



کنترل غیرفعال ارتعاشات لوله‌های حامل سیال با استفاده از جاذب ارتعاشی

موسی رضائی*، وحید عربملکی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

<p>تاریخچه داوری: دریافت: بازنگری: پذیرش: ارائه آنلاین:</p>	<p>چکیده: در مقاله حاضر تأثیر جاذب ارتعاشی یک درجه آزادی بر کاهش دامنه ارتعاشات لوله‌های حامل سیال با روش نیمه تحلیلی مطالعه شده است. معادلات حرکت لوله و جاذب ارتعاشی با استفاده از تئوری تیر اویلر-برنولی استخراج شده است. با در نظر گرفتن چهار شکل مود ارتعاشی اول لوله، معادلات حرکت با استفاده از روش گالرکین گسسته‌سازی و به صورت عددی حل شده‌اند. سپس، رابطه تحلیلی برای محاسبه فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها و تعیین مشخصه‌های جاذب ارتعاشی ارائه شده است که با دقت بسیار مناسبی می‌توان از این رابطه به منظور طراحی جاذب ارتعاشی استفاده کرد. پس از صحت‌گذاری بر نتایج روش ارائه شده، تأثیر پارامترهای مختلف بر کاهش دامنه نوسانات سیستم با استفاده از منحنی‌های مناسبی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت سیال دامنه نوسانات سیستم افزایش می‌یابد که با استفاده از جاذب ارتعاشی بهینه می‌توان دامنه را تا حدود ۸۰ درصد کاهش داد. بر این اساس، استفاده از این نوع جاذب با توجه به سادگی نصب و استفاده و همچنین قابلیت جذب انرژی بالا می‌تواند راهکار مناسبی جهت کاهش و یا حذف ارتعاشات ناخواسته ناشی از سیال در لوله‌های حامل سیال باشد.</p>
<p>کلمات کلیدی: لوله حامل سیال جاذب ارتعاشی کاهش دامنه نوسانات روش گالرکین</p>	<p>کلمات کلیدی: کاهش دامنه نوسانات سیستم با استفاده از منحنی‌های مناسبی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت سیال دامنه نوسانات سیستم افزایش می‌یابد که با استفاده از جاذب ارتعاشی بهینه می‌توان دامنه را تا حدود ۸۰ درصد کاهش داد. بر این اساس، استفاده از این نوع جاذب با توجه به سادگی نصب و استفاده و همچنین قابلیت جذب انرژی بالا می‌تواند راهکار مناسبی جهت کاهش و یا حذف ارتعاشات ناخواسته ناشی از سیال در لوله‌های حامل سیال باشد.</p>

۱- مقدمه

استفاده از جاذب ارتعاشات یک درجه آزادی به مطالعه کاهش ارتعاشات در تیرهای با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها تحت تأثیر نیروی متحرک پرداختند. آن‌ها با در نظر گرفتن انواع مختلف جاذب‌های ارتعاشی، معادلات حرکت را با استفاده از قانون دوم نیوتن به دست آورده و سپس با استفاده از روش‌های حل عددی به مطالعه تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم پرداخته‌اند. همچنین سامانی و همکاران [۱۸] با استفاده از تئوری تیر اویلر-برنولی، تأثیر استفاده از جاذب‌های دینامیکی بر میزان کاهش دامنه نوسانات تیرها تحت نیروهای خارجی را مطالعه کردند. آن‌ها با استفاده از روش گالرکین معادلات حرکت را گسسته‌سازی کرده و سپس رفتار سیستم به ازای شرایط مختلف بارگذاری و مشخصات مختلف جاذب ارتعاشی را بررسی کردند.

بررسی مطالعات انجام شده در زمینه کنترل ارتعاشات با استفاده از جاذب ارتعاشی نشان می‌دهد که تاکنون مطالعات زیادی به منظور استفاده از این سیستم‌ها جهت کنترل ارتعاشات و کاهش دامنه نوسانات در تیرها صورت پذیرفته است. با وجود این، مطالعات انجام شده در زمینه کنترل ارتعاشات لوله‌های حامل سیال بسیار محدود می‌باشد. هر چند از لحاظ ساختاری معادله حرکت لوله‌های حامل سیال و تیرها تا حدودی مشابه هم می‌باشند ولی به علت وجود نیروهای کریولیس و جانب مرکز در معادله حرکت لوله‌های حامل سیال که در اثر جریان سیال ظاهر می‌شود، رفتار این دو سیستم کاملاً متفاوت می‌باشد. وجود نیروهای مذکور باعث شده است تا این سیستم‌ها از نظر رفتار دینامیکی بسیار پیچیده‌تر از تیرها بوده و پدیده‌های متنوع غیرخطی در رفتار دینامیکی این سیستم‌ها ظاهر شود که در اغلب موارد

شکست سازه‌ها تحت اثر ارتعاشات ناخواسته ناشی از سیال یکی از مهمترین مسائل در کاربردهای مهندسی همچون مبدل‌های حرارتی، خطوط لوله حامل سیال و غیره می‌باشد. تحت شرایط معینی جریان سیال داخل لوله باعث ارتعاشات خود تحریک سازه می‌شود. در صورتی که دامنه ارتعاشات بزرگ باشد، لوله‌ها دچار خستگی سازه‌ای و شکست می‌گردند. علاوه بر این، در خطوط لوله‌های انتقال نفت، این نوع ارتعاشات باعث ایجاد خرابی در لوله‌ها و در نتیجه بروز خسارت‌های بزرگی می‌شود. از این رو کاهش یا حذف ارتعاشات در این کاربردها یکی از مهمترین مواردی است که باید مورد توجه قرار گیرد. ارتعاشات عرضی لوله‌های حامل سیال در دهه‌های اخیر از جنبه‌های مختلفی مانند رفتار ارتعاشی و پایداری [۳-۱]، تأثیر شرایط مرزی و بارگذاری خارجی [۶-۴]، تأثیر عیوب [۷ و ۸] و نوسانات سرعت سیال [۹] با استفاده از تئوری‌های خطی [۱۲-۱۰] و غیرخطی [۱۵-۱۳] مورد توجه تعداد زیادی از محققان قرار گرفته است.

یکی از موضوعات مورد مطالعه در ارتعاشات سیستم‌ها به خصوص تیرها به عنوان یکی از سازه‌های مهم مهندسی، کنترل ارتعاشات آن‌ها می‌باشد. در این زمینه محققان زیادی با اعمال روش‌های کنترل غیرفعال به مطالعه ارتعاشات تیرها پرداخته‌اند. شام [۱۶] با استفاده از سیستم جرم-فنر یک درجه آزادی با میرایی ویسکوز به بررسی رفتار دینامیکی و کاهش نوسانات در تیرها تحت تأثیر نیروهای خارجی پرداخته است. سامانی و پلیکانو [۱۷] با

پرداخته شده است. پس از استخراج معادله حرکت و اعمال روش گالرکین، معادلات دیفرانسیل با مشتقات معمولی به دست آمده به صورت عددی حل شده و نتایج به ازای پارامترهای مختلف مانند سرعت سیال و مشخصه‌های جاذب ارتعاشی مورد مطالعه قرار گرفته است.

۲- معادلات حرکت

در شکل ۱ سیستم تحت بررسی که شامل لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها که یک جاذب ارتعاشی متشکل از سیستم جرم، فنر و دمپر است، نشان داده شده است. لوله دارای طول L ، سطح مقطع دایروی به شعاع داخلی D_i و شعاع خارجی D_o ، سفتی خمشی EI و جرم واحد طول m_p می‌باشد. اگر سرعت میانگین جریان سیال برابر U و جرم سیال بر واحد طول لوله m_f باشد معادله دیفرانسیل حاکم بر رفتار ارتعاشات عرضی لوله حامل سیال بر حسب خیز قائم تیر، $\bar{y}(x, t)$ ، و شرایط مرزی متناظر را با استفاده از تئوری تیر اولر- برنولی می‌توان به صورت زیر به دست آورد [۷]:

$$EI^* \frac{\partial^5 \bar{y}(x, t)}{\partial x^4 \partial t} + EI \frac{\partial^4 \bar{y}(x, t)}{\partial x^4} + m_f U^2 \frac{\partial^2 \bar{y}(x, t)}{\partial x^2} + 2m_f U \frac{\partial^2 \bar{y}(x, t)}{\partial x \partial t} + (m_f + m_p) \frac{\partial^2 \bar{y}(x, t)}{\partial t^2} - R(t) \delta(x-d) = 0 \quad (1)$$

$$\bar{y}(x) = 0, \quad \frac{\partial^2 \bar{y}(x, t)}{\partial x^2} = 0, \quad x = 0, 1$$

$$\bar{y}(x) = 0, \quad \frac{\partial^2 \bar{y}(x, t)}{\partial x^2} = 0, \quad x = 0, 1 \quad (2)$$

در روابط اخیر EI^* صلبیت خمشی و EI اثرات ناشی از میرایی سازه‌ای [۲۳]، $R(t)$ نشان دهنده نیروی خارجی اعمالی به لوله ناشی از جاذب ارتعاشی و $\delta(x-d)$ تابع دلتای دیراک می‌باشد که محل قرارگیری جاذب را مشخص می‌کند و d موقعیت جاذب بر روی لوله است که در شکل ۱ نشان داده شده است. اگر جرم جاذب و K و C به ترتیب میرایی و سفتی جاذب ارتعاشی و $\bar{q}(t)$ نشان دهنده جابجایی در راستای قائم باشد، در اینصورت با استفاده از قانون دوم نیوتن معادله حرکت حاکم بر ارتعاشات جاذب ارتعاشی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$M_{TDM} \frac{d^2 \bar{q}(t)}{dt^2} + R(t) = 0 \quad (3)$$

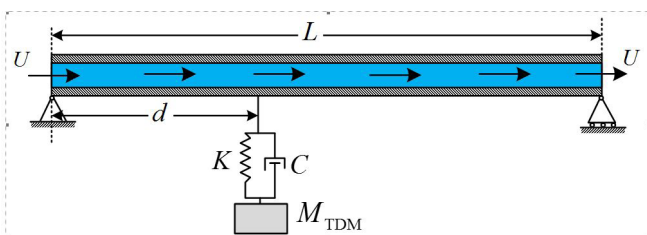


Fig. 1.

شکل ۱: لوله حامل سیال تحت تأثیر جاذب ارتعاشی جرم- فنر- دمپر.

ناشناخته هستند و از این رو در اغلب مطالعات از معادلات حاکم بر لوله‌های حامل سیال به عنوان مدل‌های دینامیکی جدید یاد می‌شود [۱۹].

در مطالعات صورت پذیرفته در زمینه کاهش ارتعاشات ناشی از سیال در لوله‌های حامل سیال روش‌های مختلفی ارائه شده است. با توجه به اینکه فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال به شدت وابسته به سرعت سیال می‌باشد، بنابراین اکثراً روش‌های کنترلی فعال جهت استفاده در این سیستم‌ها ارائه شده است. یو و همکاران [۲۰] با استفاده از محرک‌های پیزوالکتریک به کنترل ارتعاشات لوله‌های حامل سیال پرداخته‌اند. دوکی و همکاران [۲۱] با کنترل نیروی تولید شده توسط موتور الکتریکی توسط کنترلر پی‌آی‌دی^۱ به کنترل پایداری لوله یکسر گیردار حامل سیال به صورت تئوری و تجربی پرداختند. بائو [۲۲] با استفاده از محرک پیزوالکتریک رفتار ارتعاشی و پایداری لوله یکسر گیردار حامل سیال را به صورت تحلیلی مورد مطالعه قرار داده است. دمیر و همکاران [۲۳] به بررسی رفتار دینامیکی لوله‌های حامل سیال به منظور طراحی کنترلر مناسب جهت کاهش و یا حذف ارتعاشات ناشی از حرکت سیال پرداختند. آن‌ها به طراحی کنترلی بر اساس شبکه عصبی پرداختند و نتایج مطالعات آن‌ها نشان می‌دهد که این نوع کنترلر جهت کاهش دامنه ارتعاشات در این سیستم‌ها بسیار مناسب می‌باشد.

استفاده از روش‌های کنترلی فعال جهت کاهش دامنه نوسانات نیازمند بکارگیری سنسور و تجهیزات کنترلی می‌باشد که در اکثر موارد هزینه‌بر بوده و با محدودیت‌های عمده‌ای مواجه می‌باشد. این نوع کنترلی بسیار پیچیده‌تر از روش‌های کنترلی غیرفعال هستند که طراحی و اجرای آن‌ها بسیار ساده می‌باشد و نیاز به انرژی و تجهیزات خارجی ندارند. از این رو استفاده از این سیستم‌ها جهت کاهش دامنه نوسانات در لوله‌های حامل سیال بسیار مناسب می‌باشد. کو و پارک [۲۴] به بررسی عملکرد استفاده از تکیه‌گاه‌های متوالی جهت کاهش دامنه ارتعاشات لوله‌های حامل سیال پرداختند. نتایج مطالعات آن‌ها نشان می‌دهد که اگر فرکانس غالب نیروی تحریک خارجی مشخص باشد، با استفاده از تکیه‌گاه‌های میانی در لوله‌های حامل سیال می‌توان حداکثر دامنه ناشی از تشدید در سیستم را به صورت قابل ملاحظه‌ای کاهش داد. یو و همکاران [۲۵] کاهش ارتعاشات لوله‌های حامل سیال را با استفاده از بکارگیری مواد کامپوزیتی پریودیک^۲ مورد مطالعه قرار دادند. رینالدی و پادوسیس [۲۶] با استفاده از روش تئوری و مطالعات تجربی به بررسی رفتار دینامیکی لوله یکسر گیردار حامل سیال با جرم متمرکز متصل شده به انتهای آزاد آن پرداختند. نتایج مطالعات آن‌ها نشان می‌دهد که در این حالت سیستم به ازای محدوده وسیعی از سرعت جریان سیال پایدار می‌ماند و دامنه نوسانات سیستم کاهش می‌یابد.

با توجه به سادگی کاربرد و عدم نیاز به منبع انرژی خارجی در تجهیزات کنترل غیرفعال ارتعاشات، در تحقیق حاضر با استفاده از روش نیمه تحلیلی به بررسی تأثیر جاذب ارتعاشی متمرکز بر رفتار ارتعاشی لوله‌های حامل سیال

- 1 PID
- 2 Periodic Composite Materials

$$\int_0^1 \phi_r(\xi) \phi_s(\xi) d\xi = \delta_{rs}, \quad (11)$$

$$\int_0^1 \phi_r(\xi) \phi_s'''(\xi) d\xi = \Omega_r^2 \delta_{rs}, \quad r, s = 1, 2, \dots$$

که در آن δ_{rs} تابع دلتای کرونگر می‌باشد.

با جایگذاری رابطه اخیر در معادلات (۳) و (۴) و با استفاده از خاصیت تعامد شکل مودهای ارتعاشی خواهیم داشت:

$$\sum_{r=0}^N (\Omega_r^2 \phi_r(\xi) \eta_r(\tau) + \varepsilon \alpha \dot{\phi}_r(\xi) \dot{\eta}_r(\tau) + u^2 \phi_r''(\xi) \eta_r(\tau) + 2u \sqrt{\beta} \phi_r'(\xi) \dot{\eta}_r(\tau) + \phi_r(\xi) \ddot{\eta}_r(\tau)) + \left\{ c \left[\sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \dot{\eta}_r(\tau) - \frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} \right] + k \left[\sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \eta_r(\tau) - q(\tau) \right] \right\} \delta(\xi - \xi_a) = 0 \quad (12)$$

$$\mu \frac{d^2 q(t)}{dt^2} + c \left[\frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} - \sum_{r=0}^N \phi_r(\xi_a) \dot{\eta}_r(\tau) \right] + k \left[q(\tau) - \sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \eta_r(\tau) \right] = 0 \quad (13)$$

با ضرب معادلات (۱۲) در $\phi_s(\xi)$ و انتگرال گیری در بازه (۰ و ۱) خواهیم داشت:

$$\dot{U}_r^2 \delta_{sr} \eta_r(\tau) + u^2 R_{sr} \eta_r(\tau) + (2u \sqrt{\beta} B_{sr} + \varepsilon \alpha \dot{U}_r^2 \delta_{sr}) \dot{\eta}_r(\tau) + \delta_{sr} \ddot{\eta}_r(\tau) + \left\{ c \left[\sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \dot{\eta}_r(\tau) - \frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} \right] + k \left[\sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \eta_r(\tau) - q(\tau) \right] \right\} \phi_r(\xi_a) = 0 \quad (14)$$

$$\mu \frac{d^2 q(t)}{dt^2} + c \left[\frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} - \sum_{r=0}^N \phi_r(\xi_a) \dot{\eta}_r(\tau) \right] + k \left[q(\tau) - \sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \eta_r(\tau) \right] = 0 \quad (15)$$

که در آن:

$$R_{rs} = \int_0^1 \phi_r''(\xi) \phi_s(\xi) d\xi = - \int_0^1 \phi_r'(\xi) \phi_s'(\xi) d\xi, \quad (16)$$

$$B_{rs} = \int_0^1 \phi_r(\xi) \phi_s'(\xi) d\xi$$

معادلات (۱۴) و (۱۵) را می‌توان به فرم ماتریسی زیر بازنویسی کرد:

$$\mathbf{M} \ddot{\eta}_r(\tau) + \mathbf{C} \dot{\eta}_r(\tau) + \mathbf{K} \eta_r(\tau) + \left\{ c \left[\sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \dot{\eta}_r(\tau) - \frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} \right] + k \left[\sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \eta_r(\tau) - q(\tau) \right] \right\} \phi_r(\xi_a) = 0 \quad (17)$$

$$R(t) = C \left[\frac{\partial \bar{q}(t)}{\partial t} - \frac{\partial \bar{y}(d,t)}{\partial t} \right] + K [\bar{q}(t) - \bar{y}(d,t)] \quad (4)$$

با تعریف متغیرهای بی‌بعد به صورت زیر:

$$y = \frac{\bar{y}}{l}, \xi = \frac{x}{l}, q = \frac{\bar{q}}{l}, \beta = \frac{m_f}{m_f + m_p}, \xi_a = \frac{d}{l},$$

$$u = \sqrt{\frac{m_f}{EI}} Ul, \tau = \sqrt{\frac{EI}{(m_f + m_p) l^4}} t, \varepsilon \alpha = \left[\frac{I}{E(m+M)} \right]^{\frac{1}{2}} \frac{E^*}{l^2} \quad (5)$$

$$\mu = \frac{M_{TDM}}{(m_f + m_p) l}, k = \frac{Kl^3}{EI}, c = \frac{Cl^2}{\sqrt{EI(m_f + m_p)}}$$

معادلات دیفرانسیل (۱)، (۳) و شرایط مرزی را می‌توان برحسب

متغیرهای بی‌بعد به صورت زیر بیان نمود:

$$\varepsilon \alpha \frac{\partial^5 y(\xi, \tau)}{\partial \xi^4 \partial \tau} + \frac{\partial^4 y(\xi, \tau)}{\partial \xi^4} + u^2 \frac{\partial^2 y(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} + 2u \sqrt{\beta} \frac{\partial^2 y(\xi, \tau)}{\partial \xi \partial \tau} + \frac{\partial^2 y(\xi, \tau)}{\partial \tau^2} + \left\{ c \left[\frac{\partial y(\xi_a, \tau)}{\partial \tau} - \frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} \right] + k [y(\xi_a, \tau) - q(\tau)] \right\} \delta(\xi - \xi_a) = 0 \quad (6)$$

$$\mu \frac{d^2 q(t)}{dt^2} + c \left[\frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} - \frac{\partial y(\xi_a, \tau)}{\partial \tau} \right] + k [q(\tau) - y(\xi_a, \tau)] = 0 \quad (7)$$

$$y(\xi) = 0, \frac{\partial^2 y(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = 0, \quad \xi = 0, 1$$

$$y(\xi) = 0, \frac{\partial^2 y(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = 0, \quad \xi = 0, 1 \quad (8)$$

برای حل معادلات اخیر، بر اساس روش گسسته‌سازی معادلات با

استفاده از روش گالرکین، پاسخ ارتعاشات عرضی سیستم به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$y(\xi, \tau) = \sum_{r=1}^N \phi_r(\xi) \eta_r(\tau) \quad (9)$$

که در آن $\eta_r(\tau)$ مختصه‌های تعمیم یافته متناظر با شکل مود r ام

می‌باشند و توابع مجهولی هستند که باید تعیین شوند. $\phi_r(\xi)$ شکل مودهای

ارتعاشی لوله با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها و در غیاب جریان سیال و با

فرکانس‌های طبیعی بی‌بعد Ω_r می‌باشد که به صورت زیر در نظر گرفته

می‌شود:

$$\phi_r(\xi) = \sqrt{2} \sin(r\pi\xi), \Omega_r = (r\pi)^2, \quad r = 1, 2, \dots \quad (10)$$

با توجه به خاصیت تعامد توابع ویژه، شرایط زیر برقرار می‌باشد:

پارامترهای مختلف بر رفتار ارتعاشی سیستم پرداخته خواهد شد.

۳- بررسی نتایج

با توجه به اینکه در استفاده از روش گالرکین برای سیستم‌های ژيروسکوپیک به منظور تخمین با دقت بهتر دامنه نوسانات سیستم ضروری است بیشتر از دو مود ارتعاشی در نظر گرفته شود، بنابراین در تحقیق حاضر به منظور همگرا شدن جواب تحلیل‌ها $N=4$ در نظر گرفته شده است. سرعت بحرانی سیال بی‌بعد برای لوله‌های حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها برابر $u = \pi$ می‌باشد، بنابراین در تحقیق حاضر مطالعات به ازای سرعت‌های کمتر از این سرعت مورد بررسی قرار داده می‌شوند. همچنین در تمام نتایج ارائه شده $\beta = 0/5$ در نظر گرفته شده است. برای حل معادلات از شرایط اولیه جابجایی خالص برای مختصه تعمیم یافته متناظر با مود اول استفاده شده و سایر شرایط اولیه صفر در نظر گرفته می‌شوند، یعنی:

$$\begin{aligned} \eta_1(0) = 1, \dot{\eta}_1(0) = 0, \eta_r(\tau) = \dot{\eta}_r(\tau) = 0, r = 2, 3, \dots \\ q(0) = \dot{q}(0) = 0 \end{aligned} \quad (23)$$

با توجه به اینکه تاکنون در مورد تأثیر جاذب ارتعاشی بر روی فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال مطالعه‌ای صورت نپذیرفته است، بنابراین به منظور صحنه‌گذاری بر نتایج مدل ارائه شده با صرفنظر کردن از اثرات سرعت سیال و میرایی جاذب ارتعاشی، یعنی $u=c=0$ سیستم، مشابه تیر با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها که توسط راسی و همکاران [۲۴] مورد مطالعه قرار گرفته است، می‌شود. در جدول ۱ سه فرکانس طبیعی اول سیستم با نتایج مرجع [۲۷] به ازای پارامترهای جرم و سفتی بی‌بعد مختلف جاذب مورد مقایسه قرار گرفته است. همانطور که مشاهده می‌شود تطابق قابل قبولی بین نتایج ارائه شده با نتایج مرجع [۲۷] وجود دارد و حداکثر خطای نتایج در حدود ۳/۵ درصد می‌باشد.

به منظور مطالعه تأثیر سرعت سیال بر فرکانس‌های طبیعی و پاسخ ارتعاشی لوله حامل سیال در غیاب جاذب ارتعاشی، در شکل‌های ۲ و ۳ پاسخ زمانی نقطه میانی سیستم و تابع پاسخ فرکانسی به ازای سرعت‌های مختلف سیال و $\varepsilon\alpha = 5 \times 10^{-3}$ نشان داده شده است. همانطور که نتایج نشان می‌دهد افزایش سرعت جریان سیال باعث افزایش دامنه ارتعاشات و کاهش فرکانس نوسانات سیستم می‌شود. با توجه به شکل ۲ مشاهده می‌شود که حداکثر دامنه نوسانات بی‌بعد سیستم به ازای $u=0$ و $u=2$ به ترتیب برابر ۱/۲ و ۲/۵ به دست می‌آید. با افزایش سرعت سیال دامنه نوسانات بیشتر شده تا در سرعت بحرانی سیال، $u = \pi$ ، دامنه به سمت بی‌نهایت میل کرده و سیستم ناپایدار می‌شود. علاوه بر این، وجود میرایی باعث کاهش دامنه نوسانات با گذشت زمان می‌شود.

با توجه به اینکه مدل میرایی مورد استفاده در این تحقیق بر اساس مدل ویسکوالاستیک کلونین-وویت بوده است بنابراین میرایی سازه‌ای با در نظر گرفتن رفتار ویسکوالاستیک برای هر مود ارتعاشی متفاوت بوده و در مدل کلونین-وویت وابستگی مستقیمی به فرکانس‌های طبیعی سیستم

$$\begin{aligned} \mu \frac{d^2 q(t)}{dt^2} + c \left[\frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} - \sum_{r=0}^N \phi_r(\xi_a) \dot{\eta}_r(\tau) \right] + \\ k \left[q(\tau) - \sum_{r=1}^N \phi_r(\xi_a) \eta_r(\tau) \right] = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

که در آن:

$$(19)$$

رابطه اخیر نشان می‌دهد که یکی از اثرات جریان سیال بر ارتعاشات لوله‌های حامل سیال، کوپل شدن شکل مودهای سیستم با هم می‌باشد. با توجه به مؤلفه‌های ماتریس C مشاهده می‌شود که در لوله‌های حامل سیال، شکل مودهای فرد با شکل مودهای زوج کوپل هستند. به منظور محاسبه تقریبی فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال، با صرفنظر کردن از اثرات میرایی سازه‌ای و جملات حاوی تقابل بین شکل مودهای ارتعاشی (جمله دوم معادله ۱۷)، معادله حرکت حاکم بر ارتعاشات لوله حامل سیال (معادله ۱۷) در غیاب جاذب ارتعاشی به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\ddot{\eta}_r(\tau) + (\dot{U}_r^2 + u^2 R_{rr}) \eta_r(\tau) = 0 \quad (20)$$

که در آن با توجه به رابطه (10) ، $\Omega_r = (r\pi)^2$ می‌باشد و با توجه به رابطه (۱۶) برای لوله با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها $R_{rr} = -r^2 \pi^2$ به دست می‌آید. در نتیجه با استفاده از رابطه (۲۰) مقدار تقریبی برای فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\Omega_r^2 \cong (\Omega_r^2 - u^2 R_{rr}) = \Omega_r^2 \left(1 - \frac{u^2 R_{rr}}{\Omega_r^2} \right) = r^4 \pi^4 \left(1 - \frac{u^2}{r^2 \pi^2} \right) \quad (21)$$

برای حل معادلات دیفرانسیل با مشتقات معمولی به دست آمده، از روش حل عددی معادلات با استفاده از روش رانگ-کوتا استفاده می‌شود. به منظور استخراج تأثیر سرعت سیال بر فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال در غیاب جاذب ارتعاشی، با در نظر گرفتن پاسخ هارمونیک برای بخش زمانی معادله ارائه شده در رابطه (۱۷) به صورت $\eta_r(\tau) = X_r e^{i\omega\tau}$ و با صرفنظر کردن از جملات مربوط به جاذب ارتعاشی خواهیم داشت:

$$(\mathbf{M}\omega^2 + i\mathbf{C}\omega + \mathbf{K})\{\mathbf{X}\} = 0 \quad (22)$$

با توجه به اینکه معادله فوق یک دستگاه معادله جبری همگن می‌باشد، بنابراین برای اینکه معادله فوق دارای جواب غیربدهی باشد بایستی دترمینان ماتریس ضرایب برابر صفر باشد. از برابر صفر قرار دادن دترمینان ماتریس ضرایب، فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال که به صورت مختلط می‌باشند، به دست می‌آید. بخش موهومی این مقادیر معرف فرکانس‌های طبیعی سیستم و بخش حقیقی آن نشان دهنده وجود میرایی ناشی از جریان سیال می‌باشد. با توجه به پاسخ فرضی در نظر گرفته شده و با مد نظر قرار دادن علامت بخش حقیقی ریشه‌ها می‌توان پایداری یا ناپایداری سیستم را مورد مطالعه قرار داد. در ادامه با استفاده از روش حل عددی به بررسی تأثیر

جدول ۱: مقایسه فرکانس‌های طبیعی لوله در غیاب جریان سیال تحت تأثیر جاذب ارتعاشی نامیرا با نتایج مرجع [۲۷].

Table 1.

Ω_p			Ω_s			Ω_{sbA}			μ	
خطا (%)	مرجع [۲۴]	مطالعه حاضر	خطا (%)	مرجع [۲۴]	مطالعه حاضر	خطا (%)	مرجع [۲۴]	مطالعه حاضر		
-۰/۳۷	۸۷/۲۶	۸۷/۵۶	۱/۳۲	۹/۶۷	۹/۸۳	-	-	-	۰	---
-۰/۳۴	۸۷/۸۴	۸۷/۵۴	-۰/۵۰	۹/۹۸	۱۰/۰۳	-۰/۹۱	۲/۲۱	۲/۲۳	-۰/۲	
-۰/۳۴	۸۷/۸۴	۸۷/۵۴	-۰/۶۹	۹/۹۷	۱۰/۰۴	۱/۰۱	-۰/۹۹	۱/۰۰	۱	$k=1$
-۰/۳۴	۸۷/۸۴	۸۷/۵۴	-۰/۶۹	۹/۹۷	۱۰/۰۴	۳/۵۱	-۰/۵۷	-۰/۶۰	۳	
-۰/۲۰	۹۰/۰۴	۸۹/۸۶	-۰/۹۵	۲۶/۶۲	۲۶/۳۷	-۰/۱۲	۸/۱۶	۸/۱۵	-۰/۲	
-۰/۱۸	۸۹/۹۸	۸۹/۸۲	۱/۰۱	۱۹/۰۳	۱۸/۸۴	۱/۷۶	۵/۱۱	۵/۰۲	۱	$k=100$
-۰/۷۱	۸۹/۹۷	۸۹/۳۴	-۰/۷۸	۱۷/۷۱	۱۷/۹۵	-۰/۹۵	۳/۱۷	۳/۱۴	۳	
-۰/۲۵	۱۰۹/۹۵	۱۱۰/۲۳	-۰/۹۶	۶۶/۰۱	۶۶/۶۵	۲/۸۸	۸/۳۲	۸/۵۶	-۰/۲	
-۰/۵۱	۱۰۲/۴۵	۱۰۲/۹۸	۱/۴۷	۴۶/۹۸	۴۷/۷۳	۱/۰۷	۵/۶۲	۵/۶۸	۱	$k=1000$
-۰/۸۱	۱۰۱/۵۳	۱۰۲/۳۶	۱/۲۴	۴۲/۱۸	۴۲/۷۱	۳/۲۸	۳/۶۵	۳/۷۷	۳	

دارد. در مودهای بالاتر، مقدار فرکانس طبیعی متناظر نیز افزایش می‌یابد، در نتیجه در سازه‌های ویسکوالاستیک ضریب میرایی متناظر با هر مود با افزایش مودها، بیشتر خواهد شد. با توجه به رابطه (۱۹) مشاهده می‌شود که درایه‌های ماتریس قطری میرایی (ماتریس قطری C با مؤلفه‌های $\varepsilon\alpha\Omega_p^2$) با توان دوم فرکانس متناسب می‌باشد بنابراین در مودهای بالاتر، نیروی میرایی ایجاد شده بیشتر خواهد بود و در نتیجه اثر مودهای بالاتر به سرعت از پاسخ سیستم حذف خواهند شد. این امر با توجه به شکل ۳ که تابع پاسخ فرکانسی پاسخ سیستم را نشان می‌دهد، قابل مشاهده است. همانطور که مشاهده می‌شود در تابع پاسخ فرکانسی اثر مودهای دوم و سوم صفر شده است. در غیاب جریان سیال و میرایی سازه‌ای، فرکانس‌های اول، دوم و سوم سیستم به ترتیب برابر با $۹/۸۳$ ، $۳۹/۳۵$ و $۸۸/۵۶$ به دست می‌آیند که دقیقاً متناظر با فرکانس‌های تیر با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها هستند. با افزایش سرعت سیال و در نظر گرفتن میرایی سازه‌ای اثر فرکانس دوم و سوم به صورت کامل از بین رفته و فرکانس اول به ازای $u=2$ و $u=2/5$ به ترتیب برابر $۷/۵۳$ Hz و $۵/۸۳$ Hz به دست می‌آید. با افزایش سرعت سیال، فرکانس طبیعی اول کاهش یافته تا در سرعت بحرانی سیال فرکانس طبیعی اول برابر صفر شده و ناپایداری استاتیکی در سیستم ایجاد می‌شود.

به منظور بررسی تأثیرات سرعت سیال بر فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال با شرایط تکیه‌گاهی ساده در دو انتها، در شکل ۴ تغییرات بخش‌های حقیقی و موهومی مقادیر ویژه سیستم بر حسب سرعت سیال که از حل معادله (۲۲) به دست می‌آیند، نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود برای لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها به ازای $0 < u < \pi$ مقادیر ویژه موهومی هستند و به علت صفر بودن بخش حقیقی که نشان‌دهنده میرایی سیستم است، پاسخ سیستم به صورت نوسانی

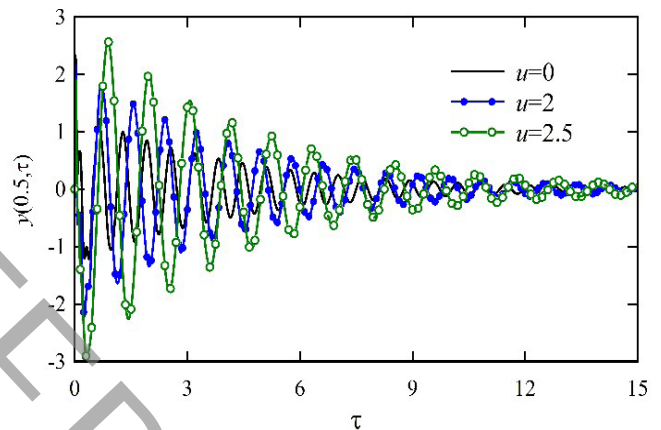


Fig. 2.

شکل ۲: پاسخ زمانی نقطه میانی لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها به ازای سرعت‌های مختلف سیال.

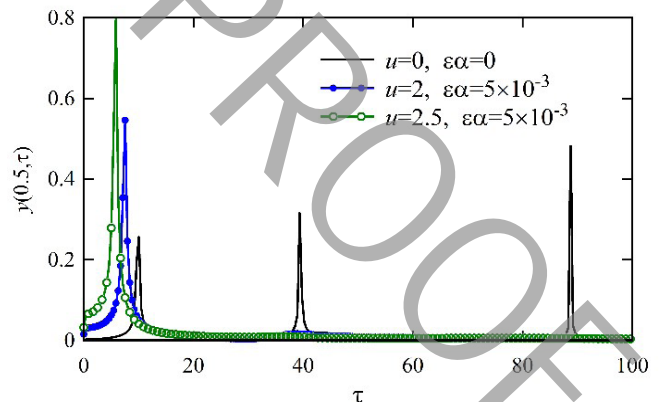


Fig. 3.

شکل ۳: تابع پاسخ فرکانسی نقطه میانی لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها به ازای سرعت‌های مختلف سیال.

حداکثر دامنه نوسانات لوله حامل سیال در غیاب جاذب ارتعاشی و در حضور جاذب ارتعاشی می‌باشند. به منظور مطالعه تأثیر جاذب ارتعاشی بر عملکرد سیستم، در شکل ۵ مقایسه بین پاسخ ارتعاشی لوله حامل سیال در حضور جاذب ارتعاشی و نیز در غیاب آن به ازای مقادیر مختلف پارامتر سفتی جاذب نشان داده شده است. در این شکل‌ها با ثابت در نظر گرفتن $u=2$ و $\varepsilon\alpha = 5 \times 10^{-3}$ و پارامترهای جاذب $\mu = 0.2$ و $c = 0.5$ ، تأثیر سفتی جاذب ارتعاشی مورد مطالعه قرار گرفته است. همانطور که مشاهده می‌شود وجود جاذب ارتعاشی باعث کاهش قابل ملاحظه‌ای در دامنه نوسانات سیستم می‌شود که میزان آن به مقدار پارامترهای جاذب دارد. با افزایش k تأثیر جاذب بر کاهش دامنه نوسانات کمتر می‌شود طوری که به ازای $k = 1000$ و $k = 1$ ، کاهش دامنه نوسانات سیستم به ترتیب برابر $15/6$ و $31/5$ درصد به دست می‌آید. بر اساس نتایج نشان با توجه به پارامترهای ذکر شده، جاذب با سفتی 10 k که باعث کاهش 75 درصدی در حداکثر دامنه نوسانات سیستم می‌شود، بهترین عملکرد را دارد. با توجه به اینکه در این حالت فرکانس طبیعی بی‌بعد جاذب، $\Omega_{Abs.} = \sqrt{k/\mu} = 7/07$ ، در حوالی فرکانس طبیعی لوله حامل سیال با $u=2$ می‌باشد، بنابراین جاذب ارتعاشی بیشترین انرژی را جذب کرده و کاهش دامنه نوسانات حداکثر مقدار خود را خواهد داشت.

در طراحی جاذب‌های ارتعاشی، مقادیر سفتی فنر و ثابت میرایی با توجه به جرم جاذب تعیین می‌شود. اگر جرم جاذب خیلی کوچکتر از جرم سازه باشد، در اینصورت جاذب تأثیری بر کاهش دامنه نوسانات سیستم نخواهد داشت. افزایش جرم جاذب باعث بیشتر شدن خیز استاتیکی سیستم شده و جرم خیلی زیاد ممکن است باعث ایجاد شکست شود. از این رو جرم جاذب باید در محدوده مناسبی اختیار شود که این میزان با توجه به نوع سازه متفاوت می‌باشد. در شکل ۵ تغییرات حداکثر دامنه نوسانات سیستم بر حسب ضریب سفتی جاذب ارتعاشی در $u=2$ و به ازای مقادیر مختلف جرم بی‌بعد جاذب نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود پارامترهای بهینه جاذب به منظور کاهش حداکثر دامنه نوسانات سیستم به ازای مقادیر سفتی و جرم کمتر جاذب ارتعاشی حاصل می‌شود. با توجه به نتایج مشاهده می‌شود که در لوله‌های حامل سیال، در یک موقعیت مشخص پارامترهای بهینه جاذب فقط به سرعت سیال بستگی دارد. بر اساس نتایج، در $u=2$ محدوده مناسب برای سفتی فنر جاذب $1 < k < 16$ می‌باشد. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که به ازای $\mu = 0.2$ ، سفتی فنر برابر $k=8$ باعث کاهش 80 درصدی در حداکثر دامنه نوسانات سیستم می‌شود. با افزایش بیشتر مقدار k تأثیر جاذب بر کاهش دامنه نوسانات کمتر شده که این مقدار با جرم بی‌بعد جاذب رابطه عکس دارد. ضریب میرایی جاذب ارتعاشی نیز تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد جاذب دارد. به منظور مطالعه تأثیر ضریب میرایی جاذب بر میزان کاهش دامنه نوسانات سیستم، در شکل ۶ تغییرات کاهش حداکثر دامنه نوسانات بر حسب سفتی فنر و به ازای مقادیر مختلف میرایی جاذب نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در حضور جاذب ارتعاشی نامیرا

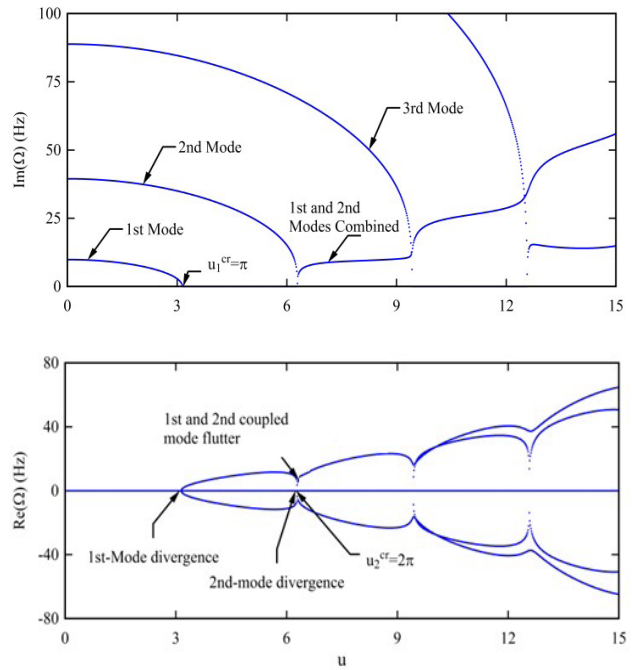


Fig. 4.

شکل ۴: بخش‌های حقیقی و موهومی فرکانس‌های طبیعی بی‌بعد، بر حسب سرعت سیال برای لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها

نامیرا خواهد بود. با افزایش سرعت سیال فرکانس‌های طبیعی سیستم کاهش می‌یابد تا در $u_1^{cr} = \pi$ بخش موهومی مقدار ویژه اول (فرکانس طبیعی اول) برابر صفر می‌شود. با توجه به اینکه در این حالت بخش حقیقی مقدار ویژه اول صفر می‌باشد بنابراین در این حالت سیستم دارای حالت ناپایداری استاتیکی (دیورژانس) مود اول می‌باشد. با افزایش جزئی سرعت سیال، مقدار ویژه اول دارای بخش حقیقی مثبت ($Re(\Omega) > 0$) بوده بنابراین با گذشت زمان دامنه سیستم افزایش می‌یابد و در نتیجه سیستم به صورت دینامیکی ناپایدار می‌شود. با افزایش بیشتر سرعت سیال به ازای $u_2^{cr} = 2\pi$ فرکانس طبیعی دوم نیز صفر می‌شود و ناپایداری دیورژانس مود دوم اتفاق می‌افتد. با افزایش جزئی در سرعت جریان سیال، رفتار دوشاخگی در مقادیر ویژه سیستم ایجاد می‌شود و مقادیر ویژه اول و دوم سیستم یکسان می‌شوند. با توجه به اینکه در چنین حالتی مقادیر ویژه دارای بخش حقیقی مثبت می‌باشند ($Re(\Omega) > 0$) بنابراین سیستم دارای ناپایداری دینامیکی مود ترکیبی خواهد بود.

عملکرد جاذب ارتعاشی کاهش حداکثر دامنه نوسانات سیستم می‌باشد. بدین منظور در ادامه با تعریف پارامتر ARR که معرف درصد کاهش دامنه نوسانات سیستم است، به بررسی تأثیر عملکرد جاذب ارتعاشی بر رفتار لوله‌های حامل سیال پرداخته خواهد شد.

$$ARR = \frac{y_{max}^{(0)}(0.5, \tau) - y_{max}^{(0.5, \tau)}}{y_{max}^{(0.5, \tau)}} \times 100 \quad (24)$$

که در آن $y_{max}^{(0)}(0/5, \tau)$ و $y_{max}^{(0.5, \tau)}$ به ترتیب نشان دهنده

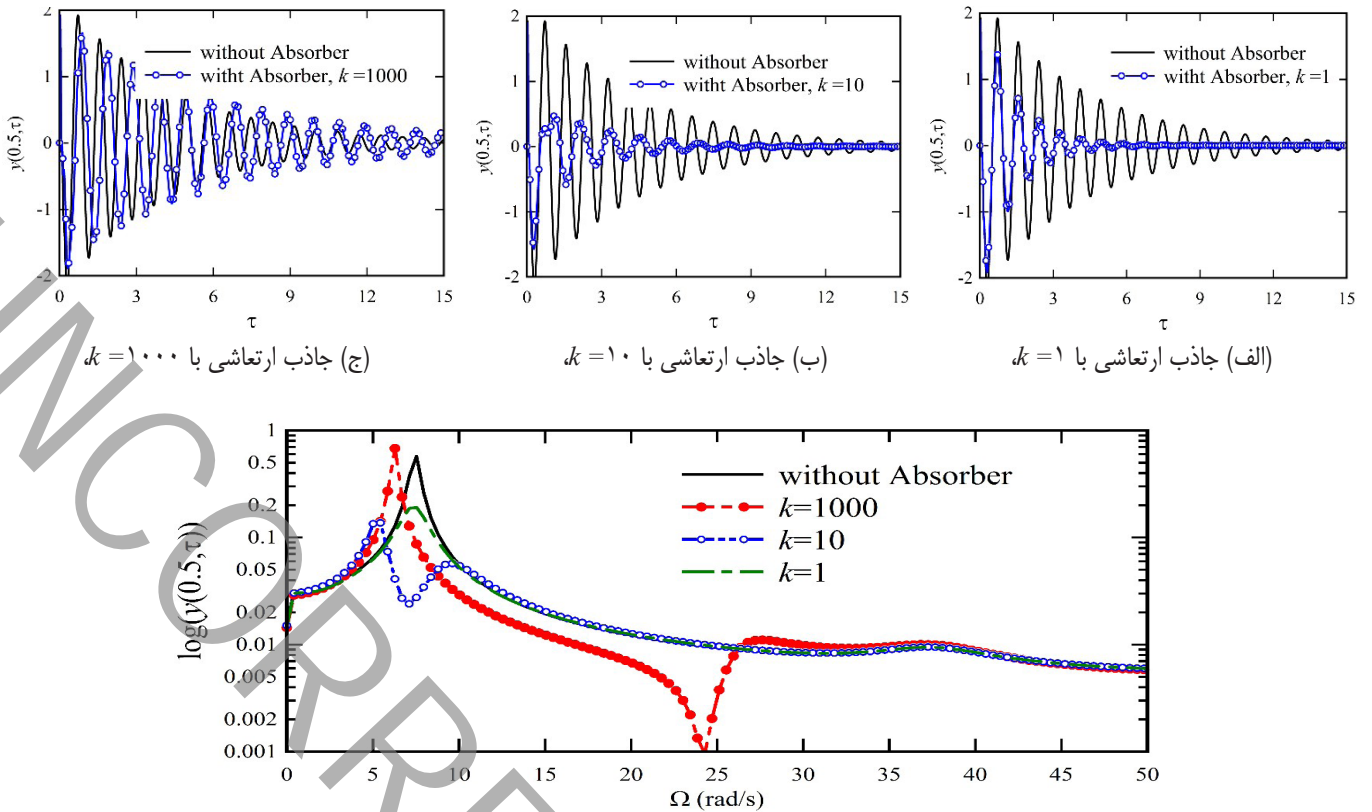


Fig. 5. تابع پاسخ فرکانسی سیستم به ازای مقادیر مختلف سفتی جاذب ارتعاشی.

Fig. 5.

شکل ۵: مقایسه پاسخ نقطه میانی لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها در حضور جاذب ارتعاشی و در غیاب آن و به ازای $u=2$ ، $\varepsilon\alpha=5 \times 10^{-3}$ و پارامترهای جاذب $\mu=0.2$ و $c=0.5$.

در شکل ۷ تأثیر سرعت سیال بر کاهش حداکثر دامنه نوسانات سیستم نشان داده شده است. با توجه به اینکه سرعت سیال باعث تغییر فرکانس‌های طبیعی لوله حامل سیال می‌شود، بنابراین با تغییر سرعت سیال، مقدار مناسب پارامتر $k=0$ نیز تغییر می‌کند. با افزایش سرعت سیال، به علت کاهش فرکانس‌های طبیعی سیستم، مقدار سفتی فنر جاذب نیز کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۸ مشاهده می‌شود که در سرعت‌های $u=0$ ، $u=2$ و $u=3$ مقدار مناسب سفتی بی‌بعد فنر به ترتیب برابر ۹، ۸ و ۱ به دست می‌آید. علاوه

بر $(c=0)$ تأثیر جاذب ارتعاشی بر کاهش دامنه نوسانات لوله حامل سیال بسیار ناچیز می‌باشد. افزایش آن تا مقدار $c=0.5$ باعث بهبود عملکرد جاذب شده که بهترین حالت برای عملکرد بهینه جاذب می‌باشد. افزایش بیشتر ضریب میرایی جاذب با کاهش تأثیر جاذب بر کاهش دامنه نوسانات سیستم می‌شود. البته باید توجه داشت که به ازای مقادیر بزرگتر سفتی جاذب ($k=350$)، تأثیر میرایی بر عملکرد سیستم بسیار ناچیز بوده و می‌توان از اثرات میرایی جاذب صرف‌نظر نمود.

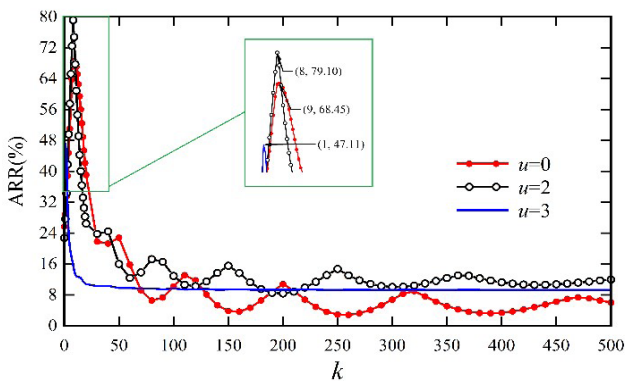


Fig. 7.

شکل ۷: تأثیر ضریب بی‌بعد میرایی جاذب ارتعاشی بر درصد کاهش حداکثر دامنه نوسانات بر حسب سفتی بی‌بعد فنر جاذب با فرض $\mu=0.2$.

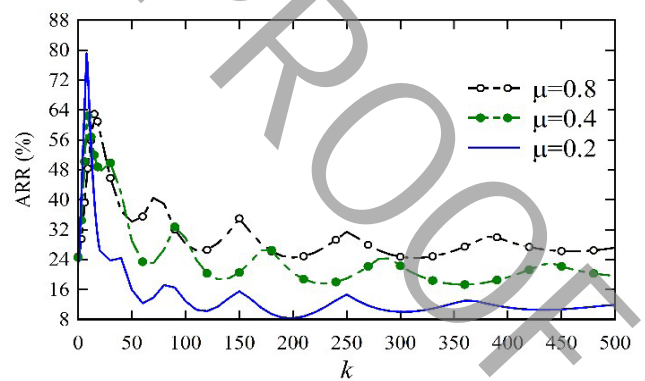


Fig. 6.

شکل ۶: تأثیر پارامتر جرم بی‌بعد جاذب ارتعاشی بر درصد کاهش حداکثر دامنه نوسانات بر حسب سفتی بی‌بعد فنر جاذب با فرض $c=0.5$.

کل و فشار استاتیکی است. کاوشگر به وسیله تابع اساسی شعاعی شبکه عصبی کالیبره شده و نشان داده شده است که این روش نسبت به روش‌های کالیبراسیون مرسوم درون‌یابی خطی و انطباق منحنی چندجمله‌ای از مرتبه ۵ دارای دقت مناسب‌تری است. گردابه‌های نوک و پایه سیلندر با افزایش فاصله از سیلندر، از محور مرکزی سیلندر دور می‌شوند و از قدرت آن‌ها کاسته می‌شود. با افزایش فاصله از سیلندر، مرکز گردابه‌های نوک از انتهای آزاد سیلندر دور شده و مرکز گردابه‌های پایه تقریباً در فاصله ثابتی از صفحه تخت قرار می‌گیرند. جریان رو به پایین از انتهای آزاد سیلندر و جریان رو به بالای نزدیک صفحه تخت باعث کم‌شدن ناحیه دنباله پشت سیلندر مربعی در این مناطق نسبت به میانه سیلندر می‌شود که تأثیر جریان رو به پایین بیشتر از جریان رو به بالا است. میانگین نوسانات فشار حفره P_5 کاوشگر در صفحات عرضی، مسیر لایه برشی جداشده از انتهای آزاد سیلندر را نشان می‌دهد. نتایج اخذشده برای سیلندر با انتهای آزاد نیم‌بیضوی نشان می‌دهند که برای این هندسه جریان رو به بالا از نزدیکی کف در پشت سیلندر برای در ارتفاع پایین‌تری رخ می‌دهد. همچنین ارتفاع و پهنای دنباله در سیلندر مربعی با انتهای آزاد نیم‌بیضوی نسبت به سیلندر با انتهای آزاد تخت کاهش قابل توجهی یافته است. در تحقیق حاضر با استفاده از روش نیمه تحلیلی به بررسی ارتعاشات عرضی لوله‌های حامل سیال در حضور جاذب ارتعاشی خطی پرداخته شد. با اعمال روش گالکین و استفاده از شکل مودهای ارتعاشی لوله در غیاب جریان معادلات حرکت گسسته‌سازی شده و سپس با حل عددی معادلات حاصل به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر رفتار سیستم پرداخته شد. با محاسبه فرکانس نوسانات تقریبی لوله حامل سیال بر حسب سرعت سیال، رابطه تحلیلی جهت محاسبه پارامترهای بهینه جاذب ارتعاشی ارائه شد که با استفاده از این رابطه به سهولت می‌توان جاذب مناسب را برای این سیستم‌ها طراحی نمود. نتایج نشان می‌دهد وجود جاذب ارتعاشی باعث کاهش قابل ملاحظه‌ای در دامنه نوسانات سیستم می‌شود که میزان آن به مقدار پارامترهای جاذب و سرعت سیال بستگی دارد. به ازای $u=2$ با افزایش k تأثیر جاذب بر کاهش دامنه نوسانات کمتر می‌شود طوری که به ازای $k=1000$ و $k=1$ ، کاهش دامنه نوسانات سیستم به ترتیب برابر $15/6$ و $31/5$ درصد بدست می‌آید. در این حالت، جاذب با سفتی $k=10$ که بیشترین انرژی را جذب کرده و باعث کاهش 75 درصدی در حداکثر دامنه نوسانات سیستم می‌شود، بهترین عملکرد را دارد. علاوه بر این، ضریب میرایی جاذب ارتعاشی نیز تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد جاذب دارد. در حضور جاذب ارتعاشی نامیرا ($c=0$) تأثیر جاذب ارتعاشی بر کاهش دامنه نوسانات لوله حامل سیال بسیار ناچیز می‌باشد. افزایش آن تا مقدار $c=0/5$ باعث بهبود عملکرد جاذب شده که بهترین حالت برای عملکرد بهینه جاذب می‌باشد.

منابع

- [1] K.R. Chellapilla, S. Sutar, R. Madabhushi, Effect of Weld Tension on Flexural Frequencies of Guided-Simply

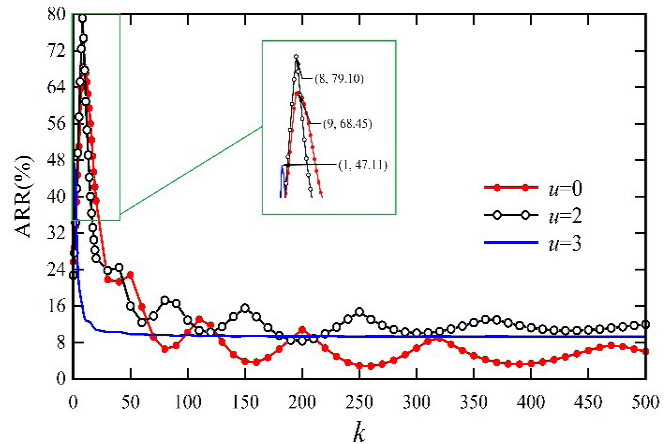


Fig. 8.

شکل ۸: تأثیر سرعت سیال بر درصد کاهش حداکثر دامنه نوسانات بر حسب سفتی بی‌بعد فنر جاذب ارتعاشی با پارامترهای $\mu=0/2$ و $c=0/5$.

بر این، با توجه به نتایج مشاهده می‌شود که در سرعت‌های بالاتر سیال، افزایش سفتی جاذب تأثیر چندانی بر عملکرد جاذب ندارد.

با بررسی نتایج ارائه شده در شکل‌های ۶ تا ۸ مشاهده می‌شود که برای طراحی بهینه جاذب، پارامترهای جاذب باید طوری انتخاب شوند که فرکانس طبیعی آن با فرکانس طبیعی لوله در سرعت مد نظر یکسان باشد. البته با توجه به اینکه در صورت استفاده از جاذب ارتعاشی فرکانس‌های طبیعی مجموعه تا حدودی کاهش می‌یابند، بنابراین بهتر است مقدار سفتی تعیین شده برای جاذب، اندکی کمتر از مقدار تعیین شده باشد. بر این اساس با توجه به رابطه (۲۱)، رابطه بین جرم و سفتی بی‌بعد جاذب ارتعاشی به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$k = \gamma \mu \Omega_1^2 = \gamma \mu \pi^4 \left(1 - \frac{u^2}{\pi^2} \right) \quad (25)$$

که در آن γ ضریب تصحیح می‌باشد که برای لوله حامل سیال با تکیه‌گاه‌های ساده در دو انتها و $\mu=0/2$ برابر $0/7$ به دست می‌آید. با توجه به رابطه اخیر سفتی بی‌بعد فنر در سرعت‌های $u=2$ و $u=3$ به ترتیب برابر $8/11$ و $1/20$ به دست می‌آید که با نتایج ارائه شده در شکل ۸ سازگاری قابل قبولی دارد. همانطور که مشاهده می‌شود رابطه صریح ارائه شده برای محاسبه سفتی فنر، با دقت بسیار مناسبی پارامترهای جاذب ارتعاشی را برای لوله‌های حامل سیال در اختیار می‌گذارد و از این رابطه ساده می‌توان به منظور طراحی جاذب ارتعاشی در این کاربردها استفاده نمود.

۴- نتیجه‌گیری

مشخصات جریان پشت سیلندر مربعی با انتهای آزاد و نسبت منطری ۷ در تونل باد مادون صوت و در عدد رینولدز 10^4 توسط کاوشگر پنج‌حفره مورد بررسی قرار گرفته است. کاوشگر پنج‌حفره دارای مزایایی از قبیل ساده بودن تجهیز و در عین حال توانایی اندازه‌گیری هم‌زمان مؤلفه‌های سرعت، فشار

- of a pipe conveying an ideal fluid, *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 52 (2015) 38-44.
- [15] T. Zhang, H. Ouyang, Y. Zhang, B. Lv, Nonlinear dynamics of straight fluid-conveying pipes with general boundary conditions and additional springs and masses, *Applied Mathematical Modelling*, (2016)
- [16] K.M. Shum, Tuned vibration absorbers with nonlinear viscous damping for damped structures under random load, *Journal of Sound and Vibration*, 346 (2015) 70-80..
- [17] F.S. Samani, F. Pellicano, Vibration reduction of beams under successive traveling loads by means of linear and nonlinear dynamic absorbers, *Journal of Sound and Vibration*, 331(10) (2012) 2272-2290.
- [18] F.S. Samani, F. Pellicano, A. Masoumi, Performances of dynamic vibration absorbers for beams subjected to moving loads, *Nonlinear Dynamics*, 73(1-2) (2013) 1065-1079.
- [19] M. Paidoussis, G. Li, Pipes conveying fluid: a model dynamical problem, *Journal of Fluids and Structures*, 7(2) (1993)137-204..
- [20] C.-H. Yau, A. Bajaj, O. Nwokah, Active control of chaotic vibration in a constrained flexible pipe conveying fluid, *Journal of fluids and structures*, 9(1) (1995) 99-122.
- [21] H. Doki, K. Hiramoto, R. Skelton, Active control of cantilevered pipes conveying fluid with constraints on input energy, *Journal of fluids and structures*, 12(5) (1998) 615-628.
- [22] R.D. Bao, Study on Adaptive Control of Restrained Cantilever Pipe Conveying Fluid, in: *Applied Mechanics and Materials*, Trans Tech Publ, 2012, pp. 1325-1335.
- [23] M.H. Demir, A. Yesildirek, F. Yigit, Control of a cantilever pipe conveying fluid using neural network, in: *Modeling, Simulation, and Applied Optimization (ICMSAO)*, 2015 6th International Conference on, IEEE, 2015, pp. 1-6.
- [24] G.H. Koo, Y.S. Park, VIBRATION REDUCTION BY USING PERIODIC SUPPORTS IN A PIPING SYSTEM, *Journal of Sound and Vibration*, 210(1) (1998) 53-68.
- [25] D. Yu, J. Wen, H. Zhao, Y. Liu, X. Wen, Vibration reduction by using the idea of phononic crystals in a pipe-conveying fluid, *Journal of Sound and Vibration*, 318(1-2) (2008) 193-205.
- [26] S. Rinaldi, M.P. Paidoussis, Dynamics of a cantilevered pipe discharging fluid, fitted with a stabilizing end-piece, *Journal of Fluids and Structures*, 26(3) (2010) 517-525.
- [27] R.E. Rossi, P.A.A. Laura, D.R. Avalos, H. Larrondo, Free Vibrations of Timoshenko Beams Carrying Elastically Mounted, Concentrated Masses, *Journal of Sound and Vibration*, 165(2) (1993) 209-223.
- Supported Fluid-Conveying Pipes, *Int. J. Mech. Eng. Autom*, 3(8) (2016) 319-324.
- [2] M.L. De Bellis, G.C. Ruta, I. Elishakoff, A contribution to the stability of an overhanging pipe conveying fluid, *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, 27(4-5) (2015) 685-701.
- [3] J. Rivero-Rodriguez, M. Pérez-Saborid, Numerical investigation of the influence of gravity on flutter of cantilevered pipes conveying fluid, *Journal of Fluids and Structures*, 55 (2015) 106-121.
- [4] C. Gan, S. Jing, S. Yang, H. Lei, Effects of supported angle on stability and dynamical bifurcations of cantilevered pipe conveying fluid, *Applied Mathematics and Mechanics*, 36(6) (2015) 729-746..
- [5] J. Huang, G. Chen, L. Shu, Y. Chen, Y. Zhang, Impact of fouling on flow-induced vibration characteristics in fluid-conveying pipelines, *IEEE Access*, 4 (2016) 6631-6644.
- [6] E. Kjsling, M. Todd, The impact of boundary conditions and fluid velocity on damping for a fluid conveying pipe in a viscous fluid, in: *SPIE Smart Structures and Materials+ Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, International Society for Optics and Photonics, 2016, pp. 979911-979922.
- [7] G. Eslami, V.A. Maleki, M. Rezaee, Effect of Open Crack on Vibration Behavior of a Fluid-Conveying Pipe Embedded in a Visco-Elastic Medium, *Latin American Journal of Solids and Structures*, 13(1) (2016) 136-154.
- [8] H.-I. Yoon, I.-S. Son, Dynamic behavior of cracked simply supported pipe conveying fluid with moving mass, *Journal of sound and vibration*, 292(3) (2006) 941-953.
- [9] D. Zhao, J. Liu, C. Wu, Stability and local bifurcation of parameter-excited vibration of pipes conveying pulsating fluid under thermal loading, *Applied Mathematics and Mechanics*, 36(8) (2015) 1017-1032.
- [10] Z.-Y. Li, J.-J. Wang, M.-X. Qiu, Dynamic Characteristics of Fluid-Conveying Pipes with Piecewise Linear Support, *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, (2015) 1550025.
- [11] C. An, J. Su, Dynamic behavior of pipes conveying gas-liquid two-phase flow, *Nuclear Engineering and Design*, 292 (2015) 204-212.
- [12] B.D. Texier, S. Dorbolo, Deformations of an elastic pipe submitted to gravity and internal fluid flow, *Journal of Fluids and Structures*, 55 (2015) 364-371.
- [13] Y. Luo, M. Tang, Q. Ni, Y. Wang, L. Wang, Nonlinear Vibration of A Loosely Supported Curved Pipe Conveying Pulsating Fluid under Principal Parametric Resonance, *Acta Mechanica Solida Sinica*, 29(5) (2016) 468-478.
- [14] B. Sımr, D.D. Demir, The analysis of nonlinear vibrations