

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ–ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

На правах рукописи

МУСИЯКО ДМИТРИЙ ВАЛЕНТИНОВИЧ

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА  
ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАЛЫХ СРЕДСТВ  
МЕХАНИЗАЦИИ В ДОРОЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ**

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные  
и подъемно–транспортные машины

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

доктор технических наук,

профессор Башкарёв А.Я.

Санкт–Петербург – 2018

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА В ОБЛАСТИ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ И СИЛ ТРЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ВИБРАЦИИ..... 9	
1.1. Сравнительный анализ поверхностных вибрационных уплотнителей.....	9
1.2. Общий анализ конструкций вибрационных плит, представленных в России. ....	14
1.3. Анализ состояния вопроса по существующим опубликованным работам, посвящённым исследованиям в области поверхностных вибрационных уплотнителей.....	19
1.4. Обзор работ, посвящённых исследованию коэффициента трения при вибрации. ....	25
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ ..... 29	
2.1. Общая методика исследования динамики комбинированного поверхностного уплотнителя. ...	29
2.2. Алгоритм проектирования комбинированного поверхностного уплотнителя. ....	45
2.3. Исследование динамики вибрационного уплотнителя–планировщика. ....	57
2.4. Алгоритм проектирования вибрационного уплотнителя–планировщика.....	63
2.5. Двухвальцовый самоходный вибрационный уплотнитель–планировщик.....	72
2.6. Математическое описание процесса передвижения вибрационного двухвальцового уплотнителя–планировщика. ....	74
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ И ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНИТЕЛЯ..... 80	
3.1. Методика исследования коэффициента поверхностного трения грунта при вибрации. ....	80
3.2. Обработка экспериментальных данных исследования коэффициента поверхностного трения грунта при вибрации и основные выводы по результатам исследования. ....	83
3.3. Методика исследования динамики комбинированного поверхностного уплотнителя.....	86
3.4. Обработка экспериментальных данных исследования динамики комбинированного поверхностного уплотнителя. ....	90
ГЛАВА 4. ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВНЕДРЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ КОМБИНИРОВАННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНИТЕЛЯ..... 91	

4.1. Анализ рынка вибрационных плит в России и Санкт–Петербурге.....	91
4.2. Организационно–производственный план.....	95
4.3. Финансовый план.....	107
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И ЗАДАЧИ ДАЛЬНЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ .....	121
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	123
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	136

## ВВЕДЕНИЕ

Вибрационное перемещение различных материалов, изделий и механизмов стало эффективной и малозатратной составляющей частью многих технологических процессов. Особенно большой теоретический и практический интерес эта проблема имеет применительно к малым средствам механизации в дорожном строительстве [30, 31].

В ряду строительных и дорожных машин особое место занимают такие средства механизации как поверхностные вибрационные уплотнители [89]. Поверхностные вибрационные машины, применяемые для уплотнения различных дисперсных строительных материалов, нашли самое широкое распространение. Их преимуществом являются относительно небольшая масса и компактные размеры. Благодаря этому они оказываются незаменимы при выполнении работ в стеснённых условиях и на удалённых строительных площадках [11]. В дорожном строительстве это ремонтные работы дорожных покрытий, устройство тротуаров и пешеходных дорожек, строительство внутриквартальных проездов и т.п. Мобильность малой уплотняющей техники обеспечивает снижение стоимости выполняемых работ.

Благодаря эффекту тиксотропных превращений, когда под воздействием колебаний ослабевают связи между твёрдыми частицами, их уплотнение можно осуществлять со значительно меньшими усилиями. Поверхностными вибрационными уплотнителями качественно уплотняются малосвязанные грунты, щебни, асфальтобетонные смеси [45]. Особенно незаменимыми малые вибрационные уплотнители оказываются при устройстве плиточных покрытий. Тяжёлая уплотняющая техника абсолютно неприменима для таких видов работ, так как разрушает плитку.

Часто встречающейся ошибкой при ямочном ремонте дорожного покрытия является недостаточное уплотнение асфальтобетона, из-за чего со временем образуются неровности, деформации, трещины, сколы, выбоины и

ямы. Малая вибрационная уплотнительная техника позволяет решать эту проблему, поэтому широко используется при ремонте внутридворовых территорий, когда полная реконструкция покрытия нецелесообразна, т.к. крупногабаритная техника здесь не может маневрировать.

Объем вышеперечисленных работ по Санкт–Петербургу и Ленинградской области достаточно велик. По информации правительства Санкт–Петербурга в 2015 году дирекция транспортного строительства по адресной инвестиционной программе провела текущий ремонт на 109 улицах и участках трамвайных путей на 3.3 млрд рублей, из них на ремонт пешеходных зон было выделено 56 млн рублей [111,112].

Отдельная инвестиционная программа была посвящена ремонту искусственных дорожных сооружений, то есть мостов и путепроводов. Ее общая стоимость в 2015 году составила 338 млн рублей. Это сложить с текущим ремонтом дорог и трамвайных путей, получится итого 3.6 млрд рублей [110].

Таким образом, можно легко оценить масштаб выполняемых работ и понять, насколько при таких суммах инвестиций важен качественный результат. В данной работе была поставлена задача, создать математическую модель для описания динамики уплотнителей с вибратором ненаправленного действия и на основе полученных зависимостей обосновать и предложить методику проектирования эффективного средства уплотнения асфальтовых бетонных смесей, которое будет отвечать всем нормам ремонта дорожного покрытия, а также будет компактным, производительным и экономичным.

Для того, чтобы приступить к решению поставленной задачи, в первую очередь необходимо изучить физико–механическую природу фрикционного взаимодействия рабочего органа поверхностного вибрационного уплотнителя с поверхностью уплотняемого материала. Изучение вопроса об изменении коэффициента поверхностного трения при вибрации и последующие экспериментальные проверки дадут возможность понять природу данного

взаимодействия и решить задачу по созданию математической модели описания динамики вибрационных уплотнителей.

Представляемая работа имеет целью математическое описание динамики уплотнителей с вибратором ненаправленного действия и на основе полученных теоретических результатов обосновать и предложить пути их совершенствования.

Одним из них стало создание конструкции уплотняющей машины на основе полученных результатов и их экспериментальной проверки, которая объединяет в себе все положительные свойства виброкатка и виброплиты. Предлагается конструкция комбинированного уплотнителя, выполненная в виде шарнирно соединённых плиты и вальца. При этом, валец работает в режиме вибрирования без отрыва от уплотняемой поверхности, а плита полностью в режиме вибротрамбования. Преимуществом такой конструкции по сравнению с уже известными является облегчённое перемещение в нерабочем положении с использованием вальца в качестве перекатывающего элемента.

Как известно, процесс создания дорожных покрытий включает в себя две основные операции: распределение асфальтобетонной смеси и последующее её уплотнение. Эти операции при строительстве автомагистралей выполняют асфальтоукладчики и дорожные катки различных конструкций. Значительно в меньшей степени механизированы работы, выполняемые в стеснённых условиях на небольших по размеру площадях, таких как тротуары, пешеходные дорожки, внутриквартальные проезды и просто ремонт дорожных покрытий, который стал большой проблемой всех городов. До настоящего времени при выполнении таких работ асфальтобетонная смесь раскладывается вручную, что не обеспечивает равномерной толщины, а следовательно, равномерного давления и плотности при уплотнении материала, которое обычно выполняется компактными вибрационными уплотнителями, например виброплитами.

Эффект виброперемещения виброплит может быть использован не только в сфере вибрационного уплотнения, но и как один из новых типов движителей. Тяговое усилие такого механизма может во много раз превышать силы сопротивления движению, независимо от состояния грунта.

Была поставлена задача – разработать методику проектирования эффективного средства распределения асфальтобетонной смеси и её уплотнения, которое будет отвечать всем нормам ремонта дорожного покрытия, а также будет компактным, производительным и экономичным.

Полученные результаты теоретических исследований и успешные их практические проверки дали возможность выдвинуть идею создания вибрационного самоходного механизма, в котором объединяется возможность совместить процессы равномерного распределения и уплотнения применяемого материала вальцем. Ввиду того, что передвижение конструкции осуществляется за счёт вибрационного воздействия и отвал находится в непосредственном контакте с распределяемой смесью, данная смесь под влиянием механических воздействий претерпевает тикспотропные превращения и следовательно становится более податливой для дальнейших операций над ней.

Для решения данной проблемы предстоит решить нижеуказанные задачи:

- создать методику математического описания динамики вибрационного уплотнителя со смещённым относительно центра инерции вибратором ненаправленного действия, найти условие, при котором уплотнитель самостоятельно передвигается по уплотняемой поверхности;
- экспериментально исследовать изменение коэффициента поверхностного трения между поверхностью грунта и рабочей поверхностью виброуплотнителя во время его работы.
- предложить метод совершенствования уплотнителя с одновременным использованием вальца и плиты;

- создать методику расчёта толкающего усилия вибрационного движителя с вибратором ненаправленного действия, позволяющую оценить возможность совмещения процессов уплотнения малосвязных материалов и планирования уплотняемого слоя;
- разработать методику компоновки составляющих узлов вибрационного уплотнителя для упрощения процесса его конструирования, при которых обеспечивается эффект самоходности;
- математически описать процесс передвижения вибрационного двухвальцового уплотнителя–планировщика с двумя вибраторами ненаправленного действия и найти условие, при котором уплотнитель–планировщик самостоятельно передвигается по обрабатываемой поверхности;
- разработать конструкцию экспериментальной установки для проверки полученных результатов в реальных условиях работы виброуплотнителя;
- создать программное обеспечение для расчётов рекомендуемых конструкций на базе полученных теоретических зависимостей.

# ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА В ОБЛАСТИ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ И СИЛ ТРЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ВИБРАЦИИ

## 1.1. Сравнительный анализ поверхностных вибрационных уплотнителей.

Малые средства механизации в дорожном строительстве – малогабаритные поверхностные виброуплотнители, в которых процесс уплотнения поверхности происходит за счёт вынужденных колебаний. Возбудителями колебаний в этих машинах могут быть механические вибраторы направленного и ненаправленного действия. Рабочей поверхности виброуплотняющей машины, взаимодействующей с обрабатываемой средой, необходимо придать вибрационное движение с желаемой частотой колебаний и амплитудой. В таких машинах, колебания от вибровозбудителя через рабочее основание или валец передаются уплотняемой среде.

Таким образом, вибрационный поверхностный уплотнитель является колебательной системой, состоящей из вибровозбудителя колебаний.

Схематическое изображение конструкции простейшего вибровозбудителя колебаний ненаправленного действия показано на рисунке 1а.

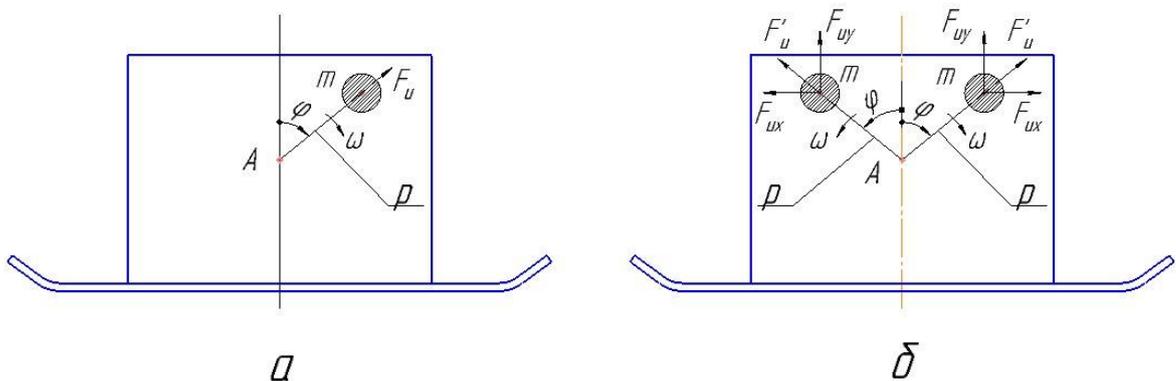


Рисунок 1 – Схематическое изображение конструкции вибровозбудителей:

- а) вибровозбудитель колебаний ненаправленного действия;
- б) вибровозбудитель колебаний направленного действия.

На рисунке 1б показано схематическое изображение конструкции простейшего вибровозбудителя колебаний направленного действия в котором два эксцентрика вращаются в противоположных направлениях, но с одинаковой скоростью.

В малогабаритных поверхностных виброуплотняющих машинах применяют вибровозбудители колебаний, как направленного действия, так и ненаправленного. Вибровозбудители колебаний ненаправленного действия конструктивно проще вибраторов с направленными колебаниями, но в полезной работе такого вибратора участвует лишь вертикальная составляющая возмущающей силы. Вместе с тем, как показывает практика, вибраторы с направленными колебаниями по сравнению с вибраторами, имеющими круговые колебания, не увеличивают эффект уплотнения.

Поверхностная вибрационная уплотнительная техника разделяется на катки и плиты [9]. Вибрационные катки обладают достаточно большой массой, поэтому они имеют специальный привод передвижения. Для уплотнения грунтов в дорожном строительстве иногда применяют также прицепные тяжелые катки [20].

Применяются не только гладкие, ребристые и кулачковые вибрационные вальцы, представленные на рисунке 2, но и вибрационные катки с обрезиненными вальцами [4, 27, 38, 55, 104].



Рисунок 2 – Самоходный вибрационный каток с гладкими вальцами.

Рабочий орган вибрационного катка совершает несколько циклов нагружения асфальтобетонной смеси за один проход, в связи с чем существенно сокращается необходимое количество проходов машины по одному следу и общее время укатки дорожного покрытия [53]. Вальцы катков имеют небольшую площадь контакта с поверхностью уплотняемого материала, благодаря чему катки обеспечивают по сравнению с плитами большие давления, что дает возможность достигать высокие степени уплотнения. Но при этом маленькая площадь контакта ограничивает глубину уплотнения. При уплотнении небольших по толщине дорожных покрытий это важный практический фактор. Поверхность, укатанная вибрационными катками, имеет высокие показатели прочности и водостойкости и соответственно обладает большим сроком службы [54, 66, 92].

В отличие от катков вибрационные плиты уплотняют материал на большую глубину, но при меньшей степени уплотнения. Чтобы улучшить эффект уплотнения, на плитах устанавливают вибраторы с большой возбуждающей силой, которая как правило на порядок превышает массу самого уплотнителя.

По эпюре нормальных давлений на рисунке 3 видно, что у виброплиты обеспечивается глубина уплотнения, в то время как у виброкатка – степень уплотнения.

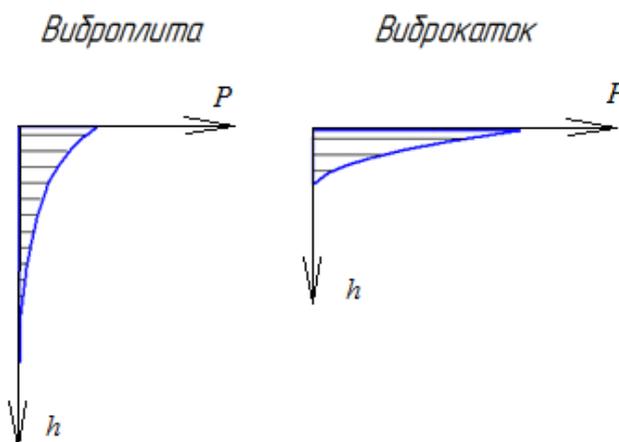


Рисунок 3 – Эпюры нормальных давлений для виброплиты и катка.

Большим преимуществом вибрационных плит является простота их конструкции, малая металлоемкость и низкая стоимость. Благодаря этому они находят широкое применение в строительстве для выполнения небольших объемов работ [39, 68]. По поверхности уплотняемого материала вибрационные плиты передвигаются только за счет возбуждающей силы вибратора, что значительно упрощает их устройство. В настоящее время такие уплотнители выпускаются многими фирмами, которых в мире насчитывается более десятка.

На первом этапе создания виброплит считалось, что самоходные уплотнители должны иметь так называемые вибраторы направленного действия. Такие вибраторы устанавливали на плите так, чтобы возбуждающая сила была направлена под углом к горизонту, как показано на рисунке 4. При работе такие плиты на какое-то время полностью утрачивают контакт с уплотняемым материалом. Чем больше величина возбуждающей силы вибратора по отношению к весу, тем продолжительнее этот отрыв. В результате уплотнители сползали вниз даже на незначительных уклонах.

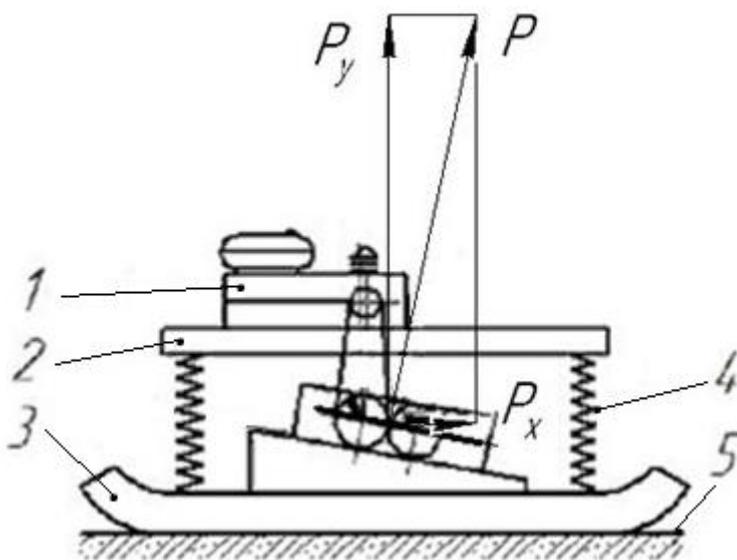


Рисунок 4 – Виброуплотнитель с вибратором направленного действия.

1 – приводной двигатель, 2 – подрессоренная рама, 3 – вибратор направленного действия, 4 – рабочая плита, 5 – уплотняемый материал.

В 1964 году на первой международной технической выставке в Москве, которая была посвящена строительной технике, впервые были представлены самоходные вибрационные плиты немецкого производства с вибраторами ненаправленного действия. Вибратор у них располагался не посередине уплотнителя, а был смещен к передней кромке плиты, как видно на рисунке 5. Стало понятным, что для создания эффекта самостоятельного передвижения уплотнителя место расположения вибратора имеет большое значение. В настоящее время различными зарубежными фирмами выпускаются многие десятки типоразмеров самоходных вибрационных плит [33], представленных на рисунке 6, 95% из которых создаются с вибраторами ненаправленного действия:

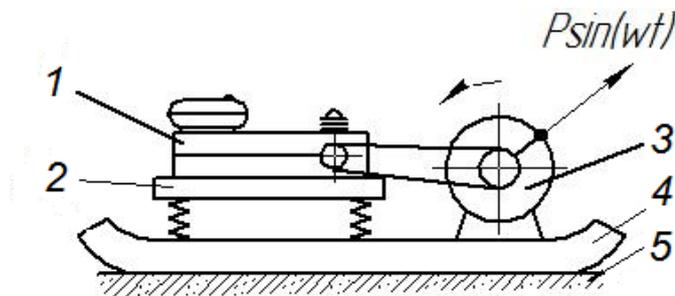


Рисунок 5 – Виброуплотнитель с вибратором ненаправленного действия.

1 – приводной двигатель, 2 – подрессоренная рама, 3 – вибратор ненаправленного действия, 4 – рабочая плита, 5 – уплотняемый материал.



Рисунок 6 – Виброплита с двигателем внутреннего сгорания и вибратором ненаправленного действия.

Поскольку относительно несложно опытным путем найти место расположения вибратора на простом по конструкции уплотнителе, очевидно, все производители этим и ограничивались. Но такой подход явно сдерживает совершенствование современных малогабаритных вибрационных уплотнителей, потребность в которых (в условиях расширения объемов малоэтажного строительства, ремонта дорожных покрытий, увеличения паркового строительства и т.д.) непрерывно возрастает.

## **1.2. Общий анализ конструкций вибрационных плит, представленных в России.**

Основные параметры, по которым классифицируют виброплиты, следующие: величина возмущающей силы вибратора, общая масса, наличие реверсивного передвижения, а также тип привода. Наиболее распространены бензиновые нереверсируемые виброплиты, перемещающиеся только вперед. Встречаются виброплиты и с дизельным двигателем.

На сегодняшний день ассортимент бензиновых нереверсируемых вибрационных плит на российском рынке достаточно велик и представлен в основном следующими брендами: Wacker Neuson (Германия), ТЕС (Чехия), BOMAG (Германия), Weber (Германия), Дунарас (Швеция), ПВ (Россия), Splitstone (Россия), Plato (Китай), Champion (Китай), Top Machine (Китай), СО (Беларусь), GROST (Россия).



Рисунок 7 – Доля фирм–производителей, представленных на российском рынке.

Надо отметить, что комитет по развитию транспортной инфраструктуры Санкт–Петербурга совместно с подведомственными организациями ориентирован на использование конкурентоспособного и качественного отечественного производителя дорожной техники и будет продолжать работу в части поддержки российских компаний.

Перечисленные фирмы представляют плиты с различными массами в диапазоне от 60 до 150 кг. Наиболее распространёнными являются плиты с массой от 80 до 100 кг.

Нами были рассмотрены 20 экземпляров вибрационных плит различных брендов, с разным весом и разными возбуждающими силами, представленными на отечественном рынке. В результате анализа стало очевидным, что никаких закономерностей между соотношением возбуждающей силы вибратора и весом виброуплотнителя нет, что видно на рисунке 8:

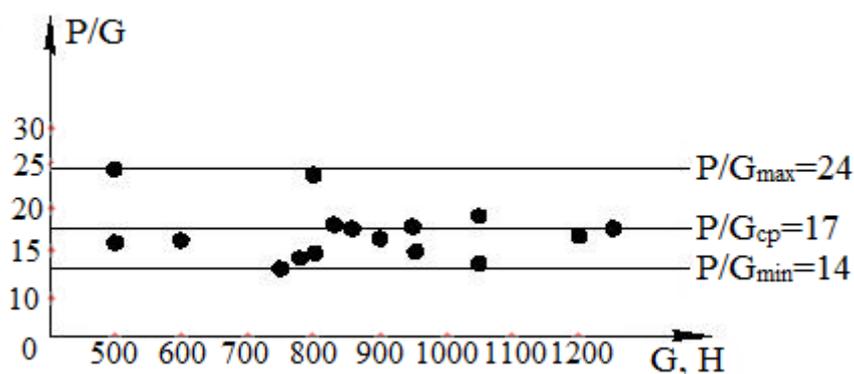


Рисунок 8 – Область значений отношения возбуждающей силы вибратора к весу виброплиты, где  $P$  – возбуждающая сила вибрационной плиты, Н;  $G$  – вес вибрационной плиты, Н.

Из рисунка 8 видно, что соотношение у всех уплотнителей находится в диапазоне (14÷24).

Конструкции основания плит практически у всех моделей одинаковые, и выполнены либо сварными из листового проката, усиленного рёбрами жёсткости, либо литые. Различаются лишь геометрические размеры рабочей поверхности, что в зависимости от разных возбуждающих сил плит приводит к различным динамическим давлениям под уплотняющими поверхностями, что видно на рисунке 9.

Существует понятие динамического давления. Это давление, которое теоретически оказывает вибрационная плита на уплотняемый материал под действием возмущающей силы вибровозбудителя колебаний.

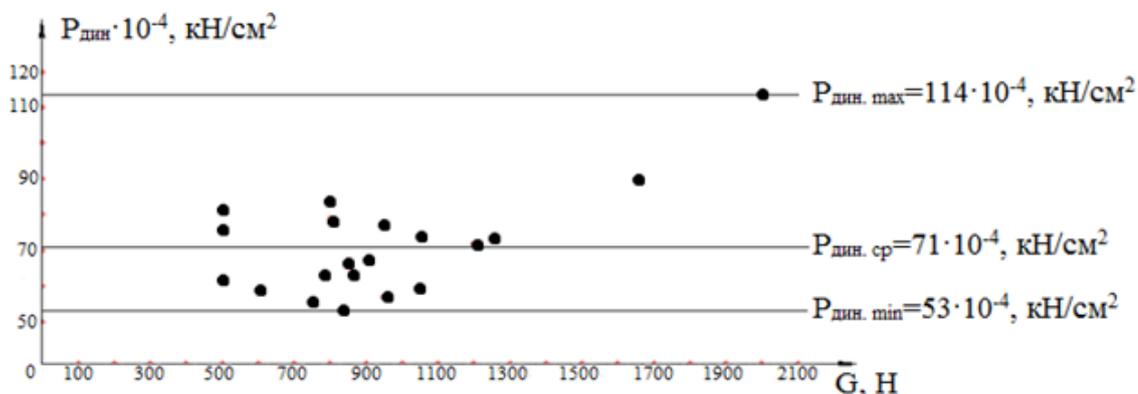


Рисунок 9 – Область значений отношения динамического давления к весу уплотнителя, где  $P_{\text{дин}}$  – динамическое давление вибрационной плиты;  
 $G$  – вес вибрационной плиты.

Статическое давление – давление рабочей поверхности вибрационной плиты под действием собственного веса уплотнителя. На рисунке 10 показана область значений отношения статического давления к весу уплотнителя:

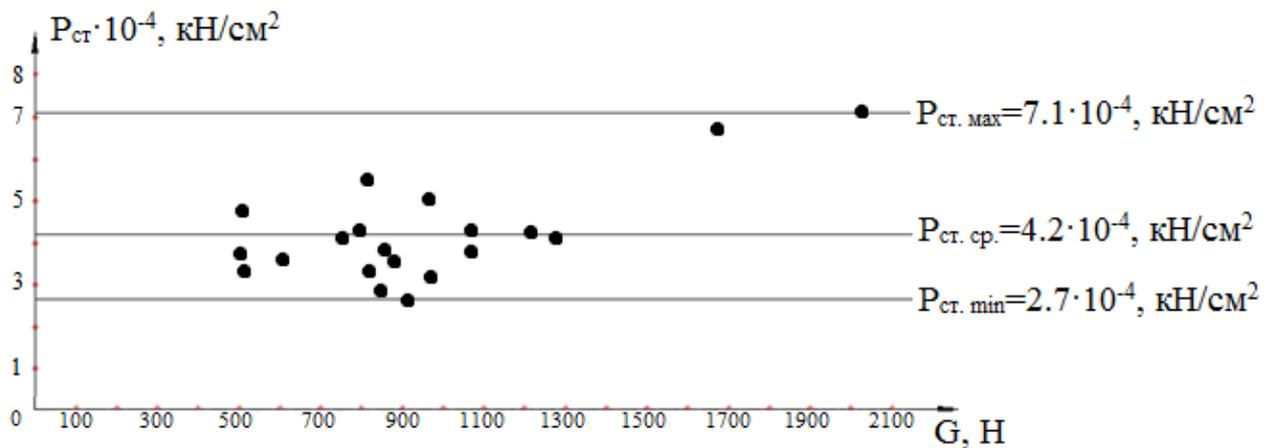


Рисунок 10 – Область значений отношения статического давления к весу уплотнителя, где  $P_{\text{ст}}$  – статическое давление вибрационной плиты;  $G$  – вес вибрационной плиты.

С одной стороны, большая площадь основания виброплиты даёт возможность увеличить производительность. Но при большой площади основания вес распространяется на большую площадь и уплотняющий эффект виброплиты может уменьшаться.

Наиболее распространённая частота колебаний вибрационных плит 91÷98 Гц, что видно на рисунке 11. Столь высокие частоты колебаний объясняются тем, что при увеличении частоты вращения дебалансов в 2 раза – возбуждающая сила  $P$  увеличивается в 4 раза. Таким образом, можно получить более компактный вибратор, что является одной из причин увеличения частоты вращения дебалансов. Известна формула для расчёта возбуждающей силы вибратора  $P$ :

$$P = \frac{M_k \omega^2}{g},$$

где  $M_k$  – кинетический момент эксцентрика,  $\omega$  – частота вращения дебалансов,  $g$  – ускорение свободного падения.

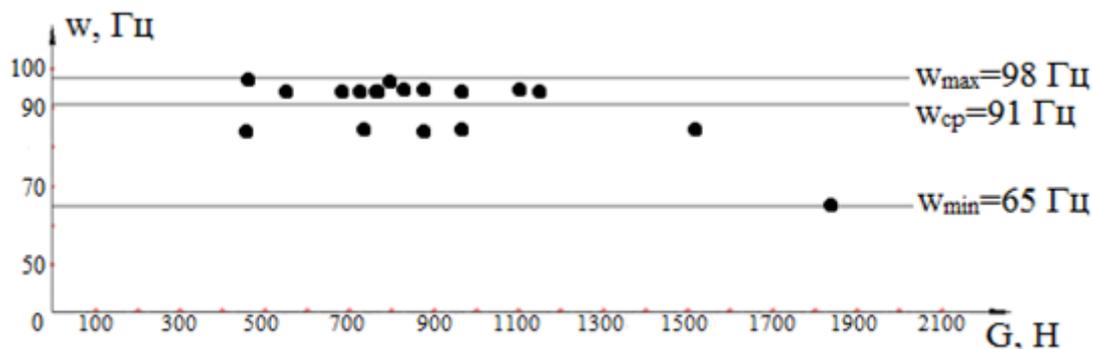


Рисунок 11 – Область значений отношения частоты колебаний к весу уплотнителя, где  $w$  – частота колебаний вибрационной плиты;  $G$  – вес вибрационной плиты.

Мощность двигателя, устанавливаемого на вибрационной плите, зависит от её веса и чем он больше, тем мощнее требуется двигатель.

Обобщая изложенное выше, можно сказать, что чем больше вес вибрационной плиты, возбуждающая сила вибратора и меньше площадь рабочей поверхности, тем по мнению специалистов, будет больше уплотняющий эффект виброплиты.

Все известные модели не имеют узкого назначения и используются для уплотнения грунта, асфальтобетона, щебня, гравия, тротуарной плитки и т.д.

При работе с асфальтобетоном плита обязательно должна быть оборудована баком для воды (системой орошения), который смачивает подошву плиты и предотвращает прилипание горячего асфальта к ней. При работе с укладкой тротуарной плитки на подошву виброплиты одевается специальный резиновый «коврик», защищающий уплотняемую поверхность от механических повреждений плитки, которые может нанести металлическая подошва виброплиты.

Средняя скорость перемещения вибрационных плит находится в диапазоне от 18 до 24 м/мин. Наиболее часто встречающаяся скорость перемещения – 20 м/с. Известна конструкция с максимальной скоростью перемещения 34 м/мин. Надо заметить, что слишком высокая скорость перемещения плиты может не дать желаемого эффекта уплотнения, т.к. он зависит не от скорости перемещения плиты, а от времени её работы на уплотняемом участке. Недостаточное уплотнение может привести к нежелательным последствиям – осадке грунта, провалам, трещинам асфальтного покрытия и т.д. Таким образом, требуется дополнительное количество проходов, что влечёт за собой потери времени на разворот, если плита нереверсивная [76, 79].

### **1.3. Анализ состояния вопроса по существующим опубликованным работам, посвящённым исследованиям в области поверхностных вибрационных уплотнителей.**

Исследованием технологических процессов строительства асфальтобетонных покрытий, проектированием новых конструкций дорожной вибрационной уплотнительной техники и изучением вопроса вибрационного перемещения в СССР занимались многие учёные. Отечественные основные учёные: Д.Д. Баркан, А.Я. Башкарёв, И.И. Блехман, М.П. Зубанов, Н.Я. Харкута, А.А. Шестопапов и др. [7, 14, 90, 91, 95], внесли огромный вклад своими исследованиями в область вибрационной уплотнительной техники и основ вибрационного перемещения. Из зарубежных учёных стоит отметить работы по вибрационному уплотнению грунтов С. Adam, А. Jonsson, S. Ryan и S. Xu [98, 105, 107, 108]. Британский учёный С. F. Beards [101] проделал огромную работу в исследовании вибрации и вопросов вибрационного демпфирования. Полученные авторами теоретические и эмпирические зависимости являются хорошим фундаментом для дальнейшего успешного исследования данной отрасли. Новый принцип

разработки вальца катка, основанного на двойной частоте, нашёл отражение в работе китайских учёных Yunshi Yao и Zhongxu Feng [109]. На валец устанавливается двухчастотный вибратор, который обеспечивает дополнительный компонент резонансной частоты в процессе уплотнения. Такие учёные как R. Anderegg и K. Kaufmann [99, 100] исследовали различные режимы вибрации во время уплотнения и создавали системы управления с обратной связью в автоматическом уплотнении и контроле уплотнением.

Также стоит выделить отечественных учёных, занимающихся разработками и предложением новых устройств для уплотнения. Например, Е.А. Безбородовым, О.А. Ефимовым и Е.И. Кромским [50] предложена уплотняющая машина для реализации более эффективного технологического процесса, использующего преимущественно сдвиговые деформации уплотняемого материала при малых усилиях сжатия. Е.И. Кромскими Е.Р. Маньковым [56] разработаны технические предложения по расширению потребительских свойств малогабаритных погрузчиков за счёт нового навесного оборудования в виде секционной виброплиты, которое может быть использовано для уплотнения различных дорожно–строительных материалов. В исследованиях Л.И. Гендлиной, Ю.И. Еременко и С.Я. Левенсона [35] приведён анализ нового способа нагружения дисперсного материала, дающий принципиальную возможность в течение одного захода оборудования получать высокие показатели уплотнения.

Исследования А.Ф. Иткина и А.Г. Маслова [66] развили теорию вибрационного уплотнения цементобетонных смесей и послужили основой для создания целого ряда двухчастотных виброплощадок с пространственными колебаниями. Учёные Б.В. Лушников, И.Я. Федоренко и А.С. Федоренко [63, 64, 83] внесли свой вклад в изучение движения в системах с сухим вибропреобразованным трением. Особенности уплотнения среды вальцами катков занимались такие учёные, как В.С. Блохин и Н.Г. Малич [65]. Результаты их работ представляли собой

зависимости толщины уплотняемого слоя от размеров площадки контакта. Аналитическое описание процесса уплотнения асфальтобетонной смеси вибрационным катком, позволяющее определять рациональные режимы его работы, привели в своих работах В.В. Дубков, В.В. Пермяков и В.С. Серебренников [73, 74, 75]. Инновационное устройство контроля качества уплотнения грунта дорожными катками и проблемы распространения волн от вальца вибрационного катка по толщине грунтового слоя рассмотрели Г.Г. Бурый и С.В. Савельев [21–26]. Модернизацию же катков статического и динамического действия рассматривали В.Н. Богомаз и К.Ц. Главицкий [36], предложившие конструкцию виброконтура для интенсификации работы уплотняющих машин каткового типа. В.П. Ложечко и А.А. Шестопаловым предложена технология уплотнения горячих асфальтобетонных смесей укаткой с одновременным вакуумированием, на основе которой разработаны новые рабочие органы к дорожным каткам, асфальтоукладчику и др. машинам, а также средства контроля за качеством производства работ [61, 62, 93].

Совершенствованием существующих и разработкой совершенно новых конструкций малогабаритных поверхностных вибрационных уплотнителей, а также изучением процессов взаимодействия вальцов дорожных машин с уплотняемым материалом выполняется профессорско–преподавательским составом БГТУ, ВГАСУ, МАДИ, СибАДИ, СПбГАСУ, СПбПУ, СФУ, ЯГТУ и специалистами ОАО «Раскат» (г. Рыбинск), ЗАО «ПО «Ирмаш» (г. Брянск), ООО «Завод Дорожных машин» (г. Рыбинск), ООО «Завод ДМ» (г. Москва), ЗАО СоюзДорНИИ (г. Москва).

Но следует также отметить, что с другой стороны, недостаточная изученность процесса вибрационного перемещения ограничивает возможность проектирования новых, более совершенных малых средств механизации. При всей кажущейся простоте принципа вибрационного передвижения его описание – достаточно сложная математическая задача из

области нелинейных колебаний, что обусловлено прежде всего присутствием сил сухого трения. На протяжении многих лет конструирование проводилось на основе данных, полученных в результате эксплуатации аналогичных машин отечественного и зарубежного производства [14]. При изучении этого вопроса стало ясно, что лишь немногие учёные занимались исследованием вопроса теоретического обоснования движения виброплит.

Особого внимания заслуживают работы А.И. Новожилова [69, 70] в которых он рассматривает режимы работы виброплиты – вибрирование и вибротрамбование. В них он даёт определение зависимости скорости перемещения от параметров виброплиты, таких как частота колебаний, кинетический момент эксцентриков, угол наклона возмущающей силы и др. Проведённые теоретические исследования были подвергнуты основательной экспериментальной проверке и как оказалось, наиболее устойчиво виброплита работает в режиме вибрирования, когда её возмущающая сила меньше, чем вес.

Вопрос передвижения самоходных вибрационных плит был рассмотрен Д.Д. Барканом. В его работе [8] для расчёта вертикальных колебаний была использована методика исследования вибромолотов и было учтено влияние безинерционной пригрузки. По результатам исследований стало известно, что скорость передвижения пропорциональна кинетическому моменту эксцентриков, рабочей частоте и обратно пропорциональна весу виброплиты. Автор предлагает не создавать виброплиты с большими скоростями передвижения, т.к. это ведёт к увеличению числа проходов по одному месту для достижения высокой степени уплотнения.

Этой же теме была посвящена работа И.И. Блехмана и Г.Ю. Джанелидзе [18], где авторы предложили использовать аналогию между задачами о движении вибрационного уплотнителя и движения твёрдой частицы по вибрирующей шероховатой поверхности. В результате были получены дифференциальные уравнения движения самоходной виброплиты.

В вышеперечисленных работах были изучены вопросы движения виброплит, оснащённых вибратором направленного действия. О возможности использования в конструкции виброплит вибраторов ненаправленного действия, в них не упоминается.

В России одним из первых, кто задался вопросом виброперемещения плит, оборудованных вибратором ненаправленного действия, был А.Я. Башкарёв. В своей работе [14] он изучал перемещение виброплит, работающих как в режиме вибрирования, так и вибротрамбования. Таким образом, в результате теоретических и экспериментальных исследований автором были сделаны следующие выводы:

1. В режиме вибрирования скорость перемещения растёт с увеличением отношения возмущающей силы к её весу, т.е. пропорциональна кинетическому моменту эксцентриков вибратора.

2. При одном и том же значении возмущающей силы скорость обратно пропорциональна рабочей частоте виброплиты, что объясняется возрастанием инерционных усилий и уменьшением за счёт этого величины смещения за один период.

3. Передвижение самоходных виброплит с вибратором ненаправленного действия в режиме вибротрамбования зависит от расположения вибратора относительно центра инерции всей системы.

4. Частота воздействия на уплотняемую поверхность зависит не только от частоты работы вибратора, но и от соотношения возбуждающей силы вибратора к весу плиты –  $\frac{P}{G}$ . Расчёты и эксперимент показали, как видно на рисунке 12, что чем больше это соотношение, тем дальше плита находится в отрыве от уплотняемой поверхности.

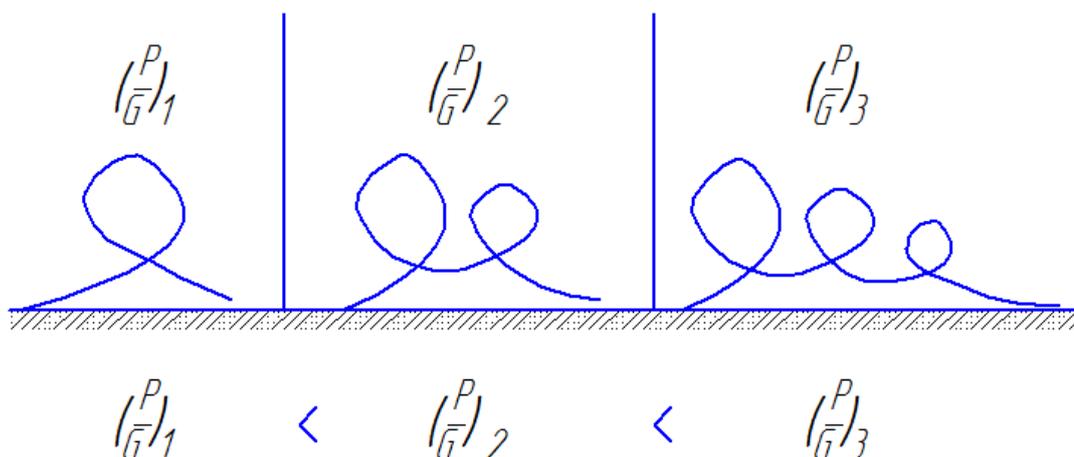


Рисунок 12 – Траектории движения виброплиты.

5. В результате электронного моделирования впервые была получена осциллограмма траектории движения виброплиты, представленная на рисунке 13. По ней видно, что хотя колебания в вертикальном направлении неустойчивы, независимо от этого виброплита смещается в заданном направлении.

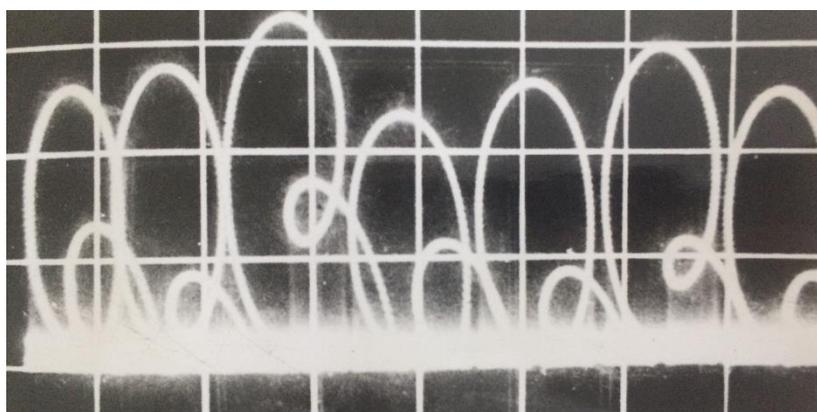


Рисунок 13 – Осциллограмма траектории движения виброплиты.

С момента опубликования работы А.Я. Башкарёва прошло уже более сорока лет, но как видно из анализа конструкций виброплит, конструкторы не продвинулись дальше в изучении вопросов виброперемещения с теоретической точки зрения, прибегая лишь к экспериментам. Вопрос разработки методики проектирования так и остаётся открытым по сегодняшний день.

#### **1.4. Обзор работ, посвящённых исследованию коэффициента трения при вибрации.**

Вибрация оказывает существенное воздействие на физико–механические свойства малосвязных сыпучих материалов. Под влиянием вибрации снижаются силы сцепления между отдельными частицами и происходят тиксотропные превращения, которые ведут к снижению устойчивости и сопротивления внешним нагрузкам. Особенно велико значение этого явления для работы поверхностных виброуплотняющих машин. Величину поверхностного коэффициента трения, например, грунтов, необходимо знать при проектировании поверхностных вибрационных плит, так как от неё зависит режим виброперемещения, в котором будет работать уплотняющий механизм. А.И. Новожилов [69] высказал предположение, что с уменьшением коэффициента трения скорость самоходной виброплиты вначале растёт, затем начинает падать, т.е. существует какое–то оптимальное значение, обеспечивающее наилучшее условие передвижения.

Д.Д. Барканом была опубликована работа [10], в которой он ввёл понятие вибровязкости грунта, которое отражало изменение сил сопротивления перемещению предмета в грунте, подвергающимся воздействию вибрации.

Изменение сил трения при вибрации для несвязных грунтов внимательно изучалось в связи с развитием методов вибропогружения и виброизвлечения свай и шпунтов [7, 9].

Трение грунтов в условиях поверхностного вибрирования оказалось менее изученным, хотя с развитием строительной техники необходимость в подобных исследованиях всё время росла. В общем виде, данная задача может быть сформулирована как определение сил трения, действующих между грунтом и находящимся на его поверхности твёрдым предметом, который подвергается воздействию вибрации.

Применительно к поверхностным вибрационным машинам этот вопрос был рассмотрен Н.Я. Хархутой [90]. В своей работе он указал на целый ряд факторов, от которых зависит величина тягового усилия, необходимого для передвижения вибрационных плит. При этом, высказывается мнение, что во время их работы коэффициент силы трения, возникающий между грунтом и рабочей поверхностью вибромашины, существенным изменениям не подвергается.

М.П. Зубанов [45, 46] на специальной лабораторной установке определял величину усилия, необходимого для перемещения грунта по вибрирующей стальной поверхности. Опыты проводились с разной влажностью грунта при различной рабочей частоте вибратора. В результате стало ясно, что поверхностный коэффициент трения уменьшается в десятки раз.

Совершенно противоположные результаты были получены Н.Ф. Флориной [88]. Экспериментируя с песчаным грунтом, она пришла к выводу, что при вибрировании различного рода уплотняющихся в процессе вибрации сыпучих сред коэффициент трения только несколько изменяется (обычно повышается) по мере уплотнения.

Примерно к такому же выводу приходил П.Л. Иванов при исследовании разжижения песчаных грунтов [48]. Оба автора в совместной работе [49] подтвердили, что коэффициент трения грунта при наличии вибрации практически не изменяется.

Как видно из изложенного, пока не существует единой точки зрения в вопросе о влиянии вибрации на силы внешнего трения грунтов, поэтому многие исследователи всё ещё продолжают к нему возвращаться. Основной причиной разногласия в выводах является то, что при воздействии грунтов на грунт вибрации происходит изменение его напряжённого состояния.

О.А. Савинов и А.Я. Лускин в своей работе [78] на основании экспериментального материала пришли к выводу, что эффект резкого

уменьшения боковых сопротивлений грунта при вибропогружении свай в основном связан с временным уменьшением напряжённого состояния грунта.

Влияние колебаний перпендикулярных к плоскости перемещения было рассмотрено И.И. Блехманом и Г.Ю. Джанелидзе [19]. Этот случай является наиболее характерным для работы вибрационных уплотняющих машин, поэтому результаты данной работы в дальнейшем использовались многими авторами.

Устойчивость штампа при вибрации, когда точка приложения сдвигающего усилия смещена относительно оси симметрии, была теоретически исследована Н.В. Флориной [87]. Полученные ею результаты могут быть применены для определения усилий, необходимых при управлении поверхностными вибрационными уплотнителями.

Анализируя все вышеперечисленные работы, можно сделать вывод, что авторы делали акцент на то, что при наличии динамических нагрузок, обязательно имеет место, кажущееся изменения коэффициента трения, которое нельзя смешивать с действительным изменением.

Большинство авторов, занимавшихся исследованием сил трения при вибрации, как правило, не разделяли этих двух факторов, влияющих на результаты опытов, чем и объясняется противоречивость их выводов.

Здесь можно отметить работу В.А. Кабалкина [51], посвящённую исследованию поверхностного трения. Он разделил два фактора уменьшения трения, которые могут возникнуть при наличии вибрации и пришёл к выводу, что среднее значение силы трения за период колебания остаётся всегда постоянным и равным тому же значению, что и при отсутствии вибрации.

Исследуя коэффициент трения при вибрации, большинство авторов создавало сдвигающее усилие с помощью свободно подвешенных грузов, как показано на рисунке 14.

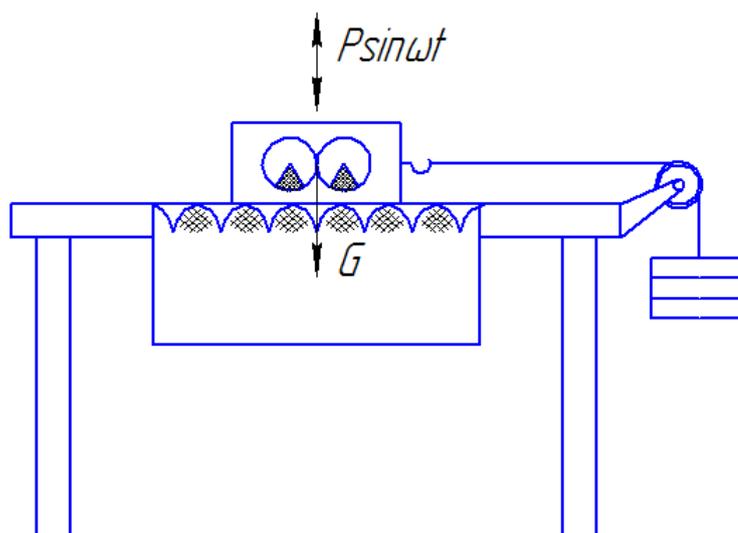


Рисунок 14 – Установка для исследования силы сухого трения между вибрационной уплотняющей машиной и поверхностью грунта.

Такая методика позволяла определить лишь минимальное значение сдвигающего усилия необходимого для перемещения системы в тот момент, когда её давление на грунт меньше, чем собственный вес. В следующую часть периода возмущающая сила увеличивает давление на грунт и подвешенный груз не может преодолеть силу поверхностного трения. Поэтому вслед за этим начинается торможение, в результате чего может наступить остановка. После этого весь цикл будет повторяться. Чередование остановок и передвижений происходит настолько быстро, что кажется перемещение происходит с постоянной скоростью.

## **ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ**

### **2.1. Общая методика исследования динамики комбинированного поверхностного уплотнителя.**

С целью определения эффективных параметров уплотняющих вибрационных машин многими авторами был создан целый ряд разнообразных моделей грунта, в которых учитывались его различные свойства [28, 29, 52, 71, 72]. Большинство из них приводило к сложным расчётным схемам, затрудняющим общее теоретическое решение задачи. До настоящего времени не создано универсальной математической модели грунта, которая была бы приемлема для изучения всех рабочих процессов вибрационных механизмов. В каждом отдельном случае выбирается своя расчётная схема, определяемая поставленной задачей.

Д.Д. Бархан и О.Я. Шехтер [8] сделали попытку теоретическим путём определить наиболее рациональные параметры поверхностной грунтоуплотняющей машины, при которых обеспечиваются наибольшие остаточные деформации грунта, т.е. его наилучшее уплотнение. Рассматривались два режима работы вибромашины: вибрирование и вибротрамбование. В первом случае авторы учитывали упругие и пластические свойства грунта, а во втором – только упругие.

При исследовании перемещения виброплиты по грунтовой поверхности нужно учитывать те его свойства, которые оказывают наибольшее влияние на кинематику движения вибромашины – упругость грунта, инерционность и пластичность [14]. Но в процессе уплотнения грунтового массива происходит

увеличение его плотности, что влечёт за собой изменение всех этих свойств по весьма сложным законам.

По мере роста плотности меняется и соотношение между обратимой и необратимой деформацией. К моменту окончания уплотнения пластическая часть деформации фактически полностью исчезает [85, 86]. Поэтому для случая предварительно уплотнённого грунта ею можно пренебречь.

Упругая часть деформации грунта в отличие от других материалов протекает с небольшими скоростями и при быстро изменяющихся нагрузках она обычно от них отстаёт. Поэтому её часто называют не просто упругой, а условно–упругой или обратимой деформацией. При расчётах траектории движения поверхностной вибромашины в тех случаях, когда она работает в режиме трамбования, упругие свойства грунта иногда проще учитывать коэффициентом восстановления вертикальной скорости при ударе машины о грунт [1, 2, 3, 17]. Определением его значения для трамбуемых машин занимался Б.А. Белостоцкий [16].

При теоретическом исследовании перемещения самоходной виброплиты с вибратором направленного действия А.И. Новожилов использовал две расчётные схемы и сравнил между собой полученные результаты. Одна из этих схем изображена на рисунке 15. В ней учтены упругие и инерционные свойства грунта. Коэффициенты жёсткости грунта в вертикальном и горизонтальном направлении брались различными.

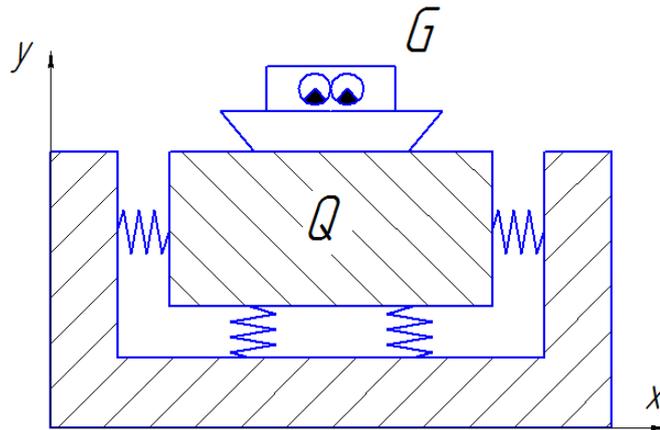


Рисунок 15 – Расчётная схема для теоретического исследования передвижения виброплит по А.И. Новожилову.

При определении количества грунта, участвующего в колебательном процессе, автор использовал рекомендацию О.Я. Шехтер [96], по которой вес колеблющегося грунта  $Q$  равен:

$$Q = eG, \quad (1)$$

где  $e$  – коэффициент, зависящий от свойств грунта, удельного статического давления, удельного веса грунта и площади контакта с грунтом;  $G$  – вес вибромашины.

В другой расчётной схеме А. И. Новожилов представил грунт как абсолютно жёсткую поверхность, лишённую упругих свойств. После сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований он стало ясно, что при частоте, достаточно удалённой от резонансов, движение по грунту можно рассматривать как движение по жёсткой поверхности, лишённой упругих свойств.

Кроме перечисленных свойств грунта имеется ещё один фактор, который может оказывать существенное влияние на амплитуду колебаний вибромашины. Это силы прилипания, возникающие между поверхностью грунта и виброплитой. Как следует из работы А.А. Шестопалова [94], эти силы достигают значительной величины у несвязных грунтов только при

весьма значительной влажности, гораздо большей, чем оптимальная, что обычно не имеет места при уплотнении поверхностными машинами.

В данной работе предлагается рассмотреть наиболее часто встречающиеся условия виброуплотнения грунта, когда силы прилипания малы и существенного влияния на движение плиты оказывать не могут.

При теоретических расчётах динамики комбинированного поверхностного уплотнителя использована упрощённая расчётная схема, предложенная А.И. Новожиловым. Грунт рассматривается как недеформируемая поверхность, лишённая упругих свойств. Из этого допущения следует, что коэффициент восстановления вертикальной скорости при ударе вибромашины о грунт равен нулю [12, 13]. Допустимость такого упрощения была проверена при исследовании процесса передвижения виброплит в работе [14].

Коэффициент поверхностного трения между грунтом и виброплитой в интервале скоростей передвижения от 1 до 15 м/мин практически не изменяется, но резко падает при скорости передвижения меньше, чем 1 м/мин, что было экспериментально доказано А.Я. Башкарёвым [14]. При малой скорости перемещения воздействие вибрации на грунт является более длительным, благодаря чему частицы приобретают большую подвижность, что оказывает заметное влияние на снижение коэффициента трения. Поскольку современные вибрационные плиты работают при скоростях передвижения больше 1 м/мин, то заметного снижения коэффициента трения от скорости перемещения виброплиты также не будет.

Схема сил, действующих на вибрационный уплотнитель, представлена на рисунке 16:

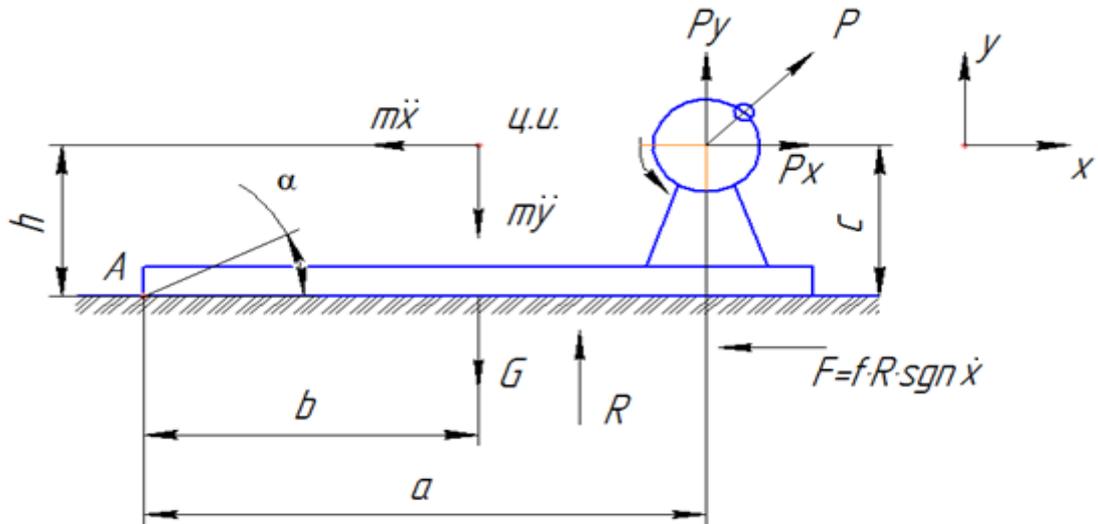


Рисунок 16 – Схема сил, действующих на вибрационный уплотнитель со смещённым вибратором ненаправленного действия.

Здесь:

$G$  – общий вес уплотнителя;

$m$  – масса уплотнителя;

$h, c, b, a$  – геометрические размеры;

$F$  – сила трения со знаком скорости;

$f$  – коэффициент трения;

$P$  – возбуждающая сила вибратора;

$R$  – реакция грунта;

$\alpha$  – угол отклонения уплотнителя относительно задней кромки  $A$  опорной плиты, которая не должна отрываться от уплотняемой поверхности.

Напишем уравнения равновесия сил для плиты, соблюдая указанные на рисунке 16 направления сил:

$$\begin{cases} \frac{G}{g} \ddot{x} = P_x - Rf \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} & (2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{G}{g} \ddot{y} = P_y - G + R & (3) \end{cases}$$

$$Y_a \ddot{\phi} = P_y a - P_x c - Gb - \frac{G}{g} \ddot{y} b + \frac{G}{g} \ddot{x} h \quad (4)$$

В уравнении (4) момент от силы  $R$  равен 0, т.к. она смещена в точку  $A$ .

Из рисунка 16 видно, что  $y = tg\alpha \cdot b$  но, т.к. при малых углах

$$tg\alpha = \alpha, y = \alpha b$$

$$\ddot{y} = \ddot{\alpha}b \Rightarrow \ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}}{b};$$

$$Y_a = \frac{G}{g}b^2.$$

Подставив полученные выражения в уравнение (4), получаем:

$$\frac{G}{g}b\ddot{y} = P_y a - P_x c - Gb - \frac{G}{g}\ddot{y}b + \frac{G}{g}\ddot{x}h \quad (5)$$

Преобразуем уравнение (5), подставив в него выражения (1) и (2):

$$b(P_y - G + R) = P_y a - P_x c - Gb - b(P_y - G + R) + h(P_x - Rf \cdot sgn\dot{x}) \quad (6)$$

После преобразования выражения (6), выразим  $R$ :

$$R = \frac{P_y(a - 2b) - P_x(h - c) + Gb}{2b + fhsgn\dot{x}}. \quad (7)$$

Добиваемся того, чтобы  $R$  всегда была положительной, т.е. чтобы отрыва кромки в точке  $A$  не происходило.

Зададимся следующим условием: пусть  $a=2 \cdot b$ , тогда:

$$R = \frac{P_x(h - c) + Gb}{2b + fhsgn\dot{x}}. \quad (8)$$

$2 \cdot b$  всегда больше  $h \cdot f$ , поэтому знаменатель всегда положителен.

Чтобы  $R$  в формуле (8) было всегда положительным, необходимо, чтобы выполнялось следующее условие:

$$P_x(h - c) + Gb > 0. \quad (9)$$

Таким образом, условие при котором отрыва поверхности виброуплотнителя от поверхности грунта происходить не будет следующее:

$$\begin{aligned} P_x &< \frac{Gg}{c - h}; \\ P_x^{max} &< \frac{Gb}{c - h}; \\ P &< \frac{Gb}{c - h}. \end{aligned} \quad (10)$$

В случае, если  $c=h$  условие (10) будет выполняться всегда. Но тогда реакция грунта  $R$  будет практически постоянной и сопротивление передвижению будет больше, чем величина горизонтальной составляющей возмущающей силы вибратора. Т.о. уплотнитель не будет двигаться.

Рассмотрим конструкцию виброуплотнителя, у которого безотрывная часть выполнена в виде вальца, шарнирно соединённого с плитой. При перемещении виброуплотнителя в нерабочем состоянии, валец помогает достаточно легко перекачивать его с одного места на другое. Кроме того, при такой конструкции, в рабочем состоянии поверхность плиты уплотнителя отрывается от поверхности, т.е. работает в более эффективном режиме вибротрамбования, а валец всегда остаётся в контакте с уплотняемой поверхностью, обеспечивая более высокую степень уплотнения. Схема такой конструкции изображена на рисунке 17:

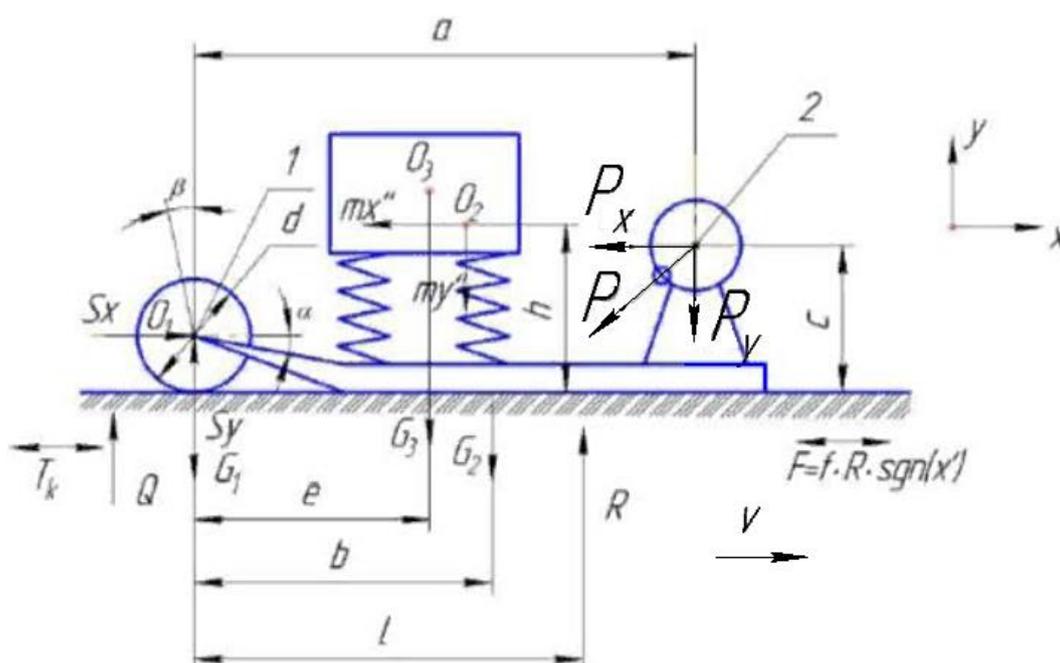


Рисунок 17 – Схема сил, действующих на комбинированный вибрационный уплотнитель.

Здесь:  $G_1$  – вес вальца;

$G_2$  – вес вибрирующей рамы с вибратором;

$G_3$  – вес подрессоренного двигателя;

$m$  – масса уплотнителя;

$a, b, c, d, e, h, l$  – геометрические размеры;

$F$  – сила трения со знаком скорости;

$f$  – коэффициент трения скольжения;

$P$  – возбуждающая сила вибратора;

$R$  – реакция грунта;

$O_1$  – центр вальца;

$O_2$  – центр инерции вибрирующей рамы с вибратором;

$O_3$  – центр подрессоренного двигателя;

$S_x$  и  $S_y$  – реакции в точке крепления рамы к оси вальца;

$Q$  – реакция под вальцом со стороны опорной поверхности;

$T_k$  – сила сопротивления качению (перекатыванию) катка;

$\alpha$  – угол отклонения рамы уплотнителя относительно оси вальца;

$\beta$  – угол поворота вальца;

$\mu$  – коэффициент сопротивления качению.

$$F_{\text{тр}} = Rf \cdot \text{sgn}\dot{x},$$

$$T_{\text{в}} = Q\mu \cdot \text{sgn}\dot{x};$$

На валец со стороны рамы действуют те же силы  $S_x$  и  $S_y$ , но с обратным знаком.

$G$  – общий вес уплотнителя,  $G=G_1+G_2+G_3$ .

В результате жёсткой горизонтальной связи  $x_1=x_2=x_3=x$ . Напишем уравнения равновесия сил для вальца, соблюдая указанные на рисунке 17 направления сил:

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \ddot{x} = S_x - Q\mu \cdot \text{sgn}\dot{x}, & (11) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \ddot{y}_1 = S_y + Q - G_1, & (12) \end{cases}$$

$$\begin{cases} Y_{\alpha} \ddot{\beta} = Q\mu \cdot \text{sgn}\dot{x} \cdot \frac{d}{2}. & (13) \end{cases}$$

Здесь  $Y_a$  – момент инерции вальца относительно собственной оси.

Из рисунка 17 видно, что:

$$\beta = \frac{2x}{d};$$

$$\ddot{\beta} = \frac{2\ddot{x}}{d}.$$

Выражение (13) можно записать в виде:

$$2Y_0 \frac{\ddot{x}}{d} = Q\mu \cdot \frac{d}{2} \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}. \quad (14)$$

Уравнения равновесия сил, действующих на уплотняющую часть виброуплотнителя, соблюдая указанные на рисунке направления сил:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_2}{g} \ddot{x} = \pm P_x - S_x - Rf \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}. \end{array} \right. \quad (15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_2}{g} \ddot{y}_2 = -P_y + R - S_y - G_2 - G_3. \end{array} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_0 \ddot{\alpha} = -P_y a \pm P_x \left( c - \frac{d}{2} \right) + Rl - Rf \cdot \operatorname{sgn}\dot{x} \cdot \frac{d}{2} + \\ + \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{g} \ddot{y}_2 b - G_2 b - G_3 e. \end{array} \right. \quad (17)$$

Здесь:

– верхние знаки указаны при вращении дебаланса по часовой стрелке, а нижние – против (данное указание справедливо на протяжении всей работы);

–  $Y_0$  – момент инерции рабочей поверхности виброуплотнителя относительно оси вальца.

Рассмотрим режим, когда большую часть времени опорная уплотняющая часть виброуплотнителя находится в воздухе, т.е. не опирается на уплотняемую поверхность, воздействуя на неё лишь импульсом удара. Следовательно,  $R=0$ .

Практический интерес представляет режим работы, когда задний валец не отрывается от опорной поверхности, благодаря чему обеспечивается устойчивость уплотнителя на уклонах (обязательное условие для этого будет

найденно ниже). В этом случае  $y_1 = \text{const} = 0$ , следовательно, тогда из выражения (12) следует:

$$S_y = G_1 - Q. \quad (18)$$

Из рисунка 17 видно, что:

$$\alpha = \frac{y_2}{b};$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}_2}{b}.$$

Тогда выражение (17) с учётом  $R=0$  запишется в виде:

$$Y_0 \frac{\ddot{y}_2}{b} = -P_y a \pm P_x \left( c - \frac{d}{2} \right) + \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{g} \ddot{y}_2 b - G_2 b - G_3 e. \quad (19)$$

После подстановки выражения (16) в выражение (19) следует:

$$Y_0 \frac{g}{bG_2} (-P_y - S_y - G_2 - G_3) = -P_y a \pm P_x \left( c - \frac{d}{2} \right) +$$

$$+ \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - (-P_y - S_y - G_2 - G_3) b - G_2 b - G_3 e. \quad (20)$$

С учётом выражения (18), выражение (20) принимает вид:

$$Y_0 \frac{g}{bG_2} (-P_y + Q - G_1 - G_2 - G_3) = -P_y a \pm P_x \left( c - \frac{d}{2} \right) +$$

$$+ \frac{G_2}{g} \ddot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - (-P_y + Q - G_1 - G_3) b - G_3 e. \quad (21)$$

После сложения правых и левых частей выражений (11) и (15) с учётом  $R=0$ , следует:

$$\ddot{x} = (\pm P_x - Q\mu \cdot \text{sgn}\dot{x}) \frac{g}{G_1 + G_2}. \quad (22)$$

После подстановки выражения (22) в выражение (21) и ряда преобразований получаем:

$$Q \left[ Y_0 \frac{g}{bG_2} + \mu \cdot \text{sgn}\dot{x} \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left( h - \frac{d}{2} \right) + b \right] = Y_0 \frac{g}{bG_2} (P_y + G_1 + G_2 + G_3) -$$

$$- P_y a \pm P_x \left[ \left( c - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right] + (P_y + G_1 + G_3) b - G_3 e. \quad (23)$$

Можно допустить, что  $Y_0 = \frac{G_2}{g} b^2$  тогда:

$$Q = \frac{-P_y a \pm P_x \left[ \left( c - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right] + 2b \left( P_y + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \right) - G_3 e}{2b + \mu \cdot \operatorname{sgn} x \frac{G_2}{G_1 + G_2} \left( h - \frac{d}{2} \right)} \quad (24)$$

Если выполнить конструкцию так, что  $h = \frac{d}{2}$ , т.е. центр инерции вибрирующей части расположен на высоте оси вальца, то выражение (24) примет следующий вид:

$$Q = \frac{P_y(2b - a) \pm P_x \left( c - \frac{d}{2} \right) + 2b \left( G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \right) - G_3 e}{2b} \quad (25)$$

При выполнении ещё одного конструкторского решения, а именно  $a = 2 \cdot b$ , выражение (25) после некоторых преобразований примет вид:

$$Q = \pm P_x \frac{\left( c - \frac{d}{2} \right)}{2b} + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left( 1 - \frac{e}{2b} \right) \quad (26)$$

Отсюда условие, при котором  $Q$  всегда больше 0, т.е. валец всегда в контакте с уплотняемой поверхностью, принимает вид:

$$\begin{aligned} \pm P_x^{\max} &\geq \frac{G_3(e - 2b) - \left( G_1 + \frac{G_2}{2} \right) 2b}{c - \frac{d}{2}}; \\ \pm P &\geq \frac{G_3(e - 2b) - \left( G_1 + \frac{G_2}{2} \right) 2b}{c - \frac{d}{2}} \end{aligned} \quad (27)$$

При рассмотрении движения по наиболее труднопроходимой поверхности – песку (коэффициент сопротивления качению  $\mu = 0,1 \div 0,3$ ) [2], значение сопротивления движению оказывается на порядок меньше возбуждающей силы:

$$T = Q\mu = \left( \pm P_x \frac{\left( c - \frac{d}{2} \right)}{2b} + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left( 1 - \frac{e}{2b} \right) \right) \mu \quad (28)$$

Введём следующие постоянные:

$$m = G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left( 1 - \frac{e}{2b} \right),$$

$$n = \frac{\left( c - \frac{d}{2} \right)}{2b}.$$

Примем вращение дебаланса против часовой стрелке. Тогда (28) принимает следующий вид:

$$T = (-P_x n + m)\mu \quad (29)$$

Найдем скорость движения виброплиты. Выразим из выражения (11) горизонтальную реакцию в точке крепления рамы к оси вальца:

$$S_x = \frac{G_1}{g} \ddot{x} + Q\mu \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}, \quad (30)$$

Подставим выражение (30) в выражение (15) и найдем ускорение плиты:

$$\ddot{x} = \frac{(-P_x - Q\mu \cdot \operatorname{sgn}\dot{x} - Rf \cdot \operatorname{sgn}\dot{x})g}{G_1 + G_2} \quad (31)$$

Проинтегрировав выражение (31), определим выражение скорости движения виброплиты:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= - \int \frac{Pg \sin(\omega t)}{G_1 + G_2} dt - \int \frac{Q\mu g \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}}{G_1 + G_2} dt - \int \frac{Rfg \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}}{G_1 + G_2} dt + C_1 = \\ &= - \frac{Pgc \cos(\omega t)}{\omega(G_1 + G_2)} - \frac{Q\mu g \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}}{G_1 + G_2} t - \frac{Rfg \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}}{G_1 + G_2} t + C_1 \end{aligned} \quad (19)$$

При включении виброплиты, дебаланс вибратора крутится с одинаковой частотой в одном направлении, тем самым возбуждая вынуждающую силу. Горизонтальная составляющая вынуждающей силы вибратора  $P_x$  изменяется по гармоническому закону. Рассмотрим на рисунке 18, как изменяется сопротивление качению в зависимости от вынуждающей силы вибратора:

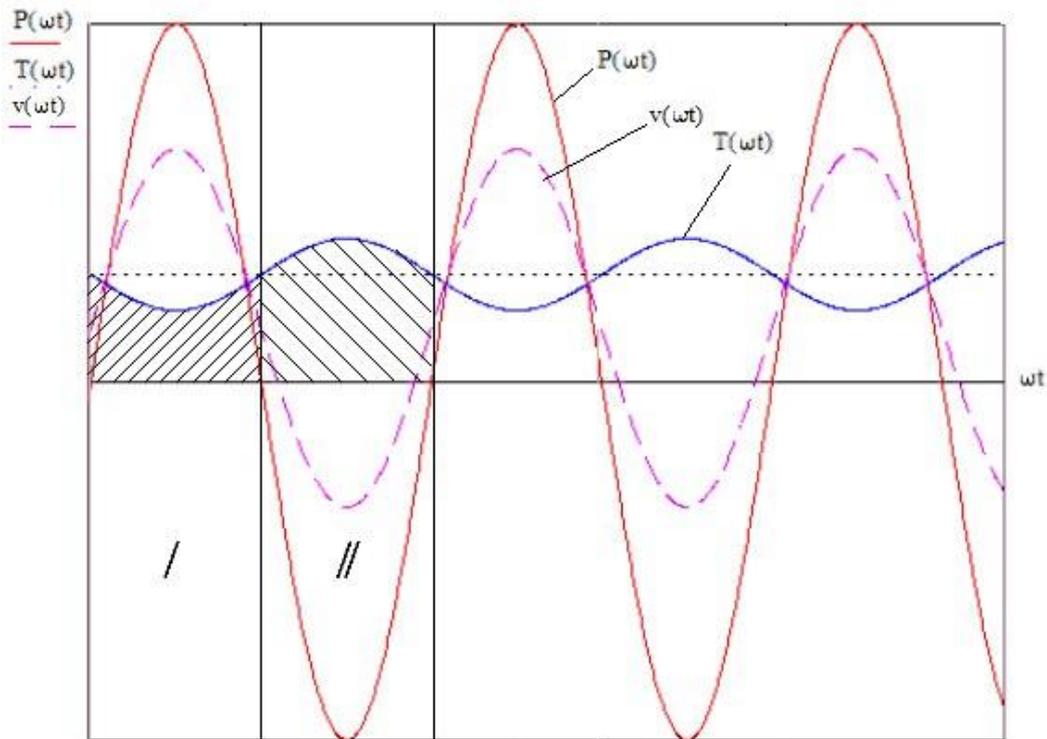


Рисунок 18 – График зависимости сопротивления движению от вынуждающей силы вибратора.

В первом полупериоде колебаний имеем максимальное значение горизонтальной составляющей вынуждающей силы. При этом, исходя из выражения 29, сопротивление качению принимает минимальное значение в этот момент. Во втором полупериоде колебаний вынуждающая сила принимает своё минимальное значение и сопротивление движению  $T$  будет больше по сравнению с первым полупериодом. Следовательно, виброуплотнитель будет совершать поступательное движение вперед больше в первом полупериоде колебаний, чем во втором из-за разницы в сопротивлении движению в первом и во втором полупериодах. Тем самым и объясняется возможность самостоятельного вибрационного перемещения виброплиты с вибратором ненаправленного действия при его определенном расположении относительно центра виброуплотнителя.

Если конструкцию уплотнителя–планировщика спроектировать так, что расстояние от оси вальца до оси вибратора будет в 2 раза больше, чем до центра инерции системы отвал–вибратор–груз–рама, и центр тяжести

вибрирующей части будет находиться на высоте оси вальца, то будет наблюдаться эффект виброперемещения.

Скорость виброперемещения плиты, в свою очередь, напрямую зависит от сопротивления движению – чем меньше заштрихованная область на участке I и больше область на участке II (рисунок 18), тем быстрее будет передвигаться плита. Коэффициент  $\left\langle \frac{(c-d)}{2b} \right\rangle$  при  $P_x$  в выражении (28) отвечает за величину максимальных и минимальных значений сопротивления движения.

Рассмотрим, как изменяется скорость передвижения виброплиты в зависимости от основных конструктивных параметров на рисунке 19.

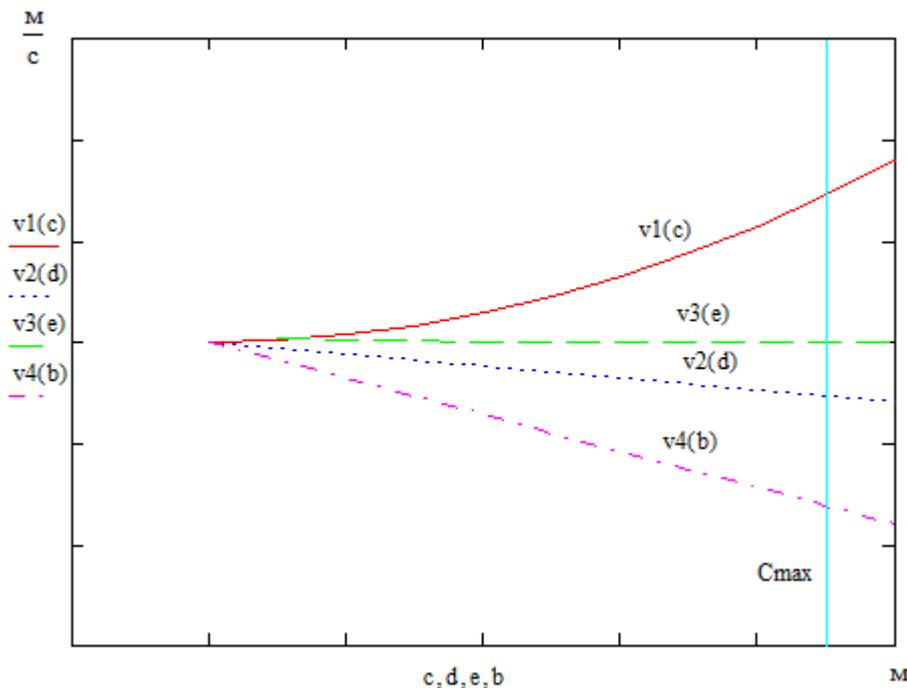


Рисунок 19 – График зависимости скорости передвижения виброплиты от основных конструктивных параметров.

По графику (рисунок 19,  $v1$ ) видно, что для достижения бóльших скоростей передвижения плиты следует увеличивать «с» (высоту от оси вибратора до опорной поверхности). При увеличении данного параметра происходит смещение центра тяжести вибрирующей системы вверх.

Расстояние от двигателя до вальца и диаметр вальца значительной роли не играют. Увеличение же расстояния от оси вальца до центра тяжести плиты ведёт к снижению скорости виброплиты (рисунок 19, v4). С одной стороны, следует выполнить конструкцию с наименьшим расстоянием до плиты, с другой стороны, – должны обеспечиваться требуемые параметры уплотнения, которые зависят от параметров плиты.

Таким образом, для достижения максимальной скорости передвижения плиты, исходя из конструктивных возможностей, следует обеспечить наибольшее удаление по вертикали оси вращения дебаланса от оси вращения вальца, также, не забывая при этом, соблюсти условия виброперемещения – центр тяжести вибрирующей части должен находиться на высоте оси вальца.

Посчитаем значение сопротивления движению уплотнителя по наиболее труднопроходимой поверхности (песку) при следующих параметрах плиты:

$$G1 = 440 \text{ Н} \text{ – вес вальца};$$

$$G2 = 270 \text{ Н} \text{ – вес вибрирующей рамы с вибратором};$$

$$G3 = 190 \text{ Н} \text{ – вес подрессоренного двигателя};$$

$$b = 0.15 \text{ м} \text{ – расстояние от оси вальца до центра опорной поверхности};$$

$$c = 0.025 \text{ м} \text{ – высота от оси вибратора до опорной поверхности};$$

$$d = 0.3 \text{ м} \text{ – диаметр вальца};$$

$$e = 0.32 \text{ м} \text{ – расстояние от оси вальца до центра подрессоренного двигателя};$$

$$P = 13500 \text{ Н} \text{ – возбуждающая сила вибратора};$$

$$\mu = 0.3 \text{ – коэффициент сопротивления качению}.$$

$$\begin{aligned}
T = Q\mu &= \left( \pm P_x \frac{\left(c - \frac{d}{2}\right)}{2b} + G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \left(1 - \frac{e}{2b}\right) \right) \mu = \\
&= \left( 13500 \frac{\left(0.025 - \frac{0.3}{2}\right)}{2 \cdot 0.15} + 440 + \frac{270}{2} + 190 \left(1 - \frac{0.32}{2 \cdot 0.15}\right) \right) 0.3 \\
&= 1576 \text{ Н} \quad (33)
\end{aligned}$$

Скорость виброплиты находится по формуле:

$$\dot{x} = -\frac{Pg \cos(\omega t)}{\omega(G_1 + G_2)} t - \frac{Q\mu g \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}}{G_1 + G_2} t - \frac{Rfg \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}}{G_1 + G_2} t + C_1. \quad (34)$$

В момент времени  $t=t_1$  (окончание движения вперед, следующее движение виброплиты будет в обратную сторону)  $\dot{x}=0$ . Выразим константу интегрирования  $C_1$ :

$$C_1 = -\frac{Pg \cos(\omega t_1)}{\omega(G_1 + G_2)} t_1 - \frac{Q\mu g \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}}{G_1 + G_2} t_1 - \frac{Rfg \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}}{G_1 + G_2} t_1. \quad (35)$$

Тогда при  $t_1 = 0.3$  с выражение (35) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned}
C_1 &= -\frac{Pg \cos(\omega t_1)}{\omega(G_1 + G_2)} t_1 - \frac{Q\mu g \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}}{G_1 + G_2} t_1 - \frac{Rfg \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}}{G_1 + G_2} t_1 = \\
&= -\frac{13500 \cdot 9.8 \cdot 0.99}{314(440 + 270)} 0.3 - \frac{5253 \cdot 0.3 \cdot 9.8}{440 + 270} 0.3 - 0 = 6.532. \quad (36)
\end{aligned}$$

Тогда скорость виброплиты в момент времени  $t=1$ с:

$$\dot{x} = -\frac{13500 \cdot 9.8 \cdot 0.98}{314 \cdot (440 + 270)} 1 - \frac{5253 \cdot 0.017 \cdot 9.8}{440 + 270} 1 + 6.532 = 15.2 \frac{\text{м}}{\text{мин}}. \quad (37)$$

Алгоритм создания вибрационного уплотнителя представляет следующую последовательность:

1. Центр тяжести рабочей части виброуплотнителя, т.е. его плиты с вибратором, должен быть расположен на высоте оси вальца и находится между осью вальца и осью вращения дебаланса. Этого можно достигнуть изменением расположения вибровозбудителя, изменением диаметра вальца или используя дополнительный груз, установленный на плите.

2. При направлении вращения дебалансов вибровозбудителя против часовой стрелки и расположением вибратора выше центра инерции виброуплотнитель будет двигаться вперед.

## **2.2. Алгоритм проектирования комбинированного поверхностного уплотнителя.**

Решая задачу расположения узлов данной конструкции, следовало выполнять условия прочности, эргономики, компактности, одновременно при этом удовлетворяя условия вибрационного перемещения [15]. Добиться этого можно, применяя специальный груз, установленный на уплотнителе в определенной точке, координаты которой зависят от массы того же груза. В данной работе предлагается один из возможных вариантов алгоритма решения этой задачи.

Начальным условием можно выбрать соотношение возбуждающей силы и общего веса уплотнителя, которое у выпускаемых в настоящее время вибрационных плит находится в диапазоне от 14 до 24, что видно на рисунке 8. С увеличением веса оно уменьшается. От соотношения возмущающей силы вибровозбудителя колебаний и веса виброуплотнителя зависит эффект уплотнения, поэтому этот параметр взят в основу проектирования.

Общий вес уплотнителя определяется как сумма весов всех его частей: приводного двигателя, вибратора с его подрессоренной рамой, защищающей его от вибрации, металлоконструкции рабочей (уплотняющей) плиты со всеми дополнительными устройствами для установки вибратора, амортизаторов и вальцов, если уплотнитель комбинированный.

Исходя из мощности применяемого двигателя из тех же статистических данных, можно выбрать величину возбуждающей силы вибратора и по имеющимся опубликованным данным установить значение его веса. Вес остальных узлов и расположение их центров инерции определяются конструктивными размерами и условиями прочности.

Таким образом, можно считать, что массы и расположение их центров инерции на данном этапе проектирования известны. Известны и их координаты относительно расположения той контактной кромки уплотнителя, которая не должна отрываться от уплотняемой поверхности. Теперь, если разделить возбуждающую силу вибратора на величину соотношения ее и веса уплотнителя (учитывая результаты статистической обработки, приведённые выше, например, на 16), то определится рекомендуемый вес уплотнителя при заданной мощности двигателя. Вычтя из него суммарный вес перечисленных выше узлов, можно получить соответствующее вес дополнительного груза, в пределах значения которого целесообразно искать его окончательную величину. Остается определить место его расположения.

Для получения оптимальных значений неизвестных параметров была написана программа «Расчет КПВУ» в среде C++ с использованием .NET Framework и концепции Windows Forms. В основу разработки ПО положен объектно–ориентированный подход, принцип которого представлен на рисунке 20 в виде алгоритма.

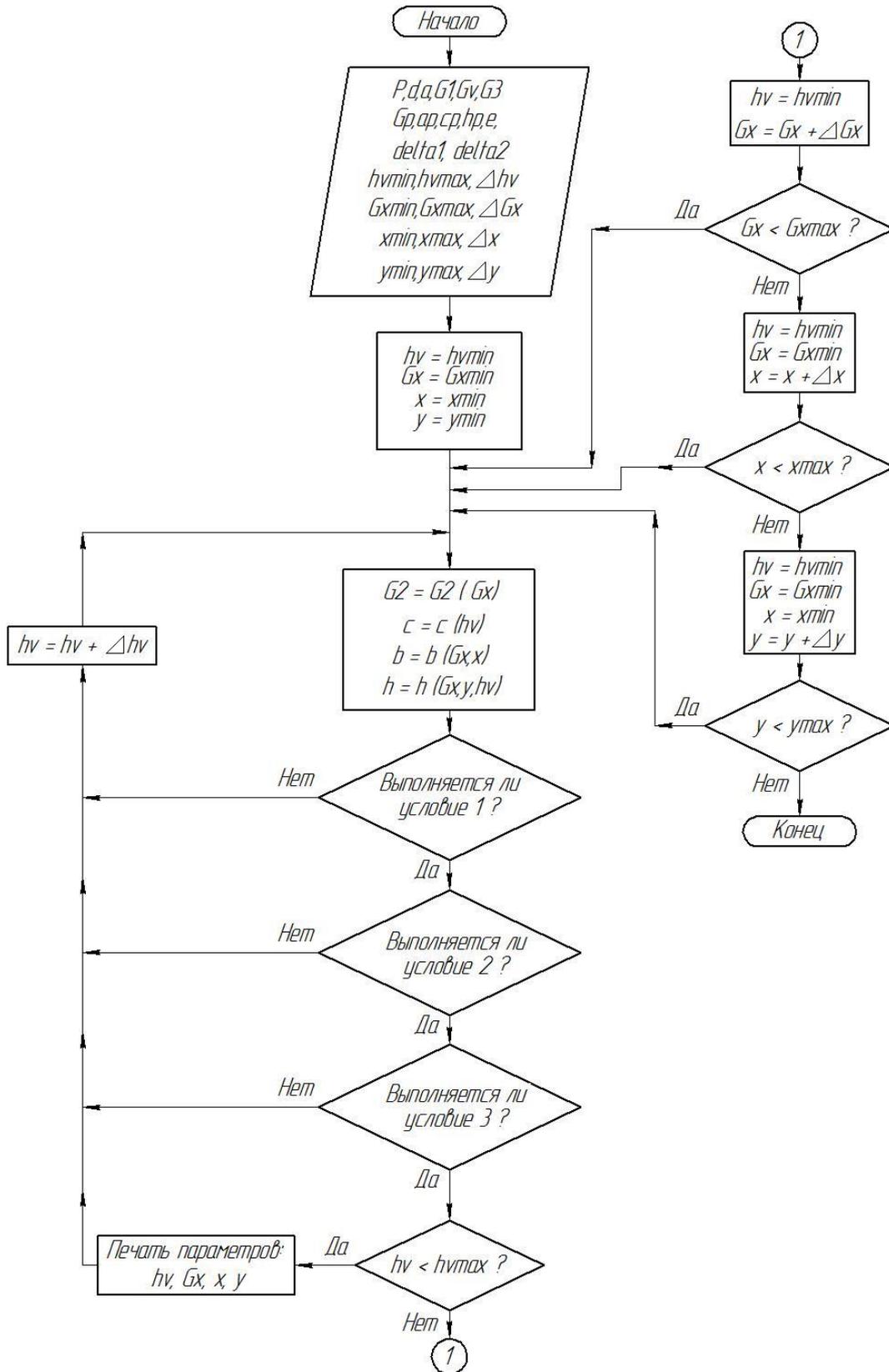


Рисунок 20 – Алгоритм программы.

Обозначения, используемые в программе приведены на схеме на рисунке 21.

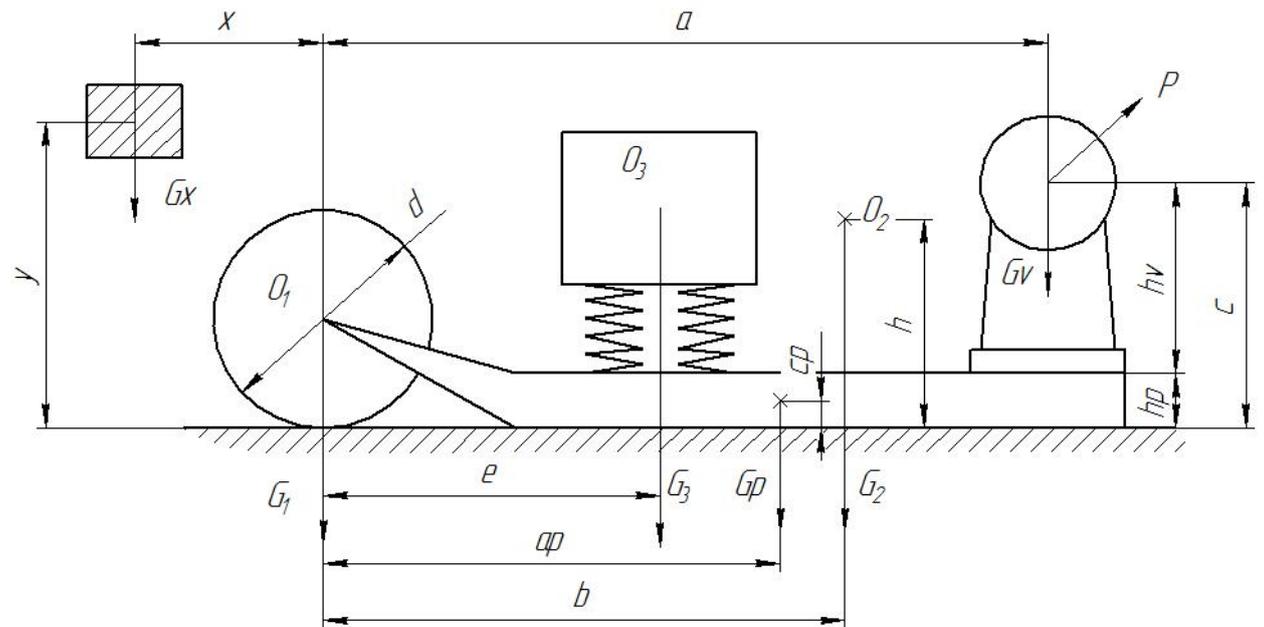


Рисунок 21 – Расчётная схема для подбора оптимальных параметров расположения дополнительного груза  $x$ ,  $y$ , его веса  $G_x$ , высоты вибратора над плитой  $h_v$ .

$G_1$  – вес вальца,  $G_1 = 440$  Н;

$G_2$  – вес вибрирующей рамы с вибратором;

$G_3$  – вес подрессоренного двигателя,  $G_3 = 190$  Н;

$P$  – возбуждающая сила вибратора,  $P = 13500$  Н;

$O_1$  – центр вальца;

$O_2$  – центр инерции вибрирующей рамы с вибратором;

$O_3$  – центр подрессоренного двигателя;

$h_v$  – высота вибратора с установочной площадкой;

$h_p$  – высота плиты,  $h_p = 0.06$  м;

$G_v$  – вес вибратора,  $G_v = 270$  Н;

$G_p$  – вес плиты,  $G_p = 150$  Н;

$G_x$  – вес пригруза;

$x$  – координата пригруза по оси  $x$ ;

$y$  – координата пригруза по оси  $y$ ;

$b$  – расстояние от центра тяжести вальца до центра тяжести вибрирующей части;

$h$  – высота центра тяжести вибрирующей части;

$d$  – диаметр вальца,  $d = 0.325$  м;

$r$  – расстояние от вальца до плиты;

$e$  – расстояние от центра тяжести вальца до центра тяжести двигателя,  $e = 0.35$  м.

Программа «Расчёт КПВУ» состоит из двух форм: форма входа, представленная на рисунке 22 и формы ввода/вывода данных.

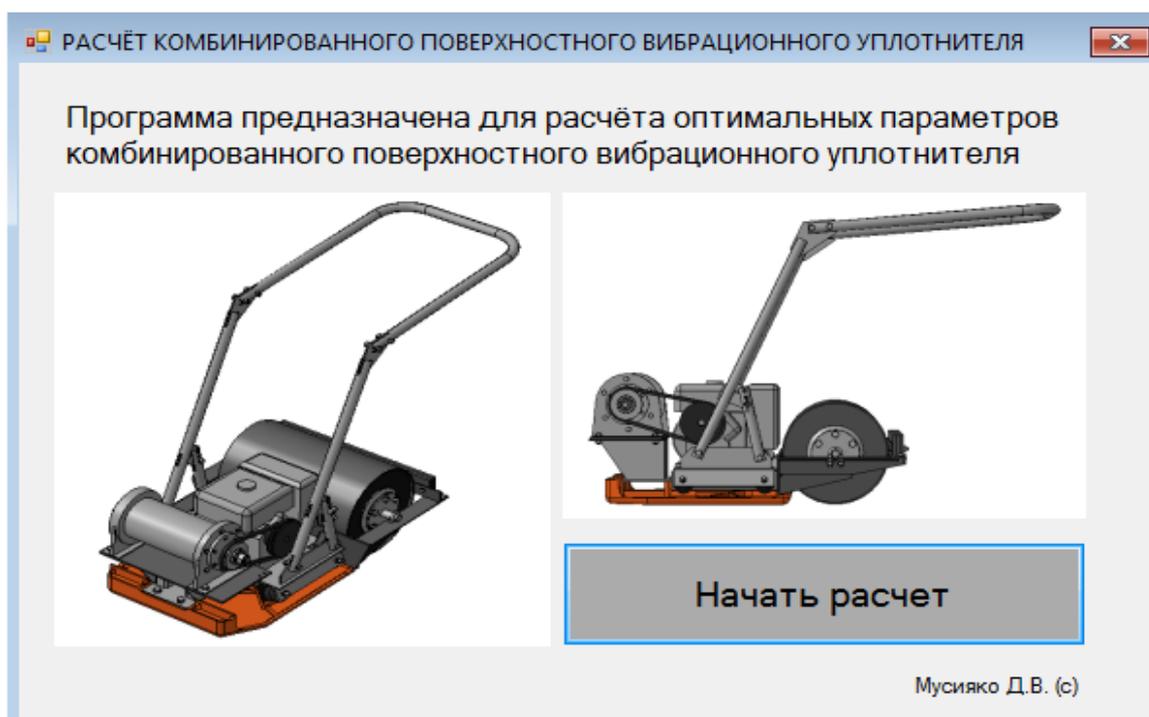


Рисунок 22 – Форма входа.

Рисунок 23 – Форма ввода/вывода данных.

Рассмотрим подробнее форму ввода/вывода данных.

Данную форму можно разделить на три функциональных блока: блок ввода начальных данных (рисунок 24), блок ввода ограничений на изменяемые параметры (рисунок 25) и блок вывода результатов (рисунок 26).

Начальные данные					
Вес вальца	G1	0,00 [Н]	Расстояние до вибратора	a	0,000 [м]
Вес вибрирующей рамы с вибратором	G2	0,00 [Н]	Диаметр вальца	d	0,000 [м]
Вес подрессоренного двигателя	G3	0,00 [Н]	Высота плиты	hp	0,000 [м]
Вес вибратора	Gv	0,00 [Н]	Расстояние до центра тяжести двигателя	e	0,000 [м]
Вес плиты	Gp	0,00 [Н]	Расстояние до центра тяжести плиты по оси x	ap	0,000 [м]
Возбуждающая сила вибратора	P	0 [Н]	Расстояние до центра тяжести плиты по оси y	cp	0,000 [м]
Погрешность a/b	Δ1	0,000	Погрешность d/h	Δ2	0,000

Рисунок 24 – Блок ввода начальных данных.

Изменяемые параметры	hv	Gx	x	y
	Высота вибратора над плитой	Вес дополнительного груза	Координата пригруза по оси x	Координата пригруза по оси y
Введите минимальные значения	0,000 [м]	0,00 [Н]	0,000 [м]	0,000 [м]
Введите максимальные значения	0,000 [м]	0,00 [Н]	0,000 [м]	0,000 [м]
Введите шаг изменения значений	0,000 [м]	0,00 [Н]	0,000 [м]	0,000 [м]

Рисунок 25 – Блок ввода ограничений на изменяемые параметры.

Результаты						
h <sub>v</sub>	G <sub>x</sub>	x	y	a/b	d/h	P

Рисунок 26 – Блок вывода результатов.

При запуске программы будет открыта Форма входа (рисунок 21). Для перехода к Форме ввода/вывода данных необходимо нажать на кнопку "Начать расчет".

Алгоритм работы с этой формой представляет собой следующую последовательность действий:

1. Задаются известные значения начальных параметров.
2. Задаются начальные значения, шаг изменения и максимально допустимые значения изменяемых параметров.
3. Нажимаем кнопку «Расчет».

Пример входных параметров:

- $P = 13500;$
- $d = 0.3;$
- $a = 0.6;$
- $G_1 = 440;$
- $G_v = 270;$
- $G_3 = 190;$
- $G_p = 300;$
- $a_p = 0.45;$
- $c_p = 0.015;$
- $h_p = 0.06;$
- $e = 0.35;$

- $\text{delta1} = 0.1;$
- $\text{delta2} = 0.1;$
- $\text{hvmin} = 0;$
- $\text{hvmax} = 1;$
- $\text{hvdelta} = 0.01;$
- $\text{Gxmin} = 0;$
- $\text{Gxmax} = 200;$
- $\text{Gxdelta} = 5;$
- $\text{xmin} = 1;$
- $\text{xmax} = 1;$
- $\text{xdelta} = 0.1;$
- $\text{ymin} = 0;$
- $\text{ymax} = 0.8;$
- $\text{ydelta} = 0.2;$

Выходные данные представлены в виде таблицы, представленной на рисунке 27, отображающей оптимальные параметры дополнительного груза:

hν	Gx	x	y	a/b	d/h	P
0,05	195,00	0,30	0,40	1,92	2,05	14 120,59
0,06	195,00	0,30	0,40	1,92	2,00	18 827,45
0,07	195,00	0,30	0,40	1,92	1,95	28 241,18
0,08	195,00	0,30	0,40	1,92	1,91	56 482,35
0,05	200,00	0,30	0,40	1,95	2,02	13 957,95
0,06	200,00	0,30	0,40	1,95	1,98	18 610,61
0,07	200,00	0,30	0,40	1,95	1,93	27 915,91
0,07	165,00	0,40	0,40	1,91	2,09	28 025,00
0,08	165,00	0,40	0,40	1,91	2,04	56 050,00
0,09	165,00	0,40	0,40	1,91	1,99	бесконечность
0,10	165,00	0,40	0,40	1,91	1,94	56 050,00
0,07	170,00	0,40	0,40	1,94	2,06	27 620,95
0,08	170,00	0,40	0,40	1,94	2,01	55 241,89
0,09	170,00	0,40	0,40	1,94	1,96	бесконечность
0,10	170,00	0,40	0,40	1,94	1,92	55 241,89
0,06	175,00	0,40	0,40	1,97	2,09	18 147,32
0,07	175,00	0,40	0,40	1,97	2,04	27 220,97
0,08	175,00	0,40	0,40	1,97	1,99	54 441,95
0,09	175,00	0,40	0,40	1,97	1,94	бесконечность
0,06	180,00	0,40	0,40	2,00	2,07	17 883,33
0,07	180,00	0,40	0,40	2,00	2,02	26 825,00
0,08	180,00	0,40	0,40	2,00	1,97	53 650,00
0,09	180,00	0,40	0,40	2,00	1,92	бесконечность
0,06	185,00	0,40	0,40	2,03	2,04	17 621,96
0,07	185,00	0,40	0,40	2,03	1,99	26 432,95
0,08	185,00	0,40	0,40	2,03	1,95	52 865,89
0,09	185,00	0,40	0,40	2,03	1,90	бесконечность
0,06	190,00	0,40	0,40	2,06	2,02	17 363,16
0,07	190,00	0,40	0,40	2,06	1,97	26 044,74
0,08	190,00	0,40	0,40	2,06	1,93	52 089,47

Рисунок 27 – Результаты расчёта.

Как видно из таблицы – строки с найденными значениями окрашены в зеленый цвет. Это означает, что найденные значения удовлетворяют всем условиям, заданным пользователем и самой задачей. В случае, если же параметров, удовлетворяющих этим условиям, не будет (например, в случае очень малой погрешности вычислений), то программа выдаст 50 результатов, которые будут максимально близки к удовлетворению этих условий. Это сделано для упрощения подбора начальных данных или ограничений изменяемых параметров.

Для ПО «Расчет КПВУ» предъявляются следующие требования к ЭВМ:

- оперативная память не менее 1 Гб;
- дисковое пространство – не менее 50 МБ свободного места на диске;
- минимальное разрешение экрана – 1366x768 пикселей;
- мышь с интерфейсом PS/2 или USB;
- клавиатура 101/102-х клавишная рус/лат.

Ниже на рисунке 28 представлена конструкция вибрационного уплотнителя, разработанная с учётом всех оптимальных геометрических параметров, полученных из алгоритма.

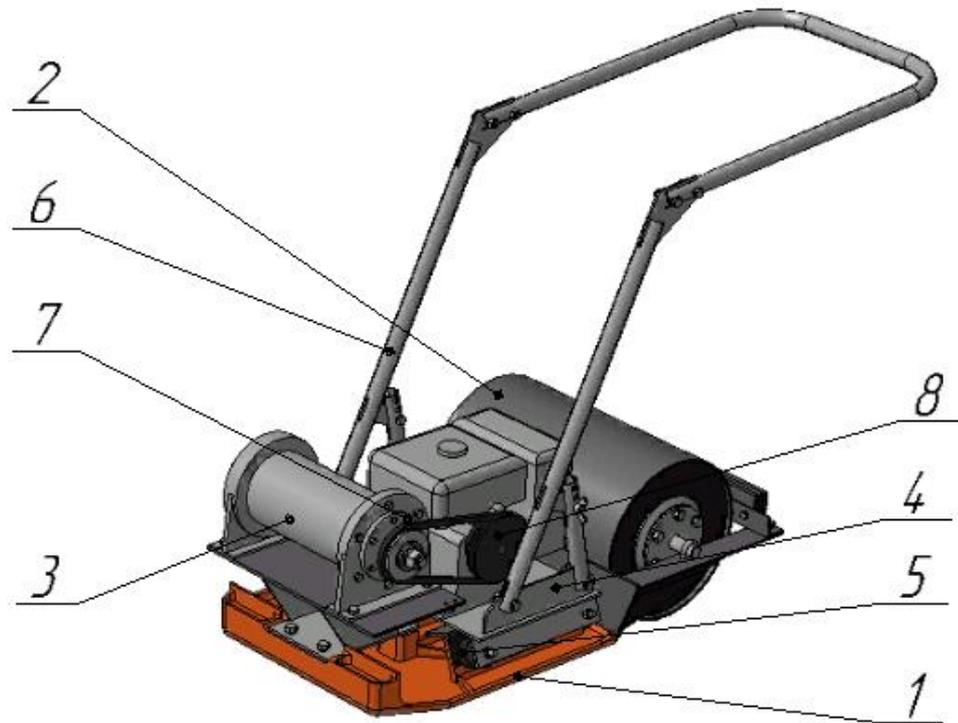


Рисунок 28 – Комбинированный вибрационный уплотнитель.

Поверхностный вибрационный уплотнитель состоит из следующих элементов:

- 1- рабочая плита;
- 2- свободно перекатывающийся валец;
- 3- дебалансный механизм (вибратор ненаправленного действия);
- 4- подрессоренная несущая рама с двигателем внутреннего сгорания;
- 5- амортизаторы;
- 6- антивибрационная рукоять управления;
- 7- клиноремennая передача, соединяющая выходной вал двигателя и вал дебалансного механизма;
- 8- обгонная муфта.

При включении двигателя 4 крутящий момент от него через клиноременную передачу 7 посредством обгонной муфты 8 передается на дебалансный механизм 3. Вращение дебаланса вибровозбудителя вызывает колебательное движение поверхностного виброуплотнителя. Вибровозбудитель колебаний 3 закреплен на рабочей плите 1, которая соединена со свободно перекатывающимся вальцем 2.

Поступательное перемещение поверхностного виброуплотнителя осуществляется за счет горизонтальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя колебаний  $P_x$ , а уплотнение материала происходит за счет вертикальной составляющей возмущающей силы  $P_y$  дебаланса  $P$ .

В качестве заднего опорного элемента выбран свободно перекатывающийся валец.

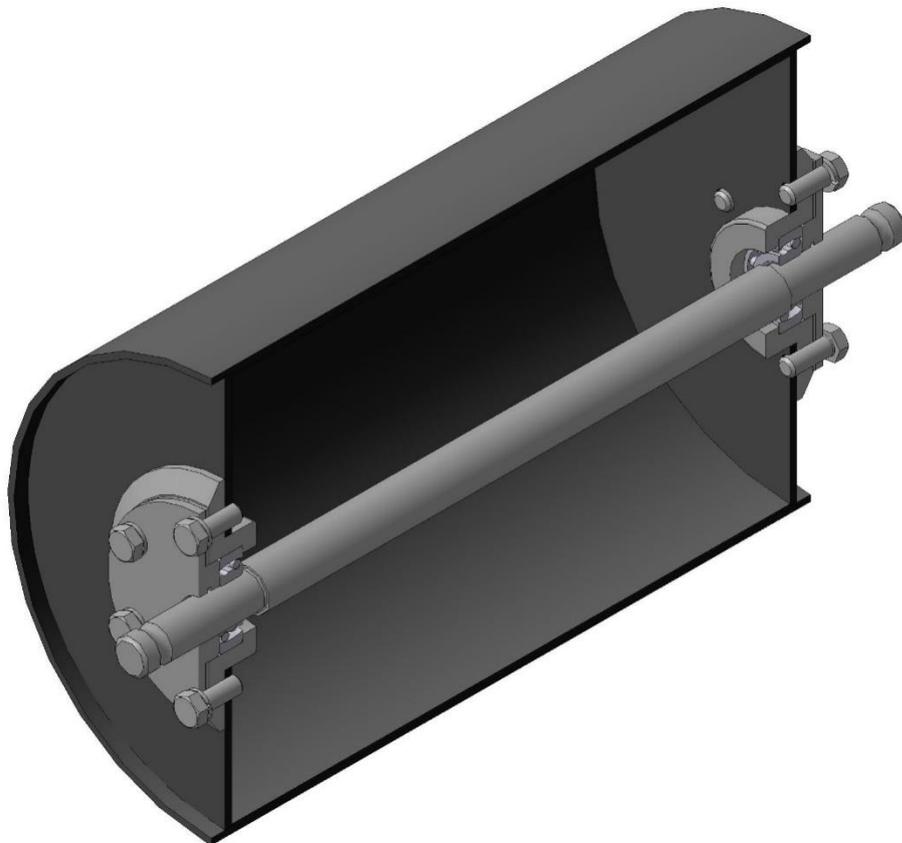


Рисунок 29 – 3D модель вальца в разрезе.

Свободно перекатывающийся валец состоит из нескольких элементов:

- 1- вал диаметром 30 мм;
- 2- труба диаметром 325 мм;
- 3- фланец вальца, вырезанный из листового проката;
- 4- стакан для посадки подшипников;
- 5- крышка подшипников;
- 6- подшипник;
- 7- болт М12;
- 8- прокладка;
- 9- проточка для крепежного хомута.

Потенциальные преимущества перед известными аналогичными конструкциями:

1. Основным преимуществом является самоходность конструкции, то есть нет необходимости в приложении оператором горизонтальной нагрузки для обеспечения передвижения.

2. Для уплотнения связных и несвязных грунтов необходимо использование как виброплит, так и катков, что увеличивает количество затрачиваемых проходов по поверхности, увеличивает сроки выполнения работ и их стоимость. В данной конструкции поверхность сначала уплотняется виброплитой для создания необходимой твердости на глубине, а затем катком уплотняется поверхностный слой грунтов.

3. В связи с уменьшением потребности человеческого фактора в перемещении конструкции, а также подрессоренной рукояти, снижается негативное воздействие вибраций на человека.

4. Сравнительно небольшие габариты конструкции, которые позволяют проводить внутриквартальные работы.

### 2.3. Исследование динамики вибрационного уплотнителя–планировщика.

На основе схемы, представленной на рисунке 16, предлагается математическая модель вибрационного уплотнителя–планировщика (рисунок 30).

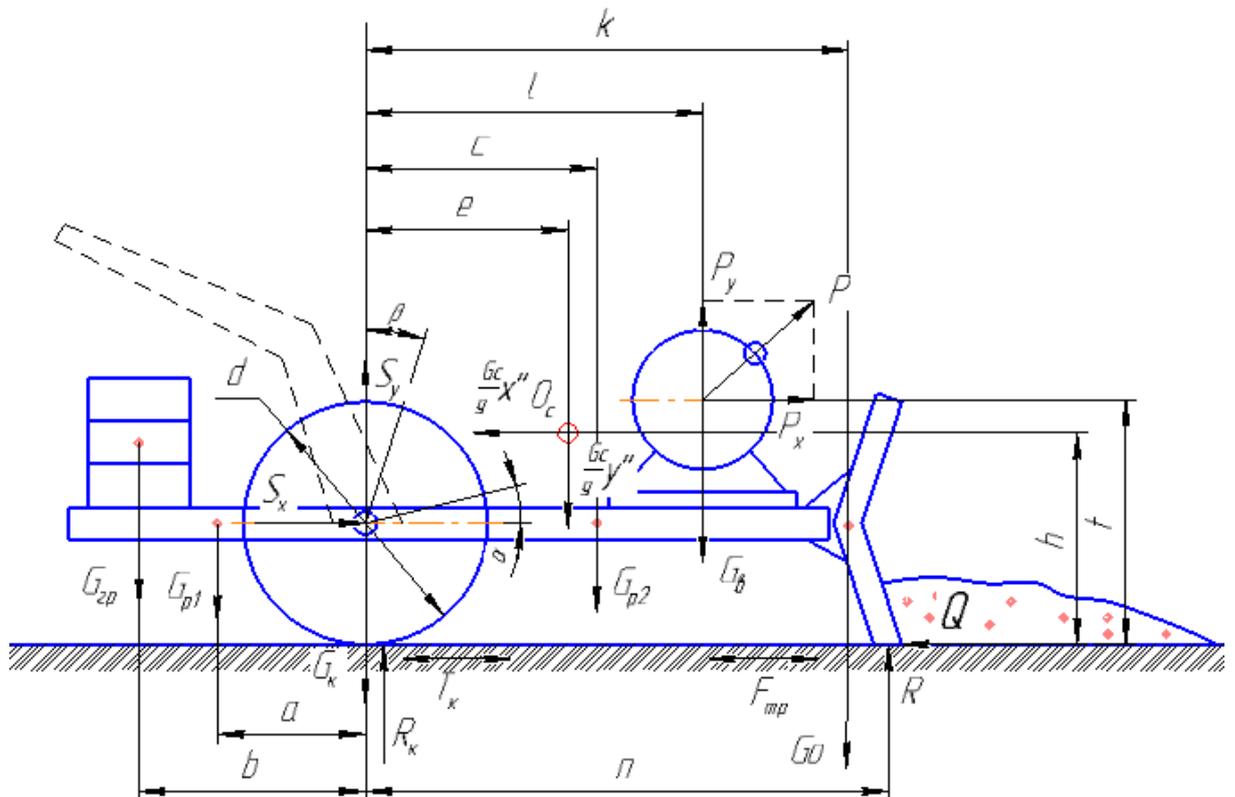


Рисунок 30 – Схема сил, действующих на вибрационный планировщик.

Здесь:

$G_{гр}$  – вес дополнительного груза;

$G_{р1}$ ,  $G_{р2}$  – вес левой и правой части рамы соответственно;

$G_{в}$  – вес вальца;

$G_{о}$  – вес отвала;

$G_{виб}$  – вес вибратора;

$G_{с}$  – вес системы;

$T_{в}$  – сила сопротивления качению вальца;

$R_{в}$  – реакция под вальцом со стороны опорной поверхности;

$S_x, S_y$  – реакции в точке крепления оси вальца к раме;

$F_{тр}$  – сила трения;

$\alpha$  – угол отклонения рамы относительно оси вальца;

$\beta$  – угол поворота вальца;

$f$  – коэффициент трения скольжения;

$P$  – возбуждающая сила вибратора;

$R$  – реакция под отвалом со стороны опорной поверхности;

$Q$  – реакция со стороны перемещаемого объекта;

$O_1$  – центр вальца;

$O_c$  – центр инерции системы отвал–вибратор–груз–рама;

$a, b, c, d, e, h, k, l, n, t$  – геометрические размеры.

Перед написанием уравнения равновесия сил, действующих на вибрационный планировщик имеем в виду, что:

– для определения направления сил трения и сопротивления качению вводится функцию  $sgn\dot{x}$ :

$$F_{тр} = Rf \cdot sgn\dot{x},$$

$$T_B = R_B\mu \cdot sgn\dot{x};$$

– на валец со стороны рамы действуют те же силы  $S_x$  и  $S_y$ , но с обратным знаком.

По аналогии с предыдущими теоретическими исследованиями динамики вибрационного уплотнителя, были записаны уравнения равновесия сил, действующих на валец и систему отвал–вибратор–пригруз–рама.

Уравнения равновесия сил для вальца, соблюдая указанные на рисунке 30 направления сил:

$$\begin{cases} \frac{G_B}{g} \ddot{x} = S_x - R_B\mu \cdot sgn\dot{x}, & (38) \\ \frac{G_B}{g} \ddot{y}_1 = S_y + R_B - G_B, & (39) \\ J_K \ddot{\beta} = R_B\mu \cdot sgn\dot{x} \cdot \frac{d}{2}. & (40) \end{cases}$$

Здесь  $J_B$  – момент инерции вальца относительно собственной оси.

Из рисунка 30 видно, что:

$$\sin\beta \approx \beta = \frac{x}{d/2},$$

т.к.  $\sin$  предельно малого угла равен самому углу.

$$\ddot{\beta} = \frac{2\ddot{x}}{d}.$$

Выражение (40) запишем в следующем виде:

$$J_B \frac{2\ddot{x}}{d} = R_{в\mu} \cdot \frac{d}{2} \cdot \operatorname{sgn}\dot{x}. \quad (41)$$

Делается предположение, что за счёт упругости сдвигаемого материала имеет место его постоянный контакт с отвалом.

Напишем уравнения равновесия сил, действующих на систему отвал–вибратор–груз–рама, соблюдая указанные на рисунке 30 направления сил:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_C}{g} \ddot{x} = P_x - S_x - Rf \cdot \operatorname{sgn}\dot{x} - Q, \end{array} \right. \quad (42)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 = P_y + R - S_y - G_C, \end{array} \right. \quad (43)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J_C \ddot{\alpha} = P_y l - P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_{виб} l - G_o k + Rn - Q \frac{d}{2} - Rf \cdot \operatorname{sgn}\dot{x} \cdot \frac{d}{2} + \\ + \frac{G_C}{g} \ddot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 e - G_{p2} c + G_{rp} b + G_{p1} a. \end{array} \right. \quad (44)$$

Здесь  $G_C$  – вес системы отвал–вибратор–груз–рама:

$$G_C = G_o + G_{виб} + G_{rp} + G_{p1} + G_{p2}.$$

$J_C$  – момент инерции системы отвал–вибратор–груз–рама:

$$J_C = J_o + J_{виб} + J_{rp} + J_{p1} + J_{p2}.$$

Из рисунка 30 видно, что:

$$\sin\alpha \approx \alpha = \frac{y_2}{e}.$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}_2}{e}.$$

Наибольший интерес представляет режим работы вибрационного планировщика, когда валец не отрывается от опорной поверхности, т.е.:  $y_1 =$

$const = 0 \Rightarrow \ddot{y}_1 = 0$ . В таком режиме механизм удерживается от смещения на уклоне и валец выполняет функцию виброуплотнителя.

Тогда из выражения (39) следует:

$$S_y = G_B - R_B. \quad (45)$$

Выражение (43) с учётом выражения (45) можно записать в виде:

$$\frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 = P_y + R - G_B + R_B - G_C. \quad (46)$$

После сложения правых и левых частей выражений (38) и (42) получим выражение:

$$\ddot{x} = \frac{(P_x - Rf \cdot \text{sgn}\dot{x} - Q - R_B \mu \cdot \text{sgn}\dot{x})g}{G_B + G_C}. \quad (47)$$

Т.к.  $\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}_2}{e}$ , выражение (47) примет вид:

$$\ddot{\alpha} = \frac{(P_y + R - G_B + R_B - G_C)g}{G_C e}. \quad (48)$$

Подставим (43), (44) и (45) в выражение (42):

$$\begin{aligned} & \frac{J_C g}{G_C e} (P_y + R - G_B + R_B - G_C) = \\ & = P_y l - P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_{\text{виб}} l - G_o k + Rn - Q \frac{d}{2} - Rf \cdot \text{sgn}\dot{x} \cdot \frac{d}{2} + \\ & + \frac{G_C}{G_B + G_C} (P_x - Rf \cdot \text{sgn}\dot{x} - Q - R_B \mu \cdot \text{sgn}\dot{x}) \cdot \left( h - \frac{d}{2} \right) - \\ & - (P_y + R - G_B + R_B - G_C)e - G_{p2}c + G_{rp}b + G_{p1}a. \end{aligned} \quad (49)$$

Выполним преобразования выражения (48), разложив вес системы  $G_C$  на составляющие и перенеся множители с  $R_B$  одну часть:

$$\begin{aligned} & R_B \left( e + \frac{J_C g}{G_C e} + G_{\text{отн}} \left( h - \frac{d}{2} \right) \mu \cdot \text{sgn}\dot{x} \right) = P_y \left( l - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right) - \\ & - P_x \left[ t - \frac{d}{2} - G_{\text{отн}} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right] - G_{\text{виб}} \left( l - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right) - G_o \left( k - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right) + \\ & + R \left[ n - f \text{sgn}\dot{x} \cdot \frac{d}{2} - \frac{G_C}{G_B + G_C} \left( h - \frac{d}{2} \right) f \text{sgn}\dot{x} - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right] + G_{rp} \left( e + b + \frac{J_C g}{G_C e} \right) + \\ & + G_{p1} \left( e + a + \frac{J_C g}{G_C e} \right) + G_{p2} \left( e - c + \frac{J_C g}{G_C e} \right) + G_B \left( e + \frac{J_C g}{G_C e} \right) - Q \left[ \frac{d}{2} + G_{\text{отн}} \cdot \left( h - \frac{d}{2} \right) \right], \end{aligned} \quad (50)$$

$$\text{где } G_{\text{отн}} = \frac{G_C}{G_B + G_C}.$$

Если использовать конструктивное решение, при котором высота центра инерции системы отвал–вибратор–груз–рама будет находиться на высоте оси вальца  $h = \frac{d}{2}$ , а также при допущении  $J_c = \frac{G_c}{g} e^2$  выражение (50) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} R_B 2e &= P_y(l - 2e) - P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_{\text{виб}}(l - 2e) \\ &- G_0(k - 2e) + R \left[ n - f \operatorname{sgn} \dot{x} \cdot \frac{d}{2} - 2e \right] + \\ &+ G_{\text{гр}}(2e + b) + G_{\text{р1}}(2e + a) + G_{\text{р2}}(2e - c) + G_B 2e - Q \frac{d}{2}. \end{aligned} \quad (51)$$

Рассмотрим режим, когда большую часть времени опорная часть отвала уплотнителя–планировщика находится в воздухе, т.е. не опирается на уплотняемую поверхность. Следовательно,  $R = 0$ :

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{P_y(l - 2e) - P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_{\text{виб}}(l - 2e) - G_0(k - 2e) +}{2e} \\ &\frac{+ G_{\text{гр}}(2e + b) + G_{\text{р1}}(2e + a) + G_{\text{р2}}(2e - c) + G_B 2e - Q \frac{d}{2}}{2e}. \end{aligned} \quad (52)$$

Избавимся от вертикальной составляющей вынуждающей силы  $R$  подобрав такие параметры уплотнителя–планировщика, при котором расстояние до вибратора будет в 2 раза больше расстояния до центра инерции системы отвал–вибратор–груз–рама, т.е.  $l = 2e$ . Тогда (52) запишем в виде:

$$R_B = \frac{-P_x \left( t - \frac{d}{2} \right)}{2e} + G_c + \frac{1}{2e} \cdot (G_{\text{гр}}b - G_0k + G_{\text{р1}}a - G_{\text{р2}}c) - Q \frac{d}{4e} \quad (53)$$

С учётом введения переменных  $z = \frac{(t - \frac{d}{2})}{2e}$ ,  $u = G_c + \frac{1}{2e} \cdot (G_{\text{гр}}b - G_0k + G_{\text{р1}}a - G_{\text{р2}}c)$  выражение (53) принимает следующий вид:

$$R_B = -P_x \cdot z + u - Q \frac{d}{4e}, \quad (54)$$

где  $z < 1$ .

Рассмотрим, как изменяется реакция вальца в свободном режиме работы, т.е. без продольной нагрузки  $Q$ :

$$R_B = -P_x \cdot z + u$$

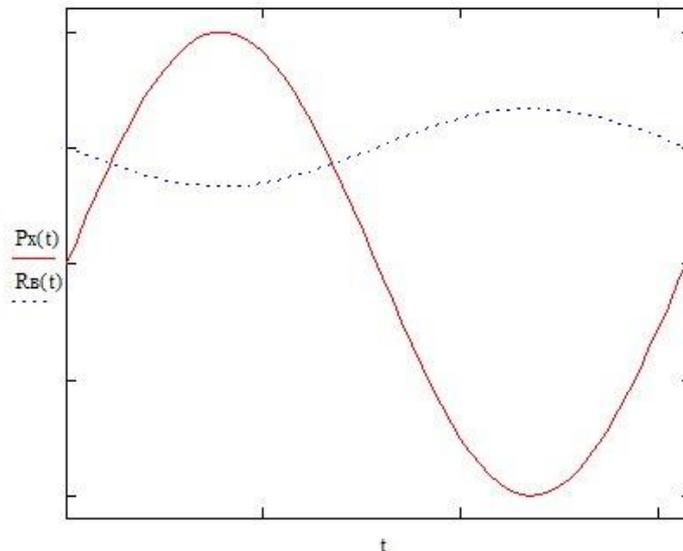


Рисунок 31 – График зависимости горизонтальной составляющей вынуждающей силы и реакции под вальцем.

В первом полупериоде колебаний вынуждающей силы наблюдаются меньшие значения реакции под вальцом в сравнении со значениями во втором полупериоде, т.е. сила сопротивления перемещению в первом полупериоде меньше, чем во втором (рисунок 31). Таким образом, обеспечивается эффект виброперемещения.

Найдём максимальную поперечную нагрузку, при которой сохраняется эффект виброперемещения. Для этого обратимся к выражению (54) и выразим поперечную нагрузку  $Q$ :

$$Q = \frac{(-P_x z + u - R_B)4e}{d}. \quad (55)$$

Значение поперечной нагрузки принимает максимальное значение при максимальном значении горизонтальной составляющей вынуждающей силы ( $P_x = P$ ) и при равенстве значения реакции под вальцом  $R_B = 0$ :

$$Q_{max} = \frac{(-Pz + u)4e}{d}. \quad (56)$$

$$\text{где } z = \frac{\left(t - \frac{d}{2}\right)}{2e}, u = G_c + \frac{1}{2e} \cdot (G_{rp}b - G_0k + G_{p1}a - G_{p2}c).$$

Таким образом, если сделать конструкцию уплотнителя–планировщика так, что расстояние от оси вальца до оси вибратора будет в 2 раза больше, чем до центра инерции системы отвал–вибратор–груз–рама, и центр тяжести вибрирующей части будет находиться на высоте оси вальца, то будет наблюдаться эффект виброперемещения. По выражению (54), включающее в себя геометрические параметры предлагаемой модели, можно определять максимально преодолимые поперечные нагрузки, при которых сохраняется эффект виброперемещения.

Проведённые исследования в области динамики вибрационного толкателя, позволяют сделать следующие выводы:

1. Научно обоснована возможность создания вибрационного самоходного планировщика для работы с малосвязными дисперсными материалами.

2. Разработана методика расчета геометрических параметров вибрационного движителя, при которых он может перемещать перед собою сыпучие материалы.

3. Впервые предложена конструкция механизма для одновременного планирования и уплотнения таких строительных материалов, как грунты, щебень и бетоны.

## **2.4. Алгоритм проектирования вибрационного уплотнителя–планировщика.**

По аналогии с алгоритмом программы «Расчёт КПВУ», решая задачу расположения узлов конструкции вибрационного уплотнителя–

планировщика, следовало постоянно перемещать эти узлы относительно друг друга и центра инерции, сохраняя при этом эффект виброперемещения.

$$\frac{d}{h} = 2, \quad (57)$$

$$\frac{l}{e} = 2, \quad (58)$$

Возможно это при расположении центра тяжести вибрирующей части уплотнителя–планировщика на высоте оси вальца, между осью вальца и осью вибровозбудителя.

Для того, чтобы уйти от этого постоянного перемещения узлов конструкции предлагается применять специальный груз, установленный на уплотнителе в определенной точке, координаты которой зависят от массы этого же груза. Решить данную задачу предлагается помощью алгоритма (рисунок 32). Для понимания принципа работы алгоритма на рисунке 30 приведена схема компоновки с указанием расстояний до узлов планировщика.

Уравнения, по которым определяется центр тяжести системы отвал–рама–пригруз–вибратор:

$$e = \frac{cG_{p2} + kG_o + lG_B - aG_{p1} - bG_{rp}}{G_{p2} + G_o + G_B + G_{p1} + G_{rp}}. \quad (59)$$

$$h = \frac{\frac{d}{2}G_{p2} + \frac{d}{2}G_o + tG_B + \frac{d}{2}G_{p1} + mG_{rp}}{G_{p2} + G_o + G_B + G_{p1} + G_{rp}}. \quad (60)$$

Также запишем выражение (55) для нахождения максимально преодолимых поперечных нагрузок:

$$Q_{max} = \frac{(-Pz + u)4e}{d},$$

$$\text{где } z = \frac{\left(t - \frac{d}{2}\right)}{2e};$$

$$u = G_c + \frac{1}{2e} \cdot (G_{rp}b - G_o k + G_{p1}a - G_{p2}c).$$

Принцип работы алгоритма заключается в переборе геометрических параметров  $(m, b, l, G_{гр})$ , результатом которого являются их оптимальные значения с точки зрения обеспечения условий виброперемещения и максимально преодолимых нагрузок.

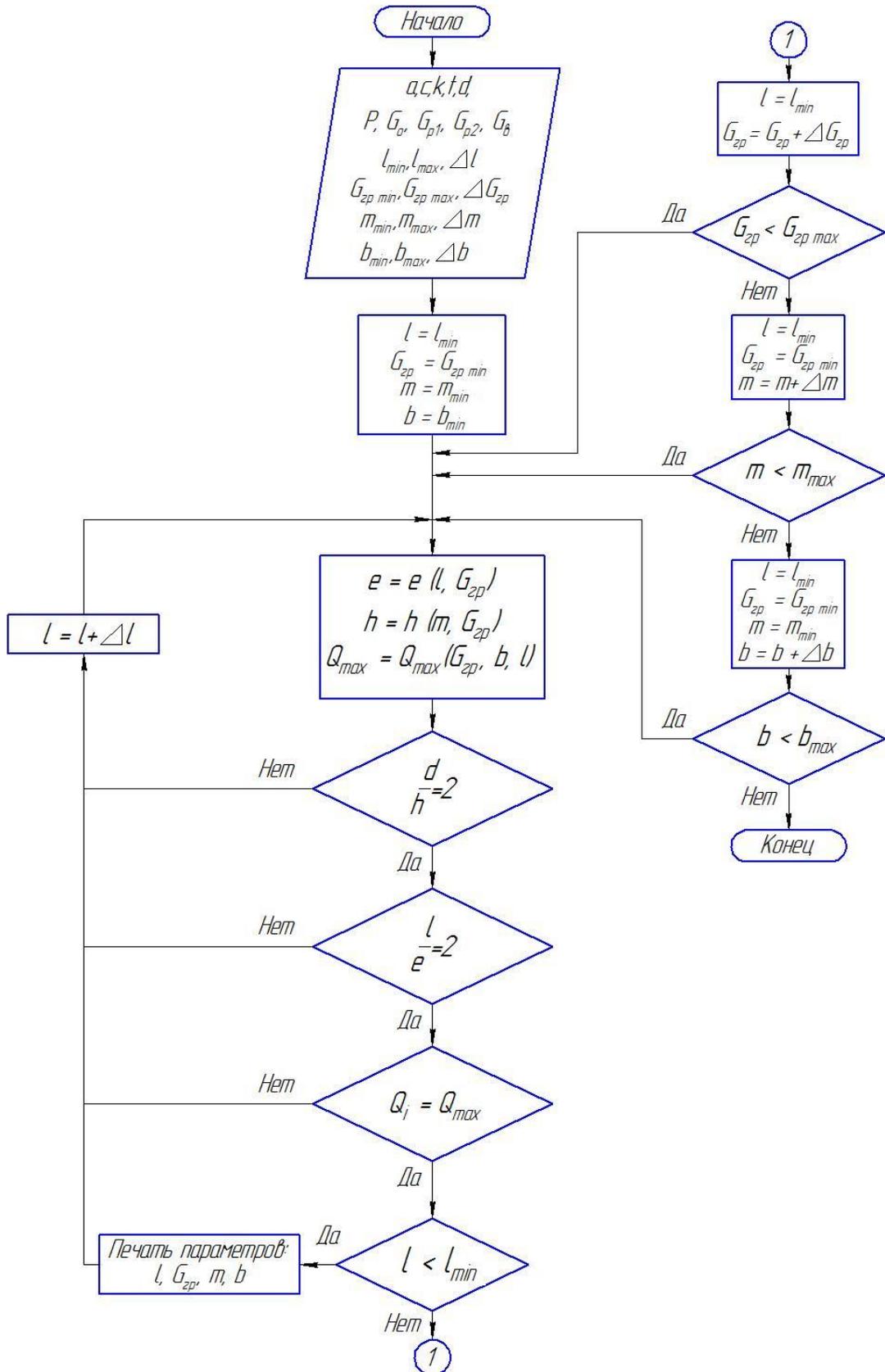


Рисунок 32 – Алгоритм подбора оптимальных значений  $m, b, l, G_{zp}$ .



Рассмотрим подробнее форму ввода/вывода данных.

Данную форму можно разделить на три функциональных блока: блок ввода начальных данных (рисунок 35), блок ввода ограничений на изменяемые параметры (рисунок 36) и блок вывода результатов (рисунок 37).

Начальные данные					
Вес узла планировщика:		Расстояние от центра тяжести вальца до центра тяжести			
- отвал	Go	0,00 [Н]	- отвала	k	0,00 [М]
- левая часть рамы	Gp1	0,00 [Н]	- левой части рамы	a	0,00 [М]
- правая часть рамы	Gp2	0,00 [Н]	- правой части рамы	c	0,00 [М]
- вибратор	Gv	0,00 [Н]	Высота расположения вибратора	t	0,00 [М]
Возбуждающая сила вибратора	P	0 [Н]	Диаметр вальца	d	0,00 [М]
Погрешность l/e	$\Delta 1$	0,00 [Н]	Погрешность d/h	$\Delta 2$	0,00 [М]

Рисунок 35 – Блок ввода начальных данных.

Изменяемые параметры	I	Ggp	m	b
	Расстояние до вибратора	Вес дополнительного груза	Высота расположения дополнительного груза	Координата пригруза по оси y
Введите минимальные значения	0,000 [М]	0,00 [Н]	0,000 [М]	0,000 [М]
Введите максимальные значения	0,000 [М]	0,00 [Н]	0,000 [М]	0,000 [М]
Введите шаг изменения значений	0,000 [М]	0,00 [Н]	0,000 [М]	0,000 [М]

Рисунок 36 – Блок ввода ограничений на изменяемые параметры.

Результаты								
	I	Ggp	m	b	l/e	d/h	Rv	Q

Рисунок 37 – Блок вывода результатов.

При запуске программы будет открыта форма входа (рисунок 33). Для перехода к Форме ввода/вывода данных необходимо нажать на кнопку «Начать расчет».

Алгоритм работы с этой формой представляет собой следующую последовательность действий:

1. Задаются известные значения начальных параметров.
2. Задаются начальные значения, шаг изменения и максимально допустимые значения изменяемых параметров.
3. Нажимаем кнопку «Расчет».

Пример входных параметров:

- $P = 11000$ ;
- $d = 0.3$ ;
- $Gv = 200$ ;
- $Gr1 = 20$ ;
- $Gr2 = 40$ ;
- $Go = 32$ ;
- $t = 0.18$ ;
- $lmin = 0.3$ ;
- $lmax = 0.35$ ;
- $ldelta = 0.01$ ;
- $bmin = 0.18$ ;
- $bmax = 0.26$ ;
- $bdelta = 0.01$ ;
- $Ggrmin = 0$ ;
- $Ggrmax = 150$ ;
- $Ggrdelta = 5$ ;
- $mmin = 0.07$ ;
- $mmax = 0.13$ ;
- $mdelta = 0.01$ ;
- $k = 0.6$ ;
- $c = 0.4$ ;
- $a = 0.073$ .

Выходные данные представлены в виде таблицы, представленной на рисунке 38, отображающей оптимальные параметры дополнительного груза:

<b>Результаты</b>							
<b>l</b>	<b>m</b>	<b>G<sub>гp</sub></b>	<b>b</b>	<b>Q</b>	<b>d/h</b>	<b>l/e</b>	<b>R<sub>v</sub></b>
0,30	0,12	125,00	0,25	3 016,60	2,00	2,00	0,00
0,31	0,12	125,00	0,25	3 043,27	2,00	2,00	0,00
0,32	0,12	130,00	0,23	3 078,93	2,01	1,99	0,00
0,32	0,12	125,00	0,25	3 069,93	2,00	2,01	0,00
0,33	0,12	130,00	0,23	3 105,60	2,01	1,99	0,00
0,33	0,12	125,00	0,25	3 096,60	2,00	2,01	0,00
0,34	0,12	130,00	0,23	3 132,27	2,01	2,00	0,00

Рисунок 38 – Результаты расчёта.

Как видно из таблицы – строки с найденными значениями окрашены в зеленый цвет. Это означает, что найденные значения удовлетворяют всем условиям, заданным пользователем и самой задачей. В случае, если же параметров, удовлетворяющих этим условиям не будет (например, в случае очень малой погрешности вычислений), то программа выдаст 50 результатов, которые будут максимально близки к удовлетворению этих условий. Это сделано для упрощения подбора начальных данных или ограничений изменяемых параметров.

ПО «Расчет ВУП» предназначено для ЭВМ, работающих на базе MS Windows.

Для ПО «Расчет ВУП» предъявляются следующие аппаратные требования к ПЭВМ:

- оперативная память не менее 1 ГБ;
- дисковое пространство – не менее 50 МБ свободного места на диске;
- минимальное разрешение экрана – 1366x768 пикселей;
- мышь с интерфейсом PS/2 или USB;
- клавиатура 101/102-х клавишная рус/лат.

Ниже на рисунке 39 представлена конструкция вибрационного планировщика, разработанная с учётом всех оптимальных геометрических параметров, полученных из алгоритма.

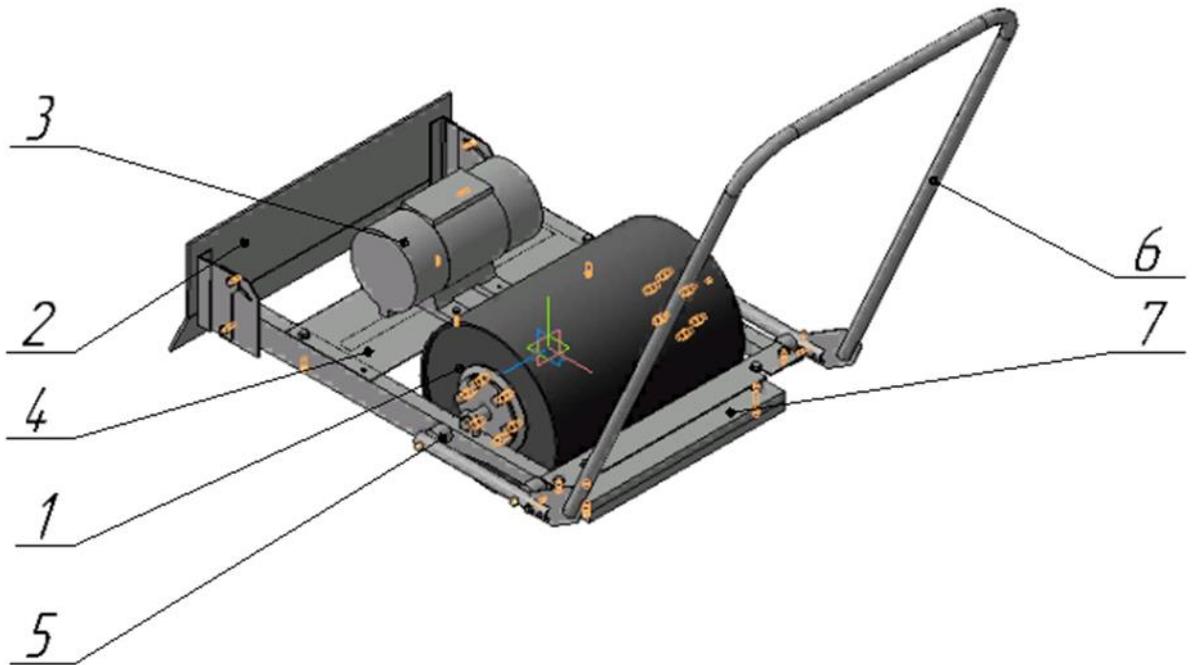


Рисунок 39 – Схема вибрационного уплотнителя–планировщика.

Конструктивная схема вибрационного уплотнителя–планировщика состоит из следующих элементов:

- 1- свободно перекатывающийся валец;
- 2- отвал;
- 3- дебалансный механизм (вибратор ненаправленного действия);
- 4- несущая рама;
- 5- амортизаторы;
- 6- антивибрационная рукоять управления;
- 7- дополнительный пригруз.

Электрический вибратор 3, отвал 2 и дополнительный пригруз 7 жёстко соединены с несущей рамой 4. При включении электрического вибратора начинает вращаться дебаланс внутри него, тем самым приводя всю систему в колебательное движение. За счет колебательного движения вибрационного

планировщика происходит его поступательное перемещение и уплотнение материала.

Поступательное виброперемещение вибрационного уплотнителя–планировщика осуществляется за счет горизонтальной составляющей возмущающей силы  $R_x$ , а уплотнение материала происходит за счет вертикальной составляющей  $R_y$ .

Основные рабочие параметры комбинированного поверхностного уплотнителя представлены в таблице 1:

Таблица 1 – Основные рабочие параметры вибрационного планировщика.

НАИМЕНОВАНИЕ	ПОКАЗАТЕЛЬ
Снаряженный вес, Н	784
Вынуждающая сила, Н	11300
Габариты	1030x1238
Внешний габарит в рабочем положении ДхШхВ, мм	1500x660x680
Электрический вибратор	ИВ–98Б
Мощность, кВт	0,9
Напряжение, В	380

В качестве заднего опорного элемента был выбран свободно перекатывающийся валец, той же конструкции, что и в комбинированном поверхностном уплотнителе (рисунок 29).

## **2.5. Двухвальцовый самоходный вибрационный уплотнитель–планировщик.**

В качестве конструкционного варианта предлагается рассмотреть вариант с двумя симметрично расположенными электрическими вибраторами ненаправленного действия, представленного на рисунке 40.

Конструкция включает два вальца 1, два вибратора 2, раму 3, подрессоренный груз 4 и отвал 5. В качестве груза может быть приводной

двигатель или бак с водой необходимой для предотвращения налипания на вальцы горячей асфальтобетонной смеси. На подрессоренной раме груза должна закрепляться рукоять уплотнителя, которая в описании динамики уплотнителя пока не рассматривается с учетом ее незначительной массы.

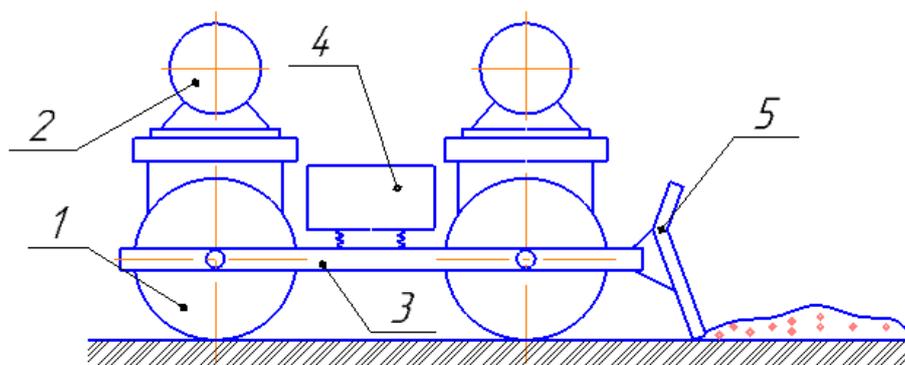


Рисунок 40 – Конструкция двухвальцового самоходного вибрационного уплотнителя–планировщика.

В работах [9,11] было предложено создавать вибрационные самоходные плиты таким образом, чтобы их задняя кромка при вибрировании не отрывалась от поверхности, благодаря чему обеспечивается устойчивость уплотнителя на уклонах и исключается возможность его сползания. Там же были найдены условия, при которых давления под этой кромкой, а значит и сила трения, меньше, когда горизонтальная составляющая сила вибратора направлена вперед, чем когда она направлена назад. В результате смещение уплотнителя за один период колебаний оказывается больше, чем назад, благодаря чему обеспечивается эффект вибрационного перемещения [12,13,14,15].

Здесь рассматривается аналогичный режим работы вибрационного уплотнителя, когда задний валец находится в постоянном контакте с поверхностью, по которой он передвигается. Передний валец работает в режиме вибрационного трамбования, совершая мгновенный удар по уплотняемой поверхности. Ниже будут найдены условия существования

такого режима и поперечные усилия, которые могут быть преодолены установкой.

Рассматривается работа с одним вибратором при движении вперед и с другим при движении назад, с изменением вращения эксцентриков в обратном направлении. Вальцы уплотнителя установлены в подшипниках и свободно вращаются без привода.

## 2.6. Математическое описание процесса передвижения вибрационного двухвальцового уплотнителя–планировщика.

Схема сил, действующих на вибрационный уплотнитель, представлена на рисунке 41:

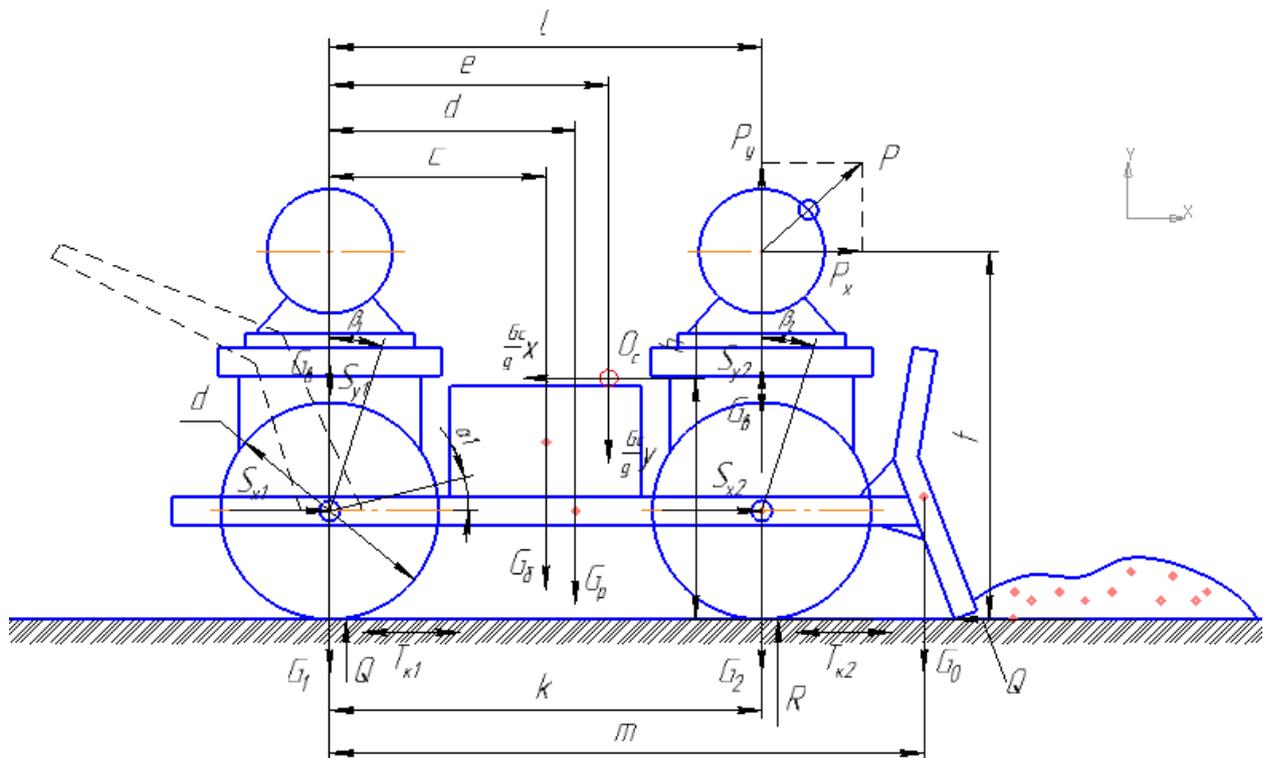


Рисунок 41 – Схема сил, действующих на вибрационный уплотнитель–планировщик.

Здесь:  $G_p$  – вес рамы;

$G_1, G_2$  – вес заднего и переднего вальца соответственно;

$G_6$  – вес бака для воды;

$G_b$  – вес вибратора;

$T_{k1}, T_{k2}$  – силы сопротивления качению заднего и переднего вальца соответственно;

$\mu$  – коэффициент сопротивления качению;

$R_1$  – реакция под задним вальцом со стороны опорной поверхности;

$R_2$  – реакция под передним вальцом со стороны опорной поверхности;

$S_{x1}, S_{x2}, S_{y1}, S_{y2}$  – реакции в точках крепления рамы к оси колеса;

$P$  – возбуждающая сила вибратора;

$\alpha_1$  – угол отклонения рамы относительно оси вальца;

$\beta_1$  – угол вращения вальца;

$O_c$  – центр инерции системы;

$G_c$  – вес системы без бака с водой;

$G_{c+b}$  – вес системы, включая бак с водой;

$Q$  – реакция со стороны перемещаемого объекта;

$a, b, c, d, e, h, k, l, t$  – геометрические размеры.

Предположим, что рассматривается режим, когда передний валец имеет только мгновенный контакт с уплотняемым материалом. Второй валец находится в постоянном контакте. Далее условия для такого режима будут найдены.

Для определения направления силы сопротивления качению введём кусочно–постоянную функцию  $sgn\dot{x}$ :

$$T_{k1} = R_1 \cdot \mu \cdot sgn\dot{x};$$

$$T_{k2} = R_2 \cdot \mu \cdot sgn\dot{x};$$

На вальцы со стороны рамы действуют те же силы  $S_x$  и  $S_y$ , но с обратным знаком.

Напишем уравнения равновесия сил для заднего вальца, соблюдая указанные на рисунке 41 направления сил:

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \ddot{x} = S_{x1} - R_1 \cdot \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}, & (61) \\ \frac{G_1}{g} \ddot{y}_1 = S_{y1} + R_1 - G_1, & (62) \\ J_\epsilon \ddot{\beta} = R_1 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \operatorname{sgn} \dot{x}. & (63) \end{cases}$$

Здесь  $J_\epsilon$  – момент инерции вальца относительно собственной оси.

Тогда (63) запишется в виде:

$$J_\epsilon \frac{2\ddot{x}}{d} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (64)$$

Принимая, что вращение дебаланса происходит против часовой стрелки, напишем уравнения равновесия сил, действующих на систему: два вибратора, передний валец, рама, отвал, бак с водой, соблюдая указанные на рисунке 41 направления сил.

Рассмотрим режим, когда большую часть времени передний валец находится в воздухе, т.е. не опирается на уплотняемую поверхность, воздействуя на нее лишь импульсом удара. Следовательно,  $R_2=0$ .

$$\begin{cases} \frac{G_C}{g} \ddot{x} = P_x - S_{x1} - Q, & (65) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 = -S_{y1} + P_y - G_C, & (66) \end{cases}$$

$$\begin{cases} J_C \ddot{\alpha} = P_y l + P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_\epsilon l - Q \frac{d}{2} - G_2 k + \\ + \frac{G_C}{g} \dot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 e - G_p d - G_\epsilon c. & (67) \end{cases}$$

Здесь  $G_C$  – вес системы без бака с водой: передний валец, два вибратора, рама:

$$G_C = G_2 + 2G_\epsilon + G_p.$$

$J_C$  – момент инерции относительно точки А системы: передний валец, два вибратора, рама:

$$J_C = J_2 + J_{\epsilon 1} + J_{\epsilon 2} + J_p.$$

Как говорилось выше, практический интерес представляет режим работы, когда задний валец не отрывается от опорной поверхности. В этом случае  $y_1 = const = 0 \Rightarrow \ddot{y}_1 = 0$ . Тогда из выражения (62) следует:

$$S_{y1} = G_1 - R_1. \quad (68)$$

$$\sin \alpha \approx \alpha = \frac{y_2}{e}$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}_2}{e}$$

Тогда выражение (67) запишется в виде:

$$J_c \cdot \frac{\ddot{y}_2}{e} = P_y l + P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - Q \frac{d}{2} - G_2 k + \frac{G_c}{g} \dot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_c}{g} \ddot{y}_2 e - G_p d - G_6 c \quad (69)$$

После подстановки (66) в выражение (69) следует:

$$\frac{J_c g}{G_c e} (-S_{y1} + P_y - G_c) = P_y l + P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - Q \frac{d}{2} - G_2 k + \frac{G_c}{g} \dot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - (-S_{y1} + P_y - G_c) e - G_p d - G_6 c \quad (70)$$

С учетом выражения (68) выражение (70) принимает вид:

$$\frac{J_c g}{G_c e} (R_1 - G_1 + P_y - G_c) = P_y l + P_x \left( t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - Q \frac{d}{2} - G_2 k + \frac{G_c}{g} \dot{x} \left( h - \frac{d}{2} \right) - (Q - G_1 + P_y - G_c) e - G_p d - G_6 c \quad (71)$$

После сложения правых и левых частей выражений (61) и (65) с учётом  $R=0$ , следует:

$$\dot{x} \left( \frac{G_1 + G_c}{g} \right) = P_x - Q - R_1 \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x},$$

отсюда:

$$\dot{x} = \frac{(P_x - Q - R_1 \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x}) g}{G_1 + G_c} \quad (72)$$

После подстановки выражения (72) в выражение (69) и ряда преобразований получаем:

$$\begin{aligned}
R_1 = & P_y \left( l - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right) + P_x \left[ t - \frac{d}{2} + \frac{G_C}{G_1 + G_C} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right] - 2G_\delta \left( \frac{l}{2} - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right) \\
& - G_2 \left( k - e - \frac{J_C g}{G_C e} \right) + G_1 \left( e + \frac{J_C g}{G_C e} \right) + G_\delta \left( e - c + \frac{J_C g}{G_C e} \right) + G_p \left( e - d + \frac{J_C g}{G_C e} \right) \\
& \cdot \left[ e + \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \cdot \frac{G_C}{G_1 + G_C} \cdot \left( h - \frac{d}{2} \right) + \frac{J_C g}{G_C e} \right]^{-1} \quad (73)
\end{aligned}$$

С определенным допущением мы можем заменить:  $J_C = \frac{G_C}{g} \cdot e^2$ .

Обозначим:  $G_{омн} = \frac{1}{1 + \frac{G_1}{G_C}}$ .

Тогда:

$$\begin{aligned}
R_1 = & \left( P_y (l - 2e) + P_x \left[ t - \frac{d}{2} + G_{омн} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right] - 2G_\delta \left( \frac{l}{2} - 2e \right) - G_2 (k - 2e) + G_1 2e \right. \\
& \left. + G_\delta (2e - c) + G_p (2e - d) \right) \left( 2e + \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \cdot G_{омн} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right)^{-1} \quad (74)
\end{aligned}$$

При выполнении конструкторского решения, а именно  $k = l = 2e$ , т.е. конструкция симметричная, выражение (74) после некоторых преобразований примет вид:

$$R_1 = \frac{P_x \left[ t - \frac{d}{2} + G_{омн} \left( h - \frac{d}{2} \right) \right] + G_1 \cdot l + G_\delta \cdot l + Q \frac{d}{2} + G_\delta (l - c) + G_p (l - d)}{\left[ l + \mu \cdot G_{омн} \cdot \left( h - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \right]} \quad (75)$$

Допустим, что перед отвалом нет преград (поперечная нагрузка  $Q=0$ ). Тогда условия, при котором  $R_1$  всегда больше 0, т.е. валец всегда в контакте с уплотняемой поверхностью:

$$P < \frac{(G_1 + G_\delta + G_\delta + G_p)l - G_\delta c - G_p d}{t - \frac{d}{2} + G_{омн} \left( h - \frac{d}{2} \right)} \quad (76)$$

$$l + \mu \cdot G_{омн} \cdot \left( h - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} > 0 \quad (77)$$

Рассмотрим уравнение (77), изобразив его графически, как показано на рисунке 42. Примем:

$$z = l + \mu \cdot G_{омн} \left( h - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (78)$$

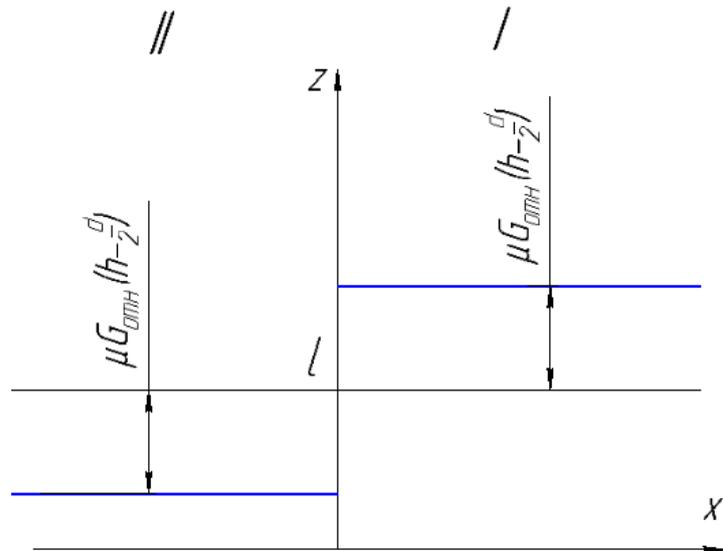


Рисунок 42 – Графическое изображение уравнения.

Как упоминалось ранее, участок I соответствует движению уплотнителя вперёд, при этом  $\dot{x}$  будет положительным, а  $z$  будет принимать большее значение, чем при движении уплотнителя в обратную сторону. Следовательно, чтобы  $z$  было всегда положительным, нужно чтобы выполнялось неравенство:

$$l > \mu \cdot G_{отн} \left( h - \frac{d}{2} \right) \quad (79)$$

## ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ И ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНИТЕЛЯ

### 3.1. Методика исследования коэффициента поверхностного трения грунта при вибрации.

Задача эксперимента – проверить корректность выводов, полученных в результате теоретических и практических исследований поверхностного коэффициента трения.

Чтобы определить действительную величину коэффициента трения нужно знать соответствующие друг другу значения реакции грунта и сдвигающие усилия.

Испытания проводились на песчаном, предварительно уплотнённом грунте.

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 43.

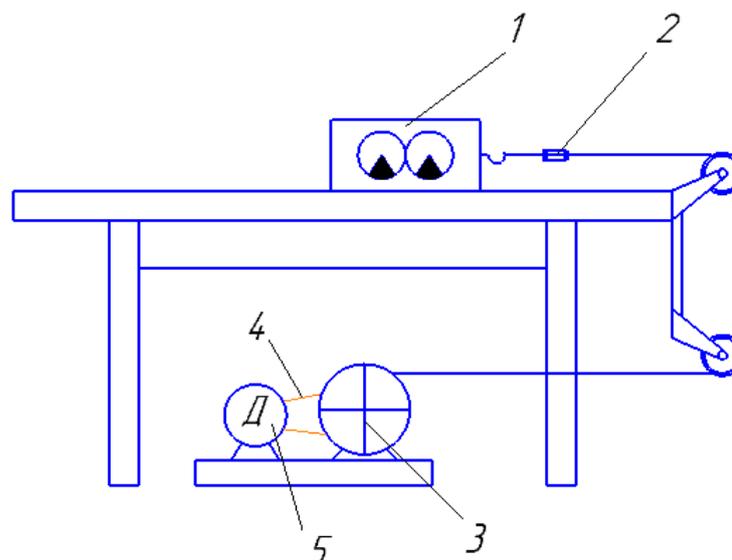


Рисунок 43 – Схема экспериментальной установки для проверки натяжения троса при включенном/выключенном вибраторе:

1 – вибратор направленного действия, 2 – тензодатчик, 3 – тяговая лебёдка, 4 – цепь, 5 – двигатель.



Рисунок 44 – Лабораторный стенд проверки натяжения троса при включенном / выключенном вибраторе.



Рисунок 45 – Лабораторный стенд проверки натяжения троса при включенном / выключенном вибраторе.

Для проведения опытов использовался вибратор направленного действия, привод которого осуществлялся от двигателя постоянного тока, что позволяло регулировать его рабочую частоту. Опорная плита имела размеры 240x280 мм. Усилие, возникающее в тросике лебёдки, записывалось с помощью специального тензодатчика.

Эксперимент заключался в том, что после включения двигателя и выхода вибромашины на соответствующий режим работы, производилась запись сигналов с тензодатчика. Перед каждой серией опытов по этой методике производился замер сдвигающего усилия при отсутствии вибрации и определялся соответствующий коэффициент трения.

Все испытания проводились в режиме, когда возмущающая сила не превышала общего веса виброплиты. Считалось, что плита работала без отрыва от грунта.

Давление, оказываемое на грунт, может быть выражено:

$$Q = G + P \sin \omega t - m \ddot{y} \quad (80)$$

Где  $Q$  – давление на грунт.

$G$  – вес вибромашины.

$P \sin \omega t$  – значение возмущающей силы.

$m$  – масса вибромашины.

$\ddot{y}$  – ускорение колебаний.

Величина  $P \sin \omega t$  находилась с помощью записи отметки положения эксцентриков.

Ускорение колебаний записывалось с помощью прибора ПИУ–ІМ и акселерометра, который устанавливался на корпусе вибратора.

Таким образом, осциллограмма обеспечивала возможность фиксировать в любой момент времени величину давления на грунт и соответствующего сдвигающего усилия. Коэффициент трения определялся как их отношение.

Во всех случаях, коэффициент трения при вибрации выражен относительной величиной, равной отношению коэффициента трения при включенном вибраторе  $f_v$  к его значению при отключенном вибраторе  $f_0$ .

В первой группе опытов изучалось влияние влажности грунта и рабочей частоты вибратора на величину коэффициента трения. При этом, поддерживалось постоянное отношение возмущающей силы вибратора к весу вибромашины, равное 0.5. Для этого, при различном числе оборотов эксцентриков, соответствующим образом изменялся их кинетический момент.

Передвижение машины осуществлялось с постоянной скоростью, равной 3 м/мин.

Испытания проводились при различной влажности грунта в интервале от 3 до 8%, при этом частота колебаний вибромашины для каждого значения влажности изменялась в пределах от 6000 до 18000 об/мин.

### **3.2. Обработка экспериментальных данных исследования коэффициента поверхностного трения грунта при вибрации и основные выводы по результатам исследования.**

Полученные результаты показали, что с увеличением частоты и влажности, коэффициент трения несколько уменьшается. Для проверки влияния частоты колебаний на коэффициент трения были проведены дополнительные исследования с повышением частоты вращения эксцентриков до 24000 об/мин, при постоянной влажности грунта равной 6% и соотношением возмущающей силы к весу вибратора равным 0.75.

Результаты, представленные на рисунке 46, свидетельствуют о том, что дальнейшее повышение частоты колебаний вибратора существенно влияния на коэффициент трения не оказывает.

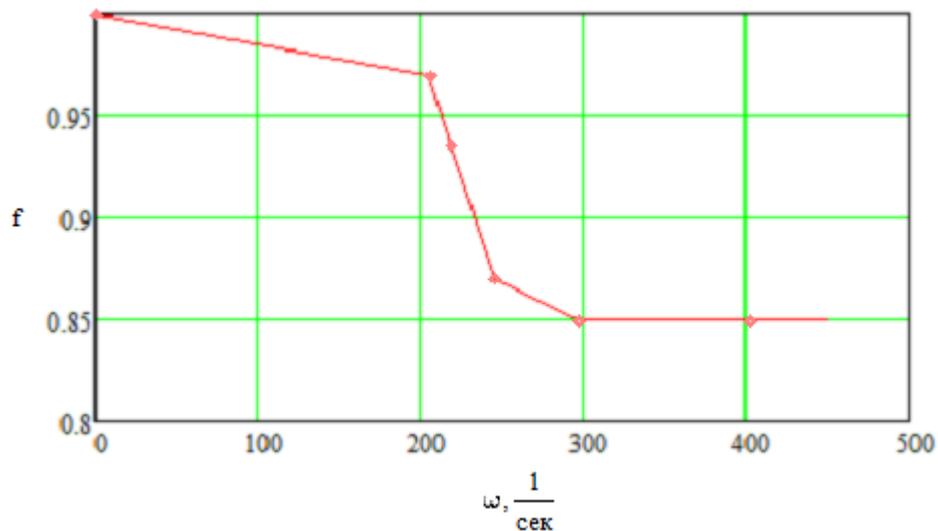


Рисунок 46 – Зависимость коэффициента трения от частоты колебаний.

В следующей группе опытов исследовалось влияние на коэффициент трения отношения возмущающей силы  $P$  к весу вибратора  $G$ . Для этого при постоянном числе оборотов эксцентриков изменялся их кинетический момент. Скорость передвижения поддерживалась постоянной в пределах 3 м/мин. Влажность грунта принималась 3 и 6%. Результаты испытаний показаны на рисунке 47. В этом случае мы также не наблюдаем существенного изменения коэффициента трения.

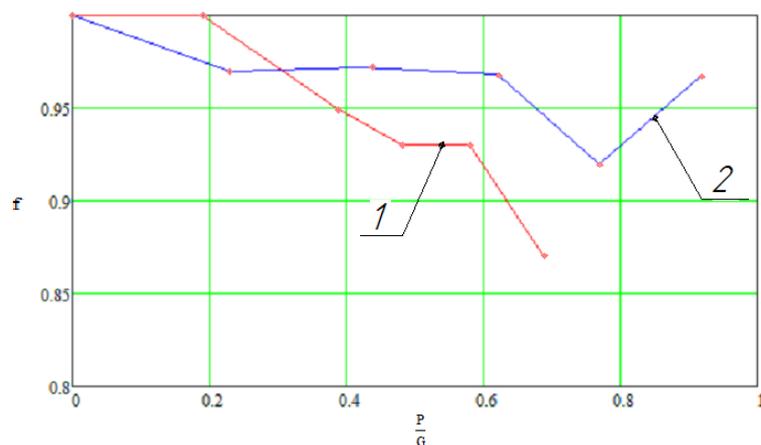


Рисунок 47 – Зависимость коэффициента трения от величины возмущающей силы.

В последней серии опытов были проведены исследования по установлению зависимости коэффициента трения от скорости передвижения вибромашины. Скорость передвижения вибромашины регулировалась

изменением числа оборотов тяговой лебёдки в интервале от 1 до 10 см/мин (0.6 – 6 м/мин). Частота колебаний сохранялась постоянной и равнялась 11700 об/мин. Кинетический момент составлял 0.365 кг·см, а возмущающая сила соответственно – 0.7 от веса вибромашины. Влажность грунта сохранялась постоянной и была равно 8%. Результаты испытаний представлены на рисунке 48.

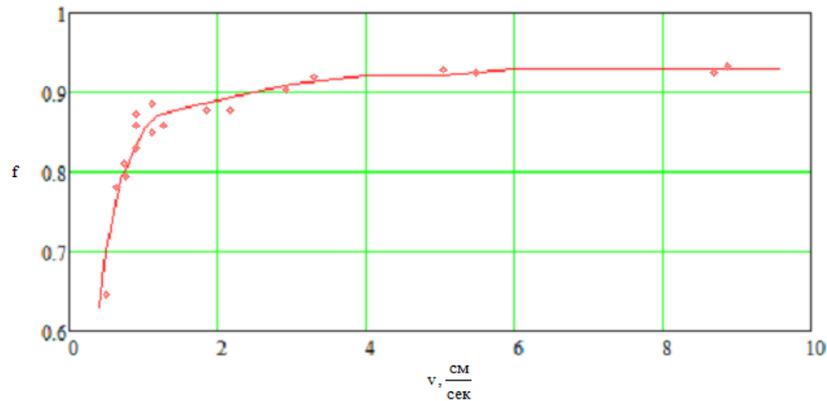


Рисунок 48 – Зависимость коэффициента трения от скорости передвижения вибромашины.

Проделанная работа по определению истинного коэффициента трения между поверхностью грунта и рабочей поверхностью виброуплотнителя во время его работы, позволяет сделать следующие выводы:

1. Влажность грунта в исследованных пределах от 3 до 8% оказывает незначительное влияние и снижает коэффициент трения на 10%.

2. Соотношении возмущающей силы к весу виброплиты меньше 1 снижает коэффициент трения также на 10%. С увеличением этого отношения до 3, коэффициент трения уменьшается на 25%. Дальнейшее увеличение величины возмущающей силы вибратора существенных изменений не даёт.

3. Частота колебаний вибратора в пределах до 12000 об/мин почти не оказывает влияния на снижение коэффициента трения, но при больших частотах он уменьшается на 15%.

4. Коэффициент поверхностного трения между грунтом и виброплитой в интервале скоростей передвижения от 2 до 10 см/сек (1.2 – 6 м/мин)

практически не изменяется, но резко падает при скорости перемещения меньше, чем 1 см/сек (0.6 м/мин). При малой скорости перемещения воздействие вибрации на грунт является более длительным, благодаря чему, по–видимому, частицы приобретают большую подвижность, а это оказывает заметное влияние на снижение коэффициента трения. Поскольку поверхностные вибрационные уплотнители работают при скорости передвижения больше, чем 2 см/сек ( $\geq 1.2$  м/мин), то заметного снижения коэффициента трения от скорости перемещения виброплиты также не будет.

### **3.3. Методика исследования динамики комбинированного поверхностного уплотнителя.**

Задача эксперимента – проверить выводы, полученные в результате теоретических исследований динамики поверхностных вибрационных уплотнителей и эффективность предложенного нового конструкционного варианта, объединяющего преимущества вибрационных катка и плиты.

В качестве эксперимента использован уплотнитель, описанный выше в главе 2 и представленный на рисунке 49:



Рисунок 49 – Комбинированный поверхностный вибрационный уплотнитель, управляемый оператором.

Он обладает следующими параметрами и геометрическими размерами:

Таблица 2 – Основные рабочие параметры комбинированного поверхностного уплотнителя.

НАИМЕНОВАНИЕ	ПОКАЗАТЕЛЬ
Общая масса уплотнителя, кг	150
Вынуждающая сила, Н	13500
Масса плиты (основания), кг	30
Размер рабочей поверхности плиты, Д х Ш, мм	500x500
Внешний габарит уплотнителя в рабочем положении, ДхШхВ, мм	1030x560x1238
Двигатель	Champion G200НК
Тип двигателя	Бензин, 4–х такт.
Мощность двигателя, кВт	3.8
Макс частота вращения, об/мин	3000
Топливо	Бензин А–92
Емкость топливного бака, литр	3.6
Масса двигателя, кг	19
Масса вибратора, кг	27

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 50.

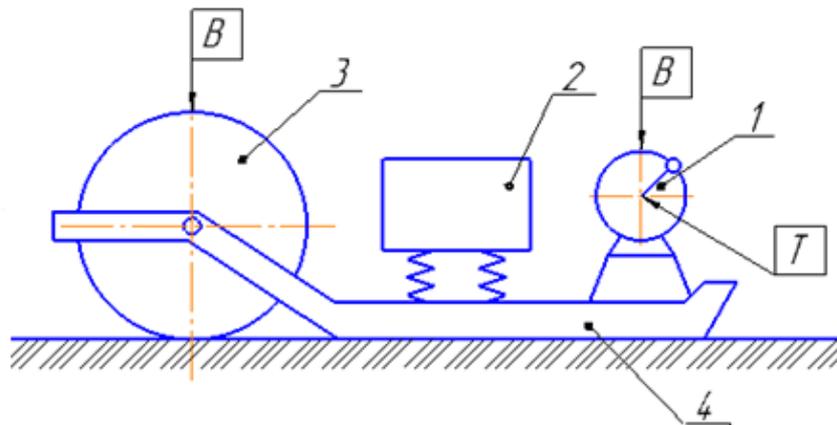


Рисунок 50 – Схема экспериментальной установки комбинированного поверхностного уплотнителя.

1 – вибратор, 2 – двигатель на подрессоренной раме, 3 – валец, 4 – плита. Т, В – места измерения тахометром и виброметром.

Исследовалась только способность самостоятельного передвижения уплотнителя, поэтому эксперимент проводился на песчаном, предварительно уплотнённом грунте.

В процессе эксперимента изменялась частота вращения вибратора регулированием числа оборотов двигателя. Кинетический момент дебаланса вибратора составлял 0.15 кг·м. Количество оборотов изменялось в пределах 1500 – 3000 об/мин, что при указанном его кинетическом моменте создавало возбуждающую силу от 370.1 до 1480.4 кг, т.е. кратность по отношению к общему к общему весу уплотнителя была соответственно равной 2.47 – 9.87.

Число оборотов вала вибратора измерялось с помощью тахометра, который в процессе эксперимента подсоединялся к его выходному концу. Одновременно, с помощью механического виброметра записывалась амплитуда колебаний уплотнителя в области установки вибратора и над осью вальца в соответствии со схемой, изображённой на рисунке 50. На рисунке 51 представлена фотография экспериментальной установки при измерении частоты вращения вала вибратора:



Рисунок 51 – Измерение частоты вращения вала вибратора.

На рисунке 52 представлена фотография экспериментальной установки при измерении амплитуды вертикальных колебаний вальца с помощью механического виброметра:



Рисунок 52 – Измерение амплитуды колебаний уплотнителя.

### 3.4. Обработка экспериментальных данных исследования динамики комбинированного поверхностного уплотнителя.

Результаты измерений представлены в таблице 3, где приняты следующие обозначения:

$n$  – число оборотов вала вибратора, об/мин;

$P$  – расчётная возбуждающая сила вибратора, кг;

$P/G$  – отношение возбуждающей силы вибратора к общему весу уплотнителя;

$A_1$  – амплитуда колебаний уплотнителя над осью вибратора, мм;

$A_2$  – амплитуда вертикальных колебаний вальца, мм;

$V$  – средняя скорость передвижения виброуплотнителя.

Таблица 3 – Результаты полевых испытаний опытного виброуплотнителя.

$n$ , об/мин	$P$ , кг	$P/G$	$A_1$ , мм	$A_2$ , мм	$V$ , м/мин
1500	370.1	2.47	2.1	0.9	10.2
2000	657.9	4.39	2.7	0.9	14.1
2500	1028.1	6.85	3.5	0.8	18.2
3000	1480.4	9.87	3.6	0.7	22.1

Анализ представленных в таблице 3 результатов расчётов и измерений позволяет сделать следующие выводы:

1. Прогнозируемый эффект вибрационного перемещения комбинированного уплотнителя полностью подтвердился. Он имел место при всех частотах колебаний и соотношениях величины возбуждающей силы вибратора и общего веса уплотнителя.

2. Амплитуда вертикальных колебаний вальца была на порядок меньше, чем амплитуда колебаний в месте установки вибратора, что подтверждает предположение о том, что он практически не отрывается от поверхности, по которой передвигается.

3. С увеличением числа оборотов двигателя и эксцентрикового вала вибратора скорость перемещения уплотнителя пропорционально возрастала (но не прямо пропорционально). Наблюдаемый положительный эффект состоял в том, что режим колебаний уплотнителя с увеличением оборотов вибратора становился более устойчивым. Очевидно, что при низких частотах оказывают более существенное влияние динамические свойства поверхности, по которой передвигается уплотнитель.

## **ГЛАВА 4. ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВНЕДРЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ КОМБИНИРОВАННОГО ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНИТЕЛЯ**

### **4.1. Анализ рынка вибрационных плит в России и Санкт–Петербурге.**

В условиях недавно наблюдавшегося кризисного снижения реальных доходов населения и спада большей части промышленных производств, производство машин и оборудования продемонстрировало солидную устойчивость к этому состоянию экономики. Об этом свидетельствует динамика парка малой строительной и дорожной техники, которая растёт с завидным постоянством.

По данным РОССТАТа объем отгруженных товаров производства машин и оборудования по Российской Федерации и Северо–Западному федеральному округу (г. Санкт–Петербург и Ленинградская область) за последние 5 лет представлен в таблице 4 [114]:

Таблица 4 – Объём отгруженных товаров производства машин и оборудования по РФ и Северо–Западному федеральному округу.

Год	2013	2014	2015	2016	2017
РФ (млн. руб.)	1000559	801599	1013071	1237036	1282017

В целом, динамика развития отрасли в Северо–Западном федеральном округе положительная для создания собственного инвестиционного проекта.

Все представленные на рынке виброплиты можно условно разделить на две категории. Первая – вибрационные плиты крупных иностранных производителей, в основном европейских, которые внедряют в своё производство различные технологические новшества: изменяют форму рабочей поверхности во избежание следов на асфальте; изобретают системы гашения вибрации на рукояти; внедряют автоматические системы контроля уплотнения; улучшают системы смачивания основания плиты и т.п. Ко второй категории следует отнести более дешёвое оборудование, в основном отечественного и китайского производства. Стоит отметить, что некоторые европейские производители также способны предложить рынку свою продукцию по приемлемым ценам. У такого оборудования нет особых новаторских и технологических «изюминок», и они вполне доступны, т.к. не несут больших затрат на опытно–конструкторские разработки.

Компанией, имеющей самую широкую линейку вибрационных плит, является немецкая Wacker Neuson. Она поставляет на российский рынок вибрационные плиты от легких нереверсивных плит массой 50 кг, до тяжёлых (1170 кг) реверсивных плит. Виброплиты компании Wacker Neuson комплектуются как бензиновыми, так и дизельными двигателями различной мощности. Надо отметить, что на сегодняшний день компания Wacker Neuson единственные, кто комплектуют виброплиты двигателями собственного производства. Основание изготавливается из специального чугуна, что придаёт им прочность и долговечность [118].

Шведская компания Дунарас производит универсальные нереверсивные плиты, имеющие запатентованную рукоять специальной формы, позволяющей снижать вредное воздействие вибрации на руки оператора. В качестве привода Дунарас предлагает бензиновый двигатель Honda и дизельный Hatz [119].

Компания JCB предлагает потребителям виброплиты под маркой Vibromax. Наиболее популярными моделями являются нереверсивные

Vibromax VMF70 и VMF90. Данные виброплиты имеют литое основание из чугуна и оснащены бензиновыми двигателями Honda [120].

Кроме упомянутых выше, на российском рынке виброплиты предлагают компании Weber, Bomag, Ammann, Stone.

Отечественные производители виброплит так же не стоят на месте и совершенствуют производство, добиваясь высокого качества продукции и имея возможность держать конкурентную цену. Но следует отметить, что оптимальные параметры конструкций они подбирают лишь только опытным путём. На сегодняшний день виброплиты в России производят компании «Группа компаний ТСС» и группа промышленных компаний Сплитстоун.

Компания Сплитстоун существует на отечественном рынке с 1997 года и является лидером данного рынка. Сильнейшим конкурентным преимуществом компании является развитая сеть сервисных центров почти во всех крупных городах страны, что позволяет не только оперативно производить ремонт техники, но и дорабатывать слабые узлы конструкций [117].

Основные преимущества и недостатки отечественных производителей вибрационных плит представлены в таблице 5:

Таблица 5 – Сильные и слабые стороны основных отечественных производителей виброплит.

Название компании	Сильные стороны	Слабые стороны
Сплитстоун	–наличие собственных производственных мощностей; –наличие собственного конструкторского бюро; –большой ассортимент выпускаемой	–не сдают оборудование в аренду; –высокая цена (средняя цена бензиновой нереверсивной виброплиты составляет 57778 руб.).

Продолжение таблицы 5.

	<p>продукции;</p> <p>–развитая сеть сервисных центров;</p> <p>–развитая дилерская сеть;</p> <p>–отличная репутация компании с 1997 года.</p>	
ТСС	<p>–наличие собственных производственных мощностей;</p> <p>–наличие собственного конструкторского бюро;</p> <p>–большой ассортимент выпускаемой продукции;</p> <p>–развитая сеть сервисных центров;</p> <p>–развитая дилерская сеть;</p> <p>–достаточно низкая цена продукции (средняя цена бензиновой нереверсивной виброплиты составляет 35681 руб.)</p> <p>–отличная репутация компании с 1998 года.</p>	–не сдают оборудование в аренду;

Исследовав рынок России и Санкт–Петербурга по производству и продаже виброплит, приходим к выводу, что основными потребителями продукции могут быть как индивидуальные покупатели, так и различные компании.

#### **4.2. Организационно–производственный план.**

Основная идея технико–экономического обоснования внедрения конструкции комбинированного поверхностного уплотнителя – создание предприятия по его производству и доказать экономическую эффективность данного проекта.

Полное и сокращенное наименование предполагаемого предприятия: Общество с ограниченной ответственностью «Инноплэйт» – ООО «Инноплэйт».

Планируется закупка вибрационных плит по оптовой цене у компании ТСС и их последующая модернизация дополнительным оборудованием «валец». Таким образом, мы получаем уникальный комбинированный поверхностный уплотнитель, который ещё не представлен ни на рынке г. Санкт–Петербурга, ни на отечественном рынке, ни на мировом рынке в целом.

Предусматривается создание собственного производственного цеха со всем необходимым оборудованием. Срок реализации проекта – 4 года.

SWOT–анализ предприятия по производству виброплит представлен в таблице 6:

Таблица 6 – SWOT–анализ предприятия по производству виброплит.

<b>Преимущества</b>	<b>Недостатки</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>–лучшее соотношение цена–качество;</li> <li>–наличие собственных производственных мощностей;</li> <li>–наличие собственного конструкторского бюро.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>–отсутствие возможности аренды оборудования;</li> <li>–небольшой ассортимент выпускаемой продукции;</li> <li>–отсутствие дилерской сети;</li> <li>–отсутствие послепродажного сервиса.</li> </ul>
<b>Возможности</b>	<b>Угрозы</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>–увеличение объёмов промышленного и гражданского строительства;</li> <li>–расширение производства;</li> <li>–предоставление послепродажного сервиса.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>–стремительно растущий уровень конкуренции;</li> <li>–снижение спроса;</li> <li>–увеличение стоимости материалов;</li> <li>–увеличение затрат на заработную плату сотрудников;</li> <li>–неблагоприятные изменения в налоговом кодексе РФ.</li> </ul>

Стоимость регистрации ООО «Инноплэйт» составит 13600 руб.:

1. Подготовка комплекта документов для регистрации ООО: 5900 руб. (срок исполнения – 2 рабочих дня).
2. Регистрации ООО: 6900 руб. (срок исполнения 7–10 рабочих дней).
3. Изготовление печати: 800 руб.

Предусматривается создание собственного производственного цеха со всем необходимым оборудованием. Срок реализации проекта – 4 года.

Для определения необходимого количества оборудования и рабочих для производства виброплиты необходимо рассчитать фонд времени оборудования и рабочего места.

Номинальный фонд времени – это количество часов в году, в течение которого каждый из указанных средств оборудования находится на работе.

$$\Phi_{\text{н.о.}} = D \cdot h \cdot m, \quad (81)$$

Здесь  $D$  – количество рабочих дней в году,  $D = 250$ ;  $h$  – количество часов в смену,  $h = 8$ ;  $m$  – количество смен в сутки,  $m = 1$ .

$$\Phi_{\text{н.о.}} = 250 \cdot 8 \cdot 1 = 2000 \text{ часов.}$$

Действительный фонд времени работы оборудования – расчётное количество часов в году, в течение которого оно действительно выполняло свою работу.

$$\Phi_{\text{д.о.}} = \Phi_{\text{н.о.}} \cdot k, \quad (82)$$

Здесь  $k$  – потери на ремонт оборудования,  $k = 0.97$ .

$$\Phi_{\text{д.о.}} = 2000 \cdot 0.97 = 1940 \text{ часов.}$$

Действительный фонд времени рабочего места – расчётное количество часов в году, в течение которого рабочие действительно выполняли свою работу.

$$\Phi_{\text{д.р.}} = \Phi_{\text{д.о.}} \cdot k_{\text{р}}, \quad (83)$$

Здесь  $k_{\text{р}}$  – коэффициент, учитывающий отпуска и невыход на работу по уважительной причине,  $k_{\text{р}} = 0.89$  с учётом отпуска в 28 календарных дней, разделённого на 2 части за год.

$$\Phi_{\text{д.р.}} = 1940 \cdot 0.98 = 1780 \text{ часов.}$$

Т.о. фонд времени рабочего места по согласованию принимается равным 2000 часам. Коэффициент переработки принимается 1.05. Коэффициент многостаночного обслуживания равен 1.

Все приведённые выше расчётные данные заносятся в программу ProjectTP, модуль АСУ для расчёта оборудования и рабочих мест.

Установка режимов расчёта количества оборудования и рабочих в программе ProjectTP для детали «Вал» представлен на рисунке 53:

Установка режимов расчета количества оборудования и рабочих

Обозначение изделия (узла)

Номер цеха

Номер участка  Вид расчета

Программа выпуска

Фамилия разработчика

Фонд времени оборудования

Фонд времени рабочего места

Фонд времени рабочего

Коэффициент переработки норм

Коэффициент многостаночного обслуживания

Рисунок 53 – Окно для ввода данных в программе ProjectTP на примере детали «Вал».

Количество оборудования на изготовление детали «Вал» представлено на рисунке 54:

Количество оборудования на изделие :Вал Вал						
Цех 0 Участок 0 Программа выпуска						
	Модель	Наименование операции	Загрузк на изд-е	К-во об-я на изд-е	Загрузк на прогн	К-во об-я на прогн
		Контроль приемочный	0.00	0.00	0.00	0.00
	1A616	Токарно-винторезная	0.77	0.00	209.23	0.10
	3У131	Круглошлифовальная	0.15	0.00	40.02	0.02
	676П	Универсально-фрезерная	0.09	0.00	23.21	0.01
	типа "ПЕЛЬС"	Вырубка	0.02	0.00	5.21	0.00

Рисунок 54 – Окно вывода данных по количеству оборудования в программе ProjectTP для детали «Вал».

Количество оборудования на изготовление детали «Стакан подшипника» представлено на рисунке 55:

Количество оборудования на изделие :Стакан Подшипника Стакан Подшипника						
Цех 0 Участок 0 Программа выпуска						
	Модель	Наименование операции	Загрузк на изд-е	К-во об-я на изд-е	Загрузк на прогн	К-во об-я на прогн
		Контроль приемочный	0.00	0.00	0.00	0.00
	"УНИВЕРСАЛ"	Внутришлифовальная	0.03	0.00	13.82	0.01
	16K20	Токарно-винторезная	6.10	0.00	3316.73	1.63
	2M112	Вертикально-сверильная	0.25	0.00	138.86	0.07
	8Б72К	Пило-отрезная	0.00	0.00	0.00	0.00

Рисунок 55 – Окно вывода данных по количеству оборудования в программе ProjectTP для детали «Стакан подшипника».

Количество оборудования на изготовление детали «Крышка подшипника» представлено на рисунке 56:

Количество оборудования на изделие :крышка подшипника крышка подшипника						
Цех 0 Участок 0 Программа выпуска						
Модель	Наименование операции	Загрузка на изд-е	К-во об-я на изд-е	Загрузка на прогр	К-во об-я на прогр	
	Контроль приемочный	0.00	0.00	0.00	0.00	
1A616	Токарно-винторезная	0.61	0.00	333.85	0.16	
2M112	Вертикально-сверлильная	0.12	0.00	66.10	0.03	
8B72Ж	Пило-отрезная	0.00	0.00	0.00	0.00	

Рисунок 56 – Окно вывода данных по количеству оборудования в программе ProjectTP для детали «Крышка подшипника».

Количество оборудования на изготовление детали «Фланец» представлено на рисунке 57:

Количество оборудования на изделие :Фланец Фланец						
Цех 0 Участок 0 Программа выпуска						
Модель	Наименование операции	Загрузка на изд-е	К-во об-я на изд-е	Загрузка на прогр	К-во об-я на прогр	
	Подготовка	0.02	0.00	10.88	0.01	
K1128	Штамповочная	0.24	0.00	131.98	0.06	

Рисунок 57 – Окно вывода данных по количеству оборудования в программе ProjectTP для детали «Фланец».

Количество оборудования на изготовление детали «Труба» представлено на рисунке 58:

Количество оборудования на изделие :Труба Труба						
Цех 0 Участок 0 Программа выпуска						
Модель	Наименование операции	Загрузка на изд-е	К-во об-я на изд-е	Загрузка на прогр	К-во об-я на прогр	
	Контроль приемочный	0.00	0.00	0.00	0.00	
16K20	Токарно-винторезная	0.53	0.00	144.99	0.07	
Г70-150	Слесарная	0.17	0.00	45.33	0.02	

Рисунок 58 – Окно вывода данных по количеству оборудования в программе ProjectTP для детали «Труба».

На основании полученных результатов из программы ProjectTP получаем необходимое количество оборудования и сведим его в единую ведомость, представленную в таблице 7:

Таблица 7 – Сводная ведомость оборудования.

№п/п	Наименование оборудования	Габаритные размеры, Д х Ш х В мм	Мощность оборудования, кВт	Количество	Цена, тыс. руб.	Общая сумма, тыс. руб.
1	Внутришлифовальный станок Универсал	2500x1200x1400	1,0	1	365	365
2	Круглошлифовальный станок высокой точности 3У131	3180x1689x1982	5,5	1	705	705
3	Токарно–винторезный станок 1А616	2225x1275x1220	4,5	1	215	215
4	Токарно–винторезный станок 16К20	2225x1275x1220	4,0	2	430	860
5	Вертикально–сверлильный станок 2М112	370x770x950	0,55	1	90	90
6	Пресс однокривошипный К1128	1690x1400x2540	5,5	1	630	630
7	Пилоотрезной станок 8Б72К	1610x700x900	1,5	1	150	150
8	Универсально–фрезерный станок 676П	1285x1215x1780	2,2	1	525	525
Итого:						3540

Дополнительное оборудование принимается по нормам исходя из соотношений дополнительного и основного оборудования. Таким образом

принимается, что требуется 1 заточной станок для инструмента, оборудование для ремонта приспособлений в количестве 1 и цеховая ремонтная база в количестве 1.

Численность рабочих рассчитывается по формуле:

$$R_{\text{стобц}} = \frac{S \cdot \Phi_{\text{Д.О.}} \cdot m \cdot \eta_3}{\Phi_{\text{Д.Р.}} \cdot k_M}, \quad (84)$$

Здесь  $S$  – принятое количество станков,  $S = 9$ ;  $\eta_3$  – среднее цеховой коэффициент загрузки оборудованием,  $\eta_3 = 1$ ;  $k_M$  – коэффициент многостаночной работы,  $k_M = 1$ .

$$R_{\text{стобц}} = \frac{9 \cdot 1940 \cdot 1 \cdot 0,24}{1780 \cdot 1} = 3.$$

Численность сотрудников и организационная структура предприятия представлены на рисунке 59:

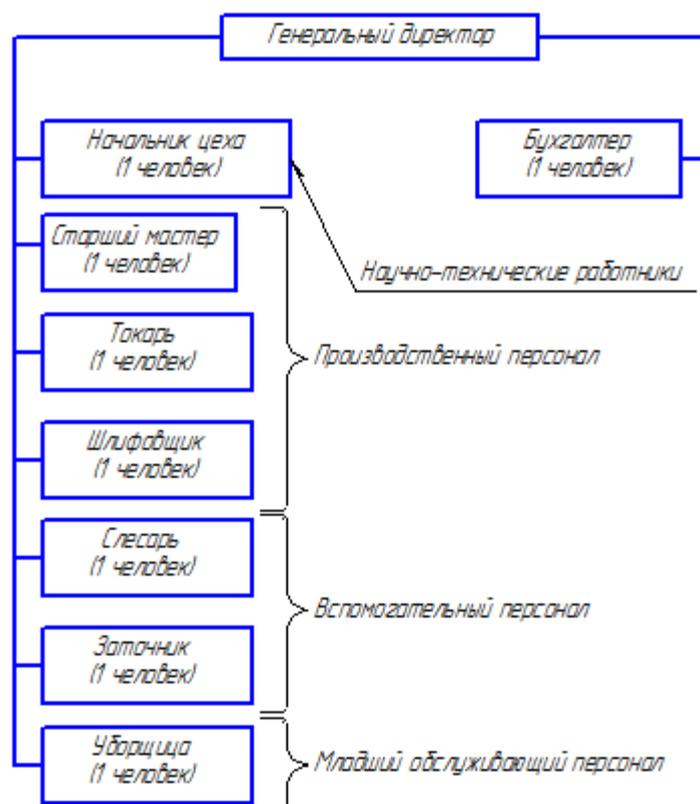


Рисунок 59 – Организационная структура предприятия.

Ежемесячная заработная плата всех сотрудников представлена в таблице 8:

Таблица 8 – Фонд заработной платы.

Название должности	Количество штатных единиц	з/пл (тыс.руб./мес.)	Итого (тыс.руб./мес.)
Ген. директор (оклад)	1	35	35
Бухгалтер (оклад)	1	22	22
Начальник цеха (оклад)	1	25	25
Старший мастер (оклад)	1	22	22
Токарь (оклад)	1	20	20
Шлифовщик (оклад)	1	20	20
Слесарь (оклад)	1	15	15
Заточник (оклад)	1	15	15
Уборщик (оклад)	1	7	7
Итого:			181

Общая площадь всех помещений будет составлять 250.5 м<sup>2</sup> и план производственного помещения представлен на рисунке 60:

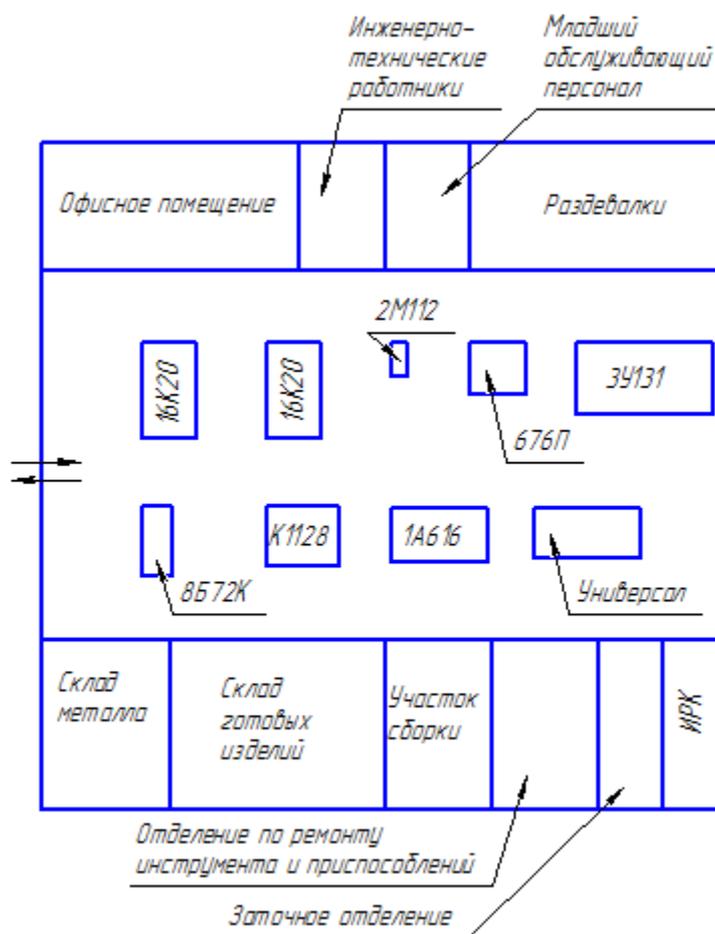


Рисунок 60 – План производственного помещения.

Определение арендной платы и коммунальные платежи представлены ниже:

$$C_a = 250,5 \cdot 300 = 75150 \text{ руб./мес.}$$

Здесь  $C_a$  – стоимость аренды помещения в месяц, руб./мес.

$$N = 23,75 \cdot 8 = 190 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{смена.}$$

Здесь  $N$  – требуемая мощность для смены, кВт·час/смена.

$$C_э = 190 \cdot 3 \approx 570 \text{ руб./смена.}$$

Здесь  $C_э$  – стоимость электроэнергии в смену, руб./смена.

$$\sum C_э = 570 \cdot 22 = 12540 \text{ руб./месяц.}$$

Здесь  $\sum C_э$  – стоимость электроэнергии в месяц, руб./мес.

Планируется использовать 30 м<sup>3</sup> воды в месяц. Тогда стоимость водоснабжения в месяц:

$$\sum C_B = 30 \cdot 72 = 2160 \text{ руб./месяц.}$$

Стоимость аренда пухто и вывоз мусора в месяц составляет 6000 руб.

Интернет и телефон: 500 руб./мес.

$$\sum C_{\text{коммунальные}} = 12540 + 2160 + 6000 + 500 = 21200 \text{ руб./месяц.}$$

Расчёт нормы амортизации представлен в таблице 9:

Таблица 9 – Расчёт нормы амортизации основного оборудования.

№п/п	Наименование оборудования	Количество, шт.	Стоимость ед., руб.	Общая стоимость, млн. руб.	Срок службы, лет	Норма амортизации, %
1	Внутришлифовальный станок Универсал	1	0.365	0.365	10	10
2	Круглошлифовальный станок высокой точности 3У131	1	0.705	0.705	10	10
3	Токарно–винторезный станок 1А616	1	0.215	0.215	10	10
4	Токарно–винторезный станок 16К20	2	0.43	0.86	10	10
5	Вертикально–сверлильный станок 2М112	1	0.09	0.09	10	10
6	Пресс однокривошипный К1128	1	0.63	0.63	10	10
7	Пилоотрезной станок 8Б72К	1	0.15	0.15	10	10
8	Универсально–фрезерный станок 676П	1	0.525	0.525	10	10

$$\sum \text{аморт.} / \text{год} = \frac{\sum \text{общая стоимость, млн. руб.}}{\text{срок службы, лет}} = \frac{3,54}{10} = 354 \text{ тыс. руб.} / \text{год.}$$

Для производства комбинированного вибрационного уплотнителя необходимо закупить материалы, перечисленные в таблице 10:

Таблица 10 – Материалы для изготовления комбинированного поверхностного уплотнителя.

Наименование	Расход материала на единицу готовой продукции	Цена единицы, руб.
Вибрационная плита	1	25000
Лист 6x1500x6000	0.015	23500
Метизы	1	50
Подшипник 1305 ГОСТ 28428–90	2	119.8
Пруток круглый d=32 мм Сталь 10	0.004	22900
Пруток круглый d=135 мм Сталь 10	0.002	22900
Пруток круглый d=165 мм Сталь 10	0.006	22900
Труба г/д 299x6	0.019	45000

Т.о. себестоимость изготовления одного комбинированного поверхностного уплотнителя составляет 26766.3 руб.

Под ценовой политикой понимаются общие цели, которые компания хочет достичь путем установления цен на свои услуги. Уровень цен должен быть таким, чтобы обеспечить предприятию запланированную прибыль, высокую конкурентоспособность, а также достижение краткосрочных и долгосрочных целей, заключающиеся в увеличении доли рынка продаж вибрационных плит в г. Санкт–Петербург.

Предлагается ценовая политика, основанная на стратегии ценового прорыва (проникновения) – установление уровня цен ниже уровня цен основных конкурентов и в результате получения прибыли за счет увеличения объема оказания услуг. При достижении доминирующего положения на рынке можно прибегнуть к стратегии устранения конкурентов, понижая цены совместно с сокращением издержек или же повышать цены, выходя на лидерские позиции по показателям качества. С другой стороны, нужно учитывать, что повышать цену можно, когда наши услуги уже признаны потребителями.

Помимо всего перечисленного, компания ООО "Инноплэйт" будет предоставлять скидки постоянным клиентам потребителям.

На начальном этапе планируются продажи напрямую, без использования дополнительных каналов сбыта.

Мы будем осуществлять продажи на основе как наличного, так и безналичного расчёта. Условия продаж рассмотрим на примере вибрационной плиты GROST VH 60: 35% продукции будет отпускаться по полной предоплате 50 тыс. руб. 10% от всего объема товаров будет реализовываться по следующей схеме: 50% предоплаты, а на оставшуюся сумму будет предоставлена отсрочка платежа на 5 банковских дней. В этом случае стоимость единицы продукции будет выше первоначальной цены на 5 % и составит 52500 руб. 30 % производимой продукции будет продаваться на условиях частичной предоплаты в размере 35 %, а на оставшуюся часть будет предоставляться отсрочка на 10 банковских дней. При такой схеме цена за единицу товара будет на 10 % выше первоначальной и составит 55 тыс. руб. Оставшиеся 25 % продукции будут отпускать без предоплаты с отсрочкой платежа на 14 банковских дней, но с 15 %-ой наценкой к первоначальной цене.

План продаж составляется на основе результатов исследования пожеланий и специфики рынка, а также производственных возможностей

предприятия. Планирование продаж осуществляется по факту получения выручки предприятия от продажи продукции, в нашем случае, от продажи вибрационных плит.

Прогноз продаж на ближайшие 4 года представлен в таблице 11:

Таблица 11 – Прогноз продаж на период с 2017 по 2020 гг.

Показатель	Год						
	2017				2018	2019	2020
	1 кв.	2 кв.	3 кв.	4 кв.			
Спрос	57	72	84	59	300	350	400
Выручка (тыс. руб./год)	13600				15000	17500	20000

Таким образом, планируется получить выручку в период с 2017 по 2020 гг. в размере 66100 тыс. руб.

### 4.3. Финансовый план.

Достаточным условием финансовой реализуемости проекта является неотрицательность величины остатка денежных средств на расчётном счёте предприятия в конце каждого прогнозного периода.

Объём финансирования не должен быть равен обнаруженному дефициту.

Информация об используемых источниках финансирования проекта представлена в таблице 12:

Таблица 12 – Используемые источники финансирования.

№ п/п	Наименование источника	Сумма, тыс. руб.
1	Личные средства	2000
2	Беззалоговый кредит	1800

Самые выгодные условия по кредиту предоставляет «Сбербанк» – «Бизнес–старт». Процентная ставка по нему 13.5% годовых сроком до четырёх лет.

Схема погашения кредита представлена в таблице 13:

Таблица 13 – Схема погашения кредита.

Год	Остаток долга на начало периода, руб.	Процентный платёж, руб.	Погашение долга, руб.	Годовая выплата, руб.
1	1800000	243000	368448	611448
2	1431552	193260	418188	611448
3	1013364	136804	476644	611488
4	538720	72727	538720	611488
Итого	0	645791	538720	2445791
Процентная ставка	13.5%			
Срок, лет	4			

План (отчет) о прибылях и убытках – форма бухгалтерской отчетности, характеризующая финансовые показатели результата деятельности предприятия за отчетный период и содержащая данные о доходах, расходах и финансовых результатах в сумме нарастающим итогом.

При составлении данного отчета расчет выручки и других доходов происходит по методу начисления и происходит это в момент отгрузки потребителю продукции.

В расчет прибыли не входят источники финансирования. Так, поступление заемных средств не включается в расчет как доход, а возвращение кредита не входит в статьи расходов. При этом выплата процентов по кредиту учитывается в расчетах, и может относиться на чистую прибыль или затраты.

Чистая прибыль получается после вычитания из налогооблагаемой прибыли налога на прибыль.

План прибылей и убытков проектируемого производства представлен в таблице 14:

Таблица 14 – План прибылей и убытков.

Статьи доходов и расходов	Период			
	1	2	3	4
Общая выручка от реализации, тыс. руб.	13600	15000	17500	20000
НДС 18%	2448000	2700000	3150000	3600000
Чистая выручка от реализации, тыс. руб.	11152	12300	14350	16400
Постоянные затраты:				
Материалы	7334434	8029890	9368205	10706520
В том числе НДС	1320198	1445380	1686277	1927174
Коммунальные платежи	254400	254400	254400	254400
В том числе НДС	0	0	0	0
Амортизация	354000	354000	354000	354000
В том числе НДС	63720	63720	63720	63720

## Продолжение таблицы 14.

	1	2	3	4
Расходы на рекламу	64016	0	0	0
В том числе НДС	11523	0	0	0
Проценты по кредиту	243000	193260	136804	72727
З/пл сотрудников	2172000	2172000	2172000	2172000
Начисления на з/пл 30%	651600	651600	651600	651600
Аренда	901800	901800	901800	901800
В том числе НДС	162324	162324	162324	162324
Расходы организационного периода	115600	0	0	0
Всего постоянных расходов	1209085 0	12556950	13838809	15113047
НДС в постоянных расходах	1557765	1671424	1912321	2153218
Всего постоянных расходов без НДС	1053308 5	10885526	11926488	12959829
Прибыль до уплаты налогов	618915	1414474	2423512	3440171
Налог на имущество 2,2%	77880	77880	77880	77880
Налогооблагаемая база для расчета налога на прибыль	541035	1336594	2345632	3362291
Налог на прибыль 20%	108207	267319	469126	672458
Чистая прибыль	432828	1069275	1876506	2689832
Чистая прибыль нарастающим итогом	432828	1502104	3378609	6068442

График динамики нераспределенной прибыли представлен на рисунке  
61:

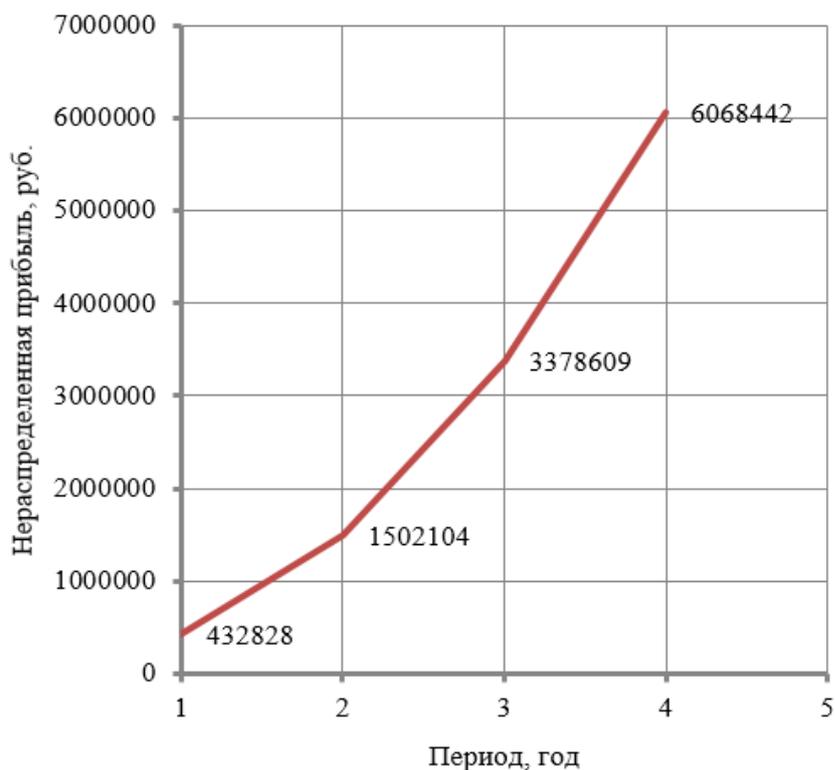


Рисунок 61 – График нераспределённой прибыли предприятия.

Баланс предприятия также является основной формой финансовой отчетности реализуемого проекта и представляет собой систему финансовых показателей, характеризующих финансовое положение организации по состоянию на отчетную дату.

Баланс проектируемого предприятия по производству вибрационных плит отражает процесс нарастания суммарного собственного капитала компании, что приводит к перераспределению соотношения заемных и собственных средств компании. Баланс предприятия представлен в таблице 15:

Таблица 15 – Баланс предприятия.

Статьи баланса	Период				
	0	1	2	3	4
<b>АКТИВ</b>					
Оборудование	3540000	3540000	3540000	3540000	3540000
Накопленная амортизация	0	354000	708000	1062000	1416000
Итого основные средства	3540000	3186000	2832000	2478000	2124000
Расходы будущих периодов	115600	0	0	0	0
Счет в банке	144400	678380	1683468	3439329	5944441
Итого оборотные активы	260000	678380	1683468	3439329	5944441
<b>ИТОГО АКТИВЫ</b>	<b>3800000</b>	<b>3864380</b>	<b>4515468</b>	<b>5917329</b>	<b>8068441</b>
<b>ПАССИВ</b>					
Уставный капитал	2000000	2000000	2000000	2000000	2000000
Нераспределенная прибыль	0	432828	1502104	3378609	6068442
Собственный капитал	2000000	2432828	3502104	5378609	8068442
Банковский кредит	1800000	1431552	1013364	538720	0
Задолженность перед бюджетом	0	0	0	0	0
Заемный капитал	1800000	1431552	1013364	538720	0
<b>ИТОГО ПАССИВЫ</b>	<b>3800000</b>	<b>3864380</b>	<b>4515468</b>	<b>5917329</b>	<b>8068441</b>

Оценка коммерческой привлекательности инвестиционного проекта будет осуществляться при помощи следующих показателей:

- чистая текущая стоимость проекта (NPV);
- дисконтированный срок окупаемости (DPP);

- внутренняя норма рентабельности (IRR);
- индекс рентабельности дисконтированных инвестиций (PI).

Чистая текущая стоимость проекта (NPV – Net Present Value) рассчитывается по формуле:

$$NPV = \sum_{t=0}^T \frac{CF_t}{(1+i)^t} - \sum_{t=0}^T \frac{I_t}{(1+i)^t} \quad (85)$$

Здесь  $t = \overline{1, T}$  – период реализации инвестиционного проекта;

$T$  – срок реализации инвестиционного проекта;

$CF_t$  – чистый денежный поток за период  $t$ ;

$I_t$  – величина инвестиций за период  $t$ ;

$i$  – проектная ставка дисконтирования;

Приемлемым значением для показателя чистой текущей стоимости считается величина больше 0. Чем больше положительно значение NPV, тем привлекательнее проект. Расчет NPV представлен в таблице 16:

Таблица 16 – План движения денежных средств.

Статьи расходов и доходов	Период				
	0	1	2	3	4
Остаток денежных средств на начало	0	144400	678380	1683468	3439329
Источники финансирования	3800000	0	0	0	0
Поступления от реализации	0	13600000	15000000	17500000	20000000
Итого поступления	3800000	13744400	15678380	19183468	23439329
Расходы организационного периода, всего	3655600	0	0	0	0
Капитальные затраты	3540000	0	0	0	0
Текущие расходы организационного периода	115600	0	0	0	0
Постоянные затраты, всего	0	10726650	11358090	12696405	14034720

## Продолжение таблицы 16.

	0	1	2	3	4
Материалы	0	7334434	8029890	9368205	10706520
Коммунальные услуги	0	254400	254400	254400	254400
Расходы на рекламу	0	64016	0	0	0
Аренда	0	901800	901800	901800	901800
З/пл сотрудников	0	2172000	2172000	2172000	2172000
Налоги, всего	0	1727922	2025375	2436285	2848721
Налог на имущество	0	77880	77880	77880	77880
НДС	0	890235	1028576		
Налог на прибыль	0	108207	267319	469126	672458
Начисления на з/пл	0	651600	651600	651600	651600
Выплаты по кредиту	0	611448	611448	611448	611448
Всего расходов	3655600	13066020	13994913	15744138	17494889
Остаток денежных средств на конец	144400	678380	1683468	3439329	5944441

График остатка денежных средств на конец периода представлен на рисунке 62:

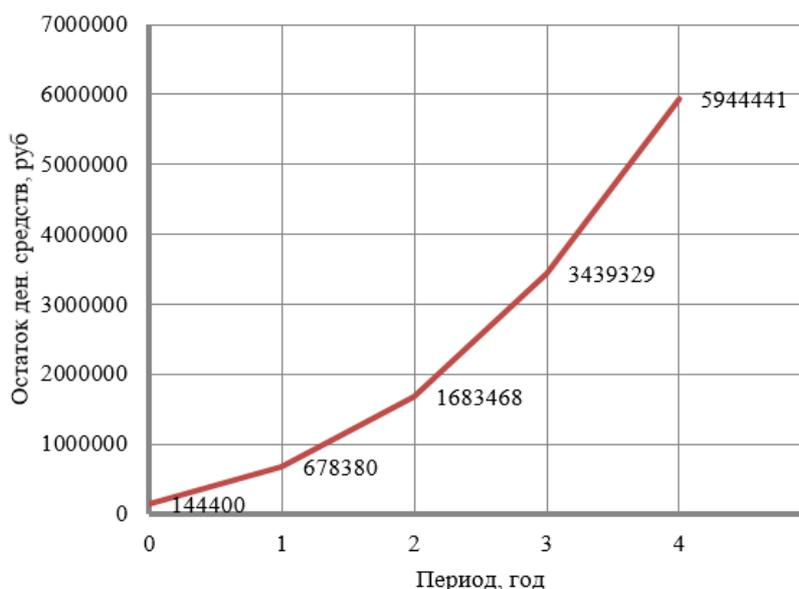


Рисунок 62 – График остатка денежных средств на конец периода.

Ставка дисконтирования (норма дохода) — это стоимость привлеченного капитала и при расчетах инвестиционных проектов определяется как средневзвешенная стоимость капитала (weighted average cost of capital — WACC):

$$WACC = \sum_{j=1}^N k_j \cdot w_j, \quad (86)$$

Здесь  $j = \overline{1, N}$  — источник финансирования инвестиционного проекта;

$k_j$  — стоимость  $j$ -го источника финансирования проекта;  $w_j$  — доля  $j$ -го источника финансирования проекта в общем объеме привлеченных ресурсов.

В соответствии с нашим проектом ставка дисконтирования будет рассчитываться следующим образом:

$$WACC = k_s \cdot W_s + k_d \cdot W_d \cdot (1 - T), \quad (87)$$

Здесь  $K_s$  — стоимость собственного капитала (%);  $W_s$  — доля собственного капитала (в %);  $K_d$  — стоимость заемного капитала (%);  $W_d$  — доля заемного капитала (в %);  $T$  — ставка налога на прибыль (в %).

Стоимость собственного капитала принимаем на уровне средней прогнозируемой рентабельности активов по вкладам в банк. Выгодными

условиями по вкладам отличается вклад «Доходный» от ЗАО «Банк ВТБ 24» со ставкой 10.65%.

Доля собственного капитала равна отношению собственного капитала к суммарной рыночной стоимости займов компании и ее акционерного капитала ( $2\,000\,000 / 3\,800\,000 = 0.53\%$ ).

Стоимость заемного капитала равна годовой процентной ставке по привлеченным заемным средствам ( $k_d = 13.5\%$ ).

Доля заемного капитала равна отношению займов компании к суммарной стоимости внешнего финансирования ( $1\,800\,000 / 3\,800\,000 = 0.47\%$ ).

Ставка налога на прибыль в соответствии с НК РФ равна 20%.

Подставив приведенные значения в формулу расчета ставки дисконтирования (77) получим:

$$WACC = k_s \cdot W_s + k_d \cdot W_d \cdot (1 - T) = 10,65 \cdot 0,53 + 13,5 \cdot 0,47 \cdot (1 - 0,2) = 10,72\%$$

Срок окупаемости с учетом дисконтирования (DPP – Discounted Payback Period) определяется как период, в течение которого чистый денежный поток с учетом дисконтирования полностью покрывает величину инвестированного капитала, также пересчитанную с учетом дисконтирования.

Основные показатели экономической эффективности представлены в таблице 17:

Таблица 17 – Оценка проекта по показателю чистой текущей стоимости.

	Период				
	0	1	2	3	4
Ставка дисконтирования	10.72%	10.72%	10.72%	10.72%	10.72%
Итоговый денежный поток от операционной деятельности	0	786828	1423275	2230506	3043832
Дисконтирующий множитель	1.00	0.90	0.82	0.74	0.67
Чистый дисконтированный денежный поток	0	710640	1160990	1643284	2025349
То же нарастающим итогом	0	710640	1871630	3514914	5540264
Внешнее финансирование	3800000	0	0	0	0
Дисконтирующий множитель	1.00	0.90	0.82	0.74	0.67
Внешнее финансирование с учетом дисконтирования	3800000	0	0	0	0
То же нарастающим итогом	3800000	3800000	3800000	3800000	3800000

Продолжение таблицы 17.

	0	1	2	3	4
Чистая текущая стоимость проекта (NPV)	-3800000	-3089360	-1928370	-285086	1740264
Срок окупаемости с учетом дисконтирования (DPP)	3 года 2 месяца				

При рассмотрении графика окупаемости NPV, рисунок 62, можно сделать вывод, что размер чистого приведенного дохода становится положительным и достигает максимального значения 1740 тыс. руб. к концу третьего периода.

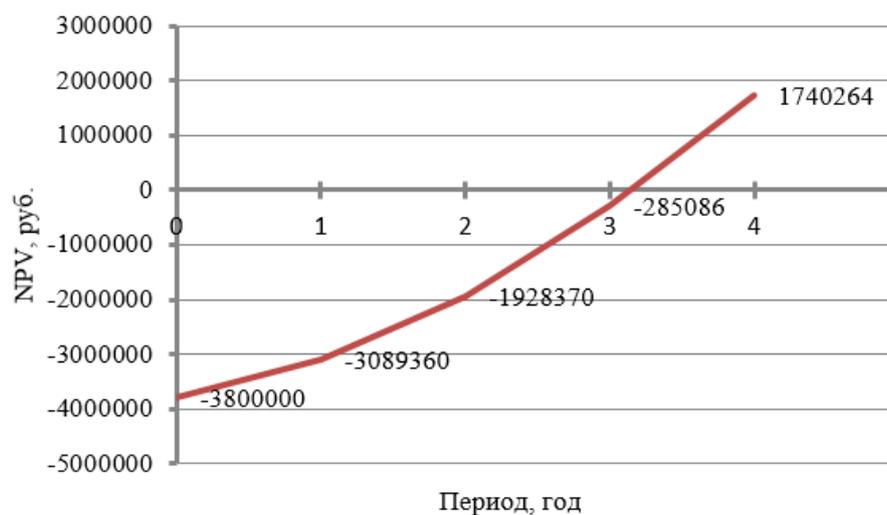


Рисунок 63 – График чистой текущей стоимости проекта.

Оценка проекта по показателю внутренней нормы доходности (IRR) представлена в таблице 18:

Таблица 18 – Оценка проекта по показателю внутренней нормы доходности.

	Период				
	0	1	2	3	4
Чистый денежный поток	0	786828	1423275	2230506	3043832

Продолжение таблицы 18.

	0	1	2	3	4
Внешнее финансирование	3800000	0	0	0	0
Ставка дисконтирования (IRR)	26.52%	26.52%	26.52%	26.52%	26.52%
Дисконтирующий множитель	1.00	0.79	0.62	0.49	0.39
Чистый дисконтированный денежный поток	0	621882	889089	1101254	1187772
Внешнее финансирование с учетом диск-ия	3800000	0	0	0	0
NPV нарастающим итогом	-3800000	-3178118	-2289029	-1187775	0

Индекс доходности инвестиций (PI – Profitability Index) – показатель, позволяющий определить относительную эффективность инвестиций. По расчету данный показатель представляет собой увеличенное на единицу отношение NPV к общим дисконтированным инвестиционным затратам:

$$PI = 1 + \frac{NPV}{TIC} = 1 + \frac{1740264}{3800000} = 1,46, \quad (88)$$

Здесь NPV – чистая текущая стоимость проекта; TIC – общие инвестиционные затраты.

Поскольку PI проекта >1 → проект эффективен.

Итоговые экономические показатели представлены в таблице 19:

Таблица 19 – Итоговые экономические показатели.

Показатель	
Потребность в финансировании проекта, тыс. руб	3800

Продолжение таблицы 19.

Остаток денежных средств на конец реализации проекта, руб.	5 944 441
Чистая прибыль нарастающим итогом на конец реализации проекта, руб.	6 068 442
Примененная ставка дисконтирования, % годовых	10.72%
Чистая текущая стоимость проекта (NPV)	1 740 264
Срок окупаемости с учетом дисконтирования (DPP), лет	3 года 2 месяца
Внутренняя норма доходности (IRR), % годовых	26.52%
Индекс доходности инвестиций (PI)	1.46

Итоговые экономические показатели показывают, что вложение инвестиций в организацию производства комбинированных поверхностных уплотнителей может приносить прибыль. Вложенные инвестиции окупаются за 3 года 2 месяца с учетом дисконтирования.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И ЗАДАЧИ ДАЛЬНЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Получены аналитические зависимости, позволяющие определять оптимальное положение вибратора ненаправленного действия относительно центра инерции масс вибрационного уплотнителя, при котором обеспечивается эффект его самостоятельного передвижения.

2. Экспериментальные исследования, направленные на изучение коэффициента поверхностного трения между поверхностью грунта и рабочей поверхностью виброуплотнителя во время его работы, показали, что коэффициент трения при вибрации практически не изменяется.

3. Научно доказана и экспериментально подтверждена возможность создания поверхностного вибрационного уплотнителя, в конструкции которого применяются и валец, и плита, что даёт возможность одновременного использования преимуществ каждого из них.

4. Исследованы возможности вибрационного движителя с вибратором ненаправленного действия для перемещения перед собой сыпучих материалов, что открывает ещё одно направление совершенствования средств малой механизации, применяемых в дорожном строительстве.

5. Разработаны алгоритмы и написаны компьютерные программы на их основе для создания и совершенствования поверхностной вибрационной уплотняющей техники, позволяющие её создателям оперативно использовать результаты исследований, полученные в данной работе.

6. Создана методика расчета расположения центра масс вибрационного уплотнителя с помощью дополнительного груза, определения его массы и месторасположения, при которых имеет место эффект вибрационного перемещения. Такой подход даёт возможность конструктору создавать

эффект вибрационного передвижения в сочетании с выполнением других требований (высокой степени уплотнения, эргономике и т.п.).

7. Исследованы возможности двухвальцового самоходного вибрационного уплотнителя–планировщика с двумя вибраторами ненаправленного действия для одновременного уплотнения и перемещения перед собой сыпучих материалов, а также найдено условие, при котором обеспечивается эффект его самостоятельного передвижения по уплотняемой поверхности.

8. Произведено технико–экономическое обоснование внедрения конструкции комбинированного поверхностного уплотнителя на примере создания предприятия по его производству. Срок окупаемости проекта составляет 3 года 2 месяца с учетом дисконтирования, что не превышает сроков реализации проекта. Чистая текущая стоимость проекта (NPV) на конец реализации проекта составляет 1740 тыс. руб., а остаток денежных средств – 5944 тыс. руб. Принятая ставка дисконтирования 10.72% по проекту рассчитывалась исходя из того факта, что компания имеет как привлекаемый капитал (кредит), так и собственный уставной. Внутренняя норма доходности (IRR) составляет 26.52%. Таким образом, мы можем смело утверждать, что проект по созданию предприятия, производящего комбинированный поверхностный уплотнитель для отечественного рынка экономически эффективен, имеет целесообразность и свои преимущества в сравнении с конкурентными организациями.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Андреев, Г.С.* Исследование режимов работы и обоснование выбора основных параметров рабочего органа многосекционного уплотнителя: дис. ... канд. техн. наук. / Г.С. Андреев – М., 1968.
2. *Андреев, Г.С.* Нахождение областей устойчивых периодических режимов работы одномассной вибротрамбовки // Труды ВНИИСтройдормаша. – НИИинфстройдоркоммунаш, 1966.
3. *Андреев, Г.С., Нифонтов А.О.* Определение скорости передвижения самопередвигающихся виброплит для уплотнения грунта // Труды ВНИИСтройдормаша. – М.: НИИинформстройкоммунмаш, 1969. – № 45 С. 94–101.
4. *Баловнев, В.И.* Дорожно–строительные машины и комплексы: Учебник для вузов / В.И. Баловнев, Г. В. Кустарев, Е.С. Локшин и др.; МАДИ (ТУ), СибАДИ. – 2–е изд., доп. и перераб. – М.–Омск: СибАДИ, 2001. – 526 с.
5. *Баловнев, В.И.* Использование ЭВМ при исследовании эффективности дорожных машин методами математического моделирования: учебное пособие / В. И. Баловнев, Ю. В. Завадский, Г. В. Кустарев. – М.: МАДИ, 1987. – 104 с.
6. *Баловнев, В. И.* Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно–строительных машин., 2–е изд., пере–раб. – М.: Машиностроение, 1994. – 432 с.
7. *Баркан, Д.Д.* Виброметод в строительстве. – М.: Изд–во Госстройиздат, 1959.
8. *Баркан, Д.Д., Шехтер, О.Я.* Теория поверхностного уплотнения грунтов // Сборник трудов. – М.: НИИОСП, 1962. – № 51. – С. 5–26.
9. *Баркан, Д.Д.* Устройство оснований сооружений с применением вибрирования. – М.: Машстройиздат, 1949. – 124 с.

10. *Баркан, Д.Д.* Экспериментальное исследование вибровязкости грунта. – М.: Машстройиздат, 1949.

11. *Бауман, В.А., Быховский, И.И.* Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.

12. *Башкарев, А.Я., Мусияко, Д.В., Пешков, В.С.* Вибрационное перемещение поверхностного уплотнителя. // *Материалы 3-й Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование».* – СПбГПУ, 2013.

13. *Башкарев, А.Я., Мусияко, Д.В., Пешков, В.С.* Вибрационное перемещение поверхностного уплотнителя // *Научно-технические ведомости СПбГПУ.* – СПб, 2013. – №1 (166). – С. 175–178.

14. *Башкарёв, А.Я.* Исследование процесса передвижения вибрационных плит: дис. ... канд. техн. наук. / А.Я. Башкарёв – Л: ЛПИ им. М.И. Калинина. – 1970. – 14 с.

15. *Башкарев, А.Я., Мусияко, Д.В., Расулов, Р.А.* Компоновка самоходных вибрационных уплотнителей // *Научно-технические ведомости СПбГПУ.* – СПб, 2015. – №4 (231).

16. *Белостоцкий, Б.А.* К расчёту оптимальных параметров трамбующих машин // *Ленинградское правление НТО стройиндустрии СССР.* – Л., 1959. – С. 3–11

17. *Беспалова, Л.В., Неймарк, Ю.И.* Динамические системы с ударными взаимодействиями и теория нелинейных колебаний // *Механика твёрдого тела.* – 1966. – №1. – С. 80–85.

18. *Блехман, И.И.* Вибрационное перемещение. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.

19. *Блехман, И.И., Джанелидзе, Г.Ю.* Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях // *Известия АН СССР, ОТН.* – 1958. – №7.

20. *Бобылев, Л.М., Каневский, Ю.Б., Самолетова, Т.Е.* Перспективы развития машин для уплотнения грунтов // *Механизация строительства.* – 1975. – №11.
21. *Бурый, Г. Г., Савельев, С.В.* Анализ уплотнения грунтов перспективными вибрационными катками // *Строительные и дорожные машины.* – 2013. – №1. – С. 8 – 10.
22. *Бурый, Г. Г.* Вибрационные машины и их воздействие на грунт // *Материалы II Межвузовской научной конференции студентов и аспирантов.* – Омск: ОмГТУ, 2012. – С. 104–106.
23. *Бурый, Г. Г., Савельев, С.В.* Контроль качества уплотнения грунтов и инновационное устройство для его осуществления // *Материалы VII Всероссийской научно–практической конференции ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (с международным участием).* – Омск: СибАДИ, 2012. – С. 199–203.
24. *Бурый, Г. Г., Шабанова, Г.И., Савельев, С.В.* Математическое описание колебательной системы «вибрационный рабочий орган – грунт» // *Вестник СибАДИ.* – 2013. – №3 (31). – С. 102–107.
25. *Бурый, Г. Г.* Методика обоснования режимных параметров вибрационных катков с учетом массы уплотняемого грунта в зоне активного действия вибрации // *Материалы Международной научно–практической конференции «Современные научные исследования: актуальные проблемы и тенденции».* – Омск: ОФ ФГБОУ ВО НГАВТ, 2014. – С. 47–55.
26. *Бурый, Г.Г.* Обоснование режимных параметров вибрационных катков с учетом массы уплотняемого грунта в зоне активного действия вибрации: дис. ... канд. техн. наук. / Г. Г. Бурый (СибАДИ). – Омск. 2016 – 169 с.
27. *Вавилов, А. В.* Дорожно–строительные машины: учебник для вузов / А. В. Вавилов, И. И. Леонович, А. Н. Максименко. – Минск: Технопринт, 2000. – 515 с.

28. *Варганов, С.А., Андреев, Г.С.* Машины для уплотнения грунтов и дорожно–строительных материалов. – М.: Машиностроение, 1981. – 420 с.
29. *Варганов, С.А.* Теоретические и экспериментальные исследования динамики вибрационных катков // Тр. ВНИИСтройдормаш. – М., 1962. – № 28. – С. 55–97.
30. Вибрации в технике: справочник: в 6т. Т.1. Колебания линейных систем/ И. И. Артоболевский и др.; под ред. В. В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
31. Вибрации в технике: справочник: в 6т. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Э. Л. Айрапетов, И. А. Биргер, В. Л. Вейц; под ред. Ф. Н. Диментберга, К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980.– 544 с.
32. Вибрации в технике: справочник: в 6т. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Г. Г. Азбель, И. И. Блехман, И. И. Быховский и др.; под общ. ред. Э. Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
33. Виброуплотнители с четырёхтактным двигателем фирмы Bomag. Viertakter und Variokontrol. Tiefbau. – 2000. – № 9. – С. 598.
34. *Гавловская, В. Ф.* Математическое моделирование в инженерных задачах: учебное пособие / В. Ф. Гавловская, А. М. Завьялов, Р. Г. Флаум. – Омск: СибАДИ, 1995. – 130 с.
35. *Гендлина, Л.И., Левенсон, С.Я., Еременко, Ю.И., Виданов, В.В.* Результаты исследования процесса уплотнения дисперсных материалов вибрационным способом // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно–технический журнал). – 2011. – №8 – С. 255–259.
36. *Главицкий, К.Ц., Богомаз, В.Н.* Направления модернизации катков статического и динамического действия для уплотнения основания пути // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2007. – №17. – С. 80–85.

37. *Главацкий, К.Ц., Черкудинов, В.Е.* Определение сопротивления перемещения вибротрамбовки грунта на плоской поверхности // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта – 2008. – №24. – С.80–81.
38. *Головнин, А.А.* Виброволновой валец дорожного катка КВ–03 // Наука и техника в дорожной отрасли. – 2011. – № 3. – С. 38–40.
39. *Гончаревич, И.Ф., Сергеев, П.А.* Вибрационные машины в строительстве. – М. Машгиз, 1963. – 312 с.
40. *Дидух, Б.И.* Динамическое воздействие трамбующей плиты с уплотняемым грунтом // Инженерно–физический журнал. – 1962. – № 2. – С. 58–63.
41. *Доценко, А. И.* О результатах исследования силового взаимодействия вибротрамбующей машины и уплотняемого грунта // Труды МАДИ. – М.: МАДИ, 1976. – Вып. 114. – С. 93–97.
42. *Доценко, А.И.* Исследование динамики процесса уплотнения грунтов виброударным рабочим органом с кривошипно–шатунным возбудителем колебаний: автореф. дис.... канд. техн. наук / А. И. Доценко – М: МАДИ, 1974. – 23 с.
43. *Дульянинов, А.В., Капустин, М.И.* О колеблющейся массе вибрационных машин // Повышение использования машин в строительстве. – Л.: ЛИСИ, 1983. – С. 10 – 14.
44. *Захаренко, А.В., Савельев, С.В.* Обоснование амплитуды колебаний вибраторов и рабочих скоростей дорожных катков // Сборник трудов Всероссийской научно–практической конференции «Актуальные проблемы повышения надёжности и долговечности автомобильных дорог и искусственных сооружений на них». – Барнаул: Изд–во АлтГТУ, 2003. – С. 165–168.
45. *Зубанов, М.П.* Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей и грунта – М.: Машиностроение, 1964. – 195 с.

46. *Зубанов, М.П.* О коэффициенте трения при вибрации // Научно–технический информационный бюллетень ЛПИ – Л.: Изд–во ЛПИ, 1958. – №6.
47. *Иванов, Р.А., Федулов, А.И.* Ударные устройства для уплотнения грунта. Определение параметров // Строительные и дорожные машины. – 2002. – №2.
48. *Иванов, П.Л.*, Разжижение песчаных грунтов // Госэнергоиздат. – 1962.
49. *Иванов, П.Л., Флорина Н.В., Бугров А.К.* Экспериментальные исследования влияния вибрации на сопротивление сдвигу песчаных грунтов // Материалы к научно–технической конференции по динамическим воздействиям на грунты и одежды автомобильных дорог. – Л.: Издательство литературы по строительству, 1964.
50. *Игнатъев, А.А.* Определение рациональных параметров вибрационных катков для уплотнения грунта: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Игнатъев – Ярославль, 2013. – 182с.
51. *Кабалкин, В.А.* Исследование сопротивления заданному движению при вибрациях // Известия ВУЗ «Строительство и архитектура». – 1968. – №10.
52. *Калужский, Я.А.* Уплотнение земляного полотна и дорожных одежд / Я.А. Калужский, О.Т. Батраков. – М.: Транспорт, 1971. – 160 с.
53. *Кондрашов, Н.А.* Исследование и расчет параметров многофункционального катка для уплотнения асфальтобетонных дорожных покрытий: дис. ... канд. техн. наук. / Н.А. Кондрашов: Санкт–Петербургский политехнический университет Петра Великого. – СПб., 2016. – 152 с.
54. *Коваленко, Ю.Я.* Исследование самоходных вибрационных катков для уплотнения асфальтобетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / Ю.Я. Коваленко. – Л., 1979. – 153 с.

55. *Костельов, М.П.* Умные виброролы для дорожников // Дорожная техника. – 2010. – №5. – С. 17–21.
56. *Кромский, Е.И., Безбородов, Е.А., Ефимов, О.А.* Новая техника для уплотнения дорожно–строительных материалов // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2011. – №11 (228) – С. 26–29.
57. *Кромский, Е.И., Маньков, Е.Р.* Перспективные малогабаритные погрузчики // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2013. – Т.13, №1 – С. 123–126.
58. *Кузьмичев, В.А.* Основы проектирования вибрационного оборудования. – Лань, 2014. – 208 с.
59. *Кустарев, Г.В., Павлов, С.А., Жарцов, П.Е.* Анализ факторов, влияющих на качество процесса уплотнения // Механизация строительства. – 2013. – №4. – С. 6–10.
60. *Кустарев, Г.В.* Повышение эффективности уплотняющих машин для скоростного строительства асфальтобетонных покрытий: моногр. / Г.В. Кустарев; МАДИ (ГТУ). – М.,: МАДИ (ГТУ), 2008. – 286 с.
61. *Ложечко, В.П.* Исследование рабочего процесса гладковальцового катка с вакуумным балластным устройством: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.П. Ложечко – Л., 1981. – 15 с.
62. *Ложечко, В.П.* К вопросу о рациональном режиме уплотнения асфальтобетонных смесей / В.П. Ложечко, А.Ф. Чебунин // Рукоп. деп. в ЦНИИТЭстроймаш. – Л., 1983. – 12 с.
63. *Лушников, Б.В.* Вибродиагностика сухого трения в колебательной системе при кинематическом возбуждении возбужденных колебаний // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010 – Т.12, №1–2. – С. 435–438.
64. *Лушников, Б.В.* Оптимизация параметров тестового воздействия для повышения чувствительности методов вибродиагностики силы сухого

трения при вынужденных колебаниях динамических систем // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т.13, №4–4. – С. 1092–1094.

65. *Малич, Н.Г., Блохин, В.С.* Особенности уплотнения среды вальцами катков // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно–технический журнал). – 2008. – №8 – С. 345–355.

66. *Маслов, А.Г., Иткин, А.Ф.* Исследования вибрационных площадок с двухчастотными пространственными колебаниями // Вестник Харьковского национального автомобильно–дорожного университета. – 2007. – №38.

67. *Маслов, А.Г., Пономарь, В.М.* Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. – Киев: Будивельник, 1985. – 128 с.

68. *Минеев, К.В., Гераськин, С.В., Тростин, В.П.* Методика выбора уплотняющего оборудования, применяемого в стеснённых условиях эксплуатации // Научно–технический сборник. – Балашиха: ВТУ при Спецстрое России, 2011. – № 21 – С. 145–152.

69. *Новожилов, А.И.* Исследование движения вибрационной машины для уплотнения грунта: Диссертация на соискание учёной степени канд. техн. наук. / А.И. Новожилов – Л: ЛИСИ, 1959.

70. *Новожилов, А.И.* Исследование самопередвижения вибрационной машины для уплотнения грунта // Труды магнитогорского горно–металлургического института им. Носова. – 1958. – № 16.

71. *Носов, С.В.* Пути повышения эффективности уплотнения асфальтобетонных смесей и грунтов в дорожном строительстве на современном этапе // Известия вузов – Строительство, 2013. – № 6. – С. 91–96.

72. *Носов, С.В.* Разработка технологий уплотнения дорожных асфальтобетонных смесей и грунтов на основе развития их реологии: дис. ... д–ра техн. наук / С.В. Носов. – Воронеж, 2014. – 366 с.

73. *Пермяков, В.Б., Дубков, В.В., Серебренников, В.С.* Аналитическое описание процесса уплотнения асфальтобетонной смеси вибрационным катком // Омский научный вестник – 2008. – №1–64. – С. 67–71.
74. *Пермяков, В.Б., Захаренко, А.В., Савельев, С.В.* Обоснование выбора параметров вибрационных катков // Известия вузов. Строительство. – 2003. – № 2. – С. 100–103.
75. *Пермяков, В. Б.* Совершенствование теории, методов расчёта и конструкций машин для уплотнения асфальтобетонных смесей: дис. ... д-ра. техн. наук / Пермяков В. Б. – Омск, 1990. – 412 с.
76. *Прошин, В.В.* Обоснование рациональных режимов работы самопередвигающихся виброплит: дис. ... канд. техн. наук. / В.В. Прошин – Балашиха, 2005. – 211 с.
77. *Савельев, С.В., Лашко, А.Г.* Расширение возможностей эффективного уплотнения строительных материалов // Вестник Сибирской государственной автомобильно–дорожной академии. – 2009. – № 3(13). – С.18–21.
78. *Савинов, О.А., Лускин, А.Я.* Вибрационный метод погружения свай и его применение в строительстве – Л.: Стройиздат, 1960.
79. *Сорокин, В.Н.* Разработка режимных параметров виброплиты при устройстве грунтовых оснований для вибрационных сейсмических источников: дис. ... канд. техн. наук: / В.Н. Сорокин – Омск: СибАДИ, 1993. – 198 с.
80. *Степанов, А. Г.* Динамика машин – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – 302 с.
81. *Тарасов, В.Н.* Теория удара в строительстве и машиностроении: монография / В.Н. Тарасов, И.В. Бояркина, М.В. Коваленко, С.М. Кузнецов, И.Ф. Шлегель. – М.: Изд-во АСВ, 2006. – 336 с.

82. *Терлей, Е.М.* Об изменении истинных характеристик внешнего и внутреннего трения движения грунтов под влиянием вибраций.– ВНИИГС, 1964. – №17.
83. *Федоренко, И. Я., Федоренко, А.С.* Управление движением в системах с сухим вибропреобразованным трением // Вестник Алтайского государственного аграрного университета – 2009. – №5. – С.68–71.
84. *Федулов, А.И., Иванов, Р.А., Пучков, В.В.* Ударное уплотнение грунтов. – Новосибирск: Наука, 1983. – 117 с.
85. *Флорин, В.А.* Основы механики грунтов. Том 1 – Л.: Стройиздат, 1959. – 356 с.
86. *Флорин, В.А.* Теория уплотнения земляных масс. – М.: Стройиздат, 1948. – 284 с.
87. *Флорина, Н.В.* О предельном равновесии штампа под действием постоянных и вибрационных нагрузок// Научно–технический информационный бюллетеньЛПИ им. Калинина– Л: Изд–во ЛПИ, 1961. – №7.
88. *Флорина, Н.В.* О сопротивленииисдвигу грунтов при вибрационных воздействиях // Научно–технический информационный бюллетеньЛПИ им. Калинина – Л: Изд–во ЛПИ, 1960. – №4.
89. *Хархута, Н.Я.* Дорожные машины. – Л.: Машиностроение, 1976. – 471 с.
90. *Хархута, Н.Я.* Машины для уплотнения грунтов. – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
91. *Хархута, Н.Я., Костельов, М.П.* Определение основных параметров трамбующих машин для уплотнения грунтов // Строительные и дорожные машины. – 1969. – № 11. – С. 11–14.
92. *Черный, Г. И.* Изменения физико–механических свойств грунтов при динамических нагрузках: монография / Г. И. Черный. – Киев: Наукова думка, 1979. – 130 с.

93. *Шестопапов, А.А.* Интенсификация процесса уплотнения асфальтобетонных смесей укаткой с вакуумированием: дис. ... д-ра техн. наук / А.А. Шестопапов. – М., 1988. – 440 с.
94. *Шестопапов, А.А.* Исследование вибротрамбующих машин для уплотнения укрепленных грунтов: дис. ... канд. техн. наук. / А.А. Шестопапов. – Л: ЛПИ им. М.И. Калинина, 1969.
95. *Шестопапов, А.А.* Основные направления повышения эффективности уплотнения дорожно-строительных материалов // Тез. докл. респ. конф. – СПб., 1992. – С. 49.
96. *Шехтер, О.Я.* Об учёте инерционных свойств грунта при расчёте вертикальных вынужденных колебаний массивных фундаментов // Сборник трудов НИИ Минвоенморстроя. – М.: Машстройиздат, 1948. – №12. – С. 12–18.
97. *Яблонский, А.А.* Курс теории колебаний: учеб. пособие для вузов / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – М.: Высшая школа, 1975.– 248 с.
98. *Adam, C.* Modelling of the dynamic load plate test with the light falling weight device / C. Adam, D. Adam // Asian journal of civil engineering (building and housing). – 2003. – 4(2–4). – PP. 73–89.
99. *Anderegg, R.* Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors / R. Anderegg, A. von Felten Dominik, Kuno Kaufmann // ASCE Conf. Proc. GeoCongress – 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology Age Proceedings of GeoCongress – 2006. – PP. 1–6.
100. *Anderegg, R.* Intelligent Compaction with Vibratory Rollers / R. Anderegg, K. Kaufmann // Transportation Research. – Washington, D. C., 2004. – Record No. 1868. – P. 124–134.
101. *Beards, C. F.* Structural vibration: analysis and damping / C. F. Beards // First published in Great Britain by Arnold, a member of the Hodder Headline Group. –London, 1996. – 287 p.

102. *Benaroya, H., Nagurka, Mark L.* Mechanical vibration: analysis, uncertainties and control, 3rd edition. // CRC Press, – Taylor&Francis Group, Boca Raton. 2010.
103. *Forssblad, L.* Вибрационное уплотнение грунтов и оснований / Пер. с англ.; под ред. М.П. Костельова. – М.: Транспорт, 1987. – 191 с.
104. *Huan, Q.* The Improvement of Vibrator Design of Vibratory Roller / Q. Huan, J. Liu, C. Liu // Construction Machinery Technology & Management. – 2007. – Vol. 10. – P. 102–103.
105. *Jonsson, A.* Modelling, simulation and experimental investigation of a rammer compactor machine/ Anders Jonsson // Department of Mechanical Engineering Blekinge Institute of Technology. – Sweden, 2001. – 24 p.
106. *Novak, M., Berendugo, Y.O.* The effect of embedment on footing vibration // First Canadian Conf. on Earthquake Engineering. – Vancouver, 1971. – PP.1235–1254.
107. *Ryan, S.* Intelligent compaction overview [Text] / S. Ryan // Proceedings of Idaho asphalt conference. – 2014. – 17 p.
108. *Xu, S.* Characteristics of Hamm oscillatory roller [Text] / S. Xu, J. Cui // Road Machinery & Construction Mechanization. – 2006. – Vol. 8. – P. 25.
109. *Yao, Y.S., Feng, Z.X., Li, Y.W.* Study on double–frequency composed vibrating compaction method based on resonance and antifriction principle. // Adv. Mater. Res. – 2012. – vol. 402. – PP. 742–746.
110. [http://gov.spb.ru/gov/otrasl/tr\\_infr\\_kom/remonta-dorog-v-2015-godu/](http://gov.spb.ru/gov/otrasl/tr_infr_kom/remonta-dorog-v-2015-godu/).
111. <http://www.marketing.spb.ru/mr/realestate/prs.htm>.
112. <http://greenzona.ru/Novosti/dorogi-peterburga-2015-plany-prognozy-realii.html>.
113. <http://marketing.rbc.ru/>
114. <http://www.gks.ru>
115. <http://www.fbd.spb.ru/ru>

116. <http://www.tss.ru/nclist/525.phtml>
117. <http://splitstone.ru/>
118. <http://www.wacker-rf.ru/>
119. <http://dynapac.com/ru>
120. <https://www.jcb.com/en-gb/products/compaction-equipment>

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ А



**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Санкт-Петербургский политехнический  
университет Петра Великого»  
(ФГАОУ ВО «СПбПУ»)

ИНН 7804040077, ОГРН 1027802505279,  
ОКПО 02068574

Политехническая ул., 29, Санкт-Петербург, 195251  
тел.: +7(812)297 2095, факс: +7(812)552 6080  
office@spbstu.ru

21.09.2018

### АКТ

**о внедрении результатов диссертационной работы  
Мусяйко Дмитрия Валентиновича  
на тему: «Методика определения параметров процесса виброперемещения  
малых средств механизации в дорожном строительстве»**

Разработанная Мусяйко Д.В. методика расчёта вибрационных уплотняющих машин с различными видами рабочего оборудования, используется в учебном процессе на кафедре «Транспортные и технологические системы» института Металлургии, машиностроения и транспорта ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» при подготовке магистров по программе «Инжиниринг транспортно-технологических систем» направления 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы».

В частности, результаты диссертационной работы используются в дисциплинах «Дорожные машины», «Строительные и дорожные машины» в разделе «Машины для уплотнения дорожно-строительных материалов». Кроме того, разработанные Мусяйко Д.В. программные продукты «Расчёт КПВУ» и «Расчёт ВУП» применяются на практических занятиях при выполнении работ по теме: «Расчёт вибрационных уплотняющих машин».

Проректор по образовательной  
деятельности



Разинкина Е.М

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11)**175 704**<sup>(13)</sup> **U1**(51) МПК  
E01C 19/38 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ(12) **ФОРМУЛА ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ**

(21)(22) Заявка: 2017121383, 19.06.2017

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
19.06.2017Дата регистрации:  
15.12.2017

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 19.06.2017

(45) Опубликовано: 15.12.2017 Бюл. № 35

Адрес для переписки:  
190005, Санкт-Петербург, ул. 2-я  
Красноармейская, 4, ФГБОУ ВО "СПбГАСУ",  
Служба интеллектуальной собственности  
управления научно-технических услуг

(72) Автор(ы):

Репин Сергей Васильевич (RU),  
Евтюков Сергей Аркадьевич (RU),  
Мусяко Дмитрий Валентинович (RU),  
Орлов Денис Сергеевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
образования "Санкт-Петербургский  
государственный  
архитектурно-строительный университет"  
(RU)(56) Список документов, цитированных в отчете  
о поиске: SU 1799949 A1, 07.03.1993. SU  
1578245 A1, 15.07.1990. US 1528141 A,  
03.03.1925. US 4098344 A, 04.07.1978. US  
5062228 A, 05.11.1991.(54) **ВИБРОПЛАНИРОВЩИК**

(57) Формула полезной модели

Вибропланировщик, содержащий раму, установленный на раме вибратор направленного действия, валец, установленный в задней части рамы, планировочный отвал, шарнирно закрепленный в передней части рамы, рукоять оператора, отличающийся тем, что снабжен дополнительным вальцом, жестко установленным на передней части рамы, а вибратор снабжен поворотным шарниром, установленным на направляющих, установленных на раме с возможностью перемещения по ним, и связан с рукоятью оператора.

RU 175704 U1

RU 175704 U1

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

17.03.2018

ПрЭВМ №2018610822

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

RU

2018610822

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ  
(12) ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства): <a href="#">2018610822</a>	Автор: Мусяко Дмитрий Валентинович (RU)
Дата регистрации: 18.01.2018	Правообладатель: Мусяко Дмитрий Валентинович (RU)
Номер и дата поступления заявки: 2017613902 27.04.2017	
Дата публикации: <a href="#">18.01.2018</a>	

Название программы для ЭВМ:

**Расчёт комбинированного поверхностного вибрационного уплотнителя**

**Реферат:**

Программа предназначена для автоматизации расчёта оптимальных параметров дополнительного груза комбинированного поверхностного вибрационного уплотнителя. Параметры подбираются таким образом, чтобы выполнялись условия, при которых вибрационный уплотнитель будет передвигаться самостоятельно, за счёт вибрационного воздействия. Форма ввода и вывода данных имеет три функциональных блока: блок ввода начальных данных, блок ввода ограничений на изменяемые параметры и блок вывода результатов. В случае, если найденные значения не удовлетворяют условиям самостоятельного вибрационного перемещения (например, в случае очень малой погрешности вычислений), программа выдает 50 результатов, которые будут максимально близки к удовлетворению этих условий.

**Язык программирования:** C#

**Объем программы для ЭВМ:** 241 Кб

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

17.03.2018

ПрЭВМ №2018610672

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

RU

2018610672

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ  
(12) ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства): <a href="#">2018610672</a>	Автор: Мусяко Дмитрий Валентинович (RU)
Дата регистрации: 15.01.2018	Правообладатель: Мусяко Дмитрий Валентинович (RU)
Номер и дата поступления заявки: 2017613935 27.04.2017	
Дата публикации: <a href="#">15.01.2018</a>	
Контактные реквизиты: нет	

Название программы для ЭВМ:  
**Расчёт вибрационного уплотнителя-планировщика**

**Реферат:**

Программа предназначена для снижения трудоёмкости и ускорения расчёта оптимальных параметров дополнительного груза вибрационного уплотнителя-планировщика, при которых будет достигаться эффект самостоятельного виброперемещения. Форма ввода и вывода данных имеет три функциональных блока: блок ввода начальных данных, блок ввода ограничений на изменяемые параметры и блок вывода результатов. В случае, если найденные значения не удовлетворяют условиям самостоятельного вибрационного перемещения (например, в случае очень малой погрешности вычислений), программа выдает 50 результатов, которые будут максимально близки к удовлетворению этих условий.

**Язык программирования:** C#

**Объем программы для ЭВМ:** 224 Кб