

Научная статья

УДК 631.342:634.8

DOI: 10.55196/2411-3492-2026-3-53-109-118

Обоснование динамических параметров серповидного режущего ножа виноградочеканочной машины

Эльвира Германовна Коцоева¹, Лиана Георгиевна Нартикоева²,
Таймураз Асланбекович Уртаев^{✉3}

Горский государственный аграрный университет, улица Кирова, 37, Владикавказ, Россия, 362040

¹elviragermanovna@mail.ru

²nartikoeva65@bk.ru

^{✉3}tamu_1984@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0003-9586-0862>

Аннотация. В статье решается проблема динамической неустойчивости привода виноградочеканочной машины, возникающей при срезании зеленых виноградных побегов из-за циклических ударных нагрузок. Традиционные способы стабилизации (установка дополнительного маховика или фазовое рассогласование ножей) усложняют конструкцию и увеличивают металлоемкость. В качестве решения предложен альтернативный способ стабилизации вращения, заключающийся в использовании серповидного режущего ножа в качестве инерционного стабилизатора (встроенного маховика) на приводном валу для выравнивания крутящего момента, что исключает необходимость установки отдельного инерционного элемента. Экспериментально определено усилие резания лозы диаметром 14 мм, составившее $F=171,3$ Н. Для ножа диаметром 215 мм и минимальной технологической толщиной 6 мм, вращающегося с частотой $52,33$ с⁻¹, выполнен расчет момента инерции. Результаты расчета энергетического баланса показывают, что при массе $m=0,86$ кг нож не обеспечивает требуемой равномерности вращения. Расчетный коэффициент неравномерности вращения приводного вала составляет $\delta=0,180$, что значительно превышает допустимые нормы. При увеличении массы до 3,8 кг δ снижается до 0,03, что соответствует рекомендуемым отраслевым нормативам диапазона 0,02–0,04. Полученные результаты подтверждают, что целенаправленный подбор массы и момента инерции рабочего органа позволяет эффективно сглаживать импульсные технологические нагрузки, упрощая конструкцию, снижая ее металлоемкость и стоимость без ухудшения динамических характеристик привода. Предложенный подход позволяет отказаться от установки отдельного маховика, упрощая кинематическую схему и снижая стоимость конструкции без ухудшения динамических характеристик привода. Практическая значимость работы заключается в разработке методики параметрического расчета режущих органов виноградочеканочных машин, выполняющих совмещенную функцию маховика.

Ключевые слова: режущий аппарат, виноградочеканочная машина, серповидный нож, динамические нагрузки, неравномерность вращения, маховик, момент инерции, коэффициент неравномерности, инерционный аккумулятор

Для цитирования: Коцоева Э. Г., Нартикоева Л. Г., Уртаев Т. А. Обоснование динамических параметров серповидного режущего ножа виноградочеканочной машины // Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В. М. Кокова. 2026. № 3(53). С. 109–118. DOI: 10.55196/2411-3492-2026-3-53-109-118

Original article

Justification of dynamic parameters of a crescent-shaped cutter blade for a vine shoot trimming machine

Elvira G. Kotsoeva¹, Liana G. Nartikoeva², Taimuraz A. Urtaev^{✉3}

Gorsky State Agrarian University, 37 Kirov Street, Vladikavkaz, Russia, 362040

¹elviraGermanovna@mail.ru

²nartikoeva65@bk.ru

^{✉3}tamu_1984@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0003-9586-0862>

Abstract. The article addresses the problem of drive dynamic instability in a vine shoot trimming machine, which occurs when cutting green grape shoots due to cyclic impact loads. Traditional stabilization methods – installing an additional flywheel or phase misalignment of the blades – complicate the design and increase metal consumption. As an alternative solution, a method of rotation stabilization is proposed that uses the crescent-shaped cutter blade itself as an inertial stabilizer (integrated flywheel) on the drive shaft to smooth the torque, thereby eliminating the need for a separate inertial element. The cutting force for a vine shoot with a diameter of 14 mm was experimentally determined to be 171.3 N. For a blade with a diameter of 215 mm and a minimum technological thickness of 6 mm, rotating at a frequency of 52.33 s⁻¹, the moment of inertia was calculated. Energy balance calculations showed that with a blade mass of 0.86 kg, the rotation irregularity coefficient of the drive shaft is $\delta=0.180$, which significantly exceeds the permissible limits. When the mass is increased to 3.8 kg, δ decreases to 0.0300, which corresponds to the industry-recommended range of 0.02–0.04. The obtained results confirm that targeted selection of the working element's mass and moment of inertia makes it possible to smooth effectively the impulse technological loads, simplifying the design, reducing its metal consumption and cost without deteriorating the drive's dynamic characteristics. The proposed approach eliminates the need for a separate flywheel, simplifying the kinematic scheme and reducing the design cost without compromising the drive's dynamic performance. The practical significance of the work lies in developing a methodology for parametric calculation of the cutting elements of vine shoot trimming machines that perform the combined function of a flywheel.

Keywords: cutting apparatus, vine shoot trimming machine, crescent-shaped blade, dynamic loads, rotation irregularity, flywheel, moment of inertia, irregularity coefficient, inertial accumulator

For citation: Kotsoeva EG, Nartikoeva LG, Urtaev TA. Justification of dynamic parameters of a crescent-shaped cutter blade for a vine shoot trimming machine. *Izvestiya of Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov*. 2026;(3):109–118. (In Russ.). DOI: 10.55196/2411-3492-2026-3-53-119-118

Введение. Повышение эффективности возделывания винограда в Республике Северная Осетия – Алания в условиях растущего рыночного спроса напрямую связано с внедрением прогрессивных технологий и механизацией наиболее трудоемких технологических операций. Одной из важнейших операций является контурная чеканка виноградных кустов. Данный агротехнический прием заключается в целенаправленном удалении верхних частей вегетативных побегов с целью оптимизации продуктивности куста (соотношение генеративной и вегетативной частей) [1].

В процессе эксплуатации опытных образцов виноградоочеканочных машин выявлена устойчивая техническая проблема значительной неравномерности вращения приводного вала, вызванная импульсным характером нагрузки при срезании побегов. Вопросы механизации виноградарства, включая формирование виноградных кустов, рассматривались в работах [1–4]. Исследованию рабочих органов и обоснованию их режимных параметров посвящены труды [2, 4–6]. Методические подходы к исследованию таких машин разработаны в [1]. Реализация данного процесса сопряжена с серьезными техническими труд-

ностями, главной из которых является низкий ресурс силовых приводов. Причина заключается в возникновении значительных циклических и ударных динамических нагрузок, обусловленных взаимодействием острых кромок ножей с твердым материалом виноградных стеблей [7, 8].

Каждый акт срезания побега генерирует кратковременный импульс крутящего момента, передающийся через кинематическую цепь на двигатель. Такая циклическая ударная нагрузка приводит к нарушению кинематики, усилению вибрации конструкции, ускоренному усталостному износу и росту эксплуатационных затрат и надежности виноградоочесочной машины в целом. В дальнейшем возникает необходимость в применении более мощных и дорогих приводов или в поиске альтернативных инженерных решений для стабилизации нагрузок [9].

Традиционный способ инженерного решения данной проблемы сглаживания аналогичных импульсных нагрузок предполагает установку отдельного маховика на вал – инерционного аккумулятора, который способен частично выровнять колебания за счет накопления и отдачи кинетической энергии. Метод эффективен, но приводит к усложнению кинематической схемы, увеличению ее массы, габаритов, стоимости агрегата, необходимости балансировки.

Альтернативным инженерным решением является фазовое рассогласование нескольких режущих органов. Этот метод позволяет распределить пиковые нагрузки во времени, однако предъявляет высокие требования к точности изготовления, усложняет сборку и балансировку узла, не устраняя саму проблему пиковой нагрузки на каждый отдельный нож [8]. Ни один из этих способов не предполагает использования самого рабочего органа как элемента, способного выполнять функцию стабилизатора.

В качестве альтернативы выдвигается гипотеза о том, что целенаправленное увеличение момента инерции серповидного режущего ножа (за счет толщины) позволит использовать его в качестве встроенного маховика, эффективно стабилизирующего привод.

Таким образом, актуальной научнотехнической задачей является разработка ди-

намического и конструктивного решения, позволяющего повысить агротехническое качество чеканки, надежность и экономическую эффективность механизации процесса чеканки виноградников без радикального усложнения конструктивно-кинематической схемы режущего аппарата минимизировать циклические нагрузки.

Цель исследования – теоретическое исследование и экспериментальное обоснование альтернативного способа выравнивания нагрузки на привод виноградоочесочной машины за счет использования серповидного ножа в качестве встроенного маховика.

Материалы, методы и объекты исследования. Исследование проводилось методом теоретического моделирования, экспериментальных исследований и аналитических расчетов. В настоящее время детально изучена кинематика и динамика режущих пар, вопросы снижения энергоемкости процесса резания за счет оптимизации геометрии лезвия, выбора материалов и скоростных режимов [3, 9, 10]. Основные параметры рабочих органов именно виноградоочесочных машин обоснованы в [3]. Однако в данных исследованиях режущий орган рассматривается как объект, создающий возмущающее действие, а не как потенциальный элемент системы его гашения.

Исследования по динамике машин и современные исследования надежности [7, 9] рассматривают вибрации и ударные нагрузки как вредный фактор, для борьбы с которым предлагается использовать внешние по отношению к рабочему органу средства. В литературе детально описаны упругие и демпфирующие муфты, виброизоляторы, гидравлические и пневматические амортизаторы, принцип действия которых основан на рассеянии энергии колебаний [11]. Эти решения эффективны, но обладают общим недостатком: они усложняют конструкцию, увеличивают ее стоимость, массу и требуют дополнительного обслуживания.

Объектом исследования в данной статье является режущий аппарат виноградоочесочной машины с четырехножевой роторной головкой, схематичное изображение которого представлено на рисунке 1.

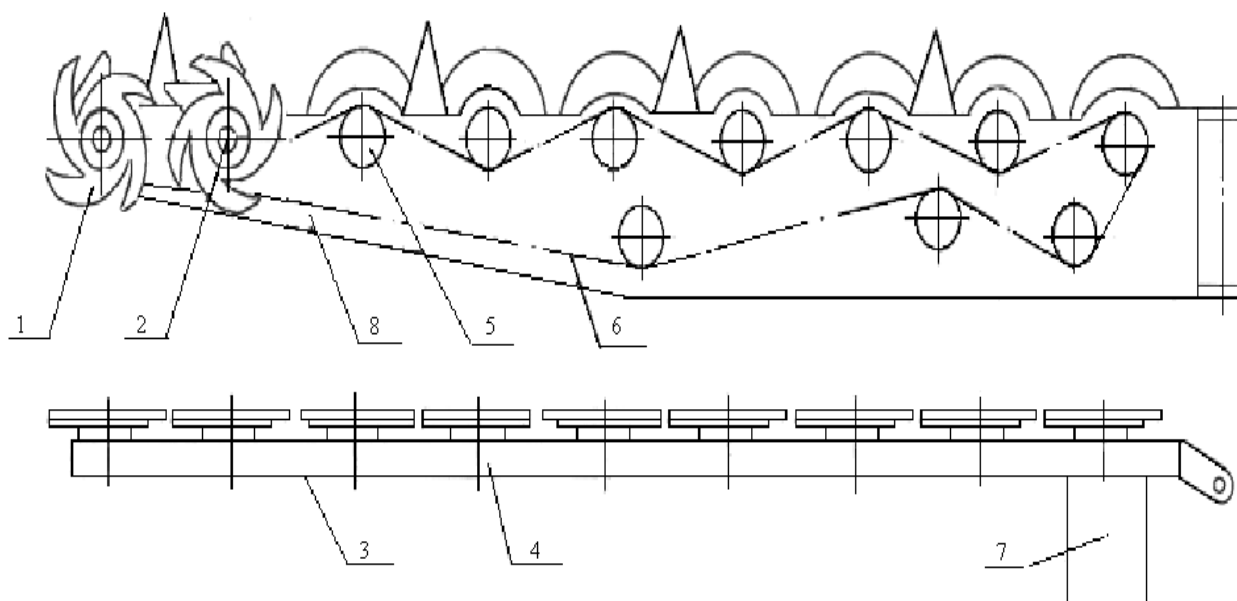


Рисунок 1. Схема режущего аппарата виноградоchеканочной машины с четырехножевой роторной головкой:

1 – серповидный нож; 2 – вал; 3 – опоры; 4 – корпус агрегата; 5 – приводные звездочки;
6 – цепь; 7 – двигатель; 8 – противорежущие ножи

Figure 1. Diagram of the cutting unit of a vine shoot trimming machine with a four-blade rotary head:

1 – sickle-shaped knife; 2 – shaft; 3 – supports; 4 – unit body; 5 – drive sprockets;
6 – chain; 7 – engine; 8 – counter-cutting knives

В ходе технологического процесса чеканки перерезание лозы происходит в результате встречного взаимодействия движущейся режущей кромки активного ножа с кромкой неподвижной противорежущей пластины. Возникающие в этот момент пиковые нагрузки негативно действуют на работоспособность цепной передачи и двигателя, существенно снижая их надежность в эксплуатации. Разработке подобных конструктивных решений посвящены работы [5, 6, 12].

Для выравнивания нагрузки рассматривалось два способа: установка отдельного маховика и использование инерционности самого активного ножа. Второй способ признан предпочтительным, так как не ведет к усложнению конструкции.

Основные параметры исследуемого ножа приведены в таблице 1.

Технологический процесс осуществляется прерывисто. Статический и динамический дисбаланс масс вращающихся ножевых секций генерирует неуравновешенные центробежные силы, возрастающие квадратично с увеличением частоты вращения, что индуцирует дополнительные циклические напряжения в опорных узлах валов и резьбовых

соединениях крепления [9]. Таким образом, основным недостатком существующей конструкции является наличие значительных пиковых нагрузок, вызванных процессом резания.

Таблица 1. Параметры ножа
Table 1. Blade parameters

Параметр	Значение
Наружный диаметр D, мм	215
Количество лезвий	4
Номинальная частота вращения n, об/мин	500
Угловая скорость ω , рад/с	52,33
Минимальная технологическая толщина b, мм	6
Материал ножа	Сталь 65Г
Плотность стали ρ , кг/м ³	7800
Диаметр центрального отверстия, мм	30
Диаметр крепежных отверстий, мм	8 (3шт)
Угол выреза между лезвиями, град	30
Угол лезвийного сектора, град	60

Экспериментальные исследования по определению усилия резания F виноградной лозы проведены в научно-исследовательской лаборатории малой механизации Горского ГАУ. Образцами для экспериментов являлись однолетние вызревшие побеги винограда диаметром $14 \pm 1,2$ мм естественной влажности 52–58%, отобранные на виноградниках Пригородного района РСО – Алании.

При проведении эксперимента использовались стандартные методы измерения максимального усилия в момент перерезания побега. Для каждого типоразмера лозы (диаметр d) выполняли десятикратные повторения. Статистическая обработка полученных результатов была выполнена согласно ГОСТ 34100.3-2017 и включала расчет среднего арифметического значения и доверительного интервала. Например, при диаметре лозы $d=14$ мм (характерный размер, соответствующий агротехническим требованиям операции чеканки) среднее усилие резания составило $F=171,3$ Н. Коэффициент вариации не превышал 12%, что объясняется естественной неоднородностью растительных тканей. Доверительный интервал при доверительной вероятности 0,95 составил $\pm 8,2$ Н (при $P=0,95$). Образцы для эксперимента отбирали непосредственно перед испытаниями во избежание влияния потери влаги. Максимальное усилие фиксировали в момент перерезания. Число повторений десятикратное.

Результаты исследования. Методологической основой работы является классическая теория маховых масс машин и механизмов, которая предлагает для сглаживания неравномерности хода использование инерционных накопителей (отдельных маховиков) [11]. Однако это решение способствует добавлению в машину еще одной детали, что увеличивает массу и габариты машины [9]. Критический синтез анализа литературных источников показал, что отсутствует методика на основе классической динамической теории с учетом геометрических параметров (формы и размера) режущего органа.

Для достижения поставленной цели (выравнивания нагрузки на привод) приемлемы два основных инженерных варианта решений, направленных на сглаживание крутящего момента: метод инерционного сглажива-

ния и фазовое рассогласование активных органов.

Метод инерционного сглаживания характеризуется подбором момента инерции маховика I_0 так, чтобы обеспечить приемлемый коэффициент неравномерности « δ » при заданной средней скорости $\omega_{\text{ср}}$.

Метод фазового рассогласования активных органов является кинематическим способом управления нагрузкой, который характеризуется уменьшением моментов возникновения пиковых нагрузок за счет кинематического смещения активных ножей по фазе относительно друг друга.

Критический анализ выявил общий методологический недостаток – оба подхода требуют отдельных физических носителей для функции стабилизации и функции рабочего органа, что приводит к конструктивной избыточности. В качестве альтернативы предлагается концепция функционально-интегрированного элемента, в котором массы, необходимые для выполнения технологического процесса резания лозы, целенаправленно распределяются для одновременного выполнения функции встроенного маховика. Таким образом, серповидный нож становится не только резак, но и стабилизатором хода.

Для регулирования момента инерции ножа приемлемой остается лишь толщина. Как показала практика, при закалке ножей толщиной менее 6 мм требуются специальные приспособления во избежание коробления.

Критически важным для обоих методов является точное определение работы резания виноградной лозы, так как этот параметр влияет на расчет как момента инерции, так и оптимального угла фазового смещения.

Для определения коэффициента неравномерности вращения необходимо рассчитать работу сил сопротивления A_c , совершаемую за один технологический цикл (срезание одного побега):

$$A_c = F \cdot R \cdot \alpha, \quad (1)$$

где

F – усилие резания, $F = 171,3$ Н;

R – радиус ножа ($R = 0,5D = 0,1075$ м);

α – угол резания (для серповидного лезвия $\alpha = 0,85$ рад);

$$A_c = 175,3 \cdot 0,1075 \cdot 0,85 = 15,65 \text{ Дж.}$$

Основным конструктивным параметром, влияющим на I_m при фиксированном внешнем контуре, является толщина ножа b . Учитывая, что все параметры ножа известны, приняв толщину ножа $b=6$ мм, а также зная номинальную частоту вращения ножей, можно определить момент инерции серповидного ножа-маховика по методике, адаптированной для ротационных рабочих органов сельхозмашин [11], по формуле для тонкого кольца (основная масса сосредоточена на периферии):

$$I_m = \frac{GD^2}{8g}, \quad (2)$$

где

G – вес ножа, Н;

$D = 0,215$ м – диаметр ножа,

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Вес ножа определяли через массу, вычисленную по объему и плотности стали [10]:

$$G = V \cdot \rho \cdot g,$$

где

V – объем ножа;

ρ – плотность материала (сталь);

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Массу определяли по объему с учетом геометрической формы ножа (коэффициент заполнения 0,535).

Объем ножа приближенно оценивали как объем кольца с внешним диаметром 215 мм, внутренним диаметром (по месту крепления на валу) 50 мм, толщиной $b = 6$ мм с введением коэффициента заполнения $k_{зап} = 0,535$, учитывающего наличие вырезов между лезвиями и отверстий:

$$m = k_{зап} \cdot \pi \cdot (R - r^2) \cdot b \cdot \rho;$$

$$m = 0,535 \cdot 3,14 \cdot (0,1075^2 - 0,025^2) \cdot 0,006 \cdot 7800 = 0,86 \text{ кг.}$$

При плотности стали $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ масса ножа составила $m = 0,86 \text{ кг}$, вес, соответственно, $G = 8,44 \text{ Н}$.

Вычисляем:

$$I_H = \frac{8,44 \cdot 0,046225}{8 \cdot 9,81} = 0,00497 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем приведенный момент инерции технической системы приводного вала с четырьмя ножами-звездочками по формуле:

$$I_{пр} = 4 \cdot I_H \cdot k_{сист},$$

где

$k_{сист}$ – коэффициент, учитывающий инерцию валов и звездочек, $k_{сист} = 1,6$;

$$I_{пр} = 4 \cdot 0,00497 \cdot 1,6 = 0,0318 \text{ кг}^2.$$

Так как в установившемся режиме вся затраченная работа расходуется на резание, принимая эту величину за избыточную работу ΔA , по формуле (3) находим коэффициент неравномерности вращения:

$$\delta = \frac{\Delta A}{I_{пр} \cdot \omega_{cp}^2}, \quad (3)$$

где

ω_{cp} – угловая скорость вращения ножей,

$\omega_{cp} = 52,33 \text{ рад/с}$;

$$\delta = \frac{\Delta A}{I_m \cdot \omega_{cp}^2} = \frac{15,65}{0,0318 \cdot 52,33^2} = 0,180.$$

На основании полученных результатов исследований выполнен динамический расчет на примере серповидного ножа с конкретными параметрами: диаметром $d = 215$ мм и толщиной $b = 6$ мм, четырьмя лезвиями. При частоте вращения $52,33 \text{ с}^{-1}$ и экспериментально установленном усилии резания лозы ($171,3 \text{ Н}$ для побега диаметром 14 мм) получено значение коэффициента неравномерности $\delta = 0,180$.

Рекомендуемый коэффициент равномерности должен находиться в диапазоне $\delta \leq 0,02 - 0,04$ [11]. Как видим, расчетная величина этого коэффициента в 4,5 раза превышает допустимую норму, что свидетельствует о том, что нож не способен эффективно аккумулировать кинетическую энергию в период холостого хода и отдавать ее в момент пикового сопротивления резанию. Следовательно, необходимо увеличение мо-

мента инерции ножа. Принимая $\delta = 0,03$ (середина рекомендуемого диапазона), из формулы (1) определяем требуемый момент инерции:

$$I_{\text{треб}} = \frac{\Delta A}{\omega^2 \cdot \delta_{\text{норм}}} = \frac{15,65}{2738,4 \cdot 0,03} = 0,1905 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

С учетом того, что момент инерции валов и звездочек $I_{\text{вал}} = 0,015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ остается неизменным, требуемый момент инерции четырех ножей равен:

$$4 \cdot I_{\text{нтр}} = I_{\text{тр}} - I_{\text{вал}} = 0,1905 - 0,015 = 0,1755 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{\text{нтр}} = \frac{0,1755}{4} = 0,0439 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Вычисляем требуемую массу одного ножа при сохранении геометрии:

$$m_{\text{треб}} = \frac{4 \cdot I_{\text{нтр}}}{D^2} = \frac{4 \cdot 0,0439}{0,046225} = 3,8 \text{ кг}.$$

Принимаем массу ножа $m = 3,8 \text{ кг}$. В этом случае проверяемый момент инерции утяжеленного ножа составит:

$$I_{\text{нтр}} = \frac{3,8 \cdot 0,046225}{4} = 0,04939 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

суммарный момент инерции системы:

$$I_{\text{пр}} = 4 \cdot 0,04939 + 0,015 = 0,1906 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

коэффициент неравномерности после утяжеления:

$$\delta = \frac{15,65}{0,1906 \cdot 2738} = 0,03.$$

Полученное значение $\delta = 0,03$ находится в пределах рекомендуемых отраслевых нормативов 0,02–0,04, что подтверждает эффективность предложенного решения.

Сравнительный анализ предлагаемого метода стабилизации привода с традиционными инженерными решениями представлен в таблице 2. Анализ данных таблицы 2 показывает преимущества предлагаемого решения: высокую эффективность при минимальном увеличении массы, технологичность (отсутствие необходимости в дополнительных узлах или прецизионной сборке) и низкую стоимость реализации.

Выводы. Теоретически и экспериментально доказана эффективность альтернативного способа стабилизации работы привода.

Таблица 2. Сравнительный анализ методов стабилизации
Table 2. Comparative analysis of stabilization methods

Параметр	Отдельный маховик	Фазовое рассогласование	Встроенный маховик (предлагаемый)
Принцип действия	Инерционное сглаживание	Кинематическое распределение	Функциональное совмещение
Эффективность	Высокая для низкочастотных колебаний	Средняя, зависит от количества ножей	Высокая, подтверждена расчетом ($\delta = 0,0300$)
Влияние на массу	Значительное увеличение	Не увеличивает	Минимальное (оптимизация толщины)
Технологичность	Требуется дополнительный узел	Требуется высокой точности изготовления	Стандартная технология изготовления
Стоимость	Высокая (дополнительная деталь + монтаж)	Средняя (прецизионная обработка)	Низкая (оптимизация существующей детали)
Эксплуатация	Дополнительные нагрузки на подшипники	Требуется периодической проверки фаз	Без дополнительных требований

Разработана методика динамического обоснования параметров серповидного режущего ножа виноградоочеканочной машины, позво-

ляющая на этапе проектирования определить его необходимый момент инерции для обеспечения требуемой неравномерности враще-

ния привода. Расчетным путем для ножа диаметром 215 мм и минимальной технологической толщиной 6 мм, вращающегося с частотой $52,33 \text{ с}^{-1}$, определен коэффициент неравномерности вращения приводного вала для исходной конструкции $\delta = 0,180$, что превышает нормативные требования ($\delta \leq 0,04$). После увеличения массы ножа до 3,8 кг δ снижается до 0,03, что свидетельствует о норме после стабилизации.

Теоретически и экспериментально доказано, что собственной инерционности активного ножа с рассчитанными параметрами достаточно для эффективного сглаживания циклических нагрузок. Это подтверждает, что активный нож с выбранными параметрами эффективно выполняет функцию встроенного маховика, аккумулируя кинетическую энергию в фазе холостого хода и отдавая ее в момент преодоления пикового сопротивления резанию. Предложенное решение позволяет

отказаться от установки отдельного маховика. В результате упрощается кинематическая схема, снижается масса, металлоемкость и стоимость конструкции при сохранении ее динамической устойчивости и надежности. Режущий орган с рассчитанными геометрическими параметрами успешно аккумулирует кинетическую энергию, сглаживая пиковые нагрузки от резания виноградной лозы.

Предложены конкретные инженерные решения по увеличению толщины штатного ножа от 4–5 мм до 6 мм с корректировкой термообработки. Перспективным направлением дальнейших исследований является оптимизация материала ножа (например, применение композитных структур со стальной основой и периферийной вставкой из тяжелого сплава (вольфрам, тантал)). Это позволяет максимизировать момент инерции при минимальном росте габаритов и массы.

Список литературы

1. Комплекс машин для ухода за посадочным материалом в горном садоводстве / И. Х. Бидеева, С. И. Бидеев, А. Б. Кудзаев [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2006. № 10. С. 10–11. EDN: HVTQEH
2. Технологические свойства продуктов переработки винограда машинной уборки / Н. М. Агеева, Э. М. Соболев, О. Р. Таланян [и др.] // Виноделие и виноградарство СССР. 1982. № 5. С. 26–30. EDN: WDDCL
3. Догода П. А., Догода А. П., Красовский В. В. Комплекс машин, обеспечивающий экологически безопасную энергосберегающую технологию возделывания многолетних насаждений // Энергосбережение и энергоэффективность: проблемы и решения: сборник научных трудов IX Всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной 90-летию со дня рождения Заслуженного деятеля науки и техники РФ, доктора технических наук, профессора Хазретали Умаровича Бугова. Нальчик, 2020. С. 88–92. EDN: PQEGSH
4. Кудзиев К. Д., Кубалов М. А. Обоснование параметров стряхивателя плодуборочной машины // Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и производства: материалы Всероссийской научно-практической конференции посвященной 90-летию со дня рождения заслуженного работника высшей школы РФ, заслуженного работника сельского хозяйства РСО-Алания, кавалера Ордена Трудового Красного Знамени, профессора Газданова Азана Владимировича. Владикавказ, 2025. С. 66–68. EDN: ESEIMM
5. Красовский В. В., Трофимов И. М., Завалий А. А. Теоретический анализ режущего инструмента ротационно-ножевого типа для обрезки многолетних растений // Известия сельскохозяйственной науки Тавриды. 2025. № 43(206). С. 172–181. EDN: XZGPD
6. Шекихачев Ю. А., Магомедов Ф. М. Математическое моделирование процесса удаления растительности при проведении мелиоративных работ // Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В. М. Кокова. 2022. № 2(36). С. 118–127. DOI: 10.55196/2411-3492-2022-2-36-118-127. EDN: GEJBJQ
7. Егожев А. М., Егожев А. А., Апхудов Х. А. Усталостная прочность ответственных соединений деталей сельскохозяйственных машин и агрегатов // Инновационные решения в строительстве, природообустройстве и механизации сельскохозяйственного производства: материалы V Всероссийской научно-практической конференции. Нальчик, 2025. С. 173–176. EDN: SMZXCXV

8. Технологическое и техническое обеспечение повышения эффективности интенсивного горного и предгорного садоводства / А. Л. Хажметова, А. К. Апажев, Ю. А. Шекихачев [и др.] // Техника и оборудование для села. 2019. № 6(264). С. 23–28. DOI: 10.33267/2072-9642-2019-6-23-28. EDN: NERVCY
9. Повышение эксплуатационной надежности соединений деталей почвообрабатывающих машин и агрегатов / А. М. Егожев, М. Х. Мисиров, А. А. Егожев, Х. А. Апхудов // Известия Кабардино-Балкарского государственного аграрного университета им. В. М. Кокова. 2025. № 3(49). С. 105–111. DOI: 10.55196/2411-3492-2025-3-49-105-111. EDN: FNKCEV
10. Основные направления повышения эффективности использования сельскохозяйственной техники / А. К. Апажев, Ю. А. Шекихачев, В. Б. Дзуганов [и др.] // АгроЭкоИнфо. 2022. № 4(52). DOI: 10.51419/202124418. EDN: YBMHMC
11. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Москва: Альянс, 2011. 639 с. EDN: QNDDNL
12. Обоснование параметров и режимов работы универсальной измельчающей машины / А. К. Апажев, Ю. А. Шекихачев, Р. А. Балкаров [и др.] // Вестник Бурятской государственной сельскохозяйственной академии им. В. Р. Филиппова. 2023. № 3(72). С. 128–137. DOI: 10.34655/bgsha.2023.72.3.015. EDN: OOMTHE

References

1. Bideeva IKh, Bideev SI, Kudzaev AB [et al.]. *Kompleks mashin dlya ukhoda za posadochnym materialom v gornom sadovodstve* [Complex of machines for caring for planting material in mountain horticulture]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyajstva*. 2006;(10):10–11. (In Russ.). EDN: HVTQEH
2. Ageeva NM, Sobolev EM, Talanyan OR [et al.]. *Tekhnologicheskie svoystva produktov pererabotki vinograda mashinnoj uborki* [Technological properties of processed products of machine-harvested grapes]. *Vinodelie i vinogradarstvo SSSR*. 1982;(5):26–30. (In Russ.). EDN: WDDCL
3. Dogoda PA, Dogoda AP, Krasovsky VV. A complex of machines providing environmentally safe energy-saving technology of cultivation of permanent plants. *Energoberezhenie i energoeffektivnost': problemy i resheniya. Sbornik nauchnykh trudov IX Vserossiyskoj (natsional'noj) nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyashchennoj 90-letiyu so dnya rozhdeniya Zasluzhennogo deyatelya nauki i tekhniki RF, doktora tekhnicheskikh nauk, professora Khazretali Umarovicha Bugova* [Energy saving and energy efficiency: problems and solutions. Collection of scientific papers of the IX All-Russian (national) scientific and practical conference dedicated to the 90th anniversary of the birth of Honored Scientist and Engineer of the Russian Federation, Doctor of Technical Sciences, Professor Khazretali Umarovich Bugov]. Nalchik, 2020. Pp. 88–92. (In Russ.). EDN: PQEGSH
4. Kudziev KD, Kubalov MA. Justification of the parameters of the shaker of a fruit harvesting machine. *Aktual'nye problemy sel'skokhozyajstvennoj nauki i proizvodstva: materialy Vserossiyskoj nauchno-prakticheskoy konferentsii posvyashchennoj 90-letiyu so dnya rozhdeniya zaslužennogo rabotnika vysshej shkoly RF, zaslužennogo rabotnika sel'skogo khozyajstva RSO – Alaniya, kavallera Ordena Trudovogo Krasnogo Znameni, professora Gazdanova Azana Vladimirovicha* [Actual problems of agricultural science and production: materials of the All-Russian scientific and practical conference dedicated to the 90th anniversary of the birth of the Honored Worker of Higher Education of the Russian Federation, Honored Worker of Agriculture of the Republic of North Ossetia-Alania, Knight of the Order of the Red Banner of Labor, Professor Azan Vladimirovich Gazdanov]. Vladikavkaz, 2025. Pp. 66–68. (In Russ.). EDN: ESEIMM
5. Krasovsky V, Trofimov I, Zavaliy A. Theoretical analysis of a rotary-knife cutting tool for pruning perennial plants. *Transactions of Taurida agricultural science*. 2025;(43):172–181. (In Russ.). EDN: XZGOPD
6. Shekikhachev YuA, Magomedov FM. Mathematical modeling of the process of vegetation removal during land reclamation works. *Izvestiya of Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Koko*. 2022;(2):118–127. (In Russ.). DOI: 10.55196/2411-3492-2022-2-36-118-127. EDN: GEJBJQ
7. Egozhev AM, Egozhev AA, Apkhudov KhA. Fatigue strength of critical joints of agricultural machinery parts and aggregates. *Innovatsionnye resheniya v stroitel'stve, prirodoobustroystve i mekhanizatsii sel'skokhozyajstvennogo proizvodstva: materialy V Vserossiyskoj nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Innovative solutions in construction, environmental management and mechanization of agricultural production: Proceedings of the V All-Russian scientific and practical conference]. Nalchik, 2025. Pp. 173–176. EDN: SMZXCX
8. Khazhmetova AL, Apazhev AK, Shekikhachev YuA [et al.]. Technological and technical support for improving the efficiency of intensive mountain and foothill gardening. *Machinery and equipment for rural area*. 2019;(6):23–28. (In Russ.). DOI: 10.33267/2072-9642-2019-6-23-28. EDN: NERVCY

9. Egozhev AM, Misirov MKh, Egozhev AA, Apkhudov KhA. Improving the operational reliability of joints of parts of tillage machines and aggregates. *Izvestiya of Kabardino-Balkarian State Agrarian University named after V.M. Kokov*. 2025;(3):105–111. (In Russ.). DOI: 10.55196/2411-3492-2025-3-49-105-111. EDN: FNKCEV

10. Apazhev AK, Shekikhachev YuA, Dzuganov VB [et al.]. The main directions for increasing the efficiency of the use of agricultural machinery. *AgroEkoInfo*. 2022;(4). (In Russ.). DOI: 10.51419/202124418. EDN: YBMHMC

11. Artobolevsky II *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: Al'yanS, 2011. 639 p. (In Russ.). EDN: QNDDNL

12. Apazhev AK, Shekikhachev YuA, Balkarov RA [et al.]. Justification of the parameters and modes of operation of the universal grinding machine. *Vestnik of Buryat state academy of agriculture named after V. Philippov*. 2023;(3):128–137. (In Russ.). DOI: 10.34655/bgsha.2023.72.3.015. EDN: OOMTHE

Сведения об авторах

Кочеева Эльвира Германовна – старший преподаватель кафедры техники и технологии наземного транспорта, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Горский государственный аграрный университет», SPIN-код: 8777-9945

Нарतिकоева Лиана Георгиевна – старший преподаватель кафедры технических систем в агробизнесе, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Горский государственный аграрный университет», SPIN-код: 6435-2814

Уртаев Таймураз Асланбекович – кандидат технических наук, доцент кафедры технических систем в агробизнесе, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Горский государственный аграрный университет», SPIN-код: 7380-6906, Researcher ID: AAD-5477-2022

Information about the authors

Elvira G. Kotsoeva – Senior Lecturer, Department of Land Transport Engineering and Technology, Gorsky State Agrarian University, SPIN-code: 8777-9945

Liana G. Nartikoeva – Senior Lecturer, Department of Technical Systems in Agribusiness, Gorsky State Agrarian University, SPIN-code: 6435-2814

Taimuraz A. Urtaev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Systems in Agribusiness, Gorsky State Agrarian University, SPIN-code: 7380-6906, Researcher ID: AAD-5477-2022

Авторский вклад. Все авторы принимали непосредственное участие в планировании, выполнении и анализе данного исследования. Все авторы ознакомились и одобрили окончательный вариант статьи.

Author's contribution. All authors have directly participated in the planning, execution and analysis of this study. All authors have read and approved the final version of this article.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.

Статья поступила в редакцию 15.07.2026;
одобрена после рецензирования 04.08.2026;
принята к публикации 11.08.2026.

The article was submitted 15.07.2026;
approved after reviewing 04.08.2026;
accepted for publication 11.08.2026.