



## برداشت انرژی از ارتعاش القایی گردابه‌ای برای سیستم استوانه افقی دایره‌ای با لقی

عباس رحیملی<sup>۱</sup>، علی اصغر جعفری<sup>۲\*</sup>، سیروس آقاجافی<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی دکتری، رشته مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران غرب، تهران، ایران

۲- استاد، رشته مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

۳- استاد، رشته مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

\* تهران، ۳۳۸۱-۱۶۷۶۵، [ajafari@kntu.ac.ir](mailto:ajafari@kntu.ac.ir)

### چکیده

تقاضای انرژی جهانی سالانه ۱/۱٪ بین سال‌های ۲۰۰۰ تا ۲۰۳۰ افزایش خواهد یافت. انتشار گاز دی‌اکسیدکربن به‌طور متوسط تا ۲/۱ درصد در سال افزایش می‌یابد. کمبود انرژی و آلودگی هوا دو معضل بزرگ بشریت هستند؛ استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر با کمترین آلودگی محیط‌زیست از اهمیت بسزایی برخوردار است. توجه به کم بودن اثر آلودگی برداشت انرژی از باد اکثر محققان را به سمت تحقیق در مورد این نوع انرژی سوق داده است. انرژی باد یکی از منابع انرژی تجدیدپذیر است و نسل جدید توربین‌های بادی بدون پره بر مبنای سازه انعطاف پذیر است. هدف اصلی در این مقاله ارائه یک مدل دینامیکی برای بدست آوردن بیشینه انرژی دریافتی از باد است. جهت نشان دادن برداشت بهینه، ابتدا از طریق بهینه‌یابی، ابعاد بهینه مدل دینامیکی استخراج و به روش تحلیلی محاسبات انجام شد. مدل جدید، یک سیستم ارتعاش غیر خطی با عامل لقی در سامانه فنر، دمپر و استوانه افقی است. برای تحلیل سیالاتی سیستم به کمک دینامیک سیالات، نیروی برآورد بر استوانه در عدد رینولدز ۲۵۵۰۰ در محدوده تشکیل گردابه‌ای لایه برشی کاملاً آشفته بدست آمده است. نتایج بهینه‌سازی سیستم نشان می‌دهد که در نظر گرفتن مقادیر بهینه در شرایط عملیاتی قفل شده و پایدار منجر به افزایش سرعت سیلندر ارتعاشی در نتیجه افزایش ۳/۵ برابری در برداشت انرژی از سیستم سیلندر جدید با لقی در مقایسه با سیستم بدون لقی می‌شود که با روش المان محدود اعتبار سنجی شده و برای مشخص شدن افزایش برداشت انرژی با حالت خطی همان مدل مقایسه گردیده است.

**کلیدواژه‌گان:** ارتعاش القایی گردابه‌ای، بهینه‌یابی، توربین بادی بدون پره، انرژی تجدید پذیر، پدیده تشدید

## Energy harvesting from vortex induced vibration for circular horizontal cylinder system with gap

Abbas Rahimli<sup>1</sup>, Ali Asghar Jafari<sup>2,3\*</sup>, Cyrus Aghanajafi<sup>3</sup>

1- Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, West Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

2- Professor, Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

3- Professor, Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

\* P.O.B. 16765-3381, Tehran, Iran, [ajafari@kntu.ac.ir](mailto:ajafari@kntu.ac.ir)

Received: 29 April 2023 Accepted: 29 June 2024

### Abstract

Global energy demand will increase by 1.8% annually between 2000 and 2030. Carbon dioxide gas increases by 1.2% per year on average. Lack of energy and air pollution are two big problems of humanity. The use of renewable energy sources with the least environmental pollution is very important, and attention to the low pollution effect of harvesting energy from the wind has led most researchers to research this type of energy. Wind energy is one of the renewable energy sources and the new generation of bladeless wind turbines is based on flexible structure. The main goal of this article is to present a dynamic model to obtain the maximum energy received from the wind. In order to show the optimal impression, first through optimization, the optimal dimensions of the dynamic model will be extracted, and the calculations will be done by the analytical method. The new model is a non-linear vibration system with a gap factor in the spring, damper and horizontal cylinder system. For fluid analysis of the system with the help of fluid dynamics, the force acting on the cylinder is obtained at Reynolds  $Re=25500$ , which is in the range of vortex formation of a completely disturbed shear layer. The system optimization results show that considering the optimal values in locked and stable operating conditions leads to an increase in the speed of the vibrating cylinder as a result of a 3.5 times increase in energy



harvesting from the new cylinder system with a gap compared to the system without a gap, which It has been measured by the finite element method, and compared with the linear mode of the same model to determine the increase in energy harvesting.

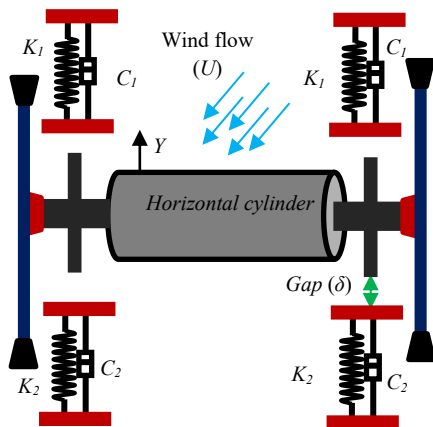
**Keywords:** Vortex induced vibration, optimization, bladeless wind turbine, wind renewable energy, resonance phenomeno

سال ۱۹۸۸ به جستجوی نواحی هماهنگ سازی فرکانس تشکیل گردابه بر روی سازه پرداختند. چن و همکاران [۹] تئوری جریان غیر یکنواخت بر روی استوانه یک درجه آزادی در معرض جریان سیال و تحلیل تشکیل گردابه بر روی سازه را عرضه کردند.

پیچیدگی این موضوع در اثر متقابل سازه سیال بر یکدیگر است که تغییر مرز سازه باعث تغییر شرایط مرزی جریان سیال شده که بر روی نیروی عملی از طرف سیال به سازه تاثیر می گذارد [۱۰].

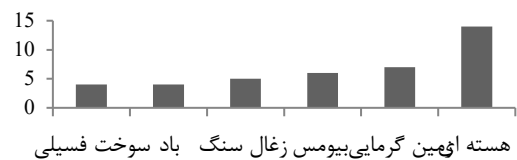
## ۲-هندسه مدل

تلاش گذشتگان برای حذف اثر لقی به دلیل ایجاد ناپیوستگی و مزاحمت است. شکل ۲ مدل دینامیکی جدید را نمایش می دهد که شامل استوانه، فنر، دمپر و لقی است که با نماد  $C_1, C_2, k_1, k_2$ ،  $\delta$  به عنوان ضریب سختی فنر، ضریب دمپر و مقدار لقی با نگاه ایده نو، در نظر گرفته شده اند.  $U$  سرعت جریان آزاد باد است که در صورت کافی بودن می تواند باعث نوسان استوانه در راستای  $Y$  گردد. طرح به صورت ساده شده در قالب شکل ۲ ارایه شده است.



## ۱- مقدمه

کمبود انرژی و آلودگی هوا دو معضل بزرگ بشریت است. استفاده از سوخت های فسیلی باعث ایجاد آلودگی و تشدید آن می شود و از طرفی سوخت فسیلی رو به اتمام است. نگاهی به قیمت تمام شده انواع سوخت ها طبق شکل ۱ مرجع [۲ و ۱] و توجه به کم بودن اثر آلودگی برداشت انرژی از باد، اکثر محققان را به سمت تحقیق در مورد این نوع انرژی سوق داده است. شکل ۱ مقایسه قیمت تمام شده بدون بعد انواع سوخت را نشان می دهد.



شکل ۱ مقایسه قیمت تمام شده انواع سوخت [۲]

انرژی باد یکی از منابع انرژی تجدیدپذیر است که توسط ایرانیان در ۲۰۰ سال قبل از میلاد با به کار انداختن آسیاب های بادی مورد استفاده بوده است [۳]. جیمز بلیت در سال ۱۸۸۷ اولین توربین برقی را با استفاده از انرژی باد ساخت. در زمانی که جریان سیال باد از روی یک استوانه عبور می کند از عدد رینولدز ۴۰ به بعد [۴، ۵] پدیده ریزش گردابه رخ می دهد. در این حالت گردابه های تشکیل شده در بالا و پایین پشت سیلندر شروع به ریزش متناوب با یک فرکانس خاصی می کنند که به آن فرکانس بارش گردابه ای<sup>۲</sup> گویند. این گردابه ها منجر به اعمال نیرویی بر سیلندر و در نهایت ارتعاش آن می شوند که ارتعاش القاء گردابه<sup>۳</sup> VIV نامیده می شود. لرد رایلی<sup>۴</sup> در سال ۱۸۷۹ دریافت که نوسانات در حقیقت در جهت عمود بر جریان است. در سال ۱۹۰۸ برنارد<sup>۵</sup> مشاهده کرد که مدل گردابه ها مربوط به تناوبی بودن دنباله<sup>۶</sup> است و در نهایت ونکارمن<sup>۷</sup> در سال ۱۹۱۲ متوجه خرابی پایداری از گردابه های تناوبی در پشت جسم شد. پیچیدگی VIV به این قضیه مربوط می شود که این پدیده، پدیده ای کاملا غیرخطی استیبرمن [۶] با مطالعات تجربی نحوه شکل گیری گردابه ها بر اثر وجود یک سازه در معرض سیال، به موضوع نوع شکل گیری و فرکانس تشکیل گردابه ها در اثر ارتعاشات سازه پرداخت. قفل شدگی<sup>۸</sup> یکی از ویژگی های کلیدی VIV و مشابه به حالت تشدید است. در این حالت دامنه نوسان به دلیل نزدیک شدن فرکانس بارش گردابه ای  $f_f$  به فرکانس طبیعی  $f_n$  افزایش می یابد و به طور سنتی پدیده قفل شدگی هنگامی رخ می دهد که نسبت  $\frac{f_f}{f_n}$  در محدوده یک قرار گیرد. زدراکوویچ [۷] به جزئیات نحوه هماهنگ سازی فرکانس تشکیل گردابه در محدوده پدیده قفل شدگی اهتمام ورزید. ویلیامسون و روشکو [۸] در

5. Bernard  
6. Wake  
7. Von Karman  
8. Locking phenomenon

1. Vortex shedding  
2. vortex shedding frequency  
3. VORTEX-Induced Vibration  
4. Lord Raiylegh

$$f_n = 2\pi \sqrt{\frac{K}{m_o + m_a}} \quad (4)$$

کریفین [۱۱] اولین بار رابطه بین ماکزیمم دامنه نوسان را بر حسب پارامتری که دمپینگ کاهیده نامیده شد نشان داد

$$S_G = 2\pi^3 S_t^2 (m^* \cdot \xi) \quad (5)$$

او بدست آورد کاهش دمپینگ کاهیده باعث افزایش دامنه نوسان خواهد شد.  $S_G$ ،  $m^*$ ،  $\xi$  به ترتیب عدد اسکاپ کریفین ۲-سرعت کاهیده، نسبت جرمی ۳ و نسبت میرایی ۴ است که از روابط (۶) و (۷) محاسبه می‌شوند

$$m^* = \frac{4m_o}{\pi D^2 \rho C} \quad (6)$$

$$\xi = \frac{2\sqrt{K(m_a + m_o)}}{C} \quad (7)$$

مقدار  $m^* \xi$  با توجه به تحقیقات گذشته [۱۲-۱۶] در محدوده

$$.012 < m^* \xi < .1 \quad (8)$$

در نظر گرفته می‌شود و در نهایت سرعت کاهیده ۵ قابل محاسبه خواهد بود.

$$U_r = \frac{U}{f_n D} \quad (9)$$

عدد اشتروهال که شامل سرعت جریان آزاد سیال و قطر سیلندر است به عنوان فرکانس بی بعد بارش گردابه‌ای شناخته می‌شود.

$$S_t = \frac{f_f U}{D} \quad (10)$$

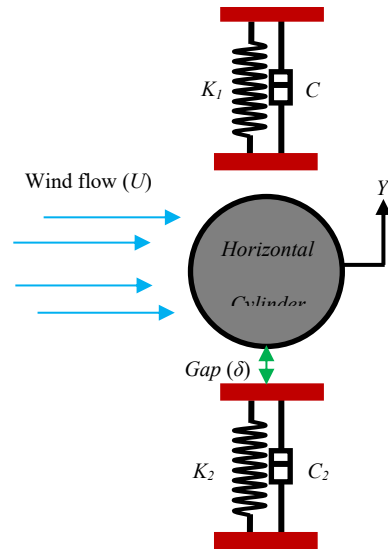
جهت تحلیل و مقایسه نتایج آزمایشات می‌توان با تقسیم کردن دامنه نوسان بر قطر سیلندر دامنه نوسان بی بعد را بدست آورد.

$$A^* = \frac{A}{D} \quad (11)$$

#### ۴- تأثیر عدد رینولدز بر ارتعاشات القایی گردابه‌ای

بارش گردابه‌ای سیلندر استوانه‌ای در محدوده تمامی اعداد رینولدز بالاتر از ۴۰ به استثناء ناحیه گذار از جریان آرام به آشفتگی، مشاهده شده است [۱۷]. در گذشته تأثیر عدد رینولدز بر روی دامنه نوسان و محدوده همگام‌سازی در آزمایشگاه و تست‌های میدانی به خوبی اندازه‌گیری و مستند نشده بود. مطالعات پیشین انجام شده در اعداد رینولدز بالا (رینولدز تا ۱۰۷) جهت اندازه‌گیری ضریب درگ و عدد اشتروهال برای یک سیلندر استوانه‌ای ساکن در جریان یکنواخت انجام شده‌اند [۱۸]. پارامترهای مورد طراحی جهت بررسی تأثیر عدد رینولدز، قطر استوانه و سرعت نسبی جریان باد عبوری از روی سطح استوانه است.

مطالعات انجام شده در زمینه VIV سیلندر در اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۴ اندک هستند و محدود می‌شود به مطالعات انجام شده توسط ویکستا در سال ۱۹۹۸ که در  $Re = 10^5$  انجام شد [۱۹]. دینگ و همکارانش در سال ۲۰۰۴ در محدوده اعداد رینولدز  $2.5 \times 10^5$  ارتعاشات بارش گردابه‌ای را در روغن بررسی کردند [۲۰] همچنین برنیتساس و گروهش در دانشگاه میشیگان از سال ۲۰۰۸ بر روی دستگاه استحصال انرژی از آب دریا بوسیله VIV کار می‌کنند [۲۱، ۲۲] محدوده اعداد رینولدز آنها  $2 \times 10^5 - 1 \times 10^5$  است مطالعات VIV در زمینه



شکل ۲ سیستم استوانه افقی، فنر و دمپر با لقی تحت نیروی باد در دونمای مختلف

همانطور که در شکل دیده می‌شود سیستم شامل جرم فنر و دمپر و نیروی سیال است.

چهار حالت ارتعاش عبارتند:

حالت اول: حرکت رفت و برگشتی فنر و دمپر قسمت پایین تا زمان جدایش

استوانه از فنر و دمپر پایین

حالت دوم: شامل جدایش استوانه از فنر دمپر پایین تا رسیدن به فنر دمپر

بالا

حالت سوم: حرکت رفت و برگشتی فنر دمپر بالا

حالت چهارم: جدایش از فنر دمپر بالا تا رسیدن به فنر دمپر پایین

ضمن بررسی پارامترهای موثر در ارتعاش القاء گردابه VIV<sup>۱</sup> پارامتر جدد

ایجاد لقی یا لقی معرفی و مورد تحقیق قرار گرفته است.

#### ۳- اعداد بی بعد موثر در حرکت گردابه‌ای

اولین پارامتر با اهمیت و شاید مهمترین پارامتر در دینامیک سیالات و اثر متقابل سیال و سازه عدد رینولدز  $Re$  است.

مقدار عددی رینولدز از معادله

$$Re = \frac{\rho D U}{\mu} \quad (1)$$

بدست می‌آید که  $\rho, \mu$  به ترتیب ضریب لزجت و جرم حجمی هستند. برای

ایجاد قفل شدگی در سیستم

$$f^* = \frac{f_f}{f_n} \approx 1 \quad (2)$$

که  $f_f$  از رابطه (۳) قابل محاسبه است و  $f^*$  فرکانس بی بعد است

$$f_f = \frac{S_t U}{D} \quad (3)$$

مقدار  $f_n$  از طریق رابطه (۴) بدست می‌آید

4. damping ratio  
5. Reduced Velocity

1. VORTEX-Induced Vibration  
2. Scup-Griffin number  
3. mass ratio

استوانه نصب شده الاستیک				
محققین	عدد رینولدز	رژیم جریان	$m^*. \xi$	بیشترین مقدار A
Klamo (2006)	$1.02 \times 4/59$	TrW, TrSL1	0/665	0/23
Klamo (2006)	$1.03 \times 1/02$	TrSL2	0/615	0/24
Klamo (2006)	$1.03 \times 2/48$	TrSL2	0/4281	0/43
Angrilli et al. (1972)	$1.03 \times 2/50$	TrSL2	0/049	0/54
Klamo (2006)	$1.02 \times 5/18$	TrSL1	0/039	0/55
Klamo (2006)	$1.0 \times 9/95$	TrSL2	0/03	0/66
Klamo (2006)	$1.03 \times 2/64$	TrSL2	0/006	0/75
Hover et al. (1998)	$1.03 \times 3/80$	TrSL2	0/04	0/84
Owen et al. (2001)	$1.03 \times 1/65$	TrSL2	0/036	0/84
Dean et al. (1977)	$1.03 \times 2/80$	TrSL2	0/94	0/055
Anand and Torum (1985)	$1.03 \times 6/50$	TrSL2	0/013	1/07
Moe and Overvik (1982)	$1.03 \times 6/00$	TrSL2	0/013	1/09
Jauvtis and Williamson (2003)	$+1.04 \times 3/00$	TrSL2	0/0048	1/13

#### ۷- تاثیر لقی روی برداشت انرژی

جهت محاسبه مقدار  $\delta$  یا لقی موجود در سیستم، مقدار آن دوبرابر مقدار جابجایی استوانه در حالت تعادل استاتیکی، وقتی استوانه ساکن روی فنر است در نظر گرفته می شود

#### ۸- معادلات حاکم

مرحله اول: در شکل ۲، ابتدا فرض می شود که استوانه روی فنر پایینی در حال تعادل بوده و سپس شروع به حرکت به سمت فنر پایین در اثر اعمال نیروی گردابه‌ای می کند با توجه به شکل ۲ حرکت سیلندر در راستای  $Y$  بوسیله یک معادله خطی از مرتبه دوم به صورت زیر مدل شده است

$$m_0 \ddot{y} + c_2 \dot{y} + k_2 y = F_{fluid} \quad (15)$$

$y$  جابجایی سیلندر در راستای عمود بر جریان،  $\dot{y}$  سرعت سیلندر،  $m_0$  جرم سیستم نوسان کننده شامل جرم استوانه، یک سوم جرم فنر و جرم موثر افزوده،  $K_2$  سختی فنر،  $c_2$  ضریب دمپینگ هوا و دمپر معادل حاصل از استحصال انرژی الکتریکی،  $F_{fluid}$  نیروی اعمال شده به استوانه در راستای  $y$  بوسیله سیال است.

پیچیدگی محاسبات مربوط به مدل سازی نیروی ناشی از جریان سیال بادر نظر گرفتن مدل سیالاتی دو بعدی به طوری که نیروی جریان القایی به صورت رفت و برگشتی اعمال شود، تقلیل می یابد. با این رویکرد مدل های تحلیلی می تواند جایگزین محاسبات پیچیده و مشکل گردد. هنگامی که سیستم در حالت تشدید است حرکت سیلندر تقریباً به صورت سینوسی است و می توان با استفاده از الگوی نوسانی خطی مدل کرد. در خارج از ناحیه تشدید این مدل باید با استفاده از یک الگوی غیر خطی مدل شود. رویکرد سنتی جهت بدست آوردن یک تقریب ساده برای پاسخ در حالت تشدید در نظر گرفتن

اعداد رینولدز پایین بوسیله تعداد بسیاری از محققین انجام شده است در حالیکه مطالعات در اعداد رینولدز بالا  $Re > 2 \times 10^4$  به دلیل محدودیت های آزمایشگاهی در رسیدن به جریان های رینولدز بالا اندک هستند.

خالاک و ویلیامسون در تحقیقات خود بیان کردند که در محدوده اعداد رینولدز  $5 \times 10^3 - 8 \times 10^3$  با افزایش عدد رینولدز ضریب لیفت نیز افزایش می یابد. ضریب لیفت با افزایش عدد رینولدز روند افزایشی دارد [۲۳]. اخیراً محققین در دانشگاه های کالیفرنیا و کرنل اثبات کردند که دامنه نوسان در ارتعاشات القایی گردابه ای در محدوده  $Re = 4.5 \times 10^3$  تابعی از عدد رینولدز است [۲۴، ۲۵]. آزمایشات اخیر توسط دینگ نشان داد که نسبت نوسان بالا  $A/D = 2$  در اعداد رینولدز در محدوده  $1 \times 10^5 - 2.5 \times 10^5$  امکان پذیر است. در مطالعات انجام شده بر روی VIVACE در دانشگاه میشیگان دامنه نوسان ۲ برابر قطر استوانه در اعداد رینولدز  $1.32 \times 10^5 - 8 \times 10^5$  بدست آمد.

#### ۵- بررسی جرم

نسبت جرمی به نسبت جرم نوسان کننده  $m_0$  به جرم جابجا شده سیال  $m_a$  است جرم نوسان کننده شامل جرم استوانه بازوهای متصل به استوانه و یک سوم از جرم فنر است. جرم جابجا شده برابر جرم هوای هم حجم با استوانه است. مطالعات انجام شده نشان می دهد که با کاهش نسبت جرمی دامنه نوسان و محدوده همگام سازی افزایش پیدا می کند

$$m^* = \frac{4m_0}{\pi l D^2 \rho} \quad (12)$$

#### ۶- جرم - دمپینگ

پارامتر دمپینگ کاهیده بر اساس نسبت جرمی و نسبت دمپینگ سیستم است [۲۶].

$$S_G = 2\pi^3 S_c^2 (m^*. \xi) \quad (13)$$

ساریکایا در منبع [۲۷] بیان کرده است که پاسخ سیستم در معادله حاکم بر حرکت به طور جداگانه وابسته به جرم و دمپینگ است و معادله حاکم را نمی توان بر حسب یک پارامتر مجزا به صورت جرم-دمپینگ نوشت. خالاک و همکاران [۲۸] تاثیر نسبت جرمی را در بازه وسیعی مورد مطالعه قرار دادند  $m^* 1 - 20$

آنها مشاهده کردند که برای مقدار ثابت  $(m^*. \xi)$  ولی مقادیر متفاوت نسبت جرمی ماکزیم دامنه نوسان تقریباً ثابت باقی می ماند اما با کاهش نسبت جرمی محدوده همگام سازی افزایش پیدا می کرد (جدول ۱).

در نمودار تغییر یافته گریفین، ماکزیم دامنه نوسان بر حسب پارامتر  $\alpha = \xi(m^* + c_a)$  نمایش داده شده است. عبارت زیر برای هم پوشانی بیشترین دامنه نوسان بر اساس عدد رینولدز و پارامتر جرم-دمپینگ مورد استفاده قرار گرفت [۲۹ و ۳۰]

$$A^* = (1 - 1.12\alpha + .3\alpha^2) \log_{10}(.41Re^{.36}) \quad (14)$$

جدول ۱ بررسی عامل گریفین در رژیم های مختلف [۲۸]

### ۹- اعتبار سنجی معادلات تحلیلی

از مرجع [۳۳] جهت اعتبار سنجی روابط استفاده شده است. برای مانند سازی این مقاله، باید لقی در سیستم جدید حذف گردد. که به تبع آن معادلات مرحله ۴و۲ حذف خواهد شد. و معادله مرحله ۴ شبیه مرحله اول و منطبق بر معادله مرجع [۳۳] است.

#### ۹-۱- بهینه‌یابی

جهت انجام محاسبه با معادلات بدست آمده نیاز به داشتن کمیت‌های فیزیکی سیستم قطر، استوانه، سرعت باد، سختی فنر، مقدار لقی، ضریب دمپینگ است. برای داشتن کمیت‌های مناسب باید نیروی برآ بیشترین مقدار و ضریب  $\xi$  در محدوده منطقی قرار گیرد جهت یافتن بهترین کمیت‌های فیزیکی از روش بهینه‌یابی استفاده می‌شود.

مسائل بهینه‌سازی، تلاش برای یافتن مقادیری از متغیرها است که به ازای آنها تابع هدف کمینه یا بیشینه باشد. موتور غیرخطی  $GRG^1$  به معنی گرادین کاهشی تعمیم یافته برای بهینه‌سازی استفاده می‌شود که در آن تابع هدف و یا برخی از محدودیت‌ها خطی نیستند. در این مدل بهینه‌سازی، سه عنصر اصلی وجود دارد متغیرهای تصمیم‌گیری ۲، تابع هدف ۳، محدودیت‌ها ۴ و نیز انتخاب چند نقطه به عنوان نقطه آغازین سرعت رسیدن به پاسخ را افزایش می‌دهد

تابع هدف:

$$\text{نسبت فرکانس بارش به فرکانس طبیعی، تقریباً یک [۷]}$$

محدودیت‌های:

$$1- \text{مقدار میرایی کمتر از یک دهم [۳۴]}$$

$$2- \text{برقراری، تساوی معادله توان، } c_0 \text{ کمتر از هفت دهم [۳۳]}$$

$$3- \xi \cdot m^* \text{ کمتر یا مساوی یک دهم [۳۵]}$$

متغیرهای:

قطر طول استوانه، سرعت باد، سختی فنر، ضریب دمپر

نتایج بهینه‌یابی در جدول ۲ ارائه شده است

روش حل

باتوجه به مرجع [۳۶] جهت حل معادلات و محاسبه جابجایی و سرعت

در حالت ارتعاش پایدار می‌توان حرکت را سینوسی فرض نمود:

$$y = y_0 \sin(2\pi f_f t) \quad (23)$$

$$c_y(t) = c_0 \sin(2\pi f_f t + \phi) \quad (24)$$

که  $c_0$ ،  $\phi$  به ترتیب، بیشترین دامنه نوسان، فرکانس بارش و ضریب ثابت نیروی برآ، اختلاف فاز بین نیروی سیال و جابجایی است. که در آن رابطه  $S_4$  عدد اشتروهاال ۵ است که در مقالات ۰/۲ در نظر گرفته می‌شود در برخی مراجع  $c_0$  را به صورت ثابت از جداول بدست می‌آورند. در اینجا  $c_0$  دقیق‌تر از طریق محاسبه توان استحصالی محاسبه می‌شود بنابراین یک معادله به معادله‌های هر مرحله اضافه شده است. کار انجام شده بوسیله نیروی سیال عمل‌کننده بر روی استوانه در طی یک سیکل از نوسان بوسیله ضرب بردار داخلی نیرو در بردار جابجایی و انتگرالگیری در یک سیکل بدست می‌آید:

حالت سینوسی برای ضریب نیروی متناوب عمودی و دامنه نوسان به صورت زیر است. در این مدل نیروی سیال با توجه به منابع [۳۱ و ۳۲] بصورت زیر به دو مولفه لزج و غیر لزج تقسیم می‌شود:

$$F_{fluid} = F_{viscouse} + F_{inviscid} \quad (16)$$

نیروی غیر لزج به صورت جرم افزوده بدون لزجت  $ma$  تعریف شود:

$$F_{inviscid} = -m_a \ddot{y} \quad (17)$$

$$F_{viscouse} = \frac{1}{2} c_y(t) \rho U^2 DL \quad (18)$$

که  $L$ ،  $D$ ،  $U$ ،  $\rho$ ،  $c_y(t)$ ،  $m_a$  به ترتیب طول استوانه، قطر استوانه، سرعت سیال باد، جرم واحد حجم هوا، ضریب متغیر نیروی برآ و جرم افزوده است که مقدار جرم افزوده از رابطه:

$$m_a = c_a \left( \frac{\pi}{4} \rho D^2 L \right), c_a = 1 \quad (19)$$

قابل محاسبه است که مقدار  $c_a$  ضریب جرم افزوده در آن رابطه برای استوانه افقی برابر یک و عدد داخل پرانتز، جرم جابجا شده سیال، است. مدت زمان لازم جهت طی این مرحله  $t_1$  نامیده می‌شود. که در این مرحله مقدار جابجایی و سرعت محاسبه شده در انتهای زمان  $t_1$  به عنوان شرایط اولیه مرحله دوم در حل مسئله استفاده خواهد شد.

مرحله دوم:

این مرحله جدایش استوانه از فنر دمپر پایینی تا رسیدن به فنر دمپر بالا خواهد بود که استوانه از فنر و دمپر پایینی جدا شده و تحت تاثیر نیروی باد و سرعت اولیه خود به سمت بالا پرتاب می‌شود معادله نیوتن خواهد شد:

$$m_c \ddot{y} + m_c g = F_{fluid} \quad (20)$$

که  $m_c$  جرم استوانه است زمان لازم جهت حرکت این مرحله  $t_2$  است و در این مرحله جابجایی و سرعت در انتهای زمان  $t_2$  محاسبه و به عنوان شرایط اولیه برای مرحله بعد استفاده می‌شود.

مرحله سوم:

بعد از پرتاب جسم با سرعت اولیه به سمت بالا، فرض می‌شود استوانه سرعت اولیه لازم برای رسیدن به فنر بالایی را دارا است. بنابراین حرکت رفت و برگشتی توسط فنر و دمپر بالایی انجام می‌شود. با وارد کردن وزن نوسان‌کننده برای معادله نیوتن می‌توان نوشت:

$$m_0 \ddot{y} + c_1 \dot{y} + k_1 y = F_{fluid} - m_c g \quad (21)$$

مدت زمان این رفت برگشت  $t_3$  خواهد بود و در این مرحله نیز جابجایی و سرعت در انتهای آن محاسبه و به عنوان شرایط اولیه برای مرحله بعد است.

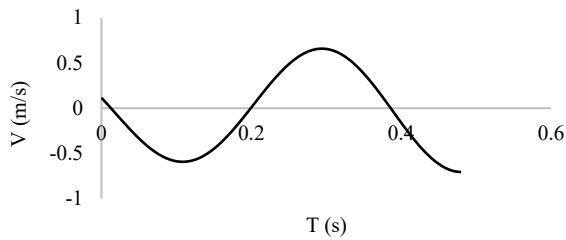
مرحله چهارم:

مشابه مرحله دوم است در حالیکه بایستی در جهت حرکت دقت نمود مقدار زمان رسیدن استوانه به فنر دمپر پایینی  $t_4$  فرض شده، با رسیدن استوانه به فنر و دمپر پایینی یک سیکل کامل می‌شود و زمان تناوب قابل محاسبه خواهد بود:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (22)$$

4. constraints  
5. Strouhal Number

1. Generalized Reduced Gradient  
2. decision variables  
3. objective function



شکل ۴ نمودار سرعت زمان برای سیستم بدون لقی

با توجه به کوچک بودن جرم حجمی هوا نسبت به آب، نیروی تولیدی کوچک خواهد بود. بنابراین محاسبات بهینه یابی جرم استوانه را  $3.16$  گرم بدست می‌آورد تا سیستم با داشتن فنر با ضریب سختی  $K = 1.78 \text{ N/m}$  و دمپر با ضریب  $c = 213 \text{ ns/m}$  قابلیت نوسان را داشته باشد. جهت رسم نمودار گام زمانی  $t = 0.01 \text{ s}$  فرض شده است و برای ایجاد سبکی در وزن در معادل سازی با تیر یک سر گیردار جنس تیر یک سر گیردار آلومینیومی است و مقدار لقی  $\delta = 3.4$  خواهد بود مقدار بدست آمده برای رینولدز  $Re = 25500$  نشان می‌دهد جریان حول استوانه در رژیم  $Trsl3$  قرار دارد. که باعث اعمال بیشترین نیرو از سیال به استوانه است. حالت‌های ۱ و ۳ در حرکت سیلندر تقریباً شبیه به ارتعاش اجباری جرم فنر و دمپینگ است و تا حدودی نمودار سرعت زمان سینوسی می‌باشد و در وضعیت ۲ و ۴ از حرکت سیلندر نمودار غیر خطی با شیب ملایم صورت می‌گیرد. با توجه به چگالی کم نیروی باد مقدار ضریب سختی فنر و دمپر عدد کوچک بدست آمده اند تا سیستم بتواند نوسان داشته باشد. وجود لقی در سیستم باعث افزایش  $2.076$  برابری سرعت در مقایسه با حالت بدون لقی شده است. وجود مقدار  $c = 213 \text{ ns/m}$  نشان از، میرایی مناسب سیستم است. از این ضریب می‌توان جهت تولید انرژی الکتریکی استفاده کرد. جدول شماره ۳ مقایسه داده بدست آمده با کار چند محقق است.

جدول ۳ مقایسه داده‌های چند محقق با تحقیق حاضر

Reference	Re	Flow regime	$\zeta \times m^*$	A/D
Klamo [37]	$4.59 \times 10^2$	TRSL1	0.655	0.23
Klamo [37]	$2.48 \times 10^3$	TRSL2	0.435	0.43
Raghavan [38]	$1.5 \times 10^5$	TRSL3	0.251	1.97
Present study (with gap)	$2.55 \times 10^4$	TRSL3	0.1	0.74
Present study (without gap)	$2.5 \times 10^4$	TRSL3	0.1	0.39

#### ۱-۱-۱-۱-۱ اعتبار سنجی

جهت اعتبار سنجی پاسخ نوسانی و فرکانسی سیلندر نوسان کننده در هوا در آزمایشات آناند مرجع [۳۹] مورد استفاده است آناند نتایج آزمایشات را به صورت نمودار فرکانس بی بعد - نسبت فرکانس نوسان به فرکانس طبیعی سیستم  $(f_{osc}/f_n)$  - بر حسب سرعت کاهیده  $U_r$  نشان می‌دهد. مقایسه اعداد بدست آمده،  $f_{osc}/f_n = 0.98$  با نمودار آناند نشان از تطابق  $99.68\%$  درصدی برای حالت  $U_r = 5$  دارد، که نشان می‌دهد سیستم در محدوده قفل شدگی است. به منظور اعتبار سنجی مدل دینامیکی با لقی یک شبیه سازی دو بعدی، FEM، CFD طراحی گشته و نتایج شبیه سازی ارابه می‌گردد در این راستا پیکر بندی

$$W = \int_0^T F_{fluid} \dot{y} dt \quad (25)$$

توان P قابل محاسبه است به صورت کار انجام شده w بوسیله نیروی سیال عمل کننده بر روی استوانه در طی زمان یک سیکل T از نوسان، بنابراین توان حاصل روی استوانه برابر است با:

$$P = \frac{W}{T} \quad (26)$$

برای محاسبه توان استوانه در سیستم جدید با ضرب طرفین معادلات (۱)، (۵)، (۶) و مرحله چهارم در  $\Delta t$ ، و انتگرال گیری روی زمان های انجام حرکت در چهار وضعیت مقدار توان در هر مرحله محاسبه می‌گردد. بطور مثال برای حالت اول:

$$P_1 = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{2m_a U^2}{\pi D} C_o \sin(\omega_f t) + \phi \times y_o \omega_f \cos(\omega_f t) dt \quad (27)$$

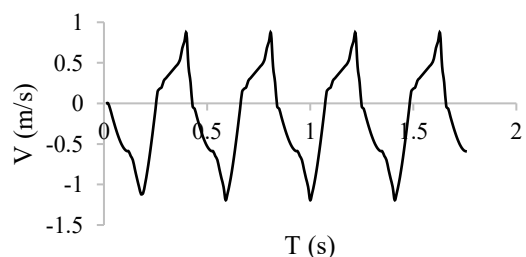
جهت کاستن تعداد متغیرها با نو آوری ارتباط بین ضریب سختی فنر با طول یک تیر یک سر گیر دار برقرار کرده و اندازه سختی و اندازه طول لقی محاسبه می‌گردد بدین ترتیب طول تیر به عنوان متغیر به جای سختی فنر و مقدار لقی وارد محاسبات می‌گردد و نتایج بهینه یابی در جدول ۲ ارابه شده است.

جدول ۲ کمیت‌های بهینه بدست آمده

$U$ (m/s)	$D$ (cm)	$\mu$	$Re$	$S_f$
2.24	16.7	0.000018	25500	2
$K$ (N/m)	$C$ (N.s/m)	$t$ (s)	$L$ (cm)	$\delta$ (cm)
1.78	0.213	0.01	11.7	1.7
$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$M$ (Kg)	$f_f$ (Hz)	$f_n$ (Hz)	Material
1.22	3.16	2.67	2.65	Aluminum

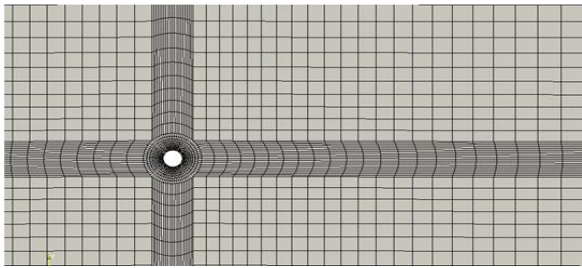
#### ۱-۱-۱-۱-۱ نتایج و بحث

با استفاده از کمیت‌های بهینه بدست آمده برای سیستم جدید با لقی نمودار سرعت زمان رسم شده است (شکل ۳) این نمودار برای  $\xi = 0.98$ ،  $f_{osc}/f_n = 0.98$  سرعت باد  $U = 2.44 \text{ m/s}$  رسم می‌گردد:



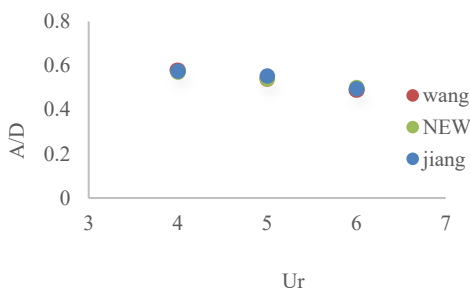
شکل ۳ نمودار تاریخچه زمانی سرعت برای سیلندر با لقی

برای بررسی اثر افزایش سرعت در سیستم جدید محاسبات برای همان سیستم بدون لقی انجام شده است (شکل ۴)



شکل ۶ مش بندی سیلندر و جریان سیال اطراف آن در نرم افزار ANSYS

به منظور اعتبار سنجی روش عددی مرجع [۴۰،۴۱] انتخاب شده است که با شرایط این مرجع محاسبه برای  $U_r = 4.5 \times 6$  صورت گرفته است. مشاهده شد که مقدار  $\frac{A}{D}$  به دست آمده در این تحلیل با عدد  $\frac{A}{D}$  این مرجع انطباق ۹۹.۸۶ درصدی دارد. (شکل ۷)



شکل ۷ اعتبار سنجی نسبت دامنه به قطر

از آنجاکه هدف اصلی این تحقیقات بررسی ارتعاشی سیستم با لقی است، پارامترها طوری محاسبه شده اند که در محدوده پدیده قفل شادگی قرار گیرند سرعت جریان باد ۲.۳ متر بر ثانیه بدست آمده است و در محدوده ۱ ثانیه دامنه نوسانات محاسبه شده است همانطور که در جدول ۴ مشخص است مقادیر ماکسیمم تقریبا در یک رنج قرار دارند و کل نمودار در دو حالت محاسباتی تحلیلی و عددی در شکل ۸ رسم شده است که بر یکدیگر تقریبا منطبق هستند نمودار آبی به روش تحلیلی و نمودار سیاه از طریق عددی بدست آمده است.

جدول ۴ مقایسه نتایج به دست آمده به روش تحلیلی با نرم افزار ANSYS

رویکرد	Maximum displacement (cm)	Maximum velocity (m/s)
روش تحلیلی	12.4	1.29
روش عددی	12.5	1.3

ارتعاشی القای گردابه‌ای استوانه به دلیل دارا بودن تلفیقی از ویژگی‌ها رفتاری در تاثیر متقابل سازه- سیال مطابق شکل ۲ در نظر گرفته شده است و در نرم افزار انسیس از متد K-w SST با مش سازمان یافته برای شبیه سازی رفتار جریان سیال استفاده شده است. که برای قسمت های دور از دیواره های متحرک مناسب است. در مدل سیالاتی، جریان به صورت نا آرام و تراکم ناپذیر در نظر گرفته می شود. در شکل ۵ سیلندر در یک محیط محاسباتی ۱ مکعب مستطیلی که به ترتیب دارای مرزهای پایین دست و بالادست  $\frac{L_d}{D} = 24$  و  $\frac{L_u}{D} = 72$  هستند، قرار داده می شود. فاصله مرزهای جانبی  $w = 48D$  در نظر گرفته شده اند. در روی مرز ورودی:

$$v_x = U$$

$$v_y = 0$$

بر روی مرز بالا و پایین :

$$v_y = 0$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = 0$$

بر روی استوانه :

$$v_x = 0$$

$$v_y = 0$$

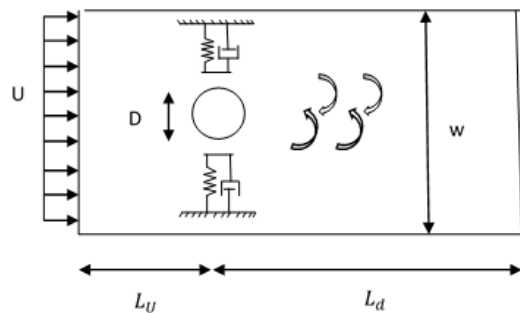
در مرز خروجی:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = 0$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial x} = 0$$

که  $v_x, v_y$  سرعت جریان سیال در جهت  $x, y$  هستند. برای جلوگیری از خطاهای متعدد شبیه سازی در سلول هایی که در نزدیکی مرز توربین بادی قرار دارند، از تکنیک مش سیار ۲ استفاده می شود. با ارتعاش سیلندر، مش های سیار و تغییر شکل دهنده، سلول های شبکه بندی شده ی خود را در هر مرحله تکرار، بازسازی می کنند تعداد کل شبکه ۲۹۰۰۸۰ است شکل ۶ که اطراف استوانه شبکه ریز شده و به سمت دیواره رشد می کند شکل (۶):



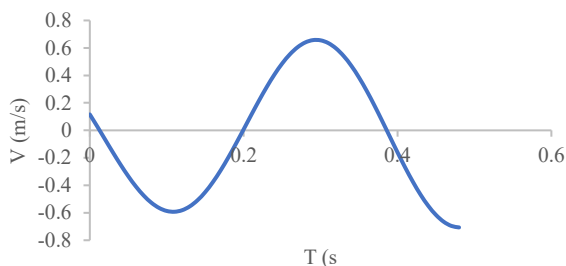
شکل ۵ پیکربندی جریان سیال دو بعدی در اطراف سیلندر و شرایط مرزی

همانطور که مشخص است اثر سیستم الکترومغناطیس بر ساختار جذب انرژی را می‌توان به صورت یک میرایی ویسکوز دانست (شکل ۱۲).

## ۱۲- مقایسه جاذب انرژی سیستم با لقی و بدون لقی

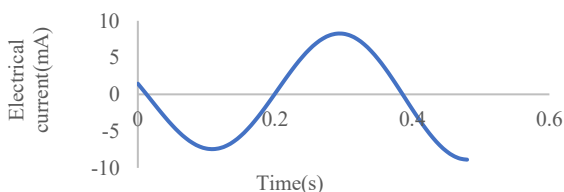
### ۱۲-۱- بررسی اثر لقی در توان تولیدی و جریان

همان‌طور که به دست آمدن وجود لقی در سیستم باعث افزایش ۲۰۷۶ برابری سرعت در مقایسه با حالت بدون لقی شده است، به‌منظور بررسی اثر غیر پیوستگی مقایسه‌ای با پارامترهای بدست آمده سیستم با پیوستگی در نظر گرفته شده، معادلات حاکم نمودار سرعت و جریان و در نهایت توان دریافتی برای سیستم پیوسته خطی محاسبه شده است، شکل (۱۰).



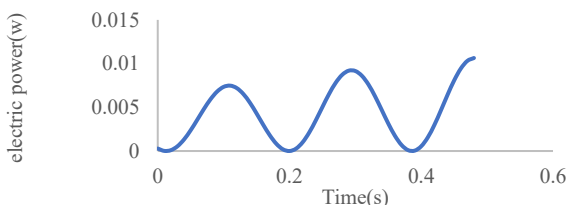
شکل ۱۰ نمودار تاریخچه زمانی سرعت برای سیلندر بدون لقی

اغلب سیستم‌های جذب انرژی طراحی شده، سیستم‌های خطی تشدید می‌شوند که بیشینه توان را زمانی که فرکانس طبیعی سیستم با فرکانس تحریک برابر است، تولید می‌کنند. با توجه به رابطه ۳۰ میتوان مقدار جریان قابل استحصال را محاسبه کرد که با توجه به مقدار سرعت بدست آمده ملاحظه می‌شود مقدار جریان نیز یک رنج سینوسی مناسبی دارد، شکل (۱۱).

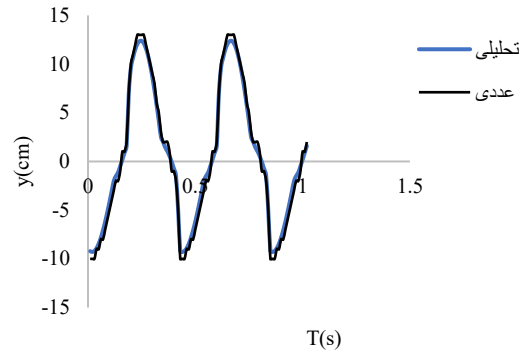


شکل ۱۱ نمودار تاریخچه زمانی جریان برای سیلندر بدون لقی

با استفاده از روابط (۱۲) برای حالت سیلندر بدون لقی مقدار توان بدست خواهد آمد، شکل (۱۲).



شکل ۱۲ نمودار تاریخچه زمانی توان برای سیلندر بدون لقی



شکل ۸ مقایسه نمودار روش تحلیلی (آبی) با حل عددی (سیاه)

## ۱۱- مزایا و دلایل بهره‌برداری از انرژی باد

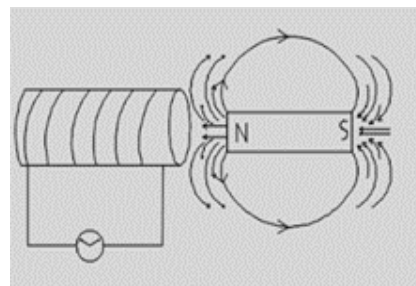
انرژی باد نیز مانند سایر منابع انرژی تجدیدپذیر از ویژگیها و مزایای بالاتری نسبت به سایر منابع انرژی برخوردار است.

زمانی که استوانه ارتعاش می‌کند حرکت نسبی بین هسته مغناطیس دائم و حلقه‌های سیم پیچ موجب تغییر شار عبوری از حلقه‌های سیم پیچ می‌گردد. طبق قانون فارادی، تغییر شار موجب تولید جریان الکتریکی در حلقه‌های سیم پیچ می‌گردد. همچنین طبق قانون لنز موجب ایجاد نیرویی خلاف جهت حرکت استوانه می‌شود. به این ترتیب انرژی سیستم به صورت انرژی الکتریکی از آن گرفته می‌شود و از ارتعاش سیستم کاسته می‌گردد. شار یک میدان مغناطیسی و ولتاژ القا شده از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$\Phi = BA \cos \theta \quad (28)$$

$$e_b = -\frac{d\Phi}{dt} \quad (29)$$

$\Phi$ ، شار مغناطیسی،  $B$  شدت میدان مغناطیسی،  $A$  سطح مقطع شار عبوری،  $\theta$  زاویه بین راستای میدان و خط عمود بر سطح و  $e_b$  ولتاژ القایی است، شکل (۹).



شکل ۹ شکل شماتیک حرکت هسته مغناطیسی دائم در حلقه سیم پیچ [۴۲]

از آنجا که تغییر شار ناشی از سرعت نسبی بین آهن ربا و حلقه‌های سیم پیچ است،  $e_b = NBL_{coil}\dot{W}$  که در رابطه فوق  $N$  تعداد حلقه‌های سیم پیچ  $L_{coil}$  طول سیم هر حلقه از سیم پیچ،  $\dot{W}$  سرعت نسبی بین سیم پیچ و آهن ربا،  $B$  شدت میدان مغناطیسی است و از آنجا که اندوکتانس بوبین  $L$  نسبت به مقاومت سیم پیچ  $R_{coil}$  بسیار کوچک است لذا از آن صرف نظر شده است:

$$F = NBL_{coil}\dot{i} = C\dot{W} \quad (30)$$

نسبت با لقی به بدون لقی	۳.۵	2.076
-------------------------	-----	-------

### ۱۳- جمع‌بندی

در این مقاله لقی به عنوان پارامتر تاثیرگذار بر رفتار ارتعاش غیرخطی استوانه افقی در معرض جریان سیال مورد بررسی بوده است و جهت بررسی این پارامتر، ابعاد بهینه موثر در افزایش جابجایی و سرعت در ارتعاش استوانه بدست آمده است. مطالعه نشان می‌دهد که لقی در سامانه استوانه، جرم، فنر و دمپر باعث افزایش  $2.076$  برابری سرعت می‌شود. به این منظور، سرعت باد  $U = 2.44 \text{ m/s}$  در نظر گرفته شده است که باعث ایجاد لایه برشی کاملاً آشفته شده که دریافت نیروی سیال از سوی استوانه حداکثر خواهد بود. با توجه به ارتباط انرژی الکترو مغناطیس، افزایش سرعت مقدار برداشت انرژی  $3.5$  برابر خواهد شد. استفاده از این سیستم جدید باعث صرف هزینه کم‌تر جهت تولید انرژی تجدیدپذیر خواهد شد. این سیستم گامی مناسب جهت افزایش تولید انرژی تجدیدپذیر در جهان می‌تواند باشد. تاکنون عمده تحقیقات و پژوهش‌های انجام گرفته در جهت از بین بردن لقی در سیستم‌ها بوده است که این تحقیق نشان می‌دهد که لقی باعث افزایش دامنه و سرعت جسم مرتعش می‌شود. بنابراین می‌توان سیستم دینامیکی مرتعش را طوری طراحی کرد که انرژی استحصال بیشتری دریافت کرد و نیز می‌توان دید که سیستم جدید در سرعت جریان باد کمتر، در مقایسه با سیستم پیوسته به حالت تشدید، نزدیک است. این سیستم دینامیکی در مقایسه با سیستم‌های دینامیکی با پره که باعث برخورد پرندگان با پره‌های توربین شده و گرفتن فضای کم به محیط زیست آسیب کمتری می‌زند.

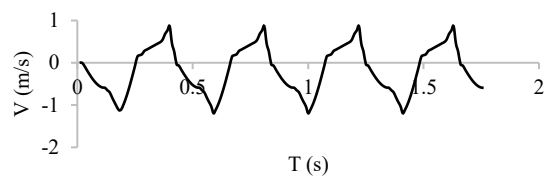
### ۱۴- فهرست علائم

$\rho$	جرم واحد حجم هوا ( $\text{Kg/m}^3$ )
$U$	سرعت سیال ( $\text{m/s}$ )
$Re$	عدد رینولدز (-)
$S_G$	عدد اسکاپ-گرفین (-)
$S_L$	عدد اشتروهال (-)
$f_{fluid}$	فرکانس بارش ( $\text{Hz}$ )
$m_a$	جرم افزوده (-)
$C_i$	ضریب نیرو نوسانی (-)
$D$	قطر استوانه ( $\text{cm}$ )
$L$	طول استوانه ( $\text{cm}$ )
$K$	ضریب سختی فنر ( $\text{N/m}$ )
$\xi$	ضریب میرایی (-)
$C$	ضریب دمپر (-)

### ۱۵- مراجع

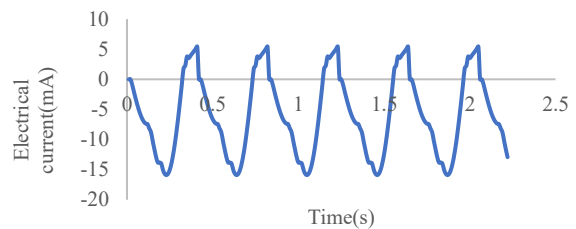
- [1] D.Y. Villarreal, S.L., V.B., VIV resonant wind generators. *Vortex Bladeless SL*, 2018
- [2] S.A.J.N. Nikolina, *International Renewable Energy Agency (IRENA)*, 2016.
- [3] A.Y. Al-Hassan and D.R. Hill, *Islamic technology; an illustrated history*, 1986.
- [4] K. Raghavan, *Energy Extraction from a Steady Flow Using Vortex-Induced Vibration*, PhD Thesis, *The University of Michigan*, 2007.

در این قسمت به محاسبه سطح توان قابل دریافت توسط توربین‌های بادی بدون پره غیرپیوسته غیرخطی می‌پردازیم. به این منظور ابتدا باید نمودار تغییرات سرعت حرکت نوسانی رسم گردد. در این مقاله جذب انرژی ارتعاشی برای سیستم با لقی با تحلیل سیالاتی سیستم به کمک دینامیک سیالات، نیروی برآورد بر استوانه، در رینولدز  $Re = 25500$  که در محدوده تشکیل گردابه‌ای لایه برشی کاملاً آشفته بدست آمده است. جهت نشان دادن برداشت بهینه ابتدا از طریق بهینه‌یابی، ابعاد بهینه مدل دینامیکی استخراج و به روش تحلیلی محاسبات انجام شده است. نتایج بهینه‌سازی سیستم نشان داد که در نظر گرفتن مقادیر بهینه در شرایط عملیاتی قفل شده و پایدار منجر به افزایش سرعت سیلندر ارتعاشی در نتیجه افزایش  $5.3$  برابری در برداشت انرژی از سیستم سیلندر جدید با لقی در مقایسه با سیستم بدون لقی می‌شود، جدول (۵).



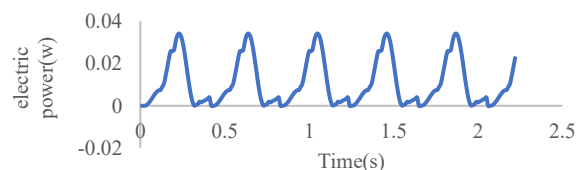
شکل ۱۳ نمودار تاریخچه زمانی سرعت برای سیلندر با لقی

وجود لقی در سیستم باعث افزایش  $2.076$  برابری سرعت در مقایسه با حالت بدون لقی شده است. مقدار جریان قابل استحصال از رابطه (۳۰) در شکل ۱۴ رسم گردیده است.



شکل ۱۴ نمودار تاریخچه زمانی جریان برای سیلندر با لقی

با استفاده از روابط (۲۷) برای حالت سیلندر با لقی مقدار توان بدست خواهد آمد، شکل ۱۵.



شکل ۱۵ نمودار تاریخچه زمانی توان برای سیلندر با لقی

جدول ۵ مقایسه نتایج حاصل از مدل‌سازی خطی و غیرخطی سیستم

Modeling approach	Maximum power(w)	Maximum velocity (m/s)
مدل با لقی	۰.۰۳۵	۱.۳
مدل بدون لقی	۰.۰۱	۰.۶۵

- [27] T. Sarpkaya, Fluid forces on oscillating cylinders, *ASCE Journal of Waterway Port Coastal Ocean Division*, Vol. 104, pp. 275–290, 1978.
- [28] A. Khalak, C.H.K. Williamson, Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 13, pp. 813–851, 1999.
- [29] O.M. Griffin, S.E. Ramberg, Some recent studies of vortex shedding with application to marine tubulars and risers, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 104, pp. 2–13, 1982.
- [30] R. N. Govardhan, C. H. K. Williamson, Defining the 'modified Griffin plot' in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping, *Journal of Fluid Mechanics* Vol. 561, pp. 147-180, 2006.
- [31] A. Khalak, C. H. K. Williamson, Investigation of relative effects of mass and damping in vortex-induced vibration of a circular cylinder, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 69, pp. 341–350, 1997.
- [32] A. Khalak, C. H. K. Williamson, Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 13, pp. 813–851, 1999.
- [33] P. W. Bearman, Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 16, pp. 195-222, 1984
- [34] M. R. Gharib, Vortex-Induced Vibration, Absence of Lock-in and Fluid Force Deduction, *PhD Thesis, California Institute of Technology*, 1999.
- [35] Y. Bao, C. Huang, D. Zhou, J. Tu, Z. Han, Two-degree-of-freedom flow-induced vibrations on isolated and tandem cylinders with varying natural frequency ratios, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 35, pp. 50-75, 2012.
- [36] P. W. Bearman, Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies, *Annual review of fluid mechanics*. Vol. 16, pp. 195-222, 1984.
- [37] J. T. Klamo, A. Leonard, A. Roshko, The Effects of Damping on the Amplitude and Frequency Response of a Freely Vibrating Cylinder in Cross-Flow, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 22, No. 6-7, pp. 845-856, 2006.
- [38] K. Raghavan, M. M. Bernitsas, Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid cylinder on elastic supports, *Ocean Engineering*, Vol. 38, No. 5, pp. 719-731, 2011.
- [39] F. S. Hover, A. H. Techet, M. S. Triantafyllou, Forces on Oscillating Uniform and Tapered Cylinders in Crossflow, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 363, pp. 97-114, 1998.
- [40] C. Wang, H. Tang, F. Duan, C. Simon, Control of wakes and vortex-induced vibrations of a single circular cylinder using synthetic jets, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 60, pp. 160-179, 2016.
- [41] R. Jiang, J. Lin, Z. Chen, Vibrations of cylindrical objects obstructing a Poiseuille-type flow, *Physical Review E*, Vol. 88, No. 2, pp. 023009, 2013.
- [42] S. Roundy, P.H. Wright, J.M. Rabaey, *Energy Scavenging for Wireless Sensor Networks with Special Focus on Vibrations*, Kluwer, Norwell, MA, 2004
- [5] J. Wanga, Sh. Gua, Ch. Zhanga, G. Hub, G. Chenb, K. Yangc, H. Lia, Y. Laid, G. Litake, D. Yurchenk, Hybrid wind energy scavenging by coupling vortex-induced vibrations and galloping, *Energy Conversion and Management*, Vol. 213, pp. 112835, 2020.
- [6] P. W. Bearman, Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 16, pp. 195-222, 1984.
- [7] M. M. Zdravkovich, Modification of vortex shedding in the synchronization range, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 104, No. 4, pp. 513–517, 1982.
- [8] C. H. K. Williamson, A. Roshko, Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 2, No. 4, pp. 355–381, 1988.
- [9] S. S. Chen, S. Zhu, Y. Cai, An unsteady flow theory for vortex-induced vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, No. 1, pp. 73–92, 1995.
- [10] S. Roundy, P.H. Wright, J.M. Rabaey, *Energy Scavenging for Wireless Sensor networks with Special Focus on Vibrations*. Kluwer, Norwell, MA, 2004.
- [11] O.M. Griffin, S.E. Ramberg, Some recent studies of vortex shedding with application to marine tubulars and risers, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 104, pp. 2–13, 1982.
- [12] J.T. Klamo, A. Leonard, A. Roshko, The Effects of Damping on the Amplitude and Frequency Response of a Freely Vibrating Cylinder in Cross-Flow, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 22, No. (6-7), pp. 845–856, 2006.
- [13] A. Khalak, C.H.K. Williamson, Investigation of relative effects of mass and damping in vortex-induced vibration of a circular cylinder, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 69, pp. 341–350, 1997.
- [14] M.R. Gharib, Vortex-Induced Vibration, Absence of Lock-in and Fluid Force Deduction, *Ph.D. dissertation, California Institute of Technology*, 1999.
- [15] F.S. Hover, A.H. Techet, M.S. Triantafyllou, Forces on Oscillating Uniform and Tapered Cylinders in Crossflow, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 363, pp. 97-114, 1998.
- [16] J.C. Owen, P.W. Bearman, A.A. Szewczyk, Passive Control of VIV with Drag Reduction, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 15, No. 3-4, pp. 597-605, 2001.
- [17] A. Roshko, Experiments on the Flow Past a Circular Cylinder at Very High Reynolds Number, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 10, No. 3, pp. 345-356, 1961.
- [18] K. Vikestad, *Multi-Frequency Response of a Cylinder Subjected to Vortex Shedding and Support Motions*, PhD dissertation, NTNU, Norway, 1998.
- [19] J. Ding, S. Balasubramanian, R. Lokken, T. Yung, Lift and damping characteristics of bare and staked cylinders at riser scale Reynolds numbers, *Offshore Technology Conference*, No. 16341, 2004.
- [20] K. Raghavan, M.M. Bernitsas, Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid cylinder on elastic supports, *Ocean Engineering*, Vol. 38, No. 5, pp. 719-731, 2011.
- [21] J.H. Lee, M.M. Bernitsas, High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter, *Ocean Engineering*, 2011.
- [22] A. Khalak, C.H.K. Williamson, Investigation of relative effects of mass and damping in vortex-induced vibration of a circular cylinder, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 69, pp. 341–350, 1997.
- [23] A. Khalak, C.H.K. Williamson, Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 13, pp. 813–851, 1999
- [24] R.N. Govardhan, C.H.K. Williamson, Defining the 'modified Griffin plot' in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 561, pp. 147-180, 2006.
- [25] J.T. Klamo, A. Leonard, A. Roshko, On the maximum amplitude for a freely vibrating cylinder in cross-flow, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 21, pp. 429–434, 2005.
- [26] O.M. Griffin, S.E. Ramberg, Some recent studies of vortex shedding with application to marine tubulars and risers, *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 104, pp. 2–13, 1982.