

DOI: 10.15393/j2.art.2023.6963

УДК 631.331

Статья

Новое предохранительное устройство для привода лесных почвообрабатывающих машин

Зимарин Сергей Викторович

кандидат технических наук, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), sezimarin@yandex.ru

Четверикова Ирина Владимировна

кандидат технических наук, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), chivles@rambler.ru

Щеблыкин Павел Николаевич

кандидат технических наук, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), pashavai@mail.ru

Боровиков Роман Геннадьевич

кандидат технических наук, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), borovikov_roman@mail.ru

Получена: 28 марта 2023 / Принята: 28 апреля 2023 / Опубликовано: 4 мая 2023

Аннотация: В данной работе обоснована работоспособность нового предохранительного устройства кулачкового типа, проведены экспериментальные исследования процесса срабатывания предохранительного устройства, установленного в карданном приводе почвообрабатывающей машины. Исследован новый двухкулачковый предохранитель с упругим резиновым элементом с учётом динамических параметров системы, реализован полнофакторный эксперимент. Выявлены преимущества в конструктивном исполнении предложенного предохранителя. Получена регрессионная модель влияния параметров предохранительного устройства на динамическую нагруженность, позволяющая осуществлять разработку машин лесного комплекса, имеющих в своей конструкции предохранительные устройства, устанавливаемые в приводных узлах, и определять влияние угла наклона промежуточного вала и момента инерции системы с учётом их частот вращения. Выявлено, что увеличение таких варьируемых факторов, как частота вращения, угол наклона промежуточного

вала и момент инерции системы, влечёт рост динамической нагрузки, а наиболее значимое влияние на величину максимальной динамической нагрузки оказывает частота вращения, менее сильное — момент инерции, наименьшее — угол наклона. Установлено, что угол отклонения наклона промежуточного вала для минимизации величин динамических нагрузок должен находиться в пределах от 0 до 15 град. с учётом значений моментов инерции вращающихся элементов привода, на которых установлен предохранитель, а также в пределах значений от 0,012—0,024 Нмс. Определены оптимальные величины частоты вращения и угла наклона промежуточного вала, обеспечивающие минимальную динамическую нагруженность. Проведённые исследования могут быть эффективно использованы при дальнейшей разработке машин лесного комплекса с учётом конструкций предохранительных устройств и их динамической нагруженности.

Ключевые слова: лесное хозяйство; почвообрабатывающая машина; карданный привод; предохранительные устройства; динамические нагрузки

DOI: 10.15393/j2.art.2023.6963

Article

New safety device for the driving system of forest tillage machines

Sergey Zimarin

PhD in engineering, associate professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G. F. Morozov (Russian Federation), sezimarin@yandex.ru

Irina Chetverikova

PhD in engineering, associate professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G. F. Morozov (Russian Federation), chivles@rambler.ru

Pavel Shcheblykin

PhD in engineering, associate professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies, named after G. F. Morozov (Russian Federation), pashavai@mail.ru

Roman Borovikov

PhD in engineering, associate professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies, named after G. F. Morozov (Russian Federation), borovikov_roman@mail.ru

Received: 28 March 2023 / Accepted: 28 April 2023 / Published: 4 May 2023

Abstract: The paper substantiates the operability of a new cam-type safety device due to the results of experimental studies of a safety device function installed in a cardan drive of a tillage machine. A new two-cam safety unit with an elastic rubber element was studied in the course of a full-factor experiment taking into account the dynamic parameters of the system. The advantages of the proposed safety unit design are revealed. The authors obtained a regression model of the safety device parameters influence on the dynamic loading. The model allows designing forest complex machines with safety devices installed in the drive units and determining the influence of the subshaft inclination and the moment of inertia of the system taking into account their rotational speeds. It is revealed that an increase of such variable factors values as rotation speed, the angle of inclination of the subshaft and the moment of inertia of the system results in dynamic loading increase. The frequency of rotation exerts the most significant effect on the value of the maximum dynamic loading while the moment of inertia has less effect and the angle of inclination exerts the least one. To minimize the values of dynamic loading the angle of inclination of the subshaft should be in the range from 0 to 15

degrees, taking into account the values of the moments of inertia of the rotating drive elements on which the safety unit is installed, also in the range of values from 0.012 – 0.024 Nm. The optimal values of the rotation speed and the angle of inclination of the subshaft are determined thus ensuring minimal dynamic loading. The research results may be effectively used in the further development of forest complex machines taking into account the designs of safety devices and their dynamic loading.

Keywords: forestry; tillage machine; cardan drive; safety devices; dynamic loads

1. Введение

Почвообрабатывающие машины, имеющие в своей структуре активные приводные элементы, осуществляющие передачу крутящего момента на рабочие органы, в процессе своей работы контактируют с препятствиями (камни, пни, крупные корни и др.). Всё это сопровождается динамическими нагрузками и ударами, которые приводят к поломке или разрушению как рабочих органов, так и привода или отдельных его деталей. Для осуществления их защиты от возникающих перегрузок и поломок в приводных линиях таких машин следует предусматривать установку предохранительных устройств, которые автоматически позволяют выполнить размыкание механизма в случае достижения предельной величины передаваемого момента.

Устанавливаемые на машины механизмы и предохранительные устройства должны обеспечивать передачу рабочей нагрузки, защитить рабочие органы и приводные линии от нарушения нормального режима работы.

Анализ существующих конструкций почвообрабатывающих машин и их привода [1—3] показал, что в них не предусмотрено наличие предохранительных устройств, защищающих их приводные узлы от нагрузок по крутящему моменту. Применяемые предохранительные устройства аналогичного типа [3—4] имеют большое количество используемых в них конструктивных узлов, элементов и деталей, что в дальнейшем в условиях их эксплуатации приводит к увеличению затрат на изготовление, сборку и техническое обслуживание как самого предохранителя, так и привода в целом. В главной степени это усложняет саму конструкцию, что негативно сказывается на точности и быстроте срабатывания самого предохранителя.

Поэтому, исходя из недостатков имеющихся конструкций, предлагается в элементах привода карданного типа применение новой конструкции кулачкового предохранителя, отличающегося своей простотой конструкции и установки, что, в свою очередь, позволит снизить динамическую нагруженность приводных узлов всей машины за счёт повышения точности срабатывания.

Проведён анализ теоретических исследований, касающихся динамики нагруженности машин [5—7], снабжённых предохранительными устройствами размыкающего типа [8—9], устанавливаемых в приводных линиях машины [10—11]. Установлено, что отсутствуют исследования, касаемые изучения динамических нагрузок, возникающих в момент их срабатывания, которые в первоочередной очереди негативно сказываются на дальнейшей работе и эксплуатации всей машины в целом.

Таким образом, проведённые теоретические исследования динамики нагруженности лесохозяйственных машин дали возможность получить математическую модель влияния кинематических и динамических параметров предохранительного устройства на максимальные динамические нагрузки, возникающие в процессе его срабатывания. Это позволяет определить оптимальные конструктивно-технологические параметры

предохранительного устройства, обеспечивающие надёжную защиту привода машины от перегрузок.

В работе поставлена цель обоснования и подтверждения работоспособности нового предохранительного устройства кулачкового типа, установленного в карданном приводе почвообрабатывающей машины, а также, основываясь на проведении стендовых экспериментальных испытаний, провести аналитические исследования его процесса срабатывания с учётом динамических параметров системы.

2. Материалы и методы

Новое устройство, предназначенное для защиты передач карданного типа, применяемых в конструкциях лесохозяйственных и почвообрабатывающих машин (рисунок 1), представляет собой свободно установленную карданную вилку 2 и перемещаемую в осевом направлении по шлицам втулку 3. Упругий элемент 4 расположен во втулке 3, выполненной в виде ступицы. Двухкулачковые шайбы 5 смонтированы между втулкой 3 и вилкой. Одна из шайб 5 соединена с втулкой 3 и упругим элементом 4. Регулировочные гайки 7, контактируя с цилиндрической пружиной 6, осуществляют требуемое прижатие шайб 5 между собой.

Работа предохранителя кулачкового типа происходит по следующей схеме. В начале эксплуатации предохранитель регулируется при помощи продольно перемещающихся по валу 1 регулировочных гаек 6. Благодаря этому происходит увеличение или уменьшение величины давления, т.е. усилия прижатия, на поверхности двухкулачковых шайб 5. В нормальном режиме эксплуатации крутящий момент от фигурной вилки 2 передаётся на вал 1 посредством втулки 3 и шайб 5. В случае перегрузки втулка 3 и вал 1 прекращают вращение, при этом втулка 3, воздействуя на пружину, сжимает её, а зубья двухкулачковых шайб размыкаются. Далее предохранитель срабатывает с пробуксовкой.

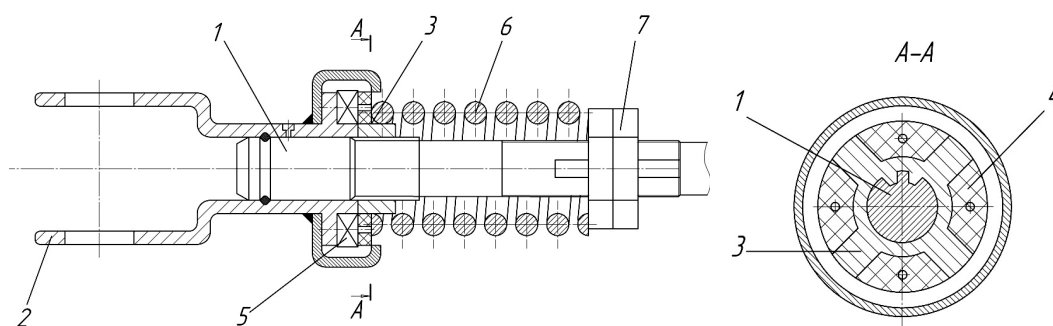


Рисунок 1. Предохранительное устройство: 1 — вал; 2 — вилка; 3 — втулка; 4 — упругий элемент; 5 — двухкулачковые шайбы; 6 — пружина; 7 — регулировочные гайки

Figure 1. Safety device: 1 — shaft; 2 — fork; 3 — sleeve; 4 — elastic element; 5 — two-cam washers; 6 — spring; 7 — adjusting nuts

Для реализации исследований в лабораторных условиях и выполнения экспериментальных задач применялся стенд (фото 1), позволяющий осуществлять имитацию перегрузки рабочих элементов машин с последующим срабатыванием предохранителя карданного типа. Крутящий момент передавался от электродвигателя переменного тока, обладающего мощностью 3 кВт и фактической частотой вращения его вала 1430 мин^{-1} . Вследствие того, что большинство машин, работающих в лесном хозяйстве, имеет диапазон вращения их приводных линий (карданного вала) от 300 до 650 мин^{-1} , то и на стенде он соответствовал этому интервалу. Заданный интервал вращения достигался установкой на вал электродвигателя вариаторного шкива. За счёт перемещения электродвигателя по специальным пазам в раме стенда путём изменения межосевого расстояния осуществлялось требуемое натяжение приводного ремня.

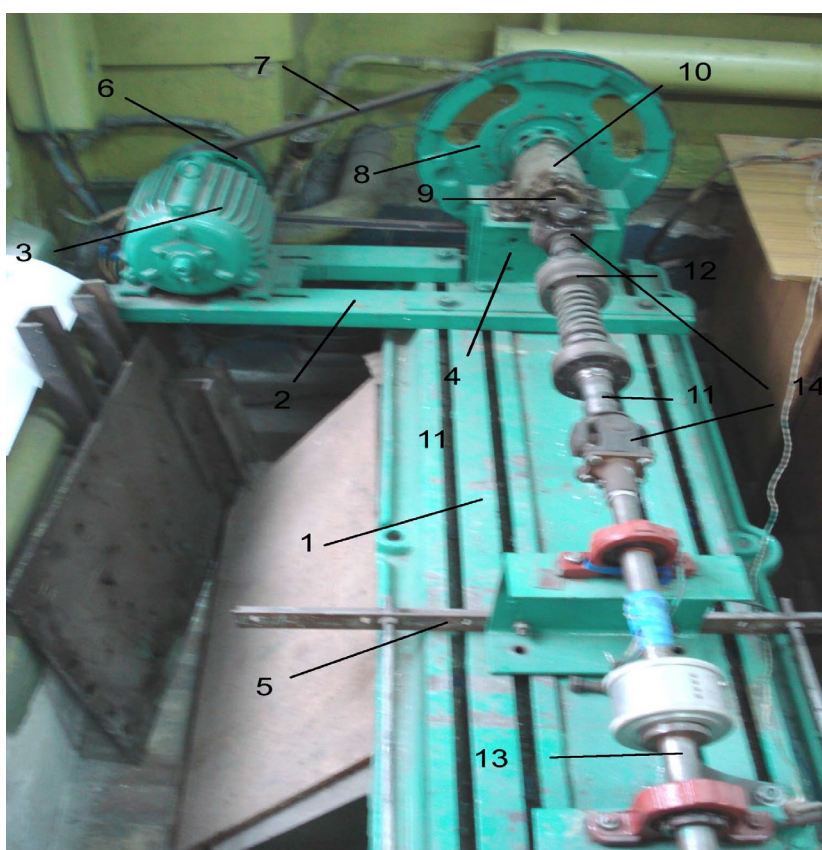


Фото 1. Стенд для испытания предохранительного устройства: 1 — плита; 2 — рама; 3 — электродвигатель; 4 — стойка под подшипники; 5 — специальная рама; 6 — вариаторный шкив; 7 — клиновой ремень; 8 — шкив; 9, 13 — валы; 10 — корпус подшипника; 11 — карданный вал; 12 — предохранительная муфта; 14 — шарнир

Photo 1. Test bench: 1 — plate; 2 — frame; 3 — electric motor; 4 — bearing rack; 5 — special frame; 6 — variable-speed pulley; 7 — V-belt; 8 — pulley; 9, 13 — shafts; 10 — bearing housing; 11 — cardan shaft; 12 — safety clutch; 14 — hinge

При помощи тарировочной пружины применяемые предохранительные устройства подвергались регулированию на момент, при котором будет происходить их срабатывание. Определение величин крутящих моментов, возникающих на валу, осуществлялось применением метода электротензометрирования с использованием наклеенных на вал тензометрических датчиков, работающих на кручение, и ртутных токосъёмников, которые специально предназначены для снятия сигналов и их передачи с вращающихся частей исследуемых объектов стенда на усилительную аппаратуру. Применение токосъёмников ртутного типа позволяет осуществить высокую точность снимаемых показаний, т. к. контакт скользящих поверхностей между собой отсутствует. Частота валов стенда определялась индукционными датчиками.

Места установки датчиков и токосъёмников представлены на фото 2. Используя усилитель ТА-5 на четыре канала с рабочим диапазоном от 0 до 1000 Гц, осуществлялось деление передаваемых сигналов с тензодатчиков. Все электрические сигналы, поступающие от усилительной аппаратуры, обрабатывались программой GeieDAQ на ЭВМ с использованием аналоговых модулей ввода-вывода и преобразователя интерфейса RS-232/RS-485 (ADAM-4520).

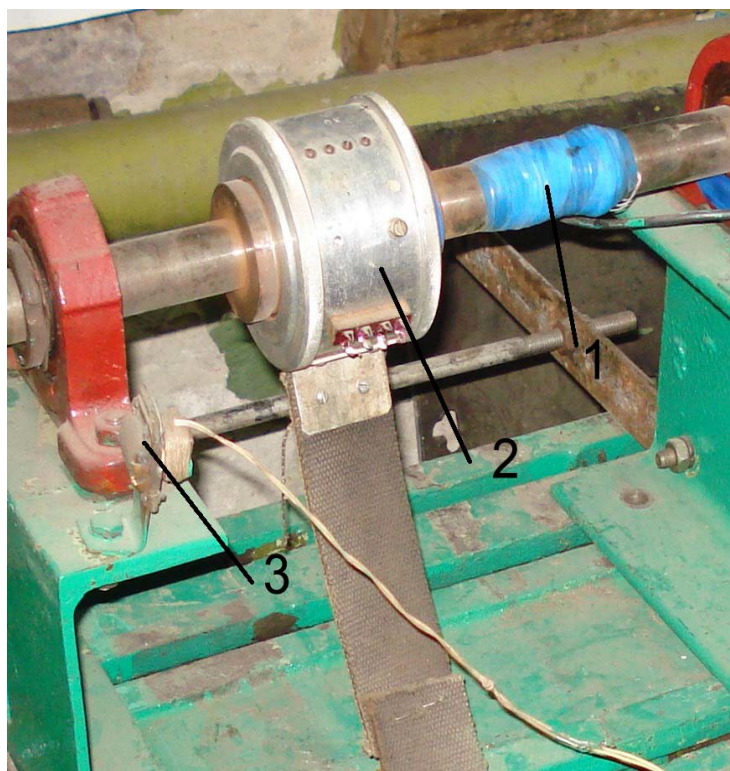


Фото 2. Места установки: 1 — тензометрических датчиков, 2 — токосъёмника; 3 — индукционного датчика

Photo 2. General view: 1 — strain gauges, 2 — current collector; 3 — induction sensor

Исследования предполагали построение регрессионной модели влияния на величину максимальных динамических нагрузок (крутящего момента) частоты вращения, угла наклона промежуточного вала и момента инерции системы; для решения поставленной задачи был реализован полнофакторный эксперимент.

3. Результаты

За варьируемые факторы были приняты: частота вращения (n), угол наклона промежуточного вала (γ) и момент инерции системы (J).

Обозначение факторов и их уровни представлены в таблице 1. Функция отклика (y) — динамическая нагрузка.

Таблица 1. Определение уровней и интервалов варьирования факторов

Table 1. Levels and intervals of factors variation

Фактор		Уровни факторов, град.			Интервал варьирования	
Наименование	Обозначение		верхний	основной		нижний
	натуральное	нормализованное				
Частота вращения, мин ⁻¹	n	x_1	650	500	350	150
Угол наклона, град.	γ	x_2	15	10	5	5
Момент инерции, кгм ²	J	x_3	0,036	0,024	0,012	0,012

Для проверки нормальности распределения выходной величины была проведена серия из 30 опытов при $n = 350$ мин⁻¹, $\gamma = 5$ град, $J = 0,012$ кгм². Результаты этой серии представлены в таблице 2.

Статистическая обработка результатов этой серии была проведена с использованием программы Excel (таблица 3), расчётные значения $A_{S_{расч.}} = 0,471$, $E_{x_{расч.}} = 0,684$. Табличные критические значения по абсолютной величине больше расчётных: $A_{S_{крит.}} > A_{S_{расч.}}$ и $E_{x_{крит.}} > E_{x_{расч.}}$ ($0,865 > 0,684$; $0,661 > 0,471$), что свидетельствует в пользу гипотезы о нормальном распределении выходной величины.

Таблица 2. Результаты серии опытов

Table 2. Results of experiments

№ опыта	№в, Вт	№ опыта	№в, Вт	№ опыта	№в, Вт
1	114	11	111	21	121
2	118	12	114	22	120
3	113	13	112	23	115
4	113	14	110	24	116
5	113	15	115	25	117
6	119	16	114	26	114
7	109	17	112	27	113
8	115	18	117	28	117
9	113	19	108	29	118
10	106	20	118	30	116

Таблица 3. Результаты расчёта в Excel

Table 3. Calculation in Excel

Среднее	114
Стандартная ошибка	0,638
Медиана	114
Стандартное отклонение	3,499
Дисперсия выборки	12,24
Экссесс	0,0689
Асимметричность	-0,3287
Минимум	106
Максимум	121
Уровень надёжности (95 %)	1,306

Для уточнения гипотезы о нормальности распределения функции отклика проведём проверку по критерию χ^2 -Пирсона. Для этого разбиваем выборку на шесть интервалов (таблица 4).

Таблица 4. Расчёт критерия Пирсона

Table 4. Pearson's criterion

Интервал	Левый конец интервала	Правый конец интервала	Середина интервала	Частота (p_i)	$p_i(y_i - y_{cp})^2$	Частоты теоретические ($P_{теор.}$)	$(p_i - P_{теор.})^2 / P_{теор.}$
1	106	108,5	107,25	2	95,680556	1,107514	0,71920635
2	108,5	111	109,75	4	78,027778	3,782154	0,01254757
3	111	113,5	112,25	5	18,368056	7,512943	0,84053375
4	113,5	116	114,75	10	3,4027778	8,680842	0,20046188
5	116	118,5	117,25	6	57,041667	5,834377	0,0047016
6	118,5	121	119,75	3	93,520833	2,28091	0,22670392

Расчётное значение критерия χ^2 -Пирсона составило 2,004. Табличное значение критерия χ^2 -Пирсона для данной выборки при трёх степенях свободы равно 7,815, исходя из $7,815 > 2,004$, принимаем гипотезу нормального распределения случайной величины. Определим необходимое количество дублированных опытов (n) по выражению $n = t^2 s^2 / \Delta^2 = 4,19$, где s^2 , Δ , t — соответственно дисперсия, доверительный интервал и критерий Стьюдента.

Матрица планирования основного эксперимента по определению мощности вращения диска и результаты опытов представлены в таблице 5, где y_j , s_j^2 — соответственно среднее значение отклика и дисперсия.

Таблица 5. Матрица планирования эксперимента

Table 5. Experiment planning

№ опыта	x_1	x_2	x_1x_2	y_1 , Нм	y_2 , Нм	y_3 , Нм	y_4 , Нм	y_5 , Нм	y_j , Нм	s_j^2
1	-1	-1	1	115	112	118	117	109	114,2	13,7
2	1	-1	-1	224	223	221	226	219	222,6	7,3
3	-1	1	-1	126	125	126	127	122	125,2	3,7
4	1	1	1	246	242	248	240	248	244,8	13,2
5	-1	-1	1	168	170	168	168	166	168	2
6	1	-1	-1	327	329	326	317	329	325,6	24,8
7	-1	1	-1	191	186	191	195	193	191,2	11,2
8	1	1	1	368	360	368	367	367	366	11,5

По критерию Кохрена проводим проверку однородности дисперсий опытов. Наибольшая дисперсия шестого опыта $S_6^2 = 24,8$, отсюда $G_{расч.} = 0,284$. По таблице распределения критерия Кохрена для нашего случая находим $G_{табл.} = 0,46$. Неравенство $G_{расч.} < G_{табл.}$ позволяет сделать вывод об однородности дисперсий опытов. Регрессионную модель тягового усилия будем искать в виде многочлена по равенству $y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3$. Расчётные коэффициенты регрессионной модели представлены в таблице 6.

Таблица 6. Коэффициенты регрессии математической модели

Table 6. Data on regression coefficients

b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
219,7	70,05	12,1	43	3,55	13,05	3,8	0,75

Предварительно определяем дисперсии коэффициентов регрессии: $S^2\{b_i\} = 0,27$.

Для каждого коэффициента регрессии среднеквадратичное отклонение составляет $S^2\{b_i\} = 0,52$. Оценку значимости коэффициентов регрессии проводим, рассчитывая неравенство $|b_i| \leq t_{табл.} S\{b_i\}$.

Из таблиц t-распределения Стьюдента выбираем значение $t_{табл.}$ при уровне значимости $q = 0,01$ и числе степеней свободы $f_y = 32$, тогда $t_{табл.} = 2,74$, следовательно, $t_{табл.} S\{b_i\} = 1,43$. Вышеуказанное соотношение не выполняется для коэффициентов b_{123} ($0,75 < 1,43$), поэтому этот коэффициент будем считать незначимым, а член $b_{12}x_1x_2$ исключаем из выражения. Отбросив незначимые члены, получим регрессионную модель в следующем виде:

$$Y = 219,7 + 70,05x_1 + 12,1x_2 + 43x_3 + 3,55x_1x_2 + 13,05x_1x_3 + 3,8x_2x_3. \quad (1)$$

Адекватность полученной модели проверим по F-критерию Фишера ($F_{табл.}$), если $F_{расч.} < F_{табл.}$, то модель считается адекватной. В нашем случае расчётное значение $F_{расч.} = 1,03$, а $F_{табл.} = 4,17$, условие $F_{расч.} < F_{табл.}$ ($1,03 < 4,17$) выполняется, следовательно, модель адекватна и может быть использована для описания объекта исследования.

По результатам эксперимента получены соответствующие графики. На рисунке 2 приведён график зависимости максимальной динамической нагрузки от частоты вращения и угла наклона при моменте инерции 0,024.

На рисунке 3 приведён график зависимости максимальной динамической нагрузки от частоты вращения при различных углах наклона и моментах инерции.

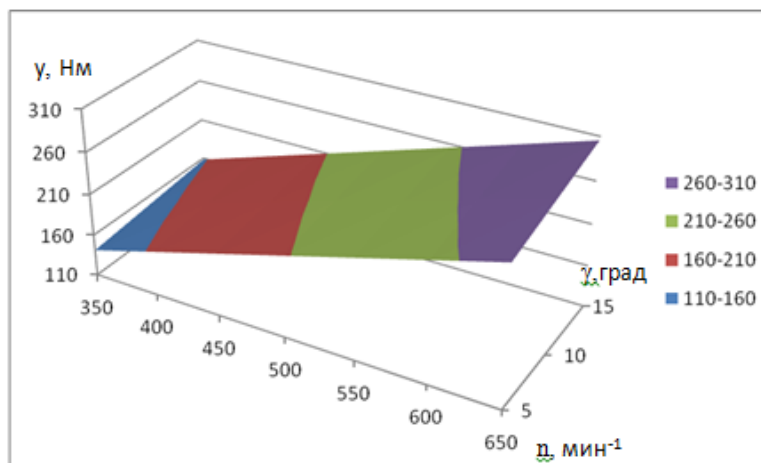


Рисунок 2. График зависимости максимальной динамической нагрузки от частоты вращения и угла наклона при моменте инерции 0,024

Figure 2. Dependence of the maximum dynamic load on the rotational speed and angle of inclination at a moment of inertia of 0.024

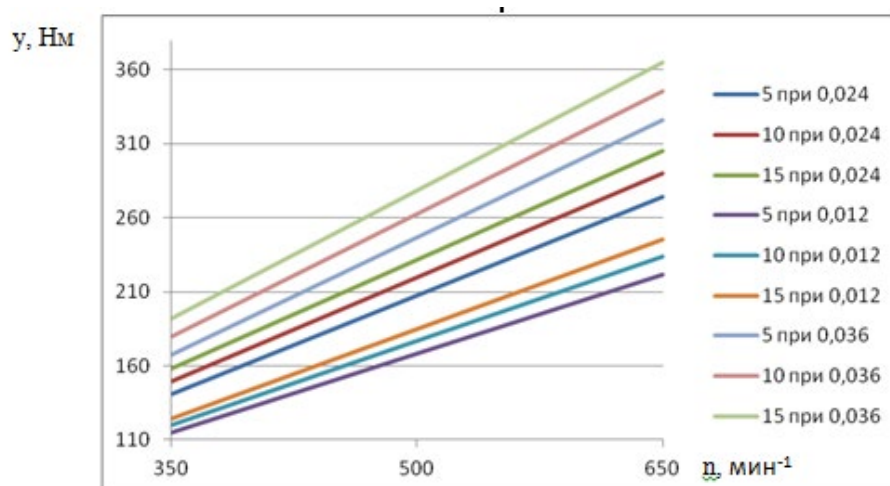


Рисунок 3. График зависимости максимальной динамической нагрузки от частоты вращения при различных углах наклона и моментах инерции

Figure 3. Dependence of the maximum dynamic load on the rotational speed

Проведя графический анализ (рисунки 2, 3) полученной модели (1), можно отметить, что увеличение всех факторов влечёт рост динамической нагрузки, наиболее значимое влияние на величину максимальной динамической нагрузки оказывает частота вращения, менее сильное — момент инерции, наименьшее — угол наклона, при этом с ростом момента инерции влияние угла наклона будет более выражено.

4. Заключение

Исследования позволили обосновать новую конструкцию предохранительного устройства карданной передачи для лесохозяйственных машин, построить математическую модель влияния частоты вращения, угла наклона промежуточного вала и момента инерции системы на максимальные динамические нагрузки, возникающие в её приводных элементах (деталях), и, следовательно, дают возможность обосновать оптимальные конструктивно-технологические параметры предохранительного устройства, обеспечивающего надёжную защиту орудия.

Установлено, что необходимо стремиться к минимизации максимальной динамической нагрузки, которая при этом не может быть меньше момента срабатывания предохранительного устройства. Так, для машин, работающих при номинальном вращающем моменте 250 Нм, оптимальные значения факторов x_1 (частота вращения) и x_2 (угол наклона промежуточного вала), согласно полученной регрессионной модели, составили: при x_3 (момент инерции системы), равном $0,036 \text{ кгм}^2$, — $x_1 = 542 \text{ мин}^{-1}$; $x_2 = 15^0$; при $x_3 = 0,024 \text{ кгм}^2$ — $x_1 = 458 \text{ мин}^{-1}$; $x_2 = 14^0$; при $x_3 = 0,012 \text{ кгм}^2$ не обеспечивается требуемый момент срабатывания ни при каких значениях факторов x_1 и x_2 ; для машин, работающих при номинальном вращающем моменте 160 Нм, оптимальные значения факторов x_1 и x_2 составили: при $x_3 = 0,036 \text{ кгм}^2$ — $x_1 = 350 \text{ мин}^{-1}$; $x_2 = 5^0$; при $x_3 = 0,024 \text{ кгм}^2$ — $x_1 = 361 \text{ мин}^{-1}$; $x_2 = 13^0$; при $x_3 = 0,012 \text{ кгм}^2$ — $x_1 = 443 \text{ мин}^{-1}$; $x_2 = 14^0$.

Полученная регрессионная модель может быть использована при разработке новых и модернизации существующих машин, применяемых как в лесном хозяйстве, так и других сферах, связанных с защитой их от перегрузок.

Проведённые исследования, предложенные в данной статье, могут быть эффективно использованы при дальнейшей разработке машин лесного комплекса с учётом конструкций предохранительных устройств и их динамической нагруженности.

Список литературы

1. Plate cultivation units Hamal-Bomet. URL: [http:// www.bomet.pl/oferta_tekst-77.html](http://www.bomet.pl/oferta_tekst-77.html). Text. Image: electronic.
2. Operating manual KF 00.000 RE. Milling cultivators. URL: <https://mct-trade.ru/downloads/pdf/KF.pdf>. Text. Image: electronic.
3. BY Patent No. 20,090,960 / Sashko K. V., Romanyuk N. N., Borovets G. V. [et al.]. 2009. 17 November.
4. Бородин Н. А., Князев А. В., Максименков А. И. Конструктивные схемы размыкания предохранительных муфт // Актуальные направления исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2016. № 4 (25-4). С. 29—31.
5. Щёблыкин П. Н., Бородин Н. А., Боровиков Р. Г. К оценке величины динамической нагруженности лесохозяйственных машин от места установки их предохранительных устройств // Лесотехнический журнал. Воронеж, 2021. Т. 11, № 2 (42). С. 166—174.
6. Журавлев И. Н. Экспериментальные исследования точности срабатывания двухпоточного предохранительного устройства лесной фрезерной почвообрабатывающей машины //

Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. Т. 3, № 9-2 (20-2). С. 151—155.

7. Князев А. В., Бородин Н. А., Солёный В. А. Анализ конструкций и характеристик средств защиты ротационных лесохозяйственных машин от перегрузок // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2020. Т. 8, № 3 (50). С. 211—215.
8. Improvement of Gear Durability for an 86 kW Class Agricultural Tractor Transmission by Material Selection / S. M. Baek, S. Y. Baek, H. H. Jeon [et al.] // *Agriculture*. 2022. Vol. 12. 123 p. URL: <https://doi.org/10.3390/agriculture12020123>. Text. Image: electronic.
9. Contactless Mechanical Components: Gears, Torque Limiters and Bearings / J. L. Perez-Diaz, E. Diez-Jimenez, I. Valiente-Blanco [et al.] // *Machines*. 2014. Vol. 2 (312). URL: <https://doi.org/10.3390/machines2040312>. Text. Image: electronic.
10. Loveykin V. S., Rybalko V. M., Gudova A. V. Comparison of theoretical and experimental investigations of dynamics of start-up of screw conveyor mixer // *Scientific Bulletin of nubip of Ukraine. Series: agricultural machinery and energy*. 2013. Vol. 185 (3). 304 p.
11. Kondrakhin V. P., Demeshin D. A. Mathematical model of the dynamics of the drive of the machine when the safety clutch is triggered with the radial movement of the balls // *Bulletin of Donetsk National Technical University*. 2019. No. 2 (16). 211 p.

References

1. Plate cultivation units Hamal-Bomet. Available at: http://www.bomet.pl/oferta_tekst-77.html. Text. Image: electronic.
2. Operating manual KF 00.000 RE. Milling cultivators. Available at: <https://mct-trade.ru/downloads/pdf/KF.pdf>. Text. Image: electronic.
3. Sashko K. V., Romanyuk N. N., Borovets G. V., Dolonko N. V., German E. A., Nedvetsky P. A. BY Patent No. 20,090,960. 2009. 17 November.
4. Borodin N. A., Knyazev A. V., Maksimenkov A. I. Design schemes of opening safety couplings. *Actual Areas of Research of the XXI century: Theory and Practice*. Voronezh, 2016, no. 4 (25-4), pp. 29—31. (In Russ.)
5. Shcheblykin P. N., Borodin N. A., Borovikov R. G. To assess the magnitude of the dynamic loading of forestry machines from the place of installation of their safety devices. *Forestry Engineering Journal*. Voronezh, 2021, vol. 11, no. 2 (42), pp.166—174. (In Russ.)
6. Zhuravlev I. N. Experimental studies of the accuracy of operation of a two-flow safety device of a forest milling tillage machine. *Actual Areas of Research of the XXI century: Theory and Practice*. Voronezh, 2015, vol. 3, no. 9-2 (20-2), pp. 151—155. (In Russ.)
7. Knyazev A. V., Borodin N. A., Salty V. A. Analysis of designs and characteristics of means of protection of rotary forestry machines from overloads. *Actual Areas of Research of the XXI century: Theory and Practice*. Voronezh, 2020, vol. 8, no. 3 (50), pp. 211—215. (In Russ.)
8. Baek S. M., Baek S. Y., Jeon H. H., Kim W. S., Kim Y. S., Kim N. H., Sim T., Kim H., Kim Y. J. Improvement of Gear Durability for an 86 kW Class Agricultural Tractor Transmission by Material Selection. *Agriculture*, 2022, vol. 12. 123 p. Available at: <https://doi.org/10.3390/agriculture12020123>. Text. Image: electronic.
9. Perez-Diaz J. L., Diez-Jimenez E., Valiente-Blanco I., Cristache C., Alvarez-Valenzuela M. A., Sanchez-Garcia-Casarrubios J. *Machines*, 2014, vol. 2 (312). Available at: <https://doi.org/10.3390/machines2040312>. Text. Image: electronic.
10. Loveykin V. S., Rybalko V. M., Gudova A. V. Comparison of theoretical and experimental investigations of dynamics of start-up of screw conveyor mixer. *Scientific Bulletin of nubip of Ukraine. Series: agricultural machinery and energy*, 2013, vol. 185 (3). 304 p.

11. Kondrakhin V. P., Demeshin D. A. Mathematical model of the dynamics of the drive of the machine when the safety clutch is triggered with the radial movement of the balls. *Bulletin of Donetsk National Technical University*, 2019, no. 2 (16). 211 p.

© Зимарин С. В., Четверикова И. В., Щеблыкин П. Н., Боровиков Р. Г., 2023