

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-369-380

ANALYSIS OF THE DYNAMIC STRESS-STRAIN STATE OF SHIP MECHANISMS WITH ELASTIC ANISOTROPIC LINKS

T. T. Sultanov¹, Z. R. Burnaev², G. M. Tlepiyeva¹

¹ — Eurasian National University named after L.N. Gumilev,
Nur-Sultan, Republic of Kazakhstan

² — National defense University named after the First President of the Republic
of Kazakhstan-Elbasy, Nur-Sultan, Republic of Kazakhstan

The problems of calculating dynamic processes are widely used for a broad variety of complex ship mechanisms with elastic-deformable links. The dynamics of elastic ship mechanisms is a complex set of mechanical and physical phenomena. No issue can be solved rationally when designing ship mechanisms without taking into account the requirements of strength and rigidity of individual links and ship mechanisms as a whole. During operation, the ship's mechanisms are affected by various static and dynamic forces. To withstand the action of these forces, the ship's mechanisms must have sufficient strength in general and in their individual parts. One of the criteria for the construction material strength is stress, and for the stiffness is displacement. But establishing that the stresses do not exceed the permissible value does not always allow us to conclude that the structure can safely exist. Therefore, the concepts of displacements, deformations and stresses are crucial in strength and stiffness calculations. This is especially important when designing ship mechanisms consisting of a variety of core elements. Since elastic inertial elements are widely represented in them, the calculation of dynamics is essential for them. Currently, the problems of nonlinear dynamics of thin-walled structures under the action of complex loads have become a necessary component of engineering analysis. The calculation of the dynamics of spatial ship mechanisms with nonlinear elastic links by the most promising numerical method allows us to accurately describe both the geometry and the nature of the loads applied to it and the elastic properties of the ship mechanisms material and to analyze their stress-strain state. As well as obtaining reliable data on the load-bearing capacity of anisotropic rod links, it makes it possible to make rational design decisions when designing specific ship mechanisms.

Keywords: dynamics, stress-strain state, ship mechanisms, elastic links, anisotropy, geometric nonlinearity.

For citation:

Sultanov, Timur T., Zufar R. Burnaev, and Gulnar M. Tlepiyeva. "Analysis of the dynamic stress-strain state of ship mechanisms with elastic anisotropic links." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.2 (2020): 369–380. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-369-380.

УДК 621.828

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СУДОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С УПРУГИМИ АНИЗОТРОПНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

Т. Т. Султанов¹, З. Р. Бурнаев², Г. М. Тлепиева¹

¹ — Евразийский национальный университет имени Л. Н. Гумилева,
Нур-Султан, Республика Казахстан

² — Национальный университет обороны имени Первого Президента
Республики Казахстан – Елбасы, Нур-Султан, Республика Казахстан

Отмечается, что задачи расчета динамических процессов получили широкое распространение для самых разнообразных и сложных судовых механизмов с упруго деформируемыми звеньями. Исследована динамика упругих судовых механизмов, представляющая собой сложный комплекс механических и физических явлений. При этом обращается внимание на то, что ни один вопрос не может быть рационально решен при проектировании судовых механизмов без учета требований прочности и жесткости отдельных звеньев и судовых механизмов в целом. Отмечается, что во время эксплуатации судовые механизмы испытывают действие различных сил статического и динамического характера. При этом для того, чтобы

выдержат действие этих сил, судовые механизмы должны обладать достаточной прочностью в целом и отдельных своих частях. Одним из критериев прочности материала конструкции являются напряжения, а жесткости — перемещения. Установление того факта, что напряжения не превосходят допустимой величины, не всегда позволяет сделать заключение о том, что конструкция может безопасно существовать. Поэтому в расчетах на прочность и жесткость ключевыми являются понятия перемещений, деформаций и напряжений. Подчеркивается особая важность этого при проектировании судовых механизмов, состоящих из множества стержневых элементов. Поскольку в стержневых элементах широко представлены упругие инерционные элементы, расчет динамики имеет для них существенное значение. В настоящее время проблемы нелинейной динамики тонкостенных структур при воздействии комплекса нагрузок стали необходимым компонентом инженерного анализа. Обращается внимание на то, что расчет динамики пространственных судовых механизмов с нелинейно-упругими звеньями является наиболее перспективным численным методом, поскольку он позволяет точно описать как геометрию, так и характер приложенных к ней нагрузок и упругие свойства материала судовых механизмов и выполнить анализ их напряженно-деформируемого состояния, а также получить достоверные данные о несущей способности анизотропных стержневых звеньев. Данный расчет дает возможность принимать рациональные конструктивные решения при проектировании конкретных судовых механизмов.

Ключевые слова: динамика, напряженно-деформированное состояние, судовые механизмы, упругие звенья, анизотропия, геометрическая нелинейность.

Для цитирования:

Султанов Т. Т. Анализ динамического напряженно-деформированного состояния судовых механизмов с упругими анизотропными звеньями / Т. Т. Султанов, З. Р. Бурнаев, Г. М. Тлепиева // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 2. — С. 369–380. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-369-380.

Введение (Introduction)

К современным судовым механизмам предъявляются следующие требования: большая надежность работы в любых условиях эксплуатации (крен, дифферент, все виды качки, низкие температуры окружающего воздуха), высокая экономичность, ремонтпригодность, малые массогабаритные и виброшумовые характеристики, большая степень унификации элементов и узлов, удобство эксплуатации и обслуживания, а также возможность автоматизации и дистанционного управления. В настоящее время в инженерных расчетах конструкций судовых механизмов линейный анализ продолжает оставаться наиболее распространенным средством оценки их работоспособности. Модель идеально упругого тела, благодаря свойствам совершенной упругости, однородности, изотропности, физической и геометрической линейности, вносит значительные упрощения в расчет, а также при решении многих важных задач позволяет получить результат, дающий возможность вполне достоверно оценить работоспособность судовых механизмов. При этом зачастую упускается из вида, что он является, в лучшем случае, лишь первым приближением, справедливым лишь для начального состояния. Однако некоторые из современных конструкционных материалов не обладают всеми указанными ранее свойствами. Поэтому для решения ряда критических задач необходимо владеть теориями, позволяющими в достаточной степени отобразить реальные свойства материала, в том числе и тогда, когда такие свойства существенно отличаются от свойств идеально упругого тела. Последнее обстоятельство определяется как нелинейностью характеристик конструкционных материалов, так и изменением метрических характеристик самой конструкции в процессе деформирования. Учет этих факторов является предметом нелинейного анализа [1].

Внесения необходимых уточнений в модель идеально упругого тела требуют в первую очередь тонкостенные пространственные судовые механизмы. При сложных условиях их нагружения и высоких уровнях напряжений свойство относительной жесткости оказывается нарушенным и приводит к значительному усложнению уравнений равновесия и геометрических соотношений — они становятся нелинейными. Соответствующую задачу теории упругости принято называть *геометрически нелинейной задачей*. Стремление применять более тонкостенные конструкционные материалы с повышенной прочностью, а также отказ от свойства относительной жесткости

тела требуют внесения соответствующих изменений как в содержание непосредственно модели идеально упругого тела, так и в основные зависимости линейной теории упругости. Таким образом, именно тонкостенные структуры составляют тот класс задач, для которого разработка методов нелинейного анализа с учетом взаимного влияния больших упругих перемещений и нелинейности конструкционных материалов имеет определяющее значение.

Проблемы механики деформирующихся тел по своей природе нелинейны. Следует указать некоторые главные причины появления нелинейных членов в основных зависимостях теории упругости:

- 1) учет геометрической нелинейности, когда перемещения конструкции вызывают значительные изменения ее геометрии, так что уравнения равновесия составляются для деформированного состояния;
- 2) нелинейность, определяемая нелинейностью связи между деформациями и напряжениями, т. е. физическая нелинейность материалов;
- 3) нелинейность механических характеристик взаимодействия элементов конструкции, т. е. конструкционная нелинейность;
- 4) комбинации различных категорий нелинейности.

При напряженно-деформированном состоянии (НДС) тел возникают геометрически нелинейные задачи, которые, в свою очередь, не обладают относительной жесткостью. Нельзя пренебрегать углами поворота элементов при вычислении длины и линейными деформациями в выражениях для углов поворота при выводе зависимостей между деформациями и перемещениями.

В общем случае геометрическая и конструкционная нелинейности носят одновременный характер. Однако их часто можно рассматривать отдельно, независимыми одна от другой, поскольку в применяемой области редко однозначные нелинейные эффекты появляются одновременно. Результаты расчета в рамках линейной теории не всегда достаточно точны, что может неблагоприятно отразиться на надежности конструктивной системы или ее экономичности. Поэтому в таких случаях для того, чтобы сделать реальные выводы о НДС конструктивных систем при статических и динамических воздействиях необходимо применение нелинейной теории, которая может послужить как для оценки оправданности применения, так и для точности, обеспечиваемой использованием линейной теории. Основные направления развития нелинейного анализа в настоящее время развиваются в двух направлениях: совершенствование расчетных моделей сложных систем в целях обеспечения точности и адекватность нелинейного анализа и разработка эффективных и экономичных алгоритмов анализа, что дает возможность его проведения с приемлемой затратой средств и времени.

Современная теория анализа механики сплошной среды и инженерного конструирования на основе метода конечных элементов (МКЭ) разработана в такой степени, что может быть эффективно применена для решения весьма сложных нелинейных задач. В ее основе лежит сформировавшаяся теория механики континуальных сред, отработанные приемы дискретизации структур, эффективные численные методы формирования и решения больших систем нелинейных уравнений. Однако трудоемкость нелинейного анализа, в основе которого находятся многошаговые, или итерационные алгоритмы, несоизмеримо выше трудоемкости линейного анализа [2].

Анализ нелинейных систем представляет собой непрерывный процесс моделирования. Поэтому очень важно, чтобы каждый элемент расчетной модели либо находился в условиях, аналогичных условиям исходной системы, в противном случае каждая неточность, допущенная при моделировании, влечет непредсказуемое накопление ошибок. Далее, преодолев затруднения математической формулировки нелинейной модели, исследователь сталкивается с целым рядом вопросов, ответы на которые получить оказывается достаточно сложно. К их числу относятся: выбор алгоритма решения, поскольку апробированный аппарат линейного анализа уже не может быть использован; отсутствие твердой уверенности в том, что решение является единственным; затруднительность или невозможность проверки результатов физическим экспериментом; существование лишь немногих правил контроля, дающих уверенность в правильности решения.

Поскольку все решения нелинейного анализа строятся на основе тех или иных инкрементных теорий, приходится мириться с неизбежной погрешностью каждого шага и накоплением погрешности в процессе счета [3].

Методы и материалы (Methods and Materials)

В основе современных достижений нелинейного анализа лежит накопленный опыт рационального моделирования сложных структур. Понятие «моделирование», основанное на близости реальной конструкции и вычислительной модели, является тем фактором, который дает исследователю уверенность в полученном результате. Несмотря на то, что строгая математическая формулировка существования и сходимости решения редко возможна, на помощь приходит физический и численный эксперимент, в значительной степени восполняющий указанный пробел. При расчете сложных структур судовых механизмов важным элементом анализа является сравнение результатов, полученных с использованием различных моделей, методов и алгоритмов. Именно комплексность анализа является тем определяющим фактором, который дает уверенность в достоверности полученного результата. Наиболее сложными задачами механики деформируемого твердого тела являются нелинейные динамические проблемы, в процессе решения которых необходимо учитывать также изменяемость параметров НДС во времени. Сложность совместного учета нелинейных и динамических эффектов бесспорна. К тому же для решения ряда проблем до сих пор отсутствуют математические теории, которые могли бы более-менее точно описывать экспериментально определяемые особенности нелинейного нестационарного деформирования материалов.

Естественно, в подавляющем большинстве случаев для решения нелинейных динамических задач применимы только численные методы (например, МКЭ, наиболее важным преимуществом которого является наличие устойчивых методов численного интегрирования систем дифференциальных уравнений движения, описывающих движение судовых механизмов и составленных с учетом упругости звеньев [4]). По разработанному алгоритму был выполнен расчет и анализ динамического НДС состояния плоского механизма Посселье – Липкина (рис. 1). Этот механизм с легкими деталями, работающий на высоких скоростях, служит для построения прямолинейной траектории с помощью точки *P*. Он состоит из семи звеньев, изготовленных из стальных стержней круглого поперечного сечения диаметром 0,006 м, и стойки. Звенья соединены в шести вращательных кинематических парах. Точки *A*, *C* и *P* должны лежать на прямой, проходящей через точку *A*. При этом всегда удовлетворяется условие $AC \cdot AP = \text{const}$. При $AD = CD$ точка *C* должна двигаться по дуге окружности, а точка *P* — точно по прямой, но в связи с учетом упругости звеньев эти условия не выполняются [5]. Механизм имеет следующие геометрические размеры:

$$l_2 = l_6 = l_3 = l_7 = 0,3048 \text{ м}; l_4 = l_5 = 0,215 \text{ м}. \quad (1)$$

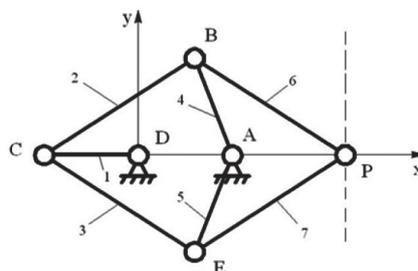


Рис. 1. Механизм Посселье – Липкина

Механизм состоит из восьми звеньев, считая стойку, с десятью вращательными кинематическими парами. На рис. 1 звенья механизма обозначены цифрами 1–7, а стойка принимается как нулевое звено. Предполагается, что механизм обладает одной степенью свободы, и закон движения ведущего звена 1 описывается формулой

$$\varphi_1 = \sin kt, \quad (2)$$

где φ_1 — угол поворота кривошипа относительно инерциальной системы отсчета XU , а t — время.

Известна кинематика механизма, полученная в обобщенных координатах [6]. Динамика данного механизма, упругие элементы которого выполнены из изотропного материала, в линейной постановке была исследована в работе [7]. Порядок системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) равен 36. Число итераций по времени — 67, а по нелинейности — 54 (рис. 2).

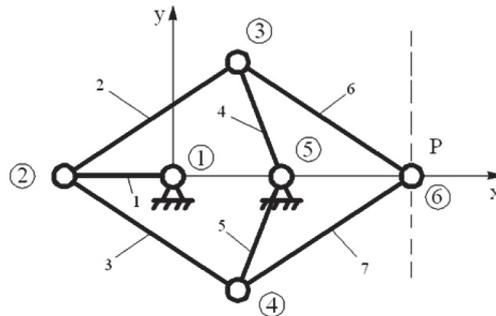


Рис. 2. Механизм Посселье – Липкина при конечно-элементном моделировании

Программа расчета тестирована на решение подобной задачи при малых перемещениях (рис. 3). При действии только сил инерции, когда все звенья считаются упругими вследствие упругости звеньев, безразмерное отклонение узла б, при угле поворота ведущего звена $\varphi_1 = \sin \Omega$, по разработанному алгоритму представлено на рис. 2. Здесь $\Omega = 7,5t$.

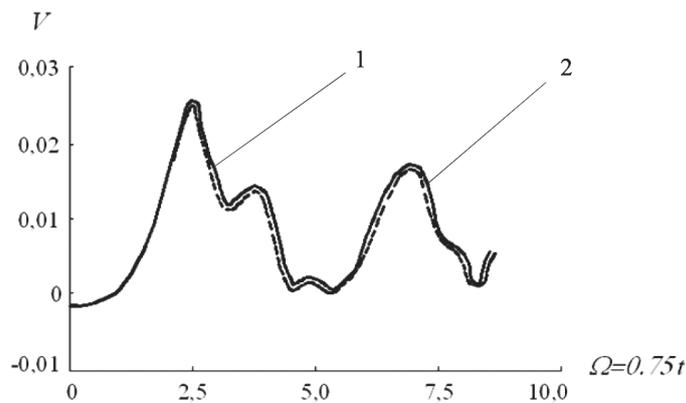


Рис. 3. Упругие перемещения V узла б

Условные обозначения:

1 — тестовая задача; 2 — по разработанному алгоритму

По закону Гука

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}, \quad (3)$$

где $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_\xi, \chi_\eta, \chi_\zeta, \chi'_\xi, \chi'_\eta\}$ — деформации стержневого элемента; $[D]$ — матрица характеристик материала.

Упругие и геометрические параметры механизма, состоящего из анизотропных звеньев:

$$E_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}; G_1 = 80 \cdot 10^3 \text{ МПа};$$

$$G_2 = 40 \cdot 10^3 \text{ МПа}; G_3 = 63 \cdot 10^3 \text{ МПа}; \nu_1 = 0,25, \nu_2 = 0,13; \rho = 2640 \text{ кг/м}^3; d = 0,006 \text{ м}. \quad (4)$$

где E_1, E_2 — модули упругости; G_1, G_2, G_3 — модули упругости; ν_1, ν_2 — коэффициенты Пуассона; ρ — плотность; d — диаметр звеньев.

Результаты (Results)

В табл. 1 показано сравнение упругих перемещений, в табл. 2 — продольной и поперечной сил, нормальных напряжений, полученных при линейном и нелинейном расчете от действия сил инерции в изотропных звеньях механизма Посселье – Липкина [8].

Таблица 1

Максимальные продольные, поперечные и угловые перемещения в сечениях элементов с течением времени, от действия сил инерции в изотропных звеньях механизма

Δt	Продольные перемещения $u_z \cdot 10^{-4}$ (м) в конечном сечении 3-го элемента		Поперечные перемещения $v_z \cdot 10^{-4}$ (м) в 8-м сечении 2-го элемента		Угловые перемещения $\varphi_z \cdot 10^{-4}$ в конечном сечении 2-го элемента	
	линейный	нелинейный	линейный	нелинейный	линейный	нелинейный
2	0	0	0	0	0	0
3	-0,86	-1,03	0,13	0,16	-4,57	-5,48
4	2,22	2,67	0,84	1,00	-20,83	-24,99
5	14,08	16,90	2,46	2,95	-46,47	-55,76
6	32,65	39,18	4,71	5,65	-73,07	-87,68
7	52,83	63,39	7,23	8,68	-94,90	-113,89
8	68,52	82,22	9,87	11,85	-108,38	-130,06
9	74,23	89,07	12,54	15,05	-109,25	-131,11
10	66,65	79,98	14,39	17,27	-96,69	-116,03

Как видно в табл. 1, значения перемещений во 2-м и 3-м элементах, полученные при нелинейном расчете, превышают на 20–25 % значения перемещений, полученные при линейном расчете.

Таблица 2

Максимальные продольные, поперечные силы и нормальные напряжения в сечениях элементов, с течением времени от действия сил инерции в механизме Посселье – Липкина

Δt	$N \cdot 10^{-2}$ Н В 45-м сечении 1-го элемента		$Q \cdot 10^{-2}$ Н В 18-м сечении 2-го элемента		$\sigma \cdot 10^{-2}$ Па В 45-м сечении 1-го элемента	
	линейный	нелинейный	линейный	нелинейный	линейный	нелинейный
2	0	0	0	0	0	0
3	3,82	3,18	2,04	1,70	1,70	1,42
4	6,81	5,68	8,41	7,01	6,80	5,66
5	4,89	4,08	17,50	14,58	18,06	15,05
6	-2,17	-1,81	25,98	21,65	33,8	28,32
7	-17,08	-14,23	31,83	26,53	50,32	41,93
8	-39,08	-32,56	34,14	28,45	65,39	54,49
9	-64,17	-53,47	32,20	26,83	79,90	66,58
10	-86,78	-72,32	27,11	22,59	90,58	75,49

В остальных элементах, которые не показаны в таблице, перемещения увеличиваются на 14–18 %. Внутренние усилия и напряжения при учете геометрической нелинейности уменьшаются в 1-м и 2-м элементах на 21–23 %, в остальных элементах — на 15 %. Учет анизотропии, когда $\varphi = 0$, $\psi = 0$, приводит к увеличению перемещений на 50 %.

Обсуждение (Discussion)

Расчет динамики упругого пространственного параллельного манипулятора (ППМ) — рис. 4 — выполняется с помощью компьютерного моделирования. Для описания конечно-элементной модели ППМ разбиваем его на прямолинейные двухузловые стержневые элементы, соединенные

в узлах через кинематические пары. Для ППМ, состоящих в основном из отдельных стержневых звеньев, такое членение является естественным. Узлы ППМ имеют нумерацию в глобальной системе координат, которая служит для их идентификации в перечне узлов. Элементы имеют свои номера: начальный и конечный, с помощью которых, в свою очередь, производится их идентификация. При конечно-элементном динамическом моделировании ППМ разбиваем на девять прямолинейных двухузловых стержневых элементов с девятью узлами. У ППМ ведущими звеньями являются 1-й, 3-й, 5-й. Длины звеньев принимают следующие значения: $l_1 = l_3 = l_5 = 1,3$ м, $l_2 = l_4 = l_6 = l_1 \sqrt{2}$ м, $l_7 = l_8 = l_9 = 1,5l_1 / \cos 30^\circ$ м.

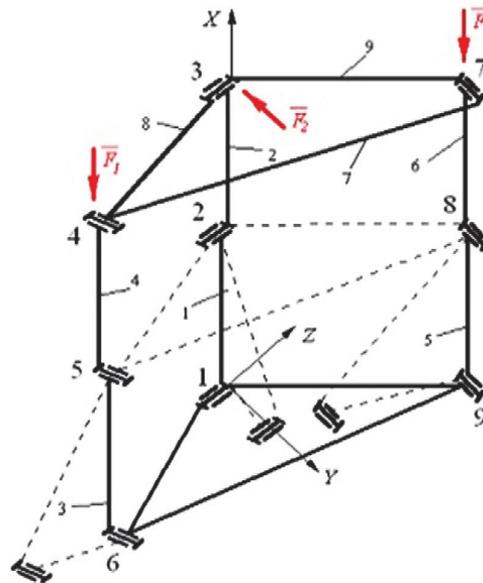


Рис. 4. Конечно-элементная модель ППМ

Инерциальная система координат XYZ жестко связана с неподвижным основанием, начало которой находится в узле 1. Кинематика манипулятора исследована матричным методом Денавит–Хартенберга с шестью параметрами [9]. Координаты X, Y, Z узлов расчетной модели ППМ определены в глобальной системе координат. Звенья ППМ изготовлены из стальных стержней круглого поперечного сечения диаметром 0,006 м. Форма и размеры поперечного сечения, упругие свойства материалов постоянны. Размерами и конструкцией узлов пренебрегаются. Порядок СЛАУ — 54. Итерация по времени — 807. Итерация по нелинейности — 94. Для решения уравнений динамики используется метод Ньюмарка.

Шаг интегрирования по времени Δt выбирается исходя из величины угловой скорости ведущих звеньев и по параметрам, определяющим требуемую точность воспроизведения исследуемых процессов и устойчивость метода интегрирования. Внутри каждого шага по времени учитывается изменение как кинематических, так и упругих перемещений, скоростей и ускорений.

При исследовании динамик ППМ учтено упругое демпфирование в материалах звеньев [10]. Преобразование узловых перемещений и упругих реакций элемента из общей координатной системы в местные выполняется по разработанному алгоритму, находятся внутренние усилия и напряжения. На рис. 5–9 показаны изменения продольных и поперечных перемещений, продольных сил от совместного действия сил инерции и сосредоточенной силы, в звеньях ППМ — за время четырех оборотов ведущего звена.

Сравниваются значения, полученные при линейном и нелинейном расчете. У ППМ наибольшие продольные перемещения наблюдаются в элементах 4 и 7, поперечные — в элементах 4 и 6, нелинейные перемещения в элементах 2, 4 и 6 превышают линейные на 30 %, а в остальных элементах — на 15 %. Наиболее нагруженными в продольном направлении являются узловые поперечные сечения элементов 1–6.

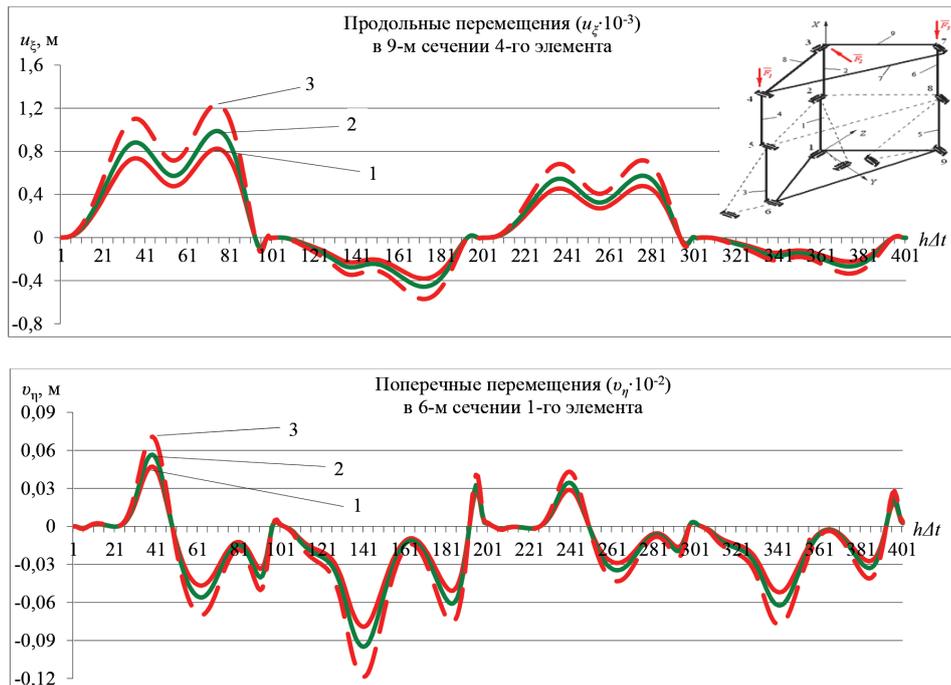


Рис. 5. Изменение продольных и поперечных перемещений в звеньях ППМ при совместном действии сил инерции и сосредоточенной силы $F = e^{-\alpha t} \sin \omega t$

Условные обозначения:

- 1 — линейный изотропный; 2 — нелинейный изотропный;
- 3 — линейный анизотропный случай

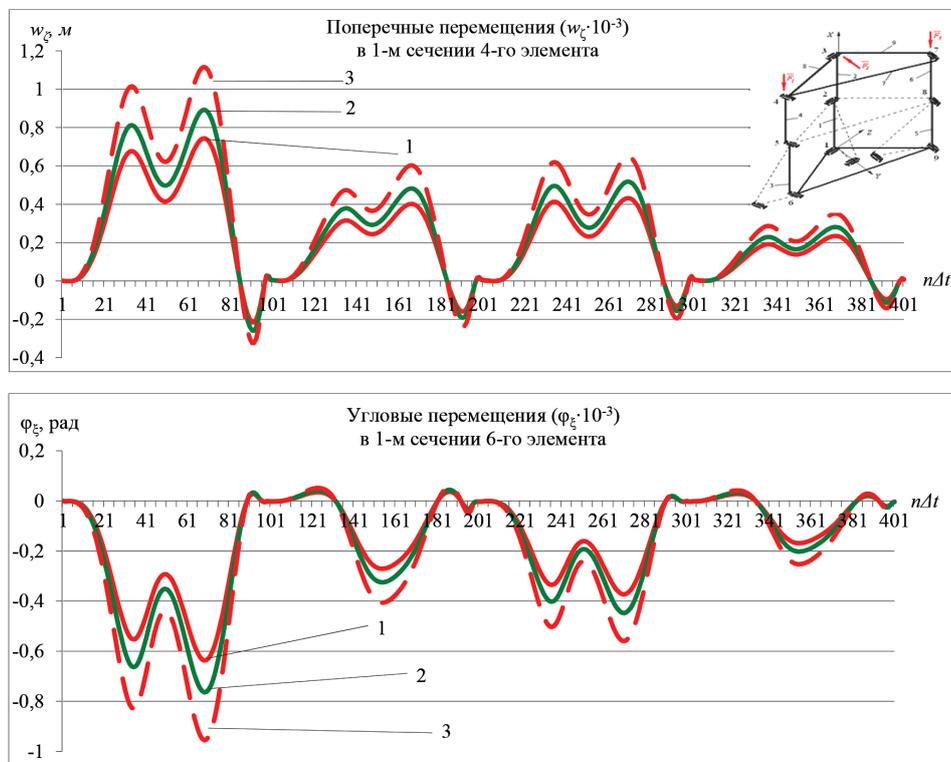


Рис. 6. Изменение поперечных и угловых перемещений в звеньях ППМ при совместном действии сил инерции и сосредоточенной силы $F = e^{-\alpha t} \sin \omega t$

Условные обозначения:

- 1 — линейный изотропный; 2 — нелинейный изотропный;
- 3 — линейный анизотропный случай

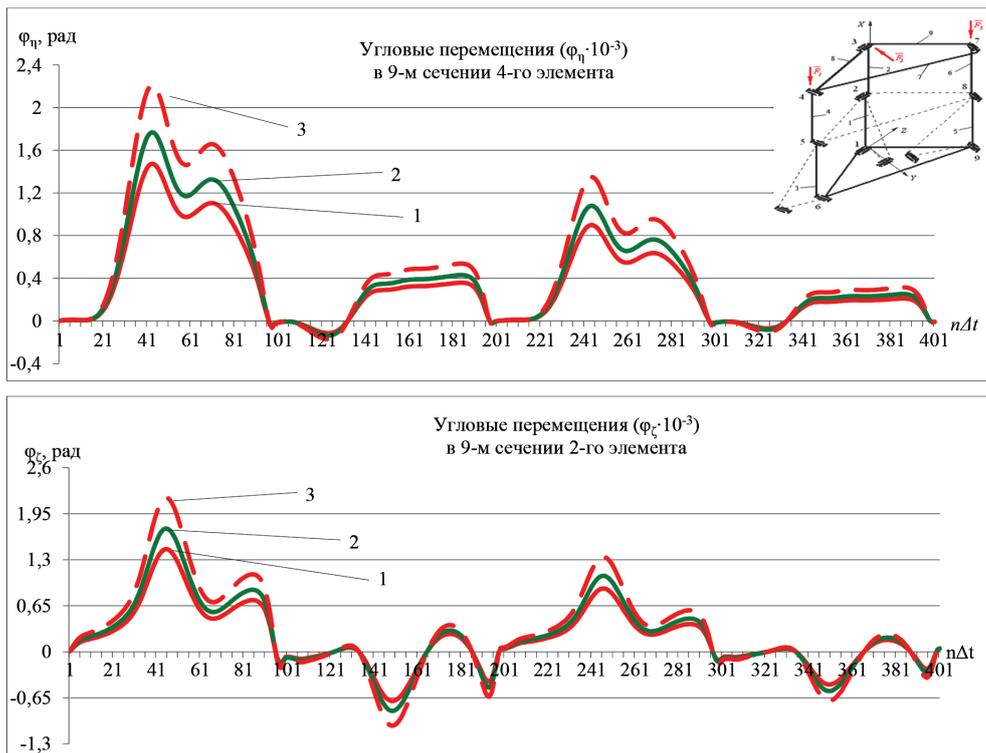


Рис. 7. Изменение угловых перемещений в звеньях ППМ при совместном действии сил инерции и сосредоточенной силы $F=e^{-at}\sin \omega t$

Условные обозначения:

- 1 — линейный изотропный;
- 2 — нелинейный изотропный;
- 3 — линейный анизотропный случай

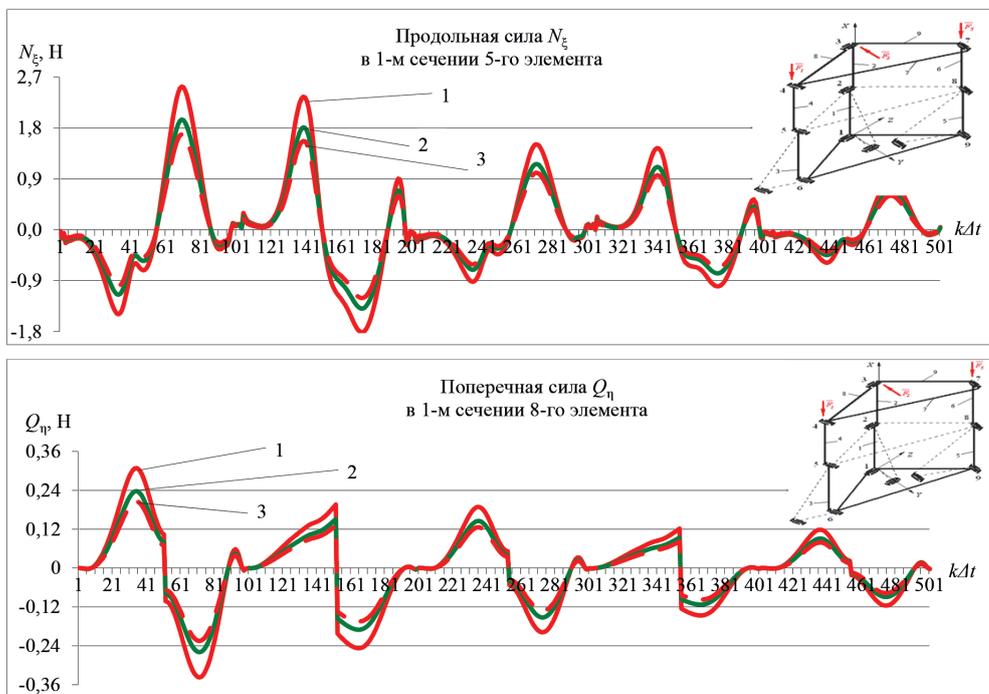


Рис. 8. Изменение продольных и поперечных сил по времени в звеньях ППМ при совместном действии сил инерции и сосредоточенной силы $F = e^{-at}\sin \omega t$

Условные обозначения:

- 1 — линейный изотропный;
- 2 — нелинейный изотропный;
- 3 — линейный анизотропный случай

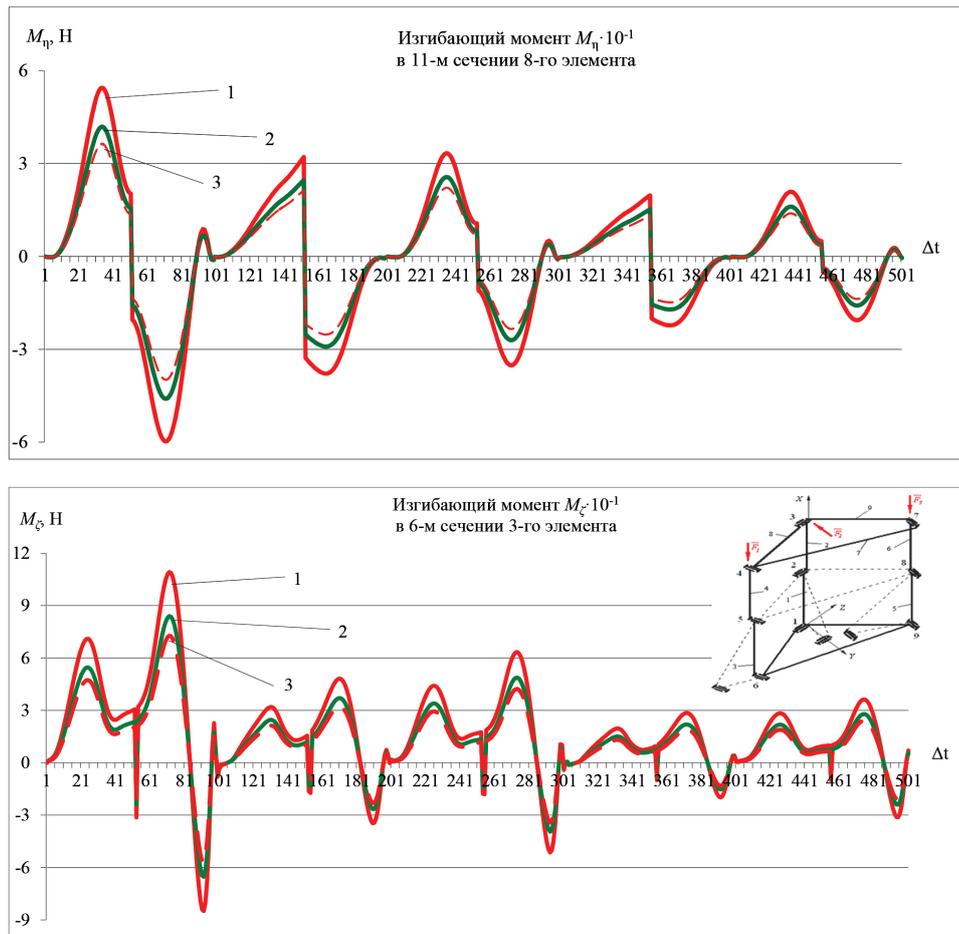


Рис. 9. Изменение изгибающих моментов по времени в звеньях ППМ при совместном действии сил инерции и сосредоточенной силы $F = e^{-\alpha t} \sin \omega t$

Условные обозначения:

- 1 — линейный изотропный; 2 — нелинейный изотропный;
3 — линейный анизотропный случай

Заключение (Conclusion)

В результате исследования динамического напряженно-деформированного состояния упругих плоских и пространственных судовых механизмов с геометрически нелинейными анизотропными звеньями выполнено следующее:

– предложена дискретная конечно-элементная расчетная динамическая модель упругого деформирования плоских и пространственных судовых механизмов с геометрически нелинейными анизотропными и изотропными звеньями;

– разработана конечно-расчетная схема решения основной системы нелинейных уравнений движения с переменными линейными и нелинейными матрицами жесткости, а также матрицы масс и упругого демпфирования системы с представлением коэффициентов последней через низшие частоты колебаний судовых механизмов с выбором для каждого механизма шага по времени, обеспечивающего устойчивость вычисления;

– проведены многовариантные расчеты значений динамических перемещений и внутренних усилий в элементах механизмов Посселье – Липкина, Брикарда и ППМ при различных исходных параметрах и скорости движения ведущего звена.

В результате проведенных расчетов установлено следующее:

1) учет геометрической нелинейности оказывает существенное влияние на упругое динамическое НДС механизмов: перемещения в элементах увеличиваются, а внутренние усилия уменьшаются на 14–30 %;

- 2) учет анизотропии материала приводит к увеличению перемещений до 1,5 раза;
- 3) с увеличением скорости движения ведущих звеньев механизмов растут значения всех компонентов перемещений и внутренних усилий, с ростом жесткости звеньев перемещения уменьшаются, а усилия увеличиваются;
- 4) во всех элементах механизма Посселье – Липкина нормальные напряжения — сжимающие, распределенные неравномерно по их длине; наиболее перегружены звенья 1, 5, наименее — звено 6;
- 5) с течением времени в звеньях механизма Брикарда от действия сил инерции максимальные нормальные напряжения разных знаков наблюдаются в концах элементов 2, 3 и 5, в элементах 1 и 4 они незначительны;
- 6) у ППМ наибольшие продольные перемещения наблюдаются в элементах 4 и 7, поперечные перемещения — в элементах 4 и 6. Нелинейные перемещения в элементах 2, 4 и 6 превышают линейные на 30 %, а в остальных элементах на 15 %.

Результаты и выводы исследований динамического НДС нелинейно-упругих плоских и пространственных судовых механизмов, с прямолинейными анизотропными звеньями дают возможность выбрать наиболее оптимальные параметры судовых механизмов, установить максимальные напряжения, усилия, упругие перемещения, скорости и ускорения в любых точках расчетных элементов судовых механизмов при различных видах нагружения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Агапов В. П.* Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных конструкций / В. П. Агапов. — М.: Изд. АСВ, 2004. — 248 с.
2. *Постнов В. А.* Строительная механика корабля и теория упругости / В. А. Постнов, В. П. Суслов. — Л.: Судостроение, 1987. — 288 с.
3. *Тарасов А. В.* Рамная конструкция с несущими элементами нового типа сечения из тонколистовой оцинкованной стали / А. В. Тарасов, И. В. Тарасов, И. Я. Петухова // Международный научно-исследовательский журнал — 2015. — № 11-4 (42). — С. 131–134. DOI: 10.18454/IRJ.2015.42.110.
4. *Иванов С. П.* Динамическая устойчивость физически нелинейных пластинчатых систем при сжатии в двух направлениях / С. П. Иванов, О. Г. Иванов, А. С. Иванова // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. — 2018. — Т. 14. — № 2. — С. 132–141. DOI: 10.22363/1815-5235-2018-14-2-132-141.
5. *Huang C. C.* An Explicit Method for Geometrically Nonlinear Dynamic Analysis of Spatial Beams / C. C. Huang, W. Y. Lin, F. Fujii, K. M. Hsiao // Proceedings of the World Congress on Engineering. — 2015. — Vol. 2. — P. 13–42.
6. *Масанов Ж. К.* Упругое напряженно-деформированное состояние пространственных параллельных манипуляторов / Ж. К. Масанов, Ж. Ж. Байгунчеков, К. З. Сартаев, Г. А. Абдраимова // Проблемы механики современных машин: материалы II науч.-междунар. конф. — Улан-Удэ, 2003. — Т. 3. — С. 59–62.
7. *Тлепиева Г. М.* Анализ динамического и напряженно-деформированного состояния (НДС) плоско-го механизма Посселье – Липкина с нелинейно-упругими звеньями / Г. М. Тлепиева // Проблемы прочности транспортных конструкций и сооружений: тез. докл. Междунар. науч. конф. 17–18 октября 2008 г. — Алматы: КазАТК им. М. Тынышпаева, 2008. — С. 202.
8. *Максименко В. Н.* Теоретические основы методов расчета прочности элементов конструкций из композитов: учебник / В. Н. Максименко, И. П. Олегин. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. — 240 с.
9. *Jobbágy D.* Local buckling behaviour of thin-walled members with curved cross-section parts / D. Jobbágy, S. Ádány // Thin-Walled Structures. — 2017. — Vol. 115. — Pp. 264–276. DOI: 10.1016/j.tws.2017.02.026.
10. *Султанов Т. Т.* Напряженно-деформированное состояние морских буровых платформ на шельфе Каспийского моря / Т. Т. Султанов, Г. М. Тлепиева // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 5. — С. 960–974. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-960-974.

REFERENCES

1. *Agapov, V. P.* *Metod konechnykh elementov v statike, dinamike i ustoichivosti prostran-stvennykh tonkostennykh konstruktsii.* M.: Izd. ASV, 2004.

2. Postnov, V. A., and V. P. Suslov. *Stroitel'naya mekhanika korablya i teoriya uprugosti*. L.: Sudostroenie, 1987.
3. Tarasov, A. V., I. V. Tarasov, and I.Y. Petukhova. "Frame construction with bearing elements of a new type of galvanized steel." *International Research Journal* 11-4(42) (2015): 131–134. DOI: 10.18454/IRJ.2015.42.110.
4. Ivanov, Sergey Pavlovich, Oleg Gennadevich Ivanov, and Anastasia Sergeevna Ivanova. "The dynamic stability of physically nonlinear plate systems under biaxial compression." *Structural Mechanics of Engineering Constructions and Buildings* 14.2 (2018): 132–141. DOI: 10.22363/1815-5235-2018-14-2-132-141.
5. Huang, Chu Chang, Wen Yi Lin, Fumio Fujii, and Kuo Mo Hsiao. "An Explicit Method for Geometrically Nonlinear Dynamic Analysis of Spatial Beams." *Proceedings of the World Congress on Engineering*. Vol 2. 2015. 13–42.
6. Masanov, Zh. K., Zh. Zh. Baigunchekov, K. Z. Sartayev, and G. A. Abdraimova. "Uprugoe napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie prostranstvennykh parallel'nykh manipulyatorov." *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin: mater. II nauch. – mezhdun. konf.* Vol. 3. Ulan-Ude, 2003. 59–62.
7. Tlepieva, G. M. "Analiz dinamicheskogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya (NDS) ploskogo mekhanizma Possel'e-Lipkina s nelineino-uprugimi zven'yami." *Problemy prochnosti transportnykh konstruksii i sooruzhenii: Tezisy dokladov Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii*. Almaty: KazATK im. M.Tynyshpaeva, 2008.202.
8. Maksimenko, V. N., and I. P. Olegin. *Teoreticheskie osnovy metodov rascheta prochnosti elementov konstruksii iz kompozitov: uchebnyk*. Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2006.
9. Jobbágy, Dávid, and Sándor Ádány. "Local buckling behaviour of thin-walled members with curved cross-section parts." *Thin-Walled Structures* 115 (2017): 264–276. DOI: 10.1016/j.tws.2017.02.026.
10. Sultanov, Timur T., and Gulnar M. Tlepiyeva. "Stress-deformed condition of the marine drilling platform on the shelf of the Caspian Sea." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 10.5 (2018): 960–974. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-960-974.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Султанов Тимур Тулеугалиевич —
кандидат технических наук, доцент
Евразийский национальный университет
имени Л. Н. Гумилева
010000, Республика Казахстан, Нур-Султан,
ул. Сатпаева, 3
e-mail: runit78@mail.ru

Бурнаев Zufar Русланович —
полковник, кандидат педагогических наук,
профессор
Национальный университет обороны
имени Первого Президента
Республики Казахстан - Елбасы
010000, Республика Казахстан, Нур-Султан,
ул. Туран, 72
e-mail: zyfarbyr@mail.ru

Тлепиева Гульнар Муратовна —
кандидат технических наук, доцент
Евразийский национальный университет имени
Л. Н. Гумилева
010000, Республика Казахстан, Нур-Султан,
ул. Сатпаева, 3
e-mail: tlepiyevagm@yandexl.ru

Sultanov, Timur T. —
PhD, associate professor
Eurasian National University named
after L. N. Gumilev
3 Satpaev Str., Nur-Sultan, 010000,
Republic of Kazakhstan
e-mail: runit78@mail.ru

Burnaev, Zufar R. —
Colonel, PhD,
professor
National defense University named
after the First President of the Republic
of Kazakhstan-Elbasy
72 Turan Str., Nur-Sultan, 010000,
Republic of Kazakhstan
e-mail: zyfarbyr@mail.ru

Tlepiyeva, Gulnar M. —
PhD, associate professor
Eurasian National University named
after L.N. Gumilev
3 Satpaev Str., Nur-Sultan, 010000,
Republic of Kazakhstan
e-mail: tlepiyevagm@yandexl.ru

Статья поступила в редакцию 03 марта 2020 г.
Received: March 3, 2020.