مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دوره 16، شماره 10، ص‌ص 412-420

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تخمین پارامترهای میراگر استاک بریج و بررسی میزان جذب انرژی میراگر از روش به‌روزرسانی مدل و آنالیز مودال تجربی

مسعود مینائی[1]، مرتضی صادقی[2*]

1- دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق‌پستی 5166614766، morteza@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 28 تیر 1395

پذیرش: 04 مهر 1395

ارائه در سایت: 01 آبان 1395

کلید واژگان:

میراگر استاک‌بریج

ارتعاشات خطوط فشار قوی

کابل میراگر

آنالیز مودال تجربی

به‌روزرسانی مدل

چکیده

در خطوط فشار قوی، عوامل محیطی به دلیل ایجاد ارتعاشات عرضی کابل انتقال قدرت، اثرات مخربی روی تجهیزات خطوط انتقال بر جای می‌گذارد. برای کاهش نرخ خرابی‌ها، انرژی مکانیکی انتقال یافته بایستی به طریقی جذب شود. به این منظور از میراگرهای دینامیکی در سیستم انتقال قدرت استفاده می‌شود. یکی از متداول‌ترین میراگرهای دینامیکی، میراگر استاک بریج می‌باشد که در فواصل مناسبی از دو سر عایق سرامیکی و بر روی کابل نصب می‌شود. پیچیدگی در محاسبه مقدار سفتی خمشی و نیز مکانیزم جذب انرژی در این میراگرها که عمدتا در کابل رابط آن صورت می‌گیرد، مدل‌سازی این نوع میراگرها را مشکل‌تر کرده است. در مقاله حاضر، با توجه به تعدد پارامترهای مجهول در مدل و تخمین آن‌ها به منظور شناسایی سیستم ارتعاشی میراگر استاک بریج، و مدل سازی دقیق ریاضی آن، از آنالیز مودال تجربی و روش به‌روز رسانی مدل استفاده شده است. بدین صورت که ابتدا میراگر استاک بریج در قالب یک سیستم چهار درجه آزادی مدل شده و سپس پارامترهای مجهول آن با استفاده از روش آنالیز مودال تجربی و روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک تخمین زده شده، و در نهایت تأثیر پارامترهای میراگر در رفتار ارتعاشی آن بررسی و نمودارهای تاثیر تغییر این پارامترها بر روی مقدار جذب انرژی استخراج شده‌اند. به منظور صحه‌سنجی نتایج، داده‌های تجربی مربوط به اتلاف توان میراگر استاک‌بریج با استفاده از یک تجهیز آزمایشگاهی و برای حالت تحریک پایه به دست آمده و با نتایج تحلیلی مقایسه شده‌اند. نتایج تحلیلی و تجربی موافقت خوبی با یکدیگر نشان می‌دهند.

Parameter Estimation of Stockbridge Damper and Studying its Energy Absorption Using Model Updating Method and Experimental Modal Analysis

Masoud Minaei, Morteza Sadeghi*

Mechanical Engineering Department, University of Tabriz, Tabriz, Iran
* P.O.B. 5166614766, Tabriz, Iran, morteza@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 18 July 2016
Accepted 25 September 2016
Available Online 22 October 2016

Keywords:
Stockbridge Damper
Vibration of Power Transmission Line
Messenger Cable
Experimental Modal Analysis (EMA)
Model Updating

ABSTRACT

In transmission lines the environmental disturbances causes vibration of the lines (cables) as well as the structure which have destructive effect on the line and its components. To overcome this harmful effect, it seems necessary to reduce the transmission line vibration level. One of the most frequent methods for reducing the transverse vibration of cables is using dynamical dampers such as Stockbridge damper. Complication of calculating the bending stiffness as well as the energy absorption mechanism of these dampers makes it more difficult to be modeled. In this study the dynamical characteristics of Stockbridge damper considering the damping effect are studied. For system identification of Stockbridge damper, it is modeled as a 4DOF system and its various unknown parameters are obtained using model updating method and experimental modal analysis (EMA) which is optimized by Artificial Intelligence (AI) method. Then the effects of varying these parameters on its energy absorption are discussed. Finally, to validate the analytical results, some experimental tests were carried out on the energy absorption of Stockbridge damper. The analytical results are in good agreement with the experiments.

1- مقدمه

انتقال انرژی الکتریکی به وسیله مجموعه‌ای از کابل‌ها که به صورت زمینی یا هوایی بین دو نقطه نصب می‌شوند، انجام می‌گیرد که در اصطلاح به آن شبکه خطوط انتقال نیرو گفته می‌شود. اگرچه حفظ خطوط انتقال نیرو در هر منطقه جغرافیایی، روش‌های خاصی را می‌طلبد، ولی اصولا کابل و دکل در معرض چند ورودی مشترک قرار دارند که از آن جمله می‌توان به باد، باران، برف، تگرگ، زلزله و رعد و برق اشاره کرد. در این میان شاید باد اصلی‌ترین و عمومی‌ترین مشکل خطوط انتقال در سراسر جهان باشد. برای کاهش نرخ خرابی‌ها، انرژی مکانیکی انتقال یافته بایستی به طریقی جذب شود. به این منظور از میراگرهای دینامیکی در سیستم انتقال قدرت استفاده می‌شود که از متداول‌ترین آن‌ها میراگر استاک‌بریج[1] است که در فاصله مناسبی از دو سر

[1] Stockbridge Damper

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

M. Minaei, M. Sadeghi, Parameter Estimation of Stockbridge Damper and Studying its Energy Absorption Using Model Updating Method and Experimental Modal Analysis, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 412-420, 2016 (in Persian)

عایق سرامیکی (مقره)[1] و بر روی کابل نصب می‌شود. تحقیقات درباره ارتعاشات خطوط هوایی انتقال نیرو و اثر میراگرهای ارتعاشی بر روی آن‌ها از حدود سال‌های 1930 آغاز شده است و مطالعات زیادی در خصوص مدل‌سازی نوسانات ارتعاشات عرضی و گالوپینگ خطوط هوایی انتقال نیرو صورت گرفته است. ارتعاشات آولین[2] شایع‌ترین نوع ارتعاش کابل است که در فرکانس بالا با دامنه کوچک رخ می‌دهد و به شکست ناشی از خستگی رشته‌های کابل می‌انجامد. این ارتعاش معمولا در باد با جریان لایه‌ای و با سرعت 0.5 تا 10 متر بر ثانیه روی می‌دهد و دامنه قله تا قله‌اش به قطر کابل می‌رسد. برخی منابع وقوع آولین را تا دو برابر قطر کابل نیز ذکر کرده‌اند [2،1]. در سال 1927 آقای سیمپسون فرکانس‌های خطوط انتقال نیرو را با استفاده از روش ماتریس تعیین کرد [3]. در سال 1932 هارتوگ یک مدل یک درجه آزادی برای بررسی گالوپینگ خطوط انتقال برق ارائه کرد که توسط آن معیاری برای کابل تحت نیروی آیرودینامیک به دست آورد. اما این مدل ساده اهمیت پیچش را در نظر نمی‌گرفت [4]. در سال 1961 پارکینسون یک مدل یک درجه آزادی با جرم متمرکز را برای تحلیل یک پلانچ به شکل منشور مربعی و با فرض تحریک تک مودی به کار گرفت [5]. در سال 1974 آلنوت و همکارانش ارتعاشات خطوط انتقال نیرو را با مدل‌سازی یک میراگر دینامیکی به صورت جرم و فنر میرا کننده بررسی کردند و در نهایت محدوده کارکرد مفید میراگر استاک‌بریج بر روی خط انتقال را تعیین کردند [6]. در سال 1978 دوتارد و همکارانش ارتعاشات خطوط انتقال نیرو را به همراه میراگرهای نوع $R-4$ بررسی کرده و برای اولین بار اثر ممان اعمال شده از طرف میراگر روی کابل را در نظر گرفتند [7]. در سال 1981 رو بوتوم میراگرهای مکانیکی به کار گرفته شده در خطوط انتقال نیرو جهت کنترل و کاهش نوسانات خود تحریک گالوپینگ را با استفاده از شبیه‌سازی خطوط انتقال نیرو و میراگر به صورت جرم- فنر بهینه‌سازی کرد. این بهینه‌سازی شامل بهینه‌سازی مکانیکی سیستم مرکب کابل و میراگر (نسبت جرم میراگر به کابل) و بهینه‌سازی آیرودینامیکی آن می‌باشد [8]. هاگدورن در سال 1982 مدل ریسمان نامتناهی را برای ارتعاشات یک خط انتقال برق به همراه میراگر متصل در ابتدای آن در نظر گرفت [9]. در این تحقیق اثر ممان اعمالی میراگر نامتقارن نیز در نظر گرفته شده بود. در سال 2001 لوپز و ونگاس با استفاده از روش تجربی روابطی برای محاسبه عمر خستگی میراگرهای استاک‌بریج ارائه دادند [10]. در سال 2003 دیانا و همکارانش نیرو و گشتاور اعمالی بین میراگر و کابل را با بیش از صد تست آزمایشگاهی تعیین و از آنجا امپدانس مکانیکی میراگر را تحت شرایط کاری واقعی به دست آوردند [11]. در سال 2015 صادقی و رضائی روش تعادل انرژی را به منظور محاسبه دامنه ارتعاش کابل با بیش از یک میراگر توسعه داده و محل بهینه برای نصب میراگر استاک‌بریج بر روی کابل انتقال قدرت را تعیین کردند [12].

با توجه به صنعتی بودن این موضوع و عدم امکان دسترسی همگانی به نتایج حاصله، تعداد مقالات اندکی در این زمینه قابل دسترسی است که همین امر ضرورت تحقیق و بررسی مسأله حاضر را در داخل کشور دو چندان می‌کند. همچنین تحقیقات انجام شده، بیشتر به اندرکنش میراگر استاک‌بریج و کابل انتقال قدرت و تأثیر میراگرها در کاهش نوسانات خطوط انتقال نیرو و نیز فواصل نصب میراگرها معطوف بوده و بررسی دینامیک میراگرهای استاک‌بریج چندان مورد توجه محققان قرار نگرفته است. لذا به منظور پر کردن خلأ مذکور، در مقاله حاضر ابتدا دینامیک میراگر استاک‌بریج

[1] Insulator
[2] Aeolian

نوع $R-4$ مدل‌سازی شده و سپس با استفاده از روش به روزرسانی مدل و آنالیز مودال تجربی و نیز با به کارگیری روش الگوریتم ژنتیک، علاوه بر شناسایی پارامترهای ارتعاشی میراگر استاک بریج نوع مذکور، تأثیر تغییر این پارامترها بر روی مقدار جذب انرژی برای نخستین بار مورد مطالعه و بررسی قرار می‌گیرد.

2- فرمول‌بندی مسأله و استخراج معادله حرکت میراگر استاک‌بریج

سیستم خطی چهار درجه آزادی معادل میراگر استاک‌بریج نوع $R-4$ را به دلیل اینکه در محل گیره میراگر گیردار شده است به دو سیستم دو درجه آزادی تبدیل می‌کنیم. مطابق شکل 1، این سیستم از یک کابل بدون جرم با خواص فنریت و میرائی و یک وزنه صلب که به انتهای آن متصل شده تشکیل یافته است. جرم کابل میراگر در مقایسه با وزنه انتهایی ناچیز می‌باشد. فرض می‌کنیم گیره میراگر به صورت هارمونیک و در جهت عمود بر خط انتقال قدرت تحریک شود که اصطلاحا تحریک پایه نامیده شده و با $y_1(t)$ نشان داده می‌شود.

مختصات تعمیم‌یافته هر نیمه میراگر به صورت رابطه (1) در نظر گرفته می‌شود:

$$q = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} \qquad (1)$$

که در آن q_1 جابجایی در راستای قائم وزنه انتهایی میراگر و q_2 جابجایی زاویه‌ای آن می‌باشد. بنابراین معادله ماتریسی حرکت برای این سیستم دو درجه آزادی از معادله (2) به دست می‌آید [13]:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = C\dot{y} + Ky \qquad (2)$$

که اعضای ماتریس‌های M و K با استفاده از روش ماتریس سفتی و از رابطه (3) به دست می‌آید [14]:

$$M = \begin{bmatrix} m & ml \\ ml & J_{\acute{o}} \end{bmatrix}$$
$$K = \begin{bmatrix} 4k & 2kL \\ 2kL & \frac{4kL^2}{3} \end{bmatrix} \qquad (3)$$

که در آن رابطه (4):

$$k = \frac{3EI}{L^3} \qquad (4)$$

با توجه به اینکه میرائی موجود در کابل‌های رشته‌ای تحت تغییر شکل خمشی از نوع میرائی سازه‌ای می‌باشد، از این رو می‌توان رابطه (5) را به صورت زیر نوشت [16،15]:

$$\omega C_{ij} = \mu K_{ij} \qquad (5)$$

که در آن μ ضریب بی‌بعد میرائی برای کابل میراگر می‌باشد. با جاگذاری

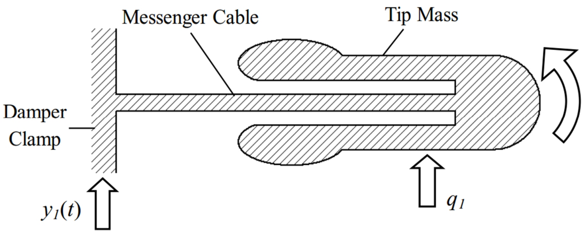

Fig. 1 2DOF model of a half part of Stockbridge damper type 4 – R

شکل 1 سیستم خطی دو درجه آزادی معادل یک نیمه میراگر استاک‌بریج نوع $R-4$

رابطه (5) در معادله (2)، معادله (6) حاصل می‌شود:

$$M\ddot{q} + K^{*}q = K^{*}y \tag{6}$$

که در آن K^{*} ماتریس سفتی مختلط بوده و مقدار آن از رابطه (7) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$K^{*} = K + i\omega C = K(1 + i\mu) \tag{7}$$

ماتریس y نیز از رابطه (8) عبارت است از:

$$y = \begin{bmatrix} Y_1 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{8}$$

برای یافتن فرکانس‌های طبیعی سیستم نامیرای دو درجه آزادی نصف میراگر، ارتعاش سیستم را آزاد فرض کرده و از میرائی صرف‌نظر می‌کنیم، یعنی $y = 0,\ \mu = 0$، در نتیجه معادله فرکانسی از رابطه (9) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \tag{9}$$

از حل این معادله، فرکانس‌های طبیعی برای هر مود مطابق روابط (10) به دست می‌آیند:

$$\omega_1^2 = \frac{h - a}{2m\rho}$$
$$\omega_2^2 = \frac{h + a}{2m\rho} \tag{10}$$

که در آن رابطه (11) به صورت زیر است:

$$\rho = \frac{J_O}{ml^2}$$
$$J_O = J_{\acute{O}} - ml^2$$
$$h = (1 + \rho)k_{11} + \frac{k_{22}}{l^2} - 2\frac{k_{12}}{l}$$
$$a = \sqrt{\left(h^2 - \frac{4\rho}{l^2}(k_{11}k_{22} - k_{12}^2)\right)} \tag{11}$$

حال اگر تحریک گیره میراگر استاک‌بریج که به هادی خط انتقال متصل می‌باشد، به صورت یک جابجایی عمودی هارمونیک فرض شود، می‌توان رابطه (12) را نوشت:

$$y_1 = Y_1 e^{i\omega t} \tag{12}$$

با جاگذاری معادله (12) در معادله (2) و با این فرض که پاسخ حالت پایای سیستم به صورت رابطه (13) در نظر گرفته شود:

$$q = \begin{bmatrix} q_1 e^{i\alpha} e^{i\Omega t} \\ q_2 e^{i\beta} e^{i\Omega t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{bmatrix} e^{i\Omega t} \tag{13}$$

که α و β زوایای فاز و نیز q_1 و q_2 اندازه‌های فاز می‌باشند، در نهایت به دستگاه معادلات (14) می‌رسیم:

$$\begin{bmatrix} m & ml \\ ml & J_{\acute{O}} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} + (1 + i\mu)\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = (1 + i\mu)\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} Y_1 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{14}$$

بر اساس اصل تقابل بتی-ماکسول، از رابطه (15) داریم:

$$k_{12} = k_{21} \tag{15}$$

با حل هم‌زمان دستگاه معادلات (13) و (14) و پس از ساده‌سازی، معادلات (16) و (17) حاصل می‌شود:

$$Q_1 = q_1 e^{i\alpha} = Y_1(1 + i\mu)\frac{[(1 - N_1 D^2) + i\mu]}{[(1 - D^2) + i\mu][(1 - rD^2) + i\mu]} \tag{16}$$

$$Q_2 = q_2 e^{i\beta} = \frac{Y_1}{l}(1 + i\mu)\frac{[-rD^2 N_2]}{[(1 - D^2) + i\mu][(1 - rD^2) + i\mu]} \tag{17}$$

ضرایب مجهول معادلات فوق از رابطه (18):

$$r = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2$$
$$D = \frac{\Omega}{\omega_1}$$
$$N_1 = \frac{r[(1 + \rho)k_{11}l - k_{12}]}{m\rho l\omega_1^2}$$
$$N_2 = \frac{k_{12} - k_{11}l}{m\rho l\omega_1^2} \tag{18}$$

که r معرف مجذور نسبت فرکانس طبیعی اول بر فرکانس طبیعی دوم و D معرف نسبت فرکانس تحریک بر فرکانس طبیعی اول یک نیمه از میراگر استاک بریج می‌باشد.

1-2- نیروی منتقل شده توسط میراگر

نیروی منتقل شده از یک نیمه میراگر به خط انتقال که در اثر نیروهای میرائی و الاستیک در آن ایجاد شده، با استفاده از رابطه (19) به دست می‌آید:

$$F = -(m\ddot{q}_1 + ml\ddot{q}_2) \tag{19}$$

با جایگذاری معادله (13) در معادله (19)، نیروی هارمونیک طبق رابطه (20) به دست می‌آید:

$$F = F_0 e^{i\Omega t} = |F_0| e^{i(\Omega t + \varphi)} \tag{20}$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود، از آنجا که q_i ها هارمونیک در نظر گرفته شد در نتیجه نیرو نیز به صورت هارمونیک خواهد بود. در معادله اخیر، φ اختلاف فاز بین نیروی F و تحریک گیره دمپر y می‌باشد.

مقدار F_0 به صورت رابطه (21) به دست خواهد آمد:

$$F_0 = m\Omega^2(Q_1 + lQ_2) \tag{21}$$

با جایگذاری معادلات (16) و (17) در معادله (21)، دامنه مختلط نیرو برای یک نیمه از میراگر استاک‌بریج را می‌توان به شکل رابطه (22) بیان کرد:

$$F_0 = \frac{Y_1}{2}\left(\frac{h - a}{\rho}\right)(1 + i\mu)D^2 \times \frac{[1 - D^2(N_1 + rN_2) + i\mu]}{[(1 - D^2) + i\mu][(1 - rD^2) + i\mu]} \tag{22}$$

برای به دست آوردن نیروی کل میراگر، به علت عدم تقارن میراگر بایستی هم دامنه مختلط طرف کوتاه میراگر یعنی F_S، و هم دامنه مختلط طرف بلند میراگر یعنی F_L محاسبه شده و در نهایت به کمک اصل برهم نهی روابط (23) و (24) حاصل می‌شود:

$$F_{0S} = \frac{Y_1}{2}\left(\frac{h_S - a_S}{\rho_S}\right)(1 + i\mu_S)D_S^2 \times \frac{[1 - D_S^2(N_{1S} + r_S N_{2S}) + i\mu_S]}{[(1 - D_S^2) + i\mu_S][(1 - r_S D_S^2) + i\mu_S]} \tag{23}$$

$$F_{0L} = \frac{Y_1}{2}\left(\frac{h_L - a_L}{\rho_L}\right)(1 + i\mu_L)D_L^2 \times \frac{[1 - D_L^2(N_{1L} + r_L N_{2L}) + i\mu_L]}{[(1 - D_L^2) + i\mu_L][(1 - r_L D_L^2) + i\mu_L]} \tag{24}$$

نیروی کل، F_{Total}، از مجموع این دو نیروی مختلط از رابطه (25) قابل محاسبه است:

$$
\begin{aligned}
F_{\text{Total}} = F_{0S} + F_{0L} = {} & \frac{Y_1}{2}\left(\frac{h_S - a_S}{\rho_S}\right)(1 + i\mu_S)D_S^2 \\
& \times \frac{[1 - D_S^2(N_{1S} + r_S N_{2S}) + i\mu_S]}{[(1 - D_S^2) + i\mu_S][(1 - r_S D_S^2) + i\mu_S]} \\
& + \frac{Y_1}{2}\left(\frac{h_L - a_L}{\rho_L}\right)(1 + i\mu_L)D_L^2 \\
& \times \frac{[1 - D_L^2(N_{1L} + r_L N_{2L}) + i\mu_L]}{[(1 - D_L^2) + i\mu_L][(1 - r_L D_L^2) + i\mu_L]}
\end{aligned}
\tag{25}
$$

2-2- انرژی تلف شده توسط میراگر استاک‌بریج

روش توان، خصوصیات اتلافی میراگر را با اندازه‌گیری نیرو و سرعت در نقطه اتصال به لرزه‌ساز تعیین می‌کند. توان تلف شده توسط میراگر را می‌توان از معادله (26) محاسبه کرد [17]:

$$P = FV\cos\gamma_V \tag{26}$$

که در آن F نیروی برشی میراگر در محل گیره، V سرعت گیره میراگر و γ_V اختلاف زاویه فازی بین نیرو و سرعت می‌باشد. با توجه به معادله (25)، به علت اینکه زاویه بین جابجایی گیره میراگر و نیرو، θ، که برابر با تانژانت معکوس قسمت موهومی به قسمت حقیقی معادله مذکور است، در دست می‌باشد، همچنین با توجه به اینکه جابجایی و سرعت 90 درجه نسبت به هم اختلاف فاز دارند، معادله (26) به شکل رابطه (27) اصلاح می‌شود:

$$P = \frac{1}{2}FV\sin\theta \tag{27}$$

سرعت گیره میراگر نیز با مشتق‌گیری از تابع تغییر مکان گیره از رابطه (28) به دست می‌آید:

$$V = \frac{dy_1}{dt} = Y_1\Omega i e^{i\Omega t} \tag{28}$$

در صورتی که به جای سرعت میراگر در محل گیره، شتاب آن مشخص باشد، معادله (26) به صورت معادله (29) نوشته می‌شود [17]:

$$P = \frac{1}{4\pi f}FA\sin\gamma_a \tag{29}$$

که در آن f فرکانس، A شتاب گیره میراگر و γ_a اختلاف زاویه فازی بین نیرو و شتاب می‌باشد.

حال با توجه به معادلات (25)، (27) و (28) می‌توان اندازه توان تلف شده توسط میراگر را از معادله (30) به دست آورد:

$$
\begin{aligned}
P = \left(\frac{Y_1^2\Omega}{4}\right)\Bigg[\mathrm{abs}\Bigg\{ & \left(\frac{h_S - a_S}{\rho_S}\right)(1 + i\mu_S)D_S^2 \\
& \times \frac{[1 - D_S^2(N_{1S} + r_S N_{2S}) + i\mu_S]}{[(1 - D_S^2) + i\mu_S][(1 - r_S D_S^2) + i\mu_S]} \\
& + \frac{Y_1}{2}\left(\frac{h_L - a_L}{\rho_L}\right)(1 + i\mu_L)D_L^2 \\
& \times \frac{[1 - D_L^2(N_{1L} + r_L N_{2L}) + i\mu_L]}{[(1 - D_L^2) + i\mu_L][(1 - r_L D_L^2) + i\mu_L]}\Bigg\}\Bigg]\sin\theta
\end{aligned}
\tag{30}
$$

3-2- روش انجام آزمایش‌ها

در قسمت قبل رابطه ریاضی توان اتلافی بر حسب فرکانس تحریک، به دست آورده شد، حال می‌خواهیم از طریق تست تجربی مقدار توان تلف شده را به ازای فرکانس‌های تحریک مختلف به دست آوریم تا از مقایسه این دو به تخمین پارامترهای مجهول در معادله توان اتلافی بپردازیم. در استاندارد IEEE [17] چهار روش آزمایش متفاوت جهت تعیین خصوصیات جذب توان میراگرها ارائه شده است. این روش‌ها عبارت از روش نسبت معکوس موج‌های ایستاده، روش توان، روش نرخ کاهش و روش پاسخ اجباری می‌باشند. سه روش از چهار روش ذکر شده نیاز به کابل به صورت یک دهانه برای انجام آزمایشات دارند. در مقاله حاضر از روش پاسخ اجباری که در آن میراگر مستقیما روی لرزه‌ساز قرار گرفته و خصوصیات جذب توان میراگر با اندازه‌گیری نیرو و سرعت اعمالی به میراگر از طرف لرزه‌ساز تعیین می‌شود، استفاده شده است. در این روش، استفاده از یک سیستم کنترل کامپیوتری برای ثبت داده‌ها می‌تواند در محاسبه طیف پیوسته داده‌ها سودمند باشد، پس از محاسبات توان تلف شده بر حسب فرکانس رسم می‌شود، همان‌گونه که در شکل 2 مشاهده می‌شود، میراگر استاک‌بریج توسط یک فیکسچر به نیروسنج‌ها و از آنجا به لرزاننده الکترومغناطیس متصل شده است.

4-2- تجهیزات آزمایشگاهی به کار رفته

در ادامه برخی از تجهیزات آزمایشگاهی به کار رفته مربوط به آنالیز مودال تجربی (EMA) میراگر استاک بریج آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود، مولتی آنالایزر پالس چهار کاناله B&K 3560 مورد استفاده قرار گرفته است که جهت پردازش داده‌های به دست آمده از سنسورها و نیز فیلتراسیون آن‌ها و تبدیل ورودی آنالوگ به خروجی دیجیتال به کار برده شد. تحریک پایه فیکسچر با استفاده از لرزاننده الکترومغناطیس B&K4801 صورت گرفت. نیروسنج بکار رفته از نوع پیزوالکتریک و مدل PCB 208C03 و شتاب‌سنج نیز از نوع پیزوالکتریک و مدل A/120/V DJB با حساسیت 101.2 mV/g و جرم 16 gr بود. شکل 3 نحوه چیدمان نیروسنج‌ها را نشان می‌دهد. با توجه به حساسیت کارکرد نیروسنج‌ها در مقابل اثرات خمش، ترجیح داده شد تا از چیدمان سه نیروسنج با زاویه 120 درجه استفاده شود، نیرو و فاز نهایی از جمع برداری این سه نیرو به دست می‌آید. شایان ذکر است که پایه پایینی که بر روی لرزاننده نصب می‌شود، به منظور جلوگیری از ورود اثرات نویز از جنس چوب در نظر گرفته شده است. همچنین، به منظور اندازه‌گیری مستقیم سرعت، سیگنال‌های گرفته شده از شتاب‌سنج توسط آمپلی‌فایر نکسوس ساخت شرکت B&K، انتگرال‌گیری شده و سپس به آنالایزر منتقل می‌شود.

5-2- شناسایی مشخصات دینامیکی میراگر استاک‌بریج

حال برای استخراج نمودار مربوط به توان اتلافی، دانستن مقادیر مشخصات دینامیکی میراگر، ضروری است. با توجه به تفاوت طول کابل میراگر در دو طرف میراگر استاک‌بریج و نیز تابیدگی رشته‌های کابل میراگر، ضرایب بی‌بعد میرائی(μ_1 و μ_2) در دو طرف بایستی متفاوت باشند. این دو ضریب از مجهولات مسأله بوده و از این رو در ادامه سعی می‌شود به کمک آنالیز مودال تجربی و با به‌کارگیری یک روش بهینه‌سازی مناسب مانند روش الگوریتم ژنتیک، این ضرایب بی‌بعد به دست آید.

Fig. 2 Test set up of Stockbridge damper

شکل 2 تست میراگر استاک‌بریج با استفاده از لرزه‌ساز

Fig. 3 Arrangement of transducers

شکل 3 نحوه چیدمان نیروسنج‌ها

مقادیر جرمی دو وزنه انتهایی میراگر نوع R − 4 به جرم کلی 3.5 کیلوگرم به صورت رابطه (31) است:

$$M_S = 1.190\ \text{kg}\ ,\quad M_L = 1.680\ \text{kg} \tag{31}$$

که در آن M_S جرم وزنه نیمه کوتاه و M_L جرم وزنه نیمه بلند میراگر می‌باشد.

جهت تعیین چگالی وزنه‌های میراگر، حجم و جرم آن‌ها اندازه‌گیری می‌شود که نتایج به صورت زیر به دست می‌آید.

برای وزنه کوچکتر میراگر از رابطه (32):

$$M_S = 1.190\ \text{kg}\ , v_S = 170\ \text{cc}\ \rightarrow \rho_S = 7.00\ \text{grcm}^{-3} \tag{32}$$

برای وزنه بزرگتر میراگر از رابطه (33):

$$M_L = 1.680\ \text{kg}\ , v_L = 224\ \text{cc}\ \rightarrow \rho_L = 7.50\ \text{grcm}^{-3} \tag{33}$$

مطابق شکل 4، جهت تعیین ممان اینرسی جرمی وزنه‌های میراگر حول محور y، با مدل‌سازی آن‌ها در یکی از نرم‌افزارهای مدل‌سازی، از چگالی‌های به دست آمده استفاده کرده و مقادیر به شکل رابطه (34) از نرم‌افزار به دست می‌آیند:

$$J_S = 0.00172\ \text{kgm}^2\ ,\quad J_L = 0.00341\ \text{kgm}^2 \tag{34}$$

که در آن J_S ممان اینرسی جرمی وزنه نیمه کوتاه و J_L ممان اینرسی جرمی وزنه نیمه بلند میراگر می‌باشد، با توجه به اینکه وزنه‌های میراگر در عملیات ریخته‌گری تولید شده و شکل ظاهری آنها اندکی با هم متفاوت می‌باشند، مقادیر ممان اینرسی جرمی J و نیز l با اندکی خطا ($e = \pm10\%$) در نظر گرفته می‌شود. l معرف فاصله مرکز جرم وزنه میراگر تا نقطه اتصال کابل میراگر به وزنه از داخل آن می‌باشد. شایان ذکر است که مقادیر تقریبی l برای وزنه‌ها، پس از مدل‌سازی آن‌ها در نرم‌افزار، به صورت رابطه (35) به دست آمده است:

$$l_S = 35\ \text{mm}\ ,\quad l_L = 37\ \text{mm} \tag{35}$$

یکی از مجهولات مهم در مسأله حاضر، پیدا کردن مقدار EI برای کابل میراگر می‌باشد که می‌توان مقدار آن را از آزمایش خمش محاسبه کرد، بدین منظور کابل میراگر را در روی یک تجهیز آزمایشگاهی به صورت یک تیر یک سر گیردار بسته و مطابق شکل 5، در فاصله 206 mm از محل گیردار، یک وزنه به جرم 1 kg را با استفاده از نخ آویزان کرده و تغییر مکان نقطه اعمال نیرو با استفاده از ساعت اندیکاتور اندازه‌گیری می‌شود.

با توجه به رابطه موجود در مقاومت مصالح، برای تیر یک سرگیردار که فقط یک نیروی P به انتهای آن اعمال شود، تغییر مکان نقطه انتهایی از رابطه (36) به دست می‌آید [18]:

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI} \tag{36}$$

تغییرمکان به دست آمده از آزمایش تیر یک‌سرگیردار به صورت رابطه (37) است:

$$\delta = 4.97\ \text{mm} \tag{37}$$

در نتیجه مقدار EI از رابطه (38) به دست می‌آید:

$$EI = 6.0066\ \text{Nm}^2 \tag{38}$$

در اینجا توجه به دو نکته ضروری است، اولا مقدار به دست آمده در رابطه (38) برای تیرهای یکسرگیردار با خواص ایزوتروپیک صادق می‌باشد، ثانیا در اینجا هدف اصلی، معادل‌سازی کابل میراگر با یک میله توپر با خواص ایزوتروپیک است. بنابراین مقدار به دست آمده فوق، به عنوان یک حدس اولیه در روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته می‌شود. با توجه به متفاوت بودن طول کابل در دو طرف میراگر، دو مقدار متفاوت $(EI)_S$ و $(EI)_L$ برای صلبیت خمشی فرض می‌شود. با توجه به مطالب مذکور، مجهولات مسأله طبق رابطه (39) هستند:

$$\mu_S, \mu_L, l_S, l_L, J_S, J_L, (EI)_S, (EI)_L \tag{39}$$

محدوده مجهولات برای استفاده از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک به صورت رابطه (40) در نظر گرفته می‌شوند:

$$\begin{aligned} &0.20 \le \mu_S \le 0.60 \\ &0.20 \le \mu_L \le 0.60 \\ &0.031\ \text{m} \le l_S \le 0.039\ \text{m} \\ &0.033\ \text{m} \le l_L \le 0.040\ \text{m} \\ &0.0010\ \text{kgm}^2 \le J_S \le 0.0030\ \text{kgm}^2 \\ &0.0030\ \text{kgm}^2 \le J_L \le 0.0050\ \text{kgm}^2 \end{aligned} \tag{40}$$

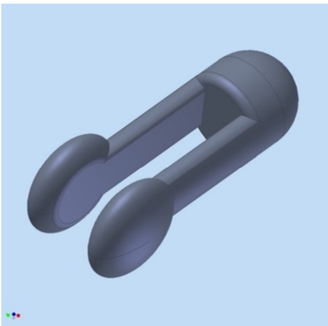

Fig. 4 CAD model of the tip mass

شکل 4 مدل وزنه میراگر در نرم‌افزار

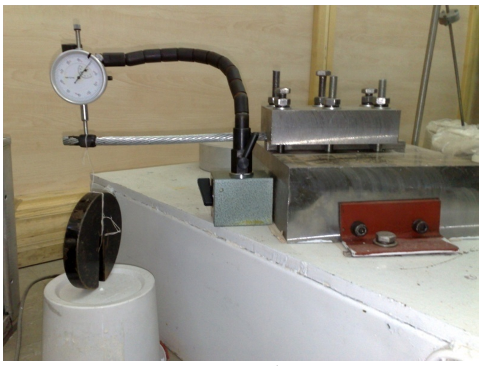

Fig. 5 Bending test to estimate the *EI of* messenger cable

شکل 5 آزمایش خمش جهت اندازه‌گیری EI کابل میراگر

محدوده $(EI)_S$ و $(EI)_L$ آزاد در نظر گرفته شده و با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک و استفاده از حدود فوق، خطای حاصل از نتایج تئوری و آزمایشگاهی کمینه می‌شود.

3- نمودارها و نتایج

پس از انجام تست‌های آنالیز مودال بر روی دمپر 3.5 کیلوگرم، در ادامه نتایج حاصل مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد، شایان ذکر است که مقادیر اندازه‌گیری شده برای توان، بر اساس استاندارد IEC 61897 به ازای سرعت ثابت 70 mm/s لرزه‌ساز در فرکانس‌های تحریک متفاوت به دست آمده است، بنابراین بهتر آن است که ستون دیگری تحت عنوان توان نرمالیزه شده بر حسب جابجایی در نظر گرفته شود زیرا در این صورت مقادیر مربوط به توان به ازای یک میلیمتر جابجایی لرزه‌ساز در فرکانس‌های مختلف به دست آمده و در نتیجه امکان مقایسه نتایج حاصل از الگوریتم ژنتیک از هر دو روش فراهم شده و نتایج حاصل، صحه‌سنجی می‌شوند، توان نرمالیزه شده بر حسب جابجایی، $P_{\mathrm{D.Normalized}}$، از رابطه (41) قابل محاسبه است:

$$P_{\mathrm{D.Normalized}} = \frac{P(2\pi f)^2}{1000 \times Acc} \tag{41}$$

که در آن، P توان خروجی دستگاه بر حسب وات بوده که به نسبت به سرعت نرمالیزه شده، f فرکانس تحریک بر حسب Hz و Acc شتاب لرزه‌ساز بر حسب ms^{-2} می‌باشد.

در ادامه ابتدا به ذکر نتایج به دست آمده از تست‌های آزمایشگاهی پرداخته و سپس نمودار اتلاف توان نرمالیزه شده نسبت به سرعت در مقابل فرکانس تحریک لرزه‌ساز که از طریق آزمایش به دست آمده رسم شده و پس از آن با استفاده از رابطه تحلیلی به دست آمده برای توان اتلافی در قسمت قبل و با بکارگیری روش الگوریتم ژنتیک، مجهولات مسأله طوری به دست می‌آید که خطای توان تحلیلی و توان نرمالیزه شده بر حسب سرعت، مینیمم شود. پس از یافتن مجهولات، منحنی حاصل از روش تحلیلی نیز به دست می‌آید.

اقدامات فوق را بار دیگر برای حالتی که جابجایی لرزه‌ساز برابر یک میلیمتر بوده و توان بر حسب جابجایی نرمالیزه شده باشد، انجام داده و نتایج حاصل از الگوریتم ژنتیک در یک جدول و نیز منحنی‌های حاصل از نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی در یک نمودار ارائه می‌شود. در نهایت مقادیر به دست آمده از الگوریتم ژنتیک برای تخمین مجهولات مسأله در هر دو روش را می‌توان با هم مقایسه کرد. خطای بین نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی از رابطه (42) به دست می‌آید:

$$\mathrm{Error} = \sum_{i=1}^{N} \left| \frac{(P_{\mathrm{Th}})_i - (P_{\mathrm{Exp}})_i}{N(P_{\mathrm{Exp}})_i} \right| \tag{42}$$

که در آن N معرف تعداد نمونه‌برداری است.

نتایج حاصل از تست‌های آزمایشگاهی برای میراگر مطابق جدول 1 می‌باشد.

در شکل 6 نمودار به دست آمده از الگوریتم ژنتیک برای اتلاف توان نرمالیزه شده بر حسب سرعت برای میراگر به همراه نقاط به دست آمده از تست تجربی نشان داده شده است. همچنین در شکل 7 نمودار به دست آمده از الگوریتم ژنتیک برای اتلاف توان نرمالیزه شده بر حسب جابجایی برای میراگر به همراه نقاط به دست آمده از تست تجربی نشان داده شده است. همانگونه که در شکل‌های 6 و 7 نیز مشاهده می‌شود، نتایج حاصل از حل تحلیلی با نتایج به دست آمده از تست تجربی مطابقت خوبی نشان می‌دهند.

نتایج بهینه‌سازی شده و نیز خطای حاصل از نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی، توسط الگوریتم ژنتیک برای میراگر، برای دو حالت ذکر شده، در جداول 2 و 3 آمده است. همان‌گونه که در جداول 3 و 4 نیز مشاهده می‌شود، داده‌های حاصل از هر دو حالت با دقت نسبتا خوبی بر هم منطبق می‌باشد که همین امر گواه صحت نتایج خروجی از روش الگوریتم ژنتیک می‌باشد.

پس از جاگذاری مقادیر مندرج در جداول 2 و 3 در معادلات مربوطه، مقادیر فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای ارتعاشی از رابطه (43) به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} &f_1 = 10.2914\ \mathrm{Hz}\ , \quad f_2 = 18.1789\ \mathrm{Hz} \\ &f_3 = 30.6241\ \mathrm{Hz}\ , \quad f_4 = 43.7855\ \mathrm{Hz} \\ &\mathrm{EigenVector_S} = \begin{bmatrix} -0.1015 & 0.0131 \\ 0.9948 & -0.9999 \end{bmatrix} \\ &\mathrm{EigenVector_L} = \begin{bmatrix} -0.1272 & 0.0128 \\ 0.9919 & -0.9999 \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{43}$$

جدول 1 نتایج تست آنالیز مودال برای میراگر

Table 1 Experimental results of Stockbridge damper

فرکانس (Hz)	شتاب لرزاننده ($\mathrm{m/s^2}$)	سرعت (mm/s)	توان نرمالیزه شده سرعت (W)	توان نرمالیزه شده جابجایی (W)
8	3.519	69.9	1.35	0.97
10	4.398	69.2	2.25	2.02
12	5.278	70.4	1.85	2.00
14	6.158	70.0	0.42	0.53
16	7.037	70.0	1.23	1.76
18	7.917	70.1	1.69	2.72
20	8.796	69.5	1.57	2.83
22	9.676	69.9	1.37	2.70
24	10.556	69.0	1.10	2.36
26	11.435	70.5	1.08	2.51
28	12.315	70.0	0.91	2.28
32	14.074	69.2	1.82	5.22
34	14.954	70.0	2.04	6.22
36	15.834	69.8	1.94	6.26
38	16.713	69.4	1.92	6.53
40	17.593	70.7	2.38	8.55
42	18.473	69.4	2.56	9.64
44	19.352	70.2	3.09	12.18
46	20.232	69.5	3.13	12.94
48	21.112	69.6	3.04	13.09
50	21.991	69.2	2.79	12.50
52	22.871	69.8	2.51	11.72
54	23.750	69.8	2.32	11.26
56	24.630	69.7	2.13	10.71
58	25.510	70.5	1.86	9.72
60	26.389	69.6	1.82	9.82
62	27.269	69.7	1.77	9.82
64	28.149	69.8	1.74	9.97
66	29.028	70.4	1.44	8.53
68	29.908	69.6	1.34	8.21
70	30.788	69.9	1.26	7.94
72	31.667	69.3	1.10	7.11

حال با توجه به نتایج به دست آمده از الگوریتم ژنتیک، نمودارهای توان اتلافی نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی برای پنج نوع میراگر مختلف $R-4$ رسم می‌شود. در شکل 8 منحنی‌های تحلیلی اتلاف توان مربوط به این میراگرها آورده شده است.

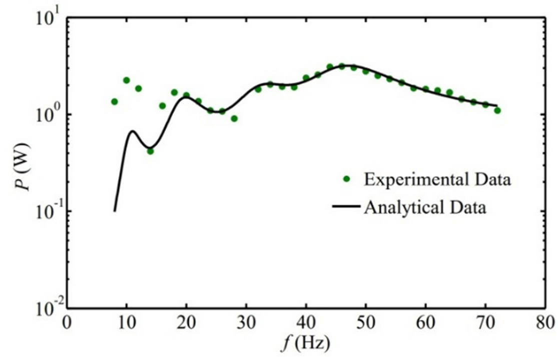

Fig. 6 Analytical and experimental results of velocity normalized dissipated power for the Stockbridge damper

شکل 6 نمودار مقایسه نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی برای اتلاف توان نرمالیزه شده بر حسب سرعت، حاصل از تست آزمایشگاهی مربوط به میراگر

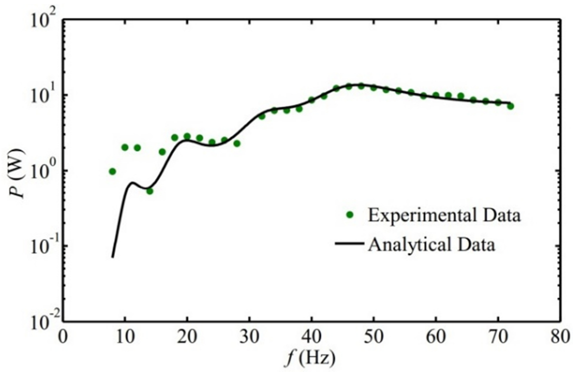

Fig. 7 Analytical and experimental results of displacement normalized dissipated power for the Stockbridge damper

شکل 7 نمودار مقایسه نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی برای اتلاف توان نرمالیزه شده بر حسب جابجایی، حاصل از تست آزمایشگاهی مربوط به میراگر

جدول 2 پارامترهای مجهول بهینه‌سازی شده به کمک الگوریتم ژنتیک برای توان نرمالیزه شده بر حسب سرعت، مربوط به میراگر

Table 2 Optimized unknown parameters of damper for velocity normalized dissipated power using Genetic Algorithm

μ_S	0.374
μ_L	0.354
l_S (m)	0.037
l_L (m)	0.036
J_S (kgm^2)	0.0017
J_L (kgm^2)	0.0034
$(EI)_S$ (Nm^2)	8.912
$(EI)_L$ (Nm^2)	9.480
درصد خطا	14.82 %

جدول 3 پارامترهای مجهول بهینه‌سازی شده به کمک الگوریتم ژنتیک برای توان نرمالیزه شده بر حسب جابجایی، مربوط به میراگر

Table 3 Optimized unknown parameters of damper for displacement normalized dissipated power using Genetic Algorithm

μ_S	0.377
μ_L	0.349
l_S (m)	0.036
l_L (m)	0.036
J_S (kgm^2)	0.0018
J_L (kgm^2)	0.0036
$(EI)_S$ (Nm^2)	8.827
$(EI)_L$ (Nm^2)	9.560
درصد خطا	15.11 %

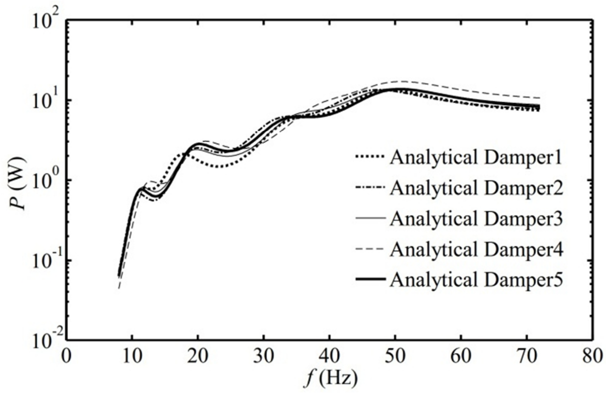

Fig. 8 Analytical results of dissipated power for five various Stockbridge dampers

شکل 8 منحنی‌های تحلیلی اتلاف توان برای پنج عدد میراگر تست شده

4- تأثیر پارامترهای کابل میراگر بر روی توان اتلافی

در این قسمت تأثیر پارامترهای مختلف کابل میراگر بر روی مقدار جذب انرژی مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدین منظور ابتدا تأثیر تغییر EI را بر سیستم مورد بررسی قرار داده و سپس درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر EI به دست می‌آید.

برای راحتی پارامتر بی‌بعد n_1 به صورت رابطه (44) تعریف می‌شود:

$$n_1 = \frac{EI_{new}}{EI_{main}} \tag{44}$$

در شکل 9 و نیز جدول 4 تأثیر افزایش EI بر مقدار جذب انرژی نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود با افزایش صلبیت خمشی کابل میراگر، مقدار توان تلف شده نیز افزایش می‌یابد.

حال به بررسی تأثیر تغییر L بر سیستم پرداخته و سپس درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر در مقادیر L به دست می‌آید. پارامتر بی‌بعد n_2 به صورت رابطه (45) تعریف می‌شود:

$$n_2 = \frac{L_{new}}{L_{main}} \tag{45}$$

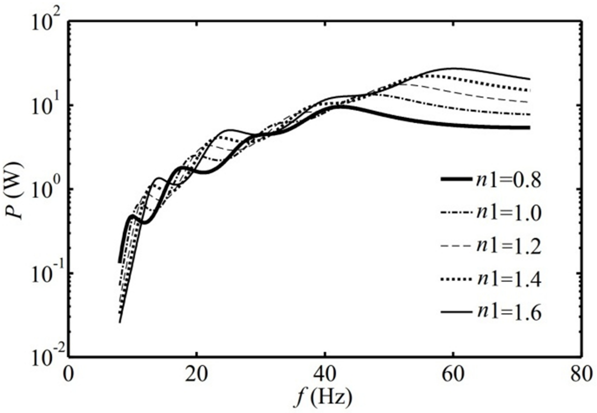

Fig. 9 Analytical results of dissipated power for the Stockbridge damper for various values of EI ratio

شکل 9 منحنی‌های اتلاف توان برای نسبت EI های مختلف از پارامترهای کابل میراگر

جدول 4 درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر EI

Table 4 Varying percent by dissipated power for varying percent by EI

درصد تغییر EI	درصد تغییر توان تلف شده
-20 %	-29.3 %
+20 %	+31.9 %
+40 %	+64.6 %
+60 %	+96.1 %

در شکل 10 و جدول 5 تأثیر افزایش L بر مقدار جذب انرژی نشان داده شده است، همان‌گونه که مشاهده می‌شود با افزایش طول کابل میراگر، مقدار توان تلف شده کاهش پیدا می‌کند.

سپس تأثیر تغییر مقدار μ بر مقدار جذب انرژی میراگر مورد مطالعه قرار می‌گیرد، پارامتر بی‌بعد n_3 را می‌توان به شکل رابطه (46) بیان کرد:

$$n_3 = \frac{\mu_{\mathrm{new}}}{\mu_{\mathrm{main}}} \tag{46}$$

در شکل 11 و جدول 6 تأثیر تغییر μ بر مقدار جذب انرژی نشان داده شده است، همان‌گونه که مشاهده می‌شود با افزایش مقدار میرائی کابل میراگر، مقدار توان تلف شده به صورت جزئی افزایش می‌یابد.

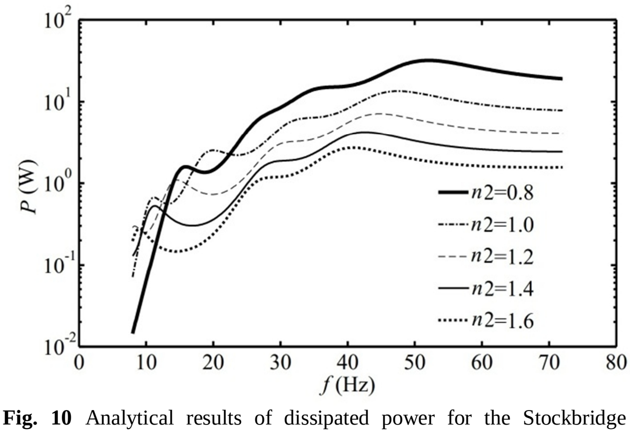

Fig. 10 Analytical results of dissipated power for the Stockbridge damper for various values of $\boldsymbol{L}$ ratio

شکل 10 مقایسه منحنی‌های اتلاف توان برای نسبت L های مختلف از پارامترهای کابل میراگر

جدول 5 درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر L

Table 5 Varying percent by dissipated power for varying percent by L

درصد افزایشL	درصد تغییر توان تلف شده
-20 %	+134.0 %
+20 %	-47.7 %
+40 %	-69.1 %
+60 %	-80.3 %

در نهایت تأثیر تغییر هم‌زمان EI, L, μ بر سیستم مورد بررسی قرار گرفته و سپس درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر EI, L, μ به دست می‌آید، پارامتر بی‌بعد n_4 از رابطه (47) تعریف می‌شود:

$$n_4 = \frac{EI_{\mathrm{new}}}{EI_{\mathrm{main}}} = \frac{L_{\mathrm{new}}}{L_{\mathrm{main}}} = \frac{\mu_{\mathrm{new}}}{\mu_{\mathrm{main}}} \tag{47}$$

همانگونه که در شکل 12 و جدول 7 مشاهده می‌شود، با افزایش هم‌زمان EI, L, μ مقدار توان تلف شده کاهش می‌یابد.

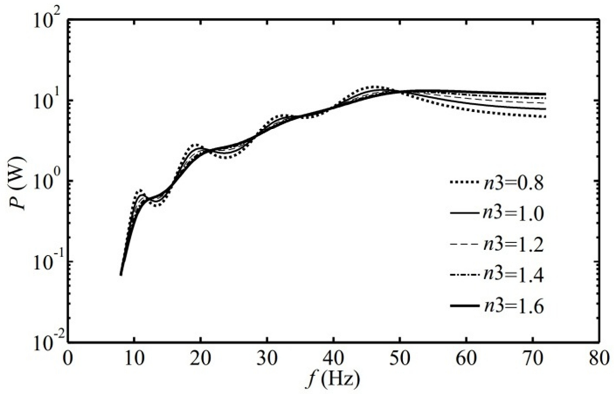

Fig. 11 Analytical results of dissipated power for the Stockbridge damper for various values of μ ratio

شکل 11 مقایسه منحنی‌های اتلاف توان برای نسبت μ های مختلف از پارامترهای کابل میراگر

جدول 6 درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر μ

Table 6 Varying percent by dissipated power for varying percent by μ

درصد افزایش μ	درصد تغییر توان تلف شده
-20 %	-7.11 %
+20 %	+6.4 %
+40 %	+12.2 %
+60 %	+17.4 %

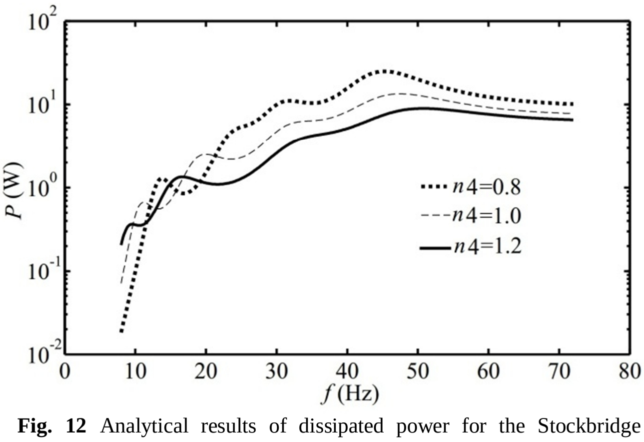

Fig. 12 Analytical results of dissipated power for the Stockbridge damper for various values of $\boldsymbol{EI}, \boldsymbol{L}$, μ ratio

شکل 12 مقایسه منحنی‌های اتلاف توان برای نسبت‌های مختلف EI, L, μ

جدول 7 درصد تغییر توان تلف شده به ازای تغییر EI, L, μ

Table 7 Varying percent by dissipated power for varying percent by EI, L, μ

درصد تغییر توان تلف شده	درصد افزایش هم‌زمان EI, L, μ
+54.37 %	-20 %
-26.8 %	+20 %

5- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، ابتدا میراگر استاک‌بریج نوع $4-\mathrm{R}$ به صورت یک مدل ریاضی چهار درجه آزادی در نظر گرفته شد. به منظور دستیابی به معادلات حرکت ارتعاشی سیستم، از مقدار ناچیز جرم کابل میراگر صرف‌نظر کرده و با در نظر گرفتن میرائی سازه‌ای برای کابل میراگر، معادلات حرکت حاکم بر سیستم چهار درجه آزادی میراگر استاک‌بریج به دست آورده شد. در ادامه پاسخ این سیستم، به ورودی هارمونیک گیره میراگر استخراج شده و با بکارگیری روابط مربوط به نیرو و سرعت گیره میراگر، معادله توان اتلافی توسط میراگر به دست آمد. سپس به منظور تخمین پارامترهای ارتعاشی میراگر، یک نمونه میراگر استاک‌بریج نوع $4-\mathrm{R}$ و به وزن 3.5 کیلوگرم دمونتاژ شده و جرم وزنه‌های میراگر اندازه‌گیری شد. همچنین پس از مدل‌سازی جرم‌ها در یک نرم‌افزار مدل‌سازی، مقادیر تقریبی ممان اینرسی جرمی وزنه‌ها (J) و نیز فاصله مرکز ثقل تا نقطه اتصال وزنه‌ها به کابل (l) به دست آمد. مقدار صلبیت خمشی کابل میراگر (EI)، با استفاده از آزمایش خمش و روابط موجود در مقاومت مصالح به دست آمد. با توجه به اینکه کابل میراگر یک ماده همسانگرد نیست، لذا مقدار به دست آمده، مقدار واقعی برای EI نمی‌باشد. از این رو این مقدار به عنوان حدس اولیه در روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته شد. در نتیجه مقدار EI نیز همانند مقدار ضریب بی‌بعد میرائی، μ، جزء مجهولات مسأله فرض شد. در ادامه مشخصات دینامیکی دقیق سیستم با به کارگیری روش آنالیز مودال تجربی و استفاده از روش الگوریتم ژنتیک، شناسایی شد. بدین صورت که پس از انجام تست‌های تجربی بر روی پنج عدد میراگر نوع $4-\mathrm{R}$ به جرم 3.5 کیلوگرم و نیز یافتن مقادیر توان تلف شده نسبت به سرعت لرزه‌ساز و نیز نسبت به دامنه جابجایی، هشت مجهول مورد نظر مسأله، از طریق کمینه‌سازی خطا و روش الگوریتم ژنتیک برای هر پنج عدد میراگر به دست آمده و نتایج حاصل با هم مقایسه شد. در نهایت پس از تعیین مجهولات مسأله، تأثیر تغییر پارامترهای کابل میراگر، اعم از تغییر صلبیت خمشی کابل میراگر (EI)، تغییر طول کابل میراگر (L) و نیز تغییر ضریب بی‌بعد میرائی سازه‌ای کابل میراگر (μ) بر روی مقدار جذب توان مورد بررسی قرار گرفت. مشاهده شد با افزایش % 20 در مقدار EI، توان تلف شده % 32 افزایش و با کاهش % 20 در مقدار EI، توان تلف شده % 29 کاهش یافت. همچنین با افزایش % 20 در مقدار L، توان تلف شده % 48 کاهش و با کاهش % 20 در مقدار L، توان تلف شده % 134 افزایش یافت. با افزایش % 20 در مقدار μ، توان تلف شده % 6.4 افزایش و با کاهش % 20 در مقدار μ، توان تلف شده % 7.1 کاهش یافت. با افزایش % 20 در مقادیر EI, L, μ به طور همزمان، توان تلف شده % 26.8 کاهش و با کاهش % 20 در این مقادیر، توان تلف شده % 54.4 افزایش یافت. از مقایسه نتایج حاصل مشاهده می‌شود که تأثیر طول کابل میراگر بسیار بیشتر از اثر سایر پارامترها بوده و با کاهش مقدار طول کابل میراگر، توان تلف شده توسط میراگر، به شدت افزایش می‌یابد.

6- مراجع

[1] C. R. Bayliss, B. Hardy, *Transmission and distribution electrical engineering* , pp. 305-320, Oxford: Elsevier, 2012.

[2] F. Kiessling, P. Nefzger, J. F. Nolasco, U. Kaintzyk, *Overhead power lines: planning, design, construction*, pp. 120-125, Berlin: Springer, 2014.

[3] A. Simpson, Determination of the natural frequencies of multi conductor overhead transmission lines, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 20, No. 4, pp. 417-449, 1972.

[4] J. P. Den Hartog, Transmission line vibration due to sleet, *AIEE Transction*, Vol. 4, No. 51, pp. 1074-1086, 1932.

[5] G. V. Parkinson, On the aeroelastic instability of bluff cylinders, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 28, No. 2, pp. 252-258, 1961.

[6] J.G. Allnut, M. D. Rowebotton, Damping of aeolian on overhead lines by vibration dampers, *IEEE Proceeding*, Vol. 121, No. 10, pp. 1174, 1974.

[7] M. S. Dhotard, N. Ganesan, B. V. A. Rao, Transmission line vibration with 4-R Dampers, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 60, No. 4, pp. 604-606, 1978.

[8] M. D. Rowbottom, The optimization of mechanical dampers to control self-excited galloping oscillations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 75, No. 4, pp. 559-576, 1981.

[9] P. Hagedorn, On the computation of damped wind excited vibrations of overhead transmission lines, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 83, No. 2, pp. 253-271, 1982.

[10] A. L. Lopez, J. C. Venegas, Endurance of dampers for electric conductors, *International Journal of Fatigue*, Vol. 23, No. 1, pp. 21-28, 2001.

[11] G. Diana, A. Cigada, M. Belloli, M. Vanali, Stockbridge-type damper effectiveness evaluation: part i-comparison between tests on span and on the shaker, *IEEE Transactions on Power Delivery*, Vol. 18, No. 4, pp. 1462-1469, 2003.

[12] M. Sadeghi, A. Rezaei, Extending energy balance method for calculating cable vibration with Arbitrary Number of Dampers and their Optimal Placement, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 8, pp. 438-448, 2015. (in Persian فارسی)

[13] R. E. D. Bishop, D. C. Johnson, *The Mechanics of Vibration*, pp. 494-528, Cambridge: Cambridge University Press, 1960.

[14] R. Claren, G. Diana, Mathematical analysis of transmission line vibration, *IEEE Transaction On Power Apparatus and Systems*, Vol. 88, No. 12, pp. 1741-1771, 1969.

[15] L. Meirovitch, *Analytical Methods in Vibrations*, New York: McMillan Publishing, pp. 252-271, 1967.

[16] J. H. Ginsberg, *Mechanical and Structural Vibrations Theory and Applications*, New York: John Wiley & Sons, pp. 429-442, 2001.

[17] J. T. Schmidt, G. Biedenbach, H. J. Krispin, Laboratory measurement of the power dissipation characteristics of aeolian vibration dampers, *IEEE transactions on power delivery*, Vol. 12, No. 4, pp. 1614-1621, 1997.

[18] Y. D. Lee, B. H. Lee, Genetic trajectory planner for a manipulator with acceleration parameterization, *Journal of Universal Computer Science*, Vol. 3, No. 9, pp. 1056-1073, 1997.