

К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЗУБЬЕВ БЕРДА ТКАЦКОГО СТАНКА

доцент, Дрёмова Надежда.Васильевна,

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности,

Республика Узбекистан, г. Ташкент

Аннотация: В статье рассматриваются свободные колебания и определения частоты собственных колебаний зубьев берда, а также вынужденные колебания зуба берда под действием силы прибора. В результате получена аппроксимационная кривая осциллограммы ткацкого станка.

Ключевые слова: Колебания, перемещения, батанный механизм, бердо, зуб берда, сила прибора.

TO THE SOLUTION OF PROBLEMS OF FREE VIBRATIONS OF THE TEETH OF A WEAVING LOOM REED

Associate Professor, Dremova Nadezhda.Vasilievna,

Tashkent Institute of Textile and Light Industry,

Republic of Uzbekistan, Tashkent

Abstract: The article discusses free vibrations and determination of the frequency of natural vibrations of the reed teeth, as well as forced vibrations of the reed tooth under the influence of surf force. As a result, an approximation curve of the oscillogram of the weaving machine was obtained.

Key words: Oscillations, movements, baton mechanism, reed, reed tooth, surf force.

Введение: Для инженерной практики очень важно уметь предсказывать возникновение подобных перемещений и колебаний с большими амплитудами, а также использовать ту или иную оптимизацию в процессе конструирования и изготовления, с тем чтобы иметь возможность контролировать уровень статических и динамических напряжений, величину амплитуд при динамическом поведении. Реальные текстильные машины изготавливаются из узлов, обладающие конечными значениями жесткости и массы. В результаты приложения внешних или внутренних нагрузок при работе

конструкции или машины одновременно будут возникать конечные деформации, что при определенных условиях приведет к колебаниям с очень большими амплитудами или к потере устойчивости процессов статического или динамического деформирования.

В общем случае любую трехмерную конструкцию можно охарактеризовать ее физическими свойствами, такими, как модуль упругости, модуль упругости при сдвиге, объемный модуль и распределение масс. Величина перемещений в случае линейных систем будет пропорциональна величине силы, но направление перемещений будет зависеть от физических свойств конструкции и трех компонентов вектора силы. Для стационарных конструкций, которые не вращаются, реакция будет всегда конечной при конечных значениях приложенных сил и моментов.

Если конструкция имеет вращающиеся узлы, как, например, главный вал батанного механизма, то начинают действовать другие силы. Они зависят от центробежного и кориолисового ускорений и не только могут влиять на формы колебаний и собственные частоты, но также приводят к неустойчивости, наблюдаемой у вращающихся валов

Для управления технологическими процессами и их оптимизации необходимо использовать методы математического моделирования технологических процессов, которые включают методы получения математических моделей и анализа полученных численных результатов.

Моделируем систему «бердо», как систему с двумя степенями свободы. Пусть на рассматриваемую систему кроме потенциальных сил начинают действовать силы вязкого сопротивления и возмущающая сила – технологическое сопротивление (сила прибоа) изменяющиеся со временем по определенному закону.

Проведенные экспериментальные исследования позволит получить осциллограмму, которая представлена на рис. 1. Из полученных экспериментальных результатов можно установить закономерность изменения силы прибоа, характеризующая изменение натяжения нити основы за рабочий период ткацкого станка. Известная сила прибоа определяется разностью силы натяжения основы и натяжения ткани, что позволяет принять характер изменения силы прибоа идентичным изменением натяжения нити основы в момент прибоа. На осциллограмме минимальное натяжение соответствует процессу закрытию зева, максимальное же натяжение – моменту прибоа, которое заканчивается затухающими колебаниями.

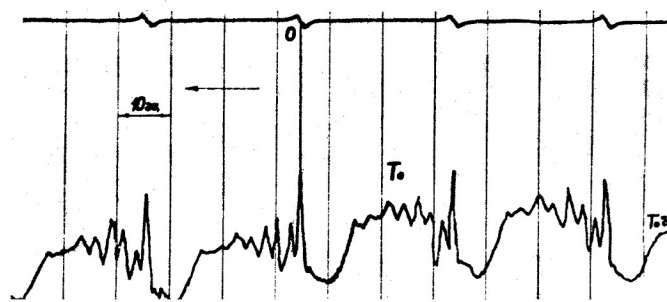


Рис 1. Закономерность изменения силы прибоя

В начале рассмотрим свободные колебания и определим частоту собственных колебаний зубьев берда. Экспериментальные результаты, полученные в [1] показывают, что первой форме колебаний бердо колеблется так же как один зуб, защемленный у основания и несущий на конце массу [1]. **Результаты исследования.** Для этой задачи частоту собственных колебаний, согласно [2], можно определить по формуле

$$\omega = \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{q^*}}, \quad (1)$$

где $q^* = \frac{bh\gamma}{g}$ - масса единицы длины зуба; E - модуль упругости сечения зуба; J - момент инерции сечения зуба; γ - удельный вес; b - толщина зуба; h - ширина; l - длина зуба берда; α - частотный коэффициент, определяемый из частотного уравнения [2]

$$E(\alpha) - n\alpha B(\alpha), \quad (2)$$

где $E(\alpha)$ и $B(\alpha)$ - функции Прагера и Гогенемзера. Графики изменения этих функций в зависимости от параметра α приведены на рис. 2.

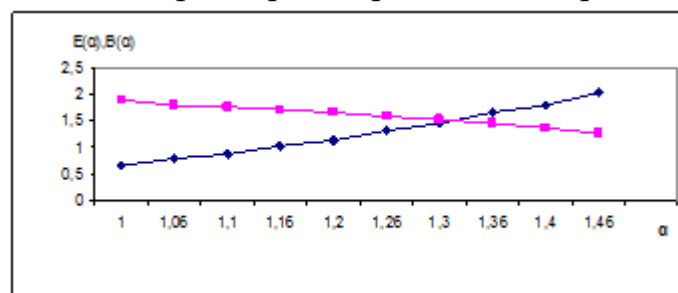


Рис.2. Изменение $E(\alpha)$ и $B(\alpha)$ от α

Коэффициент n , входящий в (2) не зависит от ширины берда. Из формулы (1) видно, что ω зависит от h, l, α ; последнее является функцией n .

Для получения численных результатов приняты следующие исходные данные полученные экспериментально в [3-7]:

$$l = 7 \text{ см}; b = 0.08 \text{ см}; h = 0.04 \text{ см}; m = 2 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^2; G_3 = 1.42 \cdot 10^{-3} \text{ кгс};$$

$$q^* = 0.23 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^2; J = 43 \cdot 10^{-5} \text{ см}^4; n = 1.4; \alpha_1 = 1.2; \omega_1 = 1750 \text{ с}^{-1}; f_1 = 285 \text{ Гц}.$$

$$\text{Для второй частоты } \alpha_2 = 4, \omega_2 = 19200 \text{ с}^{-1}$$

Отсюда, видно, что вторая частота значительно выше первой.

Далее рассмотрим вынужденные колебания зуба берда под действием силы прибоа. В этом случае задача сводится к решению дифференциального уравнения вида:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega^2 x = f(t), \quad (3)$$

где $c = 3EJ/l^3$ - приведенная жесткость; $\delta_{22} = 1/c$; $\delta_{12} = \delta_{21} = l_1^2(3l_2 - l_1)/6EJ$ - прогиб в сечении 2 под действием единичной силы, приложенной в сечении 1; $m_{np} = c/\omega^2$ - приведенная масса; $f(t) = P\delta_{21}/m_{np}\delta_{22}$; $P = F(t)$ - сила прибоа. Аппроксимационная кривая осциллограммы станка СТБ-216 представлена на рис.2. Полученная кривая характеризует изменение силы прибоа P в зависимости от времени t [8-18]. Правую часть уравнения (3) после вычисления можно представить в виде $f(t) = P\delta_{21}/m_{np}\delta_{22}$

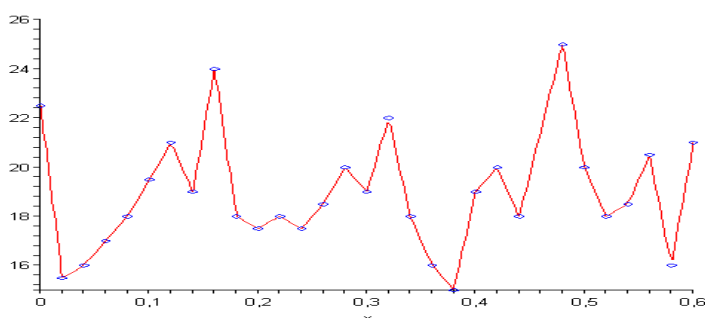


Рис.2 Аппроксимационная кривая осциллограммы

Уравнение (3) будем решать численно с помощью программы «Mathcad». На рис.3 приведен график изменения перемещения $x(t)$ в зависимости от время t .

Как видно из этого график изменение перемещения во времени носит колебательный характер.

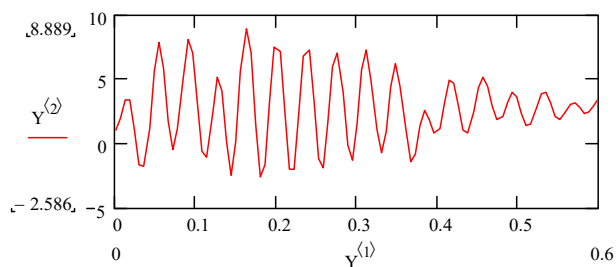


Рис.3. График изменения перемещения во времени t .

На рис.3 $Y^{(1)}$ означает времени t , $Y^{(2)}$ характеризует перемещения $x(t)$. Изменения скорости представлены на рис.4. $Y^{(3)}$ скорость перемещения.

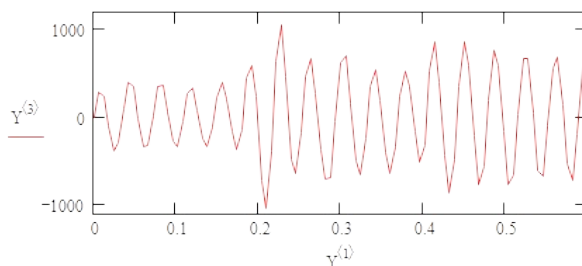


Рис.4. График изменения скорости в зависимости от времени t

$$M_{\max}(t) = GI_p \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2M_n p_n}{a_n I(p_n^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p_n} \sin p_n t \right)$$

Далее можно вычислить изгибающие моменты и перерезывающих сил. Крутящий момент в любом сечении вала будет

$$M(x, t) = GI_p (\partial \theta / \partial x)$$

Максимальное значение крутящего момента для любого значения времени будет при $x=0$.

Вывод. Сопоставляя решения, можно получить представления о том, к чему сводятся исследования затухающих и вынужденных колебаний берда с двумя степенями свободы. Это позволяет оценить реальные работы системы и выбора наиболее рациональные механических, геометрических и технологических параметров рассматриваемой системы.

Полученные результаты позволяет сделать вывод о том, что если осциллограмма динамического процесса известна, то можно вычислить все параметры, характеризующие динамические процессы берда станка типа СТБ.

Литература:

1. Я.И. Коритыцкий. Динамика упругих систем текстильных машин. Москва, «Легкая и пищевая промышленность», 1982 г., -272 с.

2. А.Г. Севостьянов, П.А. Севостьянов. Моделирование технологических процессов, Москва, «Легкая и пищевая промышленность», 1984 г., -272 с.

3. Дремова Н.В. К оценке жесткости берда челночных и бесчелночных ткацких станков. Проблемы текстиля. 2004. № 2.

4. Дремова Н.В. Исследование влияния числа нитей пробираемые в зуб берда на его колебания. Проблемы текстиля. 2004. № 4.

5. Мавлянов Т., Дремова Н.В. Об одном методе решения колебательного движения батанного механизма с учетом неупругих и нелинейных свойств. Ташкент, ТИТЛП-2011. Республиканская научно-практическая конференция, С.177-179.

6. Дремова Н.В. Учет диссипативных свойств динамики батанного механизма под действием произвольной нагрузки. Universuv: технические науки. Май 2021 № 5. С.27-30.

7. Дремова Н.В., Мавлянов Т., Абдиева Г.Б. Практическое моделирование динамических систем с вязкоупругими гибкими нитями. Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции. «Инновации в металлообработке: взгляд молодых специалистов». Курск, 02-03 октября 2015г. С.120-124.

8. Дремова Н.В., Мавлянов Т. Математическая модель в задачах динамических систем с гибкими нитями. Сборник научных трудов 4-ой

Международной научно-практической конференции: «Инновации, качество и сервис в технике и технологиях» Курск, 04–05 июня 2014 года С.197-201.

9. Дремова Н.В. Исследование колебательных процессов берда тканеформирующего механизма. Материалы докладов международной научно-технической конференции. Витебский государственный технологический университет. Витебск, 26-27 ноября 2014 г. С 262.

10. Дремова, Н. В., Ахмедбекова, А. В., & Ортиков, О. А. (2022). Исследование параметров малых колебаний батанного механизма ткацкого станка. *Science and Education*, 3(5), 533-538.

11. Дремова, Н. В., & Ортиков, О. А. (2021). Динамическое исследование механической системы батанного механизма «вал-бердо». *Universum: технические науки*, (12-3 (93)), 54-57.

12. Джураев, А. Д., Дремова, Н. В., Мадрахимов, Ш. Х., & Унирова, С. И. Батанный механизм ткацкого станка. *Патент IAP*, 6731.

13. Дремова, Н. В. (2023). МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ БЕРДА БАТАННОГО МЕХАНИЗМА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ. *ОБРАЗОВАНИЕ НАУКА И ИННОВАЦИОННЫЕ ИДЕИ В МИРЕ*, 21(6), 78-84.

14. Dremova Nadejda Vasilievna,., & Sunnatillo, A. (2022). TO THE SOLUTION OF A PROBLEM ON THE OSCILLATORY MOTION OF A BATAN MECHANISM. *European Journal of Interdisciplinary Research and Development*, 3, 143-148.

15. Эргашов Махамматрасул,., & Дремова, Н. В. (2023). АЛГОРИТМ РАСЧЕТА РАСПЕРЕДЕЛЕНИЯ НАТЯЖЕНИЯ МЕЖДУ ВЕТВЯМИ РЕМНЯ ЗАДАННОГО ПЕРЕДАТЧОНОГО МЕХАНИЗМА. *Новости образования: исследование в XXI веке*, 2(16), 485-499.

16. Usarov, M., Salokhiddinov, A., Usarov, D. M., Khazratkulov, I., & Dremova, N. (2020, June). To the theory of bending and oscillations of three-layered plates with a compressible filler. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 869, No. 5, p. 052037). IOP Publishing.

17. Тарасов, Д. А., Липов, А. В., & Ирышков, А. М. (2020). Исследование влияния пластических деформаций при моделировании напряженно-деформированного состояния гибкой нити. *Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе*, (1), 98-110.

18. Тарасов, Д. А., Митрохина, Н. Ю., & Эркебаев, Э. М. (2021). Алгоритм моделирования поведения вращающейся гибкой нити в упругопластическом состоянии. *Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе*, (1), 107-118.