

## Оптимизация системы виброзащиты оператора мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении

к.т.н. доц. Подрубалов В.К., к.т.н. доц. Никитенко А.Н., к.т.н. доц. Подрубалов М.В.

Университет машиностроения

8(495)965-9129, [podrubalov@bk.ru](mailto:podrubalov@bk.ru), [an-nikitenko@mail.ru](mailto:an-nikitenko@mail.ru), [podrubalov@gmail.ru](mailto:podrubalov@gmail.ru)

**Аннотация.** В статье на основании обобщенной математической модели для колесного трактора мощностью 110 кВт проведена расчетная оценка эффективности различных ступеней системы виброзащиты (шины – зависимая подвеска колес – подвеска кабины – подвеска сиденья). Показано, что только применение на тракторе регулируемых подвесок передних и задних колес с оптимальными параметрами обеспечивает рекомендованный международным стандартом уровень виброускорений на сиденье оператора. Подвеска сиденья при этом не нужна.

**Ключевые слова:** колесный трактор, информационная модель, искусственный трек, виброзащита, расчет, ускорение, параметры подвески

### Методика расчетов. Информационная модель

Разработанная обобщенная математическая модель стационарных пространственных колебаний динамической системы мобильной машины, которая интерпретируется в виде системы 12 твердых тел, соединенных 32 упруго - диссипативными связями, имеющая 4 входа и 20 степеней свободы [1], была применена при оптимизации структуры и параметров виброзащиты колесного трактора мощностью 110 кВт. Его конструкция выполнена по интегральной компоновке, имеет раму и два моста и предполагает использование зависимой подвески колес.

При расчетах по оптимизации параметров системы виброзащиты в качестве функции цели нами выбрано выполнение рекомендуемых и допускаемых параметров среднеквадратических значений (СКЗ) на сиденье человека – оператора в первых четырех октавных диапазонах частот (ОДЧ): 1 ОДЧ 0,7-1,4 Гц, 2 ОДЧ 1,4-2,8 Гц, 3 ОДЧ 2,8-5,6 Гц и 4 ОДЧ 5,6-11,2 Гц [2]. Уровень этих ускорений обеспечивает работу оператора в течение 8-и часового рабочего дня без нарушения его здоровья и снижения заданной производительности. Для отечественного, действовавшего до 2008 г., и нового международного стандартов [3, 4] эти ускорения приведены в таблице 1.

Таблица 1

### Рекомендуемые [4] и допускаемые [3] СКЗ ускорений (м/с<sup>2</sup>) на сиденье

Номер ОДЧ	Диапазон частот, Гц	СТ ИСО 2631 [4]		ГОСТ 12.2.019-86 [3]	
		X, Y	Z	X, Y	Z
1	0,7-1,4	0,39	1,1	0,632	-
2	1,4-2,8	0,42	0,79	0,846	1,2
3	2,8-5,6	0,8	0,57	1,6	0,6
4	5,6-11,2	1,62	0,6	3,21	0,5

В соответствии с [2, 5, 6] для расчетов вибрации трактора был выбран транспортный режим движения по эталонному искусственному треку, при котором его вибронагруженность наибольшая.

В качестве представительного кинематического возбуждения от профилей треков [2] использовалось воздействие от эталонного агрофона ГОСТ [5] при скорости движения машины  $v=2,5$  м/с. Его параметры  $\alpha_v = 4,5$  1/с,  $\beta_v = 3,1$  1/с,  $\sigma^2 = 2,28 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>, а также вибрационные характеристики получены в [7, таблицы 1,3]. Анализ данных этих таблиц показывает, что уровень возбуждений по вертикальной вибрации при таком режиме движения машины является выше, чем от треков, имитирующих дороги по ГОСТ ( $v=4,17$  м/с) и по СТ ИСО ( $v=3,33$  м/с) в первых четырех ОДЧ соответственно в 1,22; 1,24; 1,47; 1,20 и 1,47; 1,62; 1,55; 1,18 раза. Т.е. понятно, что при оптимизации, если трактор будет выполнять рекомендации стандартов для выбранного нами возбуждения, то они будут выполняться и для эталонных

дорог.

Таблица 2

## Информационная модель трактора

№ строки	Обозн. на схеме	Знач.	Обозн. на схеме	Знач.	Обозн. на схеме	Знач.	Обозн. на схеме	Знач.	Обозн. на схеме	Знач.
1	$m_1$	0,02	$C_1$	336	$k_1$	3,0	$y_{R1}$	90	$x_{U1}$	90
2	$m_2$	0,02	$C_2$	336	$k_2$	3,0	$y_{R2}$	-90	$x_{U2}$	90
3	$m_3$	0,02	$C_3$	336	$k_3$	3,0	$y_{R3}$	90	$x_{U3}$	90
4	$m_4$	0,02	$C_4$	336	$k_4$	3,0	$y_{R4}$	-90	$x_{U4}$	-60
5	$m_5$	0,95	$C_5$	10000	$k_5$	4,0	$y_{E1}$	35	$x_{U5}$	-60
6	$I_{x5}$	1300	$C_6$	10000	$k_6$	4,0	$y_{E2}$	0	$x_{U6}$	-60
7	$m_6$	0,95	$C_7$	10000	$k_7$	4,0	$y_{E3}$	-35	$x_{U7}$	-80
8	$I_{x6}$	1300	$C_8$	10000	$k_8$	4,0	$y_{E4}$	35	$x_{U8}$	-80
9	$m_7$	1,8	$C_9$	70	$k_9$	8,0	$y_{E5}$	0	$x_{U9}$	-60
10	$I_{y7}$	24000	$C_{10}$	0	$k_{10}$	0	$y_{E6}$	-35	$x_{U10}$	-230
11	$I_{x7}$	11300	$C_{11}$	70	$k_{11}$	8,0	$x_{F1}$	70	$x_{U11}$	-230
12	$I_{x8}$	8500	$C_{12}$	63	$k_{12}$	8,0	$x_{F2}$	70	$x_{U12}$	-230
13	$m_9$	0,46	$C_{13}$	0	$k_{13}$	0	$x_{F3}$	70	$y_{A1}$	47,5
14	$I_{y9}$	3200	$C_{14}$	63	$k_{14}$	8,0	$x_{F4}$	-230	$y_{A2}$	0
15	$I_{x9}$	2300	$C_{15}$	$13 \cdot 10^6$	$k_{15}$	2,0	$x_{F5}$	-230	$y_{A3}$	-47,5
16	$m_{10}$	4,06	$C_{16}$	1700	$k_{16}$	2,3	$x_{F6}$	-230	$y_{A4}$	47,5
17	$R^2_{10}$	5000	$C_{17}$	0	$k_{17}$	0	$y_{F1}$	35	$y_{A5}$	0
18	$m_{11}$	4,06	$C_{18}$	1700	$k_{18}$	2,3	$y_{F2}$	0	$y_{A6}$	-47,5
19	$R^2_{11}$	5000	$C_{19}$	1700	$k_{19}$	2,3	$y_{F3}$	-35	$y_{A7}$	47,5
20	$m_8$	1,7	$C_{20}$	0	$k_{20}$	0	$y_{F4}$	35	$y_{A8}$	0
21	$x_{p2}$	-180	$C_{21}$	1700	$k_{21}$	2,3	$y_{F5}$	0	$y_{A9}$	-47,5
22	$I_{y8}$	23100	$C_{22}$	0	$k_{22}$	0	$y_{F6}$	-35	$y_{A10}$	47,5
23	$m_n$	0,06	$C_{23}$	0	$k_{23}$	0	$x_{A1}$	75	$y_{A11}$	0
24			$C_{24}$	0	$k_{24}$	0	$x_{A2}$	75	$y_{A12}$	-47,5
25			$C_{25}$	0	$k_{25}$	0	$x_{A3}$	75	$y_{U1}$	47,5
26			$C_{26}$	0	$k_{26}$	0	$x_{A4}$	-75	$y_{U2}$	0
27			$C_{27}$	0	$k_{27}$	0	$x_{A5}$	-75	$y_{U3}$	-47,5
28			$C_{28}$	10000	$k_{28}$	1,5	$x_{A6}$	-75	$y_{U4}$	47,5
29			$C_{29}$	10000	$k_{29}$	1,5	$x_{A7}$	-90	$y_{U5}$	0
30			$C_{30}$	10000	$k_{30}$	1,5	$x_{A8}$	-90	$y_{U6}$	-47,5
31			$C_{31}$	10000	$k_{31}$	1,5	$x_{A9}$	-90	$y_{U7}$	47,5
32			$C_{32}$	4,3	$k_{32}$	0,8	$x_{A10}$	-240	$y_{U8}$	0
33							$x_{A11}$	-240	$y_{U9}$	-47,5
34							$x_{A12}$	-240	$y_{U10}$	47,5
35									$y_{U11}$	0
36									$y_{U12}$	-47,5
37									$x_{H1}$	350
38									$x_{H2}$	-500
39									$x_{Uc}$	-13,5
40									$y_{Uc}$	0
41									$z_{Uc}$	-10,0

Кроме того, по разработанным алгоритмам [1] с целью обеспечения качественно похожего характера возбуждения от профиля агрофона свойствам возбуждений от реальных фонов [8] и получения для анализа картины фильтрующей способности динамической системы трактора в поперечном направлении в расчетах задавался фазовый сдвиг всех гармонических составляющих правой и левой колес на  $\pi/2$ .

Для проведения расчетов в соответствии с [1] составлена информационная модель, данные которой для одного из вариантов расчета представлены в таблице 2. Значения массо-

во-геометрических параметров брались в системе «сантиметр-килограмм силы-секунда».

В работе [9] отмечается, что оптимизация должна давать проектировщику не только сам оптимум, но и добавочную информацию, обеспечивающую лучшее понимание решения задачи и раскрытие основных тенденций при конструировании машины. Поэтому при решении задачи выбора структуры системы виброзащиты и оптимизации параметров подвесок целесообразно комбинировать метод инженерной оптимизации и метод оптимизации параметров по одной из стандартных программ. Первый будет определять выбор рациональной структуры системы виброзащиты, второй — оптимальные параметры для исследуемой ступени системы. В общем случае для рассматриваемых расчетной схемы и математической модели и выбранного критерия качества при инженерном подходе решения задачи параметрической оптимизации системы виброзащиты требуется применение классического многофакторного плана расчета [7, 10 с. 182-184]. Однако в нашем случае такой многофакторный план можно привести к двухфакторному на каждой ступени виброзащиты, который будет содержать варьирование только жесткостями и коэффициентами сопротивления подвесок. Это обосновывается тем, что на данном этапе не ставится цель изменения компоновки остова трактора. Наоборот, задача формулируется таким образом, чтобы с наименьшими конструктивными и весовыми изменениями создать эффективную систему виброзащиты вообще и подвески ступеней в частности.

Необходимо отметить, что при двухфакторной оптимизации параметров каждой из ступеней системы виброзащиты трактора вследствие того, что требуется определить не аналитическую зависимость СКЗ ускорения от параметров упруго-диссипативных связей, а только оценивать ее минимум, можно воспользоваться ограниченными классическими двухфакторными планами расчета, причем их матрицы не обязательно должны быть сбалансированы [10].

План расчетного эксперимента включал в себя исследование возможности обеспечения защиты оператора от низкочастотной вибрации за счет применения традиционно используемых в отечественном и зарубежном тракторостроении методов. К ним относятся установка более эластичных шин, применение подвесок колес, поддрессоривания кабины и сиденья. Поддрессоривание кабины осуществлялось или традиционным методом путем имитации установки четырех резиновых амортизаторов, либо развитых пружинных или пневматических подвесок. Расчеты проводились с использованием разработанной программы KTS при крутильной жесткости рамы  $1,3 \cdot 10^6$  Нм/рад. Блокировка упруго-диссипативных связей достигалась введением в программу соответствующей жесткости 10000 кН/м (кГс/см).

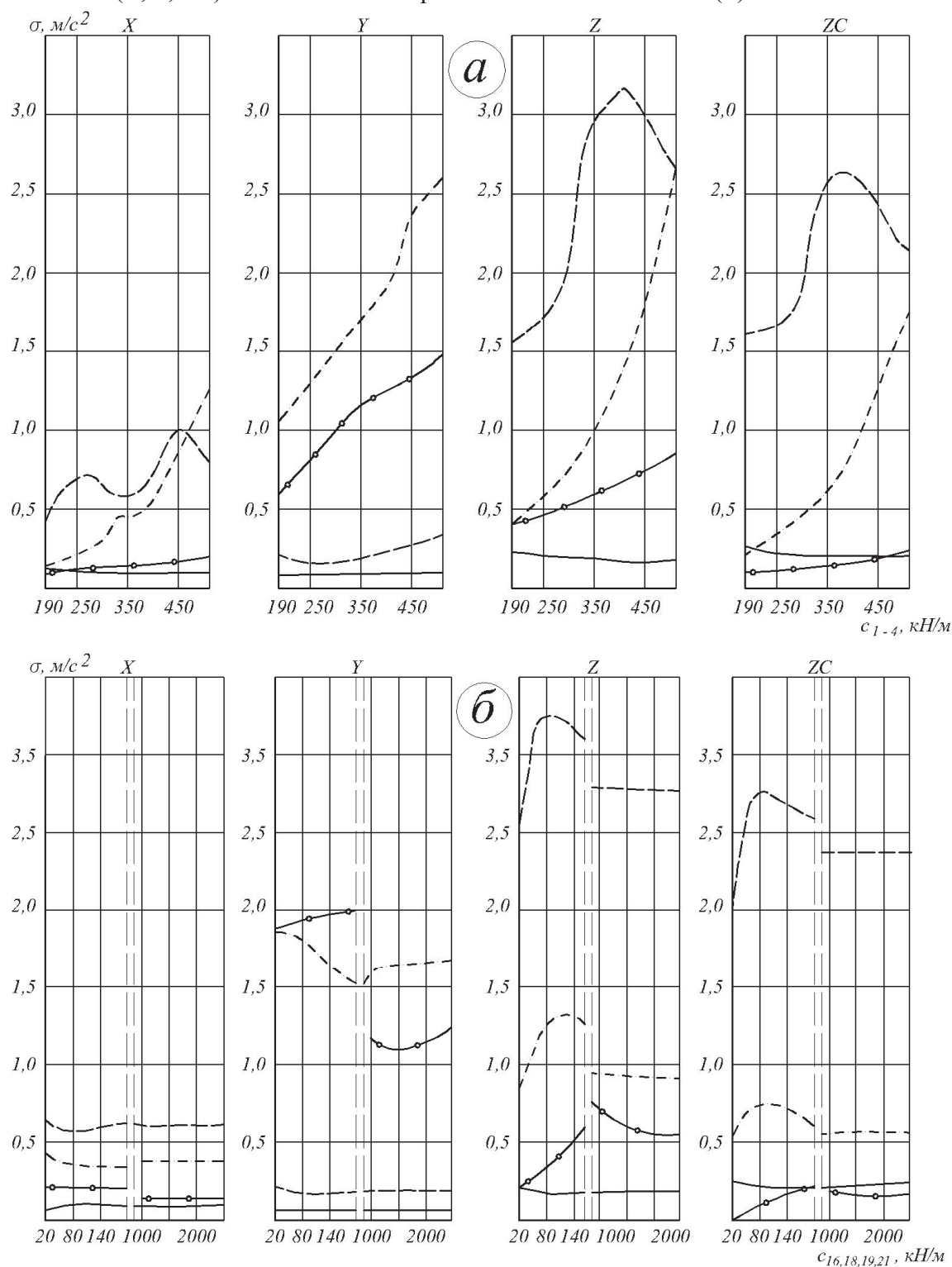
### **Результаты расчетов при оптимизации системы виброзащиты**

**При варьировании жесткостью шин** передних и задних колес в диапазоне 190-450 кН/м коэффициенты сопротивления в шинах назначались постоянными (равными 3 кНс/м - оценка, полученная ранее экспериментально для шин с радиальным кордом). Подвески колес на тракторе блокировались. Расчеты проводились с использованием в динамической системе трактора резиновых амортизаторов традиционной конструкции (жесткость 1700 кН/м) и сиденья АУ-31.00000, обладающего наилучшей характеристикой среди отечественных образцов.

Из зависимостей на рисунке 1 видно, что даже при использовании на тракторе шин типа «Терра» с давлением воздуха 0,035 МПа (жесткость 190 кН/м определена по данным фирмы «Гудьеар» для шины 48×31.00-20 NHS, которую в соответствии с нагрузочным рядом можно использовать на тракторе) уровень поперечной и вертикальной вибрации на сиденье превышает допустимый. Расчеты показывают, что горизонтально-поперечные ускорения в 3 ОДЧ и вертикальные ускорения во 2 ОДЧ соответственно 1,25 и 1,97 раза превышают требуемые. Здесь необходимо отметить, что при применении шин «Терра» сиденье АУ-31.00000 во 2 ОДЧ неэффективно.

При увеличении жесткости шин уровень ускорений на сиденье по всем направлениям в целом увеличивается. Исключение составляет лишь диапазон 0,7-1,4 Гц (1 ОДЧ), где ускорения, имеющие очень небольшие значения (везде удовлетворяют СТ ИСО), либо медленно

уменьшаются ( $X$ ,  $Y$ ,  $ZC$ ), либо остаются практически постоянными ( $Y$ ).



**Рисунок 1. Зависимости СКЗ горизонтально-продольных  $X$ , горизонтально-поперечных  $Y$  и вертикальных ускорений на жестком  $Z$  и подрессоренным  $ZC$  сиденьях от жесткости шин передних и задних колес (а) и подвесок кабины (б):**

— 0,7 – 1,4 Гц, --- 1,4 – 2,8 Гц, - · - · - 2,8 – 5,6 Гц, - ○ - ○ - 5,6 – 11,2 Гц

Все это объясняется ухудшением фильтрующих свойств системы подрессоривания остова, включающей только одну ступень - шины. Оно происходит за счет увеличения собственных частот колебаний остова трактора по всем направлениям, что приводит к увеличению значений функций спектральных плотностей ускорений и смещению максимумов этих функций в область более высоких частот. Это смещение раскрывает качественную картину

уменьшения оценок вертикальных ускорений во 2 ОДЧ после жесткости шин 400 кН/м и их повышенный рост в 3 ОДЧ.

Анализ расчетных оценок вибрации на сиденье оператора при установке на трактор шин основной комплектации 16,9 R 38 модели Ф-52 (жесткость 336 кН/м при давлении 0,1 МПа) показывает, что по всем направлениям не обеспечивается выполнение нормативов. Так, СКЗ горизонтально - продольных ускорений во 2 ОДЧ у этого варианта в 1,4 раза, горизонтально-поперечных в 3 ОДЧ в 2 раза и вертикальных на подрессоренном сиденье во 2 ОДЧ в 3 раза больше, чем приведенные в таблице 1 требования СТ ИСО. Причем шины модели Ф-52 по своей конструкции (относительный прогиб, жесткость и др.) соответствуют мировому уровню и резерв снижения жесткости шин весьма мал. Поэтому трактор без подрессоривания колес практически не приблизится к требуемым условиям труда по вибрации на сиденье оператора.

**Варьирование параметрами подрессоривания кабины** при отсутствии на тракторе подвесок колес показало (рисунок 1б), что система виброзащиты, состоящая из ступеней «шины модели Ф-52 - подвеска кабины - подвеска сиденья», также не имеет перспектив в коренном уменьшении низкочастотной вибрации на сиденье оператора.

Действительно, СКЗ ускорений на сиденье по всем направлениям превышают требуемые. Так, в горизонтальных направлениях превышения составляют до 2,3 раз (3 ОДЧ для Y). В вертикальном направлении на подрессоренном сиденье СКЗ ускорений больше нормативных во 2 ОДЧ в среднем в 3 раза во всем диапазоне изменения жесткости подвесок и в 3 ОДЧ в низком диапазоне (развитые подвески с прогибами, сравнимыми с прогибами шин и тракторных подвесок колес), начиная с жесткости 20 кН/м. В то же время примечательно, что применение резиновых амортизаторов с жесткостью 1000-2500 кН/м позволяет обеспечить норматив ускорений на подрессоренном сиденье в 3 ОДЧ.

Вообще, как видно из графиков рисунка 1б, применение резиновых амортизаторов не ухудшает виброизоляцию оператора по сравнению с мягкой подвеской кабины. Наоборот, в горизонтально-поперечном направлении при установке амортизаторов с жесткостью 1500 кН/м удается снизить СКЗ ускорений в 4 ОДЧ в среднем в 1,7 раза и приблизить их к нормативам стандарта ИСО.

В заключение необходимо отметить, что выбор структуры установки подвески кабины и диапазона варьирования жесткостью мягких подвесок кабины в работе базировался на традиционной четырехопорной схеме и применении нерегулируемых упругих элементов (например пружин) по типу появившихся в последнее время подвесок кабин тракторов и грузовых машин. Поэтому полученный вывод о неэффективности применения подвесок кабины со статическими прогибами порядка 10-70 мм может быть распространен только на такой подход и не касается континуальных систем.

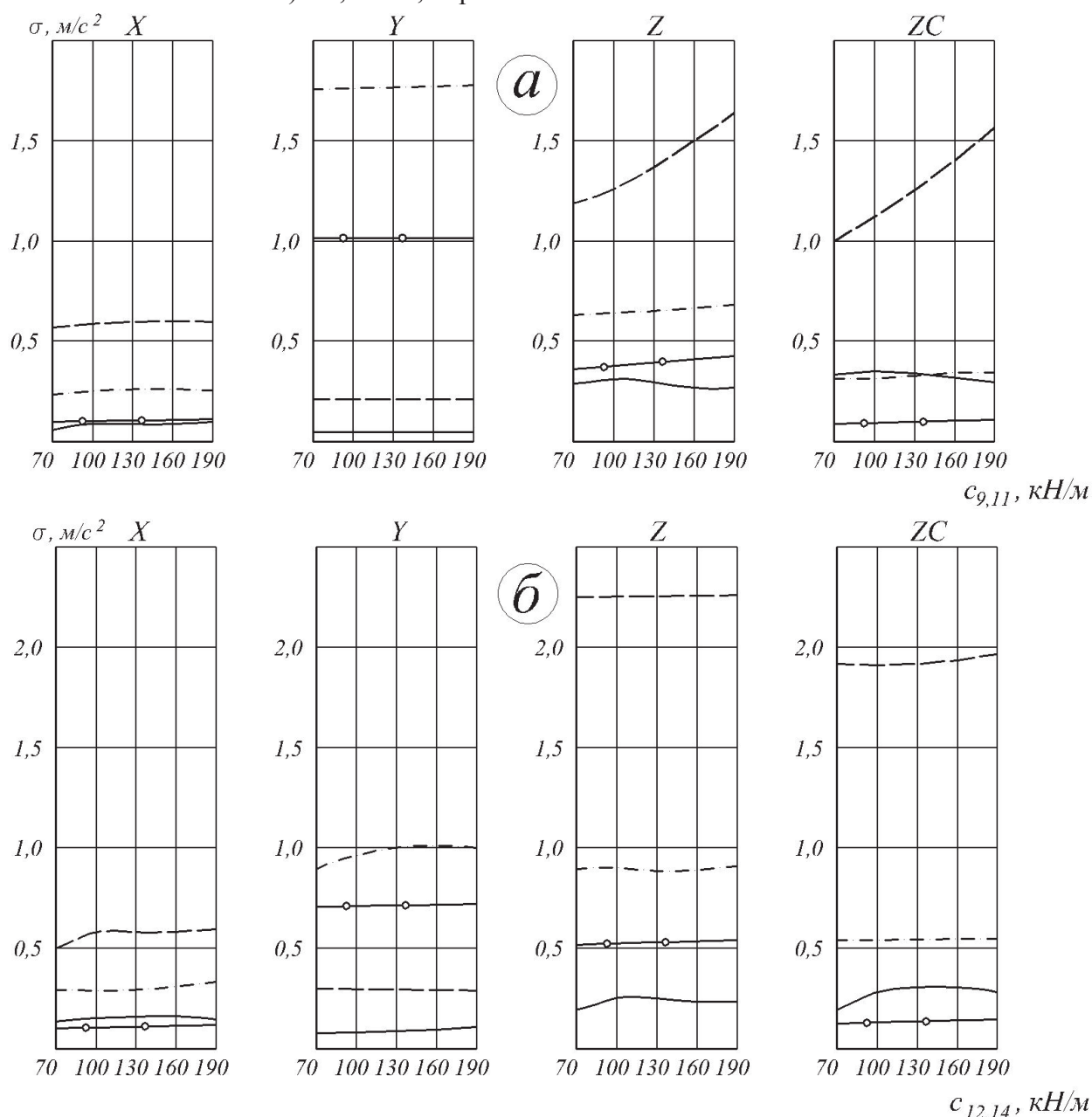
**Исследования потенциальных возможностей подрессоривания сиденья** по снижению вибрации проводились для вариантов с заблокированными подвесками остова трактора, шинами модели Ф-52 и подвеской кабины на резиновых амортизаторах. Данные таблицы 3 свидетельствуют о том, что наибольшей эффективностью обладает сиденье с наименьшей из заданных жесткостью 2 кН/м (соответствует собственной частоте вертикальных колебаний оператора 0,9 Гц). В наиболее опасных для человека 2 ОДЧ и 3 ОДЧ (по вертикальной вибрации) эффект у этого варианта по сравнению с жестким сиденьем составляет соответственно 1,35 и 1,83 раза. У сиденья АУ-31.00000 (жесткость 4,3 кН/м) эффективность проявляется в меньшей степени - 1,17 и 1,66 раза. Однако уровень вертикальных ускорений на сиденье оператора во 2 ОДЧ все равно очень велик и превышает нормативный для сиденья с жесткостью 2 кН/м в 2,6 раза и для сиденья АУ-31.00000 в 3 раза.

Таким образом, видно, что применение сидений даже с очень низкими жесткостями на неподрессоренном тракторе не может существенно улучшить условия труда оператора.

**Исследования по оценке влияния частичного подрессоривания колес** на оценочные показатели вибрации показывают (рисунок 2), что при опорах кабины на передней части остова подрессоривание передних колес более эффективно по отношению к неподрессорен-



ному трактору, чем задних. Например, для жесткостей подвесок 110 кН/м (коэффициент сопротивления во всех случаях брался равным 8 кНс/м) вертикальные ускорения во 2 ОДЧ на сиденье АУ-31.00000 у варианта с передним поддрессориванием меньше, чем у вариантов с задним поддрессориванием и полностью заблокированными подвесками (рисунок 1а для жесткости шин 336 кН/м) в 1,58 и 2,03 раза.



**Рисунок 2. Зависимости СКЗ ускорений на жестком (X, Y, Z) и поддрессоренном сиденьях (ZC) от жесткости передних подвесок колес и  $k_{9,11} = 8$  кНс/м (задние заблокированы) (а) и жесткости задних подвесок колес и  $k_{12,14} = 8$  кНс/м (передние заблокированы) (б).**

**Обозначения по рисунку 1**

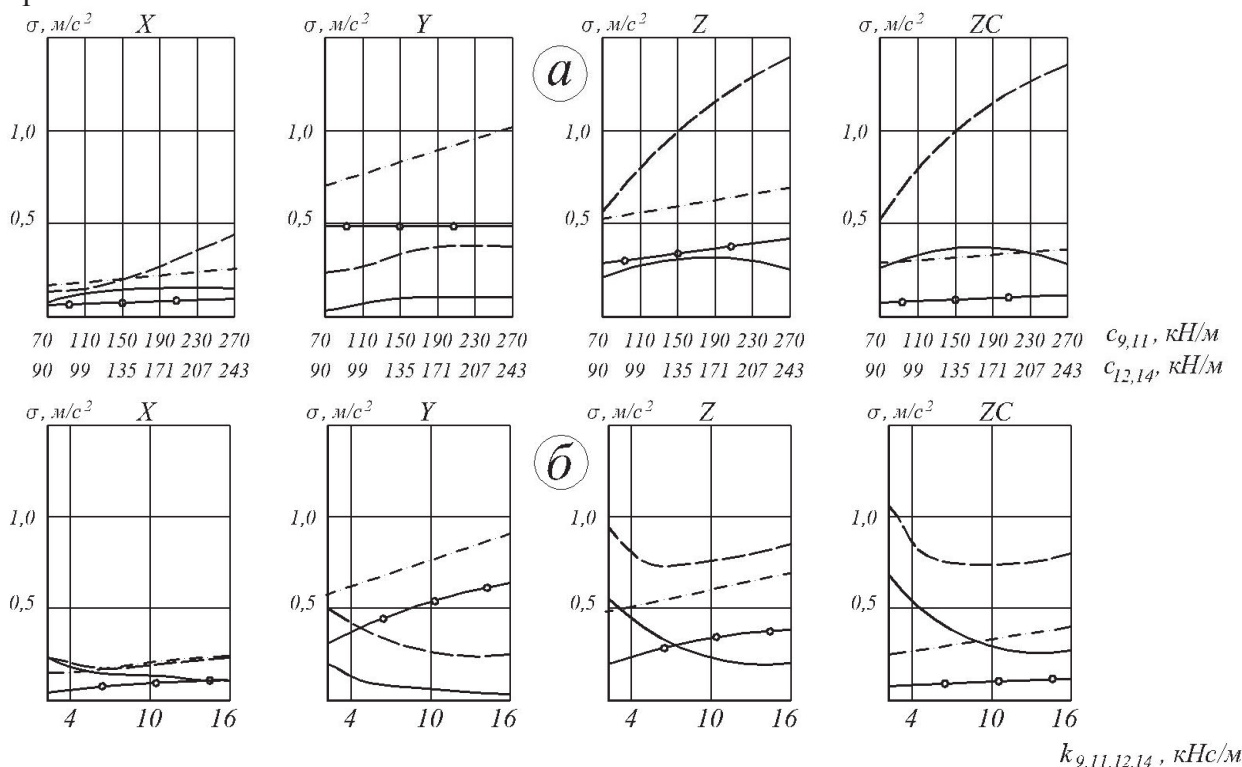
Из рисунка 2 видно, что практически единственной зависящей от жесткости подвесок характеристикой являются вертикальные ускорения на сиденье оператора во 2 ОДЧ при переднем поддрессоривании. Но даже при очень низкой жесткости 70 кН/м ускорения в этом ОДЧ превышают нормативные в 1,26 раза (рисунок 2 а). Кроме того, не выполняются требования стандарта в горизонтально - продольном направлении в 2 ОДЧ и в горизонтально - поперечном направлении в 3 ОДЧ. Причем для варианта с передним поддрессориванием для поперечных ускорений это превышение составляет очень большую величину - более чем в 2 раза.

СКЗ вертикальных ускорений ( $\text{м/с}^2$ ) на сиденье оператора ( $k_{32}=0,8 \text{ кНс/м}$ )

Варианты подвески колес	Жесткость подвески сиденья, $\text{кН/м}$	Диапазон частот, Гц			
		0,7-1,4	1,4-2,8	2,8-5,6	5,6-11,2
Подвеска колес отсутствует	Жесткое	0,18	2,76	0,93	0,57
	2,0	0,19	2,04	0,51	0,15
	4,3	0,22	2,36	0,56	0,15
	6,0	0,23	2,65	0,60	0,15
	15	0,22	4,33	0,99	0,18
	40	0,19	3,97	1,79	0,32
Регулируемая подвеска колес с оптимальными параметрами	Жесткое	0,29	0,75	0,57	0,31
	2,0	0,30	0,63	0,29	0,09
	4,3	0,35	0,75	0,32	0,10
	6,0	0,37	0,85	0,34	0,10
	15	0,36	1,12	0,53	0,12
	40	0,32	0,98	1,11	0,23

Поэтому частичное поддрессирование остова трактора, применяемое вместе с такими традиционными ступенями, как поддрессоренное сиденье и резиновые амортизаторы кабины, также не может обеспечить эффективную виброзащиту остова трактора и оператора.

**Изучение возможностей полного поддрессирования остова** по снижению вибрации проводилось для регулируемых по статическому прогибу подвесок, имеющих коэффициент сопротивления  $8 \text{ кНс/м}$ .



**Рисунок 3. Зависимости СКЗ ускорений на жестком (X, Y, Z) и поддрессоренном (ZC) сиденьях от жесткости регулируемых подвесок передних и задних колес ( $k_{9,11} = k_{12,14} = 8 \text{ кНс/м}$ ) (а) и от коэффициента сопротивления в оптимальных подвесках ( $c_{9,11} = 110 \text{ кН/м}$ ,  $c_{12,14} = 99 \text{ кН/м}$ ) (б). Обозначения по рисунку 1**

Анализ зависимостей рисунка 3а показывает, что применение полного регулируемого поддрессирования существенно снижает СКЗ ускорений и доводит их до области значений, в

которой находятся нормативные ускорения. Видно, что при жесткости передних и задних подвесок 130 – 110 и 118 – 99 кН/м горизонтально-продольные и вертикальные ускорения во всех ОДЧ на поддрессоренном сиденье ниже требуемых по стандарту. Характерно, что при этих же значениях жесткости стандарт выполняется и на жестком сиденье. Причем для вертикальных ускорений во 2 ОДЧ разница между оценками на жестком и поддрессоренном сиденьях находится в единицах и долях процентов в большую или меньшую стороны. В 3 ОДЧ подвеска сиденья дает эффект в среднем в 1,7 раза и уменьшает уровень СКЗ, уже удовлетворяющий стандарт.

Незначительную эффективность сиденья по уменьшению вертикальной вибрации во 2 ОДЧ можно получить только еще более снизив жесткость сиденья (см. таблицу 3). У сиденья АУ-31.00000 она является самой низкой (собственная частота колебаний порядка 1,3 Гц) из отечественных образцов. Однако при этом может существенно возрасти такой отрицательный эффект, присущий поддрессоренным сиденьям, как ухудшение эргономических показателей при управляющих воздействиях оператора на педали, рулевое колесо и рычаги.

Следует отметить, что полное поддрессоривание остова приводит также к существенно (2,5 кратному) снижению горизонтально - поперечных ускорений по сравнению с ранее рассмотренными вариантами, не имеющими регулируемой подвески (рисунки 1, 2). Причем их уровень (рисунок 3а) становится ниже заданного стандартом ИСО.

**Оценка влияния демпфирования в регулируемых подвесках передних и задних колес на вибрацию** проведена для жесткостей 110 и 99 кН/м (рисунок 3б). Сравнивая зависимости рисунка 3, можно видеть, что коэффициент сопротивления в подвесках остова является существенно более грубым параметром динамической системы трактора по сравнению с жесткостью подвесок. Наиболее ярко это проявляется на вертикальной вибрации во 2 ОДЧ: при изменении коэффициента сопротивления с 3 до 16 кНс/м (в 5,5 раза) ускорения меняются всего в пределах 20%, а при изменении жесткости в 3,5 раза (с 70 до 250 кН/м), ускорения возрастают более чем в 2 раза. Кроме того, эти расчеты показывают, что для критерия по вертикальной вибрации оптимальные коэффициенты сопротивления в подвесках составляют величину 7-8 кНс/м.

Для подтверждения правильности выбора режима движения трактора холостым ходом, как лимитирующего по вибронегруженности, проведено исследование варианта трактора с передним и задним сельскохозяйственными орудиями с массами 4000 кг в транспортном положении. Жесткость шин и оптимальных подвесок при расчете были увеличены пропорционально возросшей на них нагрузке и составили: жесткость шин - 800 кН/м, жесткость передней и задней зависимых подвесок вместо 110 и 99 кН/м - 290 и 260 кН/м. Упруго - диссипативные связи передней и задней навесных систем блокировались. Другие параметры динамической системы при расчете были оставлены те же, что и при варианте, имитирующем движение трактора холостым ходом. Данные по расчетным оценкам СКЗ ускорений приведены в таблице 4.

Таблица 4

**СКЗ ускорений (м/с<sup>2</sup>) на сиденье оператора. Трактор с орудиями**

Направление	Диапазоны частот, Гц			
	0,7-1,4	1,4-2,8	2,8-5,6	5,6-11,2
<i>X</i>	0,02	0,01	0,01	0,005
<i>Y</i>	0,18	0,21	0,12	1,65
<i>Z</i>	0,36	0,54	0,21	0,27
<i>ZC</i>	0,44	0,58	0,11	0,06

При сравнении с оценками рисунка 3 видно, что уровень ускорений на сиденье при движении трактора с орудиями существенно меньше, чем при движении с той же скоростью и по тому же фону холостым ходом и значительно ниже, чем требуемый по СТ ИСО. Необходимо отметить, что здесь, также как и ранее для трактора с оптимальной подвеской на холостом ходу, поддрессоривание сиденья является неэффективным во 2 ОДЧ.



В заключение этой части работы необходимо отметить, что достоверность представленных выше результатов расчета вибрационных характеристик трактора и надежность выводов подтверждается ранее проведенными исследованиями по оценке сходимости результатов, полученных расчетным путем по пространственной модели и экспериментам [11]. Уровень СКЗ ускорений также хорошо коррелируется с данными, замеряемыми при натурных испытаниях колесных машин.

Реализованная в работе методология по выбору оптимальной системы виброзащиты для трактора мощностью 110 кВт (в рамках традиционного подхода) определила параметры зависимостей регулируемой подвески передних и задних колес ( $c_{9,11}=130-110$  кН/м,  $c_{1,2}=120-100$  кН/м,  $k_{9,11,12,14}=7-10$  кНс/м) и ее достаточность в выполнении требований международного стандарта по вибрации. При этом поддрессоривания сиденья человека (оператора) не требуется.

Таким образом, разработанная обобщенная математическая модель стационарных пространственных колебаний масс динамической системы мобильной машины и программа расчета на ЭВМ позволили на стадии проектирования определить на различных режимах вибрационные характеристики и провести численную оценку влияния на них конструктивных параметров машины.

### Литература

1. Подрубалов В.К. Обобщенная математическая модель вибронегруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // Известия МГМУ (МАМИ). – 2013. - № 2(16). – с. 203 - 211.
2. Подрубалов М.В. Формирование функции цели при оптимизации системы виброзащиты транспортного агрегата мотоблока. / М.В. Подрубалов // М.: Вестник МГУЛ – Лесной вестник. -2011-№ 3 (79). с. 110-113.
3. ГОСТ 12.2.019-86. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. М.: Изд-во стандартов, 2003.
4. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). Межгосударственный стандарт. Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. Москва. Стандартинформ. М.: -2008.-37 с.
5. ГОСТ 12.2.002-91. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. М.: Изд-во стандартов, 1991.
6. ГОСТ 31323-2006 (ИСО 5008:2002) Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Тракторы сельскохозяйственные колесные и машины для полевых работ. М.: -2012.-19 с.
7. Подрубалов В.К. Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков. / В.К. Подрубалов, М.В. Подрубалов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2012. -№ 2(14). Том 1. с. 303-310.
8. Подрубалов В.К. Оценка корреляции кинематических воздействий от профиля пути по входам динамической системы сельскохозяйственного трактора. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко // В сб.: Повышение функциональных качеств системы поддрессоривания гусеничных тракторов. Труды НПО НАТИ. М.: ГОНТИ. -1985. с. 72-81.
9. Джонсон Ж.Е. Перспективы развития проблем оптимизации. / Труды амер.общ.инж.-мех. Конструирование и технология машиностроения. / М.: Мир. -1981. -№ 4. с. 1-4.
10. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. / М.: Мир. -1972. –381 с.
11. Подрубалов В.К. Спектральный анализ пространственных колебаний колесного трактора при стационарном кинематическом воздействии. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко// Тракторы и сельхозмашины. - 1986. - № 5. с. 19-25.