

Влияние увеличения жёсткости конструкции на звуковую мощность отдельных частей поверхности двигателя Д-21А лесохозяйственной машины

С.-С.Ш. Саая^{1а}, С.Н. Орловский^{2б}, С.Н. Долматов^{3с}

¹ Тувинский государственный университет, ул. Ленина, 36, Кызыл, Республика Тыва

² Красноярский государственный аграрный университет, пр. Мира, 90, Красноярск, Россия

³ Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва, пр. Мира, 82, Красноярск, Россия

^а sai-suu2014@yandex.ru, ^б orlovskiysergey@mail.ru, ^с pipinaskus@mail.ru

^а <https://orcid.org/0000-0002-2412-314>, ^б <https://orcid.org/0000-0001-8904-834>,

^с <https://orcid.org/0000-0002-1389-5894>

Статья поступила 05.09.2025, принята 21.11.2025

В данной статье отмечены вопросы вибронгруженности и факторы, которые оказывают влияние не только на ресурс, но и на показатели надёжности машины, эргономику рабочего места оператора, а также на здоровье человека. Целью данной работы является исследование механического импеданса двигателя Д-21А лесохозяйственной машины с колёсно-гусеничным движителем. Предметом исследования является прямое преобразование Фурье над левой и правой частями уравнения. В работе рассматриваются колебания отдельных частей двигателя Д-21А, которые выражаются уравнением по снижению шума в лесохозяйственной машине с колёсно-гусеничным движителем. Решается уравнение, в котором требуется определить смещение (\dot{x}), скорость (dx/dt) и ускорение (d^2x/dt^2) механической системы прямым преобразованием Фурье над левой и правой частями уравнения. Представлено уравнение относительно скорости колебательного движения механической системы в установившемся режиме, где величина Z_F : механический импеданс. Экспериментальные исследования механического импеданса двигателя Д-21 А дали основание утверждать, что в первую очередь надо увеличивать жёсткость конструкции. Создаваемое двигателем внутреннего сгорания звуковое давление может быть снижено увеличением механического импеданса конструкции. Величина его пропорциональна жёсткости, вследствие чего рассматриваются некоторые возможности повышения её вводов в конструкцию дополнительных элементов крепления цилиндров через промежуточные колодки. Проведение измерения уровней звукового давления в зоне цилиндров показывает, что крепление цилиндров данным способом способствует снижению звуковой мощности в октавных полосах частот 1001, 2000 и 4000 Гц в среднем на 2 Дба, что является актуальной темой для исследования.

Ключевые слова: конструкция; жёсткость; демпфирование; звук; механический импеданс.

Effect of increasing structural rigidity on the sound power of individual parts of the surface of the D-21A forestry machine engine

S.-S.Sh. Saaya^{1а}, S.N. Orlovskiy^{2б}, S.N. Dolmatov^{3с}

¹ Tuvan State University; 36, Lenin St., Kyzyl, Republic of Tyva

² Krasnoyarsk State Agrarian University; 90, Mira Ave., Krasnoyarsk, Russia

³ Reshetnev Siberian State University of Science and Technology; 82, Mira Ave., Krasnoyarsk, Russia

^а sai-suu2014@yandex.ru, ^б orlovskiysergey@mail.ru, ^с pipinaskus@mail.ru

^а <https://orcid.org/0000-0002-2412-314>, ^б <https://orcid.org/0000-0001-8904-834>,

^с <https://orcid.org/0000-0002-1389-5894>

Received 05.09.2025, accepted 21.11.2025

This article discusses vibration loading issues and factors that affect not only the service life, but also the reliability of the machine, the ergonomics of the operator's workplace, and human health. The purpose of this work is to study the mechanical impedance of the D-21A engine of the T-25A forestry machine with a wheeled-tracked drive. The subject of the study is the direct Fourier transform over the left and right sides of the equation. The work examines the vibrations of individual parts of the D-21A machine engine, which is expressed by an equation for reducing noise in the T-25A forestry machine with a wheeled- machine drive. The equation is solved, in which it is required to determine the displacement (\dot{x}), speed (dx/dt) and acceleration (d^2x/dt^2) of the mechanical system, by the direct Fourier transform over the left and right sides of the equation. An equation is presented for the velocity of oscillatory motion of a mechanical system in steady state, where the value of Z_F is mechanical impedance. Experimental studies of the mechanical impedance of the D-21A engine have given grounds to assert that the rigidity of the structure must be increased first. The sound pressure generated by the internal combustion engine can be reduced by increasing the mechanical impedance of the structure. Its value is proportional to the rigidity, as a result of which some possibilities of increasing it by introducing additional elements of cylinder fastening into the structure through intermediate pads are considered. Measurements of sound pressure levels in the cylinder area show that mounting the cylinders

in this way helps to reduce sound power in octave frequency bands of 1001, 2000 and 4000 Hz by an average of 2 dBA, which is a relevant topic for research.

Keywords: design; rigidity; damping; sound; mechanical impedance.

Введение. На протяжении последних 50 лет совершенствование лесных машин и многооперационных машин идёт не только в направлении увеличения их мощности, производительности, снижения издержек, но и в области совершенствования эргономики, снижения уровня шума и вибрации. Высокий уровень шума и вибраций крайне негативно сказывается на показателях работоспособности оператора, приводит к росту уровня проф. заболеваний. Например, из работы А.Н. Андреевой, Я.В. Черненко, И.В. Туманова известно, что до 70 % операторов машин страдают тугоухостью, вибрационной болезнью и т. п. [1].

Согласно исследованиям С. Сулайманова, уровень шума и вибрации современных колёсных машин ниже на 37 % по сравнению с машинами, выпускаемыми в 1990...2000-х гг. [2]. Поэтому работа в области снижения уровня шума и вибрации является актуальным направлением по совершенствованию отечественных машин.

Большую роль в эффективном применении машин играет качество технологического оборудования, отвечающего функциональному назначению самой машины, а также уровень конструкторского и технологического исполнения основных узлов и агрегатов. Конструкции дизельных двигателей машин непрерывно совершенствуются. Во главу угла ставятся вопросы высокой удельной мощности, крутящего момента, надёжности. Развитие конструкций двигателей неизбежно приводит к поиску конструктивных и технологических решений в области снижения уровня механических потерь, сил трения и ударного взаимодействия. Основной вклад (около 50 %) вносят механические потери в цилиндропоршневой группе (рис. 1) [3] и потери в кривошипно-шатунном механизме – до 24 %.

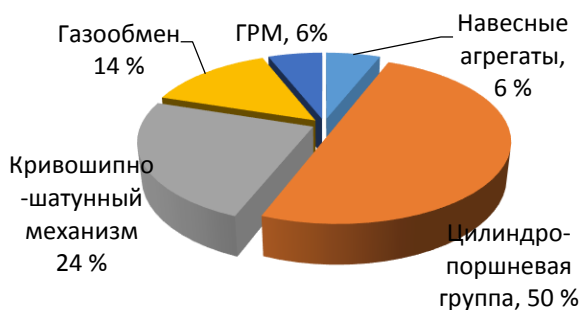


Рис. 1. Механические потери бензинового двигателя

С увеличением частоты вращения коленчатого вала, потери на трение в цилиндропоршневой группе растут до уровня в 60 %. [4] Механические потери цилиндропоршневой группы преобразуются в нагрев и вибрацию, побуждают колебания определённой частоты и амплитуды. Колебания двигателя могут совпадать по частоте с собственными колебаниями шасси и технологического оборудования. При этом будут возникать нежелательные явления резонанса. В немалой степени уровень вибраций и шума зависит от режима работы машины [5].

Поэтому вопросам вибронегруженности нужно уделять достаточное внимание, поскольку этот фактор оказывает влияние не только на ресурс и показатели надёжности машины, но и на эргономику рабочего места оператора, его здоровье.

Целью данной работы является исследование механического импеданса двигателя Д-21А лесохозяйственной машины с колёсно-гусеничным движителем.

Объекты и методы исследования. Рассмотрим колебания отдельных частей двигателя Д-21А, которое выражается уравнением [6]:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + kx = F(t), \quad (1)$$

где m – масса; C – демпфирование; k – упругость.

Решая это уравнение, можно определить смещение (\dot{x}), скорость (dx/dt) и ускорение (d^2x/dt^2) механической системы.

Прямое преобразование Фурье над левой и правой частями уравнения (1) даёт следующую зависимость:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \left(\frac{d^2x}{dt^2} + 2Q \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x \right) e^{-j\omega t} \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} F(t) e^{-j\omega t} \cdot dt \quad (2)$$

где $\omega_0/Q = 2Q$ – отношение демпфирования; $\frac{\sqrt{km}}{c} = Q$ – фактор демпфирования (добротность) системы; $\sqrt{\frac{k}{m}} = \omega_0$ – угловая резонансная частота; $2\pi f = \omega$ – угловая частота.

Решая уравнение (2) относительно скорости колебательного движения механической системы в установившемся режиме, имеем [7, 8]:

$$X = \frac{F_0 e^{-j\omega t}}{j\omega + 2Q + \frac{\omega_0}{j\omega}} = \frac{F_0 e^{-j\omega t}}{Z_F} \quad (3)$$

где величина Z_F : $Z_F = j\omega + 2Q + \frac{\omega_0}{j\omega} = \frac{c}{m} + j \left(\frac{\omega^2 - \omega_0^2}{\omega} \right)$ – механический импеданс.

Механический импеданс можно представить в виде:

$$Z_F = |Z_F| \cdot e^{j\varphi_F}, \quad (4)$$

где

$$|Z_F| = \sqrt{C_F^2 + \left(\omega m - \frac{k}{\omega} \right)^2} \quad (5)$$

C_F – вещественная часть; $\omega_m - k/\omega$ – мнимая часть.

$$\varphi_F = \arctg \frac{\omega m - \frac{k}{\omega}}{C_F} \quad (6)$$

φ_F – угол сдвига фаз между возбуждающей силой $F \cdot e^{j\omega t}$ и колебательной скоростью \dot{x} точки приложения этой силы.

Результаты исследования и их обсуждение. Из выражений (3), (4), (5) следует, что механический импеданс

отражает динамические свойства конструкции, потому что передача колебательной энергии механической системы зависит не только от возмущающих усилий, но и от её динамических свойств.

Если измерять возмущающую силу и результирующую скорость на одной и той же точке объекта, полученный импеданс называют точечным или входным. С другой стороны, если результирующая скорость измеряется на точке, удалённой от места действия силы, то полученный импеданс называют передаточным или переходным.

От величины механического импеданса во многом зависит величина излучаемой звуковой энергии [7, 9, 10]. Величина создаваемого звукового давления $p^{(t)}$ двигателя внутреннего сгорания в рассматриваемой точке может быть определена так

$$p^{(t)} = \frac{F(t)}{Z_F} \cdot \frac{V_2}{V_1} \cdot k \cdot S \quad (7)$$

$F(t)$ – действующие переменные силы на работающем двигателе;

V_1 – скорость колебаний в точке приложения возмущающих сил;

$j\omega \ddot{x}_2 = \ddot{V}_2$ – скорость колебательного движения в любой другой точке;

\vec{X}_2 – амплитуда колебаний, совершающихся под действием сил $F(t)$;

Ω – угловая скорость $\omega = 2\pi f$;

Φ – частота;

$V_2/V_1 = \kappa$ – коэффициент излучения, определяемый характером колебаний рассматриваемой системы. В общем случае $\kappa < 1$, так как колебания разных точек поверхности неодинаковы по величине и фазе;

S – площадь поверхности излучения;

Z_F – механический импеданс системы, излучающей звуковую энергию.

Анализ данного уравнения (7) показывает, что эффективное снижение шума может быть достигнуто:

- снижением величин действующих переменных сил. В настоящее время силы, возникающие вследствие рабочего процесса, изучены довольно подробно, и существующими мерами регулирования процесса сгорания трудно достичь какого-то положительного влияния на снижение вибрации;

- снижением коэффициента передачи звуковых колебаний по конструкции от мест возникновения к местам излучения. Это достигается выбором конструкции, использованием материала с возможно большим внутренним трением, искусственным демпфированием различными покрытиями, прокладками из упругих материалов в местах сочленения отдельных элементов конструкции;

- ухудшением условий излучения, что достигается предельным сокращением поверхности и уменьшением амплитуды колебаний, а также возможно большим нарушением синфазности колебаний поверхности, т. е. регулированием форм колебаний, например, разделением поверхности рёбрами жёсткости и т. п.;

- увеличением механического импеданса колеблющегося тела, величина которого возрастает с повышением жёсткости конструкции и массы. Уровни механического импеданса определяются экспериментально-

расчётным определением его величины, которое в динамическом режиме связано с большими трудностями и неточностями.

Экспериментальные исследования механического импеданса двигателя Д-21 А дают основание утверждать, что в первую очередь надо увеличивать жёсткость конструкции (картера коленчатого вала, цилиндров и др.) [9, 10, 11].

С целью эксперимента в конструкцию введены следующие элементы (дополнения):

1) цилиндры к картеру коленчатого вала крепятся через промежуточные колодки (подставки). Это даёт возможность снизить скорость вибрационных колебаний цилиндра;

2) нижняя часть картера коленчатого вала (в поперечном сечении «П»-образной формы) стягивается стержнями, образуя «квадратно-образную форму» (рис. 2).

Проводились измерения уровней модуля передаточного механического сопротивления цилиндров, головок цилиндров и картера коленчатого вала – возбуждающая сила приложена в месте перекладки поршня в цилиндре (см. рис. 2) и звуковой мощности зон цилиндров и боковых поверхностей картера коленвала.

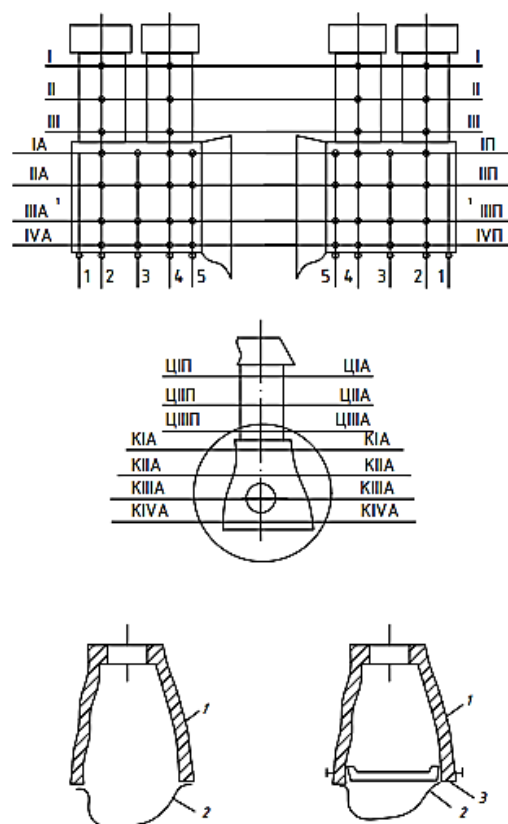


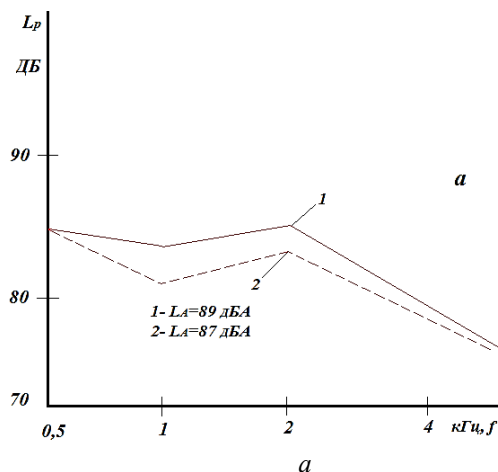
Рис. 2. Схема размещения точек измерения механического импеданса (а) и поперечного сечения картера (б) на Д-21А: 1 – стенки картера; 2 – поддон; 3 – стягивающие стержни (перекладины)

Измерения механического сопротивления цилиндров показали, что крепление их через промежуточные колодки:

- способствует сдвигу наибольшей вибропроводимости цилиндров в сторону высоких частот;

– увеличивает уровни модуля механического сопротивления в определённых частотных диапазонах, достигая наибольшей величины в области 1100–2800 Гц.

Видимо, в этой области частот следует ожидать снижения излучаемой звуковой энергии поверхностью цилиндров [12, 13, 14].



Проведение измерения уровней звукового давления в зоне цилиндров показывает [15, 16, 17], что крепление цилиндров данным способом способствует снижению звуковой мощности в октавных полосах частот 1001, 2000 и 4000 Гц в среднем на 2 дБА (рис. 3).

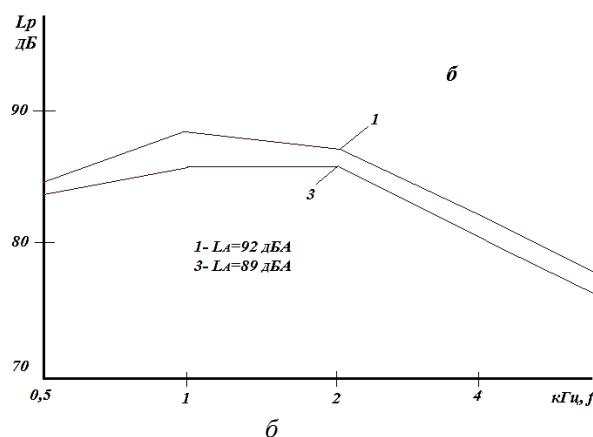


Рис. 3. Величина звуковой мощности зон цилиндров (а) и боковых поверхностей картера (б). Д-21А при работе: 1 – конструкция без изменений; 2 – крепление цилиндров через промежуточные колодки; 3 – нижняя часть картера стягивается стержнями

Заключение. Измерения величины механического импеданса картера коленчатого вала показывают, что применение стягивающих стержней для нижней части способствует увеличению уровней модуля переходного механического сопротивления в определённых диапазонах частот: снижение вибропроводимости наблюдается в частотном диапазоне 500 Гц, 1500, 2000–3000 Гц для правой стороны и 2000–4000 Гц для левой стороны картера коленчатого вала [18, 19, 20].

Звуковая мощность зон поверхности картера коленчатого вала снизилась в среднем на 2 дБА, а в октавных полосах частот 500, 1000 и 2000 Гц, соответственно на 3,2 и 2 дБА (для правой стороны) (см. рис. 3, б).

Выводы. Конструктивные решения, позволяющие снизить уровень вибрации и шума, являются перспективными мерами усовершенствования конструкции сельскохозяйственных машин.

Крепление цилиндров к картеру коленчатого вала через промежуточные колонки способствует увеличению уровней модуля механического импеданса и снижению звуковой мощности зоны цилиндров в среднем на 2 дБА.

Стягивающие стержни для нижней части картера коленчатого вала позволяют увеличить механический импеданс боковых сторон и снизить звуковую мощность в среднем на 2 дБА.

Литература

1. Андреев А.Н. Исследование влияния шума в кабине трактора на реакцию тракториста-машиниста / А.Н. Андреев, Я.В. Черненко, И.В. Туманов // Повышение управленческого, экономического, социального, инновационно-технологического и технического потенциала предприятий и отраслей АПК : сб. науч. трудов по мат-лам Междунар. науч.-практ. конф. Тверь, 29–31 мая 2017 года. – Тверь : Изд-во Тверской ГСХА, 2017. – С. 132–135. – EDN ZDXUXF.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М. : Высшая школа, 1980.
3. Беликов Е.В. Методика математического расчета работы машины для удаления пней [Текст] / Е.В. Беликов, В.П. Попиков, С.Н. Саулин, В.В. Посметьев // Природопользование: ресурсы, техническое обеспечение: Межвуз. сб. науч. тр. / Фед. агентство по образованию, ГОУ ВПО «ВГЛТА» – Воронеж, 2009. – Вып. 4. – С. 144–150.
4. Борьба с шумом. Под ред. д-ра тех. наук проф. Е.Я. Юдина. – М. : Изд-во Стройиздат, 1964.
5. ГОСТ 12.2.019-2015 Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности.
6. Гордиенко М.И., Нагорная Р.В., Кистень А.В. Влияние раскорчевки вырубок на свойства почвы. Лесной журнал, 1986, № 1.
7. Драпалюк М.В., Батищев С.Н. Результаты теоретического исследования виброударной машины для удаления пней ЛЖ № 3, 2011.
8. Оглезнева Л.А. О-37 Акустические методы контроля и диагностики. Часть II : учеб. пособие / Л.А. Оглезнева, А.Н. Калинин. – Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 292 с.
9. Путинцев С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания : дис. ... д-ра технических наук : 05.04.02 – М., 1997. – 391 с.
10. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 244 с.
11. Поздняков Е.В., Дручинин Д.Ю. Способы и современные средства механизации для удаления пней // Молодой учёный. – 2013. – № 11. – С. 173–176.
12. Han H. W. et al. Effect of sound insulation on noise reduction in an agricultural tractor cab //Scientific Reports. – 2022. – Т. 12. – №. 1. – С. 22038.

13. Ferrari E., Cavallo E. Operators' perception of comfort in two tractor cabs // *Journal of agricultural safety and health*. – 2013. – T. 19. – №. 1. – C. 3–18.
14. Abd-El-Tawwab A. M. et al. Characteristics of agriculture tractor interior noise // *Journal of low frequency noise, vibration and active control*. – 2000. – T. 19. – №. 2 – C. 73–81.
15. Wang Z., Zuo Y., Sun L. The impact of sound pressure level, loudness, roughness, sharpness, articulation index, hand vibration, and seat vibration on subjective comfort perception of tractor drivers // *Symmetry*. – 2023. – T. 15. – № 7. – C. 1317.
16. Redel-Macias M. D. et al. Evaluation of sound quality in a tractor driver cabin based on the effect of biodiesel fatty acid composition // *Fuel*. – 2014. – T. 118. – C. 194–201.
17. Aybek A., Kamer H.A., Arslan S. Personal noise exposures of operators of agricultural tractors // *Applied Ergonomics*. – 2010. – T. 41. – № 2. – C. 274–281.
18. Barač Ž. et al. The Impact of Noise on Agricultural Tractor Operator in Relation to Certain Operational Parameters: An Analytical Hierarchy Process (AHP) Approach // *Agriculture*. – 2025. – T. 15. – № 5. – C. 466.
19. Yamin M. et al. Noise exposure and its impact on psychological health of agricultural tractor operators // *Noise Control Engineering Journal*. – 2021. – T. 69. – № 6. – C. 500–506.
20. Barač Ž. et al. Noise in the cabin of agricultural tractors // *Tehnički vjesnik*. – 2018. – T. 25. – № 6. – C. 1611–1615.
5. GOST 12.2.019-2015 Occupational Safety Standards System. Tractors and Self-Propelled Agricultural Machinery. General Safety Requirements.
6. Gordienko M.I., Nagornaya R.V., Kisten A.V. The Effect of Clearing of Cleared Areas on Soil Properties. *Forest Journal*, 1986, No. 1.
7. Drapalyuk M.V., Batishchev S.N. Results of a Theoretical Study of a Vibro-Impact Machine for Removing Stumps LZh No. 3, 2011.
8. Oglezneva L.A. O-37 Acoustic Methods of Monitoring and Diagnostics. Part II: A Tutorial / L.A. Oglezneva, A.N. Kalinichenko. – Tomsk : Publishing House of Tomsk Polytechnic University, 2009. – 292 p.
9. Putintsev S.V. Reduction of Mechanical Losses in Automotive and Tractor Internal Combustion Engines : Diss. ... Doctor of Engineering Sciences: 05.04.02. – Moscow, 1997. – 391 p.
10. Petrichenko R.M. Physical Foundations of Intra-Cylinder Processes in Internal Combustion Engines. Leningrad: Leningrad University Publishing House, 1983. 244 p.
11. Pozdnyakov E.V., Druchinin D.Yu. Methods and Modern Means of Mechanization for Removing Stumps // *Young Scientist*. – 2013. – No. 11. – P. 173–176.
12. Han H.W. et al. Effect of Sound Insulation on Noise Reduction in an Agricultural Tractor Cab // *Scientific Reports*. – 2022. – Vol. 12. – No. 1. – P. 22038.
13. Ferrari E., Cavallo E. Operators' perception of comfort in two tractor cabs // *Journal of agricultural safety and health*. – 2013. – T. 19. – No. 1. – P. 3–18.
14. Abd-El-Tawwab A. M. et al. Characteristics of agriculture tractor interior noise // *Journal of low frequency noise, vibration and active control*. – 2000. – T. 19. – No. 2. – pp. 73–81.
15. Wang Z., Zuo Y., Sun L. The impact of sound pressure level, loudness, roughness, sharpness, articulation index, hand vibration, and seat vibration on subjective comfort perception of tractor drivers // *Symmetry*. – 2023. – T. 15. – No. 7. – P. 1317.
16. Redel-Macias M. D. et al. Evaluation of sound quality in a tractor driver cabin based on the effect of biodiesel fatty acid composition // *Fuel*. – 2014. – T. 118. – P. 194–201.
17. Aybek A., Kamer H. A., Arslan S. Personal noise exposures of operators of agricultural tractors // *Applied Ergonomics*. – 2010. – T. 41. – No. 2. – pp. 274–281.
18. Barač Ž. et al. The Impact of Noise on Agricultural Tractor Operator in Relation to Certain Operational Parameters: An Analytical Hierarchy Process (AHP) Approach // *Agriculture*. – 2025. – T. 15. – No. 5. – P. 466.
19. Yamin M. et al. Noise exposure and its impact on psychological health of agricultural tractor operators // *Noise Control Engineering Journal*. – 2021. – T. 69. – No. 6. – pp. 500–506.
20. Barač Ž. et al. Noise in the cabin of agricultural tractors // *Tehnički vjesnik*. – 2018. – T. 25. – No. 6. – pp. 1611–1615.

References

1. Andreev A.N. Study of the influence of noise in the tractor cabin on the reaction of the tractor driver / A.N. Andreev, Ya.V. Chernenko, I.V. Tumanov // *Improving the managerial, economic, social, innovative, technological and technical potential of enterprises and industries of the agro-industrial complex: collection of scientific papers based on the materials of the International scientific and practical conference, Tver, May 29–31, 2017*. – Tver: Publishing house of Tver State Agricultural Academy, 2017. – P. 132–135. – EDN ZDXUXF.
2. Biderman V.L. Theory of mechanical vibrations. – M. : Higher School, 1980.
3. Belikov E.V. Methodology for Mathematical Calculation of Stump Removal Machine Operation [Text] / E.V. Belikov, V.P. Popikov, S.N. Saulin, V.V. Posmetyev // *Nature Management: Resources, Technical Support: Interuniversity Collection of Scientific Papers / Federal Education Agency, State Educational Institution of Higher Professional Education "VGFLTA"*. – Voronezh, 2009. – Issue 4. – Pp. 144–150.
4. Noise Control. Edited by Dr. of Technical Sciences, Prof. E.Ya. Yudin. – M. Stroyizdat Publishing House. 1964.
5. GOST 12.2.019-2015 Occupational Safety Standards System. Tractors and Self-Propelled Agricultural Machinery. General Safety Requirements.
6. Gordienko M.I., Nagornaya R.V., Kisten A.V. The Effect of Clearing of Cleared Areas on Soil Properties. *Forest Journal*, 1986, No. 1.
7. Drapalyuk M.V., Batishchev S.N. Results of a Theoretical Study of a Vibro-Impact Machine for Removing Stumps LZh No. 3, 2011.
8. Oglezneva L.A. O-37 Acoustic Methods of Monitoring and Diagnostics. Part II: A Tutorial / L.A. Oglezneva, A.N. Kalinichenko. – Tomsk : Publishing House of Tomsk Polytechnic University, 2009. – 292 p.
9. Putintsev S.V. Reduction of Mechanical Losses in Automotive and Tractor Internal Combustion Engines : Diss. ... Doctor of Engineering Sciences: 05.04.02. – Moscow, 1997. – 391 p.
10. Petrichenko R.M. Physical Foundations of Intra-Cylinder Processes in Internal Combustion Engines. Leningrad: Leningrad University Publishing House, 1983. 244 p.
11. Pozdnyakov E.V., Druchinin D.Yu. Methods and Modern Means of Mechanization for Removing Stumps // *Young Scientist*. – 2013. – No. 11. – P. 173–176.
12. Han H.W. et al. Effect of Sound Insulation on Noise Reduction in an Agricultural Tractor Cab // *Scientific Reports*. – 2022. – Vol. 12. – No. 1. – P. 22038.
13. Ferrari E., Cavallo E. Operators' perception of comfort in two tractor cabs // *Journal of agricultural safety and health*. – 2013. – T. 19. – No. 1. – P. 3–18.
14. Abd-El-Tawwab A. M. et al. Characteristics of agriculture tractor interior noise // *Journal of low frequency noise, vibration and active control*. – 2000. – T. 19. – No. 2. – pp. 73–81.
15. Wang Z., Zuo Y., Sun L. The impact of sound pressure level, loudness, roughness, sharpness, articulation index, hand vibration, and seat vibration on subjective comfort perception of tractor drivers // *Symmetry*. – 2023. – T. 15. – No. 7. – P. 1317.
16. Redel-Macias M. D. et al. Evaluation of sound quality in a tractor driver cabin based on the effect of biodiesel fatty acid composition // *Fuel*. – 2014. – T. 118. – P. 194–201.
17. Aybek A., Kamer H. A., Arslan S. Personal noise exposures of operators of agricultural tractors // *Applied Ergonomics*. – 2010. – T. 41. – No. 2. – pp. 274–281.
18. Barač Ž. et al. The Impact of Noise on Agricultural Tractor Operator in Relation to Certain Operational Parameters: An Analytical Hierarchy Process (AHP) Approach // *Agriculture*. – 2025. – T. 15. – No. 5. – P. 466.
19. Yamin M. et al. Noise exposure and its impact on psychological health of agricultural tractor operators // *Noise Control Engineering Journal*. – 2021. – T. 69. – No. 6. – pp. 500–506.
20. Barač Ž. et al. Noise in the cabin of agricultural tractors // *Tehnički vjesnik*. – 2018. – T. 25. – No. 6. – pp. 1611–1615.