

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد تبدیل انرژی

بررسی عددی عوامل موثر در افزایش جذب انرژی توسط مولد توان ارتعاشات ناشی از
گردابه

دانشجو:

کاظم قدمگاهی

استاد راهنما:

دکتر علی سر رشته داری

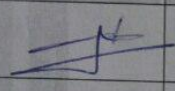
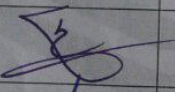
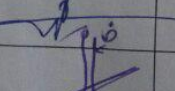
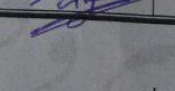
شهریور ۹۸

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای کاظم قدمگاهی با شماره دانشجویی ۹۴۱۳۹۲۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی عددی عوامل موثر در افزایش جذب انرژی توسط مولد توان ارتعاشات ناشی از گردابه که در تاریخ ۹۸/۰۶/۱۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: علمی/نظری) ☒ مردود ☐

نوع تحقیق: ☒ نظری ☐ عملی

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر علی سر رشته داری	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	—	—	—
۳- استاد مشاور	—	—	—
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر محسن نظری	دانشیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محمود نوروزی	دانشیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر علی خالقی	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تبصره: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).

تقدیم نامه

تقدیم به آنان که

عشق و محبت

سایه‌ی پر مهر

و حمایت‌های بی دریغشان

در این مسیر دشوار آرامبخش وجودم بود

تشکر و قدردانی

با تشکر از زحمات و حمایت‌های استاد عزیز جناب آقای دکتر سررشته‌داری که در این مسیر
دشوار، صبورانه یار و مشوق من بوده است.

تعهدنامه

اینجانب کاظم قدمگاهی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده‌ی مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی عددی عوامل موثر در افزایش جذب انرژی توسط مولد توان ارتعاشات ناشی از گردابه تحت راهنمایی دکتر علی سررشته داری متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
 - در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
 - مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
 - کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه شاهرود » و یا «Shahrood University» به چاپ خواهد رسید .
 - حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج ازپایان نامه رعایت می گردد.
 - در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
 - در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .
- تاریخ

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه شاهرود می‌باشد .
- این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها، به حرکت اجسامی اطلاق می‌شود که با عبور جریان خارجی از روی آن‌ها به وجود آمده باشند. در این حالت نیرویی برآ به صورت نوسانی به جسم اعمال می‌شود. اگر جسم مقید شده باشد، فرکانس ریزش گردابه‌ها در پشت سیلندر از قانون استروهل پیروی می‌کند، ولی اگر روی بستر الاستیک نصب شده باشد همراه با نیروی برآی وارد شده شروع به نوسان می‌کند. تحقیقات پیرامون استحصال انرژی از این پدیده در سال ۲۰۰۵ آغاز شده است. در مطالعه‌ی حاضر حرکت ناشی از جریان برای یک سیلندر صلب که توسط فنر-دمپر به ژنراتور متصل شده است، برای $30000 < Re < 110000$ مورد بررسی قرار گرفت. به منظور بهبود نیروی القایی جریان تغییراتی رو هندسه‌ی سیلندر از جمله اعمال نوارهای زبری روی سطح سیلندر صورت گرفت، سپس به بررسی تاثیر زاویه برخورد سیال به سیلندر در نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر و پیرو آنها راندمان مبدل انرژی پرداخته شد.

با توجه به اینکه استفاده از سیلندر با سطح کاملاً زبر در مبدل انرژی امری عملی تر نسبت به استفاده از سیلندر همراه با نوارهای زبری به نظر می‌رسد، در این پژوهش به بررسی نسبت دامنه و فرکانس نوسان مبدل گردابه در حالت سیلندر با سطح کاملاً زبر نیز پرداخته شده است. شبیه سازی با استفاده از نرم افزار انسیس فلوئنت انجام گرفت که نتایج حاصل از این شبیه سازی از جمله نسبت دامنه‌ی نوسان سیلندر و نسبت فرکانس نوسان سیلندر با نتایج آزمایشگاهی تطابق خوبی داشت. نتایج نشان داد که با افزایش زاویه برخورد سیال به سیلندر نسبت دامنه نوسان سیلندر کاهش می‌یابد به طوری که بیشترین دامنه نوسان در حالت استفاده از نوارهای زبری روی سطح سیلندر در زاویه برخورد $\theta = 0^\circ$ به مقدار $2.9D$ و در زاویه برخورد $\theta = 45^\circ$ به مقدار $1.5D$ در ناحیه‌ی گالوپینگ می‌رسد. همچنین برای سیلندر با سطح کاملاً زبر بیشترین دامنه نوسان برابر با $0.9D$ مشاهده شد.

واژگان کلیدی: ارتعاشات ناشی از گردابه، استحصال انرژی، گالوپینگ

فهرست مطالب

فصل ۱	مقدمه ای بر ارتعاشات ناشی از گردابه	۱
۱-۱	مقدمه	۲
فصل ۲	مروری بر ادبیات تحقیق	۱۱
۱-۲	مقدمه	۱۲
۲-۲	انرژیهای تجدیدپذیر	۱۲
۳-۲	انرژی آبی	۱۴
۱-۳-۲	استحصال انرژی از اقیانوس	۱۵
۴-۲	استحصال انرژی پاک از آب به کمک ارتعاشات ناشی از گردابه	۲۱
۵-۲	تاریخچه مطالعات	۲۸
۶-۲	معرفی تحقیق حاضر	۴۷
۷-۲	نوآوری تحقیق حاضر	۴۷
فصل ۳	روش اجرای تحقیق و مدل سازی	۴۹
۱-۳	مقدمه	۵۰
۲-۳	هندسه مبدا انرژی	۵۱
۳-۳	معادلات حاکم و مدل توریولانسی	۵۴
۱-۳-۳	معادلات حاکم	۵۴
۴-۳	شبکه بندی	۵۷
۵-۳	تنظیمات حلگر	۵۹
۶-۳	اعتبارسنجی عددی	۶۱
۷-۳	سیلندر با نوسان آزادانه	۶۴
فصل ۴	محاسبات و نتایج	۷۳
۱-۴	مقدمه	۷۴
۲-۴	سیلندر به انضمام نوار زبری در زاویه ی حمله ی $\theta = 0^\circ$	۷۵

۸۲.....	۳-۴- نسبت دامنه برای سیلندر صاف.....
۸۳.....	۴-۴- مقایسه نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر در حالت صاف و زیر
۸۶.....	۵-۴- مهار انرژی.....
۹۰.....	۶-۴- مقایسه توان مهار انرژی در دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبری
۹۰.....	۷-۴- راندمان تبدیل انرژی
۹۳.....	۸-۴- سیلندر به انضمام نوار زبری در زاویه‌ی حمله ی $\theta = 15^\circ, \theta = 30^\circ, \theta = 45^\circ$
۱۰۰.....	۹-۴- سیلندر با سطح کاملاً زبر
۱۰۵.....	فصل ۵ بحث و نتیجه گیری
۱۰۶.....	۱-۵- نسبت دامنه
۱۰۸.....	۲-۵- نسبت فرکانس
۱۰۹.....	۳-۵- توان مهار انرژی
۱۰۹.....	۴-۵- راندمان تبدیل انرژی
۱۰۹.....	۵-۵- محدودیت ها
۱۱۰.....	۶-۵- پیشنهاد ها
۱۱۱.....	پیوست ها
۱۱۳.....	منابع

فهرست شکل ها

- شکل ۱-۱: نمایی از گردابه‌های تشکیل شده به وسیله ابرها [۱]..... ۲
- شکل ۲-۱: چگونگی نوسان سیلندر توسط گردابهها [۲]..... ۳
- شکل ۳-۱: عکس از تخریب پل تاکوما در ۱۹۴۰ توسط ارتعاشات ناشی از گردابهها [۱]..... ۴
- شکل ۴-۱: تخریب برج خنک کن های فری بریج توسط ارتعاشات ناشی از گردابه ها [۱]..... ۴
- شکل ۵-۱: خیابان گردابه ای فون کارمن [۳]..... ۵
- شکل ۶-۱: شکل جریان پشت سیلندر در عدد رینولدز های مختلف ۶
- شکل ۱-۲: بدست آوردن انرژی آب ذخیره شده پشت سد [۱۹]..... ۱۴
- شکل ۲-۲: مبدل پلامیس [۲۲]..... ۱۸
- شکل ۳-۲: شناور [۲۴OPT]..... ۱۹
- شکل ۴-۲: مبدل انرژی [۲۶]..... ۲۰
- شکل ۵-۲: نمای کلی از طریق استحصال انرژی از گردابهها [۲۸]..... ۲۱
- شکل ۶-۲: نمایی شماتیک از دستگاه [۲۸]..... ۲۲
- شکل ۷-۲: مجموعه‌ی سیلندرها [۲۹]..... ۲۵
- شکل ۸-۲: مقایسه هزینه منابع قدیم و جدید انرژی و مبدل گردابه [۳۱]..... ۲۸
- شکل ۹-۲: شماتیک سیلندر همراه با ضمیمه در پژوهش آزمایشگاهی ناکامورا [۳۹]..... ۳۱
- شکل ۱۰-۲: شماتیک سیلندر مربعی مورد بررسی در کار آزمایشگاهی نمس [۴۰]..... ۳۲
- شکل ۱۱-۲: شماتیک سیلندر همراه با نوار زبری در کار آزمایشگاهی چانگ [۴۴]..... ۳۳
- شکل ۱۲-۲: سیلندر همراه با نوار زبری در کار عددی دینگ و ژانگ [۴۵]..... ۳۴
- شکل ۱۳-۲: نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر در کار عددی لی ژانگ [۴۵]..... ۳۵
- شکل ۱۴-۲: تاثیر مقادیر مختلف میرایی و سختی فنر در نسبت دامنه ۳۶
- شکل ۱۵-۲: نسبت دامنه برای مکان های مختلف قرارگیری نوارهای زبری [۴۶]..... ۳۶
- شکل ۱۶-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۳۰۰۰ [۴۶و۴۵]..... ۳۷
- شکل ۱۷-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۴۰۰۰ [۴۶و۴۵]..... ۳۸
- شکل ۱۸-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۵۰۰۰ [۴۶و۴۵]..... ۳۸
- شکل ۱۹-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۶۰۰۰ و ۷۰۰۰ [۴۶و۴۵]..... ۳۹
- شکل ۲۰-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۸۰۰۰ [۴۶و۴۵]..... ۳۹
- شکل ۲۱-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز برابر با ۹۰۰۰ [۴۵]..... ۴۰
- شکل ۲۳-۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز برابر با ۱۰۰۰۰ [۴۵]..... ۴۱
- شکل ۲۴-۲: الگوی ریزش گردابه ارائه شده توسط برنیتساس برای سیلندر صاف در رینولدز ۶۴۰۰ [۴۴]..... ۴۲
- شکل ۲۵-۲: الگوی ریزش گردابه ها ارائه شده برنیتساس برای سیلندر دارای نوار زبر در رینولدز ۶۴۰۰ [۴۴]..... ۴۳
- شکل ۲۶-۲: الگوی ریزش گردابه ها ارائه شده برنیتساس برای سیلندر دارای نوار زبر در رینولدز ۹۰۰۰ [۴۴]..... ۴۴
- شکل ۲۷-۲: شماتیک قرارگیری سیلندرها در کار عددی لین دینگ [۴۷]..... ۴۵
- شکل ۲۸-۲: نسبت دامنه و نسبت فرکانس برای سیلندر بالادست در فواصل مختلف قرارگیری از یکدیگر [۴۷]..... ۴۶
- شکل ۱-۳: شماتیک کلی و شرایط مرزی محیط حل در نرم افزار انسیس فلونت ۵۱
- شکل ۲-۳: شماتیک مبدل انرژی [۴۵]..... ۵۲

- شکل ۳-۴: شماتیک کلی سیلندر صاف در معرض جریان سیال [۴۶]..... ۵۳
- شکل ۳-۵: نمایش مش ایجاد شده در نرم افزار انسیس برای هر دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبری..... ۵۸
- شکل ۳-۶: شماتیک کلی محیط حل برای اعتبار سنجی عددی [۴۸]..... ۶۲
- شکل ۳-۷: دامنه ی نوسان سیلندر صاف برای رینولدز های ۱۰۰، ۲۰۰ و ۱۰۰۰..... ۶۲
- شکل ۳-۸: نوسان سیلندر در رینولدز برابر با ۱۰۰..... ۶۴
- شکل ۳-۹: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف قرارگیری زبری و سیلندر صاف [۴۴]..... ۶۶
- شکل ۳-۱۰: مقایسه نسبت فرکانس برای حالت های مختلف قرارگیری زبری و سیلندر صاف [۴۴]..... ۶۷
- شکل ۳-۱۱: نمایش پارامترهای مرتبط با زبری ها [۴۴]..... ۶۸
- شکل ۳-۱۲: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف ارتفاع زبری و سیلندر صاف [۴۴]..... ۶۹
- شکل ۳-۱۳: مقایسه نسبت فرکانس برای حالت های مختلف ارتفاع زبری و سیلندر صاف [۴۴]..... ۷۰
- شکل ۳-۱۴: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف محیط تحت پوشش زبری و سیلندر صاف [۴۴]..... ۷۱
- شکل ۴-۱: مقادیر دامنه ی نوسان سیلندر حاصل از شبیه سازی عددی در محدوده رینولدز ۳۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۷۵
- شکل ۴-۲: دامنه ی نوسان سیلندر حاصل از شبیه سازی عددی در محدوده رینولدز ۷۰۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰..... ۷۶
- شکل ۴-۳: دامنه ی نوسان سیلندر حاصل از شبیه سازی عددی توسط لی ژانگ [۴۵]..... ۷۷
- شکل ۴-۵: نمودار نسبت دامنه ی نوسان سیلندر بر حسب رینولدز..... ۷۸
- شکل ۴-۶: نمودار نسبت فرکانس نوسان سیلندر بر حسب رینولدز..... ۸۱
- شکل ۴-۷: نمودار مقایسه نسبت دامنه ی نوسان سیلندر صاف در دو حالت عددی و آزمایشگاهی..... ۸۲
- شکل ۴-۸: مقایسه نسبت دامنه ی نوسان سیلندر صاف برای حالت عددی و آزمایشگاهی توسط وو [۴۶]..... ۸۳
- شکل ۴-۹: نمودار مقایسه نسبت دامنه نوسان سیلندر صاف و دارای نوارهای زبری بر حسب رینولدز..... ۸۴
- شکل ۴-۱۰: نمودار مقایسه نسبت فرکانس نوسان سیلندر صاف و دارای نوارهای زبری بر حسب رینولدز..... ۸۴
- شکل ۴-۱۱: نمودار توان مهار انرژی بر حسب رینولدز..... ۸۹
- شکل ۴-۱۲: نمودار مقایسه توان مهار انرژی برای دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبر..... ۹۰
- شکل ۴-۱۳: نمودار راندمان تبدیل انرژی مبدل بر حسب رینولدز..... ۹۲
- شکل ۴-۱۴: جابه جایی سیلندر در محدوده ی $40000 < Re < 90000$ در زاویه ی حمله ی $\theta = 15^\circ$ ۹۳
- شکل ۴-۱۵: جابه جایی سیلندر در رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در زاویه ی حمله ی $\theta = 15^\circ$ ۹۴
- شکل ۴-۱۶: جابه جایی سیلندر برای محدوده ی $40000 < Re < 70000$ در زاویه ی حمله ی $\theta = 30^\circ$ ۹۴
- شکل ۴-۱۷: جابه جایی سیلندر برای محدوده ی $80000 < Re < 100000$ در زاویه ی حمله ی $\theta = 30^\circ$ ۹۵
- شکل ۴-۱۸: جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۴۰۰۰۰ و ۵۰۰۰۰ در زاویه ی حمله ی $\theta = 45^\circ$ ۹۵
- شکل ۴-۱۹: جابه جایی سیلندر برای محدوده ی $60000 < Re < 110000$ برای زاویه برخورد $\theta = 45^\circ$ ۹۶
- شکل ۴-۲۰: نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر برای زاویه برخوردهای متفاوت..... ۹۷
- شکل ۴-۲۱: نمودار نسبت فرکانس بر حسب رینولدز برای زاویه برخوردهای متفاوت..... ۹۸
- شکل ۴-۲۲: نمودار مقایسه ی توان مهار انرژی برای زاویه برخوردهای متفاوت..... ۹۹
- شکل ۴-۲۳: نمودار مقایسه راندمان مبدل انرژی برای حالات مختلف زاویه برخورد..... ۱۰۰
- شکل ۴-۲۵: جابه جایی سیلندر کاملاً زبر برای محدوده ی $40000 < Re < 70000$ ۱۰۱
- شکل ۴-۲۶: جابه جایی سیلندر کاملاً زبر برای محدوده ی $80000 < Re < 110000$ ۱۰۲

- شکل ۴-۲۷: نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر کاملاً زیر براساس رینولدز ۱۰۲
- شکل ۴-۲۸: نمودار نسبت فرکانس برای سیلندر در حالت کاملاً زیر ۱۰۳
- شکل ۵-۱: نحوه ی قرارگیری و فراخوانی کد در نرم افزار انسیس [۵۳] ۱۱۲

فهرست جدول ها

جدول ۱-۲: مشخصات طراحی برای نیروگاههای گردابه‌ای [۳۰]	۲۷
جدول ۲-۲: هزینه سوخت [۳۰]	۲۷
جدول ۳-۲: بیشترین دامنه به دست آمده برای حالات مختلف سختی فنر و نسبت میرایی [۳۶]	۳۰
جدول ۱-۳: مشخصات مربوط به نوارهای زبری [۴۵]	۵۳
جدول ۲-۳: مقادیر ثابت ها در مدل آشفستگی اسپالارت-آلماراس	۵۷
جدول ۳-۳: مقایسه شبکه های مختلف برای حل مستقل از شبکه در رینولدز ۱۰۰۰۰۰	۵۹
جدول ۴-۳: پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه سرعت ورودی سیال [۴۵]	۶۱
جدول ۵-۳: پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه ویسکوزیته سیال [۴۸]	۶۱
جدول ۶-۳: ویسکوزیته به دست آمده سیال بر مبنای رینولدز [۴۸]	۶۲
جدول ۷-۳: مقایسه نسبت دامنه به دست آمده از شبیه سازی و کار عددی آسیکین	۶۳
جدول ۸-۳: مقایسه نسبت فرکانس به دست آمده از شبیه سازی و کار عددی آسیکین	۶۳
جدول ۹-۳: مشخصات زبری ها [۴۴]	۶۸
جدول ۱-۴: پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه فرکانس طبیعی سیستم [۴۵]	۸۰
جدول ۲-۴: پارامترهای مورد استفاده در شبیه سازی عددی و لازم برای محاسبه توان مهار انرژی [۴۵]	۸۸
جدول ۳-۴: مقادیر توان اعمالی سیال بر حسب رینولدز و سرعت سیال	۹۱

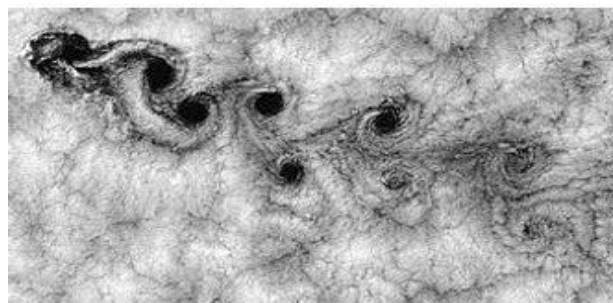
فهرست نشانه ها

Re	عدد رینولدز
St	عدد استروهاال
ρ	چگالی
U	سرعت
F_l	نیروی برآ
F_d	نیروی پسا
C_l	ضریب برآ
C_d	ضریب پسا
D	قطر سیلندر
توان P	
μ	ضریب گرانروی سیال
زمان t	
f_{osc}	فرکانس نوسانات سیلندر
$f_{n.w}$	فرکانس طبیعی سیستم
A_{max}	حداکثر نوسانات سیلندر
m	جرم سیلندر
m_a	جرم اضافی ایده آل
ζ	ضریب میرایی
ω	سرعت زاویه‌ای سیلندر
k	ضریب سختی فنر
U^*	سرعت بی‌بعد
C_{system}	ضریب دمپر سیستم
α_{PTC}	محیط تحت پوشش زبری
P	ارتفاع برآمدگی روی سطح سیلندر
T	مجموع ارتفاع برآمدگی و ارتفاع زبری
φ_{max}	بیشترین زاویه برخورد سیال
P_{VIVACE}	توان تبدیل انرژی
$P_{harness}$	توان مهار انرژی
P_{fluid}	توان کل اعمالی از طرف سیال به سیلندر
F_x	نیروی اعمالی از طرف سیال به سیلندر
η_{VIVACE}	راندمان تبدیل انرژی مبدل انرژی

فصل ۱ مقدمه ای بر ارتعاشات ناشی از گردابه

۱-۱- مقدمه

اصولاً به حرکت ارتعاشی اجسامی که به طور عمودی در برابر جریان یک سیال قرار گرفته باشند، ارتعاشات خودمحرک ناشی از گردابه گفته می‌شود. به راحتی می‌توان با قراردادن انتهای لوله‌ای درون یک استخر و حرکت آن در جهت عمود بر محور استوانه این پدیده را تجربه کرد. علت بروز آن نیز به وجود آمدن گردابه‌هایی در بالا و پایین استوانه و جداسدن آنها است. این گردابه‌ها، که دسته گردابه های فون کارمن^۱ نامیده می‌شوند، معمولاً از جریان سیال روی استوانه هایی با ابعاد چند میلی متر تا جریان‌های شدید باد روی کوه‌ها قابل مشاهده‌اند.

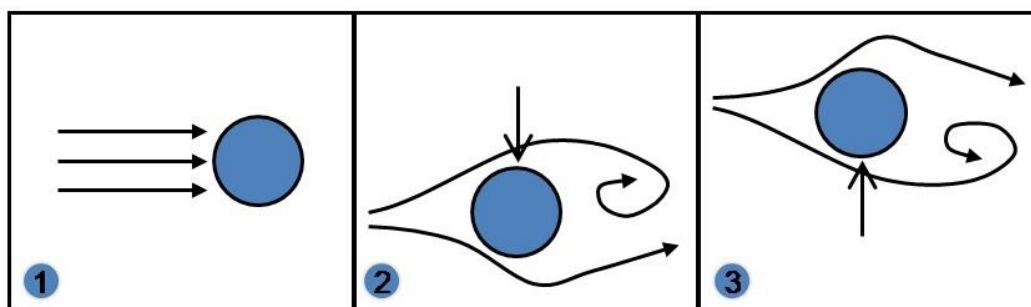


شکل ۱-۱: نمایی از گردابه‌های تشکیل شده به وسیله ابرها [۱]

وجود گردابه به معنای به‌وجود آمدن ناحیه‌ای کم‌فشار است و این معادل وارد شدن یک نیروی برآ روی سیلندر می‌باشد. این حرکات ارتعاشی برای اجسام الاستیک^۲، که در معرض جریان‌های یکنواختی قرار گرفته‌اند، می‌تواند بسیار پرممانه باشد.

^۱ Theodore von Kármán

^۲ Elastic



- ❶ Water flow direction
- ❷ VIV moves cylinder downward
- ❸ VIV moves cylinder upward

شکل ۱-۲: چگونگی نوسان سیلندر توسط گردابه‌ها [۲]

اگر فرکانس ایجاد گردابه در پشت سازه به یکی از فرکانس‌های طبیعی خود سازه نزدیک شود، حرکت گردابه‌ها با ارتعاشات سازه، کوپل و باعث ایجاد یک نیروی نوسانی قوی روی سازه خواهد شد. این پدیده در بسیاری از سازه‌های مهندسی هم‌چون بال هواپیماها، پره‌ی توربین‌ها، لوله‌ی مبدل‌های حرارتی، خطوط انتقال نیرو، پل‌ها، آسمان‌خراش‌ها، خطوط لوله، دودکش‌ها، رایزرها و کابل‌های زیر آب مشهود است. فروپاشی پل تاکوما^۳، در سال ۱۹۴۰ میلادی، و برج‌های خنک‌کن فری‌بریج^۴، در سال ۱۹۶۵ میلادی، نمونه‌های مشهوری از اثر ارتعاشات خودمحرک ناشی از جریان گردابه‌ها بر سازه‌های مهندسی است.

^۳ Tacoma Bridge
^۴ Freebridge



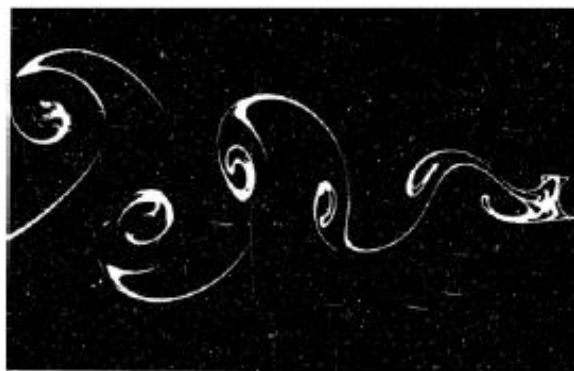
شکل ۱-۳: عکس از تخریب پل تاکوما در ۱۹۴۰ توسط ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها [۱]



شکل ۱-۴: تخریب برج خنک کن های فری بریج توسط ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها [۱]

معمولا حرکت ارتعاشی جسم، الگوی شکل گیری گردابه‌ها را نیز تحت تاثیر قرار می‌دهد. بنابراین می‌توان گفت که این پدیده دارای ماهیتی غیرخطی است. این امر باعث شده است که نه تنها خود جریان، بلکه اثر متقابل سیال و سازه نیز مورد توجه محققان قرار گیرد.

هنگامی که سیال از پیرامون یک جسم غیر خط جریانی عبور می‌نماید، میدان فشار در جریان نیز دست‌خوش تغییر می‌گردد. گرادیان^۵ فشار در نزدیکی لبه پایین‌دست جسم به‌گونه‌ای است که لایه مرزی از سطح جسم جدا می‌گردد. با حرکت این لایه‌ی برشی در دنباله جسم، ذرات داخلی لایه سیال آرام تر از ذرات بیرونی حرکت نموده و سبب پیچ خوردن لایه‌ی برشی و تشکیل گردابه‌ها می‌گردند. با جدا شدن متناوب این گردابه‌ها از دو طرف یک جسم مانند یک استوانه، خیابان گردابه‌ای فون کارمن تشکیل می‌گردد. (شکل ۵-۱)



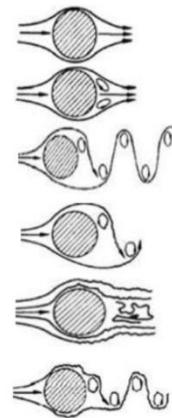
شکل ۵-۱: خیابان گردابه ای فون کارمن [۳]

بسیاری از سازه‌ها همچون ساختمان‌ها، خطوط لوله، کابل‌ها، پل‌ها و دودکش‌ها از شکل آیرودینامیکی مناسبی برخوردار نمی‌باشند. همین امر سبب ایجاد پدیده‌ی جدایش، به هنگام اعمال جریان سیال روی آن‌ها می‌شود. اصطلاحاً به چنین سازه‌هایی اجسام بلاف^۶ گفته می‌شود (بلاف اصطلاحاً به شکل‌هایی هندسی گفته می‌شود که خاصیت آیرودینامیکی ضعیفی دارند و جریان در پشت آنها به راحتی دچار جدایش می‌شود). هنگامی که اجسام بلاف در معرض جریان‌های عرضی قرار می‌گیرند، گردابه‌های تشکیل شده در پشت آن‌ها یکنواخت نمی‌باشند، اما دارای الگوی مشخصی می‌باشند که در شکل ۶-۱ نمایش داده شده است.

^۵ Gradient

^۶ Bluff

وضعیت جریان	محدوده ی رینولدز
رژیم جریان بدون جدایش	$Re < 5$
وجود یک جفت گردابه ثابت	$5 < Re < 40$
دو رژیم که در آن ها جریان گردابه ها آرام است	$40 < Re < 90$ $90 < Re < 150$
گذر از جریان گردابه های آرام به جریان گردابه های درهم جریان گردابه ها کاملاً درهم است	$150 < Re < 300$ $300 < Re < 3 \times 10^5$
جریان لایه مرزی از حالت آرام به درهم تبدیل شده، جریان گردابه ها باریک تر شده و در هم ریخته میشود	$3 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^6$
شکل گیری مجدد جریان درهم گردابه	$Re > 3.5 \times 10^6$



شکل ۱-۶: شکل جریان پشت سیلندر در عدد رینولدز ۷ های مختلف [۳]

همان طور که در شکل ۱-۶ مشاهده می شود، الگوی شکل گیری گردابه ها به عدد رینولدز بستگی دارد. جزئیات مربوط به تغییرات رژیم جریان در گستره ی وسیعی از رینولدز در شکل ۱-۶ ذکر شده - است [۳]. ناگفته نماند که در برخی از منابع رژیم جریان با دقت بیشتری شناسایی شده است، به طوری که در بعضی از آن ها شاهد بیش از ۱۵ نوع رژیم گوناگون جریان می باشیم [۴ و ۵].

یکی از معروف ترین مثال ها در این زمینه خرابی پل دره تاکوما در نیویورک می باشد. این پل به دلیل طراحی بسیار سبک خود نسبت به جریانات باد شدید بسیار حساس گردیده بود و به جای مقاومت در برابر نیروی باد شروع به تاب خوردن و نوسان می نمود. سرانجام این پل در تاریخ ۷ نوامبر ۱۹۴۰ بر اثر یک باد با سرعت ۶۴ کیلومتر بر ساعت تخریب گردید. (شکل ۱-۳)

آگاهی از علل وقوع این فجایع به منظور جلوگیری از پیش آمدهای مشابه در آینده بسیار مهم می باشد. برای این منظور دو روش مکمل تحلیل ریسک و مطالعات دانشگاهی پیش روی قرار دارد.

اولین روش به بررسی خطرات خرابی یا آسیب های احتمالی در سیستم های موجود و نیز نتایج این خرابی ها می پردازد. روش دوم به افزایش دانش ما در مورد این پدیده فیزیکی و تشخیص علل پدید آورنده آن می پردازد.

در مهندسی، شکل اجسام از اهمیت خاصی برخوردار می‌باشد و محاسبات نادرست یا کمبود اطلاعات در این زمینه می‌تواند منجر به فجایع بزرگی گردد. در این راستا دو سوال مطرح می‌باشد:

به چه علت می‌بایست پدیده تولید گردابه را مورد بررسی قرار داد؟ علاوه بر این واقعیت که این پدیده بسیار جالب و پیچیده می‌باشد، می‌تواند یکی از پدیده‌های فیزیکی باشد که سرانجام سبب خرابی در سازه‌های مهندسی گردد. در حقیقت کارمن که پدیده خرابی پل تاکوما را مورد بررسی قرارداد اولین کسی بود که این خرابی را ناشی از تناوب تولید گردابه‌ها و تطابق فرکانس تولید گردابه^۸ با فرکانس طبیعی^۹ پل دانست.

بر اساس تعریف راوکویچ^{۱۰} اعضا غیر خط جریانی می‌توانند دارای لبه‌های تیز در محیط پیرامونی باشند مانند صفحات تخت یا منشورهای مثلثی، مستطیلی یا چندضلعی. همچنین اعضا غیرخط جریانی می‌توانند دارای محیط خمیده مانند استوانه‌های دایره‌ای یا بیضوی باشند.[۶]

یکی از مشکلات بررسی جریان در اطراف اعضا با محیط منحنی، عدم ثابت بودن نقاط جدایی جریان و جابجایی آنها در ساختارهای متفاوت جریان می‌باشد (که البته این مساله در مورد اعضا با لبه‌های تیز نیز معمولاً وجود دارد). امروزه بر اساس مطالعات نظری، آزمایش‌ها و شبیه‌سازی‌های عددی، رفتار جریان در اطراف استوانه‌ها و پدیده تولید گردابه تا حدود زیادی شناخته شده است. در عوض مطالعات انجام شده بر روی سایر انواع استوانه‌ها مانند استوانه‌هایی با مقاطع غیر دایره‌ای علی‌رغم مطالعات انجام شده بر روی سایر انواع استوانه‌ها مانند استوانه‌های مخروطی یا استوانه‌های پله‌ای علی‌رغم استفاده‌های آشکار صنعتی از آنها مانند استفاده در پایه‌های سکوها فراساحل و یا دودکش کارخانه‌ها، به صورت باور نکردنی کم می‌باشد.

^۸ Vortex shedding frequency

^۹ Natural frequency

^{۱۰} Zdravkovich

ارتعاشات ناشی از گردابه ها خود زیر مجموعه ای از ارتعاشات ناشی از جریان می باشد. ارتعاشات ناشی از جریان به چهار دسته تقسیم بندی می گردند.

(۱) گالوپینگ^{۱۱} یا تاخت یک پدیده‌ی خودتحریک^{۱۲} شده ناشی از اندرکنش سازه و جریان^{۱۳} می باشد که به وسیله ارتعاشات با دامنه بزرگ و فرکانس کم مشخص می‌گردد. این نوع ناپایداری سازه ای معمولا در جهت عمود بر جریان به وجود می‌آید و با افزایش سرعت جریان، دامنه نوسانات افزایش خواهد یافت. این پدیده اولین بار در خطوط انتقال نیروی یخ زده که در معرض بادهای شدید قرار گرفته بود مشاهده گردید.

(۲) بال زدن^{۱۴} : پدیده بال زدن علی رغم شباهت بسیار با پدیده گالوپینگ، ترکیبی از حالت‌های ارتعاشی بوده و بنابراین بر خلاف پدیده گالوپینگ، لزوما یک بعدی نخواهد بود. قابل توجه است که تمام مقاطع غیردایروی در معرض ناپایداری های بال زدن و گالوپینگ قرار دارند.

(۳) بافتینگ^{۱۵} : نوعی تحریک ایجاد شده توسط آشفتگی موجود در جریان می باشد. به عنوان نمونه این پدیده در ارتعاشات ایجاد شده توسط باد در پل‌ها و ساختمان‌ها قابل رویت است.

(۴) ارتعاشات ناشی از گردابه: در واژه ارتعاشات ناشی از جریان دو موضوع ارتعاش جریان نهفته است که این خود بیان کننده دو محیط فیزیکی مختلف، یعنی محیط سازه انعطاف پذیر که ارتعاش در آن ایجاد شده و محیط سیال که جریان در آن برقرار است، می باشد. بنابراین به سادگی ادراک خواهد شد که ارتعاشات ناشی از جریان خود زیرمجموعه ای از مبحث کلی تر محیط های فیزیکی چندگانه، و در اینجا به طور خاص تر دو محیط فیزیکی سازه و سیال، می

^{۱۱} galloping

^{۱۲} Self-induced

^{۱۳} FSI (Fluid structure interaction)

^{۱۴} fluttering

^{۱۵} Buffeting

باشد. به منظور مطالعه ارتعاشات ناشی از گردابه سه رویکرد کلی وجود دارد: بررسی های

نظری یا نیمه تجربی، مطالعات عددی و مطالعات آزمایشگاهی.

تا پیش از این تخمین اندرکنش های هیدرو الاستیک^{۱۶} (اندرکنش سازه و آب) و ارتعاشات ناشی از گردابه عموماً بر اساس روش های نیمه تجربی انجام می گرفت. اما به دلیل پیچیدگی مساله اندرکنش سازه و سیال، مدل های نیمه تجربی و سایر مدل های نظری ناقض و در مواردی در حد یک مساله خاص باقی مانده اند. عموماً مدل های ساده شده، به نیروهای وارده مانند ضرایب جرم افزوده و پارامترهای اصلاح هندسه وابسته می باشند. بنابراین استفاده از روش های آزمایشگاهی و عددی اهمیت بیشتری پیدا نموده اند. انجام تحقیقات آزمایشگاهی یک روش وقت گیر و بسیار پرهزینه بوده و علاوه بر آن در بسیاری از موارد با محدودیت های شبیه سازی روبرو می باشد. همین مساله اهمیت استفاده از روش های عددی در شبیه سازی ارتعاشات ناشی از گردابه را بیش از پیش نمایان می سازد. اخیراً با گسترش دینامیک سیالات محاسباتی و دینامیک سازه محاسباتی، شبیه سازی عددی به صورت یک ابزار کارآمد و با دقت بالا در مطالعه ارتعاشات ناشی از گردابه بروز نموده است.

تغییر مکان های قابل توجه سازه های در معرض جریان از پیوند کامل سازه و سیال در مساله ارتعاشات ناشی از گردابه حکایت داشته و از این رو تحلیل کامل اندرکنش سازه و سیال را طلب می نماید.

از طرف دیگر موقعیت های بسیاری وجود دارد که در آن ها ستوانه های در یک آرایش خاصی کنار یکدیگر قرار می گیرند و در این حالت دیگر رفتاری مشابه استوانه های تکی نخواهد داشت.

به عنوان مثال می توان به آرایش استوانه های در مبدل های حرارتی اشاره نمود. یکی از این آرایش ها حالتی است که دو استوانه درست در پشت یکدیگر قرار می گیرند. بوکایان^{۱۷} و گولا^{۱۸} و هوور^{۱۹}

^{۱۶} Hydroelastic

^{۱۷} Bokaian

^{۱۸} Geola

تریانتافیلو^{۲۰} با بررسی استوانه‌های پشت هم به این نتیجه رسیدند که بر اساس سرعت‌کاهش یافته^{۲۱} ، پاسخ های بدست آمده می‌تواند از نوع ارتعاشات ناشی از گردابه بوده و یا در سرعت‌های کاهش‌یافته بیشتر می‌تواند مشابه پدیده تاخت باشد. [۹و۸]

اثر ترکیبی اندر کنش گردابه‌ها به علت اثر نیروی عرضی میانگین که به صورت سختی اضافی عمل می‌نماید، منجر به ارتعاش استوانه پایین دست در فرکانسی بالاتر از فرکانس طبیعی استوانه می‌گردد و آسی^{۲۲} و همکاران و بیرمن^{۲۳} این پدیده را ارتعاشات ناشی از سایه^{۲۴} نامیدند. [۱۲و۱۱]

بنابه نظر اکثر پژوهش‌گران بررسی اثر گروهی استوانه‌ها بر یکدیگر هنوز نیاز به مطالعات گسترده‌تری در این زمینه دارد. همچنین از آنجایی که پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه پدیده‌ای کاملاً درگیر با هیدرودینامیک^{۲۵} سیال می‌باشد، بخشی از توجهات می‌بایستی به این مساله معطوف گردد.

^{۱۹} Hover

^{۲۰} Triantafyllou

^{۲۱} Reduced velocity

^{۲۲} Assi

^{۲۳} Bearman

^{۲۴} Shadow vibration

^{۲۵} Hydrodynamic

فصل ۲ مروری بر ادبیات تحقیق

۲-۱- مقدمه

تاریخچه ارتعاشات ناشی از گردابه به دوران باستان باز می‌گردد، زمانی که برای اولین بار متوجه شدند که با عبور بادها از رشته‌های آلات موسیقی، این رشته شروع به نوسان کرده و نوای خوش آهنگی از خود منتشر می‌نمایند. مطالعات عددی و آزمایشگاهی انجام شده در مورد این پدیده بسیار گسترده است. به منظور اطلاعات بیشتر در این زمینه به مقالات مروری مانند بیرمن^{۲۶}، پارکینسو^{۲۷} و ویلیامسون^{۲۸}، خلک^{۲۹} و ویلیامسون و گواردهان^{۲۹} ارجاع داد می‌شود. [۱۶و۱۵و۱۴و۱۳]

برای بررسی انرژی تولیدی توسط ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها در ابتدا لازم است انرژی‌های نو و انواع آن را بهتر شناخت.

۲-۲- انرژی‌های تجدیدپذیر

انرژی تجدیدپذیر که انرژی برگشت‌پذیر نیز نامیده می‌شود، به انواعی از انرژی می‌گویند که منبع تولید آن نوع انرژی، بر خلاف انرژی‌های تجدیدناپذیر (فسیلی)، قابلیت آن را دارد که توسط طبیعت در یک بازه زمانی کوتاه مجدداً به وجود آمده یا به عبارتی تجدید شود. در سال‌های اخیر با توجه به این که منابع انرژی تجدیدناپذیر رو به اتمام هستند این منابع مورد توجه قرار گرفته‌اند.

در سال ۲۰۰۶ حدود ۱۸٪ از انرژی مصرفی جهانی از راه انرژی‌های تجدیدپذیر بدست آمد. سهم زیست‌توده به‌طور سنتی حدود ۱۳٪، که بیشتر جهت حرارت دهی و ۳٪ انرژی آبی بود. ۴/۲٪ باقی‌مانده شامل نیروگاه‌های آبی کوچک، زیست توده مدرن، انرژی بادی، انرژی خورشیدی، انرژی زمین‌گرمایی و سوخته‌های زیستی می‌باشد که به سرعت در حال گسترش هستند.

^{۲۶} Parkinso

^{۲۷} Williamson

^{۲۸} Khalak

^{۲۹} Govardhan

استفاده از انرژی بادی با رشدی سالانه حدود ۳۰٪ با ظرفیت نصب شده ۱۵۷۹۰۰ مگاوات در سال ۲۰۰۹، به صورت وسیعی در اروپا، آسیا و ایالات متحده به چشم می‌خورد. در پایان سال ۲۰۰۹ میلادی مجموع انرژی تولیدی به وسیله فتوولتائیک به بیش از ۲۱۰۰۰ مگاوات رسید. ایستگاه‌های انرژی گرما-خورشیدی در آمریکا و اسپانیا مشغول به کار می‌باشند که بزرگترین آنها با ظرفیت ۳۵۴ مگاوات در بیابان موهاوی در حال کار است. [۱۷]

بزرگترین نیروگاه زمین گرمایی دنیا در کالیفرنیا با نام نیروگاه گیسرز با ظرفیت ۷۵۰ مگاوات در حال فعالیت می‌باشد. برزیل یکی از کشورهایی است که پروژه‌های بزرگی برای استفاده از انرژی‌های نو (انرژی‌های تجدیدپذیر) انجام می‌دهد. ۱۸٪ از کل مصرف سوخت اتوموبیل‌های برزیل از طریق سوخت اتانولی که از ساقه‌ی نیشکر به دست می‌آید تأمین می‌شود. سوخت اتانولی به صورت گسترده در ایالات متحده مورد استفاده قرار می‌گیرد. [۱۸]

بیشترین پروژه‌ها و محصولات انرژی‌های نو در مقیاس بزرگ موجود می‌باشند، ولی انرژی‌های نو را می‌توان در مقیاس‌های کوچک (نیروگاه کوچک خارج مدار یا نیروگاه کوچک مدار بسته) هم استفاده کرد. به این دلیل که منابع انرژی‌های تجدیدپذیر در تمام نقاط کره‌ی زمین در دسترس می‌باشند، در حواشی و در جاهای دور افتاده، نقش انرژی‌های نو به خوبی نمایان می‌شود، در حالی که منابع سوخت‌های فسیلی (نفت، گاز، و زغال سنگ) فقط در کشورهای خاصی یافت می‌شود. کنیا دارای بالاترین نرخ سالانه فروش سیستم‌های کوچک خورشیدی (۲۰-۱۰۰ وات) به میزان ۳۰۰۰۰ سیستم در سال می‌باشد.

نگرانی درباره‌ی تغییرات زیست محیطی در کنار افزایش قیمت روزافزان نفت و اوج تولید نفت و حمایت دولت‌ها، باعث رشد روزافزون وضع قوانینی می‌شود که بهره‌برداری و تجاری سازی این منابع سرشار تجدیدپذیر را تشویق می‌کنند.

۲-۳- انرژی آبی

انرژی آبی، انرژی هیدرولیک یک قدرت است که انرژی یا نیرویی است که از حرکت آبی بدست می‌آید که ممکن است برای اهداف مفید مهار شود. انرژی آب مانند انرژی خورشید از منابع طبیعی انرژی می‌باشد این انرژی به دلیل حرکت و سرعت آن می‌باشد که با ایجاد سد در مقابل رودخانه‌ها می‌توان انرژی جنبشی را به انرژی پتانسیل ذخیره کرد حتی آبشارها نیز به خاطر ارتفاع زیادی که از سطح زمین دارند و به خاطر وزش باد دارای منبع عظیمی از انرژی آب می‌باشند.

نیروهای گرانشی مابین ماه و خورشید و زمین سبب بالا و پایین رفتن منظم آب اقیانوس‌ها در سراسر جهان گردیده که نتیجه آن امواج جزر و مدی می‌باشد. ماه نیرویی بیش از دو برابر نیرویی که خورشید بر امواج جزر و مد وارد می‌نماید اعمال می‌کند در نتیجه جزر و مد به وضوح تابعی است از گردش ماه به دور زمین ایجاد موج در روز و سیکل جزر در سطح هر جزئی از اقیانوس وجود دارد با وجود کم بودن دامنه ارتفاع موج جزر و مد در اقیانوس‌های آزاد به علت آشفتگی بالا دارای جابه جایی نسبتاً قابل توجهی می‌باشند.



شکل ۲-۱: بدست آوردن انرژی آب ذخیره شده پشت سد [۱۹]

۲-۳-۱- استحصال انرژی از اقیانوس

اصولا هر وسیله ای که با هدف استحصال انرژی از اقیانوس یا هر منبع آبی دیگر ساخته می شود، باید دارای چند ویژگی باشد؛ مثلا باید:

۱. چگالی انرژی بالایی داشته باشد.

۲. محیط زیست را تهدید نکند.

۳. تعمیر و نگهداری آن مشکل نباشد.

۴. عمر مفید خوبی داشته باشد.

امروزه اقیانوس ها یکی از منابع نامحدود انرژی به شمار می روند. این منابع انرژی، پاک و تجدیدپذیراند.

از انواع انرژی های اقیانوسی می توان به انرژی حاصل از موج ها، جریان ها، جزو مد، گرادیان دما و شوری آب اشاره کرد. [۱۷ و ۱۹]

امروزه به دلیل نیاز روز افزون بشر به انرژی و خطر پایان یافتن منابع تجدید ناپذیر، بهره گیری از منابع انرژی تجدیدپذیر، همچون انرژی موجود در اقیانوس ها، بسیار ضروری به نظر می رسد. از این رو سازمان های مربوطه (همچون کمیسیون انرژی کالیفرنیا^{۳۰} و وزارت انرژی آمریکا^{۳۱}) ویژگی هایی را مشخص کرده اند تا بدین وسیله بتوان منابع انرژی اقیانوسی را، که قابلیت استفاده تجاری دارند، شناخت. این ویژگی ها عبارتند از:

۱. داشتن چگالی انرژی بالا

۲. عدم ایجاد محدودیت برای دریانوردی

^{۳۰} CEC

^{۳۱} EMU

۳. عدم تخریب نواحی با ارزش ساحلی

۴. دوستدار محیط زیست و زندگی آبریان

۵. حداقل نیاز به تعمیر و نگهداری

۶. استحکام و قدرت بالای سازه

۷. داشتن حداقل ده تا بیست سال عمر مفید کاری

در ادامه به چند نمونه از ارضانشدن پاره‌ای از شرایط توسط این دستگاهها (مبدل‌های انرژی) اشاره می شود.

الف: مبدلهایی که براساس نوسانات سطحی یا امواج کار میکنند (مانند ستون‌های آب^{۳۲}، شناورها^{۳۳}، فلپ‌ها^{۳۴} یا پاندول‌ها^{۳۵}) خروجی انرژی بالایی دارند اما فقط در یک محدوده‌ی فرکانسی خاص. نامنظم بودن روند شکل‌گیری امواج باعث شده است تا این دستگاه‌ها شانس کمی برای نشان دادن بازدهی بالای خود داشته باشند.

ب: مبدلهایی که با جریان (مثل جریان جزرومد) کار میکنند (مانند توربین‌ها یا آسیاب‌های آبی)، انرژی را متناسب با سطح مقطعشان با بازده ۱۵ تا ۳۰ درصد استخراج میکنند، اما فقط برای جریانهای سریعتر از ۲ متر بر ثانیه. در جریانهای ضعیف‌تر بازدهی آنها بسیار افت می‌کند.

ج: مبدل‌های جزرومدی حداقل به ۵ متر هد^{۳۶} نیاز دارند و به بزرگی سدها هستند. همچنین برای ساخت، به ۵ تا ۷ سال زمان نیاز دارند و هزینه‌ی ساخت آنها بسیار زیاد است. بیشتر این مبدل‌ها روی سطح فعالیت می‌کنند و باعث اشغال فضای با ارزش موجود در ساحل میشوند.

^{۳۲} Water column

^{۳۳} Floater

^{۳۴} Flaps

^{۳۵} Pendulum

^{۳۶} Head

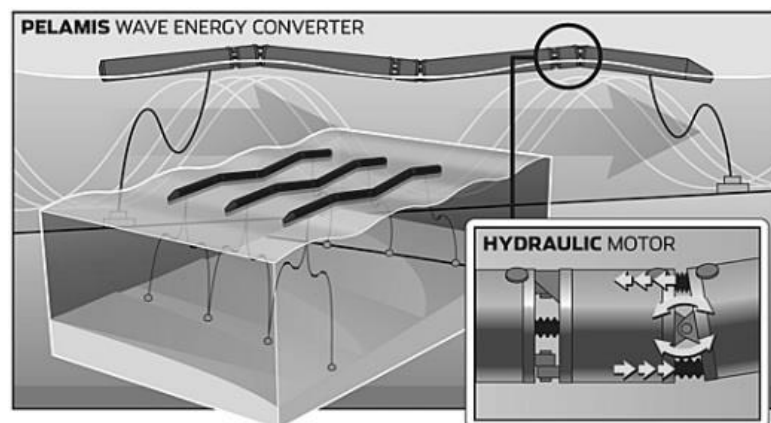
د: مبدل‌هایی چون توربین‌های آبی یا سدهای جزرومد زندگی موجودات آبی را تحت تأثیر قرار می‌دهند.

برای بررسی بهتر در این بخش از دو روش متفاوت استفاده شده است. در ابتدا مبدل گردابه با منابع انرژی قدیمی و منابع انرژی جایگزین براساس اطلاعات موجود در منبع [۲۰] مقایسه شده است. اما روش دوم، براساس مقایسه‌ی مبدل گردابه با دیگر روش‌های مطرح استحصال انرژی از امواج است. این روش به دلیل نبود اطلاعات کافی مشکل می‌باشد. مبدل‌های انتخاب شده برای مقایسه، پلامیس^{۳۷} [۲۲ و ۲۳] شناور ا. پی. تی^{۳۸} [۲۴ و ۲۵] و انرژی‌تک [۲۲ و ۲۶ و ۲۷] می‌باشند. در ادامه به توضیح مختصری درباره‌ی هر یک از روشهای استحصال انرژی اقیانوس می‌پردازیم .

پلامیس: از جمله مبدل‌های انرژی اقیانوسی است که روی سطح اقیانوس نصب میشود و به گونه‌ای طراحی شده است که میتواند به صورت یک مجموعه کنار هم قرار بگیرد. [۲۲ و ۲۳ و ۲۴] این وسیله شبیه به یک سیلندر بلند است که به چهار قسمت تقسیم شده و توسط سه لولا به یکدیگر متصل شده است. وجود لولاها باعث میشود تا در پی تغییر پروفیل سطح آب به وسیله‌ی امواج، استوانه‌ها به شکل سطح درآیند. لولاها به تلمبه‌هایی هیدرولیک مجهزند که می‌توانند انرژی حرکت نسبی استوانه‌ها را استخراج کرده، به کمک ژنراتورهایی به انرژی الکتریکی تبدیل کنند. این وسیله در سال ۱۹۹۸ م طراحی شده است. این وسیله در مکانی با عمق ۵۰ تا ۶۰ متر و با فاصله ۵۰ تا ۱۰ کیلومتری از ساحل لنگر انداخته و نصب می‌شود.

^{۳۷} Pelamis

^{۳۸} OPT



شکل ۲-۲: مبدل پلامیس [۲۲]

شناور ا. پی. تی: از جمله مبدل‌های شناور انرژی اقیانوسی است که به بستر دریا متصل می‌شود و به یک شناور مجهز است که روی سطح قرار گرفته و با سطح آب بالا و پایین می‌رود. در این شناور، یک ژنراتور انرژی مکانیکی نوسانات شناور را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. این وسیله به‌گونه‌ای طراحی شده است که بتواند به‌صورت یک مجموعه‌ی تولید انرژی به‌کار رود. [۲۵] جریان الکتریکی تولیدشده در این شناور به وسیله‌ی کابلی از کف دریا به خشکی منتقل می‌شود. این وسیله در سال ۱۹۹۴م طراحی و برای نخستین بار، در سال ۱۹۹۷ میلادی، در نیوجرسی^{۳۹} آمریکا آزمایش شده است. همچنین یک نیروگاه ۵۰ کیلوواتی از آن در هاوایی^{۴۰} نصب شده است و شرکت بهره‌بردار آن قصد دارد نیروگاهی ۱۰ مگاواتی از آن را نیز در انگلستان نصب کند.

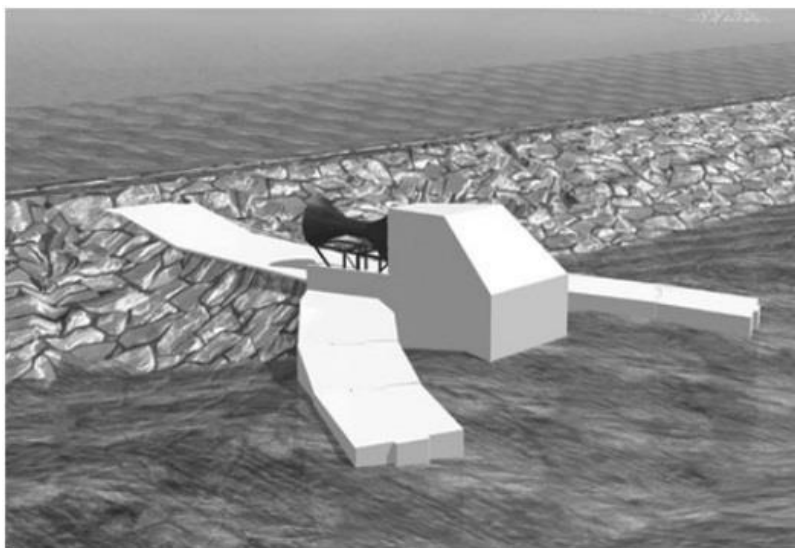
^{۳۹} Newjersy

^{۴۰} Hawaie



شکل ۲-۳: شناور [۲۴OPT]

مبدل انرژی: ایده اولیه‌ی این وسیله در سال ۱۹۹۲ میلادی در استرالیا مطرح و ساخت نخستین مدل و آزمایش روی آن در سال ۱۹۹۷ م انجام شد. اولین نمونه آن با ابعاد واقعی در لنگرگاه بندر کمبل^{۲۱} نصب شده و هم اکنون مشغول به کار است. این دستگاه معمولاً روی بستر دریا یا در عمق‌های کم نصب می‌شود. امواج دریا باعث دمیدن هوا در یک توربین شده و توربین یک ژنراتور را به حرکت درمی‌آورد.

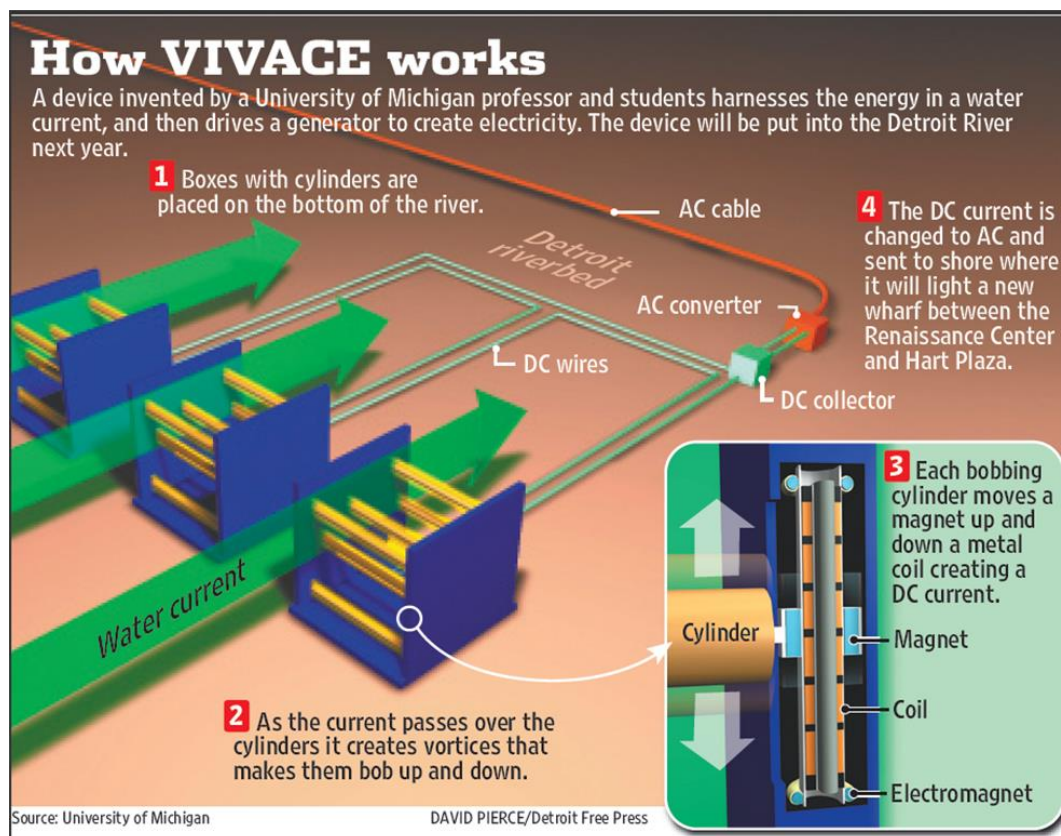


شکل ۲-۴: مبدل انرژی‌تیک [۲۶]

مبدل گردابه: در این مقاله با این وسیله آشنا می‌شویم ایده‌ی اولیه‌ی این مبدل در سال ۲۰۰۳ میلادی مطرح شد و سه مدل گوناگون از آن در آزمایشگاه هیدرودینامیک دریایی دانشگاه میشیگان^{۴۱} در سال ۲۰۰۴ تا ۲۰۰۵ میلادی آزمایش شد. چون چگالی انرژی به اندازه نیروگاه و جزئیات طراحی وابسته است یکی از طراحی‌های قابل قیاس از جدول ۱-۲ برای مقایسه‌ی این روش‌ها انتخاب شده است. توان این مولد ۱۰۰ کیلووات است که میتوان از آن به‌عنوان یک نیروگاه کوچک استفاده کرد. همچنین یکی از واحدهای نیروگاه چند مگاواتی نیز برای مقایسه به عنوان یک واحد مولد گردابه با توان ۷/۶ کیلووات انتخاب شده است. درصد دسترسی^{۴۲} (درصد زمانی که نیروگاه قادر است توان طراحی شده را تولید کند) برای مولد گردابه ۹۰٪ است. کاهش ۱۰ درصدی نیز به دلیل وجود زمان‌هایی برای تعمیر و نگهداری و نیز زمان تغییر جهت جریان در جزرومد است.

^{۴۱} Michigan University

^{۴۲} Avalibility



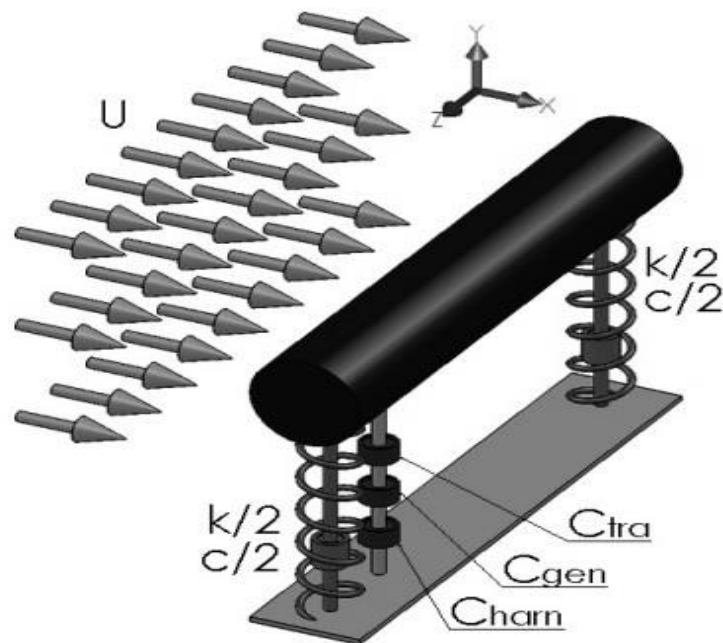
شکل ۲-۵: نمای کلی از طریقه استحصال انرژی از گردابه‌ها [۲۸]

۲-۴- استحصال انرژی پاک از آب به کمک ارتعاشات ناشی از گردابه

ایده‌ی اصلی این روش، تقویت و استفاده از گردابه‌های تشکیل شده در پشت اجسام استوانه‌ای است، نه میرا کردن آنها. این روش با تمام روش‌های ثبت شده و مورد استفاده برای تولید انرژی متفاوت است. نخستین بار پروفسور مایکل برنیتساس^{۴۳}، استاد دانشگاه میشیگان، در سال ۲۰۰۵ م، چنین ایده‌ای را مطرح کرد. از آن زمان تاکنون نیز این دانشگاه مرکز اصلی تحقیقات روی این موضوع بوده است. نخستین مقاله علمی در این زمینه توسط برنیتساس، در سال ۲۰۰۸ م، منتشر و بازدهی این دستگاه محاسبه شده است. [۲۸] مبدل گردابه از یک جسم بلاف صلب تشکیل شده است که به صورت الاستیک روی پایه‌ای نصب می‌شود و در معرض جریان سیال قرار

^{۴۳} Bernitsas

می‌گیرد. انرژی مکانیکی حاصل از ارتعاشات استوانه نیز توسط یک سیستم انتقال قدرت به یک ژنراتور منتقل می‌شود. در شکل ۸-۲ نمایی شماتیک از این دستگاه نمایش داده شده است.



شکل ۸-۲: نمایی شماتیک از دستگاه [۲۸]

به طوری که در این شکل U سرعت جریان، K ضریب سختی فنر ها، C ضریب میرایی است. در ادامه به بررسی چهار اصل اساسی عملکرد این دستگاه می‌پردازیم.

ارتعاشات ناشی از گردابه یک سیلندر صلب که به صورت الاستیک روی پایه نصب شده است:

بیش از یک‌صد سال از مطالعه‌ی پدیده‌ی ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها می‌گذرد. جداسدن متوالی گردابه‌ها باعث به وجود آمدن نیروی نوسانی متقارن میشود. استوانه‌ی قرار گرفته در این وضعیت در جهت عمود بر محور خود و جریان شروع به نوسان می‌کند و از سیال انرژی می‌گیرد. این پدیده کاربردهای بسیاری دارد که از جمله:

کاربردهای دریایی (مثل لوله‌ها، رایزرهای زیرآب، کابل‌ها و پایه‌ی سکوه‌های حفاری و

استخراج)

۲. کاربردهای هسته‌ای (مثل میله‌های کنترل موجود در راکتورها)

۳. کاربردهای مکانیکی (مثل مبدل‌های حرارتی)

۴. کاربردهای عمرانی (مثل پل‌ها، برج‌ها و پایه‌ پرچم‌ها)

در همه این موارد تلاش شده است تا این ارتعاشات را میرا کنند، اما مبدل گردابه سعی می‌کند تا، با وجود میرایی بالا، این حرکات ارتعاشی را برای استخراج انرژی بیشتر در بالاترین سطح ممکن حفظ کند.

رزونانس^{۴۴} (تشدید) غیرخطی: این پدیده یکی از مشخصات ذاتی ارتعاشات ناشی از

گردابه‌هاست. در بازه‌ی وسیعی از فرکانس در همسایگی فرکانس طبیعی، فرکانس تشکیل گردابه‌ها با فرکانس حرکت سیلندر یکسان شده، اصطلاحاً روی هم قفل می‌شوند. در این حالت دیگر فرکانس تشکیل گردابه‌ها از قانون استرومال پیروی نمی‌کند. اصطلاحاً به پدیده‌ی هماهنگی بین نوسانات سازه و گردابه‌های تشکیل شده همگام‌سازی^{۴۵} گفته می‌شود.

گستره‌ی همگام‌سازی به نسبت وزن سیستم بستگی دارد و در بازه‌ی وسیعی اتفاق می‌افتد. به علاوه دامنه‌ی ارتعاشات خاصیت خودمحدودکننده^{۴۶} دارد.

با علم به این موارد می‌توان پی‌برد که این پدیده خاصیت خودمحرک دارد. بنابراین کاملاً مشخص است که با یک پدیده‌ی کاملاً غیرخطی سروکار داریم. تجهیزات استحصال انرژی از اقیانوس که به وسیله‌ی قطعات متحرکی همچون شناورها و فلپ‌ها^{۴۷} کار می‌کنند. با رسیدن به رزونانس خطی بیشترین دامنه را از خود بروز می‌دهند. این امر باعث می‌شود که تنها در دامنه‌ی فرکانسی محدودی بیشترین کارایی را داشته باشند چون اساس کار مبدل گردابه را رزونانس غیرخطی تشکیل می‌دهد، در بازه‌ی فرکانسی بسیار وسیع‌تری بازدهی بالا دارد.

^{۴۴} Resonance

^{۴۵} Synchronization

^{۴۶} Selflimited

^{۴۷} Flaps

طول هم‌بستگی: در ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها، طول هم‌بستگی برای جریان روی استوانه بدین

شکل تعریف می‌شود: بیشترین طول استوانه، به طوری که گردابه‌های تولیدشده هم‌فاز بمانند. هرچه

طول هم‌بستگی بیشتر باشد، نیروهای روی سیلندر بزرگتر خواهد بود. این طول در تئوری

بینهایت است، اما در عمل نسبت طول به قطر سیلندر نباید بیشتر از ۲۰ باشد.

تبدیل انرژی: انرژی مکانیکی سیلندر می‌تواند توسط تسمه‌تایم یا هر سیستم انتقال قدرت دیگری

به ژنراتور منتقل شود. حتی میتوان انرژی را به شکل مکانیکی با پمپاژ آب از سیستم خارج کرد.

انرژی خارج شده، به هر شکل که باشد، برای سیستم حکم یک میراکننده‌ی مکانیکی دارد.

اعمال میرایی بیش از حد (بالا بردن بیش از حد توان خروجی) باعث از بین رفتن ارتعاشات و از کار

افتادن سیستم میشود. اعمال میرایی کم نیز باعث کاهش کارایی و اتلاف مقداری از انرژی توسط

جریان می‌گردد. لذا انتخاب جرم، سختی و میرایی مناسب می‌تواند بازدهی مناسبی، در بازه‌ی

همگام‌سازی گسترده، فراهم کند. با در نظر گرفتن این عوامل، طراحی‌های متعددی برای مبدل

گردابه انجام شده است. [۲۹]

ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها برای هر جسم بلاف در معرض جریان اتفاق می‌افتد، سیستم

انتقال قدرت و یاتاقان‌های خطی مبدل در زیر قابی پنهان شده تا احتمال وقوع ارتعاشات

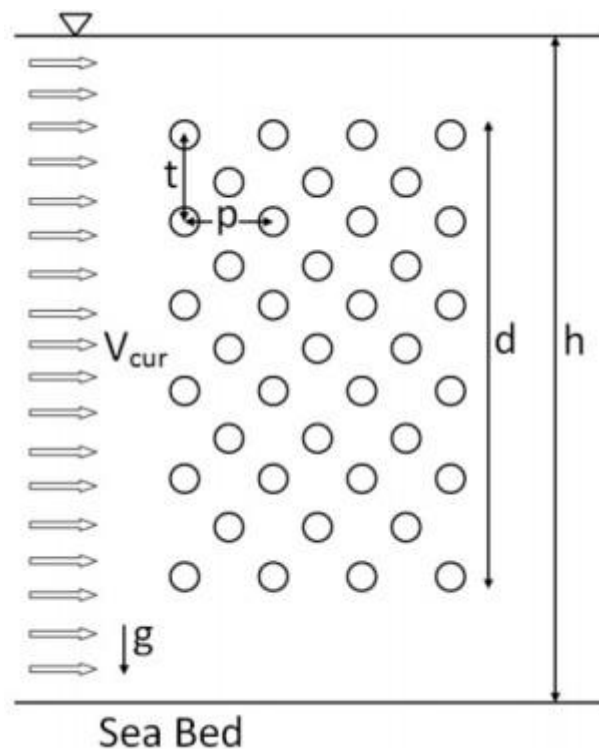
ناخواسته کم شود. البته علاوه بر پارامترهایی که برای یک مبدل گردابه تعریف کردیم، به

چند پارامتر دیگر نیز نیازمندیم که وضعیت یک دسته از آنها را نسبت به یکدیگر و جریان مشخص

می‌کند.

همانطور که در شکل زیر مشاهده میشود، h عمق آب، d ارتفاع مجموعه‌ی مبدل گردابه، t فاصله

عمودی بین مرکز سیلندرها و در نهایت p فاصله افقی بین سیلندرهاست.



شکل ۷-۲: مجموعه‌ی سیلندرها [۲۹]

طراحی، کاربرد و صحه گذاری

در این بخش به نحوه‌ی طراحی مبدل گردابه و بررسی ویژگی‌های آن می‌پردازیم و آن را با دیگر منابع تجدیدپذیر و تجدیدناپذیر مقایسه می‌کنیم.

طراحی: نیروگاه‌هایی که با مولدهای گردابه ساخته می‌شوند، سه ویژگی اساسی دارند. این نیروگاه‌ها انعطاف پذیر، مقیاس پذیر و مدولارند^{۴۸}. در ادامه نیز به تشریح هر یک از این موارد می‌پردازیم.

مدولار: معمولاً یک مجموعه‌ی مبدل گردابه از واحدهای کوچکتری تشکیل می‌شود. این واحدها می‌توانند از یک واحد، با سیلندری به قطر ۲ و طول ۳۰ تا ۴۰ سانتیمتر، تا هزاران سیلندر به قطر ۱ و طول ۲۰ متر باشند.

^{۴۸} modular

انعطاف پذیر: مبدل گردابه انعطاف پذیر خوانده می‌شود. چون در طراحی آن می‌توان روی پارامترهای متعددی مانور داد. برای کاربرد در اقیانوس یا رودخانه، برای جریان با ویژگیهای مشخص و توان موردنظر می‌توان پارامترهای طراحی را بهینه در نظر گرفت. تعدادی از این پارامترها عبارت‌اند از: تعداد سیلندرهای تراکم سیلندرهای در فضا، ابعاد سیلندرهای، مشخصات سطح سیلندرهای مثل زبری و وضعیت قرارگیری سیلندرهای نسبت به هم، وضعیت قرارگیری سیلندرهای نسبت به پروفیل سرعت درون جریان، وضعیت نصب مجموعه نسبت به مقطع جریان، نسبت وزن سیلندرهای، سختی فنر، و میرایی ناشی از استحصال انرژی.

مقیاس پذیر: همانطور که قبلاً نیز بحث شد، ابعاد مبدل‌های گردابه می‌تواند متنوع باشد. این تنوع ناشی از شرایط طراحی برای توان خاص به‌وسیله‌ی جریانی با ویژگی‌های مشخص است. از جمله باید به مقدار عدد رینولدز در آن جریان توجه کرد.

کاربرد: مدولار بودن، انعطاف‌پذیری و مقیاس پذیری باعث شده است که مبدل‌های گردابه برای گستره‌ی وسیعی از کاربردها مناسب باشند. در جدول ۱-۲ مشاهده می‌شود که، برحسب توان مورد نیاز مصرفی، پیشنهادهایی برای نیروگاه مولد گردابه داده شده است. این توان علاوه بر اینکه با ابعاد نیروگاه متناسب است، به اندازه‌ی سیلندرهای و مکان قرارگیری آنها نسبت به هم نیز مرتبط می‌شود.

جدول ۲-۱: مشخصات طراحی برای نیروگاه‌های گردابه‌ای [۳۰]

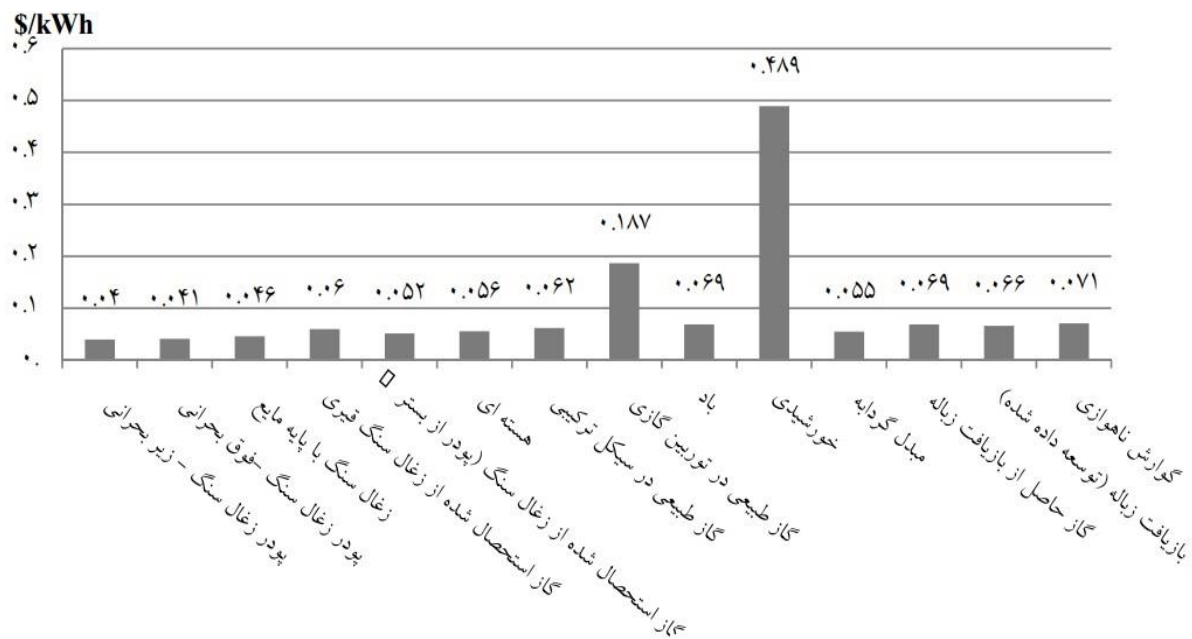
مشخصات طراحی برای نیروگاه مبدل گردابه در شش مقیاس گوناگون

مقیاس	توان	تعداد سیلندر	قطر (متر)	طول (متر)	ارتفاع (متر)	سطح (متر مربع)	وزن (کیلو تن)
گیگا	۱۰۰۰	۳۲۸۴۹	۲	۴۰	۶۰	۱۴۹۷۳۳۵	۱۷۷۵
مگا	۱۰۰	۶۵۷۰	۲	۲۰	۳۰	۲۵۸۹۹۸	۱۵۹
بزرگ	۱۰	۱۳۱۴	۱	۲۰	۱۵	۱۴۵۶۹	۱۱/۴
متوسط	۱	۵۲۶	۰/۵	۱۰	۱۵	۲۴۲۸	۱/۱
کوچک	۰/۱	۳۲۸	۰/۲	۴	۵	۹۲	۰/۱
میکرو	۰/۰۵	۶۵۷	۰/۱	۲	۵	۴۵	۰/۰۵

جدول ۲-۲: هزینه سوخت [۳۰]

فرضیات هزینه سوخت

نوع سوخت	برآورد هزینه مصرف
زغال سنگ خرد شده	۱/۲۵
زغال سنگ قیری	۲/۷۵
زغال سنگ خرد شده حوزه رودخانه	۱/۲۵
اورانیوم	۰/۵
گاز طبیعی	۶
گاز حاصل از بازیافت زباله‌ها	۱/۸
هزینه‌های سرمایه‌گذاری	۱۴



شکل ۲-۸: مقایسه هزینه منابع قدیم و جدید انرژی و مبدل گردابه [۳۱]

همانطور که در شکل بالا میتوان مشاهده کرد هزینه مبدل گردابه نسبت به بسیاری از منابع تامین انرژی مانند انرژی های بادی و خورشیدی که جزو منابع تامین انرژی جدید می باشند بسیار کمتر بود و تقریباً با منابع انرژی قدیم مانند ذغال سنگ برابر است این امر میتواند دلیل مهمی برای استفاده از این مبدل انرژی باشد چرا که یکی از مهمترین پارامترهای تولید انرژی، استخراج انرژی با کمترین هزینه است.

۲-۵- تاریخچه مطالعات

مطالعات آزمایشگاهی و عددی بسیار زیادی در مورد پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه از اجسام غیر خط جریانی مخصوصاً در استوانه ها انجام پذیرفته است. این مطالعات، پدیده های مختلفی از تولید گردابه از یک جسم غیر خط جریانی ثابت تا تولید گردابه از یک جسم ارتجاعی را مورد توجه قرار داده اند.

می توان در یک تقسیم بندی مطالعات صورت گرفته در زمینه پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه در استوانه ها را به دو دسته کلی استوانه های تکی و استوانه های گروهی تقسیم بندی نمود. از طرف

دیگر از آنجایی که پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه پدیده‌ای کاملاً درگیر با هیدرودینامیک سیال می باشد،

برای محدوده ای از اعداد رینولدز میان ۴۰ تا ۲۰۰، خیابان گردابه‌ای لایه‌ای می باشد. در این محدوده تولید گردابه کاملاً دو بعدی می باشد بدین معنا که مشخصات گردابه‌ها در امتداد طول دهانه استوانه تغییر نمی نماید، ویلیامسون^{۴۹}. [۳۳]

با افزایش مجدد عدد رینولدز، اگرچه انتقال به حالت آشفته در ناحیه سایه^{۵۰} اتفاق می افتد، ناحیه انتقال به آشفتگی با افزایش عدد رینولدز در محدوده ۲۰۰ تا ۳۰۰، به سمت استوانه حرکت می نماید. بلور^{۵۱} گزارش کرد که در عدد رینولدز ۴۰۰ گردابه‌ها به هنگام تشکیل آشفته می باشند. [۳۴] مشاهدات نشان می دهد حالت دوبعدی تشکیل گردابه که در محدوده اعداد رینولدز ۴۰ تا ۲۰۰ مشاهده گردیده، در این محدوده از اعداد رینولدز کاملاً سه بعدی می باشد.

ایده‌ی استفاده از ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها برای تولید انرژی مربوط به برنیتساس و همکاران می - باشد که توسط شیوه‌ی کاملاً جدید و امیدبخش با دستگاهی تحت عنوان اختصاری (VIVACE)^{۵۲} یا به فارسی دستگاه تولید توان از ارتعاشات گردابه‌ای^{۵۳} شکل کاملاً نوینی از شیوه‌ی استحصال انرژی را نشان داد. [۲۸]

برای بهبود این سیستم لی^{۵۴} و همکاران با ساخت سیستم مجازی فنر-میراکننده در بهبود راندمان این سیستم تلاش کردند. [۳۵] در سال ۲۰۱۱ لی و برنیتساس به بررسی آزمایشگاهی نسبت دامنه و نسبت فرکانس برای سیلندر صاف برای مقادیر مختلف سختی فنر (k) و نرخ میرایی (ξ) در مقادیر

^{۴۹} Williamson

^{۵۰} Shadow region

^{۵۱} Bloor

^{۵۲} Vortex Induced Vibration of Aquatic Clean Energy

^{۵۳} Vortex Induced Vibration of Aquatic Clean Energy

^{۵۴} Lee et al

بالای رینولدز پرداختند. در این مطالعه $400(N/m) < k < 1800(N/m)$ و $0 < \xi < 0.16$ در

نظر گرفته شد. نتایج حاصل از کار آزمایشگاهی لی و برنیتساس در جدول زیر آمده است. [۳۶]

جدول ۲-۳: بیشترین دامنه به دست آمده برای حالات مختلف سختی فنر و نسبت میرایی [۳۶]

$k_{virtual}=400\text{ N/m } f_{n,water}=0.78\text{ Hz}$				$k_{virtual}=600\text{ N/m } f_{n,water}=0.96\text{ Hz}$			$k_{virtual}=800\text{ N/m } f_{n,water}=1.1\text{ Hz}$			$k_{virtual}=1000\text{ N/m } f_{n,water}=1.23\text{ Hz}$		
ζ_{harm}	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$
0	0.033	0.59	1.37	0.027	0.81	1.47	0.024	1.00	1.53	0.021	1.10	1.73
0.04	0.073	0.63	1.24	0.067	0.78	1.32	0.064	0.92	1.37	0.061	1.07	1.54
0.08	0.113	0.59	1.09	0.107	0.74	1.19	0.104	0.89	1.22	0.101	1.04	1.34
0.12	0.153	0.63	0.93	0.147	0.74	1.03	0.144	0.81	1.09	0.141	0.92	1.16
0.16	0.193	0.59	0.78	0.187	0.7	0.87	0.184	0.81	0.95	0.181	0.89	0.99
$k_{virtual}=1200\text{ N/m } f_{n,water}=1.35\text{ Hz}$				$k_{virtual}=1400\text{ N/m } f_{n,water}=1.46\text{ Hz}$			$k_{virtual}=1600\text{ N/m } f_{n,water}=1.56\text{ Hz}$			$k_{virtual}=1800\text{ N/m } f_{n,water}=1.66\text{ Hz}$		
ζ_{harm}	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$	ζ_{total}	$U\text{ (m/s)}$	$Max. A/D$
0	0.019	1.15	1.78	0.018	1.15	1.76	0.017	1.15	1.7	0.016	1.84	1.71
0.04	0.059	1.11	1.59	0.058	1.15	1.6	0.057	1.18	1.6	0.056	1.15	1.52
0.08	0.099	1.07	1.42	0.098	1.11	1.42	0.097	1.11	1.43	0.096	1.11	1.35
0.12	0.139	1.00	1.23	0.138	1.04	1.26	0.137	1.07	1.25	0.136	1.11	1.21
0.16	0.179	0.96	1.07	0.178	1.00	1.10	0.177	1.03	1.09	0.176	1.07	1.03

با توجه به جدول بالا میتوان دید که برای سیلندر صاف برای مقادیر مختلف سختی فنر و نسبت میرایی بیشترین دامنه در حالت $k = 1200(N/m)$ و $\xi = 0$ به دست خواهد آمد.

در همان سال راغوان و برنیتساس^{۵۵} با کار آزمایشگاهی در محدوده ای از رینولدز در جریان آشفته به تحلیل پارامترهای موثر مانند نسبت جرم، نسبت دمپینگ و سرعت کاسته شده سیال در بهینه کردن استحصال انرژی از گردابه ها پرداختند. [۳۷]

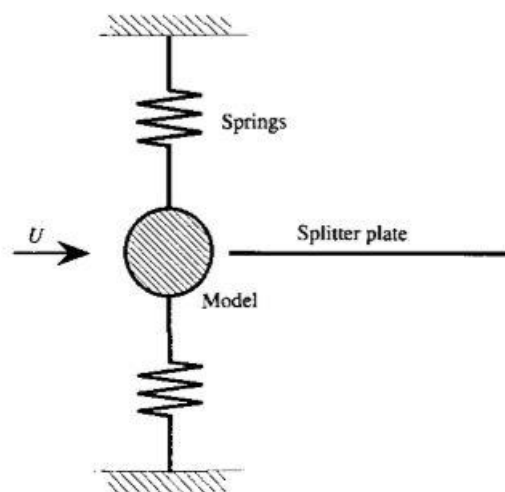
همانطور که نتایج مطالعات گذشته نشان میداد سیلندر با سطح صاف تنها تحت تاثیر VIV نوسان مینمود و با افزایش رینولدز نسبت دامنه ی نوسان کاهش می یافت. گوستاو آلونسو^{۵۶} در سال ۲۰۰۹ رابطه ای بر اساس زاویه برخورد، نیروی لیفت و نیروی درگ ارائه داد که از خطی سازی تعادل نیروهای آیرودینامیکی اعمالی به سیلندر به دست آورده بود. او نشان داد برای دستیابی به ناپایداری گالوپینگ می بایست شرط حاصل از این رابطه تامین شود. [۳۸]

$$\left(\frac{dc_l}{d\alpha_l} + c_d \right) \Big|_{\alpha_l=\alpha} < 0, \quad (2-۱)$$

^{۵۵} Raghvan & Bernitsas

Gustavo Alonso ^{۵۶}

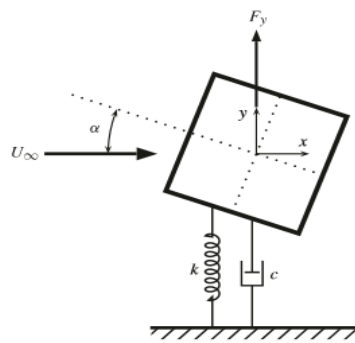
از طرفی برای سیلندر با سطح صاف مقدار تغییرات ضریب لیفت بر اثر افزایش زاویه برخورد صفر می باشد بنابراین مقدار رابطه بالا باتوجه به مثبت بودن ضریب درگ، بزرگتر از صفر شده و گالوپینگ اتفاق نمی افتد. به منظور افزایش نیروی القایی سیال و پیرو آن راندمان انرژی مبدل گردابه مطالعات زیادی بر روی پدیده گالوپینگ صورت گرفت، ناکامورا^{۵۷} در سال ۱۹۹۴ نشان داد که سیلندر صاف نمیتواند گالوپینگ را تجربه کند ولی سیلندر همراه با ضمیمه میتواند تحت تحریک گالوپینگ نوسان کند. در این مطالعه دامنه ی نوسان سیلندر همراه با صفحه ای تخت بلندی که به انتهای آن متصل شده بود به طور آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت. و تاثیر طول صفحه ی متصل شده به سیلندر مورد بررسی قرار گرفت. شکل زیر نمایانگر شماتیک سیلندر در کار آزمایشگاهی ناکامورا می باشد.[۳۹]



شکل ۲-۹: شماتیک سیلندر همراه با ضمیمه در پژوهش آزمایشگاهی ناکامورا[۳۹]

نمس^{۵۸} نیز در سال ۲۰۱۲ به بررسی نسبت دامنه و فرکانس نوسان برای سیلندر مربعی شکل پرداختند و مشاهده کردند که در زاویه برخورد صفر درجه سیال، سیلندر مربعی میتواند تحت تاثیر گالوپینگ نوسان کند.[۴۰]

^{۵۷} Nakamura
^{۵۸} Nemes



شکل ۲-۱۰: شماتیک سیلندر مربعی مورد بررسی در کار آزمایشگاهی نمس [۴۰]

باررو-گیل^{۵۹} و همکاران، جونگ و لی^{۶۰} تاثیر هندسه سطح مقطع و خصوصیات مکانیکی در ضریب

تبدیل انرژی را برای استحصال انرژی توسط گالوپینگ را تشریح کردند. [۴۱ و ۴۲]

همچنین او به همراه یونو^{۶۱} در ۲۰۱۴ تاثیرات استحصال انرژی از سیلندر متحرک در کنار سیلندر

ثابت را بررسی کردند. [۴۳]

مطالعات انجام شده نشان داد که گالوپینگ به طور زیادی به هندسه جسم و زاویه برخورد سیال

بستگی دارد. این مطالعات نشان دادند که جریان نامتقارن که از هندسه نامتقارن، هندسه همراه با

ضمیمه یا اختلال در جریان بالا دست نشأت میگیرد میتواند باعث تحریک گالوپینگ شود، به همین

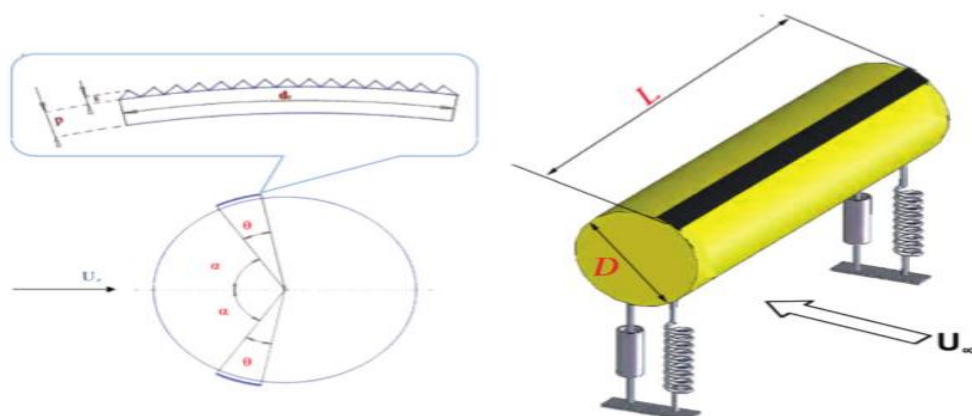
دلیل به منظور افزایش نیروی القایی سیال و راندمان مبدل گردابه در سال ۲۰۱۱ چانگ و کومار به

همراه برنیتساس سطح سیلندر را به وسیله نوارهای زبری مورد اصلاح قرار دادند. [۴۴]

^{۵۹} Barrero-Gil et al

^{۶۰} Jung & Lee

^{۶۱} Ueno



شکل ۱۱-۲: شماتیک سیلندر همراه با نوار زبری در کار آزمایشگاهی چانگ [۴۴]

در این مطالعه آزمایشگاهی چانگ و کومار نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر را برای حالات مختلف

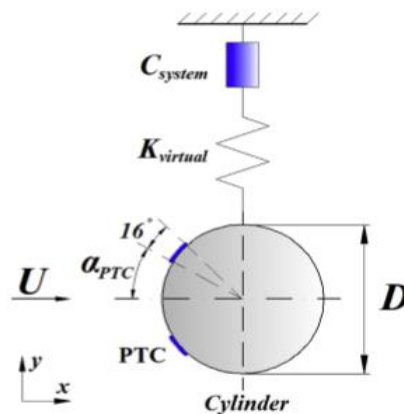
- ✓ محل قرارگیری نوار زبری
- ✓ محیط تحت پوشش نوار زبری
- ✓ ارتفاع زبری

برای محدوده رینولدز ۳۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰ مورد بررسی قرار دادند.

نتایج برای محل قرارگیری نوارهای زبری نشان داد که هرچه نوارهای زبری به نقطه سکون جلوی سیلندر نزدیکتر باشد، نسبت دامنه نوسان سیلندر در هر دو ناحیه VIV و گالوپینگ بیشتر می‌شود. همچنین نتایج برای تاثیر محیط تحت پوشش زبری نیز نشان داد که با افزایش محیط تحت پوشش زبری دامنه نوسان سیلندر در محدوده VIV کاهش می‌یابد اما باعث افزایش شیب نمودار نسبت دامنه در ناحیه گالوپینگ می‌شود. چانگ گزارش داد که ارتفاع زبری نیز تاثیر مهمی در مقادیر نسبت دامنه نوسان سیلندر ندارد و تنها برای نوارهای زبرتر گالوپینگ زودتر شروع می‌شود. در ادامه به بررسی طرح گردابه^{۶۲} برای هر دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبری پرداخته شده‌است، نتایج نشان میداد که با ورود به ناحیه گالوپینگ تعداد گردابه‌هایی که در هر سیکل نوسان برای سیلندر همراه با

^{۶۲} Vortex patterns

نوار زبری ریزش پیدا می‌کند به شدت افزایش می‌یابد و این امر باعث افزایش نیروی لیفت و افزایش دامنه نوسان سیلندر می‌شود. در سال ۲۰۱۶ دینگ^{۶۳} و ژانگ^{۶۴} به همراه برنیتساس به بررسی عددی نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر و پیرو آن راندمان مبدل انرژی برای سیلندر همراه با نوار زبری پرداختند. در این مطالعه نوار زبری در فاصله $\alpha_{PTC} = 20^\circ$ از نقطه سکون سیلندر قرار گرفته است و محیط تحت پوشش زبری نیز برابر با 16° می‌باشد. [۴۵]

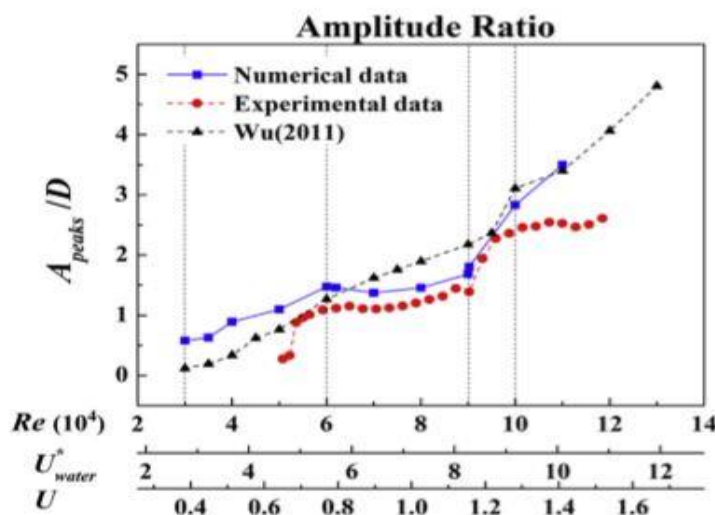


شکل ۲-۱۲: سیلندر همراه با نوار زبری در کار عددی دینگ و ژانگ [۴۵]

نتایج عددی نیز مانند نتایج آزمایشگاهی نشان داد که با افزایش رینولدز بین ۳۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰ نسبت دامنه نوسان سیلندر و پیرو آن راندمان مبدل انرژی افزایش می‌یابد و این افزایش با ورود به ناحیه گالوپینگ با شیب بیشتری ادامه می‌یابد.

^{۶۳} Lin Ding

^{۶۴} Li Zhang

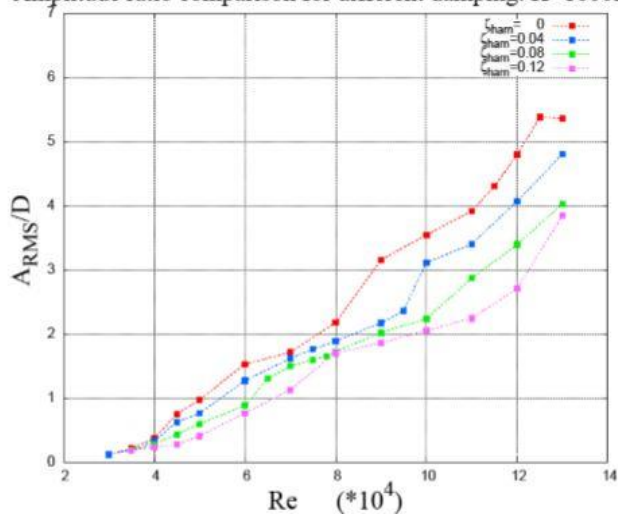


شکل ۲-۱۳: نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر در کار عددی لی ژانگ [۴۵]

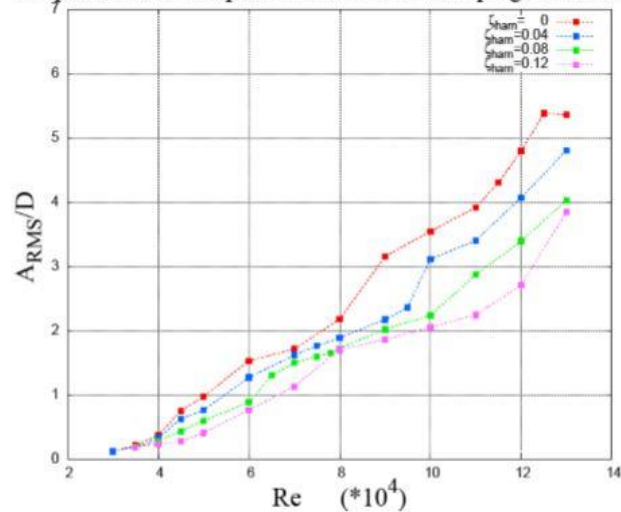
وی وو^{۶۵} نیز به بررسی عددی نسبت دامنه و نسبت فرکانس نوسان سیلندر بر حسب رینولدز برای حالات مختلف قرارگیری نوار زبری در مقادیر مختلف سختی فنر و نرخ میرایی پرداخته است. [۴۶] در این مطالعه ابتدا تاثیر سختی فنر در نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر بررسی می‌شود (شکل ۲-۱۴ الف). پس از آن نیز با ثابت در نظر گرفتن سختی فنر و تغییر در نسبت میرایی به بررسی تاثیر میرایی مبدل انرژی در نسبت دامنه نوسان سیلندر پرداخته می‌شود (شکل ۲-۱۴ ب)، در نهایت به بررسی تاثیر مکان قرارگیری نوارهای زبری در نسبت دامنه و نسبت فرکانس نوسان سیلندر پرداخته می‌شود (شکل ۲-۱۵).

محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی در این مطالعه بین ۳۰۰۰ تا ۱۳۰۰۰۰ می‌باشد. علاوه بر این در این شبیه سازی به بررسی طرح گردابه ها برای حالات مختلف مورد بررسی نیز پرداخته شده است.

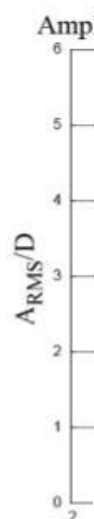
Amplitude ratio comparison for different damping: K=1600N/m



Amplitude ratio comparison for different damping: K=1600N/m



شکل ۲-۱۴: تاثیر مقادیر مختلف میرایی و سختی فنر در نسبت دامنه



ب) نسبت دامنه برای مقادیر مختلف میرایی

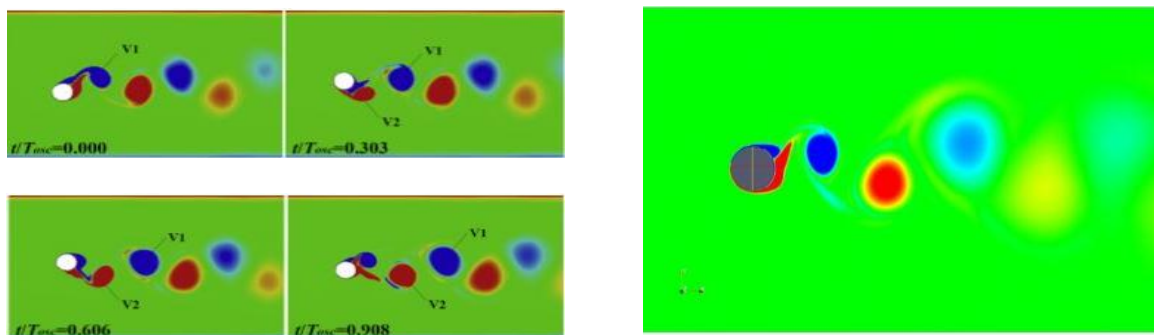
الف) نسبت دامنه برای مقادیر مختلف سختی فنر

شکل ۲-۱۵: نسبت دامنه برای مکان های مختلف قرارگیری نوارهای زبری [۴۶]

در اکثر مطالعات عددی صورت گرفته در این زمینه به بررسی الگوی تشکیل گردابه ها نیز پرداخته شده است به طوری که برای هر یک از مقادیر رینولدز ، الگوی گردابه های ریزش پیدا کرده در هر سیکل نوسان نشان داده شده است. این امر به دلیل درک بهتر از تاثیر سرعت سیال در افزایش نیروی لیفت اعمالی به سیلندر و در نتیجه افزایش دامنه نوسان سیلندر می باشد. دینگ و ژانگ و همچنین

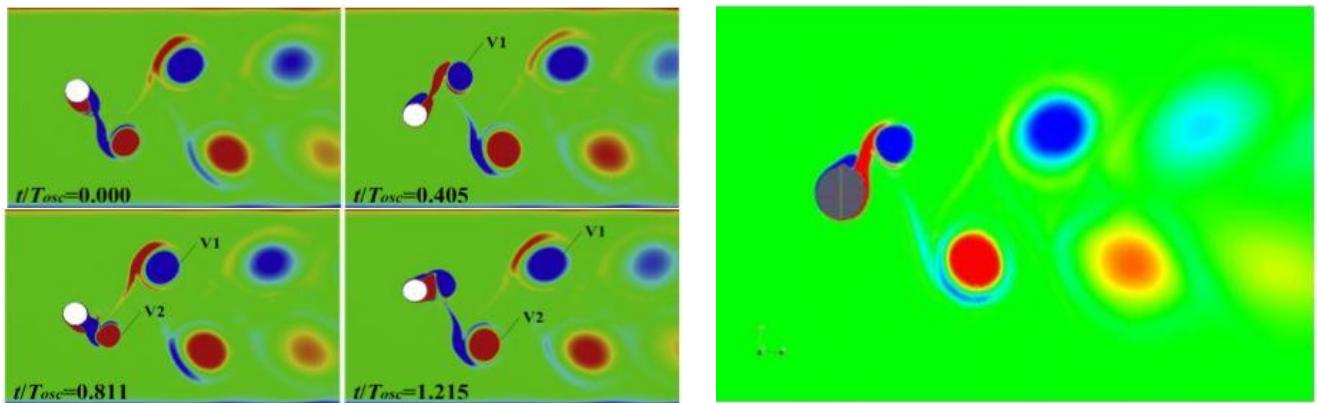
وی و در مطالعات عددی خود به بررسی الگوی گردابه‌ها برای مقادیر مختلف سرعت سیال برای سیلندر همراه با نوارهای زبری پرداختند، برنیتساس و همکارانش نیز به مقایسه طرح گردابه‌ها برای سیلندر دارای نوار زبری و سیلندر دارای سطح کاملاً صاف پرداختند. در ادامه به بررسی نتایج به دست آمده برای تاثیر مقادیر مختلف رینولدز در طرح گردابه ایجاد شده در پشت سیلندر میپردازیم.

الف: برای حالت $Re = 30000$



شکل ۲-۱۶: الگوی ریزش گردابه‌ها برای رینولدز ۳۰۰۰۰ [۴۵ و ۴۶]

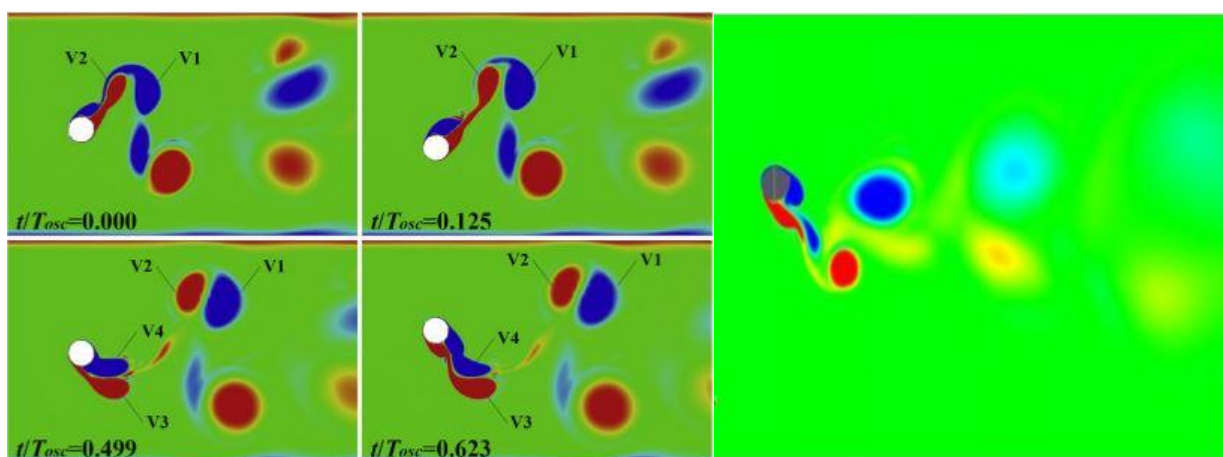
با توجه به شکل بالا میتوان دید در شاخه ی ابتدایی VIV ، دو گردابه ی تنها در سیکل نوسان سیلندر ریزش می یابد که جهت ریزش گردابه ها مخالف جهت نوسان سیلندر می باشد. بنابراین الگوی گردابه ها در این حالت به صورت $2S$ می باشد.



ب: در حالت $Re = 40000$

شکل ۲-۱۷: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز 40000 [۴۵ و ۴۶]

همانطور که در شکل بالا دیده می شود دو گردابه ی واضح V_1 و V_2 در هر سیکل نوسان سیلندر ریزش می یابند ولی نمیتوان گفت طرح گردابه در این حالت مانند حالت قبل $2S$ می باشد، همانطور که میتوان مشاهده نمود یک فرق مهم بین طرح گردابه در این حالت و حالت قبل است و آن یک گردابه ی اضافی در نزدیکی هر یک از گردابه های V_1 و V_2 است یعنی در هر سیکل دو جفت گردابه ریزش پیدا میکند اما در هر جفت گردابه یکی از آنها بسیار ضعیفتر از دیگری است به همین دلیل طرح گردابه را $2P$ نیز نمیتوان نامگذاری کرد و به این الگوی گردابه $Quasi - 2P$ گفته می شود

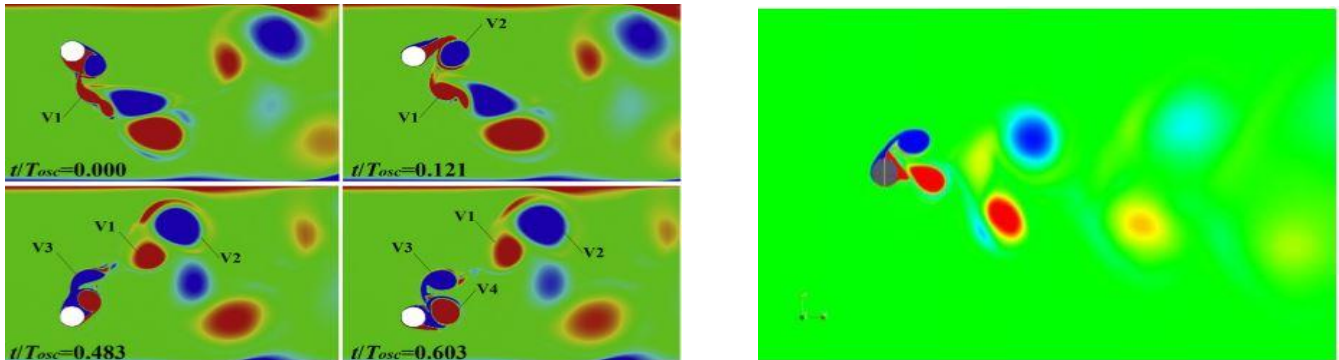


ج: در حالت $Re = 50000$

شکل ۲-۱۸: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز 50000 [۴۵ و ۴۶]

گذر از شاخه ی ابتدایی VIV به شاخه ی بالایی VIV در محدوده ی $Re = 50000$ رخ میدهد. در این حالت با توجه به شکل الگوی کلی گردابه برای هر سیکل نوسان سیلندر در این حالت $P + QP$ می باشد

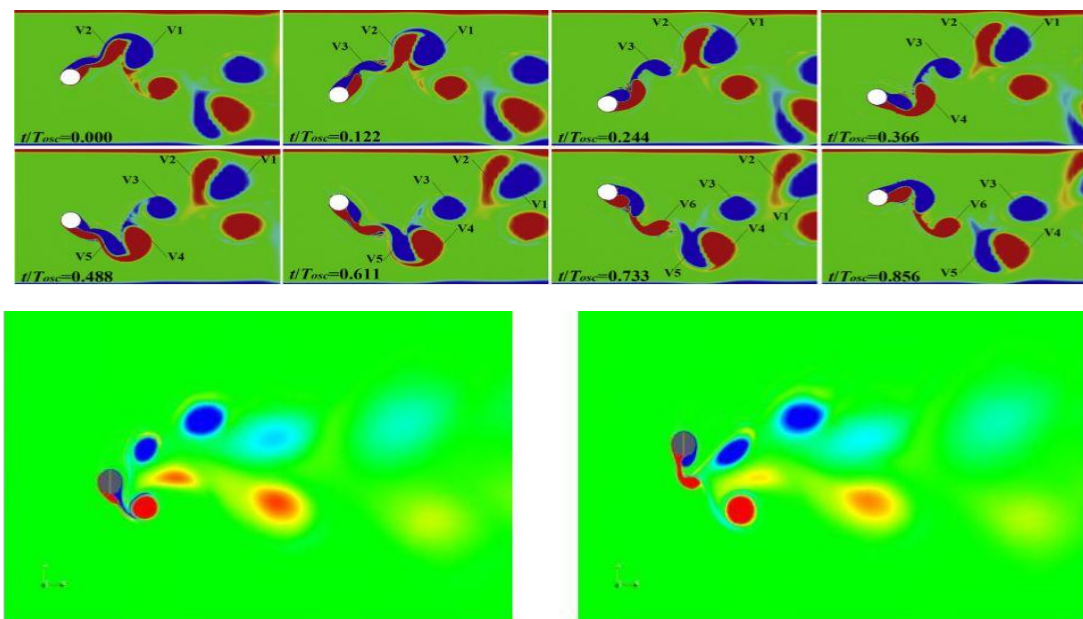
د: در حالت $Re = 60000$ و $Re = 70000$



شکل ۲-۱۹: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۶۰۰۰۰ و ۷۰۰۰۰ [۴۵ و ۴۶]

همانطور که دیده می شود طرح گردابه ی $2P$ برای هر دو حالت رینولدز گفته شده مشاهده شد.

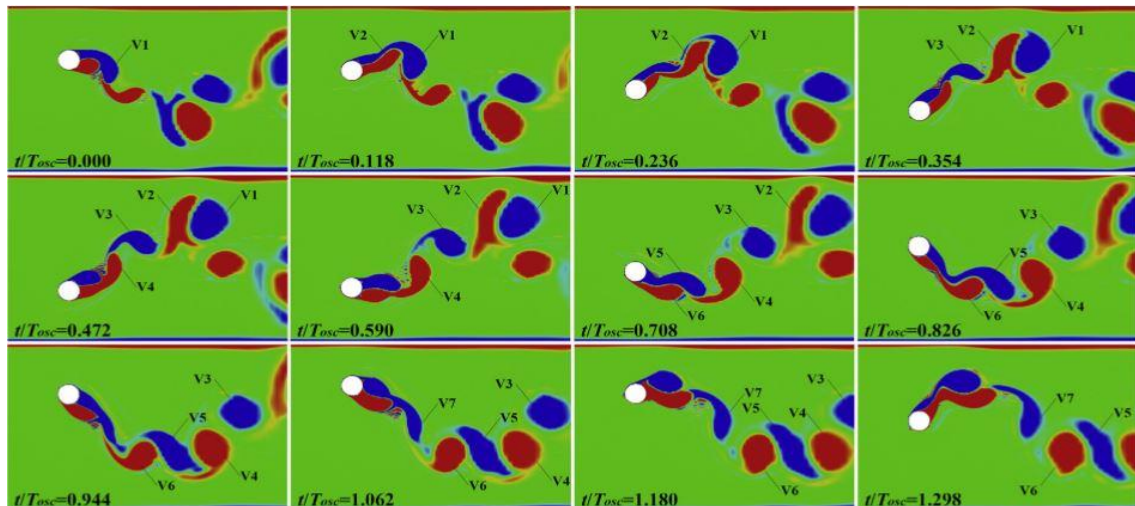
ه: در حالت $Re = 80000$



شکل ۲-۲۰: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز ۸۰۰۰۰ [۴۵ و ۴۶]

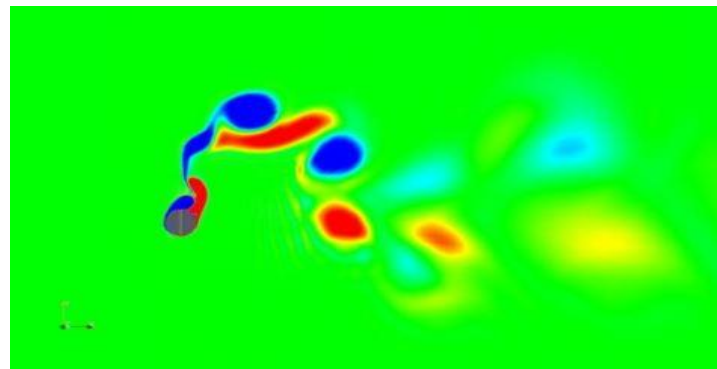
همانطور که مشاهده شد تعداد گردابه هایی که در هر سیکل نوسان سیلندر ریزش می یابد با افزایش سرعت سیال افزایش می یابد. طرح گردابه ها در این حالت به صورت $2P + 2S$ می باشد .

و: در حالت $Re = 90000$



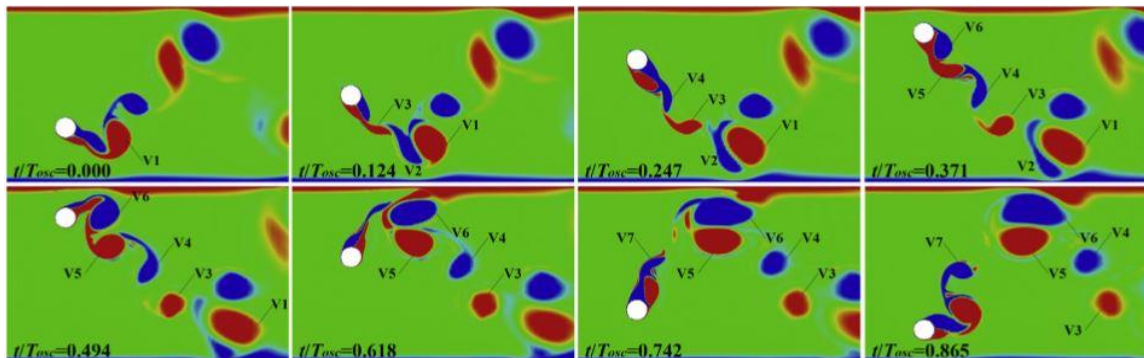
شکل ۲-۲۱: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز برابر با ۹۰۰۰۰ [۴۵]

در این حالت ریزش ۷ گردابه مشاهده می شود و طرح گردابه در این حالت به صورت $P + 2S + P + S$ می باشد که در مقایسه با حالت $Re = 80000$ که طرح گردابه به صورت $P + S + P + S$ یک گردابه بیشتر ریزش می یابد.



شکل ۲-۲۲: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز برابر با ۹۰۰۰۰ [۴۶]

Re = 100000 ::



شکل ۲-۲۳: الگوی ریزش گردابه ها برای رینولدز برابر با ۱۰۰۰۰۰ [۴۵]

ساختار گردابه ها در این حالت متفاوت بوده و ثابت نیست و بین دو طرح $P + S + T + 2P + 3S$ تغییر می یابد. این ثابت نبودن الگوی ریزش گردابه ها باعث ناپایداری در نیروی لیفت می شود که دلیل آن نیز نامتقارن بودن هندسه ی سیلندر است. همانطور که میتوان دید ۶ گردابه وقتی سیلندر به سمت بالا حرکت میکند رها میشود و تنها دو گردابه در مسیر حرکت سیلندر به سمت پایین ریزش می یابد و از آنجا که با افزایش ریزش گردابه سرعت سیلندر نیز افزایش می یابد میتوان گفت که سرعت نوسان سیلندر نیز در این سیکل نوسان یکسان نیست.

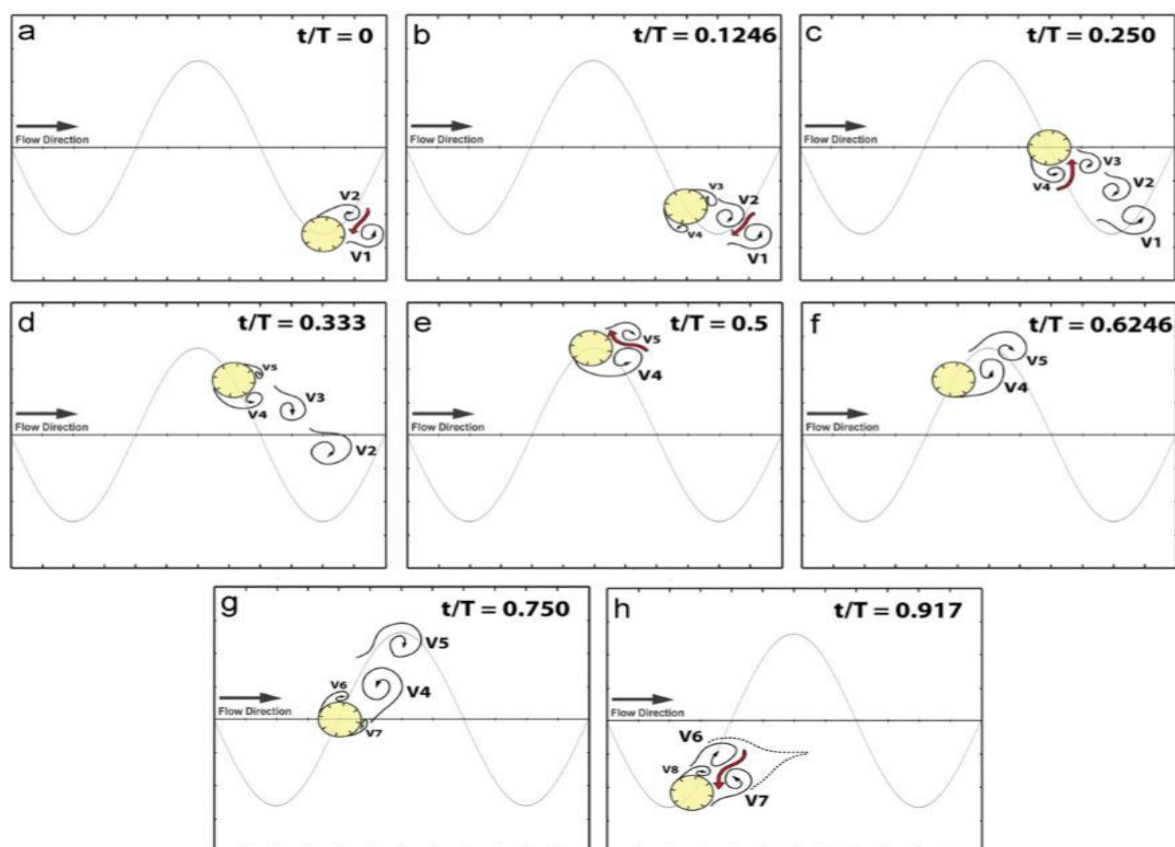
باتوجه به مشاهدات صورت گرفته برای الگوی ریزش گردابه میتوان نتیجه گرفت که :

- با افزایش سرعت سیال تعداد گردابه های ایجاد شده در پشت سیلندر نیز افزایش می یابد.
- در نواحیه VIV طرح گردابه ها به صورت $2S$ که شامل دو تک گردابه، $2P$ که شامل چهار گردابه یا $2S+2P$ که شامل ۶ گردابه بود مشاهده شد.
- همانطور که گفته شد مکانیزم حرکت گالوپینگ بر اثر ناپایداری در نیروی لیفت است که به دلیل هندسه ی نامتقارن ایجاد می شود، در اینجا نیز میتوان دید که در این حالت تعداد

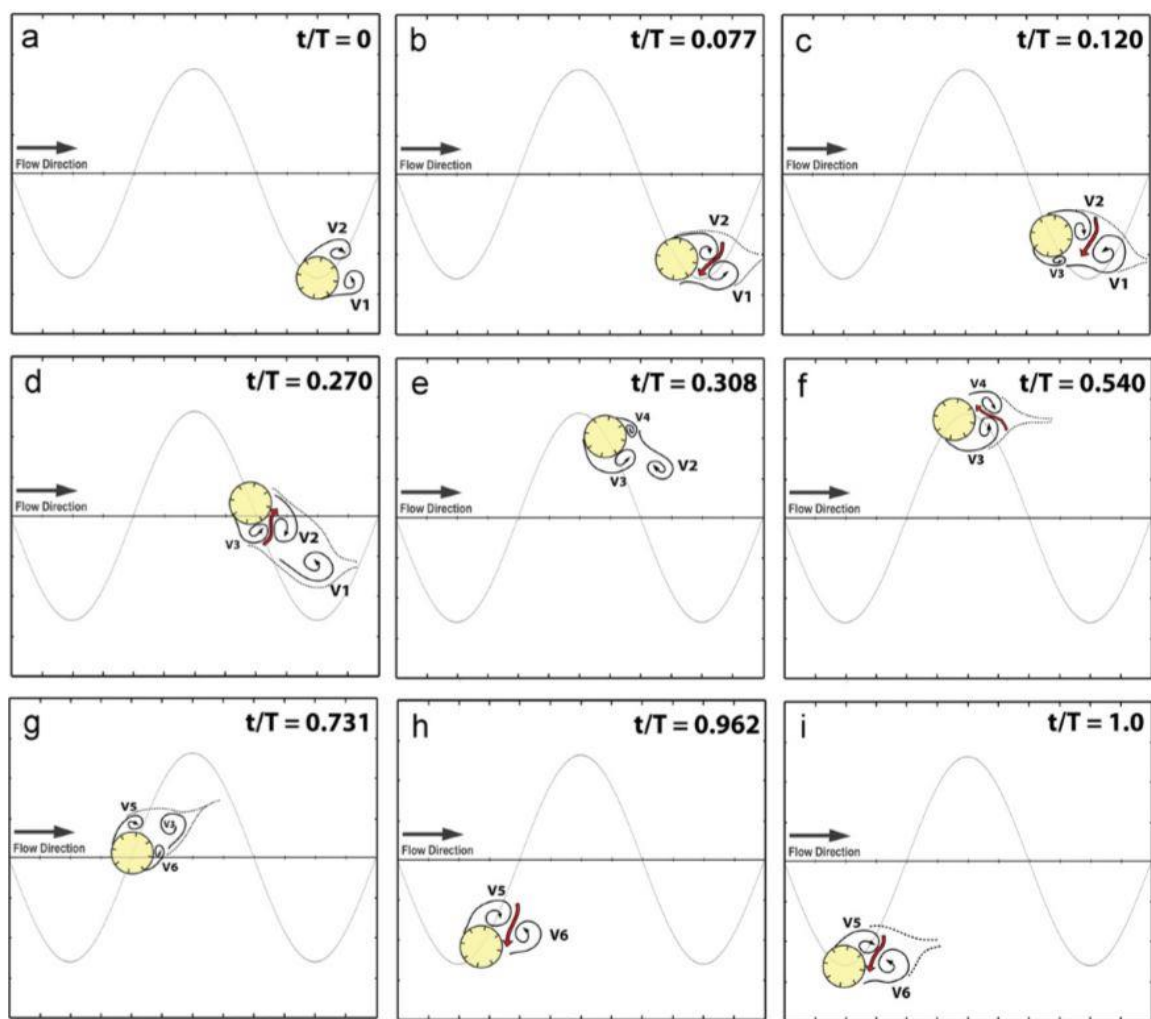
زیادی گردابه در هر سیکل نوسان ریزش می یابند که باعث افزایش شدید دامنه ی نوسان و کاهش فرکانس می شوند.

- در حالت گالوپینگ میتوان دید که تعداد گردابه های ایجاد شده در هر سیکل ثابت نیست و بین دو الگوی گردابه $2P + 3S$ و $P + S + T + S$ تغییر می یابد.

برنیتساس و همکارانش در سال ۲۰۱۱ به مقایسه طرح گردابه ها برای حالت سیلندر صاف و سیلندر دارای نوارهای زبری پرداختند [۴۴]، مشاهدات آن ها نشان داد برای رنج همگام سازی $60000 < Re < 900000$ تعداد گردابه های ایجاد شده در هر سیکل نوسان سیلندر صاف بیشتر از حالت دارای نوارهای زبری است بنابراین دامنه ی نوسان برای حالت سیلندر صاف در این محدوده بیشتر از سیلندر دارای نوارهای زبری است.



شکل ۲-۲۴: الگوی ریزش گردابه ارائه شده توسط برنیتساس برای سیلندر صاف در رینولدز ۶۴۰۰۰ [۴۴]

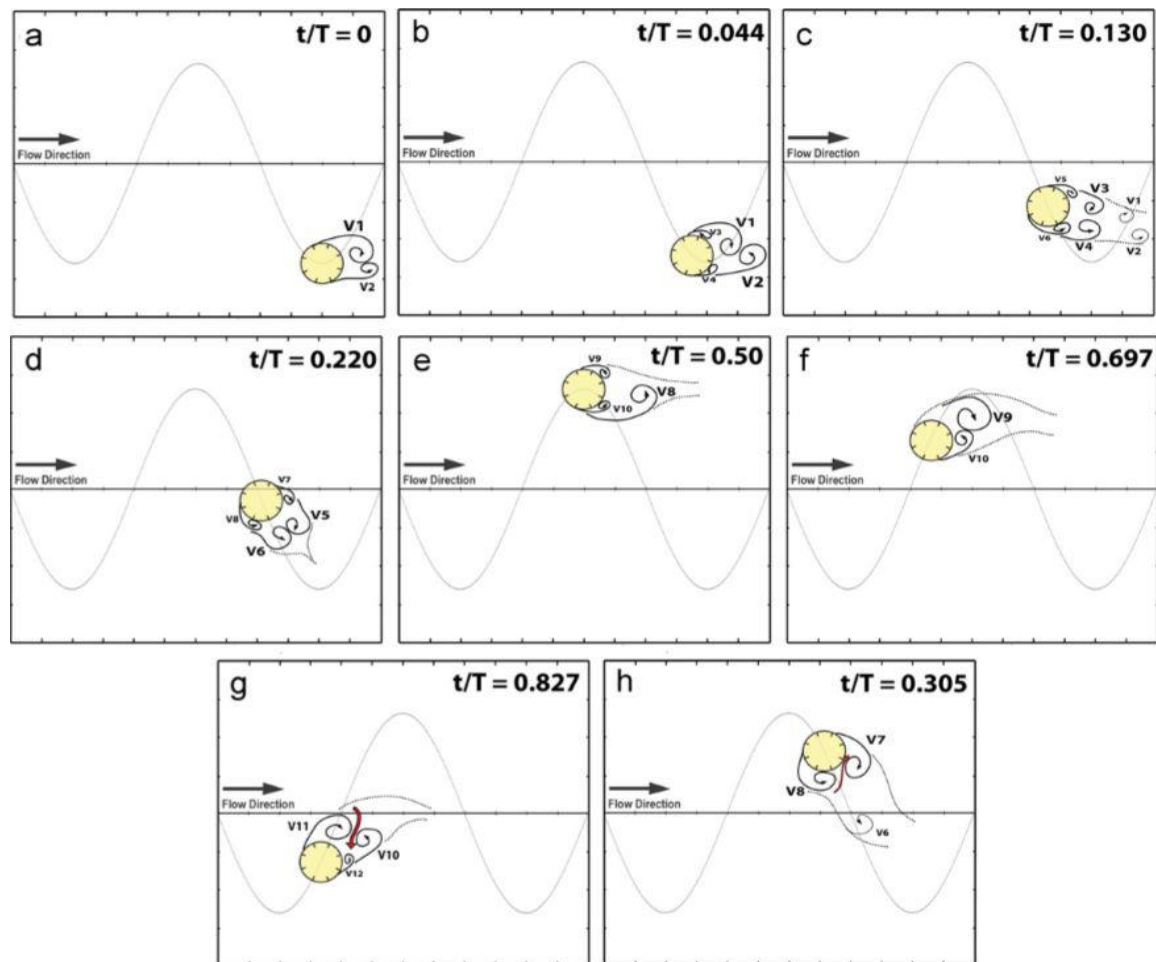


شکل ۲-۲۵: الگوی ریزش گردابه ها ارائه شده برنیتساس برای سیلندر دارای نوار زبر در رینولدز 64000 [۴۴]

ساختار گردابه ها برای حالت سیلندر صاف و سیلندر دارای نوار زبری با مشخصات $\alpha = 10^\circ$ و نوع زبری P60 و همچنین محیط تحت پوشش زبری 16° ارائه شد.

همانطور که میتوان در شکل ۲-۲۵ مشاهده نمود برای سیلندر صاف در $Re = 64000$ در هر سیکل نوسان سیلندر ۷ گردابه ریزش پیدا میکنند در حالیکه در همین شرایط برای سیلندر دارای نوار زبری در هر سیکل ۵ گردابه ریزش پیدا میکنند که این امر سبب افزایش نیروی لیفت در حالت سیلندر صاف نسبت به سیلندر زبر و همچنین دامنه‌ی بیشتر نوسان برای سیلندر صاف در مقایسه با سیلندر دارای نوار های زبری می شود به طوریکه نسبت دامنه در حالت سیلندر صاف برابر با $1/3$ و در حالت سیلندر زبر برابر با $1/2$ خواهد شد.

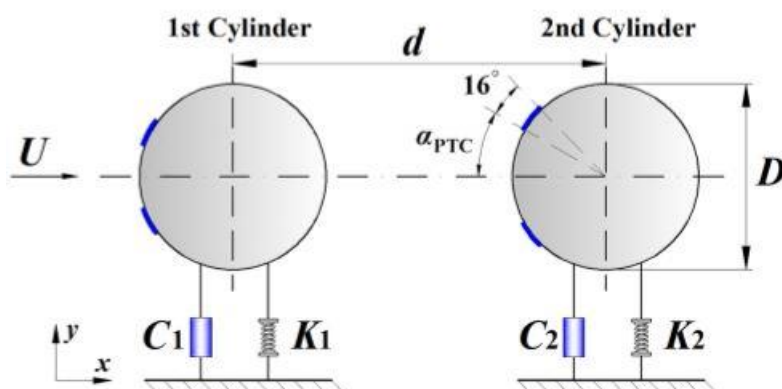
برای محدوده ی $Re > 90000$ برای سیلندر صاف هیچ دوره ی تناوبی برای ساختار گردابه ها مشاهده نشد که این امر نشان میدهد ریزش گردابه ها با حرکت سیلندر همگام و قفل نشده است. به طور کلی در این حالت گردابه ها بسیار ضعیف و کوچک هستند به طوریکه هیچ گردابه ی بزرگی در این حالت دیده نمی شود و این امر موجب تحریک ضعیف و دامنه ی کم نوسان برای سیلندر صاف می شود.



شکل ۲-۲۶: الگوی ریزش گردابه ها ارائه شده برنیتساس برای سیلندر دارای نوار زبر در رینولدز ۹۰۰۰۰ [۴۴]

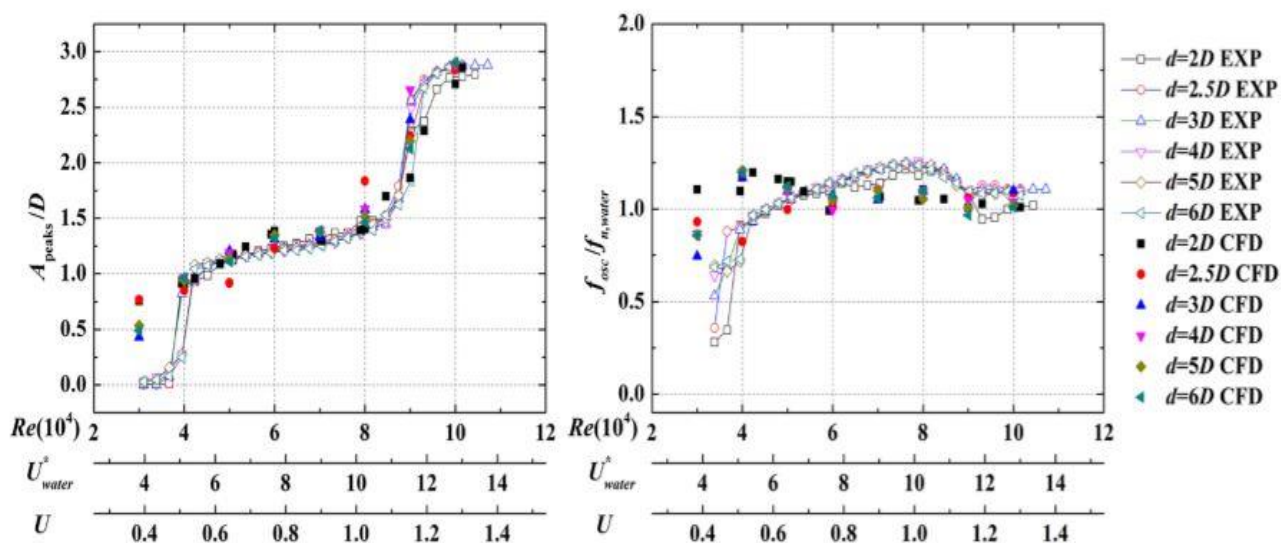
اما در محدوده ی $Re > 90000$ در حالت سیلندر دارای نوار زبری با افزایش دامنه ی نوسان مواجه هستیم بطوری که در ناحیه ی گالوپینگ نشان داده شده در شکل بالا بیش از ۱۰ گردابه در هر دوره ی نوسان سیلندر ریزش می یابد و باعث افزایش نیروی لیفت و همچنین افزایش چشمگیر دامنه ی نوسان سیلندر می شود. در مقایسه ی انجام گرفته بین سیلندر صاف و سیلندر دارای نوارهای زبری میتوان تاثیر نوار زبری را در الگوی ریزش گردابه ها مشاهده نمود.

در سال ۲۰۱۷ لین دینگ^{۶۶} و لی ژانگ به بررسی استحصال انرژی از مبدل گردابه توسط دو سیلندر همراه با نوارهای زبری پرداختند. در این مطالعه به بررسی تاثیر فاصله بین مرکز دو سیلندر در نسبت دامنه و نسبت فرکانس سیلندرها در محدوده رینولدز ۳۰۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ در حالت عددی و آزمایشگاهی پرداخته شد. [۴۷]



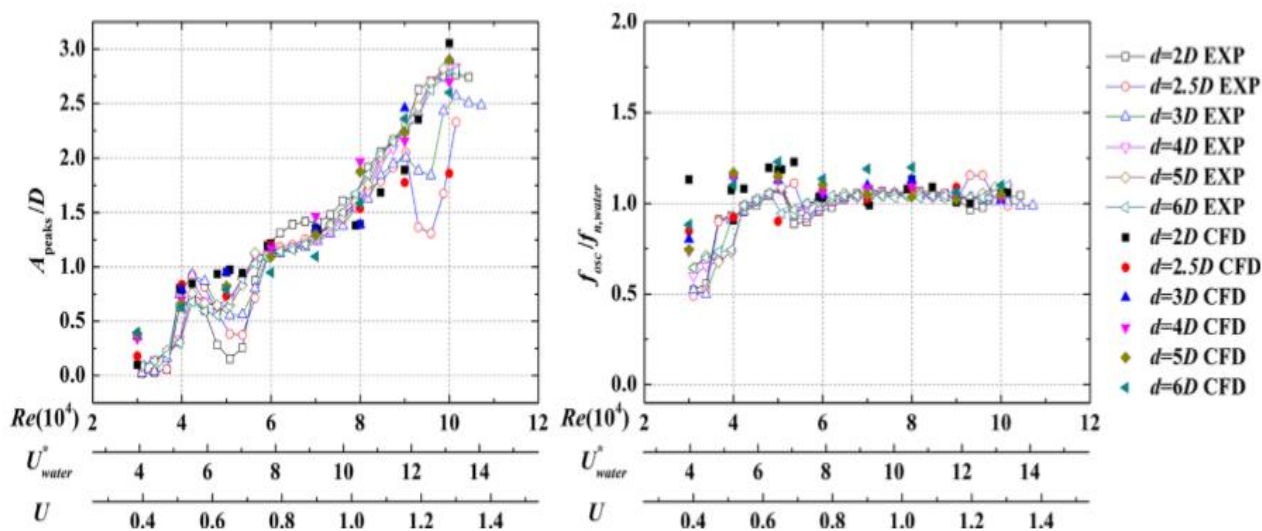
شکل ۲-۲۷: شماتیک قرارگیری سیلندرها در کار عددی لین دینگ [۴۷]

نتایج حاصل از این پژوهش نشان داد که فاصله بین مرکز دو سیلندر تاثیر چندانی روی نسبت دامنه و نسبت فرکانس سیلندر بالادست ندارد و نتایج عددی و آزمایشگاهی به جز حالت $d=2.5D$ در دیگر حالات با یکدیگر تطابق خوبی دارند. همچنین نتایج نشان می‌دهد در حالت $d=2D$ که کمترین فاصله بین دو سیلندر می‌باشد نسبت دامنه نوسان سیلندر بالا دست از بقیه حالات کمتر است (شکل ۲-۲۸).



شکل ۲-۲۸: نسبت دامنه و نسبت فرکانس برای سیلندر بالادست در فواصل مختلف قرارگیری از یکدیگر [۴۷]

نتایج حاصل از شبیه سازی برای سیلندر پایین دست نشان داد که شیب نمودار نسبت دامنه برای شاخه بالایی VIV بیشتر از حالت سیلندر بالادست می باشد، همچنین برای سیلندر پایین دست برای $d > 3D$ ناحیه بالایی VIV با ناحیه گالوپینگ در هم ادغام می شوند (شکل ۲-۲۹).



شکل ۲-۲۹: نسبت دامنه و نسبت فرکانس برای سیلندر پایین دست در فواصل مختلف از سیلندر اول [۴۷]

۲-۶- معرفی تحقیق حاضر

امروزه به دلیل نیاز روز افزون بشر به انرژی و خطر پایان یافتن منابع تجدیدناپذیر، بهره‌گیری از منابع انرژی تجدید پذیر، همچون انرژی موجود در اقیانوس ها، بسیار ضروری به نظر میرسد. مبدل گردابه نیز نمونه ای از جمله دستگاه هایی است که یا استفاده از انرژی موجود در جریان های آبی تولید قدرت می‌نماید و از مزیت های آن نسبت به مبدل های دیگر این است که میتواند انرژی های کم موجود در جریان های آبی را نیز مهار کند. این مزیت همراه مزیت های دیگری همچون چگالی انرژی بالا، طراحی ساده و هزینه تعمیر و نگهداری پایین سبب تمایز این مبدل شده است. هدف اصلی این تحقیق شبیه سازی مبدل گردابه همراه با نوارهای زبری می‌باشد. همچنین پارامترهای مؤثر در راندمان مبدل گردابه مورد بررسی قرار گرفته است. در پژوهش حاضر مبدل گردابه همراه با نوارهای زبری که روی فنر و دمپر قرار گرفته به صورت دو بعدی شبیه سازی شده است و سیلندر تنها قادر به حرکت در جهت عمود بر جریان سیال می‌باشد. در بخش نتایج پارامترهای مؤثر از جمله دامنهی نوسان، فرکانس نوسان و راندمان مبدل گردابه مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است و خروجی نتایج با یکدیگر مقایسه شده است.

با توجه به اینکه مبدل تنها قادر به حرکت در جهت عمود بر سیال می‌باشد شبیه سازی به صورت دو بعدی انجام گرفته است. به منظور اعتبار سنجی کد استفاده شده نتایج حاصل از شبیه سازی با کار عددی تدی آسیکین و نتایج حاصل از شبیه سازی مبدل گردابه با پژوهش لی و همکاران مورد مقایسه قرار گرفته است.

۲-۷- نوآوری تحقیق حاضر

نتایج حاصل از تحقیقات پیشین نشان میداد که دو عامل مهم در راندمان مبدل گردابه عبارتند از هندسه‌ی مبدل و زاویه برخورد سیال به مبدل گردابه. بیشتر تحقیقات صورت گرفته حول تاثیر هندسه‌ی سیلندر در افزایش راندمان مبدل گردابه می‌باشد و تحقیقات بسیار اندکی در زمینه تاثیر

زاویه برخورد سیال به سیلندر انجام گرفته است. از نوآوری تحقیق حاضر میتوان به موارد زیر اشاره نمود:

- همانطور که میدانیم اختلال در جریان بالادست مبدل میتواند سبب برخورد سیال با زاویه برخوردهای متفاوت به مبدل گردابه شود، به همین دلیل در این تحقیق اثر زاویه برخوردهای متفاوت سیال به سیلندر در محدوده‌ی رینولدز ۳۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰ برای سیلندر همراه با نوارهای زبری مورد بررسی قرار گرفت.
- پارامترهای مؤثر در بیان راندمان سیلندر از جمله: نسبت دامن، نسبت فرکانس و پیرو آن توان مهار انرژی و راندمان مبدل انرژی برای حالات مختلف زاویه برخورد سیال به سیلندر به دست آمد و در نهایت نتایج با یکدیگر مقایسه شد.
- با توجه به اینکه استفاده از سیلندر با سطح کاملاً زبر کار عملی‌تر نسبت به استفاده از سیلندر همراه با نوارهای زبری به نظر می‌رسد، در این پژوهش سیلندر با سطح کاملاً زبر نیز مورد بررسی قرار گرفت. ارتفاع زبری روی سطح سیلندر نیز برابر با ارتفاع زبری روی نوارهای زبری در نظر گرفته شده است.
- نسبت دامن و نسبت فرکانس مبدل در حالت استفاده از سیلندر با سطح کاملاً زبر نیز به دست آمد و نتایج مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت.

فصل ۳ روش اجرای تحقیق و مدل سازی

۳-۱- مقدمه

در این فصل ابتدا به بررسی سیلندر با سطح صاف که در معرض جریان آب قرار گرفته و دارای جابه جایی آزاد است پرداخته شده است، سپس با ایجاد تغییراتی در هندسه سیلندر از جمله ایجاد نوارهای زبری روی سطح سیلندر به بررسی تاثیر تغییرات انجام شده در افزایش نیروی القایی جریان و همچنین راندمان مبدل انرژی پرداخته شده است.

همانطور که میدانیم اختلال در جریان بالادست سیال و عوامل دیگر می تواند باعث برخورد سیال با زاویه حمله ی متفاوت به سیلندر شود و این امر نیز می تواند در دامنه ی نوسان سیلندر و در نتیجه راندمان مبدل انرژی تاثیر داشته باشد به همین دلیل در این مطالعه به بررسی تاثیر زاویه برخورد سیال روی دامنه ی نوسان سیلندر نیز پرداخته شده است.

برای مشاهده ی تاثیر زاویه ی برخورد سیال به روی دامنه ی نوسان سیلندر چهار زاویه ی برخورد

$$\theta = 0^\circ$$

$$\theta = 15^\circ, \theta = 30^\circ \text{ و } \theta = 45^\circ \text{ مورد بررسی قرار گرفت.}$$

با توجه به اینکه زبر کردن کل سطح سیلندر امری عملی تر نسبت به زبر کردن قسمت معینی از آن به

نظر می رسد به بررسی سیلندر با سطح کاملاً زبر با ارتفاع زبری $k = 0.26 \text{ [mm]}$ نیز پرداخته شد

شبیه سازی عددی با استفاده از نرم افزار انسیس فلوئنت انجام گرفت و با استفاده از داده هایی مانند

نسبت دامنه نوسان و همچنین نسبت فرکانس نوسان سیلندر که دو پارامتر مهم در بیان راندمان

مبدل است، به بررسی تغییرات ایجاد شده در بازدهی مبدل انرژی پرداخته شد.

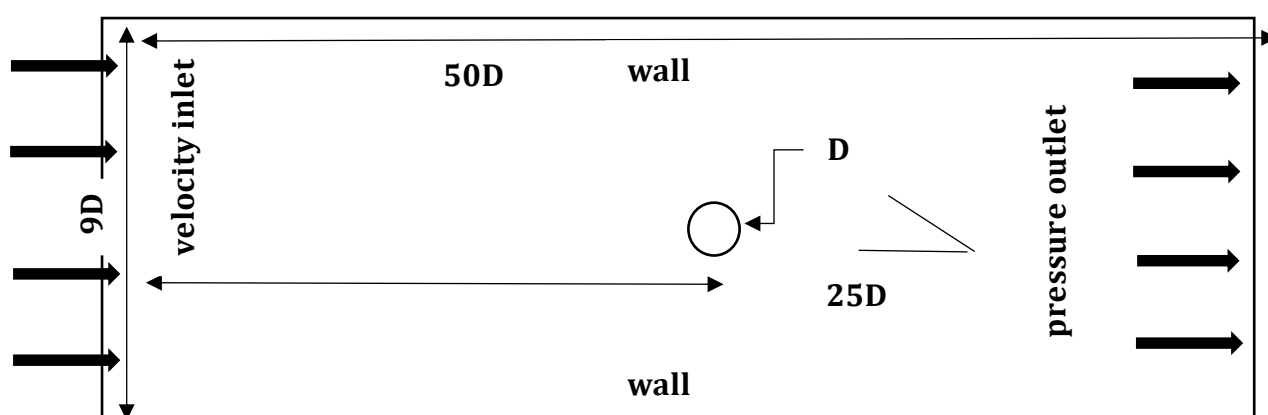
در این فصل به شرح معادلات حاکم بر سیال پیرامون سیلندر، مدل آشفتگی مورد استفاده در این

پژوهش، نوع شبکه بندی و حل مستقل از شبکه و همچنین تنظیمات حلگر و اعتبار سنجی پرداخته

شده است.

۳-۲- هندسه مبدل انرژی

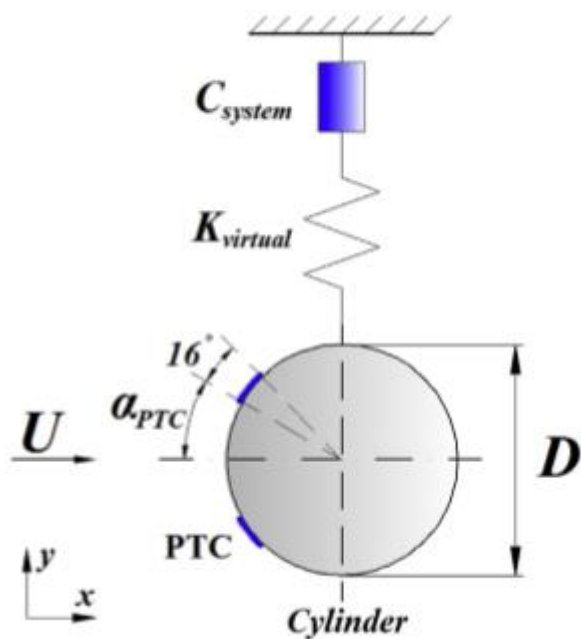
همانطور گفته شد هندسه‌ی مبدل ابتدا در نرم افزار گمبیت مدل سازی شد. برای تمام حالات مورد بررسی در این مطالعه محیط و ابعاد هندسه محیط حل یکسان می باشد و تغییرات فقط روی سطح سیلندر اعمال می شود لازم به ذکر است که شعاع سیلندر نیز تغییری پیدا نمی کند و فقط تغییرات در سطح سیلندر اعمال می شوند.



شکل ۳-۱: شماتیک کلی و شرایط مرزی محیط حل در نرم افزار انسیس فلوئنت

باتوجه به شکل بالا ابعاد محیط حل با توجه به قطر سیلندر $50D \times 9D$ میباشد همچنین فاصله‌ی سیلندر از ورودی محیط حل برابر با $25D$ و از دیواره های بالایی و پایینی برابر با $4.5D$ می باشد همانطور که گفته شد برای بهبود نیروی القایی جریان تغییراتی روی هندسه‌ی سیلندر اعمال شد که یکی از این تغییرات اعمال نوارهای زبری روی سطح سیلندر می باشد. برای بررسی زاویه‌ی برخورد سیال به سیلندر همراه با نوار زبری نیز میتوان سیلندر را به اندازه‌ی زاویه‌ی برخورد مورد بررسی چرخاند و پس از اعمال دیگر شرایط حل به بررسی تاثیر زاویه برخورد سیال روی دامنه‌ی نوسان سیلندر پرداخت.

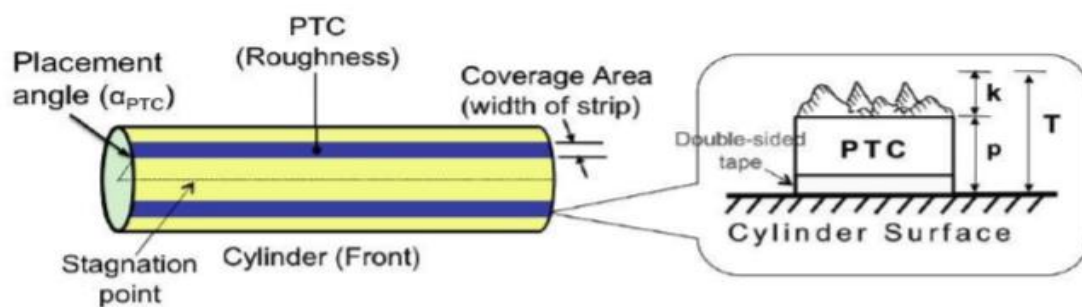
نحوه ی اعمال نوارهای زبری روی سطح سیلندر در شکل زیر نشان داده شده است:



شکل ۳-۲: شماتیک مبدل انرژی [۴۵]

با توجه به شکل بالا $\alpha_{PTC} = 20^\circ$ می باشد و محیط نوارهای اعمال شده روی سطح سیلندر برابر با

16° است. مشخصات بیشتر نیز برای اعمال نوارهای زبری در شکل زیر آورده شده است. [۴۵]

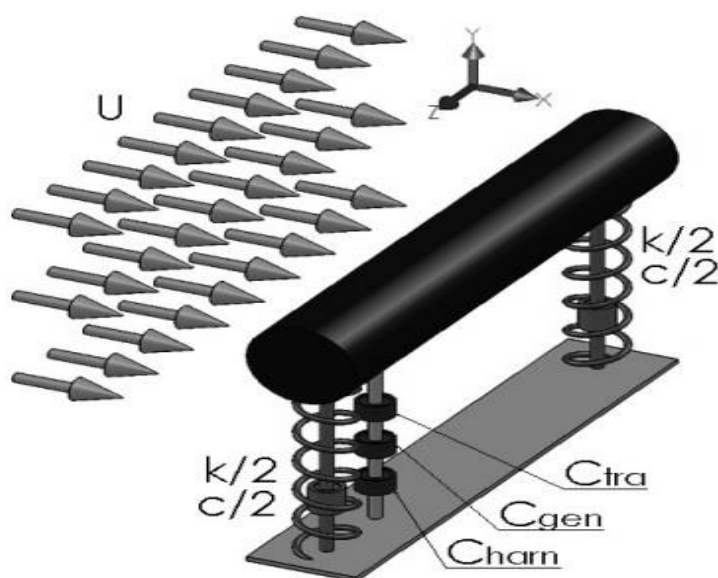


شکل ۳-۳: نحوه ی قرارگیری و پارامترهای مربوط به نوارهای زبری [۴۵]

جدول ۳-۱: مشخصات مربوط به نوارهای زبری [۴۵]

$20^\circ \sim 36^\circ$	α_{PTC} [degree]	مکان قرارگیری زبری
0.587	P [mm]	ارتفاع برآمدگی روی سطح سیلندر
0.26	k [mm]	ارتفاع زبری
0.847	$T=p+k$ [mm]	مجموع ارتفاع زبری و برآمدگی
16°	[degree]	محیط تحت پوشش زبری

هندسه ی بعدی، سیلندر با سطح صاف می باشد که از نظر محیط حل و ابعاد سیلندر با دو حالت قبلی یکسان است، این امر برای مقایسه تاثیر ایجاد نوار زبری روی سطح سیلندر با حالت سیلندر صاف صورت گرفت.



شکل ۳-۴: شماتیک کلی سیلندر صاف در معرض جریان سیال [۴۶]

۳-۳ معادلات حاکم و مدل توربولانسی

۳-۳-۱- معادلات حاکم

معادلات ناویر-استوکس^{۶۷} جامع ترین معادلات حاکم موجود بر حرکت سیالات می باشد که شامل یک معادله پیوستگی، سه معادله مومنتوم و یک معادله انرژی می باشد.

همانطور که میدانیم آشفتگی عبارتست از عدم تبعیت توده های متوالی در یک جریان از یک خط شناخته شده جریان، به عبارت دیگر هر توده ی جریان ممکن است به صورت اتفاقی موقعیت محلی خود را در هر یک از جهات تغییر دهد و به صورت یقین نمیتوان موقعیت آن را مشخص نمود به عبارت دیگر آشفتگی ذاتا پدیده ای ناپایا و وابسته به زمان است.

با توجه به عدم اطمینان به موقعیت هر توده سیال میتوان به صورت آماری و با دقت قابل ملاحظه ای در مورد متوسط وقایع درون جریان نظر داد و به همین شکل در مورد وقایع آن پیش بینی و آنگاه تصمیم گیری کرد. در واقع این پاسخ اساس و فلسفه ی توسعه روش های RANS^{۶۸} می باشد.

خصوصیات میدان جریان به دو بخش مقدار متوسط و مقدار ناشی از نوسانات جریان قابل تفکیک است که برای اولین بار توسط رینولدز برای جریان تراکم ناپذیر پیشنهاد شد. با توجه به تعریف مقدار میانگین رینولدز معادلات پیوستگی و مومنتوم را میتوان به صورت زیر بازنویسی نمود.

معادله ی پیوستگی:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad (۱-۳)$$

معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\nu S_{ij} - \overline{u_j u_i}) \quad (۲-۳)$$

^{۶۷} Navier stokes

^{۶۸} Reynolds_Averaged Navier-stokes

متغیر مورد نظر برای حل معادله آشفتگی لزجت گردابه ای^{۶۹} یا همان (μ_t) است. تنش های رینولدز توسط رابطه ی بوزینسک^{۷۰} به لزجت گردابه ای وابسته شده است.

$$\tau_{ij} = \rho \overline{u_i u_j} = 2\mu_t S_{ij} \quad (3-3)$$

در رابطه ی بوزینسک S_{ij} تانسور نرخ کرنش می باشد که از رابطه زیر محاسبه می شود

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3-4)$$

هدف تمامی مدل های آشفتگی RANS در محاسبه هرچه دقیق تر لزجت گردابه ای است و تلاش بر این است که با کمترین خطا بتوان آن را به دست آورد.

۲-۳-۳- مدل توربولانسی

تا کنون بیش از صد مدل توربولانسی ارائه شده است که هر یک برای رژیم خاصی و یا حتی در ناحیه خاصی از میدان جریان معتبر و دقیق است.

هدف اصلی مدل های توسعه یافته در روش های RANS محاسبه هر چه دقیق تر (μ_t) به صورت مستقیم یا غیر مستقیم می باشد. این مدل های آشفتگی میتوانند به صورت های مختلفی بیان شوند، تعداد معادلات دیفرانسیل بیانگر نوع مدل آشفتگی است. از آنجا که در کار حاضر از مدل توربولانسی اسپالارت-آلماراس^{۷۱} استفاده شده است تنها همین مدل مورد بررسی قرار میگیرد.

مدل آشفتگی اسپالارت-آلماراس

مدل اسپالارت-آلماراس یک مدل آشفتگی یک معادله ای و از متدهای RANS است. پاسخ های این مدل محلی بوده بدین معنی که حل معادله در یک نقطه هیچ ربطی به حل در نقاط دیگر ندارد و بنابراین با انواع شبکه های دامنه محاسباتی معادله ناویر-استوکس بصورت با سازمان و یا بی سازمان در فضای دو و سه بعدی سازگار است. پاسخ های این مدل با سرعت نسبتاً خوبی برای حالت پایا

^{۶۹} Eddy Viscosity

^{۷۰} Boussinesq

^{۷۱} Spalart-Allmaras

همگرا می‌شوند. همچنین پیچیدگی اعمال شرایط مرزی دیواره و جریان آزاد در این مدل ناچیز است. پاسخ‌های مدل در نقطه‌ای که بوسیله کاربر مشخص می‌شود، انتقال آرام به آشفتگی نسبتاً همواری دارد.

پاسخ این مدل به طور رضایت بخشی گرادیان فشار در لایه مرزی را پیشگویی میکند. از طرفی نتایج به دست آمده در نزدیکی دنباله‌ها نیز رضایت بخش است و به عنوان کاندیدای خوب برای جریان‌های پیچیده تر ظاهر شده است.

این مدل برای جریان‌ها در نزدیک دیواره برای اعداد رینولدز بالا و پایین به خصوص برای لایه بافر کالیبره شده است. به همین جهت پاسخ‌های بسیار مناسبی در حل میدان در نزدیکی دیواره میدهد. برخی از مهمترین ویژگی‌های اسپالارت-آلماراس عبارتند از:

- ✓ این مدل اساساً برای حل مسائل آئرودینامیک توسعه یافته است
- ✓ این مدل پاسخ‌های خوبی برای جریان در لایه مرزی بخصوص لایه مرزی‌های درگیر با گرادیان فشار معکوس ارائه میدهد
- ✓ در نرم افزار انسیس فلوئنت تمهیداتی اندیشیده شده است تا ضمن غیر حساس کردن رفتار مدل در نزدیکی دیواره در حالت کلی $1 < y^+ < 30$ نیز جواب‌های قابل قبولی از این مدل گرفته شود.
- ✓ به طور کلی با ۱۰ تا ۱۵ المان در لایه مرزی میتوان پاسخ مناسبی دریافت نمود.

در مدل اسپالارت-آلماراس لزجت گردابه‌ای به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3} \quad \chi = \frac{\tilde{\nu}}{v} \quad (3-5)$$

در رابطه‌ی بالا ν لزجت گردابه‌ای است و $\tilde{\nu}$ که متغیر وابسته می‌باشد از رابطه‌ی انتقال زیر محاسبه می‌شود.

$$\frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + u_j \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} = C_{b1} \tilde{S} \tilde{v} - C_{w1} f_w \left(\frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 + \frac{1}{\sigma} \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \tilde{v}) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right] + C_{b2} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_i} \right\} \quad (3_6)$$

توابع و ثوابت موجود در رابطه ی انتقال بالا به صورت زیر محاسبه می شوند [۳۲]

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{v}}{k^2 d^2} f_{v2} \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 - \chi f_{v1}} \quad (3_7)$$

در رابطه بالا S اندازه ورتیسسته و d نزدیکترین فاصله تا دیواره می باشد. تابع f_w نیز از رابطه زیر محاسبه میشود

$$f_w(r) = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6} \cdot g = r + C_{w2}(r^6 - r) \cdot r \equiv \frac{\tilde{v}}{(\tilde{S} k^2 d^2)} \quad (3_8)$$

برای مقادیر زیاد r ، f_w بسمت عدد ثابتی میل میکند.

مقادیر ثابت ها نیز به قرار زیر است

جدول ۳-۲: مقادیر ثابت ها در مدل آشفتگی اسپالارت-آلماراس

k	σ	C_{b1}	C_{b2}	C_{v1}	C_{w2}	C_{w3}
۰/۴۱	۲/۳	۰/۱۳۵۵	۰/۶۲۲	۷/۱	۰/۳	۲/۰

ثابت C_{w1} نیز عبارتست از:

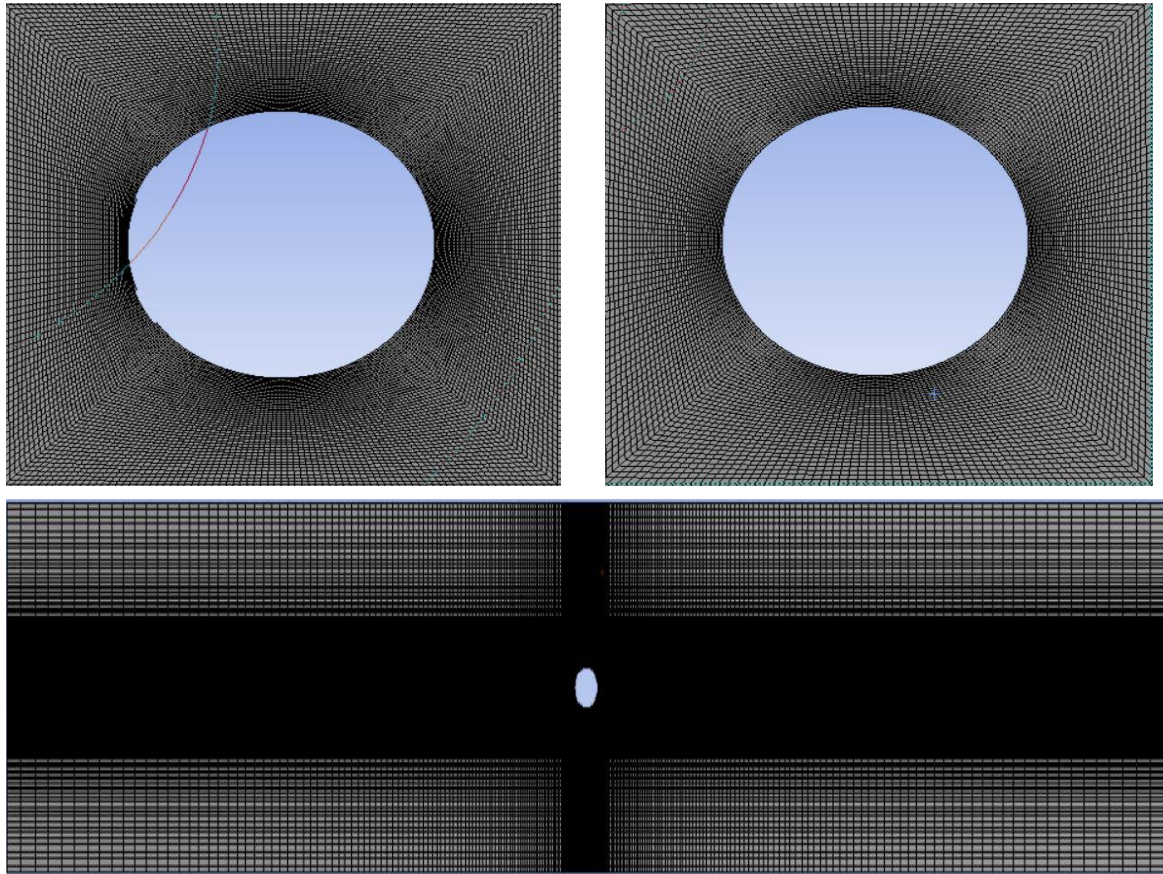
$$C_{w1} = C_{b1}/k^2 + (1 + C_{b2})/\sigma \quad (3_9)$$

۳-۴- شبکه بندی

در مطالعه ی حاضر به دلیل حرکت سیلندر به صورت اختیاری که ناشی از ایجاد گردابه های متوالی در پشت آن می باشد مش زنی از اهمیت خاصی برخوردار است.

با توجه به حرکت مش و برهم کنش بین سیال و ساختار سیلندر و اهمیت این موضوع در نزدیکی سیلندر، از مش سازمان یافته در اطراف سیلندر استفاده شده است. مش قرار گرفته در اطراف سیلندر به صورت مربعی با ابعاد $2D \times 2D$ می باشد که همراه با سیلندر نوسان میکند به طوری که در اطراف

سیلندر مش بندی بسیار متراکم بوده و با دور شدن از ناحیه سیلندر به دلیل کاهش زمان محاسبات اندازه مش ها افزایش می یابد.



شکل ۳-۵: نمایش مش ایجاد شده در نرم افزار انسیس برای هر دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبری

y^+ در نظر گرفته شده برای ساختار مش در نزدیکی سطح سیلندر در محدوده $30 < y^+ < 70$ می باشد و می بایست برای هر یک از رینولدزهای مورد بررسی این مقدار در محدوده ی گفته شده باقی بماند.

با توجه به اینکه در نرم افزار انسیس مدل اسپالارت آلماراس با استفاده از تابع دیواره بهبود یافته است بنابراین به ما این اجازه را میدهد که بدون وابستگی به وضوح y^+ در نزدیکی دیواره مدلسازی انجام شود.

در شکل ۳-۵ شیوه‌ی مش زنی در نرم افزار انسیس فلوئنت برای هر دو حالت سیلندر با سطح صاف و همراه با نوار زبری برای حالت نزدیک سیلندر و همچنین نمای کلی محیط حل نشان داده شده است. همانطور که مشخص است برای هر دو حالت مختلف شیوه‌ی مش زنی یکسان است ولی با توجه به وابستگی y^+ به مقادیر سرعت سیال ورودی برای هر حالت مورد بررسی می‌بایست سائز اولین سلول مش در نزدیکی دیواره مورد محاسبه قرار گیرد. در حالت بررسی تاثیر زاویه‌ی برخورد سیال نیز مش زنی یکسان و مانند شکل ۳-۵ می‌باشد و تغییری در آن صورت نمی‌پذیرد

مشخصات مش^{۷۲} استفاده شده در این مطالعه در پیوست ارایه داده شده است. به منظور در نظر گرفتن حل مستقل از شبکه، سه شبکه مورد بررسی قرار گرفت در این بررسی تعداد نقاط روی دایره و تعداد نقاط در راستای شعاعی برای مش مربعی اطراف سیلندر بررسی شده است.

جدول ۳-۳: مقایسه شبکه‌های مختلف برای حل مستقل از شبکه در رینولدز ۱۰۰۰۰۰

درصد خطا	نسبت دامنه	تعداد نقاط در راستای شعاعی × تعداد نقاط در نظر گرفته شده روی محیط دایره
0.6	2.22	180 × 40
2.06	2.35	240 × 70
2.06	2.35	360 × 100

درصد خطای ذکر شده در مقایسه با کار عددی لینگ دینگ و لی ژانگ می‌باشد [۴۵].

۳-۵- تنظیمات حلگر

همانطور که اشاره شد شبیه سازی حرکت آزادانه سیلندر که بر اثر نیروی القایی سیال می‌باشد با استفاده از نرم افزار انسیس فلوئنت انجام گرفت. جریان اطراف سیلندر به صورت دو بعدی و ناپایدار در نظر گرفته شده است، مدل آشفتگی در نظر گرفته شده برای حل جریان اطراف سیلندر اسپالارت آلماراس می‌باشد، همچنین برای حل معادلات مومنتوم و پیوستگی باهم از الگوریتم PISO بهره گرفته شد.

^{۷۲} پیوست الف

به دلیل مشابهت با حالت آزمایشگاهی و ایجاد شرایط یکسان برای مقایسه نتایج با حالت آزمایشگاهی، شرایط مرزی اعمالی برای دیواره های بالا و پایین محیط *wall* در نظر گرفته شده است. برای سیلندر نیز شرط مرزی *wall* در نظر گرفته می شود. شرط مرزی برای ورودی محیط حل *velocity Inlet* و برای خروجی محیط حل نیز *pressure outlet* در نظر گرفته شده است.

به دلیل حرکت آزادانه ی سیلندر می بایست از مش حرکتی در این شبیه سازی استفاده شود و برای این امر نیاز به کد نویسی^{۷۳} و فراخوانی آن به صورت کامپایل در نرم افزار می باشد.

کد اعمال شده جهت حرکت آزادانه ی سیلندر در جهت γ نیز در پیوست^{۷۴} ارائه شده است

همانطور که ذکر شد در این شبیه سازی برای محدوده ی رینولدز $30000 < Re < 110000$ نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر بررسی شد.

عدد رینولدز بصورت ضرب سه پارامتر سرعت U و قطر سیلندر D و چگالی سیال ρ که تقسیم بر μ یا گرانروی دینامیکی سیال بوده، در اینجا ویژگی های آب لحاظ شده است.

ρ چگالی سیال

U سرعت متوسط جریان سیال

D طول مشخصه (قطر سیلندر)

μ ضریب گرانروی سیال (ویسکوزیته ی دینامیکی)

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (۱-۳)$$

^{۷۳} UDF

^{۷۴} پیوست ب

حال با توجه به جدول زیر با مشخص بودن ویسکوزیته ی دینامیکی و چگالی سیال آب و همچنین قطر سیلندر، برای رینولدز های مختلف خواسته شده در هر شبیه سازی میتوان سرعت ورودی سیال را به دست آورد.

جدول ۳-۴: پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه سرعت ورودی سیال [۴۵]

0.0889	$D[m]$	قطر سیلندر
0.001137	$\mu[Ns/m^2]$	ویسکوزیته ی دینامیکی برای آب
999.1026	$\rho[kg/m^3]$	چگالی سیال آب

پس از اعمال شرایط ذکر شده در بالا و انجام شبیه سازی میتوان پارامترهایی از جمله نسبت دامنه نوسان و نسبت فرکانس نوسان و پیرو آن توان جذب انرژی مبدل و همچنین راندمان تبدیل انرژی را برای هر یک از رینولدز های خواسته شده محاسبه نمود.

۳-۶- اعتبارسنجی عددی

برای اعتبار سنجی، نسبت دامنه و نسبت فرکانس نوسان برای حرکت آزادانه سیلندر صاف برای رینولدز های ۱۰۰ و ۲۰۰ و ۱۰۰۰ برای سیال هوا مورد بررسی قرار گرفت [۴۸]. با توجه به اینکه سیال محیط حل در اینجا هوا می باشد پارامترهای حل به صورت زیر می باشد

جدول ۳-۵: پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه ویسکوزیته سیال [۴۸]

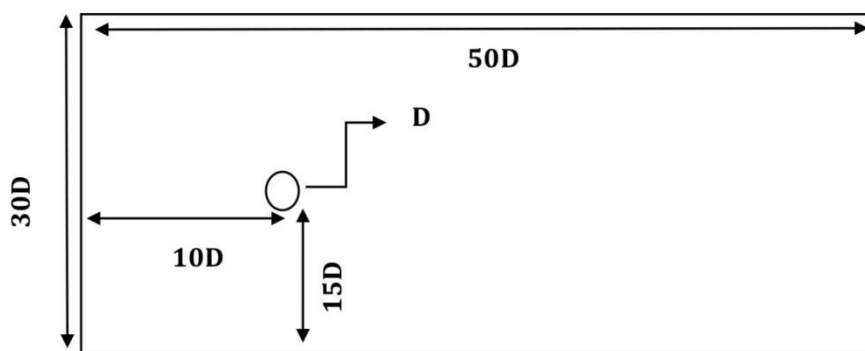
0.0889	$D[m]$	قطر سیلندر
1	$U[m/s]$	سرعت جریان ورودی
1	$\rho[kg/m^3]$	چگالی سیال هوا

با توجه به اینکه سرعت ورودی، چگالی و قطر سیلندر برای هر سه حالت یکسان در نظر گرفته شده است با توجه به فرمول رینولدز، با تغییر عدد رینولدز تنها ویسکوزیته ی دینامیکی دستخوش تغییر خواهد شد و برای هر یک از حالات رینولدز ویسکوزیته ی دینامیکی به صورت زیر به دست خواهد آمد:

جدول ۳-۶: ویسکوزیته به دست آمده سیال بر مبنای رینولدز [۴۸]

Re	$\mu [Ns/m^2]$
100	0.01
200	0.005
1000	0.0001

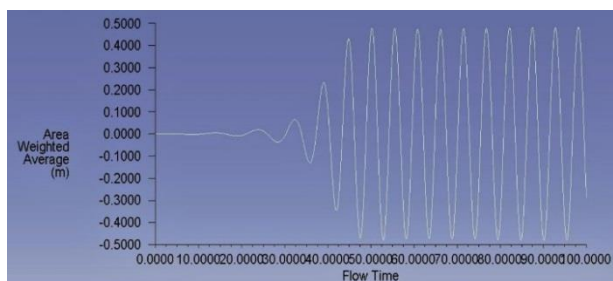
شماتیک محیط حل برای اعتبار سنجی عددی به صورت زیر می باشد



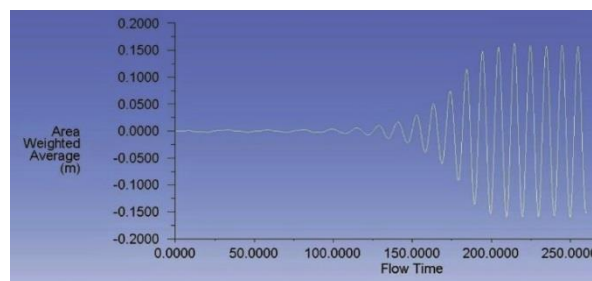
شکل ۳-۶: شماتیک کلی محیط حل برای اعتبار سنجی عددی [۴۸]

پس از انجام شبیه سازی به مقایسه نسبت دامنه و فرکانس نوسان میپردازیم

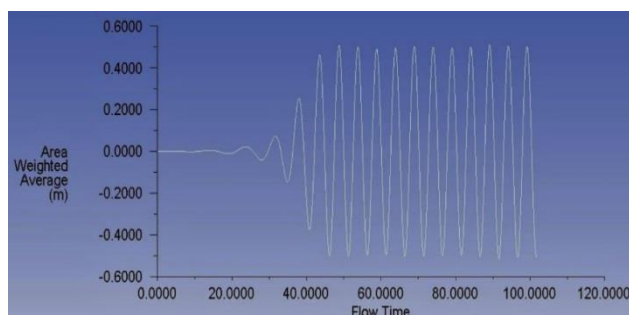
نتایج مربوط به تغییرات دامنه حاصل از شبیه سازی عددی برای رینولدزهای ۱۰۰، ۲۰۰ و ۱۰۰۰



ب: تغییرات دامنه نوسان برای رینولدز ۱۰۰



الف: تغییرات دامنه نوسان برای رینولدز ۱۰۰۰



ج: تغییرات دامنه نوسان برای رینولدز ۲۰۰

شکل ۳-۷: دامنه ی نوسان سیلندر صاف برای رینولدز های ۱۰۰، ۲۰۰ و ۱۰۰۰

باتوجه به نتایج به دست آمده به مقایسه نسبت دامنه و فرکانس به دست آمده از شبیه سازی عددی

با کار عددی تدی آسیکین^{۷۵} خواهیم پرداخت. [۴۸]

الف) نسبت دامنه (A/D): جدول زیر مقایسه نسبت دامنه نوسان سیلندر را برای هر سه رینولدز

گفته شده را با کار عددی آسیکین نشان میدهد

جدول ۳-۷: مقایسه نسبت دامنه به دست آمده از شبیه سازی و کار عددی آسیکین

رینولدز	دامنه نوسان در شبیه سازی عددی	دامنه نوسان در شبیه سازی توسط آسیکین	درصد خطا
100	0.51	0.51	0%
200	0.53	0.53	0%
1000	0.17	0.172	1.16%

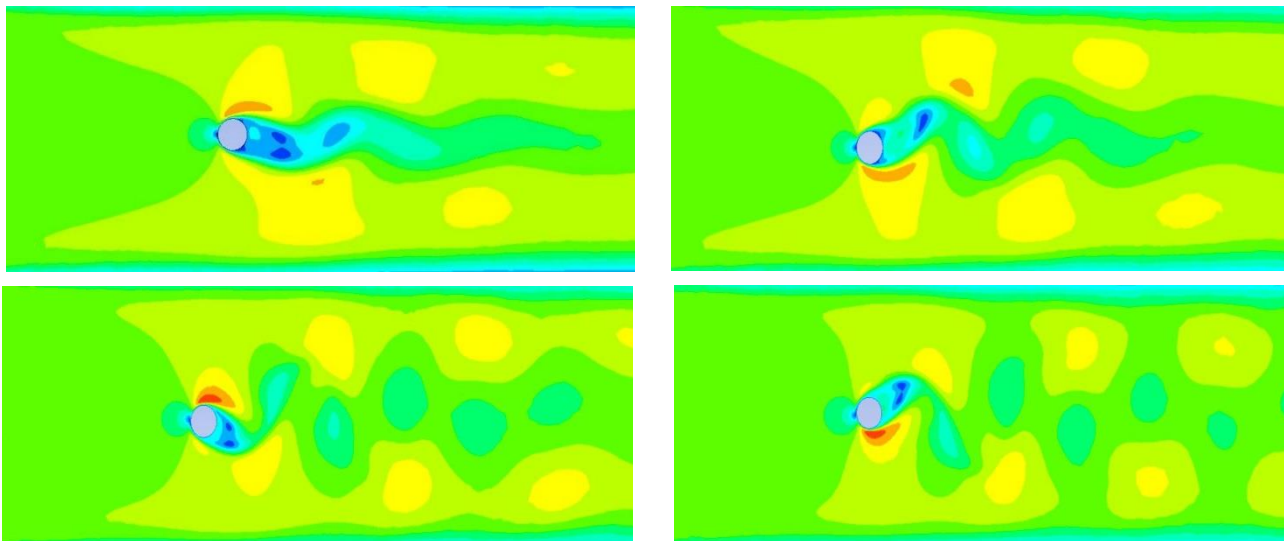
ب) نسبت فرکانس (f_{vib}/f_n): جدول زیر مقایسه نسبت فرکانس نوسان بر حسب رینولدز را با کار

عددی تدی آسیکین نشان میدهد. نکته قابل تامل این است که با افزایش رینولدز به مقدار ۱۰۰۰، با فاصله گرفتن فرکانس نوسان سیلندر از فرکانس طبیعی سیستم دامنه‌ی نوسان سیلندر کاهش می‌یابد.

جدول ۳-۸: مقایسه نسبت فرکانس به دست آمده از شبیه سازی و کار عددی آسیکین

رینولدز	فرکانس نوسان در شبیه سازی عددی	فرکانس نوسان در شبیه سازی توسط آسیکین	درصد خطا
100	0.176	0.176	0%
200	0.195	0.195	0%
1000	0.105	0.103	1.9%

همانطور که در جداول بالا نشان داده شد نتایج حاصل از شبیه سازی عددی در پژوهش حاضر مطابقت خوبی با نتایج حاصل از کار عددی تدی آسیکین داشته و درصد خطای خیلی پایینی دارد



شکل ۳-۸: نوسان سیلندر در رینولدز برابر با ۱۰۰

شکل ۳-۸ نوسان سیلندر را برای رینولدز ۱۰۰ نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با جدا شدن گردابه‌ها و ایجاد اختلاف فشار در پشت سیلندر، سیلندر شروع به نوسان می‌کند.

باتوجه به یکسان بودن ریزش گردابه برای هر دوره نوسان، لیفت و نیروی یکسانی به سیلندر اعمال می‌شود و سیلندر با دامنه و فرکانس ثابت نوسان می‌کند.

۳-۷- سیلندر با نوسان آزادانه

ریزش گردابه برای یک جسم بلاف یک پدیده رایج است که شامل مکانیزم پیچیده‌ای است. این ریزش گردابه باعث ایجاد اختلاف فشار در پشت جسم بلاف و در نتیجه اعمال نیروی نوسانی به آن و نوسان جسم بلاف خواهد شد.

نیروی القایی توسط سیال به جسم بلاف که در این مطالعه سیلندر می‌باشد به دو صورت بیان می‌شود یکی از حالت‌های آن VIV یا همان نوسان ناشی از گردابه‌ها می‌گویند.

حالت دیگر آن گالوپینگ نام دارد که پدیده‌ی حرکتی ناپایداری است که آن را با دامنه‌ی بالای نوسان و فرکانس پایین معرفی می‌کنند.

فرکانس و دامنه ی حرکت مهمترین پارامترهایی هستند که به وسیله ی آن ها میتوان گالوپینگ و VIV را معرفی نمود. در حالت VIV بیشترین دامنه زمانی اتفاق می افتد که فرکانس ریزش گردابه ها در پشت سیلندر با فرکانس طبیعی سیستم در نزدیکی هم باقی می ماند که به این حالت همگام سازی یا قفل شدگی می گویند. ویلیامسون و همکارانش رژیم جریان VIV را بر اساس پاسخ دامنه و فرکانس به سه بخش تقسیم نمودند. [۴۹,۵۰,۵۱]

شاخه ی ابتدایی، شاخه ی بالایی و شاخه پایینی VIV همانطور که گفته شد گالوپینگ حالت دیگری از نیروی القایی توسط سیال به جسم بلاف می باشد که به عنوان یک حرکت ناپایدار یک درجه آزادی با فرکانس کم و دامنه ی زیاد شناخته می شود. این پدیده توسط ناپایداری در نیروی لیفت اعمال شده به سیال ایجاد می شود که یکی از علت های آن هندسه ی نامتقارن است.

در چندین دهه مطالعات زیادی برای بررسی تاثیر سطح مقطع های مختلف اجسام بلاف در پدیده ی گالوپینگ انجام گرفت، بیشتر مطالعات آزمایشگاهی نشان میداد که گالوپینگ وابستگی زیادی به سطح مقطع عبور سیال و همچنین زاویه ی برخورد سیال با جسم بلاف دارد، بنابراین مجاورت با دیگر سیلندرها نیز میتواند باعث تحریک گالوپینگ شود.

در این مطالعه به منظور بهبود نیروی القایی توسط سیال به سیلندر و تحریک پدیده گالوپینگ در نوسان سیلندر و در نتیجه مهار بیشتر انرژی، هندسه ی سیلندر مدور به وسیله ی نوارهای زبری روی آن مورد اصلاح قرار گرفت.

نوارهای زبری روی سیلندر میتواند به طور موثری ویژگی های سیال مانند توزیع فشار و نقطه جدایش سیال را تغییر دهد.

آزمایشات در گذشته نشان میدهد که چند پارامتر زبری میتواند روی حرکت سیال تاثیر گذار باشد

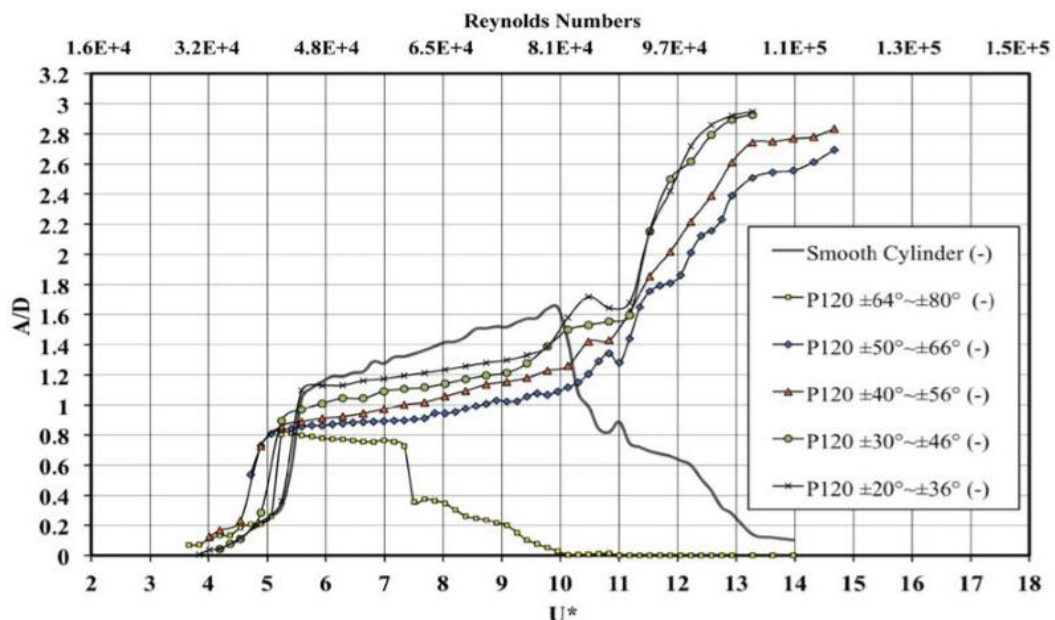
از جمله: ارتفاع زبری، محل قرارگیری زبری و محیط تحت پوشش زبری

برنیتساس و همکارانش به طور آزمایشگاهی تاثیر عوامل گفته شده در بالا را مورد بررسی قرار دادند که به تفصیل بیان خواهد شد [۴۴]

محل قرار گیری زبری

ابتدا تاثیر مکان قرارگیری زبری روی سطح سیلندر نسبت به نقطه سکون جلوی سیلندر در نسبت دامنه و نسبت فرکانس برای رینولدز ۳۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰ و سرعت کاسته شده U^* مورد بررسی قرار گرفت. برای این بررسی محیط زبری 16° برای همه ی حالت ها در نظر گرفته شد.

زوایای قرار گیری نواریهای زبری α به ترتیب $20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ$ و 64° می باشند. نوع نوار زبری مورد استفاده نیز P120 می باشد. برای مقایسه با حالت سیلندر صاف نتایج مربوط به تغییرات سیلندر با سطح صاف در همان محدوده ی رینولدز نیز توسط برنیتساس به صورت آزمایشگاهی ارائه شد.



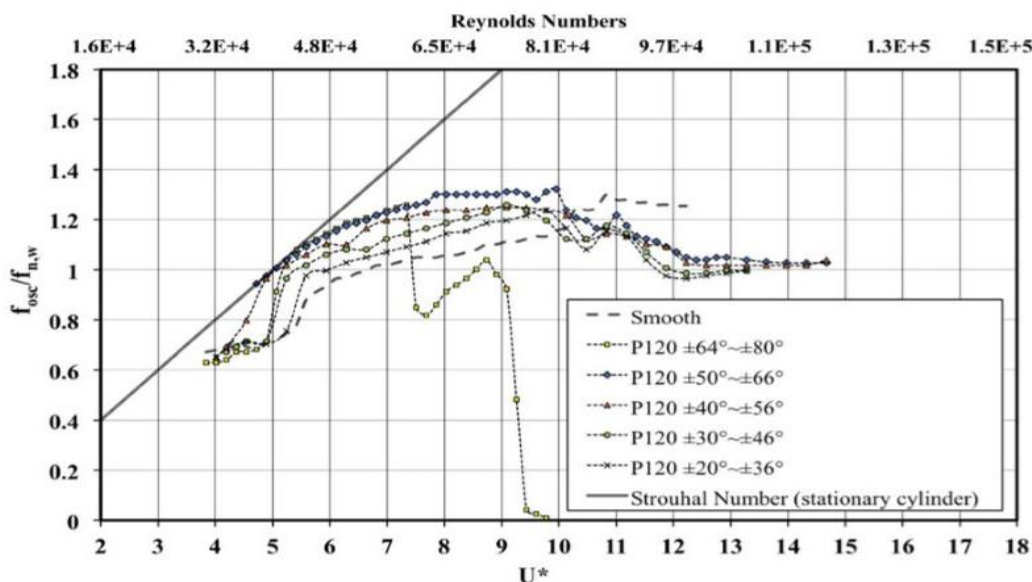
شکل ۳-۹: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف قرارگیری زبری و سیلندر صاف [۴۴]

با توجه به شکل ۳-۹ که نشان دهنده‌ی نمودار به دست آمده از نسبت دامنه‌ی نوسان سیلندر از نتایج آزمایشگاهی توسط برنیتساس است میتوان دریافت که با افزایش زاویه قرارگیری نوارهای زبری روی سطح سیلندر، نسبت دامنه نوسان سیلندر کاهش می یابد.

برنیتساس نشان داد که ضخامت لایه مرزی با افزایش α افزایش یافته و با افزایش رینولدز کاهش می یابد.

بنابراین درمقادیر α کوچک ضخامت لایه مرزی کوچک بوده و باعث میشود ک جریان جدا شده از سطح سیلندر دوباره روی آن ملحق شده و پایدار شود در حالیکه برای مقادیر α بزرگتر ضخامت لایه مرزی بیشتر شده و جریان روی سیلندر آشفته تر خواهد شد این میتواند دلیلی برای دامنه‌ی نوسان بیشتر برای مقادیر α کوچکتر باشد.

همانطور که مشخص است برای حالت $\alpha = 20^\circ \text{--} 36^\circ$ نسبت دامنه‌ی نوسان برای دو حالت پاسخ VIV و گالوپینگ بیشتر از دیگر موارد مورد بررسی است.



شکل ۳-۱۰: مقایسه نسبت فرکانس برای حالت های مختلف قرارگیری زبری و سیلندر صاف [۴۴]

پاسخ VIV شامل سه شاخه‌ی ابتدایی $4 < U^* < 5.5$ ، شاخه بالایی $5.5 < U^* < 10$ و شاخه پایینی $10 < U^* < 12.2$ در حالت سیلندر صاف می‌باشد

برای سیلندر دارای نوار زبر پس از $U^* = 10$ شروع ناحیه ی گالوپینگ است که با افزایش شدید دامنه و کاهش فرکانس همراه است.

با توجه به شکل ۳-۱۰ نیز میتوان دید که با کاهش زاویه اعمال نوارهای زبری بر خلاف نسبت دامنه، نسبت فرکانس کاهش می یابد.

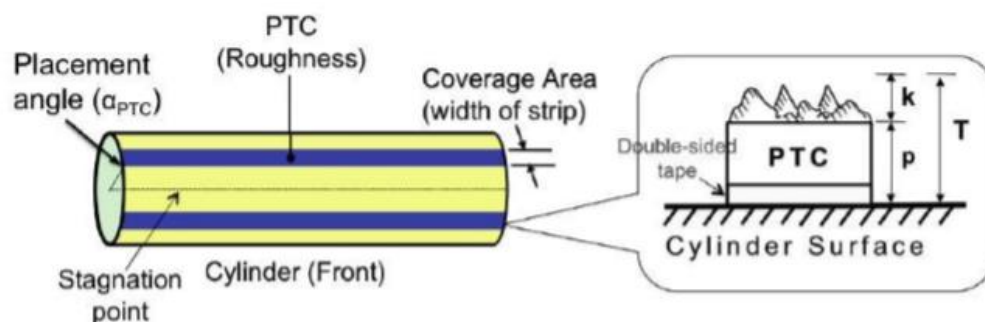
تاثیر ارتفاع زبری

تاثیر ارتفاع زبری روی نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر در نمودارهای زیر نشان داده شده است.

ارتفاع زبری برای چهار حالت زبری P150، P120، P80 و P60 مورد بررسی قرار گرفت که مشخصات این زبری ها در جدول زیر نمایش داده شده است

جدول ۳-۹: مشخصات زبری ها [۴۴]

P60	P80	P100	P120	P150		
260	195	141	127	97	میانگین اندازه نقاط زبر	$k (10^{-6} \text{ m})$
416	302	213	175	150	بیشترین اندازه نقاط زبر	$k_{\max} (10^{-6} \text{ m})$
175	112	73	60	48	کمترین اندازه نقاط زبر	$k_{\min} (10^{-6} \text{ m})$
587	554	508	454	492	ارتفاع نوار زبری	$P (10^{-6} \text{ m})$
847	749	649	581	589	مجموع ارتفاع نوار و زبری روی آن	$T (10^{-6} \text{ m})$
4.68	3.4	2.4	1.97	1.69	نسبت میانگین اندازه نقاط بر قطر سیلندر	$K/D (10^{-3} \text{ m})$
9.53	8.43	7.30	6.40	6.63	نسبت ارتفاع کل نوار زبر بر قطر سیلندر	$T/D (10^{-3} \text{ m})$



شکل ۳-۱۱: نمایش پارامترهای مرتبط با زبری ها [۴۴]

برای همه ی حالت های مورد بررسی مکان قرارگیری زبری ها $\alpha = 20^\circ$ می باشد.

همچنین محیط تحت پوشش زبری برای تمام موارد $\theta = 16^\circ$ در نظر گرفته شده است.

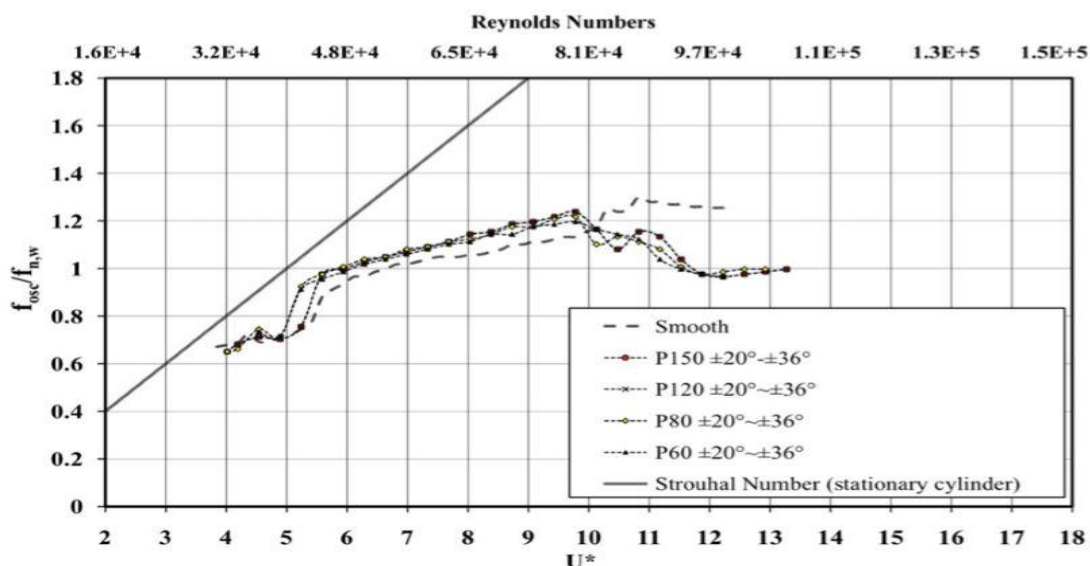
باتوجه به جدول ۳-۹ ، P60 بیشترین تراکم و اندازه ی زبری و بیشترین ارتفاع نوار زبری را داراست و

P150 نیز دارای کمترین میانگین اندازه ی نقاط زبر و همچنین کمترین ضخامت نوار زبری است.

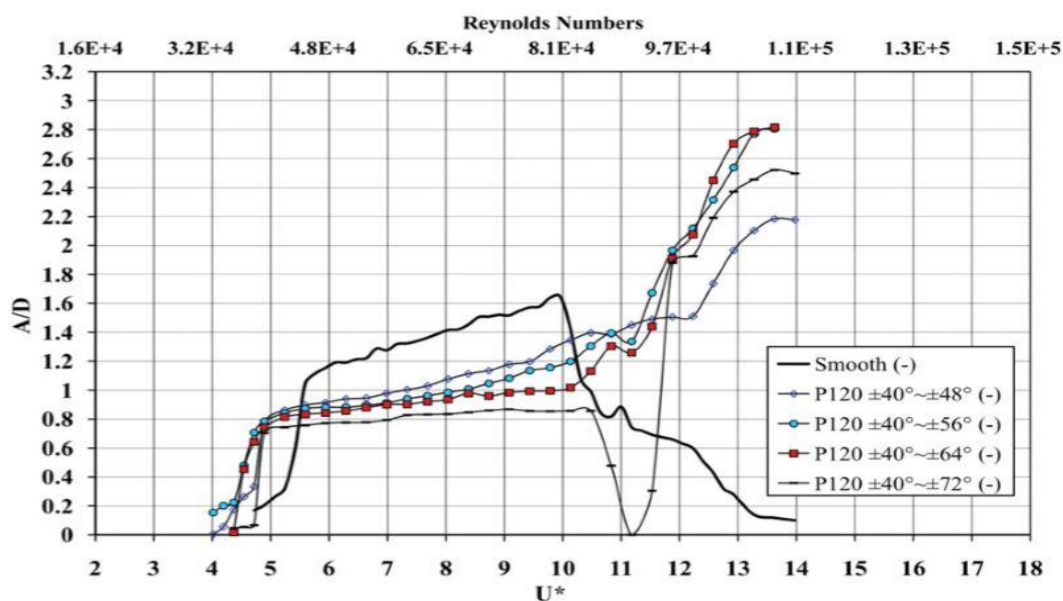
با توجه به شکل ۳-۱۲ و شکل ۳-۱۳ که نشان دهنده ی تاثیر ارتفاع زبری در نسبت دامنه و نسبت

فرکانس هستند میتوان دریافت که نوع زبری مورد استفاده تاثیر مهمی در اندازه نسبت دامنه و نسبت

فرکانس ندارد.



شکل ۳-۱۲: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف ارتفاع زبری و سیلندر صاف [۴۴]



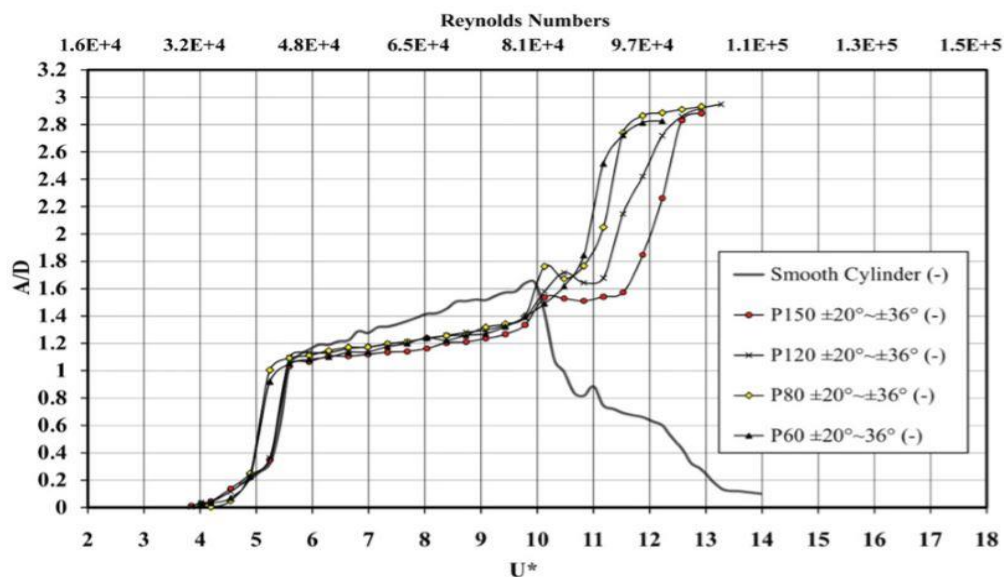
شکل ۳-۱۳: مقایسه نسبت فرکانس برای حالت های مختلف ارتفاع زبری و سیلندر صاف [۴۴]

با توجه به شکل ۳-۱۲ میتوان دریافت که نوع نوار زبری در بازه $5.5 < U^* < 10$ تاثیری در نسبت دامنه ندارد و البته این نکته قابل ذکر است که نوارها با زبری بالاتر باعث می شوند شیب منحنی در ناحیه ی گالوپینگ بیشتر شود در حالی که نسبت دامنه برای همه ی حالات یکسان است.

از شکل ۳-۱۳ هم میتوان دریافت که نوع زبری تاثیری در نسبت فرکانس در هیچ ناحیه ای ندارد.

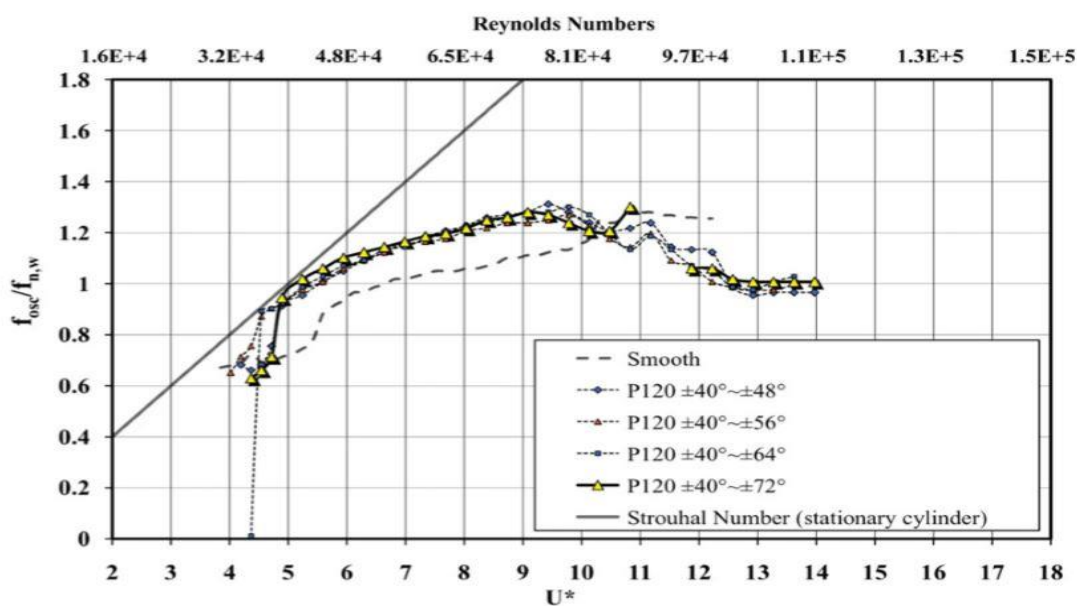
محیط تحت پوشش زبری

تاثیر محیط تحت پوشش زبری برای حالت زبری P120 و $\alpha = 40^\circ$ به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت



شکل ۳-۱۴: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف محیط تحت پوشش زبری و سیلندر صاف [۴۴]

همانطور که در شکل بالا دیده میشود، فرض بر این است که با عریض تر شدن نوارهای زبری برهم کنش بین لایه مرزی سیال و نوار زبری بیشتر شده بنابراین اختلاط در لایه مرزی افزایش یافته و گردابه های ایجاد شده در این حالت ضعیف تر خواهند بود. این امر میتواند دلیلی بر کاهش دامنه‌ی نوسان سیلندر در محدوده‌ی همگام سازی باشد هرچند دلیل اصلی این اتفاق هنوز مشخص نشده است.



شکل ۳-۱۵: مقایسه نسبت دامنه برای حالت های مختلف محیط تحت پوشش زبری و سیلندر صاف [۴۴]

همانطور که در نمودار نسبت دامنه نشان داده شده است با افزایش محیط تحت پوشش زبری از ۸ درجه تا ۳۲ درجه نسبت دامنه در بازه $5.5 < U^* < 10$ کاهش می یابد اما برای $U^* > 11$ با افزایش محیط تحت پوشش زبری از ۸ درجه تا ۲۴ درجه شیب رشد دامنه در ناحیه گالوپینگ افزایش می یابد.

با توجه به نمودار نسبت فرکانس میتوان دریافت که محیط تحت پوشش زبری تاثیری در نسبت فرکانس ندارد.

باتوجه به اینکه محیط تحت پوشش زبری تاثیری در نسبت فرکانس ندارد و تاثیر آن تنها در نسبت دامنه ی نوسان سیلندر است میتوان با استناد به نمودار نسبت دامنه دریافت که بهترین حالت برای محیط تحت پوشش زبری $\theta = 16^\circ$ می باشد.

باتوجه به نتایج آزمایشات انجام شده توسط برنیتساس و همکارانش میتوان نتیجه گرفت که موثرترین حالت نوار زبر برای بهبود نیروی القایی سیال به سیلندرو در نتیجه داشتن بیشترین نسبت دامنه و فرکانس، قرارگیری نوار زبری P60 روی سطح سیلندر در $\alpha = 20^\circ$ با محیط تحت پوشش زبری $\theta = 16^\circ$ می باشد.

پس از مدل سازی و شبیه سازی مبدل که در این فصل به طور کامل توضیح داده شد در فصل بعد به بررسی نتایج حاصل از این شبیه سازی خواهیم پرداخت.

فصل ۴ محاسبات و نتایج

۴-۱- مقدمه

در این مطالعه حرکت ناشی از جریان برای یک سیلندر صلب که توسط فنر و دمپر به ژنراتور متصل شده است. برای محدوده ی $30000 < Re < 110000$ به صورت شبیه سازی عددی مورد بررسی قرار گرفت .

برای بهبود نیروی القایی جریان نوارهای زبری روی سطح سیلندر اعمال شدند. با توجه به نتایج به دست آمده از آزمایشات برنیتساس بهترین حالت قرار گیری نوار زبری در $\alpha = 20^\circ$ با محیط تحت پوشش زبری $\theta = 16^\circ$ و نوع زبری P60 معرفی شد که در این شبیه سازی نیز نوارهای زبری نیز با همین مشخصات روی سطح سیلندر اعمال شدند.

بر اساس پاسخ دامنه و فرکانس رژیم جریان را میتوان برحسب رینولدز به پنج شاخه تقسیم کرد [۴۵]

برای $Re < 30000$ که هیچگونه دامنه و فرکانسی مشاهده نمی شود

$30000 < Re < 60000$ که شاخه ی ابتدایی VIV نامیده می شود

$60000 < Re < 90000$ که محدوده ی بالایی VIV نامیده میشود

$90000 < Re < 100000$ که نشان دهنده ی گذر از محدوده ی VIV به محدوده ی گالوپینگ

است و در نهایت $Re > 100000$ که بیان گر محدوده ی گالوپینگ می باشد

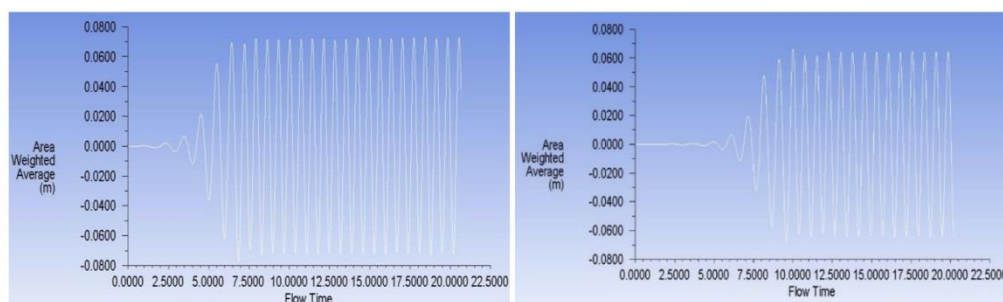
در این مطالعه ابتدا به بررسی دامنه و فرکانس نوسان سیلندر با نوارهای زبری و مقایسه آن با کار لی ژانگ و برنیتساس میپردازیم و سپس به مقایسه سیلندر با نوار زبری با حالت سیلندر صاف پرداخته و تاثیر زبری در دامنه و فرکانس نوسان سیلندر را بررسی خواهیم کرد همچنین تاثیر زاویه برخورد سیال را در دامنه ی نوسان و فرکانس سیلندر مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت دامنه و فرکانس سیلندر با سطح کاملاً زبر بررسی شد.

۴-۲- سیلندر به انضمام نوار زبری در زاویه ی حمله ی $\theta = 0^\circ$

ابتدا به بررسی نسبت دامنه ی نوسان و فرکانس سیلندر در حالت استفاده از نوارهای زبری میپردازیم و نتایج حاصل از این بررسی را با نتایج به دست آمده از کار لی ژانگ مقایسه می‌کنیم، سپس به مقایسه نتایج به دست آمده از حالت سیلندر صاف و سیلندر همراه با نوار زبری میپردازیم و تاثیر استفاده از نوارهای زبری را در نسبت دامنه و فرکانس سیلندر را مورد بررسی قرار خواهیم داد

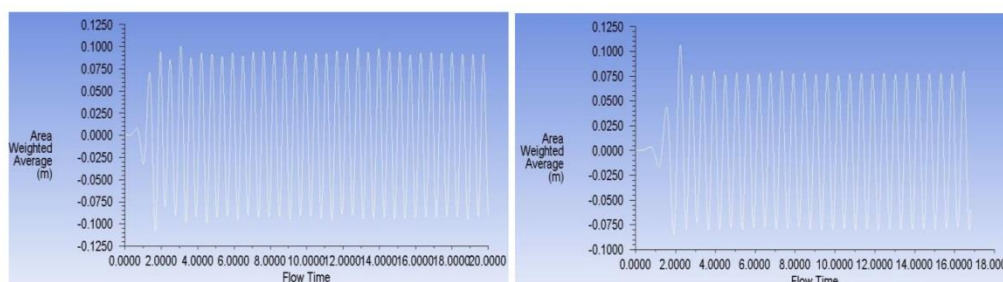
ذکر این نکته لازم است که در شکل ۴-۱ نتایج نشان دهنده ی دامنه ی نوسان سیلندر است و برای به دست آوردن نسبت دامنه می بایست دامنه ی به دست آمده در هر رینولدز را به قطر سیلندر تقسیم نمود.

پس از شبیه سازی سیلندر به همراه نوار زبری نتایج به دست آمده برای دامنه و فرکانس به شرح زیر می باشد



ب) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۴۰۰۰

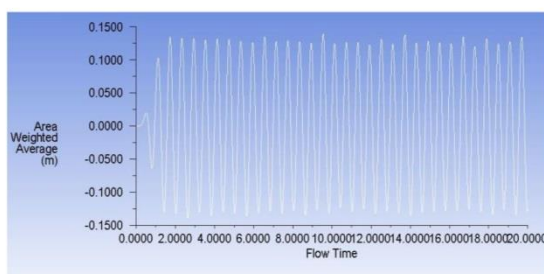
الف) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۳۰۰۰



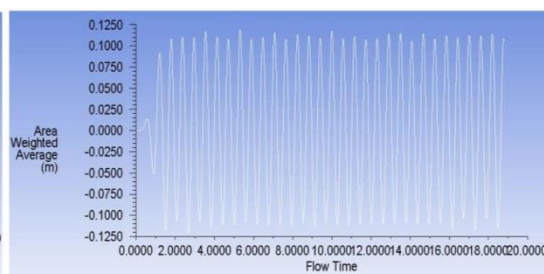
د) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۶۰۰۰

ج) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۵۰۰۰

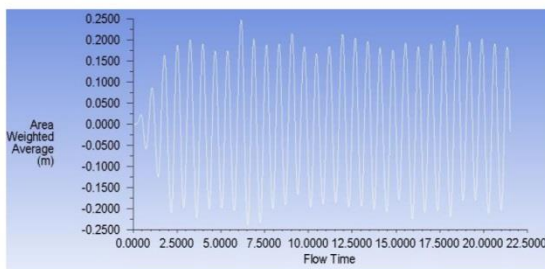
شکل ۴-۱: مقادیر دامنه ی نوسان سیلندر حاصل از شبیه سازی عددی در محدوده رینولدز ۳۰۰۰ تا ۶۰۰۰



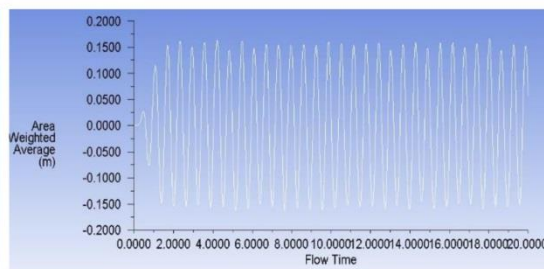
و) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۸۰۰۰



ه) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۷۰۰۰

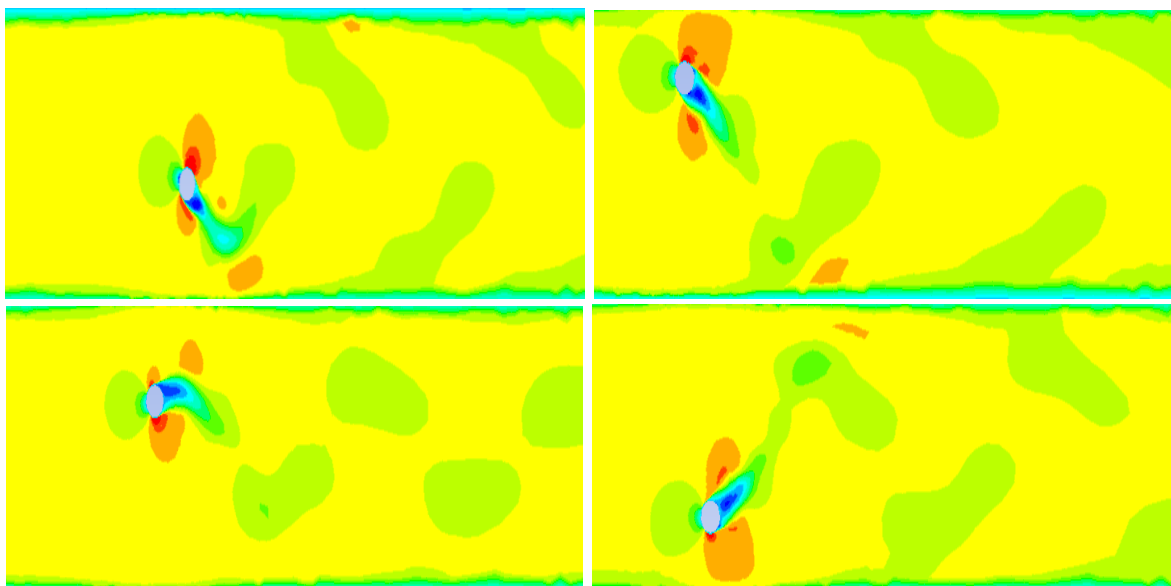


ح) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۱۰۰۰۰



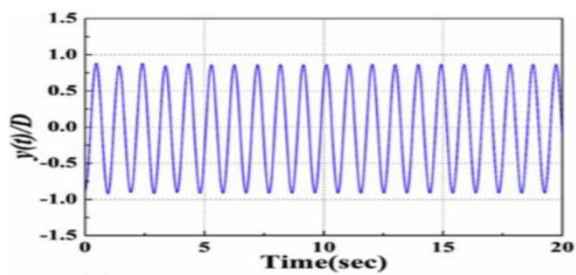
ز) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۹۰۰۰

شکل ۴-۲: دامنه‌ی نوسان سیلندر حاصل از شبیه سازی عددی در محدوده رینولدز ۷۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰

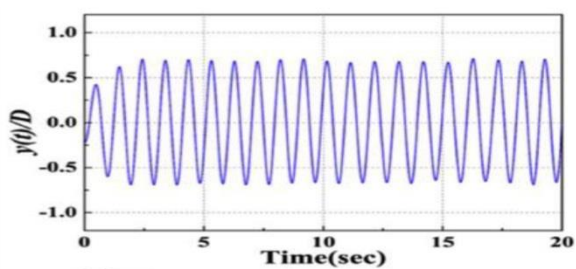


شکل ۴-۳: جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۱۰۰۰۰ در حالت شبیه

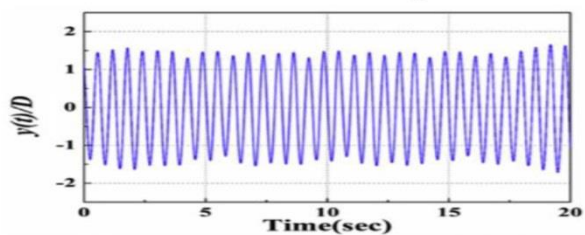
نسبت دامنه‌ی نوسان به دست آمده از شبیه سازی عددی توسط لی ژانگ نیز در شکل زیر نمایش داده شده است [38]



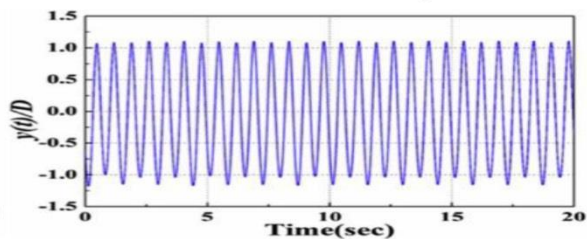
ب) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۴۰۰۰۰



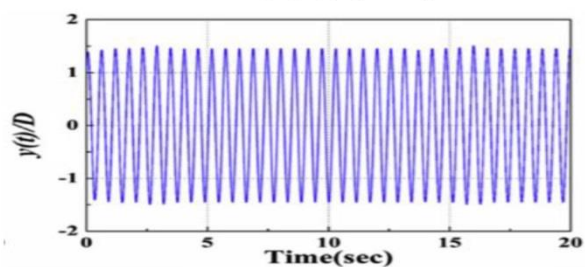
الف) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۳۰۰۰۰



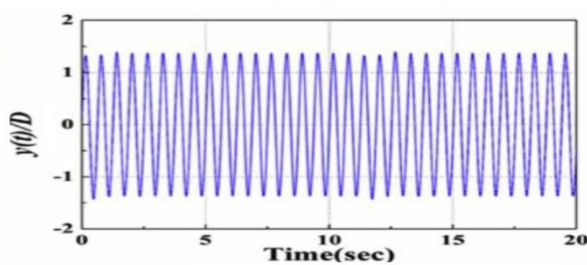
د) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۶۰۰۰۰



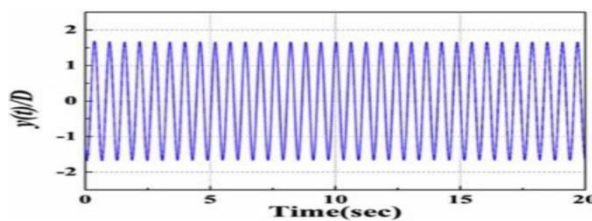
ج) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۵۰۰۰۰



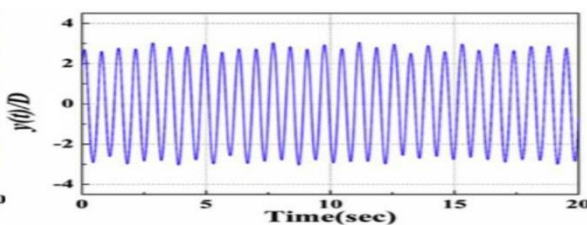
و) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۸۰۰۰۰



ه) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۷۰۰۰۰



ک) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۱۰۰۰۰۰

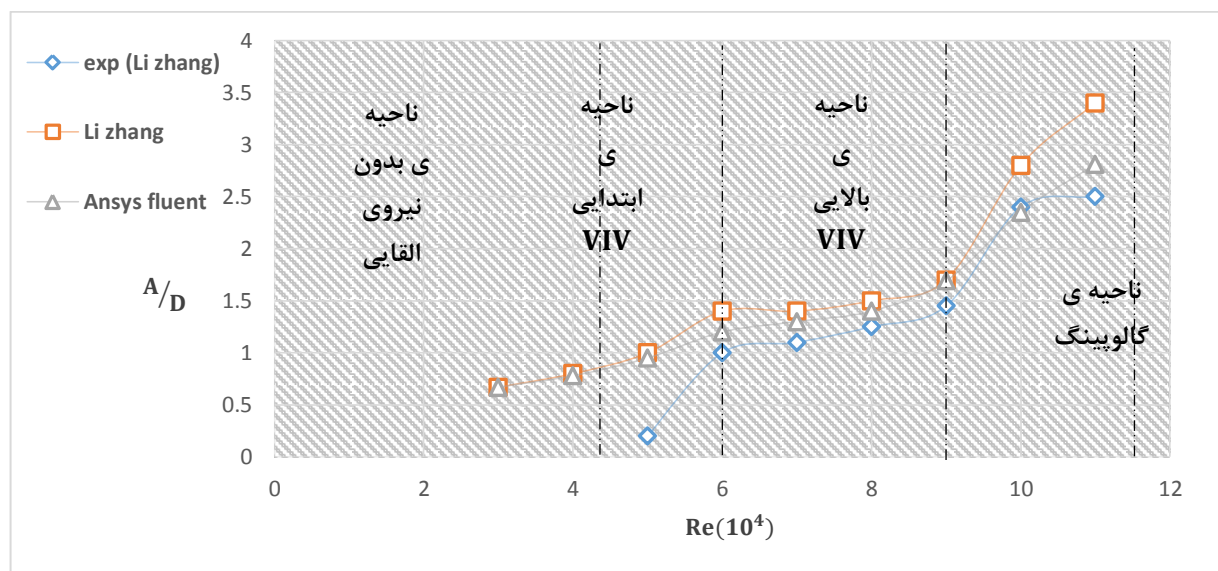


ز) جابه‌جایی سیلندر در رینولدز ۹۰۰۰۰

شکل ۴-۴: دامنه‌ی نوسان سیلندر حاصل از شبیه‌سازی عددی توسط لی ژانگ [۴۵]

نسبت دامنه (A_{peaks}/D)

با توجه به نتایج به دست آمده حاصل از شبیه سازی برای سیلندر همراه با نوار زبری نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر بر حسب رینولدز به صورت زیر می باشد



شکل ۴-۵: نمودار نسبت دامنه ی نوسان سیلندر بر حسب رینولدز

نسبت دامنه ی به دست آمده در نمودار بالا برای هر رینولدز از میانگین ۲۰ مقدار دامنه در هر بررسی به دست آمده است همانطور که در شکل ۴-۱ و شکل ۴-۲ دیده می شود.

با توجه به نتایج آزمایشگاهی و نتایج حاصل از شبیه سازی خواهیم داشت

- برای $Re < 30000$ همانطور که در شکل مشخص است برای این محدوده ی رینولدز هیچ

گونه نیروی القایی از طرف سیال به سیلندر اعمال نمی شود.

- برای محدوده ی $30000 < Re < 60000$ که همان شاخه ی ابتدایی VIV می باشد نسبت

دامنه ی نوسان سیلندر از ۰/۷ در رینولدز ۳۰۰۰۰ به مقدار ۱/۴ در رینولدز ۶۰۰۰۰ در شبیه

سازی عددی می رسد. همانطور که در شکل بالا نیز مشخص است در حالت آزمایشگاهی تا

رینولدز ۵۰۰۰۰ هیچ گونه نیروی القایی به سیلندر اعمال نمی شود و این اختلاف بین حالت

شبیه سازی عددی و آزمایشگاهی به دلیل تفاوت در دمپر استفاده شده در این دو حالت است

به طوریکه دمپر استفاده شده در حالت عددی خطی بوده است و در حالت آزمایشگاهی دمپر

پیچیده و غیر خطی است به خصوص در سرعت های پایین سیال.

- محدوده ی $60000 < Re < 90000$ که شاخه ی بالایی VIV است، در این ناحیه نتایج به دست آمده از شبیه سازی عددی با اختلاف کمی بیشتر از نتایج به دست آمده از حالت آزمایشگاهی است بطوریکه نسبت دامنه در حالت عددی حول $1/45$ و در حالت آزمایشگاهی حول 1 ثابت باقی میماند.

- محدوده ی $90000 < Re < 100000$ که نشان دهنده ی ناحیه ی گذر از شاخه ی بالایی VIV به ناحیه ی گالوپینگ است. با توجه به شکل ۴-۵، نسبت دامنه ی نوسان سیلندر در این ناحیه در مقایسه با ناحیه ی قبلی با سرعت بیشتری افزایش می یابد و همچنین میتوان دریافت که ناحیه ی گذر از VIV به گالوپینگ در $Re = 90000$ اتفاق می افتد.

- در حالت $Re > 100000$ در ناحیه گالوپینگ قرار میگیریم که با دامنه ی بالا و نوسان پایین شناخته می شود. مکانیزم تولید گالوپینگ ناپایداری نیروی لیفت است که به دلیل نامتقارن بودن هندسه سیلندر ایجاد می شود. سطح غیر مدور میتواند باعث ایجاد نوسان گالوپینگ شود بدین منظور سطح صاف سیلندر توسط نوارهای زبری نامتقارن شده که باعث تحریک گالوپینگ میشود. بیشترین دامنه ی نوسان سیلندر در این ناحیه در حالت عددی به مقدار $2.9D$ و در حالت آزمایشگاهی به $2.5D$ رسید که این اختلاف به دلیل محدودیت در حرکت سیلندر در حالت آزمایشگاهی می باشد.

$$\text{نسبت فرکانس } (f_{osc}/f_{n.water})$$

همانطور که گفته شد یکی از پارامترهای مهم برای بررسی راندمان مبدل انرژی فرکانس نوسان سیلندر می باشد. برای درک بهتر تاثیر فرکانس نوسان سیلندر در شکل گیری حالت های مختلف VIV و گالوپینگ، از نسبت فرکانس نوسان سیلندر استفاده می شود. چراکه در ناحیه ی VIV ، فرکانس

نوسان سیلندر در نزدیکی فرکانس طبیعی سیستم باقی می ماند و در ناحیه گالوپینگ این نسبت کم می شود.

فرکانس طبیعی سیستم در سیال آب را میتوان از طریق رابطه ی زیر محاسبه نمود

$$f_{n.water} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m+C_a m_a}} \quad (1_4)$$

در رابطه ی بالا K سختی فنر، m جرم سیلندر و m_a جرم اضافی ایده آل است که از رابطه ی زیر محاسبه می شود

$$(2_4)$$

$$m_a = \rho_w \pi D^2 / 4$$

همچنین برای سیلندر مدور $C_a = 1$ می باشد.

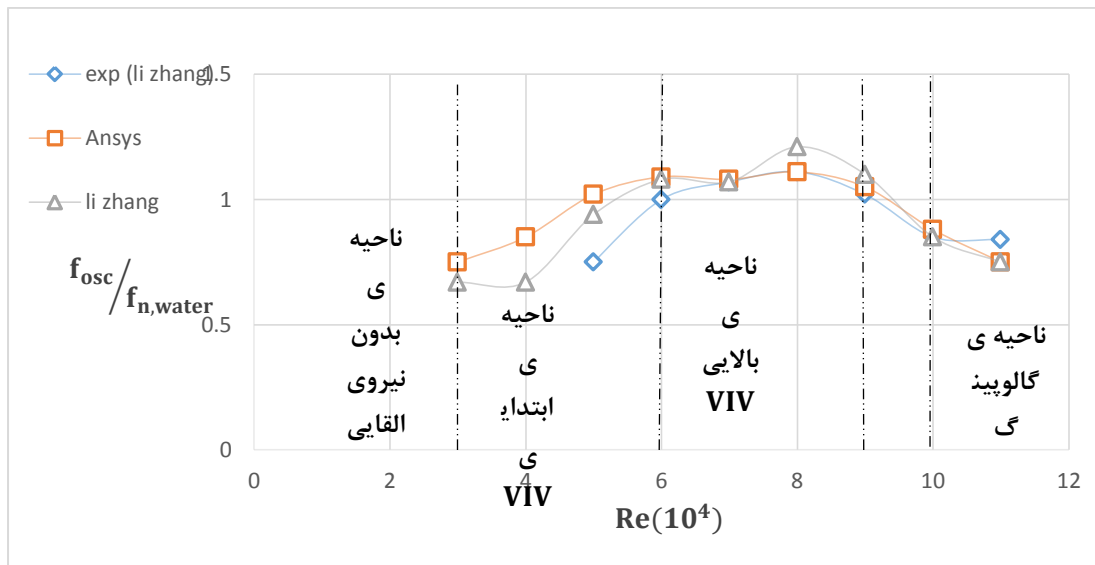
مقادیر پارامترهای استفاده شده در رابطه ی ۱-۴ در جدول زیر نمایش داده شده است

جدول ۱-۴: پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه فرکانس طبیعی سیستم [۴۵]

1600	$K(N/m)$	سختی فنر
12.8	$m(kg)$	جرم سیلندر
6.2	$m_a(kg)$	جرم اضافی ایده آل

با جایگذاری پارامترها در رابطه ی ۱-۴ فرکانس طبیعی سیستم برابر با $f_{n.water} = 1.48$ به دست خواهد آمد

حال می توان نسبت فرکانس را برای محدوده ی مختلف رینولدز با توجه به مشخص بودن فرکانس نوسان سیلندر و فرکانس طبیعی سیستم محاسبه نمود همانطور که در نمودار زیر نشان داده شد است.



شکل ۴-۶: نمودار نسبت فرکانس نوسان سیلندر بر حسب رینولدز

همانطور که میتوان در نمودار بالا مشاهده نمود در ناحیه ی ابتدای VIV بین فرکانس نوسان سیلندر در شبیه سازی عددی و حالت آزمایشگاهی اختلاف زیادی است که این امر به دلیل اختلاف در دمپر به کار گرفته شده در این دو حالت است.

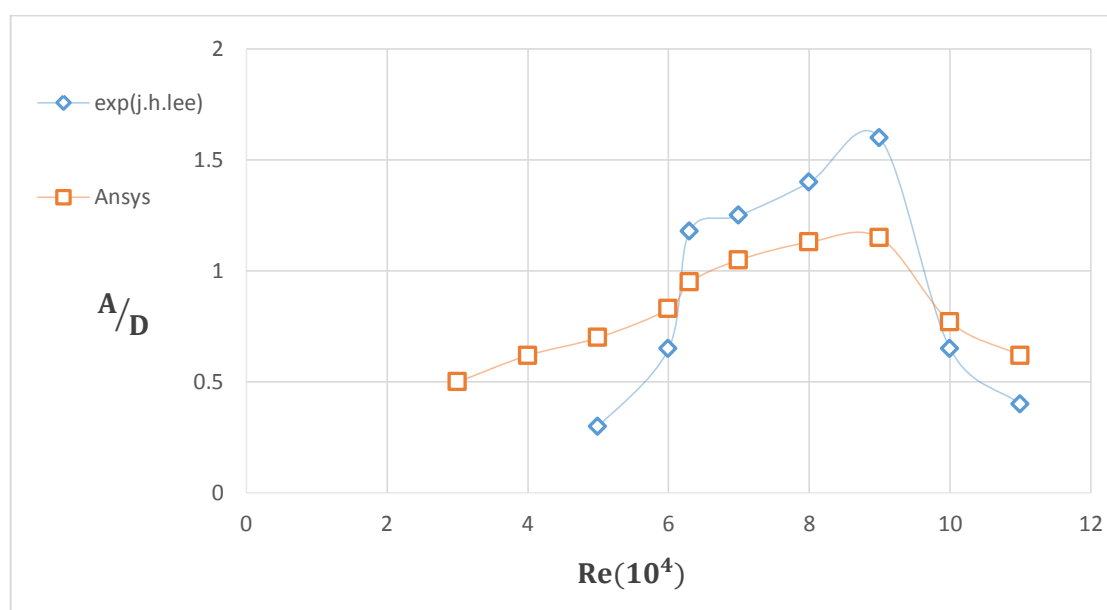
در ناحیه ی بالایی VIV که در $Re = 60000$ آغاز می شود میتوان دید که فرکانس نوسان سیلندر همواره در نزدیکی ۱ باقی می ماند تا اینکه در $Re = 80000$ به بیشترین مقدار خود می رسد.

همانطور که مشاهده می شود در ناحیه ی گذر از VIV به گالوپینگ که در محدوده ی $90000 < Re < 100000$ قرار می گیرد، فرکانس نوسان کاهش می یابد در حالیکه نسبت دامنه در این محدوده به سرعت افزایش می یابد و این امر به دلیل گذر از ناحیه VIV به گالوپینگ است.

اما همانطور که گفته شد گالوپینگ با دامنه ی بالا و نوسان پایین شناخته می شود و همانطور که در ناحیه ی گالوپینگ مشاهده می شود فرکانس نوسان پس از ناحیه ی گذر همچنان کاهش می یابد در حالیکه دامنه ی نوسان به شدت افزایش می یابد.

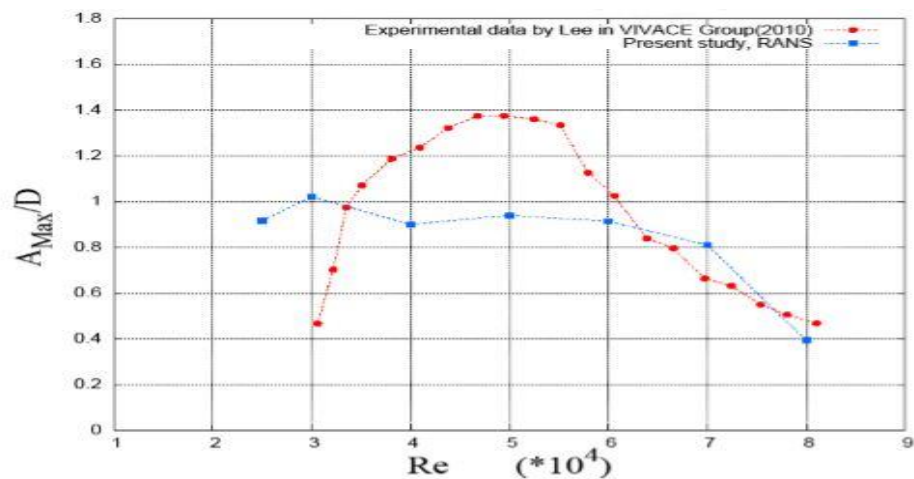
۴-۳- نسبت دامنه برای سیلندر صاف

پس از شبیه سازی عددی سیلندر صاف و مقایسه آن با حالت آزمایشگاهی میتوان دریافت که در شبیه سازی سیلندر صاف در محدوده ی $30000 < Re < 110000$ نتایج آزمایشگاهی و عددی به دست آمده اختلاف خیلی زیادی دارند و این مدل سازی برای سیلندر صاف در این محدوده ی رینولدز مناسب نیست همانطور که وو در سال ۲۰۱۱ نیز به آن اشاره کرد. [۴۶]



شکل ۴-۷: نمودار مقایسه نسبت دامنه ی نوسان سیلندر صاف در دو حالت عددی و آزمایشگاهی

همانطور که در نمودار بالا نشان داده شده است نسبت دامنه نوسان برای حالت آزمایشگاهی و حالت عددی در محدوده ی رینولدز نشان داده شده دارای اختلاف زیادی است. به همین دلیل برای مقایسه نسبت دامنه ی نوسان سیلندر صاف با حالت دارای نوار زبری از نتایج آزمایشگاهی در حالت سیلندر صاف استفاده میکنیم. دلیل این اختلاف این است که برای مقادیر $Re > 10000$ نقطه جدایش سیال از روی سیلندر توسط نرم افزار به درستی پیشبینی نمی شود بنابراین هماهنگی بین نتایج آزمایشگاهی و عددی کم است.



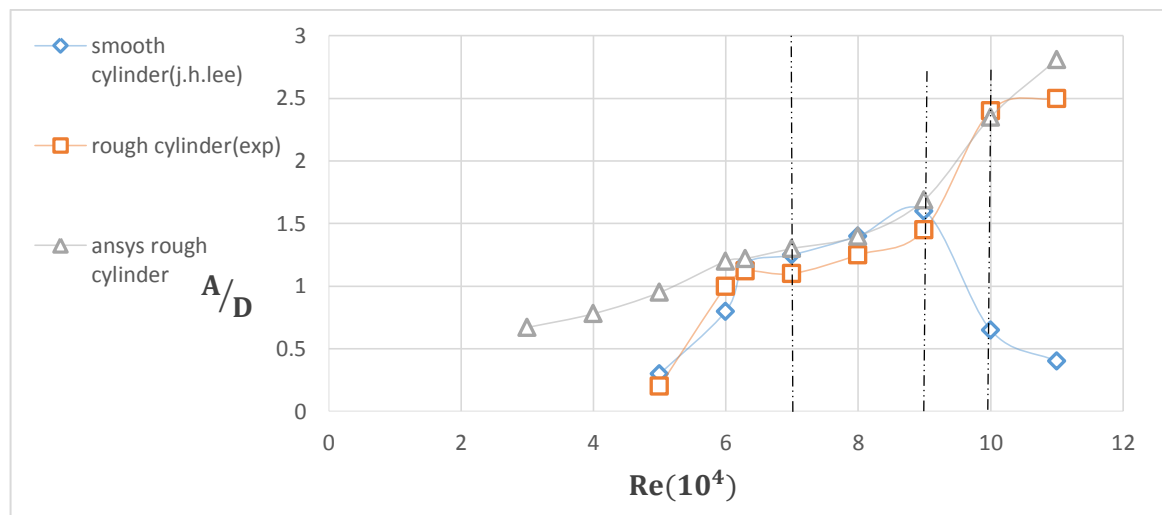
شکل ۴-۸: مقایسه نسبت دامنه‌ی نوسان سیلندر صاف برای حالت عددی و آزمایشگاهی توسط وو [۴۶]

شکل بالا نشان دهنده‌ی اختلاف نسبت دامنه نوسان سیلندر برای حالت شبیه سازی عددی و آزمایشگاهی برای $K = 400 \text{ N/m}$ است که توسط وو در سال ۲۰۱۱ انجام شد و نشان داد که در محدوده‌ی رینولدز نشان داده شده برای سیلندر صاف شبیه سازی عددی نمی تواند پاسخ فرکانس و دامنه را به خوبی ارائه دهد.

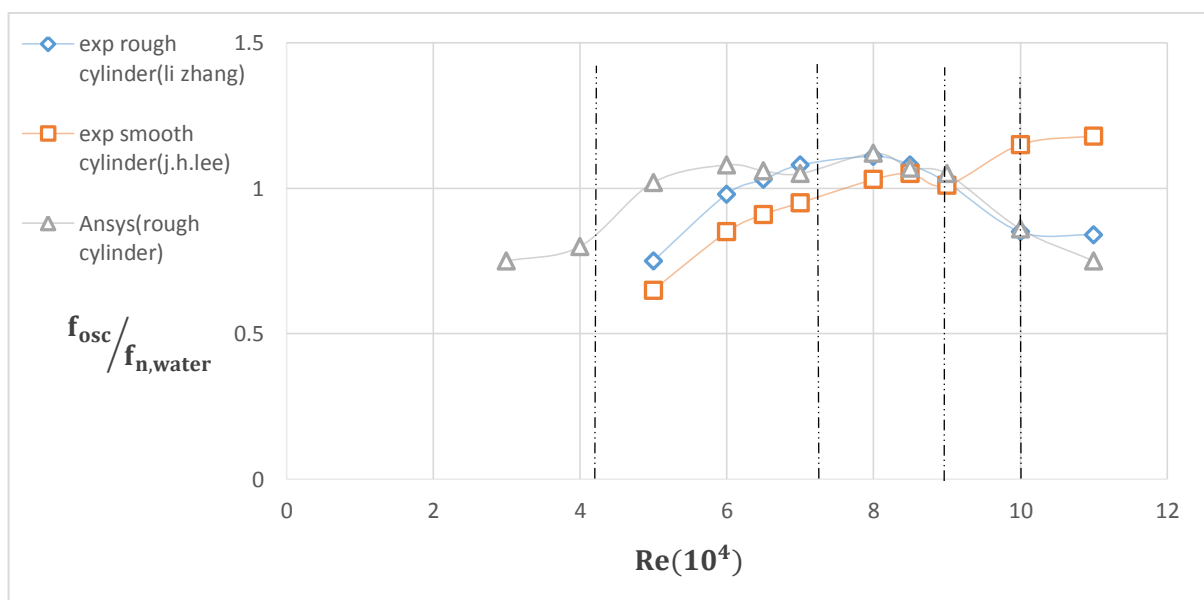
۴-۴- مقایسه نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر در حالت صاف و

زبر

همانطور که گفته شد برای این مقایسه از نسبت دامنه‌ی سیلندر صاف در حالت آزمایشگاهی که توسط لی به دست آمده بود استفاده شد چراکه شبیه سازی عددی پاسخ مناسبی برای نسبت دامنه در این حالت ارائه نمیداد.



شکل ۴-۹: نمودار مقایسه نسبت دامنه نوسان سیلندر صاف و دارای نوارهای زبری بر حسب رینولدز



شکل ۴-۱۰: نمودار مقایسه نسبت فرکانس نوسان سیلندر صاف و دارای نوارهای زبری بر حسب رینولدز

باتوجه به شکل ۴-۹ مقادیر نسبت دامنه برای سیلندر صاف به دست آمده در حالت شبیه سازی انسیس و کار عددی لی^{۷۶} در محدوده $50000 < Re < 90000$ با افزایش رینولدز افزایش می یابد به طوری که شیب افزایش مقادیر نسبت دامنه برای محدوده ی ابتدایی VIV بیشتر است در حالیکه در شاخه ی بالایی VIV مقادیر نسبت دامنه به تدریج افزایش می یابد.

برای محدوده‌ی $Re > 90000$ مقادیر دامنه‌ی نوسان به دلیل اختلاف بین فرکانس ریزش گردابه و فرکانس طبیعی سیستم شروع به کاهش می‌نماید. بیشترین مقدار نسبت دامنه برای سیلندر صاف برابر با $1/65$ در رینولدز برابر با 90000 به دست آمد.

نکته‌ی قابل توجه این است که استفاده از نوارهای زبری باعث می‌شود که در محدوده‌ی $Re < 90000$ دامنه‌ی نوسان سیلندر نسبت به سیلندر صاف کاهش یابد و برای $Re > 90000$ برخلاف سیلندر صاف دامنه‌ی نوسان سیلندر به شدت افزایش یابد.

استفاده از نوارهای زبری می‌تواند باعث اختلاط لایه مرزی سیال و پخش شدن بیشتر گردابه‌ها شود که در نتیجه آن گردابه‌های تشکیل شده در این حالت در مقایسه با گردابه‌های تشکیل شده در حالت سیلندر صاف ضعیف‌تر هستند و لیفت کمتری می‌توانند ایجاد کنند و این امر می‌تواند باعث کاهش دامنه در محدوده‌ی $50000 < Re < 90000$ شود.

اما همانطور که گفته شد سطح غیر مدور می‌تواند باعث ایجاد نوسان گالوپینگ شود بدین منظور سطح صاف سیلندر توسط نوارهای زبری نامتقارن شده که باعث تحریک گالوپینگ می‌شود و در نتیجه آن برای محدوده‌ی $Re > 90000$ سیلندر با نوارهای زبری با افزایش شدید دامنه مواجه می‌شود در حالیکه برای سیلندر صاف شاهد کاهش دامنه به دلیل اختلاف بین فرکانس ریزش گردابه و فرکانس طبیعی سیستم هستیم.

همانطور که در شکل ۴-۱۰ نیز نشان داده شده است در محدوده‌ی $50000 < Re < 90000$ مقادیر فرکانس نوسان سیلندر صاف نسبت به سیلندر زبر کمتر است این امر نیز به دلیل ریزش بیشتر گردابه‌ها و قویتر بودن گردابه‌ها در حالت سیلندر صاف است که باعث دامنه‌ی بیشتر سیلندر و در نتیجه فرکانس پایین‌تر آن‌ها در یک دوره‌ی تناوب می‌شود.

در محدوده‌ی $Re > 90000$ مقادیر فرکانس برای سیلندر صاف افزایش می‌یابد و همانطور که میتوان دید مقدار نسبت فرکانس از یک فاصله گرفته و در نتیجه فرکانس نوسان سیلندر با فرکانس طبیعی سیستم از هم فاصله گرفته و این امر باعث کاهش دامنه در حالت سیلندر صاف می‌شود.

برای حالت سیلندر همراه با نوارهای زبری برای محدوده‌ی $Re > 90000$ با ورود به ناحیه‌ی گالوپینگ فرکانس نوسان کاهش می‌یابد و این امر تاییدی بر ورود بر ناحیه‌ی گالوپینگ است که با دامنه‌ی زیاد و فرکانس کم شناخته می‌شود.

۴-۵- مهار انرژی

توان مهار انرژی به وسیله‌ی یک تک سیلندر صلب که همان توان استخراج نیرو به وسیله‌ی ژنراتور از سیال است در این بخش مورد بررسی قرارخواهد گرفت بدین منظور ابتدا به بررسی معادله‌ی حرکت سیلندر برای دستیابی به معادله‌ی توان مهار انرژی می‌پردازیم.

سیستم جرم_فنر_دمپر برای یک سیلندر را میتوان به وسیله‌ی یک معادله‌ی خطی درجه دو مدل کرد:

$$m\ddot{y} + C_{\text{system}}\dot{y} + Ky = F_{Y,\text{total}}(t) \quad (3-4)$$

در رابطه‌ی بالا $F_{Y,\text{total}}$ نیروی اعمالی از طرف سیال به سیلندر است که باعث می‌شود سیلندر در جهت y حرکت کند، m جرم سیلندر، K ثابت فنر و C_{system} ضریب دمپر سیستم می باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود

$$C_{\text{system}} = C_{\text{structure}} + C_{\text{harness}} \quad (4-4)$$

در رابطه‌ی ۴-۴، $C_{\text{structure}}$ به ضریب دمپر حاصل از سیستم های انتقال که باعث هدر رفت انرژی میشود الحاق میشود، C_{harness} نیز به ضریب دمپر ژنراتور که باعث تبدیل انرژی مکانیکی به الکتریکی میشود الحاق میشود.

باتوجه به رابطه‌ی ۳-۴ توان تبدیل انرژی از سیال به وسیله‌ی یک سیلندر صلب در یک دوره‌ی نوسان T_{osc}

به صورت زیر محاسبه می‌شود

$$P_{VIVACE} = \frac{1}{T_{osc}} \int_0^{T_{osc}} F_{Y.total} \dot{y} dt \quad (۵_۴)$$

با جایگذاری رابطه‌ی ۳-۴ در رابطه‌ی بالا خواهیم داشت

$$P_{VIVACE} = \frac{1}{T_{osc}} \int_0^{T_{osc}} [m\ddot{y} + C_{system}\dot{y} + Ky]\dot{y} dt \quad (۶_۴)$$

به منظور ساده سازی رابطه‌ی بالا و به دست آوردن رابطه‌ی ای برای توان مهار انرژی و اتلاف انرژی می‌توان حرکت سیلندر را به صورت سینوسی فرض کرد بنابراین خواهیم داشت.

$$y(t) = A \sin(\omega_{osc}t) \quad (۷_۴)$$

در رابطه‌ی بالا A دامنه‌ی نوسان سیلندر و ω_{osc} فرکانس زاویه‌ای نوسان سیلندر است که برابر است با

$$\omega_{osc} = 2\pi f_{osc} \quad (۸_۴)$$

باتوجه به رابطه‌ی ۶-۴ می‌توان سرعت سیلندر را در جهت y محاسبه نمود

$$\dot{y}(t) = A \omega_{osc} \cos(\omega_{osc}t) \quad . \quad \ddot{y} = -A \omega_{osc}^2 \sin(\omega_{osc}t) \quad (۹_۴)$$

حال با جایگذاری رابطه‌های ۹-۴ در رابطه‌ی ۶-۴ و پس از ساده سازی خواهیم داشت

$$P_{VIVACE} = \frac{1}{T_{osc}} \int_0^{T_{osc}} C_{system} \dot{y}^2 dt \quad (۱۰_۴)$$

و در نهایت رابطه‌ی توان تبدیل انرژی به صورت زیر به دست خواهد آمد

$$P_{VIVACE} = 8\pi^3 m \xi_{system} f_{n.water} A^2 f_{osc}^2 \quad (۱۱_۴)$$

در رابطه‌ی ۱۱-۴، ξ_{system} نسبت دمپینگ است که برای سیستم مبدل انرژی به صورت زیر محاسبه می‌شود

$$\xi_{\text{system}} = \frac{C_{\text{system}}}{2\sqrt{mk}} \quad (12-4)$$

همچنین برای نرخ دمپینگ حاصل از مهار انرژی ξ_{harness} نیز مانند رابطه ی بالا خواهیم داشت

$$\xi_{\text{harness}} = \frac{C_{\text{harness}}}{2\sqrt{mk}} \quad (13-4)$$

با توجه به روابط ذکر شده معادله ی مهار انرژی خواهیم داشت

$$P_{\text{harness}} = \frac{C_{\text{harness}}}{C_{\text{system}}} P_{\text{VIVACE}} \quad (14-4)$$

با توجه به مشخص بودن پارامترهای گفته شده در جدول ذیل و همچنین مشخص بودن فرکانس و دامنه ی نوسان در هر رینولدز مورد بررسی میتوان مهار انرژی را برای مقادیر مختلف رینولدز محاسبه نمود.

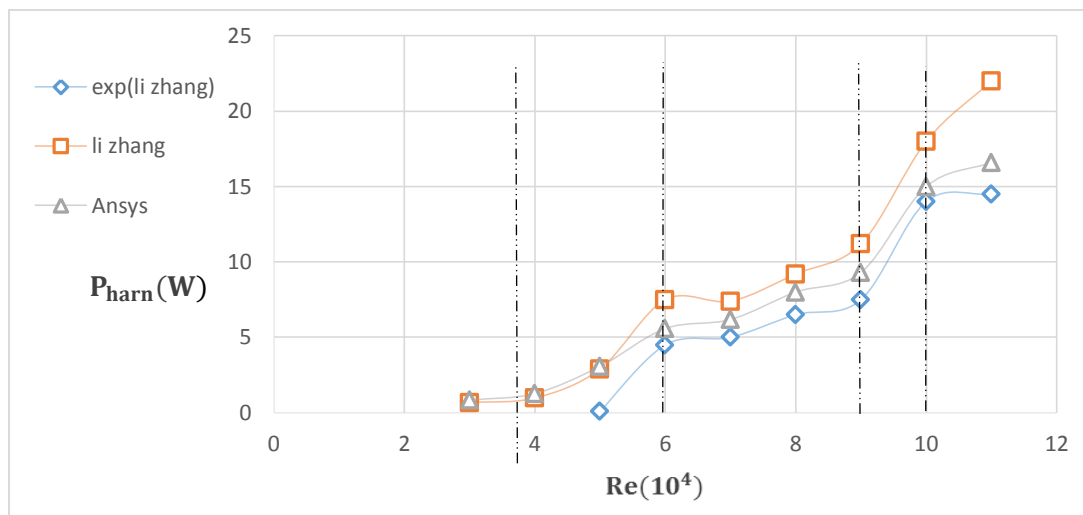
جدول ۴-۲: پارامترهای مورد استفاده در شبیه سازی عددی و لازم برای محاسبه توان مهار انرژی [۴۵]

1600	$K[N/m]$	سختی فنر
3.2	$C_{\text{structure}}[Ns/m]$	ضریب دمپر حاصل از سیستم انتقال قدرت
0.04	ξ_{harness}	نرخ دمپینگ حاصل از مهار انرژی
1.48	$f_{n.\text{water}}[Hz]$	فرکانس طبیعی سیستم در سیال آب

همانطور که در جدول بالا قابل مشاهده است با مشخص بودن نرخ دمپینگ حاصل از مهار انرژی میتوان طبق رابطه ی ۴-۱۳، C_{harness} را محاسبه نمود پس از آن میتوان با توجه به رابطه ی ۴-۴، C_{system} رانیز محاسبه نمود.

با مشخص شدن C_{system} میتوان با استفاده از رابطه ی ۴-۱۳، ξ_{system} را محاسبه نمود و با جایگذاری در رابطه ۴-۱۱ و با مشخص بودن فرکانس و دامنه ی نوسان برای هر مقدار رینولدز میتوان P_{VIVACE} را به دست آورد و در نهایت با جایگذاری در رابطه ی ۴-۱۴ میتوان مهار انرژی را محاسبه کرد.

نمودار به دست آمده برای توان مهار انرژی برای مقادیر رینولدز مورد بررسی به صورت زیر خواهد بود



شکل ۴-۱۱: نمودار توان مهار انرژی بر حسب رینولدز

همانطور که در معادله توان مهار انرژی نیز دیده شد مهار انرژی رابطه‌ی مستقیم با مجذور مقادیر دامنه و فرکانس نوسان سیلندر دارد به همین دلیل این دو پارامتر تاثیر زیادی در توان مهار انرژی دارد.

همانطور که دیده می‌شود با افزایش رینولدز توان مهار انرژی افزایش می‌یابد.

برای $60000 < Re < 90000$ با توجه به اینکه نسبت دامنه به کندی افزایش می‌یابد میتوان دید که شیب افزایش نمودار توان مهار انرژی نیز در این محدوده کم می‌باشد.

با توجه به اینکه در محدوده‌ی $90000 < Re < 100000$ نسبت دامنه افزایش شدیدی می‌یابد

بنابراین میتوان دید که توان مهار انرژی در این محدوده نیز افزایش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد.

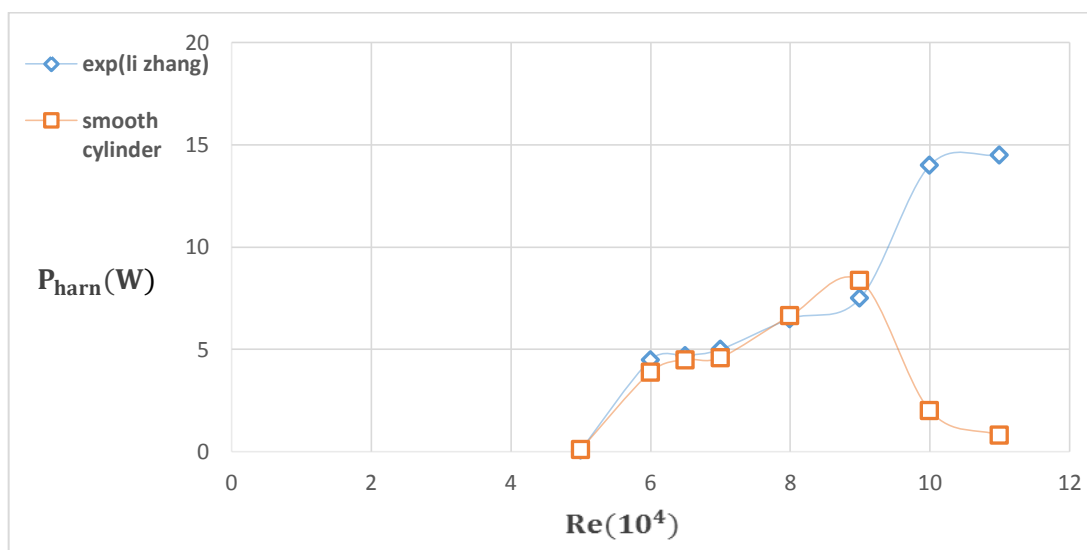
همانطور که دیده می‌شود توان مهار انرژی برای $Re = 30000$ و $Re = 40000$ بسیار پایین است و

این امر به دلیل مقادیر پایین فرکانس و دامنه‌ی نوسان در این حالت است.

۴-۶- مقایسه‌ی توان مهار انرژی در دو حالت سیلندر صاف و دارای

نوار زبری

با توجه به نتایج به دست آمده از دامنه و فرکانس برای هر دو حالت سیلندر دارای نوار زبر و سیلندر صاف میتوان به مقایسه‌ی توان مهار انرژی برای هر دو حالت مختلف پرداخت



شکل ۴-۱۲: نمودار مقایسه توان مهار انرژی برای دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبر

همانطور که از شکل بالا میتوان دریافت تا رینولدز برابر با ۹۰۰۰۰ مقادیر توان مهار انرژی برای هر دو حالت سیلندر صاف و زبر در نزدیکی یکدیگر قرار میگیرند.

برای $Re > 90000$ با توجه به افزایش شدید دامنه‌ی نوسان برای سیلندر با نوارهای زبری، توان مهار انرژی نیز افزایش می یابد و بالعکس با توجه به کاهش شدید دامنه نوسان در حالت سیلندر صاف توان مهار انرژی نیز در این حالت کاهش می یابد.

۴-۷- راندمان تبدیل انرژی

راندمان تبدیل انرژی را میتوان با تقسیم توان مهار انرژی به توان کل اعمالی از طرف سیال محاسبه نمود

$$\eta_{VIVACE} = \frac{P_{harness}}{P_{fluid}} \quad (15_4)$$

اگر F_X همان نیروی اعمالی از سمت سیال به سیلندر در جهت X می باشد خواهیم داشت

$$F_X = \frac{1}{2} \rho U^2 DL \quad (16_4)$$

P_{fluid} نیز توان اعمالی سیال است که آن را می توان طبق رابطه ی زیر محاسبه نمود

$$P_{fluid} = F_X U = \frac{1}{2} \rho U^3 DL \quad (17_4)$$

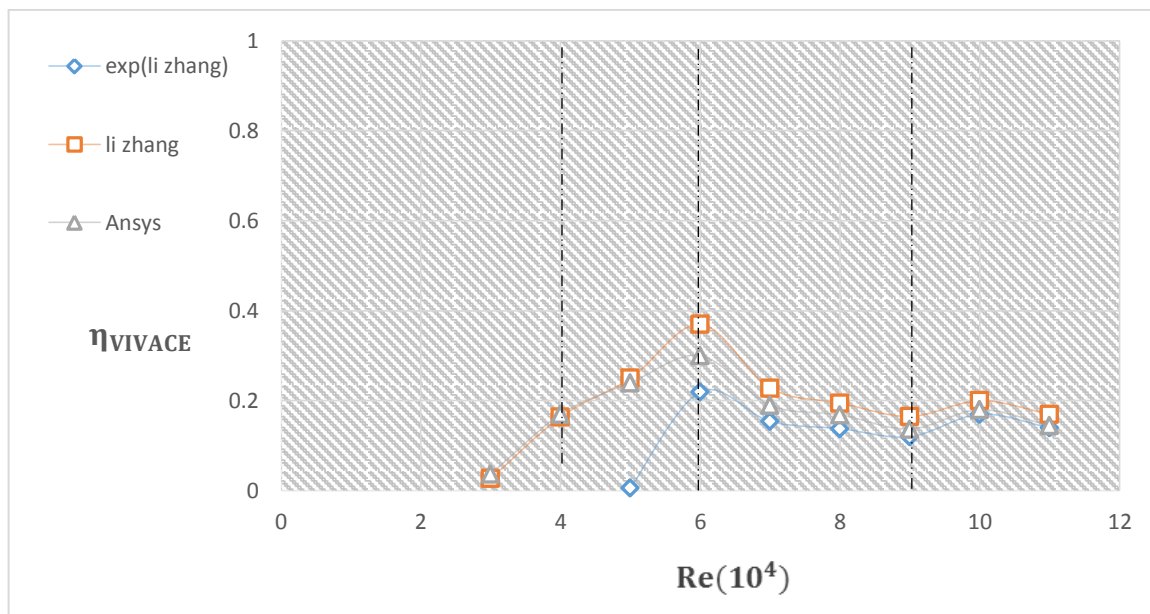
حال با توجه به مشخص بودن $P_{harness}$ و سرعت سیال U برای مقادیر مختلف رینولدز میتوان راندمان تبدیل انرژی را برای مقادیر مختلف رینولدز محاسبه نمود

جدول ۳-۴: مقادیر توان اعمالی سیال بر حسب رینولدز و سرعت سیال

$P_{fluid}(w)$	$U(m/s)$	Re
2.437	0.38	30000
5.89	0.51	40000
11.64	0.64	50000
20.27	0.77	60000
32.37	0.9	70000
47.129	1.02	80000
67.54	1.15	90000
95.33	1.29	100000
122.49	1.41	110000

با توجه به مقادیر به دست آمده برای P_{fluid} و مشخص بودن $P_{harness}$ نمودار راندمان تبدیل

انرژی به صورت زیر خواهد بود.



شکل ۴-۱۳: نمودار راندمان تبدیل انرژی مبدل بر حسب رینولدز

همانطور که در نمودار راندمان تبدیل انرژی میتوان مشاهده نمود یک نقطه ی پیک در $Re = 60000$ دیده می شود که مرتبط با نقطه ی شروع ناحیه ی بالایی VIV می باشد.

همانطور که میتوان در نمودارهای نسبت دامنه و فرکانس نیز مشاهده نمود در نقطه ی شروع شاخه بالایی VIV هم دامنه و هم فرکانس نوسان سیستم افزایش می یابد بنابراین در این حالت بازده تبدیل انرژی به ۳۲٪ در حالت عددی و به ۲۴٪ در حالت آزمایشگاهی می رسد.

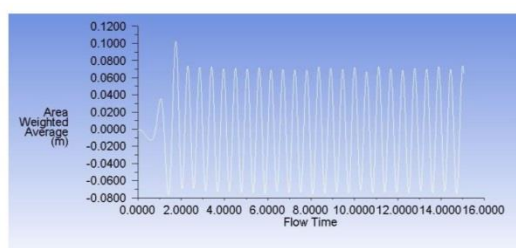
با توجه به شکل ۴-۱۳ میتوان دید که در $Re = 100000$ نیز که نشان دهنده ی نقطه ی شروع گالوپینگ است راندمان تبدیل انرژی افزایش می یابد و این نیز به دلیل افزایش چشمگیر نسبت دامنه نوسان سیلندر است ولی با توجه به اینکه در این حالت فرکانس نوسان سیلندر کاهش می یابد میتوان دید که راندمان تبدیل انرژی نیز افزایش چشمگیری ندارد.

۴-۸- سیلندر به انضمام نوار زبری در زاویه ی حمله ی $\theta =$

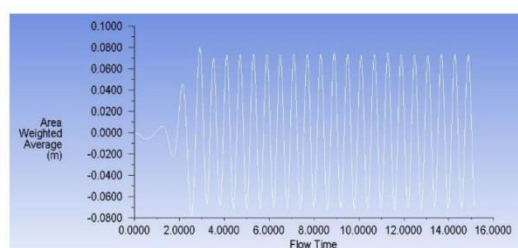
$$\theta = 45^\circ, \theta = 30^\circ, 15^\circ$$

در این بخش ابتدا به بررسی نسبت دامنه نوسان سیلندر در زاویه ی حمله های مختلف سیال میپردازیم سپس به مقایسه ی آن ها با یکدیگر و تاثیر زاویه ی حمله ی سیال در نسبت دامنه سیلندر خواهیم پرداخت.

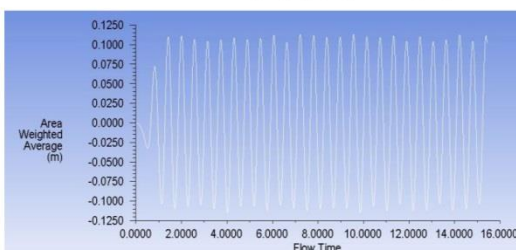
دامنه ی نوسان به دست آمده برای سیلندر همراه با نوار زبری در زاویه ی حمله ی $\theta = 15^\circ$ پس از شبیه سازی به شرح زیر می باشد



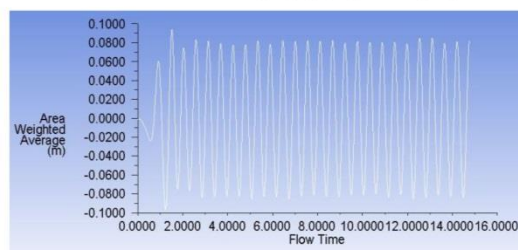
ب) نوسان سیلندر در رینولدز ۵۰۰۰



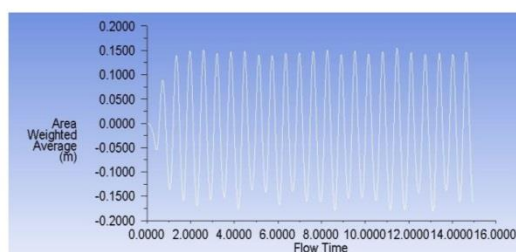
الف) نوسان سیلندر در رینولدز ۴۰۰۰



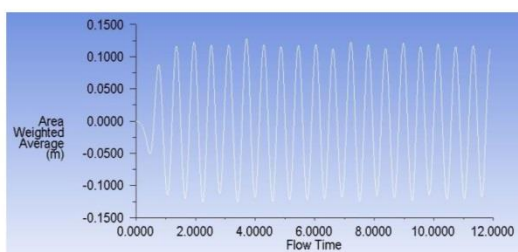
د) نوسان سیلندر در رینولدز ۷۰۰۰



ج) نوسان سیلندر در رینولدز ۶۰۰۰

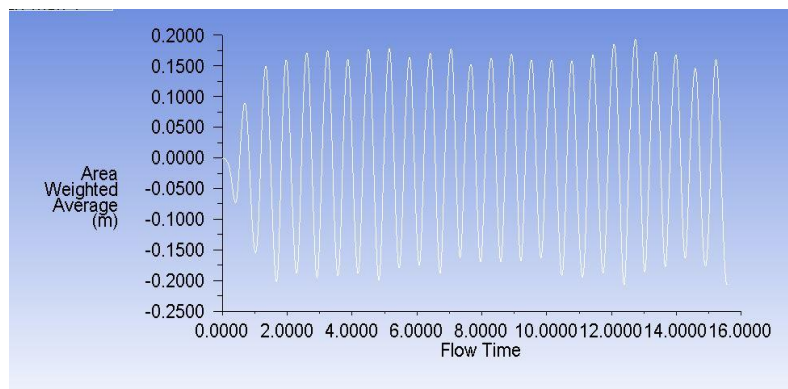


و) نوسان سیلندر در رینولدز ۹۰۰۰



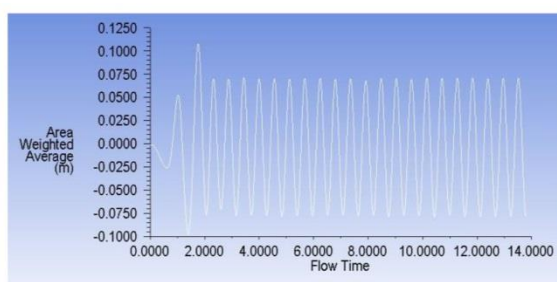
ه) نوسان سیلندر در رینولدز ۸۰۰۰

شکل ۴-۱۴: جا به جایی سیلندر در محدوده ی $40000 < Re < 90000$ در زاویه ی حمله ی $\theta = 15^\circ$

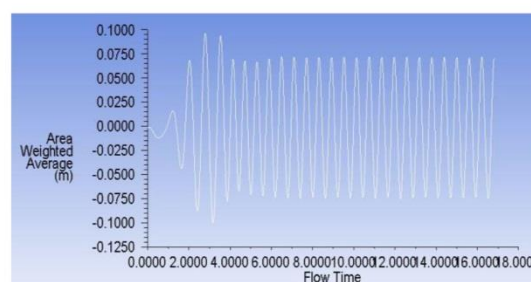


شکل ۴-۱۵: جابه جایی سیلندر در رینولدز 100000 در زاویه ی حمله ی $\theta = 15^\circ$

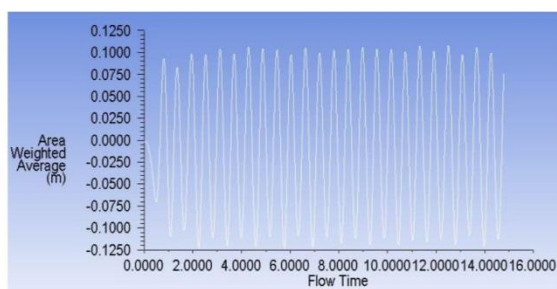
جا به جایی سیلندر برای سیلندر همراه با نوار زبری برای زاویه ی حمله ی $\theta = 30^\circ$ نیز پس از شبیه سازی به شرح زیر می باشد



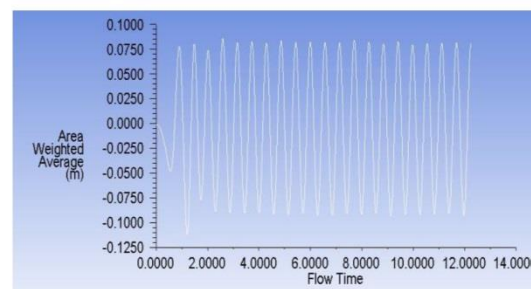
ب) جابه جایی سیلندر در رینولدز 50000



الف) جابه جایی سیلندر در رینولدز 40000

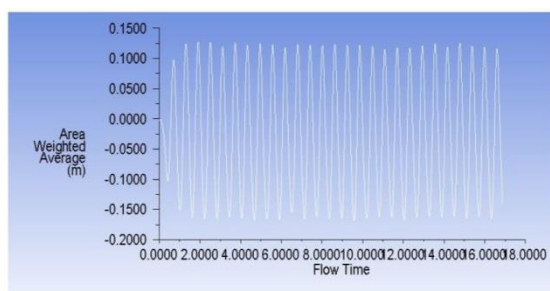


د) جابه جایی سیلندر در رینولدز 70000

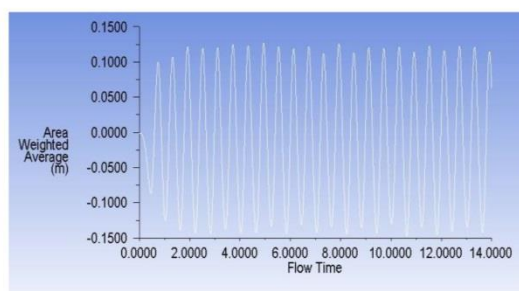


ج) جابه جایی سیلندر در رینولدز 60000

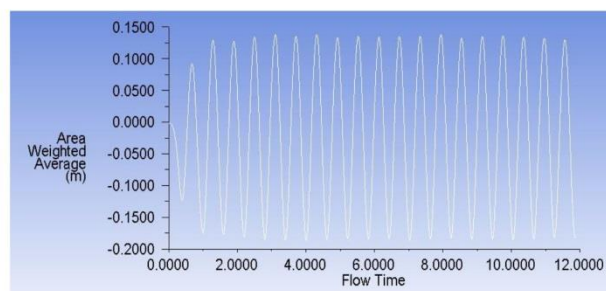
شکل ۴-۱۶: جابه جایی سیلندر برای محدوده ی $40000 < Re < 70000$ در زاویه ی حمله ی $\theta = 30^\circ$



و) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۹۰۰۰



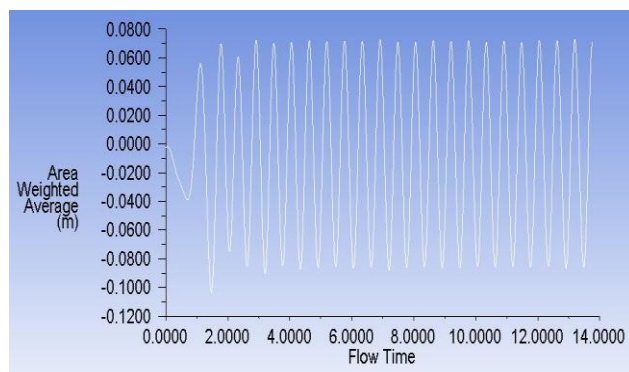
ه) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۸۰۰۰



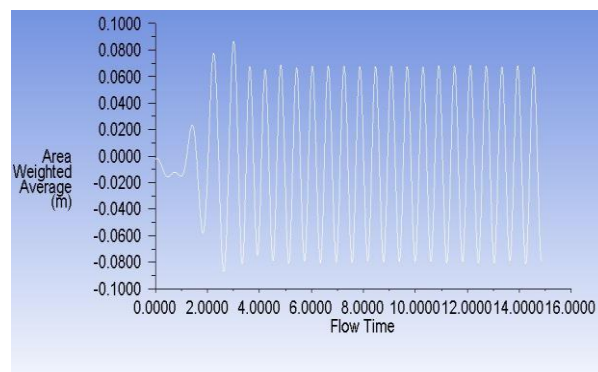
ز) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۱۰۰۰۰

شکل ۴-۱۷: جابه جایی سیلندر برای محدوده $80000 < Re < 100000$ در زاویه ی حمله ی $\theta = 30^\circ$

جابه جایی سیلندر برای سیلندر همراه با نوار زبری برای زاویه ی حمله ی $\theta = 45^\circ$ نیز پس از شبیه سازی به شرح زیر می باشد

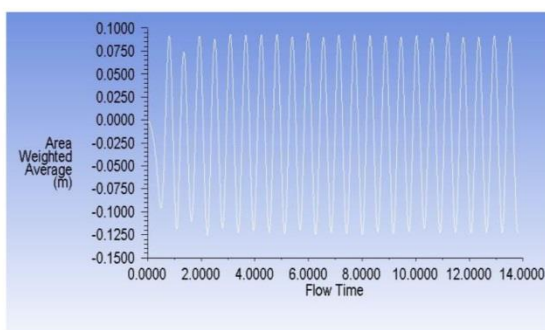


ب) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۵۰۰۰

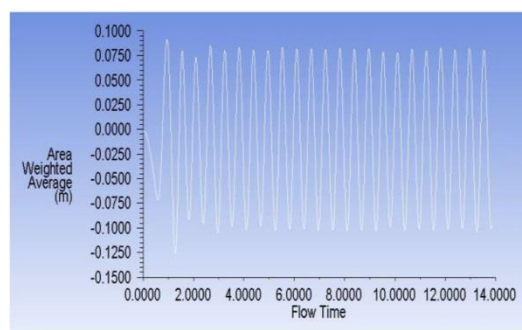


الف) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۴۰۰۰

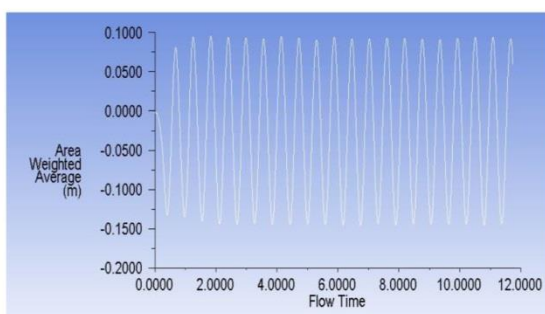
شکل ۴-۱۸: جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۴۰۰۰ و ۵۰۰۰ در زاویه ی حمله ی $\theta = 45^\circ$



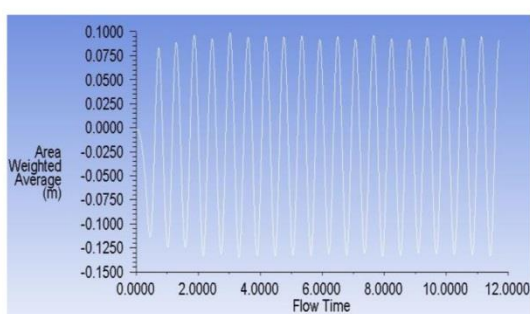
د) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۷۰۰۰



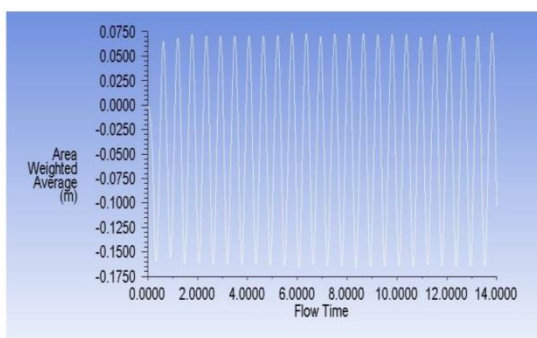
ج) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۶۰۰۰



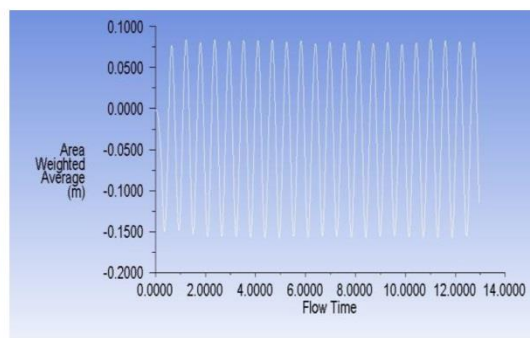
و) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۹۰۰۰



ه) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۸۰۰۰



ک) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۱۱۰۰۰



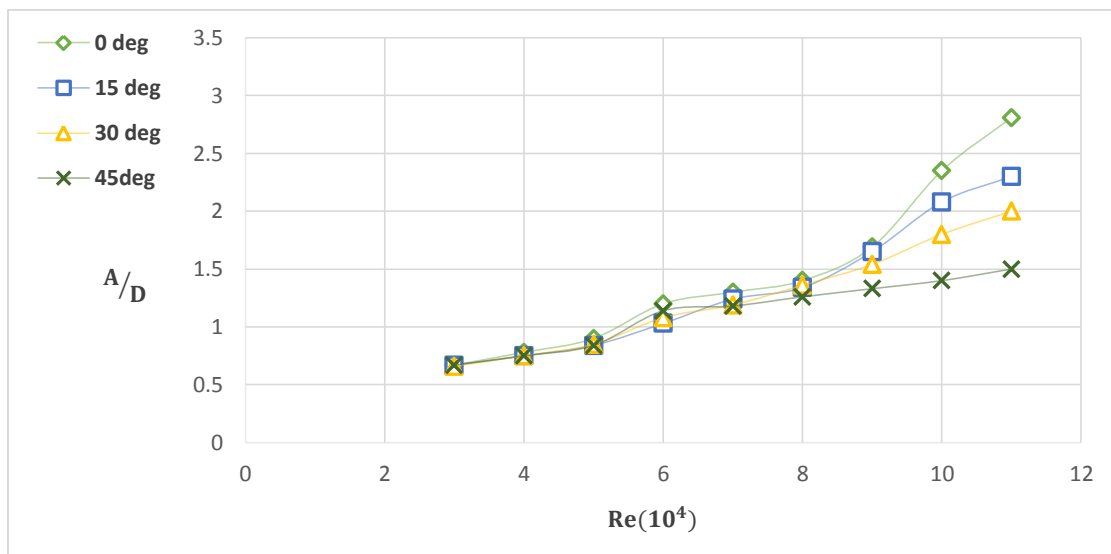
ز) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۱۰۰۰۰

شکل ۴-۱۹: جابه جایی سیلندر برای محدوده $60000 < Re < 110000$ برای زاویه برخورد $\theta = 45^\circ$

پس از مشخص شدن جابه جایی و نوسان سیلندر در زاویه حمله های مورد بررسی حال به مقایسه نسبت دامنه نوسان سیلندر در زاویه برخوردهای مختلف سیال پرداخته می شود.

مقایسه نسبت دامنه در حالات مختلف زاویه ی برخورد (A_{peaks}/D)

با توجه به نتایج به دست آمده حاصل از شبیه سازی برای نسبت دامنه در زوایای مختلف برخورد سیال به سیلندر نمودار نسبت دامنه به صورت زیر به دست خواهد آمد.



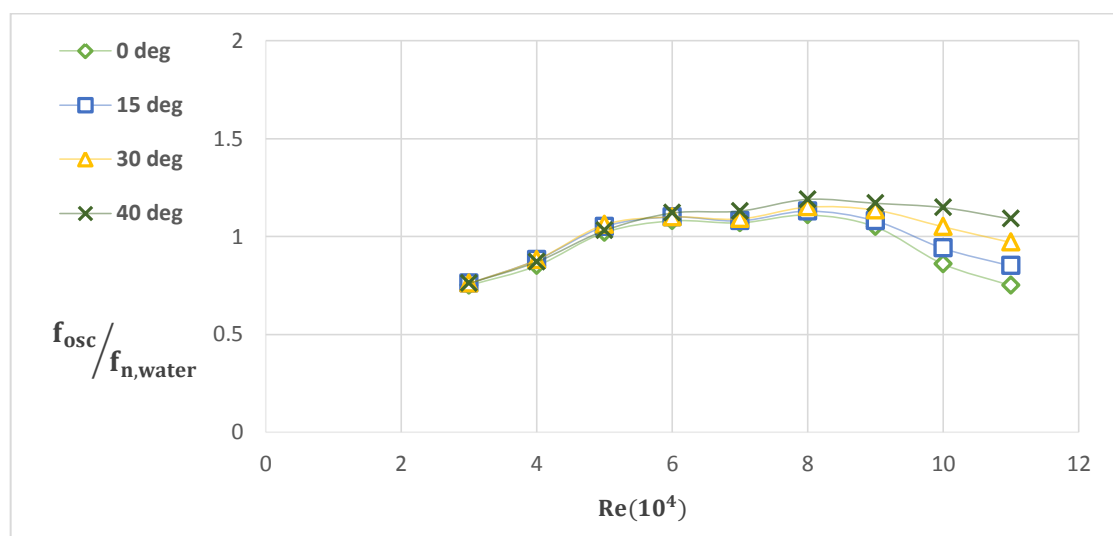
شکل ۴-۲۰: نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر برای زاویه برخورد های متفاوت

شکل ۴-۲۰ نشان دهنده ی نسبت دامنه ی نوسان سیلندر برای حالات مختلف برخورد سیال است که از میانگین جابه جایی سیلندر در راستای محور Y برای هر سیکل نوسان به دست آمده است.

همانطور که در شکل بالا دیده می شود نسبت دامنه ی نوسان سیلندر با افزایش زاویه ی برخورد سیال کاهش می یابد و این امر به خوبی در محدوده ی $Re > 80000$ قابل مشاهده است. می توان گفت که دلیل کاهش نسبت دامنه ی نوسان سیلندر با افزایش زاویه برخورد سیال، نزدیک شدن نوارهای زبری به نقطه ی جدایش سیال از روی سیلندر می باشد، به طوری که هنگام عبور سیال از روی نوار زبری لایه مرزی سیال دچار اختلاط می شود و امکان دوباره ملحق شدن لایه مرزی روی سطح سیلندر با نزدیک شدن نوار زبری به نقطه جدایش کاهش می یابد و این امر باعث ایجاد گردابه های ضعیف تر و در نتیجه نیروی لیفت کمتر و کاهش نسبت دامنه خواهد شد و این امر برای محدوده ی گالوپینگ که تعداد زیادی گردابه در هر مرحله نوسان سیلندر در آن ریزش می یابد مشهودتر می باشد و دامنه ی نوسان به طور قابل توجهی کاهش می یابد.

نیشیمورا^{۷۷} در سال ۲۰۰۱ نشان داد که جدایش سیال از روی سیلندر با سطح صاف در محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی در این مطالعه در نزدیکی ۷۶ درجه اتفاق می‌افتد [۵۲]، از طرفی در زاویه برخورد ۴۵ درجه، نوار زبری از یک سمت سیلندر در زاویه ۶۵ درجه قرار می‌گیرد، بنابراین دوباره ملحق شدن سیال جداشده از سطح سیلندر به دلیل عبور از روی نوار زبری در این حالت بسیار بعید به نظر می‌رسد و به همین دلیل گردابه‌های رها شده از یک سمت سیلندر به شدت ضعیف شده و لیفت بسیار کمی ایجاد می‌کنند.

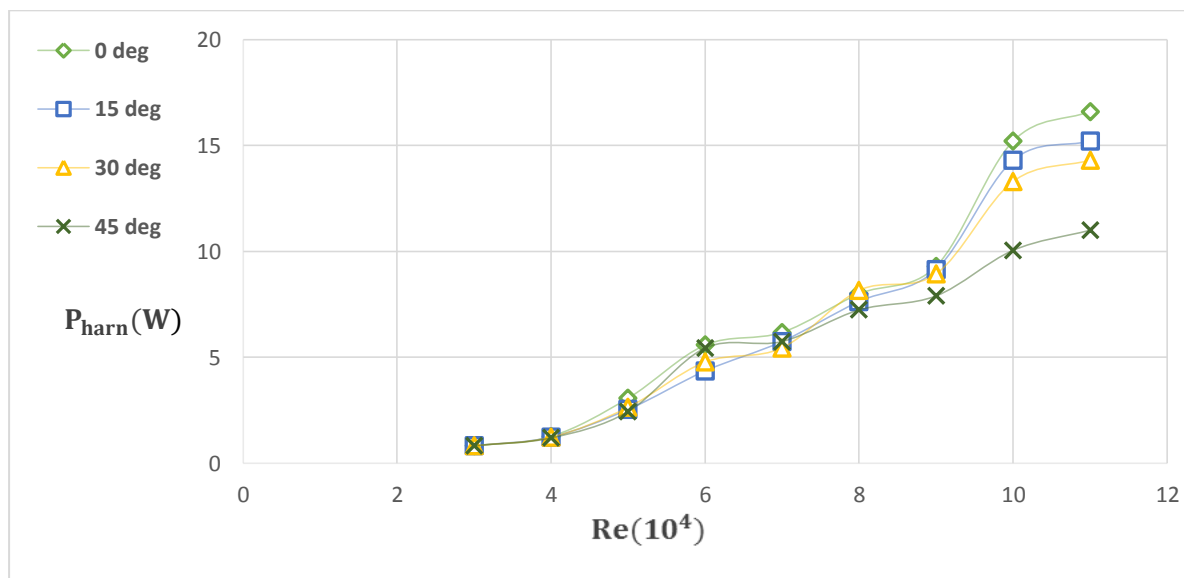
مقایسه نسبت فرکانس در حالات مختلف زاویه ی برخورد ($f_{osc}/f_{n,water}$)



شکل ۴-۲۱: نمودار نسبت فرکانس بر حسب رینولدز برای زاویه برخوردهای متفاوت

با توجه به شکل بالا با کاهش دامنه‌ی نوسان سیلندر که در اثر افزایش زاویه برخورد حاصل می‌شود فرکانس نوسان سیلندر افزایش می‌یابد به طوری که برای زاویه برخورد ۴۵ درجه نسبت فرکانس از بقیه حالات بیشتر خواهد بود.

مقایسه توان مهار انرژی در حالات مختلف زاویه برخورد سیال

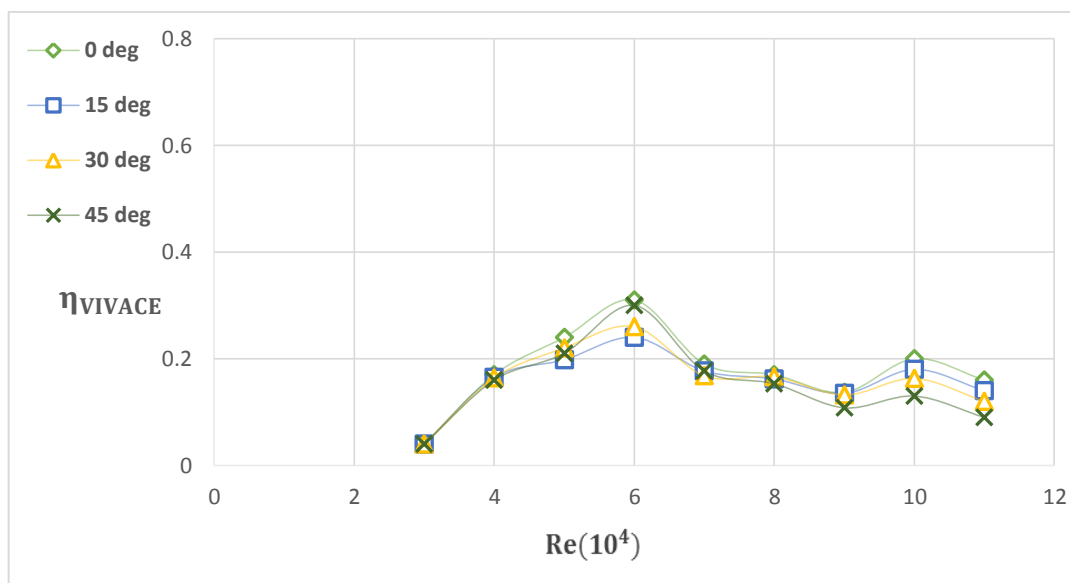


شکل ۴-۲۲: نمودار مقایسه ی توان مهار انرژی برای زاویه برخوردهای متفاوت

با توجه به نتایج به دست آمده از دامنه و فرکانس نوسان سیلندر در حالات مختلف زاویه برخورد میتوان نمودار توان مهار انرژی را به دست آورد.

همانطور که در شکل ۴-۲۲ قابل مشاهده است توان مهار انرژی برای $30000 < Re < 80000$ تقریباً یکسان است و دلیل این امر این است که با توجه به اینکه دامنه ی نوسان سیلندر با افزایش زاویه برخورد کاهش می یابد در عوض فرکانس نوسان سیلندر با افزایش زاویه برخورد افزایش می یابد و این دو تقریباً کمبود یکدیگر را جبران میکنند. برای $Re > 90000$ با توجه به اینکه دامنه ی نوسان سیلندر با افزایش زاویه برخورد کاهش شدیدی می یابد و مقدار این کاهش خیلی بیشتر از مقدار افزایش فرکانس نوسان سیلندر حاصل از افزایش زاویه برخورد می باشد، توان مهار انرژی نیز با افزایش زاویه برخورد در ناحیه ی گالوپینگ کاهش می یابد. به طوری که در زاویه برخورد ۴۵ درجه توان مهار انرژی در بیشترین حالت به $P_{harn} = 11W$ می رسد.

مقایسه ی راندمان تبدیل انرژی در حالات مختلف زاویه برخورد



شکل ۴-۲۳: نمودار مقایسه راندمان مبدل انرژی برای حالات مختلف زاویه برخورد

با توجه به شکل بالا میتوان دید که دو نقطه‌ی پیک برای راندمان مبدل انرژی وجود دارد که مربوط شروع ناحیه‌ی بالایی VIV و همچنین نقطه‌ی شروع گالوپینگ می‌باشد. نکته‌ی قابل توجه در رینولدز ۶۰۰۰۰ نزدیک بودن راندمان مبدل انرژی در زاویه برخورد ۴۵ درجه به حالت صفر درجه می‌باشد، با توجه به اینکه در این حالت هر دو نوار زبری در یک سمت سیلندر قرار می‌گیرند جریان لایه مرزی سیال در سمت دیگر سیال دچار اختلاط نمی‌شود و گردابه‌های ایجاد شده از یک سمت سیال قوی‌تر بوده و لیفت بیشتری نسبت به حالات دیگر تولید میکند بنابراین جا به جایی سیلندر بیشتر شده و راندمان مبدل انرژی بیشتر خواهد شد. برای $Re > 80000$ با توجه به کم شدن شدید نسبت دامنه با افزایش زاویه برخورد سیال راندمان مبدل انرژی نیز در این حالت با افزایش زاویه برخورد کم خواهد شد.

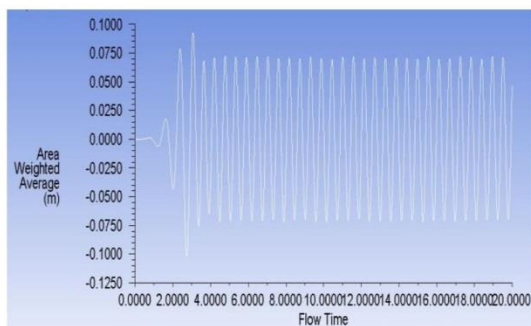
۴-۹- سیلندر با سطح کاملاً زبر

در این قسمت به بررسی نسبت دامنه و فرکانس در حالت سیلندر همراه با سطح کاملاً زبر پرداخته می‌شود.

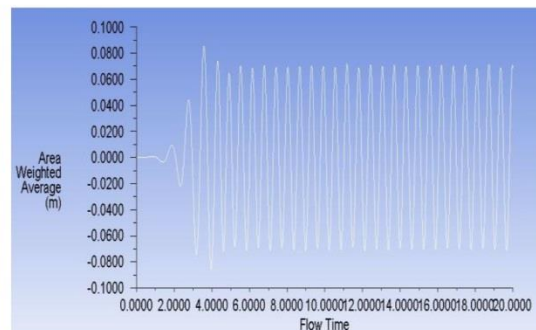
با توجه به اینکه زیر کردن کل سطح سیلندر امری ساده تر و عملی تر از افزودن نوارهای زیری در بخش معینی از سطح سیلندر به نظر میرسد به بررسی نسبت دامنه و فرکانس نوسان سیلندر در این حالت خواهیم پرداخت.

نسبت دامنه (A/D)

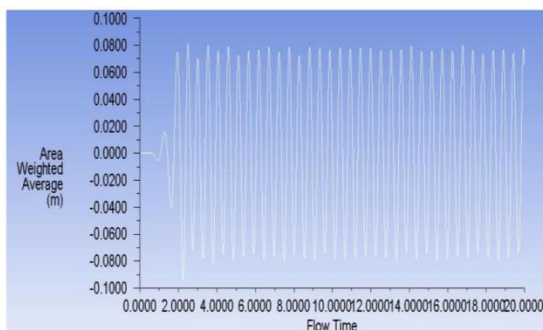
با توجه به نتایج حاصل از شبیه سازی تصاویر ذیل نشان دهنده ی دامنه ی نوسان سیلندر در رینولدز های مختلف می باشد



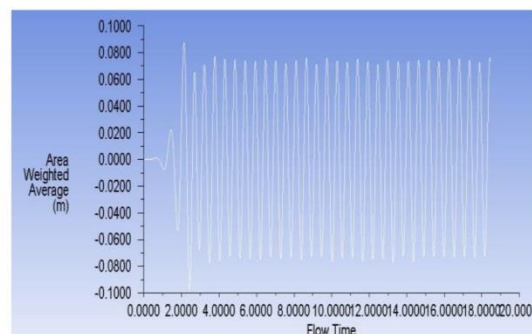
ب) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۵۰۰۰



الف) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۴۰۰۰

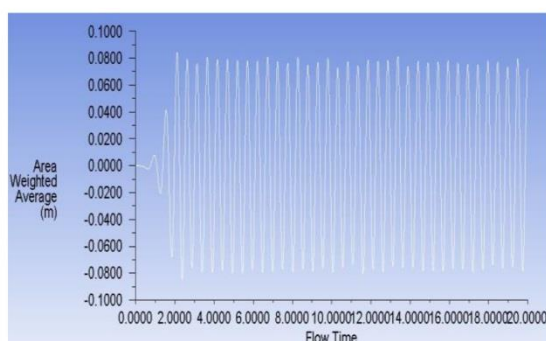


د) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۷۰۰۰

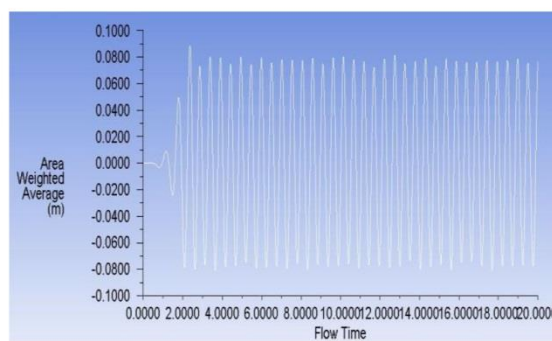


ج) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۶۰۰۰

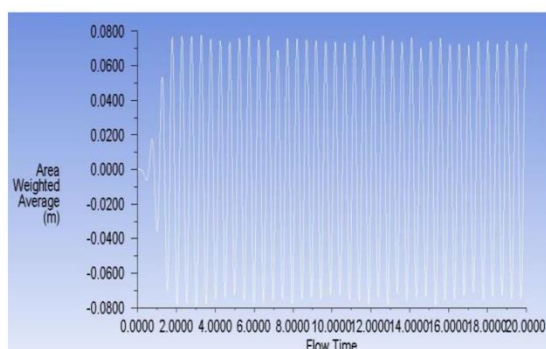
شکل ۴-۲۵: جابه جایی سیلندر کاملاً زیر برای محدوده ی $40000 < Re < 70000$



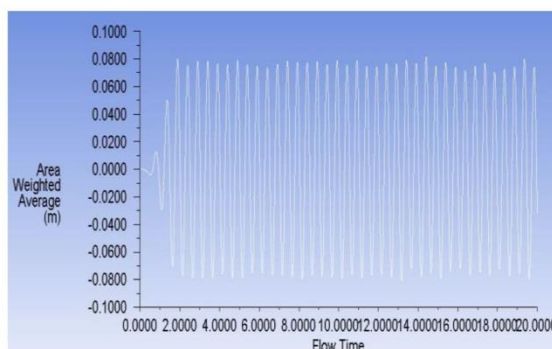
ب) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۹۰۰۰



الف) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۸۰۰۰

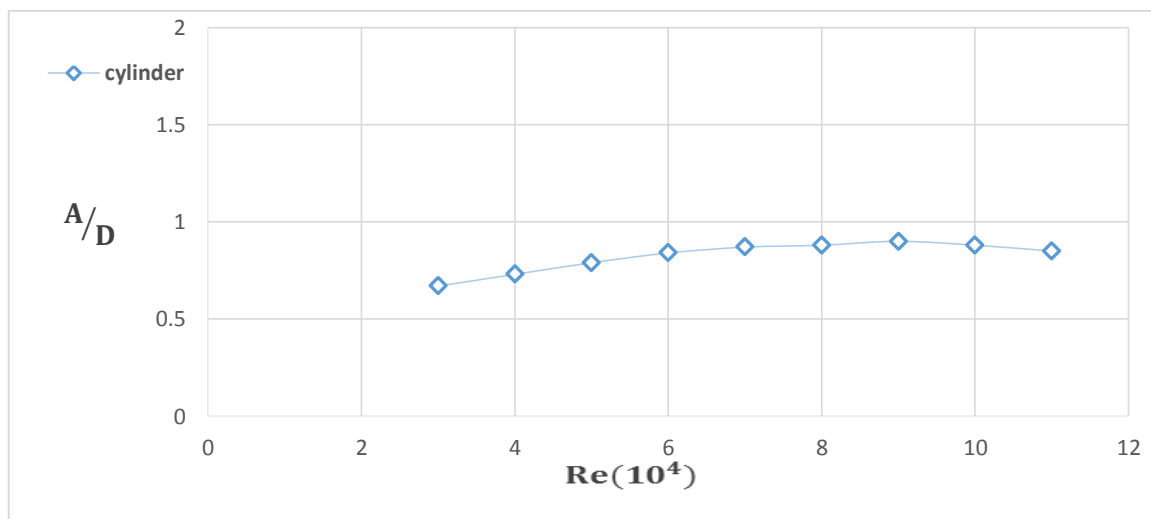


د) جابه جایی سیلندر برای رینولدز ۱۱۰۰۰



ج) جابه جایی سیلندر در رینولدز ۱۰۰۰۰

شکل ۴-۲۶: جابه جایی سیلندر کاملاً زیر برای محدوده $80000 < Re < 110000$



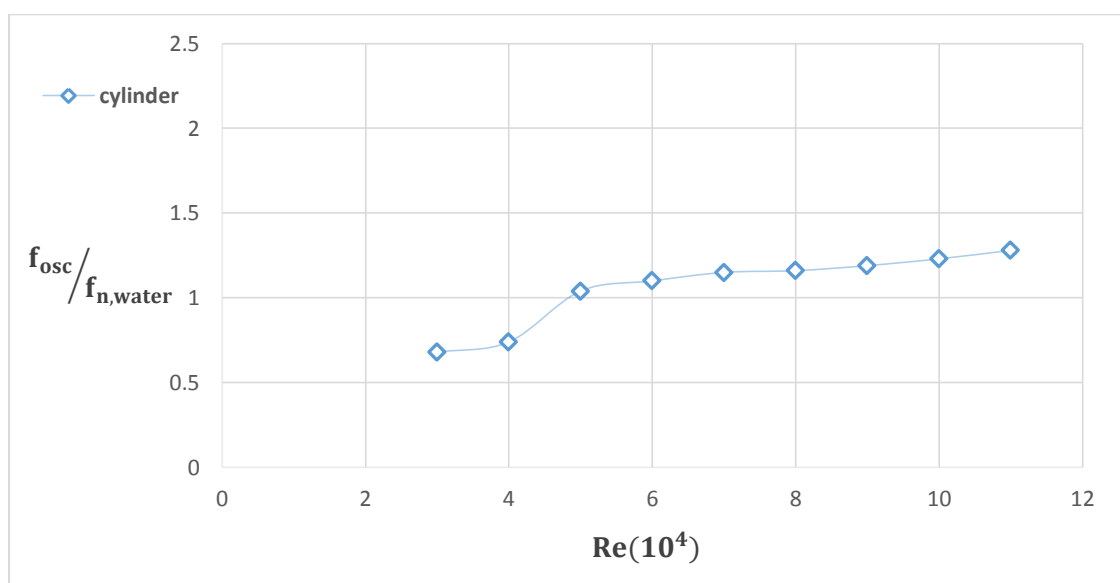
شکل ۴-۲۷: نمودار نسبت دامنه نوسان سیلندر کاملاً زیر براساس رینولدز

همانطور که قبلاً نیز اشاره شد سطح زیر باعث اختلاط در لایه مرزی سیال می‌شود حال اگر سطح سیلندر تماماً زیر باشد جریان حول استوانه همواره آشفته خواهد بود و گردابه‌های ایجاد شده در

پشت استوانه ضعیفتر از حالت سیلندر صاف و سیلندر دارای نوار زبری می باشد همانطور که در نمودار ۴-۲۷ دیده می شود. با توجه به آشفته بودن جریان و ضعیف بودن گردابه های ایجاد شده در پشت سیلندر میتوان دید که افزایش سرعت تاثیر چندانی در نسبت دامنه ی سیلندر ندارد.

نسبت فرکانس ($f_{osc}/f_{n.water}$)

با توجه به نتایج به دست آمده از شبیه سازی عددی نسبت فرکانس سیلندر به دست خواهد آمد



شکل ۴-۲۸: نمودار نسبت فرکانس برای سیلندر در حالت کاملاً زبر

با توجه به نمودار بالا که نشان دهنده ی نسبت فرکانس سیلندر می باشد میتوان مشاهده کرد که در محدوده ی رینولدز $50000 < Re < 110000$ نسبت فرکانس نوسان سیلندر به فرکانس طبیعی سیستم تقریباً مقدار یکسانی است بنابراین دامنه ی نوسان سیلندر نیز تغییر زیادی نخواهد کرد و دچار افت زیادی نخواهد شد.

با توجه به نتایج به دست آمده میتوان دید که سیلندر با سطح کاملاً زبر دامنه ی نوسان یکسانی به ما ارائه میدهد به طوری که افزایش سرعت ورودی سیال تغییر زیادی در دامنه ی نوسان سیلندر نخواهد داشت.

اما پس از $Re > 100000$ با توجه به فاصله گرفتن فرکانس طبیعی سیستم از فرکانس نوسان سیلندر میتوان دید که دامنه ی نوسان شروع به کاهش میکند.

فصل ۵ بحث و نتیجه گیری

حرکت ناشی از جریان القایی توسط سیال به یک سیلندر صلب که توسط فنر و دمپر به ژنراتور متصل شده است برای محدوده ی $30000 < Re < 110000$ مورد بررسی قرار گرفت.

به منظور افزایش نیروی القایی جریان و در نتیجه راندمان مبدل انرژی نوارهای زبری روی سطح سیلندر اعمال شد. با توجه به نتایج به دست آمده از آزمایشات پیشین بهترین حالت قرارگیری نوار زبری در $\alpha = 20^\circ$ با محیط تحت پوشش زبری $\theta = 16^\circ$ و نوع زبری P60 معرفی شد.

به منظور بررسی تاثیر اعمال نوارهای زبری، نسبت دامنه و نسبت فرکانس سیلندر، راندمان مبدل و توان مهار انرژی در محدوده ی رینولدز گفته شده برای حالت سیلندر صاف و دارای نوارهای زبری مورد بررسی قرار گرفت. پنج محدوده بر اساس پاسخ دامنه و فرکانس دیده شد که عبارتند از ناحیه بدون نیروی القایی، ناحیه ابتدایی VIV، ناحیه ی بالایی VIV، گذر از VIV به گالوپینگ و ناحیه ی گالوپینگ.

تاثیر زاویه برخورد سیال به مبدل همراه با نوارهای زبری در دامنه و فرکانس نوسان سیلندر و همچنین توان تبدیل انرژی و راندمان مبدل در چهار حالت مختلف $\theta = 30^\circ$ ، $\theta = 45^\circ$ ، $\theta = 0^\circ$ و $\theta = 15^\circ$ درجه مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت نتایج به دست آمده با یکدیگر مقایسه شد.

در نهایت پارامترهای مؤثر در راندمان مبدل انرژی از جمله: نسبت دامنه و نسبت فرکانس برای سیلندر با سطح کاملاً زبر مورد بررسی قرار گرفت و نتایج حاصل مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت.

۵-۱- نسبت دامنه

نسبت دامنه برای محدوده ی رینولدز گفته شده در هر دو حالت سیلندر صاف و زبر مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده نشان داد که برای سیلندر صاف در محدوده ی $Re < 90000$ با افزایش رینولدز نسبت دامنه سیلندر افزایش می یابد و در این محدوده مقادیر نسبت دامنه از حالت سیلندر دارای نوار زبری بیشتر است چراکه نوار زبری اعمال شده روی سیلندر باعث اختلاط لایه مرزی سیال

شده و گردابه های ایجاد شده در این حالت نسبت به سیلندر صاف ضعیف تر بوده و لیفت کمتری ایجاد میکنند اما برای محدوده $Re > 90000$ با فاصله گرفتن فرکانس ریزش گردابه و فرکانس طبیعی سیستم از یکدیگر نسبت دامنه ی سیلندر شروع به کاهش می کند تا اینکه به نزدیکی صفر می رسد.

گوستاو آلونسو رابطه ای بر اساس زاویه برخورد، نیروی لیفت و نیروی درگ ارائه داد که از خطی سازی تعادل نیروهای آیرودینامیکی اعمالی به سیلندر به دست آورده بود.

$$\left(\frac{dc_l}{d\alpha_l} + c_d \right) \Big|_{\alpha_l=\alpha} < 0, \quad (1_5)$$

برای دستیابی به ناپایداری گالوپینگ می بایست شرط حاصل از این رابطه تامین شود [۳۸]

با توجه به رابطه ی بالا برای سیلندر صاف میتوان گفت

$$dc_l/d\alpha_l = 0 \quad (2_5)$$

بنابراین با توجه به اینکه ضریب درگ نیز مثبت است رابطه ی ۱_۵ نیز بزرگتر از صفر میشود و گالوپینگ در حالت سیلندر صاف اتفاق نمی افتد.

همانطور که نتایج نشان داد با افزایش زاویه برخورد سیال به سیلندر نسبت دامنه ی سیلندر کاهش پیدا کرد که نشان میدهد با افزایش زاویه برخورد مقدار رابطه ی ۲_۵ کوچکتر از صفر میشود و بنابراین برای سیلندر دارای نوار زبری گالوپینگ اتفاق خواهد افتاد.

در حالت سیلندر همراه با نوار زبری با افزایش رینولدز نسبت دامنه افزایش می یابد و برای $Re > 90000$ با ورود به ناحیه ی گالوپینگ بر خلاف سیلندر صاف نسبت دامنه با شیب بیشتری افزایش می یابد. مکانیزم تولید گالوپینگ ناپایداری نیروی لیفت است که به دلیل نامتقارن بودن هندسه سیلندر ایجاد می شود. سطح غیر مدور میتواند باعث ایجاد نوسان گالوپینگ شود بدین منظور سطح صاف سیلندر توسط نوارهای زبری نامتقارن شده که باعث تحریک گالوپینگ میشود.

نتایج حاصل از شبیه سازی نشان داد که بیشترین دامنه ی به دست آمده برای سیلندر دارای نوار زبری در ناحیه گالوپینگ در حالت شبیه سازی برابر $2.9D$ در زاویه برخورد صفر درجه می باشد و با افزایش زاویه برخورد این مقدار کاهش می یابد به طوریکه در زاویه برخورد $\theta = 45^\circ$ به مقدار $1.5D$ می رسد. در حالت آزمایشگاهی انجام شده توسط دکتر لی ژانگ در زاویه برخورد صفر درجه بیشترین دامنه نوسان برابر $2.4D$ می باشد که دلیل این اختلاف محدودیت های آزمایشگاهی برای نوسان سیلندر می باشد در حالیکه برای سیلندر صاف بیشترین میزان دامنه نوسان برابر $1.65D$ در $Re = 90000$ به دست آمد.

در حالت سیلندر با سطح کاملاً زبر نیز مشاهده شد که افزایش سرعت ورودی سیال تاثیر چندانی در افزایش دامنه ی نوسان سیلندر نخواهد داشت و دامنه ی سیلندر تقریباً حول $0.9D$ ثابت باقی خواهد ماند.

۵-۲- نسبت فرکانس

نسبت فرکانس نیز برای هر دو حالت سیلندر صاف و دارای نوار زبری تا محدوده ی $Re < 90000$ با افزایش رینولدز افزایش می یابد با این تفاوت که مقادیر فرکانس سیلندر صاف مقداری کمتر از سیلندر دارای نوار زبری است ولی برای محدوده ی $Re > 90000$ برای سیلندر دارای نوار زبری با عبور از شاخه بالایی VIV و ورود به ناحیه گالوپینگ نسبت نوسان سیلندر کاهش می یابد بر خلاف سیلندر صاف که نسبت فرکانس نوسان سیلندر همچنان افزایش می یابد.

همچنین نتایج حاصل از شبیه سازی عددی نشان داد که با افزایش زاویه برخورد فرکانس نوسان سیلندر نسبت به فرکانس نوسان سیلندر در حالت زاویه برخورد مقادیر بیشتری خواهد داشت. در حالت سیلندر کاملاً زبر نیز نسبت فرکانس برای $Re > 50000$ تقریباً یکسان بوده و به مقدار ناچیزی افزایش می یابد

۵-۳- توان مهار انرژی

نتایج حاصل از محاسبه توان مهار انرژی برای سیلندر دارای نوار زبری نشان داد که با افزایش رینولدز با توجه به اینکه نسبت دامنه و فرکانس افزایش می یابد توان مهار انرژی نیز افزایش می یابد به طوری که بیشترین مقدار آن در ناحیه ی گالوپینگ و برابر با ۱۸ وات برای حالت شبیه سازی و ۱۴ وات در حالت آزمایشگاهی به دست آمد.

با توجه به اینکه با افزایش زاویه برخورد دامنه ی نوسان سیلندر کاهش می یابد و این کاهش در ناحیه ی گالوپینگ بیشتر است میتوان دید که توان مهار انرژی نیز با افزایش زاویه برخورد کاهش می یابد به طوری که برای زاویه برخورد ۴۵ درجه مقدار آن به ۱۱ وات می رسد.

۵-۴- راندمان تبدیل انرژی

نتایج حاصل از راندمان تبدیل انرژی برای سیلندر دارای نوار زبری نشان داد که بیشترین مقدار به دست آمده برای راندمان تبدیل انرژی برابر با ۳۲٪ در $Re = 60000$ می باشد که مرتبط با شروع ناحیه ی بالایی VIV است. همانطور که میتوان در نمودارهای نسبت دامنه و فرکانس نیز مشاهده نمود در نقطه ی شروع شاخه بالایی VIV هم دامنه و هم فرکانس نوسان سیستم افزایش می یابد و این امر سبب افزایش راندمان تبدیل انرژی در این ناحیه می باشد.

همچنین برای دیگر زاویه های برخورد سیال نیز بیشترین راندمان مبدل انرژی در همان رینولدز برابر با ۶۰۰۰۰ اتفاق افتاد که مقدار راندمان مبدل در زوایای برخورد مختلف نیز کمتر از حالت برخورد صفر درجه می باشد و این اختلاف در ناحیه گالوپینگ نیز دیده می شود.

۵-۵- محدودیت ها

پیچیدگی های شبیه سازی بخصوص در جابجایی آزاد و وابستگی شرایط به تعداد زیادی از عوامل و حساسیت بالای این نوع سیستم یکی از دشواری های کار در مورد ارتعاشات ناشی از گردابه هاست.

شاید بتوان گفت جدی ترین محدودیت در این بحث جدید بودن این نوع سیستم و نیاز به حجم وسیعی از اطلاعات برای طراحی های بهینه ی اینگونه مبدل ها و شناسایی رفتار های این نوع سیستم - هاست.

۵-۶- پیشنهاد ها

استحصال انرژی از گردابه ها شامل مباحث مختلف پایه ای از جمله علم مکانیک سیالات، ارتعاشات، اقتصاد و همچنین دانش مربوط به سیستم های نوین انتقال توان مکانیکی به الکتریکی می باشد که هریک از این شاخه ها می تواند خود بصورت مجزا زمینه ی تحقیقاتی شود. بطور مثال در بخش سیالات تاثیر پذیری این ارتعاشات از عدد رینولدز در رینولدزهای آشفته و سرعت های بالا، بررسی زبری سطوح همچنین چینش سلیندرها و تاثیرات احتمالی آن ها بر یکدیگر (به دلیل کاربرد در دستگاه مبدل با چندین سلندر)، در زمینه ارتعاشاتی بررسی سلیندرهای چند درجه آزادی با قیدهای کمتر، و بررسی تاثیرات میرایی سیستمی و یا بررسی سلیندرهای ارتجاعی می باشد.

پیوست ها

پیوست الف

مشخصات مش استفاده شده در شبیه سازی مبدل به صورت دو بعدی به صورت زیر می باشد.

Domain Extents:

x-coordinate: min (m) = -2.222500e+00, max (m) = 2.222500e+00

y-coordinate: min (m) = -4.000500e-01, max (m) = 4.000500e-01

Volume statistics:

minimum volume (m3): 8.054963e-08

maximum volume (m3): 8.028766e-04

total volume (m3): 3.550217e+00

Face area statistics:

minimum face area (m2): 1.619466e-04

maximum face area (m2): 4.880156e-02

همانطور که اشاره شد به دلیل اهمیت برهم کنش میان سیال و ساختار سیلندر مش اطراف سیلندر متراکم در نظر گرفته شده است و با دور شدن از اطراف سیلندر سائز مش نیز افزایش می یابد.

پیوست ب

کد قابل استفاده برای شبیه سازی ک توسط آقای تدی آسیکین نیز برای شبیه سازی مبدل گردابه مورد استفاده قرار گرفته و برای شبیه سازی سه بعدی نیز میتوان از آن استفاده نمود.

```
#include "udf.h"
```

```
DEFINE_SDOF_PROPERTIES(s dof_props, prop, dt, time, dtime)
```

```
{
```

```
    real cg;
```

```
    real k = 1600;
```

```
    cg = DT_CG(dt)[1];
```

```
    prop[SDOF_MASS] = 10.42;
```

```
    prop[SDOF_LOAD_F_Y] = -k*cg;
```

```
    prop[SDOF_ZERO_TRANS_X] = TRUE;
```

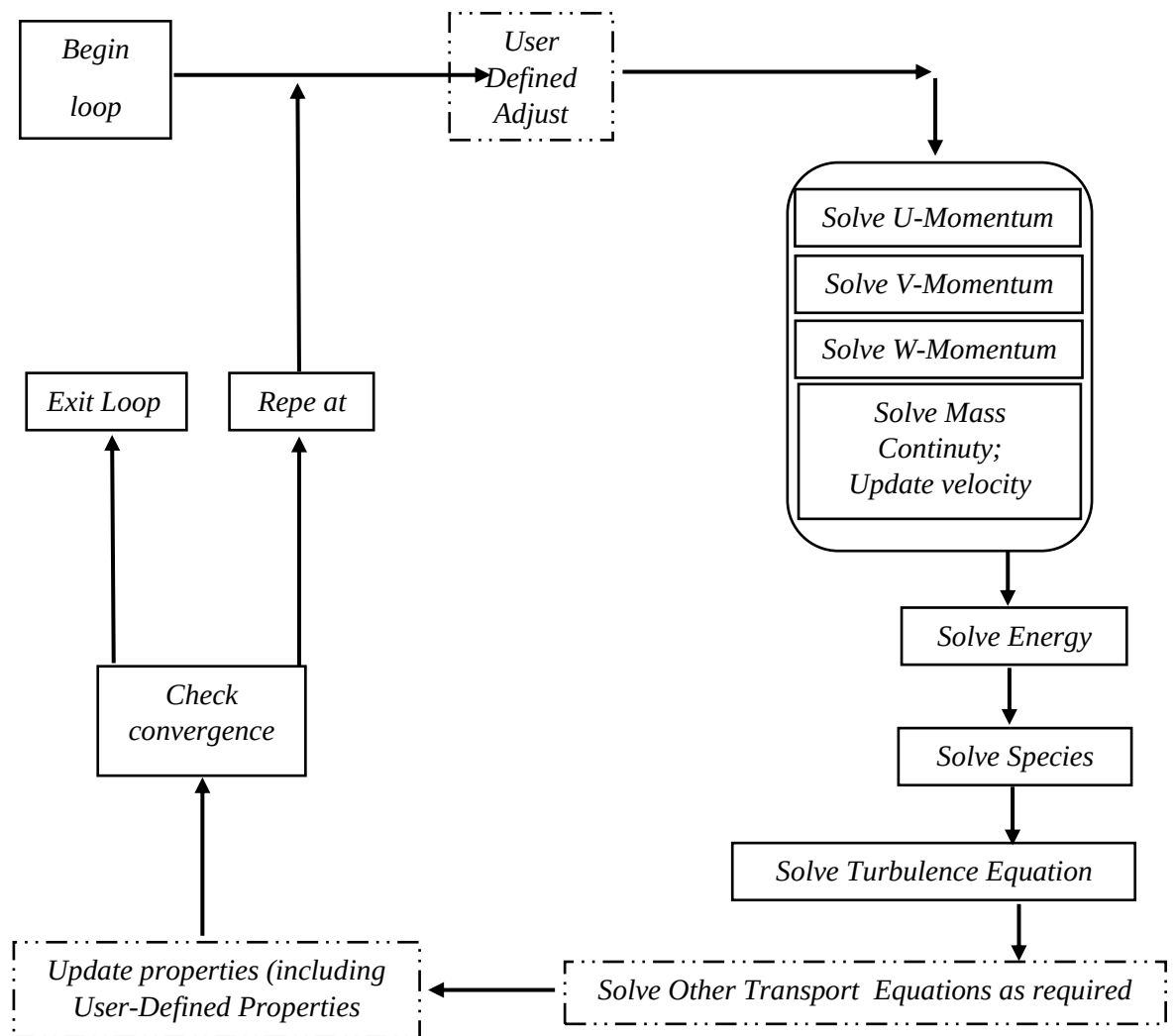
```
    prop[SDOF_ZERO_ROT_X] = TRUE;
```

```
    prop[SDOF_ZERO_ROT_Y] = TRUE;
```

```
}
```

نحوه ی قرار گیری و فراخوانی کد در نرم افزار انسیس بستگی به الگوریتم حل عددی دارد با توجه به اینکه حل کننده در این پژوهش بر مبنای فشار و شبکه جابه جا شده^{۷۸} می باشد بنابراین نحوه ی فراخوانی کد به شکل زیر می باشد.

در شکل پایین بلوک های خط چین بلوک هایی هستند که از طریق آنها میتوان با نوشتن یک برنامه بر حل عددی نرم افزار تاثیر گذاشت



شکل ۵-۱: نحوه ی قرار گیری و فراخوانی کد در نرم افزار انسیس [۵۳]

[۱] انوشیروان فرشیدیان فر دانشیار دانشکده مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد

مقاله استحصال انرژی پاک و نامحدود از ارتعاشات خود محرک ناشی از گردابه

[2] Sarpkaya, T. (2004). A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 19(4), 389-447.

[3] Harris, C. M., & Piersol, A. G. (2002). *Harris' shock and vibration handbook*(Vol. 5). New York: McGraw-Hill.

[4] Raghavan, K., & Bernitsas, M. M. (2011). Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid circular cylinder on elastic supports. *Ocean Engineering*, 38(5), 719-731.

[5] M. M. Zdravkovich, *Flow around Circular Cylinders*, Oxford, Oxford University, 1997.

[6] Zdravkovich, M. M. (1997). *Flow around circular cylinders. Fundamentals*, vol. 1.

[7] Assi, G. R. S., Meneghini, J. R., Aranha, J. A. P., Bearman, P. W., & Casaprima, E. (2006). Experimental investigation of flow-induced vibration interference between two circular cylinders. *Journal of Fluids and Structures*, 22(6), 819-827.

[8] Bokaian, A., & Geoola, F. (1984). Proximity-induced galloping of two interfering circular cylinders. *Journal of Fluid Mechanics*, 146, 417-449.

[9] Hover, F. S., & Triantafyllou, M. S. (2001). Galloping response of a cylinder with upstream wake interference. *Journal of fluids and structures*, 15(3), 503-512.

[10] Assi, G. R. S., Bearman, P. W., Kitney, N., & Tognarelli, M. A. (2010). Suppression of wake-induced vibration of tandem cylinders with free-to-rotate control plates. *Journal of Fluids and Structures*, 26(7), 1045-1057.

[11] Bearman, P. W. (2011). Circular cylinder wakes and vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 27(5), 648-658.

[12] Hatton, N., & Smith, D. (1995). Reflection in teacher education: Towards definition and implementation. *Teaching and teacher education*, 11(1), 33-49.

- [13] Bearman, P. W. (1984). Vortex shedding from oscillating bluff bodies. *Annual review of fluid mechanics*, 16(1), 195-222.
- [14] Reid, W. G. J., Broe, G. A., Hely, M. A., Morris, J. G. L., Williamson, P. M., O'sullivan, D. J., ... & Moss, N. G. (1989). The neuropsychology of de novo patients with idiopathic Parkinson's disease: the effects of age of onset. *International Journal of Neuroscience*, 48(3-4), 205-217.
- [15] Khalak, A., & Williamson, C. H. K. (1996). Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping. *Journal of Fluids and Structures*, 10(5), 455-472.
- [16] Williamson, C. H. K., & Govardhan, R. (2004). Vortex-induced vibrations. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 36, 413-455.
- [17] https://en.wikipedia.org/wiki/Renewable_energy
- [18] <https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Hydropower&oldid=384049588>
- [19] Bernitsas, M. M., Raghavan, K., Ben-Simon, Y., & Garcia, E. M. (2008). VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 130(4), 041101.
- [20] M. T. Pontes and A. Falcao, "Ocean Energies: Resources and Utilization," in 18th WEC Congress, Buenos Aires, 2001.
- [21] Raghavan, K., Ben-Simon, Y., & Garcia, E. M. H. (2008). VIVACE „Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy...: A New Concept in Generation of Clean and Renewable Energy From Fluid Flow. *Ann Arbor*, 1001, 48109-2145.
- [22] Wave Net. European Wave Energy Thematic Network, 2003, Online Available at: [http://www.waveenergy.net/Library/WaveNet%20Full%20Report\(11.1\).pdf](http://www.waveenergy.net/Library/WaveNet%20Full%20Report(11.1).pdf)
- [23] Pelamis Wave Power, Online Available at: <http://www.pelamiswave.com/>
- [24] Ocean Power Technology. Online Available at: www.oceanpowertechnologies.com

[25] Lee, J. H., & Bernitsas, M. M. (2011). High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter. *Ocean Engineering*, 38(16), 1697-1712.

[26] Oceanlinx. Online Available at: www.oceanlinx.com.

[27] Energetics wave energy technology. Available: www.gizmag.com/go/3932/

[28] Bernitsas, M. M., Raghavan, K., Ben-Simon, Y., & Garcia, E. M. (2008). VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 130(4), 041101.

[29] DNV. (Det Norske Veritas). Online Available at: <http://www.dnv.com/>

[30] M. M. Bernitsas, et al., "VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A New Concept in Generation of Clean and Renewable Energy From Fluid Flow," *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, vol. 130, pp. 041101-15, 2008.

[31] "Capacity Needs Forum Status Report," *Michigan Public Service Commissions U14231*, 2005

[32] Sumer, B. M., Kozakiewicz, A., Fredsøe, J., & Deigaard, R. (1996). Velocity and concentration profiles in sheet-flow layer of movable bed. *Journal of Hydraulic Engineering*, 122(10), 549-558.

[33] Wiemann, M. C., & Williamson, G. B. (1989). Wood specific gravity gradients in tropical dry and montane rain forest trees. *American Journal of Botany*, 924-928.

[34] Bloor, M. S. (1964). The transition to turbulence in the wake of a circular cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 19(02), 290-304.

[35] Jung, H. J., & Lee, S. W. (2011). The experimental validation of a new energy harvesting system based on the wake galloping phenomenon. *Smart Materials and Structures*, 20(5), 055022.

[36] J.H. Lee, M.M. Bernitsas (2011). High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter

[37] Raghavan, K., & Bernitsas, M. M. (2011). Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid circular cylinder on elastic supports. *Ocean Engineering*, 38(5), 719-731.

- [38] Gustavo Alonso *, Eusebio Valero, José Mesequer(2009). *An analysis on the dependence on cross section geometry of galloping stability of two-dimensional bodies having either biconvex or rhomboidal cross sections.*
- [39] Y. Nakamura, K. Hirata, K. Kashima, *Galloping of a circular-cylinder in the presence of a splitter plate, J. Fluid Struct.* 8 (1994) 355e365.
- [40] Andras Nemes, Jisheng Zhao, David Lo Jacono, John Sheridan(2012). *The interaction between flow-induced vibration mechanisms of a square cylinder with varying angles of attack*
- [41] Barrero-Gil, A., Alonso, G., & Sanz-Andres, A. (2010). *Energy harvesting from transverse galloping. Journal of Sound and Vibration*, 329(14), 2873-2883.
- [42] Rho, J. B., Korobkin, A. A., Jung, J. J., Shin, H. S., & Lee, W. S. (2007, January). *Coupled analysis of deepwater floating system including VIV in time domain. In ASME 2007 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (pp. 639-649). American Society of Mechanical Engineers.*
- [43] Nishi, Y. (2013). *Power extraction from vortex-induced vibration of dual mass system. Journal of Sound and Vibration*, 332(1), 199-212.
- [44] Che-Chun (Jim) Chang, R. Ajith Kumar 1, Michael M. Bernitsas(2011). *VIV and galloping of single circular cylinder with surface roughness at $3 \times 10^4 \leq Re \leq 1.2 \times 10^5$*
- [45] Ding, L., Zhang, L., Bernitsas, M. M., & Chang, C. C. (2016). *Numerical simulation and experimental validation for energy harvesting of single-cylinder VIVACE converter with passive turbulence control. Renewable Energy*, 85, 1246-1259.
- [46] TWO-DIMENSIONAL RANS SIMULATION OF FLOW INDUCED MOTION OF CIRCULAR CYLINDER WITH PASSIVE TURBULENCE CONTROL . Wei Wu(2011)
- [47] Lin Ding, Li Zhang, Chunmei Wu(2017). *Numerical Study on the Effect of Tandem Spacing on FlowInduced Motions of Two Cylinders With Passive Turbulence Control*
- [48] Muhammad Tedy Asyikin(2012). *CFD Simulation of Vortex Induced Vibration of a Cylindrical Structure.*

[49] A. Khalak, C.H.K. Williamson, *Motions, forces and mode transitions in vortexinduced vibrations at low mass-damping*, *J. Fluid Struct.* 13 (1999)

[50] A. Khalak, C.H.K. Williamson, *Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structure with very low mass and damping*, *J. Fluid Struct.* 11 (1997).

[51] A. Khalak, C.H.K. Williamson, *Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping*, *J. Fluid Struct.* 10 (1996).

[52] Nishimura, H., Taniike, Y., 2001. *Aerodynamic characteristics of fluctuating forces on a circular cylinder*. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 89, 713–723

[53] Dr.mahmoud Salari, Imam houssein University

Book Professional programming for FLUENT

Abstract

Vibrations caused by vortices refer to the motion of objects created by the passage of an external current through them. In this case, the force applied to the body is oscillatory. If the object is bound, the vortex shedding frequency behind the cylinder follows the Strouhal law, but if it is mounted on an elastic substrate it starts to oscillate with the applied force. Investigations into energy extraction from the phenomenon have begun in 2005. In the present study, the flow-induced motion of a rigid cylinder connected by a spring-damper to the generator was investigated for $30000 < Re < 110000$. In order to improve the inductive force, changes in the cylinder geometry were performed, including the application of rough bands on the cylinder surface, then the effect of the angle of fluid collision with the cylinder on the amplitude and frequency ratio of the cylinder oscillation and their converter efficiency were investigated.

Since the use of a rough surface cylinder seems more practical than the use of a cylinder with a rough bands, the purpose of this study was to investigate the amplitude and frequency ratio of the cylinder oscillation in a fully rough surface. The simulation was performed using Ansys Fluent software. Results of this simulation including cylinder amplitude ratio and cylinder oscillation frequency ratio were in good agreement with the experimental results. The results showed that by increasing the angle of fluid collision with the cylinder, the ratio of the cylinder oscillation amplitude should be reduced so that the maximum oscillation amplitude in the use of rough bands on the cylinder surface at the angle of fluid collision with the cylinder $\theta = 0^\circ$ reach $2.9D$ and at the angle of fluid collision with the cylinder $\theta = 45^\circ$, Reaches $1.5D$ in galloping region. Also for the cylinder with fully rough surface the highest oscillation amplitude was $0.9D$.

Keywords: *Vortex Induced Vibration, converter Efficiency, galloping*



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

***Numerical study of effective parameters on a VIV
energy extraction system***

By

Kazem Qadamgahi

Supervisor

Dr. Ali Sarreshtehdari

September 2019