УДК 677 – 487.5
DOI 10.47367/0021-3497_2026_3_255

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАРЕТКИ МЕХАНИЗМА РАСКЛАДКИ НИТИ КРУТИЛЬНОЙ МАШИНЫ

OPTIMIZATION OF CARRIAGE DESIGN PARAMETERS OF THREAD LAYOUT MECHANISM OF A TWISTING MACHINE

М.Н. НУРИЕВ[1], И.А. ХАЛИЛОВ[2], Г.З. ДЖАББАРОВА[2]

M.N. NURIYEV[1], I.A. KHALILOV[2], G.Z. JABBAROVA[2]

([1]Азербайджанский государственный экономический университет UNEC, [2]Азербайджанский технический университет)

([1]Azerbaijan State Economic University UNEC, [2]Azerbaijan Technical University)

E-mail: qenire.cabbarova@mail.ru, khalilov@aztu.edu.az

В статье представлены результаты оптимизации конструктивных параметров каретки механизма раскладки нити крутильной бескольцевой машины. Разработана математическая модель силового взаимодействия каретки с направляющими и элементами привода, учитывающая геометрические параметры, силы натяжения нитей, весовые и инерционные нагрузки. В качестве критерия оптимизации принята сила взаимодействия пальца с кулаком, определяющая контактные напряжения и долговечность механизма. Методом градиентного спуска определены оптимальные значения варьируемых параметров, обеспечивающие минимизацию указанной силы. Показано, что оптимизация позволяет снизить нагрузку на кулак более чем в 1,5 раза по сравнению с исходным вариантом. Выполнена оценка влияния каждого из варьируемых параметров на силовые характеристики системы.

This article presents the results of optimizing the design parameters of a carriage for a thread laying mechanism in a ringless twisting machine. A mathematical model of the force interaction between the carriage, guides, and drive elements has been developed, taking into account geometric parameters, thread tension forces, weight, and inertial loads. The optimization criterion is the force between the pin and the cam, which determines contact stresses and the durability of the mechanism. Using the gradient descent method, optimal values for the variable parameters were determined to minimize this force. It is shown that optimization allows for a reduction in the cam load by more than 1.5 times compared to the original version. The influence of each variable parameter on the system's force characteristics is assessed.

Ключевые слова: оптимизация, каретка нитеводителя, механизм раскладки, силовой анализ, контактная прочность, градиентный спуск, крутильная машина.

Keywords: optimization, yarn feed carriage, lay-out mechanism, force analysis, contact strength, gradient descent, twisting machine.

Введение

Формирование качественной структуры намотки на крутильных машинах в значительной степени определяется работоспособностью механизма раскладки нити. В бескольцевых крутильных машинах типа КБ процесс намотки осуществляется при постоянной скорости выпуска нити, что предъявляет повышенные требования к надежности и долговечности элементов мотального механизма, в частности каретки нитеводителя, совершающей возвратно-поступательное движение [1, 2]. Одним из перспективных направлений совершенствования таких механизмов является применение синусоидального закона изменения скорости нитеводителя, позволяющего рассеивать дефекты намотки и обеспечивать равномерную застилистость паковки [3, 4]. Однако реализация данного режима сопряжена с увеличением динамических нагрузок в момент реверса каретки, что требует тщательного обоснования ее конструктивных параметров.

Анализ известных конструкций механизмов раскладки [5…10] показывает, что каретка нитеводителя воспринимает значительные усилия от натяжения нитей, силы трения от направляющих и инерционных нагрузок. При этом наиболее напряженным элементом системы является пара «палец – кулак», в зоне контакта которой возникают высокие контактные напряжения, лимитирующие ресурс механизма. В связи с этим актуальной является задача оптимизации конструктивных параметров каретки, направленная на минимизацию силы взаимодействия с кулаком при обеспечении заданных технологических и кинематических характеристик.

Целью настоящей работы является разработка математической модели силового взаимодействия каретки механизма раскладки с элементами привода и направляющими, а также оптимизация ее конструктивных параметров по критерию минимизации нагрузки на кулак.

Методы исследования

Объектом исследования является каретка нитеводителя, входящая в состав мотального механизма крутильной бескольцевой машины КБ. Конструктивная схема каретки представлена на рис. 1.

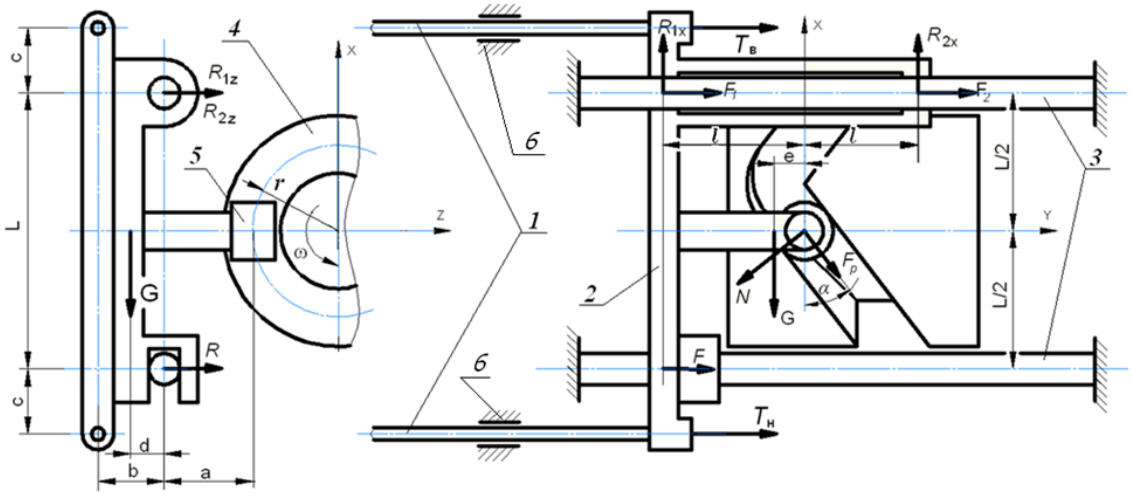

Рис. 1

Каретка 2, получающая движение от кулака 4 через ролик 5, перемещает две штанги нитеводителя 1, лежащие в опорах скольжения 6. Направляющими служат два прутка 3. Верхний пруток препятствует перемещению каретки вдоль осей X и Z, а также повороту вокруг этих осей, нижний пруток препятствует только повороту вокруг оси Y.

Математическое моделирование силового взаимодействия каретки с опорами и элементами привода выполнено на основе уравнений статического равновесия с учетом сил трения в кинематических парах. Приняты следующие допущения: каретка и направляющие прутки являются абсолютно жесткими; штанги крепятся к каретке шарнирно; после приработки кинематических пар формируется трехопорная система; силы трения подчиняются закону Кулона.

Силы трения в опорах определяются по формулам:

$$F_1=f_2(R_{1x}+R_{1z}), \quad (1)$$

$$F_2=f_2(R_{2x}+R_{2z}), \quad (2)$$

$$F=f_2R, \quad (3)$$

где f_2 – коэффициент трения скольжения в направляющих каретки.

Система уравнений равновесия каретки включает шесть уравнений – три проекции сил на оси координат и три уравнения моментов относительно характерных точек:

$$F_1+F_2+F+F_\rho\sin\alpha+T_H+T_B-N\cos=0, \quad (4)$$

$$R_{1x}+R_{2x}-G-F_\rho\cos\alpha-N\sin\alpha=0, \quad (5)$$

$$R_{1x}+R_{2x}+R=0, \quad (6)$$

$$(F_1+F+F_2)(r+a)+(R_{1x}-R_{2z}+R)l+(T_H+T_B)(a+b+r)+(F_\rho\sin\alpha-N\cos\alpha)r-0, \quad (7)$$

$$(R-R_{1z}-R_{2z})L/2+G(a+d+r)=0, \quad (8)$$

$$G\cdot e+(F-F_1-F_2)L/2+(T_H-T_B)(L/2+c)-(R_{2x}-R_{1x})l=0. \quad (9)$$

После подстановки выражений для сил трения и силы $F_p=f_3N$ (где f_3 – коэффициент трения в контакте ролика с кулаком) система в матричной форме примет вид:

$$A\cdot X=B, \quad (10)$$

где $X=[R_{1x}, R_{1z}, R_{2x}, R_{2z}, R, N]$ – вектор неизвестных; A – матрица коэффициентов (приведена в табл. 1); B – вектор свободных членов.

Таблица 1

№ уравнения	R_{1x}	R_{1z}	R_{2x}	R_{2z}	R	N	Свободный член
1	f_2	f_2	f_2	f_2	f_2	$(f_3 sin\alpha - cos\alpha)$	$-(T_н+T_в)$
2	1	0	1	0	0	$-(sin\alpha + f_3 cos\alpha)$	G
3	0	1	0	1	1	0	0
4	$f_2(r+a)$	$f_2(r+a)+l$	$f_2(r+a)$	$f_2(r+a)-l$	$f_2(r+a)+l$	$(f_3 sin\alpha - cos\alpha)r$	$-(T_н+T_в)(a+b+r)$
5	0	$-L/2$	0	$-L/2$	$L/2$	0	$-G(a+d+r)$
6	$-(L/2 f_2 - l)$	$-L/2 f_2$	$-L/2 f_2 + l)$	$-L/2 f_2$	$L/2 f_2$	0	$-G\cdot e - (T_н-T_в)(L/2+c)$

Решение системы осуществляется численным методом Гаусса с выбором главного элемента для обеспечения устойчивости вычислений.

Анализ влияния конструктивных параметров на выходные характеристики выполнен с использованием метода градиентного спуска. Целевой функцией принята сила N как параметр, определяющий контактные напряжения в наиболее нагруженном узле-паре «ролик – кулак». Варьируемыми параметрами являются геометрические размеры a, b, c, d, e, L, l, не фиксированные технологическими требованиями. При этом на параметры наложено ограничение $2c+L=316$ мм, обусловленное техническим заданием на проектирование. Коэффициенты трения приняты равными $f_2=f_3=0{,}15$ для всех контактирующих поверхностей. Исходные значения параметров соответствуют эскизному проекту механизма: a=32 мм, b=30 мм, c=70 мм, L=240 мм, d=15 мм, l=38 мм, e=19 мм, α=21, Тн=39 Н, Тв=42 Н, G=30 Н.

Процедура градиентного спуска реализована следующим образом. На каждой итерации вычисляется значение целевой функции N при текущих параметрах, после чего определяется градиент ∇N путем численного дифференцирования:

$$\frac{\partial N}{\partial \rho_i} \approx \frac{N(\rho_i + \Delta\rho_i) - N(\rho_i)}{\Delta\rho_i}, \qquad (11)$$

где p_i – i-й варьируемый параметр; Δp_i – малое приращение (принято Δp_i=0,1 мм для линейных размеров).

Затем параметры корректируются в направлении антиградиента:

$$\rho_i^{(k+1)} = \rho_i^k - \lambda \frac{\partial N}{\partial \rho_i}, \qquad (12)$$

где λ – шаг градиентного спуска, выбираемый из условия обеспечения монотонного убывания целевой функции.

В данной работе использован адаптивный шаг: начальное значение λ=0,5, при возрастании целевой функции шаг уменьшается вдвое. Критерием остановки служит выполнение одного из двух условий [2]. Первое:

$$\|\nabla N\| < \varepsilon = 0{,}01 \text{ Н/мм}, \qquad (13)$$

где $\|\nabla N\|$ – норма градиента.

Второе – достижение предельных значений параметров, определяемых конструктивными ограничениями.

Результаты и обсуждение

В процессе оптимизации выполнено 12 итераций градиентного спуска. Промежуточные результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2

Итерация	a, мм	b, мм	c, мм	L, мм	d, мм	*l*, мм	e, мм	N, Н	$\|\nabla N\|$
0 (исх.)	32	30	70	240	15	38	19	158,2	18,7
1	30	28	62	252	13	40	19	146,5	15,2
2	28	24	52	266	11	42	19	137,8	12,8
3	27	18	42	278	9	44	19	128,4	10,5
4	26	12	32	290	7	46	19	119,6	8,3
5	25	6	22	300	4	48	19	111,3	6,1
6	24,5	2	15	302	2	49	19	106,7	4,2
7	24,2	1	11	300	1	49,5	19	104,2	2,8
8	24,1	0,5	9	300	0,5	49,8	19	103,1	1,5
9	24,0	0,2	8,5	300	0,2	50,0	19	102,5	0,8
10	24,0	0,1	8,2	300	0,1	50,0	19	102,2	0,4
11	24,0	0,05	8,1	300	0,05	50,0	19	102,1	0,2
12	24,0	0	8,0	300	0	50,0	19	102,0	0,09

Таким образом, второе условие выполнено – параметры достигли граничных значений ($b=0$ и $d=0$). Процесс остановлен несмотря на то, что норма градиента еще не снизилась до 0,01.

Анализ сходимости процесса показывает, что наиболее существенное снижение целевой функции происходит на первых пяти итерациях, где уменьшение N составляет около 30%. Начиная с итерации 6, скорость снижения замедляется, что характерно для приближения к точке оптимума.

Полученные оптимальные значения параметров составляют: a=24 мм, b=0 мм, c=8 мм, L=300 мм, d=0 мм, l=50 мм, e=19 мм.

Анализ полученных результатов удобнее проводить с использованием относительных значений параметров, он позволяет выявить закономерности влияния каждого параметра на целевую функцию (рис. 2).

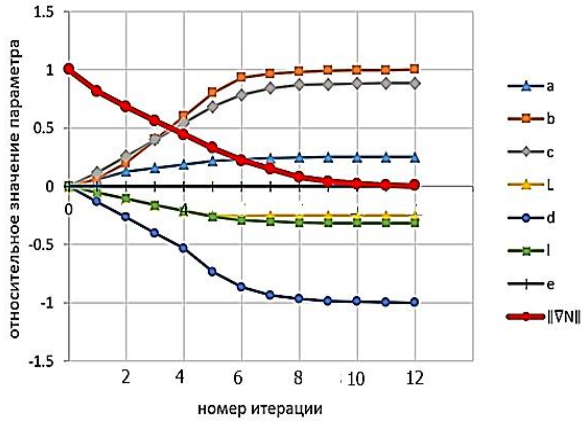

Рис. 2

Параметр a, определяющий расстояние от оси верхнего направляющего прутка до точки приложения усилия от штанг, уменьшен с 32 до 24 мм. Это сокращение плеча момента, создаваемого силами Tн и Tв, способствует снижению опрокидывающего момента относительно оси X, что приводит к уменьшению реакций в опорах и, как следствие, сил трения. Градиент по параметру a на исходной итерации составил $\partial N/\partial a$=2,8 Н/мм, что указывает на существенное влияние этого параметра на целевую функцию.

Параметр b в оптимальном решении принял нулевое значение. Начальный градиент $\partial N/\partial b$=1,9 Н/мм снижался по мере приближения к нулю, что указывает на целесообразность совмещения в одной горизонтальной плоскости точек приложения усилий от обеих штанг. Такое решение исключает дополнительный крутящий момент относительно вертикальной оси, который ранее вызывал неравномерное нагружение опор.

Наиболее существенное изменение претерпели параметры c и L. При сохранении ограничения $2c+L$=316 мм оптимальным оказалось значительное уменьшение c (с 70 до 8 мм) и соответствующее увеличение L (с 240 до 300 мм). Градиент по параметру c на исходной итерации составил $\partial N/\partial c$=1,2 Н/мм, причем знак градиента указывал на необходимость уменьшения c. Уменьшение плеча c приближает точки приложения сил Tн и Tв к центру масс каретки, что снижает крутящий момент относительно оси Y. Увеличение базы L повышает устойчивость каретки и способствует более равномерному распределению реакций между опорами.

Нулевое значение параметра d ($\partial N/\partial d$=0,9 Н/мм на исходной итерации) свидетельствует о том, что оптимальное положение центра тяжести каретки должно находиться на одной вертикальной оси с точкой приложения силы от кулака. Это минимизирует дополнительный момент, возникающий вследствие несовпадения линии действия силы инерции и реакции опор.

Параметр l, характеризующий расстояние между опорами по вертикали, увеличен с 38 до 50 мм. Градиент на исходной итерации составил $\partial N/\partial l$=−0,7 Н/мм (отрицательный знак указывает на необходимость увеличения параметра). Это позволило снизить горизонтальные реакции $R1x$ и $R2x$ за счет более рационального распределения нагрузки между верхними опорами.

Параметр e сохранил исходное значение, что объясняется его слабым влиянием на целевую функцию ($\partial N/\partial e$≈0,05 Н/мм в исследуемом диапазоне).

В результате оптимизации сила взаимодействия пальца с кулаком в установившемся режиме движения снижена с исходного значения 158,2 Н до N=102,0 Н, что соответствует уменьшению на 35,5 %.

Подстановка оптимальных параметров в систему уравнений позволяет определить полный вектор реакций:

$$R_{1x} = 42{,}1H\,,\quad R_{1zz} = 18{,}3H\,,\quad R_{2x} = 31{,}5H\,,\quad R_{2z} = 22{,}7H\,,\quad R = -41{,}0H\,. \qquad (14)$$

Отрицательное значение R указывает на то, что нижний направляющий пруток работает на растяжение, что конструктивно допустимо.

Важно отметить, что полученное значение соответствует установившемуся движению каретки в средней части профиля кулака. В момент реверса к статической составляющей добавляются инерционные нагрузки. Для оценки полной силы, действующей на кулак, определены динамические параметры механизма. Скорость раскладки, определяемая как $vp = v \cdot \sin\beta$, при скорости наматывания v=30 м/мин и угле подъема витка β=15° составила 0,129 м/с. Угловая скорость кулака при радиусе r=80 мм достигла ω=4,2 с$^{-1}$. Время реверса, зависящее от радиуса разворота канавки кулака (R_1 = 14 мм), составило tp=0,012 с. Соответствующее ускорение подвижных частей u=21,5 м/с², а с учетом массы подвижных частей (каретка и две штанги) m=9,6 кг инерционная сила достигла 206,4 Н. Полная сила, воспринимаемая кулаком в момент реверса, составила $N_{пол}$ =308,4 Н.

Проверка контактной прочности пары «кулак – ролик» при полной нагрузке показала, что эквивалентное напряжение в зоне контакта составляет $\sigma_{рас}$=49,5 МПа, что значительно ниже допустимого для серого чугуна ([σ]к=350 МПа). Таким образом, обеспечен необходимый запас прочности.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель силового взаимодействия каретки механизма раскладки нити, представленная замкнутой системой из шести линейных уравнений. Модель учитывает геометрические параметры, силы натяжения нитей, весовые нагрузки и силы трения в направляющих, позволяя определять реакции в опорах и силу взаимодействия пальца с кулаком.

2. В качестве главного критерия оптимизации обоснована сила N, действующая на кулак, поскольку она определяет контактные напряжения в наиболее нагруженном узле механизма и воспринимается подшипниковыми узлами.

3. Подробно описан метод градиентного спуска с адаптивным шагом, включающий численное определение градиента целевой функции по каждому варьируемому параметру и итерационную коррекцию параметров в направлении антиградиента. Приведены промежуточные результаты на всех 12 итерациях оптимизации.

4. Методом градиентного спуска определены оптимальные значения варьируемых конструктивных параметров: a=24 мм, b=0 мм, c=8 мм, L=300 мм, d=0 мм, l=50 мм, e=19 мм. Установлено, что нулевые значения параметров b и d являются оптимальными, что соответствует совмещению точек приложения сил от штанг и центра тяжести каретки в одной вертикальной плоскости с линией действия силы от кулака.

5. Оптимизация позволила снизить силу взаимодействия пальца с кулаком в установившемся режиме на 35,5 % – с 158,2 до 102,0 Н. С учетом инерционных нагрузок в момент реверса полная сила составляет 308,4 Н, что обеспечивает контактные напряжения более чем в семь раз ниже допустимых для материала кулака.

6. Предложенная методика оптимизации с подробным описанием градиентного поиска может быть использована при проектировании механизмов раскладки текстильных машин различного технологического назначения, работающих в условиях возвратно-поступательного движения каретки с переменной скоростью.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Рудовский П.Н.* Теоретические основы формирования технологической оценки паковок при фрикционном наматывании: автореф. дис. … д-ра техн. наук. Кострома, 1996.

2. *Рудовский П.Н., Палочкин С.В., Ларюшкин П.А.* Влияние диссипативных свойств текстильной паковки на демпфирование колебаний в мотальном механизме текстильной машины // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2016. № 4(364). С. 114…117.

3. *Джаббарова Г.З., Нуриев М.Н.* Формирование паковок с синусоидальным изменением скорости нитеводителя // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2017. № 2 (368). С. 176…180.

4. *Рудовский П.Н., Смирнова С.Г.* Формирование паковок мотальным механизмом с периодическим подтормаживанием мотального вала // Технологии и качество. 2020. № 3 (49). С. 12…15.

5. *Рудовский П.Н.* Формирование паковок с периодическим изменением силы прижима бобины к мотальному валу // Технологии и качество. 2019. № 4 (46). С. 20…24.

6. *Nuriyev M.N., Seydaliyev I.M.* Development of methods to control quality of the structure of cross-wound packages. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Т. 5. № 1-95. С. 61…70.

7. *Nuriyev M.N., Saidov R.A.* Determination of the textile bobbins structural parameters // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2022. № 5 (401). С. 99…107.

8. *Киприна Л.Ю., Рудовский П.Н.* Оценка качества структуры текстильных паковок с использованием современных информационных технологий. Кострома, 2011.

9. *Халилов И.А., Джаббарова Г.З.* Анализ мотального механизма с рассеиванием дефектов структуры намотки путем периодического изменения диаметра мотального барабанчика // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2025. № 2 (416). С. 216…222.

10. *Панин А.И., Сухотерин Л.Я., Рыбаулина И.В., Калмыков А.А.* О влиянии конструктивных и кинематических параметров мотальных механизмов на структуру намотки и равновесность витков // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2014. № 1 (349). С. 51…56.

R E F E R E N C E S

1. *Rudovsky P.N.* Theoretical Foundations of Forming a Technological Assessment of Packages during Friction Winding: abstract of a dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. Kostroma, 1996.

2. *Rudovsky P.N., Palochkin S.V., Laryushkin P.A.* The influence of dissipative properties of a textile bobbin for damping oscillations in the winding mechanism of a textile machine // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Teknologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2016. No. 4(364). pp. 114…117.

3. *Dzhabbarova G.Z., Nuriev M.N.* Formation packages with a sinusoidal rate of change of the yarn feeder // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Teknologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2017. № 2 (368). p. 176…180.

4. *Rudovsky P.N., Smirnova S.G.* Formation of packages by a winding mechanism with periodic braking of the winding shaft // Technologies and Quality. 2020. No. 3 (49). P. 12…15.

5. *Rudovsky P.N.* Formation of packages with periodic changes in the force of pressing the bobbin to the winding shaft // Technologies and quality. 2019. No. 4 (46). P. 20…24.

6. *Nuriyev M.N., Seydaliyev I.M.* Development of methods to control quality of the structure of cross-wound packages. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Т. 5. № 1-95. p. 61…70.

7. *Nuriyev M.N., Saidov R.A.* Determination of the textile bobbins structural parameters // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Teknologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2022. № 5 (401). p. 99…107.

8. *Kiprina L.Yu., Rudovsky P.N.* Assessment of the quality of the structure of textile packages using modern information technologies. Kostroma, 2011.

9. *Khalilov I.A., Dzhabbarova G.Z.* Analysis of winding mechanism with dispersion of winding structure defects by periodic changes of the winding drum diameter // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Teknologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2025. № 2 (416). p. 216…222.

10. *Panin A.I., Sukhoterin L.YA., Rybaulina I.V., Kalmykov A.A.* The influence of construction and kinematic parameters of the winding mechanisms on the winding structure and equilibrium of the loops // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Teknologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2014. № 1 (349). p. 51…56.

Рекомендована кафедрой дизайна машин, мехатроники и промышленных технологий Азербайджанского технического университета. Поступила 09.04.26.