

Литература

1. Хайбуллин Р.Р. Обоснование конструктивных и режимных параметров механизма привода режущего аппарата с упругими элементами: дис. ... канд. техн. наук. – Оренбург, 2006. – 145 с.
2. Ловчиков А.П. Повышение эффективности технологических систем уборки зерновых культур (на примере регионов Южного Урала и Северного Казахстана СНГ): дис. ... д-ра техн. наук. – Оренбург, 2006. – 271 с.
3. Зангиев А.А., Шнилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. – М.: Колос, 2003. – 320 с.: ил.
4. «ПАЛЕССЕ GS12»: к максимальной эффективности [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://www.agronews.ru>, <http://www.gomselmash.by>. – Загл. с экрана.
5. Кузьмин М.В. Предельные законы теории производительности машинно-технологических агрегатов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 10. – С. 6–8.
6. Stockman W. And Hers und Nieren untersch // DLG Mitteilungen. – 1986. – Vol. 101. – № 17. – P. 955–956.
7. Карлов М.Е. Сельскохозяйственные машины. – Ижевск: Удмуртия, 1972. – 446 с.
8. Бидеев С.И., Тавасиев Р.М. Анализ механизмов привода сегментно-пальцевых режущих аппаратов косилок [Электронный ресурс]: тр. молодых ученых. – 2007. – Вып. № 4. Режим доступа <http://www.tmy.mwport.ru/2007-4-RefRus-TMY.html>. – Загл. с экрана.
9. Исследование новых технологических процессов и рабочих органов сеноуборочных машин: сб. науч. тр. / ВИСХОМ; под ред. С.И. Яковлева. – М., 1962. – Вып. 39. – 196 с.
10. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (теория, конструкция, расчет): учебник. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2005. – 724 с.
11. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.



УДК 630.377.4

В.Ф. Поletaikin

**АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГУСЕНИЧНЫХ
ЛЕСОПОГРУЗЧИКОВ ПРИ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ В ВИДЕ СТАЦИОНАРНЫХ
СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ**

В статье рассмотрены вопросы применения методов статистической динамики для анализа нагрузок на элементы конструкции гусеничных лесопогрузчиков при возмущающих воздействиях на ходовую систему и корпус машины в виде непрерывных стационарных случайных процессов.

Ключевые слова: лесопогрузчики гусеничные, динамические системы, случайные процессы, спектральная плотность, амплитудно-частотные характеристики.

V.F. Poletaykin

**THE DYNAMIC LOAD ANALYSIS OF CATERPILLAR LOGGER STRUCTURAL ELEMENTS
AT EXTERNAL INFLUENCE IN THE FORM OF STATIONARY
RANDOM PROCESSES**

The issues of statistical method application for the analysis of the load dynamics on structural elements of caterpillar loggers during the disturbing influence on the machine running gear and body in the form of continuous stationary random processes are considered in the article.

Key words: caterpillar loggers, dynamic systems, random processes, spectral density, amplitude-frequency characteristics.

Введение. Лесопогрузчики гусеничные перекидного типа грузоподъемностью от 30 до 42 кН широко применяются в лесной промышленности нашей страны. Для условий Сибири такие машины разрабатываются, как правило, на базе серийных лесопромышленных тракторов ТТ-4М, ТМ-5 (ЛТ-65Б, ЛТ-188). Базовые тракторы имеют полужесткую рессорно-балансирную подвеску с подрессориванием корпуса посредством упругих элементов только в передней части корпуса. Задняя подвеска соединяется с корпусом шарнирно без

подрессоривания. Заготовка древесного сырья производится в виде деревьев с кроной, хлыстов и сортиментов. При исследовании лесосечных и лесотранспортных машин масса деревьев и хлыстов рассматривается сосредоточенной в двух или трех точках, подвешенных на упругих элементах. Сортименты принимаются в виде одномассового твердого тела. При разработке эквивалентных динамических систем податливость их не учитывается. При моделировании рабочих режимов внешние возмущения на динамические системы часто принимаются в виде воздействий, закон изменения которых во времени задан (детерминирован). Величина нагрузок на элементы конструкции машины на стадии проектирования определяется интегрированием систем уравнений. Однако при движении лесопогрузчиков по погрузочным площадкам на их пути встречаются препятствия различных размеров и очертаний. Внешние возмущающие воздействия при этом представляют собой случайные процессы. Положения теории стационарных процессов и методы статистической динамики позволяют выполнять расчеты нагрузок на элементы конструкции машин, находящихся под воздействием непрерывно изменяющихся возмущающих сил. Расчеты основаны на вероятностных методах, при которых используются статистические характеристики случайных процессов внешних воздействий – спектральные плотности параметров процессов и свойства динамических систем – амплитудно-частотные характеристики.

Цель исследований. Обоснование методики расчета динамических нагрузок на элементы конструкции гусеничных лесопогрузчиков при внешних воздействиях в виде стационарных случайных процессов.

Задачи исследований: 1) определение амплитудно-частотных характеристик из дифференциальных уравнений движения динамической системы лесопогрузчика; 2) определение статистических характеристик случайных процессов нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчика при случайных внешних воздействиях.

Методы и результаты исследований. В работе использованы дифференциальные уравнения упругих колебаний механической системы гусеничных лесопогрузчиков, результаты экспериментальных исследований случайных процессов взаимодействия ходовой системы лесопогрузчика с опорной поверхностью, а также методы спектрального анализа случайных процессов.

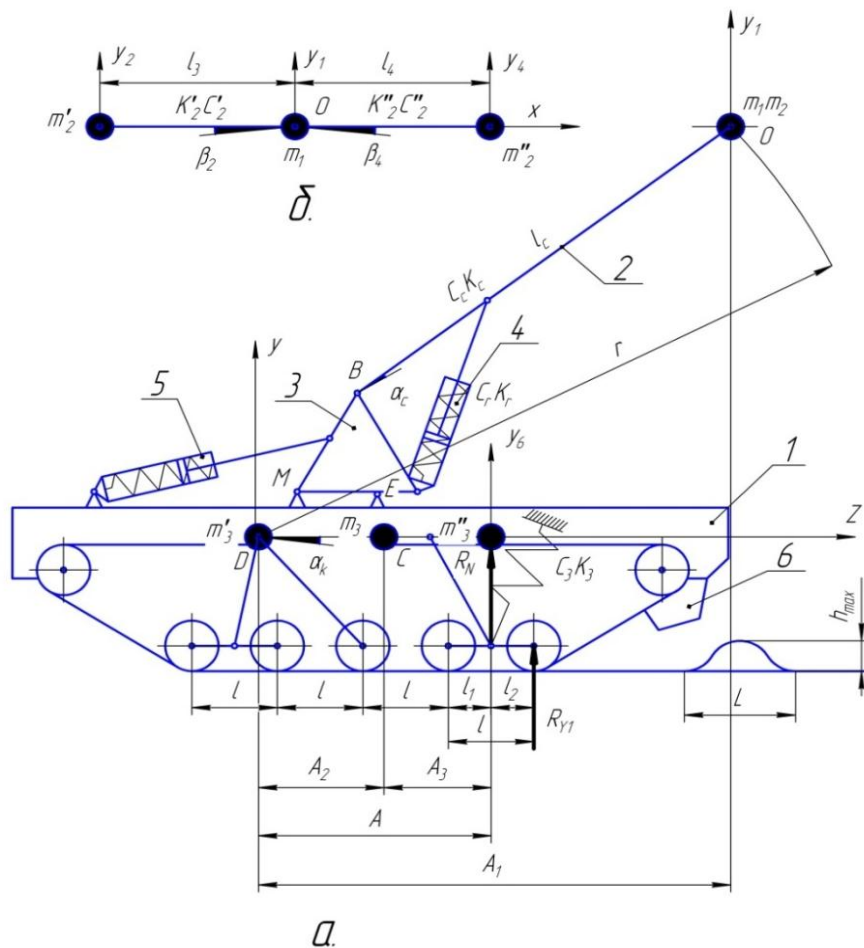


Рис. 1. Эквивалентная расчетная схема: а – с жестким грузом в захвате (сортиментами); б – схема размещения упругого груза (хлыстов) в захвате; 1 – корпус, 2 – стрела, 3 – основание поворотное; 4,5 – гидроцилиндры привода, 6 – опоры

На рисунке 1 представлена эквивалентная расчетная схема гусеничного лесопогрузчика на базе лесопромышленного трактора с полужесткой подвеской корпуса при движении с упругим грузом (хлыстами) и жестким грузом (сортиментами), разработанная с учетом особенностей конструкции машины и свойств предмета труда.

Обозначения на схеме:

m_1 – масса подвижных частей рабочего оборудования, динамически приведенная к концу стрелы;

m_2 – масса жесткого груза, приведенная к концу стрелы;

m'_2, m''_2 – массы вершинной и комлевой частей расчетных деревьев, приведенные в их центры тяжести;

m_3 – подрессоренная масса базовой машины и неподвижных частей рабочего оборудования;

C'_2, C''_2 – изгибная жесткость вершинной и комлевой частей деревьев, приведенная в центры масс;

K'_2, K''_2 – демпфирующие сопротивления вершинной и комлевой частей деревьев;

K_c, K_r, K_3 – составляющие демпфирующих сопротивлений – соответственно стрелы, гидросистемы, рессор подвески корпуса трактора.

В качестве обобщенных координат, определяющих положение масс m_1, m_2, m_3 , приняты линейные перемещения y_1, y_6, y_2, y_4 .

Параметры m_3, y_6, c_3, k_3 приведены к центру массы m_1 .

A, A_1, A_2, A_3, A_5 – линейные размеры базовой машины и технологического оборудования; l_3, l_4 – размеры вершинной и комлевой частей деревьев; L, h_{max} – размеры препятствий; $q_i(t)$ – внешние возмущающие воздействия (реакции опорной поверхности).

Математические модели лесопогрузчиков разработаны в виде систем неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка. Система (1) описывает состояние лесопогрузчика при движении с жестким грузом (сортиментами), система (2) – при движении с упругим грузом (хлыстами).

$$\ddot{y}_1 + 2\eta_6 \dot{y}_1 - 2\eta_6 \cdot \frac{l_c}{A} \cdot \dot{y}_6 + \omega_6^2 y_1 - \omega_6^2 \cdot \frac{l_c}{A} \cdot y_6 = \frac{1}{(m_1 + m_2)l_c} Q_1(t)$$

$$\ddot{y}_6 + \frac{A_1}{A} \cdot 2\eta_7 \dot{y}_6 + \left(\frac{A}{A_1}\right)^2 \cdot \frac{A_1^2}{A^2} \cdot \omega_7^2 y_6 - \frac{A_1}{A} \omega_8^2 y_1 +$$

$$+ \frac{l_c A_1}{A^2} \cdot \omega_8^2 y_6 - \frac{A_1}{A} \cdot 2\eta_6 \dot{y}_1 + \frac{l_c A_1}{A^2} \cdot 2\eta_8 \dot{y}_6 = \frac{1}{m_3'' A} Q_3(t) \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{Y}_2 + \omega_2^2 Y_2 - \omega_2^2 Y_1 + 2\eta_2 \dot{Y}_2 - 2\eta_2 \dot{Y}_1 = Q_2(t) \frac{1}{m_2' l_3} \\ \ddot{Y}_4 + \omega_3^2 Y_4 - \omega_3^2 Y_1 + 2\eta_3 \dot{Y}_4 - 2\eta_3 \dot{Y}_1 = Q_4(t) \frac{1}{m_2'' l_4} \\ \ddot{Y}_1 + \omega_1^2 Y_1 - \omega_1^2 Y_6 \frac{l_c}{A} + 2\eta_1 \dot{Y}_1 - 2\eta_1 \dot{Y}_6 \frac{l_c}{A} - \omega_4^2 Y_2 + \omega_4^2 Y_1 - \omega_5^2 Y_4 + \omega_5^2 Y_1 - \\ - 2\eta_5 \dot{Y}_4 + 2\eta_5 \dot{Y}_1 - 2\eta_4 \dot{Y}_2 + 2\eta_4 \dot{Y}_1 = Q_1(t) \frac{1}{m_1 l_c} \\ \ddot{Y}_6 + 2\eta_7 \dot{Y}_6 + \omega_7^2 Y_6 - \omega_8^2 Y_1 \frac{A_1}{A} + \omega_8^2 Y_6 \frac{l_c A_1}{A^2} - 2\eta_8 \dot{Y}_1 \frac{A_1}{A} + \\ + 2\eta_8 \dot{Y}_6 \frac{l_c A_1}{A^2} = Q_3(t) \frac{1}{m_3'' A} \end{array} \right. , \quad (2)$$

где ω_i – парциальные частоты [1];

η_i – удельные демпфирующие сопротивления [1];

$Q_i(t)$ – внешние возмущающие воздействия на систему.

В работах [2, 3, 4, 6] по исследованию нагрузок на линейные динамические системы машин последние рассматриваются в виде систем автоматического регулирования с обратной связью, на вход которых подаются возмущения в виде гармонических или случайных функций. Свойство линейных динамических систем сохранять закон проходящих сигналов позволяет получать энергетические спектры выходных параметров в виде тех же функций. Выходными параметрами являются перемещения, скорости, ускорения вынужденных колебаний, а также динамические нагрузки на элементы конструкции машин. При этом используется уравнение

$$S_y(\omega) = |W(\omega)|^2 \cdot S_x(\omega), \quad (3)$$

где $|W(\omega)|$ – модуль амплитудно-фазовой частотной характеристики системы (амплитудно-частотная характеристика);

$S_y(\omega)$ – энергетический спектр параметра выходного процесса – нагрузок на элементы конструкции машины;

$S_x(\omega)$ – энергетический спектр параметра входного процесса – внешних возмущающих воздействий на систему;

ω – круговая частота вынужденных колебаний системы.

Данное уравнение позволяет по известным характеристикам случайных процессов внешних воздействий и свойствам динамических систем получать соответствующие характеристики случайных процессов динамических воздействий на элементы конструкции (на выходе системы). При исследованиях и расчетах лесопогрузчиков в качестве характеристик внешних воздействий использованы спектральные плотности процессов силового взаимодействия ходовой системы и корпуса лесопогрузчика с опорным массивом – $S_x(f)$, полученные путем статистической обработки результатов экспериментальных исследований данных процессов [1].

Модули амплитудно-фазовых частотных характеристик систем (амплитудно-частотные характеристики) определялись путем прямого преобразования Лапласа и Фурье систем дифференциальных уравнений (1), (2), которые предварительно представляются в операторной форме, т.е. с использованием операторов дифференцирования $p = d/dt$; $p^2 = d^2/dt^2$. При преобразовании Лапласа дифференциальных уравнений с целью получения выражений передаточных функций динамических систем оператор дифференцирования P заменяется комплексным числом S . Передаточной функцией динамической системы называется отношение преобразования Лапласа выходной координаты $y_1(s)$ к преобразованию Лапласа функции воздействия $F_1(s)$. Так как передаточная функция является комплексной, она определяет соотношение амплитуды выходного параметра к амплитуде входного и сдвиг по фазе между данными параметрами.

Для определения из выражений передаточных функций и амплитудно-фазовых частотных характеристик необходимо перейти от преобразования Лапласа к преобразованию Фурье представлением комплексного числа в виде $S=i\omega$ – комплексной частоты (ω – круговая частота, $i^2 = -1$). Переходя от преобразований Лапласа к преобразованию Фурье, получим амплитудно-фазовую частотную характеристику (А.Ф.Ч.Х.) динамической системы. Модуль А.Ф.Ч.Х. представляет собой амплитудно-частотную характеристику (А.Ч.Х.) динамической системы. Передаточные функции обобщенных координат y_1, y_6 эквивалентной динамической системы лесопогрузчика, полученные в результате функциональных преобразований уравнений, получены в следующем виде [1]:

$$w_{y_1}(s) = \frac{2(2\eta_7(s) + \omega_7^2)d_2(s)}{d_1(s) \cdot d_4(s) - d_2(s) \cdot d_3(s)} \quad (4)$$

$$w_{y_6}(s) = \frac{2(2\eta_7(s) + \omega_7^2)d_1(s)}{d_1(s) \cdot d_4(s) - d_2(s) \cdot d_3(s)} \quad (5)$$

Здесь
$$\begin{aligned} d_1(s) &= s^2 + a_1s + a_2, & d_2(s) &= a_3s + a_4, \\ d_3(s) &= b_3s + b_4, & d_4(s) &= s^2 + b_1s + b_2. \end{aligned} \quad (6)$$

Числовые значения коэффициентов при комплексном числе s приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов при комплексном числе s

Обозначение	Класс лесопогрузчика, кН	
	30 32	40 42
$a_1=2\eta_6$	0,38	0,58
$a_2=\omega_6^2$	7,57	6,64
$a_3=2\eta_6 \cdot l_0/A$	0,594	0,944
$a_4=\omega_6^2 \cdot l_0/A$	11,84	10,805
$b_1=A_1/A \cdot 2\eta_7 + l_0 A_1/A^2 \cdot 2\eta_8$	6,674	15,045
$b_2=\omega_7^2 + l_0 A_1/A^2 \cdot \omega_8^2$	38,096	32,098
$b_3=A_1/A \cdot 2\eta_6$	0,435	0,608
$b_4=A_1/A \cdot \omega_8$	7,192	7,336

После перехода от преобразования Лапласа к преобразованию Фурье, получим амплитудно-фазовые частотные характеристики динамической системы в следующем виде:

$$w_{y1}(i\omega) = \frac{M_6 - M_4\omega^2 + i\omega M_3}{\omega^4 - M_0\omega^2 + M_5 - i(M_1\omega^3 - M_2\omega)}; \quad (7)$$

$$w_{y6}(i\omega) = \frac{M_6 - M_4\omega^2 + i\omega \cdot M_3 - M_7 \cdot i\omega^3}{\omega^4 - M_0\omega^2 + M_5 - i\omega^3 M_1 + i\omega M_2}. \quad (8)$$

Числовые значения коэффициентов M_i приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов M_i амплитудно-фазовых частотных характеристик $W_{y1}(i\omega)$, $W_{y6}(i\omega)$

Обозначение	Класс 30 32 кН		Класс 40 42 кН	
	$W_{y1}(i\omega)$	$W_{y6}(i\omega)$	$W_{y1}(i\omega)$	$W_{y6}(i\omega)$
M_0	41,982	41,982	46,948	46,9481
M_1	7,054	7,054	15,625	15,625
M_2	55,576	55,576	105,022	105,022
M_3	141,673	49,786	243,62	102,938
M_4	5,507	57,215	17,959	51,352
M_5	203,234	203,234	133,864	133,864
M_6	635,713	406,448	435,636	267,711
M_7	0	9,972	0	19,024

С целью определения энергетических спектров внешних воздействий на динамические системы лесопогрузчиков были проведены экспериментальные исследования случайных процессов $X(t)$ взаимодействия ходовой системы и корпуса с опорной поверхностью при движении машины с упругим (хлыстами) и жестким (сортимен-тами) грузом. В результате корреляционного и спектрального анализа реализаций случайных процессов были определены их нормированные спектральные плотности [1]. Спектральная плотность характеризует распределе-

ние энергии колебаний по непрерывным частотам разложения. Полученные значения амплитудно-частотных характеристик динамических систем лесопогрузчиков и спектральных плотностей $S_x(f)$ процессов внешних воздействий на динамические системы $X(t)$ позволяют перейти к вычислениям спектральной плотности случайных процессов динамических нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчика $S_y(\omega)$.

В результате спектрального анализа случайных процессов $x_i(t)$ получены нормированные спектральные плотности внешних воздействий. Поэтому при вычислении энергетических спектров динамических нагрузок на рабочее оборудование (выходных параметров) значения $S_{xi}(f)$ умножались на дисперсии процессов σ_{xi}^2 .

$$S_{y1}(\omega) = S_{xi}(f) \cdot \sigma_{xi}^2 |W_{yi}(i\omega)|^2. \quad (9)$$

Значения частоты возбуждения при скорости грузового хода 0,7–1,4 м/с (2,52–5,04 км/ч) в единицах частоты периодического процесса (Гц) и угловой частоты (c^{-1}) приведены в табл. 3.

Таблица 3

Частота возбуждения ω при различных значениях скорости движения V ($\omega=2\pi f$)

V	км/ч	2,52	2,88	3,24	3,6	3,96	4,32	4,32	5,04
ω	Гц	1	1,176	1,32	1,47	1,62	1,765	1,765	2,06
	c^{-1}	6,28	7,385	8,29	9,232	10,18	11,08	11,08	12,92

Известно, что если входной процесс $x(t)$ является нормальным и центрированным с заданной спектральной плотностью $S_x(\omega)$, то установившаяся реакция на него (выходной процесс) также нормальна и центрирована с дисперсией σ_{p1}^2 [5,7]. Распределение вероятностей нагрузок на подвеску корпуса соответствует нормальному закону [1]. Следовательно, динамические нагрузки на рабочее оборудование распределены также по нормальному закону. Исходя из этого, дифференциальную функцию распределения амплитуд нагрузок на рабочее оборудование определим по формуле [7]:

$$f(p_1) = \frac{1}{\sigma_{p1} \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\left[\frac{(p_1 - \bar{p}_1)^2}{2\sigma_{p1}^2}\right]}, \quad (10)$$

где $p_1 - \bar{p}_1$ – отклонение случайной величины нагрузок p_1 от среднего значения;

σ_{p1} – среднеквадратическое отклонение нагрузки p_1 .

Значения σ_{p1} для рассматриваемых динамических систем определялись по формуле:

$$\sigma_{p1} = \sqrt{Dp_1}. \quad (11)$$

Здесь $Dp_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\tilde{\omega}} Sp_1(\omega) d\omega$ – дисперсия процесса динамического нагружения рабочего оборудова-

ния, равная площади под кривой спектральной плотности нагрузок p_1 с учетом принятых масштабов по осям абсцисс и ординат [7].

На рисунке 2 представлены дифференциальные функции распределения амплитуд динамических нагрузок на рабочее оборудование лесопогрузчиков класса 25 и 35 кН в интервале $\pm 3\sigma_{p1}$ относительно центра группировок. В качестве центра группировок, относительно которого определялись амплитуды динамических нагрузок на элементы конструкции и значения их вероятностей, принято математическое ожидание нагрузок на технологическое оборудование, равное номинальной грузоподъемности лесопогрузчика.

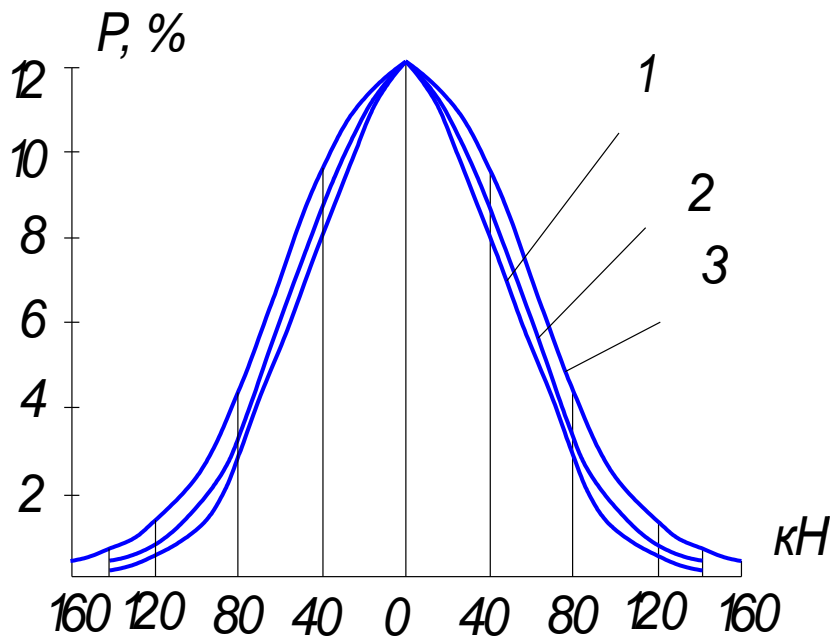


Рис. 2. Кривые распределения амплитуд нагрузок на рабочее оборудование:
 1 – лесопогрузчик класса 25 кН с упругим грузом; 2 – лесопогрузчик класса 35 кН с упругим грузом;
 3 – лесопогрузчик класса 25 кН с жестким грузом

Заключение. Методы статистической динамики и положения теории стационарных случайных процессов при известных вероятностно-статических характеристиках случайных процессов силового взаимодействия корпуса и ходовой системы с опорной поверхностью и динамических характеристик систем позволяют на стадии проектирования определять значения амплитуд и вероятностей динамических нагрузок на элементы конструкции технологического оборудования гусеничных лесопогрузчиков.

Литература

1. Полетайкин В.Ф. Прикладная механика лесных подъемно-транспортных машин. Лесопогрузчики гусеничные: монография. – Красноярск: СибГТУ, 2010. – 247 с.
2. Александров В.А. Механизация лесосечных работ в России. – СПб., 2000. – 208 с.
3. Гасымов Г.Ш., Александров В.А. Нагрузки в элементах конструкции валочно-пакетирующих машин: монография. – СПб., 2009. – 155 с.
4. Первозванский А.А. Курс теории автоматического регулирования. – М.: Наука, 1986. – 615 с.
5. Брауде В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
6. Вентцель Е.С. Исследование операций. Задачи, принципы, методология. – М.: Наука, 1988. – 400 с.
7. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1963. – 168 с.

