

MODELING OF THE PROCESS OF WINDING SHELLS OF COMPOSITE MATERIALS

E. N. Beletskii

Concern Avrora Scientific and Production Association JSC,
St. Petersburg, Russian Federation

The issues associated with the technology of winding a tape of composite materials. The peculiarities of technological processes of shaping blanks of solids of revolution method of winding. The definition of tape drive mechanism used for winding shells and the basic classification signs. Presents a generalized kinematic diagram of the mechanism for moving and winding the yarns and tapes. Considered dynamic phenomena occurring during the process of winding and storing yarn. Selected methods of process control of the winding tape. Noted for active and passive devices in the mechanisms of regulation of speed and yarn tension. Devices are classified according to the degree of automation of the process of moving and coiling of the tape. Mathematical dependences describing the dynamic characteristics of the process teach-equipped with the necessary fullness of friction interaction and elastic components of the mechanism as a whole. On the example of calculation of the correction device, consisting of elastic and plastic elements, shows how to provide dynamic resistance in a tape drive for the lowland, to avoid resonance phenomena of the winding process of the ribbon and as a consequence of the defects in the blanks. Using mathematical equations and initial conditions the calculation of amplitude-frequency characteristics. The results of numerical simulation are presented in the form of graphs containing extreme points, corresponding to the resonance phenomena in the mechanism. The results of Chis-industrial simulations confirm the accuracy and correctness of the used mathematical relationships. The proposed mathematical dependence on the results of the calculations can be used in the construction of algorithms of computer-aided process control of winding the flax-Ter. In the framework of the presented algorithm a block diagram of the system adaptation.-of the MOU and management of the coiling process, which includes elements of automatic speed measuring of re-placement and deflection of the thread.

Keywords: composite material, shell, winding technology, dynamic performance, algorithm, dynamic model, example of calculation, the resonance phenomena.

For citation:

Beletskii, Evgenii N. "Modeling of the process of winding shells of composite materials." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Mararova* 9.6 (2017): 1252–1261. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1252-1261.

УДК 676.026.77

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАВИВКИ ОБОЛОЧЕК КОМПОЗИЦИОННЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

Е. Н. Белецкий

АО «Концерн «НПО» Аврора», Санкт-Петербург, Российская Федерация

Рассмотрены вопросы, связанные с технологией намотки ленточных полимерных композиционных материалов. Отмечены особенности технологического процессы формообразования заготовок тел вращения способом навивки. Дано определение лентопротяжного механизма, используемого для намотки оболочек и выделены основные классификационные признаки. Представлена обобщенная кинематическая схема механизма транспортировки и навивки нитей и ленты. Рассмотрены динамические явления происходящих при процессе намотки и укладывания нитей. Выделены способы управления процессом намотки лентой. Отмечены активные и пассивные устройства в механизмах регулирования скорости и натяжения нити. Устройства классифицированы по степени автоматизации процесса транспортировки и навивки ленты. Представлены математические зависимости, описывающие динамические характеристики процесса, учитывающие с необходимой полнотой фрикционные взаимодействия и упругие составляющие механизма в целом. На примере расчета корректирующего устройства, состоящего из упругого и пластического элементов, показано, каким образом можно обеспечить динамическую устойчивость в лентопротяжном механизме, при этом исключив

резонансные явления процесса наматывания ленты и, как следствие, появление брака в заготовках. С использованием математических зависимостей и исходных условий выполнен расчет амплитудно-частотной характеристики. Результаты численного моделирования представлены в виде графиков, содержащих экстремальные точки, отвечающие явлениям резонанса в механизме. Результаты численного моделирования подтверждают правильность и корректность используемых математических зависимостей. Предложенные математические зависимости по итогам результатов расчетов могут быть использованы при построении алгоритмов систем автоматизированного управления процессом навивки лентами. В рамках представленного алгоритма разработана структурная схема системы адаптации режимов и управления процессом навивки, включающая элементы автоматического измерения скорости перемещения и прогиба нити.

Ключевые слова: композиционные материал, оболочки, технология навивки, динамические характеристики, алгоритм, динамические модели, пример расчета, резонансные явления.

Для цитирования:

Белецкий Е. Н. Моделирование процесса навивки оболочек композиционными материалами / Е. Н. Белецкий // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 6. — С. 1252–1261. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1252-1261.

Введение (Introduction)

В связи с ускоренным внедрением новых прогрессивных технологий в различных отраслях современной техники получают широкое распространение процессы наматывания лент, нитей и нитеподобных материалов. Намоткой из композиционных полимерных материалов изготавливаются камеры твердотопливных двигателей летательных аппаратов, корпуса сосудов высокого давления для атомных энергетических установок, химических реакторов, трубы, элементы судовых надстроек, оболочки корпусов подводных аппаратов [1] – [4]. Полученные намоткой конструкции применяются в электрических машинах и аппаратах, обеспечивая совмещение несущих и изолирующих функций [5].

Большой интерес к композиционным материалам, в первую очередь, связан с низкими затратами энергии (кВт·ч) на производство конструкций из этих материалов (в частности, в пересчете на 1 кг готовых изделий из углепластика с эпоксидной матрицей расходуется энергии примерно в 3 раза меньше, чем на изделия из стали, в 5,5 раз меньше, чем на изделия из алюминия и его сплавов, и в 20 раз меньше, чем на изделия из титановых сплавов).

Среди технологических машин и установок, используемых в судостроительной отрасли, содержащих механизмы с гибкими связями, можно выделить отдельную группу машин, где гибкие звенья образуются производимыми, перерабатываемыми или транспортируемыми материалами в виде лент и нитей при намотке оболочек (рис. 1). К данному классу относятся также технологические линии по обработке изделий из полимеров: экструзионные машины, линии для нанесения протекторных покрытий поверх электротехнической токопроводящей жилы кабеля и тому подобные функциональные устройства и машины [1], [4] – [6].

Механизмы с гибкими связями, используемые в технологии намотки [2], [7], до недавнего времени имели ограниченное применение в судостроительной отрасли, поскольку технологический процесс намотки ленты имел сложный алгоритм управления точностью и качеством получаемых заготовок. Полуавтоматические способы управления процессом, различные системы и корректирующие устройства пассивного и активного управления процессом не всегда давали желаемый результат в случае внезапного изменения скорости или силы натяжения ленты из композиционного материала. Специфические динамические процессы в таких механизмах исследованы крайне недостаточно.

Вопросы динамики процесса намотки, являющиеся важнейшими для управляющих алгоритмов, обычно рассматриваются на основе упрощенных моделей и не отражают существенных кинематических характеристик механизмов и геометрических параметров материалов (ширины ленты, коэффициенты сцепления и сила трения, линейные и угловые скорости, меняющийся радиус барабанов в процессе разматывания ленты и геометрии формируемой заготовки будущего изделия и т. д.), а также физико-механические характеристики самих полимерных композиционных материалов.

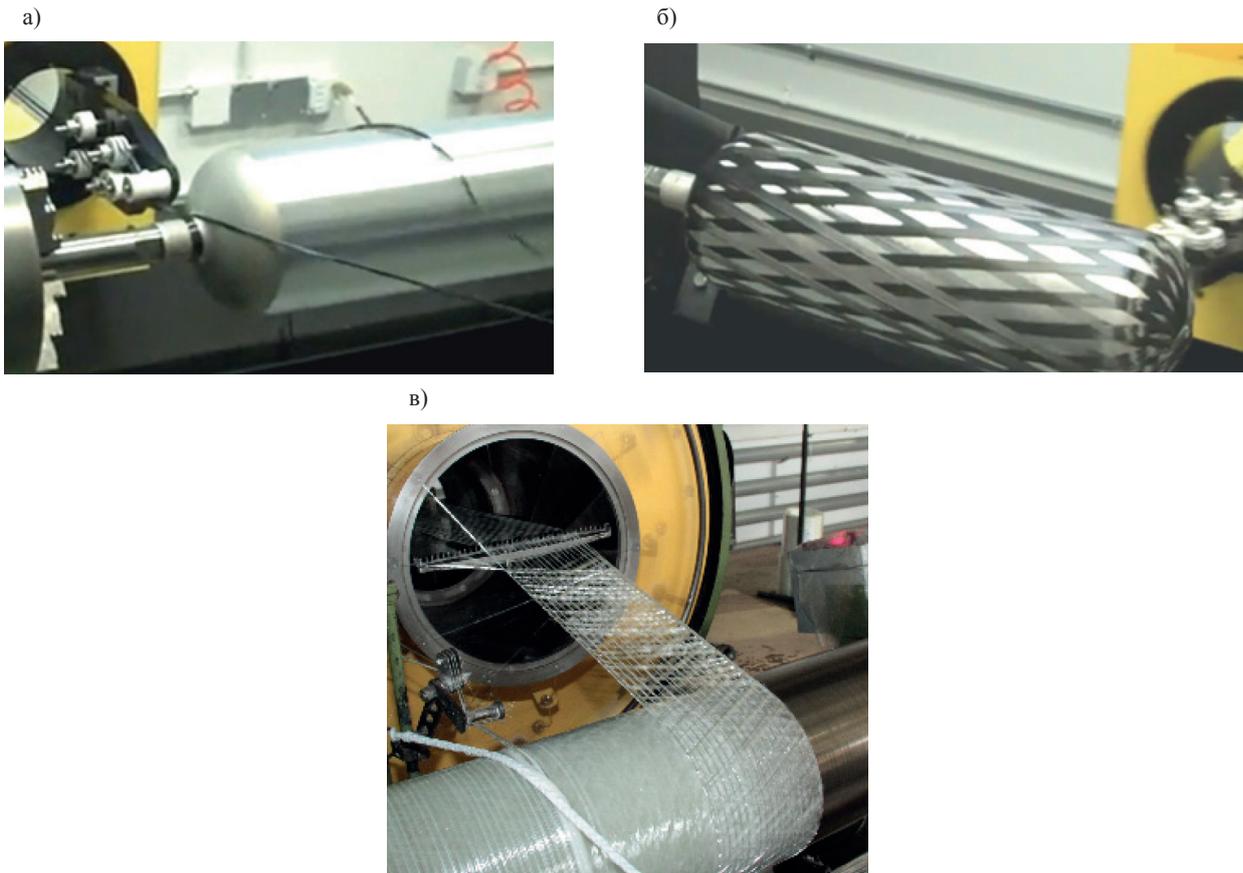


Рис. 1. Различные виды технологических процессов намотки заготовок: а; б — этапы намотки баллонов высокого давления с каркасом (оболочкой) в виде тонкостенного сосуда из нержавеющей стали, находящегося под давлением 2 – 3 атм.; в — намотка широкой композиционной лентой толстостенных труб высокого давления на цилиндрические заготовки (отношение ширины к толщине ленты более 1000)

Однако при формообразовании заготовок необходимо закладывать правильные математические зависимости в алгоритмы процесса для обеспечения заданного качества при наибольшей производительности. Поэтому моделирование процесса навивки и разработка работоспособных алгоритмов, контролирующих натяжение и скорость нити (ленты) из композитов, обеспечивающих точность и эффективность технологического передела на этапах получения заготовки, является актуальным для судостроительной отрасли.

Методы и материалы (Methods and Materials)

На современном этапе развития производства имеются новые возможности автоматизации процесса и использования пакета управляющих программ при адаптивной корректировке режимов технологического процесса. Развитые системы автоматизированного управления натяжения в технологических машинах с лентопротяжным механизмом обычно включают следующие звенья:

- разматываемый рулон в механизме раската, на валу которого располагается управляемый тормоз (обычно порошковый или электромагнитный);
- датчик натяжения ленты (в простейшем виде — механотронный);
- регулятор и корректирующие устройства.

Различные варианты схем измерения натяжения наматываемого материала (сила, абсолютное и относительное удлинение, напряжение) рассмотрены в работах [2], [7]. Как показано в работе [7], структурная схема измерителей натяжения может быть представлена в виде последовательно-го соединения следующих звеньев (рис. 2) упругого элемента *III*; механического преобразователя *II2*, формирующего функциональную зависимость между усилием *P* и деформацией ζ ; индуктив-

ного преобразователя $П3$, трансформирующего механическое перемещение ζ в изменение электрического напряжения U ; преобразователя $П4$, регистрирующего измеряемое натяжение F .

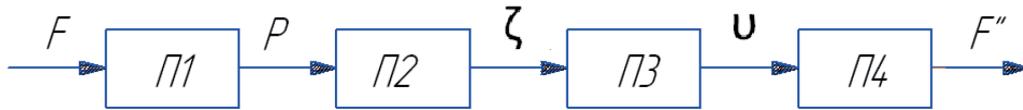


Рис. 2. Структурная схема измерителей натяжения:

F — функция, характеризующая исходное измеряемое натяжение в транспортируемой нити на входе в измеритель;

F'' — функция со скорректированными параметрами, необходимыми для системы управления кинематическим процессом транспортировки ленты

Основным объектом в данном исследовании является класс лентопротяжных механизмов, имеющий следующие основные характерные признаки: плоский разомкнутый тракт, фрикционный контакт тонкой натянутой ленты с валами (*приводными* — ведущими и *неприводными* — направляющими), непрерывное движение ленты в рабочем режиме, разматываемый рулон на входе тракта (раскат), накопитель на выходе тракта в качестве формируемой заготовки (накат).

При всем многообразии технологических процессов производства, переработки и транспортировки ленточных материалов применяемое для этих целей оборудование имеет лентопротяжный механизм, который состоит из узлов, связанных между собой гибким элементом — движущейся лентой (нитью). Такого рода механизмы также называют *механизмами с гибкими технологическими связями* или *механизмами с гибкими транспортируемыми связями* [7]. В статье принят термин «*лентопротяжный механизм*» для двумерного описания системы. Подобный класс механизмов имеет свои классификационные признаки: плоский разомкнутый тракт, фрикционный контакт тонкой натянутой ленты с валами (*приводными* — ведущими и *направляющими* — не приводными), непрерывное движение ленты в рабочем режиме, разматываемый рулон композиционного материала на входе тракта (раскат материала), накопитель на выходе тракта в виде заготовки изделия (накат материала). Схема рабочего тракта лентопротяжного механизма, характеризующегося различными видами кинематического взаимодействия и фрикционных контактов ленты (нити) с валами [7] – [10], представлена на рис. 3.

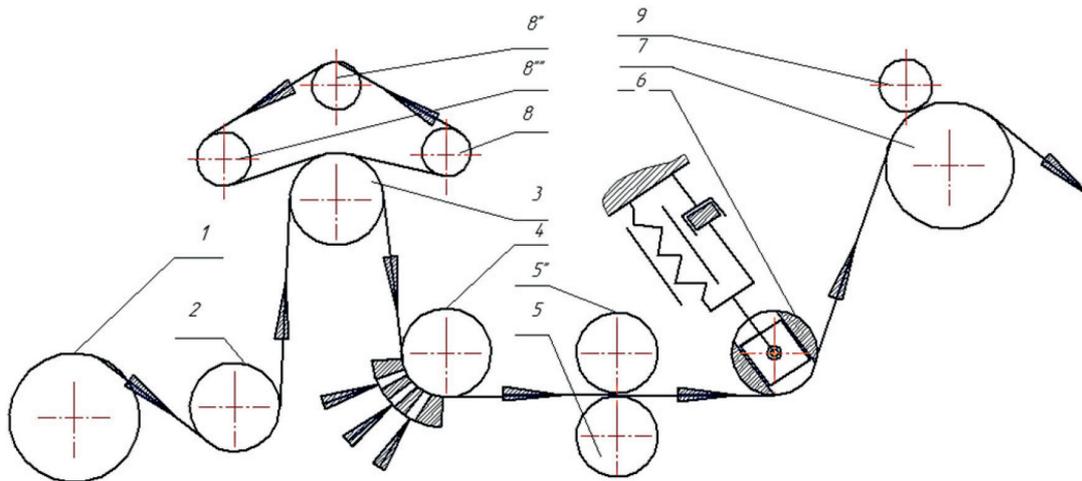


Рис. 3. Упрощенная кинематическая схема и виды фрикционных контактов в лентопротяжных механизмах: 1 — разматываемый рулон ленточного композиционного материала; 2 — вал в простом охвате, когда давление в контакте создается только натяжением ленты; 3 — узел захвата ленты между двумя валами ($5'$ и $5''$); 4 — валы в зоне контакта с которыми лента дополнительно прижимается к валу вспомогательной лентой (3) или пневматическим прижимным устройством (4), например, при охвате перфорированного вала с вакуумной камерой или вала с кольцевыми канавками; 5 — узел захвата ленты между двумя валами ($5'$ и $5''$); 6 — валы в зоне контакта с которыми лента дополнительно прижимается к валу вспомогательной лентой (3) или пневматическим прижимным устройством (4), например, при охвате перфорированного вала с вакуумной камерой или вала с кольцевыми канавками; 7 — вал, в зоне контакта с лентой, на выходе к объекту намотки; 8 — прижимной вал; $8'$, $8''$, $8'''$ — валы вспомогательного контура

В рамках разработанных алгоритмов целесообразно рассмотреть решение задач, связанных с динамическими процессами, происходящими в лентопротяжных механизмах технологических машин, а также поставить и провести корректные численные эксперименты и рационально использовать методы параметрической оптимизации с учетом имеющихся в конструкциях как пассивных, так и активных стабилизаторов, контролирующих натяжения и скорости ленты.

В связи с ограниченностью объема и многоплановостью поставленных задач в рамках данной статьи далее в качестве примеров рассматриваются вопрос динамического анализа на устойчивость и резонансные явления в конструкции пассивного стабилизатора контролирующего натяжения и скорости ленты. Далее по тексту не излагаются подробно выводы отдельных зависимостей и не комментируются математические операции, связанные с построением как точных, так и приближенных решений дифференциальных уравнений.

В качестве примера рассмотрим стабилизатор экспериментального стенда, являющегося моделью продольно-намоточного станка, кинематическая схема которого показана на рис. 4 [8]. Привод несущих валов периферического наката стенда оснащен системой автоматизированного управления натяжения наматываемой ленты композиционного материала. Для измерения натяжения в контакте с валом 2 в модели использован датчик механотронного типа. Стенд оснащен однокаскадным стабилизатором с плавающим валом (вал 4), опоры которого смонтированы по концам вала на независимых амортизаторах. Такая конструкция стабилизатора, как показали результаты экспериментов, обеспечила резкое сокращение бортового «рыскания» ленты. Вследствие этого осуществлялось выравнивание торцевой поверхности наматываемого рулона. В рассматриваемой схеме на оси разматываемого рулона смоделирован порошковый тормоз для создания тормозного момента.

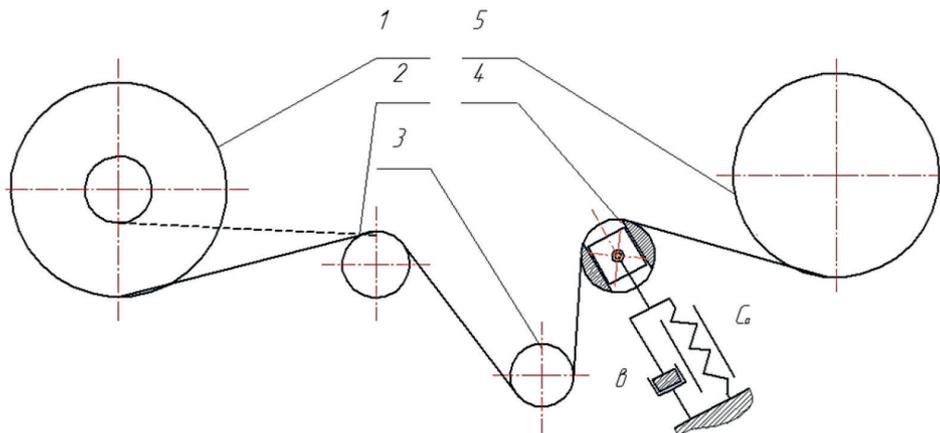


Рис. 4. Схема экспериментального стенда продольно-намоточного станка со стабилизатором натяжения ленты типа плавающего вала, оснащенного порошковым тормозом

На рис. 4 рассмотрена одна из наиболее распространенных конструктивных схем стабилизаторов с плавающим валом, в которой ось вала по одной из полярных координат (\vec{r}, θ) фиксирована, а по другой — соединена с неподвижной стойкой простым упруго-диссипативным звеном. Данная конструкция называется *простым (однокаскадным) амортизатором* и отображает диссипативные свойства линеаризованной модели.

Численный эксперимент проводился с рулонами композитной ленты из стеклопластика, имеющей параметры: ширина ленты $b' = (225 \pm 20)$ мм; поверхностная плотность $\rho = (30/35 \pm 5)$ г/м; количество нитей на 100 мм $n' = 400/485 \pm 25$; плотность нити $\rho' = (1,69 \pm 0,05)$ г/см³. Толщина монослоя углепластика $h' = (0,10 - 0,15)$ мм. Разрушающие напряжения при растяжении в углепластике $\sigma' = 0,7$ ГПа; разрушающие напряжения при сжатии в углепластике $\sigma'' = 0,7$ ГПа; модуль упругости углепластика при изгибе $E' = (157 \pm 25)$ ГПа; плотность углепластика $\rho'' = (1,49 \pm 0,05)$ г/см³.

Среднее натяжение ленты в тракте лентопротяжного механизма варьировалось в пределах $F_{cp} = 500 \dots 1400$ Н. В проведенных экспериментах лента перематывалась со скоростью $V_0 = 4$ м/с.

Максимальная скорость ленты составляла $V_{\max} = 20$ м/с, при этом параметры динамического процесса определялись значениями коэффициентов: $\vartheta \approx 10$; $\zeta_a \approx 0,10$ и коэффициентами отношения стационарных скоростей на плавающем вале $k_j = 1,01$, а также коэффициентом $k_{\vartheta, \max} = 0,29$.

Ранее указанные условия гарантируют устойчивость лентопротяжного механизма при $n = 4$. На основной скорости $V_0 = 4$ м/с величина ϑ увеличивается, а значение ζ_a при настройке на определенный радиус рулона — уменьшается в 25 раз. При том же значении k_j величина $k_{\vartheta, \max}$ оказывается теперь $k_{\vartheta, \max} = 1,9$, и достаточное условие устойчивости не выполняется. Уменьшение значения k_j до реально достижимого ($k_j = 1,001$) снижает величину $k_{\vartheta, \max}$ до $k_{\vartheta, \max} = 0,35$, что вполне приемлемо по условию устойчивости лентопротяжного механизма.

Приведенные данные, полученные в работах [7], [8], характеризуют работоспособность достаточного признака устойчивости лентопротяжного механизма со стабилизатором типа однокаскдного амортизатора, т. е. рекуррентного условия с подстановкой в формулу (1):

$$\min a_m = a_m^0 = 1 - k_m / (4a_{m+1}^0) > 0; \quad (1)$$

$$m = n - 1; n - 2 \dots, 1; a_n^0 = 1,$$

при численном определении коэффициента $k_{\vartheta, \max}$. Анализ полученных результатов показал, что область возможной неустойчивости лентопротяжного механизма обнаруживается расчетом только при учете: крутильной инерции плавающего вала ($\tau_j \neq 0$), трения на его оси ($\mu_j \neq 0$) и зоны сцепления в контакте плавающего вала с лентой ($T_{nj} \neq 0$). Установлено [7], что указанная область сокращается с уменьшением τ_j и μ_j . Что касается запаздывания, то его влияние значительно сложнее.

Располагая передаточными функциями и условиями устойчивости, можно построить амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) звена, включающего стабилизатор с плавающим валом. По данным экспериментов, приведенным в работах [7], [8], [10], установлено, что форма и характеристика АЧХ зависят от всех параметров промежуточных валов и свободных участков тракта лентопротяжного механизма. Из выражения

$$W_{\varepsilon_n/\mu_0} = \frac{k_0}{\Delta(p)} \left\{ k_j Q_a [1 + \tau_j p \exp(-T_{nj} p)] - \tilde{m}_b \alpha_1 \alpha_2 p^2 \right\} \times \prod_{m=1; m \neq j}^{n-1} k_m [1 + \tau_m p \exp(-T_{nm} p)] \quad (2)$$

для $W_{\varepsilon_n/\varepsilon_{\text{вх}}}(p)$ следует, что имеется частота антирезонанса, на которой происходит полное подавление гармонического возмущения. Частота антирезонанса при этом определяется только параметрами стабилизатора: условием равенства нулю при $p = i\omega$ выражения в фигурных скобках (2) или числителя следующего выражения:

$$W_{\varepsilon_2/\varepsilon_{\text{вх}}}(p) = \frac{1}{\Delta(p)} \left\{ Q_a [1 + \tau p \exp(-pT_n)] - \tilde{m}_b \alpha_1 \alpha_2 p^2 \right\}, \quad (3)$$

где $\Delta(p)$ — характеристический определитель системы, причем

$$\Delta(p) = Q_a [P_1 P_2 \tau p + P_1 + P_2 - \exp(-pT_n)] + (ES\alpha_\Sigma^2/V_0) p + \tilde{m}_b p^2 [P_1 \alpha_1^2 + P_2 \alpha_2^2 + \alpha_1 \alpha_2 \exp(-T_n p)].$$

Считая условие устойчивости лентопротяжного механизма обеспеченным, будем полагать значение коэффициента $k_j \approx 1 \forall j$.

При заданной частоте возмущения это условие дает требуемые значения коэффициентов жесткости (c) и демпфирования (b) для настройки плавающего вала в антирезонанс согласно системе:

$$\left. \begin{aligned} c &= m\omega^2 \left[1 - \frac{\lambda}{g} (1 + \omega\tau \sin \omega T_n) \right]; \\ b &= \frac{\lambda}{g} \tau m \omega^2 \cos \omega T_n, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $\lambda = \alpha_1 \alpha_2 \tilde{m}_b / m < 1$; $g = 1 + \omega^2 \tau^2 + 2\omega\tau \sin \omega T_n$.

Настройка по решению системы (4), естественно, реализуема, если полученные значения c и b положительны ($c > 0$; $b > 0$). Отсюда следует, что стабилизатор без демпфера способен компенсировать гармонические возмущения только с определенными частотами ω , подчиняющимися выражению

$$\omega = (2n - 1)\pi / (2T_n); \quad n = 1, 2, \dots \quad (5)$$

при достаточно высоком по величине коэффициенте жесткости

$$c = m\omega^2 [1 - \lambda / (1 \pm \omega\tau)]. \quad (6)$$

В выражении (6) значение ω выбирается из ряда (5). В модели с безынерционным плавающим валом (при $\tau = 0$), напротив, только стабилизатор без демпфера ($b = 0$) дает полное гашение колебаний на собственной частоте амортизатора: $\omega_a = (c/m)^{1/2}$.

Далее рассмотрим резонансные свойства стабилизатора с плавающим валом на примере звена без промежуточных валов. АЧХ для такого звена по основному каналу возмущения определяется на основе передаточной функции (3). Собственные частоты рассматриваемого звена в отсутствие демпфирования, вносимого транспортированием ленты, определяются из характеристического уравнения $\Delta(p) = 0$ при $V \rightarrow 0$, при условии, что $p = i\omega$. Тогда, выполнив преобразование указанным образом выражение $\Delta(p)$ в функции (3), получим

$$p^4 + \{\omega_k^2 + \omega_a^2 + [ES/(ml_2)](l_1^2\alpha_2^2 + l_2^2\alpha_1^2)\}p^2 + \omega_k^2\omega_c^2 = 0, \quad (8)$$

где $\omega_k^2 = ES(l_1 + l_2)/(l_1l_2\tilde{m}_b)$; $\omega_c^2 = \omega_a^2 + ES(\alpha_1 + \alpha_2)^2/[m(l_1 + l_2)]$; ω_k — парциальная собственная частота крутильных колебаний подвижного вала; ω_c — парциальная собственная частота колебаний массы стабилизатора, соединенного с осью плавающего вала (единственная собственная частота звена в модели с безынерционным плавающим валом, т. е. при $\omega_k \rightarrow \infty$).

Если $\alpha_1/l_1 = \alpha_2/l_2$ и податливости ленты в направлении перемещения оси плавающего вала одинаковы, то, как следует из уравнения (8), собственными частотами звена с плавающим валом являются парциальные частоты ω_k и ω_c , т. е. смешанные в общем случае формы колебаний разделяются. АЧХ в упрощенной модели звена, в которой не рассматривается влияние крутильной инерции плавающего вала ($\tau = 0$), на основании функции (3) имеет вид

$$A(\omega) = \left\{ (z_a^2 + \beta_0^2\omega^2) / [z_a^2 + T_\Sigma^2\omega^2z_c^2 + \beta_0^2\omega^2(1 + T_\Sigma^2\omega^2z_c^2) + 2\beta_0T_\Sigma\omega^2(\omega_c^2 - \omega_a^2)] \right\}^{1/2}, \quad (9)$$

где $z_a = \omega_a^2 - \omega^2$; $z_c = \omega_c^2 - \omega^2$; $\beta_0 = b/m$; $T_\Sigma = T_1 + T_2$.

В звене без демпфера ($\beta_0 = 0$) имеем:

$$A(\omega) = 0 \text{ при } \omega = \omega_a; \quad \max A(\omega) = 1 \text{ при } \omega = \omega_c.$$

Результаты (Results)

График АЧХ для изложенных выше условий представлен на рис. 5, а. Из анализа выражения (8) следует, что малое демпфирование (малое значение β_0) приводит к уменьшению амплитуды и к увеличению частоты резонанса. В антирезонансе частота понижается, а амплитуда возрастает. При значительном демпфировании характеристика становится монотонной.

Для полной модели звена лентопротяжного механизма с плавающим валом выражение АЧХ получается достаточно громоздким. Некоторое упрощение происходит, если рассматривать симметричное звено, для которого $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ и $T_1 = T_2 = T$. Тогда в случае механизма с плавающим валом без демпфера ($b = 0$) из выражения $\Delta(p)$ согласно функции (3) АЧХ, можно получить

$$A(\omega) = \left\{ (h_1^2 + h_2^2 + 2h_1h_2 \sin \omega T_\Pi) / [h_1^2 + h_3^2 + h_4^2 - 2h_1(h_3 \cos \omega T_\Pi - h_4 \sin \omega T_\Pi)] \right\}^{1/2}, \quad (9)$$

где $h_1 = z_a z_k + z_c \omega^2$; $h_2 = 2\omega z_a / T$; $h_3 = 2\omega T (z_a z_k - z_c \omega^2)$; $h_4 = 2\omega T (z_c z_k + z_a / T^2)$.

Анализ выражения (9) показывает, что $A(\omega \leq 1)$, причем $A = 1$ только на собственных частотах при определенной величине запаздывания: на частоте $\omega = \omega_k$. На рис. 5, б приведены графики АЧХ при фиксированных значениях ω_a , ω_c и различных ω_k .

Кривые 1 и 2 соответствуют случаю, когда запаздывание не учитывается, т. е. принимается $T_n = 0$. Кривая 3 отражает влияние запаздывания, причем $T_n = 0,7T$. Представленные кривые (см. рис. 5, б) получены при следующих условиях: $z_a = 1$, $z_c = 3$. Полученные графики и анализ АЧХ в целом показывают, что основной резонансной частотой является частота ω_c и близость ее к ω_k уменьшает эффект стабилизации.

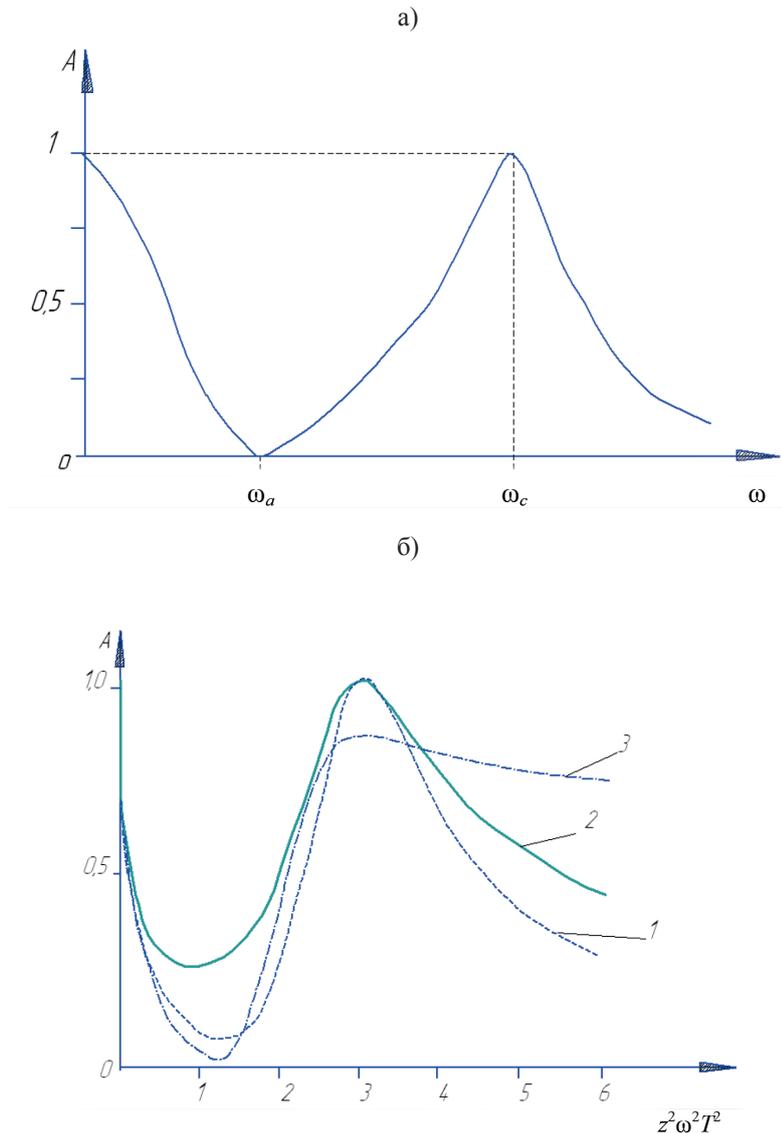


Рис. 5. Результаты численного моделирования АЧХ натяжения лентопротяжного механизма с простым стабилизирующим звеном: а — упрощенная; б — полная для симметричного звена
 Условные обозначения: 1, 2 — без учета запаздывания; 3 — с учетом запаздывания

Выводы

1. В исследовании представлен вариант расчета по предложенной динамической модели стабилизатора натяжения и скорости для лентопротяжного механизма применительно к различным видам оценки их эффективности, найдены условия устойчивости, рассмотрены специфические динамические особенности их применением в тракте лентопротяжных механизмов.

2. Представленное обобщенное математическое описание взаимодействия транспортируемой ленты с плавающим валом послужило основой для разработки группы моделей различных пассивных стабилизаторов с плавающим валом, а также для анализа воздействия на динамику лентопротяжного механизма вибрации опор вращающихся узлов в тракте.

3. На базе предложенной модели, описанной линейными зависимостями для двух типов стабилизаторов, применяемых в лентопротяжных механизмах, предложен алгоритм построения амплитудных характеристик с возможностью полного подавления гармонических воздействий фиксированных частот.

4. Рассмотрены простые схемы однокаскадной амортизации, способной подавлять бигармонические возмущения и стабилизировать натяжение ленты в полосе частот.

5. Предложена схема амортизации рулона и обоснована эффективность ее применения. Результаты подтверждены численными экспериментами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Анисимов А. В.* Современные машиностроительные материалы. Неметаллические материалы: справ. / А. В. Анисимов, В. Е. Бахарева, И. В. Блышко [и др.]; под общ. ред. И. В. Горынина и А. С. Орыщенко. — СПб.: НПО «Профессионал», 2012. — 916 с.

2. *Петров В. М.* Определение постоянных упругости с учетом анизотропии свойств композиционных материалов, используемых для намотки ответственных оболочек и стержневых конструкций в судостроении и портовой инфраструктуре / В. М. Петров, В. Н. Глухих, Н. Ю. Сойту // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 2 (36). — С. 137–142. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-137-142.

3. *Белецкий Е. Н.* Различные уровни моделирования сложных конструкций судовых энергетических установок, отдельные элементы которых выполнены из композиционных полимерных материалов / Е. Н. Белецкий // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 1 (35). — С. 138–144. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-138-144.

4. Пат. 2458791 Российская Федерация, МПК В29С 44/12, В29С 51/12, В29С 63/14. Способ и оснастка для изготовления осесимметричных пустотелых оболочек (оболочек вращения) из полимерных композиционных материалов / В. Б. Литвинов, М. С. Токсанбаев, А. В. Артемьев, А. С. Бородулин, И. В. Чуднов, М. В. Трофимова; заяв. и патентообл. ОАО «Московский машиностроительный экспериментальный завод — композиционные технологии». — № 2010132713/02; заявл. 05.08.2010, опублик. 20.08.2012. Бюл. № 23.

5. *Мещанов Г. И.* Некоторые вопросы технологии, оборудования и производства теплостойких провод с пленочной полиимидно-фторопластовой изоляцией / Г. И. Мещанов, Б. М. Резвин // Кабели и провода. — 2011. — № 2 (327). — С. 14–18.

6. *Карпов Я. С.* Соединения деталей и агрегатов из композиционных материалов: монография / Я. С. Карпов. — Харьков: ХАИ, 2006. — 359 с.

7. *Вейц В. Л.* Динамика и оптимизация механизмов с гибкими связями: монография / В. Л. Вейц, И. Ш. Бейлин, В. М. Меркин, В. М. Петров; под общ. ред. проф. В. Л. Вейца. — Изд. 2. — СПб.: Изд-во СПбГАСУ, 2017. — 500 с.

8. *Комков М. А.* Спиральная намотка концевых участков композитных оболочек цилиндрической и конической формы / М. А. Комков, В. А. Тарасов, А. С. Бородулин // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. — 2012. — № 4. — С. 78–85.

9. *Vasiliev V. V.* Anisogrid composite lattice structures – Development and aerospace applications / V. V. Vasiliev, V. A. Barynin, A. F. Razin // Composite Structures. — 2012. — Vol. 94. — Is. 3. — Pp. 1117–1127. DOI: 10.1016/j.compstruct.2011.10.023.

10. *Комков М. А.* Оптимизация угла намотки углепластика на металлический лайнер криогенного трубопровода / М. А. Комков, Д. А. Потапов, А. А. Кудрявцев // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2017. — № 9 (69). — С. 5. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-9-1673.

REFERENCES

1. Anisimov, A.V., V.E. Bakhareva, I.V. Blyshko, et al. *Sovremennye mashinostroitel'nye materialy. Nemetallicheskie materialy: Sprav.* Edited by I.V. Gorynina, and A.S. Oryshchenko. SPb.: NPO «Professional», 2012.
2. Gluhii, Vladimir Nikolaevich, Vladimir Markovich Petrov, and Natalja Jurevna Sojtu. "Determination of elasticity constants with anisotropy of properties of composite materials used for winding the responsible shell and beam structures in shipbuilding and port infrastructure." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 2(36) (2016): 137–142. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-137-142.
3. Beleckij, Evgenij Nikolaevich. "Different levels of modeling of complex structures marine power plants, the individual elements of which made of composite polymer materials." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 1(35) (2016): 138–144. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-138-144.
4. Litvinov, V. B., M. S. Toksanbaev, A. V. Artem'ev, A. S. Borodulin, I. V. Chudnov, and M. V. Trofimova. RU 2 458 791 C2, IPC B29C 44/12, B29C 51/12, B29C 63/14. Sposob i osnastka dlya izgotovleniya osesimmetrichnykh pustotelykh obolochek (obolochek vrashcheniya) iz polimernykh kompozitsionnykh materialov. Russian Federation, assignee. Publ. 20 Aug. 2012.
5. Meshchanov, G.I., and B.M. Rezvin. "Nekotorye voprosy tekhnologii, oborudovaniya i proizvodstva teplostoikikh provod s plenochnoi poliimidno-ftoroplastovoi izolyatsiei." *Kabeli i provoda* 2(327) (2011): 14–18.
6. Karpov, Ya.S. *Soedineniya detalei i agregatov iz kompozitsionnykh materialov. Monografiya.* Khar'kov: KhAI, 2006.
7. Veits, V.L., I.Sh. Beilin, V.M. Merkin, and V.M. Petrov. *Dinamika i optimizatsiya mekhanizmov s gibkimi svyazyami: monografiya.* Edited by prof. V.L. Veitsa. 2-nd ed. SPb.:Izd-vo SPGASu, 2017.
8. Komkov, M.A., V.A. Tarasov, and A.S. Borodulin. "Spiral winding of ends of composite shells with cylindrical and conical shapes." *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering* 4 (2012): 78–85.
9. Vasiliev, Valery V., Vyacheslav A. Barynin, and Alexander F. Razin. "Anisogrid composite lattice structures—Development and aerospace applications." *Composite structures* 94.3 (2012): 1117–1127. DOI: 10.1016/j.compstruct.2011.10.023.
10. Komkov, M.A., D.A. Potapov, and A.A. Kudryavtsev. "Optimizing the angle of winding carbon fiber reinforced plastic on the metal liner of the cryogenic pipeline." *Engineering Journal: Science and Innovation* 9(69) (2017): 5. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-9-1673.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Белецкий Евгений Николаевич —
 кандидат технических наук, главный технолог
 АО «Концерн «НПО» Аврора»
 194021, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Карбышева, 15
 e-mail: famalien@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Beletskii, Evgenii N. —
 PhD, chief technologist
 Concern Avrora Scientific and Production Association JSC
 15 Karbyshev Str., St. Petersburg, 194021,
 Russian Federation
 e-mail: famalien@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15 ноября 2017 г.
 Received: November 15, 2017.