

# بهینه‌سازی عددی و تحلیلی ارتعاشات توربین‌های بدون پره ورتکس<sup>۱</sup>

سید سعید منصوری  
دانشجوی دکتری،  
گروه مهندسی مکانیک،  
دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران  
SaeidMansourii@gmail.com

محمد رضا الهامی\*  
دانشیار،  
گروه مهندسی مکانیک،  
دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران  
mrelhami.63@gmail.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۱۱/۱۸

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲/۲۸

## چکیده

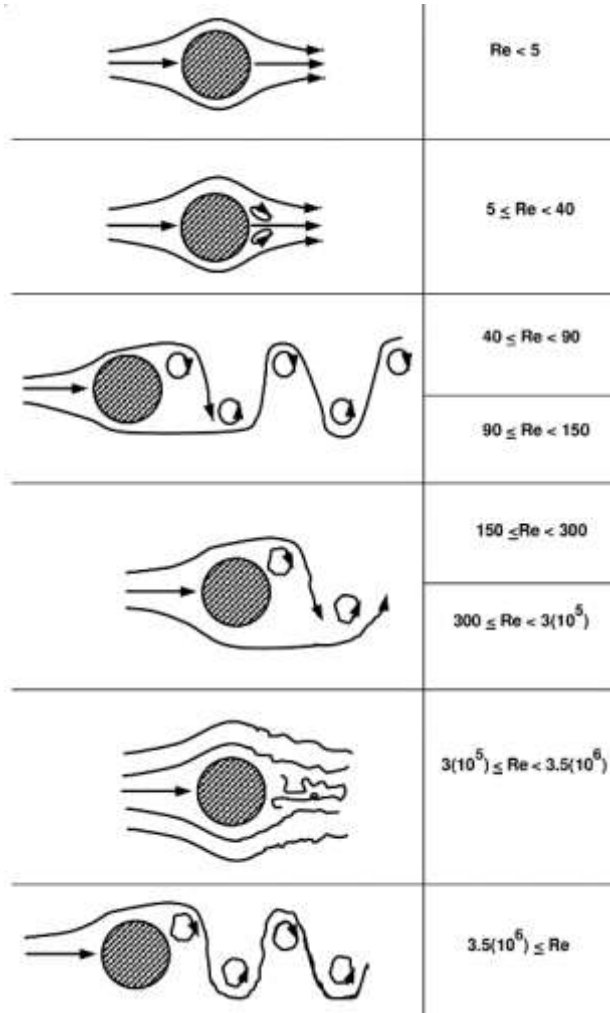
باگذشت زمان و در اثر رشد جوامع و پیچیده‌تر شدن صنعت و فناوری، نیاز بشر به منابع انرژی و استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر مانند باد، روزافزون شده است و توسعه توربین‌های بادی یکی از راه‌های رسیدن به این هدف است. توربین بادی بدون پره ورتکس<sup>۱</sup> یک مولد انرژی است که مانند یک ستون است و در مسیر جریان سیال هوا قرار می‌گیرد و با استفاده از ارتعاشات ایجاد شده توسط گردابه‌های ون کارمن شروع به نوسان می‌کند، و با استفاده از تغییر میدان مغناطیسی در قسمت آلترناتور تولید الکتریسیته می‌کند. در این مطالعه قصد داریم با در نظر گرفتن روابط تحلیلی به طراحی این مدل توربین در نرم‌افزارهای مدل‌سازی بپردازیم. سپس مدل را با حل عددی در نرم افزار انسیس در نسبت فرکانس‌های مختلف مورد بررسی قرار داده و پارامترهای نظیر قطر و ارتفاع دکل را که در بازدهی سیستم تأثیر مستقیم دارند بهینه‌سازی خواهد شد. در ادامه با استفاده از روابط دینامیکی استخراج شده صحت نتایج حل عددی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

**واژگان کلیدی:** توربین ورتکس، مولد انرژی، برداشت انرژی، بررسی ارتعاشی، ناحیه قفل‌شدگی، بهینه‌سازی

## ۱. مقدمه

آنچه اکنون به‌عنوان مشکل جهانی بشر را تهدید می‌کند، کمبود انرژی و آلودگی هوا بر اثر استفاده از سوخت‌های فسیلی است. برای رفع این دو معضل بزرگ یعنی دشواری‌های گرانی و کمبود سوخت‌های فسیلی و پایان یافتن این قبیل سوخت‌ها در ۵۰ سال آینده و شدت آلودگی هوا که کلان شهرهای دنیا را به‌شدت تهدید می‌کند.

پژوهشگران و دانشمندان مطالعه و تحقیق برای استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و پاک را بیش از پیش جدی گرفته‌اند. مسئولان کشورها نیز با اختصاص بودجه‌های سنگین، تمامی دانشگاه‌ها و مراکز پژوهشی را تشویق به یافتن انرژی‌های جایگزین و کم مخاطره می‌کنند. می‌توان گفت، اکنون که دو مسئله به‌هم پیوسته انرژی و آلودگی هوا (محیط زیست)، به‌عنوان یک مشکل جهانی عظیم روز به روز تشدید می‌شود و



شکل ۱. شماتیک ورتکس تشکیل شده استوانه در مسیر سیال (هوا)

[۲]

همان‌طور که در شکل ۲ دیده می‌شود توربین بدون پره ورتکس از اجزای زیر تشکیل شده است و در جهت عمود بر جریان سیال حرکت می‌کند که این امر ناشی از گردابه‌های ورتکس شکل گرفته در پشت دکل است.

تا زمانی که راه کارهای علمی و عملی برای آن پیدا نشود، انسان خاکی در خطر جدی قرار دارد.

توربین‌های بادی بدون پره همان هدفی را دارد که سایر توربین‌های بادی دارند. تبدیل انرژی باد به انرژی جنبشی که قابلیت استفاده به شکل الکتریسیته را داشته باشد. اما برای اینکار روش کاملاً متفاوتی دارد. این توربین‌های بادی به‌جای ذخیره انرژی از طریق حرکت‌های دایره‌ای پروانه از ارتعاشات ناشی از قسمت متحرک بهره می‌برد. در توربین‌های بادی معمول اگر باد زیادی بوزد، حالت ورتکس می‌تواند در کل سازه حرکت نوسانی ایجاد کند، که در برخی موارد این ارتعاش باعث فروپاشی تدریجی می‌شود. این اثر که یک خطر جدی محسوب می‌شود، برای توربین‌های بادی بدون پره تبدیل به یک فرصت شده است، و آن تبدیل این انرژی ارتعاشی به الکتریسیته است که این عمل را با استفاده از یک سازه خاص و برداشت انرژی به‌صورت الکترو مغناطیس انجام می‌دهد.

### ۱.۱. تئوری ورتکس شدینگ وان کارمن<sup>۱</sup>

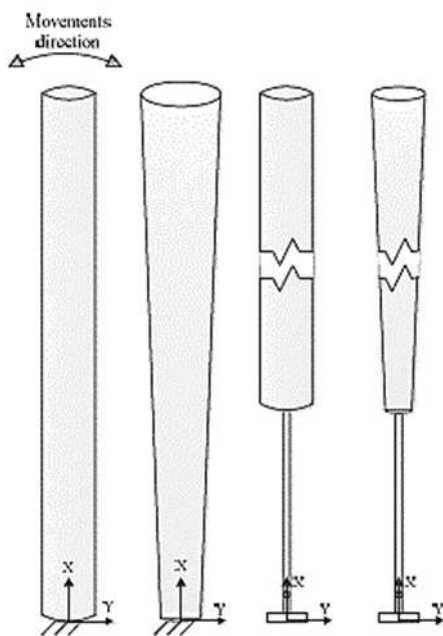
در دینامیک سیالات ورتکس به الگوی تکرارشونده‌ای از حرکت چرخشی بر اثر جدایش جریان سیال حول جسم در شرایط ناپایا گفته می‌شود. به پاس داشت زحمات مهندس و دانشمند مشهور در زمینه دینامیک سیالات، تئودوره ون کارمن، این پدیده به این نام شهرت یافت. لرزش سیم‌های خطوط تلفن، ارتعاشات خطوط انتقال برق و ارتعاشات آنتن خودروهای در حال حرکت در سامانه‌ای بی‌سیم از جمله نشانه‌های این پدیده هستند.

ور تکس تنها در بازه خاصی از رژیم حرکتی جریان سیال رخ می‌دهد، به این معنا که سرعت جریان یا به‌عبارت دقیق‌تر عدد رینولدز جریان باید در محدوده خاصی قرار داشته باشد. معمولاً در گذر جریان سیال از روی اجسام، این پدیده در اعداد رینولدز بیشتر از ۴۰ رفته رفته پدیدار می‌شود [۱].

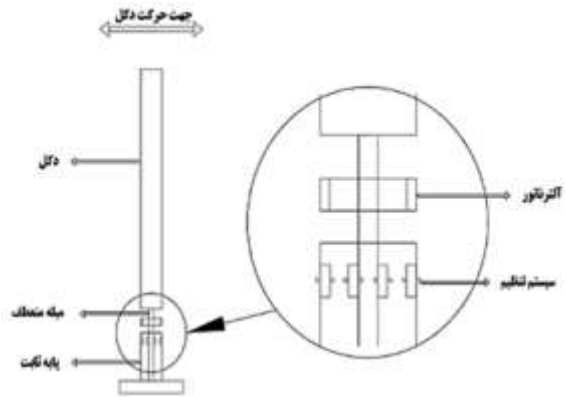
عمود بر جریان می‌گردد و سپس این حرکت با استفاده از مکانیزم الکترو مغناطیس به جریان الکتریکی تبدیل می‌گردد. بیشینه برداشت انرژی در این نوع توربین‌ها زمانی رخ می‌دهد که فرکانس بدنه اصلی با فرکانس تشکیل گردابه‌های ناشی از جریان عبوری از روی بدنه برابر می‌گردد. این محدوده را ناحیه قفل‌شدگی می‌نامیم، لذا در طراحی این مدل توربین‌ها بررسی این ناحیه بسیار حائز اهمیت است.

ما در این مطالعه قصد داریم به بررسی پارامترهای تأثیرگذار بر ناحیه قفل‌شدگی مانند قطر و ارتفاع سیلندر بپردازیم، در نتیجه بخشی از پژوهش‌های پیشین که در این راستا مورد بررسی قرار گرفته است، در این بخش آورد شده است.

در سال ۲۰۱۷ چیزفهم [۳] و همکاران مقاله‌ای را ارائه کردند که در آن مدل تحلیلی برای حرکت توربین‌های بدون پره با سطح مقطع‌های مختلف را مورد بررسی قرار داده‌اند. آنها برای شبیه‌سازی رفتار دینامیکی و ارتعاشی توربین بدون پره از تئوری تیر اویلر برنولی بهره بردند.



شکل ۳. مدل‌های مورد بررسی چیزفهم و همکاران [۳]



شکل ۲. اجزای توربین بدون پره ورتکس

دکل قسمت متحرک توربین بدون پره است و وظیفه آن ایجاد گردابه در جریان پایین دست است. از جمله مواردی که باید در طراحی دکل رعایت شود وزن پایین و قطر بهینه است.

میله منعطف وظیفه نوسان را به عهده دارد و نیروی انتقالی از قسمت دکل را به نوسان تبدیل می‌کند. جنس آن از فیبروکربن که به پایین‌ترین نقطه پایه متصل است.

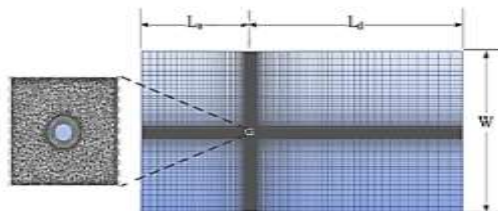
آلتراتور توربین بدون پره وظیفه تبدیل انرژی جنبشی ایجاد شده به انرژی الکتریکی را بر عهده دارد.

سیستم تنظیم به تشدید نوسانات توربین بدون پره کمک می‌کند. این کار از طریق قرار دادن آهنرباهای هم نام در مقابل همدیگر و رانش ایجاد شده صورت می‌پذیرد.

در این مطالعه قصد داریم با تمرکز روی پارامترهای تأثیرگذار، میزان ارتعاش آن و با استفاده از نیروی مغناطیسی میزان برداشت انرژی را بهبود دهیم و در نهایت با ساخت یک مدل نمونه تجربی و شبیه‌سازی عددی، راهبرد مناسبی برای طراحی و ساخت این مدل توربین‌ها ارائه نماییم.

تولید انرژی الکتریکی در توربین‌های بدون پره از طریق نوسان دکل توربین که بدنه اصلی نام دارد و به وسیله یک میله منعطف به زمین متصل است صورت می‌پذیرد. این نوسان‌ها زمانی رخ می‌دهد که جریان سیال از روی دکل عبور کرده و گردابه‌های ناشی از جریان ورودی نامنظم در بالا دست موجب نوسان‌های

در این مقاله برای صحت‌سنجی معادلات به‌دست آمده یک نمونه توربین با استفاده از نرم‌افزار فلونت<sup>۲</sup> حل دوبعدی صورت پذیرفت و نتایج را مورد صحت‌سنجی قرار دادند.



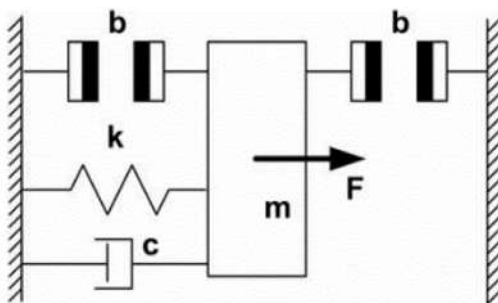
شکل ۴. شماتیک حل دوبعدی مدل مخروطی چیزفهم و همکاران

[۳]

در سال ۲۰۱۸ یانز و همکاران [۴] در گروه ورتکس مقاله‌ای تحت عنوان توربین‌های بدون پره ورتکس ارائه کردند و برای محاسبه فرکانس طبیعی سیستم که دارای اهمیت است، برای طراحی توربین بدون پره<sup>۳</sup> که زمان بیشتری را در ناحیه قفل‌شدگی سپری کند معادله زیر ارائه گردید.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad (۱)$$

در این پژوهش برای شبیه‌سازی سیستم تنظیم از مدل شکل ۵ استفاده گردیده است.



شکل ۵. شماتیک شبیه‌سازی توربین بدون پره به‌صورت فنر و دمپر

[۴]

مطابق با شکل ۵ یک سیستم فنر و دمپر و در دو طرف آهنرباهای همنام مقابل یکدیگر قرار گرفته‌اند که همان سیستم تنظیم است که در ادامه به آن خواهیم پرداخت. نیروی ایجاد

توسط آهنرباها در این مقاله به‌صورت فنر غیرخطی شبیه‌سازی گردیده و خواهیم داشت:

$$f(x) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k + k'(x))}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad (۲)$$

در سال ۲۰۲۱ میلاد موسوی و همکاران [۵] به ارائه مقاله‌ای با موضوع بررسی اثر نیروی برا<sup>۴</sup> و پسا<sup>۵</sup> وارده به توربین ورتکس پرداخته‌اند. در این راستا به بررسی دوبعدی سیلندر تک پایه یکسر گیردار شده به زمین پرداخته‌اند.

در این مقاله با استفاده از معادلات ارائه شده توسط یانز و همکاران سیستم تنظیم شبیه‌سازی گردیده است، نیروی وارده توسط دو آهن ربای استوانه‌ای با فاصله X از یکدیگر به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$F = \left[ \frac{B_0 A^2 (L^2 + R^2)}{\pi \mu_0 L^2} \right] \left[ \frac{1}{x^2} + \frac{1}{(x+2)^2} - \frac{2}{(x+L)^2} \right] \quad (۳)$$

نیروی درگ وارده توسط سیال به دکل نیز از معادله زیر قابل استخراج خواهد بود:

$$F_D = C_D \frac{1}{2} \rho A V^2 \quad (۴)$$

در نهایت توربین بدون پره ورتکس را با استفاده از روابط در بازه رینولدزهای بین ۵۰ تا ۱۵۰ مورد مطالعه قرار داده‌اند، یک مرحله این کار با استفاده از سیستم تنظیم و یک مرحله بدون این سیستم مورد بررسی قرار می‌دهند و نشان می‌دهند که عملکرد این نوع توربین‌ها با سیستم تنظیم حدود ۸۰٪ بازدهی بالاتر را نشان می‌دهد.

در سال ۲۰۱۸ شافی و همکاران [۶] در دانشگاه صنعتی شریف پژوهشی تحت عنوان برداشت انرژی با استفاده از توربین‌های بدون پره انجام دادند. در این مطالعه یک نمونه آزمایشگاهی کوچک برای محدوده سرعت ۳-۵ متر بر ثانیه ساخته شد و ارتعاشات القایی روی آن بررسی گردید.



شکل ۸. نحوه قرارگیری آهنرباها در سیستم تنظیم مورد بررسی اسکویی و همکاران [۷]

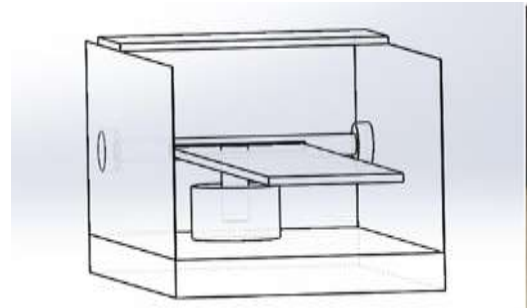
مشخصات فیزیکی در نظر گرفته شده در مقاله به صورت زیر است.

جدول ۱. خصوصیات فیزیکی و هندسی آهنرباها در سیستم تنظیم

مورد بررسی اسکویی و همکاران [۷]

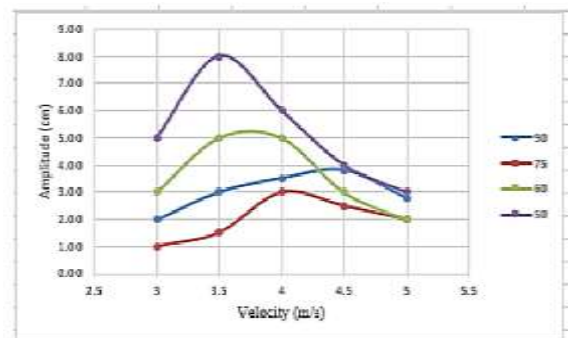
blt <sub>۲</sub>	blt <sub>۱</sub>	کمیت
۱۵	۱۵	شعاع داخلی آهنربا داخلی
۲۵	۲۵	شعاع خارجی آهنربا داخلی
۲۷	۲۶	شعاع داخلی آهنربا خارجی
۲۷	۲۶	شعاع خارجی آهنربا خارجی
-	$\pi^4 \cdot 10^{-۷}$	ثابت تراوایی خلا
۱/۳۱	۱/۳۱	خاصیت بازمانده

نتایج به دست آمده در این پژوهش از روش مونت کارلو با نتایج مقاله یانگ و همکاران در سال ۲۰۱۸ مورد بررسی و صحت سنجی قرار گرفته است و دقت حل را مشخص می نماید.



شکل ۶. مدل مورد بررسی شافی و همکاران [۶]

در ادامه با استفاده از یک آهنربا و کوئل خطی میزان برداشت انرژی الکتریسیته را به صورت خطی مورد بررسی قرار دادند. در ادامه این تحقیق با بررسی پدیده فلاتر برای این سازه نتایج را صحت سنجی نموده اند.



شکل ۷. نتایج به دست آمده از جابه جایی دکل توسط شافی و

همکاران [۶]

در سال ۲۰۲۱ اسکویی و همکاران [۷] به ارائه مدلی برای سیستم تنظیم توربین های بدون پره پرداخته اند، در این مقاله ساختار سیستم تنظیم توربین از دو آهنربای مغناطیسی تشکیل شده است که نیروی بین دو آهنربا را یک فنر غیرخطی با سختی متغیر در نظر گرفته اند و رفتار ارتعاشی آن را مورد بررسی قرار داده اند. در این مقاله از روش چگالی سطحی بار کلمپ استفاده گردیده و با بهره گیری از روش مونت کارلو نیروی بین دو آهنربا محاسبه می گردد و با پژوهش های پیشین مورد مقایسه و صحت سنجی قرار گرفته است. حالت قرارگیری آهنرباها در سیستم تنظیم به صورت شکل ۸ در نظر گرفته شده است.

جدول ۲. نتایج به دست آمده از روش مونت کارلو و مقایسه با مقاله

ژانگ [۷]

نیروی ژانگ	نیروی ژانگ	نیروی پروژه
۰	۰	۰
۰/۳۵۶	-۷/۶۵۵	-۷/۶۲۸
۱/۱۶۱	-۱۵/۷۸۷	-۱۵/۹۷۰
۳/۲۶۸	-۲۴/۸۸	-۲۴/۰۶۷
۱/۱۷۷	-۳۳/۰۱۴	-۳۲/۶۲۵

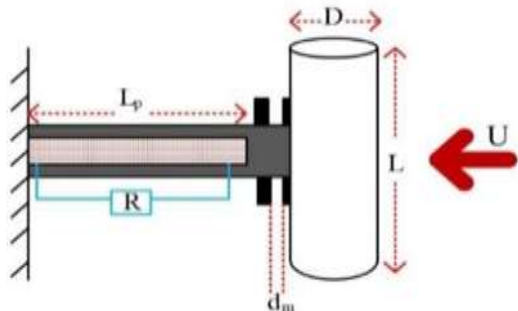
در سال ۲۰۱۸ دیوید ژسوس و همکاران [۸] در شرکت ورتکس که مخترع این نوع توربین‌ها به حساب می‌آیند مقاله‌ای تحت عنوان مولدهای انرژی ورتکس ارائه نموده‌اند و در آن ابتدا به معرفی این نوع توربین‌ها پرداخته و اجزای این مدل توربین‌ها را شرح داده‌اند.

راهنمای اکثر تحقیقاتی است که در مورد توربین‌های بدون پره و تحقیقات بعد از خود است.

در این مقاله از معادلات ون در پل<sup>۶</sup> برای یک سیلندر منعطف استفاده گردیده که در معرض نیروی لیفت حاصل از قرارگیری استوانه در جهت جریان سیال است.

در این مقاله معادلات غیرخطی به دست آمده توسط روش گالرکین خطی‌سازی شده است و نتایج با تحقیقات پیشین مورد صحت‌سنجی قرار گرفته است.

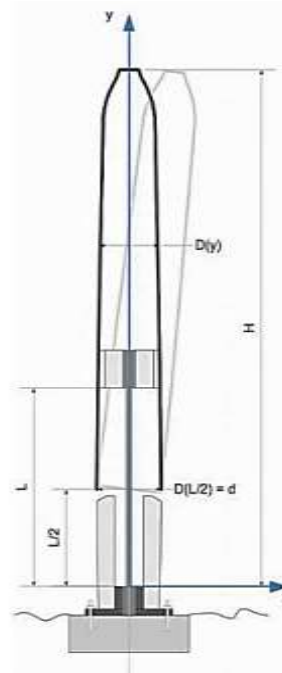
در سال ۲۰۲۱ زندی و همکاران [۱۰] در دانشگاه شهید بهشتی یک مقاله تحت عنوان برداشت انرژی از پدیده ارتعاشات غیرخطی توربین‌های بدون پره انجام داده‌اند و به بررسی بیشتر این نوع توربین‌ها پرداخته‌اند. مدل انتخابی این پژوهش در شکل ۱۰ قابل مشاهده است.



شکل ۱۰. مدل مورد بررسی زندی و همکاران [۵۳]

مدل انتخابی یک تیر یکسر گیردار را نشان می‌دهد که با استفاده از پیزو الکتریک تولید الکتریسیته می‌کند. در این پژوهش با استخراج معادلات و حل آن در نرم‌افزار متلب سازه در حالت غیرخطی مورد بررسی قرار گرفت. در این مقاله به بررسی فاصله بین دو آهنربا در سیستم تنظیم می‌پردازد (dm) و مقدار بحرانی برای این فاصله معرفی می‌گردد که با کاهش بیشتر آن تیر دچار ناپایداری و کمانش می‌شود.

سرادا سینگسن و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۹ پژوهشی تحت عنوان مدل دوبعدی ریاضی توربین‌های بدون پره تحت ارتعاشات القایی ورتکس ارائه کرده‌اند. در این پژوهش یک



شکل ۹. شماتیک توربین مورد بررسی در مقاله شرکت ورتکس [۸]

اسکپ و بالاسوبرامانیا [۹] مقاله‌ای برای تحلیل و ارائه مدل دینامیکی سیلندر با مقطع دایره که در جهت جریان سیال تحت ارتعاشات القایی ورتکس قرار گرفته است را ارائه کرده‌اند که

در سال ۲۰۲۱ وایب و همکاران [۱۳] مقاله‌ای تحت عنوان طراحی و آنالیز توربین‌های بدون پره ارائه کرده‌اند. در این مقاله با استفاده از نرم افزار فلونت<sup>۲</sup> محدوده رینولدز  $3 \times 10^5$  با  $300 < Re <$  در نظر گرفته شده است و عدد استروهال<sup>۹</sup> در محدوده  $0.2$  قرار خواهد گرفت.

نسبت طول دکل به قطر بهینه آن  $10 (L/d=10)$  با توجه به پژوهش‌های قبلی در نظر گرفته شده است. ضخامت دکل دو میلی‌متر در نظر گرفته شده است و با استفاده از نرم‌افزار آدامز<sup>۱۰</sup> جابه‌جایی نوک دکل را به دست آورده و با تحقیقات پیشین مورد صحت‌سنجی قرار گرفته است.

با توجه به تحقیقات پیشین موارد زیر در این پژوهش مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

- پارامترهای طراحی مورد بررسی در تحقیقات (شعاع، قطر، نسبت طول دکل به قطر و ...)
- استخراج معادلات دینامیکی توربین بدون پره مورد نظر برای صحت‌سنجی حل عددی استخراج معادلات سیستم تنظیم و صحت‌سنجی آن در تأثیر عملکرد سیستم تنظیم با مدل تجربی ساخته شده است.

## ۲. مدل تحلیلی توربین‌های بدون پره

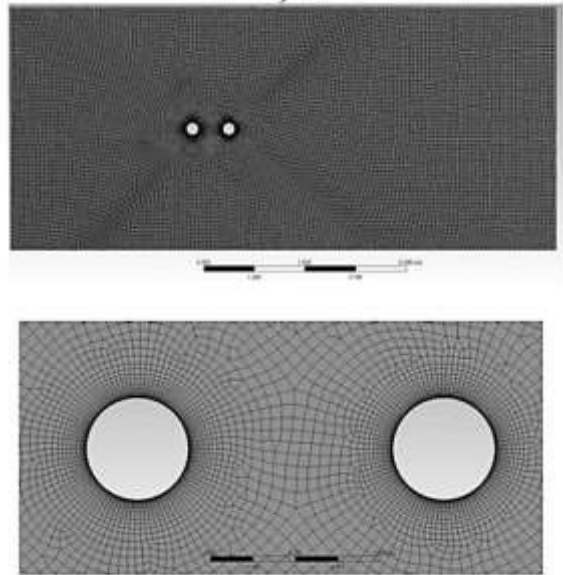
مدل نوسانی نیمه تجربی نوسان‌های ویک برای تحلیل نیروهای عمودی وارده به توربین‌ها ابتدا توسط اسکپ و کریفین [۱۴] ارائه گردیده است این مدل با همکاری اسکپ و بالاسیرماتیان [۳] توسعه پیدا کرد تا دقت بالاتری از پاسخ‌های ارتعاشی توربین تقریب بزند. براساس این مدل ضریب نوسانی نیروی لیفت  $C_L(x, t)$  در زمان  $t$  و طول  $x$  به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$C_L(x, t) = Q(x, t) - \frac{2\alpha}{D\omega_s} \dot{Y}(x, t) \quad (5)$$

که  $Q(x, t)$  جزء تحریک ضریب نوسانی لیفت و  $\dot{Y}(x, t)$  سرعت عمود بر جهت جریان قسمتی از دکل توربین بدون پره

مدل توربین تک پایه که به صورت سیلندر یکسر گیردار شده شده به زمین بود مورد بررسی قرار گرفت. عدد رینولدز در این پژوهش  $10^5$  در نظر گرفته شده است.

در این پژوهش از دو مدل توربولانسی<sup>۷</sup> RANS-sst و DES-sst استفاده گردیده و میزان نیروی لیفت برای دو مدل توربین مورد بررسی قرار گرفت.



شکل ۱۱. حل عددی دو بعدی توسط سینگسن و همکاران [۱۱]

مشخص می‌شود که توربین دوم نیروی لیفت بیشتری را تجربه می‌کند و علت آن اغتشاش در جریان ورودی در توربین دوم است. در این مقاله نشان داده شد که در مدل توربولانسی DES-sst معادلات سریع‌تر هم‌گرا می‌شوند و شاهد نتایج دقیق‌تری خواهیم بود.

راقوناشی و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۲۱ مقاله‌ای تحت عنوان طراحی و ماده در توربین‌های بدون پره ارائه کردند. در این مقاله مسائلی همچون مواد مورد استفاده در توربین‌های بدون پره جهت کاهش هرچه بیشتر وزن دکل توربین و مقاومت پایه متصل به توربین مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

ماده‌های مختلف را به صورت دوعدی با استفاده از نرم‌افزار مکانیکال<sup>۸</sup> مورد بررسی قرار داده‌اند.

است. قسمت دوم معادله بالا را ترم استال<sup>۱۱</sup> می‌نامند، که در آن  $\alpha$  ثابت تجربی است و  $\omega_s$  فرکانس وارد شده توسط گردابه‌های ناشی از پدیده ون کارمن است. برای  $\omega_s$  داریم:

$$\omega_s = 2\pi S \frac{V}{D} \quad (6)$$

که  $S$  عدد استروهمال،  $V$  سرعت بالادست جریان سیال و  $D$  قطر دکل توربین است [۳] معادله ون در پل با استفاده از جزء تحریک  $Q(x, t)$  به صورت زیر حاصل می‌گردد:

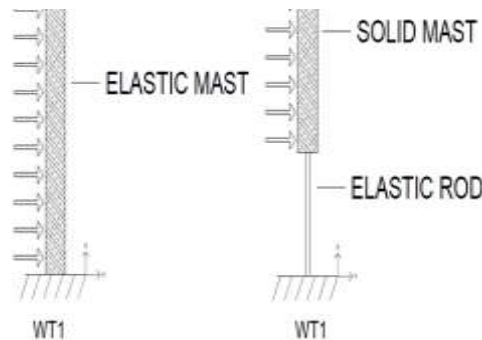
$$\begin{aligned} \ddot{Q}(x, t) - \omega_s G(C_{L0}^2 - 4Q^2(x, t))\dot{Q}(x, t) \\ + \omega_s^2 Q(x, t) \\ = \omega_s F \frac{\dot{Y}(x, t)}{D} \end{aligned} \quad (7)$$

که در آن  $F$ ،  $G$  و  $C_{L0}$  پارامترهای تجربی هستند [۳]. برای یک سیلندر ثابت ترم دوم معادله برابر صفر است و پاسخ معادله بالا به صورت زیر خواهد بود:

$$Q = C_{L0} \sin(\omega_s t) \quad (8)$$

که به این مفهوم است که ضریب نوسانی لیفت وقتی یک سیلندر ایستا داریم برابر  $C_{L0}$  خواهد بود [۴۴].

مدل‌های مختلفی برای سازه توربین‌های بدون پره پیشنهاد می‌گردد که ما در پژوهش قصد داریم دو مدل شکل ۱۲ را مورد بررسی قرار دهیم و جریان سیال هوا را به صورت ناپایا در نظر خواهیم گرفت.



شکل ۱۲. شماتیک توربین‌های مورد بررسی در این پژوهش

حرکت سیال در جهت  $Z$  در نظر خواهیم گرفت که در نتیجه آن حرکت ناشی از ارتعاشات القایی ون کارمن در جهت  $Y$  خواهد بود و زمانی که ارتعاشات وارده از سمت سیال به قسمت دکل در نزدیکی ارتعاشات طبیعی قرار گیرد در ناحیه قفل‌شدگی خواهیم بود و دامنه ارتعاشات بالا رفته و برداشت انرژی قابل ملاحظه می‌گردد.

## ۲-۱. مدل دینامیکی توربین بدون پره BLT1

شکل BLT1 یک توربین بادی بدون پره گردابه‌ای با مقطع دایره‌ای که به صورت یک سیلندر استوانه‌ای یکسر گیردار شده به سطح زمین است، می‌توان آن را به صورت یک تیر اولر-برنولی در نظر گرفت که در مقابل جریان سیال است. با در نظر گرفتن نیروهای آیرودینامیکی وارده به المان، معادله اوایلر برنولی به صورت زیر خواهد بود [۴۴]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^4}{\partial x^4} (EIY(x, t)) + \rho_s \frac{\partial^2 Y(x, t)}{\partial t^2} \\ = \frac{1}{2} \rho V^2 DC_L(x, t) \end{aligned} \quad (9)$$

که در آن ترم راست معادله نیروهای آیرودینامیک وارده به دکل،  $E$  مدول یانگ الاستیسیته دکل،  $I$  ممان دوم مقطع است،  $\rho_s$  جرم خطی دکل و  $\rho$  چگالی هوا است. شرایط مرزی را به صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$\begin{aligned} Y(0, t) &= 0 \\ \frac{\partial Y}{\partial x}(0, t) &= 0 \\ \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}(L, t) &= 0 \\ \frac{\partial^3 Y}{\partial x^3}(L, t) &= 0 \end{aligned}$$

با استفاده از معادلات و شرایط مرزی، معادلات دینامیکی

حرکت به صورت زیر حاصل می‌گردد:



$$\omega_{n_i} = (\beta_i l)^2 \sqrt{\frac{EI}{m_s l^4}} \quad (14)$$

بالاترین مقدار انرژی وارد به توربین در مود اول است که براساس مقاله داهله و توماسون داریم [۱۶]:

$$(\beta_i l)^2 = 3.52 \quad (15)$$

از این رو برای تقریب انرژی وارده به توربین مود اول ارتعاشی را در نظر می‌گیریم با قراردادن معادلات و با ضرب کردن شکل مود سیستم در دو طرف این معادله، و در نهایت با پایین آوردن درجه معادله با روش گالرکین، معادله از حالت PDE به حالت ODE تغییر کرده و به صورت زیر بازنویسی می‌گردد [۱۵]:

$$\begin{aligned} E I y(t) \int_0^L \phi(x) \phi^{(4)}(x) dx \\ + \rho_s \dot{y}(t) \int_0^L \phi^2(x) dx \\ = \frac{1}{2} \rho V^2 \left\{ D q(t) - \frac{2\alpha}{\omega_s} \dot{y}(t) \right\} \int_0^L \phi^2(x) dx \\ + (\ddot{Q}(t) - \omega_s G C_{L0}^2 \dot{q}(t) + \omega_s^2 q(t)) \int_0^L \phi^2(x) dx \\ + (4\omega_s G q^2(t) \dot{q}(t)) \int_0^L \phi^4(x) dx \\ = \left( \omega_s F \frac{\dot{y}(t)}{D} \right) \int_0^L \phi^2(x) dx \end{aligned} \quad (16)$$

## ۲-۲. مدل دینامیکی توربین بدون پره BLT2

دکل متحرک را صلب در نظر خواهیم گرفت و برابند نیروی حاصل از توزیع فشار ناشی از جریان سیال روی دکل را با یک نیرو و یک ممان روی نوک پایه انعطاف پذیر جایگزین می‌کنیم. این فرایند این امکان را به ما می‌دهد که برای تحلیل ارتعاشی این سیستم از تئوری تیر یکسر گیردار اوپلر برنولی بهره‌گیریم.

پیکربندی توربین بادی بدون پره القاکننده گردابه BLT2 از یک پایه انعطاف‌پذیر متصل به بدنه صلب دکل یکپارچه

$$\begin{cases} \frac{\partial^4}{\partial x^4} (EIY(x, t)) + \rho_s \frac{\partial^2 Y(x, t)}{\partial t^2} = \\ \frac{1}{2} \rho V^2 \left\{ DQ(x, t) - \frac{2\alpha}{\omega_s} \dot{Y}(x, t) \right\} \\ \ddot{Q}(x, t) - \omega_s G(C_{L0}^2 - \\ 4Q^2(x, t)) \dot{Q}(x, t) + \omega_s^2 Q(x, t) = \\ \omega_s F \frac{\dot{Y}(x, t)}{D} \end{cases} \quad (10)$$

با استفاده از روش گالرکین می‌توان معادلات دیفرانسیل پاره‌ای را (PDE) را توسعه داد که پاسخ معادله PDE به صورت زیر خواهد بود:

$$Y(x, t) = \sum \phi_i(x) y_i(t) \quad (11)$$

که در آن  $\phi_i(x)$  و  $y_i(t)$  به ترتیب شکل مود و فاکتور پاسخ مود نامیده می‌شود، با توجه به پاسخ به دست آمده توسط اسکپ و سویرامانیان [۳] شکل مود  $Q(x, t)$  می‌تواند با شکل مود  $Y(x, t)$  با دقت مناسبی تقریب زده شود. پاسخ‌های توربین بسیار وابسته به ناحیه قفل‌شدگی است، از در نتیجه فقط شکل مود هایی از ضریب نوسانی لیفت که نزدیک به ناحیه قفل‌شدگی هستند تأثیر به‌سزایی در پاسخ‌های سیستم در نزدیکی ناحیه قفل‌شدگی دارند، اگر معادلات ون در پل خطی‌سازی گردد خواهیم دید که شکل مود  $Q(x, t)$  کاملاً بر شکل مود  $Y(x, t)$  منطبق می‌گردد [۳]. به علاوه برای برابری فرکانس وارده از سمت سیال با فرکانس‌های طبیعی سیستم می‌توان  $Q(x, t)$  را به صورت زیر در نظر گرفت:

$$Q(x, t) = \sum \phi_i(x) q_i(t) \quad (12)$$

که در آن  $q_i(t)$  فاکتور پاسخ مود برای ارتعاشات نوسانی لیفت است. اولین شکل مود دکل یکسر گیردار شده به زمین به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} Q_1(x) \\ = (\cos \beta_1 x - \cosh \beta_1 x) \\ + \frac{\cos \beta_1 l + \cosh \beta_1 l}{\sin \beta_1 l + \sinh \beta_1 l} (\sin \beta_1 l \\ - \sinh \beta_1 l) \end{aligned} \quad (13)$$

فرکانس طبیعی متناظر به صورت زیر خواهد بود:

تشکیل شده است. پایه انعطاف‌پذیر شرایط ارتعاشات سیستم توربین بادی را فراهم می‌کند، درحالی‌که دکل یکپارچه با قرارگیری در معرض جریان باد وظیفه تولید نیروی نوسانی آیرودینامیکی توسط تشکیل گردابه‌های هوا را براساس اثر گردابه‌های ون کارمن به عهده دارد. در این مدل پیکربندی از نیروی آیرودینامیکی وارد شده به پایه توربین به دلیل قطر کوچک پایه و به‌مراتب کم بودن مقدار نیرو در مقایسه با نیروی تولید شده توسط دکل توربین صرف نظر می‌گردد.

بنابراین در راستای مدل‌سازی و ایجاد پدیده قفل‌شدگی، پایه می‌تواند به‌عنوان یک تیر یک‌سر گیردار اویلر برنولی مدل شود اثرات ناشی از جرم و اینرسی دکل توربین بادی و نیروی نوسانی لیفت وارد شده به دکل می‌توانند توسط یک نیروی برابند نقطه‌ای و یک ممان برابند نقطه‌ای در نوک پایه جایگزین شود. معادله انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل سیستم به‌صورت زیر به‌دست می‌آید [۱۷]:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1}{2} \int_0^{L_s} \dot{Y}^2(x, t) m \, dx \\
 &= \frac{1}{2} \sum_i \sum_j \dot{y}_i(t) \dot{y}_j(t) \int_0^{L_s} \phi_i(x) \phi_j(x) m \, dx \quad (18) \\
 &= \frac{1}{2} \sum M_i \dot{y}_i^2(t) \\
 U &= \frac{1}{2} \int_0^{L_s} EI Y''^2(x, t) \, dx \\
 &= \frac{1}{2} \sum_i \sum_j y_i(t) y_j(t) \int_0^{L_s} EI \phi_i''(x) \phi_j''(x) \, dx \quad (19) \\
 &= \frac{1}{2} \sum K_i y_i^2(t)
 \end{aligned}$$

که در معادله بالا  $T$  انرژی جنبشی و  $U$  انرژی پتانسیل  $M_i$  جرم تعمیم یافته و  $K_i$  سختی تعمیم یافته است. کار انجام شده توسط نیروی نوسانی لیفت توزیع شده و جرم و اینرسی دکل توربین بادی طبق معادله زیر محاسبه می‌گردد [۱۷]:

$$\begin{aligned}
 \delta W &= F_M \delta Y(L_s, t) + M_M \delta \theta(L_s, t) \\
 &= F_M \left( \sum \phi_i(L_s) \delta y_i(t) \right) \\
 &+ M_M \left( \sum \phi'_i(L_s) \delta y_i(t) \right) \quad (20)
 \end{aligned}$$

که  $F_M$  و  $M_M$  به ترتیب نیرو و ممان تولید شده توسط دکل توربین بادی بر روی نوک پایه توربین هستند و به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$F_M = \int_{L_s}^{L_s+L_m} \frac{1}{2} \rho V^2 DC_L(x, t) \, dx \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
 M_M &= \int_{L_s}^{L_s+L_m} \frac{1}{2} \rho V^2 DC_L(x, t) (x \\
 &- L_s) \, dx - m_m \bar{L}_m \ddot{y}_m \\
 &- \bar{I}_m \ddot{\theta}_m \quad (22)
 \end{aligned}$$

$m_m$  برای در نظر گرفتن مرکز جرم توربین بادی  $\bar{L}_m$  فاصله تا نوک پایه توربین و  $\bar{I}_m$  ممان اینرسی حول محور  $Z$  هستند. در معادله بالا  $\bar{y}_m$  و  $\theta_m$  به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{aligned}
 \theta_m &= Y'(x, t) \Big|_{(x=L_s)} \\
 &= \sum \phi'_i(L_s) y_i(t) \quad (23)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \bar{y}_m &\approx Y(x, t) \Big|_{(x=L_s)} + \frac{L_m}{2} \theta_m \\
 &= \sum \phi_i(L_s) y_i(t) \\
 &+ \frac{L_m}{2} \sum \phi'_i(L_s) y_i(t) \\
 &= \sum \left\{ \phi_i(L_s) + \frac{L_m}{2} \phi'_i(L_s) \right\} y_i(t) \quad (24)
 \end{aligned}$$

حال با استفاده از روش لاگرانژ معادلات دینامیکی دیفرانسیل معمولی حرکت به‌دست می‌آیند. معادله لاگرانژ به‌صورت زیر فرمول‌بندی می‌شوند [۲۵]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial T}{\partial q_i} \right) + \left( \frac{\partial U}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (25)$$

$$M = \int_0^{L_s} \rho^2(x) m_s dx + m_m \left[ \rho^2(L_s) + \left( \bar{L}_m + \frac{L_m}{2} \right) \phi \phi'(L_s) + \left( \frac{\bar{L}_m L_m}{2} + \frac{\bar{I}_m}{m_m} \right) \rho'^2(L_s) \right] \quad (31)$$

$$K = \int_0^{L_s} EI (\phi''(x))^2 dx \quad (32)$$

$$\Gamma = \frac{1}{2} \rho V^2 D \int_{L_s}^{L_s+L_m} [\phi^2(L_s) + (x - L_s)(2\phi(L_s)\phi'(L_s) + 2(x - L_s)\phi'^2(L_s))] dx \quad (33)$$

$$h(x) = \phi(L_s) + (x - L_s)\phi'(L_s) \quad (34)$$

### ۳. حل عددی توربین‌های بدون پره

در قسمت قبل به توسعه مدل تحلیلی دو مدل توربین بادی بدون پره القاکننده گردابه پرداختیم. در این بخش قصد داریم با مدل کردن در نرم‌افزار انسیس فلونت<sup>۲</sup> نیروی لیفت و جابه‌جایی توربین‌های بدون پره را در معرض جریان سیال هوا مورد بررسی قرار دهیم. در این راستا از روش kw-SST برای شبیه‌سازی جریان بهره می‌گیریم و به‌صورت کوپل دوطرفه سازه و سیال دوطرفه حل می‌کنیم. ابتدا با استفاده از روابط تحلیلی ابعاد توربین‌ها را طوری انتخاب می‌کنیم که پدیده قفل‌شدگی را در سرعت ۶ متر بر ثانیه تجربه کنند، که با توجه به این امر جدول مشخصات فیزیکی را به‌صورت زیر خواهیم داشت:

در معادله بالا  $q$  مختصات تعمیم یافته بوده و شامل  $(y_i)$  است که جابه‌جایی عرضی نوک پایه توربین بادی را شامل می‌گردد و  $Q$  شامل بارهای تعمیم یافته وارد بر سیستم است.

با جایگذاری معادلات در معادله لاگرانژ معادلات دینامیکی دیفرانسیل معمولی حرکت به‌صورت زیر به‌دست می‌آیند [۲۵]

$$M_i \ddot{y}_i(t) + K_i y_i(t) = F_m \phi_i(L_s) + M_M \phi'_i(L_s) \quad (26)$$

از آنجاکه در کل دکل توربین بادی به‌صورت صلب فرض می‌شود سرعت ارتعاشات دکل توربین برای به‌دست آوردن ضریب نیروی لیفت به‌صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{Y}(x, t) &\approx \dot{Y}(x, t)|_{x=L_s} + (x - L_s)\dot{\theta}_m \\ &= \sum \phi_i(L_s)\dot{y}_i(t) + (x - L_s) \sum \phi'_i(L_s)\dot{y}_i(t) \end{aligned} \quad (27)$$

$$L_s \leq x \leq L_s + L_m$$

همان‌طورکه عنوان شد مؤثرترین شکل مود ضریب نوسانی لیفت همانی است که با شکل مودسازه یکی است و در نتیجه خواهیم داشت:

$$Q(x, t) = q_i(t) [\phi_i(L_s) + (x - L_s)\phi'_i(L_s)] \quad (28)$$

با لحاظ کردن اولین مود ارتعاشی پایه توربین بدون پره مدل تقلیل درجه داده شده روابط به‌صورت زیر خواهد بود:

$$M\ddot{y}(t) + \left[ \frac{2\alpha}{D\omega_s} \right] \Gamma\dot{y}(t) + Ky(t) = \Gamma q(t) \quad (29)$$

$$\begin{aligned} &(\ddot{q}(t) - \omega_s G C_{L0}^2 \dot{q}(t) + \omega_s^2 q(t)) \\ &+ (4\omega_s G q^2(t) \dot{q}(t)) \frac{\int_{L_s}^{L_s+L_m} h(x)^3 dx}{\int_{L_s}^{L_s+L_m} h(x) dx} \\ &= \left[ \omega_s F \frac{\dot{y}(t)}{D} \right] \end{aligned} \quad (30)$$

که  $M$ ،  $K$ ،  $\Gamma$  و  $h(x)$  در معادلات بالا به‌صورت زیر تعریف می‌شوند [۲۵]:

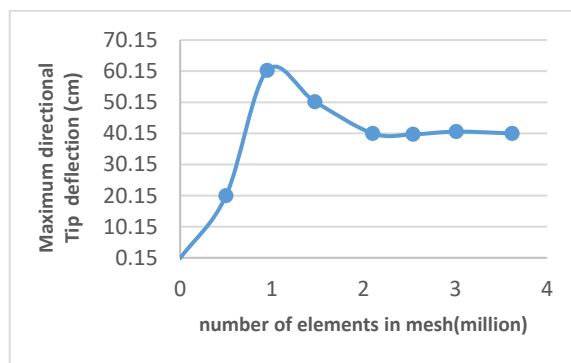
BLT2	BLT1	مشخصات سازه
۳/۲	۳/۲	مدول یانگ دکل (E)(GPa)
۷۰	۰	مدول یانگ پایه (E)(GPa)
۹۶/۵	۱۱۲/۵	طول دکل (CM)
۳۵	۰	طول پایه (CM)
۱۱۰	۱۰۰	قطر خارجی (mm)
۳/۲	۲/۶	جرم (kg)
۲/۵	۲/۵	ضخامت (mm)
۱۳۸۰	۱۳۸۰	چگالی دکل ( $\text{kg/m}^3$ )
۱۹۰۰	۰	چگالی پایه ( $\text{kg/m}^3$ )

### ۳-۱. شبکه‌بندی

وقتی صحبت از فرایند شبیه‌سازی در فلونت<sup>۲</sup> می‌شود، شبکه‌بندی نقش مهمی را ایفا می‌کند. شبکه با کیفیت بالا

یکی از مهم‌ترین عواملی است که باید برای اطمینان از دقت شبیه‌سازی مورد توجه قرار گیرد. در صورتی که از هر دو نوع مش سازمان یافته و بی‌سازمان در فرایند مش زدن انسیس استفاده گردد، به اصطلاح شبکه هیبرید ایجاد می‌شود. این روش به‌خصوص برای تولید شبکه لایه مرزی که باید گرادیان‌های شدید سرعت در نزدیکی دیواره را به درستی محاسبه کند، کاربرد فراوانی دارد. در حل مسئله موجود از مدل هیبرید و نرم افزار ICEM برای مش‌بندی استفاده شده است، به این صورت که در اطراف سیلندر مش سازمان یافته و تراکم بالاتر در نظر گرفته شده است و با دور شدن از سیلندر از مش‌های بدون سازمان با فواصل بیشتر استفاده می‌شود تا در ضمن دقت حل مسئله سرعت حل مناسب را داشته باشیم.

دیواره ورودی را با سرعت ورودی، خروجی را با فشار نسبی صفر و دیواره‌های بالا و پایین را شرط تقارن قرار می‌دهیم.



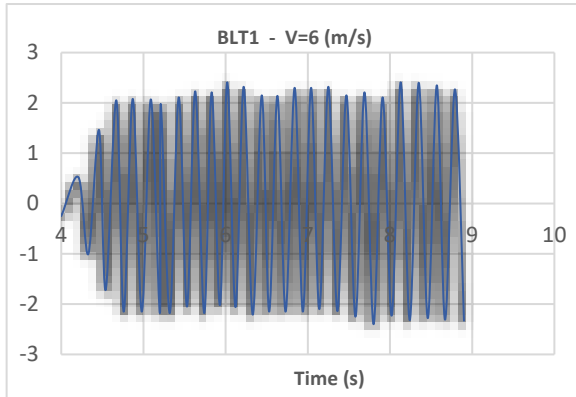
شکل ۱۳. بررسی استقلال حل از شبکه

راستای جریان در حالت پایدار انتخاب شده است) مورد بررسی قرار گرفته و سلول‌های محاسباتی تا زمانی که متغیر تغییر محسوس نداشته افزایش یافته است. یعنی زمانی که تقریباً متغیر انتخاب شده در دو شبکه متفاوت تغییر محسوس نداشته باشد.

قسمت مش دینامیکی را فعال می‌کنیم، قسمت باقی‌مانده‌ها را ۰/۰۰۱ قرار داده و گام زمانی را با توجه به ارتفاع اولین مش ۰/۰۰۲۵ قرار می‌دهیم.

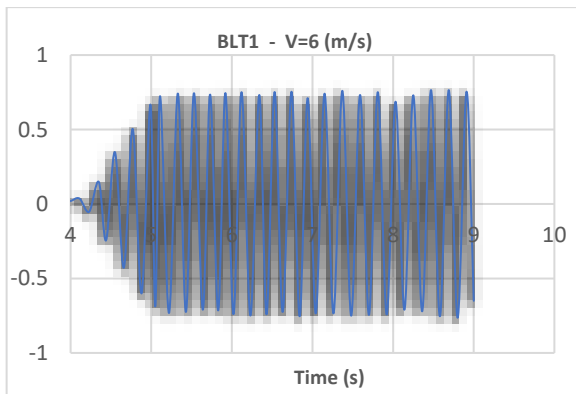
### ۳-۲. بررسی استقلال حل از شبکه

استقلال از شبکه انسیس به زبان ساده یعنی انتخاب بهینه‌ترین شبکه ممکن برای دریافت پاسخ‌های صحیح. به عبارت دیگر اگر شبکه‌بندی بسیار درشت باشد، مسلماً جواب‌های شبیه‌سازی قابل اعتماد نخواهد بود و اگر شبکه‌بندی در ابعاد کوچک باشد باز هم به علت خطای گرد کردن و هزینه محاسباتی بالا احتمالاً محاسبات از حالت اقتصادی و بهینه بودن خارج می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود برای تعداد شبکه‌های مختلف یک متغیر (در این پژوهش جابه‌جایی در



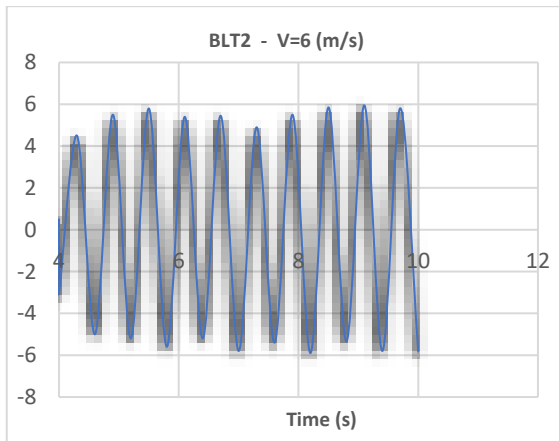
شکل ۱۵. نیروی لیفت بر حسب زمان در سرعت 6 m/s برای

BLT1



شکل ۱۶. جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل بر حسب زمان در سرعت 6

m/s برای BLT1



شکل ۱۷. نیروی لیفت بر حسب زمان در سرعت 6 m/s برای

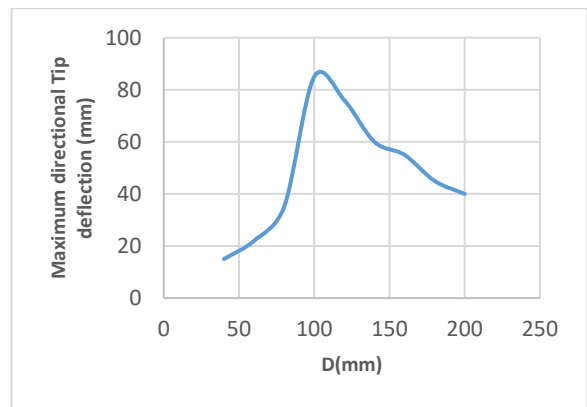
BLT2

### ۳-۳. بهینه‌سازی پارامترها با استفاده از ماژول

انسسیس (ANSYS OPTIMIZATION):

در این بخش با استفاده از نرم‌افزار انسسیس به بررسی ابعاد بهینه برای دکل می‌پردازیم. برای این منظور نسبت طول دکل به قطر را در نظر می‌گیریم و برای طول یک متر دکل با توجه به بالاترین جابه‌جایی عرضی قطر را بهینه می‌کنیم.

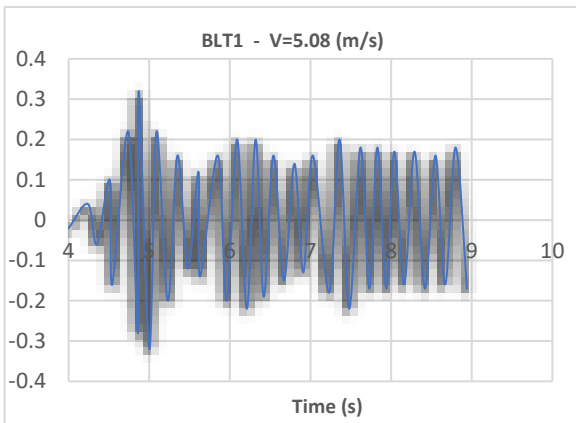
در این راستا عدد اولیه قطر را ۵۰ میلی‌متر قرار داده و با گام ۲۰ میلی‌متر تا ۲۰۰ میلی‌متر متغیر قرار می‌دهیم. پس از حل نمودار به صورت زیر حاصل می‌گردد:



شکل ۱۴. نمودار بهینه‌سازی پارامتر قطر برای دکل به طور یک متر همان‌طور که از نمودار به دست آمده پیدا است بالاترین جابه‌جایی نوک دکل در حوالی قطر ۱۰۰ میلی‌متر رخ می‌دهد که بر همین اساس نمونه تجربی آماده خواهد گردید.

### ۴. بررسی نتایج

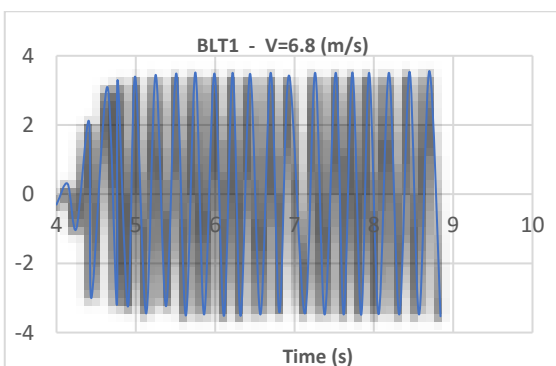
همان‌طور که عنوان شد با توجه به معادلات با برابر قرار دادن فرکانس طبیعی سازه با فرکانس ناشی از جریان سیال روی دکل مشخصات فیزیکی هر دو مدل توربین طوری انتخاب گردید که در سرعت حدود ۶ متر بر ثانیه سازه در ناحیه قفل‌شدگی قرار گیرد. با استفاده از خروجی‌های نرم‌افزار انسسیس دو پارامتر جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل و نیروی لیفت را بررسی می‌کنیم.



شکل ۲۰. جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل برحسب زمان در سرعت

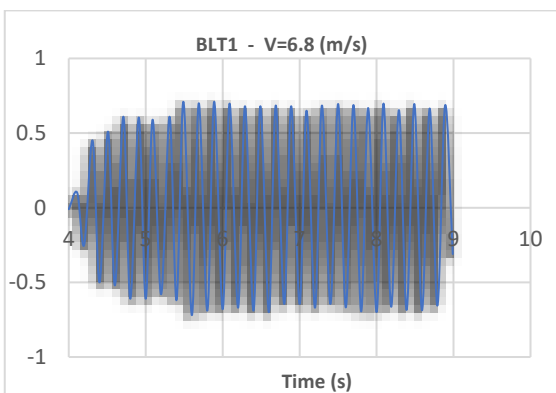
BLT1 برای 5.08 m/s

همین‌طور که مشاهده می‌شود در  $\Omega=0.85$  بیشینه حرکت بالاترین نقطه دکل حدود ۳۰٪ حالت  $\Omega=1$  است در حالی که بیشینه نیروی لیفت در  $\Omega=0.85$  حدود ۸۰٪ حالت  $\Omega=1$  است.



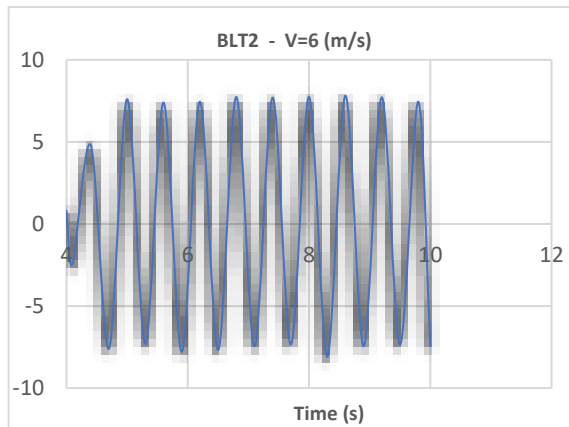
شکل ۲۱. نیروی لیفت برحسب زمان در سرعت 6.81 m/s برای

BLT1



شکل ۲۲. جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل برحسب زمان در سرعت

BLT1 برای 6.81 m/s



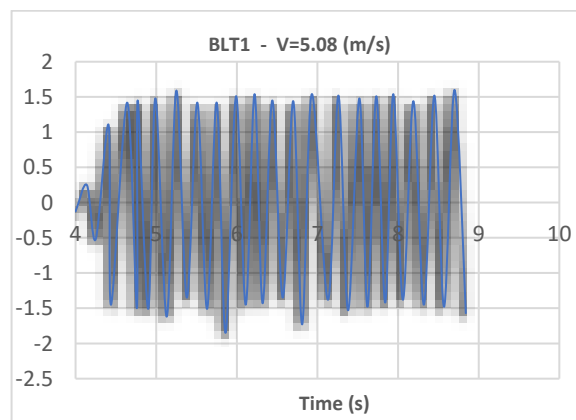
شکل ۱۸: جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل برحسب زمان در سرعت

۶ m/s برای BLT2

همان‌طور که در نمودارهای به‌دست آمده ملاحظه می‌شود میزان جابه‌جایی بالاترین نقطه و نیروی لیفت دکل BLT2 بسیار بالاتر از BLT1 است و از این رو مدل پیشنهادی برای ساخت توربین بدون پره BLT2 است.

#### ۴-۱. بررسی در نسبت فرکانس‌های مختلف

عدد بی‌بعد  $\Omega$  را به صورت  $\Omega=\omega_s/\omega_n$  تعریف می‌کنیم که پدیده قفل‌شدگی را در  $\Omega=1$  تجربه خواهیم کرد. در ادامه به بررسی تغییرات پاسخ سازه برای  $\Omega=0.85$  و  $\Omega=1.15$  می‌پردازیم که در سرعت‌های تقریبی 6.81 m/s و 5.08 m/s رخ می‌دهد.



شکل ۱۹. نیروی لیفت برحسب زمان در سرعت 5.08 m/s برای

BLT1

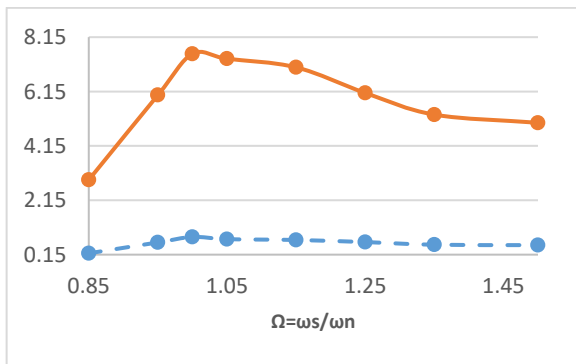
شکل ۲۵. جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل بر حسب زمان در سرعت

BLT2 برای 6.81 m/s

مشاهده می‌شود در  $\Omega = 1.15$  بیشینه حرکت بالاترین نقطه دکل حدود ۱۵٪ کمتر از حالت  $\Omega = 1$  است درحالی‌که بیشینه نیروی لیفت در  $\Omega = 1.15$  حدود ۴۰٪ بیش از حالت  $\Omega = 1$  است.

#### ۴-۲. مقایسه عملکرد دو توربین در نسبت فرکانسی مختلف

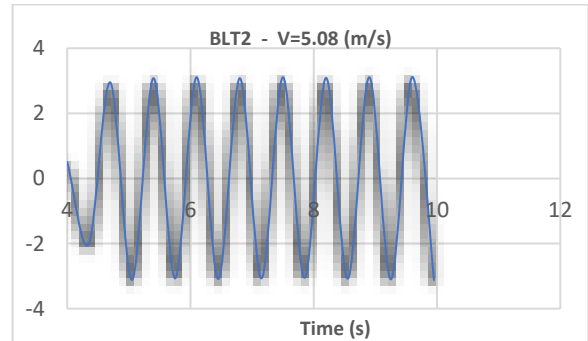
همان‌طور که در نمودارهای زیر ملاحظه می‌شود با توجه به نتایج شبیه‌سازی، بالاترین میزان ضریب نوسانی نیروی لیفت زمانی رخ می‌دهد که نسبت فرکانس وارده به سازه با فرکانس طبیعی سیستم برابر است و میزان جابه‌جایی نیز زمانی به میزان حداکثری خود می‌رسد که سازه در حالت قفل‌شدگی قرار می‌گیرد. از طرف دیگر همان‌طور که مشاهده می‌شود میزان جابه‌جایی دکل BLT2 بسیار بیشتر از دکل BLT1 خواهد بود که این امر مورد انتظار بود.



شکل ۲۹. نمودار جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل تحت  $\Omega$  های

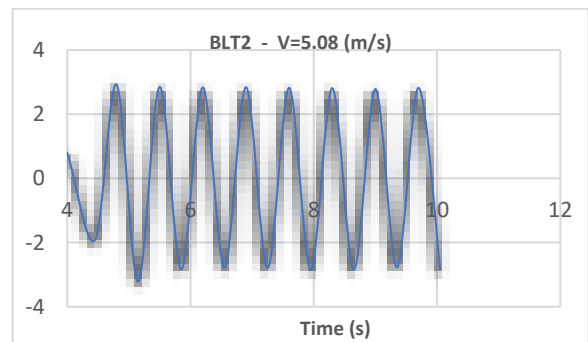
مختلف

همین‌طور که مشاهده می‌شود در  $\Omega = 1.15$  بیشینه حرکت بالاترین نقطه دکل حدود ۱۰٪ کمتر از حالت  $\Omega = 1$  است درحالی‌که بیشینه نیروی لیفت در  $\Omega = 1.15$  حدود ۳۰٪ بیش از حالت  $\Omega = 1$  است.



شکل ۲۳. نیروی لیفت بر حسب زمان در سرعت 5.08 m/s برای

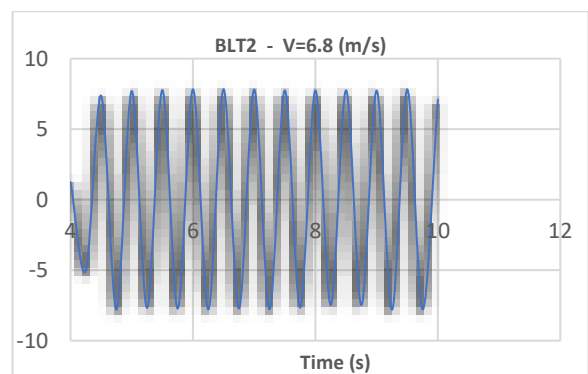
BLT2



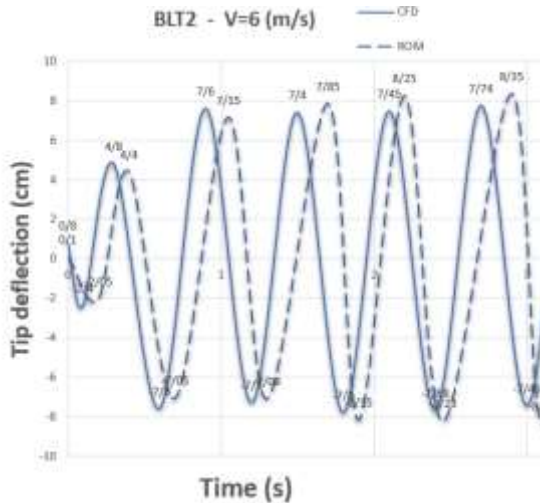
شکل ۲۴. جابه‌جایی بالاترین نقطه دکل بر حسب زمان در سرعت

BLT2 برای 5.08 m/s

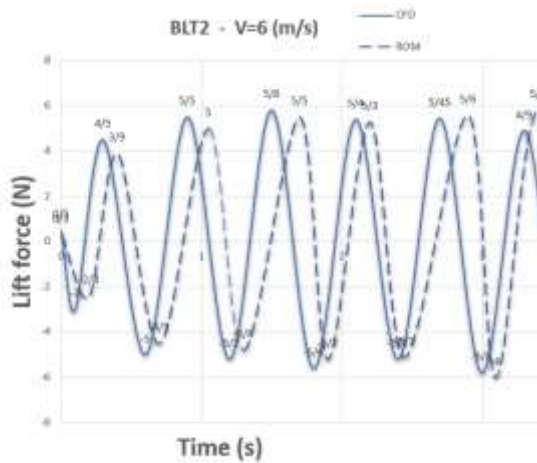
مشاهده می‌شود در  $\Omega = 0.85$  بیشینه حرکت بالاترین نقطه دکل حدود ۴۰٪ است درحالی‌که بیشینه نیروی لیفت در  $\Omega = 0.85$  حدود ۷۰٪ حالت  $\Omega = 1$  است.



از حل روابط با استفاده از نرم افزار متلب نتایج استخراج شده از روابط تحلیلی در سرعت سیال ۶ متر بر ثانیه به صورت زیر خواهد بود:



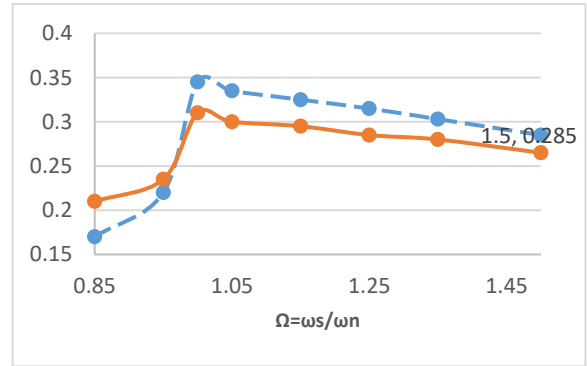
شکل ۳۱. مقایسه نتایج تحلیلی و عددی جابه جایی بالاترین نقطه دکل



شکل ۳۲. مقایسه نتایج تحلیلی و عددی نیروی لیفت

### ۵. نتیجه گیری

با توجه به موارد بررسی شده می توان به وضوح توان فنی توربین های ورتکس را مشاهده کرد و با توجه به مزایای نسبی آن نسبت به توربین های کلاسیک دور از ذهن نیست که به سرعت استفاده از این نوع مولد انرژی فراگیر شود. مدل استفاده شده جهت شبیه سازی سیال در نرم افزار انسیس مدل



شکل ۳۰. نمودار ضریب نوسانی نیروی لیفت تحت  $\Omega$  های مختلف

### ۴-۳. صحت سنجی با استفاده از روابط تحلیلی

با استفاده از پارامترهای به دست آمده از حل عددی روابط تحلیلی را باز نویسی می کنیم.

$$M\ddot{y}(t) + \frac{1}{2}\Gamma\dot{y}(t) + Ky(t) = \Gamma q(t) \quad (35)$$

$$\left( \ddot{q}(t) - \frac{7}{10}\dot{q}(t) + \frac{280}{21}q(t) \right) + \left( \frac{120}{38}(t)\dot{q}(t) \right) \frac{\int_{L_s}^{L_s+L_m} h(x)^3 dx}{\int_{L_s}^{L_s+L_m} h(x) dx} \quad (36)$$

$= \left[ \frac{19}{10} \dot{y}(t) \right]$   
که  $\Gamma$ ،  $K$ ،  $M$  و  $h(x)$  در معادلات بالا به صورت زیر باز نویسی می گردد.

$$M = \frac{2}{10} \int_0^{L_s} \phi^2(x) m_s dx + 2.65 \left[ \phi^2(L_s) + \phi\phi'(L_s) + \left( \frac{125}{1000} \right) \phi'^2(L_s) \right] \quad (37)$$

$$K = \int_0^{L_s} 117000 (\phi''(x))^2 dx \quad (38)$$

$$\Gamma = 4.7 \int_{L_s}^{L_s+L_m} \left[ \phi^2(L_s) + (x - L_s)(2\phi(L_s)\phi'(L_s) + 2(x - L_s)\phi'^2(L_s)) \right] dx \quad (39)$$

$$h(x) = \phi(L_s) + (x - L_s)\phi'(L_s) \quad (40)$$



در شرایط ناپایا است. حل خود را به صورت کوپل دوطرفه سازه و سیال انجام داده و نتایج را برای نیروی لیفت و بالاترین نقطه سازه بررسی می‌کنیم. با استفاده از مدل تحلیلی ارائه گردیده و حل آن در نرم‌افزار متلب اختلاف محاسبات عددی و تحلیلی در پروژه حاضر حدود ۰.۸٪ است که

صحت روند حل طی شده را در این مقاله تأیید می‌کند. با توجه به نتایج، توربین بدون پره مدل BLT2 عملکرد بهتری نسبت به سایر مدل‌های بررسی شده دارد که با جنس پایه فیبرو کربن و دکل فایبر گلس<sup>۱۲</sup> عملکرد ارتعاشی آن به حداکثر خود می‌رسد.

## ۶. مآخذ

- [1] Dobrucali, E., and O. K. Kinaci, "URANS-based prediction of vortex induced vibrations of circular cylinders", *Journal of applied fluid mechanics*, 2017, Vol.10, no.3, pp.957-970.
- [2] Hosseinalipoor, S. M., and N. Haji Ghafouri Boukani, "Numerical Investigation of Flow past a Circular Cylinder beneath a Free Surface with Volume of Fluid Method", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 2017, Vol.49, no.1, pp.11-18.
- [3] Chizfahm, A., E. Azadi Yazdi, and M. Eghtesad, "Dynamic modeling of vortex induced vibration wind turbines", *Renewable Energy*, 2018, Vol.121, pp.632-643.
- [4] Villarreal, David Jesús Yáñez, and Vortex Bladeless SL, "Aerogeneradores resonantes por VIV", 2018.
- [5] Maftouni, Negin, Mahsa Dehghan Manshadi, and Seyed Milad Mousavi, "The effect of drag force on the body frequencies and the power spectrum of a bladeless wind turbine", *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 2021, Vol.45, no.4, pp.604-611.
- [6] FarshadMoradi gharghani, shafii "Wind Harvesting vortex Induced Vibration for Electricity Generation" sharif university, 2018
- [7] Amin taraghi, hadi Ansari, ' tuning system model for bladeless vortex turbine, 2021.isav
- [8] Wang, Jianhong, Datong Qin, and Teik C. Lim, "Dynamic analysis of horizontal axis wind turbine by thin-walled beam theory", *Journal of Sound and Vibration*, 2010, Vol.329, no.17, pp.3565-3586.
- [9] Skop, Richard A., and Sathish Balasubramanian, "A new twist on an old model for vortex-excited vibrations", *Journal of Fluids and Structures*, 1997, Vol.11, no.4, pp.395-412.
- [10] Ali zandi, Elmira farahani, ' investigating on energy harvesting from VIV vibration on bladeless vortex turbine, 2021 [11] Saengsaen, Sirada, Chawin Chantharasenawong, and Tsung-Liang Wu. "A 2-d mathematical model of vortex induced vibration driven bladeless wind turbine." In *MATEC Web of Conferences*, vol. 291, p. 02007. EDP Sciences, 2019.
- [12] Raghuwanshi, Satish, and AYUSH PANDEY, "Design and fabrication of vortex bladeless wind turbine", Chandrashekhar singh and PANDEY, AYUSH and shrivastava, akriti and sonanis, amol and banwariya, mayank, *Design and Fabrication of Vortex Bladeless Wind Turbine (May 24, 2020)* (2020).
- [13] Korkischko, Ivan, and Julio Romano Meneghini, "Experimental investigation of flow-induced vibration on isolated and tandem circular cylinders fitted with strakes", *Journal of Fluids and Structures*, 2010, Vol.26, no.4, pp.611-625.

- [14] Skop, R. A., and O. M. Griffin, "A model for the vortex-excited resonant response of bluff cylinders", Journal of Sound and Vibration, 1973, Vol.27, no.2, pp.225-233.
- [15] Protos, A., V. W. Goldschmidt, and Gerrit H. Toebes, "Hydroelastic forces on bluff cylinders", 1968, pp.378-386.
- [16] Dahleh MD, Thomson BLT, "Theory of vibration with applications", Prentice-Hall Inc., 1998.
- [17] Saengsaen, Sirada, Chawin Chantharasenawong, and Tsung-Liang Wu, "A 2-d mathematical model of vortex induced vibration driven bladeless wind turbine", In MATEC Web of Conferences, EDP Sciences 2019, Vol.291, p.02007.

پي نوشت:

1. Vortex Shedding
2. Fluent Ansys
3. Bladeless Turbine Design
4. Lift
5. Drag
6. Van der pol Oscillator Matlab
7. Turbulence
8. Mechanical Software
9. Strouhal Number
10. Adams Software
11. Stull