

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БОБИНОДЕРЖАТЕЛЯ С ТРЕХКОНУСНЫМ ПАКЕТИРОВАНИЕМ БОБИНАЖНО-ПЕРЕМОТОЧНОЙ МАШИНЫ БП-340

Dynamiczne charakterystyki uchwytu szpulowego z trójstożkowym pakietowaniem szpulowo-przewijającej maszyny BP-340

Dynamic parameters bobinopilar with three conical packaging bobinazhno – rewinding machines BP-340

Олександр АКИМОВ, Іван ОБОРСКИЙ, Томаш ЛИПІНСКИ

Резюме: Приведены результаты исследования влияния параметров инерционных и жесткостных параметров бобинодержателя с трех конусной паковкой на его критические скорости. Математическая модель учитывает упругость паковки и укатывающего ролика, что позволяет определить закон изменения силы прижима укатывающего ролика к поверхности паковки за весь цикл наматывания. Получены зависимости динамической составляющей силы контактного взаимодействия между паковкой и укатывающим роликом. Определены требования к механизму фиксации держателя бобин и к механизму прижима.

Ключевые слова: бобинодержатель, критическая скорость, динамические характеристики

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu parametrów bezwładnościowych i sztywnościowych uchwytu szpulowego z trójstożkowym pakietowaniem na jego prędkości krytyczne. Model matematyczny uwzględnia sprężystość pakietu i rolki dociskającej co umożliwia określić zasady zmian siły docisku rolki do powierzchni pakowanej w całym cyklu nawijania. Otrzymane zależności dynamicznej składowej siły kontaktowego oddziaływania między pakietem a rolką dociskową. Określono wymagania względem mechanizmu blokowania uchwytu szpuli do mechanizmu dociskowego.

Słowa kluczowe: uchwyt szpulowy, prędkość krytyczna, charakterystyki dynamiczne

Abstract: The results of the study of influence of inertia and stiffness parameters bobbin three conical packaging of critical speed. The mathematical model allows for elasticity supports bobbin with three conical packaging and fastening ukochnychoho roller. The resulting dependence of dynamic component of przytyskuwannya ukochnychoho roller to bobinopilar. The requirements for the fixation mechanism bobinotrymach specifications.

Keywords: bobinopilar, critical speed, performance dynamic characteristics

При создании и разработке высокоскоростных наматывающих механизмов для намотки текстильной пряжи необходимо знание динамических характеристик роторов, которые ограничивают диапазон рабочих скоростей механизма. Основными динамическими характеристиками наматывающего механизма контактного типа являются критическая скорость бобинодержателя и динамической составляющей силы прижима укатывающего ролика до бобинодержателя. Значительный интерес при моделировании динамических характеристик представляет знание о влиянии на критическую скорость упругости опор, эластичности пакетирования и ошибок фиксации пакетирования механизмом фиксации.

При теоретическом определении критических скоростей бобинодержателей, которые имеют в своем составе элементы по форме, отличающейся от цилиндрической формы, часто появляется значительная погрешность при расчете их инерционных параметров по причине идеализация расчетной схемы ротора.

Объект и методы исследования. Объектом исследования является технология перематывания текстильных нитей на оборудовании с наматывющим механизмом с бобино держателем, предназначенным для трехконусного пакетирования. Методологической основой работы является системный подход к исследованию механизмов контактного типа наматывания текстильной пряжи машин для их производства и переработки. Исследование базируется на основных положениях математики, теоретической механики, теории колебаний, а также компьютерного программирования. Достоверность теоретических положений, выводов и рекомендаций работы подтверждается результатами экспериментальных исследований

Для практических расчетов критических скоростей широкое распространение получил метод «полуупругого» шпинделя, который дает две критические скорости ротора с ошибкой не более 5% [1].

Предмет исследования – динамические процессы, происходящие в наматывающем механизме

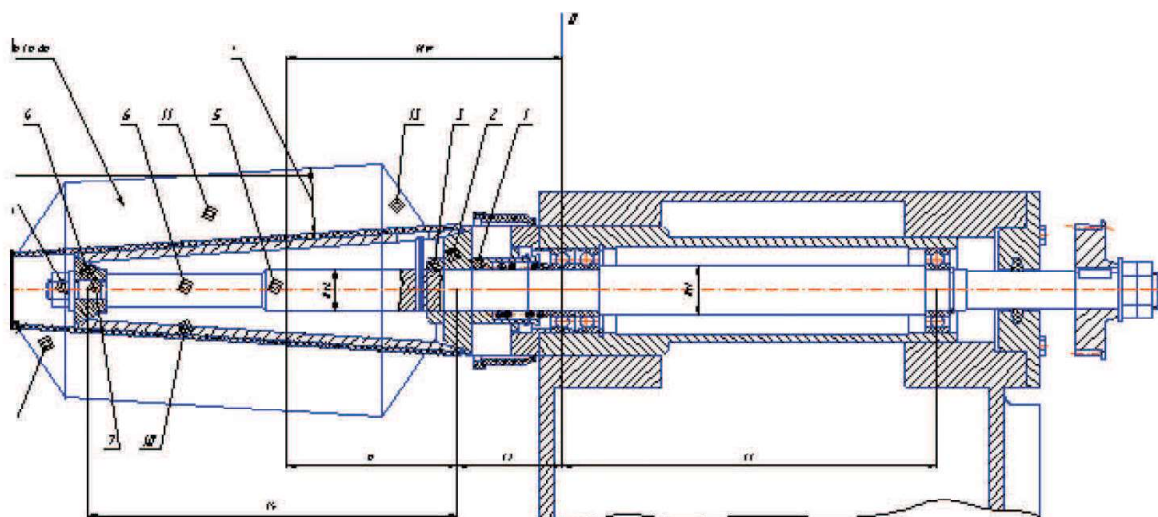


Рисунок 1. Расчетная схема для определения инерционных параметров бобинодержателя
Figure 1. Design scheme for identifying inertial parameters bobin holder

за время технологического цикла наработки паковки текстильной пряжи.

Задачи исследования Разработка математической модели свободных колебаний бобинодержателя, провести исследование влияния параметров трехконусного пакетирования, эластичности вала, опор, эластичности пакетирования на его критической скорости.

Разработка математической модели вынужденных колебаний укатывающего ролика и провести исследования влияния параметров упругости упаковка и эластичности его крепления на динамическую составляющую силы прижима укатывающего ролика к бобинодержателю.

Обсуждение результатов исследования. В литературных источниках посвященных проектированию роторов текстильных машин [1, 2] вопросы исследований по проблемам научных исследований считаются недостаточными. Изменность массы паковки и инерционных свойств конических элементов, изучены в работах [3], [4]. Для расчета инерционных параметров пакетирования и бобинодержателя их разделено на ряд простых элементов M_i . Для обачного обозначения геометрических параметров элементов в алгоритме все элементы считаются коническими.

Схему деления бобинодержателя на элементы показано на рис. 1.

Принимаем во внимание взаимосвязь между геометрическими параметрами конических элементов бобинодержателя и паковки: $R_{n0}, R_{n1}, R_{n2}, R_{n3}$ – внутренние радиусы конусов; $R_{k0}, R_{k1}, R_{k2}, R_{k3}$ – внешние радиусы конусов; α – угол конуса упаковки; β – угол намотки; t – толщина тела намотки; Lr – длина раскладки; H_v, H_c, H_n – длина соответственно верхней, средней и нижней части намотки. На основе [5] получены выражения для инерционных параметров бобинодержателя.

Объем i -того конического элемента бобинодержателя V_i :

$$V_i = \frac{\pi}{3} \cdot (X_{ki} - X_{mi}) \cdot \left[(R_i)^2 - (R_{vi})^2 \right] + (R_i \cdot r_i - R_{vi} \cdot r_{vi}) + \left[(r_i)^2 - (r_{vi})^2 \right]. \quad (1)$$

Масса бобинодержателя

$$M_o = \sum_i V_i \cdot \rho_i, \quad (2)$$

где ρ_i – плотность материала.элемента.

Координата положения центра масс i -того элемента бобинодержателя h_{ci} :

$$h_{ci} = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{(X_{ki} - X_{mi})^2}{V_i} \cdot \left[3 \left[(R_i)^2 - (R_{vi})^2 \right] + 2(R_i \cdot r_i - R_{vi} \cdot r_{vi}) + \left[(r_i)^2 - (r_{vi})^2 \right] \right]. \quad (3)$$

C_o – полярный момент инерции бобинодержателя, кг·м²:

$$C_o = \sum_i \frac{\pi}{10} \cdot M_i \cdot \frac{(X_{ki} - X_{mi})^2}{V_i} \cdot \left[R_i \cdot (R_i + r_i) \cdot \left[(R_i)^2 + (r_i)^2 \right] + \left[(r_i)^4 - (r_{vi})^4 \right] - R_{vi} \cdot (R_{vi} + r_{vi}) \cdot \left[(R_{vi})^2 + (r_{vi})^2 \right] \right] \quad (4)$$

где M_i – масса i -того элемента бобинодержателя.

Экваториальный момент инерции элемента бобинодержателя A_c :

$$A_c = \frac{1}{2} \cdot C_o + \sum_i M_i \cdot \left[\frac{\pi}{30} \cdot \frac{(X_{ki} - X_{ni})^3}{V_i} \cdot [6[(R_i)^2 - (R_{vi})^2] + 3(R_i \cdot r_i - R_{vi} \cdot r_{vi}) + [(r_i)^2 - (r_{vi})^2] - (h_{ci})^2] \right] \quad (5)$$

Экваториальный момент инерции бобинодержателя A_c :

$$A_o = A_c + \sum_i M_i \cdot (H_{cm} - h_{ci})^2 \quad (6)$$

Принимая во внимание выражения для потенциальной и кинетической энергии аналогично [2], с использованием уравнений Лагранжа второго рода получим систему дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих свободные колебания бобинодержателя с учетом контактного взаимодействия с укатывающим роликом

$$\begin{cases} M\ddot{\eta} + m_{1\eta}\dot{\eta} - m_{2\eta}\alpha = 0 \\ M\ddot{\zeta} + m_{1\zeta}\dot{\zeta} - m_{2\zeta}\beta = 0 \\ A\ddot{\alpha} + C\dot{\beta} \cdot \omega - m_{2\eta}\eta + m_{3\eta}\alpha = 0 \\ A\ddot{\beta} - C\dot{\omega} \cdot \alpha - m_{2\zeta}\zeta + m_{3\zeta}\beta = 0 \end{cases}, \quad (7)$$

где H, A, C – инерционные параметры бобинодержателя;

$\varphi, \eta, \zeta, \alpha, \beta$ – обобщенные координаты;

$m_{1\eta}, m_{2\eta}, m_{3\eta}, m_{1\zeta}, m_{2\zeta}, m_{3\zeta}$ – коэффициенты жесткости механической системы в горизонтальном и вертикальном направлении.

Определение факторов влияния обеспечивается в соответствии с расчетной схемой (рис. 1) аналогично [1] с учетом эластичности опор бобинодержателя и упругости тела паковки.

В вертикальном направлении системы пластичность определяется как результат пластичность вал ротора, полюсов ротора.

В вертикальному напрямку податливость системы определяется как следствие уступчивости вала ротора, опор ротора, податливости.

Жесткость опор вала зависит от нагрузки опор гравитационными силами бобинодержателя и упаковки [6].

Критические скорости на основании математической модели, приведенной в [7], определяются с задачей своей собственной частоты с помощью Mathcad.

В таблице 1 представлены основные значения критических скоростей бобинодержателя.

Таблица 1. Значения критических скоростей

Этапы процесса намотки, обозначения		Значения критических скоростей, рад/с
Начало процесса	$\omega_{1,c}^{-1}$	622
	$\omega_{2,c}^{-1}$	7062
Окончание процесса	$\omega_{1,c}^{-1}$	345
	$\omega_{2,c}^{-1}$	5177

В таблице 1 не приведены значения критических скоростей, которые изменяются несущественно для данного вида ротора, по отношению к базовым.

Анализ полученных результатов показал:

- вторая критическая скорость имеет лишь теоретическое значение;
- рабочая зона бобинодержателя ограничена сверху угловой скоростью 435 рад/с;

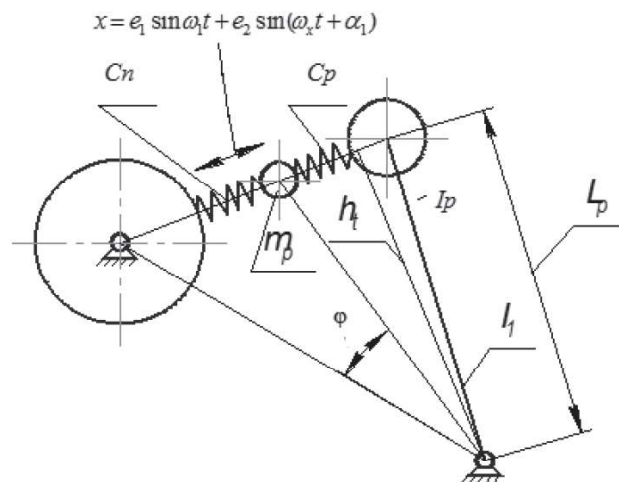


Рисунок 2. Динамическая модель наматывающего механизма с эластичным креплением укатывающего ролика
Figure 2. Dynamic model of winder mechanism with elastic fastening ukatyvajushhego clip

- учет жесткости подшипников приводит к небольшому увеличению первой критической скорости бобинодержателя в вертикальной плоскости (3,2%), которым можно пренебречь;
- учет жесткости упаковки приводит к небольшому увеличению первой критической скорости в горизонтальной плоскости (2,4%), которым можно пренебречь.

Модель позволяет определить влияние ошибки размещения паковки на валу на критические скорости бобинодержателя. Расстояние от центра массы паковки от переднего подшипника находится в пределах допуска 002 м приводит к снижению первой критической скорости на 3,2%, а приближение к подшипнику на то же значение – увеличение критической скорости на 2,8%, которое является незначительным.

Для значительного повышения скорости перемотки необходимо перевести рабочую скорость бобинодержателя в закритическую область с помощью использования эластичных опор бобинодержателя или применяя упругие крепления укатывающего ролика.

Для исследования вынужденных колебаний укатывающего ролика на рычаг рассмотрим динамическую модель, приведенную на рис. 2. Динамическая модель укатывающего ролика с упругим его креплением на рычаги является двухмассовой с двумя степенями свободы: перемещения ролика в направлении бобинодержателя, угловыми перемещениями рычага

Нитераскладчик на рычаге с упруго закрепленным роликом контактирует с паковкой с «докритическим» бобинодержателем

В точке контакта тела намотки с укатывающим роликом система получает кинематическое возбуждение.

Аналогично [1], [7] используя выражение для кинетической и потенциальной энергии, с помощью уравнения Лагранжа второго рода получим систему дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих принудительные колебания ролика, в следующем виде:

$$\begin{cases} m_p \ddot{x} + (C_p + C_n)x - C_p h_t \varphi = \\ = C_n \cdot (e_1 \sin \omega_1 t + e_2 \sin(\omega_x t + \alpha_1)), \\ I_1 \ddot{\varphi} - C_p h_t x + C_p h_t^2 \varphi = 0. \end{cases} \quad (8)$$

где e_1, e_2 – эксцентриситеты паковки i укатывающего ролика соответственно;

$\omega_x = i_x \cdot \omega_1$ – угловая скорость укатывающего ролика;

ω_1 – угловая скорость вращения бобинодержателя.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений обеспечивается в системе Mathcad с помощью оператора $Y = \text{Rkadapt}(y, t_0, t_1, N, D)$, который

реализует метод Рунге – Кутты с постоянным шагом интегрирования.

В обозначениях переменных, используемых в Mathcad, выражение динамической составляющей силы прижима принимает форму:

$$P_d := C_n \cdot (\Delta \cdot \cos(\omega \cdot Y^{(1)}) + \delta \cdot \cos(\omega \cdot Y^{(1)} + \psi) - Y^{(2)}), \quad (9)$$

где $\Delta = e_1$; $\delta = e_2$; $\psi = 0$ (сдвиг фазы составляющих возбуждающих сил); Y^1 – массив интервалов времени интегрирования; $Y^2 = h\phi$.

На рис.3 приведен образец временной характеристики динамической составляющей силы прижима для максимальной массы паковки ($M = 3$ кг) при разных способах крепления укатывающего ролика при наиболее благоприятной жесткости крепления укатывающего ролика $1 \cdot 10^5$ Н/м.

Результат полученный при значениях $e_1 = 0,0003$ м, $e_2 = 0,0005$ м при скорости перематывания $V = 15$ м/с, статическая сила прижима за полный цикл намотки составляла $P_c = 25$ Н.

Выводы

1. Разработан метод расчета критических скоростей бобинодержателей с трехконусной упаковкой с учетом упругости вала, подшипников и паковки
2. Эластичность наматывания, жесткость опор бобинодержателя, ошибка действия механизма фиксации в продольном направлении лишь незначительно влияет на критические скорости работы бобинодержателя.

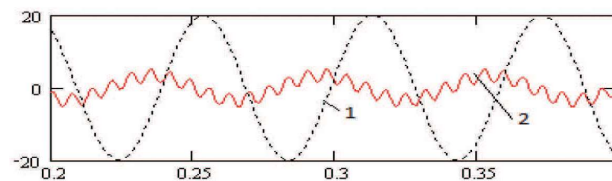


Рисунок 3. Временные характеристики динамической составляющей силы прижима:

1 – жесткое крепление укатывающего ролика; 2 – упругое крепление ролика

Figure 3. Temporal characteristics of dynamic force component of a clip: 1-rigid attachment clip ukatvujushhego; 2 – elastic fastening clip

3. Использование эластичного крепления укатывающего ролика для уменьшения динамической составляющей силы прижима является весьма эффективным, особенно на заключительном этапе работы пакетирования.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Коритысский Я.И. Динамика упругих систем текстильных машин [Текст] : монография / Я.И. Коритысский. – М.: Лег. и пищ. цпром-сть, 1982. – 272 с.
- [2] Прошков А.Ф. Расчет и проектирование машин для производств химических волокон [Текст]: / учебник для студ. вузов А.Ф. Прошков – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982 – 402 с.
- [3] Акимов О.О. Дослідження впливу маси пакування на критичні швидкості крутильно-звивального верете-на машини КОЭ-315 [Текст] / О.О.Акимов, І. Л Оборський, О.В. Власенко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: матеріали 4 Міжнар. наук.-практ. конф., Чернігів, 19-21 трав. 2014 р. – ЧДТУ, 2014 – С. 136-138.
- [4] Акимов О.О. Дослідження впливу пружності пакування на критичні швидкості бобінотримача [Текст] О.О. Акимов, І. Л Оборський, Б.С. Завертаний // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем : матеріали 5 Міжнар. наук.-практ. конф., Чернігів, 19-22 трав. 2015 р. – ЧДТУ, 2015 – С. 170-173.
- [5] Фаворин М.В. Моменты инерции тел [Текст] Справочник / под ред. М.М. Гернета. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977 – 511 с.
- [6] Вибрации в технике т.3 Колебание машин, конструкции и их элементов- [Текст] Справочник в 6 т./ под редакцией Ф.М. Диментберг [и др.]-. М.: Машиностроение, 1980-544 с.
- [7] Акимов О.О. Дослідження впливу пружності кріплення укочуючого ролика та пакування на динамічну складову сили притискування [Текст] О.О. Акимов, І. Л Оборський, Б.С. Завертаний // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: матеріали 6 Міжнар. наук.-практ. конф., Чернігів, 26-29 квіт. 2016 р. – ЧДТУ, 2015 – С. 170-173.

Doc.dr inż. Oborski Iwan – Kijowski Narodowy Uniwersytet Technologii i Projektowania, Kijów, Ukraina, e-mail: Ivan.oborskiy@mail.ru

Doc.dr inż. Akimov Aleksandr – Kijowski Narodowy Uniwersytet Technologii i Projektowania, Kijów, Ukraina