

ДИНАМИКА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОГО ПОДВОДНОГО АППАРАТА И ЕГО СИСТЕМ В РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Предложена математическая модель для количественной оценки амплитуды колебаний, как центра связанной системы координат аппарата, так и разных точек его корпуса, полученных как совместное решение систем уравнений динамики АСПА и элементов крепления. Представлены результаты моделирования динамики АСПА в различных режимах работы.

The mathematical model for quantitative estimation of oscillation amplitude is proposed. The joint resolution of combined equations for dynamic of submersible craft and its mounting hardware are found, as center of device's connected co-ordinates and different parts of its frame. The simulation data of submersible craft's dynamic in different operating conditions are presented.

Трагедии на море последних десятилетий двадцатого столетия и современности все острее формируют необходимость создания аварийно-спасательных подводных аппаратов (АСПА). Опыт подводных роботов по подъему затонувших подводных лодок и ремонту буровых установок в Северном море показал необходимость их оснащения дополнительными системами фиксации, что обеспечивает эффективную работу манипуляторов за счет уменьшения относительных перемещений корпуса ПА. В этой связи задача о динамике АСПА и его систем в условиях волнения для полного или частичного погружения, подводных течений и шквалов, поставлена как задача о колебаниях много-связной системы [1-2]. Задача о перемещениях морского подвижного объекта в условиях волнения рассматривалась неоднократно для разных типов судов, буровых платформ, доков и других заякоренных конструкций [3-7]. Ее решение является сложнейшей математической нелинейной задачей. Инженерные же методы расчета, построены на ряде допущений, что размеры объектов больше или соизмеримы с длинами набегающих волн. Они существенно зависят от особенностей конструкции и не могут

быть распространены на задачи, в которых размеры заякоренного объекта намного меньше длин волн или же периоды колебаний объекта больше характерных времен внешних возмущений. Основными нерешенными проблемами адекватного моделирования динамики АСПА является изменяющиеся геометрические обводы корпуса и зависимость коэффициентов присоединенных масс от условий работы, а также влияние перемещающихся элементов фиксации и звеньев работающих манипуляторов, создающих дополнительные внешние усилия. Целью настоящего исследования является построение теоретических основ и исследование динамики АСПА и его систем в различных режимах работы.

Рассмотрим АСПА как целостную, в энергетическом отношении, систему, состоящую из корпуса ПА и жидкости, движущейся как вне, так и внутри него. Введем систему координат $OXYZ$, жестко связанную с ПА. В ней начало отсчета движется с линейной скоростью v , а ПА вращается вокруг точки O , с угловой скоростью Ω . Введем также обобщенный вектор координат, скоростей, импульсов и сил соответственно

$$\bar{X}^T = [x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z]; \bar{v}^T = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\varphi}_x, \dot{\varphi}_y, \dot{\varphi}_z] = [v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z];$$

$$\bar{K}^T = [K_x, K_y, K_z, L_x, L_y, L_z]; \bar{R}^T = [R_x, R_y, R_z, M_x, M_y, M_z]$$

тогда кинетическая энергия и компоненты вектора обобщенного импульса и его производных представляются в виде

$$W = 0.5[v]^T (\|I_A\| + \|I'_B\|) v; K_i = \frac{\partial W}{\partial v_i}; \dot{K}_i = \frac{\partial K_i}{\partial t} = \frac{\partial^2 W}{\partial t \partial v_i}$$

где обозначено I_A, I'_B матрицы инерции ПА и воды с учетом инфильтрационных процессов. Как следствие общеизвестное уравнение движения в связанной системе координат представится в матричном виде

$$\dot{\bar{K}} = \|A\| \bar{K} + \bar{R} \quad (1)$$

где $\|A\|$ квадратная матрица размерностью 6×6 введенная в [1]. Дифференцируя выражения матрицы кинетической энергии после соответствующих преобразований уравнение (1) в силу симметрии матриц инерции представится:

– для постоянной

$$e \cdot (\|I_A\| + \|I'_B\|) \cdot \dot{v} = \|A\| \cdot (\|I_A\| + \|I'_B\|) \cdot v + [R] \quad (2)$$

– и переменной геометрии корпуса

$$e \cdot (\|I_A\| + \|I'_B\|) \cdot \dot{v} = \|A\| \cdot (\|I_A\| + \|I'_B\|) - e \cdot (\|\dot{I}_A\| + \|\dot{I}'_B\|) v + [R'] \quad (3)$$

при этом ошибка удовлетворяет уравнению

$$e \cdot (\|I_A\| + \|I'_B\|) \cdot \Delta \dot{v} = \|A\| \cdot (\|I_A\| + \|I'_B\|) - e \cdot (\|\dot{I}_A\| + \|\dot{I}'_B\|) \Delta v - e \cdot (\|\dot{I}_A\| + \|\dot{I}'_B\|) v + [\Delta R]$$

где $[e]$ – единичная матрица шестого порядка, а вектор внешних сил $R = R^v + R^e + R^3$ определяется по шестимерным векторам соответственно сил, вызванных волнением, течением и действием закрепляющих элементов, причем индекс-штрих обозначает его измененное значение вызванное перемещением звеньев.

При расчете гидродинамических сил и моментов, действующих на подводный аппарат

при течении и шквальном набегающем потоке, необходимо располагать информацией о значениях гидродинамических характеристик аппарата, получаемых экспериментальным путем. Выбрав в качестве характерной величины площадь S_a проекции подводного аппарата на ДП, можно представить действующие на ПА проекции главного вектора сил R и моментов M в виде

$$R_x^e = \frac{1}{2} C_x \rho_a v_a^2 S_a; R_y^e = \frac{1}{2} C_y \rho_a v_a^2 S_a; R_z^e = \frac{1}{2} C_z \rho_a v_a^2 S_a; \quad (4)$$

$$M_x^e = y_a R_z^e - z_a R_y^e; M_y^e = z_a R_x^e - x_a R_z^e; M_z^e = x_a R_y^e - y_a R_x^e$$

где x_a, y_a, z_a – координаты точки приложения главного вектора гидродинамических сил в связанной с подводным аппаратом системе координат, ρ_a, v_a – массовая плотность и скорость набегающего потока воды. Рассматривая, как это обще принято, морское волнение как процесс центрированный, представим гидродинамические силы и моменты двумя составляющими:

– медленно меняющимися

$$R_{\text{гох}}^v = \frac{1}{2} g \rho_a L h_{3\%}^2 C_{\text{гох}}; R_{\text{гоз}}^v = \frac{1}{2} g \rho_a L h_{3\%}^2 C_{\text{гоз}}; M_{\text{гоу}}^v = \frac{1}{2} g \rho_a L^2 h_{3\%}^2 C_{\text{гоу}}$$

– переменными составляющими волновых возмущений – боковая сила и момент рыскания при регулярном волнении рассчитываются по формулам

$$R_{\text{гоз}}^v = g \rho_a V k_\theta \Gamma_m \sin \zeta_a \cos \sigma t; M_{\text{гоу}}^v = -g J_y \frac{2\pi}{\lambda} k_m \Gamma_m \sin \zeta_a \sin \sigma t$$

где $C_{\text{гох}}, C_{\text{гоз}}, C_{\text{гоу}}$ – безразмерные коэффициенты, которые зависят от размерений аппарата и длины волны $\lambda = 2\pi g / \sigma^2$, а также от угла встречи с волной ζ_a и определяются максимальным значением угла волнового склона $\Gamma_m = R_m \sigma^2 / g$.

Силы, вызванные действием закрепляющих элементов, могут быть определены в соответствии с существенно-нелинейной характеристикой тросов по начальному натяжению R_{0i}^3 или начальной деформации Δl_{0i} и по динамической деформации Δl_i

$$\bar{R}_{0i}^3 = f(\Delta \bar{l}_{0i}, \Delta \bar{l}_i)$$

или в линейном приближении

$$\bar{R}_{0i}^3 = k_i \Delta \bar{l}_{0i} + k_i \Delta \bar{l}_i$$

где k_i коэффициент жесткости i -того троса определяется по нагрузочной характеристике, а динамическая деформация определяется по положению радиус вектора r_i его точки крепления к подводному аппарату

$$\Delta \bar{l}_i = \bar{r}_i - \bar{r}_{0i}$$

Радиус вектор в свою очередь представится через решение системы о колебаниях подводного аппарата

$$\bar{r}_i = \bar{r}_0 + \int \bar{\omega}_0 \times \bar{r}_{0i} dt + \int \bar{v}_0 dt$$

где v_0, ω_0 – линейная и угловая соответственно скорость начала связанной системы координат. Колебания крепежного звена запишем в виде ряда для набора собственных частот ω_i и соответствующих форм колебаний

$$w = \frac{M_u}{2EJ} z^2 + \frac{R_u}{6EJ} z^3 + \sum_{i=1,2,3...} (A_i \cos \frac{\omega_i}{a} z + B_i \sin \frac{\omega_i}{a} z + C_i ch \frac{\omega_i}{a} z + D_i sh \frac{\omega_i}{a} z - a_{M\omega} \frac{z^2}{2EJ} - a_{R\omega} \frac{z^3}{6EJ}) a_i \cos \omega_i t + b_i \sin \omega_i t$$

Произвольные константы определяются из начальных условий, например

$$t = 0; w = \frac{M_u}{2EJ} z^2 + \frac{R_u}{6EJ} z^3 + f_u(z); \frac{\partial w}{\partial t} = \frac{\partial M_u}{2EJ \partial t} z^2 + \frac{\partial R_u}{6EJ \partial t} z^3 + f_{u1}(z)$$

тогда коэффициенты разложения выразятся через интегралы для произвольного набора частот

$$a_i \int_0^l (A_i \cos \frac{\omega_i}{a} z + B_i \sin \frac{\omega_i}{a} z + C_i ch \frac{\omega_i}{a} z + D_i sh \frac{\omega_i}{a} z - a_{M\omega} \frac{z^2}{2EJ} - a_{R\omega} \frac{z^3}{6EJ}) \cos \frac{\omega_i}{a} z dz = \int_0^l f_u(z) \cos \frac{\omega_i}{a} z dz$$

$$b_i \int_0^l (A_i \cos \frac{\omega_i}{a} z + B_i \sin \frac{\omega_i}{a} z + C_i ch \frac{\omega_i}{a} z + D_i sh \frac{\omega_i}{a} z - a_{M\omega} \frac{z^2}{2EJ} - a_{R\omega} \frac{z^3}{6EJ}) \cos \frac{\omega_i}{a} z dz = \frac{a}{\omega_i} \int_0^l f_{u1}(z) \cos \frac{\omega_i}{a} z dz$$

Действие крепежных элементов заменяется силой реакции опоры и моментом сосредоточенными в точке крепления P . Проекция величины усилия представляется через массы и объемы захвата и крепежного элемента, и угловое положение АСПА:

$$R_{3x} = [\rho_\theta (V_{кр3} + V_3) - m_{кр3} - m_3] g \sin \psi \quad R_{3y} = [\rho_\theta (V_{кр3} + V_3) - m_{кр3} - m_3] g \cos \psi \cos \theta$$

$$R_{3z} = [\rho_\theta (V_{кр3} + V_3) - m_{кр3} - m_3] g \cos \psi \sin \theta$$

Таким образом, проекции момента относительно связанной системы координат, обусловленные выдвижением захвата, выразятся:

$$M_{gx} = M_{px} + M_{3x} \quad M_{gy} = M_{py} + M_{3y} \quad M_{gz} = M_{pz}$$

где проекции момента, созданные реакцией опоры определяться по координатам основания крепежного звена захвата:

$$M_{3x} = R_{3x} y_p - R_{3y} z_p \quad M_{3y} = R_{3x} z_p - R_{3z} x_p \quad M_{3z} = R_{3y} x_p - R_{3x} y_p$$

Таблица 1

Наименование величины	Размерность	Обозначение	Числовое значение
Длина	м	L	4,25
Ширина	м	B	1,75
Высота	м	H	2,5

Продолжение табл. 1

Наименование величины	Размерность	Обозначение	Числовое значение
Масса	кг	m	2300
Аппликата ЦТ	м	$Y_{цт}$	0,37
Аппликата ЦВ	м	$Y_{цв}$	-0,87
Площадь ВЛ	м кв.	$S_{вл}$	6,173
Площадь парусности	м кв.	S_x	5,653
координата центра парусности			
X_a	м	X_a	1,23
Y_a	м	Y_a	0,57
Z_a	м	Z_a	0

Таблица 2

i	Длина звена l_{ri} , м	Координата кюза x_{ri}/y_{ri} , м	Координата захвата x_{ri}/y_{ri} , м	Натяжение T , кН
1	0,8	0,1/0	0,1/0	0,25
2	1,57	1,87/0,6	2,0/0,9	0,25
3	1,57	1,87/-0,7	2,0/-1,1	0,375
4	1,97	-1,6/0,6	-2,0/0,9	0,325
5	1,97	-1,6/-0,7	-2,0/-1,1	0,485

Обсуждение результатов. На рис. 2-4 представлены результаты численных расчетов колебаний, в частности вертикальной координаты, для различных вариантов закрепления АСПА в полупогруженном состоянии. Анализ перемещений для двух вариантов крепления к вертикальной стенке с помощью одного крепежного элемента и с помощью этого же элемента и четырех крепежных тросов проведен для аппарата, данные о котором помещены в таблице 1 и 2. Как следует из анализа результатов расчетов, дополнительные крепления существенно уменьшают время установления колебаний с одной стороны, искривляя при этом их форму и увеличивая частоту установившихся колебаний. Кроме этого, величина силы натяжения также влияет на характер,

скорость затухания и частоту установившихся колебаний. Однако, величины усилий, возникающих в захвате, ставят под сомнение возможность применения при проектировании традиционные конструктивные решения. Расчеты выполнены для четырехбального шторма для $\sigma = 1$ и высоты волны в два метра. На рис. 5 приведены величины углов крена, возникающих при выдвигении из походного состояния в рабочее крепежного элемента и манипулятора. Расчеты выполнены в условиях полностью погруженного ПА и спокойной воды. Максимальные изменения углов крена и время переходных процессов свидетельствует о необходимости введения специальных мер для осуществимости технологических операций.

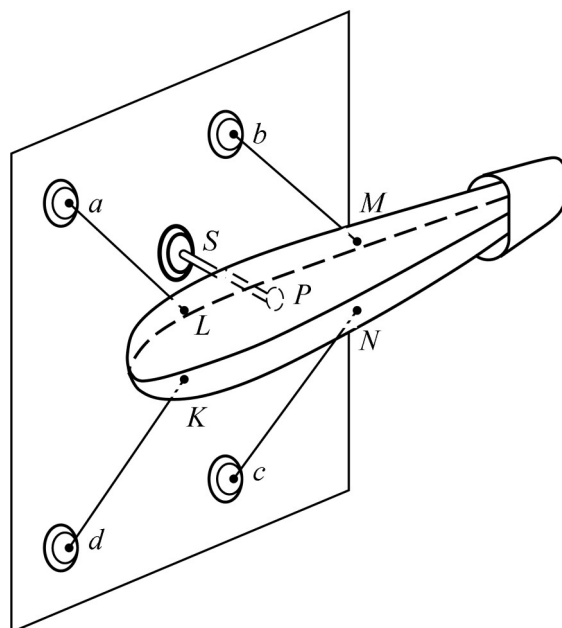


Рис. 1. Схема фиксации ПА около вертикальной стенки

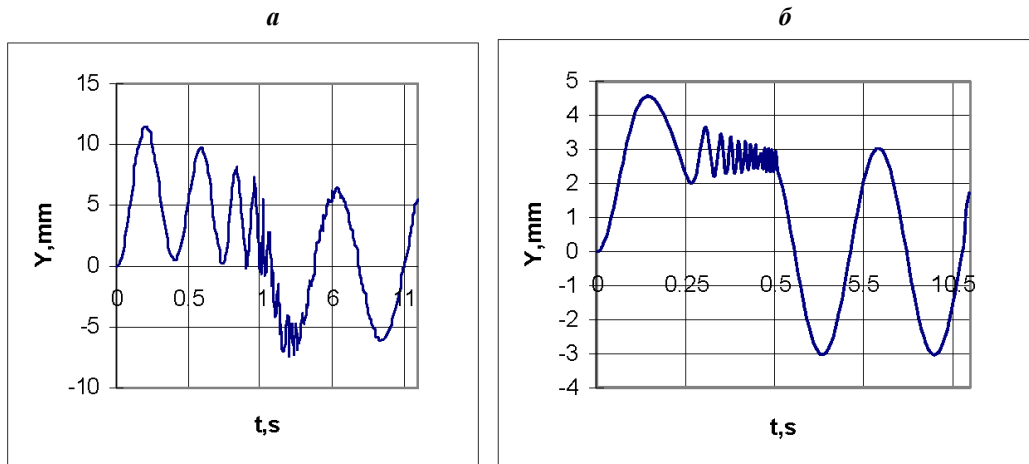


Рис. 2. График колебаний вертикальной координаты точки P для двух случаев крепления при $t_m = 0,2$ и регулярном волнении:
 а – консольное крепление одним крепежным элементом; б – крепление дополнительными четырьмя тросами

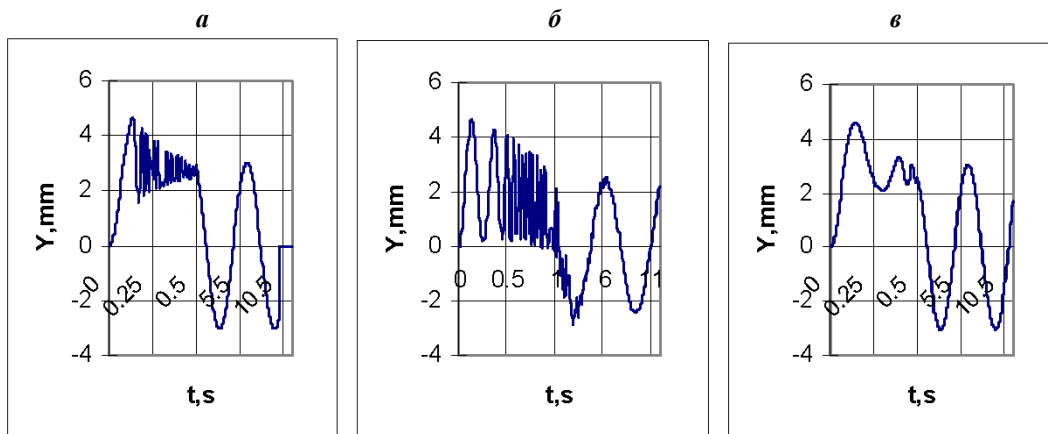


Рис. 3. График влияния параметра ветрового шквала на колебания вертикальной координаты точки P при регулярном волнении для крепления дополнительными четырьмя тросами:
 а – $t_m = 0,1$; б – $t_m = 0,2$; в – $t_m = 0,3$

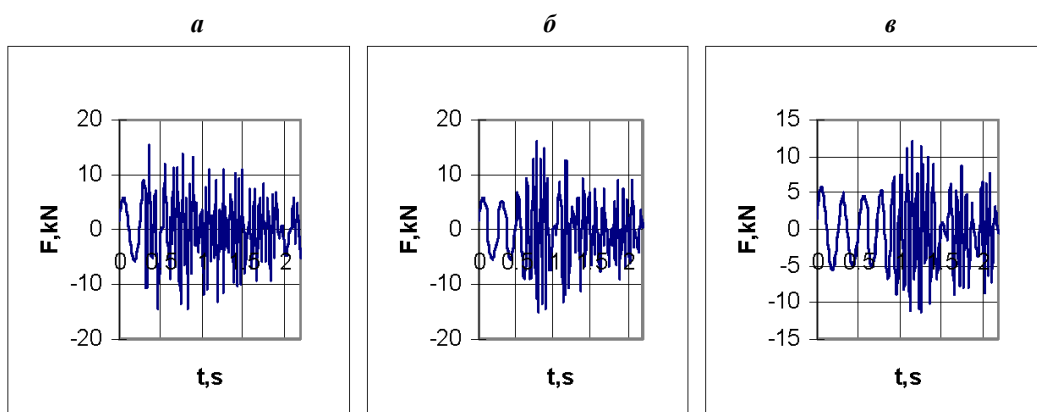


Рис. 4. График влияния параметра ветрового шквала на усилия в захвате при регулярном волнении для крепления дополнительными четырьмя тросами:
 а – $t_m = 0,1$; б – $t_m = 0,2$; в – $t_m = 0,3$

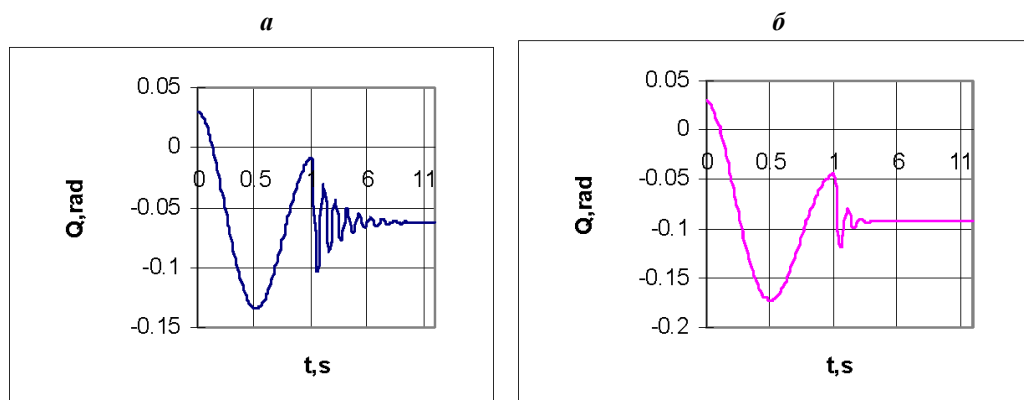


Рис. 5. График зависимости угла крена от времени:
a – при выдвижении захвата; ***б*** – при выдвижении манипулятора

Выводы. Предложенная математическая модель дает количественные оценки амплитуды колебаний, как центра связанной системы координат аппарата, так и разных точек его

корпуса, полученные как совместное решение систем уравнений динамики АСПА и элементов крепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трунов А.Н. Математическая модель подводного аппарата с изменяющейся геометрией корпуса // Наукові праці: Науково-методичний журнал. – Т. 41. Вип. 28. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. Петра Могили, 2005. – С. 22-31.
2. Трунов А.Н. Динамика аварийно-спасательного аппарата в условиях подводных течений и шквалов // Наукові праці: Науково-методичний журнал. – Т. 73. Вип. 60. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. Петра Могили, 2007. – С. 33-46.
3. Дыхта Л.М. Гидродинамическая задача о движении и колебаниях полупогруженного эллипсоида // Труды НКИ. – Николаев, 1975. – Вып. 102. – С. 102-108.
4. Дыхта Л.М. Колебания заякоренного судна // Труды НКИ. – Николаев, 1976. – Вып. 114. – С. 9-15.
5. Дыхта Л.М. Общие формулы для расчета гидродинамических реакций при качке удлиненного судна // Труды НКИ. – Николаев, 1982. – Вып. 189. – С. 24-30.
6. Дыхта Л.М., Мельник В.А. Расчет качки плавучих буровых установок типа “Марк” на регулярном волнении // Труды НКИ. – Николаев, 1982. – Вып. 189. – С. 30-40.
7. Бугаенко Б.А. Определение присоединенных масс эллиптического контура при подъеме его с поверхности жидкости // Труды НКИ. – Николаев, 1973. – Вып. 78. – С. 91-99.