

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Воронежский государственный аграрный университет  
имени императора Петра I»

*На правах рукописи*



**Аксенов Игорь Игоревич**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕШЕТНОГО СТАНА  
ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ**

05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор Афоничев Д.Н.

Воронеж – 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Обзор исследований и разработок по совершенствованию зерноочистительных машин.....	12
1.1. Анализ конструкций и рабочих процессов зерноочистительных машин.....	12
1.2. Влияние колебаний и уравнивающих элементов на работу зерноочистительных машин и пути их совершенствования.....	23
1.3. Влияние вибрации несущей конструкции машины на протекание технологического процесса и пути ее устранения.....	33
1.4. Выводы.....	39
2. Теоретические исследования вибрационных показателей решетных станов зерноочистительных машин.....	41
2.1. Теоретический анализ кинематических параметров решетных станов...	41
2.2. Определение сил, действующих на решетный стан.....	47
2.3. Влияние опорной пневмоподушки на работу решетного стана.....	52
2.4. Выводы.....	61
3. Программа и методика экспериментальных исследований.....	64
3.1. Описание экспериментальной установки.....	64
3.2. Методика определения показателей очистки зернового вороха.....	67
3.2.1. Методика определения влажности вороха пшеницы.....	67
3.2.2. Методика определения состава зернового вороха пшеницы по фракциям.....	67
3.2.3. Методика определения количественных и качественных показателей зернового вороха.....	68
3.2.4. Методика определения влияния вида подвески решетного стана на эффективность сепарации.....	68
3.2.5. Методика определения влияния величины подачи зернового вороха на эффективность сепарации при использовании пневмоподушки.....	69

3.3. Методика определения уровня вибрации при установке решетного стана зерноочистительной машины на пневмоподушке.....	70
3.4. Методика определения влияния вида подвески решетного стана на шум зерноочистительной машины.....	76
3.5. Методика определения коэффициента пропорциональности, связывающего силу упругости с горизонтальным перемещением решетного стана, закрепленного на пневмоподушке.....	77
3.6. Методика обработки результатов.....	77
4. Результаты экспериментальных исследований.....	82
4.1. Состав вороха поступающего на послеуборочную обработку.....	82
4.2. Влияние вида подвески решетного стана на эффективность очистки зернового вороха.....	83
4.3. Влияние величины подачи зернового вороха на эффективность его очистки.....	86
4.4. Оценка уровня вибрации при различных видах подвески решетного стана и режимах его работы.....	91
4.5. Влияние вида подвески решетного стана и режимов его работы на уровень шума.....	94
4.6. Определение размерного коэффициента пропорциональности, связывающего силу упругости с горизонтальным перемещением решетного стана, закрепленного на пневмоподушке.....	98
4.7. Выводы.....	99
5. Экономическая оценка эффективности усовершенствования решетного стана зерноочистительной машины.....	102
5.1. Общие положения методики расчета экономической эффективности на примере усовершенствованного решетного стана зерноочистительной машины с учетом воздействия вредных производственных факторов.....	102
5.2. Расчет годового экономического эффекта от усовершенствования решетного стана зерноочистительной машины.....	110

5.3. Выводы.....	112
Заключение.....	114
Список литературы.....	119
Приложение А.....	139
Приложение Б.....	143
Приложение В.....	145
Приложение Г.....	161
Приложение Д.....	162

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Увеличение производства зерна является основой устойчивого функционирования всего агропромышленного комплекса и обеспечения продовольственной безопасности Российской Федерации. Получение высококачественного товарного зерна обеспечивает незамедлительная, без промежуточного хранения, послеуборочная обработка поступающего с поля вороха с его разделением на фракции. Для этого используются различные зерноочистительные агрегаты, в частности машины, осуществляющие очистку вороха на плоских решетках. Такие рабочие органы являются в настоящее время наиболее универсальными и широко используются в зерноочистительных комплексах.

Решетные станы зерноочистительных машин совершают возвратно-поступательное движение, что вызывает вибрации, которые оказывают негативные воздействия на узлы и детали машин, опорные строительные конструкции, а также на работников. Следует отметить и высокий уровень шума при работе решетных станков. В результате ухудшаются условия производственной среды, что приводит к снижению эффективности технологического процесса, возникновению заболеваний у работников, преждевременному износу машин, опорных строительных конструкций, и в итоге к дополнительным финансовым, материальным и трудовым затратам на производство продукции.

Для снижения вибрации зерноочистительных машин необходимо изучить кинематические и динамические параметры работы решетного стана, что позволит выявить причины возникновения вибрации и обосновать технические решения по ее снижению.

Поиск технических решений, направленных на снижение вибрации зерноочистительных машин, является актуальной задачей совершенствования указанных машин. В результате снижения вибрации не только улучшатся условия производственной среды, условия труда работников зерноочистительных комплексов, но и повысится эффективность очистки зернового вороха.

Диссертационная работа посвящена обоснованию технического решения по снижению вибрации зерноочистительных машин на основе применения пневмоподушки для установки решетчатого стана и изучению особенностей работы такого устройства с целью определения рациональных режимов разделения зернового вороха. Таким образом, тема исследования является актуальной.

Диссертационная работа выполнена в рамках научно-исследовательской работы агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации и электрификации сельскохозяйственного производства», которая утверждена ученым советом университета (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

**Степень разработанности темы.** Вопросами повышения эффективности сепарации зерна на плоских решетках, совершенствования решетчатых станов зерноочистительных машин занимались и занимаются в настоящее время множество научных организаций и ученых.

Закономерности движения материала по поверхности, совершающей гармонические колебания, были рассмотрены в работах Бушуева Н.М., Гончарова Е.С., Дубровского А.А., Бардышева Г.М., Заики П.М., Гортинского В.В.], Бабченко В.Д., Волошина Н.И., Быкова В.С., Корнева А.С. Технологические процессы разделения зерновой смеси, послеуборочной обработки зерна, а также конструкции и рабочие процессы зерноочистительных машин исследовали и совершенствовали в следующих научных и научно-образовательных организациях: Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (Тишанинов Н.П., Анашкин А.В.); Донской государственный технический университет (Ермольев Ю.И., Бутовченко А.В., Дорошенко А.А.); Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова (Галкин В.Д., Хандриков В.А.). Значительный вклад в развитие зерноочистительной техники, совершенствование технологических процессов послеуборочной обработки зерна и подготовки семян внесла научная школа профессора Тарасенко А.П., дей-

ствующая в Воронежском государственном аграрном университете имени императора Петра I. Представители этой школы (Оробинский В.И., Гиевский А.М., Баскаков И.В., Чернышов А.В. и другие) и в настоящее время активно ведут научные исследования в области совершенствования технологических процессов послеуборочной обработки зерна и подготовки семян, зерноочистительных машин. Необходимо также отметить плодотворную работу по совершенствованию и модернизации зерноочистительных машин и комплексов специалистов ООО «Воронежсельмаш». Указанные ученые и специалисты в своих научных работах и опытно-конструкторских разработках подробно описали процесс сепарации зернового материала на плоских решетках, однако, остаются нерешенными отдельные вопросы.

Изучение и анализ литературных и патентных источников показали следующее. Неуравновешенность движущихся частей зерноочистительных машин, недостаточная жесткость элементов рамной конструкции вызывают виброперемещения рам таких машин, в несколько раз превышающие установленные нормативные значения. Колебания рамы зерноочистительной машины увеличивают фактическую амплитуду колебаний ситовых корпусов до 40 % в сравнении с номинальной и существенно снижают качество сепарирования, а также приводят к повышенному износу механизмов. Существующие методики расчета рамных конструкций не учитывают всех особенностей зерноочистительных машин, как машин с преднамеренно возбужденной вибрацией для осуществления технологического процесса. Для повышения надежности зерноочистительных машин и их вибрационной безопасности, улучшения качества сепарирования необходимо снижение вибрационных перемещений несущих конструкций. Улучшение вибрационных характеристик зерноочистительных машин возможно за счет совершенствования устройств подвеса решетных станков.

**Объектом исследования** является рабочий процесс решетного стана зерноочистительной машины.

**Предмет исследования:** закономерности функционирования решетных станков зерноочистительных машин.

**Цель работы:** повышение эффективности функционирования и вибрационной безопасности зерноочистительных машин.

**Задачи исследования:**

- 1) определить кинематические параметры колеблющегося решетного стана на упругой плоской подвеске;
- 2) определить силовые параметры рабочего процесса решетного стана зерноочистительной машины в зависимости от угла поворота эксцентрика привода и установить причины возникновения вибрации;
- 3) выявить закономерности рабочего процесса решетного стана, установленного на пневмоподушке;
- 4) установить зависимости коэффициента сепарации от показателей режимов работы решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке;
- 5) оценить влияние показателей режимов работы решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, на вибрацию и шум зерноочистительных машин.

**Научная новизна работы:**

- 1) предложена методика расчета кинематических параметров колеблющегося решетного стана на упругой плоской подвеске, отличающаяся аппроксимацией численных решений уравнений, связывающих перемещения решетного стана с углом поворота эксцентрика привода;
- 2) получены аналитические зависимости сил, действующих на решетный стан на упругой плоской подвеске, от угла поворота эксцентрика привода, отличающиеся тем, что учитывают ускорения решетного стана, возникающие в результате его колебаний;
- 3) выявлены закономерности рабочего процесса решетного стана, установленного на пневмоподушку, отличающиеся тем, что учитывают упругость пневмоподушки;
- 4) экспериментально установлены зависимости коэффициента сепарации от режимов работы решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке;

5) экспериментально получены зависимости уровня вибрации и шума зерноочистительных машин от режимов работы решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке.

**Теоретическая значимость работы** заключается в том, что полученные аналитические зависимости кинематических параметров решетного стана и сил, действующих на решетный стан, от угла поворота эксцентрика привода при различных видах подвески решетного стана позволяют выполнить расчет перемещений, скоростей, ускорений решетного стана и действующих на него сил в течение периода колебания.

**Практическую значимость** имеют предложенная конструкция решетного стана, установленного на пневмоподушке, обеспечивающая снижение вибрации и шума зерноочистительных машин, повышение эффективности сепарации зернового вороха; табличные и графические зависимости коэффициента сепарации, вибрации и шума от режимов работы решетных станов, позволяющие определить рациональные режимы технологического процесса сепарации зернового вороха.

**Методология и методы исследования.** Теоретическое исследование произведено на основе методов математического моделирования и классической механики. Лабораторный эксперимент поставлен на основе апробированных методик, для его проведения модернизирована лабораторная установка для исследования процесса сепарации зерна. Измерения проводили сертифицированными и поверенными приборами. При проведении расчетов и обработке результатов эксперимента использовали современные компьютеры и применяли программное обеспечение: Microsoft Excel, Mathcad, MatLab, Maple, Statistica.

**Положения, выносимые на защиту:**

1) методика расчета кинематических параметров колеблющегося решетного стана на упругой плоской подвеске, позволяющая определить ускорения решетного стана при различных углах поворота эксцентрика привода;

2) аналитические зависимости сил, действующих на решетный стан на упругой плоской подвеске, от угла поворота эксцентрика привода, позволяющие выявить причины возбуждения вибрации;

3) закономерности рабочего процесса решетного стана, установленного на пневмоподушку, позволяющие определить снижения биений решетного стана за счет упругости пневмоподушки;

4) зависимости коэффициента сепарации от режимов работы решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, позволяющие оценить эффективность реализации процесса сепарации зернового вороха решетным станом, установленным на пневмоподушке;

5) зависимости уровня вибрации и шума зерноочистительных машин от режимов работы решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, позволяющие установить допустимые режимы работы решетных станов по вибрации и шуму.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Результаты получены с применением современных теоретических подходов, методов математического анализа, теории зерноочистительных машин, математического моделирования, апробированных методик экспериментальных исследований.

Достоверность результатов подтверждается методологической базой исследований, проведением системного анализа решаемых задач и применением методов математического моделирования, использованием современных средств вычислительной техники, поверенных измерительных приборов, результатами внедрения в производство.

Результаты диссертационной работы используются ООО НПКФ «Агротех-Гарант-Березовский» при разработке перспективных технологических линий зерноочистительно-сушильных комплексов, а также в учебном процессе ФГБОУ ВО «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева» при подготовке бакалавров по направлению 35.03.06 «Агроинженерия».

Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались в период с 2013 года по 2021 год на ежегодных научных конференциях профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, а также на международных, всероссийских и национальных научных конференциях.

**Личный вклад соискателя** заключается в постановке цели, задач и выборе методов исследований, разработке программы и методики экспериментальных исследований, модернизации лабораторной установки, проведении опытов, выполненных лично автором; получении аналитических зависимостей и проведении расчетов, разработке компьютерных программ, совершенствовании подвески решетного стана, обработке результатов эксперимента, выполненных при участии автора, подготовке основных публикаций по выполненной работе.

**Публикации.** Результаты проведенных исследований опубликованы в 30 научных статьях, в том числе восемь статей опубликованы в рецензируемых научных изданиях, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций. По результатам диссертационной работы опубликованы два учебных пособия, получены патент Российской Федерации на полезную модель и свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

**Структура и объем диссертационной работы.** Диссертация состоит из введения, пяти разделов, включающих 36 рисунков и 18 таблиц, заключения, списка литературы, включающего 158 наименований, пяти приложений. Объем диссертации – 162 страницы.

## 1. Обзор исследований и разработок по совершенствованию зерноочистительных машин

### 1.1. Анализ конструкций и рабочих процессов зерноочистительных машин

Зерноочистительные машины осуществляют отделение посторонних примесей от исходного материала и разделяют продукт на фракции. Технологические требования к данным машинам регламентируют ТУ 23.2.587-86, согласно которым основными показателями являются производительность, полнота разделения и потери основного продукта в отходы [1, 2, 3].

Разделение зерновой смеси по геометрическим размерам (толщине и ширине) производится на ситах (решетах). Основным условием протекания данного процесса является движение материала по ситам. Это обеспечивается углом наклона сита и движением сита. Для повышения эффективности процесса сепарирования в настоящее время наибольшее распространение получили машины с возвратно-поступательным движением рабочего органа, которое осуществляется при помощи кривошипно-шатунного привода.

Закономерности движения материала по поверхности, совершающей гармонические колебания, были рассмотрены в работах Бушуева Н.М. [4], Гончарова Е.С. [5], Дубровского А.А. [6], Бардышева Г.М. [7], Заики П.М. [8], Гортинского В.В. [9], Бабченко В.Д. [10], Волошина Н.И. [11], Быкова В.С. [12, 13, 14, 15, 16], Корнева А.С. [17, 18]. При рассмотрении перемещения зерновой смеси часть авторов описывает перемещение материальной точки или единичного зерна сыпучей смеси.

Технологические процессы разделения зерновой смеси, послеуборочной обработки зерна, а также конструкции и рабочие процессы зерноочистительных машин исследовали и совершенствовали в следующих научных и научно-образовательных организациях: Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (Тиша-

нинов Н.П., Анашкин А.В.) [19, 20, 21, 22, 23, 24]; Донской государственный технический университет (Ермольев Ю.И., Бутовченко А.В., Дорошенко А.А.) [25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36]; Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова (Галкин В.Д., Хандриков В.А.) [37, 38, 39, 40, 41, 42]. Значительный вклад в развитие зерноочистительной техники, совершенствование технологических процессов послеуборочной обработки зерна и подготовки семян внесла научная школа профессора Тарасенко А.П., действующая в Воронежском государственном аграрном университете имени императора Петра I. Представители этой школы (Оробинский В.И., Гиевский А.М., Баскаков И.В., Чернышов А.В. и другие) и в настоящее время активно ведут научные исследования в области совершенствования технологических процессов послеуборочной обработки зерна и подготовки семян, зерноочистительных машин [43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59]. Необходимо также отметить плодотворную работу по совершенствованию и модернизации зерноочистительных машин и комплексов специалистов ООО «Воронежсельмаш» [60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67]. Научные достижения указанных ученых и специалистов позволили создать современные зерноочистительные машины и комплексы, реализующие технологические процессы эффективной очистки зернового вороха, в том числе и на плоских решетках.

Для вибрационных ситовых машин в зависимости от движения, совершаемого рабочим органом, и физико-механических свойств разделяемых частиц существует несколько регулярных режимов вибрационного перемещения [3, 5, 12, 13]. Для возвратно-поступательного движения рабочих органов наиболее предпочтительным является режим движения частиц без подбрасывания с двумя мгновенными остановками в каждом периоде. Определены также необходимые и достаточные условия существования и устойчивости всех возможных режимов установившегося движения [4, 6, 68, 69]. Данный режим вибрационного перемещения увеличивает вероятность просеивания частиц и уменьшает динамические нагрузки на сито.

Вопросы расчета и проектирования вибрационных зерноочистительных машин освещены в работах [8, 13, 15, 17, 44, 45, 49, 70]. Основные исследования по совершенствованию вибрационных зерноочистительных машин направлены на изучение факторов, влияющих на технологическую эффективность процесса сепарирования. Такими факторами являются рабочие размеры отверстий сит, углы наклона сит и подвесок ситовых корпусов, габаритные размеры сит, параметры зерновой смеси, удельные нагрузки на сита, кинематические параметры движения сит [42, 43, 46, 47, 50, 68]. Рабочие размеры отверстий выбираются в зависимости от геометрических размеров компонентов сепарируемой смеси.

Выбор угла наклона сит связан с кинематическим режимом движения сит [2, 16, 58, 59, 68, 69]. При уменьшении угла наклона необходимо увеличить частоту колебаний сит, что в свою очередь вызывает дополнительную нагрузку на все звенья машины, увеличивает вероятность отказов, особенно при неполной уравновешенности решетных станков. Увеличение угла наклона ограничивается габаритами машины и как следствие ее массой. Ограничение массы и потребляемой мощности зерноочистительных машин в зависимости от их типа и производительности установлено в работе [3]. Наиболее оптимальный угол наклона сит к горизонту составляет  $8^\circ$ . Кожуховский И.Е. отмечает, что изменение угла наклона от  $4^\circ$  до  $15^\circ$  не оказывает существенного влияния на эффективность процесса просеивания [71].

В зерноочистительных машинах ситовые корпуса прикреплены к раме машины вертикальными подвесками [1, 2, 10, 11, 14, 25, 62, 69]. Расчет подвесок на изгиб и выбор оптимальных размеров поперечного сечения в зависимости от веса ситового корпуса и амплитуды колебаний приведен в работах [9, 27, 28]. Влияние продольных сил на изменение жесткости подвесок и определение критической силы для подвесок выполнено в работах [7, 9, 10]. Расчет жесткости подвесок с учетом влияния продольных сил для нахождения частот собственных колебаний рабочих органов представлен в работах [7, 9]. По данным Всесоюзного института сельскохозяйственного машиностроения, полученным

экспериментальным путем, применение наклонного расположения подвесок считается нецелесообразным [7, 8, 10, 11]. Однако, при угле наклона сит  $4^\circ$  и изменении угла наклона подвесок до  $10...12^\circ$  существенного снижения качества просеивания не происходит. При среднем положении ситового корпуса подвески не должны иметь отклонений от расчетного положения более чем на  $1/4$  хода ситового корпуса [2]. Влияние удельных нагрузок на эффективность процесса сепарирования отражено в работах Кожуховского И.Е. [71], Гортинского В.В. [9]. Удельную нагрузку на сита рассматривают как количество обрабатываемого материала, отнесенного к единице его ширины или площади.

Наряду с выше указанными факторами на эффективность технологического процесса сепарирования оказывают влияние кинематические характеристики машины:  $\omega$  – частота колебаний сита;  $A$  – амплитуда, амплитудные величины скорости  $A\omega$  и ускорения  $A\omega^2$  этих колебаний; угол направленности колебаний сита. Большинство авторов определяющим показателем считает максимальное ускорение сит [39, 56, 61, 71]. Однако, рекомендуемое оптимальное значение амплитуды ускорения изменяется в достаточно широких пределах, например, для очистки семян пшеницы от 9 до  $28 \text{ м/с}^2$  [71].

Многие авторы отмечают, что на технологический эффект процесса сепарирования существенное влияние оказывает средняя скорость движения зернового материала по ситу [2, 20, 21, 26]. Средняя скорость материала определяется комбинацией значений следующих параметров: амплитуды, толщины слоя смеси, частоты колебаний, угла наклона и направлений колебаний сита. Средняя скорость зависит от угла наклона, амплитуды, частоты колебаний сита.

Относительная скорость перемещения нижнего слоя материала по ситу определена Гортинским В.В. [9]. Существует также графический метод определения средней скорости движения материала по ситу [72, 73].

Из анализа исследований, направленных на определение оптимальных значений технологических и динамических характеристик вибрационных зерноочистительных машин, следует, что полученные научные результаты не учитывают влияние вибрации несущих конструкций машин на технологические

показатели их работы [16, 18, 19, 22, 30, 31, 32, 52, 60]. Разница в результатах, полученных различными авторами, а также в их рекомендациях может объясняться тем, что в данных исследованиях не учитывалось влияние на технологический процесс сепарирования вибрации рамы машины [68, 74]. Использование для экспериментальных исследований машин с разной жесткостью их несущих конструкций не позволяет объективно сопоставлять результаты исследований, проведенных разными авторами.

Вибрационные машины широко применяются в различных отраслях техники для интенсификации физических и химических процессов, для транспортирования и дозирования сыпучих материалов, их смешивания, уплотнения, а также разделения сыпучих материалов на разнокачественные фракции [64, 65, 66, 68, 69, 74]. Вибрационные сепарирующие машины используются для обогащения полезных ископаемых, вибрационной обработки деталей, изготовления литейных форм и выбивки опок, разделения различного рода порошков, подготовки сырья в технологических процессах производства строительных изделий и пищевых производств, сепарирования зерна на элеваторах, подготовке семян в агропромышленном комплексе [6, 53, 54, 68, 69, 74]. Характеристики машин для вибрационного разделения сыпучих смесей [14, 16, 17] приведены в таблице 1.1.

Наиболее сложными по технологическим требованиям являются разделительные процессы в пищевых производствах и при очистке зерна [23, 24, 29, 33, 51, 68]. Это определяется большим разнообразием физико-механических свойств исходных компонентов, а также высокими требованиями к конечному продукту. Высокие технологические требования к качеству сепарирования обусловили наибольшее разнообразие, сложность конструкции и приводов сепарирующих машин. При этом их принципиальные конструктивные и кинематические схемы включают в себя и сепарирующие машины смежных отраслей техники, использующие вибрационное разделение сыпучих смесей [68, 70, 74].

Схемы некоторых наиболее распространенных машин с механическим возбуждением колебаний приведены в таблице 1.2 [6, 7, 9].

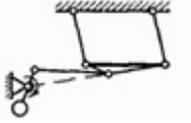
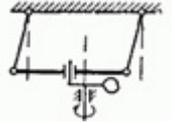
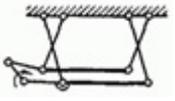
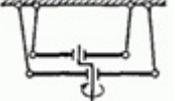
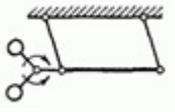
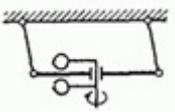
Таблица 1.1 – Характеристика машин для разделения сыпучих смесей

Признаки разделения частиц		Способ разделения	Рабочие органы	Колебания	Отраслевое название машины
основные	сопутствующие				
Размеры	Плотность, форма	Ситовой	Сита (решета)	Прямолинейные, круговые и эллиптические в горизонтальной или вертикальной плоскости	Грохоты (горнодобывающее производство), ситовые сепараторы (сельское хозяйство), рассевы (зерноперерабатывающее производство)
Форма	Коэффициент внешнего трения, плотность	Вибрационное транспортирование	Ячеистые или шероховатые поверхности	Прямолинейные наклонные к горизонтальной плоскости	Вибросепараторы
Плотность	Размеры, форма	Самосортирование	Шероховатые поверхности (плоские или конические) со сливными патрубками	Круговые в горизонтальной плоскости, круговые сферические	Камнеотборники Григоровича, фракционирующие типа БОК (зерноперерабатывающее производство)
Плотность	Коэффициент внешнего трения, форма	Вибропневматический без просеивания	Шероховатая плоская поверхность	Прямолинейные наклонные к горизонтальной плоскости	Вибропневматические сепараторы (зерноперерабатывающее производство)

Окончание таблицы 1.1

Признаки разделения частиц		Способ разделения	Рабочие органы	Колебания	Отраслевое название машины
основные	сопутствующие				
Плотность и размеры	Форма	Вибропневматический с просеиванием	Сита и воздушные каналы	То же	Ситовейки (сельское хозяйство, зерноперерабатывающее производство), воздушные грохоты (горнодобывающее производство), пневмостолы (сельское хозяйство)
Упругость	Плотность, коэффициент трения	Ударно-вибрационный	Наклонные, гладкие опорные поверхности с вертикальными боковыми стенками	Горизонтальные, прямолинейные и возвратно-вращательные	Сортировочные столы паддимашины (зерноперерабатывающее производство)

Таблица 1.2 – Схемы машин для разделения сыпучих смесей

Привод	Движение	
	почти прямолинейное возвратно- поступательное	круговое поступательное
С принудительным движением		
Самобалансирующийся		
С вибровозбудителем		

В зерноперерабатывающих производствах большинство разделительных процессов основывается на применении вибрационных машин [68, 69, 74]. В данных машинах осуществляются следующие операции: очистка сырья от примесей, фракционирование, сортирование [46, 55, 57, 68, 74].

Вибрационные сепараторы бывают непрерывного и периодического действия. Наибольшее применение нашли сепараторы непрерывного действия. Особенности технологических и конструктивных схем этих машин в зависимости от признаков и способов разделения частиц, рабочих органов и траекторий их движения приведены в работах [6, 7, 37, 38, 40]. В зависимости от назначения данные машины отличаются друг от друга по типу привода, по числу и расположению колеблющихся ситовых корпусов, по характеру их движения. С учетом классификации вибромашин [6, 7, 8, 69], основные группы зерноочистительных машин можно классифицировать следующим образом (рисунок 1.1).

Большую группу машин составляют машины для очистки зерна от примесей (сепараторы типа ЗСМ, ЗПС, ЗВС-20, Р8-УЗК-50, А1-БИС, А1-БЛС, А1-БСФ, «Классифайер»). Данные машины используются на элеваторах и хлебоприемных пунктах, в подготовительных отделениях мукомольных предприя-

тий, в технологических линиях комбикормовых заводов [6, 9, 41, 48, 67, 68, 69]. Основная технологическая функция сепараторов – очистка зерна от примесей по аэродинамическим признакам (пыли, частиц оболочек, легких сорных примесей) и размерным признакам (крупные и мелкие частицы) [51]. Аналогичные кинематические схемы имеют вибрационные сепарирующие машины в горнодобывающем производстве, сепараторы для фракционирования порошков [68, 69, 74]. Для выделения органических и минеральных примесей, которые отличаются от зерна по весу, но имеют тот же размер и аэродинамические характеристики применяют камнеотделительные машины типа РЗ-БКТ и концентраторы типа А1-БЗК.



Рисунок 1.1 – Классификация вибрационных сепарирующих машин с плоскими ситами

Сортирование промежуточных продуктов размолла зерна по размерам производят в отсевах. Сортирование круподунстовых продуктов по качеству для получения однородных по содержанию эндосперма фракций производят в ситовечных машинах (критерий разделения – различная плотность) [6, 7, 9].

Для обработки сходовой фракции после вымольной машины А1-БВГ в качестве вспомогательной машины используется виброцентрофугал РЗ-БЦА, который обеспечивает сепарирование трудносыпучей влажной смеси, содержащей муку [9, 68, 74].

По типу преобразования подводимой энергии в энергию механических колебаний приводы зерноочистительных машин делятся на следующие группы (рисунок 1.2) [1, 7, 8, 17]. Простейшими из них являются кинематически жесткие приводы. Достоинство кинематически жесткого привода в том, что он обеспечивает заданную амплитуду колебаний рабочего органа при изменении частоты колебаний, колеблющейся массы и технологической нагрузки. Недостатком такого привода является действие больших инерционных сил на звенья устройства. При возвратно-поступательном движении двух ситовых корпусов применяют эксцентриковый колебатель [17].



Рисунок 1.2 – Классификация приводов рабочих органов сепарирующих машин

К следующей группе приводных устройств относятся инерционные колебатели [6, 7, 9, 69, 75]. Амплитуда колебаний зерноочистительных машин с инерционными колебателями зависит от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний, массы рабочих органов и обрабатываемого продукта.

По числу колеблющихся твердых тел (корпусов) вибрационные зерноочистительные машины делятся на одномассные и двухмассные [6, 7, 9, 75]. В двухмассных зерноочистительных машинах последовательное просеивание расслоенной зерновой смеси через сито позволяет не только выделять мелкие легкие примеси, но и разделять очищенное зерно по различным признакам.

Форма колебаний рабочего органа определяется динамическими характеристиками системы (приводным устройством, массой рабочего органа, жесткостью упругих связей). Форма колебаний рабочего органа выбирается в зависимости от назначения машины [2, 8, 34, 35, 36, 69, 75]. Во многих машинах рабочие органы совершают возвратно-поступательное движение, в них используют упругие связи в виде пластинчатых деревянных (многослойная фанера) или стальных пружин и резинометаллических опор [8, 34]. Имеется группа машин, рабочие органы которых совершают круговое поступательное движение в горизонтальной плоскости [6, 9].

Характер движения рабочего органа может быть гармоническим или псевдогармоническим в зависимости от конструкции и материала упругих связей и типа привода [76]. В большинстве зерноочистительных машин используют связи с линейными упругими характеристиками, характер движения рабочего органа в таких машинах гармонический [6, 7, 9, 69, 77, 78].

Использование резинометаллических опор привело к применению на зерноочистительных машинах упругих связей с нелинейной характеристикой, которые определяют псевдогармонический характер движения рабочего органа [69, 76, 79, 80]. Большинство машин работает в зарезонансном режиме, т.е. частота вынужденных колебаний значительно превышает частоту собственных колебаний, что обеспечивает устойчивое движение системы.

Приведенная классификация вибрационных зерноочистительных машин позволяет объединять различные машины в соответствующие группы по тем или иным признакам и совершенствовать общую методику их расчета.

Стабильность протекания технологического процесса вибрационных зерноочистительных машин во многом зависит от устойчивости виброхарактеристик (виброускорение, виброперемещение), которые обеспечиваются динамическим режимом подвижных частей машин, а также жесткостью конструкции, которая закладывается на стадии проектирования [75, 81, 82, 83].

Анализ научно-технической литературы по данной проблеме [2, 3, 6, 8, 9, 17, 43, 44, 45, 47, 49, 51, 57, 68] показывает, что основными тенденциями развития вибрационных зерноочистительных машин являются: совершенствование приводных устройств; оптимизация динамического режима ситовых корпусов при различных видах движения; эффективное использование основных и сопутствующих признаков разделения; автоматизация загрузки машины и регулирования оптимальных режимов работы отдельных рабочих органов; повышение стабильности динамических характеристик машин на основных и переходных режимах работы; снижение вибрации несущих конструкций и оптимизация жесткости элементов рамной конструкции.

## 1.2. Влияние колебаний и уравнивающих элементов на работу зерноочистительных машин и пути их совершенствования

Гашение колебаний можно выполнить специальными устройствами – динамическими гасителями, которые не входят в основную конструктивную цепь. Принята следующая классификация динамических гасителей [7, 8].

1. Поглотители колебаний – устройства, поглощающие энергию, подводимую возбуждающим моментом, и снижающие амплитуду колебаний. Они представляют собой определенную массу, прикрепленную к основной механической системе посредством узла трения. К этому типу относятся: гасители сухого трения, гидравлические, ударные.

2. Динамические гасители колебаний изменяют частоту системы без рассеяния энергии или уравнивают возбуждающий момент. К динамическим гасителям относятся: нелинейные муфты, маятниковые демпферы, устройства для отключения маховых масс при подходе к резонансу, добавочные массы на пружине.

3. Динамические гасители колебаний с трением. Действие этих устройств вызывает частичное рассеяние энергии и частичное уравнивание возбуждающего момента. Динамические гасители колебаний с трением представляют собой дополнительную массу, присоединенную к основной механической системе при помощи упругого и вязкого элементов. Такими гасителями являются: резиновые демпферы, динамические демпферы с рессорными пружинами.

Динамические гасители применяются, как правило, для понижения виброактивности устройства в местах крепления гасителей, что может вызвать ухудшение вибрационного состояния в других его узлах [81, 84, 85]. Динамические гасители используют для подавления различных видов колебаний: изгибных, продольных, крутильных и т.д. Для эффективности гашения необходимо, чтобы вид подавляемых колебаний совпадал с видом колебаний, реализуемых присоединенным устройством.

В работе [7] приведены известные виды и принципиальные схемы наиболее распространенных динамических гасителей, даны основные настроечные данные и указана область их применения. Вопросам разработки и совершенствования линейных, нелинейных, регулируемых виброгасителей посвящены работы [78, 79, 80, 85, 86]. Опыт практического использования ударных, эксцентриковых, маятниковых виброгасителей описан в работе [85]. При выборе параметров виброгасителя важны такие соотношения, как соотношения масс гасителя и объекта, частот свободных колебаний гасителя и объекта.

В решетных зерноочистительных машинах виброгашение не реализуется [7, 8, 44, 71], но установка виброгасителей возможна на решетных станах и на раме машины. Так как у данных машин возмущающая сила имеет синусоидаль-

ный характер изменения и фиксированные частоты, то целесообразно применение линейных виброгасителей.

В отдельных случаях невозможно устранить вибрацию машины уравниванием или виброгашением, тогда применяют виброизолирующее устройство. Особенности виброизоляции, а также конструкции известных виброизоляторов рассмотрены в работах [7, 14, 87, 88]. Виброизолирующее устройство устанавливается между источником возмущений и объектом защиты [7, 14, 87, 88, 89, 90]. В зависимости от соотношения масс объекта и источника в системе возникает силовое или кинематическое возбуждение. При работе зерноочистительных машин возникает повышенная вибрация фундамента, при этом в системе появляется силовое возбуждение. Цель виброизоляции при силовом гармоническом возбуждении – снижение амплитуды силы  $R_0$ , передаваемой на неподвижный объект, или сокращение амплитуды  $X_0$  установившихся вынужденных колебаний источника [7, 8, 89].

Виброизоляторы классифицируются по виду или способу введения демпфирования, а также по материалу упругого элемента [7, 89]. Используются резинометаллические, пружинные и цельнометаллические с воздушным или сухим трением, недемпфированные виброизоляторы. В ситовых корпусах, совершающих прямолинейные колебания, применяют резиновые и резинометаллические опоры. Указанные опоры имеют ряд недостатков: изменение динамических свойств при эксплуатации, низкая надежность соединения резинового массива с металлической арматурой, снижение виброзащитных свойств при изменении температуры и влажности, недостаточное демпфирование в отдельных случаях, влияние на долговечность паров бензина, масла.

В работах [7, 9] рассмотрено снижение колебаний перекрытий с помощью нелинейных виброизоляторов при работе ситовых зерноочистительных машин. Выбор жесткости перекрытий при работе зерноочистительных машин в зависимости от частоты собственных колебаний машины обоснован в работе [9]. Во избежание резонанса собственные частоты машины должны значительно отличаться от частот вынужденных колебаний решетных станков. При жест-

ком закреплении машины частоты собственных колебаний должны находиться в пределах 120...150 Гц. Установка виброизоляторов (упругих резиновых или деревянных прокладок) сокращает частоту собственных колебаний до 15...20 Гц, что обеспечивает плавный ход машины при пусках и остановках.

Помимо общей виброизоляции, при которой машина изолируется от основания, применяется местная виброизоляция [84, 86, 89, 90]. Примером местной виброизоляции является изоляция двигателей внутреннего сгорания [91, 92]. Возможна виброизоляция отдельных рабочих органов вибрационных машин [93].

В решетных зерноочистительных машинах с кинематическим жестким приводом местная виброизоляция решетных станков не используется [7, 8, 44, 71, 78, 94]. Решетные станы подвешиваются к раме машины при помощи пластинчатых деревянных или стальных подвесок. Подвески в этом случае являются упругими поддерживающими связями, обеспечивающими направленное движение рабочих органов. Подвески работают параллельно с приводным устройством и должны его разгружать [77, 94, 95].

Анализ известных виброгасителей и виброизоляторов показывает, что эти устройства также как и уравнивающие технические средства не обеспечивают полной ликвидации вредных вибраций [71, 89, 90].

В воздушно-ситовых сепараторах корпуса выполняют возвратно-поступательные движения за счет кривошипно-шатунного механизма, при этом в системе появляются переменные по величине и направлению силы инерции [12, 13, 17, 30, 49, 51, 52]. Неуравновешенные силы инерции создают высокие нагрузки на опоры устройства и фундамент. При совпадении частот собственных колебаний и вынуждающей силы появляется резкое возрастание амплитуды колебаний – резонанс, что способствует повышенному износу машины.

Известны и применяются следующие меры борьбы с вибрацией [69, 84, 85, 89, 90, 91, 92].

1. Снижение виброактивности источника. Это обеспечивается изменением параметров процессов, уменьшением трения в кинематических парах, сни-

жением динамических реакций уравниванием движущихся звеньев машины.

2. Изменение конструкции объекта. Направлено на снижение инерционных сил, а также устранение резонанса изменением собственных частот.

3. Динамическое гашение колебаний. Использование динамического гасителя, присоединяемого к объекту, изменяет характер колебаний и частично уравнивает динамическое воздействие, возбуждаемое источником.

4. Виброизоляция – применение демпфирующих устройств, устанавливаемых между источником вибрации и объектом.

Методы уравнивания сил в машинах рассмотрены в работах [45, 68, 69, 71, 75, 78, 81, 90, 95]. Уравнивание сил в машинах может реализовываться по следующим направлениям: уравнивание давлений машины на фундамент и уравнивание давлений в кинематических парах. В первом случае машина рассматривается как одно целое, и определяются характер, направление и закон изменения нагрузки. Далее определяются положение центра масс машины, масса и момент инерции машины относительно центральных осей [96].

Согласно законам теоретической механики все силы, действующие на твердое тело, приводятся к главному вектору и главному моменту. Условием динамического уравнивания машины является равенство нулю главного вектора и главного момента сил инерции относительно центра приведения:

$$P_x = 0; P_y = 0; P_z = 0;$$

$$M_x = 0; M_y = 0; M_z = 0.$$

При статическом уравнивании результирующая сила инерции равна нулю, момент инерции может не равняться нулю ( $\bar{P} = 0; \bar{M} \neq 0$ ). В данном случае центр масс машины не имеет ускорения. В стационарных машинах, жестко связанных с фундаментом, центр масс уравновешенной машины остается неподвижным. Моментальное уравнивание характеризуется равенством нулю главного момента инерции и неравенством главного вектора сил инерции ( $\bar{P} \neq 0; \bar{M} = 0$ ). Анализ работы двухстанных сепарирующих машин показывает,

что моменты сил инерции поступательно движущихся масс решетных станов не уравновешены, а силы инерции уравновешены на 65...70 % [9].

Условием статического уравновешивания является такое распределение масс подвижных звеньев, при котором их общий центр делается неподвижным во время работы. Статическое уравновешивание может осуществляться следующими способами: уравновешивание механизмов при помощи главной корректирующей массы, уравновешивание методом нуль-векторов, уравновешивание методом подобия. Уравновешивание при помощи корректирующих масс осуществляется путем установки на валу кривошипа дебаланса, центр масс которого расположен на продолжении кривошипа, но с противоположной стороны относительно оси вращения [8, 9, 69, 94, 95]. При данной схеме остаются неуравновешенными статический момент инерции и вертикальная составляющая центробежной силы противовеса, что вызывает вертикальные колебания машины и увеличивает нагрузку на фундамент. Сократить негативное влияние вертикальной составляющей силы инерции можно разгрузив кинематическую пару введением дополнительной упругой связи.

Уравновешивание вертикальной составляющей силы инерции осуществляют при помощи двух шестерен с дебалансами (рисунок 1.3) [8, 9]. Однако, при этом появляется пара сил с моментом  $M = rP$ , где  $r$  – радиус начальной окружности шестерни, м;  $P$  – сила инерции, Н.

Во избежание высоких вертикальных составляющих неуравновешенных сил поступательно движущиеся массы уравновешивают частично, на практике это составляет 60...70 %. В работе [8] приведен расчет противовеса для одностанной машины и подбор оптимальных соотношений между массами двухстанной машины. Для частичного уравновешивания приводного механизма двухстанных машин рекомендуется поворот эксцентриситетов эксцентриков верхнего и нижнего станов относительно друг друга на определенный угол.

На практике точное динамическое и статическое уравновешивание вызывает серьезные трудности, поэтому уравновешивание осуществляют приближенно, уравновешивают только первые гармоники главного вектора и главного

момента неуравновешенных сил. Благодаря компенсации только первых гармоник главного вектора и главного момента инерционный момент сокращается в десятки раз, а инерционная сила не менее чем в 4...11 раз [69, 75, 81]. Динамическое уравновешивание главного вектора и первой гармоники главного момента неуравновешенных сил одной поступательно движущейся массы возможно двумя кривошипно-ползунными механизмами с противовесами, установленными на сцепленных зубчатых колесах (рисунок 1.4) [69, 75].

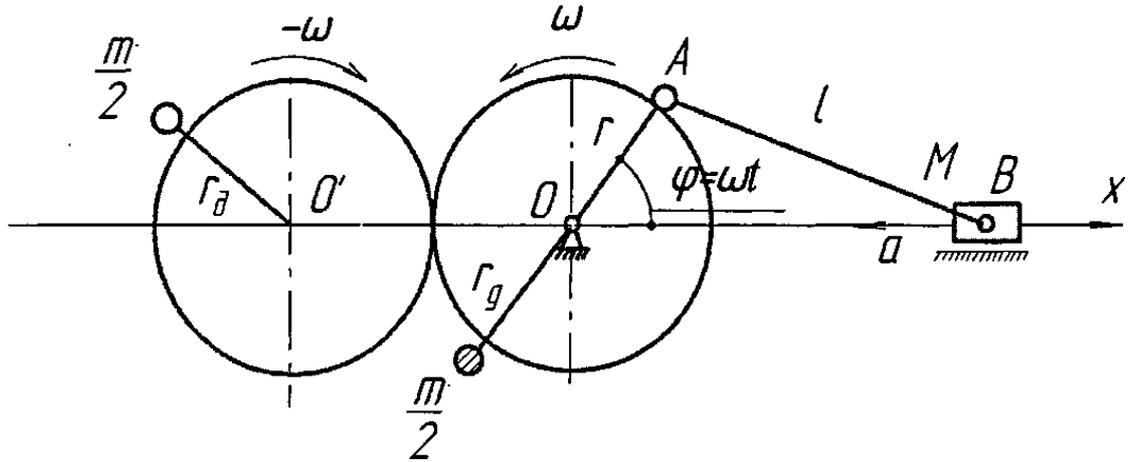


Рисунок 1.3 – Уравновешивание вертикальной составляющей силы инерции

Полное уравновешивание машин достигается использованием двух симметрично расположенных механизмов с равными массами [69, 75]. Такое полное уравновешивание двух кривошипно-ползунных механизмов показано на рисунке 1.5. По этому принципу разрабатываются двухсторонние зерноочистительные машины [7, 8, 9, 44, 71, 72]. Если размеры и массы звеньев окажутся неравными, то машина будет уравновешена частично.

В работе [9] причиной, вызывающей неуравновешенность двухсторонних сепарирующих машин, указывается неравенство динамических параметров верхнего и нижнего ситовых корпусов, а именно, жесткость подвесок, скорость скольжения очистительных щеток, масса ситовых корпусов. Для устранения этого явления предложен приводной механизм, состоящий из эксцентрикового колебателя с шатунами в совокупности с системой двухплечих рычагов, применение которых обеспечивает равенство амплитуды колебаний верхнего и ниж-



сепарирующих машин уравнивание главного вектора сил инерции выполняются вращающимися противовесами, но относительно центра масс машины возникает опрокидывающий момент, создаваемый центробежными силами противовесов. Для снижения опрокидывающего момента предлагается регулировать расстояния от вертикальной и горизонтальной осей эксцентрикового вала до центра масс машины. В работе [9] предложена конструкция сепарирующей машины, в которой реализуется стандартная технологическая схема движения зерна по ситам с сохранением оптимальных кинематических параметров. Машина имеет два приводных механизма, расположенных один под другим. Кинематическая цепь образует два симметрично расположенных механизма с равными массами, в результате чего достигается полное уравнивание машины. У двустанных машин для разгрузки кинематических пар применяется дополнительная упругая связь (цилиндрическая пружина), а также рекомендуется увеличить расстояние от опорной плоскости машины до центра масс, что снижает вынужденные крутильные колебания.

Существуют аналитические методы уравнивания механизмов. В работе [97] предложено определение оптимальных механических параметров механизма по заданному движению ведущих звеньев, закону изменения движущих сил, сил сопротивления и опорных реакций. Механическими параметрами являются массы звеньев, координаты их центров, моменты инерции. Минимизируется функция разности между заданными законами изменения опорных реакций и теоретическими законами динамики механизма.

Оптимальному приближенному уравниванию механизмов в функциональных пространствах посвящены работы [9, 75, 98]. Минимизируются функции главного вектора  $\bar{P}$  и главного момента  $\bar{M}$  неуравновешенных сил механизма с симметричными звеньями на отрезке изменения фазы  $0 < \varphi < 2\pi$ . В первом приближении работа остаточной неуравновешенной силы должна быть минимальной на заданном отрезке. В указанных работах не учтены динамические нагрузки в кинематических парах при возможных установившихся и неустановившихся режимах. Ограничением для широкого практического приме-

нения является громоздкость вычисления степенных приближений произвольного порядка.

Аналитическим методом уравнивания механизмов является метод линейно-независимых векторов, где уравнение замкнутости кинематической цепи рассматривается вместе с векторным уравнением, описывающим положение центра масс [69, 75]. Этот метод применим только при статическом уравнивании.

Еще одним способом борьбы с вибрацией является изменение траектории движения рабочего органа. В работе [99] предложено установить на приводе ситового корпуса дополнительной передачи с овальными колесами, что приводит к снижению сил инерции стана на 13 % и увеличивает полноту разделения на 5...10 %. Выполнен расчет оптимального эксцентриситета этих колес при максимальном снижении сил инерции и сохранении средней угловой скорости.

Замена прямолинейных колебаний решетных станов на круговые при модернизации приводного механизма решетных станов рассматривается в работе [5]. Автор предлагает возбуждать круговые колебательные движения решетного стана от мотор-редуктора, на выходном валу которого установлен рычаг с дебалансом, что предполагает полную реконструкцию машины.

Неуравновешенность, вызванная неточностью изготовления деталей, отклонениями в размерах, неоднородностью материала, отклонением от заданной формы может быть снижена выполнением статической или динамической балансировки [69, 75]. Задачей статической балансировки является обращение оси вращения в центральную ось инерции. Динамическая балансировка обращает ось вращения в главную центральную ось инерции, и при вращении детали не возникает центробежная сила, а следовательно, и центробежный момент. В то же время при балансировке не удастся уравновесить все действующие через опоры реакции механизма, и при несущей раме, представляющей собой пространственную конструкцию из упругих стержней, вибрационное движение упругих элементов передается через подвески на сепарирующую поверхность.

Реализация рассмотренных методов уравнивания движущихся частей сепарирующих машин способствует увеличению массы и усложнению конструкции. Поэтому наряду с уравниванием на стадии проектирования необходимо осуществить оптимизацию конструкций зерноочистительных машин по жесткости, чтобы сократить вредное влияние вибрации.

### 1.3. Влияние вибрации несущей конструкции машины на протекание технологического процесса и пути ее устранения

Проведенный анализ показывает, что любое изменение оптимальных параметров зерноочистительных машин ведет к снижению эффективности процесса сепарирования. Одним из факторов, влияющих на кинематический режим работы, являются колебания рамы машины, возникающие из-за неполной уравниваемости сил инерции колеблющихся масс, а также неоптимальных по жесткости параметров рамы [3, 12, 21, 44].

Колебания рамы машины повышают фактическую амплитуду колебаний ситовых корпусов на 30...40 % по сравнению с номинальной [3, 12, 21]. Нарушается также закон движения ситовых корпусов. Амплитуда колебаний  $A$  определяется по формуле

$$A = \varepsilon k \quad (1.1)$$

где  $\varepsilon$  – эксцентриситет механизма, м;

$k$  – коэффициент, учитывающий колебания рамы машины.

Кожуховским И.Е. [71] получена следующая зависимость коэффициента, учитывающего колебания рамы машины, от величины оптимального ускорения – таблица 1.3.

Таблица 1.3 – Зависимость коэффициента, учитывающего колебания рамы машины, от величины оптимального ускорения  $j_0$

$j_0, \text{м/с}^2$	15	20	25	30	>30
$k$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

При оптимизации режимов работы машины необходимо учитывать разность между действительной амплитудой колебаний и номинальной, так как этот фактор существенно влияет на эффективность процесса просеивания. При возрастании амплитуд вибрации рамы машины ОС-4,5А на 0,3...0,5 мм резко падает полнота разделения при сепарировании зерна по толщине [43, 47, 100].

Вибрация рамы влияет не только на амплитуду колебаний ситовых корпусов, но и на равномерность толщины слоя по ширине сита [101]. Наложение вибрации рамы на колебания ситовых корпусов вызывает поперечную вибрацию машины, в результате чего зерновой материал сбивается на одну сторону. При повышении амплитуды наложенных поперечных колебаний возрастает неравномерность толщины слоя по ширине сита, меняется характер движения зерна по ситам, движение реализуется без мгновенных остановок, возрастает путь зерна по ситам. Все это плохо влияет на показатели работы машины.

Вибрация рамы негативно влияет на надежность и долговечность машины [69, 75]. Звенья машины испытывают дополнительную нагрузку, переменную по величине и направлению, что способствует повышенному износу и снижению работоспособности. В результате резьбовые соединения утрачивают свою расчетную устойчивость, уменьшается срок службы сварных швов, подшипников. В процессе эксплуатации амплитуда вибрации машины возрастает. В перечне потенциальных неисправностей машины на первом месте находится высокая вибрация.

Оценка влияния вибрации на долговечность и надежность зерноочистительных машин выполнена в работе [8]. Критерием данной оценки принят предел выносливости самого слабого звена машины, для решетчатых зерноочистительных машин это шатуны и подвески. Срок службы зерноочистительных машин составляет не менее восьми лет [2, 44, 94]. Звенья машины при работе испытывают циклические напряжения. После определенного количества циклов происходит разрушение деталей, а фактические напряжения в этом случае равны пределу прочности. Количество циклов работы и безотказность машины определяются величинами нормальных переменных напряжений. При расчете

шатунов и подвесок основополагающим видом нагружения является изгиб. При определенном количестве циклов выбирается значение максимального напряжения, при котором не будет разрушения детали. Это напряжение и является пределом выносливости. Вибрация машины оказывает существенное влияние на предел выносливости шатунов и подвесок.

Вибрация оказывает также вредное воздействие на организм человека, на работников, подрывая их здоровье и снижая работоспособность [84, 85, 90, 102]. Нормативным документом является ГОСТ 12.1.012-90 [103]. Показателями вибрационной нагрузки считают виброускорение, виброскорость, диапазон частот, продолжительность воздействия вибрации. По категории вибрации зерноочистительные машины относятся к третьей категории, тип «а». По воздействию на человека – это общая вибрация. Нормативные значения для данных машин: виброускорение –  $0,1 \text{ м/с}^2$ , виброскорость –  $0,2 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ .

Результаты экспериментальных исследований показывают, что действительные значения виброскорости выше допустимых [8, 9, 69]. Согласно эксплуатационным нормам предельно допустимых уровней вибрации технологического оборудования зерноперерабатывающих производств предельно допустимая амплитуда вибрации у стойки машины на высоте 1 м от пола составляет  $0,25 \dots 0,3 \text{ мм}$  [9, 93]. Опытные данные по измерению виброперемещений рам зерноочистительных машин показывают, что этот показатель превышает в  $4 \dots 7$  раз [4, 9, 97, 100].

Все рабочие органы ситовых сепараторов крепятся к раме, которая используется как основание и обеспечивает пространственное расположение рабочих органов. Конструкции рам проектируются без достаточных прочностных и структурных обоснований. Это приводит к повышенной вибрации самой рамы и перекрытий строительных конструкций. В работах [68, 75] предлагается следующая классификация типовых рамных конструкций стационарных машин: плоские и пространственные; симметричные и несимметричные; расчленяемые (на фермы, рамы) и не расчленяемые. Целью данной классификации

является расчленение рам на простейшие конструкции при выборе расчетных схем для дальнейшего создания типовых конструкций.

Жесткость конструкции подразумевает способность сопротивляться действию внешних нагрузок с минимальными деформациями. Факторами, определяющими жесткость конструкции, являются: модуль упругости материала, геометрические характеристики сечений элементов, линейные размеры деформируемого тела, вид нагрузки и тип опор [63, 68, 75].

Рамы вибрационных зерноочистительных машин – это сварные металлические конструкции, состоящие из отдельных элементов различного сортамента [44, 71, 72, 94, 95]. Рамные конструкции являются статически неопределимыми системами, в которых присутствует больше связей, чем необходимо для равновесия. Существуют различные методы расчета статически неопределимых систем: метод сил, метод перемещений, метод конечных элементов [104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111]. При расчете системы методом сил [104, 107, 108] выбирают основную систему статически определимую, получаемую из исходной статически неопределимой системы заменой жестких связей силами, приложенными по направлениям отброшенных связей, а значения этих сил определяют из условий отсутствия перемещений по направлениям отброшенных связей. В результате получают систему канонических уравнений метода сил. Цель данных расчетов – установление опасных сечений конструкции, выбор оптимальных линейных размеров и оценка влияния точек приложения нагрузки на жесткость конструкции.

В методе перемещений [104, 107, 108] основная система получается из исходной введением новых жестких связей. Неизвестными будут перемещения по направлениям этих связей. Условием составления уравнений является отсутствие реактивных сил во введенных связях.

Развитие вычислительной техники обусловило широкое внедрение в практику проектирования машин численных методов и компьютерного моделирования [106, 112, 113, 114, 115]. В настоящее время наиболее разработанными и применяемыми при расчете стержневых систем являются следующие

методы: метод конечных разностей, метод конечных элементов, метод граничных элементов [106, 112, 113, 114].

Метод конечных разностей основан на замене дифференциальных уравнений уравнениями в конечных разностях, записанных на регуляторной сетке [114]. Недостатком этого метода является невозможность описания сложных криволинейных контуров деталей.

Метод граничных элементов предусматривает уменьшение размерности задачи на единицу и аппроксимацию сложной границы области конечными элементами [106, 112]. Программная реализация метода граничных элементов невозможна при оценке напряженно-деформированного состояния составных тел.

Метод конечных элементов является наиболее общим методом численного решения данных задач [106, 112]. Суть метода заключается в аппроксимации сплошной среды с бесконечным числом степеней свободы совокупностью простых элементов, имеющих конечное число степеней свободы и связанных между собой в узловых точках. В основе метода конечных элементов лежит обобщенный метод Рэлея-Ритца-Галеркина, приводящий задачу минимизации функционала потенциальной энергии системы к решению системы линейных алгебраических уравнений.

При исследовании любой модели, подверженной воздействию периодической возмущающей силы, необходим расчет собственных колебаний [76]. Он заключается в определении частот свободных колебаний и форм колебаний, характеризующих распределение максимальных отклонений масс. Целью расчета является установление резонансных режимов и оценка возможности их устранения. При резонансе частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний, при этом амплитуда вынужденных колебаний стремится к бесконечности [76, 116]. Резонанс приводит к резкому снижению долговечности машин, поэтому необходима отстройка от резонансных режимов, которую можно реализовать варьированием параметров системы.

В работе [117] систематизированы параметры, влияющие на частоты собственных колебаний. К ним относятся изменения масс, жесткостей и наложение связей. При увеличении массы системы собственные частоты снижаются. При повышении жесткости системы или введении дополнительных упругих соединений собственные частоты системы возрастают. Характеристики степени влияния различных параметров конструкций на собственные частоты их колебаний приведены в работе [12]. Согласно этим данным наибольшее влияние на изменение собственных частот оказывают параметры, которым соответствует максимальное значение механической энергии.

Методы определения собственных частот рассмотрены в работах [75, 76, 116]. В работе [75] представлены примеры расчета частот изгибных, крутильных колебаний непосредственным составлением уравнений частот, как для балок, так и для рам. При реализации метода прикладывают силы инерции к сосредоточенным массам. Затем составляют уравнения перемещений и устанавливают функцию прогиба. Решая данную систему уравнений, получают собственные частоты колебаний. Помимо определения собственных частот непосредственным составлением уравнений существуют приближенные методы определения собственных частот колебаний упругих систем. Таковыми являются методы Рейлея, Ритца, Бубнова-Галеркина [75, 76]. В основу этих методов положено сохранение энергии: при свободных колебаниях механическая энергия остается постоянной. Значения частот, определенные посредством данного метода, получаются несколько выше действительных значений.

При отсутствии информации о распределении в системе сил трения используются приближенные оценки уровня резонансных колебаний. В работах [79, 80, 117] описаны методы: разложения по собственным колебаниям консервативной линейной системы, энергетической оценки основных вынужденных колебаний линейной системы, оценки вынужденных нелинейных колебаний по пересечению амплитудно-частотной характеристики со скелетной кривой, расчета по коэффициентам динамического усиления. Расчет максимальных амплитуд колебаний выполняют исходя из следующих допущений: коэффициенты

вязкого трения пропорциональны массам и частотам колебаний, силы трения пропорциональны относительным скоростям движения соседних элементов.

При всем многообразии существующих методов и вариантов их применения к пространственным стержневым конструкциям в отраслевой литературе нет сведений о комплексных решениях оптимизации сложных несущих конструкций машин, учитывающих ограничения по виброхарактеристикам, минимизирующих жесткость и массу конструкции, учитывающих влияние виброперемещений несущей конструкции на параметры технологического процесса. Эти методы позволяют оптимизировать отдельные несложные элементы конструкций или определить максимальные напряжения в разработанных пространственных конструкциях.

Для того, чтобы на стадии проектирования задать оптимальные сечения элементов и их структурное расположение с учетом ограничений по виброхарактеристикам при минимальной массе конструкции требуется разработка комплексной математической модели рабочего процесса таких конструкций. Сложность задачи состоит также в том, что применение различных дополнительных устройств для снижения вибрации, а также повышение жесткости конструкции посредством дополнительных элементов приводит к увеличению массы самой машины. Для сепарирующих машин, которые устанавливаются, как правило, на перекрытиях строительных конструкций, это приводит к увеличению нагрузки на перекрытия, дополнительной вибрации перекрытий, что в свою очередь способствует увеличению стоимости зданий и затрат на их ремонт.

#### 1.4. Выводы

Неуравновешенность движущихся частей зерноочистительных машин, недостаточная жесткость элементов рамной конструкции вызывают виброперемещения рам таких машин, в несколько раз превышающие установленные нормативные значения.

Колебания рамы зерноочистительной машины увеличивают фактическую амплитуду колебаний ситовых корпусов до 40 % в сравнении с номинальной и существенно снижают качество сепарирования, а также приводят к повышенному износу механизмов.

Существующие методики расчета рамных конструкций не учитывают всех особенностей зерноочистительных машин, как машин с преднамеренно возбужденной вибрацией для осуществления технологического процесса.

Для повышения надежности зерноочистительных машин и их вибрационной безопасности, улучшения качества сепарирования необходимо снижение вибрационных перемещений несущих конструкций.

Улучшение вибрационных характеристик зерноочистительных машин возможно за счет совершенствования устройств подвеса решетных станов.

Для установления на стадии проектирования оптимальных параметров и режимов работы зерноочистительных машин с учетом ограничений по виброхарактеристикам при минимальной массе конструкции требуется разработка комплексной математической модели рабочего процесса таких конструкций. Сложность задачи заключается в том, что применение различных дополнительных устройств для снижения вибрации, а также повышение жесткости конструкции за счет дополнительных элементов приводит к увеличению массы самой машины.

## 2. Теоретические исследования вибрационных показателей решетных станов зерноочистительных машин

### 2.1. Теоретический анализ кинематических параметров решетных станов

Процесс работы зерноочистительной машины тесно связан с работой плоских решет, расположенных в решетном стане. Эффективность их работы зависит от большого количества факторов, влияние режимных параметров на данный момент является наиболее изученным [2, 3, 7, 8, 16, 17]. При этом остается мало исследованным влияние вибрации, передающейся от решетного стана к машине. Такое воздействие носит только негативный характер, так как оно, во-первых разрушает узлы машины, а во-вторых передается через напольное покрытие в зону расположения оператора, что отрицательно сказывается на его здоровье.

Для устранения озвученной проблемы необходимо изучить механику рабочего процесса и установить природу возникновения сил, влияющих на процесс образования вредной вибрации.

Сепарационный решетный стан, подвешенный на двух парах упругих плоских подвесок, совершает колебания за счет эксцентрика радиуса  $R$  с центром в точке  $D$  (рисунок 2.1) [118, 119, 120, 121]. При этом он совершает поступательное движение по дуге окружности радиуса, равного длине подвесок  $L$ . При повороте эксцентрика на угол  $\alpha = kt$  ( $k$  – угловая скорость вращения,  $c^{-1}$ ,  $t$  – время, с) точка  $C$  перемещается в точку  $M$ , а точка  $A$  – в точку  $B$ , тогда  $|OA| = |OB| = L$ , радиус эксцентрика  $|DC| = |DM| = R$ , длина шатуна  $|AC| = |BM| = S$ .

Пусть  $x_1, y_1$  – координаты точки  $M$ , а  $x, y$  – координаты точки  $B$  в системе координат  $xAy$ , тогда  $x^2 + (L - y)^2 = L^2$ , откуда:

$$\begin{aligned} y &= L - \sqrt{L^2 - x^2}; \\ x &= \sqrt{L^2 - (L - y)^2}. \end{aligned} \tag{2.1}$$

Координаты  $x_1, y_1$  определяются по формулам:

$$\begin{aligned} x_1 &= \sqrt{S^2 - (h - R)^2} + R \sin \alpha; \\ y_1 &= R \cos \alpha - h. \end{aligned} \quad (2.2)$$

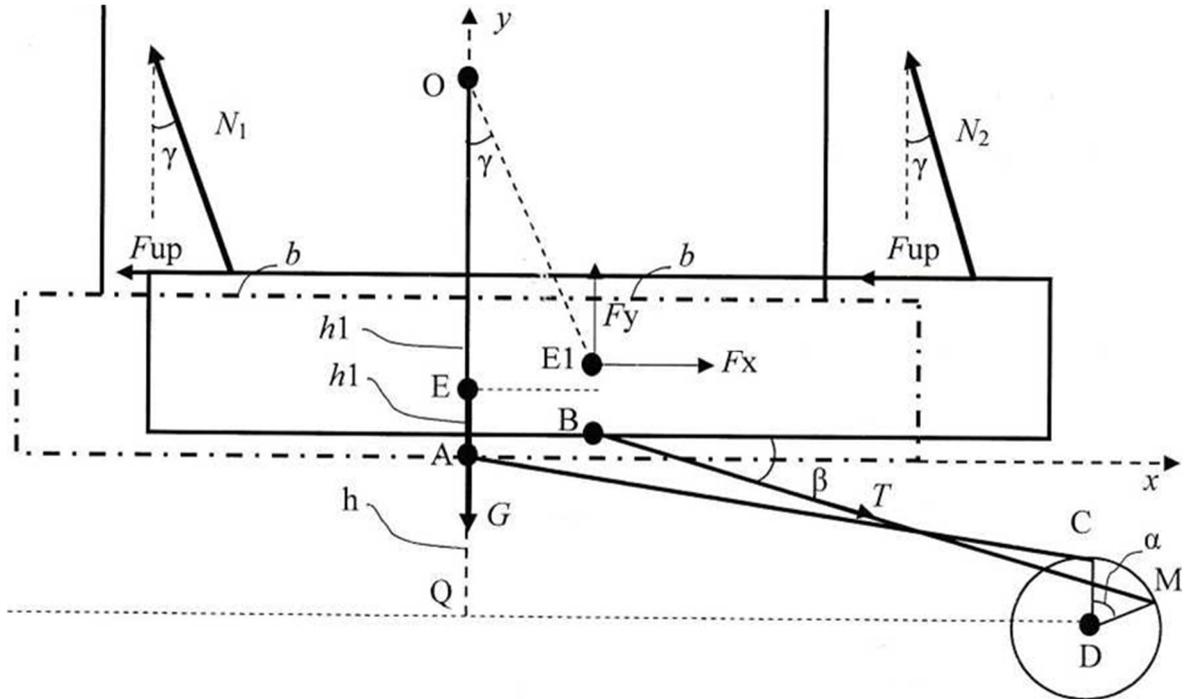


Рисунок 2.1 – Схема к определению кинематических и силовых параметров решетного стана

Через координаты точек В и М определим длину отрезка ВМ

$$\left( \sqrt{S^2 - (h - R)^2} + R \sin \alpha - x \right)^2 + (R \cos \alpha - h - y)^2 = S^2. \quad (2.3)$$

С учетом формул (2.1) получим:

$$\begin{aligned} \left( \sqrt{S^2 - (h - R)^2} + R \sin \alpha - x \right)^2 + \left( R \cos \alpha - h - L + \sqrt{L^2 - x^2} \right)^2 &= S^2; \\ \left( \sqrt{S^2 - (h - R)^2} + R \sin \alpha - \sqrt{L^2 - (L - y)^2} \right)^2 + (R \cos \alpha - h - y)^2 &= S^2. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Уравнения (2.4) позволяют установить зависимости координат точки В  $(x, y)$  от времени  $t$  [119, 122, 123].

Решение уравнений (2.4) осуществлялось в среде Maple, для чего была написана соответствующая программа (приложение А). Аналитическое представление решения первого из уравнений (2.4) очень громоздкое, что в частности затрудняет его дифференцирование. Выполнена полиномиальная аппроксимация зависимости  $x(t)$  при следующих значениях параметров:  $L=0,7$  м,  $S=0,6$  м,

$h=0,065$  м,  $R=0,03$  м,  $k=35$  с<sup>-1</sup> [123]. Относительные погрешности аппроксимации  $x(t)$  и двух ее производных многочленами разных порядков показаны в таблице 2.1.

Как видно из этой таблицы многочлен 13-го порядка дает относительную погрешность не более 3 %. Аппроксимационный полином имеет вид

$$\begin{aligned} x(t) = & 1,05t + 1,16t^2 - 216t^3 + 65,3t^4 + 0,228 \cdot 10^5 t^5 - 0,348 \cdot 10^6 t^6 + \\ & + 0,396 \cdot 10^7 t^7 - 0,266 \cdot 10^8 t^8 + 0,918 \cdot 10^8 t^9 - 0,133 \cdot 10^9 t^{10} + \\ & + 0,468 \cdot 10^7 t^{11} + 0,835 \cdot 10^8 t^{12} + 0,687 \cdot 10^8 t^{13}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Дифференцируя выражение (2.5) по времени получим зависимость горизонтальной скорости  $v_x(t)$  решетного стана от времени

$$\begin{aligned} v_x(t) = \frac{dx(t)}{dt} = & 1,05 + 2,32t - 647t^2 + 261t^3 + 0,114 \cdot 10^6 t^4 - 0,209 \cdot 10^7 t^5 + \\ & + 0,277 \cdot 10^8 t^6 - 0,213 \cdot 10^9 t^7 + 0,826 \cdot 10^9 t^8 - 0,133 \cdot 10^{10} t^9 + \\ & + 0,515 \cdot 10^8 t^{10} + 0,1 \cdot 10^{10} t^{11} + 0,893 \cdot 10^9 t^{12}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Таблица 2.1 – Относительные погрешности аппроксимации

Порядок многочлена	Погрешность, % $x(t)$	Погрешность, % $v_x(t)$	Погрешность, % $a_x(t)$
9	8,2	2,3	16,8
10	7,2	0,26	6,0
11	2,9	0,29	3,22
12	2,5	0,27	3,1
13	2,3	0,27	3,0
14	2,2	0,27	3,0

Производная от  $v_x(t)$  дает зависимость горизонтального ускорения  $a_x(t)$  решетного стана от времени

$$\begin{aligned} a_x(t) = \frac{dv_x(t)}{dt} = & 2,32 - 1290t + 784t^2 + 0,455 \cdot 10^6 t^3 - 0,104 \cdot 10^8 t^4 + \\ & + 0,166 \cdot 10^9 t^5 - 0,149 \cdot 10^{10} t^6 + 0,661 \cdot 10^{10} t^7 - \\ & - 0,12 \cdot 10^{11} t^8 + 0,515 \cdot 10^9 t^9 + 0,11 \cdot 10^{11} t^{10} + 0,107 \cdot 10^{11} t^{11}. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Зависимость вертикальных перемещений от времени  $y(t)$  определяется по второму уравнению (2.4) [122], аналитическое решение которого тоже очень громоздкое. Аппроксимация численной зависимости вертикальных перемещений от времени при указанных выше значениях параметров решетного стана дает следующие приближенные значения для вертикальных кинематических характеристик.

$$y(t) = -0,558 \cdot 10^{-5} t + 0,79 t^2 + 1,73 t^3 - 336 t^4 + 254 t^5 + 0,751 \cdot 10^5 t^6 - \\ - 0,145 \cdot 10^7 t^7 + 0,258 \cdot 10^8 t^8 - 0,377 \cdot 10^9 t^9 + 0,261 \cdot 10^{10} t^{10} - \\ - 0,114 \cdot 10^{11} t^{11} + 0,264 \cdot 10^{11} t^{12} - 0,253 \cdot 10^{11} t^{13}. \quad (2.8)$$

$$v_y(t) = \frac{dy(t)}{dt} = -0,558 \cdot 10^{-5} + 1,58 t + 5,18 t^2 - 0,134 \cdot 10^4 t^3 + 0,127 \cdot 10^4 t^4 + \\ + 0,45 \cdot 10^6 t^5 - 0,102 \cdot 10^8 t^6 + 0,206 \cdot 10^9 t^7 - \\ - 0,303 \cdot 10^{10} t^8 + 0,261 \cdot 10^{11} t^9 - 0,126 \cdot 10^{12} t^{10} + \\ + 0,317 \cdot 10^{12} t^{11} - 0,328 \cdot 10^{12} t^{12}. \quad (2.9)$$

$$a_y(t) = \frac{dv_y(t)}{dt} = 1,58 + 10,4 t - 0,403 \cdot 10^4 t^2 + 0,507 \cdot 10^4 t^3 + \\ + 0,225 \cdot 10^7 t^4 - 0,61 \cdot 10^8 t^5 + 0,144 \cdot 10^{10} t^6 - \\ - 0,243 \cdot 10^{11} t^7 + 0,235 \cdot 10^{12} t^8 - 0,126 \cdot 10^{13} t^9 + \\ + 0,349 \cdot 10^{13} t^{10} - 0,394 \cdot 10^{13} t^{11}. \quad (2.10)$$

Визуализацию зависимостей кинематических и динамических характеристик движения удобнее приводить в зависимости от угла поворота эксцентрика  $\alpha$ , выраженного в градусах, который связан с временем  $t$  формулой

$$t = \frac{\pi \alpha}{180 k}. \quad (2.11)$$

Зависимости величин горизонтальных и вертикальных перемещений от угла поворота эксцентрика  $\alpha$  при  $L=0,7$  м,  $S=0,6$  м,  $h=0,065$  м,  $R=0,03$  м,  $k=35$  с<sup>-1</sup> представлены на рисунке 2.2. Как видно из этих графиков наблюдается асимметрия движения решетного стана.

Графики зависимостей величин скоростей  $v_x$  и  $v_y$  от угла поворота эксцентрика представлены на рисунке 2.3.

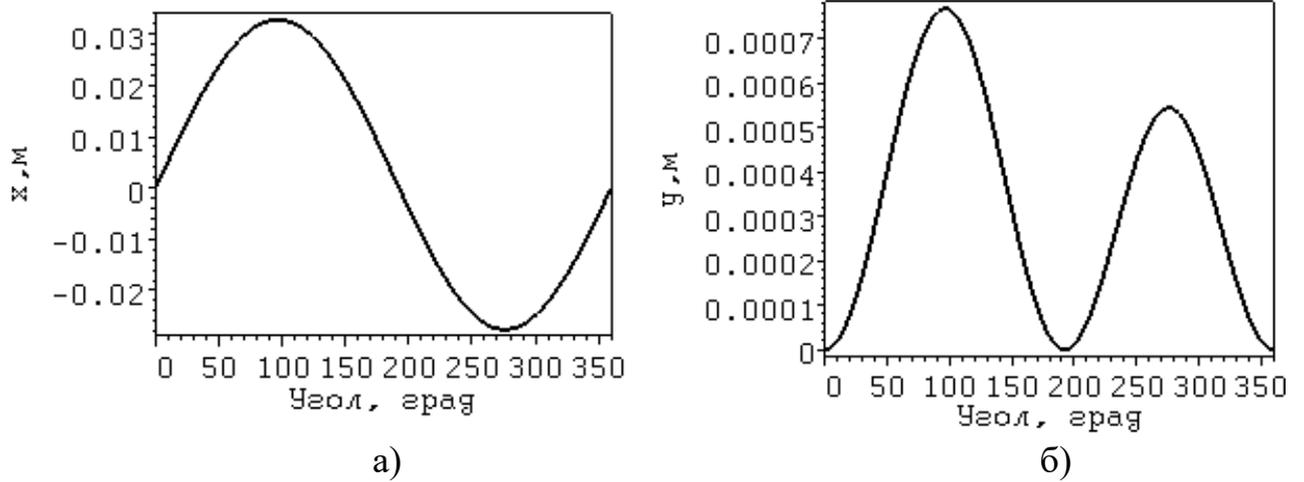


Рисунок 2.2 – Зависимости величин горизонтальных (а) и вертикальных (б) перемещений решетного стана от угла поворота эксцентрика

Графики зависимостей величин ускорений  $a_x$  и  $a_y$  от угла поворота эксцентрика представлены на рисунке 2.4.

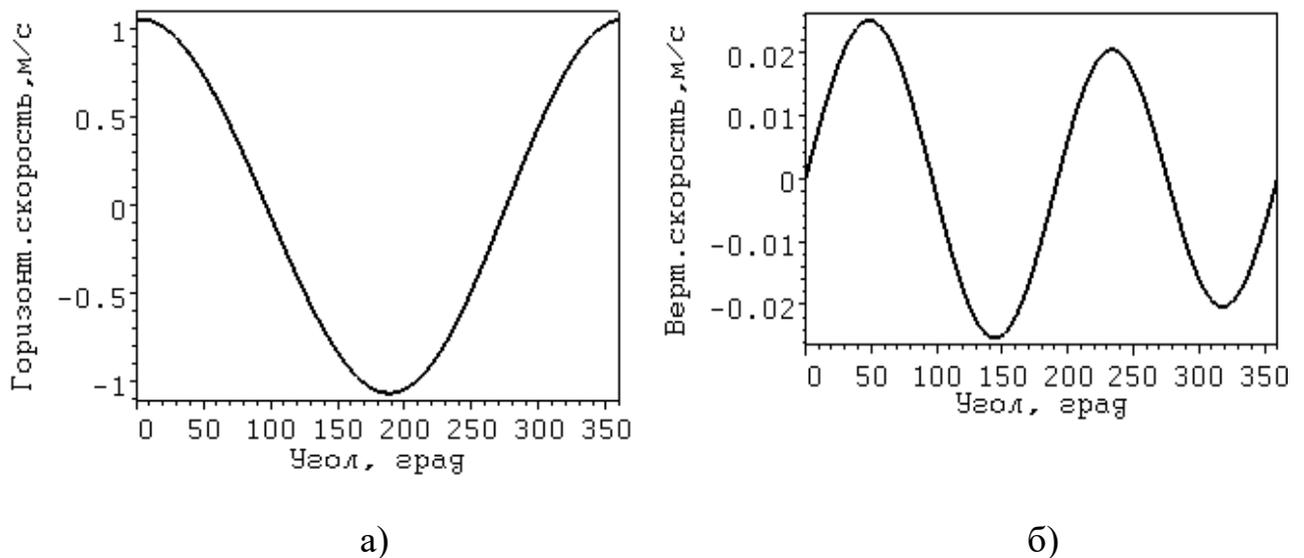


Рисунок 2.3 – Зависимости величин горизонтальных (а) и вертикальных (б) скоростей решетного стана от угла поворота эксцентрика

Как видно из графиков, представленных на рисунке 2.4, особенно велики горизонтальные ускорения. Их максимальное и минимальное значения составляют соответственно 38,6 и  $-35,3 \text{ м/с}^2$ . Очевидно, что они создают большие силы инерции, вызывающие биения решетных станов. Так как линия действия шатуна привода ВС не проходит через центр масс решетного стана  $E_1$ , то воз-

никающие при работе моменты вызывают и значительные вертикальные биения.

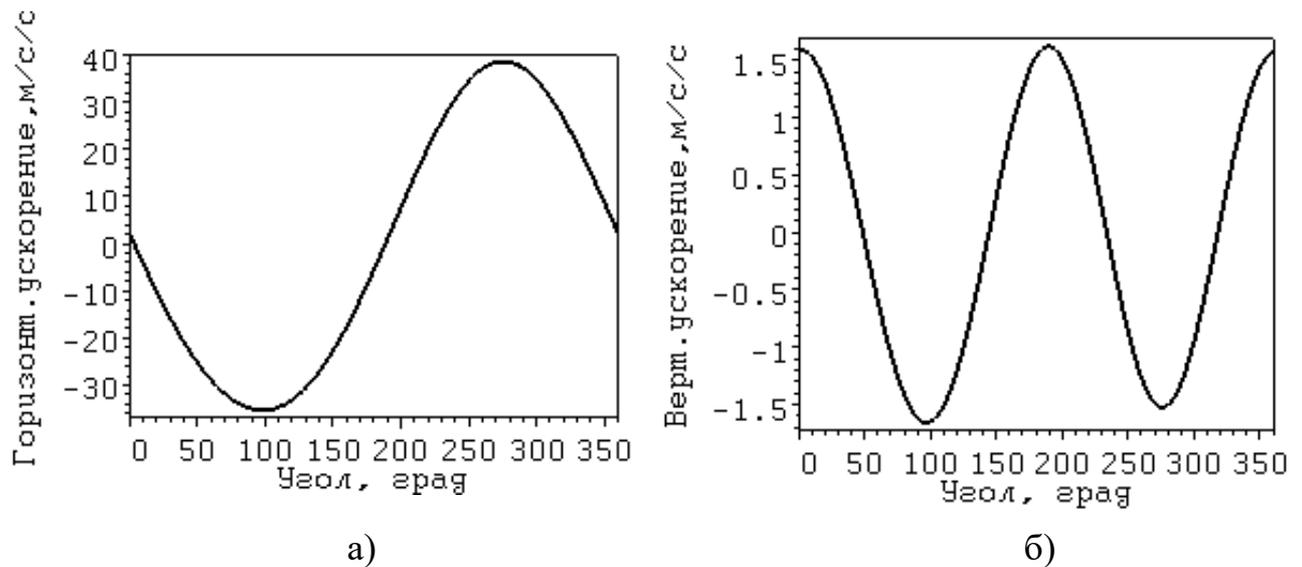


Рисунок 2.4 – Зависимости величин горизонтальных (а) и вертикальных (б) ускорений решетчатого стана от угла поворота эксцентрика

Отметим, что при изменении некоторых геометрических параметров привода эти ускорения значительно изменяются. При изменении  $S$  и  $h$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение практически не меняется. При увеличении  $h$  максимальное по модулю вертикальное ускорение увеличивается. Так при  $h = 0,065$  м оно равно  $1,54 \text{ м/с}^2$ , при  $h = 0,1$  м оно равно  $1,7 \text{ м/с}^2$ , а при  $h = 0,15$  м оно равно  $2 \text{ м/с}^2$ . При уменьшении значения радиуса эксцентрика  $R$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение уменьшается. Так при  $R = 0,03$  м максимальное по модулю горизонтальное ускорение равно  $38,6 \text{ м/с}^2$ , а при  $R = 0,02$  оно равно  $25,3 \text{ м/с}^2$ . При увеличении угловой скорости вращения эксцентрика  $k$  как горизонтальное, так и вертикальное ускорение увеличиваются. Так при  $k = 20 \text{ с}^{-1}$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение равно  $12,6 \text{ м/с}^2$ , а при  $k = 30 \text{ с}^{-1}$  оно равно  $28,3 \text{ м/с}^2$ .

Полученные аналитические зависимости позволяют определить горизонтальные и вертикальные перемещения центра масс решетчатого стана, ускорения и силы инерции при любом угле поворота эксцентрика [118, 122, 123].

## 2.2. Определение сил, действующих на решетный стан

Применяя принцип Даламбера, запишем уравнения равновесия решетного стана с учетом сил инерции (рисунок 2.1):

$$\begin{aligned} -(N_1 + N_2) \sin \gamma + F_x - F_{up} + T \cos \beta &= 0; \\ (N_1 + N_2) \cos \gamma + F_y - G - T \sin \beta &= 0; \\ h_1 [(N_1 + N_2) \sin \gamma + F_{up}] + b(N_2 - N_1) \cos \gamma + Th_1 \cos \beta &= 0, \end{aligned} \quad (2.14)$$

где  $N_1, N_2$  – реакции двух пар стержней подвески, Н;

$\gamma$  – угол отклонения стержня подвески от вертикали;

$F_x = ma_x$  и  $F_y = ma_y$  – соответственно горизонтальная и вертикальная силы инерции, Н;

$m$  – масса решетного стана, кг;

$F_{up}$  – суммарная сила упругости на изгиб четырех стержней, Н;

$T$  – сила реакции шатуна, Н;

$\beta$  – угол наклона шатуна;

$G = mg$  – вес стана, Н;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$h_1$  – половина высоты стана, м;

$b$  – расстояние от стержней до точки  $E_1$  (центра масс), м.

Решение этой системы имеет вид:

$$\begin{aligned} N_1 = \frac{[h_1(2F_{up} - F_x) + b(G - F_y)] \cos \beta \cos \gamma + b(F_{up} - F_x) \sin \beta \cos \gamma}{2b \cos \gamma (\cos \beta \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma)} + \\ + \frac{2h_1(G - F_y) \cos \beta \sin \gamma - h_1 F_x \sin \beta \sin \gamma}{2b \cos \gamma (\cos \beta \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma)}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} N_2 = - \frac{[h_1(2F_{up} - F_x) + b(F_y - G)] \cos \beta \cos \gamma + b(F_x - F_{up}) \sin \beta \cos \gamma}{2b \cos \gamma (\cos \beta \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma)} - \\ - \frac{2h_1(G - F_y) \cos \beta \sin \gamma - h_1 F_x \sin \beta \sin \gamma}{2b \cos \gamma (\cos \beta \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma)}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Боковую силу  $F_{бок}$  определим по формуле

$$F_{бок} = T \cos \beta = \frac{(F_{up} \cos \gamma - F_x \cos \gamma - F_y \sin \gamma + G \sin \gamma) \cos \beta}{\cos \beta \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma}. \quad (2.17)$$

Согласно рисунку 2.1:  $\sin \beta = (h + y - R \cos \alpha) / S$ ;  $\sin \gamma = x / L$ .

По причине жесткого закрепления стержней подвески к стану и корпусу установки при их изгибе возникает переменная горизонтальная сила упругости, определяемая по известной формуле [104, 107]

$$F_{up}(t) = -\frac{3EIx(t)}{L^3}, \quad (2.18)$$

где  $E$  – модуль упругости материала стержня, для стали  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па;

$I$  – момент инерции сечения стержня,  $m^4$ .

В случае прямоугольного сечения стержней с шириной  $a$  и высотой  $b$  момент инерции равен

$$I = \frac{a^3 b}{12}. \quad (2.19)$$

Без учета сил упругости при  $h_1 = 0,1$  м и массе решетного стана  $m = 100$  кг график зависимости боковой силы  $F_{бок}$  от угла поворота эксцентрика  $\alpha$  приведен на рисунке 2.5.

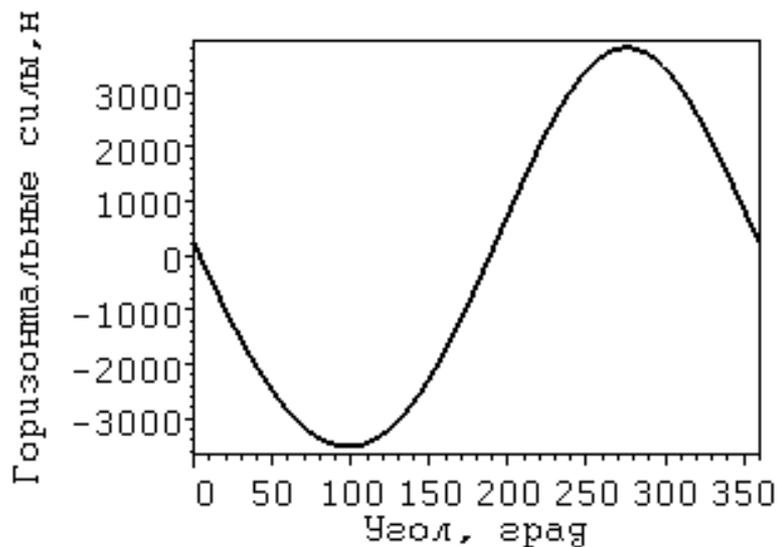


Рисунок 2.5 – Зависимость боковой силы от угла поворота эксцентрика без учета силы упругости



При фиксированной высоте сечения стержней подвески  $b=0,05$  м увеличение ширины  $a$  сечения ведет к росту силы упругости, направление которой противоположно боковой силе инерции, что уменьшает суммарную боковую силу, и как следствие горизонтальные и вертикальные силы реакций. В таблице 2.2 приведены максимальное и минимальное значения боковой силы при различных значениях  $a$ .

Таблица 2.2 – Значения максимальных и минимальных боковых сил

$a$ , м	$F_{бок}$ (максимальное), Н	$F_{бок}$ (минимальное), Н
0	3800	-3500
0,01	3000	-2500
0,012	2360	-1770
0,014	1500	-750
0,015	975	-135
0,016	625	-208
0,017	1450	-320
0,018	2370	-1100

Из приведенной таблицы 2.2 видно, что при  $a=0,016$  м боковые силы имеют наименьшее по модулю значение, которое примерно в шесть раз меньше этих сил в случае неупругой подвески. На рисунке 2.8 представлена зависимость боковой силы от угла поворота эксцентрика при  $a=0,016$  м.

Суммарная сила в подвеске  $N_1 + N_2$  колеблется от  $-110$  Н до  $200$  Н, что показывает график, приведенный на рисунке 2.9. Таким образом, при правильном выборе геометрии стержней можно значительно снизить как горизонтальные, так и вертикальные биения сепарационных решетных станков [122, 123].

Правильный выбор геометрических характеристик подвесок решетного стана и соответствующего материала для их изготовления позволит существенно снизить силы, действующие на его привод и уровень вибрации [124]. Полученные результаты могут быть использованы при разработке новых зерноочи-

стительных машин для послеуборочной обработки, устанавливаемых в технологических линиях зерноочистительных агрегатов, и расчетах конструктивно-режимных параметров работы решетных станов.

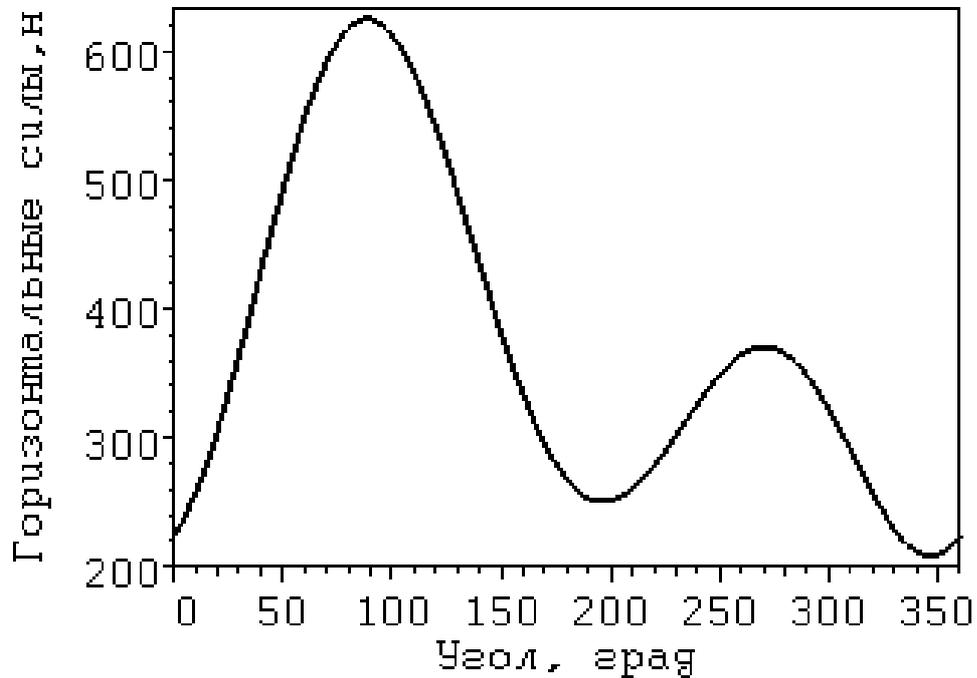


Рисунок 2.8 – Зависимость боковой силы от угла поворота эксцентрика при  $a = 0,016$  м

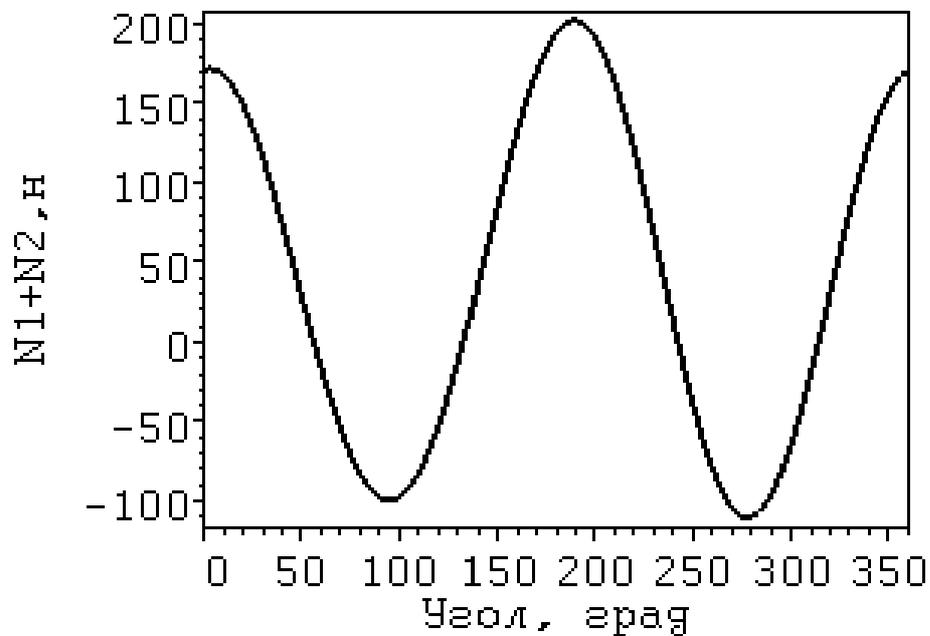


Рисунок 2.9 – Зависимость суммарной силы реакции в стержнях подвески от угла поворота эксцентрика при  $a = 0,016$  м

### 2.3. Влияние опорной пневмоподушки на работу решетного стана

Решетная сепарация зернового вороха одна из основных технологических операций производства зерна, эффективность которой влияет на качественные показатели товарного и семенного материала. Для осуществления процесса разделения зерновой массы поступающей на послеуборочную обработку от комбайна используются в основном зерноочистительные машины, главным рабочим органом которых является решетка в решетных станах. В процессе работы такие машины испытывают значительные знакопеременные нагрузки на рабочих узлах, что приводит к появлению вредных вибраций с постоянно усиливающимся диапазоном колебаний с течением времени. Это приводит не только к быстрому износу машины, но и способствует возникновению вредных производственных факторов (шум и вибрация), негативно сказывающихся на обслуживающем персонале при превышении предельно допустимых уровней. Поэтому поиск технических средств борьбы с вредными вибрациями в решетных зерноочистительных машинах представляет важную задачу, решение которой позволит не только обеспечить долговечность машин при сохранении эффективности ее работы, но и позволит обеспечить безвредные условия труда работников. Решить поставленную задачу позволит техническое решение, представленное на рисунке 2.10 (патент 189555 РФ) [125].

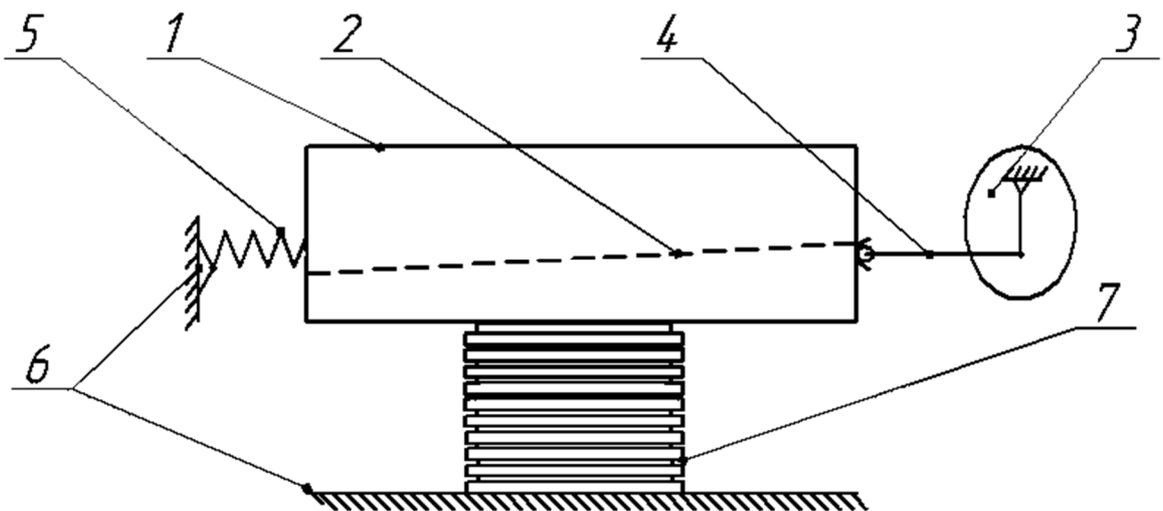


Рисунок 2.10 – Схема решетного стана,  
установленного на опорной пневмоподушке

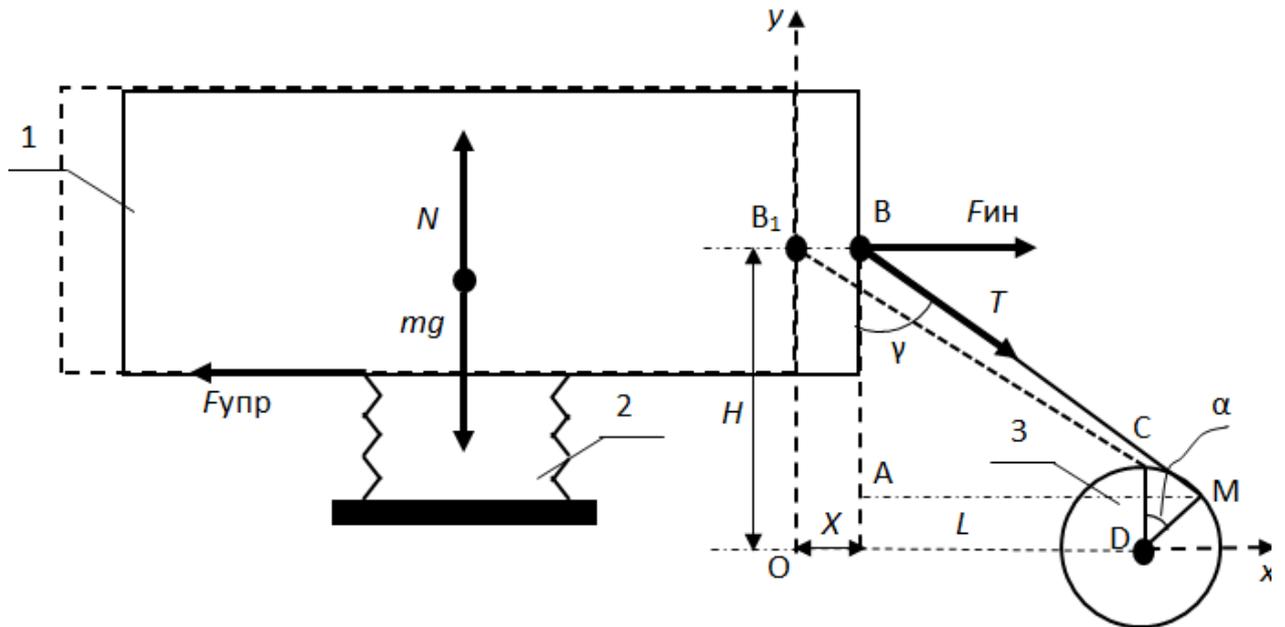
Решетный стан (рисунок 2.10) работает следующим образом [125]. Вращательное движение эксцентрика 3 преобразуется в возвратно-поступательное перемещение толкателя 4, при этом возникает контактно-силовое взаимодействие между ним и корпусом решетного стана 1. При колебании решетного стана возникают инерционные силы, действующие как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости, максимальное значение этой силы проявляется в крайних положениях решетного стана. Пружина 5 способствует снижению действия инерционных сил на раму машины 6 в горизонтальном направлении. Силовое взаимодействие непостоянно, при движении влево эксцентриковый привод нагружен, при обратном движении он не испытывает нагрузки и колебания не передаются на корпус машины. В процессе работы из-за неравномерности нагружения решет 2 продуктами сепарации, а также большой величины колеблющихся масс возникают значительные вибрации. Пневмоподушка 7, на которой установлен решетный стан, заполняется сжатым воздухом и гасит вертикально направленные вибрации. Пневмоподушка 7 устанавливается по центру масс решетного стана, при движении влево его одноименная сторона сжимается, а правая – растягивается. При движении вправо происходит обратный процесс. Изменяя давление внутри пневмоподушки можно регулировать высоту установки решетного стана и менять характер перемещения зернового материала по решету в зависимости от обрабатываемого материала, требуемой степени очистки и производительности машины.

Рассмотрим движение сепарационного решетного стана, совершающего колебания за счет эксцентрика радиусом  $R = |DM|$  с центром в точке D (рисунок 2.11) при повороте эксцентрика на угол  $\alpha = kt$ , где  $k$  – угловая скорость вращения,  $s^{-1}$ . Примем следующие обозначения:  $H = |B_1O|$ ,  $L = |OD|$ .

Отметим, что в случае колебаний решетного стана, подвешенного на двух парах упругих стержней, он совершает поступательное движение по дуге окружности радиуса, равного длине подвесок  $L$ , что вызывает как горизонтальные, так и вертикальные биения (рисунок 2.1), а в случае установки решетного стана на пневмоподушке вертикальными перемещениями можно пренебречь [126].

При  $t=0$  решетный стан находится в положении, обозначенном на рисунке 2.11 штриховой линией, и квадрат длины толкателя  $B_1C$  определяется по формуле  $(H - R)^2 + L^2 = |B_1C|^2$ . В текущий момент времени  $t$  точка  $C$  эксцентрика переместится в точку  $M$  с координатами  $x_1 = L + R \sin kt$ ,  $y_1 = R \cos kt$ , а точка  $B_1$  – в точку  $B$  с координатами  $(X, H)$ . Тогда квадрат длины толкателя  $BM$  определяется по формуле

$$(H - R \cos kt)^2 + (L - X + R \sin kt)^2 = |BM|^2.$$



1 – решетный стан; 2 – пневмоподушка; 3 – эксцентрик

Рисунок 2.11 – Схема к установлению закономерности движения решетного стана на упругом основании

Так как  $|B_1C|=|BM|$  координату  $X$  точки  $B$  можно определить из уравнения

$$(H - R \cos kt)^2 + (L - X + R \sin kt)^2 = (H - R)^2 + L^2. \quad (2.20)$$

Решение уравнения (2.20) имеет вид

$$X(t) = R \sin kt + L - \sqrt{R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt}. \quad (2.21)$$

Горизонтальная составляющая скорости точки  $B$  определяется дифференцированием уравнения (2.21)

$$V(t) = Rk \cos kt - \frac{Rk \sin kt (R \cos kt - H)}{\sqrt{R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt}}. \quad (2.22)$$

Горизонтальная составляющая ускорения точки В определяется дифференцированием уравнения (2.22)

$$a(t) = -Rk^2 \sin kt + \frac{[Rk \sin kt (R \cos kt - H)]^2}{[R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt]^{1.5}} - \frac{R^2 k^2 \cos 2kt - HRk^2 \cos kt}{\sqrt{R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt}}. \quad (2.23)$$

Расчеты, проведенные по формулам (2.22) и (2.23) в среде Maple (приложение Б) при значениях параметров:  $H=0,2$  м,  $L=0,3$  м,  $R=0,025$  м,  $k=30$  с<sup>-1</sup>, позволили построить графики зависимостей скорости и ускорения решетного стана в горизонтальном направлении от угла поворота эксцентрика (рисунки 2.12 и 2.13). Максимальная по модулю скорость в этом случае равна 0,87 м/с, а максимальное по модулю ускорение – 28,8 м/с<sup>2</sup>.

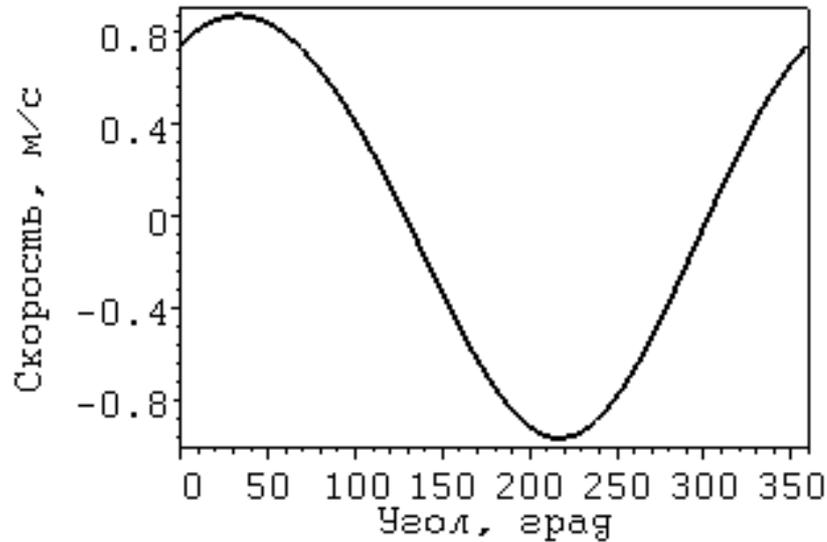


Рисунок 2.12 – Зависимость скорости решетного стана от угла поворота эксцентрика

Спроектируем силы, действующие на решетный стан (рисунок 2.11), на ось  $x$

$$F_{ин} + T \sin \gamma - F_{упр} = 0. \quad (2.24)$$

Сила реакции определяется из уравнения (2.24)

$$T = \frac{F_{\text{упр}} - F_{\text{ин}}}{\sin \gamma}; \quad \sin \gamma = \frac{L - X(t) + R \sin kt}{\sqrt{(H - R)^2 + L^2}}. \quad (2.25)$$

По причине жесткого закрепления пневмоподушки к стану и корпусу машины при ее изгибе возникает переменная горизонтальная сила упругости, определяемая по известной формуле [104, 107]

$$F_{\text{упр}}(t) = -\frac{3EI X(t)}{S^3}, \quad (2.26)$$

где  $E$  – модуль упругости материала пневмоподушки, Па;

$I$  – момент инерции пневмоподушки, м<sup>4</sup>;

$S$  – высота пневмоподушки, м.

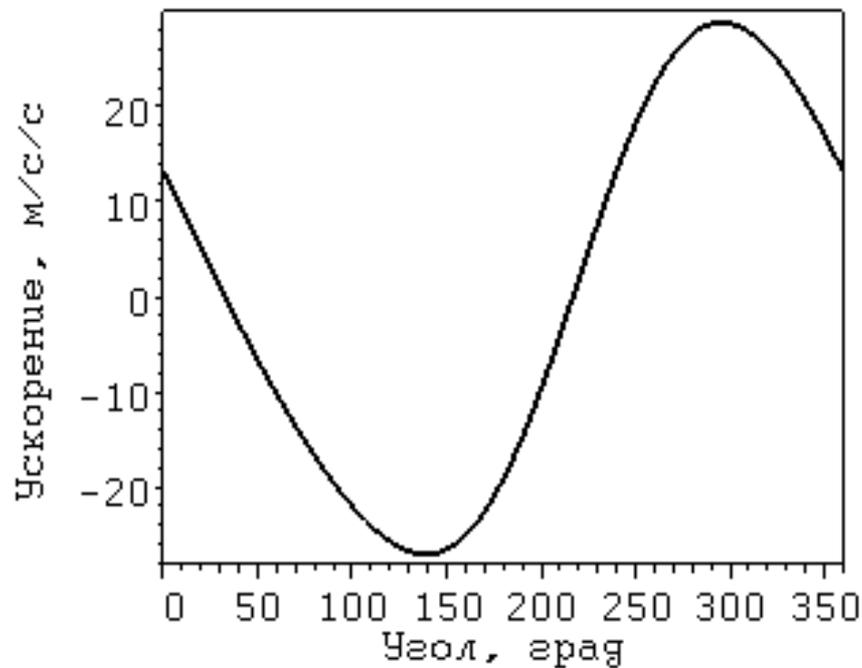


Рисунок 2.13 – Зависимость ускорения решетчатого стана от угла поворота эксцентрика

Отметим, что при изменении давления воздуха в пневмоподушке значения параметров, входящих в формулу (2.26), могут значительно изменяться [127] в связи с чем, предполагая линейность зависимости силы упругости от  $X(t)$ , будем определять ее из соотношения

$$F_{\text{упр}}(t) = -KX(t), \quad (2.27)$$

где  $K$  – размерный коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально, Н/м.

Так как  $X(t)$  определяется по формуле (2.21), то

$$F_{\text{упр}}(t) = -K \left( R \sin kt + L - \sqrt{R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt} \right). \quad (2.28)$$

Горизонтальную силу инерции  $F_{\text{ин}}$  можно определить как  $F_{\text{ин}} = -ma$ , где  $m$  – масса решетного стана, кг;  $a$  – ускорение решетного стана, м/с<sup>2</sup>.

$$F_{\text{ин}} = mRk^2 \sin kt - \frac{m \left[ Rk \sin kt (R \cos kt - H) \right]^2}{\left[ R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt \right]^{1.5}} + m \frac{R^2 k^2 \cos 2kt - HRk^2 \cos kt}{\sqrt{R^2 \sin^2 kt + L^2 - 2HR + 2HR \cos kt}}. \quad (2.29)$$

Горизонтальная и вертикальная составляющие силы  $T$  соответственно равны [128]:

$$\begin{aligned} T_x &= F_{\text{упр}} - F_{\text{ин}}; \\ T_y &= (F_{\text{упр}} - F_{\text{ин}}) \operatorname{ctg} \gamma. \end{aligned} \quad (2.30)$$

На рисунках 2.14 и 2.15 представлены графики зависимостей этих составляющих при указанных выше геометрических параметрах установки и  $K = 4000$  Н/м.

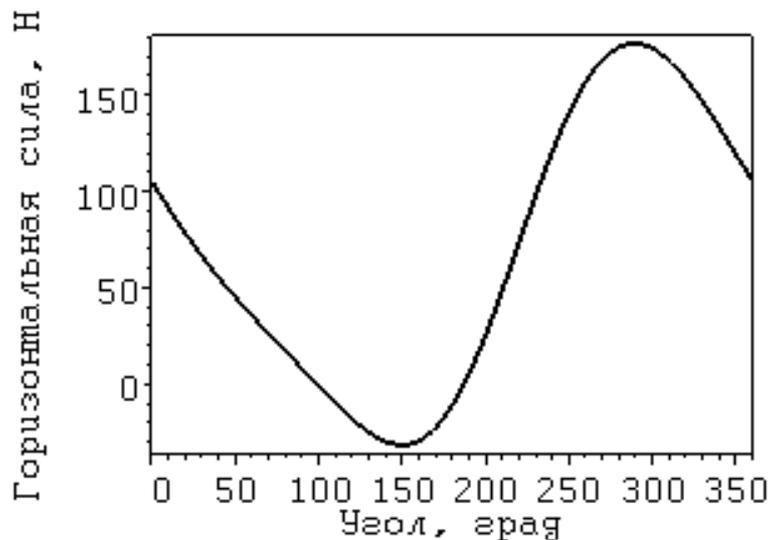


Рисунок 2.14 – Зависимость горизонтальной составляющей силы реакции решетного стана от угла поворота эксцентрика

Остановимся на влиянии положения эксцентрика на величины составляющих реактивной силы, вызывающих горизонтальные и вертикальные биения установки [128]. При уменьшении величины  $H$ , характеризующей вертикальное положение эксцентрика относительно решетного стана, максимальные горизонтальные и вертикальные составляющие силы реакции снижаются. Так при фиксированной величине  $L$ , характеризующей горизонтальное положение эксцентрика относительно решетного стана,  $L=0,3$  м и  $H=0,2$  м:  $T_x=175$  Н,  $T_y=120$  Н, а при  $H=0$  м:  $T_x=92$  Н,  $T_y=3,5$  Н, что рекомендует в зависимости от конструктивных возможностей уменьшить параметр  $H$  (рисунок 2.11).

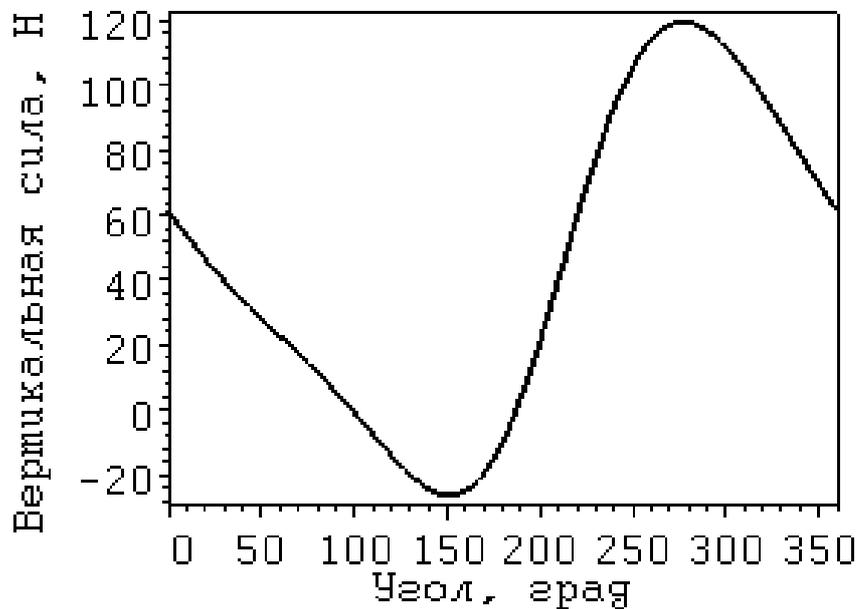


Рисунок 2.15 – Зависимость вертикальной составляющей силы реакции решетного стана от угла поворота эксцентрика

При увеличении величины  $L$  максимальные горизонтальные и вертикальные составляющие силы реакции уменьшаются. Так при фиксированной величине  $H=0,2$  м и  $L=0,3$  м:  $T_x=180$  Н,  $T_y=120$  Н, а при  $L=0,5$  м:  $T_x=135$  Н,  $T_y=52$  Н, что рекомендует в зависимости от конструктивных возможностей увеличить параметр  $L$  (рисунок 2.11). Отметим, что при  $H=0$  значение параметра  $L$  практически не влияет на изменение горизонтальных и вертикальных составляющих сил реакции установки. Также следует отметить, что интенсив-

ность биений корпуса установок определяется не величинами реактивных сил, а их изменениями, равными производным от этих сил. На рисунке 2.16 показаны зависимости горизонтальных и вертикальных биений установки от угла поворота эксцентрика. Уменьшение параметра  $H$  значительно уменьшает величины горизонтальных и вертикальных биений установки, что демонстрирует рисунок 2.17.

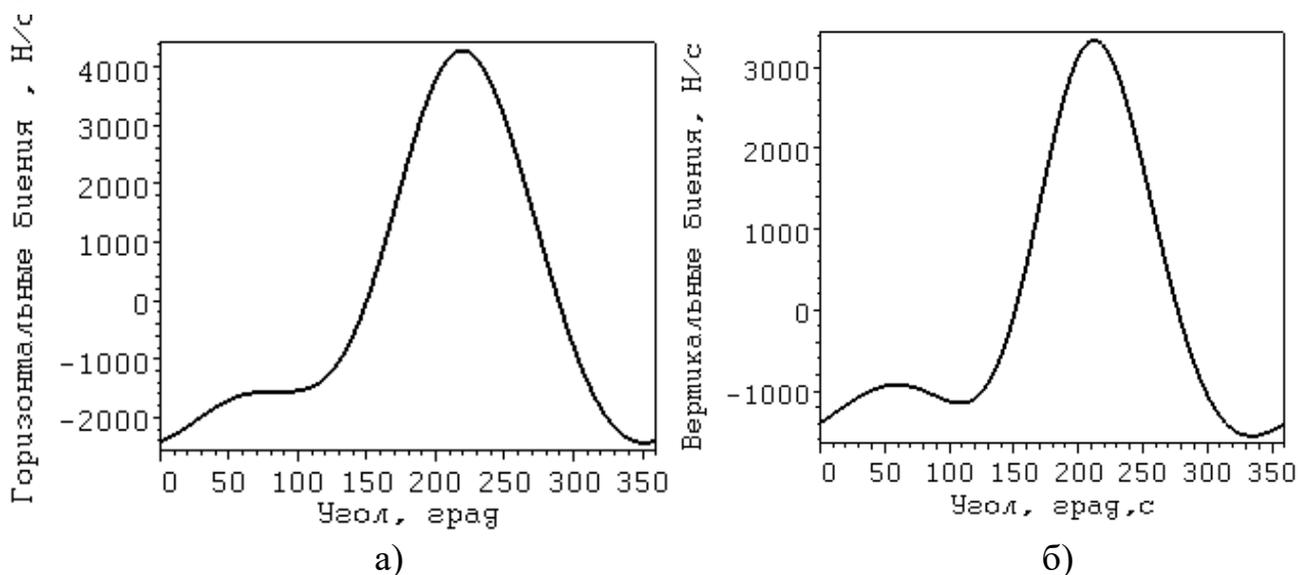
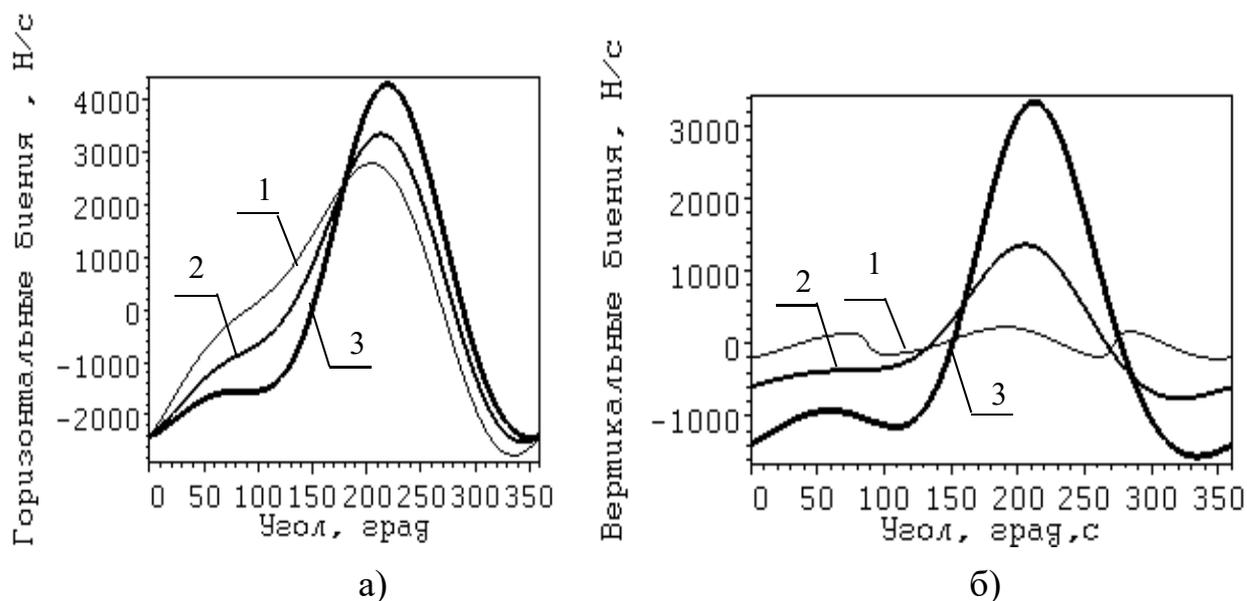


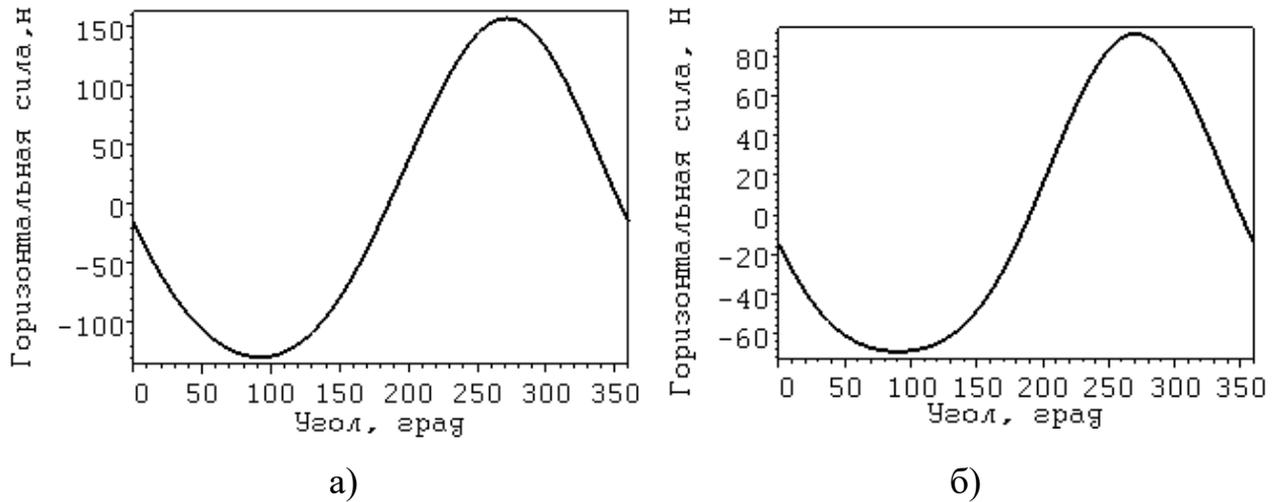
Рисунок 2.16 – Зависимости величин горизонтальных (а) и вертикальных (б) биений установки от угла поворота эксцентрика



1 –  $H=0$  м; 2 –  $H=0,1$  м; 3 –  $H=0,2$  м

Рисунок 2.17 – Зависимости величин горизонтальных (а) и вертикальных (б) биений установки от угла поворота эксцентрика

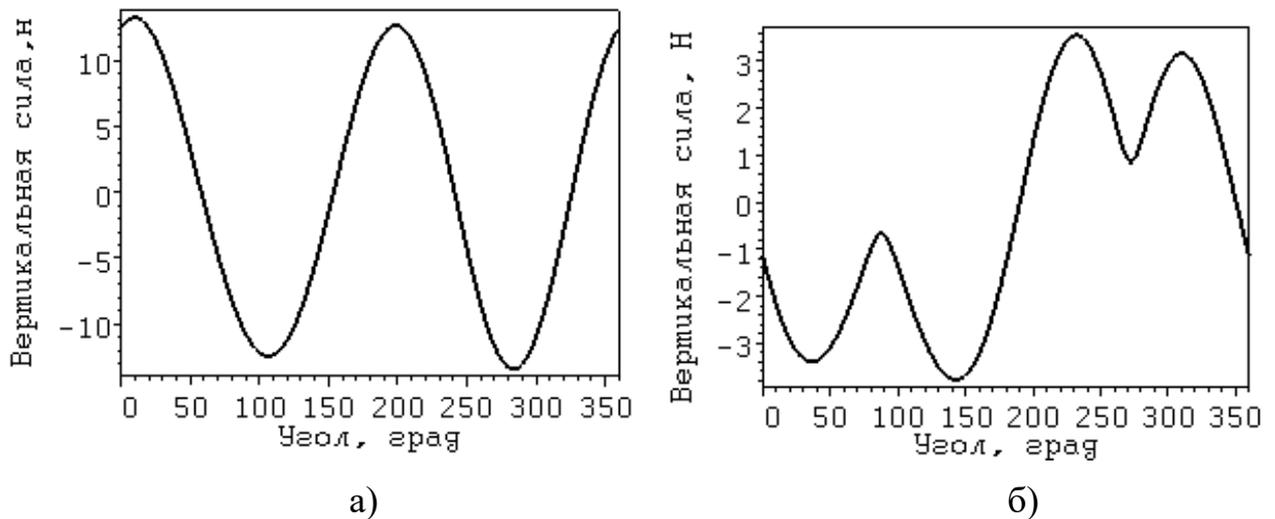
Для сравнения значений сил инерции при работе решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, проведен расчет конструкций с одинаковыми параметрами массой 8 кг:  $H = 0$ , радиус эксцентрика 0,025 м, частота вращения  $30 \text{ с}^{-1}$ . На рисунках 2.18 и 2.19 представлены графики горизонтальных и вертикальных составляющих сил реакции.



а – решетный стан на упругой плоской подвеске;

б – решетный стан, установленный на пневмоподушке

Рисунок 2.18 – Зависимости величин горизонтальных сил инерции от угла поворота эксцентрика



а – решетный стан на упругой плоской подвеске;

б – решетный стан, установленный на пневмоподушке

Рисунок 2.19 – Зависимости величин вертикальных сил инерции от угла поворота эксцентрика

Как видно из графиков (рисунки 2.18 и 2.19) решетный стан, установленный на пневмоподушке, имеет более низкие значения реактивных сил, чем стан на упругой плоской подвеске.

#### 2.4. Выводы

Работа подвешенного на плоских металлических подвесках корпуса с решетками осуществляется за счет приводного механизма и представляет собой возвратно-поступательное движение заданной амплитуды и частоты по окружности радиуса, равного длине стержней, что вызывает как горизонтальные, так и вертикальные биения. При этом детали зерноочистительной машины испытывают серьезные знакопеременные нагрузки, что приводит к выходу из строя всего агрегата. Устранение данной проблемы имеет высокую актуальность для разработчиков и потребителей зерноочистительной техники.

Эффективность работы вибрационных сепарирующих машин зависит от большого количества факторов, но влияние режимных параметров на данный момент является наиболее изученным. При этом остается мало исследованным влияние вибрации, передающейся от решетного стана к машине. Такое воздействие носит только негативный характер, так как оно, во-первых, разрушает узлы машины, а во-вторых передается через напольное покрытие в зону расположения оператора, что отрицательно сказывается на его здоровье.

Получены зависимости величин горизонтальных и вертикальных перемещений центра масс решетного стана от угла поворота эксцентрика, они показывают, что имеет место асимметрия движения решетного стана.

Установленные зависимости величин горизонтальных и вертикальных ускорений решетного стана от угла поворота эксцентрика показывают, что особенно велики горизонтальные ускорения. Их максимальное и минимальное значения составляют соответственно 38,6 и  $-35,3 \text{ м/с}^2$ . Установленные зависимости вертикальных перемещений и ускорений решетного стана от времени показывают, что модуль максимального вертикального ускорения равен  $1,54 \text{ м/с}^2$ .

При увеличении ординаты эксцентрика привода  $h$  максимальное по модулю вертикальное ускорение увеличивается. Так при  $h = 0,065$  м оно равно  $1,54 \text{ м/с}^2$ , при  $h = 0,1$  м оно равно  $1,7 \text{ м/с}^2$ , а при  $h = 0,15$  м оно равно  $2 \text{ м/с}^2$ . При уменьшении значения радиуса эксцентрика  $R$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение уменьшается. Так при  $R = 0,03$  м максимальное по модулю горизонтальное ускорение равно  $38,6 \text{ м/с}^2$ , а при  $R = 0,02$  оно равно  $25,3 \text{ м/с}^2$ . При увеличении угловой скорости вращения эксцентрика  $k$  как горизонтальное, так и вертикальное ускорение увеличиваются. Так при  $k = 20 \text{ с}^{-1}$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение равно  $12,6 \text{ м/с}^2$ , а при  $k = 30 \text{ с}^{-1}$  оно равно  $28,3 \text{ м/с}^2$ . Эти ускорения создают большие силы инерции, вызывающие биения решетных станов. Так как линия действия шатуна привода не проходит через центр масс решетного стана, то возникающие моменты вызывают и значительные вертикальные биения.

При колебаниях решетного стана боковая сила достигает очень больших значений – более  $3500 \text{ Н}$ . В свою очередь за счет возникающих моментов, появляются значительные реакции в стержнях подвески, вызывающие вертикальные биения. Суммарная сила в подвеске изменяется от  $-600$  до  $400 \text{ Н}$ .

При фиксированной высоте сечения стержней подвески увеличение ширины сечения ведет к росту силы упругости, направление которой противоположно боковой силе инерции, что уменьшает суммарную боковую силу, и как следствие горизонтальные и вертикальные биения. При ширине сечения  $0,016$  м боковые силы имеют наименьшее по модулю максимальное значение, равное  $625 \text{ Н}$ , которое почти в шесть раз меньше этих сил в случае неупругой подвески. Это отражается на суммарной силе в подвеске, которая колеблется от  $100$  до  $200 \text{ Н}$ . Таким образом, при правильном выборе параметров сечения стержней можно значительно снизить как горизонтальные, так и вертикальные биения сепарационных решетных станов.

Установка решетного стана на пневмоподушку позволяет гасить вредные вибрации, снижая их воздействие на раму машины, а также уменьшить массу конструкции зерноочистительной машины и упростить процесс регулирования высоты установки решетного стана. В случае установки решетного стана на пневмоподушке вертикальными перемещениями можно пренебречь.

Получены аналитические зависимости горизонтальных перемещений, скоростей и ускорений решетного стана, установленного на пневмоподушке, от угла поворота эксцентрика и времени (в установившемся режиме работы). Выполненные по этим зависимостям расчеты показали, что максимальное по модулю ускорение равно  $28,8 \text{ м/с}^2$ , а максимальная скорость достигает абсолютного значения  $0,87 \text{ м/с}$ .

Анализ сил, действующих на решетный стан, установленный на пневмоподушке, позволил выявить влияние величины  $H$ , характеризующей вертикальное положение эксцентрика относительно решетного стана, на максимальные горизонтальные и вертикальные составляющие силы реакции  $T_x$  и  $T_y$ . Так при фиксированной величине  $L$ , характеризующей горизонтальное положение эксцентрика относительно решетного стана,  $L=0,3 \text{ м}$  и  $H=0,2 \text{ м}$ :  $T_x=175 \text{ Н}$ ,  $T_y=120 \text{ Н}$ , а при  $H=0 \text{ м}$ :  $T_x=92 \text{ Н}$ ,  $T_y=3,5 \text{ Н}$ , что рекомендует в зависимости от конструктивных возможностей уменьшить параметр  $H$ . При увеличении величины  $L$  максимальные горизонтальные и вертикальные составляющие силы реакции установки уменьшаются. Так при фиксированной величине  $H=0,2 \text{ м}$  и  $L=0,3 \text{ м}$ :  $T_x=180 \text{ Н}$ ,  $T_y=120 \text{ Н}$ , а при  $L=0,5 \text{ м}$ :  $T_x=135 \text{ Н}$ ,  $T_y=52 \text{ Н}$ , что рекомендует в зависимости от конструктивных возможностей увеличить параметр  $L$ . Отметим, что при  $H=0$  значение параметра  $L$  практически не влияет на изменение горизонтальных и вертикальных составляющих силы реакции решетного стана.

Интенсивность биений корпуса установок определяется не величинами реактивных сил, а их изменениями, равными производным от этих сил. Уменьшение параметра  $H$  также значительно уменьшает величины горизонтальных и вертикальных биений установки. Горизонтальные биения снижаются на 25 %, а вертикальные – почти до 0.

Сравнение значений сил инерции при работе решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, показало несомненное преимущество последнего вида подвески.

### 3. Программа и методика экспериментальных исследований

В соответствии с поставленными задачами данной диссертационной работы и результатами теоретического исследования принята программа экспериментальных исследований, которая включает:

- определение показателей очистки зернового вороха решетными станами на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, для оценки эффективности реализации технологического процесса очистки зернового вороха;

- определение вибрации в различных точках несущей рамной конструкции решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, при установившемся режиме работы для оценки эффективности гашения вибрации;

- определение влияния вида подвески решетного стана на шум зерноочистительной машины;

- определение размерного коэффициента пропорциональности  $K$  в зависимости (2.27) для подтверждения линейности зависимости силы упругости от горизонтального перемещения решетного стана, установленного на пневмоподушке.

#### 3.1. Описание экспериментальной установки

Исследование по влиянию вибрации рамной конструкции зерноочистительной машины на шумовые показатели решетного стана, его механическую устойчивость и показатели очистки зернового вороха проводили в лабораторных условиях на усовершенствованной экспериментальной установке, которая моделирует работу зерноочистительной машины фракционной очистки типа ОЗФ-80 [17].

При исследованиях использовали два решетных стана:

- базовый (рисунок 3.1) – решетный стан подвешен на двух парах упругих плоских подвесок;
- усовершенствованный (рисунки 2.10, 3.2, 3.3) – решетный стан установлен на пневмоподушке.

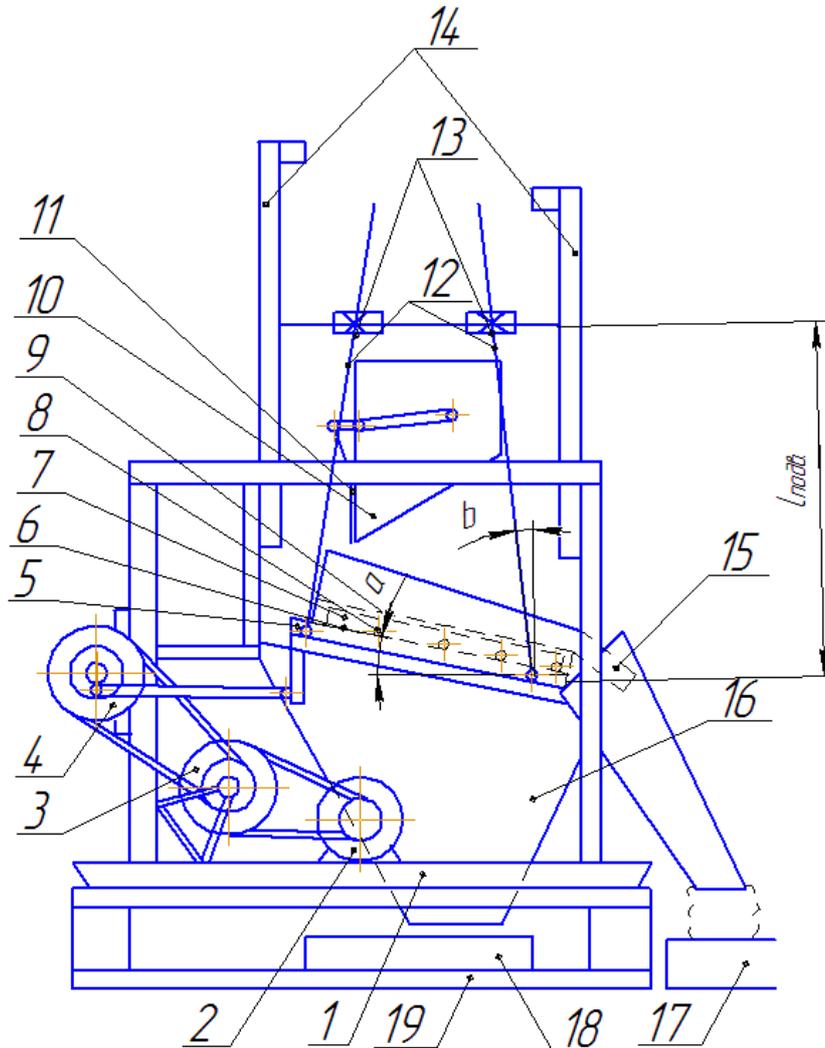


Рисунок 3.1 – Экспериментальная установка, имитирующая работу базового решетного стана

Экспериментальная установка (рисунок 3.1) состоит из сварной рамы 1, на которой установлен решетный стан 5, снабженный штампованной отражающей поверхностью 6, подвижной клетчатой рамкой 7, шариковыми очистителями 8, решетом 9 с углом наклона  $\alpha$ . Решетный стан подвешен на плоских подвесках 12 длиной  $L_{\text{подв}}$ , установленных с возможностью регулирования угла наклона  $b$  относительно вертикали при помощи регулировочных кронштейнов

13. Для регулирования высоты подвеса решетного стана установлены направляющие 14. Из бункера 10, который крепится к раме осуществляется подача зерновой смеси на решетный стан. Изменение подачи из бункера происходит за счет регулируемой заслонки 11. Привод экспериментальной установки осуществляется от электродвигателя 2 с помощью клиноременного вариатора 3 и шатунно-кривошипного механизма 4. Под решетным станом смонтирована скатная поверхность 16 с приемным бункером 18 для сбора проходовой фракции. Сходовая фракция по скатной поверхности 15 направляется в бункер схода 17.

Экспериментальная установка выполнена с возможностью оперативной замены решет, для определения эффективности процесса сепарации при обработке различных видов сельскохозяйственных культур. Длина решета составляет  $L_p = 0,79$  м; при ширине  $B_p = 0,2$  м. Очистка отверстий решет осуществляется шариковыми очистителями. Для эффективной реализации задач исследования регулировать основные параметры работы установки можно было в следующих пределах:

- величина удельной подачи зернового вороха на решето  $q = 1,0 \dots 25,0$  т/(ч·м<sup>2</sup>);
- частота вращения приводного вала  $n = 180 \dots 950$  мин.<sup>-1</sup>;
- амплитуда колебаний решетного стана  $r = 5,0 \dots 50,0$  мм;
- высота крепления решетного стана  $l_n = 100 \dots 1200$  мм.

Работа представленной экспериментальной установки осуществляется следующим образом: исходный зерновой ворох засыпается в бункер 10, оттуда самотеком проходит через заслонку 11 и поступает на поверхность решета 9 решетного стана 5, колеблющегося в горизонтальной плоскости. Очистительные элементы 8, расположенные в подрешетном пространстве, в процессе колебательного движения соударяются с обратной поверхностью решета и выбивают из отверстий застрявшие элементы зернового вороха, тем самым производя его очистку. Часть зерносмеси, которая просеялась сквозь решето 9, направляется по скатной поверхности в бункер для проходовой фракции 18. В бункер

для схода 17 поступает другая часть зерносмеси, идущая сходом. В конструкции экспериментальной установки предусмотрена возможность демонтажа плоских подвесок и использования других технических решений для крепления решетного стана.

### 3.2. Методика определения показателей очистки зернового вороха

#### 3.2.1. Методика определения влажности вороха пшеницы

Определение влажности исходного вороха осуществляли влагомером Wile-65. При этом образцы зерновок озимой пшеницы отбирали согласно ГОСТ 12036-85 [129], после выгрузки его в завальную яму ООО «АГРОСВЕТ» Семилукского района Воронежской области. Отбор образцов для данного опыта производили в трехкратной повторности и затем находили среднее значение влажности.

#### 3.2.2. Методика определения состава зернового вороха пшеницы по фракциям

Для определения фракционного состава компонентов вороха образцы зерна отбирали в бумажные пакеты в соответствии с ГОСТ 12036-85 [129] при кондиционной влажности, не более 14 %, в трехкратной повторности примерно по 1 кг для его анализа в лабораториях ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ.

Зерновой ворох разделяли на фракции лабораторным решетным классификатором У1-ЕРЛ-2-1 с набором решет с продолговатыми отверстиями, размер отверстий которых находился в пределах от 1,0 до 3,8 мм с интервалом 0,2 мм. Выделенные на каждом решете фракции взвешивали на электронных весах JW-1 с точностью до 0,01 г и записывали в соответствующую таблицу журнала исследований.

Процентное содержание каждой фракции определяли по формуле

$$c_i = 100 \frac{m_i}{m}, \quad (3.1)$$

где  $c_i$  – содержание  $i$ -й фракции в общей навеске, %;

$m_i$  – масса  $i$ -й фракции, г;

$m$  – масса общей навески, г.

После этого из каждой полученной размерной фракции отбирали по три навески массой 45...50 г и вручную определяли содержание целого зерна, дробленого зерна, зерна в пленке и засорителей, а также массу 1000 зерен в соответствии с ГОСТ 30483-97 [130]. Полученные компоненты взвешивали и записывали в таблицу, по этим данным определяли среднее значение.

### 3.2.3. Методика определения количественных и качественных показателей зернового вороха

Определение количественного состава компонентов и качественных показателей зернового вороха проводили на материале, полученном при прямом комбайнировании от комбайнов с барабанными молотильными устройствами JohnDeere модели 9660.

В лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ были проведены опыты по распределению комбайнового вороха на решетном классификаторе марки У1-ЕРЛ-2-1 с набором решет от 1,0 до 3,8 мм с продолговатыми отверстиями и шагом изменения отверстий 0,2 мм.

### 3.2.4. Методика определения влияния вида подвески решетного стана на эффективность сепарации

Исследование влияния вида подвески решетного стана на процесс разделения зернового вороха озимой пшеницы проводили в лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ при обработке озимой пшеницы «Московская 39», при влажности зерна 14 %. Дробление зерна, стекловидность и клейковина составили 5,88 %, 63,69 %, 28,85 % соответственно.

Для исследований использовали экспериментальные установки, представленные на рисунках 3.1 и 3.3. Опыты проводили в трех повторностях при производительности 15 т/ч.

Частота колебаний решетного стана варьировалась от 300 до 450 мин.<sup>-1</sup>, с интервалом 25 мин.<sup>-1</sup>. амплитуда колебаний составляла 16 и 28 мм.

При проведении опытов определяли массу зерна, сошедшего с решета  $y_1$ , массу зерна, прошедшего через решето  $y_2$ , и коэффициент сепарации  $\mu$ . Значение коэффициента сепарации  $\mu$  можно определить при известном количестве зерновой смеси, поданной на решето  $y$  и сошедшей с решета  $y_1$ , по формуле [44, 71, 94]

$$\mu = \frac{\ln y - \ln y_1}{l}, \quad (3.2)$$

где  $l$  – длина решета, м.

Если исходить из зависимости

$$y_1 = Ae^{-\mu l}, \quad (3.3)$$

где  $y_1$  – количество зернового вороха, подлежащее выделению, но сошедшего с решета длиной  $l$ ;

$A$  – количество вороха, подлежащее выделению (проходовая фракция с толщиной меньше ширины отверстий решета, содержащаяся в ворохе) и поданного на начало решета длиной  $l$ .

Тогда коэффициент сепарации

$$\mu = -\frac{\ln(y_1 / A)}{l}. \quad (3.4)$$

В представленной серии опытов рассмотрено влияние вида подвески решетного стана на фракционирование зернового вороха.

### 3.2.5. Методика определения влияния величины подачи зернового вороха на эффективность сепарации при использовании пневмоподушки

Исследование влияния вида подвески решетного стана на процесс разделения зернового вороха озимой пшеницы проводили в лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронеж-

ский ГАУ при обработке озимой пшеницы «Московская 39», при влажности зерна 14 %. Дробление зерна, стекловидность и клейковина составили 5,88 %, 63,69 %, 28,85 % соответственно.

Для исследований использовали экспериментальную установку, представленную на рисунках 3.1 и 3.3. Опыты проводили в трех повторностях, при производительности 7,5; 11,7; 15; 20,7; 24,5; 30 т/ч. Определение количества подачи исходного вороха на решетную поверхность установки указано в подразделе 3.3.

Для проведения опыта исходный ворох засыпали в бункер экспериментальной установки (рисунок 3.1). С помощью регулировочного винта (предварительно тарированного) устанавливали необходимую производительность и открывали заслонку. Использовали сортировальное решето с шириной отверстий 2,8 мм.

Зерновой ворох разделяли на проходovou и сходовую фракции. Частота колебаний решетного стана составляла 350, 400, 450 мин<sup>-1</sup>, амплитуда – 16, 22, 28 мм.

### 3.3. Методика определения уровня вибрации при установке решетного стана зерноочистительной машины на пневмоподушке

Исследование влияния вида подвески решетного стана на процесс разделения зернового вороха озимой пшеницы проводили в лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ при обработке озимой пшеницы «Московская 39», при влажности зерна 14 %. Дробление зерна, стекловидность и клейковина составили 5,88 %, 63,69 %, 28,85 % соответственно.

Экспериментальные исследования по определению влияния основных кинематических параметров работы зерноочистительной машины на уровень вибрации производили на экспериментальных установках, представленных на

рисунках 3.1 и 3.3. Опыты проводили в трех повторностях, при производительности 15 т/ч.

Подачу исходного вороха на решетную поверхность 9 экспериментальной установки осуществляли следующим образом. Перед опытами произвели тарировку величины открытия дозирующей заслонки 11 в бункере 10. В бункер 10 засыпали определенное количество предварительно взвешенного обрабатываемого материала, далее открывали дозирующую заслонку на необходимую величину. С помощью секундомера засекали время, за которое бункер 10 опустеет. Пропускную способность определяли, деля известную массу материала на время проведения опыта при данной величине открытия дозирующей заслонки 11. В дальнейшем подачу принимали в расчете на действительную ширину решетного стана, равную 1,5 м.

Для обеспечения сравнительных данных опыты проводили при базовом креплении решетного стана на плоских подвесках и при установке решетного стана на пневмоподушке баллонного типа AIRKRAFT 2B-220 (рисунки 3.2 и 3.3).



Рисунок 3.2 – Пневмоподушка баллонного типа AIRKRAFT 2B-220

Пневмоподушка баллонного типа AIRKRAFT 2В-220 позволяет изменять высоту в диапазоне 80...265 мм в зависимости от давления в баллоне, максимальная допустимая нагрузка составляет 17 кН при давлении 0,7 МПа (семь атмосфер). Пневмоподушка, на которой установлен решетный стан, гасит вертикально направленные вибрации, снабжена воздушным клапаном с манометром для контроля давления (на схеме не показан), через который заполняется сжатым воздухом. Пневмоподушка устанавливается по центру масс решетного стана, при движении влево его одноименная сторона сжимается, правая растягивается. При движении вправо происходит обратный процесс. Изменяя давление внутри пневмоподушки можно регулировать высоту установки решетного стана, тем самым меняя характер перемещения зернового материала по решетку в зависимости от обрабатываемого материала, требуемой степени очистки и производительности машины [125, 126, 127].



Рисунок 3.3 – Усовершенствованная экспериментальная установка

Решетный стан работает следующим образом: вращательное движение эксцентрика преобразуется в возвратно-поступательное перемещение толкателя, при этом возникает контактно-силовое взаимодействие между ним и корпусом решетного стана. При колебании решетного стана возникают инерционные силы, действующие как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости, максимальное значение этой силы проявляется в крайних положениях решетного стана. Решетный стан, установленный на пневмоподушке, не входит в резонансное колебание с рамой зерноочистительной машины, и возникающие знакопеременные нагрузки гасятся за счет упругости воздуха в пневмоподушке.

Замеры уровня вибрации необходимо проводить для определения соответствия рабочего места оператора зерноочистительной установки допустимым нормам, установленным ГОСТ 31319-2006 [131].

Для измерений использовался виброметр AS63B представленный на рисунке 3.4. Опыты проводили в трех повторностях с отсевом незначущих факторов.



Рисунок 3.4 – Прибор AS63B для замера вибрации

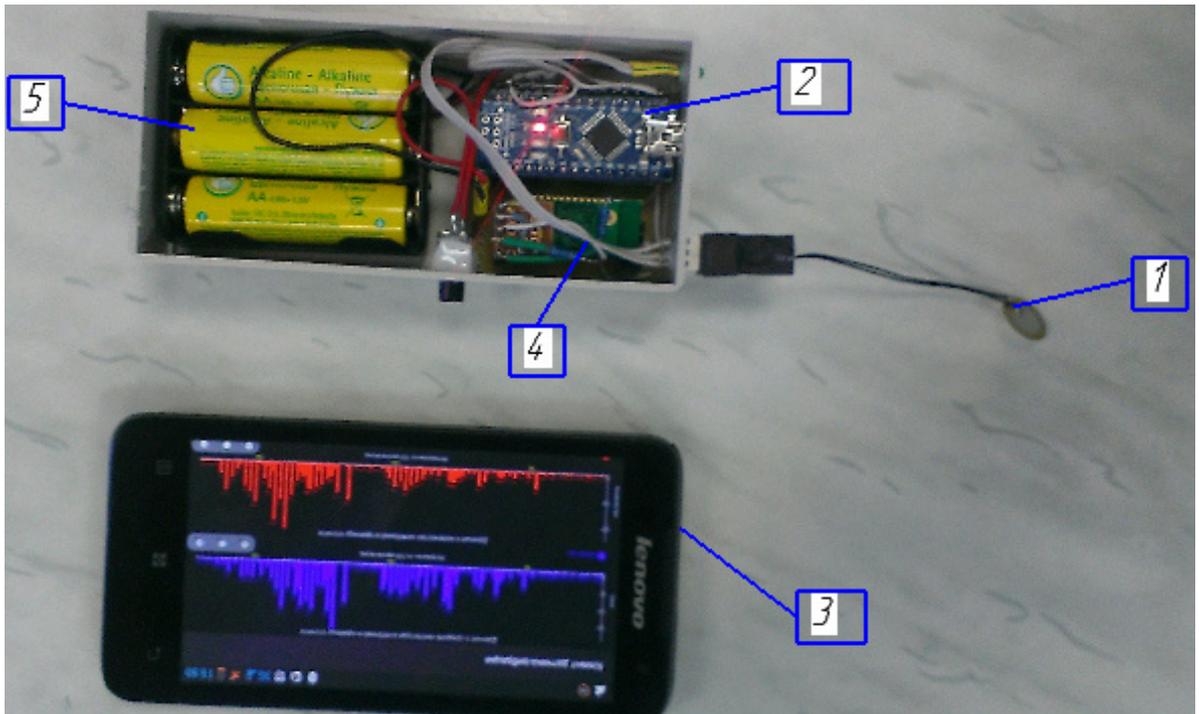
Согласно инструкции к прибору и методике замеров вибрации [102, 131, 132, 133] измерения должны осуществляться при работе техники в паспортном или типовом технологическом режиме по скорости, нагрузке, выполняемой операции, обрабатываемому объекту и т.д. При контроле общей вибрации включены все источники, передающие вибрацию на рабочее место. Точки измерения, то есть места установки вибродатчиков располагаются на вибрирующей поверхности в местах, предназначенных для контакта с телом оператора: полу рабочей зоны оператора и обслуживающего персонала.

Вибродатчик крепится на площадках с твердым покрытием (бетон) непосредственно к его поверхности, на ровной площадке. После установки вибродатчика в выбранной точке контроля включают виброметр и проводят необходимые замеры, последовательно выполняя манипуляции согласно инструкции. Общее количество отсчетов должно быть не менее шести для общей технологической вибрации. После проведения необходимого количества замеров в точке измерения в качестве определяющего значения уровня вибрации берут средние величины.

Прибор AS63B использует пьезоэлектрический датчик [134], он подходит для мониторинга всех видов вибрационных механических устройств, особенно измерения вибрации вращающихся и возвратно-поступательных устройств. Прибор может измерять ускорение, скорость и смещение, что широко используется в машиностроении, электроэнергетике, авиации и т.д.

На кафедре электротехники и автоматики ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ разработано и собрано устройство вибродиагностики на основе Bluetooth-модуля (рисунок 3.5), предназначенное для передачи данных от вибродатчика, которое характеризуется многофункциональностью и помехоустойчивостью [135, 136, 137]. Его отличительной особенностью является использование в качестве принимающего устройства смартфона или планшета на операционной системе Android, для чего была написана специальная программа (приложение В), на которую получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018660711 [138, 139]. Данное устройство вибродиагно-

стики на основе Bluetooth-модуля обеспечивает автоматический сбор информации с датчиков, установленных на контролируемой машине, с передачей информации компьютеру или на мобильный телефон, и последующим представлением результатов в виде временных диаграмм. Оно может быть эффективно использовано при технической диагностике машин (по уровню вибрации) [140, 141, 142].



1 – чувствительный элемент; 2 – плата Arduino nano;  
3 – смартфон/планшет (Android); 4 – приемопередающий элемент (Bluetooth модуль); 5 – источник питания (три батареи типа «AA»)

Рисунок 3.5 – Устройство вибродиагностики на основе Bluetooth-модуля

Устройство вибродиагностики также имеет дополнительные функции [135, 136, 137]:

- запись данных в текстовый файл для последующего отображения или в самой программе, или в других программах;
- принудительная пауза/старт показ графиков;
- стирание необходимого графика;
- отключение/включение Bluetooth-режима;

- задание интервала времени (5 мс, 10 мс, 50 мс, 100 мс, 1 с);
- загрузка и воспроизведение ранее записанных графиков из текстового файла;
- ручное и автоматическое масштабирование графиков.

#### 3.4. Методика определения влияния вида подвески решетного стана на шум зерноочистительной машины

Исследование влияния режимов работы решетного стана на уровень издаваемого шума проводили в лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей при использовании измерительного оборудования кафедры технологического оборудования, процессов перерабатывающих производств, механизации сельского хозяйства и безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. При этом использовали экспериментальную установку, представленную на рисунке 3.3, и цифровой измеритель уровня шума «Октава-110А», показанный на рисунке 3.6. Измерения выполняли в соответствии с требованиями ГОСТ ISO 9612-2016 [143]. Опыты проводили в трех повторностях.

В ходе исследований по определению уровня шума пользовались вариациями крепления решетного стана и режимов работ экспериментальной установки, описанными в подразделе 3.3.



Рисунок 3.6 – Шумомер «Октава-110А»

### 3.5. Методика определения коэффициента пропорциональности, связывающего силу упругости с горизонтальным перемещением решетного стана, установленного на пневмоподушке

Для определения размерного коэффициента пропорциональности  $K$  в формуле (2.27) в лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ была проведена серия опытов, при которых задавалась сила  $F$ , действующая на упругое основание (пневмоподушку), находящееся при разном внутреннем давлении, и измерялось горизонтальное перемещение решетного стана  $X$ . Опыты проводили в трехкратной повторности и находили среднее значение горизонтального перемещения решетного стана. Коэффициент пропорциональности  $K$  рассчитывался как отношение  $K=F/X$  [127].

### 3.6. Методика обработки результатов

Математическую обработку результатов экспериментальных исследований проводили на основе методов математической статистики для оценки значений измеренных величин [144, 145, 146, 147].

Результаты наблюдений (измерений) случайной величины  $y_1, y_2, \dots, y_u$  можно рассматривать как выборку из данной генеральной совокупности.

Минимальное количество измерений  $u$  некоторой величины  $y$  по заданной точности  $\Delta$  и доверительной вероятности (надежности)  $H(t)$  определяют по формуле

$$u \geq \frac{St^2}{\Delta^2}, \quad (3.5)$$

где  $S$  – выборочная или эмпирическая дисперсия;

$t$  – гарантийный коэффициент или критерий Стьюдента, который берут из специальной таблицы в зависимости от уровня значимости  $q$  и числа степеней свободы  $f$ ;

$\Delta$  – ошибка наблюдений (измерений) – отклонение среднего арифметического значения измеренной величины  $\bar{y}$  от ее математического ожидания  $\mu$ .

Относительная допускаемая ошибка измерений  $\varepsilon$  равна

$$\varepsilon = 100 \frac{\Delta}{y}. \quad (3.6)$$

Коэффициент вариации (изменчивости)  $V$  определяется по формуле

$$V = 100 \frac{\sigma}{y}, \quad (3.7)$$

где  $\sigma = \sqrt{S}$  – среднее квадратическое отклонение – стандарт выборки.

С учетом формул (3.6) и (3.7) неравенство (3.5) можно записать в виде

$$u \geq \frac{V^2 t^2}{\varepsilon^2}. \quad (3.8)$$

Среднее арифметическое значение измеренной величины  $\bar{y}$  определяется по формуле

$$\bar{y} = \frac{1}{u} \sum_{i=1}^u y_i, \quad (3.9)$$

где  $u$  – количество измерений;

$y_i$  – значение измеренной величины в  $i$ -ом измерении ( $i = 1, 2, \dots, u$ ).

Выборочная дисперсия измеренной величины  $S$  равна

$$S = \sigma^2 = \frac{1}{u-1} \sum_{i=1}^u (y_i - \bar{y})^2. \quad (3.10)$$

$$\sigma = \sqrt{S} = \sqrt{\frac{1}{u-1} \sum_{i=1}^u (y_i - \bar{y})^2}. \quad (3.11)$$

В ряду измеренных значений величины  $y$  могут быть такие, которые сильно отклоняются от среднего арифметического значения  $\bar{y}$ , это может быть следствием неправильного измерения (промаха). Считается, что сомнительными являются значения, отклоняющиеся от среднего арифметического  $\bar{y}$  на величину  $3\sigma$  (правило трех сигм).

Для проверки принадлежности сомнительных результатов измерения к рассматриваемому ряду значений можно воспользоваться следующими методами.

1. Сомнительные результаты измерений исключаются из рассматриваемого ряда значений, если они окажутся:  $y_{\max} \geq Y_M$  и  $y_{\min} \leq Y_0$ , где  $Y_M$  и  $Y_0$  определяются по формулам:

$$Y_M = \bar{y} + k(y_{\max} - y_{\min}); Y_0 = \bar{y} - k(y_{\max} - y_{\min}), \quad (3.12)$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от числа наблюдений (измерений);

$$u = 7 \quad k = 1,5; \quad u = 8 - 9 \quad k = 1,4; \quad u = 10 - 11 \quad k = 1,3.$$

$y_{\max}$ ,  $y_{\min}$  – соответственно наибольшее и наименьшее значения измеренной величины.

2. Сомнительный результат  $y_c$  исключается из рассматриваемого ряда, а для оставшихся значений вычисляют среднее арифметическое значение  $\bar{y}$  и среднее квадратическое отклонение  $\sigma$ , затем определяют

$$t_p = \frac{|y_c - \bar{y}|}{\sigma}. \quad (3.13)$$

По уровню значимости  $q$  и числу степеней свободы  $f = u - 1$  из специальной таблицы находят табличное значение критерия Стьюдента  $t$ . Если  $t_p > t$ , то сомнительный результат является промахом и его необходимо исключить из рассматриваемого ряда, в противном случае сомнительный результат не исключается из рассматриваемого ряда.

В технических науках уровень значимости обычно принимают  $q = 0,05$ , что соответствует доверительной вероятности  $H(t) = 0,95$ , так как  $q = 1 - H(t)$ .

После проверки наличия сомнительных результатов измерений и исключения промахов для оставшихся значений измеренной величины  $y$  уточняют: среднее арифметическое значение  $\bar{y}$ ; среднее квадратическое отклонение  $\sigma$ ; выборочную дисперсию  $S$ ; рассчитывают: среднюю квадратическую ошибку среднего значения  $\sigma_{\bar{y}}$ , коэффициент вариации  $V$ , точность опыта  $P$ , ошибку из-

мерения  $\Delta$ , относительную допускаемую ошибку  $\varepsilon$ . Полученные значения ошибок  $\varepsilon$  и  $\Delta$  сравнивают с их допустимыми значениями (заданными при определении количества измерений  $u$  и величины  $y$ ), если рассчитанные значения ошибок не превышают допустимых, то выполненное количество измерений является достаточным. После устанавливается доверительный интервал измеренной величины.

Средняя квадратическая ошибка среднего значения

$$\sigma_{\bar{y}} = \frac{\sigma}{\sqrt{u}}. \quad (3.14)$$

Точность опыта

$$P = \frac{V}{\sqrt{u}} = 100 \frac{\sigma_{\bar{y}}}{y}. \quad (3.15)$$

Ошибка измерений  $\Delta$  может быть определена по формуле

$$\Delta = \frac{t\sigma}{\sqrt{u}}. \quad (3.16)$$

где  $t$  – критерий Стьюдента, который берут из специальной таблицы в зависимости от уровня значимости  $q$  и числа степеней свободы  $f = u - 1$ .

Доверительный интервал – интервал значений случайной величины  $y$ , в который попадает истинное значение этой величины с заданной вероятностью  $H(t)$ . Доверительный интервал ограничивается следующими значениями:  $\bar{y} - \Delta$ ;  $\bar{y} + \Delta$ , то есть  $\bar{y} - \Delta \leq y \leq \bar{y} + \Delta$ .

Для не очень больших выборок ( $u < 120$ ) существуют простые рекомендации по проверке нормальности распределения. Для этого необходимо вычислить среднее абсолютное отклонение  $\delta$  по формуле

$$\delta = \frac{1}{u} \sum_{i=1}^u |y_i - \bar{y}|. \quad (3.17)$$

Для выборки, имеющей приближенно нормальный закон распределения, выполняется условие

$$\left| \frac{\delta}{\sigma} - 0,80 \right| < \frac{0,4}{\sqrt{u}}. \quad (3.18)$$

Нормальность распределения также можно проверить по выборочным показателям асимметрии  $A$  и эксцесса  $E$ , которые сравнивают со средними квадратическими отклонениями асимметрии  $\sigma_A$  и эксцесса  $\sigma_E$ . Если значение  $A$  или  $E$  по абсолютной величине не превосходит соответствующее значение  $\sigma_A$  или  $\sigma_E$  более чем в два раза, то рассматриваемый ряд измеренных величин подчиняется нормальному закону распределения. В противном случае необходимо выполнить проверку по критериям Колмогорова или Пирсона, последний используется при больших объемах выборки ( $u > 50$ ).

$$A = \frac{1}{u\sigma^3} \sum_{i=1}^u \left( |y_i - \bar{y}| \right)^3. \quad (3.19)$$

$$E = \frac{1}{u\sigma^4} \sum_{i=1}^u \left( y_i - \bar{y} \right)^4 - 3. \quad (3.20)$$

$$\sigma_A = \sqrt{\frac{6(u-1)}{(u+1)(u+3)}}. \quad (3.21)$$

$$\sigma_E = \sqrt{\frac{24u(u-2)(u-3)}{(u-1)^2(u+3)(u+5)}}. \quad (3.22)$$

#### 4. Результаты экспериментальных исследований

##### 4.1. Состав вороха поступающего на послеуборочную обработку

Для проведения исследований в качестве исходного материала был взят ворох озимой пшеницы из бункера зерноуборочного комбайна ACROS-585, полученный во время уборки озимой пшеницы сорта «Московская 39». Все исследования проводили по методикам, описанным в предыдущем разделе.

Результаты по определению состава бункерного вороха пшеницы представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты определения состава бункерного вороха пшеницы «Московская 39»

№ опыта	Целое зерно, %	Дробленое зерно, %	Зерно в пленке, %	Засорители, %		Стекловидность, %	Содержание клейковины, %
				крупные	мелкие		
1	84,12	6,10	0,93	6,11	2,74	63,49	29,81
2	84,08	5,84	0,91	6,33	2,84	64,02	28,94
3	83,96	6,02	0,93	6,27	2,82	63,77	28,44
4	83,85	5,74	0,96	6,52	2,93	63,94	28,39
5	84,49	5,72	0,95	6,10	2,74	63,21	28,65
Среднее	84,10	5,88	0,94	6,27	2,81	63,69	28,85

Таким образом, в исходном ворохе содержание целого зерна пшеницы составляет 84,10 %, дробленого зерна – 5,88 %, зерна в пленке – 0,94 %, засорителей – 9,08 % в том числе 6,27 % крупных и 2,81 % мелких. Стекловидность и содержание клейковины 63,69 % и 28,85 % соответственно. Влажность исследуемого вороха не превышала 14 %.

#### 4.2. Влияние вида подвески решетного стана на эффективность очистки зернового вороха

Снизить вибрационную нагрузку на раму машины при сохранении штатных показателей сепарируемости позволит применение пневмоподушки для установки на нее решетного стана. Такое техническое решение позволит при минимальных конструктивных изменениях в зерноочистительной машине снизить вибрацию. Пневмоподушка (рисунки 3.2 и 3.3) за счет упругих свойств позволяет нивелировать вибрацию от привода решетного стана и гасить знакопеременную нагрузку, передающуюся на раму машины [126, 127]. Конструкция решетного стана, установленного на пневмоподушке, обеспечивает равномерную работу машины с требуемыми показателями качества получаемого материала [126, 127].

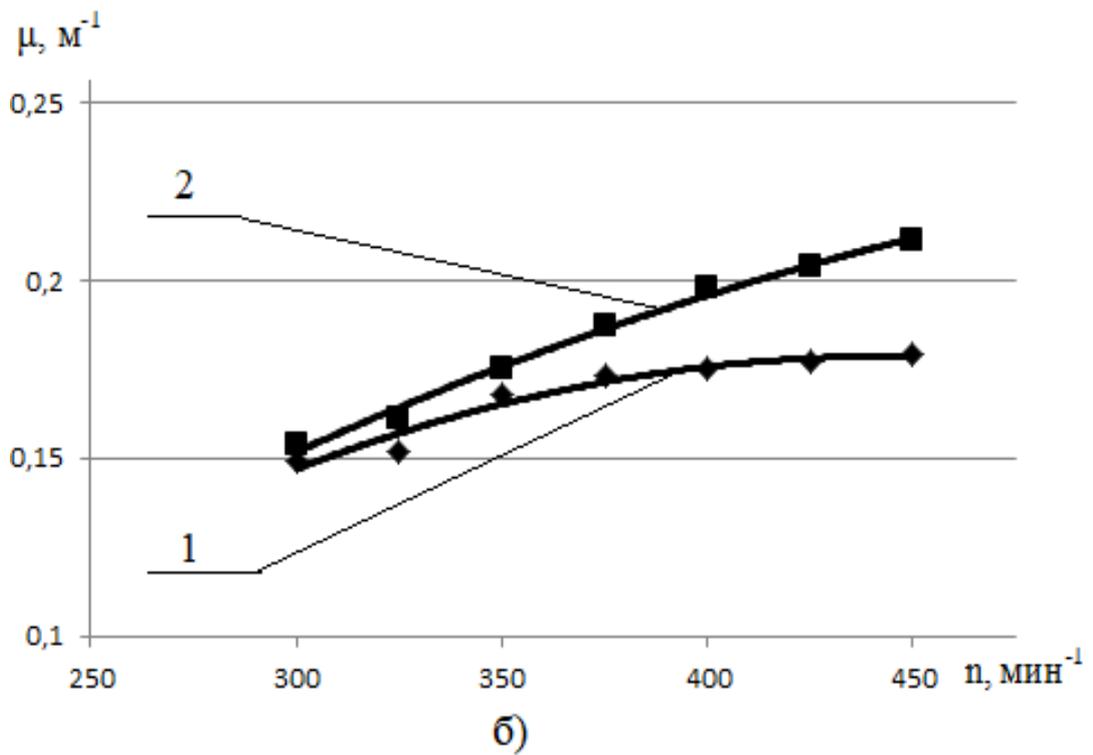
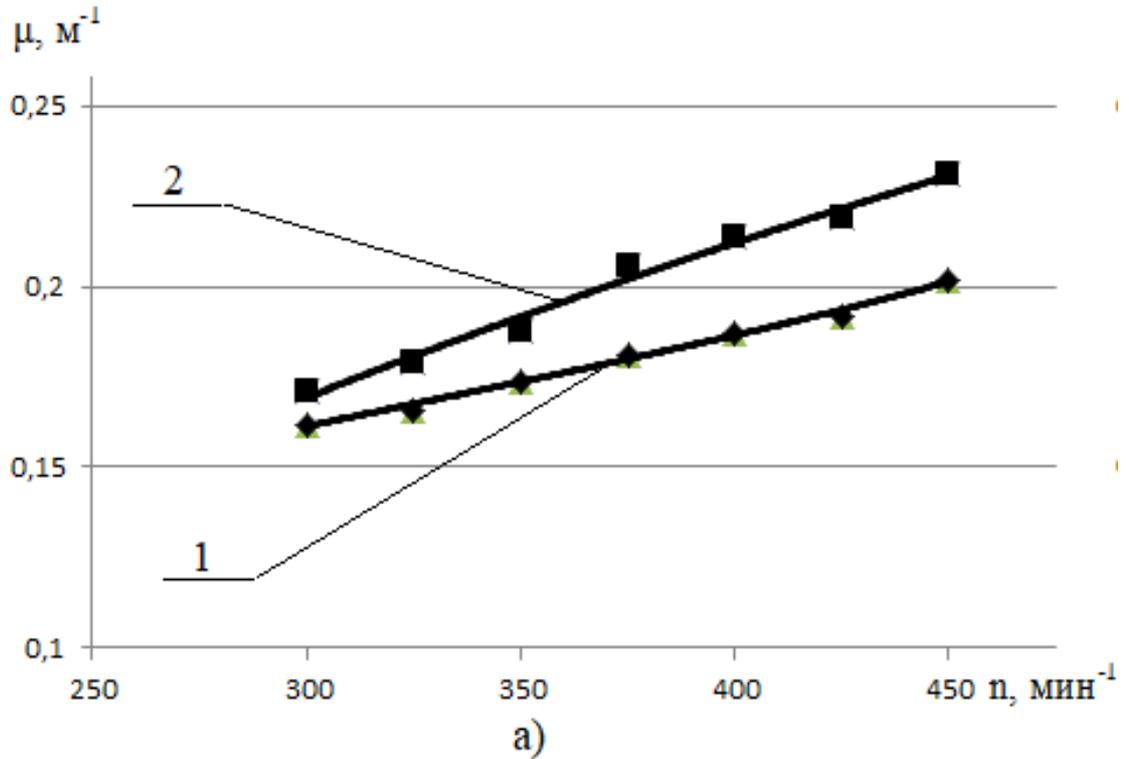
Эффективность работы предлагаемой конструкции была проверена опытным путем в лаборатории кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ [148]. В ходе исследований использовалась экспериментальная установка имитирующая работу фракционной зерноочистительной машины ОЗФ-80. Подача зернового вороха из бункера на сито с размером отверстий решет в 2,8 мм составляла 15 т/ч. Частота колебаний решетного стана варьировалась от 300 до 450 мин.<sup>-1</sup>, с интервалом 25 мин.<sup>-1</sup>, амплитуда колебаний составляла 16 и 28 мм. При проведении опытов определяли массу зерна сошедшего с решета, массу зерна, прошедшего через решето, и выразили через коэффициент сепарации  $\mu$ . Результаты представлены в таблице 4.2 и на рисунке 4.1.

Из представленных результатов видно, что конструкция крепления решетного стана к раме зерноочистительной машины в виде пневмоподушки дает лучшие показатели сепарирования зерновой смеси [148]. С увеличением частоты колебаний решетного стана с 300 мин.<sup>-1</sup> до 450 мин.<sup>-1</sup> эффективность использования пневмоподушки увеличивается от 3,3 до 17,8 % при амплитуде 16 мм и от 5,5 до 14,3 % при амплитуде 28 мм в сравнении с решетным станом,

подвешенным на плоских упругих подвесках. Объяснить такое различие по коэффициенту сепарации можно снижением уровня вредной вибрации за счет гашения колебаний пневмоподушкой.

Таблица 4.2 – Влияние вида подвески решетного стана на эффективность сепарирования

Частота колебаний $n$ , мин. <sup>-1</sup>	Амплитуда $A$ , мм	Коэффициент сепарации при базовом креплении решетного стана (вертикальном расположении подвесок) $\mu$ , м <sup>-1</sup>	Коэффициент сепарации при установке решетного стана на пневмоподушку $\mu$ , м <sup>-1</sup>
300	28	0,162	0,171
	16	0,149	0,154
325	28	0,166	0,179
	16	0,152	0,161
350	28	0,174	0,188
	16	0,168	0,175
375	28	0,181	0,206
	16	0,173	0,187
400	28	0,187	0,214
	16	0,175	0,198
425	28	0,192	0,219
	16	0,177	0,204
450	28	0,202	0,231
	16	0,179	0,211



1 – базовая схема подвески;

2 – установка решетного стана на пневмоподушку

а – амплитуда колебаний 28 мм; б – амплитуда колебаний 16 мм

Рисунок 4.1 – Графики зависимости коэффициента сепарации от частоты привода решетного стана

#### 4.3. Влияние величины подачи зернового вороха на эффективность его очистки

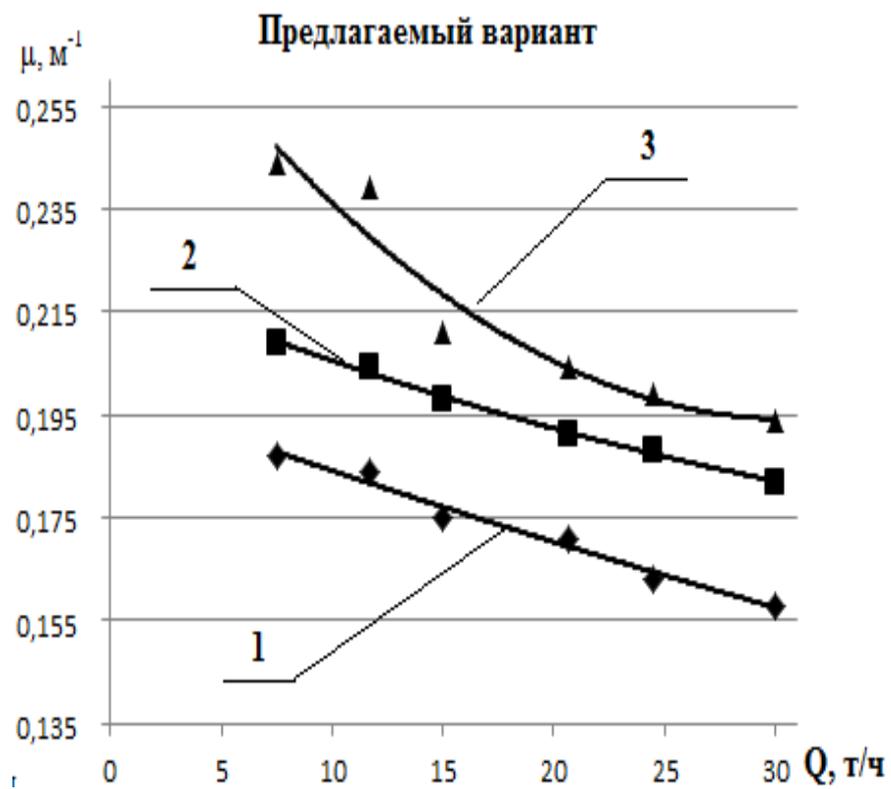
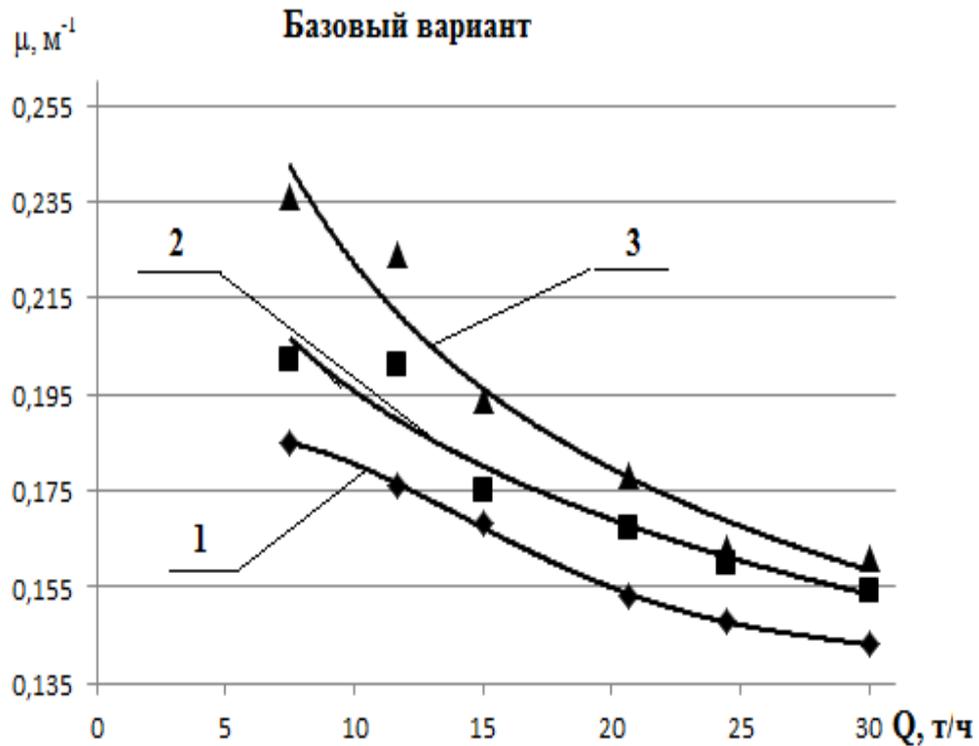
Организация послеуборочной обработки связана с процессом разделения зернового вороха по фракциям. Эффективность такого разделения зависит от множества факторов, таких как режимные параметры работы машины, исходный фракционный состав вороха, количество поданного материала на обработку и других. Качество обработки зависит от количества перерабатываемого вороха в единицу времени. Производительность машины регламентируется геометрическими и режимными параметрами и варьируется в определенных пределах, заявленных производителем. Оптимальные режимы процесса сепарации – это режимы, при которых происходит качественное разделение зерновой массы при максимально возможной производительности. Достижение требуемого оптимума обеспечивается за счет подбора режимных параметров под конкретную культуру и физико-механическое состояние обрабатываемого вороха в целом. При работе зерноочистительных комплексов заводские рекомендации не всегда соответствуют действительности при подборе режима работы под конкретную культуру. Это связано с плавающим физико-механическим состоянием вороха и вклиниванием в работу машины вредных вибраций. Более отчетливо это проявляется на машинах с длительным сроком службы. Поэтому борьба с вредной вибрацией при работе зерноочистительной техники актуальна и имеет немаловажное значение для эффективности развития отрасли растениеводства.

В основной массе технических разработок и усовершенствований зерноочистительной техники стремятся уравновесить решетный стан и тем самым снизить вибрационную нагрузку, но низкое качество материалов, используемых в сельском хозяйстве для снижения стоимостных показателей техники и существенные инерционные, знакопеременные нагрузки не позволяют окончательно нивелировать вредную вибрацию [45, 68, 69, 71, 75, 78, 81, 90, 95]. В ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ разработана усовершенствованная конструкция решетного стана, установленного на пневмоподушке [125, 126], эффективность рабо-

ты которой в плане снижения вибрации подтверждена экспериментально. Для рассмотрения возможности практического внедрения предлагаемой конструкции в лабораторных условиях ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ были проведены опыты по определению степени влияния количества подаваемого зернового вороха на решето при различных режимах работы зерноочистительной машины на эффективность процесса сепарации [149]. В ходе исследования использовали две амплитуды колебаний 16 и 28 мм и три частоты 350, 400, 450 мин.<sup>-1</sup>. Результаты представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Влияние подачи на процесс сепарации

Частота, мин. <sup>-1</sup>	350		400		450	
Амплитуда, мм	16	28	16	28	16	28
Подача, т/ч	Коэффициент сепарации, м <sup>-1</sup>					
Базовый вариант						
7,5	0,185	0,257	0,202	0,264	0,236	0,298
11,7	0,176	0,198	0,201	0,232	0,224	0,266
15	0,168	0,174	0,175	0,187	0,194	0,202
20,7	0,153	0,168	0,167	0,180	0,178	0,199
24,5	0,148	0,157	0,160	0,172	0,163	0,192
30	0,143	0,152	0,154	0,168	0,161	0,186
Предлагаемый вариант						
7,5	0,187	0,258	0,209	0,272	0,244	0,303
11,7	0,184	0,201	0,204	0,241	0,239	0,282
15	0,175	0,188	0,198	0,219	0,211	0,241
20,7	0,171	0,181	0,191	0,209	0,204	0,223
24,5	0,163	0,176	0,188	0,204	0,199	0,218
30	0,158	0,174	0,182	0,200	0,194	0,211



а – базовый вариант; б – предлагаемый вариант

1 – 350 мин.<sup>-1</sup>; 2 – 400 мин.<sup>-1</sup>; 3 – 450 мин.<sup>-1</sup>

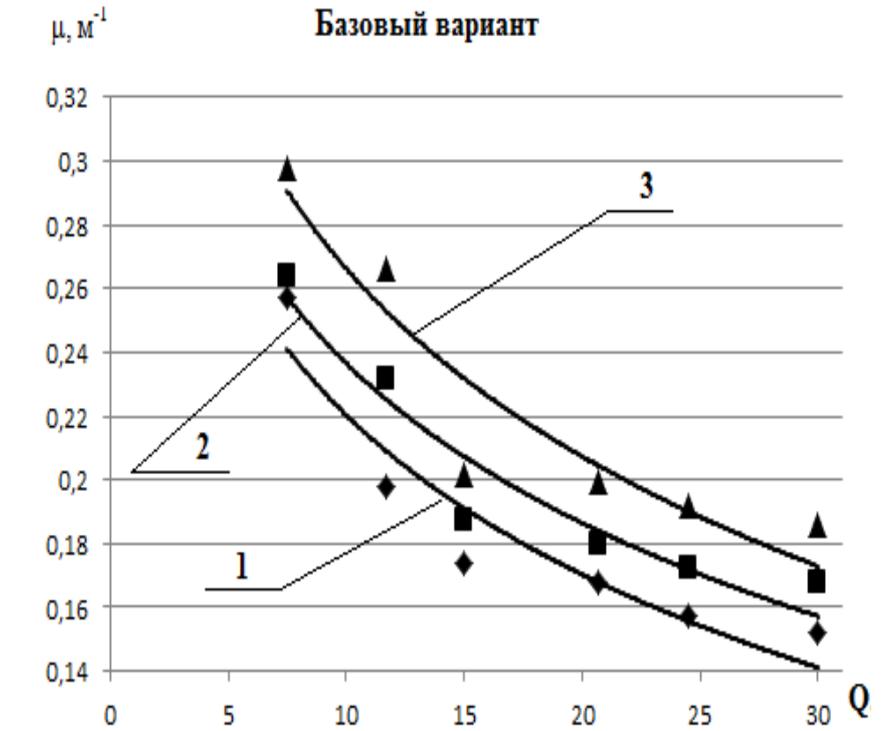
Рисунок 4.2 – Графики зависимости коэффициента сепарации от подачи при амплитуде колебаний 16 мм

Анализируя информацию, представленную в таблице 4.3, можно установить, что с увеличением подачи зерновой массы на решето идет снижение эффективности сепарации не зависимо от режимных параметров и вида подвески решетного стана. Наибольшие показатели коэффициента сепарации наблюдаются при частоте колебаний 450 мин.<sup>-1</sup>. Максимальное значение коэффициента сепарации наблюдалось при использовании пневмоподушки на амплитуде 28 мм и составило 0,303 м<sup>-1</sup>. На рисунках 4.2 и 4.3 представлены графики зависимости коэффициента сепарации, через который выражается эффективность процесса разделения зерновой массы по фракциям, от величины подачи.

Из графиков (рисунки 4.2 и 4.3) видно, что использование предлагаемого варианта крепления решетного стана на пневмоподушке позволяет увеличить эффективность сепарации по сравнению с базовым вариантом при амплитуде 16 мм на 1...10 % при частоте 350 мин.<sup>-1</sup>, на 3...18 % при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 3...20 % при 450 мин.<sup>-1</sup>. При амплитуде 28 мм увеличение происходит на 0,3...14 % при 350 мин.<sup>-1</sup>, на 3...19 % при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 1,6...13 % при 450 мин.<sup>-1</sup>. Малый уровень подачи способствует более равномерному распределению зерновой массы по поверхности решета, тем самым обеспечивая улучшение разделения смеси. С увеличением объема подачи увеличивается и толщина сепарируемого слоя, снижается вероятность контакта проходных зерновок с отверстиями решета. Лучшее разделение зерновой смеси при использовании пневмоподушки происходит за счет сокращения вредных вибраций, что позволяет обеспечить прогнозируемое движение зерновки по решету. Наибольший эффект от использования заявленного технического решения в сравнении с базовым вариантом подвески решетного стана наблюдается при высоких частоте и амплитуде колебаний, а также при увеличении подачи зернового вороха на поверхность решета.

Обобщая полученные результаты можно утверждать, что использование в конструкции зерноочистительной машины пневмоподушки позволит интенсифицировать процесс сепарации по сравнению с базовой схемой крепления независимо от режимных параметров работы при любой требуемой производитель-

ности, а само техническое решение можно рекомендовать для внедрения в конструкцию решетчатых зерноочистительных машин [149].



а)



б)

а – базовый вариант; б – предлагаемый вариант

1 – 350 мин.⁻¹; 2 – 400 мин.⁻¹; 3 – 450 мин.⁻¹

Рисунок 4.3 – Графики зависимости коэффициента сепарации от подачи при амплитуде колебаний 28 мм

#### 4.4. Оценка уровня вибрации при различных видах подвески решетного стана и режимах его работы

В ходе исследований измеряли вибрацию непосредственно на раме экспериментальной установки [150]. Частота колебаний привода решетного стана варьировалась от 300 до 500 мин.<sup>-1</sup> с шагом в 25 мин.<sup>-1</sup>. Амплитуда колебаний составляла 16 и 28 мм соответственно. Высота пневмоподушки составляла 0,3 м. В качестве объекта сравнения взята конструкция решетного стана базовой компоновки, подвешенная на плоских подвесках. Результаты исследований представлены в таблице 4.4. Показатели уровня вибрации для наглядности были округлены до целых значений.

Таблица 4.4 – Влияние режима работы и вида подвески решетного стана на уровень вибрации

Частота колебаний $n$ , мин. <sup>-1</sup>	Амплитуда $A$ , мм	Уровень вибрации от решетного стана базовой компоновки, $L_v$ , дБ	Уровень вибрации от решетного стана, установленного на пневмоподушке $L_v$ , дБ
300	28	192	107
	16	178	106
325	28	170	111
	16	156	109
350	28	149	116
	16	135	112
375	28	132	120
	16	124	114
400	28	128	123
	16	119	116

Окончание таблицы 4.4

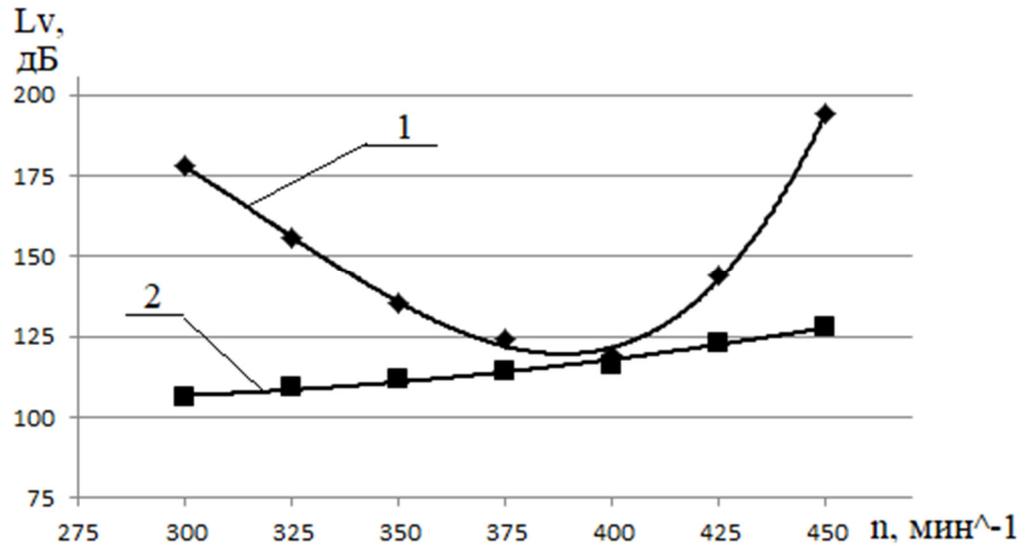
Частота колебаний $n$ , мин. <sup>-1</sup>	Амплитуда $A$ , мм	Уровень вибрации от решетного стана базовой компоновки, $L_v$ , дБ	Уровень вибрации от решетного стана, установленного на пневмоподушке $L_v$ , дБ
425	28	149	127
	16	144	123
450	28	201	133
	16	194	128

Графики зависимости уровня общей вибрации от частоты колебаний привода решетного стана при различных видах подвески решетного стана приведены на рисунке 4.4.

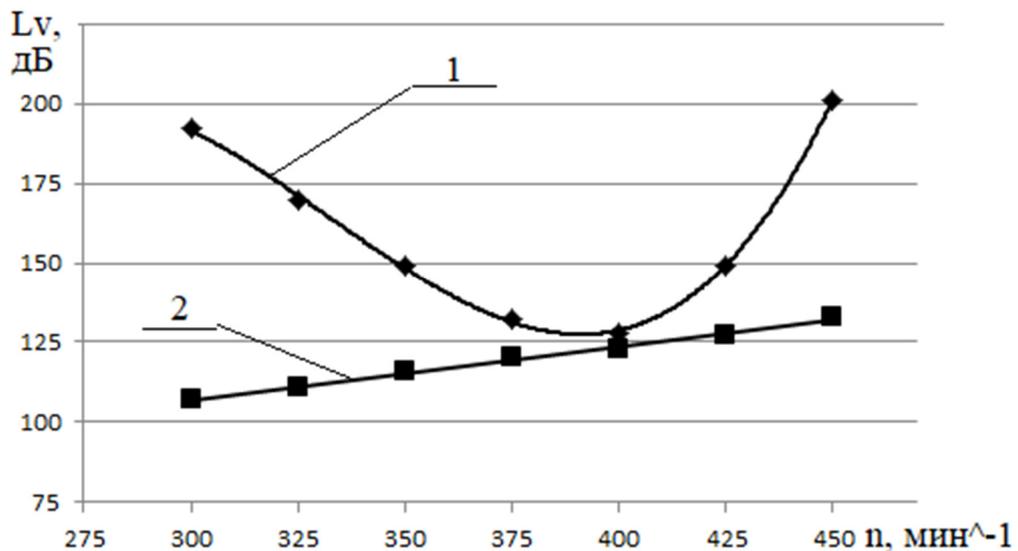
Анализ представленных данных показывает, что характер изменения уровня вибрации при базовой компоновке решетного стана имеет параболическую зависимость [150]. Это объясняется тем, что при малой частоте колебаний решетного стана (300 мин.<sup>-1</sup>) люфты в сочленениях решетного стана и в целом по машине, а также знакопеременные нагрузки и значительные инерционные силы от колебаний зернового материала, находящегося на решете и неравномерно распределенного по нему, приводят к возникновению значительных вибраций, при увеличении частоты колебаний решетного стана до 400 мин.<sup>-1</sup> происходит самобалансирование (самоуравновешивание) стана и обрабатываемого вороха, при дальнейшем увеличении частоты колебаний происходит разбалансирование системы за счет увеличения интенсивности изменения знакопеременных нагрузок.

При установке решетного стана на пневмоподушке зависимость уровня вибрации от частоты колебаний привода решетного стана прямолинейная. Таким образом, использование предлагаемого технического решения (патент РФ на полезную модель № 189555 [125]) позволяет снизить уровень вибрации на 2,5...44,3 % в зависимости от режимных параметров. Наибольшее расхождение показателей уровня вибрации наблюдаются при частоте в 300 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде

де 28 мм – 44,3 %, а наименьшая разница при 400 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 16 мм – 2,5 % (рисунок 4.4). Данный факт можно объяснить тем, что решетный стан, установленный на пневмоподушке, не входит в резонансное движение с рамой машины и возникающие знакопеременные нагрузки гасятся за счет упругости воздуха в пневмоподушке.



а)



б)

1 – базовая схема подвески;

2 – установка решетного стана на пневмоподушке

а – при амплитуде колебаний 28 мм; б – при амплитуде колебаний 16 мм

Рисунок 4.4 – Графики зависимости уровня общей вибрации от частоты колебаний привода решетного стана при различных видах подвески решетного стана

Установка решетного стана на пневмоподушке позволит гасить вредные вибрации, снижая их воздействие на раму машины, и соответственно на несущие конструкции и окружающую среду [151], а также уменьшить массу конструкции зерноочистительного агрегата и упростить процесс регулирования высоты установки решетного стана.

Проведенные исследования показали, что снизить уровень вибрации машин для послеуборочной обработки зернового вороха, установленных в технологических линиях зерноочистительных агрегатов, можно за счет использования новой конструкции крепления решетных станов – пневмоподушки.

#### 4.5. Влияние вида подвески решетного стана и режимов его работы на уровень шума

В растениеводческой отрасли сельского хозяйства особо важное место занимает зерновое производство, эффективность которого напрямую связана с послеуборочной обработкой зерновых культур. Для данной операции используются технологические линии, основу которых в основном составляют решетные зерноочистительные машины. Работа зерноочистительной техники сопровождается повышенным уровнем звуковых колебаний, которые негативно сказываются на работниках, задействованных на обработке зерна. Высокий уровень шума от зерноочистительной техники способствует развитию у людей заболеваний органов слуха. Избежать негативного действия звука от зерноочистительного агрегата возможно за счет оптимизации конструкции и режима работы машин, входящих в технологическую линию.

Работа решетных зерноочистительных машин основана на колебательных процессах, которые в свою очередь провоцируют возникновение вибрации и шума. Малая точность изготовления соединительных звеньев и низкое качество материалов, из которых изготовлены узлы машины, усугубляют и без того значительные показатели вибрационных нагрузок и уровня звука. Более точное изготовление соединительных узлов и использование материалов более высокого

качества приведет к значительному удорожанию новой техники, которая и без этого имеет высокие стоимостные показатели. Решить данную проблему без увеличения цены зерноочистительной техники можно несколькими путями. Первый – это ограничить распространение звуковых волн путем экранирования источника шума. Такой способ эффективен и экономичен, но усложняет контроль за техникой, и сокращает маневренность персонала при ее обслуживании и регулировании. Второй – это внедрение новой конструктивной разработки, основанной на использовании пневмоподушки, на которую устанавливается решетный стан. Эффект от такой конструкции в шумовом плане достигается за счет снижения общей вибрации машины. Так как вибрация и шум имеют волновую природу, то сокращение вибрации неминуемо приведет к снижению и звуковых колебаний. Достоверность этой информации подтверждена в ходе экспериментальных исследований, проведенных на экспериментальной установке, моделирующей работу зерноочистительной машины ОЗФ-80 [152]. Звуковые характеристики от установки снимались при помощи шумомера «Октава-110А» (рисунок 3.5) на основании стандартной методики [143]. Режимные параметры работы машины варьировались в следующих пределах: амплитуда – 16 и 28 мм; частота колебаний решетного стана от 300 до 500 мин.<sup>-1</sup> с интервалом 25 мин.<sup>-1</sup>. В качестве объекта сравнения использовали базовую комплектацию решетного стана, подвешенного на плоских подвесках. В ходе исследований проверяли шумовые показатели работы машины при загрузке решет 20 т/ч. В качестве сепарируемого материала использовали озимую пшеницу сорта «Московская 39» [152]. Результаты экспериментальных исследований представлены в таблице 4.5.

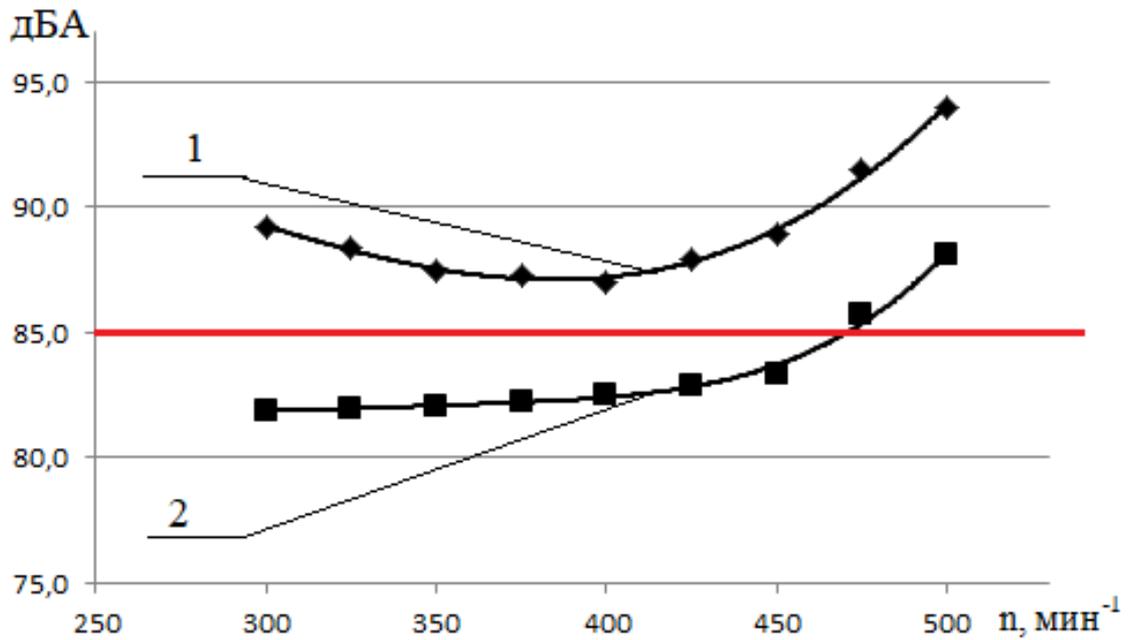
Наглядно, полученные экспериментальные данные представлены на рисунках 4.5 и 4.6 для амплитуды колебаний 28 мм и 16 мм соответственно. Из анализа рисунков следует, что только предлагаемая установка решетного стана на пневмоподушке позволяет не превышать предельно допустимый уровень (ПДУ) шума в 85 дБА на всех режимах работы с частотой колебания менее 450 мин.<sup>-1</sup>.

Таблица 4.5 – Влияние режима работы и вида крепления решетчатого стана на уровень шума

Частота колебаний $n$ , мин. <sup>-1</sup>	Амплитуда $A$ , мм	Уровень звука с базовой подвеской решетчатого стана $L$ , дБА	Уровень звука с креплением решетчатого стана на пневмоподушке $L$ , дБА
300	28	89,2	81,7
	16	88,4	77,9
325	28	88,4	81,9
	16	87,7	78,1
350	28	87,5	82,0
	16	87,0	78,3
375	28	87,3	82,3
	16	86,6	78,6
400	28	87,0	82,5
	16	86,2	78,8
425	28	88,0	82,9
	16	87,1	80,0
450	28	88,9	83,3
	16	88,0	81,1
475	28	91,5	85,7
	16	90,0	83,2
500	28	94,0	88,1
	16	92,0	85,3

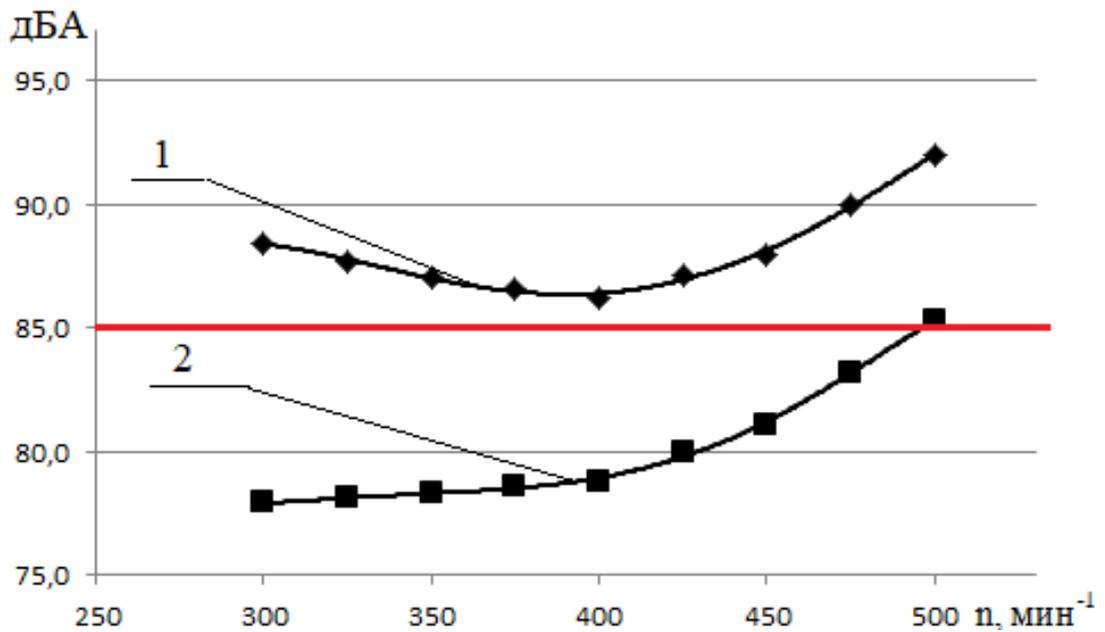
Представленные результаты (рисунки 4.5 и 4.6) указывают на то, что при использовании базового крепления решетчатого стана к раме машины при амплитуде колебаний 28 мм уровень шума превышает ПДУ на 2,3...9,0 дБА. Использование пневмоподушки на частотах от 300 до 470 мин.<sup>-1</sup> не создает уровень шума свыше 85 дБА. Увеличение звуковой нагрузки наблюдается на частотах

колебаний в 475 и 500 мин.<sup>-1</sup>, и приводит к превышению ПДУ на 0,7 и 3,1 дБА соответственно.



1 – базовая конструкция; 2 – усовершенствованная конструкция

Рисунок 4.5 – Графики зависимости уровня шума от частоты колебаний решетного стана при амплитуде 28 мм



1 – базовая конструкция; 2 – усовершенствованная конструкция

Рисунок 4.6 – Графики зависимости уровня шума от частоты колебаний решетного стана при амплитуде 16 мм

При снижении амплитуды колебаний решетного стана до 16 мм уровень шума на всех частотах снижается. Использование базового крепления корпуса решет приводит к превышению ПДУ на 1,2 дБА при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 7,2 дБА при 500 мин.<sup>-1</sup>. Предлагаемая конструкция подвески решетного стана только при частоте колебаний 500 мин.<sup>-1</sup> выбивается из нормативного показателя на 0,3 дБА, что составляет 0,35 % от ПДУ.

Из представленных данных видно, что на всех режимах работы решетного стана уровень звука при использовании предлагаемой конструкции подвески решетного стана значительно ниже, чем при базовом исполнении [152]. Ранее проведенные исследования по определению уровня вибрации при использовании пневмоподушки для установки решетного стана показали, что такая конструкция крепления позволяет снизить уровень общей вибрации.

На основании полученных данных для сохранения здоровья органов слуха персонала на зерноочистительных комплексах рекомендуется использовать для подвески решетного стана пневмоподушку на всех режимах работы зерноочистительных машин при частоте колебаний решетного стана до 450 мин.<sup>-1</sup>.

#### 4.6. Определение размерного коэффициента пропорциональности, связывающего силу упругости с горизонтальным перемещением решетного стана, установленного на пневмоподушке

В ходе проведения исследований на пневмоподушку различной высоты воздействовали различные нагрузки [127]. Измерялась величина горизонтального перемещения решетного стана  $X$ , и по формуле (2.27) вычислялся размерный коэффициент пропорциональности  $K$ . Результаты представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Влияние сил упругости на размерный коэффициент пропорциональности  $K$

Высота пневмоподушки, м	Нагрузка, Н	Размерный коэффициент пропорциональности $K$ , Н/м		
0,17	100	3980	4100	4250
0,20	200	3900	4000	4150
0,23	300	3840	3950	4130

#### 4.7. Выводы

Для проведения экспериментальных исследований в качестве исходного материала был взят ворох озимой пшеницы сорта «Московская 39» из бункера зерноуборочного комбайна ACROS-585. В исходном ворохе содержание целого зерна пшеницы составило 84,10 %, дробленого зерна – 5,88 %, зерна в пленке – 0,94 %, засорителей – 9,08 % в том числе 6,27 % крупных и 2,81 % мелких. Стекловидность и содержание клейковины 63,69 % и 28,85 % соответственно. Влажность исследуемого вороха не превышала 14 %.

Конструкция крепления решетного стана к раме зерноочистительной машины в виде пневмоподушки AIRKRAFT 2B-220 дает лучшие показатели сепарирования зерновой смеси. С увеличением частоты колебаний решетного стана с 300 мин.<sup>-1</sup> до 450 мин.<sup>-1</sup> эффективность сепарации, определяемая значением коэффициента сепарации, увеличивается от 3,3 до 17,8 % при амплитуде 16 мм и от 5,5 до 14,3 % при амплитуде 28 мм в сравнении с решетным станом, подвешенным на плоских упругих подвесках.

С увеличением подачи зерновой массы на решето идет снижение эффективности сепарации не зависимо от режимов и вида подвески решетного стана. Наибольшие показатели коэффициента сепарации наблюдаются при частоте колебаний 450 мин.<sup>-1</sup>. Максимальное значение коэффициента сепарации наблюдалось при использовании пневмоподушки на амплитуде 28 мм и составило 0,303 м<sup>-1</sup>.

Использование предлагаемого варианта крепления решетного стана на пневмоподушке позволяет увеличить эффективность сепарации по сравнению с базовым вариантом при амплитуде 16 мм на 1...10 % при частоте 350 мин.<sup>-1</sup>, на 3...18 % при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 3...20 % при 450 мин.<sup>-1</sup>. При амплитуде 28 мм увеличение происходит на 0,3...14 % при 350 мин.<sup>-1</sup>, на 3...19 % при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 1,6...13 % при 450 мин.<sup>-1</sup>. Малый уровень подачи способствует более равномерному распределению зерновой массы по поверхности решета, тем самым обеспечивая улучшение разделения смеси. С увеличением объема подачи уве-

личивается и толщина сепарируемого слоя, снижается вероятность контакта проходных зерновок с отверстиями решет. Лучшее разделение зерновой смеси при использовании пневмоподушки происходит за счет сокращения вредных вибраций, что позволяет обеспечить прогнозируемое движение зерновки по решетке.

Наибольший эффект от использования конструкции решетного стана, установленного на пневмоподушке, в сравнении с вариантом подвески решетного стана на двух парах упругих подвесок наблюдается при высоких частоте и амплитуде колебаний, а также при увеличении подачи зернового вороха на поверхность решета. Использование в конструкции зерноочистительной машины пневмоподушки позволит интенсифицировать процесс сепарации по сравнению с базовой схемой крепления не зависимо от режимов работы при любой требуемой производительности.

Характер изменения уровня общей вибрации при базовой компоновке решетного стана имеет параболическую зависимость, а при установке на пневмоподушке AIRKRAFT 2B-220 – зависимость прямолинейная. Использование конструкции решетного стана, установленного на пневмоподушке, позволяет снизить уровень вибрации на 2,5...44,3 % в зависимости от режимных параметров. Наибольшее расхождение показателей уровня вибрации наблюдаются при частоте в 300 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 28 мм – 44,3 %, а наименьшая разница при 400 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 16 мм – 2,5 %. Данный факт можно объяснить тем, что решетный стан, установленный на пневмоподушке, не входит в резонансное движение с рамой машины и возникающие знакопеременные нагрузки гасятся за счет упругости воздуха в пневмоподушке. Установка решетного стана на пневмоподушке позволит гасить вредные вибрации, снижая их воздействие на раму машины, а также снизить металлоемкость зерноочистительного агрегата и упростить процесс регулирования высоты установки решетного стана.

Установка решетного стана на пневмоподушке AIRKRAFT 2B-220 позволяет не превышать ПДУ шума (85 дБА) на всех режимах работы с частотой колебания стана до 450 мин.<sup>-1</sup>, а при использовании базового крепления решетно-

го стана к раме машины при амплитуде колебаний 28 мм уровень шума превышает ПДУ на 2,3...9,0 дБА. Использование пневмоподушки на частотах колебаний решетного стана от 300 до 470 мин.<sup>-1</sup> не создает уровень шума свыше 85 дБА. Увеличение звуковой нагрузки наблюдается на частотах колебаний решетного стана в 475 и 500 мин.<sup>-1</sup>, и приводит к превышению ПДУ на 0,7...3,1 дБА. При снижении амплитуды колебаний решетного стана до 16 мм уровень шума на всех частотах снижается. Использование базового крепления корпуса решета приводит к превышению ПДУ на 1,2 дБА при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 7,2 дБА при 500 мин.<sup>-1</sup>. Предлагаемая конструкция подвески решетного стана только при частоте колебаний 500 мин.<sup>-1</sup> выбивается из нормативного показателя на 0,3 дБА, что составляет 0,35 % от ПДУ. Для сохранения здоровья органов слуха персонала на зерноочистительных комплексах целесообразно использовать для подвески решетного стана пневмоподушку на всех режимах работы зерноочистительных машин при частоте колебаний решетного стана до 450 мин.<sup>-1</sup>.

Экспериментально установленные значения коэффициента пропорциональности, связывающего силу упругости с горизонтальным перемещением решетного стана, установленного на пневмоподушке, при высотах пневмоподушки 0,17...0,23 м и прикладываемой нагрузке 100...300 Н составляют 3840...4250 Н/м.

## 5. Экономическая оценка эффективности усовершенствования решетного стана зерноочистительной машины

### 5.1. Общие положения методики расчета экономической эффективности на примере усовершенствованного решетного стана зерноочистительной машины с учетом воздействия вредных производственных факторов

Современные зерноочистительные комплексы реализуют передовые технологии и имеют усовершенствованные конструкции применяемых машин, что позволяет повысить эффективность очистки зернового вороха и снизить материалоемкость комплексов, а также энергозатраты при реализации технологических процессов. Помимо совершенствования основных рабочих функций указанных комплексов необходимо обеспечивать благоприятные условия труда работников. Рабочий персонал зерноочистительных комплексов подвергается воздействию таких вредных факторов как запыленность, повышенные шум и вибрация [153, 154, 155]. Нивелировать шумовое и вибрационное воздействия можно за счет изменения конструктивных и кинематических параметров машин [150, 151, 152]. Для оценки степени влияния шума и вибрации предусмотрены гигиенические критерии оценки и классификации условий труда по показателям вредности и опасности факторов производственной среды, тяжести и напряженности труда работников [153, 154, 155].

Опираясь на данные, приведенные в таблице 5.1 [153, 154, 155], по определению классов условий труда и результаты экспериментов можно рассчитать уровень необходимых доплат работнику, работающему на зерноочистительном комплексе. Проведенные экспериментальные исследования показывают, что применение усовершенствованной конструкции решетного стана позволяет повысить эффективность сепарирования зерновой смеси во всем диапазоне частот колебаний решетного стана (таблицы 4.2 и 4.3). Наибольшее значение коэффициента сепарации равно  $0,303 \text{ м}^{-1}$  достигнуто при подаче зернового вороха 7,5

т/ч, частоте колебаний решетного стана 450 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 28 мм. С увеличением подачи до 30 т/ч значение коэффициента сепарации снижается и при тех же режимах составляет 0,211 м<sup>-1</sup> (таблица 4.3). Для базовой конструкции зерноочистительной машины прослеживается аналогичная зависимость, но значения коэффициента сепарации ниже. Например, при подаче 15 т/ч для усовершенствованной конструкции коэффициент сепарации составил 0,241 м<sup>-1</sup>, а для базовой – 0,202 м<sup>-1</sup>. Уровень вибрации для усовершенствованной конструкции при подаче зернового вороха 15 т/ч, частоте колебаний решетного стана 450 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 28 мм составил 133 дБ, а для базовой при тех же режимах – 201 дБ (таблица 4.4). Уровень шума при указанных режимах для усовершенствованной конструкции составляет 83,3 дБА, а для базовой – 88,9 дБА (таблица 4.5).

Таблица 5.1 – Классы условий труда в зависимости от шума и вибрации на рабочих местах

Фактор	Класс условий труда					
	2	3				4
		3.1	3.2	3.3	3.4	
		Оценка в баллах				
		1	2	3	4	
Шум, дБА	ПДУ	Превышение ПДУ				
		20	28	32	35	>35
Вибрация общая, дБ	ПДУ	15,5	31,5	35	37,5	>37,5

Согласно данным таблицы 5.1 для оператора усовершенствованной машины класс условий труда 3.1 (превышение ПДУ по вибрации на 13 дБ – 1 балл, превышения ПДУ по шуму нет). Для оператора базовой машины класс условий труда 4 (превышение ПДУ по вибрации на 81 дБ – 4 балла, превышение ПДУ по шуму 3,9 дБА – 1 балл), итого состояние условий труда – 5 баллов.

По таблице 5.2 размер доплаты для рабочих составляет 12 % от тарифной

ставки при работе с базовой машиной и 4 % при работе с усовершенствованной.

Таблица 5.2 – Размеры доплат в процентах к тарифной ставке (окладу)  
[153, 154, 155]

Условия труда	Баллы	Размеры доплат к тарифной ставке (окладу), %
С тяжелыми и вредными условиями труда	До 2	4
	2,1...4,0	8
	4,1...6,0	12
С особо тяжелыми и особо вредными условиями труда	6,1...8,0	16
	8,1...10,0	20
	Более 10,0	24

Для того, чтобы оценить годовой экономический эффект от усовершенствования решетного стана машины ОЗФ-80/40/20 в таблице 5.3 представлены основные исходные данные (цены на август 2021 г.).

Таблица 5.3 – Исходные данные для экономической оценки

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Стоимость машины, руб.	2 000 000	2 150 000
Дополнительные капитальные вложения, руб.	–	150 000
Количество агрегатов	1	1
Срок эксплуатации, лет	8	8
Продолжительность работы, дней	12	12
Производительность, т/ч	15	15

Продолжение таблицы 5.3

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Планируемый объем очистки зерна, т	2 448	2 448
Выход продукта, %:		
- продовольственное зерно	75	85
- фуражное зерно	25	15
Выход продукта, т:		
- продовольственное зерно	1 836	2 080,8
- фуражное зерно	612	367,2
Коэффициент использования времени смены	0,85	0,85
Количество операторов, чел.	1	1
Тарифная ставка оператора, руб/чел.-ч	115,5	115,5
Тарифная ставка с надбавкой за вредные условия труда, руб/чел.-ч	129,36	120,12
Установленная мощность электродвигателя, кВт	14	14
Стоимость электроэнергии, руб/кВт-ч	7,7	7,7
Цена продукции (продовольственное зерно), руб/т	13 500	13 500
Цена продукции (фуражное зерно), руб/т	10 000	10 000
Отчисления на реновацию, %	14,3	14,3
Отчисления на текущий ремонт и техническое обслуживание, %	10	10

Окончание таблицы 5.3

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Учетная годовая ставка процента по кредитам банка или вклада в банк, %	14	14
Продолжительность смены, ч	8	8
Количество смен работы в сутки	2	2

Усовершенствованная машина позволяет получить более высокий выход продовольственного зерна (85 %) по сравнению с базовой (75 %). Это обеспечивает получение дополнительной выручки от реализации продукции, расчет которой представлен в таблице 5.4 по известной методике [156, 157].

Таблица 5.4 – Дополнительная выручка от реализации продукции

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Планируемый объем очистки зерна, т	2 448	2 448
Выход продукта, %:		
- продовольственное зерно	75	85
- фуражное зерно	25	15
Выход продукта, т:		
- продовольственное зерно	1836	2080,8
- фуражное зерно	612	367,2
Цена продукции, руб/т:		
- продовольственное зерно	13 500	13 500
- фуражное зерно	10 000	10 000
Выручка от реализации продукции, тыс. руб.:		
- продовольственное зерно	24 786	28 090,8
- фуражное зерно	6 120	3 672

Окончание таблицы 5.4

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Выручка от реализации всей продукции, тыс. руб.	30 906	31 762,8
Дополнительная выручка от реализации продукции, тыс. руб.	–	856,8

Из таблицы 5.4 следует, что усовершенствование решетного стана зерноочистительной машины позволяет получить дополнительную выручку от реализации продукции в объеме 856 800 руб., так как усовершенствованная конструкция обеспечивает более эффективную сепарацию зернового вороха.

Результаты расчета затрат труда и фонда оплаты труда на выполнение работ с учетом выплат за вредные условия труда, полученные по известной методике [156, 157], представлены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Затраты труда и фонд оплаты труда

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Количество работников (операторов) на две смены, чел.	2	2
Затраты труда		
Планируемый объем очистки зерна, т	2448	2448
Затраты труда на обработку зерна всего, чел-ч	192,0	192,0
Затраты труда в расчете на 1 т перерабатываемого сырья, чел-ч/т	0,078	0,078
Экономия фонда оплаты труда		
Уровень оплаты труда, руб/чел-ч	115,5	115,5
Уровень оплаты труда с надбавкой за вредные условия труда, руб/чел-ч	129,36	120,12

Окончание таблицы 5.5

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Оплата труда за весь объем работ по обработке зерна, руб.	24 837,12	23 063,04
Фонд оплаты труда с учетом начислений (33 %)	33 033,37	30 673,84
Фонд оплаты труда в расчете на 1 т перерабатываемого сырья, руб/т	13,49	12,53
Экономия фонда оплаты труда, руб.:		
- в расчете на 1 т перерабатываемого сырья	—	0,96
- на весь объем перерабатываемого сырья	—	2 350,08

В результате усовершенствования решетного стана зерноочистительной машины обеспечивается экономия фонда оплаты труда в объеме 2 350,08 руб., в расчете на 1 т перерабатываемого сырья 0,96 руб/т (таблица 5.5), что связано с сокращением выплат за вредные условия труда.

Смета затрат на выполнение операций с учетом дополнительных капитальных вложений рассчитана по рекомендациям [156, 157] и представлена в таблице 5.6.

Таблица 5.6 – Смета затрат на выполнение операций с учетом дополнительных капитальных вложений

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Стоимость машины, тыс. руб.	2 000	2 150
Дополнительные капитальные вложения, тыс. руб.	—	150

Окончание таблицы 5.6

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Амортизация технических средств:		
- %	14,3	14,3
- тыс. руб.	286	307,45
Отчисления на ремонт и техническое обслуживание:		
- %	10	10
- тыс. руб.	200	215
Затраты на электроэнергию, тыс. руб.	20,698	20,698
Фонд оплаты труда, тыс. руб.	33,033	30,674
Итого прямых затрат, тыс. руб.	539,731	572,872
Непредвиденные расходы (5 % от прямых затрат), тыс. руб.	26,987	28,694
Всего прямых затрат, тыс. руб.	566,718	601,566
Накладные расходы (15 % от всего прямых затрат), тыс. руб.	85,008	90,235
Всего производственных затрат, тыс. руб.	651,726	691,801
Производственные затраты на 1 т перерабатываемого сырья, руб/т	266,23	282,60
Дополнительные производственные затраты на всю продукцию, тыс. руб.	—	40,075
Дополнительные производственные затраты на 1 т перерабатываемого сырья, руб/т	—	16,37

Представленные в таблице 5.6 данные показывают, что усовершенствование решетного стана приводит к увеличению производственных затрат на 16,37 руб. на одну тонну перерабатываемого сырья, что связано с наличием дополнительных капитальных вложений в объеме 150 тыс. руб.

## 5.2. Расчет годового экономического эффекта от усовершенствования решетного стана зерноочистительной машины

В соответствии с ГОСТ 23728-88 [158] проведен расчет показателей экономической эффективности. Годовой экономический эффект от использования зерноочистительной машины с усовершенствованным решетным станом определяется разностью дополнительной выручки от реализации продукции, равной 856,8 тыс. руб. (таблица 5.4), и дополнительных производственных затрат, равных 40,075 тыс. руб. (таблица 5.6), то есть годового экономического эффекта в нашем случае составит  $856,8 - 40,075 = 816,725$  тыс. руб.

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений  $T$  определим по формуле [156, 157]

$$T = \frac{-\ln\left(1 - \frac{\gamma K_D}{\mathcal{E}_r}\right)}{\ln(1 + \gamma)}, \quad (5.1)$$

где  $\gamma$  – коэффициент, отражающий учетную годовую ставку процента по кредитам банка или вкладу в банк ( $\gamma = 0,14$ );

$K_D$  – дополнительные капитальные вложения, руб.;

$\mathcal{E}_r$  – годового экономического эффекта, руб.

$$T = \frac{-\ln\left(1 - \frac{0,14 \cdot 150}{816,725}\right)}{\ln(1 + 0,14)} = 0,2 \text{ лет.}$$

Экономический эффект за срок службы зерноочистительной машины  $\mathcal{E}$  определим по формуле сложных процентов [156, 157]

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_T \frac{(1 + \gamma)^t - 1}{\gamma}, \quad (5.2)$$

где  $t$  – срок службы зерноочистительной машины, лет.

$$\mathcal{E} = 816,725 \frac{(1 + 0,14)^8 - 1}{0,14} = 10827,526 \text{ тыс. руб.}$$

Коэффициент эффективности капитальных вложений  $E_T$ , показывающий среднюю годовую относительную величину прироста суммы экономического эффекта, определяем по формуле [156, 157]

$$E_T = \sqrt[t]{\frac{\mathcal{E}}{K_D}} - 1. \quad (5.3)$$

$$E_T = \sqrt[8]{\frac{10827,526}{150}} - 1 = 0,707.$$

Показатели экономической эффективности от использования усовершенствованной зерноочистительной машины представлены в таблице 5.7.

Таблица 5.7 – Сравнительные показатели эффективности использования усовершенствованной зерноочистительной машины

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Планируемый объем очистки зерна, т	2 448	2 448
Выход продукта, т:		
- продовольственное зерно	1836	2080,8
- фуражное зерно	612	367,2
Выручка от реализации продукции, тыс. руб.	30 906	31 762,8
Экономия фонда оплаты труда, руб.:		
- в расчете на 1 т перерабатываемого сырья	–	0,96
- на весь объем перерабатываемого сырья	–	2 350,08

Окончание таблицы 5.7

Показатели	Базовый вариант	Усовершенствованный вариант
Дополнительные производственные затраты, тыс. руб.	–	40,075
Годовой экономический эффект, тыс. руб.	–	816,725
Экономический эффект за нормативный срок эксплуатации машины, тыс. руб.	–	10 827,526
Коэффициент эффективности капитальных вложений	–	0,707
Срок окупаемости капитальных вложений, лет	–	0,2

Использование усовершенствованной зерноочистительной машины является экономически целесообразным, что подтверждается данными, представленными в таблице 5.7. Реализация предлагаемых технических разработок позволит получить годовой экономический эффект в размере 816,725 тыс. руб. за счет повышения эффективности сепарации зернового вороха и сокращения затрат на выплаты работникам за вредные условия труда.

Усовершенствованная зерноочистительная машина за нормативный срок эксплуатации (восемь лет) обеспечит получение экономического эффекта в объеме 10 827,526 тыс. руб. Срок окупаемости капитальных вложений составит 0,2 лет. Коэффициент эффективности капитальных вложений равен 0,707, что больше коэффициента, отражающего учетную годовую ставку процента по кредитам банка или вкладу в банк, равного 0,14.

### 5.3. Выводы

Установлены условия труда операторов для базовой и усовершенствованной зерноочистительных машин, они составили соответственно 5 и 1 баллов. В

результате размер доплаты для рабочих составляет 12 % от тарифной ставки при работе с базовой машиной, а при работе с усовершенствованной машиной – 4 %.

Расчет затрат труда и фонда оплаты труда операторов зерноочистительных машин показывает, что в результате усовершенствования решетного стана обеспечивается экономия фонда оплаты труда в объеме 2 350,08 руб., а в расчете на одну тонну перерабатываемого сырья 0,96 руб., что связано с сокращением выплат за вредные условия труда.

Усовершенствование решетного стана приводит к увеличению производственных затрат на 16,37 руб. на одну тонну перерабатываемого сырья, что связано с наличием дополнительных капитальных вложений в объеме 150 тыс. руб.

Использование усовершенствованной зерноочистительной машины позволяет получить годовой экономический эффект 816,725 тыс. руб., экономический эффект за срок службы машины (восемь лет) 10 827,526 тыс. руб. при сроке окупаемости капитальных вложений 0,2 лет и коэффициенте эффективности капитальных вложений 0,707, который значительно больше коэффициента, отражающего учетную годовую ставку процента по кредитам банка или вкладу в банк.

Экономический эффект от использования усовершенствованной зерноочистительной машины достигается за счет повышения эффективности сепарации зерна, а также экономии фонда оплаты труда по причине улучшения условий труда операторов.

Предложенное усовершенствование решетного стана зерноочистительной машины обеспечивает получение социального эффекта, выражающегося в снижении вероятности возникновения профессиональных заболеваний операторов из-за вредного воздействия вибрации и шума на рабочем месте.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Колебания рамы зерноочистительной машины увеличивают фактическую амплитуду колебаний ситовых корпусов до 40 % в сравнении с номинальной и существенно снижают качество сепарирования. Для повышения надежности зерноочистительных машин и их вибрационной безопасности, улучшения качества сепарирования необходимо снижение вибрационных перемещений несущих конструкций. Улучшение вибрационных характеристик зерноочистительных машин возможно за счет совершенствования устройств подвеса решетных станков.

2. Установленные зависимости величин горизонтальных и вертикальных ускорений решетного стана от угла поворота эксцентрика показывают, что особенно велики горизонтальные ускорения. Их максимальное и минимальное значения составляют соответственно 38,6 и  $-35,3 \text{ м/с}^2$ . Установленные зависимости вертикальных перемещений и ускорений решетного стана от времени показывают, что модуль максимального вертикального ускорения равен  $1,54 \text{ м/с}^2$ . При увеличении ординаты эксцентрика привода  $h$  максимальное по модулю вертикальное ускорение увеличивается. Так при  $h = 0,065 \text{ м}$  оно равно  $1,54 \text{ м/с}^2$ , при  $h = 0,1 \text{ м}$  оно равно  $1,7 \text{ м/с}^2$ , а при  $h = 0,15 \text{ м}$  оно равно  $2 \text{ м/с}^2$ . При уменьшении значения радиуса эксцентрика  $R$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение уменьшается. Так при  $R = 0,03 \text{ м}$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение равно  $38,6 \text{ м/с}^2$ , а при  $R = 0,02$  оно равно  $25,3 \text{ м/с}^2$ . При увеличении угловой скорости вращения эксцентрика  $k$  как горизонтальное, так и вертикальное ускорение увеличиваются. Так при  $k = 20 \text{ с}^{-1}$  максимальное по модулю горизонтальное ускорение равно  $12,6 \text{ м/с}^2$ , а при  $k = 30 \text{ с}^{-1}$  оно равно  $28,3 \text{ м/с}^2$ . Эти ускорения создают большие силы инерции, вызывающие биения решетных станков. Так как линия действия шатуна привода не проходит через центр масс решетного стана, то возникающие моменты вызывают и значительные вертикальные биения.

3. При колебаниях решетного стана боковая сила достигает очень больших значений – более 3500 Н. В свою очередь за счет возникающих моментов, появляются значительные реакции в стержнях подвески, вызывающие вертикальные биения. Суммарная сила в подвеске изменяется от –600 до 400 Н. При фиксированной высоте сечения стержней подвески увеличение ширины сечения ведет к росту силы упругости, направление которой противоположно боковой силе инерции, что уменьшает суммарную боковую силу, и как следствие горизонтальные и вертикальные биения. При ширине сечения 0,016 м боковые силы имеют наименьшее по модулю максимальное значение, равное 625 Н, которое почти в шесть раз меньше этих сил в случае неупругой подвески. Это отражается на суммарной силе в подвеске, которая колеблется от 100 до 200 Н. Таким образом, при правильном выборе параметров сечения стержней можно значительно снизить как горизонтальные, так и вертикальные биения сепарационных решетных станов.

4. Установка решетного стана на пневмоподушку позволяет гасить вредные вибрации, снижая их воздействие на раму машины, а также уменьшить массу конструкции зерноочистительной машины и упростить процесс регулирования высоты установки решетного стана. Получены аналитические зависимости горизонтальных перемещений, скоростей и ускорений решетного стана, установленного на пневмоподушке, от угла поворота эксцентрика и времени (в установившемся режиме работы). Выполненные по этим зависимостям расчеты показали, что максимальное по модулю ускорение равно  $28,8 \text{ м/с}^2$ , а максимальная скорость достигает абсолютного значения  $0,87 \text{ м/с}$ .

5. Анализ сил, действующих на решетный стан, установленный на пневмоподушке, позволил выявить влияние величины  $H$ , характеризующей вертикальное положение эксцентрика относительно решетного стана, на максимальные горизонтальные и вертикальные составляющие силы реакции решетного стана  $T_x$  и  $T_y$ . Так при фиксированной величине  $L$ , характеризующей горизонтальное положение эксцентрика относительно решетного стана,  $L=0,3 \text{ м}$  и

$H = 0,2$  м:  $T_x = 175$  Н,  $T_y = 120$  Н, а при  $H = 0$  м:  $T_x = 92$  Н,  $T_y = 3,5$  Н, что рекомендует в зависимости от конструктивных возможностей уменьшить параметр  $H$ . При увеличении величины  $L$  максимальные горизонтальные и вертикальные составляющие силы реакции уменьшаются. Так при фиксированной величине  $H = 0,2$  м и  $L = 0,3$  м:  $T_x = 180$  Н,  $T_y = 120$  Н, а при  $L = 0,5$  м:  $T_x = 135$  Н,  $T_y = 52$  Н, что рекомендует в зависимости от конструктивных возможностей увеличить параметр  $L$ . Отметим, что при  $H = 0$  значение параметра  $L$  практически не влияет на изменение горизонтальных и вертикальных составляющих силы реакции установки. Интенсивность биений корпуса установок определяется не величинами реактивных сил, а их изменениями, равными производным от этих сил. Уменьшение параметра  $H$  также значительно уменьшает величины горизонтальных и вертикальных биений установки. Горизонтальные биения снижаются на 25 %, а вертикальные – почти до 0. Сравнение значений сил инерции при работе решетных станов на упругой плоской подвеске, и установленного на пневмоподушке, показало несомненное преимущество последнего вида подвески.

6. Экспериментально доказано, что использование предлагаемого варианта крепления решетного стана на пневмоподушке AIRKRAFT 2B-220 позволяет увеличить коэффициент сепарации по сравнению с базовым вариантом при амплитуде 16 мм на 1...10 % при частоте 350 мин.<sup>-1</sup>, на 3...18 % при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 3...20 % при 450 мин.<sup>-1</sup>. При амплитуде 28 мм увеличение происходит на 0,3...14 % при 350 мин.<sup>-1</sup>, на 3...19 % при 400 мин.<sup>-1</sup> и на 1,6...13 % при 450 мин.<sup>-1</sup>. Лучшее разделение зерновой смеси при использовании пневмоподушки происходит за счет сокращения вредных вибраций, что позволяет обеспечить прогнозируемое движение зерновки по решетку.

7. Экспериментально установлено, что использование конструкции решетного стана, установленного на пневмоподушке AIRKRAFT 2B-220, позволяет снизить уровень вибрации на 2,5...44,3 % в зависимости от режимных параметров. Наибольшее расхождение показателей уровня вибрации наблюдаются

ся при частоте в 300 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 28 мм – 44,3 %, а наименьшая разница при 400 мин.<sup>-1</sup> и амплитуде 16 мм – 2,5 %. Данный факт можно объяснить тем, что решетный стан, установленный на пневмоподушке, не входит в резонансное движение с рамой машины и возникающие знакопеременные нагрузки гасятся за счет упругости воздуха в пневмоподушке. Установка решетного стана на пневмоподушке позволит гасить вредные вибрации, снижая их воздействие на раму машины, а также снизить металлоемкость зерноочистительного агрегата и упростить процесс регулирования высоты установки решетного стана. Использование пневмоподушки AIRKRAFT 2В-220 на частотах колебаний решетного стана от 300 до 470 мин.<sup>-1</sup> не создает уровень шума выше ПДУ (85 дБА). Увеличение звуковой нагрузки наблюдается на частотах колебаний решетного стана 475 и 500 мин.<sup>-1</sup>, и приводит к превышению ПДУ на 0,7...3,1 дБА. При снижении амплитуды колебаний решетного стана до 16 мм уровень шума на всех частотах снижается. Для сохранения здоровья органов слуха персонала на зерноочистительных комплексах целесообразно использовать для подвески решетного стана пневмоподушку на всех режимах работы зерноочистительных машин при частоте колебаний решетного стана до 450 мин.<sup>-1</sup>.

8. Использование усовершенствованной зерноочистительной машины обеспечит получение годового экономического эффекта 816,725 тыс. руб., экономического эффекта за нормативный срок эксплуатации (восемь лет) – 10 827,526 тыс. руб. при сроке окупаемости капитальных вложений 0,2 лет и коэффициенте эффективности капитальных вложений 0,707. Экономический эффект от использования усовершенствованной зерноочистительной машины достигается за счет повышения эффективности сепарации зерна, а также экономии фонда оплаты труда по причине улучшения условий труда операторов. Предложенное усовершенствование решетного стана зерноочистительной машины обеспечивает получение социального эффекта, выражающегося в снижении вероятности возникновения профессиональных заболеваний операторов из-за вредного воздействия вибрации и шума на рабочем месте.

9. Результаты диссертационной работы внедрены в производство (приложение Г) и используются в учебном процессе (приложение Д). Полученные результаты позволяют рекомендовать применение пневмоподушек, в частности пневмоподушки AIRKRAFT 2В-220, для установки решетных станов зерноочистительных машин с целью снижения вибрации и шума данных машин. Рекомендуется частота колебаний решетного стана 450 мин.<sup>-1</sup>.

10. Перспективными направлениями дальнейшей разработки темы являются: изучение влияния величины давления в пневмоподушке на уровни вибрации и шума зерноочистительных машин, а также на эффективность сепарации зернового вороха; поиск оптимальных режимов работы решетных станов, установленных на пневмоподушках, обеспечивающих максимальный экономический эффект.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ТУ 23.2.587-86. Машины зерноочистительные воздушно-решетные стационарные. – М.: Издательство стандартов, 1986. – 142 с.
2. Быков В.С. Повышение производительности плоских решет / В.С. Быков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1991 – № 1. – С. 58–59.
3. Быков В.С. Определение кинематических параметров решета / В.С. Быков // Техника в сельском хозяйстве. – 1997. – № 5. – С. 16–18.
4. Бушуев Н.М. Семяочистительные машины. Теория, конструкция и расчет / Н.М. Бушуев. – М.: Машиностроение, 1962. – 328 с.
5. Гончаров Е.С. О характере движения материальной частицы в подвижной воздушной среде / Е.С. Гончаров // Механизация и электрификация сельского хозяйства: сборник научных трудов. – Киев, 1966. – Вып. 2. – С. 122–132.
6. Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве / А.А. Дубровский. – М.: Колос, 1968. – 200 с.
7. Бардышев Г.М. Сепараторщик / Г.М. Бардышев. – М.: Колос, 1970. – 70 с.
8. Заика П.М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин / П.М. Заика. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
9. Гортинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
10. Бабченко В.Д. Анализ развития технологий и технических средств очистки зерна и семян / В.Д. Бабченко, А.С. Матвеев // Сборник научных трудов Всероссийского научно-исследовательского института механизации сельского хозяйства. М.: ВИМ, 1987. – Т. 115. – С. 18–24.
11. Волошин Н.И. Оптимизация периодичности очистки решет зерноочистительных машин / Н.И. Волошин // Техника в сельском хозяйстве. – 1993. – № 4. – С. 14–15.

12. Быков В.С. Интенсификация процесса сепарации зерновых смесей на плоских качающихся решетках: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук; 05.20.01 / Быков Виктор Сергеевич. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 1991. – 230 с.

13. Быков В.С. Интенсификация процесса плоскорешетной сепарации за счет высокочастотных вибраций / В.С. Быков // Совершенствование технологий и технических средств для механизации процессов в растениеводстве: сборник научных трудов. – Воронеж: Воронежский ГАУ. – 1994. – С. 52–60.

14. Быков В.С. Влияние длины подвесок на работу плоского решета / В.С. Быков // Техника в сельском хозяйстве. – 1995. – № 1. – С. 29–30.

15. Быков В.С. Некоторые динамические характеристики механизма качающегося решета / В.С. Быков // Техника в сельском хозяйстве. – 1997. – № 3 – С. 35–36.

16. Быков В.С. Повышение эффективности процесса сепарирования зерновых смесей на плоских качающихся решетках: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук; 05.20.01 / Быков Виктор Сергеевич. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 1999. – 472 с.

17. Корнев А.С. Повышение эффективности сепарации зерна на плоских решетках зерноочистительных машин: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук; 05.20.01 / Корнев Андрей Сергеевич. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2015. – 157 с.

18. Корнев А.С. Влияние типа отражательной поверхности и размеров разделительной ячейки на качество очистки решет / А.С. Корнев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 1(44). – С. 53–57.

19. Тишанинов Н.П. Анализ способов управления качеством триерной очистки зерносмесей / Н.П. Тишанинов, А.В. Анашкин // Наука в Центральной России. – 2017. – № 4(28). – С. 88–94.

20. Тишанинов Н.П. Обоснование длины ячеистой поверхности для выделения легких примесей из зерносмесей / Н.П. Тишанинов, А.В. Анашкин // Наука в Центральной России. – 2017. – № 4(28). – С. 104–110.

21. Тишанинов Н.П. Метод определяющих критериев качества технологического процесса / Н.П. Тишанинов, А.В. Анашкин // Наука в Центральной России. – 2019. – № 3(39). – С. 48–55.

22. Тишанинов Н.П. Улучшенная технология подработки зерна / Н.П. Тишанинов, А.В. Анашкин // Сельский механизатор. – 2020. – № 4. – С. 24–25.

23. Анашкин А.В. Взаимосвязь качества триерной очистки пшеницы с концентрацией длинной примеси / А.В. Анашкин, Н.П. Тишанинов // Наука в Центральной России. – 2020. – № 3(45). – С. 60–67.

24. Динамика выделения колотых зерновок ячменя из зерносмеси / Н.П. Тишанинов, А.В. Анашкин, К.Н. Тишанинов, Х.Д.Д. Альшинаийин // Наука в Центральной России. – 2021. – № 1(49). – С. 29–36.

25. Ермольев Ю.И. Современные технологии и технические средства для комплексной очистки зерна / Ю.И. Ермольев, М.В. Шелков // Российская сельскохозяйственная наука. – 1998. – № 3. – С. 41.

26. Интенсификация процесса сепарации зерна / Ю.И. Ермольев, М.В. Шелков, Н.Ф. Турищев, А.Н. Кремнев, А.А. Гехтман // Техника и оборудование для села. – 2002. – № 10. – С. 13.

27. Ермольев Ю.И. Моделирование процесса функционирования зерноочистительного агрегата / Ю.И. Ермольев, М.Ю. Кочкин // Вестник Донского государственного технического университета. – 2007. – Т. 7. – № 4(35). – С. 407–417.

28. Моделирование процесса фракционной очистки зерна в зерноочистительном агрегате / Ю.И. Ермольев, М.Ю. Кочкин, Г.И. Лукинов, А.В. Бутовченко // Вестник Донского государственного технического университета. – 2010. – Т. 10. – № 3(46). – С. 386–396.

29. Ермольев Ю.И. Современные технологии и технические средства для очистки семенного зерна / Ю.И. Ермольев, М.В. Шелков, А.В. Бутовченко // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2012. – № 3. – С. 29–32.

30. Ермольев Ю.И. Модельное прогнозирование показателей функционирования воздушно-решетной зерноочистительной машины от роста эффективности операции пневмосепарации / Ю.И. Ермольев, А.В. Бутовченко, А.А. Дорошенко // Вестник Донского государственного технического университета. – 2014. – Т. 14. – № 1(76). – С. 122–134.

31. Butovchenko A. Graph model development in the context of the grain cleaning machine / A. Butovchenko, A. Doroshenko, I. Kotelnikova // MATEC Web of Conferences, 2018. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTMTE 2018. – 2018. – 05012.

32. Doroshenko A. The modeling of the process of grain material outflow from a hopper bin with a lateral outlet / A. Doroshenko, L. Gorgadze, A. Butovchenko // MATEC Web of Conferences, 2018. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTMTE 2018. – 2018. – 05013.

33. Бутовченко А.В. Применение механизированной очистки и фотосепарации семенного зерна и початков кукурузы в современных технологиях / А.В. Бутовченко // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2018. – № 135. – С. 158–168. – <URL: <http://ej.kubagro.ru/get.asp?id=7604&t=0>>.

34. Патент 178042 РФ, МПК А01F 12/44 (2006.01), А01D 41/12 (2006.01). Пальцевая решетка стрясной доски / Е.Е. Петров, А.В. Бутовченко, Б.Г. Шаповал; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет». – № 2017143933; заявл. 15.12.2017, опубл. 21.03.2018. – Бюл. № 9. – 2 с.

35. Шараби Н.Н. Моделирование истечения семян кунжута при колебательном дозировании семян устройством с использованием DEM / Н.Н. Шараби, А.А. Дорошенко, А.В. Бутовченко // Инженерные технологии и системы. – 2020. – Т. 30. – № 2. – С. 219–231.

36. Sharaby N.N. Simulation of sesame seeds outflow in oscillating seed metering device using DEM / N.N. Sharaby, A.A. Doroshenko, A.V. Butovchenko // Engineering Technologies and Systems. – 2020. – Vol. 30. – № 2. – P. 219–231.

37. Оценка работы вибропневмосепараторов усовершенствованной конструкции при очистке семян от низконатурных примесей / В.Д. Галкин, А.А. Хавыев, В.А. Хандриков, К.А. Грубов, С.В. Галкин // Пермский аграрный вестник. – 2017. – № 1(17). – С. 65–72.

38. Разработка методики настройки вибропневмосепаратора усовершенствованной конструкции при очистке пшеницы от трудноотделимых примесей / В.Д. Галкин, В.А. Хандриков, К.А. Грубов, С.В. Галкин, А.Ф. Федосеев, А.А. Хавыев // Пермский аграрный вестник. – 2018. – № 1(21). – С. 14–22.

39. Моделирование процессов послеуборочной обработки зерна и семян и технологии их подготовки / В.Д. Галкин, А.Д. Галкин, В.А. Хандриков, С.Е. Басалгин // Пермский аграрный вестник. – 2018. – № 3(23). – С. 19–29.

40. Параметры и режимы очистки семян на вибропневмосепараторе усовершенствованной конструкции / В.Д. Галкин, А.Д. Галкин, В.А. Хандриков, А.Ф. Федосеев, М.С. Накаряков // Пермский аграрный вестник. – 2020. – № 1(29). – С. 4–12.

41. Оценка эффективности разделения семян на сортировальном быстрходном цилиндрическом решете / В.Д. Галкин, А.Д. Галкин, В.А. Хандриков, С.Г. Масленников // Пермский аграрный вестник. – 2020. – № 3(31). – С. 4–12.

42. Эффективность очистки семян цилиндрическим сортировальным решетом при различных режимах работы / В.Д. Галкин, В.А. Хандриков, С.Г. Масленников // Пермский аграрный вестник. – 2021. – № 2(34). – С. 4–13.

43. Оробинский В.И. Совершенствование технологии послеуборочной обработки семян фракционированием и технических средств для ее реализации: диссертация на соискание ученой степени доктора сельскохозяйственных наук; 05.20.01 / Оробинский Владимир Иванович. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2007. – 334 с.

44. Тарасенко А.П. Современные машины для послеуборочной обработки зерна и семян / А.П. Тарасенко. – М.: Колос, 2008. – 232 с.

45. Совершенствование средств механизации для получения качественного зерна / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, А.М. Гиевский и др. // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2012. – № 3. – С. 109–115.

46. Фракционирование зернового вороха на решетках / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, М.Э. Мерчалова, А.В. Чернышов, Н.Н. Сорокин // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2012. – № 5. – С. 26–29.

47. Оробинский В.И. Фракционирование зерна. Совершенствование послеуборочной обработки семян / В.И. Оробинский. – Saarbrücken: LAP LAMBERT, 2012. – 380 с.

48. Тарасенко А.П. Инновационное направление совершенствования послеуборочной обработки зерна / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, М.Э. Мерчалова // Лесотехнический журнал. – 2013. – № 3(11). – С. 161–164.

49. Гиевский А.М. Обоснование схемы размещения и соотношения решет в решетных станах / А.М. Гиевский, В.И. Оробинский, А.В. Чернышов // Лесотехнический журнал. – 2013. – № 3(11). – С. 126–133.

50. Оробинский В.И. Качественные показатели работы зерноочистительного агрегата / В.И. Оробинский, И.В. Шатохин, А.Г. Парфенов // Лесотехнический журнал. – 2014. – Т. 4. – № 3(15). – С. 256–262.

51. Гиевский А.М. Повышение эффективности работы универсальных воздушно-решетных зерноочистительных машин: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук; 05.20.01 / Гиевский Алексей Михайлович. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – 364 с.

52. Substantiation of basic scheme of grain cleaning machine for preparation of agricultural crops seeds / A.M. Gievsky, V.I. Orobinsky, A.P. Tarasenko, A.V. Chernyshov, D.O. Kurilov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. – 2018. – 042035.

53. Гиевский А.М. Пути повышения производительности универсальных зерноочислительных машин / А.М. Гиевский, В.А. Гулевский, В.И. Оробинский // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2018. – № 3(85). – С. 12–16.

54. Оробинский В.И. Влияние размеров ячейки и типа очистителя плоских решет на эффективность их работы / В.И. Оробинский, А.С. Корнев // Вестник аграрной науки Дона. – 2018. – Т. 3. – № 43. – С. 56–62.

55. Направления совершенствования механизации производства качественных семян / В.И. Оробинский, А.П. Тарасенко, Н.М. Дерканосова, А.С. Корнев, Д.А. Подорванов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2018. – № 4(59). – С. 87–92.

56. Тарасенко А.П. Совершенствование механизации производства семян / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский // Сельский мезанизатор. – 2019. – № 8. – С. 14–15.

57. Баскаков И.В. Совершенствование технологии послеуборочной обработки и хранения зернового материала: диссертация на соискание ученой степени доктора сельскохозяйственных наук; 05.20.01 / Баскаков Иван Васильевич. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2019. – 339 с.

58. Studying the design and operational parameters of the sieve module of the grain cleaning machine / Kharitonov M.K., Gievsky A.M., Orobinsky V.I., Chernyshov A.V., Baskakov I.V. // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – 012021.

59. Повышение эффективности работы решетной очистки зерноочислительных машин / М.К. Харитонов, А.М. Гиевский, В.И. Оробинский, А.В. Чернышов, И.В. Баскаков // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2020. – № 1(64). – С. 19–27.

60. Чуйко Г.В. Инновационное развитие подотрасли для послеуборочной обработки, хранения, первичной переработки зерновых, зернобобовых, масличных культур и подготовки семян в России / Г.В. Чуйко, В.Д. Стрыгин, Н.А. Ревенко // Модернизация сельскохозяйственного производства на базе инновационных машинных технологий и автоматизированных систем: сборник научных

трудов. – М.: Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства. – 2012. – С. 207–219.

61. Чуйко Г.В. Перспективная логистико-технологическая структура послеуборочной обработки, хранения, переработки зерна и подготовки семян / Г.В. Чуйко, В.Д. Стрыгин, Н.А. Ревенко // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2013. – № 5. – С. 26–28.

62. Патент 169026 РФ, МПК В07В 4/02 (2006.01); В07С 5/34 (2006.01); G01N 23/083 (2006.01). Устройство для сепарации семян / Н.Н. Потрахов, Н.А. Ревенко, А.А. Агеев, Е.Н. Потрахов; заявитель и патентообладатель ООО «Смарт Рэй». – № 2015151452; заявл. 01.12.2015, опубл. 01.03.2017. – Бюл. № 7. – 4 с.

63. Патент 187214 РФ, МПК F26В 17/12 (2006.01). Зерносушилка шахтная жалюзийная / Н.А. Ревенко, Е.М. Николенко, Р.Н. Карпенко, А.А. Брагин; заявитель и патентообладатель ООО «Воронежсельмаш». – № 2018134847; заявл. 01.10.2018, опубл. 25.02.2019. – Бюл. № 6. – 3 с.

64. Патент 189226 РФ, МПК А01F 12/44 (2006.01); В03В 4/02 (2006.01). Стол пневматический сортировальный / Н.А. Ревенко, Е.М. Николенко, Р.Н. Карпенко, А.А. Брагин; заявитель и патентообладатель ООО «Воронежсельмаш». – № 2018134846; заявл. 01.10.2018, опубл. 16.05.2019. – Бюл. № 14. – 2 с.

65. Патент 189228 РФ, МПК В07В 4/08 (2006.01). Машина воздушно-решетной очистки вороха семян / Н.А. Ревенко, Е.М. Николенко, Р.Н. Карпенко, А.А. Брагин; заявитель и патентообладатель ООО «Воронежсельмаш». – № 2018134857; заявл. 01.10.2018, опубл. 16.05.2019. – Бюл. № 14. – 2 с.

66. Патент 189230 РФ, МПК А01С 1/06 (2006.01). Устройство для дражирования семян / Н.А. Ревенко, Е.М. Николенко, Р.Н. Карпенко, А.А. Брагин; заявитель и патентообладатель ООО «Воронежсельмаш». – № 2018135737; заявл. 09.10.2018, опубл. 16.05.2019. – Бюл. № 14. – 3 с.

67. Исследование процесса озонирования при вентилировании зерна / И.В. Баскаков, В.И. Оробинский, В.А. Гулевский, Р.Н. Карпенко // Аграрный научный журнал. – 2019. – № 2. – С. 66–72.

68. Уманская О.Л. Совершенствование вибрационных сепарирующих машин с кинематически жестким приводом путем оптимизации параметров элементов несущей конструкции: диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.02.02 / Уманская Ольга Леонидовна. – Курган: ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет», 2007. – 155 с.

69. Федоренко И.Я. Вибрационные процессы и устройства в АПК / И.Я. Федоренко. – Барнаул: ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, 2016. – 289 с.

70. Вахнина Г.Н. Экспериментальные исследования сортирования лесных семян на решетном стане с новой конструкцией подвески / Г.Н. Вахнина // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. – Красноярск, 2010. – Вып. 5. – С. 106–108.

71. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины / И.Е. Кожуховский. – М.: Машиностроение, 1974. – 200 с.

72. Машины для послеуборочной обработки семян / Под общ. ред. З.Л. Тица. – М.: Машиностроение, 1967. – 447 с.

73. Двухаспираторные зерноочистительные машины / А.П. Тарасенко, В.И. Оробинский, А.А. Сундеев, В.В. Шереекин, А.М. Гиевский, А.А. Мухортов, А.С. Бузулукин, И.С. Масленников // Техника и оборудование для села. – 2006. – № 8. – С. 20–22.

74. Маслов С.В. Разделение мелкодисперсных материалов в барабанных виброгрохотах / Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук, 05.17.08; 05.02.13. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2008. – 21 с.

75. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах. Том 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 301 с.

76. Беляев А.Н. Особенности свободных и вынужденных колебаний механических систем / А.Н. Беляев // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский

государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», 2014. – Т. 2. – № 5-3(10-3). – С. 192–195.

77. Исследование кинематики механизма привода решетных станов зерноочистительной машины / П.В. Шередекин, С.В. Куликов, А.Н. Беляев, В.В. Шередекин // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 67-й студенческой научной конференции; г. Воронеж, 01-08 марта 2016 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – С. 43–47.

78. Беляев А.Н. Снижение виброактивности привода решетных станов зерноочистительной машины / А.Н. Беляев, В.В. Шередекин, П.В. Шередекин // Наука и образование в современных условиях: материалы международной научной конференции; г. Воронеж, 10-22 марта 2016 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – С. 43–48.

79. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах. Том 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

80. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах. Том 2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.

81. Барков А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – С-Пб.: Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 2004. – 156 с.

82. Аксенов И.И. Особенности приборной диагностики технического состояния машин / И.И. Аксенов // Актуальные направления научных исследований XXI века: сб. научн. тр. по матер. междунар. зочн. научно-практич. конф. – 2014. – № 3. – Ч. 3. Междунар. научн.-техн. конф. «I-й Европейский лесопромышленный форум молодежи» / Воронежская государственная лесотехническая академия. – Воронеж, 2014. – С. 132–137.

83. Аксенов И.И. Особенности вибрационной диагностики технического состояния сельскохозяйственных машин / И.И. Аксенов // Актуальные направления научных исследований XXI века: сб. научн. тр. по матер. междунар. зочн. научно-практич. конф. – 2014. – № 3. – Ч. 4. Междунар. научно-техн. конф.

«Эколого-ресурсосберегающие технологии и системы в лесном и сельском хозяйстве» / Воронежская государственная лесотехническая академия. – Воронеж, 2014. – С. 388–392.

84. Трофимов Н.А. Оценка производственной вибрации, методы и средства защиты от нее / Н.А. Трофимов. – Пермь: Пермский государственный технический университет, 2001. – 19 с.

85. Кашина С.Г. Защита от вибрации / С.Г. Кашина. – Казань: ФГБОУ ВПО «Казанский государственный архитектурно-строительный университет», 2012. – 133 с.

86. Кравчун П.Н. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации (некоторые аспекты современного состояния проблемы) / П.Н. Кравчун. – М.: Изд-во МГУ, 1991. – 184 с.

87. Патент № 139851 РФ. МПК В 07 В 1/12; В 02 В 1/02. Решето для решетного стана зерноочистительной машины / А.А. Сундеев, В.И. Оробинский, А.С. Корнев; заявитель и патентообладатель: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – № 2013146889/13; заявл. 21.10.2013; опубл. 27.04.14. – Бюл. № 12. – 6 с.

88. Патент № 2363553 РФ. МПК В07В 1/46. Подвеска решетного стана семяочистительной машины / В.С. Быков, Л.Т. Свиридов, Г.Н. Вахнина, В.В. Ткачев, Р.С. Ермолов; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. – № 2008108874/03; заявл. 06.03.2008; опубл. 10.08.2009. – Бюл. № 22 – 4 с.

89. Семенов И.П. Производственная вибрация / И.П. Семенов, И.А. Кураш. – Минск: Белорусский государственный медицинский институт, 2018. – 52 с.

90. Исследование воздействия и способов устранения «негативной» вибрации в сельском хозяйстве / И.И. Аксенов, М.Ю. Еремин, М.И. Аксенова, А.И. Аксенов // Инновационные технологии и технические средства для АПК: материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов; Россия, Воронеж, 14–16 ноября 2018 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018.– С. 472–476.

91. Управление вибронагруженностью двигателя самоходной машины /

Д.Н. Афоничев, И.И. Аксенов, В.В. Остриков, С.Н. Сазонов // Наука вчера, сегодня, завтра: матер. научно-практич. конф. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – С. 70–76.

92. Aksenov I.I. Determination of negative impact of cars on the environment / I.I. Aksenov, A.V. Vorokhobin // Актуальные проблемы аграрной науки, производства и образования: матер. III-й междунар. заочной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов на иностранных языках, Россия, Воронеж, апрель 2017 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2017. – С. 47–50.

93. Егоров Г.А. Технология и оборудование мукомольно-крупяного и комбикормового производства / Г.А. Егоров, Г.М. Мельников, В.Ф. Журавлев. – М.: Колос, 1979. – 368 с.

94. Технологии и средства механизации сушки и послеуборочной обработки зерна / К.Р. Казаров, А.П. Тарасенко, А.М. Гиевский, А.В. Чернышов. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – 310 с.

95. Конструкция, теория и расчет рабочих органов сельскохозяйственных машин / К.Р. Казаров, А.П. Тарасенко, В.В. Василенко, И.А. Резниченко, А.М. Гиевский, В.Н. Солнцев, А.П. Белоусов. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2008. – 80 с.

96. ГОСТ 26043-83. Вибрация. Динамические характеристики стационарных машин. Основные положения. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 16 с.

97. Быков В.С. Стенд для исследования процесса сепарации / В.С. Быков // Методы и средства научных исследований процессов механизации сельского хозяйства: сборник научных трудов.– Воронеж: Воронежский ГАУ, 1996. – С. 82–87.

98. Реконструкция зерноочистительных агрегатов / С.И. Оплетаев, В.Г. Чумаков, Ю.Н. Мекшун, И.В. Шевцов // Сельский механизатор. – 2006. – № 10. – С. 40.

99. Патент № 141156 РФ. МПК В 07 В 1/54. Очиститель плоских решет / А.А. Сундеев, В.И. Оробинский, А.С. Корнев; заявитель и патентообладатель

ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – № 2013153596/03; заявл. 03.12.2013; опубл. 27.05.14. – Бюл. № 15. – 6 с.

100. Оробинский В.И. Фракционирование зернового вороха и качество семян / В.И. Оробинский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 10. – С. 29–30.

101. Вахнина Г.Н. Результаты испытаний новых подвесок решетного стана плоскорешетного сепаратора для лесных семян / Г.Н. Вахнина // Леса России в XXI веке: материалы третьей международной научно-практической интернет-конференции; г. Санкт-Петербург, апрель 2010 г. – С-Пб.: ГОУ ВПО «Санкт-Петербургская лесотехническая академия имени С.М. Кирова», 2010. – С. 240–243.

102. Шишина И.А. Производственная санитария и гигиена труда. В 2-х частях. Часть 2. Измерение параметров шума и вибрации на рабочих местах / И.А. Шишина, И.Ф. Белый. – зерноград: Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия, 2011. – 68 с.

103. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2006. – 29 с.

104. Беляев А.Н. Сопротивление материалов / А.Н. Беляев, В.В. Шереекин. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2013. – 559 с.

105. Беляев А.Н. Детали машин и основы конструирования / А.Н. Беляев, А.В. Кочегаров, В.В. Шереекин. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2015. – 219 с.

106. Детали машин. Автоматизированное проектирование / А.Н. Беляев, В.В. Шереекин, В.Д. Бурдыкин, Т.В. Тришина. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2017. – 254 с.

107. Жуков В.Г. Механика. Сопротивление материалов / В.Г. Жуков. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 416 с.

108. Гуляев В.П. Специальный раздел механики. Деформации и разрушение стальных изделий / В.П. Гуляев. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 232 с.

109. Тюняев А.В. Детали машин / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 736 с.

110. Остяков Ю.А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин / Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 336 с.

111. Кузьмичев В.А. Основы проектирования вибрационного оборудования / В.А. Кузьмичев. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 208 с.

112. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) / К. Ли. – С-Пб.: Питер, 2004. – 560 с.

113. Афоничев Д.Н. Информационные технологии в науке и производстве / Д.Н. Афоничев, С.Н. Пиляев, И.И. Аксенов. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2015. – 140 с. – <URL: <http://catalog.vsau.ru/elib/books/b107291.pdf>>.

114. Афоничев Д.Н. Информационные технологии в науке и производстве / Д.Н. Афоничев. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2018. – 122 с.

115. Пиляев С.Н. Динамическое моделирование сложных технических систем / С.Н. Пиляев, С.В. Кузьменко, И.И. Аксенов // Наука, образование и инновации в современном мире (НОИ-2019): матер. нац. научной конф. В 2-х ч., г. Воронеж, 17-18 апреля 2019 г.). – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2019. – Ч. I. – С. 223–228.

116. Оробинский В.И. Влияние режимов работы решетного стана зерноочистительной машины на эффективность сепарации / В.И. Оробинский, А.А. Сундеев, А.С. Корнев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. – № 3(38). – С. 72–74.

117. Галкин В.Д. Параметры и режимы работы усовершенствованного вибропневмосепаратора семян / В.Д. Галкин, К.А. Грубов // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. – 2011. – № 2. – С. 67–70.

118. Analysis of the beats of separation sieve pans / V.P. Shatsky, V.I. Orobinsky, I.I. Aheonov, A.S. Kornev // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – 659 (2021). – 012106.

119. Теоретический анализ кинематических параметров решетных станков

зерноочистительных машин / Шацкий В.П., Оробинский В.И., Афоничев Д.Н., Аксенов И.И., Корнев А.С. // Resources and Technology. – 2021. – № 2, Т. 18. – С. 18–31. – < URL: <https://rt.petrstu.ru/journal/article.php?id=5703>>.

120. Мба Эсиданг Кристиан. Горизонтальные силы инерции при работе решетных станов зерноочистительных машин / Мба Эсиданг Кристиан, И.И. Аксенов // Современные технологии и автоматизация производства: материалы I-й национальной научно-технической конференции студентов и молодых ученых; Воронеж, 22 марта 2021 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», 2021. – № 1(1). – С. 97–101.

121. Мба Эсиданг Кристиан. Особенности математического моделирования рабочего процесса решетных станов зерноочистительных машин / Мба Эсиданг Кристиан, И.И. Аксенов // Современные технологии и автоматизация производства: материалы I-й национальной научно-технической конференции студентов и молодых ученых; Воронеж, 22 марта 2021 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», 2021. – № 1(1). – С. 102–106.

122. Аксенов И.И. О вертикальных силах инерции решетных станов / И.И. Аксенов, В.П. Шацкий // Актуальные направления научных исследований для эффективного развития АПК: материалы международной научно-практической конференции; г. Воронеж, 27 марта 2020 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2020. – Ч. II. – С. 295–299.

123. Аксенов И.И. О горизонтальных биениях решетных станов / И.И. Аксенов, В.П. Шацкий // Актуальные направления научных исследований для эффективного развития АПК: материалы международной научно-практической конференции; г. Воронеж, 27 марта 2020 г. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2020. – Ч. II. – С. 299–304.

124. Анализ влияния конструктивных и режимных параметров работы решетного стана зерноочистительной машины на уровень общей вибрации / А.С. Корнев, В.И. Оробинский, И.И. Аксенов, А.С. Майгуров // Наука вчера,

сегодня, завтра: матер. научно-практич. конф. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – С. 23–28.

125. Патент 189555 РФ, МПК В 07 В 1/28 (2006.01). Решетный стан / В.И. Оробинский, А.С. Корнев, И.И. Аксенов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2018143170; заявл. 05.12.2018, опубл. 28.05.2019. – Бюл. № 16. – 2 с.

126. Моделирование движения решетного стана на пневмоподушке / И.И. Аксенов, В.И. Оробинский, В.П. Шацкий, А.С. Корнев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 14. – № 1(68). – С. 11–17.

127. Аксенов И.И. Оценка упругости пневмоцилиндра усовершенствованного решетного стана / И.И. Аксенов // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы международной научно-практической конференции; г. Воронеж, 08–09 июня 2021 года. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2021. – Ч. 1. – С. 117–121.

128. Аксенов И.И. К вопросу о силах инерции решетных станом на упругом основании / И.И. Аксенов, В.П. Шацкий // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы международной научно-практической конференции; г. Воронеж, 08–09 июня 2021 года. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2021. – Ч. 1. – С. 122–127.

129. ГОСТ 12036-85. Семена сельскохозяйственных культур. Правила приемки и методы отбора проб. – М.: Издательство стандартов, 1986. – 15 с.

130. ГОСТ 30483-97. Зерно. Методы определения общего и фракционного содержания сорной и зерновой примесей; содержания мелких зерен и крупности; содержания зерен пшеницы, поврежденных клопом-черепашкой; содержания металломагнитной примеси. – М.: Стандартинформ, 2009. – 19 с.

131. ГОСТ 31319-2006. Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах. – М.: Стандартинформ, 2008. – 19 с.

132. Аксенов И.И. Совершенствование системы вибродиагностики сель-

скохозяйственной техники / И.И. Аксенов, С.А. Филонов // Инновационные технологии и технические средства для АПК: матер. междунар. научно-практич. конф. молодых ученых и специалистов, г. Воронеж, 15–17 ноября 2016 г. В 3-х ч. Ч. 3. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – С. 3–9.

133. Аксенов И.И. Совершенствование виброизмерений при мониторинге технического состояния машин и сооружений / И.И. Аксенов // Арктика: инновационные технологии, кадры, туризм: матер. междунар. научно-прак. конф., г. Воронеж, 19–21 ноября 2018 г. / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова». – Воронеж, 2018. – С. 16–19.

134. Автоматика / Д.Н. Афоничев, С.Н. Пиляев, М.Ю. Еремин, И.И. Аксенов, Р.М. Панов. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2020. – 231 с.

135. Афоничев Д.Н. Ресурсосбережение в сельском хозяйстве на основе использования современных средств вибрационной диагностики машин / Д.Н. Афоничев, И.И. Аксенов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сб. научн. тр. по матер. междунар. зочн. научно-практич. конф. – 2014. – № 5. – Ч.3(10–3). Междунар. научно-техн. конф. «Техника и технологии – мост в будущее» / Воронежская государственная лесотехническая академия. – Воронеж, 2014. – С. 187–191.

136. Афоничев Д.Н. Ресурсосбережение в сельском хозяйстве путем использования новых средств вибрационной диагностики / Д.Н. Афоничев, И.И. Аксенов // Научно-практические аспекты ресурсосберегающих технологий производства продукции и переработки отходов АПК: межвуз. сб. научн. тр. / ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ. – Воронеж, 2014. – С. 200–204.

137. Афоничев Д.Н. Повышение эффективности использования систем технического диагностирования в сельском хозяйстве / Д.Н. Афоничев, И.И. Аксенов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 4. – С. 109–114.

138. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018660711. Программа клиента датчика вибрации / И.И. Аксенов, Д.Н.

Афоничев; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I». – Заявл. 07.05.2018, зарегистрировано 28.08.2018.

139. Аксенов И.И. Назначение и возможности программы клиента датчика вибрации / И.И. Аксенов, Д.Н. Афоничев // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2018. – № 5(41). Вторая международная научно-техн. конф. «Современные технологии и автоматизация производства», г. Воронеж, 25–26 октября 2018 г. / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова». – Воронеж, 2018. – С. 154–159.

140. Афоничев Д.Н. Совершенствование организации технического сервиса в сельском хозяйстве / Д.Н. Афоничев, Е.В. Кондрашова, И.И. Аксенов // Лесотехнический журнал. – 2014. – № 3. – С. 230–236.

141. Aksenov I.I. Technical diagnostics of agricultural machinery / I.I. Aksenov // Актуальные проблемы аграрной науки, производства и образования: материалы международной заочной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов на иностранных языках. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2015. – С. 104–107.

142. Афоничев Д.Н. Контроль технического состояния технологических машин по вибрации / Д.Н. Афоничев, В.В. Василенко, И.И. Аксенов // Современные научно-практические решения XXI века: матер. междунар. научно-практич. конф.; г. Воронеж, 21–22 декабря 2016 г. В 3-х ч. Ч. 2. – Воронеж: Воронежский ГАУ, 2016. – С. 27–32.

143. ГОСТ ISO 9612-2016. Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах. – М.: Стандартинформ, 2019. – 40 с.

144. Свиридов Л.Т. Основы научных исследований / Л.Т. Свиридов. – Воронеж: Воронежская государственная лесотехническая академия, 2003. – 314 с.

145. Афоничев Д.Н. Основы научных исследований в электроэнергетике / Д.Н. Афоничев. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2016. – 204 с.

146. Боровков А.А. Математическая статистика / А.А. Боровков. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 704 с.

147. Хрущева И.В. Основы математической статистики и теории случайных процессов / И.В. Хрущева, В.И. Щербаков, Д.С. Леванова. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 336 с.

148. Аксенов И.И. Влияние способа крепления решетного стана на эффективность сепарации / И.И. Аксенов, В.И. Оробинский, А.С. Корнев // Наука в Центральной России. – 2021. – № 5(53). – С. 18–23.

149. Аксенов И.И. Влияние величины подачи зернового вороха на эффективность сепарации при использовании гофрированного пневмоцилиндра / И.И. Аксенов, В.И. Оробинский, А.С. Корнев // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2021. – № 3(31). – С. 47–52.

150. Аксенов И.И. Анализ уровня общей вибрации при установке решетного стана зерноочистительной машины на гофрированный пневмоцилиндр / И.И. Аксенов, В.И. Оробинский, А.С. Корнев // Наука в центральной России. – 2021. – № 3(51). – С. 62–68.

151. Афоничев Д.Н. Снижение негативного воздействия машин на окружающую среду / Д.Н. Афоничев, И.И. Аксенов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сб. научн. тр. по матер. междунар. зочн. научно-практич. конф. – 2015. – № 4. – Ч.2(15–2). – «I-й Евразийский конгресс зеленых инноваций «iFOREST» / Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова. – Воронеж, 2015. – С. 9–14.

152. Аксенов И.И. Влияние способа крепления решетного стана и режимных параметров его работы на уровень шума / И.И. Аксенов, В.И. Оробинский, А.С. Корнев // Вестник аграрной науки Дона. – 2021. – № 2(54). – С. 82–88.

153. Безопасность жизнедеятельности / Е.А. Андрианов, А.В. Полуэктов, А.А. Андрианов, Е.А. Галкин. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2013. – 365 с.

154. Широков Ю.А. Производственная санитария и гигиена труда / Ю.А.

Широков. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2020. – 564 с.

155. Попов А.А. Производственная безопасность / А.А. Попов. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2021. – 432 с.

156. Нечаев В.И. Экономика предприятий АПК / В.И. Нечаев, П.Ф. Парамонов, И.Е. Халявка. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2010. – 464 с.

157. Минаков И.А. Экономика и управление предприятиями, отраслями и комплексами АПК / И.А. Минаков. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2017. – 404 с.

158. ГОСТ 23728-88. Техника сельскохозяйственная. Основные положения и показатели экономической оценки. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 3 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Программа расчета кинематических и силовых параметров решетного стана  
на упругой плоской подвеске в среде Maple

```

> restart:
with(CurveFitting):
ur:=(sqrt(S^2-(h-r)^2)+r*sin(k*t)-x)^2+(r*cos(k*t)-h-L+sqrt(L^2-^2))^2=S^2:
z:=solve(ur,x):
zs:=simplify(z[2]):
fx:=unapply(zs,t):
`fx(t)`;subs(sqrt((h-r+S)*(-h+r+S))=A,fx(t));
fx(t):
print('=====');
L:=.7:
S:=.6:
r:=.03:
h:=0.065:
k:=35:
A:=sqrt((h-r+S)*(-h+r+S));
T:=evalf(2*Pi/k):
#plot(fx(Pi*al/k/180), al=0..360, labels=['Угол,
град`,`x,м`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axe
s=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=line, color=black);
N:=120:
for s from -10 to N+10 do
t[s]:=s*T/N od:
X:=[seq(t[i],i=-10..N+10)]:
Y:=[seq(fx(t[i]),i=-10..N+10)]:
pp:=(X,Y)->[X,Y]:
aa:=zip(pp,X,Y,2):
z:=evalf(LeastSquares(aa,x,curve=sum(a[ii]*x^ii, ii=1..13))):
fx_prib:=unapply(z,x):
`для текста`:=evalf[3](fx_prib(t));
pogr0:=0:
for al1 from 0 to 360 by 10 do pogr:=abs(fx(3.141*al1/k/180)-
fx_prib(3.141*al1/k/180))/max(abs(fx(3.141*al1/k/180)),abs(fx_prib(3.141*al1/k/18
0))) *100:
if pogr>=pogr0 then pogr0:=pogr fi od:
print(`погрешность x`,pogr0);
plot([fx(Pi*al/k/180),fx_prib(Pi*al/k/180)], al=0..360, labels=['Угол,
град`,`x,м`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axe
s=boxed,linestyle=[1,4],thickness=2,style=line, color=black);
prx:=D(fx):
prx_fx_prib:=D(fx_prib):
`для текста`:=evalf[3](prx_fx_prib(t));

```

```

pogr0:=0:
for al2 from 0 to 360 by 20 do pogr1:=abs(prx(3.141*al2/k/180)-
prx_fx_prib(3.141*al2/k/180))/max(abs(prx(3.141*al2/k/180)),abs(prx_fx_prib(3.14
1*al2/k/180)))*100:
al2; if pogr1>=pogr0 then pogr0:=pogr1 fi od :
print(`погрешность prx`,pogr0);
plot([prx(Pi*al/k/180),prx_fx_prib(Pi*al/k/180)], al=0..360, labels=[`Угол,
град`,`Горизонт.скорость,м/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font
=[COURIER,14],axes=boxed,linestyle=[1,4],thickness=2,style=line, color=black);
pr2x:=D(prx):
pr2x_fx_prib:=D(prx_fx_prib):
`для текста`:=evalf[3](pr2x_fx_prib(t));
pogr0:=0:
for al3 from 0 to 360 by 20 do pogr2:=abs((pr2x(3.141*al3/k/180)-
pr2x_fx_prib(3.141*al3/k/180))/max(abs(pr2x(3.141*al3/k/180)),abs(pr2x_fx_prib(
3.141*al3/k/180)))*100:
if pogr2>=pogr0 then pogr0:=pogr2 fi od:
print(`погрешность pr2x`,pogr0);
plot([pr2x(Pi*al/k/180),pr2x_fx_prib(Pi*al/k/180)], al=0..360, labels=[`Угол,
град`,`Горизонт.ускорение,м/с/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],f
ont=[COURIER,14],axes=boxed,linestyle=[1,4],thickness=2,style=line, col-
or=black);
maxiX:=0:
for i from 0 to 200 do ma:=pr2x(i*T/200): if ma>=maxiX then maxiX:=ma:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:
print(`MAX_X`,ug,maxiX);
miniX:=0:
for i from 0 to 200 do mi:=pr2x(i*T/200): if mi<=miniX then miniX:=mi:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:
print(`MIN_X`,ug,miniX);
print(`=====`);
print(`=====`);
fy:=t->L-sqrt(L^2-fx(t)^2):
fy(t);
X1:=[seq(t[i],i=-10..N+10)]:
Y1:=[seq(fy(t[i]),i=-10..N+10)]:
pp1:=(X1,Y1)->[X1,Y1]:
aa1:=zip(pp,X1,Y1,2):
z:=evalf(LeastSquares(aa1,x,curve=sum(b1[j]*x^j, j=1..13)));
fy_prib:=unapply(z,x):
`для текста fy_prib`:=evalf[3](fy_prib(3.141*AL/k/180));
pr_fy_prib:=D(fy_prib):
`для текста pr_fy_prib`:=evalf[3](pr_fy_prib(3.141*AL/k/180));
pr2_fy_prib:=D(pr_fy_prib):
`для текста pr2_fy_prib`:=evalf[3](pr2_fy_prib(3.141*AL/k/180));

```

```

print('=====');
plot(fy(Pi*al/k/180), al=0..360, labels=['Угол,
град`, `у,м`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axe
s=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=line, color=black);
pry:=D(fy):
pr2y:=D(pry):
plot(pry(Pi*al/k/180), al=0..360, labels=['Угол,
град`, `Верт.скорость,м/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[CO
URIER,14],axes=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=line, color=black);
plot(pr2y(Pi*al/k/180), al=0..360, labels=['Угол,
град`, `Верт.ускорение,м/с/с`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[
COURIER,14],axes=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=line, color=black);
maxiY:=0:
for i from 0 to 200 do ma:=pr2y(i*T/200): if ma>=maxiY then maxiY:=ma:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:
print('MAX_Y`,ug,maxiY);
miniY:=0:
for i from 0 to 200 do mi:=pr2y(i*T/200): if mi<=miniY then miniY:=mi:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:
print('MIN_Y`,ug,miniY);
>

> m:=100:
Fx:=t->-m*pr2x(t):
Fy:=t->-m*pr2y(t):
H:=.05:
a:=.016:
E:=2.1*10^11:
J:=H*a^3/12:
Fup:=t->4*3*E*J*fx(t)/L^3:
G:=m*9.81:
b:=.5:
h1:=.1:
sin_ga:=t->fx(t)/L:
cos_ga:=t->sqrt(1-sin_ga(t)^2):
sin_be:=t->(h+fy(t)-r*cos(k*t))/S:
cos_be:=t->sqrt(1-sin_be(t)^2):
Bok :=t-> (Fup(t)*cos_ga(t)-Fx(t)*cos_ga(t)-sin_ga(t)*Fy(t)+sin_ga(t)*G)*cos_be(t)
/(cos_be(t)*cos_ga(t)-sin_ga(t)*sin_be(t)):
plot(Bok(Pi*al/k/180),al=0..360,labels=['Угол, град`, `Горизонтальные
силы,н`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=
boxed,linestyle=1,thickness=2,style=[line], color=black);
maxiY:=0:
for i from 0 to 200 do ma:=Bok(i*T/200): if ma>=maxiY then maxiY:=ma:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:

```

```

print(`MAX_Y`,ug,maxiY);
miniY:=1000;
for i from 0 to 200 do mi:=Bok(i*T/200): if mi<=miniY then miniY:=mi:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:
print(`MIN_Y`,ug,miniY);
N1:=t->1/2*(2*Fup(t)*cos_be(t)*cos_ga(t)*h1+Fup(t)*cos_ga(t)*sin_be(t)*b-
Fx(t)*cos_be(t)*cos_ga(t)*h1-Fx(t)*cos_ga(t)*sin_be(t)*b-
Fx(t)*sin_be(t)*sin_ga(t)*h1-Fy(t)*cos_be(t)*cos_ga(t)*b-
2*Fy(t)*cos_be(t)*sin_ga(t)*h1+G*cos_be(t)*cos_ga(t)*b+2*G*cos_be(t)*sin_ga(t)
*h1)/cos_ga(t)/b/(cos_be(t)*cos_ga(t)-sin_ga(t)*sin_be(t)):
N2:=t->-1/2*(2*Fup(t)*cos_be(t)*cos_ga(t)*h1-Fup(t)*cos_ga(t)*sin_be(t)*b-
Fx(t)*cos_be(t)*cos_ga(t)*h1+Fx(t)*cos_ga(t)*sin_be(t)*b-
Fx(t)*sin_be(t)*sin_ga(t)*h1+Fy(t)*cos_be(t)*cos_ga(t)*b-
2*Fy(t)*cos_be(t)*sin_ga(t)*h1+G*cos_be(t)*cos_ga(t)*b+2*G*cos_be(t)*sin_ga(t)
*h1)/cos_ga(t)/b/(cos_be(t)*cos_ga(t)-sin_ga(t)*sin_be(t)):
plot(N1(Pi*al/k/180),al=0..360,labels=[`Угол,
град`, `N1,н`],labeldirections=[HORIZONTAL, VERTICAL],font=[COURIER,14],ax
es=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=[line], color=black);
plot(N2(Pi*al/k/180),al=0..360,labels=[`Угол,
град`, `N2,н`],labeldirections=[HORIZONTAL, VERTICAL],font=[COURIER,14],ax
es=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=[line], color=black);
plot(N1(Pi*al/k/180)+N2(Pi*al/k/180),al=0..360,labels=[`Угол,
град`, `N1+N2,н`],labeldirections=[HORIZONTAL, VERTICAL],font=[COURIER,1
4],axes=boxed,linestyle=1,thickness=2,style=[line], color=black);
>

```

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Программа расчета кинематических и силовых параметров решетного стана,  
установленного на пневмоподушку, в среде Maple

```

> restart;
ur:=(H-R*cos(k*t))^2+(L-x+R*sin(k*t))^2=(H-R)^2+L^2:
resh:=solve(ur,x):
resh[2]:
X:=unapply(resh[2],t):
sk:=D(X):
usk:=D(sk):
X(t);
sk(t);
usk(t);

$$R \sin(k t) + L - \sqrt{R^2 \sin^2(k t) + L^2 - 2 H R + 2 H R \cos(k t)}$$


$$R \cos(k t) k - \frac{1}{2} \frac{2 R^2 \sin(k t) \cos(k t) k - 2 H R \sin(k t) k}{\sqrt{R^2 \sin^2(k t) + L^2 - 2 H R + 2 H R \cos(k t)}}$$


$$-R \sin(k t) k^2 + \frac{1}{4} \frac{(2 R^2 \sin(k t) \cos(k t) k - 2 H R \sin(k t) k)^2}{(R^2 \sin^2(k t) + L^2 - 2 H R + 2 H R \cos(k t))^{(3/2)}}$$


$$- \frac{1}{2} \frac{2 R^2 \cos(k t)^2 k^2 - 2 R^2 \sin(k t)^2 k^2 - 2 H R \cos(k t) k^2}{\sqrt{R^2 \sin^2(k t) + L^2 - 2 H R + 2 H R \cos(k t)}}$$

>
> restart;Digits:=4:
H:=.2:
L:=.3:
R:=.025:
k:=30:
T:=evalf(2*Pi/k);
ur:=(H-R*cos(k*t))^2+(L-x+R*sin(k*t))^2=(H-R)^2+L^2:
resh:=solve(ur,x):
resh[2]:
X:=unapply(resh[2],t):
X(Pi/2/k):
sk:=D(X):
sk(Pi/2/k):
usk:=D(sk):
maxiX:=0:
for i from 0 to 200 do ma:=usk(i*T/200): if ma>=maxiX then maxiX:=ma:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:
print('MAX_usk',ug,maxiX);
miniX:=0:
for i from 0 to 200 do mi:=usk(i*T/200): if mi<=miniX then miniX:=mi:
ug:=i*T/200*k*180/3.141 fi od:

```

```

print('MIN_usk`,ug,miniX);
plot(X(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Координата X, м
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
plot(sk(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Скорость, м/с
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
plot(usk(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Ускорение, м/с/с
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);

```

$$T := 0.2095$$

$$MAX\_usk, 295.4, 28.85$$

$$MIN\_usk, 140.4, -27.05$$

```

> sin_ga:=t->(L-X(t)+R*sin(k*t))/sqrt((H-R)^2+L^2):
cos_ga:=t->sqrt(1-sin_ga(t)^2):
KO:=4000:
m:=8:
Fupr:=t->KO*X(t):
Fin:=t->-m*usk(t):
T:=t->(Fupr(t)-Fin(t))/sin_ga(t):
Tx:=t->Fupr(t)-Fin(t):
Ty:=t->T(t)*cos_ga(t):
> sqrt(Tx(TT)^2+Ty(TT)^2):
plot(T(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Сила T, Н
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
plot(Tx(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Горизонтальная сила, Н
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
plot(Ty(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Вертикальная сила, Н
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
> Txx:=D(Tx):
plot(Txx(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Горизонтальные биения
, Н/с
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
Tyy:=D(Ty):
plot(Tyy(3.141*al/k/180),al=0..360, labels=['`Угол, град`,`Вертикальные биения,
Н/с
`,`],labeldirections=[HORIZONTAL,VERTICAL],font=[COURIER,14],axes=boxed,li
nestyle=1,thickness=2,color=black);
>

```

ПРИЛОЖЕНИЕ В  
Программа клиента датчика вибрации

```
package com.aksenov.igor.vibrocli;
import android.bluetooth.BluetoothAdapter;
import android.bluetooth.BluetoothDevice;
import android.bluetooth.BluetoothSocket;
import android.content.Intent;
import android.content.res.AssetManager;
import android.graphics.Color;
import android.graphics.Paint;
import android.os.AsyncTask;
import android.os.Bundle;
import android.os.Environment;
import android.os.Handler;
import android.support.v4.app.FragmentManager;
import android.support.v7.app.ActionBarActivity;
import android.util.Log;
import android.view.Display;
import android.view.Menu;
import android.view.MenuItem;
import android.view.WindowManager;
import android.widget.LinearLayout;
import android.widget.Toast;
import com.aksenov.igor.vibrocli.dummy.LoadFileDialog;
import com.jjoe64.graphview.GraphView;
import com.jjoe64.graphview.series.DataPoint;
import com.jjoe64.graphview.series.LineGraphSeries;
import org.achartengine.ChartFactory;
import org.achartengine.GraphicalView;
import org.achartengine.chart.BarChart;
import org.achartengine.chart.PointStyle;
import org.achartengine.model.TimeSeries;
import org.achartengine.model.XYMultipleSeriesDataset;
import org.achartengine.model.XYSeries;
import org.achartengine.renderer.XYMultipleSeriesRenderer;
import org.achartengine.renderer.XYSeriesRenderer;
import org.json.JSONArray;
import org.json.JSONObject;
import org.json.JSONTokener;
import java.io.BufferedReader;
import java.io.BufferedWriter;
import java.io.ByteArrayOutputStream;
import java.io.File;
import java.io.FileNotFoundException;
```

```

import java.io.FileReader;
import java.io.FileWriter;
import java.io.IOException;
import java.io.InputStream;
import java.io.OutputStream;
import java.util.Calendar;
import java.util.Date;
import java.util.Set;
import java.util.UUID;
public class MainActivity extends ActionBarActivity {
    public String SDDir = null;
    private static final int GALLERY_INTENT_CALLED = 1;
    private static final int GALLERY_KITKAT_INTENT_CALLED=2;
    private GraphicalView mChart;
    private GraphicalView fChart;
    String curname = "";
    private XYSeries ampSeries;
    private XYSeries freqSeries;
    private XYMultipleSeriesDataset dataset;
    private XYMultipleSeriesDataset fdataset;
    private XYSeriesRenderer ampRenderer;
    private XYSeriesRenderer freqRenderer;
    private XYMultipleSeriesRenderer multiRenderer;
    private XYMultipleSeriesRenderer fmultiRenderer;
    File sdFile;
    BufferedWriter bw;
    int refrTime=0;
    String LOG_TAG = "vibroclient";
    float xx=0;
    Integer yy=0;
    public GraphView graph;
    int maxvalues = 150;
    int storescreens = 3;
    int interval = 100000;
    boolean beenLoaded = false;
    String playFilename = "";
    volatile boolean stopScanning = false;
    LineGraphSeries<DataPoint> seriesAMP;
    LineGraphSeries<DataPoint> seriesFREQ;
    // will show the statuses
    //  TextView myLabel;
    // will enable user to enter any text to be printed
    //EditText myTextbox;
    // android built in classes for bluetooth operations
    BluetoothAdapter mBluetoothAdapter;

```

```

BluetoothSocket mmSocket;
BluetoothDevice mmDevice;
OutputStream mmOutputStream;
InputStream mmInputStream;
Thread workerThread;
byte[] readBuffer;
int readBufferPosition;
int counter;
String devName = "HC-05";
volatile boolean stopWorker;
volatile boolean recordProcessing = false;
Display display;
@Override
public void onCreate(Bundle savedInstanceState) {
    super.onCreate(savedInstanceState);
    setContentView(R.layout.activity_main);
    SDDir = "VIBROReg";
    //File dir = getLogStorageDir(SDDir);
    //SDDir = dir.getName();
    display = ((WindowManager) getSystemService(WINDOW_SERVICE)).getDefaultDisplay();
    setupChart();
    try {
        /*
        final Button saveButton = (Button) findViewById(R.id.save);
        myLabel = (TextView) findViewById(R.id.label);
        saveButton.setOnClickListener(new View.OnClickListener() {
            public void onClick(View v) {
                if (recordProcessing) {
                    stopRecording();
                    saveButton.setText("Начать запись");
                } else {
                    saveButton.setText("Остановить запись");
                    curname = getFileName();
                    startRecording(curname, SDDir);
                }
            }
        });
        */
        findBT();
        openBT();
        if (!isExternalStorageWritable()) {
            msg("Запись на SD карту запрещена");
        }
    } catch (NullPointerException e) {

```

```

        e.printStackTrace();
    } catch (Exception e) {
        e.printStackTrace();
    }
}
// This will find a bluetooth printer device
public void findBT() {
    try {
        mBluetoothAdapter = BluetoothAdapter.getDefaultAdapter();
        if (mBluetoothAdapter == null) {
            msg("На устройстве нет BlueTooth адаптера. Работа приложения
НЕВОЗМОЖНА.");
        }
        if (!mBluetoothAdapter.isEnabled()) {
            Intent enableBluetooth = new Intent(
                BluetoothAdapter.ACTION_REQUEST_ENABLE);
            startActivityForResult(enableBluetooth, 0);
        }
        Set<BluetoothDevice> pairedDevices = mBluetoothAdapter
            .getBondedDevices();
        if (pairedDevices.size() > 0) {
            msg("Подключение к " + devName);
            for (BluetoothDevice device : pairedDevices) {
                // MP300 is the name of the bluetooth printer device
                if (device.getName().equals(devName)) {
                    mmDevice = device;
                    msg("Регистратор обнаружен.");
                    break;
                }
            }
        }
    } catch (NullPointerException e) {
        e.printStackTrace();
    } catch (Exception e) {
        e.printStackTrace();
    }
}
// Tries to open a connection to the bluetooth printer device
void openBT() throws IOException {
    try {
        // Standard SerialPortService ID
        UUID uuid = UUID.fromString("00001101-0000-1000-8000-
00805f9b34fb");
        mmSocket = mmDevice.createRfcommSocketToServiceRecord(uuid);
        mmSocket.connect();
    }
}

```



```

        addRecToFile(data);
    }
    Scroll(xx);
}
} catch (Exception e) {
    //myLabel.setText(e.getMessage());
}
}
});
} else {
    readBuffer[readBufferPosition++] = b;
}
}
} catch (IOException ex) {
    stopWorker = true;
    //myLabel.setText(ex.getMessage());
}
}
});
workerThread.start();
} catch (NullPointerException e) {
    e.printStackTrace();
} catch (Exception e) {
    e.printStackTrace();
}
}
}
/*
 * This will send data to be printed by the bluetooth printer
 */
void sendData() throws IOException {
    try {
        //sendBT(myTextbox.getText().toString());
    } catch (NullPointerException e) {
        e.printStackTrace();
    } catch (Exception e) {
        e.printStackTrace();
    }
}
}
void sendBT(String command) throws IOException {
    try {
        String msg = command;
        msg += "\n"+"\r";
        mmOutputStream.write(msg.getBytes());
    }
}

```

```

    } catch (NullPointerException e) {
        e.printStackTrace();
    } catch (Exception e) {
        e.printStackTrace();
    }
}
// Close the connection to bluetooth printer.
void closeBT() throws IOException {
    try {
        stopWorker = true;
        mmOutputStream.close();
        mmInputStream.close();
        mmSocket.close();
        msg("Bluetooth отключен");
    } catch (NullPointerException e) {
        e.printStackTrace();
    } catch (Exception e) {
        e.printStackTrace();
    }
}
private String readStream(InputStream is) {
    ByteArrayOutputStream output = new ByteArrayOutputStream(4096);
    byte[] buffer = new byte[4096];
    int n = 0;
    try {
        while (-1 != (n = is.read(buffer))) {
            output.write(buffer, 0, n);
        }
    } catch (IOException e) {
        Log.d("graph", e.getMessage());
        return null;
    }
    return output.toString();
}
private XYMultipleSeriesDataset getDataset() {
    XYMultipleSeriesDataset dataset = new XYMultipleSeriesDataset();
    TimeSeries series = new TimeSeries("Demo");
    AssetManager am = getAssets();
    try {
        InputStream is = am.open("testdata.json");
        String json = readStream(is);
        is.close();
        JSONObject obj = (JSONObject) new JSONTokener(json).nextValue();
        JSONArray arr = obj.getJSONArray("data");
        double closure = 0.0;

```

```

    for (int i = 0; i < arr.length(); i++) {
        JSONArray point = arr.getJSONArray(i);
        Date d = new Date(point.getLong(0));
        double val = point.getDouble(1);
        closure += val;
        series.add(d,closure);
    }
} catch (Exception e) {
    Log.d("graph", e.getMessage());
}
dataset.addSeries(series);
return dataset;
}
private XYMultipleSeriesRenderer getRenderer() {
    XYMultipleSeriesRenderer renderer = new XYMultipleSeriesRenderer();
    renderer.setApplyBackgroundColor(true);
    renderer.setBackgroundColor(Color.BLACK);
    renderer.setXLabelsColor(Color.YELLOW);
    renderer.setShowGrid(true);
    renderer.setYLabelsAlign(Paint.Align.LEFT);
    renderer.setChartTitle("Closure Profile");
    renderer.setXTitle("Date");
    renderer.setYTitle("Closure");
    XYSeriesRenderer r = new XYSeriesRenderer();
    r.setColor(Color.WHITE);
    renderer.addSeriesRenderer(r);
    renderer.setZoomButtonsVisible(true);
    return renderer;
}
private void setupChart(){
    // Creating an XYSeries for Visits
    ampSeries = new XYSeries("АМПЛИТУДА");
    freqSeries = new XYSeries("КОЛ-ВО ВИБРАЦИЙ");
    // Creating a dataset to hold each series
    dataset = new XYMultipleSeriesDataset();
    fdataset = new XYMultipleSeriesDataset();
    // Adding Visits Series to the dataset
    dataset.addSeries(ampSeries);
    fdataset.addSeries(freqSeries);
    // Creating XYSeriesRenderer to customize ampSeries
    ampRenderer = new XYSeriesRenderer();
    ampRenderer.setColor(Color.BLUE);
    ampRenderer.setPointStyle(PointStyle.CIRCLE);
    ampRenderer.setFillPoints(true);
    ampRenderer.setLineWidth(8);
}

```

```

ampRenderer.setDisplayChartValues(true);
freqRenderer = new XYSeriesRenderer();
freqRenderer.setColor(Color.RED);
freqRenderer.setPointStyle(PointStyle.CIRCLE);
freqRenderer.setFillPoints(true);
freqRenderer.setLineWidth(8);
freqRenderer.setDisplayChartValues(true);
// Creating a XYMultipleSeriesRenderer to customize the whole chart
multiRenderer = new XYMultipleSeriesRenderer();
fmultiRenderer = new XYMultipleSeriesRenderer();
multiRenderer.setChartTitle("Данные о средней амплитуде колебаний в единицу отсчета");
multiRenderer.setXTitle("Время");
multiRenderer.setYTitle("Сила");
multiRenderer.setZoomButtonsVisible(true);
multiRenderer.setXAxisMin(0);
multiRenderer.setXAxisMax(5);
multiRenderer.setYAxisMin(0);
multiRenderer.setScale(1.3f);
multiRenderer.setBarSpacing(0);
multiRenderer.setXLabelsColor(Color.YELLOW);
fmultiRenderer.setChartTitle("Данные о количестве колебаний в единицу отсчета");
fmultiRenderer.setXTitle("Пакеты");
fmultiRenderer.setYTitle("Количество");
fmultiRenderer.setZoomButtonsVisible(true);
fmultiRenderer.setXAxisMin(0);
fmultiRenderer.setXAxisMax(5);
fmultiRenderer.setYAxisMin(0);
fmultiRenderer.setScale(1.3f);
fmultiRenderer.setBarSpacing(0);
fmultiRenderer.setXLabelsColor(Color.YELLOW);
ampRenderer.setFillPoints(true);
freqRenderer.setFillPoints(true);
multiRenderer.addSeriesRenderer(ampRenderer);
fmultiRenderer.addSeriesRenderer(freqRenderer);
// Getting a reference to LinearLayout of the MainActivity Layout
LinearLayout chartContainer = (LinearLayout) findViewById(R.id.chart);
LinearLayout fchartContainer = (LinearLayout) findViewById(R.id.fchart);
fChart = ChartFactory.getBarChartView(getBaseContext(), fdataset, fmultiRenderer, BarChart.Type.DEFAULT);
mChart = ChartFactory.getBarChartView(getBaseContext(), dataset, multiRenderer, BarChart.Type.DEFAULT);
mChart.setBackgroundColor(Color.BLACK);
fChart.setBackgroundColor(Color.BLACK);

```

```

// Adding the Line Chart to the LinearLayout
fchartContainer.addView(fChart,display.getWidth(),display.getHeight()/2-48 );
chartContainer.addView(mChart,display.getWidth(),display.getHeight()/2-48);
//   chartContainer.setMinimumHeight(display.getHeight()/2);
}
void addAmp(float x,int y, boolean clearold) {
    if (clearold && (ampSeries.getItemCount() > maxvalues * storescreens))
ampSeries.remove(0);
    ampSeries.add(x, y);
}
void addFreq(float x,int y, boolean clearold) {
    if (clearold && (freqSeries.getItemCount() > maxvalues * storescreens))
freqSeries.remove(0);
    freqSeries.add(x, y);
}
void Scroll(float x) {
    multiRenderer.setXAxisMin(x - maxvalues);
    multiRenderer.setXAxisMax(x);
    mChart.repaint();
    fmultiRenderer.setXAxisMin(x - maxvalues);
    fmultiRenderer.setXAxisMax(x);
    fChart.repaint();
}
void SetInterval(int interval) throws IOException {
    msg("Установка интервала передачи в "+interval+" mcs");
    String cmd ="SET INTERVAL "+ String.valueOf(interval);
    //maxvalues = (10 * 1000000) / interval;
    sendBT(cmd);
}
void startRecording(String filename, String fileDir) {
    if (!Environment.getExternalStorageState().equals(
        Environment.MEDIA_MOUNTED)) {
        Log.d(LOG_TAG, "SD-карта не доступна: " + Environ-
ment.getExternalStorageState());
        return;
    }
    // получаем путь к SD
    File sdPath = Environment.getExternalStorageDirectory();
    // добавляем свой каталог к пути
    sdPath = new File(sdPath.getAbsolutePath() + "/" + fileDir);
    // создаем каталог
    sdPath.mkdirs();
    // формируем объект File, который содержит путь к файлу
    sdFile = new File(sdPath, filename);
    try {

```

```

// открываем поток для записи
bw = new BufferedWriter(new FileWriter(sdFile));
// пишем данные
recordProcessing = true;
msg("Идет запись в "+currname);
} catch (IOException e) {
    msg("Ошибка записи в "+currname+" "+e.getMessage());
    recordProcessing = false;
    e.printStackTrace();
}
}
void stopRecording() {
    try {
        if (bw!=null) {
            bw.close();
            Log.d(LOG_TAG, "Файл записан на SD: " + sdFile.getAbsolutePath());
            msg("Файл записан на SD: " + sdFile.getAbsolutePath());
        }
        recordProcessing = false;
    } catch (IOException e) {
        msg("Ошибка закрытия файла "+currname+" "+e.getMessage());
        e.printStackTrace();
    }
}
void addRecToFile(String rec) {
    try {
        if (recordProcessing) {
            bw.write(rec + "\n\r");
        }
    } catch (IOException e) {
        e.printStackTrace();
    }
}
String getFileName() {
    Calendar c = Calendar.getInstance();
    String month = fill(String.valueOf(c.get(Calendar.MONTH)+1),2) ;
    String day = fill(String.valueOf(c.get(Calendar.DAY_OF_MONTH)), 2) ;
    String hour = fill(String.valueOf(c.get(Calendar.HOUR_OF_DAY)), 2) ;
    String min = fill(String.valueOf(c.get(Calendar.MINUTE)), 2) ;
    String sec = fill(String.valueOf(c.get(Calendar.SECOND)), 2) ;
    return "VIB_" +month+"_" +day+"_" +hour+"_" +min+"_" +sec+".txt";
}
void msg(String text) {
    Toast.makeText(getApplicationContext(),
        text, Toast.LENGTH_LONG).show();
}

```

```

}
public static String fill(String text, int size) {
    StringBuilder builder = new StringBuilder();
    while (builder.length() < size-text.length()) {
        builder.append('0');
    }
    builder.append(text);
    return builder.toString();
}
public boolean isExternalStorageWritable()
{
    String state = Environment.getExternalStorageState();
    if (Environment.MEDIA_MOUNTED.equals(state))
    {
        return true;
    }
    return false;
}
@Override
public boolean onCreateOptionsMenu(Menu menu) {
    // Inflate the menu; this adds items to the action bar if it is present.
    getMenuInflater().inflate(R.menu.menu_main, menu);
    return true;
}
@Override
public boolean onOptionsItemSelected(MenuItem item) {
    switch (item.getItemId()) {
        case R.id.action_settings:
            openLogFile();
            return true;
        case R.id.action_clear:
            clearCharts();
            return true;
        case R.id.action_pause:
            Pause();
            return true;
        case R.id.action_open:
            try {
                findBT();
                openBT();
            } catch (IOException ex) {
            }
            return true;
        case R.id.action_close:
            try {

```

```
        closeBT();
    } catch (IOException ex) {
    }
    return true;
case R.id.action_ms_5:
    try {
        SetInterval(5000);
    } catch (IOException e) {
        e.printStackTrace();
    }
    return true;
case R.id.action_ms_10:
    try {
        SetInterval(10000);
    } catch (IOException e) {
        e.printStackTrace();
    }
    return true;
case R.id.action_ms_50:
    try {
        SetInterval(50000);
    } catch (IOException e) {
        e.printStackTrace();
    }
    return true;
case R.id.action_ms_100:
    try {
        SetInterval(100000);
    } catch (IOException e) {
        e.printStackTrace();
    }
    return true;
case R.id.action_ms_1000:
    try {
        SetInterval(1000000);
    } catch (IOException e) {
        e.printStackTrace();
    }
    return true;
case R.id.action_save:
    if (recordProcessing) {
        stopRecording();
        item.setTitle("Начать запись");
        msg("Запись в " + curname + " остановлена");
    } else {
```

```

        item.setTitle("Остановить запись");
        currname = getFileName();
        msg("Начата запись в "+currname+""");
        startRecording(currname, SDDir);
    }
    return true;
}
return super.onOptionsItemSelected(item);
}
public void onSettingsMenuClick(MenuItem item) {
    msg("!!!");
}
void Pause() {
    if (stopScanning && beenLoaded) {
        clearCharts();
        beenLoaded = false;
    }
    stopScanning=!stopScanning;
}
void openLogFile() {
    FragmentManager fm = getSupportFragmentManager();
    LoadFileDialog editNameDialog = new LoadFileDialog();
    editNameDialog.ma = this;
    editNameDialog.show(fm,"HR");
}
public void clearCharts() {
    xx = 0;
    ampSeries.clear();
    freqSeries.clear();
    setChartsRange(0,100);
}
public void playFile(String fileName) {
    stopScanning = true;
    clearCharts();
    stopRecording();
    // проверяем доступность SD
    if (!Environment.getExternalStorageState().equals(
        Environment.MEDIA_MOUNTED)) {
        Log.d(LOG_TAG, "SD-карта не доступна: " + Environ-
ment.getExternalStorageState());
        return;
    }
    // получаем путь к SD
    File sdPath = Environment.getExternalStorageDirectory();
    // добавляем свой каталог к пути

```

```

sdPath = new File(sdPath.getAbsolutePath() + "/" + SDDir);
// формируем объект File, который содержит путь к файлу
File sdFile = new File(sdPath, fileName);
try {
    // открываем поток для чтения
    BufferedReader br = new BufferedReader(new FileReader(sdFile));
    String str = "";
    // читаем содержимое
    xx=0;
    setChartsRange(0,100);
    while ((str = br.readLine()) != null) {
        PaintRecord(str,false);
    }
    msg("Из файла "+fileName+" загружено записей:"+xx);
    setChartsRange((int)xx-maxvalues,(int)xx);
    fChart.repaint();
    beenLoaded = true;
} catch (FileNotFoundException e) {
    e.printStackTrace();
} catch (IOException e) {
    e.printStackTrace();
}
}
public void playFileRT(String fileName) {
    playFilename = fileName;
    new ChartTask().execute();
}
public void setChartsRange(int fromX, int toX) {
    multiRenderer.setXAxisMin(fromX);
    multiRenderer.setXAxisMax(toX);
    mChart.repaint();
    fmultiRenderer.setXAxisMin(fromX);
    fmultiRenderer.setXAxisMax(toX);
}
public void PaintRecord(String data, boolean clearold) {
    try {
        String[] parts = data.split(" ");
        String msec = parts[1].trim();
        String ampl = parts[2].trim();
        String freq = parts[3].trim();
        String step = parts[4].trim();
        //int np = parts.length;
        int a = Integer.parseInt(ampl.toString());
        int f = Integer.parseInt(freq.toString());
        int ms = Integer.parseInt(msec.toString());
    }
}

```

```

addAmp(xx, a, clearold);
addFreq(xx, f, clearold);
xx = xx + 1;
refrTime++;
if (refrTime>20) {
    int mils = (ms/1000);
    fmultiRenderer.setXTitle("Интервалы по " + mils + " миллисекунд");
    multiRenderer.setXTitle("Интервалы по " + mils + " миллисекунд");
    refrTime=0;
}
} catch (Exception ex) {
}
}
/*
public File getLogStorageDir(String fileName)
{
    // Получение каталога для публичного каталога картинок пользователя.
    File file = new File(Environment.getExternalStoragePublicDirectory(
        Environment.DIRECTORY_MOVIES), fileName);
    if (!file.mkdirs())
    {
        Log.e(LOG_TAG, "Директория не создана");
    }
    return file;
}
*/
private class ChartTask extends AsyncTask<Void, String, Void> {
    // Generates dummy data in a non-ui thread
    @Override
    protected Void doInBackground(Void... params) {
        int i = 0;
        playFile(playFilename);
        return null;
    }
    // Plotting generated data in the graph
    @Override
    protected void onProgressUpdate(String... values) {
        //add(Integer.parseInt(values[0]), Integer.parseInt(values[1]));
        /*
        ampSeries.add(Integer.parseInt(values[0]), Integer.parseInt(values[1]));
        multiRenderer.setXAxisMin(Integer.parseInt(values[0])-100);
        multiRenderer.setXAxisMax(Integer.parseInt(values[0]));
        mChart.repaint();
        */
    }
}
}
}

```

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

УТВЕРЖДАЮ

Директор

ООО НПКФ «Агротех-Гарант  
Березовский»

Кичигин В.И.

24 ноября 2021 г.

**Акт о внедрении результатов  
научно-исследовательской работы**

ООО НПКФ «Агротех-Гарант Березовский» подтверждает, что старший преподаватель ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ) Аксенов И.И. обосновал и предоставил компании практические рекомендации по совершенствованию зерноочистительных машин путем использования гофрированного эластичного пневмоцилиндра для крепления решетного стана, что позволит гасить вредные вибрации, снижая их воздействие на раму машины. Снижение уровня вибрации составит 2,5...44,3 % в зависимости от режимных параметров. Обосновано применение в конструкции зерноочистительной машины гофрированного пневмоцилиндра, защищенного патентом РФ на полезную модель № RU 189555 U1.

Полученные результаты исследований ООО НПКФ «Агротех-Гарант Березовский» использует при разработке перспективных технологических линий зерноочистительно-сушильных комплексов.

Представители  
ООО НПКФ «Агротех-Гарант  
Березовский»:  
главный инженер  
Тарарыков Д.А.   
инженер мехотряда  
Алехин В.А. 

Представители ФГБОУ ВО  
«Воронежский государственный  
аграрный университет имени  
императора Петра I  
ст. преподаватель Аксенов И.И.   
профессор Афоничев Д.Н. 

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

РЕКОМЕНДОВАНО  
Учебно-методической комиссией  
по направлению подготовки 35.03.06  
«Агроинженерия»  
протокол от 17.09 2021 г. № 2  
Председатель Бачурин А.Н.

УТВЕРЖДАЮ  
Врио ректора ФГБОУ ВО  
РГАТУ  
Шемякин А. В.  
Шемякин 2021 г.



## АКТ

## о внедрении результатов научных исследований в учебный процесс

Комиссия в составе представителей кафедры технических систем в АПК Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева» (ФГБОУ ВО РГАТУ): заведующего кафедрой Ульянова В.М., доцента Утолина В.В. и представителей кафедры электротехники и автоматики Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ): заведующего кафедрой Афоничева Д.Н. и старшего преподавателя Аксенова И.И. составила настоящий акт о том, что результаты научных исследований, выполненных на кафедре электротехники и автоматики ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ старшим преподавателем Аксеновым И.И. под руководством профессора Афоничева Д.Н., внедрены в учебный процесс кафедры технических систем в АПК ФГБОУ ВО РГАТУ при подготовке бакалавров по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» (профиль «Технические системы в агробизнесе») по учебной дисциплине «Сельскохозяйственные машины и оборудование». В учебном процессе рассматриваются конструкция и режимы работы решетчатого стана, установленного на гофрированный эластичный пневмоцилиндр.

Использование представленных результатов научных исследований в учебном процессе способствует повышению качества образования и совершенствованию профессиональной подготовки обучающихся.

Представители  
ФГБОУ ВО РГАТУ  
(390044, г. Рязань, ул. Костычева,  
д. 1):

Ульянов В.М.  
Утолин В.В.

15.09.2021 г.

Представители  
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ  
(394087, г. Воронеж, ул. Мичу-  
рина, д. 1):

Афоничев Д.Н.  
Аксенов И.И.