



## بررسی تأثیر استفاده از سیلندره‌های کنترلی با چیدمان‌های مختلف بر ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها در ناحیه قفل‌شدگی

علی آجیلیان ممتاز<sup>۱</sup>، انوشیروان فرشیدیان‌فر<sup>۲\*</sup>

۱- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

۲- استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

\* مشهد، کد پستی ۹۱۷۷۹۴۸۹۷۴، Farshid@um.ac.ir

**چکیده-** در این پژوهش به مطالعه پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها و تأثیر استفاده از سیلندره‌های کنترلی با آرایش‌های مختلف بر تشکیل گردابه‌ها، ضرایب لیفت و درگ و دامنه نوسانات در پشت سیلندر صلب استوانه‌ای شکل قرار گرفته بر روی بستر الاستیک و در معرض جریان یکنواخت سیال پرداخته می‌شود. نتایج بدست آمده در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی با نتایج آزمایشگاهی و عددی سایر پژوهشگران اعتبارسنجی شده است که مطابقت بسیار خوبی را نشان می‌دهد. پس از اطمینان از صحت و دقت شبیه‌سازی، سیلندره‌های کنترلی هم‌قطر با سیلندر اصلی به صورت چیدمان‌های خطی و مثلثی در پشت سیلندر اصلی قرار داده شده و آرایش و موقعیت بهینه قرارگیری سیلندره‌های کنترلی مشخص می‌شود. در آرایش خطی ابتدا تأثیر استفاده از یک سیلندر کنترلی در ۵ نسبت فاصله مختلف از ۱/۵ تا ۳/۵ برابر قطر سیلندر اصلی و سپس دو سیلندر کنترلی در نسبت‌های ۱/۵، ۲ و ۲/۵ برابر قطر سیلندر اصلی بررسی می‌شود. در انتها سیلندره‌های کنترلی با چیدمان مثلثی و در فاصله‌های ۱، ۱/۵ و ۲ برابر قطر سیلندر اصلی مطالعه می‌شوند.

**کلیدواژگان:** ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها، سیلندر کنترلی، قفل‌شدگی.

## Study of effects of control cylinders usage with different arrangements on vortex-induced vibrations in Lock-in area

A. Ajilian Momtaz<sup>1</sup>, A. Farshidianfar<sup>2\*</sup>

1- PhD. Student of Mech. Eng., Ferdowsi Univ. of Mashhad, Mashhad, Iran

2- Assoc. Prof., Mech. Eng., Ferdowsi Univ. of Mashhad, Mashhad, Iran

\* P. O. B. 9177948974 Mashhad, Iran. Farshid@um.ac.ir

**Abstract-** In this research, the phenomenon of vortex-induced vibrations and the effect of control cylinders usage with different configurations on vortex formation, lift and drag coefficients, and fluctuations amplitude at the back of an elastically supported rigid circular cylinder subjected to a uniform fluid flow are studied. Results obtained in the absence of control cylinders are validated with experimental and numerical results of other researchers and a good conformity is reached. After ensuring simulation accuracy and precision, control cylinders of equal diameter with master cylinder are placed as linear and triangular arrangements at the back of master cylinder and the optimal configuration and location of control cylinders are defined. In linear arrangement, at first the effect of a control cylinder usage at 5 different distances from 1.5 to 3.5 times diameter of master cylinder and then two control cylinders with ratios of 1.5, 2 and 2.5 times diameter of master cylinder are studied. At the end, in triangular arrangement, control cylinders are located at intervals of 1, 1.5 and 2 times diameter of master cylinder.

**Keywords:** Vortex-Induced Vibrations, Control Cylinder, Lock-In.

## ۱- مقدمه

ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها<sup>۱</sup>، پدیده‌ای است که بر اثر گردابه‌های ایجاد شده ناشی از برخورد بین جریان سیال و سازه در پشت جسم جامد به وجود می‌آید. این‌گونه ارتعاشات موضوع بسیاری از پژوهش‌ها از جمله مکانیک سازه‌ها، آکوستیک و ارتعاشات می‌باشد و در موارد زیادی مانند پل‌ها، ساختمان‌های بلند، خطوط انتقال قدرت و لوله‌های استخراج مواد نفتی از اعماق دریاها مشاهده می‌شود. وقتی جریان یکنواخت سیالی از مجاورت یک سازه عبور می‌کند، این جریان دیگر یکنواخت و منظم نخواهد بود بلکه شروع به تلاطم کرده و گردابه‌هایی با آرایش منظم در دو سوی سازه ایجاد می‌کند. این گردابه‌ها که با آهنگی نوسانی در دو سوی سازه تولید می‌شوند، نیروی برآی نوسانی بر سازه اعمال می‌کنند. برای یک سازه ساکن، مثل یک استوانه، فرکانس تولید این گردابه‌ها تابع عدد اشتروهل،  $St = f_v D / U$  است که در آن  $U$  سرعت یکنواخت سیال،  $D$  قطر استوانه و  $f_v$  فرکانس گردابه‌سازی است [۱]. حال اگر این استوانه توسط تکیه‌گاه الاستیکی نگهداری شود، در اثر اعمال نیروی برآی نوسانی شروع به ارتعاش خواهد کرد. با شروع این نوسانات، سازه نیز بر سیال اثر گذاشته و فرکانس گردابه‌سازی را دست‌خوش تغییر می‌کند. در سرعت‌های کم این فرکانس همچنان از رابطه اشتروهل پیروی می‌کند ولی با افزایش سرعت، دیگر تابع این رابطه نخواهد بود. اگر سرعت سیال چنان باشد که فرکانس تشکیل گردابه‌ها نزدیک فرکانس طبیعی سازه باشد، فرکانس گردابه‌سازی ناگهان بر روی فرکانس طبیعی سازه قفل می‌شود و نوسانات شدیدی در نزدیکی فرکانس طبیعی سازه رخ می‌دهد [۲]. این پدیده که به نام قفل‌شدگی<sup>۲</sup> شناخته می‌شود سبب ایجاد نوسان‌های با دامنه زیاد در سازه می‌شود که اگر این ارتعاشات مهار نشود، می‌تواند سبب آسیب رساندن به سازه و یا حتی تخریب آن شود. این مسئله به خصوص در پل‌ها و ساختمان‌های بلند که افراد زیادی در آن حضور دارند و یا لوله‌های استخراج مواد نفتی که در اعماق اقیانوس‌ها با صرف هزینه‌های گزاف نصب می‌شوند، بیشتر مورد توجه است. از جمله نمونه‌های عملی در نظر نگرفتن ناحیه قفل‌شدگی در طراحی سازه‌ها می‌توان به برج‌های

خنک‌کن نیروگاه فری‌بریج<sup>۳</sup> در انگلستان در سال ۱۹۶۰ و پل تاکوما<sup>۴</sup> در واشنگتن آمریکا در سال ۱۹۴۰ اشاره کرد که سبب تخریب سازه‌های ذکر شده شد. لذا کاهش دامنه این‌گونه ارتعاشات امری ضروری و اجتناب‌ناپذیر است. به طور کلی، دامنه ارتعاشات بوسیله سرعت جریان، خواص سیال، هندسه و ابعاد جسم، میزان دمپینگ و همچنین جهت جریان کنترل می‌شود. اما این پارامترها در اکثر مواقع، مانند جریان سیال بر روی لوله‌های استخراج مواد نفتی در اعماق دریاها، غیر قابل پیش‌بینی و کنترل می‌باشند. به همین منظور محققان و پژوهشگران از روش‌های دیگری برای کاهش ارتعاشات حاصل از گردابه‌ها استفاده می‌کنند. پارک و همکارانش [۳] در سال ۲۰۰۲ با قرار دادن ایرفویل در اطراف سازه توانستند نیروی درگ را تا حد زیادی کاهش داده و از تشکیل گردابه‌ها در پشت جسم بکاهند. در سال ۱۹۸۲، کوکالیس و ونگ [۴] با ایجاد خطوط جریانی مارپیچ حول جسم تلاش کردند دامنه ارتعاشات حاصل از گردابه‌ها را کاهش دهند. علیرغم کاهش دامنه ارتعاشات و نیروی درگ با استفاده از روش‌های فوق، اما مشکلاتی از قبیل هزینه‌های بالای اجرا و مشکلات حمل و نقل، استفاده از این روش‌ها را محدود کرده است. پژوهشگران زیادی مانند بلوینز [۵] در سال ۱۹۹۰، هیگدون [۶] در سال ۱۹۸۲ و چو و همکاران [۷] در سال ۱۹۹۸ با استفاده از افزایش میزان دمپینگ در سیستم، سعی در کاهش بیشینه دامنه ارتعاشات در رزونانس داشته‌اند. این عمل با استفاده از نصب دمپرهای ویسکو الاستیک در بین اعضای سازه که عمدتاً از جنس پلیمر است انجام می‌گیرد. امروزه از این روش عمدتاً در خطوط انتقال قدرت، توربین‌ها و فن‌ها استفاده می‌شود. از جمله روش‌های دیگر کاهش دامنه ارتعاشات، استفاده از خاصیت اینرسی ستون آب است. کووا و همکارانش [۸] در سال ۱۹۹۹ و ساروپ [۹] در سال ۲۰۰۳ از این روش برای کنترل دامنه ارتعاشات و افزایش دمپینگ در ساختمان‌های بلند استفاده کرده‌اند. در این روش حجم زیادی از آب در داخل محفظه بزرگی در یکی از طبقات بالایی برج‌ها قرار داده می‌شود و با پخش انرژی در هنگام ارتعاش سازه به وسیله ایجاد موج و اصطکاک داخلی سیال، دمپینگ سیستم افزایش می‌یابد. یکی دیگر از روش‌های کاهش دامنه نوسانات در پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها،

3. Ferrybridge Power Station  
4. Tacoma Narrows Bridge

1. Vortex Induced Vibration (VIV)  
2. Lock-In

بستر الاستیک و در معرض جریان سیال، به مطالعه تأثیر استفاده از سیلندر کنترلی با آرایش‌های مختلف بر تشکیل گردابه‌ها، ضرایب لیفت و درگ و دامنه نوسانات در ناحیه قفل‌شدگی در پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها پرداخته می‌شود. سیلندرهای کنترلی که قطری برابر با سیلندر اصلی دارند، با آرایش‌های خطی و مثلثی در پشت سیلندر اصلی قرار گرفته‌اند. در قسمت اول تأثیر قرار گرفتن یک سیلندر کنترلی با آرایش خطی در پشت سیلندر اصلی بررسی می‌شود. سیلندر کنترلی در ۵ نسبت فاصله مختلف از  $S/D=1/5$  تا  $S/D=3/5$  در پشت سیلندر اصلی قرار گرفته است که  $S$  فاصله مرکز سیلندر اصلی تا سیلندر کنترلی و  $D$  قطر سیلندرها می‌باشد. سپس با قرار دادن دو سیلندر کنترلی به صورت آرایش خطی در پشت سیلندر اصلی و در نسبت‌های  $S/D=1/5$ ،  $S/D=2$  و  $S/D=2/5$ ، خواص جریان و ضرایب درگ و لیفت و دامنه نوسانات در ناحیه قفل‌شدگی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در قسمت بعد دو سیلندر کنترلی با آرایش مثلثی و در نسبت فواصل  $S/D=1$ ،  $S/D=1/5$  و  $S/D=2$  در پشت سیلندر قرار داده شده و تأثیر استفاده از این آرایش بررسی می‌شود. در انتها با مقایسه نتایج بدست آمده، فاصله و چیدمان بهینه قرارگیری سیلندرهای کنترلی تعیین می‌شود.

## ۲- معادلات دیفرانسیل حاکم

برای مدل‌سازی پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها، استوانه صلب یک درجه آزادی به قطر  $D$  که توسط تکیه‌گاه الاستیک نگهداری می‌شود و تنها در جهت عمود بر جریان سیال قادر به نوسان است را در نظر بگیرید [۱۴]. جابجایی صفحه‌ای و عمود بر جریان استوانه،  $Y$ ، به کمک معادله نوسانی خطی زیر توصیف می‌شود:

$$(m_s + m_f)\ddot{Y} + (r_s + r_f)\dot{Y} + hY = E \quad (1)$$

که در آن  $m_s$ ،  $r_s$  و  $h$  به ترتیب جرم، میرایی و سختی مربوط به حرکت استوانه در غیاب سیال هستند و کلیه مشتق‌های  $Y$  برحسب زمان بامعده،  $T$ ، است. اثرات هیدرودینامیکی سیال بر روی سازه نیز از دو بخش مختلف تشکیل شده است. اثرات اصلی سیال که به صورت جرم اضافه شده سیال  $m_f$  و میرایی اضافه شده  $r_f$  مشخص شده‌اند و

ایجاد زائده بر روی سطح جسم است. اوون و همکارانش [۱۰] در سال ۲۰۰۱ گزارش کرده‌اند که با استفاده از این روش و ایجاد زائده‌هایی به شکل نیم‌کره بر روی سطح جسم، نوسان‌های ناشی از گردابه‌ها تا حدود ۴۰٪ و نیروی درگ تا ۲۵٪ کاهش می‌یابد. از این روش عمدتاً در دودکش‌ها و توربین‌های بادی استفاده می‌گردد. با وجود مزایایی مانند سادگی اجرا و هزینه کم، اما در اکثر کاربردهای مهندسی، تغییر شکل هندسی عملی و مورد پذیرش نمی‌باشد. یکی از مؤثرترین روش‌های کنترل ارتعاشات القایی ناشی از گردابه‌ها، استفاده از سیلندر کنترلی (ثانویه)<sup>۱</sup> است. سری‌نی‌واسان و همکارانش [۱۱] در سال ۲۰۰۳ با بهره‌گیری از قرار دادن یک سیلندر کنترلی با قطر کوچک‌تر از سیلندر اصلی در ناحیه ایجاد گردابه‌ها، توانستند تا حدود زیادی تشکیل گردابه‌های ایجاد شده در پشت سیلندر اصلی را به تعویق انداخته و از میزان نیروی درگ و لیفت وارد شده بر آن بکاهند. پینگ و همکارانش [۱۲] در سال ۲۰۰۹ با قرار دادن سه سیلندر قرار گرفته بر روی بستر الاستیک به صورت آرایش مثلثی که دو سیلندر کنترلی در جلوی سیلندر اصلی قرار داشتند، به بررسی تأثیر این چیدمان بر ضریب درگ و دامنه نوسانات سیلندرها پرداختند. نتایج آنها نشان داد که ضریب درگ بر روی استوانه‌های جلویی بیشتر از سیلندر عقبی است. همچنین با استفاده از این آرایش دامنه نوسان‌های سیلندر عقبی نسبت به حالت قرار گرفتن یک سیلندر تنها در معرض جریان افزایش یافت. ون دن آبیله و همکارانش [۱۳] در سال ۲۰۱۰ به بررسی تأثیر قرار گرفتن دو سیلندر پشت سر هم که به صورت ثابت قرار داشتند، بر تشکیل گردابه‌ها و ضریب درگ در پشت سیلندرها پرداختند. نتایج آنها نشان داد که قطر سیلندر قرار گرفته در پشت سیلندر جلویی بر خطوط جریان و گردابه‌های ایجاد شده در پشت سیلندر اصلی تأثیرگذار است. همچنین ضریب درگ بر روی سیلندر قرار گرفته در عقب کمتر از سیلندر قرار گرفته در جلوی آن است.

علاوه بر قطر سیلندر، تعداد و نحوه چیدمان سیلندرهای کنترلی در پشت سیلندر اصلی از عوامل مهم و تأثیرگذار در استفاده از روش سیلندر کنترلی است. در این پژوهش ضمن مدل‌سازی سیلندر صلب استوانه‌ای شکل قرار گرفته بر روی

### 1. Control Cylinder (or Secondary Cylinder)

### 2. Fluid-Added Mass

پارامترهای جرم و ضریب میرایی  $\lambda$  نیز شامل همه ترم‌های میرایی موثر بر استوانه است که در روابط (۸)، (۹) و (۱۰) معرفی شده‌اند:

$$M = \frac{C_{10}}{2} \frac{1}{8\pi^2 St \mu} \quad (۸)$$

$$\mu = \frac{m_s + m_f}{\rho D^2} \quad (۹)$$

$$\lambda = 2\xi + \frac{\lambda}{\mu} \Omega \quad (۱۰)$$

که در آن میرایی کاهش یافته سازه به صورت  $\xi = r_s / 2m\Omega_s$  تعریف می‌شود.

### ۳- مدل‌سازی پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها

امروزه استفاده از روش‌های حل عددی و نرم‌افزارهای شبیه‌سازی در محاسبات کامپیوتری و علوم مهندسی کاربرد وسیعی پیدا کرده است و به عنوان ابزاری کارآمد در طراحی وسایل مهندسی به کار می‌روند [۱۷]. یکی از قوی‌ترین نرم‌افزارهای موجود در زمینه شبیه‌سازی، خصوصاً در زمینه پدیده‌های مربوط به برخورد بین جریان سیال و جامد، نرم‌افزار کامسول<sup>۲</sup> است که در این پروژه از آن برای شبیه‌سازی پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها استفاده شده است.

در شکل ۱، بزرگ‌نمایی از میدان حل و مش‌بندی شبکه نشان داده شده است. طول دامنه حل برابر  $26/7D$  فرض شده است. شرایط مرزی ورودی سرعت برای دیواره سمت چپ، خروجی فشار برای دیواره سمت راست و دیواره بدون لغزش برای دیواره‌های بالا و پایین شبکه انتخاب گردیده است. سیلندر نیز به صورت دایره‌ای به قطر  $D$  مدل شده که دیواره اطراف آن محل برخورد جریان سیال با جامد می‌باشد. با استفاده از مش‌بندی دینامیکی و کد FSI<sup>۳</sup>، حرکت سیلندر اصلی بر اثر نیروی وارد شده از طرف جریان سیال مدل گردیده است. در این کد سرعت حرکت سیلندر برابر سرعت جریان سیال بر روی دیواره آن قرار داده شده و حرکت آن بر اثر نیروی وارد شده توسط جریان سیال مدل می‌شود. با توجه به این‌که سیلندر به صورت یک درجه آزادی مدل شده است، تنها در جهت عمود بر جریان می‌تواند نوسان کند.

اثرات مربوط به گردابه‌های جریان سیال که به صورت نیروی خارجی  $E$  در سمت راست معادله (۱) ظاهر شده است. این ترم‌ها به متغیرهای سیال مرتبط بوده که در روابط (۲) و (۳) معرفی شده‌اند:

$$m_f = \frac{1}{4} \pi C_m \rho D^2 \quad (۲)$$

$$r_f = \frac{2StU\pi}{D} \gamma \rho D^2 \quad (۳)$$

$$E = \frac{1}{2} \rho U^2 DC_1 \quad (۴)$$

در روابط فوق  $\rho$  چگالی سیال،  $C_m$  ضریب جرم اضافه شده (که برابر ۱ فرض می‌شود [۵])،  $St$  عدد اشتروهل،  $C_1$  ضریب برای نوسانی لحظه‌ای و  $\gamma$  ضریب دمپینگ جریان سیال اضافه شده است که وابسته به ضریب درگ متوسط بوده و عموماً برابر ۰/۸ فرض می‌شود [۱۵].

دینامیک گردابه نیز به کمک معادله وندریل مدل می‌گردد [۱۴]:

$$\ddot{q} + \varepsilon \Omega_f (q^2 - 1) \dot{q} + \Omega_f^2 q = \frac{A}{D} \ddot{Y} \quad (۵)$$

متغیر گردابه بی‌بعد  $q$  که مربوط به ضریب برای نوسانی بر روی سازه بوده و به عنوان متغیر اصلی لحاظ می‌شود به صورت  $q(T) = 2C_1(T)/C_{10}$  تعریف می‌شود که  $C_1(T)$  ضریب برای لحظه‌ای و  $C_{10}$  نیز ضریب برای مرجع است که مربوط به یک استوانه ثابت در معرض گردابه می‌باشد و معمولاً برابر ۰/۳ فرض می‌شود. ضرایب  $A$  و  $\varepsilon$  نیز عموماً از آزمایش بدست می‌آیند که با قرار دادن  $C_{10} = 0/3$  به ترتیب برابر ۱۲ و ۰/۳ می‌باشند [۱۶، ۱۵].

با استفاده از مقیاس زمانی مربوط به نوسانات سازه در سیال ساکن،  $t = \Omega_s T = \sqrt{h/m} T$  و ترم بی‌بعد  $y = Y/D$  در معادلات (۱) و (۵)، معادله سیستم دینامیکی سازه-سیال کوپل شده به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\ddot{y} + \lambda \dot{y} + y = M \Omega^2 q \quad (۶)$$

$$\ddot{q} + \varepsilon \Omega (q^2 - 1) \dot{q} + \Omega^2 q = A \ddot{y} \quad (۷)$$

که در روابط فوق  $\Omega = StU_r$  فرکانس بی‌بعد نوسانات خودمحرک جریان گردابه و  $U_r$  سرعت جریان کاهش‌یافته،  $U_r = 2\pi U / \Omega_s D$  می‌باشد. ضرایب  $M$  و  $\mu$  مربوط به

2. Comsol Multiphysics  
3. Fluid Solid Interaction

1. Fluid-Added Damping

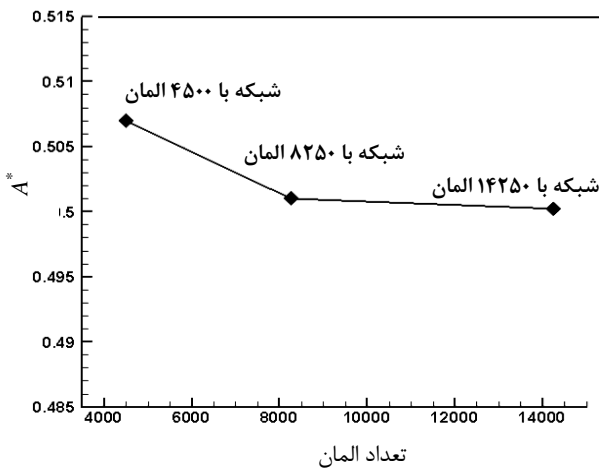
کاهیده، فرکانس ارتعاش آزاد بدست می‌آید. از آنجا که مقادیر  $T_n$  و قطر سیلندر ثابت است، در هر مرحله از حل و با افزایش مقدار  $U$ ، مقادیر سرعت کاهیده در هر قسمت بدست می‌آید. متناسب با هر مقدار سرعت کاهیده، حل توسط نرم‌افزار انجام شده و دامنه نوسانات سیلندر اصلی محاسبه می‌شود که از تقسیم مقدار ماکزیمم دامنه نوسانات سیلندر اصلی بر قطر آن، مقادیر دامنه بی‌بعد ( $A^*$ ) بدست می‌آید.

به منظور شبیه‌سازی پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها از یک مدل دو بعدی استفاده شده است. ابعاد شبکه محاسباتی بر دقت نتایج محاسبات عددی و زمان حل مؤثرند. جدول ۱ مقادیر دامنه بی‌بعد در عدد  $St.Vr=1/1$  در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی را برای سه شبکه با ابعاد متفاوت نشان می‌دهد. مقادیر دامنه بی‌بعد بدست آمده با مقدار حاصل از نتایج آزمایشگاهی مرجع [۱۸] که در عدد  $St.Vr=1/1$  برابر  $0/489$  می‌باشد، مقایسه شده و مقادیر خطا محاسبه شده است. همچنین در شکل ۲ نمودار تغییرات دامنه بی‌بعد برحسب تعداد المان‌های شبکه در این حالت رسم شده است.

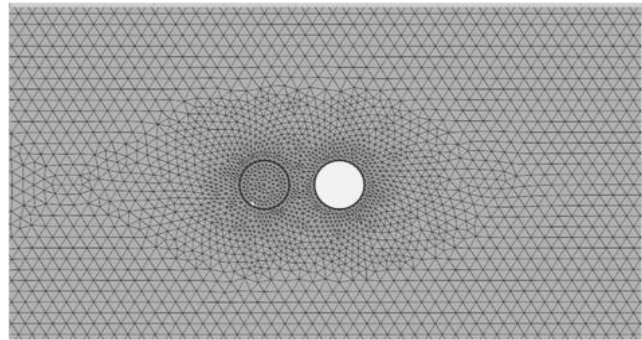
جدول ۱ مقادیر دامنه نوسانات بی‌بعد در  $St.Vr=1/1$  در شبکه‌های

محاسباتی مختلف

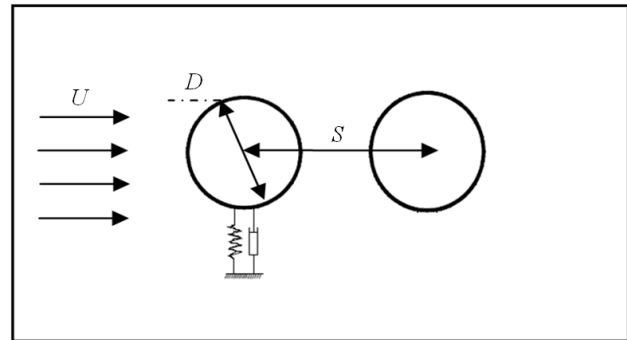
تعداد المان	۴۵۰۰	۸۲۵۰	۱۴۲۵۰
دامنه نوسانات بی‌بعد	۰/۵۰۷	۰/۵۰۱	۰/۵۰۲
خطا نسبت به مقدار آزمایشگاهی مرجع [۱۸] (%)	۳/۶۸	۲/۴۵	۲/۲۹



شکل ۲ تغییرات دامنه بی‌بعد در عدد  $St.Vr=1/1$  در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی برحسب تعداد المان



(الف)

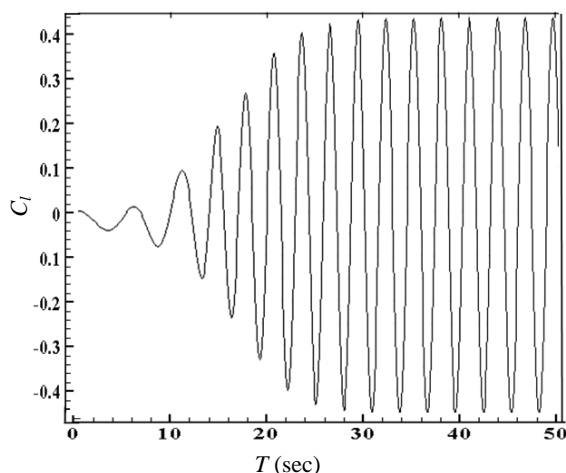


(ب)

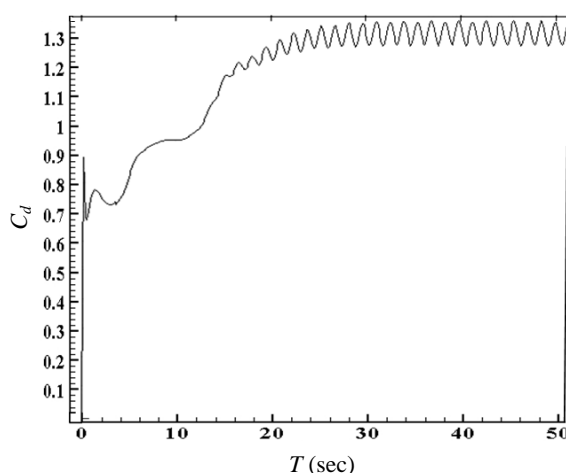
شکل ۱ الف- بزرگنمایی مشبندی شبکه ب- دامنه حل مسأله

شرایط استفاده شده در این شبیه‌سازی، مشابه شرایط آزمایشگاهی استفاده شده توسط گواردان و ویلیامسون [۱۸] است که در سال ۲۰۰۰ انجام شده است. جرم سیلندر، ثابت فنر و ضریب دمپینگ ثابت فرض شده و سرعت کاهیده با افزایش تدریجی سرعت جریان تغییر می‌کند. همچنین عدد رینولدز با تغییر سرعت کاهیده تغییر می‌کند و مقادیر آن بین ۴۰ تا ۹۹۰ می‌باشد. نسبت جرم سیلندر که به صورت  $m^* = 4m / \rho \pi D^2$  تعریف می‌شود برابر  $50/8$  فرض شده که با قرار دادن مقادیر چگالی آب ( $\rho$ ) و قطر سیلندر ( $D$ ) در فرمول فوق، جرم جسم نوسان‌کننده بر واحد طول ( $m$ ) بدست می‌آید. نسبت دمپینگ، که از ارتعاشات آزاد در هوا بدست آمده برابر  $\zeta = 0/024$  فرض شده است. عدد رینولدز مرجع جریان برابر  $Re = UD / \nu = 556$  در سرعت کاهیده  $V_r = UT_n / D = 5$  می‌باشد که در آن  $U$  سرعت میانگین جریان آزاد،  $T_n$  فرکانس ارتعاش آزاد در هوا و  $\nu$  ویسکوزیته سینماتیک آب است. در این حالت با وارد کردن مقادیر ویسکوزیته سینماتیک آب و قطر سیلندر ( $D$ ) در فرمول عدد رینولدز، می‌توان سرعت جریان را بدست آورد. سپس با قرار دادن آن در فرمول سرعت

خوبی با سایر پژوهش‌های مشابه، خصوصاً نتایج بدست آمده از پژوهش لام [۱۹] دارد که بیانگر مناسب بودن مش‌بندی شبکه و دقت خوب بکار گرفته شده در شبیه‌سازی است.



شکل ۴ نمودار تغییرات ضرایب لیفت در پشت سیلندر اصلی در  $Re=200$  در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی



شکل ۵ نمودار تغییرات ضرایب درگ در پشت سیلندر اصلی در  $Re=200$  در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی

جدول ۲ مقایسه ضرایب لیفت و درگ میانگین با نتایج سایر محققان در  $Re=200$  در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی

پژوهش حاضر	منگینی [۲۱]	فارنت [۲۰]	لام [۱۹]	پینگ [۱۲]
$\bar{C}_l$	۰/۵	۰/۵۱	۰/۴۲۶	۰/۳۹۹
$\bar{C}_d$	۱/۳۰	۱/۳۶	۱/۳۲	۱/۳۲

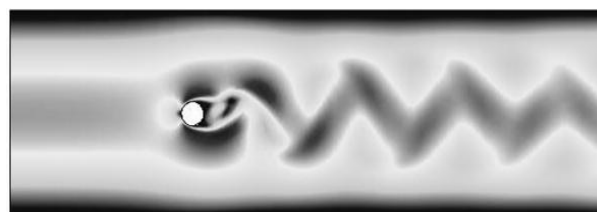
با توجه به دو پارامتر دقت نتایج و زمان حل، شبکه‌بندی با  $8250$  المان برای حل عددی استفاده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بکارگیری شبکه ریزتر تغییر چندانی در جواب‌ها ایجاد نمی‌کند که این موضوع مستقل بودن حل از شبکه را نشان می‌دهد.

#### ۴- نتایج و بحث

در شکل ۳ کانتور جریان و گردابه‌های ایجاد شده در پشت سیلندر صلب قرار گرفته در معرض جریان سیال هنگامی که عدد رینولدز جریان برابر  $200$  است نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود گردابه‌های ون کارمن بر اثر فشار منفی در پشت سیلندر به صورت متقارن ایجاد شده‌اند و سبب وارد کردن نیروهای درگ و لیفت بر سیلندر شده و آن را وادار به حرکت نوسانی می‌کنند. از طرف دیگر در شکل ۳ ملاحظه می‌شود که در نواحی نزدیک به سیلندر شدت تشکیل گردابه‌ها بیشتر است و با دور شدن از این ناحیه از شدت آن کاسته شده و به تدریج ناپدید می‌شوند.

در شکل‌های ۴ و ۵، نمودارهای تغییرات ضرایب لیفت و درگ برحسب زمان در عدد  $Re=200$  در پشت سیلندر صلب استوانه‌ای شکل در معرض جریان سیال رسم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود روند تغییرات ضرایب فوق تناوبی و منظم بوده و ضرایب درگ و لیفت میانگین به ترتیب برابر  $\bar{C}_l = 0/431$  و  $\bar{C}_d = 1/31$  می‌باشد.

در جدول ۲ ضرایب میانگین لیفت و درگ حاصل از مدل‌سازی در این پژوهش با نتایج آزمایشگاهی و عددی سایر محققان مقایسه شده است.

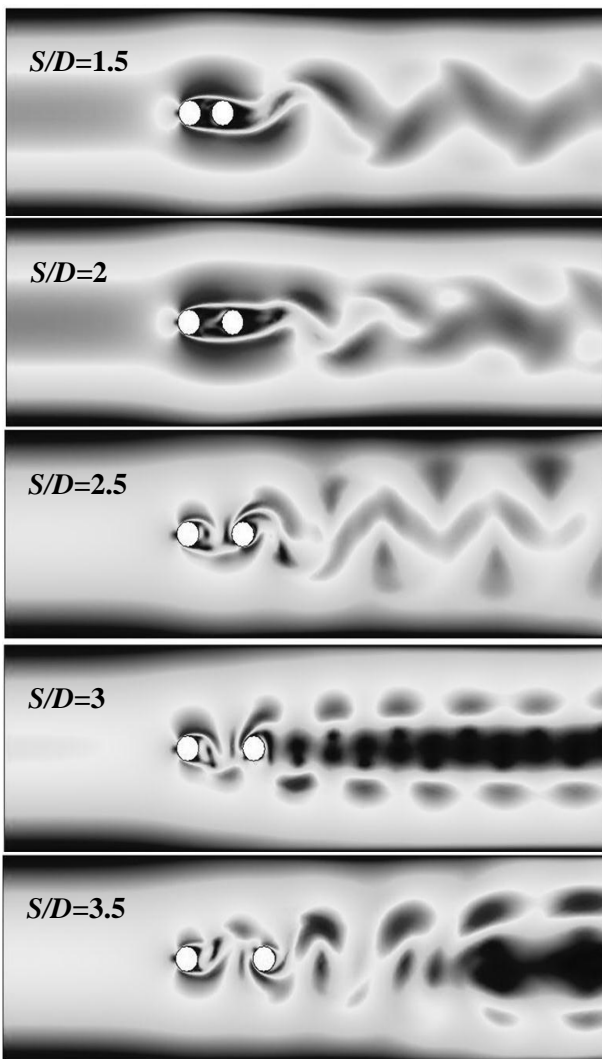


شکل ۳ کانتور جریان و گردابه‌های ایجاد شده در پشت سیلندر اصلی در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی در  $Re=200$  و  $t=100s$

همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج بدست آمده مطابقت بسیار

#### ۴-۱- استفاده از یک سیلندر کنترلی با آرایش خطی در پشت سیلندر اصلی

در شکل ۷ کانتورهای برخورد جریان سیال با سیلندر اصلی در حالتی که یک سیلندر کنترلی در پشت آن قرار گرفته نشان داده شده است. سیلندرهای کنترلی در فواصل بسیار نزدیک تا نواحی دورتر نسبت به سیلندر اصلی یعنی از نسبت فاصله  $S/D=1/5$  تا  $S/D=3/5$  قرار گرفته‌اند.

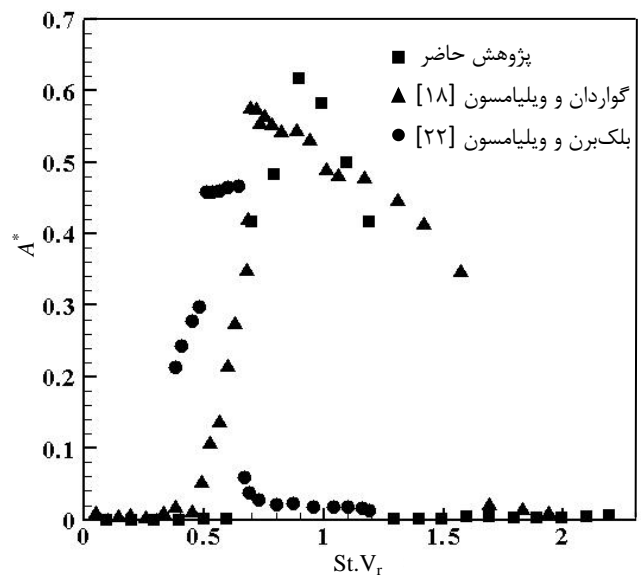


شکل ۷ کانتور جریان در حالت قرار گرفتن یک سیلندر کنترلی با آرایش خطی در نسبت فاصله‌های  $S/D$  مختلف در  $St.Vr=1/1$

همان‌طور که از شکل ۷ ملاحظه می‌شود در نسبت فاصله  $S/D=2$  تشکیل گردابه‌ها به طور کامل تا پشت سیلندر کنترلی به تعویق افتاده است، اما در نسبت  $S/D=2/5$  تشکیل گردابه‌ها

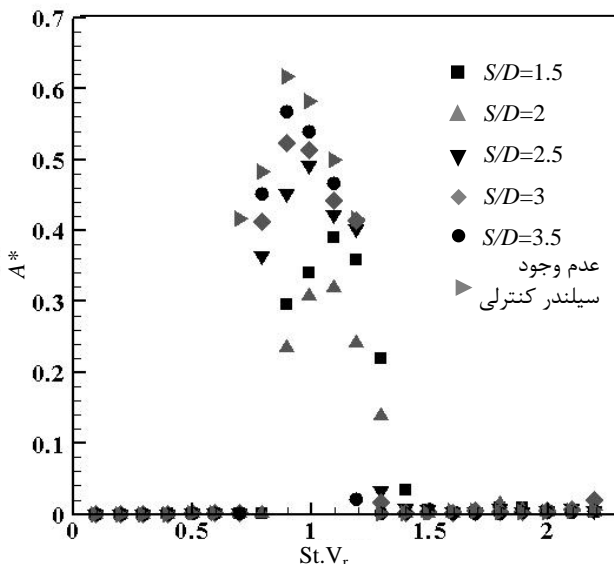
همچنین به منظور اعتبارسنجی نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی نوسانات سیلندر قرار گرفته بر روی بستر الاستیک، در شکل ۶ نمودار دامنه نوسانات بی‌بعد ( $A^*$ ) بر حسب سرعت کاهیده نشان داده شده و با داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۱۸] و نتایج عددی بلک‌برن و گوردان [۲۲] مقایسه شده است. دامنه نوسانات بی‌بعد از تقسیم ماکزیمم دامنه نوسان سیلندر اصلی بر قطر آن بدست آمده و سرعت کاهیده با ضرب  $UT_{\eta}/D$  در عدد اشتروهال، نرمالیزه شده است. عدد اشتروهال مطابق نتایج آزمایشگاهی بلک‌برن و اندرسون [۲۳]، که در سال ۱۹۹۹ انجام شده، در شبیه‌سازی دوبعدی برابر  $0/225$  در عدد رینولدز  $500$  فرض شده است. همان‌طور که در شکل ۵ ملاحظه می‌شود ماکزیمم دامنه نوسانات و فرم کلی روند تغییرات دامنه بی‌بعد بر حسب سرعت کاهیده در این پژوهش با نتایج آزمایشگاهی و عددی این محققان بسیار نزدیک می‌باشد. هرچند که مقادیر بدست آمده در سایر نقاط با نتایج آزمایشگاهی گوردان و ویلیامسون [۱۸] مطابقت بهتری دارد.

با توجه به شکل ۶ ملاحظه می‌شود که در شبیه‌سازی حاضر ناحیه قفل‌شدگی در اعداد  $St.Vr$  بین  $0/7$  تا  $1/2$  روی می‌دهد که در آن دامنه نوسانات سیلندر ناگهان به شدت افزایش می‌یابد، اما در ناحیه قبل و بعد از آن، دامنه ارتعاشات سیلندر بسیار ناچیز است.



شکل ۶ مقایسه تغییرات دامنه نوسانات بی‌بعد بر حسب  $St.Vr$  با نتایج سایر محققان در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی

در شکل ۸ تغییرات  $A^*$  برحسب  $St.Vr$  در حالتی که یک سیلندر کنترلی با آرایش خطی در فواصل مختلف از سیلندر اصلی قرار گرفته نشان داده شده است. قرار گرفتن سیلندر ثانویه در فواصل نزدیک به سیلندر اصلی سبب می‌شود که گردابه‌ها در فاصله دورتری از سیلندر اصلی ایجاد شود و به دلیل وارد آمدن نیروی کمتر بر سیلندر اصلی، دامنه نوسانات آن نیز کاهش یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در حالت نسبت  $S/D=1/5$  و  $S/D=2$  که سیلندر ثانویه بسیار نزدیک به سیلندر اصلی است، دامنه نوسانات به شدت کاهش یافته است به طوری که بیشینه مقدار  $A^*$  از  $0/607$  در هنگام عدم وجود سیلندر کنترلی، به  $0/31$  در حالت قرارگیری سیلندر کنترلی در نسبت  $S/D=2$  رسیده است. از طرف دیگر با افزایش فاصله سیلندر کنترلی و در نسبت‌های  $S/D=2/5$ ،  $S/D=3$  و  $S/D=3/5$ ، میزان دامنه نوسانات سیلندر اصلی افزایش می‌یابد. هرچند که میزان بیشینه دامنه نوسانات همچنان کمتر از حالت قرار گرفتن یک سیلندر تنها در معرض جریان است. علاوه بر این با توجه به شکل ۸ ملاحظه می‌شود که در نسبت فاصله‌های  $S/D=1/5$  و  $S/D=2/5$  نه تنها میزان دامنه نوسانات سیلندر اصلی کاهش یافته است بلکه ناحیه قفل‌شدگی نیز در اعداد  $St.Vr$  بزرگتر از  $0/9$  تا  $1/3$  روی می‌دهد.



شکل ۸ تغییرات دامنه نوسانات بی‌بعد برحسب  $St.Vr$  در حالت استفاده از یک سیلندر کنترلی با آرایش خطی

در حالی که در سایر حالت‌ها، مشابه حالت عدم وجود

در پشت سیلندر اصلی نیز شروع شده و با افزایش فاصله سیلندر کنترلی بر شدت تشکیل آنها افزوده می‌شود به طوری که در نسبت فاصله  $S/D=3/5$  گردابه‌ها به‌طور کامل در پشت سیلندر اصلی تشکیل می‌شود و سیلندر کنترلی تأثیری در جلوگیری از تشکیل آن در پشت سیلندر اصلی ندارد. از طرف دیگر همان‌طور که در شکل ۷ نشان داده شده است، تا هنگام قرارگیری سیلندر کنترلی در نسبت فاصله  $S/D=2/5$  تشکیل گردابه‌های ایجاد شده در پشت سیلندر کنترلی به صورت متقارن می‌باشند، اما از نسبت فاصله برابر  $S/D=3$  و بعد از آن الگوی تشکیل گردابه‌ها تغییر کرده و به صورت غیرمتقارن تشکیل می‌شوند.

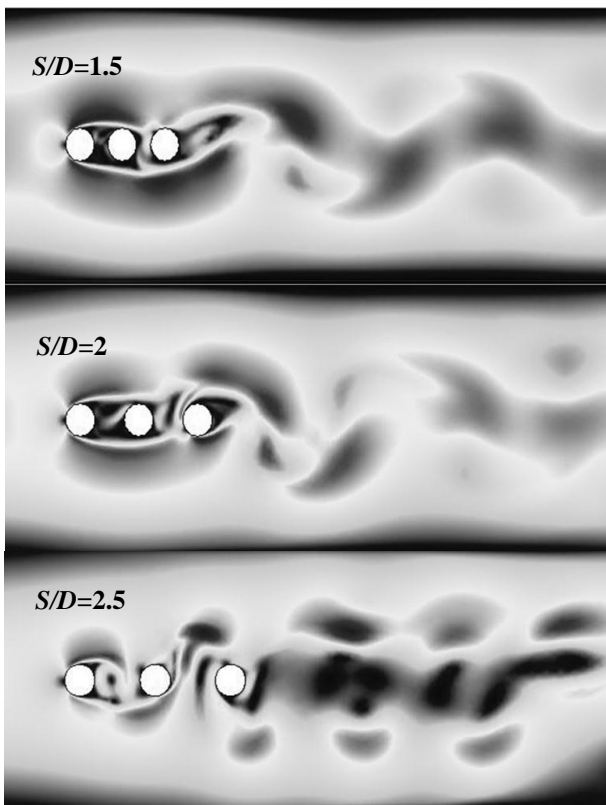
در جدول ۳ ضرایب لیفت و درگ میانگین در پشت سیلندر اصلی هنگام قرار گرفتن یک سیلندر کنترلی به صورت خطی در پشت سیلندر اصلی و در عدد  $Re=200$  ارائه شده است.

با توجه به نتایج جدول ۳ مشاهده می‌شود که در نسبت فاصله‌های  $S/D=1/5$  و  $S/D=2$ ، مقادیر ضرایب لیفت و درگ میانگین در پشت سیلندر اصلی به شدت کاهش یافته است به طوری که در حالت  $S/D=2$  این مقادیر به ترتیب حدود  $55\%$  و  $30\%$  کمتر از حالت عدم وجود سیلندر کنترلی است. کاهش ضرایب فوق به دلیل به تعویق افتادن تشکیل گردابه‌ها تا ناحیه پشت سیلندر کنترلی می‌باشد. از طرف دیگر در نسبت‌های  $S/D=2/5$  و بزرگتر از آن، از تأثیر قرار گرفتن سیلندر کنترلی بر کاهش ضرایب لیفت و درگ به تدریج کاسته شده و در حالت  $S/D=3/5$  سیلندر کنترلی تقریباً هیچ تأثیری بر کاهش نیروهای لیفت و درگ وارد بر سیلندر اصلی ندارد. علت آن تشکیل گردابه‌ها در ناحیه بین دو سیلندر است که همزمان با افزایش فاصله سیلندر کنترلی از سیلندر اصلی بر شدت تشکیل آن افزوده شده است.

جدول ۳ مقایسه ضرایب لیفت و درگ میانگین در حالت قرار گرفتن یک سیلندر کنترلی با آرایش خطی در  $Re=200$

$S/D=$	$S/D=$	$S/D=$	$S/D=$	$S/D=$	بدون سیلندر کنترلی	
1/5	2	2/5	3	3/5		
0/25	0/19	0/36	0/40	0/42	0/431	$\bar{C}_l$
1/03	0/93	1/24	1/29	1/30	1/31	$\bar{C}_d$





شکل ۹ کانتور جریان در حالت قرار گرفتن دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی در نسبت فاصله‌های  $S/D$  مختلف در  $St.Vr=1/1$

جدول ۴ مقایسه ضرایب لیفت و درگ میانگین در حالت قرار گرفتن

دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی در  $Re=200$

$S/D=1/5$	$S/D=2$	$S/D=2/5$	بدون سیلندر کنترلی	
۰/۲۷	۰/۲۲	۰/۴۱	۰/۴۳۱	$\bar{C}_l$
۱/۰۹	۰/۹۸	۱/۲۵	۱/۳۱	$\bar{C}_d$

در شکل ۱۰ تغییرات  $A^*$  برحسب  $St.Vr$  زمانی که دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی در نسبت فواصل  $S/D=1/5$ ،  $S/D=2$  و  $S/D=2/5$  قرار گرفته‌اند، نشان داده شده است. با توجه به شکل ۹ ملاحظه می‌شود که قرار گرفتن سیلندرهای کنترلی در پشت سیلندر اصلی سبب کاهش دامنه نوسانات سیلندر اصلی می‌شود. بیشینه مقدار  $A^*$  در حالت عدم وجود سیلندرهای کنترلی برابر  $0.607$  است که در نسبت فاصله  $S/D=1/5$ ، ماکزیمم مقدار  $A^*$  برابر  $0.42$  و در نسبت فاصله  $S/D=2$  این مقدار به  $0.34$  می‌رسد. اما با افزایش نسبت  $S/D$

سیلندرهای کنترلی، ناحیه قفل‌شدگی و بیشینه دامنه نوسانات در اعداد  $St.Vr$  بین  $0.7$  تا  $1.2$  روی می‌دهد. انتقال این رنج به بالاتر بیانگر آن است که تا سرعت‌های بالاتر جریان سیال امکان روی دادن ناحیه قفل‌شدگی کاهش یافته و ناحیه امن طراحی را افزایش می‌دهد.

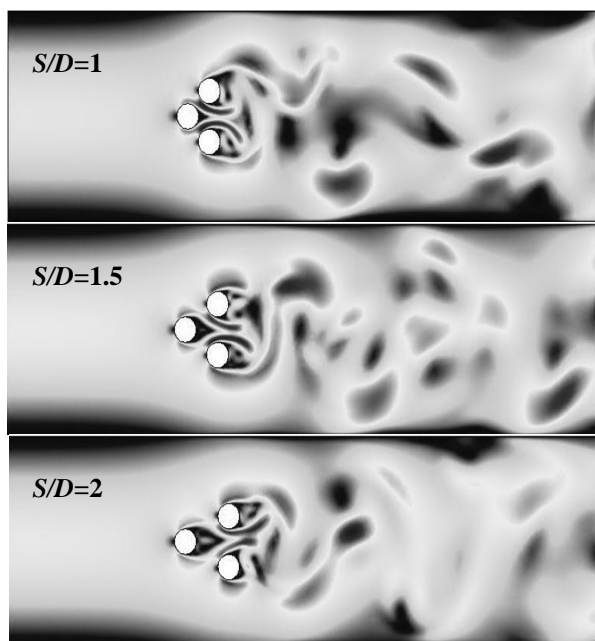
#### ۴-۲- استفاده از دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی در پشت سیلندر اصلی

در شکل ۹ کانتورهای جریان در حالت استفاده از دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی در پشت سیلندر اصلی در نسبت فاصله‌های  $S/D=1/5$ ،  $S/D=2$  و  $S/D=2/5$  نشان داده شده است. با توجه به شکل ۹ ملاحظه می‌شود که قرار گرفتن سیلندر کنترلی در نسبت فاصله‌های  $S/D=1/5$  و  $S/D=2$  سبب جلوگیری از تشکیل گردابه‌ها در پشت سیلندر اصلی شده و ایجاد آنها را تا ناحیه پشت سیلندرهای کنترلی به تعویق می‌اندازد، اما با افزایش فاصله سیلندر کنترلی و قرار گرفتن در نسبت فاصله  $S/D=2/5$  تأثیر سیلندر کنترلی کاهش یافته و جریان‌های گردابی در پشت سیلندر اصلی تشکیل می‌شود. از طرف دیگر تا نسبت فاصله  $S/D=2$  تشکیل گردابه‌ها در پشت سیلندر کنترلی به صورت متقارن می‌باشد، اما با افزایش فاصله سیلندر کنترلی و در نسبت فاصله  $S/D=2/5$  الگوی ایجاد گردابه‌ها تغییر کرده و به صورت نامتقارن تشکیل می‌شوند.

در جدول ۴ تغییرات ضرایب لیفت و درگ میانگین در عدد  $Re=200$  و موقعیت‌های مختلف دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی در پشت سیلندر اصلی ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در نسبت فاصله به  $S/D=2$ ، ضرایب میانگین لیفت و درگ میانگین به ترتیب حدود  $49\%$  و  $26\%$  کاهش یافته است. کاهش این ضرایب به دلیل دور شدن ناحیه تشکیل گردابه‌ها از سیلندر اصلی و قرار گرفتن آن در پشت سیلندر کنترلی دوم است که سبب کاهش نیروهای لیفت و درگ وارد بر سیلندر اصلی می‌شود، اما با افزایش نسبت فاصله به  $S/D=2/5$  ملاحظه می‌شود که ضرایب لیفت و درگ میانگین به شدت افزایش می‌یابند. همان‌طور که در کانتورهای جریان نیز نشان داده شد، در این نسبت فاصله اثر سیلندرهای کنترلی بر تشکیل گردابه‌ها در پشت سیلندر کاهش یافته و قرار گرفتن آنها در این فاصله نسبت به سیلندر اصلی از ایجاد گردابه‌ها در پشت سیلندر اصلی جلوگیری نمی‌کند.

سیلندر اصلی قرار داده شده‌اند. فاصله عمودی سیلندرهای کنترلی از سیلندر اصلی برابر  $D$  و فاصله افقی در نسبت فاصله‌های  $S/D=1$ ،  $S/D=1/5$  و  $S/D=2$  می‌باشد.

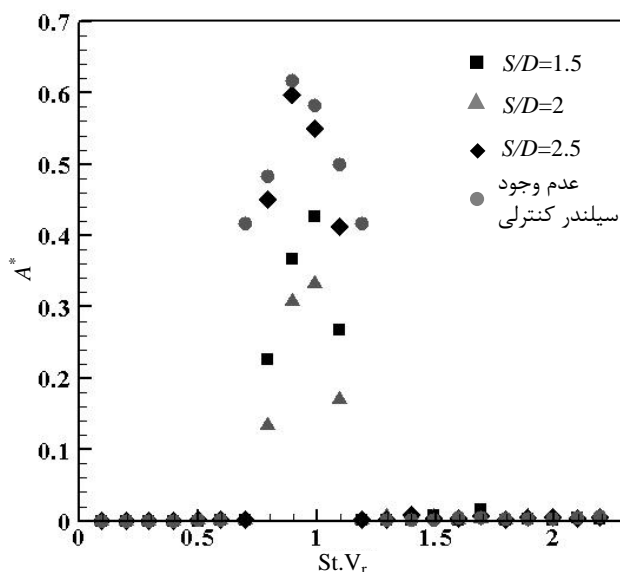
در شکل ۱۱ کانتور جریان هنگام استفاده از دو سیلندر کنترلی با آرایش مثلثی نسبت به سیلندر اصلی نشان شده است. با توجه به شکل ۱۱ در هنگام قرارگیری سیلندرهای کنترلی در فاصله بسیار نزدیک به سیلندر اصلی (نسبت فاصله  $S/D=1$ ) و همچنین در فاصله‌های دورتر از آن جریان‌های گردابه‌ای در پشت سیلندر اصلی تشکیل می‌شود. از طرف دیگر در هنگام قرارگیری سیلندرهای کنترلی در نسبت فاصله‌های  $S/D=1$  و  $S/D=2$ ، شدت و ضخامت ناحیه تشکیل گردابه‌ها در پشت سیلندر اصلی کمتر از حالت قرارگیری سیلندرهای کنترلی در نسبت فاصله  $S/D=1/5$  است. علاوه بر این برخلاف دو آرایش قبلی، قرار گرفتن سیلندرهای کنترلی، چه در فواصل نزدیک به سیلندر اصلی و چه در فواصل دورتر از آن، سبب تغییر الگوی گردابه‌های ایجاد شده در پشت سیلندر اصلی می‌شود و گردابه‌ها به صورت نامظم و غیرمتقارن تشکیل می‌شوند.



شکل ۱۱ کانتور جریان در حالت قرار گرفتن دو سیلندر کنترلی با آرایش مثلثی در نسبت فاصله‌های  $S/D$  مختلف در  $St.Vr=1/1$

در جدول ۵ تغییرات ضرایب لیفت و درگ میانگین در عدد  $Re=200$  و موقعیت‌های مختلف دو سیلندر کنترلی با آرایش

به بیش از ۲، میزان  $A^*$  افزایش می‌یابد به طوری که در حالت  $S/D=2/5$ ، مقدار آن به حدود ۰/۶ می‌رسد. به عبارت دیگر در نسبت فاصله‌های  $S/D$  بیش از ۲، قرار گرفتن سیلندرهای کنترلی در پشت سیلندر اصلی تأثیر چندانی در کاهش میزان دامنه نوسانات ندارد و نسبت فاصله بهینه  $S/D$  در حالت استفاده از دو سیلندر کنترلی به صورت خطی برابر ۲ می‌باشد.



شکل ۱۰ تغییرات دامنه نوسانات بی‌بعد برحسب  $St.Vr$  در حالت استفاده از دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی

همچنین همان‌طور که ملاحظه می‌شود روند تغییرات نمودار  $A^*$  برحسب  $St.Vr$  در حالت قرار گرفتن دو سیلندر کنترلی با آرایش خطی بسیار شبیه به حالت قرار گرفتن یک سیلندر فقط در معرض جریان است، اما گستره ناحیه قفل‌شدگی در این آرایش کاهش یافته و در اعداد  $St.Vr$  بزرگتر از ۰/۸ و کمتر از ۱/۱ روی می‌دهد. در حالی که در هنگام قرارگیری یک سیلندر تنها در معرض جریان ناحیه قفل‌شدگی در گستره اعداد  $St.Vr$  برابر ۰/۷ تا ۱/۲ روی می‌دهد.

#### ۳-۴- استفاده از دو سیلندر کنترلی با آرایش مثلثی در پشت سیلندر اصلی

سیلندرهای کنترلی در کاربردهای عملی می‌توانند با آرایش‌های مختلفی در پشت سیلندر اصلی قرار گیرند. در این قسمت دو سیلندر کنترلی به صورت آرایش مثلثی در پشت

همان‌طور که ملاحظه می‌شود در نسبت فواصل  $S/D=1$  و  $S/D=2$ ، میزان  $A^*$  کاهش یافته است به طوری که در حالت نسبت  $S/D=2$  بیشینه  $A^*$  به مقدار  $0/47$  رسیده است، اما در نسبت  $S/D=1/5$ ، مقدار ماکزیمم  $A^*$  افزایش یافته و به مقدار  $0/58$  رسیده است. به عبارت دیگر قرار گرفتن سیلندرهای کنترلی با آرایش مثلثی در نسبت فاصله  $S/D=1/5$ ، تأثیر ناچیزی در کاهش ماکزیمم مقدار  $A^*$  دارد. به طور کلی مشاهده می‌شود که آرایش مثلثی تأثیر زیادی بر کاهش ماکزیمم مقدار دامنه نوسانات در ناحیه قفل‌شدگی ندارد.

با توجه به شکل ۱۲ مشاهده می‌شود که الگوی تغییرات  $A^*$  برحسب  $St.Vr$  در همه حالات مشابه حالت عدم وجود سیلندر کنترلی است و بیشینه مقدار  $A^*$  مشابه حالت عدم وجود سیلندرهای کنترلی در بازه اعداد  $St.Vr$  بین  $0/7$  تا  $1/2$  روی می‌دهد.

## ۵- نتیجه‌گیری

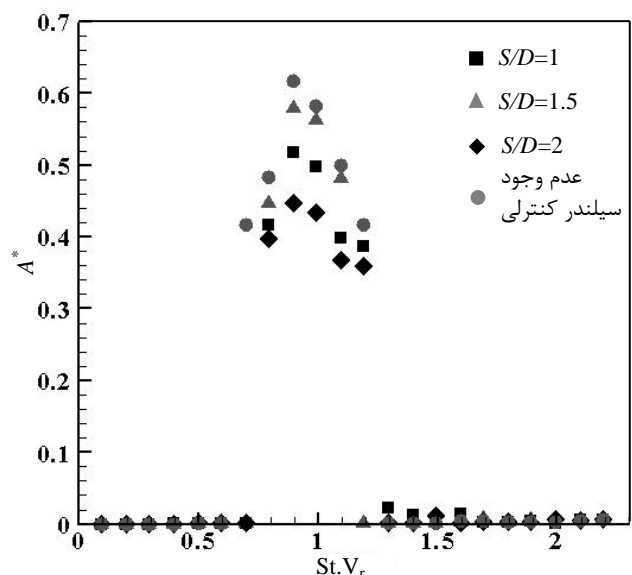
در این پژوهش، شبیه‌سازی پدیده ارتعاشات ناشی از گردابه‌ها بر روی سیلندر استوانه‌ای شکل قرار گرفته بر روی بستر الاستیک انجام شد. به منظور اعتبارسنجی نتایج بدست آمده در این پژوهش، مقادیر ضرایب لیفت و درگ و دامنه نوسانات در ناحیه قفل‌شدگی در حالت عدم وجود سیلندر کنترلی با نتایج سایر پژوهش‌های مشابه در این زمینه مقایسه شد که مطابقت بسیار خوبی را نشان داد. سپس تأثیر استفاده از سیلندرهای کنترلی با آرایش‌های مختلف در پشت سیلندر اصلی مورد مطالعه قرار گرفت. ابتدا با قرار دادن یک سیلندر کنترلی در پشت سیلندر اصلی در نسبت فاصله‌های  $1/5$ ،  $2$ ،  $2/5$ ،  $3$  و  $3/5$  برابر قطر سیلندر اصلی، ناحیه تشکیل گردابه‌ها بررسی و ضرایب لیفت و درگ و دامنه نوسانات اندازه‌گیری شد. نتایج نشان داد که با قرار گرفتن سیلندر کنترلی تا نسبت فاصله  $S/D=2$ ، ضرایب فوق و بیشینه دامنه نوسانات سیلندر در ناحیه قفل‌شدگی کاهش می‌یابد که علت آن به تعویق افتادن ایجاد جریان‌های گردابه‌ای و ویک‌ها تا پشت سیلندر کنترلی بود، اما در نسبت فاصله‌های بیش از  $2$ ، اثرات سیلندر کنترلی به تدریج کاهش یافته و نیروهای لیفت و درگ وارد بر سیلندر اصلی افزایش پیدا کرد. همچنین قرار گرفتن سیلندر کنترلی در فواصل نزدیک به سیلندر اصلی سبب به تاخیر افتادن ناحیه

مثلثی در پشت سیلندر اصلی نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود در نسبت فاصله  $S/D=2$ ، ضرایب میانگین لیفت و درگ میانگین به ترتیب  $24\%$  و  $10\%$  کاهش یافته است. کاهش این ضرایب به دلیل تغییر الگوی ایجاد گردابه‌ها در پشت سیلندر اصلی و کاهش شدت تشکیل آن‌ها می‌باشد. اما در نسبت فاصله  $S/D=1/5$  ضرایب لیفت و درگ نسبت به دو نسبت فاصله دیگر بیشتر می‌باشد. به عبارت دیگر در این نوع چیدمان سیلندرهای کنترلی، در نسبت فاصله  $S/D=2$  که سیلندرهای کنترلی نسبت به سیلندر اصلی دورتر می‌باشند، نیروهای لیفت و درگ کمتری نسبت به سایر حالات قرارگیری سیلندرهای کنترلی به سیلندر اصلی وارد می‌شود. هرچند که تأثیر این نوع چیدمان نسبت به آرایش خطی بسیار کمتر است. در شکل ۱۲ نمودار دامنه نوسانات سیلندر اصلی در حالت استفاده از سیلندرهای کنترلی با آرایش مثلثی ارائه شده است.

**جدول ۵** مقایسه ضرایب لیفت و درگ میانگین در حالت قرار گرفتن

دو سیلندر کنترلی با آرایش مثلثی در  $Re=200$

بدون سیلندر کنترلی			
$S/D=1$	$S/D=1/5$	$S/D=2$	
$0/36$	$0/41$	$0/33$	$\bar{C}_l$
$1/21$	$1/27$	$1/18$	$\bar{C}_d$



شکل ۱۲ تغییرات دامنه نوسانات بی‌بعد برحسب  $St.Vr$  در حالت استفاده از دو سیلندر کنترلی با آرایش مثلثی

<p><math>E</math> نیروی خارجی گردابه‌های جریان سیال (N)</p> <p><math>f_v</math> فرکانس گردابه‌سازی (Hz)</p> <p><math>h</math> سختی در غیاب سیال (<math>\text{Nm}^{-1}</math>)</p> <p><math>m</math> جرم جسم نوسان‌کننده بر واحد طول (<math>\text{kgm}^{-1}</math>)</p> <p><math>m^*</math> نسبت جرم سیلندر</p> <p><math>m_f</math> جرم اضافه شده سیال (kg)</p> <p><math>m_s</math> جرم استوانه (m)</p> <p><math>q</math> متغیر گردابه‌ای بی‌بعد</p> <p><math>Re</math> عدد رینولدز</p> <p><math>r_f</math> میرایی اضافه شده سیال (<math>\text{Nsm}^{-1}</math>)</p> <p><math>r_s</math> میرایی در غیاب سیال (<math>\text{Nsm}^{-1}</math>)</p> <p><math>S</math> فاصله مرکز سیلندر اصلی تا سیلندر کنترلی (m)</p> <p><math>St</math> عدد اشتروهل</p> <p><math>T</math> زمان با بعد (s)</p> <p><math>T_n</math> فرکانس ارتعاش آزاد در هوا (s)</p> <p><math>U</math> سرعت یکنواخت جریان سیال (<math>\text{ms}^{-1}</math>)</p> <p><math>U_r</math> سرعت جریان کاهش‌یافته (<math>\text{ms}^{-1}</math>)</p> <p><math>V_r</math> سرعت کاهیده</p> <p><math>Y</math> جابجایی صفحه‌ای و عمود بر جریان استوانه (m)</p> <p><math>\zeta</math> نسبت دمپینگ</p> <p><math>\nu</math> ویسکوزیته سینماتیک آب (<math>\text{m}^2\text{s}^{-1}</math>)</p> <p><math>\rho</math> چگالی آب (<math>\text{kgm}^{-3}</math>)</p> <p><math>\gamma</math> ضریب دمپینگ سیال اضافه شده (<math>\text{Nsm}^{-1}</math>)</p> <p><math>\Omega</math> فرکانس بی‌بعد نوسانات جریان گردابه‌ای</p> <p><math>\lambda</math> ضریب میرایی (<math>\text{Nsm}^{-1}</math>)</p>	<p>قفل‌شدگی به اعداد <math>St.Vr</math> بزرگتر از <math>0.9</math> شد. در قسمت بعد دو سیلندر کنترلی با دو آرایش مختلف خطی و مثلثی در پشت سیلندر اصلی قرار داده شد. در آرایش خطی، در نسبت فاصله‌های <math>S/D=1/5</math> و <math>S/D=2</math>، سیلندرهای کنترلی بیشترین تأثیر را در کاهش نیروهای وارد بر سیلندر اصلی داشتند. ناحیه قفل‌شدگی در این آرایش مشابه به حالت عدم وجود سیلندر کنترلی بود و مقادیر بیشینه دامنه نوسانات در اعداد <math>St.Vr</math> بین <math>0.7</math> و <math>1/2</math> اتفاق افتاد. از طرف دیگر با افزایش فاصله سیلندرهای کنترلی به <math>S/D=2/5</math>، گردابه‌ها در ناحیه بین سیلندرها و به صورت نامتقارن تشکیل شد.</p> <p>از طرف دیگر نتایج استفاده از آرایش مثلثی نشان داد که قرار گرفتن سیلندرهای کنترلی در نسبت فاصله دورتر از سیلندر اصلی و در <math>S/D=2</math>، فاصله بهینه برای کاهش اثرات لیفت و درگ بر روی سیلندر اصلی می‌باشد. همچنین بررسی کانتورهای جریان در این نوع آرایش نشان داد قرار گرفتن سیلندرهای کنترلی به صورت مثلثی سبب ایجاد تغییر الگوی تشکیل گردابه‌ها در ناحیه پشت سیلندر اصلی می‌شود.</p> <p>نتایج این پژوهش بیانگر این بود که در آرایش خطی، چیدمان و فاصله بهینه قرار دادن سیلندرهای کنترلی به صورت یک سیلندر کنترلی در نسبت فاصله <math>S/D=2</math> می‌باشد که بیشترین تأثیر را در کاهش نیروهای وارد بر سیلندر اصلی و دامنه ارتعاشات آن دارد. در آرایش مثلثی نیز قرار گرفتن سیلندر کنترلی در نسبت فاصله <math>S/D=2</math> تأثیر بیشتری در کاهش ضرایب لیفت و درگ و دامنه نوسانات سیلندر اصلی دارد. هرچند که تأثیر آن نسبت به چیدمان خطی کمتر است.</p>
--	--

## ۷- مراجع

- [1] Feng C.C., *The Measurement of Vortex-Induced Effects in Flow Past a Stationary and Oscillating and D-section Cylinder*, MASC Thesis, Vancouver, University of British Columbia, 1968.
- [2] Naudascher E., Rockwell D., *Flow-Induced Vibrations*, Rotterdam, Balkema Press, 1994.
- [3] Kwon S.H., Cho J.W., Park J.S., Choi H.S., "The Effects of Drag Reduction by Ribbons Attached to Cylindrical Pipes", *Ocean Engineering*, Vol. 29, No. 15, 2002, pp.1945-1958.
- [4] Wong H.Y, Kokkalis A., "A Comparative Study of Three Aerodynamic Devices for Suppressing Vortex-Induced Oscillation", *Journal of Wind Engineering Industrial Aerodynamics*, Vol. 10, No. 2, 1982, pp. 21-29.

## ۶- فهرست علائم

<p><math>A^*</math> دامنه نوسانات بی‌بعد</p> <p><math>A_{max}</math> ماکزیمم دامنه نوسان سیلندر اصلی (m)</p> <p><math>\bar{C}_d</math> ضریب درگ میانگین</p> <p><math>C_1</math> ضریب برای نوسانی</p> <p><math>\bar{C}_1</math> ضریب لیفت میانگین</p> <p><math>C_{10}</math> ضریب برای مرجع</p> <p><math>C_1(T)</math> ضریب برای لحظه‌ای</p> <p><math>C_m</math> ضریب جرم اضافه شده</p> <p><math>D</math> قطر استوانه (m)</p>
--

- [15] Facchinetti M.L., de Langre E., Biolly F., "Coupling of Structure and Wake Oscillators in Vortex-Induced Vibrations", *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 19, 2004, pp. 123-140.
- [16] Pantazopoulos M.S., "Vortex-Induced Vibration Parameters: Critical Review", *Proceeding of the 17<sup>th</sup> International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Osaka, Japan, 1994, pp. 199-255.
- [17] N. Seghatolslami, A. Okhovat, M.A. Haj Asgarkhani, B. Tanhaee, *The Complete Reference of COMSOL Multiphysics*, Tehran, Ariavazheh, pp.1-85, 2011. (In Persian)
- [18] Govardhan, R., Williamson, C. H. K., "Modes of Vortex Formation and Frequency Response of a Freely Vibrating Cylinder", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 420, 2000, pp. 85-130.
- [19] Lam, K., Gong, W.Q., So R.M.C., "Numerical Simulation of Transverse Around Four Cylinders in an In-Line Square Configuration", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 24, 2008, pp. 34-57.
- [20] Farrant, T., Tana, M., Price, W.G., "A Cell Boundary Element Method Applied to Laminar Vortex-Shedding from Arrays of Cylinders in Various Arrangements", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 14, 2000, pp. 375-402.
- [21] Meneghini, J.R., Saltara, F., Soqueira, C.L.R., Ferrari Jr, J.A., "Numerical Simulation of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Tandem and Side-by-Side Arrangements", *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 15, 2001, pp. 327-350.
- [22] Blackburn H.M., Govardhan R.N., C.H.K. Williamson, "A Complementary Numerical and Physical Investigation of Vortex-Induced Vibration", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 15, No. 3, 2000, pp. 481-488.
- [23] Blackburn, H.M., Henderson, R.D., "A Study of Two-Dimensional Flow Past an Oscillating Cylinder", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 385, 1999, pp. 255-286.
- [5] Blevins R.D., *Flow-Induced Vibration*, first Ed., New York, Van Nostrand Reinhold Company, 1990.
- [6] Hagedorn P., "On the Computation of Damped Wind-Excited Vibrations of Overhead Transmission Lines", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 83, No. 2, 1982, pp. 253-271.
- [7] Cho K.P., Cermak J.E., Lai M.L., Nielsen E.J., "Visco-Elastic Damping for Windexcited Motion of a Five-Story Building Frame", *Journal of Wind Eng Industrail Aerodynamics*, Vol. 77, 1998, pp. 269-281.
- [8] Hitchcock P.A., Glanville M.J., Kwok K.C.S., "Damping Properties and Wind Induced Response of a Steel Frame Tower Fitted with Liquid Column Vibration Absorbers", *Journal of Wind Eng Indust Aerodyn*, Vol. 83, No. 14, 1999, pp. 183-196.
- [9] Swaroop K.Y., Kareem A., "Semi-Active Tuned Liquid Column Dampers: Experimental Study", *Journal of Structure Engineering*, Vol. 129 No. 7, 2003, pp. 960-971.
- [10] Owen J.C., Bearman P.W., Szweczyk A.A., "Passive Control of VIV with Drag Reduction", *Journal of Fluids Structure*, Vol. 15, No. 9, 2001, pp. 597-605.
- [11] Strykowski P.J., Sreenivasan K.R., "On the Formation and Suppression of Vortex Shedding' at Low Reynolds Numbers", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.218, 1999, 99. 71-107.
- [12] Jin-Ping O., Feng Xu., Yi-Qing X., "Numerical Simulation of Vortex Induced Vibration of Three Cylinders in Regular Triangle Arrangement", *Proceeding of the The 7<sup>th</sup> Asia-Pacific Conference on Wind Engineering*, Taipei, Taiwan, 2009.
- [13] Filip V.A, John V.V., "Flow Induced Oscillation of Marine Risers with Wake Interference", *Proceeding of the Comsol Conference*, Paris, France, 2010.
- [14] Farshidianfar A., Zangane H., "A Modified Wake Oscillator Model for Vortex-Induced Vibration of Circular Cylinders for a Wide Range of Mass-Damping Ratio", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 26, 2010, pp. 430-441.