ماهنامه علمى پژوهشى

مهندسی مکانیک مدرس



mme.modares.ac.ir

# طراحی جاذب مجازی ارتعاش با سختی قابل تطبیق برای کنترل ارتعاشات در اثر تحریک هارمونیک با اغتشاش در فرکانس متغیر با زمان

سهيل سليقه<sup>1</sup>، حسين محمدى<sup>\*2</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز
 2- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز
 \* شیراز ، صندوق پستی h\_mohammadi@shirazu.ac.ir.7193616548

| چکیدہ   | اطلاعات مقاله   |
|---|---|
| در این مقاله، یک سیستم جرم و فنر واقعی در نظر گرفته شده است که تحت تحریک خارجی با فرکانس متغیر با زمان قرار دارد. ارتعاش<br>ایجادشده توسط تحریک خارجی، مانع از پیروی سیستم واقعی از مسیر دلخواه تعریفشده میگردد. دستور کنترل تطبیقی نوشته شده برای صفر<br>کردن این نوسانات اضافی، معادل با یک جاذب ارتعاش مجازی تعریف میشود که سختی فنر آن بدون در نظر گرفتن نامعینیهای سیستم واقعی | مقاله پژوهشی کامل<br>دریافت: 05 بهمن 1395<br>پذیرش: 13 خرداد 1396<br>ارائه در سایت: 13 مرداد 1396   |
| و تحریک، به نحوی قابل بهروزرسانی میباشد تا مطابق با تئوری جاذبهای خطی، فرکانس جاذب با فرکانس تحریک برابر گردد تا دامنه نوسان<br>سیستم واقعی صفر شود. تغییر فرکانس تحریک مطابق با توابع پله واحد و شیب معادلسازی شده است؛ به آن معنا که تابع پله همانند تغییرات  | <i>کلید واژگان:</i><br>جاذب ارتعاش  |
| ناگهانی و تابع شیب همانند تغییرات گذرای فرکانس از مقدار اولیه به ثانویه میباشد. همچنین تأثیر وجود اغتشاش با دامنههای متفاوت در<br>تغییرات گذرای فرکانس بر بهروزرسانی سختی فنر جاذب مجازی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج شبیهسازی ارائه شده است تا نشان داده<br>شده که در تبر کنتال مجار مشده، بدند تما تبرخت جاذب مجازی ما با تنب فرکانی تجربی مطالبت با باه ما در مشرب تفریز م  | کنترل تطبیقی<br>فرکانس تحریک متغیر با زمان<br>اغتشاش  |
| سود که دستور خبری محاصبهسده، روند تطبیق سختی جانب مجاری را با تغییر فرانش کمریک مطابق با پنه واحد و سیب تصمین می کند و<br>ارتعاشات اضافی سیستم واقعی را از بین میبرد.   | , second s |

# Designing virtual vibration absorber with adaptable spring stiffness for vibrations control under harmonic excitation with noise in time-varying frequency

## Soheil Salighe<sup>1</sup>, Hossein Mohammadi<sup>2\*</sup>

Department of Mechanical Engineering, Shiraz University, Shiraz, Iran \* P.O.B. 7193616548, Shiraz, Iran, h\_mohammadi@shirazu.ac.ir

#### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper Received 24 January 2017 Accepted 03 June 2017 Available Online 04 August 2017

Keywords: Vibration Absorber Adaptive Control Time-varying Excitation Frequency Noise In the present article, a real mass-spring system under external excitation with time-varying frequency is studied. The external excitation causes additional oscillations in the real mass-spring system response which disrupt the path tracking procedure. Adaptive control law, which is considered for annihilating the additional oscillations, is equal to a virtual vibration absorber stiffness of which regardless of the real system and external excitation uncertainties, can be updated based on the linear absorber theory until the natural frequency of the absorber reaches the excitation frequency. The variation of the frequency is based on the step and ramp function which are relatively equal to the sudden and transient change from the initial value to the final value of the frequency. Besides, the effects of the noise with various amplitudes existed in the transient variation of the frequency on updating the virtual absorber stiffness is developed. Simulation results are presented to demonstrate that the determined adaptation law guarantees the adaptation of virtual absorber stiffness considering excitation frequency variation based on both step function and ramp function and eliminates additional vibrations of the real system.

الگوریتمهای تطبیقی استفاده گردد.

ABSTRACT

چن و همکاران [1]، با استفاده از یک موتور سیم پیچ صوتی، عملکرد جاذب ارتعاش متصل به یک سیستم دوار را مورد تحقیق قرار دادند. سعدآباد و همکاران [2]، با اتصال جاذب ارتعاش به دستگاه ماشینکاری، باعث افزایش دقت و میزان نرخ براده برداری دستگاه شدند. وو و همکاران [3]، با استفاده از یک الگوریتم کنترلی بر گرفته از جاذب ارتعاش غیر پویا، برای حذف ارتعاش ناشی از تحریک وارده به یکی از پایهها و رساندن آن به یک نقطه مورد نظر

به دلیل کاربرد فراوان جاذبهای ارتعاش، همواره مورد توجه محققان بوده است. جاذبهای ارتعاش سیستمهای ساده و کم هزینه هستند که به سیستم واقعی متصل شده و باعث کاهش یا از بین رفتن ارتعاش سیستم واقعی می-گردند و از صدمه خوردن به سیستم واقعی جلوگیری میکنند. در بسیاری از موارد عملکرد جاذب با پارامترهای ثابت نتایجی بسیار مناسب به دست می-دهد. اما در سیستمهایی که عدم قطعیت وجود داشته باشد، نیازمند است از

#### Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

1- مقدمه

استفاده کردند. وی همچنین در مقالهی دیگری به همراه چو [4]، با استفاده

کنترلی و سیستم واقعی ارائه شده است. اختلاف فاز جاذب و سیستم واقعی با اندازه گیری جابه جایی جرم جاذب و شتاب سیستم واقعی محاسبه شده است و با توجه به آن، قوانین کنترل تطبیقی اعمال شده است. تحریک واردشده به صورت هارمونیک میباشد و فرکانس آن مطابق با تابع پله واحد یا شیب با زمان تغییر میکند (بخشهای 3-1 و 3-2). در بخش 3-3، فرکانس تحریک، مقادیر تصادفی در بازههای مشخص اختیار نموده و عملکرد بخش 3-4 اغتشاش افزوده شده به فرکانس تحریک به فرم یک تابع سینونسی با فرکانس ثابت در نظر گرفته شده است و تأثیر دامنه ی این اغتشاشات بر بهروزرسانی سختی فنر جاذب مجازی و پاسخ سیستم واقعی مورد مطالعه قرار گرفته است و در بخش 4 نتایج به دست آمده از شبیه سازی ارائه شده اند.

#### 2- معادلات دستور كنترلي

مطابق با شکل 1 دستور کنترلی واردشده به سیستم واقعی تحت تحریک هارمونیک خارجی، معادل جاذب ارتعاش غیرپویا متصل شده به سیستم واقعی می باشد.



Fig. 1 Real system model with virtual absorber شکل 1 مدل سیستم واقعی به همراه جاذب مجازی

برای معادلات حاکم بر سیستم داریم:

$$my + ky = u + d$$
(1)
$$u = k_a(z - y) - b\dot{y} + q_{\text{desired}}$$
(2)
$$\ddot{z} = \frac{k_a}{m_a}(y - z)$$
(3)

مطابق با تئوری جاذب ارتعاش خطی، دامنه نوسان سیستم واقعی زمانی صفر می گردد که فرکانس تحریک واردشده به سیستم و فرکانس طبیعی جاذب ارتعاش متصل شده به آن برابر گردند. اما در سیستمهایی که فرکانس تحریک آنها نامعین یا با گذر زمان در حال تغییر است، وجود دستور کنترلی تطبیقی جهت تطابق با شرایط در حال تغییر نیاز است. قوانین کنترلی به دست آمده مطابق معادلات (4) تا (6) می باشند:

$$\dot{k_a} = \gamma \psi \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
\psi &= -\alpha\psi + \alpha\phi_d \tag{5} \\
\vdots & \ddot{y} & z \end{aligned}$$

$$\varphi_d = \frac{1}{\ddot{y}_{\rm rms}} \frac{1}{z_{\rm rms}} \tag{6}$$

محاسبه مقادیر  $y_{\rm rms}$  و  $z_{\rm rms}$  مطابق با معادلات (7) تا (10) می باشد:  $z_{\rm rms} = \sqrt{w}$  (7)

$$\frac{dw}{dt} = -\alpha_1 w + \alpha_1 z^2 \tag{8}$$

از جاذب ارتعاش مجازی، نوسانات ناشی از تحریک خارجی بر مکانیزم رفت و برگشتی خود را از بین بردند. در مقاله یدیگری وو و همکاران [5]، مدل جاذب ارتعاش ترکیبی را ارائه کردند که از اتصال یک جرم- فنر و همچنین یک اکتواتور خطی به سیستم واقعی به دست آمده است و قابلیت صفر کردن نوسانات سیستم واقعی ناشی از تحریک هارمونیک خارجی را دارا میباشد. فرانچک و همکاران [6]، برای کمینه کردن دامنه ولتاژ مورد نیاز گرفتهشده از شتاب سنج، از الگوریتم جاذب ارتعاش تطبیقی برای یکسان کردن فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی جاذب ارتعاش استفاده کردهاند. بونلو و همکاران [7]، با استفاده از تغییر شکل تیر خمیده به عنوان المان سختی، موفق به تنظیم ضریب سختی آن به نحوی شدند که در بازهای از فرکانسها توان کنترل سیستم واقعی را دارا میباشد. دنگ و همکاران [8]، بر پایه خاصیت گونهی خاصی از الاستومرها که مودول برشی آنها قابلیت کنترل در میدان مغناطیسی را دارد، نوعی جاذب ارتعاش تطبیقی ارائه کردند. هیل و همکاران [9]، جاذب ارتعاش تطبيقي با چندين فركانس را طراحي كردند كه باعث کاهش نوسانات ساختمانی شود. با بکارگیری دستور کنترلی علاوه بر جاذب غيرپويا متصل شده به سيستم واقعى، بر پايدارى نتايج به دست آمده افزودند. راستیقی و همکاران [10] با استفاده از آلیاژ حافظه دار، جاذب ارتعاش تطبيقي را طراحي كردند كه با تغييرات دما، مودول آن تغيير ميكند و باعث تغییر در سختی موثر و فرکانس آن می شود. ویلیامز و همکارانش [11]، تلاش خود را بر روى طراحى فيدبك كنترلر معطوف كرده تا بتوانند پارامترهای غیرخطی جاذب ساختهشده از آلیاژ حافظه دار خود را نیز در روند كار بگنجانند. ليو و همكاران [12]، با استفاده از خواص الكترومغناطيسي، جاذب ارتعاش را طراحی کردند که سختی آن به صورت آنلاین، قابل تنظیم است و می تواند دامنه نوسان سیستم تحت تحریک هارمونیک با فرکانس متغیر را جذب نماید. مرمود و همکاران [13]، با معرفی دستور کنترلی دارای ضرایب متغیر با زمان و به کارگیری قوانین کنترل تطبیقی توانستند نتایج بهتری در کنترل بازه گذرای سیستم نسبت به حالتی که دستور کنترلی دارای ضرایب ثابت است، به دست آورند. این دستور کنترلی به یک سیستم غیرخطی دارای عدم قطعیت در پارامترهای غیر ضمنی خطی وارد می شود و سیستم دارای تک ورودی و تک خروجی میباشد. آکار و همکارش [14]، با قرار دادن جرم در وسط یک طناب با تنش متغیر، در نظر گرفتن مکانیزم با سختی منفی برای تنظیم تنش طناب و واردکردن یک دستور مطابق قوانین کنترل تطبیقی، جاذب ارتعاش طراحی کردند. هوانگ و همکارانش [15]، بر روی کنترل سیستم تعلیق خودرو که دارای عدم قطعیت در دینامیک غيرخطى مى باشد تحقيق كردند. كيم و همكارانش [16]، سيستم غيرخطى دارای عدم قطعیت برای پارامترهای خطی را در نظر گرفته و کنترل آن را مطابق با قوانین تطبیقی برای حالت چند ورودی و چند خروجی انجام

دادهاند. وو و همکارانش [17]، الگوریتم کنترلی مطابق با قوانین تطبیقی برای از بین بردن دامنه ارتعاش سیستمهای انعطاف پذیر تحت تحریک هارمونیک با فرکانس نامعین ارائه کردند. این الگوریتم معادل یک جاذب خطی مجازی میباشد که سختی آن توسط دستور کنترلی بهروزرسانی می گردد.

در این مقاله با استفاده از دستور کنترلی واردشده به سیستم واقعی، سعی شده است تا ارتعاشات ناشی از تحریک خارجی واردشده به سیستم جذب گردد؛ همچنین با انتخاب مسیر دلخواه توسط دستور کنترلی، سیستم واقعی مسیر تعیینشده را طی نماید. در بخش 2، ابتدا معادلات دستور

دار (22) 
$$\ddot{y}_{\rm rms} = \sqrt{q}$$

$$\frac{dq}{dt} = -\alpha_1 q + \alpha_1 \ddot{y}^2 \tag{10}$$

با توجه به معادله (3)، برای تابع تبدیل z به ÿ داریم:

$$z = \frac{k_a}{s^2(m_a s^2 + k_a)} \ddot{y} \tag{11}$$

در فرکانس تحریک 
$$w_{(t)}$$
، از معادله (11) داریم:

(9)

$$z = \frac{\kappa_a}{\omega_{(t)}^2 (k_a - m_a \omega_{(t)}^2)} \ddot{y}$$
(12)

با فرض اینکه تحریک هارمونیک واردشده به سیستم واقعی، در آن شتابی هارمونیک ایجاد میکند، میتوان شتاب سیستم واقعی را مطابق معادله (13) در نظر گرفت:

$$\ddot{y} = a_y \sin(\omega_{(t)}t) \tag{13}$$

با استفاده از معادله (13) و قرار دادن آن در معادله (12)، جابهجایی جرم جاذب مجازی را نیز می توان به فرم معادله (14) نوشت:

$$z = -a_z \sin(\omega_{(t)}t - \theta) \tag{14}$$

برای دامنه و فاز تابع تبدیل به دست امده از معادله (12) داریم: ۲۰

$$a_{z} = \frac{\kappa_{a}}{\omega_{(t)}^{2} |k_{a} - m_{a} \omega_{(t)}^{2}|} a_{y}$$
(15)

$$\theta = \begin{cases} 0 & |k_a|/m_a > \omega_{(t)}|^2 \\ \pi & |k_a|/m_a < \omega_{(t)}|^2 \\ \frac{1}{\pi} & |k_a|/m_a = \omega_{(t)}|^2 \end{cases}$$
(16)

با در نظر گرفتن اینکه ریشه میانگین مربعات، √2⁄2 دامنه میباشد، میتوان با استفاده از معادله (17)، با حذف دامنهها، سیگنالهای نرمالیزه شده مورد نیاز را به دست آورد:

$$\frac{\ddot{y}}{\ddot{y}_{\rm rms}}\frac{z}{z_{\rm rms}} = -2\sin(\omega_{(t)}t)\sin(\omega_{(t)}t - \theta)$$
$$= 2\sin(\omega_{(t)}t)\cos(\omega_{(t)}t - \Phi)$$
(17)

که در معادله (17) داریم:

$$\Phi = \theta - \frac{\pi}{2} \tag{18}$$

$$\phi = \begin{cases} -\frac{1}{2}\pi & |k_a/m_a > \omega_{(t)}|^2 \\ +\frac{1}{2}\pi & |k_a/m_a < \omega_{(t)}|^2 \\ 0 & |k_a/m_a = \omega_{(t)}|^2 \end{cases}$$
(19)

معادله (17) را میتوان به فرم معادله (20) بسط داد:

$$2\sin(\omega_{(t)}t)\cos(\omega_{(t)}t - \Phi) =$$

$$2\sin(\omega_{(t)}t)\cos(\omega_{(t)}t)\cos(\phi) +$$

$$2\sin^{2}(\omega_{(t)}t)\sin(\phi) =$$

$$\sin(2\omega_{(t)}t)\cos(\phi) -$$

$$\cos(2\omega_{(t)}t)\sin(\phi) + \sin(\phi)$$
(20)

با استفاده از فیلتر پایدار در معادله (5)، میتوان با حذف ترمهای هارمونیک با فرکانس بالا،  $(\phi)$  sin را به صورت مجزا به دست آورد. به شرط آنکه مقدار  $\alpha$ ، 5 تا 10 برابر کوچک تر از  $\omega_{(t)}$  باشد. در نتیجه معادله (5) مطابق با معادله (21) خواهد بود:

$$\dot{\psi} = -\alpha\psi + \alpha\sin(\phi) \tag{21}$$

با تعريف معادله 22:  
$$\delta k_a = k_a - k_a^*$$
 (22)

که در آن $k_a^*$ ، مقدار نهایی سختی فنر جاذب مجازی است به نحوی که  $k_a^*$  مقدار نهایی سختی فنر جاذب مجازی است به نحوی که  $k_a^*/m_a = \omega_{(t)}^2$ 

مېندسي مکانيک مدرس، مېر 1396، دوره 17 شماره 7

$$\frac{d}{dt}\delta k_a = \gamma \psi \tag{23}$$

$$\frac{a}{dt^2}\delta k_a = -\alpha\gamma\psi + \gamma\alpha\sin(\phi) \tag{24}$$

با توجه به مقدار $\phi$  در معادله (19)، میتوان معادله (24) را مطابق معادله (25) به دست آورد:

$$\frac{d^2}{dt^2}\delta k_a + \frac{d}{dt}\delta k_a + \gamma \alpha \text{sgn}(\delta k_a) = 0$$
<sup>(25)</sup>

می وان نشان داد که با انتخاب تابع لیاپانوف زیر، δk<sub>a</sub> به صورت مجانبی به سمت صفر میل میکند.

$$V = \frac{1}{2} \left(\frac{d}{dt} \delta k_a\right)^2 + \gamma \alpha \delta k_a \operatorname{sgn}(\delta k_a)$$
(26)  
با گرفتن مشتق از معادله (26)، داریم:

$$\dot{V} = -\alpha (\frac{d}{dt} \delta k_a)^2 \tag{27}$$

از آنجایی که V مثبت موکد است و  $0 \geq \dot{V}$ ، نتیجه میدهد که  $\dot{V}$  باید به سمت صفر میل کند، آنگاه سمت صفر میل کند، آنگاه داریم  $\delta k_a \to 0$ . داریم  $\delta k_a \to 0$ .

#### 3- شبيهسازى

## 1-3- تغيير فركانس تحريك مطابق با تابع پله واحد

در شبیه ازی انجام شده، مقادیر در نظر گرفته شده برای پارامترهای سیستم مطابق با جدول 1 می باشد. برای مقدار اولیه  $k_a$  که با استفاده از الگوریتم تطبیقی به روزرسانی می شود، مقدار (N/m) 45 در نظر گرفته شده است.

فرکانس تحریک واردشده به سیستم مطابق با شکل 2 با زمان تغییر می-فرکانس تحریک واردشده به سیستم مطابق با شکل 2 با زمان تغییر می-کند. به نحوی که تحریک با مقدار اولیه (rad/s) 24.82 = (0) آغازشده و مطابق با معادله پله واحد در 100s t + به مقدار نهایی = (100)(rad/s) 27 (rad/s) 27 میرسد. همچنین مسیر دلخواه هارمونیک که در دستور کنترلی گنجانده شده است، تابع سیسنوسی مطابق شکل 3 می باشد که دارای دامنه (m) 5.0 و فرکانس (rad/s) 0.1 می باشد. در شکل 4 پاسخ به دست آمده از سیستم واقعی هنگامی که دستور کنترلی بدون به روزرسانی  $k_a$ به آن وارد می شود نمایش داده شده است و نوسانات بزرگ حول مسیر دلخواه هم در ابتدا و هم بعد از تغییر فرکانس تحریک در ثانیه 100ام وجود دارد.

با توجه به تابع فرکانس تحریک شکل 2، انتظار می ود که الگوریتم تطبیقی نوشته شده برای به روزرسانی  $k_a$ ، برای صفر کردن دامنه سیستم واقعی به نحوی عمل کند که فرکانس طبیعی جاذب مجازی برابر فرکانس تحریک گردد ( $\omega_{(t)} = \sqrt{k_a/m_a}$ ) و این بدان منظور است که تا قبل از 100s عمدار  $k_a$  به سمت (N/m) 49.3 و بعد از 100s عا به واسطهی تغییر در فرکانس تحریک به سمت مقدار (N/m) 58.32 میل کند. مطابق با شکل 5 که نتایج به دست آمده برای  $k_a$  می باشد، فرایند تطبیق  $k_a$  برای رسیدن از مقدار اولیه به شرایط جدید حدود (s) 20 به

جدول 1 پارامترهای در نظر گرفته شده برای شبیه سازی

| Table 1 Presupposed parameters for simulation |               |                              |           |     |    |     |                     |  |
|---|---------------|------------------------------|-----------|-----|----|-----|---------------------|--|
| $k(\frac{N}{m})$                              | <i>m</i> (kg) | $b\left(\frac{Ns}{m}\right)$ | $m_a(kg)$ | α   | α1 | γ   | پارامترهای<br>سیستم |  |
| 296   | 0.6           | 2                            | 0.08      | 2.5 | 4  | 0.3 |                     |  |

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.40.2



Fig. 5 Updating the stiffness of the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the stiffness of the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the stiffness of the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the virtual absorber  $(k_a)$  related to the excitation frequency variation based on step function  $m \lambda d c$  provide the virtual absorber  $(k_a)$  of the virtual absorber  $(k_a)$  related to the virtual absorber  $(k_a)$  of the virtual absorber  $(k_a)$  and  $(k_a$ 



**'ig. 6** Comparing the response of real system with the desired path **شکل 6** مقایسه پاسخ سیستم واقعی دارای جاذب مجازی و مسیر دلخواه



Fig. 7 The Error obtained from the difference of the real system response with virtual absorber and the desired path



Fig. 8 Random variations of excitation frequency between  $24 \le \omega_{(r)} (rad/s) \le 27$ 

 $24 \leq \omega_{(t)}(\mathrm{rad/s}) \leq 27$  شکل 8 تغییرات فرکانس تحریک به صورت تصادفی بین بازه 8







Fig. 3 Desired path followed by real system شكل 3 مسير دلخواه كه توسط سيستم واقعى دنبال مىشود



Fig. 4 Comparing the real system response with the desired path without updating  $k_a$  related to the excitation frequency variation based on step function

**شکل 4** مقایسه پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه بدون بهروزرسانی $k_a$  بر اساس تغییرات فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد

طول انجامیده است و تا قبل از ثانیهی 100ام، توانسته به مقدار مورد نظر یعنی (N/m) 49.3 برسد. همچنین مطابق با انتظار بعد از ثانیهی 100ام که در آن فرکانس تحریک تغییر میکند، فرایند تطبیق *k*<sub>a</sub> را در مدت حدود(s) 20 تا مقدار (N/m) 58.32 تغییر میدهد.

با مقایسه مسیر دلخواه انتخابی و پاسخ به دست آمده از سیستم واقعی نشان دادهشده در شکل 6، میتوان دریافت که فرایند تعقیب به صورت کامل صورت گرفته است و پاسخ سیستم واقعی از مسیر دلخواه در نظر گرفتهشده در دستور کنترلی پیروی میکند. خطای حاصل از اختلاف پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه مطابق شکل 7 میباشد.

با در نظر گرفتن تحریک با فرکانس متغیر با زمان بر اساس پله واحد، احتمال میرود که نتیجه مشابه برای نوعی فرکانس تصادفی حاصل گردد



 $\gamma = 1$  (d)  $\gamma = 0.6$  (c). $\gamma = 0.3$  (b)  $\gamma = 0.1$  (a)  $k_a$  و  $\gamma = \gamma$  و  $\gamma = \gamma = \gamma$  و  $\gamma = \gamma = \gamma$ 

(شکل 8). با توجه به اینکه پارامتر موثر در سرعت فرایند تطبیق،  $\gamma$  می،اشد، در شکل 9، روند تطبیق  $k_a$  را به ازای مقادیر مختلف  $\gamma$  نشان میدهد که در آن به ازای افزایش  $\gamma$ ، افزایش در سرعت تطبیق را به همراه داشته است. اما به ازای مقادیر بزرگ  $\gamma$ ، شاهد افزایش نوسانات حول مقدار نهایی خواهیم بود.

#### 3-2- تغييرات دلخواه فركانس تحريك

در این قسمت از شبیه سازی، مقادیر پارامترهای سیستم واقعی برابر جدول 1 می باشد. اما بر خلاف شبیه سازی قبل، پارامتر  $\gamma$  مقدار در نظر گرفته شده 0.6 می باشد. همچنین مقادیر فرکانس تحریک به طور تصادفی بعد از گذشت هر 10 ثانیه در بازه 27  $\geq (rad/s) = 24$  تغییر می کند (شکل 8). مطابق معادله (25)، دستور تطبیقی سعی بر آن دارد که به ازای هر تغییر در پارامترهای سیستم، پارامتر در حال به روزرسانی  $k_a$  را به نحوی تغییر دهد تا متناسب با شرایط جدید، دامنه نوسان سیستم واقعی صفر گردد. نتایج به دست آمده برای روند تطبیقی  $k_a$  مطابق با شکل 10 می باشد.

نتایج به دست آمده برای پاسخ سیستم واقعی در مقایسه با مسیر دلخواه مطابق شکل 11 میباشد. همانطور که در شکل 11 میتوان دید حضور جاذب



Fig. 10 Updating  $k_a$  based on the random variations of excitation frequency

شكل 10 بەروزرسانى  $k_a$  بر اساس تغيير فركانس تحريك به طور تصادفى



Fig. 11 Real system response based on the random excitation frequency variations

شکل 11 پاسخ سیستم واقعی منطبق با تغییرات فرکانس تحریک به طور تصادفی

مجازی باعث شده تا سیستم واقعی به ازای تغییر در فرکانس تحریک، بدون نوسان باقی بماند و در هر مرحله تغییر فرکانس، با شرایط جدید منطبق شده و مسیر دلخواه هارمونیک را دنبال کند.

# 3-3-تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب

نحوهی تغییر فرکانس از مقدار اولیه به مقدار ثانویه می تواند در رفتار دستور کنترلی و پاسخ به دست آمده تأثیرگذار باشد. شکل 12 تغییرات فرکانس تحریک خارجی را از مقدار اولیه (rad/s) 23 =  $\omega_{(0)}$  تا مقدار نهایی (final) 27 =  $\omega_{(final)} \omega$  نشان می دهد. با توجه به متفاوت بودن شیب هنگام تغییر فرکانس، فرکانس ثانویه در زمانهای متفاوت حاصل می گردد. حضور تابع شیب در فرکانس متغیر با زمان تحریک خارجی، به روزرسانی  $k_a$ را مطابق شکل 13 متفاوت می کند. در شکل 14 پاسخ سیستم واقعی با مسیر دلخواه بدون به روزرسانی  $k_a$  با ازای تغییر فرکانس تحریک بر اساس تابع شیب با 20.05 و منگار مانع دنبال شیب با 20.05 و شکل 13 منفاوت می ترد. در شکل 14 پاسخ سیستم واقعی با مسیر تریب پاسخ سیستم اصلی از مسیر دلخواه می گردد. شکل 15 و شکل 16 به تریب پاسخ سیستم واقعی و خطا می باشد.



Fig. 14 Comparing the real system response with the desired path without updating  $k_a$  related to the excitation frequency variation based on ramp function with slope=0.015

**شکل 14** مقایسه پاسخ سیستم واقعی با مسیر دلخواه بدون بهروزرسانی  $k_a$  منطبق با تغییرات فرکانس تحریک بر اساس تابع شیب با slope=0.015

# 3-4- تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب همراه با اغتشاش

در شبیه سازی های انجام شده در قسمتهای 3-۱، 3-2 و 3-3، تغییرات فرکانس بدون هیچ گونه اغتشاش صورت گرفته است. وجود اغتشاش می تواند عملکرد دستور کنترلی را تحت تأثیر قرار دهد و پاسخ مطلوب را به دست ندهد. در این قسمت، اغتشاش واردشده به فرکانس تحریک خارجی در هنگام تغییر از مقدار اولیه به ثانویه، به فرم تابع هارمونیک در نظر گرفته شده است و تأثیر افزایش دامنه اغتشاش بر روی به روزرسانی  $k_a$  و همچنین خطای به دست آمده از پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه مورد تحقیق قرار گرفته است. مقادیر در نظر گرفته شده برای سیستم واقعی مطابق با شبیه سازی های قبل می باشد. اغتشاش به فرم تابع سینوسی با فرکانس (rad/s) در انظر گرفته شده که از زمان شروع تغییر فرکانس یعنی 2005 (rad/s) اضافه شده است و تا انتهای حالت گذرا باقی مانده است. به ازای دامنه های منفاوت در نظر گرفته شده برای اغتشاش، به روزرسانی  $k_a$  و همچنین خطای



Fig. 12 Variation of excitation frequency based on ramp function with various slopes  $% \left( {{{\mathbf{F}}_{\mathrm{s}}}^{2}}\right) =0$ 

**شکل 1**2 تغییر فرکانس تحریک بر اساس تابع شیب به ازای شیبهای مختلف برای حالت گذرا



Fig. 13 Updating  $k_a$  related to the excitation frequency variation based on ramp function

**شکل 1**3 بەروزرسانی  $k_a$  بر اساس تغییر فرکانس تحریک منطبق با تابع شیب



Fig. 15 Real system response with virtual absorber to the excitation with varying frequency. (a) Slope =0.3. (b) Slope =0.03.(c) Slope =0.015.(d) Slope =0.0075 and (e) Slope =0.005.



Fig. 16 The error related to excitation frequency variation based on ramp function. (a) Slope =0.3 (b) Slope =0.03 (c) Slope =0.015 (d) Slope =0.0075 and (e) Slope =0.005 شکل 16 خطا بر اساس تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب. (a) Slope =0.005 (c) Slope =0.015 (c) Slope =0.03 (b) و Slope =0.005 (e) و Slope =0.005 (c) Slope =0.015 (c) Slope =0.

حاصل از اختلاف پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه مورد بررسی قرار گرفته

شکل 17 تا شکل 22، تأثیر وجود اغتشاش در بهروزرسانی  $k_a$ و خطای به دست آمده را به ازای وجود دامنههای متفاوت اغتشاش نشان میدهند. در شكل 17، تغيير فركانس از مقدار اوليه به ثانويه با شيب (rad/s<sup>2</sup>) انجام گرفته است و اغتشاش واردشده با دامنههای متفاوت نمایش داده شدەاند.

شکل 18 بهروزرسانی  $k_a$  برای شیب  $0.03(\mathrm{rad/s^2})$  ا نشان مىدهد. همانطور كه از شكل 18 مشخص است، افزايش دامنه اغتشاش بهروزرسانی را برهم میزند و باعث ناپایداری دستور کنترلی میشود. این ناپایداری به نحوی است که دیگر  $k_a$  در بازه زمانی گذرا، افزایش ناگهانی

مورد نیاز جهت صفر شدن دامنه نوسان سیستم واقعی را نداشته و حتی به ازای دامنههای بزرگ اغتشاش روند کاهشی را نیز طی میکند. با بررسی خطای به دست آمده در شکل 19 می توان مشاهده کرد که به دلیل وجود اغتشاش دستور كنترلى قابليت صفر نگهداشتن دامنه نوسان را از دست می دهد و در آن بازه، خطای قابل ملاحظهای به وجود می آید.

در شکل 20، تغییرات فرکانس تحریک با شیب (0.015(rad/s<sup>2</sup>) در بازه 200s نشان داده شده است و اغتشاش با فرکانس (0.5(rad/s با دامنههای متفاوت به فرکانس تحریک اضافه شده است. در شکل 21 که بروز رسانی  $k_a$  مطابق با تغییر فرکانس با شیب  $0.015(\mathrm{rad/s^2})$  را نشان می-دهد، می توان ناپایدار شدن دستور کنترلی را حتی به ازای دامنههای کوچک اغتشاش مشاهده نمود. در ناحیهی گذرا در بازه زمانی



Fig 17 Excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.03 with various noise amplitude شکل 17 تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش با دامنههای متفاوت



Fig. 18 Updating  $k_a$  related to excitation frequency variations based on ramp function Slope =0.03 with various noise amplitude شکل 18 به روزرسانی  $k_a$  بر اساس تغییرات فرکانس تحریک منطبق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش با دامنههای متفاوت



Fig 19 The error related to the frequency variation based on ramp function Slope =0.03 with noise. (a) Noise Amplitude =0.01(rad/s) .(b) Noise Amplitude =0.05(rad/s).(c) Noise Amplitude =0.1 (rad/s).(d) Noise Amplitude =0.15(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.01(rad/s) (a) Noise (b) Noise Amplitude =0.01(rad/s) (a) Noise (b) Noise Amplitude =0.01(rad/s) (c) Amplitude =0.05(rad/s) Noise (d).Noise Amplitude =0.1 (rad/s) (c).Amplitude =0.05(rad/s) Noise Amplitude =0.25(rad/s) (e) Amplitude =0.15(rad/s)

(s) 2000 بهروزرسانی مختل شده و پس از اتمام حالت گذرا و از بین رفتن اغتشاش، دستور کنترلی دوباره سعی در تنظیم k<sub>a</sub> برای رسیدن به مقدار نهایی جهت صفر شدن دامنه نوسان سیستم واقعی داشته است. شکل 22 نیز بیانگر خطا می اشد.

#### 4- نتیجه گیری

در این مقاله، جاذب مجازی ارتعاشات برای سیستم با تحریک هارمونیک که فرکانس آن با زمان تغییر میکند، طراحی گردیده است. قانون بهروزرسانی جاذب بر اساس قوانین کنترل تطبیقی بررسیشده و عملکرد آن بر روی سیستم جرم و فنر واقعی شبیهسازی شده است. مسیر دلخواه سینوسی در دستور کنترلی در نظر گرفته شده است به نحوی که سیستم از آن پیروی

کند و ارتعاشات اضافی ایجادشده حول این مسیر توسط جاذب مجازی از بین برود.

در شبیهسازی انجامشده مشاهده شد که دستور کنترلی اعمالشده بر سیستم واقعی برای تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد، با به روز رسانی سختی فنر جاذب مجازی توانسته دامنه نوسانات اضافی موجود را از بین ببرد و مسیر سیستم واقعی را بر مسیر دلخواه منطبق سازد. پارامتر  $\gamma$  در فرمول به روز رسانی  $k_a$  تعیینکنندهی سرعت فرایند تطبیق میباشد و افزایش آن، موجب کاهش سریعتر دامنه نوسانات اضافی میگردد. اما از طرف دیگر میزان نوسان منحنی به روز رسانی حول مقدار نهایی  $k_a$  افزایش پیدا میکند که البته دامنه این نوسانات زیاد نمیباشد و میتوان از آنها صرفنظر کرد. میتوان نشان داد که اگر تعداد محدود از توابع پله واحد (که مقادیر آنها بگیرند، دستور کنترلی هرچند با صرف محاسبات بیشتر میتواند روند تطبیق بگیرند، دستور کنترلی هرچند با صرف محاسبات بیشتر میتواند روند تطبیق منطبق سازد.

می توان فرکانس تحریک را به گونهای در نظر گرفت که تغییر آن از مقدار اولیه به ثانویه در بازه زمانی معینی قرار بگیرد. در واقع تغییر فرکانس در بازههای زمانی متفاوت بررسی شده و هرچه این بازه زمانی بزرگتر باشد به معنای آن است که تغییرات فرکانس به آرامی انجام گرفته است. این بازه که حالت گذرای تغییر فرکانس می باشد مطابق با تابع شیب و به صورت خطی در نظر گرفته شده است و شبیه سازی انجام شده نشان دهنده ی آن است که دستور کنترلی با به روز رسانی  $k_a$  توانسته نوسانات اضافی موجود در پاسخ سیستم واقعی را از بین ببرد و سیستم مسیر دلخواه را بدون ارتعاش طی کند. با اینکه در منحنی به روز رسانی شاهد افزایش بیش از حد  $k_a$  در ناحیه گذرای تغییر می باشیم، اما خطای به دست آمده از اختلاف پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه نشان می دهد که نوسانات اضافی از بین رفته اند.

وجود اغتشاش در حالت گذرای تغییر فرکانس و تأثیر آن بر روی نحوهی به روز رسانی  $k_a$  مورد تحقیق قرار گرفته است. در شبیهسازی، اغتشاش در نظر گرفته شده به فرم تابع سینوسی بوده که به منحنی تغییر فرکانس با زمان اضافه گردیده است. شبیهسازی نشان میدهد که وجود اغتشاش حتی با دامنه اندک در بازه گذرای تغییر فرکانس، باعث ناپایداری دستور کنترلی شده و خطای حاصل از اختلاف مسیر دلخواه و پاسخ سیستم واقعی در آن بازه

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.40.2



Fig 20 Excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.015 with various noise amplitude

شکل 20 تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب با Slope =0.015 به همراه اغتشاش با دامنههای متفاوت



Fig 21 Updating  $k_a$  related to the excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.015 with various noise amplitude شکل 21 به روز رسانی  $k_a$  بر اساس تغییرات فرکانس تحریک منطبق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش با دامنه های متفاوت

افزایش می یابد و سیستم واقعی مسیر دلخواه را با دامنه یبزرگی از نوسانات اضافی طی می کند. بعد از سپری شدن بازه گذرای دارای اغتشاش، دستور کنترلی به حالت پایدار بازگشته و سعی در بازگرداندن  $k_a$  به مقدار نهایی دارد. هرچه اختلاف مقدار  $k_a$  تا قبل از پایدار شدن سیستم با مقدار نهایی بیشتر باشد، دستور کنترلی به زمان بیشتری جهت تطبیق سختی جاذب مجازی احتیاج دارد.

#### 5- مراجع

- Y. D. Chen, C. C. Fuh, P. C. Tung, Application of voice coil motors in active dynamic vibration absorbers, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 41, No. 3, pp. 1149-1154, 2005.
- [2] N. A. Saadabad, H. Moradi, G. Vossoughi, Global optimization and design of dynamic absorbers for chatter suppression in milling process with tool wear and process damping, Procedia CIRP, Vol. 21, pp. 360-366, 2014.
- [3] S. T. Wu, Y. C. Chuang, Output regulation of robot manipulators with a constantly revolving arm, IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 19, No. 6, pp. 1002-1006, 2003.
- [4] S. T. Wu, B. Y. Chou, Speed control of a 2-dof reciprocating machine using a virtual-vibration-absorber algorithm, JSME International Journal Series C, Vol. 48, No. 4, pp. 674-680, 2005.



**Fig 22** The error related to the excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.03 with noise. (a) Noise Amplitude = $0.01(rad/s) \cdot (b)$  Noise Amplitude = $0.05(rad/s) \cdot (c)$  Noise Amplitude = $0.1 (rad/s) \cdot (d)$  Noise Amplitude =0.15(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s)

**شکل 22** خطا بر اساس تغییر فرکانس مطابق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش در حالت گذرا. (a) Noise Amplitude =0.01(rad/s). (b) Noise Amplitude =0.1 (rad/s). (c) Amplitude =0.05(rad/s). Noise Amplitude =0.25(rad/s) (e) Amplitude =0.15(rad/s). Sound and Vibration, Vol. 288, No. 4, pp. 1131-1155, 2005.

- [12]J. Liu, K. Liu, A tunable electromagnetic vibration absorber: Characterization and application, Journal of Sound and Vibration, Vol. 295, No. 3, pp. 708-724, 2006.
- [13]M. Duarte-Mermoud, R. Castro-Linares, A. Castillo-Facuse, Adaptive passivity of nonlinear systems using time-varying gains, Dynamics and Control, Vol. 11, No. 4, pp. 333-351, 2001.
- [14]M. Acar, C. Yilmaz, Design of an adaptive-passive dynamic vibration absorber composed of a string-mass system equipped with negative stiffness tension adjusting mechanism, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 2, pp. 231-245, 2013.
- [15]Y. Huang, J. Na, X. Wu, X. Liu, Y. Guo, Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance, ISA Transactions, Vol. 54, pp. 145-155, 2015.
- [16]M. Kim, T. Y. Kuc, H. Kim, S. M. Wi, J. S. Lee, An adaptive learning controller for MIMO uncertain feedback linearizable nonlinear systems, Nonlinear Dynamics, Vol. 80, No. 1-2, pp. 999-1016, 2015.
- [17]S. T. Wu, Y. J. Shao, Adaptive vibration control using a virtualvibration-absorber controller, Journal of Sound and Vibration, Vol. 305, No. 4, pp. 891-903, 2007.

- [5] S. T. Wu, Y. Y. Chiu, Y. C. Yeh, Hybrid vibration absorber with virtual passive devices, Journal of Sound and Vibration, Vol. 299, No. 1, pp. 247-260, 2007.
- [6] M. A. Franchek, M. W. Ryan, R. J. Bernhard, adaptive passive vibration control, Journal of Sound and Vibration, Vol. 189, No. 5, pp. 565-585, 2/8/1996.
- [7] P. Bonello, M. J. Brennan, S. J. Elliott, Vibration control using an adaptive tuned vibration absorber with a variable curvature stiffness element, Smart Materials and Structures, Vol. 14, No. 5, pp. 1055, 2005.
- [8] H. X. Deng, X. I. Gong, L. H. Wang, Development of an adaptive tuned vibration absorber with magnetorheological elastomer, Smart Materials and Structures, Vol. 15, No. 5, pp. N111, 2006.
- [9] S. G. Hill, S. D. Snyder, Design of an adaptive vibration absorber to reduce electrical transformer structural vibration, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 124, No. 4, pp. 606-611, 2002.
- [10]E. Rustighi, M. Brennan, B. Mace, Real-time control of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber, Smart Materials and Structures, Vol. 14, No. 6, pp. 1184, 2005.
- [11]K. A. Williams, G. T. C. Chiu, R. J. Bernhard, Nonlinear control of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber, Journal of