

В.Н. Игонин

**ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ
СПИРАЛЬНО-ВИНТОВЫЕ СРЕДСТВА
МЕХАНИЗАЦИИ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ**

Ульяновск - 2013

УДК 631.333.5
ББК 40.711
И-26

Научный редактор, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и образования, академик РАН, В.Г. Артемьев

Рецензенты:

доктор техн. наук, профессор УлГТУ, И.Ф. Дьяков (Ульяновск);
доктор техн. наук, профессор КГАУ, П. И. Макаров (Казань).

Игонин В.Н. Технологии и технические спирально-винтовые средства механизации внесения удобрений. – Ульяновск: Технологический институт Филиал ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им. П. А. Столыпина», 2013. – 280 с.

В монографии рассмотрены актуальные вопросы повышения эффективности использования технических средств позволяющих снизить затраты энергии, материалов и труда на основе спирально-винтовых рабочих органов. Приведены соответствующие технические характеристики разработанных вариантов технических средств и агрегатов, в том числе для внесения в почву жидких комплексных удобрений (ЖКУ) являющихся высоковязкоплотными материалами (плотность 1400 кг/м^3).

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию конструктивных параметров и режимов работы технических средств на основе спиральных винтов.

Тематика исследований является одним из направлений работы научной школы «Механика жидких и сыпучих материалов в спирально-винтовых устройствах» РАН, сертификат №0031 (2008).

Предназначена для конструкторов, инженеров, а также студентов, бакалавров, магистров, аспирантов и докторантов инженерного профиля.

Библ. 367, табл. 72, рис. 193.
ISBN 978-5-904455-25-5

© Игонин В. Н., 2013

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	3
1. Анализ состояния вопроса	8
1.1. Физико-механические свойства удобрений.....	8
1.1.1. Физические свойства минеральных удобрений.....	8
1.1.2. Фрикционные свойства удобрений.....	10
1.1.3. Боковое давление удобрений.....	11
1.1.4. Свойства жидких комплексных удобрений.....	12
1.2. Основные требования к машинам для внесения удобрений, классификация и основные характеристики средств механизации.....	13
1.2.1. Требования к питателям, принципы их действия.....	13
1.2.2. Классификация питателей.....	14
1.3. Технические средства внесения жидких комплексных удобрений (ЖКУ).....	17
1.3.1. Технологические схемы машин для внесения жидких удобрений.....	21
1.3.2. Подкормщики жидкими комплексными удобрениями.....	25
1.4. Спиральные винты Рычкова.....	28
1.5. Устройства для внесения минеральных удобрений Ростовского филиала РИАМА.....	31
1.6. Штанговый распределитель минеральных удобрений ЦНИИМЭСХ НЗ СССР.....	32
1.7. Существующие теории расчета спирально-винтовых устройств.....	33
2. Разработанные научной школой «Механика жидких и сыпучих материалов в спирально-винтовых устройствах» технические средства	42
2.1. Проектирование и технологический расчёт агрегата для внесения жидких комплексных удобрений.....	42
2.1.1. Энергозатраты.....	46
2.1.2. Прочность рабочего органа.....	47
2.2. Агрегат для внесения в почву биогумуса и жижи.....	56
2.2.1. Технологический расчет.....	69
2.3. Перечень агрегатов для внесения удобрений внедрённых в производство научной школой УГСХА.....	70
3. Теоретические исследования	76
3.1. Методические основы исследований.....	76
3.2. Функциональное назначение спирально-винтового рабочего органа.....	80
3.3. Перемещение жидкости в зоне действия винтовой поверхности спирали.....	81

3.3.1.	Осевое течение жидкости, анализ расчётной модели.....	87
3.4.	Перемещение материала за счёт активного слоя.....	91
3.5.	Распределение давления в трубе транспортера.....	96
3.6.	Транзитный расход жидкости.....	100
3.7.	Спираль в роли насоса-транспортира.....	104
3.8.	Определение параметров высевных отверстий.....	107
3.9.	Поперечные колебания спирального винта.....	112
3.10.	О характере перемещения частиц сыпучего материала по винтовой поверхности спирали.....	120
	Выводы.....	125
4.	Экспериментальные исследования.....	126
4.1.1.	Цель и задачи исследований.....	126
4.2.	Планирование экспериментов.....	139
4.3.	Методика лабораторных исследований.....	140
4.3.1.	Выбор технических средств измерения, лабораторные установки.....	140
4.3.2.	Методика определения равномерности внесения удобрения по длине рабочего органа.....	144
4.4.	Методика полевых исследований.....	145
4.4.1.	Планирование полевых экспериментов.....	145
4.5.	Методика определения качественных показателей работы агрегата.....	147
4.6.	Методика сравнительных исследований агрегатов.....	151
4.7.	Методика математической обработки результатов исследований.....	153
4.8.	Результаты экспериментальных исследований.....	155
4.8.1.	Результаты исследований процессов перемещения жидких удобрений (ЖКУ, биогумуса, питательных растворов в теплицах, помёта, жижи).....	155
4.8.2.	О толщине слоя жидкости при вертикальном перемещении в кожухе.....	171
4.8.3.	Давление (напор), создаваемый спирально-винтовым рабочим органом.....	182
4.8.4.	Перемещение жидкостей по наклонным трассам.....	182
4.8.5.	Исследования равномерности распределения удобрений по ширине захвата агрегата.....	191
4.8.5.1.	Давление в кожухе.....	191
4.8.5.2.	Пропускная способность отверстий.....	194
4.8.5.3.	Перемещение жидких комплексных удобрений по горизонтальной трассе при транзитном расходе.....	198
4.8.6.	Влияние параметров спирали на пропускную способность высевных отверстий.....	202
4.8.7.	Подпочвенная подкормка растений в теплицах.....	212
4.8.8.	Дозирование сыпучих удобрений.....	219
4.8.8.1.	Внесение печной золы для задержания снега и талых вод в	

поле.....	219
4.8.8.2. Исследования по дозированию удобрений.....	221
4.9. Математическая обработка результатов исследований.....	223
4.10. Деформации спиралей.....	237
4.10.1. Удлинение спиралей по вертикальной трассе.....	237
4.10.2. Исследования по определению провисания спиралей.....	243
4.10.3. Исследования спиралей на предельное усилие растяжения.....	245
5. Производственные исследования. Эффективность использования спирально-винтовых рабочих органов.....	250
5.1. Результаты исследований агрегата на равномерность внесения удобрений.....	250
5.2. Результаты сравнительных исследований агрегатов.....	252
5.3. Эффективность исследований.....	254
Общие выводы.....	257
Литература.....	259

Введение

Историческое развитие сельскохозяйственных агрегатов прошло сложный путь, который можно разделить на три основных этапа, если за критерий принять источник энергии. Первый этап – применение ручных орудий (источник энергии – человек), второй – машин и орудий, действующих благодаря энергии упряжных животных, третий – машин и орудий, имеющих механический или электрический двигатель.

Каждый этап представляет собой значительный скачок в повышении производительности. Для первых двух этапов характерно использование нескольких людей и животных для привода в действие одной машины (орудия), а для третьего этапа – нескольких машин с одним тягачом.

Если рассмотреть схемы современных тракторных агрегатов, то можно заметить, что по отношению к трактору сельхозмашины могут размещаться самыми различными способами: сзади, спереди, с правой или левой сторон, а также, комбинацией этих способов, когда присоединяется несколько машин.

Встречаются машины, которые могут перемешаться при работе относительно тягача, как в целом, так и их отдельные части. Например, прицепные гербицидные опрыскиватели.

Технико – экономическая характеристика машин для внесения в почву жидкого навоза и жидких комплексных удобрений показывает, что для привода вала отбора мощности машины требуется 14,7...18,4 кВт (РЖТ – 4), для машин, типа РЖТ – 8 соответственно 29,4...36,8 кВт, РЖТ – 16 (с трактором К – 700) 36,8...51,5 кВт. Общая мощность агрегатов с раздатчиками РЖТ – 4, РЖТ – 8, РЖТ – 16, ПЖУ – 5 составляет 51,5...55,2 кВт, 73,6...92 кВт, 147...184 кВт и 120 кВт.

При максимальной ширине захвата (до 25 м) при внесении гербицидов машиной типа ПОУ с трактором МТЗ – 82 расходуется более 0,5 кг топлива на 1 га. Анализ показывает, что по удельной металлоёмкости и энергоёмкости на 1 м ширины захвата агрегата использование машин типа УСХИ – ЖКУ с спирально-винтовыми рабочими органами является наиболее перспективным.

Перестроечные процессы и распад СССР привели к резкому снижению поставок машин для внесения минеральных удобрений сельским товаропроизводителям. Обеспеченность сельского хозяйства такими машинами составляет 18...22 процентов от нормативной потребности.

Практически отсутствуют средства механизации для внутрипочвенного локального внесения удобрений, тукосмешения, а имеющиеся в хозяйствах машины с центробежными рабочими органами не обеспечивают качественного (равномерного) внесения удобрений (неравномерность внесения в условиях эксплуатации составляет 70...80 процентов), ненадежны в работе.

Проблемы, связанные с нехваткой средств механизации для внесения удобрений (нарушение агросроков выполнения работ и др.) усугубляются

неудовлетворительной эксплуатацией машин. В хозяйствах отсутствует ремонтно-обслуживающая база для восстановления работоспособности и технического обслуживания машин.

В сложившихся условиях возникает необходимость в определении приоритетных направлений развития данных машин. В основу приоритетности должны быть положены следующие агротехнические требования:

- оптимальная заделка различных доз удобрений в зависимости от глубины посева семян;
- точное размещение туков относительно посевных рядков семян;
- формирование оптимального водно-воздушного режима почвы;
- универсальность и экологичность машины;
- высокая окупаемость удобрений и машин.

Таким требованиям удовлетворяют машины для внутрисочвенного внесения, которые обеспечивают в условиях дефицита и высокой стоимости удобрений рациональное их применение и повышение урожайности, например, зерновых культур на 0,2...0,4 т/га.

На первоначальном этапе создания машин для внутрисочвенного внесения можно воспользоваться опытом применения уже имеющихся образцов.

В последующем машины для внутрисочвенного внесения должны быть снабжены приборами и оборудованием для качественного внесения удобрений в соответствии с программируемой урожайностью и с учетом пестроты плодородия почвы в системе координатного земледелия. Для этого будет необходимо устанавливать в кабине трактора устройства, позволяющие автоматически в зависимости от наличия питательных веществ в почве, изменять режимы работы агрегата, виды и дозы удобрений.

По качественному уровню применения удобрений машины для поверхностного внесения уступают машинам для внутрисочвенного внесения. Однако их разработка необходима, как более простых по конструктивным особенностям. Чтобы выполнить агротехнические требования, машины для поверхностного внесения должны обеспечивать неравномерность внесения туков в пределах 15...20 процентов, при этом ширина захвата машины должна составлять 18...36 м в зависимости от вида удобрений и размера площади поля.

1. Анализ состояния вопроса

1.1. Физико-механические свойства удобрений

Для внесения непосредственно в почву или для подкормки растений используются удобрения, как органические, так и минеральные. В свою очередь, они бывают в виде сыпучих и жидких материалов. К более экологически чистым жидким органическим удобрениям относится «биогумус», а к одним из видов жидких минеральных удобрений относятся ЖКУ (жидкие комплексные удобрения) с плотностью $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$.

Рабочие органы технических средств, связанных с удобрениями, создаются с учетом ряда технических средств и свойств материалов:

- физические (влажность, пористость, объемный и удельный вес);
- фрикционные (коэффициенты внешнего и внутреннего трения, углы естественного откоса и обрушения);
- прочностные (зависимость напряжений и усилий от деформаций сжатия и сдвига, коэффициенты подвижности и бокового давления);
- другие (вязкость).

Широкий спектр исследований свойств минеральных удобрений проведен Назаровым С. И., некоторые из них приведены ниже.

1.1.1. Физические свойства минеральных удобрений

Удельный вес удобрений одного и того же химического состава изменяется незначительно (таблица 1.1).

Таблица 1.1. – Удельный вес удобрений

Вид удобрений	Удельный вес, г/см ³	Вид удобрений	Удельный вес, г/см ³
Карбамид	1,33...1,34	Аммиачная селитра	1,66...1,72
Сильвинит	1,88...1,99	Калийная соль	1,89...1,99
Суперфосфат	2,51...2,55	Хлористый калий	1,81...1,92
Нитрофоска	1,98...2,12	Фосфоритная мука	2,93...2,96

Объемный (насыпной) вес удобрений в более широких пределах зависит от влажности, динамического и статического уплотнений. Уплотнения происходят от тряски машин и воздействия ее рабочих органов.

В таблице 1.2 приведены сравнительные концентрации растворов, суспензий и твердых удобрений с одинаковым соотношением питательных веществ.

Поскольку суспензии имеют большее содержание питательных веществ, чем растворы, они могут быть приготовлены и внесены с меньшими затратами. Однако из-за различия их физико-химических свойств, в частно-

сти вязкости, рабочие органы машин для внесения в почву этих удобрений неодинаковы. Так, если вязкость растворов жидких комплексных удобрений при 20°C колеблется от 2,10 до 45 сантипуаз (сП), то вязкости суспензий с различным соотношением питательных веществ составляют 100...1000 сП. Так, вязкость суспензии 15-15-15 при температурах 20, 15, 10, 5 и 0°C соответственно составляет 81, 106, 149, 300 и 1000 сП. Сроки хранения двойных и тройных удобрений в виде растворов и суспензий исчисляются несколькими днями. Для предотвращения расслоения суспензии необходимо периодическое перемешивание.

Таблица 1.2 – Концентрация питательных веществ в растворах, суспендированных и твердых комплексных удобрениях

Соотношение питательных веществ N:P:K	Концентрация питательных веществ N, P ₂ O ₅ , K ₂ O, %			Сумма питательных веществ N, P ₂ O ₅ , K ₂ O, %		
	растворы	суспензии	твердые	растворы	суспензии	твердые
1:1:1	9 – 9 – 9	15 – 15 – 15	17 – 17 – 17	27	45	51
1:2:1	8 – 16 – 18	12 – 24 – 12	12 – 24 – 12	42	48	48
1:3:1	7 – 21 – 7	10 – 30 – 10	10 – 30 – 10	35	50	50
1:2:2	5 – 10 – 10	10 – 20 – 20	10 – 20 – 20	25	50	50
1:3:3	3 – 9 – 9	7 – 21 – 21	8 – 24 – 24	21	49	56
1:3:2	5 – 15 – 10	9 – 27 – 18	10 – 30 – 20	30	54	60
1:2:3	4 – 8 – 12	9 – 18 – 27	10 – 20 – 30	24	54	60
1:0,3:0	24 – 8 – 0	30 – 10 – 0	30 – 10 – 0	32	40	40

Жидкие комплексные удобрения оказывают сильное коррозионное действие на цветные металлы (медь, бронзу, алюминий и др.) и бетон. Малоуглеродистая сталь достаточно устойчива в среде жидких комплексных удобрений марки 10 - 34 - 0, но для увеличения срока службы машин и оборудования поверхности, соприкасающиеся с жидкими комплексными удобрениями различных марок требуют специальных защитных покрытий. Нержавеющая сталь и стеклопластик под действием этих удобрений не разрушаются. Суспендированные комплексные удобрения, кроме коррозионного воздействия на материалы, обладают абразивным воздействием.

Жидкие комплексные удобрения пожаро - и взрывобезопасны.

Жидкие комплексные удобрения целесообразно вносить разбрызгиванием по поверхности почвы в случае последующей заделки их плугами, и локально (культиваторами) – весной перед посевом сельскохозяйственных культур, при посеве и в междурядную подкормку.

Определенный интерес представляет внесение этих удобрений в соче-

тании с жидким навозом. При этом низкое содержание фосфора в навозе компенсируется фосфором жидких комплексных удобрений (10–34–0). При внесении жидкого навоза такое сочетание возможно в одном технологическом процессе.

1.1.2. Фрикционные свойства удобрений

Средние значения статических коэффициентов внешнего трения минеральных удобрений по различным поверхностям, полученные на трибометрическом стенде, приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Коэффициенты внешнего трения

Вид удобрения	Влажность, %	Капрон	Полиэтилен	Винипласт	Полихлорвинилбутираль	Резина	Дерево	Сталь нержавеющей	Сталь окрашенная
Аммиачная селитра (гранулированная)	1,1	0,40	0,50	0,45	0,53	0,58	0,65	0,48	0,42
Аммиачная селитра (кристаллическая)	0,9	0,53	0,62	0,57	0,67	0,72	0,78	0,59	0,57
Карбамид (мочевина)	1,0	0,52	0,48	0,46	0,59	0,68	0,54	0,63	0,60
Сильвинит	9,6	0,62	0,65	0,63	0,66	0,69	0,70	0,68	0,65
Калийная соль	2,9	0,58	0,61	0,60	0,63	0,68	0,63	0,65	0,62
Хлористый калий	2,1	0,48	0,52	0,51	0,50	0,58	0,56	0,54	0,53
Суперфосфат (гранулированный)	4,2	0,48	0,52	0,50	0,51	0,60	0,55	0,58	0,54
Суперфосфат (порошкообразный)	12,4	0,65	0,68	0,66	0,70	0,80	0,71	0,76	0,72
Фосфоритная мука	2,5	0,60	0,58	0,63	0,71	0,65	0,74	0,80	0,74
Нитрофоска	2,9	0,40	0,41	0,43	0,43	0,58	0,51	0,48	0,45
Тукосмесь N:P:K= 1:1:1	3,6	0,5	0,49	0,52	0,59	0,63	0,61	0,67	0,60

Коэффициент внешнего трения одних и тех же взаимодействующих материалов зависит от скорости сдвига, нормального давления, состояния удобрений и в первую очередь от их влажности.

Результаты по исследованию коэффициентов внутреннего трения приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Коэффициенты внутреннего трения

Вид удобрения	Влажность, %	Угол внутреннего трения, град	Коэффициент внутреннего трения	Начальное сопротивление, кГ/см ²
Аммиачная селитра (гранулированная)	0,9	30,2	0,58	0
Аммиачная селитра (кристаллическая)	1,1	43,5	0,95	0,0015
Карбамид (мочевина)	1,0	27,5	0,52	0,0020
Сильвинит	9,6	40,4	0,85	0,0025
Калийная соль	2,9	35,8	0,72	0,0030
Калий хлористый	2,1	34,3	0,68	0,0035
Суперфосфат (гранулированный)	4,2	33,9	0,67	0
Суперфосфат (порошкообразный)	12,4	28,9	0,55	0,0035
Фосфоритная мука	2,5	27,1	0,51	0,0015
Нитрофоска	2,9	36,2	0,73	0
Тукосмесь N:P:K = 1:1:1	3,6	42,4	0,91	0

1.1.3. Боковое давление удобрений

Зависимость коэффициентов бокового давления для основных минеральных удобрений от влажности аппроксимируется прямыми, не проходящими через начало координат

$$n = a + bW, \quad (1.1)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты (таблица 1.5); W – влажность, %.

Таблица 1.5 – Значения эмпирических коэффициентов

Вид удобрения	Значение коэффициентов		Вид удобрения	Значение коэффициентов	
	a	b		a	b
Мочевина	0,23	0,04	Суперфосфат (гранулированный)	0,105	0,028
Аммиачная селитра (кристаллическая)	0,31	0,03	Суперфосфат (порошкообразный)	0,23	0,010
Фосфоритная мука	0,45	0,02	Хлористый калий	0,33	0,015
Сильвинит	0,134	0,018			

Для удобрений, влажность которых близка стандартной, коэффициент бокового давления ориентировочно определяется по формуле:

$$n = \frac{0,18...0,32}{f}, \quad (1.2)$$

где f – коэффициент внутреннего трения.

1.1.4. Свойства жидких комплексных удобрений

Базисный раствор жидких комплексных удобрений марки 10–34–0 получают нейтрализацией полифосфорной кислоты аммиаком. Это удобрение имеет сложный химический состав и содержит аммонийные соли полифосфорных кислот различной степени замещённости. Суммарное содержание питательных веществ в базисном растворе составляет 44%, из которых 10% N и 34% P_2O_5 .

В базисном растворе более половины общего фосфора содержится в виде полиформ, оставшаяся часть – в виде ортоформы. Важный показатель качества базисного раствора – степень конверсии (K , %), который определяется как процентное отношение полиформ к общему содержанию фосфатов.

В таблице 1.6 представлены состав и некоторые свойства базисного раствора жидкого комплексного удобрения марки 10 - 34 - 0.

Таблица 1.6 – Состав и свойства базисного раствора жидких комплексных удобрений марки 10 - 34 - 0

Показатели	Нормы
Сумма питательных веществ, %, не менее	44
Содержание азота, %, не менее	10
Содержание общей P_2O_5 , %, не менее	34
Степень конверсии полиформ, %, не менее	55
pH	6 – 7
Плотность раствора при 20°C, г/см ³	1,4±0,03
Температура кристаллизации, °C, не выше	– 18
Гарантийный срок хранения, мес.	6
Содержание водонерастворимого остатка, %, не более	0,4
Вязкость при 20°C, сантипуаз, не более	50

Понижение температуры окружающей среды ниже точки замерзания базисного раствора (- 18°C) вызывает частичную или полную кристаллизацию жидкой фазы. С последующим повышением температуры базисный раствор полностью восстанавливает свои свойства. Хранение базисного раствора в летний период может сопровождаться процессами образования твердой фазы в том случае, если температура хранения превышает 35°C.

При приготовлении на основе базисного раствора различных смесей с

заданным соотношением питательных веществ получающиеся при этом двойные (*NP*) и тройные (*NPK*) растворы и суспензии комплексных удобрений обладают различными физико-химическими характеристиками. В таблице 1.7 представлены состав, концентрации и некоторые свойства жидких комплексных удобрений в виде растворов.

Таблица 1.7 – Состав, концентрация и некоторые свойства жидких комплексных удобрений в виде растворов, получаемых на основе базисного раствора 10-34-0, мочевины и хлористого калия (по данным Воскресенского филиала НИУИФ)

Соотношение питательных веществ <i>N:P:K</i> .	Содержание питательных веществ	Сумма питательных веществ	Плотность при 20°C, г/см ³	Вязкость при 20°C, сП	<i>pH</i>	Степень конверсий <i>K</i> , %
	в весовых процентах					
1:1:1	10,3 – 9,5 – 9,3	29,1	1,25	3,3	6,9	52,5
1:2:1	8,3 – 17,1 – 8,2	33,6	1,31	5,6	6,5	52,7
1:3:1	7,2 – 22,5 – 6,9	33,6	1,34	8,8	6,6	52,2
1:2:2	4,5 – 9,7 – 9,6	23,8	1,22	2,1	6,8	52,4
1:3:3	3,2 – 10,2 – 10,0	23,4	1,22	2,1	6,5	52,6
1:3:2	5,1 – 16,9 – 10,0	32,0	1,31	3,5	6,3	52,7
1:2:3	3,7 – 7,2 – 11,1	22,0	1,22	1,8	6,9	52,5
1:1,5:1	9,0 – 13,7 – 8,6	31,3	1,27	3,4	6,8	52,2
1:1:1,5	7,5 – 7,2 – 11,2	25,9	1,23	2,1	6,6	52,0
1:1:0,5	14,6 – 14,6 – 7,1	36,3	1,31	6,6	6,9	52,6
1:0,7:1	10,5 – 7,5 – 10,2	28,2	1,24	2,3	6,8	52,9
1:1:0	18,4 – 18,5 – 0	36,9	1,26	6,0	6,5	52,2
1:2,5:0	11,5 – 29,3 – 0	40,8	1,37	23,9	6,7	52,3

1.2. Основные требования к машинам для внесения удобрений, классификация и основные характеристики средств механизации

1.2.1. Требование к питателям, принципы их действия

Машины, предназначенные для измельчения, просеивания, смешивания и внесения удобрений в почву, оборудуются питателями, служащими для приема удобрений и подачи их в заданном количестве к рабочему органу. Обычно питатель состоит из бункера и питающего аппарата (механизма) с дозирующим устройством, обеспечивающим бесперебойную подачу удобрений из бункера на рабочий орган. Иногда в оборудование питающего ме-

ханизма входят различного типа побудители, предназначенные для систематического разрыхления удобрений в бункере. Основным технологическим требованием к питателям является обеспечение равномерной подачи удобрений из бункера на основной рабочий орган машины независимо от уровня удобрений в бункере и внешних условий. Неравномерность подачи удобрений из бункера на основной рабочий орган не должна превышать $\pm 15\%$ для питателей машин по внесению удобрений.

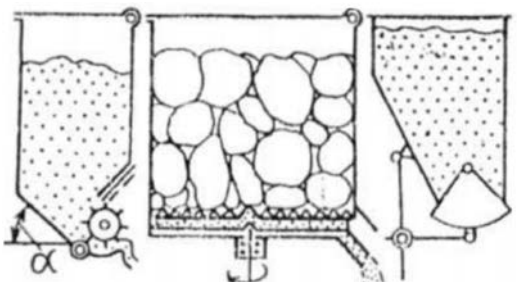
От питателя требуется, чтобы он легко и надежно настраивался на подачу любого, требуемого по агротехнике, количества удобрений в единицу времени; был работоспособным на возможно большем ассортименте удобрений; быстро и начисто опорожнялся и допускал удобную очистку бункера и рабочих органов от удобрений; не допускал потери удобрений, при надежном осуществлении технологического процесса; потреблял как можно меньше энергии; обладал высокой долговечностью и надежной защитой от коррозии.

1.2.2. Классификация питателей

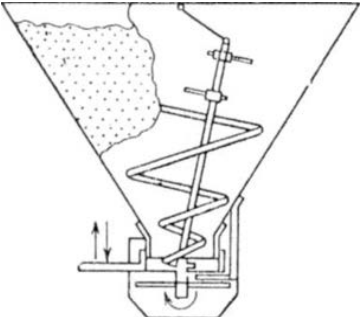
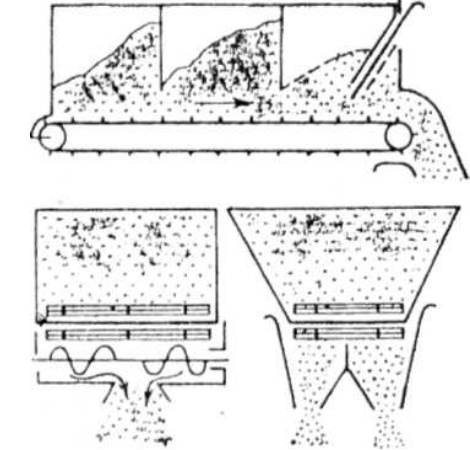
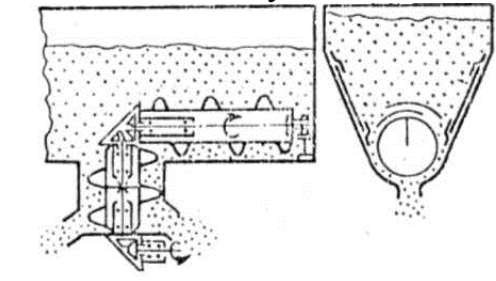
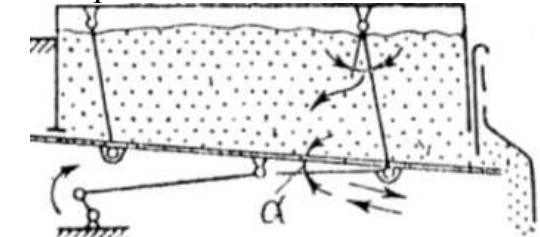
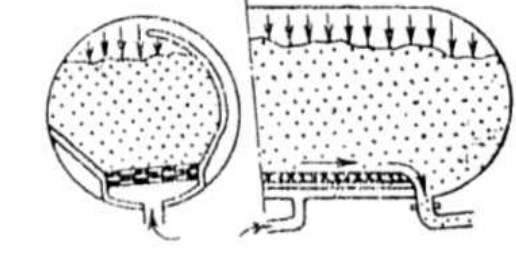
По способу подачи сыпучих удобрений к основному исполнительному рабочему органу все питатели можно разделить на три группы: гравитационные, принудительные и комбинированные.

Классификация питательных устройств приведена в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Классификация питателей по Назарову С. И.

Тип питающего механизма	Характер движения рабочих органов	Способ регулировки подачи
Гравитационные питатели		
Бункерный 	Удобрения поступают самотеком	Размерами бункера или сечением выходного отверстия
Бункерный поворотный 	Поворот бункера относительно продольной или поперечной горизонтальной оси	Сечением выходного отверстия

Принудительные питатели		
<p>Толкающий с подвижным днищем</p> 	Поступательный толкающий	Скоростью движения днища
<p>Волочащий с редкопланчатым транспортером и подпорной стенкой</p> 	Поступательный волочащий	Скоростью движения транспортера с подпорной стенкой
<p>Несущий со сплошным транспортером и подпорной стенкой</p> 	Поступательный несущий	Скоростью движения сплошного транспортера с подпорной стенкой
Комбинированные питатели		
<p>Баночно-тарельчатый</p> 	Вращательный вокруг вертикальной оси	Сечением выходной щели и скоростью вращения тарелки
<p>Бункерно-тарельчатый с побудительной доской</p> 	Вращательное движение тарелок и возвратно-поступательное движение побудителя	Сечением выходной щели и скоростью вращения тарелки

<p>Бункерно-тарельчатый со стержневыми спиральными побудителями</p> 	<p>Вращательное движение тарелки и побудителей</p>	<p>Зазором между тарелкой и нижней кромкой бункера, а также скоростью вращения тарелки</p>
<p>Транспортерный с пассивным или активным дозатором</p> 	<p>Тяговый</p>	<p>Скоростью движения транспортера и сечением выходной щели</p>
<p>Шнековый с побудителем</p> 	<p>Винтовой</p>	<p>Скоростью вращения шнека и сечением выходной щели в желоб</p>
<p>Вибрационный</p> 	<p>Колебательный</p>	<p>Амплитудой колебания и сечением выходной щели</p>
<p>Аэрационный</p> 	<p>Под действием воздушного потока</p>	<p>Сечением выходного отверстия и давлением воздушного потока</p>

Бункерно-тарельчатые питатели с побудителем хорошо работают на сравнительно сухих гранулированных удобрениях и оказываются неработоспособными (из-за образования сводов) на удобрениях с повышенной влажностью.

Шнековые питатели могут применяться только на хорошо сыпучих удобрениях. Основным недостатком, из-за которого этот тип питателей не нашел распространения на машинах отечественного производства, является то, что шнек, взаимодействуя с удобрениями, интенсивно перемешивает их, в результате чего суперфосфат или его смесь с азотными удобрениями быстро превращается в вязкую, плохо сыпучую массу. Кроме того, шнек способен разрушать гранулы, защемляя их в зазоре между дном желоба и кромкой витков.

1.3. Технические средства внесения жидких комплексных удобрений (ЖКУ)

Базисный раствор ЖКУ марки 10–34–0 имеет сложный химический состав и содержит аммонийные соли полифосфорных кислот. Суммарное содержание питательных веществ в таких удобрениях – 44%.

Плотность ЖКУ при температуре 20°C равна $1,4 \pm 0,03$ г/см³, динамическая вязкость 50 мПа·с. С повышением или понижением температуры вязкость соответственно понижается или повышается. Этот показатель существенно влияет на устойчивость протекания технологических процессов. Температура кристаллизации не выше – 18°C.

Продукт имеет низкую упругость паров. С открытых поверхностей он не теряет питательных веществ. Это свойство позволяет вносить ЖКУ на поверхность почвы и хранить их в негерметичных емкостях.

На основе базисного раствора ЖКУ можно приготовить суспензии с различным содержанием питательных веществ, прозрачные растворы и суспензии обладают повышенной коррозионной, а суспензии – абразивной способностью.

Вносят ЖКУ разбрызгиванием по поверхности почвы с последующей заделкой их плугами, культиваторами, боронами и локально при посеве и в междурядную подкормку, используют также для обогащения поливной воды и жидкого навоза.

По способу внесения ЖКУ применяемые машины бывают для поверхностного внесения, внутрипочвенного и универсальные. По способу агрегатирования – самоходными, прицепными, навесными, а также применяется

сельскохозяйственная авиация. Сравнительные характеристики машин, применяемых для внесения жидких удобрений, приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Сравнительные показатели машин для внесения жидких удобрений

Марка	Показатели				
	Ширина захвата, м	Масса, кг	Производительность, га/ч	Потребная мощность, кВт	Материалоемкость, кг/м
ПЖУ - 2,5	15...25	1740	23,1	9	87
ПЖУ - 5	15...25	3745	15/25	15	187
ПЖУ - 9	15...25	4500	15/25	15	225
Пам - 3000 (Фр.)	18	2480	30	15	138
Пам - 6000 (Фр.)	18	3430	30	15	190
БИГ - А - 4500 (США)	18,5	11230	55	25	607
БИГ - А - 2500 (США)	18,5	7500	55	25	405
Терра - Гейтор 2505(США)	24	12700	55	25	529
Терра-Гейтор 1630 (США)	18,5	7930	55	25	429
ПОУ	до 15	600	0,85...4,5	9	46
ОПШ-15	16,5	980	13,5...16,6	9,5	60
ОН-400	13,5	327	8,5	9,5	24
ОП-2000-2-01	18...22,5	1650	15...25	9,5	84
ПОМ-630-2	16,5	550	6,4	5	33
РЖТ-4	10	2500	1,5...2,0	14,7...18,4	250
РЖТ-8	10...12	3650	3...4	29,4...36,8	304
РЖТ-16	10...12	6300	7...8	36,8...51,5	625
АБА-0,5 м	4,2	1150	1,4...2	5	273
АН-2	14...22	5250	42	–	238
АН-2М	20...30	5500	67	–	238
М-15	20...40	5300	74	–	221
Ми-1	20	2470	12,2	–	123
Ми-2	20	3550	24,7	–	178
Ка-26	20	3250	25,4	–	163

Самоходные и прицепные машины в качестве распределяющего рабочего органа имеют широкозахватную штангу, оборудованную форсунками (рисунок 1.1).

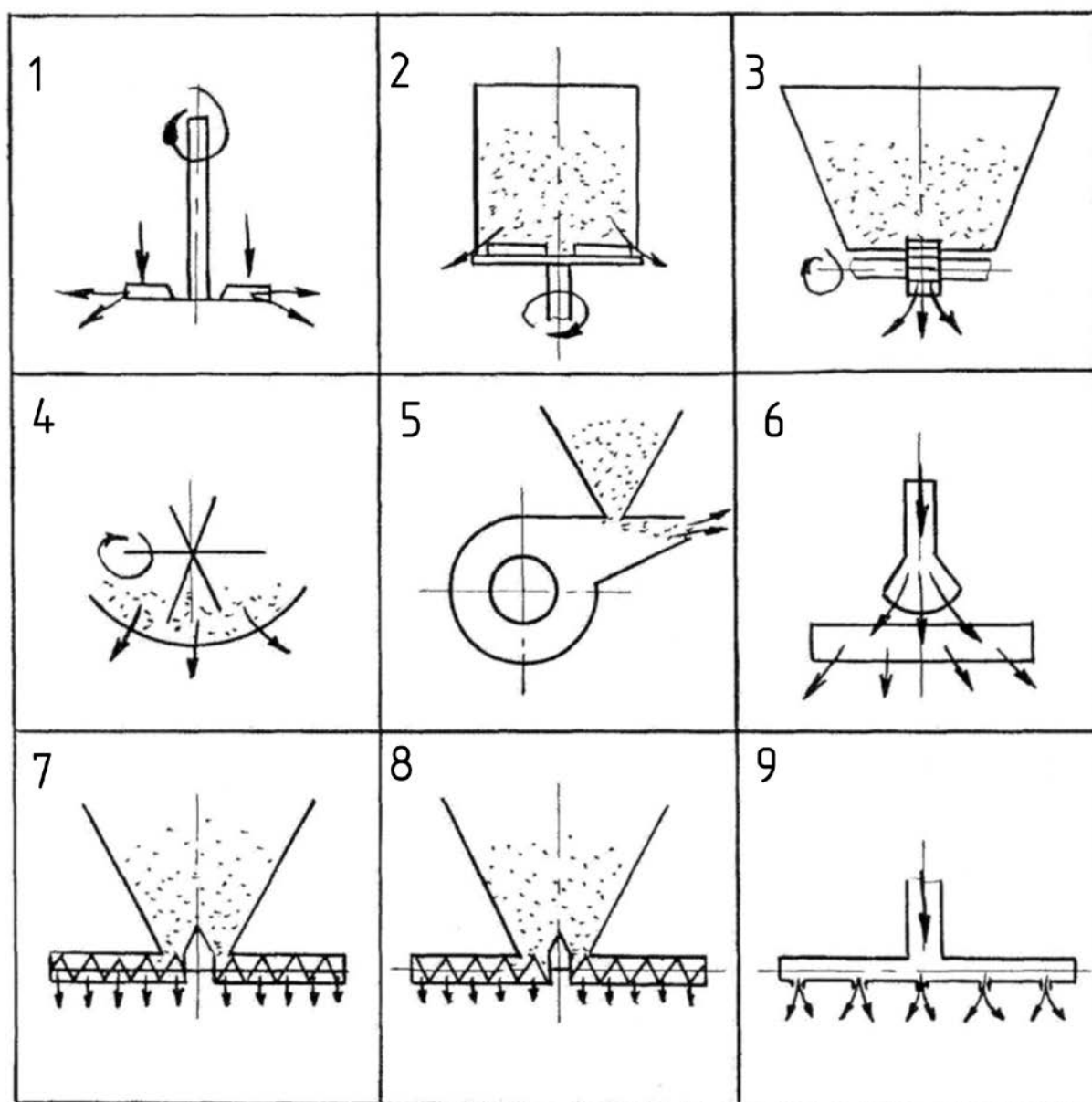


Рисунок 1.1 – Рабочие органы разбрасывателей для поверхностного внесения удобрений: 1 – центробежный; 2 – тарельчатый; 3 – катушечный; 4 – швырялка; 5 – пневматический; 6 – вылив по лотку; 7 – шнековый; 8 – спиральный; 9 – высоконапорная штанга

При этом для суспендированных удобрений наименьший диаметр отверстия форсунки, не вызывающий опасности засорения, должен быть не менее 4 мм. Чтобы получить тонкий распыл ЖКУ и равномерность их внесения, необходимо, чтобы требуемый расход удобрений обеспечивался при давлении не менее 0,3 МПа. Для создания такого давления требуется затратить до 20 кВт мощности двигателя на привод насосного агрегата. Так как ЖКУ обладает высокой вязкостью, то при транспортировании по коллектору штанги, давление в значительной мере снижается. Такой перепад давления по длине штанги приводит к различному расходу удобрения через форсунки, снижению качества внесения, что непосредственно сказывается на

урожайности сельскохозяйственных культур.

По данным опытных станций Великобритании, в результате неравномерного внесения удобрений ежегодно теряется свыше 13 % урожая сахарной свеклы, 16 % сена, до 16 % картофеля и зерна. Эффективность действия удобрений снижается на 13 % и более.

Из серийных опрыскивателей для внесения ЖКУ применяются ПОУ, ОПШ-15, ПОМ 630-2, а также переоборудованные навозоразбрасыватели. Эти машины оборудуются специальными штангами, имеющими самую различную конструкцию, порой очень примитивную. Поэтому штанги, как правило, ненадежны в работе и конструктивно не отвечают требованиям производства. Распылители от машин ЖКУ, ОПШ и ПОМ-630-2 мало приспособлены для работы с суспендированными ЖКУ.

Для поверхностного внесения ЖКУ промышленность выпускает специализированные подкормщики ПЖУ-5 и ПЖУ-9, которые оборудованы широкозахватными штангами.

Экспериментальными исследованиями, проведенными в течение ряда лет ВИУА, СКФ ВИМ и другими институтами, установлено, что выпускаемая промышленностью широкозахватная штанга с производственными дефлекторными распылителями не обеспечивает качественного внесения ЖКУ марки 10-34-0. Хотя неравномерность распределения жидкости по отдельным распылителям штанги обычно не превышает допустимую величину (10%), фактическая неравномерность была выше нее в 3...4 раза. Основная причина – падение давления по длине штанги вследствие высокой вязкости ЖКУ. Падение давления по длине штанги приводит к увеличению поперечной неравномерности внесения. Для устранения поперечной неравномерности внесения, применяются штанги со ступенчатым уменьшением площади поперечного сечения трубы, а также штанги с распылителями, диаметр которых к концам штанги увеличивается. Но, как показала практика использования этих штанг, достичь таким способом приемлемого качества внесения ЖКУ при интенсивных технологиях не удается.

Для внутрипочвенного внесения ЖКУ из серийных машин применяют подкормщик ПЖУ-2,5, подкормщики-опрыскиватели ПОУ и ПОМ-630-2 в агрегате с культиватором. Как показывают исследования, проведенные в ВИУА, что при использовании на внесении ЖКУ штанги шириной захвата 15 и в сравнении с внутрипочвенным внесением под культиватор 4,5 метрового захвата в 2...2,5 раза увеличивается производительность машин и почти в двое снижаются затраты труда и средств на внесении удобрений.

Кроме наземных машин на внесении ЖКУ применяет сельскохозяйственную авиацию. Для этого используют серийную аппаратуру, предназначенную для разбрызгивания жидких химикатов. Однако большие материальные затраты на строительство аэродромов с твердым покрытием при низком качестве внесения, трудностях выборочной обработки полей в целях дробного внесения и при этом низкая экологичность - все это ограничивает применение авиации для внесения ЖКУ.

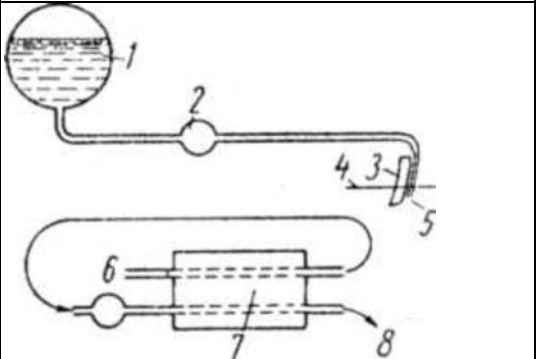
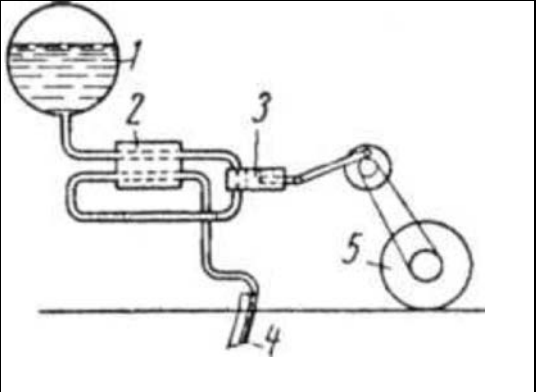
На основании проделанного анализа установлено, что наиболее эф-

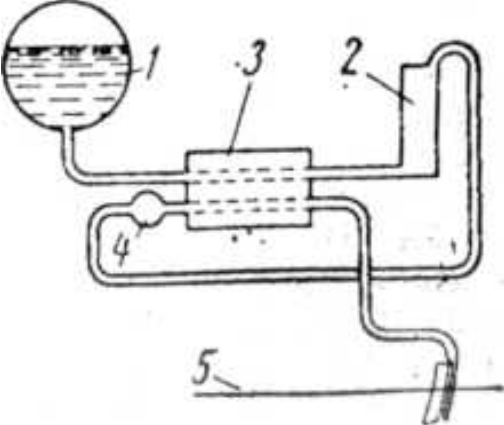
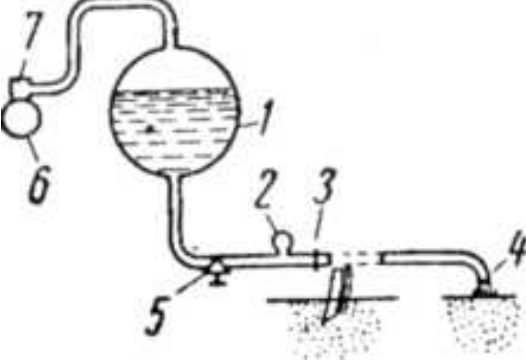
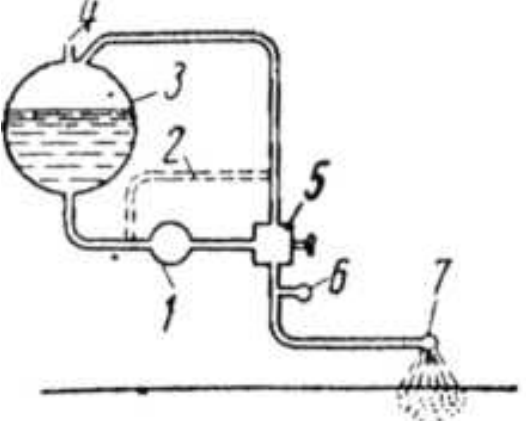
фективным способом внесения ЖКУ при интенсивных технологиях возделывания является поверхностный с применением штанговых разбрасывателей. Однако существующие машины не позволяют качественно выполнить внесение ЖКУ из-за несовершенства рабочих органов. Одной из причин низкого качества внесения является падение давления жидкости по длине штанги вследствие высокой вязкости ЖКУ, приводящее к увеличению поперечной неравномерности.

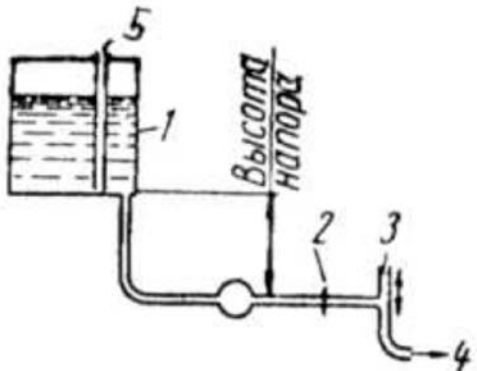
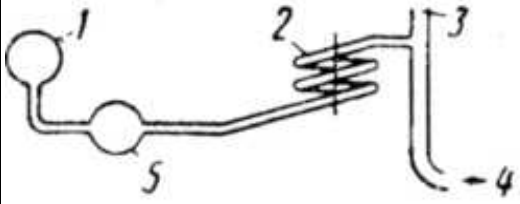
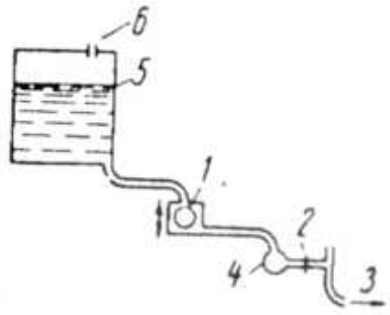
1.3.1. Технологические схемы машин для внесения жидких удобрений

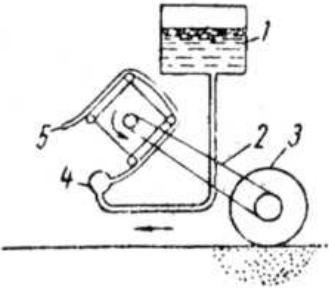
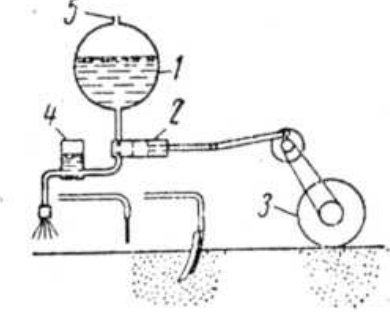
Технологические схемы машин для внесения жидких удобрений приведены в таблице 1.10.

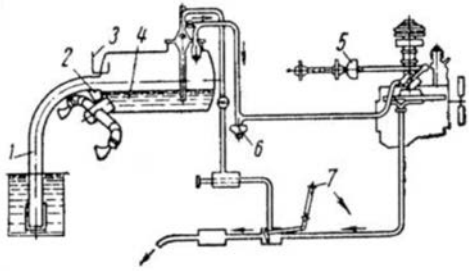
Таблица 1.10 – Технологические схемы машин для внесения жидких удобрений

Схема	Особенности	Основные требования к конструкции
 <p>1 – резервуар; 2 – дифференциальное дозировочное устройство; 3 – подкормочный сошник; 4 – поверхность почвы; 5 – отверстие для выхода аммиака; 6 – трубопровод подачи аммиака из резервуара; 7 – теплообменник; 8 – трубопровод подачи аммиака к подкормочному сошнику.</p>	<p>Высокое давление аммиака используется дифференциальным устройством для создания постоянного перепада давления, поддерживаемого у выхода из подкормочного сошника или на распределителе. Резервуар рассчитывают на избыточное давление до 20 ат.</p>	<p>Длина шлангов, соединяющих распределитель с трубками у подкормочных ножей, должна быть одинаковой.</p>
	<p>Дозирующие насосы с переменной величиной хода поршня. Привод от ходовых колес машины. Теплообменник позволяет понизить температуру аммиака и свести к</p>	<p>Производительность насоса должна быть 450 кг безводного аммиака в 1 ч.</p>

<p>1 – резервуар; 2 – теплообменник; 3 – насос; 4 – отверстие для выхода аммиака; 5 – ходовое колесо машины</p>	<p>минимуму уменьшение плотности потока жидкости.</p>	
 <p>1 – резервуар; 2 – ротаметр; 3 – теплообменник; 4 – регулятор давления; 5 – поверхность почвы</p>	<p>Для измерения расхода жидкости используют специальные приборы-ротаметры.</p>	<p>Необходим теплообменник для предотвращения попадания аммиака в ротаметр.</p>
 <p>1 – резервуар; 2 – манометр; 3 – регулируемое отверстие; 4 – форсунка; 5 – запорный клапан; 6 – компрессор; 7 – редукционный клапан.</p>	<p>Резервуар герметичный, выдерживающий рабочее давление до 1 ат. Аммиачная вода под давлением, создаваемым компрессором, поступает в почву через шланги и сошники. Для равномерного поступления жидкости применяют распределитель.</p>	<p>Изготовление деталей арматуры из меди или ее сплавов не допускается.</p>
 <p>1 – насос; 2 – перепускной</p>	<p>Давление создает насос (шестеренчатый, поршневой, центробежный) с приводом от вала отбора мощности трактора или от двигателя. Постоянное давление жидкости поддер-</p>	<p>Производительность насоса при минимальном давлении 6 л/мин и более. Изготовление деталей из меди и ее сплавов не допускается.</p>

<p>шланг; 3 – резервуар; 4 – отверстие для воздуха; 5 – редукционный клапан; 6 – манометр; 7 – форсунка или подкормочный сошник.</p>	<p>живает редукционный клапан, который возвращает излишек жидкости из насоса в резервуар.</p>	
 <p>1 – резервуар; 2 – регулируемое отверстие; 3 – трубка для притока воздуха; 4 – к подкормочным ножам или форсункам; 5 – открытая трубка для воздуха.</p>	<p>Дозировка жидких удобрений при внесении их в почву осуществляется изменением регулируемых отверстий для выхода жидкости из подкормочных ножей. Количество вносимых удобрений можно регулировать также изменением скорости движения машины.</p>	<p>Все шланги, соединяющие распределитель с рабочими органами, должны иметь одинаковую длину и внутренний диаметр.</p>
 <p>1 – резервуар; 2 – капиллярная трубка; 3 – приток воздуха; 4 – выход жидкости; 5 – распределитель.</p>	<p>Жидкость из резервуара поступает в распределитель, а затем через капиллярную трубку к рабочим органам.</p>	<p>Количество вносимых удобрений изменяют сменой капиллярных трубок различных диаметров и длины.</p>
 <p>1 – поплавковая камера; 2 – регулируемое отверстие; 3 – к подкормочным ножам или форсункам; 4 – распределитель; 5 – резервуар; 6 – отверстие для воздуха.</p>	<p>Из резервуара жидкость через поплавковую камеру поступает к распределителю, а затем к рабочим органам машины.</p>	<p>Положение поплавковой камеры выбирает конструктор; для регулирования величины напора жидкости оно может меняться.</p>

 <p>1 – резервуар; 2 – цепная передача; 3 – ходовое колесо машины; 4 – распределитель; б – подвод к подкормочному ножу.</p>	<p>Жидкость поступает из резервуара к насосу самотеком, а затем подается насосом к рабочим органам.</p>	<p>Шланговый насос должен монтироваться на 30 см ниже бака. Число оборотов барабана 50 –400 в минуту.</p>
 <p>1 – резервуар; 2 – насос порционного действия; 3 – привод насоса; 4 – трубопровод-коллектор; 5 – отводы к рабочим органам; 6 – жиклеры; 7 – питательные трубки.</p>	<p>Порции жидкости подаются к питательным трубкам сошников поршневым или диафрагменным насосом. Подача жидкости в почву осуществляется при включении привода насоса к зоне расположения гнезд семян. Дозирование жидкости осуществляется изменением величины хода штока насоса.</p>	<p>Для получения четкой отсечки порций жидкости отводы изготовляются из жестких шлангов, а жиклеры устанавливаются перед питательными трубками сошников.</p>
 <p>1 – резервуар; 2 – дозирующий поршневой насос; 3 – ходовое колесо машины; 4 – уравнильный бачок; 5 – отверстие для воздуха.</p>	<p>Дозирует жидкость поршневой насос с переменной величиной хода поршня.</p>	<p>Для выравнивания давления необходимо установить уравнильный бачок.</p>

 <p>1 – заборный шланг; 2 – затвор регулировочного устройства; 3 – затвор заборного шланга; 4 – резервуар; 5 – забор жидкости с помощью создания вакуума в цистерне; 6 – отстойник; 7 – нагнетатель.</p>	<p>Навозная жижа и водные растворы полных минеральных удобрений (содержащих азот, фосфорную кислоту и окись калия) можно дозировать и подавать к рабочим органам машин при помощи любых устройств, применяющихся для аммиачной воды и аммиака, а также созданием давления в баке. Наполнение цистерн жидкостью происходит за счёт вакуума во впускном коллекторе двигателя трактора.</p>	<p>Рабочее давление в цистерне при разливе должно быть 0,5 – 1,2 ат.</p>
---	--	--

1.3.2. Подкормщики жидкими комплексными удобрениями

Подкормщик ПЖУ-2,5 (рисунок 1.2) предназначен для поверхностного внесения ЖКУ, сплошного поверхностного внесения растворов пестицидов на почву или посевы и внутрпочвенного внесения аммиаков и водного аммиака с заделкой их в почву культиваторами. Подкормщик ПЖУ-2,5 состоит из цистерны, подвески со складывающейся штангой, всасывающей и напорной систем, заборного рукава, ходовой части, пенного слепоуказателя, гидравлической, пневматической и электрической систем, пульта управления.

Цистерна – сварная, цилиндрической формы, изготовлена из нержавеющей стали. Вверху цистерны имеется горловина с люком, предназначенным для осмотра и очистки.

Центробежный насос марки Х-45/31Д предназначен для создания давления в напорной системе, перемешивания жидкости в цистерне с помощью гидросмесителя. Привод насоса осуществляется от ВОМ трактора через карданную передачу.

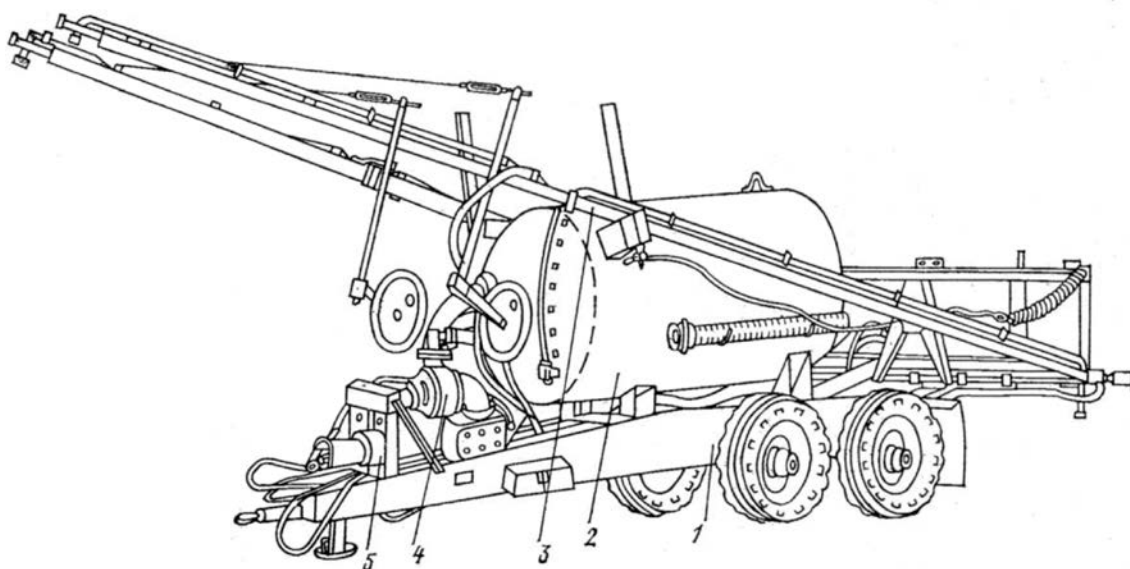


Рисунок 1.2 – Машина для внесения жидких комплексных удобрений ПЖУ-2,5: 1 – рама; 2 – бак; 3 – широкозахватная штанга; 4 – насос; 5 – карданная передача и привод насоса

Техническая характеристика ПЖУ-2,5

Тип машины	Прицепная	
	Поверхностный	Внутрипочвенный
Способ внесения удобрений	Поверхностный	Внутрипочвенный
Производительность за 1 ч чистой работы, га	16 – 22,5	3,2 – 4,5
Грузоподъемность, кг	2500	2500
Емкость цистерны, л	2000	2000
Ширина внесения удобрений, м	16,2 – 28,5	2,8 – 5,6
Глубина внесения, см	–	8 – 12
Доза внесения, кг/га: жидких удобрений	140 – 1500	140 – 1000
пестицидов	75 – 300	–
Неравномерность внесения по ширине, %	3,5-9,4	4,3 – 13,4
Рабочая скорость, км/ч	8 – 12	8,0
Габариты в транспортном положении, мм:		
длина	7250	7500
ширина	3075	По ширине культиватора
высота	2470	2200
Тип насоса	Центробежный с приводом от ВОМ трактора	
Марка насоса	Х - 45/31Д	
Частота вращения вала насоса, с ⁻¹	50	50

Подача насоса, л/мин	400	400
Напор, МПа	0,6	0,6
Тип рабочего органа	Штанга	Культиватор КПС-4-02 КРН-4,2
Агрегатирование	Трактор МТЗ-80, МТЗ-82	
Масса снаряженной машины	1740 (1750, 1350)	2228
Колея машины, мм	1370	1370
Тип и размер шин	1065×420×457	
Масса машины, кг	1740	2228

Рама подкормщика – сварная, из лонжеронов гнутого профиля. Подвеска прицепа не поддрессорена. Штанга машины ПЖУ-2,5 – навесная, состоит из пяти шарнирно соединенных секций: центральной, двух промежуточных и двух крайних. Каждая секция имеет дефлекторные распылители, прикрепленные к штанге хомутами. В вертикальной плоскости секции расчаливают канатами и пружинными амортизаторами.

Разновидности подкормщика ПЖУ-2,5 приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Разновидности подкормщика ПЖУ-2,5

Показатель	ПЖУ-2,5-01		ПЖУ-2,5-02	МГУС-2,5	МВУ-2000
	поверхностное внесение	внутрипочвенное внесение			
Производительность за 1 ч основного времени га	14,7 – 22,5	3,36 – 4,5	2,3 – 4,7	2,0 – 4,0	0,75 – 2,0
Ширина захвата, м	16,2 – 22,5	2,8 – 5,6	3,6 – 4,8	4,0 – 8,0	2,5 – 4,0
Глубина внесения, см	5 – 8	8 – 12	16	15 – 40	20 – 40
Норма расхода рабочей жидкости, л					
пестицидов	75 – 300	–	600 – 2400		
жидких удобрений	300 – 1500			300 – 1500	300 – 750
Рабочая скорость, км/ч	8 – 12	8,0	5,6 – 8,9	2,5 – 5	3 – 5
Агрегатирование	МТЗ-80/82 ДТ-75, ДТ-75М		МТЗ-80/82, Т-70В	МТЗ-80/82, Т-70В	МТЗ-80/82, Т-70В

Вместимость цистерны, л	2000		2000	2000	2000
Подача насоса, л/мин	400		400	400	400
Напор, МПа	0,6		0,6	0,6	0,6
Потребляемая мощность, кВт	25	33	33	33	33
Габариты в транспортном положении, мм:					
длина	7200	7500	7500	7200	7000
ширина	2500	По культиватору	По культиватору	4000	4000
Рабочий орган	2200	2200	2200	1900	1900
Рабочий орган		КРН-5,6			
Масса, кг	1300	1700	1350	2320	2320

1.4. Спиральные винты Рычкова

В работе для подкормки минеральными удобрениями ягодных кустарников во ВНИМС разработано туковысеивающее устройство, в котором транспортирующий и дозирующий участки выполнены соответственно из отдельных ленточной и пружинной спиралей (рисунок 1.3).

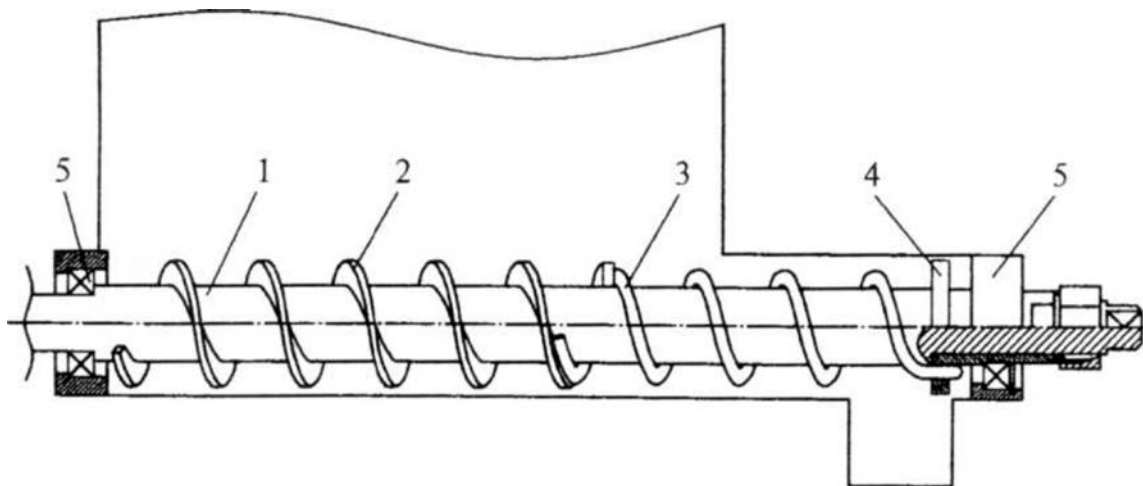


Рисунок 1.3 – Схема спирально-шнекового дозатора с регулируемым шагом спирали

Для изменения дозируемой подачи удобрений предварительно разрывается кинематическая связь между приводом дозатора и его валом 1, установленным в подшипниковых опорах 5. Посредством стопорного элемента цапговый зажим 4 выводится из зацепления с валом, после чего через свободный конец вала ручным инструментом осуществляется его вращение в том или ином направлении. При этом одновременно цапговый зажим удерживается от возможного поворота. Таким образом, при регулировочном

вращении вала упругая дозирующая спираль 2, входящая в зацепление своим концом с цанговым зажимом, не вращается. В процессе ручного поворота вала совместно с ним вращается ленточная спираль 2, посредством которой навинчивается или свинчивается противоположный конец дозирующей спирали по виткам жесткой ленточной спирали и спираль в зоне выгрузного патрубка растягивается или сжимается.

Использование данного дозатора сдерживается отсутствием достоверной методики расчета его производительности. Разработанная модель рабочего процесса спирально-шнекового дозатора подобна процессу транспортирования сыпучего материала винтовым питателем при полном заполнении его межвиткового пространства и основана на предположении о том, что при осевом перемещении потока сыпучего материала его частицы движутся по винтовым линиям.

За один оборот винта частицы груза перемещаются в осевом направлении на расстояние

$$l_i = \frac{S \cos \alpha_i \cos(\alpha_i + \varphi_B)}{\cos \varphi_B}, \quad (1.3)$$

где S – шаг винта; α_i – угол наклона винтовой линии на радиусе R_i винта ($\alpha_i = S/2\pi R$); φ_B – угол трения транспортируемого материала по поверхности винта.

За каждый оборот винта частица груза одновременно с осевым перемещением смещается по радиусу вокруг оси винта на некоторое расстояние (рисунок 1.4).

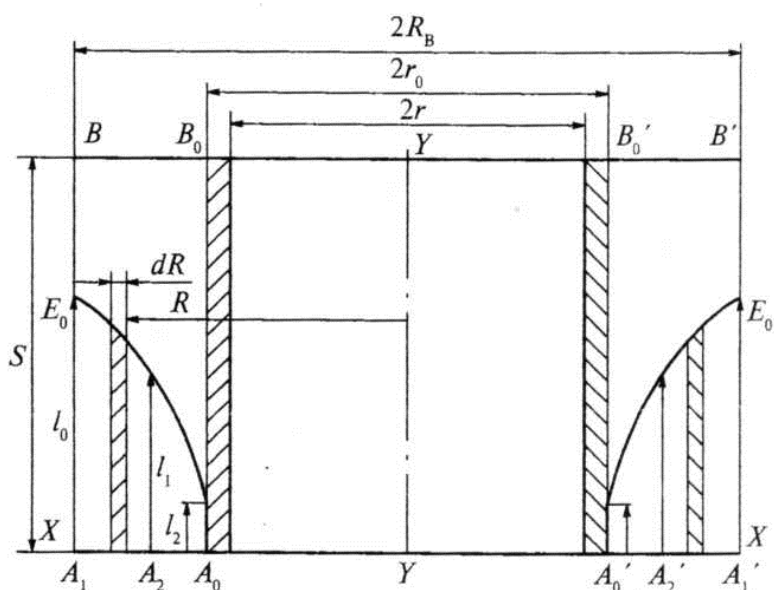


Рисунок 1.4 – Схема к расчету производительности винтового питателя

В продольном сечении винта переменное осевое перемещение частиц груза соответствует ординатам $Y_i=l_i$, ограниченным осью $X - X$ и кривой A_0E_0 . В центральной же части вдоль вала винта может образоваться неподвижная (пассивная) зона $A_0B_0B_0A_0$, где частицы, вращаясь вместе с валом, не перемещаются в осевом направлении. Радиус этой неподвижной зоны $r_0 = Stg\varphi_B/2n$.

Приняв допущение, что при коэффициенте заполнения винта, равном 1, отдельные частицы незначительно влияют на осевое и радиальное перемещение потока, формулу (1.3) можно считать достоверной для определения осевого перемещения потока насыпного груза и производительности винтового питателя. В этом случае объем груза, перемещаемый винтом за один оборот, соответствует объему тела, образованного вращением плоскости $E_0A_0A_1$ вокруг продольной оси винта (рисунок 1.4).

Объем указанного тела вращения

$$V_0 = \int_{r_0}^{R_B} 2\pi R l_0 dR, \quad (1.4)$$

$$\text{где } r_0 = \begin{cases} r, & r \geq \frac{Stg\varphi_B}{2\pi}; \\ \frac{Stg\varphi_B}{2\pi}, & r < \frac{Stg\varphi_B}{2\pi}; \end{cases} \quad r - \text{ радиус вала винта.}$$

После преобразований и интегрирования получим выражение для расчета объемной часовой производительности винтового питателя

$$V = 60\pi S n \left[\left(R_B^2 - r_0^2 \right) - \frac{S^2}{4\pi^2} \ln \frac{R_B^2 + S^2 / 4\pi^2}{r_0^2 + S^2 / 4\pi^2} - \frac{S}{\pi} tg\varphi_B (R_B - r_0) + \frac{S^2 tg\varphi_B}{2\pi^2} \operatorname{arctg} \frac{2\pi S (R_B - r_0)}{S^2 + 4\pi^2 R_B r_0} \right], \quad (1.5)$$

где R_B – внешний радиус винта; n – частота вращения винта.

В этом выражении можно пренебречь значениями второго и четвертого членов в квадратных скобках, тогда формула для расчета производительности винтового питателя примет вид, удобный для использования в практических целях:

$$V = 60\pi S n (R_B - r_0) \left[(R_B + r_0) - \frac{S}{\pi} tg\varphi_B \right]. \quad (1.6)$$

Данная формула приемлема для расчета производительности винтовых питателей с тонкой ленточной спиралью. Для дозатора, выполненного

из проволоки с круглым сечением, формула производительности с учетом объема спирали примет вид:

$$V_{\pi} = 60\pi n \left\{ S(R_B - r_0) \left[(R_B + r_0) - \frac{S}{\pi} \operatorname{tg}\varphi_B \right] - \frac{d_{\text{пр}}^2}{4} \sqrt{\pi^2 (2R_B - d_{\text{пр}})^2 + S^2} \right\}, \quad (1.7)$$

где $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки спирали.

В зависимости (1.7) производительность спирально-шнекового дозатора определяется шестью параметрами: частотой вращения, наружным и внутренним радиусами спирали, шагом спирали, углом трения насыпного груза по поверхности спирали и толщиной спирали (диаметром проволоки).

Характерные зависимости производительности спирально-винтового дозатора от шага спирали, полученные по результатам расчетов по формуле (1.7) с нанесенными на них экспериментальными данными тарирования дозатора, представлены на рисунке 1.5.

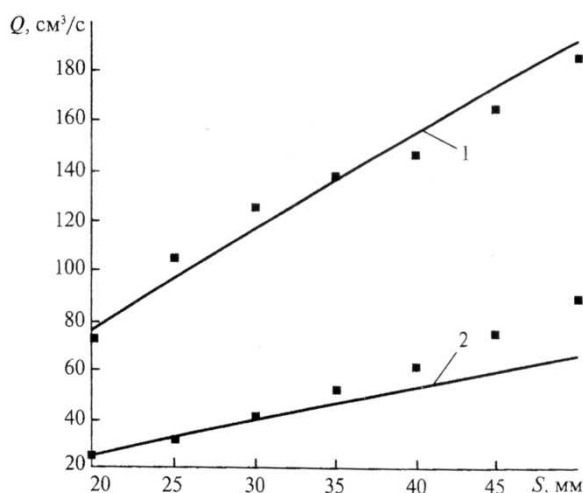


Рисунок 1.5 – Зависимость производительности Q спирально-шнекового дозатора от шага S спирали при $R_B = 31$ мм; $r_0 = 23,5$ мм; $\varphi_B = 23^\circ$; $d_{\text{пр}} = 5$ мм; $n = 220$ мин⁻¹ и $n = 90$ мин⁻¹ ■ – экспериментальные значения Q

Проведенные исследования подтвердили удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных данных в диапазоне соотношений шага и диаметра спирали $S/D = 0,4...0,8$ и, соответственно, возможность использования разработанного метода расчета производительности спирально-шнековых дозаторов для практических целей.

1.5. Устройство для внесения минеральных удобрений Ростовского филиала РИАМА

Повысить равномерность подачи удобрений можно, если устранить их

зависание. В Ростовском филиале Российской инженерной академии менеджмента и агробизнеса (В. П. Трембич и др.) для этого усовершенствовали устройство (рисунок 1.6).

Устройство содержит емкость 1 для удобрений с регулируемым выгрузным окном 2 и высевающим аппаратом, в виде установленной на валу цилиндрической пружины 4. На валу 3 внутри пружины с зазором между ними размещена цилиндрическая втулка 5 с наружным диаметром, меньшим внутреннего диаметра пружины. Внутри емкости над концом вала в зоне выгрузного окна закреплен козырек б, а в ее средней части установлен датчик уровня удобрений 7.

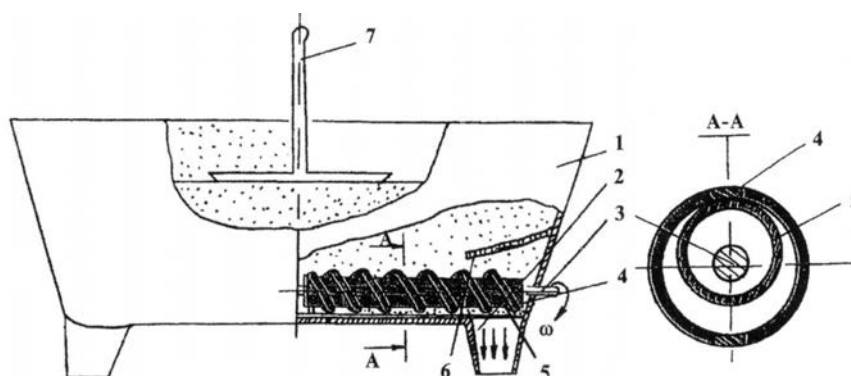


Рисунок 1.6 – Дозатор: 1 – ёмкость для удобрений; 2 – выгрузное окно; 3 – вал; 4 – пружина; 5 – втулка; 6 – козырек; 7 – датчик уровня удобрений

При движении, например, культиватора по полю удобрения заполняют межвитковое пространство пружины и транспортируются ею при вращении вала к выгрузному окну и далее в тукопровод. При этом втулка и пружина совершают в вертикальной плоскости вынужденные колебания, которые разрушают уплотненные слои удобрений и устраняют их пульсирующую подачу к выгрузному окну для последующей равномерной заделки в почву (патент РФ № 2123249, кл. А01 С 15/16, 1996 г.).

1.6. Штанговый распределитель минеральных удобрений ЦНИИМЭСХ НЗ СССР

Общий вид штангового распределителя удобрений приведен на рисунке 1.7.

С целью улучшения равномерности распределения удобрений, он снабжен пластинчатым распределяющим аппаратом с поперечными распределяющими пластинами, шарнирно установленными на штанге у высевных окон с возможностью колебания в продольном направлении (рисунок 1.8).

Распределяющие пластины соединены в блок, причем одна из пластин каждого блока выполнена в виде двулевого рычага, один конец которого

пропущен через высевное окно с возможностью взаимодействия с гибкой спиралью, а остальные пластины блока выполнены одноплечими и связаны с вторым концом двуплечего рычага посредством тяги.

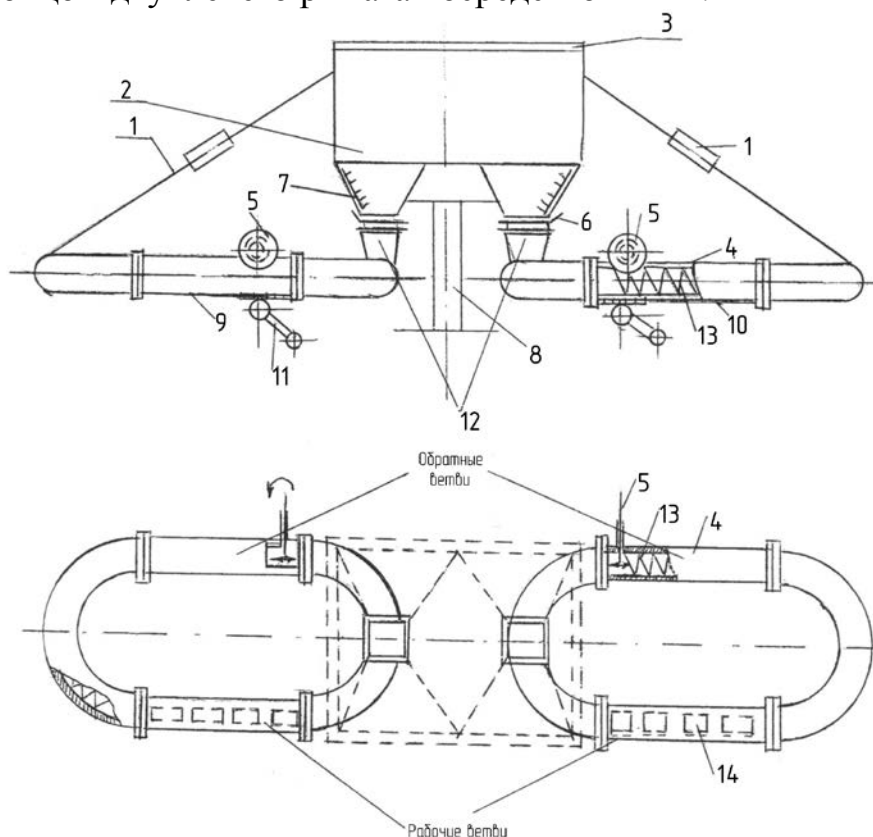


Рисунок 1.7 – Общий вид штангового распределителя удобрений:

1 – Растяжки, 2 – бункер, 3 – сетка, 4,9 – штанги, 5 – приводы, 6 – заслонки, 7 – ворошитель, 8 – рама, 10 – тяги, 11 – регулировочное устройство, 12 – приемные лотки, 13 - спиральная пружина, 14 – высевные отверстия

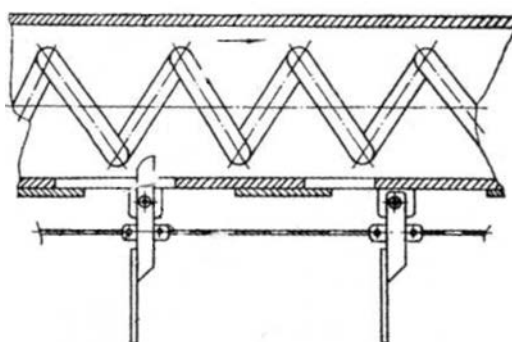


Рисунок 1.8 – Распределитель ЦНИИМЭСХ НЗ СССР

1.7. Существующие теории расчета спирально-винтовых устройств

Производительность горизонтального односпирального гибкого шнека в работе Шкляра Ю. Л., Вачагина К. Д., Александровского А. А., Шкляра Л. А. определяется решением задачи в случае степенного закона течения ано-

мально вязкой жидкости в гибком шнеке.

Уравнение движения аномально вязкой жидкости в случае отсутствия противодавления в шнеке:

$$\frac{\partial T_x}{\partial x} + \frac{\partial T_y}{\partial y} = 0. \quad (1.7.1)$$

Положим $r_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad r_y = \frac{\partial u}{\partial y},$

где τ_x и τ_y – соответственно проекции касательного напряжения на оси x и y ; u – функция напряжения.

Тогда уравнение движения (1.7.1) запишется в виде

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0. \quad (1.7.2)$$

Решение этого уравнения в биполярной системе координат примет вид:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial \beta^2} = 0. \quad (1.7.3)$$

Так как мы имеем дело с областью, ограниченной координатными линиями α_1 и α_2 . то в силу периодичности по переменной координате β интеграл гармонического уравнения отыщется в виде

$$u(\alpha, \beta) = A + B\alpha + \sum_{n=1}^{\infty} [(C_n \operatorname{ch} n\alpha + D_n \operatorname{sh} n\alpha) \cos n\beta + (E_n \operatorname{ch} n\alpha + F_n \operatorname{sh} n\beta) \sin n\beta], \quad (1.7.4)$$

где $A, B, C_n, D_n, E_n, F_n,$ – постоянные коэффициенты.

Для нахождения постоянных коэффициентов запишем граничные условия, учитывая, что вследствие прилипания жидкости на стенки кожуха скорость движения материала $v = 0$.

$$\begin{aligned} \alpha = \alpha_1 & \quad \beta = 0 & \quad v_1 = 0 & \quad u(\alpha, \beta) = 0, \\ \alpha = \alpha_2 & \quad \beta = \pi & \quad v_1 = v_0 & \quad u(\alpha, \beta) = u_0. \end{aligned} \quad (1.7.5)$$

Используя граничные условия и формулы разложения функции в ряд Фурье, определим постоянные $A, B, C_n, D_n, E_n, F_n,$ и подставляя в (1.7.4) получим:

$$u(\alpha, \beta) = u_0 \left(\frac{2(\alpha - \alpha_1)}{(\alpha_2 - \alpha_1)} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \operatorname{sh} n(\alpha - \alpha_1) \sin n\beta}{\pi n \operatorname{sh} n(\alpha - \alpha_1)} \right). \quad (1.7.6)$$

Положим $\frac{\partial u}{\partial \alpha} d\alpha = \mu \frac{\partial v}{\partial \alpha} d\alpha, \quad \frac{\partial u}{\partial \beta} d\beta = \mu \frac{\partial v}{\partial \beta} d\beta.$ (1.7.7)

Откуда $du = \mu dv.$

Тогда скорость движения $v = \int \varphi du.$

где μ – эффективная вязкость, φ – текучесть.

Запишем компоненты напряжения

$$\tau_u = \frac{\partial u}{\partial \alpha}; \quad \tau_\beta = \frac{\partial u}{\partial \beta}. \quad (1.7.8)$$

Поскольку в зазоре между кожухом и наружным диаметром спирали происходит разрушение структуры аномально вязкой жидкости, то уравнение для текучести примет вид

$$\varphi = k \left(\left(\frac{\partial u}{\partial \alpha} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial \beta} \right)^2 + \left(\frac{l \partial v}{\varphi \partial r} \right)^2 \right)^m, \quad (1.7.9)$$

где $\frac{\partial v}{\partial r} = \frac{v_{ок}}{\delta}$, v – окружная скорость вращения спирали; δ – зазор между кожухом и наружной поверхностью спирали.

Решая (1.7.7) и (1.7.9) при $\beta = \frac{\pi}{2}$, получаем выражение для u_0 и φ . Для вывода формулы производительности запишем тождество:

$$\frac{1}{2} \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial v_y}{\partial y} - \frac{1}{2} x \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{1}{2} y \frac{\partial v_y}{\partial y} = v. \quad (1.7.10)$$

Принимая $\tau_x = \mu \frac{\partial v_x}{\partial x}$, $\tau_y = \mu \frac{\partial v_y}{\partial y}$, возьмем двойной интеграл этого тождества:

$$\frac{1}{2} \iint \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) dx dy - \frac{1}{2} \iint (x \tau_x + y \tau_y) \varphi dx dy = \iint v dx dy. \quad (1.7.11)$$

Используя формулу Остроградского-Грина для упрощения левой части (1.7.11), получим:

$$\frac{1}{2} \iint \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) dx dy = \frac{v_1}{2} \int (x + y) dl + \frac{v_0}{2} \int (x + y) dl. \quad (1.7.12)$$

Поскольку на первом контуре скорость движения материала равна нулю и $\frac{v_0}{2} \int (x + y) dl$, то формула (1.7.11) примет вид:

$$Q = -\frac{1}{2} \iint (x \tau_x + y \tau_y) \varphi dx dy. \quad (1.7.13)$$

Представляя этот интеграл в биполярных координатах, получим:

$$Q = k \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha \int_0^\pi \varphi \left(\frac{sh\alpha \cdot L(M - \sin^2 \beta) + \sin \alpha \cdot P(sh^2 \alpha + M)}{M^2 + \sin^2 \beta \cdot sh^2 \alpha} \right) d\beta, \quad (1.7.14)$$

$$\text{где } k = -\frac{\alpha u_0}{2}; \quad L = \left(\frac{2\alpha}{(\alpha_2 - \alpha_1)} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4shn(\alpha - \alpha_1) \sin n\beta}{\pi shn(\alpha_2 - \alpha_1)} \right); \quad (1.7.15)$$

$$V = (1 + ch\alpha \cdot \cos \beta); \quad P = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4shn(\alpha - \alpha_1) \cos n\beta}{\pi shn(\alpha_2 - \alpha_1)}. \quad (1.7.16)$$

Величина интеграла в каждом конкретном случае находится численным методом и тем самым определяется производительность гибкого шнека.

Иванова А.И. рассматривает винтообразные движения вязкой несжимаемой жидкости в шнековом транспортере.

Для транспортировки вязкой жидкости, пластических масс в технике часто применяется винт, вращающийся в круглой трубе. Такое устройство называется шнеком.

Согласно существующей теории движение жидкости в шнеке обращается и разбивается на 4 простейших течения:

1) Часть жидкости увлекается движущейся стенкой распрямлённого развёрнутого кожуха шнека.

2) Часть жидкости движется обратно под действием давления в прямой промежуточной трубе с неподвижными стенками.

3) Часть жидкости просачивается обратно через зазор между лопастью и стенкой трубы. Это просачивание обычно бывает незначительным.

4) Перемешиванием и вследствие этого измельчением материала обычно пренебрегают.

Кроме того, развивается одномерная теория для мелких (с большим отношением шага винта к глубине ≥ 10) шнеков, а также сделана попытка учесть передачу теплоты. Однако зависимость вязкости от температуры не рассматривалась; поэтому выводы, оказались мало обоснованными.

Одномерной же теории шнека посвящен ряд работ японских авторов. Они, в основном, изучают транспортировку пластического материала в мелких шнеках. В таких шнеках происходит сильное перемешивание пластического материала, что не учтено в этих работах.

В 1954 г, во Франции вышла работа, в которой решается линеаризованное уравнение Навье-Стокса с использованием решения Буссинеска. Результат даётся в виде формулы для расхода

$$Q = v \cdot a \cdot b \cdot \xi - \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} a^2 b^2 \psi, \quad (1.7.17)$$

где ξ и ψ – безразмерные функции отношения сторон распределённого развёрнутого канала шнека a и b ; v – обращённая линейная скорость движения внешней стенки вдоль оси канала; η – вязкость; $p = p(x)$ – давление по оси канала.

Проведенный эксперимент подтверждает линейную зависимость

$$Q \text{ и } dp/dx \text{ и } dp/dx \text{ и } v \text{ при } Q = 0.$$

В перечисленных работах принятая схема мало соответствует геометрии шнека: рассматривается течение материала в прямой прямоугольной

трубе с одной подвижной стенкой.

В работе Ивановой А.И. делается попытка теоретического расчёта транспортировки вязкой жидкости в обычном шнеке. Задача решается в винтовых координатах.

Получена формула для расхода материала в зависимости от давления и угловой скорости вращения стержня шнека.

1. Вывод уравнения Навье-Стокса в винтовых координатах.

Винтовые координаты x, z, ϑ связаны с декартовыми ξ, η, φ известными соотношениями:

$$\xi = x \cdot \cos \vartheta, \quad \eta = x \cdot \sin \vartheta, \quad \xi = z + \lambda \vartheta \quad (1.7.18)$$

Элемент дуги в криволинейных координатах x, z, ϑ имеет вид:

$$dS^2 = d\xi^2 + d\eta^2 + d\xi^2 = dx^2 + dz^2 + (\lambda^2 + x^2)d\vartheta^2 + 2\lambda dzd\vartheta \quad (1.7.19)$$

Введя индексные обозначения $x = x^1, z = x^2, \vartheta = x^0$, получены символы Кристоффеля-Шварца:

$$\Gamma_{00}^1 = -x, \quad \Gamma_{01}^1 = -\frac{1}{x}, \quad \Gamma_{01}^2 = -\frac{\lambda}{x}, \quad (\text{остальные } \Gamma_{ij}^k = 0,) \quad (1.7.20)$$

Таким образом, пространство винтовых координат полностью определено формулами (1.7.19) и (1.7.20). Будем задавать скорость $U(U^1, U^2, U^0)$ в точке $P(x^1, x^2, x^0)$ контр вариантными координатами так, что

$$U = \frac{dz}{dx^1} U^1 + \frac{dz}{dx^2} U^2 + \frac{dz}{dx^0} U^0. \quad (1.7.21)$$

Здесь U^1 и U^2 – составляющие скорости n_0 осей X и Z , а xu^0 – составляющая по касательной к винтовой линии, r – радиус - вектор точки $P(x^1, x^2, x^0)$. В рассматриваемом случае U^1, U^2, U^0 зависят только от x^1, x^2 , следовательно картина распределения скоростей обладает винтовой симметрией.

Если движение вязкой жидкости стационарно, и массовые силы отсутствуют, то известные уравнения Навье-Стокса можно записать в интегральной форме:

$$\frac{1}{3} \theta_1^i + u_1^i - p_1^i = 0, \quad \theta = U_{1\alpha}^\alpha. \quad (1.7.22)$$

Здесь n, α_p – вторая производная от u^i по x^α и x^β ; через $U_{11}^{\alpha\alpha}$ обозначены та же производная, у которой индекс α поднят на верх посредством метрической квадратичной формы $q^{\alpha\beta}$. Величина θ представляет собой в интегральной форме скорость кубического расширения в данной точке, η – вязкость жидкости если обозначить для простоты $U^1 = \varphi(x^1, x^2)$, $U^2 = \varphi(x^1, x^2)$, $U^0 = \chi(x^1, x^2)$, и расписать все контрвариантные произведения, входящие в уравнения (1.7.22) в пространстве, определённом (1.7.18), (1.7.19) и (1.7.20), то получим

$$\varphi_{11} + \left(1 + \frac{\lambda^2}{x^2}\right) \varphi_{22} + \frac{2\lambda}{x} \chi_2 + \frac{\varphi_1}{x} - \frac{\varphi}{x^2} + \frac{1}{\eta} P_1 = 0, \quad (1.7.23)$$

$$\psi_{11} + \left(1 + \frac{\lambda^2}{x^2}\right) \varphi_{22} + \frac{2\lambda}{x} \chi_2 + \frac{\varphi_1}{x} - \frac{\varphi}{x^2} + \frac{1}{\eta} P_1 = 0, \quad (1.7.24)$$

$$\chi_{11} + \left(1 + \frac{\lambda^2}{x^2}\right) \chi_{22} - \frac{3}{x} \chi_1 - \frac{2\lambda}{x^3} \varphi_2 - \frac{\lambda}{\eta x^2} P_2 + \frac{1}{\eta x^2} P_0 = 0, \quad (1.7.25)$$

$$\theta = \varphi_1 + \varphi_2 + \frac{1}{x} \varphi = 0. \quad (1.7.26)$$

Первые три уравнения – уравнения движения, а четвёртое – условие несжимаемости. Таким образом, получены четыре уравнения (1.7.24) и (1.7.26) для неизвестных функций φ , ψ , χ , ρ . Уравнения (1.7.24) при $\lambda = 0$ определяет осесимметричные движения вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрических координатах. Из (1.7.24) при $\varphi = 0$, $\chi = 0$, $\lambda = 0$ имеем известное уравнение Пуазейля.

2. Точная постановка задачи.

Пусть диаметр стержня шнека $2a$, диаметр внешней трубы $2b$, ось z направлена по оси стержня, а β_x – угол подъёма винтовой линии, тогда установившееся движение вязкой несжимаемой жидкости в шнеке описывается уравнением (1.7.24) и (1.7.26) при следующих граничных условиях.

Вращение стержня со скоростью ω сообщает частицам жидкости скорость ωx . Скорость ωx имеет также составляющие:

$\omega x \operatorname{tg} \beta_x$ по оси Z ;

$\omega x / \cos \beta_x$, – по касательной к винтовой траектории частицы, проходящей через точку $P(x^1, x^2, x^0)$.

На стенках канала шнека получились следующие условия для скоростей:

$$\varphi = 0, \quad \psi = -\omega \lambda, \quad x = \omega \sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{a^2}} \quad \text{при} \quad x = a, -\pi \lambda \leq z \leq \pi \lambda \quad (1.7.27)$$

$$\varphi = 0, \quad \psi = -\omega \lambda, \quad x = \omega \sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{x^2}} \quad \text{при} \quad a \leq x \leq b, z = \pm \pi \lambda \quad (1.7.28)$$

$$\varphi = \psi = x = 0 \quad \text{при} \quad x = b, -\pi \lambda \leq z \leq \pi \lambda \quad (1.7.29)$$

(предполагается полное прилипание материала к стенкам).

Используя аппарат гармонических с винтовой симметрией и им сопряжённых функций, можно доказать, что общим решением системы уравнений (1.7.22) и (1.7.23...1.7.26) будет:

$$\varphi(x, z) = \frac{1}{x} T(x, z) - \frac{1}{x} m(x, z) + \frac{x}{2} [A_2(x, z) - M_2(x, z)];$$

$$\psi(x, z) = -\frac{1}{x^2} \tau(x, z) - \frac{\lambda^2}{x^2} M(x, z) - A(x, z) - \frac{x}{2} [A_1(x, z) - M_1(x, z)] + \frac{\lambda}{\eta x} p_0;$$

$$\lambda \chi(x, z) = \frac{1}{x^2} \tau(x, z) + \frac{\lambda^2}{x^2} M(x, z) - \frac{\lambda}{\eta x} p_0. \quad (1.7.30)$$

Таким образом, искомые функции выражены через три гармонические A, M, T и три сопряжённые α, m, ε (α явно не волновая) функции.

Гармоническая функция $\beta(x, z)$ определяется из уравнений, которым она вводится:

$$B(x, z) = [B_3 I_{\lambda S}(sx) + B_4 K_{\lambda S}(sx)](B_1 \cos z + B_2 \sin 5z) + [B_5 Y_{i\lambda t}(tx) + B_1 Y_{i\lambda t}(tx)]$$

$$(B_7 \text{cht}z + B_8 \text{sk}z);$$

$$B(x, z) = x [B_3 I'_{\lambda S}(sx) + B_4 K'_{\lambda S}(sx)](B_1 \sin 5z - B_2 \cos 5z) + [B_5 I'_{i\lambda t}(tx) + B_1 Y'_{i\lambda t}(tx)] \quad (1.7.31)$$

$$(B_7 \text{sht}z + B_8 \text{ckt}z).$$

Здесь $\beta_i (i=1...8)$ – произвольные постоянные; S и t – два разных характеристических числа.

Для функции Бесселя первого и второго рода (последние называются ещё функциями Верёда) взято обычное обозначение. Штрихами вверху обозначены производные от Бесселевых функций по своим аргументам. Разложением по $\cos zx$ удаётся удовлетворить граничными условиями (1.7.27) и (1.7.29) и разложением по $J_{i\lambda 1(tx)}$ и $Y_{i\lambda 1(tx)}$ удовлетворяются граничные условия (1.7.28) минус боковые от разложения по $\cos zx$. Для разложения по $J_{i\lambda 1(tx)}$ и $Y_{i\lambda 1(tx)}$ получаем нулевые условия при $x=a$ и $x=b$, откуда должны быть определены X адекватные числа. Эти нулевые условия дают определить 6-го порядка от комбинетной функции Бесселя с мнимым индексом $J_{i\lambda 1(tx)}$ и $Y_{i\lambda 1(tx)}$ и их производных. Решить эти трансцендентные уравнения не удалось из-за отсутствия каких-либо сведений о функциях Бесселя с мнимым индексом. Ниже приводится приближённое решение этих уравнений при некоторых ограничениях.

3. Применение метода малого параметра.

Рассмотрим шнек с малым отношением Nx , Если ограничиться первыми степенями Nx , по сравнению с единицей, то третье уравнение из (1.7.24) приводится к виду

$$\chi_{11} + \chi_{22} + \frac{3}{x} \chi_1 + \frac{1}{\eta x^2} P_0 = 0. \quad (1.7.32)$$

Остальные уравнения из (1.7.24) нас интересовать не будут, так как по скорости X можно определить расход материала шнека. Если произвести ту же оценку в граничных условиях и перейти к безразмерным координатам x/λ и x/λ , обозначив их снова через x и z , то уравнение (1.7.32) по виду не изменится, и причины условия будут:

$$\chi = \omega, \text{ при } x = \frac{a}{\lambda} = \alpha, \quad \chi = 0, \text{ при } x = \frac{b}{\lambda} = \beta,$$

$$\chi = 0, \text{ при } z = \pm \pi \lambda, \quad a \leq x \leq b.$$

Общим решением уравнения (1.7.32) будет $\chi(x, z) = \chi_1(x, z) + \chi_2(x, z)$,

$$\text{где } \chi_1(x, z) = -\frac{1}{2\pi} \frac{\partial p}{\partial \vartheta} \ln x + \sum_{n=1,3} \frac{1}{x} \left[C_{1n} I_1\left(\frac{nx}{2}\right) + C_{2n} K_1\left(\frac{nx}{2}\right) \right] \cos \frac{nz}{2}.$$

Из граничных условий при $x = \alpha$ и $x = \beta$, определяем C_{1n} и C_{2n}

$$\chi_2(x, z) = \sum_{n=1,5} \frac{C_{3i}}{x} [l_1(q_1, x) + C_{4i} Y_1(q_i x)] (chq_i z + C_{5i} shq_i z). \quad (1.7.33)$$

Из условия симметрии $\chi_2(x, z)$, по z получаем, что $C_{5i} = 0$.

Из граничных условий $\chi_2(\alpha, z) = 0$, $\chi_2(\beta, z) = 0$, по χ получено трансцендентное уравнение для определения характеристических чисел $q_1(\alpha / \beta)$.

Разделяя правую часть в условии по Z

$$\chi_2(x, \pi) = \omega + \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{d\vartheta} \ln x,$$

по комбинациям Бесселевых функций $Y_1(q, x) + C_{yi} Y_1(q, x)$ получаются все коэффициенты C_{3i} и C_{4i} .

Для определения расхода материала остается вычислить интеграл

$$Q = \int_{-\pi\lambda}^{+\pi\lambda} \int x \chi(x, z) \cos \beta_x dx dz = \int_{-\pi\lambda}^{+\pi\lambda} \int_a^b \frac{x \chi(x, z)}{\sqrt{1 + \lambda^2 / x^2}} dx dz.$$

Пренебрегая λ^2 / x^2 по сравнению с единицей под корнем, получаем расход в виде:

$$Q = \omega 2\pi\lambda(b-a)^2 Q_\omega = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{d\vartheta} 2\pi\lambda(b-a)^2 Q_p, \quad (1.7.34)$$

где Q_p и Q_ω – безразмерные функции безразмерных параметров $(b-a) / 2\pi\lambda$ и b/a

$$Q = \frac{1}{2\pi(\beta - \alpha)^2}.$$

$$\left\{ \frac{32}{\pi} \sum_{n1,3} \frac{1}{n^2 \delta(n)} \left\{ K_1\left(\frac{n\beta}{2}\right) \left[Y_0\left(\frac{ncx}{2}\right) - Y_0\left(\frac{n\beta}{2}\right) \right] - Y_1\left(\frac{n\beta}{2}\right) \left[K_0\left(\frac{n\alpha}{2}\right) - K_0\left(\frac{n\beta}{2}\right) \right] \right\} + \right. \quad (1.7.35)$$

$$\left. 4 \sum_{qi} \frac{th\pi qi}{qi^3 \Delta(qi)} [U_0(qi\beta, qi\alpha) - U_0(qi\beta, qi\alpha)] [\alpha^2 U_0(qi\beta, qi\alpha)]; \right.$$

$$Q_p = \frac{1}{4\pi(\beta - \alpha)^2} \left\{ \pi \left[\beta^2 (\ln \alpha - 0,5) \right] - \alpha^2 (\ln \beta - 0,5) + \frac{32}{\pi} \sum \frac{1}{n^3 \delta(n)} \cdot \left[\beta \ln \beta K_1\left(\frac{n\alpha}{2}\right) - \alpha \ln \alpha K_1\left(\frac{n\beta}{2}\right) \right] \left[Y_0\left(\frac{n\alpha}{2}\right) - Y_0\left(\frac{n\beta}{2}\right) \right] - \right.$$

$$\begin{aligned}
& - \left[\beta \ln p Y_1 \left(\frac{n\alpha}{2} \right) - \alpha \ln \alpha Y_1 \left(\frac{n\beta}{2} \right) \right] \left[K_0 \left(\frac{n\beta}{2} \right) \right] \Big\} + \\
& + 4 \sum_{qi} \frac{th\pi qi}{qi^3 \Delta(qi)} [U_0(qi\beta, qi\alpha) - U_0(qi\beta, qi\alpha)] \cdot \\
& \cdot \left[\left(\beta^2 \ln - \frac{2}{qi^2} \right) U_0(qi\beta, qi\beta) - \left(\alpha^2 \ln \alpha - \frac{2}{qi^2} \right) U_0(qi\beta, qi\alpha) \right], \quad (1.7.36)
\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
\delta(n) &= Y_1 \left(\frac{n\alpha}{2} \right) K_1 \left(\frac{n\beta}{2} \right) - Y_1 \left(\frac{n\beta}{2} \right) K_1 \left(\frac{n\alpha}{2} \right); \\
\Delta(qi) &= \beta^2 U_0^2(qi\beta, qi\beta) - \alpha^2 U_0^2(qi\beta, qi\alpha); \\
U_0(qi\beta, qi\alpha) &= Y_0(qi\alpha) Y_1(qi\beta) - Y_1(qi\beta) Y_0(qi\alpha). \quad (1.7.37)
\end{aligned}$$

Из зависимостей Q_ω и Q_p от геометрии данного шнека с размерами α, b, λ данного материала с вязкостью η , при данной угловой скорости вращения ω определяется характеристика шнека: расход-давление.

2. Разработанные научной школой «Механика жидких и сыпучих материалов в спирально-винтовых устройствах» технические средства

2.1. Проектирование и технологический расчет агрегата для внесения жидких комплексных удобрений

Общая схема агрегата приведена на рисунке 2.1.

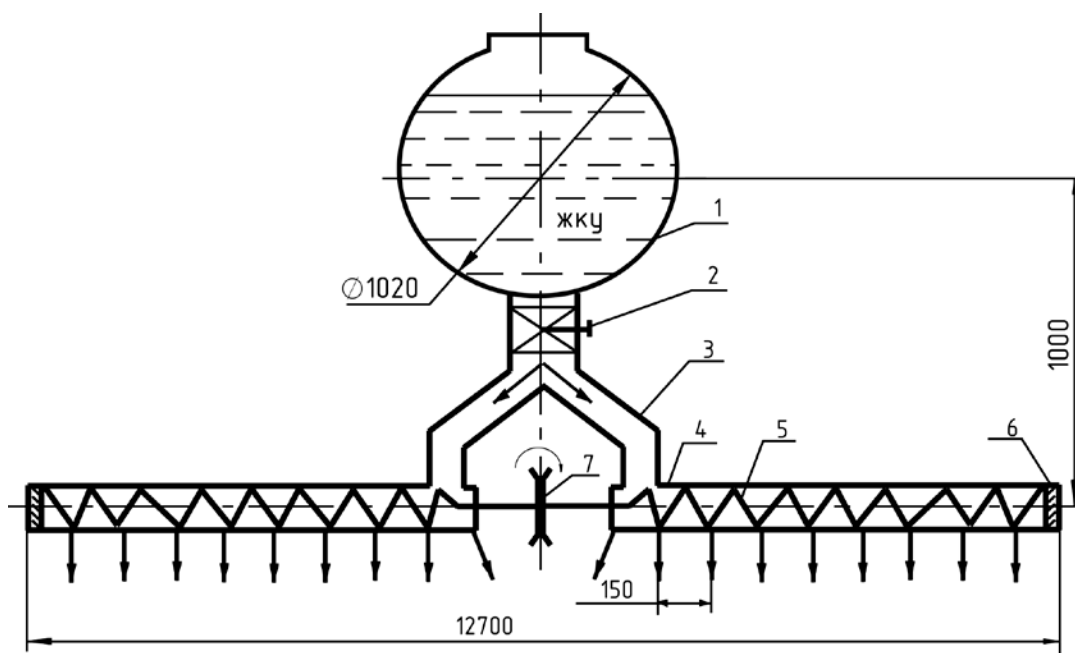


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема агрегата:

1 – ёмкость; 2 – кран; 3 – тройник; 4 – кожух; 5 – спираль; 6 – заглушка; 7 – приводное устройство

Определяем производительность агрегата исходя из необходимости равномерного истечения ЖКУ по всей длине рабочего органа согласно уравнению

$$W = qL, \text{ кг/ч}, \quad (2.1)$$

где L – длина кожуха рабочей машины, м; q – интенсивность расхода ЖКУ, кг/ч·м.

Необходимый напор для получения данной интенсивности определяется из уравнения:

$$H = \frac{L}{K^2} \cdot \frac{q^2 L^2}{3}, \quad (2.2)$$

где K – модуль расхода кожуха рабочего органа.

Модуль расхода в общем виде определяется из уравнения:

$$K = \sqrt{\frac{\pi^2 g D^5}{8\lambda}}, \quad (2.3)$$

где D – диаметр кожуха рабочего органа, м; λ – коэффициент сопротивления; g – ускорение свободного падения.

Скорость течения жидкости определяется из уравнения

$$g = \frac{P}{4\mu}(R^2 - r^2) = g_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right), \quad (2.4)$$

где R – радиус трубы, м; r – средний радиус рассматриваемого участка; P – перепад давления; L – длина трубы, м; μ – динамическая вязкость ЖКУ.

Максимальная скорость по оси трубы:

$$g_{\max} = \frac{PR^2}{8\mu L}. \quad (2.5)$$

Средняя скорость жидкости по сечению трубы:

$$V_{cp} = \frac{g\rho D^2 h_{\pi}}{32\mu L}, \quad (2.6)$$

где h_{π} – потеря напора; ρ – плотность жидкости.

Расход жидкости через поперечное сечение трубы (формула Пуазейля) определяется из уравнения:

$$W = g_{cp} \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi g D^4 h_{\pi}}{128\nu L} \quad (2.7)$$

где ν – кинематическая вязкость ЖКУ.

Во втором случае осевая скорость движения жидкости зависит от направления вектора абсолютной скорости (геометрическая сумма векторов переносной и относительной скоростей).

На направление вектора абсолютной скорости влияет осевая

$$g_z = S \cdot n$$

и окружная

$$g_o = \omega r_{cp}$$

скорости движения винтовой поверхности.

В первом приближении расход жидкости определяется из уравнения:

$$W = (F-f)S \cdot n \cdot K_g \cdot K_F \cdot \gamma, \quad (2.8)$$

где F – площадь поперечного сечения кожуха (трубы); f – площадь поперечного сечения проволоки спирали; n – частота вращения винтовой поверхности; S – шаг винтовой линии спирали; K_g – коэффициент осевого отставания жидкости; K_F – коэффициент наполнения объема трубы жидкостью; γ – объемный вес материала (ЖКУ).

После соответствующих преобразований и допущений, и для случая небольших частот вращения спирали, уравнение расхода примет следующий вид:

$$W_n = \frac{0,15 \cdot D_k^3 \cdot n \cdot K_F}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_n) + \operatorname{tg} \alpha} \text{ т/ч}, \quad (2.9)$$

где D_k – диаметр трубы, м; φ_n – угол трения материала о поверхность проволоки спирали; $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}}$ – угол подъема винтовой линии; d_{cp} – средний диаметр спирали.

Производительность агрегата вычисляется из выражения:

$$W = B \cdot \mathcal{U}, \quad (2.10)$$

где $B = 12,7$ м – ширина агрегата; $\mathcal{U} = 10$ км/ч – скорость движения агрегата.

Производительность агрегата составит:

$$W = 12,7 \text{ м} \cdot 10000 \text{ м/ч} = 127000 \text{ м}^2/\text{ч} = 12,7 \text{ га/ч}. \quad (2.11)$$

При норме внесения ЖКУ $Q = 200$ кг/га общий расход за 1 ч работы составит:

$$G = W \cdot Q = 12,7 \text{ га/ч} \cdot 200 \text{ кг/ч} = 2540 \text{ кг/ч}. \quad (2.12)$$

Тогда необходимая производительность спирального транспортера составит:

$$W_n = G/2 = 1270 \text{ кг/ч}, \quad (2.13)$$

где 2 – означает, что удобрение из емкости поступает в две стороны от центра (вправо и влево).

На кожухе просверлены отверстия с шагом $l = 150$ мм, на длине $B/2 = 6,35$ м, т.е. количество отверстий составляет:

$$N = \frac{B}{2} : l = \frac{6350}{150} = 42. \quad (2.14)$$

Пропускная способность одного отверстия при этом составит:

$$q_1 = \frac{Wn}{N} = 1270000/42 = 30238 \text{ г/ч} = 504 \text{ г/мин}, \quad (2.15)$$

что обеспечивается диаметром выходного отверстия, определяемого по уравнениям гидродинамики:

$$q_1 = \mu f \sqrt{2gH}, \quad (2.16)$$

где μ – коэффициент расхода; g – ускорение свободного падения, м/с; H – высота жидкости в емкости, м; f – площадь отверстия, м².

Площадь отверстия определяется из уравнения:

$$f = \frac{\pi d_o^2}{4}, \quad (2.17)$$

где d_o – диаметр отверстия, м.

Подставляя (2.17) в (2.16) получаем:

$$q_1 = \mu \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{2gH} \quad (2.18)$$

или

$$d_o^2 = \frac{3q_i}{\mu\pi\sqrt{2gH}}. \quad (2.19)$$

Подставляя $\mu = 0,7$; $\pi = 3,14$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $H = 1 \text{ м}$, получим:

$$d_o^2 = \frac{4 \cdot 504}{0,7 \cdot 3,14 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81}} = 3,91$$

$$\text{или} \quad d_o = \sqrt{3,91} = 1,99 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм}. \quad (2.20)$$

Длина пути гона агрегата без дозаправки емкости составляет:

$$L = \frac{G_e}{W}, \quad (2.21)$$

где G – вес ЖКУ в ёмкости; W – производительность (площадь) за время расхода ЖКУ из ёмкости.

Вес ЖКУ в ёмкости определяется из уравнения:

$$G = V \cdot \rho \text{ кг}, \quad (2.22)$$

где V – объём ёмкости, м³; ρ – плотность ЖКУ, кг/м³.

Объём ёмкости:

$$V_e = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l = \frac{3,14}{4} \cdot 1,082^2 \cdot 1,4 = 1,27 \text{ м}^3. \quad (2.23)$$

Тогда:

$$G_e = 1,27 \cdot 1400 = 1780 \text{ кг}. \quad (2.24)$$

Площадь внесения ЖКУ за 1 заправку определяется из соотношения:

$$W_f = (1780 \cdot 10000) \cdot 200 = 89000 \text{ м}^2, \quad (2.25)$$

Отсюда путь агрегата составляет:

$$L = \frac{W_f}{B} = \frac{89000}{12,7} = 7000 \text{ м}. \quad (2.26)$$

Время опорожнения емкости определяется из соотношения:

$$t_o = \frac{60 \cdot 7000}{10000} = 42 \text{ мин}. \quad (2.27)$$

2.1.1. Энергозатраты

Необходимая мощность на внесение удобрения складывается из следующих составляющих:

$$N = N_a + N_{\pi} + N_i, \quad (2.28)$$

где N_a – мощность на передвижение емкости по полю; N_{π} – мощность на привод рабочего органа; N_i – потери мощности на передачах, в подшипниках.

Мощность на передвижение агрегата выбираем аналогично существующим агрегатам и в расчет на процесс внесения не включаем, т.е. $N_a = const$.

Мощность, потерянная на передачах, согласно курсу "Детали машин" учитывается через КПД передачи.

Энергозатраты на привод рабочего органа (спирали) определяются из следующего выражения:

$$N_{\pi} = \frac{W \cdot K_{\eta}}{367 \cdot \eta} (B \cdot C + H), \quad (2.29)$$

где K_s – коэффициент запаса мощности привода; B – ширина агрегата; η – КПД передачи ($\eta = 0,8$); C – коэффициент сопротивления ($C = 5$); W – расход материала за 1 ч работы, т/ч, $H = 0$ – высота подъема жидкости.

Тогда:

$$Nn = \frac{2,54 \cdot 1,2}{367 \cdot 0,8} (12,7 \cdot 5 + 0) = 0,8 \text{ кВт.} \quad (2.30)$$

Анализом установлено (глава 1), что существующие агрегаты с насосами затрачивают до 10...15 кВт.

2.1.2. Прочность рабочего органа

В общем виде конструктивное оформление агрегата показано на рисунке 2.2.

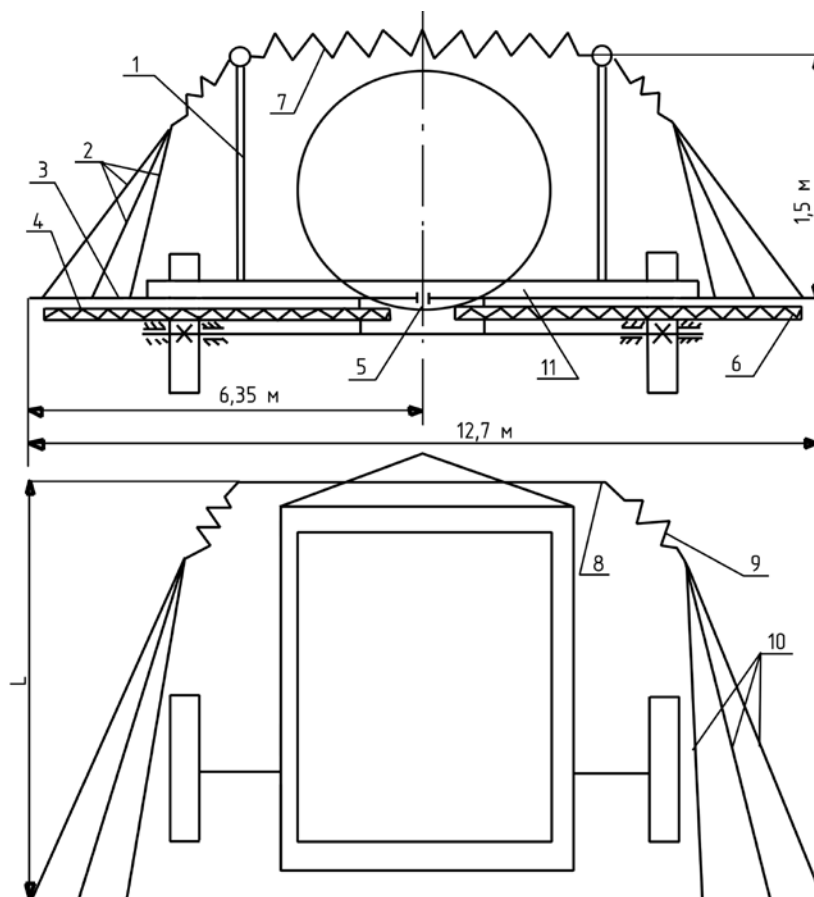


Рисунок 2.2 – Схема навески штанги с кожухом:

1 – вертикальная стойка; 2 – вертикальная растяжка; 3 – штанга; 4 – спираль; 5 – привод; 6 – труба; 7 – горизонтальная растяжка; 8 – поперечный брус; 9 – горизонтальная пружина; 10 – раскосы; 11 – задняя балка.

Нагруженными узлами являются: 1 – вертикальная стойка; 2 – вертикальная растяжка; 3 – штанга; 4 – спираль; 5 – привод; 6 – труба; 7 – горизонтальная растяжка; 8 – поперечный брус; 9 – горизонтальная пружина; 10 – раскосы; 11 – задняя балка.

Для составления схемы расчета данных узлов на прочность определим габаритные размеры деталей данных узлов. На основе компоновочных требований:

H – высота вертикальных стоек – 1,5 м;

L – длина вертикальных растяжек определяется из схемы (рисунок 2.3) по уравнению:

$$AB = \sqrt{AC^2 + BC^2} = \sqrt{1,5^2 + 6^2} = 6,18 \text{ м}, \quad (2.31)$$

$$AB_1 = \sqrt{AC^2 + BC^2} = \sqrt{1,5^2 + 4^2} = 4,25 \text{ м}; \quad (2.32)$$

$$AB_2 = \sqrt{AC^2 + BC^2} = \sqrt{1,5^2 + 2^2} = 2,5 \text{ м}. \quad (2.33)$$

Примечание: Вертикальные растяжки идентичны и для левой стороны агрегата.

Штанга 3, выбранная нами, представляет собой трубу диаметром $d_n = 50$ мм, $d_{вн} = 44$ мм, длиной $l = 6$ м, спираль $d_n = 35$ мм, $S = 35$ мм, $\delta = 5$ мм (Ст 65Г).

Размеры горизонтальной и вертикальной растяжек приведены на рисунках 2.3 и 2.4.

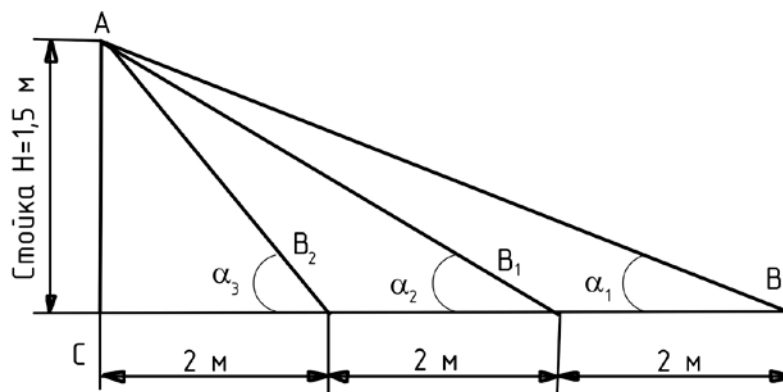


Рисунок 2.3. – Схема вертикальной растяжки

$$AB = \sqrt{1^2 + C^2 B^2} = \sqrt{3,1^2 + 6^2} = 6,7 \text{ м}. \quad (2.34)$$

$$AC_1 = \sqrt{1^2 + CC^2} = \sqrt{3,1^2 + 4^2} = 5,06 \text{ м}. \quad (2.35)$$

$$AC_2 = \sqrt{1^2 + CC^2} = \sqrt{3,1^2 + 2^2} = 3,6 \text{ м}. \quad (2.36)$$

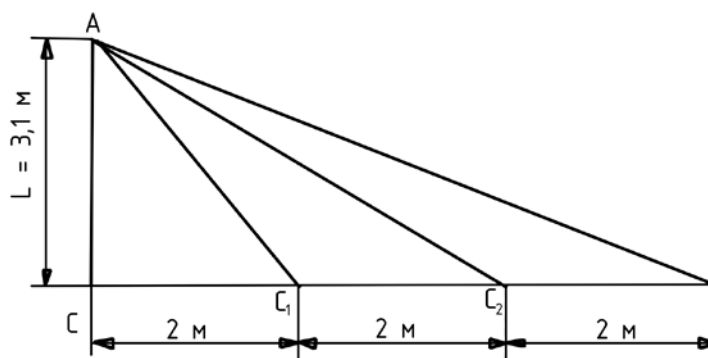


Рисунок 2.4. – Схема горизонтальной растяжки

Определение размеров и массы деталей и узлов агрегата

Площадь сортамента прокатной стали, угольники равнобокие:

$$G_{нб} = g_{б} \cdot l = 5,38 \cdot 3 = 16,14 \text{ кг.} \quad (2.37)$$

Масса задней балки:

$$G_{об} = F \cdot l \cdot \gamma = 15,9 \text{ кг.} \quad (2.38)$$

Масса штанги (левой и правой):

$$G_{ш} = F \cdot l \cdot \gamma = \frac{(D^2 - d^2)}{4} \cdot l \cdot \gamma,$$

$$G_{ш} = \frac{3,14(5^2 - 4,4^2)}{4} \cdot 600 \cdot 7,85 = 20,8 \text{ кг.} \quad (2.39)$$

Масса спирали (левой и правой):

$$G_c = F_{но} \cdot L \cdot \gamma \quad (2.40)$$

где $l = 3L$ длина проволоки, см; $L = 6$ м – длина спирали, тогда:

$$G_c = \frac{\pi b^2}{4} \cdot 3L \cdot \gamma = \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} \cdot 3 \cdot 600 \cdot 7,85 = 1,77 \text{ кг.} \quad (2.41)$$

Масса кожуха (полиэтиленового) выбирается по ГОСТ 18599-83 ПЭБП при $d_n = 50$ мм, $d_b = 41$ мм, вес 1 м составляет 0,669 кг. Тогда масса левой и правой части кожуха составит:

$$G_k = g_i \cdot L = 0,669 \cdot 6 = 4 \text{ кг.} \quad (2.42)$$

Масса растяжек определится исходя из того, что масса 1 м составляет:

$$G_p = \frac{\pi b^2}{4} l \cdot \gamma = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cdot 100 \cdot 7,85 = 0,0554 \text{ кг.} \quad (2.43)$$

Тогда масса вертикальной растяжки:

$$\begin{aligned} GBAB &= 0,0554 \cdot 6,25 = 0,34 \text{ кг;} \\ GBAB_1 &= 0,0554 \cdot 4,25 = 0,22 \text{ кг;} \\ GBAB_2 &= 0,0554 \cdot 2,5 = 0,13 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Масса горизонтальной растяжки:

$$\begin{aligned} GГAB &= 0,0554 \cdot 6,7 = 0,37 \text{ кг;} \\ GГAB_2 &= 0,0554 \cdot 5,66 = 0,28 \text{ кг;} \\ GГAB_1 &= 0,0554 \cdot 3,6 = 0,2 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Масса ЖКУ в кожане:

$$G_{\text{жкУ}} = F_k L_k \cdot \gamma_{\text{жкУ}} = \frac{\pi D_k^2}{4} \cdot L_k \cdot \lambda_{\text{жкУ}} = \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} \cdot 600 \cdot 1,4 = 10 \text{ кг.} \quad (2.44)$$

Масса хомутика крепления штанги кожуха:

$$G = FB_{\text{пл}} \cdot \gamma_{\text{пл}} = 4 \cdot 15 \cdot 0,4 \cdot 7,85 = 0,188 \text{ кг.} \quad (2.45)$$

Количество хомутиков на штанге – 6 шт.

$$G_{\text{общ}} = 0,188 \cdot 6 = 1,128 \text{ кг.} \quad (2.46)$$

Крепежные болты – 12 шт.

Углы наклона растяжек (вертикальных):

$$\alpha_1 = \sin \frac{ABC}{CAB} = \sin \frac{6}{6,25} = \sin 0,96 = 72^\circ ; \quad (2.47)$$

$$\alpha_2 = \sin \frac{P_1C}{AP_1} = \sin \frac{4}{4,25} = \sin 0,94 = 70^\circ. \quad (2.48)$$

Схема вертикальных нагрузок на левую штангу приведена на рисунке 2.5.

Учитывая, что часть штанги (длиной 1,5 м) опирается на заднюю балку (см. схему нагрузки), берем длину $L = 4,5$ м, что позволяет исключить из расчета узел Е с тремя неизвестными R_e , R_c и M_e (рисунок 2.6).

Учитывая, что для работы штанги в полевых условиях необходимо обеспечить лишь горизонтальное положение кожуха, реакции шарнирных подвесок В и С подбираются исходя из величины прогиба, а растягивающие усилия будут распределяться пропорционально длине штанги, т.е. таким образом можно добиться того, что штанга будет относиться к статически

определимой системе.

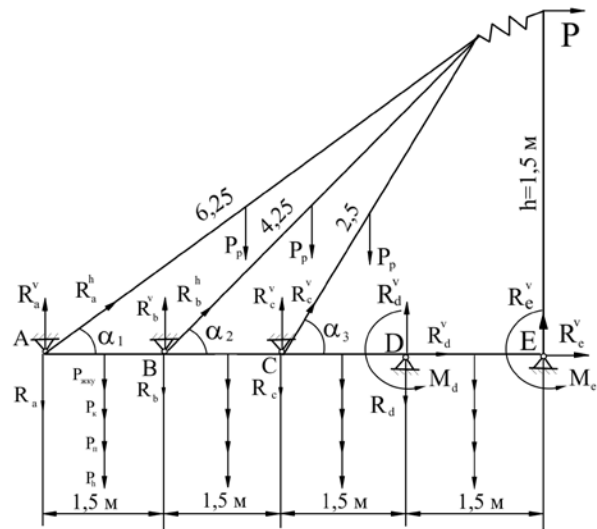


Рисунок 2.5 – Общая схема нагрузки

На схеме (рисунок 2.6) неизвестными величинами будут R_A , R_F , M_E , схема нагрузки представлена на рисунке 2.7.

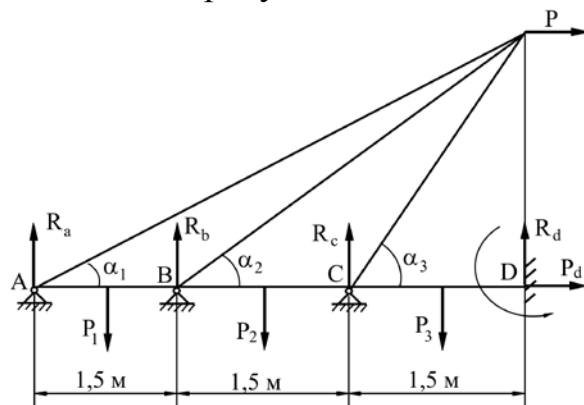


Рисунок 2.6 – Схема нагружения штанги с учетом задней балки

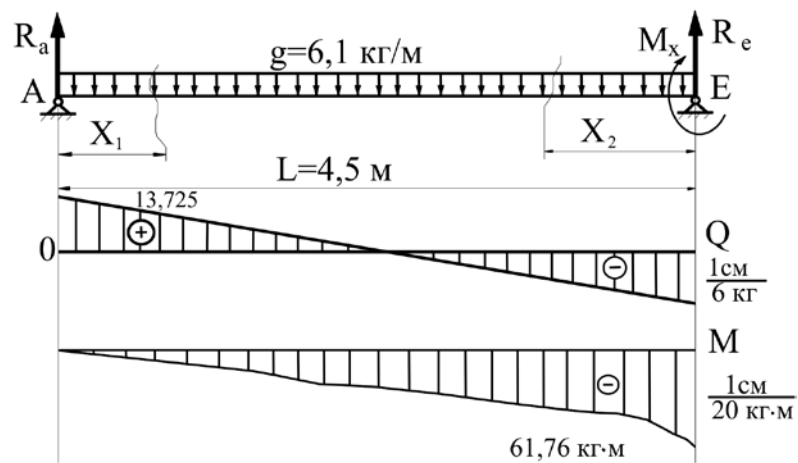


Рисунок 2.7 – Схема нагрузки

Нагрузка по длине 4,5 м составит:

$$g = 4,5 \cdot 6,1 = 27,45 \text{ кг}$$

Находим реакции опор. Для этого составим уравнение статики:

$$\begin{aligned} \Sigma X = 0; R_A - gx + R_E = 0; \text{ при } x = 0. R_A = R_E = 0; \text{ т.е. } R_A = R_E; \\ \Sigma M_E = 0; -R_A \cdot x + gx(x/2) = 0; \text{ при } x = 0. R_A = 0. \end{aligned} \quad (2.49)$$

При $x = 4,5$ м определяем

$$\begin{aligned} -R_A \cdot 4,5 + 6,1 \cdot 4,5 \cdot 94,5 / 2 = 0; \\ -R_A = \frac{6,1 \cdot 4,5 \cdot 4,5}{2 \cdot 4,5}; R_A = 13,725 \text{ кг}; R_E = 13,725 \text{ кг}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

Строим эпюры поперечных сил при $x = 0$;

$$Q_X^A = R_A - gx = 13,725 - 6,1 \cdot 0 = 13,725 \text{ кг}. \quad (2.51)$$

Строим эпюры изгибающих моментов.

На участке 1:

$$M_x = -R_{ax}; 0 < x < 4,5 \text{ м}; \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 \quad \text{и} \quad M_x = 0 \\ \text{при } x = 4,5 \text{ м}; \quad M_x = 61,76 \text{ кг} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (2.53)$$

Находим напряжение на опасном сечении, т.е. на опоре E:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и}}}{W},$$

где $M_{\text{и}}$ – изгибающий момент, кг·м; W – момент сопротивления штанги;

$$\begin{aligned} W = \pi r_{\text{н}}^2 \delta = 3,14 \cdot 2,5^2 \cdot 0,3 = 5,89 \text{ см}^3; \\ \sigma_{\max} = \frac{6176}{5,89} = 1048 \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \quad (2.54)$$

Определяем прогиб штанги с параметрами:

$$L = 4,5 \text{ м}; d_{\text{н}} = 5 \text{ см}; Q = 13,72 \text{ кг}; d_{\text{в}} = 4,4 \text{ см}; E = 2 \cdot 10^6, \text{ кг/см}^2.$$

под действием сил тяжести по формуле:

$$J_{\max} = \frac{Pl^3}{3EJ}, \quad (2.55)$$

где P – действующая нагрузка, кг; l – длина штанги, м; E – модуль

упругости; J – момент инерции штанги относительно осевых линий.

Находим момент инерции штанги J :

$$J = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64}, \quad (2.56)$$

где D – наружный диаметр штанги, см; d – внутренний диаметр штанги, см.

Подставляя значения, получаем:

$$J = \frac{3,14 \cdot 5^4}{64} - \frac{3,14 \cdot 4,4^4}{64} = 12,28 \text{ см}^4. \quad (2.57)$$

Все полученные значения подставляем в исходную формулу и находим величину прогиба штанги (рисунок 2.8):

$$J_{\max} = \frac{Pl^3}{3EJ} = \frac{13,725 \cdot 4,5^3 \cdot 10^6}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 12,28} \cong 16,9746 \text{ см}. \quad (2.58)$$

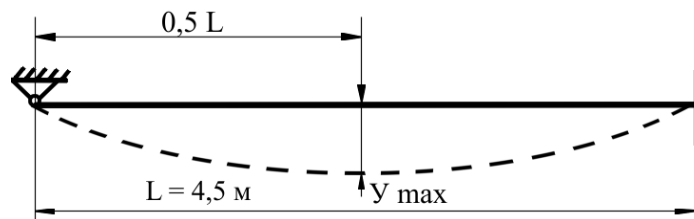


Рисунок 2.8 – Схема прогиба штанги

С целью уменьшения прогиба штанги нами предусмотрены 3 растяжки через 1,5 м. Тогда прогиб составит:

$$y_{\max} = \frac{4,17 \cdot 1,53 \cdot 10^6}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 12,28} = 1,12 \text{ см}, \quad (2.59)$$

т.е. прогиб не повлияет на равномерность внесения ЖКУ.

Динамические и ударные нагрузки, действующие на пружину:

$$P = \frac{P_{\text{сум}}}{k} = \frac{19,04}{0,05} = 38,08 \text{ кг}, \quad (2.60)$$

где k – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки.

Диаметр проволоки находим из условия прочности пружины:

$$\tau_{\max} = k \frac{8PD}{\pi d^3} < [\tau], \quad (2.61)$$

где k – коэффициент, численно равный

$$k = \frac{4C_n + 1}{4C_n - 1}, \quad \text{при} \quad C_n = \frac{D}{d}; \quad k = 1,17.$$

Из выражения (2,61) имеем:

$$d \geq \sqrt{\frac{k \cdot 8 \cdot P \cdot C_n}{\Pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{1,17 \cdot 8 \cdot 38 \cdot 8}{3,14 \cdot 4500}} = 0,449 \text{ см.} \quad (2.62)$$

Принимаем $d = 0,5 \text{ см} = 5 \text{ мм}$.

Средний диаметр пружины:

$$D = dC_n = 5 \cdot 8 = 40 \text{ мм.} \quad (2.63)$$

Находим величину осадки (вытяжки) для пружины из проволоки круглого сечения:

$$\lambda = \frac{8 \cdot P \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4}. \quad (2.64)$$

При данной нагрузке пружина должна иметь вытяжку не более 5 см.

Пружина будет работать на растяжение. По данной нагрузке рассчитаем диаметр требуемой пружины, толщину проволоки, из которой навита пружина, число витков.

Для расчетов принимаем некоторые данные из средних значений.

Допускаемое максимальное напряжение $[\tau] = 4500 \text{ кг/см}^2$.

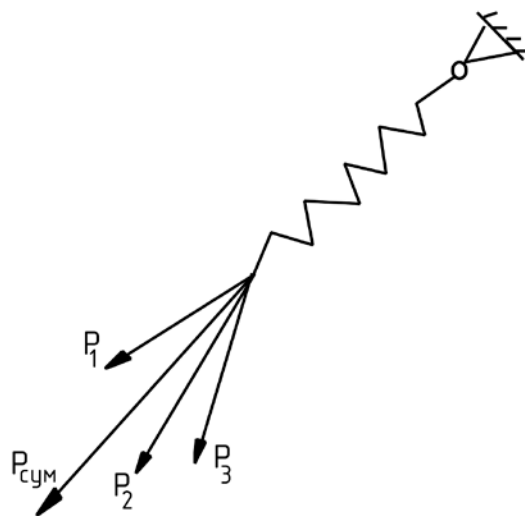


Рисунок 2.9 – Схема сил, действующих на пружину

Показанные на схеме силы (рисунок 2.9), действующие на пружину будут равны между собой по принятому ранее условию.

Схема определения суммарной силы приведена на рисунке 2.10.

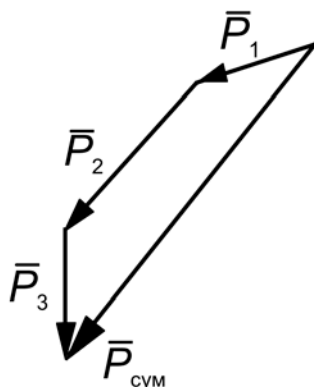


Рисунок 2.10 – Расчетная схема нахождения суммарной силы, действующей на пружину

Суммарная сила составляет 19,04 кг.

Для нормальной работы агрегата необходимо прямолинейное расположение штанги, поэтому прибавляем к штанге дополнительные натяжные стержни, получаем конечную схему растяжек (рисунок 2.11).

Рассчитаем данные компенсирующей пружины. Для этого разделим штангу на три части и через равные участки соединим концы растяжек с штангой. Считая, что нагрузка на все три растяжки будет одинаковая.

Определяем необходимое (рабочее) число витков пружины:

$$n = \frac{\lambda G d^4}{8 P D^3} = \frac{5 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,5^4}{8 \cdot 38,08 \cdot 4^3} = 12,8. \quad (2.65)$$

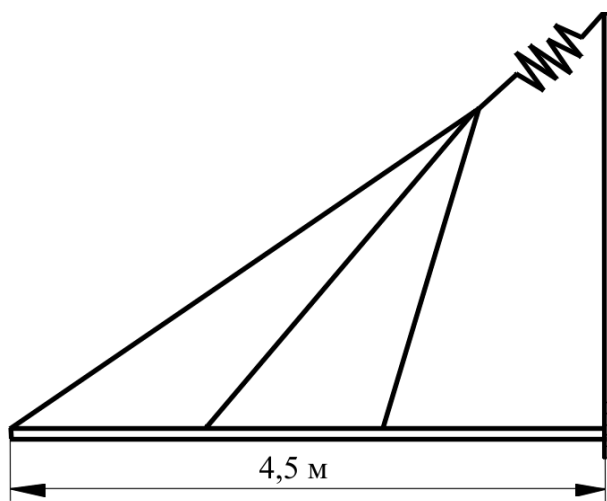


Рисунок 2.11 – Конечная схема растяжек

Концевые витки пружин растяжения, служащие для зацепления груза или закрепления за что-либо, практически не деформируются или их

деформация незначительна.

2.2. Агрегат для внесения в почву биогумуса и жижи

Биогумус представляет собой жидкое органическое удобрение плотностью около $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Норма внесения находится в пределах 1000...3000 кг/га. Промышленность специальных машин и приспособлений для внесения в почву биогумуса не выпускает, использование машин с распылителями считается экономически нецелесообразным. Поэтому нами рекомендуется агрегат на основе использования спирально-транспортирующих рабочих органов, разработанных авторами в Ульяновской ГСХА.

Общий вид агрегата для внесения биогумуса в почву изображен на рисунке 2.12.

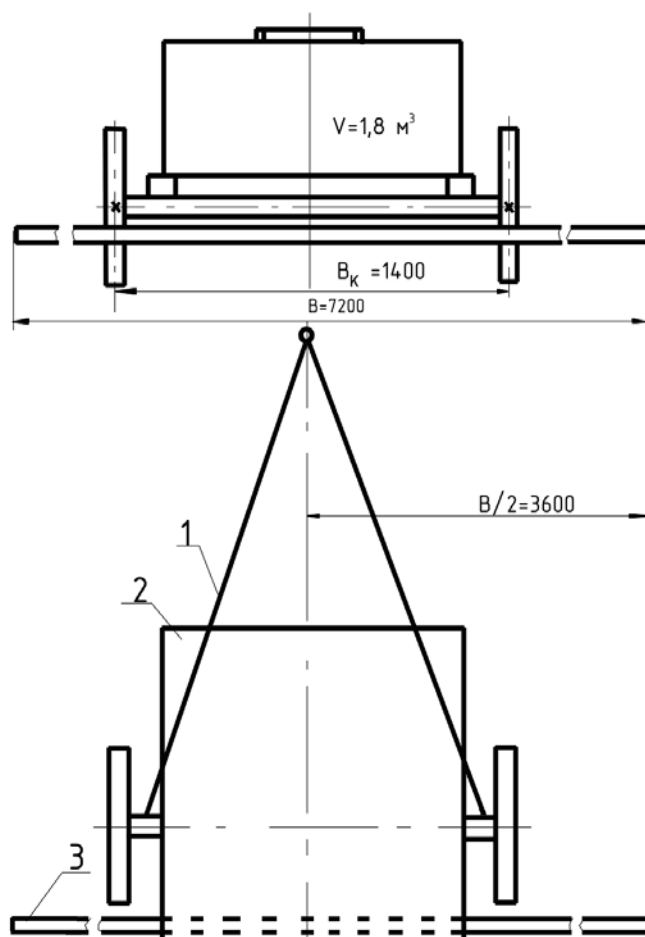


Рисунок 2.12 – Общий вид агрегата:
1 – прицеп; 2 – ёмкость; 3 – распределяющее устройство

Агрегат состоит из одноосного прицепа 1, ёмкости 2 для удобрения и распределяющего устройства по ширине захвата 3. Подача жидкости к распределяющим штангам осуществляется согласно схем (рисунок 2.13 – вертикальная плоскость, рисунок 2.14 – горизонтальная плоскость).

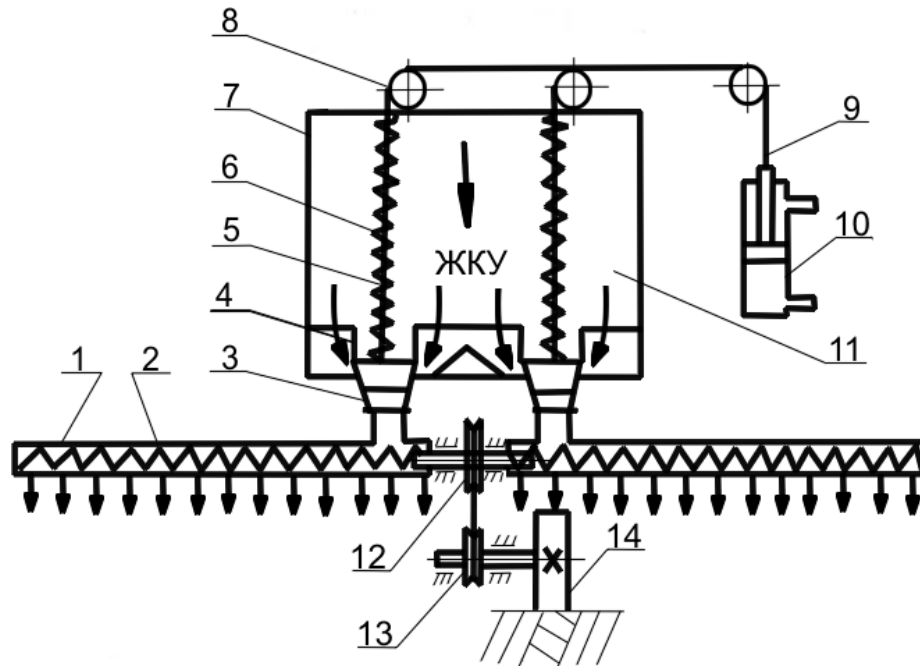


Рисунок 2.13 – Принципиальная схема устройства для поверхностного внесения жидких удобрений:

1 – кожух; 2 – спираль; 3 – переходник; 4 – направляющая клапана; 5 – шток клапана; 6 – пружина штока; 7 – ёмкость; 8 – ролики; 9 – тросик; 10 – гидроцилиндр; 11 – жидкое удобрение; 12 – ведомый шкив; 13 – ведущий шкив; 14 – опорное колесо

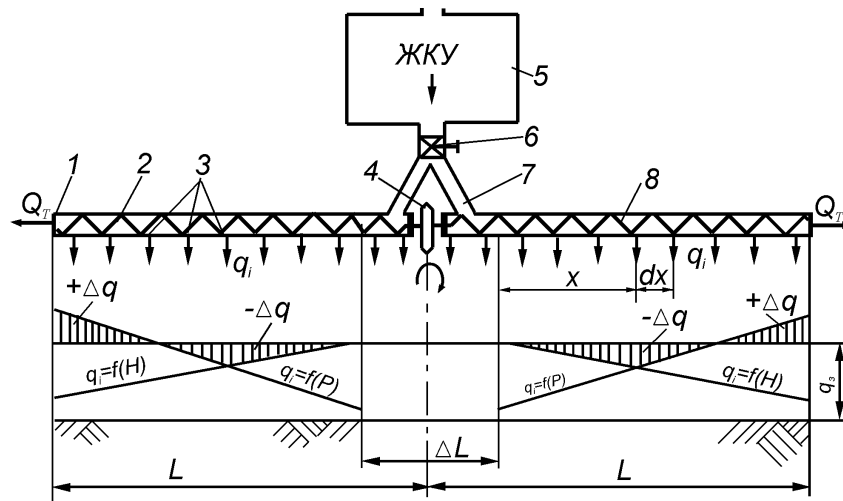


Рисунок 2.14 – Принципиальная схема регулирования равномерности внесения удобрения (напора в кожухе) по ширине захвата агрегата: 1 - заглушка, 2 - транспортирующая пружина, 3 - рассеивающие отверстия, 4 - привод; 5 - емкость; 6 - отсекающее устройство; 7 - раструб; 8 - полиэтиленовый кожух

Перевод штанг в транспортное положение по вертикальным и горизонтальным плоскостям приведен на рисунках 2.15а и 2.15б, а один из вариантов, когда штанги укладываются вдоль агрегата приведен на рисунке 2.15в и 2.15г.

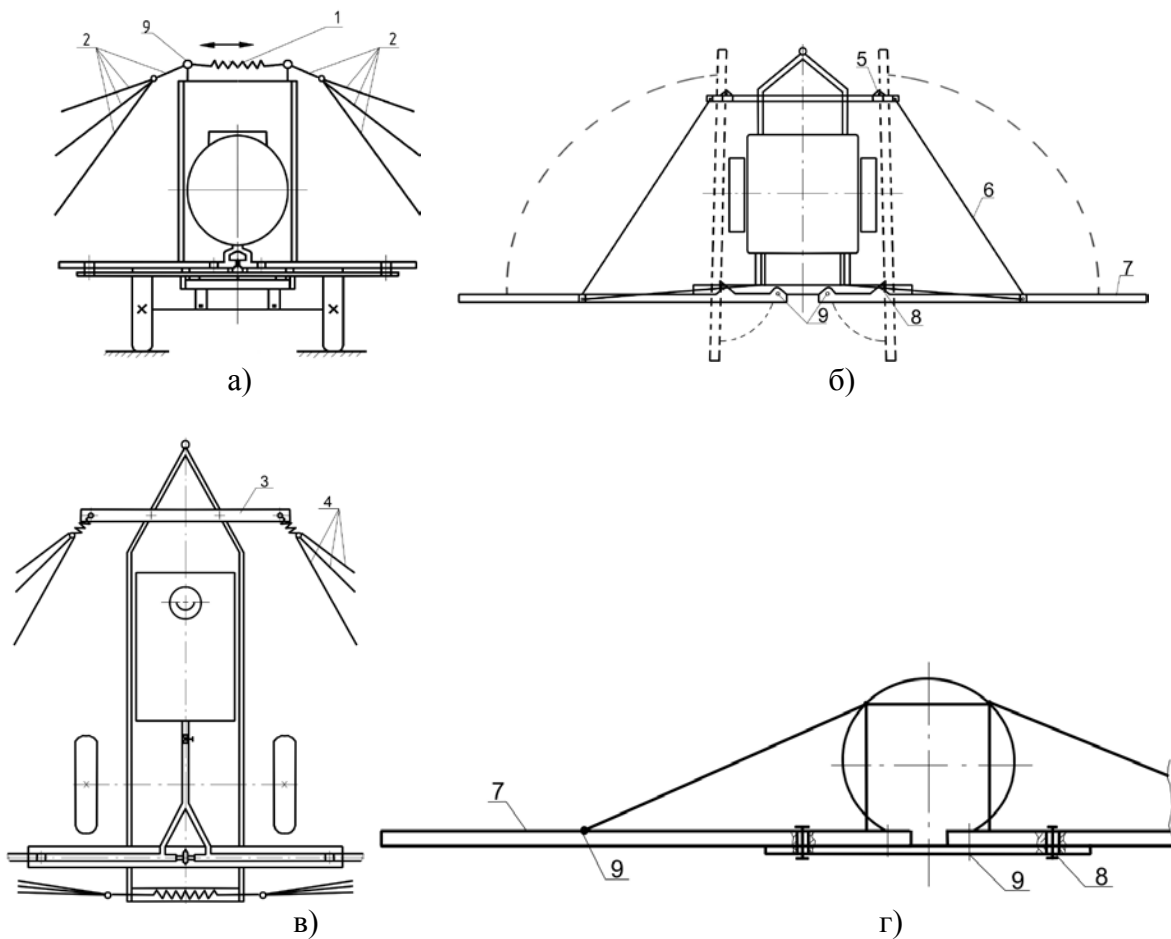


Рисунок 2.15 – Схема подвески штанг-кожухов: а) и г) – вертикальная плоскость; б) и в) – горизонтальная плоскость; 1 – пружина-амортизатор; 2 – тросик вертикальной плоскости; 3 – брус; 4 и 6 – тросики горизонтальной плоскости; 5, 8 и 9 – шарниры; 7 – штанги

Принципиальная схема работы отсекательного клапана мгновенного прекращения подачи жидкости из емкости к штангам приведена на рисунке 2.16.

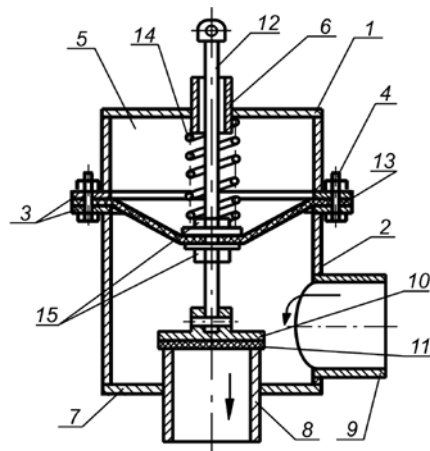


Рисунок 2.16 – Схема отсекательного клапана подачи удобрения: 1 и 7 – крышки; 2 – корпус; 3 – резиновая прокладка; 4 – болт; 5 – воздушное пространство; 6 – направляющая; 8 – стакан-выходной патрубок; 9 – входной патрубок; 10 – седло; 11 – прокладка; 12 – шток; 13 – уплотнение; 14 – пружина; 15 – гайка

Варианты конструктивного оформления привода рабочих спиралей во вращательное движение приведены на рисунках 2.17 и 2.18. Варианты привода рабочей спирали позволяют одной звездочкой 4 (рисунок 2.17) или ремнем клиновидным 12 (рисунок 2.18) вращать обе рабочие спирали, расположенные внутри штанги-кожуха в правой и в левой половинах агрегата.

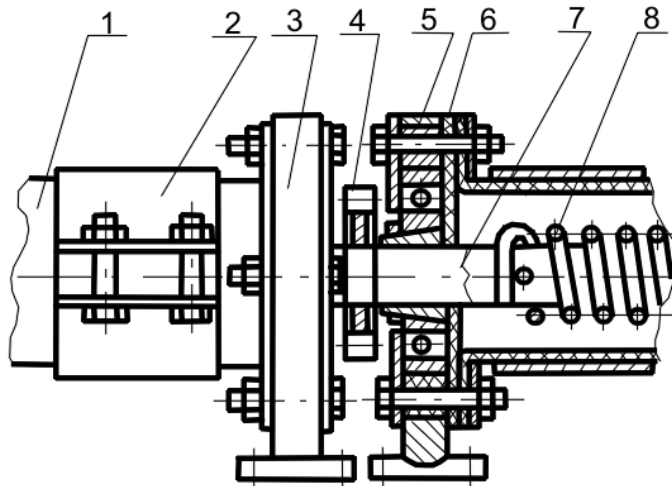


Рисунок 2.17 – Схема привода спиральной цепью: 1 – труба; 2 – патрубок подвода удобрения; 3 – корпус подшипника; 4 – звездочка привода спиралей; 5 – уплотнение; 6 – уплотнение от слива жидкости; 7 – вал; 8 – спираль

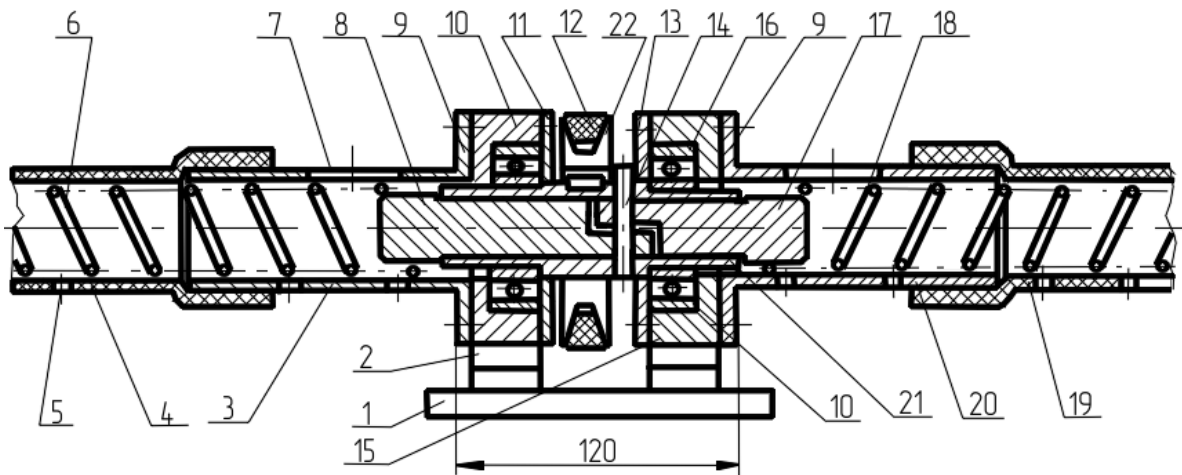


Рисунок 2.18 – Принципиальная схема привода рабочих спиралей клиноременной передачей: 1 – рама; 2 – подставка; 3 – левая сторона подачи жидкости; 4 – кожух-штанга левая; 5 – высевное отверстие; 6 – спираль левая; 7 – вход жидкости; 8 – муфта крепления левой спирали; 9 – крышка подшипника; 10 и 15 – корпус; 11 и 13 – корпус; 12 – ремень; 14 – стопор; 16 – подшипник; 17 – втулка крепления правой спирали; 18 – спираль правая; 19 – кожух; 20 – переходник; 21 – вал

В данном варианте рабочие спирали имеют соответственно, или правую, или левую навивку винтовой линии. В то же время не отбрасывается и вариант привода, во вращательное движение спиралей

навитых одинаково, обе спирали левой навивки, или обе спирали правой навивки. Естественно, при этом необходимо иметь две приводные звездочки (или шкива), как это изображено на рисунке 2.19.

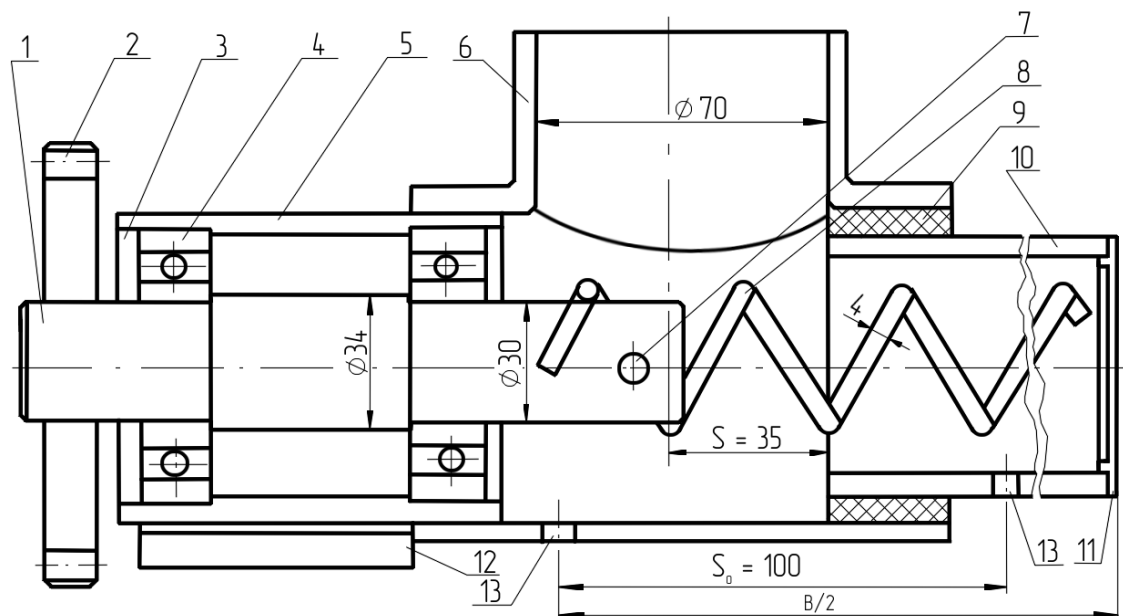


Рисунок 2.19 – Вариант компоновки узла спирали с индивидуальным вращением: 1 – вал; 2 – звездочка; 3 – крышка; 4 – подшипник; 5 – корпус подшипников; 6 – тройник подачи жидкости; 7 – болт крепления рабочей спирали; 8 – спираль; 9 – сальник; 10 – кожух-штанга; 11 – заглушка; 12 – рама; 13 – высевное отверстие

В подобных вариантах необходимо устанавливать дополнительно «паразитные» звездочки. Оба варианта требуют проработки с учетом материально-технической базы потребителя (изготовителя).

Компоновка емкости, приводного устройства

К числу важных вопросов компоновки агрегата относится выбор варианта заправки агрегата удобрением. Так, по варианту компоновки агрегата согласно рисунку 2.12. Для загрузки емкости агрегата требуется дополнительное грузочное устройство, например, насосное устройство. По варианту компоновки агрегата согласно принципиальной схеме (рисунок 2.20) представляется возможным заправку емкости удобрением осуществлять самотеком из транспортного агрегата с большой емкостью, так как, в данном варианте высота расположения заливной горловины емкости агрегата от уровня почвы не превышает 1,35 м.

С учетом тенденции перехода сельскохозяйственного производства к адаптивным (удешевленным) технологиям выбираем вариант компоновки агрегата по рисунку 2.14, где рекомендуется упрощенная (трубная) конструкция рамы, металлические колеса диаметром 700 мм и бак (ёмкость) с размерами равными $1,8 \times 1,0 \times 1,0 = 1,8 \text{ м}^3$, масса гумуса в ёмкости 1,8 т.

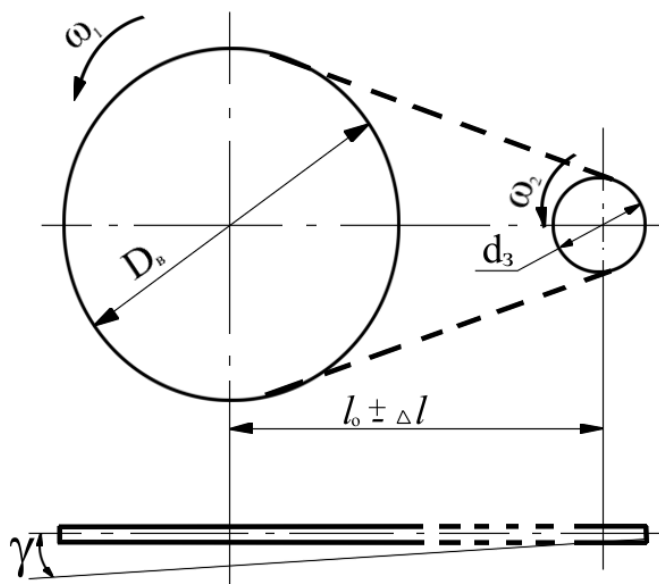


Рисунок 2.20 – Схема компоновки ведущей и ведомой звездочек

К одним из важных факторов компоновки агрегата относится процесс подачи удобрения из емкости (бака) к штангам-кожухам, в левую и правую сторону агрегата.

При этом могут быть два варианта подачи удобрения:

1. Емкость имеет два сливных отверстия, и жидкость подается индивидуально в каждую сторону агрегата;
2. Емкость имеет одно сливное отверстие и раздвоенный раструб с отсекательным клапаном мгновенного действия.

И первый, и второй варианты подачи удобрения имеют свои положительные и отрицательные аспекты. Так, при первом варианте необходимо иметь два отсекательных клапана. При втором варианте подачи удобрения снижается универсальность агрегата, например, при повороте агрегата удобрение продолжает поступать в обе стороны, что не исключает повторное внесение в почву удобрения. Исключается, также, возможность маневрировать при внесении удобрения на стыковых междурядьях или, например, внесении удобрения около лесных полос (для ускорения таяния снега).

Учитывая простоту устройства и дешевизну рекомендуемого нами отсекательного клапана (рисунок 2.16) выбираем емкость с двумя сливными отверстиями.

Направления вращения рабочих спиралей левой и правой половин агрегата могут быть одинаковыми (или левого, или правого вращения) и разнонаправленными (и левого, и правого).

При компоновке по варианту (рисунок 2.13), когда и левая, и правая пружины имеют одинаково направленную навивку используется дополнительная звездочка привода. При подобной компоновке одна из звездочек приводится во вращательное движение ослабленной ветвью цепи

по аналогии с натяжной звездочкой цепных передач. Вторым недостатком компоновки привода по схеме (рисунок 2.13) является то, что технически трудно осуществить равномерность внесения удобрения по ширине агрегата в месте монтажа подшипникового устройства, когда шаг вылива удобрения из отверстия может быть больше принятых нами шаге отверстий в 100 мм.

Общая компоновка агрегата малой высоты приведена на рисунке 2.20, схема привода звездочками на рисунке 2.21, схема роликового привода на рисунках 2.22 и 2.23.

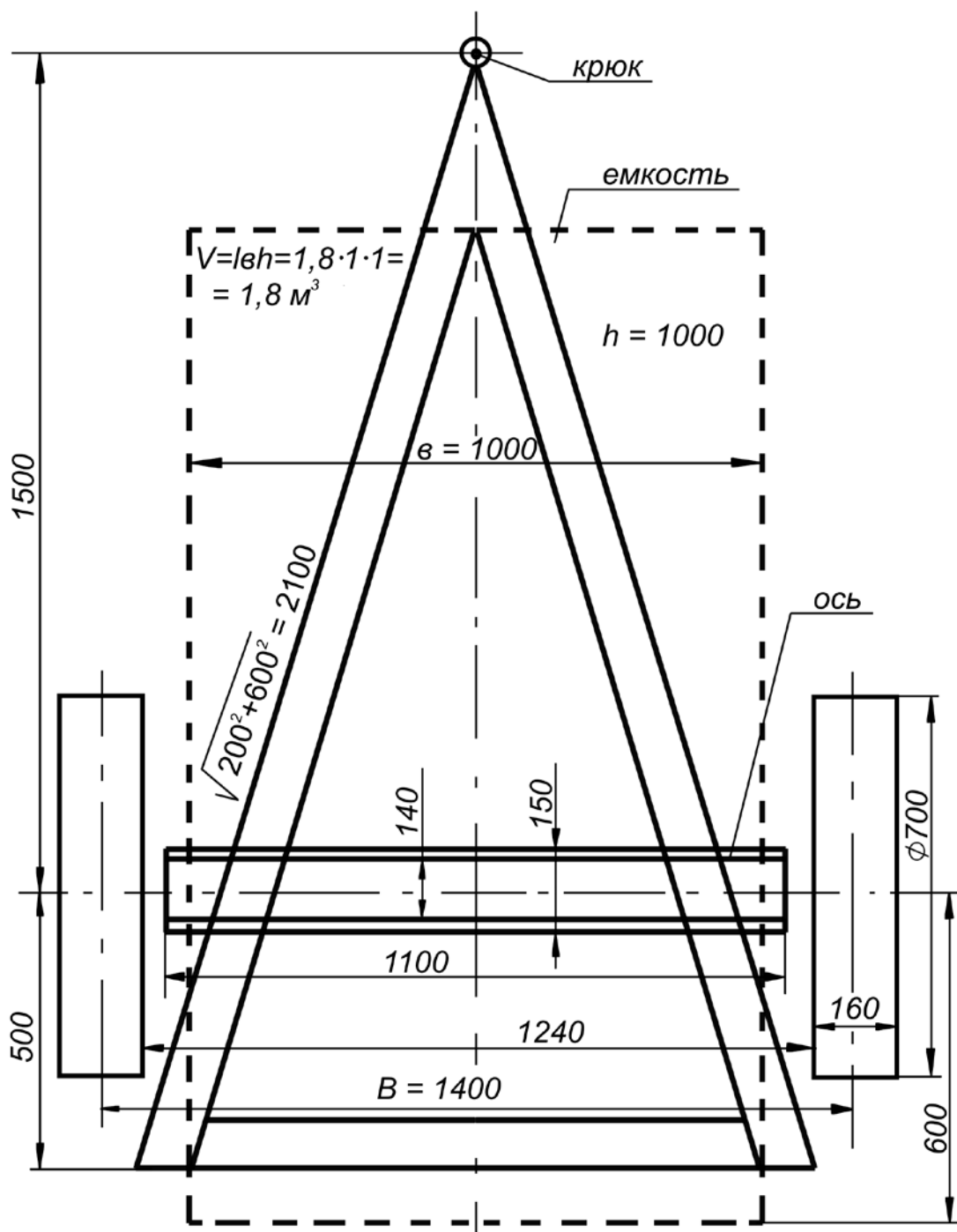


Рисунок 2.21 – Общий вид прицепа (вид сверху)

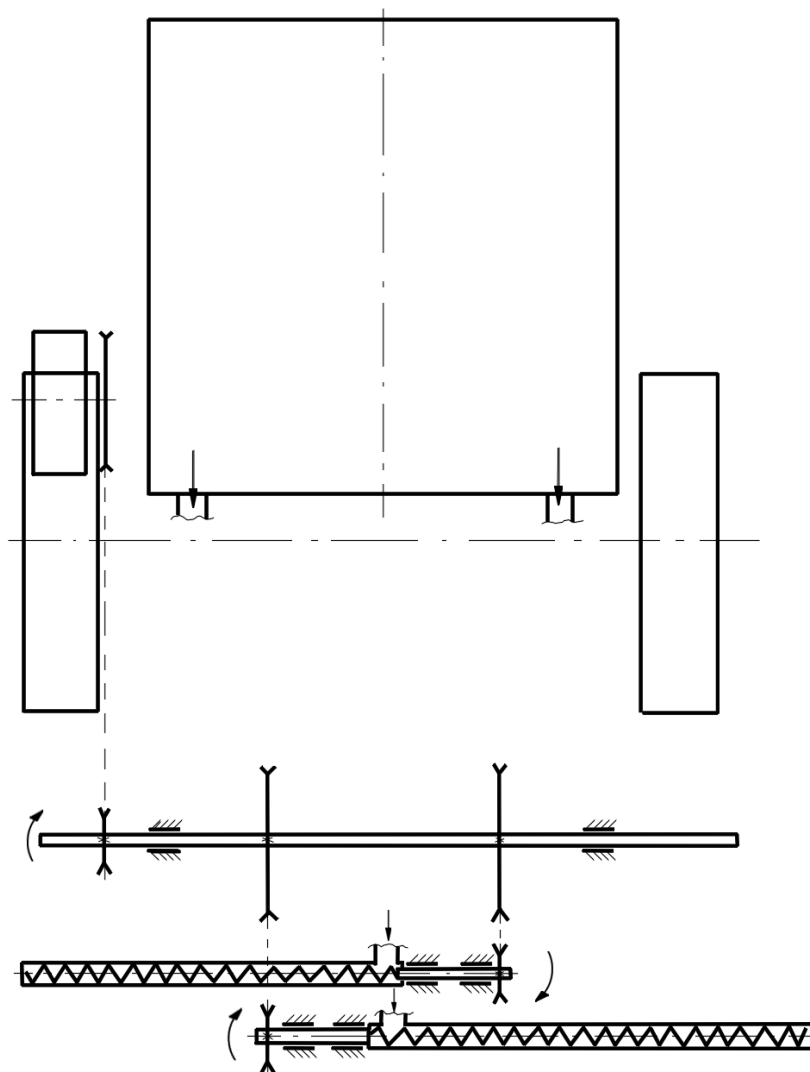


Рисунок 2.24 – Принципиальная схема привода рабочих спиралей (индивидуальный вариант привода каждой рабочей спирали)

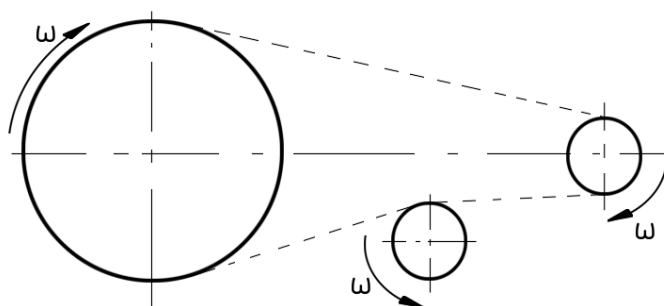


Рисунок 2.25 – Вариант привода рабочих спиралей использованием паразитной звездочки в случае одинаковой навивки винтовой линии

Для случае отсутствия рабочих спиралей различного направления навивки, одну из звездочек следует также вращать используя метод натяжных звездочек (рисунок 2,25), рекомендуется также вариант использования специального приводного колеса (рисунок 2.26).

Анализ вариантов компоновки агрегата во взаимосвязи с конструкцией прицепа, опорных колес, емкости, отсекательного клапана,

привода рабочих спиралей во вращательное движение, минимизации межцентрового расстояния высевных отверстий штанги-кожуха у мест крепления рабочих спиралей, отключения вращательного движения рабочих спиралей при поворотах агрегата, транспортировки агрегата, заправки емкости удобрением и другими, показывает, что все варианты имеют определенные положительные и отрицательные факторы, как технического или технологического характера, так и экономического.

Рассмотрим вариант компоновки агрегата с учетом следующих требований:

1. Наличие специального опорно-приводного колеса с максимально возможным диаметром приводной звездочки смонтированной за одно целое с рабочими спиралью, кожухами-штангами и отсекательным устройством;

2. Заправки емкости удобрением осуществляется самотеком из транспортного средства, когда высота вылива от поверхности почвы до заливной горловины емкости агрегата не превышает 1,0... 1,2 м;

3. Левая, и правая рабочие спирали приводятся во вращательное движение одной звездочкой согласно рисунка 2.18.

4. Ширина колеи агрегата равняется трем междурядьям по 70 см, или ширина колеи составляет 2,1 м;

5. Конструкция узла привода, штанг-кожухов и приводного колеса позволяет быстро осуществлять монтажные и демонтажные работы.

Общая схема компоновки подобного агрегата приведена на рисунке 2.26. В данном случае высота от почвы до горловины составляет $H = 1,1$ м, высота самой емкости составит 0,7 м, ширина и длина емкости по 1,75 м.

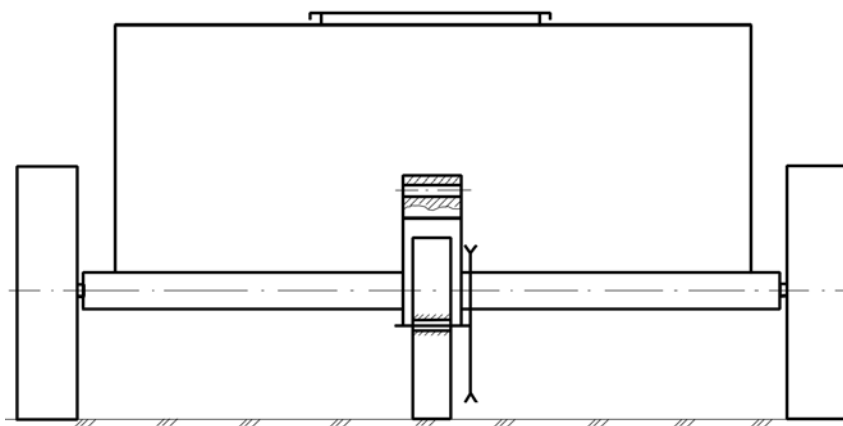


Рисунок 2.26 – Компоновка привода спирали от дополнительного приводного колеса («пятое колесо»)

Вид сбоку компоновки привода с дополнительным колесом приведен на рисунке 2.27.

В данном варианте ведомая звездочка, и соответственно рабочие спирали расположены на расстоянии 650 мм от задней стенки емкости, что приведет к увеличению длины соединительно-распределяющих трубок, их прогибу и уменьшению естественного напора жидкого удобрения. Поэтому наиболее практичным окажется вариант, когда ведомая звездочка

расположится у стенки емкости, а приводная звездочка (колесо) наоборот, будет удалена от ёмкости на 65- мм назад, что позволит снизить металлоемкость приводного устройства (рисунке 2.28).

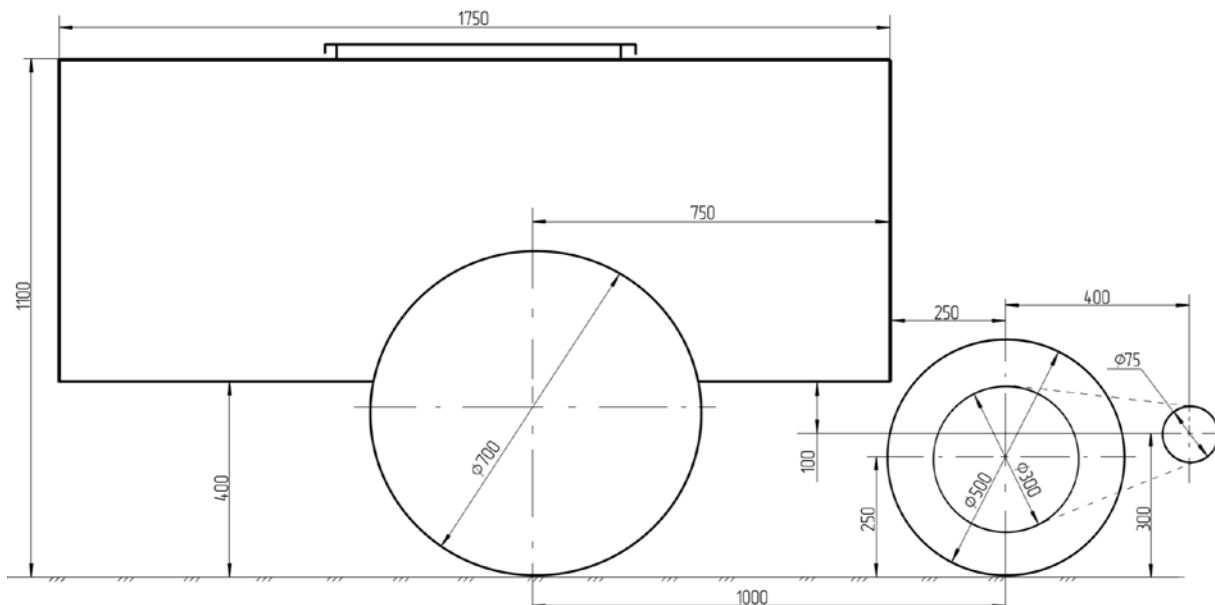


Рисунок 2.27 – Схема компоновки индивидуального приводного колеса (вид сбоку)

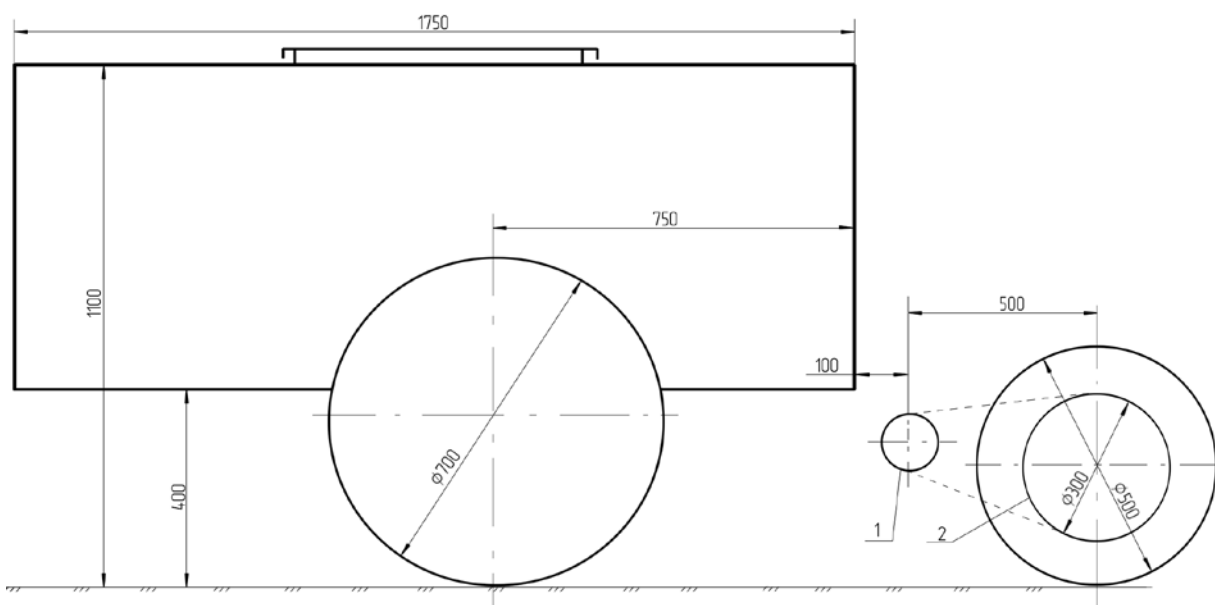


Рисунок 2.28 – Схема компоновки индивидуального приводного колеса с приставным вариантом: 1 – звездочка ведомая; 2 – звездочка ведущая

В подобном варианте появляется возможность рамку крепления опорных подшипников ведомой звездочки приблизить до 100 мм к задней стенке емкости и на этом же месте сконструировать ось подвески приводного колеса (предполагается при этом, что приводное колесо будет иметь возможность подниматься вверх от почвы, отключая тем самым

вращательное движение спирали).

С учетом необходимости упрощения конструкции и технологичности изготовления выбираем вариант, когда оси вращения ведомой и ведущей звездочек (1 и 2, рисунок 2.28) находятся в одной плоскости и прикрепляются к нижней плоскости рамы прицепа.

Принципиальная схема узла привода спирали во вращательное движение от специального «пятого» колеса приводного приведена на рисунке 2.29.

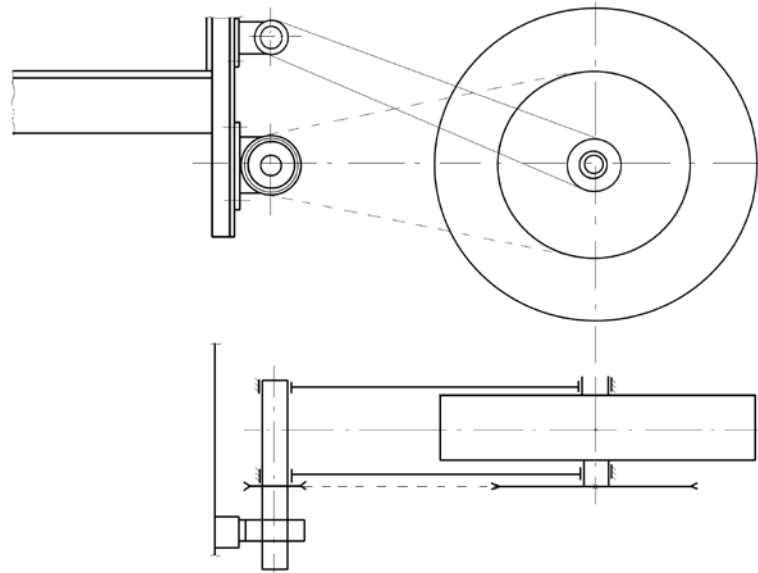


Рисунок 2.29 – Схема компоновки крепления индивидуального колеса к раме разбрасывателя

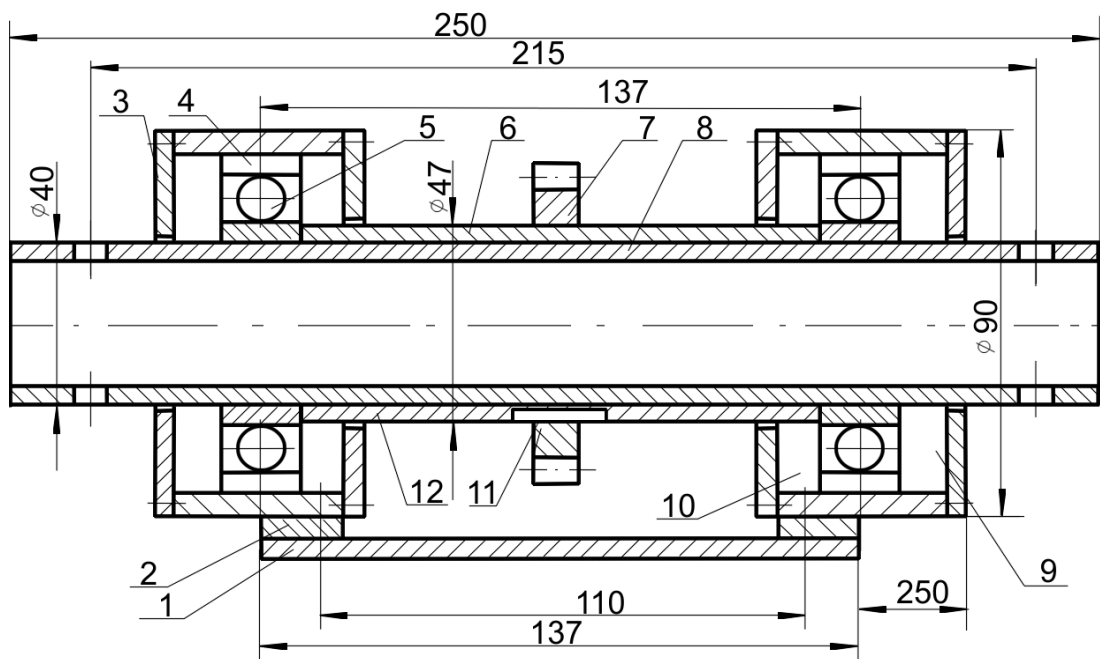


Рисунок 2.30 – Схема крепления рабочих спиралей правой и левой навивки одной звездочкой: 1 – рама; 2 – опора; 3 – крыша; 4 – корпус; 5 – подшипник; 6 – втулка; 7 – звездочка; 8 – втулка; 9,10 – сальник; 11 – шпонка; 12 – вал

На рисунке 2.30 приводится вариант вращения рабочих спиралей от одной звездочки от общего вала трубчатой формы, когда жидкое удобрение может перетекать от одной половины агрегата в другую, что будет благоприятствовать выполнению технологического процесса.

На рисунке 2.31 приводится один из упрощенных по технологии изготовления вариантов монтажа корпуса подшипника к рамке приводного устройства обычной сваркой.

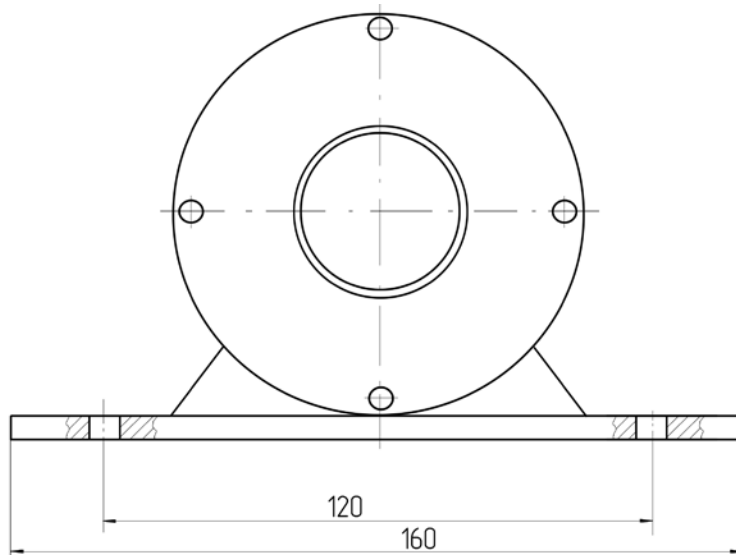


Рисунок 2.31 – Общий вид монтажа подшипникового устройства к остову привода

Один из многих возможных вариантов подвода жидкого удобрения от ёмкости к рабочим спиральям приведен на рисунке 2.32, что является продолжением схемы привода спиралей из рисунка 2.30.

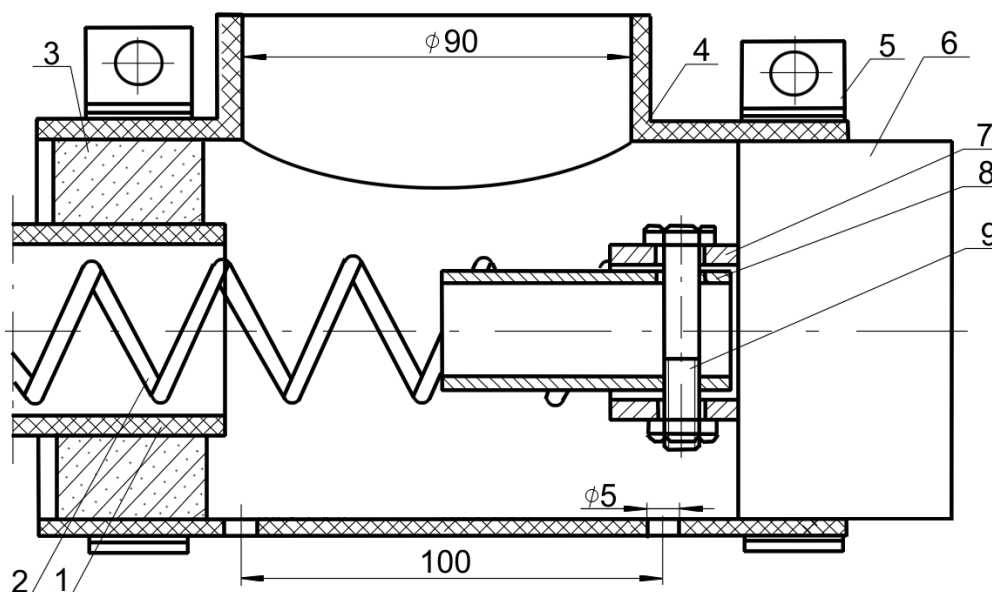


Рисунок 2.32 – Вариант подачи биогумуса: 1 – кожух-штанга; 2 – спираль; 3 – сальник; 4 – тройник; 5 – хомут; 6 - корпус подшипника; 7 – вал; 8 – втулка; 9 – болт

2.2.1. Технологический расчет

Принимаем наружный диаметр рабочей спирали $d = 36$ мм, диаметр проволоки $\delta = 4$ мм, внутренний диаметр спирали $d_b = 28$ мм, средний диаметр спирали 32 мм, длина спирали $L = 3600$ мм, частота вращения спирали $n = 300$ мин⁻¹, длина проволоки спирали $l = 3 \cdot L = 10800$ мм, масса спирали $G = q \cdot L = 0,0987 \cdot 10800 = 1,07$ кг, материал проволоки Ст. 65Г, 2 класс. Тогда имеем, осевую скорость перемещения винтовой поверхности спирали $v_z = S_n / 60 = 0,03 \cdot 300/60 = 0,15$ м/с, время прохода (продолжительность) прохода удобрения от емкости до конца штанги-кожуха;

$$t = \frac{l}{v_z} = \frac{10800}{0,15} = 72000 \text{ с},$$

длина пути проходимого агрегатом за данное время,

$$L_0 = v_a \cdot t = \frac{72000 \cdot 3,6}{3600} = 72 \text{ м}.$$

Половина агрегата за 72 м внесет удобрение на площади

$$W = B \cdot L = 3,6 \cdot 72 = 259 \text{ м}^2,$$

количество внесенного удобрения за это время составит:

$$X = 259 \cdot 10000 / 10000 = 259 \text{ кг},$$

Масса удобрения в кожуре-штанге составит ($D_k = 40$ мм):

$$G_k = V K_F \rho = 3,6 \text{ кг}.$$

Масса удобрения в кожуре диаметром 50 мм составит 5,5 кг. Производительность спирально-транспортирующего устройства при диаметре кожуха 40 мм составит 540 кг/ч, при диаметре кожуха 50 мм, соответственно 815 кг/ч.

Количество удобрения, вносимого агрегатом за 1 ч половиной агрегата, составит;

$$W_a = B \cdot v_a = 3,6 \cdot 7200 = 25900 \text{ м}^2 / \text{ч} \text{ или } 520 \text{ кг/ч}.$$

Таким образом, внесение 520 кг/ч удобрения обеспечивает кожух-

штанга внутренним диаметром 40 мм, так как $520 < 540$ кг/ч.

2.3. Перечень агрегатов для внесения удобрений внедренных в производство научной школой УГСХА

Общие схемы разработанных технических средств приведены на рисунках 2.33...2.43.

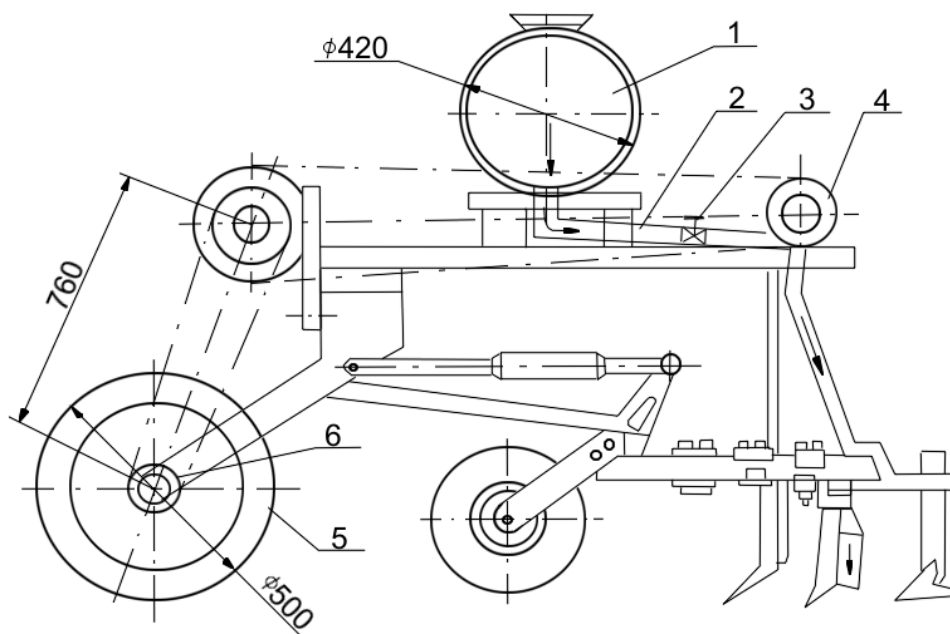


Рисунок 2.33 – Схема установки спирально-винтового рабочего органа для внесения ЖКУ на культиваторе КРН-5,6: 1 – ёмкость; 2 – патрубки; 3 – кран; 4 – кожух со спиралью; 5 – колесо; 6 – привод

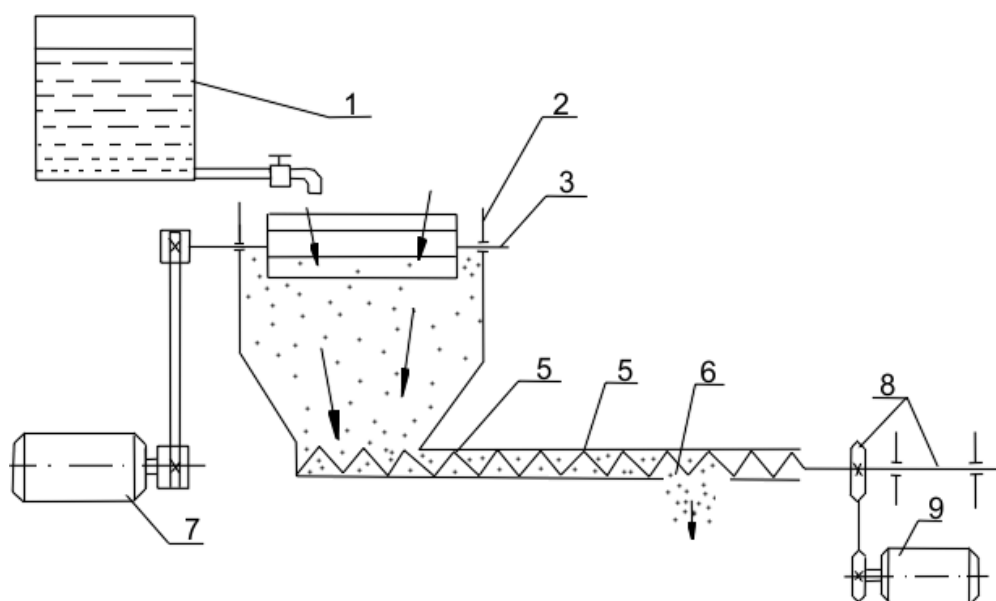


Рисунок 2.34 – Схема спирально-винтового гидрофобизатора семян кукурузы: 1 – ёмкость для раствора; 2 – подшипники; 3 – мешалка; 4 – кожух; 5 – спираль; 6 – выгрузное отверстие; 7, 9 – электродвигатели; 8 – привод

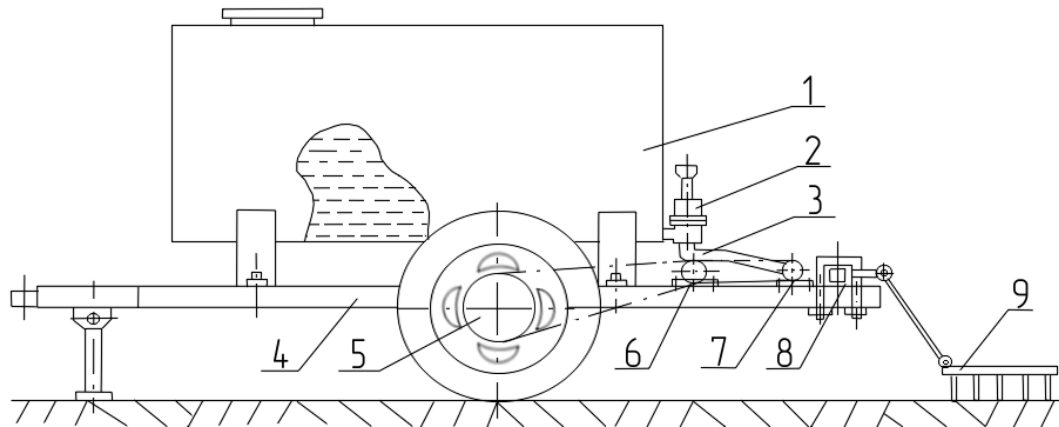


Рисунок 2.35 – Общий вид агрегата для внесения ЖКУ спирально-винтовым транспортирующим рабочим органом шириной захвата 8 м: 1 – ёмкость; 2 – отсекательный клапан; 3 – патрубки; 4 – рама; 5 – звездочка; 6 – вал; 7 – привод; 8 – брус; 9 – бороны

Агрегат для внесения ЖКУ шириной захвата 11 м

Назначение. Для поверхностного внесения в почву жидких комплексных удобрений плотностью более 1400 кг/м, биогумуса, помета.

Устройство. Состоит из трактора, емкости с прицепом, штанги для крепления полиэтиленовой трубы, приводного устройства от опорного колеса емкости, отсекального клапана, спирали (рисунок 2.35).

Рабочий процесс. Удобрение самотеком поступает на винтовые поверхности вращающихся в трубах спиралей (левого и правого), распределяется равномерностью 95% по высевным отверстиям.

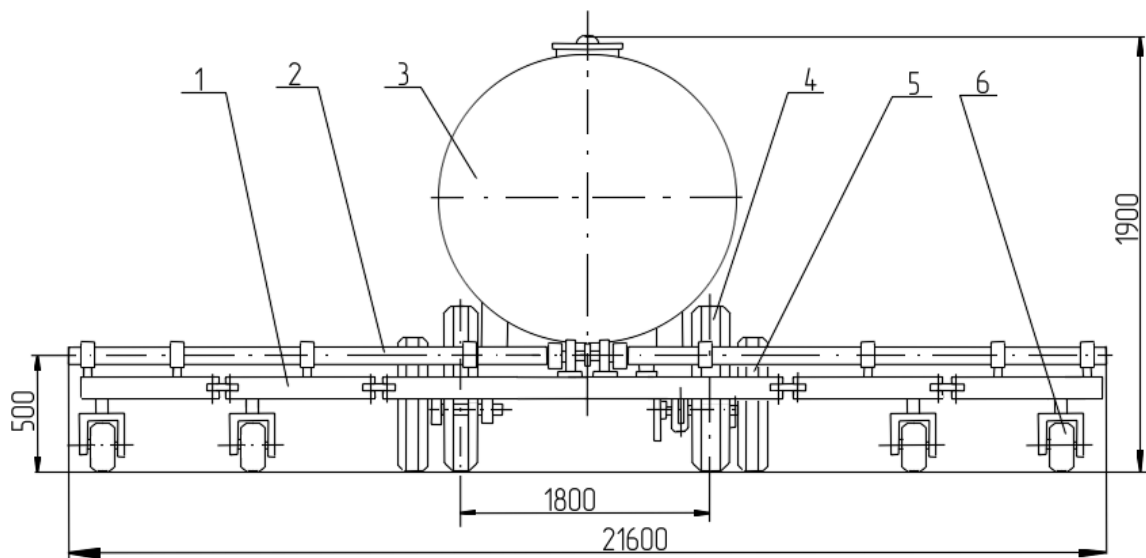


Рисунок 2.36 – Общий вид агрегата для внесения ЖКУ шириной захвата 21,6 м (вид сзади): 1 – рама; 2 – полиэтиленовый кожух; 3 – ёмкость; 4 – опорное колесо; 5 – приводное колесо; 6 – самоустанавливающиеся колеса

Общий вид агрегата со спирально-транспортирующим рабочим органом для внесения в почву жидких комплексных удобрений, оборудованный устройством для перевода агрегата в транспортное положение представлен на рисунке 2.37.

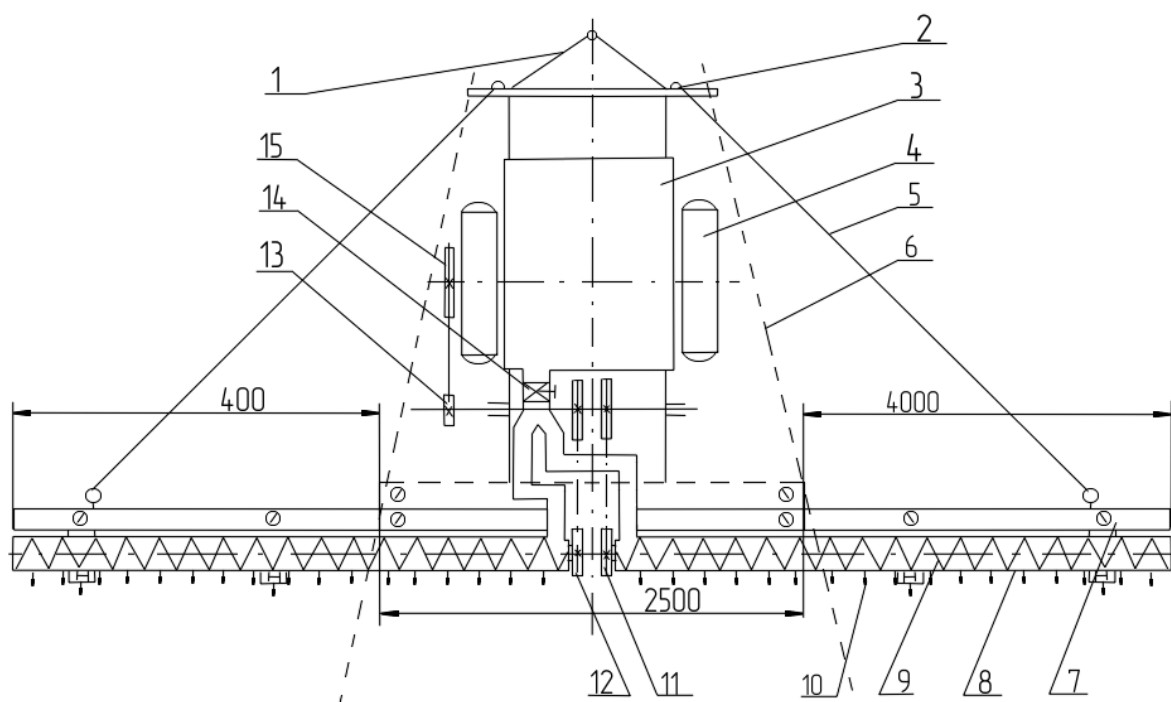


Рисунок 2.37 – Общий вид агрегата со спирально-транспортирующим рабочим органом для внесения в почву жидких комплексных удобрений оборудованного устройством для перевода агрегата в транспортное положение (совхоз «Никитинский» Сурского района): 1 – дышло; 2 – крюк; 3 – ёмкость; 4 – колесо; 5 – трос; 6 – кожух-штанга в транспортном положении; 7 – штанга; 8 – спираль; 9 – кожух; 10 – высевные отверстия; 11, 12 – звездочки привода пружину; 13, 15 – звездочки контрвала и колеса; 14 – отсекательный клапан



Рисунок 2.38 – Процесс внесения ЖКУ. Ширина захвата агрегата 22 м (колхоз им. Репинского Вешкаймского района Ульяновской области)

Агрегат оборудован складывающимся спиральным рабочим органом на шарнирной подвеске. Такое исполнение рабочего распределяющего органа позволяет переводить его из рабочего положения в транспортное для удобства транспортирования с одного поля на другое.

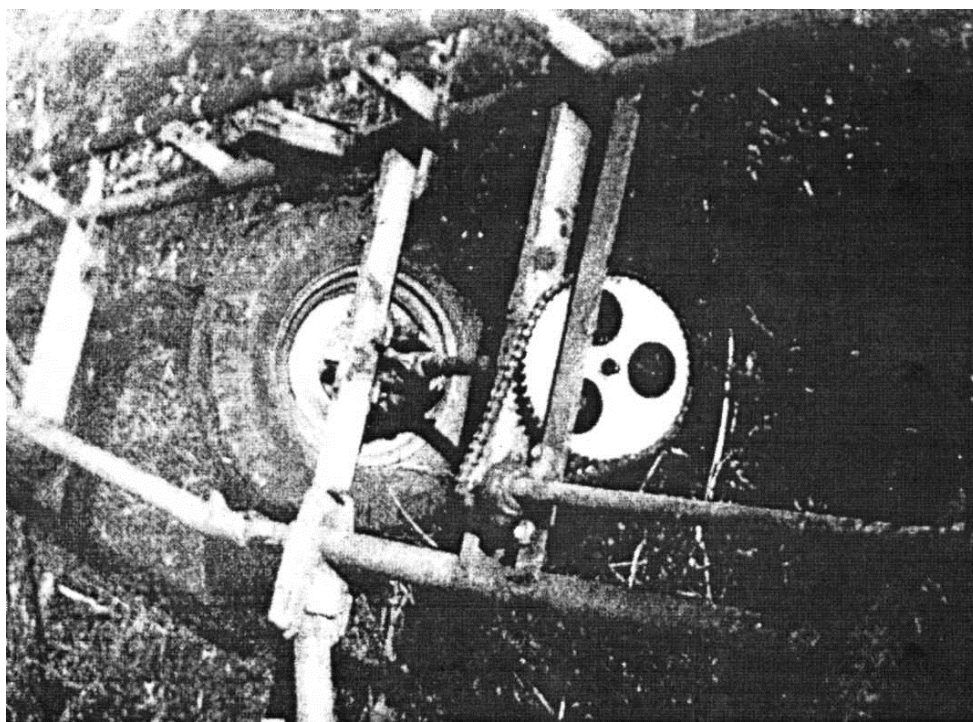


Рисунок 2.39 – Привод спирали от сцепки граблей ГП - 14

Общий вид компоновки привода спирали от опорного колеса емкости цепной передачей показан на рисунке 2.40.



Рисунок 2.40 – Привод спиралей от опорного колеса ёмкости

Техническая характеристика

1. Ширина захвата, м.....11
2. Производительность, га/ч.....10
3. Мощность привода спиралей, кВт.....0,5

Общая схема компоновки агрегата с возможностью копирования рельефа местности приведена на рисунке 2.41.

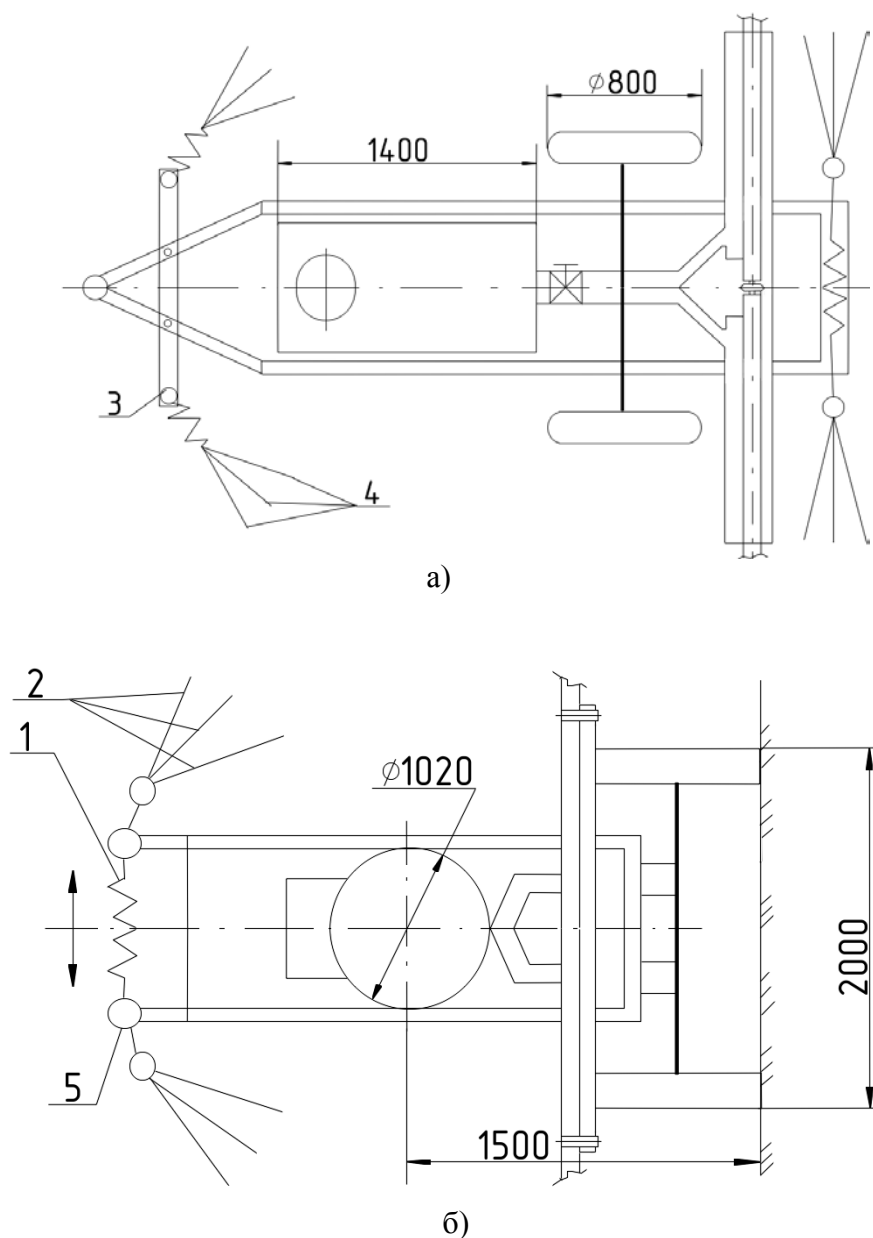


Рисунок 2.41 – Схема компоновки широкозахватного агрегата для внесения ЖКУ с копированием рельефа и демпфированием ударов: 1 – амортизационная спираль; 2 – гибкая тросовая подвеска в вертикальной плоскости; 3 – передняя балка; 4 – тросовая растяжка в горизонтальной плоскости; 5 – роликовые устройства; а – вид сверху; б – вид сзади

На рисунке 2.42 представлен общий вид спирального насоса для перемещения вязких материалов.

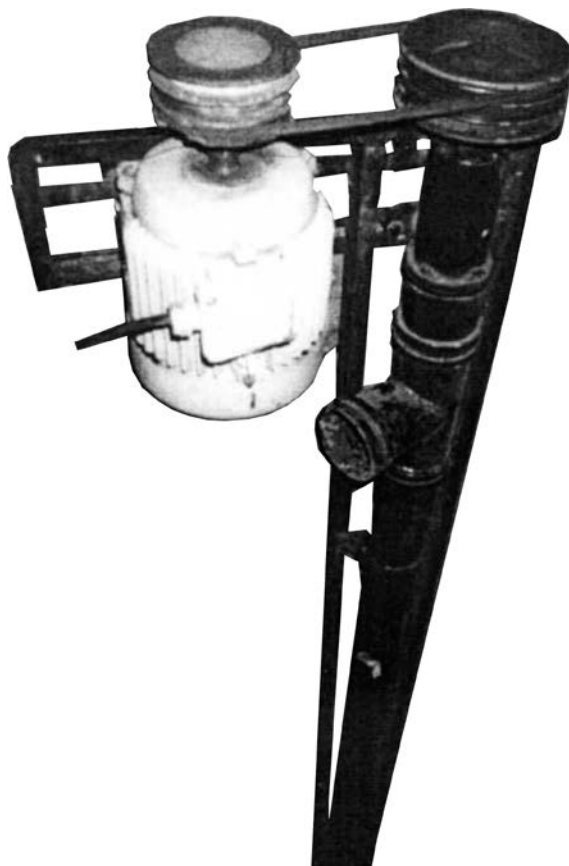


Рисунок 2.42 – Общий вид насоса

Назначение. Для подъема вязких, высокоплотных жидкостей с посторонними органическими примесями от жидкой до кашеобразной фазы (навозная жижа, помет, мазут, суспензии, продукты переработки молока и другие).

Устройство. Насос состоит из рамки, электродвигателя подшипникового устройства, клиноременной передачи, узла крепления спирали, вращающейся спирали, полиэтиленового кожуха, заборного и выпускного окон.

Техническая характеристика

Производительность (подача), т/ч.....	15
Высота подъема, м.....	5
Диаметр кожуха (внутренний), мм.....	90
Мощность двигателя, кВт.....	3
Плотность жидкости, кг/м ³ до.....	200
Масса (общая), кг.....	55
Масса рабочего органа (спирали), кг.....	6

3. Теоретические исследования

Целью теоретических исследований является обоснование конструктивных параметров и режимов работы спирально-винтовых устройств для обеспечения всего цикла технологического процесса внесения в почву жидких и сыпучих удобрений.

Разработанные и внедрённые в производство технические средства, механизмы внесения удобрений приведены в главе 2.

Технологический процесс внесения удобрений включает множество операций: подготовка к внесению, смешивание, дозирование, распределение, погрузка-разгрузка, транспортирование.

Основной отличительной особенностью наших исследований является использование во всех операциях одних и тех же идентичных спирально-винтовых рабочих органов.

3.1. Методические основы исследований

Теоретической основой исследования процессов перемещения жидких и сыпучих материалов спирально-винтовыми рабочими органами в общем случае являются основные законы механики деформируемых сред и гидромеханики, общие уравнения которых выражаются тремя основными законами природы: сохранения массы, импульса и энергии.

Из закона сохранения массы следует, что изменение массы материала перемещаемого рабочим органом в любом объеме равно ее потоку через поверхность, окружающую этот объем:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0, \quad (3.1)$$

где $\partial/\partial x$; $\partial/\partial y$; $\partial/\partial z$ – проекции скорости материала в данной точке на оси прямоугольных декартовых координат; ρ – плотность материала в этой точке; t – время.

Уравнение (3.1) связывает локальные и конвективные изменения плотностей материала с изменениями скоростей при переходе от данной фиксированной точки

$$\theta = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}. \quad (3.2)$$

Из закона сохранения импульса следует, что изменение количества движения материала в малом фиксированном объеме равняется потоку количества движения через поверхность, окружающую этот объем, сложенному с массовыми и поверхностными силами, приложенными к этому объему

$$P \left(\frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial t} + \mathcal{G}_x \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial x} + \mathcal{G}_y \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial y} + \mathcal{G}_z \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial z} \right) = \rho G_k - \frac{\partial P}{\partial k} + \frac{\partial}{\partial k} 2 \left(\mu \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial l} \left[\mu \left(\frac{\partial \mathcal{G}_l}{\partial k} + \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial m} \left[\mu \left(\frac{\partial \mathcal{G}_m}{\partial k} + \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial m} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial k} \mu \theta, \quad (3.3)$$

где $K, l, m = x, y, z$; G_k – обозначает проекцию объёмной силы на ось K ; θ – определяется уравнением (3.3); μ – вязкость материала.

Из закона сохранения энергии следует, что в фиксированном малом объеме материала изменение полной энергии, складывающееся из кинетической и внутренней энергий, равно потоку кинетической и внутренней энергии через поверхность, окружающую этот объем, и тепловому потоку через эту же поверхность, сложенному с работой напряжений над этим объемом:

$$P \left(\frac{\partial E}{\partial t} + \mathcal{G}_x \frac{\partial E}{\partial \delta} + \mathcal{G}_y \frac{\partial E}{\partial y} + \mathcal{G}_z \frac{\partial E}{\partial z} \right) = \varepsilon - \rho \theta + \frac{1}{A} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + D, \quad (3.4)$$

где E – внутренняя энергия единицы массы; λ – коэффициент теплопроводности материала; T – температура частицы материала; ε – приток тепла за единицу времени в единице объема вследствие причин, отличных от теплопроводности (например, лучеиспускание); A – термический эквивалент работы; θ – определяется уравнением (3.2); D – диссипативная функция, представляющая собой механическую работу сил вязкости, выделившуюся необратимо в виде тепла в единице объема материала за единицу времени.

Общая задача энергетического анализа перемещения и обработки материалов сводится к совместному решению уравнений (3.1)...(3.4). При этом искомое давление должно быть непрерывным, конечным и положительным, а искомые скорости также должны быть непрерывны и ограничены, и на неподвижном кожухе рабочего органа обращаться в нуль и т.д.

Вопрос о существовании решений системы дифференциальных уравнений (3.1)...(3.4) при граничных и начальных условиях в общей форме до

сих пор не разрешен, как не разрешен и вопрос о единственности возможных решений этой системы уравнений.

Основное затруднение как в общем исследовании вопросов о существовании и единственности решений уравнений (3.1)...(3.4), так и в фактическом построении решений этих уравнений для конкретных простейших случаев движения материала. Трудность решения заключается и в том, что во всех уравнениях (3.3) присутствуют нелинейные слагаемые, так называемых квадратичных членов инерции, и переменной вязкости.

Не существует и общего метода построения решений нелинейных дифференциальных уравнений (3.3). По этой причине при изучении отдельных вариантов движения материала приходится идти двумя путями: либо заранее задавать виды траектории всех отдельных частиц материала и устанавливать отвечающие этим траекториям частные решения уравнений (3.1)...(3.4), либо прибегать к приближенным методам, позволяющим в той или иной степени упрощать уравнения и приспособлять их к характеру отдельных типов конкретных задач.

Поскольку задавать заранее траектории всех частиц в конкретном виде можно лишь в ограниченном числе случаев, первое-направление использования уравнений (3.1)...(3.4) по своим возможностям весьма ограничено. Что же касается второго пути - пути использования всякого рода упрощений самих уравнений, то возможности его весьма широки. По существу все конкретные задачи о движении материала, имеющие тот или иной практический интерес, решаются именно на основании приближенных уравнений, получаемых из полных уравнений с помощью отдельных упрощений. Например, если предположить, что жидкость несжимаема, то уравнение (3.1) примет вид:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} = 0. \quad (3.5)$$

Ряд допущений, как пренебрежение силами инерции (скорости движения частиц материала в рабочих органах во много раз меньше скорости звука), отсутствие изменения вязкости материала по высоте и в поперечном сечении кожуха вполне очевидны и могут быть приняты при разработке математических описаний.

Перемещаемый материал, заполняющий пространство между внутренней поверхностью кожуха и винтовой поверхностью спирали, находится в весьма сложных условиях и изучение движения частиц материала представляет труднейшую проблему, как для экспериментальных, так и теоретических исследований.

Любое явление (астрономического, физического, химического и др.) имеет бесконечное число свойств и характерных особенностей, поэтому уже на первоначальном этапе его исследования сама собой возникает задача о выделении из этого бесконечного множества некоторого конечного количе-

ства основных, существенных свойств и об отбрасывании всего несущественного. Конечно, классификация характерных свойств данного явления по принципу «существенные» или «несущественные» должна строиться с учётом диалектического единства предмета и цели его исследования. Другими словами, в зависимости от задачи, которую ставит исследователь при изучении данного явления, одни и те же его свойства могут рассматриваться в некоторой ситуации как существенные, а в другой – как несущественные.

Данный постулат постоянно будет встречаться в наших исследованиях, тем более что теории процесса внесения удобрений имеют прикладной характер.

Сущность компоновки рабочего органа приведена на рисунке 3.1

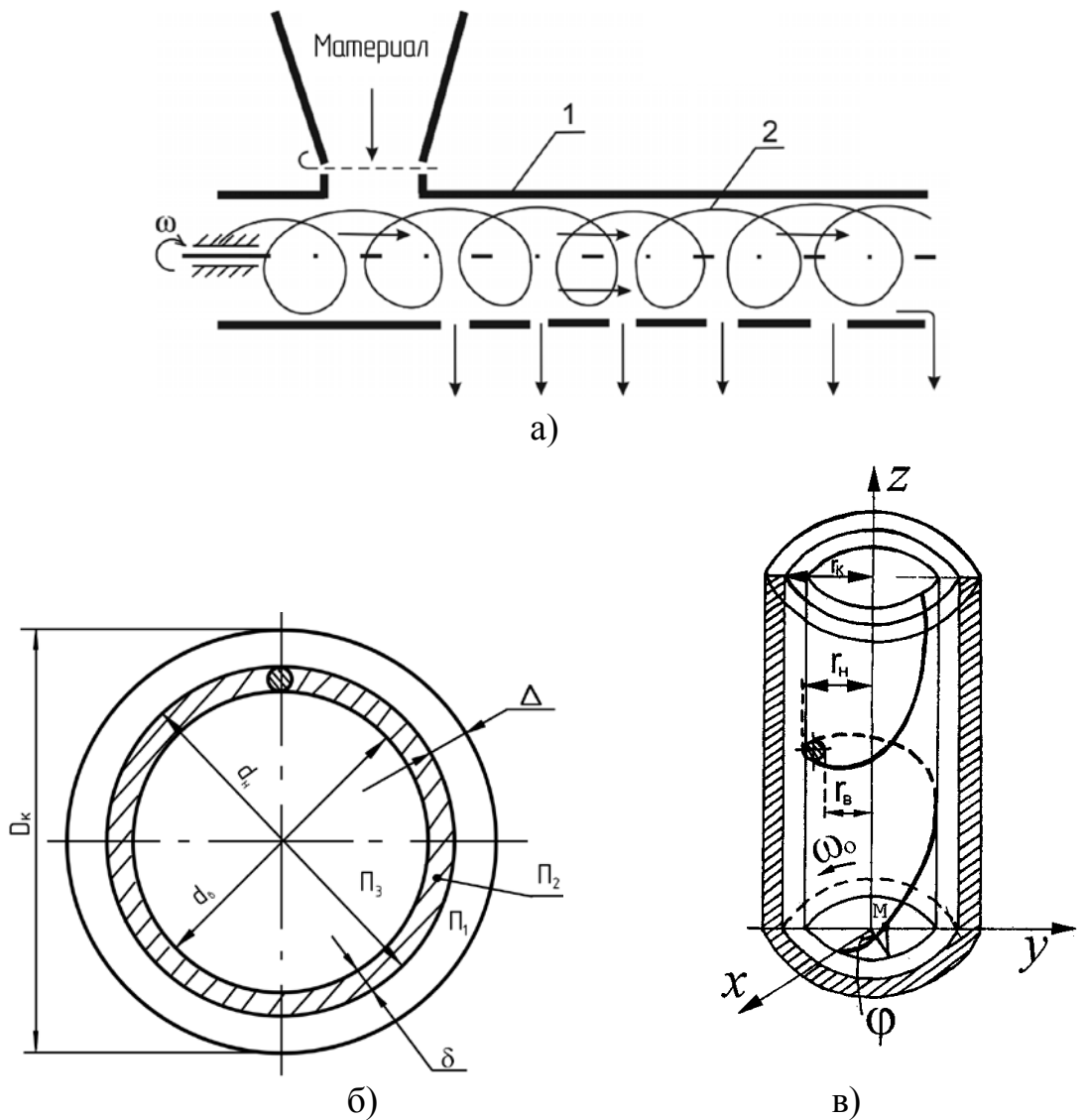


Рисунок 3.1 – Общая компоновка рабочего органа:

а) – перемещение с распределением; б) – схема распределения зон осевого перемещения; в) – вертикальное перемещение материала; 1 – кожух (труба); 2 – спираль

Осевое перемещение материала происходит во всех случаях компоновки спирально-винтового рабочего органа в трех зонах (рисунок 3.1 б): P_1 – зона между витками спирали; P_2 – зона между наружным и внутренним радиусом спирали; P_3 – зона между внутренним радиусом спирали.

Исследованиями установлено, что с учётом прочностных характеристик материала проволоки спирали доли зон поперечного сечения кожуха в первом приближении имеют следующие соотношения: зона P_1 – 10 %, зона P_2 – 15 % и зона P_3 – 75 %. Активной рабочей зоной является зона P_2 .

3.2. Функциональное назначение спирально-винтового рабочего органа

Основная функция спирально-винтового органа для случая внесения удобрений:

- перемещение (транспортирование материалов) – W ;
- создание напора (подача) жидкости – H .

Дополнительные (часто главные) функции:

- дозирование;
- распределение;
- смешивание;
- ворошение удобрений.

Производительность (перемещение), напор создаваемый в кожухе зависит от многих факторов:

$$W = f(D_k, d_n, S, \delta, \Delta, \gamma, n, w, f_{вн}, f_n, f_k, f_{пк}, \rho, K_F, K_g, \nu, K_f), \quad (3.6)$$

где D_k – внутренний диаметр кожуха; d_n – диаметр спирали; S – шаг спирали; δ – диаметр проволоки спирали; Δ – зазор между наружной поверхностью витков спирали и внутренней поверхностью кожуха; γ – угол наклона транспортирующего устройства к горизонту; n – частота вращения рабочей спирали; w – влажность перемещаемого материала; $f_{вн}$ – коэффициент внутреннего трения перемещаемого материала; f_n – коэффициент трения перемещаемого материала о проволоку; f_k – коэффициент трения перемещаемого материала о кожух; $f_{пк}$ – коэффициент трения проволоки пружины о кожух; ρ – плотность перемещаемого материала; K_F – коэффициент наполнения кожуха перемещаемым материалом; K_g – коэффициент осевого отставания перемещаемого материала от осевой скорости винтовой поверхности спирали; ν – вязкость перемещаемого материала; K_f – коэффициент, учитывающий форму поперечного сечения витка проволоки.

Основное назначение технических средств, машин и агрегатов на базе спирально-винтовых рабочих органов - обеспечение соответствующих агротехнических требований к отдельным операциям технологического процесса, соответственно, цель исследований подобных рабочих органов - достижение отдельно взятых наибольших показателей, в частности производительности перемещения (подачи) или напора жидкого удобрения.

3.3. Перемещение в зоне действия винтовой поверхности спирали

Рассмотрим характер движения жидкости в зоне действия винтовой поверхности спирали, выделив для этого (согласно гипотезам гидромеханики) кольцевой, бесконечно малый элемент жидкости (рисунок 3.2), размером dr в радиальном направлении и l по образующей.

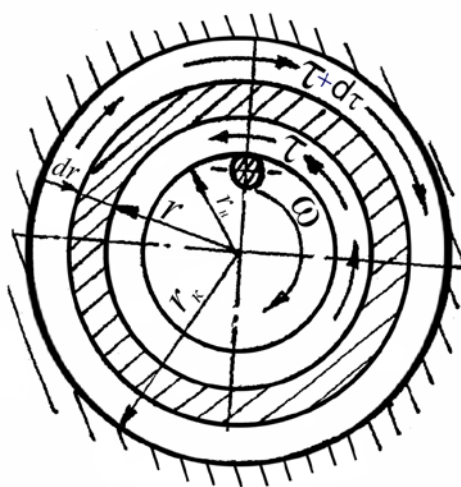


Рис. 3.2 – Режимы движения жидкости в зоне действия винтовой поверхности.

Фрикционные касательные внешние силы трения на внутренней поверхности $\tau 2\pi r l$ и $2\pi l(\tau + d\tau)(r + dr)$ на наружной. Уравнение моментов сил трения относительно оси вращения имеет вид

$$2\pi r^2 l \tau - 2\pi l (\tau + d\tau) (r + dr) (r + dr) = 0, \quad (3.7)$$

где l – длина транспортирования.

После преобразований имеем

$$\tau r^2 - (\tau + d\tau) (r + dr)^2 = 0. \quad (3.8)$$

Исключая малые величины, получаем

$$\tau r^2 = A, \quad (3.9)$$

где A – постоянная.

В уравнениях (3.8) и (3.9) не учитываются криволинейность движения и вращение жидкости. По законам послойного внутреннего трения движение передается за счет сдвига слоев.

Выделяя во вращающейся жидкости два слоя радиуса r и $r+dr$ (рисунок 3.3), определим скорость относительного сдвига слоев.

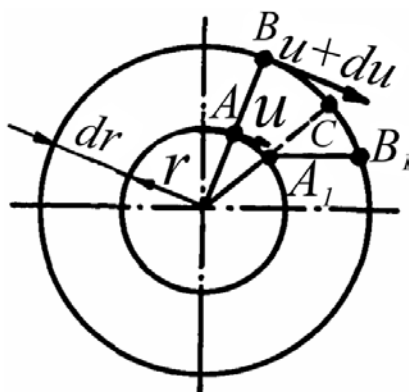


Рис. 3.3.- Схема скоростей относительного сдвига слоев жидкости.

За промежуток времени t точка A внутреннего слоя переместится в A_1 , а B в B_1 , т.е. дуга $AA_1 = Ut$, дуга $BB_1 = (U+du)t$. Тогда сдвиг определится из уравнения:

$$CB_1 = BB_1 - BC = (U + du)t - U \frac{r + dr}{r} t = \left(du - U \frac{dr}{r} \right) t$$

и скорость сдвига соответственно будет равна

$$\frac{CB_1}{t} = du - U \frac{dr}{r}. \quad (3.10)$$

Касательное напряжение пропорциональное угловой скорости деформации сдвига определится из уравнения:

$$U = -\frac{A}{2\mu \cdot r} + Br, \quad (3.11)$$

Тогда, подставляя значения τ из (3.11), получим линейное дифференциальное уравнение:

$$\frac{dU}{dr} = \frac{U}{r} + \frac{A}{\mu \cdot r^2} \quad (3.12)$$

и после интегрирования получим:

$$U = -\frac{A}{2\mu \cdot r} + Br, \quad (3.13)$$

где B – постоянная.

При граничных условиях: $r = r_H$; $U = U_0$ и при $r = r_K$; $U = 0$, распределение скоростей будет иметь вид:

$$U = \frac{r_H r_K^2 - r_H^2 r^2}{(r_K^2 - r_H^2)r} U_0, \quad (3.14)$$

где U_0 – скорость винтовой поверхности в окружном направлении, т.е. $U_0 = \omega \cdot r$, тогда

$$U = \frac{r_H^2 (r_K^2 - r^2)}{r (r_K^2 - r_H^2)} \omega. \quad (3.15)$$

Для определения скорости жидкости в осевом направлении под действием давления создаваемого винтовой поверхностью спирали при высоких скоростях вращения, выделим внутри кожуха малый кольцевой элемент толщиной dr между r_K и r_H (рисунок 3.4).

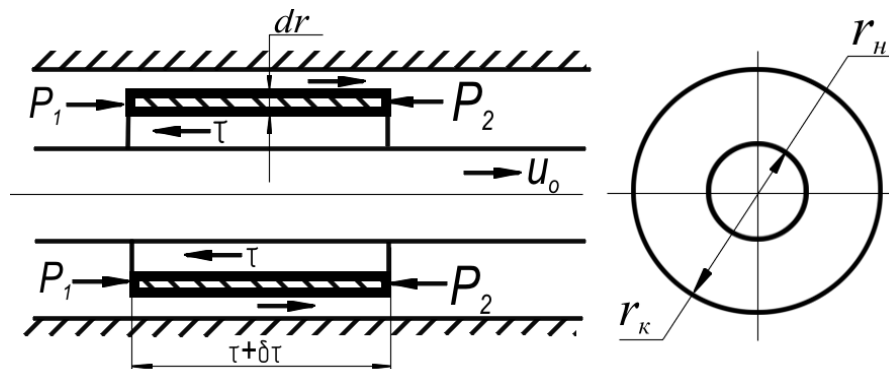


Рисунок 3.4 – Схема осевого движения жидкости в кожухе

Уравнение движения элемента (рисунок 3.4) имеет вид:

$$(P_1 - P_2)2\pi r dr - \tau 2\pi r l + (\tau + d\tau)2\pi(r + dr)l = 0. \quad (3.16)$$

По аналогии с законами гидромеханики, обозначая $P_1 - P_2 = P$, сокращая малые величины и преобразовывая, получим:

$$rPdr + ld(\tau \cdot r) = 0. \quad (3.17)$$

Интегрируя, заменяя $\tau = \mu \frac{dU}{dr}$, принимая $U = 0$ при $r = r_k$ и $r = r_n$, находим скорость движения жидкости в условном зазоре, равном $(r_k - r_n)$:

$$U = \frac{P}{4\mu \cdot l} \left[r_k^2 - r^2 + \frac{r_k^2 - r_n^2}{\ln \frac{r_k}{r_n}} \cdot \ln \frac{r_k}{r_n} \right]. \quad (3.18)$$

Интегрируя уравнение (3.18), получим выражение для определения соответственно подачи транспортирующего рабочего органа:

$$W = \int_{r_n}^{r_k} U 2\pi r dr = \frac{\pi P}{8\mu \cdot l} \left[r_k^4 - r_n^4 + \frac{(r_k^2 - r_n^2)^2}{\ln \frac{r_k}{r_n}} \right]. \quad (3.19)$$

Для граничных условий $r = r_n$ при $U = U_o$ и стремлении шага спирали $S \rightarrow l$, где l – длина спирально-винтового рабочего органа, имеем

$$U = U_o \frac{\ln \frac{r_k}{r}}{\ln \frac{r_k}{r_n}}, \quad (3.20)$$

соответственно подача

$$W = 2\pi r U_o \frac{1}{\ln \frac{r_k}{r_n}} \left[\frac{r_k^2 - r_n^2}{4} - \frac{r_n^2}{2} \ln \frac{r_k}{r_n} \right]. \quad (3.21)$$

Для случая вертикального подъема жидкости, заменяя $d_k = 2r_k$ из уравнения (3.21), находим:

$$W = \frac{\pi U_o}{4 \ln \frac{d_k}{\delta}} \left[\frac{d_k^2 - \delta^2}{2} - \delta^2 \ln \frac{d_k}{\delta} \right] - \frac{\pi g}{128 \gamma} \left[d_k^4 - \delta^4 - \frac{(d_k^2 - \delta^2)^2}{\ln \frac{d_k}{\delta}} \right]. \quad (3.22)$$

Однако в действительности для экономичных режимных параметров подобное транспортирование спирально-винтовыми рабочими органами затруднительно.

Перед началом процесса подъёма жидкости вверх подпорная ёмкость заполняется жидкостью полностью, а кожух лишь частично и вследствие вращения спирали в кожухе устанавливается параболоид вращения (рисунок 3.5). Вблизи спирали за счет неравномерности пограничного слоя геометрия параболоида вращения нарушается.

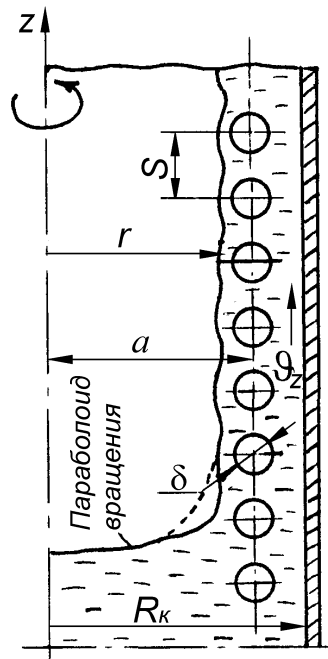


Рисунок 3.5 – Распределение жидкости в кожухе при вертикальном транспортировании

Частицы жидкости, оказавшиеся в пространстве $a < r < R_k$ вовлекаются в осевое движение. Коэффициент заполнения кожуха жидкостью увеличивается за счет подпора, так как нижний уровень параболоида вращения сохраняется на прежнем (до вращения) уровне. Предполагается, что при вращении в пространстве $a < r < R_k$ и $z > H$, где H – высота параболоида вращения, пограничный слой, образующийся вдоль проволоки спирали, в пространстве между мгновенными положениями витков удерживается пленкой поверхностного натяжения и эта пленка совершает винтообразное движение вместе со спиралью, увлекая при этом близлежащие частицы жидкости. При $r_i \rightarrow R_k$ импульс частицы жидкости ослабевает вследствие вязкости жидкости. Внутренняя стенка кожуха, естественно, оказывает на движение жидкости

тормозящее воздействие, т.к. она является неподвижной.

Сделанное предположение приближенно соответствует наблюдаемой в стеклянной трубе картине течения. Нами рассматривается установившееся, осесимметричное движение жидкости.

Если допустить, что на пленке поверхностного натяжения флуктуации скоростей \mathcal{G}_ϕ и \mathcal{G}_z намного меньше самих скоростей, то оказывается возможным разработать расчетную модель течения жидкости (Н. П. Филимонова).

Расчетная модель состоит в том, что сложная по геометрии пленка поверхностного натяжения между витками спирали, заменяется цилиндрической поверхностью радиуса $r = a$, вращающейся с угловой скоростью ω и движущейся вдоль координаты z со скоростью $\mathcal{G}_z = b \cdot \omega$.

Такая постановка задачи позволяет отдельно определить осевую и окружную скорости течения жидкости в пространстве $a < r < R_k$ и $z > H$. Подобие расчетной модели истинной картине будет достаточно полным, если будет определено соотношение между силами трения при обтекании проволоки спирали и при течении вдоль кожуха $r = a$.

Закон сопротивления движению жидкости вдоль стенок кожуха расчетной модели и вдоль проволоки спирали можно записать в виде:

$$F_z = Cf_z \frac{\rho \mathcal{G}_z^2}{2} \cdot S_z \text{ и } F_\pi = Cf_\pi \frac{\rho \mathcal{G}_z^2}{2} \cdot S_\pi, \quad (3.23)$$

где индексы π и z относятся соответственно к спирали и кожуху (цилиндру);

$s_z = \frac{\pi}{2} \cdot S_z^*$ – поверхность пленки поверхностного натяжения; S_π – поверхность проволоки спирали; ρ – плотность жидкости; \mathcal{G}_z – осевая скорость жидкости.

Используя коэффициенты подобия гидродинамического K_1 и геометрического K_2 определим общий коэффициент подобия:

$$K = \frac{F_z}{F_\pi} = \frac{Cf_z}{Cf_\pi} \frac{\pi S_z}{2 S_\pi} = K_1 \cdot K_2. \quad (3.24)$$

Коэффициент геометрического подобия определится из уравнения:

$$K_2 = \frac{\pi S_z}{2 S_\pi} = \frac{\pi \bar{l} \cdot 2\pi \cdot ah}{4\pi^2 \delta \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \bar{l}} = \frac{ah}{2\delta \sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{\pi ab}{\delta \sqrt{a^2 + b^2}}, \quad (3.25)$$

где $S_z = 2\pi al$ – площадь поверхности кожуха (цилиндра); $i = \frac{\bar{l}}{h}$ – число витков спирали на длине l ; $S_\pi = 2\pi^2 \delta \sqrt{a^2 + b^2} \cdot i$ – площадь поверхности проволоки

ки; $h = 2\pi b$ – ход винтовой линии на один радиан.

Истинное течение жидкости вдоль проволоки спирали характеризуется числами Re лежащими в пределах $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ и для него коэффициент сопротивления определяется по Блазиусу:

$$Cf_z = \frac{0,664}{\sqrt{Re}}. \quad (3.26)$$

Таким образом, задача определения коэффициента гидродинамического подобия K_1 сводится к определению чисел Re для истинного и модельного течений:

$$Re_n = \frac{\omega \sqrt{a^2 + b^2} \cdot l}{\nu} \quad \text{и} \quad Re_z = \frac{\omega b \bar{l}}{\nu}, \quad (3.27)$$

где $l = 2\pi \sqrt{a^2 + b^2} \cdot i$ – длина пути частицы жидкости, т.е. длина винтовой линии; ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/s .

В результате подстановок получим:

$$\begin{aligned} K &= \frac{Cf_z}{Cf_n} = \frac{0,664 \sqrt{Re_n}}{\sqrt{Re_z}} = 9 \cdot \nu^{0,3} \cdot \omega^{-0,3} (a^2 + b^2) \cdot \bar{l}^{-0,3} \cdot b^{-0,7} = \\ &= 9 \left[\frac{\nu \cdot b}{\omega l (a^2 + b^2)} \right]^{0,3} \cdot \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{b}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Соответственно полный коэффициент подобия

$$K = K_1 \cdot K_2 = 9\pi \frac{a}{\delta} \left[\frac{\gamma \cdot b}{\omega \cdot \bar{l} (a^2 + b^2)} \right]^{0,3}. \quad (3.29)$$

Для определения осевой скорости жидкости в пространстве $z > H$ и $a < r < R_k$ необходимо значение осевой скорости, полученной из расчетной модели, уменьшить в K раз.

3.3.1. Осевое течение, анализ расчетной модели

Допуская, что составляющие вектора скорости частиц жидкости \mathcal{G} – окружная скорость частицы \mathcal{G}_ϕ и осевая скорость \mathcal{G}_z , зависят только от координаты r (рисунок 3.5), уравнения Навье-Стокса в значительной степени

можно упростить.

Осевое течение в вертикально расположенном кожухе зависит от силы тяжести и описывается дифференциальным уравнением:

$$\frac{d^2 \mathcal{G}_z}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\mathcal{G}_z}{dr} = \frac{1}{\mu} \cdot \rho g, \quad (3.30)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости.

При выполнении граничных условий:

$$\begin{aligned} r = 0, \quad \mathcal{G}_z &= b \cdot \omega, \\ r = R_k, \quad \mathcal{G}_z &= 0, \\ r \rightarrow 0, \quad \mathcal{G}_z &\text{ – ограничено,} \end{aligned} \quad (3.31)$$

течение жидкости наблюдается только в тонком пристеночном слое радиуса r_0 , а при $r < r_0$, $\mathcal{G}_z = 0$.

Обозначим скорость жидкости в пространстве $r_0 < r < a$ – \mathcal{G}_{z1} , а в пространстве $a < r < R_k$ – \mathcal{G}_{z2} .

Решение задачи определения осевой скорости жидкости для указанных областей получится в виде:

$$\begin{aligned} \text{– при } r_0 < r < a, \quad r_0 &= \sqrt{a^2 - \frac{4\mu b\omega}{\rho g}} \\ \mathcal{G}_z &= b\omega - \frac{1}{4\mu} \rho g (a^2 - r^2), \end{aligned} \quad (3.32)$$

– при $a < r < R_k$

$$\mathcal{G}_{z2} = -\frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - r^2) + \frac{b\omega + \frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - a^2)}{\ln \frac{R_k}{a}} \ln \frac{R_k}{r}. \quad (3.33)$$

Соответствующий этим скоростям расход жидкости через поперечное сечение кожуха (производительность) определится интегрированием скоростей:

$$W = \int_{r_0}^a 2\pi r \mathcal{G}_{z1} dr + \int_{r_0}^a 2\pi r \mathcal{G}_{z2} dr = \pi b \omega \left(\frac{R_k^2 - a^2}{\ln \frac{R_k}{a}} - r_0 \right) - \frac{\pi \rho g}{8\mu} \left[(R_k^2 - a^2)^2 \left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{a}} \right) + (a^2 - r_0^2)^2 + 2a^2 (R_k^2 - a^2) \right]. \quad (3.34)$$

Исходя из условия подобия истинного и модельного течения жидкости, определяется истинный расход жидкости через поперечное сечение кожуха:

$$W_n = \frac{1}{K} W. \quad (3.35)$$

Осевое течение жидкости в пространстве между цилиндрами (согласно теории гидромеханики) $r_1 = a$ и $r_2 = R_k$, описывается уравнением Навье-Стокса:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\mathcal{G}_z}{dr} \right) = \frac{1}{\mu} \cdot \rho \cdot g \quad (3.36)$$

и уравнение движения жидкости решается при условиях на границах:

$$\begin{aligned} r = a; \quad \mathcal{G}_z &= b \cdot \omega; \\ r = R; \quad \mathcal{G}_z &= 0. \end{aligned} \quad (3.37)$$

Тогда, в результате интегрирования и соответствующих преобразований получаем:

$$\mathcal{G}_z = -\frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - r^2) + \frac{b\omega + \frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - a^2)}{\ln \frac{R_k}{a}} \cdot \ln \frac{R_k}{r}. \quad (3.38)$$

Соответствующий этой скорости расход жидкости через поперечное сечение $a < r < R_k$ кожуха может быть определен из уравнения:

$$W = \int_0^{R_k} 2\pi r \vartheta_z dr = \frac{\pi b \omega}{2} \left(\frac{R_k^2 - a^2}{\ln \frac{R_k}{a}} - 2a^2 \right) - \frac{\pi \rho g}{8\mu} (R_k^2 - a^2) \left[(R_k^2 - a^2) \left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{a}} \right) + 2a^2 \right], \quad (3.39)$$

или

$$W = \frac{\pi b \omega}{2} (R_k^2 - a^2) \left[\frac{1}{\ln \frac{R_k}{a}} - \frac{2}{\left(\frac{R_k}{a} \right)^2 - 1} \right] - \frac{\pi \rho g}{8\mu} (R_k^2 - a^2) \left[\left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{a}} \right) + \frac{2}{\left(\frac{R_k}{a} \right)^2 - 1} \right]. \quad (3.40)$$

Для определения эквивалентного перепада давления в транспортирующем кожухе, обеспечивающего производительность W нужно решить задачу подъема жидкости в пространстве $a < r < R_k$ (под давлением). Это решение имеет следующий вид:

$$W_p = \frac{\pi}{8\mu} \left(\frac{P_2}{l} - \rho g \right) (R_k^2 - a^2)^2 \left[\left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{a}} \right) + \frac{2}{\left(\frac{R_k}{a} \right)^2 - 1} \right]. \quad (3.41)$$

Приравнивая соответственно W и W_p , получим:

$$\frac{\pi}{8\mu} \cdot \frac{P_2}{l} \left[R_k^4 - a^4 - \frac{(R_k^2 - a^2)^2}{\ln \frac{R_k}{a}} \right] = \frac{\pi b \omega}{2} \cdot \frac{1}{\ln \frac{R_k}{a}} \left(R_k^2 - a^2 - 2a^2 \ln \frac{R_k}{a} \right), \quad (3.42)$$

откуда соответственно создаваемое вращающейся спиралью давление:

$$P_3 = \frac{4\mu\bar{l} \cdot b\omega}{R_k^2 - a^2} \cdot \frac{\left(\frac{R_k}{a}\right)^2 - 1 - 2\ln \frac{R_k}{a}}{\left[\left(\frac{R_k}{a}\right)^2 + 1\right] \ln \frac{R_k}{a} - \left[\left(\frac{R_k}{a}\right)^2 - 1\right]} \quad (3.43)$$

Конкретные значения давления создаваемого в кожухе зависят от технологической операции выполняемой рабочим органом.

3.4. Перемещение материала за счёт активного слоя

Спиральный транспортёр заключён в незамкнутый кожух (желоб), то на свободной поверхности за счёт центробежных сил появляется слой перемещаемого материала, который тоже участвует в движении. Для расчёта распределения скоростей и величины активной зоны примем следующую модель (рисунок 3.6):

- активная зона в поперечном сечении имеет вид прямоугольника с основанием равным $2R$, высотой h ;
- жидкость на высоте $h = 0$ движется поступательно со скоростью ϑ_0 ;
- скорость жидкости на высоте h должна соответствовать условию течения неньютоновских жидкостей.

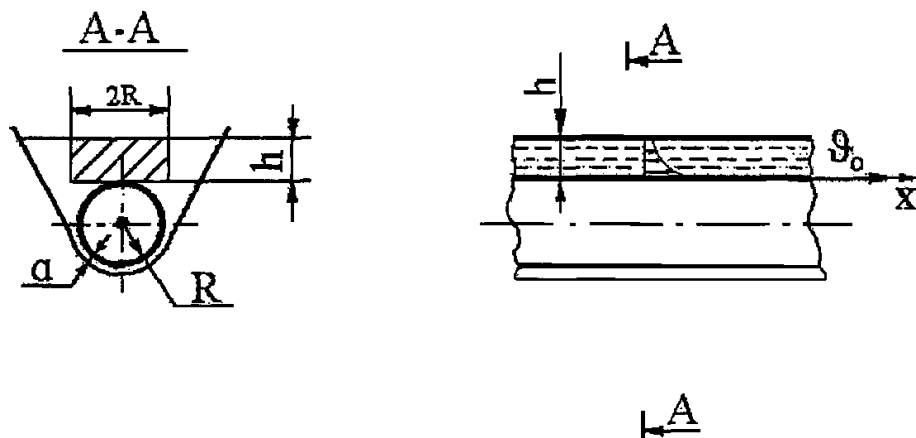


Рисунок 3.6 – Расчётная схема высоты активного слоя

Уравнение Навье-Стокса для движения слоя жидкости примет вид

$$\eta \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} = f \quad , \quad (3.44)$$

где $f = \frac{A}{V}$ – коэффициент объёмных сил действующих на жидкость; V – объём слоя, м^3 .

Краевые условия примут вид $\mathcal{G}(0) = \mathcal{G}_0$; на свободной поверхности ($z = h$):

$$\left. \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial z} \right|_{z=h} = 0; \quad \left. \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial y} \right|_{z=h} = \frac{\tau_y}{\eta} - \text{условие течения.} \quad (3.45)$$

В качестве упрощенного условия примем $\frac{\partial \mathcal{G}}{\partial y} = \frac{\mathcal{G}(h)}{R}$, т.е. чтобы было течение на свободной поверхности, необходимо

$$\mathcal{G}(h) = \frac{\tau_y}{\eta} \cdot R. \quad (3.46)$$

Интегрируя (3.44) получим:

$$\mathcal{G} = C_1 z + C_2. \quad (3.47)$$

Из краевых условий

$$\mathcal{G}(0) = \mathcal{G}_0 = C_2; \quad \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial z} = \frac{f}{\eta} z + C_1, \quad \text{т.к.} \quad \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial z} = 0 \quad \text{при} \quad z = h \quad \text{то} \quad C_1 = -\frac{f}{\eta} h$$

и

$$\mathcal{G} = \frac{f}{\eta} \frac{z^2}{2} - f \frac{h^2}{\eta} + \mathcal{G}_0. \quad (3.48)$$

Из условия течения на поверхности найдем высоту активного слоя

$$\frac{\tau_H}{\eta} R = \frac{f}{\eta} \frac{h^2}{2} - f \frac{h^2}{\eta} + \mathcal{G}_0, \quad (3.49)$$

или

$$h = \sqrt{\frac{2\eta(\mathcal{G}_0 - \frac{\tau_y}{\eta} R)}{f}}. \quad (3.50)$$

$$\text{Сумма сил действующих на жидкость: } A = F_{\text{тр}} + F_{\text{подп}}, \quad (3.51)$$

$$\text{где } F_{\text{тр}} = 2\tau_y \cdot h \cdot l, \quad - \text{ сила трения;} \quad (3.52)$$

$$F_{\text{п\ddot{a}р}} = -\rho g \frac{H_0}{l} - \text{подпор.} \quad (3.53)$$

Тогда коэффициент объёмных сил f определяется как:

$$f = \frac{\tau_y}{R} - \rho g \frac{H_0}{l}. \quad (3.54)$$

Подставим значение f в уравнение (3.55) получим выражение для определения высоты активного слоя в виде:

$$h = \sqrt{\frac{2\eta(\vartheta_0 - \frac{\tau_y}{\eta} R)}{\frac{\tau_y}{R} - \frac{\rho g H_0}{l}}}. \quad (3.55)$$

Из уравнения (3.55) следует, что если силы трения станут равны силе гидравлического подпора, то высота h – активного слоя ничем не ограничена.

Для случая $\tau_y = 30$ Па, $\eta = 3$ Па·с; $R_a = 0,015$ м, $\vartheta_0 = 0,3$ м/с, $n = 60$ мин⁻¹, $S = 30$ мм, $H_0 = 0$ высота активного слоя $h = 0,021$ м.

При исследовании процесса транспортирования навоза спиральным винтом было установлено, что движение вдоль оси винта за счёт сил вязкого трения происходит не только вблизи винтовой поверхности, но и на значительном удалении. Это увеличивает подачу транспортёра и позволяет использовать спирально винтовой транспортёр в каналах, у которых площадь поперечного сечения намного больше площади поперечного сечения спирали.

Подача спирально-винтового устройства открытого типа складывается из подачи внутренней части $W_{вн}$ и подачи связанной с наличием активного слоя W_{ac} (рисунок 3.7):

$$Q = Q_{вн} + Q_{ac}. \quad (3.56)$$

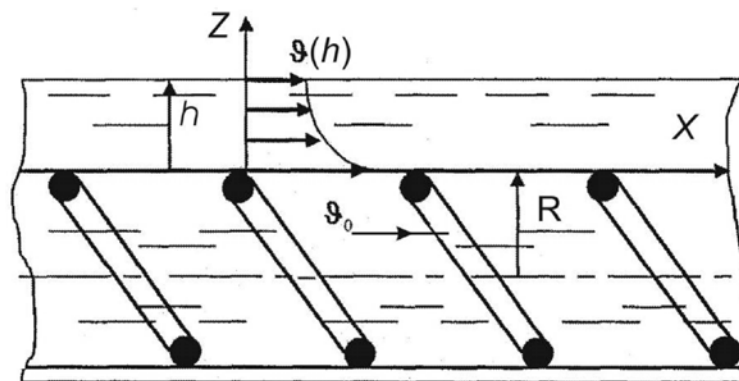


Рисунок 3.7 – Распределение скоростей в активном слое

Для неньютоновских жидкостей характерно наличие ядра радиуса r_0 движущегося со скоростью $\mathcal{G}_я$. В соответствии с вышеизложенным:

$$W = W_я + W_{вт} + W_{сп}, \quad (3.57)$$

где $W_я$ – подача связанная с ядром; $W_{вт}$ – подача вязкого течения; $W_{сп}$ – подача кольцевого слоя (от $R-\delta$ до R); R – наружный радиус спирали транспортера; δ – толщина проволоки спирали.

Если $r_я < r_п$, то $W_я = 0$ и $W_{вн} = W_{вт} + W_{сп}$. Подача $W_я$ определяется по формуле:

$$W_я = \rho \pi r_0^2 \mathcal{G}_я, \quad (3.58)$$

где $r_0 = \frac{2\tau_y}{f}$ – радиус ядра; $\mathcal{G}_я = \mathcal{G}_0 - \frac{f}{4\eta}(R^2 - r_0^2)$ – скорость ядра; $v_0 = nS/60$ – поступательная скорость слоев жидкости при $r = R$; $f = \frac{\eta \mathcal{G}}{\tau_y R}$ – сила вязкого трения; τ_y – предельное напряжение сдвига.

При $r_0 > R$ имеем:

$$W_я = \rho \pi R^2 \mathcal{G}_0. \quad (3.59)$$

То есть вся жидкость внутри спирально-винтового рабочего органа движется как одно целое.

Подача вязкого течения, в зависимости от соотношения между r_0 и $r_п$, определяется по формуле:

$$W_{вт} = \rho \int_{R_x}^{R-\delta} v(r) \cdot 2\pi r dr, \quad (3.60)$$

где $R_x = \max[r_0, r_п]$.

Интегрируя (3.60), окончательно получим

$$W_{\dot{a}0} = 2\rho\pi \int_{R_x}^{R_1} \left(\mathcal{G}_0 - \frac{f}{4\eta}(R_1^2 - r^2) \right) r dr = \pi(R_1^2 - R_x^2) \left(\mathcal{G}_0 - \frac{f}{8\eta}R_1^2 + \frac{f}{8\eta}R_x^2 \right), \quad (3.61)$$

где $R_1 = R - \delta$.

Подача кольцевого слоя $W_{\text{сп}}$ определяется как:

$$W_{\text{сп}} = \rho \pi g_0 (R^2 - R_1^2). \quad (3.62)$$

Подача активного слоя определяется как:

$$W_{\text{ac}} = \rho \int_0^h g(z) b dz, \quad (3.63)$$

где $g(z) = g_0 - \frac{fh}{\eta} z + \frac{fz^2}{2\eta}$ – скорость в активном слое ($0 < z < h$);

$$h = \sqrt{\frac{2\eta(g_0 - \frac{\tau a_{\text{пр}}}{\eta})}{f}} \quad \text{– высота активного слоя, } b = 2R \text{ – ширина актив-$$

ного слоя; $a = \frac{\eta g_0}{2\tau_y}$ – расстояние, при котором скорость движения на боковой поверхности активного слоя падает до нуля.

После подставки параметров в выражение 3.63 и последующего интегрирования подача активного слоя определится из выражения:

$$W_{\text{ac}} = b g_0 h - b \frac{f h^3}{3\eta}. \quad (3.64)$$

Результаты экспериментальных и производственных исследований показали, что возникновение активного слоя также приводит к росту подачи спирально-винтового транспортёра открытого типа на 40...60% в зависимости от физико-механических свойств неньютоновских жидкостей.

Результаты сравнительных исследований приведены на рисунках 3.8...3.10.

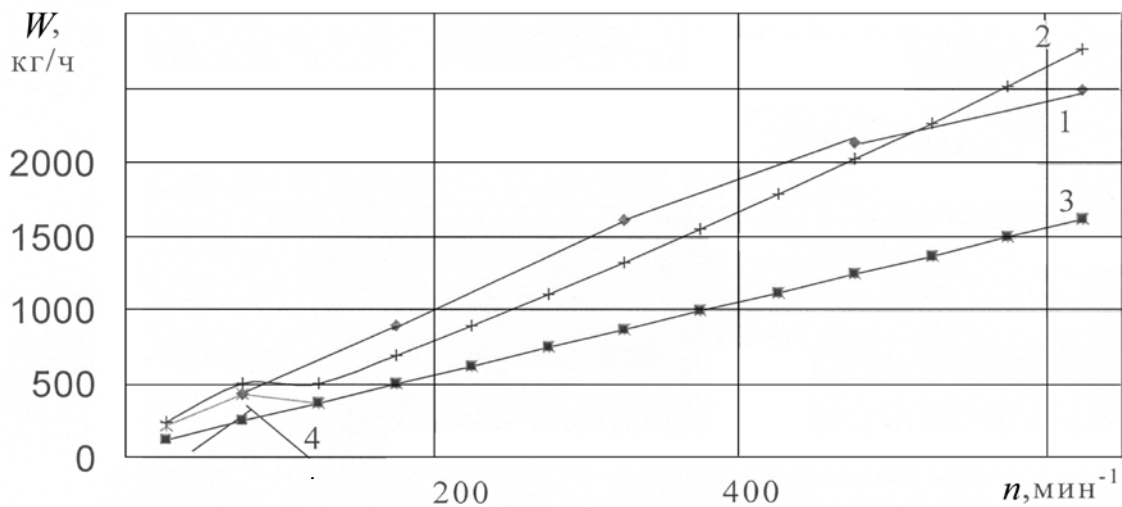


Рисунок 3.8 – Зависимость подачи W от частоты вращения рабочего органа n ($R = 0,0225$ м, $S = 0,045$ м, $\tau_y = 35$ Па):

1 – экспериментальные данные $W(n)$; 2 – расчетная подача $W(n)$; 3 – $W_{\text{вн}}(n)$; 4 – $W_{\text{я}}(n)$

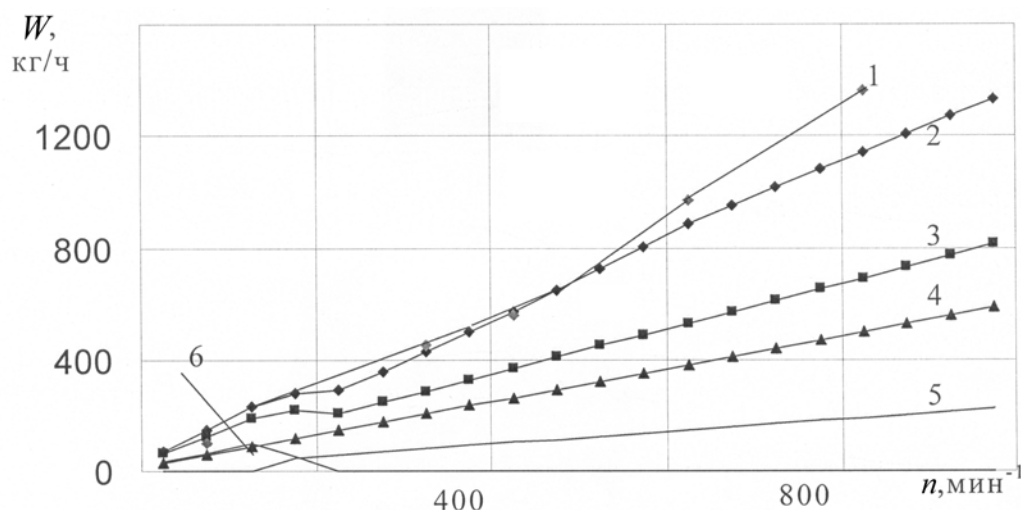


Рисунок 3.9 – Зависимость подачи W от частоты вращения n ($R = 0,015$ м, $S = 0,03$ м, $\tau_y = 32$ Па):

1 – экспериментальная подача $W(n)$; 2 – расчетная подача $W(n)$; 3 – $W_{вн}(n)$; 4 – $W_{сп}(n)$; 5 – $W_{вт}(n)$; 6 – $W_{я}(n)$

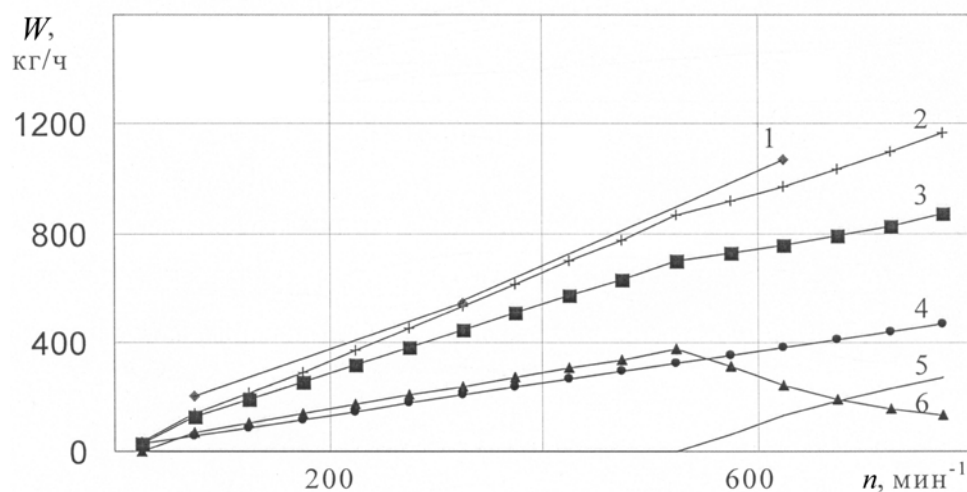


Рисунок 3.10 – Зависимость подачи W от частоты вращения n ($R=0,015$ м, $S=0,03$ м, $\tau_y=20$ Па):

1 – экспериментальная подача; 2 - расчетная подача $W(n)$; 3 – $W_{вн}(n)$; 4 – $W_{сп}(n)$; 5 – $W_{вт}(n)$; 6 – $W_{я}(n)$

3.5. Распределение давления в трубе транспортера

Поскольку вращающаяся в трубе спираль – это ни что иное как винтовой насос, то она способна создавать давление, распределяющееся по длине трубы. Основной задачей, решаемой в данном случае, является получение аналитической зависимости определения давления, создаваемого спиралью в замкнутой трубе, и возможность выравнивания давления по длине

рабочего органа.

В трубе частицы совершают винтовые движения. Этот процесс носит инерционный характер. От места подачи частицы жидкости в винтовое движение вовлекаются постепенно. В зоне входа имеет место начальный ламинарный участок, в котором давление почти одинаково. В дальнейшем давление в жидкости изменяется в силу существования вязкого трения и вследствие гидравлической реакции заглушки.

Задача решается с использованием краевых условий и закона сохранения расхода. Для определения давления, создаваемого вращающейся в трубе спиралью рассмотрим участок достаточно удаленный от торца трубы $X_0 \approx 3R_K$. Выделим здесь элементарный объём (рисунок 3.11), для которого запишем уравнение равновесия:

$$2\pi r \tau dx - 2\pi(r + dr)(\tau + d\tau)dx + \pi(2rdr + d^2r)\tau(P + dP) - \pi(2rdr + d^2r)P = 0, \quad (3.65)$$

где τ – касательные напряжения; P – давление, действующее на стенки объёма.

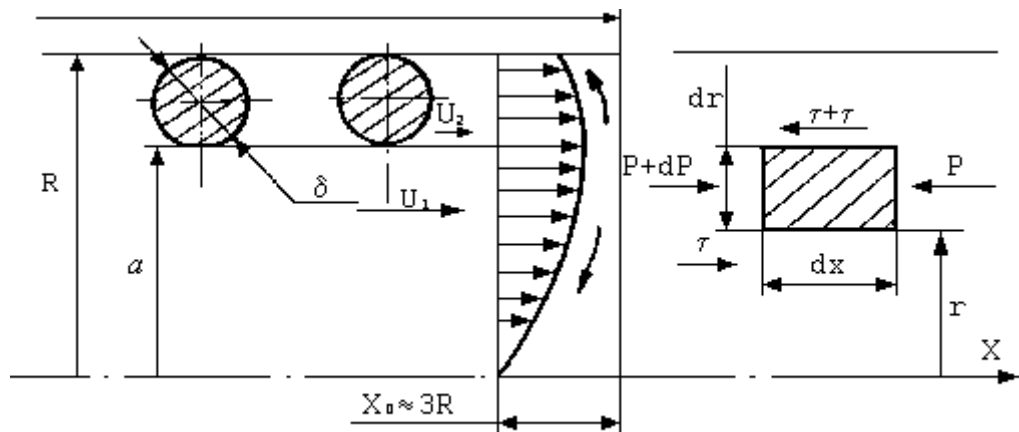


Рисунок 3.11 – Схема профиля скоростей и сил, приложенных к элементарному объёму жидкости

Пренебрегая малыми третьего порядка и учитывая, что касательные напряжения $\tau = \mu \frac{d\vartheta_x}{dr}$, получим:

$$-\frac{1}{dx} \frac{dP}{dx} + \frac{1}{2} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\vartheta_x}{dr} \right) = 0. \quad (3.66)$$

Это уравнение решается в соответствии с краевыми условиями:

$$r = R; \quad \vartheta_x = 0;$$

$$r = r_{cp}; \quad \vartheta_x = \vartheta_0 = \vartheta_{zm}; \quad (3.67)$$

$r = 0$; \mathcal{G}_x - ограниченное значение.

Обозначим

$$\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} = C, \quad (3.68)$$

где C – постоянная, градиент давления.

Тем самым введено предположение о линейном характере изменения давления по координате «X».

В пространстве $0 < r < r_{cp} - \frac{\delta}{2}$:

профиль скоростей определяется

$$\mathcal{G}_1 = \mathcal{G}_0 - C(r_{cp}^2 - r^2) / 4. \quad (3.69)$$

В пространстве $r_{cp} - \frac{\delta}{2} < r < r_{cp} + \frac{\delta}{2}$:

$$\mathcal{G}_2 = \mathcal{G}_1. \quad (3.70)$$

Уравнение расхода для рассматриваемого сечения трубы имеет вид

$$\int_0^{r_{cp} - \frac{\delta}{2}} \mathcal{G}_1 r dr + \int_{r_{cp} - \frac{\delta}{2}}^{r_{cp} + \frac{\delta}{2}} \mathcal{G}_2 r dr = 0 \quad (3.71)$$

или

$$\int_0^{r_{cp} - \frac{\delta}{2}} \left[\mathcal{G}_0 - \frac{1}{4} C (r_{cp}^2 - r^2) \right] r dr + \int_{r_{cp} - \frac{\delta}{2}}^{r_{cp} + \frac{\delta}{2}} \mathcal{G}_0 r dr = 0. \quad (3.72)$$

Проинтегрировав выражение (3.72) и произведя математические преобразования, получим

$$C = \frac{8\mathcal{G}_0}{r_{cp}^2} \left(1 + \frac{2\delta}{r_{cp}} \right). \quad (3.73)$$

Следовательно, градиент давления можно рассчитать по формуле

$$\frac{dP}{dX} = \frac{8\mu\mathcal{G}_0}{r_{cp}^2} \left(1 + \frac{2\delta}{r_{cp}} \right). \quad (3.74)$$

Такое распределение давления (3.74) по трубе будет при бесконечно длинной или настолько длинной трубе, что краевой эффект заглушки не сказывается на характере течения жидкости в трубе. При отражении от заглушки струя распределяется в той же жидкости, а сечения трубы и отраженной струи сравнимы. Если бы этого не было, то отраженная струя распределялась бы с другой скоростью. В данном случае струя сжимается, затрудняя обратный расход.

Все предыдущие выкладки относились к ламинарному характеру течения жидкости. Поэтому преобразуем выражение (3.74), сделав его более универсальным, пригодным для определения давления при турбулентном и смешанном движении жидкости. Будем исходить из того, что давление, создаваемое спиралью, складывается из кинетической энергии и энергии частиц жидкости, сообщаемой им витками вращающейся спирали, тогда выражение (3.74) примет вид:

$$\frac{dP}{dX} = \frac{64}{Re} \frac{\rho \mathcal{G}_0^2}{2g} \frac{1}{d}, \quad (3.75)$$

где Re – число Рейнольдса; $\lambda = \frac{64}{Re}$ – коэффициент сопротивления; $\nu = \mu\rho$ – коэффициент кинематической вязкости; $d = 2r_{cp}$ – средний диаметр спирали.

Для турбулентного течения закон потери давления сохраняется

$$\frac{dP}{dX} = \lambda \rho \frac{\mathcal{G}_0^2}{2g} \frac{1}{d}, \quad (3.76)$$

коэффициент сопротивления вычисляется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (3.77)$$

По выражению (3.76) давление распределяется согласно уравнению:

$$P = \int_0^L \frac{\lambda \rho \mathcal{G}_0^2}{2g} \frac{1}{d} dx = \lambda \frac{\rho \mathcal{G}_0^2}{2g} \frac{L}{d}. \quad (3.78)$$

Заменим скорость \mathcal{G}_0 ее значением через частоту вращения:

$$P = \frac{\lambda p \left(\frac{nS}{2g} \right)^2 L}{2g} \cos^2 \alpha (\cos \alpha - \operatorname{tg} \phi_n)^2. \quad (3.79)$$

Как показывает анализ выражения (3.79), давление, создаваемое спиралью, зависит от частоты вращения и распределяется пропорционально длине трубы (кожуха).

Давление в трубе распределяющего органа разбрасывателя жидких комплексных удобрений представляет собой сумму давлений, определяемую выражением:

$$P = P_0 + P_g - P_L, \quad (3.80)$$

где P_0 – давление на входе; P_g – давление, создаваемое спиралью; P_L – потери давления по длине трубы.

3.6. Транзитный расход жидкости

Рассмотрим агрегат для внесения в почву жидких комплексных удобрений (рисунок 3.12).

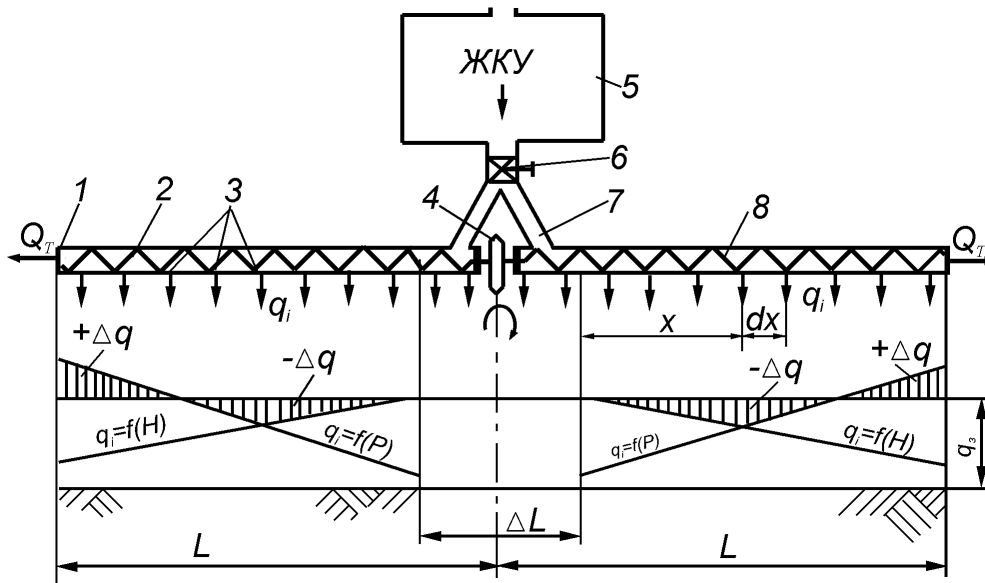


Рисунок 3.12 – Схема регулирования равномерности внесения жидкого комплексного удобрения по ширине агрегата:

1 – ёмкость; 2 – отсекающее устройство; 3 – раструб; 4 – кожух; 5 – заглушка; 6 – спираль; 7 – высеивные отверстия; 8 – приводное устройство

На рисунке приняты следующие обозначения: $2L$ – ширина захвата агрегата; q_3 – заданная норма внесения удобрения; $+\Delta q$ – превышение за-

данной нормы внесения удобрения; $-\Delta q$ – недовнесение удобрений к заданной норме; $q=f(P)$ – увеличение нормы внесения удобрения из-за увеличивающегося по длине кожуха давления создаваемого спиралью; $q=f(H)$ – снижение нормы внесения удобрений по ширине агрегата из-за гидравлических потерь естественного напора жидкости в емкости; Q_T – транзитный расход; q_i , – расход удобрений через высевное отверстие.

Задачей спирально-винтового рабочего органа в данном случае является минимизация неравномерности внесения удобрения по отношению к заданной норме q_3 , т.е.

$$\Delta q < q_3 \rightarrow \min \text{ и } \Delta q > q_3 \rightarrow \min. \quad (3.81)$$

Согласно законам гидромеханики общий расход жидкости вначале кожуха составит:

$$Q = Q_T + Q_p, \quad (3.82)$$

где Q_p - распределенный расход.

Соответственно расход в сечении X (рисунок 3.12) составит:

$$Q = Q_T + Q_p - \frac{Q_p}{L} \cdot X. \quad (3.83)$$

В любом сечении кожуха (штанги) гидравлический уклон при равномерном движении жидкого удобрения определится согласно формуле Шези:

$$J = \frac{Q_i^2}{K_i^2}, \quad (3.84)$$

где K_i – расходная характеристика i сечения.

Расходная характеристика может определяться из уравнения:

$$K = F_k \sqrt{\frac{8gR_r}{\lambda}}, \quad (3.85)$$

где F_k – поперечное сечение кожуха; λ – коэффициент сопротивления (коэффициент Дарси); $D_k / 4 = R_r$ – гидравлический радиус; D_k – диаметр кожуха рабочего органа.

В сечении выделенного участка X гидравлический уклон определится из уравнения:

$$J_x = \frac{Q_x^2}{K^2} = \frac{1}{K^2} \left(Q_\tau + Q_p - \frac{Q_p}{L} \cdot X \right), \quad (3.86)$$

соответственно на длине участка X потеря напора составит:

$$dH = J_x dx = \left[\frac{(Q_\tau + Q_p)^2}{K^2} - \frac{2Q_p(Q_\tau + Q_p) \cdot X}{L \cdot K^2} + \frac{Q_p^2 \cdot X^2}{L^2 \cdot K^2} \right] dx. \quad (3.87)$$

Интегрируя в пределах $X = 0 \dots L$, находим

$$H = \frac{1}{K^2} \int_0^L \left[(Q_\tau + Q_p)^2 \cdot X - \frac{2Q_p(Q_\tau + Q_p)}{L} \cdot X^2 + \frac{Q_p^2}{3L^2} \cdot X^3 \right], \quad (3.88)$$

и, упрощая, получим

$$H = \frac{1}{K^2} \left(Q_\tau^2 + Q_\tau Q_p + \frac{1}{3} Q_p^2 \right). \quad (3.89)$$

Соответственно при отсутствии распределенного расхода имеем:

$$H = \frac{1}{K^2} Q_\tau^2, \quad (3.90)$$

или при отсутствии транзитного расхода получим:

$$H = \frac{Q_p^2 \cdot L}{3K^2}. \quad (3.91)$$

Выразив K из выражения $K^2 = 96 \frac{d_k^5}{\lambda}$, подставим в уравнения (3.90) и (3.91), получим:

$$H = \frac{Q_\tau^2 \cdot L \cdot \lambda}{96d_k^5} = \frac{Q_p^2 \cdot L \cdot \lambda}{288d_k^5}. \quad (3.92)$$

Из этого выражения могут быть определены при известном напоре, длине и диаметре кожуха соответственно расходы:

$$Q_T = 9,8d_k^2 \sqrt{\frac{d_k \cdot H}{L \cdot \lambda}}, \quad (3.93)$$

$$Q_p = 16,9d_k^2 \sqrt{\frac{d_k \cdot H}{L \cdot \lambda}}, \quad (3.94)$$

или коэффициент сопротивления

$$\lambda = \frac{96d_k^5 \cdot H}{Q_T^2 \cdot L} = \frac{288d_k^5 \cdot H}{Q_p^2 \cdot L}. \quad (3.95)$$

Из уравнения (3.95) следует, что:

$$Q_p = 1,73 \cdot Q_T. \quad (3.96)$$

Равномерность расхода через высевные отверстия по длине кожуха от начальной точки забора жидкости до конца трассы поддерживается давлением (напором), создаваемым вращающейся спиралью, равным потерям напора из-за гидравлических сопротивлений движению удобрения. Отметим что напор, в кожухе создается лишь при тупиковом расходе жидкости.

Необходимо учитывать то, что рабочий процесс осуществляется при переменном начальном напоре в емкости. В зависимости от высоты жидкого удобрения изменяется и время истечения из высевных отверстий.

Для емкости длиной l , радиусе цилиндра r и при высоте жидкого удобрения z , время истечения определится по уравнению:

$$\tau = \frac{8lr^2}{3\mu \cdot f \cdot \sqrt{gr}}. \quad (3.97)$$

Потеря напора в кожухе зависит также от количества высевных отверстий. Учитывая, что общий расход в сечении $L = X$ (рисунок 3.12) равен $Q_x = g_x \frac{\pi D_k^2}{4}$, найдем потери напора в сечении dx :

$$\Delta h = \lambda \frac{dx}{D_k} \cdot \frac{g_x^2}{2g},$$

подставляя значение скорости потока $Q_x = \frac{4Q_x}{\pi D_k^2}$ и, интегрируя, получим:

$$\Delta h = \int_0^L \lambda \frac{dx}{D_k} \cdot \frac{g_x^2}{2g} = \int_0^L \lambda \frac{dx}{D_k} \frac{16(Q_p + Q_r + qx)^2}{2g\pi} = \frac{16\lambda}{2g\pi^2 q D_k^2} \cdot \int_0^L (Q_p + Q_r + qx)^2 \cdot d(Q_p + Q_r - qx) = \frac{16\lambda}{2g\pi^2 q D_k^2} \left| \frac{(Q_p + Q_r + qx)^3}{3} \right|_0^L, \quad (3.98)$$

или после соответствующих преобразований находим

$$\Delta h = \lambda \frac{L}{D_k} \cdot \frac{16}{\pi^2} \cdot \frac{(Q_r + 0,5Q_p)^2}{2g} = 8,25 \cdot 10^4 \frac{\lambda L}{D_k^5} (Q_r + Q_p)^2, \quad (3.99)$$

соответственно при отсутствии транзитного расхода $Q_r = 0$, имеем:

$$\Delta h = 2,06 \cdot 10^4 \frac{\lambda L Q_p^2}{D_k^5}. \quad (3.100)$$

Заменяя $Q_p = q_i \cdot i$, где i – количество отверстий, находим:

$$\Delta h = 2,06 \cdot 10^4 \frac{\lambda \cdot L q_i^2 i^2}{D_k^5}, \quad (3.101)$$

подставляя $i = L / S_0$, где S_0 – шаг отверстий, имеем:

$$\Delta h = 2,06 \cdot 10^4 \frac{\lambda \cdot L^3 q_i^2}{D_k^5 \cdot S_0^2}. \quad (3.102)$$

Из уравнения (3.102) видно, что потеря напора имеет кубическую зависимость от длины кожуха рабочего органа (ширины агрегата) и квадратичную от единичного расхода жидкого комплексного удобрения.

Ввиду того, что давление, создаваемое вращающейся спиралью зависит от угловой скорости и длины перемещения $P_s = (\omega, L)$ уравнение Торричелли примет следующий вид:

$$g_z' = \varphi \sqrt{2g(H + P_s)}. \quad (3.103)$$

3.7. Спираль в роли насоса-транспортёра

Винтовую поверхность вращающейся жидкости в кожухе спирали при больших частотах вращения можно условно рассматривать как цилиндр,двигающийся по вертикальной оси (рисунок 3.13).

Согласно системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса имеем:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial r} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dZ}, \quad (3.104)$$

или

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\vartheta}{dr} \right) = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dZ}, \quad (3.105)$$

где ϑ – скорость движения рассматриваемой точки; r – расстояние от оси спирали до рассматриваемой точки; μ – динамическая вязкость.

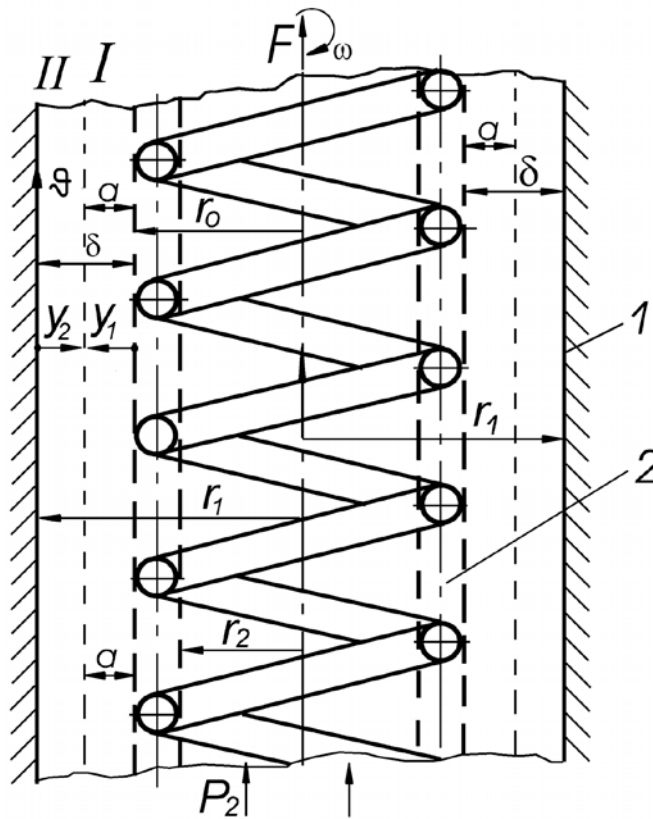


Рисунок 3.13 – Расчетная схема спирально-насосного варианта:

1 – кожух, 2 – спираль; r_1 – радиус кожуха; r_2 – внутренний радиус спирали; r_0 – наружный радиус спирали; ϑ_n – осевая скорость винтовой поверхности спирали

После решения дифференциального уравнения (3.105), имеем

$$\vartheta = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dP}{dZ} \cdot r^2 + C_1 \cdot l \cdot n \cdot r + C_2. \quad (3.106)$$

Для нахождения постоянных C_1 и C_2 принимаем следующие граничные условия:

- на стенке кожуха скорость жидкости равна нулю;
- на винтовой поверхности спирали скорость жидкости равна скорости \mathcal{G}_n винтовой поверхности ($S_n/60$), или $\mathcal{G} = 0$ при $r = r_1$
 $\mathcal{G} = -\mathcal{G}_n$ при $r = r_0$.

Тогда:

$$C_1 = -\frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dP}{dZ} \cdot \frac{r_1^2 - r_0^2}{\ln \frac{r_1}{r_0}} + \frac{\mathcal{G}_n}{\ln \frac{r_1}{r_0}}, \quad (3.107)$$

$$C_2 = -\frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dP}{dZ} \left(\frac{r_1^2 - r_0^2}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \ln r_1 - r_2 \right) - \frac{\mathcal{G}_n}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \ln r_1. \quad (3.108)$$

Подставляя значения C_1 и C_2 в уравнение (3.106) получим:

$$U = -\frac{1}{4\mu} \cdot \frac{dP}{dZ} \left(r_1^2 - r_0^2 + \frac{r_1^2 - r_0^2}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \cdot \ln \frac{r}{r_1} \right) - \mathcal{G}_n \frac{\ln \frac{r_1}{r}}{\ln \frac{r_1}{r_0}}, \quad (3.109)$$

где \mathcal{G} – скорость движения любой точки жидкости.

Расход жидкости в кольцевом пространстве:

$$q_k = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} r \mathcal{G} dr. \quad (3.110)$$

Подставляя (3.109) в (3.110) находим:

$$q_k = \frac{\pi(P_2 - \lambda \cdot l)}{8\mu \cdot l} \left[r_1^4 - r_0^4 - \frac{r_1^2 - r_0^2}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \right] - \pi \mathcal{G}_n \left(\frac{r_1^2 - r_0^2}{2 \ln \frac{r_1}{r_0}} - r_0^2 \right), \quad (3.111)$$

где l – длина спирали; γ – удельный вес жидкости.

По уравнению неразрывности, расход жидкости определяется:

$$q_k = \pi d_0^2 g_n. \quad (3.112)$$

Из уравнений (3.111) и (3.112) получим формулу для определения $\Delta P = P_2 - \gamma \cdot l$, то есть величину повышения давления (уравнение Тарга С.М.):

$$\Delta P = \frac{4\mu \cdot l \cdot g_n}{r_1^2} \cdot \frac{1}{(1 + r_a^2) \cdot l \cdot n \frac{1}{r_a} - (1 - r_a^2)}, \quad (3.113)$$

где $r_a = r_o / r_1$.

Анализ уравнения (3.113) показывает, что давление, создаваемое в кожухе вращающейся спиралью прямо пропорционально динамической вязкости жидкости, длине и частоте вращения спирали, что подтверждается экспериментальными исследованиями. При определенных размерах компоновки насосов–транспортеров диаметром кожуха 50 мм напор доходит до 5 м.

3.8. Определение параметров высевных отверстий

Согласно общепринятым в гидравлике и механике жидкостей понятиям отверстие считается малым при условии

$$d < 0,1H, \quad (3.114)$$

где d – диаметр отверстия; H – высота столба жидкости над отверстием, при условии $H = const$.

Применительно к рассматриваемым технологическим процессам, данное условие можно представить расчетной схемой (рисунок 3.14).

Согласно общим положениям механики жидкостей стенку кожуха считаем не толстой, так как $\delta < 3d$, считается отверстием в тонкой стенке, вследствие чего коэффициент сжатия струи

$$\varepsilon = \omega_{сж} / \omega_o = 0,6, \quad (3.115)$$

где $\omega_{сж}$ – площадь сжатого сечения струи; ω_o – площадь сечения отверстия.

Коэффициент, учитывающий характер трассы движение жидкости

(местное сопротивление) примем $\alpha = 1$.

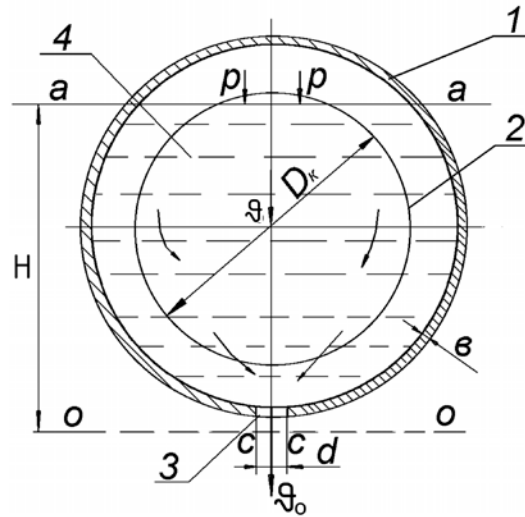


Рисунок 3.14 – Принципиальная схема рабочего органа: 1 – кожух (толщина стенки $\delta = 3...5$ мм); 2 – спираль; 3 – отверстие; 4 – жидкость; $D_k = 30...50$ мм

Уравнение Бернулли относительно плоскости OO (рисунок 3.14) сжатого сечения CC имеет вид:

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{g^2}{2g} = \frac{P_{атм}}{\gamma} + \frac{g_o^2}{2g} + h_m, \quad (3.116)$$

где g – средняя скорость движения жидкости в трубе, м/с; g_o – скорость истечения, м/с; $P_{атм}$ – атмосферное давление, Па; $P > P_{атм}$ – давление жидкости над отверстием, Па; $h_m = \xi g_o^2 / 2g$ – местные потери напора в самом отверстии; ξ – коэффициент сопротивления отверстия.

Заменяя в уравнении (3.116) значение h_m , после преобразования получим:

$$H + \frac{P - P_{атм}}{\gamma} + \frac{g^2}{2g} = (1 + \xi) \frac{g_o^2}{2g}, \quad (3.117)$$

откуда, скорость движения жидкости по отверстию:

$$g_o = \sqrt{\frac{2g}{1 + \xi} \left(H + \frac{P - P_{атм}}{\gamma} + \frac{g^2}{2g} \right)}. \quad (3.118)$$

Обозначив $\sqrt{\frac{1}{1 + \xi}} = \varphi$ – коэффициент скорости, из уравнения (3.118)

получим:

$$\mathcal{G}_o = \varphi \sqrt{2g \left(H + \frac{P - P_{\text{атм}}}{\gamma} + \frac{\mathcal{G}^2}{2g} \right)}. \quad (3.119)$$

Учитывая незначительный диаметр кожуха трубы (рисунок 3.14) принимаем $P = P_{\text{атм}}$ и площадь внутри трубы над отверстием больше площади отверстия более чем в 10 раз, скоростью \mathcal{G} пренебрегаем.

Тогда уравнение (3.119) примет вид:

$$\mathcal{G}_o = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.120)$$

или, коэффициент скорости будет равняться

$$\varphi = \mathcal{G}_o / \sqrt{2gH}, \quad (3.121)$$

где \mathcal{G}_o – фактическая скорость струи жидкости; $\sqrt{2gH}$ – теоретическая скорость струи.

Для практических расчетов для отверстий в тонкой стенке вместо коэффициента сжатия « ε » и коэффициента скорости « φ » принимают коэффициент расхода:

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi, \quad (3.122)$$

для нашего случая $\mu = 0,62$.

Определим расход и скорость истечения жидкости из отверстия в кожухе (трубе) $d = 3$ мм при напоре $H = 1$ м:

$$Q = 0,62 \cdot f_0 \sqrt{2gH} = 19,4 \text{ г/с}, \quad (3.123)$$

соответственно, при напоре $H = 0,1$ м $Q = 11$ г/с.

Для хорошо сыпучих материалов при нормальном виде истечения, скорость истечения равняется [по Редько В.В.]:

$$\mathcal{G}_o = \mu \sqrt{3,2 \cdot g \cdot R} = 0,5 \sqrt{3,2 \cdot 9,81 \cdot 0,015} = 0,35 \text{ м/с}, \quad (3.124)$$

где $R = S_0/L_0 = 36/24 = 0,015$ м – гидравлический радиус отверстия квадратного сечения 6×6 мм

Осевая скорость движения материала:

$$\mathcal{G}_{\text{зм}} = 0,8 \cdot \mathcal{G}_{\text{зи}} = 0,8 \cdot S \cdot n/60 = 0,8 \cdot 0,05 \cdot 600/60 = 0,4 \text{ м/с}, \quad (3.125)$$

где $S = 50$ мм – шаг спирали; $n = 600$ мин⁻¹ – частота вращения спирали.

Суммарная скорость истечения определяется из уравнения (рисунок 3.15):

$$g_{y\partial} = \sqrt{g_{\partial}^2 + g_{z\text{M}}^2} = \sqrt{0,35^2 + 0,40^2} = 0,53 \text{ м/с.} \quad (3.126)$$

Соответственно, пропускная способность отверстия 6×6 мм составит

$$W_{\square} = F \cdot g_{y\partial} \cdot \rho = 0,000036 \cdot 0,53 \cdot 800000 = 14,8 \text{ г/с.} \quad (3.127)$$

Пропускная способность круглого отверстия диаметром $d_o = 3$ мм составит:

$$W_o = F_o \cdot g_{y\partial} \cdot \rho = 0,8 \cdot 0,003 \cdot 0,003 \cdot 0,53 \cdot 800000 = 0,33 \text{ г/с.} \quad (3.128)$$

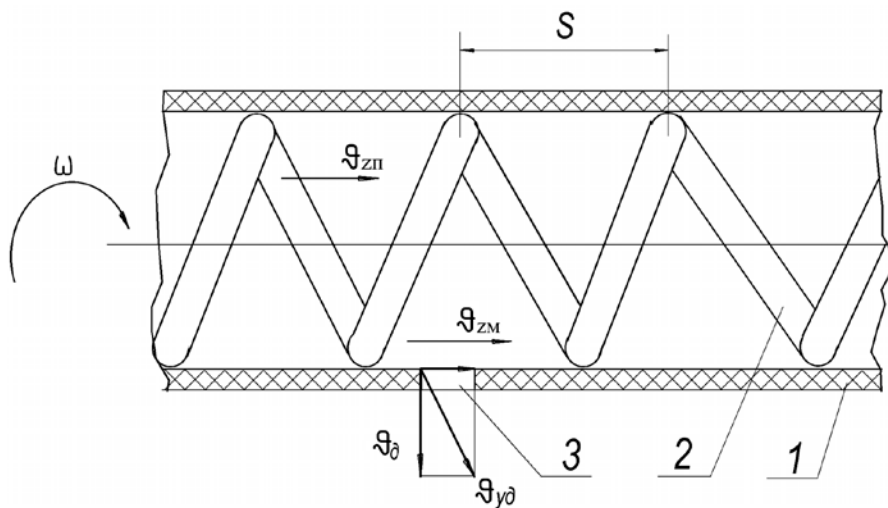


Рисунок 3.15 – Расчетная схема к определению скорости истечения:
1 – кожух (труба); 2 – спираль; 3 – отверстие

Сравнение уравнений 3.127 и 3.128 показывает, что уменьшение площади сечения отверстия в 4 раза, уменьшает расход в 4,5 раза.

Агрегат для внесения сыпучих удобрений снабженный штангами (кожухами, трубами) длиной $L = 6$ м (половина ширины захвата агрегата), при шаге отверстий $l = 0,15$ м и $F_{\square} = 36$ мм, при $W_{\square} = 14,8$ г/с может разбрасывать (скорость движения агрегата $g = 2,78$ м/с):

$$Q = \frac{10 \cdot W_{\square}}{g \cdot b} = \frac{10 \cdot 14,8}{2,78 \cdot 0,15} = 354, \text{ кг/га,} \quad (3.129)$$

где W_{\square} – пропускная способность отверстия (уравнение 3.127)

Все отверстия штанги длиной $L = 6$ м разбрасывают:

$$W_{\text{ш}} = (L/l)W_{\square} = (6/0,15)14,8 = 592 \text{ г/с} = 35,52 \frac{\text{кг}}{\text{мин}} = 2131,2 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}. \quad (3.130)$$

Производительность (подача) удобрений по штанге должна обеспечивать $W_{\text{ш}} > 2131,2$ кг/ч, для этого необходимо подобрать соответствующие конструктивные параметры и режим работы распределяющего устройства, в нашем случае спирально-винтового рабочего органа.

Общеизвестно, что производительность транспортирующих устройств определяется согласно уравнению:

$$W_{\text{ш}} = F_{\text{к}} \cdot \mathcal{G}_{\text{зп}} \cdot \rho \cdot K_{\text{Ф}} \cdot K_{\text{г}} \text{ кг/ч}, \quad (3.131)$$

где $F_{\text{к}} = 0,78 D_{\text{к}}^2$ – площадь поперечного сечения кожуха, м²; $D_{\text{к}}$ – диаметр кожуха штанги, м; $\mathcal{G}_{\text{зп}} = Sn/60$ – осевая скорость винтовой поверхности спирали, м/с; n – частота вращения спирали, мин⁻¹; S – шаг спирали, м; ρ – плотность удобрения, кг/м³; $K_{\text{Ф}} \approx 0,9$ – коэффициент наполнения кожуха удобрением; $K_{\text{г}} \approx 0,8$ – коэффициент осевого отставания удобрения от осевой скорости винтовой поверхности спирали.

Анализ уравнения (3.131) показывает, что в основном, в первом приближении:

$$W_{\text{ш}} = f(D_{\text{к}}, S, n). \quad (3.132)$$

Предшествующие исследования научной школы «Механика жидких и сыпучих материалов в спирально-винтовых устройствах» и других отечественных исследователей позволяет для предварительных исследований подобных агрегатов выбрать следующие параметры: $D_{\text{к}} = 50$ мм, $S = 50$ мм, $\delta = 8$ мм, $d_{\text{н}} = 45$ мм, где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр спирали, δ – диаметр проволоки спирали.

Необходимую производительность (подачу) можно регулировать режимом работы, частотой вращения n .

Задаваясь, в частности $D_{\text{к}} = 0,05$ м, $S = 0,05$ м, $\rho = 800$ кг/м³; $K_{\text{Ф}} = 0,9$, $K_{\text{г}} = 0,8$ получаем:

$$W_{\text{ш}} = 0,00197 \cdot 0,05 \cdot 800 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot n \cdot 60 = 20,4 \cdot n \text{ кг/ч}. \quad (3.133)$$

Известно, что производительность перемещения сыпучих материалов прямо пропорционально зависит от частоты вращения спирали n (до 1200 мин⁻¹).

Из уравнения (3.133) имеем ($W_{\text{ш}}$ из уравнения 3.130):

$$n_{\text{ш}} = W_{\text{ш}} / 20,4 = 2131,2 / 20,4 = 105 \text{ мин}^{-1}. \quad (3.134)$$

Подобную частоту вращения спирали наиболее проще осуществить от

опорных колес сельскохозяйственной техники используемой в полевых работах и вносить удобрение в комбинированных агрегатах.

В частности колесо диаметром $d = 0,75$ м при скорости движения агрегата, $\mathcal{Q}_a = 10$ км/ч совершает:

$$n_k = \mathcal{Q}_a / \pi d 60 = 10000 / 3,14 \cdot 0,75 \cdot 60 = 79,5 \text{ мин}^{-1}, \quad (3.135)$$

при этом передаточное отношение звездочек (шкивов) составляет

$$i = n_{\text{ш}} / n_k = 105 / 79,5 = 1,33. \quad (3.136)$$

Комплектование привода спирали от колеса агрегата позволяет сохранить норму внесения удобрения независимо от скорости движения агрегата, а расход через высевные отверстия поддерживать за счет изменения осевой скорости удобрения $\mathcal{Q}_{\text{зм}}$ (рисунок 3.15). Общий вид привода приведен на рисунке 3.16.

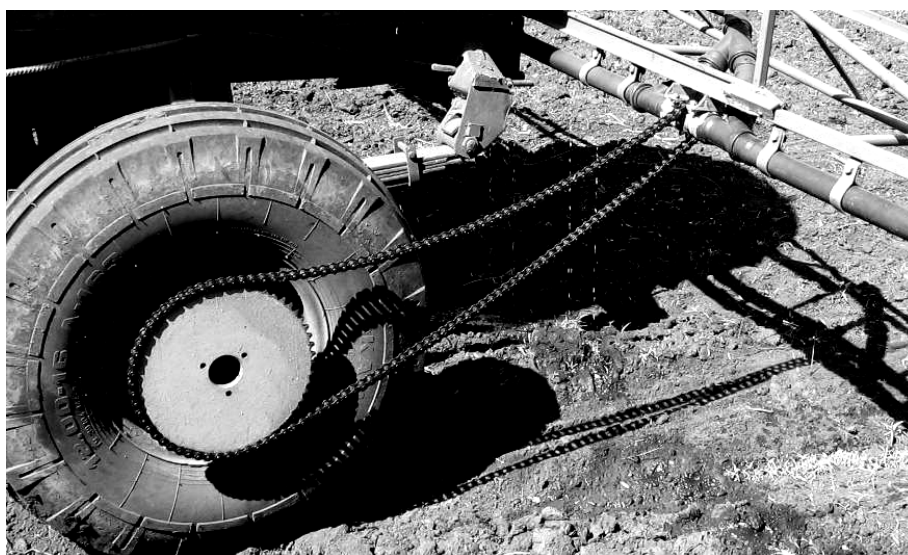


Рисунок 3.16 – Общий вид привода рабочего органа разбрасывателя

Экспериментальные и полевые исследования подобных агрегатов для внесения жидких и сыпучих удобрений подтвердили перспективность их использования. Расход энергии на разбрасывание при подобной компоновке агрегата меньше чем у аналогов (особенно импортных) около 10 раз.

3.9. Поперечное колебание спирального винта

Наблюдения показывают, что в спирально-винтовом транспорте при определённых условиях появляются поперечные колебания.

Особенную опасность представляют резонансные колебания спирали, которые могут возникнуть при определённых критических скоростях её

вращения. В связи с эти возникла необходимость расчёта жёсткости спирали, так как характеристики жёсткости входят в дифференциальные уравнения колебательного движения.



Рисунок 3.17 – Общий вид агрегата для внесения удобрений

Для расчёта колебаний спирали можно воспользоваться дифференциальным уравнением движения в поперечном направлении. Дифференциальное уравнение поперечных колебаний спирали получим из рассмотрения условий динамического равновесия элемента dz (рисунок 3.18), выделенного в произвольно закреплённой спирали.

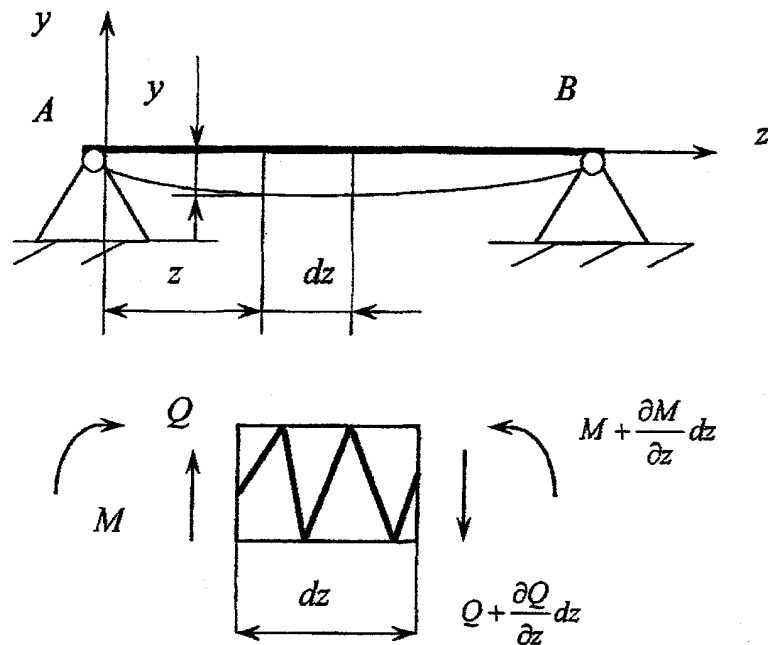


Рисунок 3.18 – Силы, действующие на элемент спирали

Проецируя все силы, действующие на рассматриваемый элемент (включая в соответствии с принципом Даламбера силы инерции) на вертикаль ось y , будем иметь

$$Q - q_i dx - Q - \frac{\partial Q}{\partial x} dx = 0, \quad (3.139)$$

откуда

$$q_i = -\frac{\partial Q}{\partial x}, \quad (3.140)$$

где Q – поперечная сила; q_i – интенсивность сил инерции массы

$$q_i = \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (3.141)$$

F – площадь поперечного сечения; ρ – плотность материала; y – поперечное перемещение; t – время.

Подставив (3.141) в (3.140) найдем уравнение поступательного движения элемента колеблющейся спирали:

$$\rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -\frac{\partial Q}{\partial x}. \quad (3.142)$$

Для получения уравнения вращательного движения элемента стержня в плоскости A_{yx} сложим угол поворота сечения θ , вызванный изгибом, с углом сдвига γ , обусловленным действием поперечной силы:

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \theta + \gamma. \quad (3.143)$$

Связь между изгибающим моментом M и углом поворота θ имеет следующий вид:

$$M = EJ \frac{d\theta}{dx}. \quad (3.144)$$

И между поперечной силой Q и углом γ для принятой в нашем случае системы координат:

$$Q = -k\gamma FG, \quad (3.145)$$

где k – коэффициент, учитывающий форму поперечного сечения стержня.

Выражение для Q в соответствии с 3.144 и 3.145 может быть представлено как:

$$Q = -kFG \left(\frac{\partial y}{\partial x} - \theta \right). \quad (3.146)$$

Так как момент инерции вращения массы рассматриваемого элемента равен:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = \int y^2 dm = \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \int y^2 \rho dF dx = \rho J \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} dx, \quad (3.147)$$

уравнение вращательного движения элемента на основании принципа Даламбера может быть записано в виде:

$$Q dx - \frac{\partial M}{\partial x} dx = -\rho J \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} dx, \quad (3.148)$$

или после, сокращения на dx и подстановки в (3.144) – следующим образом:

$$kFG \left(\frac{\partial y}{\partial x} - \theta \right) = +EJ \frac{d^2 \theta}{dx^2} - \rho J \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = 0. \quad (3.149)$$

Продифференцировав это уравнение по x , получим

$$kFG \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + EJ \frac{d^3 \theta}{dx^3} - \rho J \frac{\partial^3 \theta}{dx \partial t^2} = 0. \quad (3.150)$$

Подставив (3.145) в (3.144), будем иметь:

$$\rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - kFG \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = 0. \quad (3.151)$$

Исключив из (3.150) и (3.151) угол θ , получим дифференциальное уравнение свободных поперечных колебаний стержня:

$$EJ \frac{d^4 y}{dx^4} - \rho J \left(1 + \frac{E}{kG} \right) \frac{\partial^3 y}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho F \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{\rho F \partial^4 y}{kG \partial t^4} = 0. \quad (3.152)$$

Если пренебречь силами инерции вращения элемента и влиянием на прогиб поперечной силы, уравнение (3.152) можно представить в виде

$$EJ \frac{d^4 y}{dx^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (3.153)$$

Простейшим периодическим решением уравнения (3.153) является так называемое главное колебание, в котором функция прогиба колеблющегося стержня изменяется с течением времени по гармоническому закону

$$y = \varphi(x) \sin(\omega \cdot t + \alpha). \quad (3.154)$$

Функция $\varphi(x)$ устанавливающая закон распределения максимальных отклонений точек оси стержня, называется формой главного колебания или собственной формой.

Для получения уравнений собственных форм подставим (3.154) в (3.153) и после сокращения на $\sin(\omega \cdot t + \alpha)$ получим:

$$\frac{d^4 \varphi}{dx^4} + k^4 \varphi = 0, \quad (3.155)$$

где

$$k^4 = \frac{\rho F \omega^2}{EJ}. \quad (3.156)$$

Общее решение этого уравнения имеет вид

$$\varphi(x) = A \cos kx + B \sin kx + C \operatorname{ch} kx + D \operatorname{sh} kx, \quad (3.157)$$

Здесь A, B, C, D (постоянные интегрирования, определяемые из условий закрепления стержня. Так, например, для шарнирно-закрепленного стержня (рисунок 3.18) условия на концах будут:

$$\text{при } x = 0 \quad \varphi(0) = 0 \quad \varphi''(0) = 0; \quad (3.158)$$

$$\text{при } x = l \quad \varphi(l) = 0 \quad \varphi''(l) = 0. \quad (3.159)$$

Исходя из этих условий и из (3.157), будем иметь

$$A + C = 0; \quad B \sin kl + D \operatorname{sh} kl = 0; \quad (3.160)$$

$$-A + C = 0; \quad -B \sin kl + D \operatorname{sh} kl = 0; \quad (3.161)$$

Откуда

$$A = C = D = 0; \quad B \sin kl = 0. \quad (3.162)$$

Но так как $B \neq 0$, следовательно $\sin kl = 0$. Из полученного частотного уравнения находим:

$$k_i l = i\pi \quad (i = 1, 2, 3, \dots). \quad (3.163)$$

Из равенства

$$k_i^4 = \frac{\rho F \omega_i^2}{EJ} = \frac{m \cdot \omega_i^2}{EJ}, \quad (3.164)$$

определим собственную круговую частоту:

$$\omega_i = k_i^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}} = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (3.165)$$

период:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_i} = \frac{2l^2}{i^2 \pi} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (3.166)$$

и частоту колебаний, Гц:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{i^2 \pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}. \quad (3.167)$$

Уравнение собственных колебаний стержня будет:

$$\varphi_i(x) = B \sin \frac{i\pi x}{l}. \quad (3.168)$$

Общее решение дифференциального уравнения (3.153) применительно к рассматриваемой балке на двух опорах может быть записано в виде:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} (d_i \cos \omega_i t + b_i \sin \omega_i t) \sin \frac{i\pi x}{l}, \quad (3.169)$$

где a_i и b_i , должны быть подобраны из начальных условий (при $t = 0$).

Решение этого уравнения применительно к спирали, свободно лежа-

щей на двух опорах с расстоянием L между ними, дает значения критической частоты ω и критической скорости вращения $n_{кр}$.

Значение момента инерции J , входящее в приведенные формулы может быть найдено по методу Тимошенко, исходя из энергии, накапливаемой в витках при их изгибе в продольной плоскости (данный метод был разработан для определения жесткости на поперечный изгиб витых пружин).

При анализе изгиба такого тела рассматривают отдельно энергию от составляющей момента в плоскости витка и в нормальной к ней плоскости. Суммарная энергия упругой деформации витков спирали составляет:

$$U_s = \frac{\pi n M^2 R}{bd \cos \alpha} \left[\frac{\cos^2 \alpha}{2E\varepsilon\rho_k} + \frac{6}{Eb^2} + \frac{3\sin^2 \alpha}{2Gb^2} \right], \quad (3.170)$$

где M – изгибающий момент; n – число шагов витков спирали в пределах изучаемого участка; α – угол наклона винтовой линии; b – толщина витка; d – его ширина; R – средний радиус спирали; G – модуль сдвига; ρ_k – средний радиус кривизны витка, определяемый как $\rho_k = \frac{R}{\cos^2 \alpha}$; ε – смещение нейтральной оси при изгибе витка, определяемое из уравнения

$$\varepsilon = \rho_k - \frac{d}{\ln \frac{\rho_0}{\rho_i}}, \quad (3.171)$$

где ρ_i и ρ_0 – соответственно внутренний и наружный радиусы спирали.

От величины накопленной энергии можно перейти к характеристике жесткости, приравняв:

$$U_s = \frac{ML}{2\rho_c}, \quad (3.172)$$

где ρ_c – радиус кривизны в плоскости изгиба.

Отсюда приведенная характеристика жесткости витков спирали оказывается равной:

$$EJ = \frac{kbd \sin \alpha}{\frac{\sin^2 \alpha}{2E\varepsilon\rho_k} + \frac{6}{Eb^2} + \frac{3\cos^2 \alpha}{2Gb^2}}. \quad (3.173)$$

Входящий в уравнение коэффициент k отражает связь витков спирали с ее корпусом. При малой связи, как в нашем случае с большим шагом, этот коэффициент может быть принят равным единице, с увеличением связи ко-

эффицент увеличивается.

Программа расчета характеристик транспортеров для выбранных значений параметров и зависимость критической скорости вращения от длины спирали приводится на рисунке 3.19.

$$\begin{aligned}
 E &:= 2 \cdot 10^{11} & G &:= 8 \cdot 10^{10} & d &:= 0.008 \\
 R &:= 0.02 & W &:= 12 \\
 \rho_2 &:= 0.0225 & \rho_1 &:= 0.014 \\
 i &:= 30 \\
 \alpha &:= i \cdot \frac{\pi}{360} & \alpha &= 0.262 \\
 \rho_3 &:= \frac{R}{(\cos(\alpha))^2} & \rho_3 &= 0.021 \\
 \varepsilon &:= \rho_3 - \frac{d}{\ln\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)} & \varepsilon &= 4.575 \times 10^{-3} \\
 A &:= \frac{(\sin(\alpha))^2}{2 \cdot E \cdot \varepsilon \cdot \rho_3} + \frac{6}{E \cdot d^2} + \frac{3 \cdot (\cos(\alpha))^2}{2 \cdot G \cdot d^2} & A &= 7.438 \times 10^{-7} \\
 EJ &:= \frac{d^2 \cdot \sin(\alpha)}{A} & EJ &= 22.27 \\
 L &:= 1, 1.5 .. 10 & N(L) &:= 30 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot EJ}{W \cdot L^4}}
 \end{aligned}$$

N(L) =

406.013
180.45
101.503
64.962
45.113
33.144
25.376
20.05
16.241
13.422
11.278
9.61
8.286
7.218
6.344
5.62

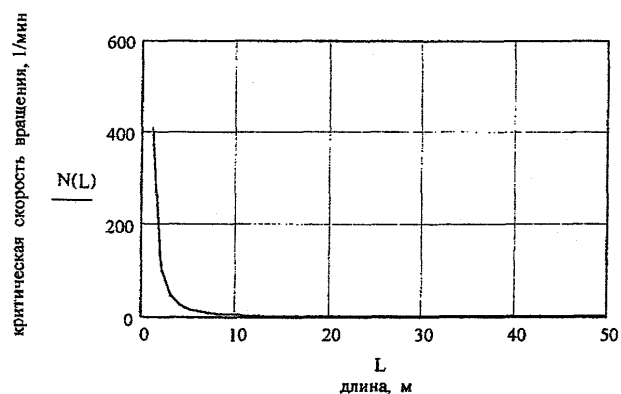


Рисунок 3.19 – Зависимость критической скорости вращения от длины спирали

Расчет характеристик по параметрам реальных транспортеров показывает, что колебания в транспортере определяются в основном жесткостью его спирали. Аналогичные результаты получены исследованиями распределения напряжений в различных точках транспортера, проведенные с применением фотоупругих моделей для шнека.

Диапазон значений частот колебания транспортеров в зависимости от их длины представляет некоторую область, в центре которой лежит кривая расчетных значений согласно приведенному уравнению. С увеличением длины транспортера критическая скорость вращения, отвечающая резонансным колебаниям, резко уменьшается. Критическая скорость уменьшается с увеличением угла наклона транспортера. При величине угла наклона менее 30° критическая скорость изменяется мало и соответствует расчетной формуле, с превышением этого угла критическая скорость возрастает по затухающей криволинейной зависимости.

Колебания транспортера в известной мере гасятся массой материала, находящегося внутри кожуха. Чем больше коэффициент заполнения кожуха, тем меньше критическая скорость его вращения. Влияние коэффициента заполнения проявляется в одинаковой мере при всех значениях угла наклона транспортера.

3.10. О характере перемещения частиц сыпучего материала по винтовой поверхности спирали

Схема перемещения частиц по винтовой поверхности приведена на рисунке 3.20.

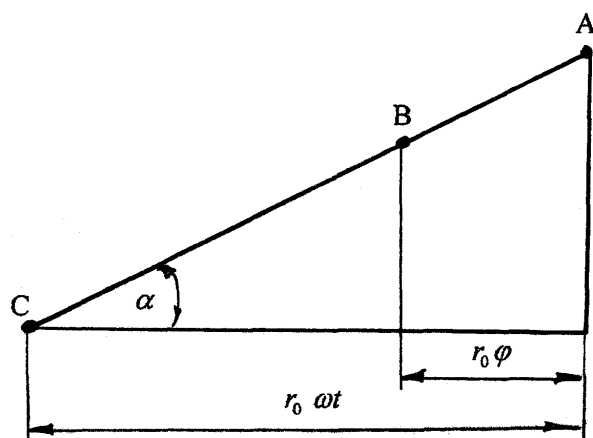


Рисунок 3.20 – Схема перемещения частицы по развертке винтовой линии

На рисунке 3.20 АВ равно длине пути скольжения частицы по поверхности витка спирали; а ВС – длине пути переноса частицы самой спиралью.

Поэтому перемещение, скорость и ускорение частицы в аксиальном направлении можно выразить так:

$$\begin{cases} z = r_0(\omega t - \varphi) \operatorname{tg} \alpha, \\ \dot{z} = r_0(\omega - \dot{\varphi}) \operatorname{tg} \alpha, \\ \ddot{z} = -r_0 \ddot{\varphi} \operatorname{tg} \alpha. \end{cases} \quad (3.174)$$

При $m = 1$ система (3.174) запишется:

$$\begin{cases} r_0 \ddot{\varphi} = N_1(\sin \alpha \cos \theta + f_1 \cos \alpha) - g \cos \delta \cdot \sin \varphi - f_2 N_2 \frac{r_0 \dot{\varphi}}{\sqrt{r_0^2(\omega - \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_0^2 \dot{\varphi}^2}} \\ -r_0 \dot{\varphi}^2 = g \cos \delta \cdot \cos \alpha - N_2 + N_1 \sin \theta \\ m \ddot{z} = N_1(\cos \alpha \cos \theta - f_1 \sin \alpha) - g \sin \delta - f_2 N_2 \frac{r(\omega - \dot{\varphi}) \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{r_0^2(\omega - \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_0^2 \dot{\varphi}^2}}. \end{cases} \quad (3.175)$$

Обозначим:

$$C = \sin \alpha \cos \theta + f_1 \cos \alpha,$$

$$D = \cos \alpha \cos \theta - f_1 \sin \alpha,$$

$$A(\varphi) = \frac{r \dot{\varphi}}{\sqrt{r_0^2(\omega - \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_0^2 \dot{\varphi}^2}}, \quad B(\varphi) = \frac{r(\omega - \dot{\varphi}) \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{r_0^2(\omega - \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_0^2 \dot{\varphi}^2}}.$$

$$\text{Тогда} \quad \begin{cases} -r_0 \dot{\varphi}^2 = g \cos \delta \cdot \sin \alpha - N_2 + N_1 \sin \theta \\ r_0 \ddot{\varphi}^2 = CN_1 - g \cos \delta \cdot \sin \varphi - f_2 N_2 A(\dot{\varphi}) \\ -r \operatorname{tg} \alpha \ddot{\varphi} = DN_1 - g \sin \delta - f_2 N_2 \cdot B(\dot{\varphi}) \end{cases} \quad (3.176)$$

Если в системе уравнений исключить из них нормальные реакции N_1 и N_2 , то получим одно уравнение с одним неизвестным относительно координаты φ

$$\begin{aligned} r_0 \ddot{\varphi} + g \cos \delta \cdot \sin \varphi + f_2(g \cos \delta \cdot \cos \varphi + r_0 \dot{\varphi}^2) \frac{r_0 \dot{\varphi}}{\sqrt{r_0^2(\omega - \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_0^2 \dot{\varphi}^2}} = \\ = \left(-r_0 \dot{\varphi} \cdot \operatorname{tg} \alpha + g \sin \varphi + f_2(g \cos \delta \cos \varphi + r_0 \dot{\varphi}^2) \frac{r(\omega - \dot{\varphi}) \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{r_0^2(\omega - \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_0^2 \dot{\varphi}^2}} \right) \left(\frac{U}{V} \right), \end{aligned} \quad (3.177)$$

ИЛИ

$$\ddot{\varphi} = \frac{f_1(g \cos \delta \cos \varphi - r_0^2) \left(B(\dot{\varphi}) \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} - A(\varphi) \right) - g \cos \delta \sin \varphi + g \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} \sin \delta}{\left(1 + \operatorname{tg} \alpha \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} \right)}, \quad (3.178)$$

где

$$U = U(\dot{\varphi}) = C - f_2 A(\dot{\varphi}) \sin \theta; \quad V = V(\dot{\varphi}) = D - f_2 B(\dot{\varphi}) \sin \theta. \quad (3.179)$$

Если транспортёр расположен горизонтально, т.е. $\delta = 0$, то получим:

$$\ddot{\varphi} = \frac{f_1 (g \cos \varphi + r \dot{\alpha}^2) \left(B(\dot{\varphi}) \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} - A(\dot{\varphi}) \right) - g \sin \varphi}{\left(1 + \operatorname{tg} \alpha \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} \right)}. \quad (3.180)$$

Если вертикально, т.е. $\delta = \frac{\pi}{2}$, то

$$\ddot{\varphi} = \frac{f_1 r \dot{\alpha}^2 \left(B(\dot{\varphi}) \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} - A(\dot{\varphi}) \right) + g \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})}}{\left(1 + \operatorname{tg} \alpha \frac{U(\dot{\varphi})}{V(\dot{\varphi})} \right)}. \quad (3.181)$$

Полученные дифференциальные уравнения, описывают движения частицы материала по поверхности трубы спирального транспортера.

Решение полученных уравнений с помощью общеизвестных аналитических методов не представляется возможным, поэтому решение их проводилось численными методами с помощью ЭВМ. Программы расчетов с использованием пакета MathCad 2001 приведены в приложении. Подставив полученные функции от времени величины и в первое и во второе уравнение (3.174), можно найти требуемые для целей расчета и проектирования транспортера выражения, определяющие перемещение и скорость транспортируемой частицы в зависимости от конструктивных параметров транспортера. Для решения полученных уравнений выбирались начальные условия движения частиц и входящие в уравнения постоянные. А так как числовые значения постоянных в каждом конкретном случае разные, то и каждая частная задача требует отдельного решения.

На рисунках 3.21...3.25 приведены результаты расчетов для спирального транспортера с характеристиками:

$f_1 = 0,5$ – коэффициент трения частицы о поверхность спирали;

$f_2 = 0,5$ – коэффициент трения частицы о поверхность кожуха;

$r = 0,05$ м – внутренний радиус трубы кожуха;

$\omega = 50$ с⁻¹ – частота вращения спирали;

$\delta = 15^\circ$ – угол наклона транспортера к горизонтали;

$d = 0,008$ м – диаметр проволоки спирали;

$r_1 = 0,004$ м – средний радиус частицы;

$r_2 = 0,045$ м – радиус спирали;
 $s = 0,1$ м – шаг винтовой линии спирали.

При углах наклона к горизонту δ меньше 25° и скоростях вращения, определяемых значениями критерия $\lambda = \frac{\omega^2 r}{g} = 7 \dots 14$, преобладают затухающие колебания частицы около образующей кожуха, которые характеризуются фазовой траекторией.

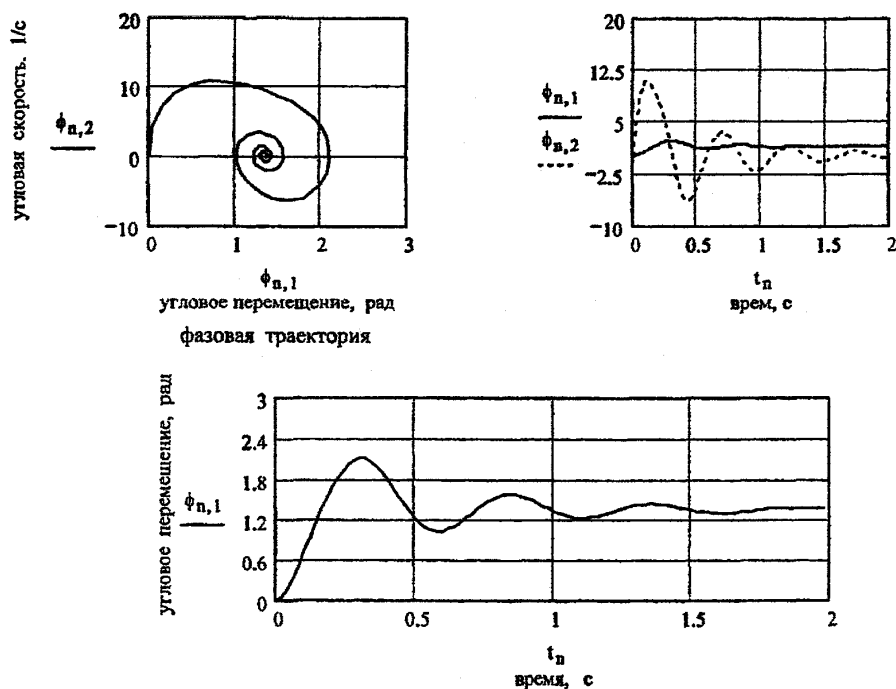


Рисунок 3.21 – Изменение угловых скоростей и осевых перемещений в зависимости от времени при выбранных характеристиках спирального транспортера

На рисунках 3.22 приведены результаты расчетов осевой скорости перемещения частицы и осевого перемещения для спирального транспортера с теми же характеристиками, в которых угол $\delta = 38,6^\circ$.

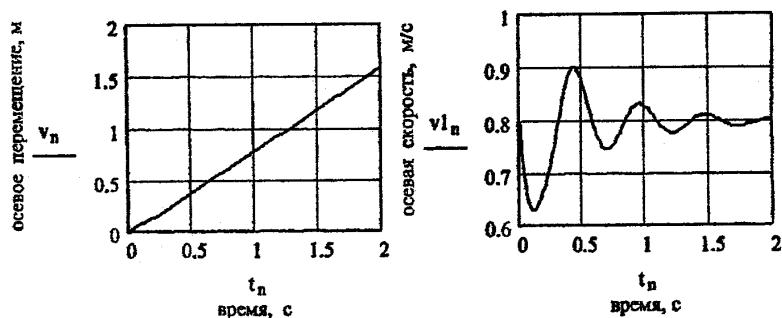


Рисунок 3.22 – Изменения осевых скоростей и перемещений в зависимости от времени при выбранных характеристиках спирального транспортера

С увеличением угла наклона δ к горизонту меняется режим перемещения частицы и уже при $\delta = 25^\circ$ фазовая траектория меняется, как показано на рисунке 3.23.

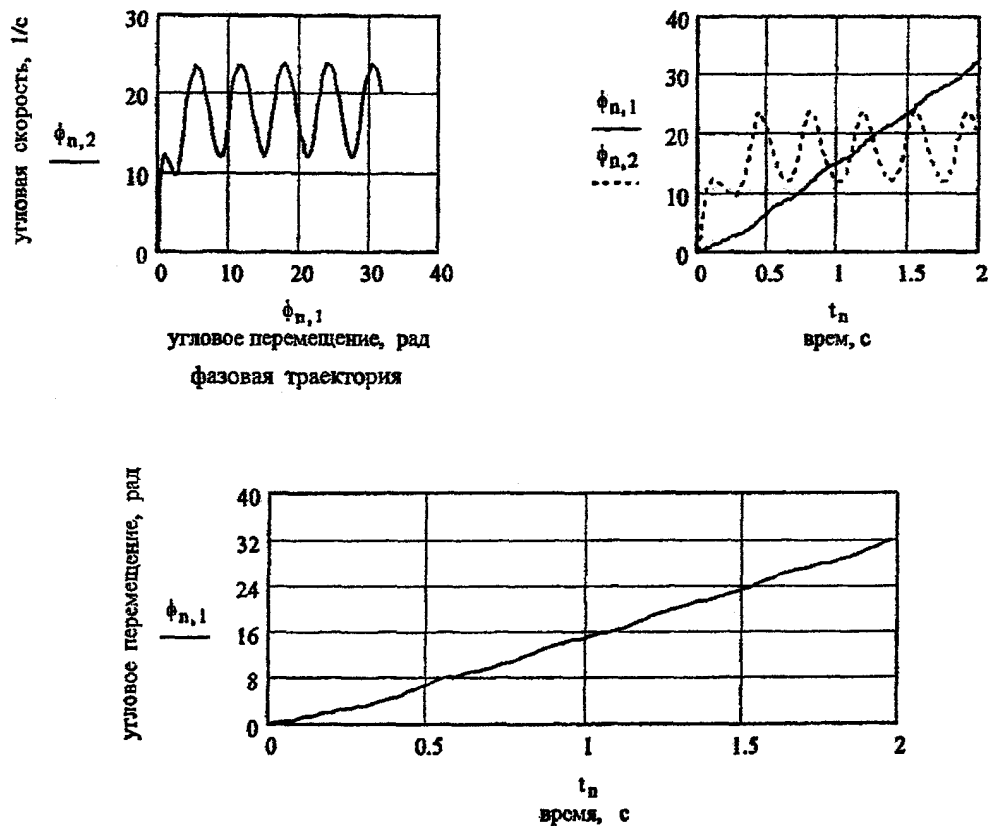


Рисунок 3.23 – Изменение угловой скорости и перемещений в зависимости от времени при выбранных характеристиках спирального транспортера и при $\delta = 25^\circ$

На рисунке 3.24 приведены результаты расчетов осевой скорости перемещения частицы и осевого перемещения для спирального транспортера с теми же характеристиками, но при $\delta = 25^\circ$.

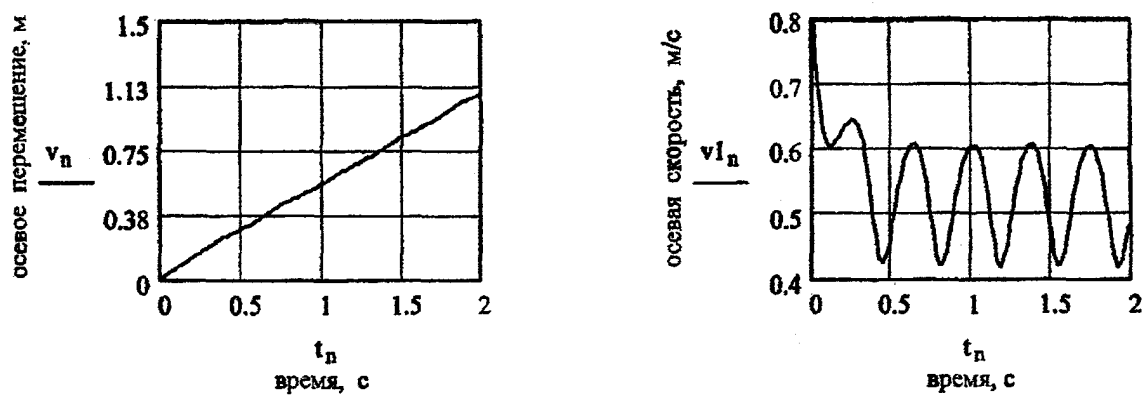


Рисунок 3.24 – Изменения осевых скоростей и перемещений в зависимости от времени при выбранных характеристиках спирального транспортера

Эти же изменения наблюдаются и при увеличении угла θ (рисунок 3.25), что связано с геометрическими характеристиками спирали цилиндрического кожуха или размера частиц.

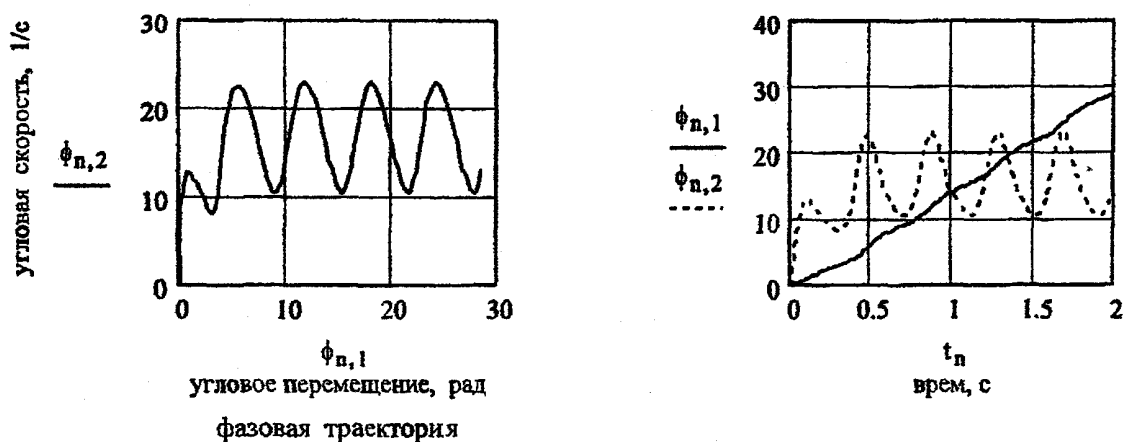


Рисунок 3.25 – Изменения угловых скоростей и перемещений в зависимости от времени при выбранных характеристиках спирального транспортера при $\delta = 15^\circ$, радиусе частицы $r_1 = 0,0035$ м, что соответствует углу $\theta = 47^\circ$

Полученные зависимости позволяют выбрать оптимальные параметры при расчете и проектировании спиральных транспортеров.

Выводы:

1. Теория спирально - винтовых транспортеров для сыпучих материалов, базирующаяся на теории перемещении частицы в шнековом конвейере, недостаточно адекватно отображает условия перемещения удобрений и высокоплотновязких материалов в устройствах, рабочими органами которых являются вращающиеся спирали.

2. Исследования и полученные закономерности, для оценки производственных и энергетических характеристик спирально-винтовых транспортирующих устройств, позволяют заключить, что перемещение сыпучего и жидкого (полужидкого) материала в кожухе представляет довольно сложный механический процесс.

3. Процесс перемещения жидкостей с различной структурой и вязкостью, при помощи насосных установок, использующих вращающуюся спираль в качестве основного нагнетательного устройства, вообще находится, в стадии осмысления полученных закономерностей.

4. Простота в изготовлении и надежность спирально-винтовых транспортирующих устройств и сложность теоретического описания механизма перемещения материала в них требует более детального изучения влияния различных факторов на режимные параметры установок и технических средств обеспечивающих технологический процесс подготовки и внесения удобрений в почву.

4. Экспериментальные исследования

4.1. Цель и задачи исследований

На основании анализа состояния вопроса и теоретических исследований выявлена возможность повышения эффективности применения удобрений за счет использования на их внесении технических средств и агрегатов со спирально-винтовым рабочими органами.

В связи с этим целью данных исследований является экспериментальная проверка основных теоретических разработок по вопросам обоснования показателей и режимов работы технических средств агрегата для внесения сыпучих и жидких удобрений. Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Изготовить экспериментально-производственные установки, агрегаты, узлы, насосы и обеспечить приборное оснащение (рисунок 4.1...4.37).
2. Выявить влияние конструктивных параметров рабочего органа на производительность и энергозатраты транспортирования, а также равномерность распределения удобрений по ширине захвата агрегатов.
3. Определить равномерность внесения удобрений.
4. Экспериментально подтвердить показатели оценки качества внесения удобрений.
5. Провести сравнительные исследования агрегатов по определению производительности, энергозатрат.

Для выполнения поставленных задач в основу экспериментальных исследований была положена программа, предусматривающая:

- планирование экспериментов;
- разработку частных методик исследований;
- выбор метода математической обработки результатов исследований.



Рисунок 4.1 – Насос с прямым приводом спирали от вала электродвигателя (диаметр кожуха 32 мм, длина 2,8 м)



Рисунок 4.2 – Насос с приводом через клиноременную передачу (диаметр кожуха 85 мм, длина 3,5 м)



Рисунок 4.3 – Насос с прямым приводом от вала электродвигателя, подвесной вариант (диаметр кожуха 32 мм, длина 5 м)



Рисунок 4.4 – Насос с прямым приводом от вала электродвигателя, стеклянный кожух (диаметр кожуха 32 мм, длина 3 м)



а)



б)



в)

Рисунок 4.5 – Насос с клиноременным приводом и боковым забором жидкости, кожух металлический (диаметр 30 мм, длина 2,8 м):
а) общий вид, б) выгрузная часть; в) заборная часть



Рисунок 4.6 – Насос с прямым приводом от вала электродвигателя, полиэтиленовый кожух (диаметр кожуха 32 мм, длина 1,8 м)



Рисунок 4.7 – Насос с плавным изменением частоты вращения спирали, привод через клиноременную передачу



Рисунок 4.8 – Насос с гибким кожухом (диаметр кожуха 32 мм, длина 6,2 м)



а)



б)

Рисунок 4.9 – Насос для перекачивания жидкостей из емкостей
а) общий вид; б) заборная часть



Рисунок 4.10 – Насос с приводом через клиноременную передачу (диаметр кожуха 75 мм, длина 7,5 м)



Рисунок 4.11 – Насос с гибким кожухом (диаметр кожуха 50 мм, длина 8,5 м)

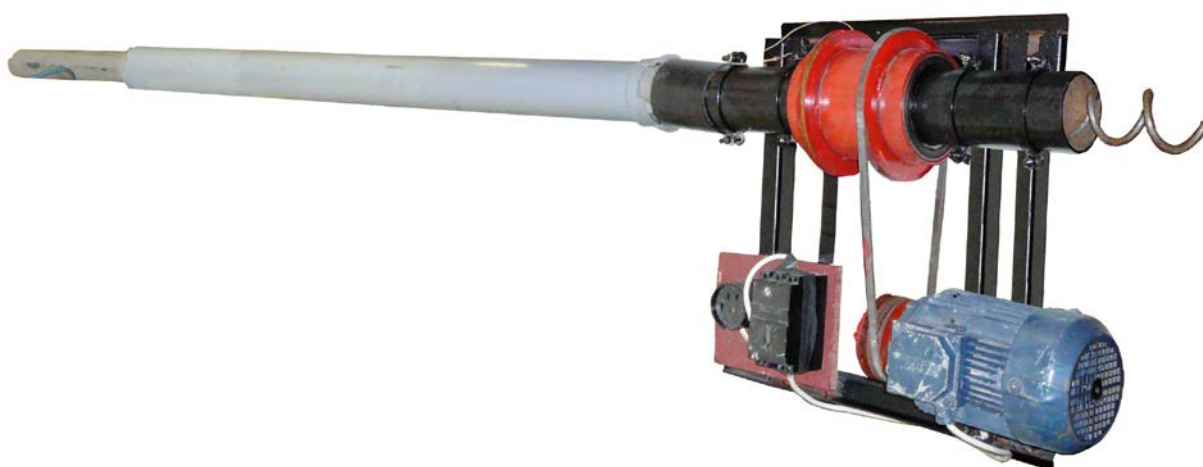


Рисунок 4.12 – Насос с приводом спирали в средней части (диаметр кожуха 75 мм, длина 6 м)



а)



б)

Рисунок 4.13 – Насос для сбора разлитых жидкостей (диаметр кожуха 80 мм, длина 6 м, материал спирали – сплюснутая проволока):
а) общий вид; б) вид заборной части

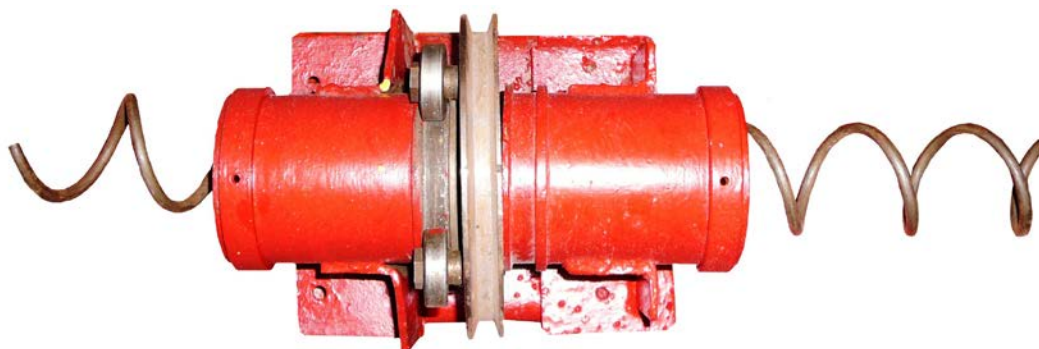


Рисунок 4.14 – Привод спирали

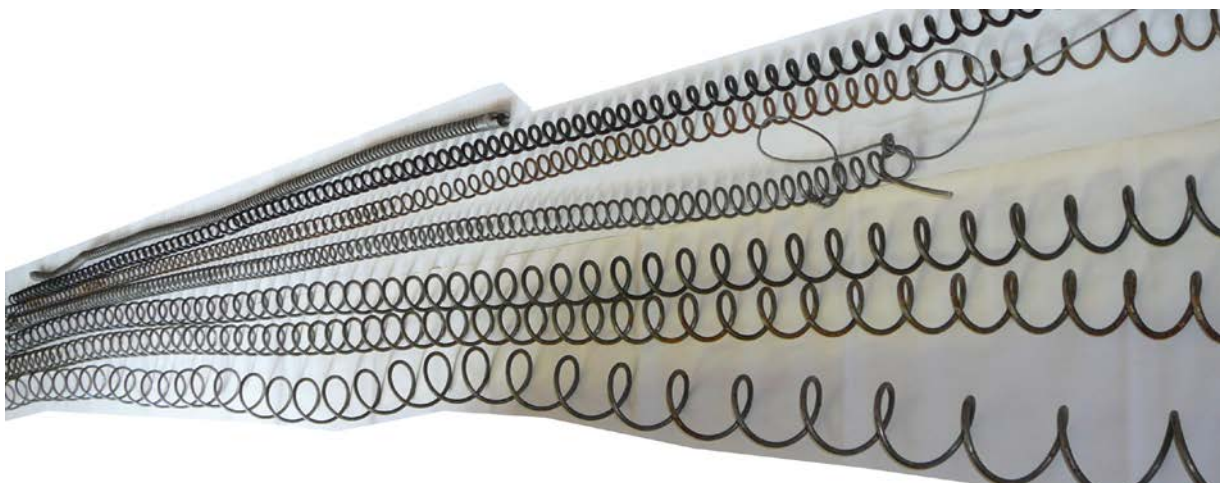


Рисунок 4.15 – Варианты спиралей



Рисунок 4.16 – Общий вид пускоизмерительной аппаратуры используемой для подключения насосов



Рисунок 4.17 – Агрегат для внесения жидких удобрений (ширина захвата 10 м)



Рисунок 4.18 – Общий вид установки для определения вязкости исследуемой жидкости



Рисунок 4.19 – Учетные площадки



Рисунок 4.20 – Общий вид привод рабочего органа от опорного колеса



Рисунок 4.21 – Элементы привода:
а) ступица опорного колеса; б) ведущая звездочка



Рисунок 4.22 – Общий вид привода спиралей рабочего органа для внесения жидких удобрений



Рисунок 4.23 – Общий вид навесного рабочего органа штангового типа для внесения жидких удобрений

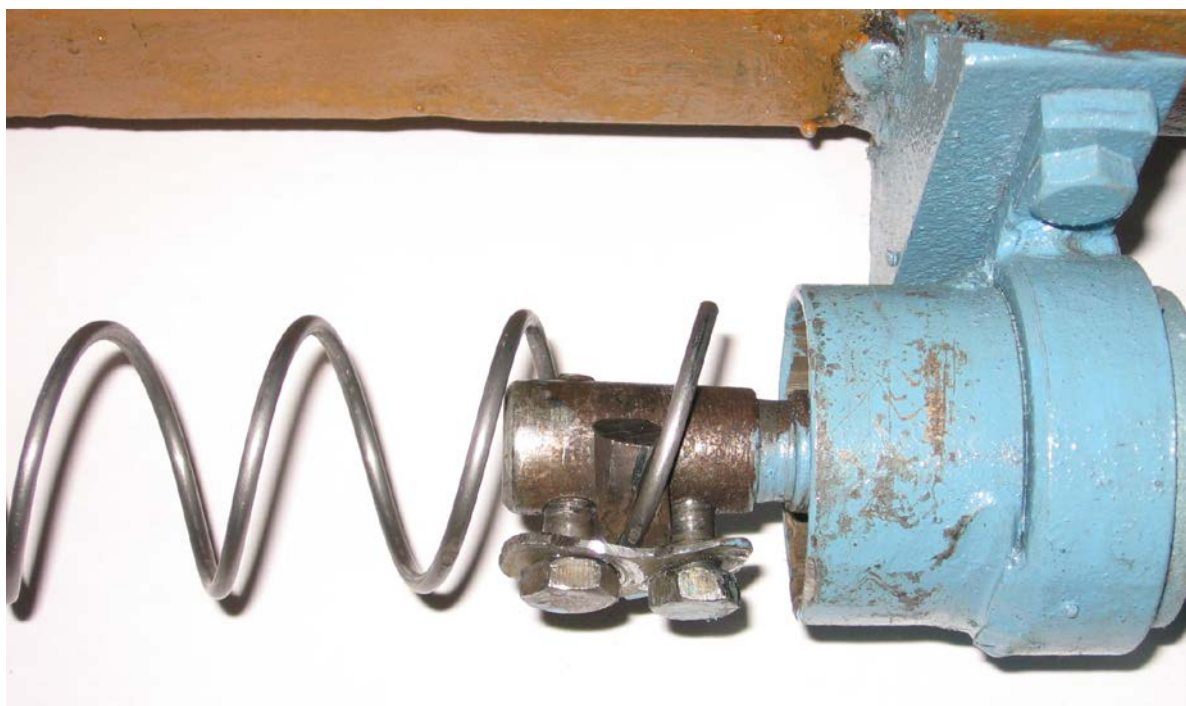


Рисунок 4.24 – Крепление спирали к ведущему валу



а)



б)

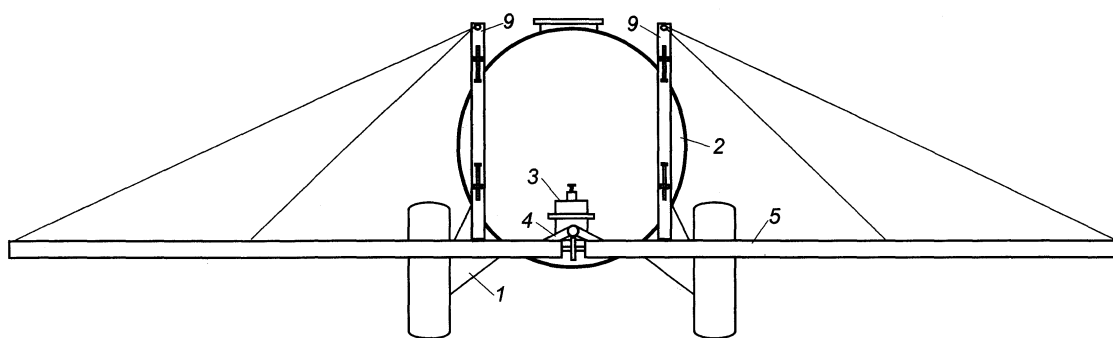
Рисунок 4.25 – Общий вид отсекающего устройства
а) положение закрыто; б) положение открыто



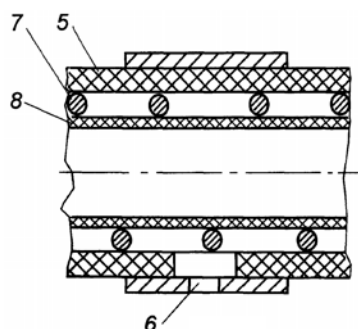
Рисунок 4.26 – Общий вид запорно-распределительной арматуры



Рисунок 4.27 – Определение количества и равномерности внесения удобрения



а)



б)

Рисунок 4.28 – Разбрасыватель жидких удобрений (Патент RU 91799 U1 (10.03.2010. Бюл. №7):

а) Общий вид; б) Разрез распределяющего органа; 1 – рама; 2 – емкость; 3 - отсекающее устройство; 4 – подающая магистраль; 5 – кожух; 6 – регулировочное кольцо; 7 – спираль; 7 – внутренний кожух

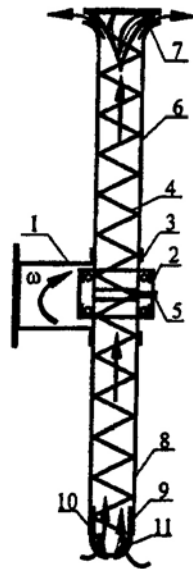


Рисунок 4.29 – Устройство для перекачивания высоковязких жидкостей
 Патент RU2238439 (20.10.2004. Бюл. №29)

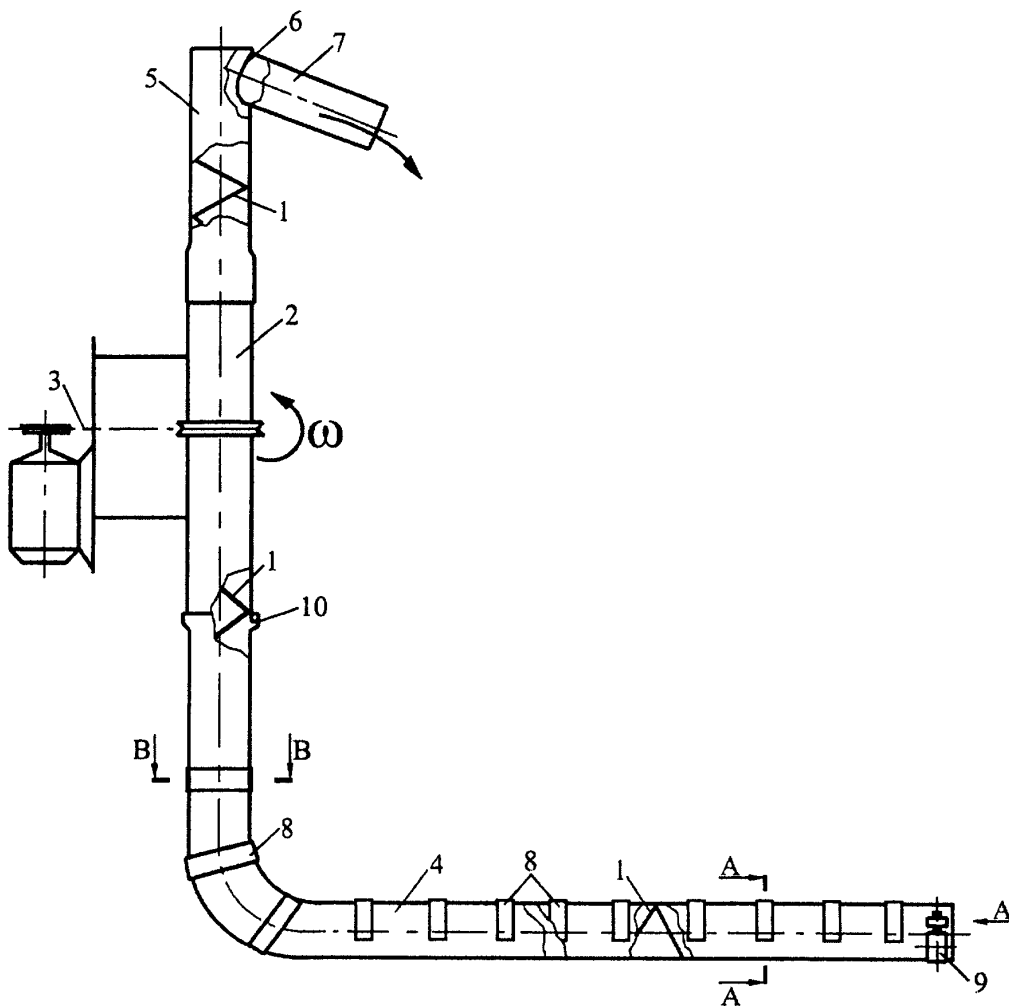


Рисунок 4.30 – Принципиальная схема устройства для сбора жидкостей
 Патент RU2263823 (10.11. 2005 Бюл. № 31)

4.2. Планирование экспериментов

Определение количества опытов проводилось по формуле, предлагаемой Г. В. Веденяпиным:

$$M = \sum_{i=1}^m k \cdot v \cdot n \cdot t, \quad (4.1)$$

где k – количество измеряемых показателей; v – количество факторов, влияющих на изменение показателей; n – количество измерений показателя; t – количество серий опытов.

Количество серий опытов определяется из выражения

$$m = K_0 / K_i, \quad (4.2)$$

где K_0 – количество одновременно намеряемых показателей; K_i – общее количество измеряемых показателей.

В процессе исследований все показатели регистрировались одновременно.

Методом экспериментальной оценки выявлены основные факторы, влияющие на изменение равномерности. К ним относятся: давление в трубе рабочего органа, диаметр выпускных отверстий и скорость движения агрегата. По значимости факторы являются равноценными. Согласно рекомендациям, количество измерений показателя, характеризующего объект, во избежание возможных неточностей, должно быть не менее трех.

С целью уменьшения значения случайных ошибок Г. В. Веденяпин рекомендует для измерений, связанных с конструкцией машин, принимать надежность опыта $N = 0,9$, ошибку в долях стандарта $\Delta = 0,5$. Тогда количество повторений измерений показателя должно находиться в пределах 13...16. В данных исследованиях это значение равнялось 14. Суммарное количество измерений составляло $N = 14m$.

Основные опыты проводились методом однофакторного эксперимента, то есть измерялась величина одного фактора, остальные принимались постоянными, для установления взаимосвязи между показателями работы агрегата и факторами, влияющими на них, был применен метод многофакторного планирования экспериментов. Параметром оптимизации являлся процент неравномерности распределения удобрений по поверхности поля.

С помощью корреляционно-регрессивного анализа выявлялось влияние всех факторов на показатели работы разбрасывателя, определялась не только степень влияния на конечный результат, но и устанавливалась форма связи, для этого была выбрана линейная модель уравнения регрессии вида

$$Y = \epsilon_0 + \epsilon_1 x_1 + \epsilon_2 x_2 + \dots + \epsilon_n x_n, \quad (4.3)$$

где Y – параметр оптимизации; x – факторы процесса; ϵ – параметры модели; 1,2... n – число факторных признаков.

При выборе модели считалось, что при сравнительно небольших изменениях диапазонов факторов любую кривую можно представить в виде прямой.

Проверка значимости коэффициентов регрессии производилась по критерию Стьюдента, подтверждающего корреляционную взаимосвязь между показателями равномерности внесения и факторами на них влияющими.

4.3. Методика лабораторных исследований

4.3.1. Выбор технических средств измерения, лабораторные установки

При выборе приборов необходимо исходить из требований:

- требуемая точность измерения;
- простота конструкции;
- малая масса;
- возможность прямого измерения;
- невысокая стоимость;
- универсальность;
- надежность и долговечность.

На основании этого при проведении экспериментов производился выбор технических средств измерения. Основные приборы, используемые при измерениях параметров, представлены на рисунке 4.31. Оценка точности измерений проводилась по каждому измеряемому параметру.

При исследованиях рабочего органа расход жидкости определялся весовым и объемным способом с использованием весов РН-50Ш13п-1 Максимальная погрешность при измерении массы от 0,01 кг до 1 кг равна $\gamma_G = \pm 0,1\%$. При объемном способе расход определялся мерной емкостью с последующим пересчетом через объемный вес удобрения. Перед началом экспериментов производилась тарировка мерной емкости. Плотность удобрения замерялась ареометром общего назначения, исполнения 1 ГОСТ 1300-74. Время замерялось двухстрелочным секундомером ГОСТ 2178-69 с ценой деления шкалы 0,01 с погрешностью измерения $\pm 0,3\%$. Максимальная относительная погрешность измерения расхода оценивалась по формуле

$$\delta_0 = \pm \sqrt{\delta_V^2 + \delta_\rho + \delta_t}, \quad (4.4)$$

где δ_v – погрешности градуировки расходомера, $\pm 1,5\%$; δ_ρ – погрешность, связанная с определением плотности, $\pm 1,0\%$; δ_t – погрешность, связанная с замером времени, $\pm 0,3\%$, и составила $\delta_0 = \pm 1,6\%$.

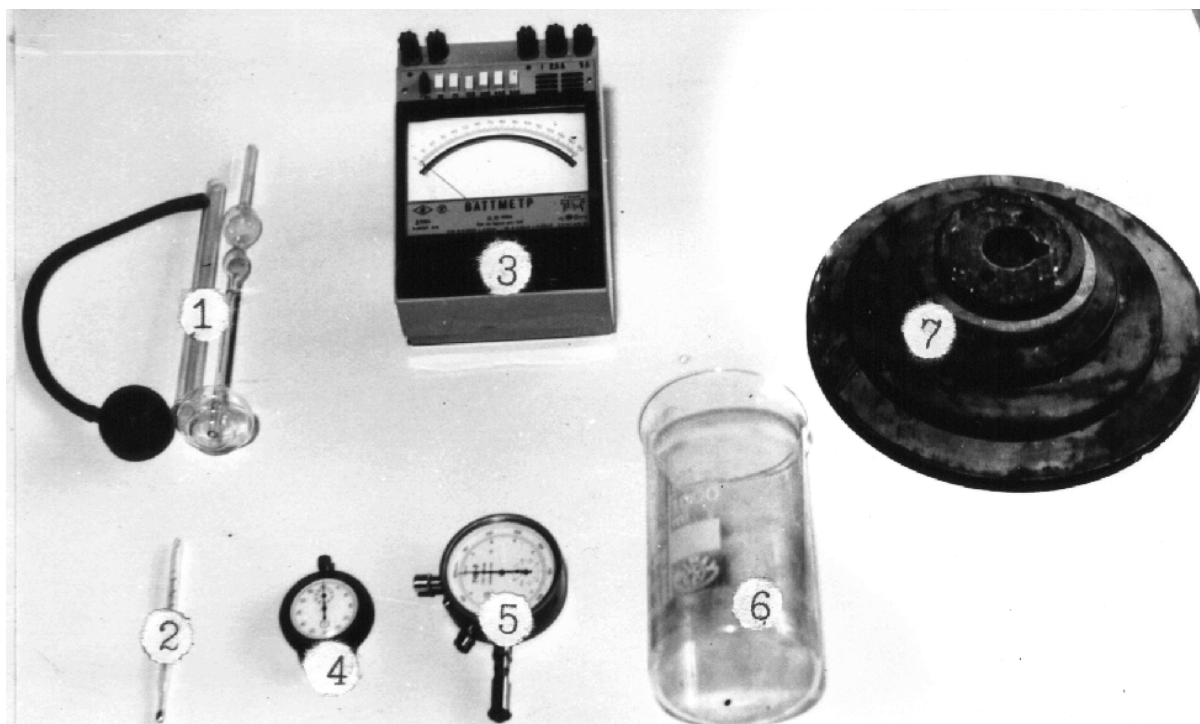


Рисунок 4.31 – Приборы и технические средства измерений:

1 – вискозиметр ВПЖ-2; 2 – термометр ртутный СП-27; 3 – ваттметр Д 504; 4 – секундомер двухстрелочный; 5 – тахометр часовой ТЧ 10-Р; 6 – мерный сосуд; 7 – набор сменных шкивов

Частота вращения спирали замерялась тахометром часовым ТЧ 10-Р с погрешностью показаний $\pm 1\%$. Мощность замерялась ваттметром Д 504 ГОСТ 8476-60 класса точности 0,5. Относительная погрешность измерения $\pm 0,5\%$. Измерение давления производилось с помощью пьезометров и показывающих манометров МТП-1 класса точности 2,5. Вязкость жидкости замерялась вискозиметром ВПЖ-2 ГОСТ 10028-67 с абсолютной погрешностью измерения $\pm 0,2\%$. Температура жидкости определялась ртутным термометром СП-27 ГОСТ 2045-71 с абсолютной погрешностью измерения $\pm 0,5\%$. Линейные размеры замерялись штангенциркулем класса точности 2 и стальной мерной лентой с предельной ошибкой измерения 0,2%.

Исследования проводились с целью определения оптимальных параметров и режимов работы спирально-винтового рабочего органа при транспортировании жидкостей различной вязкости, а также проверки аналитических зависимостей.

Исследования проводились на специально изготовленных лабораторных установках двух исполнений: трасса горизонтальная – рисунок 4.2; трасса вертикальная – рисунки 4.3, 4.4. Циркуляция жидкости происходила по замкнутому циклу.

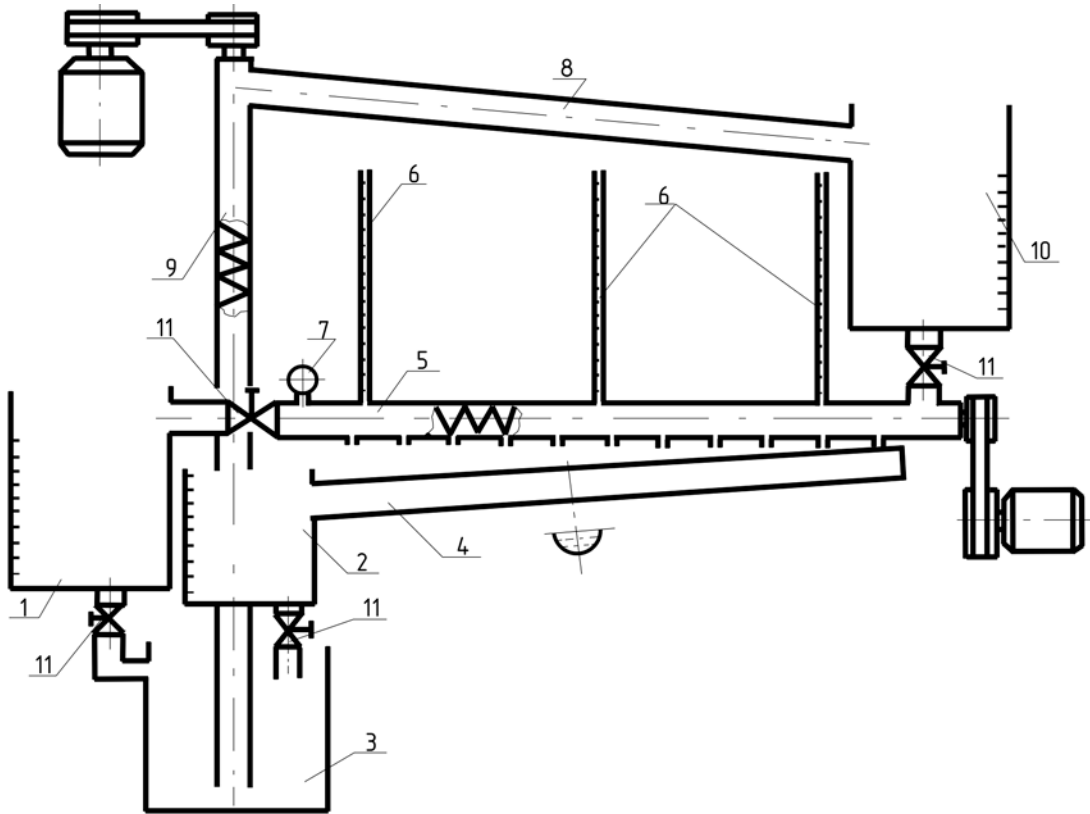


Рисунок 4.32 – Схема лабораторной установки (трасса горизонтальная):
 1, 2 – расходомеры; 3 – накопительная ёмкость; 4 – лоток; 5 – рабочий орган; 6 – пьезо-метр; 7 – манометр МТП-1; 8 – труба подпитки; 9 – насос-дозатор; 10 – ёмкость напорная; 11 – кран запорный

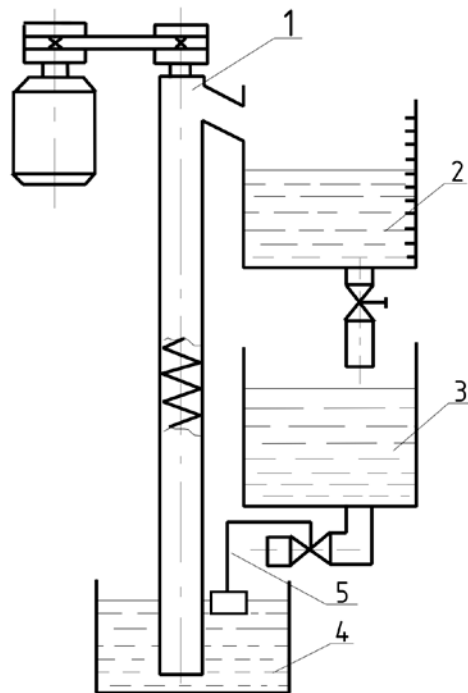


Рисунок 4.33 – Схема лабораторной установки (трасса вертикальная):
 1 – рабочий орган; 2 – расходомер; 3 – ёмкость накопительная; 4 – ёмкость заборная; 5 – регулятор уровня

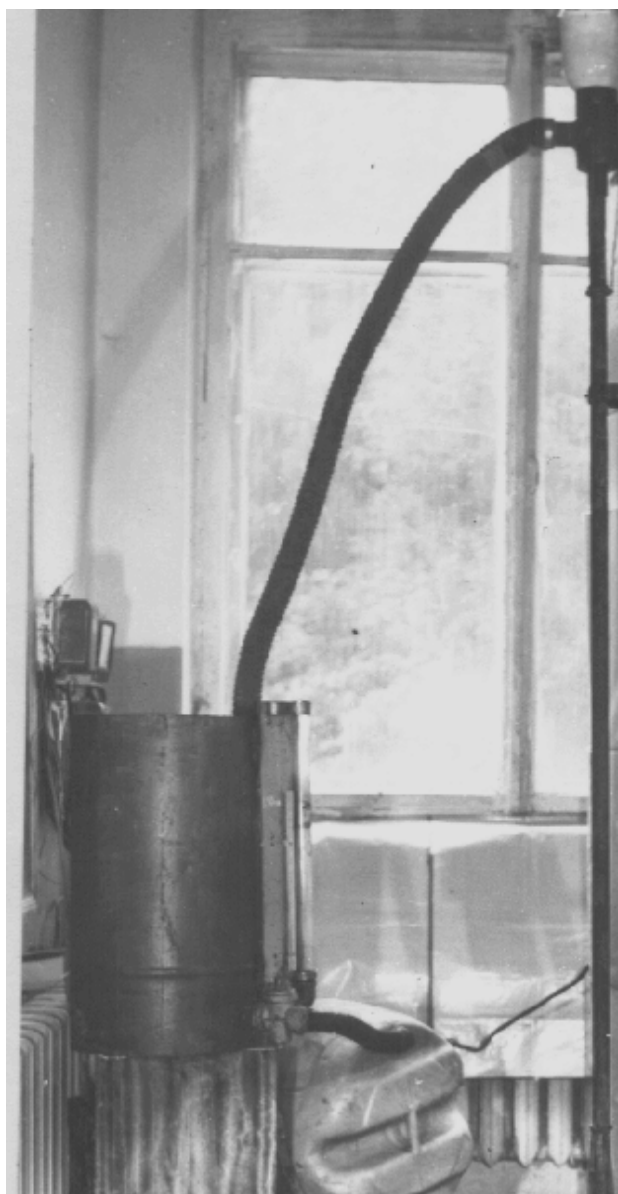


Рисунок 4.34 – Лабораторная установка для вертикального транспортирования жидкостей

Для определения производительности и энергозатрат транспортирования были выбраны следующие варианты компоновки экспериментальных установок:

1. Внутренний диаметр трубы, $D_k = 20...100$ мм;
2. Длина трассы, $L = 2...100$ м;
3. Материал трубы: полиэтилен, стекло;
4. Диаметр спирали, $d = 15...80$ мм;
5. Диаметр проволоки, $\delta = 3...8$ мм;
6. Шаг спирали, $s = 15...80$ мм;
7. Частота вращения спирали, $n = 100...12000$ мин⁻¹;
8. Направление транспортирования: горизонтальное, вертикальное;
9. Перемещаемый материал: ЖКУ, глицерин, вода, удобрения сыпучие;

10. Определяемые физико-механические свойства перемещаемого материала: плотность, вязкость.

Исследования проводились по плану однофакторного эксперимента.

Частота вращения спирали изменялась с помощью сменных шкивов в приводе спирали. Интервалы изменения частоты вращения от 100 до 5000 мин⁻¹. Конструктивные параметры изменялись установкой соответствующих типоразмеров спиралей (рисунок 4.17) и труб, вязкость жидкости изменялась разбавлением водой до требуемой вязкости, интервал изменения вязкости составлял от $1,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с до $60 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Производительность транспортирования определялась как расход жидкости в единицу времени при установившемся режиме работы транспортера. Лабораторные установки позволяли обеспечивать замкнутую циркуляцию жидкости при максимальной производительности транспортирования, чем устранялись погрешности в измерениях, которые могли возникать в случае подпитки.

В процессе опыта замерялось время наполнения мерной емкости и объем жидкости, производительность рассчитывалась по формуле

$$W = V / t \quad (4.5)$$

где V – объём жидкости, м³.

Затраты мощности на транспортирование определялись через мощность, потребляемую приводным электродвигателем, и рассчитывались по формуле

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{общ}} (1 - \eta_{\text{пр}}) - N_{\text{хх}}, \quad (4.6)$$

где $N_{\text{общ}}$ – мощность, замеряемая ваттметром, Вт; $N_{\text{хх}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем на холостом ходу, Вт; $\eta_{\text{пр}}$ – к.п.д. привода спирали.

Удельные энергозатраты рассчитывались как отношение мощности на транспортирование к единице производительности и длине транспортирования.

4.3.2. Методика определения равномерности распределения удобрений по длине рабочего органа

Исследования проводились с целью выбора оптимальной частоты вращения спирали, при которой достигается равномерный расход удобрений через выпускные отверстия по длине трубы рабочего органа при различной норме внесения удобрений.

Исследования проводились на лабораторной установке, схема которой представлена на рисунке 4.3.2.

Для определения давления в трубе рабочего органа, создаваемого спиралью, закрывался концевой кран 11, и изменялась частота вращения, давление замерялось в трех точках, равномерно расположенных по длине рабочего органа. Замер давления осуществлялся манометрами МТП-1 и пьезометрами, одновременно замерялись затраты мощности на привод спирали.

Падение давления по длине трубы замерялось по пьезометрам при открытых выпускных отверстиях и не вращающейся спирали. Норма внесения удобрений задавалась диаметром выпускных отверстий и давлением в трубе. Начальное давление создавалось столбом жидкости в емкости 10. Этот столб жидкости оставался неизменным в процессе опыта и поддерживался насосом-дозатором 9.

Равномерность определялась по расходу удобрений через выпускные отверстия по длине трубы и рассчитывалась как среднеквадратическое отклонение расхода по формуле

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{q_i^2 - \sum q_i^2}{n-1}}, \quad (4.7)$$

где q_i – значение расхода через отверстие, n – количество отверстий.

Расход удобрения через отверстия замерялся весовым способом. Норма внесения замерялась объемным способом с последующим пересчетом через плотность удобрения. Удобрения, вытекающие из выпускных отверстий, собирались в лоток 4, по которому поступали в расходомер 2.

При проведении данных исследований, конструктивные параметры рабочего органа соответствовали параметрам определенным, как оптимальные по производительности и энергозатратам.

4.4. Методика полевых исследований

4.4.1. Планирование полевых экспериментов

Для определения неравномерности внесения удобрений агрегатом в полевых условиях в зависимости от режимных показателей, варьируются три основных фактора:

- давление в трубе рабочего органа;
- диаметр выпускных отверстий;
- скорость передвижения агрегата.

Параметром оптимизации является процент неравномерности распределения удобрений по поверхности поля. Обозначим факторы: X_1 – давление в трубе; X_2 – диаметр выпускных отверстий; X_3 – скорость передвижения агрегата. Задача – получение такого сочетания факторов, при котором значение выходного параметра равно 95...98 %. Априорные исследования дают возможность построить области определения для каждого из факторов, вы-

брать нулевой уровень и интервалы варьирования. Исходная информация записывается в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Исходная информация для проведения эксперимента

Наименование	Давление в кожухе, МПа	Диаметр отверстия, мм	Скорость движения агрегата, км/ч
Нулевой уровень	0,01	3	10
Интервалы варьирования	0,002	1	0,5
Верхний уровень (+1)	0,012	4	10,5
Нижний уровень (-1)	0,008	2	9,5

Так, как число факторов известно, и равно трем, то при варьировании факторов на двух уровнях количество опытов можно вычислить по формуле

$$n = 2^3 = 8. \quad (4.8)$$

При проведении опытов предполагаем, что эффекты взаимодействия между факторами отсутствует. В этом случае для описания объекта исследования требуется рассчитать коэффициенты линейного уравнения

$$Y = \epsilon_0 + \epsilon_1 x_1 + \epsilon_2 x_2 + \epsilon_3 x_3, \quad (4.9)$$

В процессе проведения опытов рекомендуется случайная последовательность, то есть, необходима рандомизация опытов во времени. С учетом рандомизации и трехкратной повторности опытов матрица планирования факторного эксперимента 2^3 и результаты параллельных опытов записываются в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Матрица планирования эксперимента

X_1	X_2	X_3	Параллельные опыты			Y_i
			Y_1	Y_2	Y_3	
-1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	\bar{Y}_1
-1	-1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	\bar{Y}_2
+1	+1	+1	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	\bar{Y}_3
-1	-1	-1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	\bar{Y}_4
-1	+1	+1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	\bar{Y}_5
+1	+1	-1	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	\bar{O}_6
+1	-1	+1	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	\bar{Y}_7
+1	-1	-1	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	\bar{Y}_8

После проведения эксперимента проверяем однородность дисперсий воспроизводимости и переходим к расчету параметров модели и ее анализу.

Коэффициенты уравнения регрессии рассчитываем с помощью метода наименьших квадратов. В общем виде формула для расчета коэффициентом уравнения (4.9) имеет вид:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i X_{ij}}{n}, \quad j = 0, 1, 2, 3; \quad i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8. \quad (4.10)$$

4.5. Методика определения качественных показателей работы агрегата

Исследования проводились с целью определения влияния рабочего органа на качественные показатели работы агрегата. Исследования проводились на лабораторно-полевом образце агрегата, изображенном на рисунках 4.35 и 4.36. Агрегат состоял из трактора Т-40 и разбрасывателя со спиральным рабочим органом, параметры которого полностью соответствовали выбранным в ходе лабораторных исследований.

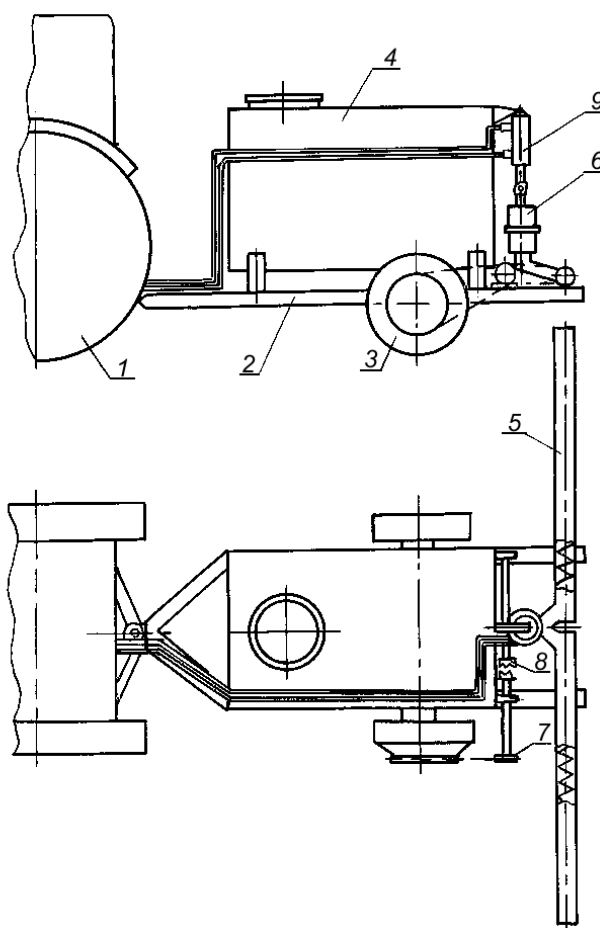


Рисунок 4.35 – Принципиальная схема агрегата для внесения ЖКУ:
 1 – трактор; 2 – рама; 3 – опорно-приводное колесо; 4 – ёмкость; 5 – рабочий орган; 7 – привод спирали; 8 – муфта включения; 9 – гидроцилиндр управления краном



Рисунок 4.36 – Общий вид агрегата для поверхностного внесения ЖКУ

Исследования проводились на поле, обработанном дисковыми бородами. Рельеф поля был ровный, уклон поверхности не превышал 2° . Погодные условия удовлетворительные, скорость ветра не более $1,5$ м/с. Подготовка почвы соответствовала агротехническим требованиям выполнения технологических операций внесения удобрений. В качестве удобрения применялось ЖКУ марки 10-34-0, соответствующее требованиям ГОСТ 20432-83.

Перед началом исследований и в процессе их проведения проверялось техническое состояние агрегата, производилась настройка разбрасывателя на заданную норму внесения, определялся уровень удобрений в ёмкости.

Качество внесения удобрений определяется на основе следующих показателей: нормы внесения, неравномерности внесения, удобренности поворотных полос и наличия просыпанных удобрений.

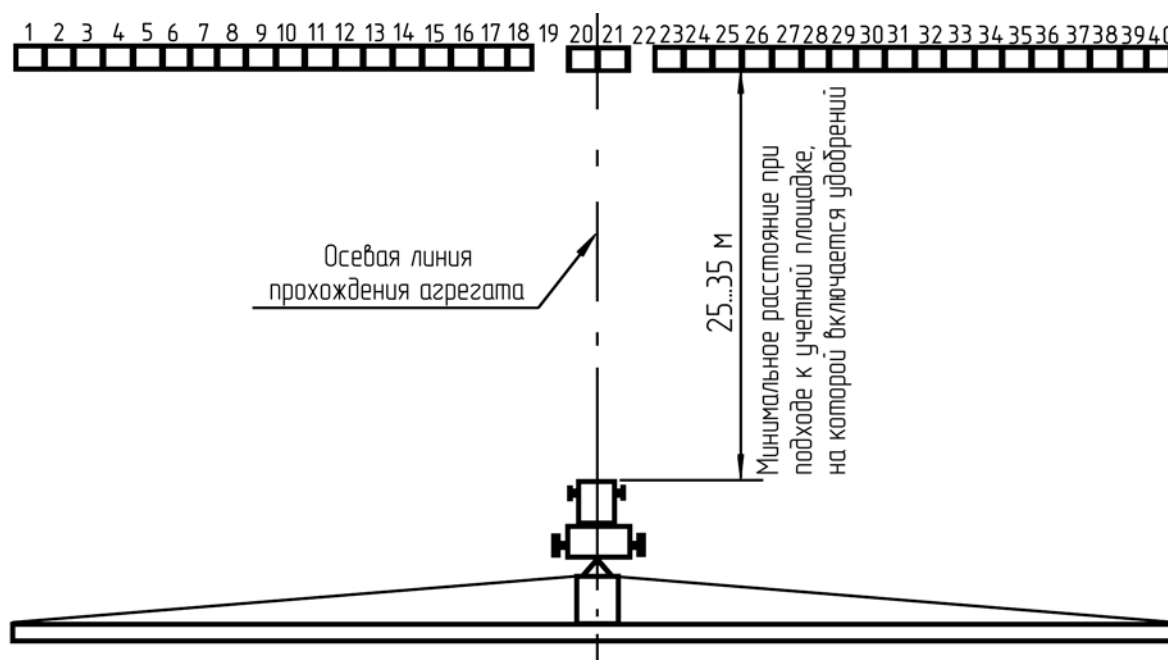
В качестве показателя неравномерности внесения удобрений принимали коэффициент вариации, рассчитываемый по количеству удобрений, попавших на каждую учетную площадку. Согласно агротехническим требованиям отклонение от заданной нормы не должно превышать $\pm 5\%$, а неравномерность $\pm 10\%$.

Участок поля, на котором раскладывались учетные площадки, имел размеры: длина 100 м, ширина 60 м. При исследованиях применялся загонный способ движения агрегата, при котором правая сторона удобряемой полосы по ходу движения агрегата перекрывается смежной, а левая - правой.

Для определения дозы и неравномерности использовали пронумерованные листы пористой бумаги, которые представляли собой учетные площадки размером $0,5$ на $0,5$ м.

Учет удобрений осуществлялся на общей ширине захвата агрегата. Листы раскладывались в один ряд перпендикулярно движению агрегата (ри-

сунок 4.37). Справа и слева от осевой линии прохода агрегата укладывали по 20 листов при ширине захвата агрегата 10 м. По месту прохода колес листы не укладывались, и вес удобрений для этих участков определяли расчетным путем как среднее количество с двух смежных листов.



4.37.– Расположение учетных листов при определении неравномерности и нормы внесения удобрений

Ряды листов агрегат проходил на рабочей скорости 10 км/ч. На режим разбрасывания переводился, не доезжая 25 – 30 м до учетной полосы с листами, а выключался после прохода через 15 м за пределом учетной полосы. Так как за один контрольный проход агрегата получается только одна повторность, то агрегат еще дважды проходит через учетную полосу при той же скорости и регулировках, чтобы довести число повторностей до трех раз.

Все листы с попавшими на них удобрениями складывались в полиэтиленовые пакеты и взвешивались в лаборатории на весах ВТК-500 с точностью до 0,1 г. Результаты заносились в учетную ведомость.

Доза и неравномерность внесения удобрений определялась на фактическую ширину захвата агрегата, которая определялась как средняя 20 замеров, проводимых с точностью 0,1 м через каждые 20 м пути. В данном случае фактическая ширина захвата равнялась 10 м. Неравномерность и доза рассчитывались по формулам:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(X - \bar{X})^2}{n-1}}, \quad (4.11)$$

$$Y = \frac{\sigma}{X} 100\%, \quad (4.12)$$

$$A = \frac{\overline{X} \cdot 10^4}{0,25}, \text{ кг/га.} \quad (4.13)$$

где n – число учетных площадок листов; X – масса удобрения на листе, г; δ – среднее квадратичное отклонение, г; Y – коэффициент вариации, %; $A_{\text{факт}}$ – фактическая доза внесения удобрений, кг/га.

Оборудование, необходимое для проведения испытаний:

- Листы пористой бумаги размером 0,5 на 0,5 м.
- Пакеты полиэтиленовые для сбора использованных листов.
- Весы ВТК-500 с точностью взвешивания 0,1 г.
- Мерная лента или рулетка.
- Двухметровка.

Для выявления потерь урожая от неравномерности внесения удобрений закладывались опыты в течение трех лет. Опыты проводились на опытном поле УГСХА. Поле, на котором закладывались опытные делянки, имело равномерную структуру почвы по всей поверхности, тип почвы соответствовал наиболее распространенному для данной зоны. Рельеф поля ровный, внесение удобрений проводилось в почву, подготовленную под посев озимой пшеницы «Мироновская – 808». Почва под посев готовилась по технологии, типичной для данной зоны. Посев проводился семенами, отвечающими требованиям 1 класса посевного стандарта.

Внесение удобрений проводилось двумя агрегатами, состоящими: один агрегат – трактор Т-40 и опрыскиватель, переоборудованный ОПШ-15; второй агрегат – трактор Т-40 и разбрасыватель со спиральным рабочим органом. Скорость движения агрегатов равнялась 10 км/ч. Опытные делянки обрабатывались с соблюдением прямолинейного движения агрегатов. Каждый агрегатом вносились удобрения на трех делянках шириною 60 и длиной 80 м поочередно. Между делянками оставлялись просевы шириной 1 м. По окончании внесения на делянках маркировались площадки площадью 1 м² для последующего отбора снопов. Площадки располагались равномерно по площади делянки. Одновременно производился отбор проб для определения содержания питательных веществ в почве. Места отбора проб располагались аналогично как для отбора снопов.

Уборка снопов проводилась при полной спелости зерна в колосе. Сноп снимался с маркированных площадок, после сбора снопы транспортировались к месту обмолота с мерами предосторожности, исключающими выпадение зерна из колоса. Обмолот снопов проводился на лабораторной установке, после обмолота определялась масса зерна на весах ВТК-500 и его влажность согласно ГОСТ.

Полученный вес зерна приводился к стандартной влажности 15% по формуле

$$Y = \frac{Y_{\phi}W}{100 + W}, \quad (4.14)$$

где W – влажность зерна, %; Y_{ϕ} – фактическая урожайность, ц/га.

Оценка качества работы агрегата проводилась по обобщенному показателю качества, определяемому по формуле

$$K = \frac{Y_{\phi}}{Y_{\Pi}}, \quad (4.15)$$

где Y_{Π} – урожайность на контрольном участке, ц/га.

4.6. Методика сравнительных исследований агрегатов

Задачей сравнительных исследований является выявление влияния спирального рабочего органа на эксплуатационно-технические показатели агрегата для внесения удобрений, определение оптимальных режимов работы агрегата для внесения удобрений, определение оптимальных режимов работу агрегата. В качестве сравниваемого принимался переоборудованный для внесения удобрений опрыскиватель ОПШ-15 в агрегате с трактором Т-40.

Основными показателями при сравнении работы агрегатов являлись:

- производительность за 1 ч основного рабочего времени;
- погектарный расход топлива;
- коэффициент использования эффективной мощности двигателя;
- тяговый КПД.

При испытаниях регистрировались первичные показатели: время основной работы, размер обработанной площади, количество израсходованного топлива, крюковое усилие, пройденный путь.

Перед началом испытаний определилась максимальные значения эффективной мощности с помощью прибора ИМД-2М и часового расхода топлива, измеряемого прибором КИ-4881. Измерения проводились в соответствии с методиками, изложенными в инструкциях по эксплуатации данных приборов. Погрешность измерений не превышала требований ГОСТ 7057-81.

В процессе испытаний контролировались: объем израсходованного топлива, время прохождения контрольных участков, сопротивление разбрасывателей.

Для измерения времени применялся секундомер двух стрелочный ГОСТ 2176-69. Измерение длин участков осуществлялось металлической лентой длиной 10 м с ценой деления 1 см. Крюковое усилие определялось посредством работомера РГТК-АФИ, устанавливаемым между прицепным устройством трактора и разбрасывателем. Привод прибора осуществлялся

через редуктор от электродвигателя, присоединяемого через стабилизатор напряжения в электрическую сеть трактора. Включение и выключение двигателя осуществлялось из кабины трактора. Количество израсходованного топлива измерялось расходомером объемного типа, состоящим из мерного бака, трехходового крана, топлипроводов. Мерный бак устанавливался в кабине трактора и соединялся топлипроводами с топливной системой двигателя. Наличие трехходового крана позволяло осуществлять подачу топлива из бака трактора или мерного бака устройства поочередно. Перед началом испытаний проводилась тарировка прибора. Показатели измерялись в 14-кратной повторности при одном значении переменной величины, чем достигалась надежность опыта $H = 0,9 \dots 0,95$ при ошибке в долях стандарта $\Delta = 0,5$. Погрешность измерения показателей не превышала 3%.

Объектами испытаний являлись агрегаты, состоящие из трактора Т-40, опрыскивателя ОПШ-15, переоборудованного для внесения ЖКУ и разбрасывателя с спиральным рабочим органом. Перед началом испытаний техническое состояние трактора было приведено в соответствие с требованиями инструкций по эксплуатации и ГОСТ 122019-76. Разбрасыватели были отрегулированы согласно агротехническим требованиям, предъявляемые к внесению ЖКУ, норма внесения составляла 300 кг/га. Испытания проводились в оптимальные календарные сроки выполнения сельскохозяйственных работ. Состояние и подготовка поля определялась агротехническими требованиями на выполнение данной операции. Уклон поля не превышал 2° , скорость ветра не более 1,5 м/с.

При изменении показателей соблюдались прямолинейность движения агрегатов по мерному участку и постоянная частота вращения коленчатого вала двигателя.

Сравнительные испытания проводились методом конкретных опытов, продолжительность которых равнялась одному технологическому циклу - времени прохождения мерного участка. Количество контрольных опытов для каждого агрегата принималось равным 14. Разница по продолжительности испытаний между сравниваемыми агрегатами не превышала $\pm 10\%$, что соответствует требованиям ГОСТ 122019-76.

Результаты испытаний фиксировались в протоколах испытаний. На основании результатов испытаний расчетным путем определялись:

Часовой расход топлива

$$G_m = \frac{3,6KV\rho V}{t}, \quad (4.16)$$

где ρ – плотность топлива, кг/мл; V – объем израсходованного топлива, мл; K – коэффициент приведения к нормальным условиям; t – время движения по мерному участку.

Производительность агрегатов определяли по формуле:

$$G = \frac{3,6Bl}{t}, \text{ га/ч,} \quad (4.17)$$

где B – ширина захвата, м; $l = 100$ м – длина мерного участка; t – время прохождения участка.

Погектарный расход топлива определяли из выражения:

$$g = \frac{G_m}{W}. \quad (4.18)$$

Коэффициент использования эффективной мощности двигателя

$$\eta_u = \frac{G_{mf}}{G_{m\max}}, \quad (4.19)$$

где G_{mf} , $G_{m\max}$ – фактический и максимально возможный часовой расход топлива.

Тяговый КПД агрегата

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e}. \quad (4.20)$$

Мощность на привод рабочего органа

$$N_{po} = N_e(1 - f)\eta, \quad (4.21)$$

где f – коэффициент перекачивания; η – кпд привода рабочего органа.

По полученным значениям показателей производились сравнения эффективности агрегатов при внесении удобрений.

4.7. Методика математической обработки результатов исследований

Результаты исследований обрабатывались методом математической статистики и корреляционного анализа. Методом корреляционного анализа были найдены основные зависимости между конструктивными параметрами рабочего органа, производительностью и энергозатратами, между показателями и режимами работы агрегата со спиральным рабочим органом. При этом определялось:

среднеарифметическое значение показателей

$$\bar{X} = \frac{\sum X_i}{n}, \quad (4.22)$$

где X_i – текущее значение показателя; n – количество измерений показателя.

Среднеквадратическое отклонение

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (X - \bar{X})^2}{n - 1}}. \quad (4.23)$$

Доверительный интервал

$$P = \bar{X} \pm 3\sigma. \quad (4.24)$$

Коэффициент вариации

$$Y = \frac{\sigma}{\bar{X}} 100 \%. \quad (4.25)$$

Ошибка среднего выборки

$$\sigma_{\bar{X}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}. \quad (4.26)$$

Ошибка измерений

$$\Delta = \frac{\Delta X n_i}{n} = \frac{3\sigma}{n} 100 \%. \quad (4.27)$$

При значении показателя $X_{\delta} \geq \bar{X} + 3\sigma$ данное измерение считалось недостоверным и при дальнейших вычислениях не принималось во внимание.

Обработка информации расчет корреляционного анализа производилась на ПЭВМ по программе парной и множительной корреляции.

В процессе обработки рассчитывались коэффициенты регрессии по формуле

$$b_i = \frac{\sum_{i=1}^n X_i Y_i}{n}. \quad (4.28)$$

Значимость коэффициентов регрессии проверялась по критерию Стъ-

юдента

$$t_i = \frac{\varepsilon_i}{S(\varepsilon_i)}. \quad (4.29)$$

Проверка адекватности модели проводилась по критерию Фишера

$$F = \frac{S_{ay}^2}{S_y^2}. \quad (4.30)$$

Модель считается адекватной при условии $F_{табл} > F_{факт}$.

Результаты обработки выводились на печать. По результатам обработки строились графики зависимостей.

4.8. Результаты экспериментальных исследований

В общем виде технология внесения удобрений в почву включает ряд процессов:

- приготовление удобрений (смешивание, хранение);
- погрузку-разгрузку;
- транспортирование в поле;
- распределение по поверхности поля (подпочвенное внесение удобрения, подкормка);

В первом приближении нами рассматривались вопросы применения жидких и сыпучих удобрений, при этом имели в виду, что удобрения необходимо для выполнения всех операций технологического процесса перемещать по горизонтальным, наклонным и вертикальным трассам.

Перемещение удобрений по горизонтальным трассам должны обеспечивать равномерное распределение по ширине захвата агрегатов.

Для выполнения всех операций по всему циклу работ рекомендуется использование спирально-винтовых рабочих органов.

4.8.1. Результаты исследований процессов перемещения жидких удобрений (жидкие комплексные удобрения – ЖКУ, биогумуса, питательных ресурсов в теплицах, помёта, жижи).

Результаты экспериментальных исследований рабочих органов для вертикального перемещения ЖКУ приведены в таблицах 4.3...4.14, виды заборных устройств на рисунке 4.38.

Экспериментальные установки (Глава 3) комплектовались:

- различные внутренние диаметры кожухов (труб) – D_k ;
- различные наружные диаметры спиралей – d_n ;
- различные шаги винтовых поверхностей спиралей – S ;
- различные частоты вращения спиралей – n ;

- различные высоты подъёма жидкостей – H ;
- различные вязкости удобрений – ν ;
- различные виды заборных устройств.

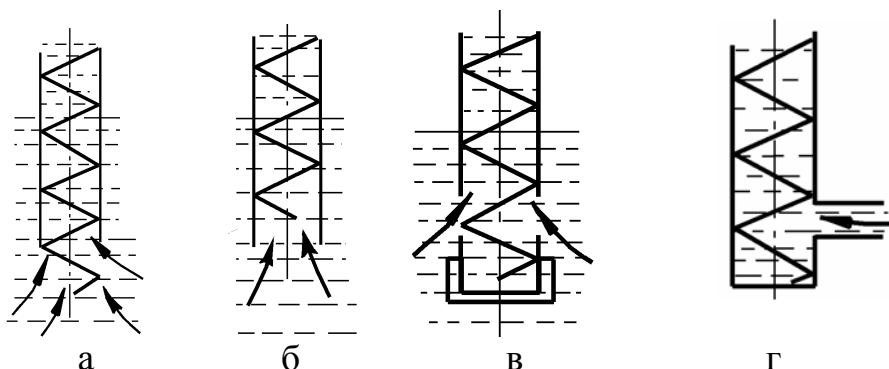


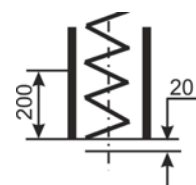
Рисунок 4.38 – Виды заборных устройств

В таблицах 4.3...4.14 приняты следующие обозначения:

t – продолжительность подъёма, n – частота вращения спирали, $\vartheta_{зм}$ – осевая скорость материалов, $\vartheta_{зп}$ – осевая скорость винтовой поверхности спирали, W – производительность (подача), $N_{уд}$ – удельный расход мощностей, K_9 – коэффициент осевого отставания.

Таблица 4.3 – Результаты исследования с параметрами установки:

$D_k = 27,5$ мм, $d_{п} = 25$ мм,
 $S = 25$ мм, $H = 2,8$ м,
 ЖКУ $\rho = 1370$ кг/м³,
 $\nu = 3,744 \cdot 10^{-6}$ м²/с,
 $t^{\circ}\text{C} = 14,5$ °С,



n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	$\vartheta_{зп}$, м/с	$\vartheta_{зм}$, м/с	K_9	$N_{уд}$, кВт/(кг·ч·м)
1540	24	79,2	0,642	0,117	0,182	1,93
1640	17,9	114,6	0,683	0,156	0,299	0,03
1900	12,97	205,2	0,792	0,216	0,272	0,31
2000	11,2	234,0	0,833	0,250	0,300	0,28
2200	9,67	291,6	0,917	0,280	0,305	0,23
2300	9,50	327,1	0,958	0,295	0,308	0,24
2400	8,03	360,0	1,00	0,349	0,349	0,22
2700	6,73	525,6	1,125	0,416	0,366	0,18
3300	5,53	788,4	1,375	0,506	0,368	0,15
3700	4,8	796,7	1,542	0,583	0,378	0,15
4200	4,63	986,4	1,750	0,605	0,345	0,13
4800	3,83	1215,9	2,00	0,73	0,365	0,13
6400	3,2	2164,6	2,667	0,875	0,328	0,11

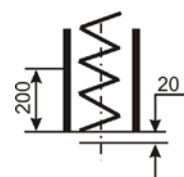
Таблица 4.4 – Результаты исследования с параметрами установки:

$$D_k = 27,5 \text{ мм}, d_H = 25 \text{ мм},$$

$$S = 25 \text{ мм}, H = 2,8 \text{ м},$$

$$\text{ЖКУ } \rho = 1370 \text{ кг/м}^3,$$

$$\nu = 3,744 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$



$n, \text{ мин}^{-1}$	$t, \text{ с}$	$W, \text{ кг/ч}$	$g_{\text{зп}}, \text{ м/с}$	$g_{\text{зм}}, \text{ м/с}$	K_g	$N_{\text{уд}}, \text{ кВт/}$ $(\text{кг/ч} \cdot \text{м})$
1400	37,4	32,2	0,583	0,075	0,128	4,16
1600	21,77	99,0	0,666	0,129	0,194	1,61
1650	18,4	114,5	0,687	0,152	0,221	1,57
1680	18,2	126,0	0,698	0,186	0,266	1,42
1760	16,6	154,3	0,733	0,169	0,231	1,218
1870	13,9	190,8	0,778	0,201	0,257	0,996
1950	12,2	219,6	0,811	0,230	0,284	0,956
2150	10,7	266,7	0,894	0,262	0,293	0,799
2220	10,0	285,2	0,923	0,280	0,303	0,765
2550	7,83	408,0	1,061	0,358	0,337	0,539
3000	6,1	569,0	1,248	0,459	0,368	0,404
3420	5,73	770,7	1,423	0,489	0,343	0,324
3900	5,1	943,8	1,622	0,549	0,338	0,318
4700	8,93	1409,8	1,655	0,712	0,364	0,298

Таблица 4.5 – Результаты исследований с параметрами установки:

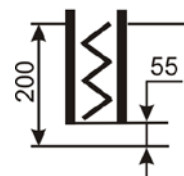
$$D_k = 27,5 \text{ мм}; d_H = 25 \text{ мм};$$

$$S = 25 \text{ мм};$$

$$H = 2800 (2600) \text{ мм};$$

$$\text{ЖКУ} = 28,896 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

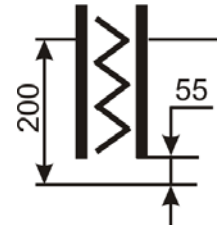
$$\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$$



$n, \text{ мин}^{-1}$	$t, \text{ с}$	$W, \text{ кг/ч}$	$g_{\text{зп}}, \text{ м/с}$	$g_{\text{зм}}, \text{ м/с}$	K_g	$N_{\text{уд}}, \text{ кВт/}$ $(\text{кг/ч} \cdot \text{м})$
927	105	5,4	0,541	0,027	0,049	12,41
1560	8,7	213,2	0,910	0,322	0,354	0,704
2138	5,0	516,8	1,247	0,56	0,449	0,44
2823	3,3	769,3	1,647	0,848	0,515	0,35
3742	2,7	1311,7	2,183	1,037	0,475	0,343
4240	2,1	1639,4	2,473	1,333	0,539	0,348
4962	1,8	2048,2	2,895	1,556	0,537	0,385
5560	1,6	2504,3	3,243	1,750	0,540	0,359
6015	1,4	2958,3	3,509	2,00	0,569	0,385

Таблица 4.6 – Результаты исследований с параметрами установки:

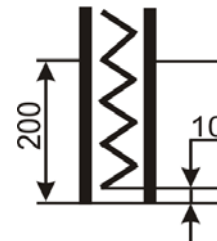
$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,7$ мм;
 $d_H = 25$ мм; $S = 39$ мм;
 ЖКУ: $\rho = 1380$ кг/м³;
 $\nu = 4,484 \cdot 10^{-6}$ м²/с.



n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	g_{zp} , м/с	g_{zm} , м/с	K_g	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
1660	19,47	61,47	0,968	0,144	0,149	2,44
2233	7,33	303,14	1,303	0,382	0,293	0,59
3430	3,13	957,6	2,001	0,895	0,447	0,26
4330	2,167	1250,5	2,526	1,292	0,511	0,29
5120	1,83	1879,4	2,987	1,630	0,512	0,24
5785	1,8	2288,5	3,375	1,556	0,461	0,27
6260	1,6	2549,6	3,652	1,750	0,479	0,25

Таблица 4.7 – Результаты исследований с параметрами установки:

$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;
 $d_H = 25$ мм; $S = 25$ мм;
 ЖКУ: $\rho = 1380$ кг/м³;
 $\nu = 28,896 \cdot 10^{-6}$ м²/с



n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	g_{zp} , м/с	g_{zm} , м/с	K_g	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
830	47,0	2,7	0,346	0,0596	0,173	50
1000	25,0	14,0	0,417	0,112	0,269	10,3
1390	12,0	122,4	0,579	0,233	0,402	1,23
1783	709	314,1	0,743	0,354	0,477	0,58
2610	404	571,2	1,088	0,636	0,585	0,47
3735	301	623,6	1,556	0,903	0,58	0,60
4430	208	931,9	1,846	1,00	0,54	0,63
4980	202	1290,8	2,075	1,27	0,61	0,574
5600	2,0	1467,2	2,333	1,40	0,6	0,552
6100	2,0	1954,1	2,542	1,40	0,55	0,58

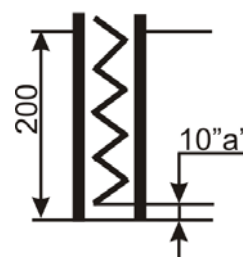
Таблица 4.8 – Результаты исследований с параметрами установки:

$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;

$d_H = 25$ мм; $S = 35$ мм;

ЖКУ: $\rho = 1370$ кг/м³;

$\nu = 28,896 \cdot 10^{-6}$ м²/с



$n, \text{мин}^{-1}$	$t, \text{с}$	$W, \text{кг/ч}$	$g_{\text{зп}}, \text{м/с}$	$g_{\text{зм}}, \text{м/с}$	K_g	$N_{\text{уд}}, \text{кВт/}$ $(\text{кг/ч} \cdot \text{м})$
958	50	18,2	0,339	0,056	0,64	9,34
1400	10,8	164,8	0,583	0,259	0,44	1,27
2420	4,4	641,5	1,008	0,636	0,63	0,48
2800	4,0	720,0	1,167	0,700	0,6	0,44
3620	3,8	1137,2	1,508	0,737	0,49	0,42
4450	2,1	1322,5	1,854	1,333	0,719	0,49
4970	2,0	1601,8	2,095	1,400	0,676	0,49
5568	2,0	1926,8	2,295	1,400	0,61	0,51
6030	1,9	2212,0	2,8	1,470	0,53	0,509

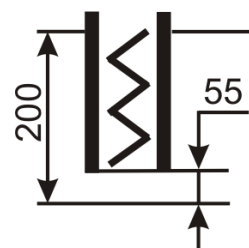
Таблица 4.9 – Результаты исследований с параметрами установки:

$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;

$d_H = 25$ мм; $S = 45$ мм;

ЖКУ: $\rho = 1370$ кг/м³

$\nu = 33,278 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $t = 14,5^\circ\text{C}$



$n, \text{мин}^{-1}$	$t, \text{с}$	$W, \text{кг/ч}$	$g_{\text{зп}}, \text{м/с}$	$g_{\text{зм}}, \text{м/с}$	K_g	$N_{\text{уд}}, \text{кВт/}$ $(\text{кг/ч} \cdot \text{м})$
1290	37,5	24,12	0,967	0,0746	0,0772	6,2
2330	5,13	514,08	1,747	0,545	0,312	0,4
3410	2,93	1186,1	2,55	0,955	0,374	0,2
4480	1,9	1635	3,36	1,47	0,438	0,33
5060	1,63	2408,6	3,795	1,717	0,452	0,26
5660	1,53	2700	4,245	1,83	0,431	0,2
6150	1,4	3089	4,612	2,0	0,433	0,31

Таблица 4.10 – Результаты исследований с параметрами установки:

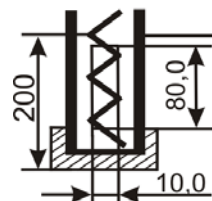
Параметры установки:

$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;

$d_n = 25$ мм; $S = 35$ мм;

ЖКУ: $\rho = 1370$ кг/м³;

$\nu = 28,896 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $t = 14,5^\circ\text{C}$



$n, \text{мин}^{-1}$	$t, \text{с}$	$W, \text{кг/ч}$	$g_{\text{зп}}, \text{м/с}$	$g_{\text{зм}}, \text{м/с}$	K_g	$N_{\text{уд}}, \text{кВт/}$ $(\text{кг/ч} \cdot \text{м})$
925	105	5,4	0,539	0,027	0,05	22,2
1560	904	215,6	0,91	0,298	0,327	0,742
2120	503	522,0	1,237	0,528	0,427	0,344
2590	309	824,4	1,51	0,718	0,475	,0275
2940	303	975,5	1,715	0,848	0,495	0,307
3400	3,0	1245,9	1,98	0,933	0,47	0,313
4220	2,4	1833,0	2,46	1,167	0,47	0,278
4970	1,9	2052,0	2,899	1,474	0,508	0,292
5350	1,6	2180,0	3,12	1,75	0,56	0,316
6110	1,4	2617,2	3,564	2,00	0,56	0,394

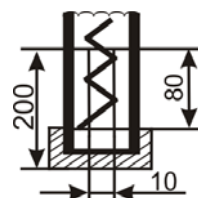
Таблица 4.11 – Результаты исследований с параметрами установки:

$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;

$d_n = 25$ мм; $S = 35$ мм;

ЖКУ:

$\rho = 1370$ кг/м³; $\nu = 3,744 \cdot 10^{-6}$ м²/с



$n, \text{мин}^{-1}$	$t, \text{с}$	$W, \text{кг/ч}$	$g_{\text{зп}}, \text{м/с}$	$g_{\text{зм}}, \text{м/с}$	K_g	$N_{\text{уд}}, \text{кВт/}$ $(\text{кг/ч} \cdot \text{м})$
1400	54,93	18	0,583	0,051	0,087	8,33
1560	26,9	75,6	0,65	0,104	0,160	2,12
1980	13,8	230,4	0,825	0,202	0,246	0,78
2260	9,77	328,5	0,942	0,287	0,304	0,59
2778	6,9	518,1	1,158	0,406	0,350	0,46
3470	5,47	741,5	1,446	0,512	0,354	0,40
3890	55,03	907,4	1,621	0,557	0,343	0,36
4425	4,4	1084,7	1,844	0,636	0,345	0,326
4890	4,1	1239,2	2,038	0,683	0,335	0,322
5125	4,0	1335,6	2,133	0,7	0,328	0,341
5460	3,7	1484,8	2,279	0,791	0,333	0,343
5882	3,63	1729,6	2,45	0,771	0,315	0,33
6250	3,5	2011,1	2,604	0,800	0,307	0,313
9210	2,73	3756,0	3,838	1,026	0,267	0,313

Таблица 4.12 – Результаты исследований с параметрами установки:

$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;

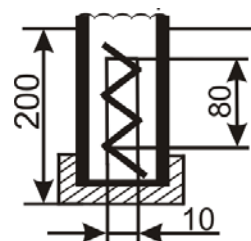
$d_H = 25$ мм; $S = 45$ мм;

ЖКУ:

$\rho = 1370$ кг/м³;

$\nu = 33,278 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

$t = 14,5$ °С



n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	$g_{zп}$, м/с	$g_{zм}$, м/с	K_g	$N_{уд}$, кВт/(кг·ч·м)
1870	19,0	50,6	1,402	0,169	0,120	3,96
2155	8,4	223,0	1,616	0,608	0,376	0,686
2960	3,6	723,1	2,220	0,518	0,233	0,290
4300	3,2	1525,9	3,225	0,337	0,104	0,177
5075	1,8	1973,1	3,806	0,444	0,116	0,198
5780	1,6	2701,4	4,336	0,636	0,146	0,188
6240	1,3	2804,7	4,680	0,636	0,135	0,225

Таблица 4.13 – Результаты исследований с параметрами установки:

$H = 2800$ мм; $D_k = 27,5$ мм;

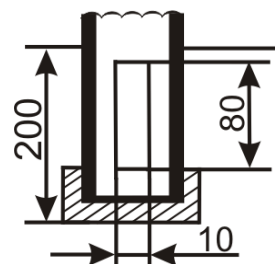
$d_H = 25$ мм; $S = 45$ мм;

ЖКУ:

$\rho = 1370$ кг/м³;

$\nu = 4,484 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

$t = 15$ °С



n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	$g_{zп}$, м/с	$g_{zм}$, м/с	K_g	$N_{уд}$, кВт/(кг·ч·м)
1540	35,87	23,2	0,898	0,078	0,087	5,82
2020	9013	248,4	1,178	0,307	0,260	0,604
3310	30333	914,6	1,931	0,840	0,435	0,223
4320	2,33	1391,9	2,522	1,202	0,476	0,205
5120	1,967	1861,6	2,987	1,423	0,476	0,195
5860	1,83	2124,4	3,418	1,530	0,448	0,233
6330	1,53	2390,0	3,693	1,830	0,474	0,213

Таблица 4.14 – Результаты исследований с параметрами установки:

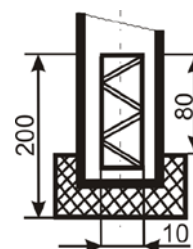
$H = 2800$ (2600) мм; $D_k = 27,5$ мм;

$d_H = 25$ мм; $S = 25$ мм;

ЖКУ:

$\rho = 1370$ кг/м³;

$\nu = 28,896 \cdot 10^{-6}$ м²/с



n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	g_{zp} , м/с	g_{zm} , м/с	K_g	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
1000	26,2	17,67	0,417	0,107	0,256	6,79
1128	20,7	58,37	0,470	0,135	0,288	2,31
1918	6,83	334,1	0,799	0,410	0,513	0,584
2500	4,93	506,6	1,042	0,568	0,544	0,49
3270	3,27	716,0	1,363	0,856	0,628	0,461
4260	2,00	1010,7	1,775	1,400	0,789	0,537
5011	1,7	1293,1	2,088	1,647	0,789	0,603
5633	14,3	1440,8	2,347	1,958	0,834	0,625
6058	1,37	1754,6	2,524	2,044	0,810	0,633

Согласно анализу таблиц 4.4...4.14 ($H = 2,8$ м) исследования проведены для различных вариантов компоновки (таблица 4.15).

Таблица 4.15 – Характеристика вариантов компоновки установки

№ п/п	D_k , мм	d_H , мм	S , мм	ν , м ² /с	Вид заборного устройства
1	27,5	25	25	$3,744 \cdot 10^{-6}$	а
2	27,5	25	25	$3,744 \cdot 10^{-6}$	б
3	27,5	25	25	28,896	б
4	27,5	25	25	4,484	б
5	27,5	25	25	28,896	б
6	27,5	25	25	28,896	б
7	27,5	25	25	33,278	б
8	27,5	25	25	28,896	в
9	27,5	25	25	3,744	в
10	27,5	25	25	4,484	в
11	27,5	25	25	4,484	в
12	27,5	25	25	28,896	в

В вариантах исследований (диаметр проволоки спирали $\delta = 3$ мм, частота вращения спирали $n = 927...9210$ мин⁻¹) во всех видах заборного устройства подъём жидкости начинается при $n \approx 1000$ мин⁻¹, максимальная

производительность (подача) $W = 3756$ кг/ч достигается при $n = 9210$ мин⁻¹, $d_h = S = 25$ мм, вид заборного устройства «в» (таблица 4.11), удельный расход энергии при этом $N_{уд} = 0,383$ Вт/(кг/ч·м).

Результаты исследований при компоновке экспериментальной установки с параметрами $H = 3,4$ м, $D_k = 50$ мм, $d_h = 42$ мм, $\delta = 8$ мм приведены в таблицах 4.16.

Таблица 4.16 – Результаты исследования на установке с параметрами: $H = 3,4$ м, $D_k = 50$ мм, $d_h = 42$ мм, $\delta = 8$ мм, ЖКУ $\nu = 28,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

n , мин ⁻¹	t , с	W , кг/ч	$\mathcal{G}_{зп}$, м/с	$\mathcal{G}_{зм}$, м/с	K_g	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
$S = 40$ мм		$\nu = 28,9 \cdot 10^{-6}$ м ² /с				
1152	505	0,764	0,136	0,178	320	0,186
1366	1140	0,907	0,204	0,225	320	0,083
1578	1570	1,006	0,340	0,338	340	0,064
1632	1650	1,082	0,340	0,314	350	0,062
1932	2480	1,280	0,425	0,332	360	0,043
2088	2680	1,386	0,485	0,350	370	0,041
2424	4800	1,606	0,570	0,355	400	0,025
2892	5050	1,921	0,680	0,354	450	0,026
3000	5900	2,0	0,680	0,340	460	0,023
3498	6200	2,313	0,680	0,294	470	0,022
4002	6800	2,648	0,85	0,321	500	0,022
$S = 25$ мм;		$\nu = 3,74 \cdot 10^{-6}$ м ² /с				
1400	18,0	0,583	0,051	0,087	0,150	2,98
1560	75,6	0,650	0,104	0,160	0,160	0,76
1980	230,4	0,825	0,202	0,246	0,180	0,28
2260	328,5	0,942	0,287	0,304	0,195	0,21
2778	518,1	1,158	0,406	0,350	0,240	0,16
3470	741,5	1,446	0,512	0,354	0,300	0,14
3890	907,4	1,621	0,557	0,343	0,330	0,12
4425	1084,7	1,844	0,636	0,345	0,354	0,12
4890	1239,2	2,038	0,683	0,335	0,400	0,12
5125	1335,6	2,133	0,70	0,328	0,455	0,12
5460	1484,8	2,279	0,791	0,333	0,510	0,12
5882	1729,6	2,450	0,771	0,315	0,570	0,11
6250	2011,1	2,604	0,800	0,307	0,630	0,11
9210	3756,0	3,838	1,026	0,267	1,440	0,14
$S = 35$ мм;		$\nu = 28,9 \cdot 10^{-6}$ м ² /с				
925	5,4	0,539	0,027	0,050	0,120	7,93
1560	215,6	0,910	0,298	0,327	0,160	0,27
2120	522,0	1,237	0,528	0,427	0,180	0,12
2590	824,4	1,510	0,718	0,475	2,225	0,09
2940	975,5	1,715	0,848	0,495	0,300	0,11

3400	1245,9	1,980	0,933	0,470	0,390	0,11
4220	1833,0	2,460	1,167	0,470	0,510	0,09
4970	2052,0	2,899	1,474	0,508	0,600	0,10
5350	2180,0	3,120	1,750	0,560	0,690	0,11
6110	2617,2	3,564	2,00	0,560	1,032	0,14
$S = 25 \text{ mm}; \quad v = 28,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}$						
1000	17,7	0,417	0,107	0,256	0,120	2,43
1128	58,4	0,470	0,135	0,288	0,135	0,83
1918	334,1	0,799	0,410	0,513	0,195	0,21
2500	506,6	1,042	0,568	0,544	0,249	0,18
3270	716,0	1,363	0,856	0,628	0,330	0,16
4260	1010,7	1,775	1,400	0,789	0,543	0,19
5011	1293,1	2,088	1,647	0,789	0,780	0,22
5633	1440,8	2,347	1,958	0,834	0,900	0,22
6058	1754,6	2,524	2,044	0,810	1,110	0,23
$S = 45 \text{ mm}; \quad v = 4,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}$						
1870	50,6	1,402	0,169	0,120	0,150	1,06
2155	223,0	1,616	0,608	0,376	0,153	0,25
2960	723,1	2,220	0,518	0,233	0,210	0,10
4300	1525,9	3,225	0,337	0,104	0,270	0,06
5075	1973,1	3,806	0,444	0,116	0,390	0,07
5780	2701,4	4,336	0,636	0,146	0,510	0,07
6240	2804,7	4,680	0,636	0,135	0,630	0,08
$S = 35 \text{ mm}; \quad v = 4,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}$						
1540	23,2	0,898	0,078	0,087	0,135	2,08
2020	248,4	1,178	0,307	0,260	0,150	0,22
3310	914,6	1,931	0,840	0,435	0,204	0,08
4320	1391,9	2,522	1,202	0,476	0,285	0,07
5120	1861,6	2,987	1,423	0,476	0,363	0,07
5860	2124,4	3,418	1,530	0,448	0,495	0,08
6330	2390,0	3,693	1,830	0,474	0,580	0,09
$S = 25 \text{ mm}; \quad v = 3,74 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}$						
2240	243	0,23	0,93	0,25	0,081	0,12
3200	701	0,6	1,33	0,45	0,096	0,049
4640	778	0,93	1,93	0,48	0,144	0,067
6000	959	1,11	2,5	0,44	0,201	0,075
$S = 20 \text{ mm}; \quad v = 14,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}$						
2240	245	0,21	0,75	0,28	0,084	0,123
3200	909	0,59	1,07	0,52	0,111	0,044
4640	763	0,76	1,66	0,48	0,218	0,103
6000	763	0,93	2,0	0,47	0,246	0,116
$S = 25 \text{ mm};$						
2240	393	0,33	2.26	0,15	0,087	0,079

3200	943	0,68	1,33	0,51	0,114	0,043
4640	1331	1,11	1,93	0,58	0,189	0,073
6000	1092	1,46	2,6	0,58	0,240	0,073
$S = 56 \text{ мм};$						
2240	не транспортирует					
3200	282	0,28	3,09	0,09	0,145	0,185
4640	611	0,695	4,48	0,16	0,185	0,109
6000	692	0,93	5,79	0,16	0,202	0,105

Анализ таблицы показывает, что с увеличением шага спирали от $S = 0,8d_n$, до $S = 1,0d_n$ на 20 % удельные энергозатраты уменьшаются на 12%, шаг увеличивается от $S = 0,8d_n$, до $S = 1,4d_n$ на 75%, удельные энергозатраты уменьшаются на 60%.

Зависимость производительности и удельных энергозатрат от частоты вращения для $D_k = 27,5 \text{ мм}$ $d_n = 25 \text{ мм}$ приведена на рисунке 4.39.

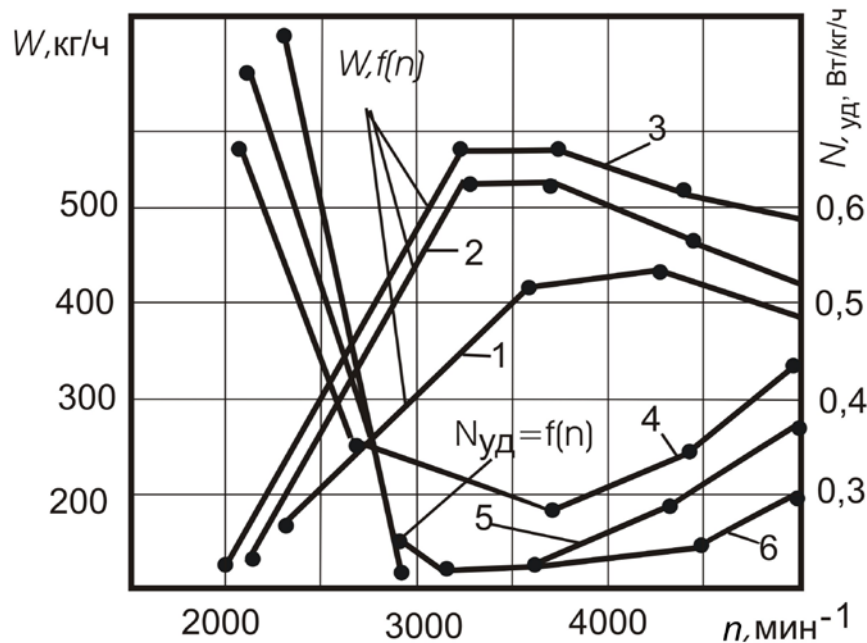


Рисунок 4.39 – Зависимость производительности и удельных энергозатрат от частоты вращения спирали:

$D_k = 27,5 \text{ мм}$, $d_n = 25 \text{ мм}$, $\delta = 3 \text{ мм}$, $H = 2,78 \text{ м}$, ЖКУ $\nu = 1,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\rho = 1043 \text{ кг/м}^3$ (1 и 4 – $S = 20 \text{ мм}$, 2 и 5 $S = 25 \text{ мм}$, 3 и 6 $S = 35 \text{ мм}$)

Изменение коэффициента наполнения кожуха (трубы) K_F перемещаемым материалом и осевой скорости движения материала от частоты вращения спирали n приведено на рисунке 4.40

До частоты вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ при любом шаге спирали коэффициент наполнения увеличивается (рисунок 4.40). Наибольшее значение K_F имеет при $S = d_n$ ($K_F = 0,65$). Средняя осевая скорость материала изменяется прямо-пропорционально частоте вращения спирали до $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$ для

всех значений $S = 0,8 \dots 1,4 d_H$. С увеличением вязкости (рисунок 4.31) производительность снижается более интенсивно при малых шагах спиралей винтовой линии спирали.

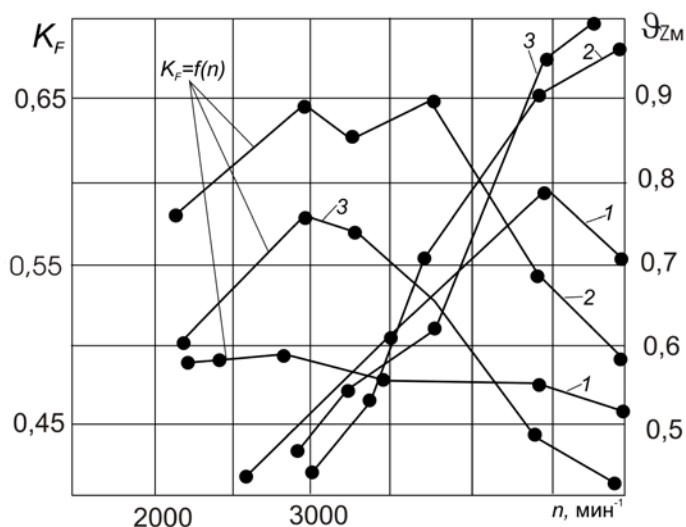


Рисунок 4.40 – Зависимость коэффициента наполнения K_F и осевой скорости материала Q_{ZM} от частоты вращения спирали n :
 1, 2, 3 – шаг спирали, 20, 25, 35 мм, $d_H = 25$ мм, $D_K = 27,5$ мм, ЖКУ
 вязкость $\nu = 1,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Зависимость влияния вязкости удобрения (ЖКУ) на производительность при различных частотах вращения спирали и шагах винтовых поверхностей спирали приведена на рисунках 4.41 и 4.42.

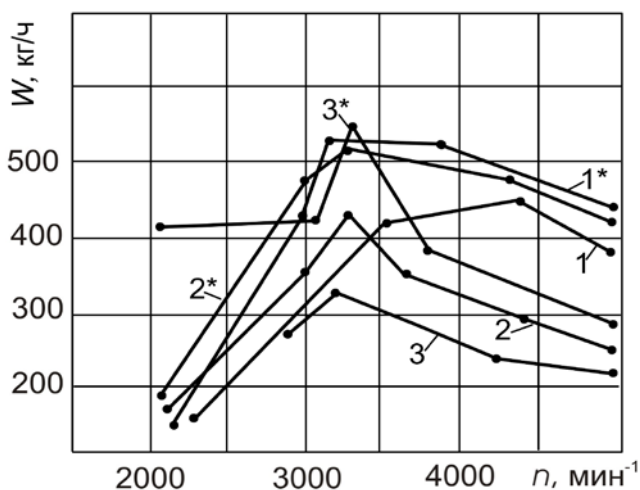


Рисунок 4.41 – Зависимость производительность от частоты вращения спирали и вязкости:
 1, 2, 3 – вязкость $(1,67; 2,76; 38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с})$ при шаге спирали $0,8d_H$ и $1^*, 2^*, 3^*$ – соответственно $1,0d_H$

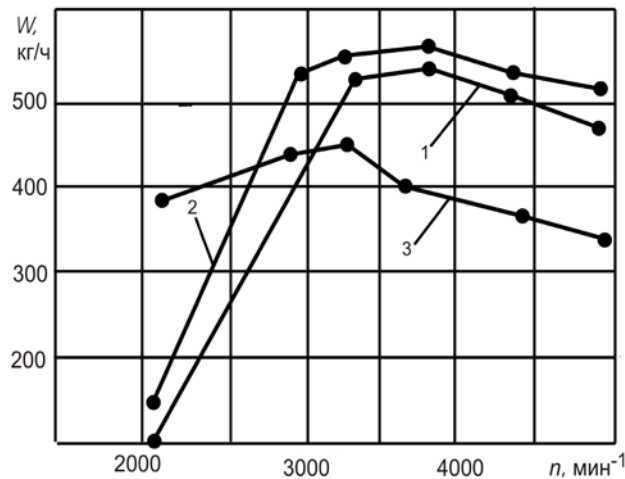


Рисунок 4.42 – Зависимость производительности от частоты вращения спирали и вязкости при шаге спирали $1,4d_n$:
 1, 2, 3 – вязкости соответственно $(1,67; 2,76; 38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с})$

Увеличение вязкости материала ведёт к уменьшению производительности и уменьшение начинается для больших вязкостей частота вращения при $1,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $n = 4400 \text{ мин}^{-1}$, при $\nu = 38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$. Увеличение шага спирали от $S = 0,8 d_n$ до $S = 1,0 d_n$ (20%), увеличивает производительность на 10...15% при вязкости $(1,87...38,08) 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Увеличение шага спирали от $S = 0,8 d_n$ до $S = 1,4 d_n$ ведет к уменьшению производительности при n более 3700 мин^{-1} при малых вязкостях и при частоте вращения спирали 3250 мин^{-1} при вязкости $\nu = 38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Характер влияния частоты вращения спирали и шага винтовой поверхности спирали при различных вязкостях ЖКУ на коэффициент осевого отставания приведён на рисунках 4.43.

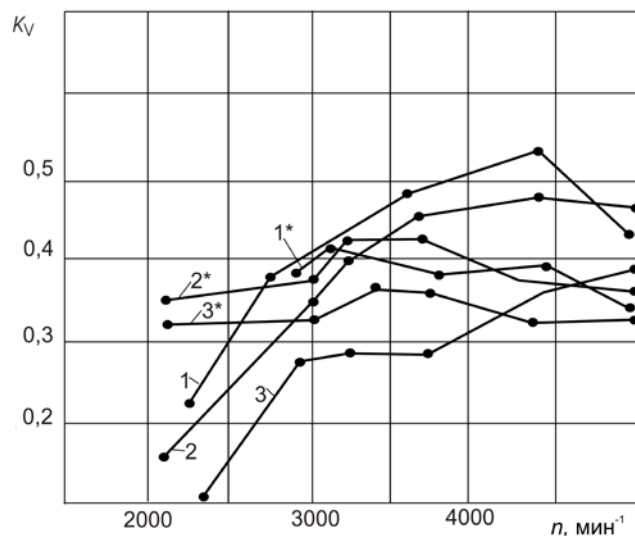


Рисунок 4.43 – Зависимость коэффициента осевого отставания материала от частоты вращения спирали:
 1, 2, 3 – шаг спирали, 20, 25, 35 мм, вязкость $1,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, 1^* , 2^* , 3^* – соответственно вязкость $38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

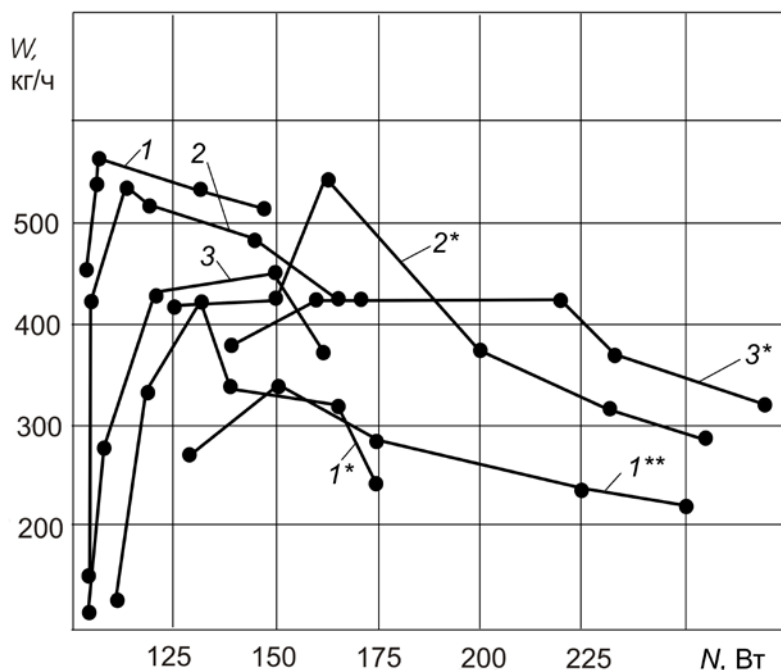


Рисунок 4.44 – Зависимость энергозатрат от производительности при заборе жидкости из устройства типа “Г”:
 1, 2, 3 – шаг спирали, 20, 25, 35 мм, (вязкость $1,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), 1* – шаг спирали 20 мм, вязкость $2,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, 1** – соответственно вязкость жидкости $38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Анализом таблиц 4.3...4.14 установлено, что производительность увеличивается пропорционально частоте вращения спирали для всех случаев забора жидкости до $n = 6200 \text{ мин}^{-1}$.

Энергозатраты изменяются в прямо пропорциональной зависимости от частоты вращения спирали, а удельные энергозатраты имеют наименьшее значение при частоте вращения в пределах $n = 3000 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$. Минимальные удельные энергозатраты ($0,177 \text{ Вт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$) наблюдаются при частоте вращения 4300 мин^{-1} для случая забора жидкости через прорезь сечения $1 \times 80 \text{ мм}$ (шаг спирали 45 мм). Уменьшение шага спирали от $1,8 d_n$ до $1,4 d_n$ увеличивает удельные энергозатраты на $20 \dots 30 \%$, а при равенстве шага спирали его диаметру на 40% .

Увеличение вязкости удобрения при частоте вращения более 3000 мин^{-1} ведёт к увеличению удельных энергозатрат более интенсивно.

Между мощностью привода и производительностью существует зависимость

$$N = K_{\mu} \cdot W = 0,4 \cdot W, \quad (4.31)$$

где N – мощность привода, кВт; W – производительность, т/ч; K_{μ} – эмпирический коэффициент потерь на трение.

Коэффициент полезного действия в первом приближении может определяться из уравнения:

$$\eta = \frac{W \cdot H}{N \cdot 1,02}, \quad (4.32)$$

и находится в пределах 8...12%.

Коэффициент полезного действия, определённый из выражения

$$\eta = \frac{W \cdot H}{N \cdot 1,02}, \quad (4.32)$$

колеблется в пределах 1,5...13%, достигая максимума в нашем случае при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 4.45) и допущении, что за 100% принята величина равная

$$\eta_T = 102 \text{ кг} \cdot \text{м/с} = 100\%.$$

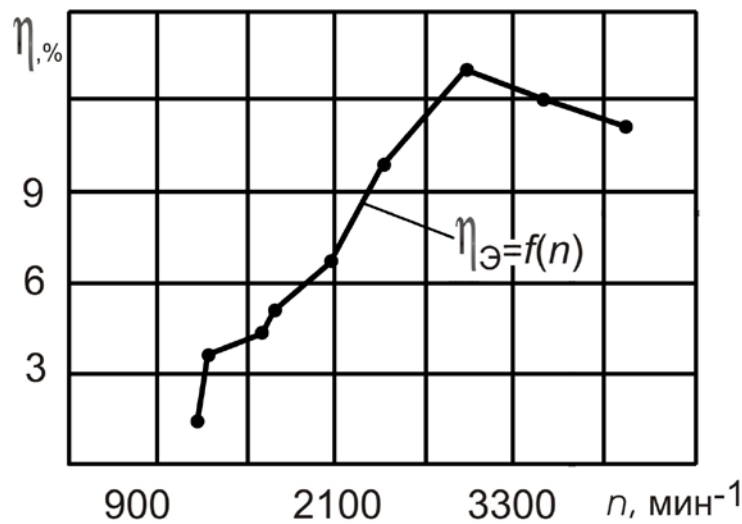


Рисунок 4.45 – Зависимость КПД от частоты вращения спирали

Установлено, что осевое отставание жидкости от осевой скорости винтовой поверхности спирали зависит от частоты вращения, шага спирали, вязкости удобрения и вида забора. Для спирали шагом 25 мм при вязкости $3,74 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент отставания составляет при любом виде забора 0,37. Увеличение вязкости жидкости ведёт к увеличению коэффициента осевого отставания. Увеличение вязкости в 6,35 раза ведёт к увеличению коэффициента K_9 в 1,6...2,18 раза.

Появление тенденции к снижению коэффициента осевого отставания наблюдается при увеличении частоты вращения более 6000 мин^{-1} .

Взаимосвязь между производительностью и осевой скоростью материала имеет следующий вид:

$$W = K_W \cdot g_{z\text{м}} = 1,25 \cdot g_{z\text{м}} = 0,7 \cdot S \cdot n. \quad (4.33)$$

Забор жидкости из ёмкости при $S = d_H$ обеспечивается при частоте

вращения $800 \dots 1400 \text{ мин}^{-1}$, при $S = 1,8 \cdot d_n$ частота вращения составляет $1200 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$.

На устойчивость процесса забора жидкости влияет вязкость и вид забора (таблица 4.17).

Таблица 4.17 – Минимальные частоты вращения спирали, обеспечивающие забор удобрения вертикальным транспортёром

Шаг, мм	Вязкость $4,484 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$			Вязкость $28,896 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	
	Вид 1	Вид 2	Вид 3	Вид 2	Вид 3
25	1540	1400	1400	830	1000
35	-	1660	1540	958	925
45	-	-	1870	1290	-

При заборе материала из устройства типа забора “а”, когда спираль выходит свободным концом из кожуха появляется сильное биение и данный вариант при больших частотах вращения применять не рекомендуется.

Напор, создаваемый винтовой поверхностью спирали, прямо пропорционально зависит от частоты вращения спирали при любом шаге и вязкости материала (рисунок 4.46). Увеличение шага спирали от $S = 1,8 d_n$ до $S = 1,4 d_n$ (в 1,75 раза) увеличивает напор на $20 \dots 80 \%$ и до $S = 1,8 d_n$ на 200% (забор с подпором кривая 4 рисунок 4.46).

Многokратное увеличение вязкости материала (кривая 2*) влияет на напор незначительно. Между энергозатратами и напором существует прямо пропорциональная зависимость (рисунок 4.47). С увеличением вязкости материала энергозатраты на создание напора увеличиваются.

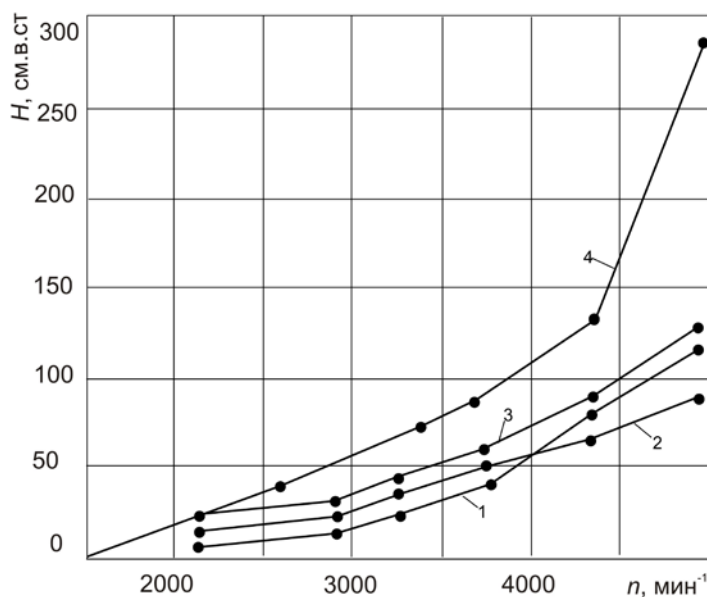


Рисунок 4.46 – Зависимость напора жидкости от частоты вращения спирали и вязкости жидкости (диаметр кожуха 27,5 мм, диаметр спирали 25 мм): 1; 2; 3 – шаг спирали 20; 25; 35; вязкость $38,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; 4 – шаг 45 мм, забор с подпором 0,4 м

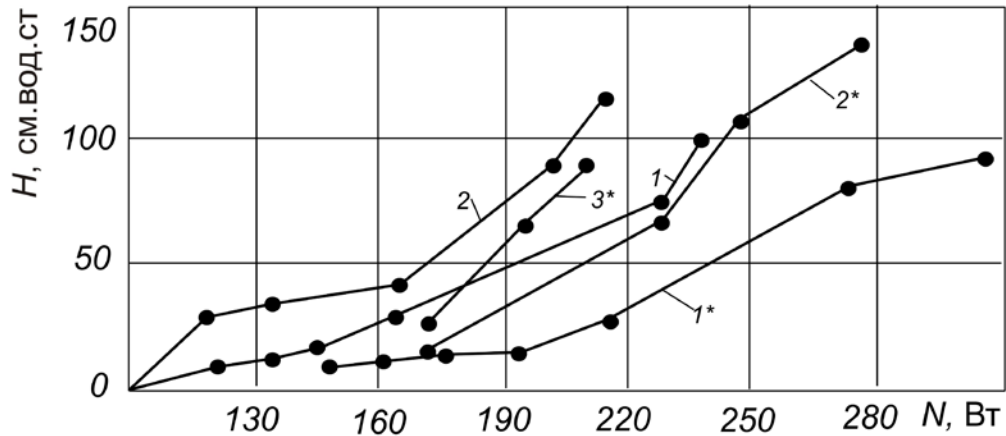


Рисунок 4.47 – Зависимость энергозатрат от напора жидкости 1; 2 и 3 – соответственно шаг спирали 20; 25; 35 при вязкости $2,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотности 1165 кг/м^3 ; 1*; 2* и 3* при вязкости жидкости $2,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотности 1412 кг/м^3

4.8.2. О толщине слоя жидкости при вертикальном перемещении в кожухе

Из теоретических исследований (раздел 2) известно, что процесс вертикального подъёма жидкого материала происходит при постоянном прижатии слоя жидкости ко внутренней поверхности кожуха, при этом слой жидкости совершает вращательно-осевое движение.

Исследованиями насоса с параметрами: $D_k = 50 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $S = 40 \text{ мм}$, $d_n = 43 \text{ мм}$, $H = 6 \text{ мм}$, жидкость – вода $t = 10^\circ\text{C}$, $\rho = 1 \text{ т/м}^3$, $n = 1970 \text{ мин}^{-1}$, форма заборной части из четырёх окон, подпор $0,2 \text{ м}$, установлено:

$$W = 960 \text{ кг/ч}, \quad \mathcal{G}_{\text{зп}} = Sn / 60 = 1,31 \text{ м/с}, \quad \mathcal{G}_{\text{зм}} = H / t_n = 6 / 22 = 0,273 \text{ м/с},$$

$$K_g = \mathcal{G}_{\text{зм}} / \mathcal{G}_{\text{зп}} = 0,273 / 1,31 = 0,208, \quad V_k = \pi D_k^2 H / 4 = 11800 \text{ см}^3,$$

$$G_k - V_k \rho = 11,8 \text{ кг}, \quad F_{\text{ж}} = W / \mathcal{G}_{\text{зм}} \cdot \rho = 9,8 \text{ см}^2, \quad V_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} \cdot H = 588 \text{ см}^3,$$

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho = 5,88 \text{ кг}, \quad \Delta V_{\text{ж}} = 100 \cdot V_{\text{ж}} / V_k = 50\%, \quad K_F = V_{\text{ж}} / V_k = 0,5, \quad L_k = \pi D_k - \text{длина окружности кожуха},$$

$$\Delta F_{\text{ж}} / L_k = 0,625 \text{ см}, \quad D_{\text{вж}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi} = 3,54 \text{ см},$$

$$\Delta = (D_k - D_{\text{вж}}) / 2 = 0,72 \text{ см},$$

$$r_{\text{ж}} = 1,77 \text{ см}, \quad r_k = 2,5 \text{ см}, \quad r_{\text{б}} = r_{\text{н}} - \delta = 2,15 - 0,8 = 1,35 \text{ см} \text{ (рисунок 4.48).}$$

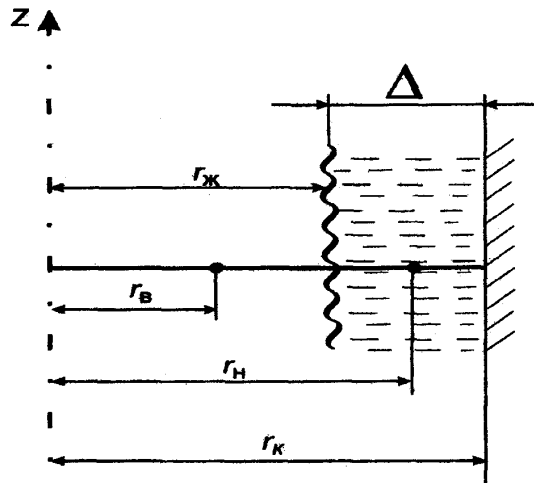


Рисунок 4.48 – Расчетная схема к определению толщины кольцевого слоя жидкости: $r_k = 2,5$ см, $r_n = 2,15$ см, $r_b = 1,35$ см, $r_ж = 1,77$ см, $\Delta = 7,2$ мм

Изменение плотности и вязкости жидкости оказывает существенное влияние на показатели процесса перекачки. В результате экспериментальных исследований перемещения жидкости с плотностью $\rho = 1300$ кг/м³, насосом с конструктивными параметрами: $H = 3,4$ м, $D_k = 50$ мм, $d_n = 44$ мм, $\delta = 8$ мм, $S = 40$ мм, $n = 1970$ мин⁻¹, достигнута производительность $W = 2,92$ м³/ч, и при этом:

$$\mathcal{G}_{\text{зп}} = Sn / 60 = 1,61 \text{ м/с}; \mathcal{G}_{\text{зм}} = 0,57 \text{ м/с}; K_g = \mathcal{G}_{\text{зм}} / \mathcal{G}_{\text{зп}} = 0,354;$$

$$V_k = \pi D_k^2 / 4 \cdot H = 6700 \text{ см}^3; V_ж = F_ж \cdot H = 4850 \text{ см}^3; G_ж = V_ж \cdot \rho = 56,85 \text{ кг};$$

$$\Delta V_ж = 100 \cdot V_ж / V_k = 72,3\%; K_F = V_ж / V_k = 0,723; \Delta F_ж / L_k = 0,913 \text{ см},$$

$$D_{\text{вж}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_ж / \pi} = 2,59 \text{ см}; \Delta = (D_k - D_{\text{вж}}) / 2 = 1,205 \text{ см}, r_ж = 1,3 \text{ см},$$

$$r_k = 2,5 \text{ см}, r_b = 2,2 - 0,8 = 1,4 \text{ см (рисунок 4.49)}.$$

При этом $F_k = \pi D_k^2 H / 4 = 3,14 \cdot 25 / 4 = 19,6 \text{ см}^2$, $F_ж = 14,3 \text{ см}^2$, а диаметр пустоты в центре кожуха определяется из уравнения:

$$D_0 = \sqrt{4(F_k - F_ж) / \pi} = 2,6 \text{ см}.$$

Осевая скорость материала $\mathcal{G}_{\text{зм}}$ и осевая скорость винтовой поверхности спирали $\mathcal{G}_{\text{зп}}$ имеют прямую зависимость от частоты вращения, коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{\text{зм}} / \mathcal{G}_{\text{зп}}$ находится в пределах ($n = 1500 \dots 3000$ мин⁻¹) $0,3 \dots 0,35$, толщина слоя жидкости $\Delta = 5 \dots 15,5$ мм (таблица 4.18 и рисунок 4.50).

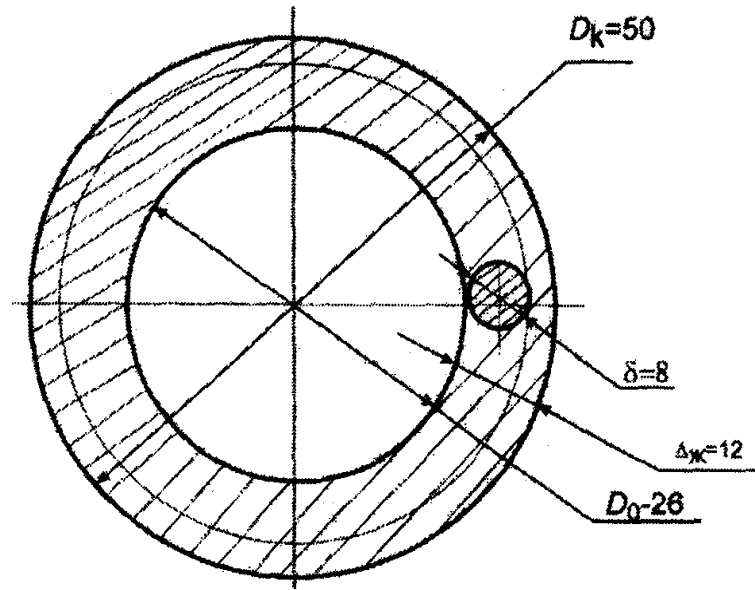


Рисунок 4.49 – Схема поперечного сечения кожуха насоса при вертикальном подъеме жидкости

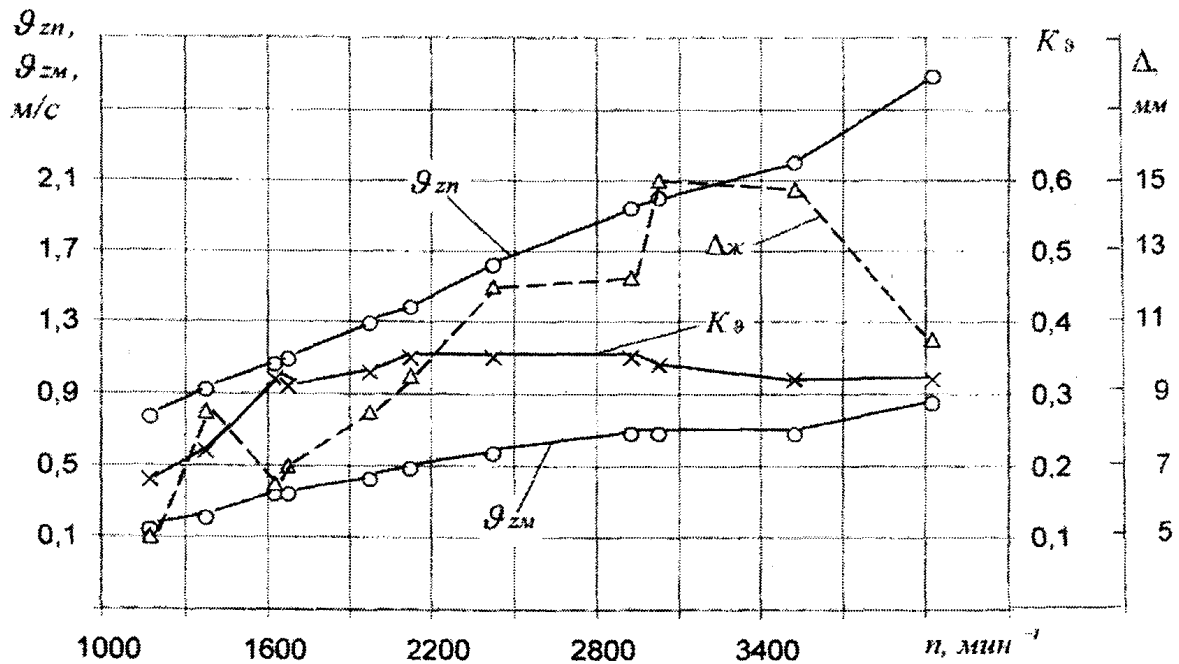


Рисунок 4.50 – Зависимость v_{zm} , v_{zn} , K_v , Δ от частоты вращения спирали

Значения площади поперечного сечения кожуха насоса, радиусов жидкостного кольца приведены в таблице 4.19.

Сравнение экспериментальных значений внутреннего радиуса движущегося (вращающегося) кольца жидкости $r_{ж}$ со средним радиусом рабочей спирали r_{cp} показывает, что жидкость захватывается лишь в пространстве, где имеет место воздействия винтовой поверхности площадью, равной поло-

вине толщины проволоки, а в зазоре между r_k и r_h , за счет сил внутреннего трения, чем больше вязкость жидкости, тем интенсивнее идет процесс транспортирования материала.

Таблица 4.18 – Зависимость производительности, осевых скоростей материала, спирали, коэффициента осевого отставания, толщины жидкостного кольца от частоты вращения спирали $D_k=50$ мм, $d_h=44$ мм, $S=40$ мм, ($\delta=8$ мм, $H=3,4$ м)

n , мин ⁻¹	$g_{zm} = Sn / 60$, м/с	g_{zm} , м/с	K_g	W , м ³ /ч	Δ , мм
1150	0,77	0,138	0,18	0,36	5
1350	0,92	0,204	0,22	0,81	9
1580	1,06	0,340	0,32	1,12	6,6
1630	1,09	0,340	0,31	1,18	7,6
1930	1,29	0,425	0,33	1,77	5,9
2080	1,38	0,485	0,35	1,92	8,2
2420	1,62	0,570	0,35	2,92	12
2900	1,94	0,680	0,35	3,60	12,2
3000	2,00	0,680	0,34	4,20	15,5
3500	2,14	0,680	0,32	4,20	15,5
4000	2,68	0,850	0,32	4,20	10,5

Эксперименты показали, что r_{cp} примерно одного порядка с $r_{ж}$ при $n = 1500...2000$ мин⁻¹, а при $n > 2400$ мин⁻¹, $r_{cp} > r_{ж}$ ($18 > 9,2...14,5$ мм). С учетом данного фактора, наиболее предпочтительными являются частоты вращения спирали $n = 2400...4000$ мин⁻¹ ($\rho = 1300$ кг/м³).

Действительная площадь поперечного сечения, перемещаемого винтовой поверхностью спирали, для случая $n = 2900$ мин⁻¹ определяется из выражения:

$$F_{ж} = F_{ж} - F_0 = \pi D_k^2 / 4 - \pi (D_b^{ж})^2 / 4 = 3,14(25 / 4 - 2 / 55^2 / 4) = 14,5 \text{ см}^2,$$

что соответствует предшествующим расчетам результатов экспериментальных исследований.

Экспериментальными исследованиями насоса для перекачки жидкости лотностью $\rho = 1000$ кг/м³ при температуре окружающей среды $t = +10^\circ$ С внутреннем диаметре полиэтиленового кожуха $D_k=88$ мм, наружном диаметре спирали $d_h = 68$ мм, шаге винтовой линии $S = 70$ мм, диаметре проволоки спирали $\delta = 8$ мм, высотой подъема $H=3$ м, забор жижи из четырех окон высотой 85 мм и шириной 30 мм, и частоте вращения спирали $n = 1500$ мин⁻¹ установлено: продолжительность подъема $t = 9$ с, производительность $W = 2500$ кг/ч.

Таблица 4.19 – Зависимость площади поперечного сечения жидкости, диаметра и радиуса жидкостного кольца и толщины слоя жидкости от частоты вращения спирали при $D_k = 50$ мм, $d_n = 43$ мм, $\delta = 8$ мм, $H = 3,4$ м, $\rho = 1300$ кг/м³

n , мин ⁻¹	$F_{ж} = \frac{W}{g_{zm}} \cdot \rho$, см ²	$D_{ж} = \sqrt{D_k^2 - \frac{4B_{ж}}{\pi}}$, см	Δ , см	$r_{ж}$, мм
1150	7,25	4,0	0,50	20
1350	11,7	3,2	0,90	16
1580	9,15	3,68	0,66	18,4
1630	9,65	3,48	0,76	17,4
1930	11,5	3,82	0,59	19,1
2080	11,0	3,35	0,82	16,7
2420	14,2	2,66	1,20	13,3
2900	14,7	2,55	1,22	12,7
3000	17,2	1,85	1,55	9,2
4000	13,7	2,9	1,05	14,5

Примечание:

- внутренний радиус спирали $r_b = 16$ мм;
- зазор между кожухом и наружным диаметром спирали 3 мм;
- средний радиус спирали $r_c = 18$ мм.

Физическая картина процесса подъёма жидкости имеет следующий характер:

– Осевое отставание перемещения жидкости g_{zm} от осевой скорости перемещения винтовой поверхности спирали g_{zn} характеризуется коэффициентом осевого отставания:

$$K_g = g_{zm} / g_{zn} = H \cdot t^{-1} / S \cdot n \cdot 60^{-1} = 3 \cdot 9^{-1} / 0,07 \cdot 1500 \cdot 60^{-1} = 0,188;$$

– Наполнение внутреннего объёма кожуха жидкостью характеризуется коэффициентом наполнения:

$$K_F = V_{ж} / V_{к},$$

где $V_{ж}$ – объём жидкости (материала) в кожухе; $V_{к}$ – объём кожуха без учёта объёма спирали;

– Объём занятый рабочим органом (спиралью):

$$V_{po} = 3 \cdot H \cdot \pi \delta^2 / 4 = 3 \cdot 300 \cdot 3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,8 / 4 = 450 \text{ см}^2,$$

– Объём кожуха: $V_{к} = \pi D_k^2 H / 4 = 3,14 \cdot 8,8 \cdot 8,8 \cdot 300 / 4 = 18300 \text{ см}^3;$

– Полезный объём кожуха $V_{\Pi} = V_{\kappa} - V_{\rho_0} = 18300 - 450 = 17850 \text{ см}^3$ или объём занятый спиралью составляет

$$\Delta V_{\rho_0} = V_{\rho_0} \cdot 100 / V_{\Pi} = 45000 / 17850 = 2,55\%$$

и при практических расчётах, когда $S \approx d_{\text{н}}$ может не учитываться.

– Количество жидкости при полностью заполненном (теоретически) кожухе:

$$G_{\kappa} = V_{\kappa} \cdot \rho = 17850 \cdot 1000 \cdot 10^{-6} = 17,85 \text{ кг};$$

– Фактическое количество жидкости заполняющей объём кожуха ($G_{\text{ж}}$) при работе насоса может определяться исходя из его производительности $W = 2500 \text{ кг/ч}$, так как в общем виде:

$$W = F_{\text{ж}} \cdot g_{\text{зм}} \cdot \rho \text{ или } F_{\text{ж}} = W / g_{\text{зм}} \cdot \rho = [(10^3 \cdot 2500) / 3,6] / 33 = 21 \text{ см}^2,$$

тогда

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} \cdot H = 21 \cdot 300 = 6300 \text{ см}^3, G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho = 6300 \cdot 1 = 6300 \text{ г} = 6,3 \text{ кг}.$$

– Объём занятой в кожухе жидкости составляет:

$$\Delta V_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot 100 / V_{\Pi} = 6300 \cdot 100 / 1780 = 35,3\%,$$

или

$$K_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} / V_{\Pi} = 6300 / 1780 = 0,353;$$

– Незаполненный объём кожуха составляет:

$$V_{\text{н}} = V_{\kappa} - V_{\rho_0} = V_{\text{ж}} = 18300 - 450 - 6300 = 11550 \text{ см}^3$$

или

$$V_{\Pi} = 100\% - 2,25\% - 35,3\% = 62,15\%.$$

Толщина вращающегося внутри кожуха кольца жидкости определится исходя из уравнения производительности с учётом того, что жидкость перемещается из-за больших центробежных сил в состоянии, прижатом к внутренней поверхности кожуха. Расчётами установлено, что площадь поперечного сечения жидкости в кожухе $F_{\text{ж}} = 21 \text{ см}^2$, а площадь поперечного сечения кожуха $F_{\kappa} = \pi_{\kappa}^2 D H / 4 = 3,14 \cdot 8,8 \cdot 8,8 / 4 = 60,7 \text{ см}^2$, длина окружности кожуха, соответственно, $L_{\kappa} = \pi D_{\kappa} = 3,14 \cdot 8,8 = 27,6 \text{ см}$. Допуская, что длина

окружности по внутреннему диаметру кожуха и по внутреннему диаметру слоя жидкости приблизительно равны, имеем:

$$F_{\text{ж}} = L_{\text{к}} \cdot \Delta, \text{ откуда } \Delta = F_{\text{ж}} / L_{\text{к}} = 21 / 27,6 = 0,76 \text{ см}$$

или

$$F_{\text{ж}} = F_{\text{к}} - F = \pi D_{\text{к}}^2 / 4 - \pi D_{\text{в}}^2 / 4,$$

откуда

$$\pi D_{\text{в}}^2 / 4 = \pi D_{\text{к}}^2 / 4 - F_{\text{ж}},$$

$$D_{\text{в}}^2 = D_{\text{к}}^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi,$$

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_{\text{к}}^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi} = \sqrt{8,8^2 - 84 / 3,14} = \sqrt{77,5 - 26,8} = 7,1 \text{ см.}$$

Соответственно

$$\Delta = (D_{\text{к}} - D_{\text{в}}^{\text{ж}}) / 2 = (8,8 - 7,1) / 2 = 0,85 \text{ см,}$$

в то время как конструктивный зазор равен

$$\Delta = (D_{\text{к}} - d_{\text{н}}) / 2 = (8,8 - 6,8) / 2 = 1,0 \text{ см,}$$

что показывает на движение жидкости исключительно за счёт внутреннего рения частиц жидкости.

Увеличение частоты вращения до $n = 1840 \text{ мин}^{-1}$ существенно изменяет характер процесса перемещения жидкости. Так продолжительность подъёма жидкости на высоту $H = 3 \text{ м}$ составляет $t = 5 \text{ с}$ и производительность насоса $W = 6700 \text{ кг/ч}$. При этом коэффициент осевого отставания $K_{\text{г}} = (H/t) / (S \cdot n / 60) = (3/5) \cdot (60 / 0,07 \cdot 1840) = 0,775$, а площадь слоя (кольца) жидкости

$$F_{\text{ж}} = W / V_{\text{зм}} \rho = (6700 \cdot 10^3 / 3600) / 60 = 31,5 \text{ см}^2.$$

Соответственно объём жидкости составит:

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} \cdot H = 31,5 \cdot 300 = 9450 \text{ см}^3;$$

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho = 9450 \cdot 1 = 9,45 \text{ кг};$$

$$\Delta V_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot 100 / V_{\text{п}} = 9450 / 17850 = 0,532,$$

ТОЛЩИНА КОЛЬЦА ЖИДКОСТИ

$$\Delta = F_{\text{ж}} / L_{\text{к}} = 31,5 / 27,6 = 1,14 \text{ см},$$

ИЛИ

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_{\text{к}}^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi} = \sqrt{8,8^2 - 4 \cdot 31,5 / 3,14} = \sqrt{77,5 - 40} = 6,12 \text{ см},$$

$$\Delta = (D_{\text{к}} - D_{\text{в}}) / 2 = (8,8 - 6,12) / 2 = 1,35 \text{ см}.$$

Увеличение диаметра (внутреннего) кожуха и частоты вращения спирали, и уменьшение в свою очередь зазора между наружной поверхностью винтовой линии спирали и внутренней поверхностью кожуха ведёт к повышению производительности насоса. Так при $D_{\text{к}} = 93 \text{ мм}$, $S = 75 \text{ мм}$, $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{\text{н}} = 82 \text{ мм}$ получены следующие данные: $W = 12,9 \text{ т/ч}$ (вода); $N_{\text{р.х}} = 2,1 \text{ кВт}$; $\delta = 8 \text{ мм}$; $V_{\text{зм}} = 1 \text{ м/с}$; $V_{\text{зп}} = 3,62 \text{ м/с}$; $K_{\text{г}} = 0,275$; $\Delta_{\text{к}} = 5,5 \text{ мм}$; $H = 3 \text{ м}$.

Соответственно:

$$F_{\text{ж}} = W / V_{\text{зм}} \rho = [(12900 \cdot 10^3) / 3600] / 100 = 35,9 \text{ см}^2;$$

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} \cdot H = 35,9 \cdot 300 = 10770 \text{ см}^3;$$

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho = 10770 \cdot 1 = 10,77 \text{ кг};$$

$$K_{\text{F}} = V_{\text{ж}} / V_{\text{к}} = 10770 / 3,14 \cdot 9,3^2 \cdot 0,25 \cdot 300 = 0,527;$$

$$\Delta = F_{\text{ж}} / L_{\text{к}} = 35,9 / 3,14 \cdot 9,3 = 1,23 \text{ см};$$

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_{\text{к}}^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi} = \sqrt{9,3^2 - 4 \cdot 35,9 / 3,14} = 6,4 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_{\text{к}} - D_{\text{в}}^{\text{ж}}) / 2 = (9,3 - 6,4) / 2 = 1,45 \text{ см}.$$

При этом (конструктивно) имеем:

$$r_{\text{к}} = 4,65 \text{ см}; r_{\text{с}} = 4,25 \text{ см}; r_{\text{в}} = 3,85 \text{ см}; r_{\text{ж}} = 3,2 \text{ см},$$

что позволяет констатировать, что жидкость перемещается кольцевым слоем, внутренним радиусом кольца на 0,65 см меньшим внутреннего радиуса спирали.

Увеличение зазора между наружной винтовой поверхностью спирали и внутренней поверхностью кожуха ведёт к уменьшению производительности насоса. Так при перекачке жидкости $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ насосом с $D_{\text{к}} = 84 \text{ мм}$, $d_{\text{н}} = 66 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $S = 70 \text{ мм}$, $\Delta = (D_{\text{к}} - d_{\text{н}}) / 2 = (84 - 66) / 2 = 9 \text{ мм}$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $H = 4,5 \text{ м}$ достигается производительность лишь $W = 2800 \text{ кг/ч}$. При

этом осевая скорость жидкости $\mathcal{G}_{\text{зм}} = H / t = 4,5 / 11,5 = 0,392$ м/с, осевая скорость витков спирали $\mathcal{G}_{\text{зп}} = S \cdot n / 60 = 0,07 \cdot 2200 / 60 = 2,56$ м/с, соответственно, коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{\text{зм}} / \mathcal{G}_{\text{зп}} = 0,392 / 2,5 = 0,1153$.

При этом:

$$V_{\text{к}} = \pi D_{\text{к}}^2 H / 4 = 3,14 \cdot 8,4^2 \cdot 450 \cdot 0,25 = 25000 \text{ см}^3;$$

$$G_{\text{к}} = V_{\text{к}} \rho = 25000 \cdot 1000 \cdot 10^{-6} = 25 \text{ кг};$$

$$F_{\text{ж}} = W / V_{\text{зм}} \cdot \rho = 2800 \cdot 10^3 / 39,2 \cdot 3600 = 19,8 \text{ см}^2;$$

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} \cdot H = 19,8 \cdot 450 = 8850 \text{ см}^3;$$

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho = 8850 \cdot 10^{-3} = 8,85 \text{ кг};$$

$$\Delta V_{\text{ж}} = 100 \cdot V_{\text{ж}} / V_{\text{к}} = 8850 \cdot 10^2 / 25000 = 35,4\% ;$$

$$K_F = V_{\text{ж}} / V_{\text{к}} = 8850 / 2500 = 0,354 ;$$

$$\Delta = F_{\text{ж}} / L_{\text{к}} = 19,8 / \pi D_{\text{к}} = 19,8 / 3,14 \cdot 8,4 = 0,755 \text{ см};$$

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_{\text{к}}^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi} = \sqrt{8,4^2 - 4 \cdot 19,8 / 3,14} = 6,73 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_{\text{к}} - D_{\text{в}}^{\text{ж}}) / 2 = (8,4 - 6,73) / 2 = 0,83 \text{ см};$$

$$r_{\text{к}} = 4,2 \text{ см}; r_{\text{с}} = 3,4 \text{ см}; r_{\text{в}} = 2,6 \text{ см}; r_{\text{ж}} = 3,365 \text{ см};$$

то есть радиус кольца жидкости $r_{\text{ж}}$ на $3,365 - 2,6 = 0,765$ см меньше внутреннего радиуса спирали.

Показатели, характеризующие процесс перемещения материала (жидкости: вода, жидкие комплексные удобрения, масла) изменяются и от высоты подъёма. Так насос с $D_{\text{к}} = 88$ мм, $d_{\text{н}} = 73$ мм, $d_{\text{св}} = 65$ мм, $d_{\text{в}} = 57$ мм, $\delta = 8$ мм, $S = 65$ мм, $H = 1,4$ м, $a = \arctg S / \pi d = 65 / 3,14 \cdot 65 = 17^\circ 40'$, $\rho = 1 \text{ т/м}^3$ перекачивает $W = 18,9$ т/ч при $n = 2310 \text{ мин}^{-1}$ и при этом: $V_{\text{зм}} = 1$ м/с; $\mathcal{G}_{\text{зп}} = S \cdot n / 60 = 0,065 \cdot 2310 / 60 = 2,5$ м/с;

$$K_g = \mathcal{G}_{\text{зм}} / \mathcal{G}_{\text{зп}} = 1 / 2,5 = 0,4 ;$$

$$V_{\text{к}} = \pi D_{\text{к}}^2 H / 4 = 3,14 \cdot 8,8^2 \cdot 140 \cdot 0,25 = 8500 \text{ см}^3;$$

$$G_k = V_k \rho = 85000 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 8,5 \text{ кг};$$

$$F_{\text{ж}} = W / V_{\text{зм}} \cdot \rho = 18900 \cdot 10^3 / 100 \cdot 3600 = 52,6 \text{ см}^2;$$

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} \cdot H = 52,6 \cdot 140 = 7400 \text{ см}^3;$$

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho = 7400 \cdot 10^{-3} = 7,4 \text{ кг};$$

$$\Delta V_{\text{ж}} = 100 \cdot V_{\text{ж}} / V_k = 100 \cdot 7400 / 8500 = 87\% ;$$

$$K_F = V_{\text{ж}} / V_k = 7400 / 8500 = 0,87 ;$$

$$\Delta = F_{\text{ж}} / L_k = 52,6 / \pi D_k = 52,6 / 3,14 \cdot 8,8 = 1,91 \text{ см};$$

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\text{ж}} / \pi} = \sqrt{8,8^2 - 4 \cdot 52,6 / 3,14} = 3,16 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_k - D_{\text{в}}^{\text{ж}}) / 2 = (8,8 - 3,16) / 2 = 2,82 \text{ см};$$

$$r_k = 4,4 \text{ см}; r_{\text{в}} = 2,85 \text{ см}; r_{\text{ж}} = 1,58 \text{ см}.$$

Данные расчётов позволяют констатировать, что внутри кожуха остаётся не заполненным лишь 13% площади поперечного сечения с диаметром пустотного кольца 3,16 см..

На характер рабочего процесса подъёма жидкости вращающейся спиралью влияет ряд факторов. Сравнительные с исследования были проведены на экспериментальной установке с основными параметрами (рисунок 4.51):

- диаметр стеклянного кожуха $D_k = 38 \text{ мм}$;
- диаметр спирали $d_{\text{н}} = 35 \text{ мм}$;
- толщина проволоки спирали $\delta = 4 \text{ мм}$;
- шаг винтовой поверхности $S = 28 \text{ мм}$;
- частота вращения двигателя $n = 1320 \text{ мин}^{-1}$;
- мощность двигателя $N = 150 \text{ Вт}$;
- контрольная высота подъёма жидкости $h = 2,4 \text{ м}$.

Для проведения испытаний насоса были использованы: отработанное масло, автол, нигрол и вода.

Среднее время подъёма жидкости (t) на высоту $H = 2,4 \text{ м}$:

1. Отработанное масло – 16 с;
2. Автол – 14 с;
3. Нигрол – 13 с;
4. Вода – 21, 5 с на высоту $H = 1,2 \text{ м}$ (далее подъёма нет).

Плотность (ρ) жидкости:

1. Отработанное масло – 879,38 кг/м³;

2. Автол – $894,7 \text{ кг/м}^3$;
3. Нигрол – 923 кг/м^3 ;
4. Вода – 1000 кг/м^3 .

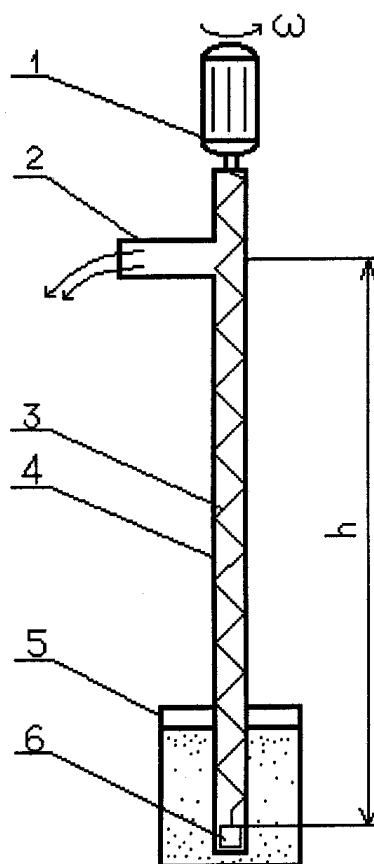


Рисунок 4.51 – Схема насоса:

- 1 – двигатель; 2 – патрубок; 3 – спираль; 4 – стеклянный кожух; 5 – сосуд с жидкостью;
6 – отверстие для подвода жидкости (заборное окно)

Кинематическая (ν) вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$:

1. Отработанное масло – 53,65;
2. Автол – 280,5;
3. Нигрол – 799;
4. Вода – 1,0

Осевая скорость движения жидкости $\mathcal{G}_{zi} = \dot{I} / t$, м/с:

1. Отработанное масло – 0,1;
2. Автол – 0,17;
3. Нигрол – 0,184;
4. Вода – 0,056.

Осевая скорость винтовой поверхности спирали составляет $\mathcal{G}_{zi} = Sn / 60$
 $= 0,028 \cdot 1320 / 60 = 0,616 \text{ м/с}$, тогда коэффициент осевого отставания матери-
 ала составят $K_g = \mathcal{G}_{zm} / \mathcal{G}_{zi}$:

1. Отработанное масло – 0,243;
2. Автол – 0,277;

3. Нигрол – 0,289;

4. Вода – 0,091.

Для масла $\rho = 879 \text{ кг/мм}^2$, $\nu = 53,65 \text{ мм}^2/\text{с}$ производительность W составит $0,24 \text{ м}^3/\text{ч}$, при $\mathcal{G}_{\text{ЗМ}} = 0,15 \text{ м/с}$.

Тогда:

$$F_{\text{ж}} = W / \mathcal{G}_{\text{ЗМ}} \cdot \rho = 2409 \cdot 10^3 / 15 \cdot 3600 = 4,45 \text{ см}^2;$$

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_{\text{к}}^2 - 1,26 \cdot F_{\text{ж}}} = \sqrt{14,4 - 5,6} = 2,97 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_{\text{к}} - D_{\text{в}}^{\text{ж}}) / 2 = (3,8 - 2,97) / 2 = 0,415 \text{ см};$$

при этом:

$$r_{\text{к}} = r_{\text{н}} - \delta = 1,75 - 0,4 = 1,35 \text{ см}; r_{\text{сп}} = r_{\text{н}} - \delta/2 = 1,75 - 0,2 = 1,55 \text{ см};$$

$$r_{\text{ж}} = 1,49 \text{ см}; \Delta_{\text{к}} = r_{\text{к}} - r_{\text{н}} = 1,9 - 1,75 = 0,15 \text{ см},$$

или радиус (внутренний) жидкостного кольца на 0,06 см меньше среднего радиуса спирали, что объясняется в основном погрешностями измерений.

4.8.3. Давление (напор), создаваемый спирально-винтовым рабочим органом

Величину давления, создаваемого вращением спирали внутри кожуха определили на экспериментальной установке (рисунок 4.52) высотой подъема $H = 2,72 \text{ м}$, при $D_{\text{к}} = 40 \text{ мм}$, $d_{\text{н}} = 36 \text{ мм}$, $S = 35 \text{ мм}$, $\delta = 4 \text{ мм}$, $\Delta = 2 \text{ мм}$, $n = 2750 \text{ мин}^{-1}$, материал – вода $t = 20^\circ\text{C}$.

При этом установлено: производительность $W = 1960 \text{ кг/ч}$, $\mathcal{G}_{\text{ЗП}} = 1,6 \text{ м/с}$, $\mathcal{G}_{\text{ЗМ}} = 0,605 \text{ м/с}$, $K_{\mathcal{G}} = 0,38$.

С увеличением высоты подъема жидкости от места забора с $H_1 = 1 \text{ м}$ до $H_2 = 2 \text{ м}$ струя выталкиваемая из отверстий в кожухе (3 мм) движется по горизонтали от $l_1 = 770 \text{ мм}$, до $l_2 = 1220 \text{ мм}$. Спираль длиной в 1 м, создает напор (условно давление) в 450 мм, или 1 виток спирали создает напор в 15 мм.

4.8.4. Перемещение жидкостей по наклонным трассам

Исследование процесса перемещения жижи (крупный рогатый скот) по наклонной трассе были проведены на экспериментально-производственной установке (рисунок 4.53) со следующими режимно-конструктивными параметрами: $H = 4,2 \text{ м}$, $l = 16 \text{ м}$, $n = 2240 \text{ мин}^{-1}$, $D_{\text{к}} = 40 \text{ мм}$ (полиэтилен), $d_{\text{н}} = 35 \text{ мм}$, $S = 31 \text{ мм}$, $\delta = 4 \text{ мм}$, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$, $\gamma = \arcsin H/l = 15^\circ 30'$.

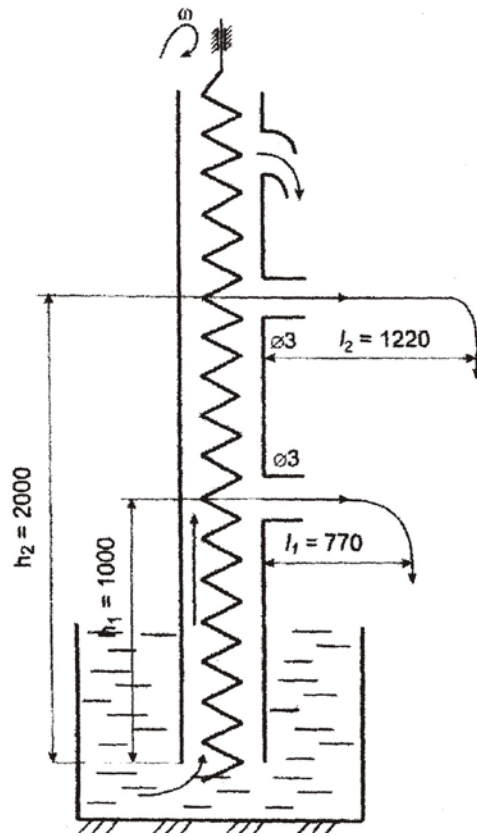


Рисунок 4.52 – Схема к определению давления внутри кожуха

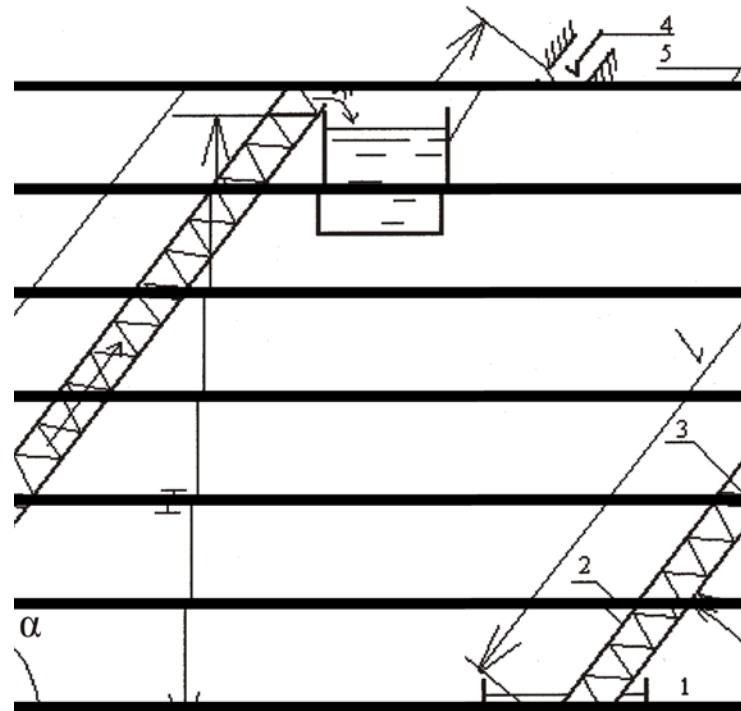


Рисунок 4.53 – Принципиальная схема наклонного насосного устройства:
 1 – (ёмкость); 2 – кожух; 3 – спираль; 4 – привод;
 5 – мерная ёмкость (ёмкость биогумуса)

Установлено:

$$\mathcal{G}_{\text{зп}} = S \cdot n / 60 = 0,031 \cdot 2240 / 60 = 1,16 \text{ м/с}; \quad \mathcal{G}_{\text{зм}} = l / t = 16 / 19 = 0,841 \text{ м/с};$$

$$K_{\mathcal{G}} = V_{\text{зм}} / \mathcal{G}_{\text{зп}} = 0,841 / 1,12 = 0,752, \quad W = 2700 \text{ кг/ч, тогда:}$$

$$F_{\text{ж}} = W / \mathcal{G}_{\text{зм}} \cdot \rho = 2700 \cdot 10^3 / 84,1 \cdot 3600 = 8,82 \text{ см}^2;$$

$$D_{\text{в}}^{\text{ж}} = \sqrt{D_0^2 - 1,26 \cdot F_{\text{ж}}} = \sqrt{16 - 11,1} = 2,21 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_{\text{к}} - D_{\text{в}}^{\text{ж}}) / 2 = (4 - 2,21) / 2 = 0,9 \text{ см},$$

При этом:

$r_{\text{в}} = r_{\text{н}} - \delta = 1,75 - 0,4 = 1,35 \text{ см}; r_{\text{сп}} = r_{\text{н}} - \delta/2 = 1,75 - 0,2 = 1,55 \text{ см}; r_{\text{ж}} = 1,49 \text{ см},$ или $r_{\text{в}} < r_{\text{сп}}, r_{\text{сп}} - r_{\text{ж}} = 1,55 - 1,1 = 0,45 \text{ см}, r_{\text{в}} = r_{\text{сп}} - \delta/2 = 1,55 - 0,2 = 1,35 \text{ см},$ или $r_{\text{в}} = r_{\text{ж}} = 1,35 - 1,1 = 0,25 \text{ см},$ откуда видно, что площадь поперечного сечения пустого пространства составит: $F_0 = F_{\text{к}} - F_{\text{ж}} = 12,56 - 8,82 = 3,74 \text{ см}^2$ или 30% от $F_{\text{к}}$, а $K_{\text{F}} = 8,82 / 12,56 = 0,7.$

Дополнительные экспериментальные исследования проводились на лабораторно-производственных установках, варианты компоновки которых имели следующие параметры:

1. $D_{\text{к}} = 50 \text{ мм}, d_{\text{н}} = 45 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 6 \text{ мм}, L = 3,9 \text{ м}, \gamma = 28^\circ.$
2. $D_{\text{к}} = 50 \text{ мм}, d_{\text{н}} = 42 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 8 \text{ мм}, L = 3,9 \text{ м}, \gamma = 28^\circ.$
3. $D_{\text{к}} = 50 \text{ мм}, d_{\text{н}} = 42 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 8 \text{ мм}, L = 6,4 \text{ м}, \gamma = 16^\circ.$
4. $D_{\text{к}} = 50 \text{ мм}, d_{\text{н}} = 45 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 6 \text{ мм}, L = 7,75 \text{ м}, \gamma = 16^\circ,$

материал кожуха – 4м (полиэтилен), 3,75 м (резина).

5. $D_{\text{к}} = 50 \text{ мм}, d_{\text{н}} = 45 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 6 \text{ мм}, L = 7,75 \text{ м}, \gamma = 16^\circ,$ материал кожуха – 4м (гофрированный рукав), 3,75 м (резина).

6. $D_{\text{к}} = 75 \text{ мм}, d_{\text{н}} = 66 \text{ мм}, S = 65 \text{ мм}, \delta = 8 \text{ мм}, L = 8,0 \text{ м}, \gamma = 16^\circ,$ материал кожуха – гофрированные рукава.

Результаты исследования приведены в таблицах 4.20...4.25 и рисунке 4.54.

Частоту вращения спирали изменяли двумя ведущими шкивами ($d = 97$ и 130 мм) и ведомым четырехручейным шкивом ($i = 0,46...1,52$).

Осевая скорость винтовой поверхности (при $n = 1607 \text{ мин}^{-1}$):

$$\mathcal{G}_{\text{зп}} = S \cdot n / 60 = 0,045 \cdot 1670 / 60 = 1,205 \text{ м/с}.$$

Осевая скорость жидкости:

$$\mathcal{G}_{\text{зм}} = L / t = 3,9 / 6 = 0,65 \text{ м/с}.$$

Коэффициент осевого отставания:

$$K_g = \mathcal{G}_{z\text{м}} / \mathcal{G}_{z\text{п}} = 0,65 / 1,205 = 0,54$$

Угол подъема винтовой линии спирали (по отношению к d_{cp}):

$$\alpha = \arctg S/\pi d_{\text{cp}} = \arctg 45/3,14 \cdot 39 = 21^\circ 40',$$

(по отношению к $D_{\text{к}}$)

$$\alpha = \arctg 45/3,14 \cdot 50 = 16^\circ 45',$$

Зазор между внутренней поверхностью кожуха и наружным диаметром спирали: $\Delta = (D_{\text{к}} - d_{\text{н}})/2 = (50 - 45)/2 = 2,5$ мм.

Таблица 4.20 – Результаты исследования спирально-винтового рабочего органа: $D_{\text{к}} = 50$ мм, $d_{\text{н}} = 45$ мм; $S = 45$ мм; $\delta = 6$ мм; материал $\rho = 888$ кг/м³; наклон к горизонту $\gamma = 28^\circ$; длина $L = 3,9$ м; $H = 1,75$ м; $d_{\text{cp}} = d_{\text{н}} - \delta = 39$ мм; $\Delta = 2,5$ мм; выход спирали из торца кожуха $1,5 S$; $\alpha = 21^\circ 40'$

n , мин ⁻¹	t , с	$\mathcal{G}_{z\text{п}}$, м/с	$\mathcal{G}_{z\text{и}}$, м/с	K_g	W , кг/ч
649	73	0,487	0,053	0,109	–
860	23	0,645	0,169	0,263	571
888	23	0,666	0,169	0,254	665
1142	13	0,86	0,30	0,345	1331
1184	10	0,89	0,39	0,44	1400
1523	7	1,14	0,558	0,49	1910
1607	6	1,205	0,65	0,54	2520
2143	4	1,61	0,98	0,608	3560

Анализ таблицы 4.20 и рисунка 4.53 показывает, что производительность (подача) увеличивается прямо пропорционально от увеличения частоты вращения спирали, в частности увеличение частоты вращения спирали в 2,38 раза ($n = 900 \dots 2150$, мин⁻¹) приводит к росту производительности в 5,3 раза ($W = 680 \dots 3600$ кг/ч).

Коэффициент осевого отставания жидкости осевой скорости движения винтовой поверхности спирали находится в пределах $K_g = 0,26 \dots 0,60$ при $n = 800 \dots 2100$, мин⁻¹.

Результаты исследования при измененных параметрах спирали $d_{\text{н}} = 42$ мм, $\delta = 8$ мм и зазоре $\Delta = (D_{\text{к}} - d_{\text{н}})/2 = 4$ мм, угле наклона винтовой линии спирали $\alpha = 22^\circ 30'$, наклоне трассы $\gamma = 28^\circ$ ($L = 3,9$ м) и $\gamma = 16^\circ$ ($L = 6,4$ м), при плотности жидкости $\rho = 888$ кг/м³ приведены в таблице 4.21.

Анализ исследований двух спиралей показывает (таблица 4.20 и 4.21), что при увеличении зазора до 4 мм ($d_{\text{н}} = 45$ мм, $\Delta = 2,5$ мм) основные показатели рабочего органа: осевая скорость материала, производительность (подача), коэффициент осевого отставания – уменьшаются, несмотря на

увеличение диаметра проволоки спирали от $\delta = 6$ мм до $\delta = 8$ мм.

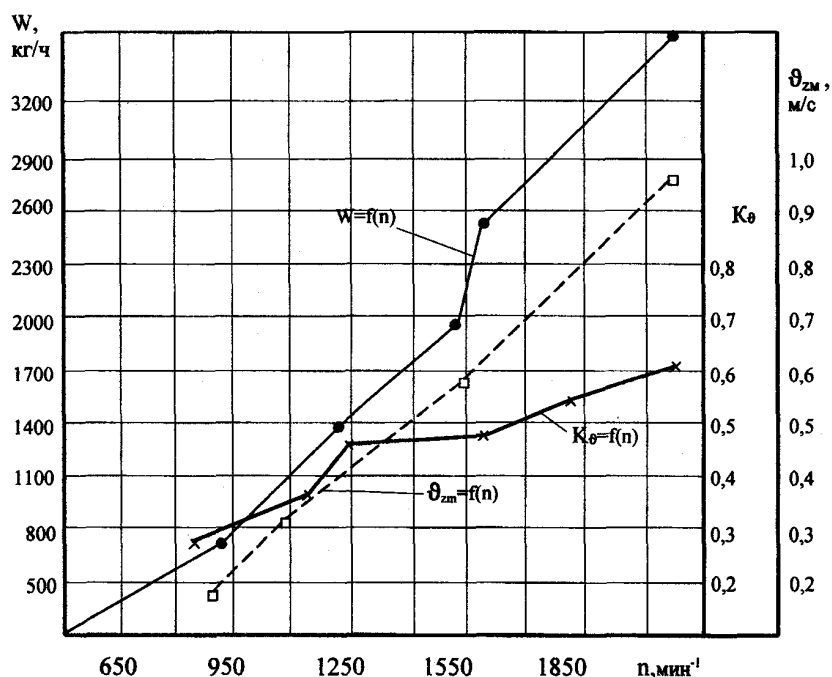


Рисунок 4.53 – Зависимость производительности (подачи) W и отставания осевой скорости движения жидкости ($\rho = 888 \text{ кг/м}^3$) $g_{зм}$ от осевой скорости винтовой поверхности $g_{зп}$, коэффициента осевого отставания K_g от частоты вращения спирали: $D_k = 50$ мм, $d_H = 45$ мм; $S = 45$ мм; $\delta = 6$ мм; $\Delta = 2,5$ мм; $\gamma = 28^\circ$; $\alpha = 21^\circ 40'$; $H = 1,75$ м; $L = 3,9$ м

Таблица 4.21 – Результаты исследования спирально-винтового рабочего органа с $D_k = 50$ мм, $d_H = 42$ мм, $S = 45$ мм, $\delta = 8$ мм, длина трассы $L = 3,9$ м, $\rho = 888 \text{ кг/м}^3$, наклон трассы $\gamma = 28^\circ$, $d_{cp} = 34$ мм, $\Delta = (D_k - d_H)/2 = 4$ мм, угол $\alpha = \arctg S/\pi d_{cp} = \arctg 45/3,14 \cdot 34 = 22^\circ 30'$

$n, \text{мин}^{-1}$	$t, \text{с}$	$g_{зп}, \text{м/с}$	$g_{зм}, \text{м/с}$	K_g	$W, \text{кг/ч}$
644	4	0,487	–	–	–
860	25	0,642	0,155	0,241	450
888	21,5	0,656	0,167	0,254	470
1142	15	0,857	0,26	0,303	1050
1184	15	0,89	0,26	0,296	1090
1523	10,3	1,14	0,382	0,335	1665
1607	8,5	1,121	0,46	0,456	1850
2143	6,3	1,61	0,618	0,384	2920
$\gamma = 16^\circ$, длина трассы $L = 6,4$ м (при $n = 1523 \text{ мин}^{-1}$, $G = 7,5$ кг)					
649	60	0,487	0,107	0,219	422
860	28	0,642	0,192	0,300	918
888	22	0,656	0,291	0,441	970
1142	19	0,857	0,336	0,392	1590
1184	14	0,89	0,457	0,515	1635

1523	13	1,14	0,492	0,432	2130
1607	12	1,121	0,532	0,476	2400
2143	9	1,61	0,712	0,444	2927

При параметрах спирали: 1) $d_n = 45$ мм, $\delta = 6$ мм, $\Delta = 2,5$ мм, частоте вращения $n = 650...2150$ мин⁻¹, и при параметрах спирали: 2) $d_n = 42$ мм, $\delta = 8$ мм, $\Delta = 4$ мм, $n = 650...2150$ мин⁻¹ отмечается следующее:

Спираль	g_{zm} , м/с	K_g	W , кг/ч
1	0,169...0,98	0,263...0,608	571...3560
2	0,155...0,618	0,241...0,384	450...2920
Разница, раз	- 1,57 раз	- 1,56 раз	- 1,22 раза

При удлинении трассы от $L = 3,9$ м до $L = 6,4$ м ($d_n = 42$ мм, $\delta = 8$ мм) производительность подачи, осевая скорость движения материала увеличивается на 10%.

Результаты исследования при $D_k = 50$ мм; $d_n = 45$ мм; $S = 45$ мм; $\delta = 6$ мм при длине трассы $L = 7,75$ м (полиэтиленовый кожух 4 м, резиновый кожух 3,5 м) приведены в таблице 4.22.

Таблица 4.22 – Результаты исследования спирально-винтового рабочего органа: $D_k = 50$ мм; $d_n = 45$ мм; $S = 45$ мм; $\delta = 6$ мм, $\rho = 888$ кг/м³, $L = 7,75$ м, $H = 1,75$ м, кожух 4 м (полиэтилен), 3,75 м (резина)

n , мин ⁻¹	t , с	g_{zp} , м/с	g_{zm} , м/с	K_g	W , кг/ч	G , кг
860	44,6	0,642	0,171	0,267	206	8,6
1184	17,6	0,890	0,43	0,482	1455	
1523	14	1,140	0,552	0,485	2150	6
2143	10,1	1,610	0,765	0,480	1850	

Результаты исследования спирали при $D_k = 50$ мм; $d_n = 45$ мм; $S = 45$ мм, длиной трассы $L = 7,75$ м, $H = 1,75$ м, материал $\rho = 888$ кг/м³ показывают, что производительность (подача) составляет 200...2150 кг/ч при $n = 850...1523$ мин⁻¹ (таблица 4.22).

При данном варианте компоновки рабочего органа расход мощности увеличивается до 0,4 кВт. При данных параметрах имели следующие показатели:

– угол наклона винтовой линии спирали:

$$\alpha = \arctg S/\pi d_{cp} = \arctg 45/3,14 \cdot 39 = 21^\circ 40';$$

– зазор:

$$\Delta = (D_k - d_n)/2 = 2,5 \text{ мм};$$

– наклон трассы к горизонту:

$$\gamma = \sin H / L = \sin 1/75/7/75 = 13^{\circ}35';$$

– теоретический объем кожуха трассы:

$$V_k = 0,25 \cdot \pi D_k^2 \cdot L = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 77,5 = 15,20 \text{ дм}^3;$$

– объём спирали:

$$V_c = 0,25 \cdot \pi \delta^2 \cdot L \cdot 3 = 0,785 \cdot 0,0036 \cdot 77,5 \cdot 3 = 0,66 \text{ дм}^3;$$

– теоретическая масса жидкости в кожухе трассы:

$$G_T = (V_k - V_c) \rho = (15,20 - 0,66) \cdot 0,888 = 13,8 \text{ кг.}$$

Фактическая масса жидкости $G_{\phi}=8,6 \text{ кг}$ ($n = 860 \text{ мин}^{-1}$) и $G_{\phi} = 6 \text{ кг}$ при $n = 1523 \text{ мин}^{-1}$, соответственно, коэффициент наполнения кожуха:

$$K_F = G_{\phi}/G_T = 8,6/13,8 = 0,62 \text{ (} n = 860 \text{ мин}^{-1}\text{)} \text{ и } K_F = 0,435 \text{ (} n = 1523 \text{ мин}^{-1}\text{)}.$$

Сравнительный анализ результатов исследования при двух длинах трассы перемещения ($D_k = 50 \text{ мм}$; $d_n = 42 \text{ мм}$; $S = 45 \text{ мм}$ $\delta = 8 \text{ мм}$) при:

$$1) L = 3,9 \text{ м, } \gamma = 28^{\circ};$$

$$2) L = 6,4 \text{ м, } \gamma = 16^{\circ};$$

приведены в таблице 4.23

Таблица 4.23 – Сравнительные результаты исследования спирально-винтового рабочего органа: $D_k = 50 \text{ мм}$; $d_n = 42 \text{ мм}$; $S = 45 \text{ мм}$ $\delta = 8 \text{ мм}$; при: 1) $L = 3,9 \text{ м}$, $\gamma = 28^{\circ}$; 2) $L = 6,4 \text{ м}$ и $\gamma = 16^{\circ}$.

n , мин ⁻¹	1) $L = 3,9 \text{ м}$, $\gamma = 28^{\circ}$		2) $L = 6,4 \text{ м}$; $\gamma = 16^{\circ}$		K_g 2)/1)	W , кг/ч 2)/1)
	W , кг/ч	K_g	W , кг/ч	K_g		
649	–	–	422	0,216	–	–
860	450	0,241	918	0,300	+1,25	+2,04
888	470	0,254	970	0,441	+1,74	+2,06
1142	1050	0,303	1590	0,392	+1,28	+1,52
1184	1090	0,316	1635	0,515	+1,51	+1,63
1523	1665	0,335	2130	0,432	+1,29	+1,28
1607	1850	0,456	2400	0,476	+1,04	+1,30
2143	2920	0,384	2927	0,444	+1,15	+1,05

Анализ таблицы 4.23 показывает, что увеличение длины трассы от $L = 3,9 \text{ м}$ до $6,4 \text{ м}$ (в 1,645 раза) и уменьшение наклона трассы в 1,75 раза (с 28° до 16°) при частоте вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ведет к увеличению производительности в 1,05...2,0 раза ($n = 2000...860 \text{ мин}^{-1}$).

Коэффициент осевого отставания материала от осевой скорости движения винтовой поверхности спирали K_g при длине трассы $L = 6,4 \text{ м}$ выше, чем при $L = 3,9 \text{ м}$ в 1,15...1,50 раза, то есть материал меньше отстает от спирали при меньших наклонах трассы ($\gamma = 28^{\circ}$ и 16°).

Результаты сравнительного анализа результатов исследования двух вариантов компоновки рабочего органа $D_k = 50$ мм; $d_n = 45$ мм; $S = 45$ мм; $\delta = 6$ мм; от длины трассы $L = 3,9$ м, $\gamma = 28^\circ$ и $L = 7,75$ м, $\gamma = 13^\circ 35'$ приведены в таблице 4.24. Данные, для сравнения взяты из таблицы 4.20 и 4.22.

Таблица 4.24 – Сравнительные результаты исследований спирально-винтового рабочего органа: $D_k = 50$ мм; $d_n = 45$ мм; $S = 45$ мм $\delta = 6$ мм; длина трассы $L_1 = 3,9$ м и $L_2 = 7,75$ м, наклон трассы $\gamma_1 = 28^\circ$ и $\gamma_2 = 13^\circ 35'$

n , МИН ⁻¹	1) $L = 3,9$ м, $\gamma = 28^\circ$		2) $L = 7,75$ м; $\gamma = 13^\circ 35'$		K_g	W , кг/ч
	W , кг/ч	K_g	W , кг/ч	K_g		
860	571	0,263	206	0,267	1,03	- 2,78
1184	1400	0,44	1455	0,482	1,1	+ 1,04
1523	1910	0,49	2150	0,485	- 0,99	+ 1,12
2143	3560	0,608	–	0,48	- 0,79	–

Анализ таблицы 4.24 показывает, что при $n = 1100..1500$ МИН⁻¹ данные K_g и W одинаковы.

Сравнительные результаты исследований спирально-винтового рабочего органа при перемещений жидкости плотностью $\rho = 888$ кг/м³ при $D_k = 50$ мм; $S = 45$ мм, длины трассы $L = 3,9$ м, наклона трассы $\gamma = 28^\circ$ для двух различных компоновках: 1) $d_n = 45$ мм, $\delta = 6$ мм, $\alpha = 14^\circ 40'$ (по d_{cp}) и 2) $d_n = 42$ мм, $\delta = 8$ мм, $\alpha = 22^\circ 30'$ (по d_{cp}), приведены в таблице 4.25.

Таблица 4.25 – Сравнительный анализ исследования спиралей $\delta = 6$ мм и $\delta = 8$ мм, $d_n = 45$ и 42 мм

n , МИН ⁻¹	1) $d_n = 45$ мм, $\delta = 6$ мм		2) $d_n = 42$ мм, $\delta = 8$ мм		K_g	W , кг/ч
	W , кг/ч	K_g	W , кг/ч	K_g		
649	–	–	–	–	–	–
860	571	0,263	450	0,241	-1,09	-1,27
888	665	0,254	470	0,254	1,0	-1,41
1142	1331	0,345	1050	0,303	-1,14	-1,27
1184	1400	0,44	1090	0,316	-1,39	-1,28
1523	1910	0,49	1665	0,335	-1,46	-1,15
1607	2520	0,54	1850	0,456	-1,18	-1,36
2143	3560	0,608	2920	0,381	-1,59	-1,23

Анализ таблицы 4.25 показывает, что показатели рабочего процесса при варианте 2) ($\delta = 8$ мм и $d_n = 42$ мм) по сравнению с $\delta = 6$ мм и $d_n = 45$ мм снижаются в 1,2...1,3 раза. Это объясняется тем, что при $d_n = 42$ мм зазор $\Delta = (D_k - d_n)/2 = 4$ мм, а при $\delta = 6$ мм и $d_n = 45$ мм зазор составляет $\delta = 2,5$ мм, то есть толщина пристенного слоя движущейся внутри кожуха жидкости

влияет на основные показатели процесса. При $\delta = 8$ мм рабочая площадь кожуха занятого спиралью на 13,3 % больше по сравнению с $\delta = 6$ мм.

Аналитические выражения взаимосвязанных показателей рабочего процесса $W, n, d_n, S, \delta, \gamma$ приведены в следующих формулах:

$$W = f(n), \quad W = 3,023 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 0,415 \cdot n + 615,143, \text{ кг/ч};$$

$$g_{zm} = f(n), \quad g_{zm} = -140,69 \cdot n^2 + 1,723 \cdot 10^3 \cdot n + 580,367, \text{ м/с.}$$

и на графике (рисунок 4.54).

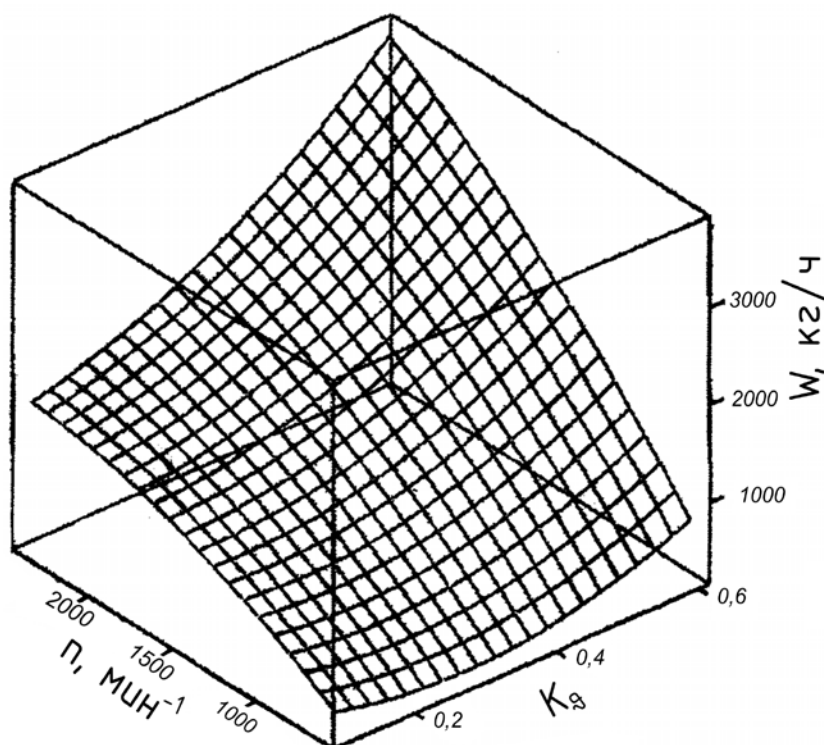


Рисунок 4.54 – Зависимость производительности (подачи) от частоты вращения спирали и коэффициента осевого отставания жидкости

Зависимости:

1) $W = f(n)$;

$W, \text{ кг/ч}$	571	665	1331	1400	1910	2520	3560
$n, \text{ мин}^{-1}$	860	888	1142	1184	1523	1607	2143

2) $g_{zm} = f(n)$;

$n, \text{ мин}^{-1}$	649	860	888	1142	1184	1523	1607	2143
$g_{zm}, \text{ м/с}$	0,053	0,169	0,169	0,3	0,39	0,558	0,65	0,98

3) $W = f(n, K_g)$

$W, \text{ кг/ч}$	–	571	665	1331	1400	1910	2520	3560
$n, \text{ мин}^{-1}$	649	860	888	1142	1184	1523	1607	2143
K_g	0,109	0,263	0,254	0,345	0,44	0,49	0,54	0,608

4.8.5. Исследования равномерности распределения удобрений по ширине захвата агрегата

4.8.5.1. Давление в кожухе

Для изучения процесса перемещения ЖКУ по горизонтальной трассе и с целью определения равномерности внесения удобрений по ширине захвата агрегата проведены экспериментальные исследования на установках с параметрами: длина трассы $L = 10,6$ м, $D_k = 36$ мм; $d_n = 35$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 4,75$ мм, материал кожух – полиэтилен, ЖКУ марки 10-34-00: $\nu = 25,26 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\rho = 1380$ кг/м³ (таблица 4.26). Результаты исследования при других параметрах установки приведены в таблицах 4.26, 4.27, 4.28 и рисунках 4.55...4.58.

Таблица 4.26 – Трасса $L = 10,6$ м, $D_k = 36$ мм; $d_n = 35$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 4,75$ мм, кожух полиэтилен

n , мин ⁻¹	W , кг/ч	$g_{зп}$, м/с	$g_{зм}$, м/с	K_g	Давление P кПа при длине кожуха			$N_{уд}$, $\frac{Вт}{кг/ч \cdot м}$
					0,1	5,3	10,6	
300	17,0	0,13	0,33	2,64	9,7	11,4	12,2	15,88
400	18,5	0,17	0,35	2,11	9,7	11,9	13,3	14,59
480	21,5	0,20	0,33	1,90	9,7	12,4	14,2	15,34
570	22,0	0,24	0,40	1,69	9,7	13,3	15,6	15,00
735	24,8	0,31	0,45	1,47	9,7	14,2	18,9	13,30
960	28,8	0,40	0,50	1,25	9,7	17,3	23,0	11,45
1070	32,0	0,45	0,53	1,19	9,7	19,5	26,5	13,12
1280	35,0	0,53	0,59	1,11	9,7	23,0	33,1	11,79
1530	37,8	0,64	0,64	1,01	9,7	28,4	42,2	11,43
1710	40,0	0,71	0,69	0,97	9,7	33,1	50,4	11,00
1900	42,0	0,79	0,71	0,90	9,7	38,5	64,0	10,95
2250	45,6	0,94	0,78	0,83	9,7	44,6	69,6	10,52

Изменение материала кожуха (полиэтилен, стекло) не оказывает влияния на производительность транспортёра. Уменьшение диаметра (наружного) спирали от $0,975D_k$ до $0,715D_k$ (на 27%) ведёт к уменьшению производительности до 12% при $n > 700$ мин⁻¹.

Таблица 4.27 – Трасса $L = 10,6$ м; $D_k = 36$ мм; $d_H = 25$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 3$ мм, $\rho = 1380$ кг/м³, $\nu = 25,26 \cdot 10^{-6}$ м²/с, ЖКУ марки 10-34-00, трасса горизонтальна, кожух полиэтилен

n , мин ⁻¹	W , кг/ч	$g_{зп}$, м/с	$g_{зм}$, м/с	K_g	Давление P кПа при длине кожуха			$N_{уд}$, $\frac{Вт}{кг \cdot ч \cdot м}$
					0,1	5,3		
300	18,3	0,13	0,35	2,80	9,7	10,9	11,6	13,11
400	20,0	0,17	0,37	2,23	9,7	11,2	12,2	12,00
480	20,8	0,20	0,39	1,95	9,7	11,9	13,3	11,53
570	21,6	0,24	0,40	1,69	9,7	12,4	14,2	11,11
740	22,4	0,31	0,41	1,33	9,7	13,8	16,9	10,61
970	24,8	0,40	0,43	1,06	9,7	16,6	21,4	9,67
1080	26,6	0,45	0,44	0,98	9,7	18,0	23,9	9,02

Таблица 4.28 – Трасса $L = 10,6$ м; $D_k = 37,5$ мм; $d_H = 35$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 4,75$ мм, $\rho = 1380$ кг/м³, $\nu = 25,26 \cdot 10^{-6}$ м²/с, ЖКУ марки 10-34-00, трасса горизонтальна, кожух стеклянный

n , мин ⁻¹	W , кг/ч	$g_{зп}$, м/с	$g_{зм}$, м/с	K_g	Давление P кПа при длине кожуха			$N_{уд}$, $\frac{Вт}{кг \cdot ч \cdot м}$
					0,1	5,3		
600	21,7	0,25	0,37	1,48	9,7	13,5	15,8	6,91
730	24,6	0,30	0,41	1,33	9,7	14,1	18,9	7,31
930	29,0	0,39	0,46	1,18	9,7	17,0	22,8	7,24
1220	33,6	0,51	0,51	1,00	9,7	22,1	31,2	8,03
1560	36,4	0,65	0,59	0,91	9,7	28,0	41,7	10,7

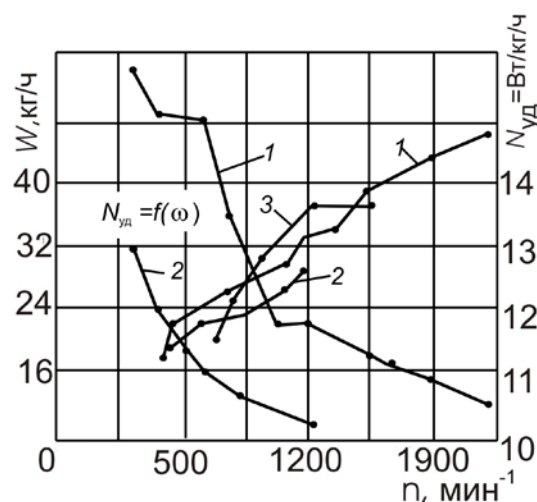


Рисунок 4.55 – Зависимость W и $N_{уд}$ от частоты вращения спирали (трасса горизонтальная, ЖКУ, $\rho = 1380$ кг/м³, $\nu = 25,26 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $L = 10,6$ м):
 1 – $D_k = 36$ мм; $d_H = 35$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 4,75$ мм; 2 – $D_k = 36$ мм; $d_H = 25$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 3$ мм; 3 – $D_k = 37,5$ мм (стекло); $d_H = 35$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 4,75$ мм

Удельные энергозатраты с уменьшением d_n от $0,975D_k$ до $0,715D_k$ уменьшаются на 12...15 %. Со стеклянным кожухом по сравнению с полиэтиленовым кожухом удельные затраты ниже на 15 %.

Уменьшение шага спирали (рисунок 4.55) от $S = 0,975 D_k$ до $0,715D_k$, диаметра от $0,975 D_k$ до $0,715D_k$ и диаметра проволоки δ от $0,13D_k$ до $0,08D_k$ при $n=300...900 \text{ мин}^{-1}$ на производительность не влияет.

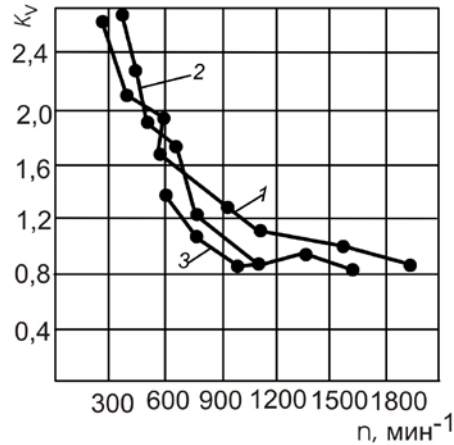


Рисунок 4.56 – Зависимость K_g от частоты вращения спирали n (трасса горизонтальная; $L = 10,6 \text{ м}$; ЖКУ):

1 – $D_k = 36 \text{ мм}$ (полиэтилен); $d_n = 35 \text{ мм}$; $S = 25 \text{ мм}$; $\delta = 4,75 \text{ мм}$; 2 – $D_k = 36 \text{ мм}$ (полиэтилен); $d_n = 25 \text{ мм}$; $\delta = 3 \text{ мм}$; 3 – $D_k = 37,5 \text{ мм}$ (стекло); $d_n = 35 \text{ мм}$; $\delta = 4,75 \text{ мм}$.

При диаметре спирали равном $0,975D_k$ и n до 1500 мин^{-1} осевая скорость материала больше осевой скорости спирали.

Уменьшение диаметра спирали до $0,715D_k$ и шага до $0,695D_k$ ведёт к уменьшению K_g до $0,98$ при $n = 1080 \text{ мин}^{-1}$ (рисунок 4.56). Взаимосвязь между производительностью и расходом мощности носит прямопропорциональный характер (линия 1 рисунок 4.57).

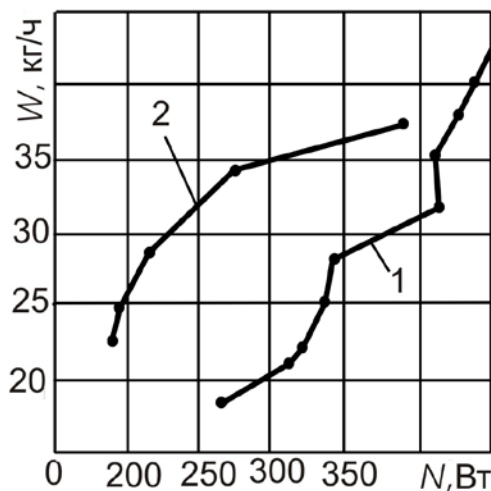


Рисунок 4.57 – Зависимость производительности и энергозатрат:

1 – $D_k = 36 \text{ мм}$ (полиэтилен); $S = 25 \text{ мм}$; $\delta = 4,75 \text{ мм}$; 2 – $D_k = 37,5 \text{ мм}$ (стекло); $d_n = 25 \text{ мм}$; $S = 25 \text{ мм}$; $\delta = 4,75 \text{ мм}$; ЖКУ

Зависимость W и N имеет следующий вид:

$$W = \frac{N}{\eta_w} = \frac{N}{13},$$

где W – производительность, кг/ч; η_w – коэффициент сопротивления.

Давление, создаваемое вращающейся винтовой поверхностью спирали увеличивается в прямо пропорциональной зависимости от частоты вращения спирали и длины трассы (рисунок 4.58 и таблица 4.26, 4.27, 4.28). Уменьшение шага и диаметра существенного влияния на создаваемое давление не оказывает.

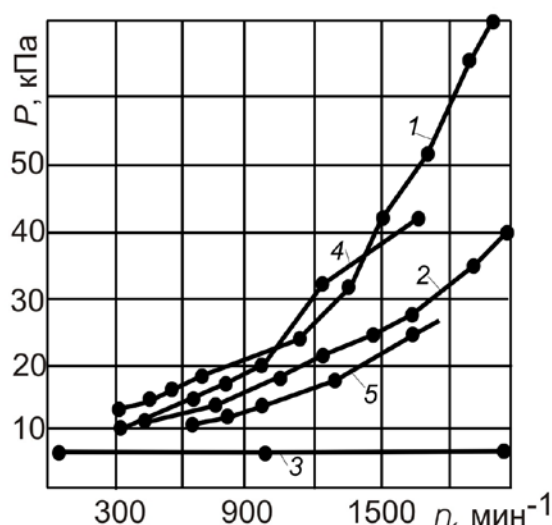


Рисунок 4.58 – Зависимость давления в кожухе от частоты вращения спирали:

1 – $L = 10,6$ м, $D_k = 36$ мм, $d_n = 35$ мм; $S = 25$ мм; $\delta = 4,75$ мм, $\rho = 1380$ кг/м³; 2 – $L = 5,3$ м;
3 – $L = 0,1$ м; 4 – $L = 10,6$ м; $D_k = 37,5$ мм (стекло); $d_n = 35$ мм; $S = 25$ мм; 5 – $L = 5,3$ м

4.8.5.2. Пропускная способность отверстий

Для определения пропускной способности отверстий исследования проводились на экспериментальной установке (рисунок 4.59) снабжённой муфтами (рисунок 4.60): $L = 20,4$ м; $D_k = 55$ мм (полиэтилен); $d_n = 45$ мм; $\delta = 8$ мм, $S = 45$ мм; $\rho = 1200$ кг/м³; $\nu = 14,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с; ЖКУ 10-34-00; $t = 26$ °С, $N = 0,31$ кВт.

Результаты исследования приведены в таблице 4.29 и на рисунке 4.61.

На экспериментальной установке с параметрами: L – длина горизонтальной трассы 20,4 м; D_k – 55 мм (полиэтилен); $d_o = 4$ мм; шаг отверстий $S_o = 45$ мм; $\delta = 8$ мм; $\rho = 1200$ кг/м³; $\nu = 19,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $t = 26$ °С; ЖКУ; $n = 700$ мин⁻¹, определены зависимости расхода через отверстие в кожухе от дозы

подачи ЖКУ в заборную часть при четырёх положениях расхода крана – питателя (рисунок 4.61): 100% – 75% – 50% – 25% (таблица 4.30).

Таблица 4.29 – Зависимость расхода ЖКУ через отверстие в муфте от частоты вращения спирали, мл/с (общий расход топлива)

n , мин ⁻¹	d_{o_1} , мм	d_{o_2} , мм	d_{o_3} , мм	d_{o_4} , мм	d_{o_5} , мм
		2,5	2,9	3,3	3,5
250	0,9	1,0	2,2	2,4	2,9
420	3,3	5,0	6,7	8,3	10,0

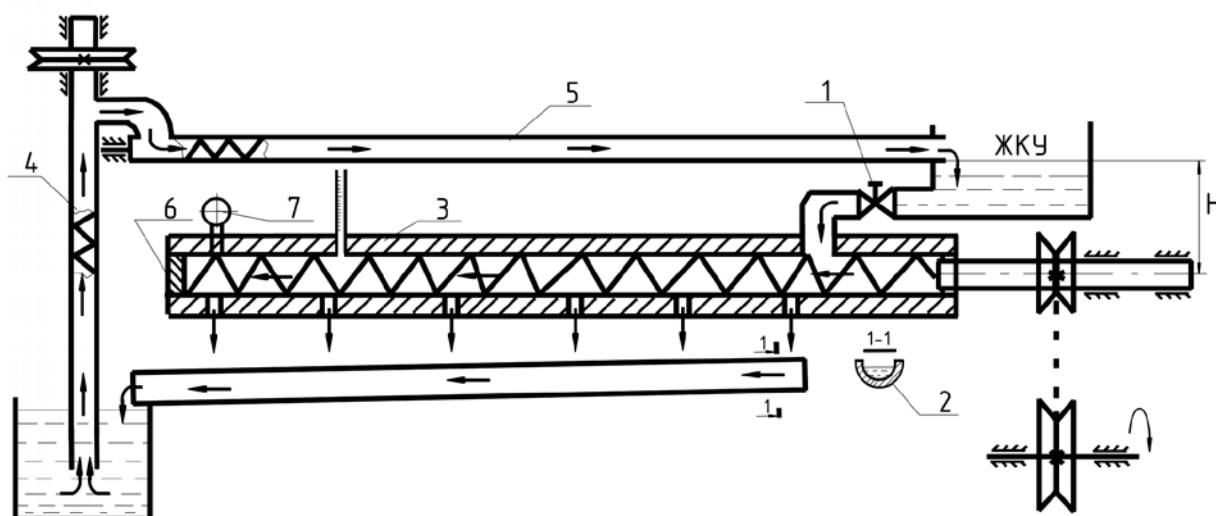


Рисунок 4.59 – Схема экспериментальной установки:
1 – кран – питатель; 2 – лоток; 3 – кожух с выпускным отверстием; 4 – вертикальный транспортёр; 5 – обратная линия, 6 – заглушка; 7 – манометр

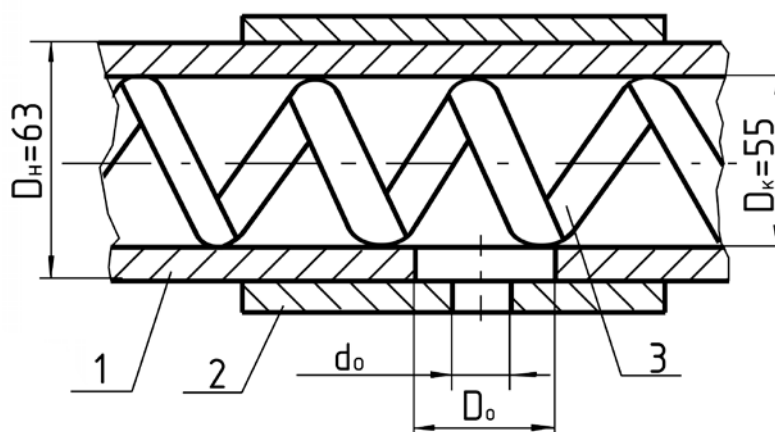


Рисунок 4.60 – Высевное отверстие с муфтой:
1 – кожух; 2 – муфта; 3 – спираль

Таблица 4.30 – Зависимость пропускной способности отверстия от положения крана

Положение крана	Расход через одно отверстие			Q_{Σ} , кг/ч	Q^* , кг/га	N , Вт
	q_o , мл/с	q_o , г/с	q_o , кг/ч			
1	1,4	1,7	6,12	1224	61,2	300
2	1,6	1,9	6,84	1368	68,2	300
3	1,8	2,2	7,92	1584	79,2	300
4	3,9	4,7	15,02	3004	150,2	300

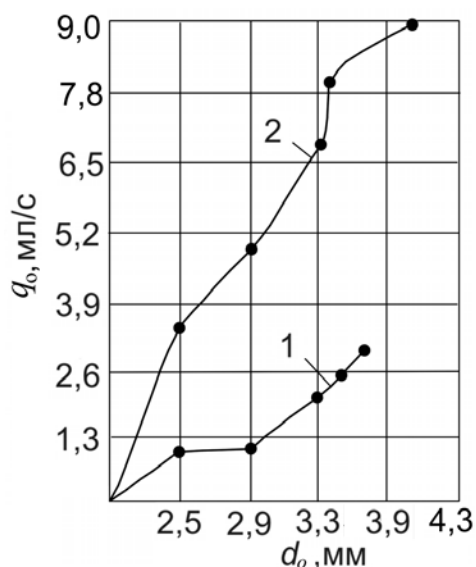


Рисунок 4.61 – Зависимость расхода через отверстие q_o от диаметра отверстия в кожухе d_o и частоты вращения спирали n :
 1 – $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 420 \text{ мин}^{-1}$

Анализ таблиц 4.28 и 4.30 показывает, что пропускная способность отверстия (рисунок 4.62) увеличивается менее интенсивно для варианта, когда отверстие в кожухе (рисунок 4.63), чем когда отверстие в муфте (рисунок 4.60).

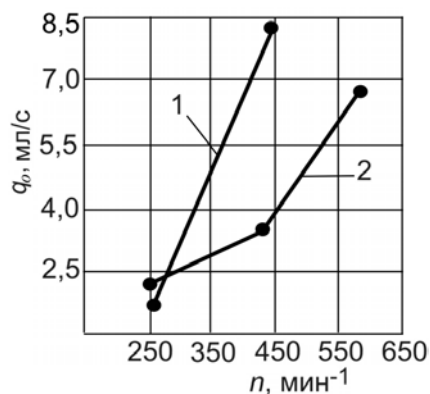


Рисунок 4.62 – График зависимости расхода через отверстие q_o от частоты вращения спирали n для отверстия $d_o = 4 \text{ мм}$:
 1 – отверстие в муфте; 2 – отверстие в кожухе (толщина кожуха 4 мм)

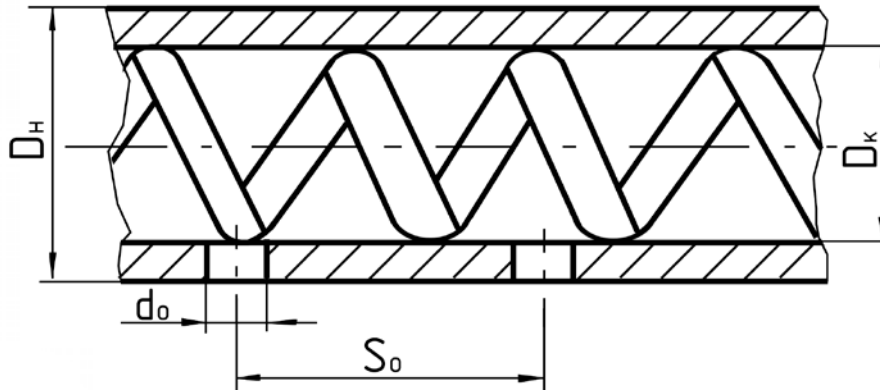


Рисунок 4.63 – Высевное отверстие в кожухе (толщина кожуха 4 мм)

Режимные, энергетические, конструктивные параметры и варианты регулирования норм внесения удобрений (ЖКУ 10-34-00) приведены на рисунке 4.64.

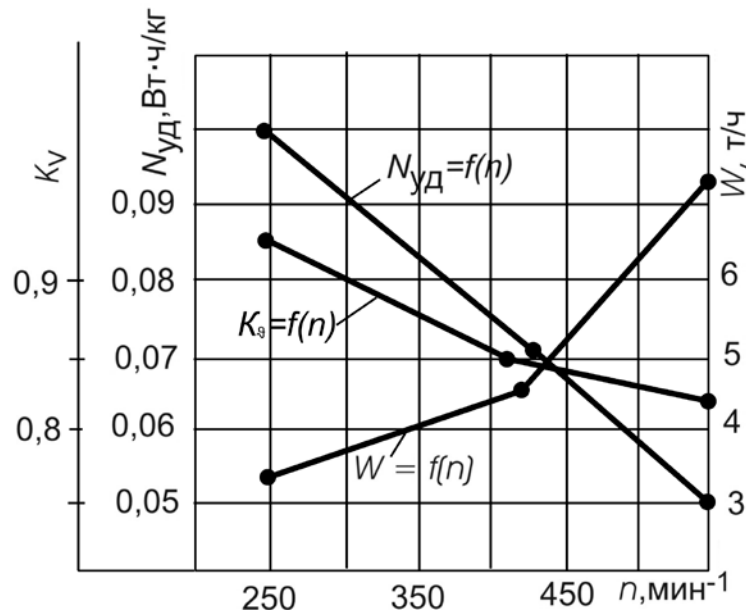


Рисунок 4.64 – Зависимость $N_{уд}$, W , K_z от частоты вращения спиралей:
 $D_k = 55$ мм (полиэтилен), ЖКУ, $\nu = 19,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $d_n = S = 45$ мм; $d_o = 4$ мм; $\delta = 8$ мм

Между диаметром высевного отверстия d_o в муфте и пропускной способностью q_o существует зависимость:

$$q_i = K_i \cdot d_i,$$

где K_o – коэффициент сопротивления отверстия ($K_o = 0,4 \dots 0,7$ при $n = 250$ мин⁻¹, $K_o = 1,7 \dots 2,4$ при $n = 420$ мин⁻¹; q_o – пропускная способность отверстия, мл/с; d_o – диаметр отверстия муфты (кольца), мм.

Уменьшение пропускной способности выходных отверстий на конце кожуха (удобрениепровода) из-за уменьшения скорости перемещения мате-

риала (от гидравлического сопротивления и уровня жидкости в ёмкости) компенсируется давлением, создаваемым винтовой поверхностью спирали, и наоборот, малое давление создаваемое спиралью в начале кожуха, компенсируется давлением столба жидкости (удобрения) в ёмкости.

Норма внесения ЖКУ (пропускная способность отверстия) изменяется пропорционально диаметру отверстия при постоянной частоте вращения спирали.

Коэффициент перекрытия отверстия проволокой спирали для $\delta = 8$ мм составляет

$$K_{II} = \left(1 - \frac{\delta}{S \cdot \sin \alpha} \right) = 0,95.$$

При наличии подпора (0,5 м и столба ЖКУ) и $n = 300$ мин⁻¹, кожух из полиэтилена $d_k = 50$ мм, $d_n = 40$ мм, $S = 40$ мм, осевая скорость составляет 0,4 м/с, осевая скорость спирали 0,2 м/с. $K_g = 2$ производительность увеличивается при этом с 1280 до 1920 кг/ч, пропускная способность отверстия диаметрами 3,5 и 5 мм, соответственно с 9,55 и 22,7 до 36 и 69 кг/ч. Пропускная способность отверстия диаметром 3,5 мм при тупиковом расходе увеличивается по сравнению с транзитной от 36 до 42 кг/ч т.е. на 10%.

Анализ исследований показывает, что дозу внесения удобрений можно регулировать от 61,2 до 353 кг/га ($d_k = 55$ мм) варьируя:

- 1 Шаг отверстий;
- 2 Диаметр отверстия;
- 3 Постановкой муфт (колец);
- 4 Частоту вращения спирали;
- 5 Длину трассы;
- 6 Регулировками заборного крана;
- 7 Высоту жидкости в ёмкости.

Удельные энергозатраты не превышают 0,1 Вт/кг/ч или 0,005 Вт·ч/кг·м, производительность увеличивается, и коэффициент осевого отставания материала уменьшается пропорционально частоте вращения спирали.

4.8.5.3. Перемещение жидких комплексных удобрений по горизонтальной трассе при транзитном расходе

Экспериментальные исследования проведены на экспериментальной установке с длиной кожуха $L = 22$ м, диаметром кожуха 50 мм, диаметром спирали 40 мм, диаметром проволоки 8 мм и шаге спирали 40 мм. Для случая транзитного расхода удобрения (без заглушки выходного конца кожуха) и без подпора в загрузочной ёмкости исследования показали, что производительность при частоте вращения $n = 380$ мин⁻¹ составляет 1280 кг/ч.

Осевая скорость винтовой поверхности спирали:

$$g_{zi} = \frac{S \cdot n}{60} = \frac{0,04 \cdot 380}{60} = 0,253, \text{ м/с.}$$

Осевая скорость перемещения жидкого удобрения:

$$g_{zi} = \frac{L}{t} = \frac{22}{100} = 0,22, \text{ м/с,}$$

где t – продолжительность движения удобрения от загрузочной части до выхода.

Тогда, коэффициент осевого отставания (скоростной коэффициент) удобрения составит:

$$K_g = \frac{g_{zi}}{g_{zi}} = 0,87.$$

Значение пропускной способности отверстий при транзитном расходе удобрения и без подпора жидкости в загрузочной части ёмкости приведены на рисунке 4.65.

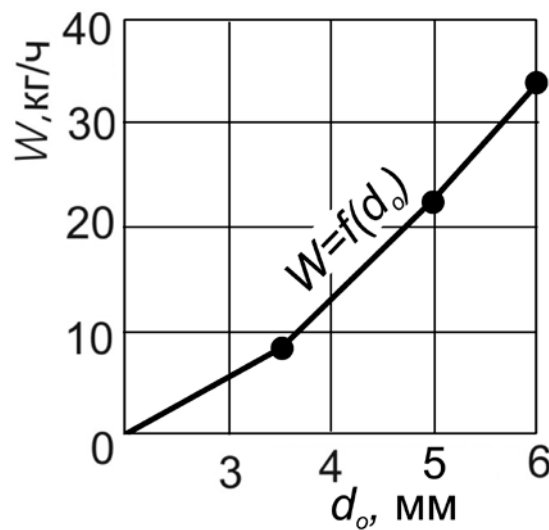


Рисунок 4.65 – Зависимость пропускной способности выходных отверстий при транзитном расходе ЖКУ без подпора

Как видно из рисунка 4.65 пропускная способность отверстия изменяется пропорционально его диаметру, частоте вращения спирали и диаметру проволоки, который влияет на коэффициент перекрытия отверстия, определяемого согласно уравнению:

$$K_{II} = \left(1 - \frac{\delta}{S \cdot \sin \alpha} \right),$$

где δ – диаметр проволоки спирали; α – угол наклона винтовой линии, кото-

рый равен для данного случая 35° .

Наличие подпора жидкости при транзитном расходе увеличивает осевую скорость жидкости по сравнению с осевой скоростью витков спирали в два раза (при подпоре равном 0,5 м столба ЖКУ, $K_9=2$). Подпор жидкости увеличивает общую производительность с 1280 до 1920 кг/ч, увеличивая, соответственно пропускную способность отверстий с 9,55 до 22,7 кг/ч при диаметре 3,5 мм, и с 36 до 69 кг/ч при диаметре отверстия 5,5 мм.

Исследования пропускной способности отверстия диаметром 3 мм при различных частотах вращения спирали показали, что наблюдается прямо пропорциональная зависимость пропускной способности от частоты вращения, но при постоянной величине коэффициента осевого отставания (таблица 4.31 и рисунок 4.66).

Таблица 4.31 – Основные показатели расхода жидкого удобрения через отверстие диаметром 3 мм (плотность $1,2 \text{ т/м}^3$)

$n, \text{ мин}^{-1}$	$W, \text{ кг/ч}$	$\vartheta_{\text{ЗП}}, \text{ м/с}$	$\vartheta_{\text{ЗМ}}, \text{ м/с}$	K_9
250	15,5	0,19	0,18	0,94
420	22,5	0,32	0,27	0,83
570	35,4	0,40	0,35	0,90

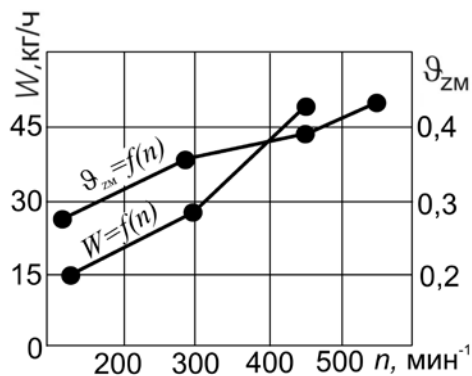


Рисунок 4.66 – Зависимость пропускной способности выпускного отверстия диаметром 3 мм и осевой скорости от частоты вращения спирали при транзитном расходе удобрения

С целью определения диаметра выпускных отверстий на их пропускную способность при транзитном расходе удобрения (плотностью 1400 кг/м^3) были приведены экспериментальные исследования на установке длиной 22 м, и диаметра кожуха 50 мм, спирали 44 мм, проволоки 8 мм и шагом спирали 40 мм. Расстояние от отверстия до загрузочной ёмкости равнялась 1 м, напор жидкости 0,2 м. Результаты приведены в таблице 4.32 и рисунках 4.67 и 4.68.

Таблица 4.32 – Зависимость пропускной способности отверстия (кг/ч) от диаметра отверстий и частоты вращения рабочей спирали

Диаметр отверстий	Частота вращения спирали, мин ⁻¹					
	0	270	400	500	750	Без спирали
3	14,1	18	17,4	14,4	15	15
4	24	30	30	24,8	24,8	27
5	39	44,5	40,2	41,5	48	56
6	128	126	126	117	104	97,5
7	165	156	178	144	100	160
8	226	221	230	183	172	218
9	342	198	290	306	234	266

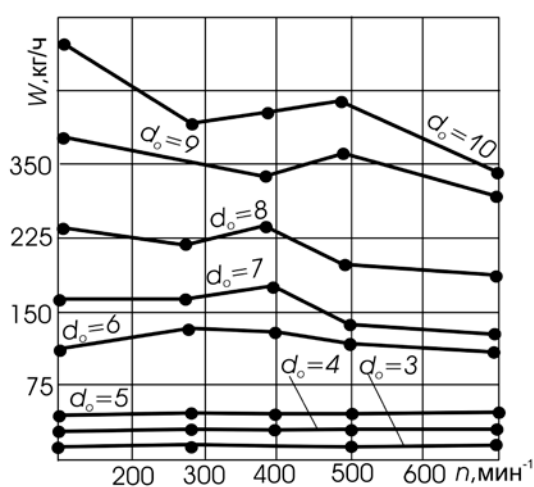


Рисунок 4.67 – Зависимость пропускной способности отверстий от частоты вращения спирали при транзитном расходе ЖКУ

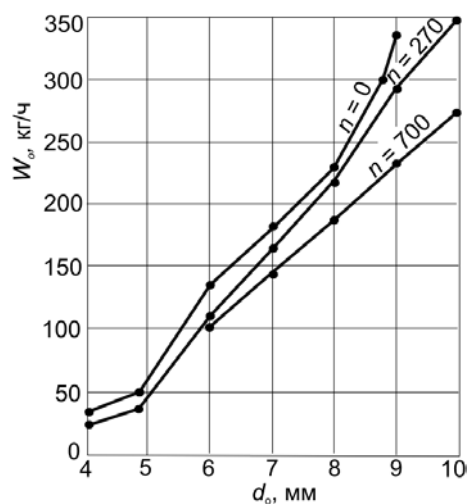


Рисунок 4.68 – Зависимость расхода ЖКУ от диаметра отверстий в полиэтиленовом кожухе диаметром 50 мм ($\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$)

Анализ таблицы 4.32 и рисунков 4.67 и 4.68 показывает, что при тран-

зитном расходе жидкого удобрения из кожуха, пропускная способность отверстий с увеличением частоты вращения спирали уменьшается в 1,3 раза для интервалов диаметра 5...10 м и частоте вращения 270...700 мин⁻¹.

Существует корреляционная связь между пропускной способностью отверстий и их диаметром, равная например, для $n = 500$ мин⁻¹.

$$W_i = 26,5 \cdot d_i - 20, \text{ кг/ч,}$$

где d_o – диаметр отверстия, мм.

Установлено, увеличение диаметра калиброванных отверстий в три раза, позволяет увеличить пропускную способность до 17,7 раз.

4.8.6. Влияние параметров спирали на пропускную способность высевных отверстий

Исследование проводилось на установке с параметрами: $L = 15,5$ м, трасса горизонтальная, ЖКУ 10-34-00, $t = 27^\circ\text{C}$, $\rho = 1377$ кг/м³, напор 0,4 м, $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с:

1. Диаметр кожуха 50 мм, $d_n = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм;
2. Диаметр кожуха 40 мм, $d_n = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм;
3. Диаметр кожуха 50 мм, $d_n = 42$ мм, $S = 43$ мм, $\delta = 8$ мм;
4. Диаметр кожуха 40 мм, $d_n = 25$ мм, $S = 24$ мм, $\delta = 3$ мм.

Пропускная способность отверстия определялась для случаев транзитирования с транзитным и тупиковым расходом, расположением отверстий в начале, середине и конце трассы.

Результаты экспериментальных исследований приведены в таблицах 4.33, 4.34, 4.35, 4.36 и рисунках 4.69...4.75.

Таблица 4.33 – Зависимость расхода через высевные отверстия, энергозатрат и напора от частоты вращения спирали.

Трасса горизонтальная: $L = 15,5$ м; ЖКУ, $\rho = 1,37$ г/см³, $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Спираль № 1: $D_k = 50$ мм, $d_n = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм

n, мин ⁻¹	$d_o = 2,5$ мм			$d_o = 3,3$ мм			$d_o = 4,2$ мм			P_u , кПа	W, кг/ч	ρ_{zm} , м/с	ρ_{zn} , м/с	K_9	N, Вт	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
	q_{ov} , г/с															
	1	2	3	1	2	3	1	2	3							
Транзит																
0	7,3	7,0	3,7	23,6	12,8	5,8	39,5	30,6	14,3	-	1935	0,462	0	-	0	-
190	10,3	8,5	4,9	27,5	17,9	9,5	41,8	32,0	13,1	-	1863	0,370	0,07	5,3	270	0,009
300	11,3	8,7	4,6	25,9	14,8	8,4	43,2	35,2	16,3	-	1643	0,350	0,11	3,2	280	0,011
420	9Д	8,3	4,6	27,1	14,9	7,7	42,2	35,3	16,4	-	1589	0,360	0,154	2,3	290	0,012
770	3,9	7,0	3,2	25,5	17,2	8,2	38,3	33,4	15,4	-	1926	0,300	0,282	1,1	300	0,01
Тупик																
0	11,2	8,0	7,6	24,9	22,6	25,0	40,9	45,4	42,8	0	-	-	-	-	0	-
190	10,9	13,1	15,7	30,9	26,8	35,2	48,8	46,8	47,6	1,90	-	-	-	-	270	-
300	7,5	8,2	17,8	30,6	35,0	37,3	47,0	50,2	48,0	4,67	-	-	-	-	280	-
420	3,2	13,4	17,8	25,4	30,4	36,3	45,6	51,3	51,8	8,13	-	-	-	-	290	-
770	4,2	15,5	18,9	29,7	40,2	55,3	43,3	48,2	59,4	17,49	-	-	-	-	300	-

Таблица 4.34 – Зависимость расхода через высевные отверстия, энергозатрат и напора от частоты вращения спирали.

Трасса горизонтальная: $L = 15,5$ м; ЖКУ, $\rho = 1,37$ г/см³, $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.
Спираль № 2: $D_k = 50$ мм, $d_{п} = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм

n, мин ⁻¹	$d_o = 2,5$ мм			$d_o = 3,3$ мм			$d_o = 4,2$ мм			P_u , кПа	W, кг/ч	$g_{зм}$, м/с	$g_{пн}$, м/с	K_g	N, Вт	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
	$q_{св}$ г/с															
	1	2	3	1	2	3	1	2	3							
Транзит																
0	7,2	5,1	2,2	22,5	15,9	6,0	42,0	28,1	12,9	-	1038	0,250	0	-	0	-
190	10,7	7,3	2,6	25,5	16,9	6,2	41,1	31,9	12,9	-	914	0,255	0,07	3,6	270	0,019
300	11,0	8,3	3Д	22,8	17,7	5,9	45,8	35,4	13,2	-	967	0,257	0,11	2,3	280	0,019
420	9,3	7,8	2,5	24,1	17,6	6,6	42,7	34,9	22,4	-	1121	0,278	0,154	1,8	290	0,017
770	10,2	7,4	3,7	21,9	17,5	7,8	36,7	35,1	17,3	-	1411	0,334	0,282	1,2	300	0,014
Тупик																
0	12,5	10,1	6,7	23,7	22,7	21Д	48,0	47,0	43,8	0	-	-	-	-	0	-
190	10,8	11,5	12,6	24,4	25,5	27,4	40,4	41,0	48,3	1,22	-	-	-	-	270	-
300	10,2	12,9	14,2	25,4	26,3	29,0	41,1	48,2	52,4	2,70	-	-	-	-	280	-
420	11,2	14,9	16,3	23,4	26,1	30,1	49,7	56,9	61,0	4,73	-	-	-	-	290	-
770	12,6	16,6	19,5	28,8	35,0	39,7	45,5	59,7	66,6	14,85	-	-	-	-	300	-

Таблица 4.35 – Зависимость расхода через высевные отверстия, энергозатрат и напора от частоты вращения спирали.

Трасса горизонтальная: $L = 15,5$ м; ЖКУ, $\rho = 1,37$ г/см³, $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.
Спираль № 3: $D_k = 50$ мм, $d_{п} = 42$ мм, $S = 43$ мм, $\delta = 8$ мм

n, мин ⁻¹	$d_o = 2,5$ мм			$d_o = 3,3$ мм			$d_o = 4,2$ мм			P_u , кПа	W, кг/ч	$g_{зм}$, м/с	$g_{пн}$, м/с	K_g	N, Вт	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
	$q_{св}$ г/с															
	1	2	3	1	2	3	1	2	3							
Транзит																
0	7,5	7,2	3,4	18,8	18,1	5,3	38,2	31,7	9,8	-	1383	0,286	0	-	0	-
190	11,3	7,7	3,6	14,1	11,7	6,0	37,7	29,1	14,4	-	1611	0,289	0,136	2,1	280	0,011
300	9,8	6,7	3,4	16,2	13,1	6,5	38,7	28,9	13,0	-	1883	0,310	0,215	1,4	380	0,013
420	9,1	6,6	3,0	17,6	13,1	7,0	37,5	27,8	14,0	-	2141	0,358	0,301	1,2	400	0,012
770	8,7	6,4	3,7	13,9	13,5	7,5	29,7	23,4	14,9	-	3207	0,460	0,551	0,8	410	0,008
Тупик																
0	11,5	8,0	8Д	23,1	25,1	20,7	39,8	40,4	40,1	0	-	-	-	-	0	-
190	10,6	11,6	11,5	20,8	24,6	22,9	40,4	44,6	48,3	2,07	-	-	-	-	280	-
300	10,5	11,8	12,5	16,5	24,3	26,6	39,0	44,2	49,9	6,85	-	-	-	-	380	-
420	10,9	12,0	13,0	16,4	25,5	26,2	42,8	50,7	58,8	11,72	-	-	-	-	400	-
770	11,6	16,8	23,6	14,7	35,9	48,7	50,5	76,6	86,6	21,36	-	-	-	-	410	-

Таблица 4.36 – Зависимость расхода через высевные отверстия, энергозатрат и напора от частоты вращения спирали.

Трасса горизонтальная: $L = 15,5$ м; ЖКУ, $\rho = 1,37$ г/см³, $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.
Спираль № 4: $D_k = 40$ мм, $d_{п} = 25$ мм, $S = 25$ мм, $\delta = 3$ мм

n, мин ⁻¹	$d_o = 2,5$ мм			$d_o = 3,3$ мм			$d_o = 4,2$ мм			P_u , кПа	W, кг/ч	$g_{зм}$, м/с	$g_{пн}$, м/с	K_g	N, Вт	$N_{уд}$, кВт/(кг/ч·м)
	$q_{св}$ г/с															
	1	2	3	1	2	3	1	2	3							
Транзит																
0	14,0	8,7	3,0	18,5	13,3	2,7	38,0	29,8	11,3	-	1453	0,359	0	-	0	-
190	12,6	8Д	3,0	19,3	13,9	6,1	31,5	25,0	11,5	-	1793	0,373	0,076	4,91	270	0,010
300	12,8	8,5	3,0	20,4	11,2	6,0	36,3	26,7	11,0	-	1674	0,350	0,12	2,92	275	0,011
420	12,2	8,4	3,0	16,8	11,2	6,1	30,1	25,7	11,3	-	1657	0,351	0,168	2,09	280	0,011
770	12,4	8,3	2,9	17,3	10,6	3,7	30,8	25,4	10,2	-	1696	0,373	0,308	1,21	300	0,011
Тупик																
0	14,3	12,6	7,9	19,2	19,2	19,0	40,0	38,8	32,7	0	-	-	-	-	0	-
190	12,6	13,8	14,2	20,0	21,3	25,5	31,7	37,0	41,7	0,74	-	-	-	-	270	-
300	13,5	13,9	14,5	20,5	23,5	28,3	35,9	38,2	44,0	2,03	-	-	-	-	275	-
420	13,4	14,0	16,6	19,5	24,8	29,6	33,6	39,8	46,6	2,57	-	-	-	-	280	-
770	13,6	14,9	21,3	22,1	27,9	33,1	39,4	40,4	56,1	8,37	-	-	-	-	300	-

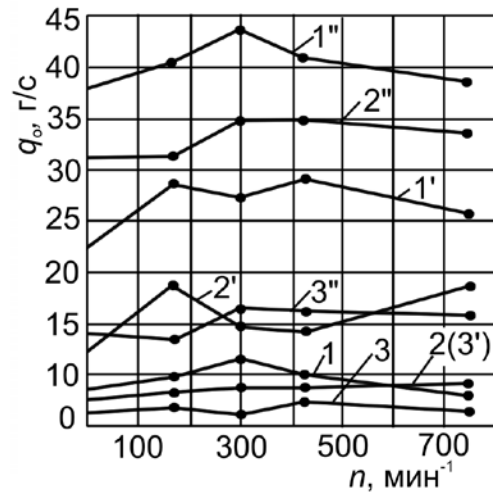


Рисунок 4.69 – Зависимость транзитного расхода ЖКУ от частоты вращения спирали:

$L = 15,5$ м; $D_k = 50$ мм; $d_n = 32$ мм; $S = 22$ мм; $\delta = 4$ мм; подпор жидкости $H = 0,4$ м; $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с; 1,2,3 – диаметр отверстия 2,5 мм, длина трассы от загрузки до отверстий, соответственно: 0; 7,75; 15,5 м; 1', 2', 3' – диаметр отверстия 3,3 мм; 1'', 2'', 3'' – 4,2 мм

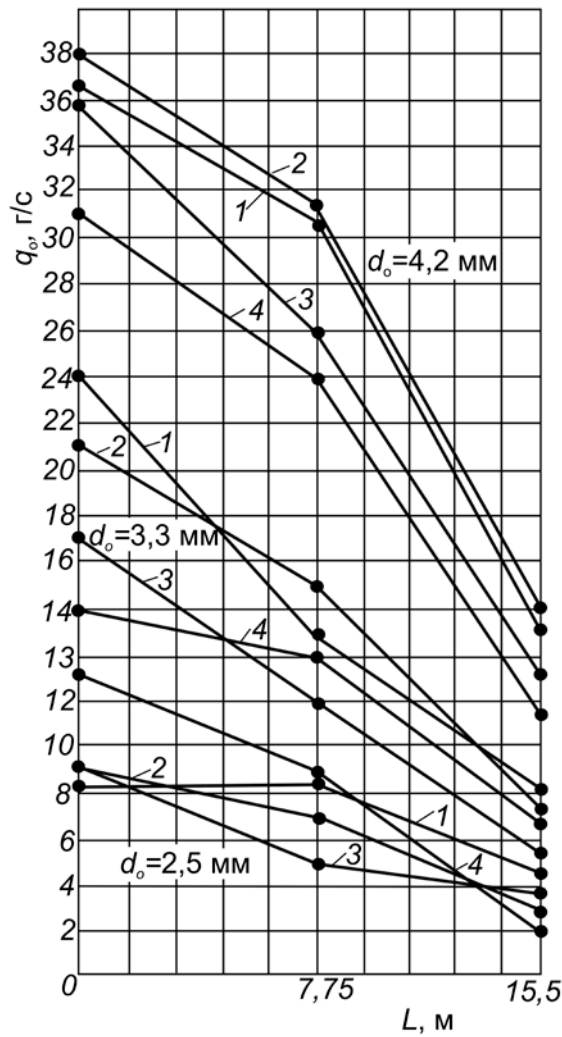


Рисунок 4.70 – Зависимость пропускной способности отверстия от длины трассы L и диаметра отверстия d_0

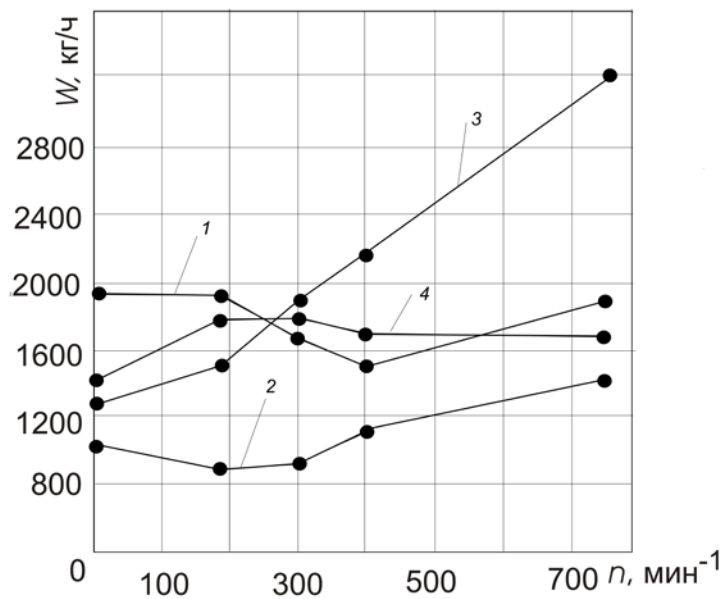


Рисунок 4.71 – Зависимость общей производительности при транзитном расходе ЖКУ плотностью 1377 кг/м^3 ; 1, 2, 3 и 4 – номера спиралей для экспериментальных исследований

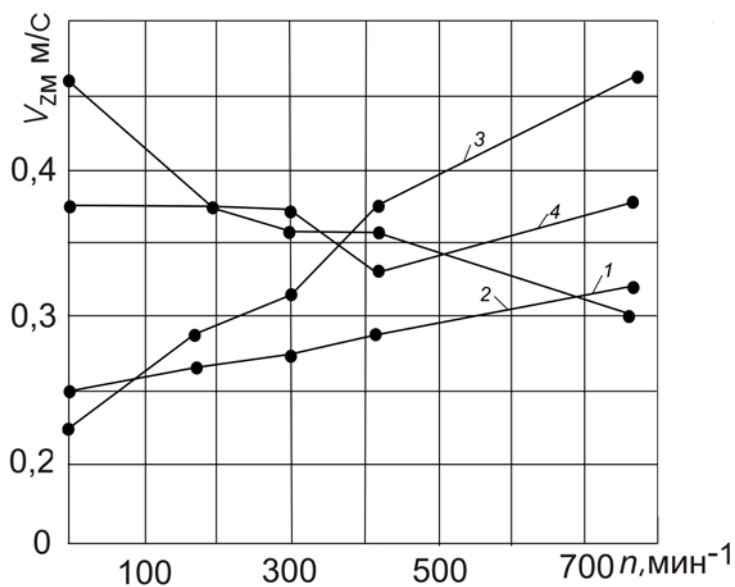


Рисунок 4.72 Зависимость осевой скорости жидкости от частоты вращения спиралей № 1, 2, 3 и 4

Таблица 4. 37 – Зависимость средней пропускной способности отверстия $q_0 = f(d_0; L)$ от диаметра и длины трассы

d_0 , мм	$L = 0$, м	$L = 7,75$, м	$L = 15,5$, м
2,5	1,0	0,94	0,50
3,3	1,0	0,60	0,31
4,2	1,0	0,80	0,37

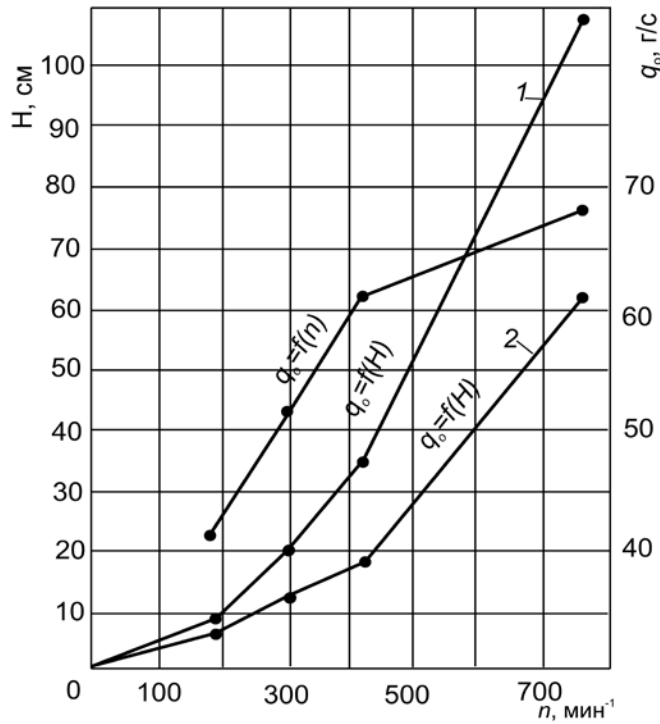


Рисунок 4.73 – Зависимость напора и пропускной способности отверстия от частоты вращения спирали при длине трассы 15,5 м: 1 и 2 – номера экспериментальных спиралей

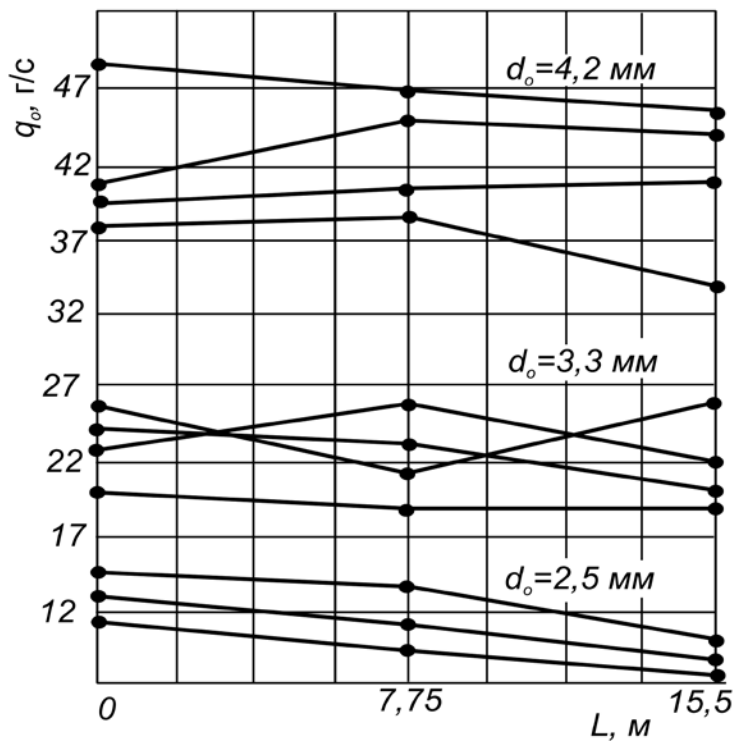


Рисунок 4.74 – Зависимость пропускной способности отверстия от диаметра и длины трассы при $H = 0$, расход тупиковый

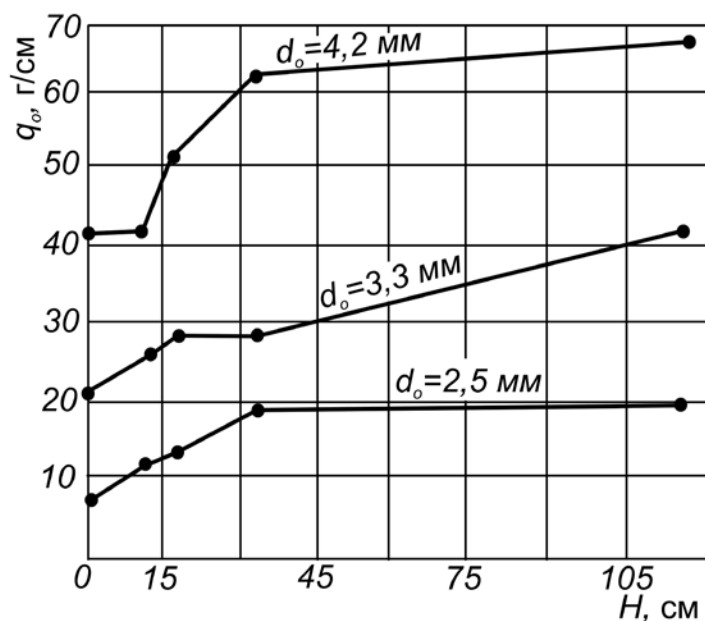


Рисунок 4.75 – Зависимость пропускной способности отверстий от напора жидкости и диаметра: спираль № 4, $L = 15,5$ м

Установлено, что пропускная способность отверстия от частоты вращения спирали имеет прямую зависимость при любой отдалённости места транзитного расхода от ёмкости (рисунок 4.69).

По мере удаления отверстия (сливного) с места загрузки при транзитном расходе пропускная способность отверстия уменьшается в прямой зависимости от длины трассы (рисунок 4.70). Интенсивность снижения q_0 усиливается с увеличением диаметра отверстия d_0 (таблица 4.37). Если в среднем считать $q_0 = 100$ % при $L = 0$ м, то при $d_0 = 2,5$ мм и $L = 7,75$ м, $q_0 = 94$ %, при $L = 15,5$ м, $q_0 = 50$ %.

Соответственно, при $d_0 = 3,3$ мм: $q_0 = 60$ % и 31 % и при $d_0 = 4,2$ мм, $q_0 = 80$ % и 37%.

Снижение пропускной способности происходит из-за потери статического давления жидкости, отсутствия давления со стороны спирали при транзитном расходе.

Осевая скорость движения материала $\mathcal{Q}_{z\text{м}}$ превышает осевую скорость движения винтовой поверхности $\mathcal{Q}_{z\text{п}}$ в 1,1...5,3 раза.

При уменьшении диаметра кожуха от 50 до 40 мм при транзитном расходе жидкости пропускная способность отверстия изменяется по следующему:

1. При $L = 0$ м и $d_0 = 2,5$ мм, пропускная способность увеличивается на 15%, $L = 7,75$ м, уменьшается на 7 %, $L = 15,5$ м уменьшается на 33%.
2. При $L = 0$ м и $d_0 = 3,3$ мм, пропускная способность уменьшается на 10%, $L = 7,75$ м, увеличивается на 11 %, $L = 15,5$ м уменьшается на 12 %.
3. При $L = 0$ м и $d_0 = 4,2$ мм, пропускная способность увеличивается на 1,5 %, $L = 7,75$ м, уменьшается на 0,5 %, $L = 15,5$ м увеличивается на 4 %.

Увеличение диаметра спирали (при $D_k = 50$ мм) от 32 до 42 мм, шага

спирали от 22 до 43 мм, толщины проволоки от 3 до 8 мм уменьшает пропускную способность отверстий:

1. При $L = 0$ м, $d_0 = 2,5$ мм, на 99 %, $L = 7,75$ м, на 11 %, $L = 15,5$ м на 19 %;
2. При $L = 0$ м, $d_0 = 3,3$ мм, 38 %), $L = 7,75$ м, – 8,5 %, $L = 15,5$ м – 18,5 %.
3. При $L = 0$ м и $d_0 = 4,2$ мм, – 1,5 %), $L = 7,75$ м, на 15 %, $L = 15,5$ м – 12,5 %.

Уменьшение диаметра спирали (при $D_k = 40$ мм) от 32 до 25 мм, увеличение шага спирали от 22 до 24 мм, уменьшение толщины проволоки от 4 до 3 мм влияет на пропускную способность отверстия по следующему:

При $L = 0$ м, $d_0 = 2,5$ мм, – увеличение 20 %), $L = 7,75$ м, – увеличение 15 %, $L = 15,5$ м – увеличение 5 %;

2. При $L = 0$ м, $d_0 = 3,3$ мм – уменьшение 20 %), $L = 7,75$ м – уменьшение 29 %, $L = 15,5$ м – уменьшение 22 %.

3. При $L = 0$ м и $d_0 = 4,2$ мм – уменьшение 20 %, $L = 7,75$ м – уменьшение 20 %, $L = 15,5$ м – уменьшение 30 %.

Установлено, что при не вращающейся спирали пропускная способность отверстия выше, чем при вращающейся в случае $D_k = 50$ мм, $d_n = 42$ мм, $S = 43$ мм, $\delta = 8$ мм ($L = 0$ и $L = 7,75$ м), а при $L = 15,5$ м наоборот (потеря напора), для случая $D_k = 40$ м, $d_n = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм, меньше в любом отдалении от ёмкости.

Общий характер изменения расхода (q_0 , г/с) отверстия для спиралей № 1, 2, 3, 4 показаны на рисунке 4.71 и таблицах 4.38, 4.33, 4.34, 4.35, 4.36.

Таблица 4.38 – Зависимость пропускной способности отверстия (q_0 , г/с) от длины трассы

Спираль	$L = 0$ м	$L = 7,75$ м	$L = 15,5$ м
$d_0 = 2,2$ мм			
1	8,4	8,0	4,2
2	9,6	7,2	2,8
3	9,2	7,0	3,4
4	12,8	8,4	3,0
$d_0 = 3,3$ мм			
1	26,0	15,5	4,2
2	23,5	17,0	6,5
3	16,0	14,0	6,5
4	18,5	12,0	5,1
$d_0 = 4,2$ мм			
1	41,0	33,1	15,1
2	41,6	33	15,8
3	40,0	28,0	13,2
4	33,2	26,5	11,0

Коэффициент осевого отставания материала изменяется от $K_9 = 5,3$ ($n = 190 \text{ мин}^{-1}$, $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_n = 32 \text{ мм}$, $S = 32 \text{ мм}$; $\delta = 4 \text{ мм}$) до $0,8$ ($n = 70 \text{ мин}^{-1}$, $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_n = 42 \text{ мм}$, $S = 43 \text{ мм}$; $\delta = 8 \text{ мм}$).

При соотношении $d_n = S = D_k$ осевая скорость движения материала при вращающейся спирали меньше, чем при вращающейся ($\mathcal{G}_{\text{зм}} = 0,226 \dots 0,25 \text{ м/с}$), при других же отношениях наоборот. Наибольшая осевая скорость $0,46 \text{ м/с}$ достигает при $n = 770 \text{ мин}^{-1}$, $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_n = 42 \text{ мм}$, $S = 43 \text{ мм}$; $\delta = 8 \text{ мм}$ (рисунок 4.72).

При оптимальных $d_n = S = D_k$ соотношениях осевая скорость материала имеет тенденцию к повышению с увеличением частоты вращения спирали.

При тупиковом расходе жидкости пропускная способность отверстия при $n = 0$ уменьшается в зависимости от L незначительно и увеличивается с увеличением частоты вращения спирали (рисунок 4.73).

Характер изменения пропускной способности отверстия (q_0 , г/с) в зависимости L , d_0 , $n = 0$ приводится в таблице 4.39

Таблица 4.39 – Пропускная способность отверстия (г/с) в зависимости от длины трассы (L , м)

Спираль	Вид	$d_0 = 2,5 \text{ мм}$			$d_0 = 3,3 \text{ мм}$			$d_0 = 4,2 \text{ мм}$		
		$L = 0 \text{ м}$	$L = 7,75$	$L = 15,5$	$L = 0$	$L = 7,75$	$L = 15,5$	$L = 0$	$L = 7,75$	$L = 15,5$
1	Транзит	7,3	7,0	3,7	23,6	12,8	5,8	39,5	30,6	14,3
	Тупик	11,2	8,0	7,6	24,9	22,6	25,0	40,9	45,4	42,8
	Разница	1,53	1,15	2,04	1,05	1,77	4,3	1,03	1,49	3,0
2	Транзит	7,2	5,1	2,2	22,5	15,9	6,0	42,0	28,1	12,9
	Тупик	12,5	10,1	6,7	23,7	22,7	21,1	48,0	47,0	43,8
	Разница	1,73	2,0	3,0	1,05	1,42	3,5	1,14	1,67	3,4
3	Транзит	7,5	7,2	3,4	18,8	18,1	5,3	38,2	31,7	9,8
	Тупик	11,5	8,0	8,1	23,1	25,1	20,7	39,8	40,4	40,1
	Разница	1,53	1,1	2,38	1,23	1,38	3,9	1,04	1,28	4,1
4	Транзит	11,0	8,7	3,0	18,5	13,3	2,7	38,0	29,8	11,3
	Тупик	14,3	12,6	7,9	19,2	19,2	19,0	40,6	38,8	32,7
	Разница	1,04	1,44	2,64	1,03	1,44	7,0	1,07	1,3	2,9

Анализ таблицы 4.39 показывает, что при тупиковом расходе пропускная способность отверстий любого диаметра, при любом расстоянии отверстия от ёмкости ($n = 0$) и для всех спиралей больше, чем при транзитном в $1,03 \dots 7,0$ раза. При $L = 0 \text{ м}$, разница составляет $1,04 \dots 1,73$ раза для случая $d_0 = 2,5 \text{ мм}$ $1,03 \dots 1,23$ для $d_0 = 3,3 \text{ мм}$, $1,03 \dots 1,07$ для $d_0 = 4,2 \text{ мм}$; при $L = 7,75 \text{ м}$ соответственно для $d_0 = 2,5 \text{ мм}$, $1,1 \dots 2,0$, $d_0 = 3,3 \text{ мм}$, $1,42 \dots 1,77$, $d_0 = 4,2 \text{ мм}$, $1,28 \dots 1,49$; при $L = 15,5 \text{ м}$, для $d_0 = 2,5 \text{ мм}$, $2,04 \dots 3,0$, $d_0 = 3,3 \text{ мм}$, $4,3 \dots 7,0$, $d_0 = 4,2 \text{ мм}$, $2,9 \dots 4,1$ раза (таблица 4.40).

Таблица 4.40 – Коэффициент кратности расходов при транзитном и тупиковом сливе жидкости

L, м	d _o , мм			Среднее
	2,5	3,3	4,2	
0	1,04...1,73	1,3...1,23	1,03...1,07	1,3
7,75	1,1...2,0	1,42...1,77	1,28...1,49	1,5
15,5	2,04...3,0	4,3...7,0	2,9...4,1	3,8

Коэффициент кратности $K = \frac{q_{\text{обі}}}{q_{\text{одіі с}}}$, находится в среднем в пределах

1,3...3,8.

Иная изменчивость пропускной способности отверстий от L наблюдается когда вращающаяся в кожухе спираль создаёт давление (напор) в кожухе пропорционально своей длине (рисунок 4.73).

Пропускная способность отверстия увеличивается пропорционально n и L для всех типов спиралей (таблица 4.41).

Таблица 4.41 – Пропускная способность отверстия q_o , г/с и коэффициента кратности ($\rho = 1377$, кг/м³, $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с)

Спирали	Вид	d _o = 2,5 мм			d _o = 3,3 мм			d _o = 4,2 мм		
		L, м			L, м			L, м		
		L = 0	L = 7,75	L = 15,5	L = 0	L = 7,75	L = 15,5	L = 0	L = 7,75	L = 15,5
1	Транзит	41,9	39,5	21,0	129,6	77,6	39,6	205,0	166,5	75,5
	Тупик	37,0	58,2	87,8	141,5	155,0	169,1	225,6	231,9	249,6
	K	0,88	1,47	4,17	1,08	2,0	4,25	1,1	1,4	3,3
2	Транзит	48,4	35,9	14,1	116,8	85,6	32,5	208,3	165,4	78,7
	Тупик	57,3	66,0	69,3	125,7	135,6	147,3	225,7	252,8	267,1
	K	1,19	1,83	4,9	1,08	1,58	4,5	1,08	1,52	3,42
3	Транзит	46,4	34,6	17,1	80,6	70,5	32,3	201,8	140,9	66,1
	Тупик	55,1	60,2	68,7	91,5	135,4	145,1	212,5	266,5	283,7
	K	1,2	1,77	4,0	1,14	1,92	4,5	1,05	1,88	4,3
4	Транзит	64,0	42,0	14,9	92,3	60,2	25,6	166,7	132,6	55,3
	Тупик	67,4	69,2	74,5	101,3	116,7	135,5	182,6	194,2	221,1
	K	1,05	1,65	5,0	1,1	1,93	5,25	1,1	1,48	4,0

Осевая скорость движения материала ($H = 40$ см) с не вращающейся спиралью ($L = 15,5$ м) составляет 0,226...0,462 м/с (таблица 4.42)

Таблица 4.42 – Осевая скорость движения жидкости

Спираль	Параметры, мм				Степень перекрытия отверстия	Осевая скорость, $g_{z\text{м}}$, м/с
	D_k	d_n	S	δ		
1	50	32	22	4	0,0262	0,462
2	40	32	22	4	0,0415	0,250
3	50	42	43	8	0,0682	0,226
4	40	25	24	3	0,00171	0,359

Значения коэффициента кратности K при $n = 0 \dots 770 \text{ мин}^{-1}$ приведены в таблице 4.43.

Таблица 4.43 – Значение коэффициента кратности от длины трассы

L , м	d_o , мм			Среднее
	2,5	3,3	4,2	
0	0,88...1,2	1,88...1,14	1,05...1,1	1,07
7,75	1,47...1,83	1,58...2,0	1,4...1,88	1,75
15,5	4,0...5,0	4,25...5,25	3,3...4,3	4,5

Отношение пропускной способности отверстий при транзитном и тупиковом расходе, т.е коэффициент кратности при $L = 0$ составляет 1,3 при $n = 0$ и 1,07 при $n \neq 0$; при $L = 7,75$ м соответственно 1,5 и 1,75 при $L = 15,5$ м – 3,8 и 4,5.

Неравномерность расхода из отверстия при тупиковом расходе по длине кожуха ($D_k = 40$ мм, $d_n = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм, $\rho = 1377$ кг/м, $v = 14,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) показывает, что увеличение L от 0 до 7,5 м ($n = 0$) снижает q_o на 19 %; при $L = 15,5$ м на 17%; при $n = 190 \text{ мин}^{-1}$ соответственно q_o увеличивается на 7 и 17,0 %; $n = 770 \text{ мин}^{-1}$ увеличение на 32 и 54 % (рисунок 4.75).

Степень перекрытия сечения кожуха:

$$K'_F = \frac{F_n}{F_k} = \frac{\pi \delta^2}{4 \sin \alpha} \bigg/ \frac{\pi d^2}{4},$$

где $\alpha = \arctg S / \pi d$,

составляет: для спирали №1:

$$\alpha = \arctg 22 / 3,14 \cdot 28 = \arctg 0,25 = 14^\circ;$$

$$K'_F = \frac{4 \cdot 4}{50 \cdot 50 \sin 14^\circ} = 0,0262.$$

– для спирали № 2:

$$K'_F = \frac{4 \cdot 4}{40 \cdot 40 \cdot 0,242} = 0,0415;$$

– для спирали № 3:

$$\alpha = \arctg 43/3,14 \cdot 34 = \arctg 0,4 = 21^\circ 50',$$

$$K'_F = \frac{8 \cdot 8}{50 \cdot 50 \sin 21^\circ 50'} = 0,0682;$$

– для спирали № 4:

$$\alpha = \arctg 24/3,14 \cdot 22 = \arctg 0,347 = 19^\circ 10',$$

$$K'_F = \frac{3 \cdot 3}{40 \cdot 40 \cdot \sin 19^\circ 10'} = 0,0171.$$

С увеличением степени перекрытия поперечного сечения кожуха уменьшается осевая скорость материала. Степень перекрытия K'_F зависит от диаметра и шага спирали, диаметра проволоки и кожуха.

Условная осевая скорость материала при отсутствии спирали в кожухе определяется из уравнения Торричелли (в начале трассы у ёмкости):

$$g_{zi} = \varphi \sqrt{2gH} = 1,0 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,4} = 2,8 \text{ м/с}.$$

4.8.7. Подпочвенная подкормка растений в теплицах

Экспериментальная установка имела напор жидкости $H = 1$ м, кожух (труба) диаметром 25 мм и 40 мм, длиной 40 м, привода для вращения спирали. Установлено, что продолжительность преодоления водой расстояния в 40 м с уклоном в $i = 0,00775$ при диаметре кожуха 40 мм составляет в среднем $t_{40} = 28,6$ с, осевая скорость при этом составляет $g_{zm} = 1,398$ м/с. напор в ёмкости переменный.

Соответственно, при $D_k = 25$ мм, $t_{25} = 30,6$ с, и $g_{zm} = 1,307$ м/с, то есть, при $D_k = 40$ мм вода имеет скорость перемещения больше, чем при $D_k = 25$ мм на 7 %.

При истечении под переменным напором (уклон $i = 0,00775$) в конце трубы вода ёмкостью в $g = 10$ л наполняется в среднем за $t_3 = 29,3$ с, пропускная способность трубы при этом составляет ($D_k = 40$ мм):

$$W_{oy} = 3600 \cdot g / t_y = 1230 \text{ л/ч} = 20,5 \text{ Г/мин}.$$

В трубе (кожухе) просверлены отверстия диаметром $d_0 = 1,0; 1,5; 2,0;$

2,5 мм, на расстоянии $L = 0$ м, $L = 20$ м, $L = 20$ м, Результаты измерений продолжительности наполнения ёмкости приведены в таблицах 4.44, 4.45 и на рисунках 4.76 и 4.77

Таблица 4.44 – Зависимость продолжительности наполнения (секунды) емкости в 200 г от диаметра труб и выливных отверстий. Уклон $i = 0,00775$, напор $H = 1$ м.

Диаметры отверстий d_o , мм	$L = 0$, м		$L = 20$, м		$L = 40$, м	
	t, с					
	Диаметр трубы D_k ,					
	25	40	25	40	25	40
1,0	89,6	69,6	70,6	65,6	66,6	47,8
1,5	42,6	40,0	40,6	34,6	36,6	32,6
2,0	30,6	19,0	25,6	14,6	18,6	12,6
2,5	18,0	15,0	14,0	12,0	10,6	10,3
ИТОГО	181,8	143,6	150,8	126,8	132,4	103,3
В среднем	40,5	36,1	37,7	31,8	33,2	26,1

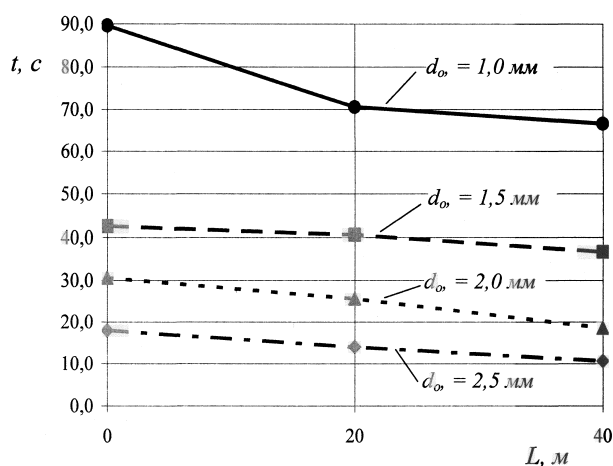


Рисунок 4.76 – Зависимость продолжительности наполнения ёмкости $G = 200$ г от длины трассы L и диаметра отверстия d_o , диаметр трубы $D_k = 25$ мм

Значение пропускных способностей выливных отверстий в зависимости от диаметра (D_k) подводящей трубы, длины трубы (L) и диаметра отверстий (d_o) приведены в таблице 4.45 и на рисунке 4.78

Таблица 4.45 – Зависимость пропускной способности выпускных отверстий от диаметра отверстия диаметра кожуха и длины пути движения жидкости

d_o , мм	$L = 0$, м		$L = 20$, м		$L = 40$, м	
	g_i , г/с					
	D_k , мм					
	40	25	40	25	40	25
1,0	2,87	2,13	3,05	2,83	4,18	3,00

1,5	5,00	4,70	5,76	4,92	6,12	5,50
2,0	10,50	6,52	13,7	7,85	15,80	10,75
2,5	13,30	11,10	16,60	14,30	19,40	18,80
1,5:1	4,60	5,20	5,42	5,05	4,66	6,28

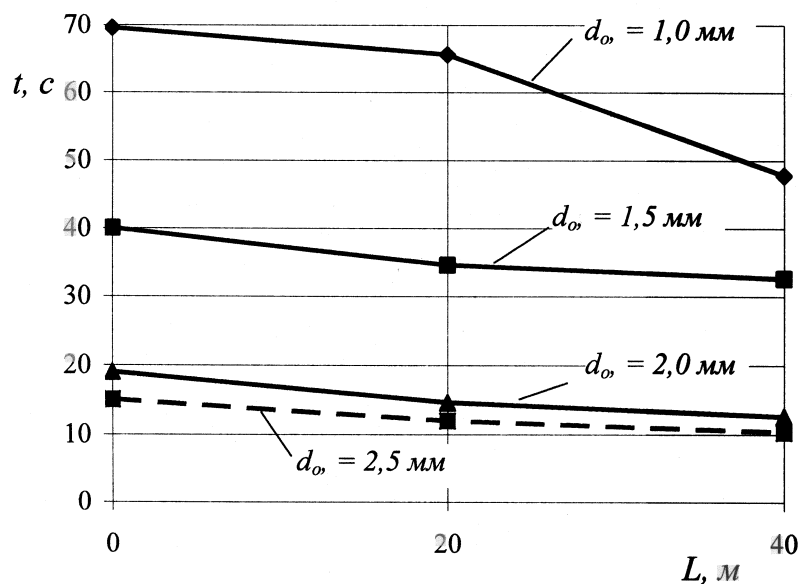


Рисунок 4.77 – Зависимость продолжительности наполнения ёмкости $G = 200$ г от длины трассы L и диаметра отверстия d_0 , диаметр трубы $D_k = 40$ мм ($d_0 = 0,5$ мм, $t_c = 440 \dots 360$ с)

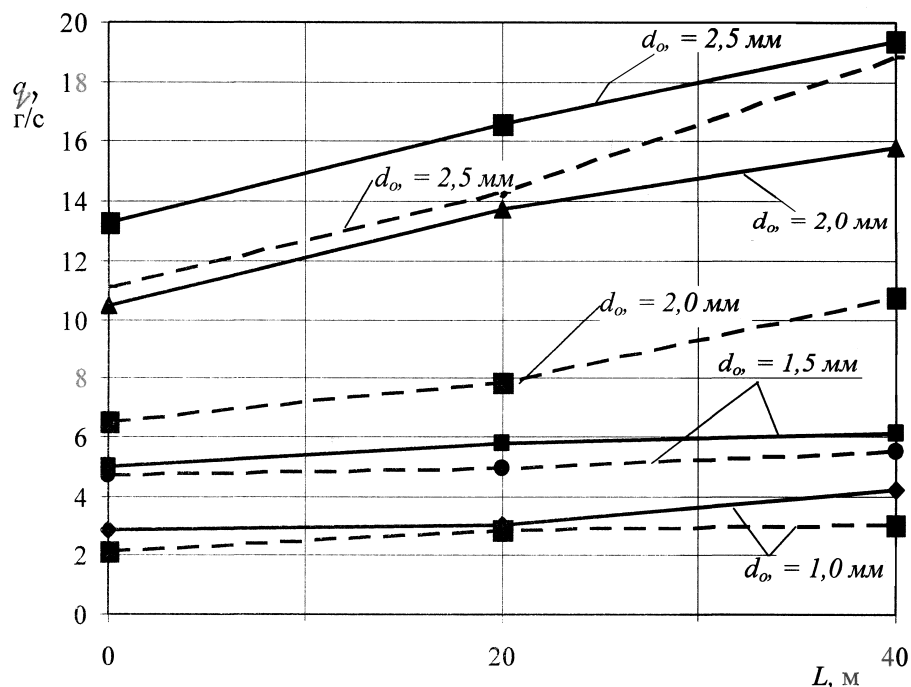


Рисунок 4.78 – Зависимость пропускной способности выпускного отверстия от длины трассы и диаметра выпускного отверстия (d_0). Уклон $i = 0,00775$. Напор $H = 1$ м (переменный). Труба – кожух полиэтиленовый ($D_k = 25$ мм)

Анализ таблицы 4.45 и рисунка 4.78 показывает, что количество вылившейся из отверстий жидкости увеличивается с увеличением трассы перемещения от 0 до 40 м (уклон $i = 0,00775$):

$D_k = 40$ мм,	$- d_o = 1,0$ мм	от 2,87 до 4,18 г/с,	в 1,45 раза
	$- d_o = 1,5$ мм	от 5,00 до 6,12 г/с,	в 1,22 раза
	$- d_o = 2,0$ мм	от 10,50 до 15,8 г/с,	в 1,50 раза
	$- d_o = 2,5$ мм	от 13,30 до 19,40 г/с	в 1,46 раза
$D_k = 25$ мм,	$- d_o = 1,0$ мм	от 2,13 до 3,00 г/с,	в 1,41 раза
	$- d_o = 1,5$ мм	от 4,70 до 5,50 г/с,	в 1,17 раза
	$- d_o = 2,0$ мм	от 6,25 до 10,75 г/с,	в 1,72 раза
	$- d_o = 2,5$ мм	от 11,10 до 18,80 г/с	в 1,70 раза

В среднем для четырёх случаев ($d_o = 1,0; 1,5; 2,0$ и $2,5$ мм) с увеличением длины трассы от 0 до 40 м расход жидкости увеличивается (уклон $0,00775$) в 1,4 раза ($D_k = 40$ мм) и в 1,5 раза ($D_k = 25$ мм). Увеличение расхода на выходе из отверстия в конце трассы происходит за счет дополнительного напора в 0,31 м при первоначальном напоре в 1 м.

Установлено, что увеличение диаметра отверстия в 2,5 раза ведет к увеличению расхода через отверстие (в среднем) в 4,89 раза при $D_k = 40$ мм и в 5,51 раза при $D_k = 25$ мм. При этом площадь поперечного сечения увеличивается в:

$$n = f_{2,5} / f_{1,0} = 4,9 / 0,786 = 6,25 \text{ раза.}$$

Установлено, в среднем на трассе 0, 20 и 40 м расход составляет при $d_o = 1,0$ мм и $D_o = 40$ мм (таблица 4.46):

$$q_{\text{вд}}^{1,0} = (2,87 + 3,05 + 4,16) / 3 = 3,36 \text{ г/с.}$$

Или при количестве отверстий в трубе $n = 80$ общий расход составит:

$$\sum q^{1,0} = q_{\text{сп}}^{1,0} \cdot n = 3,36 \cdot 80 = 268,8 \text{ г/с} = 16,08 \text{ л/мин.}$$

Соответственно, продолжительность вылива ёмкости вместимостью $G = 100$ л составит:

$$\sum t^{1,0} = G / \sum q^{1,0} = 100 / 16,08 = 6,22 \text{ мин.}$$

Соответственно, при $d_o = 1,5$ мм:

$$q_{\text{cp}}^{1,5} = (500 + 5,76 + 6,12)/3 = 5,62 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{1,5} = q_{\text{cp}}^{1,5} \cdot n = 5,63 \cdot 80 = 449,6 \text{ г/с} = 26,976 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{1,5} = G / \sum q^{1,5} = 100 / 26,976 = 3,71 \text{ мин.}$$

Соответственно, при $d_0 = 2,0$ мм:

$$q_{\text{cp}}^{2,0} = (10,50 + 13,70 + 15,80)/3 = 13,33 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{2,0} = q_{\text{cp}}^{2,0} \cdot n = 13,33 \cdot 80 = 1066,4 \text{ г/с} = 63,98 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{2,0} = G / \sum q^{2,0} = 100 / 63,98 = 1,56 \text{ мин.}$$

Соответственно, при $d_0 = 2,5$ мм:

$$q_{\text{cp}}^{2,5} = (13,30 + 16,60 + 19,40)/3 = 16,43 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{2,5} = q_{\text{cp}}^{2,5} \cdot n = 16,43 \cdot 80 = 1314,1 \text{ г/с} = 78,85 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{2,5} = G / \sum q^{2,5} = 100 / 78,85 = 1,26 \text{ мин.}$$

Установлено, в среднем на трассе в 0, 20 и 40 м расход составляет при $d_0 = 1,0$ мм и $D_k = 25$ мм (таблица 4.45):

$$q_{\text{н0}}^{1,0} = (2,13 + 2,83 + 3,00)/3 = 2,65 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{1,0} = q_{\text{cp}}^{1,0} \cdot n = 2,65 \cdot 80 = 212,0 \text{ г/с} = 12,7 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{1,0} = G / \sum q^{1,0} = 100 / 1,7 = 7,99 \text{ мин.}$$

Соответственно, при $d_o = 1,5$ мм:

$$q_{\text{cp}}^{1,5} = (4,70 + 4,92 + 5,50)/3 = 5,04 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{1,5} = q_{\text{cp}}^{1,5} \cdot n = 5,04 \cdot 80 = 403,2 \text{ г/с} = 24,19 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{1,5} = G / \sum q^{1,5} = 100 / 24,19 = 4,19 \text{ мин.}$$

Соответственно, при $d_o = 2,0$ мм:

$$q_{\text{cp}}^{2,0} = (6,52 + 7,85 + 10,75)/3 = 8,37 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{2,0} = q_{\text{cp}}^{2,0} \cdot n = 8,37 \cdot 80 = 669,6 \text{ г/с} = 41,76 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{2,0} = G / \sum q^{2,0} = 100 / 41,76 = 2,4 \text{ мин.}$$

Соответственно, при $d_o = 2,5$ мм:

$$q_{\text{cp}}^{2,5} = (11,10 + 14,30 + 18,80)/3 = 14,73 \text{ г/с},$$

или при $n = 80$ общий расход:

$$\sum q^{2,5} = q_{\text{cp}}^{2,5} \cdot n = 14,73 \cdot 80 = 1150,6 \text{ г/с} = 69,03 \text{ л/мин},$$

или

$$\sum t^{2,5} = G / \sum q^{2,5} = 100 / 69,03 = 1,45 \text{ мин.}$$

Продолжительность вылива ёмкости $V = 100$ л, при переменном напоре $H = 1$ м, трассы $L = 40$ м в зависимости от диаметра кожуха D_k и диаметра d_o 80 отверстий (шаг 500 мм) приведены в таблице 4.47 и на рисунке 4.79.

Таблица 4.47 – Зависимость продолжительности вылива ёмкости в 100 л при переменном напоре $H = 1$ м от диаметра кожуха D_k и диаметра отверстий d_o при уклоне трассы $i = 0,00775$. Вода. Температура 20°C

Диаметр выливных отверстий d_o , мм	Продолжительность вылива из 80 отверстий t , мин		$D_{25} > D_{40}$, раз
	$D_k = 25$ мм	$D_k = 40$ мм	
1,0	7,99	6,22	1,28
1,5	4,19	3,71	1,13
2,0	2,40	1,56	1,54
2,5	1,45	1,26	1,15

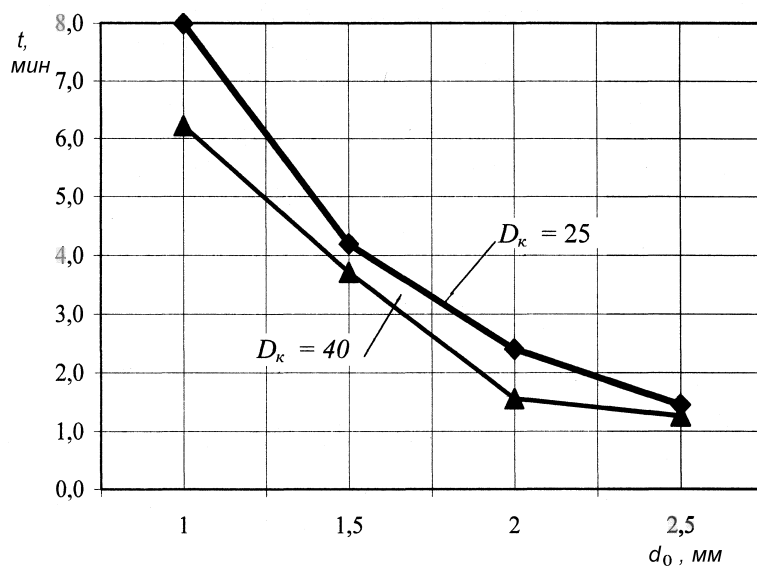


Рисунок 4.79 – Зависимость, продолжительности истечения ёмкости в 100 л при напоре (переменном) $H = 1$ м от диаметра кожуха D_k и диаметра отверстий d_o (80 шт.). Уклон $i = 0,00775$

Анализ таблицы 4,47 и рисунка 4,79 показывает, что при диаметре кожуха $D_k = 40$ жидкость истекает из ёмкости в 1,25 раза быстрее, чем при кожухе $D_k = 25$ м, что подтверждает зависимость потери напора на трение в кожухе от его диаметра и наличия дополнительного напора перед отверстием на величину разности $D_{25} - D_{40} = \Delta H = 40 - 25 = 15$ мм (рисунок 4.80), а также от разной толщины стенки кожуха.

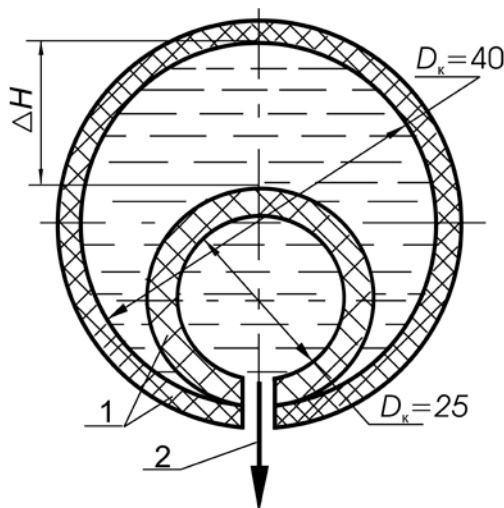


Рисунок 4.80 – Поперечные сечения кожухов (сравнительные):
1 – отверстие в кожухе (трубе); 2 – струя

При сливе жидкости из всех отверстий $d_o = 1,0; 1,5; 2,0$ и $2,5$ мм по 80 штук каждого диаметра продолжительность опорожнения ёмкости в $G = 100$ л составит:

$$T_{40} = t^{1,0} + t^{1,5} + t^{2,0} + t^{2,5} = 6,22 + 3,71 + 1,56 + 1,26 = 12,75 \text{ мин } (D_k = 40 \text{ мм});$$

$$T_{25} = t^{1,0} + t^{1,5} + t^{2,0} + t^{2,5} = 7,99 + 4,12 + 2,40 + 1,45 = 15,96 \text{ мин } (D_k = 25 \text{ мм}).$$

Превышение T_{40} над T_{25} составит $15,96/12,75 = 1,25$ раза. Общее время истечения из всех систем при $D_k = 40$ мм составляет 60 с, то есть $\sum_{40} q = 100$ л/мин, при $D_k = 25$ мм, соответственно, 137 с или $\sum_{25} q = 100 \cdot 60 / 137 = 43,7$ л/мин.

4.8.8. Дозирование сыпучих удобрений

4.8.8.1. Внесение печной золы для задержания снега и талых вод в поле

Для уплотнения снегового покрова в поле валками шириной полосы в 5...100 м на поверхности насыпают золу или другие сыпучие материалы.

Необходимая ширина захвата агрегата находится в пределах 15...20 м, а перемещение материала и его дозирование осуществляется спирально-винтовым рабочим органом.

Результаты определения зависимости пропускных способностей высеивающих отверстий при перемещении печной золы от частоты вращения спирали ($n = 265 \dots 720 \text{ мин}^{-1}$) $d_n = 40$ мм, $S = 48$ мм, $\delta = 8$ мм внутри полиэтиленового кожуха $D_k = 50$ мм и плотности золы $\rho = 770 \text{ кг/м}^3$ приведены в таблице 4.48 и рисунках 4.81 и 4.82.

Таблица 4. 48 – Результаты экспериментальных исследований перемещения древесной золы ($\rho = 770 \text{ кг/м}^3$, $D_k = 50$ мм, $d_n = 40$ мм, $\delta = 8$ мм, $S = 48$ мм)

$n, \text{ мин}^{-1}$	Пропускная способность высеивающих отверстий, кг/ч					
	Диаметр отверстий, мм					
	10	14	17	20	23	35
265	3	12	27	30	42	60
470	5	15	30	43	52	70
600	6,5	18	34	48	56	75
720	8	22	40	58	70	90
Площадь выходных щелей, $f, \text{ см}^2$ (ширина 2 см)						
0	3	6	12	16	8	выход
265	8	40	90	100	58	110
470	12	50	100	130	75	145
600	18	58	120	160	80	175
720	28	70	140	190	95	210

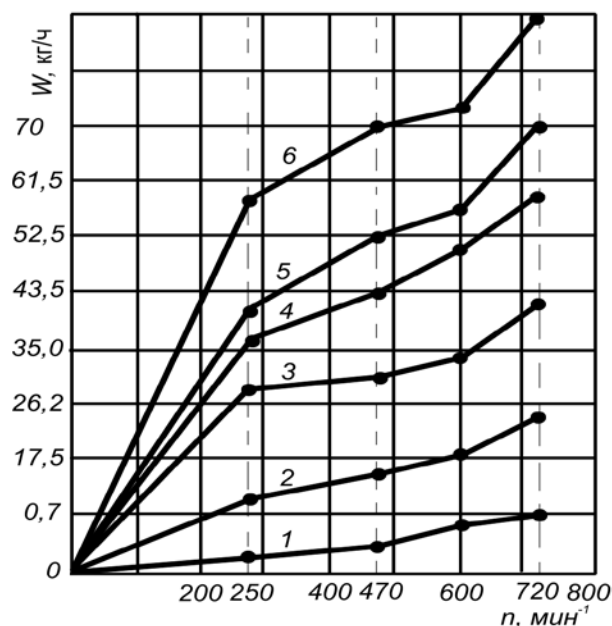


Рисунок 4.81 – Зависимость пропускных способностей отверстий от частоты вращения спирали (древесная зола)
 Диаметры отверстий: 1 – 10 мм, 2 – 14 мм, 3 – 17 мм, 4 – 20 мм, 5 – 23 мм, 6 – 35 мм



Рисунок 4.82 – Зависимость пропускных способностей щелей от частоты вращения спирали (древесная зола): F_1 ; F_2 ; F_3 ; F_4 ; F_5 – площади соответственно 3, 6, 12, 16 см²

Анализ результатов исследований процесса перемещения древесной золы, рисунки 4.81 и 4.82 показывает, что изменение частоты вращения спирали, диаметра отверстий и размеров щелей позволяет регулировать норму внесения древесной золы (удобрения) согласно агротехническим требованиям.

4.8.8.2 Исследования по дозированию удобрений

Исследования процесса дозирования сыпучих материалов проведены на экспериментальных установках позволяющих регулировать размеры выходных отверстий и окон, а также частоту вращения спиралей:

– Спираль № 1 $D_k = 35$ мм, $d_n = 31$ мм, $S = 32$ мм, $\delta = 3$ мм;

– Спираль № 2 $D_k = 38$ мм, $d_n = 32$ мм, $S = 50$ мм, $\delta = 3$ мм.

Частоту вращения спирали изменяли в пределах $n = 29 \dots 2500$ мин⁻¹ (гидровариатором). Размер щели изменяли в зависимости от диаметра кожуха (ширина щели равняется две третьих диаметра, а длина щели в долях от шага спирали).

Практически ожидаемая пропускная способность одного высевного отверстия « q » согласно общепринятых норм внесения сыпучих минеральных удобрений ($Q = 100 \dots 300$ кг/га) составит при ширине $B = 15$ м и скорости движения агрегата $\mathcal{G}_a = 5 \dots 10$ км/ч:

– при $Q = 100$ кг/га, и $\mathcal{G} = 5$ км/ч, $q = 2,08$ г/с (min);

– при $Q = 300$ кг/га, и $\mathcal{G} = 10$ км/ч, $q = 12,5$ г/с (max).

Необходимый расход через одно отверстие определяется из уравнения:

$$q = Q \cdot \mathcal{G}_a \cdot \hat{A}, \text{ г/с,}$$

где Q – норма внесения удобрения, г/м²; \mathcal{G}_a – скорость движения агрегата, м/с; B – ширина захвата, м

Рабочий орган должен обеспечивать технологический процесс внесения удобрений при условиях:

– достаточной подачи удобрения из ёмкости ко всем высевающим отверстиям по ширине захвата агрегата (обычно на посевную ширину захвата);

– обратную загрузку бункера удобрением, излишне поданным к высевающим отверстиям.

Результаты исследований спиралей № 1 и № 2 приведены в таблицах 4.49, 4.50 и 4.51

Таблица 4.49 – Подача удобрения через окно бункера спирали № 1, q , г/с

n , мин ⁻¹	F_o , см ²								
	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5
100	50	62	53	60	50	50	58	-	-
200	68	72	82	72	67	67	75	-	-
300	91	106	109	113	113	114	133	126	153
400	106	135	143	141	148	147	152	153	197
500	119	169	150	160	187	185	190	176	237
600	126	194	177	214	223	225	226	197	270
700	129	222	197	246	252	257	260	290	300

800	125	243	218	272	281	286	292	298	333
900	126	228	239	290	305	318	325	331	367
1000	119	212	237	310	331	344	353	362	395
1100	116	207	251	335	356	362	384	391	420
1200	109	190	215	328	363	367	391	408	430
1300	97	182	210	308	385	375	396	417	437
1400	100	167	212	298	356	375	400	417	442
1500	95	153	219	284	335	364	397	420	430
1600	93	146	204	266	317	359	382	415	420
1700	88	140	178	268	305	342	380	400	412
1800	76	134	178	266	303	336	364	395	400
1900	83	130	170	246	289	320	345	381	380
2000	76	127	160	233	278	312	340	374	340
2500	-	-	129	220	250	357	301	366	

Таблица 4.50 – Подача удобрения через окно бункера спирали № 2, q , г/с

n , мин ⁻¹	F_o , см ²								
	3,0	6,	9,0	12,0	15,0	18,0	21,0	24,0	27,0
200	237	-	-	-	-	-	-	-	-
300	363	-	-	-	-	-	-	-	-
400	442	585	-	760	-	-	-	-	-
500	425	726	760	822	900	-	-	-	-
600	457	885	95	990	-	1140	1170	-	-
700	521	935	1060	1120	1180	1295	1330	-	-
800	505	1040	1140	1245	1310	1450	1510	-	-
900	475	1040	1220	1335	1490	1580	1645	1640	-
1000	490	1040	1230	1345	1590	1830	1770	-	1830
1100	475	1040	1220	1392	1310	1870	1960	1030	-
1200	475	1040	1200	1375	1735	1965	2030	-	-
1300	460	1040	1170	1375	1710	1935	2060	1120	1150
1400	-	-	1120	1300	1670	1935	2070	-	-
1500	443	950	1060	1245	1610	1860	2060	2120	2210
1600	-	-	1050	1180	1515	1860	2030	2100	-
1700	-	870	965	-	-	-	-	-	-
1800	411-	-	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 4.51 – Подача удобрения через окно бункера спиралью № 1 (q_1 , г/с), плотность $\rho = 510$ кг/м³

n , мин ⁻¹	$F_o = 30$ см ²	$F_o = 18$ см ²
29	5,0	5,1
43	6,07	7,3
56	8,3	9,2

66	10,0	11,0
90	13,3	-
116	20,0	19,3
186	33,2	33,0
400	31,8	56,7
450	73,5	71,5
540	90,0	38,5
640	112	110
740	122	120
1120	193	175
1670	267	210

Анализ таблиц 4.59, 4.50 и 4.51 показывает, что варьированием частоты вращения спирали, размером заборного окна, параметрами спирали можно обеспечить любую дозировку согласно агротехническим требованиям ($q = 5 \dots 2100$, г/с) достаточных для высева на агрегате с шириной захвата $5 \dots 15$ м, $Q = 100 \dots 300$ кг/га, $\mathcal{G}_a = 5 \dots 10$, км/ч.

4.9. Математическая обработка результатов исследований

Результаты корреляционного анализа результатов исследований на установке $L = 15,5$ м на равномерность внесения удобрений приведены в таблице 4.9.1.

Таблица 4.9.1 – Результаты коррекционного анализа

Зависимость	Коэффициенты
$W = 0,403n - 589,1$	$r = 0,99$ $S_r = 0,042$ $S_B = 0,0172$
$W = 3,896N - 489,6$	$r = 0,997$ $S_r = 0,019$ $S_B = 0,076$
$N = 0,103n - 23,2$	$r = 0,984$ $S_r = 0,054$ $S_B = 0,006$
$N_{y\partial} = 3105,4n^{-1} - 0,548$	$r = 0,959$ $S_r = 0,089$ $S_B = 0,017$
$K_v = 0,0136 + 2,7 \cdot 10^{-4}n - 2,24 \cdot 10^{-8}n^2$	$r = 0,992$ $S_r = 0,049$ $S_B = 0,029$
$P = 0,691n - 1,023$	$r = 0,963$ $S_r = 0,135$ $S_B = 0,097$

$q_{2,5} = 0,055P - 0,045$	$r = 0,885$ $S_r = 0,237$ $S_B = 0,095$
$q_{3,3} = 0,055P + 0,489$	$r = 0,824$ $S_r = 0,246$ $S_B = 0,115$
$q_{4,2} = 0,099P + 0,674$	$r = 0,925$ $S_r = 0,096$ $S_B = 0,132$
$q = 0,759d_1 - 1,27$	$r = 0,999$ $S_r = 0,027$ $S_B = 0,032$

Математической обработкой результатов экспериментальных исследований по забору жидкости получены следующие уравнения по определению производительности:

$$W = 0,203 \cdot n + 3,049 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 304,435, \text{ кг/ч} - \text{вид забора «а»};$$

$$W = 0,171 \cdot n + 3,072 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 228,019, \text{ кг/ч} - \text{вид забора «б»};$$

$$W = 0,227 \cdot n + 2,028 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 297,324, \text{ кг/ч} - \text{вид забора «в»}.$$

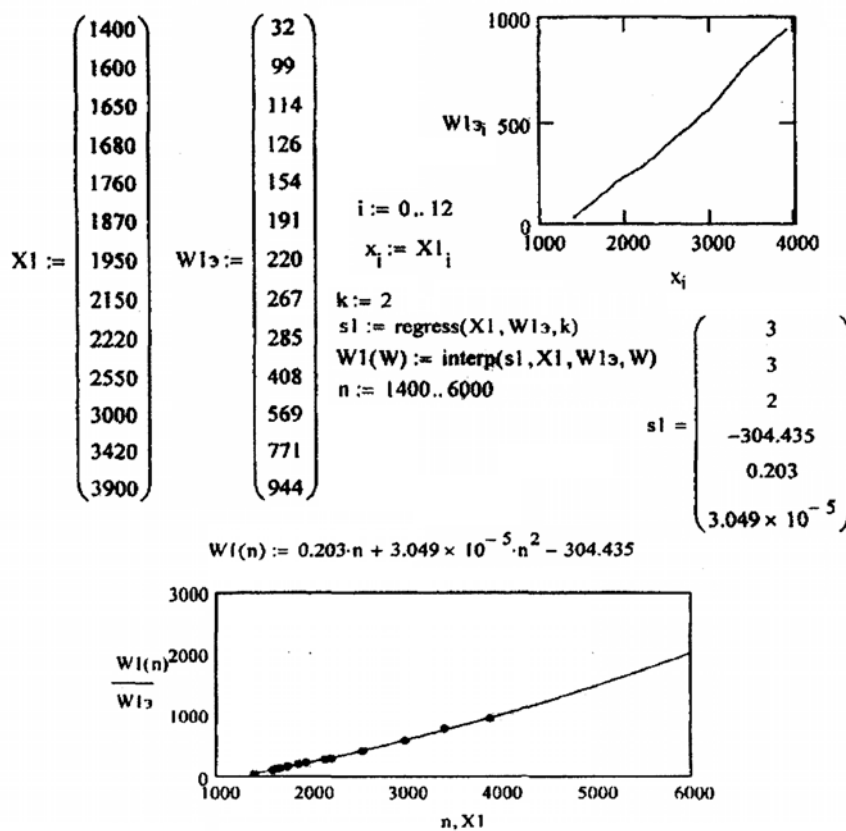


Рисунок 4.9.1 – Зависимость производительности W от частоты вращения спирали n (вид забора «а»)

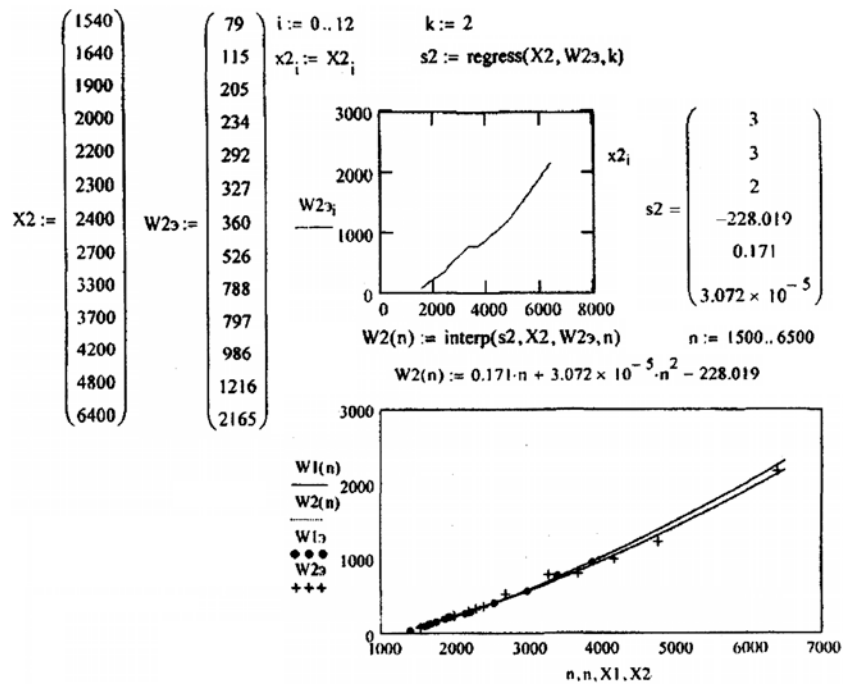


Рисунок 4.9.2 – Зависимость производительности W от частоты вращения спирали n :
1 – забор «а»; 2 – забор «б»

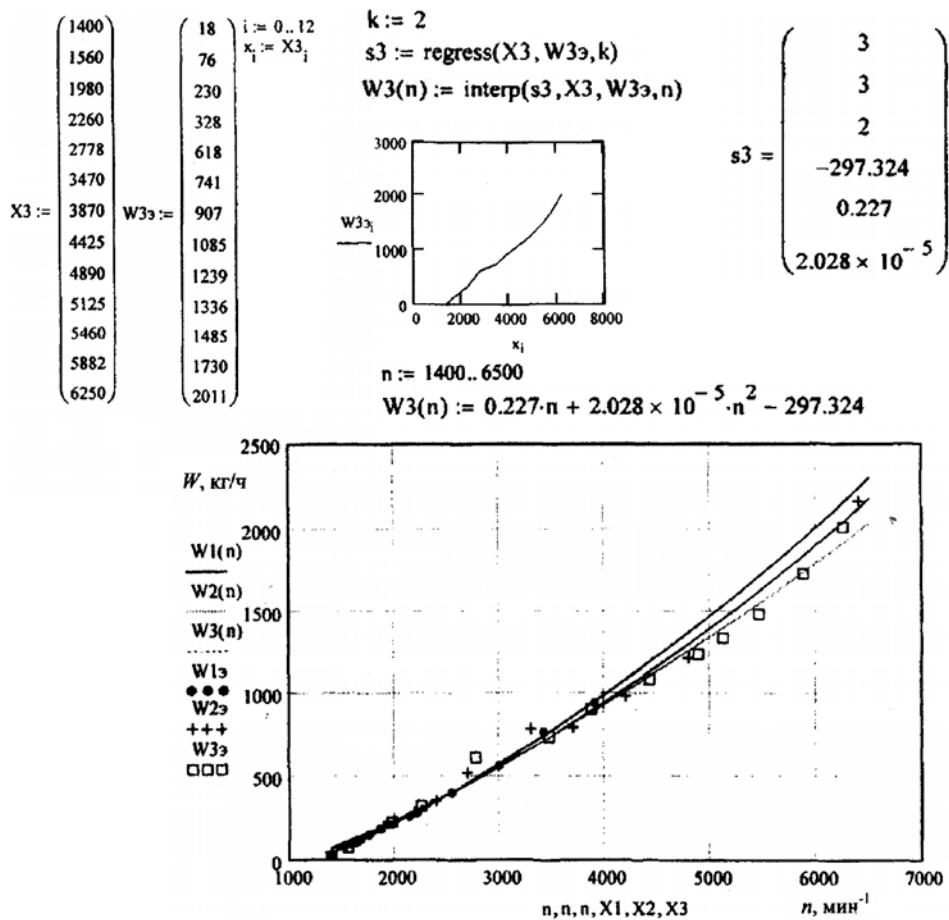


Рисунок 4.9.3 – Зависимость производительности W от частоты вращения спирали n :
1 – забор «а»; 2 – забор «б»; 3 – забор «в»

Из графика $W = f(n)$ (рисунок 4.9.1...4.9.3 видно, что влияние вида заборного окна на производительность подачи незначительны.

По данным исследований получены уравнения для определения удельных энергозатрат вида $N_y = f(n)$ и построены графические зависимости (рисунки 4.9.4...4.9.6):

$$N_y = -1,497 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,648 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 3,497, \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг} - \text{вид забора «а»};$$

$$N_y = -1,118 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,183 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 2,791, \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг} - \text{вид забора «б»};$$

$$N_y = -1,462 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,587 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 3,52, \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг} - \text{вид забора «в»}.$$

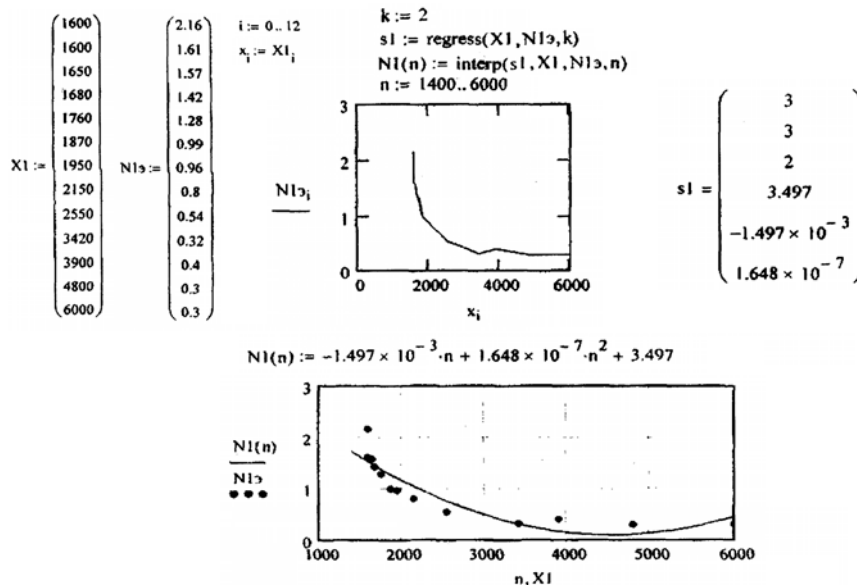


Рисунок 4.9.4 – Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения спирали n (вид забора «а»)

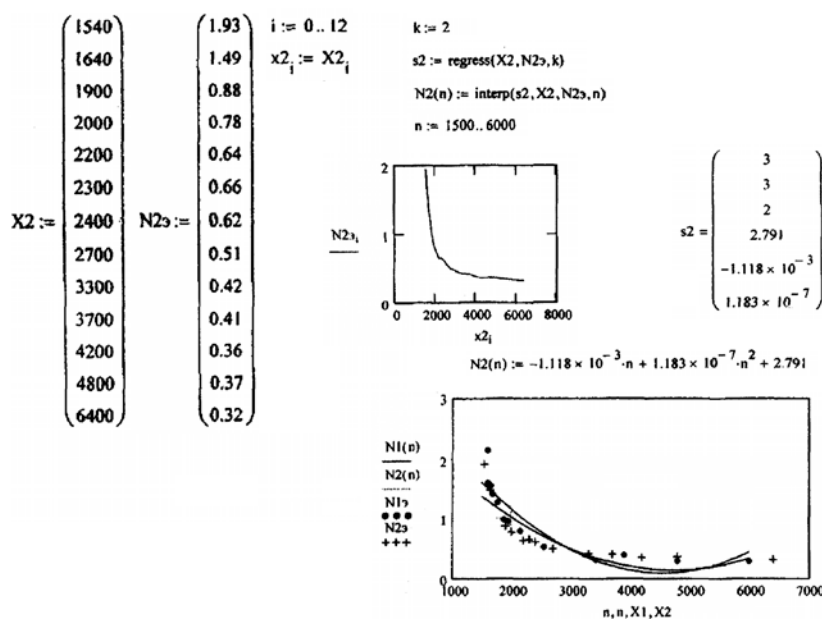


Рисунок 4.9.5 – Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения спирали n :
1 – забор «а»; 2 – забор «б»

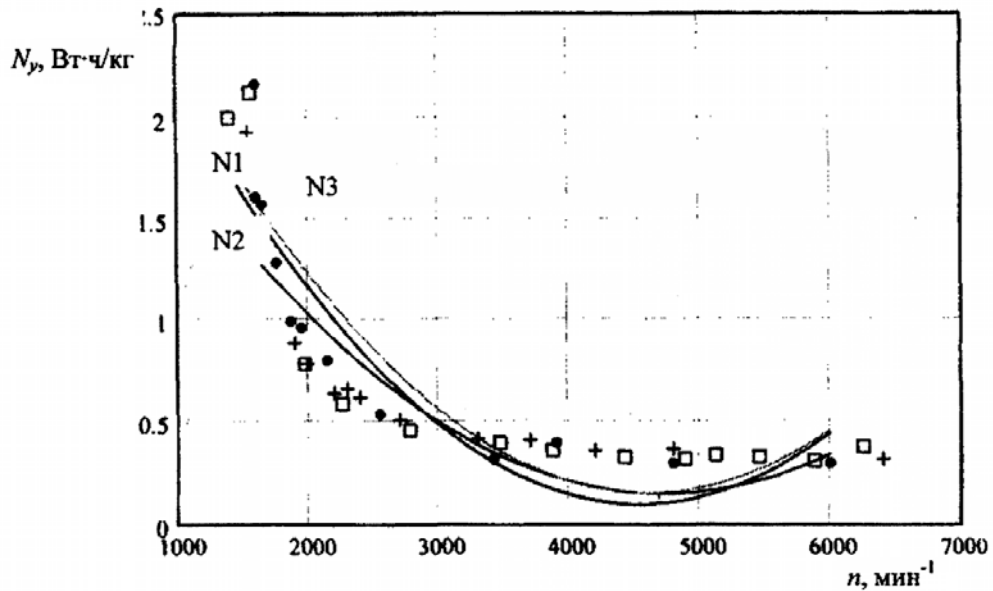
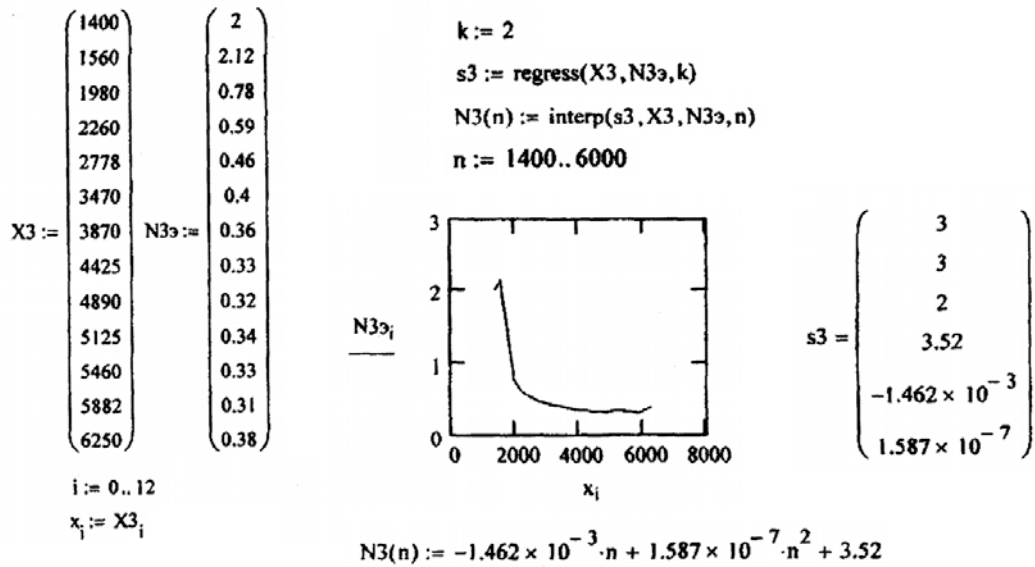


Рисунок 4.9.6 – Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения спирали n :
1 – забор «в»; 2 – забор «б»; 3 – забор «в»

Анализ графиков показывает, что энергозатраты не зависят от вида заборной части (рисунки 4.9.4...4.9.6).

На рисунках 4.9.7...4.9.10 показаны зависимости вида $W = f(n)$ и $N_y = f(n)$:

$$W = 0,157 \cdot n + 2,209 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 119,99, \text{ кг/ч} - \text{забор «а»};$$

$$W = 0,254 \cdot n + 9,984 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 224,105, \text{ кг/ч} - \text{забор «б»};$$

$$N_y = -5,507 \cdot 10^{-4} \cdot n + 6,814 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 1,603, \text{ Вт·ч/кг} - \text{забор «а»};$$

$$N_y = -1,421 \cdot 10^{-4} \cdot n + 2,121 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 0,741, \text{ Вт·ч/кг} - \text{забор «б»}.$$

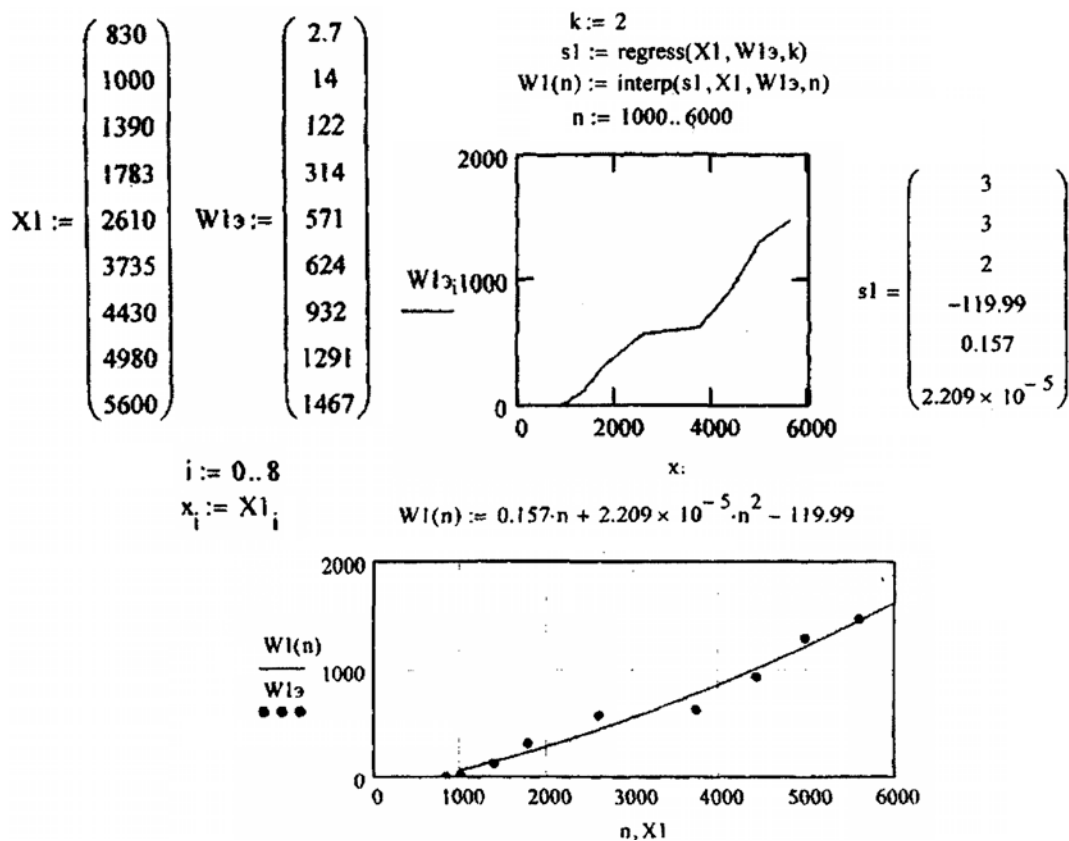


Рисунок 4.9.7 – Зависимость производительности W от частоты вращения спирали n (вид забора «а»)

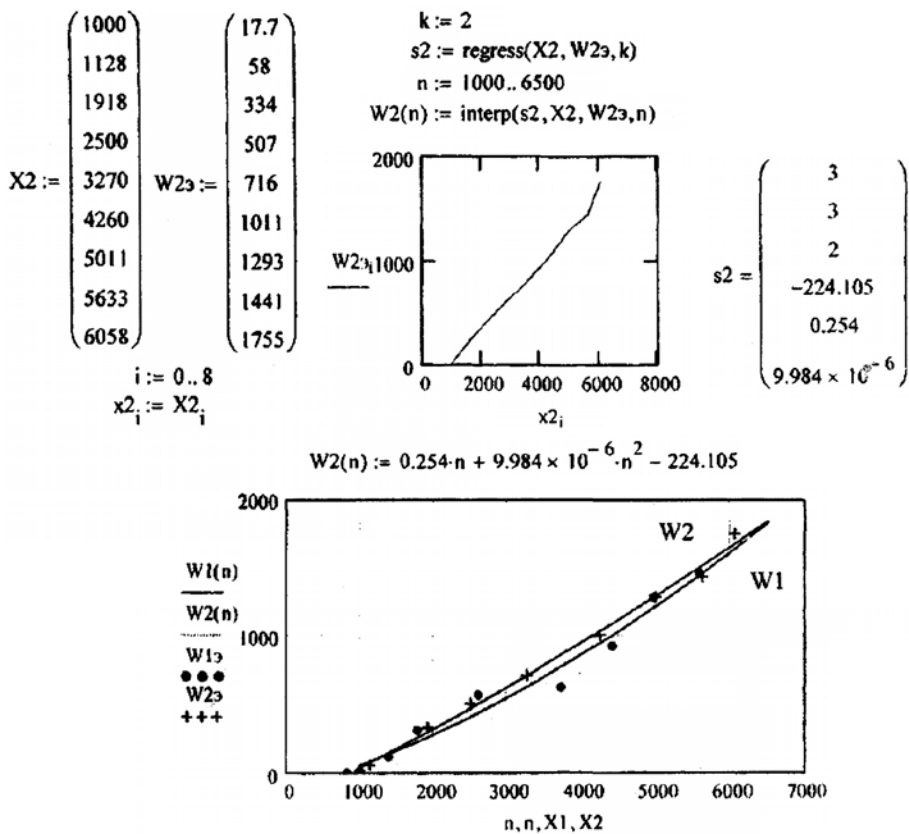


Рисунок 4.9.8 – Зависимость производительности W от частоты вращения спирали n :
 1 – забор «а»; 2 – забор «б»

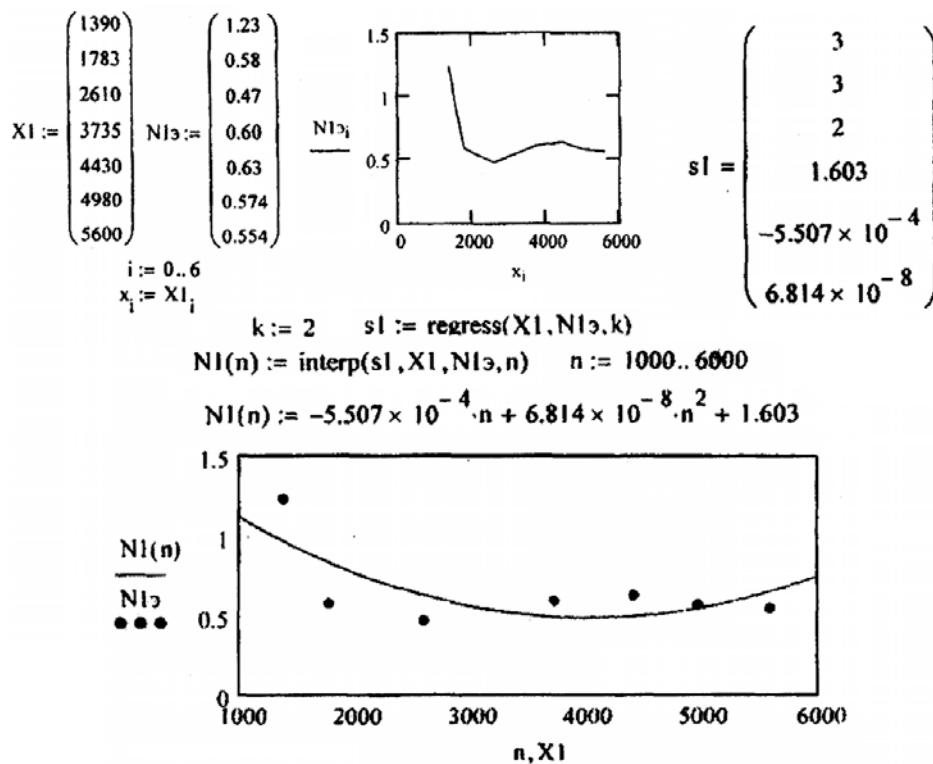


Рисунок 4.9.9 – Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения спирали n (вид забора «а»)

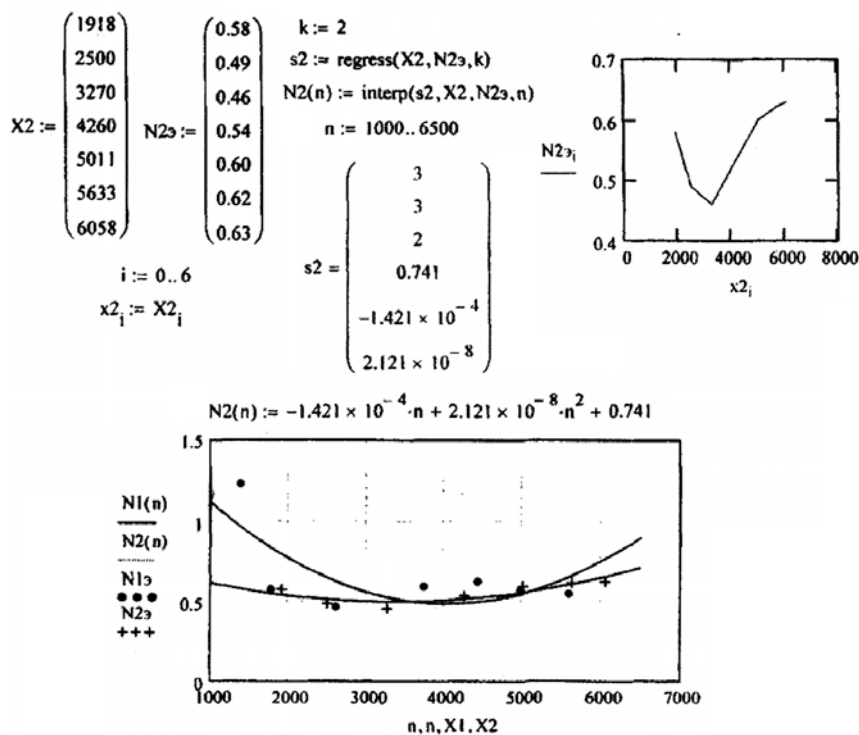


Рисунок 4.9.10 – Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения спирали n : 1 – забор «а»; 2 – забор «б»

Из графиков видно, что удельный расход мощности имеет наименьшую величину частоты вращения $n = 2000 \dots 4000$ мин-1.

При других параметрах рабочей спирали получены следующие уравнения взаимосвязи $W = f(n)$ и $N_y = f(n)$:

$$W = 0,324 \cdot n + 1,345 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 289,414, \text{ кг/ч} - \text{забор «а»};$$

$$W = 0,558 \cdot n + 5,461 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 581,966, \text{ кг/ч} - \text{забор «б»};$$

$$N_y = -7,969 \cdot 10^{-4} \cdot n + 9,275 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 2,059, \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг} - \text{забор «а»};$$

$$N_y = -5,964 \cdot 10^{-4} \cdot n + 7,178 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 1,348, \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг} - \text{забор «б»}.$$

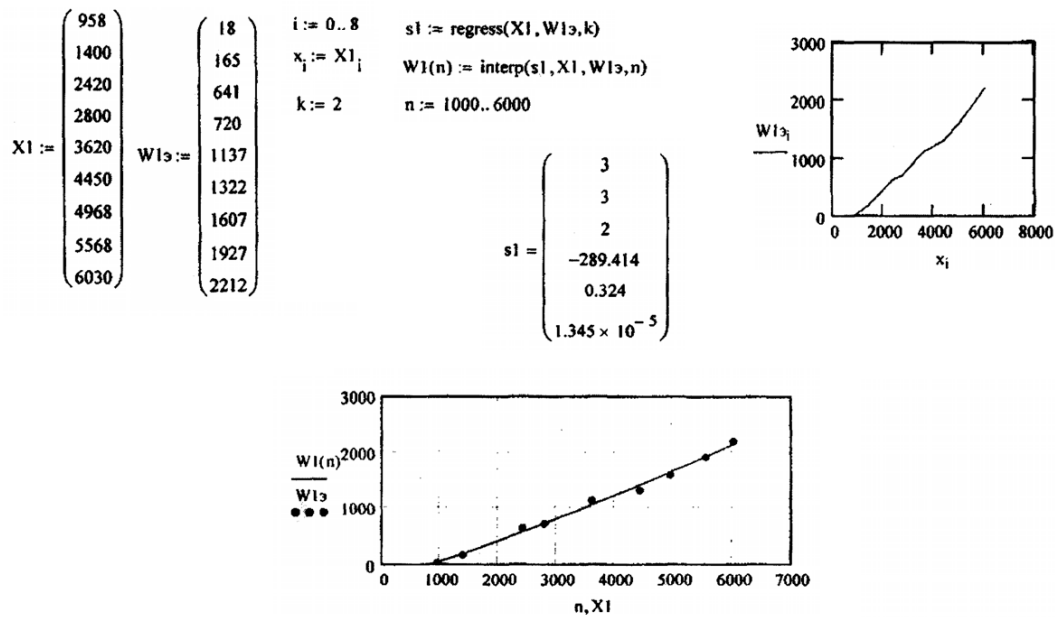


Рисунок 4.9.11 – Зависимость производительности W от частоты вращения спирали n (вид забора «а»)

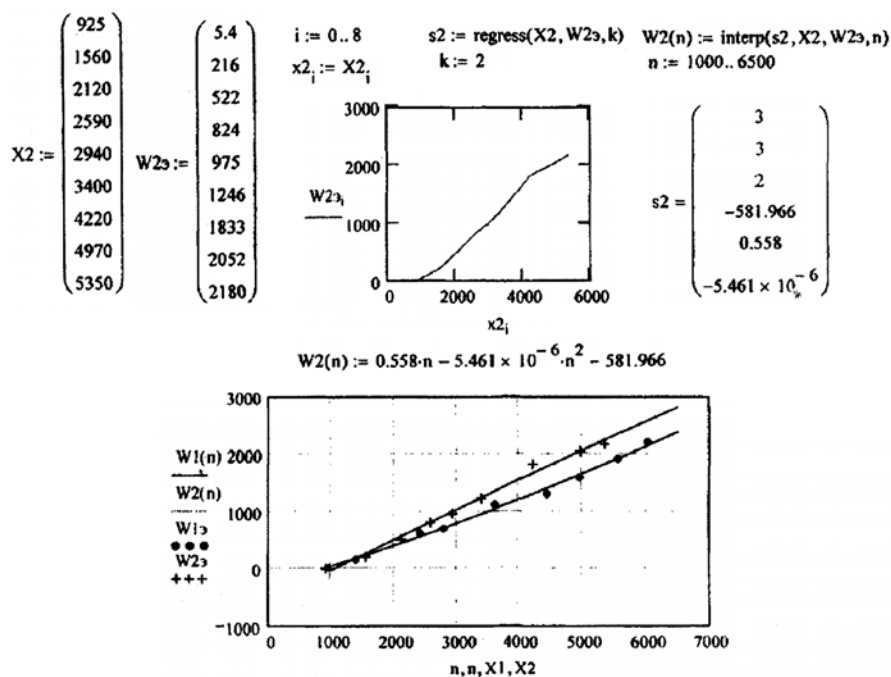


Рисунок 4.9.12

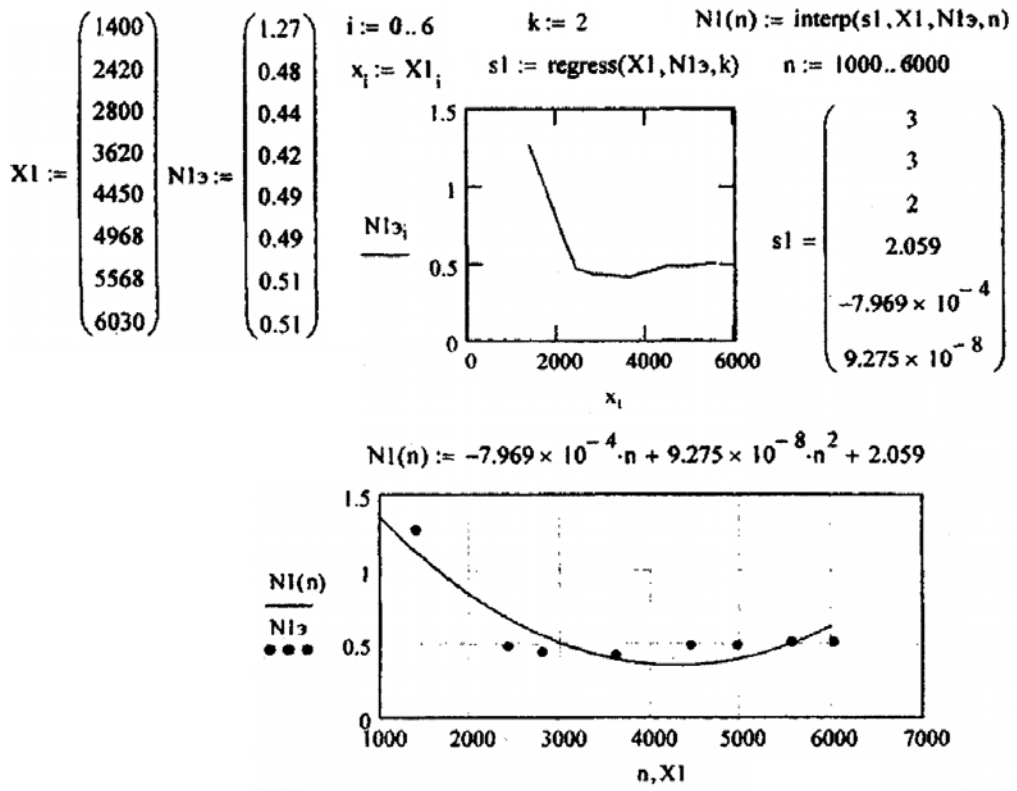


Рисунок 4.9.13

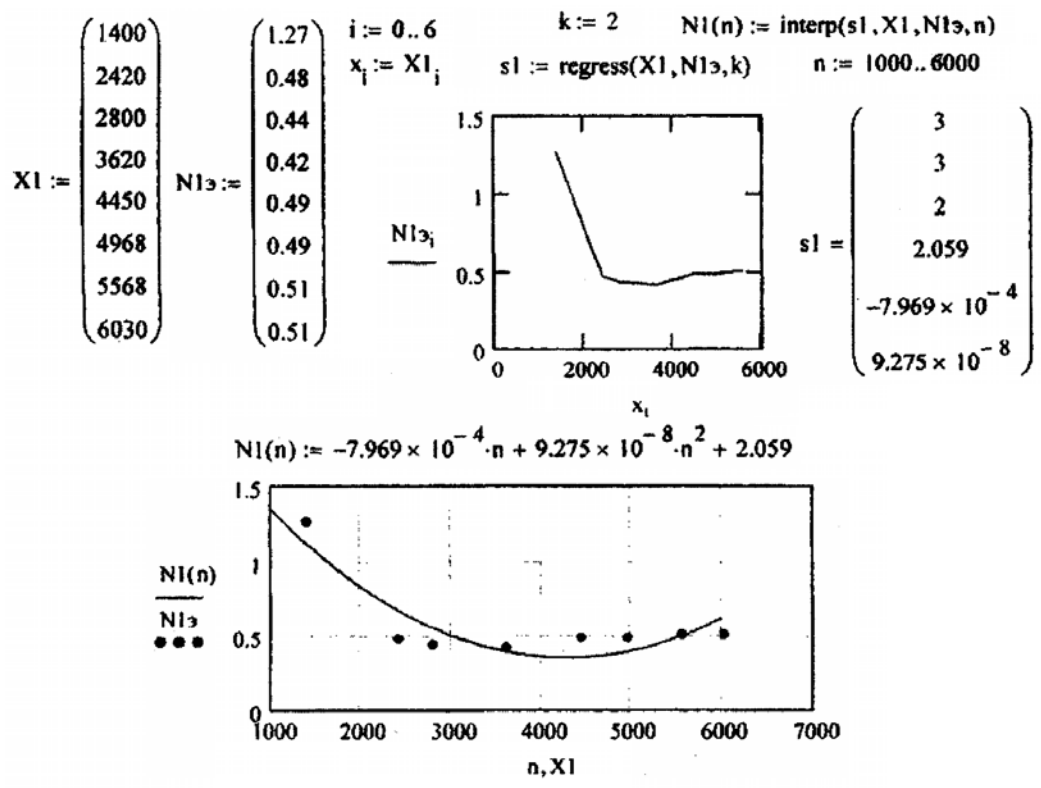


Рисунок 4.9.114

Анализ рисунков 4.9.11...4.9.14 показывает, что наименьшие удель-

ные энергозатраты наблюдаются при частотах вращения спирали несколько больших, чем в первом случае, то есть при $n = 3000 \dots 5000$ мин-1.

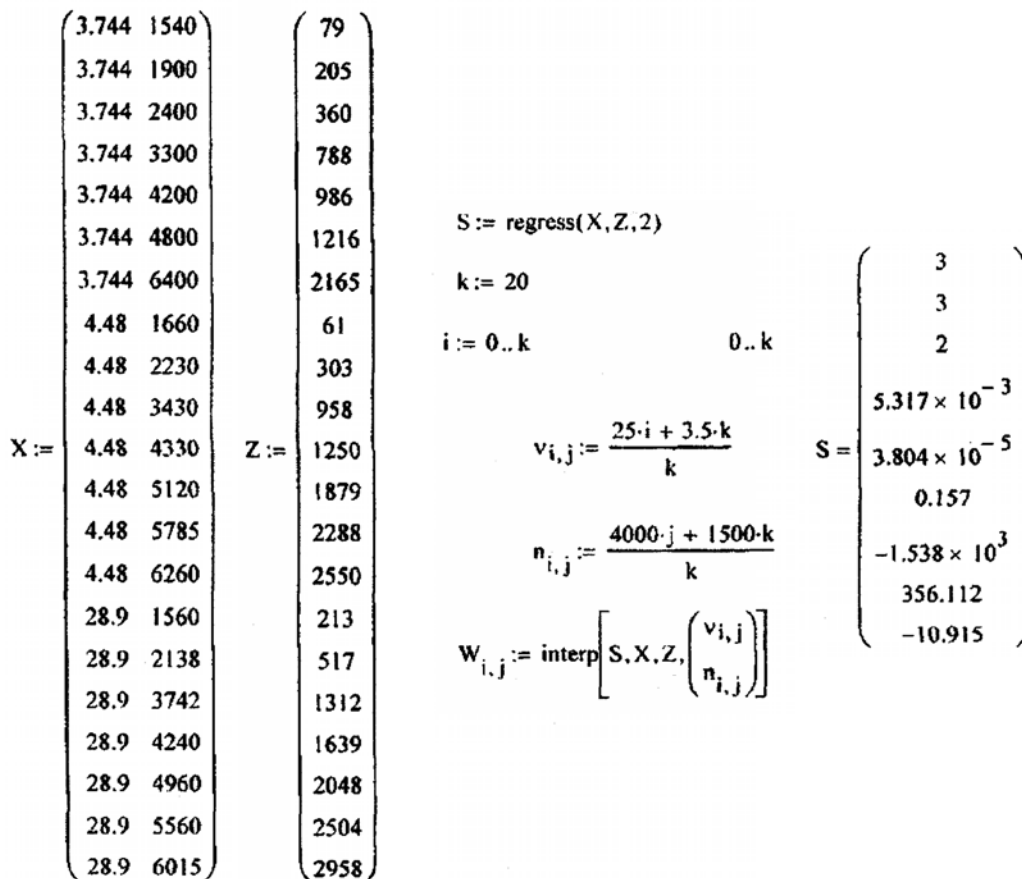


Рисунок 4.9.15

$$W := -1.538 \times 10^3 + 356.112 \cdot v - 10.915 \cdot (v)^2 + 0.157 \cdot n + 3.804 \times 10^{-5} (n)^2 + 5.317 \times 10^{-3} \cdot v \cdot n$$

$$W_{i,j} := S_6 + S_7 \cdot v_{i,j} + S_8 \cdot (v_{i,j})^2 + S_5 \cdot n_{i,j} + S_4 (n_{i,j})^2 + S_3 \cdot v_{i,j} \cdot n_{i,j}$$

$$A := \begin{pmatrix} 2S_8 & S_3 \\ S_3 & 2S_4 \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} -S_7 \\ -S_5 \end{pmatrix}$$

$$X1 := \text{Isolve}(A, B) \quad X1 = \begin{pmatrix} 15.546 \\ -3.149 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad n := 4.5 \cdot 10^3 \quad v := 16.524$$

$$W := S_6 + S_7 \cdot v + S_8 \cdot (v)^2 + S_5 \cdot n + S_4 (n)^2 + S_3 \cdot v \cdot n \quad W = 3.237 \times 10^3$$

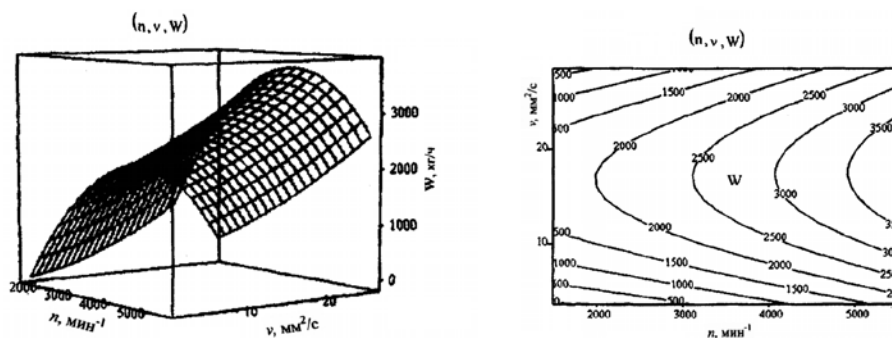


Рисунок 4.9.16

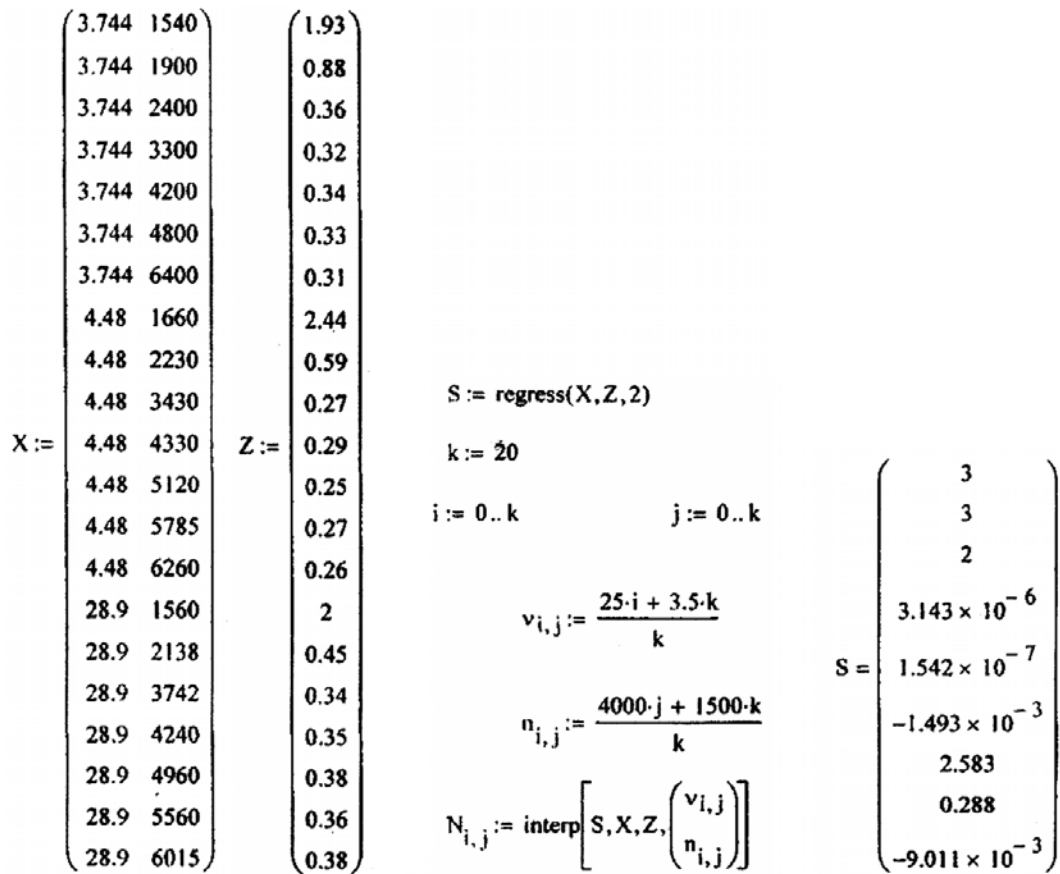


Рисунок 4.9.17

$$N := 2.583 + 0.288 \cdot v - 9.011 \times 10^{-3} \cdot (v)^2 - 1.493 \times 10^{-3} \cdot n + 1.542 \times 10^{-7} (n)^2 + 3.143 \times 10^{-6} \cdot v \cdot n$$

$$N_{i,j} := S_6 + S_7 \cdot v_{i,j} + S_8 \cdot (v_{i,j})^2 + S_5 \cdot n_{i,j} + S_4 (n_{i,j})^2 + S_3 \cdot v_{i,j} \cdot n_{i,j}$$

$$A := \begin{pmatrix} 2S_8 & S_3 \\ S_3 & 2S_4 \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} -S_7 \\ -S_5 \end{pmatrix}$$

$$X1 := \text{lsolve}(A, B) \quad X1 = \begin{pmatrix} 16.8 \\ 4.67 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad n := 4.7 \cdot 10^3 \quad v := 14.624$$

$$N := S_6 + S_7 \cdot v + S_8 \cdot (v)^2 + S_5 \cdot n + S_4 (n)^2 + S_3 \cdot v \cdot n \quad N = 1.473$$

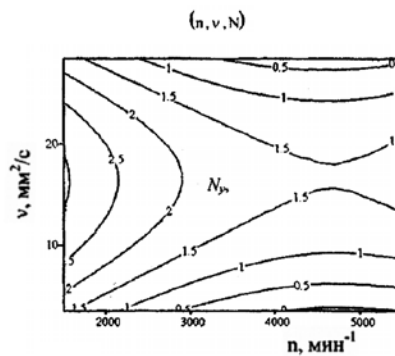
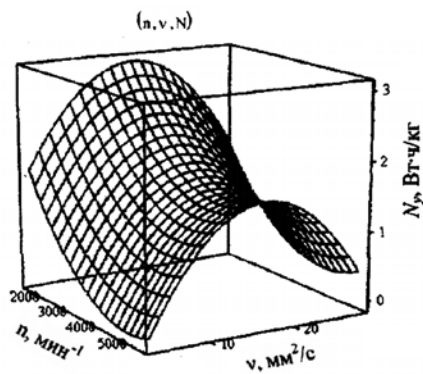


Рисунок 4.9.18

Согласно рисунков 4.9.15...4.9.18 взаимосвязи $W = f(n)$ и $N_y = f(n)$

имеют следующий вид:

$$W = -1,538 \cdot 10^{-3} + 356,112v - 10,915(v)^2 + 0,15n + 3,804 \cdot 10^{-5}(n)^2 + 5 \cdot 317 \cdot 10^{-3}vn,$$

кг/ч;

$$N_y = 2,583 + 0,288v - 9,011 \cdot 10^{-3}(v)^2 - 1,493 \cdot 10^{-3}n + 1,542 \cdot 10^{-7}(n)^2 + 3,14310^{-6}vn,$$

Вт·ч/кг

Экспериментальные данные полученные при заборе «б», n – мин⁻¹ и v – мм²/с.

Уравнения связи W и N_y от частоты вращения спирали и шага винтовой линии спирали имеет вид:

$$W = -198,404 - 4,188 \cdot S - 0,469(S)^2 - 0,027 \cdot n + 1,385 \cdot 10^{-5}(n)^2 + 0,012 \cdot S \cdot n, \text{ кг/ч}$$

$$N_y = 0,772 + 0,29 \cdot S - 3,506 \cdot 10^{-3}(S)^2 - 2,422 \cdot 10^{-3} \cdot n + 2,937 \cdot 10^{-7}(n)^2 - 9,941 \cdot 10^{-6} \cdot S \cdot n,$$

Вт·ч/кг.

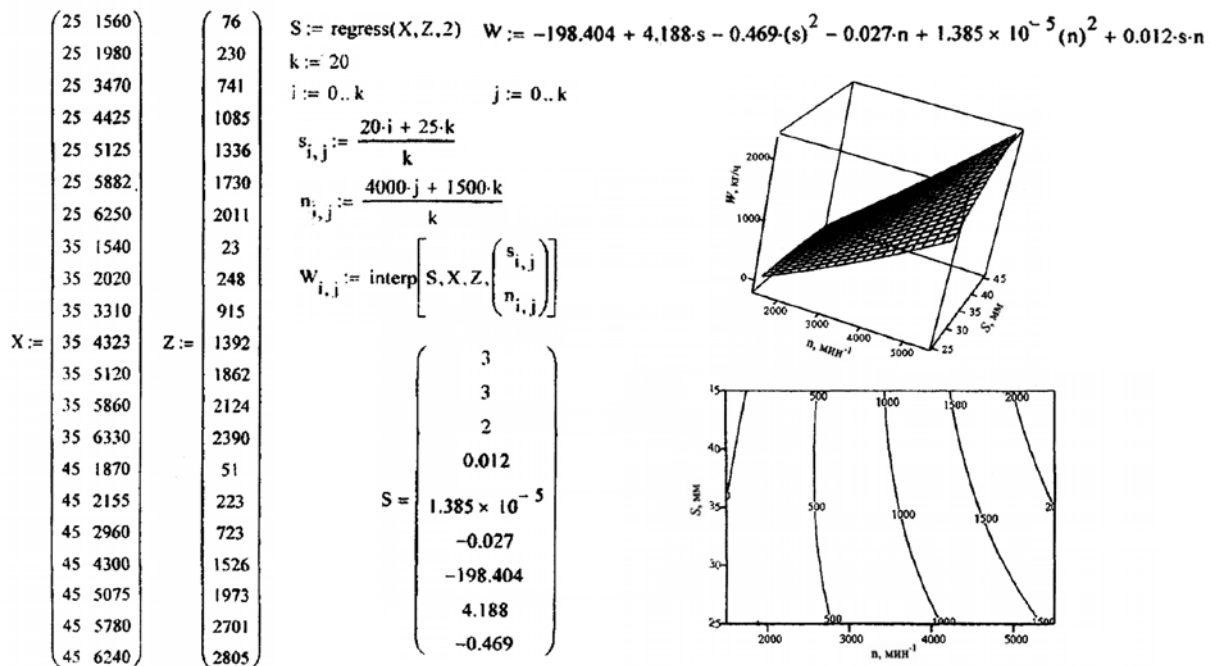


Рисунок 4.9.19

Из рисунков 4.9.19...4.9.21 видно, что увеличение шага спирали ведет к росту производительности (подачи) на 10...20% ($S = 35$ и 45 мм), при неизменных удельных энергозатратах.

```

S := regress(X, Z, 2)

k := 20

i := 0..k      j := 0..k

si,j :=  $\frac{20 \cdot i + 25 \cdot k}{k}$ 

ni,j :=  $\frac{4000 \cdot j + 1500 \cdot k}{k}$ 

Ni,j := interp[S, X, Z,  $\begin{pmatrix} s_{i,j} \\ n_{i,j} \end{pmatrix}$ ]

```

Рисунок 4.9.20

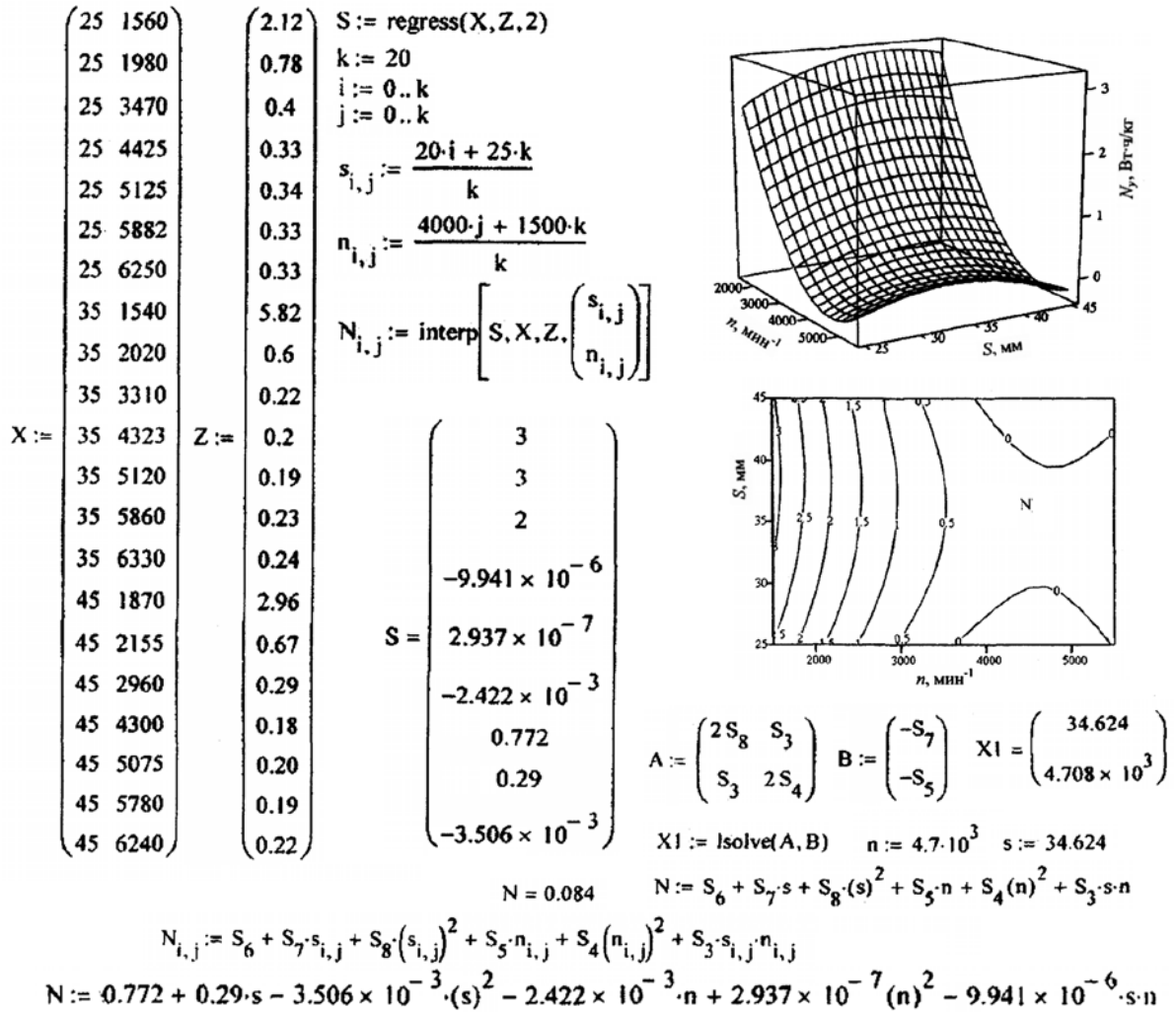


Рисунок 4.9.21

Результаты исследований зависимости производительности (подачи), удельных энергозатрат от кинематической вязкости материала и шага спирали приведены на рисунках 4.9.22, 4.9.23, 4.9.24, 4.9.25.

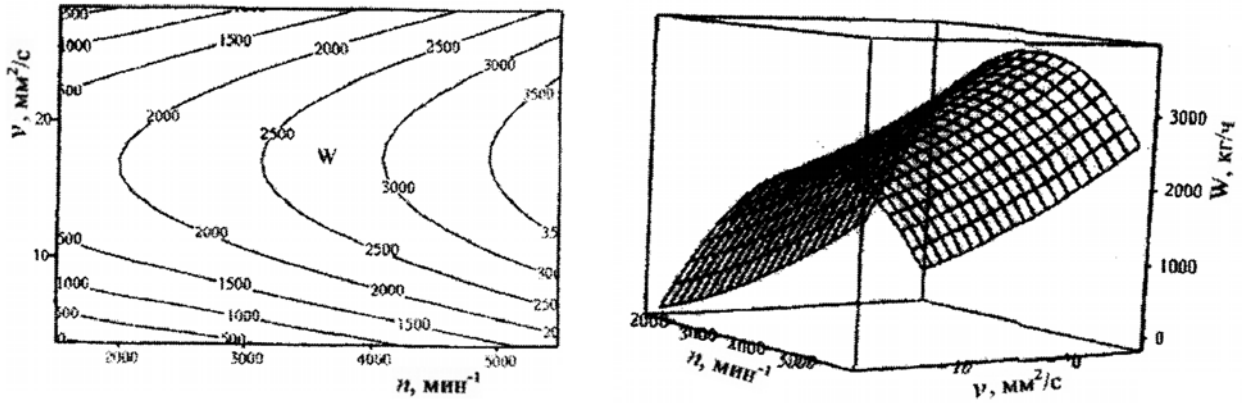


Рисунок 4.9.22 – Зависимость производительности (подачи) от частоты вращения спирали и кинематической вязкости жидкости: $D_k=27,5$ мм, $d_H=25$ мм, $S=35$ мм, $H=2,8$ м. Вид забора «б».

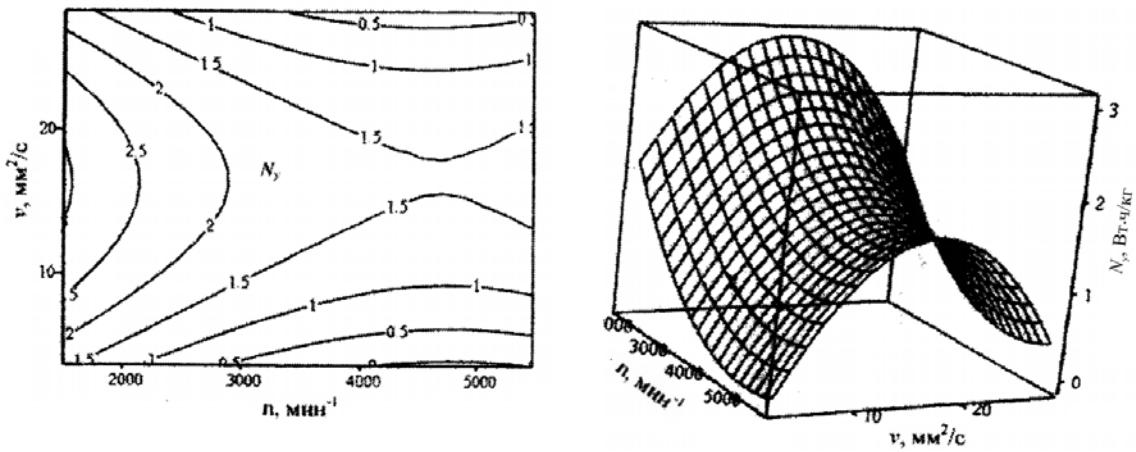


Рисунок 4.9.23 – Зависимость удельных энергозатрат от частоты вращения спирали и вязкости жидкости: $D_k=27,5$ мм, $d_H=25$ мм, $S=35$ мм, $H=2,8$ м. Вид забора «б».

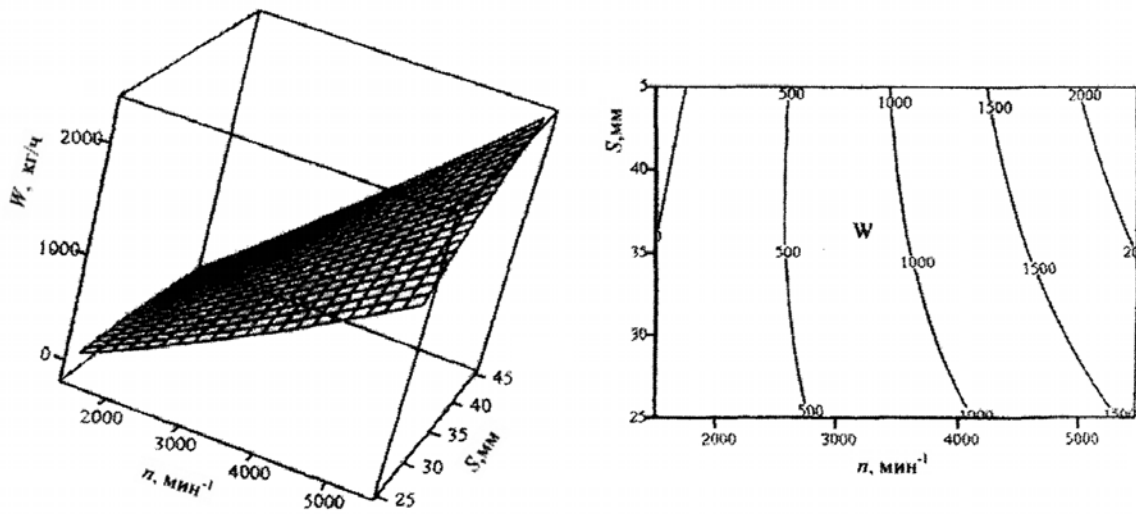


Рисунок 4.9.24 – Зависимость производительности подачи от шага и частоты вращения спирали: $D_k=27,5$ мм, $d_H=25$ мм, $\delta=3$ мм, $\nu=3,48$ мм²/с. Вид забора «в»

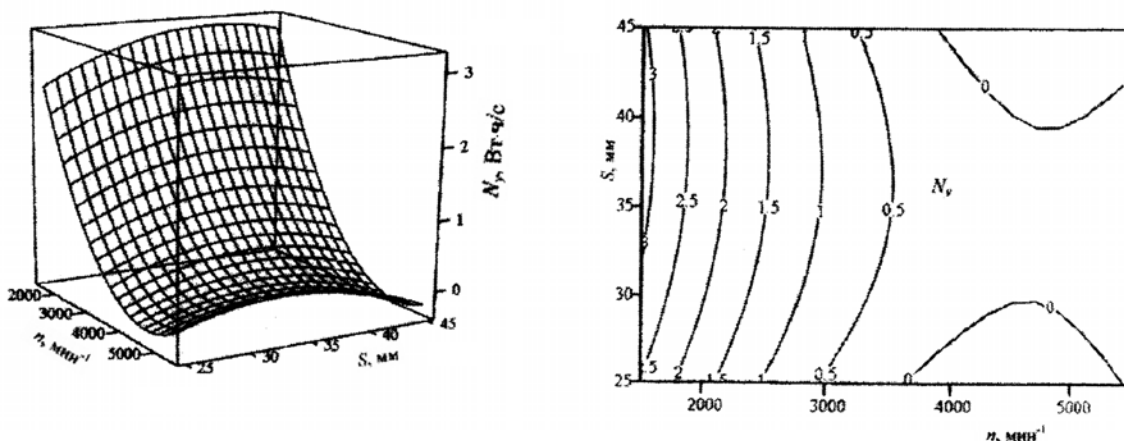


Рисунок 4.9.25 – Зависимость удельных энергозатрат от частоты вращения и шага спирали: $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $v = 3,48$ мм²/с. Вид забора «в»

4.10. Деформации спирали

4.10.1. Удлинение спирали по вертикальной трассе

Спирали вращения, используемые в качестве рабочих органов различных машинах, выступают как накопители потенциальной энергии, совершая при этом перемещение жидких и сыпучих материалов исходя из технологического назначения.

С точки зрения их прочности, они подвергаются, как сжатию так и удлинению, скручиванию, вибрациям и колебаниям.

Для случаев, рассматриваемых в наших исследованиях, параметры спирали находятся в очень широких пределах:

- диаметр проволоки, $\delta = 1 \dots 10$ мм;
- диаметр (шаг) спирали $d_n(S) = 5 \dots 300$ мм;
- длина спирали, $L = 0,1 \dots 75$ м;
- частота вращения спирали $n = 5 \dots 10000$ мин⁻¹ ;
- материал проволоки (обычно), Ст. 65Г.

Выполнение ряда технологических операций предпочтительнее осуществлять путем простого перемещения тела (от и до), то есть по вектору, а в некоторых случаях (процессы смешивания материалов), требуется максимально удлинить путь, это расстояние, пройденное телом по траектории, по винтовой линии – это уже «скаляр».

Анализ литературных источников по механике не позволяет получить достоверных данных по величине деформации для нашего случая компоновки рабочих органов машин, агрегатов и других технических средств.

Существующие исследования и теория вопроса посвящены случаям, когда угол наклона винтовой линии составляет $\alpha < 15^\circ$. В нашем случае данный угол в основном составляет ($S = d_{cp}$):

$$\alpha = \arctg S / \pi d_{cp} = \arctg l / \pi = 17^{\circ}40' \text{ и более,} \quad (4.10.1)$$

где S - шаг винтовой линии спирали; d_{cp} - средний диаметр спирали.

Следовательно, существующие трактовки вопроса по деформациям спиралей в науке и технике приемлемы в наших исследованиях для базового материала с временным сопротивлением $\sigma_{вр}$:

$$\begin{array}{llll} \delta = 2 \text{ мм} & \sigma_{вр} = 20000 \text{ кг/см}^2 & \delta = 5 \text{ мм} & \sigma_{вр} = 16000 \text{ кг/см}^2 \\ \delta = 3 \text{ мм} & \sigma_{вр} = 19000 \text{ кг/см}^2 & \delta = 6 \text{ и } 7 \text{ мм} & \sigma_{вр} = 15000 \text{ кг/см}^2 \\ \delta = 4 \text{ мм} & \sigma_{вр} = 17000 \text{ кг/см}^2 & \delta = 8 \text{ мм} & \sigma_{вр} = 13000 \text{ кг/см}^2 \end{array} \quad (4.10.2)$$

Площадь поперечного сечения проволоки и вес 1 метра принимаем согласно таблице 4.10.1.

Таблица 4.10.1 – Поперечные сечения и вес проволоки

Диаметр проволоки, δ , мм	Площадь поперечного сечения, F , см ²	Вес 1 м проволоки, g, кг
1,00	0,00785	0,006
2,00	0,03140	0,025
3,00	0,07070	0,055
4,00	0,12600	0,099
5,00	0,19600	0,155
6,00	0,28300	0,222
7,00	0,38500	0,302
8,00	0,50300	0,395

Известно, что функциональные назначения вращающихся спиралей обеспечиваются посредством подачи крутящего момента M_k двигателя определенной мощности N . Согласно общим положениям механики, M_k и N связаны уравнением:

$$M_{\epsilon} = N / \omega, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.10.3)$$

где N – мощность привода, Вт; ω – угловая скорость, рад/с.

Принимая обычные режимы работы спирально-винтовых рабочих органов, при $N = 2500$ Вт, $n = 1000$ мин⁻¹, найдем значения крутящего момента:

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3/14 \cdot 1000 / 30 = 105 \text{ рад/с}; \quad (4.10.4)$$

$$M_{\epsilon} = N / \omega = 2500 / 105 = 23,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.10.5)$$

Момент сопротивления проволоки кручению:

$$W_p = V_{\dot{\epsilon}} / [\tau_{\dot{\epsilon}}] = 23,8 / 50 \cdot 6 = 0,475 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (4.10.6)$$

$$\delta = \sqrt[3]{W_p / 0,2} = \sqrt[3]{0,475 \cdot 10^{-6}} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,06 \text{ мм}. \quad (4.10.7)$$

Известно, что при перемещении материала в сторону от привода, спираль укорачивается, и при перемещении в сторону к приводу - удлиняется, причем, при больших длинах (до 75 м) достаточно значительно. Данное явление при конструировании технических средств приходится учитывать (или монтажом упорных устройств, или удлинением линии транспортирования).

Экспериментальные исследования были проведены для двух вариантов спирали с диаметром проволоки $\delta = 6 \text{ мм}$ и $\delta = 8 \text{ мм}$.

1. Параметры спирали при $\delta = 6 \text{ мм}$: длина $L = 4,15 \text{ м}$; шаг $S = 0,05 \text{ м}$; индекс $C = 7,34$; наружный диаметр $d_H = 0,05 \text{ м}$, количество витков $i = L/S = 83$; временное сопротивление материала проволоки $\sigma_{вр} = 15000 \text{ кг/см}^2$.

Результаты экспериментальных данных приведены в таблице 4.10.2 и рисунках 4.10.1 и 4.10.2.

Таблица 4.10.2 – Удлинение спирали Δl от осевой силы P_z

№ n/n	$K = \Delta l / \Delta l_3$	P_z, H	$\Delta l_3, \text{ мм}$	$\Delta l_T, \text{ мм}$
1	3,5	60	35	52,6
2	1,76	160	80	140
3	1,76	260	130	228
4	1,75	300	150	263
5	1,70	370	190	324

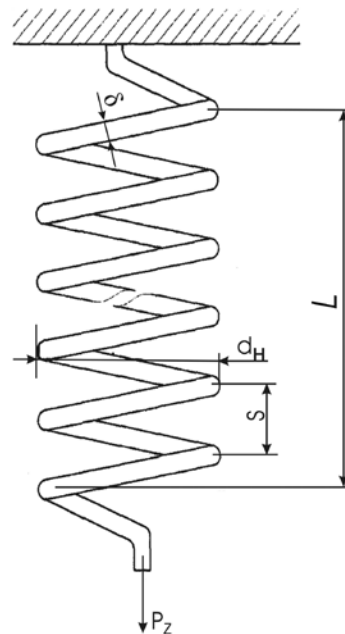


Рисунок 4.10 1 – Схема нагружения

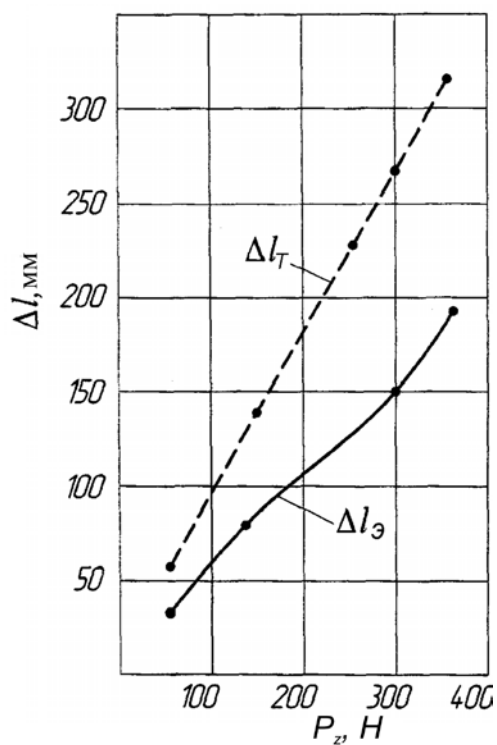


Рисунок 4.10.2 – Зависимость удлинения от нагрузки

Данные испытаний для спирали $d_H = 30,5$ см, $S = 22$ см, число витков $i = 15,3$ длина в вертикальном положении $L_B = 3,6$ м, индекс $C = 35,8$ приведены на рисунках 4.10.3 и 4.10.4.

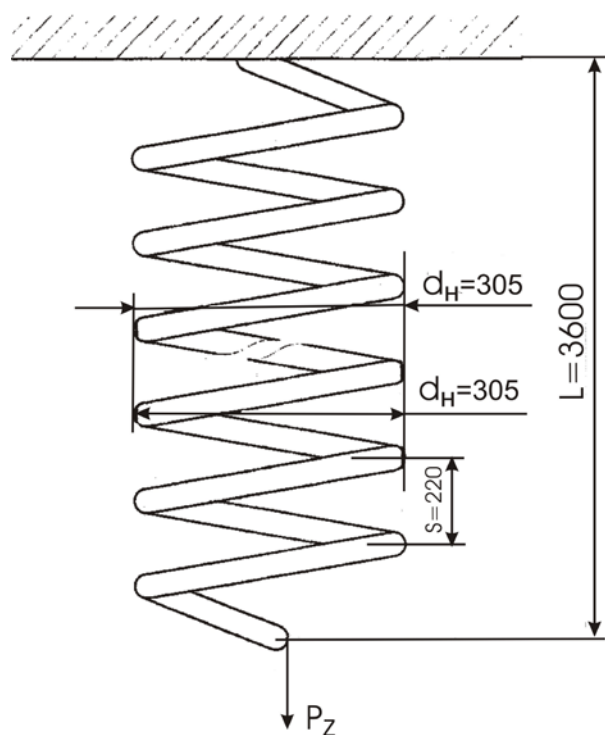


Рисунок 4.10.3 – Параметры спирали № 2

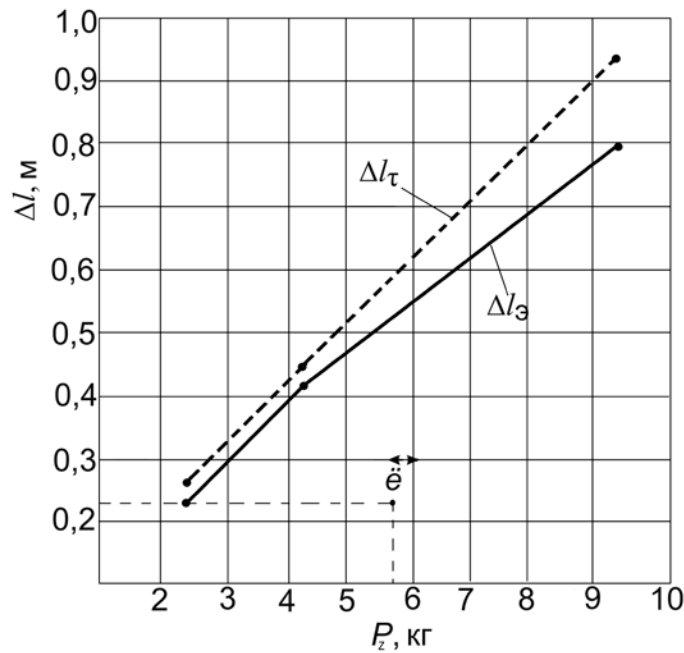


Рисунок 4.10.4 – Зависимость удлинения спирали от осевой силы

Из рисунка 4.10.4 видно, что при $P_z = 2,35$ кг, $\Delta l = 24$ см; при $P_z = 4,35$ кг, $\Delta l = 41$ см и при $P_z = 9,35$ кг, $\Delta l = 80$ см.

Удлинение спирали от собственного веса составляет:

$$L_a - L_{\bar{a}} = 3,6 - 3,37 = 0,23 \text{ м,}$$

где $L_{\bar{a}}$ – длина спирали в вертикальном положении, L_a – в горизонтальном.

При этом собственный вес спирали составляет:

$$G_i = f \pi d_{cp} i \beta = 3,14 \cdot 0,297 \cdot 15,3 \cdot 7800 = 5,6 \text{ кг,} \quad (4.10.8)$$

где $f = 0,25\pi\delta^2$ – площадь сечения проволоки, м^2 ; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность металла; $d_{cp} = 0,297 \text{ м}$ – средний диаметр спирали; i – число витков.

Согласно существующих в научных данных деформация спирали определяется по формуле (интеграл Мора):

$$\Delta = \int_0^{\pi d_i i} \frac{P_z d_i}{2} \cdot \frac{1 \cdot d_i}{2} \cdot \frac{d_z}{GJ_p} \text{ м,} \quad (4.10.9)$$

где d_z – длина элемента спирали; $\pi d_i i = l$ – длина прутка спирали; J_p – полярный момент сечения проволоки; G – модуль сдвига ($7,35 \cdot 10^{10}$, Н/м^2). Интегрируя данные выражения и заменяя полярный момент через диаметр проволоки δ ($J_p = \pi \delta^2/32$) получим жесткость (удлинение):

$$\Delta = 8P_z d_i^3 i / G \delta^4, \text{ м} \quad (4.10.10)$$

подставляя в выражение (4.10.10) данные из таблицы 4.10.2 получим:

$$\Delta l = 8 \cdot 60 \cdot 0,05^3 \cdot 83/7,35 \cdot 10^{10} \cdot 0,006^4 = 52,6 \text{ мм}, \quad (4.10.11)$$

соответственно:

$$\Delta l_2 = 140 \text{ мм}; \Delta l_3 = 228 \text{ мм}; \Delta l_4 = 263 \text{ мм}; \Delta l_5 = 324 \text{ мм}.$$

Анализ таблицы 4.10.2 и рисунка 4.10.2 показывает, что удлинение спирали рассчитанный с помощью интеграла Мора Δl_T в 1,5...1,76 раза превышает удлинение экспериментальное Δl_3 .

В расчетах по уравнению (4.10.10) модуль сдвига принят согласно рекомендациям Глушкова Г. С. и Синдеева В. А. (Курс сопротивления материалов – учебник) $G = 7,3 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$. В действительности модуль сдвига для пружинных сталей типа Ст.65Г составляет $8,3 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ и превышение $K = \Delta l_T / \Delta l_3$ составит 1,33...1,56 раза.

Существующие трактовки по деформации рассчитаны для спиралей небольших длин и малых углов наклона винтовой линии.

В наших экспериментах угол наклона винтовой линии равнялся

$$\alpha = \arctg S / \pi d_{cp} = \arctg 50 / 3,14 \cdot 44 = 22^\circ 30'. \quad (4.10.12)$$

3. Данные экспериментальных исследований спиралей с параметрами $d_n = 0,305 \text{ м}$, $S = 0,22 \text{ м}$, $i = 15,3$, $\delta = 0,008 \text{ м}$, $G = 8,3 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ приведены на рисунке 4.10.4. и таблице 4.10.3.

Таблица 4.10.3 – Результаты экспериментальных исследований спирали второго варианта конструктивного исполнения

№ п/п	$K = \Delta l_T / \Delta l_3$	$P_z, \text{ Н}$	$\Delta l_3, \text{ мм}$	$\Delta l_T, \text{ мм}$	$\Delta l_{\bar{e}}, \text{ м (G)}$
1	1,00	23,5	0,24	0,241	0,23
2	1,19	43,5	0,41	0,446	-
3	1,19	93,5	0,80	0,955	-

Подставляя в формулу (4.10.10), данные из таблицы 4.10.3 находим:

$$\Delta l = 8 \cdot 23,5 \cdot 0,305^3 \cdot 15,3 / 8,3 \cdot 10^{10} \cdot 0,008^4 = 0,241 \text{ м}, \quad (4.10.13)$$

соответственно:

$$\Delta l_2 = 446 \text{ мм}; \Delta l_3 = 955 \text{ мм}; \Delta l_{\bar{e}}(G = 56H) = 0,23 \text{ м}.$$

Анализ таблицы 4.10.3 показывает, что степень различия Δl_T от Δl_3

находится в пределах $K = 1 \dots 1,19$ при $G = 8,3 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ (Ст.65Г).

Исследования показывают, что для случая расчета осадки (удлинения) спиралей технических средств перемещения жидких и сыпучих сельскохозяйственных материалов в первом приближении можно использовать существующие в науке и практике теоретические аспекты расчёта спирали.

4.10.2. Исследования по определению провисания спиралей

Исследования проводились с целью определения необходимого усилия натяжения для обеспечения состояния, в котором длинномерная подвешенная за концы спираль отрывается от опорной поверхности и прогиб ее в средней части минимальный. Кроме того, также определялась удлинение спирали и изменение шага витков при этом усилии натяжения.

Исследовались две спирали:

– спираль № 1: $d_n = 50 \dots 52 \text{ мм}$, $S = 40 \dots 41 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $L = 16,62 \text{ м}$, $g = 20,8 \text{ кг}$, Ст.65Г;

– спираль № 2: $d_n = 100 \text{ мм}$, $S = 96 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $L = 11,44 \text{ м}$, $g = 13,2 \text{ кг}$, Ст.65Г;

Схема и общие виды провисания приведены на рисунке 4.10.5.

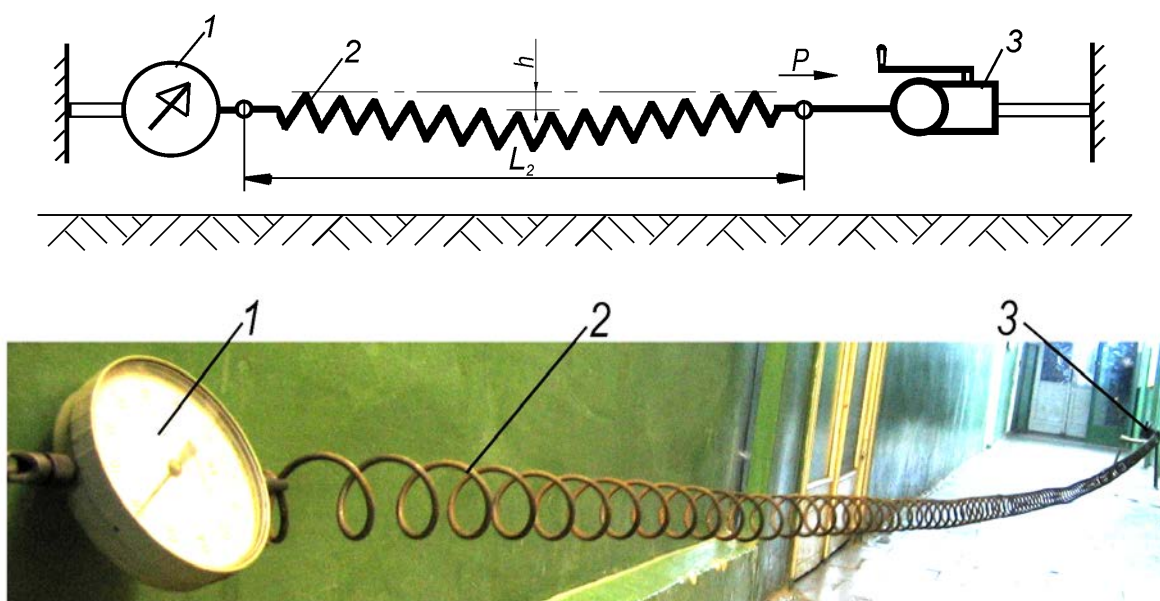


Рисунок 4.10.5 – Схема и общий вид провисания:
1 – динамометр; 2 – спираль; 3 – лебёдка

Использовали динамометр ДПУ-0,2-2 ГОСТ 13837-79 с пределами измерения $0 \dots 0,2 \text{ кН}$, цена деления $0,02 \text{ кН}$. Линейные размеры измерялись рулеткой и линейкой ГОСТ 427-75 с ценой деления 1 мм . Усилие натяжения создавалось с помощью червячной лебёдки (рисунок 4.10.6).

Для выпрямления спирали (№ 1) после хранения в виде бухты необходимо было приложить усилие ($P = 0,26 \text{ кН}$). При усилии $P = 1,14 \text{ кН}$ наблюдалось начало отрыва спирали от опорной поверхности. В полностью под-

вешенное состояние спираль перешла при усилии натяжения $P = 1,62$ кН. В этом состоянии прогиб спирали в среднем составит 50...80 мм, что вполне удовлетворяет рабочему состоянию, поскольку полностью плотность жидкости больше вязкости воздуха, следовательно, при транспортировании жидкого или полужидкого материала, спираль будет частично опираться на материал. В этом состоянии длина спирали составила $L_3 = 17,3$ м. Удлинение спирали составило: $\Delta L = L_3 - L = 17,3 - 16,62 = 0,68$ м.

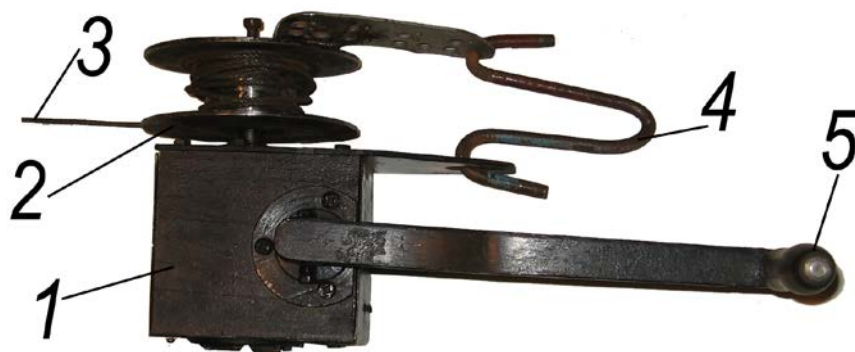


Рисунок 4.10.6 – Лебёдка натяжения:
1 – корпус; 2 – барабан; 3 – трос; 4 – скоба; 5 – рукоятка

Шаг винтовой поверхности увеличился на $\Delta S = 3...4$ мм, при неизменном наружном диаметре спирали $d_n = 50...52$ мм.

Исследования спирали № 2 показали, что начало отрыва от опорной поверхности происходит при усилии натяжения $P = 0,47$ кН, подвешенное состояние происходит при усилии натяжения $P = 0,8$ кН, провисание спирали в средней ее части составило 45...58 мм. Увеличение длины спирали при этом усилии натяжения ΔL составило 0,91 м. Шаг спирали увеличился с 96 мм до 103 мм, заметного изменения наружного диаметра не произошло.

Проведенные исследования позволяют сделать выводы:

1. Необходимое усилии натяжения для обеспечения подвешенного состояния не превышает предельного усилии приводящего к необратимым пластическим деформациям спирали.

2. Увеличение шага спирали происходит в допустимых пределах, не оказывающих значительного влияния на изменение производительности транспортирования.

3. Изменение наружного диаметра спирали не происходит в пределах усилии натяжения необходимого для обеспечения подвешенного состояния.

4. У спирали большого наружного диаметра степень увеличения длины больше.

5. Больше увеличение шага спирали происходит с увеличением наружного диаметра, так у спирали с наружным диаметром равным 100 мм изменение шага составило 4...7 мм, а у спирали с наружным диаметром 50 мм изменение шага составило 1...4 мм. Больше изменение шага в средней части, а меньшее у конца спирали при одном и том же диаметре проволоки.

6. Относительное удлинение спиралей в зависимости от массы и длины спирали $\Delta l = \frac{\Delta L}{mL_n}$ составило соответственно для спирали с наружным диаметром 50 мм – $2 \cdot 10^{-3}$ м/(кг·м), а для спирали с наружным диаметром 100 мм – $6 \cdot 10^{-3}$ м/(кг·м).

7. Для обеспечения подвешенного состояния спирали с диаметром проволоки 8 мм можно рекомендовать минимальные удельные усилия натяжения в пределах $(6,1 \dots 8,1) \cdot 10^{-2}$ кН/кг.

4.10.3. Исследования спиралей на предельное усилие растяжения

Исследования спиралей проводились на стенде общий вид, которого изображен на рисунке 4.10.7, образцы исследуемых спиралей приведены на рисунке 4.10.8. Исследовались спирали как вновь изготовленные, так и подвергшиеся износу в процессе эксплуатации. Наружный диаметр исследуемых спиралей оставал от 27 до 97 мм, шаг – от 27 до 78,5 мм, толщина проволоки – от 2 до 10 мм.

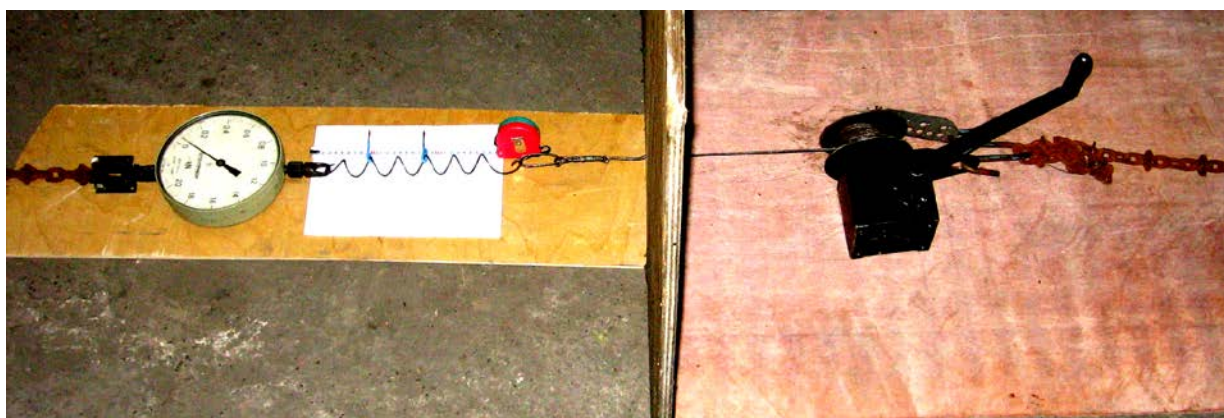


Рисунок 4.10.7 – Общий вид стенда для определения предельного усилия растяжения спиралей



Рисунок 4.10.8 – Образцы исследуемых спиралей

Результаты исследования спиралей на предельное усилие растяжения приведены в таблице 4.10.4.

Таблица 4.10.4 – Результаты исследования спиралей на предельное усилие растяжения

Образец № 1: $d_H = 27$ мм; $\delta = 3$ мм; $S_H = 27$ мм; $S_K = 39,5$ мм; $l_K = 73,5$ мм							
P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,52
l , мм	61	66	71	76,5	82	89	93,5
						Начало де-формации	Плывёт

Образец № 2: $d_H = 29,3$ мм; $\delta = 2$ мм; $S_H = 2$ мм; $S_K = 11,4$ мм; $l_K = 22,8$ мм							
P , кН	0	0,04	0,08	0,12	0,14	0,15	0,15
l , мм	7	15	23,5	35	45	60	66
						Начало де-формации	Плывёт

Образец № 3: $d_H = 35$ мм; $\delta = 3$ мм; $S_H = 41$ мм; $S_K = 48$ мм; $l_K = 110,5$ мм							
P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,54
l , мм	95	102	106	112	117	124	130
						Начало де-формации	Плывёт

Образец № 4: $d_H = 35$ мм; $\delta = 4$ мм; $S_H = 29$ мм; $S_K = 34$ мм; $l_K = 69,9$ мм							
P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,54
l , мм	95	102	106	112	117	124	130
						Начало де-формации	Плывёт

Образец № 4: $d_H = 35$ мм; $\delta = 4$ мм; $S_H = 29$ мм; $S_K = 34$ мм; $l_K = 69,9$ мм							
--	--	--	--	--	--	--	--

P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,54
l , мм	95	102	106	112	117	124	130
							Начало де- формации
							Плывёт

Образец № 5: $d_H = 45$ мм; $\delta = 4$ мм; $S_H = 38,2$ мм; $S_K = 50$ мм; $l_K = 95,6$ мм

P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
l , мм	84	89	93	96,5	101	106	112,8	123
								Начало де- формации
								Плывёт

Образец № 6: $d_H = 23,8$ мм; $\delta = 3,5$ мм; $S_H = 5,5$ мм; $S_K = 7$ мм; $l_K = 15,4$ мм

P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
l , мм	12,8	13,2	14,1	15,9	16,4	17,5	18,5	19,6	20,9	22,8	25,0
											Начало де- формации
											Плывёт

Образец № 7: $d_H = 38$ мм; $\delta = 5$ мм; $S_H = 10$ мм; $S_K = 11$ мм; $l_K = 22,5$ мм

P , кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
l , мм	19,5	20,2	22	22,6	23	24	25,5	27	27,2	28	29,8	30,5	32	34	38
															Начало деформации
															Плывёт

Образец № 8: $d_H = 49$ мм; $\delta = 8$ мм; $S_H = 15$ мм; $S_K = 16$ мм (в середине 3 витка растянулись больше, чем остальные); $l_K = 32$ мм

P , кН	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,1	1,2	1,3	1,4
l , мм	25,5	28,9	32,5	35	37,8	42	46	50	52,7

					Начало де- формации	Плывёт
--	--	--	--	--	------------------------	--------

Установлено, что предельное усилие вызывающее пластическую необратимую деформацию материала составляет: для спиралей с толщиной проволоки $\delta = 2$ мм, $P = 0,15...0,16$ кН; для спиралей $\delta = 3$ мм, $P = 0,52...0,54$ кН; для спиралей $\delta = 3,5$ мм $P = 0,9...1,0$ кН; для спиралей $\delta = 4$ мм, $P = 0,7...0,78$ кН; для спиралей $\delta = 5$ мм, $P = 1,3...1,4$ кН; для спиралей $\delta = 5,8$ мм, $P = 1,3...1,4$ кН; для спиралей $\delta = 8$ мм, $P = 2,2...2,75$ кН; для спиралей $\delta = 8$ мм с износом по наружной поверхности спирали равной 0,6 мм, $P = 2,5...3,25$ кН. Нижние пределы усилий соответствуют спиральям с большим наружным диаметром, а большие - спирали с меньшим диаметром. То есть с увеличением диаметра спирали предельное усилие вызывающее пластическую деформацию уменьшается, причём этот эффект наблюдается для всех спиралей независимо от толщины проволоки, особенно наглядно это подтверждается на образцах №№ 9...12. Исполнение спирали также влияет на предельное усилие деформации, так спирали заводского исполнения выдерживают большие усилия вызывающие пластическую деформацию (Образцы 6, 7, 8), например заводского исполнения с толщиной проволоки $\delta = 3,5$ мм выдерживают усилие $P = 0,9...1,0$ кН, а спираль свободной навивки с толщиной проволоки $\delta = 4$ мм, $P = 0,7...0,78$ кН. Уменьшение толщины проволоки вследствие износа также уменьшает предельное усилие растяжения, так при износе 0,6 мм усилие растяжения уменьшилось на 0,1...0,16 кН.

Особого влияния шага спирали на величину предельного усилия в ходе проведения исследований не выявлено.

Полученные значения предельных усилий могут быть рекомендованы для практического применения для спиралей наружного диаметра 23...100 мм и диаметром проволоки 2...8 мм как наиболее часто используемых в качестве рабочих органов в разработанных нами технических средствах.

5. Производственные исследования. Эффективность использования спирально-винтовых рабочих органов

5.1. Результаты исследования агрегата на равномерность внесения удобрений

На основании данных лабораторных исследований рабочего органа для проведения полевых исследований по определению неравномерности и нормы внесения удобрений были приняты следующие факторы:

- давление варьировалось в интервале 0,008...0,012 МПа;
- диаметр отверстий 2...4 мм;
- скорость передвижение агрегата 9,5...10,5 км/ч.

Исследования проводились при норме внесения 300 кг/га. Результаты исследований совместного влияния факторов на неравномерность внесения приведены в таблице 5.1 и рисунке 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты исследований агрегата на равномерность внесения

X ₁	X ₂	X ₃	Y
-	+	-	4,6
-	+	-	5,0
-	+	+	3,8
-	-	-	4,7
-	+	+	4,0
+	+	-	3,1
+	-	+	4,2
+	-	-	3,0

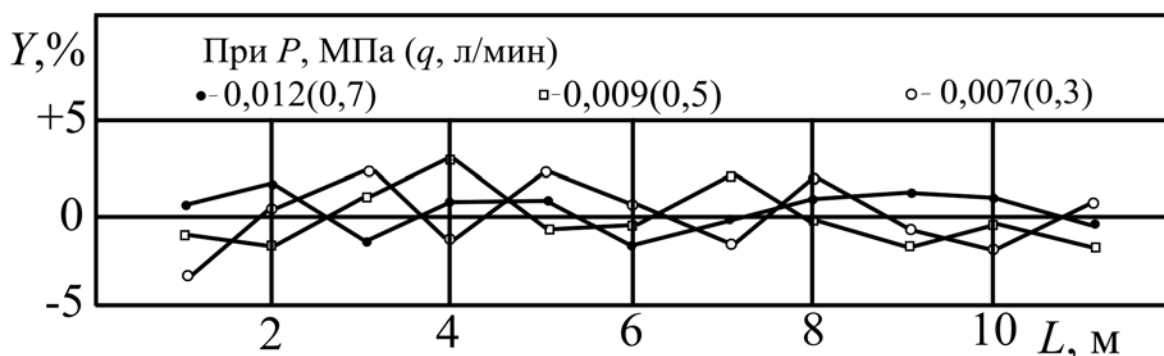


Рисунок 5.1 – Неравномерность расхода удобрений по отдельным выпускным отверстиям рабочего органа L = 10,6 м

Номограмма для определения конструктивно эксплуатационных параметров агрегата приведена на рисунке 5.2.

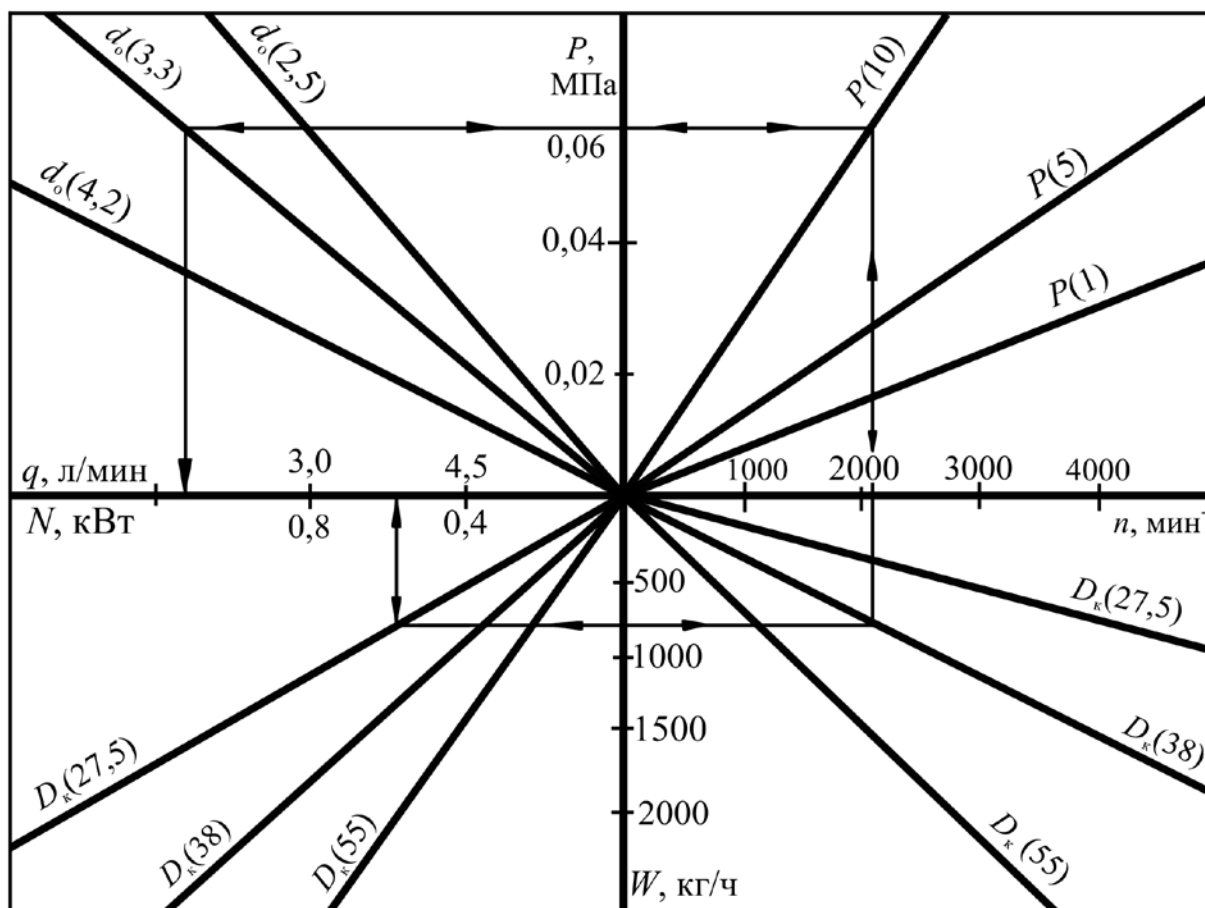


Рисунок 5.2 – Номограмма для определения конструктивно-эксплуатационных параметров рабочего органа

Данная номограмма позволяет выбрать оптимальные параметры режима работы, обеспечивающие равномерное распределение удобрений по ширине захвата агрегата.

Взаимосвязь установленная между неравномерностью внесения и варьируемыми факторами имеет вид

$$Y = 4,04 - 0,523P - 0,175d_0 + 0,29v_p. \quad (5.1)$$

Установлено, что наибольшее влияние на неравномерность внесения оказывает давление в трубе рабочего органа и скорость передвижения агрегата. Отклонение давления от заданного значения на 2,5...5% приводит к увеличению неравномерности на 10...15%. Отклонение от заданной скорости передвижения в сторону увеличения уменьшает норму внесения и наоборот. Избежать влияния колебаний скорости на неравномерность внесения удастся осуществить приводом спирали во вращении от опорного колеса разбрасывателя. При этом достигается синхронизация скорости движения с частотой вращения спирали, что приводит к автоматической регулировке давления и производительности. В ходе исследований рабочего органа с приводом от опорного колеса, неравномерность внесения не превышала 6%, а отклонение от заданной нормы внесения $\pm 3\%$.

Данные по урожайности с опытных делянок, на которых вносились удобрения опрыскивателем ОПШ-15 переоборудованным для внесения ЖКУ и предлагаемым разбрасывателем представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Изменение урожайности озимой пшеницы в зависимости от равномерности внесения удобрений

Неравномерность, %	Величина урожайности, ц/га		
	1986	1987	1988
25...30 (ОПШ – 15)	36,5	36,8	36,1
4,5...6 (предлагаемая)	38,4	40,2	39,4

Наибольшая урожайность озимой пшеницы была получена с участков, обрабатываемых предлагаемым разбрасывателем. Коэффициент потерь урожая по данным трех лет находился в пределах 0,10...0,27. Применение предлагаемого разбрасывателя позволило снизить потери урожая на 5...15%.

Анализ влияния неравномерности на урожайность показал, что при неравномерности внесения 25...30% потери урожайности озимой пшеницы «Мироновская - 808» составили 2...3 центнера с каждого гектара обработанной площади, а это составляет потерю 5...7% урожайности по сравнению с урожайностью на контрольных участках.

Величина обобщенного показателя качества процесса внесения, определяемого через потери урожая представлена в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Обобщенный показатель качества внесения удобрений

Марка машины	Годы		
	1986	1987	1988
ОПШ-15	0,71	0,81	0,76
Предлагаемый	0,86	0,89	0,90

Фенологические наблюдения показали, что в процессе развития растений наблюдается интенсивный рост зеленой массы на участках, куда попало больше удобрений. Это приводило в последующем к полеганию стеблей. В тех местах, куда удобрения совсем не попали, стебли растений имели более светлую окраску, а высота их несколько ниже. Масса колоса, как у тех, так и у других была на 5...10 % меньше, чем у растений с контрольного участка.

5.2. Результаты сравнительных исследований

Результаты исследований представлены в таблице 5.4. В результате исследований выявлено, что максимальная загрузка двигателя трактора при работе с ОПШ-15 достигается на второй передаче, при работе с разрабатываемым разбрасывателем - на четвертой передаче. В этом случае сохраняет-

ся скорость движения агрегата, определяемая задаваемой нормой внесения.

Таблица 5.4 – Результаты сравнительных исследований агрегатов

Наименование показателя	Значение показателя по видам агрегата	
	Т - 40 + ОПШ - 15	Т – 40 + разрабатываемый
Коэффициент использования эффективной мощности двигателя	0,93	0,86
Производительность за час чистого времени, га/ч	7,9	10
Часовой расход топлива, кг/ч	8,8	8,1
Погектарный расход топлива, кг/га	1,11	0,81
Рабочая скорость, км/ч	6,5	10
Ширина захвата, м	12	10
Коэффициент использования возможностей агрегата	0,81	0,97

Коэффициент использования эффективной мощности двигателя агрегирующего трактора находился в пределах 0,86...0,93. Коэффициент загрузки двигателя трактора при работе с ОПШ-15 несколько больше из-за использования вала отбора мощности для привода насоса. Затраты мощности на привод насоса при норме внесения 300 кг/га и давлении в напорной магистрали 0,6 МПа составляют 7...8 кВт. При работе с разрабатываемым разбрасывателем недогрузка двигателя объясняется необходимостью соблюдения заданной скорости движения агрегата равной 10 км/ч и отсутствием надлежащей передачи в коробке передач трактора.

Затраты мощности на привод предлагаемого рабочего органа составили 1,5 кВт при частоте вращения спирали 960 мин⁻¹.

Малая скорость движения агрегата с ОПШ-15 объясняется непригодностью широкозахватной штанги, которым оборудован этот опрыскиватель для внесения вязких ЖКУ. Удобрения приходится разбавлять водой, доводя их вязкость до $(5,5...3) \cdot 10^{-6}$ м²/с. Концентрация питательных веществ снижается и, чтобы внести ОПШ-15 такое же количество, какое содержится в базовом растворе ЖКУ марки 10-34-0 при норме внесения 300 кг/га, необходимо увеличить норму внесения. Это удастся достичь (из-за малой пропускной способности штанги и соблюдения равномерности) уменьшением скорости движения.

Следствие этого – уменьшение производительности внесения. Разница в производительности у сравниваемых агрегатов при данной норме внесения составляет 20...25%, причем эта разница увеличивается с повышением нормы внесения.

Уменьшается коэффициент использования возможностей агрегата, определяемый через массу удобрений, вносимых агрегатом на поверхность поля.

Вследствие повышения производительности агрегата со спиральным рабочим органом и меньшей мощности на привод его энергетические показатели лучше, чем у агрегата с ОПШ-15. Разница в погектарном расходе топлива составила 27%.

Следовательно, как показывает анализ результатов исследований: применение спирально-винтового рабочего органа в агрегатах для внесения удобрений снижает энергетические затраты на выполнение единицы работ; повышает производительность агрегата.

По результатам испытаний агрегата разработана номограмма для определения эксплуатационных параметров агрегата от нормы внесения и производительности рабочего органа (рисунок 5.3). Данная номограмма позволяет выбирать оптимальные режимы работы агрегата при различных нормах внесения удобрений.

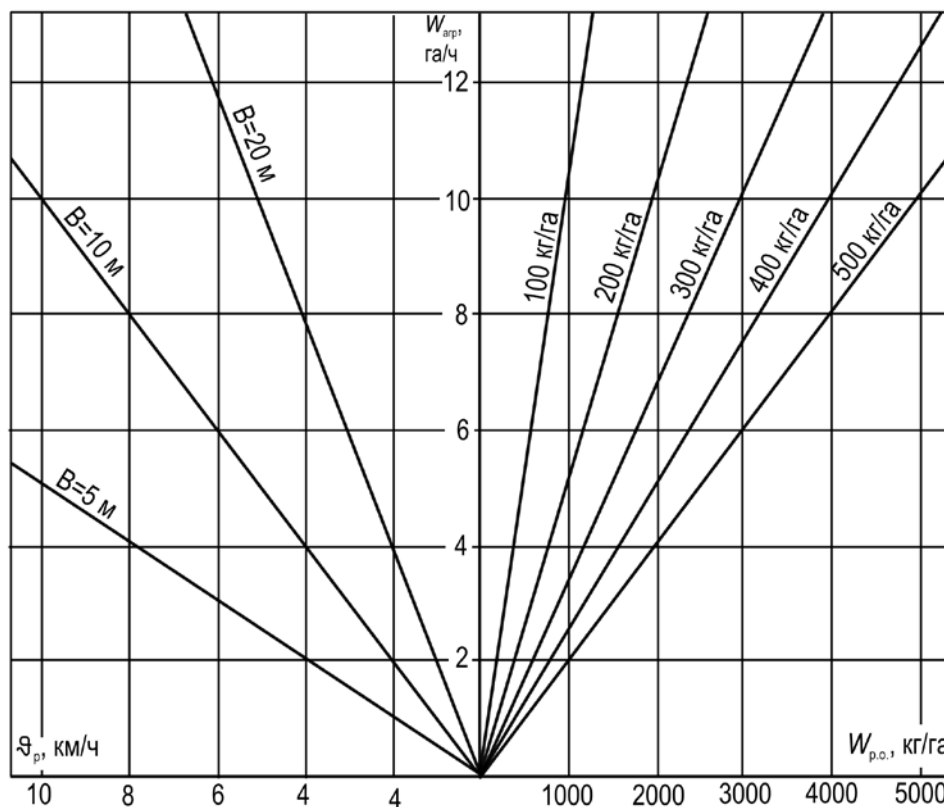


Рисунок 5.3 – Номограмма для определения эксплуатационных режимов агрегата

5.3. Эффективность исследований

Экспериментальные и производственные исследования агрегатов с рабочим органом спирально-винтового типа для внесения ЖКУ, а также использование в условиях рядовой эксплуатации хозяйства доказывает их преимущества по сравнению с опрыскивателем ОПШ-15 по следующим по-

казателям:

1. Увеличение выполнения объема работ одним агрегатом;
2. Повышение производительности агрегата за смену на 8...30%;
3. Экономия топлива за счет снижения энергозатрат на выполнение единицы работы;
4. Повышение качества внесения удобрений;
5. Снижение себестоимости выполнения работы за счет повышения производительности агрегата и качества внесения удобрений.

Расчет экономического эффекта от использования агрегата с рабочим органом спирального типа для внесения удобрений производится по формуле:

$$\mathcal{E} = (C_1 - C_2) \text{ руб./га}, \quad (5.2)$$

где C_1 – себестоимость выполнения работ с применением ОПШ-15; C_2 – себестоимость выполнения работ агрегатом с рабочим органом спирально-винтового типа.

Значение себестоимости $C_1 = 4,95$ руб./га принято из годовых отчетов колхоза им. Репинского Вешкаймского района и перепроверено в результате хозяйственных испытаний (по ценам 1985 года).

Величина себестоимости подсчитывается по формуле

$$C = \left(C_1 + \frac{3}{\Phi} \right) \frac{W_1 (1 - Y_1^2)}{W_2 (1 - Y_2^2)}, \quad (5.3)$$

где 3 – затраты, учитывающие изготовление и монтаж спирального рабочего органа, руб.; Φ – среднегодовая выработка агрегата, га; W_1, W_2 – производительность агрегата до и после применения предлагаемого рабочего органа, га/ч; Y_1, Y_2 – коэффициент качества до и после применения агрегата с предлагаемым рабочим органом.

Затраты 3 , связанные с изготовлением и монтажом спирального рабочего органа, включают в себя затраты на изготовление $3_{и}$ и затраты на монтаж $3_{м}$.

$$3 = 3_{и} + 3_{м}, \quad (5.4)$$

Затраты на изготовление определяется по формуле:

$$3_{и} = C_{м} + C_{с.г.} + C_{пр} + H, \text{ руб.}, \quad (5.5)$$

где $C_{м}$ – стоимость материалов, руб.; $C_{пр}$ – заработная плата производственных рабочих с начислениями, руб.; $C_{с.г.}$ – стоимость покупных и готовых изделий, руб.; H – накладные расходы, руб.

Стоимость $C_{м}$ принимается согласно прейскурантам, действующих в

Ульяновской области. С учетом торговой наценки затраты на покупные изделия увеличивается на 10%.

Затраты на заработную плату определяются по формуле

$$C_{\text{пр}} = C_{\text{р}} + C_{\text{доп}} + C_{\text{соц}}, \text{ руб.} \quad (5.6.)$$

где $C_{\text{р}}$ – основная заработная плата производственных рабочих, руб.; $C_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата, руб.; $C_{\text{соц}}$ – начисления по социальному страхованию, руб.

Размер накладных расходов H берется в размере 12,5% от затрат на оплату труда.

Затраты на монтаж рабочего органа определяется по формуле

$$З_{\text{м}} = C_{\text{т}}t, \text{ руб.} \quad (5.7)$$

где $C_{\text{т}}$ – тарифная ставка рабочего; t – затраты времени на монтаж, час.

Данные расчетов сведены в таблицу 5.5.

Таблица 5.5 – Технико-экономические показатели

Показатели	По маркам	
	ОПШ-15	Разрабатываемый
1. Объем выполненной работы, га	550	690
2. Количество внесенных удобрений, ц	1650	2070
3. Производительность, га/ч	7,9	10
4. Погектарный расход топлива, кг/га	1,11	0,81
5. Неравномерность внесения, %	25	6
6. Затраты на переоборудование, руб.	-	25
7. Среднегодовая наработка, га	500	500
8. Себестоимость выполнения работ, руб./га	49,5	33,0

После проведенных расчетов фактический экономический эффект от использования агрегата с рабочим органом спирально-винтового типа для внесения ЖКУ на гектар обрабатываемой площади составляет

$$\mathcal{E} = 49,5 - 33,0 = 16,5 \text{ руб./га}$$

Общие выводы

1. Обзор и анализ научно-технической литературы показал, что эффективное применение жидких комплексных, жидких и сыпучих удобрений сдерживается отсутствием надлежащих машин для их внесения.

2. Теоретически установлена и экспериментально подтверждена возможность спирально-винтовых рабочих органов выравнивать расход удобрений через отверстия по ширине захвата агрегата за счёт давления создаваемого спиралью при её вращении.

3. Обоснованы теоретически и проверены экспериментально режимы использования агрегата со спирально-винтовым рабочим органом. Установлена тесная корреляционная связь (коэффициент корреляции 0,960) между частотой вращения спирали и давлением в интервале частот 100...9000 мин⁻¹.

4. Установлена взаимосвязь между энергозатратами и производительностью рабочего органа при транспортировании жидкостей различной вязкости. Получены аналитические зависимости для определения энергозатрат и производительности.

5. Разработана номограмма, позволяющая определять эксплуатационные параметры рабочего органа в интервале частот 100...2500 мин⁻¹ и различных нормах внесения удобрений.

6. Обосновано теоретически и проверено экспериментально влияние физико-механических свойств транспортируемых жидкостей, в частности, вязкости на производительность и энергозатраты. Так в интервале вязкости $(1,67...56) \cdot 10^{-6}$ м²/с удельные энергозатраты увеличились в 1,7 раза.

7. Установленные режимы работы спирально-винтового рабочего органа на внесении удобрения снижают неравномерность внесения до 5%, а расход топлива на 15...25%.

8. Получены уравнения зависимости производительности подачи от частоты вращения, шага и диаметра спирали, диаметра кожуха, высоты подъема жидкости: $D_k = 27,5...88$ мм, частоты вращения $n = 650...3000$ мин⁻¹, высоты подъёма $H = 1,75...3,4$ м, шага спирали, $S = 25...70$ мм.

Производительность подачи жидкости составляет 3,5 т/ч при $D_k = 50$ мм и 7 т/ч при $D_k = 75$ мм. Исследования проводились при длине трассы до 7,75 м.

9. Установлены зависимости удельных энергозатрат от режимно-конструктивных параметров компоновки рабочего органа. Наименьшие удельные энергозатраты обеспечиваются при частоте вращения спирали $n = 1500...3500$ мин⁻¹.

10. Получены зависимости производительности подачи от частоты вращения спирали и кинематической вязкости $\nu = 1,0...28$ мм²/с.

11. Установлено, что на основные показатели рабочего процесса: производительность и энергозатраты способы (виды) забора материала во внутрь кожуха влияют не более чем на 10%.

12. Исследования показали, что толщина вращающегося и двигающегося в осевом направлении жидкостного кольца внутри кожуха равняется в среднем разнице между внутренним радиусом кожуха и средним радиусом спирали, $\Delta = r_k - r_{cp}$ и составляет для диаметров кожуха $D_k = 27,5 \dots 100$ мм величину $0,3 \dots 1,5$ см.

13. Осевое отставание перемещаемой жидкости от осевой скорости винтовой поверхности спирали в вертикальном направлении находится в пределах $0,3 \dots 0,4$, для пологонаклонного положения кожуха ($\gamma = 10 \dots 20^\circ$) $0,6 \dots 0,7$.

14. Установлено, что один виток спирали (при $D_k = 40$ мм) при $n = 1340$ мин⁻¹ создает напор $\Delta h = 15$ мм.

Литература

1. А.с. 2012527 РФ. Спиральный питатель-дозатор / И.М. Перекалин. В.П. Пантюхин. – Оpubл. в БИ № 9, 1994.
2. А.с. 222781 СССР. Дозатор сыпучих материалов / З.И. Пискозуб и др. - Оpubл. в БИ № 23, 1968.
3. А.с. 964459 СССР. Шнековый дозатор /А.Н. Щербань и др. - Оpubл. в БИ № 37, 1982.
4. А.с. № 1544236 РФ. Штанговый распределитель минеральных удобрений / Михасенок Е.Н., Степук Л.Я. ЦНИИМЭСХ НЗ СССР. Оpubл. 12.02.88.
5. А.с. № 519155. Приспособление к почвообрабатывающим орудиям для внесения удобрений. Подойницын В.Х. Оpubл. 26.08.74. БИ № 24.
6. А. с. № 1561870 СССР, МКИ. Кл. А 01. Разбрасыватель жидких комплексных удобрений./ Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Оpubл. 1990, Бюл. №7.
7. Александров В.Л. Техническая гидромеханика. – М.-Л. Гостехиздат, 1947.
8. Альтшуль А. Д. и др. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1987. - 414 с.
9. Анискин В.И, Антышев Н.М, Елизаров В.П. Ученые-селу. / В.И. Анискин, Н.М.Антышев, В.П. Елизаров, // Журн. Сельский механизатор. - 2000. - № 1. - С.13.
10. Артемьев В. Г. История развития сельскохозяйственной техники. - Ульяновск, 2004. - 430 с.
11. Артемьев В. Г. Теория пружинных транспортёров сельскохозяйственного назначения. - Ульяновск: УГСХА, 1997. 245 с.
12. Артемьев В. Г., Артющин А. А., Резник Е. И., (Игонин В.Н. и др.). Пружинно-транспортирующие рабочие органы сельскохозяйственной техники (теория и практика). - Москва - Ульяновск,- 2005.- 554 с.
13. Артемьев В. Г., Игонин В. Н., Филимонов Н. П. Энергосберегающая технология внесения жидких комплексных удобрений // Механизация и электрификация сельского хозяйства. -1995. -№9(10), -с. 8...9.
14. Артемьев В. Г., Филимонов Н.П., Игонин В.Н. Пружинный насос для вязких жидкостей.//Информ. листок № 23-95, Ульяновский межотр. тер. ЦНТИ.- Ульяновск. 1995. - 3 с.
15. Артемьев В. Г., Филимонов Н.П., Игонин В.Н. Результаты исследований и внедрения пружинно-транспортирующих рабочих органов сельскохозяйственных машин.//Сб. научн. тр. Ульяновского СХИ /Совершенствование механизированных процессов с/х. Ульяновск, 1995. - с. 44...47.
16. Артемьев В.Г. Основы совершенствования пружинно-транспортирующих рабочих органов и их использование в различных технологических процессах растениеводства и животноводства// Дисс. д.т.н. - Ульяновск: УГСХА, 1996. С. 211...218.
17. Артемьев В.Г., Герман С.В. Агрегаты для внесения в почву биогу-муса и жижи / Проектирование и расчет. – Ульяновск, УГСХА. 2002. – 30 с.

18. Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Курдюмов В.И., Воронина М.В. Расчет, изготовление и исследование пружин различного назначения. - Ульяновск, 2010. - 221с.
19. Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Агрегат для внесения жидких комплексных удобрений при интенсивной технологии возделывания зерновых культур / Степные просторы, № 11, 1986. – с.41.
20. Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Зайцев В.П., Мурзаев Ф.Ф. Устройство для внесения жидких удобрений и гербицидов.//ИЛ №430 ЦНТИ. - Ульяновск, 1985.- 2 с.
21. Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Машины для внесения в почву жидких комплексных удобрений. (Методические указания к лабораторному практикуму для студентов инженерных специальностей). – Ульяновск, 1997. – 23 с.
22. Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Насосно-транспортирующие устройства для жидкого навоза (Пособие для студентов инженерных специальностей).//Насосно-транспортирующие устройства для жидкого навоза. Пособие для студентов инженерных специальностей. - Ульяновск, ГСХА, 2002. - 55с.
23. Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Разработка и внедрение средств механизации для внесения жидких комплексных удобрений при интенсивной технологии возделывания зерновых колосовых культур в колхозе им. Репинского Вешкаймского района Ульяновской области.//Отчет по хозяйственной теме №19-86.- Ульяновск, 1986.-73 с.
24. Артемьев В.Г., Игонин В.Н. Сельскохозяйственные машины и агрегаты с пружинно-транспортирующими рабочими органами. // Сельскохозяйственные машины агрегаты с пружинно-транспортирующими рабочими органами /Рекомендации. - Ульяновск. -1996.-47с.
25. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Губейдуллин Х.Х., Исаев Ю.М. Производительность раздатчика полужидких кормов./ Тракторы и с.-х. машины. - 2005, №12. - с. 27...28.
26. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Зайцев В. П. Агрегат для внесения жидких комплексных удобрений при интенсивной технологии возделывания зерновых культур.//ИЛ №429 ЦНТИ. -Ульяновск, 1985.- 3 с.
27. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Курдюмов В.И. Пружинно-транспортирующие рабочие органы основа полного цикла технологического процесса внесения жидких удобрений.// Машинные технологии дифференцированного применения удобрений и мелиорантов / Труды 2-й Международной научно-практической конференции по проблеме дифференцированного применения удобрений в системе координатного земледелия. - Рязань: ГНУ ВНИИМС, 2001. - с. 137... 139.
28. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Филимонов Н.П. Пружинный насос для вязких жидкостей. Инф. листок - №23-95 Ульяновский ЦНТИ. - 1995.
29. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Филимонов Н.П. Энергосберегающая технология внесения жидких комплексных удобрений// Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1995, №9 (10). - с. 8...9.
30. Артемьев В.Г., Исаев Ю.М., Губейдуллин Х.Х. Давление, создаваемое вращением проволочного винта при транспортировке в трубе. В кн. Оптимизация сложных биотехнологических систем. – Оренбург, 2003. – с.70...72.

31. Артемьев В.Г., Исаев Ю.М., Резник Е.И. Подъем жидкостей по трубам при помощи пружинного винта / Ж. Техника в сельском хозяйстве. №3.- 2001.-с.38...39.
32. Артемьев В.Г., Мокроусов А.С. Технические средства для сбора пролитых жидкостей с поверхности грунта. - Ульяновск, УГСХА, 2009. -50 с.
33. Артемьев В.Г., Филимонов Н.П., Игонин В.Н. Экология и новые машины для внесения минеральных удобрений.//Экологические проблемы сельскохозяйственного производства. Тезисы докладов. - Ульяновск, 1992. -4 с.
34. Артемьев В.Г., Филимонов Н.П., Резник Е.И., Кушнаренко И.Г. Производительность пружинно-насосных устройств для высоковязких и дисперсных жидкостей / Ж. Тракторы и сельскохозяйственные машины. М.: № 2, 2002. – 2 с.
35. Артющин А. М., Овчинников М. Ф. и др. Типовая технология применения жидких комплексных удобрений. – М.: Колос, 1983.
36. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М. Физматгиз, 1963.
37. Базегский Э. П. и др. Применение смеси растворов карбамида и аммиачной селитры в сельском хозяйстве (рекомендации). – М.: Агропромиздат, 1988.
38. Байбулатов Г.С. Анализ технологий и обоснование технологических схем машин для обработки почвы в условиях Республики Дагестан / М.Б. Халилов, Т.С. Байбулатов, С.А. Сулейманов, Ш.М. Халилов // Техника в сельском хозяйстве. - 2011. - №2.
39. Байбулатов Г.С. Теоретические основы исследования качества и равномерности распределения гербицидов в почве / С.А. Ивженко, Т.С. Байбулатов, М.Г. Абдулнатилов // Вестник Мичуринского ГАУ - 2010. - №1. - С. 52-55.
40. Байбулатов Т. С. Совершенствование механизации предпосевного внесения гербицидов в почву / С.А. Ивженко, Т.С. Байбулатов, А.В. Перетягко // Вестник Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова. - 2010. - №8. - С. 40-41.
41. Байбулатов Т.С. Две операции за один проход / Т.С. Байбулатов // Сельский механизатор. - 2011. - №2. - С. 7.
42. Байбулатов Т.С. Исследование движения частицы почвы при сходе с крыла широкозахватной лапы / С.А. Ивженко, Т.С. Байбулатов, М.П. Золотарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. - № 6. - С. 33.
43. Байбулатов Т.С. Исследования дисковой и ножевой борон при предпосевной обработке почвы с внесением гербицидов / Т.С. Байбулатов, О.К. Мухуев, Ш.М. Маазов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2007. -№ 12.-С. 16-17.
44. Байбулатов Т.С. Комбинированный агрегат для внутрипочвенного внесения гербицидов совместно с посевом кукурузы / Т.С. Байбулатов // Достижения науки и техники АПК. - 2011. - №2. - С. 70-72.
45. Байбулатов Т.С. Комбинированный агрегат для внутрипочвенного внесения гербицидов совместно с посевом кукурузы / Б.И. Шихсаидов, Т.С. Байбулатов // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. -2001.-С. 31-32.

46. Байбулатов Т.С. Комбинированный агрегат для внутрпочвенного внесения гербицидов совместно с посадкой картофеля / Т.С. Байбулатов, С.А. Ивженко, А.В. Перетятыко // Сельский механизатор. - 2010. - №8. - С. 18-19.
47. Байбулатов Т.С. Механико-технологическое обоснование эффективных технологий и технических средств по внесению гербицидов в почву / Автор. дисс. техн. наук. – Волгоград, 2011. – 38 с.
48. Байбулатов Т.С. Обоснование траектории движения частицы жидкости, выходящих из распылителя / С.А. Ивженко, Т.С. Байбулатов // Техника в сельском хозяйстве. - 2006. - № 2. - С. 13-14.
49. Байбулатов Т.С. Обоснование траектории движения частицы почвы, сходящей с крыла стрельчатой лапы / С.А. Ивженко, Б.И. Шихсаидов, Т.С. Байбулатов // Техника в сельском хозяйстве. - 2002. - №4. - С. 32-33.
50. Байбулатов Т.С. Определение зоны воздействия гербицидов при подпочвенном их внесении / С.А. Ивженко, Т.С. Байбулатов, А.В. Перетятыко // Вестник Саратовского ГАУ им. Н.И. Вавилова. - 2010. - №8. - С. 38-39.
51. Байбулатов Т.С. Охрана экологии - важный фактор при внесении гербицидов в почву / Б.И. Шихсаидов, Т.С. Байбулатов // Экология и гуманизм: материалы второй межд. науч.-практ. конф. - СПб., 2000. - С. 37.
52. Байбулатов Т.С. Параметры процесса внутрпочвенного внесения раствора гербицидов / С.А. Ивженко, Т.С. Байбулатов, М.П. Золотарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2008. - № 11. - С. 13-14.
53. Байбулатов Т.С. Повышение эффективности в борьбе с сорняками / Б.И. Шихсаидов, Т.С. Байбулатов // Роль научного обеспечения в реформировании АПК: тезисы докл. научн. конф. молодых ученых. - СПб., 2000. - С. 96-97.
54. Байбулатов Т.С. Повышение эффективности использования гербицидов и снижение их влияния на окружающую среду / Б.И. Шихсаидов, Т.С. Байбулатов // Проблемы сохранения, рационального использования и воспроизводства природно-ресурсного потенциала Республики Дагестан: материалы респ. науч.-практ. конф. - Махачкала, 2001. - С. 99-100.
55. Байбулатов Т.С. Ротационная ножевая борона / Т.С. Байбулатов, М.П. Золотарев, О.К. Мухуев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. -2008. -№ 12. - С. 20-21.
56. Байбулатов Т.С. Совершенствование технологии внесения гербицидов при возделывании кукурузы / Б.И. Шихсаидов, Т.С. Байбулатов // ВУЗ и АПК: задачи, проблемы и пути решения: сб. науч. трудов межрегион. юбилейный.
57. Байбулатов Т.С. Теоретическое обоснование конструкции диффузорного распыливающего наконечника / Т.С. Байбулатов, М.П. Золотарев, М.Г. Магомедов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2006. -№9.-С. 4-5.
58. Байбулатов Т.С. Экономическая эффективность использования комбинированного агрегата при возделывании кукурузы / Т.С. Байбулатов // Проблемы развития сельского хозяйства и его рационального налогообложения: материалы респ. науч.-практ. конф. - Махачкала, 2001. - С. 140-141.

59. Баландин Е. Н., Романов Г. В. и др. Машины и оборудование для жидких комплексных удобрений. – М.: Агропромиздат, 1985.
60. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин./ Г.Г. Баранов. Машгиз, М., 1950. - 488 с.
61. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.:Машиностроение,1982. 382 с.
62. Белинский А.В. Технология и технические средства механизации посева сыпучих материалов. – Казань. РИЦ «Школа», - 200 с.
63. Белинский А.В. Методические рекомендации по повышению качества распределения минеральных удобрений. –М.: ВИМ, 1992. - 95 с.
64. Бережковский М. И. Хранение и транспортировка химических продуктов. – Л.: Химия, 1982. – с. 162...185.
65. Берзиньш У. А. К вопросу повышения качества внесения удобрений // Тр. – Рига: Авотс, 1980.-вып. (XII): Механизация сельского хозяйства. С.23-27.
66. Бороденко Г. И., Савельева С. П. Исследование заборной части спирально-винтового транспортера / Труды УСХИ. -Ульяновск, 1981. - 39 с.
67. Брюховецкий О.С. Основы гидравлики. – М.: Недра, 1991. – 156 с.
68. Вакина В.В., Денисенко И.Д., Столяров А.П. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. К.: Высш.шк., 1987. 205 с.
69. Вартукаптейне К. Э. Эффективность использования штанговых опрыскивателей для внесения ЖКУ// Тр. ЛСХА (Латвийская сельскохозяйственная академия .-Елгава, 1985, -Вып. 229: Эксплуатация техники в условиях агропромышленных объединений. С.18-22.
70. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. / Г.В Веденяпин-М.: "Колос", 1967.- 159 с.
71. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных. - М.: Колос, 1973.-200 с.
72. Верховский В.М., Иванов Ю.В. Влияние параметров штанговых, распределителей на расход жидких минеральных удобрений при внесении их в почву//Тр. ВИМ.-М., 1980.-Т. 87.-С. 114... 126.
73. Верховский В.М., Поляченко В.П. Механизация внесения удобрений./ В.М. Верховский, В.П. Поляченко, - М : 1965.
74. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высш.шк., 1985. 382 с.
75. Власов А.Д., Мурин Б.П. Единицы физических величин в науке и технике. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 176 с.
76. Влияние вязкости транспортирующей жидкости на основные параметры безнапорного гидротранспорта. – В кн.: Гидравлика и гидротехника. «Техника», Киев, 1971, № 12, с, 112–120. Авт.: А. И. Куприн, А. М. Тихонцов, Г. Т. Герман, В. Г. Янковец.
77. Водоснабжение животноводческих ферм и пастбищ. – М.: Колос, 1974. – 355 с.
78. Волков В.А. Приближенный расчет траектории движения тел с учетом сопротивления среды./В.А. Волков. Труды ВИСХОМ-1959-Вып. 24.
79. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике./ М.Я. Выгодский, -М.: Наука, 1975.-871 с.

80. Вяткин Ю. А., Пожарский В. К, и др. Рекомендации по применению охлажденного аммиака и аммиачной воды в сельском хозяйстве. - М.: Агропромиздат, 1988.
81. Гайсин Р.М. Обоснование параметров пружинно-транспортного рабочего органа для уборки жидкого и полужидкого свиного навоза / Дисс. канд. техн. наук. – Казань, 2003. – 133 с
82. Гареев Р.Р. Биологизация земледелия - важный фактор интенсификации сельского хозяйства. НППЖ "Нива Татарстана". - 1999. - № 1. - С. 9-12.
83. Герман Х. Шнековые машины в технологии / Пер. с нем. под ред. Л.М. Фридмана. – Л.: Химия, 1975. – 232 с.
84. Гидрометрия / На англ. языке. – Лондон, 1965. – 400 с.
85. Гидромеханизация транспортирования целлулоидной стружки. – «Механизация и автоматизация производства», 1973, № 8, с. 11 – 14. Авт.: А. М. Тихонцов, ; А. И. Куприн, Э. З. Горшунов, А. А. Афанасьев, З. И. Рыжик.
86. Глушков Г.С., Гиндеев В.А. Курс сопротивления материалов. - М.: Высшая школа, 1965. - 768с.
87. Горшков М.И., Черников Б.П. Основные требования по совершенствованию конструкций машин для внесения удобрений./ М.И. Горшков, Б.П. Черников,- Кн. "Международная научно-практическая конференция, посвященная памяти академика В.П.Горячкина. - М. - РАСХН. МИИСП - 1998. - С.201-202.
88. ГОСТ 28714-90 Машины для внесения твердых минеральных удобрений. Методы испытаний. - М.: -1991.-18 с.
89. Грачева Л.И., Шумляк Н.Н. Трубопроводный транспорт на животноводческих фермах. – М.: Колос, 1979. – 159 с.
90. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. - 184 с.
91. Груздев И. Э., Мирзоев Р. Г., Янков В. И. Теория шнековых устройств - Л.: Изд. Ленинградского Университета, 1978. - 143 с.
92. Губарев Е.А., Мельников Б.Н. Рекомендации по применению ЖКУ с помощью переоборудованной серийной техники. - зерноград, 1984. -50 с.
93. Губейдуллин Х.Х. Совершенствование технологий и средств механизации раздачи жидких и полужидких кормов / Дисс. докт. техн. наук. – Казань, 2005. – 400 с.
94. Гукасов Н. А. Справочное пособие по гидравлике и гидродинамике в бурении. - М.: Недра, 1982. - 302 с.
95. Действие на урожай неравномерного распределения туков. // Вестник сельскохозяйственной науки. - 1970. - № 1.
96. Демидович Б.П. и др. Численные методы анализа,/ Б.П. Демидович и др. - М. - Изд-во "Наука", - 1967.
97. Догановский М.Г., Рядных В.В. К определению параметров роторных разбрасывающих механизмов. / М.Г. Догановский, В.В. Рядных. // Журн. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1965. -№ 4. - С.8-11.
98. Долгов И. А., Васильев Г. К. Математические методы в земледельческой механике. - М.: Машиностроение, 1967.-204 с.

99. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. - М.: Физматгиз, 1960. - 260 с.
100. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта / с основами статистической обработки результатов исследований /. - М.: Агропромиздат, 1985. -351 с.
101. Евстифеев В. Н. Трубопроводный транспорт пластичных и сыпучих материалов в строительстве. - М.: Стройиздат, 1989.-248 с.
102. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
103. Ерохин В.Г., Маханько М.Г. Сборник задач по основам гидравлики и теплотехники. – М.: Энергия, 1979. – 240 с.
104. Женовак Н.Г. Судовые винтовые негерметичные насосы. – Л.: Судостроение, 1972. – 144 с.
105. Животовский Л. С., Смойловская Л. А. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы. - М.: Машиностроение, 1986. - 224 с.
106. Жидков Н.П. и др. Плоскопараллельное течение вязкой жидкости между вращающимися цилиндрами. Вычислительные методы и программирование. Сб. работ Вычислит. центра, МГУ, 1. Изд-во МГУ, 1962.
107. Жмудь А.Е. Винтовые насосы с циклоидальным заземлением. – М.: Машгиз, 1948.
108. Забродин В.П. Шнековые распределители минеральных удобрений. – Ростов-на-Дону: Терра, 2003. - 132 с.
109. Завалишин Ф.С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве. / Ф.С. Завалишин, - М.: Колос, 1973.- 319 с.
110. Залеский Ю.М. Исследование широкозахватного рабочего органа разбрасывателя минеральных удобрений. Автореферат кандидатской диссертации/ Ю.М Залеский. - Харьков, 1970. - 26 с.
111. Иванов Ю. В., Марченко Н. М. и др. Операционная технология применения жидких минеральных удобрений. – М.: Россельхозиздат, 1984.
112. Иванова А. И. Винтообразное движение вязкой несжимаемой жидкости // Изв. АН СССР / Технические науки. -1957.-С. 56...60.
113. Иванова Т.И. Прогнозирование эффективности удобрений с использованием математических моделей. - М: ВО Агропромиздат, 1988.
114. Игонин В. Н, Губейдуллин Х. Х., Артемьев В. Г. Давление, создаваемое при вертикальном перемещении жидкости Сб. науч. Тр./Современное развитие АПК: Региональный опыт, проблемы, перспективы. - Ульяновск, 2005. - с. 233...235.
115. Игонин В. Н., Губейдуллин Х. Х., Артемьев В. Г. Результаты экспериментального исследования перемещения жидкого корма пружиной. Сб. науч. Тр./Современное развитие АПК: Региональный опыт, проблемы, перспективы – Ульяновск, 2005. - с. 235 .242.
116. Игонин В.Н. К вопросу о равномерности внесения жидких удобрений. //Интенсификация использования механизированных процессов: Тезисы докладов. -Ульяновск, 1986. - с. 30...33.
117. Игонин В.Н. Обоснование показателей и режимов работы агрега-

та для внесения жидких комплексных удобрений.//Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Ульяновск, 1989.- 16 с.

118. Игонин В.Н. Обоснование показателей и режимов работы агрегата для внесения жидких комплексных удобрений / Дисс. канд. техн. наук. - Ульяновск, 1989. – 170 с.

119. Игонин В.Н. Повышение эффективности использования агрегата для внесения удобрений.//Сб. научн. тр. Ульяновского СХИ /Совершенствование использования и обеспечение надежности сельскохозяйственной техники.-Ульяновск. -1995.-с. 51...55.

120. Игонин В.Н. Применение пружинного рабочего органа для внесения ЖКУ. //Ускорение научно-технического прогресса в агропромышленном комплексе: Тезисы докладов. Ульяновск, 1986.- с. 69...70.

121. Игонин В.Н. Прохоров В.П. Отсекательное устройство к машинам для внесения ЖКУ. //ИЛ №22-88 ЦНТИ.- Ульяновск, 1988.- 3 с.

122. Игонин В.Н. Теоретические основы определения производительности пружинного рабочего органа для вязких жидкостей.// Механизированные процессы и машины сельскохозяйственного производства. Сб. научных трудов УГСХА.- Ульяновск, 1998.- с. 76...84.

123. Игонин В.Н. Устройство для вертикального перемещения вязких неоднородных жидкостей. //Ускорение научно-технического прогресса в агропромышленном комплексе. Тезисы докладов. Ульяновск, 1986.- с. 71.

124. Игонин В.Н. Экологические аспекты внесения жидких комплексных удобрений. //Ресурсоприродосберегающие рабочие органы сельскохозяйственных машин./Сб. научн. трудов.- Ульяновск . - 1997. - с. 42...47.

125. Игонин В.Н. Энергосберегающий пружинный рабочий орган для внесения жидких комплексных удобрений. //Программа и тезисы докладов научно-практической конференции "Агро-Волга-97" (г. Ульяновск, 23-26 июня 1997 г.). - Ульяновск. - 1997.- с. 26...27.

126. Игонин В.Н., Артемьев В.Г. Надежный отсекающий орган ЖКУ.//Степные просторы. -1995. -№ 12. - с. 25

127. Игонин В.Н., Артемьев В.Г. Об универсальных пружинно-транспортных рабочих органах машин для производства и переработки продукции растениеводства и животноводства.//Механизированные процессы и машины сельскохозяйственного производства./ Сб. научных трудов УГСХА.- Ульяновск, 1998. - с. 72...76.

128. Игонин В.Н., Артемьев В.Г. Результаты исследования транспортера для уборки свиной жижи.// Актуальные проблемы науки в АПК./ Материалы 56 МНТК: В 3 т. Т. 3. - Кострома: Изд. КГСХА, 2005. с. 37...39.

129. Игонин В.Н., Артемьев В.Г. Ресурсосберегающая технология внесения жидких удобрений. // Энергосбережение в Поволжье. Ежеквартальный научно-технический журнал, 2001, № 1. - с. 70...72.

130. Игонин В.Н., Артемьев В.Г. Ресурсосберегающая технология и устройство для уборки жидкого и полужидкого навоза.//Энергосбережение в Поволжье. Ежеквартальный научно-технический журнал, 2001, № 3. - с.

65...66.

131. Игонин В.Н., Артемьев В.Г., Исаев Ю.М. Влияние активного слоя на производительность пружинно-винтового рабочего органа.// Тр. МНТК по ТММ/100-лет механизму Беннета. - Казань, 2004. - с. 198...202.

132. Игонин В.Н., Артемьев В.Г., Филимонов Н.П. Агрегаты для внесения в почву биогумуса. Сб. научн. тр./ Инновационные технологии в аграрном образовании, науке и АПК России. Часть 3. - Ульяновск, 2003. - с. 283...286.

133. Игонин В.Н., Гайсин Р.М. Перемещение неньютоновских жидкостей (жидкий навоз) спирально-винтовым рабочим органом. Сб. научн. тр./ Инновационные технологии в аграрном образовании, науке и АПК России. Часть 3. - Ульяновск, 2003. - с. 253...258.

134. Игонин В.Н., Гайсин Р.М. Спирально-винтовой рабочий орган для уборки навоза. Сб. научн. тр./ Инновационные технологии в аграрном образовании, науке и АПК России. Часть 3. - Ульяновск, 2003. - с. 242...246.

135. Игонин В.Н., Губейдуллин Х.Х., Артемьев В.Г., Аксенова Н.Н. Давление создаваемое при вертикальном перемещении жидкости. // Современное развитие АПК: Региональный опыт, проблемы, перспективы./ Материалы Всероссийской научно-практической конференции. В 3 ч. Ч. III. Инженерно-техническое обеспечение АПК. - Ульяновск: Изд. УГСХА, 2005. с. 233...235.

136. Игонин В.Н., Губейдуллин Х.Х., Артемьев В.Г., Аксенова Н.Н. Результаты экспериментального исследования перемещения жидкого корма пружиной.// Современное развитие АПК: Региональный опыт, проблемы, перспективы./ Материалы Всероссийской научно-практической конференции. В 3 ч. Ч. III. Инженерно-техническое обеспечение АПК. - Ульяновск: Изд. УГСХА, 2005. с. 235...242.

137. Игонин В.Н., Курдюмов В.Н. Перспективные способы обработки компонентов кормовых смесей.// Оптимизация сложных биотехнологических систем: Материалы Всероссийской научно-практической конференции./ Оренбургский государственный университет. - Оренбург: ОГУ,- 2003, - с.66...69.

138. Игонин В.Н., Сотников М.В. К вопросу об использовании спирально-винтовых рабочих органов в с.-х. производстве.// Актуальные проблемы науки в АПК/ Материалы 56 МНТК: В 3 т. Т. 3. - Кострома: Изд. КГСХА, 2005. с. 36...37.

139. Игонин В.Н., Токарев Е.А. Результаты внедрения в производство агрегатов для внесения в почву ЖКУ.//Сб. научн. работ УГСХА /Ресурсосберегающие рабочие органы и технологии сельскохозяйственного производства. -Ульяновск. - 1997. - с. 12... 15.

140. Игонин В.Н. Перспективная технология внесения жидких удобрений.//Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения./ Материалы V международной научно-производственной конференции. - Белгород, 2001. - 146 с. (Издательство Белгородской ГСХА). с. 107... 108.

141. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.

М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

142. Инструкция по контролю качества внесения минеральных удобрений в колхозах и совхозах. - М.: Колос, 1979. - 14 с.

143. Интенсивность. // Б.С.Э. - 3-е изд. - М.: 1972. - Т. - С.

144. Иофинов А.П., Хангильдин Э.В. Моделирование технологических процессов сельскохозяйственных машин. / А.П. Иофинов, Э.В Хангильдин, - Уфа: - 1978. - 47 с.

145. Исаев Ю.М. Длинномерные спирально-винтовые транспортирующие устройства. – Ульяновск, 2006. – 433 с.

146. Исаев Ю.М., Артемьев В.Г., Кожевников С.А. Непрерывное очищение перфорированных труб при помощи пружинного винта / Сб. тр. МНПК, СГАУ. – Саратов, 2006. - с.

147. Испытание сельскохозяйственной техники. Машины для транспортирования и внесения жидких удобрений / Программа и методы испытаний. ОСТ 70.7.3-82. - М.: Стандарты, 1983. - 124 с.

148. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для внесения твердых минеральных удобрений, известковых материалов и гипса / Программа и методы испытаний / ОСТ 70.7.1 - 82. - М.: Стандарты, 1983. –110 с.

149. Калинин К.В. Экономическая эффективность удобрений в нечерноземной зоне РСФСР. - М.: Знание, 1967. - 231 с.

150. Каплан И.Г., Румянцев И.В. Оценка качества работы машин для сплошного внесения удобрений // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1986. - № 7. - С.3...6.

151. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, 1970. – 104 с.

152. Касьянов В.И. Материалоемкость передвижных насосных установок / Тракторы и сельхозмашины, № 1, 1994. – с.28...30.

153. Кибель И.А., Кочин Н.Е., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. Ч.1, Гостехиздат, 1948. с.358...359.

154. Киселев П.Г. Гидравлика, основы механики жидкости. – М.: Энергия, 1980. – 360 с.

155. Клецкин М. И. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. В 4 - х томах. - М.: Машиностроение, 1967.

156. Ковалевский Б. Г. Эксплуатационная надёжность спирально-винтовых транспортёров // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1982. - № 3.-С. 10...11.

157. Коган-Вольман Г.И. Гибкие проволочные валы. - М.: Машгиз, 1957. - 247 с.

158. Кожевников С.А. Устройство для подпочвенной подкормки растений и очистки трубопроводов / Сб. тр. МНПК, СГАУ. – Саратов, 2006. с.

159. Козловский Е.В., Тозик В.Т., Капустин Ю.А., Горанчаровский В.А., Зеренин Г.П., Озеров В.Г. Средства определения качества внесения минеральных удобрений./ Е.В. Козловский, В.Т. Тозик, Ю.А. Капустин, В.А.Горанчаровский, Г.И. Зеренин, В.Г.Озеров // Журн. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства., 1982, № 8, с. 13.

160. Комплексные удобрения. Справочное пособие. /Под ред. В. Г.

Минеева – М.: Колос, 1979. – с. 175...198.

161. Комплексные удобрения: Справочное пособие / Б.Г.Минеев, В.П.Грызлов, Р.М.Синдяшкина и др.; под ред. В.Г. Минеева. - М.: Агропромиздат, 1986.- 252 с.

162. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1977. – 831 с.

163. Кочетков В. Н. Производство жидких комплексных удобрений.– М.: Химия, 1978. – 284 с.

164. Кочин Н.Е., Кибель И.А. Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика, Ч.2. – М.: Физматгиз, 1963. – 728 с.

165. Кругляков М.Л., Кругляков А.М. Механизация подготовки и внесения удобрений./ МЛ. Кругляков, А.М. Кругляков - М.: "Колос", - 1965. - 287 с.

166. Кузьмин М.В. Новая система машин на основе безвальных спирально-винтовых рабочих органов / Механизация и электрификация сельского хозяйства, № 3, 2008. – с.37...39.

167. Куколевский И.И., Подвидза Л.Г. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 448 с.

168. Куприн А. И, Классификация самотечного гидротранспорта крупнокускового материала. – Известия ВУЗов, «Горный журнал», 1973, № 6, с. 111 – 119.

169. Куприн А. И. Гидротранспорт металлической стружки в желобе со струйными побудителями. – «Вестник машиностроения», 1976, № 5, с. 47–49.

170. Куприн А. И. Гидротранспорт стружки с импульсной подачей жидкости. – «Станки и инструмент», 1975, № 1.2, с. 11. Куприн А. И. Безнапорный гидротранспорт. М., «Недра», 1964. 160 с.

171. Куприн А. И. Основы разработки способа гидротранспортирования металлической стружки. – В кн.: Технология автомобилестроения, Экспресс-информация НИИНАвтопрома, 1975, № 10, с. 16–33.

172. Куприн А. И., Клешина Г. В. Влияние формы поперечного сечения желоба на основные параметры безнапорного гидротранспорта монофракционных сыпучих материалов. В кн.: Гидроаэромеханика и теория упругости. Харьковский гос. университет, 1968, вып. 7, с. 37–45.

173. Куприн А. И., Литвиненко В. К., Коптев Е. М. Исследование основных параметров безнапорного гидротранспорта окалины листопркатных станов. – В кн.: Гидравлика и гидротехника. Киев, «Техника», 1973, № 17, с. 101–104.

174. Куприн А. И., Литвинов В. А., Машир Н. Н. Применение сложных трасс безнапорного гидротранспорта сыпучих материалов. – В кн.: Металлургическая и горнорудная промышленность. Днепропетровск, «Проминь», 1975, № 6, с. 77.

175. Куприн А. И., Рубан П. И., Литвинов А. П. Условия экономичной работы трассы безнапорного гидротранспорта сыпучих материалов. В кн.: Металлургическая и горнорудная промышленность. Днепропетровск, «Про-

минь», 1974, № 2, с. 56–58.

176. Куприн А. И., Седых Е. К., Тихонцов А. М. Исследование безнапорного гидротранспорта сыпучей горной массы. – В сб.: Добыча угля открытым способом. М., «Недра», 1972, № 75, с. 14–15.

177. Куприн А. И., Тихонцов А. М. Способ транспортирования сыпучих ферромагнитных материалов. Бюллетень «Изобретения, открытия, промышленные образцы, Товарные знаки». Авторское свидетельство № 360299 1972, № 36, с. 58.

178. Куприн А. И., Тихонцов А. М. Графоаналитический метод определения площади поверхности сыпучих материалов. – В кн.: Metallургия и коксохимия. Харьковский гос. университет, 1970, вып. 5, с. 171–176.

179. Куприн А. И., Тихонцов А. М. О форме желобов для гидротранспорта стружки, – «Известия ВУЗов. Машиностроение», 1974, № 1, с. 182–184.

180. Куприн А. И., Тихонцов А. М., Литвинов В. А. Влияние объемного; веса перемещаемых сыпучих материалов на транспортирующую способность открытого потока. – Известия ВУЗов. «Горный журнал», 1969, № 10, с. 79–86.

181. Куприн А. И., Тихонцов А. М., Цейтлин Б. Е. Расчет безнапорного гидротранспорта металлической стружки. – «Механизация и автоматизация производства», 1969, № 12, с. 42–44.

182. Куприн А. И., Тихонцов А. М., Янковец В. Г. Повышение эффективности гидротранспорта металлической стружки. – «Механизация и автоматизация производства», 1971, № 1, с. 32–34.

183. Куприн А. И., Цейтлин Б. Е., Клешнина Г. В., Экспериментальное исследование безнапорного гидротранспорта осыпи агломерата. – «Известия ВУЗов. «Черная металлургия», 1972, № 2, с. 33–37.

184. Куприн А. И., Цейтлин Б. Е., Соколовский В. Д. Промышленные и лабораторные исследования безнапорного гидротранспорта циклонной пыли в условиях аглофабрики № 2 металлургического завода Им. Дзержинского. В кн.: Обеспыливание в металлургии. М.: «Металлургия», 1971, с. 165–170.

185. Куприн А. И.; О дополнительном уклоне, обусловленном присутствием твердых частиц в открытом потоке. – В кн.: Гидравлика и гидротехника. Киев, «Техника», 1974, № 19, с. 65–71.

186. Куприн И. А. Результаты исследования формы желобов для открытого гидротранспортирующего потока. – В кн.: Гидравлика и гидротехника. Киев, «Техника», 1975, № 21, с. 86–92.

187. Куприн А. И., Тихонцов А. М. Расчет системы гидротранспорта металлической стружки. – «Вестник машиностроения», 1973, № 2, с. 37–40.

188. Курендаш Р. С. Конструирование пружин. - Киев - М.: Машгаз, 1958.- 108 с.

189. Кутателадзе С.С. Анализ подобия и физические модели. – Новосибирск: Наука, 1986. – 292 с.

190. Кушилкин Б.А. Исследование центробежных разбрасывателей минеральных удобрений. /Б.А. Кушилкин // Журн. Механизация и электри-

- фикация социалистического сельского хозяйства. - 1966. - № 4. - С. 10-15.
191. Кушнаренко И.Г., Игонин В.Н. Подъем вязких жидкостей по трубе при помощи пружинного винта.// Научно-технический сб. Военная академия тыла и транспорта (филиал, г. Ульяновск). - Ульяновск, 2000, №32, с. 11...17.
192. Кушнаренко И.Г., Пылин А.Г., Артемьев В.Г. Некоторые положения теории пружинно-винтовых насосов // Внутривузовский научно-технический сборник - Ульяновск: УФВАТТ, № 29, 1998, С.26...29.
193. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидropередач / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. М.: Машиностроение, 1976. 415 с.
194. Ламб Г. Гидродинамика. Гостехиздат, 1947, с.175...181.
195. Ландау Л.Д., Лившиц В.М. Гидродинамика. – М.: Наука, 1988. – 733 с.
196. Листопад Г.Е. и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины./ Г.Е. Листопад и др. - М.: Агропромиздат, 1986. - 688 с.
197. Личман Г.И. Научно-технические решения проблемы повышения эффективности машинных технологий применения органических удобрений: Автореф. Дис... докт.техн.наук: 05.20.01/ Г.И.Личман. М., 1999. - 54 с.
198. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. 904 с.
199. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. - М.: Наука, 1973. - 847 с.
200. Ломовцева Г.Г., Мишина К.Н. Гидравлика / Учебное пособие. – Ульяновск, УлГТУ, 2006. – 40 с.
201. Лурье А. И. Аналитическая механика. - М.: Физматиздат, 1961.- 824 с.
202. Малис А. Я. Пневматический транспорт сыпучих материалов при высоких концентрациях. - М.: Машиностроение, 1969.- 177 с.
203. Маневич Ш.С. Что говорят и о чем умалчивают данные опытов и наблюдений. / Ш.С. Маневич-Казань, 1968.-78 с.
204. Матвеев А.С. Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. - М.: 1972. №7.-С 15... 18.
205. Мачихин Ю. А. Реометрия пищевого сырья и продуктов. -М.: Агропромиздат, 1990. -271 с.
206. Машины для внесения минеральных удобрений. - М.: Информагротех, 1991. - 17 с.
207. Машины для внесения твердых минеральных удобрений фирмы SULKY BUREL /Франция / . - М.: ФГНУ, РО-СИНФОРМАГРОТЕХ, 2000. - 12 с.
208. Машины и оборудование для жидких комплексных удобрений / Е. Н. Баландин, О. К. Клюев, Г. В. Романов и др. -М.: Агропромиздат, 1985.
209. Машины и оборудование для жидких комплексных удобрений /Е.Н. Баландин, И.К. Клюев, Г.В. Романов и др./ . - М.: Агропромиздат, 1985. -87 с.
210. Машков В.Н. Исследование работы ленточных водоподъемников на глубоких колодцах Туркмении / Труды САНИИРИ, вып.2. – Ташкент, 1958.
211. Мельников С. В., Калюга В.В., Сафронов Ю. К. Гидравлический

транспорт в животноводстве. - М.: Россельхозиздат, 1976.- 190 с.

212. Методика выбора и оптимизации контролируемых параметров технологических процессов РДМУ 109-77. - М.: Стандарты, 1978. - 64 с.

213. Мирзаджинзаде А.Х. и др. Гидравлика глинистых и цементных растворов. Изд-во «Недра», М., 1966. с.31...453.

214. Михайлов С. Н., Вачагин К. Д., Труфанов А. А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке / Труды КХТИ. - Казань, 1969. - Вып. 2. - С. 46.. 48.

215. Михасенок Е.Н., Степук Л.Я., Кольга Д.Ф., Барабанов В.В. Расчет параметров штангового рабочего органа / Механизация и автоматизация сельскохозяйственного производства. Вып.1. – Минск, ЦНИИМЭСХ НЗ СССР, 1987.

216. Мокроусов А.С. Пружинные подборщики пролитых на грунт нефтепродуктов. – Ульяновск, ООО ИЦ «Пресса». 2010. – 33 с.

217. Морин И.В. Некоторые закономерности распределения удобрений центробежными аппаратами. / И.В. Морин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1967. - № 3. - С.29-31.

218. Навроцкий Г. А., Белков Е. Г. Навивка пружин на автоматах. - М.: Машиностроение, 1978. - 143 с.

219. Назаров С.И. Обоснование параметров питателей машин для подготовки и внесения минеральных удобрений / Вопросы земледельческой механики. Том 12. – Минск, Урожай, 1970. с.78...212.

220. Назаров С.И., Румянцев И.В. О дальности полета частиц удобрений в сопротивляющейся среде. / С.И. Назаров, И.В. Румянцев Труды ЦНИИМЭСХ. - Минск, - 1969. -Т.7.

221. Нефедов Б.А., Рогожкин А.Н., Балакирев С.В. Конструктивные элементы туковысевающих систем и их влияние на неравномерность высева./ Б.А.Нефедов, А.Н.Рогожкин, С.В.Балакирев // Журн. Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1988. - № 1. - С. 27-29.

222. Никитин А. К., Ахвердиев К. С., Остроухов Б. И. Гидродинамическая теория смазки и расчёта подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме. - М.: Наука, 1981.-315 с.

223. О критериях оценки формы частиц, перемещающихся в потоке жидкости. – В кн.: Сборник трудов ВНИИНеруд. Тольятти, 1970, вып. 28, с. 17–27. Авт.: А. И. Куприн, Ю. В. Глиняный, Г. В. Клешнина, Г. О. Пирогов, А. М. Тихонцов.

224. Овчинникова Н.Г., Главицкий Б.А. Обоснование покупателей качества внесения удобрений. – М.: ВИСХОМ, 1983.

225. Озолс Я.Г., Вартукаптейнис К.Э. Обзор технических средств для применения жидких комплексных удобрений // Тр. ЛСХА / Латвийская сельскохозяйственная академия. - Елгава, 1985. Вып. 229: Эксплуатация техники в условиях агропромышленных объединений. С. 11... 18.

226. Орстик Л.С. Техническая политика в агропромышленном комплексе. / Л.С. Орстик // Журн. Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2001. - № 1. - С.2-6.

227. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод.

М.: Лесн. пром-сть, 1981. - 424 с.

228. ОСТ 70.7.1-82. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для внесения твердых минеральных удобрений, известковых материалов и гипса. Программа и методы испытаний. - М.: Государственный комитет СССР по производственно-техническому обеспечению сельского хозяйства.-1983. - 64 с.

229. Остроумов В. П., Карпунин В. А. Повышение динамической прочности пружин. - М.: Свердловск, Машгаз, 1961. - 112 с.

230. Охмуш Г.Г., Дронов Д.Ф. Основы теории и расчета насосов. Учебное пособие. Ульяновск. УВВТУ, 1992. - 172 с.

231. Охрименко В. А., Куприн А.И., Ищук И. Г. Подземная гидродобыча угля. М., «Недра», 1974. 312 с.

232. Панченко Г.М. Теория вязкости жидкости. – М.: Гостоптехиздат, 1947.

233. Патент №2340150 RU. МПК. Сошник. / Ивженко С.А., Байбулатов Т.С, Ивженко А.С, Кунташов А.М. -A01 C 7/20. Опубликовано: 10.12.2008, Бюл. №34.

234. Патент RU № 2238439 C2. Устройство для перекачивания высоковязких жидкостей./ Игонин В.Н., Артемьев В.Г., Курдюмов В.Г., Игонин В.В. Опубл. 20.10.2004. Бюл. № 29.

235. Патент RU № 2243935. Устройство для хранения казеина с естественной вентиляцией и дозированной выгрузкой./ Артемьев В. Г., Губейдуллин Х. Х, Игонин В. Н., Исаев Ю. М. Опубл. 10.01.2005. Бюл. №1.

236. Патент RU № 2263823. Устройство для сбора разлитых жидкостей/ Игонин В. Н., Артемьев В. Г., Курдюмов В. И., Губейдуллин Х. Х., Исаев Ю. М., Татлыгин Р. Д. Опубл. 10.11.2005. Бюл. № 31.

237. Патент RU № 2266631. Протравливатель семян./ Артемьев В.Г., Курдюмов В.И., Игонин В.Н., Губейдуллин Х.Х., Исаев Ю.М, Шуреков А. В. Опубл. 27.12.2005. Бюл. № 36.

238. Патент RU №2210887. Устройство для удаления жидкого и полужидкого навоза./ Игонин В.Н., Курдюмов В.И., Артемьев В.Г., Исаев Ю.М. Опубл. 27.08.2003. Бюл. № 23.

239. Патент на изобретение. № 2229785 RU, C2 7A 01 C 15/00, E 01 C 19/20. Машина для рассева сыпучих материалов/ А. В. Белинский, Э.Г. Нуруллин, (Россия). № 2002113194/ 12; Заявлено 20.05.2002 г.; Опубл. 10.06.2004 г., Бюлл. № 16.- 16 с.

240. Патент на полезную модель №84178 RU. МПК. Почвообрабатывающий посадочный агрегат. / Байбулатов Т.С, Ивженко С.А., Маазов Ш.М. - A01 B 49/06. Опубликовано: 10.07.2009, Бюл. №19.

241. Патент на полезную модель №86409 RU. Сошник для внесения гербицидов. / Ивженко С.А., Байбулатов Т.С, Перетяцько А.В., Дзюбан И.А. Опубликовано: 10.09. 2009, Бюл. №25.

242. Патент на полезную модель №88909 RU. Штанговый опрыскиватель для внесения гербицидов в почву. / Ивженко С.А., Байбулатов Т.С, Перетяцько А.В., Гаджиев И.А. Опубликовано: 27.11.2009, Бюл. №33.

243. Патент РФ № 2123249, кл. A01C 15/16, 1996 г. Дозирование удоб-

рений пружины (Ростов).

244. Патент РФ № 2176033. Устройство для перекачки высоковязких жидкостей. Артемьев В. Г., Кушнарченко И. Г., Воронина М. В., Шагунов Ф. Г., Пылин А. Г., Думболов Д. У. Бюл. № 32. Оpubл. 20. 11.01.

245. Патент РФ № 2270559. Устройство для удаления жидкого и полужидкого навоза./ Игонин В.Н., Гайсин Р.М., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Игонин В.В. Оpubл. 27.02.2006. Бюл. № 6.

246. Патент РФ № 2273988. Устройство для удаления жидкого и полужидкого навоза./ Игонин В.Н., Гайсин Р.М., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Игонин В.В. Оpubл. 20.04.2006. Бюл. № 11.

247. Патент РФ №2085658. Устройство для сбора нефтепродуктов / Белканов А.А., Алипов А.И., Чембровский О.А., Белов О.В., Иванов Ю.А. - Оpubл. 27.07.1997.

248. Патент РФ №2213180. Устройство для сбора нефтепродуктов / Кузнецов Н.П., Третьяков В.А., Чембровская А.И. - Оpubл. 27.09.2003.

249. Патент РФ на изобретение № 2263823. Устройство для сбора разлитых жидкостей / В.Н. Игонин, В.Г. Артемьев, В.И. Курдюмов и др. Бюл. №31. Оpubл. 10.11.2005.

250. Патрашев А.Н. Гидромеханика. – М.: Военмориздат, 1953.

251. Переверзев В.Д. Исследование работы центробежного аппарата разбрасывателя минеральных удобрений: Автореф. дис. канд. техн. наук, / В.Д. Переверзев - Воронеж, 1968.- 18 с.

252. Перышкин А.В., Родина Н.А. Физика. /А.В. Перышкин, Н.А. Родина М.: Просвещение, 1993. - с.

253. Песков Ю.А. и др. Зерноуборочные комбайны Дон. / Ю.А. Песков- М.: Агропромиздат, 1986. - 333 с.

254. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. – Л.: Машиностроение, 1969. – 524 с.

255. Пожарский В. К., Щинов Ю. А. Машины и оборудование для использования жидкого аммиака. – М.: Россельхозиздат, 1980.

256. Полканов И. П., Артемьев В. Г., Игонин В. Н. Теоретические основы выбора транспортирующих устройств сельскохозяйственных машин // Интенсификация использования механизированных процессов / Тезисы научной конференции - Ульяновск.- 1988. -с.26. ..29.

257. Полканов И. П., Сандин Ю. С, Артемьев В. Г. Машины для интенсивных технологии возделывания зерновых колосовых культур / Сб. научных трудов. - Саранск. 1986.-С. 48...69.

258. Полканов И. П., Сандин Ю.С., Артемьев В. Г. Игонин В.Н. Машины для интенсивной технологии возделывания зерновых культур. //Сб. работ /Опыт эффективного использования удобрений в колхозах и совхозах Мордовской АССР. - Саранск, 1986, с. 48...69.

259. Полканов И.П., Игонин В.Н. Теоретические основы выбора транспортирующих устройств сельскохозяйственных машин.//Интенсификация использования механизированных процессов: Тези-

сы докладов. - Ульяновск, 1986. - с. 26...30.

260. Пономаренко И.Г., Забродин В.П. Определение производительности спирально-винтового транспортера / Техника в сельском хозяйстве, № 1, 2008. – с.16...17.

261. Преображенский П. А. Гибкие шнеки / Газета Советская Татария от 13 апреля 1965 г. - Казань, 1965.

262. Применение жидких комплексных удобрений в сельском хозяйстве // обзорная информация ЦНИИТЭИ / Центр. научн. иссл. ин-т информации и технико-эконом. исследований. - М., 1979. - 48 с.

263. Проволока стальная. ГОСТ. - М.: Госстандарт, 1969. -255 с.

264. Протокол № 39-70 ЦМИС, г.Солнечногорск.

265. Протоколы № 26-68 и 23-66 Северо-Кавказской МИС.

266. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. /Е.И. Пустыльник - М.: Наука, 1968.-288 с.

267. Путинцева И. Н. Влияние сердечника на перемешиваемость сыпучих материалов в гибком винтовом конвейере / Изв. ВУЗов. - 1973. - № 1. - Технология и разведка. - С. 145...146.

268. Рабе И. Гидравлические машины и установки (пер. с нем.). – М.: Энергия, 1974.

269. Рабинович Е.З., Евгеньев А.Е. Гидравлика. – М.: Недра, 1987. – 224 с.

270. Раздолин М.В. Жидкостные объемные насосы. – М.: Оборонгиз, 1959.

271. Рашидов Н., Хангиев А., Исламов Р.Р. Внесение ЖКУ дождевальным агрегатом "Волжанка" // Механизатор-хлопковод. - 1986. - № 4. - С. 8.

272. Ренетов А.Н. Рациональный выбор типа разбрасывателей минеральных удобрений /А.Н. Репетов // Журн. Техника в сельском хозяйстве, 1986, № 4, с. 26.

273. РТМ 37.002.0362 - 81. Изготовление пружин методом холодной навивки. - Горький, 1982. - 49 с.

274. Руководство по проектированию безнапорного гидротранспорта угля, породы и их смесей в условиях гидрошахт. М., Углетехиздат, 1962, 52 с. Авт.: А. И. Куприн, Г. Т. Тютиков, М. М. Бурштейн, Чэн Да-джун.

275. Румянцев И.В. Исследование и обоснование рациональных параметров тукораспределяющих центробежных дисковых рабочих органов: / И.В Румянцев, Автореф. канд. техн. наук, Минск, 1969. - 24 с.

276. Рунцо А.А. Исследование безвальных винтовых конвейеров /Труды ИМЭСХ. - Минск: Урожай. 1976. - № 11.-С. 49...54.

277. Рыбаков В.Н., Кокарева Т.П., Шольц М.Е. Выбор сочетаний эксплуатационных параметров штанги подкормщика, обеспечивающих равномерное распределение ЖКУ//Тр. ВИМ. -М., 1985. - Т. 107. - С. 65...74.

278. Рычков В.А. Расчет производительности винтовых питателей // Доклады Российской академии с.-х. наук. № 6, 2000. – с.49...51.

279. Рычков В.А., Кулагин В.М. К расчету производительности комбинированного спирально-шнекового дозатора / Техника в сельском хозяй-

стве, № 4, 2010. – с.10...12.

280. Рычков В.А., Салынский В.Ф. Расчет производительности винтовых питателей // Доклады Российской академии сельскохозяйственных наук. – 2000. – № 6. – С. 49-51.

281. Рядных В.В. О качестве распределения удобрений роторными разбрасывателями. /В.В.Рядных // Журн. Тракторы и сельхозмашины. - 1965. - № 10. - С.27-29.

282. Сапожников М.М. Гидравлические закономерности турбулентного движения в трубах из различных материалов. – М.-Л.: Строительство, 1964. – 190 с.

283. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Физматгиз, 1954. – 328 с.

284. Сельскохозяйственная техника для интенсивных технологий в растениеводстве. / Каталог, - М.: АгроНИИТЭИИТО, 1988. - 288 с.

285. Сендряков И.Ф. Методика и техника проведения опытов по изучению влияния неравномерности внесения удобрений на урожай./ И.Ф. Сендряков // Журн. Химия и сельское хозяйство./И.Ф. Сендряков - 1970. - № 8. - С. 28-33.

286. Серебрянский Я.М. Обтекание тел вращения. Приклад. матем. и механика, Т.8, 1944.

287. Силин В.А. Динамика переработки пластмасс в червячных машинах. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 7–21.

288. Силин В.А. Динамика процессов переработки пластмасс в червячных машинах. – М.: Машиностроение, 1972. – с.7...21.

289. Синдряков И.Ф., Овчинникова Н.Г., Главацкий Б.А. Удобрения вносить равномерно // Земледелие. - 1982. - № 2. - С 21 ...23.

290. Скобельдин Ю.А., Громадский А.С. Насосы трения. Специальные насосы и подъемники жидкости. - Краснодар, 1987.

291. Скользаев В.А., Черноволов В.А. Элементы теории распределения удобрений дисковым центробежным аппаратом. / В.А Скользаев, В.А. Черноволов, // Журн. Тракторы и сельхозмашины,- 1969. - № 2. - С.27-29.

292. Слезкин Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. Гостехиздат, М., 1955, с.47.

293. Сметнев С.Д., Шалягин В.М., Черников Б.П. и др. Машина для поверхностного внесения удобрений. /С.Д. Сметнев, В.М. Шалягин, Б.П. Черников // Журн. Техника в сельском хозяйстве, 1984, № 1, с. 56.

294. Соболев С.С. Развитие эрозионных процессов на территории Европейской части СССР и борьбы с ними. / С.С. Соболев М.: Изд-во АН СССР, 1960. - Т. 2. - 248 с.

295. Спиральный транспортёр для выкачки масел и густых химикатов // Техника молодежи. - 1968. - № 10.

296. Спираль-транспортер // Техника молодежи. - 1952. - № 8.

297. Сурин В.А. Механизация и автоматизация поверхностного полива. – М.: Колос, 1982. – 127 с.

298. Тихонцов А. М., Куприн А. И. Влияние неравномерности загрузки на показатели гидромеханизации уборки металлической стружки. – «Ме-

ханизация и автоматизация производства», 1973; № 2, с. 22–23.

299. Тихонцов А. М., Куприн А. И. Гидромеханизация транспортирования металлической стружки. – «Механизация и автоматизация производства», 1971, № 12, с. 14–16.

300. Тихонцов А. М., Куприн А. И. Механизация уборки стружки. – «Станки и инструмент», 1974, № 5, с. 20–21.

301. Трембич В.П. и др. Устройство для внесения минеральных удобрений / Техника в сельском хозяйстве, № , 2009. – с.26.

302. Тыльный С.А. Теоретическое и экспериментальное исследование работы центробежных метательных аппаратов минеральных удобрений с вертикальной осью вращения: Автореф. дис. канд. техн. наук. / С.А. Тыльный - М.. 1970.

303. Угинчус А.А. Гидравлика, гидравлические машины и основы сельскохозяйственного водоснабжения. – К.-М.: Машгиз, 1957. – 252 с.

304. Уилкинсон У.Я. Неньютоновские жидкости. – М.: Мир, 1964.

305. Филатов Б. С. Течение суспензии глины в трубах // Коллоидный журнал. - 1954.-Т. 14. -№ 1. - С. 65...71.

306. Филатов Б.С. Течение суспензии глины в трубах / Коллоидный журнал, 1954. Том 14, № 1. – с.65...71.

307. Фильчаков П. Ф. Численные и графические методы прикладной математики. - Киев: Наукова Думка, 1970. - 744 с.

308. Флоринский М.В., Рычагов Б.Г. Насосы и насосные станции. -М.: Колос, 1967.

309. Фортуна В.И. Эксплуатация машинно-тракторного парка. /- М.: Колос, 1979. - 375 с.

310. Фроим В. Х., Гажинецкий И. Г. О сравнении многофакторных экспериментов // Химия в сельском хозяйстве. - 1970. -№2.-С. 10...12.

311. Хабатов Р.Ш. Влияние неравномерности распределения удобрений на урожайность сельскохозяйственных культур. / Р.Ш. Хабатов // Кн. Эксплуатация машинно-тракторного парка. - М.: "Инфра-М", - 1999. - С. 132

312. Хоменко Ю.В., Горленко А.П., Конон Ю.А и др. Повышение долговечности машин для внесения минеральных удобрений путем применения биметалла/Ю.В. Хоменко, А.П. Горленко, Ю.А. Конон // Журн. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1984, № 9, с.

313. Худолий Н. П. Исследование работы винтовых мешалок / Тр. Кишинёвского СХИ. - 1968. - Т. 55. - С. 53...62.

314. Циклаури Д.С. Гидравлика, сельскохозяйственное водоснабжение и гидросиловые установки. – М.: Строительство, 1970. – 256 с.

315. Цой Ю.А. Расчет напорных устройств жидкостных полужакрытых сепараторов / Механизация и электрификация с.-х., № 4, 1972.

316. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. -М: Энергия, 1977.-424 с.

317. Черноволов В.А., Бондарев А.А. Моделирование распределения поливной воды струйным аппаратом. / В.А.Черноволов, А.А.Бондарев. // Журн. Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2000. - № 7. -

C.21-23.

318. Четверня В.Н. Экспериментально-теоретическое обоснование работы роторного разбрасывателя минеральных удобрений с асимметричными лопастями на вертикальном диске. Дис.канд.техн.наук. / В.Н. Четверня М., 1967.

319. Шапиро Г.И., Ехлаков С.В., Абрамов В.В. Пластмассовые трубопроводы. – М.: Химия, 1986. – 144 с.

320. Шершабов И.В., Косенко И.И. Равномерность распределения материала при работе распылителей. /И.В. Шершабов, И.И.Косенко. // Журн. Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1985. - № 7. - С.30-31.

321. Шкляр Ю. Л., Вачагин К. Д., Александровский А. А., Шкляр Л. А. К вопросу движения аномально-вязкой жидкости в гибком шнеке / Тр. Казанского химико-технологического института. - Казань. - 1973. - Вып. 1. – с.76...77.

322. Шмонин В.А. Машина для внесения удобрений и мелиорантов - залог повышения урожайности. / В.А. Шмонин// Журн. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1998, № 11. с.

323. Шольц М.Е. О влиянии неравномерного внесения жидких комплексных удобрений на урожай // Тр. ВИМ. - 1985. - Т. 107: Интенсификация механизированных процессов применения удобрений. С. 61 ...65.

324. Шольц М.Е., Рыбаков В.Н. Результаты исследования по повышению качества поверхности внесения ЖКУ. – М.: ВИСХОМ, 1983.

325. Штербачек З., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. – Л.: Госхимиздат, 1963. – 416 с.

326. Штеренлихт Д. В. Гидравлика. - М.: Энергоатомиздат, 1984.-640 с.

327. Юфин А.П. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. – М.: Высшая школа, 1965. – 426 с.

328. Янишевский Ф. В. Агрохимия жидких комплексных удобрений. – М.: Наука, 1978. – С. 6...23.

329. Янкин В. М. и др. Применение Жидких комплексных удобрений в сельском хозяйстве. Обзорная информация. – М.: ЦНИИТЭИ, 1979,– с. 2...16.

330. Яньшин Т.И. Истечение вязкой жидкости через кольцевые прямоугольные тела. Гидромашиностроение, № 5, М.: Машгиз, 1949.

331. A new concept in sub-surface irrigation. „Irrigation Farmer" v. 6, № 7, 1971.

332. Airy W/ 1898/ The pressure of grain. Proc Inst. Civil Eng., 131, 347...358

333. Andrews C. K. Performance of helical screw equipment for-handling solids. - Paper ASME.,- 1968. № 38, 7 p. p.

334. Banda E. M., Emiliano Siurob N. Asfaleno a new low cost material for water transport in agricultural works. Report 15 at VIII Congress of ICID. Question 28.1. India, 1972.

335. Biegsame Forderschnecke. «Landmaschinen Markt» (ФРГ), 1996 В №22.

336. Brusewits O. H., Person S. P. Parametrie study of fachers influencing

- screw-conveyors thronyput and Power requirement, -mrans. ASAE - 1969. -№ 1.
337. Cin W/ 1916/ Earth Pressure, Retaining Walls and Bins/ John Wiley Sons, New York.
338. Celestre P. Sistema di irrigazione a goceia. Note 1. Pisa, 1960–1964.
339. De Remer E. D. New findings in the use of trickle irrigation systems in the United States, Australia and Israel. World Irrigation" v. 20. № 6. 1970.
340. Dias B. Corkscrew anger keeps the rations flowing. Poultry-world.- 1970. - 121., 34.(Англия).
341. Dopravníky suchých krmív. - Mechanizace zemědělství. 1970. - №3.,p. 115...118. (ЧССР).
342. Енсен Д., Дж.Песек. Снижение эффективности удобрений в результате неравномерного пространственного распределения их в почве. "Soilscience society of America proselding", США, 1962, т. 26, № 2.
343. Fallon T.A., O'Callghan. Performance of Vertical screw Conveyors. «J. Agric. Engng. Res» Vol. 6. № 2, 1961.
344. Gerald E. Rehcgler. Screw Conveyors - state of the Art.- Transuchions of the ASAE. - 1917. - Vol. 10. № 5., p. 615...618.
345. Gu-Si Fok, Lyman S. Willardson. Surface irrigation system, analysis and design. "Journal of the Irrigation and Drainage Division", ASCE, v.97, № IR3, 1971.
346. Hajnowski T. Gietkie Przenosniki srubowe. «Bulletin informo- cyiny» (Польша), 1968, № 1.
347. Hakenson V.I. Is Jour spray Pattern Wasting or Saving Fertilzer // Fertilzer Solutions. - 1975. - V 19, - IV 3. - P. 77...78.
348. Harley R. Continuous-moisture irrigation. „The Farm" v. 26, № 1, 1971.
349. Hansen ГА. Mineraldungestreuer // Agrartechnik. - 1986, 65. - 6. - S. 11...14.
350. Harries G. O. Application of a radioizotope to the determination of the annular thicknesl of grain in an anger conveyor. - Journal of Agricultural En- gineering Research.- 1962. -№ 1.
351. Hart Lloyde William. Poultly feeder (кормораздатчик). Автострал. Патент Кл. 59.6 (B65g, A01K) № 285299, Опубл. 21. 08. 86.
352. Исамару Юсуке Идзэки Кабусики Кайся - Японский патент, №. 21306, 1967. Устройство для транспортирования сыпучих и жидких матери- алов.
353. Janssen H.A. 1895/ Versuche uber Getreidedruck in Silozelien. Z Vereives Deatsher Ingenieure, 39, 1045. 1059.
354. Landwerk B.V. Veghel Holland. Spiralaco. 1985.
355. Miller W F. Auger conveyuers for hendling free flowing materials.- Agricultural Engineering. (США), 1958, V. 39, № 9, - p. 554.
356. Myers L. A. Design and functional aspects of a shaftles sscrew con- veyer for carved runs for presentation of the 1963 winter meeting American Soci- ety of Agricultural Enyineers Paper № 63834.
357. Паттерсон Д.Е. Влияние уклона на распределение удобрений ту-

ковой сеялкой. J. Agric. Engng. Res., 1964, № 2. - V. 2.

358. Прумель И., Датема П. Равномерность распределения минеральных удобрений при применении туковых сеялок трех различных типов. Значение для урожая сельскохозяйственных культур. "Landbouwmecanisatie". Нидерланды, 1962, - № 9. - Т.13.

359. Read A.L. Australia's largest trickle irrigation development. "The Irrigation Farmer" v.7, №4, 1971.

360. Stevens G. N. Performance Tests on Experimental Anger Conveyors. «Farm Mechanization») (Великобритания), 1963, V. 15. № 166.

361. Swan B., Coffman C.R. Trickle irrigation. "Journal of Agriculture (Western Australia)" v.12, №8, 1971/

362. Taylor D. W. 1962. Fundamentals of Soil Mechanics. John Willy Sone, New York.

363. The development of the concept of trickle irrigation. "Water in Australia" v. 4, № 8, 1969.

364. Thusing H. Die Forderchnecke als Stetiger Senkrechforderer fur Schutt und Stuckgut. «Forden und Heben» № 5., 1958.

365. Transporteur a vis a ame Souple. Франция, Патент № 1458145, 1966.

366. Woollenhaupt N.C. and Wolkowski R.P., Costs Associated with variable Rate Phosphorus and Potassium Applications. Better Crops with Plant Food. Vol. LXXVIII, #4, Fall 1994.

367. Woollenhaupt N.C. and Wolkowski R.P., Grid Soil Sampling. Better Crops with Plant Food. Vol. LXXVIII #4, Fall 1994.

Владимир Николаевич Игонин

Кандидат технических наук

ТЕХНОЛОГИИ И СПИРАЛЬНО-ВИНТОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ
СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ

(научное издание)

Сдано в набор 20.12.2012. Подписано в печать 14. 01. 2013.

Бумага типографская. Печать офсетная

Формат 60x80 1/16. Усл. п. л. 16,39

Тираж 100 экз. заказ 3409

Технологический институт Филиал ФГБОУ ВПО
«Ульяновская ГСХА им. П. А. Столыпина»
433511, Ульяновская область, г. Димитровград, ул. Куйбышева, д. 310

Отпечатано в типографии «SanDers»
Ульяновск, ул. 40 лет Победы, 41