

На правах рукописи

Серебренников  
Анатолий Александрович

Рабочие процессы и методы проектирования смесительных машин  
с эксцентриковыми уравновешенными вибровозбудителями

Специальность 05.05.04 – «Дорожные, строительные и  
подъемно-транспортные машины»

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени доктора технических наук

Санкт-Петербург, 2002 г.

Работа выполнена в Тюменском государственном нефтегазовом университете.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Шестопалов А.А.

доктор технических наук, профессор Верстов В.В.

доктор технических наук, профессор Лялинов А.Н.

Ведущая организация:

ОАО «МЕХАНОБР ТЕХНИКА» (г. С-Петербург)

Защита состоится «\_\_» \_\_\_\_\_ 2002 г. в 16<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.24 при Санкт-Петербургском государственном техническом университете по адресу: 195251, С-Петербург, ул. Политехническая, 29, корпус 1, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СПбГТУ.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2002 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

Смирнов В.Н.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** В условиях конкурентной борьбы за рынок России между отечественными, а также между отечественными и зарубежными производителями, большое значение имеют разработка и внедрение новых высокоэффективных машин и оборудования.

Важным элементом технологических процессов производства строительных материалов является этап их приготовления. От качества смешивания зависят физико-механические свойства изделий. Все более широкое внедрение получают технологии (например, виброштампование) изготовления строительных материалов из жестких смесей, т.е. с низким водоцементным отношением. Однако использование распространенных конструкций смесителей не позволяет достигнуть приготовления жестких смесей с требуемым качеством.

Обобщение и анализ практики эксплуатации существующих смесительных машин показывают, что получение ощутимых результатов в повышении интенсивности и эффективности только за счет дальнейшей оптимизации конструктивных и кинематических параметров традиционных конструкций, уже почти невозможно, т.к. резервы здесь практически исчерпаны, благодаря ранее выполненным исследованиям. Необходим поиск прогрессивных технических решений с использованием новых физических эффектов на основе изучения процессов их воздействия на обрабатываемый материал.

В многочисленных работах развиты представления о структурообразовании полидисперсных материалов, показана возможность улучшения их свойств путем преобразования структур за счет вибрационных воздействий и доказана целесообразность вибросмешивания.

В рассматриваемом аспекте представляемая работа является актуальной, так как ранее предлагаемые конструкции не отвечали требованиям надежности и долговечности и, в результате, вибросмесители до настоящего времени не получили должного использования в промышленности из-за отсутствия научно обоснованных принципов и методов проектирования.

Проведенные автором исследования являются естественным продолжением предыдущих, полученных на основе совместных исследований в течение более 20-ти лет с кафедрой ПТСМ СПбГТУ, ЦНИИОМТП и рядом промышленных предприятий и обобщают большой опыт в области вибросмешивания.

**Цель работы** - повышение интенсивности и эффективности рабочих процессов смешивания и создание теоретических основ проектирования смесительных машин с вибрационными воздействиями, отвечающих современным требованиям производства.

**Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:**

- обобщен опыт и проведен анализ современных представлений о процессах смешивания и методах их моделирования, а также методах расчета смесительных машин, используемых в различных отраслях промышленности;

- изучены тенденции конструктивной эволюции смесительных машин с целью выявления наиболее перспективных направлений, проведен анализ и синтез вибрационных смесительных машин;
- проведены реологические исследования с целью обоснования рациональных параметров механических воздействий;
- выработаны рекомендации к назначению параметров вибрации и расчету уравновешенных эксцентриковых вибровозбудителей;
- выявлены факторы, влияющие на кинетику рабочих процессов вибрационных смесительных машин;
- определено влияние инерционных нагрузок на подшипники качения, используемые в вибрационных механизмах;
- определена целесообразность применения новых конструкций, подтвержденная испытаниями опытно-промышленных образцов смесителей.

**На защиту выносятся** следующие результаты исследований, полученные лично автором и обладающие **научной новизной**:

1. методологические основы поиска путей развития смесителей, позволяющие формировать новые конструктивные решения, в том числе с повышенной интенсивностью и эффективностью воздействия на приготавливаемые материалы;
2. теоретические основы метода расчета прецессионных эксцентриковых вибровозбудителей с целью их уравновешивания;
3. аналитическое определение нагрузок на элементы подшипников качения в условиях абсолютных вибраций;
4. комплексный критерий оценки эффективности вибрационных воздействий на строительные смеси, полученный в результате изучения процессов взаимодействия вибровозбудителей с обрабатываемой средой;
5. математические модели диффузионных процессов смешения, позволяющие увязать параметры работы смесителей с технологическими свойствами готовой продукции;
6. методы проектирования вибрационных смесительных машин с уравновешенными эксцентриковыми вибровозбудителями.

**Практическая ценность и реализация работы:**

- разработаны методы проектирования вибрационных смесительных машин, в которых вибрационное воздействие на смешиваемый материал осуществляется эксцентриковыми уравновешенными вибровозбудителями;
- разработан метод расчета, позволяющий еще на стадии проектирования осуществлять качественное уравновешивание вибровозбудителей, которые, с одной стороны, обеспечивают необходимое разрушение структуры материала передавая на него вибрационные воздействия с ускорениями колебаний  $130-200 \text{ м/с}^2$ , и снижение уровня вибрации на окружающую среду до  $3...5 \text{ м/с}^2$ , с другой;

- принципы проектирования эксцентриковых уравновешенных вибро-возбудителей могут быть использованы при разработке разнообразных вибрационных машин;
- результаты работы получили расширенную реализацию, путем тиражирования опытно-промышленных образцов вибрационных смесителей различных конструкций;
- основные научные результаты работы используются в лекционных курсах и дипломном проектировании в Тюменском государственном нефтегазовом университете и реализуются в программе обучения инженерно-технических работников в институте повышения квалификации.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, рекомендаций и выводов базируется на апробированных на практике результатах теоретических и экспериментальных исследований, опирающихся на основные положения качественно-теоретического анализа на базе теории подобия и моделирования, механики дисперсных систем, виброреологии и теории диффузионных процессов. Обработка результатов исследований проводилась методами математической статистики с использованием стандартных программ Microsoft Excel и Mathcad PLUS 6.0.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации были доложены, обсуждены и одобрены на международных научно-технических конференциях: "Нефть и газ Западной Сибири" (Тюмень, 1983, 1989 г.г.); "Применение достижений НТП при обустройстве нефтяных месторождений" (Тюмень, 1988 г.); "Строительные и дорожные машины и их использование в современных условиях" (С-Петербург, 1995 г.); "Повышение эффективности колесных и гусеничных машин в суровых условиях эксплуатации" (Тюмень, 1996 г.); "Развитие транспортно-технологических систем в современных условиях" (Н.Новгород, 1997 г.); "ИНТЕРСТРОЙМЕХ-98" (Воронеж, 1998 г.); "Проблемы адаптации техники к суровым условиям" (Тюмень, 1999 г.); "International conference TRANSBALTICA – 99" (Вильнюс, 1999 г.); "Проблемы проектирования, испытаний, эксплуатации и маркетинга автотракторной техники, двигателей внутреннего сгорания, строительно-дорожных машин, транспортно-технологических комплексов и вездеходов" (Н. Новгород, 2000 г.); "ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2000" (Харьков, 2000 г.); "Нефть и газ-2000" (Тюмень, 2000 г.); "Новые материалы и технологии в машиностроении" (Тюмень, 2000 г.); "Нефть и газ: энергоресурсосберегающие технологии" (Тюмень, 2001 г.); "ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2001" (С-Петербург, 2001 г.), "Проблемы эксплуатации транспортных систем в суровых условиях" (Тюмень, 2001 г.).

**Публикации.** Основное содержание диссертации и вопросы, связанные с решением проблемы, опубликованы в 49 работах автора, в числе которых 2 монографии, учебное пособие.

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, основных выводов, списка использованной литературы

из 210 наименований. Объем работы 353 страницы, в том числе 145 рисунков, 16 таблиц и 34 страницы приложений.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Работа направлена на повышение интенсивности и эффективности процессов смешивания и опирается на основные положения теории подобию и моделирования, разработанные В.И. Баловневым, М.В. Кирпичевым, Л.М. Седовым, Л.С. Эйгенсоном и другими учеными, физико-химической механики дисперсных систем, разработанной академиком П.А. Ребиндером и его сотрудниками, а также на значительные исследования в области процессов смешивания таких авторов, как М.В. Бунин, Ю.А. Веригин, В.М. Ворожейкин, А.Г. Касаткин, В.В. Кафаров, К.М. Королев, Е.И. Кромский., А.А. Лацинский, Ю.И. Макаров, Б.С. Мосаков, К.П. Севров и многих других. В результате рассмотрения перечисленных работ были проанализированы подходы к проектированию смесительных машин в различных отраслях промышленности. Сформулирована цель и задачи исследований. Обоснован выбор методов исследований.

В основу научного подхода совершенствования смесительных машин положены следующие принципы: 1 - изучение и анализ конструктивной эволюции, позволяющие набрать необходимую сумму факторов для формулирования закономерностей строения и развития, которые значительно облегчают поиск новых технических решений; 2 - изучение и анализ физических и гидродинамических процессов с целью создания физических и математических моделей и осуществления поиска новых эффектов, которые обеспечивают повышение интенсивности и эффективности смешивания; 3 - исследование процессов с целью определения рациональных геометрических и кинематических параметров смесителей (как технических объектов в целом, так и отдельных их элементов); 4 - разработка методов расчета типовых конструкций смесителей нового поколения.

На пути реализации поиска новых технических решений целесообразно использовать современные методы творческих процессов конструирования: эвристические приемы, теорию решения изобретательских задач (в частности, методы устранения технических противоречий), морфологический анализ, анализ и синтез физических принципов действия и т.п., которые подробно рассмотрены в работах Г.С. Альтшуллера, Дж.К. Джонса, А.И. Половинкина, А.Н. Новикова и др. Развитие конструкций смесителей целесообразно анализировать путем построения функциональных потоковой и конструктивной структур, а также физических принципов действия на основе развитых представлений поиска новых технических решений.

Основные положения этого метода состоят в следующем. Процесс изучения технической системы может быть сведен к изучению потоков энергии, вещества и сигналов, протекающих в них. Метод исходит из предположения, что процессы в технических системах (ТС) могут быть сведены к совокупности

простых действий, называемых физическими операциями. Физическая операция - процесс преобразования входных физических величин в выходные. Следовательно, если проанализировать в конструкции все цепи, по которым передаются различные формы энергии, потоки вещества и сигналов, то можно построить функциональную структуру машины в виде последовательно или (и) параллельно выполняемых элементарных физических операций. На рис.1. представлены потоковые функциональные структуры «ТС-СМЕСИТЕЛЬ». Приведенные в работе результаты патентного поиска и изучения литературных источников обнаруживают мировую тенденцию развития смесительных машин в различных отраслях промышленности в направлении создания и совершенствования механических смесительных машин.

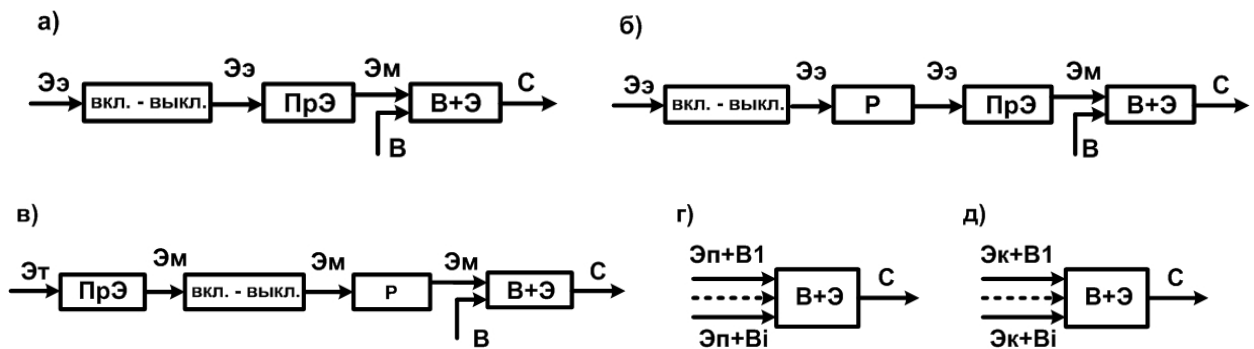


Рис.1. Потоковые функциональные структуры «ТС - СМЕСИТЕЛЬ»

Эк, Эп, Ээ, Эм, Эт, Эг - соответственно кинетическая, потенциальная, электрическая, механическая и тепловая энергии; ПрЭ - преобразование энергии; Р - регулирование; В+Э - соединение вещества и энергии.

Смесители: а), б), в) механические – все виды смесей; г) статические – для жидкостей; д) струйные, вихревые, аэрационные - для жидкостей, газообразных смесей, торкрет-бетонов.

На основе развитых представлений различают следующие виды смешивания: 1) конвективное - перемещение групп частиц из одного положения в другое переносом, внедрением, скольжением слоев, деформацией и истиранием порции слоя в результате механического движения рабочих органов смесителей; 2) диффузионное - постепенное перераспределение частиц различных компонентов через границу раздела фаз.

Конвективное смешивание относится к процессам макросмешивания, а диффузионное - микросмешивания.

Анализ традиционных конструкций обнаруживает, что с позиций конвективного смешивания они достигли своего глобального уровня по техническим решениям и принципу действия. Основным недостатком машин с механическим принципом воздействия, несмотря на их широкое применение, является весьма слабое протекание диффузионных процессов на уровне микрообъемов.

Эта ситуация обуславливает при формировании изделий из смесей, приготовленных в подобных смесителях, появление дефектов, концентраторов напряжений и т.п., снижающих их физико-механические свойства.

Известно, что если техническая система приближается к своему экстремуму по принципу действия, то дальнейшая конструктивная эволюция может протекать только на основе использования новых физических эффектов.

Процесс смешивания осуществляется операцией “соединение вещества и энергии”. В работе представлен анализ физико-технических эффектов как используемых в существующих смесителях, так и перспективных, получивших научное обоснование. При выборе физического эффекта применялся принцип предпочтения - при переходе на новые принципы действия в технических системах с использованием конкретных физических эффектов предпочтение отдается более новым, т.е. открытым позднее.

В соответствии с принципом предпочтения интерес с точки зрения интенсификации процессов смешивания представляют эффекты тиксотропии и виброкипения. Эффект тиксотропии, т.е. обратимого падения вязкости дисперсных систем при механических воздействиях был изучен П.А. Ребиндером и Г. Фрейндлихом, а виброкипения (ожигения), т.е. уменьшения сил трения дискретных систем, И.И. Блехманом, Г.Ю. Джанелидзе, А.Е. Десовым, Н.В. Михайловым, Н.Б. Урьевым, В.А. Членовым и другими авторами.

Целесообразность вибрационного смешивания доказана многочисленными работами Н.Ф. Кромской, И.П. Керова, В.А. Кузьмичева, Г.Я. Кунноса, А.М. Скудра, Б.Г. Скрамтаева, М.А. Талейсника, и других, а также коллективами научно-исследовательских институтов ВНИИСтройдормаш, ВНИИСМ, НИИЖБ, ВНИИГ им. Веденеева и других.

В результате исследований в этой области были получены важные для практики результаты об улучшении формуемости бетонных смесей, повышении их однородности, снижении расхода цемента и т.п. Основная причина отсутствия в мировой практике использования вибросмесителей состоит в том, что эффективность этого процесса достигается при достаточно высоких значениях параметров вибрации, создание которых предъявляет особые требования к надежности элементов и узлов конструкции.

Динамика патентования вибросмесителей и вибровозбудителей (рис.2) показывает, что основное направление поиска в создании конструкций связано с применением одночастотных инерционных вибровозбудителей с круговыми колебаниями.

Использование инерционных (дебалансных) приводов представляется нецелесообразным по следующим причинам: зависимость амплитуды колебаний от обрабатываемой среды; необходимость проектирования виброизолирующих устройств; сложность привода, ограниченность использования больших амплитуд колебаний, величины которых должны составлять 3 и более мм.



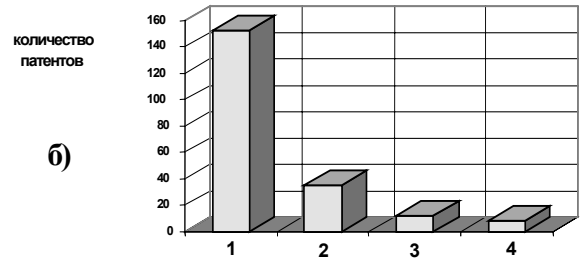
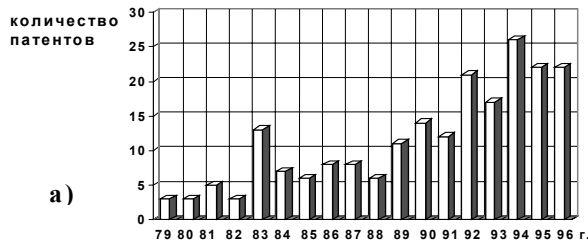
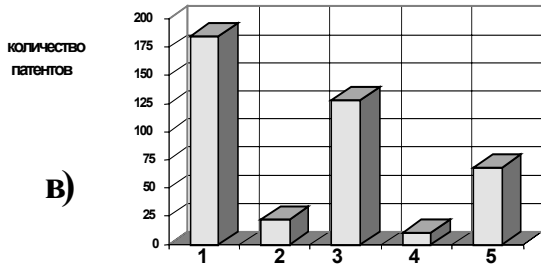


Рис.2.



а) динамика патентования вибрационных смесителей;

б) приводы вибровозбудителей: 1 - инерционный (дебалансный); 2 - эксцентриковый (кривошипно-шатунный); 3 - электромагнитный; 4 - пневматический;

в) характер колебаний вибровозбудителей: 1 - одночастотные; 2 - поличастотные; 3 - круговые; 4 - крутильные; 5 - направленные

Необходим новый принцип проектирования вибровозбудителей на основе метода внутренней виброзащиты объекта, позволяющего снизить уровень вибрации на внешнюю среду, с одной стороны, и максимально использовать вибрационные воздействия на обрабатываемый материал, с другой.

Ниже рассматриваются конструкции и методы расчета уравновешенных эксцентриковых вибровозбудителей, принудительные колебания корпуса которых осуществляются за счет использования плоской кинематической вращательной пары выполненной в виде колена. Основные кинематические схемы вибровозбудителей представлены на рис.3.

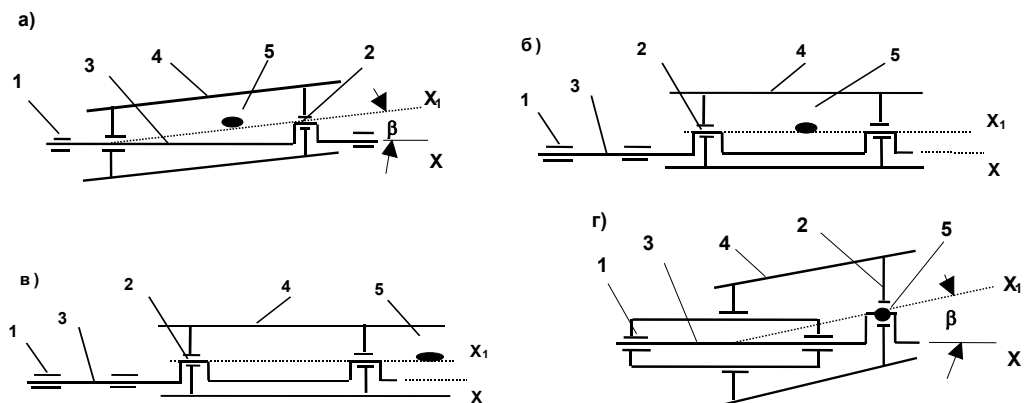


Рис.3. Схемы типовых вибровозбудителей

а) межопорный, прецессионный, четырехопорный; б), в) консольный, плоскопараллельный, четырехопорный; г) консольный, прецессионный, трехопорный. 1 - коренные подшипники; 2 - шатунные подшипники; 3 - приводной вал; 4 - корпус вибровозбудителя; 5 - центр тяжести колеблющихся масс ( $X$  - ось вращения вибровозбудителя;  $X_1$  - главная центральная ось инерции неуравновешенных элементов).

Эксцентрикковые вибровозбудители относятся к вибровозбудителям с кинематическим возбуждением колебаний. Их достоинством является неизменность амплитуды колебаний, что обеспечивает в сочетании с постоянной частотой стабильную интенсивность вибрационных воздействий на смешиваемый материал независимо от его структурно-реологических свойств (гранулометрического состава, типа вяжущего и т. п.).

Отличительным достоинством, имеющим важное значение с точки зрения виброизоляции машины, является то, что рассматриваемые вибровозбудители отличаются от известных возможностью уравнивания колеблющихся масс. В результате могут быть снижены динамические нагрузки на внешние объекты.

Анализ взаимодействия вибровозбудителя со средой (рис.4) обнаруживает следующее свойство эксцентрикковых уравновешенных вибровозбудителей: динамическая балансировка системы, проведенная в воздухе, не нарушается при погружении вибровозбудителя в смесь.

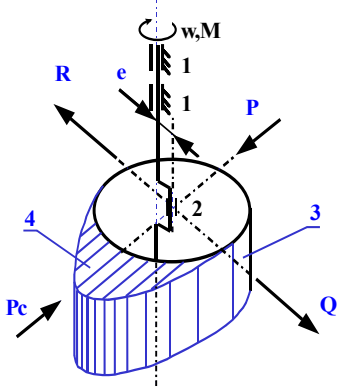


Рис.4. Схема сил, действующих на вибровозбудитель, погруженный в смесь. 1,2,3-соответственно коренной, шатунный подшипники и корпус вибровозбудителя; 4 - эшюра сил лобового сопротивления смеси;

На рисунке:  $M$  - момент внешних сил (на приводном валу);  $e$  - эксцентриситет (амплитуда колебаний);  $Q$  - центробежная сила, возникающая при вращении неуравновешенных масс;  $R$  - центробежная сила, возникающая при вращении противовеса;  $P$  - движущая сила, приложенная в шатунном подшипнике;  $P_c$  - сила сопротивления смеси (препятствующая вращению);  $\omega$  - частота вращения приводного вала. Условие равновесия:  $P = P_c; Q = R$ .

Для обеспечения равновесия системы необходимо: а) определить величину и место положения равнодействующей центробежных сил, возникающих при вращении неуравновешенных (колеблющихся) масс; б) определить массы противовесов и места их размещения на несущем приводном валу, при которых соблюдаются условия балансировки.

Метод расчета динамической балансировки вибровозбудителей на стадии проектирования представлен на рис.5,6,7.

Равнодействующая центробежных сил может быть определена как:

$$Q_i = \sum_{i=1}^n \left[ M_i l_i \omega^2 \operatorname{tg} \beta + \int_{\ell} \omega^2 q_i (\operatorname{tg} \beta) x dx \right].$$

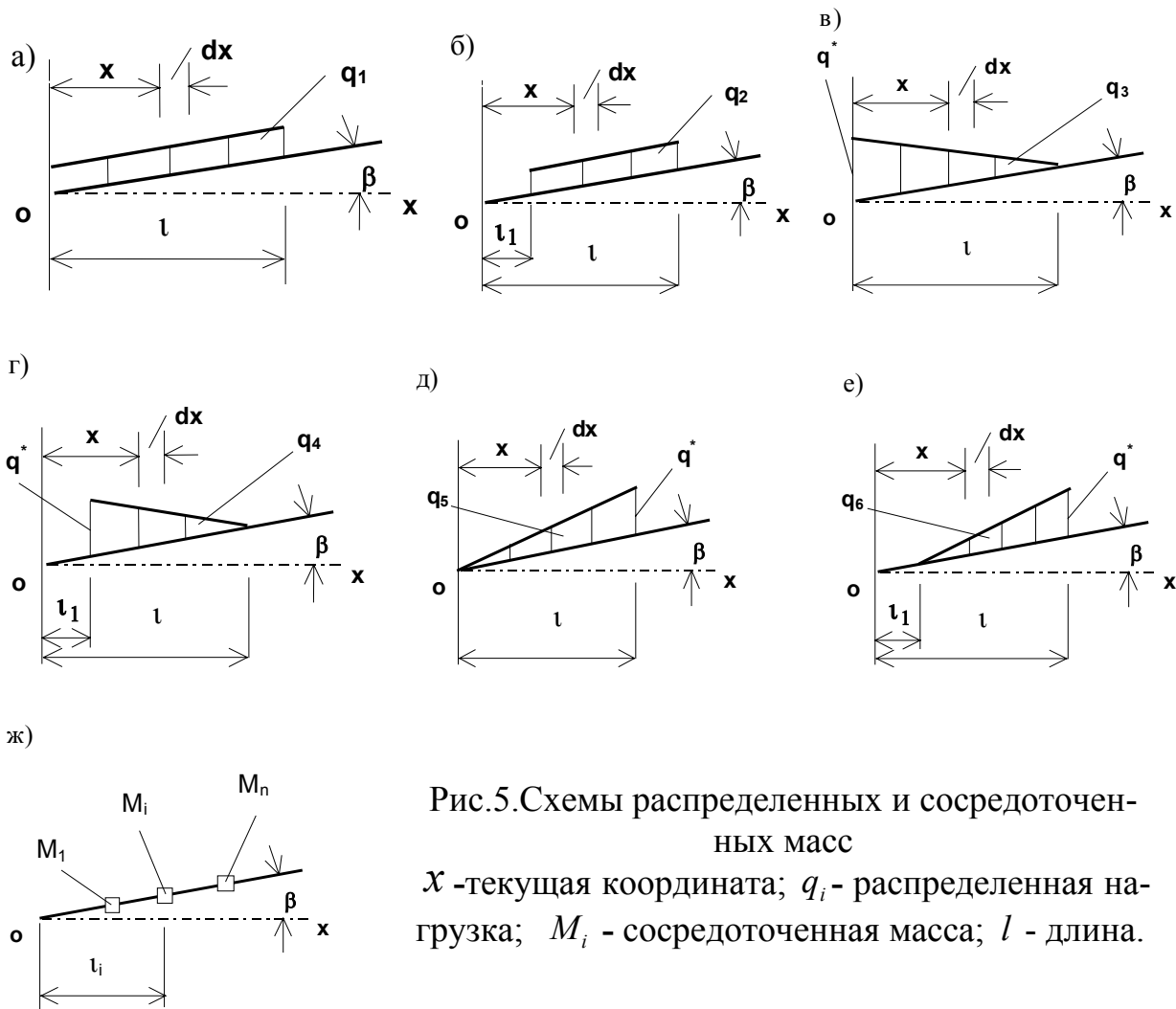


Рис.5.Схемы распределенных и сосредоточенных масс  
 $x$  - текущая координата;  $q_i$  - распределенная нагрузка;  $M_i$  - сосредоточенная масса;  $l$  - длина.

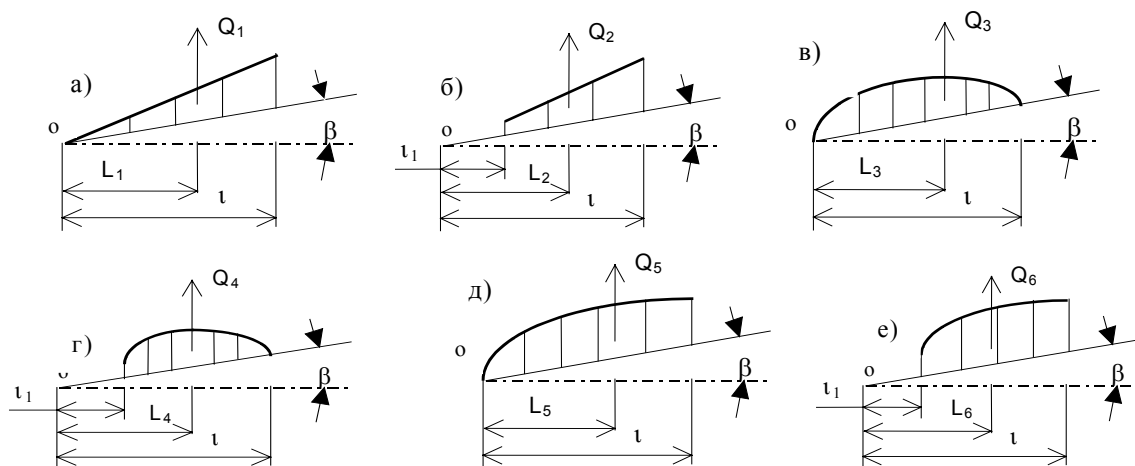


Рис.6. Типовые эпюры центробежных сил.

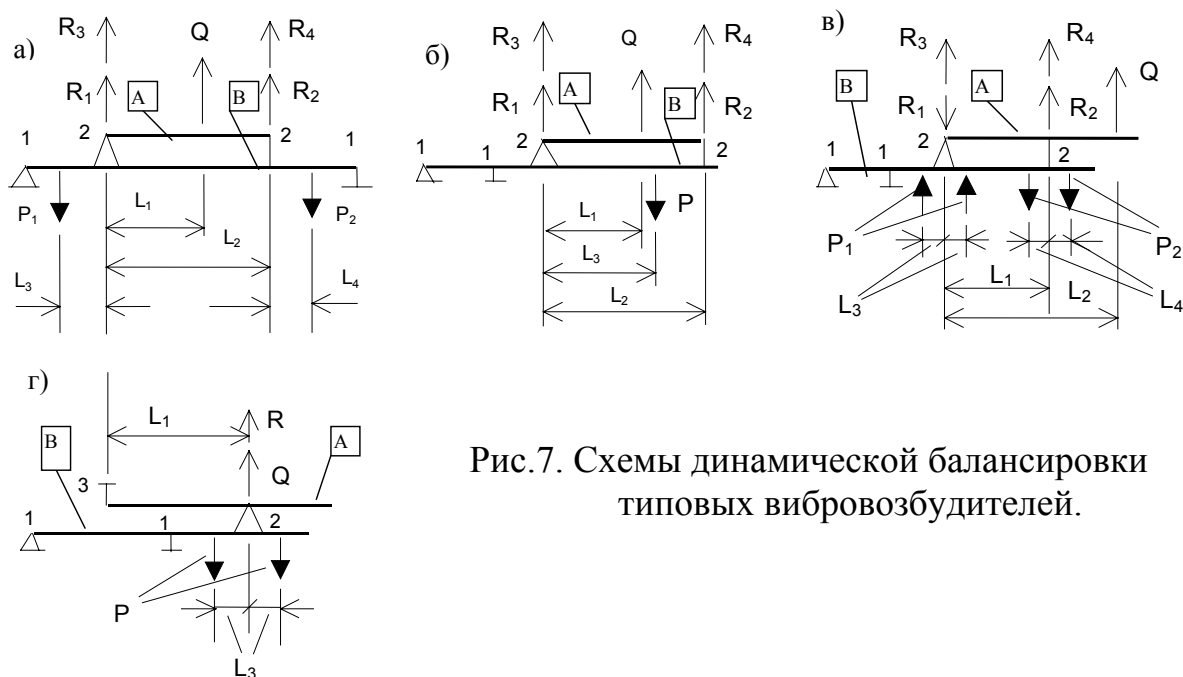


Рис.7. Схемы динамической балансировки типовых вибровозбудителей.

Расстояние от произвольно выбранной точки до точки приложения равнодействующей центробежных сил определится как:

$$L_i = \frac{\sum_{i=1}^n [M_i l^2 \omega^2 \operatorname{tg} \beta + \int \omega^2 q_i (\operatorname{tg} \beta) x^2 dx]}{Q_i}$$

Динамическая балансировка (уравновешенность вибровозбудителя) для приведенных примеров выполняется при следующих условиях:

- |  |  |
|--|--|
| $\sum P_i = 0;$  | $\sum M_i = 0$                             |
| а) $P_1 = R_1 + R_3;$ $P_1 = R_2 + R_4;$   | $P_1 L_3 = P_2 L_4$                        |
| б) $P = R_1 + R_2 + R_3 + R_4;$  | $PL_3 = (R_2 + R_4)L_2$                    |
| в) $P_1 = 1/2(R_1 + R_2);$ $P_2 = 1/2(R_2 + R_3)$  | симметричное расположение<br>противовесов  |
| г) конструкция выполняется с одним шатунным подшипником, который устанавливается в точке приложения равнодействующей центробежных сил. |  |
| $P = 1/2(Q + R)$   | симметричное расположение<br>противовесов. |

В результате анализа достоинств и недостатков конструкций вибрационных смесительных машин были сформулированы основные требования, которыми следует руководствоваться при их проектировании.

1. Технологические, вытекающие из структурно-реологических свойств строительных смесей: частота  $\omega$  и амплитуда  $A$  вибрационных воздействий

должны быть такими, чтобы их сочетание обеспечило значительное уменьшение вязкости смеси. Можно рекомендовать  $A\omega^2 \sim 130 \div 200 \text{ м/с}^2$ .

2. Конструктивные, обеспечивающие возможность создания высокоэффективных, долговечных и надежных вибросмесителей: вибрирующий орган должен иметь геометрическую форму, позволяющую получить минимальную массу при максимальной площади контакта со смешиваемым материалом; предпочтительнее применять кинематическое возбуждение вибратора, которое обеспечивает постоянство параметров колебаний и возможность динамической балансировки; конструкция смесителя должна обеспечить сочетание процесса конвективного смешивания и вибрационного воздействия через посредство перемешивающего органа, либо встроенного в смесительной камере вибровозбудителя.

Важнейшим элементом совокупности физических операций определяющих процесс смешивания в представленных выше функциональных структурах смесительных машин является операция «соединения вещества и энергии», в которой используются различные физико-технические эффекты. Поскольку в данной работе в дополнение к широко употребляемым воздействиям предлагается использовать вибрацию с целью интенсификации диффузионных процессов смешивания, то важным этапом исследований в технологии приготовления строительных материалов с заданными физико-механическими свойствами является изучение и управление структурно-реологическими свойствами смесей в процессе их приготовления.

Комплексные исследования по влиянию вибрации на эффективную вязкость строительных смесей проводились в три этапа: 1 - в коаксиально-цилиндрическом ротационном вискозиметре; 2 - непосредственно в чашечном (роторном) смесителе с использованием одноцилиндрового ротационного вискозиметра; 3 - в чашечном (роторном) смесителе при установке лопастного ротора. В задачи исследований входило определение критерия интенсивности и эффективности вибрационного воздействия применительно к процессам смешивания; определение предельного значения параметров вибрации (сочетания амплитуды и частоты колебаний), которые обеспечивают достаточно полное разрушение структуры смеси; определение характера разрушения структуры смеси при удалении от источника вибрационных воздействий и при вращении лопастей.

Для изучения реологических свойств смеси был спроектирован вибрационный стенд с кинематическим возбуждением колебаний и коаксиально-цилиндрический вискозиметр, конструкция которого позволяет моделировать процессы смешивания. Прибор, состоящий из цилиндра и вращающегося внутри него ротора, устанавливали на вибростенде, частоту и амплитуду колебаний которого изменяли соответственно в пределах  $100 \div 600 \text{ рад/с}$  и  $(0,25 \div 5,2)10^{-3} \text{ м}$ . Вращение ротора вискозиметра осуществлялось посредством лебедки с угловыми скоростями  $\omega_p = 0,1; 0,25; 0,5 \text{ рад/с}$ . Малые скорости сдвига, величина

которых составляла в большинстве случаев сотые доли от значений скорости вибрирования, позволяли обеспечить разрушение структуры преимущественно за счет вибрационного воздействия. Измерение усилия сдвига производилось методом резистивной тензометрии.

В процессе приготовления строительных смесей можно выделить две стадии: смешивание сухих компонентов и смешивание полученного полуфабриката с вяжущим. Поэтому представляется целесообразным изучение структурно-реологических свойств под воздействием вибрации в различных стадиях смешивания. Степень подвижности исследуемых систем можно характеризовать эффективной вязкостью. Последняя, определяется по формуле Моргулиса путем измерения крутящего момента  $M_p$  на роторе вискозиметра при известной

величине угловой скорости  $\omega_p$ : 
$$\mu = \frac{M_p (R_e^2 - R_i^2)}{4 \pi \omega_p h_p R_e^2 R_i^2},$$
 где  $R_e, R_i$  - радиусы внешнего цилиндра и ротора;  $h_p$  - высота ротора.

Влияние различных сочетаний амплитуды и частоты колебаний на эффективную вязкость (вязкость в процессе вибрирования) оценивалось эмпирическими формулами типа  $\mu = f(A^n \omega^m)$ , где  $n=1, 2$ ;  $m=1, 2, 3$ . Эти зависимости имеют недостаток: несоответствие размерности определяемого параметра размерности правой части уравнения, что представляет определенные трудности в распространении полученных зависимостей на подобные явления. Качественные и количественные связи различных процессов (явлений) целесообразнее устанавливать в виде обобщенных соотношений, полученных методами теории подобия и размерностей физических величин. На основании вышеизложенного, структурно-реологические свойства смеси под действием вибрации можно опи-

сать уравнением: 
$$\frac{\mu}{\rho A^2 \omega} = k \left( \frac{A \omega^2}{g} \right)^{n_1} \left( \frac{FA}{V} \right)^{n_2},$$
 где  $k, n_1, n_2$  - коэффициенты, оп-

ределяемые экспериментально. В уравнении  $\frac{\mu}{\rho A^2 \omega}, \frac{A \omega^2}{g}$  являются модифици-

рованными критериями Рейнольдса и Фруда для процессов вибросмешивания.

Критерий-симплекс  $\frac{FA}{V}$  - опосредованно характеризует количество энергии,

поглощенной смесью в процессе тиксотропных превращений. Графики эффективности вибрирования воздушно - сухих минеральных компонентов представлены на рис.8а,б. Критериальное уравнение имеет вид:

$$\frac{\mu}{\rho A^2 \omega} = 0,35 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{1,1} \left( \frac{V}{FA} \right)^{1,9}.$$
 Величина достоверности аппроксимации-  $R^2 = 0,92$ .

Типовая зависимость эффективной вязкости раствора состава Ц:П=1:3, В/Ц=0,6 и его модели, в которой цемент был заменен минеральным порошком с целью многократного использования смеси, при значениях амплитуд 0,5; 2,0; 3,5; 5,0 мм и скорости деформации  $\omega = 0,1 \text{ рад} / \text{с}$  представлена на рис.8в.

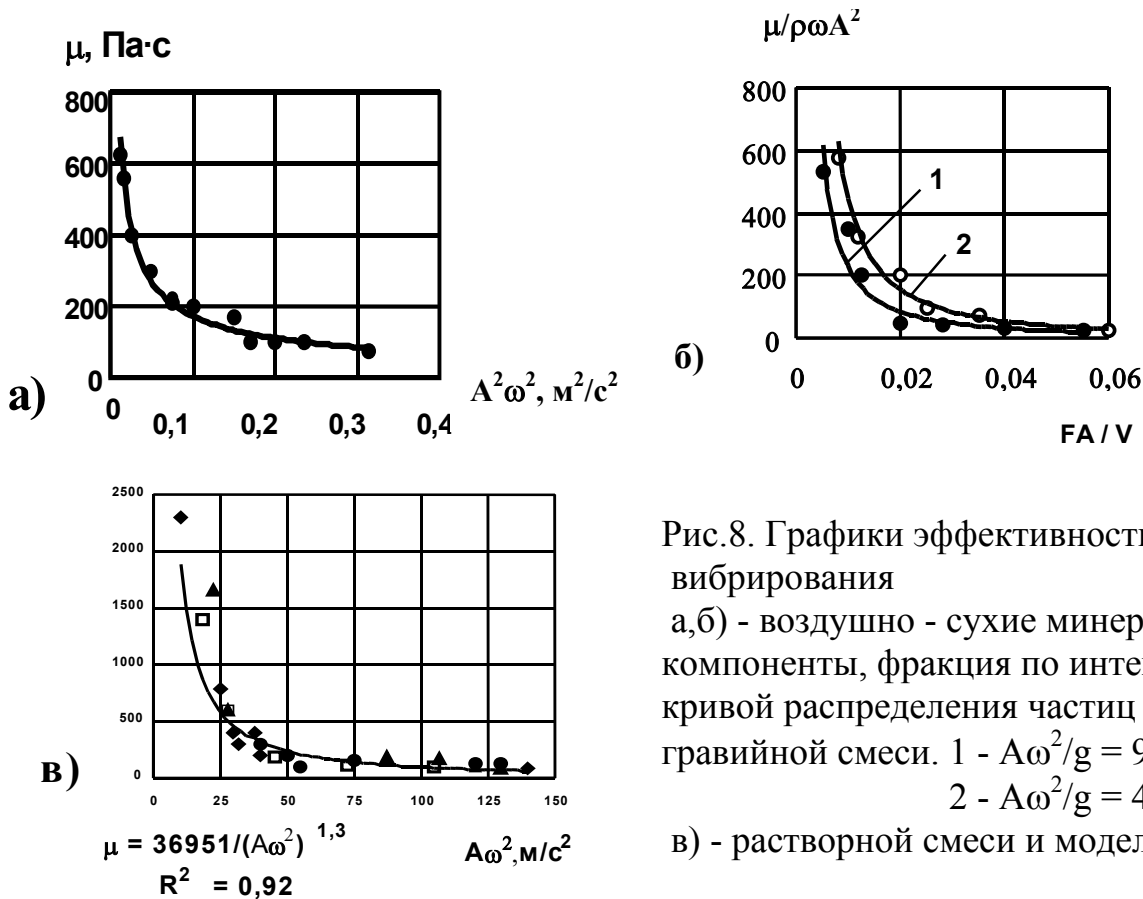


Рис.8. Графики эффективности вибрирования  
 а,б) - воздушно - сухие минеральные компоненты, фракция по интегральной кривой распределения частиц песчано-гравийной смеси. 1 -  $A\omega^2/g = 9$ ;  
 2 -  $A\omega^2/g = 4$ .  
 в) - растворной смеси и модели

Критериальное уравнение имеет вид:  $\frac{\mu}{\rho A^2 \omega} = 2097 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{3,1} \left( \frac{V}{FA} \right)^{0,7}$ ; (1)

величина достоверности аппроксимации -  $R^2 = 0,94$ .

При проектировании вибросмесителей для определения рациональных геометрических параметров особый интерес представляет исследование эффективной вязкости непосредственно в корпусе смесителя, в центре которого расположен эксцентриковый глубинный вибровозбудитель. С этой целью использовался реометр, который устанавливался в различных точках корпуса смесителя. Касательное напряжение сдвига  $\tau$  и вязкость  $\mu$  определялись по формулам Уилкинсона:  $\tau = \frac{M}{2\pi h r^2}$ ;  $\mu = \frac{\tau}{\varpi}$ , где  $\varpi = \frac{4\pi\omega}{\text{tg}\phi}$ ;  $\phi$  - угол наклона графика логарифмической зависимости крутящего момента  $M$  от угловой скорости  $\omega$  вращения цилиндра:  $\ln M = f(\ln \omega)$ . Скорость сдвига  $\varpi = 1,41$  1/с.

Схема установки представлена на рис.9. В качестве исследуемого материала использовалась модель растворной смеси.

Результаты реометрических исследований в камере смешивания и их математическая обработка позволили получить обобщенные критериальные урав-

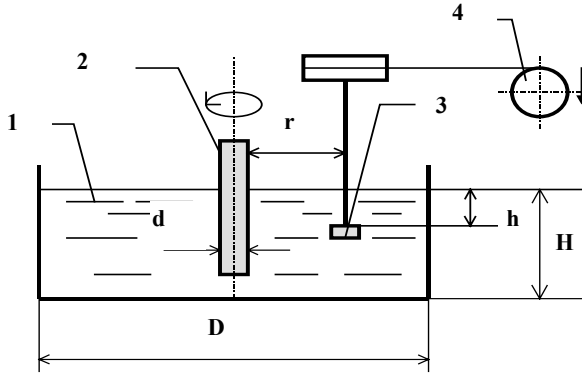


Рис.9 Схема установки  
 1 - чаша смесителя;  
 2 - вибратор;  
 3 - реометр;  
 4 - лебедка.

нения вида:

$$\frac{\tau}{\rho A} = 98 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{1,7} \left( \frac{V}{FA} \right)^{0,7} \left( \frac{r}{R} \right)^{0,7} \left( \frac{h}{H} \right)^{0,5};$$

$$\frac{\mu}{\rho A^2 \omega} = 3028 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{3,1} \left( \frac{V}{FA} \right)^{0,7} \left( \frac{r}{R} \right)^{0,7} \left( \frac{h}{H} \right)^{0,5}; \quad (2)$$

величина достоверности аппроксимации -  $R^2 = 0,92$ .

Сравнение критериальных зависимостей (1) и (2) обнаруживает абсолютную сходимость показателей степеней при критериях  $\frac{g}{A \omega^2}$  и  $\frac{V}{FA}$ , что указывает на тождественность поведения смесей под действием вибрации при исследовании эффективной вязкости в коаксиально-цилиндрическом вискозиметре и реометром в условиях глубинного вибрирования в чаше смесителя.

Представленные выше исследования по изучению влияния вибрации на изменение структурно-реологических свойств смесей не учитывают воздействие вращающихся лопастей. Очевидно, что вращение лопастного вала в стесненном пространстве камеры смешивания должно существенно изменить характер разрушения структуры смешиваемой среды под действием вибрации. Поэтому, были проведены исследования по определению влияния вибрации и скорости вращения как отдельной лопасти, так и ротора в целом на момент сопротивления вращению.

Комплекс проведенных реологических исследований позволяет сделать следующие выводы: 1 - в качестве критерия эффективности вибрирования при проектировании вибросмесителей необходимо использовать комплексный критерий, включающий модифицированный критерий Фруда и критерий-симплекс  $FA/V$ ; 2 - наличие вибрации уменьшает удельный коэффициент сопротивления смеси сдвиговым деформациям в 30 и более раз, что приводит к уменьшению сил сопротивления вращению ротора; 3 - увеличение угловой скорости ротора более 0,6...0,8 м/с приводит к нарушению сплошности структуры дисперсных систем, что ограничивает эффективность вибрационных воздействий.

Выбор рациональных геометрических и кинематических параметров смесительных машин преимущественно базируется на качественно-теоретическом анализе результатов экспериментальных исследований с применением теории



подобия и моделирования, эмпирических и феноменологических методов. Далее представлены результаты исследований рабочих процессов трех основных типов вибросмесителей в задачи которых входило: изучение кинетики вибрационных процессов смешивания на базе диффузионных моделей с целью определения влияния вибрации на повышение эффективности диффузионной составляющей процесса; определение влияния вибрации на изменение физико-механических свойств изделий, приготовленных из вибросмешанных смесей; определение мощности, потребляемой процессом смешивания; определение рациональных геометрических и кинематических параметров вибрационных смесительных машин; определение рациональных режимных параметров вибровозбудителей, обеспечивающих их долговечность и надежность.

### Смесители с вибрирующим перемешивающим органом.

В качестве объекта исследований выбран вибросмеситель производительностью 0,5...3,5 м<sup>3</sup>/ч с прецессионной установкой перемешивающего органа, выполненного в виде шнека. В дальнейшем он называется виброшнековым. По сравнению с лопастным валом шнек имеет следующие преимущества: большую площадь вибрирующей поверхности, меньшую массу и более высокую технологичность изготовления. На рис.10 представлена схема вибросмесителя.

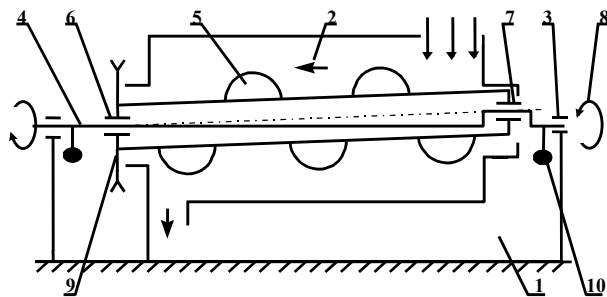


Рис.10. Схема виброшнекового смесителя.

1 - рама; 2 - камера смешивания; 3 - шатунные подшипники; 4 - несущий приводной вал; 5 - шнек; 6,7 - шатунные подшипники; 8,9 - приводы вращения вала и шнека; 10 - противовесы.

Совершая круговые колебания при вращении несущего приводного вала (4) и вращаясь вокруг продольной оси от автономного привода (9), шнек (5) перемешивает и транспортирует смесь. Сложное пространственное движение шнека обусловило задачу исследований, состоявшую в определении рациональной формы винтовой поверхности. В результате проведения комплекса экспериментальных и теоретических исследований установлено: винтовая поверхность шнека выполняется непрерывной, двухзаходной с переменным  $\alpha_i$  углом наклона, изменяющимся от  $\alpha_a=20^\circ$  в зоне загрузки до  $50^\circ$  в зоне выгрузки

по закону:  $tg \alpha_i = tg \alpha_a \left( \frac{A}{A_i} \right)^{0.83}$ , где  $A_i, A$  - соответственно текущая и максимальная амплитуды колебаний.

Предлагаемая геометрическая форма обеспечивает минимальное время смешивания и равномерное перемещение смеси вдоль камеры смешивания.

Исследования кинетики процесса смешивания проводилось на базе диффузионной модели:  $b_0 \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + b^0 \left( \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - v \frac{\partial W}{\partial x} = 0$ , с начальными

$W|_{x=0} = \varphi(y, z) = \{0, z > z_0; 1, z < z_0\}$  и граничными условиями  $\left. \frac{\partial W}{\partial n} \right|_{\partial \Omega} = 0$ ,

где  $v$  - средняя скорость потока материала;  $b_0, b^0$  - соответственно коэффициенты продольного и поперечного смешивания,  $\Omega$  - объем камеры.

Общее решение задачи приведено к виду:  $V_L = V_0 e^{-\alpha L} = V_0 e^{-\alpha v t}$ , где  $V_0, V_L$  - коэффициенты изменчивости концентрации исследуемого компонента соответственно на входе и выходе из смесителя;  $\alpha = (-v + \sqrt{v^2 + b_0 b^0 \pi^2 / R^2}) / 2b_0$  - коэффициент скорости смешивания;  $L, R$  - соответственно длина и радиус камеры смешивания;  $t$  - время смешивания.

При опытным определении коэффициентов смешивания их представляют в виде безразмерных комплексов - критериев Пекле:  $Pe_0 = \frac{b_0}{vL}$ ;  $Pe^0 = \frac{b^0 L}{vR^2}$ , где  $Pe_0, Pe^0$  - критерии Пекле соответственно продольного и поперечного смешивания. Результаты экспериментальных исследований на примере холодного асфальтобетона представлены на рис. 11а,б.

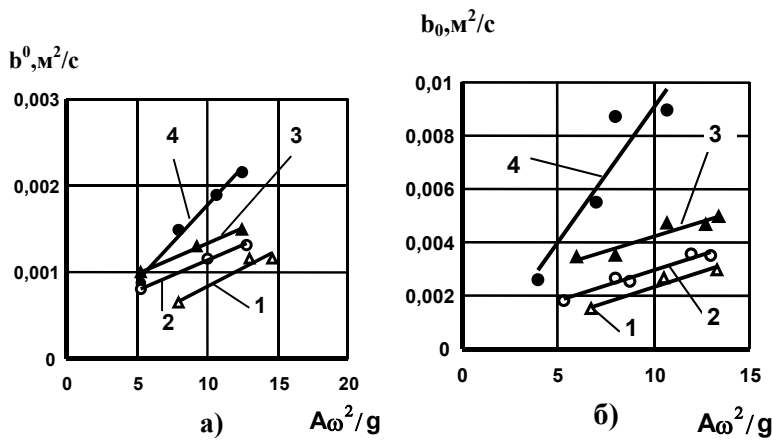


Рис.11.Зависимость коэффициентов смешивания от параметров вибрации 1 - струйная подача битумной эмульсии; 2 - диспергированная подача битумной эмульсии; 3 - фракция 2,5 мм; 4 - минеральный порошок.

Теоретический анализ диффузионной модели для смесителей непрерывного действия позволил определить влияние соотношения численных значений коэффициентов продольного  $b_0$  и поперечного  $b^0$  смешивания на основные геометрические размеры смесителя.

В табл.1 представлены результаты расчетов.

таблица 1

$b_0 / b^0$	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	3,0	4,0
$L / R$	1,8	2,2	2,6	2,9	3,0	4,4	5,0

Соотношение коэффициентов продольного и поперечного смешивания лежит в пределах от 2 до 4, при  $L/R = 10$ . Результаты экспериментальной проверки, представленные на рис.12а,б, свидетельствуют об адекватности диффузионных моделей экспериментальным исследованиям, так как качество смешивания обеспечивается на длине  $0,7...0,8L$  при теоретическом значении  $0,5L$ .

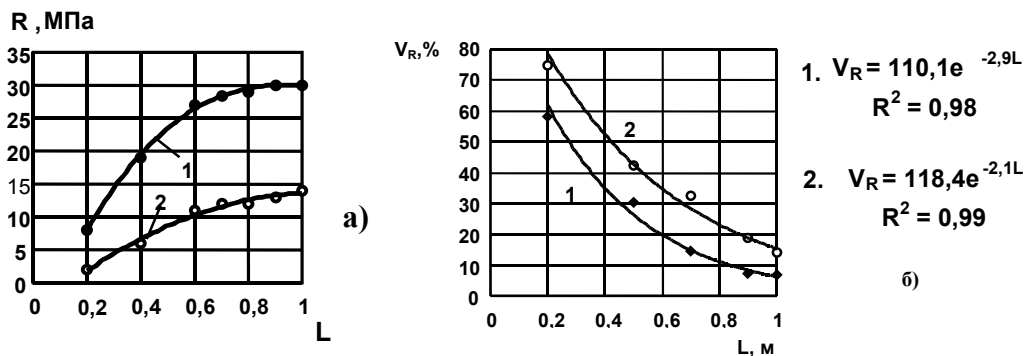


Рис.12. Кинетика смешивания цементобетонных смесей.

а) 1 - среднезернистый бетон (Ц:П:Щ = 1:2:3, В/Ц = 0,35);  
2 - раствор (Ц:П = 1:3, В/Ц = 0,5)

б) 1 - амплитуда колебаний шнека уменьшается к окну выгрузки;  
2 - амплитуда колебаний шнека увеличивается к окну выгрузки.

Производственные испытания на опытно-промышленных установках подтвердили результаты лабораторных исследований. Основными задачами являлись: определение температурного режима работы шатунных и коренных подшипников; измерения уровня вибрации рамы смесителя, отражающие качество динамической балансировки; проверка надежности и долговечности вибросмесителя; исследование процесса смешивания дорожно-строительных смесей.

На рис.13а,б,в,г,д представлены фрагменты установки по производству черного щебня, применяемого при ремонте покрытия автомобильных дорог.

Амплитудное значение ускорения в шатунном подшипнике составило  $160 \text{ м/с}^2$ . Среднеквадратичное значение  $U = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$  в коренном подшипнике –  $6,7 \text{ м/с}^2$ . Определено, что уровень передачи вибрации на раму смесителя с эксцентриковым уравновешенным вибровозбудителем в 20 раз меньше, чем уровень вибрации передаваемый на смешиваемый материал. Температура подшипников не превышала  $100^\circ\text{C}$  при использовании жидких автотракторных масел. Представленная установка тиражирована в количестве 3-х экземпляров, которые эксплуатировались в течение 5...7 лет в дорожных хозяйствах Латвии при производстве дорожных смесей и засвидетельствовали высокую надежность вибросмесителей.



Рис.13. Фрагменты производственных испытаний

а) - фрагмент, наглядно представляющий уровень вибрации на раме.

1 - коренной подшипник; 2 - противовес; 3 - шатунный подшипник; 4 - шнек.

### Смесители с глубинным вибровозбудителем.

**Принудительного действия.** В качестве объекта исследований выбран роторный (чашечный) смеситель объемом готового замеса  $0.03\text{м}^3$ , в чаше которого размещен глубинный вибровозбудитель. Устанавливать глубинные вибровозбудители целесообразно в “мертвой” зоне, расположенной вдоль геометрической оси камеры смешивания, где интенсивность процесса смешивания мала. На рис.14 представлена схема смесителя.

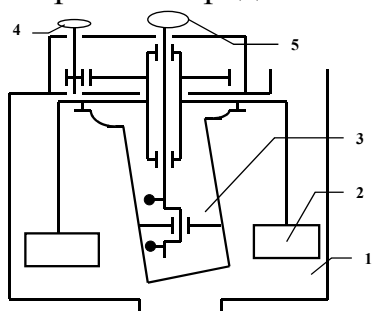


Рис.14. Схема вибросмесителя.

1 - камера смешивания; 2 - перемешивающий орган; 3 - вибровозбудитель; 4 и 5 - приводы перемешивающего органа и вибровозбудителя.

Процесс конвективного смешивания осуществляется вращением перемешивающего органа, а диффузионного - глубинным вибровозбудителем. Геометрическая форма перемешивающего органа обеспечивает непрерывное перемещение смеси к вибровозбудителю, а выгрузное устройство расположено вдоль геометрической оси, что способствует активной вибрационной обработке смеси в процессе выгрузки.

Задачи экспериментальных исследований заключались в определении рациональной формы лопастей, а также целесообразного сочетания вибрации с окружной скоростью лопастей, при которых обеспечивается высокая эффективность и интенсивность процесса смешивания.

Изучение кинетики процесса смешивания проводилось на базе диффузионной модели:  $\frac{\partial W}{\partial t} = b^0 \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} + b_0 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial W}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \varphi^2} \right)$ , с начальными

$W|_{t=0} = f(z, r, \varphi)$  и граничными условиями

$$\frac{\partial W}{W} \Big|_{z=0} = 0; \frac{\partial W}{W} \Big|_{z=H} = 0; \frac{\partial W}{W} \Big|_{r=R_0} = 0; \frac{\partial W}{W} \Big|_{r=R} = 0, \text{ где } H, R_0, R - \text{соответственно}$$

высота слоя смеси, радиус внутреннего цилиндра и радиус камеры смешивания;  $b^0, b_0$  - соответственно коэффициенты скорости смешивания в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Решение задачи приведено к виду:  $V_t = V_0 e^{-t \alpha_{n,k,l}}$ , где  $V_t, V_0$  - коэффициенты изменчивости концентрации исследуемого компонента соответственно по окончании процесса и по истечении малого времени;  $t$  - время смешивания.

$$\alpha_{n,k,l} = b_0 \left( \frac{\gamma'_k}{R} \right) + b^0 \left( \frac{\pi n}{H} \right), \text{ где } \gamma'_k - \text{корень уравнения.}$$

$$J'_k(\gamma) N'_k \left( \frac{\gamma R}{R_0} \right) - J'_k \left( \frac{\gamma R}{R_0} \right) N'_k(\gamma) = 0, \text{ где } J_k, N_k - \text{соответственно}$$

функции Бесселя и Неймана  $k$ -го порядка.

Интерес представляет наименьшая из возможных величин  $\alpha_{n,k,l}$  получаемая, когда один из индексов  $n, k, l$  больше нуля. В этом случае затраченное на процесс смешивания время наибольшее.

Коэффициенты смешивания определяются экспериментально при следующих начальных условиях загрузки исследуемого компонента:

- послонная ( $n=1, k=l=0, \gamma=0$ );  $W|_{t=0} = f(r, z, \varphi) = \{0, z > z_0; 1, z < z_0\}$ .

- секториальная ( $l=1, n=k=0, \gamma_0^1 \neq 0$ );

$$W|_{t=0} = f(r, z, \varphi) = \{0; 0 < \varphi < \varphi_0; 1; \varphi_0 < \varphi < 2\pi\}.$$

- кольцевая ( $k=1, n=l=0, \gamma_1^0 \neq 0$ );  $W|_{t=0} = f(r, z, \varphi) = \{0, r > r_0; 1, r < r_0\}$ .

В качестве перемешивающего органа использовался ротор с лопастями в форме пластин, отвалов и спиралей. Результаты некоторых экспериментальных исследований кинетики процессов смешивания различных смесей представлены на рис.15, 16, 17, 18.

Интерес представляет рациональное сочетание параметров вибрации и скорости вращения ротора с точки зрения повышения эффективности процесса смешивания. Мощность, потребляемая процессом вибросмешивания, определя-

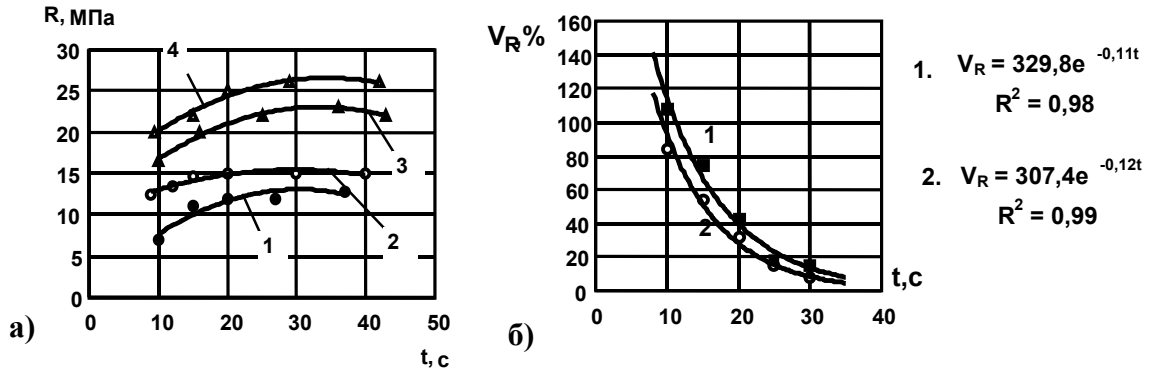


Рис.15. Кинетика процесса смешивания цементно-бетонных смесей.  
 $R$ -прочность на сжатие;  $V_R$ - коэффициент изменчивости.  
 а) раствор: 1 - без вибрации; 2 - с вибрацией,  $A\omega^2/g = 15$ .  
 среднезернистый бетон: 3 - без вибрации; 4 - с вибрацией,  $A\omega^2/g = 15$   
 б) 1 - без вибрации; 2 - с вибрацией,  $A\omega^2/g = 15$

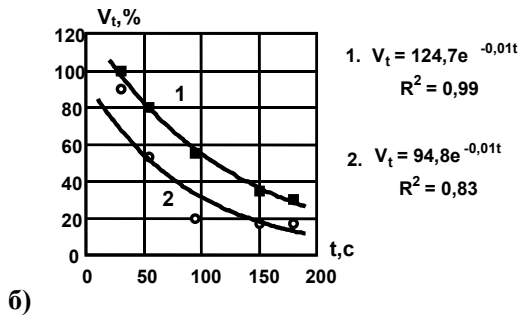


Рис. 16. Кинетика процесса смешивания.  
 раствор с содержанием фибры 4%:  
 1.  $V_{cp} = 0,75$  м/с;  
 2.  $V_{cp} = 0,45$  м/с,  $A\omega^2/g = 21$

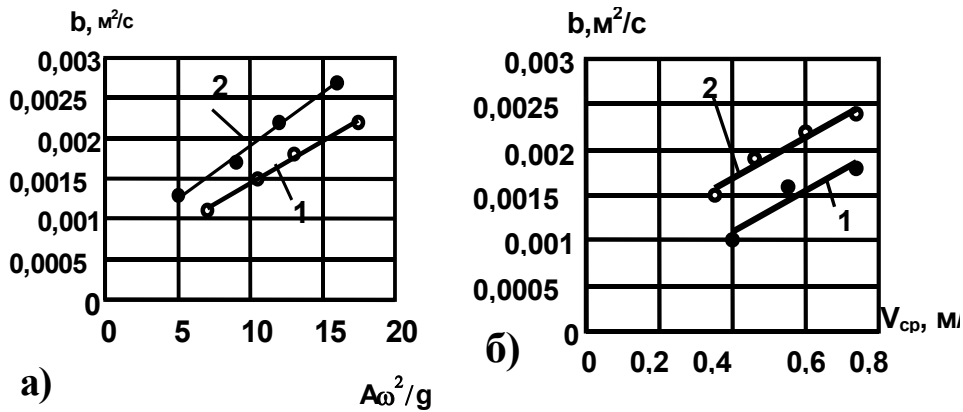


Рис.17. Зависимость коэффициентов скорости смешивания  
 а) 1 - по вертикали; 2 - по горизонтали.  
 б) 1 - без вибрации; 2 - с вибрацией ( $A\omega^2/g = 12$ )

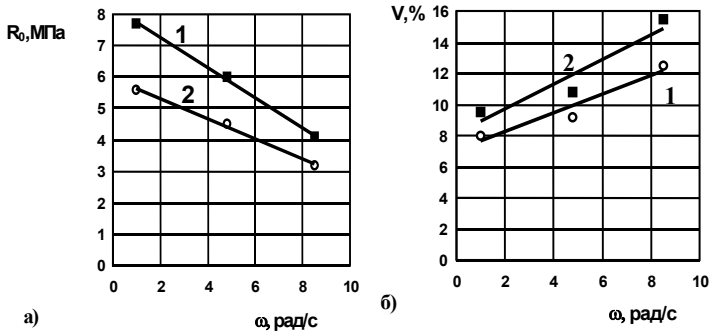


Рис.18. Процесс смешивания грунтобетона  
 1 -  $A\omega^2/g = 24$ ; 2 -  $A\omega^2/g = 15$ . а) прочность образцов на сжатие; б) однородность распределения цементных и глиняных частиц

ется по формуле:  $N = N_1 + N_2$ , где  $N_1, N_2$  - соответственно мощности потребляемые ротором и вибровозбудителем. Мощность, потребляемая ротором, при выключенном вибровозбудителе, обозначена через  $N_0$ . Эффективность вибрирования можно оценить величиной  $E_N$ , равной  $E_N = \frac{N_0 - N_1}{N_1} \cdot 100$ . Результаты некоторых исследований представлены на рис.19.

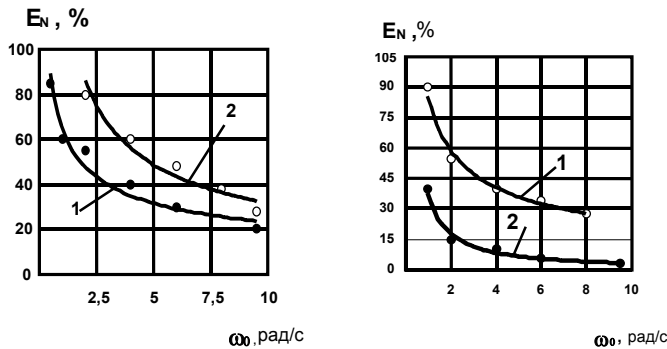


Рис.19. Графики эффективности вибрирования  
 а) 1 -  $A\omega^2/g = 16$ ; 2 -  $A\omega^2/g = 26,5$ ; б) 1 -  $V/Ц = 0,4$ ; 2 -  $V/Ц = 0,8$ ; ( $A\omega^2/g = 21$ )

Уменьшение эффективности вибрирования по мере возрастания скорости вращения ротора объясняется нарушением сплошности смеси в результате движения лопастей. Радиус действия вибровозбудителя уменьшается, что приводит к увеличению вязкости смеси и повышению сопротивления вращению.

Следовательно, при рациональном сочетании параметров вибрации, геометрических размеров вибровозбудителя и камеры смешивания, скорости вращения ротора и совершенствования его конструкции в направлении обеспечения максимального конвективного переноса смеси можно проектировать вибросмесители, энергоемкость процесса смешивания в которых будет меньше, чем в существующих смесителях принудительного действия.

Общий вид вибросмесителя, используемого в технологической линии по производству безобжиговых кирпичей представлен на рис.20.

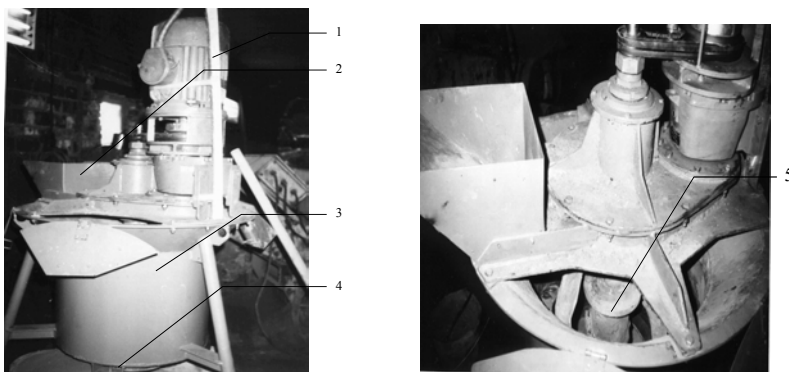


Рис.20. Вибросмеситель  
 1- привод;  
 2- окно загрузки;  
 3- камера смешивания;  
 4- окно выгрузки;  
 5- вибровозбудитель прецессионного типа

Контроль за эксплуатацией осуществлялся в течение летнего строительного сезона в 1992г. Всего было изготовлено и продано различным заказчикам 5 комплектов оборудования, включающих роторно-вибрационные смесители объемом готового замеса  $0,08\text{м}^3$  в количестве 3 шт. и  $0,25\text{м}^3$  - 2шт. В контролируемый период до 1995г рекламаций не поступало. На этом основании можно сделать вывод о том, что роторно-вибрационные смесители соответствовали требованиям производства.

Измерения уровня вибрации рамы смесителя, отражающие качество динамической балансировки вибровозбудителя, установили, что при амплитудном значении ускорения колебаний  $200\text{м}/\text{с}^2$  среднеквадратичное ускорение рамы смесителя составило  $5\text{м}/\text{с}^2$ , что соответствует стандартам системы классов точности балансировки технологического оборудования.

Измерения температурных режимов работы вибровозбудителей, представлены на рис.21.

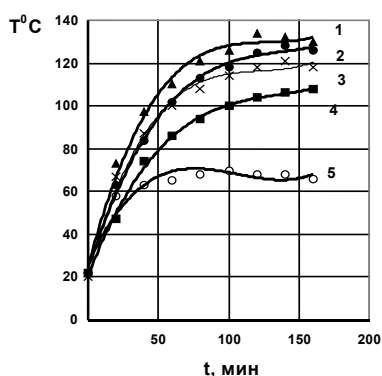


Рис.21. Зависимость температуры подшипников вибровозбудителя от времени работы.

1 - ускорение колебаний  $135\text{м}/\text{с}^2$ , производительность масляного насоса 70л;  
 2 - ускорение колебаний  $270\text{м}/\text{с}^2$ , (70л);  
 3 - ускорение колебаний  $135\text{м}/\text{с}^2$ , (34л);  
 4 - ускорение колебаний  $135\text{м}/\text{с}^2$ , (20л);  
 5 - ускорение колебаний  $135\text{м}/\text{с}^2$ , (20л), искусственное охлаждение сжатым воздухом радиатора.

Анализ полученных зависимостей обнаруживает, что изменение нагрузки на подшипники оказывает незначительное влияние на температурный режим при эксплуатации вибровозбудителя. Существенное влияние оказывает производительность масляного насоса. Последнее можно объяснить следующим: высокая производительность насоса при малом объеме масляной ванны и наличии гидравлических сопротивлений, обусловленных конструкцией масляных каналов вибровозбудителя и подшипников, приводит к вспениванию масла (вовлечению воздуха), что существенно изменяет его смазывающие свойства и, естественно, ведет к повышению температуры.

**Гравитационного действия.** Накопленный опыт по проектированию различных вибросмесителей, представленных выше, позволил разработать рабочие чертежи и изготовить на заводе строительных машин (г. Тюмень) гравитационный вибрационный смеситель емкостью готового замеса  $0,5\text{м}^3$  путем модернизации серийно выпускаемого образца СБ-91. Схема и общий вид смесителя представлены на рис.22.



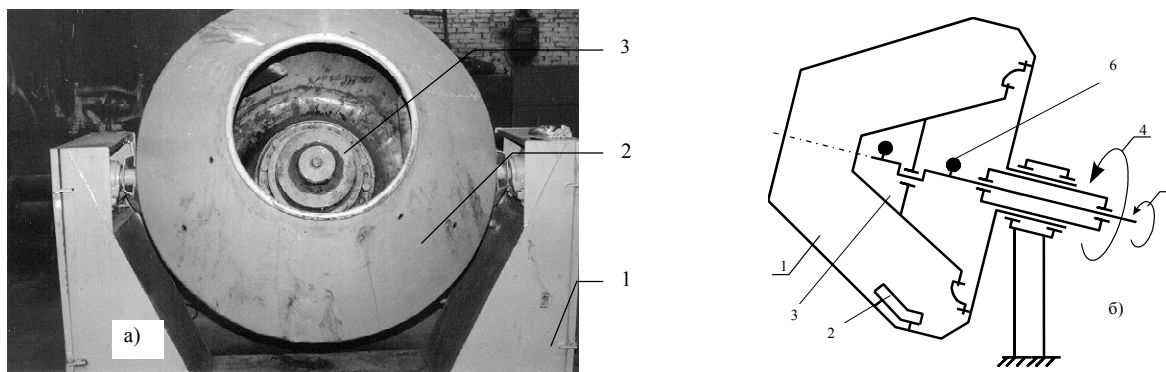


Рис.22. Гравитационный вибрационный смеситель.

- а) общий вид: 1 - рама; 2 - барабан; 3 - вибровозбудитель  
 б) кинематическая схема: 1 - барабан; 2 - лопасть; 3 - вибровозбудитель;  
 4 и 5 - приводы вращения барабана и вибровозбудителя; 6.-противовес.

Модернизация заключалась в том, что вдоль геометрической оси барабана был установлен уравновешенный эксцентриковый вибровозбудитель (3) конической формы. При вращении коленчатого вала корпус вибровозбудителя совершает сложное движение, называемое регулярной прецессией. Балансировка неуравновешенных колеблющихся масс осуществляется противовесами (6). При включении электродвигателя барабан и вибровозбудитель приобретают рабочие движения. Смесь под действием вибрации разжижается и перемешивается лопастями во вращающемся барабане.

Исследование процесса смешивания проводилось на среднезернистых цементобетонных смесях марок М200 и М300 и относящихся по показателю удобоукладываемости к жестким (20...30с). Типовые результаты проведенных исследований по определению качества смешивания по показателям прочности  $R_0$  стандартных образцов на сжатие и коэффициентов вариации  $V$  по прочности представлены на рис.23.

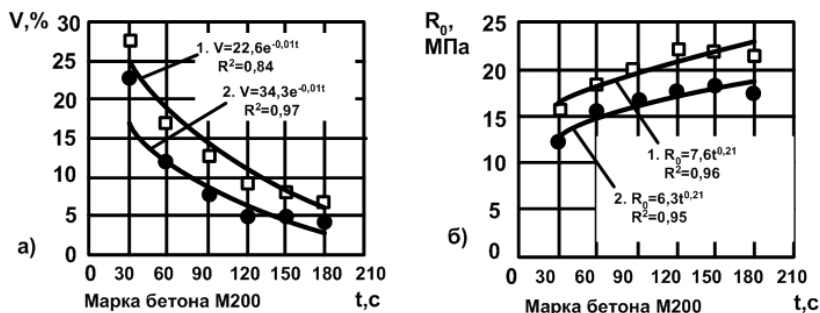


Рис. 23. Кинетика процесса смешивания бетонных смесей.

Необходимо отметить, что при равном времени смешивания, в рассматриваемом вибросмесителе и смесителе принудительного действия СБ-146, широко используемого на заводах ЖБИ, в котором приготавливаются смеси данного состава, энергоёмкость процесса снизилась в 5 раз. Исследования качества ба-

лансировки и температурных режимов вибровозбудителя подтвердили ранее полученные результаты для других типов вибросмесителей.

Комплекс проведенных исследований по влиянию вибрации в процессах смешивания позволил установить, что прочность изделий повышается на 15...20 процентов, время смешивания сокращается в 1,3...1,5 раза, обеспечивается высокое качество смешивания высоковязких смесей, достигается снижение энергоемкости процесса.

Важнейшим элементом, определяющим показатели надежности всех рассмотренных вибросмесителей, является подшипниковый узел.

В рассматриваемых вибровозбудителях центр тяжести подшипника совершает круговые колебания, что обуславливает возникновение дополнительных сил инерции, действующих на тела качения и сепаратор. Очевидно, что силы инерции, действующие на тела качения подшипника, в процессе работы вибровозбудителей не только изменяют свое направление, характерное для стационарного режима, но и величину. При этом в отдельных положениях тел качения они создают моменты, способствующие качению, а в других - препятствующие. Появляющиеся при этом касательные составляющие сил инерции создают дополнительные силы трения на контакте тело качения - сепаратор и, следовательно, дополнительные моменты сопротивления вращению. На рис.24 представлены результаты расчетов для типового подшипника вибровозбудителя.

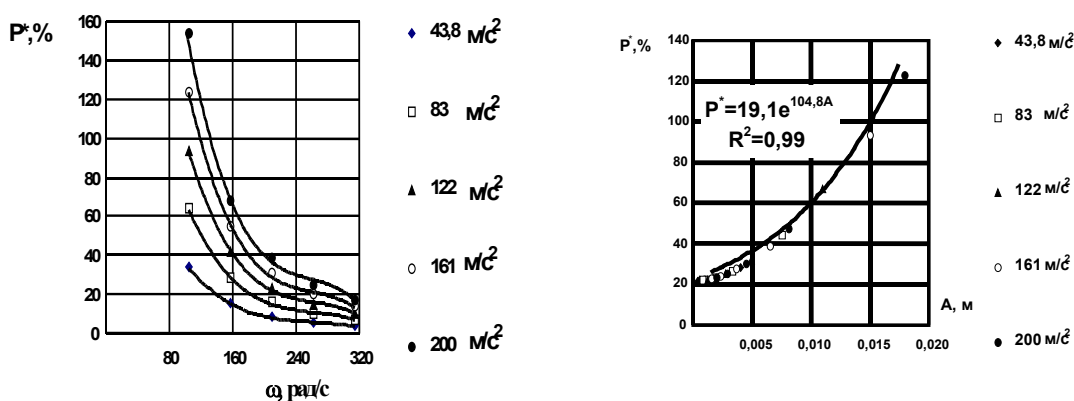


Рис.24. График относительного изменения максимальной силы инерции

Кроме того, существенный вклад в увеличение моментов сопротивления вращению подшипника вносит дополнительная сила трения, возникающая на контакте сепаратор - борт внутреннего (наружного) кольца. При этом центробежные силы, действующие на сепаратор, превышают значения для стандартных режимов в 40 раз и более. Таким образом, рассмотренная совокупность сил, возникающих в результате колебаний, создает дополнительное трение между элементами подшипника и ухудшает условия смазки за счет ее удаления под действием центробежных сил из зоны контакта тел качения с беговыми дорожками. Все названное приводит к нагреву подшипника. Учитывая специфику

работы подшипников прецессионных вибровозбудителей рекомендуется соотношение между динамической грузоподъемностью  $C$  подшипника и приведенной нагрузкой выбирать из условия:  $C/P \geq 10$ .

Заключительным этапом представленных исследований явилась разработка методов проектирования вибрационных смесительных машин.

### Смесители с вибрирующим перемешивающим органом.

При проектировании виброшнековых смесителей основные геометрические параметры выбираются из условия приближенного геометрического подобия модели (экспериментальному образцу). Основные параметры модели смесителя:  $D$  - наружный диаметр шнека,  $D = 200$  мм;  $d$  - диаметр трубы шнека,  $d = 80$  мм;  $L$  - длина шнека,  $L = 1000$  мм. Константу геометрического подобия рекомендуется назначать в пределах  $C_l = 0,5 \dots 2,5$ . Рекомендуются следующие значения инвариант геометрического подобия: смесители непрерывного действия -  $\frac{d}{D} = i_d = 0,4 \dots 0,5$ ;  $\frac{L}{D} = i_L = 4,5 \dots 5,5$ ; смесители периодического действия -  $\frac{d}{D} = i_d = 0,4 \dots 0,5$ ;  $\frac{L}{D} = i_L = 2 \dots 2,5$ . Внутренний диаметр  $D_k$  камеры смешивания назначается из условия:  $D_k = D + 2A + (3 \dots 5) \text{ мм}$ , где  $A$  - максимальная амплитуда колебаний. Минимальные площади  $F$  впускного и выпускного отверстий для смесителей непрерывного действия определяются по формуле:  $F = BL = 7(d_k + 0,08)^2 \text{ tg} \psi$  [ $\text{м}^2$ ], где  $d_k$  - максимальный размер фракции минеральных компонентов,  $0,005 \text{ мм} \leq d_k \leq 0,025 \text{ м}$ ;  $\psi$  - угол внутреннего трения в материале,  $\psi = 45^\circ \dots 50^\circ$ .

Рекомендуемые параметры вибрации:  $A = 0,002 \dots 0,004$  м - максимальная амплитуда колебаний;  $\omega = 200 \dots 250$  рад/с - частота колебаний;  $A\omega^2 = 130 \dots 200$  м/с<sup>2</sup> - максимальное ускорение колебаний. По мере увеличения геометрических размеров смесителей рекомендуется назначать меньшие значения ускорений колебаний.

Установленная мощность электродвигателей определяется по формуле:  $N = (N_1 + N_2) / \eta$ , где  $\eta$  - коэффициент полезного действия привода;  $N_1, N_2$  - соответственно мощности, потребляемые на вращение и вибрацию шнека:

$$N_1 = k_1 \rho \omega_0^3 D^5 \left( \frac{g}{\omega_0^2 D} \right)^{1,6} \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{0,6} \varphi^{1,5} \quad [\text{Вт}];$$

$$N_2 = k_2 \rho \omega^3 A^5 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{0,7} \left( \frac{V}{FA} \right)^{1,0} \text{ctg}^{1,9} \beta + P \omega r f \quad [\text{Вт}].$$

Используемый диапазон изменения критериев подобия в расчетах:  $g / A\omega^2 = 0,1 \dots 0,05$ ;  $V / FA = 20 \dots 40$ ;  $g / \omega_0^2 D = 10 \dots 25$ . При назначении параметров  $D$  и  $\omega_0$  рекомендуется  $D\omega_0 \approx \text{const}$ ;  $\omega_0$  - угловая скорость вращения шнека, рад/с;  $\beta$  - угол нутаций.  $\text{ctg} \beta = L / A$ , где  $L$  - длина шнека;  $A$  - максимальная амплитуда колебаний. Рекомендуемое соотношение

$L/A = 250 \dots 1000$ ;  $\rho$  - плотность смеси, Н/м<sup>3</sup>;  $\omega$  - частота колебаний, рад/с. В таблице 2 представлены значения коэффициентов  $k_1, k_2$ . Для смесителей периодического действия коэффициенты  $k_1, k_2$  необходимо назначать на 20...30 процентов выше.

таблица 2

№	Наименование смеси	$k_1$	$k_2$
1.	Бетон среднезернистый	10	0,23
2.	Раствор	7,0	0,18
3.	Раствор дисперсно-армированный	7,0	0,22
4.	Черный щебень	10	0,20
5.	Песок воздушно-сухой	5,0	0,13

Слагаемое  $P\omega fr$  определяет мощность, потребляемую на трение в подшипниках.  $P$  - радиальная нагрузка в подшипниках, Н;  $r$  - радиус внутреннего кольца подшипника, м;  $f$  - приведенный коэффициент трения. Учитывая особенности работы подшипников вибровозбудителей, рекомендуется принимать  $f \cong 0,01 \dots 0,02$ .

Производительность смесителя непрерывного действия определяется по формуле:  $Q = 0,25 \pi v \varphi (D^2 - d^2)$ , где скорость транспортирования смеси

$$v = kA \omega \left( \frac{A \omega^2}{g} \right)^{0.3} \left( \frac{\omega_0 D}{A \omega} \right)^{0.6} \text{tg}^{0.9} \alpha_a \text{ [м/с]}, \varphi - \text{коэффициент заполнения. Ис-}$$

пользуемый диапазон изменения критериев подобия в расчетах:  $A\omega^2 / g = 10 \dots 20$ ;  $\omega_0 D / A\omega = 0.5 \dots 1,0$ ;  $\alpha_a = 15^\circ \dots 25^\circ$ . Рекомендуемое значение коэффициента  $k = 0.6 \dots 0.7$ .

Очевидно, что для непрерывных процессов время смешивания определяется длиной рабочего органа и скоростью перемещения материала. Для среднезернистых бетонов, растворов и битумоминеральных смесей на базе битумных эмульсий можно рекомендовать скорость в пределах 0,03...0,04 м/с. При применении вибросмесителей непрерывного действия для приготовления смесей, структурно-реологические свойства которых значительно отличаются от перечисленных выше и для определения рациональной скорости перемещения смеси, при которой обеспечивается процесс качественного смешивания, необходимо провести предварительные производственные испытания. В качестве регулируемого параметра целесообразно использовать угловую скорость  $\omega_0$  вращения шнека. Разработаны расчеты на прочность и надежность основных элементов конструкций (шнека, несущего приводного вала и цепного привода) с учетом особенностей нагрузок: 1. нагрузки рабочего состояния, возникающие при перемешивании смесей; 2. нагрузки инерционные (холостого хода), возникающие при отсутствии смеси в корпусе смесителя. Амплитудные значения максимальных ускорений колебаний для достижения эффекта вибросмешива-

ния составляют 130...200 м/с<sup>2</sup>. Поэтому, в противоположность смесителям принудительного и свободного смешивания, значительной величины могут достигать нагрузки инерционные, определяемые значениями колеблющихся масс, амплитудой и частотой колебаний.

### Смесители со встроенным вибровозбудителем.

**Принудительного действия.** Основные геометрические параметры камеры смешивания чашечных вибросмесителей рекомендуется выбирать в соответствии с нижеприведенными инвариантами геометрического подобия:  $\frac{d}{D} = 0,15...0,3$ ;  $\frac{H}{D} = 0,4...0,6$ ;  $\frac{D_1}{D} = 0,3...0,5$ , где  $D$  - диаметр смесительной камеры, м;  $d$  - диаметр корпуса вибровозбудителя, м;  $H$  - высота заполнения смесью смесительной камеры, м;  $D_1$  - диаметр выпускного отверстия, м.

На рис. 25 представлена схема смесителя.

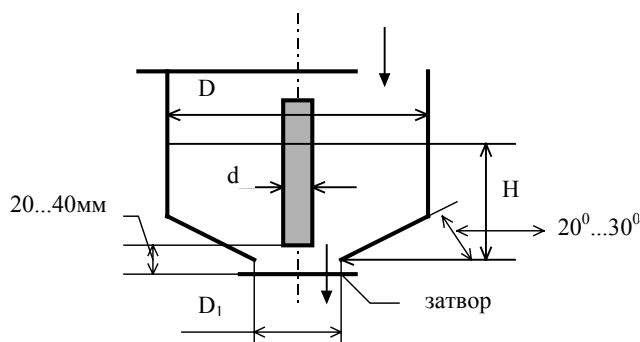


Рис.25. Форма смесительной камеры

Полная высота камеры смешивания назначается с учетом коэффициента выхода смеси, т.е. отношения объема загрузки к объему готовой смеси, и конструктивного исполнения привода мешалки. Днище выполняется в виде усеченного конуса. Расположение выпускного отверстия, как указано на рисунке, обеспечивает интенсивную вибрационную обработку смеси в процессе выгрузки.

В качестве перемешивающего органа рекомендуется применять ленточные (спиральные) мешалки, которые обеспечивают интенсивное конвективное смешивание по всему объему камеры смешивания. Окружную скорость условной средней лопасти, расположенной на среднем диаметре кольцевого пространства чаши, рекомендуется назначать в диапазоне 0,4...0,6 м/с. Рекомендуемые окружные скорости мешалки обеспечивают минимальное разрушение сплошности смешиваемой массы и повышают эффективность работы вибровозбудителя.

Установленная мощность электродвигателей определяется по формуле:  $N = (N_1 + N_2) / \eta$ , где  $\eta$  - коэффициент полезного действия привода;  $N_1, N_2$  - соответственно мощности, потребляемые перемешивающим органом (мешалкой) и глубинным вибровозбудителем.

Мощность  $N_2$ , потребляемая глубинным вибровозбудителем определяется по формуле:  $N_2 = k_1 \rho \omega^3 A^5 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{0,5} \left( \frac{V}{FA} \right)^{0,4} \operatorname{ctg}^{2,3} \beta + P \omega r f$  [Вт].

Используемый диапазон изменения критериев подобия в расчетах:  $g / A \omega^2 = 0,1 \dots 0,05$ ;  $V / FA = 120 \dots 300$ .  $F, V$  - соответственно площадь поверхности вибровозбудителя,  $\text{м}^2$ , и объем готового замеса,  $\text{м}^3$ ;  $\rho$  - плотность смеси,  $\text{Н/м}^3$ ;  $\omega$  - частота колебаний,  $\text{рад/с}$ .  $\beta$  - угол нутаций;  $\operatorname{ctg} \beta = L / A$ , где  $L$  - длина корпуса вибровозбудителя;  $A$  - максимальная амплитуда колебаний. Рекомендуемое соотношение  $L / A = 150 \dots 300$ . Рекомендуемые максимальные амплитуды колебаний  $A = 0,002 \dots 0,004 \text{ м}$ . Коэффициент  $k_1 = 0,15$  для прецессионного вибровозбудителя,  $k_1 = 0,3$  для плоскопараллельного вибровозбудителя.

Мощность  $N_1$ , потребляемая перемешивающим органом (мешалкой) определяется по формуле:  $N_1 = k_2 \omega_0 \sum_i F_i R_i$  [кВт], где  $k_3$  - коэффициент сопротивления движению лопасти в смеси, Па;  $F_i, R_i$  - соответственно лобовая площадь лопасти,  $\text{м}^2$ , и ее расстояние от центра вращения, м. Рекомендуемые значения коэффициента для процессов вибросмешивания для растворов, грунтобетонных  $k_2 = 18 \dots 25 \text{ кПа}$ .

Разработаны расчеты на прочность и надежность основных элементов смесителя.

**Гравитационные смесители.** Геометрическую форму барабана, представленную на рис. 26 рекомендуется определять в зависимости от требуемого объема загрузки ( $V_{\text{заг}}$ ): диаметр загрузочного отверстия -  $D_1 \approx 0,6 \sqrt[3]{V_{\text{заг}}}$ ; диаметр цилиндрической части -  $D_2 \approx 1,6 \sqrt[3]{V_{\text{заг}}}$ ; диаметр днища барабана -  $D_3 \approx 1,2 \sqrt[3]{V_{\text{заг}}}$ ; диаметр основания конуса вибровозбудителя -  $D_4 \approx 1,0 \sqrt[3]{V_{\text{заг}}}$ ; длина переднего конуса -  $L_1 \approx 0,7(D_2 - D_1)$ ; длина цилиндрической части -  $L_2 \approx 0,3 D_2$ ; длина заднего конуса -  $L_3 \approx 0,1 D_2$ ; угол при вершине конуса вибровозбудителя  $\alpha = 90^\circ \dots 120^\circ$ ; высота конуса вибровозбудителя -  $H \approx 0,4 D_2$ .

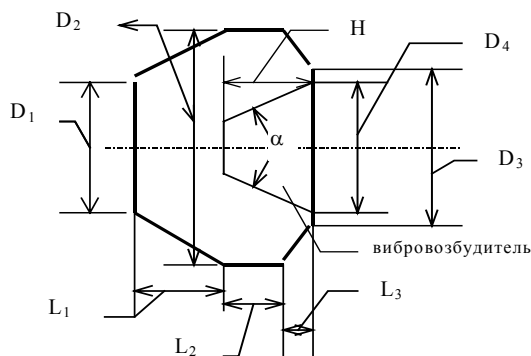


Рис.26. Геометрическая форма барабана

Частота вращения барабана определяется из условия влияния центробежных сил, прижимающих смесь к стенкам барабана. На практике используют приближенную формулу:  $\omega \cong 2 / \sqrt{D_2}$ , где  $\omega$  - частота вращения барабана, рад/с.

Мощность двигателя определяется по формуле:  $N = (N_1 + N_2) / \eta$ , где  $N_1, N_2$  - соответственно мощности, потребляемые на вращение барабана и на привод вибровозбудителя.  $N_1 = GR\omega$ , где  $G$  - вес смеси, Н;  $R$  - расстояние от оси вращения до положения центра тяжести смеси в барабане при его вращении, м,  $R = (0,2 \dots 0,3) D_2$ .  $N_2 = k_1 \rho \omega^3 A^5 \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{0,5} \left( \frac{V}{FA} \right)^{0,4} \text{ctg}^{2,3} \beta + P \omega r f$  [Вт].

Используемый диапазон изменения критериев подобия в расчетах:  $g / A \omega^2 = 0,1 \dots 0,05$ ;  $V / FA = 120 \dots 260$ . Рекомендуемое соотношение  $L / A = 110 \dots 200$ . Рекомендуемые максимальные амплитуды колебаний  $A = 0,002 \dots 0,004$  м. Коэффициент  $k_1 = 0,3$ .

#### Основные выводы.

1. Разработаны методологические основы поиска путей развития смесителей, позволяющие формировать новые конструктивные решения, в том числе с повышенной интенсивностью и эффективностью воздействия на приготавливаемые материалы.

2. Проведен анализ конструктивной эволюции смесительных машин и обоснованы пути их совершенствования путем использования физических эффектов тиксотропии и виброоживления в процессе смешения.

3. Разработаны методы проектирования уравновешенных эксцентриковых вибровозбудителей, обладающих свойством внутренней виброзащиты окружающих объектов: • представлена классификация; • аргументировано свойство эксцентриковых уравновешенных вибровозбудителей, заключающееся в том, что динамическая балансировка системы, проведенная в воздухе, не нарушается при погружении вибровозбудителя в смесь; • представлены методы расчета балансировки неуравновешенных масс на стадии проектирования вибровозбудителей; • реализован ряд конструкций в вибросмесителях.

4. Проведены комплексные реологические исследования строительных смесей и установлено: • грубодисперсные строительные смеси при отсутствии вибрации не подчиняются законам течения сплошных сред и могут быть отнесены к дискретным системам; по мере увеличения скорости сдвига касательное напряжение уменьшается, что обнаруживает переход от вязкого трения к Кулонову трению; • увеличение скорости деформации приводит к разрушению структуры грубодисперсных систем, что ограничивает эффективность применения сдвиговых механических воздействий при перемешивании с целью интенсификации диффузионных процессов, например, для цементно-песчаных

смесей увеличение скорости сдвиговой деформации привело к уменьшению эффективной вязкости в 2,5 раза, в то время как при воздействии вибрации при постоянной скорости сдвига в 20...30 раз; • влияние угловой скорости вращения ротора на момент сопротивления вращению несущественно при значениях линейной скорости условной средней лопасти более 0,6...0,8 м/с; • наличие вибрации уменьшает удельный коэффициент сопротивления смеси сдвиговым деформациям, что приводит к уменьшению сил сопротивления вращению ротора; • увеличение скорости вращения ротора и лобовой площади лопастей отрицательно сказывается на эффективности применения вибрации; • для процессов вибросмешивания в качестве показателей интенсивности вибрирования необходимо использовать модифицированный критерий Фруда  $A\omega^2 / g$  в сочетании с критерием - симплексом  $FA / V$ ; • реологическое уравнение, описывающее состояние смеси в камере смешивания, имеет

$$\text{вид: } \frac{\mu}{\rho A^2 \omega} = k \left( \frac{g}{A \omega^2} \right)^{m_1} \left( \frac{V}{FA} \right)^{m_2} \left( \frac{r}{R} \right)^{m_3} \left( \frac{h}{H} \right)^{m_4} .$$

7. В результате исследования рабочих процессов вибросмешивания: • получены уравнения кинетики процессов смешивания для различных типов смесителей; • увеличение интенсивности вибраций приводит к росту коэффициентов смешивания, что указывает на повышении интенсивности диффузионного смешивания в 2 раза и более; • использование вибрации в процессах смешивания приводит к повышению однородности смесей на 5...10 %, сокращению времени смешивания на 20...25 % и улучшению физико-механических свойств изделий на 15...20%; • результаты исследований нашли применение в виде опытно-промышленных установок по производству строительных смесей.

8. Проведен аналитический расчет по определению дополнительных инерционных нагрузок на элементы (тела качения и сепаратор) подшипников вибромашин и установлено: • вибрации приводят к возникновению дополнительных сил инерции, что способствует увеличению моментов сопротивления вращению подшипников качения; • наибольшее влияние на относительное изменение инерционных нагрузок, действующих на тела качения, оказывает увеличение амплитуды колебаний; при амплитудах колебаний 2...4 мм, характерных для уравновешенных эксцентриковых вибровозбудителей, увеличение инерционных нагрузок на тела качения составляет 40...50 %; • наибольшее влияние вибрации оказывают на момент сопротивления вращению сепаратора (увеличение в 40 и более раз).

9. Разработаны методы расчета и конструирования вибрационных смесительных машин, включающие выбор рациональных геометрических и кинематических параметров, особенности расчета элементов конструкций и т.п.

10. Реализация рекомендованных конструкций в опытно-промышленных образцах различных типов смесителей подтвердила правомерность предлагаемых методов проектирования.



**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:**

1. Серебренников А.А. Исследование и проектирование вибрационных смесителей. Монография. – Тюмень: «Нефтегазовый университет», ТюмГНГУ, 2001, - 114 с.
2. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Вибрационные смесители. Монография. – М.: ОАО «Недра», 1999. – 149 с.
3. Серебренников А.А. Методы поиска новых технических решений. Учебное пособие. – Тюмень: «Нефтегазовый университет», ТюмГНГУ, 2001, - 64 с.
4. Серебренников А.А. и др. Интенсификация процесса смешивания в гравитационном смесителе //Строительные и дорожные машины. - М.: – 2000. – № 12. – с. 34 – 35.
5. Серебренников А.А. Основы системного подхода к созданию смесительных машин повышенной интенсивности и эффективности //Строительные и дорожные машины. - М.: – 2000. – № 8. - с. 18 – 20.
6. Серебренников А.А. Гравитационный вибросмеситель //Механизация строительства. – М.: - 1999. - № 5. – с. 9 – 10.
7. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Исследования реологических свойств строительных смесей применительно к процессам вибросмешивания //Механизация строительства. – М.: - 1999. - № 2. – с. 10 – 12.
8. Серебренников А.А. и др. Методы проектирования и расчета виброшнекового смесителя //Строительные и дорожные машины.– М.: - 1984.- № 5.- с. 29 - 31.
9. Серебренников А.А. Специфика работы подшипников качения в вибровозбудителях //Проблемы эксплуатации транспортных систем в суровых условиях: Межвуз. сб. науч. тр. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001. – с. 126 – 131.
10. Серебренников А.А., Кучинский В.Н. Производственные испытания гравитационного бетоносмесителя с вибрационным воздействием //Проблемы эксплуатации автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: Межвуз. сб. науч. тр. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001. – с. 54 – 56.
11. Серебренников А.А., Кучинский В.Н. Метод моделирования процесса смешивания в гравитационном вибросмесителе // Проблемы транспорта в Западно-Сибирском регионе: Межвуз. сб. науч. тр. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001. – с. 320 – 323.
12. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Вибросмесители со встроенными вибровозбудителями //Проблемы проектирования и эксплуатации строительных и дорожных машин: Межвуз. сб. науч. тр. - Хабаровск: ХГТУ, 2000. – с. 70 – 76.
13. Серебренников А.А., Прозоров Е.А. Вибрационное смешивание грунтобетона //Проблемы проектирования и эксплуатации строительных и дорожных машин: Межвуз. сб. науч. тр. - Хабаровск: ХГТУ, 2000. – с. 77 – 81.

14. Серебренников А.А. Уравновешенные эксцентриковые вибровозбудители для вибросмесителей //Проблемы проектирования и эксплуатации строительных и дорожных машин: Межвуз. сб. науч. тр. - Хабаровск: ХГТУ, 2000. – с. 82 – 88.
15. Серебренников А.А. Приготовление дисперсно-армированных смесей в вибросмесителе //Автомобильный транспорт, выпуск 5, серия "Совершенство машин для земляных и дорожных работ": Сб. науч. тр. - Харьков, ХГАДТУ, 2000. – с. 99.
16. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Виброреология строительных смесей //Динамика, прочность и надежность технологических машин: Сб. науч. тр. СПбГТУ № 478: С-Петербург: СПбГТУ, 1998. – с. 86.
17. Серебренников А.А. Опыт по эксплуатации и рекомендации к проектированию вибрационных механизмов строительных и дорожных машин //Эксплуатация технологического транспорта и специальной автомобильной и тракторной техники в отраслях топливно-энергетического комплекса: Межвуз. сб. науч. тр. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1998. – с. 125 – 129.
18. Серебренников А.А., Кучинский В.Н., Ляпустин Ю.И. Модернизация гравитационного смесителя //Научно-технические проблемы Западно-Сибирского нефтегазового комплекса: Межвуз. сб. науч. тр., том 2. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1997. – с. 72 – 75.
19. А.с. 1227475 СССР МКИ<sup>3</sup> В 28 С 5/14. Вибросмеситель непрерывного действия для перемешивания строительных смесей. /Серебренников А.А. и др. Опубл. 03.01.86. – 3 с.
20. Серебренников А.А., Андреев Ю.Е. Исследование процесса перемешивания в шнековом вибросмесителе //Исследование рабочих процессов и динамики СДМ: Межвуз. сб. науч. тр. – Ярославль: ЯПИ, 1982. - с. 53-57.
21. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Экспериментальное определение формы винтовой поверхности рабочего органа вибросмесителя //Строительные и дорожные машины: Межвуз. сб. науч. тр. – Ярославль: ЯПИ, 1981. с. 25 –27.
22. Серебренников А.А. Расчет рабочего органа вибросмесителя //Повышение эффективности использования машин в строительстве: Межвуз. темат. сб. науч. тр. - Л.: ЛИСИ, 1980, с. 33 - 36.
23. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Некоторые вопросы моделирования смесителей //Строительные и дорожные машины: Межвуз. сб. науч. тр. – Ярославль: ЯПИ, 1980. с. 62 – 64.
24. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Вибрационная установка для приготовления дорожных смесей //Повышение эффективности использования машин в строительстве: Межвуз. темат. сб. науч. тр. - Л.: ЛИСИ, 1979. с. 11 - 13.
25. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Уравновешенные эксцентриковые вибровозбудители //ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2001: Материалы межд. науч.-техн. конф. - С-Петербург: СПбГТУ, - 2001. - с. 158 – 162.

26. Серебренников А.А., Кучинский В.Н., Кузьмичев В.А. Вибрационный смеситель //Проблемы проектирования, испытаний, эксплуатации и маркетинга автотракторной техники, двигателей внутреннего сгорания, строительно-дорожных машин, транспортно-технологических комплексов и вездеходов: Материалы межд. науч.-техн. конф. - Н-Новгород: НГГТУ, 2000. - с. 433-436.

27. Кучинский В.Н., Серебренников А.А. Применение вибрационной технологии при приготовлении строительных материалов // Новые материалы и технологии в машиностроении: Материалы межд. науч.-практ. конф. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2000. – с. 83 – 85.

28. Серебренников А.А. Вибросмеситель для приготовления жестких бетонных смесей //Нефть и газ – 2000: Материалы межд. выставки-ярмарки. – Тюмень: ЗАО "Тюмень-ЭКСПО", – 2000. – с. 117 – 119.

29. Kuzmichev V., Serebrennikov A. Preparation of Dispersery Reinforced Concrete in a Rotary Vibromixer //International conference TRANSBALTICA – 99. – Vilnius: "Technika", 1999. – s. 239 – 240.

30. Serebrennikov A. Basics of a System Approach to Designing of Mixing Machines of Enhanced Intensity and Efficiency //International conference TRANSBALTICA – 99. – Vilnius: "Technika", 1999. – s. 241 – 252.

31. Serebrennikov A., Kuchinsky V. Study of Concrete Mixing Process in a Gravitation Vibromixer //International conference TRANSBALTICA – 99. – Vilnius: "Technika", 1999. – s. 252 – 257.

32. Кучинский В.Н., Серебренников А.А. Использование теории подобия при моделировании процессов смешивания // Проблемы адаптации техники к суровым условиям: Материалы межд. науч.-практ. конф. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – С. 131 – 132.

33. Серебренников А.А. Патентный анализ вибрационных смесителей // Проблемы адаптации техники к суровым условиям: Материалы межд. науч.-практ. конф. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – С. 91 – 92.

34. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Виброреология и ее использование в определении рациональных параметров вибросмесителей //ИНТЕРСТРОЙМЕХ-98: Материалы межд. науч.-техн. конф. – Воронеж: ВГАСА, 1998. – с. 156 – 158.

35. Серебренников А.А. Использование метода анализа размерностей при определении мощности смесителей // Научное и научно-техническое обеспечение экономического и социального развития дальневосточного региона: Материалы регион. науч.-практ. симпозиума - Комсомольск - на – Амуре: ХГТУ, 1998. – с. 37 – 38.

36. Серебренников А.А. Испытания гравитационного вибросмесителя //ИНТЕРСТРОЙМЕХ-98: Материалы межд. науч.-техн. конф. – Воронеж: ВГАСА, 1998. – с. 152 – 153.

37. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Особенности работы и расчета возбудителей колебаний в вибросмесителях //Развитие транспортно-

технологических систем в современных условиях: Материалы межд. науч.-техн. конф. - Н.Новгород: НГГТУ, 1997. – с. 54 – 55.

38. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Пути повышения эффективности работы смесительного оборудования //К 100-летию СПбГТУ (ЛПИ): Материалы межд. науч.-техн. конф. – С-Петербург, 1997. – с. 56.

39. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Вибрационное смешивание //Повышение эффективности колесных и гусеничных машин в суровых условиях эксплуатации: Материалы межд. науч.-техн. конф. – Тюмень: ТюмГНГУ, 1996. – с. 80 – 83.

40. Серебренников А.А. Основы моделирования смесителей //Строительные и дорожные машины и их использование в современных условиях: Материалы респуб. науч.-техн. конф. С-Петербург: СПбГТУ, 1995. – с. 98 – 99.

41. Серебренников А.А. Самостоятельная работа студентов как средство формирования творческой личности инженера. //Системный подход к развитию творческих способностей студента в вузе: Материалы межд. науч.-практ. семинара. – Минск: НИЛИМ, 1994. – с. 18.

42. Буженко В.Е., Серебренников А.А., Пути активизации творческих процессов при выполнении дипломных проектов //Стратегия и пути реализации новых подходов в подготовке специалистов для АПК: Материалы науч.-метод. конф. – Тюмень: ТСХИ, 1991. – с. 25.

43. Серебренников А.А. Повышение прочностных характеристик бетонных дорожных плит // Нефть и газ Западной Сибири: Материалы всесоюзной науч. конф. – Тюмень: ТИИ, 1989. – с. 206 – 207.

44. Серебренников А.А., Буженко В.Е. Опыт ознакомления студентов с приемами преодоления психологической инерции при создании новой техники //Психолого-педагогические принципы индивидуализации обучения...: Материалы зональной учеб.-метод. конф. – Тюмень: ТМИ, 1989. – с. 172 – 173.

45. Серебренников А.А. Использование дисперсно-армированных бетонных смесей для строительства дорожных покрытий //Применение достижений НТП при обустройстве нефтяных месторождений: Материалы науч.-техн. конф. – Тюмень: Гипротюменнефтегаз, 1988. – с. 191 – 192.

46. Серебренников А.А. Использование патентных исследований при курсовом проектировании // Опыт и проблемы повышения качества подготовки специалистов...: Материалы науч.-метод. конф. – Тюмень: ТИИ, 1985. – с. 170 – 171.

47. Серебренников А.А., Копылов А.И., Трифанов В.В. Повышение качества бетонных дорожных покрытий. // Нефть и газ Западной Сибири: Материалы 2-й зональной науч. – техн. конф. – Тюмень: НТО нефтяной и газовой пром-сти, 1983, - с. 215 – 216.

48. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Пути повышения интенсивности работы смесителей. Деп. ЦНИИТЭстроймаш 06.05.81. № 278. - 10 с. Оpubл. библи. указ. ВИНТИ. – 1981. - № 9.

49. Серебренников А.А., Андреев Ю.Е., Кузьмичев В.А. Экспериментальное определение некоторых рабочих параметров шнекового вибросмесителя. Деп. ЦНИИТЭстроймаш 27.01.81. № 44. - 12 с. Опубл. библиограф. указ. ВИНТИ. – 1981. - № 6.

Автор выражает признательность за научные консультации д.т.н., профессору Кузьмичеву В.А.

Соискатель

Серебренников А.А.

Подписано к печати 24.12.01 г.

Заказ №

Формат 60x84 1/16

Отпечатано на RISO GR 3750

Бум.писч.№ 1

Уч.-изд.л. 2.3

Усл.-печ.л. 2.3

Тираж 130 экз.

---

**Издательство «Нефтегазовый университет»**

Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования

«Тюменский государственный нефтегазовый университет»  
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38

---

Тюменский государственный нефтегазовый университет  
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38

**ЛР № 020520 от 23.04.92 г.**