



بررسی و تنظیم پارامترهای سفتی پستی و سفتی پیچشی صندلی کامیون‌ها در کاهش انتقال پذیری ارتعاشات جلو-عقب به راننده

مسعود مسیح‌طهرانی^{۱*} و رامبد یحیایی^۲

^۱ استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

^۲ کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۱۱/۲۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۶/۰۳/۱۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۶/۱۱

چکیده

در این مقاله، صندلی کامیونی در نظر گرفته شده است که پستی آن مجهز به کیسه هوای قابل تنظیم و مفصل پیچشی پستی آن نیز، قابلیت تغییر سختی دارد. به این ترتیب می‌توان برای هر راننده ضرایب فنری پستی و مفصل پیچشی متصل به آن را به نحوی تنظیم کرد که برای آن شخص کمترین ارتعاشات جلو-عقب به راننده وارد شود. دو مقدار بهینه سختی پستی و سختی پیچشی آن جهت کاهش ارتعاشات جلو-عقب منتقل شده به راننده با جستجوی کامل بازه ممکن سختی‌ها استخراج می‌شود. ریشه میانگین مجذور تابع انتقال ارتعاشات به کمک نرم‌افزار متلب و با فیلتر فرکانسی ارتعاشات جلو-عقب انسان نشسته، مربوط به استاندارد ایزو ۲۶۳۱ قسمت اول سال ۱۹۹۷ وزن دار شده، به عنوان تابع هدف جهت کاهش انتقال پذیری ارتعاشات استفاده می‌شود. در نهایت، جهت بررسی عملکرد پستی بهینه صندلی در شرایط واقعی، مدل انسان و صندلی از محیط آدامز ویو به محیط آدامز تراک منتقل می‌شود. به عنوان مورد مطالعاتی، نتایج شبیه‌سازی کامیون برای راننده ۷۳ کیلوگرمی در قسمتی از سیکل رانندگی کامیون حمل زباله مربوط به صندلی معمولی و بهبود یافته مقایسه شده‌است. نتایج این مقایسه، بهبود ۳۵٪ ارتعاشات جلو-عقب را نشان می‌دهد. سپس برای وزن‌های ۴۰ و ۱۰۰ کیلوگرم این فرایند تکرار می‌شود.

کلمات کلیدی: پستی قابل تنظیم صندلی؛ راحتی سرنشین؛ کاهش انتقال پذیری ارتعاشات؛ مدل ارتعاشات جلو-عقب بدن انسان.

Reduction of Fore-Aft Vibration to Truck's Driver by Tuning the Seat Backrest

M. Masih-Tehrani^{1*}, R. Yahyaei²

¹Assistant Prof, School of Automotive. Eng, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

²Ms.c, School of Automotive. Eng, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

Abstract

In this paper, a truck seat backrest is proposed which can be tuned the backrest stiffness (using a special air bag) and torsional backrest stiffness with respect to the driver specification. This driver based tuning can reduce the fore-aft vibration of the human body. The coefficients of the backrest stiffness and the torsional backrest stiffness are optimized by full searching method in the proper intervals. For optimization cost function calculation, the fore-aft vibration transmissibility function in the range of 0.1 to 20 Hz are determined in ADAMS/Vibration using ADAMS/Insight toolkit. The root mean square of vibration transmissibility function is weighted using a frequency filter by MATLAB software. The frequency filter is introduced in ISO 2631-1:1997 standard for the fore- aft vibration of a seated human body. This weighted RMS is assigned as the cost function of the stiffness optimization. The human body and truck seat model is augmented in ADAMS/Truck on a full truck model. As a case study, the truck simulation results are compared for a conventional seat and an optimized seat in a section of a garbage truck driving cycle, when the driver's weight is 73 kg. The optimized seat backrest has 35% lower fore and aft vibration RMS than the conventional truck seat. Then this Procedure is Repeated for drivers have 40 kg and 100 kg Mass.

Keywords: Tunable Seat Backrest; Ride Comfort; Vibration Transmissibility Reduction; Human Body Fore-and-Aft Vibration Modeling.

۱- مقدمه

با گسترش روز افزون استفاده از ماشین‌آلات بزرگ در سیستم حمل‌ونقل‌های شهری و معدنکاری روباز، هزینه‌های عملیاتی به شدت افزایش یافته و به دنبال آن توقفات ناخواسته نیز منجر به کاهش تولید و بهره‌وری ماشین می‌شود؛ بنابراین، عملکرد صحیح ماشین‌آلات و تجهیزات - ضرورت می‌یابد. این ماشین‌آلات همواره در معرض ارتعاشات ناشی از محیط خشن معدنکاری و سطوح ناهموار قرار دارند [۱]. در صورتی که این ارتعاشات فراتر از حد مجاز باشند، سلامت رانندگان را تهدید می‌کند. تحقیقات مختلفی پیرامون شتاب‌های کامیون‌ها و تانکرهای حمل‌سیال صورت گرفته است، ولی در حوزه ارتعاشات جلو-عقب، تحقیقات کمی صورت پذیرفته است [۲]، لیکن طبق مطالعاتی که در سال ۲۰۰۶ از بین ۴۱۰ راننده کامیون در برزیل صورت گرفت، ۵۹٪ آنان از ناحیه کمر احساس ناراحتی می‌کردند که ریشه این مسئله، زمان طولانی جهت رانندگی بوده است [۳]. راه‌های مؤثر در کاهش آسیب به راننده، بهبود قسمت‌هایی از کامیون است که راننده به‌طور تنگاتنگی با آن‌ها ارتباط دارد. یکی از قسمت‌های مهم در کاهش ارتعاشات وارده به راننده صندلی است. سیستم تعلیق صندلی، کاهش این نوسانات و در نتیجه بهبود کیفیت شرایط رانندگی است. صندلی را می‌توان به دو قسمت عمده تقسیم نمود: فوم بالشتک صندلی‌ها و تعلیق صندلی‌ها. صندلی با تعلیق مکانیکی به‌طور کلی شامل، فنر و میراگر است، فنر و میراگر در زیر بالشتک قرار گرفته است. سفتی و میرایی کم در مکانیزم صندلی در فرکانس کم، منجر به جابه‌جایی قابل توجه صندلی می‌شود [۴].

در سال ۱۹۹۸، تأثیرات خصوصیات فوم صندلی روی انتقال‌پذیری بررسی شد. در این تحقیق، تأثیر تغییر ضخامت فوم صندلی روی قابلیت انتقال‌پذیری آن محاسبه شد. افزایش ضخامت فوم صندلی از ۵۰ میلی‌متر به ۱۲۰ میلی‌متر روی یک صندلی صلب، باعث افزایش نقطه ماکزیمم انتقال‌پذیری صندلی و کاهش فرکانس تشدید صندلی می‌شود، در صورتی که تغییرات چگالی صندلی، تأثیر کمی روی میزان انتقال‌پذیری آن می‌گذارد [۵]. سال ۲۰۰۴

گریفین^۱، پاسخ محور غیرخطی دینامیکی دوگانه به ارتعاش جلو-عقب تمام بدن را بررسی کرد [۶]. سال ۲۰۱۴ وی تأثیر تغییرات شیب پستی صندلی روی میزان انتقال‌پذیری را گزارش نمود [۷]. سال ۲۰۰۶ گریفین، در مقاله خود تغییر ارتفاع سطح صندلی در انتقال‌پذیری صندلی را بررسی کرد [۸]. طی این مطالعات نشان داده شد، افزایش ضخامت فوم صندلی از ۵۰ میلی‌متر به ۱۲۰ میلی‌متر روی یک صندلی صلب، باعث افزایش نقطه ماکزیمم انتقال‌پذیری صندلی و کاهش فرکانس تشدید صندلی می‌شود، در صورتی که تغییرات چگالی صندلی، تأثیر کمی روی میزان انتقال‌پذیری آن می‌گذارد. گریفین همچنین تأثیر تغییرات زاویه پستی صندلی روی میزان انتقال‌پذیری آن را گزارش نمود. وی نشان داد با افزایش شیب پستی در فرکانس ۶ هرتز، سبب کاهش انتقال‌پذیری و در فرکانس ۸ هرتز، سبب افزایش انتقال‌پذیری می‌شود. ارتعاش جلو و عقب، نیروهای عمودی قابل توجهی را در صندلی و زیر پای سبب می‌شوند. در صندلی و در زیرپایی، نیروهای عمودی تحت تأثیر حالت نشستن بودند: با افزایش ارتفاع زیرپایی، نیروهای عمودی در روی صندلی و در فرکانس پایین افزایش یافت و وقتی یک پستی استفاده شد، نیروهای عمودی روی زیرپایی در فرکانس‌های پایین کاهش یافت. روی صندلی و زیر پای، واکنش‌های دینامیکی در همه راستاها بصورت یک رفتار غیر خطی نشان داده شد. این میزان غیر خطی، وابسته به حالت فرکانس ارتعاش، مکان اندازه‌گیری و راستا داشت [۶].

در سال ۲۰۱۵ گریفین با آزمایش روی ۱۲ راننده ارتعاشات انتقال یافته از طریق کف کابین خودرو را بررسی نمود. در این تحقیقات مشخص شد، با افزایش ارتعاش میزان انتقال‌پذیری کاهش پیدا می‌کند و ارتعاش پستی، مهم‌ترین علت احساس ناراحتی سرنشین است [۹]. در مطالعات جدید صورت گرفته موقعیت پستی صندلی در فرکانس تشدید هنگام اعمال ارتعاش جلو - عقب، تأثیر بسزایی داشته است [۱۰]. مدل ۲ درجه آزادی بدن با دو مفصل پیچشی در قسمت کمر و انتقالی در قسمت نشیمنگاه، جهت تخمیل

¹ Griffin

² Fore-Aft

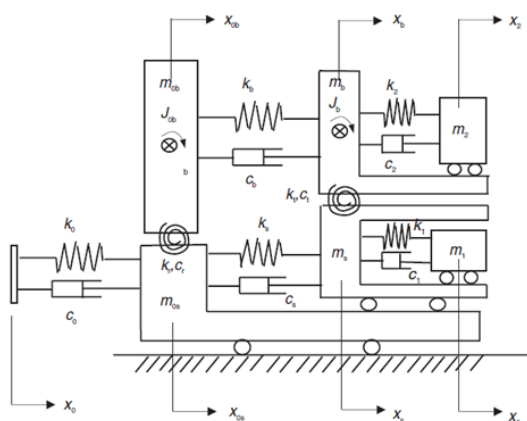
³ Wei

متغیر قرار می‌گیرد. شتاب افقی وارد به سرنشین سنجیده می‌شود. هدف کاهش مقدار ریشه میانگین مجذور شتاب افقی است. مقادیر سفتی پشتی و سفتی پیچشی پشتی در میزان شتاب افقی، به عنوان متغیرهایی جهت کاهش ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار در نظر گرفته می‌شود. روش استفاده شده با جستجوی کامل در بازه در نظر گرفته شده برای هر یک از متغیرها صورت می‌گیرد. جستجوی کامل با استفاده از نرم‌افزار آدامز اینسایت^۳ انجام می‌شود.

۲- مدل سازی ارتعاشی جلو-عقب راننده و صندلی

مدل شش درجه آزادی بدن انسان نشسته به‌همراه پشتی، در شکل ۱ نشان داده شده است.

همان‌طوری که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، صندلی دو درجه آزادی و بدن چهار درجه آزادی دارد. بدن انسان به چهار جرم اصلی تقسیم شده است. قسمت پایین تنه با جرم‌های m_s و m_1 با فنرهای خطی با ضرایب k_1 و میراگر خطی با ضریب c_1 ، به بدن متصل شده است. قسمت بالا تنه با جرم‌های m_b و m_2 با فنرهای خطی با ضرایب k_2 و میراگر خطی با ضریب c_2 به بدن متصل شده است. همان‌طور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، بالاتنه با استفاده از فنر پیچشی با ضرایب پیچشی و میرایی k_t و c_t به پایین تنه متصل شده است. ممان اینرسی بالاتنه با J_b نمایش داده شده است.



شکل ۱- مدل ترکیب‌شده بدن-صندلی [۱۵]

ارتعاش جلو-عقب سرنشین توسط نویسه^۱ ارائه گردید [۱۱].
ارایه مقادیر هریک از اعضا بدن با توجه به خصوصیات فیزیولوژیکی بدن راننده برای مدل دو درجه آزادی توسط نویسه در سال ۲۰۱۶ صورت گرفت [۱۲]. در تحقیقات جدید صورت گرفته توسط نویسه، ضرایب مدل بیومکانیکی دو درجه آزادی بیومکانیکی بدن انسان با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی گردید [۱۳]. نقش کلیدی خصوصیات صندلی در انتقال ارتعاشات به راننده، منجر به تحلیل المان محدود خصوصیات دینامیکی آن در گستره فرکانسی ۰ تا ۱۰۰ هرتز گردید و در نهایت مشخص گردید، تنظیم مناسب صندلی روی انتقال ارتعاشات تأثیر بسزایی دارد [14].

بیشتر کارهای صورت گرفته پیرامون صندلی خودرو در حوزه ارتعاشات قائم صورت گرفته است و کمتر به ارتعاشات افقی پرداخته شده است؛ در حالی‌که ارتعاشات جلو-عقب در شتاب‌گیری و ترمزگیری خودرو اهمیت بسزایی داشته، در طولانی مدت روی سلامتی راننده کامیون تأثیر می‌گذارد. همچنین بازه فرکانس اثرگذاری آن با ارتعاشات قائم متفاوت است. از طرف دیگر، ابزارهای کنترلی ارتعاش جلو عقب با ارتعاش قائم متفاوت بوده در کارهای صورت گرفته با تغییر در خصوصیات صندلی و نشیمنگاه سعی بر کنترل ارتعاشات انجام گردیده است؛ در حالیکه در این مقاله علاوه بر ایجاد بالشک‌های هوایی برای کنترل سختی پشتی به‌جای پشتی با خصوصیت ثابت، با قرار دادن مفصل پیچشی در قسمت اتصال پشتی با نشیمنگاه، سعی در دریافت تأثیرگذاری دو فاکتور سختی پشتی و سختی مفصل پیچشی در انتقال-پذیری ارتعاش جلو-عقب وارده به راننده است و با جستجوی ساده در بازه هرکدام از فاکتورهای ذکر شده، مقادیر مناسب آنها را پیدا کرد. در این مقاله، ابتدا مدل شش درجه آزادی بدن انسان نشسته با در نظر گرفتن پشتی صندلی در نرم‌افزار آدامز ویو^۲ ایجاد می‌شود که می‌توان از آن برای ارزیابی میزان شتاب‌های افقی و کنترل آن استفاده کرد. صحت مدل ایجاد شده با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مقاله [۱۵]، صحت‌گذاری شده است. مدل ایجاد شده، دارای وزن تقریبی ۷۳ کیلوگرم بوده، تحت تحریک ارتعاشی سینوسی دامنه ثابت با فرکانس

¹ Nawayseh

² Adams\View

³ Adams\Insight

مقدار خصوصیات صندلی در جدول ۲ نمایش داده شده- است. جرم راننده ۷۳ کیلوگرم در نظر گرفته می‌شود. مدل شکل ۱، در نرم‌افزار آدامز ویو مدل می‌شود. ضرایب مربوط به خصوصیات راننده و سرنشین مندرج در جدول ۱ و جدول ۲ به آن‌ها اختصاص داده می‌شود.

۳- معادلات حاکم و اعتبارسنجی

با نوشتن معادلات حرکت برای صندلی و سرنشین رابطه میان انتقال‌پذیری و تحریک ورودی از روابط زیر بدین ترتیب استخراج می‌شود [۱۵].

$$H_{\frac{x_b}{x_0}} = \frac{D_1 V_3}{V_2 V_3 - V_1 V_4} \left[1 + h \left(\frac{U_8 V_4}{U_9 V_3} - \frac{U_7}{U_9} \right) \right] \quad (1)$$

$$D_1 = k_0 + c_{0s} \quad (2)$$

$$D_2 = (m_{0s} + m_{0b})s^2 + (c_0 + c_s + c_b)s + (k_0 + k_s + k_b) \quad (3)$$

$$D_3 = m_{0b}r_1 s^2 + c_b r_1 s + k_b r_1 \quad (4)$$

$$D_4 = (k_s + k_b) + (c_s + c_b)s \quad (5)$$

$$D_5 = (k_b + c_b)s h_1 \quad (6)$$

$$D_6 = (J_{0b} + m_{0b}r_1^2)s^2 + (c_r + c_b r_1^2)s + (k_r + k_b r_1^2 + m_{0b}g r) \quad (7)$$

$$D_7 = (k_b + c_b)s r_1 \quad (8)$$

$$D_8 = (k_b + c_b)s r_1 h_1 \quad (9)$$

$$D_9 = (m_s + m_b)s^2 + (c_s + c_b + c_1 + c_2)s + (k_s + k_b + k_1 + k_2) \quad (10)$$

$$D_{10} = (m_s + m_b)s^2 + (c_s + c_b + c_1 + c_2)s + (k_s + k_b + k_1 + k_2) \quad (11)$$

$$D_{11} = m_b h s^2 + (c_b h_1 + c_2 h)s + (k_b h_1 + k_2 h) \quad (12)$$

$$D_{12} = k_2 + c_2 s \quad (13)$$

$$D_{13} = m_1 s^2 + c_1 s + k_1 \quad (14)$$

$$D_{14} = (J_b + m_b h^2)s^2 + (c_t + c_b h_1^2 + c_2 h^2)s + (k_t + k_b h_1^2 + k_2 h^2 + m_b g h) \quad (15)$$

$$D_{15} = (k_2 + c_2)s h \quad (16)$$

$$D_{16} = m_2 s^2 + c_2 s + k_2 \quad (17)$$

$$U_1 = D_2 - \frac{D_5}{D_3} D_8 \quad (18)$$

$$U_2 = D_3 - \frac{D_5}{D_6} D_8 \quad (19)$$

$$U_3 = \frac{D_5}{D_7} D_8 - D_4 \quad (20)$$

قسمت بالاتنه با فاصله h از مرکز دورانی دو جزء بدن قرار گرفته است. مقادیر m_s ، m_b ، m_1 و m_2 به ترتیب، نمایش‌دهنده قسمت پایین تنه، پاها و لگن، بالا تنه و ویسکرا (احشا) هستند.

پارامترهای h_1 و h به ترتیب، فاصله نقطه اتصال بالاتنه با پستی و مرکز جرم بالاتنه از قسمت تاشونده بدن است. پارامترهای r_1 و r نیز، بیانگر فاصله نقطه تماس پستی با بدن و مرکز جرم پستی است. جابجایی طولی ویسکرا با x_2 و جابجایی طولی بالا تنه با x_b نمایش داده شده است. پارامترهای θ و θ_b به ترتیب بیانگر، جابجایی زاویه‌ای بالاتنه و پستی هستند. جابجایی خطی پاها و لگن با x_1 نمایش داده شده است. پارامترهای x_0 ، x_{0s} نشان‌دهنده جابجایی طولی پایین تنه، خودرو و پایه صندلی هستند. خصوصیات راننده شکل ۱، در جدول ۱ نمایش داده شده است.

جدول ۱- خصوصیات راننده [۷]

ویژگی	مقدار	واحد	متغیر
فاصله نقطه اتصال بالاتنه با پستی	۰/۳۵	متر	h_1
مرکز جرم بالاتنه از قسمت تاشونده بدن	۰/۳۵	متر	h
جرم بالا تنه	۸	کیلوگرم	m_b
جرم پایین تنه	۱۰	کیلوگرم	m_s
جرم ویسکرا	۳۵	کیلوگرم	m_2
جرم پاها و لگن	۲۰	کیلوگرم	m_1
سختی پیچشی اتصال بالا و پایین کمر	۱۰	نیوتن متر بر درجه	k_t
میرایی پیچشی اتصال بالا و پایین کمر	۱۱۲	نیوتن متر ثانیه- بر درجه	c_t
ممان اینرسی بالا تنه	۵	کیلوگرم متر مربع	J_b
میرایی اتصال پایین تنه	۳۵۹	نیوتن ثانیه بر متر	c_1
سختی اتصال پایین تنه	۳۹۸۸۶	نیوتن بر متر	k_1
سختی اتصال بالا تنه	۱۰۹۲۴	نیوتن بر متر	k_2
سختی اتصال بالا تنه	۵۴۲	نیوتن ثانیه بر متر	c_2

1 Viscera

جدول ۲- خصوصیات صندلی [۱۵]

متغیر	واحد	مقدار	ویژگی
r_1	متر	۰/۳	فاصله نقطه تماس پشتی با بدن
r	متر	۰/۳	مرکز جرم پشتی
m_{0b}	کیلوگرم	۲	جرم پشتی
m_{0s}	کیلوگرم	۶	جرم پایه صندلی
k_r	نیوتن متر بر درجه	۱۰	سختی پیچشی اتصال پشتی به پایه صندلی
c_r	نیوتن متر ثانیه بر درجه	۱۳۱۶	میرایی پیچشی اتصال پشتی به پایه صندلی
J_{0b}	کیلوگرم متر مربع	۱	ممان اینرسی پشتی
k_0	نیوتن بر متر	۳۹۹۰۰۰	سختی اتصال صندلی به خودرو
c_0	نیوتن ثانیه بر متر	۰	میرایی اتصال صندلی به خودرو
k_b	نیوتن بر متر	۲۴۶۱۰	سختی معادل پشتی
c_b	نیوتن ثانیه بر متر	۰	میرایی معادل پشتی
k_s	نیوتن بر متر	۲۶۶۴۶	سختی برشی معادل تماس پایه صندلی و پایین تنه
c_s	نیوتن ثانیه بر متر	۰	میرایی برشی معادل تماس پایه صندلی و پایین تنه

با نوشتن معادله انتقال پذیری در محیط برنامه متلب^۱ و انتقال آن به حوزه فرکانس، مقدار انتقال پذیری مطابق شکل ۲ رسم می‌شود. سپس مدل مورد نظر در نرم‌افزار آدامز ویو مدل می‌گردد، مقادیر هر کدام از متغیرها مطابق جداول ارائه شده اختصاص داده می‌شود. x_0 تحت تحریک سینوسی با دامنه ثابت ۱۰۰۰ قرار داد؛ فرکانس بین ۰/۱ هرتز تا ۲۰ هرتز تغییر پیدا می‌کند. مقدار ماکزیمم شتاب افقی پشتی (m_{0b}) اندازه‌گیری و تقسیم بر ماکزیمم شتاب افقی خودرو (x_0) می‌شود.

پاسخ تقسیم، نشان‌دهنده انتقال پذیری صندلی است. مقایسه نتایج نرم‌افزار و نتایج حاصل از حل عددی معادلات در نرم‌افزار متلب جهت صحت‌گذاری با یکدیگر مقایسه گردید، در شکل ۲ این نتایج نمایش داده شده است. مقدار ریشه میانگین مجذور شتاب افقی پشتی با سختی پشتی ۲۴۶۱۰ نیوتن بر متر و سختی پیچشی ۱۰ نیوتن متر ثانیه برابر با ۱۸۲/۶۷ میلی‌متر بر مجذور ثانیه است.

$$U_4 = D_{10} - \frac{D_{15}D_{16}}{D_{12}} - D_{14} - \frac{D_{15}^2}{D_{16}} \frac{D_7}{D_8} \quad (21)$$

$$U_5 = D_{14} - \frac{D_{15}^2}{D_{16}} \frac{D_3}{D_8} - D_5 \quad (22)$$

$$U_6 = D_{14} - \frac{D_{15}^2}{D_{16}} \frac{D_6}{D_8} - D_8 \quad (23)$$

$$U_7 = D_9 - \frac{D_{11}^2}{D_{13}} - \frac{D_{12}^2}{D_{16}} + \left(-D_{10} + \frac{D_{12}D_{15}}{D_{16}}\right) \frac{D_7}{D_8} \quad (24)$$

$$U_8 = -\left(-D_{10} + \frac{D_{12}D_{15}}{D_{16}}\right) \frac{D_3}{D_8} - D_4 \quad (25)$$

$$U_9 = -\left(-D_{10} + \frac{D_{12}D_{15}}{D_{16}}\right) \frac{D_6}{D_8} - D_7 \quad (26)$$

$$V_1 = U_1 - \frac{U_2U_8}{U_9} \quad (27)$$

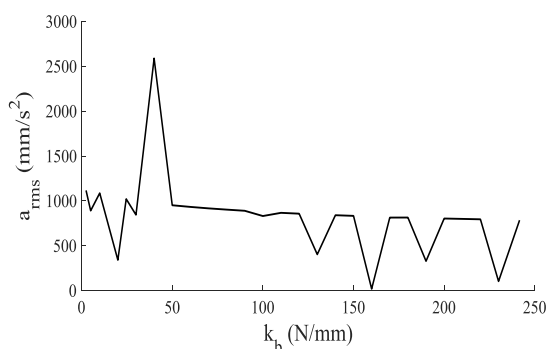
$$V_2 = U_3 - \frac{U_2U_7}{U_9} \quad (28)$$

$$V_3 = U_5 - \frac{U_6U_8}{U_9} \quad (29)$$

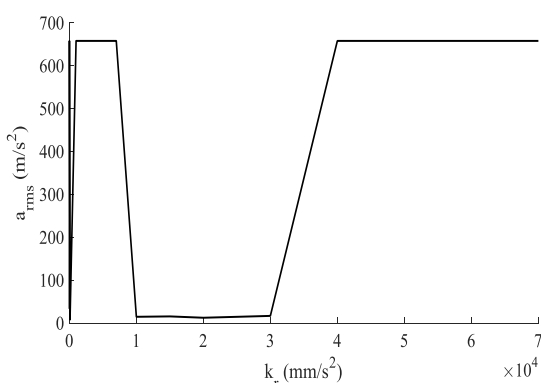
$$V_4 = U_4 - \frac{U_6U_7}{U_9} \quad (30)$$

¹ MATLAB

همان‌طوری که در جدول ۴ مشاهده می‌کنید، مقدار منتخب سختی پیچشی پستی برابر با ۱۰۰ نیوتن میلی‌متر برثانیه است. مقدار ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده برابر با ۸/۱۶ میلی‌متر بر مجذور ثانیه است.



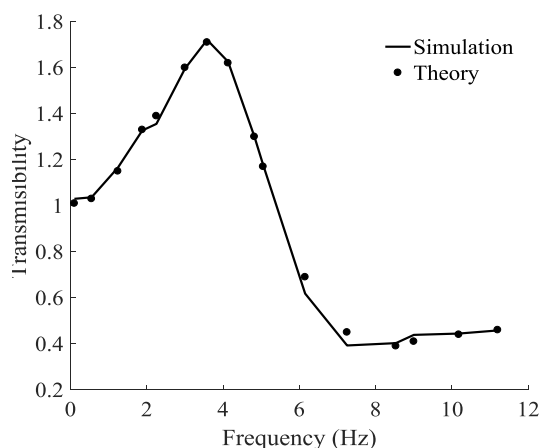
شکل ۳- روند تغییرات ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده برحسب ضریب سختی



شکل ۴- روند تغییرات ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده برحسب سختی پیچشی

جدول ۳- سختی پستی و شتاب طولی وزن‌دار شده

شماره تکرار	ضریب سختی k_b (نیوتن بر میلی‌متر)	ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده (میلی‌متر بر مجذور ثانیه)
تکرار ۱	۲/۴۶	۱۱۱۶/۶۰
تکرار ۲	۵/۰۰	۸۹۰/۵۴
تکرار ۳	۱۰	۱۰۸۶/۳۰
:	:	:
تکرار ۲۶	۲۳۰	۱۰۳/۵۴
تکرار ۲۷	۲۴۱/۶۰	۷۸۴/۴۵



شکل ۲- مقایسه نتایج آزمایشگاهی [۱۵] و شبیه‌سازی در نرم‌افزار

۴- بهبود ارتعاش انتقالی با تغییر ضریب سختی پستی برای جرم ۷۳ کیلوگرم

مقادیر بهینه برای راننده با جرم ۷۳ کیلوگرم می‌یابیم، سپس ممتازترین متغیرهای سختی پستی و سختی پیچشی پستی در نظر گرفته می‌شود. ایجاد متغیر طراحی در محیط آدامز از زیر منوی متغیر طراحی صورت می‌گیرد. بازه سختی پیچشی از ۲/۴۶۱ نیوتن مترثانیه تا ۲۴۶۱/۱ نیوتن مترثانیه و سختی پیچشی از ۱ نیوتن متر ثانیه تا ۱۰۰ نیوتن متر ثانیه در نظر گرفته می‌شود.

کاندیداهای نقاط برگزیده سختی پستی، ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده در جدول ۳ بیان شده است. همان‌طوری که در جدول ۳ مشاهده می‌شود، سختی منتخب پستی برابر با ۱۶۰ نیوتن بر میلی‌متر است.

همچنین روند تغییرات ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده برحسب ضریب سختی پستی، در نمودار شکل ۳ نمایش داده شده است.

سپس با قرار دادن مقدار منتخب یافته شده در جدول ۳، جستجو برای یافتن مقدار بهینه سختی پیچشی پستی ادامه می‌یابد. کاندیداهای مورد نظر برای سختی پیچشی پستی، شماره تکرار و ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده، در جدول ۴ بیان شده است.

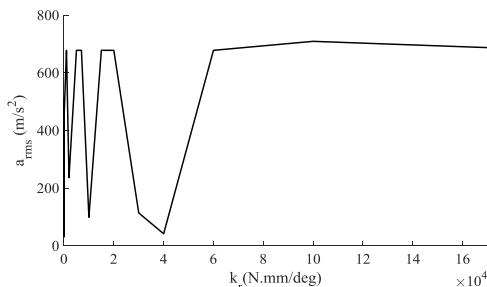
روند تغییرات تغییرات ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن‌دار شده برحسب سختی پیچشی پستی، در شکل ۴ نمایش داده شده است.

جدول ۵- سختی پشتی و شتاب طولی وزن دار شده

شماره تکرار	ضریب سختی k_b (نیوتن- بر میلی متر)	ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن دار شده (میلی متر بر مجذور ثانیه)
تکرار ۱	۲/۴۶۱	۷۰۴/۹۴
تکرار ۲	۵	۳۱۵/۳
تکرار ۳	۱۰	۵۳۸
⋮	⋮	⋮
تکرار ۲۶	۲۳۰	۱۵۷/۵۴
تکرار ۲۷	۲۴۱/۶	۶۰۰/۰۳

جدول ۶- شتاب طولی وزن دار شده نسبت به سختی

شماره تکرار	k_p (نیوتن- میلی متر بر درجه)	ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن دار شده (میلی متر بر مجذور ثانیه)
تکرار ۱	۱	۵۱۲/۱۱
تکرار ۲	۱۰	۳۰/۶۳
تکرار ۳	۱۰۰	۴۶۲/۳۷
⋮	⋮	⋮
تکرار ۲۷	۲۲۰۰۰۰۰	۶۷۸/۱۵
تکرار ۲۸	۲۲۸۰۰۰۰۰	۶۷۸/۱۶



شکل ۶- تغییرات شتاب طولی وزن دار شده نسبت به سختی

پیچشی پشتی

جدول ۵- بهبود ارتعاش انتقالی با تغییر سختی پشتی

نتایج بدست آمده از بهینه سازی پارامترهای مورد نظر در ادامه بیان گردیده است. مقدار نامی پشتی صندلی، ۲۴/۶۱ نیوتن بر میلی متر است. بازه تغییرات سختی پشتی، ۱۰ برابر مقدار نامی در نظر گرفته شده، یعنی از ۴۶۱/۲ نیوتن بر میلی متر تا ۲۶۴/۱ نیوتن بر میلی متر در نظر گرفته شده

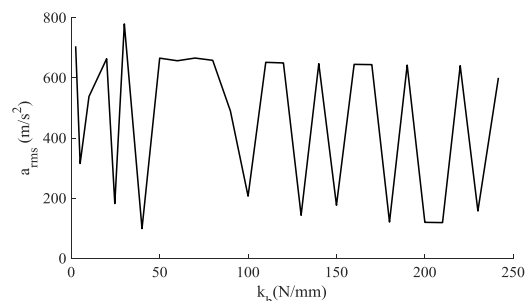
جدول ۴- شتاب طولی وزن دار شده نسبت به سختی

شماره تکرار	k_p (نیوتن- میلی متر بر درجه)	ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن دار شده (میلی متر بر مجذور ثانیه)
تکرار ۱	۱	۳۳/۳۶
تکرار ۲	۱۰	۶۵۷/۹۸
تکرار ۳	۱۰۰	۸/۱۶
⋮	⋮	⋮
تکرار ۲۷	۲۲۰۰۰۰۰	۶۵۸/۵۱
تکرار ۲۸	۲۲۸۰۰۰۰۰	۶۵۸/۵۱

۴- بهبود ارتعاش انتقالی با تغییر ضریب سختی

پشتی برای جرم ۴۰ کیلوگرم

مقدار نامی پشتی صندلی، ۲۶/۴۱ نیوتن بر میلی متر است. بازه تغییرات سختی پشتی، ۱۰ برابر مقدار نامی در نظر گرفته شده، یعنی از ۲/۶۴۱ نیوتن بر میلی متر تا ۲۶۴/۱ نیوتن بر میلی متر در نظر گرفته شده است. بازه را به ۲۷ قسمت تقسیم نمودیم. تعداد شبیه سازی ها، مقادیر سختی و شتاب طولی وزن دار شده متناسب با هریک از آنها برای راننده با وزن ۴۰ کیلوگرم در جدول ۵ نمایش داده شده است. طبق نتایج مندرج در جدول ۵ کمترین میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده مربوط به شماره تکرار ۲۴ با سختی پشتی ۲۱۰ نیوتن بر میلی متر است. در صورت استفاده از این ضریب برای راننده با جرم ۴۰ کیلوگرم، میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده، ۳۴/۹۶٪ کاهش یافته است. تعداد شبیه سازی ها، مقادیر سختی پیچشی پشتی و شتاب طولی وزن دار شده متناسب با هریک از آنها برای راننده با وزن ۴۰ کیلوگرم، در جدول ۶ نمایش داده شده است.



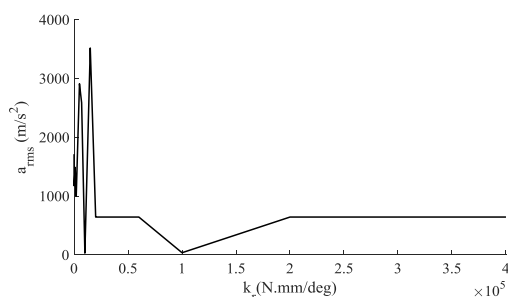
شکل ۵- تغییرات سختی پشتی و شتاب طولی وزن دار شده

جدول ۷- سختی پستی و شتاب طولی وزن دار شده

شماره تکرار	k_b (نیوتن- بر میلی‌متر)	ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن دار شده (میلی‌متر بر مجذور ثانیه)
تکرار ۱	۲/۴۶۱	۸۰۴/۶۹
تکرار ۲	۵	۹۲۷/۴۹
تکرار ۳	۱۰	۸۷۹/۲۷
⋮	⋮	⋮
تکرار ۲۶	۲۳۰	۱۶۵/۶۶
تکرار ۲۷	۲۴۱/۶	۷۲۴/۱۲

جدول ۸- شتاب طولی وزن دار شده نسبت به سفتی

پیچشی پستی		
شماره تکرار	k_f (نیوتن- میلی‌متر بر درجه)	ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن دار شده (میلی‌متر بر مجذور ثانیه)
تکرار ۱	۱	۱۷۱۴
تکرار ۲	۱۰	۱۲۲۰/۹
تکرار ۳	۱۰۰	۱۱۷۵/۸
⋮	⋮	⋮
تکرار ۲۷	۲۲۰۰۰۰۰	۶۴۵/۲۷
تکرار ۲۸	۲۲۸۰۰۰۰۰	۶۴۵/۲۷



شکل ۸- تغییرات شتاب طولی وزن دار شده نسبت به سفتی

پیچشی پستی

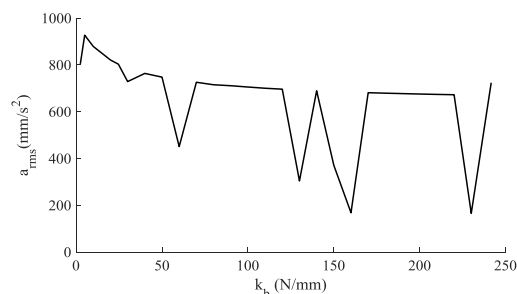
طبق نتایج مندرج در جدول ۸، کمترین میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده مربوط به شماره تکرار ۸ با سفتی پیچشی پستی ۱۰۰۰۰ نیوتن میلی‌متر ثانیه است. در صورت استفاده از این ضریب برای راننده با جرم ۱۰۰ کیلوگرم، میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی

است. بازه به ۲۷ قسمت تقسیم می‌یابد. تعداد شبیه‌سازی‌ها، مقادیر سختی پستی و شتاب طولی وزن دار شده متناسب با هریک از آن‌ها برای راننده با وزن ۱۰۰ کیلوگرم در جدول ۷ نمایش داده شده است.

تغییرات ریشه میانگین مجذور شتاب افقی وزن دار شده بر حسب سختی پیچشی پستی در شکل ۷ نمایش داده شده است. طبق نتایج مندرج در جدول ۷، کمترین میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده، مربوط به شماره تکرار ۲۶ با سفتی پستی ۲۳۰ نیوتن میلی‌متر است. در صورت استفاده از این ضریب برای راننده با جرم ۱۰۰ کیلوگرم، میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده از ۸۰۳/۳۹ به ۱۶۵/۶۶ کاهش یافته است.

مقدار نامی سفتی پیچشی پستی صندلی، ۱۰۰۰۰ نیوتن میلی‌متر ثانیه است. بازه تغییرات سفتی پیچشی پستی، یعنی از ۱ نیوتن میلی‌متر ثانیه تا ۲۲۸۰۰۰۰۰ نیوتن میلی‌متر ثانیه در نظر گرفته شده است. مقادیر انتخاب شده بازه را به ۲۸ قسمت تقسیم می‌کند. تعداد شبیه‌سازی‌ها، مقادیر سفتی پیچشی پستی و شتاب طولی وزن دار شده متناسب با هریک از آن‌ها برای راننده با وزن ۱۰۰ کیلوگرم در جدول ۸ نمایش داده شده است.

طبق نتایج مندرج در جدول ۸ کمترین میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده مربوط به شماره تکرار ۸ با سفتی پیچشی پستی ۱۰۰۰۰ نیوتن میلی‌متر ثانیه است. در صورت استفاده از این ضریب برای راننده با جرم ۱۰۰ کیلوگرم، میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن دار شده ۵/۴۵٪ کاهش یافته است. در این مورد مقدار بهینه با مقدار نامی برابر بوده است؛ و هیچ‌گونه کاهشی در این بازه دست پیدا نکردیم.



شکل ۷- تغییرات تغییرات ریشه میانگین مجذور شتاب

افقی وزن دار شده بر حسب سختی پستی

وزن دار شده، ۵/۴۵٪ کاهش یافته است. در این مورد مقدار بهینه با مقدار نامی برابر بوده است و هیچ‌گونه کاهش‌ی در این بازه دست پیدا نکردیم.

از زمان سرعت خود را افزایش داده تا به سرعت مشخصی برسد، سپس با حفظ سرعت خود به حرکت خود ادامه داده، در زمان مشخصی سرعت خود را کاهش داده تا متوقف شود.

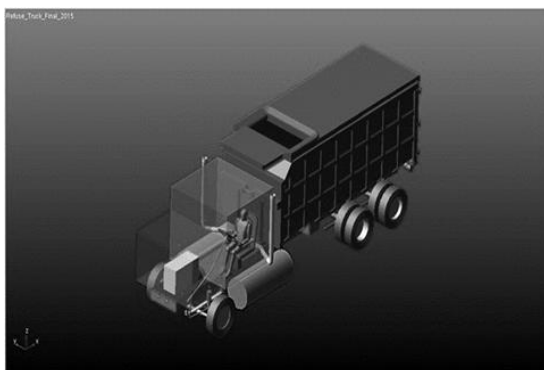
شکل ۱۰ سیکل رانندگی کامیون حمل‌زباله را نشان می‌دهد. سیکل کاری از تعدادی سفر کوچک تشکیل شده‌است. شبیه‌سازی اولیه با اعمال سفر اول مطابق شکل ۱۱ به خودرو اجرا می‌شود. هدف از کوچک نمودن این سیکل، سرعت در امر شبیه‌سازی و مقایسه عملکرد کنترلر در بازه‌های سرعت مختلف خودرو است. برای انجام تست از نمونه سفر کوچک، از زمان صفر ثانیه تا ۱۳ ثانیه استفاده شده است. این تست برای راننده با جرم ۷۳ کیلوگرم انجام گرفته است. میزان شتاب طولی وارد شده به راننده یک‌بار بدون استفاده از ضرایب منتخب ثبت می‌شود. در حالت دوم، شتاب طولی راننده با استفاده از ضریب سفتی اولیه است.

۶- بررسی عملکرد مقادیر منتخب در Adams/Truck

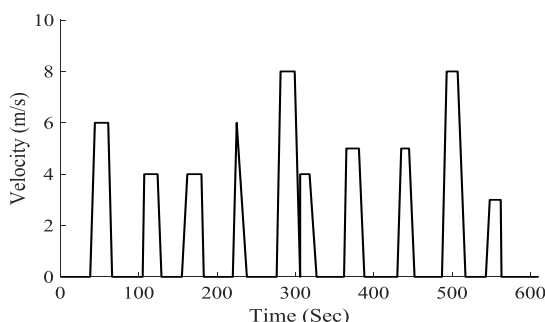
الگوی گریفین در محیط آدامز تراک^۱ ایجاد می‌شود؛ سپس مدل ساخته شده را وارد این محیط نموده، هریک از قطعه‌ها به قطعه عمومی^۲ مورد نظر اختصاص داده می‌شود. الگوی مورد نظر در محیط الگو،^۳ مربوط به الگوی اتاکن کامیون مورد مورد نمونه ایجاد می‌شود. شکل ۳ مدل مونتاژ شده کامیون همراه با آدمک نشان می‌دهد. مدل آدمک ساخته شده در حقیقت همان مدل شش درجه آزادی است، تنها شکل ظاهری آن تغییر پیدا کرده است.

در این مقاله از مدل کامیون نمونه خود نرم‌افزار استفاده شده است. مدل نمونه کامیون خود نرم‌افزار، کشنده کامیون است؛ بنابراین برای این‌که به مدل مورد نظر تبدیل شود، باید تغییراتی در آن ایجاد کنیم. از جمله آنها حذف چرخ پنجم^۴، اضافه نمودن قسمت حمل بار و ایجاد ارتباط با مدل گریفین است.

پس از این‌که خودرو مورد نظر در محیط نرم‌افزار مونتاژ گردید، تنظیمات مربوط به شبیه‌سازی انجام می‌شود. از آن جایی که خودروهای حمل زباله و کامیون‌های مورد استفاده در معدن در جاده‌های ناهموار^۵ تردد می‌کنند و ارتعاشات انتقالی در جاده‌های مذکور محسوس‌تر هستند، لذا نوع جاده مورد استفاده در این تحلیل، جاده ناهموار انتخاب می‌شود. با توجه به این موضوع که هر خودرو از زمان شروع حرکت تا توقف دارای سرعت‌های متفاوتی است، مجموعه این سرعت‌ها سیکل رانندگی خودرو را تشکیل می‌دهند. شکل ۱۰ نمونه‌ای از سیکل رانندگی خودرو حمل زباله را نمایش می‌دهد. مدت زمان این سیکل، ۶۰۰ ثانیه و حداکثر سرعت خودرو ۸ مترثانیه است؛ همانطور که مشاهده می‌شود، خودرو در بازه‌ای

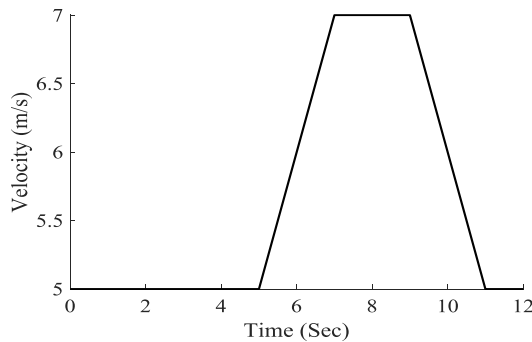


شکل ۹- مدل کامیون و مدل گریفین در محیط Adams/Truck

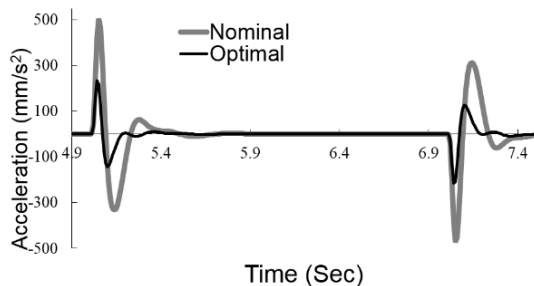


شکل ۱۰- سیکل رانندگی کامیون حمل‌زباله [۱۶]

^۱ Adams/Truck
^۲ General Part
^۳ Template
^۴ Hitch Point
^۵ Roughness



شکل ۱۱- سفر کوتاه آزمون



شکل ۱۲- مقایسه شتاب افقی پستی با استفاده از ضریب بهینه و استفاده از مقدار نامی

افزایش پیدا نموده است. در صورت استفاده از سفتی پیچشی پستی ۱۰۰۰۰ نیوتن میلی‌متر بر ثانیه برای راننده با جرم ۱۰۰ کیلوگرم، میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن‌دار شده ۴۵/۵٪ کاهش یافته است. در این مورد، مقدار بهینه سفتی پیچشی با مقدار نامی برابر بوده، کاهش در این بازه به‌دست نیامده است؛ همچنین در صورت استفاده از سفتی پستی با مقدار ۲۳۰ نیوتن بر میلی‌متر راننده با جرم ۱۰۰ کیلوگرم، میزان ریشه میانگین مجذور شتاب طولی وزن‌دار شده از ۸۰۳/۳۹ به ۱۶۵/۶۶ کاهش یافته است.

۸- فهرست علائم

c_0	میرایی اتصال صندلی با خودرو، N.s/mm
c_1	میراگر بالاتنه، N.s/m
c_2	میراگر پایین‌تنه انسان، N.s/mm
c_s	میراگر پایین‌تنه با پستی، N.s/mm
c_t	میرایی پیچشی بدن انسان، N.m.s/deg
J_{ob}	لختی دورانی پستی، $kg.m^2$
J_b	لختی دورانی بالاتنه، $kg.m^2$

خودرو مورد نظر به‌همراه راننده به وزن ۷۳ کیلوگرم مطابق سیکل سفر کوتاه^۱ شکل ۱۱ هدایت می‌شود. میزان شتاب افقی پستی اندازه‌گیری می‌شود، سپس با تغییر مقدار سفتی منتخب پستی از ۲۴/۶۱ نیوتن میلی‌متر به ۱۶۰ نیوتن میلی‌متر، میزان شتاب افقی پستی اندازه‌گیری می‌شود. نتیجه شبیه‌سازی، در شکل نمایش داده می‌شود.

شکل ۱۲ نشان می‌دهد، استفاده از ضرایب سفتی پیچشی و سختی بهینه در فاصله زمانی ۵/۶ تا ۷، تغییری در میزان ارتعاش افقی وارد شده به راننده ایجاد نمی‌کند. در مقابل در فاصله زمانی ۵ تا ۵/۲۵ ثانیه به‌خوبی عمل کرده است. مقدار ریشه میانگین مجذور شتاب افقی پستی در صورت استفاده از سفتی پستی ۲۴/۶۱ نیوتن میلی‌متر، برابر با ۳۸۹/۷۹ میلی‌متر بر مجذور ثانیه و ماکزیمم شتاب افقی برابر ۴/۴۶۲ متر بر مجذور ثانیه، در صورت استفاده از سفتی پستی ۱۶۰ نیوتن میلی‌متر، مقدار ریشه میانگین مجذور شتاب افقی، ۲۸۸/۷۶ میلی‌متر بر مجذور ثانیه و ماکزیمم شتاب افقی برابر با ۵/۱۴ متر بر مجذور ثانیه می‌شود. مقدار شتاب افقی حدود ۳۵٪ بهبود پیدا می‌کند. با مشاهده نتایج می‌توان دریافت استفاده از ضرایب بهینه، باعث کاهش ماکزیمم شتاب افقی و در نتیجه سبب کاهش میزان ریشه میانگین مجذور شتاب افقی می‌شود.

۷- جمع‌بندی

در این مقاله مدل شش درجه آزادی بدن انسان نشسته به-همراه پستی در محیط آدامز ویو ایجاد شد. سپس به منظور اعتبارسنجی نتایج آن با نتایج مقاله‌های معتبر مقایسه گردید. مدل ایجاد شده تحت تحلیل فرکانسی قرار گرفت، مقادیر بهینه سختی پستی و سختی پیچشی پستی با روش جستجوی کامل محاسبه شد. سپس برای بررسی عملکرد پستی بهینه در شرایط واقعی مدل کامیون همراه با مدل شش درجه آزادی در محیط آدامز تراک ایجاد شد. نمونه سیکل رانندگی خودرو حمل زباله به خودرو اعمال گردید. نتایج به‌دست‌آمده برای جرم ۷۳ کیلوگرم نشان دهنده بهبود ۳۵٪ ریشه میانگین مجذور شتاب در مقایسه با حالت متداول بوده است. البته مقدار ماکزیمم شتاب افقی در این حالت

¹ Micro-trip

- [6] Nawayseh N, Griffin MJ (2005) Non-linear dual-axis biodynamic response to fore-and-aft whole-body vibration. *J Sound Vib* 282(3): 831-862.
- [7] Zhang X (2014) Measurement and modelling of seating dynamics to predict seat transmissibility. *UOS*.
- [8] Jalil NAA, Griffin MJ (2007) Fore-and-aft transmissibility of backrests: Variation with height above the seat surface and non-linearity. *J Sound Vib* 299(1): 109-122.
- [9] Zhang X, Qiu Y, and Griffin MJ (2016) Transmission of fore-and-aft vibration to the seat pan, the backrest and the headrest of a car seat. *Auto Eng* 230(6): 736-744.
- [10] Zhang Z, Ye D, Li F, Lu C, Shao M, and Jin K (2017) Experimental study of the influence levels of different vehicle seat adjustments on the fore-and-aft modal characteristics using the orthogonal array method. *Auto Eng* 95-107.
- [11] Nawayseh N (2014) Modelling of the biodynamic response of the human body to fore-and-aft vibration. *Eur Simul Model*.
- [12] Nawayseh N (2016) A mathematical model of the apparent mass of the human body under fore-and-aft whole-body vibration. *Int J Auto Eng* 13(3).
- [13] Nawayseh N, Jarndal A, Hamdan S (2017) Optimizing the parameters of a biodynamic responses to vibration model using particle swarm and genetic algorithms. *Modeling, Simulation, and Applied Optimization (ICMSAO), 2017 7th International Conference on* 0-6.
- [14] Zhang Z, Jin K, Li F, Lu C, Chai G, Ye D (2016) Effects of adjustment devices on the fore-and-aft mode of an automobile seat system: headrest, height adjuster, recliner and track slide. *Proc Inst Mech Eng Part D J Auto Eng* 230(8):1140-1152.
- [15] Qui Y, Griffin MJ (2011) Modelling of fore-and-aft apparent mass of the human body and the transmissibility of seat backrest. *J Veh Sys Dyn* 49(5): 703-722.
- [16] Payeganeh G, Esfahanian M, Bonab SP (2014) Modeling and fuzzy control strategy design for the hydraulic hybrid refuse truck. *Int J Auto Eng* 4(2): 685-698.

N/mm, سفتی اتصال صندلی با خودرو،	k_0
N/mm, سفتی پشتی،	k_b
N.mm/deg, سفتی پیچشی پشتی،	k_r
N/mm, سفتی پایین‌تنه با پشتی،	k_s
N.m/deg, سفتی پیچشی بدن انسان،	k_t
kg, جرم پشتی،	m_{0b}
kg, جرم پایه صندلی،	m_{0s}
kg, جرم پایین‌تنه ساق-پا،	m_1
kg, جرم بالاتنه دست و ساعد،	m_2
kg, جرم بالاتنه،	m_b
فاصله نقطه تماس پشتی و بالاتنه با محل لولا پشتی،	r_1
فاصله مرکز جرم پشتی با محل لولا پشتی،	r

۹- مراجع

- [۱] رحیم دل م ج، ستاروند ج، حسینی س هـ (۱۳۹۴) راهکارهای عملی جهت کاهش لرزش و ریسک سلامت رانندگان در کامیون‌های معدنی. *کفرانس معادن روباز*.
- [۲] طالبی توتی ر، جریانی گ، شجاعی فرد م ح (۱۳۹۴) محاسبه شتاب آستانه واژگونش خودروی تانک‌دار تحت تلاطم سیال با استفاده از روش نگاشت. *مکانیک سازه‌ها و شماره‌ها* ۵(۴):۱۶۳-۱۷۶.
- [3] Andrusaitis SF, Oliveira RP, Barros Filho TEP (2006) Study of the prevalence and risk factors for low back pain in truck drivers. *SP, Brazil* 61(6): 503-510.
- [4] Tiemessen IJ, Hulshof CT, Frings-Dresen MH (2007) An overview of strategies to reduce whole-body vibration exposure on drivers. *Int J Ind Ergon* 37(3): 245-256.
- [5] Ebe K (1998) Predicting overall seat discomfort from static and dynamic Characteristics of seats. *Doctoral Thesis, Institute of Sound and Vibration Research, Faculty of Engineering and Applied Science, University of Southampton, UK*.