



Employing of shunt damping method to reduce edgewise vibration of small size wind turbine blade with considering the effect of vibration coupling

H. Biglari, V. Fakhari*

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

ABSTRACT: In this paper, the vibration reduction of a small-scale horizontal axis wind turbine blade is investigated using the shunt damping method by considering the coupling between edgewise and flapwise vibrations. First, the nonlinear differential equations governing the blade dynamics with shunt damper are derived using the Lagrange method. Then, by performing the sensitivity analysis and selecting the appropriate cost function and constraints, the shunt damper parameters are optimized using the genetic algorithm method for a real blade. It should be noted that in this study, the wind force applied to the blade is considered sinusoidal with variable frequency at four different speeds. After solving the governing dynamic equations, to evaluate the effectiveness of the mentioned method in reducing vibrations, the obtained results in this study are compared with the corresponding results of employing the optimized tuned mass damper for suppression of edgewise vibrations of the blade. Results show that the tuned mass damper and shunt damping method have good effects on reducing vibrations. Despite that, the tuned mass damper effect on vibration reduction at high wind speeds is greater than the shunt damping method, at low wind speeds, the shunt damping has a greater effect on reducing vibrations.

Review History:

Received: Jan. 12, 2020
Revised: Apr. 01, 2020
Accepted: Jun. 20, 2020
Available Online: Jul. 22, 2020

Keywords:

Wind turbine blade
Edgewise vibration reduction
Shunt damping
Optimization
Vibration coupling

1- Introduction

Shunt damping is one of the methods to reduce vibrations. This method is based on adding damping to the system and converting unwanted vibrational energy into thermal energy [1]. Biglari and Fakhari [2] considered a relatively complete model for wind turbine blades, taking into account the coupling effects of edgewise vibrations and flapwise vibrations, as well as gravity and centrifugal forces. Based on this model, they investigated reduced edgewise vibrations of the small-scale wind turbine blade. Also, in another research, the authors of this paper, proposed the shunt damping method to reduce the edgewise vibrations of the small-scale wind turbine blade and evaluated its effectiveness by providing appropriate simulations. The results indicate the appropriate efficiency of this method in reducing blade vibrations [3]. But, in that study, the effect of the coupling between edgewise and flapwise vibrations was ignored for simplification in blade modeling.

In this paper, the reduction of small-scale wind turbine blade vibrations is evaluated using the shunt damping method by considering the relatively complete vibration model of blades including the coupling between edgewise and flapwise vibrations. Although, considering vibration couplings makes equations of motion more complex, but this will lead to a more accurate dynamic model of the blade.

2- Dynamic Model of Wind Turbine Blade

Fig. 1 shows a view of the wind turbine blades with the corresponding coordinate system. Fig. 2 indicates the

packaging of the piezoelectric layers in the wind turbine blade along with its related coordinates

The final vibration equations of the blade with shunt damping are obtained using the Lagrange method as follows:

$$\begin{aligned} & \left(m_{in} + \left[m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{in}^2(x_{z_i}) \right) \ddot{q}_{in} + \\ & \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \varphi_{in}(x_{z_i}) \ddot{q}_p + c_{in} \dot{q}_{in} \\ & + \left(k_{in} + k_{in_plate} + 2\alpha \right. \\ & \left. - \left(\left[m_{in} + m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{in}^2(x_{z_i}) \right) \Omega^2 \right) q_{in} \\ & - 2\beta q_p + (k_c + k_{c_plate}) q_{out} = f_{in} \\ & + g \sin \Psi_j \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}(x_3) dx_3 + \\ & g \sin \Psi_j \left[m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{in}^2(x_{z_i}) \end{aligned} \quad (1)$$

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



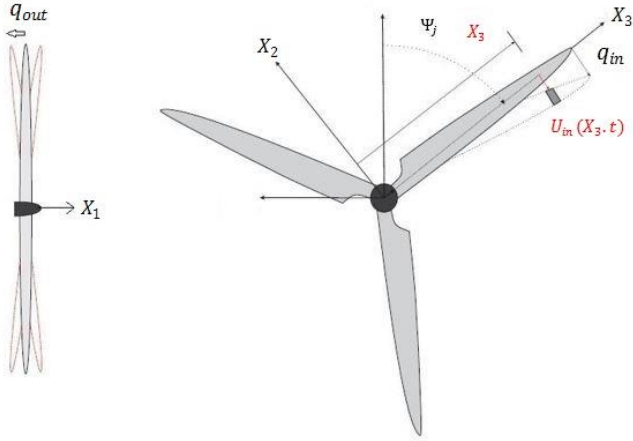


Fig. 1. Wind turbine blade and the related coordinates in edgewise and flapwise vibrations [2]

$$\begin{aligned} & \left(m_{out} + \left[m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{out}^2(x_{z_i}) \right) \ddot{q}_{out} \\ & + c_{out} \dot{q}_{out} + (k_{out} + k_{out_plate}) q_{out} \\ & + (k_c + k_{c_plate}) q_{in} = f_{out} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \left(\sum_{i=1}^n 2m_{piezo} + \sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^n 4L \right) \ddot{q}_p + \\ & \left(\sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \varphi_{in}(x_{z_i}) \right) \ddot{q}_{in} \\ & + \left(\sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^n 4R \right) \dot{q}_p + 2\gamma q_p - 2\beta q_{in} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Then, by performing the sensitivity analysis and selecting the appropriate cost function and constraints, the shunt damper parameters are optimized using the genetic algorithm method for a real blade. The objective function of the optimization problem is considered as a combination of the maximum displacement at the end of the blade and the total mass of the piezoelectric, which optimization tries to reduce this objective function.

3- Results and Discussion

By considering the wind excitation as a sweep sine wave (from 30 up to 250 rad/s), simulations were performed for four different average wind speeds. The simulation result in the wind speed of 15 m/s is shown in Fig. 3.

To observe the effectiveness of the shunt damping method in reducing vibrations, a comparison between the root mean square (rms) of the edgewise vibration of the blade with a shunt damper and tuned mass damper is made. This comparison is shown in Table 1.

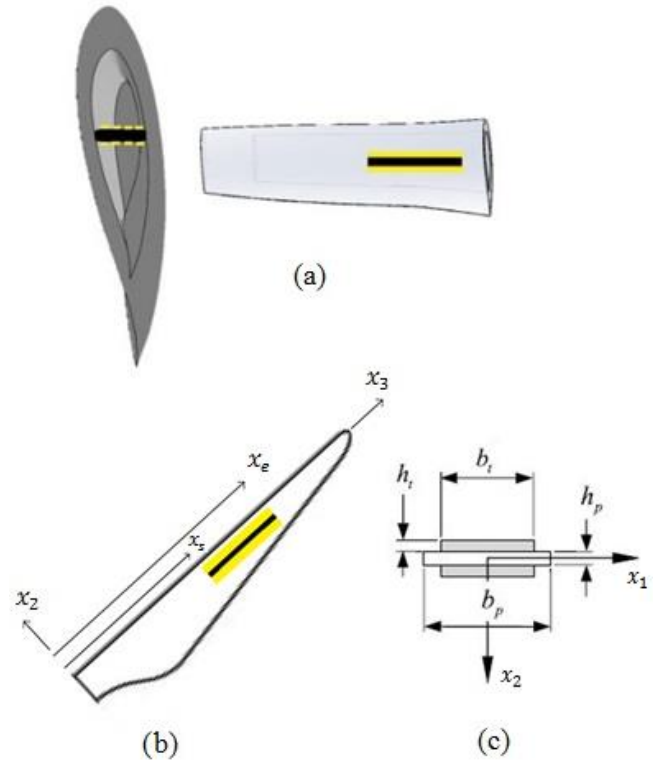


Fig. 2. Packaging of the plate and piezoelectric layers in the wind turbine blade with the relevant coordinates [3]

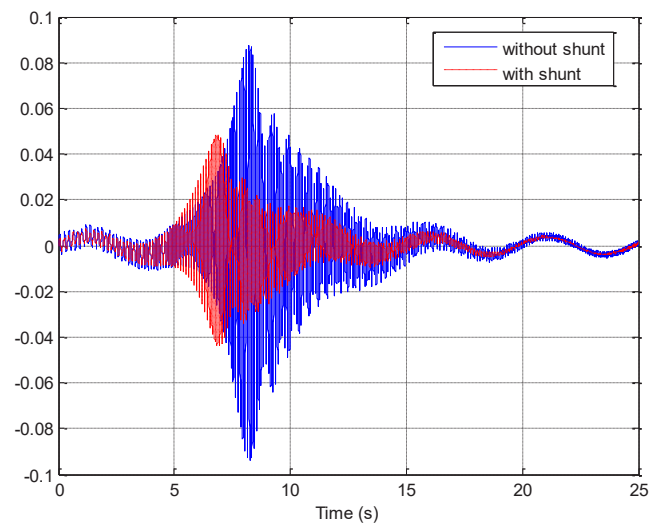


Fig. 3. Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without the optimal shunt damper in the presence of a sweep sine excitation for the wind average speed of 15 m/s

Table 1. Effect of the shunt and tuned mass dampers in suppression of the rms edgewise vibration at the tip of the wind turbine blade in the presence of a sweep sine excitation from 30 to 250 rad/s

Wind speed	Percentage of suppression in rms edgewise vibrations at the tip of the blade with shunt damper	Percentage of suppression in rms edgewise vibrations at the tip of the blade with tuned mass damper [2]
5 m/s	30	11
10 m/s	44	40
15 m/s	46	49
20 m/s	51	54

4- Conclusions

In this study, the shunt damping method was employed to reduce edgewise vibrations of the wind turbine blade by considering the effect of the vibration coupling. In order to investigate the effectiveness of the shunt damping method in reducing edgewise vibrations, the shunt damping method was compared with one of the conventional methods, namely, tuned mass damping. The obtained results show that both methods have considerable effects on reducing vibrations. However, the tuned mass damper effect on vibration reduction at high wind speeds is greater than the shunt damping method. In addition, at low wind speeds, the shunt damping has a greater effect on reducing vibrations.

References

- [1] D.E. Casagrande, Piezoelectric transducers for broadband vibration control, PhD Thesis, University of Udine, 2016.
- [2] H. Biglari, V. Fakhari, Edgewise Vibration Reduction of a Small-Scale Wind Turbine Blade with Considering Vibration Coupling, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 52(8) (2020) 151-160. (in Persian)
- [3] H. Biglari, V. Fakhari, Edgewise vibration reduction of small size wind turbine blades using shunt damping, *Journal of Vibration and Control*, 26(3-4) (2020) 186-199.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

H. Biglari, V. Fakhari, *Employing of shunt damping method to reduce edgewise vibration of small size wind turbine blade with considering the effect of vibration coupling*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(4) (2021) 495-498.

DOI: [10.22060/mej.2020.17717.6652](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17717.6652)





به کارگیری روش میرایی شانت به منظور کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مقیاس کوچک با در نظر گرفتن اثر کوپلینگ ارتعاشات

حامد بیگلری، وحید فخاری*

دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۲۲

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۱/۱۳

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۳۱

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۵/۰۱

کلمات کلیدی:

پره توربین باد
کاهش ارتعاشات صفحه‌ای
میرایی شانت
بهینه‌سازی
کوپلینگ ارتعاشات

خلاصه: این مقاله، به بررسی تاثیر روش میرایی شانت در کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد محور افقی مقیاس کوچک، با در نظر گرفتن کوپلینگ میان ارتعاشات داخل و خارج از صفحه پره می‌پردازد. ابتدا با استفاده از روش لاگرانژ، معادلات دیفرانسیل غیرخطی حاکم بر دینامیک پره به همراه میراگر شانت استخراج می‌گردند. سپس، مدل دینامیکی مذکور با مقایسه فرکانس طبیعی حاصل از حل عددی معادلات با مقدار متناظر به دست آمده از یک نرم‌افزار المان محدود، اعتبارسنجی می‌گردد. در ادامه، با انجام آنالیز حساسیت و انتخاب تابع هدف و قیود مناسب، پارامترهای میراگر شانت با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک برای یک پره واقعی بهینه‌سازی می‌گردند. لازم به ذکر است که در این پژوهش، نیروی باد اعمالی به پره به صورت سینوسی و با فرکانس متغیر، در چهار سرعت مختلف در نظر گرفته می‌شود. پس از حل معادلات دینامیکی حاکم، به منظور ارزیابی موثر بودن روش مذکور در کاهش ارتعاشات، نتایج حاصل از این پژوهش با نتایج حاصل از به کارگیری میراگر جرمی تنظیم شده بهینه برای کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره، مقایسه می‌گردد. نتایج مقایسه نشان می‌دهد که هر دو روش تاثیر مطلوبی در کاهش ارتعاشات دارند. همچنین در سرعت‌های باد پایین میرایی شانت تاثیر بیش‌تری در کاهش ارتعاشات دارد.

۱- مقدمه

نیمه‌فعال و کنترل غیرفعال تقسیم‌بندی می‌شوند. کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با استفاده از روش کنترل فعال توسط استاینو و همکارانش [۷] مورد مطالعه قرار گرفت. آن‌ها اثرات شتاب گریز از مرکز و جاذبه را در معادلات دینامیکی حاکم بر مسئله لحاظ نمودند و با به کارگیری روش کنترلی ذکر شده میزان ارتعاشات در انتهای پره را تا حد زیادی کاهش دادند. آنالیز عددی و همچنین کنترل ارتعاشات پره هوشمند توربین باد با به کارگیری پیزوالکتریک و ارایه نوعی روش کنترل فعال با در نظر گرفتن تاثیرات کوپلینگ مکانیکی و الکتریکی توسط کیاو و همکارانش [۶] مورد بررسی قرار گرفت. در حوزه کنترل نیمه‌فعال، باسو و همکاران [۸] یک روش نیمه‌فعال با استفاده از میراگرهای جرمی تنظیم شده برای کنترل ارتعاشات صفحه‌ای پره‌های یک توربین باد دور از ساحل و همچنین کاهش

انرژی باد به عنوان یک منبع انرژی تجدیدپذیر مورد بررسی‌های فراوانی قرار گرفته است [۱-۳]. انرژی برق تولیدی از باد به زودی می‌تواند به عنوان منبعی برای شارژ خودروهای الکتریکی تبدیل شود [۴]. انرژی باد همچنین می‌تواند برای روشنایی خیابان‌ها استفاده شود [۵]. مهم‌ترین نوع ارتعاشات در پره‌های توربین باد ارتعاشات صفحه‌ای است [۶]. در صورت کنترل این نوع ارتعاشات می‌توان هزینه‌های تعمیر و نگهداری را کاهش داده، همچنین بازده توربین‌ها را افزایش داد.

تاکنون روش‌های متعددی برای کاهش ارتعاشات پره‌های توربین بادی استفاده شده است که عمدتاً به سه روش کنترل فعال، کنترل

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



نصب شدند. شبیه‌سازی در نرم‌افزار اجزا محدود و متلب انجام شد و کاهش ۴۲ درصدی ارتعاشات ملاحظه گردید. شیواشانکار و کاندآگال [۱۴] مدلی تحلیلی را برای کاهش ارتعاشات تیر یک‌سرگردار با استفاده از روش میرایی شانت بهینه ارائه دادند. تیر دارای سطح مقطع مستطیلی بوده و پیروها به هر دو سمت بالا و پایین تیر متصل شدند. پس از انجام تست‌های آزمایشگاهی آن‌ها دریافتند که مدل تحلیلی با نتایج آزمایش مطابقت خوبی دارد. برای نمونه فرکانس ارتعاشات در مدل تحلیلی ۲۲/۸۷۹ هرتز و در مدل آزمایشی ۲۲/۸۲۵ هرتز بود.

نویسندگان این مقاله در مقاله دیگری کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مقیاس کوچک را با به‌کارگیری میراگر جرمی تنظیم‌شده بهینه مورد بررسی قرار دادند [۱۵]. اما در آن پژوهش، اثر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه، تاثیر نیروهای وزن و گریز از مرکز پره در استخراج معادلات دینامیکی حاکم لحاظ نگردید و از مدل ساده‌تری استفاده شد. لذا در پژوهش دیگری [۱۶]، با در نظر گرفتن اثرات کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه و همچنین، نیروهای جاذبه و گریز از مرکز، مدل نسبتاً کاملی برای پره توربین باد در نظر گرفته شد و بر اساس آن، پارامترهای بهینه میراگر جرمی استخراج و کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مقیاس کوچک مورد بررسی قرار گرفت.

همچنین، نویسندگان این مقاله برای نخستین بار در مقاله دیگری روش میرایی شانت را به منظور کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مقیاس کوچک پیشنهاد و موثر بودن آن را با ارائه شبیه‌سازی‌های مناسب، مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج حاصل، بیانگر کارایی مناسب روش مذکور در کاهش ارتعاشات پره است [۱۷]. اما در پژوهش مذکور، از تاثیر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه پره توربین باد برای ساده‌سازی در مدل‌سازی پره صرف‌نظر شده بود. نویسندگان این مقاله در پژوهش دیگری [۱۸] به بررسی اثر لحاظ‌نمودن کوپلینگ ارتعاشات در مدلسازی دینامیکی بر ارتعاشات صفحه‌ای پره پرداختند. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که لحاظ‌نمودن اثر کوپلینگ ارتعاشات در مدلسازی، اثر قابل‌توجهی بر پیش‌بینی رفتار ارتعاشی پره دارد. به عبارت دیگر، اگرچه لحاظ‌نمودن تاثیر کوپلینگ باعث پیچیدگی نسبتاً زیادی در معادلات حرکت می‌شود، ولی منجر به دستیابی به مدل دینامیکی دقیق‌تر پره خواهد شد. این امر، انگیزه اصلی برای نویسندگان ایجاد نمود که در این مقاله، کاهش

ارتعاشات برج آن ارائه نمودند. چن و همکارانش [۹] با استفاده از نوعی روش کنترل نیمه‌فعال فازی، کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد را مورد بررسی قرار دادند. روش کنترلی آن‌ها بر این مبنا است که سیستم کنترل فازی با اعمال ولتاژ متناسب با ارتعاشات به دمپر مگنتورئولوژی میرایی لازم برای کاهش ارتعاشات را فراهم می‌کند. ژانگ و نیلسن [۱۰] در حوزه کنترل غیرفعال، از میراگر مایع قابل‌تنظیم برای کاهش ارتعاشات پره چرخان توربین باد استفاده کردند. آن‌ها با مقایسه میراگر مایع با میراگر غلتکی بیان کردند که، اگرچه میزان تاثیر میراگر غلتکی از میراگر مایع در کاهش ارتعاشات بیشتر است، اما میراگر مایع مزایایی چون تنظیم آسان‌تر برای بهینه‌سازی و سهولت در نصب و به‌کارگیری را دارد.

یکی از روش‌های غیرفعال کاهش ارتعاشات، استفاده از روش میرایی شانت است. اساس عملکرد این روش بر مبنای افزودن میرایی به سیستم و تبدیل انرژی ارتعاشی نامطلوب به انرژی گرمایی است. در روش میرایی شانت، یک ماده پیزوالکتریک، انرژی مکانیکی ناشی از ارتعاشات نامطلوب را به انرژی الکتریکی تبدیل کرده و سپس از طریق یک مدار، این انرژی الکتریکی به صورت انرژی گرمایی تلف می‌شود. نحوه فرارگیری این پیزوالکتریک‌ها بسته به مسئله و سازه مورد بررسی می‌تواند به صورت‌های ستونی، دایره‌ای و ... باشد. مدارهای شانت عموماً دارای یک مقاومت، یک مقاومت و سلف، مقاومت متغیر و در برخی موارد شامل خازن می‌باشند [۱۱].

در حوزه میرایی شانت، رید و همکارانش [۱۲] روش کنترلی غیرفعال شانت را برای کاهش ارتعاشات پنل‌های کناری ماهواره به‌کار بردند. معادلات حرکت با روش مود فرضی به دست آورده شدند. تاثیر روش کنترلی به صورت گشتاور اعمالی به پایه پنل شبیه‌سازی شده است. نتایج نشان دادند که افزودن پیزوالکتریک‌ها به سیستم و اعمال روش میرایی شانت موجب کاهش ارتعاشات پنل‌ها خواهد شد. همچنین آن‌ها دریافتند که مدار مقاومت و سلف تاثیر بیشتری نسبت به مدار مقاومت تنها برای کاهش میرایی دارد. ماکرانی و باستاتیس [۱۳] روش میرایی شانت همراه با پیزوالکتریک‌های متقارن را برای کاهش ارتعاشات پره‌های حول یک استوانه چرخان مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها بیان کردند که برای تحلیل کل سازه در نظر گرفتن تنها یک پره از کل پره‌های موجود حول استوانه کافی خواهد بود. در پژوهش آن‌ها، بر روی یک دیسک آلومینیومی ۱۲ پیزو الکتریک

$$\Psi_j(t) = \Omega t + \frac{2\pi}{3}(j-1) \quad (1)$$

$$j = 1, 2, 3$$

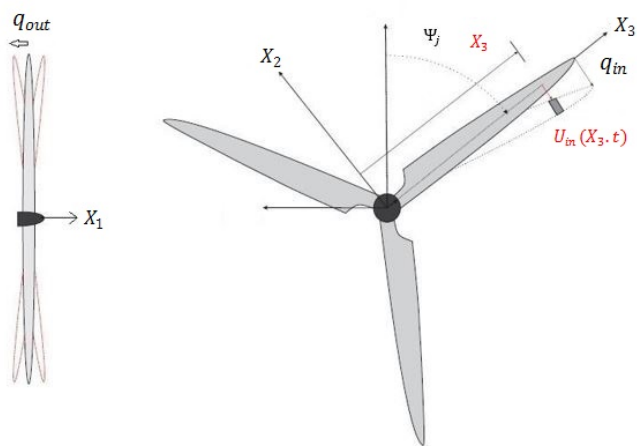
از روابط (۲) و (۳) به ترتیب جابه‌جایی صفحه‌ای و خارج از صفحه پره توربین باد، در هر نقطه قابل محاسبه است:

$$u_{in}(x_3, t) = -\varphi_{in}(x_3)q_{in}(t) \quad (2)$$

$$u_{out}(x_3, t) = -\varphi_{out}(x_3)q_{out}(t) \quad (3)$$

که در آن $\varphi_{in}(x_3)$ و $\varphi_{out}(x_3)$ شکل مودهای اول نرمال شده برای ارتعاشات داخل و خارج از صفحه می‌باشند. همچنین $q_{in}(t)$ و $q_{out}(t)$ به ترتیب بخش‌های زمانی جابه‌جایی صفحه‌ای و خارج از صفحه پره توربین باد است. در شکل ۲ نحوه قرارگیری میرایی شانت در پره توربین باد به همراه مختصات مربوط به آن آورده شده است. توجه شود که برای نصب پیزوالکتریک‌ها در پره ابتدا صفحه کوچکی از جنس خود پره را به صورت افقی در پره نصب می‌کنیم سپس پیزوالکتریک‌ها را بر روی این صفحه قرار می‌دهیم. در شکل ۳ مدار معادل میرایی شانت نشان داده شده است.

انرژی جنبشی پره به همراه صفحه نصب‌شده درون پره و همچنین پیزوالکتریک‌ها به صورت رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:



شکل ۱. پره توربین باد و مختصات مربوطه در حالت ارتعاشات صفحه‌ای و خارج از صفحه [۱۶]

Fig. 1. Wind turbine blade and the related coordinates in edgewise and flapwise vibrations [16]

ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد مقیاس کوچک با استفاده از روش میرایی شانت و با در نظر گرفتن مدل ارتعاشی نسبتاً کامل پره شامل کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج صفحه پره را مورد ارزیابی قرار دهند که همین موضوع، نوآوری اصلی این مقاله است.

در بخش ۲ معادلات دینامیکی حاکم بر ارتعاشات پره توربین باد به همراه میراگر شانت با در نظر گرفتن کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه و با استفاده از روش لاگرانژ استخراج شده و اعتبارسنجی می‌گردند. در بخش ۳ پس از انجام آنالیز حساسیت و انتخاب تابع هدف و قیود مناسب، پارامترهای میراگر شانت به روش الگوریتم ژنتیک بر اساس مدل ارتعاشی پره توربین باد با لحاظ نمودن کوپلینگ ارتعاشات بهینه‌سازی می‌گردند. در بخش ۴ به منظور ارزیابی عمل کرد روش میرایی شانت در مقایسه با یکی از روش‌های معمول، میزان کاهش ارتعاشات پره با به کارگیری میراگر شانت بهینه و همچنین میراگر جرمی تنظیم‌شده بهینه مورد بررسی و مقایسه قرار می‌گیرند. در بخش ۵ نتیجه‌گیری مقاله ارائه می‌گردد.

۲- معادلات ارتعاشی و اعتبارسنجی

در این بخش نحوه به کارگیری میرایی شانت در پره توربین باد به منظور کاهش ارتعاشات مورد بررسی قرار گرفته و معادلات حرکت پره با میرایی شانت استخراج می‌شوند. فرضیات مسئله به صورت زیر است:

(الف) پره انعطاف‌پذیر در نظر گرفته شده است.

(ب) سرعت دورانی پره ثابت فرض شده است.

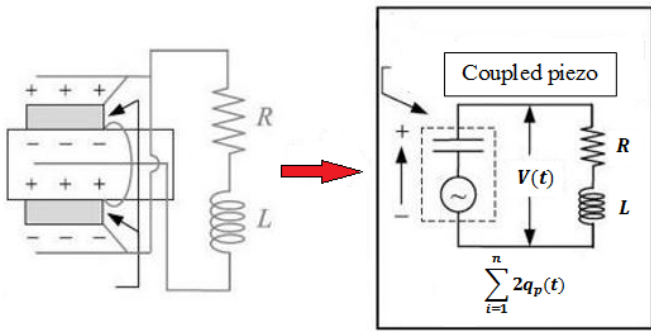
(ج) اثرات نیروهای گریز از مرکز و مولفه جاذبه در راستای طولی پره در استخراج معادلات لحاظ شده‌اند.

(د) اثر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه پره در استخراج معادلات دینامیکی در نظر گرفته شده‌اند.

(ه) از شکل مود پیچشی پره صرف نظر شده است.

۲-۱- استخراج معادلات دینامیکی حاکم بر پره با میراگر شانت

در شکل ۱ نمای پره‌های توربین بادی همراه با سیستم مختصات مربوطه برای یک پره نشان داده شده است. با فرض اینکه سرعت دورانی پره ثابت و برابر با Ω است، زاویه آزیموس $\Psi_j(t)$ برای پره j ام از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۶]:



شکل ۳. مدار معادل روش شانت [۱۲]

Fig. 3. The equivalent circuit of the shunt method [12]

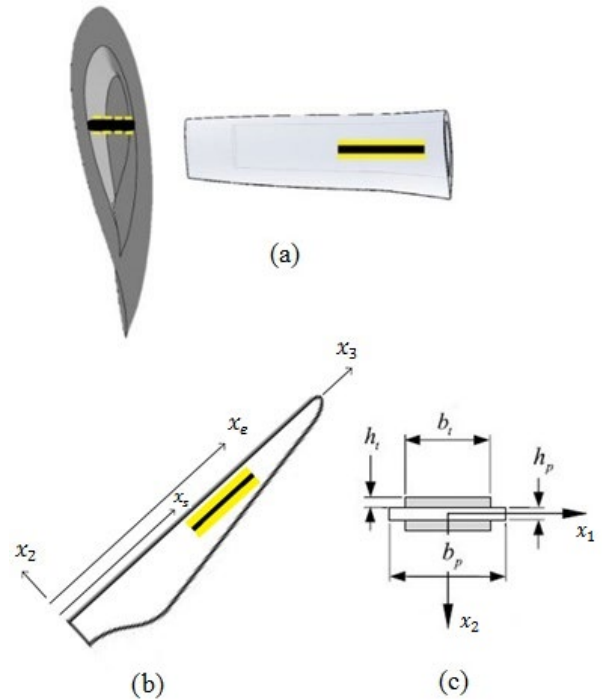
با X_2 q_p نمایش داده شود، مشابه روند ارائه شده در مرجع [۱۶] برای یافتن رابطه (۶)، رابطه زیر برای سرعت پیزوالکتریکها به دست خواهد آمد:

$$\begin{cases} v_{in,piezo}(x_3,t) = -\Omega x_{z_i} - \varphi_{in}(x_{z_i})\dot{q}_{in}(t) - \dot{q}_p \\ v_{out,piezo}(x_3,t) = -\varphi_{out}(x_{z_i})\dot{q}_{out}(t) \\ v_{3,piezo}(x_3,t) = -\Omega\varphi_{in}(x_{z_i})q_{in}(t) \end{cases} \quad (7)$$

که در آن \dot{q}_p نشان دهنده سرعت پیزوالکتریکها نسبت به پره می باشد. در نتیجه بخش مربوط به انرژی جنبشی پیزوالکتریکها از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$T_{piezo} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \begin{bmatrix} v_{in,piezo}^2 \\ + v_{out,piezo}^2 \\ + v_{3,piezo}^2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

که در آن، n تعداد ردیفهای پیزوالکتریک افزوده شده به پره است، ضریب ۲ نیز به علت این است که دو ردیف پیزوالکتریک وجود دارد، یک ردیف در بالا و دیگری در پایین صفحه نصب شده در پره (شکل ۲). همچنین زیر نویس z_i مختصه مرکز طولی صفحه نصب شده در پره و نیز مختصه مرکزی در راستای طول پیزوالکتریک می باشد که از رابطه (۹) قابل محاسبه است (در این مقاله پیزوها در راستای عرض صفحه نصب شده اند و طول پیزوها با طول صفحه برابر است بنابراین مرکز پیزو بر مرکز صفحه افزوده شده به پره منطبق



شکل ۲. نحوه قرارگیری صفحه و پیزوالکتریکها در پره توربین باد به همراه مختصات مربوطه [۱۷]

Fig. 2. Packaging of the plate and piezoelectric layers in the wind turbine blade with the relevant coordinates [17]

$$T = T_{blade} + T_{plate} + T_{piezo} \quad (4)$$

بخش مربوط به انرژی جنبشی پره از رابطه (۵) قابل محاسبه است [۱۶]:

$$T_{blade} = \frac{1}{2} \int_0^L \mu(x_3)(v_{in}^2(x_3,t) + v_{out}^2(x_3,t) + v_3^2(x_3,t)) dx_3 \quad (5)$$

که در آن $\mu(x_3)$ جرم واحد طول پره است. همچنین [۱۶]:

$$\begin{cases} v_{in}(x_3,t) = -\Omega x_3 - \varphi_{in}(x_3)\dot{q}_{in}(t) \\ v_{out}(x_3,t) = -\varphi_{out}(x_3)\dot{q}_{out}(t) \\ v_3(x_3,t) = -\Omega\varphi_{in}(x_3)q_{in}(t) \end{cases} \quad (6)$$

اگرچه پیزوالکتریکها بر روی پره نصب شده و با پره حرکت می کنند، به دلیل انعطاف پذیری دارای حرکت نسبی نسبت به پره نیز هستند. اگر جابجایی پیزوالکتریکها نسبت به پره در راستای محور

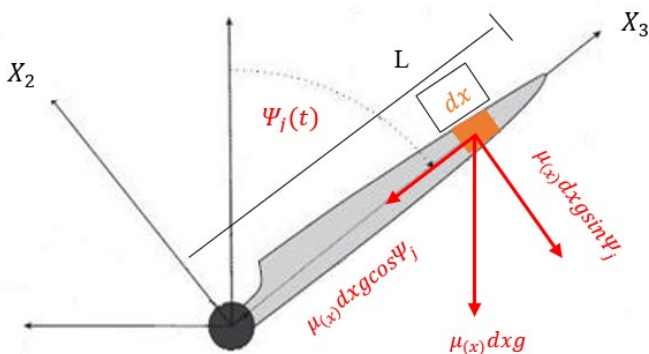
است.

$$k_{out} = \int_0^L EI_{out}(x_3) \left(\frac{d^2 \varphi_{out}(x_3)}{dx_3^2} \right)^2 dx_3 + \Omega^2 \int_0^L \left(\int_x^L \mu(r) r dr \right) \left(\frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3 - g \cos \Psi_j \int_0^L \left(\int_x^L \mu(r) dr \right) \left(\frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3 \quad (14)$$

$$k_c = \int_0^L EI_{in_out}(x_3) \left(\frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right) \left(\frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right) dx_3 \quad (15)$$

E مدول یانگ، $I_{in}(x_3)$ و $I_{out}(x_3)$ به ترتیب ممان‌های دوم سطح پره در راستای ارتعاشات داخل و خارج از صفحه می‌باشند. $I_{in_out}(x_3)$ ممان دوم سطح پره برای کوپلینگ ارتعاشات است. بخش‌های دوم و سوم معادلات (۱۳) و (۱۴) به ترتیب نمایان‌گر سختی ناشی از نیروهای گریز از مرکز و مولفه جاذبه در راستای طولی پره می‌باشند. در شکل ۴ نحوه تاثیر نیروی جاذبه بر پره توربین باد قابل ملاحظه است.

مشابه با پره، انرژی پتانسیل صفحه نصب‌شده در پره به صورت زیر قابل محاسبه است:



شکل ۴. نحوه تاثیر نیروی جاذبه بر پره

Fig. 4. Effect of the gravity force on the blade

$$x_{z_i} = \frac{x_s^i + x_e^i}{2} \quad (9)$$

انرژی جنبشی صفحه نصب شده در پره از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$T_{plate} = \frac{1}{2} m_{plate} \left[\begin{aligned} &\varphi_{out}^2(x_{z_i}) \dot{q}_{out}^2 + \\ &\Omega^2 x_{z_i}^2 + \\ &\varphi_{in}^2(x_{z_i}) \dot{q}_{in}^2 + \\ &2\Omega x_{z_i} \varphi_{in}(x_{z_i}) \dot{q}_{in} + \\ &\Omega^2 \varphi_{in}^2 q_{in}^2 \end{aligned} \right] \quad (10)$$

انرژی پتانسیل پره به همراه صفحه نصب‌شده درون پره و پیژوالکتریک‌ها به صورت رابطه (۱۱) قابل محاسبه می‌باشد.

$$U = U_{blade} + U_{plate} + U_{piezo} \quad (11)$$

که در آن [۱۶]:

$$U_{blade} = \frac{1}{2} k_{in} q_{in}^2 + \frac{1}{2} k_{out} q_{out}^2 + k_c q_{in} q_{out} \quad (12)$$

همچنین:

$$k_{in} = \int_0^L EI_{in}(x_3) \left(\frac{d^2 \varphi_{in}(x_3)}{dx_3^2} \right)^2 dx_3 + \Omega^2 \int_0^L \left(\int_x^L \mu(r) r dr \right) \left(\frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3 - g \cos \Psi_j \int_0^L \left(\int_x^L \mu(r) dr \right) \left(\frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right)^2 dx_3 \quad (13)$$

$$\begin{aligned} (S_1)^i &= -x_2 \frac{\partial^2 u_2(x_3, t)}{\partial x_3^2} \\ &= -x_2 \frac{\partial^2 \varphi(x_3)}{\partial x_3^2} q_{in}(t) \end{aligned} \quad (21)$$

$$(D_3)^i = \frac{q_p}{b_i^i (x_e^i - x_s^i)} \quad (22)$$

که در آن q_p نشان‌دهنده جابه‌جایی پیزوالکتریک نسبت به صفحه‌ای که بر روی آن نصب شده است می‌باشد. از رابطه (۲۳) برای محاسبه انرژی پتانسیل جفت پیزوالکتریک‌ها استفاده می‌شود [۱۹].

$$\begin{aligned} U_{piezo} &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n 2 \left[\int \left((S_1)^i (T_1)^i + (E_3)^i (D_3)^i \right) dv \right] \\ &= \int \left((S_1)^i \left((C_{11}^D)^i (S_1)^i - (h_{31}^i) (D_3)^i \right) + (D_3)^i \left(-(h_{31}^i) (S_1)^i + (\beta_{33}^s)^i (D_3)^i \right) \right) dv \end{aligned} \quad (23)$$

$$= \int_{x_3^e}^{x_3^s} \int_{x_1^e}^{x_1^s} \int_{x_2^e}^{x_2^s} \begin{bmatrix} (C_{11}^D)^i ((S_1)^i)^2 \\ -2(h_{31}^i)(S_1)^i (D_3)^i \\ +(\beta_{33}^s)^i ((D_3)^i)^2 \end{bmatrix} dx_3 dx_1 dx_2$$

که در آن dx_2 نشان‌دهنده راستای ارتفاع، dx_1 نشان‌دهنده راستای عرضی و dx_3 نشان‌دهنده راستای طولی، می‌باشد. با جای‌گذاری $(S_1)^i$ و $(D_3)^i$ از روابط (۲۱) و (۲۲) در رابطه (۲۳) و انتگرال‌گیری، انرژی پتانسیل پیزوالکتریک‌ها به صورت زیر به‌دست می‌آید.

$$U_{piezo} = \alpha q_{in}^2 - 2\beta q_{in} q_p + \gamma q_p^2 \quad (24)$$

که در آن:

$$\begin{aligned} U_{plate} &= \frac{1}{2} k_{in_plate} q_{in}^2 + \\ &\frac{1}{2} k_{out_plate} q_{out}^2 + k_{c_plate} q_{in} q_{out} \end{aligned} \quad (16)$$

که در آن:

$$k_{in_plate} = E_{plate} I_{in_plate} \int_{x_e}^{x_s} \left(\frac{d^2 \varphi_{in}(x_3)}{dx_3^2} \right)^2 dx_3 \quad (17)$$

$$k_{out_plate} = E_{plate} I_{out_plate} \int_{x_e}^{x_s} \left(\frac{d^2 \varphi_{out}(x_3)}{dx_3^2} \right)^2 dx_3 \quad (18)$$

$$k_{c_plate} = E_{plate} I_{(in_out)_plate}(x_3) \int_{x_e}^{x_s} \left(\frac{d \varphi_{in}(x_3)}{dx_3} \right) \left(\frac{d \varphi_{out}(x_3)}{dx_3} \right) dx_3 \quad (19)$$

لازم به ذکر است که به علت تاثیر بسیار ناچیز نیروهای گریز از مرکز و مولفه جاذبه در راستای طولی (محور X_3) در سختی کل صفحه نصب‌شده در پره، در استخراج روابط (۱۷) و (۱۸) از آن‌ها صرف‌نظر شده است. برای محاسبه انرژی پتانسیل پیزوالکتریک‌ها، رابطه الکترومکانیکی برای پیزو به صورت زیر است [۱۲]:

$$\begin{bmatrix} (T_1)^i \\ (E_3)^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (C_{11}^D)^i & -(h_{31}^i) \\ -(h_{31}^i) & -(\beta_{33}^s)^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (S_1)^i \\ (D_3)^i \end{bmatrix} \quad (20)$$

که در آن T_1 تنش مکانیکی، S_1 کرنش، E_3 میدان الکتریکی، h_{31} ثابت دی‌الکتریک، C_{11}^D سختی مکانیکی، β_{33}^s ضریب دی‌الکتریک و D_3 جابه‌جایی الکتریکی می‌باشد. $(S_1)^i$ و $(D_3)^i$ از روابط (۲۱) و (۲۲) محاسبه می‌شوند.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{out}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{out}} + \frac{\partial U}{\partial q_{out}} = F_{out} \quad (30)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_p} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_p} + \frac{\partial U}{\partial q_p} = \left(\sum_{i=1}^n 2V \right) \quad (31)$$

نیروهای تعمیم‌یافته به صورت روابط (۳۲) تا (۳۴) قابل محاسبه

هستند.

$$F_{in} = f_{in} - c_{in} \dot{q}_{in} + g \sin \Psi_j \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}(x_3) dx_3 \quad (32)$$

$$+ \left[\sum_{i=1}^n \frac{2m_{piezo}}{m_{plate}} \right] \varphi_{in}(x_{z_i}) g \sin \Psi_j$$

$$F_{out} = f_{out} - c_{out} \dot{q}_{out} \quad (33)$$

$$V = -Ri - L \frac{di}{dt} = -R \left(\sum_{i=1}^n 2\dot{q}_p \right) - L \left(\sum_{i=1}^n 2\ddot{q}_p \right) \quad (34)$$

به ترتیب نمایان گر مولفه‌های نیروی باد در راستاهای f_{out} و f_{in} صفحه‌ای و خارج از صفحه پره هستند. دامنه این نیروها با استفاده از روش تئوری المان پره محاسبه می‌گردد [۷]. همچنین c_{out} و c_{in} به ترتیب نمایان گر میرایی سازه در جهت صفحه‌ای و خارج از صفحه هستند. بخش سوم معادله (۳۲) مربوط به نیروی ناشی از وزن خود پره و بخش آخر معادله (۳۲) نیروی ناشی از جرم صفحه نصب‌شده در پره به همراه پیزوالکتریک‌ها در جهت ارتعاش داخل صفحه هستند. با جای‌گذاری روابط انرژی جنبشی، پتانسیل و نیروهای تعمیم‌یافته در معادلات لاگرانژ، معادلات نهایی ارتعاشی پره با میرایی شانت به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\alpha = \sum_{i=1}^n \left[(C_{11}^D)^i \left(\frac{1}{12} b_t^i (h_t^i)^3 + \frac{1}{4} [h_t^i + h_p]^2 b_t^i h_t^i \right) \int_{x_s^i}^{x_e^i} \left(\frac{\partial^2 \varphi(x_3)}{\partial x_3^2} \right)^2 dx_3 \right] \quad (25)$$

$$\beta = \sum_{i=1}^n \left[(h_{31})^i h_t^i \frac{1}{[h_t^i + h_p] (x_e^i - x_s^i)} \int_{x_s^i}^{x_e^i} \frac{\partial^2 \varphi(x_3)}{\partial x_3^2} dx_3 \right] \quad (26)$$

$$\gamma = \sum_{i=1}^n \left[\frac{(\beta_{33}^s)^i h_t^i}{b_t^i (x_e^i - x_s^i)} \right] \quad (27)$$

که در آن h_t ارتفاع پیزو، b_t عرض پیزو، h_p ارتفاع صفحه نصب‌شده در پره و b_p عرض صفحه نصب‌شده در پره است. در ضمن، با به‌کارگیری اصل کار مجازی برای محاسبه کار نیروهای تعمیم‌یافته خواهیم داشت:

$$\delta W_{ext} = F_{in} \delta q_{in} + F_{out} \delta q_{out} + V \delta \sum_{i=1}^n 2q_p = F_{in} \delta q_{in} + F_{out} \delta q_{out} + \left(\sum_{i=1}^n 2V \right) \delta q_p \quad (28)$$

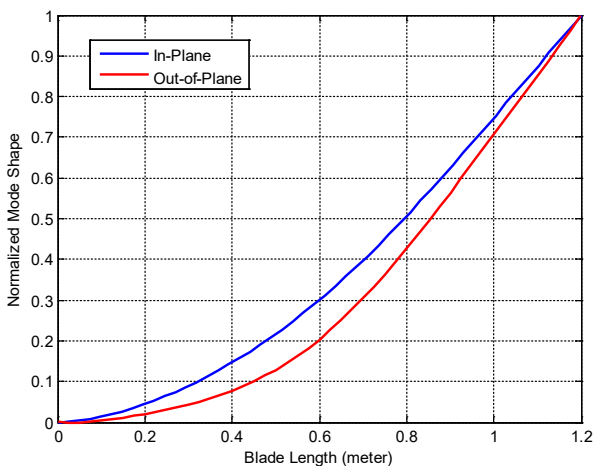
که در آن مجموع نیروهای وارد بر پره در راستای صفحه‌ای، F_{out} مجموع نیروهای وارد بر پره در راستای خارج از صفحه و $(\sum_{i=1}^n 2V)$ مجموع نیروهای ناشی از مدار شانت هستند. معادلات لاگرانژ برای پره با میرایی شانت به صورت معادلات زیر می‌باشند:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{in}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{in}} + \frac{\partial U}{\partial q_{in}} = F_{in} \quad (29)$$

سطح، سطح مقطع و شکل مودها، از روابط موجود در مرجع [۱۶] که توسط نویسندگان همین مقاله برای پره مورد بررسی ارائه شده است، استفاده می‌شود. برای نمونه شکل مودهای اول ارتعاشات داخل و خارج از صفحه در شکل ۵ نشان داده شده است.

۲-۲- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی مدل‌سازی ارائه شده در بخش قبل، نتایج حاصل از حل معادلات دینامیکی پره در متلب با نتایج مناظر از شبیه‌سازی با استفاده از یکی از نرم‌افزارهای مهندسی مورد مقایسه قرار می‌گیرند. در شکل ۶ شکل مود اول ارتعاشات صفحه‌ای پره مشاهده می‌شود. مقدار فرکانس طبیعی ارتعاشات صفحه‌ای با شبیه‌سازی در نرم‌افزار برابر با ۶۴ رادیان بر ثانیه می‌باشد. همچنین، مقدار فرکانس طبیعی ارتعاشات صفحه‌ای با حل عددی معادلات در متلب بدون در نظر گرفتن تاثیر کوپلینگ ارتعاشات، برابر با ۶۹ رادیان بر ثانیه به دست آمده است که ۱۲٪ با نرم افزار اختلاف دارد. زمانی که کوپلینگ ارتعاشات در معادلات لحاظ می‌شود، مقدار فرکانس طبیعی ارتعاشات صفحه‌ای برابر با ۶۲ رادیان بر ثانیه می‌باشد که ۴٪ با نرم‌افزار اختلاف دارد. همانطور که مشاهده می‌شود زمانی که تاثیرات کوپلینگ در معادلات لحاظ می‌شود، فرکانس طبیعی به دست آمده ناشی از حل عددی معادلات، به فرکانس به دست آمده از نرم‌افزار بسیار نزدیک‌تر است.



شکل ۵. شکل مودهای مربوط به ارتعاشات صفحه‌ای و خارج از صفحه [۱۶]

Fig. 5. Mode shapes of the edgewise and flapwise vibrations [16]

$$\left(m_{in} + \left[m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{in}^2(x_{z_i}) \right) \ddot{q}_{in} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \varphi_{in}(x_{z_i}) \ddot{q}_p + c_{in} \dot{q}_{in} + \left(k_{in} + k_{in_plate} + 2\alpha - \left(\left[m_{in} + m_{plate} \right] + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right) \varphi_{in}^2(x_{z_i}) \right) \Omega^2 q_{in} \quad (35)$$

$$-2\beta q_p + (k_c + k_{c_plate}) q_{out} = f_{in} + g \sin \Psi_j \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}(x_3) dx_3 + g \sin \Psi_j \left[m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{in}^2(x_{z_i})$$

$$\left(m_{out} + \left[m_{plate} + \sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \right] \varphi_{out}^2(x_{z_i}) \right) \ddot{q}_{out} + c_{out} \dot{q}_{out} + (k_{out} + k_{out_plate}) q_{out} + (k_c + k_{c_plate}) q_{in} = f_{out} \quad (36)$$

$$\left(\sum_{i=1}^n 2m_{piezo} + \sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^n 4L \right) \ddot{q}_p + \left(\sum_{i=1}^n 2m_{piezo} \varphi_{in}(x_{z_i}) \right) \ddot{q}_{in} + \left(\sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^n 4R \right) \dot{q}_p + 2\gamma q_p - 2\beta q_{in} = 0 \quad (37)$$

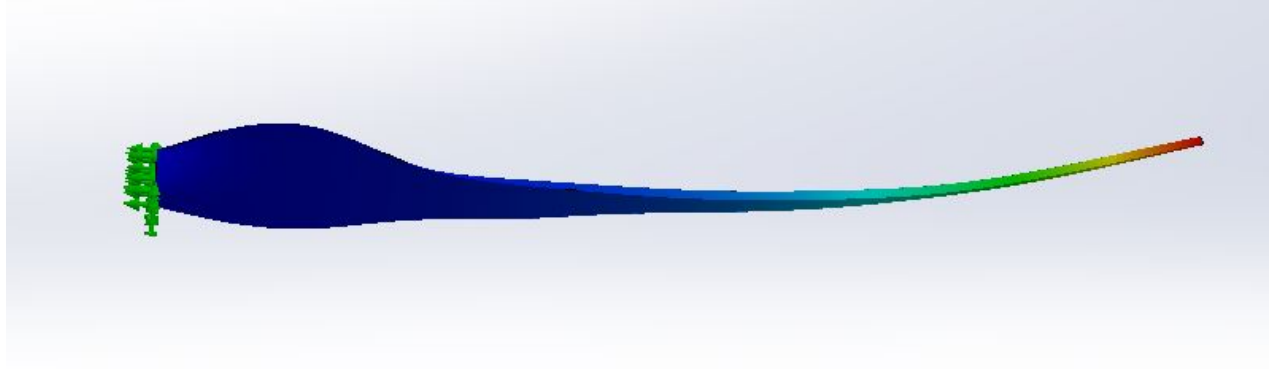
که در آن:

$$m_{in} = \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{in}^2(x_3) dx_3 \quad (38)$$

$$m_{out} = \int_0^L \mu(x_3) \varphi_{out}^2(x_3) dx_3 \quad (39)$$

برای محاسبه تابع‌های مربوط به جرم واحد طول، ممان‌های دوم

Plot type: Frequency Amplitude1
Mode Shape : 1 Value = 10.235 Hz
Deformation scale: 0.0640767



شکل ۶. شکل مود اول ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد

Fig. 6. The first mode shape of the wind turbine blade for edgewise vibrations

جدول ۲. مقادیر نامی برای میراگر شانت در آنالیز حساسیت

Table 2. Nominal values of shunt damper parameters in the sensitive analysis

مقدار	پارامتر
$L_t = 100 \text{ mm}$	طول پیزوالکتریک
$b_t = 20 \text{ mm}$	عرض پیزوالکتریک
$h_t = 2 \text{ mm}$	ارتفاع پیزوالکتریک
$R = 50 \text{ k}\Omega$	مقاومت
$L = 7 H$	ضریب خودالقایی سلف

جدول ۱. مشخصات پیزوالکتریک [۲۱]

Table 1. Characteristics of the piezoelectric material [21]

مقدار	پارامتر
7550 kg/m^3	چگالی (ρ)
10^{11} N/m^2	مدول الاستیک (C^D)
$-1/35 \times 10^9 \text{ V/m}$	ثابت دی‌الکتریک (h)
$2/54388 \times 10^7 \text{ Vm/C}$	ضریب دی‌الکتریک (β^S)

به‌دست آورده شده است. برای نشان‌دادن یک نمونه از نحوه انجام آنالیز حساسیت، در شکل ۷ نمودار حساسیت تابع هدف (بیشینه ارتعاشات انتهای پره) نسبت به تغییرات طول پیزوالکتریک نشان داده شده است. آنالیز حساسیت سایر مشخصه‌ها به‌طور مشابه صورت گرفته است.

همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود هر چه طول پیزوالکتریک بیش‌تر باشد، ارتعاشات کاهش بیش‌تری می‌یابد. به‌طور مشابه با انجام آنالیز حساسیت برای سایر مشخصه‌ها نتایج زیر حاصل شد:

- هر چه مکان نصب پیزوالکتریک به نوک پره نزدیک‌تر باشد، اثر

۳- بهینه‌سازی

برای بهینه‌سازی پارامترهای میرایی شانت، ابتدا حساسیت و اثر تغییر هر پارامتر در کاهش ارتعاشات مورد بررسی قرار گرفته است. سپس بر اساس آنالیز حساسیت انجام‌شده، پارامترهای موثر در میزان ارتعاشات به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. مشخصات هر پیزوالکتریک در جدول ۱ آورده شده است.

۳-۱ آنالیز حساسیت

برای آنالیز حساسیت بیشینه ارتعاشات انتهای پره به عنوان تابع هدف در نظر گرفته می‌شود، که بر اساس یک مجموعه از مقادیر نامی در جدول ۲ برای میراگر شانت، بیشینه ارتعاشات انتهای پره

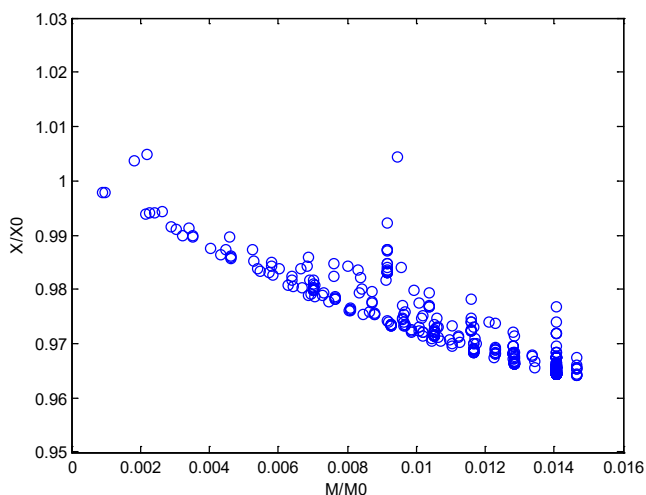
- در مجموع افزایش مقدار مقاومت موجب کاهش بیشتر ارتعاشات می‌شود، اما این کاهش الگوی منظم و ثابتی ندارد.

- افزایش مقدار ضریب القاگر تا حد مشخصی موجب کاهش بیشتر ارتعاشات می‌شود، اما پس از گذشتن از آن حد تاثیری در کاهش ارتعاشات ندارد.

- با توجه به آنالیز حساسیت پی برده شد که تاثیر تغییرات عرض پیزوالکتریک در کاهش ارتعاشات نسبت به سایر پارامترها ناچیز است. بنابراین برای کم‌بودن جرم پیزوالکتریک‌ها عرض آن‌ها را کوچک انتخاب می‌کنیم (۵ میلی‌متر برای هر پیزو).

۲-۳- یافتن پارامترهای بهینه میرایی شانت

تابع هدف مسئله به صورت ترکیبی از بیشینه جابه‌جایی انتهای پره

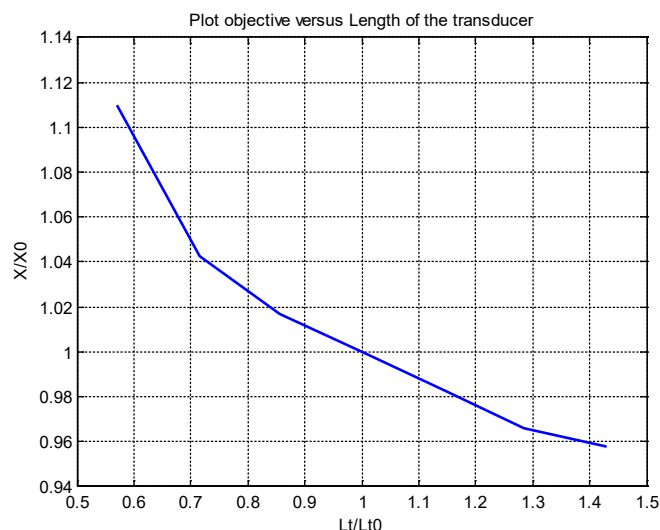


شکل ۸. منحنی پیشانی پارتو
Fig. 8. Pareto front curve

آن در کاهش ارتعاشات بیش‌تر می‌شود. اما با توجه به محدودیت فضا در قسمت انتهای پره امکان اتصال پیزوها به انتهای پره وجود ندارد و تنها می‌توان آن‌ها را در فاصله ۲۰ سانتی‌متر از انتهای پره نصب نمود.

- هر چه عرض پیزوالکتریک بیش‌تر باشد، ارتعاشات کاهش بیش‌تری می‌یابد.

- اثر تغییرات ارتفاع پیزوالکتریک بر میزان ارتعاشات الگوی نامنظمی دارد. پس از شبیه‌سازی‌های متعدد برای یافتن علت این موضوع پی برده شد که میزان تغییرات ارتفاع پیزوالکتریک به مقاومت مدار شانت وابستگی زیادی دارد، و با بالا بردن مقدار مقاومت با افزایش ارتفاع میزان ارتعاشات باز هم می‌تواند کاهش یابد.



شکل ۷. تاثیر تغییرات طول پیزوالکتریک بر تابع هدف

Fig. 7. The effect of variations in piezoelectric length on the objective function

جدول ۳. قیود بهینه‌سازی و مقدار نهایی پارامترها

Table 3. Optimization constraints and final values of parameters

مقدار بهینه‌شده	مقدار نامی	قیود	متغیرهای بهینه‌سازی
$L_t = 134/34$	$L_t = 100$	$50 < L_t < 150$	طول پیزوالکتریک (میلی‌متر)
$h_t = 2/66$	$h_t = 2$	$1 < h_t < 3$	ارتفاع پیزوالکتریک (میلی‌متر)
$R = 152/4$	$R = 110$	$20 < R < 200$	مقاومت (کیلو اهم)
$L = 7/8$	$L = 5$	$1 < L < 11$	ضریب خودالقایی سلف (هانری)
$n = 6$	$n = 4$	$1 < n < 8$	تعداد جفت پیزوالکتریک

است، بنابراین دامنه ارتعاشات مقدار بالایی دارد. در نقاط انتهایی مقدار جرم بیشتر است، بنابراین دامنه ارتعاشات مقدار پایین تری دارد. مقادیر بهینه برای پارامترهای میرایی شانت با در نظر گرفتن تاثیر هر دو میزان جرم پیزوالکتریکها و درصد کاهش ارتعاشات پره، یکی از نقاط میانی شکل ۸ در نظر گرفته می شود. قیود بهینه سازی و مقدار نهایی پارامترها در جدول ۳ برای $b_f = 5 \text{ mm}$ آورده شده است.

۴- نتایج شبیه سازی و بحث

معادلات دیفرانسیل غیرخطی حاکم بر رفتار ارتعاشی پره توربین باد با و بدون وجود میرایی شانت با استفاده از مقادیر بهینه جدول ۳ و با استفاده از روش عددی ode45 در نرم افزار متلب سیمولینک حل می شوند. با در نظر گرفتن نیروی باد به صورت تابع سینوسی با جاروب فرکانسی (از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه) برای چهار سرعت متوسط مختلف باد ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ متر بر ثانیه، نتایج شبیه سازی به ترتیب در شکل های ۹، ۱۰، ۱۱ و ۱۲ ارائه شده اند.

در اشکال ۹ تا ۱۲ افزایش ناگهانی دامنه ارتعاشات (تشدید) قابل ملاحظه است. همانگونه که اشاره شد، اشکال مذکور پاسخ زمانی ارتعاشات صفحه ای پره را نسبت به تحریک سینوسی باد با جاروب

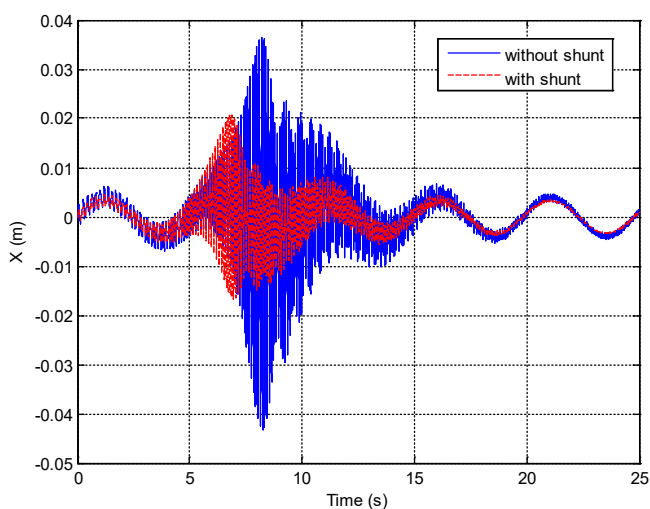
و جرم مجموع پیزوالکتریکها در نظر گرفته می شود. که بهینه سازی سعی بر کاهش این تابع هدف دارد. تابع هدف مسئله در رابطه ۴۰ آورده شده است.

$$\text{Objective} = W_1 \frac{X}{X_0} + W_2 \frac{M}{M_0} \quad (40)$$

$$, W_1 = 1 , W_2 = \frac{1}{300}$$

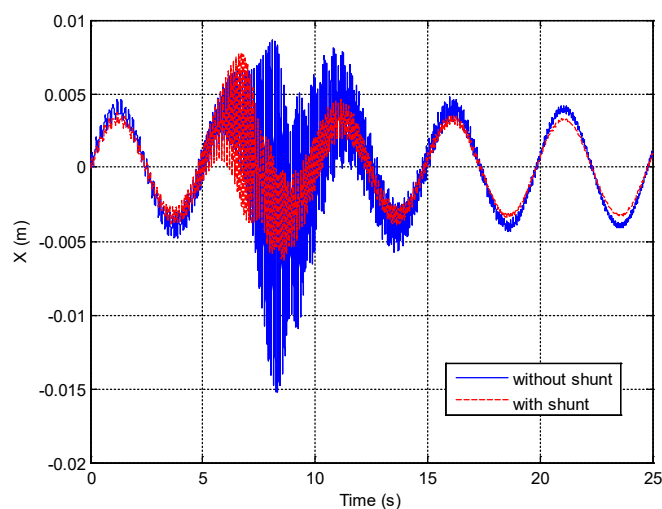
که در آن W_1 و W_2 توابع وزنی می باشند [۲۱]. علت انتخاب توابع وزنی ذکر شده در معادله ۴۰ یکسان سازی میزان تاثیر تغییرات جرم و دامنه کاهش ارتعاشات است. X بیشینه ارتعاشات انتهای پره و X_0 بیشینه ارتعاشات انتهای پره در حالت نامی با مقادیر متوسط پارامترهای ذکر شده در جدول ۳ می باشد. همچنین M جرم مجموع پیزوالکتریکها و M_0 جرم پیزوالکتریکها در حالت نامی با مقادیر متوسط پارامترهای ذکر شده در جدول ۳ است. شکل ۸ نشان دهنده نقاط بهینه سازی به دست آمده برای مساله بهینه سازی میراگر شانت می باشد، که به منحنی پیشانی پارتو معروف است.

با توجه به نیاز طراحی، می توان هر یک از نقاط زیر منحنی را به عنوان مقدار بهینه در نظر گرفت. در نقاط ابتدایی مقدار جرم کمتر



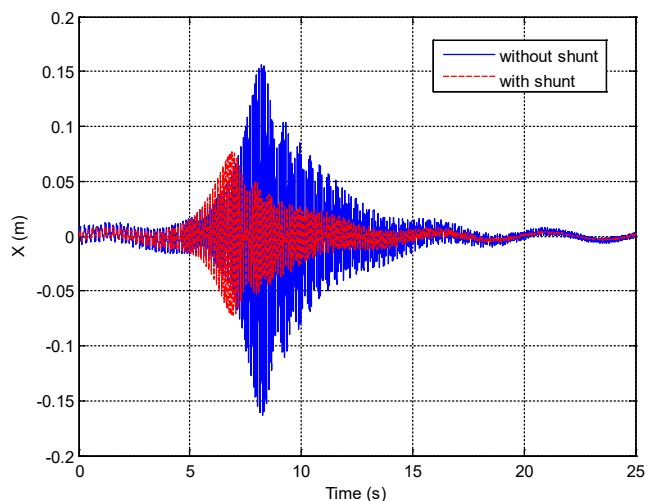
شکل ۱۰. ارتعاشات صفحه ای پره توربین باد با و بدون میرایی شانت بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۱۰ متر بر ثانیه

Fig. 10. Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without the optimal shunt damper in the presence of a sweep sine excitation for the wind average speed of 10 m/s



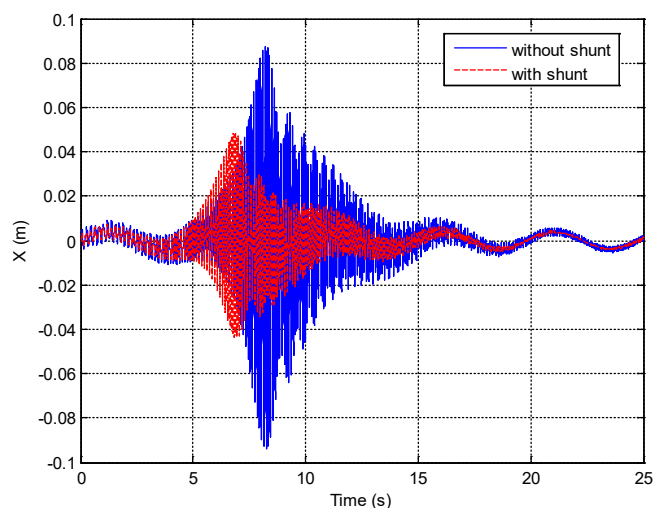
شکل ۹. ارتعاشات صفحه ای پره توربین باد با و بدون میرایی شانت بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۵ متر بر ثانیه

Fig. 9. Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without the optimal shunt damper in the presence of a sweep sine excitation for the wind average speed of 5 m/s



شکل ۱۲. ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میرایی شانت بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۲۰ متر بر ثانیه

Fig. 12. Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without the optimal shunt damper in the presence of a sweep sine excitation for the wind average speed of 20 m/s



شکل ۱۱. ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میرایی شانت بهینه با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی برای سرعت متوسط باد ۱۵ متر بر ثانیه

Fig. 11. Edgewise vibration of the wind turbine blade with and without the optimal shunt damper in the presence of a sweep sine excitation for the wind average speed of 15 m/s

جدول ۴. میزان تاثیر میرایی شانت و میراگر جرمی در کاهش بیشینه ارتعاشات صفحه‌ای انتهای پره توربین باد (نقطه پیک نمودارهای دامنه بر حسب زمان) با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه

Table 4. Effect of the shunt and tuned mass dampers in suppression of the maximum edgewise vibration at the tip of the wind turbine blade (Peak points of the amplitude diagrams in time domain) in the presence of a sweep sine excitation from 30 to 250 rad/s

درصد کاهش بیشینه ارتعاشات انتهای پره با میراگر جرمی [۱۶]	درصد کاهش بیشینه ارتعاشات انتهای پره با میرایی شانت	سرعت باد
۶۲	۵۹	۵ m/s
۶۹	۶۱	۱۰ m/s
۶۳	۵۳	۱۵ m/s
۶۱	۵۵	۲۰ m/s

در ضمن، همانگونه که در شکل‌های ۹ تا ۱۲ مشاهده می‌شود، با اضافه نمودن میرایی شانت، میزان دامنه ارتعاشات صفحه‌ای پره نیز کاهش می‌یابد. به منظور بررسی کمی این موضوع، میزان کاهش بیشینه دامنه ارتعاشات و همچنین، جذر میانگین مربعات ارتعاشات در سرعت‌های متوسط مختلف باد مورد بررسی قرار می‌گیرد. در جدول ۴ مقایسه میزان تاثیر میرایی شانت، در کاهش دامنه بیشینه ارتعاشات صفحه‌ای انتهای پره توربین باد (نقطه پیک نمودارهای

فرکانسی از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه نمایش می‌دهند. همانگونه که در بخش ۲-۲ اشاره شد، فرکانس طبیعی مود اول ارتعاشی پره (با لحاظ نمودن کوپلینگ ارتعاشات) برابر با ۶۲ رادیان بر ثانیه است. از آنجا که فرکانس طبیعی مذکور در بازه جاروب فرکانسی تحریک از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه قرار دارد، به هنگام عبور فرکانس تحریک از فرکانس طبیعی، پدیده تشدید رخ داده و افزایش ناگهانی دامنه ارتعاشات در اشکال ۹ تا ۱۲ مشاهده می‌شود.

جدول ۵. میزان تاثیر میرایی شانت و میراگر جرمی در کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد با اعمال تحریک سینوسی با جاروب فرکانسی از ۳۰ تا ۲۵۰ رادیان بر ثانیه

Table 5. Effect of the shunt and tuned mass dampers in suppression of the rms edgewise vibration at the tip of the wind turbine blade in the presence of a sweep sine excitation from 30 to 250 rad/s

سرعت باد	درصد کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات انتهایی پره با میرایی شانت	درصد کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات انتهایی پره با میراگر جرمی [۱۶]
۵ m/s	۳۰	۱۱
۱۰ m/s	۴۴	۴۰
۱۵ m/s	۴۶	۴۹
۲۰ m/s	۵۱	۵۴

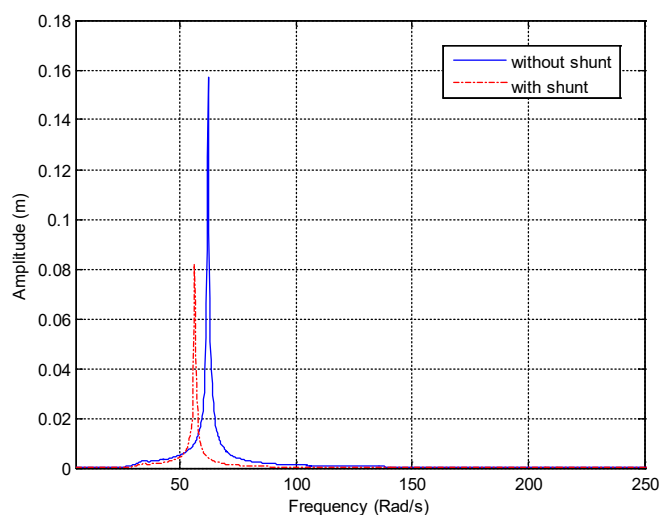
میانگین مربعات ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره برای پره تنها، پره با میرایی شانت و پره با میراگر جرمی صورت می‌پذیرد. این مقایسه به صورت درصد کاهش جذرمیانگین مربعات ارتعاشات پره با میرایی شانت و پره با میراگر جرمی، نسبت به پره تنها در جدول ۵ نشان داده شده است.

با توجه به جدول ۵ مشاهده می‌شود که میرایی شانت در کاهش جذر میانگین مربعات ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد تاثیر بسیار مطلوبی دارد. همچنین همان‌طور که ملاحظه می‌شود در سرعت‌های پایین باد تاثیر میرایی شانت از میراگر جرمی بالاتر است، اما در سرعت‌های باد بالا، میراگر جرمی تاثیر موثرتری در کاهش ارتعاشات دارد.

به منظور بررسی رفتار ارتعاشی پره با افزودن میراگر شانت در حوزه فرکانس، تبدیل فوریه سریع بر نتایج حوزه زمان اعمال می‌گردد. با اعمال تبدیل فوریه سریع بر نمودارهای حوزه زمان ارائه شده برای تحریک باد ۲۰ متر بر ثانیه (شکل ۱۲)، نمودارهای پاسخ فرکانسی مطابق شکل ۱۳ به دست می‌آیند. با توجه به شکل ۱۳ مشاهده می‌شود که با به‌کارگیری میراگر شانت، مقدار فرکانس طبیعی پره کمی کاهش یافته و بیشینه دامنه ارتعاشات صفحه‌ای پره به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد.

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش روش میرایی شانت به منظور کاهش ارتعاشات



شکل ۱۳. نمودار پاسخ فرکانسی ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد با و بدون میرایی شانت بهینه برای سرعت متوسط باد ۲۰ متر بر ثانی

Fig. 13. Frequency response diagrams for the edgewise vibration of wind turbine blade with and without the optimal shunt damper at the wind average speed of 20 m/s

دامنه بر حسب زمان) در حالت تشدید آورده شده است. همچنین میزان تاثیر میرایی شانت با میراگر جرمی موجود در مرجع [۱۶] مقایسه شده است.

با توجه به جدول ۴ مشاهده می‌شود که تاثیر میرایی شانت در کاهش بیشینه ارتعاشات صفحه‌ای انتهایی پره توربین باد بسیار قابل ملاحظه می‌باشد، اما اندکی نسبت به میراگر جرمی تاثیر کمتری در کاهش ارتعاشات دارد. به‌منظور درک بهتر تاثیر روش میرایی شانت در کاهش ارتعاشات و مقایسه آن با میراگر جرمی، مقایسه بین جذر

مراجع

- [1] W. Werapun, Y. Tirawanichakul, W. Kongnakorn, J. Waewsak, An assessment of offshore wind energy potential on Phangan Island by in Southern Thailand, *Energy Procedia*, 52 (2014) 287-295.
- [2] A. Lahimer, M. Alghoul, F. Yousif, T. Razykov, N. Amin, K. Sopian, Research and development aspects on decentralized electrification options for rural household, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24 (2013) 314-324.
- [3] G. Bekele, G. Tadesse, Feasibility study of small Hydro/PV/Wind hybrid system for off-grid rural electrification in Ethiopia, *Applied Energy*, 97 (2012) 5-15.
- [4] S. Bellekom, R. Benders, S. Pelgröm, H. Moll, Electric cars and wind energy: Two problems, one solution? A study to combine wind energy and electric cars in 2020 in The Netherlands, *Energy*, 45(1) (2012) 859-866.
- [5] U. Malaya, Outdoor lighting using wind-solar hybrid renewable energy sources. *ScienceDaily*, in, 2015.
- [6] Y.-h. Qiao, J. Han, C.-y. Zhang, J.-p. Chen, K.-c. Yi, Finite element analysis and vibration suppression control of smart wind turbine blade, *Applied Composite Materials*, 19(3-4) (2012) 747-754.
- [7] A. Staino, B. Basu, S.R. Nielsen, Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades, *Journal of Sound and Vibration*, 331(6) (2012) 1233-1256.
- [8] V.-N. Dinh, B. Basu, S. Nagarajaiah, Semi-active control of vibrations of spar type floating offshore wind turbines, *Smart Struct Syst*, 18(4) (2016) 683-705.
- [9] J. Chen, C. Yuan, J. Li, Q. Xu, Semi-active fuzzy control of edgewise vibrations in wind turbine blades under extreme wind, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 147 (2015) 251-261.
- [10] Z. Zhang, S.R. Nielsen, B. Basu, J. Li, Nonlinear modeling of tuned liquid dampers (TLDs) in rotating wind turbine blades for damping edgewise vibrations, *Journal of Fluids and Structures*, 59 (2015) 252-269.
- [11] D.E. Casagrande, Piezoelectric transducers for broadband vibration control, PhD Thesis, University of Udine, 2016.

صفحه‌ای پره توربین باد با در نظر گرفتن اثر کوپلینگ ارتعاشات داخل و خارج از صفحه مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا معادلات ارتعاشی حاکم بر مسئله به صورت پیوسته و با روش لاگرانژ استخراج شدند. به منظور اعتبارسنجی مدل‌سازی، نتایج حاصل از حل معادلات دینامیکی پره با نتایج متناظر به دست آمده از شبیه‌سازی با نرم‌افزار مقایسه شدند. نتایج نشان داد زمانی که تاثیرات کوپلینگ در معادلات لحاظ می‌شود، فرکانس طبیعی به دست آمده ناشی از حل عددی معادلات، به فرکانس به دست آمده از نرم‌افزار نزدیک‌تر است. در ادامه، پس از انجام آنالیز حساسیت و معرفی تابع هدف مناسب، پارامترهای بهینه میراگر شانت تعیین گردید. در نهایت، به منظور مقایسه میزان تاثیر روش میرایی شانت در کاهش ارتعاشات صفحه‌ای پره توربین باد نسبت به سایر روش‌های معمول، میرایی شانت با میراگر جرمی تنظیم شده نیز مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج حاصل نشان داد که هر دو روش تاثیر بسیار مطلوبی در کاهش ارتعاشات داشتند. همچنین میزان تاثیر میراگر جرمی در کاهش ارتعاشات در سرعت‌های باد بالا، از میرایی شانت بیش‌تر بود. اما در سرعت‌های باد پایین میرایی شانت تاثیر بیش‌تری در کاهش ارتعاشات داشت.

لازم به ذکر است که در این مقاله، تنها اثر مود ارتعاشی اول در پاسخ پره در نظر گرفته شد. لذا نتایج ارائه شده در این مقاله برای بررسی اثر میراگر شانت در محدوده فرکانسی نزدیک به فرکانس طبیعی اول پره معتبر هستند که نتایج شبیه‌سازی هم در همین محدوده فرکانسی ارائه شده‌اند. بررسی رفتار ارتعاشی پره و اثر میراگر شانت در فرکانس‌های تحریک بالاتر که مستلزم لحاظ نمودن مودهای ارتعاشی بالاتر در پاسخ نیز هست، به عنوان یکی از پژوهش‌های آینده پیشنهاد می‌شود.

تشکر و قدردانی

نگارندگان بر خود لازم می‌دانند از مهندسان برجسته آقایان امیر محمد جلیلیان، سعید حیدری، امیر حسین بیگلری، فرید اخلاقی و آیت فیض صیادیان، دانشجویان کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک، که در این پژوهش با نویسندگان مقاله کمال همکاری را داشته‌اند، تقدیر و تشکر نمایند.

- Vibration Coupling, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 52(8) (2020) 151-160. (in Persian)
- [17] H. Biglari, V. Fakhari, Edgewise vibration reduction of small size wind turbine blades using shunt damping, *Journal of Vibration and Control*, 26(3-4) (2020) 186-199.
- [18] H. Biglari, V. Fakhari, Investigation of the Coupling Effect in Modeling of Edgewise Vibration of Wind Turbine Blade, in: 9th International Conference on Acoustics and Vibration, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, 2019. (in Persian)
- [19] C.H. Park, H.C. Park, Multiple-mode structural vibration control using negative capacitive shunt damping, *KSME international journal*, 17(11) (2003) 1650.
- [20] I.Y. Kim, O.L. De Weck, Adaptive weighted-sum method for bi-objective optimization: Pareto front generation, *Structural and multidisciplinary optimization*, 29(2) (2005) 149-158.
- [21] Q. Mao, S. Pietrzko, *Control of noise and structural vibration*, Springer, 2013
- [12] T. Sales, D. Rade, L. De Souza, Passive vibration control of flexible spacecraft using shunted piezoelectric transducers, *Aerospace Science and Technology*, 29(1) (2013) 403-412.
- [13] B. Mokrani, R. Bastaitis, M. Horodina, I. Romanescu, I. Burda, R. Vigiú, A. Preumont, Parallel piezoelectric shunt damping of rotationally periodic structures, *Advances in Materials Science and Engineering*, 2015 (2015).
- [14] P. Shivashankar, S. Kandagal, Analytical modeling and optimal resistance estimation in vibration control of beams with resistively shunted piezoelectrics, *International Journal of Mechanical Sciences*, 119 (2016) 310-319.
- [15] H. Biglari, V. Fakhari, Edgewise Vibration Reduction of a Small-Scale Wind Turbine Blade Using the Optimal Tuned Mass Damper, in: 8th International Conference on Acoustics and Vibration, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran 2018. (in Persian)
- [16] H. Biglari, V. Fakhari, Edgewise Vibration Reduction of a Small-Scale Wind Turbine Blade with Considering

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

H. Biglari, V. Fakhari, *Employing of shunt damping method to reduce edgewise vibration of small size wind turbine blade with considering the effect of vibration coupling*, *AmirKabir J. Mech Eng.*, 53(4) (2021) 2073-2088

DOI: [10.22060/mej.2020.17717.6652](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17717.6652)



