

## مطالعه عددی ارتعاش القایي گردابه برای سیلندر دایره‌ای

احسان ایزدپناه<sup>\*</sup>، یاسر امینی، علی عاشوری

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خلیج فارس، بوشهر، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۴ فروردین ۱۳۹۶  
بازنگری: ۳ تیر ۱۳۹۶  
پذیرش: ۲۵ تیر ۱۳۹۶  
ارائه آنلاین: ۲۹ تیر ۱۳۹۶

### کلمات کلیدی:

ارتعاش القایي گردابه  
ریزش گردابه  
پدیده ضربه  
سیلندر دایره‌ای

**چکیده:** در ارتعاش القایي گردابه، سازه با جریان سیال تأثیر متقابل دارد که منجر به ارتعاش سازه شده و در شرایطی موجب تخریب سازه می‌شود. در این مقاله، اثر ارتعاش القا شده بر تک سیلندر و دو سیلندر در حالت‌های چرخان و غیر چرخان به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. در حالت تک استوانه غیر چرخان نتایج نشان داد سرعت کاهنده و ضریب میراکننده تأثیر قابل توجهی بر اختلاف فاز بین مؤلفه‌های مختلف نیروی وارده بر سیلندر، شکل گردابه‌های تشکیل شده، الگوی ریزش آنها و ارتعاش سیلندر دارند. افزایش ضریب میرایی باعث کاهش ارتعاشات سیلندر می‌شود. الگوی ریزش گردابه برای همه سرعت‌های کاهنده و ضرایب میرایی مورد بررسی به صورت  $2.5$  است. در بین موارد بررسی شده، دو نوع الگوی ارتعاشی هارمونیک کامل و ضربه مشاهده شد. بیشترین دامنه ارتعاش سیلندر مربوط به سرعت کاهنده ۴ در  $\zeta=0$  بوده و کمترین جابه‌جایی سیلندر مربوط به سرعت کاهنده ۳ است. در حالت استوانه‌های چرخان مشاهده گردید که چرخش سیلندر آرایش ریزش گردابه‌های پشت سیلندر را تغییر می‌دهد و قدرت آن‌ها را کاهش می‌دهد و این امر، باعث کاهش محسوس نوسانات ضریب برآ و در نتیجه کاهش شدید ارتعاش سیلندر می‌شود.

### ۱- مقدمه

هنگامی که جریان سیال لزج از روی یک سیلندر عبور می‌کند، از عدد رینولدز مشخصی به بعد پدیده ریزش گردابه رخ می‌دهد. در این حالت، گردابه‌های تشکیل شده در بالا و پایین پشت سیلندر شروع به ریزش می‌کنند که منجر به اعمال نیرویی بر سیلندر و در نهایت ارتعاش آن می‌شود که به این پدیده ارتعاش القایي گردابه<sup>۱</sup> گفته می‌شود. به هنگام ارتعاشات سیلندر، اگر بسامد ریزش گردابه‌ها به بسامد طبیعی نوسانات سیلندر نزدیک شود، پدیده قفل شونگی رخ می‌دهد [۳-۱] که دامنه ارتعاشات سیلندر افزایش می‌یابد. ارتعاشات القا شده ناشی از گردابه‌ها در طراحی بسیاری از قطعات چون بال هواپیما، سطوح پایینی کشتی‌ها، نفت‌کش‌ها، پل‌ها، مبدل‌های حرارتی، لوله‌های انتقال گاز و نفت و کابل‌های انتقال قدرت بسیار اهمیت داشته است، طوری که بررسی ارتعاشات آن‌ها و پیش‌بینی اثرات تخریبی ناشی از آن‌ها، جز اولویت‌های طراحی مهندسی شرکت‌های سازنده به شمار می‌رود.

به دلیل اهمیت ارتعاشات اجسام غوطه‌ور در سیال، در طول سالیان اخیر مطالعات زیادی بر این موضوع شده است. بیشاپ و حسن [۴]، گریفین و

<sup>1</sup>Vortex-Induced Vibration (VIV)

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: e.izadpanah@pgu.ac.ir

رامبرگ [۵] ویلیامسون و روشکو [۶] و کوپمن [۷] از اولین کسانی هستند که بر روی ارتعاشات حاصل از ریزش گردابه‌ها حول سیلندر تحقیق کردند و آن‌ها نتیجه گرفتند که ارتعاشات ناشی از ریزش گردابه‌ها یک فرایند خود محدوده کننده می‌باشد. فنگ [۸] ارتعاشات عرضی سیلندر دایروی برای نسبت جرم ( $m^*$ ) بالا مطالعه کرد و نشان داد که پدیده قفل شونگی سیلندر در محدوده خاصی از سرعت‌های کاهنده ( $U_r$ ) رخ می‌دهد. زائو و همکاران [۹] با بررسی ارتعاش سیلندر دریافتند که انتقال طبیعت جریان از حالت دو بعدی به سه بعدی نسبت به سیلندر ساکن در اعداد رینولدز بالاتری رخ می‌دهد و این محدوده برای سیلندر متحرک بین اعداد رینولدز ۲۵۰ تا ۳۰۰ است. بنابراین هنگامی که عدد رینولدز جریان در مسائل ارتعاش القایي گردابه کمتر از ۲۵۰ باشد، نتایج مسأله در سه بعدی و دو بعدی با هم یکسان بوده و می‌توان مسائل را به صورت دو بعدی مورد بررسی قرار داد. سینگ و میتال [۱۰] به صورت عددی ارتعاش القایي گردابه بر روی سیلندر دایروی در اعداد رینولدز پایین مورد مطالعه قرار دادند و دریافتند که اثر عدد رینولدز بسیار قابل توجه است. پراسانت و میتال [۱۱] نیز ارتعاش القایي گردابه بر روی سیلندر دایروی با نسبت جرم برابر ۱۰ در جریان آرام مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها بر روی شاخه‌های متفاوت در پاسخ سیلندر و الگوهای مختلف ریزش گردابه مرتبط با هر شاخه تحقیق کردند. آن‌ها الگوی  $2.5$  ریزش

سازی مسأله نمایش می‌دهد. دامنه حل یک مستطیل در نظر گرفته شده که طول و عرض آن به ترتیب  $L=4\pi AD$  و  $H=2\pi D$  است که  $D$  معرف قطر سیلندر است. همچنین فاصله مرکز سیلندر از ورودی و خروجی به ترتیب با  $x_u$  و  $x_d$  مشخص شده و مقادیر این پارامترها به ترتیب  $12D$  و  $36D$  است. روابط حاکم برای یک جریان گذرا، تراکم ناپذیر، آرام و دو بعدی نیوتنی و با فرض صرف نظر از اثر اتلاف لزجت برای حالت شبکه متحرک مطابق زیر است.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + (v - \bar{v}) \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (2)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + (v - \bar{v}) \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (3)$$

که در اینجا  $u$  و  $v$  سرعت جریان سیال به ترتیب در راستای  $x$  و  $y$  و  $\bar{v}$  سرعت شبکه جابه‌جا شده در راستای  $y$  می‌باشند. همچنین  $\rho$  و  $t$  و  $P$  و  $\mu$  به ترتیب دانسیته سیال، زمان، فشار استاتیکی و لزجت دینامیکی سیال است. ارتعاشات سیلندر در راستای عرضی توسط یک سامانه جرم-فنر-میراکننده شبیه‌سازی می‌شود که معادلات حاکم بر این سامانه مطابق زیر است:

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + k y = f_L \quad (4)$$

که در اینجا  $y$  و  $\dot{y}$  و  $\ddot{y}$  به ترتیب جابه‌جایی، سرعت و شتاب سیلندر در راستای عرضی جریان هستند. همچنین  $m$  و  $c$  و  $k$  به ترتیب جرم معادل، ضریب میرایی معادل و سختی فنر معادل سامانه ارتعاشی است و  $f_L(t)$  نیروی برآ اعمال شده از طرف سیال اطراف سیلندر می‌باشد. شکل بدون بعد معادله (۴) مطابق زیر است:

$$\frac{d^2 y^*}{dt^{*2}} + \left( \frac{4\pi\zeta}{U_r} \right) \frac{dy^*}{dt^*} + \left( \frac{4\pi^2}{U_r^2} \right) y^* = \frac{Cl}{2m_r} \quad (5)$$

که  $y^* = y/D$  و  $t^* = tU_\infty/D$  است. جهت بی بعد کردن جرم، سختی فنر و ضریب میرایی معادل از پارامترهای سرعت کاهنده  $U_r$ ، نسبت جرمی  $m_r$ ، ضریب بی بعد میرایی  $\zeta$  و ضریب برآ  $C_1$  استفاده شده است که مطابق زیر معرفی می‌شوند.

$$U_r = \frac{U_\infty}{f_n D} \quad (6)$$

$$m^* = \frac{m}{\rho D^2} \quad (7)$$

گردابه برای دامنه بالای نوسانات سیلندر در محدوده قفل شونده‌گی گزارش دادند.

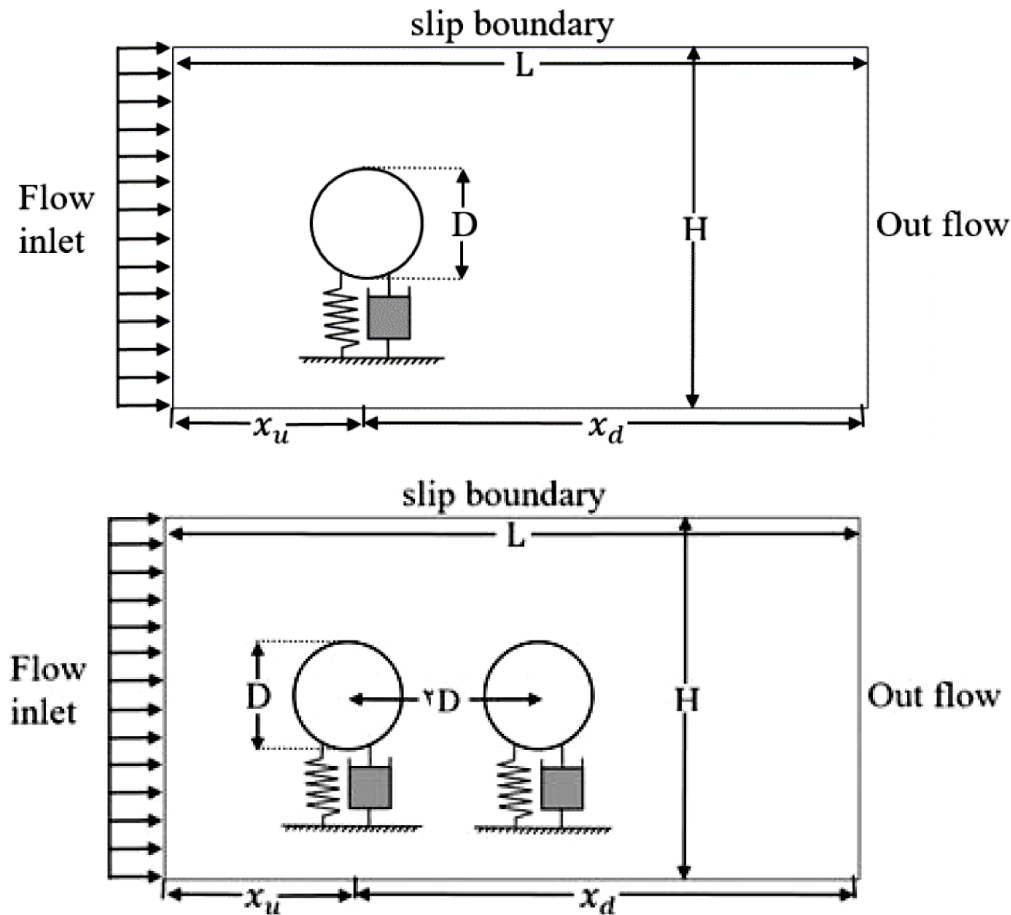
در بین تحقیقات و پژوهش‌های انجام شده بر روی ارتعاش القایی گردابه، ارتعاشات چند سیلندر نیز مورد توجه قرار گرفته است. باو، هانگ و همکاران [۱۲] ارتعاشات دو سیلندر دایروی برای عدد رینولدز برابر  $150$  و  $m^*=2$  و بدون دمپر بررسی کردند. نتایج نشان داد که رفتار ارتعاشاتی سیلندر جلویی شبیه رفتار ارتعاشاتی تک سیلندر است ولی به علت تأثیر گردابه‌های سیلندر جلویی بر روی سیلندر عقبی، رفتار ارتعاشاتی سیلندر عقبی کاملاً متفاوت شد. لذا دامنه جابه‌جایی سیلندر عقبی بیشتر از سیلندر جلویی است. مایسا و همکاران [۱۳] به مقایسه ارتعاشات تک سیلندر با دو سیلندر برای عدد رینولدز برابر  $200$  و  $m^*=10$  و  $\zeta=0.01$  پرداختند. آن‌ها دریافتند که ریزش گردابه‌های سیلندر جلویی بر افزایش جابه‌جایی سیلندر عقبی تأثیر می‌گذارد. اگر اختلاف فاز بین نیروی فشاری و سرعت سیلندر بین  $-\pi/2$  تا  $\pi/2$  باشد، به ارتعاشات سیلندر انرژی تزریق می‌شود ولی اگر اختلاف فاز بین نیروی برشی و سرعت سیلندر بین  $\pi/2$  تا  $3\pi/2$  باشد، انرژی از ارتعاشات سیلندر گرفته می‌شود. اختلاف فازها در یک مسأله ارتعاشاتی توسط لی، زانگ و همکاران [۱۴] نیز مورد مطالعه قرار گرفته است.

علاوه بر مطالعات عددی، در این زمینه به صورت تجربی نیز تحقیقاتی انجام شده است. بلوینس و کوگران [۱۵] ارتعاشات سیلندر با سطح مقطع، قطر و جنس‌های مختلف برای اعداد رینولدز بالاتر از  $150000$  به صورت تجربی مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که اگر بسامد ریزش گردابه‌های سیلندر ساکن بین  $0.9$  تا  $1$  برابر بسامد طبیعی سیلندر مرتعش باشد، پدیده قفل شونده‌گی رخ می‌دهد. همچنین فرانزینی و همکاران [۱۶] به صورت تجربی بر روی ارتعاشات عرضی سیلندر بیضوی به ازای نسبت جرم برابر  $2/5$  و محدوده اعداد رینولدز از  $2000$  تا  $8000$  تحقیق کردند و گزارش دادند که نوسانات عرضی سیلندر بیضوی به صورت قابل توجه‌ای از نوسانات عرضی سیلندر دایروی بیشتر است.

بیشتر مقالات به بررسی اثر ارتعاش القایی گردابه بر روی سیلندر برای دامنه محدود ضریب میراکننده یا سرعت کاهنده پرداخته اند و اثر تغییرات هر دو مورد بطور همزمان بررسی نشده است. همچنین در اغلب تحقیقات حالت بدون میراکننده در نظر گرفته شده است در صورتی که تغییرات هر دو پارامتر مهم است. لذا در کار حاضر بطور همزمان اثر تغییرات ضریب میراکننده و سرعت کاهنده بر روی سرعت و جابه‌جایی سیلندر، نیروی برآ و مؤلفه‌های آن بررسی می‌شود. همچنین اثر چرخش سیلندر و وجود سیلندر دوم نیز مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

## ۲- شرح موضوع و معادلات حاکم

در این مقاله جریان برروی یک سیلندر و دو سیلندر دایره‌ای که می‌تواند در جهت عمود بر جریان ارتعاش کند بررسی شده است. شکل ۱ دامنه حل به همراه سامانه جرم-فنر-میراکننده سیلندر را به صورت شماتیک برای شبیه



شکل ۱: شماتیک دامنه حل و سامانه جرم-فنر-میراکننده

Fig. 1. Schematic diagram of computational domain and mass-spring-damper system

- بر روی سیلندر دایروی:

$$u = 0$$

$$v = 0$$

(۱۳)

- در مرز خروجی:

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

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

(۱۴)

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k m}} \quad (۸)$$

$$Cl = \frac{f_L(t)}{1/2 \rho U_\infty^2 D} \quad (۹)$$

که در اینجا  $f_n$  بسامد طبیعی سیلندر است که از طریق رابطه زیر تعیین می‌شود.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (۱۰)$$

شرایط مرزی مورد استفاده جهت بررسی هندسه مورد نظر عبارت است از:

- در مرز ورودی:

$$u = U_\infty$$

$$v = 0$$

(۱۱)

- بر روی مرزهای بالا و پایین:

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

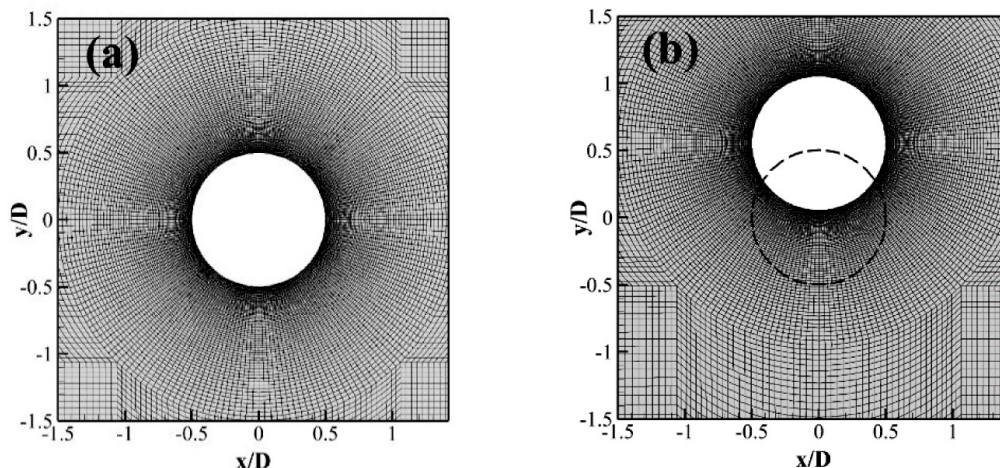
$$v = 0$$

(۱۲)

### ۳- شبیه‌سازی عددی

نتایج کار حاضر از به کارگیری نرم افزار انسیس فلوئنت ۱۷ حاصل شده است. معادله ارتعاش سیلندر از طریق نوشتن کد توسط نویسندگان مقاله و بکارگیری قابلیت بارگذاری یو. دی. اف<sup>۱</sup> به نرم افزار داده شد. روند حل مسأله بدین گونه است که در هر گام زمانی، ابتدا نیروهای فشاری و اصطکاکی برآ توسط نرم افزار با حل معادلات (۱) تا (۳)، محاسبه می‌شوند و سپس سرعت و جابه‌جایی سیلندر از طریق معادله (۴) بدست می‌آید. باتوجه به جابه‌جایی

<sup>۱</sup>User-Defined Function



شکل ۲: نمایی نزدیک از شبکه تولید شده حول سیلندر در (a) موقعیت اولیه (b) در بیشترین جابه‌جایی عرضی سیلندر

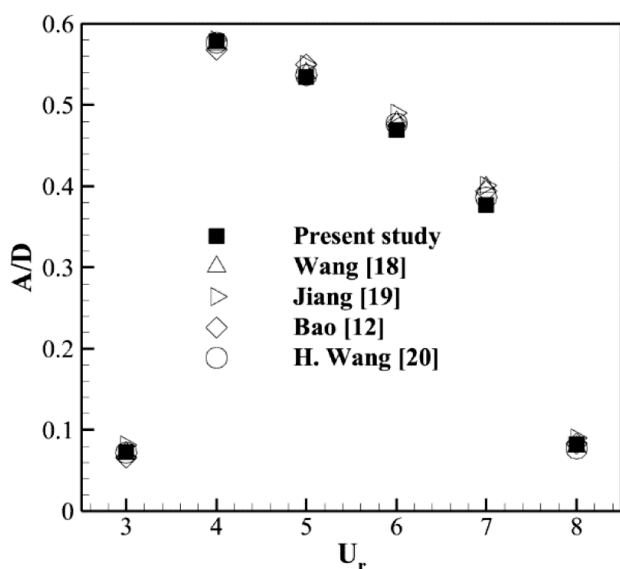
Fig. 2. Enlarged view of the grid distribution over the cylinder in a) the initial position b) the transverse maximum displacement of the cylinder

$G3$  و  $G4$  کمتر از  $0/6$  درصد است. لذا شبکه  $G3$  برای شبیه‌سازی مسأله حاضر انتخاب گردید که برای این شبکه سطح روی سیلندر دایروی به  $200$  قسمت مساوی تقسیم شده و تعداد کل شبکه  $72520$  است.

به منظور اعتبارسنجی روش عددی به کار گرفته‌شده و نتایج بدست آمده، شبیه‌سازی برای سیلندر دایره‌ای با  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $\zeta=0$  انجام شد. بدین منظور تمام مشخصات هندسی و شرایط مرزی مطابق مرجع [۱۲] اعمال شد. در شکل ۳ نتایج حاصله برحسب مقادیر دامنه نوسان بدون بعد سیلندر برای محدوده سرعت کاهنده ۳ تا ۸ با نتایج مراجع [۱۲] و [۱۸-۲۰]

سیلندر از روش هموارسازی با ضریب پارامتر پخش برابر ۲ استفاده شده است که در این روش، با هر بار جابه‌جایی سیلندر و بهم خوردن شبکه، هندسه را با جابه‌جایی مرز شبکه و بدون تغییر دادن تعداد نقاط تنظیم می‌کند. با توجه به غیردائم بودن مسأله از روش ضمنی مرتبه اول استفاده شده است. لازم به ذکر است استقلال نتایج از گام زمانی مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت مقدار گام زمانی بدون بعد  $0/02$  در نظر گرفته شد [۱۷].

شکل ۲ بخشی از شبکه مورد استفاده از نمای نزدیک در دو موقعیت اولیه و بیشترین جابه‌جایی را نشان می‌دهد. این شبکه استفاده شده از چندین بلوک‌های مربعی و دایروی تشکیل شده است که اطراف سیلندر به خوبی ریز شده است و با نسبت  $1/03$  به سمت دیواره‌ها رشد می‌کند. از چهار شبکه با اندازه‌های متفاوت برای بررسی استقلال شبکه استفاده شده است. مقادیر محاسبه شده برای دامنه جابه‌جایی بدون بعد سیلندر ( $A/D$ ) و دامنه ضریب برآ ( $C_l$ ) برای  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $\zeta=0$  در جدول ۱ آورده شده است. نتایج جدول ۱ نشان می‌دهد که بیشترین اختلاف بین مقادیر شبکه



شکل ۳: تغییرات دامنه ارتعاش بدون بعد سیلندر بر حسب سرعت کاهنده

Fig. 3. Variation of the dimensionless vibration amplitude with the reduced velocity

جدول ۱: نتایج بررسی استقلال شبکه برای  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $U_r=4$   
Table 1. Results of grid independency examination for  $Re_D=150$ ,  $m^*=2$  and  $U_r=4$

$A/D$	$Cl_{max}$	تعداد کل سلول‌ها	تعداد سلول روی سیلندر	شبکه
۱/۹۱۴۵	۰/۴۶۱۶	۲۱۶۰۸	۴۸	G1
۱/۶۰۴۳	۰/۵۷۶۵	۵۰۱۴۰	۱۰۰	G2
۱/۴۲۳۲	۰/۵۷۸۰	۷۲۵۲۰	۲۰۰	G3
۱/۴۲۹۴	۰/۵۷۸۲	۱۰۸۶۶۵	۳۰۰	G4

جدول ۲: مقایسه ضرایب پسا و برآ حاصل از چرخش سیلندر دایروی در کار حاضر با مراجع دیگر به ازای  $Re_D=100$  سرعت زاویه‌های متفاوت  
 Table 2. Comparison of the drag and lift coefficients from the circular cylinder vibration in the present work with another references at  $Re_D=150$  and the various angular velocities

	$\alpha = 0$		$\alpha = 0.5$		$\alpha = 1$		$\alpha = 1.5$		$\alpha = 2$	
	$\overline{Cl}$	$\overline{Cd}$	$\overline{Cl}$	$\overline{Cd}$	$\overline{Cl}$	$\overline{Cd}$	$\overline{Cl}$	$\overline{Cd}$	$\overline{Cl}$	$\overline{Cd}$
Present	صفر	۱/۳۵۵	-۱/۲۰۴	۱/۲۹۵	-۲/۵۲۳	۱/۱۳۵	-۳/۹۱۲	۰/۸۳۵	-۵/۵۳۵	۰/۴۹۳
Stajkovic <i>et al.</i> [21,22]	صفر	۱/۳۵۵	-۱/۱۹۳	۱/۲۸۱	-۲/۴۶۱	۱/۱۰۰	-۳/۸۵۹	۰/۸۲۳	-۵/۴۷۲	۰/۴۷۴

مؤلفه‌های نیروی برآ بیشتر شده است، لذا برهم نهی سازنده اجزاء کاهش یافته است که این موضوع در شکل ۴ (ج) نیز قابل مشاهده است. از طرفی با افزایش سرعت کاهنده از ۳ به ۴، جابه‌جایی و ارتعاش سیلندر بیشتر شده است که دلیل آن افزایش نیروی برآ اعمالی بر سیلندر است ولی با افزایش سرعت کاهنده از ۴ به ۵، با وجود افزایش ضریب برآ اصطکاکی ولی به دلیل اختلاف فاز بیشتر میان اجزا نیروی برآ (در ربع دوم دایره مثلثاتی) مقدار نیروی برآ کاهش یافته و در نتیجه، جابه‌جایی سیلندر در مقایسه با حالت به ازای  $U_r=4$  کاهش اندکی داشته است.

شکل ۶ تغییرات جابه‌جایی سیلندر، نیروی برآ و مؤلفه‌های آن را برحسب زمان برای سرعت‌های کاهنده ۶ تا ۸ نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش سرعت کاهنده دامنه جابه‌جایی و سرعت سیلندر کاهش یافته است. در سرعت کاهنده ۸ میزان ضریب برآ اصطکاکی کاهش یافته و تقریباً مقادیر  $Cl_p$  و  $Cl_t$  برابر است. علت کاهش مقدار  $Cl_t$  برای سرعت کاهنده ۶ و ۷ وجود اختلاف فاز بین  $Cl_p$  و  $Cl_\mu$  است. شکل ۷ تغییرات  $Cl_p$  بر حسب  $Cl_\mu$  را نشان می‌دهد و مشاهده می‌شود که اختلاف فاز بین ضریب برآ اصطکاکی و فشاری وارد بر سیلندر از سرعت کاهنده ۶ تا ۷ در حال افزایش است و به  $180^\circ$  نزدیک می‌شود. برای سرعت کاهنده ۵ مؤلفه‌های اصطکاکی و فشاری برآ تقریباً هم مرتبه بوده ولی با افزایش سرعت کاهنده مقدار نیروی اصطکاکی کاهش یافته بطوری که در سرعت کاهنده ۸ در مقایسه با نیروی فشاری ناچیز است و نیروی فشاری بیشترین سهم را در نیروی کل برآ دارد و اثرات ناشی از نیروی اصطکاکی به حداقل ممکن می‌رسد.

شکل ۸ تغییرات جابه‌جایی سیلندر و ضریب نیروی برآ در یک محدوده زمانی مشخص (حداقل یک سیکل ارتعاش سیلندر) و به ازای  $U_r=3-8$  و سامانه بدون دمپر نشان می‌دهد. نمودار تغییرات ضریب برآ و جابه‌جایی سیلندر منظم و هارمونیک است و بین جابه‌جایی سیلندر و نیروی اعمال شده به آن تغییر فاز وجود دارد. مشاهده می‌شود بیشترین دامنه جابه‌جایی و ضریب برآ مربوط به  $U_r=4$  و کمترین دامنه جابه‌جایی مربوط به  $U_r=5,8$  است. نمودار ضریب برآ نشان می‌دهد که مقدار متوسط تغییرات نیرو برابر صفر است، لذا می‌توان گفت که ریزش گردابه‌های مثبت و منفی پشت

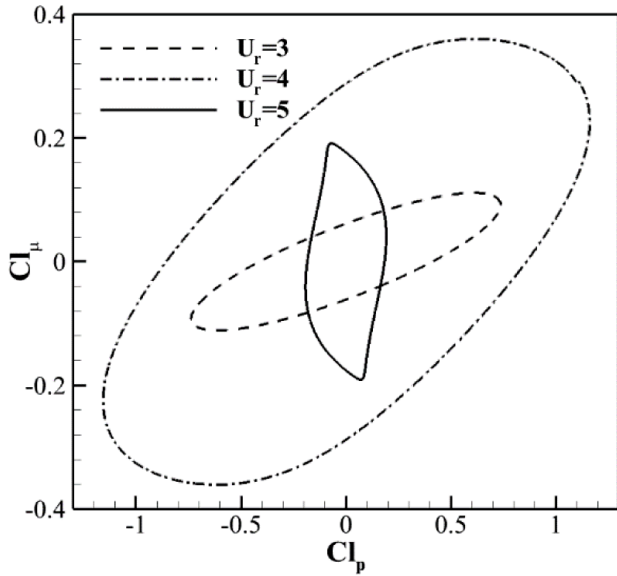
مقایسه شده است. مراجع [۱۲ و ۲۰] از روش اجزا محدود و مراجع [۱۹ و ۱۸] از روش لئیس بولتزمان استفاده کرده اند ولی در کار حاضر از روش حجم محدود استفاده شده است. مقادیر دامنه نوسان بدون بعد سیلندر بدست آمده و به خصوص روند تغییرات آن مطابقت خوبی با نتایج سایر مراجع نشان می‌دهند.

جهت اعتبارسنجی نتایج حاصل از چرخش سیلندر در کار حاضر، نتایج حاصل از چرخش سیلندر ساکن به ازای عدد رینولدز برابر ۱۰۰ با دیگر مراجع مقایسه شده است و در جدول ۲ آورده شده است. ضریب  $\alpha$  برابر است با  $r\omega/U_\infty$  است که  $r$  برابر شعاع سیلندر و  $\omega$  برابر با سرعت زاویه ای سیلندر می باشد. نتایج جدول ۲ نیز نشان از همخوانی خوبی با مراجع دارد.

#### ۴- نتایج

نتایج حاصل از حل عددی برای  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $\zeta=0-0.1$  و  $U_r=3-8$  در این بخش ارائه شده است. شکل ۴ تاریخچه زمانی جابه‌جایی و سرعت سیلندر، نیروی برآ و مؤلفه‌های آن برای  $\zeta=0$  و  $U_r=3-5$  را نشان می‌دهد. در این شکل جابه‌جایی سیلندر با قطر سیلندر  $D$ ، زمان با رابطه  $D/U_\infty$  نیروها با  $\rho U_\infty A/2$  و سرعت با سرعت ورودی جریان ( $U_\infty$ ) بی‌بعد شده‌اند. از شکل ۴ (الف) می‌توان دریافت که محدوده تغییرات مقدار  $Cl_p$  (ضریب برآ فشاری) بیشتر از  $Cl_\mu$  (ضریب برآ اصطکاکی) بوده و تأثیر بیشتری بر تغییرات مقدار  $Cl_t$  (ضریب برآ کل) دارد که نشان دهنده اثر بیشتر جدایش جریان و توزیع فشار نسبت به اصطکاک سیال و سطح بر نیروی برآ اعمالی است. ولی با افزایش سرعت کاهنده، محدوده تغییرات مقدار  $Cl_\mu$  افزایش یافته و تأثیر آن نیز بر ضریب برآ بیشتر می‌شود. نکته قابل توجه وجود اختلاف فاز بین مؤلفه‌های ضریب برآ بوده که باعث می‌شود سهم هر کدام در هر لحظه در مقدار  $Cl_t$  متفاوت باشد.

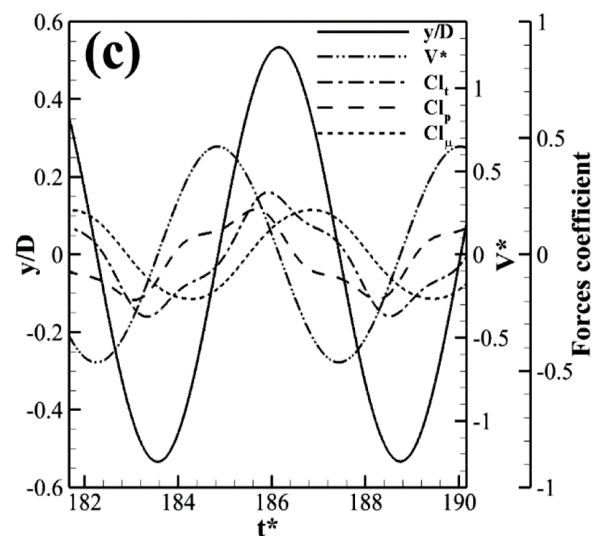
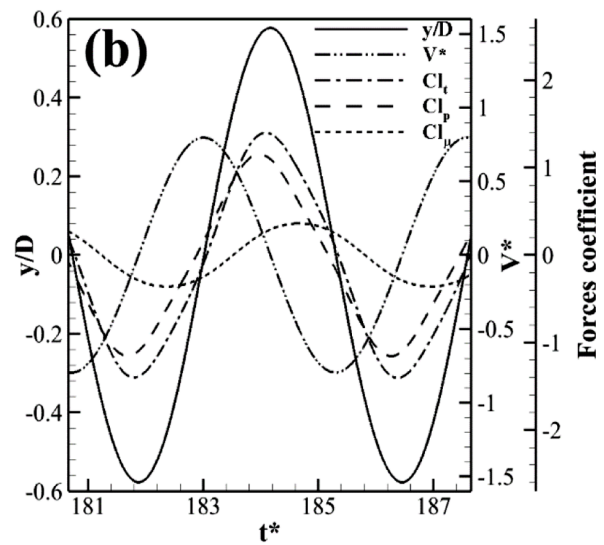
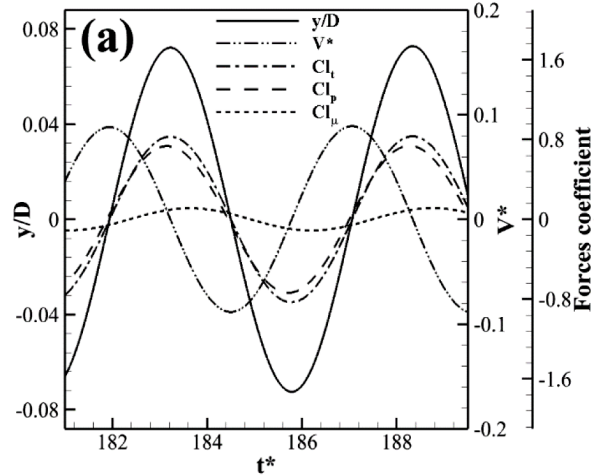
شکل ۵ تغییرات ضریب برآ فشاری برحسب ضریب برآ اصطکاکی را نشان می‌دهد. باتوجه به این نمودار اختلاف فاز بین این دو ضریب قابل تعیین است. این اختلاف برای سرعت‌های کاهنده ۳ و ۴ و ۵ به ترتیب برابر  $33/92^\circ$  و  $53/63^\circ$  و  $113/56^\circ$  است. به همین دلیل می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش سرعت کاهنده (کاهش بسامد طبیعی سامانه)، اختلاف فاز بین



شکل ۵: اختلاف فاز بین ضرایب برآ فشاری و اصطکاکی برای  $\zeta=0$  و  $U_r=3-5$

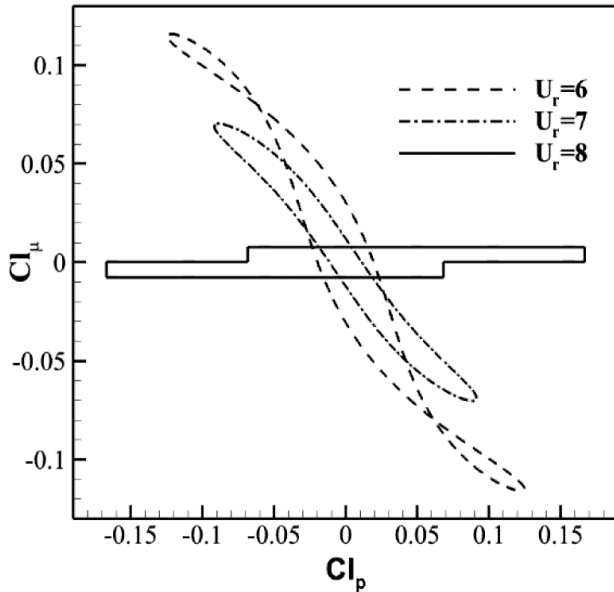
Fig. 5. Phase difference between pressure and viscous lift coefficients for  $\zeta=0$  and  $U_r=3-5$

سیلندر کاملاً مشابه است همچنین دامنه جابه‌جایی سیلندر در جهت مثبت و منفی یکسان است و مقدار متوسط تغییرات جابه‌جایی آن برابر صفر است. شکل ۹ نحوه ریزش گردابه‌های مثبت و منفی حول سیلندر را در سه موقعیت بالاترین مکان جابه‌جایی، مکان اولیه و پایین‌ترین مکان جابه‌جایی سیلندر به همراه دایره خط چین به عنوان دایره مبنا مکان اولیه سیلندر را نشان می‌دهد. الگوی ریزش گردابه از سیلندر به صورت  $2S$  و دو مسیر موازی است که در هر مسیر، یک گردابه مثبت یا منفی واقع شده است. بنابراین مشابه بودن گردابه‌های ریزش شده از سیلندر باعث هارمونیک شدن نیروی برآ شده است که این تقارن حول صفر است. شکل ۱۰ کانتور ورتیسیته اطراف سیلندر برای  $\zeta=0$  و  $U_r=3-8$  را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، به ازای  $U_r=3$ ، گردابه‌های مثبت و منفی در یک ردیف یا مسیر بوده ولی به ازای  $U_r=4$ ، گردابه‌ها آرایش دو مسیر می‌گیرند که در فاصله دور از سیلندر، به یکدیگر نزدیک می‌شود و در این حالت میزان نیروی برآ و جابه‌جایی سیلندر بیشترین مقدار خود را دارد. با افزایش سرعت کاهنده از ۴ تا ۸، گردابه‌های ایجاد شده کشیده‌تر شده و ریزش آنها در یک ردیف یا مسیر رخ می‌دهد. که نشان از اثر سرعت کاهنده بر نحوه تشکیل گردابه و الگوی ریزش آن است. این تغییر در شکل گردابه و تشکیل آن تأثیر قابل توجهی بر ارتعاش آن دارد. شکل ۱۱ تاریخچه زمانی جابه‌جایی سیلندر برای  $U_r=4$  و به ازای ضرایب میراکننده مختلف نشان می‌دهد. نحوه پاسخ زمانی ارتعاشات سیلندر به ازای ضرایب میراکننده مختلف، متفاوت است. به طوری که این پاسخ به ازای  $\zeta$  برابر صفر و  $0.1$  کاملاً هارمونیک و سینوسی است و به ازای هر سیکل ارتعاش، سیلندر یک مسیر رفت و برگشت طی می‌کند ولی به ازای  $\zeta$  برابر  $0.5$  روند متفاوت است. نتایج نشان می‌دهد به ازای  $\zeta$  برابر  $0.5$



شکل ۴: تاریخچه زمانی جابه‌جایی عرضی سیلندر، سرعت سیلندر، ضریب برآ فشاری، اصطکاکی و کل برای  $\zeta=0$  و a)  $U_r=3$  b)  $U_r=4$  و c)  $U_r=5$

Fig. 4. Time histories of the cylinder transverse displacement, the cylinder velocity and the pressure, viscous and total lift coefficient for  $\zeta=0$  and a)  $U_r=3$ , b)  $U_r=4$  and c)  $U_r=5$

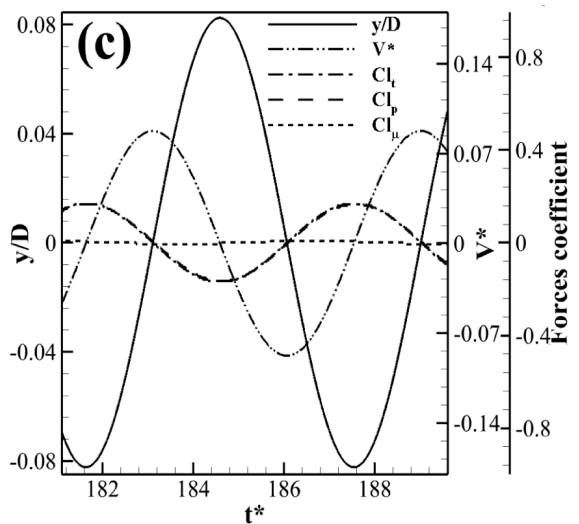
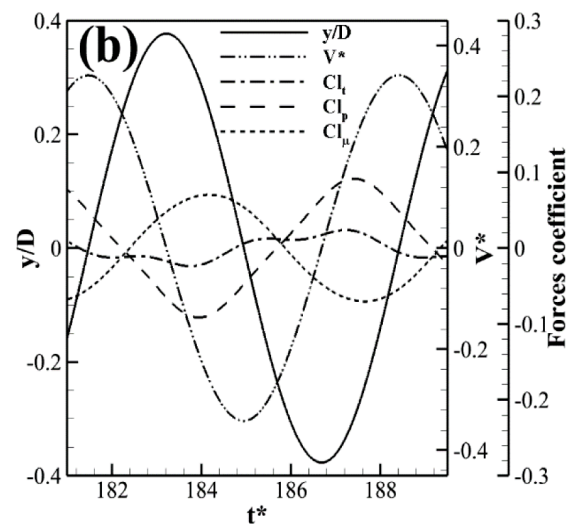
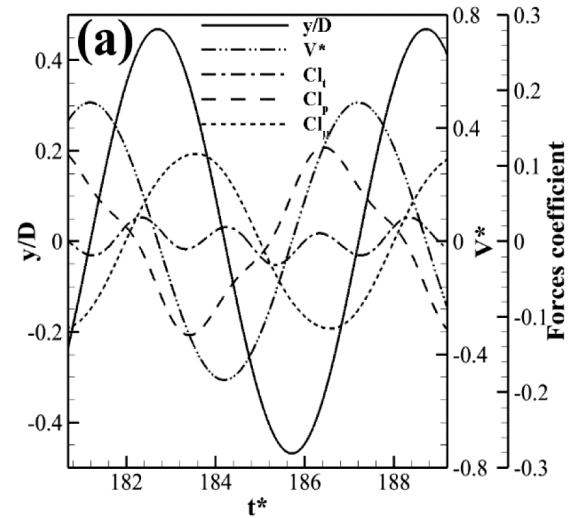


شکل ۷: اختلاف فاز بین ضرایب برآ فشاری و اصطکاکی برای  $\zeta=0$  و  $U_r=6-8$

Fig. 7. Phase difference between pressure and viscous lift coefficients for  $\zeta=0$  and  $U_r=6-8$

پدیده ضربه<sup>۱</sup> رخ می‌دهد و دامنه جابه‌جایی سیلندر با گذشت زمان افزایش و کاهش می‌یابد (رفتار غیر هارمونیک). در این حالت به ازای هر سیکل ارتعاش، سیلندر ۱۹ بار حرکت رفت و برگشت با دامنه نوسان مختلف دارد. نکته قابل توجه دیگر در مورد پدیده ضربه وجود چند بسامد غالب است که این موضوع در نمودار اف. اف. تی قابل مشاهده است ولی برای مابقی ضرایب میراکننده تنها یک بسامد غالب قابل مشاهده است. پدیده ضربه توسط محققین مختلف معرفی و مورد بررسی قرار گرفته است [۲۶-۲۳]. شکل ۱۲ تغییرات زمانی جابه‌جایی و سرعت سیلندر، ضریب برآ و مؤلفه‌های آن برای پدیده ضربه برای یک پروید ارتعاش سیلندر نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود، در ابتدا دامنه ارتعاش سیلندر افزایش و سپس اندکی ثابت (تغییرات ناچیز) و در نهایت کاهش می‌یابد الگوی تغییرات سرعت سیلندر (با اختلاف فاز نسبت به جابه‌جایی سیلندر) نیز به همین صورت است ولی الگوی ضریب برآ متفاوت است به طوری که دامنه جابه‌جایی سیلندر از نقطه  $c$  تا نقطه  $e$  تغییری قابل توجهی نمی‌کند ولی ضریب برآ و در نتیجه نیروی کل وارد بر سیلندر در حال افزایش است. همچنین مشاهده می‌شود مقدار ضریب برآ فشاری بیشتر از اصطکاکی است. شکل ۱۳ نحوه ریزش گردابه در یک سیکل ارتعاش کامل سیلندر برای نقاط  $a$  تا  $i$  مطابق آنچه در شکل ۱۲ مشخص شده را نشان می‌دهد. در این حالت فرایند ریزش گردابه در حال تغییر از حالت تک مسیر ریزش گردابه به دو مسیر ریزش گردابه است که خود باعث تأثیر بر نحوه ارتعاش سیلندر می‌شود.

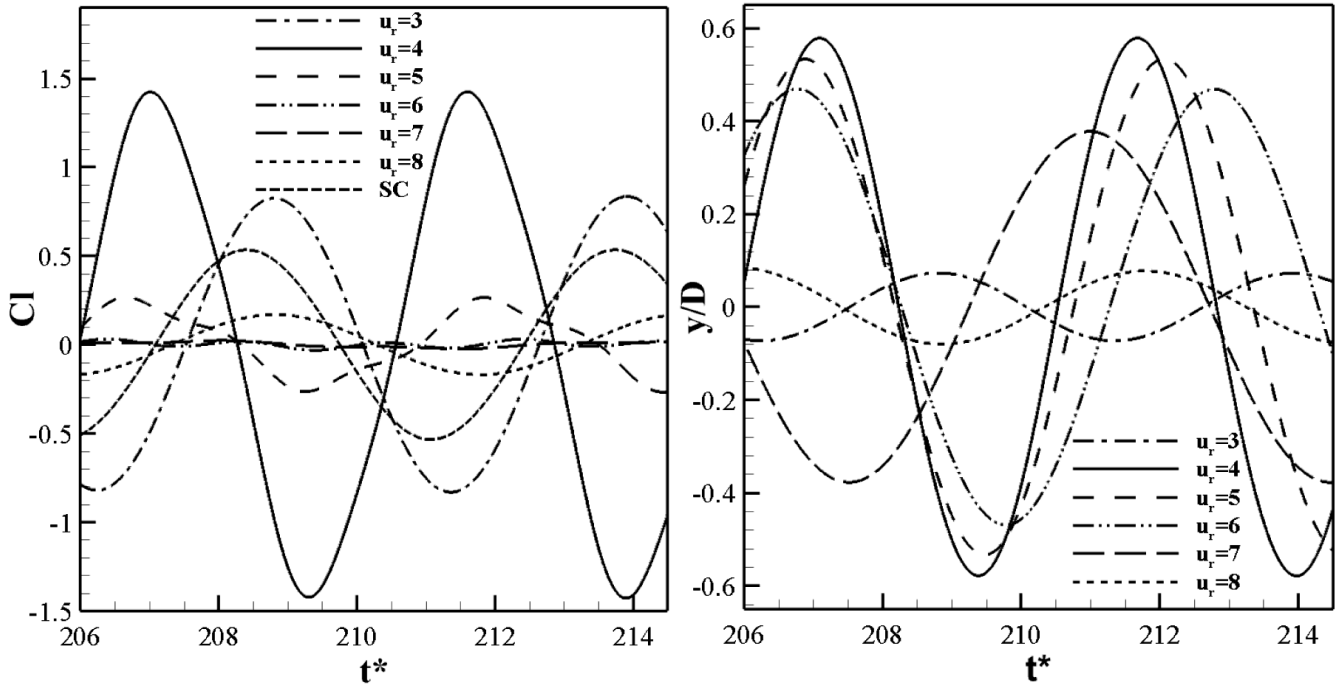
زمانی که الگوی ریزش گردابه‌ها در یک ردیف باشد نیروی برآ کمترین



شکل ۶: تاریخچه زمانی جابه‌جایی عرضی سیلندر، سرعت سیلندر، ضریب برآ فشاری، اصطکاکی و کل برای  $\zeta=0$  و a)  $U_r=6$ ، b)  $U_r=7$  و c)  $U_r=8$

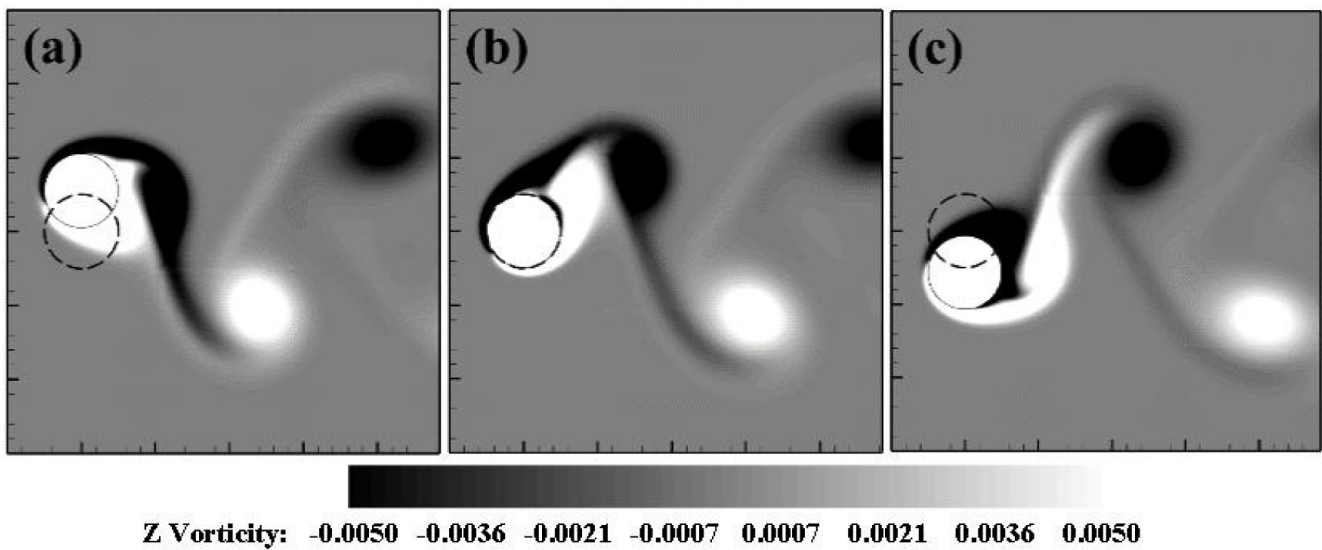
Fig. 6. Time histories of the cylinder transverse displacement, the cylinder velocity and the pressure, viscous and total lift coefficient for  $\zeta=0$  and a)  $U_r=6$ , b)  $U_r=7$  and c)  $U_r=8$

<sup>1</sup>Beating



شکل ۸: نمودار تاریخچه زمانی جابه‌جایی سیلندر و ضریب برآ برای  $\zeta=0$  و  $U_r=3-8$

Fig. 8. Time histories of cylinder transverse displacement and lift coefficient for  $\zeta=0$  and  $U_r=3-8$



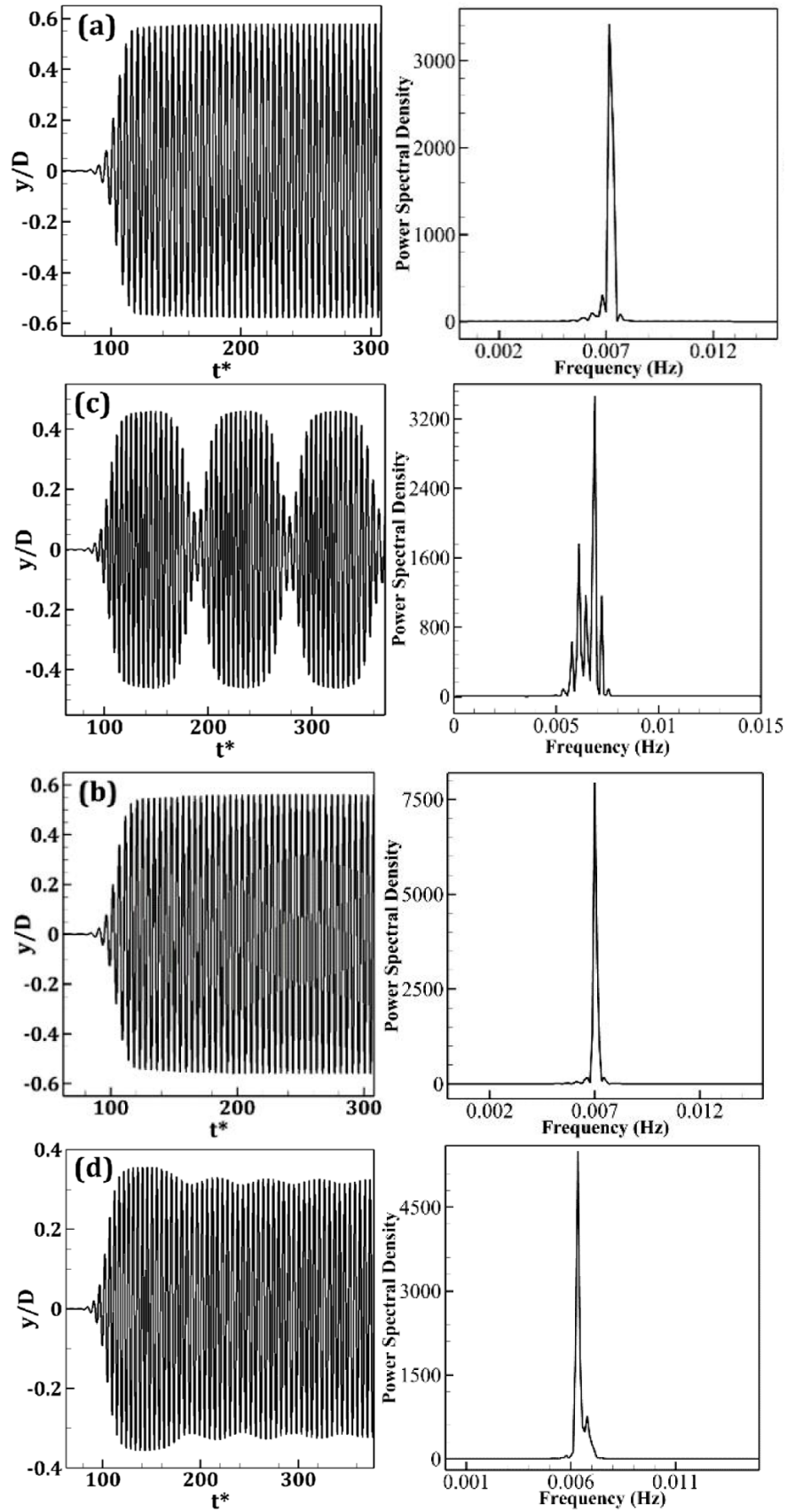
شکل ۹: نمای نزدیک از کانورورتیسیته سیلندر در (a) بیشترین جابه‌جایی (b) مکان اولیه (c) کمترین جابه‌جایی برای  $\zeta=0$  و  $U_r=4$

Fig. 9. Enlarged view of cylinder vorticity contour at a) the maximum transverse displacement, b) the initial position and c) the minimum transverse displacement  $\zeta=0$  and  $U_r=4$

همچنین مشاهده می‌شود که همواره در امتداد گردابه‌های ریزش شده از سیلندر، محلی وجود دارد که گردابه‌های مثبت و منفی ابتدا در آن محل به هم نزدیک می‌شوند و سپس از هم جدا می‌شوند که این محل، محل همگرایی-واگرایی گردابه‌ها نامیده شده است که مکان این محل نسبت به

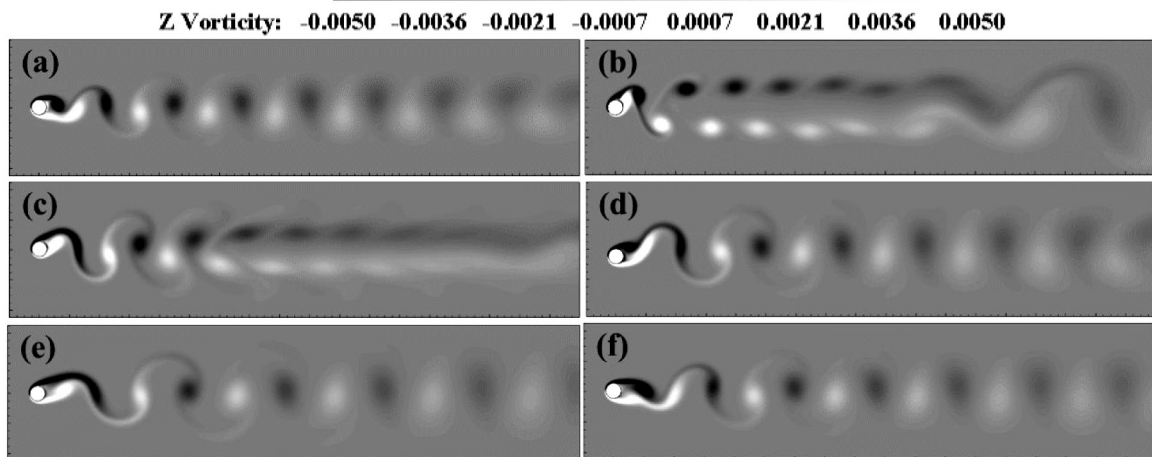
دامنه (نقاط  $a$  و  $i$ ) را دارد و در واقع نیروی کمتری در یک حرکت رفت و برگشتی به سیلندر وارد می‌شود. همزمان با افزایش فاصله میان گردابه‌های مثبت و منفی (از  $C$  تا  $f$ ) و دو مسیر شدن گردابه‌ها، نیروی برآ نیز زیاد می‌شود.





شکل ۱۱: نمودار تاریخچه زمانی جابه‌جایی سیلندر و اف. اف. تی برای  $U_r=4$ ؛ (a)  $\zeta=0$ ، (b)  $\zeta=0.01$ ، (c)  $\zeta=0.05$  و (d)  $\zeta=0.1$

Fig. 11. Time histories of the cylinder displacement and FFT for  $U_r=4$  and a)  $\zeta=0$ , b)  $\zeta=0.01$ , c)  $\zeta=0.05$  and d)  $\zeta=0.1$



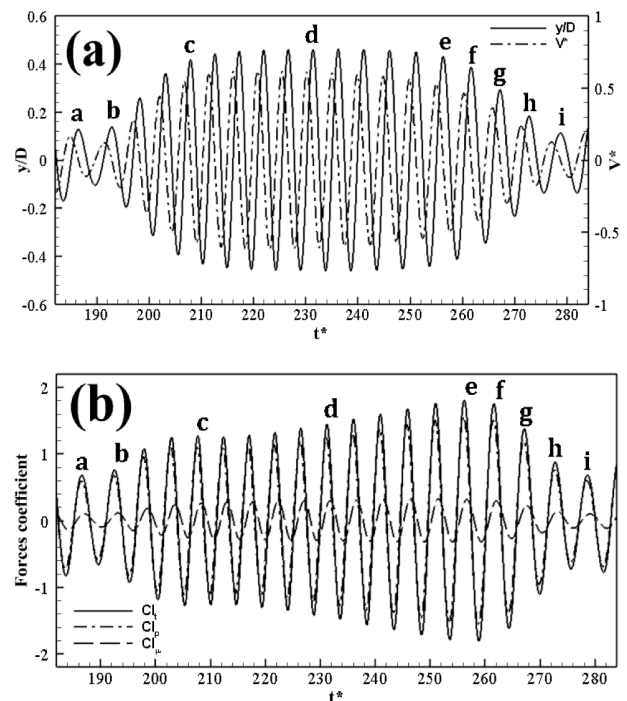
شکل ۱۰: کانتور ورتیسیته سیلندر برای  $\zeta=0$  و  $U_r=3-8$   
 Fig. 10. Vorticity contour of the cylinder for  $\zeta=0$  and  $U_r=3-8$

بدون بعد جابه‌جایی سیلندر،  $Cl_{rms}$  و  $V_{rms}^*$  را نشان می‌دهد. شکل ۱۴ (الف) نشان می‌دهد که کمترین میزان ارتعاش مربوط به سرعت‌های کاهنده ۳ و ۸ بوده که دامنه ارتعاشات سیلندر کمتر از ۰/۱ است و ضریب میرا کننده اثر ناچیزی بر روی دامنه ارتعاشات دارد. بیشترین دامنه ارتعاشی مربوط به  $U_r=4$  و  $\zeta=0$  است. برای همه ضرایب میرا کننده، با افزایش سرعت کاهنده، دامنه ارتعاشات سیلندر افزایش می‌یابد تا به بیشترین مقدار خود به ازای یک سرعت کاهنده مشخص (سرعت کاهنده ۴ در  $\zeta$  برابر صفر و ۰/۱؛ سرعت کاهنده ۵ در  $\zeta$  برابر ۰/۰۵ و ۰/۱) می‌رسد. علت تأثیر سرعت کاهنده بر ارتعاش سیلندر وابستگی آن به به بسامد طبیعی سیلندر برای یک سرعت ورودی و قطر سیلندر مشخص است. هرگاه این بسامد به بسامد ریزش گردابه سیلندر نزدیک شود موجب رخ دادن پدیده قفل شونگی شده و ارتعاش سیلندر افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که ضریب میرا کننده نیز می‌تواند بر الگوی ریزش گردابه و ارتعاش سیلندر تأثیرگذار باشد. این ضریب برای یک جرم معادل مشخص وابسته به  $k$  و  $C$  می‌باشد. با افزایش ضریب میرا کننده اثرات میرایی افزایش یافته و منجر به کاهش ارتعاش سیلندر می‌شود که تأثیر ضریب میرا کننده در حالتی که ارتعاش سیلندر بیشتر از ۰/۳ باشد بیشتر است.  $Cl_{rms}$  و  $V_{rms}^*$  یک معیار آماری از اندازه ضریب برآ و سرعت حرکت سیلندر می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد سرعت‌های کاهنده ۳ و ۴ مقادیر  $Cl_{rms}$  بیشتر از سیلندر ساکن و در سایر سرعت‌های کاهنده کمتر است. نکته قابل توجه این است با وجود اینکه برای سرعت کاهنده ۳ مقدار نیروی برآ قابل توجه است ولی جابه‌جایی سیلندر از همه موارد کمتر است و این نشان دهنده تأثیر بسامد ارتعاش جسم و نزدیکی آن به بسامد طبیعی سامانه است.

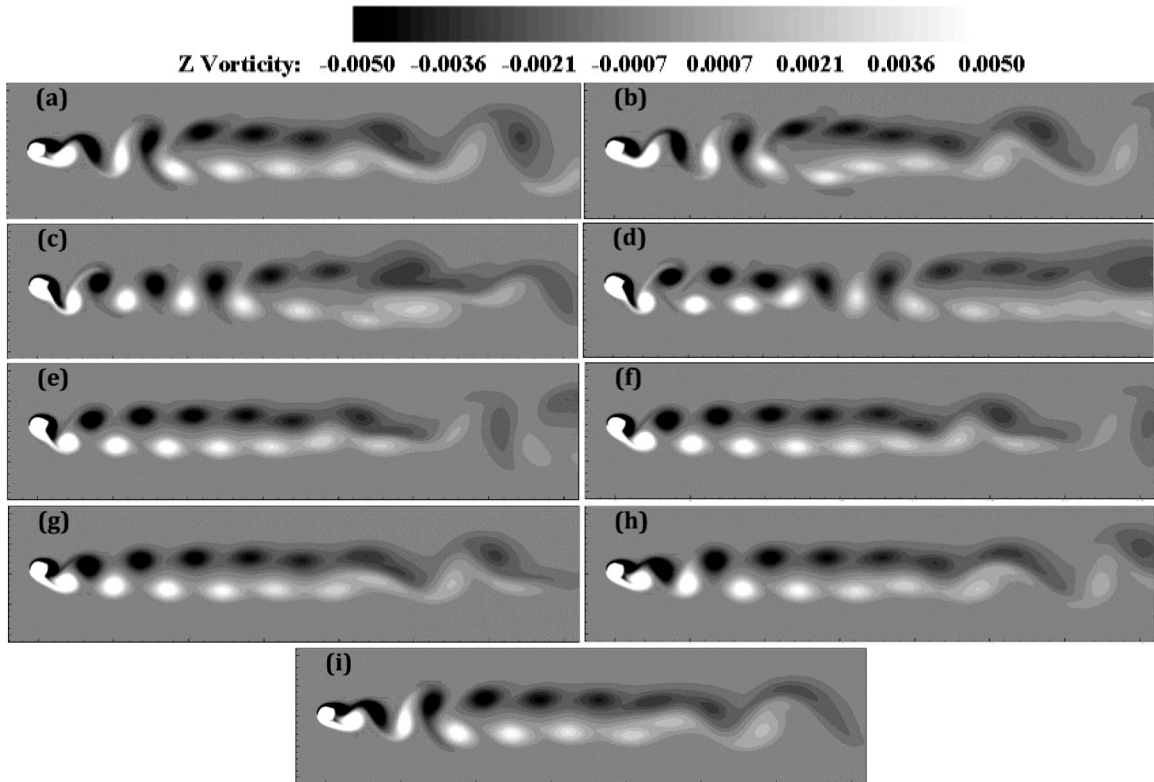
جهت بررسی اثر چرخش استوانه بر روی ارتعاشات یک سیلندر و نیز دو سیلندر همزمان پارامترهای جریان و سامانه ارتعاشاتی به صورت  $\alpha=1$

سیلندر می‌تواند بر نیروی وارده بر سیلندر تأثیرگذار باشد. بخش زیادی از سیکل ارتعاش سیلندر بصورت دو مسیر ریزش گردابه است لذا میزان نیروی برآ نیز در بخش بیشتری رو به افزایش است و در قسمت کمتر رو به کاهش است.

شکل ۱۴ اثر تغییرات سرعت کاهنده و ضریب میرا کننده بر روی دامنه



شکل ۱۲: نمودار تاریخچه زمانی (a) جابه‌جایی عرضی سیلندر، سرعت سیلندر (b) ضریب برآ فشاری، اصطکاکی و کل برای  $U_r=4$  و  $\zeta=0.05$   
 Fig. 12. Time histories of a) the cylinder transverse displacement, the cylinder velocity and b) the pressure, viscous and total lift coefficient for  $U_r=4$  and  $\zeta=0.05$



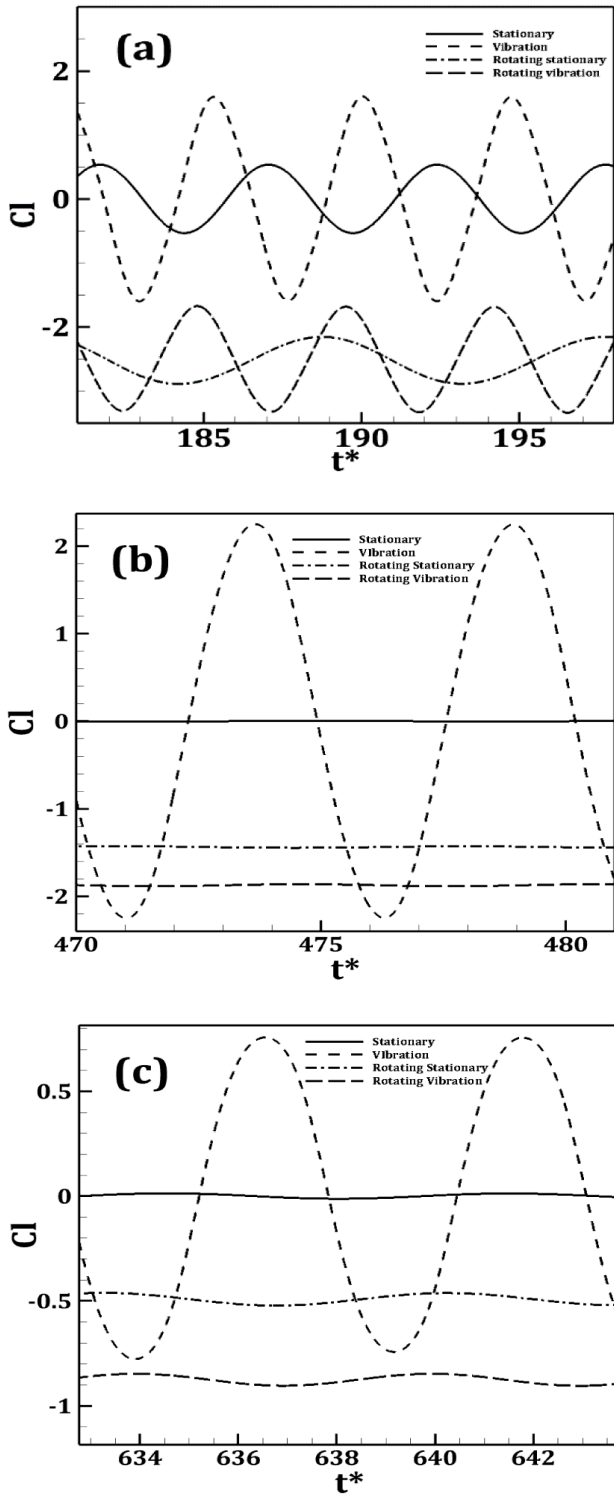
شکل ۱۳: کانتور ورتیسیته سیلندر برای نقاط  $a-i$  در  $\zeta=0.05$  و  $U_r=4$

Fig. 13. Vorticity contour of the cylinder for points of  $a-i$  at  $\zeta=0.05$  and  $U_r=4$

جدول ۳: متوسط و دامنه ضریب برآ به همراه متوسط و دامنه جابه‌جایی عرضی سیلندر نسبت به قطر برای سیلندر ساکن و سیلندر مرتعش در حالت های تک سیلندر و سیلندر جلوی هندسه دو سیلندر به ازای  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$  در حالت های غیرچرخان ( $\alpha=0$ ) و چرخان ( $\alpha=1$ )

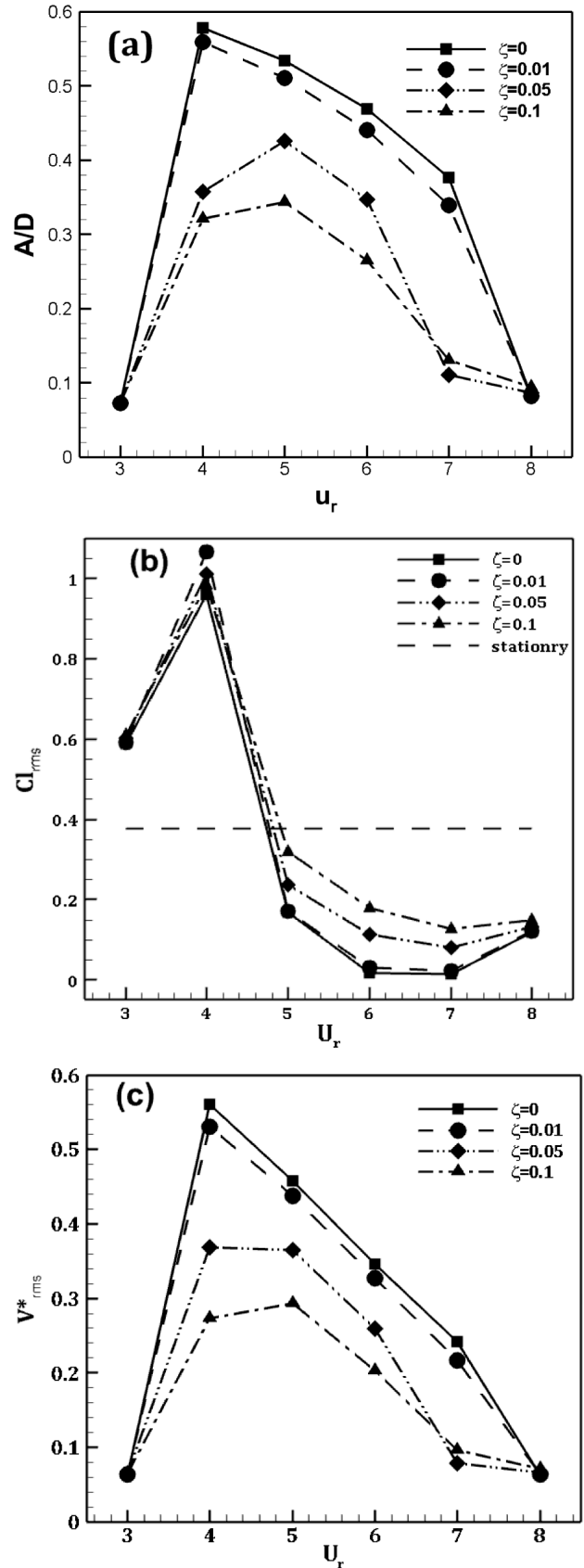
Table 3. Average and amplitude of the lift coefficient with average and amplitude of the cylinder transverse displacement for the stationary and vibrating cylinder in states of single cylinder and front cylinder for two cylinders at  $Re_D=150$ ,  $m^*=2$ ,  $U_r=4$  and  $\zeta=0.01$

تعداد سیلندر	نسبت چرخش	حالت	$\overline{y/D}$	$A/D$	$\overline{Cl}$	$Cl_A$
تک سیلندر	$\alpha=0$	ساکن	-	-	صفر	۰/۳۳۵
		مرتعش	صفر	۰/۵۵۹	صفر	۱/۵۹
	$\alpha=1$	ساکن	-	-	-۲/۵۲۳	۰/۶۳۲
		مرتعش	-۰/۲۵۴	۰/۲۹۹	-۲/۵۱۲	۰/۸۲۵
دو سیلندر	$\alpha=0$	ساکن	-	-	صفر	۰/۰۰۴
		مرتعش	صفر	۰/۵۴۱	صفر	۲/۲۴۴
	$\alpha=1$	ساکن	-	-	-۱/۴۳۷	۰/۰۰۹
		مرتعش	-۰/۱۹۰	۰/۰۰۲	-۱/۷۸۴	۰/۰۱۳



شکل ۱۵: تاریخچه زمانی ضریب برآ حول سیلندر به ازای  $Re_D=150$  در حالت های سیلندر ساکن، سیلندر مرتعش به ازای  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$ ، سیلندر ساکن چرخان به ازای  $\alpha=1$  و سیلندر مرتعش چرخان به ازای  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$  و  $\alpha=1$  (a) تک سیلندر، (b) سیلندر جلوی جریان هندسه دوسیلندر و (c) سیلندر عقبی هندسه دو سیلندر

Fig. 15. Time histories of the cylinder lift coefficient at  $Re_D=150$  for stationary and vibrating cylinder at  $m^*=2$ ,  $U_r=4$  and  $\zeta=0.01$ , stationary rotating cylinder at  $\alpha=1$  and vibrating rotating cylinder at  $m^*=2$ ,  $U_r=4$ ,  $\zeta=0.01$  and  $\alpha=1$  where a) the single cylinder, b) the front cylinder and c) the rear cylinder for two cylinders



شکل ۱۴: اثر سرعت کاهشده  $U_r$  و ضریب میراکننده  $\zeta$  بر (a) دامنه ارتعاش (b)  $Cl_{rms}$  و (c)  $V_{rms}^*$

Fig. 14. Effect of the reduced velocity  $U_r$  and the damping ratio  $\zeta$  on a) the vibration amplitude, b)  $Cl_{rms}$  and c)  $V_{rms}^*$

$Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$  در نظر گرفته شده است.

مقادیر متوسط و دامنه ضریب برآ به همراه متوسط و دامنه ارتعاش سیلندر برای سیلندر ساکن و سیلندر مرتعش در حالت‌های غیرچرخان و چرخان در جدول ۳ ارائه شده است. نتایج جدول ۳ نشان می‌دهند که همواره چرخش سیلندر ساکن یا مرتعش در جهت عکس عقربه‌های ساعت باعث کاهش محسوس مقدار متوسط ضریب برآ می‌شود که در نتیجه این کاهش، سیلندر مرتعش به سمت پایین مکان اولیه‌اش کشیده می‌شود.

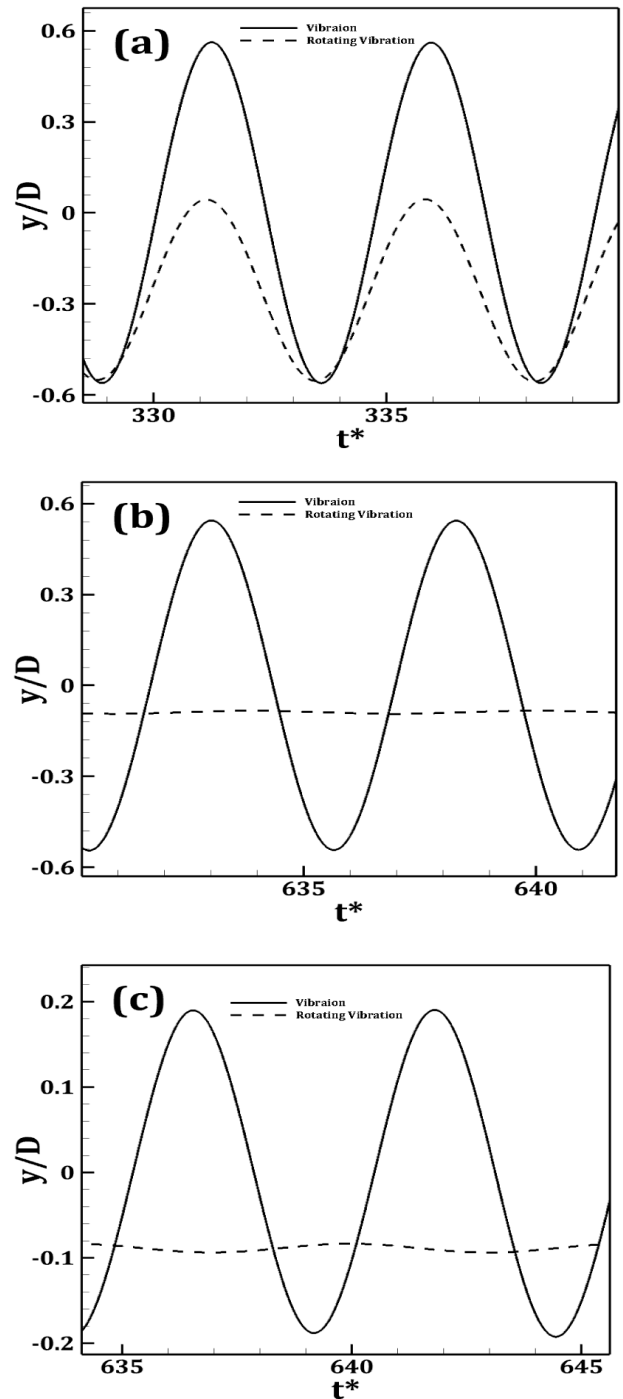
از مقایسه بین نتایج حاصل از ارتعاشات تک سیلندر چرخان با ارتعاشات سیلندر چرخان جلویی در هندسه دو سیلندری می‌توان نتیجه گرفت که اولاً با نزدیک‌تر شدن مقدار متوسط ضریب برآ به مقدار صفر، مقدار متوسط جابه‌جایی سیلندر نیز به مکان اولیه نزدیک‌تر می‌شود. ثانیاً، وجود یک سیلندر چرخان دیگر در پشت سیلندر چرخان مینا باعث کاهش نوسانات جابه‌جایی این سیلندر می‌شود، به طوری که عملاً می‌توان گفت که سیلندر از حرکت باز ایستاده است و دیگر ارتعاش نمی‌کند.

همچنین نتایج حاصل از چرخش سیلندر جلویی در هندسه دو سیلندر مشخص می‌کند که چرخش سیلندر باعث کاهش محسوس نوسانات ضریب برآ حول این سیلندر می‌شود به طوری که حتی ارتعاش سیلندر نیز نمی‌تواند موجب نوسانات ضریب برآ شود. در نتیجه می‌توان گفت سیلندر جلویی بعد از مدتی به حالت پایا می‌رسد و ریزش گردابه‌های پشت سیلندر متوقف می‌شوند.

از مقایسه میان ارتعاش سیلندر غیرچرخان با ارتعاش سیلندر چرخان می‌توان فهمید که همواره چرخش سیلندر در جهت عکس عقربه‌های ساعت باعث کاهش نوسانات ضریب برآ می‌شود که انتظار می‌رود به تبعیت از این کاهش، ریزش گردابه‌های حول سیلندر نیز کاهش یابد.

شکل ۱۵ تاریخچه زمانی ضریب برآ حول تک سیلندر، سیلندر جلویی و عقبی هندسه دو سیلندر به ازای  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$  در حالت چرخان و غیر چرخان را نشان می‌دهد. چنانچه که از جدول ۳ نتیجه گرفته شد و در شکل ۳ نیز مشخص است، چرخش سیلندر در جهت عکس عقربه‌های ساعت باعث کاهش مقدار متوسط ضریب نیروی برآ می‌شود. علاوه بر نتایجی که از جدول ۳ در مورد ضریب برآ گرفته شد، از شکل ۱۵ نیز می‌توان نتیجه گرفت که با چرخش سیلندرها در هندسه دو سیلندر، طبیعت جریان به سمت شرایط پایا میل می‌کند و ریزش گردابه‌ها در پشت استوانه‌ها کاهش می‌یابد.

شکل ۱۶ جابه‌جایی عرضی تک سیلندر، سیلندر جلویی و عقبی هندسه دو سیلندر در حالت‌های چرخان و غیر چرخان را نشان می‌دهد. همان‌طور که پیشتر بیان شد و در شکل ۱۵ نیز مشخص است، چرخش سیلندر در جهت عکس عقربه‌های ساعت باعث کاهش مقدار متوسط جابه‌جایی سیلندر می‌شود. از مقایسه بین تک سیلندر و دو سیلندر می‌توان نتیجه گرفت که دو سیلندر در حالت چرخان به حالت ایستایی می‌رسند و عملاً دیگر جابه‌جا نمی‌شوند. همچنین در مقایسه بین سیلندر جلویی و عقبی در حالت بدون چرخش نیز می‌توان گفت که جابه‌جایی سیلندر عقبی بسیار کمتر از سیلندر



شکل ۱۶: تاریخچه زمانی جابه‌جایی عرضی سیلندر به ازای  $Re_D=150$  در حالت‌های سیلندر ساکن، سیلندر مرتعش به ازای  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$ ، سیلندر ساکن چرخان به ازای  $\alpha=1$  و سیلندر مرتعش چرخان به ازای  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$  که (a) تک سیلندر، (b) سیلندر جلوی جریان هندسه دو سیلندر و (c) سیلندر عقبی هندسه دو سیلندر

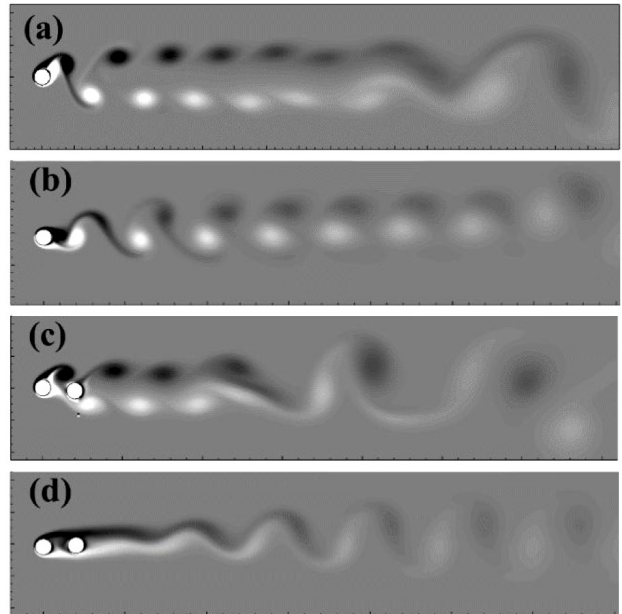
Fig. 16. Time histories of the cylinder transverse displacement at for stationary and vibrating cylinder at  $m^*=2$ ,  $U_r=4$  and  $\zeta=0.01$ , stationary rotating cylinder at  $\alpha=1$  and vibrating rotating cylinder at  $m^*=2$ ,  $U_r=4$  and  $\zeta=0.01$  and  $\alpha=1$  where a) the single cylinder, b) the front cylinder and c) the rear cylinder for two cylinders

### ۵- نتیجه گیری

اثر تغییرات سرعت کاهنده از ۳ تا ۸ و ضریب میرایی از صفر تا ۰/۱ بر ارتعاشات سیلندر دایروی برای  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  بررسی شده است. جهت بررسی این اثرات، تغییرات جابه‌جایی و سرعت سیلندر، نیروی برآ و مؤلفه‌های آن در طول زمان و اختلاف فاز بین آن‌ها مطالعه قرار گرفتند. نتایج نشان می‌دهد سرعت کاهنده و ضریب میراکننده بر نحوه ریزش گردابه و ارتعاشی سیلندر و نهایتاً نیروی اعمالی به سیلندر و جابه‌جایی آن مؤثر است. با افزایش سرعت کاهنده، اختلاف فاز میان  $Cl_p$  و  $Cl_\mu$  بیشتر شده که بر مقدار  $C_1$  اثر گذار است. الگوی ریزش گردابه در همه موارد  $2S$  بوده ولی این ریزش به صورت تک مسیره یا دو مسیره صورت گرفته است. ارتعاش سیلندر در بیشتر موارد به صورت هارمونیک بوده ولی برای سرعت کاهنده ۴ در  $\zeta$  برابر ۰/۰۵ پدیده ضربه مشاهده شد. آنچه که در ارتعاش سیلندر مهم است نزدیک بودن بسامد ارتعاش سیلندر به بسامد ریزش گردابه است. چنانچه که شرح داده شد الگوی ارتعاشی سیلندر در همگی موارد بررسی شده در این مقاله به جز سرعت کاهنده ۴ در  $\zeta$  برابر ۰/۰۵ یکسان و به صورت منظم و هارمونیک است. به ازای سرعت کاهنده یکسان، افزایش ضریب میراکننده از صفر تا ۰/۱ باعث کاهش ارتعاشات سیلندر می‌شود. همچنین ارتعاشات سیلندر چرخان در حالت‌های تک سیلندر و دو سیلندر شبیه‌سازی شد و نتایج با ارتعاشات غیرچرخان، تک سیلندر و دو سیلندر مقایسه گردید. این مقایسه نشان داد که چرخش سیلندر باعث می‌شود که آرایش ریزش گردابه‌های پشت سیلندر را از حالت دو خیابان موازی خارج کند و قدرت آن‌ها را کاهش دهد و این امر، باعث کاهش محسوس نوسانات ضریب برآ می‌شود و در نتیجه باعث کاهش ارتعاش سیلندر می‌شود. در مورد استوانه جلویی در حالت دو استوانه چرخان، چرخش سیلندر باعث شد که ریزش گردابه‌ها تقریباً متوقف شود و شرایط پایا را به وجود آورد و این شرایط پایا باعث شد که نوسانات ضریب برآ بسیار ناچیز شود و در نتیجه، سیلندر تقریباً متوقف شود.

### فهرست علائم

$A$	دامنه ارتعاش سیلندر (m)
$\overline{Cd}$	متوسط ضریب نیروی پسا
$Cl$	ضریب نیروی برآ
$Cl_A$	دامنه ضریب نیروی برآ
$Cl_t$	ضریب نیروی برآ
$Cl_p$	ضریب نیروی برآ فشاری
$Cl_\mu$	ضریب نیروی برآ اصطکاکی



شکل ۱۷: کانتور روتیسیته سیلندر به ازای  $Re_D=150$  و  $m^*=2$  و  $U_r=4$  و  $\zeta=0.01$  که (a) تک سیلندر غیر چرخان، (b) تک سیلندر چرخان با  $\alpha=1$  (c) دو سیلندر غیر چرخان و (d) دو سیلندر چرخان با  $\alpha=1$

Fig. 17. Vorticity contour of the cylinder at  $Re_D=150$ ,  $m^*=2$ ,  $U_r=4$  and  $\zeta=0.01$  for a) the non-rotating single cylinder, b) the rotating single cylinder with  $\alpha=1$ , c) the two non-rotating cylinders and d) the two rotating cylinder with  $\alpha=1$

جلویی شده است، این در حالی است که در حالت دو استوانه ساکن میزان جابه‌جایی سیلندر جلویی حدوداً مطابق با تک سیلندر است.

کانتور روتیسیته حول تک سیلندر و دو سیلندر مرتعش در حالت چرخان و غیر چرخان در شکل ۱۷ آورده شده است. از شکل ۱۷ می‌توان دریافت که چرخش سیلندر باعث بر هم خوردن شکل دو خیابان موازی گردابه‌ها می‌شود به طوری که در شکل ۱۷ (د) برای دو سیلندر چرخان مرتعش عملاً یک خیابان از گردابه‌ها داریم و در شکل ۱۷ (ج) برای دو سیلندر مرتعش، گردابه‌ها در محل نزدیکتری نسبت به ۱۷ (الف) با هم مخلوط می‌شوند و آرایش دو خیابان موازی را بهم می‌زنند. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که چرخش سیلندر باعث می‌شود که جریان به شرایط پایا نزدیک شود.

همان طور که در شکل ۱۵ بیان شد و در شکل‌های ۱۷ (ج) و ۱۷ (د) نیز مشاهده می‌شود، سیلندر غیرچرخان جلویی دارای ریزش گردابه محسوس است و همین امر نیز سبب نوسانات شدید ضریب برآ حول آن شده است. در حالی که سیلندر چرخان جلویی دارای ریزش گردابه در پشت خود نیست و لذا نوسانات محسوسی هم در ضریب برآ وجود ندارد. ولی همان طور که قبلاً بیان شد، برای سیلندر چرخان عقبی ریزش گردابه‌ها با قدرت کمی در فاصله‌های دور از استوانه اتفاق می‌افتد

$\bar{Cl}$	متوسط ضریب نیروی برآ	$\zeta$	ضریب بدون بعد استهلاکی
$D$	قطر سیلندر (m)	$\mu$	لزجت جریان (Pa.s)
$P$	فشار سیال (Pa)		

### مراجع

- [1] M.-H. Chung, Transverse vortex-induced vibration of spring-supported circular cylinder translating near a plane wall, *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 55 (2016) 88-103.
- [2] Z. Cui, M. Zhao, B. Teng, L. Cheng, Two-dimensional numerical study of vortex-induced vibration and galloping of square and rectangular cylinders in steady flow, *Ocean Engineering*, 106 (2015) 189-206.
- [3] M. Zhao, L. Cheng, T. Zhou, Numerical simulation of vortex-induced vibration of a square cylinder at a low Reynolds number, *Physics of Fluids*, 25(2) (2013) 023603.
- [4] R.E.D. Bishop, A. Hassan, The lift and drag forces on a circular cylinder oscillating in a flowing fluid, *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 277(1368) (1964) 51-75.
- [5] O.M. Griffin, S.E. Ramberg, The vortex-street wakes of vibrating cylinders, *Journal of Fluid Mechanics*, 66(3) (1974) 553-576.
- [6] C.H. Williamson, A. Roshko, Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder, *Journal of fluids and structures*, 2(4) (1988) 355-381.
- [7] G. Koopmann, The vortex wakes of vibrating cylinders at low Reynolds numbers, *Journal of Fluid Mechanics*, 28(3) (1967) 501-512.
- [8] C. Feng, The measurement of vortex induced effects in flow past stationary and oscillating circular and D-section cylinders, University of British Columbia, 1968.
- [9] M. Zhao, L. Cheng, H. An, L. Lu, Three-dimensional numerical simulation of vortex-induced vibration of an elastically mounted rigid circular cylinder in steady current, *Journal of Fluids and Structures*, 50 (2014) 292-311.
- [10] S. Singh, S. Mittal, Vortex-induced oscillations at low Reynolds numbers: hysteresis and vortex-shedding modes, *Journal of Fluids and Structures*, 20(8) (2005) 1085-1104.
- [11] T. Prasanth, S. Mittal, Vortex-induced vibrations of a circular cylinder at low Reynolds numbers, *Journal of Fluid Mechanics*, 594 (2008) 463-491.
- [12] Y. Bao, C. Huang, D. Zhou, J. Tu, Z. Han, Two-degree-of-freedom flow-induced vibrations on isolated and
- |            |  |
|------------|--|
| $Re_D$     | عدد رینولدز بر حسب قطر سیلندر                                |
| $U_\infty$ | سرعت ورودی جریان ( $m.s^{-1}$ )                              |
| $U_r$      | سرعت کاهنده  |
| $c$        | ضریب استهلاک معادل سامانه ارتعاشی                            |
| $\alpha$   | نسبت چرخش  |
| $\omega$   | سرعت زاویه‌ای ( $rad.s^{-1}$ )                               |
| $\rho$     | چگالی جریان ( $kg.m^{-3}$ )                                  |
| $f_n$      | بسامد طبیعی سیلندر ( $s^{-1}$ )                              |
| $f_L$      | نیروی برآ (N)  |
| $m$        | جرم معادل سامانه ارتعاشی (kg)                                |
| $m^*$      | نسبت جرمی  |
| $k$        | سختی فنر معادل سامانه ارتعاشی ( $N.m^{-1}$ )                 |
| $t$        | زمان (s)   |
| $t^*$      | ضریب بدون بعد زمان   |
| $u$        | سرعت سیال در راستای جریان ( $m.s^{-1}$ )                     |
| $v$        | سرعت سیال در راستای عمود بر جریان ( $m.s^{-1}$ )             |
| $\bar{v}$  | سرعت شبکه جابه‌جا شده در راستای عمود بر جریان ( $m.s^{-1}$ ) |
| $y$        | راستای y جسم m   |
| $\dot{y}$  | سرعت جسم در راستای y ( $m.s^{-1}$ )                          |
| $\ddot{y}$ | شتاب جسم در راستای y ( $m.s^{-1}$ )                          |
| $y^*$      | نسبت موقعیت جسم به قطر سیلندر                                |

- (2016) 160-179.
- [20] H. Wang, W. Yang, K.D. Nguyen, G. Yu, Wake-induced vibrations of an elastically mounted cylinder located downstream of a stationary larger cylinder at low Reynolds numbers, *Journal of Fluids and Structures*, 50 (2014) 479-496.
- [21] D. Stojković, M. Breuer, F. Durst, Effect of high rotation rates on the laminar flow around a circular cylinder, *Physics of fluids*, 14(9) (2002) 3160-3178.
- [22] D. Stojković, P. Schön, M. Breuer, F. Durst, On the new vortex shedding mode past a rotating circular cylinder, *Physics of Fluids*, 15(5) (2003) 1257-1260.
- [23] Z. Cui, M. Zhao, B. Teng, Vortex-induced vibration of two elastically coupled cylinders in side-by-side arrangement, *Journal of Fluids and Structures*, 44 (2014) 270-291.
- [24] A. Placzek, J.-F.o. Sigrist, A. Hamdouni, Numerical Simulation of Vortex Shedding Past a Circular Cylinder in a Cross-Flow at Low Reynolds Number With Finite Volume Technique: Part 2—Flow-Induced Vibration, in: *ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference*, American Society of Mechanical Engineers, 2007, pp. 21-30.
- [25] A. Purohit, A.K. Darpe, S. Singh, Experimental investigations on flow induced vibration of an externally excited flexible plate, *Journal of Sound and Vibration*, 371 (2016) 237-251.
- [26] M. Zhao, K. Kaja, Y. Xiang, G. Yan, Vortex-induced vibration (VIV) of a circular cylinder in combined steady and oscillatory flow, *Ocean engineering*, 73 (2013) 83-95.
- tandem cylinders with varying natural frequency ratios, *Journal of Fluids and Structures*, 35 (2012) 50-75.
- [13] R.C. Mysa, A. Kaboudian, R.K. Jaiman, On the origin of wake-induced vibration in two tandem circular cylinders at low Reynolds number, *Journal of Fluids and Structures*, 61 (2016) 76-98.
- [14] T. Li, J. Zhang, W. Zhang, Nonlinear characteristics of vortex-induced vibration at low Reynolds number, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 16(7) (2011) 2753-2771.
- [15] R.D. Blevins, C.S. Coughran, Experimental investigation of vortex-induced vibration in one and two dimensions with variable mass, damping, and Reynolds number, *Journal of Fluids Engineering*, 131(10) (2009) 101202.
- [16] G.R. Franzini, A.L.C. Fajarra, J.R. Meneghini, I. Korkischko, R. Franciss, Experimental investigation of vortex-induced vibration on rigid, smooth and inclined cylinders, *Journal of Fluids and Structures*, 25(4) (2009) 742-750.
- [17] M. Zhao, The validity of the independence principle applied to the vortex-induced vibration of an inclined cylinder in steady flow, *Applied Ocean Research*, 53 (2015) 155-160.
- [18] R. Jiang, J. Lin, Z. Chen, Vibrations of cylindrical objects obstructing a Poiseuille-type flow, *Physical Review E*, 88(2) (2013) 023009.
- [19] C. Wang, H. Tang, F. Duan, C. Simon, Control of wakes and vortex-induced vibrations of a single circular cylinder using synthetic jets, *Journal of Fluids and Structures*, 60

Please cite this article using:

E. Izadpanah, Y. Amini, A. Ashouri, Numerical Study on the Vortex-induced Vibration of Circular Cylinder, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 51(2) (2019) 455-470.  
DOI: 10.22060/mej.2017.12766.5425

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

