



شبیه سازی مشترک برای کنترل فعال ارتعاشات حاصل از جریان یک استوانه دایره‌ای

امیرحسین ربیعی^{۱*}، میعاد جراحی^۲ و سید محمد هاشمی نژاد^۳^۱ دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران^۲ کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران^۳ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۳/۱۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۵/۱۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۸/۲۳

چکیده

در این مقاله، شبیه سازی مشترک و همزمان بین نرم افزارهای متلب و فلونت به منظور کنترل فعال استوانه دایره‌ای دو درجه آزادی با تکیه‌گاه‌های الاستیک که آزادانه در جهات طولی و عرضی حرکت می‌کند، انجام شده است. هدف، کنترل کاهش ارتعاشات حاصل از گردابه‌های استوانه است. فرکانس طبیعی سیستم نوسانی بصورتی تنظیم شده است که با فرکانس دنباله گردابه‌های استوانه ثابت مطابقت داشته باشد. شبیه سازی مشترک به وسیله‌ی ارتباط همزمان کنترل کننده تناسی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر که در متلب/سیمولینک ایجاد شده به مدل سیستم تحت کنترل که در فلونت ساخته شده با هدف محاسبه نیروی کنترلی مورد نیاز برای کاهش کامل ارتعاشات عرضی استوانه انجام شده است. نتایج شبیه سازی، نشان‌دهنده کارایی بسیار بالای الگوریتم کنترلی در کاهش ارتعاشات حاصل از گردابه‌های استوانه است. پس از اینکه کنترل کننده شروع به فعالیت می‌کند، ارتعاشات عرضی و طولی استوانه و همچنین مقادیر ضرایب لیفت و دراگ بطور قابل توجهی کاهش پیدا کرده‌اند. همچنین دنباله گردابه‌های پشت استوانه که در حالت کنترل نشده در ناحیه دوردست به هم چسبیده می‌باشند با روشن شدن کنترل کننده از یکدیگر جدا شده و به دنباله‌ای با گردابه‌های ضعیف‌تر تغییر می‌کنند.

کلمات کلیدی: کنترل تعامل جریان-سازه، ارتعاشات حاصل از گردابه‌ها، استوانه الاستیک، شبیه سازی مشترک

A collaborative simulation for active flow-induced vibration control of a circular cylinder

A. Rabiee^{1*}, M. Jarrahi² and S.M. Hashemijjad³¹ PhD. student, Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.² MSc. Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.³ Prof. Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

Abstract

In this paper a collaborative simulation between Matlab/Simulink and Fluent softwares is done to active control of an elastically mounted circular cylinder, free to move in in-line and cross-flow directions. The control goal is reduction of the two-dimensional vortex-induced vibrations (VIV) of cylinder. The natural oscillator frequency is complemented with the vortex shedding frequency of a stationary cylinder. A parallel simulation scheme is realized by linking the PID controller employed in Matlab/Simulink to the plant model constructed in Fluent, aiming at calculation of the control force necessary for total annihilation of the transverse cylinder vibrations. The simulation results reveal the high performance and effectiveness of the adopted control algorithm in diminishing the VIV of elastic cylinder. Once the control algorithm is turned on, there is an extreme reduction in the transverse and in-line cylinder oscillation amplitudes as well as lift and drag coefficients values. In particular, it is observed that the coalesced vortices in the far wake region of the uncontrolled cylinder are separated and displaying wake vortices of weaker strengths.

Keywords: Fluid-structure interaction control, vortex-induced oscillations, elastic cylinder, collaborative simulation

۱- مقدمه

محدوده اعداد رینولدز پایین در جریان آرام، جریان عبوری از اجسام توپی شکل^۱، منجر به جدایش متقارن و رتیسیت‌ها به سمت دنباله‌ی جسم می‌شود. این ورتیسیت‌ها، نیروی متناوب روی جسم اعمال می‌کنند و در صورتی که جسم بطور الاستیک در معرض جریان قرار گیرد، سبب ارتعاش آن می‌شود که این نوع ارتعاش، ارتعاش ناشی از گردابه^۲ نامیده می‌شود. تاکنون ارتعاش ناشی از جریان بسیاری از اجسام توپی شکل، مورد مطالعه قرار گرفته، ولی تحقیقات اخیر، روی ارتعاش ناشی از گردابه استوانه‌های دایروی، متمرکز شده است. نیرویی که از طرف سیال بر استوانه در جهت عرضی جریان (عمود بر جریان) وارد می‌شود، لیفت^۳ و نیروی وارده در جهت جریان، دراگ^۴ نامیده می‌شود که هر کدام می‌توانند در جهت مربوطه سبب بروز ارتعاش ناشی از گردابه شود. در مطالعات اخیر، دامنه نوسانات بزرگتر در جهت عرضی نسبت به جهت طولی، مشاهده شده است. گردابه‌هایی که جسم را تحریک می‌کنند، می‌توانند سبب بروز پدیده‌ای غیرخطی به نام تطابق فرکانسی شوند. در این پدیده، فرکانس‌های جدایش گردابه‌ها و نوسانات طبیعی سیستم، بر هم منطبق می‌شوند. این تطابق و همزمانی نوسانی، منجر به افزایش همبستگی گردابه‌ها و تقویت ذاتی پاسخ ارتعاش استوانه می‌شود. میتال و تزدیویار^۵، با اعمال روش عددی المان محدود پایدار شده و روش شبکه متحرک، ارتعاش ناشی از جریان روی یک استوانه دایروی را شبیه سازی کردند [۱]. ارتعاش ناشی از گردابه می‌تواند منبع اصلی آسیب خستگی در بسیاری از سازه‌های مهندسی از جمله، رایزرهای دریایی، لوله‌های مبادله کن‌های گرمایی و بسیاری دیگر باشد. همچنین در بسیاری از سازه‌های دریایی که در معرض جریان‌های اقیانوسی قرار می‌گیرند، می‌توان با کنترل ارتعاشات ناشی از گردابه، توان قابل توجهی دریافت کرد؛ در نتیجه کاهش ارتعاشات سازه‌ای ناشی از جریان از طریق

اصلاح دینامیک دنباله گردابه‌ها توجه بسیاری را در منابع به خود جلب کرده است. استراتژی‌های کنترلی موجود به دو دسته کلی تقسیم می‌شوند: کنترل جریان (که هدف کنترلی از بین بردن گردابه‌ها و نتیجه آن کنترل ارتعاشات سازه است) و کنترل ارتعاشات سازه‌ای (که بطور مستقیم هدف کنترل را ارتعاشات سازه قرار می‌دهد). از میان روش‌های متنوعی که در زمینه کنترل جریان قرار دارد، می‌توان به کنترل غیر فعال^۶ [۲]، استوانه‌های چرخشی^۷ [۳]، مکیدن و دمیدن سطح^۸ [۴] اشاره کرد. با ابداع روش‌های پردازش سریع و تولد عملگرهای مختلف، کنترل فعال ارتعاشات ناشی از گردابه بیشتر، مورد توجه قرار گرفت [۵]. این روش‌ها از طریق وارد کردن مستقیم انرژی توسط عملگرها به سیستم، رفتار سیستم سازه-جریانی را تغییر می‌دهند. روش‌های کنترل فعال می‌توانند به صورت حلقه باز و حلقه بسته بکار گرفته شوند. در آنچه که در ادامه آورده شده است، از مرور کامل منابع اجتناب شده است و تنها مروری بر کنترل فعال ارتعاشات ناشی از گردابه یک استوانه آزاد شده است.

برگر^۹ شاید اولین شخصی باشد که کاربرد کنترل فعال را برای کاهش اثر دنباله گردابه‌های یک استوانه در رینولدزهای پایین معرفی کرد [۶]. باز و رو^{۱۰}، از کنترل کننده با پس-خورد سرعت و عملگرهای الکترومغناطیسی و اندازه گیری توسط سنسور سیم داغ^{۱۱} برای کنترل استوانه انعطاف پذیر استفاده کردند [۷]. پوه و باز^{۱۲}، از الگوریتم تطبیقی مقاوم برای کنترل ارتعاشات با دامنه کوچک در استوانه انعطاف پذیر استفاده کردند [۸]. وارویی و فوجیسوا^{۱۳}، از یک کنترل کننده با پس‌خورد سرعت و عملگرهای الکترومغناطیسی که در دو انتهای سیلندر نصب شده است برای کاهش قدرت گردابه‌ها در رینولدز ۶۷۰۰ استفاده کردند [۹]. کاربونل^{۱۴} و همکارانش، سه روش مختلف برای کنترل ارتعاشات یک

⁶ Passive control

⁷ rotating cylinders

⁸ Surface blowing or suction

⁹ Berger

¹⁰ Baz, Ro

¹¹ Hot wire

¹² Poh, Baz

¹³ Warui, Fujisawa

¹⁴ Carbonell

¹ Bluff body

² Vortex induced vibration (VIV)

³ Lift

⁴ Drag

⁵ Mittal S, Kumar

طریق مکیدن و دویدن سطح برای یک استوانه مستغرق را روی دنباله گردابه‌ها و انتقال حرارت، مورد بررسی قرار دادند. آنها شبیه سازی‌های عددی را توسط یک کد حجم محدود برای اعداد رینولدز پایین در سه وضعیت فیزیکی مختلف انجام دادند [۱۷]. دا و سان^{۱۰} با بکارگیری از کنترل‌کننده فعال توسط نوسانات چرخشی استوانه الاستیک، توانسته‌اند جابجایی عرضی استوانه را کاهش دهند. آنها از طریق برهم زدن پدیده تطابق فرکانسی در ناحیه قفل شدگی، ارتعاشات استوانه را کاهش دادند [۱۸]. ژو^{۱۱} و همکارانش، ارتعاشات استوانه دایره‌ای دو درجه آزادی را از طریق ارتباط کد GDF و روش محاسباتی بر پایه تعامل جریان و سازه، مدل کردند. سپس آنها با بکارگیری از استوانه‌های کنترلی کوچکی، سعی در کاهش این ارتعاشات کردند [۱۹].

همانطور که در مروری بر منابع ارائه شده در قسمت قبل مشاهده می‌شود، انواع روش‌های کنترلی معمول در کنترل فعال ارتعاشات استوانه دایره‌ای شکل انجام گرفته است؛ ولی در هیچ کدام از این منابع، کنترل فعال ارتعاشات بصورت یک مسئله تعامل جریان-سازه کاملاً کوپل شده در نظر گرفته نشده است. در این مقاله با کمک شبیه سازی مشترک^{۱۲} می-توان نرم افزارهای متلب و فلوئنت را بصورت همزمان^{۱۳} به یکدیگر متصل کرد و از مزایای هر کدام استفاده کرد که به ترتیب در زمینه‌های کنترل و سیالات قدرتمند می‌باشند. با این روش می‌توان از معادلات ناویر استوکس^{۱۴} تراکم ناپذیر ناپایای دوبعدی در حل‌کننده فلوئنت استفاده کرد؛ در نتیجه در این مقاله، کنترل فعال ارتعاشات استوانه بصورت یک مسئله‌ی تعامل جریان-سازه کاملاً کوپل شده در نظر گرفته شده است.

۲- مدل ریاضی

در مطالعه حاضر، سیال نیوتنی است که از معادلات ناویراستوکس تراکم ناپذیر بدست آمده و بصورت زیر نوشته می‌شود:

سیستم برهم کنش سازه-جریانی بکار گرفتند [۱۰]. چنگ^۱ چنگ^۱ و همکارانش، یک روش نوین اغتشاشاتی توسط عملگرهای تاندر^۲ برای اصلاح پدیده تطابق فرکانسی دنباله گردابه‌ها و ارتعاشات سازه یک استوانه مربعی ارائه کردند [۱۱]. چن و آبری^۳، توسط یک کنترل‌کننده حلقه بسته ساده و عملگرهای نیروی لورنتس^۴ توانستند ارتعاشات یک استوانه یک درجه آزادی تحت تحریک جریان در رینولدز ۱۰۰ و ۲۰۰ را کاهش دهند [۱۲]. لی^۵ و همکارانش از عملگرهای میکروپیزوالکتریک در یک کار آزمایشگاهی توانستند ارتعاشات دو استوانه در کنار هم را کنترل کنند [۱۳]. چن و همکارانش هم به صورت عددی و هم به صورت آزمایشگاهی، کنترل حلقه باز ارتعاشات یک استوانه دایروی را که تحت جریان سیال قرار دارد، توسط عملگرهای الکترومغناطیسی لورنتس، مورد بررسی قرار داده اند [۱۴]. ملیگا^۶ و همکارانش، قابلیت کنترل جریان را در بهینه سازی دامنه انرژی هدر رفته توسط استوانه که تحت جریان سیال قرار گرفته است را در رینولدزهای پایین به عنوان کاربرد ارتعاشات ناشی از گردابه برای تولید و کشت انرژی، مورد بررسی قرار داده‌اند [۱۵]. محمود^۷ و همکارانش، کاهش ارتعاشات فعال استوانه تحت تحریک جریان قرار گرفته در محدوده تطابق فرکانسی توسط کنترل‌کننده‌های خطی و غیرخطی با بازخورد سرعت را مورد نظر قرار داده اند [۱۵]. دای^۸ و همکارانش، میزان اثر بخشی کنترل‌کننده‌های حلقه بسته خطی و غیرخطی با تأخیر زمانی را برای کاهش ارتعاشات استوانه، مورد بررسی قرار دادند. مدل استفاده شده توسط آنها بخوبی توانسته است ارتباط بین جابجایی عرضی استوانه و نیروی آیرودینامیکی برقرار کند. سپس به صورت جداگانه هر یک از کنترل‌کننده‌های خطی و غیرخطی بر روی سیستم حلقه بسته پیاده شده و با یکدیگر مقایسه شده-اند [۱۶]. سوهانکار^۹ و همکارانش، تأثیر کنترل فعال از طریق

¹ Cheng

² THUNDER

³ Chen, Aubry

⁴ Lorentz

⁵ Li

⁶ Meliga

⁷ Mehmood

⁸ Dai

⁹ Sohankar

¹⁰ Du, Sun

¹¹ Zhu

¹² Collaborative simulation

¹³ Online

¹⁴ Navier-Stokes

$$\ddot{x} = (F_D - c\dot{x} - kx) / m \quad (2\text{-الف})$$

$$\ddot{y} = (F_L - c\dot{y} - ky + F_a) / m \quad (2\text{-ب})$$

که در معادلات بالا، m مجموع جرم سیستم بر واحد طول، F_D و F_L نیروهای وارد شده از طرف جریان در جهات عمود بر جریان و در جهت جریان و F_a نیروی کنترلی وارد بر استوانه در جهت عمود بر جهت جریان است. همچنین \dot{x} ، x و \ddot{x} بیانگر جابجایی، سرعت و شتاب استوانه در جهت جریان و \dot{y} ، y و \ddot{y} بیانگر کمیت‌های مربوطه در جهت عمود بر جریان (عرضی) می‌باشند.

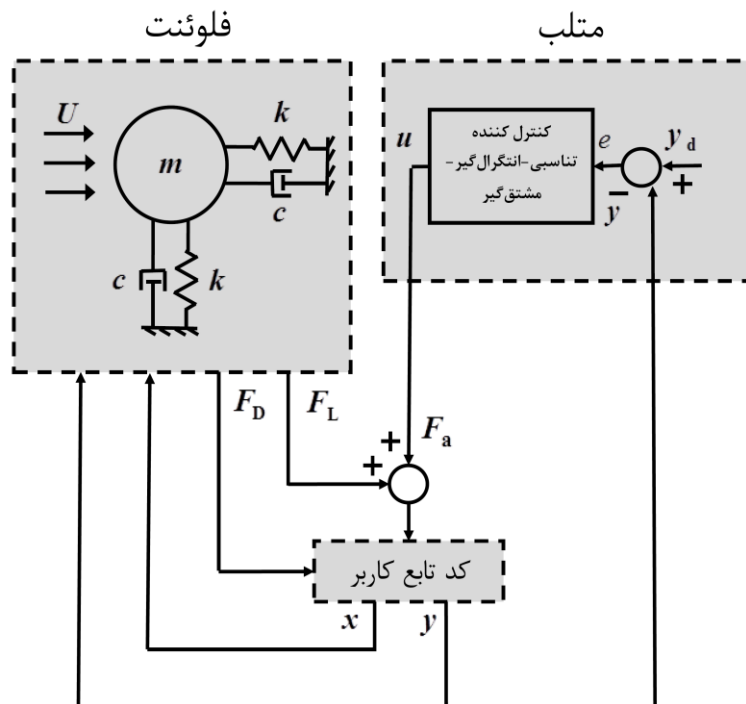
۳- کنترل کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر^۱

در بسیاری از فرآیندهای صنعتی از کنترل کننده تناسبی P، تناسبی مشتق گیر PD، تناسبی انتگرال گیر PI و یا کنترل کننده تناسبی انتگرال گیر مشتق گیر PID به عنوان ساختار اصلی کنترل کننده استفاده می‌شود. فرم عمومی یک کنترل

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -(\mathbf{u} \cdot \nabla) \cdot \mathbf{u} - \nabla p + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 \mathbf{u}, \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0,$$

در اینجا، $\mathbf{u} = (u_x / U, u_y / U)$ و p به ترتیب، سرعت جریان و فشار استاتیکی بی بعد سازی شده است. همچنین عدد رینولدز براساس سرعت جریان آزاد U ، قطر استوانه D ، چگالی سیال ρ و ویسکوزیته دینامیکی μ است. شکل شماتیک پیکربندی جریان یک استوانه صلب با دو درجه آزادی که روی پایه‌های الاستیک قرار گرفته در شکل ۱ نشان داده شده است. استوانه در این وضعیت، نیروهای ناپایداری را بر اثر جریان آزاد در جهت محور x متحمل می‌شود که سبب حرکت استوانه در جهات x و y می‌شود. استوانه می‌تواند به صورت یک سیستم ساده جرم-فنر-دمپر با وجود سختی‌های فنر $k_x = k_y = k$ و ضرایب دمپینگ $c_x = c_y = c$ به صورتی که در ادامه آورده شده است مدل سازی شود:



شکل ۱- نمایش شکل مسئله و ارتباط همزمان مدل سیالاتی و الگوریتم کنترلی

¹ Proportional-integral-derivative (PID)

است همراه با حرکت استوانه در میدان محاسباتی جابجا می‌شود و سبب می‌شود سلول‌های چهاروجهی مذکور بصورت صلب در میدان باقی بمانند. این تکنیک، روش جابجایی مش نامیده می‌شود که سبب افزایش دقت در محاسبات عددی بخصوص در مرزهای مجاور جسم صلب متحرک در میدان محاسباتی گشته و خطای تصویر^۳ را تا حد مینیمم کاهش می‌دهد؛ این در حالی است که سلول‌های خارج بخش مرکزی مربع شکل دچار تغییر شکل نیز می‌شوند.

۴-۲- حل‌کننده جریان

در نرم افزار فلوئنت از فرمولاسیون مرتبه اول حل‌کننده ضمنی بر پایه فشار برای حل معادلات بقا و مومنتوم جریان بکار گرفته شده است. جریان اطراف استوانه، آرام و گذرا بوده و خواص فیزیکی سیال بگونه‌ای ثابت فرض شده‌اند که شرایط عدد رینولدز مورد نظر را فراهم کند. برای گسسته سازی ترم‌های فشار و مومنتوم به ترتیب، از روش‌های استاندارد و بالادست مرتبه دوم استفاده شده است.

در این شبیه سازی عددی به منظور کاهش زمان محاسبات و همچنین افزایش دقت پیشروی در زمان، بخصوص در شرایطی که مش‌های شبکه دینامیکی تعریف شده‌اند، از روش گام جزئی بهره گرفته شده است. این روش با فعال کردن گذشت زمان غیر تکراری^۴ میسر می‌شود که سبب افزایش بازده محاسبات عددی در گذر زمان می‌شود. لازم به ذکر است، روش گام جزئی اولین بار در سال ۱۹۶۷ توسط کورین^۵ ارائه شد [۲۰]. همچنین فرمولاسیون حال حاضر آن در سال ۱۹۹۹ توسط آرمفیلد و استریت^۶ بنا نهاده شده است [۲۱]. که به شرح زیر است. در این روش، معادله‌ی نویر استوکس در ابتدا بدون ترم گرادیان فشار حل می‌شود تا مقدار سرعت میانی u^{int} بدست آید، در ادامه معادله‌ی اصلاح فشار پواسون برای فشار p^{n+1} در گام زمانی جدید حل می‌شود؛ در نهایت سرعت u^{n+1} با استفاده از فشار بروز رسانی شده و سرعت میانی بدست می‌آید. الگوی فوق در معادله (۴) مشاهده می‌شود.

کننده PID به صورت رابطه (۳) است.

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(c) dc + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3)$$

که در آن u فرمان کنترل (نیروی کنترلی) بوده و برابر با F_a است. همچنین e خطای کنترل ($e = y_d - y$) است. کنترل‌کننده ذکر شده از جمع سه ترم تشکیل شده است، ترم تناسبی P که فرمان کنترل متناسب با میزان خطا و با بهره K تقویت می‌شود؛ ترم مشتق گیر D که فرمان کنترل متناسب با نرخ تغییرات خطا است؛ ترم انتگرال گیر I که فرمان کنترل متناسب با جمع تابع خطا از زمان صفر تا به حال بصورت انتگرال این تابع تغییر می‌کند. پارامترهای کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر عبارتند از: T_i ، K و T_d که بهره تناسبی، T_i ثابت زمانی انتگرال گیری و T_d ثابت زمانی مشتق گیری نامیده می‌شوند.

۴- روش حل عددی

۴-۱- تعامل جریان-سازه

در این بخش، فرایند حل عددی ارتعاش ناشی از جریان یک استوانه تحت تکیه‌گاه‌های الاستیک معرفی می‌شود. در هر گام زمانی فرایند تکرار معادله‌ی (۱) با استفاده از نرم افزار تجاری فلوئنت حل می‌شود. بدین منظور از یک کد تابع کاربر^۱ استفاده شده است. الگوریتم کلی حل میدان جریان کوپل شده با حرکت استوانه در شکل ۱ نشان داده شده است. در این شبیه‌سازی، استوانه در یک میدان محاسباتی مستطیل شکل قرار داشته که مرزهای بالایی و پایینی آن در فواصل (L_d, L_u) از مرکز استوانه در نظر گرفته شده‌اند. میزان انسداد میدان محاسباتی مورد نظر بصورت $B = D/H$ تعریف می‌شود (شکل ۲ را ببینید). شکل ۳، شبکه مش بندی شده را با میزان انسداد ۵ درصد نشان می‌دهد. در هر تکرار از فرایند حل عددی تابع تغییر فرم جابجایی شبکه تحت عنوان مش متحرک^۲ در نرم افزار فلوئنت فرم سلول‌های شبکه را همراه با حرکت استوانه تغییر می‌دهد؛ درحالی‌که بخش مرکزی مربعی شکلی که شامل سلول‌های چهار ضلعی

³ projection error

⁴ non-iterative time advancement

⁵ Chorin

⁶ Armfield, Street

¹ User defined function (UDF)

² Moving/deforming mesh (MDM)

مرتبط با این شبکه‌ها لیست شده است. همانطور که در جدول ۱ مشاهده می‌شود، به نظر می‌رسد شبکه شماره ۴ کاندیدای مناسبی برای شبیه‌سازی‌ها باشد؛ اگر چه تعداد مش‌ها در شبکه شماره ۵ بالاتر از شبکه‌های دیگر بوده، ولی دقت محاسباتی افزایش چشمگیری نداشته است. در واقع برای انتخاب اندازه شبکه می‌بایست مصالحه‌ای بین دقت محاسباتی و هزینه محاسباتی برقرار شود.

جدول ۱- اثر دقت شبکه بر جریان حول استوانه دایروی

شماره شبکه	تعداد کل مش‌ها	تعداد مش‌های بلوک مرکزی	\bar{C}_D	C_{Lmax}
1	8900	3000	1.45	0.42
2	15600	5000	1.43	0.41
3	17000	7000	1.42	0.4
4	21000	7000	1.39	0.38
5	61400	9000	1.385	0.376

۴-۴-۴-۴-۴ اعتبارسنجی

قبل از ارائه نتایج، اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. به همین منظور، مقدار پارامترهای ورودی در کد تابع کاربر فلوئنت از $m^* = 4m / (\pi \rho D^2) = 10$ ، $f_N^* = (D/U) \sqrt{k/m} = 16.4 / Re$ ($\xi = 0, B = 0.05$) تنظیم می‌شود تا ارتعاشات دو درجه آزادی استوانه و پاسخ ارتعاش ناشی از جریان آن برحسب رینولدز در شبکه‌ای با میزان انسداد ۵ درصد بدست آید. شکل ۴ بیان می‌کند که این نتایج تطابق خوبی با نتایج عددی ارائه شده به روش المان محدود مکان-زمان پایدار شده^۲ در کار میتال و پراسانس دارد [۲۴].

در ادامه برای بازبینی بیشتر، مقدار پارامترهای ورودی از قرار ($m = 35/75g, \xi = 0.0012; f_N = 7/0.16Hz$) برای محاسبه تغییرات حداکثر دامنه نوسانات عرضی استوانه دایره‌ای یک درجه آزادی با تکیه‌گاه‌های الاستیک برحسب عدد رینولدز در ناحیه قفل شدگی استفاده شده است. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، نتایج مطابقت خوبی با داده‌های آزمایشگاهی بدست آمده توسط آناگنوس تپلوس و بیرمن [۲۵] دارند.

$$\frac{\mathbf{u}^{int} - \mathbf{u}^n}{\Delta t} = -(\mathbf{u}^n \cdot \nabla) \mathbf{u}^n + \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{u}^n, \quad (4)$$

$$\nabla^2 p^{n+1} = \frac{1}{\Delta t} \nabla \cdot \mathbf{u}^{int},$$

$$\mathbf{u}^{n+1} = \mathbf{u}^{int} - \Delta t \nabla p^{n+1},$$

در اینجا Δt ، اندازه گام زمانی است. مشهود است که با این روش، میادین سرعت و فشار مربوطه بدون تکرار در هر گام زمانی بدست می‌آیند. شرط مرزی عدم لغزش روی سطح استوانه فرض شده است و در مرز پایین‌دست، مقدار بردار تنش صفر فرض شده است. در مرزهای بالایی و پایینی سرعت سیال عمود بر مرز و مولفه عمود بر مرز، بردار تنش صفر فرض شده است.

۴-۳-۴-۳-۴ حل‌کننده سازه

با توجه به معادله (۲) مشخص است که ضرایب آبرو دینامیکی، نقش مهمی در کوپل کردن معادلات حرکت استوانه با میدان جریان اطراف آن ایفا می‌کنند. این ضرایب توسط کد تابع کاربر در هر گام زمانی از حل‌کننده فلوئنت فراخوانی شده تا توسط تابع حرکت مرکز گرانش جسم صلب^۱ صلب^۱ تعریف شود و در ادامه کد تابع کاربر مقادیر شتاب و به تبع آن سرعت استوانه را در راستاهای x و y بدست می‌آورد [۲۲]. معادله حرکت استوانه به روش عددی ارائه شده توسط پلاکزک در سال ۲۰۰۹ حل شده‌اند که معادله (۵) آن را نشان می‌دهد [۲۳].

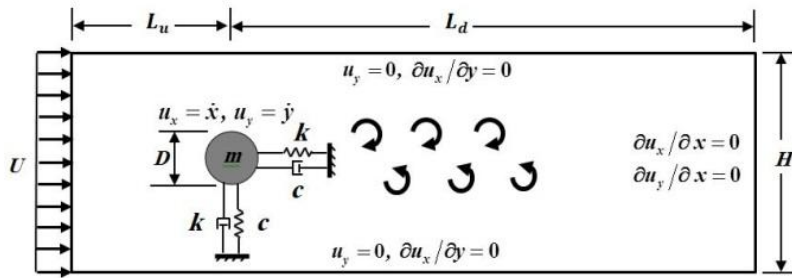
$$\begin{aligned} \dot{x}_{n+1} &= \dot{x}_n + \Delta t \ddot{x}_{n+1}, \\ \dot{y}_{n+1} &= \dot{y}_n + \Delta t \ddot{y}_{n+1}, \end{aligned} \quad (5)$$

۴-۴-۴-۴-۴ مطالعه عدم وابستگی حل به شبکه محاسباتی

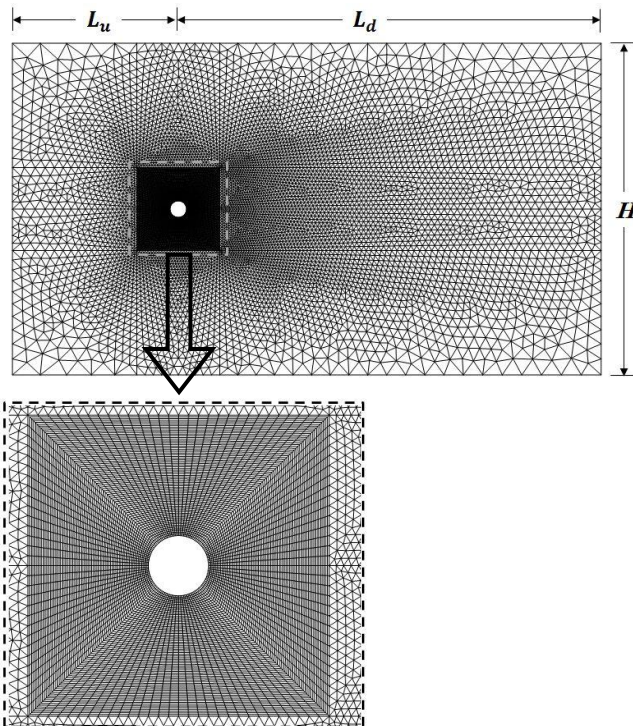
انتخاب صحیح اندازه شبکه محاسباتی برای حل دقیق جریان ضروری است. در این قسمت عدم وابستگی شبکه حل جریان به اندازه شبکه محاسباتی پیشنهاد شده، مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور در جدول ۱ شبکه‌های مختلف مورد استفاده برای یک استوانه ثابت در جریان با رینولدز ۱۰۰ و مقدار میانگین ضریب دراگ و بیشینه ضریب لیفت

² stabilized space-time finite element method

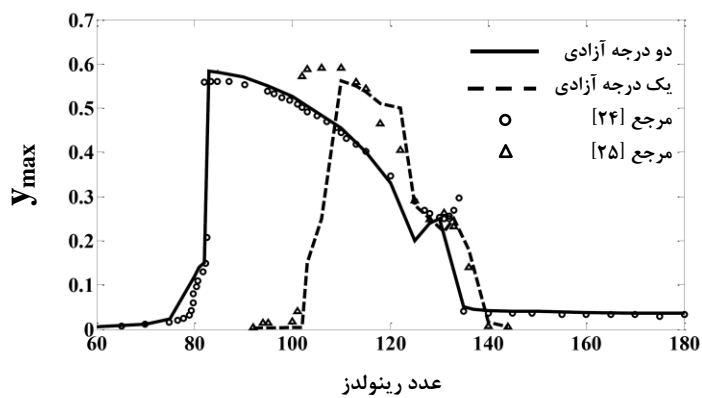
¹ CG Motion



شکل ۲- نمایش شکل مسئله جریان و شرایط مرزی آن



شکل ۳- ناحیه محاسباتی به همراه نمایی نزدیک از بلوک مربعی شکل مرکزی



شکل ۴- تغییرات حداکثر دامنه ارتعاشات عرضی استوانه با عدد رینولدز

به منظور افزایش دامنه ارتعاشات سازه، مقدار c را برابر با صفر در نظر می‌گیریم. جابجایی اولیه استوانه در جهات طولی و عرضی برابر با صفر در نظر گرفته می‌شوند. مقدار جرم و سختی فنرهای متصل به استوانه به نحوی انتخاب می‌شوند $(m, k) = (7.854 \text{ kg}, 8.354 \text{ N/m})$ که فرکانس طبیعی بی‌بعد شده‌ی سازه $f_N^* = (D/U)\sqrt{k/m} = 16.4 / \text{Re}$ با فرکانس جدایش گردابه‌های بی‌بعد شده استوانه (یا عدد استروهل^۳؛ $St = f_s D/U$) مطابقت داشته باشد. در این حالت، دامنه ارتعاشات عرضی و طولی استوانه به بیشترین مقدار خود می‌رسند که به این قسمت ناحیه قفل شدگی فرکانسی می‌گویند (شکل ۴ را ببینید)؛ در نتیجه کنترل ارتعاشات این ناحیه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

در اینجا کنترل کننده را براساس کاهش جابجایی عرضی سیلندر، y که در معادله (۲) مشاهده می‌شود، طراحی می‌شود. کاهش جابجایی عرضی y منجر به کاهش جابجایی طولی استوانه، x می‌شود. این امر وابستگی و خاصیت کوپل بودن غیرمستقیم معادلات حرکت سیستم را نشان می‌دهد که بواسطه‌ی طرف راست معادلات (۲) با وجود ترم‌های F_L و F_D است. به منظور حذف جابجایی عرضی استوانه (یعنی تنظیم $y_d(t) = 0$)، هدف کنترلی اعمال یک کنترل کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر بوده که مقدار خطای حالت ماندگار سیستم به صفر برسد. برای این منظور، کنترل کننده با ضرایب $(K = 3.3, T_i = 250, T_d = 1.6)$ طوری طراحی شده‌است که میان کاهش جابجایی استوانه و مقدار حداکثر نیروی کنترلی تعامل مناسبی صورت گیرد. کنترل کننده در زمان (ثانیه) $t = 180$ روشن می‌شود؛ زیرا در این زمان مقدار دامنه ارتعاشات و به دنبال آن جدایش گردابه‌ها به بیشترین مقدار خود رسیده اند. شکل ۵، نمودار جابجایی استوانه را در جهت عمود بر جریان و شکل ۶ در جهت جریان نشان می‌دهند. مهمترین مشاهدات بدست آمده از نمودارها در ادامه ارائه می‌شود. قبل از اینکه کنترل روشن شود، پاسخ تشدید شده استوانه (در $Re = 90$) بصورت سینوسی بوده، استوانه با فرکانس برابر با جدایش گردابه‌ها و با مقدار حداکثر دامنه، ارتعاش می‌کند. بلافاصله پس از اینکه کنترل کننده روشن می‌شود، یک کاهش ناگهانی در ارتعاشات برانگیخته شده

۴-۵- ارتباط همزمان فلوئنت و متلب

مدل دینامیک سیالات محاسباتی^۱ در فلوئنت و مدل کنترل کننده در متلب/سیمولینک پیاده‌سازی شده‌اند. به منظور کنترل ارتعاشات استوانه، کنترل کننده نقش اصلی^۲ را ایفا کرده به نحوی که مدل سیالاتی را فراخوانی می‌کند. چهارچوب عمومی کوپل و یا اتصال همزمان (شبه‌سازی همزمان) مدل سیالاتی با محیط متلب/سیمولینک که در شکل ۱ نشان داده شده است به شرح زیر است:

۱- میدان‌های فشار و سرعت در حل کننده فلوئنت محاسبه می‌شوند.

۲- نیروهای وارد شده از طرف سیال (F_D, F_L) در نتیجه مرحله ۱ بدست می‌آیند.

۳- کد تابع کاربر، نیروی برآیند خالص وارد شده روی استوانه را محاسبه می‌کند.

۳- رابطه صریح اوپلر (۵) برای حل معادلات حرکت (۲) استفاده می‌شود.

۴- جابجایی عرضی استوانه محاسبه شده در یک فایل داده ذخیره شده، سپس توسط کد تابع کاربر خوانده می‌شود.

۵- کنترل کننده، نیروی کنترلی مورد نیاز برای کاهش نوسان عرضی استوانه را محاسبه می‌کند.

۶- نیروی کنترلی محاسبه شده در یک فایل داده ذخیره شده، سپس توسط کد تابع کاربر خوانده می‌شود.

۷- معادلات حرکت (۲) دوباره براساس نیروی برآیند حل می‌شوند.

الگوریتم تا زمانی که جابجایی عرضی استوانه به مقدار مناسب کاهش پیدا نکرده ادامه پیدا می‌کند.

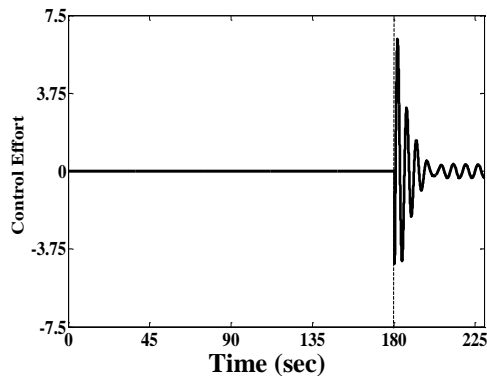
۵- نتایج عددی

با توجه به تعداد پارامترهای بسیار زیادی که در این مقاله تأثیرگذار می‌باشند، ما در اینجا به یک مدل خاص خواهیم پرداخت. جرم بی‌بعد شده استوانه ثابت بوده و برابر است با: $(m^* = 4m / (\pi \rho D^2)) = 10$ ، درحالی‌که فنرهای خطی در دو جهت طولی و عرضی با همدیگر برابر می‌باشند؛ همچنین

^۱ Computational fluid dynamics (CDF)

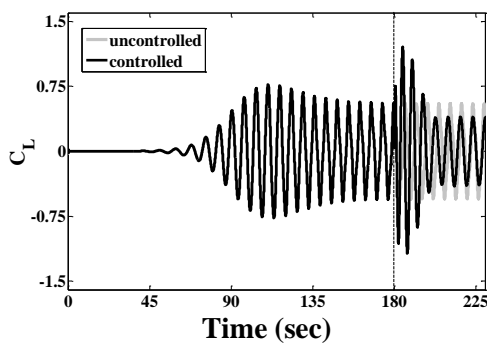
^۲ Master role

^۳ Strouhal



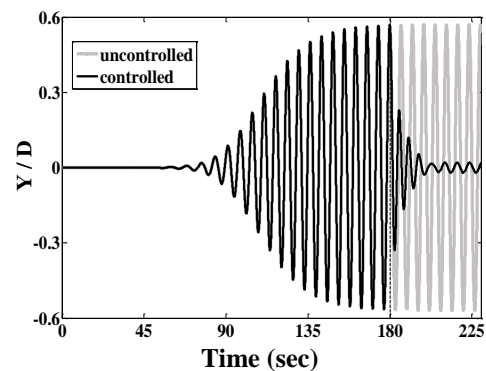
شکل ۷- تاریخچه زمانی نیروی کنترلی وارد بر استوانه قبل و بعد از کنترل

شکل ۸ و ۹، نمودار ضرایب C_L و C_D استوانه را قبل و بعد از کنترل نشان می‌دهند. ضریب C_L گفته شده طبق رابطه $C_L = 2F_L / (\rho U^2 LD)$ و ضریب C_D طبق رابطه $C_D = 2F_D / (\rho U^2 LD)$ محاسبه می‌شوند. نتایج بدست آمده از نمودارهای شکل‌های ۸ و ۹، بسیار شبیه به قبل می‌باشند. قبل از اینکه کنترل‌کننده روشن شود، نمودار ضریب C_L با فرکانسی نزدیک با فرکانس جدایش گردابه‌ها نوسان می‌کند؛ در حالیکه فرکانس نوسانات ضریب C_D دو برابر آن است [۲۶]. بعد از اینکه کنترل‌کننده روشن می‌شود، کاهش ناگهانی در ضریب C_D اتفاق افتاده و سپس تقریباً ثابت می‌ماند؛ در حالی که مقدار ماکسیمم ضریب C_L به مقدار ۳۰ درصد نسبت به حالت کنترل نشده، کاهش پیدا کرده که این کاهش نشان دهنده‌ی این امر است که دنباله گردابه‌ها به دنبال یک حالت پایدار می‌باشند.

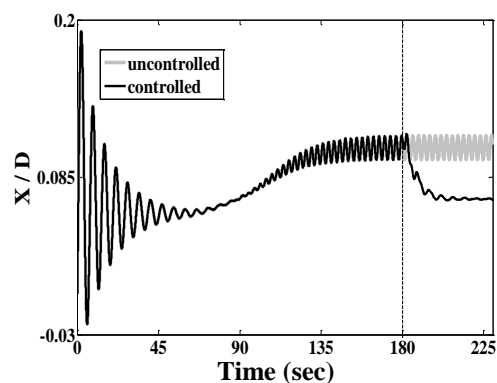


شکل ۸- تاریخچه زمانی ضریب لیفت استوانه قبل و بعد از کنترل

ایجاد می‌شود. در واقع کنترل‌کننده توانسته است به مقدار ۷۵ درصد دامنه ارتعاشات عرضی استوانه را نسبت به حالت کنترل نشده برحسب مقادیر مربع میانگین ریشه^۱ کاهش دهد. همچنین به تبع آن کنترل‌کننده ارتعاشات طولی استوانه را نیز نسبت به حالت کنترل نشده به مقدار ۲۸ درصد کاهش داده است. شکل ۷، نمودار نیروی بی بعد شده محاسبه شده توسط کنترل‌کننده به منظور کاهش ارتعاشات استوانه را نشان می‌دهد. مقدار ماکسیمم نیروی تولید شده توسط کنترل‌کننده برابر است با: $|2F_a^{max} / (\rho U^2 LD)| = ۶.۳۷$ همانطور که از این شکل مشاهده می‌شود، در ابتدا یک نیروی ناگهانی به استوانه وارد شده و در نهایت که دامنه جابجایی طولی و عرضی استوانه کاهش پیدا کرد، نیروی وارد بر استوانه بصورت نوسانی و با دامنه کوچک‌تر به استوانه وارد می‌شود.

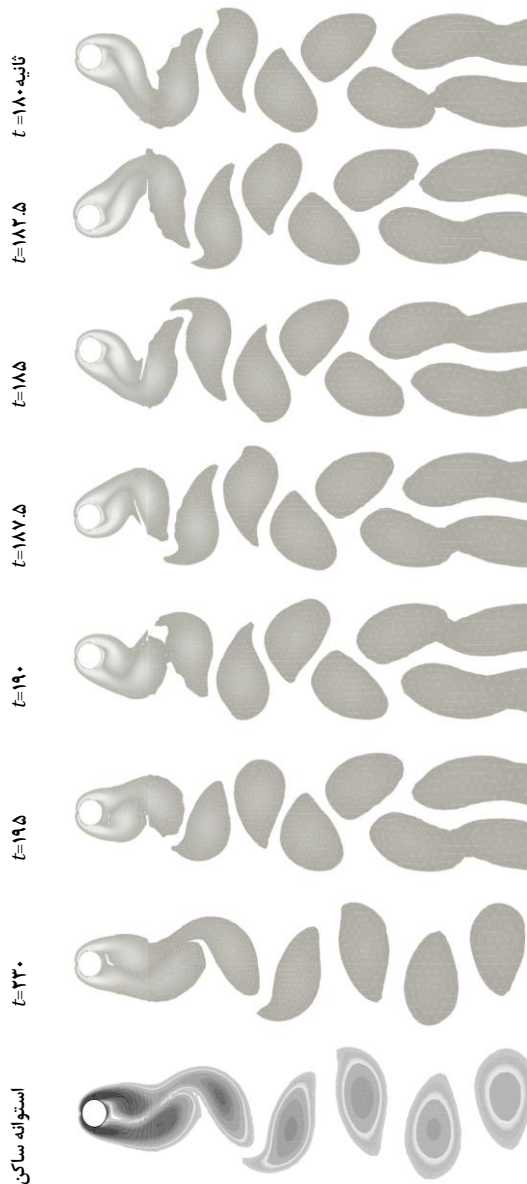


شکل ۵- تاریخچه زمانی پاسخ جابجایی عرضی استوانه قبل و بعد از کنترل



شکل ۶- تاریخچه زمانی پاسخ جابجایی طولی استوانه قبل و بعد از کنترل

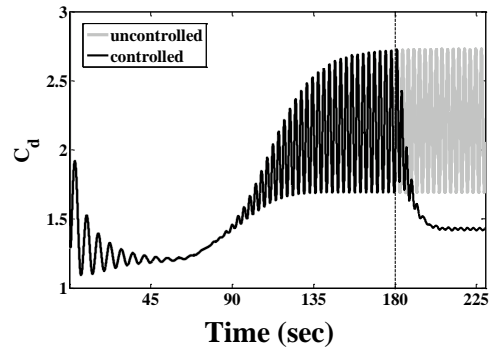
^۱ Root mean square (RMS)



شکل ۱۱- تصاویر دنباله گردابه‌های پشت استوانه

بعد از روشن شدن کنترل کننده

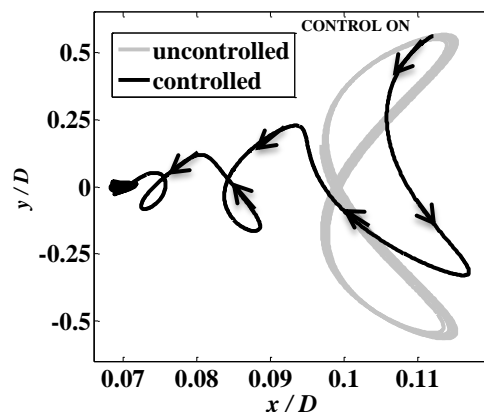
همچنین به منظور مقایسه، میدان گردابه‌های مرتبط با یک استوانه ثابت که تحت جریان قرار گرفته است، در آخرین سطر شکل ۱۱ نشان داده شده است. کانتورهای نمایش داده شده در شکل ۱۱، نشان دهنده اندازه ورتیسیتهی جریان می‌باشند. البته در شکل ۱۱، نمایش شکل کلی میدان گردابه‌ها (مدهای مختلف دنباله گردابه‌ها) مد نظر بوده و در این تحقیق، در رابطه با اندازه گردابه‌ها مطلبی ارائه نمی‌شود.



شکل ۹- تاریخچه زمانی ضریب درآگ استوانه

قبل و بعد از کنترل

شکل ۱۰، مسیر حرکت مداری شکل استوانه را قبل و بعد از کنترل در رینولدز برابر با ۹۰ نشان می‌دهد. این نمودار مربوط به ارتعاشات طولی و عرضی استوانه در یک دوره کامل زمانی است. پس از اینکه کنترل کننده روشن می‌شود، مسیر حرکت استوانه در نمودار با چندین عدد پیکان مشخص شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، قبل از اینکه کنترل روشن شود، نمودار جابجایی طولی برحسب عرضی استوانه بصورت الگوهای مداری منظم هشتی شکل است؛ هنگامیکه کنترل کننده روشن می‌شود، نیروی کنترلی بطور کامل الگوهای مداری منظم را شکسته و مسیر حرکت استوانه به سمت چپ در ناحیه کوچک شده‌ای که مرتبط با جابجایی طولی و عرضی بسیار کوچک استوانه است، انتقال پیدا می‌کند.



شکل ۱۰- مسیر حرکت مداری شکل استوانه

قبل و بعد از کنترل

شکل ۱۱، میدان گردابه‌های تشکیل شده پشت استوانه را در لحظه‌های زمانی مختلف بعد از اینکه کنترل کننده روشن می‌شود، نشان می‌دهد.

نوسان می‌کند. اندکی پس از اینکه کنترل‌کننده روشن می‌شود، کاهش قابل توجه در دامنه ارتعاشات عرضی و طولی استوانه (همچنین ضرایب لیفت و دراگ) ایجاد می‌شود. همچنین نیروی کنترلی بطور کامل، مسیر حرکت هشتی شکل استوانه را به هم زده و آن را به ناحیه‌ای انتقال می‌دهد که معادل با ارتعاشات با دامنه کوچک در جهت عرضی و طولی می‌باشد؛ در نهایت دنباله گردابه‌های پشت استوانه که در حالت کنترل نشده در ناحیه دوردست به هم چسبیده و در مد $C(2S)$ می‌باشند، با روشن شدن کنترل‌کننده از یکدیگر جدا شده، بصورت مد $2S$ تغییر می‌کنند که دنباله با گردابه‌های ضعیف‌تری می‌باشند.

۶- مراجع

- [1] Mittal S, Kumar V (2001) Flow-induced oscillations of two cylinders in tandem and staggered arrangements. *Journal of Fluid and Structures* 15: 717-736.
- [2] Owen JC, Bearman PW, Szewczyk AA (2001) Passive control of VIV with drag reduction. *Journal of Fluid and Structures* 15: 597-605.
- [3] Fujisawa N, Kawaji Y, Ikemoto K (2001) Feedback control of vortex shedding from a circular cylinder by rotational oscillations. *Journal of Fluid and Structures* 15: 23-37.
- [4] Winkel ES, Ceccio SL, Dowling DR, Perlin M (2004) Bubble-size distributions produced by wall injection of air into flowing freshwater, saltwater and surfactant solutions. *Experiments in Fluids* 37: 802-810.
- [5] Mehmood A, Abdelkefi A, Akhtar I, Nayfeh AH, Nuhait A, Hajj MR (2014) Linear and nonlinear active feedback controls for vortex-induced vibrations of circular cylinders. *Journal of Vibration and control*, 20:1137-1147.
- [6] Berger E (1967) Suppression of vortex shedding and turbulence behind oscillating cylinders. *Physics of fluids* 10: 191-193.
- [7] Baz A, Ro J (1991) Active control of flow-induced vibrations of a flexible cylinder using direct velocity feedback. *Journal of Sound and Vibration* 146: 33-45.
- [8] Poh S, Baz A (1996) A demonstration of adaptive least-mean-square control of small amplitude vortex-induced vibrations. *Journal of Fluid and Structures* 10: 615-632.
- [9] Warui HM, Fujisawa N (1996) Feedback control of vortex shedding from a circular cylinder by cross-flow cylinder oscillations. *Experiments in Fluids* 21: 49-56.

همانطور که از این شکل مشاهده می‌شود، الگوریتم کنترلی توانسته است، مشخصات جریانی را بطور قابل ملاحظه‌ای بهبود بخشد. در آغاز فرآیند کنترلی گردابه‌های تشکیل شده در پشت استوانه که مرتبط با حداکثر مقدار جابجایی عرضی استوانه می‌باشند، در ناحیه دور دست به هم چسبیده بوده که نشان‌دهنده مد $C(2s)$ است که مرتبط با دنباله گردابه‌هایی با قدرت بالاتری هستند. سپس در ادامه فرآیند کنترلی کاربرد الگوریتم کنترلی، منجر به تغییر مد دنباله گردابه‌ها از $C(2s)$ به $2S$ می‌شود. در نهایت با گذشت زمان فضای طولی بین گردابه‌ها بیشتر و بیشتر شده و در نتیجه دنباله پشت استوانه از قسمت قفل شدگی خارج می‌شود. در این مرحله گردابه‌ها به شکل دنباله گردابه وان کارمن^۱ کلاسیک در می‌آید که گردابه‌ها بصورت تکی بطور متناوب از دو طرف استوانه تشکیل می‌شوند. همانطور که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، در نهایت دنباله گردابه‌ها کاملاً مشابه با دنباله متناظر در پشت استوانه ساکن می‌شوند؛ در نتیجه الگوریتم کنترلی با تغییر مد دنباله گردابه‌ها سبب کاهش قدرت گردابه‌ها شده است.

۵- نتیجه‌گیری

کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر به منظور کاهش ارتعاشات استوانه دایره‌ای دو درجه آزادی با تکیه‌گاه‌های الاستیک که آزادانه در جهات طولی و عرضی حرکت می‌کند، بصورت فعال بکار گرفته شد. به منظور در نظر گرفتن مدل تعامل جریان-سازه بصورت کاملاً کوپل شده از ارتباط همزمان کنترل‌کننده که در متلب ایجاد شده و مدل سیستم تحت کنترل که در فلوئنت ساخته شده استفاده شده است. جرم سیستم نوسانی و همچنین سختی فنرها، طوری انتخاب شده‌اند که فرکانس طبیعی سازه با فرکانس جدایش گردابه‌ها در استوانه مطابقت داشته باشند. این امر باعث می‌شود که استوانه با بیشترین دامنه نوسان کرده، در ناحیه قفل شدگی فرکانسی قرار گیرد. نتایج شبیه‌سازی مطابقت بسیار خوبی با منابع منتشر شده دارد. از نتایج شبیه‌سازی عددی مشاهده می‌شود که قبل از اینکه کنترل‌کننده روشن شود، استوانه با حداکثر دامنه و با فرکانسی مطابق با فرکانس دنباله گردابه‌ها

¹ Von karman

- [24] Prasanth TK, Mittal S (2008) Vortex-induced vibrations of a circular cylinder at low Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics* 594: 463-491.
- [25] Anagnostopoulos P, Bearman PW (1992) Response characteristics of a vortex excited cylinder at low Reynolds numbers. *Journal of Fluids and Structures* 6:39-50.
- [26] Singh SP, Mittal S (2005) Vortex-induced oscillations at low Reynolds numbers: Hysteresis and vortex-shedding modes. *Journal of Fluid and Structures* 20: 1085-1104.
- [10] Carbonell P, Wang X, Jiang ZP (2003) On the suppression of flow-induced vibration with a simple control algorithm. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 8: 49-64.
- [11] Cheng L, Zhou Y, Zhang MM (2003) Perturbed interaction between vortex shedding and induced vibration. *Journal of Fluid and Structures* 17: 887-901.
- [12] Chen Z, Aubry N (2005) Closed-loop control of vortex-induced vibration. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 10: 287-297.
- [13] Li BQ, Liu Y, Chua JR (2007) Vortex-induced vibration control by micro actuator. *Journal of Mechanical Science and Technology* 21: 1408-1414.
- [14] Chen Z, Fan B, Zhou B, Li H (2007) Open loop control of vortex-induced vibration of circular cylinder. *Chinese Physycs* 16(4): 1077-1083.
- [15] Meliga P, Chomaz JM, Gallaire G (2011) Extracting energy from a flow: An asymptotic approach using vortex-induced vibrations and feedback control. *Journal of Fluid and Structures* 27: 861-874.
- [16] Dai HL, Abdelkefi A, Wang L, Liu WB (2014) Control of cross-flow-induced vibrations of square cylinders using linear and nonlinear delayed feedbacks. *Nonlinear Dynamics* 78: 907-919.
- [17] Sohankar A, Khodadadi M, Rangraz E (2015) Control of fluid flow and heat transfer around a square cylinder by uniform suction and blowing at low Reynolds numbers. *Computers and Fluids* 109: 155-167.
- [18] Du L, Sun X (2015) Suppression of vortex-induced vibration using the rotary oscillation of a cylinder. *Physics of Fluids* 27.
- [19] Zhu H, Yao J, Ma Y, Zhao H, Tang Y (2015) Simultaneous CFD evaluation of VIV suppression using smaller control cylinders. *Journal of Fluids and Structures* 57: 66-80.
- [20] Chorin AJ (1967) A numerical method for solving incompressible viscous problems. *Journal of Computational Physycs* 2: 12-26.
- [21] Armfield S, Street R (1999) The fractional-step method for the Navier–Stokes equations on staggered grids: the accuracy of three variations. *Journal of Computational Physycs* 153: 660-665.
- [22] Fluent 6.3 User's Guide, Copyright c 2006 by Fluent Inc, Lebanon, NH, USA.
- [23] Placzek A, Sigrist JF, Hamdouni A (2009) Numerical simulation of an oscillating cylinder in a cross-flow at low Reynolds number: forced and free oscillations. *Computers & Fluids* 38: 80-100.