



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

دوره چهل و پنج، شماره ۲، زمستان ۱۳۹۲، صفحه ۵۳ تا ۶۲
Vol. 45, No. 2, winter 2013, pp. 53-62



نشریه علمی - پژوهشی امیرکبیر (مهندسی مکانیک)
Amirkabir Journal of Science & Research (Mechanical Engineering)
(AJSR - ME)

مدل سازی و تحلیل ارتعاشی بالابرنده کشتی های حفاری در راستای جریان و عمود بر آن

امیر مقیسه^۱، عباس رهی^{۲*}، همایون ریاحی^۳

۱- کارشناس ارشد، دانشکده فنی مهندسی مکانیک کرمانشاه، دانشگاه رازی کرمانشاه
۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، پردیس فنی مهندسی شهید عباسپور، دانشگاه شهید بهشتی
۳- کارشناس ارشد، دانشکده فنی مهندسی مکانیک کرمانشاه، دانشگاه رازی کرمانشاه

(دریافت ۱۳۹۰/۲/۱۹، پذیرش ۱۳۹۲/۱۰/۲۲)

چکیده

در سال های اخیر فعالیت های حفاری منابع نفت و گاز در میادین با عمق بالاتر از ۳۰۰۰ متر انجام می شود. برای هدایت مته حفاری و انتقال هیدروکربن به سطح دریا، بالابرنده بین کشتی حفاری و بستر دریا نصب می شود. یک سامانه کنترلی، وظیفه حفظ موقعیت کشتی حفاری را برای انجام عملیات بر عهده دارد. به واسطه نسبت بالای طول به سطح مقطع بالابرنده می توان آن را به صورت یک تیر شبیه سازی نمود. در این مقاله نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر بالابرنده با استفاده از نظریه موریسون و تئوری امواج دامنه کوتاه تخمین زده شده است. در محل اتصال بالابرنده به کشتی حفاری یک سامانه جبران سازی در نظر گرفته شده که اثرات حرکت کشتی را بر بالابرنده کاهش داده و با اعمال یک کشش استاتیکی متناسب با وزن بالابرنده تغییرات تنش محوری در بالابرنده را کاهش می دهد. با استفاده از این مفروضات روابط حاکم بر ارتعاش بالابرنده در دو راستای جریان و عمود بر آن به دست آمده و با استفاده از روش های عددی تفاضل محدود و رانج کاتا حل می گردد. در انتها اثر عوامل مکانیکی بر رفتار دینامیکی بالابرنده مطالعه خواهد شد.

کلمات کلیدی

بالابرنده، کشتی حفاری، جبران ساز، فرکانس طبیعی.

* نویسنده مسئول وعهده دار مکاتبات Email:abbasrahi@pwut.ac.ir

۱- مقدمه

با کاهش منابع انرژی در دسترس، بشر برای تأمین نیاز خود به انرژی، بهره‌برداری از منابع موجود در آب‌های با عمق بیش از ۳۰۰۰ متر را آغاز نموده و حتی مطالعات گسترده‌ای برای استخراج منابع موجود در دو قطب شمال و جنوب با عمقی بیش از ۵۰۰۰ را در حال انجام دارد. حفاری و بهره‌برداری از این میادین مستلزم استفاده از تجهیزات و امکاناتی است که توانایی تحمل شرایط محیطی را ایجاد نمایند. فعالیت در اعماق دریا به معنای مواجهه با پیچیدگی رفتار آب در برخورد با سازه است. علاوه بر آن مشخصات جریان از قبیل سرعت، طول موج، دامنه و فرکانس امواج اثر زیادی بر عملکرد سازه‌های دریایی دارند. از جمله این سازه‌ها که برای تعدیل شرایط و نیروهای ناشی از عمق‌زیاد به کار می‌روند می‌توان به کشتی‌های حفاری اشاره نمود. در این کشتی‌ها، برای اینکه کشتی تا حد ممکن در بالای محور قائم گذرنده از دهانه چاه قرار گیرد، موقعیت افقی توسط سامانه‌های تثبیت موقعیت دینامیکی کنترل شده و این امر در تمام مدت حفاری ادامه می‌یابد. در این کشتی‌ها بالابرنده وظیفه هدایت مته‌های حفاری و نیز انتقال هیدروکربن از بستر چاه به کشتی را بر عهده دارد. اثر متقابل بالابرنده حاوی سیال و جریان توسط اسپارپکایا [۱] در سال ۱۹۷۹ مورد بررسی قرار گرفت. او طرحی استاتیکی و دینامیکی برای پیش‌بینی رفتار سیلندر در جریان یکنواخت را ارائه نمود. ایوان [۲] در سال ۱۹۸۱ طرحی برای پیش‌بینی رفتار دینامیکی بالابرنده در جریان غیر یکنواخت مطرح نمود. در سال ۱۹۸۶ لیون [۳] جمله غیرخطی نیروی پسا وارد بر بالابرنده‌ها را به صورت یک جمله خطی، ساده‌سازی نمود و با این فرض معادلات مربوط به رفتار دینامیکی بالابرنده یک سکوی پایه کشتی را مورد مطالعه قرار داد. یان کیو، جنگ و لو [۴] و [۵] بالابرنده را به صورت یک تیر با تکیه‌گاه‌های ساده فرض نمودند و ارتعاش ایجاد شده توسط جریان گردابه‌ای را بدون ساده‌سازی جمله غیرخطی معادله مورسیون، مطالعه نمودند. در سال ۲۰۰۰ چی ویان کیو وزی مین [۶] یک طرح با انتهای یک سرگیردار و ابتدای قابل حرکت برای یافتن پاسخ دینامیکی بالابرنده پیشنهاد نمودند. هم‌چنین کنگ، زنگ و یونگ [۷] رفتار دینامیکی بالابرنده را در حضور نیروی برا ناشی از جریان گردابه‌ای در سال ۲۰۰۶ بررسی نمودند. تحلیل‌های عددی متعددی با استفاده از روش المان محدود و تفاضل محدود برای پیش‌بینی رفتار دینامیکی بالابرنده‌ها انجام شده است. از جمله این تلاش‌ها می‌توان به پژوهش‌های انجام شده توسط چاکرابارتی [۸]، پاتل [۹]، چونگ و چنگ [۱۰] و هنگ [۱۱] اشاره نمود. هم‌چنین مطالعات تجربی زیادی برای بررسی حرکت جانبی بالابرنده‌های دریایی انجام شده است که از آن میان

می‌توان به ویکيستاد و هالس [۱۲] اشاره نمود. هم‌چنین بیرمن [۱۳]، پارکینسون [۱۴]، خالاک [۱۵]، گواردهان و ویلیامسون [۱۶] رفتار بالابرنده را در حضور جریان گردابه‌ای مورد توجه قرار دادند. ویلدن و گراهام [۱۷] ارتعاش القا شده به بالابرنده در اثر ایجاد جریان گردابه‌ای ناشی از جریان یکنواخت را مورد تحقیق نمودند. سوزوکی و تاکانو، اینوموتو، اکا [۱۸] آزمایشی را بر روی یک سیلندر ۱۱ متری از جنس تفلون که در انتهای بالایی خود در معرض یک تحریک قرار داشت انجام دادند. گاتجیگریو و ماراکوس [۱۹] با استفاده گسترده از روش‌های ریاضی یک حل بسته برای یافتن دو حالت ارتعاش اول یک بالابرنده تحریک شده یافتند. کوپپر، براگمنز و متریکن [۲۰] با ارائه یک مدل از بالابرنده که در انتهای خود یک اتصال از نوع پین و در انتهای بالایی متصل به یک سکوی شناور و در نتیجه تحریک نوسانی ناشی از حرکت آن روی امواج بود به بررسی رفتار دینامیکی بالابرنده در معرض نیروی ناشی از حرکت سکوی شناور بر روی امواج پرداختند.

در هیچ یک از مطالعات اشاره شده اثر هم‌زمان نوسان انتهای بالابرنده و نیروهای برا و پسا ناشی از برخورد امواج و جریان آب بر بالابرنده در نظر گرفته نشده است. برخورد امواج و جریان با بالابرنده موجب ایجاد جریان گردابه‌ای در پشت آن می‌شود. تولید و جدا شدن گردابه‌ها منجر به توزیع فشار غیر متقارن حول مقطع استوانه‌ای شکل بالابرنده می‌شود. این توزیع فشار سبب بروز دو نیروی پسا در راستای جریان و نیروی برا در جهت عمود بر جریان می‌شود. از آنجا که تشکیل و جدایش این گردابه‌ها به صورت متناوب و بر اساس پروفیل جریان و معادلات حاکم بر امواج صورت می‌گیرد، نیروی برا و پسا ایجاد شده منجر به نوسان بالابرنده در دو راستا می‌شود. انتهای پایینی بالابرنده، محل اتصال با تجهیزات سرچاهی، به صورت تکیه‌گاه با مفصل کروی در نظر گرفته می‌شود. استفاده از این نوع اتصال حذف ممان‌های خمشی را سبب می‌شود و باعث چرخش بالابرنده همراه با حرکت شناور و نیز تحمل خیزهای جزئی ناشی از بارهای استاتیکی و دینامیکی می‌شود.

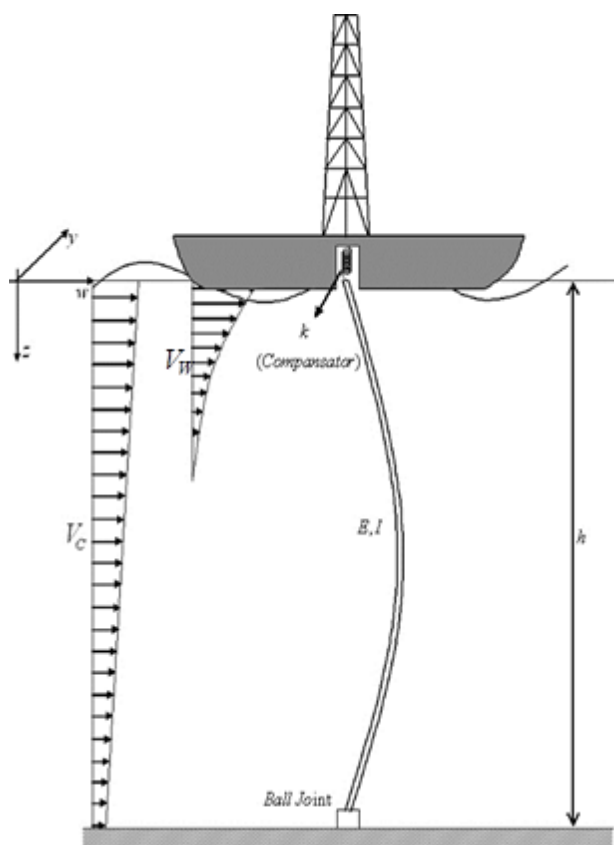
در این مقاله فرض بر آن است که سامانه تثبیت موقعیت دینامیکی کشتی تا حد زیادی از حرکت کشتی حفاری در راستای افق جلوگیری می‌نماید و فقط جابجایی کشتی ناشی از امواج در راستای قائم وجود دارد. جابجایی قائم توسط یک جبران‌ساز به بالابرنده‌ها انتقال می‌یابد. این جبران‌ساز از یک سیستم پنوماتیکی تشکیل گردیده است که متناسب با شرایط محیطی مشخصات آن از قبیل طول حرکت سیلندر و فشار کارکرد تعیین می‌شود. حداکثر اثرگذاری این سامانه زمانی است که کشتی به پایین‌ترین موقعیت خود در سطح دریا می‌رسد. در

که در آن m_t جرم بالابرنده و سیال درون آن بر واحد طول، g شتاب گرانش زمین، γ وزن مخصوص آب دریا، D قطر خارجی بالابرنده، l طول بالابرنده، f ضریب اعمال پیش کشش، k سختی جبران ساز، a دامنه موج و σ فرکانس موج است. فرض بر آن است که بالابرنده تحت اثر همزمان موج و جریان قرار دارد. بر این اساس پروفیل سرعت میدان موج به صورت (۲) در نظر گرفته خواهد شد. همچنین پروفیل سرعت جریان به صورت خطی و طبق (۳) در معادلات لحاظ خواهد شد [۲۲]:

$$V_W = a \cdot \sigma \cdot \frac{\cosh(K(h-z))}{\sinh(Kh)} \cdot \cos(kw - \sigma t) \quad (2)$$

$$V_C = v_t + v_w(1 - z/h) \quad (3)$$

که در آن V_W توزیع سرعت موج، K عدد موج و برابر $2\pi/L_w$ ، L_w طول موج، V_C توزیع جریان، v_t سرعت جریان در بستر دریا، v_w سرعت ناشی از باد در سطح آب و h عمق آب است.



شکل (۱): سیستم مختصات و مدل بالابرنده

۲-۱- ارتعاش در راستای جریان

نیروی وارد بر بالابرنده در راستای جریان بر اساس رابطه

صورت عملکرد نامناسب جبران ساز و حضور امواج با دامنه بلند، این جابجایی می تواند کماتش در بالابرنده را سبب شود. تعیین مشخصات جبران ساز بر اساس چنین شرایطی صورت می پذیرد. همچنین از آنجا که در آب های عمیق طول بالابرنده به چندین کیلومتر می رسد، در مناطق نزدیک بستر دریا وزن شناوری به میزان قابل توجهی افزایش خواهد یافت. این وزن شناوری در صورتی که با دامنه قابل توجهی از نوسان کشتی همراه شود، نوسان چشمگیر بالابرنده و حتی کماتش را در پی خواهد داشت. برای کاهش اثر منفی وزن شناوری در این مناطق، در محل اتصال بالابرنده به کشتی، یک نیروی پیش کشش متناسب با وزن شناوری اعمال می شود. مقدار این پیش کشش به صورت ضریبی از وزن شناوری بالابرنده است. این ضریب در معادلات به صورت f ظاهر شده است که مقدار پیش فرض برای این ضریب در مطالعه حاضر بر اساس آنچه در طراحی سازه های دریایی رایج است برابر $1/3$ در نظر گرفته می شود [۲۱]. جبران ساز نیز به صورت یک فنر مدل خواهد شد و بر این اساس رابطه حاکم بر نیروی محوری وارد بر بالابرنده به دست خواهد آمد. سپس با استفاده از نیروهای ناشی از امواج و نیز پروفیل جریان و بهره گیری از ارتعاش تیر پیوسته (نظریه اولر-برنولی) معادلات حاکم بر رفتار ارتعاشی بالابرنده به دست خواهد آمد. در ادامه معادله حاکم بر حرکت با استفاده از روش های عددی حل خواهد شد و توزیع جابجایی در طول بالابرنده، در راستای جریان مطالعه خواهد شد، سپس اثر سختی جبران ساز و میزان پیش کشش اعمال شده بر رفتار بالابرنده بررسی خواهد شد. در پایان اثر فرکانس امواج و تولید گردابه ها بر ارتعاش بالابرنده در جهت جریان و عمود بر آن بررسی خواهد شد. نتایج به دست آمده می تواند در طراحی بهینه بالابرنده کشتی های حفاری مورد استفاده قرار گیرد.

۲- استخراج معادلات

برای استخراج معادلات حاکم بر ارتعاش بالابرنده از نظریه اولر-برنولی در تیر پیوسته استفاده خواهد شد. نیروی پسا ناشی از برخورد امواج و جریان با بالابرنده با استفاده از رابطه اصلاح شده موريسون تخمین زده خواهد شد. همچنین نیروی برا وارد بر بالابرنده در راستای عمود بر جریان با استفاده از روابط حاکم در مکانیک سیالات در معادلات لحاظ می شود [۲۲] و [۲۳]. مدل و دستگاه مختصات مورد استفاده در شکل (۱) نشان داده شده است. رابطه (۱) برآیند نیروی کششی وارد بر هر مقطع از بالابرنده را نشان می دهد. برای تخمین نیروی ناشی از موج از نظریه امواج دامنه کوتاه استفاده شده است.

$$T_{e(z,t)} = \left(m_t \cdot g - \gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \right) \cdot (-z + fl) + k \cdot a \cdot \cos(\sigma t) \quad (1)$$

$$\text{At Upper End} \begin{cases} w(0,t) = 0 \\ EI \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}(0,t) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

۲-۲- ارتعاش در راستای عمود بر جریان

همان‌طور که اشاره شد، تشکیل و جدایش گردابه‌ها ایجاد یک نیروی برا نوسانی در راستای عمود بر جریان می‌نماید. در این مطالعه از (۹) که تقریبی از این نیرو به‌دست می‌دهد استفاده شده است [۲۲]:

$$F_{CF}(z,t) = \frac{1}{2} \rho \cdot D \cdot C_L \left(a \cdot \sigma \cdot \frac{\cosh K(h-z)}{\sinh(Kh)} \cdot \cos(K \cdot w - \sigma) + v_t + v_w(1-z/h) - \dot{w} \right)^2 \quad (9)$$

که در آن C_L ضریب نیروی برا، ω_s فرکانس تولید گردابه و $\dot{w}$ شتاب و سرعت بالابرنده در راستای عمود بر جریان آب هستند. مانند ارتعاش در راستای جریان، استفاده از نیروی محوری وارد بر بالابرنده و توزیع نیروی جانبی (۹) و همچنین بهره‌گیری از تئوری اولر- برنولی (۱۰) را به عنوان معادله ارتعاشی بالابرنده در راستای عمود بر جریان حاصل می‌نماید:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left[T e(z,t) \cdot \frac{\partial y}{\partial z} \right] + m_t \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F_{CF}(z,t) \quad (10)$$

که در آن y جابجایی بالابرنده در راستای عمود بر جریان آب است. روابط (۱۱) و (۱۲) شرایط مرزی حاکم بر (۱۰) را نشان می‌دهند.

$$\text{At Bottom End} \begin{cases} y(l,t) = 0 \\ EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2}(l,t) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{At Upper End} \begin{cases} y(0,t) = 0 \\ EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2}(0,t) = 0 \end{cases} \quad (12)$$

۳- حل معادلات حاکم بر حرکت

حل تحلیلی معادلات (۶) و (۱۰) بسیار پیچیده است، به همین دلیل با استفاده از روش تفاضل محدود و نیز بهره‌گیری از روش رانج کاتا به حل عددی معادلات حاکم بر نوسان با در نظر گرفتن شرایط مرزی (۷) و (۸) و (۱۱) و (۱۲) پرداخته می‌شود. سپس اثر میزان پیش‌کشش و نیز سختی جبران‌ساز بر رفتار دینامیکی

موریسون اصلاح شده بیان می‌شود. از آنجا که بالابرنده در حال نوسان با سرعت قابل ملاحظه‌ای است، سرعت در این رابطه مبین سرعت نسبی میان جریان و بالابرنده است. بر این اساس (۴) نیروی ناشی از برخورد جریان، موج و اثر میرایی سیال را در قالب رابطه معروف موریسون ارائه می‌دهد [۲۱]:

$$F_{IL}(z,t) = \frac{1}{2} C_D \cdot \rho \cdot A \cdot (u - \dot{w}) \cdot |u - \dot{w}| + C_M \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{Du}{Dt} - K_m \cdot \rho \cdot V \cdot \ddot{w} \quad (4)$$

که در رابطه فوق C_D ضریب پسا، ρ چگالی آب دریا، A سطح مقطع مؤثر بالابرنده در واحد طول و در راستای عمود بر جریان، u سرعت سیال در برخورد با بالابرنده، $\dot{w}$ سرعت بالابرنده، C_M ضریب اینرسی، Du/Dt شتاب ذرات سیال، V حجم بالابرنده در واحد طول، K_m ضریب جرم اضافه شده و $\ddot{w}$ شتاب بالابرنده است.

جایگذاری (۲) و (۳) در (۴) رابطه نهایی حاکم بر نیروی وارد بر بالابرنده از جانب جریان و موج را به صورت (۵) نتیجه می‌دهد.

$$F_{IL}(z,t) = \frac{1}{2} C_D \cdot \rho \cdot A \cdot \left(a \cdot \sigma \cdot \frac{\cosh(K(h-z))}{\sinh(Kh)} \cdot \cos(Kw - \sigma) + v_t + v_w(1-z/h) - \dot{w} \right) \cdot \left(a \cdot \sigma \cdot \frac{\cosh(K(h-z))}{\sinh(Kh)} \cdot \cos(Kw - \sigma) + v_t + v_w(1-z/h) - \dot{w} \right) + C_M \cdot \rho \cdot V \cdot a \cdot \sigma^2 \cdot \frac{\cosh K(h-z)}{\sinh(Kh)} \sin(Kw - \sigma) - K_m \cdot \rho \cdot V \cdot \ddot{w} \quad (5)$$

استفاده از تئوری اولر- برنولی در تیرهای پیوسته و در نظر گرفتن نیروی محوری (۱) و توزیع نیروی جانبی (۵)، رابطه (۶) را به عنوان معادله حاکم بر نوسان بالابرنده در جهت جریان به‌دست می‌دهد:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left[T e(z,t) \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right] + m_t \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = F_{IL}(z,t) \quad (6)$$

که در آن E مدول یانگ، I ممان خمشی مقطع بالابرنده، w جابجایی بالابرنده در راستای جریان و m_t جرم کل واحد طول بالابرنده است. با در نظر گرفتن توضیحات بخش‌های قبل، شرایط مرزی حاکم بر بالابرنده به‌صورت (۷) و (۸) در نظر گرفته خواهند شد.

$$\text{At Bottom End} \begin{cases} w(l,t) = 0 \\ EI \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}(l,t) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

۴- فرکانس های طبیعی

همان طور که از رابطه (۱) مشخص است نیروی کششی وارد بر بالابرنده تابعی از عمق و زمان است. برای استخراج فرکانس های طبیعی سازه با چنین مشخصاتی ناگیولسواران [۲۴] به ارائه حلی عددی با استفاده از سری های توانی پرداخت. بر این اساس با استخراج رابطه حاکم بر ارتعاش آزاد بالابرنده و جایگزینی سری حل توانی (۱۹) معادله مشخصه حل به دست آمده و با استفاده از اعمال شرایط مرزی و استخراج روابط دیفرانسیلی ناشی از آنها ضرایب مختلف حل توانی به دست خواهند آمد:

$$w = \sum_{n=0}^{\infty} a_{n+1(c)} \cdot z^{n+c} \quad (19)$$

با اعمال این الگوریتم حل، وقوع کماتش در بالابرنده زمانی رخ می دهد که فرکانس طبیعی برابر صفر شود. بنابراین کاهش مقدار پیش کشش و یا افزایش ضریب سختی جبران ساز که می تواند منجر به وقوع کماتش در بالابرنده شود، همراه با صفر شدن فرکانس طبیعی خواهد بود.

۵- استخراج نتایج

شکل (۲) وضعیت بالابرنده را در چهار موقعیت کشتی حفاری نشان می دهد. همان طور که مشخص است زمانی که کشتی در بالاترین وضعیت خود قرار دارد (در $t = 460$ s) دامنه نوسان در طول بالابرنده کمترین مقدار را خواهد داشت. دلیل این امر اثر مثبتی است که جبران ساز به واسطه حرکت سکو در راستای عمودی بر بالابرنده اعمال خواهد نمود. در لحظه $t = 450$ s کشتی در حال بالا آمدن بر روی امواج است و این اثر مثبت کاهش یافته و به موازات آن دامنه نوسان در طول بالابرنده افزایش می یابد. زمانی که کشتی به پایین ترین موقعیت خود در لحظه $t = 440$ s می رسد دامنه نوسان بالابرنده به ویژه در مناطق نزدیک بستر به حداکثر مقدار خود می رسد.

بالابرنده مورد بررسی قرار می گیرد.

شرایط اولیه مورد استفاده در حل معادله حرکت در راستای جریان بصورت رابطه (۱۳) و (۱۴) و در راستای عمود بر جریان طبق روابط (۱۵) و (۱۶) خواهد بود.

$$\left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) \Big|_{z,t=0} = 0 \quad (13)$$

$$w|_{z,t=0} = 0 \quad (14)$$

$$\left(\frac{\partial y}{\partial t} \right) \Big|_{z,t=0} = 0 \quad (15)$$

$$y|_{z,t=0} = 0 \quad (16)$$

داده های جدول (۱) به منظور حل معادلات حاکم مورد استفاده قرار گرفته اند. ضمناً فرض می گردد که فرکانس تولید گردابه ها که در واقع تابعی از عدد استروهال جریان است در طول بالابرنده ثابت باقی بماند.

همان طور که بیان گردید جبران ساز تعدیل کننده اثر حرکت کشتی بر بالابرنده به صورت یک فنر با سختی k مدل می شود. سختی این فنر به صورت تابعی از وزن شناوری بالابرنده و دامنه بحرانی نوسان کشتی بیان می گردد. رابطه متداول مورد استفاده بدین منظور بصورت زیر خواهد بود:

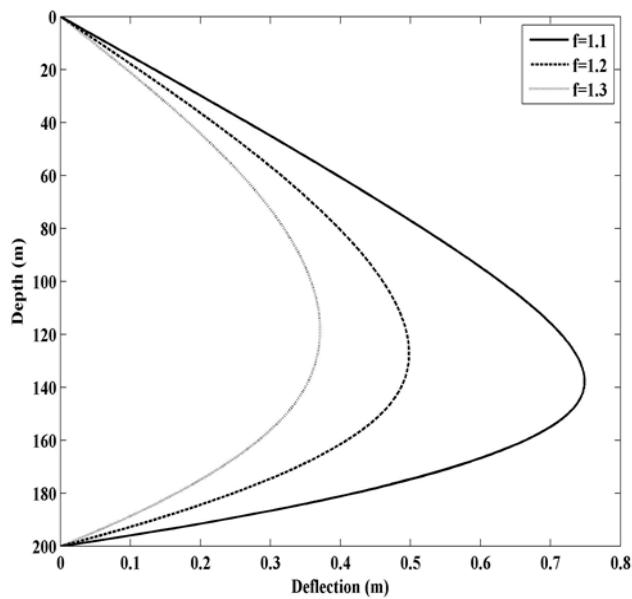
$$k = l \cdot \left(m_t \cdot g - \gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \right) / a_c \quad (17)$$

که a_c دامنه بحرانی امواج می باشد و در این تحقیق مقدار آن برابر ۱۰ متر در نظر گرفته خواهد شد. همچنین ضریب جرم افزوده شده به صورت رابطه (۱۸) تعریف می شود [۲۳].

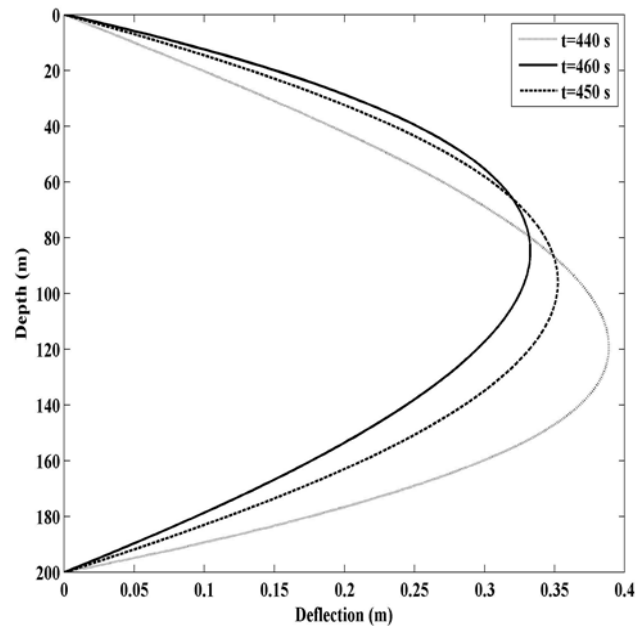
$$K_m = C_M - 1 \quad (18)$$

جدول (۱): مشخصات محیطی و سازه ای

۲۰۰ m	طول بالابرنده	۲۰۰ m	عمق آب
۰/۵۴ m	قطر خارجی	۲۰۰ m	طول موج
۰/۵ m	قطر داخلی	۴ m	دامنه امواج
۲۰۰ GP	مدول یانگ	۰/۸	ضریب پسا
۷۸۵۰ Kg/m ³	چگالی بالابرنده	۱/۸	ضریب اینرسی
۱۰۲۰ Kg/m ³	چگالی آب دریا	۰/۵	ضریب برا
۲۱۷۰ Kg/m ³		چگالی سیال درون بالابرنده	
$v_w = 0/84$ m/s		سرعت جریان در سطح دریا	
$v_t = 0/1$ m/s		سرعت جریان در بستر دریا	

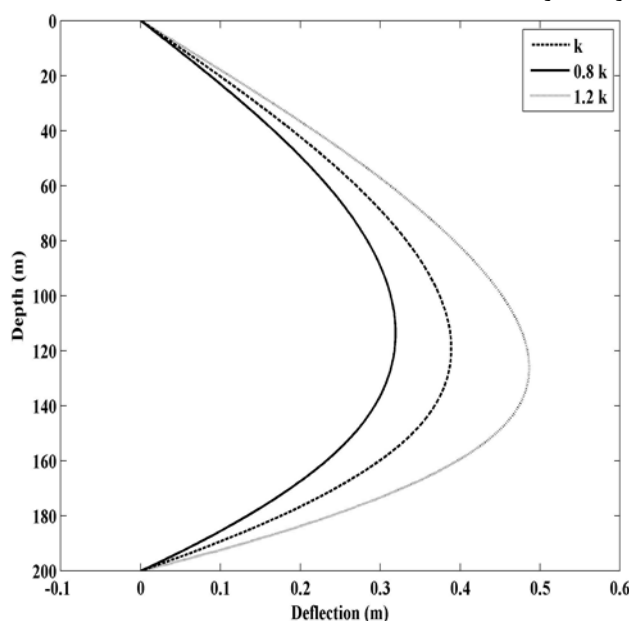


شکل (۳): اثر میزان پیش کشش بر نوسان بالابرنده



شکل (۴): وضعیت رایزر در چهار موقعیت مختلف کشتی

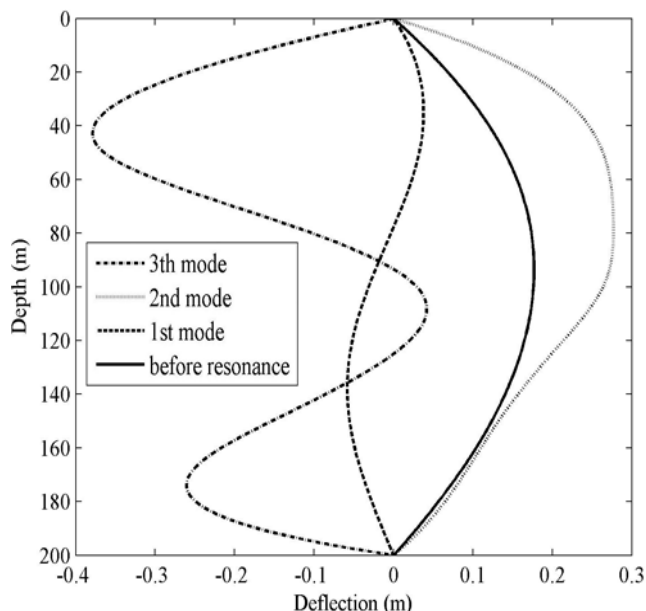
در شکل (۴) اثر ضریب سختی جبران ساز k بر تعادل دینامیکی بالابرنده نشان داده شده است. همان طور که از شکل (۴) مشخص است افزایش میزان سختی جبران ساز موجب اثرگذاری بیشتر موقعیت کشتی بر دامنه نوسان در بالابرنده می شود. در واقع افزایش میزان سختی جبران ساز موجب بروز نیروی فشاری بر بالابرنده می شود که همراهی این نیرو با وزن شناوری بالابرنده در اعماق زیاد موجب کاهش اثر نیروی پیش کشش اعمال شده بر بالابرنده می شود و در صورتی که دامنه موج، بزرگ باشد نیروی محوری در بالابرنده را به نیروی فشاری تبدیل خواهد نمود.



شکل (۵): اثر سختی جبران ساز بر نوسان بالابرنده

دلیل این امر کاهش نیروی کششی در بالابرنده به دلیل اعمال فشار از ناحیه جبران ساز به بالابرنده است. در حقیقت با بالا رفتن کشتی این اثر منفی کاهش یافته و دامنه نوسان بالابرنده کاهش می یابد. نکته قابل توجه آن که با کاهش میزان کشش در مناطق نزدیک بستر دریا، پالس های نوسانی با دامنه زیاد و در حقیقت با انرژی قابل توجه ایجاد خواهد شد که هم زمان با جابجایی سکو به سمت بالا در طول بالابرنده شروع به حرکت خواهند نمود. نوسان بالابرنده در مناطق میانی و نیز در نزدیکی سطح دریا ناشی از دو جمله نیروهای اعمال شده و پالس های نوسانی ایجاد شده در مناطق نزدیک بستر دریا است. شکل (۳) اثر میزان پیش کشش بر رفتار بالابرنده را نشان می دهد. همان طور که مشخص است افزایش کشش موجب کاهش دامنه نوسان بالابرنده در طول آن می شود در حالی که کشش کم موجب می شود نیروی محوری در نواحی نزدیک بستر کاهش یافته و یا حتی به صورت فشاری بر مقطع وارد شود که این موضوع خود موجب افزایش قابل توجه دامنه نوسان می شود.

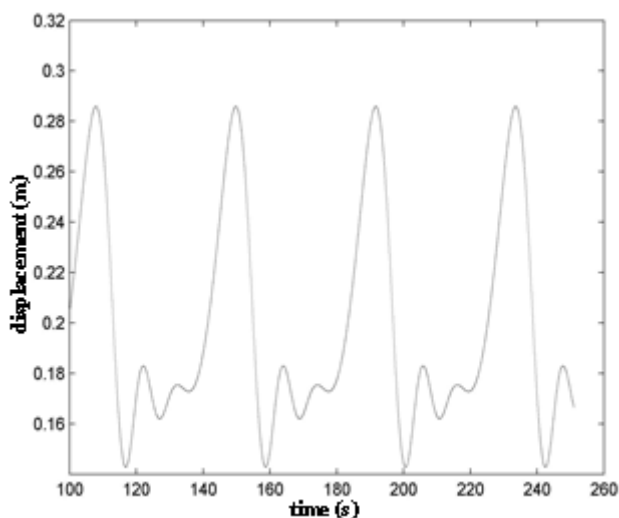
شکل (۷) همین وضعیت را برای ارتعاش در راستای عمود بر جریان نمایش می دهد. دیده می شود که وقوع تشدید، موجب افزایش چشمگیر دامنه جابجایی بالابرنده و سرعت ارتعاش آن می شود.



شکل (۷): سه حالت اول تشدید بالابرنده

در جهت عمود بر جریان

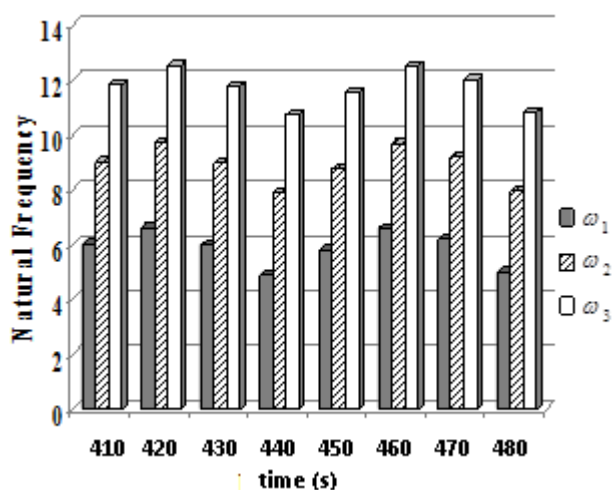
شکل (۸) جابجایی نقطه میانی بالابرنده در عمق ۱۰۰ متری را قبل از وقوع تشدید نشان می دهد. نمودار (۹) جابجایی نقطه میانی بالابرنده در راستای جریان در حالت سوم تشدید را نشان داده است.



شکل (۸): جابجایی بالابرنده در راستای عمود بر جریان در عمق ۱۰۰

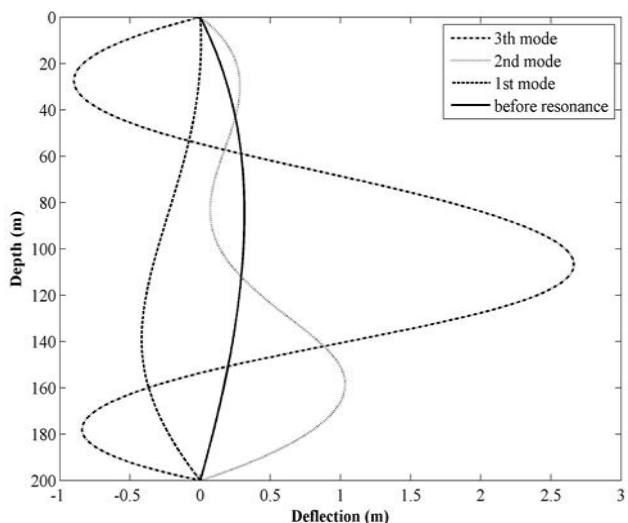
متری

شکل (۵) سه فرکانس طبیعی اول بالابرنده را در لحظات زمانی مختلف نشان می دهد. از آنجا که فرکانس طبیعی بالابرنده تابعی از مقدار کشش در آن است و کشش مؤثر در بالابرنده نیز با توجه به وابستگی به موقعیت کشتی، وابسته به زمان است بنابراین فرکانس طبیعی بالابرنده وابسته به وضعیت کشتی تغییر می نماید. نقاط بیشینه، مربوط به زمانی هستند که کشش در قله موج قرار داشته و میزان کشش در بالابرنده بیشینه است. با پایین آمدن کشتی، کشش به تدریج کاهش یافته و فرکانس طبیعی بالابرنده به کمترین میزان خود نزدیک می شود.



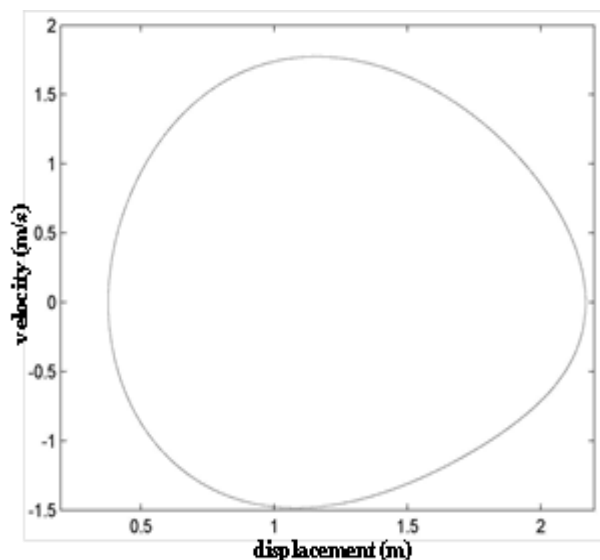
شکل (۵): تغییرات سه فرکانس طبیعی اول بالابرنده بر اساس موقعیت کشتی در سطح دریا

شکل (۶) جابجایی بالابرنده در راستای جریان را در وضعیتی که فرکانس امواج برابر سه فرکانس طبیعی اول ریز می شود را نمایش می دهد.



شکل (۶): سه حالت اول تشدید بالابرنده در جهت جریان

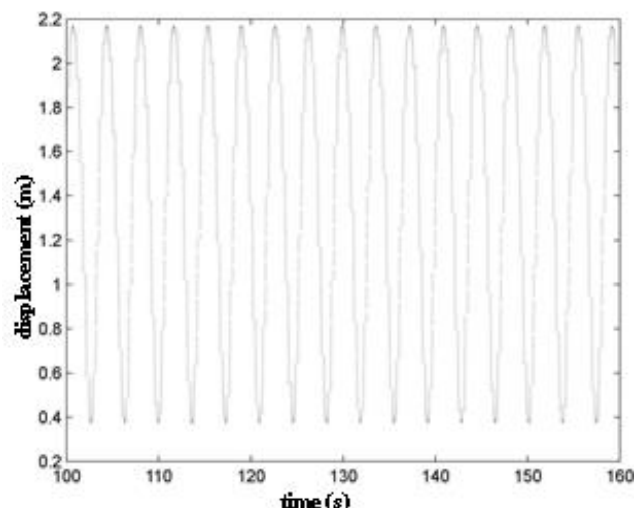
مقایسه شکل‌های (۸)، (۹) و (۱۰) نشان می‌دهد که وقوع تشدید در راستای جریان موجب افزایش دامنه جابجایی بالابرنده و نیز سرعت نوسان می‌شود که این مقدار افزایش نسبت به وقوع تشدید در راستای عمود بر جریان افزون‌تر است. به عبارت دیگر وقوع تشدید در راستای جریان اثرات مخرب‌تری نسبت به راستای عمود بر جریان خواهد داشت.



شکل (۱۱): نمودار فازی ارتعاش در عمق ۱۰۰ متری در حالت سوم تشدید در راستای جریان

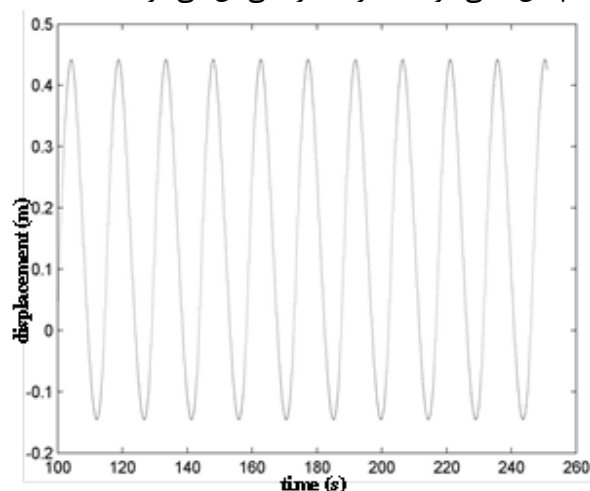
نکته قابل توجه دیگر در وقوع تشدید در دو راستا آن است که افزایش دامنه جابجایی و سرعت بالابرنده که خود بیانگر افزایش انرژی پالس‌های نوسانی است موجب می‌شود که اثرات حرکت پالس‌های ایجاد شده در مناطق دیگر بالابرنده از بین برود. این بدان معنا است که انرژی بالای پالس‌های نوسانی در وضعیت تشدید اثر غالب را بر حرکت پالس‌های نوسانی دارد.

نمودارهای فازی (۱۱) و (۱۲) نیز به خوبی نشان می‌دهند که در وضعیت وقوع تشدید در هر دو راستا، افزایش سرعت نوسان بالابرنده به اندازه‌ای است که فرصتی برای حرکت پالس‌های نوسانی در طول بالابرنده باقی نمی‌ماند.



شکل (۹): جابجایی بالابرنده در عمق ۱۰۰ متری در راستای جریان در حالت سوم تشدید

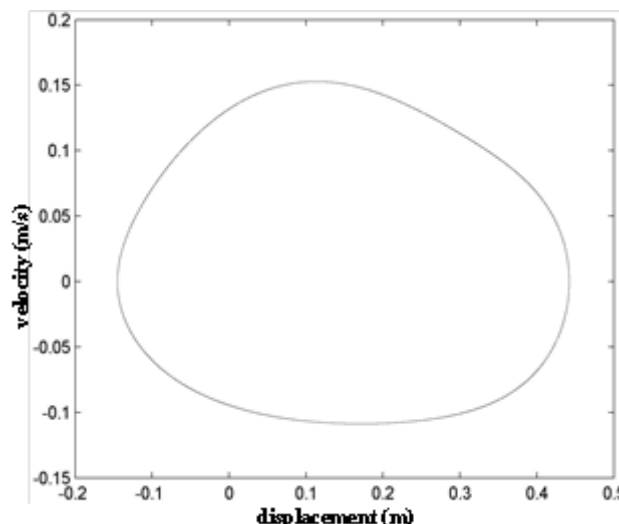
شکل (۱۰) حالت اول تشدید برای ارتعاش در جهت عمود بر جریان را برای نقطه میانی بالابرنده نمایش می‌دهد. شکل (۸) جابجایی مقطع ۱۰۰ متری بالابرنده را برای فرکانس موج و تولید گردابه 0.15 rad/s نشان می‌دهد. مشخص است که زمانی که بالابرنده در پایین‌ترین موقعیت خود بر روی امواج قرار دارد بیشینه دامنه جابجایی بالابرنده، ایجاد می‌شود. با بالا رفتن بالابرنده بر روی امواج، دامنه نوسان شروع به کاهش می‌نماید اما پالس‌های ارتعاشی که در عمق دریا ایجاد شده است با حرکت به سمت بالا به این مقطع از بالابرنده رسیده و موجب افزایش موضعی دامنه نوسان می‌شوند. به عبارت دیگر پس از ایجاد یک پالس نوسانی و حرکت آن در طول بالابرنده، پیش از ناپدید شدن اثر نوسانی ایجاد شده در اثر افزایش کشش در طول بالابرنده و یا غلبه میرایی آب، پالس نوسانی بعدی حرکت نموده و با پیوند به پالس قبلی موجب تقویت موضعی آن می‌شود.



شکل (۱۰): جابجایی بالابرنده در عمق ۱۰۰ متری در راستای عمود بر جریان در حالت اول تشدید

۷- مراجع

- [۱] Sparpkaya, T. ,“Vortex-induced oscillation: a selective review”, Journal of Applied Mechanics, 1979.
- [۲] Iwan, W. D. ,“The Vortex-induced oscillation of non-uniform structural system”, Journal of Sound and Vibration, 1981.
- [۳] Lyons, G. J.; Petal, M. H. ,“A prediction technique for vortex induced transverse response of marine riser and tethers”, Journal of Sound and Vibration, 1986.
- [۴] Yon-Qiu, D.; Geng, X.; Lou, J. Y. K, “Stability of vortex-induced oscillations of tension leg platform tethers”, Ocean Engineering Journal, 1992.
- [۵] Yan-Qiu, D. ,“Vortex-excited nonlinear vibration of tension leg of ocean platform in wave and current”, Acta Oceanologica Sinica, 1994.
- [۶] Chi, M.; Yan-Qiu, D.; Zhi-Min, H. ,“Vortex-induced nonlinear response of TLP”, Journal of Tianjin University, 2000.
- [۷] Tang, Y.G.; Zhang, S. X.; Yi, C. ,“Nonlinear vibration behaviors of casing pipe in the deep water”, Journal of Sound and Vibration, 2006.
- [۸] Chakrabarti, S. K. ,“Inline forces on fixed vertical cylinder in waves”, Journal of Waterway, 1980.
- [۹] Patel, H. H.; Sarohia, S. ,“Finite-element analysis of the marine riser”, Journal of Engineering Structure, 1984.
- [۱۰] Chung, J. S.; Cheng, B. R. ,“Effect of elastic joints on 3-D nonlinear responses of a deep-ocean pipe: Modeling and boundary conditions”, Journal of Offshore and Polar Engineering, 1996.
- [۱۱] Hong, S. ,“Three dimensional analysis behavior of mining pipe of deep seabed mineral resources”, Proc. ISOPE Ocean Mining Symposium, Japan, 1995.
- [۱۲] Vikestad, K.; Hlse, K. H. ,“VIV lift coefficients found from response build-up of an elastically mounted dense cylinder”,



شکل (۱۲): نمودار فازی ارتعاش در عمق ۱۰۰ متری در حالت اول
تشدید در راستای عمود بر جریان

۶- نتیجه گیری

در این مقاله مدلی دینامیکی از بالابرنده های مورد استفاده در کشتی های حفاری ارائه شد. نیروهای وارد بر بالابرنده در حضور هم زمان موج و جریان آب تخمین زده شد و پس از استخراج معادلات، اثر عوامل مختلف بر ارتعاش بالابرنده در جهت جریان مطالعه شد. مشخص شد که اعمال پیش کشش مناسب تا حد قابل توجهی می تواند منجر به کاهش دامنه نوسان بالابرنده به خصوص در مناطق نزدیک به بستر دریا شود. همچنین دیده شد که تعیین مشخصات جبران ساز تعبیه شده در محل اتصال بالابرنده به کشتی، نقش بسیار برجسته ای در تعدیل اثر منفی جابجایی کشتی بر سطح آب دارد. انتخاب مناسب این جبران ساز تا حد بسیار زیادی از نوسان بالابرنده در مناطق نزدیک به بستر دریا جلوگیری می نماید. در پایان با استفاده از معادلات حاکم بر حرکت بالابرنده در راستای عمود بر جریان آب، به بررسی وقوع تشدید در آن پرداخته شد. همچنین فرکانس های طبیعی بالابرنده استخراج شد و ملاحظه شد که وابسته به موقعیت کشتی بر سطح دریا، فرکانس های طبیعی تغییر خواهند نمود. مطالعه وقوع تشدید در دو راستای جریان و عمود بر آن نشان داد که تشدید بالابرنده در راستای جریان به دلیل افزایش چشمگیر دامنه نوسان و سرعت آن اثرات مخرب تری نسبت به وقوع تشدید در راستای عمود بر جریان دارد.

- Chatjigeorgiou, I. K.; Mavrakos, S. A. , [۱۹]
“Nonlinear resonances of parametrically
excited risers-numerical and analytical
investigation”, Journal of Computers and
Structures, 2005.
- Kuiper, G. L.; Brugmans, J.; Metrikine, A. [۲۰]
V. , “Destabilization of deep-water risers by
a heaving platform”, Journal of Sound and
Vibration, 2007.
- Chakrabarti, S. K. , “Handbook of Offshore [۲۱]
Engineering”, Elsevier, 2005.
- George, D. R. , “Water Wave Mechanics for [۲۲]
Engineers and Scientists”, World Scientific
Publishing Co., Singapor, 1984.
- Blevins, R. D. , “Applied Fluid Dynamics [۲۳]
Handbook”, Van Nostrand Reinhold
Company, New York, 1984.
- Naguleswaran, S. , “Transverse vibration of [۲۴]
an uniform Euler-Bernoulli beam under
linearly varying axial force”, Journal of
Sound and Vibration, 2004.
- Proc. 10th Offshore and Polar Engineering,
Seattle, 2000.
- Bearman, B. W. , “Vortex shedding from [۱۳]
oscillating bluff bodies”, Journal of Fluids
Structure, 1984.
- Parkinson, G. , “Phenomena and modeling of [۱۴]
flow-induced vibrations of bluff bodies”,
Journal of Fluids Structure, 1989.
- Khalak, A.; Williamson, C. H. K. , “Motion, [۱۵]
forces and mode transitions in vortex-
induced vibrations at low mass-damping”,
Journal of Fluids Structure, 1999.
- Govardhan, R. , Williamson, C. H. K. , [۱۶]
“Modes of vortex formation and frequency
response of a freely vibrating cylinder”,
Journal of Fluids Structure, 2000.
- Willden, R. H. J.; Graham, J. M. R. , [۱۷]
“Numerical simulation of the flow about
deep water riser pipe”, Ph.D. thesis,
University of London, 2003.
- Suzuki, H.; Takano, K.; Enomoto, K.; Oka, [۱۸]
N. , “Axial and lateral response of a deep-sea
riser for scientific drilling”, Proceedings of
twenty third International conference on
Offshore Mechanics and Arctic Engineering,
British Columbia, Canada, 2004.

۸- زیر نویس ها

^۱ Dynamic Positioning System (DPS)

^۲ Riser

^۳ Drag

^۴ Lift

^۵ Finite Elements

^۶ Finite Difference

^۷ Compensator

^۸ Range-Kutta

^۹ Strouhal

^{۱۰} Resonance