

УДК 628.517.4: 687.053

Исследование виброактивности корпусных деталей швейных машин

Ю.В. Новиков¹, С.Ю. Новиков²¹ Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»² ОАО «НПО Центр»

Study of vibration activity of sewing machine body parts

Yu.V. Novikov¹, S.Yu. Novikov²¹ Educational Institution Vitebsk State Technological University² NPO Center JSC

Исследованы вибрации корпусных деталей швейных машин. Использован вариационный принцип определения нелинейных частот собственных колебаний швейной головки. Функционал энергии сформулирован с применением динамической модели. Функции смещения разработаны на основе динамических отклонений центра масс швейной головки. Алгебраическое выражение для функции свободных колебаний получено путем дифференцирования. Амплитуда колебаний, влияющая на блуждающие колебания швейной головки под действием возмущающих нагрузок, найдена также с помощью дифференцирования. Численно рассчитаны частоты собственных колебаний. Для проверки результатов расчета использованы экспериментальные данные. Проведена пробная проверка снижения вибрации промышленного стола. Выполнены теоретические расчеты виброизоляции швейных промышленных машин. Данные теоретического исследования подтверждены параметрами вибрации промышленного стола, полученными экспериментальным путем. Разработаны конструкции виброизоляторов, которые снижают параметры вибраций швейных промышленных машин.

EDN: PLMRJK, <https://elibrary/plmrjk>

Ключевые слова: швейные машины, швейная головка, замеры параметров вибрации, виброизолятор из полиуретана, виброскорость и виброускорение, уровни шума и вибрации

This article examines the vibrations of sewing machine body parts. A variational principle is used to determine the nonlinear natural frequencies of the sewing head. The energy functional was formulated using a dynamic model. Displacement functions were developed based on dynamic deviations of the sewing head's center of mass. An algebraic expression for the free vibration function was determined using differentiation. The oscillation amplitude affecting the wandering oscillations of the sewing head under the action of disturbing loads was determined using differentiation. The natural frequencies were calculated numerically. The results were verified using experimental research findings. A trial test of vibration reduction on an industrial table was conducted. Theoretical calculations for vibration isolation of industrial sewing machines were performed. The theoretical studies were confirmed by the results of experimental studies of industrial table vibration parameters. Vibration isolator designs were developed that reduce the vibration parameters of industrial sewing machines.

EDN: PLMRJK, <https://elibrary/plmrjk>

Keywords: sewing machines, sewing head, vibration parameter measurements, polyurethane vibration isolator, vibration velocity and vibration acceleration, noise and vibration levels

При разработке новых видов оборудования к уровням шума и вибрации предъявляют особые требования. Вибрации влияют не только на надежность и долговечность швейных машин, но и на биологические формы. Существуют частоты промышленного стола, когда на пластину действуют зависящие от времени нагрузки одинаковой частоты, и возникают вибрации большой амплитуды, которые могут привести к разрушению конструкции.

Борьба с шумом и вибрацией промышленного оборудования — первостепенная экологическая задача. Механизмы швейных агрегатов создают широкую частотную полосу колебаний и вибраций [1–3].

Промышленный стол оборудования с определенной степенью допуска представляют как зажатую прямоугольную пластину. Для решения проблем прямоугольной зажатой пластины используют методы аппроксимации: нелинейной и линейной. Последний метод — это приближение первого порядка. Определение ряда собственных частот для большой амплитуды колебаний прямоугольной пластины на основе аналитического подхода сопряжено со сложными техническими проблемами, и чаще всего можно определить частоту только первой моды даже с помощью высокоскоростных компьютеров [4–6].

Вибрация сокращает время изнашивания деталей, нарушает настройки оборудования и создает высокий уровень шума [7, 8].

В качестве способов исследования нелинейных колебаний пластин применяли методы иерархических конечных элементов и принцип энергии, основанный на принципе Гамильтона. Для прогнозирования колебаний большой амплитуды многослойных композитных прямоугольных пластин использовали оптимальную искусственную нейронную сеть на основе теории деформации сдвига первого порядка [9–11].

Цель работы — измерение уровней вибраций и шума технологического оборудования с возможностью применения оптимальных конструктивных элементов и материалов.

Для достижения поставленной цели требовалось решить следующие задачи. Уменьшить действие вибрации, которое сводится к ослаблению связей между источником и объектом. На основании известных методов виброизоляции апробировать упругие материалы и виброизоляторы. Исследовать устройства снижения вибраций оборудования легкой промышленно-

сти. Осуществить измерения вибраций и шумов механизмов иглы и нитепритягивателя типовых швейных машин. Проанализировать виброизоляции машины, рассмотреть необходимость установки ее на виброизоляторы.

Уменьшение колебаний и вибраций достигается снижением интенсивности механических воздействий [1, 7], изменением конструкции объекта [2, 8], присоединением к объекту дополнительной механической системы — динамического гасителя [3, 7, 8], размещением между объектом и источником дополнительной системы (виброизоляцией) [7–9].

В некоторых случаях нормативные значения вибрационных характеристик швейных машин находятся на границе допустимых норм и по мере изнашивания не выполняются.

Ранее проведен расчет динамической модели швейной головки (ШГ) и динамических нагрузок от механизмов иглы и нитепритягивателя, расчет нагрузок на главный вал ШГ от натяжения ремня привода, определены частоты собственных колебаний ШГ [8].

Выполнен аналитический обзор схем виброизоляции станин: комбинированных, расположенных в горизонтальной плоскости и двух вертикальных плоскостях, попарного расположенных под углом в двух вертикальных плоскостях и под углом к горизонтальной и вертикальной плоскостям, опорных и подвесных, с установкой промежуточного блока.

Определение частоты собственных колебаний ШГ [8]. Для проверки результатов численного исследования необходимы результаты, полученные путем эксперимента. Уравнение свободных колебаний ШГ на виброизоляторах имеет вид

$$m\ddot{y}_s + k_O y_O + k_A y_A = 0;$$
$$I_O \ddot{\varphi} + k_A y_A l = 0,$$

где m — масса ШГ, кг; y_s — текущая координата центра масс ШГ; k_O и k_A — жесткости виброизолятора относительно опор главного вала и нитепритягивателя; y_O и y_A — текущие координаты опор главного вала и нитепритягивателя; I_O — момент инерции ШГ относительно опоры главного вала; φ — угол поворота главного вала ШГ; l — расстояние между опорами.

Сделано заключение, что частоты собственных колебаний должны превышать расчетные значения.

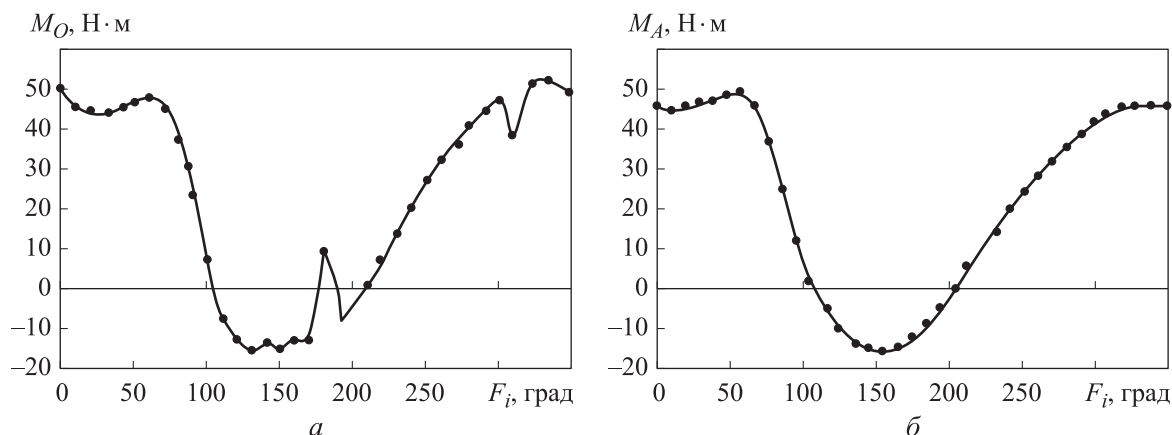


Рис. 1. Зависимости суммарных моментов реакций относительно опор главного вала M_O и нитепротягивателя M_A от угла поворота главного вала F_i

Расчет динамической модели ШГ 31-го ряда [8]. В качестве объекта исследования выступала ШГ 31-го ряда. Выполнен расчет суммарных моментов реакций относительно опор главного вала M_O и нитепротягивателя M_A в зависимости от угла поворота главного вала F_i . По полученным результатам построены графические зависимости $M_O = f(F_i)$ и $M_A = f(F_i)$ приведенные рис. 1, а и б.

Измерения параметров вибрации ШГ выполняли на разработанной экспериментальной установке [8, 12], схема которой приведена на рис. 2. Замеры параметров вибрации проводили в трех точках, соответствующих линиям выноски 1, 2 и 3, где устанавливали пьезометрический вибропреобразователь, с помощью которого измеряли уровни виброскорости и виброускорения.

В поверхность испытуемого материала внедрялись металлические цилиндрические стержни под действием статической нагрузки

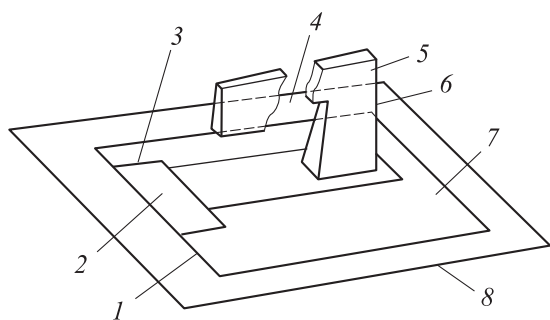


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:
1 — очертание платформы; 2 и 3 — игольная пластина и ее контур; 4 и 8 — промышленный стол и его периметр; 5 и 6 — ШГ 31-го ряда и ее рукав; 7 — платформа

$P = 5 \dots 150$ Н с шагом 5 Н. Измеряли деформацию материала, определяли статические модули упругости материалов.

В качестве исследуемых материалов виброизолятора выступали базовый материал, базовый материал с металлическими шайбами, полиуретан, фторопласт и твердая резина. Результаты измерения деформации приведены в табл. 1. Видно, что испытуемые материалы имеют близкую к линейной зависимость деформации от статической нагрузки до 100 Н. Максимальная нагрузка на одну опору составляет 500 Н, поэтому деформацию материалов определяли расчетным путем.

Виброскорости и виброускорения виброизоляторов из базового материала, базового материала с металлическими шайбами, твердой резины, полиуретана и фторопласта также измеряли в трех точках. Результаты измерения виброскоростей и виброускорений виброизоляторов, выполненных из базового материала и базового материала с металлическими шайбами, в зависимости от среднегеометрической частоты октавных полос приведены в табл. 2 и 3, где СЗ — среднее значение по трем измерениям.

Экспериментальным путем найдены жесткости виброизолирующих опор по модулю упругости материалов виброизоляторов, измерены деформации испытуемых материалов в зависимости от нагрузки. По полученным результатам построены графические зависимости модуля упругости E от напряжения σ_ϕ для виброизоляторов из базового материала, полиуретана, фторопласта и твердой резины, приведенные на рис. 4, а–г.

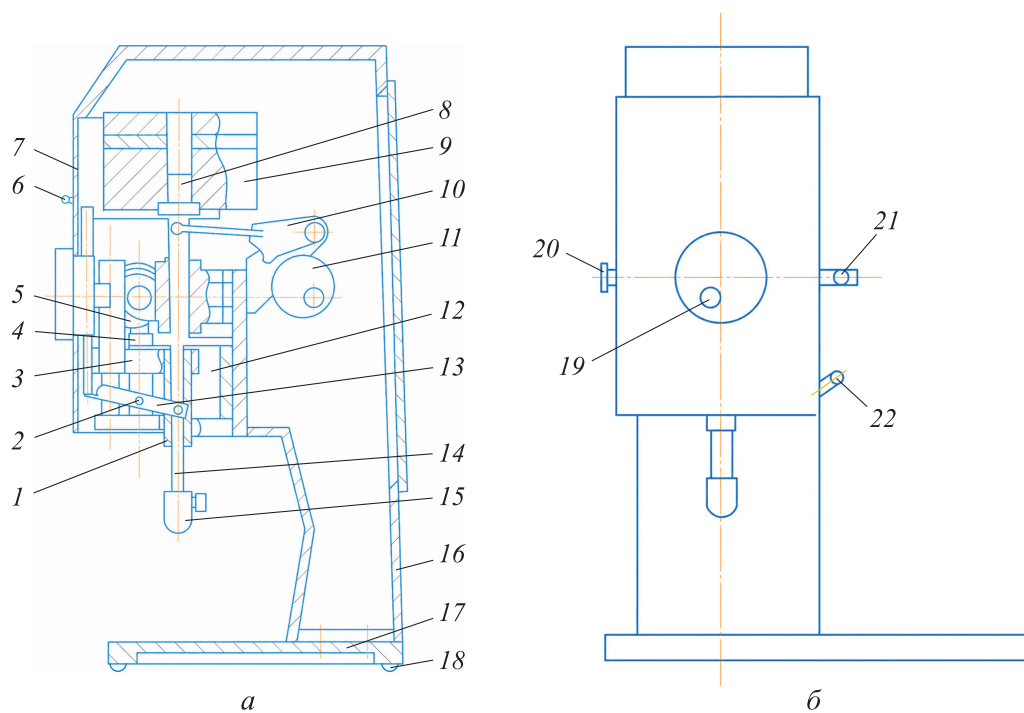


Рис. 3. Внешний вид измерительного прибора:

1 — втулка; 2 — винт; 3 — столик; 4 — винт; 5 — шестерня; 6, 20, 22 — ручки; 7 — ограждение;
 8 — грузовой шок; 9 — грузы; 10 — рычаг; 11 — эксцентрик; 12 — каретка; 13 — равноплечий рычаг;
 14 — измерительный шток; 15 — наконечник; 16 — корпус; 17 — плита; 18 — ножки;
 19 — индикатор; 21 — рукоятка

Таблица 1

Значения деформации материалов при различных значениях статической нагрузки

Нагрузка $P, Н$	Деформация Δh , мм, материала				
	базового	базового с металлическими шайбами	полиуретана	фторопласта	твердой резины
5	0,02	0,01	0,04	0,005	0,15
15	0,15	0,10	0,90	0,07	0,39
25	0,33	0,31	1,07	0,09	0,49
35	0,70	0,65	1,15	0,17	0,60
50	0,89	0,70	2,00	0,25	0,70
60	0,97	0,74	2,10	0,29	1,11
70	1,02	0,84	2,34	0,31	1,20
80	1,16	0,92	2,77	0,33	1,37
90	1,30	1,03	2,90	0,37	1,50
100	1,45	1,15	3,10	0,41	1,70
150	2,18	1,73	3,80	0,62	2,65

Таблица 2

**Значения виброскорости виброизоляторов из двух материалов
при различных значениях среднегеометрической частоты октавных полос**

Номер точки	Виброскорость, дБ, при среднегеометрической частоте октавных полос, Гц																											
	16		СЗ		31,5		СЗ		63		СЗ		125		СЗ		250		СЗ		500		СЗ		1000		СЗ	
Для виброизолятора из базового материала																												
1	94	94	94	94	108	108	108	108	128	126	127	127	124	122	123	123	127	127	127	127	132	132	132	132	132	133	134	133
2	75	76	77	76	93	94	95	94	110	110	110	110	113	115	114	114	109	111	110	110	114	114	114	114	115	114	113	114
3	86	87	85	86	96	96	96	96	116	115	117	116	118	118	118	118	117	119	118	118	113	114	115	114	114	114	114	114
Для виброизолятора из базового материала с металлическими шайбами																												
1	92	91	90	91	108	108	108	108	129	128	127	128	125	123	124	124	127	127	127	127	135	135	135	135	132	133	134	133
2	81	79	80	80	93	95	94	94	110	110	110	110	114	116	115	115	108	110	109	109	114	114	114	114	111	109	110	110
3	84	84	84	84	96	96	96	96	116	116	116	116	116	118	117	117	118	118	118	118	116	118	117	117	115	113	114	114

Таблица 3

**Значения виброускорения виброизоляторов из двух материалов
при различных значениях среднегеометрической частоты октавных полос**

Номер точки	Виброскорость, дБ, при среднегеометрической частоте октавных полос, Гц																											
	16,0		C3	31,5		C3	63		C3	125		C3	250		C3	500		C3	1000		C3							
Для виброизолятора из базового материала																												
1	51	53	52	52	62	64	63	63	77	78	79	78	68	70	69	69	66	66	66	66	63	64	65	64	63	62	61	62
2	44	43	45	44	47	46	48	47	59	59	59	59	61	59	60	60	48	48	48	48	47	49	48	48	42	42	42	42
3	48	48	48	48	53	51	52	52	69	68	67	68	66	66	66	66	59	60	61	60	51	52	53	52	44	42	40	42
Для виброизолятора из базового материала с металлическими шайбами																												
1	52	52	52	52	64	64	64	64	78	81	80	80	71	70	69	70	71	71	71	71	69	69	69	69	61	60	62	61
2	41	43	42	42	50	52	51	51	63	61	62	62	62	62	62	62	59	60	61	60	47	49	48	48	50	50	50	50
3	44	44	44	44	52	52	52	52	66	68	67	66	65	65	65	65	59	61	60	60	48	48	48	48	49	50	51	50

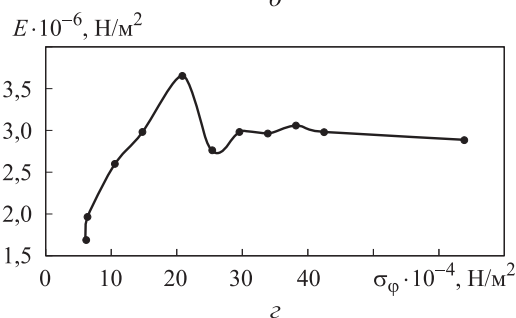
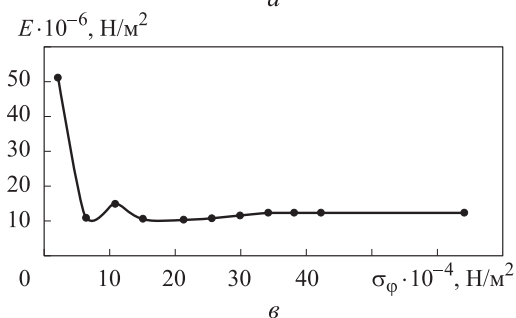
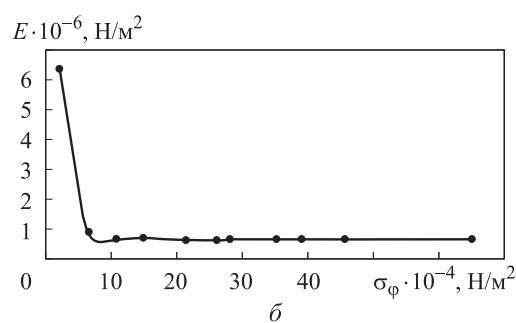
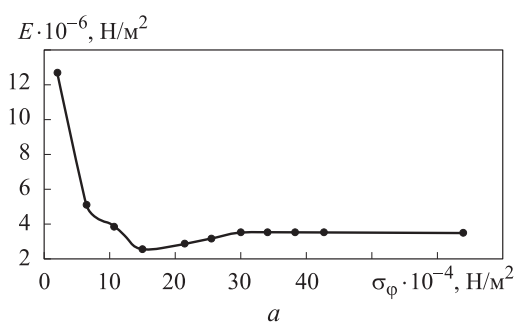


Рис. 4. Зависимости модуля упругости E от напряжения σ_ϕ для виброизоляторов из базового материала (а) полиуретана (б), фторопласта (в) и твердой резины (г)

Таблица 4

Значения разности виброскоростей виброизоляторов из полиуретана и базового материала при различных значениях частоты вращения главного вала ШГ

Частота вращения главного вала, Гц	Разность виброскоростей, дБ
16	0
31,5	+5
125	–8
500	–2
1000	–2

По напряжению $\sigma_{\varphi} = 43,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ определен модуль упругости $E = 3,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Значения разности виброскоростей виброизоляторов из полиуретана и базового материала в зависимости от частоты вращения главного вала ШГ приведены в табл. 4.

Анализ результатов эксперимента. Экспериментально определены значения виброскорости и виброускорения в динамическом режиме основных механизмов ШГ. Выявлен материал с оптимальными показателями [13, 14] — полиуретан — при частотах вращения главного вала, близких к 63 Гц, что находится около ее максимального значения. Виброскорость виброизо-

лятора из базового материала по замерам составила примерно 16 дБ, а из полиуретана — около 110 дБ. У виброизолятора из полиуретана виброскорость на 5 % меньше, чем у такового из базового материала.

Выводы

1. Предложен и апробирован способ уменьшения вибрации промышленного стола швейного оборудования. Оптимизировано использование принципиально нового материала виброизолятора, что снизило уровни вибраций, передаваемых на промышленный стол, станину и навесные элементы.

2. Результаты теоретического исследования виброизоляции очень хорошо согласуются с параметрами вибрации промышленного стола после установки предложенного виброизолятора, полученными экспериментальным путем.

3. При динамическом анализе виброизоляции разработанный способ имеет высокую конкурентоспособность с другими методами. По результатам экспериментального исследования установлено, что применение новой конструкции виброизолятора снижает виброскорость и виброускорение базового швейного оборудования до 6 дБ. Определены геометрические параметры виброизоляторов по конструктивным решениям.

Литература

- [1] Клубович В.В., ред. *Перспективные технологии*. Витебск, ВГТУ, 2011. 599 с.
- [2] Сункуев Б.С., Радкевич А.В. *Расчет и конструирование типовых машин легкой промышленности*. Витебск, ВГТУ, 2015. 197 с.
- [3] Краснер С.Ю., Новиков Ю.В. *Оценка качества процессов в механизмах вышивальных полуавтоматов*. Витебск, ВГТУ, 2019. 190 с.
- [4] Rajesh K., Meera S.K. Linear free vibration analysis of rectangular Mindlin plates using coupled displacement field method. *Mathematical Models in Engineering*, 2016, vol. 2, no. 1, pp. 41–47.
- [5] Sayyad A.S., Ghugal Y.M. Bending and free vibration analysis of thick isotropic plates by using exponential shear deformation theory. *Appl. Comput. Mech.*, 2012, vol. 6, pp. 65–82, doi: <https://doi.org/10.1590/S1679-78252014000800001>
- [6] Varzandian G.A., Ziaei S. Analytical solution of nonlinear free vibration of thin rectangular plates with various boundary conditions based on nonlocal theory. *Amirkabir Journal of Science and Research Mechanical Engineering*, 2017, vol. 48, no. 4, pp. 121–124.
- [7] Sadrnejad S.A., Daryan A.S., Ziaei M. Vibration equations of thick rectangular plates using Mindlin plate theory. *J. Comput. Sci.*, 2009, vol. 5, no. 11, pp. 838–842.
- [8] Макарова А.Д., Новиков Ю.В. Исследование колебаний швейной головки. *Тез. док. 57-й Межд. науч.-тех. конф. преподавателей и студентов*. Витебск, ВГТУ, 2024, с. 144–145.
- [9] Abdenbi B., Khalid E.B., Rhali B. Geometrically nonlinear free vibration analysis of functionally graded rectangular plates. *Int. J. Mech. Aero. Indust. Mechatron Engin.*, 2013, vol. 7, no. 11, pp. 1242–1246.

- [10] Karimi M., Shooshtari A., Razavi S. Large amplitude vibration prediction of rectangular plates by an optimal artificial neural network. *Int. J. Mech. Aero. Indust. Mechatron Engin.*, 2014, vol. 4, no. 1, pp. 55–65.
- [11] Lee J., Detroux T., Kerschen G. Harmonic balance computation of the nonlinear frequency response of a thin plate. *24th International Congress on Sound Vibration*, 2017. URL: <https://orbi.uliege.be/handle/2268/213233> (дата обращения: 15.01.2026).
- [12] Новиков Ю.В., Краснер С.Ю. *Проектирование автоматической обрезки ниток швейных полуавтоматов*. Рига, LapLambert, 2018. 132 с.
- [13] Sayyad A.S. Comparison of various shear deformation theories for the free vibration of thick isotropic beams. *Int. J. Civil Struct. Eng.*, 2011, vol. 2, no. 1, pp. 85–97.
- [14] Лазаренков А.М., Хорев С.А. *Основы производственной санитарии*. Минск, Белорусский Дом печати, 2011. 160 с.

References

- [1] Klubovich V.V., ed. *Perspektivnye tekhnologii* [Prospective technologies]. Vitebsk, VGTU Publ., 2011. 599 p. (In Russ.).
- [2] Sunkuev B.S., Radkevich A.V. *Raschet i konstruirovaniye tipovykh mashin legkoy promyshlennosti* [Calculation and design of standard light industry machines]. Vitebsk, VGTU Publ., 2015. 197 p. (In Russ.).
- [3] Krasner S.Yu., Novikov Yu.V. *Otsenka kachestva protsessov v mekhanizмах vyshivalnykh poluavtomatov* [Quality assessment of processes in semi-automatic embroidery machine mechanisms]. Vitebsk, VGTU Publ., 2019. 190 p. (In Russ.).
- [4] Rajesh K., Meera S.K. Linear free vibration analysis of rectangular Mindlin plates using coupled displacement field method. *Mathematical Models in Engineering*, 2016, vol. 2, no. 1, pp. 41–47.
- [5] Sayyad A.S., Ghugal Y.M. Bending and free vibration analysis of thick isotropic plates by using exponential shear deformation theory. *Appl. Comput. Mech.*, 2012, vol. 6, pp. 65–82. DOI: <https://doi.org/10.1590/S1679-78252014000800001>
- [6] Varzandian G.A., Ziaei S. Analytical solution of nonlinear free vibration of thin rectangular plates with various boundary conditions based on nonlocal theory. *Amirkabir Journal of Science and Research Mechanical Engineering*, 2017, vol. 48, no. 4, pp. 121–124.
- [7] Sadrnejad S.A., Daryan A.S., Ziaei M. Vibration equations of thick rectangular plates using Mindlin plate theory. *J. Comput. Sci.*, 2009, vol. 5, no. 11, pp. 838–842.
- [8] Makarova A.D., Novikov Yu.V. [Study of sewing head vibrations]. *Tez. dok. 57-y Mezhd. nauch.-tekhn. konf. prepodavateley i studentov* [Abs. 57th Int. Sci.-Tech. Conf. of Teachers and Students]. Vitebsk, VGTU, 2024, s. 144–145. (In Russ.).
- [9] Abdenbi B., Khalid E.B., Rhali B. Geometrically nonlinear free vibration analysis of functionally graded rectangular plates. *Int. J. Mech. Aero. Indust. Mechatron Engin.*, 2013, vol. 7, no. 11, pp. 1242–1246.
- [10] Karimi M., Shooshtari A., Razavi S. Large amplitude vibration prediction of rectangular plates by an optimal artificial neural network. *Int. J. Mech. Aero. Indust. Mechatron Engin.*, 2014, vol. 4, no. 1, pp. 55–65.
- [11] Lee J., Detroux T., Kerschen G. Harmonic balance computation of the nonlinear frequency response of a thin plate. *24th International Congress on Sound Vibration*, 2017. URL: <https://orbi.uliege.be/handle/2268/213233> (accessed: 15.01.2026).
- [12] Novikov Yu.V., Krasner S.Yu. *Proektirovaniye avtomaticheskoy obrezki nitok shveynykh poluavtomatov* [Design of automatic thread trimming for semi-automatic sewing machines]. Riga, LapLambert Publ., 2018. 132 p. (In Russ.).
- [13] Sayyad A.S. Comparison of various shear deformation theories for the free vibration of thick isotropic beams. *Int. J. Civil Struct. Eng.*, 2011, vol. 2, no. 1, pp. 85–97.
- [14] Lazarenkov A.M., Khorev S.A. *Osnovy proizvodstvennoy sanitarii* [Fundamentals of industrial sanitation]. Minsk, Belorusskiy Dom pechati Publ., 2011. 160 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 21.12.2025

Информация об авторах

НОВИКОВ Юрий Васильевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов». Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет» (210038, Витебск, Республика Беларусь, Московский проспект, д. 72, e-mail: nov_u_vik@mail.ru).

НОВИКОВ Святослав Юрьевич — инженер-конструктор второй категории, конструкторского отдела «Центр-45». ОАО «НПО Центр» (220018, Минск, Республика Беларусь, ул. Шаранговича, д. 19, e-mail: novikav_svaitoslav.75@mail.ru).

Information about the authors

NOVIKOV Yuri Vasilievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Information systems and automation of production Department. Educational Institution Vitebsk State Technological University (210038, Vitebsk, Republic of Belarus, Moskovskiy Ave., Bldg. 72, e-mail: nov_u_vik@mail.ru).

NOVIKOV Svaitoslav Yuryevich — Design Engineer of the 2nd Category, Design Department Center-45. NPO Center JSC (220018, Minsk, Republic of Belarus, Sharangovicha St., Bldg. 19, e-mail: novikav_svaitoslav.75@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Новиков Ю.В., Новиков С.Ю. Исследование виброактивности корпусных деталей швейных машин. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 9, с. 30–37.

Please cite this article in English as:

Novikov Yu.V., Novikov S.Yu. Study of vibration activity of sewing machine body parts. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 9, pp. 30–37.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебник

«Теория механизмов и механика машин»

Авторы: Г.А. Тимофеев, А.К. Мусатов, С.А. Попов,
К. В. Фролов

В издании изложены основы теории механизмов и механики машин, рассмотрены свойства отдельных типов механизмов, широко применяемых в самых различных конструкциях машин, приборов и устройств. Приведены и проанализированы задачи совершенствования современной техники, создания высокопроизводительных машин и систем, освобождающих человека от трудоемких процессов, с учетом упругости звеньев, трения и изнашивания кинематических пар. Рассмотрены виброактивность и виброзащита, методы проектирования схем основных видов механизмов, управления движением системы механизмов, основы автоматизированного проектирования механизмов машин.

Учебник отражает современные научные и практические знания, используемые при решении задач преобразования и передачи механической энергии, при проектировании и создании самых различных видов технических средств, и соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего образования четвертого поколения и методическим требованиям, предъявляемым к учебным изданиям.

Для студентов машиностроительных вузов и технических университетов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>