

3. Шахматов М. В. Об оценке чувствительности механически неоднородных стыковых сварных соединений к щелевидному дефекту при вязком разрушении / М. В. Шахматов, В. В. Ерофеев, В. Н. Михайлов и др. // Сварочное производство. – 1985. – № 4. – С. 34 – 35.
4. Когут М. С. Тріщиностійкість конструкційних матеріалів та їх зварних з'єднань із наплавками / М. С. Когут, Н. М. Лебідь. – Львів : Арал, 2008. – 287 с.
5. Панасюк В. В. Об одном способе образования поверхностных осесимметричных трещин в цилиндрических образцах / В. В. Панасюк, С. Е. Ковчик, Н. С. Когут // Физико-химическая механика материалов. – 1972. – № 2. – С. 95 – 97.
6. Лучко Й. Й. Тріщиностійкість однорідних і неоднорідних стикових зварних з'єднань / Й. Й. Лучко, М. С. Когут, Я. А. Громко // Діагностика, довговічність та реконструкція мостів і будівельних конструкцій. – Львів : Каменяр, 2005. – Вип. 7. – С. 121 – 133.
7. Наплавочные материалы стран членов СЭВ : каталог. – К. : М., 1979. – 618 с.
8. Сварочная проволока марки Св-08Х20Н9Г7Т производства ОАО „Днепроспецсталь” / [К. А. Ющенко, Л. В. Чекотило, В. Г. Гордонный и др.] // Сварщик. – 2000. – С. 8 – 10.
9. Андрейкив А.Е. Пространственные задачи теории трещин / А.Е. Андрейкив, К. : Наук. думка, 1982. – 348 с.

Nikolai Kohut, Ruslan Humenyuk, Yaroslav Sholudko

Lviv National Agrarian University

Method of manufacturing ring seam cylinder and evaluation of its thermostressed and fittings by crack

A method of making an annular cylindrical sample seam welding machine modernized A-825M subject to vertical-based device and method for determining fracture toughness weld ring.

For example, studies of butt weld joints of steel reinforcing thermostressed 35HS and 25H2S on such samples is set to 30% reduction in fracture toughness (K_{IC}) weld metal in comparison with crack (K_{IC}) source of metal steel respectively due to the influence of residual stresses due to heating after welding.

Besides the advantage in terms of fracture toughness (K_{IC}) and weld steel bases 25H2S with respect to the basis and seam steel 35HS can be explained by its high strength and ductility.

surfacing, butt weld, weld, crack

Одержано 20.04.15

УДК 629.54

А.Ю. Лисих, канд. техн. наук

*Первомайський політехнічний інститут НУК ім. адмірала Макарова, Україна,
kobmargarita@mail.ru*

Механіка елементів хвильового рушія

Розглянуто метод числового розв'язання задачі коливання гнучкої пластини, що є складовою частиною рушія підводного робота. Для розв'язання задачі побудована система звичайних диференціальних рівнянь з нелінійними початковими умовами, порядок якої за допомогою перших інтегралів зменшений до дванадцяти. Розв'язки отримані модифікованим методом Коші із застосуванням методу продовження розв'язання за параметром. Наведено результати числових розрахунків.

рушій, гнучкий елемент, метод продовження за параметром, числове інтегрування

А.Ю. Лысых, канд. техн. наук

Первомайський політехнічний інститут НУК ім. адмірала Макарова, Україна

Механика элементов волнового движителя

© А.Ю. Лисих, 2015

Рассмотрен метод численного решения задачи колебания гибкой пластины, которая является составляющей частью движителя подводного робота. Для решения задачи построена система обыкновенных дифференциальных уравнений с нелинейными начальными условиями, порядок которой уменьшен до двенадцати с помощью первых интегралов. Решения получены модифицированным методом Коши с применением метода продолжения по параметру. Наведены результаты численных расчетов.

двигитель, гибкий элемент, метод продолжения по параметру, численное интегрирование

Вступ. Останнім часом у всьому світі відзначається зростання інтересу до робіт, які проводяться на континентальному шельфі та великих глибинах Світового океану з метою видобутку сировини для промисловості, харчових ресурсів, що нерозривно пов'язано з розробкою та створенням нових типів підводних технологічних машин. В Україні роботам у цьому напрямку приділяють особливо валику увагу в зв'язку з гострою необхідністю пошуку власних джерел енергії, що добуваються на морському шельфі. Зараз проводяться інтенсивні дослідження та експлуатація шельфів Чорного й Азовського морів.

Постановка проблеми. Використання підводних технологічних роботів часто є єдиним можливим засобом вирішення поставлених завдань. Одним з найважливіших їх елементів є рушії різних конструкцій і типів. Останнім часом до рушіїв підводних рухомих машин висувається багато вимог як технологічного, так і екологічного характеру. Традиційні гвинтові рушії завдають багато пошкоджень підводному середовищу, окрім того вони, як правило, характеризуються високим рівнем шуму. Це спонукає до створення нових типів рушіїв, що не мають таких недоліків, або значно їх зменшують. Одним з них є рушій хвильового типу. В ньому рушійна сила виникає за рахунок складного хвильового руху гнучкого елемента. При цьому рушійний елемент здійснює великі переміщення, які збігаються за розмірами з самим елементом. Знання механіки таких елементів являє собою досить складну науково-технічну задачу, розв'язання якої неможливе без використання сучасних методів диференціальної геометрії та обчислювальної математики.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Методи теоретичного дослідження гнучких елементів морського призначення й розв'язання поставлених для них задач все ще є недостатньо розвиненими. Це пояснюється істотною складністю розв'язуваних рівнянь, зумовленою їх високим порядком (не менше дванадцятого), змінністю коефіцієнтів, наявністю перших інтегралів і геометричною нелінійністю, спричиненою значним деформуванням у процесі навантаження [1]. У багатьох роботах розглядаються задачі тільки в лінійній постановці. До цього часу вище зазначені дослідження не отримали необхідного розвитку через відсутність достовірних математичних моделей, які досить просто та ефективно реалізуються у вигляді алгоритмів і програм для числового розв'язування задач, що розглядаються.

Постановка завдання. Рушійний елемент може являти собою гнучкий плоский елемент будь-якої конфігурації, що здатний деформуватися або коливатися зі змінними напруженнями. Розглянемо найпростіший випадок такого елемента – плоска прямокутна пластина постійної жорсткості. Схема навантаження такої пластини може бути такою, як показано на рис. 1. Сила P у загальному випадку може бути прикладена в часі де завгодно за всією довжиною пластини. При цьому деформування пластини може бути статичним, квазістатичним або динамічним, залежно від різних технологічних параметрів рушія. Складні й важкі режими експлуатації таких елементів пов'язані, як правило, з необхідністю спеціального вивчення та визначення сил, що діють на них урахуванням сильної нелінійності розв'язуваних рівнянь і можливості втрати стійкості рівноваги, а також з вимогою дослідження поведінки системи в закритичних станах. Диференціальні рівняння, що описують їх деформування, мають

високий порядок і містять нелінійності складного вигляду. Пошук їх розв'язку аналітично стає неможливим, що зумовлює необхідність широкого використання методів обчислювальної математики. Розв'язування таких задач виявляється можливим тільки сучасними методами нелінійного аналізу, застосування яких спонукає до вибору модифікації розв'язуваних рівнянь, що забезпечували б алгоритмічність та ефективність використаних підходів.

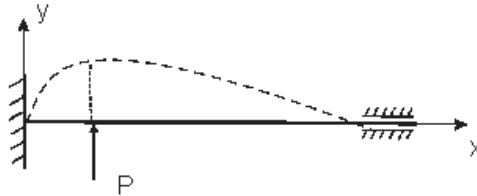


Рисунок 1 – Форма деформованої пластини

Виклад основного матеріалу дослідження. Для опису рівноваги та деформування слід розрізнити зовнішню й внутрішню геометрію, прийнявши для їх визначення відповідно підходи Лагранжа та Ейлера. Внутрішня геометрія, яка внаслідок незмінності довжини залишається постійною, задається координатою s , що вимірюється відстанню вздовж осевої лінії від початкової точки до поточної, і пересувною системою координат u, v, w , жорстко пов'язаною з поперечним перерізом, що розглядається,

Зовнішня геометрія визначає положення кожної точки та всієї пружної лінії в системі координат $Oxyz$. Введемо також природний тригранник пружної лінії з одиничними ортами головної нормалі \bar{n} , бінормалі \bar{b} і дотичної $\bar{\tau}$ [1]. Рівняння рівноваги елемента ds під дією розподіленого навантаження $\bar{f}(s)$, внутрішніх пружних сил \bar{F} і моментів \bar{M} в поперечних перерізах запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{d}\bar{F}}{ds} + \bar{\omega} \cdot \bar{F} &= \lambda g, \quad \bar{\omega} \cdot \bar{F} + \bar{f} = 0; \\ \frac{\tilde{d}\bar{M}}{ds} + \bar{\omega} \cdot \bar{M} + \bar{\tau} \cdot \bar{F} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

де \tilde{d}/ds – локальна похідна;

λ – параметр навантаження;

$\bar{\omega}$ – вектор кутової швидкості рухомої системи координат під час руху її початку вздовж пружної лінії з одиничною лінійною швидкістю.

Спроектувавши векторні співвідношення (1) на осі u, v, w , одержимо систему шести звичайних диференціальних рівнянь відносно невідомих $F_u, F_v, F_w, M_u, M_v, M_w$.

Проекції M_u, M_v, M_w момента \bar{M} на відповідні осі визначаються формулами:

$$M_u = A(p - p'); \quad M_v = B(q - q'); \quad M_w = C(r - r'), \quad (2)$$

де A, B – жорсткості при згинанні;

C – жорсткість при крутінні;

p, q – кривина проекцій елемента ds на площини, відповідно, (v, w) , (u, w) ;

r – крутіння осі елемента (штрихом помічені значення кривини для недеформованого стану).

Систему рівнянь (1), (2) доповнимо кінематичними рівняннями Френе:

$$\frac{d\bar{\tau}}{ds} = \frac{\bar{n}}{\rho}; \quad \frac{d\bar{n}}{ds} = -\frac{\bar{\tau}}{\rho} + \frac{\bar{b}}{T}; \quad \frac{d\bar{b}}{ds} = -\frac{\bar{n}}{T}, \quad (3)$$

яким відповідає система дев'яти скалярних звичайних диференціальних рівнянь відносно змінних $\tau_x, \tau_y, \tau_z, n_x, n_y, n_z, b_x, b_y, b_z$. Тут ρ і T – радіуси кривини та крутіння відповідно. Вектор кутової швидкості знайдемо з формули $\bar{\omega} = \bar{b}/\rho + r\bar{\tau}$. Запишемо також такі рівняння:

$$\frac{dx}{ds} = \tau_x; \quad \frac{dy}{ds} = \tau_y; \quad \frac{dz}{ds} = \tau_z. \quad (4)$$

Зауважимо, що рівняння (1) формулюються в системі координат uvw , а рівняння (3), (4) – у системі координат $Oxyz$.

Зведені рівняння пружної рівноваги та кінематичні співвідношення зводяться в систему звичайних диференціальних рівнянь вісімнадцятого порядку з шістьма першими інтегралами. Тому для повної постановки двоточкової крайової задачі про вигин криволінійного елемента заданими силами необхідно задати дванадцять незалежних граничних рівнянь, які виходять з відповідних статичних або кінематичних умов опору країв.

Для розв'язання нелінійної крайової задачі, що описується системою звичайних диференціальних рівнянь, скористаємося методом продовження розв'язку за параметром. На краю $s = 0$ інтервалу $0 < s < S$ зміни змінної s задаються шість незалежних крайових умов і шість рівнянь зв'язку, що впливають з перших інтегралів. Для замкнення системи розв'язувальних рівнянь досить на краю $s = S$ задати шість крайових умов, що залежать від параметра навантаження λ . Нехай при деякому значенні параметра $\lambda = \lambda^{(n)}$ відомий розв'язок $\bar{x}^{(n)}(S)$ поставленої задачі. Задамо також малий приріст $\delta\lambda^{(n)}$ параметра λ . Тоді відповідну варіацію $\delta\bar{x}^{(n)}(S)$ розв'язку $x^{(n)}(S)$ можна знайти з лінійного рівняння:

$$\frac{d\delta\bar{x}^{(n)}}{ds} = \frac{\partial\bar{f}}{\partial\bar{x}} \delta\bar{x}^{(n)} + \frac{\partial\bar{f}}{\partial\lambda} \delta\lambda^{(n)}, \quad (5)$$

отриманого числовою лінеаризацією вихідних рівнянь. Крайові рівняння для функції $\delta(x)^{(n)}$ формуються також лінеаризацією вихідних рівнянь:

$$\frac{\partial\bar{\varphi}}{\partial\bar{x}} \delta\bar{x}^{(n)}(0); \quad \frac{\partial\bar{\theta}}{\partial\bar{x}} \delta\bar{x}^{(n)}(0); \quad \frac{\partial\bar{\psi}}{\partial\bar{x}} \delta\bar{x}^{(n)}(S) + \frac{\partial\bar{\psi}}{\partial\lambda} \delta\lambda^{(n)}. \quad (6)$$

Для побудови $\delta\bar{x}^{(n)}(S)$ виберемо серед $\delta\bar{x}_i^{(n)}(S)$ ($i = 1, 2, 3, \dots, 18$) такі шість компонент $\delta\bar{x}^{(n)}(S)$, значення яких $\delta_j^{(n)}(0)$ не порушує перші два векторні рівняння системи (6). Перенумерувавши невідомі $\delta\bar{x}_i^{(n)}(s)$ ($i = 1, 2, 3, \dots, 18$) так, щоб індекс j одержував значення $j = 1, 2, \dots, 6$, розв'язок задачі (5), (6) представимо у вигляді:

$$\delta\bar{x}^{(n)}(s) = \bar{y}_\lambda \delta\lambda^{(n)} + Y(s) \delta\bar{c}^{(n)}, \quad (7)$$

де $\bar{y}_\lambda(s)$ – розв’язок задачі Коші для системи

$$\frac{d\bar{y}_\lambda}{ds} = \frac{\partial f}{\partial x} \bar{y}_\lambda + \frac{\partial f}{\partial \lambda} \quad (8)$$

при нульових початкових умовах;

$Y(s)$ – матриця розміру 12×6 розв’язків системи

$$\frac{dv}{ds} = \frac{\partial f}{\partial x} y \quad (9)$$

з початковими умовами $y_j(0) = (\delta_1^j, \delta_2^j, \dots, \delta_6^j)$ ($j = 1, 2, \dots, 6$) для незалежно варійованих змінних із початковими умовами, що підбираються з перших двох рівнянь (6), для решти змінних – $y_i(0)$ ($i = 7, 8, \dots, 18$).

Висновки. Вказані положення реалізуються обчислювальними методами шляхом підставлення необхідних значень жорсткості при числовому інтегруванні. При числовому розв’язанні задачі як незалежний параметр навантаження λ був прийнятий параметр сили P (рис. 1), початкові значення якої дорівнювали нулю. Внаслідок реалізації описаного методу при послідовному збільшенні λ була побудована одна з форм деформованої пластини (рис. 1, пунктирна лінія) та один з факторів напружено-деформованого стану (рис. 2.).

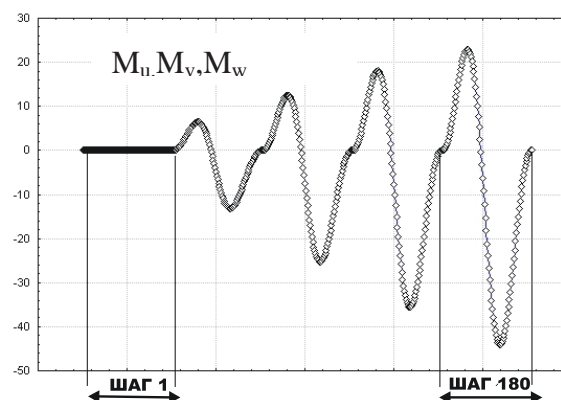


Рисунок 2 – Напружено-деформований стан пластини

Слід зазначити, що за даною методикою можна одержувати будь-які фактори напружено-деформованого стану при навантаженні довільного вектора навантажень як статичного, так і динамічного, з деякими перетвореннями, характеру, оптимізувати форму рушія тощо. Адекватність одержаних розв’язків перевірена обчислювальними та натурними експериментами [2]. У реальній роботі гнучких рушіїв можуть виникати, звичайно, значно складніші типи деформувань, ніж розглянуті в даній статті, однак їх розгляд потребує більш детального опису.

Список літератури

1. Кравцов В.І. Механіка гнучких морських конструкцій / В.І. Кравцов. – К.: Наукова думка, 1999. – 132 с.
2. Пат. UA 20808 Україна, МПК В63Н 1/37. Електромагнітний індукційний хвильовий підводний рушій / Кравцов В.І., Кравцов А.В., Лисих А.Ю., Недбайло О.М.; власник Херсонський національний технічний університет. – № у 2006 08806; заяв. 07.08.2006; опубл. 15.02.2007, Бюл. № 2.

Alla Lisikh

Pervomasky polytechnic institute of the Mykolaiv university of shipbuilding of the name of admiral Makarov, Ukraine

Mechanics of elements of dvigitelya

Resilient deformation of flexible flat element of the marine setting is considered in the article, it is indicated on actuality of decision of this question.

The method of numerical decision of task of oscillation is offered with variable tensions of technological submarine robot which allows to get necessary descriptions of the tensely-deformed state of flexible object. For the decision of nonlinear regional task the method of continuation is used on a parameter. Such approach allows effectively to use computational algorithms for the timely change of problem specification depending on technological necessities. By means of this methods it is possible to get any factors of the tensely-deformed state at loading of arbitrary vector of loading of both static and dynamic character, to optimize the form of dvigitelya and others like that. Examples of decision of such tasks which allow to draw conclusion about authenticity and efficiency of the used methods are made in the article.

The results of decision given in the article as computer graphics underline their authenticity, as one of signs of rightness of the got numerical decisions is convergence of differential equalizations. The worked out methods and algorithms can be useful at development of new constructions of submarine technological robots.
flexible element, method of continuation on a parameter, numerical integration

Одержано 12.10.14

УДК 621.98.04

В. Я. Мірзак, ст. викл., В. М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, bokov_vm@mail.ru

Засоби динамічного моніторингу якості тонколистового розділового штампування в системі «прес-штамп»

Стаття присвячена засобам динамічного моніторингу якості тонколистового розділового штампування в системі «прес-штамп». Наведено технічні характеристики пристрою контролю точності для пресів номінальним зусиллям 0,4...0,63 МН, його схему, опис роботи й методику розрахунку основних параметрів. Запропоновано пристрій для динамічного моніторингу деформаційного стану штампа в процесі виконання технологічної операції.

динамічний моніторинг якості, точність преса під навантаженням, компенсатор, деформаційний стан штампа

В.Я. Мирзак, ст. препод., В.М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Средства динамического мониторинга качества тонколистовой разделительной штамповки в системе «прес-штамп»

Статья посвящается средствам динамического мониторинга качества тонколистовой разделительной штамповки в системе «пресс-штамп». Приведены технические характеристики устройства контроля точности для прессов номинальным усилием 0,4...0,63 МН, его схему, описание работы и методику расчета основных параметров. Предложено устройство для динамического мониторинга деформационного состояния штампа в процессе выполнения технологической операции.

динамический мониторинг качества, точность преса под нагрузкой, компенсатор, деформационное состояние штампа

© В. Я. Мірзак, В. М. Боков, 2015