_l, \Delta_r, \Delta_d$	تغییر طول فنرهای پایین، راست و چپ، m
$\dot{\Delta}_l, \dot{\Delta}_r, \dot{\Delta}_d$	سرعت نسبی دو سر میراگرهای پایین، راست و چپ، m/s
Λ	فاصله افقی مفصل لولایی محل اتصال میله رابط و صندلی تا دیواره، m
α	نسبت سختی افقی به سختی عمودی
β	زاویه میله‌های رابط جانبی نسبت به افق
γ_1	نسبت طول میله رابط افقی (L_h) به طول اولیه فنر افقی (L_0)
γ_2	نسبت فاصله Λ به طول اولیه فنر افقی (L_0)

مراجع

[1] J. Adams, Results of NVG-Induced Neck Strain Questionnaire Study in CH-146 Griffon Aircrew, Report No. TR2004-153, Defence Research and Development Canada, Toronto, Canada, 2004.

[2] B. Ang, K. Harms-Ringdahl, Neck pain and related disability in helicopter pilots: a survey of prevalence and risk factors. Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine, 77(7) (2006) 713–719.

[3] M.K. Thomae, J. E. Porteus, J. R. Brock, G. D. Allen, R. F. Heller, Back pain in Australian Military Helicopter Pilots: A Preliminary Study. Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine, 69(5) (1998) 468–473.

[4] A. Brammer, D. Peterson, Vibration, Mechanical Shock,

and Impact. In: Standard Handbook of Biomedical Engineering and Design. New York, McGraw Hill, 2004.

[5] M.F. Harrison, J. P. Neary, W. J. Albert, J. C. Croll, Neck Pain and Muscle Function in a Population of CH-146 Helicopter Aircrew. Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine, 82(12) (2011) 1125-1130.

[6] D.F. Shanahan, T. E. Reading, Helicopter Pilot Back Pain: A Preliminary Study. Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine, 55(2) (1984) 117-121.

[7] A. J. Landgrebe, M. W. Davis, Analysis of Potential Helicopter Vibration Reduction Concepts, In: AHS Decennial Specialists' Meeting on Rotorcraft Dynamics, Moffett Field, 1985.

[8] L.N. Virgin, S.T. Santillan, R.H. Plaut, Vibration isolation using extreme geometric nonlinearity. Journal of Sound and Vibration, 315 (3) (2008) 721–731.

[9] S. Santillan, L.N. Virgin, R.H. Plaut, Equilibria and vibration of a heavy pinched loop. Journal of Sound and Vibration, 288(1–2) (2005) 81–90.

[10] E.J. Chnin, K.T. Lee, J. Winterflood, L. Ju, D.G. Blair, Low frequency vertical geometric anti-spring vibration isolators. Physics Letters A, 336 (2–3) (2005) 97–105.

[11] R.H. Plaut, H.M. Favor, A.E. Jeffers, L.N. Virgin, Vibration isolation using buckled or pre-bent columns-part 1: two-dimensional motion of horizontal rigid bar. Journal of Sound and Vibration, 310 (1–2) (2008) 409–420.

[12] I. Hostens, K. Deprez, H. Ramon, et al., An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. Journal of sound and vibration, 276(1-2) (2004) 141-156.

[13] N.F. Plooy, P.S. Heyns, M.J. Brennan, The development of a tunable vibration absorbing isolator. Journal of Mechanical Sciences, 47 (7) (2005) 983–997.

[14] X. Sun, X. Jing, A nonlinear vibration isolator achieving high-static-low-dynamic stiffness and tunable anti-resonance frequency band. Mechanical Systems and Signal Processing, 80 (2016) 166-188.

[15] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, Static analysis of a passive vibration isolation with quasi zero-stiffness characteristic. Journal of Sound and Vibration, 301 (3–5) (2007) 678–698.

[16] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, K. Shin, On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using linear mechanical springs and magnets. Journal of Sound and Vibration, 315 (3) (2008) 712–720.

[17] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters, Demonstrator to show the effects of negative stiffness on the natural frequency of a simple oscillator, Proceedings of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 222 (7) (2008) 1189–1192.

[18] V.K. Wickramasinghe, Dynamics control approaches to improve vibratory environment of the helicopter aircrew, Doctoral dissertation, Carleton University, 2013.

[19] X. Zhang, Y. Qiu, M. J. Griffin, Developing a simplified finite element model of a car seat with occupant for predicting vibration transmissibility in the vertical direction. Ergonomics, 58(7) (2015) 1220-1231.

[20] M. Grujicic, B. Pandurangan, G. Arakere, W.C. Bell, T. He, X. Xie, Seat-cushion and soft-tissue material modeling and a finite element investigation of the seating comfort for passenger-vehicle occupants. Materials & Design, 30(10) (2009) 4273-4285.

[21] Y. Chen, Y. Wang, H.X. Hua, Performance of an elastic polymer foam cushion in attenuating responses of shipboard standing-men to ship vertical shock. Journal of Vibration and Control, 19 (2013) 1999-2012.

[22] T.H. Kim, Y.T. Kim, Y.S. Yoon, Development of a biomechanical model of the human body in a sitting posture with vibration transmissibility in the vertical direction. International Journal of Industrial Ergonomics, 35 (2005) 817-829.

[23] P. May, E. Zhou, C.W. Lee, Learning in fully recurrent neural networks by approaching tangent planes to constraint surfaces. Neural Networks, (2012) 34, 72-79.

[24] B. Widrow, A. Greenblatt, Y. Kim, D. Park, The No-Prop algorithm: Anew learning algorithm for multilayer neural networks. Neural Networks, 37 (2013) 182-188.

[25] A.A. Zadpoor, G. Campoli, H. Weinans, Neural network prediction of load from the morphology of trabecular bone. Applied Mathematical Modelling, 37(7) (2013)

5260-5276.

[26] G.J. Stein, P. Múčka, T.P. Gunston, S. Badura, Modelling and simulation of locomotive driver's seat vertical suspension vibration isolation system. International Journal of Industrial Ergonomics, 38(5) (2008) 384-395.

[27] M. J. Griffin, Handbook of human vibration. Cambridge, Academic press, 2012.

[28] International Standards Organization, Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 1: General requirements, ISO 2631-1, Geneva, Switzerland, 1997.

[29] K. Knothe, S. Stichel, Human Perception of Vibrations - Ride Comfort. In: Rail Vehicle Dynamics. Springer, Cham (2017) 141-157.

[30] P.J. Grabau, The simulation of vibrations experienced by patients during helicopter winching and retrieval, Doctoral dissertation, James Cook University, 2016.

[31] B.R. Ellis, J.D. Littler, Response of Cantilever Grandstands to Crowd Loads. Part 1: Serviceability Evaluation. Proceedings of Institution of Civil Engineers. Structures and Buildings, 157(4) (2004) 235-241.

[32] X. Ji, Evaluation of suspension seats under multi-axis vibration excitations-a neural net model approach to seat selection, Doctoral dissertation, The University of Western Ontario, 2015.

[33] J. Wu, R.R. Zhang, Q. Wu, K.K. Stevens, Environmental vibration assessment and its applications in accelerated tests for medical devices. Journal of sound and vibration, 267(2) (2003) 371-383.

[34] P. Donati, Survey of technical preventative measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. Journal of sound and vibration, 253 (2002) 169-183.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

E. Davoodi, P. Safarpour, M. Pourgholi, M. Khazaee, Modeling, design and investigation of seat suspension based on negative stiffness structure to improve the vibration environment for helicopter pilots, AmirKabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 4) (2021) 2513-2538.

DOI: 10.22060/mej.2020.18125.6743