

**Ю. В. Чупрынин, Д. В. Джасов, В. Б. Попов**

**МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
УНИФИЦИРОВАННЫХ СИСТЕМ  
САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ  
МАШИН**

**Гомель  
ГГТУ им. П. О. Сухого  
2024**

УДК 631.35+621.86.07+004.942+519.876.5

**Чупрынин, Ю. В.** Методы проектирования унифицированных систем самоходных сельскохозяйственных машин / Ю. В. Чупрынин, Д. В. Джасов, В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2024. – 265 с. : ил. – ISBN 978-985-535-615-9.

Изложены методы проектирования унифицированных систем самоходных сельскохозяйственных машин, позволяющие конструкторам при создании новой техники уже на этапе эскизного проектирования оценить их работоспособность и обеспечить требуемые конструктивные параметры.

Для научных сотрудников и конструкторов проектных организаций и предприятий, занимающихся проектированием и созданием самоходных сельскохозяйственных машин, а также специалистов в области машиностроения, проектирующих машины с переменной массой и изменяющейся структурой. Может быть использована для аспирантов, магистрантов и студентов соответствующего профиля.

Табл. 15, ил. 128, список лит. – 119 назв.

Рецензенты: проф. каф. «Машиноведение и детали машин» БНТУ д-р техн. наук, проф. *А. Т. Скойбеда*;  
начальник НТЦ «Сельскохозяйственное машиностроение» – заведующий лабораторией сельхозмашиностроения ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси» д-р техн. наук, доц. *Д. А. Дубовик*;  
зам. генер. директора ОАО «Гомсельмаш» по техн. вопросам – гл. инженер *В. Н. Пинчук*

*Рекомендовано к изданию Советом ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 9 от 20.03.2024 г.)*

**ISBN 978-985-535-615-9**

© Чупрынин Ю. В., Джасов Д. В.,  
Попов В. Б., 2024

© Оформление. Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого», 2024

## Оглавление

<b>Предисловие</b> .....	7
<b>Основные условные обозначения</b> .....	10
<b>Глава 1. Распределение массы по опорам самоходной сельскохозяйственной машины, продольная и поперечная устойчивость</b> .....	11
1.1. Общие требования к распределению массы по опорам самоходной сельскохозяйственной машины. ....	11
1.2. Математическая модель для оценки распределения массы по опорам самоходной сельскохозяйственной машины, продольной и поперечной устойчивости .....	14
1.3. Зависимости показателей устойчивости от различных параметров для самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье» .....	23
1.4. Выводы по главе 1 .....	30
<b>Глава 2. Обеспечение требуемых тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины</b> .....	32
2.1. Общие требования к обеспечению требуемых тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины.....	32
2.2. Математическая модель для оценки тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины .....	34
2.3. Анализ тягово-сцепных свойств кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье».....	41
2.4. Анализ тягово-сцепных свойств кормоуборочного самоходного комбайна КСК-6025.....	48
2.5. Выводы по главе 2 .....	53
<b>Глава 3. Проектирование механизма поворота колес управляемого моста самоходной сельскохозяйственной машины</b> .....	56
3.1. Назначение и классификация .....	56
3.2. Математическая модель механизма поворота колес .....	68
3.2.1. Методология разработки модели.....	68
3.2.2. Кинематические зависимости для описания механизма поворота колес управляемого моста .....	71

3.2.3. Определение потребного давления в гидросистеме поворота колес управляемого моста .....	75
3.2.4. Проверка адекватности математической модели .....	77
3.3. Особенности синтеза механизма поворота колес .....	78
3.3.1. Предварительный подбор параметров гидросистемы по потребной работе .....	78
3.3.2. Оценка механизма поворота колес по критерию углов увода .....	80
3.3.3. Сравнительный анализ различных схем .....	81
3.3.4. Проверка по замыканию механизма поворота с двумя гидроцилиндрами .....	85
3.3.5. Определение радиуса поворота машины .....	86
3.4. Выводы по главе 3 .....	87
<b>Глава 4. Проектирование механизма уравнивания адаптеров самоходных сельскохозяйственных машин с применением пневмогидроаккумуляторов .....</b>	
4.1. Обзор механизмов копирования .....	89
4.2. Принцип действия систем копирования с пневмогидроаккумуляторами .....	95
4.3. Математическая модель механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов .....	98
4.3.1. Кинематические зависимости для описания механизма уравнивания адаптеров .....	98
4.3.2. Математическая модель системы «гидроцилиндр – пневмогидроаккумулятор» .....	99
4.3.3. Определение силовых параметров механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов .....	105
4.4. Критерии подбора параметров механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов .....	109
4.5. Проверка адекватности математической модели механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов .....	119
4.6. Характеристика механизма уравнивания адаптеров самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье» .....	120
4.6.1. Характеристики уравнивания жатки для уборки грубостебельных культур .....	121

4.6.2. Характеристики уравнивания жатки для уборки трав ротационного типа.....	124
4.6.3. Характеристики уравнивания подборщика.....	126
4.7. Характеристика механизма уравнивания адаптеров кормоуборочного самоходного комбайна КСК-6025.....	129
4.7.1. Характеристики уравнивания жатки для уборки грубостебельных культур.....	130
4.7.2. Характеристики уравнивания жатки для уборки трав.....	132
4.7.3. Характеристики уравнивания подборщика.....	134
4.8. Характеристика механизма уравнивания адаптеров самоходного кормоуборочного комбайна на гусеничном ходу КВС-6033С.....	137
4.8.1. Характеристики уравнивания жатки для уборки грубостебельных культур.....	138
4.8.2. Характеристики уравнивания жатки для уборки трав.....	142
4.8.3. Характеристики уравнивания подборщика.....	144
4.9. Выводы по главе 4.....	147
<b>Глава 5. Проектирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств.....</b>	<b>149</b>
5.1. Общие сведения о подъемно-навесных устройствах.....	149
5.2. Подходы к исследованию подъемно-навесных устройств. Состояние вопроса.....	154
5.3. Математическая модель механизма навески.....	160
5.3.1. Структурный анализ механизма навески.....	160
5.3.2. Кинематический анализ механизма навески.....	163
5.3.3. Силовой анализ механизма навески.....	172
5.3.4. Определение потерь на трение в механизме навески.....	178
5.4. Влияние динамики механизма навески на грузоподъемность подъемно-навесных устройств.....	180
5.5. Динамика механизмов с гидроприводом.....	188
5.5.1. Типовая схема объемного гидропривода.....	188
5.5.2. Уравнение движения объемного гидропривода.....	190
5.5.3. Безразмерное уравнение движения объемного гидропривода.....	196
5.6. Управляемость машинно-тракторного агрегата при агрегатировании с уборочными навесными машинами.....	199

5.7. Управляемость машинно-тракторного агрегата при агрегатировании с почвообрабатывающими орудиями.....	202
5.8. Влияние тяговой нагрузки, передаваемой от плуга на звенья подъемно-навесного устройства .....	210
5.9. Влияние колебаний мобильного сельскохозяйственного агрегата на его управляемость и нагруженность звеньев механизма навески .....	216
5.10. Параметрическая оптимизация подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства .....	228
5.10.1. Аналитическое описание выходных параметров подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства.....	228
5.10.2. Особенности задачи многокритериальной оптимизации .....	235
5.10.3. Пример постановки и решения задачи многокритериальной оптимизации механизма навески УЭС-290/450 .....	239
5.11. Выводы по главе 5 .....	250
<b>Литература</b> .....	<b>253</b>

# ПРЕДИСЛОВИЕ

Унифицированными системами самоходных сельскохозяйственных машин называются такие системы, которые не отвечают за специализированное назначение конкретной сельскохозяйственной самоходной машины (кормоуборочные, зерноуборочные и т. д.), а обеспечивают ей требуемые мобильные свойства и необходимое взаимодействие посредством адаптера с технологическим продуктом. Это такие системы и совокупности систем, которые обеспечивают самоходной сельскохозяйственной машине устойчивость, управляемость, тяговые свойства и требуемое агрегатирование с конкретным адаптером.

В связи с ростом конкуренции и сжатием сроков вывода на рынок новых моделей сельскохозяйственных машин от конструкторских подразделений требуется ускоренное и качественное их проектирование. Для этого необходима тщательная проработка конструкций, анализ их вариативности и выбор рациональных параметров уже на этапе проектной проработки. Это невозможно сделать без обобщения опыта многих специалистов, изложения и описания наиболее успешных подходов, методов и нюансов проектирования на бумаге. Поэтому сведение воедино общих подходов к созданию конструкций, формированию и исследованию их математических моделей на этапе первоначального проектирования сельскохозяйственных машин на основе знаний, прошедших успешную проверку, является актуальной задачей.

Монография построена в основном на материалах собственных исследований авторов, опирающихся на известные методы математического моделирования и результаты испытаний унифицированных систем сельскохозяйственных машин.

В представленной книге рассмотрены методы проектирования некоторых из унифицированных систем и их совокупностей. Они позволяют получать заданные характеристики изделия еще на этапе предварительного проектирования и проводить оценку функциональной работоспособности существующих конструкций при использовании их в новых условиях работы.

В первой главе рассмотрен метод обеспечения рационального распределения массы самоходной машины для обеспечения оптимального распределения веса по опорам с целью обеспечения продольной и поперечной устойчивости, управляемости и требуемых тягово-сцепных свойств.

Для обеспечения необходимых мобильных свойств самоходной сельскохозяйственной машине важно обеспечить требуемые, но не излишние тяговые свойства. Поэтому во второй главе рассмотрен метод оценки тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины на этапе проектирования с целью обеспечения их требуемых величин.

Специфическими качествами обладает механизм поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины. В отличие от тракторов и автомобилей этот механизм обладает своими отличительными свойствами и требует особых приемов по оценке его функциональности при проектировании. В третьей главе рассмотрены отличительные особенности различных схем, рациональный выбор необходимой схемы, предложена математическая модель, способы оптимизации, а также критерии оценки конструкции для обеспечения работоспособности механизма поворота колес управляемого моста самоходной сельскохозяйственной машины.

В специальной технической литературе недостаточно проработаны вопросы описания математических моделей механизмов агрегатирования самоходных сельскохозяйственных машин с адаптерами, еще меньше – механизмов уравнивания адаптеров. Практически отсутствует информация о методах математического описания механизмов уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов. В связи с этим в четвертой главе подробно рассмотрена методика проектирования и построения математической модели механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов.

В пятой главе уделено особое внимание формализованному описанию и исследованию навесного устройства универсального мобильного энергосредства, на основании которого создаются модульные самоходные сельскохозяйственные агрегаты, так как именно навесное устройство является средством коммуникации модулей. Рациональный выбор параметров компонентов подъемно-навесного устройства и имитационное моделирование процесса подъема при самом широком распространении мобильных энергетических средств

позволяет экономить топливо, а стабилизация нагрузки на рабочие гидроцилиндры – обеспечить рост показателей надежности ПНУ. Для этого требуется разработка рекомендаций по настройке параметров соответствующего ПНУ с конкретной навесной машиной, которые достигаются при помощи создания ее математической модели.

Применение описанных в главах методов математического моделирования рассмотренных унифицированных систем проиллюстрировано на примере исследования параметров самоходных сельскохозяйственных машин производства ОАО «Гомсельмаш», таких как самоходный высокопроизводительный кормоуборочный комбайн КВК-8060 «Полесье», кормоуборочный комбайн КСК-6025, кормоуборочный комбайн на гусеничном ходу, зерноуборочный комбайн КЗС-1218, энергосредство УЭС-2-280 и др.

В данной ограниченной по объему работе невозможно охватить все унифицированные системы различных видов самоходных сельскохозяйственных машин. Но в ней авторы постарались уделить существенное внимание наиболее важным и наименее изложенным в специальной технической литературе унифицированным системам, обеспечивающим надлежащее функционирование самоходной сельскохозяйственной машины.

Монография структурирована по главам, параграфам и пунктам. Номера параграфов составлены из порядкового номера главы и самого параграфа. Аналогично пронумерованы пункты внутри параграфа. Нумерация рисунков, таблиц и формул для каждой главы самостоятельная.

## Основные условные обозначения

АЧХ	– амплитудо-частотная характеристика
ГСТ	– гидростатическая трансмиссия
«ГЦ – ПГА»	– «гидроцилиндр – пневмогидроаккумулятор»
ММ	– математическая модель
МН	– механизм навески
МСХА	– мобильный сельскохозяйственный агрегат
МТА	– машинно-тракторный агрегат
МЦВ	– мгновенный центр вращения
МЭС	– мобильное энергетическое средство
НМ	– навесные машины
НП	– навесной плуг
НУ	– навесное устройство
ПГА	– пневмогидроаккумулятор
ПИА	– питающе-измельчающий аппарат
ПНУ	– подъемно-навесное устройство
ПФ	– передаточная функция
ПЧ	– передаточное число
САУ	– системы автоматического управления
СПД	– системы постоянного давления
СПР	– суммирование постоянных расходов
СХФ	– сельскохозяйственный фон
СЧН	– системы, чувствительные к нагрузке
ТУ	– технические условия
УЭС	– универсальные энергетические средства
ФММ	– функциональная математическая модель

# Глава 1

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАССЫ ПО ОПОРАМ САМОХОДНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ, ПРОДОЛЬНАЯ И ПОПЕРЕЧНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

### 1.1. Общие требования к распределению массы по опорам самоходной сельскохозяйственной машины

Правильное распределение массы самоходной сельскохозяйственной машины закладывается на начальном этапе ее проектирования. При планировании распределения массы разработчики должны руководствоваться совокупностью критериев, выполнение которых позволяет обеспечить самоходной сельскохозяйственной машине требуемые свойства, а именно соответствовать требованиям различных ГОСТ по управляемости машины, ее продольной и поперечной устойчивости, распределению нагрузок между передней и задней осью, для обеспечения необходимых тяговых свойств.

Распределение массы по опорам колесных машин рассматривается многими авторами: И. П. Ксеневичем [1], С. В. Щитовым [2], В. П. Гребневым [3], В. В. Горбатовым [4], Н. И. Зезетко [5] и др. Как правило, во всем многообразии таких работ распределение массы рассматривается в контексте исследования поведения трактора в составе машино-тракторного агрегата для увеличения его сцепного веса с помощью специальных технических средств (из-за ограниченной возможности этого за счет конструктивной компоновки), а поэтому рассматривают распределение массы только по осям машино-тракторного агрегата в продольной плоскости.

Следует выделить работы С. В. Щиголева [6–8], посвященные определению устойчивости сельскохозяйственной машины, находящейся на поперечном склоне с учетом деформации шин. В этих работах представлен математический аппарат по определению нагрузок на колеса комбайна и углов поперечной статической устойчивости в плоской постановке задачи: первоначально рассматривается распределение нагрузок по осям машины в продольной плоскости, затем

распределение по колесам каждого из мостов по отдельности. Несмотря на полноту исследований в них представлена математическая модель без учета поперечного смещения центра масс машины, которая также влияет на величину поперечной статической устойчивости и величину равновесия по колесам ведущего моста, что важно при проектировании сельскохозяйственных уборочных машин.

Самоходная сельскохозяйственная машина обладает определенной совокупностью специфических свойств, которые отличают ее от других типов мобильных машин. Она состоит из самой машины, включающей в себя раму, двигатель, ходовую часть и разнообразные технологические рабочие органы, систему агрегатирования с адаптером и непосредственно адаптера, осуществляющего подачу технологической массы на рабочие органы сельскохозяйственной машины. В ней кроме заправочных топливных емкостей могут присутствовать емкости для сбора технологического продукта, емкости, заполняемые веществами, обеспечивающими выполнение технологического процесса (удобрения, консерванты и т. д.), заполнение или опорожнение которых может оказывать существенное влияние на величину и распределение массы по опорам в процессе выполнения технологического процесса. Кроме того, самоходная сельскохозяйственная машина в процессе работы и переездов имеет несколько состояний, при которых существенно меняется и величина массы, и ее распределение.

При осуществлении сельскохозяйственной машиной технологического процесса адаптер часть своего веса переносит на раму машины. Остальная часть веса адаптера воспринимается через опорные элементы поверхностью поля, если требуется осуществлять копирование рельефа поля. На таком режиме присутствует дополнительная сила продольного сопротивления передвижению за счет трения опорных элементов адаптера по опорной поверхности. В таком состоянии адаптер имеет минимальную высоту центра тяжести, что также оказывает влияние на устойчивость и перераспределение массы по опорам на уклонах.

При осуществлении коротких технологических переездов по полю или по полевым дорогам, которые не являются дорогами общего пользования и не требуют ограничения габаритов машины по ширине, адаптер может транспортироваться на самой сельскохозяйственной машине. Адаптер поднимается навесным устройством (НУ) сельскохозяйственной машины в верхнее транспортное положение, но не меняет своей формы, т. е. не складываются или не трансформируются его секции.

При осуществлении дальних транспортных переездов адаптер, если его конструкцией предусмотрена транспортировка на машине на дальние расстояния, поднимается вверх НУ и переводится в транспортное состояние (складываются или трансформируются секции). В данном режиме также происходит изменение расположения его центра тяжести по всем трем координатам.

Адаптеры, конструкцией которых не предусмотрена транспортировка на машине на дальние расстояния, например, по условию обеспечения транспортного габарита, снимаются с машины и перевозятся на специальной транспортной тележке, что приводит к существенному перераспределению веса машины. При движении по полевым и проселочным дорогам к сопротивлению передвижения самой машины добавляется сопротивление передвижения транспортной тележки с установленным на ней адаптером. Данное обстоятельство в условиях разгрузки колес переднего ведущего моста при движении машины в гору может оказывать существенное влияние на снижение тяговых свойств по критерию сцепления с опорной поверхностью.

Все представленные выше ситуации усложняются тем, что самоходная сельскохозяйственная машина может иметь не один адаптер, а некоторый набор адаптеров, имеющих между собой существенные отличия, как по весу, так и по расположению центра масс.

Поэтому при проектировании самоходной сельскохозяйственной машины необходимо подбирать такие геометрические параметры и такое расположение центра масс, чтобы во всех возможных ее состояниях со всем шлейфом предусмотренных адаптеров выполнялись условия продольной и поперечной устойчивости, управляемости и обеспечивалось достаточное сцепление ведущих колес с опорной поверхностью для преодоления предусмотренных технической характеристикой уклонов. Для обеспечения указанных условий необходимо на этапе проектирования машины осуществлять оценку распределения массы машины по опорам. В связи с вышеизложенным актуальной задачей является разработка для пополнения арсенала проектировщика универсального и удобного математического аппарата, позволяющего проводить расчет реакций на опорах машины с учетом продольных и поперечных уклонов местности, один из вариантов которого представлен в данной главе.

## **1.2. Математическая модель для оценки распределения массы по опорам самоходной сельскохозяйственной машины, продольной и поперечной устойчивости**

Самоходные сельскохозяйственные машины не имеют подвески ходовой части в том виде, в котором она присутствует у автомобилей и некоторых тракторов. Копирование рельефа опорной поверхности осуществляется за счет качающейся балки управляемого моста. При этом, опираясь на четыре колеса, рама машины фактически опирается на три точки, двумя из которых являются ведущие колеса, а третьей – шарнир качания управляемого моста. Причем вес самого управляемого моста с колесами участвует в формировании нагрузок на опорную поверхность поля или дороги, но не участвует при определении углов статической поперечной устойчивости.

Для разработки математического аппарата по определению реакций под колесами машины воспользуемся векторным способом описания механизмов. Этот способ хорошо зарекомендовал себя и успешно применяется при проектировании рычажных механизмов в НТЦК ОАО «Гомсельмаш» более 20 лет. Его основы изложены в работах авторов [9–16], а также в главе 3.

Для составления математической модели формализуем сельскохозяйственную машину в виде трехточечной схемы, показанной на рис. 1.1.

Начало системы координат расположено на опорной поверхности в точке пересечения оси ведущего моста с продольной геометрической осью комбайна. Направление осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  показано на расчетной схеме (рис. 1.1): ось  $X$  направлена вперед по движению машины; ось  $Y$  направлена вправо по ходу движения; ось  $Z$  направлена вверх.

В зависимости от необходимости и удобства привязки всех узлов проектируемой машины начало координат можно привязать к любой другой точке, например, к центру моста на уровне оси ведущих колес. Однако для правильного расчета общего центра тяжести и распределения массы по опорам по нижеприведенным формулам направление осей необходимо принимать, как указано на рис. 1.1.

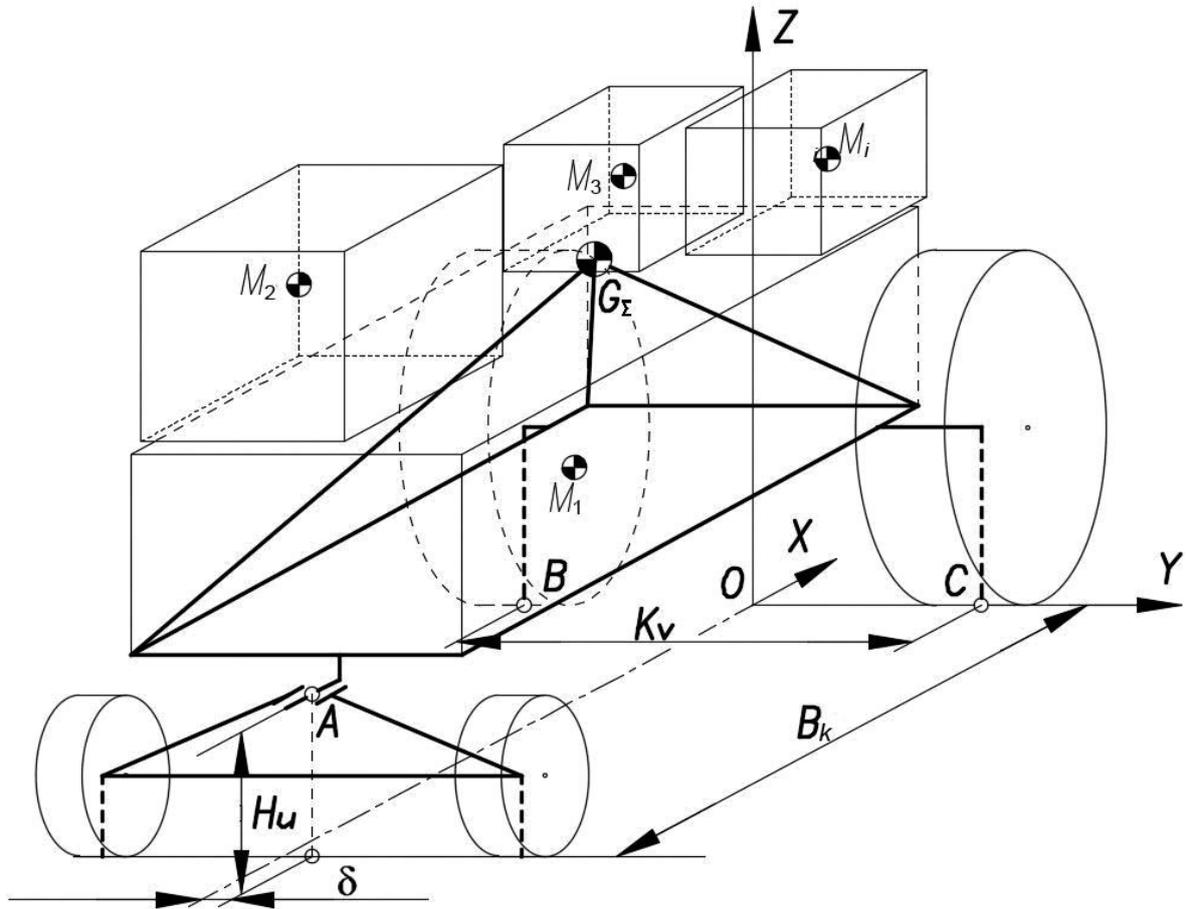


Рис. 1.1. Расчетная схема для определения нагрузок на опоры самоходной сельскохозяйственной машины:  $A$  – шарнир качания управляемого моста;  $B$  и  $C$  – левое и правое колесо ведущего моста соответственно;  $M_1, M_2, M_3, M_i$  – массы различных узлов и агрегатов;  $G_\Sigma$  – суммарный центр тяжести машины;  $K_v$  – колея ведущих колес;  $B_k$  – база машины;  $H_u$  – высота шарнира управляемого моста;  $\delta$  – поперечное смещение шарнира

На первом этапе необходимо определить расположение центра тяжести всей системы. Для нахождения вектора суммарного центра тяжести системы воспользуемся выражениями (1.1)–(1.5):

$$M_\Sigma = \sum_i M_i; \quad (1.1)$$

$$X_\Sigma = \frac{\sum_i (M_i X_i)}{M_\Sigma}; \quad (1.2)$$

$$Y_{\Sigma} = \frac{\sum(M_i Y_i)}{M_{\Sigma}}; \quad (1.3)$$

$$Z_{\Sigma} = \frac{\sum(M_i Z_i)}{M_{\Sigma}}; \quad (1.4)$$

$$\vec{G}_{\Sigma} = \begin{bmatrix} X_{\Sigma} \\ Y_{\Sigma} \\ Z_{\Sigma} \end{bmatrix}, \quad (1.5)$$

где  $M_i$  – масса  $i$ -го узла машины;  $X_i$ ,  $Y_i$ ,  $Z_i$  – продольная, поперечная и вертикальная координаты центра тяжести  $i$ -го узла машины;  $M_{\Sigma}$  – суммарная масса узлов машины;  $\vec{G}_{\Sigma}$  – вектор суммарного центра тяжести машины относительно начала системы координат (абсолютный вектор);  $X_{\Sigma}$ ,  $Y_{\Sigma}$ ,  $Z_{\Sigma}$  – продольная, поперечная и вертикальная координата соответственно суммарного центра тяжести машины.

Сформируем абсолютные векторы, определяющие положение опор  $A$ ,  $B$  и  $C$  относительно начала системы координат выражениями (1.6)–(1.8):

$$\vec{A} = \begin{bmatrix} -B_k \\ \pm \delta \\ H_u \end{bmatrix}; \quad (1.6)$$

$$\vec{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ -K_v \cdot 0,5 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (1.7)$$

$$\vec{C} = \begin{bmatrix} 0 \\ K_v \cdot 0,5 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1.8)$$

где  $\delta$  – смещение шарнира управляемого моста относительно оси симметрии ведущего моста.

Выражения (1.6)–(1.8) являются абсолютными векторами, определяющими расположение опор при условии, что ведущий мост симметричен относительно продольной оси машины.

Сформируем вспомогательный вектор  $Z$ , который моделирует наклон опорной поверхности к горизонту в продольной и поперечной плоскости. Он является вектором, перпендикулярным к опорной поверхности, которая, в свою очередь, может располагаться под углом  $\alpha$  или  $\beta$  к горизонту и определяется выражением (1.9):

$$\vec{Z} = \begin{bmatrix} \sin(\beta) \\ \sin(\alpha) \\ -\cos(\alpha + \beta) \end{bmatrix}, \quad (1.9)$$

где  $\alpha$  – угол поперечного наклона опорной поверхности: «+» – вправо по ходу машины, «-» влево по ходу машины;  $\beta$  – угол продольного наклона опорной поверхности: «+» – вперед по ходу машины (спуск), «-» – назад по ходу машины (подъем).

Сформируем векторы, описывающие относительно друг друга расположение опор и суммарный центр тяжести машины, выражениями (1.10)–(1.14):

$$\vec{AB} = \vec{B} - \vec{A}; \quad (1.10)$$

$$\vec{AC} = \vec{C} - \vec{A}; \quad (1.11)$$

$$\vec{BC} = \vec{C} - \vec{B}; \quad (1.12)$$

$$\vec{AG}_\Sigma = \vec{G}_\Sigma - \vec{A}; \quad (1.13)$$

$$\vec{BG}_\Sigma = \vec{G}_\Sigma - \vec{B}. \quad (1.14)$$

Значения реакций в опорах можно определить из выражений (1.15)–(1.17), которые представляют собой совокупность векторного и скалярного произведения векторов:

$$R_a = \frac{(\vec{BC} \times \vec{BG}_\Sigma) \vec{Z}}{(\vec{AC} \times \vec{BC}) \vec{Z}} M_\Sigma; \quad (1.15)$$

$$R_b = \frac{(\vec{AC} \times \vec{AG}_\Sigma) \vec{Z}}{(\vec{BC} \times \vec{AC}) \vec{Z}} M_\Sigma; \quad (1.16)$$

$$R_c = \frac{(\vec{AB} \times \vec{BG}_\Sigma) \vec{Z}}{(\vec{AB} \times \vec{BC}) \vec{Z}} M_\Sigma, \quad (1.17)$$

где  $R_a$ ,  $R_b$ ,  $R_c$  – вертикальная реакция в шарнире управляемого моста, на левом и правом ведущем колесе соответственно.

Стоит отметить, что выражения (1.15)–(1.17) дают значения именно вертикальной составляющей реакции в опорах.

Для получения нормальной реакции в случае, когда имеется продольный или поперечный наклон опорной поверхности, значения, полученные из выражений (1.15)–(1.17), необходимо умножить на косинус угла наклона опорной поверхности (1.18)–(1.20):

$$R_{b_N} = \frac{(\vec{AC} \times \vec{AG}_\Sigma) \vec{Z}}{(\vec{BC} \times \vec{AC}) \vec{Z}} M_\Sigma \cdot \cos(\alpha + \beta); \quad (1.18)$$

$$R_{c_N} = \frac{(\vec{AB} \times \vec{BG}_\Sigma) \vec{Z}}{(\vec{AB} \times \vec{BC}) \vec{Z}} M_\Sigma \cdot \cos(\alpha + \beta); \quad (1.19)$$

$$R_{a_N} = \frac{(\vec{BC} \times \vec{BG}_\Sigma) \vec{Z}}{(\vec{AC} \times \vec{BC}) \vec{Z}} M_\Sigma \cdot \cos(\alpha + \beta). \quad (1.20)$$

Вышеприведенные выражения (1.9)–(1.20) позволяют определить реакции в опорах самоходной сельскохозяйственной машины в зависимости от углов продольного или поперечного наклона опорной поверхности, но только при условии, что эти углы не вводятся в вышеприведенные выражения одновременно, т. е. выражения (1.9)–(1.20) дают правильный результат, если выполняется условие (1.21):

$$\begin{cases} \text{если } \alpha \neq 0, \text{ то } \beta = 0, \\ \text{если } \beta \neq 0, \text{ то } \alpha = 0. \end{cases} \quad (1.21)$$

Для одновременной оценки влияния продольного и поперечного уклона требуется дополнение этих выражений элементами пространственного поворота векторов. В этом случае все вышеприведенные выражения стали бы весьма громоздкими и неудобными для использования.

Необходимо отметить, что при комбинировании продольного и поперечного уклона местности затрудняется интерпретация результатов расчета, так как суммарный угол при этом все равно не должен превышать максимально допустимого значения и продольного и поперечного уклона, предусмотренного техническими условиями (ТУ) для этой машины. Поэтому целесообразность оценки изменения реакций в опорах при комбинированном уклоне является весьма сомнительной, так как при комбинированном наклоне опорной поверхности всегда можно так сориентировать машину, чтобы этот наклон был только продольным или только поперечным.

Зная распределение нагрузок по опорам проектируемой сельскохозяйственной машины при агрегатировании ее с различными адаптерами, определяем ее продольную устойчивость, находя величину процента нагрузки на управляемый мост от массы агрегата  $upr_m$ , %, по формуле (1.22):

$$upr_m = \frac{R_a}{M_\Sigma} 100, \% \quad (1.22)$$

В соответствии с действующими стандартами [17, 18], регламентирующими этот показатель для самоходных сельскохозяйственных машин, необходимо обеспечить выполнение условия, в соответствии с которым «Нагрузка на управляемые колеса должна быть не менее 0,20 эксплуатационной массы трактора и 0,12 эксплуатационной массы машины». Из этих двух критериев ограничивающим, как правило, является второе.

Определение значений углов поперечной статической устойчивости является важной задачей обеспечения работоспособности сельскохозяйственной машины на косогорах и склонах. Поэтому уже на этапе проектирования необходимо выбрать такое расположение рабочих органов, а также колеи ведущих колес, базы и высоты расположения шарнира качания управляемого моста, чтобы обеспечить минимальные допускаемые значения величин углов в соответствии с ГОСТ или ТУ.

В соответствии с действующими стандартами величина углов поперечной статической устойчивости должна быть [17]:

- для машин в транспортном положении не менее  $25^\circ$ ;
- высококлиренсных тракторов и машин, малогабаритных машин для семеноводства и селекции, а также комбайнов – по ТУ на конкретную модель.

Величину предельного угла поперечной статической устойчивости можно определить с помощью математического аппарата, изложенного выше в формулах (1.1)–(1.20), путем подбора угла  $\alpha$  до величины, при которой происходит изменение знака реакции на ведущих колесах в формулах (1.18) и (1.19) на отрицательный. Но более удобным инструментом являются формулы, определяющие эти значения.

Для вывода формул целенаправленного определения углов предельной поперечной статической устойчивости воспользуемся схемой, показанной на рис. 1.2.

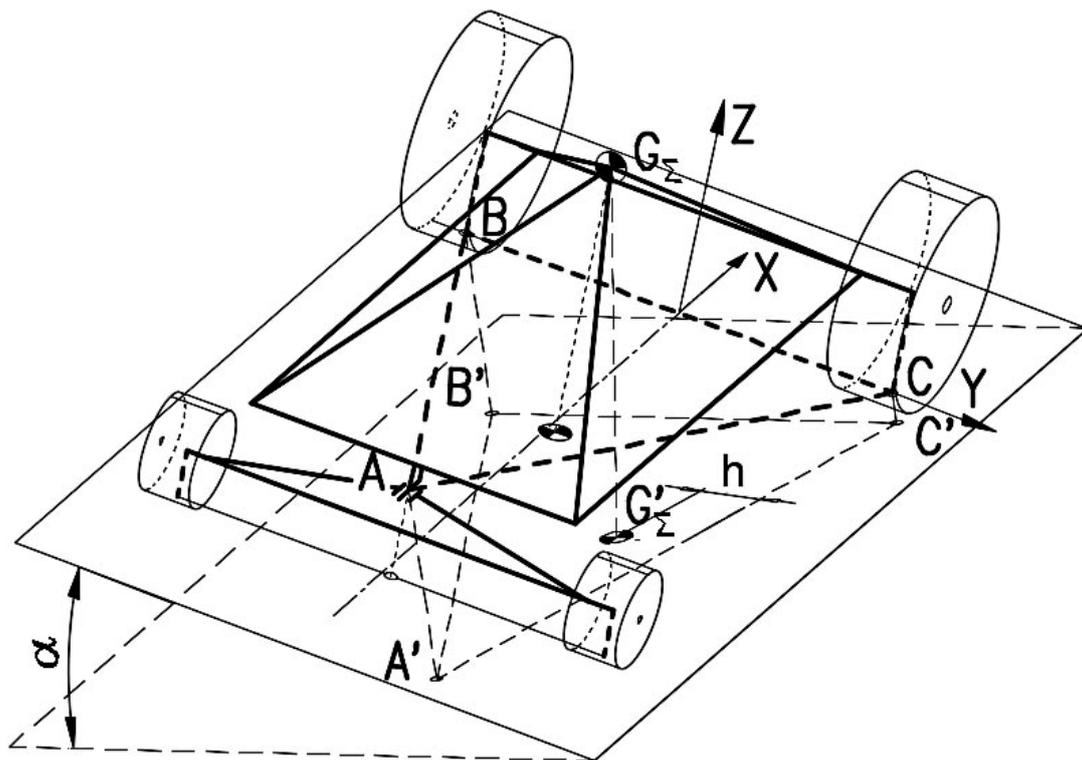


Рис. 1.2. Расчетная схема для определения углов поперечной статической устойчивости

Опрокидывание сельскохозяйственной машины в поперечном направлении будет происходить вокруг линии  $AC$  (рис. 1.2) при уклоне опорной поверхности вправо, либо линии  $AB$  при уклоне опорной поверхности влево по ходу движения (по оси  $X$ ). То есть опрокидывание

сельскохозяйственной машины не произойдет до тех пор, пока проекция центра тяжести  $G'_\Sigma$  на горизонтальную плоскость (не на опорную поверхность) не пересечет проекцию линии  $AC$  на горизонтальной плоскости  $A'C'$  при наклоне вправо, либо проекцию линии  $AB$  на горизонтальной плоскости  $A'B'$  при наклоне машины влево. Если это явление объяснить с точки зрения действующих сил, то опрокидывание машины вправо не произойдет до тех пор, пока сумма моментов действующих сил вокруг линии  $AC$  будет положительна. Для частного случая (рис. 1.2) для статического режима действует только сила тяжести, следовательно, опрокидывания вправо не произойдет до тех пор, пока плечо силы тяжести  $h$  будет больше нуля, а проекция центра тяжести на горизонтальную плоскость  $G'_\Sigma$  будет находиться внутри треугольника  $A'B'C'$ .

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что в некоторых случаях, повышая высоту расположения шарнира управляемого моста, можно добиться увеличения углов поперечной статической устойчивости. Это связано с тем, что чем ближе находится центр тяжести  $G_\Sigma$  к линиям  $AC$  и  $AB$  по высоте, тем на больший угол нужно повернуть машину для совмещения горизонтальной проекции точки центра тяжести  $G'_\Sigma$  с проекциями линий  $A'C'$  и  $A'B'$ .

Для целенаправленного определения предельных углов поперечной статической устойчивости можно воспользоваться выражениями (1.23) и (1.24):

$$\alpha_{\text{л}} = \arctg \left( \frac{\vec{AB}_X (-\vec{B}_Y + \vec{G}_{\Sigma Y}) - \vec{B}_Y \cdot \vec{G}_{\Sigma X}}{\vec{AB}_X \cdot \vec{G}_{\Sigma Z} + \vec{AZ} \cdot \vec{G}_{\Sigma X}} \right) - \alpha_{\text{ш}}; \quad (1.23)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = \arctg \left( \frac{\vec{AC}_X (\vec{C}_Y - \vec{G}_{\Sigma Y}) + \vec{C}_Y \cdot \vec{G}_{\Sigma X}}{\vec{AC}_X \cdot \vec{G}_{\Sigma Z} + \vec{AZ} \cdot \vec{G}_{\Sigma X}} \right) - \alpha_{\text{ш}}, \quad (1.24)$$

где  $\alpha_{\text{л}}$ ,  $\alpha_{\text{пр}}$  – предельный угол поперечной статической устойчивости влево и вправо по ходу движения машины на жесткой опорной поверхности;  $\alpha_{\text{ш}}$  – разница угла поперечного наклона рамы комбайна и опорной поверхности, вызванная суммарной деформацией шин.

Подходы к теоретическому определению углов  $\alpha_{\text{ш}}$  и их влияние на поперечную статическую устойчивость машины подробно изложено в работах [7] и [8]. Следует подчеркнуть, что в предложенных

математических моделях необходимо учитывать коэффициенты, определяемые сложным экспериментальным путем. Поэтому при отсутствии необходимого инструментария влияние шин можно учесть, определив экспериментально величину угла  $\alpha_{\text{ш}}$  на платформе опрокидывания. Для некоторых комбайнов установлено, что это величина в зависимости от величины давления в шинах и массы, в пределах угла наклона платформы  $20\text{--}30^\circ$ , может находиться в пределах  $1,5\text{--}2,5^\circ$ .

При определении углов статической устойчивости на продольных уклонах ситуация с опрокидыванием аналогичная вышеописанному: опрокидывания машины вперед или назад не произойдет до тех пор, пока проекция центра тяжести на горизонтальную плоскость  $G'_\Sigma$  будет находиться внутри треугольника  $A'B'C'$  (рис. 1.3). Необходимо отметить, что при продольном уклоне вокруг ведущего моста для потери статической устойчивости необходимо, чтобы проекция центра тяжести  $G'_\Sigma$  пересекла линию  $B'C'$ , а при продольном уклоне вокруг управляемого моста необходимо, чтобы проекция центра тяжести  $G'_\Sigma$  пересекла линию  $A'C'$  или  $A'B'$  (т. е. с той стороны, где плечо  $h$  будет меньше).

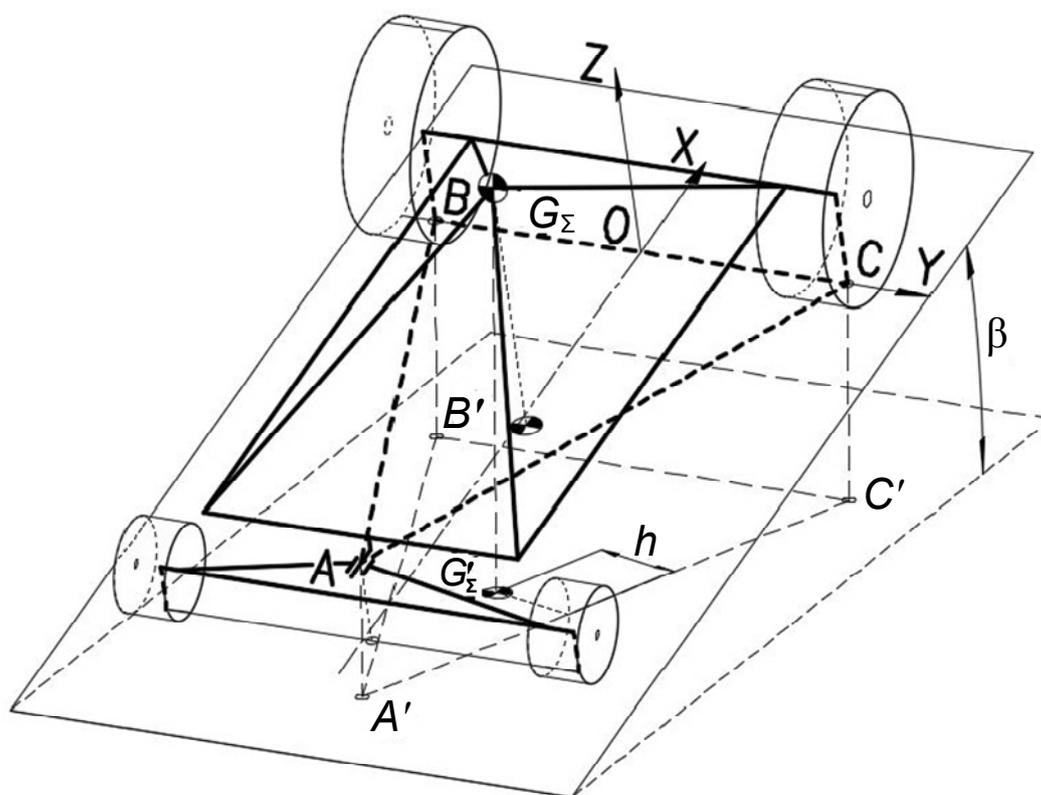


Рис. 1.3. Расчетная схема для определения углов продольной устойчивости

Используя приведенную выше математическую модель, можно на этапе проектирования оценить величину реакций на опоры для всех комплектаций машины и с учетом уклонов для обеспечения оптимального распределения ее массы с целью обеспечения достаточной продольной и поперечной устойчивости во всех состояниях.

Для облегчения подбора рационального сочетания параметров целесообразно на этапе проектирования построить зависимости влияния основных параметров на показатели устойчивости сельскохозяйственной машины, выявить основные тенденции и с учетом этих тенденций осуществлять их подбор.

### 1.3. Зависимости показателей устойчивости от различных параметров для самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье»

Проиллюстрируем использование приведенного выше математического аппарата для получения влияния основных параметров на показатели статической устойчивости и их интерпретацию на примере самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье», выпускаемого ОАО «Гомсельмаш».

На рис. 1.4 представлены графики изменения величины предельных углов поперечной статической устойчивости в левую ( $\alpha_{л}$ ) и правую ( $\alpha_{пр}$ ) стороны кормоуборочного комбайна КВК-8060 без адаптера в зависимости от изменения размера его колесной базы.

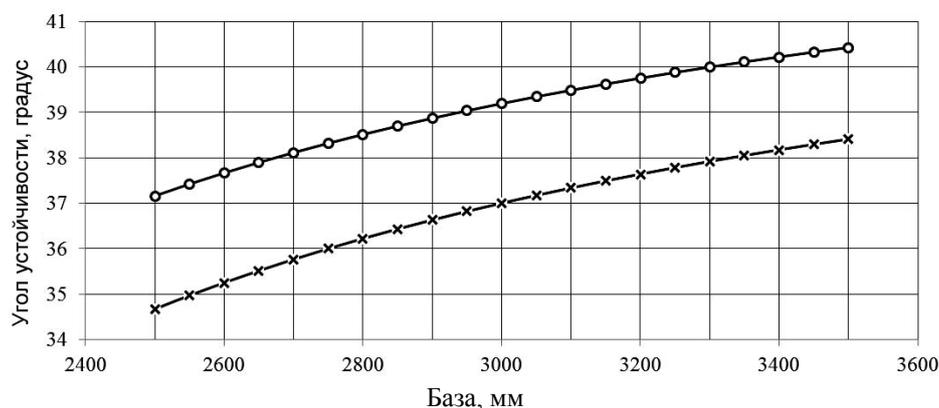


Рис. 1.4. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  для КВК-8060 без адаптера в зависимости от изменения размера колесной базы:  
 ○ — угол устойчивости влево, градус; × — угол устойчивости вправо, градус

На рис. 1.5 приведены графики изменения величины процента нагрузки на управляемый мост от массы агрегата ( $upr_m$ ) в зависимости от размера колесной базы КВК-8060 при агрегатировании с наиболее тяжелой жаткой для уборки грубостебельных культур и без нее. Из графиков видно, что увеличение колесной базы при прочих равных условиях увеличивает поперечную и снижает продольную устойчивость кормоуборочного комбайна.

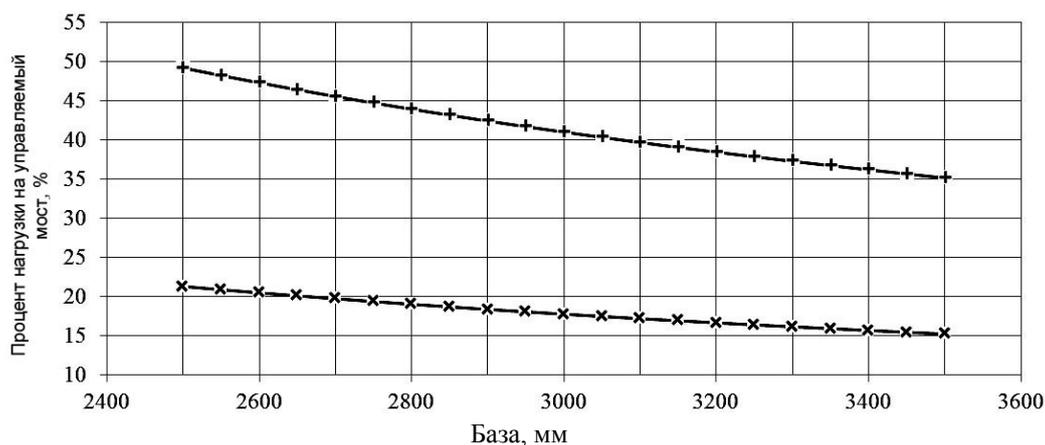


Рис. 1.5. Изменение величины  $upr_m$  в зависимости от изменения размера колесной базы КВК-8060:  
 +- – без адаптера; -x- – с адаптером

На рис. 1.6 приведены графики изменения предельных углов поперечной статической устойчивости в зависимости от изменения высоты шарнира управляемого моста КВК-8060.

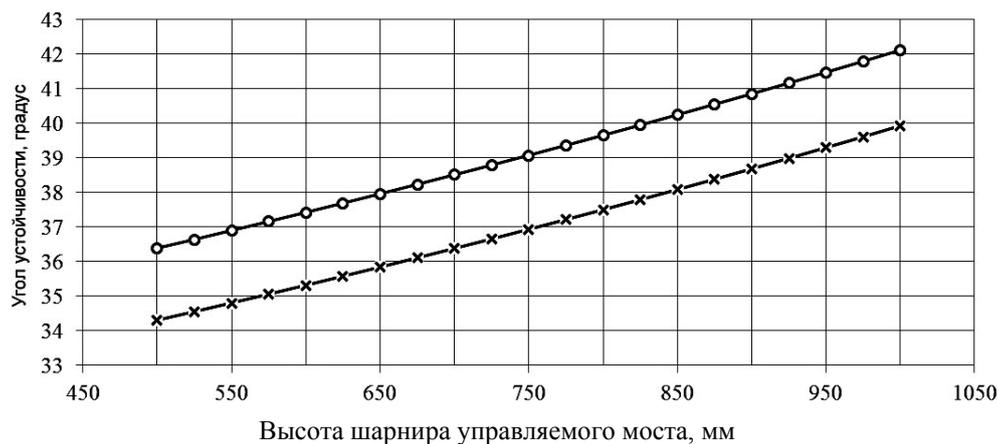


Рис. 1.6. Изменение величины углов  $\alpha_l$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения высоты шарнира качания управляемого моста КВК-8060:  
 o – угол устойчивости влево, градус;  
 x – угол устойчивости вправо, градус

На рис. 1.7 приведены графики изменения предельных углов статической поперечной устойчивости в зависимости от величины колеи ведущих колес, а на рис. 1.8 – в зависимости от высоты центра масс машины КВК-8060 без адаптера.

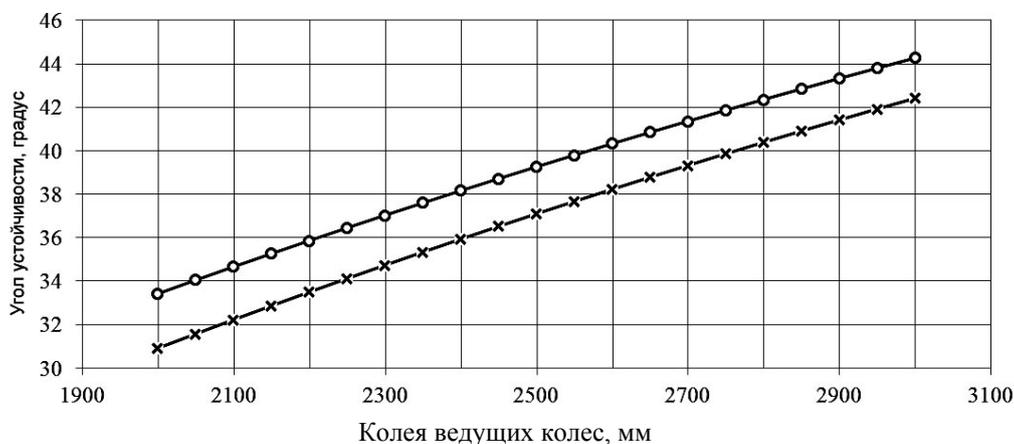


Рис. 1.7. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения размера колеи ведущих колес КВК-8060 без адаптера:  
 ○ – угол устойчивости влево, градус;  
 × – угол устойчивости вправо, градус

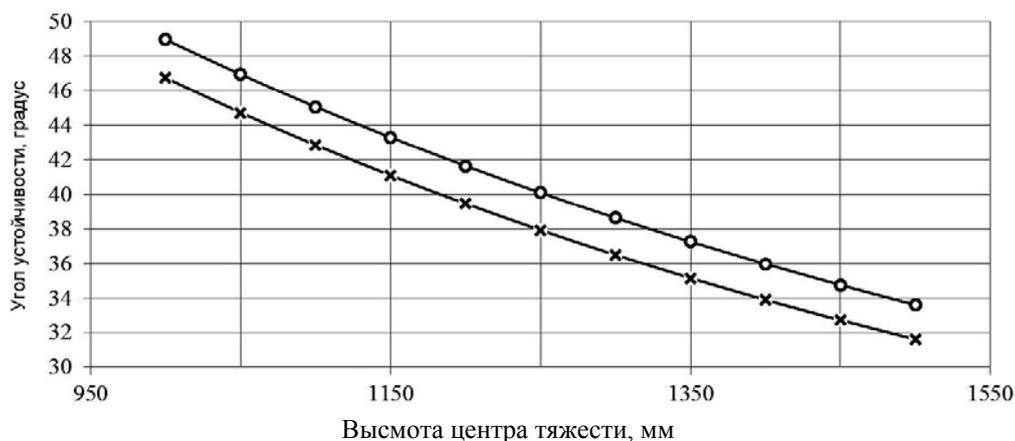


Рис. 1.8. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения высоты центра масс КВК-8060 без адаптера:  
 ○ – угол устойчивости влево, градус;  
 × – угол устойчивости вправо, градус

Как видно из приведенных графиков (рис. 1.6–1.8), увеличение высоты шарнира качания управляемого моста и колеи ведущих колес повышает поперечную устойчивость комбайна при прочих равных условиях, а увеличение высоты центра масс снижает поперечную устойчивость. На горизонтальной опорной поверхности эти параметры не оказывают влияния на величину продольной устойчивости.

На рис. 1.9 показаны графики изменения углов предельной поперечной статической устойчивости вправо и влево по ходу движения, а на рис. 1.10 – графики изменения процента нагрузки на управляемый мост комбайна КВК-8060 в зависимости от изменения величины массы жатки КВК-02, имеющей наибольший продольный вылет центра тяжести.

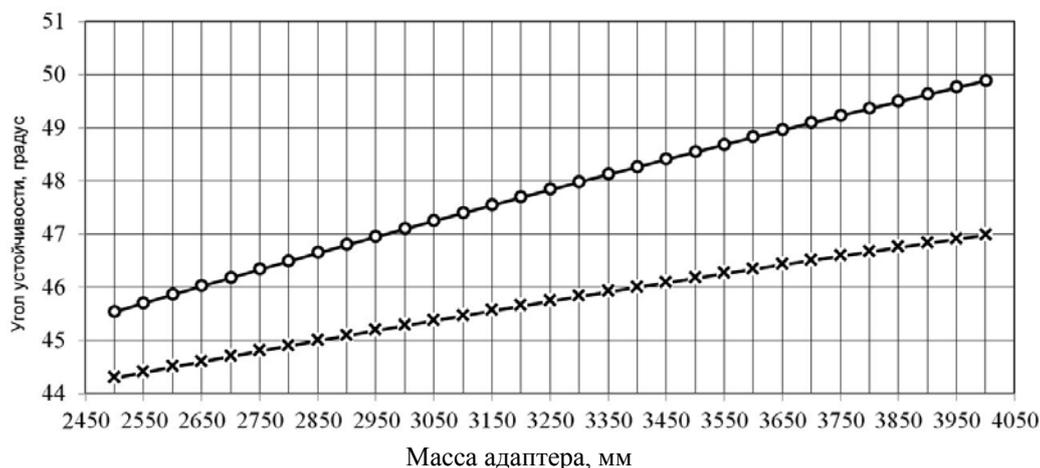


Рис. 1.9. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения величины массы жатки, используемой с КВК-8060:

- – угол устойчивости влево, градус;
- × – угол устойчивости вправо, градус

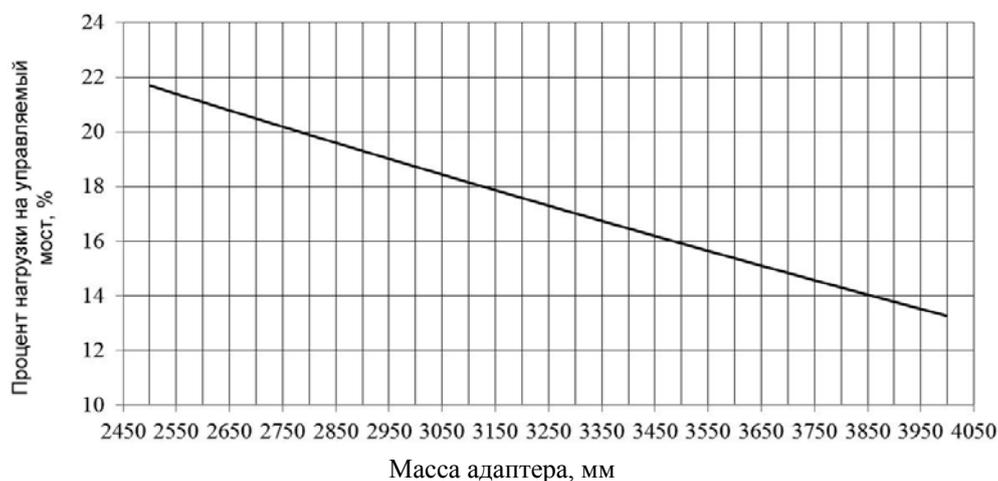


Рис. 1.10. Изменение величины  $upr_{м}$  в зависимости от изменения величины массы жатки, используемой с КВК-8060

На рис. 1.11 и 1.12 показаны аналогичные графики в зависимости от изменения величины продольной координаты наиболее тяжелого адаптера – жатки для уборки грубостебельных культур КВК-02, используемой с КВК-8060.

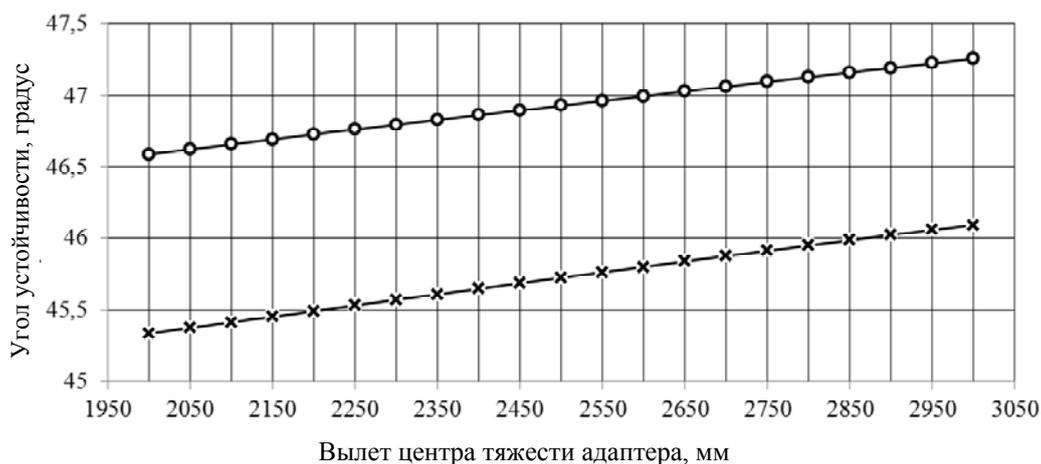


Рис. 1.11. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения величины продольной координаты центра тяжести жатки, используемой с КВК-8060:  
 ○ – угол устойчивости влево, градус;  
 × – угол устойчивости вправо, градус

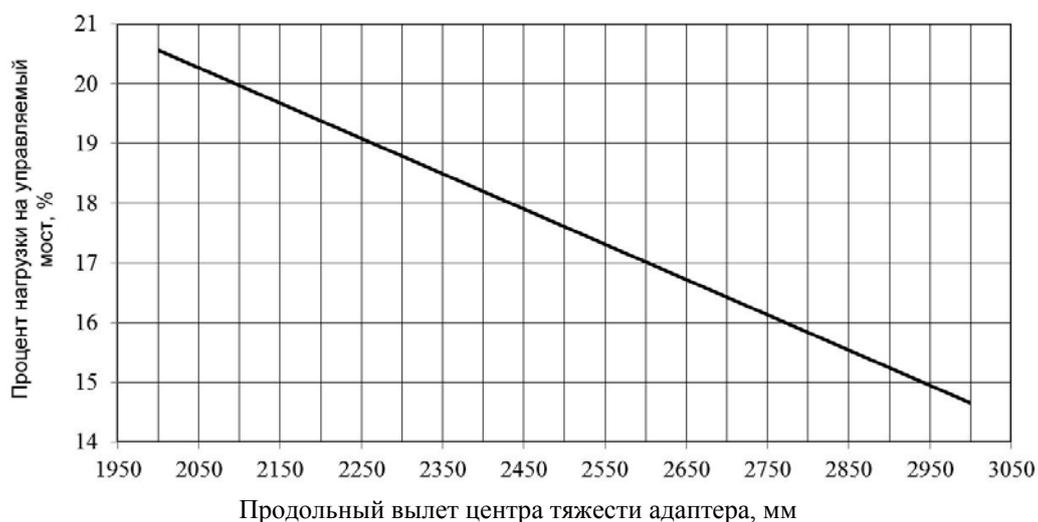


Рис. 1.12. Изменение величины  $upr_{м}$  в зависимости от изменения величины продольной координаты центра тяжести жатки, используемой с КВК-8060

Как видно из приведенных на графиках зависимостях (рис. 1.9–1.12), при проектировании новых адаптеров следует учитывать, что увеличение массы адаптера, центр тяжести которого расположен в центре масс жатки для уборки грубостебельных культур, или увеличение продольной координаты центра тяжести этого адаптера повышает поперечную и снижает продольную устойчивость комбайна.

В соответствии с многолетним опытом проектирования и эксплуатации сельскохозяйственных машин в НТЦК ОАО «Гомсельмаш» (ранее – РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» ПО «Гомсельмаш») для обеспечения продольной устойчивости, управляемости и исключения галопирования самоходной сельскохозяйственной машины необходимо, чтобы нагрузка на управляемый мост составляла не менее 16 % от веса агрегата. При этом при работе на продольных уклонах, предусмотренных в инструкции по эксплуатации, эта величина не должна быть ниже 12 % [17].

Зная вышеперечисленные требования по продольной устойчивости сельскохозяйственной машины, из графиков, представленных на рис. 1.10 и 1.12, можно сделать следующие выводы. При проектировании новых адаптеров для агрегатирования с КВК-8060 необходимо учитывать, что в случае расположения их центра тяжести, как у жатки КВК-02, их максимальная допустимая масса не должна превышать 3500 кг. В случае проектирования нового адаптера с массой такой же, как у жатки КВК-02 вылет его центра тяжести не должен превышать 2750 мм.

На рис. 1.13 показано изменение углов предельной поперечной статической устойчивости вправо и влево по ходу движения в зависимости от изменения величины поперечной координаты центра тяжести, а на рис. 1.14 – в зависимости от изменения вертикальной координаты центра тяжести адаптера, имеющего наибольший вес – жатки для уборки грубостебельных культур КВК-02.

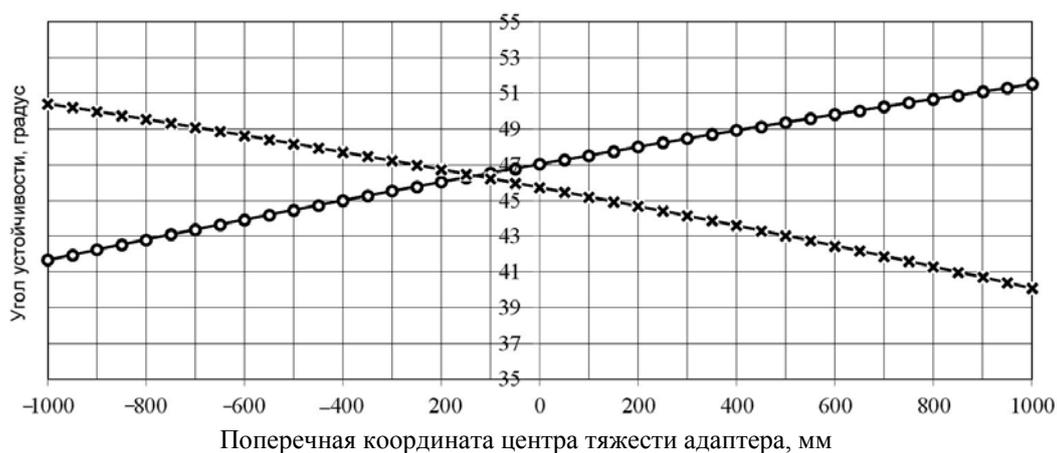


Рис. 1.13. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения величины поперечной координаты адаптера:

- – угол устойчивости влево, градус;
- × – угол устойчивости вправо, градус

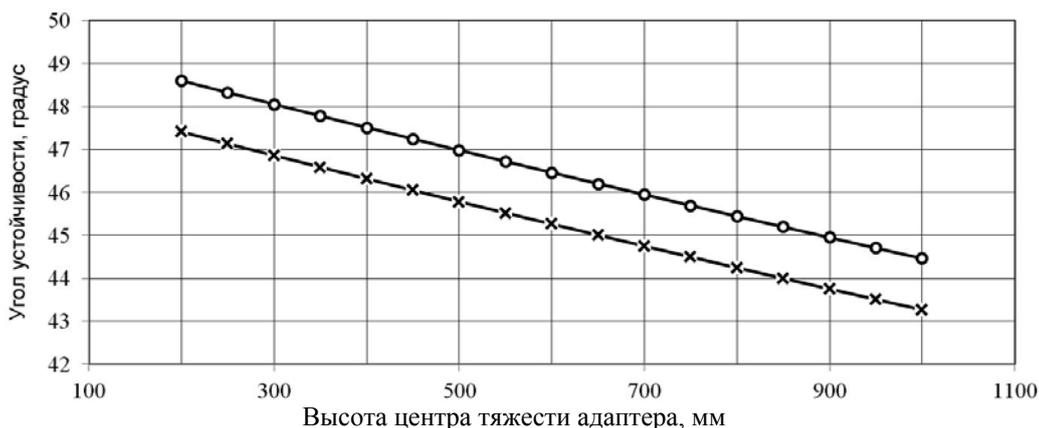


Рис. 1.14. Изменение величины углов  $\alpha_{л}$  и  $\alpha_{пр}$  в зависимости от изменения величины вертикальной координаты центра тяжести:

- — угол устойчивости влево, градус;
- × — угол устойчивости вправо, градус

Как видно из графиков на рис. 1.13, смещение поперечной координаты центра тяжести адаптера вправо приводит к уменьшению угла статической поперечной устойчивости машины в правую сторону и к увеличению в левую.

Из этого следует вывод, что в случае конструктивного исполнения адаптера или машины со смещением их центра тяжести в одну из сторон, можно путем смещения адаптера в противоположную сторону в поперечном направлении уменьшить разновес агрегата по сторонам и выровнять углы поперечной статической устойчивости в обе стороны.

Графики, приведенные на рис. 1.14, показывают, что повышение вертикальной координаты адаптера снижает поперечную устойчивость машины.

Необходимо отметить, что изменение поперечной и вертикальной координаты центра тяжести адаптера не оказывает влияния на продольную устойчивость сельскохозяйственной машины при нахождении ее на горизонтальной поверхности. Вертикальная координата оказывает влияние на продольную устойчивость при движении по опорной поверхности с продольным уклоном.

Как показывает практика, определенные по вышеприведенным зависимостям (1.23) и (1.24) углы предельной поперечной статической устойчивости будут отличаться от фактических экспериментально определенных значений на  $1,5\text{--}2,5^\circ$  за счет податливости шин. Поэтому при выполнении проектировочной оценки устойчивости разрабатываемой самоходной сельскохозяйственной машины эту коррекцию необходимо учитывать.

После изготовления опытного образца машины проводят экспериментальную проверку нагрузок по опорам самоходной сельскохозяйственной машины путем ее взвешивания на весах. Далее опять же с помощью вышеприведенного математического аппарата (выражения (1.1)–(1.17)) можно найти продольную и поперечную координаты центра тяжести машины, определенные по экспериментальным данным. Стоит отметить, что определить высоту центра тяжести простым взвешиванием машины невозможно. Это можно сделать с помощью проведения экспериментальной проверки углов поперечной статической устойчивости путем опрокидывания машины на платформе. При этом необходимо проводить как отслеживание угла наклона опрокидывающей платформы, так и угла наклона рамы машины. Разница этих углов дает величину уменьшения углов устойчивости за счет податливости шин. Далее используя вышеприведенную математическую модель также можно с высокой точностью определить значение высоты центра тяжести, изготовленного образца машины.

Использование данного математического аппарата и построенных с его использованием зависимостей позволило при проектировании комплекса КВК-8060 минимизировать разновес по бортам, обеспечить требуемые параметры продольной и поперечной устойчивости машины в разных условиях эксплуатации с различными адаптерами.

Полученные зависимости, которые соответствуют уже спроектированной машине, характеризуют ее эксплуатационные возможности, показывают предельно допустимые параметры агрегируемых адаптеров и условия, при которых не требуется использовать дополнительные балластные грузы.

## **1.4. Выводы по главе 1**

На основании проведенных исследований можно заключить:

1. Предложенный математический аппарат позволяет на этапе проектирования адекватно оценивать нагрузки на опоры, продольную и поперечную устойчивость, а также управляемость самоходной сельскохозяйственной машины.

2. При разработке математической модели с целью выявления нагрузок на опоры, продольной и поперечной устойчивости сельскохозяйственной машины целесообразно воспользоваться формализованной трехточечной расчетной схемой машины, а также векторным способом описания механизмов.

3. При компоновке машины с целью обеспечения заданных параметров поперечной устойчивости необходимо учесть следующие моменты. Увеличение высоты центра тяжести машины приводит к снижению поперечной устойчивости. Поперечное смещение относительно продольной оси перераспределяет углы поперечной устойчивости по бортам. Продольное смещение центра тяжести от ведущего моста к шарниру качания управляемого снижает поперечную устойчивость машины, а подъем шарнира качания увеличивает поперечную устойчивость.

4. Оценку продольной устойчивости и управляемости осуществляют по критерию величины нагрузки на управляемый мост на горизонтальной поверхности и при эксплуатации на продольных уклонах, предусмотренных в инструкции по эксплуатации.

С учетом специфики назначения и опыта эксплуатации сельскохозяйственных машин, для обеспечения достаточного уровня продольной устойчивости, управляемости и отсутствия эффекта галопирования желательно обеспечить распределение массы машины таким образом, чтобы на управляемый мост приходилось не менее 16 % от массы агрегата на горизонтальной поверхности и не менее 12 % при эксплуатации на продольных уклонах.

5. Используя математические зависимости из главы 1 с учетом требуемых параметров, на начальном этапе проектирования можно подобрать рациональное распределение массы узлов самой машины, а также характеристики агрегируемых с ней адаптеров таким образом, чтобы обеспечить удовлетворительные эксплуатационные свойства машины во всех возможных состояниях, максимально используя все резервы принятой компоновочной схемы.

## **Глава 2**

# **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБУЕМЫХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ САМОХОДНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ**

### **2.1. Общие требования к обеспечению требуемых тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины**

Одним из основных, наиболее важных и ответственных направлений при проектировании самоходной сельскохозяйственной машины является создание ходовой части, обеспечивающей удовлетворительные мобильные свойства во всех условиях и на всех режимах ее эксплуатации.

В публикациях специальной технической литературы [19–21] широко освещено проведение тяговых расчетов автомобилей и тракторов. Эти расчеты предполагают построение тяговых характеристик машины, которые соответствуют максимальной загрузке двигателя на различных режимах в соответствии с внешней характеристикой. Однако, в отличие от тракторов, ходовой части самоходной сельскохозяйственной машины не требуется реализовывать всю мощность двигателя, так как основная доля мощности должна идти на привод рабочих органов. Ее основная функция – обеспечить удовлетворительную эксплуатацию машины на всех предусмотренных режимах.

Основными особенностями ходовой части самоходной сельскохозяйственной машины являются следующие.

На рабочем режиме самоходная сельскохозяйственная машина должна иметь возможность двигаться с различной поступательной скоростью – от нуля до максимально допустимой с точки зрения устойчивости технологического процесса. При этом частота вращения двигателя должна быть неизменной и равной номинальной частоте, на которой достигается номинальная мощность. Машина на этом режиме должна иметь возможность двигаться по любым почвам с различной влажностью и преодолевать любые уклоны, на которых предусмотрена ее эксплуатация.

На транспортном режиме самоходная сельскохозяйственная машина должна иметь возможность двигаться по дорогам общего пользования с максимальной скоростью, преодолевая предусмотренные уклоны.

Удовлетворительные мобильные свойства самоходной сельскохозяйственной машины должны обеспечиваться как при агрегатировании ее с любым адаптером, так и без него.

Исходя из вышеизложенного, можно сформулировать следующие основные требования к трансмиссии ходовой части самоходной сельскохозяйственной машины.

Во-первых, для обеспечения необходимых качественных показателей технологического процесса трансмиссия ходовой части должна иметь возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения ведущих колес без изменения частоты вращения вала двигателя.

Во-вторых, для обеспечения достаточных, но не избыточных тяговых свойств на двух разных, качественно отличающихся режимах движения (технологический процесс и транспортные переезды), трансмиссия ходовой части должна иметь как минимум два диапазона передаточных отношений – от силового агрегата к движителю.

Для обеспечения этих требований наиболее распространенным решением на сегодняшний день является применение в качестве движущих элементов ходовой части самоходных сельскохозяйственных машин гидрообъемной или гидростатической трансмиссии (ГСТ), состоящей из регулируемого реверсивного гидронасоса (гидронасосов) и регулируемого или нерегулируемого реверсивного гидромотора (гидромоторов).

Требуемые диапазоны передаточных отношений обеспечиваются либо применением гидромоторов с несколькими диапазонами рабочих объемов, либо за счет совместного использования ГСТ и механической передачи, имеющей несколько диапазонов передаточных отношений.

Подбор параметров ГСТ и передаточных отношений механической трансмиссии с целью обеспечения необходимой тяговой силы на колесах не представляет особого труда и осуществляется по известным математическим выражениям, широко описанным в специальной технической литературе.

Для обеспечения удовлетворительных мобильных свойств сельскохозяйственной машины, кроме обеспечения на ведущих колесах требуемой касательной силы тяги, необходимо обеспечить, чтобы эта

сила тяги могла быть реализована в качестве движущей силы. А для этого необходимо чтобы на ведущих колесах имелся достаточный запас силы сцепления с опорной поверхностью, что, в свою очередь, зависит от величины опорной реакции и особенностей опорной поверхности. Величина опорной реакции на ведущих колесах зависит от расположения узлов и агрегатов машины, а также от массы и центра тяжести конкретного навешенного адаптера.

Поэтому основной задачей на этапе проектирования самоходной сельскохозяйственной машины и ее ходовой части является не только обеспечение требуемой касательной силы тяги на ведущих колесах, но и подбор такого расположения узлов и агрегатов, которое позволит реализовать достаточную величину силы сцепления с опорной поверхностью для удовлетворительного передвижения и преодоления уклонов в любых условиях эксплуатации.

Для определения опорных реакций можно воспользоваться математическим аппаратом, изложенным в главе 1. Но для проведения более полной и удобной оценки тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины, необходимо дополнить этот математический аппарат рядом специальных выражений.

## **2.2. Математическая модель для оценки тягово-сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины**

Для оценки сбалансированности требуемых тяговых и сцепных свойств самоходной сельскохозяйственной машины воспользуемся плоской схемой, приведенной на рис. 2.1.

Использование плоской схемы для решения поставленных задач достаточно по следующим соображениям. Как было изложено выше, у самоходной сельскохозяйственной машины отсутствует подвеска ходовой части, а копирование рельефа поля осуществляется за счет качания моста управляемых колес. Если пренебречь трением в шарнире качания управляемого моста, нагрузка на правое и левое управляемые колеса распределяется поровну. Нагрузка на правое и левое колеса ведущего моста может быть разной. Но чтобы не усложнять математические выражения, влияние разницы нагрузки по бортам ведущего моста на тяговые свойства машины в приведенных ниже выражениях целесообразно учесть с помощью соответствующего коэффициента.

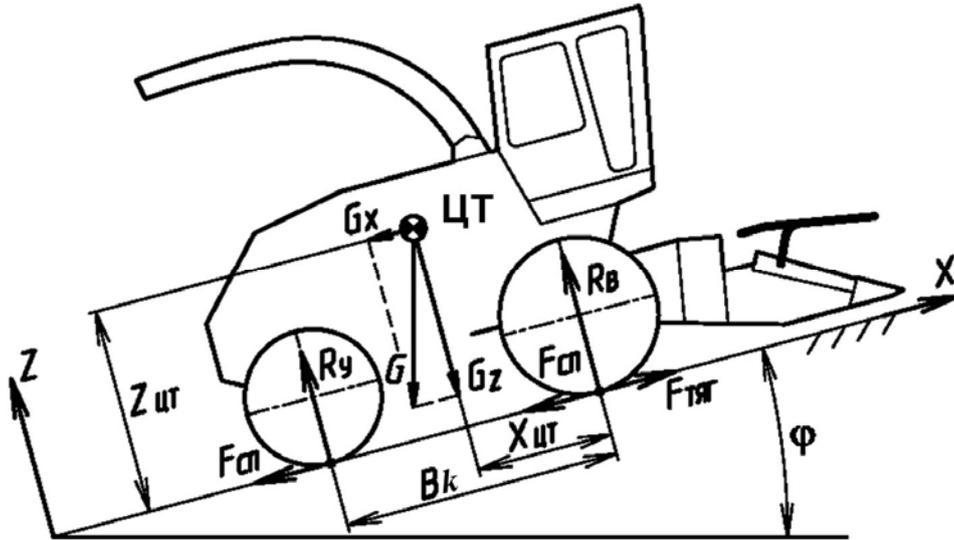


Рис. 2.1. Схема действия сил на самоходную сельскохозяйственную машину, преодолевающую уклон:  $B_k$  – база машины;  $X_{цт}$ ,  $Z_{цт}$  – координаты центра тяжести машины;  $G$ ,  $G_x$ ,  $G_z$  – сила тяжести, ее продольная и вертикальная составляющие соответственно;  $R_b$ ,  $R_y$  – опорные реакции на колесах ведущего и управляемого мостов соответственно;  $F_{тяг}$ ,  $F_{сп}$  – сила тяги и сила сопротивления перекачиванию соответственно;  $\varphi$  – угол преодолеваемого уклона местности

А вот для определения величины этого коэффициента необходимо будет воспользоваться математическим аппаратом, приведенным в главе 1, который позволяет с высокой точностью определить нагрузки на опоры самоходной сельскохозяйственной машины, используя пространственную трехточечную схему.

Опорные реакции  $R_b$  и  $R_y$  в соответствии с приведенной схемой на рис. 2.1 определяются выражениями (2.1) и (2.2):

$$R_y = \frac{G}{B_k} (Z_{цт} \cdot \sin(\varphi) + X_{цт} \cdot \cos(\varphi)); \quad (2.1)$$

$$R_b = \frac{G}{B_k} ((B_k - X_{цт}) \cos(\varphi) - Z_{цт} \cdot \sin(\varphi)). \quad (2.2)$$

Величина потребной силы тяги  $F_{тяг}^{треб}$  на колесах ведущего моста описывается выражением (2.3):

$$F_{тяг}^{треб} = G (f_{с.п} \cdot \cos(\varphi) + \sin(\varphi)), \quad (2.3)$$

где  $f_{с.п}$  – коэффициент сопротивления перекачиванию.

Отношение суммарной максимальной касательной силы тяги на всех ведущих колесах к весу комбайна называют коэффициентом тяги, который характеризует потенциальные тяговые свойства машины и описывается выражением (2.4):

$$K_{\text{тяг}}^{\max} = \frac{F_{\text{тяг}}^{\max}}{G}. \quad (2.4)$$

Если в выражении (2.3) пренебречь влиянием угла преодолеваемого уклона на величину опорной реакции на колесах с учетом того, что для углов  $\varphi = 0-15^\circ$  значение  $\cos(\varphi) \approx 1$ , можно получить упрощенную формулу для определения предельного угла преодолеваемого уклона по максимальной касательной силе тяги (2.5):

$$\varphi_{\text{тяг}}^{\max} = \arcsin(K_{\text{тяг}}^{\max} - f_{\text{с.п}}). \quad (2.5)$$

Выражение (2.5) удобно своей простотой и легко может использоваться на предварительном этапе компоновки самоходной сельскохозяйственной машины для ориентировочной оценки тяговых свойств и подбора максимальной касательной силы тяги трансмиссии по критерию заданного преодолеваемого уклона.

Отметим, что выражения (2.4) и (2.5) непригодны для точной оценки тягово-цепных свойств машины, они могут использоваться только для ориентировочной оценки на раннем этапе проектирования.

Как было изложено выше, для того чтобы касательная сила тяги на ведущих колесах была реализована в качестве силы,двигающей машину, ее величина не должна превышать предельной силы сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, которая равна произведению нормальной реакции на ведущих колесах на коэффициент предельного сцепления (2.6):

$$F_{\text{сц}} = R_{\text{в}} \cdot f_{\text{сц}}, \quad (2.6)$$

где  $f_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления с опорной поверхностью.

Если приравнять потребную тяговую силу (2.3) предельной силе сцепления ведущих колес с опорной поверхностью (2.6), то с учетом значения опорных реакций (2.1) и (2.2), можно получить выражения для величины предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления ведущих колес с опорной поверхностью для самоходной сельскохозяйственной машины с ведущим мостом, расположенным впереди (2.7) и сзади (2.8) по ходу движения:

$$\varphi_{\text{сц}}^{\text{max}} = \text{arctg} \left( \frac{f_{\text{сц}} \cdot K_{\text{исв}}^{\text{в.м}} \left( 1 - \frac{X_{\text{цт}}}{B_k} \right) - f_{\text{с.п}}}{1 + f_{\text{сц}} \cdot K_{\text{исв}}^{\text{в.м}} \frac{Z_{\text{цт}}}{B_k}} \right); \quad (2.7)$$

$$\varphi_{\text{сц}}^{\text{max}} = \text{arctg} \left( \frac{f_{\text{с.п}} - f_{\text{сц}} \cdot K_{\text{исв}}^{\text{в.м}} \frac{X_{\text{цт}}}{B_k}}{f_{\text{сц}} \cdot K_{\text{исв}}^{\text{в.м}} \frac{Z_{\text{цт}}}{B_k} - 1} \right); \quad (2.8)$$

$$K_{\text{исв}}^{\text{в.м}} = \frac{2R_{\text{min}}}{R_{\text{в.м}}}, \quad (2.9)$$

где  $K_{\text{исв}}^{\text{в.м}}$  – коэффициент использования (участия) сцепного веса ведущего моста, имеющего равно делящий дифференциал, в формировании предельной силы сцепления, который учитывает перераспределение опорной реакции между правым и левым колесом ведущего моста;  $R_{\text{min}}$  – нагрузка на наименее нагруженное колесо ведущего моста;  $R_{\text{в.м}}$  – нагрузка на ведущий мост.

Для определения нагрузки на правое и левое колеса ведущего моста необходимо воспользоваться выражениями, приведенными в главе 1.

Коэффициент  $K_{\text{исв}}^{\text{в.м}}$  позволяет достаточно просто учесть влияние разницы нагрузки между левым и правым ведущим колесом машины на формирование предельной силы сцепления не перегружая выражения (2.7) и (2.8) векторными выражениями по определению нагрузки на все колеса по трехточечной схеме, как описано в главе 1, так как независимо от величины угла продольного наклона местности соотношение между нагрузкой на правое и левое ведущее колесо сохраняется.

Необходимо отметить, что приведенные выше выражения (2.1)–(2.4) и (2.6) в той или иной интерпретации встречаются в специальной технической литературе и в данной работе они приведены для более полного понимания излагаемого материала. Выражения (2.5), (2.7)–(2.9) предложены авторами данной работы впервые, они приведены для понимания и правильного учета специфики тягового расчета самоходных сельскохозяйственных машин на этапе проектирования.

Часто самоходная сельскохозяйственная машина оборудуется прицепной технологической емкостью или на транспортных переездах на прицепе располагается агрегируемый адаптер, габариты которого не допускают его транспортировку в навешенном состоянии.

При определении показателей движения машины с буксируемым прицепом целесообразно определять не предельный угол преодолеваемого уклона для фиксированной массы прицепа, а определять допустимую массу прицепа в зависимости от угла преодолеваемого уклона. Этот показатель дает гораздо больше информации о мобильных качествах самоходной сельскохозяйственной машины.

Для определения предельно допустимой массы буксируемого прицепа в зависимости от величины преодолеваемого уклона можно воспользоваться выражениями (2.10) для машины с ведущим мостом, расположенным впереди, и (2.11) с ведущим мостом, расположенным сзади по ходу движения:

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{м}} \left( \frac{f_{\text{сц}} \frac{K_{\text{исв}}^{\text{в.м}}}{B_k} ((B_k - X_{\text{цт}}) \cos(\varphi) - Z_{\text{цт}} \cdot \sin(\varphi))}{f_{\text{с.п}} \cdot \cos(\varphi) + \sin(\varphi)} - 1 \right); \quad (2.10)$$

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{м}} \left( \frac{f_{\text{сц}} \frac{K_{\text{исв}}^{\text{в.м}}}{B_k} (Z_{\text{цт}} \cdot \sin(\varphi) - X_{\text{цт}} \cdot \cos(\varphi))}{f_{\text{с.п}} \cdot \cos(\varphi) + \sin(\varphi)} - 1 \right), \quad (2.11)$$

где  $M_{\text{м}}$  – масса самоходной сельскохозяйственной машины, буксирующей прицеп.

В случаях, когда предполагается использовать самоходную сельскохозяйственную машину на почвах с низкой несущей способностью, обладающих высоким сопротивлением перекачиванию и низким коэффициентом сцепления, одного ведущего моста бывает недостаточно для обеспечения требуемых тягово-сцепных свойств. В этом случае машина оборудуется полным приводом.

Но полный привод самоходной сельскохозяйственной машины, если это не трактор или не специальное энергосредство, использование которых предполагается на пахоте, как правило, не оборудуется двумя ведущими мостами с раздаточной коробкой, дифференциалами, полуосями и бортовыми редукторами.

Большинство производителей, в случае необходимости, для повышения проходимости сельскохозяйственной машины, зачастую устанавливают на каждое колесо качающегося управляемого моста гидромоторы – мотор-колеса напрямую либо через бортовые редукторы, что достаточно для решения поставленной задачи. При этом запитываются гидромоторы ведущего и управляемого мостов, как правило, от одного насоса с полным дифференцированием. Иногда устанавливаются два насоса, каждый для своего моста, но трубопроводы напорных магистралей каждого моста в обычных условиях соединены и рассоединяются только в особо тяжелых условиях для получения эффекта межосевой блокировки. В этом случае для снижения отрицательных эффектов при включении блокировки (гидроударов, паразитных мощностей) необходимо очень точно обеспечить кинематическую синхронизацию мостов, т. е. чтобы теоретические скорости мостов при включенной блокировке были одинаковы. Но даже при обеспечении теоретической синхронизации, практическая синхронизация будет нарушена постоянными колебаниями нагрузки, уклонами и другими факторами. Поэтому включение блокировки при движении (а ее включение после остановки дает слабый эффект, так как теряется кинетическая энергия движения) всегда является критическим режимом для агрегатов машины, как гидравлических, так и механических, в связи с чем эти режимы стараются максимально исключать, тем более что в большинстве реальных условий для требуемого повышения проходимости включение блокировки не требуется, а достаточно полного дифференцирования путем раздачи жидкости всем моторам сразу от одного насоса.

При полном дифференцировании в случае преодоления сельскохозяйственной машиной продольного уклона происходит следующее. За счет полного дифференцирования давление в гидромоторах ведущего и управляемого мостов одинаковое. Поэтому если колеса, какого либо моста дошли до буксования, то и на втором мосту давление больше повышаться не будет.

В этом случае для определения предельного угла преодолеваемого уклона необходимо определять давление буксования колес каждого моста в зависимости от угла преодолеваемого уклона, и, если это давление окажется ниже максимального давления в гидросистеме и ниже давления буксования колес второго моста, ограничивать тягу второго моста этой величиной.

Крутящий момент на валу гидромотора, как известно из специальной технической литературы, может быть определен из выражения (2.12):

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{p \cdot q_{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}^{\text{мех}}}{2\pi}, \quad (2.12)$$

где  $p$  – давление в гидросистеме;  $q_{\text{ГМ}}$  – рабочий объем гидромотора;  $\eta_{\text{ГМ}}^{\text{мех}}$  – механический КПД гидромотора.

Тогда в нашем случае суммарная сила тяги колес ведущего и управляемого мостов, оборудованных гидроприводом по рассмотренной выше схеме, может быть определена из выражений (2.13) и (2.14) соответственно:

$$F_{\text{ТЯГ}}^{\text{В.М}} = \frac{U_{\text{Мех}}^{\text{В.М}} \cdot p \cdot q_{\text{ГМ}}^{\text{В.М}} \cdot \eta_{\text{ГМ.В.М}}^{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{В.М}}^{\text{мех}}}{R_{\text{К}}^{\text{В.М}} \cdot 2\pi}; \quad (2.13)$$

$$F_{\text{ТЯГ}}^{\text{У.М}} = \frac{U_{\text{Мех}}^{\text{У.М}} \cdot p \cdot q_{\text{ГМ}}^{\text{У.М}} \cdot \eta_{\text{ГМ.У.М}}^{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{У.М}}^{\text{мех}}}{R_{\text{К}}^{\text{У.М}} \cdot \pi}, \quad (2.14)$$

где  $U_{\text{Мех}}^{\text{В.М}}$ ,  $U_{\text{Мех}}^{\text{У.М}}$  – передаточное отношение механической части трансмиссии от гидромотора до колес ведущего и управляемого мостов соответственно;  $q_{\text{ГМ}}^{\text{В.М}}$ ,  $q_{\text{ГМ}}^{\text{У.М}}$  – рабочий объем гидромоторов ведущего и управляемого мостов соответственно;  $\eta_{\text{ГМ.В.М}}^{\text{мех}}$ ,  $\eta_{\text{ГМ.У.М}}^{\text{мех}}$  – механический КПД гидромоторов ведущего и управляемого мостов соответственно;  $\eta_{\text{В.М}}^{\text{мех}}$ ,  $\eta_{\text{У.М}}^{\text{мех}}$  – суммарный КПД механических передач между гидромотором и колесом ведущего и управляемого мостов соответственно;  $R_{\text{К}}^{\text{В.М}}$ ,  $R_{\text{К}}^{\text{У.М}}$  – статический радиус колес ведущего и управляемого мостов соответственно.

Тогда, с учетом (2.1), (2.2) и (2.9), давление буксования колес ведущего и управляемого мостов можно определить из выражений (2.15) и (2.16):

$$p_{\text{В.М}}^{\text{букс}} = R_{\text{В}}(\varphi) f_{\text{сц}} K_{\text{исв}}^{\text{В.М}} \frac{R_{\text{К}}^{\text{В.М}} \cdot 2\pi}{U_{\text{Мех}}^{\text{В.М}} \cdot q_{\text{ГМ}}^{\text{В.М}} \cdot \eta_{\text{ГМ.В.М}}^{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{В.М}}^{\text{мех}}}; \quad (2.15)$$

$$p_{\text{У.М}}^{\text{букс}} = R_{\text{У}}(\varphi) \cdot f_{\text{сц}} \frac{R_{\text{К}}^{\text{У.М}} \cdot \pi}{U_{\text{Мех}}^{\text{У.М}} \cdot q_{\text{ГМ}}^{\text{У.М}} \cdot \eta_{\text{ГМ.У.М}}^{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{У.М}}^{\text{мех}}}, \quad (2.16)$$

где  $R_{\text{В}}(\varphi)$  и  $R_{\text{У}}(\varphi)$  – реакции на колесах ведущего и управляемого мостов соответственно, зависящие от угла преодолеваемого уклона и определяемые из выражений (2.1) и (2.2).

Теоретическая скорость машины как окружная скорость каждого из ведущих колес, синхронизированная опорной поверхностью, в случае предположения отсутствия буксования колес, для описанной конструкции полного привода определяется выражением (2.17):

$$V_M = \frac{\pi}{30} \left( \frac{n_{ГН} \cdot q_{ГН} \cdot z_{ГН} \cdot \eta_{ГН}^{об}}{\frac{q_{ГМ}^{В.М} \cdot U_{Мех}^{В.М}}{R_K^{В.М} \cdot \eta_{ГМ.В.М}^{об}} + \frac{q_{ГМ}^{У.М} \cdot 2U_{Мех}^{У.М}}{R_K^{У.М} \cdot \eta_{ГМ.У.М}^{об}}} \right), \quad (2.17)$$

где  $n_{ГН}$  – частота вращения вала гидронасоса (гидронасосов);  $q_{ГН}$  – рабочий объем гидронасоса;  $z_{ГН}$  – количество гидронасосов;  $\eta_{ГН}^{об}$  – объемный КПД гидронасоса (гидронасосов);  $\eta_{ГМ.В.М}^{об}$ ,  $\eta_{ГМ.У.М}^{об}$  – объемный КПД гидромоторов ведущего и управляемого мостов соответственно.

Предложенный математический аппарат позволяет на этапе предварительной компоновки самоходной сельскохозяйственной машины с достаточной точностью подобрать требуемые параметры ходовой части и такое рациональное расположение узлов, чтобы максимально обеспечить ей требуемые мобильные свойства в любой комплектации и во всех условиях эксплуатации.

Проиллюстрируем использование приведенного в данной главе математического аппарата для исследования тягово-сцепных свойств некоторых самоходных сельскохозяйственных машин производства ОАО «Гомсельмаш», имеющих значительные отличия по конструкции. Рассмотрим анализ тягово-сцепных свойств на примере самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье», имеющего передний ведущий мост, и кормоуборочного самоходного комбайна КСК-6025, имеющего задний ведущий мост.

### **2.3. Анализ тягово-сцепных свойств кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье»**

Высокопроизводительный кормоуборочный комплекс КВК-8060 «Полесье» является самоходной сельскохозяйственной машиной с передним ведущим мостом, задним управляемым мостом в виде

качающейся балки, установленной посредством шарнира качания на раме. Для более показательного сравнения с другими машинами рассмотрен вариант комплекса, не оборудованный полным приводом.

На рис. 2.2–2.5 приведены графики зависимости предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью в зависимости от величины массы адаптера и координат расположения его центра тяжести. Графики построены для значений коэффициента сопротивления перекачиванию – 0,11 и коэффициента сцепления с опорной поверхностью – 0,7, что в среднем соответствует стерне поля кормовых культур.

На графике зависимости угла преодолеваемого уклона от массы адаптера, приведенного на рис. 2.2, расположение центра тяжести принято равным расположению центру масс наиболее тяжелого штатного адаптера – жатки для уборки грубостебельных культур КВК-02.

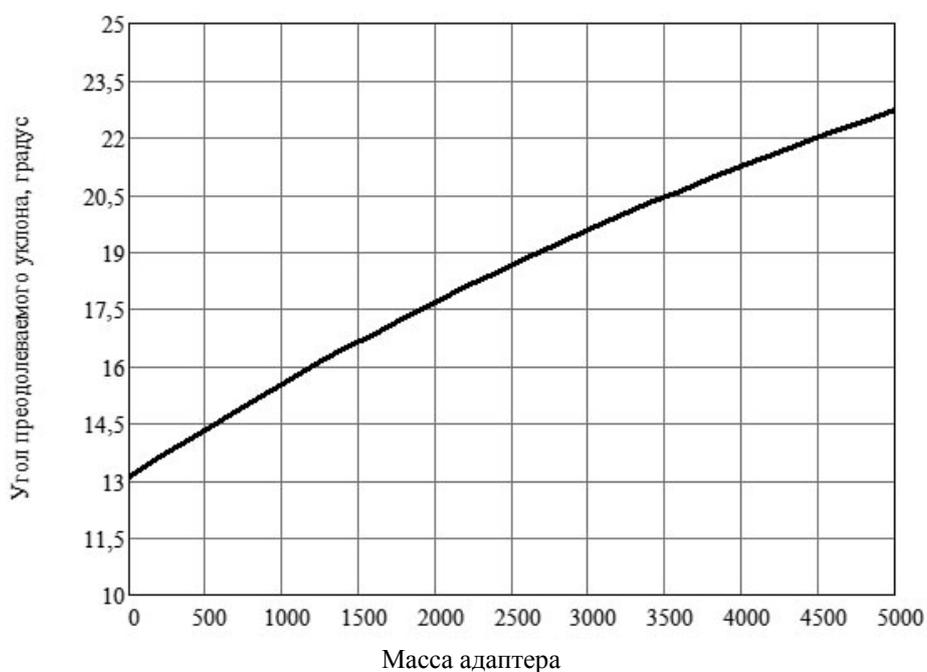


Рис. 2.2. Зависимость изменения предельного угла  $\varphi$  для КВК-8060 от массы адаптера.

Как видно из графика, увеличение массы адаптера существенно повышает величину предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью. Это объясняется прямым и существенным влиянием увеличения массы адаптера на увеличение нагрузки на ведущий мост. При построении графика использовался такой диапазон изменения массы адаптера, в пределах которого обеспечивалась продольная устойчивость машины.

На графиках, представленных на рис. 2.3–2.5, приводится изменение предельного угла преодолеваемого уклона в зависимости от координат расположения центра масс адаптера, для которых масса адаптера принята равной массе наиболее тяжелого штатного адаптера – жатки для уборки грубостебельных культур КВК-02.

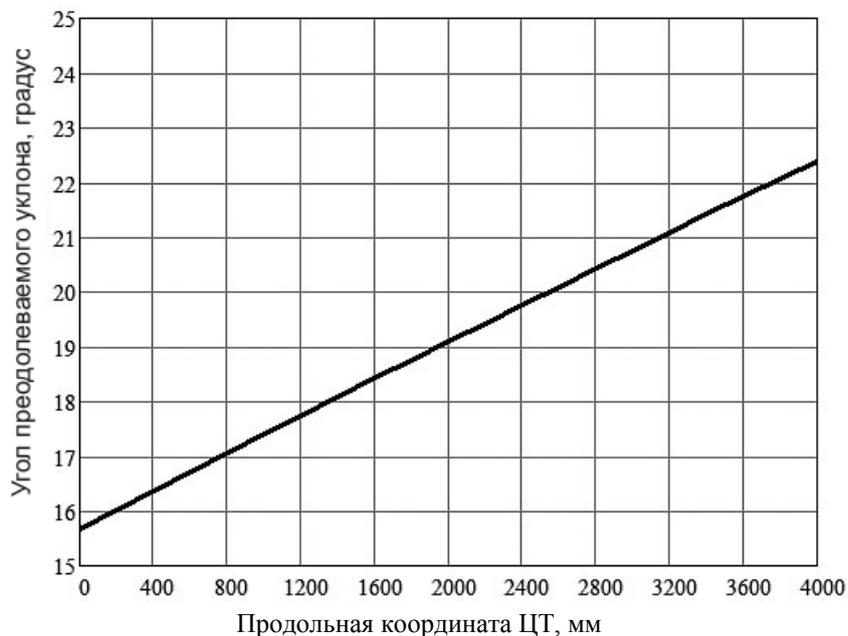


Рис. 2.3. Зависимость изменения предельного угла  $\varphi$  для КВК-8060 от продольной координаты центра масс адаптера

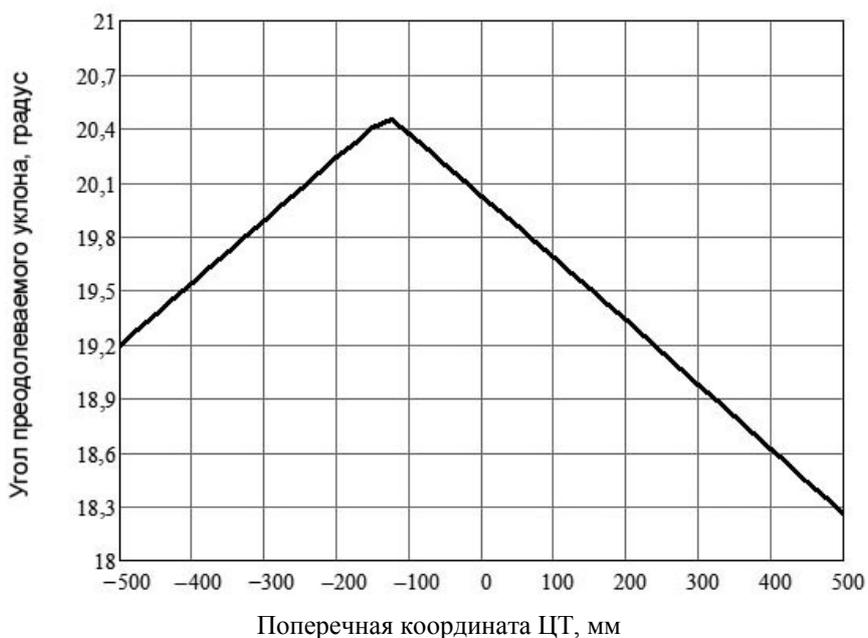


Рис. 2.4. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КВК-8060 от поперечной координаты центра масс адаптера

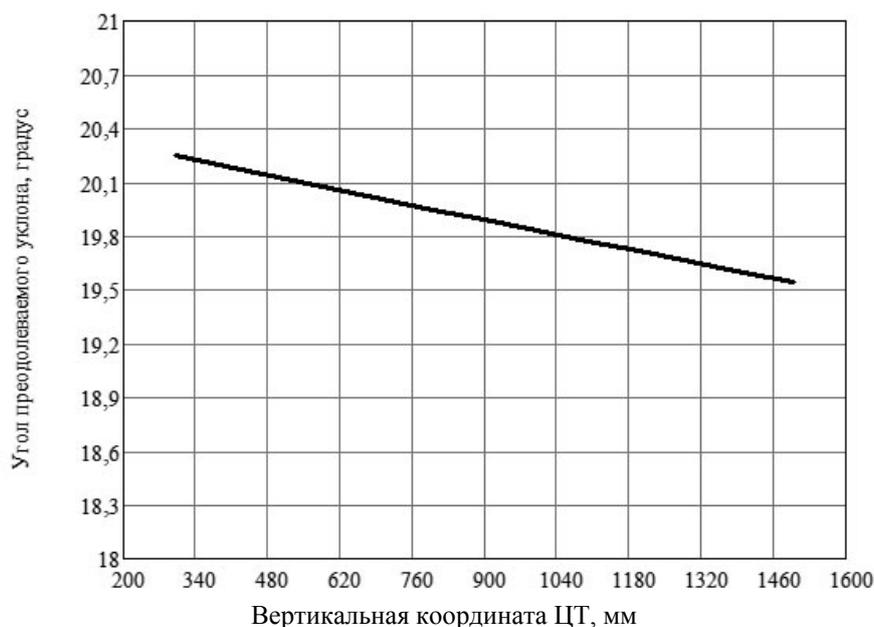


Рис. 2.5. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КВК-8060 от вертикальной координаты центра масс адаптера

На рис. 2.3 видно, что увеличение продольной координаты центра тяжести адаптера так же, как и увеличение его массы, существенно повышает величину предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью и объясняется прямым и существенным влиянием ее на увеличение нагрузки на ведущий мост. В отличие от зависимости, приведенной на рис. 2.2, зависимость изменения предельного угла преодолеваемого уклона от расположения продольной координаты центра масс имеет линейный характер.

Зависимость, приведенная на рис. 2.4, показывает, что величина поперечной координаты центра масс адаптера имеет менее существенное влияние на величину предельного угла преодолеваемого уклона. Это влияние обусловлено изменением разноравновесия на ведущих колесах, оцениваемого в соответствии с приведенной выше методикой коэффициентом использования сцепного веса ведущего моста, имеющего равно делящий дифференциал. Изменение поперечной координаты центра масс адаптера относительно оси симметрии машины сначала ведет к увеличению угла преодолеваемого уклона, а затем, при переходе через точку, соответствующую отсутствию разноравновесия на колесах ведущего моста, ведет к его уменьшению.

Влияние координаты поперечного центра тяжести адаптера не очень существенно, но его также необходимо учитывать при подборе узлов ходовой части и проектировании адаптера. Это связано

с тем, что в данной математической модели не учитывается величина деформации шин и почвы под колесом с большей нагрузкой. Однако на практике боковое смещение оказывает большее влияние на ходовые свойства машины за счет бокового крена, что приводит к перераспределению нагрузок между бортами и дополнительному смещению центра тяжести.

Как видно из графика (рис. 2.5), увеличение вертикальной координаты адаптера практически не снижает величину предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью. Это объясняется повышением общего центра масс машины, что при увеличении угла преодолеваемого уклона уменьшает нагрузку на ведущий мост.

На рис. 2.6 и 2.7 показаны графики изменения предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью от параметров самой опорной поверхности – коэффициента сопротивления перекатыванию и коэффициента сцепления с опорной поверхностью. В данных зависимостях важно выявление не столько направления влияния, а самой величины.

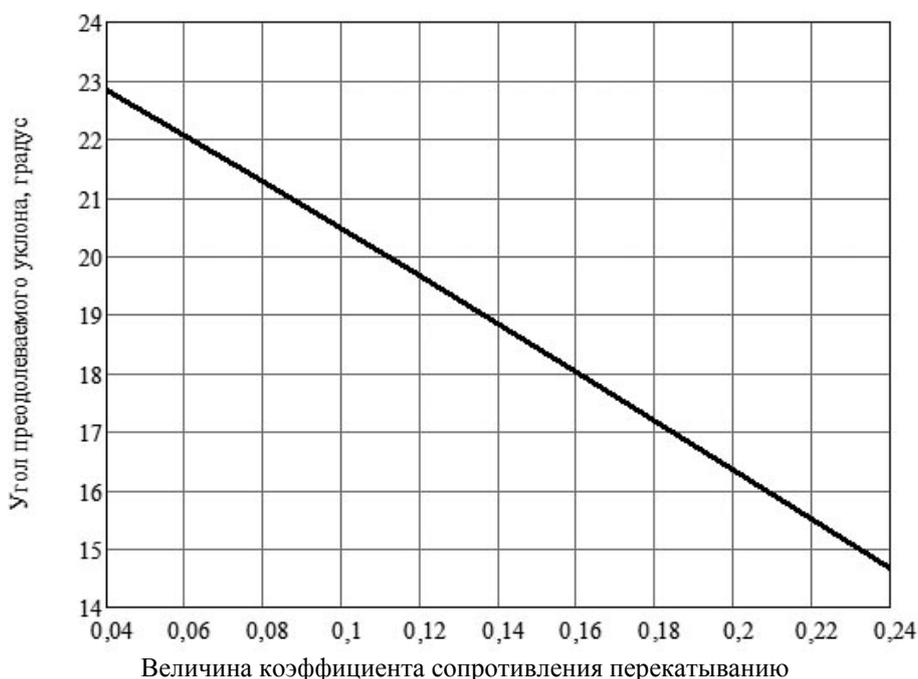


Рис. 2.6. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КВК-8060 с жаткой КВК-02 от коэффициента  $f_{с.п}$

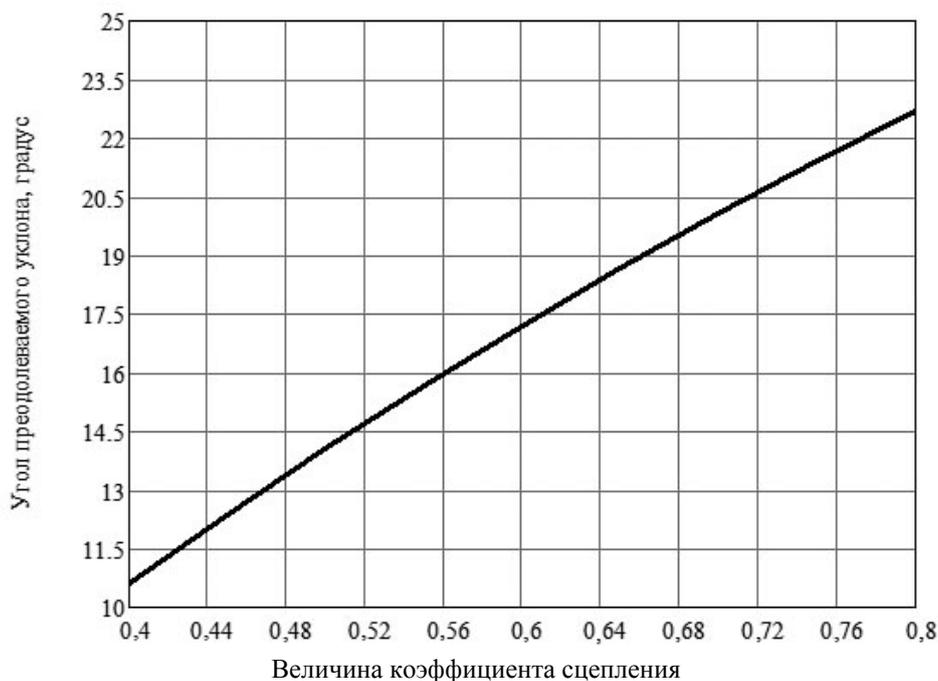


Рис. 2.7. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КВК-8060 с жаткой КВК-02 от коэффициента  $f_{сц}$

При построении этих графиков выбраны такие диапазоны изменения коэффициентов сопротивления и сцепления, которые присутствуют на реальных полях, где эксплуатируется самоходная кормоуборочная техника.

Конечно, необходимо отметить, что оба эти коэффициента при изменении несущей способности почвы изменяются, как правило, параллельно: с ростом коэффициента сопротивления перекачиванию, как правило, падает коэффициент сцепления. Однако анализировать графики, где одновременно меняются несколько параметров, достаточно сложно.

В этом случае легче задаться конкретными параметрами реального поля и для соответствующей этому полю комплектации вычислить предельные углы преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью.

На рис. 2.8 и 2.9 приведены зависимости предельно допустимой массы буксируемого прицепа по критерию сцепления с опорной поверхностью от угла преодолеваемого уклона для комбайна КВК-8060 с жаткой для уборки грубостебельных культур КВК-02 (рис. 2.8) и для комбайна без адаптера (рис. 2.9).

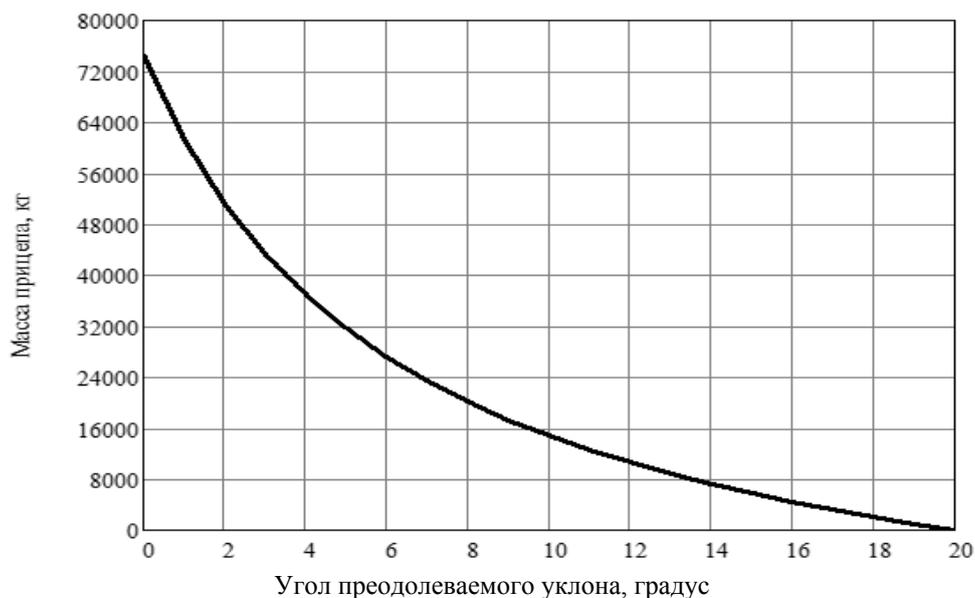


Рис. 2.8. Зависимость предельно допустимой массы буксируемого прицепа для КВК-8060 с КВК-02 от угла  $\varphi$

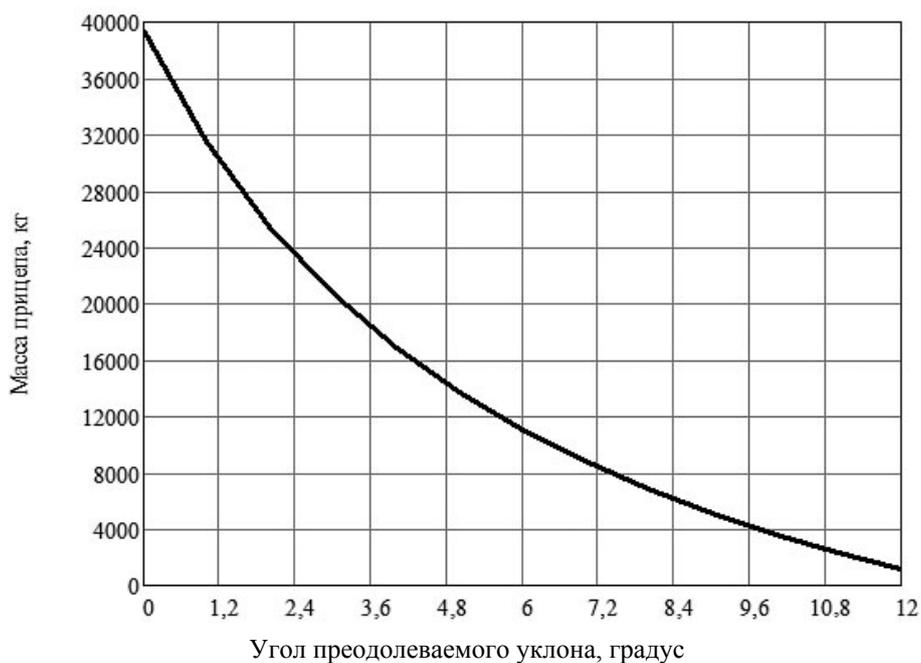


Рис. 2.9. Зависимость предельно допустимой массы буксируемого прицепа для КВК-8060 без адаптера угла  $\varphi$

Как видно из графиков, получающаяся зависимость имеет нелинейный характер. Необходимо также отметить, что условная предельная масса прицепа, показанная на графиках, это условно теоретическая его масса. При этой массе прицепа машина не будет сползать назад, но и двигаться ей на подъем будет проблематично. Поэтому

в реальности должен быть запас, обеспечивающий гарантированное движение вверх. Этот запас обеспечивается, как правило, ограничением тяги ходовой части на этапе проектирования.

Все приведенные на рис. 2.2–2.9 графики позволяют определить зону эксплуатации данной машины. Построение таких зависимостей на этапе проектирования машины с перекрестным влиянием нескольких параметров дает достаточную информацию, которую сложно переоценить при осуществлении рациональной компоновки самой машины, агрегируемого с ней адаптера, а также рационального подбора и проектирования как механических, так и гидравлических агрегатов ходовой части, обеспечивающих будущей машине достаточные, но не излишние, тяговые свойства.

## **2.4. Анализ тягово-сцепных свойств кормоуборочного самоходного комбайна КСК-6025**

Кормоуборочный самоходный комбайн КСК-6025 является самоходной сельскохозяйственной машиной, имеющей задний ведущий мост и передний мост управляемых колес в виде качающейся балки, установленной посредством шарнира качания на раме.

На рис. 2.10–2.13 приведены графики зависимости предельного угла преодолеваемого уклона от величины массы и координат расположения центра масс адаптера. Графики построены для значений коэффициента сопротивления перекатыванию, равного 0,11, и коэффициента сцепления с опорной поверхностью, равного 0,7, что в среднем соответствует стерне поля кормовых культур.

На графике зависимости угла преодолеваемого уклона от массы адаптера, приведенном на рис. 2.10, расположение центра тяжести принято равным расположению центру масс наиболее тяжелого штатного адаптера – жатки для уборки трав КСК-6025-12.

Как видно из графика, увеличение массы адаптера, в отличие от переднеприводного КВК-8060, существенно снижает величину предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью. Это объясняется прямым и существенным влиянием массы адаптера на перераспределение нагрузки на колеса таким образом, что увеличение массы ведет к уменьшению нагрузки на ведущий мост. При увеличении угла преодолеваемого уклона за счет наклона машины происходит догрузка заднего ведущего моста, что несколько компенсирует влияние адаптера на его разгрузку.

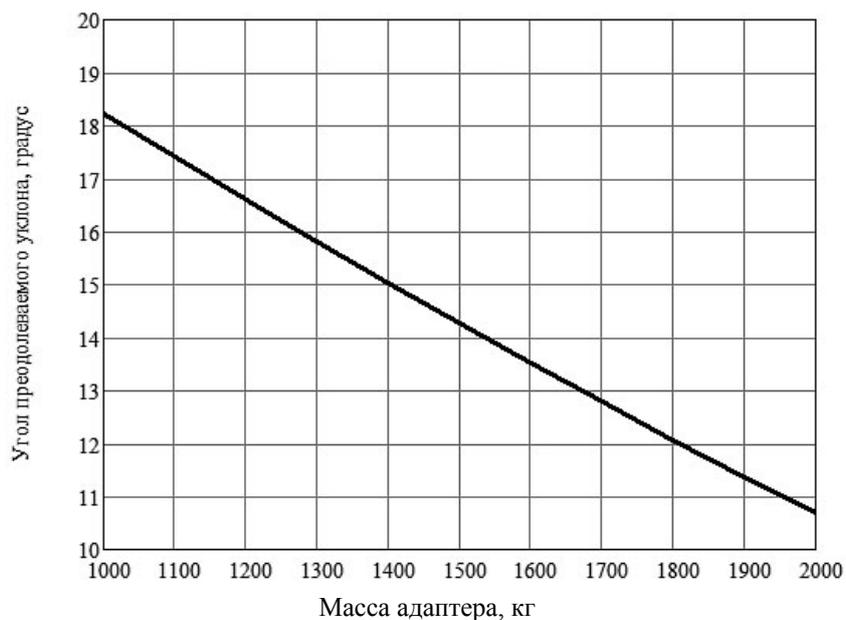


Рис. 2.10. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КСК-6025 от массы адаптера

На графиках (рис. 2.11–2.13) приводится изменение предельного угла преодолеваемого уклона в зависимости от координат расположения центра масс адаптера, для которых масса адаптера принята равной массе наиболее тяжелого штатного адаптера – жатки для уборки трав КСК-6025-1200000.

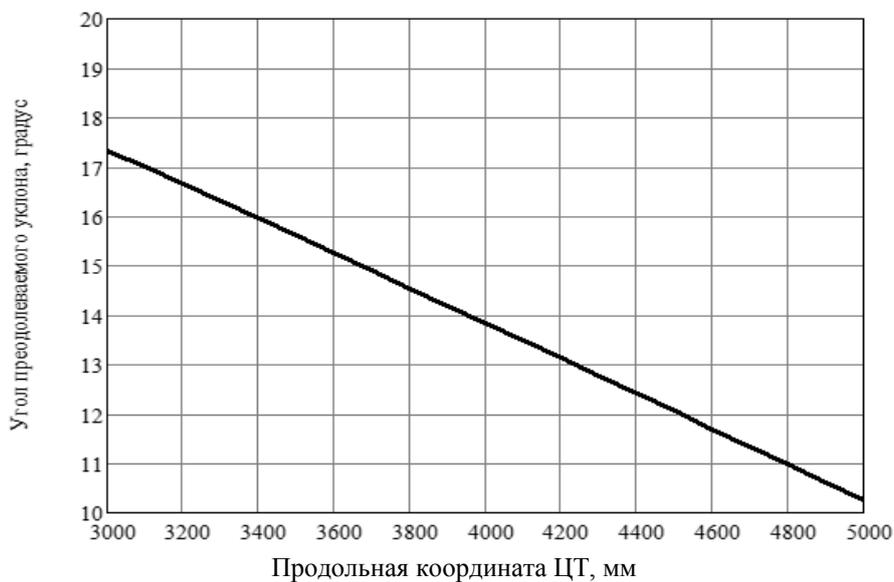


Рис. 2.11. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КСК-6025 от продольной координаты центра масс адаптера

Как видно из графика, показанного на рис. 2.11, увеличение продольной координаты адаптера также существенно снижает величину предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью. Это также объясняется прямым влиянием продольной координаты центра тяжести на перераспределение нагрузок по колесам комбайна путем снижения нагрузки на ведущий мост.

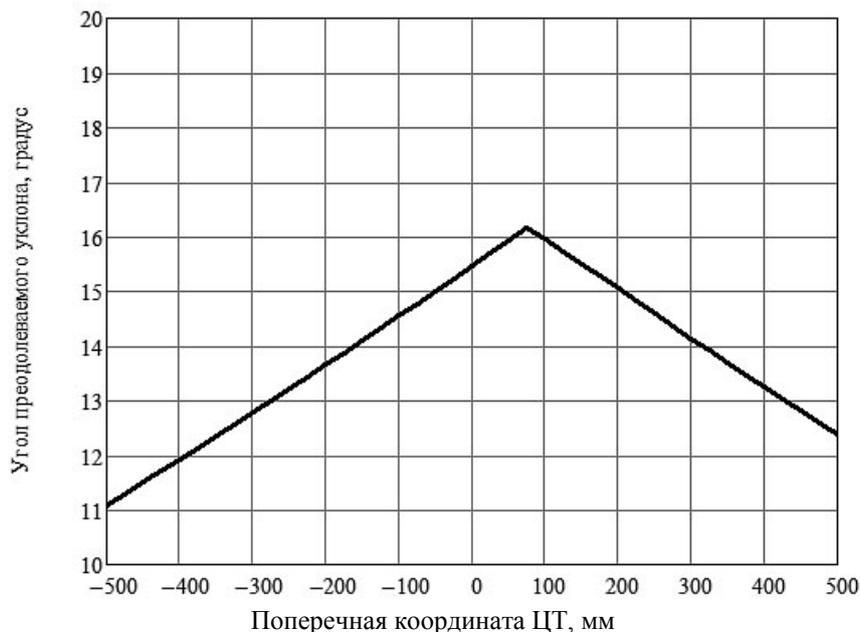


Рис. 2.12. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КСК-6025 от поперечной координаты центра масс адаптера

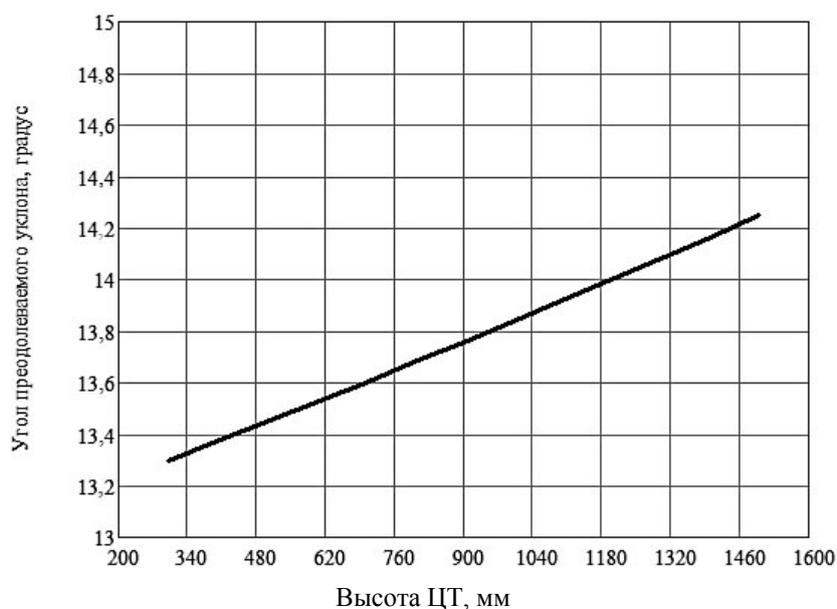


Рис. 2.13. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КСК-6025 от вертикальной координаты центра масс адаптера

Зависимость, приведенная на рис. 2.12, показывает, что величина поперечной координаты центра масс адаптера, как и в случае с КВК-8060 имеет менее существенное влияние на величину предельного угла преодолеваемого уклона. Изменение поперечной координаты центра масс адаптера относительно оси симметрии машины сначала ведет к увеличению угла преодолеваемого уклона, а затем, при переходе через точку, соответствующую отсутствию равновесия на колесах ведущего моста, ведет к его уменьшению.

Как видно из графика (рис. 2.13), увеличение вертикальной координаты адаптера, в отличие от КВК-8060, у которого передним мост является ведущим, повышает величину предельного угла преодолеваемого уклона, но незначительно. Данное наблюдение объясняется повышением общего центра масс машины, что при увеличении угла преодолеваемого уклона увеличивает нагрузку на задний мост, который является ведущим. Это, в свою очередь, позволяет увеличить тяговую силу по критерию сцепления с опорной поверхностью.

На рис. 2.14 и 2.15 показаны графики изменения предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью от параметров самой опорной поверхности – коэффициента сопротивления перекачиванию и коэффициента сцепления с опорной поверхностью. Эти зависимости позволяют определить реальный диапазон условий удовлетворительной эксплуатации данной самоходной машины.

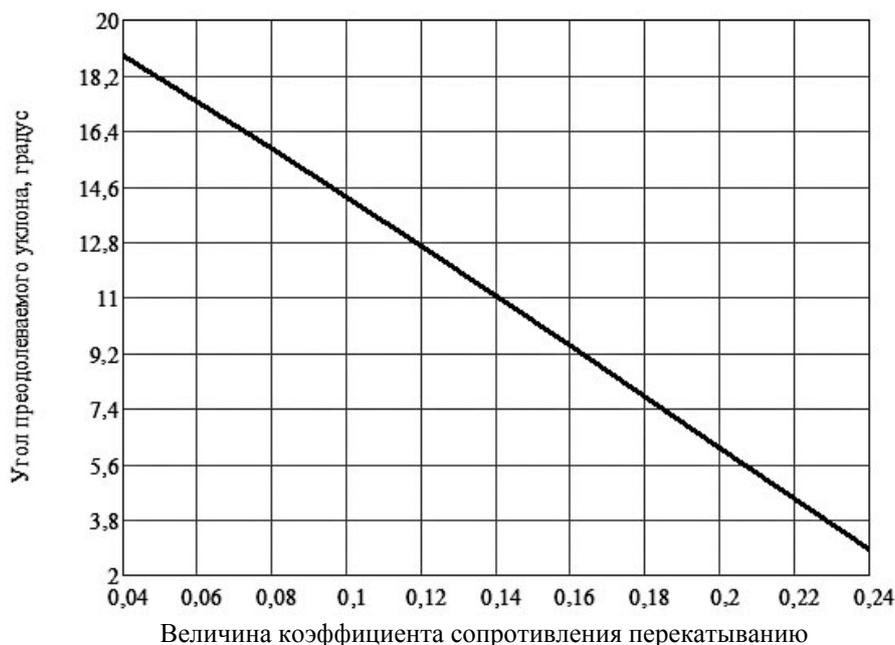


Рис. 2.14. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КСК-6025 с жаткой для уборки трав от коэффициента  $f_{с.п}$

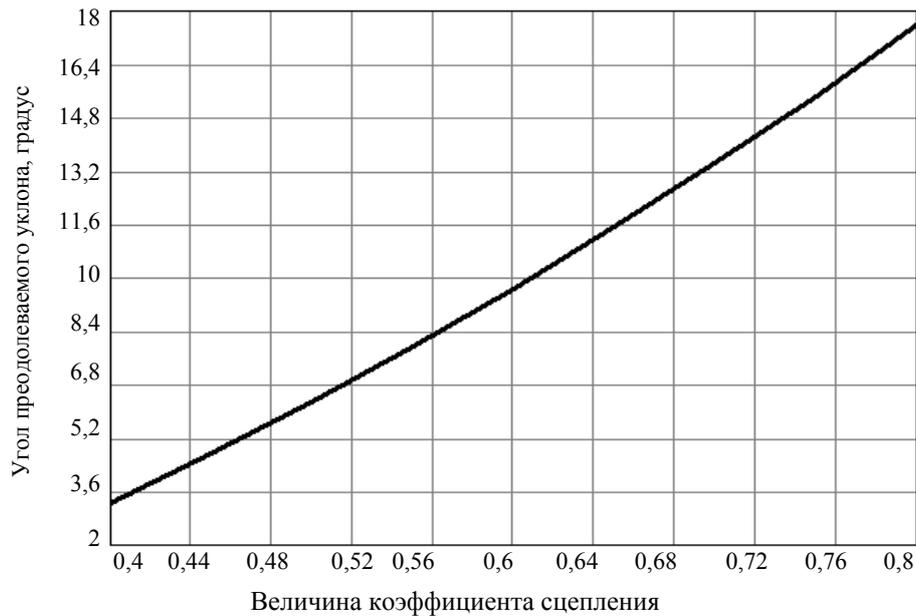


Рис. 2.15. Зависимость предельного угла  $\varphi$  для КСК-6025 с жаткой для уборки трав от коэффициента  $f_{сц}$

На рис. 2.16 и 2.17 приведены зависимости предельно допустимой массы буксируемого прицепа по критерию сцепления с опорной поверхностью от угла преодолеваемого уклона для КСК-6025 с жаткой для уборки трав КСК-6025-12 (рис. 2.16) и для комбайна без адаптера (рис. 2.17).

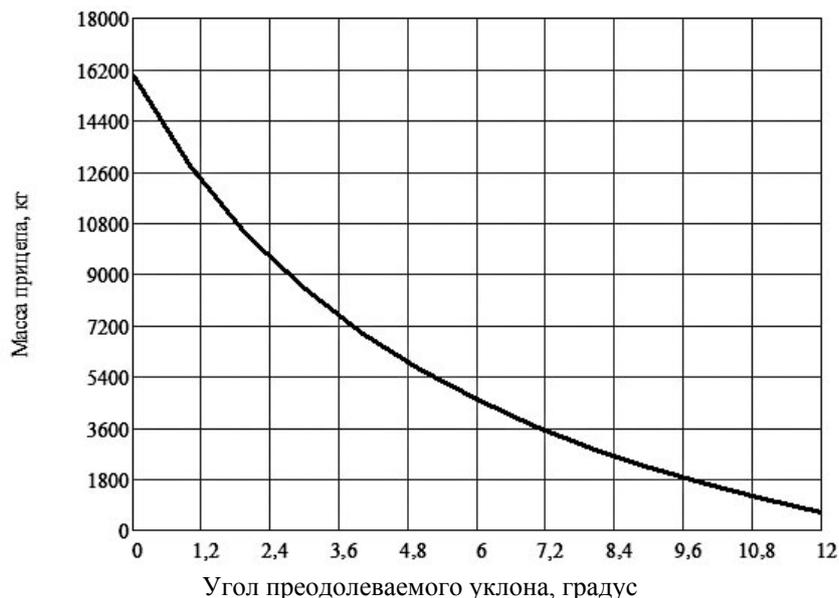
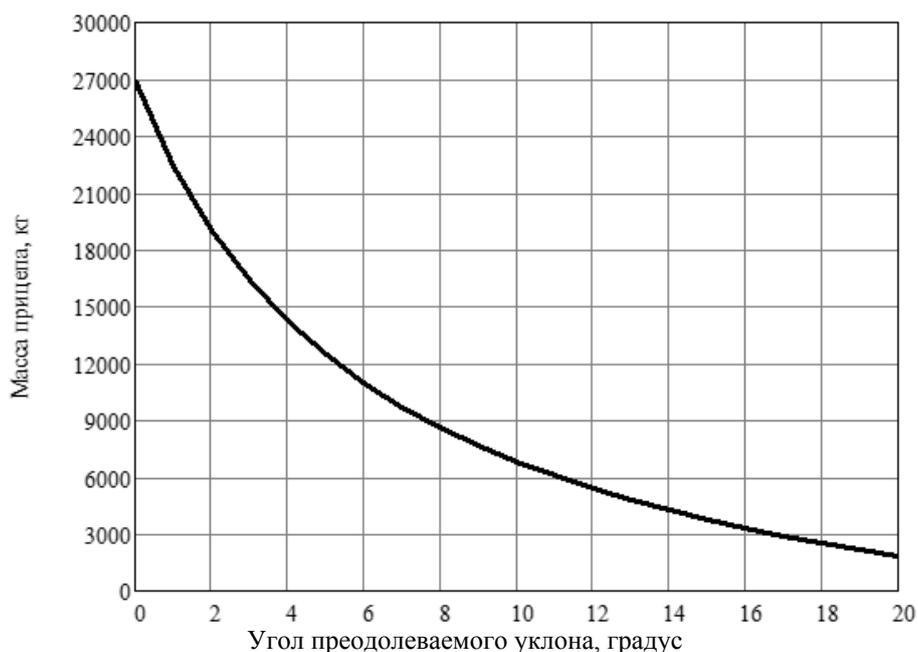


Рис. 2.16. Зависимость предельно допустимой массы буксируемого прицепа для КСК-6025 с жаткой для трав от угла  $\varphi$



*Рис. 2.17.* Зависимость предельно допустимой массы буксируемого прицепа для КСК-6025 без адаптера от угла  $\varphi$

Как видно из графиков (рис. 2.16 и 2.17), получающаяся зависимость имеет нелинейный характер. В отличие от графиков, построенных для КВК-8060, предельно допустимая масса буксируемого прицепа с адаптером меньше, чем без адаптера. Это также, как было изложено выше, связано с разгрузкой адаптером заднего ведущего моста комбайна.

Приведенные на рис. 2.10–2.17 графики позволяют определить зону эксплуатации комбайна КСК-6025 и ее эксплуатационные свойства. Из них видно, что зависимости предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью для заднеприводного КСК-6025 существенно отличаются от аналогичных зависимостей для переднеприводного КВК-8060.

## 2.5. Выводы по главе 2

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Использование приведенного в главе 2 математического аппарата совместно с математическим аппаратом, приведенным в главе 1, для определения реакций на опорах самоходной сельскохозяйственной машины, позволяет с достаточной точностью выявить потенциальные тяговые возможности сельскохозяйственной машины.

2. Построение зависимостей влияния параметров машины на ее тяговые свойства с использованием вышеизложенного математического аппарата на этапе проектирования позволяет осуществить рациональную компоновку машины, проектирование или подбор агрегируемых адаптеров, проектирование и выбор узлов ходовой части для обеспечения машине требуемых, но не излишних тяговых свойств.

3. Анализируя приведенные в данной главе графические зависимости, можно выявить следующее влияние параметров на тяговые свойства самоходной сельскохозяйственной машины:

– для машин с передним расположением ведущего моста увеличение массы адаптера и вылета его центра тяжести относительно переднего моста увеличивают значение предельного угла преодолеваемого продольного уклона. Это связано с увеличением нагрузки на ведущий мост, что позволяет увеличить тяговую силу по критерию сцепления с опорной поверхностью. Увеличение вертикальной координаты центра тяжести адаптера снижает предельный угол преодолеваемого уклона, так как это снижает нагрузку на ведущий мост;

– для машин с задним расположением ведущего моста увеличение массы адаптера и вылета его центра тяжести относительно переднего моста уменьшает значение предельного угла преодолеваемого продольного уклона. Это связано с уменьшением нагрузок на ведущий мост, что, в свою очередь, уменьшает тяговую силу по критерию сцепления с опорной поверхностью. Увеличение вертикальной координаты центра тяжести адаптера наоборот увеличивает предельный угол преодолеваемого уклона по причине догрузки ведущего моста при движении на уклоне;

– для машин как с задним, так и с передним расположением ведущего моста изменение поперечной координаты центра тяжести адаптера имеет одинаковое и менее существенное влияние на величину предельного угла преодолеваемого уклона. Оно обусловлено перераспределением нагрузки по бортам ведущего моста (разновесом), учитываемого коэффициентом использования сцепного веса ведущего моста, оборудованного равно делящим дифференциалом, в соответствии с приведенной выше методикой. На рис. 2.4 и 2.12 видно, что поперечная координата центра масс адаптера меняет направление своего влияния в противоположную сторону при переходе через точку, соответствующую отсутствию разновеса.

Влияние поперечной координаты центра тяжести адаптера не очень существенно, но его также необходимо учитывать при подборе узлов ходовой части машины и при проектировании адаптеров.

4. Для машин с любым расположением ведущего моста увеличение коэффициента сопротивления перекачиванию уменьшает величину предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью, а увеличение коэффициента сцепления с опорной поверхностью увеличивает его.

При оценке влияния коэффициентов сопротивления перекачиванию и сцепления с почвой необходимо учитывать, что для реального поля эти показатели изменяются одновременно. Причем, если один коэффициент будет меняться в сторону ухудшения тяговых свойств, то и другой будет меняться в сторону их ухудшения и наоборот. То есть при росте коэффициента сопротивления перекачиванию коэффициент сцепления обязательно будет падать, а при уменьшении коэффициента сопротивления перекачиванию коэффициент сцепления будет расти. Для реальных полей эти коэффициенты имеют высокую корреляцию, так как зависят от одних и тех же факторов.

Для оценки потенциальных возможностей конкретной машины целесообразно вычислить значения предельного угла преодолеваемого уклона по критерию сцепления с опорной поверхностью для всех реальных полей, где предусматривается эксплуатация этой машины.

5. Если при эксплуатации самоходной машины предполагается использовать буксируемый прицеп, то на этапе проектирования с помощью математического аппарата, представленного в главе 2, можно провести оценку величины предельно допустимой его массы. При этом необходимо учитывать, что предельная теоретическая величина этой массы – это такая масса прицепа, с которой машина не сползает назад, но и двигаться вперед также не может. Поэтому, планируя реальную массу буксируемого прицепа, необходимо обеспечить тяговые свойства машины с гарантированным запасом.

6. Наиболее важным показателем у рассмотренных выше зависимостей влияния параметров машины на уровень ее тягово-сцепных свойств является не выявление тенденций влияния, а величины этого влияния. Тенденции влияния понятны из анализа математических выражений, которые достаточно прозрачны.

Наиболее важным являются сами полученные величины, так как они однозначно определяют зону возможной эксплуатации конкретной самоходной сельскохозяйственной машины.

# Глава 3

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КОЛЕС УПРАВЛЯЕМОГО МОСТА САМОХОДНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ

### 3.1. Назначение и классификация

Одним из наиболее важных и ответственных узлов самоходной сельскохозяйственной машины, обеспечивающих ей необходимые ходовые качества, является механизм поворота колес управляемого моста.

Колеса управляемого моста служат для направления движения сельскохозяйственной машины по заданной траектории, а также для передачи части веса машины на опорную поверхность. В некоторых случаях для увеличения проходимости машины управляемым колесам придают функцию ведущих колес с обеспечением дополнительной силы тяги.

По способу расположения управляемых колес на самоходной сельскохозяйственной машине или комбайне можно выделить механизмы поворота с установкой: на переднем мосту (рис. 3.1, *а*), на заднем мосту (рис. 3.1, *б*) либо на переднем и заднем вместе (рис. 3.1, *в*), т. е. в этом случае все колеса являются управляемыми.

Установка управляемых колес как на переднем, так и на заднем мосту должна обеспечивать устойчивое прямолинейное движение, легкость поворота, а также качение колес с минимальными затратами мощности и минимальным износом шин [22]. При этом траектория движения при повороте колес происходит по радиусу вокруг центра вращения  $O$ , находящегося на пересечении осей вращения наружного и внутреннего управляемых колес с осью вращения ведущих колес (рис. 3.1, *а–в*).

Некоторые сельскохозяйственные машины, чаще всего полноприводные, проектируют со всеми управляемыми колесами. Направление движения такой машины изменяют двумя способами: 1) передние и задние колеса поворачивают в разные стороны (рис. 3.1, *в*), и машина движется по окружности, центром  $O$  которой является пересечение осей вращения колес; 2) все колеса поворачивают в одну

сторону (рис. 3.1, *з*). Последний способ называют «краб». При повороте способом «краб» можно предотвратить сползание машин, работающих на косогорах, сместив все колеса на некоторый угол в сторону, противоположную направлению сползания [23]. Кроме того, такое движение может быть вызвано необходимостью выполнения технологических операций по строго определенной траектории. Примером такой конструкции и установки управляемых колес может служить высококлиренсовый опрыскиватель ОВС-4224 производства ОАО «Лидагропромаш» (рис. 3.2, *в*).

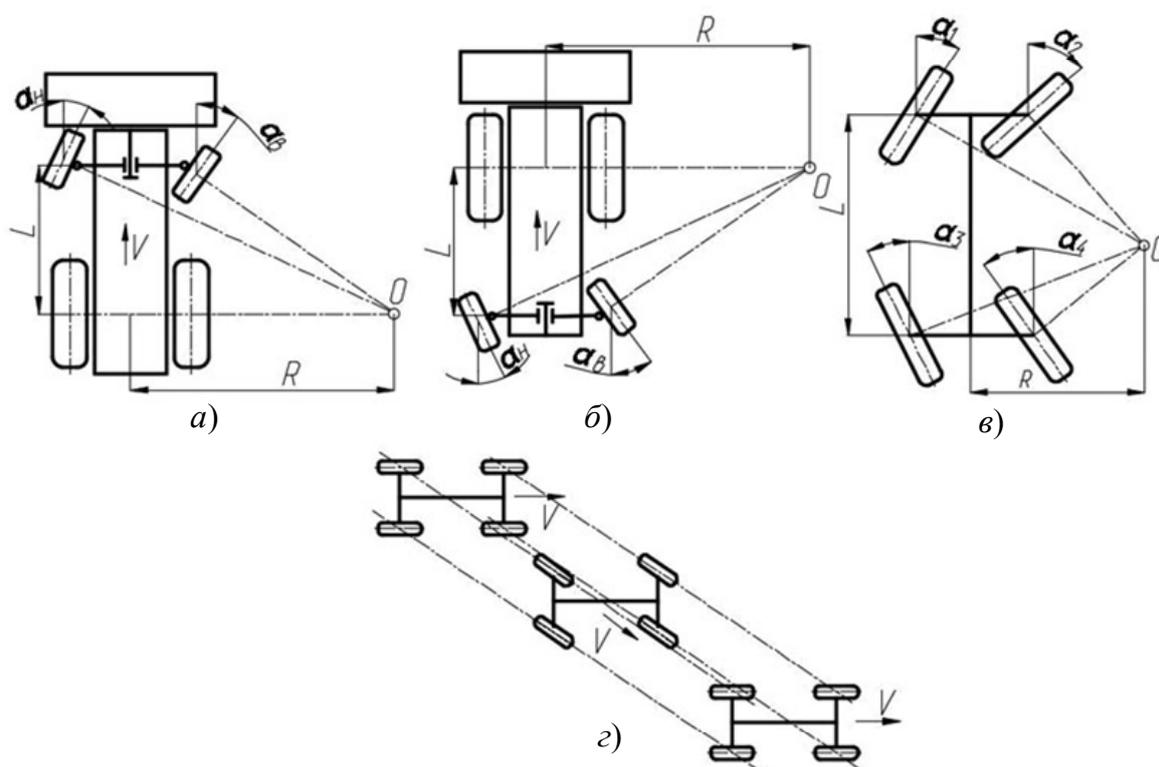
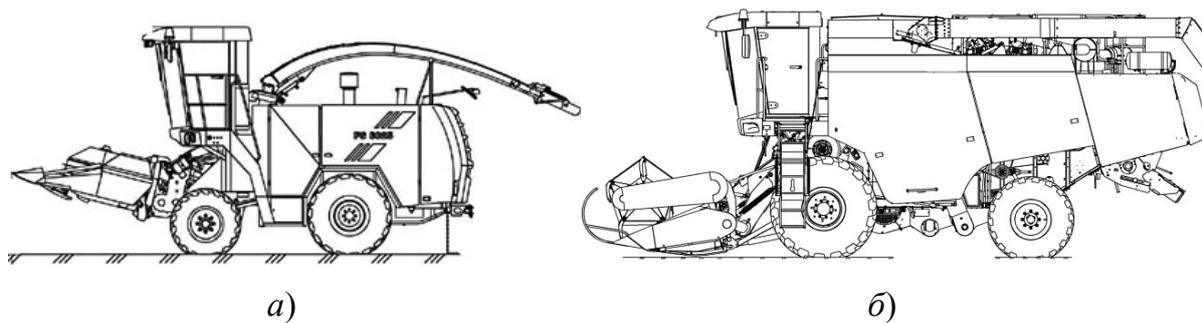


Рис. 3.1. Расположение управляемых колес:  
*а* – на переднем мосту; *б* – на заднем мосту;  
*в* – на обоих мостах (движение по радиусу); *з* – на обоих мостах (движение способом «краб»)

В качестве управляемых используют колеса, которые могут быть меньше ведущих, как это реализовано на большинстве самоходных уборочных комбайнов, например, КСК-6025 [24] или КЗС-10К [25] (рис. 3.2, *а*, *б*), или одинакового с ними размера, как это реализовано в самоходных высококлиренсовых опрыскивателях типа ОВС-4224 [26] (рис. 3.2, *в*). При этом на полноприводных машинах для обеспечения реализации одинаковой силы тяги на каждом из них, как правило, используется одинаковый размер колес.



в)

Рис. 3.2. Управляемые колеса на сельскохозяйственных машинах:  
*a* – комбайн кормоуборочный КСК-6025; *б* – комбайн  
 зерноуборочный КЗС-10К; *в* – опрыскиватель ОВС-4224

Каждый из перечисленных способов поворота определяет многообразие кинематики поворота и конструкций мостов с управляемыми колесами.

Исполнительными механизмами для задания движения управляемым колесам являются механизмы поворота. Они состоят из рулевого механизма и рулевого привода. Как правило, к механизмам поворота управляемых колес предъявляется требование сохранения устойчивости прямолинейного движения, а также поддержание заданной траектории криволинейного движения самоходной сельскохозяйственной машины.

Для удовлетворения указанных требований управляемые колеса и их поворотные цапфы устанавливают под определенными углами в продольной, поперечной и горизонтальной плоскостях сельскохозяйственной машины (рис. 3.3) [22].

Боковой наклон (развал) колес (рис. 3.3, *a*) выполняют в поперечной плоскости под углом  $\gamma$  с целью [22]:

– облегчения поворота, так как при этом уменьшается плечо обкатки и, следовательно, момент, необходимый для поворота колес, что очень важно для крупногабаритных и тяжелых машин;

– разгрузки малого наружного подшипника ступицы колеса и мест крепления подшипников, так как при такой установке колес возникает осевая сила, прижимающая ступицу колеса к внутреннему большому подшипнику;

– компенсации износа в шарнирах и подшипниках, а также деформации деталей переднего моста, не допуская при этом отрицательного развала.

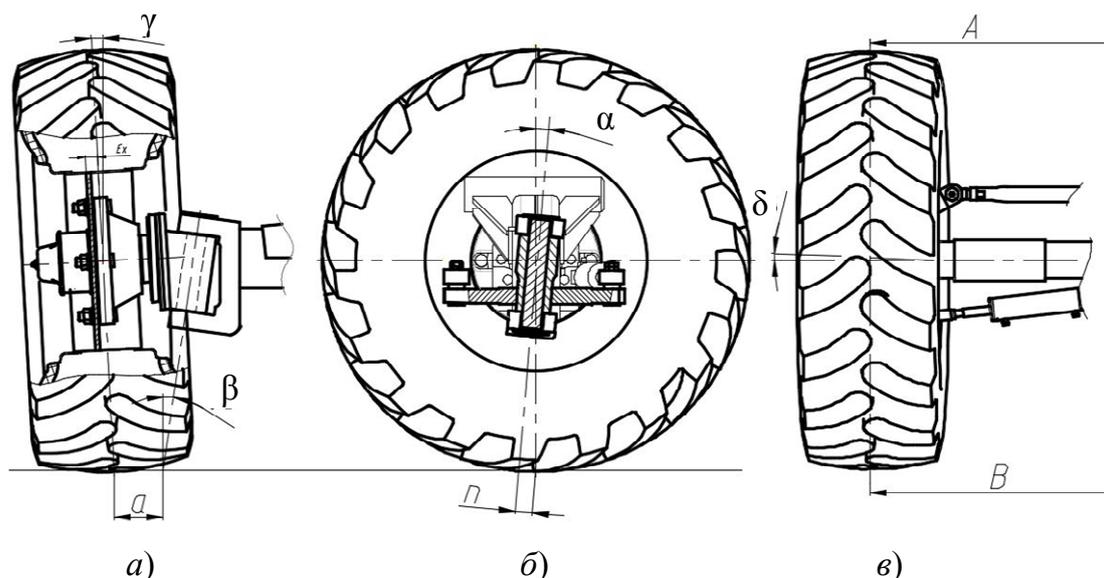


Рис. 3.3. Общая схема установки управляемых колес:  
 $a$  – установка в поперечной плоскости;  $б$  – установка в продольной плоскости;  $в$  – установка в горизонтальной плоскости

В существующих конструкциях тракторов угол  $\gamma = 1,5-5^\circ$ . Вместе с тем установка управляемых колес с развалом вызывает стремление колеса повернуться в сторону наклона. В этом случае колеса будут двигаться по прямой, но с некоторым боковым скольжением, вызывающим ускоренный износ шин и увеличение расхода топлива [22]. Для устранения этого явления применяют схождение управляемых колес в горизонтальной плоскости.

При большой массе сельскохозяйственных машин и комбайнов, для уменьшения давления колес на почву, часто применяют широкопрофильные или сдвоенные шины. В этом случае, согласно данным литературы [23], для широких шин следует брать минимальный угол развала, так как при использовании схождения проскальзывание шин остается, причем тем большее, чем больше ширина шины. Поэтому для сельскохозяйственных машин с использованием широкопрофильных

или сдвоенных управляемых колес угол  $\gamma$  принимают равным  $0,6-1,5^\circ$ . При этом допуска на изготовление элементов конструкции назначают таким образом, чтобы величина этого угла была всегда положительной даже с учетом деформации балки моста.

Боковой наклон шкворня поворотной цапфы в поперечной плоскости под углом  $\beta$  (рис. 3.3, *a*) уменьшает плечо обкатки и улучшает устойчивость прямолинейного движения трактора, так как при повороте колес действует стабилизирующий момент, возвращающий колесо в продольную плоскость. Стабилизирующий момент возникает вследствие подъема передней части трактора при обкатывании колеса вокруг наклонного шкворня. Поэтому его часто называют весовым стабилизирующим моментом. При этом весовой стабилизирующий момент зависит от угла наклона шкворня, веса трактора, приходящегося на управляемые колеса, и не зависит от скорости движения. У современных тракторов угол  $\beta$  варьируется в пределах  $2-10^\circ$  [22].

В сельскохозяйственном машиностроении для самоходных машин и комбайнов, имеющих большую массу и использующих широкопрофильные или сдвоенные шины, угол  $\beta$  принимают  $8-10^\circ$ , так как эта величина позволяет снизить плечо обкатки  $a$  (рис. 3.3) и, следовательно, потребный момент для поворота колес. Это, в свою очередь, позволяет использовать силовые гидроцилиндры минимального типоразмера. На некоторых сельскохозяйственных машинах с управляемыми колесами, имеющих функцию ведущих, а также в конструкциях мостов, имеющих опцию изменения колеи, этот угол наоборот стремятся максимально снизить вплоть до  $0^\circ$ .

В классическом тракторостроении наклон шкворня поворотной цапфы в продольной плоскости верхним концом назад под углом  $\alpha$  (рис. 3.3, *b*) выполняют таким образом, чтобы продолжение его оси пересекало опорную поверхность немного впереди центра площади контакта шины с дорогой, образуя плечо  $n$ . Назначение угла  $\alpha$  – сохранение прямолинейности движения трактора при высоких скоростях (обеспечение скоростной стабилизации управляемых колес). Это достигается тем, что при криволинейном движении трактора (рис. 3.1, *z*) на него действует центробежная сила, пропорциональная угловой скорости поворота трактора относительно центра  $O$ . Центробежная сила вызывает действие боковых реакций почвы на задние и передние управляемые колеса трактора. Действие реакций в центрах контакта шин с опорной поверхностью на плече  $n$  (рис. 3.3, *b*)

создает стабилизирующий момент, стремящийся повернуть управляемые колеса в положение прямолинейного движения [22].

В связи с тем, что самоходные сельскохозяйственные уборочные машины и комбайны выполняют технологический процесс на малых скоростях, как правило, не более 10–12 км/ч, а скорость на транспортных переездах составляет 20–40 км/ч, в комбайностроении и сельскохозяйственном машиностроении обычно не применяют установку шкворня в продольной плоскости под углом  $\alpha$ .

Как было изложено выше, для устранения проскальзывания шин, установленных с развалом, применяют схождение колес. Для этого их устанавливают с некоторым наклоном вперед под углом  $\delta$  (рис. 3.3, в). При этом схождение колес определяют как разность расстояний  $B$  и  $A$  (рис. 3.3, в) [22]. По данным литературы [27], требование к сходимости колес:  $B - A = 4\text{--}12$  мм при угле развала  $\gamma = 1,5\text{--}4^\circ$ . При этом оптимальный угол схождения управляемых колес составляет 15–20 % от величины угла их развала [27] и соответствует углу схождения, не превышающим  $1^\circ$  [22].

Производители сельскохозяйственных машин и комбайнов величину разности размеров  $B - A$  для регулировки схождения обычно указывают по ободу колеса. При этом в зависимости от конструктивных особенностей моста эта величина может различаться от модели к модели. У зерноуборочного комбайна СК-5М Нива регулируют схождение колес (спереди) в пределах 1,5–3 мм вращением наконечников тяги рулевой трапеции [28]. У комбайна РСМ-101 Вектор разность размеров  $A$  и  $B$ , замеренная на высоте оси колес между одними и теми же точками ободьев, должна быть в пределах 0–6 мм, регулировку производят вращением рулевой тяги [29]. У комбайна КЗС-5 «ПАЛЕССЕ GS05» разность между размерами  $A$  и  $B$  должна быть 1–4 мм, замеры проводят по ободьям колес на уровне оси, а регулировку сходимости производят путем поворота трубы рулевой тяги [30]. Согласно руководству по эксплуатации комбайны *Dominator* моделей 130–150 фирмы Claas имеют требование к установке поперечной рулевой тяги так, чтобы схождение колес, замеренное на выступах ободьев, составило 0.

Некоторые производители, которые могут комплектовать комбайн разными типоразмерами колес в зависимости от эксплуатационной нагрузки, могут указывать разницу размеров по ступице колеса либо по шине колеса. Так, в руководстве по эксплуатации зерноуборочных комбайнов фирмы *John Deere* серии 9400, 9500, 9600 требования

к регулировке схождения задних колес сформулировано следующим образом: поворачивайте соединительную тягу до тех пор, пока передняя часть колес не сойдется на 13 мм [31].

В некоторых моделях зарубежных комбайнов, таких как *Lexion*, *Mega* фирмы *Claas*, имеющих регулируемую колею управляемого моста, не имеется требований к сходимости колес. Можно предположить, что в моделях с раздвижной колеей производитель не предусматривает регулировку сходимости потребителем, а предусматривает ее конкретное значение путем обеспечения необходимых размеров по меткам.

Углы развала управляемых колес, поперечного и продольного наклона шкворня поворотной цапфы обеспечиваются конструкцией переднего моста и в условиях эксплуатации не регулируются [22]. При этом, как было показано выше, в процессе эксплуатации некоторые производители закладывают необходимость регулировки схождения колес потребителем путем указания требуемых значений в инструкции по эксплуатации, а некоторые, чаще в случае применения изменяемой колеи, закладывают схождение в конструкцию моста с помощью меток и не предусматривают ее регулировку.

Исполнительными механизмами для задания движения управляемым колесам являются механизмы поворота. Механизмы поворота служат для поддержания заданного направления движения трактора и изменения его в случае необходимости. Они состоят из рулевого механизма и рулевого привода.

Рулевые механизмы разделяют по передаточному числу на рулевые механизмы с постоянным и переменным передаточными числами, по конструктивным признакам – на рулевые механизмы с шестеренчатой передачей (цилиндрическими или коническими шестернями, реечной парой), с кулачковой передачей (кулачком специальной формы, улитками), с винтовой передачей (вилчатым рычагом, качающимся рулевым валом, поворачивающейся гайкой, зубчатой парой, двуплечим рычагом), с кривошипной передачей (одним или двумя скользящими пальцами, одним или двумя поворачивающимися пальцами), с червячной передачей и винтовой нарезкой на цилиндре, на глобоиде, на внутренней поверхности шара [32].

Исполнение рулевого привода может быть различным по конструкции в зависимости от основного его назначения. Трактор или сельскохозяйственный комбайн в работе движется по сложному пути, состоящему из прямолинейных и криволинейных участков. Для движения в заданном направлении водитель воздействует на органы

управления, что приводит к изменению положения машины на опорной поверхности. Поэтому важным свойством сельскохозяйственной машины является ее управляемость.

Под управляемостью машины понимают ее способность точно сохранять заданное направление движения (заданный курс), а при соответствующем воздействии изменять его по требуемой траектории. Первое свойство называют курсовой устойчивостью, а второе – поворачиваемостью машины [32].

Как отмечалось выше, в сельскохозяйственном машиностроении и комбайностроении наиболее распространенный способ поворота – поворот управляемых колес в горизонтальной плоскости с помощью рулевой трапеции. Рулевые трапеции классифицируют по конструктивным признакам (цельная и расчлененная) и по расположению относительно управляемого моста (передняя и задняя). При этом использование рулевой трапеции для поворота управляемых колес является одним из конструктивных вариантов всего многообразия механизмов поворота.

Механизм поворота колес представляет собой рычажный механизм, обеспечивающий согласованный поворот правого и левого управляемого колеса на необходимый угол для движения по криволинейной траектории, при котором обеспечивается качение всех колес без бокового скольжения, а также легкость управления и высокая маневренность.

Учитывая значительную массу самоходной сельскохозяйственной машины, поворот управляемых колес осуществляется посредством гидропривода. Исполнительным механизмом является гидроцилиндр (гидроцилиндры) [12].

На разных машинах в зависимости от компоновки и веса могут применяться различные схемы механизмов поворота колес. Они отличаются друг от друга количеством гидроцилиндров, их взаимным расположением с рулевой тягой и типом.

На рис. 3.4 показаны разнообразные варианты схем механизмов поворота управляемых колес: схемы *а*, *б* – двухцилиндровые; *в*, *г*, *д*, *е* – одноцилиндровые. Все они имеют рулевую тягу, необходимую для соединения правой и левой частей системы в единый механизм с одной степенью подвижности. Все эти схемы достаточно распространенные и их реализация на конкретной сельскохозяйственной машине продиктована ее конструктивными особенностями и расположением на машине.

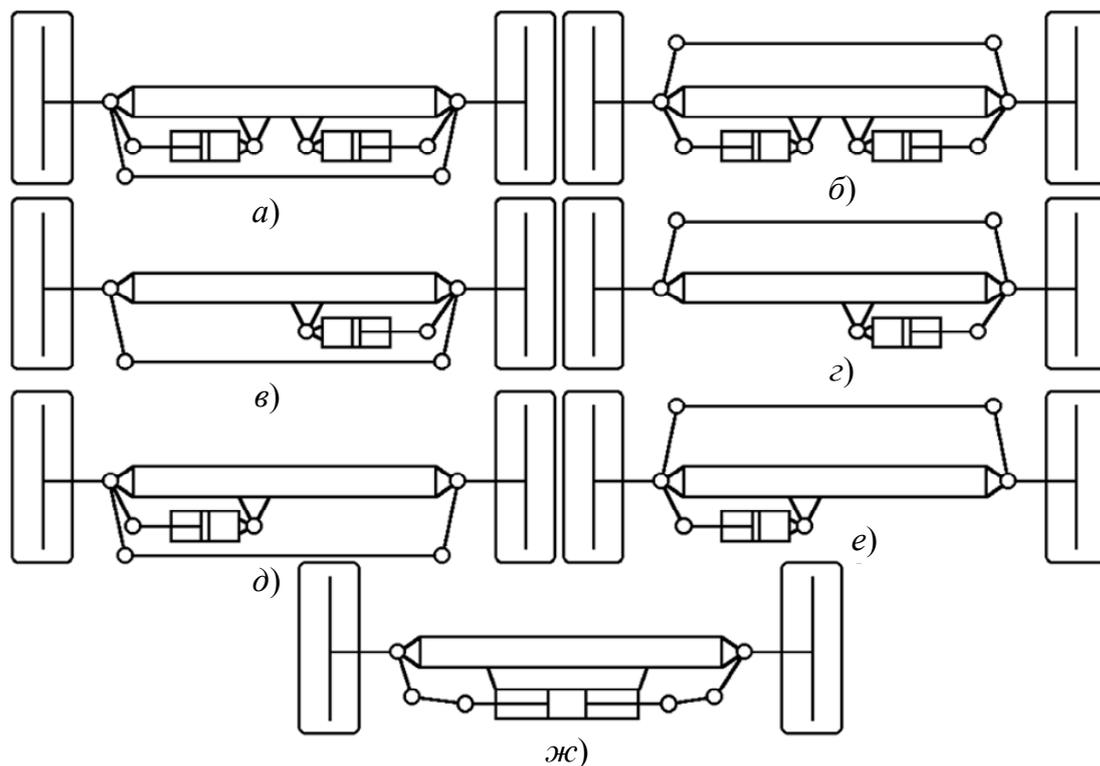
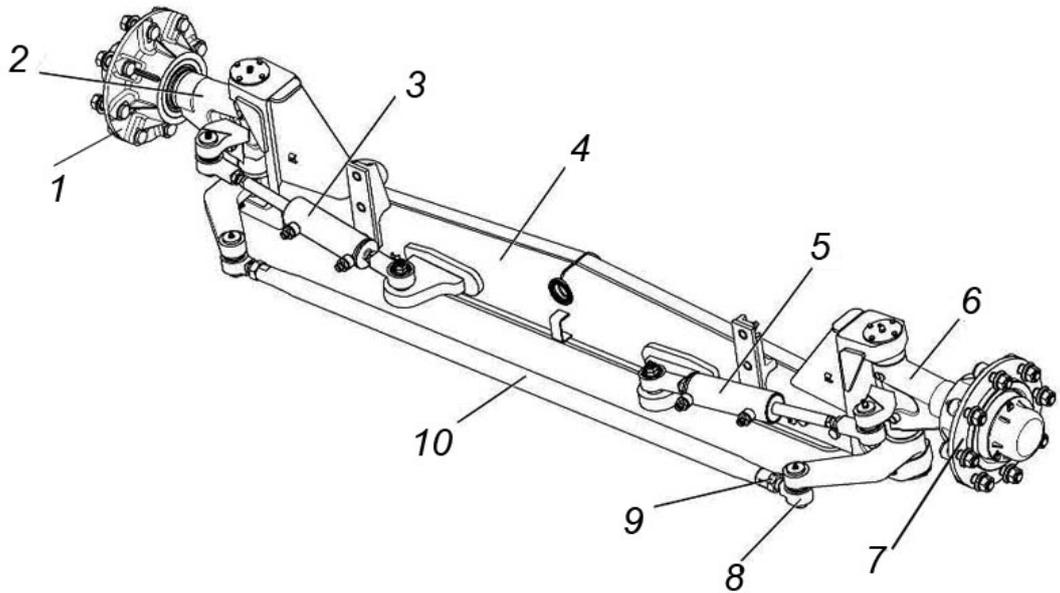


Рис. 3.4. Различные схемы механизмов поворота колес управляемого моста:

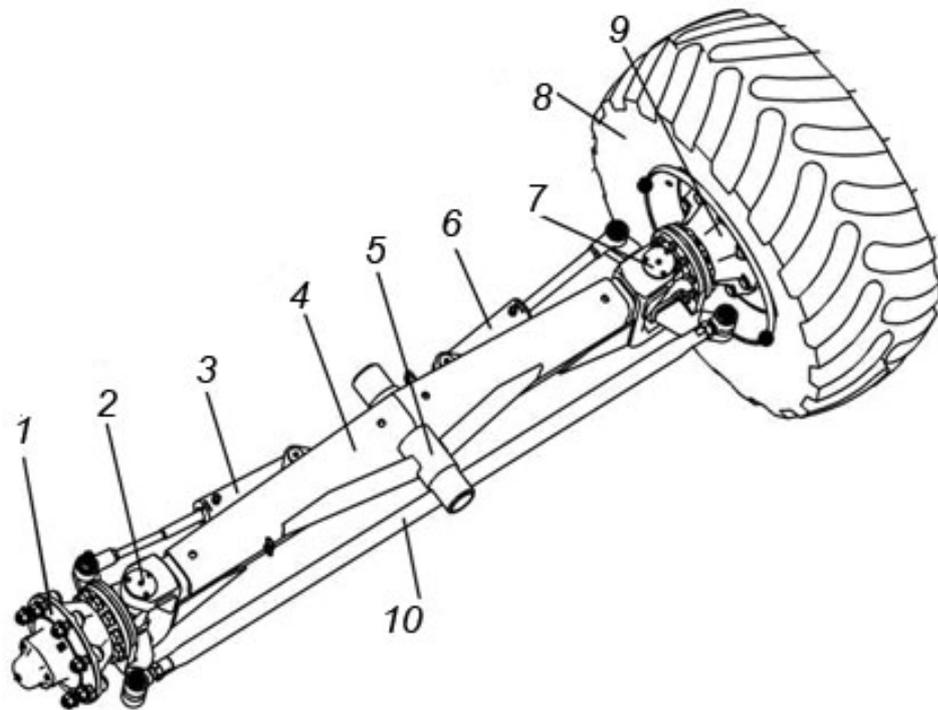
*a, б* – двухцилиндровые схемы; *в, з, д, е* – одноцилиндровые схемы; *ж* – схема с двухштоковым гидроцилиндром

Например, схема *a* (рис. 3.4) реализована на кормоуборочном комбайне КСК-6025 [24] (рис. 3.5), у которого управляемые колеса находятся на переднем мосту. Схема *б* успешно реализована на кормоуборочном комбайне КВК-800 [33] (рис. 3.6) и зерноуборочном комбайне КЗС-10К [25], у которого управляемые колеса расположены на заднем мосту. Схемы *в, з, д* и *е* обычно реализуются на машинах с небольшой массой и небольшим клиренсом управляемого моста, таких как КЗС-7, КЗС-5 [30] (рис. 3.7). При использовании таких схем для машин с большим клиренсом или большой массой возникают проблемы с прочностью элементов механизма поворота колес или с поворотом на месте, поэтому для них применяются двухцилиндровые схемы.

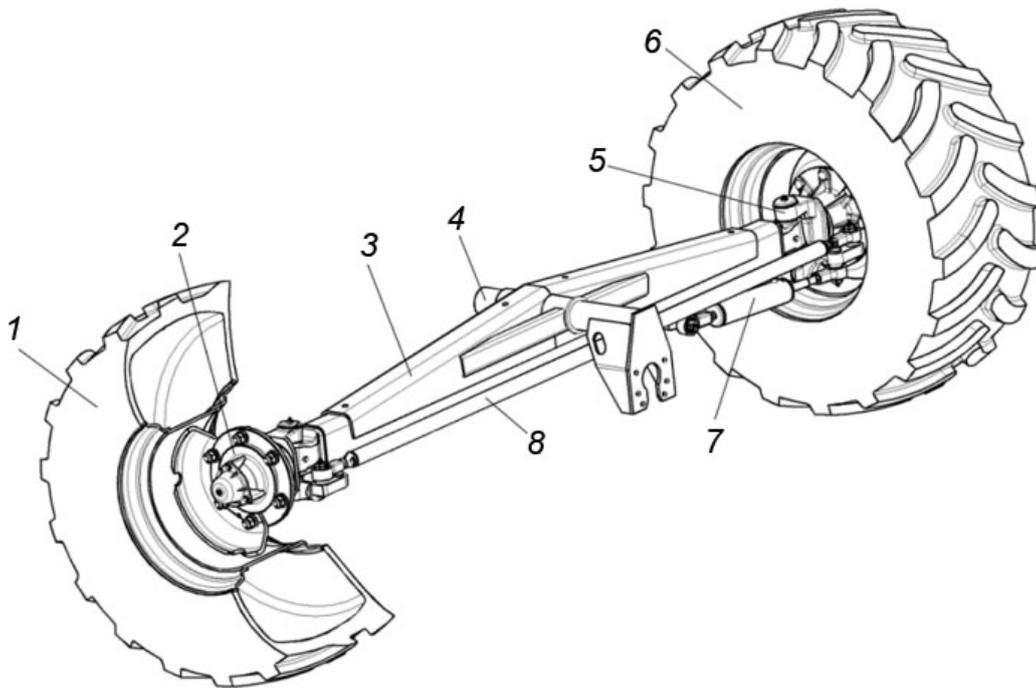
Схема *ж* (рис. 3.4) не требует наличия рулевой тяги, так как примененный здесь двухштоковый гидроцилиндр сам выполняет функцию синхронизации и согласованного поворота левого и правого колес. Данное решение, например, реализовано у опрыскивателя ОВС-4244 (рис. 3.2, *в*) и кормоуборочного комбайна КВС-8060 [34] (рис. 3.8).



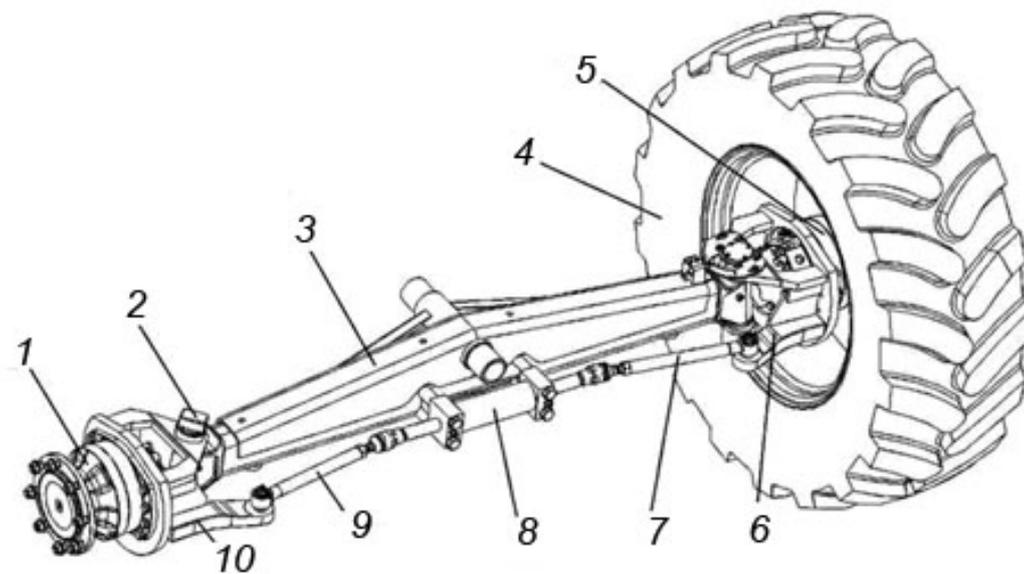
*Рис. 3.5.* Мост управляемых колес КСК-6025:  
 1, 7 – ступицы; 2, 6 – кулаки поворотные; 3, 5 – гидроцилиндры;  
 4 – балка; 8 – шарнир; 9 – гайка; 10 – тяга поперечная



*Рис. 3.6.* Мост управляемых колес KBK-800:  
 1, 9 – ступицы колес; 2, 7 – шкворни; 3, 6 – гидроцилиндры;  
 4 – балка моста; 5 – ось; 8 – колесо; 10 – тяга рулевая



*Рис. 3.7.* Мост управляемых колес КЗС-5:  
 1, 6 – колеса; 2 – ступица колеса; 3 – балка моста; 4 – ось;  
 5 – поворотный кулак; 7 – гидроцилиндр; 8 – рулевая тяга



*Рис. 3.8.* Мост управляемых ведущих колес полноприводного измельчителя КVK-8060:  
 1, 5 – гидромоторы; 2 – датчик угла поворота; 3 – балка моста;  
 4 – колесо; 6, 10 – кулаки поворотные; 7, 9 – тяги рулевые;  
 8 – гидроцилиндр двухштоковый

Согласованность поворота правого и левого колес заключается в том, чтобы при движении на повороте в каждый момент времени при любом угле поворота колеса двигались по окружностям разного радиуса, но проведенным из одного центра. Разница радиусов при этом определяется колеей управляемых колес и текущим радиусом поворота. Именно в этом случае обеспечивается условие движения колес на повороте без бокового скольжения или увода.

Для обеспечения этого условия углы поворота внутреннего и внешнего колес должны быть разными, причем каждому значению угла поворота внутреннего колеса должен соответствовать строго определенный угол внешнего колеса [20].

Достижение такой согласованности обеспечивается за счет правильного подбора геометрических параметров рычажного механизма. За счет того, что расстояние между шарнирами поворота колес больше, чем длина тяги и этот механизм представляет собой не параллелограмм, а трапецию, угол поворота внутреннего колеса всегда больше, чем внешнего. Именно это условие и позволяет обеспечить согласованность движения колес при условии правильного подбора размеров звеньев механизма.

Механизмы поворота колес тракторов и автомобилей широко освещены в специальной технической литературе [20, 35–37]. Однако анализ различных источников показывает, что в них мало уделяется внимания математическому описанию механизмов поворота колес, позволяющему в простой и доступной форме определить для всех положений механизма усилие и давление в гидросистеме потребное для поворота колес, что крайне важно при проектировании механизма рулевого управления для обеспечения его гарантированного функционирования. Как правило, в работах уделяется внимание только выбору углов поворота наружного и внутреннего колес и не приводятся полные математические модели исследуемого механизма поворота. Все характеристики рассчитываются по упрощенным формулам, как правило, в крайних положениях механизма.

Например, в работе [38] приводится математическая модель рулевой трапеции в плоской постановке задачи без присоединенных гидроцилиндров. При этом основное внимание уделяется согласованности углов поворота наружного и внутреннего колес в крайних положениях. Хотя в зависимости от типа рулевой трапеции максимальные углы увода могут возникать в промежуточных положениях.

В работе [39] предложена методика определения силовых факторов, действующих на колесо при движении, и в зависимости от этих

факторов определение величины конструктивных параметров рулевого привода. Можно отметить, что при выборе параметров гидроцилиндров, ориентируясь на давление, требуемое для поворота сельскохозяйственной машины в движении, потребное давление будет меньше, чем при повороте на месте. Для обеспечения маневренности в большинстве случаев сельскохозяйственная машина должна иметь возможность поворачивать колеса при максимальной эксплуатационной нагрузке на мост на месте. Для этого необходимо обеспечить подбор соответствующего типоразмера гидроцилиндров, обеспечивающего работоспособность по силовому фактору.

В источниках также недостаточно внимания уделяется выделению критериев, по которым необходимо проводить всестороннюю аналитическую проверку работоспособности механизма поворота, что очень важно при проектировании самоходной сельскохозяйственной машины для обеспечения его гарантированного функционирования.

В связи с вышеизложенным актуальной задачей является наличие в инструментарии инженера-проектировщика математического аппарата, позволяющего проводить оценку работоспособности проектируемого механизма поворота, а также выделение критериев, по которым необходимо проводить оценку спроектированного механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины.

## **3.2. Математическая модель механизма поворота колес**

### **3.2.1. Методология разработки модели**

Для описания и последующего исследования механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины необходимо составить математическую модель. Проиллюстрируем составление математической модели на примере схемы (рис. 3.9), так как все остальные схемы являются ее частным случаем.

Для составления математической модели воспользуемся векторным способом, который широко описан в литературе [9–15, 40, 41]. Этот способ основан на повороте вектора в плоскости. Перед началом описания метода введем следующие понятия.

Векторы, обозначенные одной буквой  $\vec{O}$ ,  $\vec{A}$ ,  $\vec{B}$ ,  $\vec{G}$ , будем называть абсолютными векторами. Эти векторы определяют абсолютное положение точки относительно начала системы координат.

Векторы, обозначенные двумя буквами  $\vec{OB}$ ,  $\vec{AB}$ ,  $\vec{BA}$ , будем называть относительными векторами. Эти векторы определяют положение точки, обозначенной второй буквой относительно точки, обозначенной первой буквой, например,  $\vec{AB}$  – это положение точки  $B$  относительно точки  $A$ .

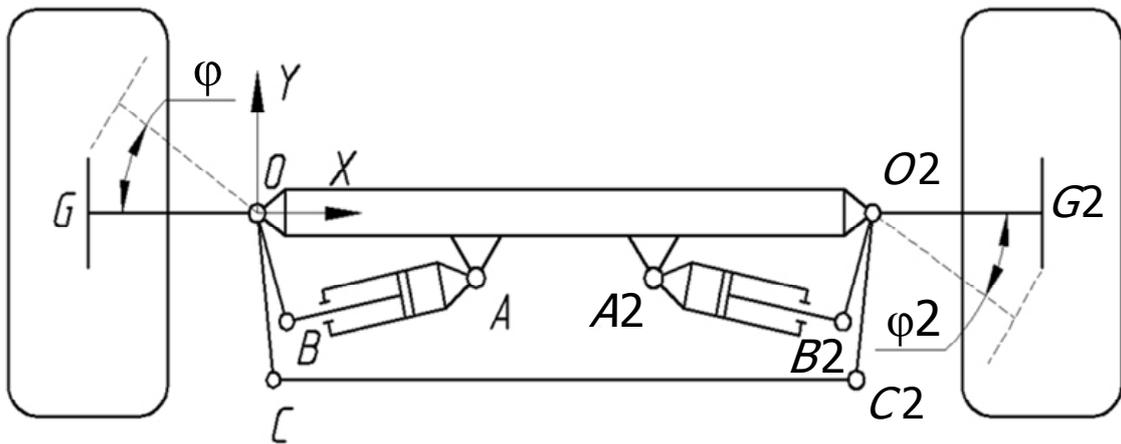


Рис. 3.9. Расчетная схема механизма поворота колес управляемого моста

Углы  $\hat{AOB}$  – это углы в треугольниках при вершине, обозначенной средней буквой. Векторы  $\vec{X}$ ,  $\vec{Y}$  и  $\vec{Z}$  назовем единичными ортами соответствующих координатных осей. Размеры  $L_{OB}$ ,  $L_{OC}$ ,  $L_{OG}$  – длины звеньев механизма.

Для удобства составления математической модели механизма запишем следующие выражения.

Формула поворота вектора в плоскости  $XU$  с одновременным изменением его длины описывается выражением (3.1):

$$pov(\vec{V}, \theta, L_{\text{нов}}) = \begin{bmatrix} V_x \cdot \cos(\theta) + V_y \cdot \sin(\theta) \\ V_y \cdot \cos(\theta) - V_x \cdot \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} \frac{L_{\text{нов}}}{|\vec{V}|}, \quad (3.1)$$

где  $\vec{V}$  – поворачиваемый вектор;  $V_x$  и  $V_y$  – составляющие вектора по оси  $X$  и  $Y$  соответственно;  $\theta$  – угол поворота вектора («+» – по часовой стрелке, если смотреть на острие оси  $Z$ );  $L_{\text{нов}}$  – новая длина повернутого вектора.

Формула определения угла в рассматриваемом треугольнике по теореме косинусов описывается выражением (3.2):

$$\text{угл } \angle \cos(a, b, c) = \arccos \left[ \frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab} \right], \quad (3.2)$$

где  $a, b$  – длины прилежащих к углу сторон треугольника;  $c$  – длина противолежащей стороны треугольника.

Для нахождения орта вектора используем формулу (3.3):

$$\text{ort}(\vec{V}) = \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ 0 \end{bmatrix} \frac{1}{|\vec{V}|}. \quad (3.3)$$

Начало системы координат находится на оси вращения рычага левого колеса, ось  $X$  направлена вправо по ходу движения машины, ось  $Y$  – вперед по ходу машины, ось  $Z$  – на пользователя. В качестве положительного направления поворота левого колеса, т. е. обобщенной координаты  $\varphi$ , примем поворот по часовой стрелке. Исходными данными для расчета являются координаты неподвижных точек и геометрические размеры звеньев.

На начальном этапе математического описания определим диапазон изменения угла  $\varphi$  поворота левого колеса, принятого в качестве обобщенной координаты. Для этого, задавшись требуемым минимальным радиусом поворота машины по следу наружного колеса и ее геометрическими параметрами, определим требуемый угол максимального поворота наружного и внутреннего колеса по формулам (3.4) и (3.5):

$$\varphi_{\text{нар}} = \arcsin \left( \frac{B_k}{R_{\text{мин}} - h_{\text{кол}}} \right); \quad (3.4)$$

$$\varphi_{\text{вн}} = \arctg \left( \frac{B_k}{\sqrt{(R_{\text{мин}} - h_{\text{кол}})^2 - B_k a^2} - \left| \vec{O}_1 - \vec{O}_2 \right|} \right), \quad (3.5)$$

где  $B_k$  – база машины;  $R_{\text{мин}}$  – минимальный радиус поворота по следу наружного колеса;  $h_{\text{кол}}$  – расстояние от центра вращения кулака (шарнир « $O$ ») до той зоны траектории следа наружного колеса, по которой меряется радиус поворота.

Для обеспечения заданного минимального радиуса поворота угол поворота левого колеса  $\varphi$  должен изменяться от минус  $\varphi_{\text{нар}}$  до плюс  $\varphi_{\text{вн}}$ . В этом случае диапазон изменения длины гидроцилиндра определится из кинематического расчета механизма в пределах принятого диапазона изменения угла  $\varphi$ .

В реальности гидроцилиндры имеют конкретную величину длины и хода, и, как правило, имеется их ограниченный типоразмерный ряд. Поэтому для обеспечения требуемого диапазона угла поворота колес при проектировании механизма руководствуются конкретными геометрическими параметрами гидроцилиндра, подбирая его (их) расположение в механизме таким образом, чтобы максимально обеспечить заданный диапазон углов.

### 3.2.2. Кинематические зависимости для описания механизма поворота колес управляемого моста

Выражениями (3.6)–(3.10) вычисляем абсолютную координату точек  $G$ ,  $B$  и их координаты относительно точки  $O$ :

$$OG(\varphi) = \text{pov}\left(-\vec{X}, \varphi, L_{OG}\right); \quad (3.6)$$

$$\vec{G}(\varphi) = \vec{O} + OG(\varphi); \quad (3.7)$$

$$OB(\varphi) = \text{pov}\left(OG(\varphi), -\hat{BOG}, L_{OB}\right); \quad (3.8)$$

$$\vec{B}(\varphi) = \vec{O} + OB(\varphi); \quad (3.9)$$

$$\vec{AB}(\varphi) = \vec{B}(\varphi) - \vec{A}. \quad (3.10)$$

С помощью выражений (3.11)–(3.23) можно получить положение характерных точек механизма в зависимости от значения угла поворота левого колеса  $\varphi$ :

$$OC(\varphi) = \text{pov}\left(\vec{G}(\varphi), -\hat{COG}, L_{OC}\right); \quad (3.11)$$

$$\vec{C}(\varphi) = \vec{O} + OC(\varphi); \quad (3.12)$$

$$\vec{O_2C}(\varphi) = \vec{C}(\varphi) - \vec{O_2}; \quad (3.13)$$

$$CO_2\hat{C}_2(\varphi) = \text{ug}_t \cos\left(|O_2\vec{C}(\varphi)|, L_{OC}, L_{CC_2}\right); \quad (3.14)$$

$$O_2\vec{C}_2(\varphi) = \text{pov}\left(O_2\vec{C}(\varphi), -CO_2\hat{C}_2(\varphi), L_{OC}\right); \quad (3.15)$$

$$\vec{C}_2(\varphi) = \vec{O_2} + O_2\vec{C}_2(\varphi); \quad (3.16)$$

$$\vec{CC}_2(\varphi) = \vec{C}_2(\varphi) - \vec{C}(\varphi); \quad (3.17)$$

$$O_2\vec{G}_2(\varphi) = \text{pov}\left(O_2\vec{C}_2(\varphi), -CO\hat{G}(\varphi), L_{OG}\right); \quad (3.18)$$

$$\vec{G}_2(\varphi) = \vec{O_2} + O_2\vec{G}_2(\varphi); \quad (3.19)$$

$$O_2\vec{B}_2(\varphi) = \text{pov}\left(O_2\vec{G}_2(\varphi), -BO\hat{G}(\varphi), L_{OB}\right); \quad (3.20)$$

$$\vec{B}_2(\varphi) = \vec{O_2} + O_2\vec{B}_2(\varphi); \quad (3.21)$$

$$\vec{A_2B_2}(\varphi) = \vec{B}_2(\varphi) - \vec{A_2}; \quad (3.22)$$

$$G_2O_2\hat{X}(\varphi) = -\text{arctg}\left(\frac{O_2\vec{G}_2_Y(\varphi)}{O_2\vec{G}_2_X(\varphi)}\right), \quad (3.23)$$

где  $CO_2\hat{C}_2(\varphi)$  – угол между векторами  $O_2\vec{C}(\varphi)$  и  $\vec{OC}(\varphi)$  при вершине  $O_2$  треугольника  $CO_2C_2$ ;  $|O_2\vec{C}(\varphi)|$  – модуль вектора  $O_2\vec{C}(\varphi)$ , определяющий длину между двумя векторами  $\vec{O_2}(\varphi)$  и  $\vec{C}(\varphi)$ ;  $L_{OC}$  и  $L_{CC_2}$  – длины звеньев механизма;  $G_2O_2\hat{X}(\varphi)$  – угол поворота правого колеса относительно горизонтальной оси.

Выражениями (3.6)–(3.23) описывается кинематика всего механизма в проекции на опорную поверхность, что достаточно для подбора кинематических параметров и обеспечения требований по траектории поворота.

Однако прежде чем приступать к определению силовых параметров и потребного давления в гидросистеме для поворота колес, необходимо вспомнить о том, что каждое колесо имеет еще и вертикальную составляющую движения за счет имеющегося угла наклона шкворня. При отклонении от среднего положения колеса осуществляют работу по подъему части машины, преодолевая усилие нагрузки на мост от веса машины.

Для учета влияния вертикальной составляющей на величину потребного давления необходимо определить величину вертикального перемещения каждого колеса в зависимости от угла поворота. Для определения вертикального перемещения колеса воспользуемся расчетной схемой (рис. 3.10).

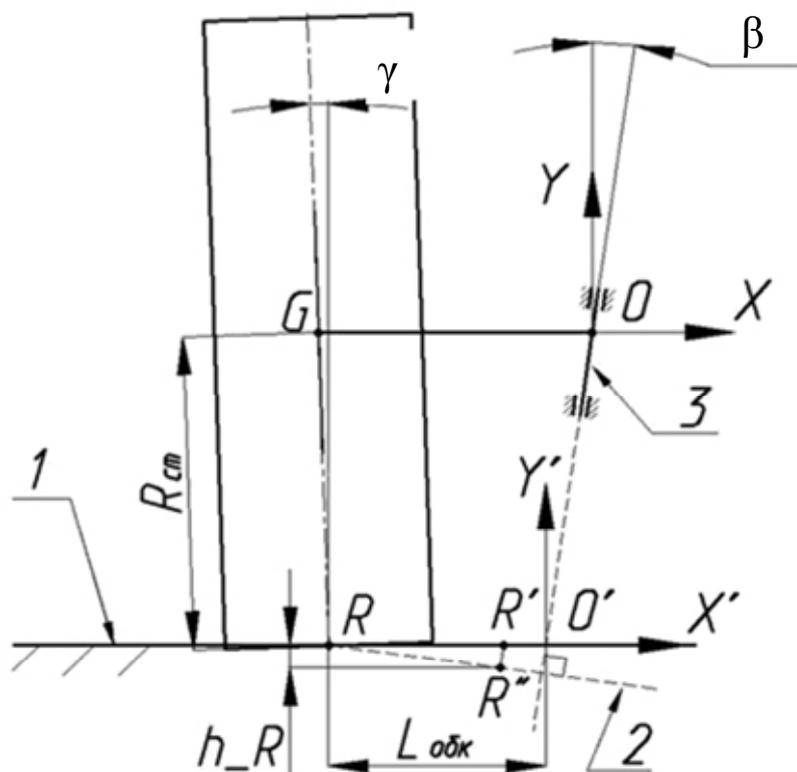


Рис. 3.10. Расчетная схема для определения вертикального перемещения колеса:

1 – опорная поверхность; 2 – реальная траектория движения точки  $R$ ; 3 – шкворень;  $\beta$  – угол наклона шкворня;  $\gamma$  – угол развала колес;  $R_{ст}$  – статический радиус колеса;  $R$  – положение точки контакта колеса с поверхностью в среднем положении колеса;  $R'$  и  $R''$  – положение точки  $R$  для повернутого на угол  $\phi$  колеса в ее плоской проекции, полученное по выражению (3.24), и реальное положение точки  $R$  для этого же угла поворота вокруг шкворня соответственно;  $h_R$  – вертикальное перемещение точки  $R$  от среднего положения колеса

В соответствии с расчетной схемой (рис. 3.3) найдем изменение положения точки  $R$  контакта колеса с опорной поверхностью вокруг шкворня в пределах принятого диапазона изменения угла  $\varphi$  согласно формулам (3.24) и (3.25):

$$O'R(\varphi) = \text{pov}\left(-\vec{X}, \varphi, L_{\text{обк}}\right); \quad (3.24)$$

$$O2'R2(\varphi) = \text{pov}\left(\vec{X}, \varphi, L_{\text{обк}}\right), \quad (3.25)$$

где  $L_{\text{обк}}$  – плечо обкатки колеса определяем по формуле (3.26):

$$L_{\text{обк}} = L_{OG} - R_{\text{ст}}(\sin(\gamma) + \cos(\gamma) \cdot \text{tg}(\beta)). \quad (3.26)$$

Тогда вертикальное перемещение точки  $R$  от среднего положения при повороте левого колеса в плоской проекции на угол  $\varphi$  можно определить по выражению (3.27). Соответственно вертикальное перемещение точки  $R2$  от среднего положения при повороте правого колеса в плоской проекции на угол  $\varphi$  можно определить по выражению (3.28):

$$h_{-R}(\varphi) = \left( \vec{O'R}(\varphi=0)_X - \vec{O'R}(\varphi)_X \right) \sin(\beta) \cos \beta; \quad (3.27)$$

$$h_{-R2}(\varphi) = \left( \vec{O2'R2}(\varphi=0)_X - \vec{O2'R2}(\varphi)_X \right) \sin(\beta) \cos(\beta). \quad (3.28)$$

Точность определения по выражениям (3.27) и (3.28) величины вертикального перемещения колес от среднего положения с использованием кинематических параметров в плоской проекции механизма подтверждена проверкой, проведенной с использованием математического аппарата пространственного поворота векторов, который описан в публикации [12].

Ценность выражений (3.27) и (3.28) заключается в том, что они позволяют, не прибегая к использованию громоздких выражений пространственного поворота векторов, адекватно учесть влияние вертикального движения колеса при повороте вокруг шкворня в формировании потребного давления.

### 3.2.3. Определение потребного давления в гидросистеме поворота колес управляемого моста

Для определения силовых параметров и последующего вычисления потребного давления для поворота колес во всех положениях необходимо найти передаточные функции между обобщенной координатой и всеми элементами механизма, к которым приложены все внешние силовые факторы (и движущие, и сопротивления) в направлении действия этих факторов.

Эти передаточные функции являются аналогами скоростей в направлении приложения силовых факторов, которые наиболее удобно находить путем численного дифференцирования (3.29)–(3.32):

$$\omega_{G2O2}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \hat{G2O2}_X(\varphi); \quad (3.29)$$

$$V_{гц}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left| \vec{AB}(\varphi) \right|; \quad (3.30)$$

$$V_{гц2}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left| \vec{A2B2}(\varphi) \right|; \quad (3.31)$$

$$V_{h_R}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} h_R(\varphi); \quad V_{h_{R2}}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} h_{R2}(\varphi), \quad (3.32)$$

где  $\omega_{G2O2}(\varphi)$  – аналог угловой скорости поворота правого колеса;  $V_{гц}(\varphi)$  и  $V_{гц2}(\varphi)$  – аналоги скоростей изменения длины левого и правого гидроцилиндров соответственно;  $V_{h_R}(\varphi)$  и  $V_{h_{R2}}(\varphi)$  – аналоги скоростей изменения высоты от среднего положения левого и правого поворачиваемого колеса соответственно.

Определим значение момента сопротивления повороту каждого колеса. Учитывая, что управляемый мост имеет шарнир качания, расположенный, как правило, по центру, если пренебречь трением в этом шарнире, можно принять, что нагрузка на мост делится между колесами поровну. Момент сопротивления повороту колеса состоит из момента трения и момента сопротивления перекачиванию.

С учетом вышеизложенного момент сопротивления повороту колеса определится из выражения (3.33):

$$M_{с.к} = F_A (f_{тр} \cdot R_{тр} + f_{с.п} \cdot L_{обк}), \quad (3.33)$$

где  $M_{с.к}$  – момент сопротивления повороту колеса;  $F_A$  – вертикальная реакция на колесе;  $R_{тр}$  – радиус трения колеса;  $f_{тр}$  – коэффициент трения колеса по опорной поверхности;  $f_{с.п}$  – коэффициент сопротивления перекачиванию.

В случае одноцилиндровой схемы можно сразу определить потребную для поворота колес силу на гидроцилиндре и давление в гидросистеме из выражений (3.34)–(3.36):

$$F_{гц}(\varphi) = \frac{1}{V_{гц}(\varphi)} (M_{с.к} (1 + \omega_{O2G2}(\varphi)) \pm F_A (V_{h\_R}(\varphi) + V_{h\_R2}(\varphi))); \quad (3.34)$$

$$P_{гц\_пор}(\varphi) = \frac{F_{гц}(\varphi)}{S_{гц\_пор} \cdot \eta}; \quad (3.35)$$

$$P_{гц\_шт}(\varphi) = \frac{F_{гц}(\varphi)}{S_{гц\_шт} \cdot \eta}, \quad (3.36)$$

где  $F_{гц}(\varphi)$  – потребная сила на гидроцилиндре;  $P_{гц\_пор}(\varphi)$  и  $P_{гц\_шт}(\varphi)$  – потребное давление в гидросистеме для поворота колес при работе гидроцилиндра поршневой или штоковой полостью соответственно;  $S_{гц\_пор}$  и  $S_{гц\_шт}$  – площадь поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра соответственно;  $\eta$  – общий КПД системы.

В выражении (3.34) знак «+» перед вертикальной составляющей реакции соответствует повороту колес в сторону положительного изменения обобщенной координаты.

Из выражений (3.34)–(3.36) следует, что для одноцилиндровой схемы с одноштоковым гидроцилиндром давление в гидросистеме, потребное для поворота колес в разные стороны, будет разным. Это обусловлено совместным влиянием разницы передаточных отношений и разницы площадей рабочих полостей гидроцилиндра. В этом заключен основной недостаток этих схем (рис. 3.4, схемы *в–е*). Этому недостатка лишена схема с использованием двуштокового гидроцилиндра с центральным расположением (рис. 3.4, схема *ж*).

Для двухцилиндровой схемы (рис. 3.4, схемы *a* и *б*) сразу определить силу на гидроцилиндре не представляется возможным, так как на каждом из двух гидроцилиндров сила имеет разное значение. Однако для этой схемы можно воспользоваться тем условием, что давление в каждом из двух гидроцилиндров одинаковое, так как рабочая жидкость в них подается от одного гидрораспределителя. Тогда давление, потребное для поворота колес в каждую сторону, можно определить из выражений (3.37) и (3.38):

$$P_{2_{\text{гц\_прв}}}(\varphi) = \frac{M_{\text{ск}}(\varphi)(1 + \omega_{\text{O2G2}}(\varphi)) + F_A(V_{h\_R}(\varphi) + V_{h\_R2}(\varphi))}{(S_{\text{гц\_пор}} \cdot V_{\text{гц}}(\varphi) + S_{\text{гц\_шт}} \cdot V_{\text{гц2}}(\varphi))\eta}; \quad (3.37)$$

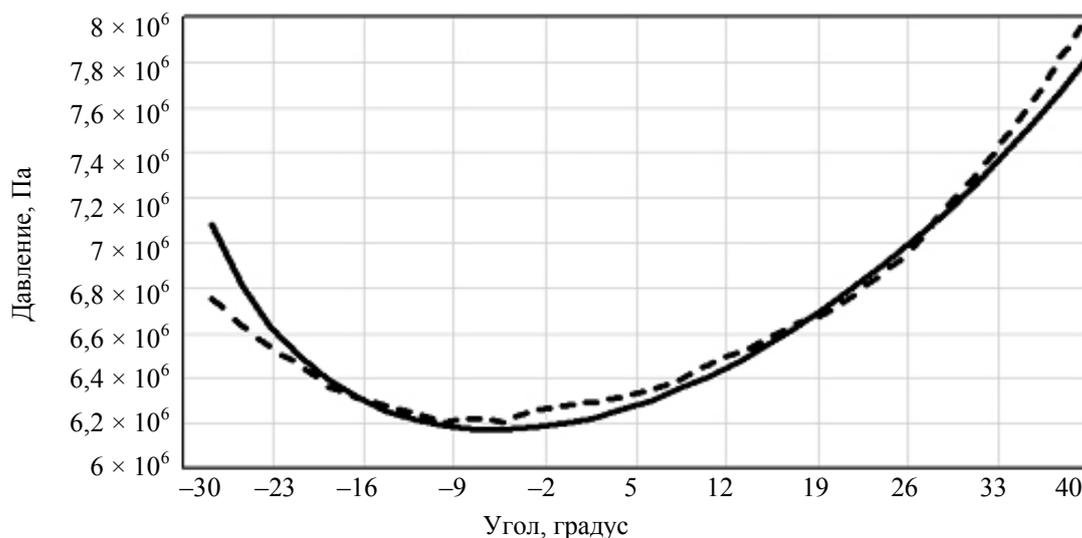
$$P_{2_{\text{гц\_лев}}}(\varphi) = \frac{M_{\text{ск}}(\varphi)(1 + \omega_{\text{O2G2}}(\varphi)) - F_A(V_{h\_R}(\varphi) + V_{h\_R2}(\varphi))}{(S_{\text{гц\_шт}} \cdot V_{\text{гц}}(\varphi) + S_{\text{гц\_пор}} \cdot V_{\text{гц2}}(\varphi))\eta}. \quad (3.38)$$

Выражение (3.37) позволяет для двухцилиндровой схемы определить потребное давление в гидросистеме для поворота колес по часовой стрелке, а выражение (3.38) для поворота колес против часовой стрелки.

### 3.2.4. Проверка адекватности математической модели

На рис. 3.11 приведены сравнительные графики зависимости потребного давления в гидросистеме механизма поворота колес управляемого моста от угла поворота левого колеса, принятого за обобщенную координату для зерноуборочного комбайна КСЗ-1218 с пустым бункером, полученные расчетным путем и экспериментально.

Из рис. 3.11 видно, что представленная математическая модель с достаточной долей адекватности позволяет определить потребное давление в гидросистеме поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины. Расхождение значений потребного давления, определенных расчетным и экспериментальным путем, как видно из графика, во всем диапазоне поворота колес не превышает 6 %, что достаточно для подтверждения адекватности приведенного выше математического описания.



*Рис. 3.11.* Зависимость потребного давления в гидросистеме поворота колес КЗС-1218 с пустым бункером от угла поворота колеса:

— — расчетное значение; - - - — экспериментальные данные

Таким образом, из вышеизложенного можно сделать вывод, что использование приведенного в данной главе математического описания позволяет с достаточной долей адекватности при условии максимального учета всех особенностей гидросистемы получить расчетным путем все кинематические и силовые параметры механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины.

### **3.3. Особенности синтеза механизма поворота колес**

#### **3.3.1. Предварительный подбор параметров гидросистемы по потребной работе**

Перед началом проектирования механизма поворота колес, точного подбора расположения точек и длин звеньев целесообразно провести предварительную оценку потребных параметров гидросистемы по потребной работе. Для этого необходимо определить потребную работу по повороту колес во всем диапазоне и максимальную суммарную работу предполагаемых к установке в механизм гидроцилиндров и сравнить их.

Для определения потребной работы по повороту колес во всем диапазоне необходимо удвоенное значение момента сопротивления повороту колеса, определенное из выражения (3.33), умножить на полный диапазон угла поворота каждого колеса (3.39):

$$A_{\text{потр}} = 2M_{\text{ск}}(\varphi_{\text{нар}} + \varphi_{\text{вн}}). \quad (3.39)$$

Для определения максимальной суммарной работы предполагаемых к установке в механизм гидроцилиндров необходимо максимальное давление в гидросистеме умножить на площадь рабочей полости каждого гидроцилиндра и его полный ход гидроцилиндра, после чего просуммировать работу всех гидроцилиндров (3.40):

$$A_{\text{гц\_max}} = P_{\text{max}}(S_{\text{гц\_пор}} + S_{\text{гц\_шт}})H_{\text{гц\_max}}, \quad (3.40)$$

где  $P_{\text{max}}$  – максимальное давление в гидросистеме;  $H_{\text{max}}$  – полный ход гидроцилиндров.

Выражение (3.40) записано для двухцилиндровой схемы с двумя одинаковыми гидроцилиндрами, когда один работает поршневой полостью, а второй – штоковой.

В выражение (3.39) составляющая от вертикального движения колес не включена, так как при повороте колес из одного крайнего положения в среднее часть машины опускается, а при дальнейшем повороте из среднего положения в другое крайнее – поднимается на такую же величину. Сила тяжести является консервативной силой и ее работа на замкнутом пути равна нулю.

Для возможности применения предполагаемой для проектируемого механизма гидросистемы необходимо, но не достаточно, чтобы потребная работа по повороту колес во всем диапазоне, определенная из выражения (3.39), была меньше, чем максимальная суммарная работа гидроцилиндров, определенная из выражения (3.40).

Как показывает практика, для удовлетворительного функционирования механизма поворота колес управляемого моста максимальная работа гидроцилиндров должна быть больше потребной работы по повороту колес примерно в 1,5 раза для компенсации нелинейного изменения передаточных отношений, недобора хода гидроцилиндров и обеспечения запаса по максимальному давлению в гидросистеме рулевого управления.

### 3.3.2. Оценка механизма поворота колес по критерию углов увода

Для обеспечения качения всех колес сельскохозяйственной машины при повороте без бокового скольжения необходимо, чтобы условное продолжение их осей пересекалось в одной общей точке, называемой центром поворота [35, 37]. Поэтому для оценки качества спроектированного механизма поворота проводят также оценку фактического увода колес. Для этого во всех положениях определяется требуемый по критерию отсутствия увода угол поворота правого колеса относительно левого (3.41) и левого относительно правого (3.42):

$$G2O2\_X_{\text{треб}}(\varphi) = \operatorname{arctg} \left( \frac{B_k}{\operatorname{tg}(\varphi) + |\vec{O2}|} \right); \quad (3.41)$$

$$GO\_X_{\text{треб}}(\varphi) = \operatorname{arctg} \left( \frac{B_k}{\operatorname{tg}(G2O2\_X(\varphi)) - |\vec{O2}|} \right). \quad (3.42)$$

На рис. 3.12 показан фрагмент движения самоходной сельскохозяйственной машины в процессе поворота с рассмотренным механизмом поворота колес.

Как видно из рис. 3.12, поворот машины осуществляется вокруг условного кинематического полюса  $П$ , находящегося между полюсом  $П1$ , определенным по левому колесу, и полюсом  $П2$ , определенным по правому колесу. Задавшись расположением полюса  $П$  и используя результаты проведенного расчета, можно построить кинематическую траекторию движения машины.

Расчетный увод каждого колеса можно определить по разнице требуемого и фактического угла поворота. При этом максимальные значения могут достигать не только в крайних положениях колес, но и в промежуточных. В качестве оценочного критерия качества механизма целесообразно принять величину, являющуюся средним арифметическим модулей увода каждого из колес.

Поэтому по формуле (3.41) находим значения угла, соответствующие заданным значениям угла поворота внутреннего управляемого колеса, а по формуле (3.42) – значения угла поворота наружного управляемого колеса.

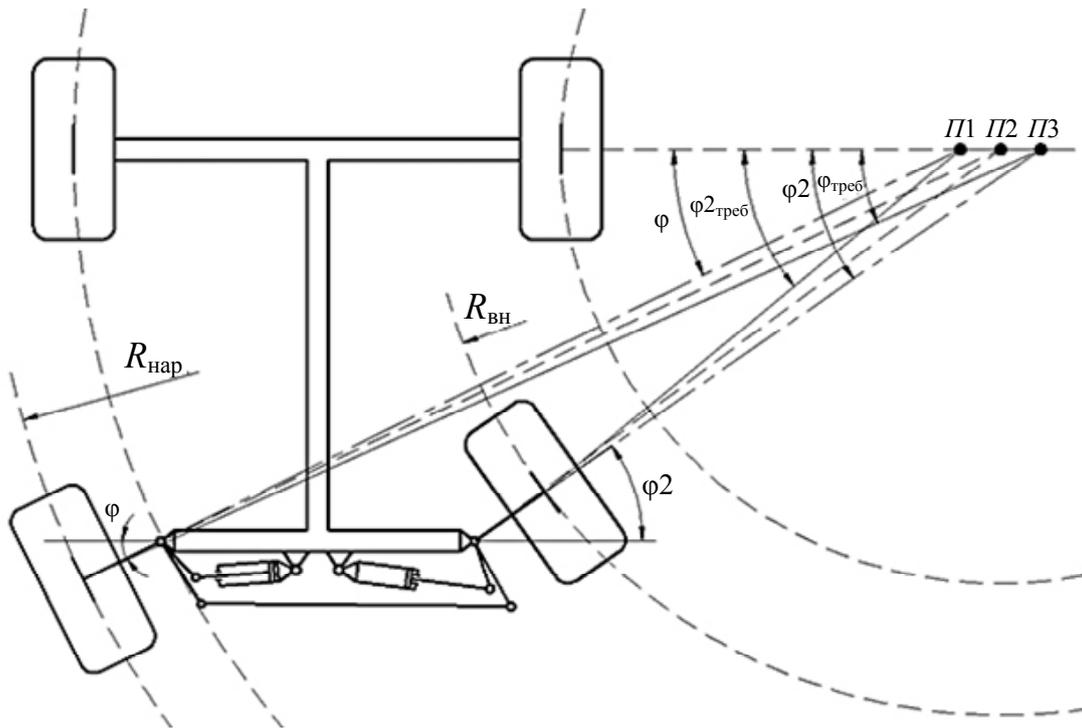


Рис. 3.12. Схема движения самоходной сельскохозяйственной машины в процессе поворота

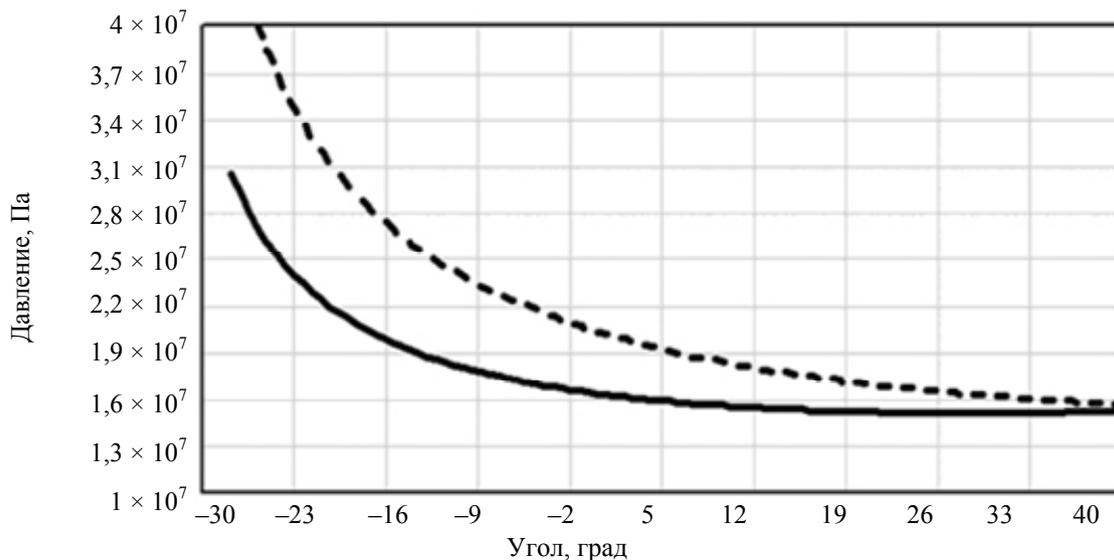
Расхождение в углах поворота наружного управляемого колеса, определяемого теоретически и определяемого кинематикой рулевого механизма, при углах поворота внутреннего управляемого колеса от  $0^\circ$  до  $20^\circ$  должно быть меньше  $1^\circ$ . При угле поворота внутреннего управляемого колеса  $40^\circ$  такое расхождение должно быть менее  $3^\circ$  [42]. Если данные ограничения не выполняются, проводится оптимизация механизма до получения необходимой точности углов увода колес.

### 3.3.3. Сравнительный анализ различных схем

Проведем анализ различных схем механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины для выявления особенностей, достоинств и недостатков каждой из них.

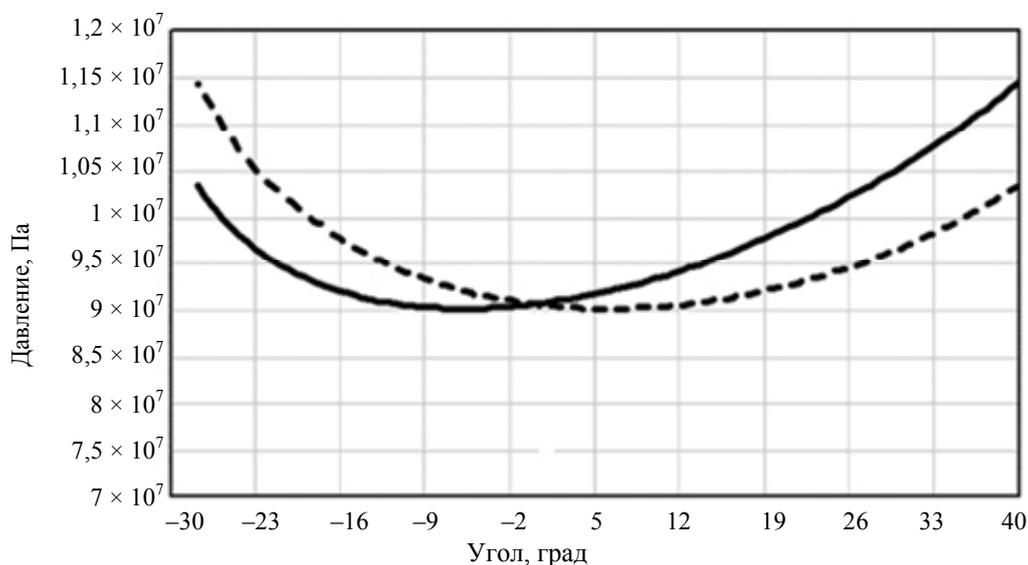
Сравнение схем с использованием рулевой тяги двухцилиндровой (рис. 3.4, а, б) и одноцилиндровой (рис. 3.4, в–е) проведем на примере механизма, установленного на зерноуборочном комбайне КЗС-1218.

На рис. 3.13 показаны графики изменения потребного давления в гидросистеме механизма поворота колес зерноуборочного комбайна КЗС-1218 с заполненным бункером для схемы с одним гидроцилиндром при повороте колес на месте на асфальтобетонном покрытии в разные стороны в зависимости от угла поворота левого колеса.



*Рис. 3.13.* Зависимость изменения потребного давления в гидросистеме поворота колес комбайна КЗС-1218 с заполненным бункером для одноцилиндровой схемы от угла поворота колеса:  
 — — поршневая полость (поворот колес по часовой стрелке);  
 - - - - штоковая полость (поворот колес против часовой стрелки)

На рис 3.14 показаны аналогичные графики для этого же комбайна при условии установки двух гидроцилиндров по схеме, показанной на рис. 3.9.



*Рис. 3.14.* Зависимость изменения потребного давления в гидросистеме поворота колес комбайна КЗС-1218 с заполненным бункером для двухцилиндровой схемы от угла поворота колеса:  
 — — поворот колес по часовой стрелке; - - - - поворот колес против часовой стрелки

Анализируя графики (рис. 3.12 и 3.13), следует отметить, что для двухцилиндровой схемы давление, потребное для поворота колес, не только существенно ниже, но и гораздо стабильнее во всем диапазоне, и отличается при повороте в разные стороны только за счет изменения передаточных отношений и направления действия силы тяжести. Отсюда можно сделать вывод, что применение двухцилиндровой схемы позволяет более полно использовать резервы гидросистемы.

Одноцилиндровая схема с расположением гидроцилиндра на одной стороне отличается простотой и лаконичностью, но при этом для обеспечения работоспособности в силу существенной неустойчивости потребного давления приходится применять гидроцилиндры больших габаритов или поднимать максимальное давление в гидросистеме до значительной величины.

Необходимо подчеркнуть, что одноцилиндровая схема имеет существенное преимущество: в обоих крайних положениях гидроцилиндр замыкается сам на себя и не создает дополнительной нагрузки элементов конструкции.

Из вышеизложенного следует существенный недостаток двухцилиндровой схемы. В крайних положениях колес никогда оба гидроцилиндра не выберут свой ход одновременно. Поэтому, когда один гидроцилиндр замкнется сам на себя, второй гидроцилиндр будет продолжать создавать усилие до тех пор, пока механизатор удерживает рулевое колесо в крайнем положении. В силу того, что механизм дошел до упора и дальнейшее движение невозможно, давление в гидросистеме растёт до максимального значения, ограниченного предохранительным клапаном. В этот момент на участке системы между замкнувшимся на себя и вторым гидроцилиндром действует паразитная нагрузка. Возникает важный вопрос о возможности минимизации этой паразитной нагрузки.

Первое, что нужно сделать, – исключить из работы тот гидроцилиндр, который способен создать большее усилие при одинаковом давлении, т. е. тот, который при повороте колес в этом направлении работает поршневой полостью. Но это решение не всегда ведет к положительному результату. Дело в том, что усилие, создаваемое поршневой и штоковой полостью, также как и сами площади у гидроцилиндров, применяемых в механизмах поворота колес самоходных сельскохозяйственных машин, отличается всего лишь на 25–30 %, а вот передаточное отношение к каждому из двух гидроцилиндров в крайних положениях может отличаться в несколько раз.

Если гидроцилиндр в одном из крайних положений действует на свой рычаг колеса на большом плече, а тяга эту силу воспринимает на малом плече, то на нее это усилие передается с увеличением. С другой стороны моста эта тяга, как правило, находится на большем плече, чем второй, замкнувшийся на себя гидроцилиндр. Поэтому здесь также происходит увеличение усилия при передаче его с тяги на замкнутый гидроцилиндр, который воспринимает это, переданное от первого гидроцилиндра, усилие в виде реакции на свой корпус и на шарнир крепления на балке моста. В описанном варианте усилие, создаваемое не замкнувшимся гидроцилиндром, значительно увеличивается при передаче на противоположную сторону к замкнутому гидроцилиндру. Для такого механизма эта же ситуация зеркально повторяется при повороте в противоположную сторону.

Если же незамкнутый гидроцилиндр действует на рычаг на меньшем плече, а тяга воспринимает его усилие на большем плече, то усилие на тяге уменьшается. Аналогичная ситуация происходит и при передаче усилия на противоположном борте с тяги на замкнутый гидроцилиндр.

Как показывают расчеты, нагруженность элементов конструкции самого механизма поворота колес и моста, на котором он установлен, может отличаться в несколько раз при замыкании разных гидроцилиндров в одном и том же механизме. Поэтому при проектировании механизма необходимо обязательно сравнивать нагруженность элементов конструкции при разных вариантах замыкания гидроцилиндров по величине произведения максимальной силы рабочей полости на передаточное отношение между двумя гидроцилиндрами и обеспечивать замыкание на себя того гидроцилиндра, который может передавать это усилие через элементы механизма на второй гидроцилиндр с значительным увеличением [14, 43].

Теоретически наиболее благоприятной схемой является схема с центральным расположением гидроцилиндра двуштокового типа (рис. 3.4, *жс*). В этой схеме имеется стабильная симметричная в разные стороны характеристика изменения потребного давления и отсутствует паразитная нагруженность конструкции моста в крайних положениях.

Единственным недостатком или особенностью схемы с использованием установленного по центру гидроцилиндра двуштокового типа являются повышенные требования по прочности и герметичности к самому гидроцилиндру, так как усилия от тяг механизма, действующие на его шток, имеют радиальную составляющую. Поэтому зоны скольжения штока и поршня по корпусу гидроцилиндра должны иметь уплотнения с повышенной прочностью и износостойкостью.

### 3.3.4. Проверка по замыканию механизма поворота с двумя гидроцилиндрами

В крайних положениях колес рулевого механизма с двумя гидроцилиндрами никогда оба гидроцилиндра не выберут свой ход одновременно. Если расчетным путем подобрать кинематику механизма таким образом, что замыкание гидроцилиндров будет одновременным, то в реальных условиях производства в связи с наличием погрешностей изготовления конструкции, всегда будет возникать ситуация, при которой один из гидроцилиндров первым выберет свой ход. При этом замыкание может быть как правильным (минимизация паразитной нагрузки), так и неправильным. В этом случае для обеспечения прочности элементов конструкции придется выполнять прочностной анализ на максимальную силу, которая может возникнуть при неправильном замыкании гидроцилиндров. Это ведет к увеличению материалоемкости либо к увеличению стоимости изготовления при использовании материалов с повышенным пределом прочности [43, 44]. Поэтому можно заранее установить гидроцилиндры таким образом, чтобы с учетом допусков всегда замыкался сам на себя нужный гидроцилиндр.

В связи с вышеизложенным актуально иметь подход для быстрой оценки механизма поворота рулевой трапеции на правильность замыкания гидроцилиндров на этапе создания кинематической схемы. Поэтому был предложен критерий оценки нагруженности рулевой трапеции с двумя гидроцилиндрами при наличии математической модели механизма.

Для этого по результатам кинематического анализа делаем анализ, какой из гидроцилиндров первым замыкается на себя. Задавая силу на втором гидроцилиндре, определенной по максимальному давлению в гидросистеме, ограниченного давлением предохранительного клапана, проверяем в крайнем положении колес реакцию, которая приходится на замкнутый гидроцилиндр. Если первым замыкается длинный гидроцилиндр, то реакция на нем будет равна (3.43):

$$R_{dl}(\varphi) = F_k \frac{V_{гц}(\varphi)}{V_{гц2}(\varphi)}, \quad (3.43)$$

где  $R_{dl}(\varphi)$  – реакция на длинном гидроцилиндре, от действия остаточной силы на коротком не замкнувшемся гидроцилиндре;  $F_k$  – задаваемая сила на коротком не замкнувшемся гидроцилиндре, рассчитываемая по давлению предохранительного клапана гидросистемы.

Если первым замыкается короткий гидроцилиндр, то реакция на нем определяется по выражению (3.44):

$$R_{-k}(\varphi) = F_{dl} \frac{V_{гц2}(\varphi)}{V_{гц}(\varphi)}, \quad (3.44)$$

где  $R_{-k}(\varphi)$  – реакция на коротком гидроцилиндре, от действия остаточной силы на длинном не замкнувшемся гидроцилиндре;  $F_{dl}$  – задаваемая сила на длинном не замкнувшемся гидроцилиндре, рассчитываемая по давлению предохранительного клапана гидросистемы.

Далее сравниваем отношение двух величин, определенных по формулам (3.43) и (3.44), и, проверяя условия (3.45), определяем, во сколько раз увеличивается или уменьшается паразитная нагрузка, возникающая на втором гидроцилиндре:

$$\frac{R_{-dl}(\varphi_{\min})}{F_k} \leq 1 \quad \text{или} \quad \frac{R_{-k}(\varphi_{\min})}{F_{dl}} \leq 1. \quad (3.45)$$

Имея в математической модели кинематики рулевого механизма формулы (3.43)–(3.45), всегда без дополнительных громоздких исследований можно определить правильно или неправильно расположены гидроцилиндры в предложенной конструкции.

Следует отметить, что в зависимости от требуемых углов поворота колес и требуемой кинематики рулевой трапеции по конструктивным параметрам возникают ситуации, в которых неправильное замыкание дает увеличение нагруженности элементов конструкции управляемого моста в 4–6 раз [14].

### 3.3.5. Определение радиуса поворота машины

Еще одним критерием, которому должен соответствовать механизм поворота колес, является минимальный радиус поворота, задаваемый техническим заданием для каждой сельскохозяйственной машины. Поэтому после того как оптимизировали кинематические и силовые параметры механизма поворота колес, соответствующие величины углов увода колес следует проверить и уточнить окончательные радиусы поворота наружного и внутреннего колес (рис. 3.12), исходя из полученной кинематики механизма и базы проектируемой сельскохозяйственной машины.

Радиус поворота колес по наружному колесу определяется по формуле (3.46):

$$R_{p\_нар} = \frac{B_k}{\sin(G1O1\_X(\varphi_{\min}))} + O1G1(\varphi_{\min}), \quad (3.46)$$

где  $G1O1\_X(\varphi_{\min})$  – угол поворота левого колеса, по результатам кинематического анализа;  $O1G1(\varphi_{\min})$  – расстояние от шкворня левого колеса до точки контакта колеса.

Радиус поворота колес по внутреннему колесу определяем по формуле (3.47):

$$R_{p\_вн} = \frac{B_k}{\sin(G2O2\_X(\varphi_{\min}))} - O2G2(\varphi_{\min}), \quad (3.47)$$

где  $G2O2\_X(\varphi_{\min})$  – угол поворота левого колеса, по результатам кинематического анализа;  $O2G2(\varphi_{\min})$  – расстояние от шкворня левого колеса до точки контакта колеса.

### 3.4. Выводы по главе 3

В результате обобщения изложенного отметим следующее:

1. Приведенное в данной главе математическое описание позволяет на начальном этапе проектирования самоходной сельскохозяйственной машины в простой и удобной форме проводить проектировочный расчет и правильный подбор параметров механизма поворота колес управляемого моста. Данное математическое описание легко алгоритмируется, позволяет по совокупности критериев сформировать целевую функцию и применять при подборе параметров различные методы оптимизации. Приведенное математическое описание применимо для расчета механизма поворота колес по всем рассмотренным схемам.

2. Проведенная проверка адекватности приведенного математического описания на примере зерноуборочного комбайна КЗС-1218 с пустым бункером показала, что расхождение значений потребного давления для поворота колес на месте на асфальтобетонном покрытии, определенного расчетным и экспериментальным путем, во всем диапазоне поворота колес не превышает 6 %, что достаточно для подтверждения адекватности приведенной выше математической модели.

3. Среди всех рассмотренных схем одноцилиндровая схема с боковым расположением гидроцилиндра является наиболее простой

и лаконичной, однако обладает существенной нестабильностью рабочей характеристики и поэтому требует значительного резервирования возможностей гидросистемы.

4. Двухцилиндровая схема обладает высокой стабильностью и симметрией рабочей характеристики, а ее применение позволяет более полно использовать все резервы гидросистемы. Но в этой схеме присутствует паразитная нагруженность элементов механизма и моста машины в крайних положениях за счет того, что оба гидроцилиндра не могут одновременно выбрать свой ход. Поэтому при подборе параметров двухцилиндровой схемы необходимо обязательно проверять нагруженность элементов конструкции при разных вариантах замыкания гидроцилиндров в крайних положениях и подбором геометрических параметров гарантированно обеспечивать замыкание того из них, который имеет наибольшее передаточное отношение, и усилие, полученное им от второго гидроцилиндра, будет значительно уменьшено.

5. Наиболее рациональной с теоретической точки зрения является схема с центральным расположением двуштокового гидроцилиндра, но использование этой схемы требует применения более высокотехнологичного гидроцилиндра.

6. Для оценки качества спроектированного механизма поворота колес с целью минимизации износа шин и повышения устойчивости хода самоходной сельскохозяйственной машины необходимо проводить оценку фактического угла увода колес. Расчетный угол увода каждого колеса определяется по разнице требуемого и фактического угла поворота по отношению второму колесу. В качестве оценочного критерия целесообразно принять величину, являющуюся средним арифметическим модулем увода каждого из колес.

7. Для правильного предварительного подбора параметров гидросистемы и выбора гидроцилиндров механизма поворота колес на начальном этапе проектирования целесообразно провести его оценку по потребной работе, обеспечив при этом запас по максимальной работе гидроцилиндров не менее 1,5.

Использование приведенного в данной главе математического описания, изложенных особенностей и рекомендаций достаточно для проведения полноценного и качественного проектирования механизмов поворота колес самоходных сельскохозяйственных машин, что подтверждено многолетней практикой эксплуатации сельскохозяйственных машин ОАО «Гомсельмаш».

## **Глава 4**

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА УРАВНОВЕШИВАНИЯ АДАПТЕРОВ САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРОВ**

### **4.1. Обзор механизмов копирования**

Самоходные уборочные сельскохозяйственные машины – это машины, функциональным назначением которых является уборка и первичная переработка технологического продукта сельскохозяйственной деятельности. К самоходным уборочным сельскохозяйственным машинам относятся зерноуборочные, кормоуборочные, свеклоуборочные, картофелеуборочные, льноуборочные и другие уборочные комбайны.

Для получения и передачи в технологический тракт убираемой технологической массы уборочные сельскохозяйственные машины оборудуются адаптером. Под адаптером понимают зерновые, травяные, валковые, транспортерные и другие виды жаток, роторные косилки, подборщики скошенной массы (зерновые и травяные), ботвоуборочные и корнеуборочные модули, подборщики клубней и другие устройства для уборки урожая.

Для обеспечения качественного технологического процесса уборки с поля технологического продукта с минимальными потерями необходимо обеспечить поддержание заданной высоты среза относительно опорной поверхности поля. Учитывая, что поверхность поля имеет естественные неровности, для поддержания постоянства высоты среза необходимо обеспечить возможность копирования адаптером рельефа поля. Копируя рельеф поля, адаптер перемещается в вертикальном направлении относительно рамы сельскохозяйственной машины, опираясь на поверхность поля опорными элементами – башмаками, колесами, режущим брусом.

Адаптеры сельскохозяйственных машин имеют значительную массу, и перенос всей массы на опорные элементы недопустим, так как это приведет к значительному увеличению сопротивления пере-

движению, уплотнению верхнего слоя почвы, ее разрушению и попаданию в технологический тракт, а также к повышенным потерям или нарушению технологического процесса. Именно поэтому задача обеспечения постоянства высоты среза и допустимой величины опорной реакции является одной из важных задач повышения эффективности работы самоходных сельскохозяйственных уборочных машин.

С целью снижения нагрузки на опорные элементы адаптера до необходимого уровня применяют системы уравнивания, которые переносят значительную часть массы адаптера на раму сельскохозяйственной машины, снижают величину нагрузки на опорные элементы до допустимой величины, обеспечивая при этом постоянный контакт опорных элементов с почвой. Эта величина зависит от регламентированной величины удельного давления на почву, на которой будет работать сельскохозяйственная машина, и конструктивной площади башмака для каждого конкретного адаптера.

Из вышеизложенного следует основная функция механизма копирования профиля поля адаптером при работе уборочной сельскохозяйственной машины – поддержание постоянства высоты расположения рабочего органа относительно поверхности поля, а также допустимого давления на почву опорными элементами адаптера для обеспечения непрерывного качественного выполнения технологического процесса с минимальными потерями.

Все разнообразие систем копирования можно разделить на три большие группы: пассивные, активные и гибридные.

К пассивным системам копирования можно отнести системы, у которых отсутствует управление параметрами, влияющими на высотное регулирование, в процессе работы. В таких системах механизм настраивается один раз перед работой и в процессе копирования рельефа поля не проводится перенастройка его параметров под изменяющиеся условия работы. Такие системы могут быть как механического типа, с использованием пружинно-рычажных механизмов, так и гидропневматического типа, с использованием замкнутого контура «гидроцилиндр – пневмогидроаккумулятор» (ГЦ – ПГА). В последнем случае ПГА совместно с гидроцилиндром выполняет роль упругого элемента.

По способу работы механизмов копирования относительно вектора движения сельскохозяйственной машины их можно разделить: 1) на копирующие в продольной плоскости; 2) копирующие в поперечной плоскости; 3) копирующие в продольно-поперечной плоскости. Последний вариант чаще всего используется в пассивных системах с использованием пружинно-рычажных механизмов на самоходных

косилках, в которых левая и правая сторона навески независимы, а блок пружин используется как для продольного, так и для поперечного уравнивания. Несмотря на компоновочные достоинства такой схемы, ее недостатком является затрудненность целевого контроля реакции на башмаке из-за сложного взаимного влияния параметров механизма при копировании рельефа поля как в продольной, так и в поперечной плоскости.

В конструкции зерноуборочных комбайнов с использованием пружинно-рычажных механизмов копирования функции продольного и поперечного копирования разделены. Такое решение позволяет обеспечить заданные значения целевых параметров и максимального снижения их взаимного влияния друг на друга при копировании рельефа поля во всех направлениях.

Для отсутствия взаимного влияния механизмов поперечного и продольного копирования их стремятся расположить в различных плоскостях. Поэтому расположение пружинно-рычажных механизмов относительно наклонной камеры отличается на комбайнах разных производителей. В связи с этим по расположению пружинно-рычажных механизмов относительно приемного устройства комбайна (наклонная камера или питающе-измельчающий аппарат (ПИА)) можно выделить механизмы уравнивания с боковым (в вертикальной плоскости), фронтальным (спереди) или горизонтальным (верхним/нижним) расположением.

Как показывает многолетний опыт эксплуатации сельскохозяйственной уборочной техники, пружинно-рычажные механизмы копирования обладают конструктивной простотой и ремонтпригодностью и хорошо зарекомендовали себя на полях с небольшими неровностями поверхности. Однако, как правило, такие механизмы хорошо отрабатывают неровности в узком диапазоне значений.

При превышении этого диапазона вверх происходит резкое увеличение нагрузки на башмаках, что приводит к эффекту «бульдозерения», чрезмерному уплотнению или разрушению верхнего слоя почвы и попадания почвы вместе с убираемой культурой в технологический тракт. При выходе из рабочего диапазона вниз происходит зависание адаптера, что приводит к потерям по высоте среза. Кроме того, такие механизмы также подвержены появлению эффекта «галопирования» адаптера, при котором ухудшается качество среза.

Следующей группой пассивных систем копирования являются системы копирования гидропневматического типа. Такие системы получили широкое распространение на самоходных кормоуборочных

комбайнах и на зерноуборочных комбайнах некоторых производителей. В качестве упругого элемента в данных системах вместо пружин используются гидроцилиндры с присоединенными к ним ПГА.

Основной принцип работы механизмов гидропневматического типа на кормоуборочных комбайнах заключается в том, что адаптер жестко присоединен к ПИА и совершает копирование профиля поля за счет качания совместно с ПИА вокруг шарнира, расположенного на оси вращения вала измельчающего барабана. Такая схема получила широкое распространение в кормоуборочных комбайнах благодаря тому, что она позволяет организовать стационарную зону перехода технологической массы из адаптера в питающий аппарат.

В пассивных системах данного типа для разгрузки опорных элементов адаптера используются те же гидроцилиндры, которые осуществляют подъем и перевод адаптера в транспортное положение. Отсюда первое неоспоримое преимущество этих систем – нет необходимости иметь два исполнительных элемента: установленный гидроцилиндр служит как для разгрузки адаптера при осуществлении технологического процесса в диапазоне копирования, так и для подъема адаптера в транспортное положение. Второе преимущество этих механизмов заключается в том, что система «ГЦ – ПГА», являясь упругим элементом, позволяет подбирать необходимую характеристику изменения реакции на опорных элементах адаптера [45].

Несмотря на универсальность механизма копирования гидропневматического типа, позволяющего настраивать его использование с различными типами адаптеров из разных весовых групп, к недостаткам, так же как и в пружинно-рычажных механизмах, можно отнести ограниченный диапазон удовлетворительной характеристики по высоте профиля поля. С одной стороны, система копирования гидропневматического типа с рабочим замкнутым контуром «ГЦ – ПГА» обладает большой инерционностью и запаздыванием при копировании на больших скоростях движения, поэтому не позволяет обеспечить качество технологических операций при больших кинематических возмущающих воздействиях [46]. При резком изменении высоты профиля поля, вызванном, например, кочкой, из-за наличия повышенной инерционности происходит резкое увеличение нагрузки на башмаке, что приводит к эффекту «бульдозерения», последующий подъем, а затем – замедленное опускание, которое влечет за собой потери по высоте среза. С другой стороны, инерционность замкнутой системы «ГЦ – ПГА» играет положительную роль в снижении либо практическом отсутствии эффекта «галоирования» адаптера.

Следующей группой систем, обеспечивающих копирование рельефа поля адаптерами зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов, являются активные системы копирования.

Можно предположить, что активные системы копирования, – это усовершенствованные пассивные системы копирования гидропневматического типа. В пассивных системах копирования функцию отслеживания изменения высоты профиля поля выполняет опорный элемент конструкции (колесо, башмак и пр.), который контактирует с почвой и воспринимает часть массы адаптера. Однако такое копирование не является эффективным в связи с вышеперечисленными недостатками. Для устранения этих недостатков в системах копирования гидропневматического типа появился комплекс дополнительных элементов и управляющих блоков, позволяющих отслеживать неровности поля и принудительно реагировать на изменение их высоты. То есть для улучшения работоспособности систем копирования гидропневматического типа в нее стали добавляться различные датчики, сенсоры, электронные компоненты и блоки, анализирующие входные сигналы, и на базе этих сигналов, позволяющие управлять необходимыми параметрами системы по определенному алгоритму. Эти системы получили название активных либо автоматических систем копирования.

По принципу взаимодействия элементов системы копирования с поверхностью поля активные системы можно разделить на системы силового и позиционного типа.

Силовое взаимодействие определяется, как правило, контактом опорного элемента адаптера с почвой. В технической литературе данные системы называют системами контактного копирования рельефа поля с электрогидравлическим приводом, чувствительным к нагрузке. Научно-методическое построение и функционирование подобной системы подробно изложено в публикации [46].

В активных системах копирования рельефа поля позиционного типа взаимодействие элементов системы с поверхностью характеризуется способом измерения высоты неровности поверхности поля. Эти системы можно разделить на системы контактного и бесконтактного копирования.

В системах контактного копирования рельефа поля позиционное взаимодействие определяется контактом специального щупа с почвой, который фиксирует изменение высоты неровностей поля с помощью присоединенного к нему датчика положения.

В системах бесконтактного копирования рельефа поля используется принцип позиционного взаимодействия, основанный на акустических [47], оптических либо совмещенных акустико-оптических методах измерения расстояния [48]. В настоящее время эти системы не нашли своего применения на косилках, кормоуборочных и зерноуборочных комбайнах из-за наличия в составе агрофона после среза растений стерни и пожнивных остатков, которые формируют частотные помехи и ложные срабатывания.

Как показала практика, удовлетворительная работа активных систем копирования с электрогидравлическим приводом, чувствительным к нагрузке или позиционированию, обеспечивается на скорости движения комбайна, не превышающей 6 м/с. Это вызвано как ограничивающим быстродействием всех компонентов системы, так и тем фактом, что такие системы проявляют пассивность при движении адаптера вниз. Как следствие, при работе на повышенных скоростях движения происходит запаздывание опускания адаптера, что приводит к потерям по высоте среза.

Логичным шагом для решения указанных выше проблем активных систем автоматического копирования является совмещение преимуществ быстродействия рычажно-пружинных систем с достоинствами управляющего воздействия активных систем. К таким совмещенным гибридным системам можно отнести системы, у которых в малом диапазоне копирования рельефа (микрорельеф) поля основную функцию копирования выполняет механическая система, а при выходе из этого диапазона (макрорельеф) в работу вступает активная электрогидравлическая система. Как правило, с помощью активной электрогидравлической системы происходит перевод механической системы в новую зону работы на уровне макрорельефа. Теоретически для таких систем частично устраняется недостаток, связанный с медленным опусканием адаптера, который фиксируется в активных системах с электрогидравлической схемой копирования.

Некоторыми авторами предполагается, что использование гибридной схемы копирования, приведет к повышению производительности зерноуборочного комбайна за счет работы его на повышенных скоростях и к устранению эффекта «галоирования» жатки во время работы [49]. Один из вариантов гибридных систем приведен в публикации М. В. Кандели [49], в которой представлена описательная часть устройства для автоматического копирования рельефа поля жаткой, предложенного авторами. Несмотря на то что в работе подробно излагается принцип работы предложенной системы автоматического

копирования на различных режимах, авторами не приводятся результаты теоретического либо практического исследования работы такой системы.

Как видим, пассивные системы копирования – исторически первая группа систем уравнивания. Они хорошо себя зарекомендовали в узких диапазонах работы, но обладают некоторыми недостатками. Эти системы не могут перенастраиваться под резкие изменения высоты профиля поля и не являются автоматическими. Применение активных систем копирования предполагает автоматизацию высотного регулирования рабочих органов с помощью различных средств. Эти системы позволяют автоматизировать и управлять процессом копирования непрерывно в процессе работы, но они также не лишены недостатков. Гибридные системы – перспективные системы копирования поверхности поля, совмещающие положительные качества первых двух групп и обеспечивающие работоспособность системы копирования сельскохозяйственных машин на повышенных скоростях.

Несмотря на разнообразие механизмов уравнивания, применяемых на различных комбайнах, на самоходных кормоуборочных комбайнах, наиболее широкое распространение получили механизмы уравнивания пассивного типа с применением ПГА, речь о которых пойдет ниже.

## **4.2. Принцип действия систем копирования с пневмогидроаккумуляторами**

В специальной технической литературе и в научных публикациях широко освещены НУ самоходных сельскохозяйственных машин, посредством которых осуществляется агрегатирование с адаптером [50–55]. Следует отметить, что в них недостаточно освещены вопросы о механизмах уравнивания адаптеров с использованием в качестве упругого элемента ПГА. Немногочисленные, рассмотренные в литературе [50, 56], механизмы уравнивания в качестве упругого элемента используют пружины растяжения. В то же время практически отсутствует сведения о математических моделях механизмов уравнивания с применением ПГА.

Механизмы уравнивания адаптеров с применением ПГА получили широкое распространение на самоходных кормоуборочных комбайнах, в том числе и отечественного производства (рис. 4.1). В той или иной мере на некоторых режимах они используются и на

зерноуборочных комбайнах. Также такие системы используются в НУ энергосредств для обеспечения заданных параметров движения по полю агрегатируемой с ним машины. Как было изложено выше, в качестве упругого элемента в таких механизмах вместо пружин используются гидроцилиндры, с присоединенными к ним ПГА.

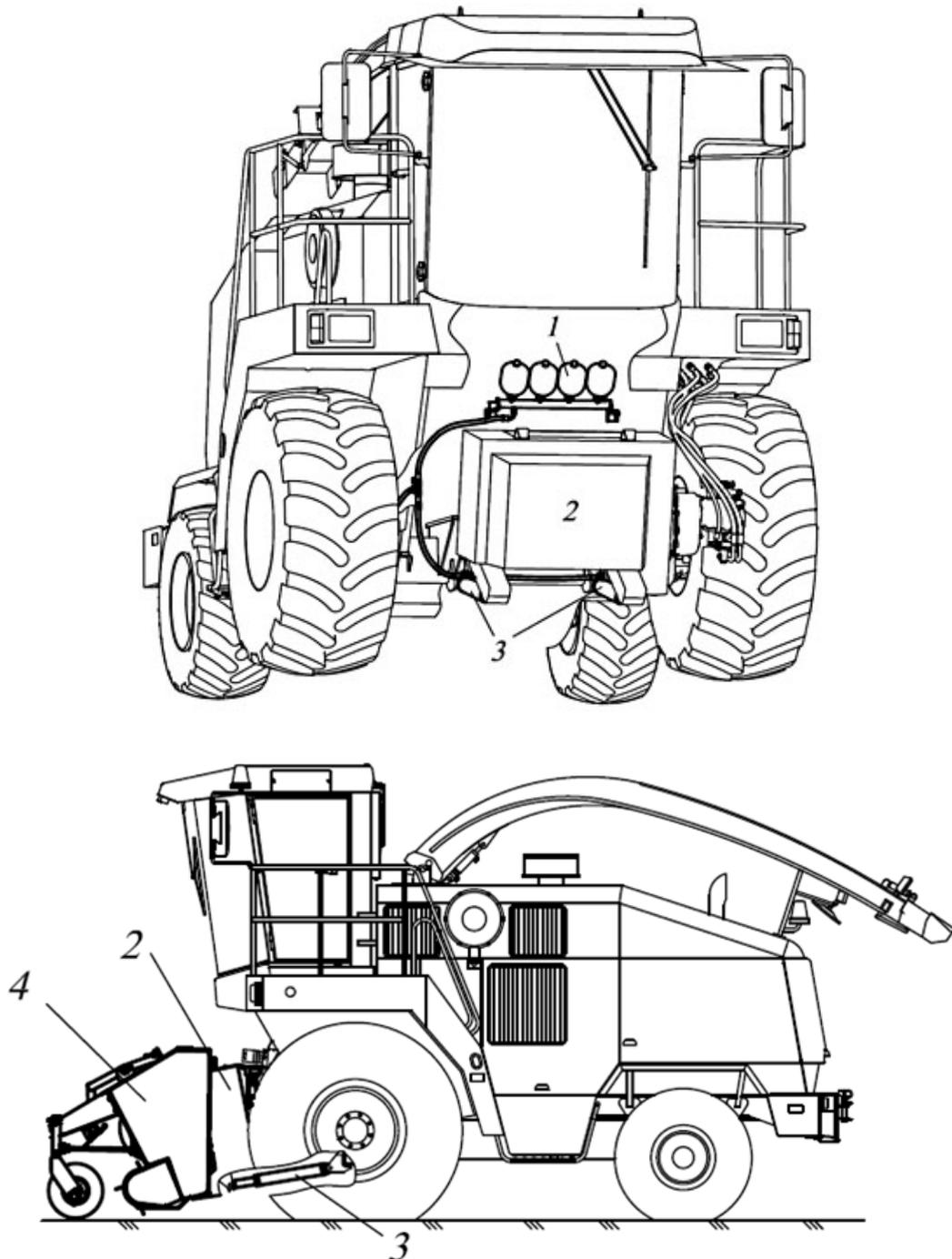


Рис. 4.1. Кормоуборочный комбайн:  
1 – блок ПГА; 2 – питающе-измельчающий аппарат;  
3 – гидроцилиндры навески; 4 – адаптер

Принцип проектирования систем уравнивания адаптеров с применением ПГА для разных механизмов сходный, поэтому нет необходимости рассматривать методы проектирования такой системы для всех типов механизмов.

Наиболее распространенной схемой системы уравнивания с применением ПГА на кормоуборочных и зерноуборочных комбайнах является схема, показанная на рис. 4.2. Согласно классификации, предложенной автором в [57], исследуемую систему уравнивания можно описать следующим образом: система, копирующая в продольном направлении, пассивная, гидропневматическая, с элементом упругости ПГА, отслеживание профиля поля силовое (т. е. по остаточной реакции на башмаке) с помощью контакта башмака с поверхностью.

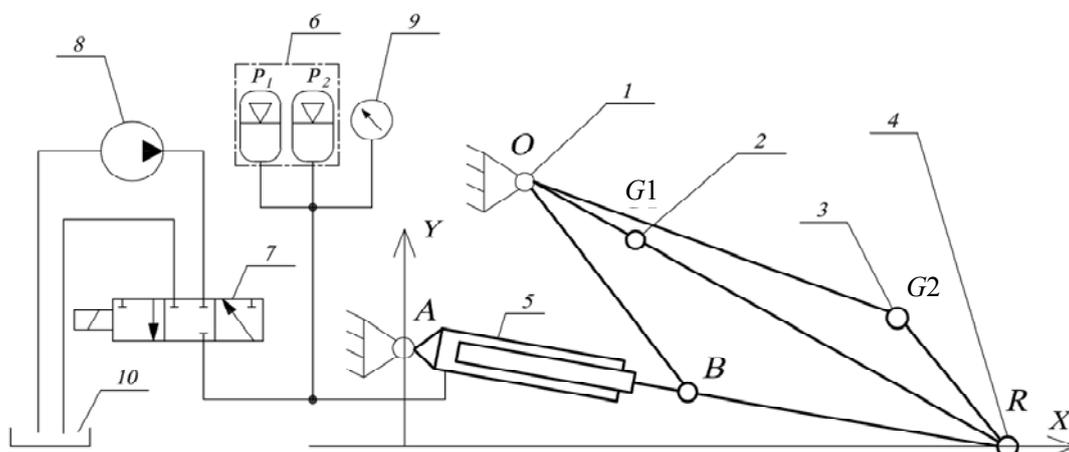


Рис. 4.2. Принципиальная схема системы уравнивания с ПГА:  
 1 – ось качания ПИА совместно с адаптером; 2 – точка  $G_1$  – центр тяжести ПИА; 3 – точка  $G_2$  – центр тяжести адаптера;  
 4 – точка  $R$  – опорный элемент адаптера; 5 – гидроцилиндр;  
 6 – блок ПГА; 7 – гидрораспределитель; 8 – гидронасос;  
 9 – датчик давления; 10 – гидробак

Рассмотрим особенности проектирования системы уравнивания адаптеров с применением ПГА с такой схемой, так как данный тип системы уравнивания является наиболее востребованным.

В схеме (рис. 4.2) адаптер жестко присоединен к ПИА и совершает копирование профиля поля за счет качания совместно с ПИА вокруг шарнира, расположенного на оси вращения вала измельчающего барабана.

Такая схема получила широкое распространение в кормоуборочных комбайнах не только благодаря минимальному количеству используемых элементов и простоте компоновки. Это связано также с тем, что качание ПИА совместно с адаптером вокруг оси вращения

измельчающего барабана позволяет иметь постоянный зазор между подающими вальцами питающего аппарата и ножами измельчающего барабана, а жесткое соединение адаптера с ПИА позволяет организовать стационарно зону перехода технологической массы из адаптера в питающий аппарат.

Данная система уравнивания функционирует следующим образом. Адаптер вместе с ПИА опускается до касания опорными элементами поверхности поля, после чего в систему «ГЦ – ПГА» подается жидкость до тех пор, пока давление в системе за счет сжатия газа в ПГА не достигнет заданной величины, рекомендованной для использования конкретного адаптера на заданном типе почвы. После этого гидрораспределитель переводится в замкнутое положение, перекрывая выход поданной в систему «ГЦ – ПГА» жидкости. При движении по полю в процессе копирования неровностей гидроцилиндр меняет свою длину, и жидкость перемещается из гидроцилиндра в ПГА и обратно. При увеличении длины гидроцилиндра давление в ПГА и во всей замкнутой гидросистеме падает, при уменьшении длины гидроцилиндра давление увеличивается. Пропорционально изменению давления в ПГА и гидроцилиндрах меняется и удерживающее действие механизма уравнивания.

### **4.3. Математическая модель механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов**

#### **4.3.1. Кинематические зависимости для описания механизма уравнивания адаптеров**

Для математического описания системы уравнивания целесообразно воспользоваться векторным способом [9, 40, 58], подробно описанным в главе 3 данной работы.

В качестве обобщенной координаты целесообразно принять ход гидроцилиндра  $h$ , который в общем случае изменяется от нуля до максимальной величины  $H_{\max}^{\text{ГЦ}}$ . В этом случае кинематические параметры механизма, показанного на рис. 4.2, описываются выражениями (4.1)–(4.13):

$$h = 0 - H_{\max}^{\text{ГЦ}}; \quad (4.1)$$

$$L_{AB}(h) = L_{\min}^{\text{ГЦ}} + h; \quad (4.2)$$

$$\vec{OA} = \vec{A} - \vec{O}; \quad (4.3)$$

$$\hat{AOB}(h) = \text{ug}_- t \cos\left(|\vec{OA}|, L_{OB}, L_{AB}(h)\right); \quad (4.4)$$

$$\vec{OB}(h) = \text{pov}\left(\vec{OA}, \hat{AOB}, L_{OB}\right); \quad (4.5)$$

$$\vec{OR}(h) = \text{pov}\left(\vec{OB}, \hat{BOR}, L_{OR}\right); \quad (4.6)$$

$$\vec{OG1}(h) = \text{pov}\left(\vec{OB}, \hat{BOG1}, L_{OG1}\right); \quad (4.7)$$

$$\vec{OG2}(h) = \text{pov}\left(\vec{OB}, \hat{BOG2}, L_{OG2}\right); \quad (4.8)$$

$$\vec{B}(h) = \vec{O} + \vec{OB}(h); \quad (4.9)$$

$$\vec{AB}(h) = \vec{B}(h) - \vec{A}; \quad (4.10)$$

$$\vec{R}(h) = \vec{O} + \vec{OR}(h); \quad (4.11)$$

$$\vec{G1}(h) = \vec{O} + \vec{OG1}(h); \quad (4.12)$$

$$\vec{G2}(h) = \vec{O} + \vec{OG2}(h), \quad (4.13)$$

где  $L_{\min}^{\text{ГЦ}}$  – короткая длина гидроцилиндра.

Для определения силовых параметров системы и определения реакций на опорном элементе адаптера необходимо знать усилие в гидроцилиндре, а для этого требуется разработать математическую модель системы «ГЦ – ПГА».

#### 4.3.2. Математическая модель системы «гидроцилиндр – пневмогидроаккумулятор»

Рассмотрим два возможных варианта установки блока ПГА:

- первый вариант – все ПГА в блоке заряжены одинаковым давлением газа и являются аналогом одного ПГА с суммарным объемом;
- второй вариант – все ПГА в блоке заряжены двумя разными давлениями газа и являются аналогом двух соединенных вместе ПГА с разной зарядкой газом.

Включение в гидросистему нескольких ПГА, имеющих разную величину давления зарядки газом, применяется для расширения диапазона изменения параметров системы, при которых ПГА продолжают функционировать.

В связи с тем, что математическое описание характеристики системы «ГЦ – ПГА» для этих двух вариантов является разным, приведем поочередно математическое описание каждого из них.

**Гидросистема с блоком ПГА, имеющим ПГА с одинаковой величиной зарядки газом.** Пневмогидроаккумулятор характеризуется рабочим объемом  $V_0^\Gamma$  и давлением зарядки газа в нем  $P_0^\Gamma$ .

Для описания характеристики пневмогидроаккумулятора сделаем предположение о том, что процессы сжатия и расширения рабочего газа в нем происходят по изотермическому закону, в соответствии с которым  $PV = \text{const}$  [59].

Давление газа после закачки жидкости определяется выражением (4.14):

$$P_1^\Gamma = \begin{cases} P_1^{\text{Ж}}, & \text{если } P_1^{\text{Ж}} \geq P_0^\Gamma, \\ P_0^\Gamma, & \text{если } P_1^{\text{Ж}} < P_0^\Gamma, \end{cases} \quad (4.14)$$

где  $P_0^\Gamma$  – давление зарядки ПГА газом;  $P_1^{\text{Ж}}$  – давление подаваемой в ПГА жидкости;  $P_1^\Gamma$  – давление газа в ПГА после подачи в него жидкости.

Объем газа в ПГА после подачи в него жидкости в соответствии с изотермическим законом определяется выражением (4.15):

$$V_1^\Gamma = \frac{V_0^\Gamma \cdot P_0^\Gamma}{P_1^\Gamma}, \quad (4.15)$$

где  $V_0^\Gamma$  – объем газа в ПГА после его зарядки газом (рабочий объем);  $V_1^\Gamma$  – объем газа в ПГА после подачи в него жидкости.

Объем газа в ПГА после подачи в него дополнительного известного объема жидкости определяется выражением (4.16):

$$V_2^\Gamma = V_1^\Gamma - \Delta V^{\text{Ж}} = \frac{V_0^\Gamma \cdot P_0^\Gamma}{P_1^\Gamma} - \Delta V^{\text{Ж}}, \quad (4.16)$$

где  $\Delta V^{\text{Ж}}$  – поданный в ПГА объем жидкости;  $V_2^\Gamma$  – объем газа в ПГА после подачи в него порции жидкости.

Давление в гидросистеме с учетом известного количества поступившей в ПГА жидкости определяется выражением (4.17):

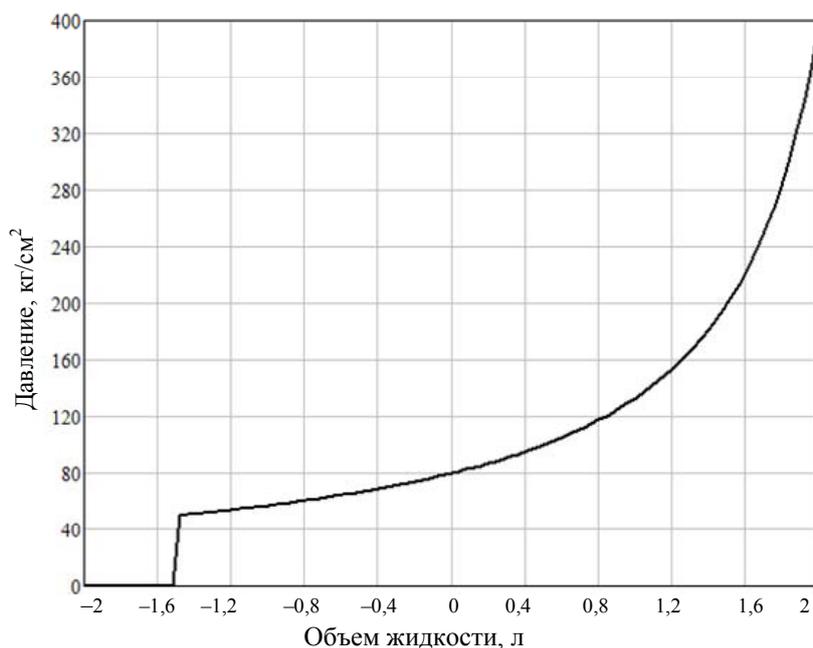
$$P_2^{\text{Ж}} = \frac{P_1^{\Gamma} \cdot V_1^{\Gamma}}{V_2^{\Gamma}}, \quad (4.17)$$

где  $P_2^{\text{Ж}}$  – давление в гидросистеме.

С учетом выражений (4.15) и (4.16) выражение (4.17) можно записать в следующем окончательном виде (4.18):

$$P_2^{\text{Ж}} = \begin{cases} \frac{V_0^{\Gamma} \cdot P_0^{\Gamma} \cdot P_1^{\Gamma}}{V_0^{\Gamma} \cdot P_0^{\Gamma} - \Delta V^{\text{Ж}} \cdot P_1^{\Gamma}}, & \text{если } \Delta V^{\text{Ж}} < V_0^{\Gamma}, \\ 0, & \text{если } \Delta V^{\text{Ж}} \geq V_0^{\Gamma}. \end{cases} \quad (4.18)$$

На рис. 4.3 показана характеристика изменения давления в блоке ПГА  $p(v)$  в зависимости от поступившего в него количества жидкости  $v$ , имеющего рабочий объем 4 л, заряженного газом под давлением  $50 \text{ кг/см}^2$ , в который перед началом работы закачана жидкость под давлением  $80 \text{ кг/см}^2$ , построенная в соответствии с выражением (4.18).



*Рис. 4.3.* Характеристика изменения давления в блоке ПГА с одинаковой зарядкой газом в зависимости от объема порции подаваемой в него жидкости

На рис. 4.3 видно, что блок ПГА выключается из работы гидросистемы тогда, когда давление в гидросистеме падает ниже давления зарядки газом, а при увеличении количества поступающей в него жидкости резко растет. Зона наиболее благоприятного использования этого конкретного блока ПГА находится в диапазоне  $\pm 1$  л поступающего/отбираемого объема жидкости.

**Гидросистема с блоком ПГА, имеющим группы пневмогидро-аккумуляторов с двумя разными величинами давления зарядки газом.** Далее 1-м и 2-м ПГА будем называть группы ПГА, в которых эти аккумуляторы имеют одинаковую зарядку газом. Например, в первой группе имеется два ПГА с зарядкой газом  $50 \text{ кг/см}^2$ , а во второй группе – три ПГА, имеющих зарядку газом  $25 \text{ кг/см}^2$ . В этом случае первую группу будем называть 1-м ПГА, а вторую группу – 2-м ПГА.

Давление газа в 1-м и 2-м ПГА после подачи в них жидкости определяется выражениями (4.19) и (4.20):

$$P_1^{\Gamma 1} = \begin{cases} P_1^{\text{Ж}}, & \text{если } P_1^{\text{Ж}} \geq P_0^{\Gamma 1}, \\ P_0^{\Gamma 1}, & \text{если } P_1^{\text{Ж}} < P_0^{\Gamma 1}; \end{cases} \quad (4.19)$$

$$P_1^{\Gamma 2} = \begin{cases} P_1^{\text{Ж}}, & \text{если } P_1^{\text{Ж}} \geq P_0^{\Gamma 2}, \\ P_0^{\Gamma 2}, & \text{если } P_1^{\text{Ж}} < P_0^{\Gamma 2}, \end{cases} \quad (4.20)$$

где  $P_0^{\Gamma 1}$  и  $P_0^{\Gamma 2}$  – давление зарядки 1-го и 2-го ПГА газом соответственно;  $P_1^{\text{Ж}}$  – давление подаваемой в блок ПГА жидкости;  $P_1^{\Gamma 1}$  и  $P_1^{\Gamma 2}$  – давление газа в каждом ПГА после подачи в него жидкости соответственно.

Объем газа в 1-м и 2-м ПГА, после подачи в них жидкости в соответствии с принятым изотермическим законом, определяется выражениями (4.21) и (4.22):

$$V_1^{\Gamma 1} = \frac{V_0^{\Gamma 1} \cdot P_0^{\Gamma 1}}{P_1^{\Gamma 1}}; \quad (4.21)$$

$$V_1^{\Gamma 2} = \frac{V_0^{\Gamma 2} \cdot P_0^{\Gamma 2}}{P_1^{\Gamma 2}}, \quad (4.22)$$

где  $V_0^{\Gamma 1}$  и  $V_0^{\Gamma 2}$  – рабочий объем 1-го и 2-го ПГА соответственно;  $V_1^{\Gamma 1}$  и  $V_1^{\Gamma 2}$  – объем газа в 1-м и 2-м ПГА соответственно после подачи в них жидкости.

Суммарный объем газа в двух ПГА после подачи в них жидкости под давлением, равным большему из двух давлений зарядки газом, определяется выражением (4.23):

$$V_1^{\Gamma \Sigma} = V_0^{\Gamma 1} + \frac{V_0^{\Gamma 2} \cdot P_0^{\Gamma 2}}{P_0^{\Gamma 1}}, \quad (4.23)$$

где  $V_1^{\Gamma \Sigma}$  – суммарный объем газа в двух ПГА при указанных условиях.

Отобранный суммарный объем жидкости  $\Delta V_1^{\text{Ж}}$  двумя ПГА из системы при изменении давления от  $P_0^{\Gamma 1}$  до  $P_1^{\text{Ж}}$  определится выражением (4.24):

$$\Delta V_1^{\text{Ж}} = V_1^{\Gamma \Sigma} - V_1^{\Gamma 1} - V_1^{\Gamma 2}. \quad (4.24)$$

Отобранный суммарный объем жидкости  $\Delta V_2^{\text{Ж}}$  двумя ПГА из системы при изменении давления от  $P_0^{\Gamma 2}$  до  $P_1^{\text{Ж}}$  определяется выражением (4.25):

$$\Delta V_2^{\text{Ж}} = V_0^{\Gamma 1} - V_1^{\Gamma 1} + V_0^{\Gamma 2} - V_1^{\Gamma 2}. \quad (4.25)$$

Объем газа  $V_2^{\Gamma \Sigma}$  в двух ПГА при их совместной работе, когда из них вышел заданный объем жидкости  $\Delta V^{\text{Ж}}$ , определяется выражением (4.26):

$$V_2^{\Gamma \Sigma} = V_1^{\Gamma \Sigma} + \Delta V^{\text{Ж}} - \Delta V_1^{\text{Ж}}. \quad (4.26)$$

Давление в гидросистеме при работе двух ПГА одновременно определяется выражением (4.27):

$$P_2^{\text{Ж}\Sigma} = \frac{V_1^{\Gamma \Sigma} \cdot P_1^{\text{Ж}}}{V_2^{\Gamma \Sigma}}, \quad (4.27)$$

где  $P_2^{\text{Ж}\Sigma}$  – искомое давление в гидросистеме в том диапазоне изменения параметров системы, когда оба ПГА участвуют в работе.

Объем газа в одном из двух ПГА (втором)  $V_2^{\Gamma 2}$ , имеющем меньшее давление зарядки газом  $P_0^{\Gamma 2}$ , когда он работает самостоятельно,

а второй ПГА, имеющий большее давление зарядки газом, из работы уже выключился, при отборе из него порции жидкости  $\Delta V^{\text{Ж}}$  определяется выражением (4.28):

$$V_2^{\Gamma 2} = V_1^{\Gamma 2} + \Delta V^{\text{Ж}} - V_0^{\Gamma 1} + V_1^{\Gamma 1}. \quad (4.28)$$

Давление в гидросистеме  $P_2^{\text{Ж}2}$  при работе только одного, имеющего меньшее давление зарядки газом пневмогидроаккумулятора, определяется выражением (5.29):

$$P_2^{\text{Ж}2} = \frac{V_1^{\Gamma 2} \cdot P_1^{\text{Ж}}}{V_2^{\Gamma 2}}. \quad (4.29)$$

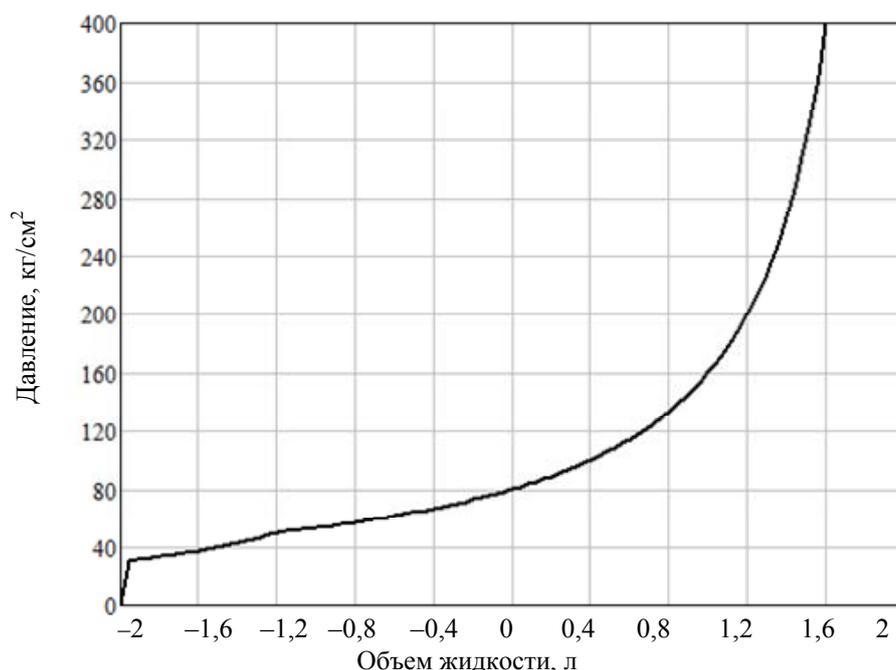
Общее выражение для определения давления в гидросистеме, в которой установлен блок из двух пневмогидроаккумуляторов, имеющих разное давление зарядки газом, для всех возможных ситуаций при отборе из блока порции жидкости  $\Delta V^{\text{Ж}}$  определяется выражением (4.30):

$$P_2^{\text{Ж}} = \begin{cases} P_2^{\text{Ж}\Sigma} = \frac{V_1^{\Gamma\Sigma} \cdot P_1^{\text{Ж}}}{V_2^{\Gamma\Sigma}}, & \text{если } \Delta V^{\text{Ж}} < \Delta V_1^{\text{Ж}}, \\ P_2^{\text{Ж}2} = \frac{V_1^{\Gamma 2} \cdot P_1^{\text{Ж}}}{V_2^{\Gamma 2}}, & \text{если } \Delta V_2^{\text{Ж}} > \Delta V^{\text{Ж}} \geq \Delta V_1^{\text{Ж}}, \\ 0, & \text{если } \Delta V^{\text{Ж}} \geq \Delta V_2^{\text{Ж}}. \end{cases} \quad (4.30)$$

На рис. 4.4 показана характеристика изменения давления в блоке ПГА,  $p(v)$  в зависимости от поступившего в него объема жидкости  $v$ , состоящего из двух ПГА с разной зарядкой. Первый имеет объем 2 л и заряжен газом под давлением  $50 \text{ кг/см}^2$ , второй – объем 2 л и заряжен газом под давлением  $30 \text{ кг/см}^2$ . В блок ПГА перед началом работы подана жидкость под давлением  $80 \text{ кг/см}^2$ . Характеристика, показанная на рис. 4.4, построена в соответствии с выражением (4.30).

Сравнивая график (рис. 4.3) с графиком на рис. 4.4 можно отметить, что в нижней зоне график стал более пологим, отчетливо видна зона перехода с работы одного ПГА на совместную работу двух, кроме того, рабочий диапазон не только сдвинулся, но и расширился. Учитывая, что суммарный объем блоков ПГА на обоих графиках одинаковый,

можно сделать вывод, что путем установки в блок ПГА с разной зарядкой можно без увеличения общего объема добиться расширения рабочей зоны и коррекции характеристики в требуемом направлении.



*Рис. 4.4.* Характеристика изменения давления в блоке ПГА, имеющих два разных давления зарядки газом, в зависимости от объема порции подаваемой в него жидкости

Выражение (4.30) универсально и его можно использовать для описания работы блока ПГА и с одинаковой зарядкой газом, задавая нулевую величину объема отсутствующих ПГА. Однако при описании блока ПГА только с одинаковой зарядкой газом, целесообразно все же пользоваться выражением (4.18), чтобы не перегружать математическую модель.

### 4.3.3. Определение силовых параметров механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов

На первом этапе определения силовых параметров необходимо установить опорный элемент адаптера на условный горизонт, т. е. определить длину  $L_{AB}(h)$  и, соответственно, ход  $h$  гидроцилиндра в положении, когда точка  $R$  контакта башмака адаптера с поверхностью находится на условном горизонте.

Для расчетов под условным горизонтом подразумевается горизонтальная теоретическая линия, совпадающая с горизонтальной осью координат. Эта линия является номинальной опорной поверхностью комбайна, стоящего на колесах с номинальным статическим радиусом в положении, в котором были определены координаты неподвижных точек механизма  $O$  и  $A$ .

Задавшись вертикальной координатой точки  $R$ , равной нулю, и используя кинематические зависимости (4.1)–(4.13) можно определить длину  $L_{AB}^{\text{гор}}$  и ход  $h_{\text{гор}}$  гидроцилиндра в положении механизма на условном горизонте.

Запишем выражения для определения силовых параметров системы.

Плечо гидроцилиндра относительно точки качания определяется как составляющая по оси  $Z$  результата векторного произведения вектора  $\vec{OB}(h)$  на направление (орт) вектора действия силы гидроцилиндра  $\vec{AB}(h)$ :

$$H_{AB}(h) = (\vec{OB}(h) \times \text{ort}(\vec{AB}(h)))_Z. \quad (4.31)$$

В выражении (4.31) плечо гидроцилиндра  $H_{AB}(h)$ , определенное с использованием векторного произведения векторов, является аналогом крутящего момента, где роль силы выполняет единичный орт вектора гидроцилиндра. Именно поэтому для получения плеча гидроцилиндра в виде скалярной величины необходимо взять составляющую по оси  $Z$  этого выражения. Рассматриваемый механизм является плоским и поэтому, если все исходные данные заданы правильно, первые две составляющие  $X$  и  $Y$  этого выражения должны быть равны нулю. Использование векторного произведения для получения плеча гидроцилиндра позволяет сразу автоматически определить знак искомого силового фактора.

Для определения потребного давления закачиваемой на горизонте жидкости в блок ПГА необходимо задаться допустимой величиной реакции на опорном элементе  $F_R^{\text{доп}}$ . Тогда величина давления  $P_{\text{Ж}}^{\text{гор}}$ , которое необходимо закачать в блок ПГА для получения этой заданной величины реакции на опорном элементе, определяется выражением (4.32):

$$P_{\text{Ж}}^{\text{гор}} = \frac{\left( m_1 \cdot \vec{OG1}_X(h^{\text{гор}}) + m_2 \cdot \vec{OG2}_X(h^{\text{гор}}) \right) g - F_R^{\text{доп}} \cdot \vec{OR}_X(h^{\text{гор}})}{H_{AB}(h^{\text{гор}}) \cdot 0,25(\pi \cdot D_{\text{ГЦ}}^2) N_{\text{ГЦ}}}, \quad (4.32)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – массы ПИА и адаптера соответственно;  $\vec{OG1}_X(h^{\text{гор}})$ ,  $\vec{OG2}_X(h^{\text{гор}})$ ,  $\vec{OR}_X(h^{\text{гор}})$  – горизонтальные составляющие соответствующих векторов, которые одновременно являются плечами действия вертикальных сил тяжести и реакции опорного элемента адаптера;  $g$  – ускорение свободного падения;  $H_{AB}(h^{\text{гор}})$  – плечо гидроцилиндра на горизонте;  $D_{\text{ГЦ}}$  – диаметр поршня гидроцилиндра;  $N_{\text{ГЦ}}$  – количество гидроцилиндров.

Количество отбираемой жидкости  $\Delta V_{\text{Ж}}(h)$  из блока ПГА относительно положения на горизонте, когда в систему была подана жидкость под определенным из выражения (4.32) давлением, определяется выражением (4.33):

$$\Delta V_{\text{Ж}}(h) = (h - h^{\text{гор}}) \frac{\pi D_{\text{ГЦ}}^2 \cdot N_{\text{ГЦ}}}{4}. \quad (4.33)$$

Теперь, зная величину  $P_{\text{Ж}}^{\text{гор}}$  из выражения (4.32) и величину  $\Delta V_{\text{Ж}}(h)$  из выражения (4.33), используя выражение (4.30), описывающее характеристику системы «ГЦ – ПГА» с учетом разной зарядки газом в одном блоке, можно получить значение  $P_{\text{Ж}}(h) = f(V01, P01, V02, P02, P_{\text{Ж}}^{\text{гор}}, \Delta V_{\text{Ж}}(h))$  давления жидкости в гидросистеме во всем диапазоне копирования.

Зная это давление, из выражения (4.34) получим суммарную силу в гидроцилиндрах и из выражения (4.35) величину опорной реакции.

$$F_{\text{ГЦ}}(h) = P_{\text{Ж}}(h) \frac{(\pi D_{\text{ГЦ}}^2)}{4} N_{\text{ГЦ}}; \quad (4.34)$$

$$F_R(h) = \frac{g \left( m_1 \cdot \vec{OG1}_X(h) + m_2 \cdot \vec{OG2}_X(h) \right) - H_{AB}(h) F_{\text{ГЦ}}(h)}{\vec{OR}_X(h)}, \quad (4.35)$$

где  $F_{\text{ГЦ}}(h)$  – сила, развиваемая гидроцилиндрами.

Выражение (4.35) определяет силу вертикальной реакции на башмаках адаптера без учета сил трения в механизме. В реальности на величину этой реакции влияют силы трения в гидроцилиндрах и силы трения, возникающие в шарнирах механизма уравновешивания.

Для оценки влияния силы трения в гидроцилиндре на величину опорной реакции введем дополнительную составляющую к давлению в гидросистеме, равную давлению страгивания гидроцилиндра  $\Delta P_{\text{тр}}$ . При копировании, когда адаптер перемещается вверх, сила трения в гидроцилиндре будет уменьшать давление в гидросистеме на величину  $\Delta P_{\text{тр}}$  и тем самым увеличивать опорную реакцию, при перемещении вниз – трение будет увеличивать давление и уменьшать реакцию. С учетом вышеизложенного давление жидкости в гидросистеме во всем диапазоне копирования будет определяться выражением (4.36):

$$P_{\text{ж}}(h) = f(V01, P01, V02, P02, P_{\text{ж}}^{\text{гор}}, \Delta V^{\text{ж}}(h)) \pm \Delta P_{\text{тр}}. \quad (4.36)$$

Для определения влияния сил трения в шарнирах механизма уравновешивания на изменение опорной реакции необходимо путем силового анализа определить реакцию в конкретном шарнире. Произведение этой силы на радиус трения в шарнире дает момент трения. Далее через передаточное отношение можно определить влияние этого момента трения на опорную реакцию, подставив найденную величину в выражение (4.35) со знаком «+» или «-» в зависимости от того, движется адаптер вверх или вниз, т. е. помогает ли этот момент удерживать адаптер или препятствует этому.

Наиболее значимым для данной схемы является шарнир  $O$  качания ПИА с адаптером. Для компоновки, когда, во-первых, на нем висит значительная масса технологических органов комбайна, во-вторых, сквозь него проходит цапфа измельчающего барабана, этот шарнир должен обладать значительными размерами и поэтому трение в этом шарнире оказывает существенное влияние на величину опорной реакции.

Шарнир  $O$  является точкой качания ПИА с адаптером, поэтому момент трения в этом шарнире можно подставлять в выражение (4.36) без передаточного отношения, так как это выражение получено из суммы моментов вокруг шарнира  $O$ .

Реакцию в шарнире  $O$  можно получить путем сложения векторов всех внешних сил, действующих на ПИА с адаптером (4.37). Внешними силами для этого звена являются сила, развиваемая гидро-

цилиндром, силы тяжести ПИА и адаптера, а также опорная реакция в точке контакта с поверхностью. Тогда момент трения  $M_O^{\text{тр}}(h)$  в шарнире  $O$  может быть определен из выражения (4.38):

$$\vec{F}_O(h) = \text{ort}(\vec{AB}(h))F_{\text{гц}}(h) + \text{ort}(-\vec{Y})(g(m_1 + m_2) - F_R(h)); \quad (4.37)$$

$$M_O^{\text{тр}}(h) = |\vec{F}_O| R_O^{\text{тр}} \cdot f_{\text{тр}}, \quad (4.38)$$

где  $R_O^{\text{тр}}$  – радиус трения в шарнире  $O$ ;  $f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения.

Для учета влияния трения в шарнирах  $A$  и  $B$ , которые не являются точкой качания звена ПИА с адаптером, необходимо вычислить передаточную функцию между углами поворота звеньев в этих шарнирах и обобщенной координатой. Легче всего осуществить нахождение передаточной функции путем численного дифференцирования взаимного угла поворота звеньев в этих шарнирах по обобщенной координате.

Как показала многолетняя практика проектирования машин с представленным типом системы уравнивания, а также с учетом того, что для данного исполнения механизма размеры шарниров  $A$  и  $B$  значительно меньше размеров шарнира  $O$ , углы поворота в этих шарнирах незначительные, а сила трения меньше за счет малого радиуса шарнира, влиянием трения в шарнирах  $A$  и  $B$  при анализе данного механизма можно пренебречь.

#### **4.4. Критерии подбора параметров механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов**

Из теории колебаний следует, что для эффективного гашения автоколебаний система должна иметь переменную частоту в рабочем диапазоне перемещений, что при постоянной массе требует переменной жесткости.

Следовательно, при подборе параметров механизма уравнивания необходимо руководствоваться тем, что для обеспечения устойчивого технологического процесса при копировании профиля поля, исключения автоколебаний и минимизации эффекта самоусиления величины опорной реакции требуется, чтобы реакция на опорных элементах адаптера (башмаках) при его движении вверх увеличивалась, а при движении вниз – уменьшалась.

Растущий характер изменения опорной реакции обеспечивается, с одной стороны, за счет правильного подбора геометрических параметров рычажного механизма, с другой стороны, за счет характеристики самой системы «ГЦ – ПГА».

Также для обеспечения нормальной работы механизма при копировании рельефа поля реакция на опорных башмаках адаптера не должна превышать рекомендуемой величины. Эта величина зависит от регламентированной величины удельного давления на почву, на которой будет работать комбайн, и конструктивной площади башмака для каждого конкретного адаптера. При большой величине реакции разрушается верхний слой почвы и увеличивается износ башмаков, при малой величине реакции наблюдается нестабильность высоты среза. Поэтому обеспечение постоянства заданной величины реакции на башмаке на уровне условного горизонта с минимизацией ее разброса во всем диапазоне копирования является основным условием при проектировании механизма уравнивания [60].

По опыту проектирования и последующей эксплуатации при подборе параметров механизма уравнивания необходимо стремиться к тому, чтобы при вывешивании адаптера при положении башмака на уровне условного горизонта реакция на одном башмаке была на уровне 400–600 Н. Однако в отличие от пружинно-рычажных механизмов в механизмах вывешивания с помощью ПГА этого добиться не всегда возможно из-за их конструктивных особенностей. В этом случае для предотвращения отрицательного влияния повышенной реакции башмаков на почву в верхнем диапазоне копирования применяются опорные элементы с повышенной площадью контакта с опорной поверхностью. Кроме того, механизмы вывешивания с ПГА отличаются от пружинно-рычажных механизмов тем, что обладают некоторой инерционностью, и это положительно влияет на отсутствие эффекта галлопирования при малых величинах реакции.

Поэтому при подборе давления закачки жидкости на горизонте необходимо руководствоваться не только требуемой величиной опорной реакции, но и условием, при котором при движении адаптера вниз не будет происходить его зависания, т. е. расчетная величина реакции не должна быть отрицательной.

Как было изложено выше, силы трения в гидроцилиндрах и в шарнирах механизма, а также рабочая характеристика пневмогидроаккумулятора вызывают возникновение в системе гистерезиса, величина которого оказывает существенное влияние на характеристику копирования при подъеме и опускании адаптера. Эта величина для

разного типоразмера гидроцилиндров различается и вызвана трением прокладок о гильзу, местными сопротивлениями и другими явлениями. Так как величина потерь на трение для каждого гидроцилиндра является величиной приблизительно постоянной, то, увеличивая рабочее давление в замкнутой полости системы «ГЦ – ПГА» до максимальных значений, гистерезис в процентном соотношении будет оказывать меньшее воздействие на характеристику копирования. Поэтому для обеспечения работоспособности механизма копирования необходимо добиваться максимальных значений рабочего давления в замкнутой полости системы «ГЦ – ПГА» [61].

Выработку критериев подбора параметров системы уравновешивания для механизма, схема которого показана на рис. 4.2, проиллюстрируем на примере трех адаптеров, имеющих значительную разницу в массе. Примем, что в системе имеется два блока ПГА, в каждом из которых по два ПГА объемом 2 л: первый блок заряжен газом под давлением  $50 \text{ кг/см}^2$ , второй –  $25 \text{ кг/см}^2$ . Массу питающего-измельчающего аппарата примем равной 1500 кг. Описанная система ориентировочно соответствует кормоуборочному комбайну «Полесье-800».

На рис. 4.5 показана характеристика изменения опорной реакции на башмаке адаптера № 1, имеющего массу 2000 кг, при движении его вверх и вниз от условного горизонта для описанной выше системы механизма уравновешивания.

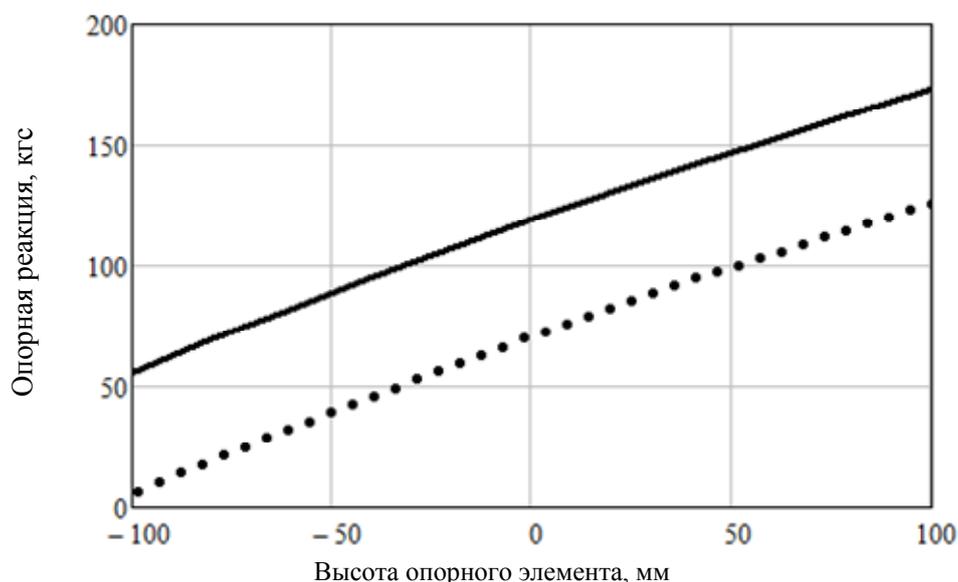


Рис. 4.5. Характеристика изменения опорной реакции на башмаке адаптера № 1 в зависимости от его вертикального перемещения:  
 — — движение вверх; ..... – движение вниз

Для адаптера № 1 давление закачки жидкости на горизонте выбрано из условия обеспечения минимальной положительной величины опорной реакции при движении вниз и принято равным величине  $94 \text{ кг/см}^2$ . Разница реакции по вертикали между двумя линиями является величиной, вызванной силой сопротивления передвижению штока или плунжера в гидроцилиндре. Величина этой силы определяется давлением сопротивления перемещению штока или плунжера. Значение этого давления получено экспериментально и для плунжерных гидроцилиндров с диаметром плунжера 63 мм составило  $3 \text{ кг/см}^2$ . Некоторые производители величину давления сопротивления перемещению штока или плунжера гидроцилиндра указывают в его характеристике. При построении зависимости на рис. 4.5 сила трения в шарнире  $O$  не учитывалась.

На рис. 4.6 для адаптера № 1 представлена характеристика изменения силы трения в шарнире  $O$ , приведенной с учетом передаточной функции в зону опорных башмаков. При расчете принято, что радиус трения в шарнире равен 70 мм, а коэффициент трения – 0,15.

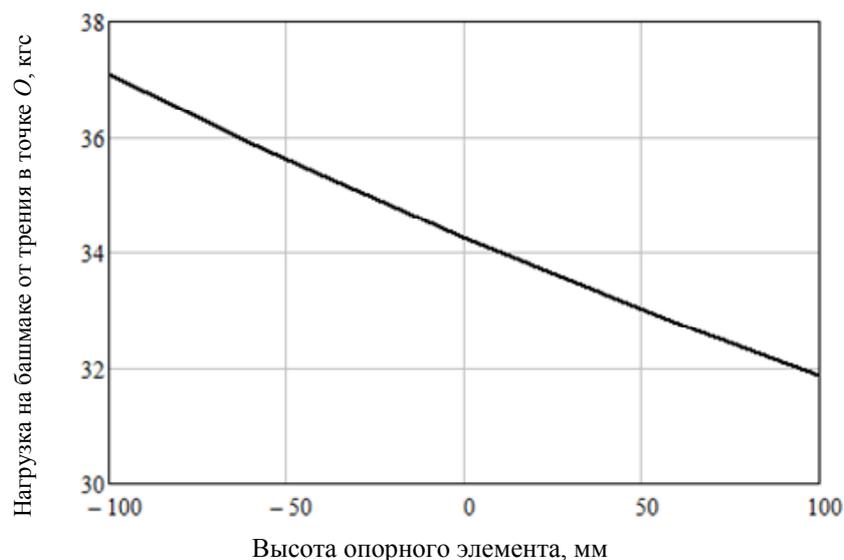


Рис. 4.6. Характеристика изменения момента трения в шарнире  $O$ , приведенного в виде усилия в зону башмаков, для адаптера № 1

Сила трения, приведенная к башмаку, в шарнире  $O$  является дополнительной силой, которая значительно влияет на величину гистерезиса (разница между силами при движении вверх и вниз – на рис. 4.5) и соизмерима с минимальными значениями величины опорной реакции на башмаке. Поэтому обязательным условием работоспособности

данного механизма является установка подшипника качения в шарнире  $O$ , так как в случае наличия в нем пары трения гистерезис опорной реакции почти удваивается, что потребует снижения давления закачки жидкости на горизонте и приведет к значительному увеличению опорной реакции на башмаке при движении адаптера вверх.

На рис. 4.7 для адаптера № 1 показана характеристика изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании башмаком профиля поля по высоте.

На рис. 4.8 дана характеристика изменения потребного давления для подъема адаптера вверх и при опускании его вниз во всем диапазоне хода гидроцилиндра в зависимости от вертикального перемещения башмака от условного горизонта.

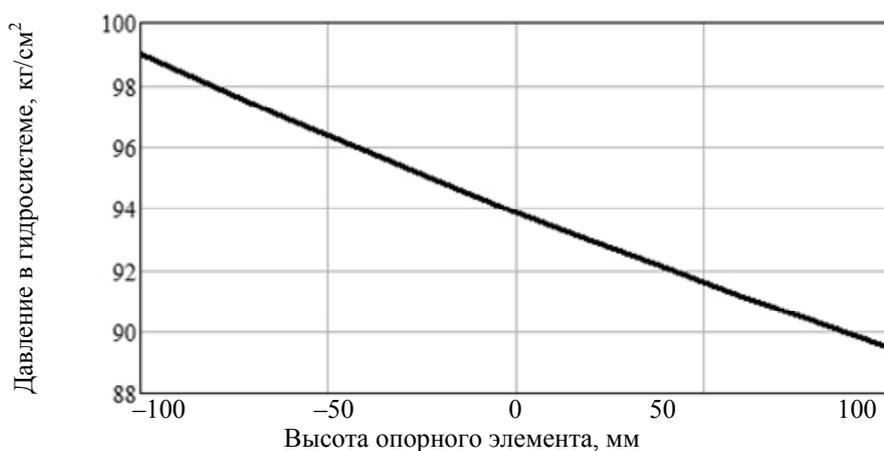


Рис. 4.7. Характеристика изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» для адаптера № 1 при копировании рельефа поля

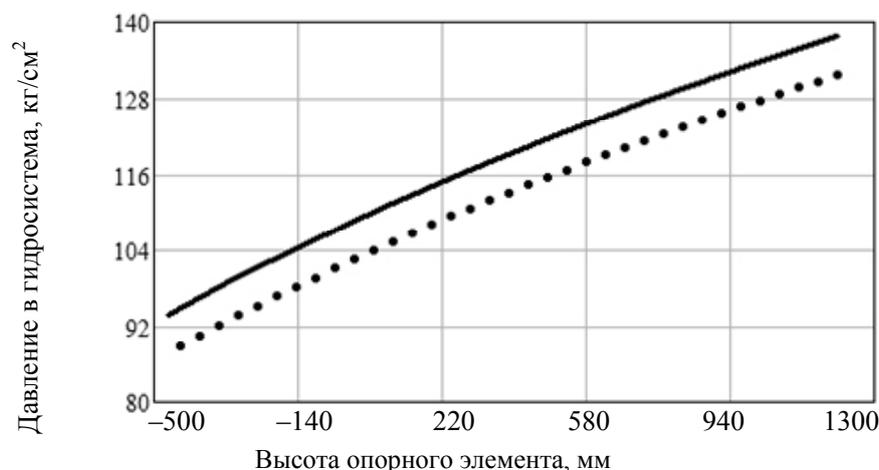


Рис. 4.8. Характеристика изменения потребного давления для подъема адаптера № 1 во всем диапазоне движения:  
 — — подъем; •••• — опускание

Как видно из приведенных графиков, требуемое давление при движении вверх растет (рис. 4.8). Эта характеристика, накладываясь на характеристику замкнутой системы «ГЦ – ПГА», давление в которой падает при выдвигании гидроцилиндра (рис. 4.7), обеспечивает рост опорной реакции при копировании. Такой подбор параметров называется согласованием характеристик гидросистемы и рычажного механизма.

Характеристика изменения опорной реакции на башмаке адаптера № 2, имеющего массу 1000 кг, в зависимости от вертикального перемещения башмака от условного горизонта представлена на рис. 4.9. Давление на горизонте подобрано равным  $34 \text{ кг/см}^2$  по критерию отсутствия зависания башмака (отрицательное значение реакции) при движении вниз.

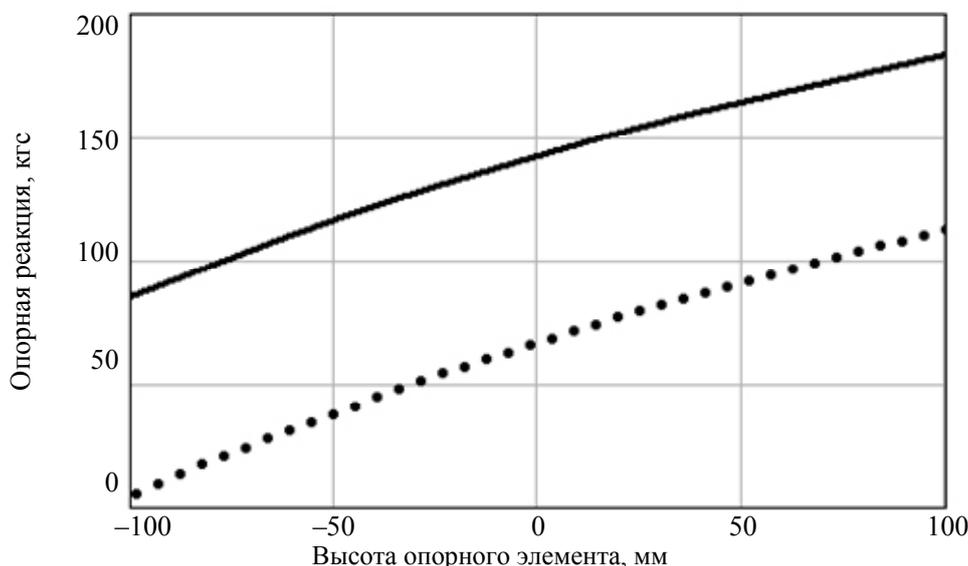


Рис. 4.9. Характеристика изменения опорной реакции на башмаке адаптера № 2 при перемещении его вверх и вниз:  
 — — движение вверх; ..... — движение вниз

На рис. 4.10 приведен график изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании профиля поля для адаптера № 2. Из графика видно, что уровень давления при копировании имеет такую величину, при которой часть пневмогидроаккумуляторов с зарядкой газом  $50 \text{ кг/см}^2$  автоматически выключилась из работы. За счет этого понизилась жесткость системы, что благоприятно повлияло на приспособление параметров системы к менее тяжелому адаптеру № 2. В этом смысле систему уравнивания адаптеров с применением блока ПГА с разной зарядкой газом можно назвать адаптивной.

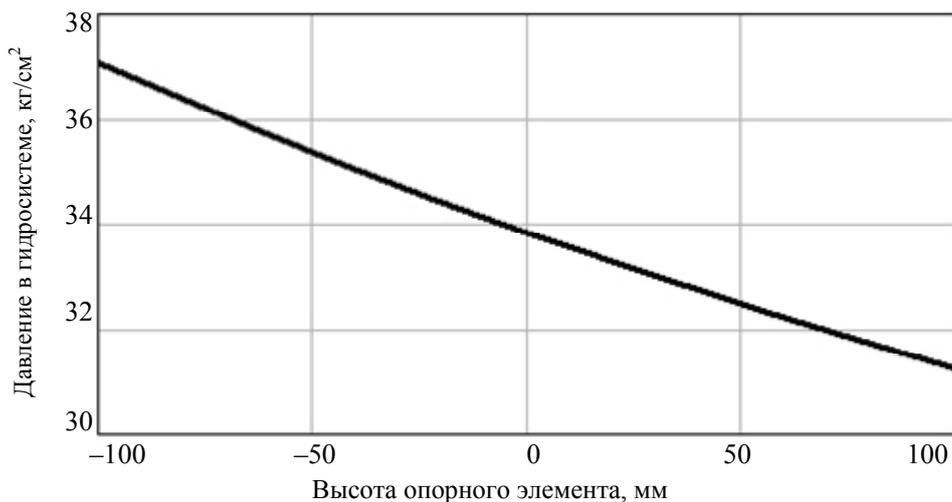


Рис. 4.10. Характеристика изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» для адаптера № 2 при копировании рельефа поля

Характеристика изменения опорной реакции на башмаке при копировании профиля поля адаптера № 3, имеющего массу 1500 кг, при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального перемещения башмака от условного горизонта дана на рис. 4.11. Давление на горизонте подобрано равным 50 кг/см<sup>2</sup> также из условия отсутствия зависания башмака адаптера при движении вниз.

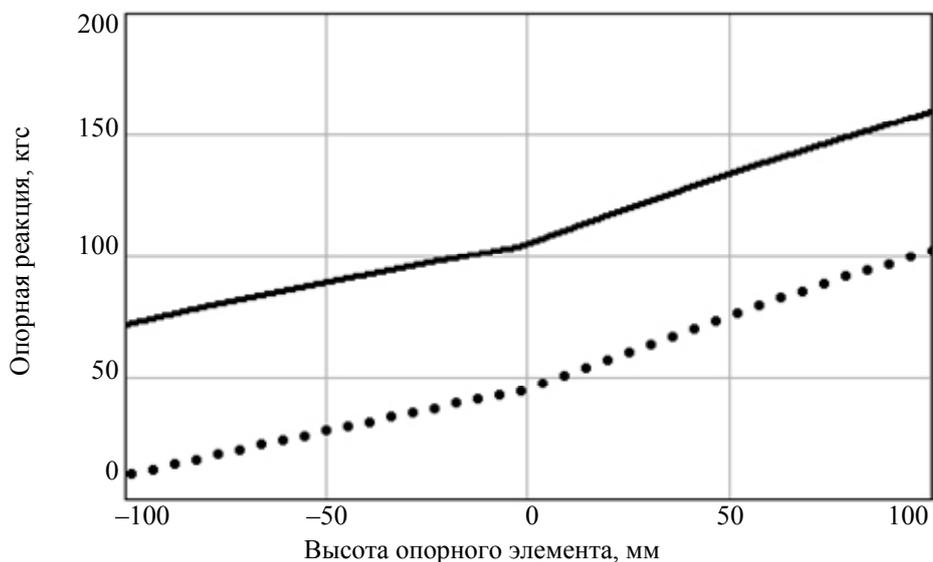


Рис. 4.11. Характеристика изменения опорной реакции на башмаке адаптера № 3 при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; ..... — движение вниз

Изменение давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» для адаптера № 3 в зависимости от вертикального перемещения башмака при копировании профиля поля представлено на рис. 4.12.

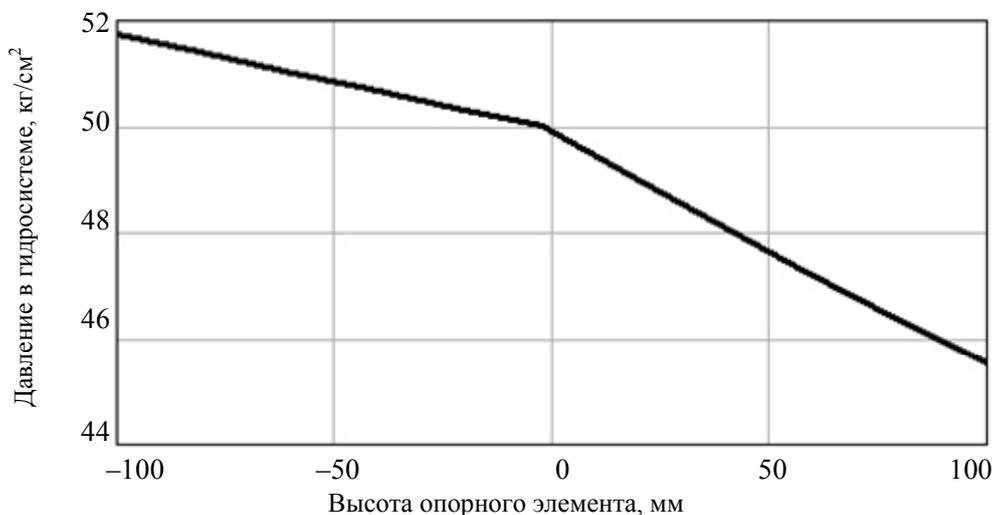


Рис. 4.12. Характеристика изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании профиля поля башмаком адаптера № 3

На графиках, приведенных на рис. 4.11 и 4.12, геометрические и весовые параметры адаптера № 3 сложились следующим образом: потребное давление закачки жидкости на горизонте получилось на стыке перехода от работы одного блока пневмогидроаккумуляторов к двум. Зона перехода от характеристики одного блока к двум отчетливо видна в виде перелома линии графиков. Это связано с тем, что при повышении давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» выше величины  $50 \text{ кг/см}^2$  (рис. 4.12) при опускании адаптера, в работу включается блок ПГА, заряженный давлением газа в нем  $50 \text{ кг/см}^2$ , и система приобретает другую жесткость, которая напрямую влияет на характеристику механизма.

Таким образом, на примере этих трех адаптеров, имеющих существенное различие геометрических и массовых характеристик, проиллюстрирована настройка системы уравнивания с пневмогидроаккумуляторами, которая не требует изменения геометрических характеристик рычажного механизма при смене адаптера, а его настройка осуществляется изменением давления закачки жидкости на условном горизонте и автоматическим подключением/отключением дополнительных пневмогидроаккумуляторов.

При проектировании механизмов уравнивания необходимо стремиться к обеспечению стабильной опорной реакции на башмаке адаптера при копировании рельефа поля. В этом случае следует обеспечить согласованную характеристику изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» с характеристикой изменения потребного давления для подъема адаптера. Для минимизации влияния величины гистерезиса нужно увеличить потребное давление для подъема до максимально допустимой величины с минимально допустимым запасом.

Результаты оптимизации варианта модифицированного механизма, в котором за счет согласования вышеперечисленных характеристик достигнута стабилизация опорной реакции на башмаке адаптера № 1 при копировании рельефа поля, представлены ниже на рис. 4.13 и 4.14.

Графики изменения стабилизированной опорной реакции на башмаке при копировании профиля поля для модифицированного механизма с адаптером № 1 в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта приведены на рис. 4.13.

Согласованные графики для модифицированного механизма с адаптером № 1 потребного для подъема давления и давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта в диапазоне копирования показаны на рис. 4.14.

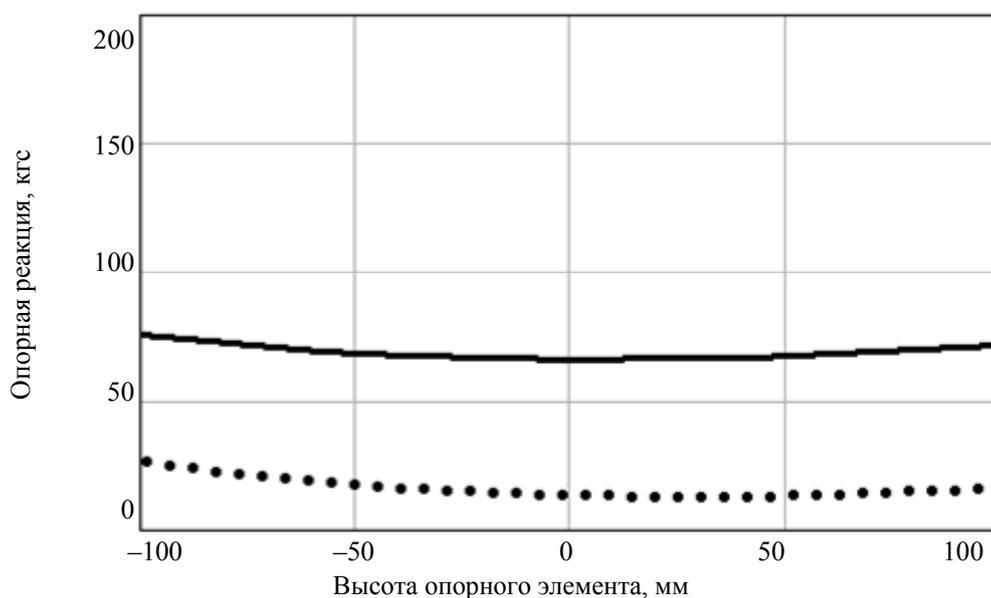


Рис. 4.13. Характеристика изменения опорной реакции на башмаке при копировании профиля поля адаптером № 1 с модифицированным механизмом уравнивания:

— — движение вверх; ..... — движение вниз

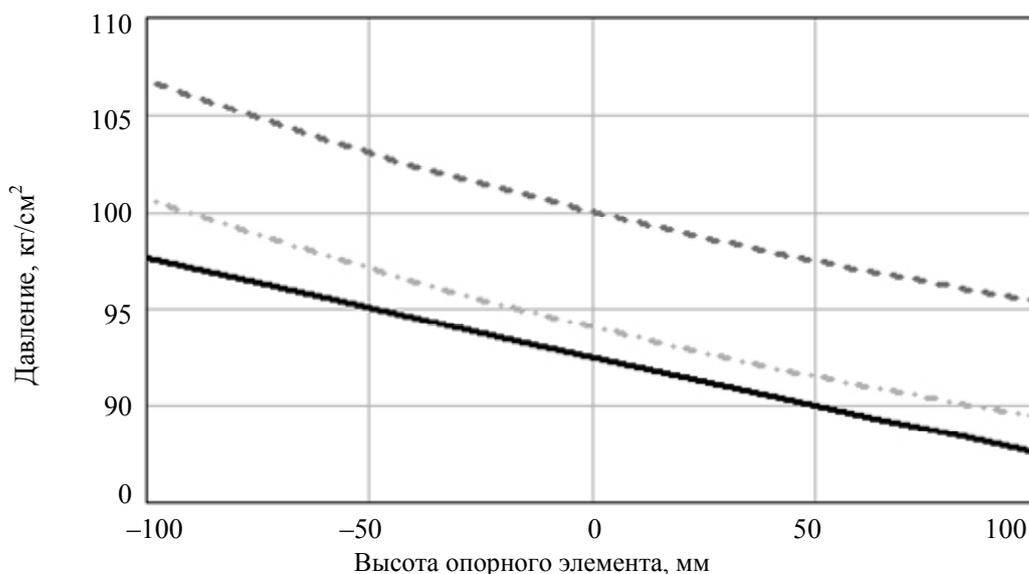


Рис. 4.14. Характеристика изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» и потребное давление для подъема адаптера № 1 с модифицированным механизмом в диапазоне копирования:

— — давление в замкнутой системе ГЦ–ПГА; - - - - потребное давление при перемещении вверх; - · - · - - потребное давление при перемещении вниз

Если сравнивать графики зависимостей для исходного варианта механизма (рис. 4.5, 4.7 и 4.8) и для модифицированного (рис. 4.13, 4.14) при вывешивании адаптера № 1, становится заметно, что кроме стабилизации характеристики опорной реакции на башмаке при копировании профиля поля и получения согласованной характеристики давления, также достигнуто значительное уменьшение величины гистерезиса. Снижение этой величины позволяет снизить настраиваемую величину опорной реакции на башмаке до требуемых значений.

Исходя из вышеизложенного, отметим, что на примере полученных зависимостей модифицированного механизма уравнивания при агрегатировании комбайна с адаптером № 1 проиллюстрирована возможность целенаправленного подбора параметров системы для получения требуемых функциональных свойств механизма вывешивания.

#### 4.5. Проверка адекватности математической модели механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов

Для проверки и подтверждения адекватности математической модели механизма уравнивания адаптеров с применением пневмогидроаккумуляторов проведено сравнение расчетного значения величины опорной реакции на башмаке с экспериментальными значениями реакции на башмаке жатки для уборки грубостебельных культур ЖГР-4,5 при агрегатировании ее с кормоуборочным комбайном «Полесье-800».

На рис. 4.15 представлены зависимости изменения опорной реакции на башмаке жатки ЖГР-4,5 полученные расчетным и экспериментальным путем. Сплошными линиями показана теоретическая характеристика изменения опорной реакции на башмаке адаптера, пунктирными – измеренная экспериментально.

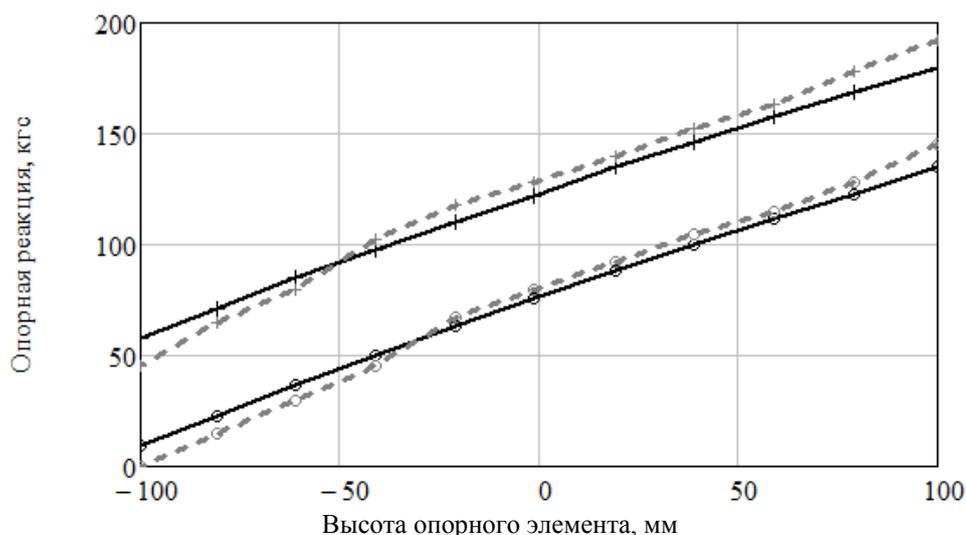


Рис. 4.15. Характеристика изменения опорной реакции на башмаке жатки ЖГР-4,5 в составе кормоуборочного комплекса «Полесье-800»:

- +++ – теоретическая кривая при движении вверх;
- – теоретическая кривая при движении вниз;
- + + + – экспериментальная кривая при движении вверх;
- – экспериментальная кривая при движении вниз

Отклонение теоретических значений от экспериментальных во всем диапазоне изменения высоты опорного элемента в зоне копирования составило не более 7 %.

На основании этого можно сделать вывод о достаточной адекватности математической модели, представленной в параграфе 4.2, для описания механизма уравнивания адаптеров с применением ПГА и ее пригодности для исследования и проектирования подобных систем.

Ниже проиллюстрируем использование приведенной в данной главе методики для проектирования механизмов уравнивания адаптеров с применением ПГА на примере трех самоходных кормоуборочных машин, имеющих между собой существенные отличия: самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье», самоходного кормоуборочного комбайна средней производительности КСК-6025 и перспективного самоходного кормоуборочного комбайна на гусеничном ходу КВС-6033С.

#### **4.6. Характеристика механизма уравнивания адаптеров самоходного высокопроизводительного кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Полесье»**

Самоходный высокопроизводительный кормоуборочный комплекс КВК-8060 «Полесье», изображенный на рис. 4.16, является серийно выпускаемой самоходной сельскохозяйственной машиной отечественного производства для заготовки кормов.

Комплекс предназначен для скашивания кукурузы в любой фазе спелости зерна, сорго, подсолнечника и других высокостебельных культур, скашивания трав и подбора из валков подвяленных сеяных и естественных трав с одновременным измельчением и погрузкой в транспортные средства. Данный комплекс используется во всех почвенно-климатических зонах, кроме горных районов и районов с торфяно-болотными почвами повышенного увлажнения [34].

Кормоуборочный комплекс КВК-8060 имеет три основных адаптера: жатку для уборки грубостебельных культур, жатку для уборки трав ротационного типа и подборщик.



*Рис. 4.16.* Комплекс кормоуборочный КВК-8060 с адаптерами:  
 1 – жатка для грубостебельных культур; 2 – кабина;  
 3 – жатка для трав; 4 – подборщик

Механизм уравнивания адаптеров КВК-8060 соответствует схеме, приведенной на рис. 4.2. В гидросистеме механизма уравнивания используются два блока пневмогидроаккумуляторов, в каждом из которых установлено три двухлитровых пневмогидроаккумулятора общим объемом 6 л. Давление зарядки газом первого блока составляет  $50 \text{ кг/см}^2$ , второго –  $25 \text{ кг/см}^2$ .

#### **4.6.1. Характеристики уравнивания жатки для уборки грубостебельных культур**

Графики изменения суммарной опорной реакции на всех башмаках жатки для уборки грубостебельных культур при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комплекса КВК-8060 при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения

башмака от условного горизонта показаны на рис. 4.17. Из условия обеспечения минимальной положительной реакции на башмаке при движении адаптера вниз давление закачки жидкости на горизонте принято равным  $106 \text{ кг/см}^2$ .

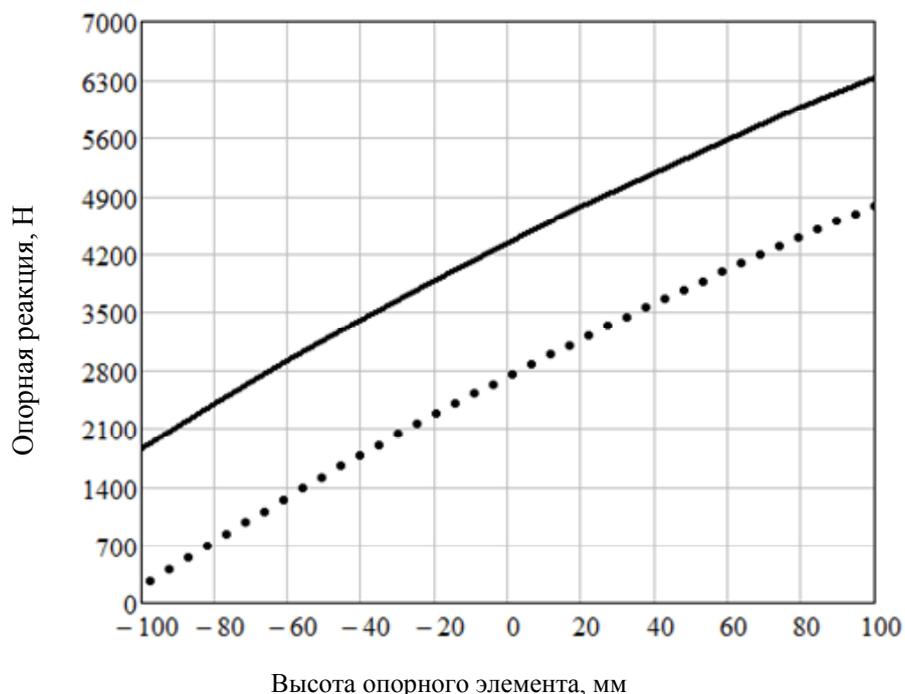


Рис. 4.17. Характеристика изменения опорной реакции на башмаках жатки в составе КВК-8060 при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; •••• — движение вниз

Из графиков на рис. 4.17 видно, что величина реакции на башмаке растет при подъеме башмака. Такая характеристика способствует гашению автоколебаний. Конструкция башмаков адаптера и их количество было спроектирована таким образом, чтобы обеспечить требуемую площадь контакта его с опорной поверхностью и не превышать регламентированной величины удельного давления на почву во всем диапазоне копирования.

На рис. 4.18 представлены графики изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании профиля поля жаткой, а также показано изменение потребного давления для подъема в диапазоне копирования в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта.

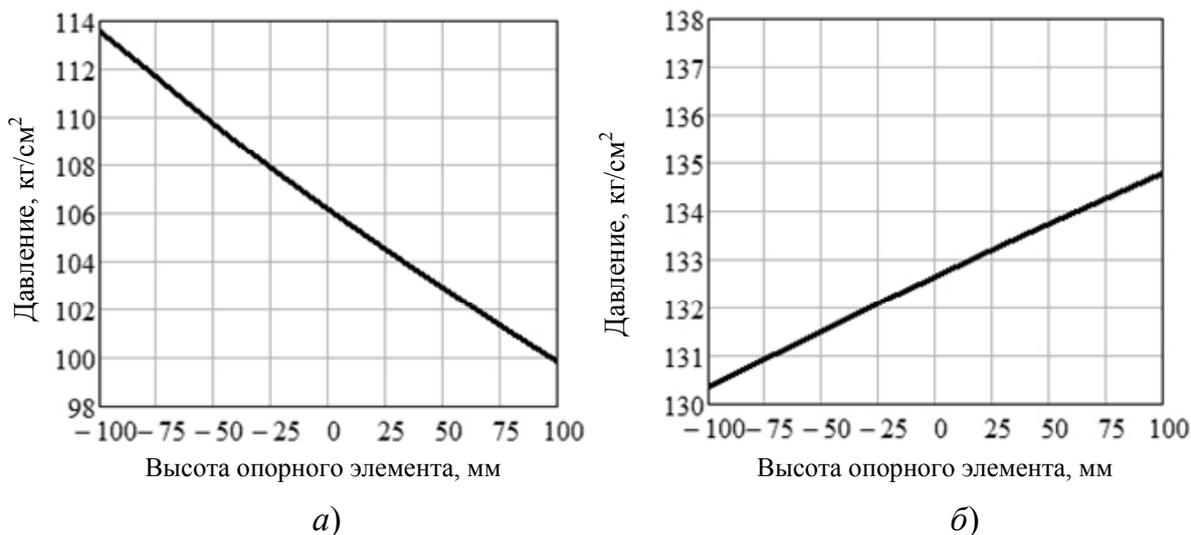


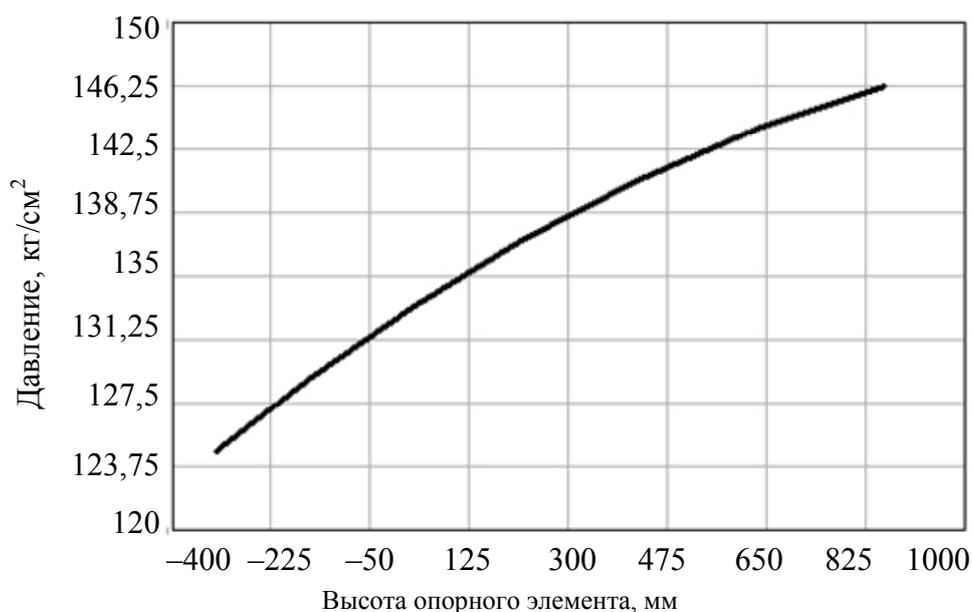
Рис. 4.18. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля жаткой для грубостебельных культур: *а* – в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»; *б* – требуемое давление для подъема адаптера

Если сравнить графики, приведенные на рис. 4.18, то можно заметить, что они имеют противоположный характер изменения характеристики. Именно благодаря такому сочетанию разнонаправленного изменения характеристик этих давлений и достигнута необходимая характеристика копирования.

Гистерезис, который виден на рис. 4.17, вызван только трением внутри плунжерного гидроцилиндра диаметром 80 мм. Это трение учтено при проведении расчета в виде давления страгивания, которое по результатам измерений соответствует величине 3 кг/см<sup>2</sup>. Для минимизации величины гистерезиса в шарнире качания питающе-измельчающего аппарата (точка *O*, см. рис. 4.2) установлен подшипник качения.

Минимизировать величину гистерезиса, вызванную трением в гидроцилиндре, можно так же как и говорилось ранее – путем максимизации требуемого давления в гидросистеме при копировании рельефа поля. Но при этом необходимо соблюдать условие, при котором давление, требуемое для подъема адаптера во всем диапазоне подъема, не должно превышать предельно допустимую величину.

На рис. 4.19 показан график изменения требуемого давления для подъема жатки для уборки грубостебельных культур в составе кормоуборочного комплекса КВК-8060 во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта.



*Рис. 4.19.* Характеристика изменения потребного давления для подъема жатки для уборки грубостебельных культур в составе КВК-8060 во всем диапазоне подъема

Как видно из графика, потребное давление для подъема жатки не превышает  $150 \text{ кг/см}^2$ . В гидросистеме этой машины максимальное давление, ограниченное предохранительным клапаном, составляет  $180 \text{ кг/см}^2$ , следовательно, потребная величина давления для подъема адаптера обеспечивается с достаточным запасом.

#### **4.6.2. Характеристики уравнивания жатки для уборки трав ротационного типа**

Зависимости изменения реакции на башмаках, давление в замкнутой системе «ГЦ– ПГА» и потребное давление для подъема при агрегатировании жатки для уборки трав ротационного типа в составе комплекса КВК-8060 даны на рис. 4.20–4.22.

Жатка для уборки трав имеет меньший вес, чем жатка для уборки грубостебельных культур. Давление закачки жидкости на горизонте для этой жатки выбрано равным  $81 \text{ кг/см}^2$  из условия обеспечения минимальной положительной реакции на башмаке при движении вниз.

Как видно из графика на рис. 4.20, характеристика изменения реакции на башмаках так же как и на рис. 4.17, растущая, но величина этой реакции – ниже. Растущий характер реакции обусловлен сочетанием падающего давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» (рис. 4.21, а) с растущим потребным давлением для подъема жатки в диапазоне

копирования (рис. 4.21, б). При этом растущий характер реакции на башмаках обеспечивает гашение автоколебаний, которые могли вызвать нарушение технологического процесса заготовки кормов.

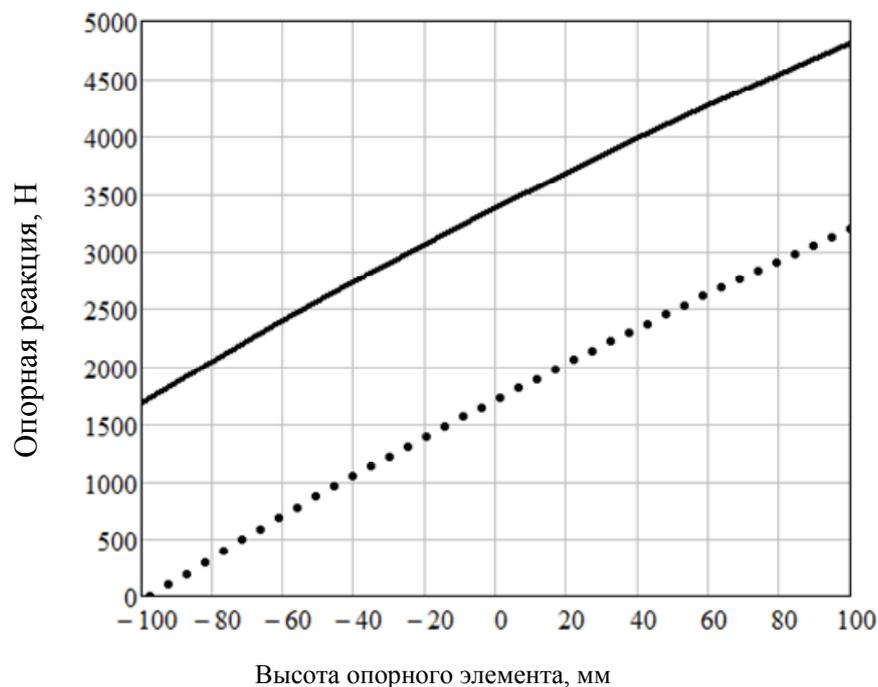


Рис. 4.20. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на башмаках жатки для трав в составе КVK-8060 при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; ..... — движение вниз

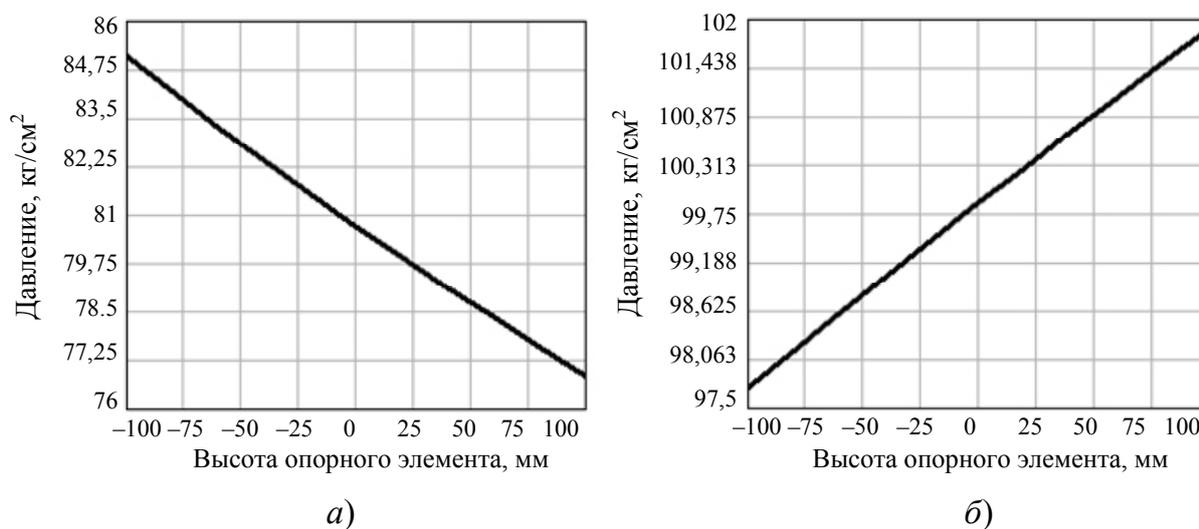


Рис. 4.21. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля жаткой для трав в составе КVK-8060:  
 а – в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»; б – требуемое давление для подъема адаптера

График изменения потребного давления для подъема жатки для уборки трав в составе кормоуборочного комплекса КВК-8060 во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта показан на рис. 4.22.

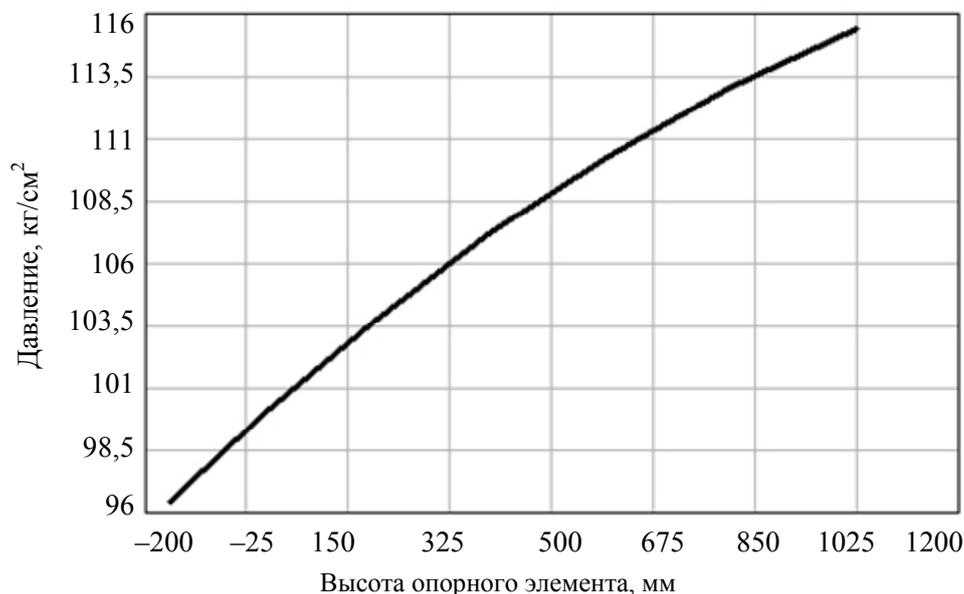


Рис. 4.22. Характеристика изменения потребного давления для подъема жатки для трав в составе-КВК-8060

На графике (рис. 4.22) видно, что потребное давление для подъема жатки для уборки трав во всем диапазоне не превышает величины  $120 \text{ кг/см}^2$ . Поэтому для этой жатки есть еще резерв по снижению величины гистерезиса путем увеличения потребного для подъема адаптера давления, но для этого необходимо было бы изменить точки расположения гидроцилиндров. Однако, так как для каждого адаптера гидроцилиндры не меняют своего положения, вступает в силу ограничение, наложенное наиболее тяжелым адаптером. В связи с этим у жатки для уборки трав относительная величина гистерезиса больше, чем у жатки для уборки грубостебельных культур.

#### 4.6.3. Характеристики уравнивания подборщика

Графики изменения суммарной опорной реакции на опорных колесах подборщика при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комплекса КВК-8060 при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта представлены на рис. 4.23.

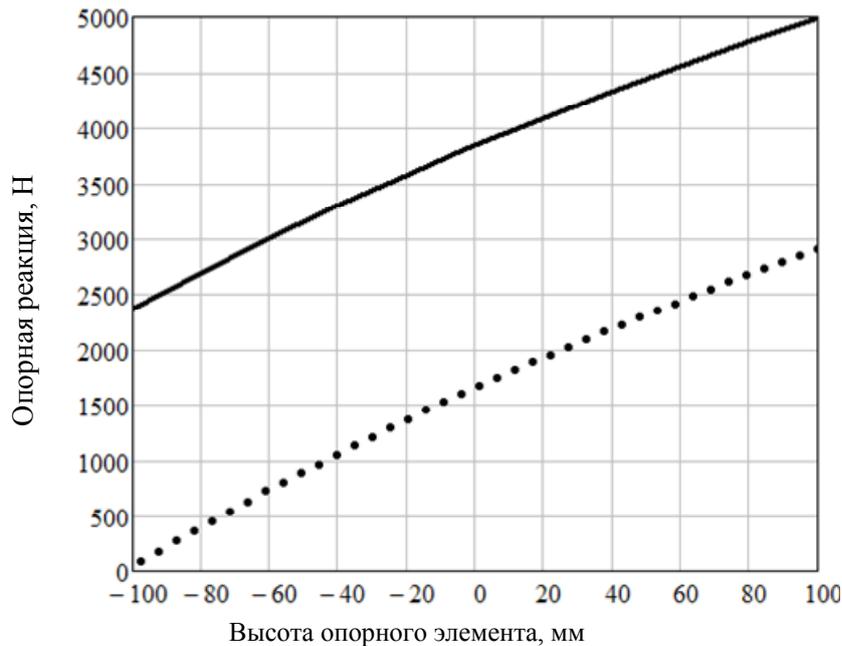


Рис. 4.23. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на опорных колесах подборщика в составе КВК-8060 при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; ..... — движение вниз

Подборщик имеет наименьшую из трех адаптеров массу, поэтому и относительная величина гистерезиса у него при копировании наибольшая.

Давление закачки жидкости на горизонте для подборщика выбрано  $53 \text{ кг/см}^2$  из условия обеспечения минимальной положительной реакции на колесе при движении вниз. Так же как и для двух других адаптеров, характеристика изменения реакции на опорных колесах растущая.

Рост этой реакции связан, как и в предыдущих случаях, с разным направлением изменения давления в замкнутой гидросистеме гидроцилиндр-пневмогидроаккумулятор (рис. 4.24, а) и потребным давлением для подъема в этом диапазоне (рис. 4.24, б).

На рис. 4.25 показан график изменения потребного давления для подъема подборщика в составе кормоуборочного комплекса КВК-8060 во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения опорного элемента от условного горизонта.

Как видно из графика (рис. 4.25), давление, потребное для подъема подборщика КВК-04-09, во всем диапазоне не превышает величины  $80 \text{ кг/см}^2$ . Но снижать гистерезис путем увеличения потребного давления для подъема также нельзя по указанной выше причине — из-за веса наиболее тяжелого адаптера.

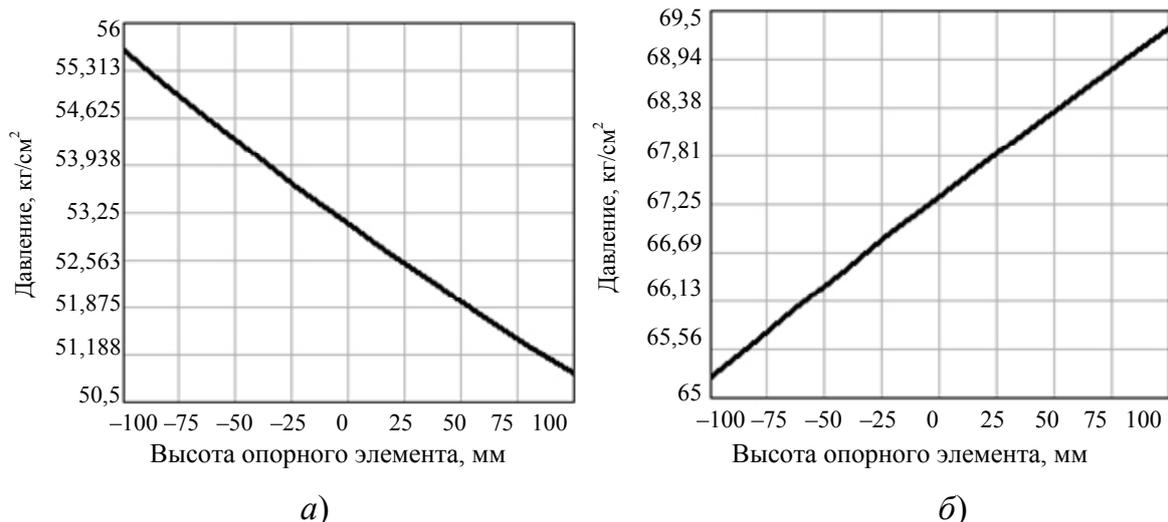


Рис. 4.24. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля подборщиком в составе КВК-8060: а – в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»; б – требуемое давление для подъема адаптера

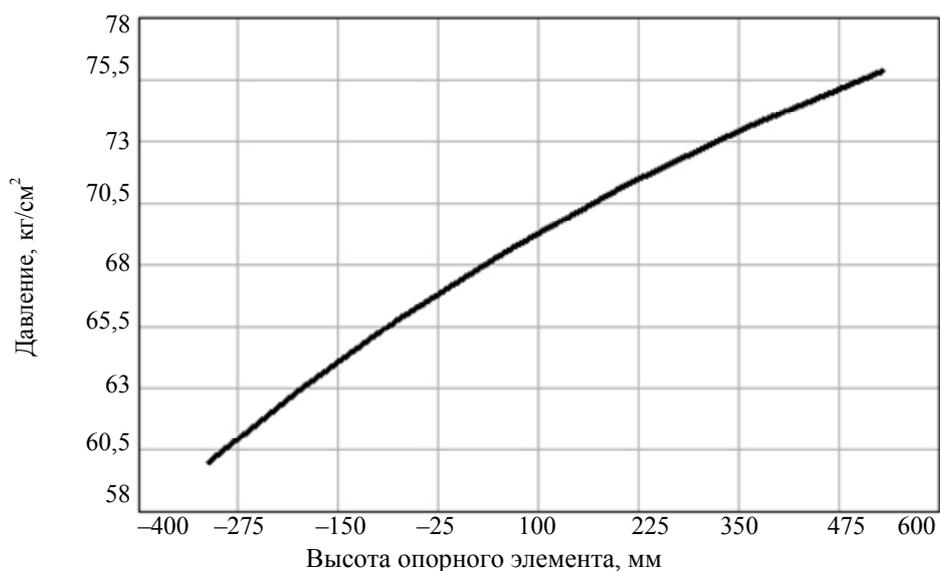


Рис. 4.25. Характеристика изменения требуемого давления для подъема подборщика в составе КВК-8060

Как показала многолетняя практика успешной эксплуатации КВК-8060, приведенная выше характеристика механизма уравнивания адаптеров обеспечивает удовлетворительное осуществление технологического процесса заготовки кормов при агрегатировании со всеми представленными выше видами адаптеров.

## 4.7. Характеристика механизма уравнивания адаптеров кормоуборочного самоходного комбайна КСК-6025

Кормоуборочный самоходный комбайн КСК-6025 предназначен для скашивания кукурузы в любой фазе спелости зерна, сорго, подсолнечника и других грубостебельных культур, скашивания трав и подбора из валков подвяленных сеяных и естественных трав с одновременным измельчением и погрузкой в транспортные средства. Комбайн используется во всех почвенно-климатических зонах, кроме горных районов и районов с почвами повышенного увлажнения и мелиорированными торфяно-болотными [24].

Для выполнения вышеуказанных функций самоходный измельчитель КСК-6025 (рис. 4.26) так же как и КВК-8060 агрегируется с тремя основными адаптерами: жаткой для уборки грубостебельных культур 2, жаткой для уборки трав 3 и подборщиком 6 (рис. 4.26).

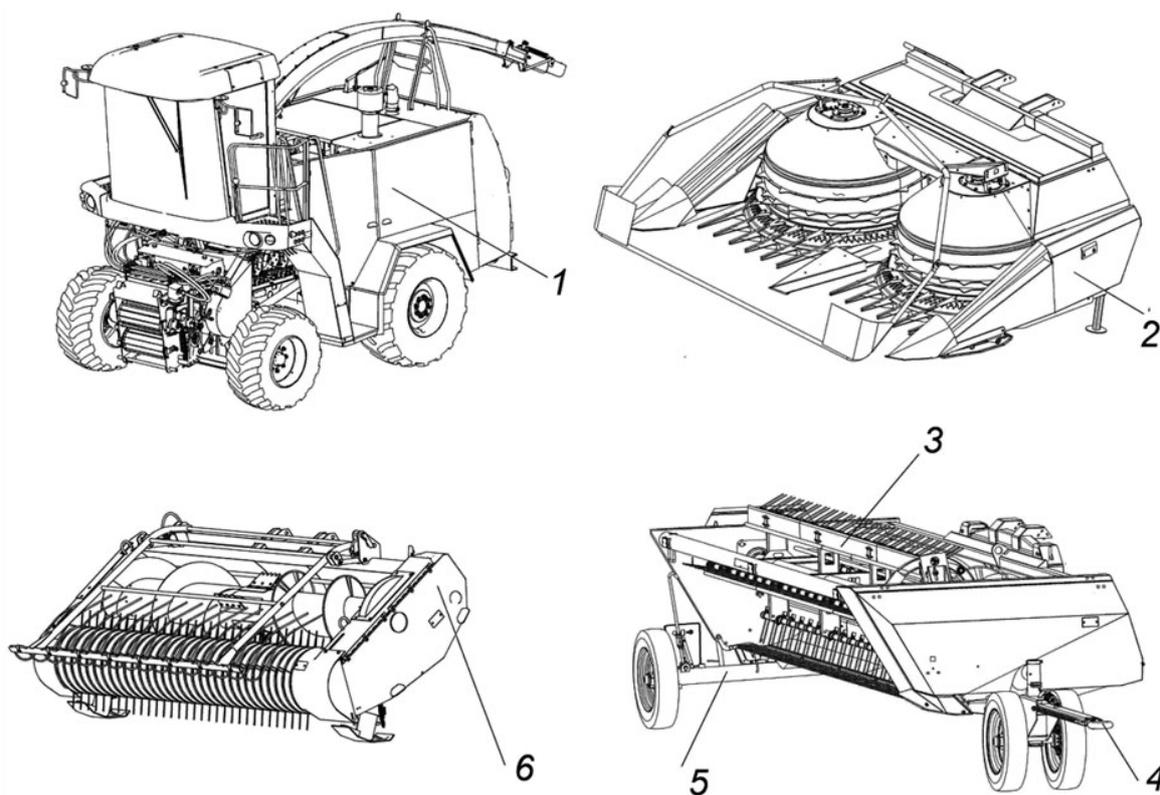


Рис. 4.26. Комбайн кормоуборочный самоходный КСК-6025:  
1 – самоходный измельчитель; 2 – жатка для грубостебельных культур; 3 – жатка для трав; 4 – тележка передняя;  
5 – тележка задняя; 6 – подборщик

Самоходный измельчитель *1* (рис. 4.26) представляет собой машину рамной конструкции с двигателем, которая включает: питающе-измельчающий аппарат, ускоритель выброса, силосопровод, гидросистемы привода ходовой части, рабочие органы и рулевое управление, приводы адаптеров и питающего аппарата, электрооборудование, кабину с органами управления и приборами контроля [24].

Питающе-измельчающий аппарат устанавливается на раме комбайна в подшипниковых опорах с одной стороны и на силовых гидроцилиндрах – с другой стороны, благодаря которым он вместе с адаптером перемещается в транспортное либо рабочее положение.

При проектировании механизма уравнивания адаптеров для комбайна КСК-6025 были приняты за основу концепции механизмов уравнивания ранее спроектированных машин, в частности, КВК-800, поэтому расчетная схема соответствует схеме, приведенной на рис. 4.2.

В гидросистеме механизма уравнивания КСК-6025 применяются два блока пневмогидроаккумуляторов, в каждом из которых установлено два двухлитровых пневмогидроаккумулятора общим объемом 4 л. Давление зарядки газом первого блока составляет  $50 \text{ кг/см}^2$ , второго –  $25 \text{ кг/см}^2$ .

#### **4.7.1. Характеристики уравнивания жатки для уборки грубостебельных культур**

Графики изменения суммарной опорной реакции на всех башмаках жатки для уборки грубостебельных культур при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комбайна КСК-6025 при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта представлены на рис. 4.27. Характеристика изменения опорной реакции на башмаке, как и у комбайна КВК-8060 с такой же жаткой (см. рис. 4.17), растущая, но величина реакции здесь значительно ниже.

Давление закачки жидкости на горизонте в гидросистеме механизма копирования комбайна КСК-6025 при агрегатировании с жаткой для уборки грубостебельных культур выбрано равным  $113 \text{ кг/см}^2$  из условия обеспечения минимальной положительной реакции на башмаке при движении вниз.

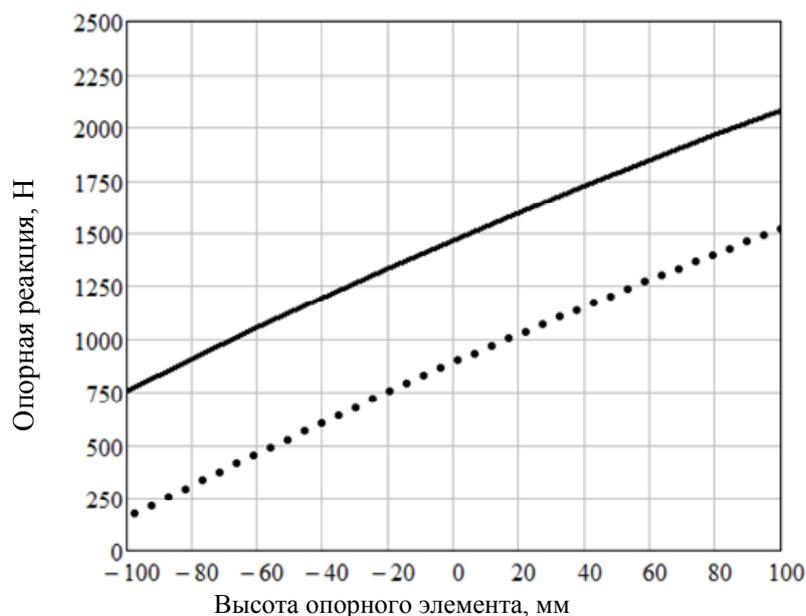


Рис. 4.27. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на башмаках жатки для уборки грубостебельных культур в составе КСК-6025 при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; •••• — движение вниз

На рис. 4.28 приведены графики изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании профиля поля жаткой для уборки грубостебельных культур, а также изменение требуемого давления для подъема в диапазоне копирования в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта.

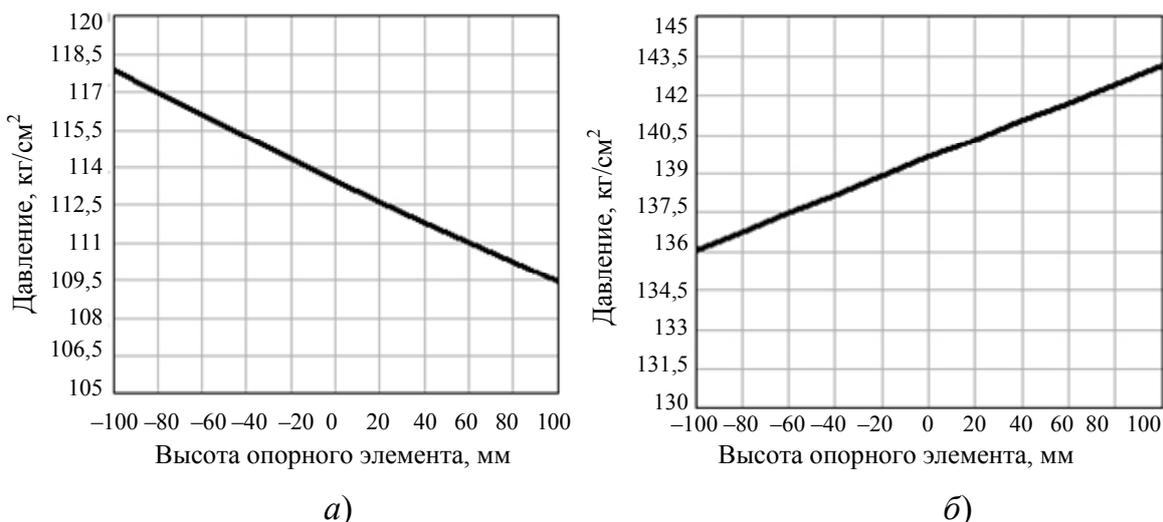


Рис. 4.28. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля жаткой для грубостебельных культур:  
 а – в замкнутой системе ГЦ-ПГА; б – требуемое давление для подъема адаптера

Как говорилось ранее, растущий характер реакции на башмаках обусловлен разнонаправленным сочетанием изменения характеристик, показанных на рис. 4.28, а и б.

График изменения потребного давления для подъема жатки для уборки грубостебельных культур в составе кормоуборочного комбайна КСК-6025 во всем диапазоне подъема в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта дан на рис. 4.29.

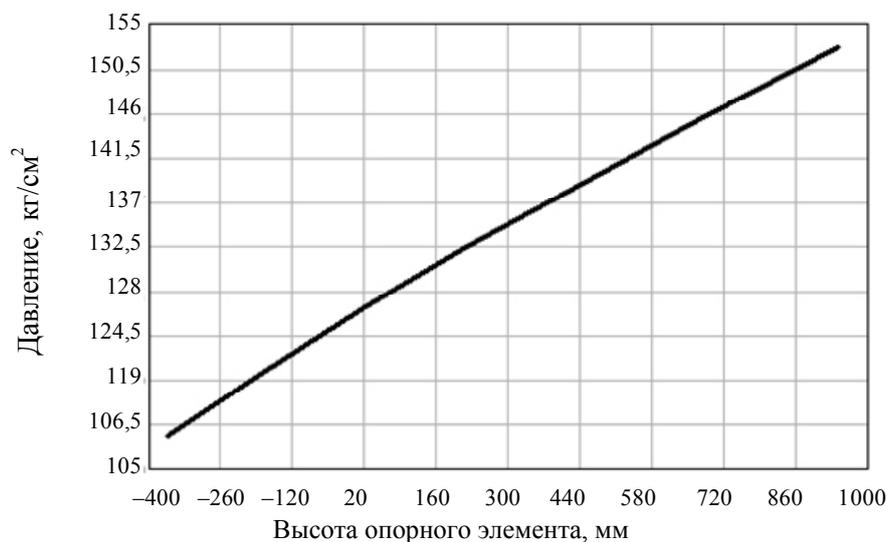


Рис. 4.29. Характеристика изменения потребного давления для подъема жатки для уборки грубостебельных культур в составе КСК-6025 во всем диапазоне подъема

Исходя из графика (рис. 4.29), видим, что величина давления, потребного для подъема в верхней точке, достигает величины  $153 \text{ кг/см}^2$ , но не превышает величины давления предохранительного клапана гидросистемы. Это значение выше, чем аналогичное значение у комбайна КСК-8060. Таким образом, ресурсы снижения гистерезиса за счет повышения этого давления в системе использованы полностью.

#### 4.7.2. Характеристики уравнивания жатки для уборки трав

Жатка для уборки трав для комбайна КСК-6025 является наиболее тяжелым адаптером, поэтому параметры данного адаптера становятся критерием ограничения максимального давления в гидросистеме.

На рис. 4.30 представлены графики изменения суммарной опорной реакции на башмаках жатки для уборки трав при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комбайна КСК-6025 при

движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта.

Характеристика изменения реакции на башмаках является растущей, что обусловлено, как говорилось выше, разнонаправленным одновременным изменением характеристик давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании профиля поля и потребного давления для подъема жатки в диапазоне копирования, показанных на рис. 4.31, а и б соответственно.

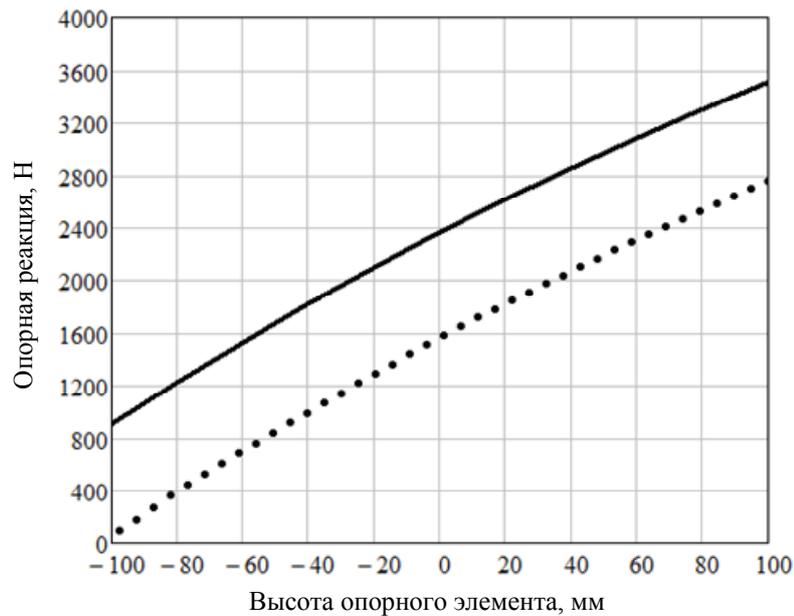


Рис. 4.30. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на башмаках жатки для трав в составе КСК-6025:

— — движение вверх; ..... — движение вниз

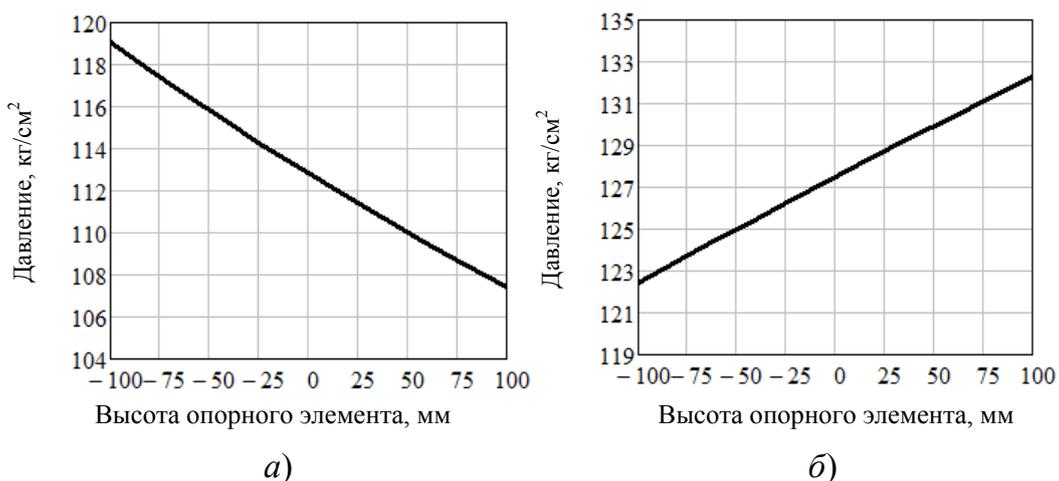


Рис. 4.31. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля жаткой для трав в составе КСК-6025:

а – давление в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»;  
б – потребное давление для подъема адаптера

На рис. 4.32 отображен график изменения потребного давления для подъема жатки для уборки трав в составе кормоуборочного комбайна КСК-6025 во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта. Как видно из графика (рис. 4.32), величина потребного для подъема жатки давления в верхней точке почти достигает величины  $160 \text{ кг/см}^2$ . Такая величина максимального давления в гидросистеме принята для этого комбайна.

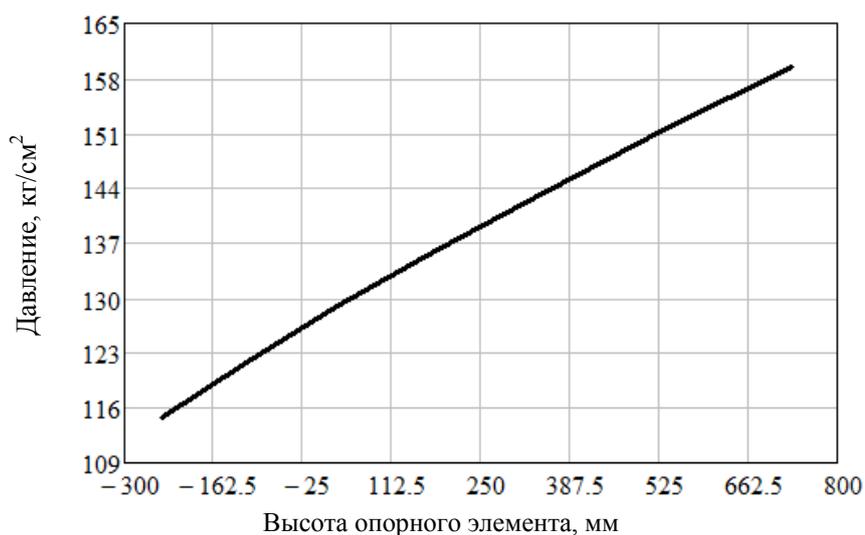


Рис. 4.32. Характеристика изменения потребного давления для подъема жатки для трав в составе КСК-6025

Выше отмечено, что повышение потребного рабочего давления до максимальных величин по сравнению с КСК-8060 позволило снизить величину гистерезиса характеристики уравнивания.

### 4.7.3. Характеристики уравнивания подборщика

Графики изменения суммарной опорной реакции на опорных колесах подборщика при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комбайна КСК-6025 при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта можно увидеть на рис. 4.33.

Характеристика изменения опорной реакции для подборщика, как и для других адаптеров, является растущей, но более полой. Относительная величина гистерезиса характеристики уравнивания подборщика выше, чем у других адаптеров, но по абсолютной величине она не превышает величину гистерезиса характеристик уравнивания других адаптеров.

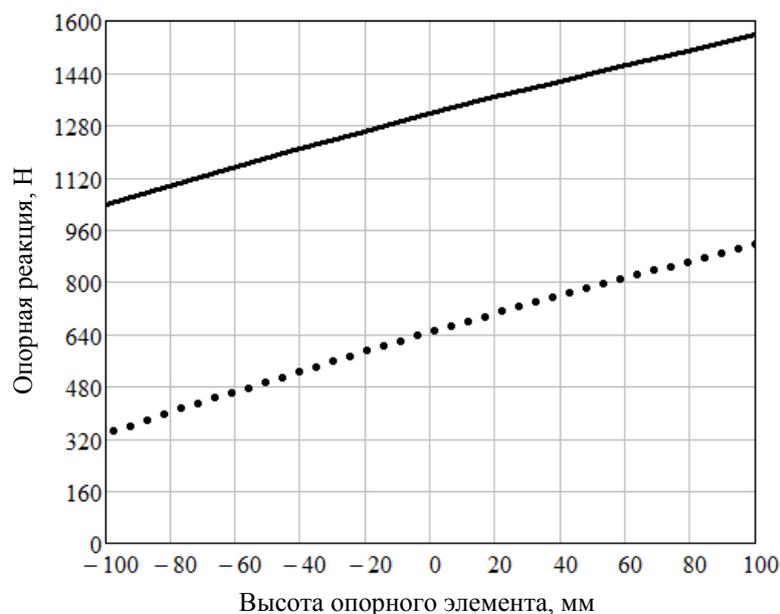


Рис. 4.33. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на колесах подборщика в составе КСК-6025 при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; •••• — движение вниз

На рис. 4.34, а, б наблюдаем изменение давления в замкнутой системе «ГЦ – ГПА» при копировании подборщиком профиля поля и потребного давления для подъема подборщика в диапазоне копирования соответственно.

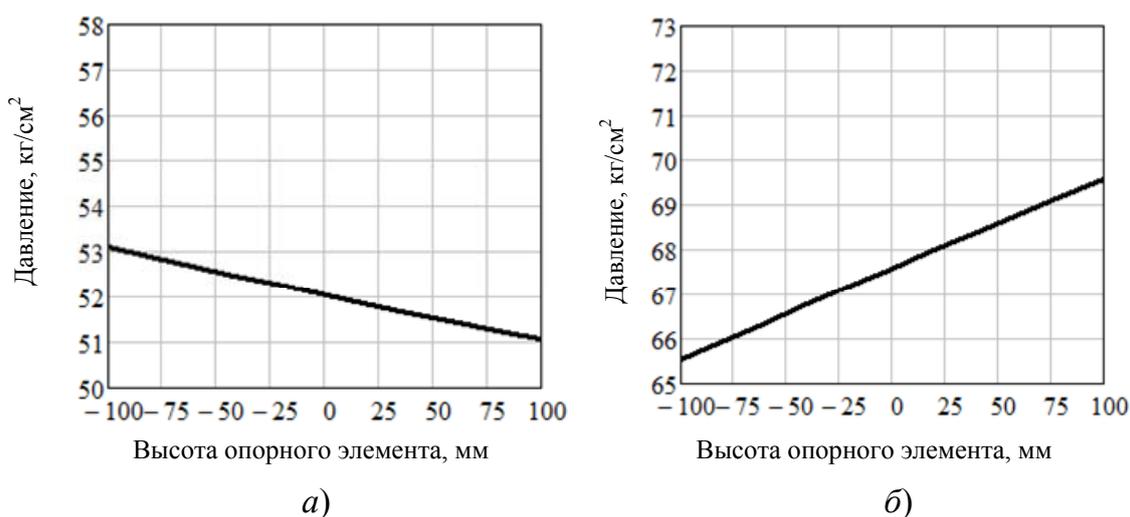


Рис. 4.34. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля подборщиком в составе КСК-6025:  
 а – в замкнутой системе ГЦ-ГПА; б – потребное давление для подъема адаптера

График изменения потребного давления на рис 4.34, а показывает, что абсолютная величина роста этого давления в диапазоне копирования меньше, чем для других адаптеров, отсюда и характеристика уравновешивания является более стабильной.

График изменения потребного давления для подъема подборщика в составе кормоуборочного комбайна КСК-6025 во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения опорного элемента от условного горизонта приведен на рис. 4.35.

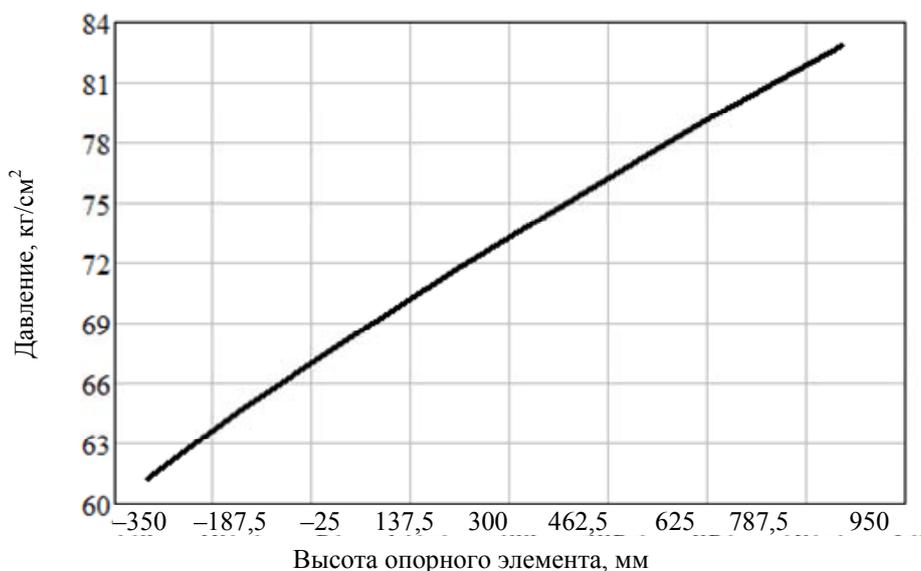


Рис. 4.35. Характеристика изменения потребного давления для подъема подборщика в составе-КСК-6025 во всем диапазоне подъема

Из графика (рис. 4.35) видно, что величина потребного давления для подъема подборщика во всем диапазоне не превышает величины 84 кг/см². Таким образом, для этого конкретного адаптера еще существует резерв для снижения гистерезиса характеристики уравновешивания. Однако в данном случае ограничивающим фактором для повышения давления в гидросистеме является адаптер с наибольшим весовым моментом – жатка для уборки трав.

Как показали приемочные испытания, разработанный механизм уравновешивания адаптеров на комбайне КСК-6025 обеспечивает удовлетворительное выполнение технологического процесса заготовки кормов со всеми представленными выше адаптерами.

#### 4.8. Характеристика механизма уравнивания адаптеров самоходного кормоуборочного комбайна на гусеничном ходу КВС-6033С

Кормоуборочный самоходный комбайн на гусеничном ходу КВС-6033С предназначен для заготовки кормов на равнинных полях с уклоном до  $8^\circ$  в зонах с повышенным увлажнением почвы и является перспективной разработкой НТЦК ОАО «Гомсельмаш».

Комбайн производит скашивание кукурузы (в любой фазе спелости зерна), сорго, подсолнечника и других грубостебельных культур, скашивание трав и подбор из валков подвяленных сеяных и естественных трав с одновременным измельчением и погрузкой непосредственно в транспортное средство или накопление измельченной массы в бункере с последующей выгрузкой в транспортное средство.

Использование самоходного измельчителя 1 предусмотрено с тремя основными адаптерами: жаткой для уборки грубостебельных культур 2, жаткой для уборки трав 3 и подборщиком 6 (рис. 4.36).

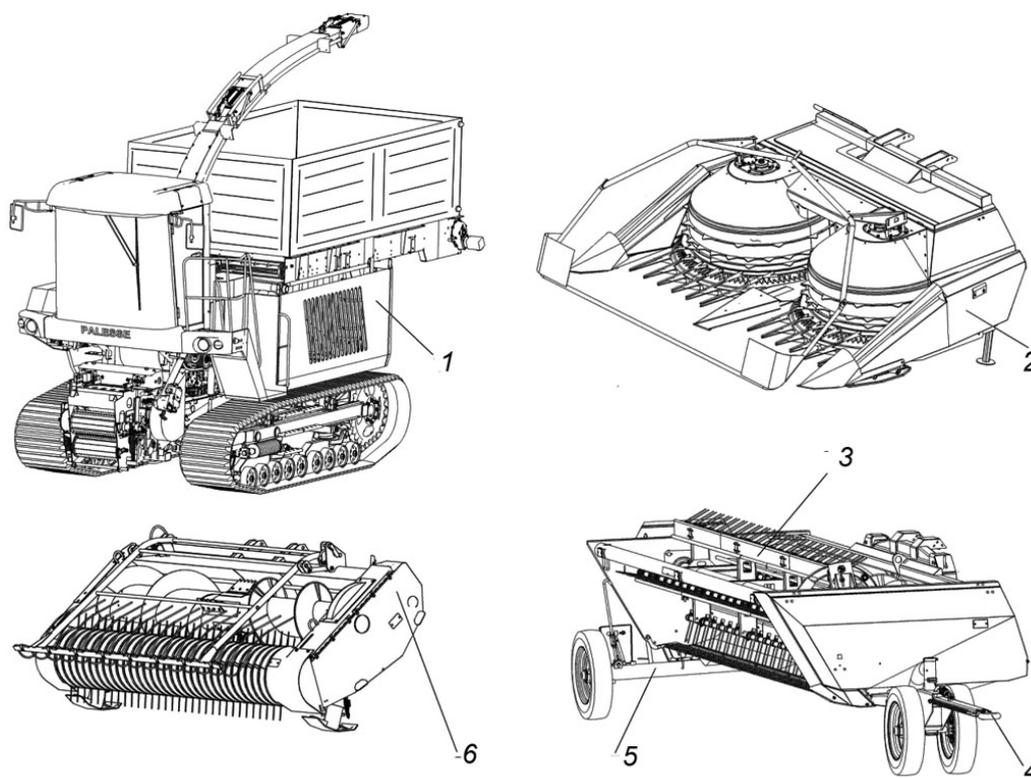


Рис. 4.36. Комбайн кормоуборочный самоходный КВС-6033С:  
1 – самоходный измельчитель; 2 – жатка для грубостебельных культур; 3 – жатка для трав; 4 – тележка передняя;  
5 – тележка задняя; 6 – подборщик

В данном параграфе приведена характеристика одного из вариантов механизма уравнивания адаптеров этого комбайна. В гидросистеме механизма уравнивания КВС-6033С применяется один блок пневмогидроаккумуляторов, в котором установлено четыре двухлитровых пневмогидроаккумулятора общим объемом 8 л с одинаковой зарядкой газом под давлением 50 кг/см<sup>2</sup>.

На начальном этапе разработки механизма уравнивания для комбайна КВС-6033С проектировщики столкнулись с тем, что концепция уравнивания для комбайна, имеющего гусеничный ход, в отличие от колесных машин должна быть скорректирована.

Первый макетный образец комбайна на гусеничном ходу был оборудован механизмом подъема и уравнивания, использовавшимся на машинах КВК-8060 и КСК-6025 и имеющим характеристику уравнивания с резким ростом реакции на опорных элементах при движении снизу вверх. Но при движении по полю комбайна с гусеничным движителем наблюдалось более интенсивное галопирование, чем у колесных машин. Это явление было вызвано типом гусеничного движителя без амортизирующих элементов, примененного на машине, где гашение колебаний происходит только за счет демпфирующих свойств резиновой гусеницы. Такой эффект при взаимодействии с механизмом уравнивания, имеющего резкий рост реакции на опорных элементах адаптеров, приводил к неровному срезу, а в критических ситуациях – и к нарушению технологического процесса заготовки кормов.

По причинам, описанным выше, для обеспечения устойчивого технологического процесса комбайна КВК-6033С потребовалось разработать механизм уравнивания адаптеров, имеющий более стабильную характеристику с некоторыми особенностями, представленными в 4.8.1–4.8.3.

#### **4.8.1. Характеристики уравнивания жатки для уборки грубостебельных культур**

Благодаря проведенной оптимизации механизма и конструктивной возможности исполнения такого варианта, в отличие от механизмов, используемых на комбайнах КВК-8060 и КСК-6025, критерием подбора давления закачки стало не условие обеспечения минимальной положительной реакции на башмаке при движении вниз, а назначение требуемой величины реакции при расположении его на уровне условного горизонта. Этого удалось добиться путем установки гидро-

цилиндра по отношению к оси качания питающе-измельчающего аппарата таким образом, чтобы минимизировать изменение его плеча в диапазоне копирования.

Так, для рассматриваемого адаптера давление закачки жидкости на горизонте в гидросистеме механизма копирования было выбрано равным  $130 \text{ кг/см}^2$  из условия обеспечения реакции  $450 \text{ Н}$  на одном башмаке при расположении его на уровне условного горизонта. Заданная величина реакции для данного адаптера позволяет минимизировать площадь башмака и не превысить регламентированную величину давления на почву в верхнем диапазоне копирования.

На рис. 4.37 приведены графики изменения суммарной опорной реакции на всех башмаках жатки для уборки грубостебельных культур при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комбайна КВС-6033С при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта. Как видно из графиков, характеристика изменения опорной реакции для этого комбайна имеет гораздо более стабильный характер, чем у рассмотренных ранее колесных машин.

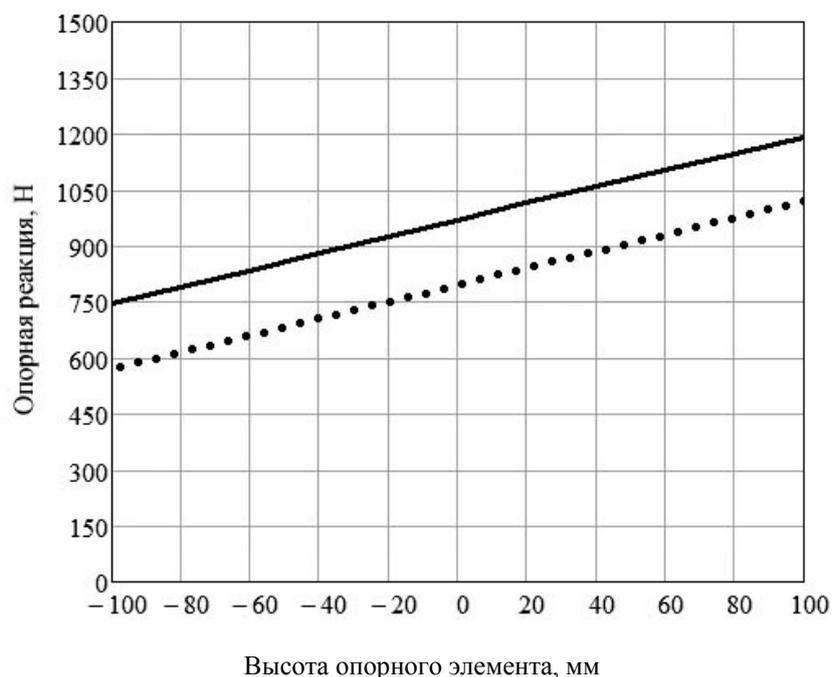


Рис. 4.37. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на башмаках жатки для уборки грубостебельных культур:  
— — движение вверх; ..... — движение вниз

Графики изменения давления в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» при копировании профиля поля жаткой, а также изменения потребного давления для подъема в диапазоне копирования в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта показаны на рис. 4.38, а, б.

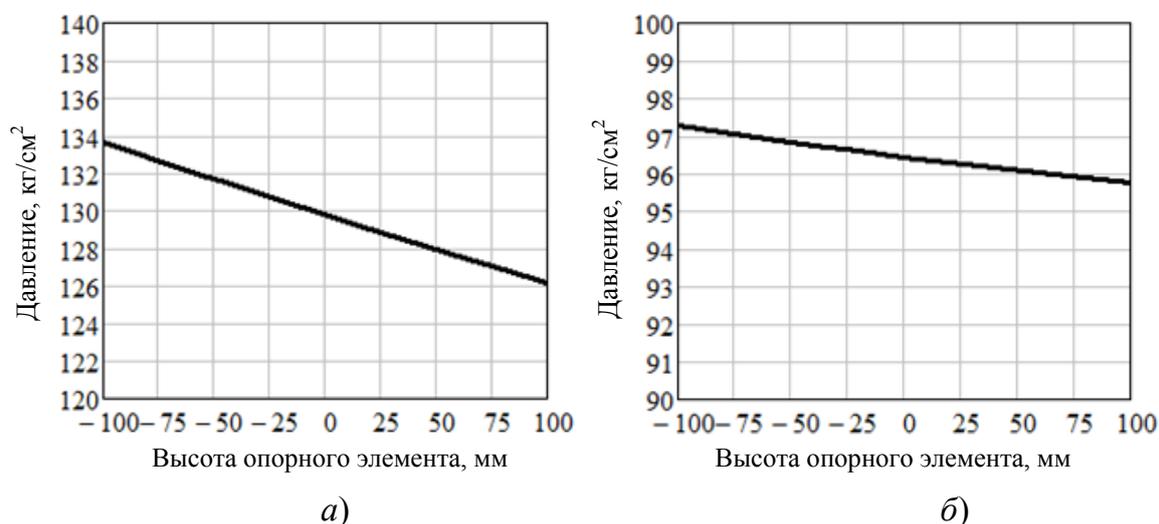


Рис. 4.38. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля жаткой для грубостебельных культур в составе КВС-6033С:

а – давление в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»; б – потребное давление для подъема адаптера

Проанализировав графики на рис. 4.38, а, б, видим, что оба они имеют одинаково падающий характер в зоне копирования. Как уже отмечалось выше, такое изменение зависимостей положительно сказывается на обеспечении стабильности характеристики уравнивания, но при неблагоприятном сочетании свойств системы может негативно влиять на возникновение автоколебаний. Поэтому параметры механизма были подобраны таким образом, чтобы свести такое нежелательное влияние к минимуму.

Если обратить внимание на сравнение аналогичных графиков изменения давления в диапазоне копирования механизмов уравнивания комбайнов КВК-8060 и КСК-6025 (например, рис. 4.18 и 4.28), то можно заметить, что уровень давления, потребного на подъем адаптера, выше уровня давления в системе «ГЦ – ПГА». При этом из рис. 4.38 видно, что в механизме уравнивания комбайна КВС-6033С уровень давления, потребного на подъем адаптера, ниже, чем уровень давления в системе «ГЦ – ПГА». Здесь требуется пояснить, с чем это связано.

Дело в том, что изначально для унификации конструкции разрабатываемого комбайна с гусеничным ходом с его колесными аналогами предполагалось использовать гидроцилиндры с диаметром плунжера 63 мм. Первоначальные исследования показали, что при работе с самым тяжелым адаптером характеристика копирования удовлетворяла предъявляемым требованиям по нагрузке на башмаки адаптеров, однако из-за особенностей конструкции расчетное максимальное давление на подъем во всем диапазоне превышало давление предохранительного клапана на 16 %. Следовательно, установка таких гидроцилиндров оказалась недопустима. Гидроцилиндры большего типа-размера с диаметром плунжера 80 мм обеспечивали гарантированный подъем адаптера с запасом 39 % по давлению, но их использование для механизма копирования оказалось недопустимо, так как характеристика изменения реакции на башмаках становилась еще более растущей, а ее величина превышала рекомендуемые значения.

Из вышеизложенного следует, что применение первого гидроцилиндра не гарантирует подъем наиболее тяжелого адаптера во всем диапазоне, а применение второго – не обеспечивает удовлетворительную характеристику его копирования. Для решения представленной проблемы было предложено конструктивное решение, при котором используется гидроцилиндр с разными рабочими полостями, но совмещающий две функции: подъема и копирования [62]. Разработанный тандем гидроцилиндров состоит из двух совмещенных гидроцилиндров: плунжерного и поршневого типов с разделенными рабочими полостями. При подъеме и опускании адаптеров работает поршневая полость большего диаметра, а при осуществлении технологического процесса происходит закачка жидкости до давления, необходимого для уравнивания адаптера, в полость с меньшим диаметром плунжера системы «ГЦ – ПГА». В этом случае, так как при работе системы уравнивания работает одна полость, а при подъеме – другая, то и наблюдается разный требуемый уровень давлений в гидросистеме.

График изменения потребного давления для подъема жатки для уборки грубостебельных культур в составе кормоуборочного комбайна КВС-6033С во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта показан на рис. 4.39.

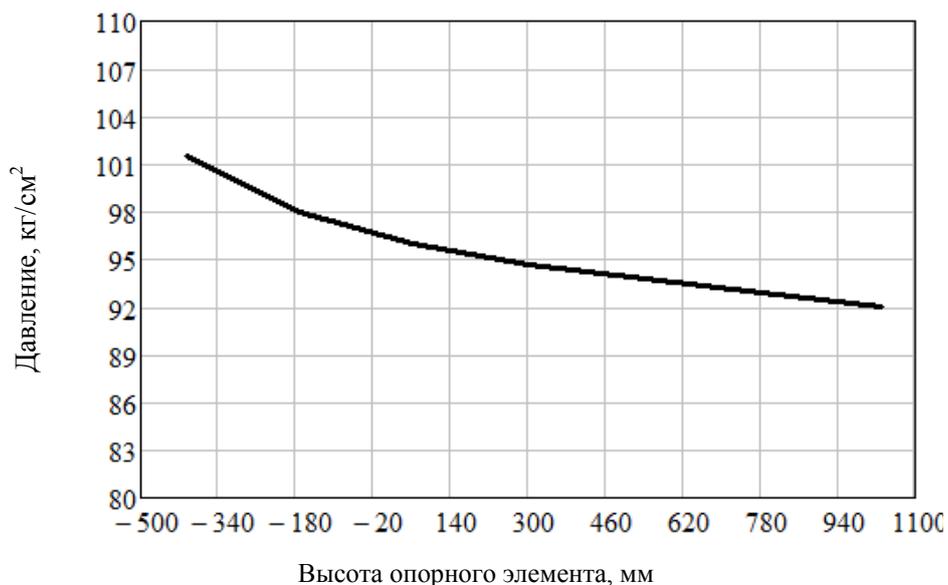


Рис. 4.39. Характеристика изменения потребного давления для подъема жатки для уборки грубостебельных культур в составе КВС-6033С во всем диапазоне подъема

Из приведенного графика (рис. 4.39) видно, что потребное давление для подъема жатки для уборки грубостебельных культур во всем диапазоне слегка превышает  $100 \text{ кг/см}^2$ , а при копировании рельефа поля давление в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» растет почти до  $135 \text{ кг/см}^2$ .

Отсюда следует важный вывод, что представленный механизм с тандемным гидроцилиндром имеет большой резерв для снижения гистерезиса характеристики уравнивания, так как величина потребного давления для подъема уже не накладывает ограничения на повышение давления при копировании.

#### 4.8.2. Характеристики уравнивания жатки для уборки трав

Графики изменения суммарной опорной реакции на башмаках, давление в замкнутой системе «ГЦ – ПГА» и давление, потребное для подъема при агрегатировании жатки для уборки трав в составе кормоуборочного комбайна КВС-6033С, представлены на рис. 4.40–4.42.

Для рассматриваемого адаптера давление закачки жидкости на горизонте в гидросистеме механизма копирования было выбрано равным  $136 \text{ кг/см}^2$  из условия обеспечения реакции  $550 \text{ Н}$  на одном башмаке при расположении его на уровне условного горизонта.

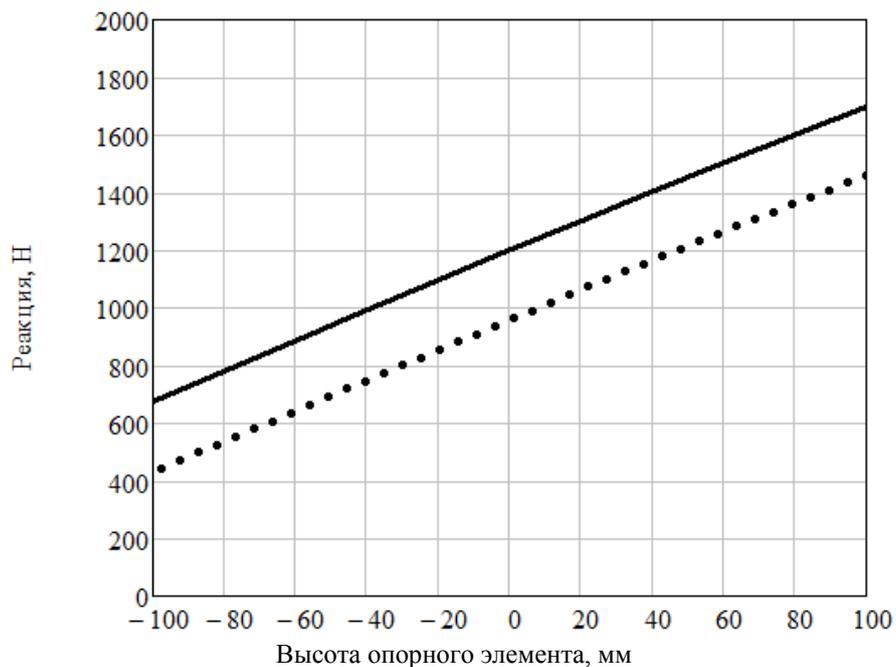


Рис. 4.40. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на башмаках жатки для трав в составе КВС-6033С при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; ..... — движение вниз

На графиках (рис. 4.41) видно, что характеристика уравнивания для травяной жатки с этим комбайном также обладает меньшей величиной гистерезиса, чем для колесных машин за счет применения специального гидроцилиндра.

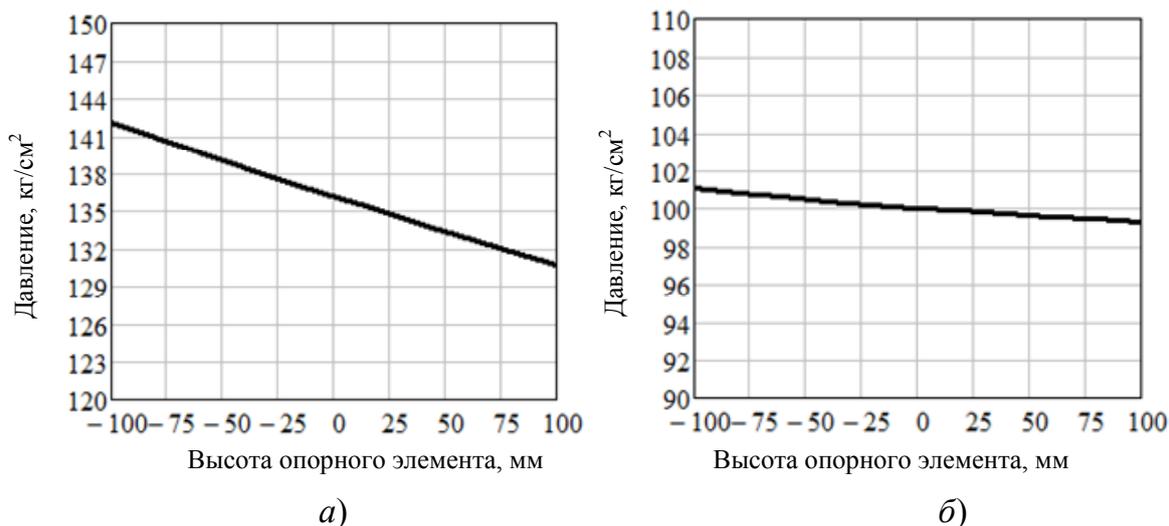


Рис. 4.41. Характеристика изменения давления при копировании профиля поля жаткой для трав в составе КВС-6033С:  
 а — давление в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»;  
 б — требуемое давление для подъема адаптера

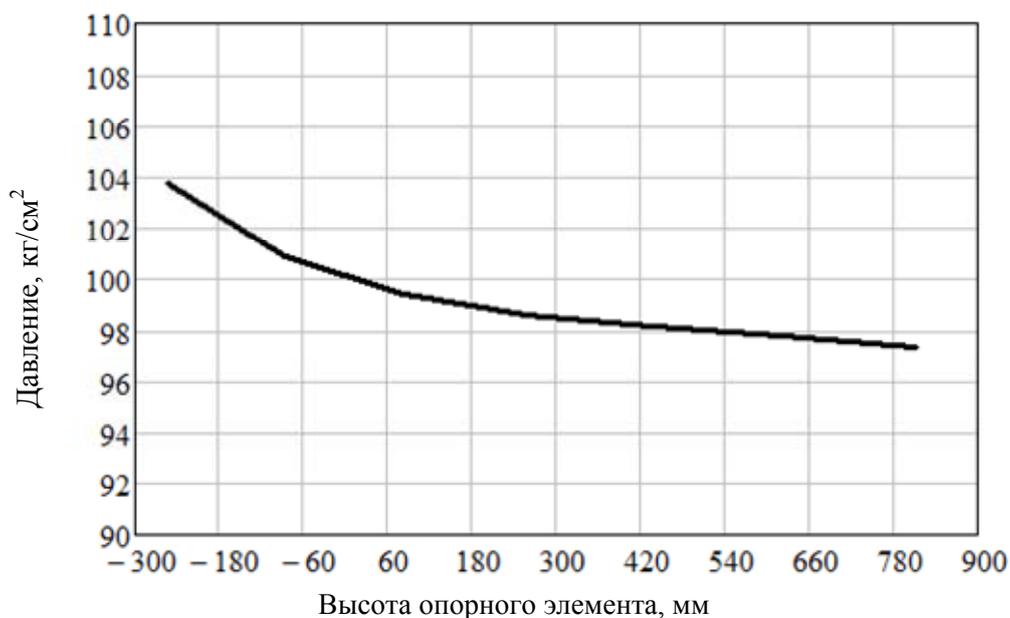


Рис. 4.42. Характеристика изменения требуемого давления для подъема жатки для трав в составе КВС-6033С

Можно отметить, что на рис. 4.42 требуемое давление для подъема травяной жатки во всем диапазоне не превышает величины 105 кг/см<sup>2</sup>, что свидетельствует об имеющихся больших резервах в системе для снижения гистерезиса характеристики уравнивания, которые могут быть использованы в будущем при доработке комбайна.

### 4.8.3. Характеристики уравнивания подборщика

Проанализируем графики изменения суммарной опорной реакции на опорных колесах подборщика при копировании профиля поля в составе кормоуборочного комбайна КВС-6033С при движении вверх и вниз в зависимости от вертикального отклонения башмака от условного горизонта (рис. 4.43).

Для рассматриваемого адаптера давление закачки жидкости на горизонте в гидросистеме механизма копирования было выбрано равным 70 кг/см<sup>2</sup> из условия обеспечения реакции 400 Н на одном башмаке при расположении его на уровне условного горизонта.

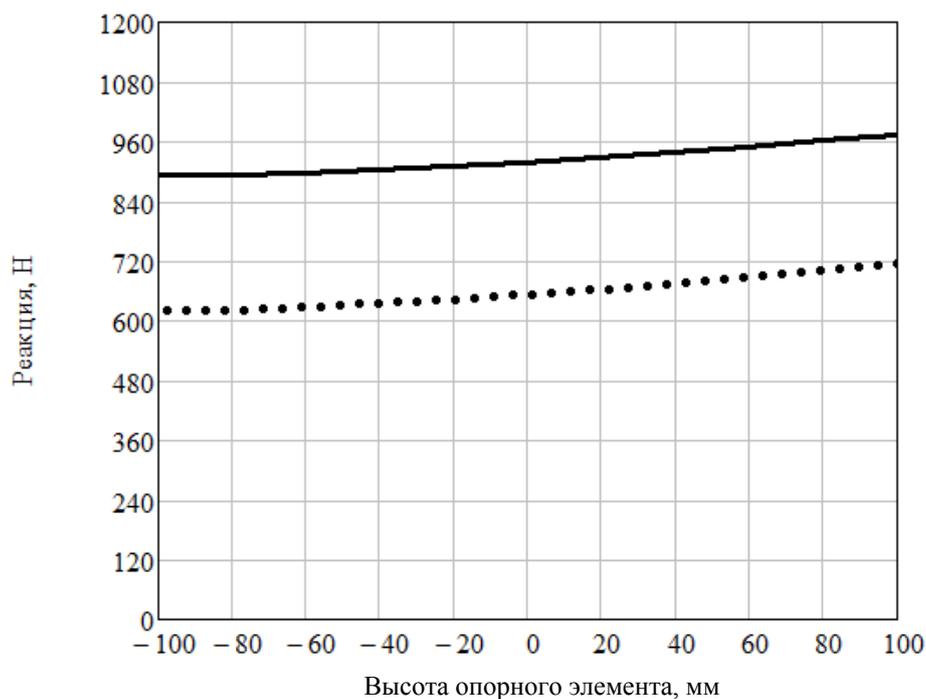
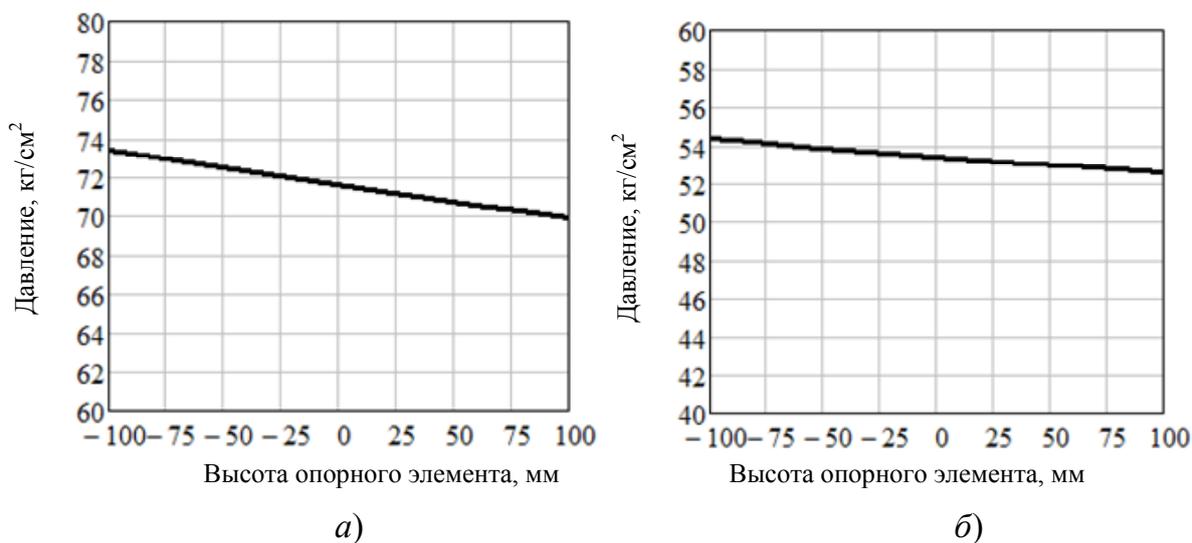


Рис. 4.43. Характеристика изменения суммарной опорной реакции на колесах подборщика в составе КВС-6033С при копировании профиля поля:  
 — — движение вверх; •••• — движение вниз

Как видно из анализа приведенных графиков изменения опорной реакции для подборщика (рис. 4.43), характеристику уравнивания подборщика на комбайне КВК-6033С можно назвать стабильной. Но в этом случае наиболее легкий адаптер будет накладывать ограничение на характеристики уравнивания более тяжелых адаптеров.

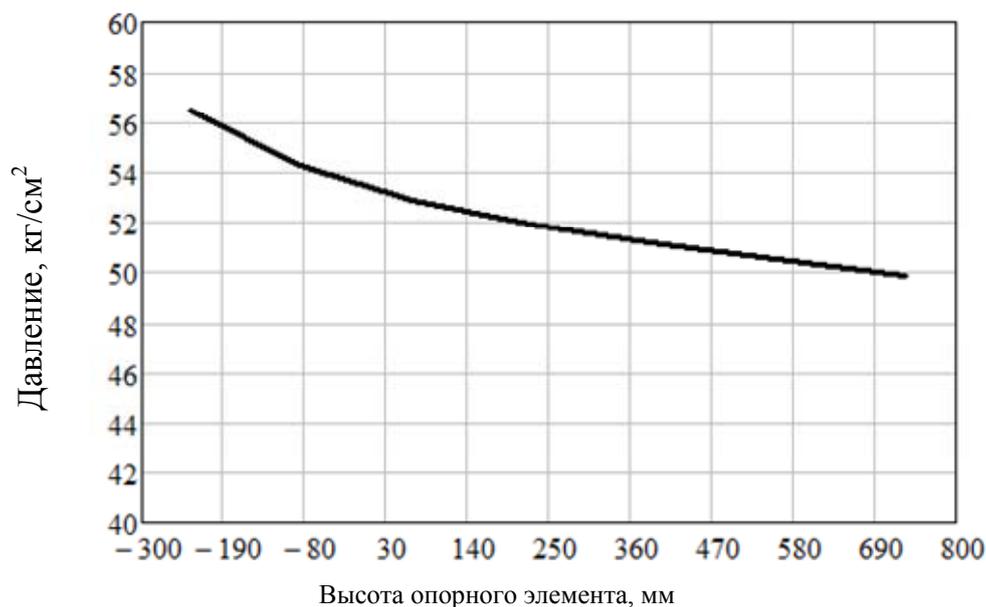
Дело в том, что если изменить параметры механизма уравнивания таким образом, чтобы и для грубостебельной жатки, и для травяной жатки характеристика уравнивания стала бы еще более стабильной, то в этом случае для подборщика характеристика уравнивания перевернется и упадет. То есть с опусканием опорного колеса реакция на нем начнет увеличиваться, а при подъеме — падать. Такая падающая характеристика является нежелательной, так как может привести к эффекту «бульдозерения» за счет самоусиления опорной реакции, который выражается в разрушении верхнего слоя почвы, нарушении технологического процесса и ухудшении качества заготовки кормов.

И здесь из анализа графиков (рис. 4.44, а, б) видно, что обе характеристики давления имеют одинаково падающий характер в зоне копирования, значит, они являются согласованными.



*Рис. 4.44.* Характеристика изменения давления при копировании профиля поля подборщиком в составе КВС-6033С:  
*а* – давление в замкнутой системе «ГЦ – ПГА»; *б* – требуемое давление для подъема адаптера

График изменения требуемого давления для подъема подборщика в составе кормоуборочного комбайна КВС-6033С во всем диапазоне в зависимости от вертикального отклонения опорного элемента от условного горизонта дан на рис. 4.45.



*Рис. 4.45.* Характеристика изменения требуемого давления для подъема подборщика в составе КВС-6033С во всем диапазоне

Как следует из графика (рис. 4.45), давление, потребное для подъема подборщика на комбайне КВК-6033С, во всем диапазоне не превышает величины  $60 \text{ кг/см}^2$ .

На основании приведенных выше характеристик можно сделать вывод, что при проектировании механизма уравнивания адаптеров для комбайна КВК-6033С обеспечено наилучшее сочетание параметров механизма, которые имеют оптимальную характеристику изменения опорной реакции на башмаке адаптеров. При этом попытка уменьшения разброса реакции для наиболее тяжелого адаптера (рис. 4.40) ограничена опасностью превращения такой характеристики для наиболее легкого адаптера (рис. 4.43) из растущей в падающую. Падающая характеристика при этом отрицательно скажется на выполнении технологического процесса. Поэтому при необходимости проектирования механизма, используемого для агрегатирования комбайна с различными типами адаптеров, необходимо стремиться к компромиссу для обеспечения работоспособности механизма со всеми из них. Как показали полевые испытания, данный механизм уравнивания выполняет устойчивый технологический процесс комбайна КВК-6033 со всеми адаптерами.

#### **4.9. Выводы по главе 4**

На основании материала, представленного в главе 4, можем сделать следующие выводы:

1. Важным параметром, определяющим качество работы уборочного комбайна, является величина потерь урожая при уборке. Значительная часть от общих потерь комбайна – это потери урожая за жаткой. Величина этих потерь определяется качеством копирования микропрофиля поверхности поля, а именно – обеспечением постоянства высоты среза скашиваемых культур. Несмотря на разнообразие механизмов уравнивания применяемых на различных уборочных комбайнах, представленных в параграфе 4.1, наиболее широкое распространение получили механизмы уравнивания пассивного типа с применением пневмогидроаккумуляторов.

2. Приведенное в главе 4 математическое описание механизма уравнивания адаптеров самоходных сельскохозяйственных машин с использованием ПГА, а также системы «ГЦ – ПГА» позволяет на начальном этапе проектирования машины обеспечивать необходимый для данной машины тип характеристики уравнивания с уче-

том всего шлейфа используемых сменных адаптеров. Данное математическое описание легко алгоритмируется в любых математических пакетах, позволяет легко формировать целевую функцию оптимальности характеристики и использовать для поиска решения различные методы оптимизации. Это математическое описание пригодно для описания не только рассмотренного механизма, показанного на рис. 4.2, но и любых других рычажных механизмов с применением ПГА.

3. Применение блока из двух типов пневмогидроаккумуляторов с разной зарядкой газом существенно расширяет диапазон использования механизма, получая адаптивную самонастраивающуюся систему. В результате можно использовать на одной самоходной сельскохозяйственной машине шлейф различных по массе адаптеров.

4. Для получения стабильной характеристики изменения опорной реакции для механизма с пневмогидроаккумулятором необходимо, чтобы характеристика рычажного механизма подъема была согласована с характеристикой пневмогидроаккумулятора. Для получения согласованной характеристики механизма подъема с характеристикой пневмогидроаккумулятора нужно, чтобы потребное давление для подъема в зоне копирования уменьшалось по закону, аналогичному закону уменьшения давления в пневмогидроаккумуляторе при выходе из него жидкости.

5. Для обеспечения падения потребного давления при подъеме адаптера следует подобрать точки крепления гидроцилиндра на раме и на ПИА (если это кормоуборочный комбайн) или на наклонной камере (если это зерноуборочный комбайн) так, чтобы плечо гидроцилиндра в зоне копирования при движении опорных элементов адаптера вверх увеличивалось.

6. Для обеспечения приемлемой величины гистерезиса необходимо во все шарниры качания звеньев, имеющих значительные размеры, устанавливать подшипники качения. Для минимизации влияния силы трения в гидроцилиндре на величину гистерезиса нужно использовать максимально высокий уровень потребного давления для подъема с минимальным запасом.

## Глава 5

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

### 5.1. Общие сведения о подъемно-навесных устройствах

Подъемно-навесные устройства являются составной частью таких сложных технических объектов, как сельскохозяйственные, строительные-дорожные и землеройные энергомашинные комплексы. Они предназначены для связи мобильных энергетических средств (МЭС), таких как тракторы, универсальные энергетические средства (УЭС) и самоходные шасси с навесными машинами и орудиями.

В машинном агрегате, включающем ПНУ и навесную машину, ПНУ, в свою очередь, состоит из гидропривода и механизма навески (МН), закрепленного на раме МЭС. Навесные машины (НМ) и орудия в транспортном положении полностью навешиваются на МЭС, а полунавесные – частично на собственную ходовую систему. Подъемно-навесное устройство (рис. 5.1) является неотъемлемой частью МЭС.

Анализ кинематических схем и конструкций МН показывает, что в сельскохозяйственном производстве [51] с навесными машинами они агрегируются в основном по трехточечной схеме (рис. 5.1) При разнообразном конструктивном исполнении все трехточечные МН выполняют по единой схеме шарнирно-рычажного механизма, состоящего из двух нижних *19* и одной верхней (центральной) *10* тяг. Каждая тяга шарнирно соединена одним концом с МЭС, а другим – с машиной (орудием). Привод МН осуществляется от одного или двух гидроцилиндров *14* через вал *6* с рычагами *12* и раскосами *15*. Верхняя тяга *10* и раскосы *15* выполняются регулируемые по длине для корректировки положения навешенного орудия относительно МЭС в продольной и поперечной плоскостях. В результате навесная машина имеет возможность перемещения относительно МЭС по высоте и в поперечном направлении. Стяжки *16* ограничивают поперечные перемещения орудия в рабочем положении и исключают их в транспортном.

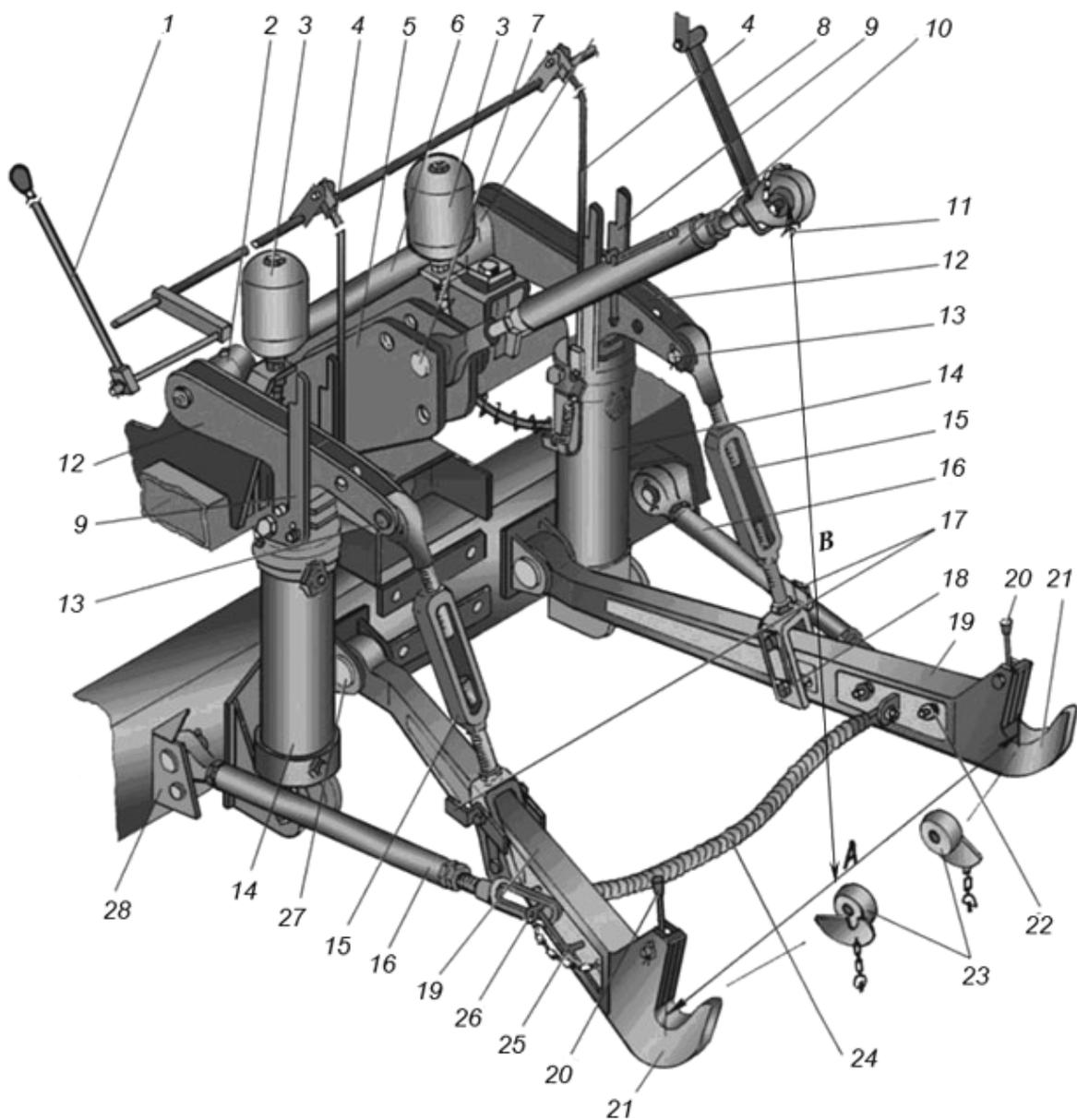


Рис. 5.1. Подъемно-навесное устройство УЭС-2-250А:  
 1, 4 – тяги; 2 – опора; 3 – ПГА; 5, 28, 37 – кронштейны;  
 6 – вал поворотный; 7, 13, 18, 27, 31 – пальцы; 8 – подвеска;  
 9, 11, 17 – фиксаторы; 10 – верхняя тяга; 12 – рычаги;  
 14 – гидроцилиндр; 15 – раскосы; 16, 24 – стяжки;  
 19 – нижние тяги; 20 – ручки фиксаторов; 21 – захваты;  
 22, 40 – гайки; 23 – шарниры; 25 – скоба; 26 – чека

Для обеспечения агрегатирования различных типов и моделей МЭС с разнообразными навесными орудиями форма и размеры присоединительных элементов, а также размеры *A* и *B* присоединительного треугольника (рис. 5.1) и кинематические параметры ПНУ регламентируются соответствующими стандартами [18], [63]. При единой

заданной номенклатуре размеров и параметров ПНУ их значения подразделяются на несколько категорий в зависимости от класса трактора. Кинематические параметры МН влияют на эксплуатационные качества машинно-тракторного агрегата (МТА).

Гидропривод ПНУ служит для передачи энергии двигателя МЭС к различным исполнительным механизмам.

По функциональному назначению гидроприводы подразделяются на три группы:

- приводы МН, контролирующие привод и управление только МН;
- универсальные, обеспечивающие привод и управление МН и рабочих органов, агрегируемых с МЭС машин и орудий;
- централизованные, которые помимо выполнения функций универсальных гидроприводов обеспечивают также привод и управление отдельными или всеми гидрофицированными механизмами самого МЭС (рулевого управления, тормозов, дифференциалов, передних ведущих мостов и др.).

В зависимости от компоновки составляющих элементов гидроприводы делят на три группы [64]:

- моноблочные, в которых все элементы смонтированы в единый блок;
- полураздельно-агрегатные, комплектуемые группами агрегатов или группами и отдельными агрегатами;
- раздельно-агрегатные, в которых все составляющие элементы выполнены в виде отдельных агрегатов, располагаемых в местах, наиболее рациональных по общей компоновке МЭС, удобству управления и обслуживания гидропривода.

Моноблочный гидропривод в последнее время на МЭС не применяют. Полураздельно-агрегатный гидропривод широко используют на тракторах малой и средней мощности. Для энергонасыщенных МЭС в последнее время все более широкое применение получает раздельно-агрегатный гидропривод.

По источникам питания и способам регулирования режимов работы гидроприводы бывают следующих видов:

- с постоянным расходом на базе насоса с постоянным рабочим объемом (рис. 5.2, *а*);
- с суммированием постоянных расходов (СПР) насосов с постоянным рабочим объемом (рис. 5.2, *б*);
- системы постоянного давления (СПД) на базе насоса с регулируемым рабочим объемом (рис. 5.2, *в*);

– системы, чувствительные к нагрузке (СЧН), на базе насоса с постоянным рабочим объемом (рис. 5.2, а);

– системы, чувствительные к нагрузке, на базе насоса с регулируемым рабочим объемом (рис. 5.2, д).

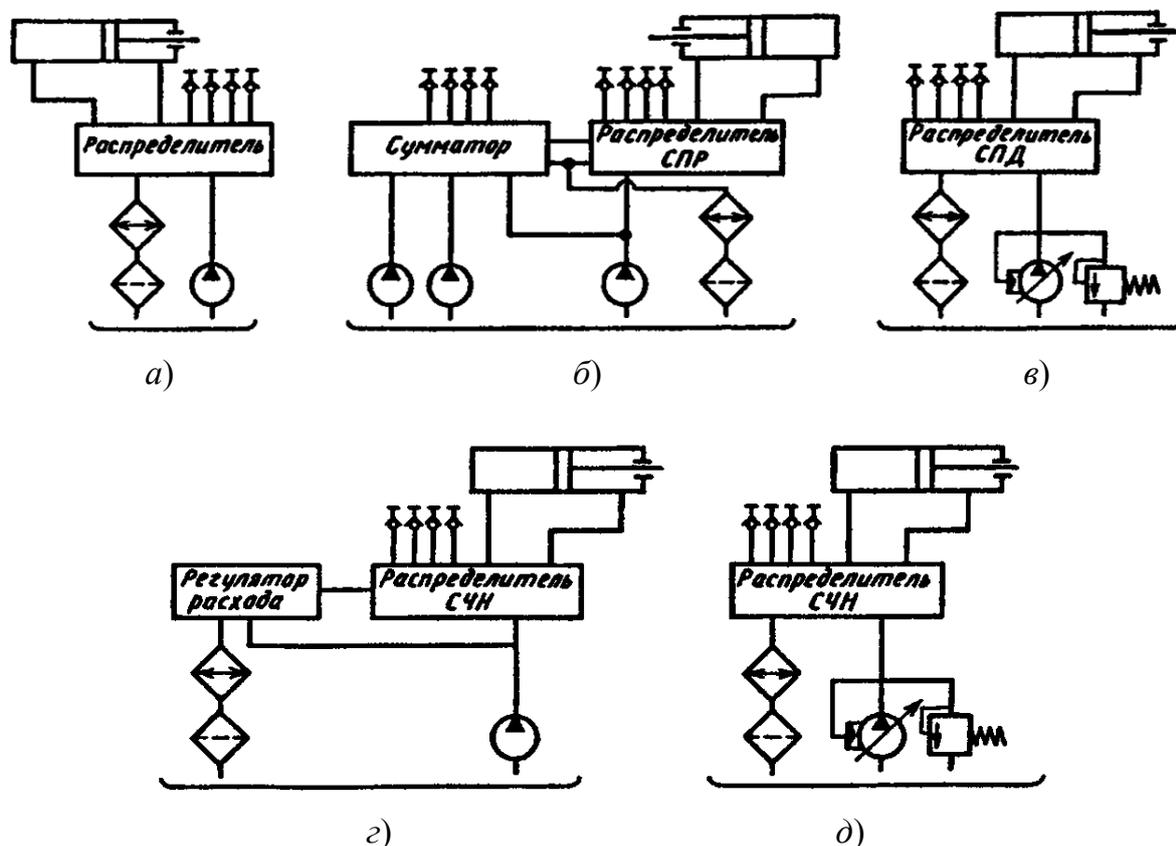


Рис. 5.2. Схемы основных типов гидропривода

Гидроприводы постоянного расхода (рис. 5.2, а) наиболее просты по конструкции, используются на многих МЭС различных назначений и мощности и реализуют раздельное управление потребителями от одного насоса. Число раздельно управляемых потребителей определяется числом управляющих секций распределителя. К их недостаткам относятся потери мощности при неполном использовании расхода и неприспособленность к одновременному управлению несколькими потребителями, что частично устраняется, но с дополнительными потерями мощности при использовании делителя потока. Гидропривод с суммированием расходов (рис. 5.2, б) оснащен дополнительными насосами постоянного рабочего объема и специальным распределителем-сумматором, который подключает насосы к выводам для привода внешних потребителей при приоритетном использо-

вании расхода насоса гидропривода МН. Данная система обеспечивает независимый привод в непрерывном режиме со ступенчатым изменением расхода двух насосов или двух групп гидрофицированных рабочих органов агрегируемых машин, потребляемая мощность которых превышает мощность насоса гидропривода МН.

В гидросистемах постоянного давления (рис. 5.2, в) с помощью специального регулятора постоянно поддерживается заданное максимальное давление. Для этого в системе используется регулируемый насос. При отключенных потребителях насос работает с минимальным расходом, необходимым лишь для компенсации утечек, и потому потребляет незначительную мощность. При подключении потребителей вследствие первоначального падения давления в напорной магистрали регулятор, изменяя рабочий объем насоса, увеличивает расход рабочей жидкости до заданного распределителем, при котором давление нагнетания достигает максимального значения, установленного регулятором. При отключении одного из потребителей давление в системе начинает возрастать и насос уменьшает расход до тех пор, пока в системе не установится прежняя величина максимального давления. Таким образом, СПД может реализовать одновременное питание любого числа потребителей независимо от их нагрузки, не превышающей заданного в системе максимального давления, и при суммарном потребляемом расходе рабочей жидкости – не более максимальной подачи насоса. Система компактна и обладает высоким быстродействием. Однако она недостаточно экономична при работе с недогрузкой по давлению. По этой причине данная система применяется ограниченно лишь на некоторых моделях тракторов, где потребители используются крайне редко и с большой нагрузкой по давлению.

Гидроприводы, чувствительные к нагрузке (рис. 5.2, з, д), более экономичны и благодаря этому получают все большее распространение. Их особенностью является то, что, обеспечивая независимый привод потребителей с разной нагрузкой по давлению при разных скоростных режимах, система питания работает при давлении, соответствующем давлению максимально нагруженного потребителя. В этих гидроприводах применяют насосы как с постоянным (рис. 5.2, з), так и с регулируемым (рис. 5.2, д) рабочими объемами. Расход рабочей жидкости, подводимый к каждому потребителю, как и в гидроприводах постоянного давления, регулируется соответствующей секцией распределителя.

К основным элементам гидропривода относят гидронасос, гидрораспределитель и гидродвигатель (чаще всего это гидроцилиндр одностороннего действия), которые, как было отмечено выше, отдельно компонуются на раме МЭС. В ПНУ гидроцилиндр – это элемент связи между гидроприводом и МН, поэтому для гидропривода он представляет выходное звено, а для МН – входное. Для подъема НМ поток рабочей жидкости, подаваемый гидронасосом и регулируемый гидрораспределителем, направляется в поршневую полость гидроцилиндра (рис. 5.2) и приводит в движение навесное устройство МН, а вместе с ними и присоединенную в трех точках НМ (орудие).

## **5.2. Подходы к исследованию подъемно-навесных устройств. Состояние вопроса**

Опыт эксплуатации МЭС показывает, что в процессе функционирования наиболее энергоемкой операцией, выполняемой энергоносителем, является перевод навесной машины (при помощи ПНУ) в транспортное положение.

Шлейф навешиваемых на конкретное МЭС машин достаточно широк и имеет выраженную тенденцию к росту. В процессе эксплуатации мобильных агрегатов процесс перевода навесного орудия из рабочего положения в транспортное выполняется многократно и, как правило, с необоснованными энергозатратами. К основным причинам такого положения относится следующее:

- отсутствие рекомендаций по настройке ПНУ конкретного МЭС для экономного перевода конкретной навесной машины в транспортное положение;
- относительно большой срок службы ПНУ и сложность учета относящихся к нему энергозатрат (в топливном эквиваленте);
- навеска на МЭС навесных машин и орудий, возможность агрегатирования с которыми ранее не предусматривалась.

Требования к сельскохозяйственной технике увеличиваются с каждым годом. Конкуренция на рынке заставляет предприятия постоянно совершенствовать свои изделия или проектировать качественно новые.

Для оценки и анализа параметров изделий сельскохозяйственного машиностроения существует два пути:

- создание физической модели изделия и последующие испытания данной модели;

– создание компьютерной модели изделия, используя компьютерные методы проектирования и дальнейшее улучшение данной модели с помощью методов оптимизации.

В сельскохозяйственном машиностроении создание физической модели или макета требует относительно больших затрат, что еще более осложняется сезонностью сельскохозяйственных работ, а потому и краткосрочностью полевых испытаний. Учитывая современное развитие компьютерных технологий и возможный уровень адекватности и точности компьютерной модели ее реальному прототипу, можно считать ее создание наиболее оптимальным методом анализа и оценки изделия.

В процессе создания компьютерной модели ПНУ с целью дальнейшей оптимизации ее параметров, исходя из функционального назначения МТА, а также при разработке ПНУ МЭС необходимо обеспечить:

– минимизацию нагрузок в элементах МН при выполнении требований по грузоподъемности;

– возможность заглубления рабочих органов почвообрабатывающих НМ под действием собственного веса и стабильность их хода по глубине;

– допустимое перераспределение нагрузки между передним и задним мостами МЭС в составе МТА в рабочем и транспортном режимах;

– оптимизацию процесса подъема НМ для обеспечения необходимого запаса грузоподъемности;

– удовлетворительное копирование опорной поверхности навесными уборочными машинами;

– требования по устойчивости и плавности хода МЭС с поднятой в транспортное положение НМ.

Обеспечение перечисленных требований должно достигаться соответствующим выбором рациональных параметров гидропривода и МН МЭС при их проектировании.

В этой связи во всех основополагающих работах в области теории навесных агрегатов и практики их эксплуатации вопросу рациональных параметров МН и гидроприводов с различных точек зрения уделяется серьезное внимание.

Исследования Д. А. Чудакова [65] в области кинематики и динамики навесных агрегатов позволили ему сформулировать основные требования к навесным системам; разработать графоаналитический

метод кинематического и силового анализа трехточечного МН трактора; более полно осветить вопросы устойчивости тракторов в составе навесных агрегатов и дать рекомендации по выбору основных параметров гидравлических систем управления НМ. Теория навесных агрегатов, разработанная Д. А. Чудаковым, и в настоящее время является, по существу, основой при проектировании ПНУ МЭС. Базой для разработки теории навесных сельскохозяйственных агрегатов послужили также теоретические и экспериментальные работы, проведенные Г. Н. Синеоковым [66], по определению сил, действующих на рабочие органы навесных почвообрабатывающих машин и орудий.

Изучению эксплуатационных показателей ПНУ и обоснованию выбора параметров ПНУ с навешиваемыми устройствами и орудиями посвящены работы различных авторов. Так, Г. Л. Кальбус [67] проводил исследования эксплуатационных показателей ПНУ тракторов ДТ-54А «Беларус» и ДТ-20. В. К. Крохмаль [68] исследовал параметры работы ПНУ трактора МТЗ-50 в агрегате с плугом ПН-3-35А. Н. В. Мельник [69] анализировал возможность уменьшения тягового сопротивления плуга ПЛМ-4-35 с трактором ДТ-75 за счет изменения геометрических параметров внешнего шарнирного четырехзвенника МН. Л. Негуцем [70] были осуществлены исследования эффективности работы МН трактора S-650 в сравнении с МН на тракторах Т-74 и ДТ-54А.

В работах В. П. Гребнева [71], А. Б. Лурье [72], Е. Я. Строка [73] были исследованы тягово-сцепные свойства трактора и проведено обоснование выбора параметров ПНУ при использовании систем автоматического регулирования (САР) глубины обработки почвы, а при применении высотного способа регулирования с корректорами силового воздействия НМ на трактор – в работе П. Я. Прицкера [74].

Методы синтеза рациональной системы корректирования на основе теоретических предпосылок, дающих возможность снизить трудоемкость поиска оптимальных параметров навесных агрегатов, впервые были предложены П. Я. Прицкером. В частности, разработаны основы теории, позволяющие задать такую закономерность перемещения мгновенного центра вращения (МЦВ) шарнирного четырехзвенника, при которой обеспечивается самозаглубляемость, стабильность глубины хода рабочих органов сельскохозяйственной машины и возможность эффективного использования системы корректирования силового воздействия НМ на трактор с учетом глубины обработки, почвенных условий и состояния рабочих органов НМ. Однако сам

метод расчета геометрических параметров не приводится; в работе лишь указывается, что, «ориентируясь на траекторию движения МЦВ, можно осуществить инженерный расчет навесного устройства трактора, увязав расположение кинематических точек с заданной закономерностью перемещений МЦВ» [74].

Как показал анализ вышеперечисленных работ, специфическим параметром, определяющим возможность самозаглубления рабочих органов, стабильность их хода по глубине и рациональное распределение нагрузки между опорами трактора и сельскохозяйственной машины, являются координаты МЦВ НМ, которые в конечном счете определяются геометрическими параметрами навесного устройства.

Ряд исследователей в качестве оценочного критерия предлагает принимать величину реакции почвы на опорном колесе плуга. Но такой способ оценки не универсален, поскольку современные навесные плуги имеют широкий диапазон ширины захвата (0,3–2,8 м), а следовательно, и величины реакций, обеспечивающие стабильность глубины хода, будут различны даже при одинаковом удельном сопротивлении почвы. На основании исследований, проведенных Д. З. Стародинским и П. Л. Щупаком в работе [75], предлагается более универсальный метод оценки стабильности глубины хода плугов по удельному заглубляющему моменту  $m_{\text{загл}}$ , т. е. по моменту, приходящемуся на единицу ширины захвата плуга. Значение момента ниже рекомендованных норм приводит к неустойчивому ходу НМ, т. е. к нарушению агротехнических требований; увеличение же момента создает значительные нагрузки в элементах машин, навесного устройства и увеличивает буксование движителей.

Для лучшего выполнения технологических процессов современными энергонасыщенными МЭС в составе их ПНУ часто используют гидроприводы с элементами автоматики [76]. Системы автоматического управления (САУ) ПНУ, разработанные на электронной элементной базе, позволяют стабилизировать показатели технологических процессов, выполняемых МТА, а также решать задачи повышения их эффективности. Использование САУ положения навесного орудия обусловлено, прежде всего, необходимостью улучшения тяговых показателей и оптимизации энергозатрат МЭС.

Многие зарубежные производители сельскохозяйственных тракторов используют для управления ПНУ электрогидравлические системы управления фирмы «BOSCH-REXROTH», реализованные на базе современных микропроцессорных средств [77]. Система обеспечивает

регулирование положения навесного орудия, тягового усилия трактора, смешанное регулирование и др. При этом применяется регулируемая гидроаппаратура, плунжерные гидроцилиндры, нерегулируемый насос.

В ОИМ НАН Беларуси создана САУ глубины пахоты, в которой есть обратные связи по давлению в нагнетательной магистрали, по перемещению штока цилиндра и усилию со стороны почвы [78]. Подобными САУ оснащают свою уборочную технику в США фирма «Allise-Chalmers», в Западной Европе – фирмы «Atlas-Weyhausen», «Danfoss», в Японии – «Kato».

Повышение точности позиционирования ПНУ и НМ относительно остова МЭС и предохранение ее от самоопускания из-за утечек рабочей жидкости достигается путем введения обратной связи, включающей датчик перемещения. Известно, что почвообрабатывающие операции при позиционном регулировании с соблюдением агротехнических требований возможны только на почвах со стабильным микрорельефом при условии отсутствия продольных колебаний агрегата. В противном случае используется силовой способ регулирования глубины пахоты по тяговому сопротивлению или комбинация позиционного и силового способов.

Мобильные энергетические средства, агрегируемые с почвообрабатывающими орудиями, имеющими опорное колесо, значительно повышают эффективность работы за счет корректирования вертикальных нагрузок на ведущие колеса МЭС. Это достигается стабилизацией давления подпора в силовом гидроцилиндре ПНУ. При этом одновременно повышаются точность копирования опорной поверхности и сцепной вес МЭС. По данным проведенных исследований, средняя допустимая величина буксования при пахоте должна находиться в пределах 15–25 % [79]. Превышение указанных значений приводит к ухудшению технико-экономических и агротехнических показателей работы тракторного агрегата из-за перерасхода топлива и нарушения структуры почвы.

Также ОИМ НАН Беларуси разработаны принципы построения и конструкционные решения основных компонентов электрогидравлической САУ ПНУ трактора [76], [79], которая обеспечивает позиционный и силовой способы регулирования, их бесступенчатую комбинацию, а также стабилизацию давления подпора рабочей жидкости в силовом гидроцилиндре при копировании рельефа почвы опорным колесом навесного орудия. Таким образом, введение контура автома-

тического регулирования давления подпора рабочей жидкости в силовом гидроцилиндре расширяет функциональные возможности электрогидравлической САУ в составе пахотных агрегатов.

Исследованию динамики переходных процессов (в том числе выглубления навесной машины из почвы и подъем ее в транспортное положение) с целью определения величин давления в нагнетательной магистрали как основной характеристики нагруженности всех элементов механизма навески и гидропривода посвящены работы [80]–[85]. В работе С. Ливиу [86], выполненной под руководством академика В. Н. Болтинского, автор впервые дает методику динамического исследования процесса подъема навесной машины, тезисное изложение результатов которой приведено в [87].

В перечисленных источниках при расчете приведенных сил и масс передаточные числа МН определялись графически, что привело к значительным погрешностям расчетов, обусловленным, например, тем, что приведенная масса рассматривалась как величина постоянная, хотя значения ее в процессе подъема орудия изменяются более чем в два раза.

Это приемлемо при исследовании рабочих режимов, когда положение навесной машины определяется небольшими колебаниями оси подвеса МН. При изучении переходных процессов, сопровождающих выглубление и подъем орудия, передаточные числа изменяются существенно и допущение о стабильности приведенной массы недопустимо. Поэтому экспериментальные кривые величин давления в нагнетательной магистрали гидросистемы и расчетные, приведенные в [72], [86], имеют существенные отличия.

На основании рассмотренных работ по исследованию навесных МТА можно сделать следующие выводы:

– параметры механизма навески и гидропривода оказывают существенное влияние на ряд важных показателей работы МТА: устойчивость глубины хода навесного орудия, правильное функционирование выбранной системы корректирования, величину усилия в элементах ПНУ и ряд других показателей;

– большое количество работ посвящено выбору рациональных параметров механизма внешнего шарнирного четырехзвенника, обеспечивающих определенное положение МЦВ навесной машины. Однако критерии выбора МЦВ различны. Результаты решения задачи носят, как правило, частный характер и применимы к конкретному исследуемому навесному тракторному агрегату;

- выбор рациональных параметров МН и анализ выбранных схем часто производился графоаналитическими методами;
- практически отсутствует методика комплексного обоснования и определения оптимальных параметров ПНУ аналитическим способом с использованием ЭВМ;
- на изменение нагрузок в элементах ПНУ и его грузоподъемность существенное влияние оказывают передаточные числа МН, зависящие от его геометрических параметров. Тем не менее этому вопросу в известных работах не уделено должного внимания: не определены аналитические зависимости, связывающие передаточные числа и геометрические параметры механизма навески.

В настоящее время в связи с развитием математического моделирования [88] и математической статистики, внедрением в практику проектирования наработок земледельческой механики и прикладной математики [89] была разработана методика автоматизированного проектирования на ПЭВМ подъемно-навесного устройства [87], обеспечивающая оптимальное сочетание основных параметров, определяющих эффективность использования МЭС в агрегате с навесными машинами. Обобщенное описание основных моментов, а также наработки и рекомендации, не вошедшие в [87], которые необходимо учитывать при проектировании ПНУ, представлены ниже.

### **5.3. Математическая модель механизма навески**

#### **5.3.1. Структурный анализ механизма навески**

Плоские аналоги механизмов из их пространственных моделей (рис. 5.1) получают проецированием характерных точек механизмов (центров шарниров) на их продольные плоскости симметрии (рис. 5.3). Формальное сведение пространственного МН к плоскому аналогу обосновано только тогда, когда технически обеспечивается движение всех их подвижных шарниров в параллельных плоскостях. Поэтому кинематическая цепь, образующая на плоскости замкнутый контур, состоящий из МН и навесной машины, должна собираться без натягов даже при наличии отклонений размеров звеньев и отклонений расположения поверхностей и осей элементов кинематических пар.

Полученная структурная схема механизма отражает наличие только необходимых подвижностей звеньев для обеспечения заданного числа степеней свободы при отсутствии избыточных контурных связей и поэтому называется основной или схемой с оптимальной структурой механизма [90]. При выполнении указанных условий характер соединений звеньев и структурных групп в рассматриваемом механизме полностью определяется поступательными ( $\Pi_{12}$ ) и вращательными (все остальные) парами 5-го класса.

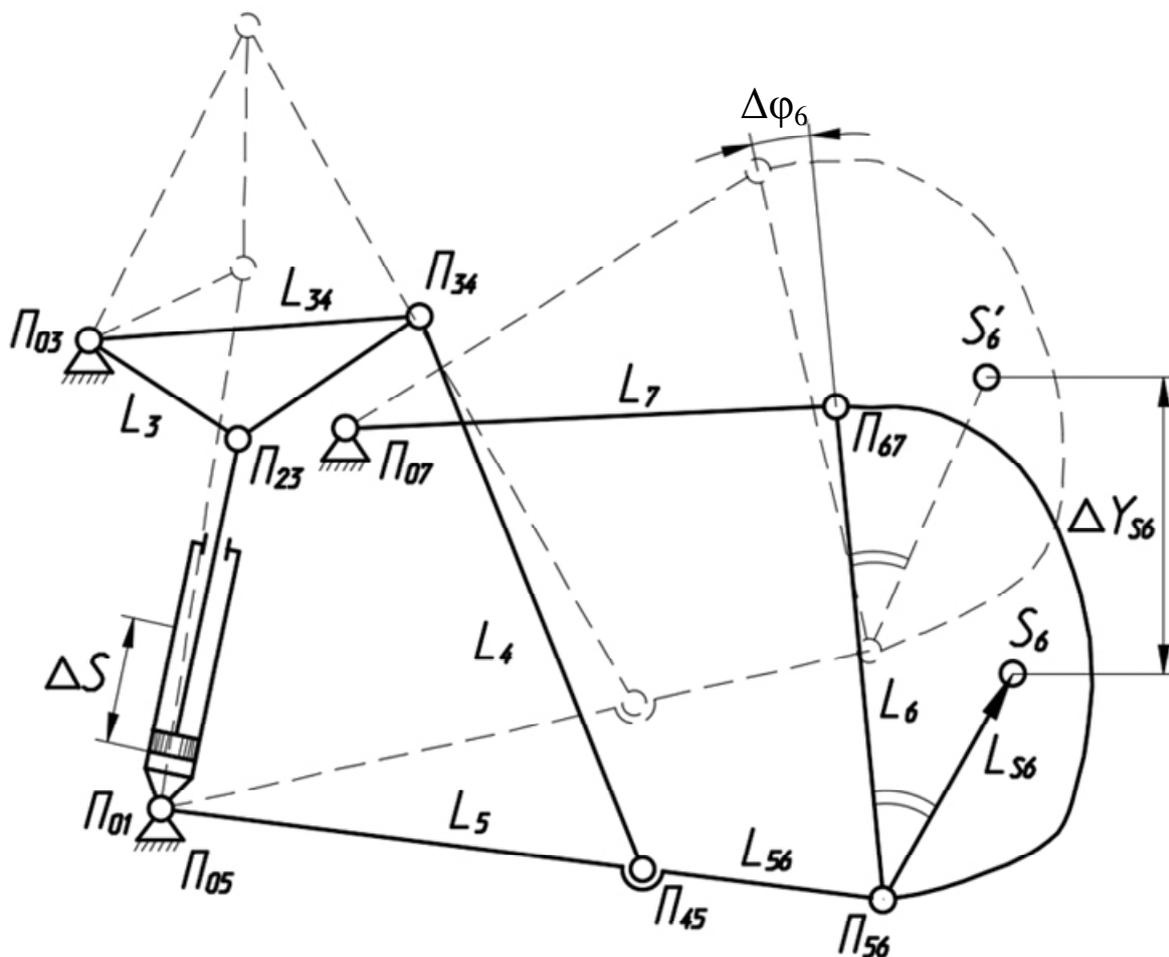


Рис. 5.3. Структурная схема механизма навески УЭС-250 «Полесье» (перевод навесной машины в транспортное положение)

Структурные схемы таких механизмов обладают следующими свойствами:

– изменяемость положения элементов кинематических пар, расположенных на стойке, при возможной деформации стойки и звеньев не оказывает существенного влияния на силы в кинематических парах;

– при заданной нагрузке, положениях, скоростях и ускорениях входного звена имеется возможность найти положения, скорости и ускорения для всех остальных точек МН и определить реакции в кинематических парах.

Таким образом, условиями преобразования пространственной геометрической модели в ее плоский аналог является отсутствие в структурной схеме механизма избыточных связей и параллельность между собой осей, проходящих через центры его шарниров.

Структура плоского аналога МН моделируется на основе классификации плоских механизмов по Ассур–Артоболовскому [90]: состоит из одноподвижного четырехзвенника, к которому последовательно присоединены две группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида с нулевой подвижностью.

Для определения подвижности плоских аналогов МН используется формула Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где  $n$  – число подвижных звеньев;  $p_5$ ,  $p_4$  – число пар 5-го и 4-го класса.

Из рис. 5.3 следует, что для МН:  $n = 7$ ;  $p_5 = 10$ ,  $p_4 = 0$ , поэтому подвижность восьмизвенного плоского рычажного МН равна 1. Таким образом, для МН имеем плоский одноподвижный восьмизвенный механизм, ориентация выходного звена (навесной машины) и положение центра тяжести у которого однозначно определяются обобщенной координатой.

Следует отметить, что переход от пространственной к плоской геометрической модели механизма одновременно позволяет понизить порядок его математической модели (ММ). Тем не менее при выполнении вышеизложенных требований результаты расчетов оказываются удовлетворительными и потому распространяются на реальный механизм.

Анализ МН большинства мобильных энергоносителей показывает [91], что на плоскости все многообразие их реализаций представляет собой комбинацию, состоящую из двух базовых структур: четырехзвенного механизма с качающимся гидроцилиндром и группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида.

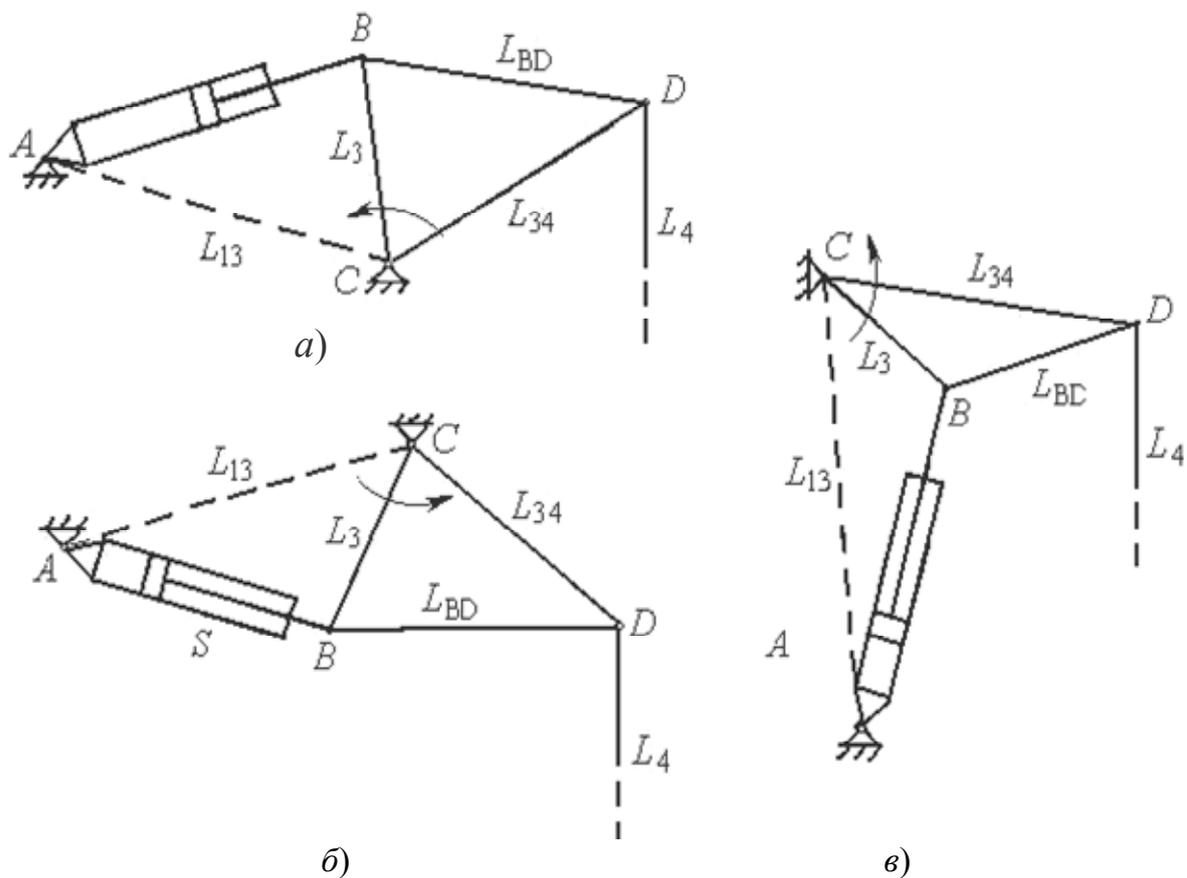


Рис. 5.4. Структурные схемы одноподвижных четырехзвенных механизмов с качающимся гидроцилиндром для механизма навески различных МЭС:

- a* – структура четырехзвенника МТЗ-80/82, МТЗ-100/102;
- б* – структура четырехзвенника ХТЗ-121, ЛТЗ-155, Т-150К, УЭС-350;
- в* – структура четырехзвенника УЭС-2-250А, ЛТЗ-145, УЭС-290/450

Дальнейшему анализу предлагается самый распространенный среди МЭС и структурно наиболее сложный вариант МН, состоящий из четырехзвенного механизма со средней поступательной парой, к которому последовательно присоединяются две упомянутые группы Ассур. Такова структура механизмов навески УЭС-250, УЭС-2-250А, а также тракторов марок «Беларус» (МТЗ), ЛТЗ, ХТЗ (рис. 5.4).

### 5.3.2. Кинематический анализ механизма навески

Как показывают исследования [88], [54], в процессе работы МЭС наиболее энергоемкой операцией, выполняемой энергоносителем, является перевод НМ (при помощи МН) в транспортное положение. При проектировании ПНУ многократно анализируется его грузоподъемность, время подъема и точность позиционирования навесной

машины, что определяет целесообразность математического моделирования процесса подъема. Следующий этап математического моделирования процесса подъема навесной машины состоит в формализации задачи о положениях подвижных звеньев этого механизма.

Глобальная правая декартова система координат  $XOY$  жестко связана с энергоносителем в точке геометрического контакта его ведущего (заднего) колеса с опорной поверхностью. При этом ось  $OX$  направлена по ходу движения и совпадает с линией горизонта, а перпендикулярная ей ось  $OY$  – с осью вертикальной симметрии ведущего колеса. Аналитическое исследование выходных геометрических параметров МН выполняется по методу замкнутого векторного контура, предложенного В. А. Зиновьевым [92].

Рассмотрим проекцию геометрической модели МН и НМ на продольную плоскость симметрии. Анализ ее структуры показывает, что их плоская геометрическая модель идентифицируется замкнутым восьмизвенным механизмом с одной структурной степенью свободы. Все звенья геометрической модели замкнутой цепи считаются абсолютно жесткими, что означает отсутствие параметрических степеней свободы и подтверждает тезис об неподвижности механизма. Такому МН (рис. 5.5) соответствует единственная обобщенная координата  $S$ , характеризующая относительное взаимное расположение звеньев  $L_1$  и  $L_2$ , представляющих геометрическую модель гидроцилиндра – входного звена МН. Звено кинематической цепи ( $L_6$ ) с центром тяжести  $S_6$  геометрически моделирует на плоскости НМ, представляющую собой выходное звено для МН.

Определение координат характерных точек механизма в любом положении начнем с определения углов, образуемых звеньями механизма навески. Для этого рассмотрим в глобальной правой декартовой системе координат  $XOY$  структурную схему МН (рис. 5.5), последовательно анализируя три четырехзвенника:  $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$ ;  $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$ ;  $\Pi_{05}, \Pi_{56}, \Pi_{67}, \Pi_{07}$ , у которых выходные координаты предыдущего четырехзвенника одновременно являются входными координатами последующего. Так, например, выходные координаты четырехзвенника  $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$  – координаты точки  $\Pi_{34}$  и соответствующий им угол  $\varphi_{34} = \varphi_3 + \varphi_{BD}$  одновременно являются входными координатами для четырехзвенника  $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$ .

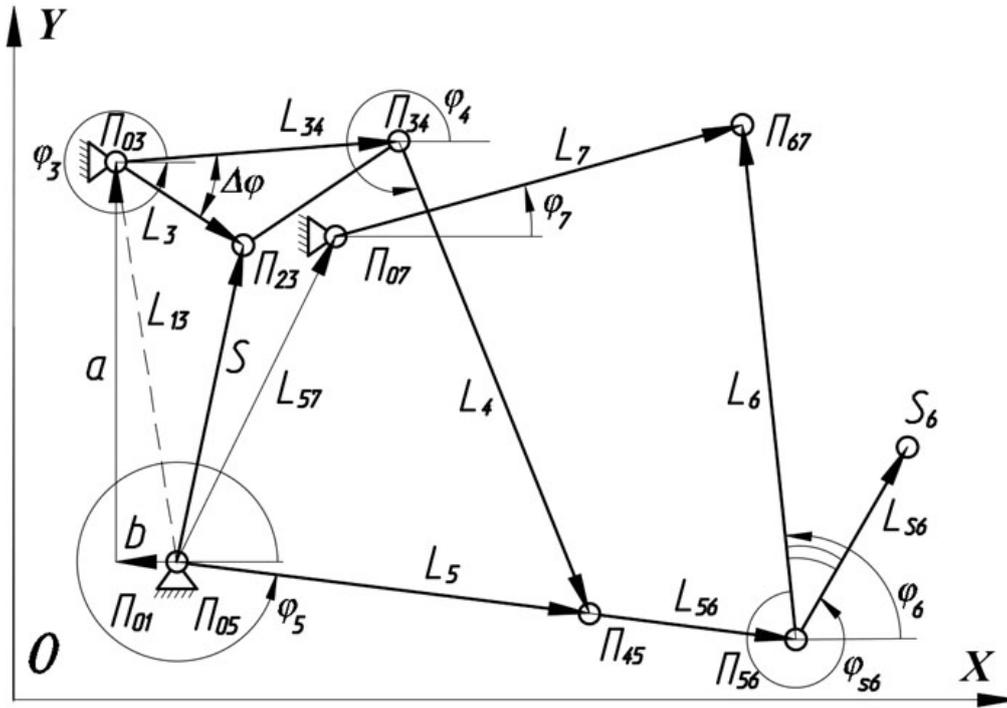


Рис. 5.5. Векторная интерпретация структурной схемы механизма навески

Анализ замкнутого контура  $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{03}, \Pi_{34}$  (рис. 5.5) позволяет определить его выходные параметры: углы  $\varphi_{12}, \varphi_3, \varphi_{34}$  (5.1) и координаты центров подвижных шарниров  $\Pi_{23}$  и  $\Pi_{34}$  в зависимости от обобщенной координаты  $S$ :

$$L_{13} = \sqrt{(X_{03} - X_{01})^2 + (Y_{03} - Y_{01})^2}, \quad \varphi_{13} = \arctg \left[ \frac{Y_{03} - Y_{01}}{X_{03} - X_{01}} \right];$$

$$\varphi_3 = \varphi_{13} + \arccos \left[ \frac{(L_3^2 + L_{13}^2) - S^2}{2L_3L_{13}} \right] - \pi;$$

$$\varphi_{12} = \varphi_{13} - \arccos \left[ \frac{S^2 + L_{13}^2 - L_3^2}{2SL_{13}} \right];$$

$$\varphi_{BD} = \arccos \left[ \frac{L_3^2 + L_{34}^2 - L_{BD}^2}{2L_3L_{34}} \right], \quad \varphi_{34} = \varphi_3 + \varphi_{BD}. \quad (5.1)$$

Исследование в правой декартовой системе координат одноподвижного четырехзвенника, ориентированного, как показано на рис. 5.6, выполняется в аналогичной последовательности.

Выходное звено  $L_{34}$  и группа из звеньев  $L_4$  и  $L_5$  образуют двухкоромысловый шарнирно-рычажный четырехзвенник с базой  $L_{35}$ . В качестве входной координаты для  $\Pi_{03}$ ,  $\Pi_{34}$ ,  $\Pi_{45}$ ,  $\Pi_{05}$  принимается угол  $\varphi_{34}$ .

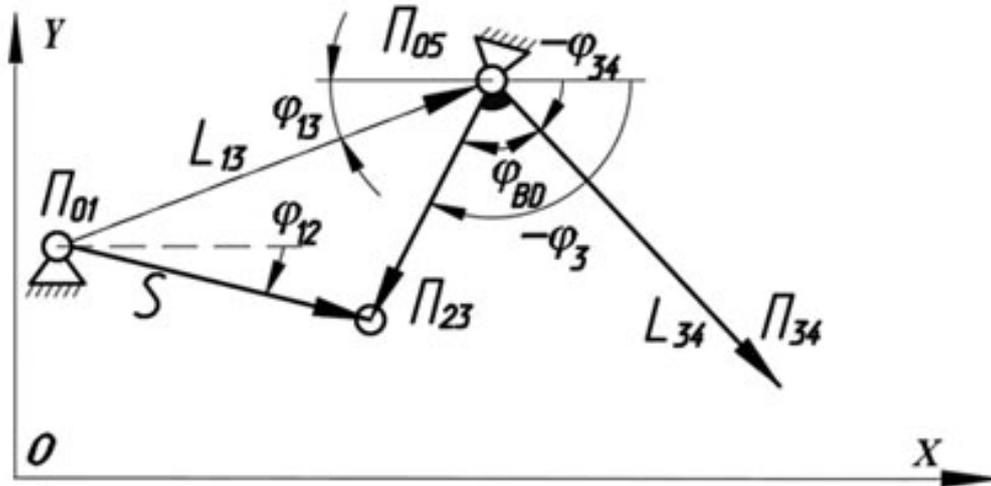


Рис. 5.6. Векторная интерпретация одноподвижного четырехзвенника  $\Pi_{01}$ ,  $\Pi_{23}$ ,  $\Pi_{03}$ ,  $\Pi_{34}$

Проецируя векторы замкнутого контура  $\Pi_{03}$ ,  $\Pi_{34}$ ,  $\Pi_{45}$ ,  $\Pi_{05}$  на оси местной системы координат  $X\Pi_{03}Y'$  (рис. 5.7), запишем векторное уравнение  $\vec{L}_{35} + \vec{L}_{34} + \vec{L}_4 = \vec{L}_5$ .

В соответствии с методикой, изложенной в [90], выполнив преобразования, получим выражение (5.2) и (5.3) для углов  $\varphi_4$  и  $\varphi_5$ :

$$\varphi_4 = \varphi_{S1} + \arccos \left[ \frac{L_4^2 + L_{35}^2 + L_{34}^2 - L_5^2 - 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}{2L_4 \sqrt{L_{35}^2 + L_{34}^2 - 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}} \right] - \delta_1; \quad (5.2)$$

$$\varphi_5 = \varphi_{S1} + \arccos \left[ \frac{L_4^2 - L_{35}^2 - L_{34}^2 - L_5^2 + 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}{2L_5 \sqrt{L_{35}^2 + L_{34}^2 - 2L_{35}L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}''}} \right] - \delta_1, \quad (5.3)$$

где  $\delta_1 = \pi - \arctg \frac{Y_{03} - Y_{05}}{X_{05} - X_{03}}$ ;  $\varphi_{34}' = \varphi_{34} + \delta_1$ ;  $\varphi_{S1} = \arctg \left[ \frac{-L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}'}{L_{35} - L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}'} \right]$ .

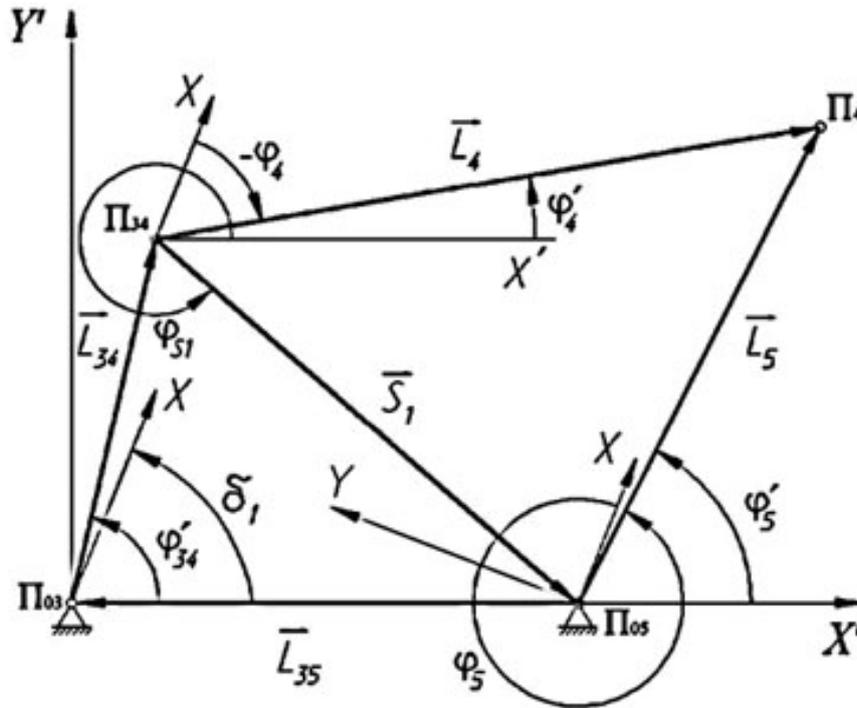


Рис. 5.7. Векторная интерпретация одноподвижного четырехзвенника  $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$

Выходное звено  $L_{56}$  четырехзвенника  $\Pi_{03}, \Pi_{34}, \Pi_{45}, \Pi_{05}$  и группа из звеньев  $L_6$  и  $L_7$  образуют двухкоромысловый шарнирно-рычажный четырехзвенник  $\Pi_{05}, \Pi_{56}, \Pi_{67}, \Pi_{07}$  с базой ( $L_{57}$ ) (рис. 5.5).

В роли входной координаты для внешнего четырехзвенника  $\Pi_{01}, \Pi_{56}, \Pi_{67}, \Pi_{07}$  (на рис. 5.5 точка  $\Pi_{05}$  совпадает с  $\Pi_{01}$ ) используется угол  $\varphi_5$ . Местную систему координат  $X''\Pi_{05}Y''$  получим из глобальной путем переноса ее начала в точку  $\Pi_{05}$  и поворотом оси  $\Pi_{05}X$  против часовой стрелки на угол  $\delta_2$ , определяемый выражением (5.4), при этом ось  $\Pi_{05}Y''$  расположим слева от оси  $\Pi_{05}X''$ :

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} \left[ \frac{Y_{07} - Y_{05}}{X_{07} - X_{05}} \right]. \quad (5.4)$$

Запишем векторное уравнение для замкнутого контура  $\vec{L}_{56} + \vec{L}_6 = \vec{L}_{57} + \vec{L}_7$ . Спроецируем векторное уравнение на оси местной (левой) системы координат  $\Pi_{05}X''$  и  $\Pi_{05}Y''$ . В результате получим уравнения проекций. Угол  $\varphi_5''$  (5.5) в системе координат  $X''\Pi_{05}Y''$  и вспомогательный угол  $\varphi_{S2}$  определяем по выражению

$$\varphi_5'' = \delta_2 - \varphi_5, \quad \varphi_{S2} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{-L_{56} \cdot \sin \beta \varphi_5''}{L_{57} - L_{56} \cdot \cos \varphi_5''} \right] - \pi, \quad (5.5)$$

где  $L_{57} = \sqrt{(X_{07} - X_{05})^2 + (Y_{07} - Y_{05})^2}$ .

Выполнив некоторые преобразования [90] из уравнений проекций, получим выражения для углов  $\varphi_6, \varphi_7$  (5.6) и (5.7):

$$\varphi_6 = \delta_2 - \left[ \varphi_{S2} + \arccos \left[ \frac{L_{57}^2 + L_{56}^2 + L_6^2 - L_7^2 - 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}{2L_6 \sqrt{L_{57}^2 + L_{56}^2 - 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}} \right] \right]; \quad (5.6)$$

$$\varphi_7 = \delta_2 - \left[ \varphi_{S2} + \arccos \left[ \frac{L_6^2 - L_{56}^2 - L_{57}^2 - L_7^2 + 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \varphi_5''}{2L_7 \sqrt{L_{57}^2 + L_{56}^2 - 2L_{57}L_{56} \cdot \cos \beta \varphi_5''}} \right] \right]. \quad (5.7)$$

Определив характерные углы между ключевыми звеньями МН, рассчитываем положение координат центров подвижных шарниров.

Координаты точки  $\Pi_{23}$  могут определяться двумя различными способами в соответствии с выражениями:

$$\begin{aligned} X_{23} &= X_{03} + L_3 \cdot \cos \varphi_3; & X_{23} &= X_{01} + S \cdot \cos \varphi_{12}; \\ Y_{23} &= Y_{03} + L_3 \cdot \sin \varphi_3; & Y_{23} &= Y_{01} + S \cdot \sin \varphi_{12}. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Если полученные координаты точки  $\Pi_{23}$  в диапазоне изменения обобщенной координаты  $S$  совпадают, то углы  $\varphi_{12}$  и  $\varphi_3$  определены правильно. Координаты точки  $\Pi_{34}$  вычисляются по выражениям:

$$\begin{aligned} X_{34} &= X_{03} + L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}; \\ Y_{34} &= Y_{03} + L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Зная углы  $\varphi_4, \varphi_5$ , можно определить координаты точек  $\Pi_{45}, \Pi_{56}$ :

$$\begin{aligned} X_{45} &= X_{34} + L_4 \cdot \cos \varphi_4; & X_{56} &= X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5; \\ Y_{45} &= Y_{34} + L_4 \cdot \sin \varphi_4; & Y_{56} &= Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5. \end{aligned} \quad (5.10)$$

Проверка геометрического анализа МН завершается расчетом координат точки  $\Pi_{67}$ , рассчитываемых в соответствии с выражениями:

$$X_{67} = X_{56} + L_6 \cdot \cos \varphi_6; \quad X_{67} = X_{07} + L_7 \cdot \cos \varphi_7;$$

$$Y_{67} = Y_{56} + L_6 \cdot \sin \varphi_6; \quad Y_{67} = Y_{07} + L_7 \cdot \sin \varphi_7.$$

Если полученные координаты точки  $\Pi_{67}$  совпадают, то углы  $\varphi_5$ ,  $\varphi_6$  и  $\varphi_7$  определены правильно.

Выражение для вертикальной координаты оси подвеса  $Y_{56}$  можно также представить иначе, с учетом ее зависимости от длины раскоса  $L_4$ :

$$Y_{56} = Y_{34} + L_4 \cdot \sin \varphi_4 + (L_{56} - L_5) \sin \varphi_5. \quad (5.11)$$

Регулируемая длина раскоса МН  $L_4$  настраивается так, чтобы вертикальная координата оси подвеса (однозначно определяемая обобщенной координатой) в начальный момент ( $S = S_0$ ) была несколько меньше вертикальной координаты шарнира НМ  $Y_{56}^{\text{раб}}$ , т. е. всегда  $S_0 < S^{\text{раб}}$ . Рассчитав в процессе геометрического анализа с помощью ограничения, накладываемого на  $\varphi_6(S^{\text{раб}})$ , угол, образуемый высотой присоединительного треугольника в рабочем положении НМ, устанавливают регулируемую длину центральной тяги  $L_7$ .

Далее определяем координаты центра тяжести навесной машины в рабочем положении НМ (см. рис. 5.5) вектором  $L_{S6}$ , проведенным из ранее определенной координаты оси подвеса  $\Pi_{56}$  и повернутым относительно  $L_6$  на угол  $\varphi_{S6}$ :

$$X_{S6} = X_{56} + L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6});$$

$$Y_{S6} = Y_{56} + L_{S6} \cdot \sin(\varphi_6 + \varphi_{S6}); \quad (5.12)$$

$$\varphi_{S6} = 2\pi - \varphi_6(S_P) + \text{arctg}(Y_6 / X_6).$$

После того как определили координаты всех характерных точек механизма, переходим к аналитическому описанию аналогов угловых скоростей и передаточных отношений звеньев механизма навески. Для этого, дифференцируя выражение для угла  $\varphi_3$  по обобщенной координате  $S$ , получим выражение (5.13) для аналога угловой скорости поворотного рычага МН  $L_3$  (рис. 5.6):

$$\varphi_3' = \frac{2S}{\sqrt{4L_{13}^2 L_3^2 - [S^2 - L_{13}^2 - L_3^2]^2}}. \quad (5.13)$$

Продифференцировав по времени  $t$  выражения для проекций на оси местной системы координат  $X'П_{03}Y'$  (рис. 5.7), а затем, выполнив операцию поворота этой системы координат на угол  $\varphi_4$  против часовой стрелки, определим аналитические выражения для передаточных отношений угловых скоростей между звеньями  $L_{34}(L_3), L_4, L_5$ :

$$U_{43} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_5)}{L_4 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}, \quad U_{53} = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34} - \varphi_4)}{L_5 \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_4)}. \quad (5.14)$$

Через полученные передаточные отношения скоростей звеньев вычисляются аналоги угловых скоростей для звеньев  $L_4, L_5$ :

$$\varphi_4' = \varphi_3' U_{43}; \quad \varphi_5' = \varphi_3' U_{53}. \quad (5.15)$$

Продифференцировав по углу  $\varphi_5$  выражение для проекции на ось  $OX''$ , а затем, выполнив операцию вычитания угла  $\varphi_7$ , что соответствует повороту местной системы координат  $X''П_{05}Y''$  на угол  $\varphi_7$  против часовой стрелки, получим выражение для передаточного отношения угловых скоростей звеньев  $L_6$  и  $L_5$ :

$$U_{65} = \frac{L_{56} \cdot \sin(\varphi_5 - \varphi_7)}{L_6 \cdot \sin(\varphi_7 - \varphi_6)}. \quad (5.16)$$

Важным выходным параметром механизмов являются передаточные числа – переменные величины, характеризующие текущее преобразование затрачиваемой на перемещение мощности [92]. В процессе проектирования и сравнения вариантов МН часто используют передаточное число механизма на оси подвеса или кинематический коэффициент передачи МН на оси подвеса [51]. Он представляет собой аналог скорости вертикальной составляющей точки  $П_{56}$ . Сформируем аналитическое выражение для этого важного выходного параметра МН. Вертикальная скорость оси подвеса МН – точка  $П_{56}$  рассчитывается дифференцированием по времени выражения для вертикальной координаты точки  $П_{56}$ :

$$\frac{dY_{56}}{dt} = \omega_5 L_{56} \cdot \cos \varphi_5 = \dot{\varphi}_5' L_{56} \cdot \cos \varphi_5 = \dot{I}_{56}, \quad (5.17)$$

где  $\omega_5$  – угловая скорость звена  $L_{56}$ ;  $\dot{S}$  – скорость поршня гидроцилиндра;  $I_{56}$  – передаточное число на оси подвеса.

Как видно из полученного выражения, изменение передаточного числа (ПЧ) определяется изменением аналога угловой скорости  $\varphi'_5$  звена  $L_{56}$  и его направлением  $\varphi_5$  в правой декартовой системе координат. Из выражений для передаточного отношения  $U_{53}$  и аналога угловой скорости  $\varphi'_3$  получим развернутое выражение (5.18) для ПЧ на оси подвеса МН:

$$I_{56} = \varphi'_3 U_{53} L_{56} \cdot \cos \varphi_5. \quad (5.18)$$

Аналогично можно развернуть представление для аналога угловой скорости  $\varphi'_6$  звена  $L_6$ :

$$\varphi'_6 = \varphi'_3 U_{53} U_{65}. \quad (5.19)$$

Аналитическое выражение для аналога вертикальной составляющей скорости центра тяжести НМ (точка  $S_6$ ) получим, дифференцируя по времени выражение (5.12) для вертикальной координаты  $Y_{S6}$ . Например, для МН оно имеет вид:

$$\frac{dY_{S6}}{dt} = \omega_5 L_{56} \cdot \cos \omega_5 + \omega_6 L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}). \quad (5.20)$$

Разделив обе части уравнения на  $\dot{S}$ , получим выражение для основного передаточного числа МН:

$$I_S = \varphi'_3 U_{53} [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})],$$

или

$$I_S = I_{56} + \varphi'_6 L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6}). \quad (5.21)$$

Передаточное число механизма навески – величина безразмерная, численно равная вертикальной составляющей скорости соответствующей точки при условии, что относительная скорость движения поршня ГЦ равна единице. Ее получают дифференцированием по времени выражения для вертикальной координаты соответствующей характерной точки. Из анализа выражений (5.21) очевидна их взаимная функциональная связь [53]. В процессе изменения обобщенной координаты  $S$  однозначно изменяется и направление звеньев МН, а потому и их передаточные числа не остаются постоянными. Они характеризуют кинематические свойства МН, определяются внутренними параметрами механизма и не зависят от скорости изменения обобщенной координаты.

### 5.3.3. Силовой анализ механизма навески

В кинематических парах МН действуют силы, характеризующие взаимодействие между звеньями. Нагруженность кинематических пар силами взаимодействия является важной характеристикой и необходима для расчета звеньев МН на прочность, жесткость, износоустойчивость, выполняемых далее при его конструировании. Определение внутренних сил, а также сил, приложенных к механизму извне, составляет содержание его силового анализа. Силовой анализ, как и предыдущие, выполняется для плоских аналогов МН, у которых плоскость симметрии параллельна плоскости движения, где действуют все приложенные силы. Силовой расчет выполняется при идеальном законе движения входного звена (рис. 5.8).

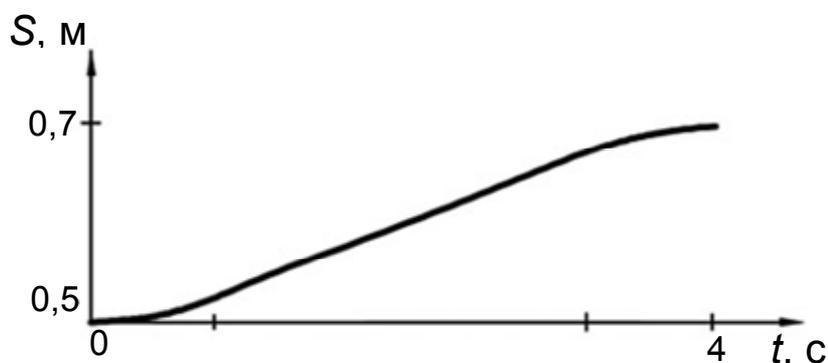


Рис. 5.8. Идеальный закон движения входного звена механизма навески

Здесь поршень гидроцилиндра (входное звено МН) плавно выходит на установившийся режим с постоянной скоростью, определяемой расходом рабочей жидкости и площадью поршня со стороны нагнетающей гидромагистрали. Стремление к обеспечению такого движения поршня – одна из целей проектирования. Механизмы навески относятся к тихоходным механизмам, поэтому режим движения считается квазистатическим. Масса звеньев механизмов существенно меньше массы НМ. Например, масса выходного звена  $L_6$  (навесной машины) практически на два порядка превосходит другие звенья и поэтому учитывается при моделировании [92]. Кратковременное ускоренное движение навесной машины в начале подъема (на порядок меньше всего времени подъема) здесь не учитывается, поскольку относится к моделированию процесса динамики подъема навесной машины.

Последовательность проведения силового анализа МН соответствует обратному порядку его структурной формулы, т. е. начинается с последней группы 2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида. Расчетная схема для силового анализа двухповодковой группы  $L_7-L_6$  приведена на рис. 5.9.

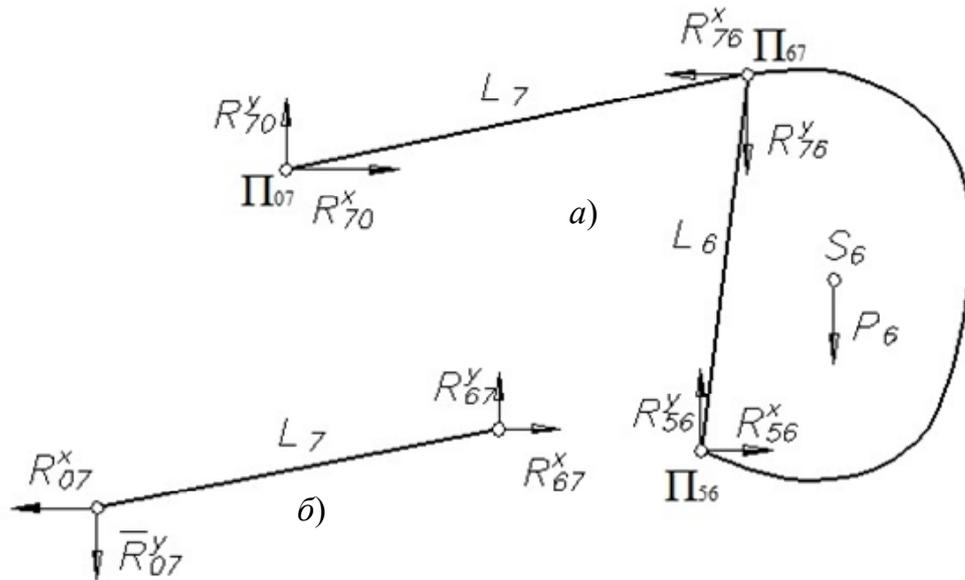


Рис. 5.9. Расчетная схема силового анализа двухповодковой группы 1-го вида, состоящей из звеньев  $L_7-L_6$

Расчетная схема, в которую входит двухповодковая группа  $L_7-L_6$ , представляется математической моделью в виде системы из четырех алгебраических уравнений (5.22). Уравнения описывают состояние равновесия действующих на группу сил и моментов, приложенных относительно шарнира  $\Pi_{67}$ . При этом на плоскости сила в шарнире  $\Pi_{56}$  фактически представляет две составляющие, разделенные поровну по шарнирам двух нижних тяг МН [54], [91]:

$$\begin{cases} R_{07}^x + 2R_{56}^x = 0; \\ R_{07}^y + 2R_{56}^y = -P_6; \\ R_{07}^x(Y_{67} - Y_{07}) + R_{07}^y(X_{07} - X_{67}) = 0; \\ 2R_{56}^x(Y_{67} - Y_{56}) + 2R_{56}^y(X_{56} - X_{67}) = -P_6(X_{56} - X_{67}). \end{cases} \quad (5.22)$$

Система из четырех уравнений имеет четыре неизвестных и решается подстановкой либо по методу Крамера. Для упрощения вида выражений используем промежуточные переменные: для преобразования координат и момента со стороны веса навесной машины  $P_6$ :

$$D = Y_{67} - Y_{56}; \quad E = X_{56} - X_{67}; \quad F = Y_{67} - Y_{07}; \quad G = X_{07} - X_{67}; \quad (5.23)$$

$$A = EF - DG, \quad M_6 = -P_6(X_{S6} - X_{56}).$$

Результаты решения системы уравнений приведены ниже:

$$R_{56}^x = P_6 \frac{G(X_{S6} - X_{56})}{2A}, \quad \text{или} \quad R_{56}^x = \frac{M_6 G}{2A}; \quad (5.24)$$

$$R_{56}^y = P_6 \frac{(X_{S6} - X_{67})F - GD}{2A}; \quad (5.25)$$

$$R_{07}^x = -2R_{56}^x, \quad \text{или} \quad R_{07}^y = -R_{07}^x \frac{F}{G}; \quad (5.26)$$

$$R_{67}^x = 2R_{56}^x; \quad R_{67}^y = 2R_{56}^y - P_6,$$

где  $X_{S6}$  – координата центра тяжести навесной машины;  $X_{ij}, Y_{ij}$  – координаты центров шарниров звеньев группы  $L_7-L_6$ ;  $D, E, F, G$  – переменная разность координат;  $R_{ij}^x, R_{ij}^y$  – составляющие сил, действующих в шарнирах  $L_7-L_6$ ;  $R_{07}^x, R_{07}^y$  – составляющие сил, которые действуют в шарнире, расположенном на раме энергоносителя.

Величина общей реакции в шарнирах рассчитывается по известному правилу – геометрической сумме векторов:

$$R_{56} = \sqrt{(R_{56}^x)^2 + (R_{56}^y)^2}; \quad R_{07} = \sqrt{(R_{07}^x)^2 + (R_{07}^y)^2}; \quad R_{67} = \sqrt{(R_{67}^x)^2 + (R_{67}^y)^2}.$$

Далее рассматривается следующая двухповодковая группа  $L_4-L_{56}$ . Расчетная схема для силового анализа двухповодковой группы представлена на рис. 5.10. По третьему закону Ньютона сила, действующая со стороны звена  $L_6$  на звено  $L_{56}$ , определяется по выражению  $\vec{R}_{65} = -\vec{R}_{56}$  и соответственно  $R_{65}^x = -R_{56}^x; R_{65}^y = -R_{56}^y$ .

При этом момент нагрузки со стороны звена  $L_6$  относительно шарнира  $\Pi_{45}$  определяется как

$$M_{65} = R_{65}^x(Y_{45} - Y_{56}) + R_{65}^y(X_{56} - X_{45}). \quad (5.27)$$

Расчетная схема, в которую входит двухповодковая группа  $L_4-L_{56}$  (рис. 5.10), представляется ММ, которая, как и предыдущая, описывается системой, состоящей из четырех алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} R_{05}^x + R_{34}^x + R_{56}^x = 0; \\ R_{05}^y + R_{34}^y + R_{56}^y = 0; \\ R_{34}^x(Y_{34} - Y_{45}) + R_{34}^y(X_{45} - X_{34}) = 0; \\ R_{05}^x(Y_{05} - Y_{45}) + R_{05}^y(S)(X_{45} - X_{05}) + M_{65} = 0, \end{cases} \quad (5.28)$$

где  $M_{65} = R_{65}^x(Y_{45} - Y_{56}) + R_{65}^y(X_{56} - X_{45})$ .

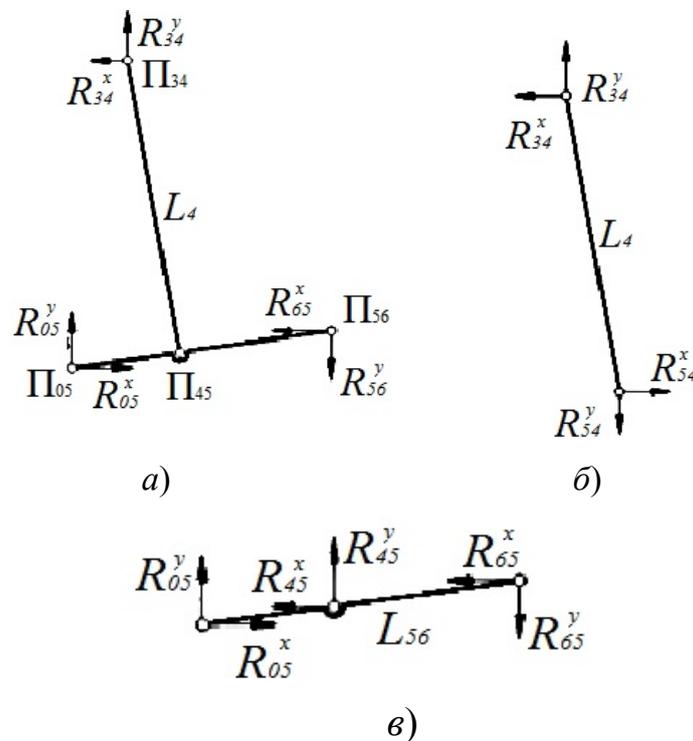


Рис. 5.10. Расчетная схема силового анализа двухповодковой группы 1-го вида, состоящей из звеньев  $L_{56}-L_4$

Для упрощения вида выражений для составляющих реакций в шарнирах используем промежуточные переменные преобразования координат:

$$D_1 = Y_{45} - Y_{05}; \quad E_1 = X_{05} - X_{45}; \quad F_1 = Y_{45} - Y_{34}; \quad G_1 = X_{34} - X_{45};$$

$$A_1 = E_1 F_1 - D_1 G_1.$$

В результате решения системы уравнений получаем составляющие реакций в шарнирах группы  $L_4-L_{56}$ :

$$R_{05}^x = \frac{M_{65}G_1 - E_1(R_{65}^x F_1 + R_{65}^y G_1)}{A_1}; \quad R_{05}^y = \frac{-M_{65}F_1 + D_1(R_{65}^x F_1 + R_{65}^y G_1)}{A_1};$$

$$R_{34}^x = \frac{-((M_{65} - R_{65}^x D_1 - R_{65}^y E_1)G_1)}{A_1}; \quad R_{34}^y = \frac{(M_{65} - R_{65}^x D_1 - R_{65}^y E_1)F_1}{A_1}.$$

Так как весом и силой инерции для раскоса (звено  $L_4$ ) мы пренебрегаем, то можно считать, что  $\vec{R}_{45} = \vec{R}_{34}$ ;  $R_{45}^x = R_{34}^x$ ;  $R_{45}^y = R_{34}^y$ .

Величина сил реакции в шарнирах определяется в соответствии с выражениями (5.29):

$$R_{05} = \sqrt{(R_{05}^x)^2 + (R_{05}^y)^2}; \quad R_{34} = \sqrt{(R_{34}^x)^2 + (R_{34}^y)^2}. \quad (5.29)$$

Математическая модель для силового анализа четырехзвенника (рис. 5.11) формируется из условия равенства нагружающего  $M_{43}$  и движущего  $M_{23}$  моментов сил, воздействующих на поворотный рычаг относительно шарнира  $\Pi_{03}$ .

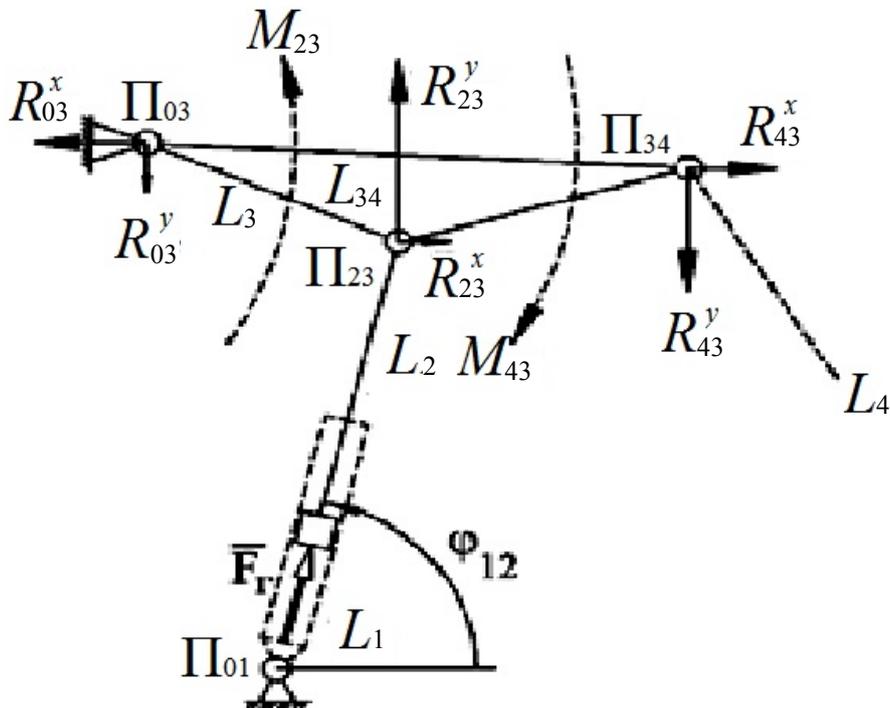


Рис. 5.11. Схема силового анализа одноподвижного четырехзвенника

Нагружающий поворотный рычаг момента силы определяется по выражению

$$M_{43} = R_{43}^x (Y_{03} - Y_{34}) + R_{43}^y (X_{34} - X_{03}). \quad (5.30)$$

По третьему закону Ньютона сила, действующая по стороны раскоса (звено  $L_4$ ) на поворотный рычаг (звено  $L_{34}$ ), определяется по выражению  $\vec{R}_{43} = -\vec{R}_{34}$  и соответственно проекции на оси координат:

$$\begin{cases} R_{43}^x = -R_{34}^x; \\ R_{43}^y = -R_{34}^y. \end{cases} \quad (5.31)$$

Обобщенная координата  $S$  (отрезок между  $\Pi_{01}$  и  $\Pi_{23}$ ) изменяется благодаря нагнетаемой в гидроцилиндр рабочей жидкости, которая в квазистатическом режиме подъема считается несжимаемой. Полагая, что сила, действующая со стороны штока гидроцилиндра, может быть разложена по осям  $OX$  и  $OY$  на две компоненты,  $R_{23}^x = R_{23} \cdot \cos \varphi_{12}$  и соответственно  $R_{23}^y = R_{23} \cdot \sin \varphi_{12}$ , можем записать выражение (5.32) для движущего момента  $M_{23}$ :

$$M_{23} = R_{23} \cdot \cos \varphi_{12} (Y_{03} - Y_{23}) + R_{23} \cdot \sin \varphi_{12} (X_{23} - X_{03}). \quad (5.32)$$

Вынося  $R_{23}$  за скобки, получим выражение для переменного плеча действия этой силы и далее – выражение для самой силы  $R_{23}$ :

$$m = (Y_{03} - Y_{23}) \cos \varphi_{12} + (X_{23} - X_{03}) \sin \varphi_{12}; \quad R_{23} = \frac{-M_{43}}{m};$$

$$R_{23} = \frac{R_{43}^x (Y_{03} - Y_{34}) + R_{43}^y (X_{34} - X_{03})}{(Y_{03} - Y_{23}) \cdot \cos \varphi_{12} + (X_{23} - X_{03}) \cdot \sin \varphi_{12}}. \quad (5.33)$$

Сила реакции в шарнире  $\Pi_{03}$  рассчитывается из условия равенства нулю сил, действующих на поворотный рычаг:

$$\vec{R}_{03} + \vec{R}_{43} + \vec{R}_{23} = 0,$$

поэтому

$$R_{03}^x = -R_{43}^x - R_{23}^x; \quad R_{03}^y = -R_{43}^y - R_{23}^y.$$

Реакция в опоре гильзы гидроцилиндра при условии действия принятых ограничений равна силе, действующей со стороны штока

гидроцилиндра на поворотный рычаг, т. е.  $\vec{R}_{01} = \vec{R}_{23}$  и соответственно  $R_{01}^x = R_{23}^x$ ,  $R_{01}^y = R_{23}^y$ .

Величина сил реакции в шарнирах  $\Pi_{03}$  и  $\Pi_{01}$  определяется в соответствии с выражениями:

$$R_{03} = \sqrt{(R_{03}^x)^2 + (R_{03}^y)^2}; R_{01} = \sqrt{(R_{01}^x)^2 + (R_{01}^y)^2}. \quad (5.34)$$

Окончательная проверка правильности выполнения силового анализа и расчета выходных параметров МН состоит в подтверждении равенства нагрузки  $F_g$ , приведенной к штоку гидроцилиндра через звенья МН со стороны навесной машины, силе реакции  $R_{23}$  в шарнире  $\Pi_{23}$ :

$$\vec{F}_g - \vec{R}_{23} = 0; F_g = P_6 I_S. \quad (5.35)$$

#### 5.3.4. Определение потерь на трение в механизме навески

Потери мощности в неподвижных шарнирах МН ПНУ рассчитываются по выражениям [93]:

$$N_{01}(S) = f_{\text{тр}} r_{04} R_{01}(S) \varphi'_S(S) \dot{S};$$

$$N_{03}(S) = f_{\text{тр}} R_{03}(S) r_{03} \varphi'_3(S) \dot{S};$$

$$N_{05}(S) = f_{\text{тр}} R_{05}(S) r_{05} \varphi'_5(S) \dot{S};$$

$$N_{07}(S) = f_{\text{тр}} R_{07}(S) r_{07} \varphi'_7(S) \dot{S},$$

где  $\varphi'_S(S)$ ,  $\varphi'_3(S)$ ,  $\varphi'_5(S)$ ,  $\varphi'_7(S)$  – аналоги угловых скоростей соответствующих звеньев;  $f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения в шарнирах;  $r_{01}$ ,  $r_{03}$ ,  $r_{05}$ ,  $r_{07}$  – радиусы шарниров.

Знаки аналогов угловых скоростей в подвижных шарнирах определяются в соответствии с направлением движения звеньев в шарнире.

Потери мощности в подвижных шарнирах МН вычисляются по выражениям:

$$N_{23}(S) = f_{\text{тр}} r_{23} R_{23}(S) (\varphi'_S(S) + \varphi'_3(S)) \dot{S};$$

$$N_{34}(S) = f_{\text{тр}} r_{34} R_{34}(S) (\varphi'_3(S) + \varphi'_4(S)) \dot{S};$$

$$N_{45}(S) = f_{\text{тр}} r_{45} R_{45}(S) (\varphi'_4(S) + \varphi'_5(S)) \dot{S};$$

$$N_{56}(S) = f_{\text{тр}} r_{56} R_{56}(S) (\varphi'_5(S) + \varphi'_6(S)) \dot{S};$$

$$N_{67}(S) = f_{\text{тр}} r_{67} R_{67}(S) (\varphi'_6(S) + \varphi'_7(S)) \dot{S}.$$

Расчет приведенной к поршню силы трения выполняется, считая ее равной отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН, на скорость движения поршня  $\dot{S}$  [94]:

$$F_{\text{тр}}^{\text{пп}}(S) = \frac{\sum N(S)}{\dot{S}}. \quad (5.36)$$

В результате приведенная к гидроцилиндру МН суммарная (общая) сила трения, учитывающая потери в шарнирах МН, определяется по выражению

$$F_{\text{тр}}^{\text{пп}} = f_{\text{тр}} r_{\text{ш}} [R_{01} \varphi_s + R_{03} \varphi'_3 + R_{05} \varphi'_5(S) + R_{07} \varphi'_7 + R_{23} (\varphi'_s + \varphi'_3) + R_{34} (\varphi'_3 + \varphi'_4) + R_5 (\varphi'_4 + \varphi'_5) + R_{56} (\varphi'_5 + \varphi'_6) + R_{67} (\varphi'_6 + \varphi'_7)].$$

Таким образом, определение приведенной к штоку гидроцилиндра силы трения выполняется исходя из того, что она равна отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН, на скорость поршня гидроцилиндра ( $\dot{S}$ ) плюс трение манжеты поршня о гильзу гидроцилиндра ( $F_{\text{тр.ц}}$ ):

$$F_{\text{тр}}^{\text{пп}}(S) = F_{\text{тр.ц}} + r_{\text{ш}} f_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (5.37)$$

где  $r$  – радиус шарниров тяг;  $f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения;  $R_{0i}(S), R_{ij}(S)$  – силы, действующие соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах МН;  $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$  – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Для упрощения вышеприведенного выражения полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения одинаковыми для всех пар.

Силу трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы гидроцилиндра рассчитываем по выражению (5.38), полученному из [93]:

$$F_{\text{тр}} = \pi D l f_c p_2, \quad (5.38)$$

где  $D$  – диаметр поршня гидроцилиндра;  $l$  – ширина манжеты;  $f_c$  – коэффициент трения манжеты о гильзу гидроцилиндра;  $p_2$  – давление в напорной полости гидроцилиндра.

Анализ двух последних выражений показывает, что потери на трение в шарнирах МН не зависят от скорости поршня гидроцилиндра и определяются внутренними параметрами МН и гидроцилиндра [94].

#### **5.4. Влияние динамики механизма навески на грузоподъемность подъемно-навесных устройств**

Опыт эксплуатации трех поколений универсальных энергетических средств показывает, что в процессе функционирования ПНУ, наиболее энергоемкой операцией, выполняемой с навесной машиной, является ее перевод из рабочего в транспортное положение [95]. Шлейф, навешиваемых на УЭС машин и орудий, имеет тенденцию к росту, при этом многократно повторяемый процесс подъема НМ выполняется, как правило, неэкономично.

Как одну из причин, затрудняющих эффективное агрегатирование УЭС с разными НМ, следует отметить несоответствие используемых методик расчета ПНУ режиму автоматизированного проектирования современной сельскохозяйственной техники. Среди конструкторов задача обеспечения запаса грузоподъемности ПНУ, косвенно связанная с достижением соответствующего характера закона движения поршня гидроцилиндра  $S(t) = f(\ddot{S}, \dot{S}, S, t)$ , пока активно не дискутируется. В этом можно убедиться, ознакомившись с тематикой тезисов докладов международных научно-практических конференций [96, 97].

В технических университетах России [98] и Беларуси расчет грузоподъемности ПНУ обычно ведется по известному из учебника [51] выражению (5.39):

$$m = \frac{F_{шт}^{\max} \cdot \eta_{МН}}{g \cdot i_s}, \quad (5.39)$$

где  $m$  – масса поднимаемого груза – НМ;  $F_{шт}^{\max}$  – максимально допустимое усилие на штоке гидроцилиндра;  $\eta_{МН}$  – средний КПД МН;  $g$  – ускорение свободного падения;  $i_s$  – передаточное число МН, определяемое графоаналитически [98].

Ниже предложены уточненный аналитический расчет параметров уравнения движения нагруженного гидроцилиндра ПНУ и скорректированное выражение для расчета его грузоподъемности.

Для формирования адекватной динамической модели нагруженного со стороны механизма навески (рис. 5.5) гидропривода ПНУ важно получить правильное описание движения поршня гидроцилиндра. При подстановке в уравнение Лагранжа второго рода выражения для кинетической энергии движущейся навесной машины или рабочего орудия, считая при этом, что обобщенная сила равна разности между силой, движущей поршень, и силами сопротивления движению, после некоторых преобразований получим выражение (5.40):

$$m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2} \frac{dm(S)}{dS} \dot{S}^2 = F_{\text{дв}} - [F(S) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S)], \quad (5.40)$$

где  $S$ ,  $\dot{S}$ ,  $\ddot{S}$  – соответственно обобщенная координата (ход поршня), ее скорость и ускорение;  $m(S)$  – приведенная масса;  $m'(S)$  – производная от приведенной к штоку гидроцилиндра массы по обобщенной координате;  $F_{\text{дв}}$  – движущая сила;  $F(S)$  – полезная нагрузка;  $F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S)$  – приведенная сила трения.

Анализируя левую часть уравнения (5.40), представляющую выражение для приведенной к штоку гидроцилиндра силы инерции, отметим, что в отличие от [51] у нас оно состоит из двух компонент. Первая компонента определяет часть силы инерции, зависящую от ускорения поршня (рис. 5.12), а вторая компонента зависит от скорости поршня и постоянно присутствует в период его установившегося движения.

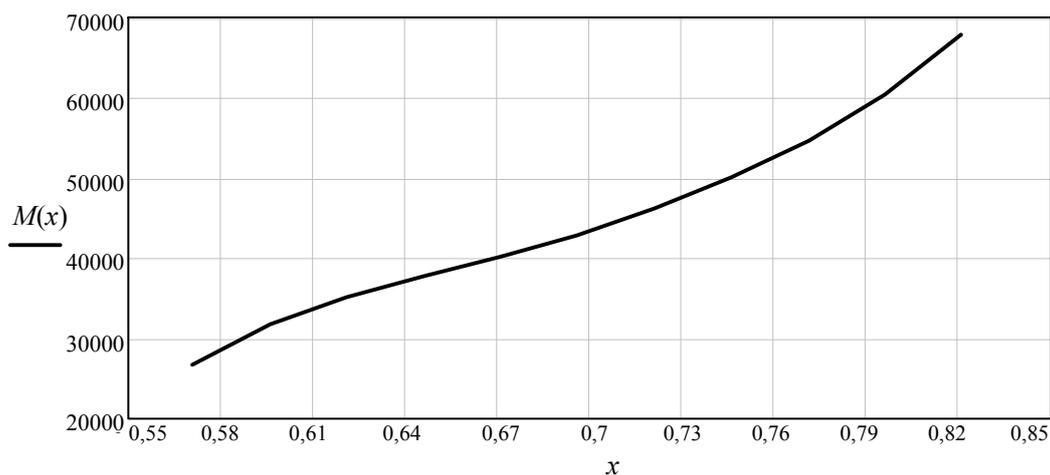


Рис. 5.12. Приведенная к штоку гидроцилиндра масса навесной машины

Приведенная к штоку гидроцилиндра масса НМ определяется из выражения для кинетической энергии элементов замкнутой кинематической цепи, включающей звенья МН и НМ:

$$m(S) = m_6 \cdot I_v^2(S) + J_6 \cdot \varphi_6'^2(S), \quad (5.41)$$

где  $m_6$ ,  $J_6$  – соответственно масса и момент инерции НМ;  $I_v(S)$  – аналог линейной скорости центра тяжести НМ;  $\varphi_6'(S)$  – аналог угловой скорости НМ.

Выражение (5.41) также состоит из двух компонент: первая характеризует влияние массы НМ, а вторая – ее момента инерции. В учебной литературе [51] первая определяется через аналог вертикальной скорости центра тяжести НМ –  $I_{s_6}(S)$ , что справедливо только в случае плоскопараллельного подъема НМ, а стандарт [63] между тем допускает завал стойки  $\Delta\varphi_6$  до  $15^\circ$  (рис. 5.5), при этом вторая компонента в [51] даже не рассматривается. Но с появлением тяжелых и объемных адаптеров (КПР-9, КНК-500, КСН-6), агрегируемых с УЭС и выпускаемых ОАО «Гомсельмаш» при ограниченной мощности гидропривода ПНУ, необходим учет влияния как приведенной силы трения, так и обеих компонент приведенной силы инерции.

Аналог угловой скорости НМ представляет собой производную от угла наклона стойки по обобщенной координате, связывающий угловые скорости подъемного рычага и НМ, определяемую по выражению [53]:

$$\varphi_6'(S) = \varphi_3'(S)U_{63}(S), \quad (5.42)$$

где  $\varphi_3'(S)$  – аналог угловой скорости поворотного рычага  $L_3$ ;  $U_{63}(S)$  – передаточное отношение угловых скоростей звеньев  $L_6$  и  $L_3$ .

Аналог угловой скорости поворотного рычага определяется по выражению

$$\varphi_3'(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}, \quad (5.43)$$

где  $L_{13}$  – база четырехзвенника  $\Pi_{01}\Pi_{23}\Pi_{03}$  (рис. 5.5).

Передаточное отношение  $U_{63}(S)$  определяется в результате кинематического анализа замкнутой кинематической цепи, выполняемого при помощи метода замкнутых векторных контуров [90]:

$$U_{63}(S) = U_{53}(S)U_{65}(S) = \frac{L_{34} \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]} \frac{L_{56} \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_7(S)]}{L_6 \cdot \sin[\varphi_7(S) - \varphi_6(S)]}, \quad (5.44)$$

где  $\varphi_{34}(S)$ ,  $\varphi_4(S)$ ,  $\varphi_5(S)$ ,  $\varphi_6(S)$ ,  $\varphi_7(S)$  – углы, образуемые соответствующими звеньями замкнутой кинематической цепи в правой декартовой системе координат;  $U_{53}(S)$  и  $U_{65}(S)$  – передаточные отношения между угловыми скоростями соответствующих звеньев.

В выражении (5.41) массы и моменты инерции звеньев МН не учитываются, так как они почти на два порядка меньше соответствующих параметров НМ. Аналог линейной скорости центра тяжести НМ определяется как отношение скорости центра тяжести НМ к скорости поршня ГЦ:

$$I_v(S) = \frac{v_{S6}(S)}{\dot{S}},$$

где  $v_{S6}$ ,  $\dot{S}$  – линейная скорость центра тяжести НМ и поршня гидроцилиндра соответственно.

Поскольку  $v_{S6} = \sqrt{\dot{X}_{S6}^2 + \dot{Y}_{S6}^2}$ , т. е. всегда  $I_v(S) \geq I_{S6}(S)$  [63], то определение приведенной массы НМ по выражению  $m(S) = m_6 \cdot I_{S6}^2(S)$  из [51] для случая агрегатирования УЭС с вышеупомянутыми тяжелыми адаптерами некорректно. Подставив в выражение для определения  $v_{S6}$  значения для  $\dot{X}_{S6}$  и  $\dot{Y}_{S6}$  и выполнив некоторые преобразования, получим:

$$I_v(S) = \varphi'_5 \sqrt{[L_{56}^2 + U_{65}^2 L_{S6}^2 + 2U_{65} L_{56} L_{S6} \cos(\varphi_5(S) - (\varphi_{S6} + \varphi_6(S)))]}, \quad (5.45)$$

где  $\varphi'_5$  – аналог угловой скорости нижней тяги.

Производную от приведенной массы вычисляем по выражению

$$m'(S) = 2[(m_6 \cdot I_v(S) I'_v(S) + J_6 \cdot \varphi'_6(S) \varphi''_6(S)], \quad (5.46)$$

где  $I'_v(S)$  – производная от  $I_v(S)$  по обобщенной координате;  $\varphi''_6(S)$  – аналог углового ускорения НМ.

Аналог углового ускорения НМ определяется как результат повторного дифференцирования аналога угловой скорости НМ по обобщенной координате:

$$\varphi_6''(S) = [\varphi_6'(S)]' = \varphi_3''(S)U_{63}(S) + \varphi_3'(S)[U_{53}'(S)U_{65}(S) + U_{53}(S)U_{65}'(S)],$$

где  $\varphi_3''(S)$  – аналог углового ускорения звена  $L_3$ , определяемый как результат дифференцирования по обобщенной координате  $S$  аналога его угловой скорости  $\varphi_3'(S)$ :

$$\varphi_3''(S) = \frac{2[S^4 - (L_3^2 - L_{13}^2)^2]}{\sqrt{[4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_3^2 + L_{13}^2)]^2]^3}}.$$

Производные по обобщенной координате от функций  $U_{53}(S)$ ,  $U_{65}(S)$ ,  $I_v(S)$  рассчитываются аналогично вышеприведенным параметрам путем дифференцирования сложных функций.

Что касается присутствующей в уравнении (5.40) приведенной силы трения, то вывод ее аналитического выражения уже рассматривался в 5.3.4. Здесь важно отметить ее переменный характер (рис. 5.13) в отличие от принятого в [51] «усредненного» значения.

Движущая сила в уравнении (5.40) по величине равна приведенной нагрузке, состоящей из трех компонент [99]. Большая ее часть относится к полезной нагрузке  $F(S)$ , равной произведению веса НМ на передаточное число  $I_{S6}(S)$ .

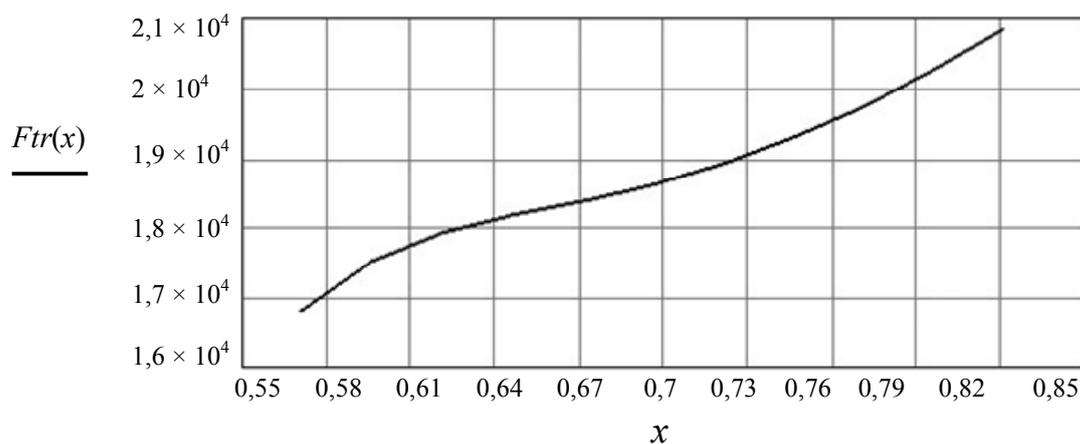


Рис. 5.13. Приведенная к штоку гидроцилиндра сила трения

В качестве примера рассмотрим результаты расчета (табл. 5.1 и 5.2) некоторых выходных параметров ПНУ, в том числе приведенной массы и ее производной при подъеме косилки КПР-9 подъемно-навесным устройством УЭС-290/450.

Выходные параметры подъемно-навесного устройства УЭС-290/450

$S$ , м	$Y_{56}(S)$ , м	$\varphi_6(S)$ , град	$\varphi'_6(S)$ , 1/м	$I_s(S)$	$m(S)$ , кг	$I_v(S)$	$M(S)$ , кг	$\frac{m(S)}{M(S)}$	$M'(S)$ , кг/м
0,571*	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,596	0,551	89,261	0,583	2,687	$2,816 \cdot 10^4$	2,813	$3,205 \cdot 10^4$	0,879	$1,515 \cdot 10^5$
0,621	0,605	90,132	0,632	2,805	$3,069 \cdot 10^4$	2,943	$3,518 \cdot 10^4$	0,872	$1,079 \cdot 10^5$
0,646	0,66	91,07	0,678	2,885	$3,246 \cdot 10^4$	3,043	$3,771 \cdot 10^4$	0,861	$9,822 \cdot 10^4$
0,671	0,715	92,077	0,728	2,952	$3,399 \cdot 10^4$	3,136	$4,021 \cdot 10^4$	0,845	$1,034 \cdot 10^5$
0,696	0,771	93,16	0,785	3,015	$3,545 \cdot 10^4$	3,234	$4,295 \cdot 10^4$	0,825	$1,174 \cdot 10^5$
0,721	0,827	94,33	0,851	3,079	$3,697 \cdot 10^4$	3,344	$4,614 \cdot 10^4$	0,801	$1,386 \cdot 10^5$
0,746	0,883	95,601	0,929	3,147	$3,862 \cdot 10^4$	3,469	$4,995 \cdot 10^4$	0,773	$1,677 \cdot 10^5$
0,771	0,94	96,998	1,021	3,222	$4,049 \cdot 10^4$	3,615	$5,461 \cdot 10^4$	0,741	$2,066 \cdot 10^5$
0,796	0,995	98,539	1,133	3,305	$4,260 \cdot 10^4$	3,786	$6,039 \cdot 10^4$	0,705	$2,592 \cdot 10^5$
0,821	1,051	100,25	1,268	3,401	$4,511 \cdot 10^4$	3,99	$6,773 \cdot 10^4$	0,666	$3,315 \cdot 10^5$

\* При  $S = 0,571$  кинематическая цепь, состоящая из МН и НМ, не замкнута.

Расчет приведенной массы  $m(S)$  для ПНУ трактора в [51] ведется по выражению, не учитывающему влияние горизонтальной составляющей скорости центра тяжести НМ:

$$m(S) = m_6 \cdot I_{S6}^2(S). \quad (5.47)$$

Для сравнения выполним расчет приведенной массы  $M(S)$  без учета вращательного движения НМ – второй компоненты формулы (5.41), т. е.  $M(S) = m_6 \cdot I_v^2(S)$ . Как следует из табл. 5.1, различия между  $m(S)$  и  $M(S)$  существенны и за цикл изменения обобщенной координаты прогрессивно нарастают от 12,1 до 33,3 %.

Влияние каждой составляющей приведенной нагрузки по отношению к полезной ее части представлено в табл. 5.2, определяется для каждой компоненты ( $n_1$  и  $n_2$ ) отдельно и в сумме  $n$ :

$$n_1 = \frac{F_{\text{ИН}}^{\text{пп}}(S)}{F(S)} 100 \% ; \quad n_2 = \frac{F_{\text{ТР}}^{\text{пп}}(S)}{F(S)} 100 \% ; \quad n = \frac{F_{\text{ИН}}^{\text{пп}}(S) + F_{\text{ТР}}^{\text{пп}}(S)}{F(S)} 100 \% .$$

## Выходные параметры подъемно-навесного устройства УЭС-290/450

$S$ , м	$F(S)$ , кН	$F_{ин}(S)$ , Н	$n_1(S)$ , %	$F_{тр}(S)$ , кН	$n_2(S)$ , %	$F_{гц}(S)$ , кН	$n(S)$ , %	$p_{гц}(S)$ , МПа	$G_S(S)$ , кН
0,571	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,596	104,8	371,09	0,354	17,59	16,78	123,57	17,14	9,518	81,46
0,621	109,4	264,27	0,242	17,93	16,39	127,34	16,63	9,809	78,31
0,646	112,5	240,64	0,214	18,16	16,14	130,43	16,36	10,046	76,12
0,671	115,1	253,33	0,220	18,39	15,97	133,33	16,21	10,270	74,27
0,696	117,6	287,58	0,245	18,63	15,85	136,32	16,09	10,503	72,52
0,721	120,1	339,63	0,228	18,92	15,75	139,55	16,00	10,750	70,76
0,746	122,7	410,85	0,335	19,28	15,71	143,20	16,05	11,032	68,89
0,771	125,6	506,28	0,403	19,73	15,70	147,42	16,11	11,355	66,86
0,796	128,9	635,04	0,493	20,24	15,71	152,38	16,19	11,737	64,63
0,821	132,6	812,22	0,612	20,85	15,72	158,36	16,34	12,198	62,11

*Примечание.*  $F_{гц}(S)$ ,  $p_{гц}(S)$  – приведенная к гидроцилиндру нагрузка и давление в его напорной полости;  $G_{S6}(S)$  – грузоподъемность ПНУ.

Из табл. 5.2 следует, что приведенная сила инерции составляет от 0,354 до 0,612 % от полезной нагрузки, ее участие в формировании приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузки минимально. С другой стороны, приведенная сила трения составляет существенную часть от полезной нагрузки (от 15,70 до 16,78 %).

Аналитически грузоподъемность ПНУ можно определить по формуле

$$G_{S6}^{\min} = \frac{p_{гц}^{\max} F_c - [F_{ин}^{пр}(S^*) + F_{тр}^{пр}(S^*)]}{I_{S6}^{\max}}, \quad (5.48)$$

где  $p_{гц}^{\max}$  – максимальное давление в гидроцилиндре;  $F_c$  – площадь поршня гидроцилиндра со стороны напорной магистрали;  $F_{ин}^{пр}(S^*)$  – приведенная сила инерции и  $F_{тр}^{пр}(S^*)$  – приведенная сила трения, вычисленные для значения обобщенной координаты  $S^*$ , соответствующей максимуму передаточного числа (для ПНУ УЭС, как правило, соответствует транспортному положению навесной машины).

В формуле (5.48) под  $p_{гц}^{\max}$  подразумевается максимально возможное давление в напорной полости гидроцилиндра, определяемое со стороны гидропривода потерями давления в напорной магистрали и настройкой предохранительного клапана.

Запас по грузоподъемности ПНУ УЭС рассчитывается как отношение разности между развиваемым ПНУ (в диапазоне изменения  $S$ ), минимальным значением грузоподъемности  $G_{S6}^{\min}$  и весом НМ  $P_6$  к весу НМ:

$$\Delta G_S = \frac{G_{S6}^{\min} - P_6}{P_6} 100 \% \quad (5.49)$$

В данном случае  $\Delta G_S = 59,3 \%$ . Это означает, что мы можем: 1) увеличить на 59% вес НМ; 2) повысить на 59% по горизонтали от оси подвеса расположение центра тяжести НМ; 3) увеличить 1) и 2), но не более чем на 59%. Имеющийся запас грузоподъемности должен положительно сказаться на эксплуатационной надежности ПНУ, при агрегатировании УЭС с КПр-9 можно уменьшить настройку предохранительного клапана в гидроприводе ПНУ.

Таким образом, аналитическое выражение для передаточного числа МН –  $I_{S6}^{\max}$  позволяет рассчитать соответствующую заданным  $L_{S6}$  и  $\varphi_{S6}$  (рис. 5.5) грузоподъемность  $G_{S6}$  ПНУ УЭС. Это обычно расчетное минимальное значение  $G_{S6}^{\min} = 62,11$  кН (табл. 5.2), соответствующее максимальному значению передаточного числа  $I_{S6}^{\max} = 3,401$  (табл. 5.1).

Формализованное описание выражений для определения приведенной силы инерции позволяет точнее оценить КПД и грузоподъемность базового, модернизированного или проектируемого ПНУ, что важно при ограниченной мощности его гидропривода в случае агрегатирования УЭС (или другого мобильного энергетического средства) с тяжелыми и объемными адаптерами.

Исследование динамической модели нагруженного со стороны механизма навески гидропривода ПНУ позволяет сделать выводы о важности учета отдельных параметров НМ для успешного в энергетическом аспекте агрегатирования навесной техники с любыми мобильными энергетическими средствами, имеющими идентичные по структуре ПНУ.

Вес НМ и удаление ее центра тяжести от оси подвеса МН МЭС имеют общую тенденцию к росту, а траектория подъема НМ может быть воспроизведена, если только обеспечен достаточный запас грузоподъемности ПНУ.

Передаточные числа МН УЭС  $I_{S_6}(S)$ ,  $I_v(S)$  изменяются (как правило, увеличиваются) по мере подъема навесной машины, их максимальные значения, с одной стороны, ограничивает вес поднимаемой НМ и ее расположение относительно оси подвеса, а с другой – влияют на динамику подъема НМ.

Разработанная методика автоматизированного расчета приведенных сил инерции и трения в ПНУ УЭС может использоваться для идентичных по структуре ПНУ тракторов, самоходных шасси и фронтальных погрузчиков.

## **5.5. Динамика механизмов с гидроприводом**

### **5.5.1. Типовая схема объемного гидропривода**

Как показано в параграфе 5.4, большое значение на работоспособность подъемно-навесных устройств оказывает динамика процессов, происходящих при работе механизма навески с НМ, вызванная принятыми законами движения. Кроме этого, большое влияние на работоспособность ПНУ оказывают динамические процессы, происходящие непосредственно в гидравлических приводах машин и механизмов.

Приводом машин и механизмов (сокращенно – приводом) называется система взаимосвязанных устройств для приведения в движение одного или нескольких твердых тел, входящих в состав машины или механизма. Основные типы приводов: электропривод, гидропривод и пневмопривод. Среди ПНУ наибольшее распространение имеет гидравлический привод (гидропривод).

Гидроприводы управления МЭС в большинстве случаев представляют собой нелинейные системы, переходные процессы, обусловленные рядом факторов, главными из которых являются нелинейные характеристики внешних сопротивлений (нагрузки), упругость звеньев, нелинейные потери давления в магистралях, силы трения, зазоры и т. д. [100, 101].

В состав гидропривода входят гидронасос и гидродвигатель. Гидронасосом (сокращенно – насосом) называется устройство для преобразования механической энергии твердого тела в механическую

энергию жидкости. Гидродвигатель – это устройство, предназначенное для преобразования механической энергии жидкости в механическую энергию твердого тела. Очень часто одно и то же устройство может выполнять как функции насоса, так и функции двигателя.

На рис. 5.14, *а* показана схема типового гидропривода, применяемого в машинах-автоматах. Гидродвигатель *1*, называемый гидроцилиндром, выполнен в виде поршня, перемещающегося в цилиндре под действием сжатой жидкости. Насос *2* может быть любого вида. Для изменения направления движения поршня гидроцилиндра применяется распределитель *3*. В положении распределителя, указанном на схеме, жидкость поступает в левую полость гидроцилиндра, и поршень идет вправо (рабочий ход). При перемещении подвижной части распределителя влево (на схеме для этого надо мысленно передвинуть правый квадрат распределителя на место левого, оставляя на месте подведенные к нему линии) жидкость от насоса идет в правую полость гидроцилиндра, и поршень идет влево. Перемещение подвижной части распределителя достигается путем попеременного включения двух электромагнитов *б*.

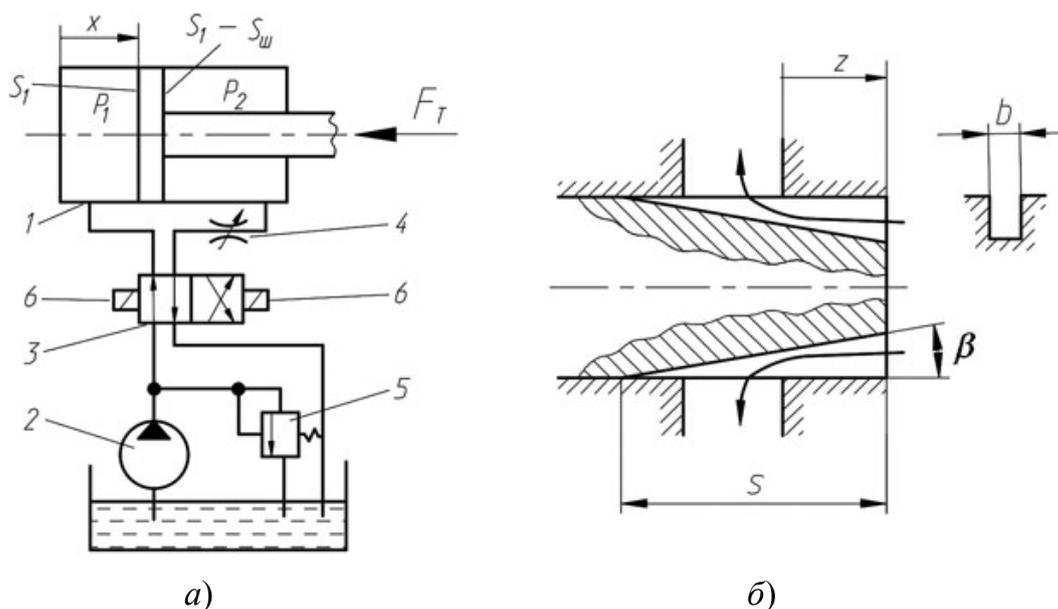


Рис. 5.14. Схема типового гидропривода:  
*1* – гидродвигатель; *2* – насос; *3* – распределитель;  
*4* – тормозное устройство; *5* – переливной клапан;  
*б* – электромагниты

Тормозное устройство *4* при рабочем ходе включено в сливную линию. Оно выполнено в виде регулируемого дросселя (рис. 5.14, *б*), т. е. устройства, в котором перемещение подвижной части вызывает

уменьшение площади сечения для прохода жидкости (проходного сечения). При уменьшении площади проходного сечения увеличивается давление в сливной полости гидроцилиндра и происходит торможение. Перемещение  $z$  может быть заданной функцией времени  $t$  или перемещения поршня  $x$ . В первом случае золотник (подвижная часть) тормозного устройства имеет независимый привод (торможение по времени); во втором случае золотник перемещается от кулачков, связанных со штоком гидроцилиндра (торможение по пути).

Переливной клапан 5 служит для слива в бак части жидкости, подаваемой насосом, при уменьшении скорости поршня. Пружина клапана подобрана так, что он открывается по достижении определенного давления.

Гидродвигатель 1 в рассматриваемой схеме – объемный, так как преобразование энергии жидкости в механическую энергию поршня происходит при периодическом изменении объема его рабочих полостей. Соответственно и весь гидропривод, показанный на рис. 5.14, называется объемным. Этот гидропривод можно назвать также гидравлическим механизмом, предназначенным для преобразования вращательного движения вала насоса в прямолинейное движение поршня.

### 5.5.2. Уравнение движения объемного гидропривода

Как и в механизме, состоящем только из твердых тел, уравнение движения гидравлического механизма есть дифференциальное уравнение второго порядка, из которого находится зависимость обобщенной координаты механизма от времени. Отличие состоит в том, что в него входят параметры, зависящие от давления жидкости в различных частях механизма.

Для объемного гидропривода, представленного на рис. 5.14, примем за обобщенную координату перемещение поршня  $x$  и введем следующие обозначения:  $m$  – приведенная масса движущихся частей насоса, гидроцилиндра и механизма или исполнительного органа, приводимых в движение от гидропривода;  $F_d$  – приведенная движущая сила;  $F_c$  – приведенная сила сопротивления. Тогда при постоянной приведенной массе уравнение движения имеет вид:

$$m\ddot{x} = F_d - F_c. \quad (5.50)$$

Обозначим через  $p_1$  и  $p_2$  избыточные давления в напорной и соответственно в сливной полостях гидроцилиндра;  $S_1$  – площадь поршня;  $S_{ш}$  – площадь штока;  $F_T$  – приведенная сила трения и технологических сопротивлений. Для рабочего хода приведенные силы определяются из соотношений (5.51), (5.52):

$$F_d = p_1 S_1; \quad (5.51)$$

$$F_c = F_T + p_2 (S_1 - S_{ш}). \quad (5.52)$$

Давление  $p_1$  зависит от давления на выходе из насоса  $p_n$  и потерь давления в напорной линии  $\Delta p_1$ :

$$p_1 = p_n - \Delta p_1. \quad (5.53)$$

Давление  $p_2$  зависит от потерь давления в сливной линии  $\Delta p_2$  и потерь давления в тормозном устройстве  $\Delta p_T$ :

$$p_2 = \Delta p_2 + \Delta p_T. \quad (5.54)$$

Потери давления  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$ , т. е. потери в трубопроводах и в распределителе 3, зависят от скорости течения жидкости, которая при постоянном расходе (количестве протекающей жидкости) пропорциональна модулю скорости поршня  $v$ . На основании экспериментальных данных зависимости потерь давления  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  имеют вид:

$$\Delta p_1 = A_1 v + B_1 v^2; \quad (5.55)$$

$$\Delta p_2 = A_2 v + B_2 v^2,$$

где  $A_1, A_2, B_1, B_2$  – постоянные коэффициенты, определяемые для данного гидропривода из эксперимента или же по табличным значениям для типовых элементов гидропривода.

Потери давления в тормозном устройстве:

$$\Delta p_T = B_T \frac{v^2}{f_T^2}, \quad (5.56)$$

где  $B_T$  – экспериментальный коэффициент;  $f_T$  – переменная площадь проходного сечения в тормозном устройстве, которая при золотнике с прямоугольными канавками зависит от числа канавок  $n$ , их ширины  $b$ , длины  $s$ , угла наклона  $\beta$  и перемещения золотника:  $f_T = nb(s - z) \sin \beta$ .

С учетом соотношений (5.51)–(5.56) уравнение движения гидропривода (5.50) принимает вид:

$$m\ddot{x} = (p_H - A_1 v - B_1 v^2) S_1 - F_T - \left( A_2 v + B_2 v^2 + B_T \frac{v^2}{f_T^2} \right) (S - S_{III}). \quad (5.57)$$

Характеристика насоса принимается обычно в виде двух прямолинейных отрезков (рис. 5.15), изображающих связь между давлением на выходе из насоса  $p_H$  и расходом  $Q$ , т. е. количеством жидкости, подаваемой насосом.

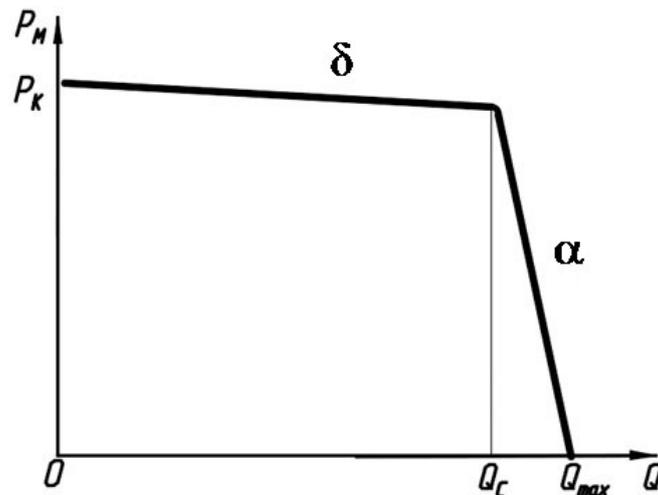


Рис. 5.15. Характеристика гидронасоса

При закрытом переливном клапане с увеличением давления  $p_H$  расход  $Q$  несколько уменьшается вследствие увеличения утечек, характеризуемых величиной объемного КПД  $\eta_0$ . Поэтому связь между  $p_H$  и  $Q$  на участке  $\alpha$  характеристики ( $Q_c < Q < Q_{max}$ ) выражается формулой

$$p_H = \frac{p_{ном}}{1 - \eta_0} - \frac{p_{ном}}{1 - \eta_0} \frac{Q}{Q_{max}}. \quad (5.58)$$

В (5.58) значения номинального давления  $p_{ном}$ , объемного КПД  $\eta_0 = \frac{Q}{Q_{max}}$ , при  $p = p_{ном}$  и максимального расхода  $Q_{max}$  принимаются по данным каталогов насосов.

При открытом переливном клапане давление  $p_H$  равно давлению настройки клапана  $p_K$  за вычетом пропорционального расходу  $Q$

потерь давления в клапане, т. е. на участке  $\delta$  характеристики ( $0 < Q < Q_c$ ) связь между  $p_n$  и  $Q$  выражается формулой

$$p_n = p_k - A_k Q, \quad (5.59)$$

где  $A_k$  – экспериментальный коэффициент для переливного клапана.

Величина расхода  $Q_c$ , соответствующая точке пересечения прямолинейных отрезков характеристики насоса, определяется по выражению

$$Q = \frac{\frac{P_{\text{НОМ}}}{1 - \eta_0} - p_k}{\frac{P_{\text{НОМ}}}{(1 - \eta_0)Q_{\text{max}}} - A_k}. \quad (5.60)$$

Для рабочего хода расход на выходе из насоса  $Q$  и скорость поршня  $v$  связаны соотношением

$$Q = S_1 v. \quad (5.61)$$

Следовательно, формулы (5.58)–(5.60) с учетом соотношения (5.61) дают также зависимость между давлением насоса  $p_n$  и скоростью поршня  $v$ . Поэтому обе формулы (5.58) и (5.59) можно объединить в одну формулу, выражающую зависимость между давлением на выходе из насоса  $p_n$  и скоростью поршня  $v$ :

$$p_n = p_0 - A_v v, \quad (5.62)$$

где коэффициенты  $p_0$  и  $A_v$  имеют различные значения в зависимости от того, открыт или закрыт переливной клапан.

При открытом переливном клапане коэффициент  $p_0$  равен постоянному давлению настройки клапана, а коэффициент  $A_v$  имеет значение:

$$A_v = A_k S_1. \quad (5.63)$$

При закрытом переливном клапане коэффициенты  $p_0$  и  $A_v$  имеют следующие значения:

$$p_n = \frac{P_{\text{НОМ}}}{1 - \eta_0}; \quad (5.64)$$

$$A_v = \frac{p_{\text{ном}} S_1}{(1 - \eta_0) Q_{\text{max}}}. \quad (5.65)$$

Давление на выходе из насоса  $p_c$ , при котором открывается переливной клапан, и скорость поршня  $v_c$  в этот момент связаны соотношением

$$p_c = p_k - A_k S_1 v_c, \quad (5.66)$$

где

$$v_c = \frac{p_{\text{ном}} - p_k (1 - \eta_0)}{p_{\text{ном}} - A_k Q_{\text{max}} (1 - \eta_0)} \frac{Q_{\text{max}}}{S_1}. \quad (5.67)$$

Теперь уравнение движения объемного гидропривода (5.57) может быть представлено в виде дифференциального уравнения второго порядка относительно перемещения поршня

$$\ddot{x} = \frac{S_1}{m} \left[ p_0 - \frac{F_T}{S_1} - Av - Bv^2 \right], \quad (5.68)$$

где

$$A = A_v + A_1 + \frac{S_1 - S_{\text{ш}}}{S_1} A_2, \quad (5.69)$$

$$B = B_1 + \frac{S_1 - S_{\text{ш}}}{S_1} \left( B_2 + \frac{B_T}{f_T^2} \right). \quad (5.70)$$

Коэффициент  $A$  имеет всегда постоянное значение. Коэффициент  $B$  в режиме разгона и при установившемся движении также является постоянной величиной, а в режиме торможения зависит от времени  $t$  (при независимом приводе тормозного золотника) или от перемещения  $x$  (при торможении по пути). Приведенная сила  $F_T$  может быть функцией времени  $t$ , перемещения  $x$  и скорости  $v$ .

В общем случае уравнение (5.68) решается численными или графическими методами. Но в некоторых случаях возможно получение решений в конечном виде.

Пусть, например, исследуется движение при полностью открытом проходном сечении в тормозном устройстве ( $B_T = 0$ ). Тогда коэффициент  $B$  есть величина постоянная. Кроме того, предположим, что все потери давления можно считать зависящими от второй степени

скорости  $v$  (турбулентное движение), т. е. коэффициент  $A$  равен нулю. Сила сопротивления  $F_T$  имеет постоянную величину или же имеет составляющую, которая зависит от второй степени скорости  $v$  (коэффициент этой составляющей войдет в суммарный коэффициент  $B$ ). Тогда уравнение движения (5.68) принимает вид:

$$\ddot{x} = \frac{S_1}{m} \left( p_0 - \frac{F_T}{S_1} - Bv^2 \right). \quad (5.71)$$

Введем новую переменную

$$y = v^2. \quad (5.72)$$

После дифференцирования получаем:

$$\dot{y} = 2v\dot{v}.$$

Отсюда

$$\dot{v} \equiv \ddot{x} = \frac{\dot{y}}{2v}, \quad \text{или} \quad \ddot{x} = \frac{1}{2} \frac{dy}{dx}. \quad (5.73)$$

Подставляя в уравнение (5.71) переменную  $y$  и учитывая соотношение (5.72), получаем линейное дифференциальное уравнение первого порядка относительно функции  $y(x)$ :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{2S_1}{m} \left( p_0 - \frac{F_T}{S_1} - By \right).$$

Другими словами, можно найти решение уравнения (5.71) на фазовой плоскости в координатах  $x$  и  $y^2$ , т. е. найти зависимость  $v^2 = y(x)$ , а затем получить искомый закон движения  $x(t)$  интегрированием уравнения (5.72):

$$t = \int \frac{dx}{\sqrt{y(x)}} + C. \quad (5.74)$$

При полностью открытом проходном сечении тормозного устройства ( $B = 0$ ) и силе сопротивления, зависящей только от скорости (в любой степени), уравнение движения (5.68) есть нелинейное дифференциальное уравнение первого порядка относительно скорости

поршня  $v$  с разделяющимися переменными. После разделения переменных имеем:

$$dt = \frac{m}{S_1} \frac{dv}{p_0 - \frac{F_T}{S_1} - Av - Bv^2},$$

или

$$t = \frac{m}{S_1} \int \frac{dv}{p_0 - \frac{F_T}{S_1} - Av - Bv^2} + C. \quad (5.75)$$

### 5.5.3. Безразмерное уравнение движения объемного гидропривода

Для того чтобы полученное решение могло быть использовано не для одного гидропривода, а для семейства гидроприводов, отличающихся размерами и нагрузкой, надо представить уравнение (5.68) в безразмерном виде.

Для перехода к безразмерным переменным примем за модули измерения пути и времени путь торможения  $x_n$  и время  $t_n$  движения с постоянным ускорением, модуль которого равен  $a_n$  при изменении скорости от нуля до установившейся скорости  $v_y$  – при разгоне или от  $v_y$  до нуля – при торможении. Эти величины можно выразить через скорость установившегося движения  $v_y$  и через модуль ускорения  $a_n$  по формулам движения с постоянным ускорением:

$$x_n = \frac{v_y^2}{2a_n}, \quad t_n = \frac{v_y}{a_n}. \quad (5.76)$$

Обозначив безразмерное время через  $\tau$  и безразмерную скорость через  $u$ , получаем:

$$t = \tau t_n, \quad v = u \frac{x_n}{t_n}, \quad \frac{dv}{dt} = \frac{du}{d\tau} \frac{x_n}{t_n^2}.$$

С учетом формул (1.27) имеем:

$$v = u \frac{v_y}{2}, \quad \frac{dv}{dt} = \frac{du}{d\tau} \frac{a_n}{2}. \quad (5.77)$$

Теперь уравнение движения (5.68) принимает вид:

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{2S_1}{ma_n} \left( p_0 - \frac{F_T}{S_1} - A \frac{v_y}{2} u - B \frac{v_y^2}{4} u^2 \right). \quad (5.78)$$

Чтобы постоянные коэффициенты этого уравнения также представить в безразмерном виде, примем за модуль измерения давления:

$$p_c = p_0 - \frac{F_T}{S_1} + \frac{ma_n}{S_1}. \quad (5.79)$$

Тогда уравнение движения (1.29) может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{1}{\eta} (1 - 2\eta - \chi_1 u - \chi_2 u^2), \quad (5.80)$$

где

$$\eta = \frac{ma_n}{2S_1 p_c}; \quad \chi_1 = A \frac{v_y^2}{2p_c}; \quad \chi_2 = B \frac{v_y^2}{4p_c}. \quad (5.81)$$

Все выводы, которые в дальнейшем могут быть сделаны из рассмотрения безразмерного уравнения движения (5.80), относятся не к одному гидроприводу, а к семейству гидроприводов с одинаковыми значениями безразмерных коэффициентов  $\eta$ ,  $\chi_1$ ,  $\chi_2$ .

При исследовании движения поршня гидропривода на участке торможения необходимо выделить из общего коэффициента  $B$  по формуле (5.70) слагаемое  $B_T/f_T^2$ , которое на этом участке зависит или от времени  $t$ , или от перемещения  $x$ . В этом случае коэффициент  $\chi_2$  определяется по формуле

$$\chi_2 = \left( B_1 + \frac{S_1 - S_{ш}}{S_1} B_2 \right) \frac{v_y^2}{4p_c}.$$

В скобках уравнения (5.80) появляется дополнительный член:

$$\delta = \frac{(S_1 - S_{ш}) B_T v_y^2}{S_1 f_T^2 4p_c} u^2.$$

Примем за модуль измерения площади:

$$f_y = \frac{(S_1 - S_{ш}) B_T v_y}{S_1 p_c 2}. \quad (5.82)$$

Тогда безразмерная площадь проходного сечения в тормозном устройстве

$$\theta = \frac{f_{\tau}}{f_y}. \quad (5.83)$$

Дополнительный член  $\delta$  принимает вид  $\delta = \frac{f_y^2}{f_{\tau}^2} u^2$  или  $\delta = \frac{u^2}{\theta^2}$ .

Следовательно, уравнение движения объемного гидропривода с тормозным устройством в безразмерной форме имеет вид:

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{1}{\eta} \left( 1 - 2\eta - \chi_1 u - \chi_2 u^2 - \frac{u^2}{\theta^2} \right). \quad (5.84)$$

В этой форме удобно решать уравнения движения гидропривода при торможении по времени, т. е. при  $f_{\tau} = f_{\tau}(t)$ . Если же торможение идет по пути, т. е.  $f_{\tau} = f_{\tau}(x)$ , то надо в уравнение движения ввести безразмерное перемещение:

$$\xi = \frac{x}{x_n}, \quad (5.85)$$

используя соотношение

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{du}{d\xi} \frac{d\xi}{d\tau}.$$

Тогда получаем:

$$\frac{du}{d\xi} = \frac{1}{u\eta} \left[ 1 - 2\eta - \chi_1 u^2 - \frac{u^2}{\theta^2(\xi)} \right], \quad (5.86)$$

где  $u = \frac{d\xi}{d\tau}$ .

Таким образом, с помощью представленного выше математического аппарата можно учитывать влияние динамики движения объемного гидропривода на процесс подъема и опускания МН с агрегатируемыми адаптерами в процессе работы. Некоторые примеры формирования функциональной математической модели (ФММ) нагруженного гидропривода приведены в работе [87].

## 5.6. Управляемость машинно-тракторного агрегата при агрегатировании с уборочными навесными машинами

Известно, что использование в составе МТА НМ и орудий [102, 103] изменяет распределение нормальных реакций почвы на колеса сельскохозяйственного трактора. В процессе эксплуатации МТА нагрузка на колеса трактора перманентно изменяется, что влияет как на опорную поверхность, так и на характеристики трактора, например, его сцепной вес и управляемость [102]. Совершенствование технологических процессов в растениеводстве связано с научно обоснованным выбором рациональных параметров МТА, в том числе его ПНУ.

Реакции колес неподвижного МТА на почву определяется из уравнений равновесия. Для этого рассмотрим схему сил, действующих на МТА (рис. 5.16).

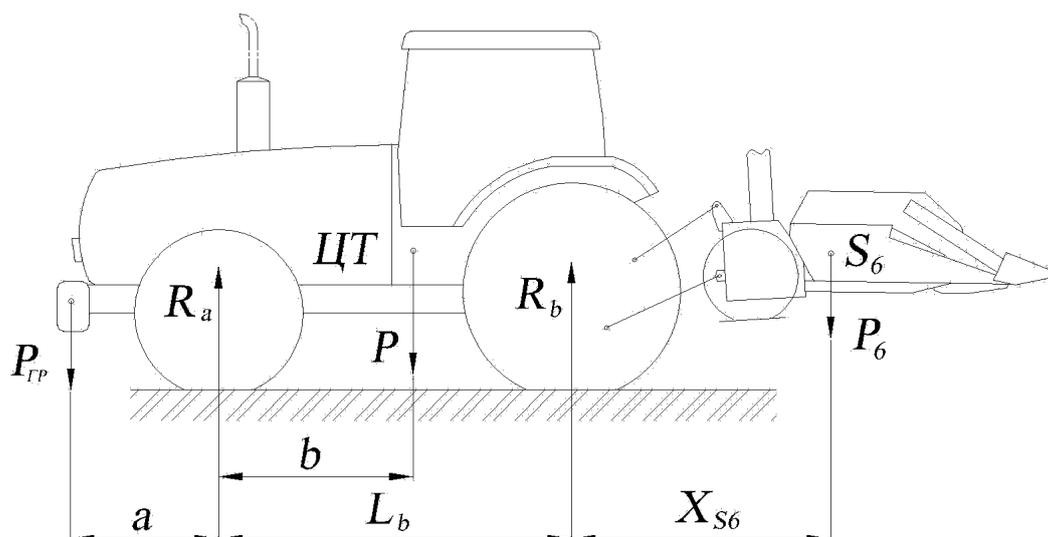


Рис. 5.16. Схема сил, действующих на машинно-тракторный агрегат

Реакции управляемых и ведущих колес на почву определим по выражениям (5.87), (5.88):

$$R_a(S) = \frac{P_{гр}(a + L_b) + P b - P_6 X_{S_6}(S)}{L_b}; \quad (5.87)$$

$$R_b(S) = P_{гр} - P_a(S) + P + P_6. \quad (5.88)$$

Распределение веса МТА между ведущими и управляемыми колесами, в процентах, определяется по выражениям (5.89), (5.90):

$$R_y(S) = \frac{R_a(S)}{P + P_{гр} + P_6} 100\%; \quad (5.89)$$

$$R_B(S) = \frac{R_b(S)}{P + P_{гр} + P_6} 100\%. \quad (5.90)$$

Максимальная грузоподъемность рассчитывается из условия управляемости, т. е. из условия, что реакция управляемых колес должна составить не менее 20 % от веса МТА [18] исходя из выражений (5.91), (5.92):

$$R_a = 0,20(P_{гр} + P + P_6); \quad (5.91)$$

$$G_{\max}(S) = \frac{P_{гр}(a + L_b) + Pb - R_a}{X_{S6}(S)}. \quad (5.92)$$

Примеры расчета и анализа управляемости МТА приведены в [104], [105].

В результате формирования ФММ анализа свойств МН ПНУ получены выражения, позволяющие определить положение оси подвеса, стойки, центра тяжести и МЦВ НМ, а также аналоги угловых скоростей и передаточные отношения звеньев, передаточные числа МН; рассчитать потери на трение и нагрузки во всех звеньях и на гидроцилиндре. Все перечисленные выходные параметры рассчитываются как для рабочего, так и для транспортного положения НМ, а при необходимости и для любого другого промежуточного положения. Представленная ФММ может быть использована как для МН тракторов «Беларус» и УЭС, так и для МН МЭС ближнего (Т-150К, ЛТЗ-155, ХТЗ-121, «Кировец-701») и дальнего зарубежья («CLAAS», «John Deere», «Fendt») [106].

В общем случае навешивание машин (рис. 5.16) на МЭС не должно приводить к превышению допустимого общего веса МТА, допустимых осевых нагрузок и максимально допустимой нагрузки на шины колесных МЭС. Так, как уже было отмечено выше, нагрузка на переднюю ось МЭС должна составлять минимум 20% от общего веса МТА. Поэтому в процессе проектирования МЭС условия рационального агрегатирования с навесной техникой должны обеспечиваться в том числе выбором рациональных параметров ПНУ МЭС.

Далее дадим оценку рабочей скорости движения МТА. Для МТА, удовлетворяющих агротребованиям и требованиям управляемости, рассчитывают ориентировочную рабочую скорость движения, необходимую для оценки его производительности. Ориентировочная рабочая скорость МТА определяется по выражению

$$V_p \leq (1 - \gamma) \frac{N_{\text{МЭС}} - N_{\text{р.о}}}{P_{\text{кр}} + (P_{\text{МЭС}} + P_6 + P_4)(f \cos \alpha + \sin \alpha)},$$

где  $V_p$  – рабочая скорость агрегата, м/с;  $\gamma$  – допустимый КПД буксования агрегата (до 0,15);  $N_{\text{МЭС}}$  – номинальная мощность двигателя МЭС, кВт;  $N_{\text{р.о}}$  – мощность на привод рабочих органов НМ от вала отбора мощности (ВОМ) или от гидросистемы МЭС, кВт;  $P_{\text{кр}}$  – сила тяги МЭС, кН;  $P_{\text{МЭС}}$  – вес энергетического средства, кН;  $P_4, P_6$  – вес агрегируемых при помощи переднего и заднего ПНУ НМ, кН;  $f$  – коэффициент перекатывания для движителя;  $\alpha$  – предельный угол работы МТА, град.

Если агрегатирование выбрано правильно, то рабочая скорость агрегата  $V_p$  должна быть в диапазоне 1,3–2,5 м/с. Если рассчитанная скорость движения МТА оказывается меньше 1 м/с, то выбранное МЭС может работать с НМ только при наличии дополнительного оборудования (ходоуменьшителя). В этом случае необходимо еще раз проанализировать агрегатирование и по возможности выбрать другое, более мощное МЭС. Если вычисленная скорость более 2,5 м/с, МТА не полностью использует эффективную мощность двигателя МЭС. Это также является основанием для пересмотра агрегатирования, но в меньшую сторону. Если спроектированная навесная рабочая машина не находит эффективного агрегатирования или противоречит агротребованиям и требованиям управляемости с имеющимися МЭС – это основание для пересмотра параметров этой навесной машины.

Сформулируем ограничения по обеспечению рационального агрегатирования МЭС с навесной техникой. При навешивании рабочих машин (или балласта) на передний и задний трехточечный МН не допускается превышения:

- допустимого общего веса МТА;
- допустимых нагрузок на оси МЭС;

- нагрузочной способности шин МЭС;
- стандартно допустимых весов балластов.

Кроме того, рабочая скорость МТА должна находиться в диапазоне  $1,3 \leq V_p \leq 2,5$  м/с.

### **5.7. Управляемость машинно-тракторного агрегата при агрегатировании с почвообрабатывающими орудиями**

При переводе навесной машины из рабочего положения в транспортное иногда возникает необходимость в уточнении расчета управляемости МТА, например, при выглублении рабочих органов навесных почвообрабатывающих машин в конце гона. При подъеме рабочих органов помимо веса НМ –  $P_6$  преодолеваются также вес пластов почвы, поднимаемых вместе с НМ ( $P_c$ ), и сопротивление отрыву этих пластов:

$$P_c = (0,3 - 0,5)P_6.$$

Считается, что при подъеме рабочих органов суммарная сила сопротивления  $R$  рабочих органов НМ остается неизменной по величине, а угол ее приложения  $\varphi$  возрастает до  $\psi$  [65]:

$$\psi = \varphi + \theta,$$

где  $\theta = \arctg(V_Y / V_X)$ ;  $V_Y$  – скорость подъема НМ;  $V_X$  – скорость МТА.

Эти изменения внешней нагрузки для заднего ПНУ требуют повторного определения силы  $P_6^*$ , учитывающей влияние вышеупомянутых факторов и повторения силового расчета МН ПНУ. Затем проверяется соблюдение условия управляемости МТА. Таким образом, необходимый дополнительный расчет управляемости МТА проводят с учетом конкретных условий его работы [107].

Формализованное описание взаимосвязи параметров ПНУ с характеристиками ходовой системы трактора расширяет базу их функционального математического моделирования и повышает эффективность режима автоматизированного проектирования. Поэтому ниже представлены аналитические выражения, связывающих внутренние параметры ПНУ с изменением нормальных реакций почвы на колеса сельскохозяйственного трактора.

Реакции почвы на колеса неподвижного трактора, свободное от нагрузки на ПНУ, представляют статические значения реакций опорной поверхности:

$$Y_{\text{п}} = \frac{1}{L} G a_{\text{ц}}, \quad Y_{\text{к}} = \frac{1}{L} G (L - a_{\text{ц}}), \quad (5.93)$$

где  $Y_{\text{п}}$ ,  $Y_{\text{к}}$  – реакции почвы на передние и задние колеса трактора соответственно;  $L$  – база трактора;  $G$ ,  $a_{\text{ц}}$  – вес и координата центра тяжести трактора соответственно.

Использование в составе пахотных МТА навесных машин и орудий ведет к перераспределению нормальных реакций опорной поверхности на колеса сельскохозяйственного трактора (рис. 5.17).

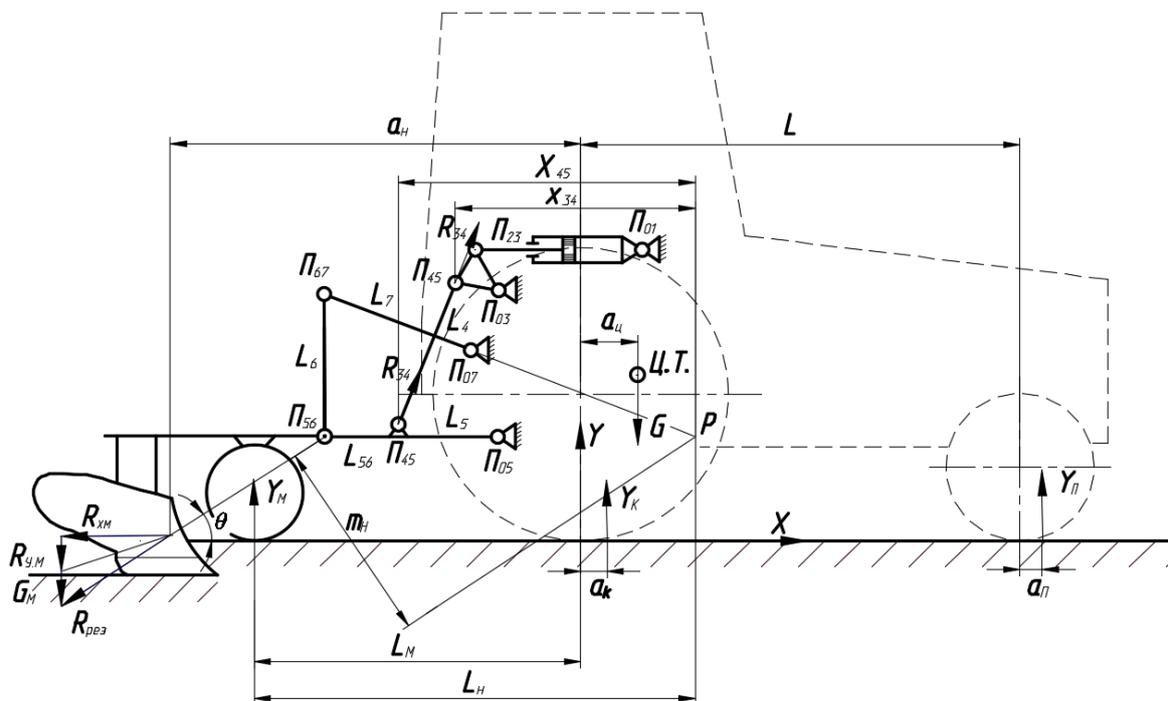


Рис. 5.17. Силы, действующие на навесной плуг и трактор

Нормальная реакция почвы на опорное колесо навесного плуга (НП) определяется из уравнения моментов вокруг МЦВ звена  $L_6$ , имитирующего НП:

$$R_{\text{рез}} m_{\text{н}} = Y_{\text{м}} L_{\text{н}} \quad \text{откуда} \quad Y_{\text{м}} = \frac{R_{\text{рез}} m_{\text{н}}}{L_{\text{н}}}. \quad (5.94)$$

Плечо  $m_{\text{н}}$  действия результирующей силы  $R_{\text{рез}}$  определяем, используя сведения из аналитической геометрии [108]. Зная координаты

точки  $(x_0, y_0)$  приложения силы  $R_{\text{рез}}$  и угол ее действия –  $\theta$ , определяем уравнение прямой по точке и угловому коэффициенту:

$$y = k(x - x_0) + y_0,$$

где  $k = \text{arctg}\theta$ . Здесь  $y = k(x - x_0) + y_0$  эквивалентно уравнению  $ax + by + c = 0$ .

Минимальное расстояние до эквидистантной линии (с теми же коэффициентами), проходящей через точку  $P$  – МЦВ, но уже с другими координатами  $(x_p, y_p)$  определяется по выражению:

$$m_{\text{н}} = \frac{|aX_p + bY_p + c|}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad (5.95)$$

где  $a = k = \text{arctg}\theta$ ,  $b = -1$ ,  $c = y_0 - kx_0$ .

Если принять, что  $R_{\text{рез}}$  как характеристика данного плуга, стабильно пашущего в заданных условиях, не изменяется, то нагрузку на опорное колесо можно уменьшить или увеличить, изменяя размеры  $L_{\text{н}}$  и  $m_{\text{н}}$ , причем последний параметр, в свою очередь, зависит от координат МЦВ. Простой способ изменения координат МЦВ состоит в изменении угла наклона к горизонту верхней (центральной) тяги  $L_7$ , изменив координаты ее неподвижного шарнира  $\Pi_{07}$ .

Известно, что расположение МЦВ НП в продольно-вертикальной плоскости связано со способностью его рабочих органов к самозаглублению в почву [51, 109]. Поэтому его положение выбирают так, чтобы момент, создаваемый внешними силами  $(R_{\text{рез}} m_{\text{н}})$ , при любых условиях работы МТА имел положительное значение.

Мгновенный центр вращения НП находится на пересечении линий, являющихся продолжением верхней и нижней тяг МН трактора (рис. 5.17). Полюс МЦВ –  $P$  в системе координат, связанной с задним колесом трактора получим, проведя лучи через  $L_7$ ,  $L_{56}$  – тяги МН. Совместное решение уравнений, проходящих через верхнюю и нижнюю тяги внешнего четырехзвенника МН, однозначно определяет полюс МЦВ в зависимости от положения неподвижных и подвижных шарниров внешнего четырехзвенника МН:

$$X_P = \frac{(Y_{56}X_{05} - Y_{05}X_{56})(X_{07} - X_{67}) - (X_{05} - X_{56})(Y_{67}X_{07} - Y_{07}X_{67})}{(Y_{07} - X_{67})(X_{05} - X_{56}) - (X_{07} - X_{67})(Y_{05} - Y_{56})}; \quad (5.96)$$

$$Y_P = X_P \frac{Y_{56} - Y_{05}}{X_{56} - X_{05}} + \frac{Y_{05} X_{56} - X_{05} Y_{56}}{X_{56} - X_{05}}.$$

Следует отметить, что координаты подвижных шарниров внешнего четырехзвенника МН (и связанные с ним характерные точки, например, положение оси подвеса и центр тяжести НП) определяются по результатам геометрического анализа кинематической цепи, объединяющей плоские аналоги МН и плуга [95].

Таким образом, координаты МЦВ однозначно соответствуют текущему рабочему положению оси подвеса ( $\Pi_{56}$ ) МН, а колебания НП в продольно-вертикальной плоскости, связанного с шарнирами верхней и нижних тяг МН, также соответствуют текущему рабочему положению оси подвеса.

Из рис. 5.17 видно, что  $L_H = |X_P| + X_M$ , где  $X_M$  – горизонтальная координата опорного колеса.

В результате реакция на колесе НП  $Y_M$ , пропорциональная результирующему моменту ( $M_{рез} = R_{рез} \cdot m_H$ ) и обратно пропорциональная  $L_H$ , полностью рассчитывается аналитически.

Определим взаимосвязь между нормальной реакцией почвы на опорное колесо навесного плуга и реакциями колес трактора:

$$Y_{\Pi} + Y_K = G + R_{X_M} \operatorname{tg}\theta - Y_M. \quad (5.97)$$

Из уравнения (5.97) видно, что за счет силового воздействия НП суммарная реакция на колесах трактора выросла на величину:

$$\Delta = R_{X_M} \cdot \operatorname{tg}\theta - Y_M. \quad (5.98)$$

Следовательно, изменяя величину реакции на опорном колесе  $Y_M$  НП можно изменять реакции почвы на колесах трактора.

Представляют интерес реакции почвы на передние и задние колеса трактора в процессе установившегося движения. Составим уравнение равновесия моментов относительно точки  $O$ :

$$Y_{\Pi}(L + a_{\Pi}) = Ga_{\Pi} - Y_K a_K + Y_M L_M - R_{X_M} \cdot \operatorname{tg}\theta \cdot a_H. \quad (5.99)$$

Отсюда выразим реакцию почвы на передние колеса:

$$Y_{\Pi} = \frac{Ga_{\Pi} - Y_K a_K - Y_M a_{\Pi} + Y_M L_M - R_{X_M} \cdot \operatorname{tg}\theta \cdot a_H}{L}.$$

Или с учетом реакции почвы на передние колеса у неподвижно-го трактора (5.93):

$$\begin{aligned} Y_{\text{п}} &= \frac{1}{L} G a_{\text{ц}} - \frac{R_{X_{\text{м}}} \cdot \text{tg}\theta \cdot a_{\text{н}} + M_f - Y_{\text{м}} L_{\text{м}}}{L} = \\ &= Y_{\text{п.ст}} - \frac{R_{X_{\text{м}}} \cdot \text{tg}\theta \cdot a_{\text{н}} + M_f - Y_{\text{м}} L_{\text{м}}}{L}, \end{aligned} \quad (5.100)$$

где  $M_f = Y_{\text{к}} a_{\text{к}} + Y_{\text{п}} a_{\text{п}}$  – момент трения качения колес трактора.

Из уравнения (5.97) с учетом выражения (5.100) найдем реакцию (5.101) почвы на задние колеса трактора, движущегося равномерно и прямолинейно:

$$Y_{\text{к}} = Y_{\text{к.ст}} + \frac{R_{X_{\text{м}}} \cdot \text{tg}\theta(L + a_{\text{м}}) + M_f - Y_{\text{м}}(L - L_{\text{м}})}{L}. \quad (5.101)$$

Из выражений (5.100) и (5.101) видно, что при работе с НП статическая реакция почвы на передние и задние колеса трактора перераспределяется и существенно зависит от реакции на опорном колесе плуга.

Изменять параметры ПНУ сельскохозяйственного трактора можно не только через его механизм навески, но также через гидропривод, или, точнее, через изменение давления рабочей жидкости в гидроцилиндре, сформировав на опорном колесе нужную реакцию. Тогда вес НП и реакция почвы на опорное колесо частично или полностью передаются на трактор, поэтому представляет интерес связь силы, движущей поршень гидроцилиндра, с заглубляющим моментом.

Здесь (рис. 5.17) со стороны раскоса ( $L_4$ ) компоненты силы  $R_{45} - R_{45}^y$  и  $R_{45}^x$  действуют на нижнюю тягу (тяги) на плече  $X'_{45} = X_{45} + |X_P|$  и на плече  $Y'_{45} = Y_{45} + |Y_P|$  соответственно. Принимаем заданную глубину вспашки постоянной. Тогда из условия статического равновесия механической системы составим уравнение моментов (5.102) относительно полюса МЦВ:

$$R_{\text{рез}} m_{\text{н}} - Y_{\text{м}} L_{\text{н}} - R_{45}^y X'_{45} + R_{45}^x Y'_{45} = 0; \quad (5.102)$$

$$R_{45}^y = R_{45} \cdot \cos \varphi_4; \quad R_{45}^x = R_{45} \cdot \sin \varphi_4, \quad (5.103)$$

где  $\varphi_4$  – угол, характеризующий направление звена  $L_4$  – раскоса.

Из выражения (5.102) следует, что если

$$R_{\text{рез}} m_{\text{н}} = R_{45}^y X'_{45} - R_{45}^x Y'_{45}, \quad (5.104)$$

то  $Y_{\text{м}} L_{\text{н}} = 0$  и, следовательно, реакция на опорном колесе пахотного агрегата равна нулю.

Подставим выражения (5.103) в правую часть выражения (5.104):

$$R_{45}^y \cdot X'_{45} - R_{45}^x \cdot Y'_{45} = R_{45} (X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4).$$

В результате определим модуль силы, действующей со стороны раскоса на нижнюю тягу МН, достаточный для обеспечения нулевой реакции на опорном колесе НП:

$$R_{45} = \frac{R_{\text{рез}} m_{\text{н}}}{X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4}. \quad (5.105)$$

Следует отметить, что сила, действующая со стороны поворотного рычага на раскос по величине и направлению равна силе, действующей со стороны раскоса на нижнюю тягу,  $\vec{R}_{34} = \vec{R}_{45}$ . По аналогии с  $R_{45}$  определяем  $R_{34}$ :

$$R_{45} (X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4) = R_{34} (X'_{34} \cdot \cos \varphi_{34} - Y'_{34} \cdot \sin \varphi_{34}),$$

откуда

$$R_{34} = R_{45} \frac{X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4}{X'_{34} \cdot \cos \varphi_{34} - Y'_{34} \cdot \sin \varphi_{34}} = R_{45} \cdot K_{45}.$$

На основании того, что силы  $R_{34}$  и  $R_{23}$  входят в состав одного крутящего момента на поворотном рычаге МН, можно составить уравнение

$$R_{34} (X'_{34} \cdot \cos \varphi_{34} - Y'_{34} \cdot \sin \varphi_{34}) = R_{23} (X'_{23} \cdot \cos \varphi_3 - Y'_{23} \cdot \sin \varphi_3),$$

откуда

$$R_{23} = R_{34} \frac{X'_{34} \cdot \cos \varphi_{34} - Y'_{34} \cdot \sin \varphi_{34}}{X'_{23} \cdot \cos \varphi_3 - Y'_{23} \cdot \sin \varphi_3} = R_{34} \cdot K_{34}.$$

Подставляя вместо  $R_{34}$  его развернутое выражение, получим аналитическое выражение для приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузки:

$$R_{23} = R_{45} \frac{X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4}{X'_{34} \cdot \cos \varphi_{34} - Y'_{34} \cdot \sin \varphi_{34}} \frac{X'_{34} \cdot \cos \varphi_{34} - Y'_{34} \cdot \sin \varphi_{34}}{X'_{23} \cdot \cos \varphi_3 - Y'_{23} \cdot \sin \varphi_3}.$$

Нагрузка на штоке гидроцилиндра компенсируется развиваемым на штоке гидроцилиндра противодействием, равным произведению давления рабочей жидкости на площадь поршня ( $F_{\text{гц}} = p_{\text{гц}} \cdot S_{\text{гц}}$ ) со стороны напорной гидромагистрали. В результате с учетом потерь на трение [94] имеем:

$$F_{\text{гц}} = \frac{R_{\text{рез}} m_{\text{н}}}{\eta_{\text{МН}} (X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4)} K_{34} \cdot K_{45},$$

$$R_{\text{рез}} m_{\text{н}} = Y_{\text{м}} L_{\text{н}},$$

где  $\eta_{\text{МН}}$  – КПД механизма навески гидроцилиндра.

Обеспечивающее нулевую реакцию на опорном колесе НП давление в напорной полости гидроцилиндра рассчитывается по выражению:

$$p_{\text{гц}} = \frac{R_{45}}{\eta_{\text{МН}} \cdot S_{\text{гц}}} K_{34} \cdot K_{45},$$

или

$$p_{\text{гц}} = \frac{R_{\text{рез}} m_{\text{н}}}{\eta_{\text{МН}} S_{\text{гц}} (X'_{45} \cdot \cos \varphi_4 - Y'_{45} \cdot \sin \varphi_4)} K_{34} \cdot K_{45}.$$

Углы  $\varphi_4$ ,  $\varphi_{34}$ ,  $\varphi_3$ , характеризующие положение соответствующих звеньев, определяются по результатам геометрического анализа [95].

Таким образом, поддерживая расчетное давление в гидроцилиндре, например, с помощью гидроаккумулятора [109], обеспечиваем требуемую реакцию на опорном колесе НП и одновременно соответствующие реакции почвы на передних и задних колесах трактора. С ростом давления в гидроцилиндре реакция на опорном колесе будет уменьшаться и соответственно возрастать догрузка задних ведущих колес трактора согласно выражению (5.101).

Результаты расчета агрегатирования МТА, состоящего из сельскохозяйственного трактора «Беларус-1523» и плуга навесного 6-корпусного ПЛН-6-35П (рис. 5.18), сведены в табл. 5.3.



Рис. 5.18. Компоненты машинно-тракторного агрегата:  
 а – сельскохозяйственный трактор «Беларус-1523»;  
 б – плуг навесной 6-корпусный ПЛН-6-35П

Таблица 5.3

**Перераспределение нагрузки на колеса трактора при изменении параметров внешнего четырехзвенника его механизма навески**

$Y_{56}$ , м	$m_{пн}$ , м	$L_{пн}$ , м	$X_p$ , м	$Y_p$ , м	$R_{рез}$ , кН	$R_{45}$ , к	$R_{23}$ , кН	$F_{гц}$ , кН	$p_{гц}$ , МПа	$Y_{пн}$ , кН	$Y_{к}$ , кН
0,380	1,482	3,32	-1,184	0,578	49,57	49,3	149,3	149,3	10,11	22,51	52,64
0,390	1,507	3,52	-1,202	0,605	45,71	56,2	156,2	156,2	10,77	25,65	49,50
0,400	1,532	3,72	-1,234	0,623	42,55	68,4	168,4	168,4	11,23	29,52	45,63
0,410	1,522	3,92	-1,245	0,645	39,57	58,8	158,8	158,8	10,88	32,81	42,34
0,420	1,514	4,12	-1,256	0,656	33,36	52,5	152,5	152,5	10,22	35,22	39,93

Следовательно, изменяя исходные данные – параметры внешнего четырехзвенника МН, т. е. размер его звеньев и координаты неподвижных шарниров, а также поддерживая требуемый уровень давления рабочей жидкости в гидроцилиндре ПНУ, можно корректировать величину опорных реакций на колесах трактора.

С изменением вертикальной нагрузки на колеса трактора корректируется тяговый баланс МТА, так как изменяется сцепной вес трактора, а значит, и его касательная сила тяги. При этом сопротивление качению опорного колеса НП можно понизить до допустимого минимума.

Связи между геометрическими и силовыми параметрами ПНУ трактора, с одной стороны, и опорными реакциями на колесах трактора, с другой, представлены в виде аналитических выражений, позволяющих

математически моделировать и решать аналогичные задачи, в первую очередь, для почвообрабатывающих МТА, сформированных на базе колесных тракторов и навесных орудий или машин.

### **5.8. Влияние тяговой нагрузки, передаваемой от плуга на звенья подъемно-навесного устройства**

Необходимой составляющей в математическом обеспечении автоматизированного проектирования сельскохозяйственных тракторов – основного компонента МТА являются функциональные математические модели их рабочих режимов. Функциональная математическая модель описывают режимы работы компонентов МТА, в том числе работу МН трактора [87], связывающего последний с навесным плугом. Тяговая нагрузка на трактор, а также его МН со стороны плуга, как правило, определяется графоаналитически [66, 65], что затрудняет автоматизированный расчет тяговой нагрузки сельскохозяйственного трактора и выбор рациональных параметров его МН.

Поэтому ниже представлены аналитические выражения для определения тяговой нагрузки трактора на основе формализованного описания, как сил, действующих на МН и навесной плуг, так и рассчитываемых автоматизировано геометрических параметров пахотного агрегата.

*Анализ нагруженности тяг механизма навески.* Проектирование МН сельскохозяйственного трактора связано в том числе с выбором рациональных параметров его звеньев. Геометрическая модель МН и агрегатируемого с ним навесного плуга представляется пространственной (3D) моделью. Проецируя 3D-модель на продольную плоскость симметрии трактора, получим ее плоский аналог в виде кинематической цепи (рис. 5.19).

Для определения силы тяги, направленной на преодоление проекции  $R_x$  главного вектора элементарных сил сопротивления почвы В. П. Горячкин предложил рациональную формулу, определяющую взаимосвязь между основными факторами рабочего процесса плуга и общим сопротивлением, возникающим при его работе [110]:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = fG + kabn + \varepsilon abnv^2, \quad (5.106)$$

где  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  – составляющие силы тяги на трение, затрачиваемые на перемещение плуга в открытой борозде  $P_1$ , разрушение пласта и его

деформацию  $P_2$  и сообщение пласту суммарной энергии  $P_3$ ;  $f$  – коэффициент сопротивления плуга при припротаскивании его в борозде;  $G$  – вес плуга;  $k$  – коэффициент удельного сопротивления почвы;  $a, b$  – размеры пласта почвы;  $\varepsilon$  – безразмерный коэффициент, зависящий от формы отвала и свойств почвы;  $n$  – количество корпусов плуга;  $v$  – поступательная скорость плуга.

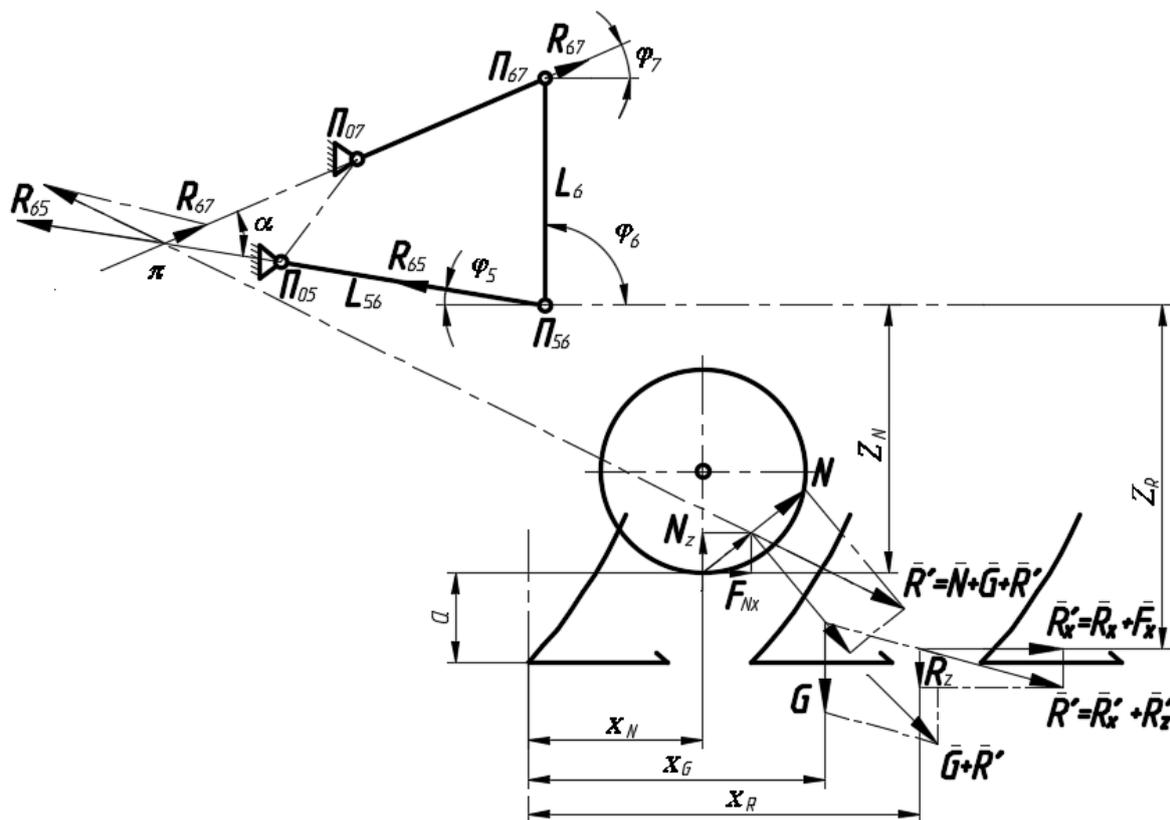


Рис. 5.19. Схема силового воздействия на плоский аналог внешнего четырехзвенника механизма навески трактора со стороны навесного плуга

Во время пахоты сопротивление со стороны плуга через МН передается на трактор. Взаимодействие плуга и почвы характеризуется действием следующих сосредоточенных сил: силы сопротивления почвы  $\vec{R}' = \vec{R}'_x + \vec{R}'_z$ , силы тяжести плуга  $G$ , силы трения полевых досок о стенку борозды  $\vec{F}_x$ . Взаимодействие почвы и опорного колоса плуга формирует реакцию  $\vec{N}$  на ободу опорного колеса. Точки приложения суммарной нагрузки от лемехов плуга и его полевых досок, а также от веса плуга и реакции на колесе предварительно рассчитываются и располагаются, как показано на рис. 5.19.

Действующие в звеньях  $L_{56}$  и  $L_7$  МН силы раскладываются по компонентам, связанным с осями координат ( $XOZ$ ):

$$\begin{cases} R_{67}^x = R_{67} \cdot \cos \varphi_7; & R_{65}^x = R_{65} \cdot \cos \varphi_5; \\ R_{67}^z = R_{67} \cdot \sin \varphi_7; & R_{65}^z = R_{65} \cdot \sin \varphi_5. \end{cases} \quad (5.107)$$

Условия равновесия сил, действующих на плуг и звенья МН в продольно-вертикальной плоскости рассчитываются по уравнениям проекций на оси  $OX$  и  $OZ$  и моментом сил, действующим относительно точки  $\Pi_{05}$  (оси подвеса МН). Они представлены системой из трех уравнений (5.108):

$$\begin{cases} R_{67} \cdot \cos \varphi_7 - 2R_{65} \cdot \cos \varphi_5 + R'_x + F_{Nx} = 0; \\ R_{67} \cdot \sin \varphi_7 + 2R_{65} \cdot \sin \varphi_5 - G + R_z + N_z = 0; \\ R_{67} \cdot \cos \varphi_7 \cdot L_6 + GX_G + R_z X_R - N_z X_N - F_{Nx} Z_N - R'_x Z_R = 0, \end{cases} \quad (5.108)$$

где  $F_{Nx}$  – сила трения опорного колеса  $F_{Nx} = N_z \cdot \mu$ ;  $\mu$  – коэффициент перекатывания опорного колеса, коэффициент трения  $\mu = 0,15-0,20$ ;  $\varphi_5$  и  $\varphi_7$  – углы, образуемые звеньями МН и определяемые по методу замкнутого векторного контура [87, 90].

Для решения системы уравнений (5.108), имеющей три уравнения и три неизвестных, используем метод подстановки. Решая систему уравнений, определяем аналитическое выражение для вертикальной реакции на опорном колесе плуга  $N_z$ :

$$N_z = \frac{[(G + R_z) \cos \varphi_5 - R'_x] l_6 \cdot \cos \varphi_7 + (Gx_G + R_z x_R - R'_x z_R) (\sin \varphi_7 \cdot \cos \varphi_5 + \cos \varphi_7)}{(\cos \varphi_5 + \mu) l_6 \cdot \cos \varphi_7 + (x_N + z_N \mu) (\sin \varphi_7 \cdot \cos \varphi_5 + \cos \varphi_7)}. \quad (5.109)$$

Проанализировав выражение (5.109), заключаем, что вертикальная реакция на опорном колесе плуга функционально связана с его весом, а также действующими на плуг силами, координатами точек их приложения, а также параметрами внешнего четырехзвенника МН – углами наклона тяг и высотой присоединенного треугольника:

$$N_z = \text{func}(G, R'_x, R_z \mu; X_N, Z_N, Z_R, X_R, X_G; \varphi_5, \varphi_7, L_6).$$

В качестве примера, выявляющего связь между реакциями на опорном колесе плуга, нагрузками в верхнем и нижних звеньях МН с одной стороны, и сопротивлением плуга – с другой, рассмотрим

агрегатирование трактора БЕЛАРУС-1523 с плугом пятикорпусным ПЛН 5-35. Результаты вертикальной реакции на опорном колесе плуга представлены на рис. 5.20.

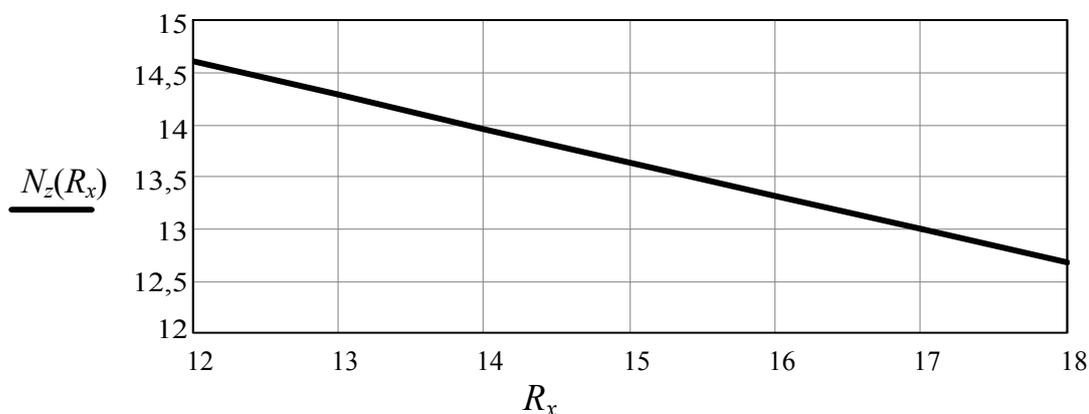


Рис. 5.20. Связь между сопротивлением со стороны плуга и реакцией на его опорном колесе

Исходя из этого реакция на опорном колесе пахотного агрегата определяется следующим образом:

$$N = \sqrt{N_z^2 + F_{Nx}^2} = N_z \sqrt{1 + \mu^2}. \quad (5.110)$$

При расчете  $R'_x$  принимается как сумма от общего сопротивления плуга (5.108) и силы трения полевых досок о стенку борозды  $F_x = 0,3P$ :

$$R'_x = P + F_x. \quad (5.111)$$

Сила вертикального сопротивления  $R_z$ , заглубляющая плуг из практики, определяется таким образом:

$$R_z = 0,25R'_x. \quad (5.112)$$

Сила, действующая в верхней (центральной) тяге –  $L_7$  МН, из системы уравнений (5.108) определяется по выражению

$$R_{67} = \frac{(G - R_z) \cos \varphi_5 - R'_x \sin \varphi_5}{\sin(\varphi_5 + \varphi_7)} - \frac{N_z (\cos \varphi_5 + \mu \sin \varphi_5)}{\sin(\varphi_5 + \varphi_7)}. \quad (5.113)$$

Ввиду этого для силы, действующей в верхней тяге  $L_7$ , очевидна зависимость от следующих параметров:

$$R_{67} = \text{func}(R'_x, N_z, G, R_z, \mu; \varphi_5, \varphi_7).$$

Силы в нижних тягах определяются из системы уравнений (5.108) по формуле

$$R_{65} = \frac{(G + R_z - R'_x \operatorname{tg} \varphi_5) \cos \varphi_7}{2 \sin(\varphi_5 + \varphi_7)} - \frac{N_z (\cos \varphi_5 + \mu \sin \varphi_5) \cos \varphi_7}{2 \sin(\varphi_5 + \varphi_7) \cos \varphi_5}. \quad (5.114)$$

Таким образом, для силы, действующей в нижней тяге  $L_{56}$ , очевидна зависимость от параметров, представленных ниже:

$$R_{65} = \operatorname{func}(R'_x, N_z, G, R_z, \mu; \varphi_5, \varphi_7).$$

Результаты анализа силы, действующей в верхней (центральной) тяге  $L_7$  и нижней тяге  $L_{56}$  МН трактора БЕЛАРУС-1523 с плугом пятикорпусным ПЛН 5-35, приведены на рис. 5.21, 5.22.

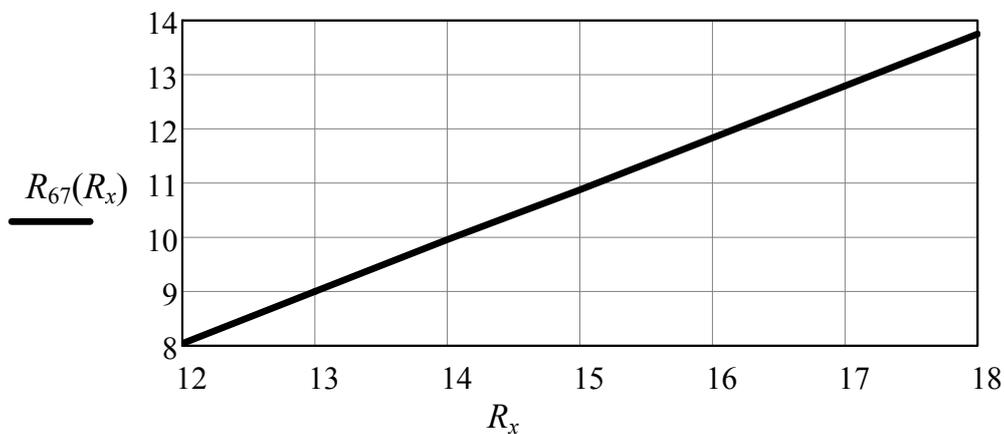


Рис. 5.21. Связь между сопротивлением со стороны плуга и реакцией в верхней тяге механизма навески

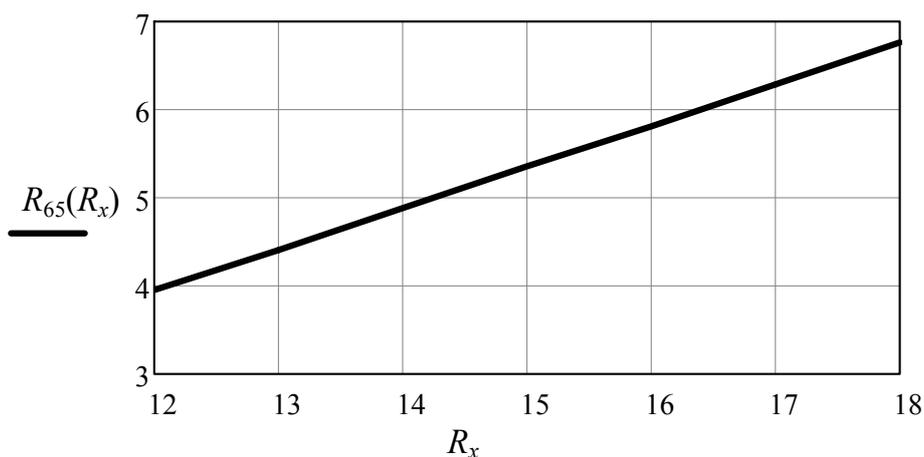


Рис. 5.22. Связь между сопротивлением со стороны плуга и реакцией в нижней тяге механизма навески

Таким образом, силы, действующие в тягах МН, функционально связаны с реакцией на опорном колесе плуга, а также с действующими на плуг силами, координатами точек их приложения и параметрами внешнего четырехзвенника МН.

*Аналитическое определение тяговой нагрузки, действующей со стороны плуга.* Продлив лучами тяги внешнего четырехзвенника МН (рис. 5.19), графически определим МЦВ –  $\pi$  навесного плуга. Перенеся в точку  $\pi$  по линии их действия силы  $R_{56}$  и  $R_{67}$ , построим параллелограмм, малая диагональ которого представляет модуль тяговой нагрузки  $R_T$ . Его величину определяем по теореме косинусов:

$$R_T = \sqrt{R_{67}^2 + 4R_{65}^2 - 4R_{65}R_{67} \cos \alpha}, \quad (5.115)$$

где  $\alpha = \varphi_5 + \varphi_7$ .

Угол  $\beta$  между силами  $R_T$  и  $R_{67}$  также определяем по теореме косинусов:

$$\beta = a \cos \frac{R_T^2 + R_{67}^2 - 4R_{56}^2}{2R_T R_{67}}.$$

Подставляя в последнюю формулу выражение для  $R_T$  из (5.115), получим:

$$\beta = a \cos \frac{2R_{67}^2 - 4R_{56}R_{67} \cos \alpha}{2R_{67} \sqrt{R_{67}^2 + 4R_{65}^2 - 4R_{65}R_{67} \cos \alpha}}. \quad (5.116)$$

В результате направление действия силы тяги, компенсирующей действие тяговой нагрузки, определяется как

$$\varphi_T = \beta + \varphi_7. \quad (5.117)$$

Из приведенных выражений (5.115, 5.116) очевидна связь ориентации силы тяги  $R_T$  с силами, действующими в верхней и нижних тягах, а также с их ориентацией.

Полученные аналитические выражения позволяют, с одной стороны, рассчитывать тяговое сопротивление со стороны плуга, а с другой – сформировать математическую модель ПНУ с учетом передачи этой нагрузки по группам Ассур вплоть до рабочих гидроцилиндров.

Предложенная методика анализа нагруженности звеньев внешнего четырехзвенника МН распространяется на решение аналогичной задачи и при автоматизированном проектировании МН различных МТА,

не только на пахоте, но и при обработке почвы другими сельскохозяйственными орудиями. Эта методика также может быть использована при автоматизированном проектировании идентичных по структуре механизмов трехточечной навески лесных тракторов.

### **5.9. Влияние колебаний мобильного сельскохозяйственного агрегата на его управляемость и нагруженность звеньев механизма навески**

Основным источником низкочастотных колебаний УЭС [111], как и сформированного на его основе мобильного сельскохозяйственного агрегата (МСХА), являются неровности микропрофиля опорной поверхности, индуцирующие колебания колесных движителей УЭС [89]. При оценке уровня колебаний обычно учитывают вертикальные поступательные и продольные угловые колебания МЭС [89, 106, 107, 112], оказывающие наибольшее влияние на плавность его хода.

Вибрация от колес передается на его корпус и НМ – КНК-500 [113], что влечет за собой рост нагрузки на МН ПНУ, с одной стороны, и снижение уровня управляемости МСХА, с другой. Неровности опорной поверхности носят главным образом случайный характер, регулярно воздействуя на колеса МСХА и формируя условия для нагружения корпуса УЭС и связанной с ним НМ.

Для оценки влияния колебаний КНК-500, возникающих в процессе транспортного переезда МСХА, на звенья МН ПНУ УЭС-290/450 и управляемость МСХА при экстремальных внешних воздействиях сформируем формализованное описание процесса колебаний.

При составлении расчетной схемы транспортного переезда МСХА были приняты следующие допущения:

- колебания МСХА рассматриваются в продольной вертикальной плоскости его движения.

- КНК-500 в транспортном положении считается жестко соединенной с корпусом УЭС-290/450, ее влияние учитывается изменениями положения центра тяжести МСХА и момента инерции МСХА;

- возникающие в шинах УЭС-290/450 упругие и диссипативные силы пропорциональны изменению характеристик неровности ( $q, \dot{q}$ ) опорной поверхности;

- колебания трансмиссии и сидения водителя не влияют на колебания УЭС-290/450, так как они малы;
- в движении колеса сохраняют точечный, но постоянный контакт с опорной поверхностью;
- колебания осей заднего и переднего мостов УЭС и МСХА считаются несвязанными.

С учетом принятых допущений схема динамической модели УЭС-290/450 с КНК-500 в транспортном положении представляет колебательную систему с двумя степенями свободы (рис. 5.23).

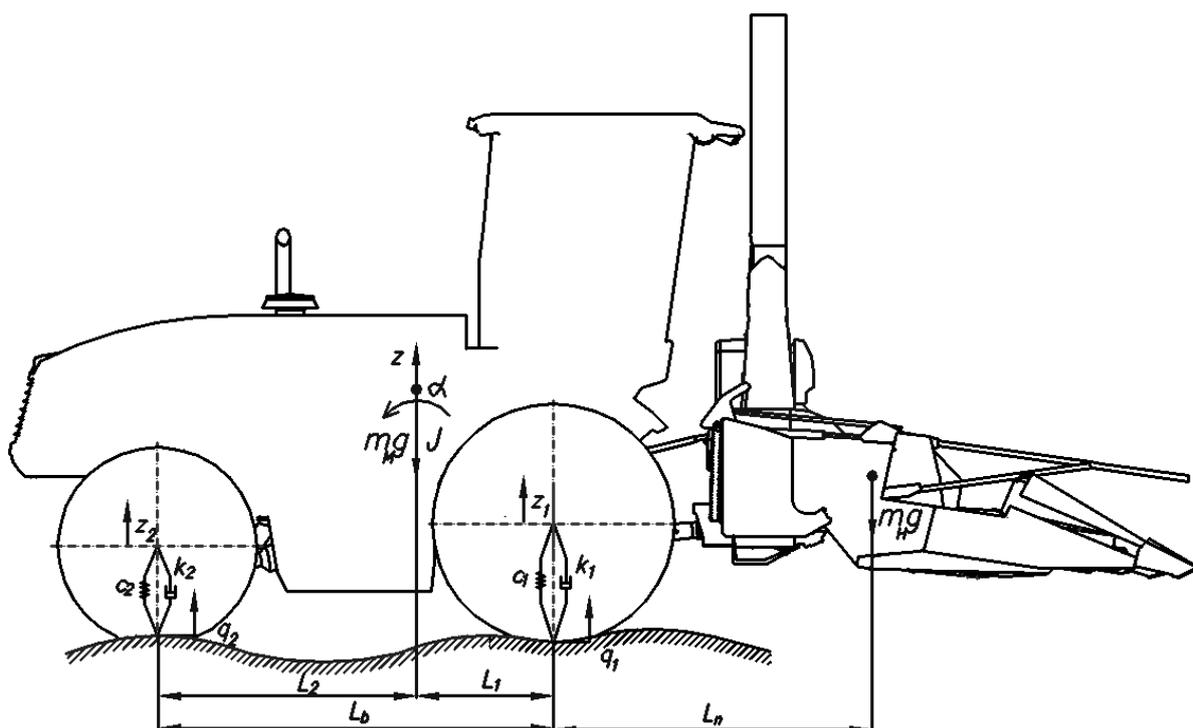


Рис. 5.23. Динамическая модель мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда

Функциональная математическая модель, имитирующая динамику транспортного переезда (рис. 5.23), формируется на основе уравнения Лагранжа II рода [89] и описывает вынужденные колебания МСХА. Она включает массу МСХА ( $m$ ), его момент инерции ( $J$ ), а также упругие ( $c_1, c_2$ ) и демпфирующие элементы  $k_1, k_2$  шин, воспринимающие толчки со стороны сельскохозяйственного фона (СХФ)  $q_1, q_2$ .

Схема ФММ транспортного переезда, эквивалентная динамической схеме в общем случае, описывается дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_{c1}^2 z_1 = 2h_1\dot{q}_1 + \omega_{c1}^2 q_1; \quad (5.118)$$

$$\ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_{c2}^2 z_2 = 2h_2\dot{q}_2 + \omega_{c2}^2 q_2, \quad (5.119)$$

где  $z_i$  – вертикальные перемещения характерных точек МСХА;  $q, \dot{q}$  – характеристики неровности опорной поверхности;  $\omega_{ci}$  – частоты собственных колебаний характерных точек корпуса УЭС;  $h_i$  – коэффициенты демпфирования.

Вертикальные колебания  $z_1$  и  $z_2$  сопровождаются соответствующими перемещениями центра тяжести навесной машины  $z_{S6}$  и центра крепления балласта  $z_{гр}$ .

Важным компоновочным параметром как УЭС, так и МСХА, в зависимости от которого выбирается его расчетная схема, является коэффициент распределения подрессоренных масс:

$$\varepsilon = \rho^2 / L_1 L_2, \quad \rho = \sqrt{J / M},$$

где  $\rho$  – радиус инерции подрессоренного шинами корпуса УЭС и связанной с ним КНК-500;  $L_1, L_2$  – расстояния от осей заднего и переднего мостов УЭС до центра тяжести МСХА;  $J, M$  – момент инерции и масса МСХА.

Если значение радиуса инерции находится в пределах  $0,8 \leq \varepsilon \leq 1,2$ , то колебания осей заднего и переднего мостов УЭС или МСХА можно считать несвязанными [89, 106, 107, 113].

С учетом сделанных ранее допущений о пропорциональности упругих и диссипативных сил изменению характеристик неровности можем исследовать их как линейные. В результате для определения параметров колебаний МСХА вместо интегрирования дифференциальных уравнений можно использовать аппарат передаточных функций [114].

Преобразованные по Лапласу при нулевых начальных условиях уравнения для независимых друг от друга передней и задней частей корпуса УЭС принимают вид:

$$(S^2 + 2h_1 S + \omega_{c1}^2) Z_1(S) = (2h_1 S + \omega_{c1}^2) Q_1(S); \quad (5.120)$$

$$(S^2 + 2h_2 S + \omega_{c2}^2) Z_2(S) = (2h_2 S + \omega_{c2}^2) Q_2(S). \quad (5.121)$$

Из приведенных выражений определяются соответствующие передаточные функции (ПФ) –  $W_{Z1}(S)$  и  $W_{Z2}(S)$ . И, в частности, для заднего ведущего моста ПФ принимает вид:

$$W_{Z1}(S) = \frac{2h_1S + \omega_{c1}^2}{S^2 + 2h_1S + \omega_{c1}^2} = \frac{b_1S + 1}{a_1^2S^2 + b_1S + 1}, \quad (5.122)$$

где  $a_1 = 1/\omega_{c1}$ ;  $b_1 = 2h_1/\omega_{c1}^2$ .

Передаточная функция (ПФ) для переднего ведущего моста имеет аналогичный структурный вид:

$$W_{Z2}(S) = \frac{2h_2S + \omega_{c2}^2}{S^2 + 2h_2S + \omega_{c2}^2} = \frac{b_2S + 1}{a_2^2S^2 + b_2S + 1}. \quad (5.123)$$

Наиболее распространенным тестовым воздействием на динамические звенья является единичное ступенчатое воздействие. В качестве такового нами принята максимально вероятная высота неровностей – стерня кукурузы [89]:

$$q_{\max} \approx 3\sigma_q. \quad (5.124)$$

Из справочных данных для стерни кукурузы  $q_{\max} \approx 0,096$  м. На рис. 5.24 и 5.25 представлены нормированные переходные характеристики колебаний соответственно заднего и переднего мостов, как компонент собственно УЭС (сплошная линия) и МСХА (пунктир).

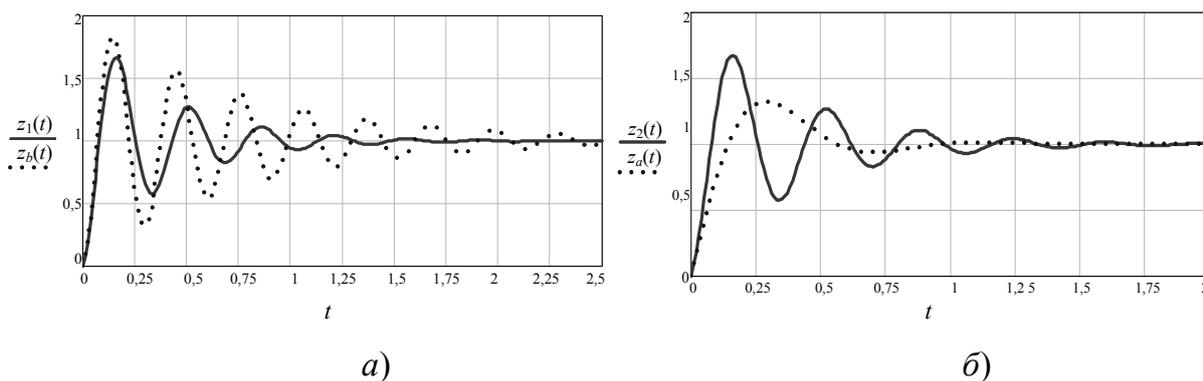


Рис. 5.24. Нормированная переходная характеристика колебаний заднего (а) и переднего (б) мостов УЭС-290/450 и мобильного сельскохозяйственного агрегата

Для колебаний заднего моста переход от УЭС к МСХА сопровождается небольшим ростом перерегулирования (на 10,45 %) и существенным ростом колебательности переходного процесса, что более чем в два раза увеличивает время регулирования.

Для колебаний переднего моста при переходе от УЭС к МСХА характерен обратный процесс – уменьшение перерегулирования (на 26,6%) и существенного демпфирования переходного процесса, что более чем в полтора раза сокращает время регулирования.

В реальности, как уже ранее отмечалось, источником низкочастотных колебаний МТА в основном являются неровности опорной поверхности – СХФ, имеющие случайный характер.

Характеристики вынужденных колебаний как УЭС, так и МСХА определяются сочетанием свойств динамической модели и закона изменения внешних воздействий. Такую комбинацию удобнее исследовать, если в качестве характеристики динамической модели принять ее амплитудно-частотную характеристику (АЧХ), а воздействие задавать спектральной плотностью случайной функции СХФ.

Таким образом, посредством АЧХ связываются спектральные плотности характеристик неровностей СХФ и параметры вибрации корпуса УЭС:

$$S_{z_1}(\omega) = A_{z_1}(\omega)^2 S_{q_1}(\omega); \quad S_{z_2}(\omega) = A_{z_2}(\omega)^2 S_{q_2}(\omega); \quad (5.125)$$

$$S_{\ddot{z}_1}(\omega) = A_{\ddot{z}_1}(\omega)^2 S_{\ddot{q}_1}(\omega); \quad S_{\ddot{z}_2}(\omega) = A_{\ddot{z}_2}(\omega)^2 S_{\ddot{q}_2}(\omega), \quad (5.126)$$

где  $S_q(\omega)$ ,  $S_{\ddot{q}}(\omega)$  – спектральные плотности характеристик неровностей СХФ;  $A_{z_1}(\omega)$ ,  $A_{z_2}(\omega)$  – АЧХ перемещений для заднего и переднего мостов от неровностей;  $S_{\ddot{z}_1}(\omega)$ ,  $S_{\ddot{z}_2}(\omega)$  – спектральные плотности характеристик неровностей от заднего и переднего мостов,  $A_{\ddot{z}_1}(\omega)$ ,  $A_{\ddot{z}_2}(\omega)$  – АЧХ ускорений от неровностей.

Из теории автоматического управления [114] известно, что АЧХ динамического звена равна модулю его передаточной функции, т. е.

$$A_{z_i}(\omega) = |W_{z_i}(j\omega)|; \quad A_{\ddot{z}_i}(\omega) = |W_{\ddot{z}_i}(j\omega)|.$$

Необходимо получить соответствующие АЧХ  $|W_{z_i}(j\omega)|$ ,  $|W_{\ddot{z}_i}(j\omega)|$  для передней и задней частей корпуса УЭС. В качестве примера выпол-

ним эту операцию для заднего моста и в выражении его передаточной функции (5.123) заменим  $S$  на  $j\omega$ :

$$W_{Zi}(j\omega) = \frac{b_1 j\omega + 1}{a_1^2 j^2 \omega^2 + b_1 j\omega + 1}. \quad (5.127)$$

Для определения АЧХ —  $|W_{Z1}(j\omega)|$  нужно выделить действительную и мнимую части в числителе и знаменателе правой части выражения (5.127), а затем избавиться от  $j$  в знаменателе полученной дробно-рациональной функции:

$$W_{Z1}(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega);$$

$$W_{Z1}(j\omega) = \frac{U_1 + jV_1}{U_2 + jV_2} \frac{(U_2 - jV_2)}{(U_2 - jV_2)} = \frac{U_1 U_2 + V_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2} + j \frac{U_2 V_1 - U_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2}.$$

Определим значения для компонент полученного выражения:

$$U_1(\omega) = 1; \quad V_1(\omega) = b_1 \omega;$$

$$U_2(\omega) = 1 - a_1^2 \omega^2; \quad V_2(\omega) = b_1 \omega;$$

$$U_1 U_2 = 1 - a_1^2 \omega^2; \quad V_1 V_2 = b_1^2 \omega^2;$$

$$U_2 V_1 = b_1 \omega - b_1 a_1^2 \omega^3 = b_1 \omega (1 - a_1^2 \omega^2); \quad U_1 V_2 = b_1 \omega;$$

$$U_2^2 = 1 - 2a_1^2 \omega^2 + a_1^4 \omega^4; \quad V_2^2 = b_1^2 \omega^2;$$

$$U(\omega) = \frac{U_1 U_2 + V_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2} = \frac{1 - a_1^2 \omega^2 + b_1^2 \omega^2}{1 - 2a_1^2 \omega^2 + a_1^4 \omega^4 + b_1^2 \omega^2} = \frac{1 + (b_1^2 - a_1^2) \omega^2}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \omega^2 + a_1^4 \omega^4};$$

$$V(\omega) = \frac{U_2 V_1 - U_1 V_2}{U_2^2 + V_2^2} = - \frac{a_1^2 \omega^3}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \omega^2 + a_1^4 \omega^4}.$$

В результате получим модуль ПФ заднего ведущего моста, т. е. найдем его АЧХ:

$$|W_{Z1}(j\omega)| = \sqrt{U(\omega)^2 + jV(\omega)^2};$$

$$A_{Z1}(\omega) = |W_{Z1}(j\omega)| =$$

$$= \sqrt{\left( \frac{1 + (b_1^2 - a_1^2) \omega^2}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \omega^2 + a_1^4 \omega^4} \right)^2 + \left( \frac{a_1^2 \omega^3}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \omega^2 + a_1^4 \omega^4} \right)^2}. \quad (5.128)$$

Модуль ПФ для переднего моста определяется аналогично. АЧХ колебаний заднего (сплошная) и переднего (пунктир) мостов УЭС-290/450 представлены на рис. 5.25.

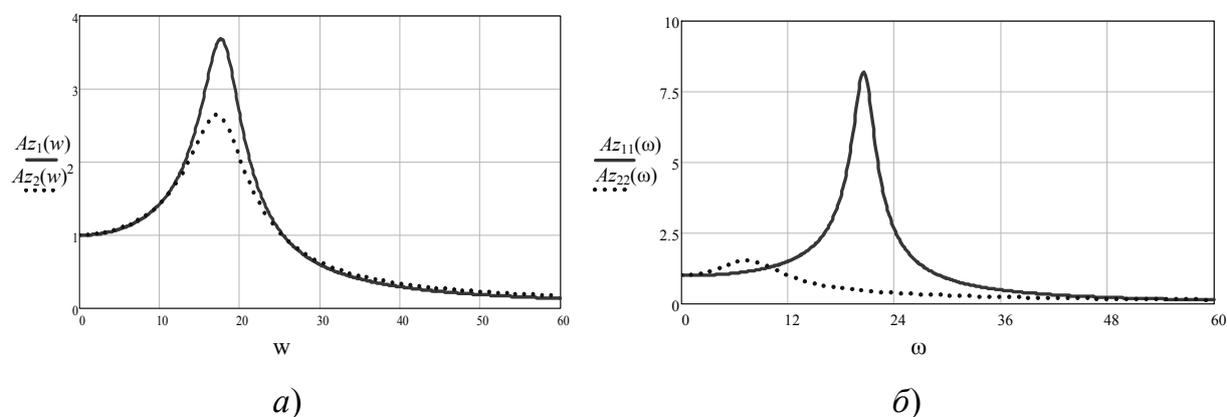


Рис. 5.25. Амплитудно-частотная характеристика колебаний (перемещений) заднего и переднего ведущих мостов: *а* – УЭС-290/450; *б* – мобильного сельскохозяйственного агрегата

У сформированного из УЭС-290/450 и КНК-500 МСХА изменяются соотношения у части внутренних (массово-упругих) параметров. В конечном итоге это влечет за собой изменение значений коэффициентов в уравнениях (5.118) и (5.119), а следовательно, и в передаточных функциях (5.122) и (5.123). Сравнение изменений, возникающих при переходе от УЭС к МСХА, свидетельствует о росте максимума АЧХ у заднего моста и его уменьшении у переднего, при этом частота собственных колебаний переднего моста существенно уменьшается, а заднего – немного увеличивается.

Все это согласуется с характером изменений, возникающих в соответствующих нормированных переходных характеристиках (рис. 5.24).

Модули передаточных функций  $|W_{\ddot{z}_1}(j\omega)|$ ,  $|W_{\ddot{z}_2}(j\omega)|$ , ускорений находим, умножая соответствующие модули передаточных функций перемещений на  $\omega^2$  [89]. В результате получим АЧХ ускорений заднего и переднего мостов в составе УЭС и в составе МСХА, которые приведены на рис. 5.26.

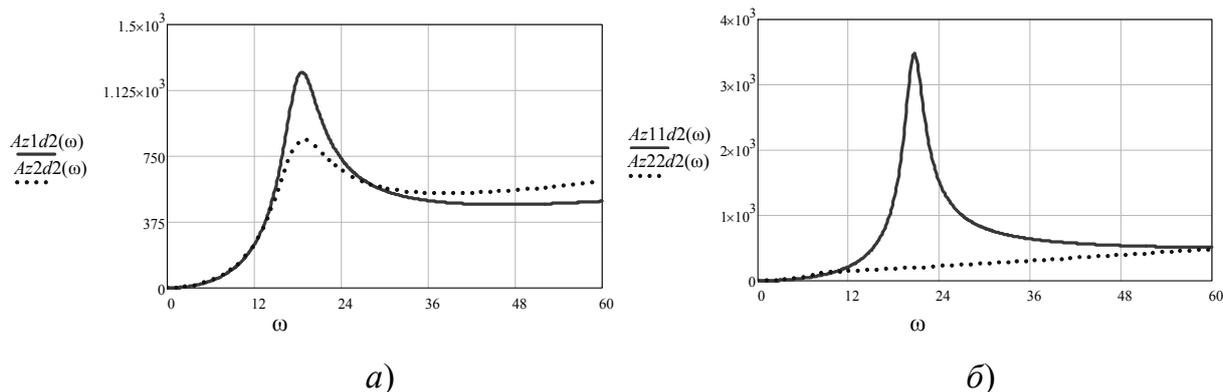


Рис. 5.26. Амплитудно-частотная характеристика колебаний (ускорений) заднего и переднего ведущих мостов: *a* – УЭС-290/450; *б* – мобильного сельскохозяйственного агрегата

Рассчитав спектральные плотности параметров колебаний заднего и переднего мостов УЭС по известным из [89] выражениям, можно определить дисперсии (и соответствующие среднеквадратичные отклонения) вертикальных перемещений для заднего и переднего мостов в составе УЭС и МСХА:

$$\sigma_{Z_i}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{Z_i}(\omega) d\omega, \quad (5.129)$$

где  $\sigma_{Z_i}$  – среднеквадратичное вертикальное перемещение заднего (переднего) моста УЭС.

Дисперсии вертикальных ускорений характерных точек УЭС и МСХА по аналогии с (5.129) рассчитываются по известному из [89] выражению

$$\sigma_{\ddot{Z}_i}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\ddot{Z}_i}(\omega) d\omega, \quad (5.130)$$

где  $\sigma_{\ddot{Z}_i}$  – среднеквадратичное ускорение характерной точки.

Среднеквадратичные вертикальные перемещения заднего и переднего мостов УЭС можно заменить среднеквадратичным вертикальным перемещением центра тяжести УЭС и его угловыми колебаниями относительно центра упругости в продольной плоскости. Центр тяжести у МСХА –  $S'$  смещен относительно центра тяжести УЭС –  $S$  (рис. 5.27), вертикальное расположение которого совпадает с общим для УЭС и МСХА центром упругости, поэтому:

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot l_{22} + z_2 \cdot l_{11}}{L_6}, \quad \alpha = (z_2 - z_1)/L_6.$$

Среднеквадратичные линейная скорость центра тяжести МСХА и угловая скорость его колебаний относительно центра упругости определяются как результат дифференцирования вышеприведенных выражений по независимой переменной  $t$ :

$$\dot{z}_0 = \frac{\dot{z}_1 \cdot l_{22} + \dot{z}_2 \cdot l_{11}}{L_6}, \quad \dot{\alpha} = (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)/L_6. \quad (5.131)$$

Повторное дифференцирование по независимой переменной исходных параметров колебаний, описывающих плоское движение центра тяжести МСХА, дает нам выражения для его среднеквадратичных линейного и углового ускорений:

$$\ddot{z}_0 = \frac{\ddot{z}_1 \cdot l_{22} + \ddot{z}_2 \cdot l_{11}}{L_6}, \quad \ddot{\alpha} = (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1)/L_6. \quad (5.132)$$

Колебания мостов УЭС однозначно связаны – с колебаниями его центра тяжести и центра тяжести МСХА и далее – через МН – с колебаниями центра тяжести КНК-500 и грузов балласта (рис. 5.27).

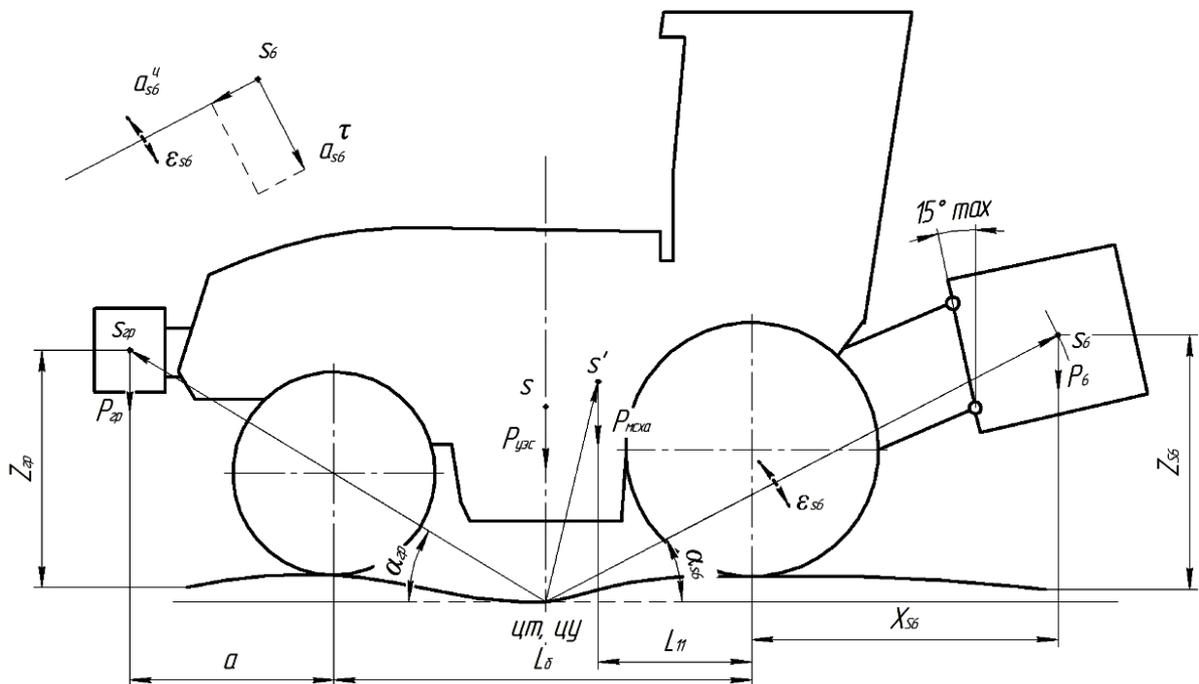


Рис. 5.27. Схема для определения параметров плоских колебаний характерных точек мобильного сельскохозяйственного агрегата

Таким образом, среднеквадратичные ускорения совершающих плоское движение характерных точек МСХА определяются по известному из теоретической механики [115] выражению

$$\ddot{z}_{Si} = \vec{a}_{ц.т} + \vec{a}_{Si}^n + \vec{a}_{Si}^\tau, \quad (5.133)$$

где  $\vec{a}_{ц.т}$  – среднеквадратичное ускорение центра тяжести МСХА  $\ddot{z}_0$ ;  $\vec{a}_{Si}^n$ ,  $\vec{a}_{Si}^\tau$  – соответственно нормальное и тангенциальное среднеквадратичные ускорения соответствующей характерной точки.

Среднеквадратичные линейное и угловое ускорения центра тяжести МСХА определяются по выражениям (5.132). Нормальные и тангенциальные среднеквадратичные ускорения характерных точек рассчитываются по известным из [115] выражениям:

$$\vec{a}_{Si}^n = \dot{\alpha}_{Si}^2 L_{Si} \sin \beta_{Si}; \quad \vec{a}_{Si}^\tau = \ddot{\alpha}_{Si} L_{Si} \sin \beta_{Si}, \quad (5.134)$$

где  $\dot{\alpha}_{Si}$  и  $\ddot{\alpha}_{Si}$  – соответственно среднеквадратичные угловые скорость и ускорения характерных точек;  $L_{Si}$  – расстояние от центра упругости до характерной точки;  $\beta_{Si}$  – угол, образуемый  $L_{Si}$  с горизонтом.

Соответственно среднеквадратичные угловые скорость и ускорение характерных точек определяются по выражениям:

$$\dot{\alpha}_{сгп} = \dot{\alpha} \frac{L_{сгп}}{L_{S'}}; \quad \dot{\alpha}_{S6} = \dot{\alpha} \frac{L_{S6}}{L_{S'}}; \quad \ddot{\alpha}_{сгп} = \ddot{\alpha} \frac{L_{сгп}}{L_{S'}}; \quad \ddot{\alpha}_{S6} = \ddot{\alpha} \frac{L_{S6}}{L_{S'}}.$$

В процессе движения МСХА в центрах тяжести КНК-500 и грузов балласта имеют место динамические нагрузки, которые определяют колебательный характер воздействий на звенья МН, с одной стороны, и перераспределение нагрузки на передний управляемый и задний мосты УЭС, с другой.

Для оценки влияния кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности на динамику процесса транспортного переезда на базе сформированной ФММ был выполнен вычислительный эксперимент [87, 116], результаты которого приведены в табл. 5.4 и 5.5. В табл. 5.5 представлены результаты расчета основных силовых параметров МСХА, отражающие размах их колебаний при движении с соответствующей установившейся скоростью.

Таблица 5.4

**Параметры колебаний универсального энергетического средства  
и мобильного сельскохозяйственного агрегата**

ТО	$V$ , км/ч	$\sigma_{z1}$ , см	$\sigma_{z2}$ , см	$\sigma_{z0}$ , см	$\sigma_{z_{s6}}$ , м	$\ddot{\sigma}_{z1}$ , м/с <sup>2</sup>	$\ddot{\sigma}_{z2}$ , м/с <sup>2</sup>	$\ddot{\sigma}_{z0}$ , м/с <sup>2</sup>	$\ddot{\alpha}_0$ , рад/с <sup>2</sup>	$\ddot{\alpha}_{s6}$ , рад/с <sup>2</sup>	$\ddot{Z}_s/g$	$\ddot{Z}_{rp}/g$	$\ddot{Z}_{s6}/g$	$\Delta R$ , %
УЭС	10,8	3,29	3,29	3,29	–	0,678	0,679	0,679	0	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	10,8	3,24	3,86	3,38	3,381	0,663	0,839	0,703	0,0569	0,1523	0,072	0,105	0,117	27,41
УЭС	14,4	3,50	3,50	3,50	–	1,404	1,395	1,396	0,94	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	14,4	3,39	4,12	3,56	3,564	1,281	1,035	1,225	0,0758	0,203	0,1249	0,131	0,186	28,02
УЭС	18,0	3,87	3,83	3,85	–	3,233	2,911	3,102	0	–	–	–	–	$\ddot{\sigma}_{z2}$
МСХА	18,0	3,64	4,10	3,75	3,751	2,582	1,053	2,232	0,446	1,194	0,2273	0,256	0,5821	14,19

*Примечание.* ТО – технический объект;  $V$  – скорость движения ТО;  $\sigma_{z1}$ ,  $\sigma_{z2}$ ,  $\sigma_{z0}$ ,  $\sigma_{z_{s6}}$  – среднеквадратичные вертикальные колебания (перемещения) соответственно заднего и переднего мостов УЭС, центров тяжести МСХА и навесной машины – КНК-500;  $\alpha_0$ ,  $\alpha_{s6}$  – продольные угловые колебания центров тяжести МСХА и КНК-500;  $\ddot{\sigma}_{z1}$ ,  $\ddot{\sigma}_{z2}$ ,  $\ddot{\sigma}_{z0}$ ,  $\ddot{\alpha}_{s6}$  – среднеквадратичные вертикальные ускорения заднего и переднего мостов УЭС, центров тяжести МСХА и КНК-500;  $\ddot{Z}_s/g$ ,  $\ddot{Z}_{rp}/g$ ,  $\ddot{Z}_{s6}/g$  – среднеквадратичные вертикальные ускорения характерных точек МСХА в долях от ускорения свободного падения;  $\Delta R$  – управляемость УЭС и МСХА.

Таблица 5.5

## Колебания силовых параметров мобильного сельскохозяйственного агрегата

$V$ , км/ч	$P_{\text{МСХА}}^{\text{дин}}$ , кН	% от $P_{\text{МСХА}}^{\text{стат}}$	$R_A^{\text{дин}}$ , кН	% от $R_A^{\text{стат}}$	$R_B^{\text{дин}}$ , кН	% от $R_B^{\text{стат}}$	$\Delta R$ , %	$P_{\text{гр}}^{\text{дин}}$ , кН	% от $P_{\text{гр}}^{\text{стат}}$	$P_{\text{УЭС}}^{\text{дин}}$ , кН	% от $P_{\text{УЭС}}^{\text{стат}}$	$P_6^{\text{дин}}$ , кН	% от $P_6^{\text{стат}}$
0*	187,0	100	35,0	100	152,0	100	28	14,0	100	125,0	100	48,0	100
10,8 $Z_B \leq Z_A$	201,11	107,54	34,27	97,93	166,84	109,76	27,41	13,96	99,78	133,7	106,96	53,44	111,34
10,8 $Z_B \geq Z_A$	181,52	97,07	33,63	96,11	147,89	97,29	26,9	15,98	114,13	116,31	93,04	49,23	102,57
14,4 $Z_B \leq Z_A$	211,36	113,04	35,0	100	176,36	116,02	28,0	14,36	102,6	140,31	112,25	56,71	118,15
14,4 $Z_B \geq Z_A$	177,8	95,08	31,28	89,4	146,52	96,39	25,02	17,07	121,9	109,69	87,75	51,05	106,35
18,0 $Z_B \leq Z_A$	237,43	126,77	17,74	50,7	219,69	144,52	14,19	9,16	65,43	152,87	122,29	75,40	157,09
18,0 $Z_B \geq Z_A$	164,21	87,81	45,55	130,2	118,67	78,07	36,44	25,08	179,15	97,73	77,87	42,01	87,51

*Примечание.* 0\* – в первой строке таблицы представлены выходные параметры для неподвижного МСХА (статика).  $P_{\text{МСХА}}^{\text{дин}}$  – вес (сила тяжести) МСХА;  $R_A^{\text{дин}}$ ,  $R_B^{\text{дин}}$  – силы реакции на движителях соответственно переднего и заднего мостов УЭС;  $P_{\text{гр}}^{\text{дин}}$ ,  $P_{\text{УЭС}}^{\text{дин}}$ ,  $P_6^{\text{дин}}$  – силы тяжести, действующие в соответствующих характерных точках МСХА (центров тяжести балласта, УЭС, навесной машины); % от  $P_{\text{МСХА}}^{\text{стат}}$  – доля динамического значения силового параметра в % от его значения в статике.

Из полученных результатов математического моделирования транспортного переезда МСХА можно сделать следующие выводы:

1. Переход от УЭС-290/450 к МСХА, т. е. навеска КНК-500 и грузов балласта, сопровождается существенным перераспределением статической нагрузки (массы) на переднем и заднем мостах УЭС. При этом управляемость МСХА в статике равна 28 %, т. е. превышает 16 % от эксплуатационной массы и запас по управляемости составляет 12 %.

2. Перераспределение массы по опорам при переходе от УЭС к МСХА изменяет частоты их собственных колебаний: так, собственная частота колебаний заднего ведущего моста возрастает от 18,16 до 0,59 рад/с, а переднего ведущего моста – уменьшается с 17,89 до 8,47 рад/с.

3. С возрастанием скорости транспортного переезда растет и амплитуда (размах) колебаний силовых параметров. На скорости 18 км/ч это влечет за собой возможность возникновения потери управляемости МСХА, так как она может оказаться ниже нормы (14,19 %).

4. При транспортной скорости 18 км/ч нагрузка на звенья МН колеблется в диапазоне от 87,5 до 157 % от веса НМ, что необходимо учитывать в качестве весьма вероятных циклических нагрузок при выборе параметров звеньев МН.

5. Задний мост ведущих колес, воспринимающий в статике 152 кН, что составляет 81,28 % от веса МСХА, остается наиболее уязвимым и в динамике, когда при движении со скоростью от 7,2 до 18 км/ч колебания нагрузки составят от 118,6 до 219,6 кН.

## **5.10. Параметрическая оптимизация подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства**

### **5.10.1 Аналитическое описание выходных параметров подъемно-навесного устройства мобильного энергетического средства**

Процесс проектирования МЭС можно разделить на несколько этапов, одним из которых является определение на стадии эскизного проектирования их основных параметров. В работах, посвященных этой задаче, внимание авторов концентрируется в основном на исследованиях влияния отдельных параметров МЭС на его характеристики и практически не затрагивается вопрос определения рациональных значений совокупности внутренних параметров, что обуславливается

необходимостью учета большого числа сложных, зачастую противоречивых факторов. При решении данной задачи в условиях автоматизированного проектирования перспективным является подход, предполагающий построение иерархии оптимизационных математических моделей МЭС с применением их в дальнейшем для поиска решения методами оптимизации.

Агрегатирование универсального энергосредства с НМ осуществляется при помощи подъемно-навесного устройства и в значительной степени определяется параметрами последнего. Подъемно-навесное устройство – это гидромеханическая система, состоящая из гидропривода и механизма навески (рис. 5.28), причем МН – его основной структурный компонент, определяющий характер взаимодействия УЭС с НМ. В энергетическом аспекте для ПНУ процесс перехода от рабочего режима к транспортному, сопровождающийся подъемом НМ, является наиболее ответственным.

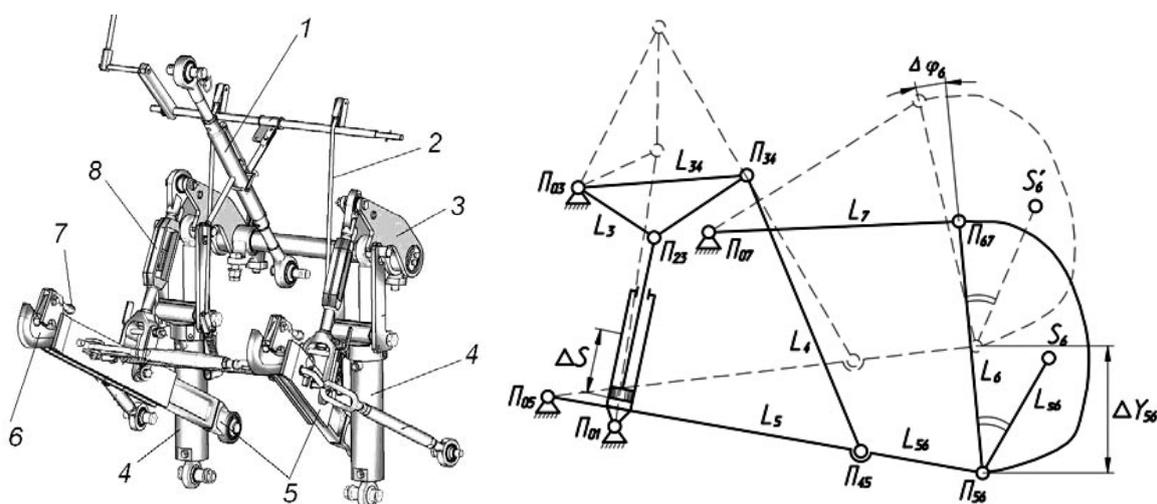


Рис. 5.28. Механизм навески энергосредства «Полесье» и его плоский аналог:

- 1 – верхняя (центральная) тяга; 2 – тяга; 3 – поворотный рычаг;  
 4 – гидроцилиндр; 5 – нижние тяги; 6 – захваты;  
 7 – фиксатор; 8 – раскос

Свойства МН исследуются на базе его плоского аналога, получаемого из пространственной модели проецированием характерных точек механизма (центров шарниров) на его продольную плоскость симметрии. В результате структурного анализа кинематическая цепь идентифицируется одноподвижным восьмизвенным механизмом, изменение обобщенной координаты которого ( $\Delta S$ ) однозначно связано с положением выходного звена ( $L_6$ ), моделирующего НМ.

Математическая модель ПНУ представляется зависимостью между тремя множествами параметров в виде:

$$Y = F(X, Z),$$

где  $Y$  – вектор показателей ПНУ;  $F$  – оператор математических и логических действий, устанавливающих соответствие между множествами;  $X$  – вектор искомых параметров;  $Z$  – вектор постоянных параметров.

Масса и момент инерции НМ, агрегируемых с УЭС, значительно превышают соответствующие характеристики рабочих орудий, агрегируемых с тракторами при сравнимых выходных параметрах гидропривода. Поэтому расчетная траектория подъема НМ может быть воспроизведена, только если обеспечены достаточные энергетические возможности гидропривода ПНУ. Динамический анализ гидропривода, связанного с навесной машиной через МН, дает возможность определить закон движения поршня гидроцилиндра  $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ , а также изменение давления у гидронасоса –  $p_1(t)$  и гидроцилиндра –  $p_2(t)$ . Для решения задачи используется система нелинейных дифференциальных уравнений, объединяющая расход жидкости, потери давления в гидроприводе и движение поршня гидроцилиндра], нагруженного со стороны МН [117]. Навесная машина выполняет плоское движение, что учитывается в динамическом анализе ПНУ и требует более детального анализа кинематики МН по сравнению с известной методикой [51]. Для этого используются полученные для данной схемы МН выражения кинематических передаточных функций [53], позволяющие определить полезную нагрузку  $F(S)$  и приведенную массу  $m(S)$  на штоке ГЦ:

$$I(S) = \varphi'_3 U_{53} [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})];$$

$$I_V(S) = \varphi'_5(S) [L_{56}^2 + U_{65}^2(S) L_{S6}^2 + 2 \cdot U_{65}(S) L_{56} L_{S6} \cdot \cos(\varphi_5(S) - \varphi_6(S) - \varphi_{S6})]^{\frac{1}{2}};$$

$$\varphi'_6(S) = \varphi'_3(S) U_{63}(S),$$

где  $\varphi'_3(S)$ ,  $\varphi'_5(S)$ ,  $\varphi'_6(S)$  – аналоги угловой скорости звеньев  $L_3, L_5, L_6$ ;  $U_{53}, U_{65}, U_{63}$  – передаточные отношения, характеризующие соотношения угловых скоростей между звеньями МН.

Масса НМ и ее производная по обобщенной координате, приведенные к штоку гидроцилиндра, определяются на основе закона сохранения кинетической энергии без учета влияния звеньев МН, но с учетом момента инерции НМ –  $J_6$ :

$$m(S) = m_6 \cdot I_V(S)^2 + J_6 \cdot \phi'_6(S)^2;$$

$$m'(S) = 2[m_6 \cdot I_V(S) I'_V(S) + J_6 \cdot \phi'_6(S) \phi''_6(S)],$$

где  $I'_V(S)$ ,  $\phi''_6(S)$  – аналоги линейного и углового ускорения навесной машины.

Величина полезной нагрузки на гидроцилиндр определяется по выражению:

$$F(S) = P_6 \cdot I(S).$$

Расчет приведенной к штоку гидроцилиндра силы трения выполнен по методике, предложенной в работе [93]:

$$F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S) = F_{\text{тр.ц}} + r f_{\text{тр}} \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \phi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) [\phi'_i(S) \pm \phi'_{i+1}(S)] \right\},$$

где  $F_{\text{тр.ц}}$  – сила трения манжет гидроцилиндра;  $r$  – радиус шарниров;  $f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения;  $R_{0i}(S)$ ,  $R_{ij}(S)$  – силы реакции соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах;  $\phi'_i$ ,  $\phi'_{i+1}$  – аналоги угловых скоростей звеньев МН.

$$F_{\text{тр.ц}} = \pi D l f_c p_m,$$

где  $D$  – диаметр поршня гидроцилиндра;  $l$  – ширина манжеты;  $f_c$  – коэффициент трения манжеты о гильзу гидроцилиндра;  $p_m$  – среднее давление в напорной полости гидроцилиндра.

Реакции в шарнирах МН рассчитываются по известной методике, но с учетом действия силы инерции со стороны НМ, которая определяется по выражению

$$P_{\text{ин}} = m_6 a_{S6} + J_6 \varepsilon_6,$$

где  $a_{S6}$ ,  $\varepsilon_6$  – линейное и угловое ускорения навесной машины.

Потери давления в гидроприводе складываются из трех компонент:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ин}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}.$$

Потери давления на трение рабочей жидкости о стенки магистрали [100] рассчитываются по выражению, исключаящему необходимость предварительного определения режима течения жидкости:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 27,5 \frac{\rho v l}{f} v + 0,443 k \frac{\rho l}{\sqrt{f}} v^2.$$

Инерционные и местные потери давления принимаются соответственно пропорциональными ускорению и квадрату скорости обобщенной координаты:

$$\Delta p_{\text{ин}} = a_1 \ddot{S}, \quad \Delta p_{\text{м}} = a_2 \dot{S}^2.$$

Максимальная движущая сила на штоке и давление в гидроцилиндре, преодолевающие приведенную к гидроцилиндру нагрузку, определяются по выражениям:

$$F_{\text{шт}}^{\text{max}} = p_2^{\text{max}} \cdot F_c, \quad p_2^{\text{max}} = p_{\text{п.к}} - \Delta p,$$

где  $F_c$  – площадь поршня силового гидроцилиндра со стороны напорной магистрали;  $p_{\text{п.к}}$  – давление настройки предохранительного клапана.

Исходя из функционального назначения УЭС и навесных машин, проектируя ПНУ, инженер стремится одновременно удовлетворить ряд противоречивых условий:

- расположить МН таким образом, чтобы в момент начала и окончания движения навесная машина занимала желаемое положение, одновременно соответствующее требованиям стандарта [118];
- обеспечить требуемую грузоподъемность ПНУ для заданной ограниченной мощности гидропривода;
- обеспечить устойчивость МСХА с поднятой в транспортное положение НМ, а также нормативную нагрузку на мост ведущих колес;
- минимизировать нагрузку в элементах МН и величину силового воздействия, передаваемого со стороны НМ через МН на раму.

В качестве управляемых параметров ПНУ, определяющих его конструктивный вариант, предлагаются: в гидроприводе сечение гидромагистрали  $f$ , а в МН – координаты шарниров основания гидроцилиндра –  $X_{01}, Y_{01}$  и центральной тяги –  $X_{07}, Y_{07}$ , расположенные на раме УЭС, а также параметры поворотного рычага и нижней тяги –  $L_3, L_{34}, L_5$ .

Каждому фиксированному значению набора  $\vec{X} = \{f, X_{01}, Y_{01}, X_{07}, Y_{07}, L_3, L_{34}, L_5\}$  управляемых параметров соответствуют определенные значения критериев оптимальности  $Y(X)$ :

$$\vec{Y} = \{I_V^{\text{max}}, \bar{I}_V, I_{56}^{\text{max}}, \bar{F}_{\text{тр}}, \bar{R}_{03}, \Delta \bar{p}, G_{56}\},$$

где  $\bar{I}_V$  – среднее значение передаточного числа на интервале изменения обобщенной координаты;  $I_V^{\text{max}}, I_{56}^{\text{max}}$  – максимальные значения

передаточных чисел МН на интервале изменения  $S$ ;  $\bar{F}_{\text{тр}}$ ,  $\bar{R}_{03}$  – средние значения приведенной силы трения и реакции в шарнире основания поворотного рычага;  $\Delta\bar{p}$  – среднее значение потерь давления в гидроприводе за время подъема НМ.

Интегральным показателем качества ПНУ является грузоподъемность на оси подвеса МН, зависящая одновременно от параметров гидропривода и МН:

$$G_{56} = \frac{p_2^{\max} F_c - [F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S^{\bullet}) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^{\bullet})]}{I_{56}^{\max}(S^{\bullet})},$$

где  $S^{\bullet}$  – значение обобщенной координаты соответствующее  $I_{56}^{\max}(S^{\bullet})$ .

Искомые значения оптимизируемых параметров ПНУ должны удовлетворять ряду конструктивных, технологических и эксплуатационных ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т. е.  $\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}$ .

К функциональным ограничениям относятся: величина хода оси подвеса –  $\Delta Y_{56}(S)$  и максимальный угол наклона высоты присоединительного треугольника –  $\varphi_6^{\max}$ , максимальный вес НМ, обеспечивающий управляемость мобильного сельскохозяйственного агрегата и время подъема НМ:

$$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S^{\max}) - Y_{56}(S_p) \geq Y_{56}^{\text{доп}},$$

где  $S_p$  – значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса;  $Y_{56}^{\text{доп}}$  – допустимое значение хода оси подвеса.

В практике эксплуатации УЭС принято, что для устойчивого управления движением мобильного сельскохозяйственного агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес ( $R_A$ ), должна составлять не менее 20% [118]. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно контакта ведущего колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе (рис. 5.29) вместе с упомянутым выше ограничением, получим систему:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{\text{УЭС}} b - P_6 X_{S6}^{\max} + P_{\text{гр}}(L + a)}{L}; \\ R_A \geq 0,2(P_{\text{УЭС}} + P_6 + P_{\text{гр}}). \end{cases}$$

В результате решения вышеприведенной системы получаем условие управляемости агрегата, ограничивающее вес, переводимой в транспортное положение НМ:

$$P_6 \leq \frac{P_{уэс}(5b - L) + P_{гр}(4L + 5a)}{X_{S6}^{\max} + L}.$$

Таким образом, очевидно, что ПНУ оценивается на соответствие техническим требованиям по разным критериям качества, т. е. синтезированный вариант ПНУ характеризуется многокритериальностью оценки.

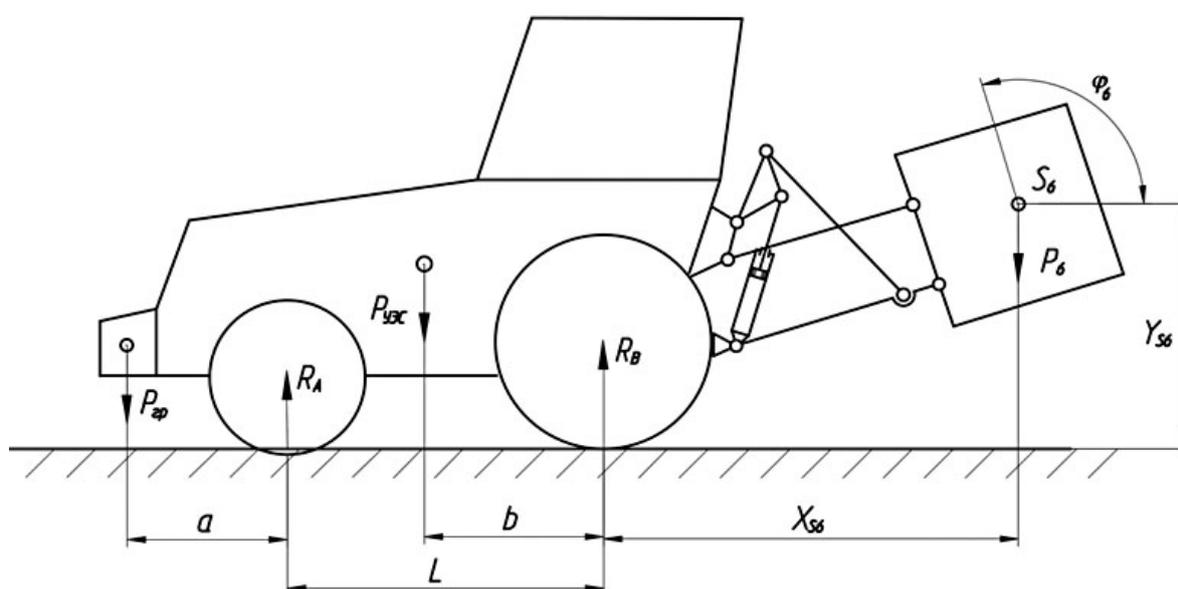


Рис. 5.29. Схема универсального энергетического средства с механизмом навески в транспортном положении

Конечная цель проектирования – выбор совокупностей внутренних параметров ПНУ в наибольшей степени удовлетворяющих предъявляемым требованиям, что осуществляется на основе анализа нескольких разработанных вариантов. Традиционные методы проектирования при относительно большом числе параметров, описывающих ПНУ, достаточно широком диапазоне их изменения и наличии функциональных ограничений не позволяют в реальные сроки всесторонне исследовать ресурсы возможностей создаваемого ПНУ. Использование известных методов оптимизации недостаточно эффективно, так как они предназначены для решения однокритериальных задач.

Эволюционный бионический метод базируется на том, что на начальном этапе имеем  $N$  произвольных точек, моделирующих отдельные особи. Среди  $N$  точек выбираем лучшую точку  $N^*$ . Степень приспособленности каждой из точек определяется значением функции  $Y(x)$ : чем меньше значение функции, тем больше приспособлена особь и имеет больше шансов на выживание.  $N^*$  лучших точек дают потомство, т. е. генерируются точки, отличающиеся от родителя случайным образом:

$$X_{ij} = X_j + \xi_{ij}, \quad i = 1, \dots, N, \quad j = 1, \dots, K_j,$$

где  $K_j$  – количество точек, сгенерированных вокруг  $j$ -й точки;  $\xi_{ij}$  – случайные отклонения, моделирующие отличие  $i$ -го потомка от  $j$ -го родителя в силу случайных мутаций (скачкообразное изменение или появления нового признака у потомка).

Среди потомков вступает в действие естественный отбор, при котором с большей вероятностью выживает потомок с минимальным значением функции (т. е. среди полученных потомков выбираем  $N^{**}$  – лучших).

Процедура повторяется до тех пор, пока не будет достигнуто заданное фиксированное число реализованных поколений.

Алгоритм моделирует механизм естественного отбора и позволяет хорошо оптимизировать многоэкстремальные функции при наличии ограничений. Алгоритм дает возможность эффективно применять параметрическую адаптацию.

### **5.10.2. Особенности задачи многокритериальной оптимизации**

Рассмотрим процесс многокритериальной оптимизации в общем виде на примере МН заднего ПНУ. Механизм навески как объект проектирования характеризуется большим количеством критериев оптимальности (качества) проектных вариантов, неопределенностью и большим объемом исходной информации, описывающей область допустимых значений внутренних параметров. В такой ситуации лицу, принимающему решение, часто затруднительно сформулировать свои предпочтения и выбрать окончательное решение, так как для достижения нужного эффекта необходимо учитывать сразу всю эту информацию [88].

Задачи, решение которых оценивается вектором из локальных критериев  $Y = \{Y_1, \dots, Y_n\}$ , называются многокритериальными (векторными) задачами. При их решении возникают следующие три основные проблемы:

- определение области компромиссов;
- нормализация критериев (приведение их к единому масштабу);
- определение схемы компромиссов и учет приоритета критериев.

Решая задачи такого рода, на первом этапе необходимо провести сужение области возможных решений. В отличие от области согласия (т. е. в которой нет противоречий между критериями) существует область компромиссов – область Парето, или область, в которой улучшение качества одних критериев вызывает ухудшение качества других. Поэтому окончательное решение будет находиться именно в области компромиссов. Однако для практических целей получение только множества Парето часто бывает недостаточно, так как нам необходимо получить не несколько конфликтующих вариантов, а единственное решение.

Проблема нормализации критериев вызвана тем, что в многокритериальных задачах оптимизации критерии измеряются в различных единицах и имеют несоизмеримые масштабы. Таким образом, нормализация критериев – это приведение критериев к единому масштабу, чаще всего к безразмерному виду:

$$\bar{Q}_j = \frac{Q_j}{Q_j^{\text{и}}} \in [0, 1],$$

где  $Q_j^{\text{и}}$  – идеальное качество решения.

Проблемы выбора схемы компромиссов и учета приоритета критериев необходимы для выбора окончательного решения из паретовского множества.

Для решения многокритериальной задачи проектирования технической системы предлагается использовать метод исследования пространства оптимизируемых параметров [119].

Отличительная черта метода – систематический просмотр многомерной области проектных решений и принятие решения в режиме диалога проектировщика с ЭВМ, что позволяет оперировать привычными для проектировщика величинами, четко осознавая, какой выигрыш по одним критериям могут дать уступки по другим.

В общем виде оптимизационная модель состоит из трех компонентов (табл. 5.6): управляемые параметры, функциональные ограничения и критерии оптимальности.

**Компоненты оптимизационной модели подъемно-навесного устройства  
мобильного энергетического средства**

Название	Параметр/условие
<i>Управляемые параметры</i>	
1. Координаты центров неподвижных шарниров на раме МЭС	$X_{01}, X_{03}, X_{05}, X_{07}, Y_{01}, Y_{03}, Y_{05}, Y_{07}$
2. Длины звеньев	$L_3, L_{34}, L_5$
<i>Функциональные ограничения</i>	
1. Соблюдение правила существования треугольников (одна сторона меньше двух других сторон), образуемых на базе параллелограммов подвижных звеньев МН	
2. Требуемое (необходимое) перемещение оси подвеса	$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S_{\max}) - Y_{56}(S_{\text{раб}}) \geq \Delta Y_{56}^{\text{зад}}(S)$
3. Необходимое (требуемое) изменение угла вектора, моделирующего высоту присоединительного треугольника	$\Delta \varphi_6(S) = \varphi_6(S_{\max}) - \varphi_6(S_{\text{раб}}) \leq \varphi_6^{\text{зад}}(S)$
4. Координата мгновенного полюса вращения по оси абсцисс	$X_{P_{\max}} \leq X_{P_{\max}}^{\text{зад}}$
5. Грузоподъемность	$G_s(S) = P_c \cdot \eta \frac{S}{I_s(S)} \geq G_s^{\text{зад}}(S)$
<i>Критерии оптимальности</i>	
1. Среднее передаточное число механизма навески	$\bar{I}_s(S) \longrightarrow \min$
2. Средняя реакция на неподвижном шарнире поворотного рычага	$\bar{R}_{03}(S) \longrightarrow \min$
3. Средняя реакция на неподвижном шарнире верхней (центральной) тяги	$\bar{R}_{07}(S) \longrightarrow \min$
4. Максимальное передаточное число механизма навески	$\text{MAX}(I_s(S)) \longrightarrow \min$
5. Максимальная реакция на неподвижном шарнире поворотного рычага	$\text{MAX}(R_{03}(S)) \longrightarrow \min$
6. Максимальная реакция на неподвижном шарнире верхней (центральной) тяги	$\text{MAX}(R_{07}(S)) \longrightarrow \min$

Стоит отметить следующие моменты. Рекомендуется варьирование управляемых параметров (всего 11, можно и меньше) в диапазоне не более 10% от номинального значения. Каждый из критериев оптимальности ( $I_s(S)$ ,  $I_m(S)$ ,  $R_{03}(S)$ ,  $R_{07}(S)$ ) минимизируется как по среднему, так и по максимальному значениям (за диапазон изменения обобщенной координаты  $S$ ). При этом получающиеся максимальные значения каждого из критериев не должны превышать максимальные значения у исходных вариантов. Это требование целесообразно перенести в блок функциональных ограничений, чтобы уже на этапе их проверки отбраковывать несоответствующие варианты. Точки, полученные бионическим алгоритмом (5.10.1), присоединяются к точкам, сгенерированным с помощью  $LP_\tau$  датчика (рис. 5.30).



Рис. 5.30. Схема алгоритма диалогового метода многокритериальной оптимизации

### 5.10.3. Пример постановки и решения задачи многокритериальной оптимизации механизма навески УЭС-290/450

Постановка и решение задачи многокритериальной оптимизации параметров МН УЭС-290/450 [111] было выполнено на основе алгоритма и программы анализа выходных параметров заднего ПНУ УЭС-290/450, агрегируемого с комбайном навесным кормоуборочным КНК-500 [113]. Компоненты задачи оптимизации параметров МН УЭС-290/450 сведены в табл. 5.7. В отличие от общей модели, приведенной в табл. 5.6, для упрощения модели оптимизации некоторые функциональные ограничения и критерии оптимальности были опущены или заменены в соответствии с преследуемой целью оптимизации.

Таблица 5.7

**Компоненты задачи оптимизации параметров механизма навески УЭС-290/450**

Название	Параметр/условие
<i>Управляемые параметры</i>	
1. Координаты центров неподвижных шарниров на раме	$X_{01}$ $X_{03}$ $X_{05}$ $X_{07}$ $Y_{01}$ $Y_{03}$ $Y_{05}$ $Y_{07}$
2. Длины звеньев	$L_3, L_{34}, L_5$
<i>Функциональные ограничения</i>	
1. Соблюдение правила существования треугольников (одна сторона меньше двух других сторон), образуемых на базе параллелограммов подвижных звеньев МН	
2. Требуемое (необходимое) перемещение оси подвеса	$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S_{\max}) - Y_{56}(S_{\text{раб}}) \geq 0,5 \text{ м}$
3. Необходимое (требуемое) изменение угла вектора, моделирующего высоту присоединительного треугольника	$\Delta \varphi_6(S) = \varphi_6(S_{\max}) - \varphi_6(S_{\text{раб}}) \leq \varphi_6^{\text{зад}}(S) = 15^\circ$
4. Расположение мгновенного центра вращения навесной машины для оптимального варианта МН должно быть не хуже, чем у базового варианта	
5. Грузоподъемность оптимального варианта ПНУ УЭС-290/450 при агрегировании с КНК-500 должна быть не меньше чем у базового варианта	
<i>Критерии оптимальности</i>	
1. Среднее передаточное число механизма навески	$\bar{I}(S) \longrightarrow \min$
2. Максимальное передаточное число механизма навески	$\text{MAX}(I_m(S)) \longrightarrow \min$

Название	Параметр/условие
3. Средняя реакция на неподвижном шарнире поворотного рычага	$\bar{R}_{03}(S) \longrightarrow \min$
4. Средняя реакция на неподвижном шарнире верхней (центральной) тяги	$\bar{R}_{07}(S) \longrightarrow \min$

При решении задачи оптимизации управляемые параметры варьировались в диапазоне  $\pm 5\%$  от номинальных (исходных) значений.

После формирования компонентов задачи оптимизации параметров МН УЭС-290/450 переходим к его решению с использованием бионического алгоритма.

Задаемся следующими параметрами бионического алгоритма:

- количество родительских точек – 10;
- количество потомков – 10;
- количество поколений до остановки счета – 10;
- шаг – 0,35.

В табл. 5.8–5.13 представлены результаты поиска решения с помощью бионического алгоритма для критериев оптимальности представленных в табл. 5.7.

Таблица 5.8

#### Результаты определение среднего передаточное числа $I_s$

$I_{Scp}$	$X_{01},$ м	$X_{03},$ м	$X_{05},$ м	$X_{07},$ м	$Y_{01},$ м	$Y_{03},$ м	$Y_{05},$ м	$Y_{07},$ м	$L_3,$ м	$L_{34},$ м	$L_5,$ м
2,110	0,241	0,078	0,153	0,252	0,389	1,206	0,593	1,034	0,262	0,404	0,613
2,125	0,220	0,084	0,153	0,248	0,388	1,218	0,562	0,995	0,270	0,404	0,623
2,175	0,240	0,084	0,163	0,248	0,397	1,198	0,562	1,001	0,246	0,404	0,635
2,300	0,232	0,084	0,153	0,257	0,412	1,229	0,562	1,002	0,260	0,404	0,651
2,330	0,241	0,084	0,163	0,248	0,388	1,189	0,562	1,002	0,246	0,370	0,651
2,501	0,241	0,084	0,153	0,267	0,412	1,213	0,562	1,034	0,246	0,397	0,651
2,522	0,224	0,078	0,159	0,262	0,400	1,208	0,591	1,000	0,251	0,370	0,630
2,536	0,230	0,078	0,163	0,267	0,388	1,199	0,562	1,034	0,255	0,398	0,643
2,642	0,241	0,084	0,163	0,267	0,388	1,189	0,593	1,034	0,246	0,390	0,651
2,679	0,241	0,078	0,163	0,248	0,388	1,188	0,562	1,027	0,246	0,404	0,636
<i>Диапазон ограничений при поиске решения</i>											
Min	0,220	0,078	0,153	0,248	0,388	1,148	0,562	0,979	0,246	0,369	0,589
Max	0,241	0,084	0,163	0,267	0,412	1,229	0,593	1,034	0,270	0,404	0,651

Таблица 5.9

Результаты определения максимального передаточного числа  $I_s$ 

$I_s$ макс	$X_{01}$ , М	$X_{03}$ , М	$X_{05}$ , М	$X_{07}$ , М	$Y_{01}$ , М	$Y_{03}$ , М	$Y_{05}$ , М	$Y_{07}$ , М	$L_3$ , М	$L_{34}$ , М	$L_5$ , М
3,554	0,241	0,082	0,166	0,248	0,405	1,229	0,537	1,034	0,270	0,407	0,617
3,558	0,232	0,076	0,166	0,248	0,423	1,215	0,541	1,034	0,261	0,395	0,643
3,572	0,241	0,076	0,153	0,248	0,388	1,193	0,537	1,034	0,270	0,407	0,632
3,583	0,241	0,076	0,153	0,248	0,407	1,229	0,539	1,034	0,270	0,407	0,622
3,584	0,241	0,076	0,153	0,248	0,403	1,226	0,537	1,034	0,270	0,406	0,617
3,613	0,220	0,082	0,166	0,252	0,396	1,164	0,537	1,034	0,270	0,407	0,651
3,625	0,220	0,082	0,166	0,248	0,410	1,193	0,539	1,034	0,245	0,376	0,651
3,631	0,241	0,076	0,166	0,273	0,405	1,182	0,539	1,034	0,270	0,407	0,651
3,639	0,241	0,076	0,154	0,248	0,423	1,146	0,537	1,034	0,268	0,376	0,639
3,644	0,220	0,076	0,166	0,273	0,388	1,187	0,537	1,034	0,270	0,407	0,631
<i>Диапазон ограничений при поиске решения</i>											
Min	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,123	0,537	0,958	0,245	0,376	0,617
Max	0,241	0,082	0,166	0,273	0,423	1,229	0,564	1,034	0,270	0,407	0,651

Таблица 5.10

Результаты определения средней реакции  
на поворотном рычаге  $R_{03}$ 

$R_{03cp}$ , кН	$X_{01}$ , М	$X_{03}$ , М	$X_{05}$ , М	$X_{07}$ , М	$Y_{01}$ , М	$Y_{03}$ , М	$Y_{05}$ , М	$Y_{07}$ , М	$L_3$ , М	$L_{34}$ , М	$L_5$ , М
198,61	0,220	0,076	0,153	0,259	0,388	1,189	0,543	1,034	0,245	0,378	0,651
206,08	0,220	0,076	0,153	0,259	0,423	1,224	0,564	1,034	0,245	0,376	0,651
208,43	0,229	0,082	0,166	0,248	0,388	1,123	0,537	1,034	0,268	0,385	0,650
208,68	0,220	0,079	0,153	0,248	0,388	1,188	0,537	1,004	0,245	0,376	0,644
208,89	0,220	0,076	0,164	0,270	0,388	1,188	0,537	1,019	0,245	0,376	0,628
209,16	0,234	0,082	0,166	0,248	0,402	1,123	0,537	1,034	0,266	0,376	0,649
209,72	0,220	0,076	0,165	0,252	0,423	1,123	0,537	1,034	0,270	0,376	0,651
210,99	0,220	0,082	0,153	0,257	0,403	1,149	0,537	1,030	0,270	0,397	0,651
211,05	0,220	0,081	0,153	0,273	0,423	1,176	0,537	1,034	0,270	0,400	0,651
217,72	0,228	0,077	0,160	0,253	0,422	1,177	0,552	1,030	0,268	0,397	0,649
<i>Диапазон ограничений при поиске решения</i>											
Min	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,123	0,537	0,958	0,245	0,376	0,617
Max	0,241	0,082	0,166	0,273	0,423	1,229	0,564	1,034	0,270	0,407	0,651

Таблица 5.11

**Результаты определения максимальной реакции  
на поворотном рычаге  $R_{03}$**

$R_{03\max}$ , кН	$X_{01}$ , м	$X_{03}$ , м	$X_{05}$ , м	$X_{07}$ , м	$Y_{01}$ , м	$Y_{03}$ , м	$Y_{05}$ , м	$Y_{07}$ , м	$L_3$ , м	$L_{34}$ , м	$L_5$ , м
215,84	0,225	0,082	0,166	0,255	0,388	1,182	0,537	1,034	0,259	0,385	0,627
217,44	0,220	0,082	0,153	0,248	0,413	1,163	0,537	1,031	0,270	0,399	0,651
217,72	0,220	0,082	0,166	0,248	0,423	1,225	0,537	1,021	0,260	0,407	0,651
219,09	0,241	0,082	0,166	0,254	0,417	1,123	0,537	1,031	0,270	0,376	0,651
220,19	0,220	0,076	0,153	0,251	0,412	1,229	0,537	1,034	0,270	0,407	0,617
220,82	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,139	0,537	1,034	0,270	0,407	0,651
220,91	0,220	0,082	0,166	0,248	0,420	1,172	0,537	1,034	0,252	0,376	0,651
221,10	0,233	0,082	0,154	0,254	0,422	1,219	0,539	1,028	0,252	0,377	0,635
221,60	0,241	0,078	0,166	0,248	0,423	1,123	0,537	1,025	0,270	0,376	0,651
222,13	0,220	0,076	0,166	0,261	0,423	1,170	0,537	1,034	0,252	0,376	0,651
<i>Диапазон ограничений при поиске решения</i>											
Min	0,220	0,076	0,153	0,248	0,388	1,123	0,537	0,958	0,245	0,376	0,617
Max	0,241	0,082	0,166	0,273	0,423	1,229	0,564	1,034	0,270	0,407	0,651

Таблица 5.12

**Результаты определения средней реакции  
на центральной тяге  $R_{07}$**

$R_{07\text{ср}}$ , кН	$X_{01}$ , м	$X_{03}$ , м	$X_{05}$ , м	$X_{07}$ , м	$Y_{01}$ , м	$Y_{03}$ , м	$Y_{05}$ , м	$Y_{07}$ , м	$L_3$ , м	$L_{34}$ , м	$L_5$ , м
83,441	0,220	0,084	0,163	0,252	0,388	1,206	0,593	1,021	0,262	0,402	0,651
83,455	0,220	0,078	0,163	0,267	0,412	1,229	0,593	1,016	0,260	0,404	0,651
83,490	0,220	0,078	0,163	0,261	0,388	1,198	0,593	1,006	0,261	0,400	0,651
83,503	0,232	0,084	0,153	0,260	0,388	1,205	0,593	1,014	0,261	0,404	0,637
83,505	0,220	0,082	0,163	0,267	0,388	1,216	0,593	1,020	0,270	0,404	0,606
83,506	0,220	0,084	0,153	0,267	0,412	1,213	0,593	1,012	0,246	0,369	0,651
83,514	0,225	0,084	0,153	0,253	0,388	1,181	0,593	1,005	0,246	0,369	0,651
83,519	0,220	0,078	0,153	0,248	0,411	1,214	0,593	1,034	0,246	0,380	0,651
83,522	0,220	0,084	0,163	0,267	0,412	1,211	0,593	1,019	0,246	0,369	0,651
83,537	0,220	0,084	0,153	0,248	0,412	1,217	0,593	1,018	0,249	0,404	0,651
<i>Диапазон ограничений при поиске решения</i>											
Min	0,220	0,078	0,153	0,248	0,388	1,148	0,562	0,979	0,246	0,369	0,589
Max	0,241	0,084	0,163	0,267	0,412	1,229	0,593	1,034	0,270	0,404	0,651

Таблица 5.13

**Результаты определения максимальной реакции  
на центральной тяге  $R_{07}$**

$R_{07\max}$ , кН	$X_{01}$ , м	$X_{03}$ , м	$X_{05}$ , м	$X_{07}$ , м	$Y_{01}$ , м	$Y_{03}$ , м	$Y_{05}$ , м	$Y_{07}$ , м	$L_3$ , м	$L_{34}$ , м	$L_5$ , м
84,572	0,244	0,082	0,169	0,248	0,388	1,193	0,579	1,012	0,251	0,397	0,651
84,593	0,244	0,082	0,156	0,248	0,388	1,192	0,593	1,003	0,251	0,369	0,636
84,611	0,244	0,082	0,169	0,248	0,388	1,193	0,569	0,991	0,263	0,397	0,631
84,616	0,229	0,079	0,159	0,259	0,403	1,161	0,563	0,993	0,260	0,370	0,632
84,621	0,223	0,078	0,156	0,266	0,388	1,173	0,568	0,999	0,251	0,369	0,634
84,622	0,228	0,081	0,165	0,253	0,399	1,180	0,573	0,991	0,267	0,386	0,632
84,623	0,229	0,077	0,156	0,248	0,388	1,193	0,574	0,990	0,270	0,397	0,624
84,624	0,223	0,078	0,156	0,252	0,392	1,167	0,566	0,990	0,258	0,395	0,648
84,634	0,223	0,076	0,168	0,268	0,388	1,119	0,574	0,995	0,270	0,386	0,651
84,639	0,225	0,082	0,164	0,258	0,394	1,188	0,567	1,002	0,266	0,387	0,614
<i>Диапазон ограничений при поиске решения</i>											
Min	0,223	0,076	0,156	0,248	0,388	1,112	0,548	0,958	0,251	0,369	0,597
Max	0,244	0,082	0,169	0,268	0,408	1,193	0,593	1,034	0,270	0,397	0,651

Анализ полученных результатов показывает, что нет какой-то одной точки (представляющей собой комбинации внутренних параметров МН), которая была бы лучшей по всем критериям сразу, поэтому надо переходить к многокритериальной постановке задачи.

Итоговые результаты проведенного вычислительного эксперимента сведены в табл. 5.14. В качестве оптимума выбираем точку № 125, управляемые параметры которой выделены в соответствующих таблицах (табл. 5.8–5.13) как наилучшие по достижению четырех критериев оптимальности, с одной стороны, и рекомендаций пяти из семи методов поиска окончательного решения, с другой.

Таблица 5.14

**Наилучшие результаты, полученные в процессе поиска  
окончательного решения**

Метод поиска окончательного решения	Номер лучшей точки	$I_{\text{Сред}}$	$I_{\text{Smax}}$	$R_{03\text{сред}}$ , кН	$R_{03\text{max}}$ , кН	$R_{07\text{сред}}$ , кН	$R_{07\text{max}}$ , кН
Точка с минимальным удалением от идеальной	125	2,904	3,665	198,6	219,1	84,27	85,93
Бинарных отношений	125	2,904	3,665	198,6	219,1	84,27	85,93

Метод поиска окончательного решения	Номер лучшей точки	$I_{S\text{сред}}$	$I_{S\text{max}}$	$R_{03\text{сред}}$ , кН	$R_{03\text{max}}$ , кН	$R_{07\text{сред}}$ , кН	$R_{07\text{max}}$ , кН
Поиск точки с максимальной мощностью	144	3,316	3,843	217,2	233,9	83,44	84,63
Аддитивного критерия	125	2,904	3,665	198,6	219,1	84,27	85,93
Минимакса	125	2,904	3,665	198,6	219,1	84,27	85,93
Главного критерия	111	3,082	3,554	201,7	223,3	84,48	86,49
Последовательных уступок	125	2,904	3,665	198,6	219,1	84,27	85,93

Результаты наглядного сравнения выходных параметров (критериев оптимальности) базового и модернизированного варианта МН ПНУ УЭС-290/450, агрегируемого с КНК-500, приведены ниже на рис. 5.31–5.38 и в табл. 5.15.

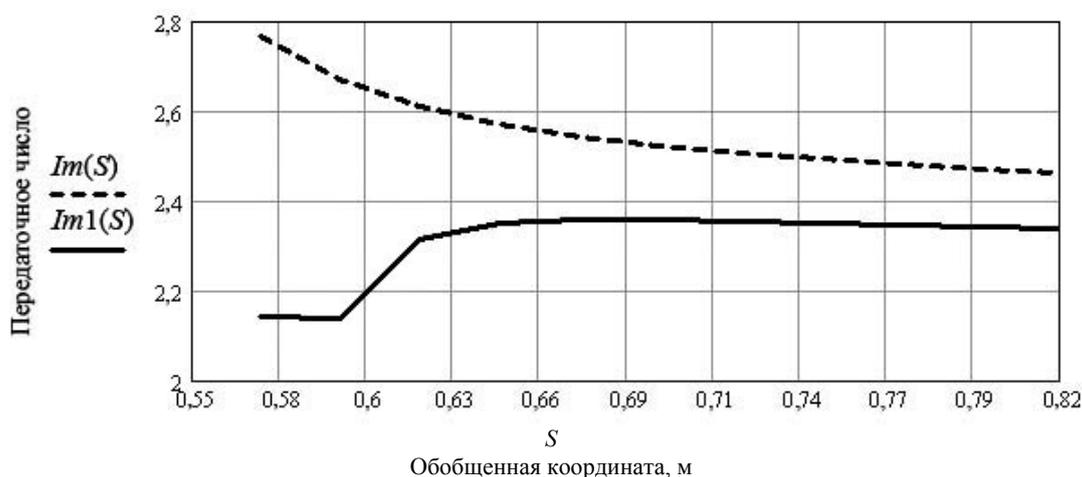


Рис. 5.31. Передаточное число заднего механизма навески на оси подвеса:

----- — исходный вариант; — — оптимальный вариант

Оптимальный вариант (рис. 5.31) характеризуется, с одной стороны, большей стабильностью ПЧ МН на оси подвеса, а с другой — тем, что максимальное значение ПЧ у оптимального варианта на 5 % ниже, чем у исходного (базового). Это обеспечит соответствующий запас по грузоподъемности ПНУ на оси подвеса.

Основное ПЧ, характеризующее кинематическую связь между МН УЭС-290/450 и НМ — навесным кормоуборочным комбайном КНК 500, у оптимального варианта МН в среднем на 11–12 % ниже, чем у базового. Следует отметить, что базовый вариант был получен

в результате проработки геометрии и кинематики заднего МН, выполненной опытным специалистом. Тем не менее результаты проведенного на базе сформированной программы *Opt* вычислительного эксперимента дали положительный результат.

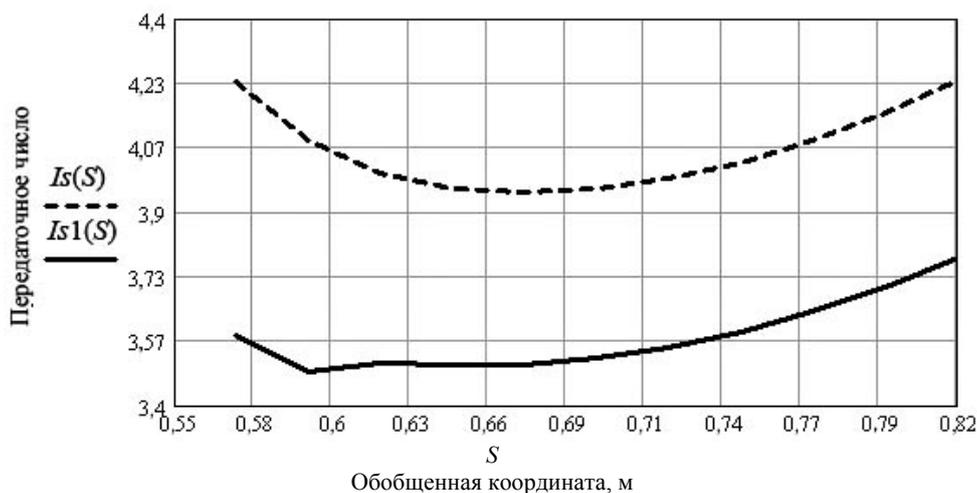


Рис. 5.32. Основное передаточное число механизма навески

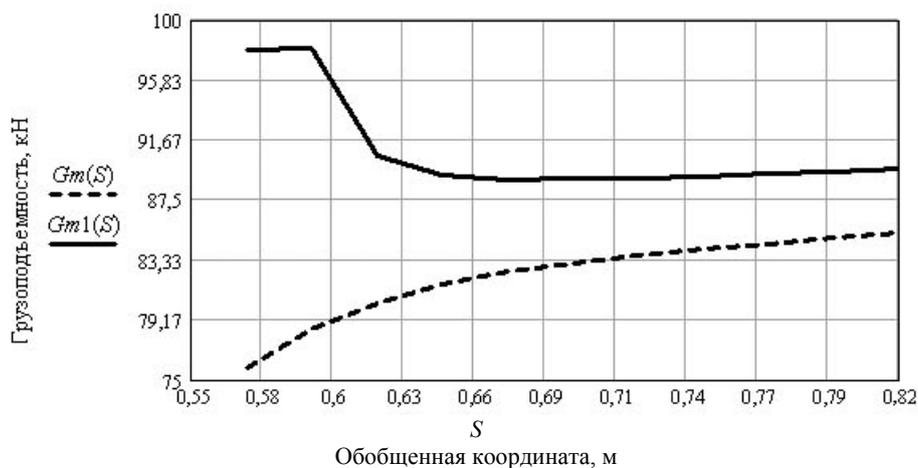


Рис. 5.33. Грузоподъемность подъемно-навесного устройства на оси подвеса

Грузоподъемность на оси подвеса (рис. 5.33) у оптимального варианта МН на 5% выше (табл. 5.15), чем у базового и составляет 90,23 кН. Кроме того, в момент начала подъема НМ она еще выше (около 96 кН), что может быть существенно для преодоления влияния сил трения покоя в кинематических парах звеньев (шарниров) МН УЭС-290/450.

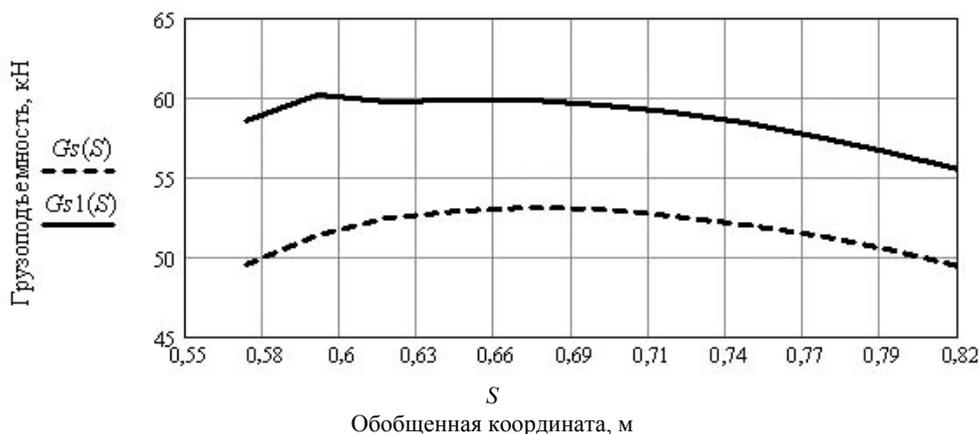


Рис. 5.34. Грузоподъемность подъемно-навесного устройства для КНК-500

Грузоподъемность оптимального варианта ПНУ (рис. 5.34) при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 выше базового на 12,1% (табл. 5.15). Это увеличивает необходимый запас по грузоподъемности [55], что весьма важно, поскольку перевод НМ из рабочего положения в транспортное в течение смены выполняется многократно, а параметры ПНУ в процессе эксплуатации могут изменяться, снижая расчетную грузоподъемность ПНУ.

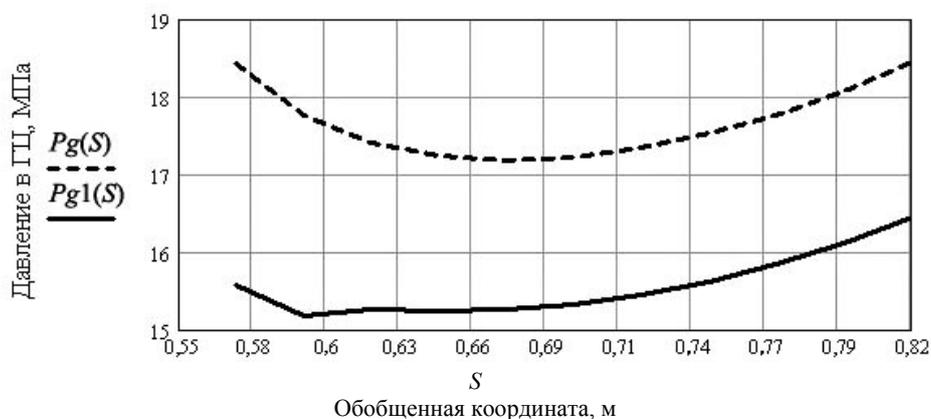


Рис. 5.35. Давление в гидроцилиндрах гидропривода подъемно-навесного устройства

Изменение давления в рабочем гидроцилиндре оптимизированного ПНУ при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 в целом соответствует базовому варианту (рис. 5.35), но в среднем на 11% ниже (табл. 5.15). Это способствует повышению эксплуатационной надежности как гидроцилиндра в отдельности, так и гидропривода ПНУ.

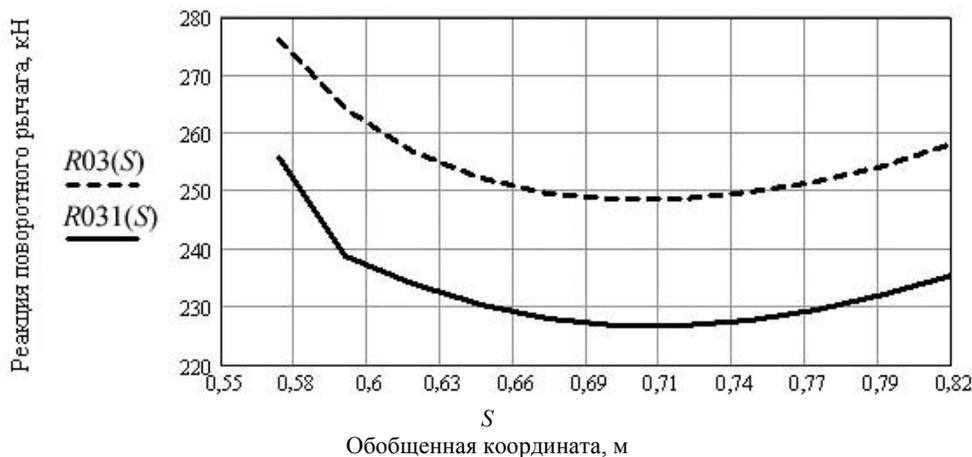


Рис. 5.36. Реакция на поворотном рычаге заднего механизма нагрузки

Характер изменения реакции на поворотном рычаге оптимизированного МН при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 в целом соответствует базовому варианту (рис. 5.36), но в среднем на 8,8 % ниже (табл. 5.15). Это повышает эксплуатационную надежность как звена в отдельности, так и МН.

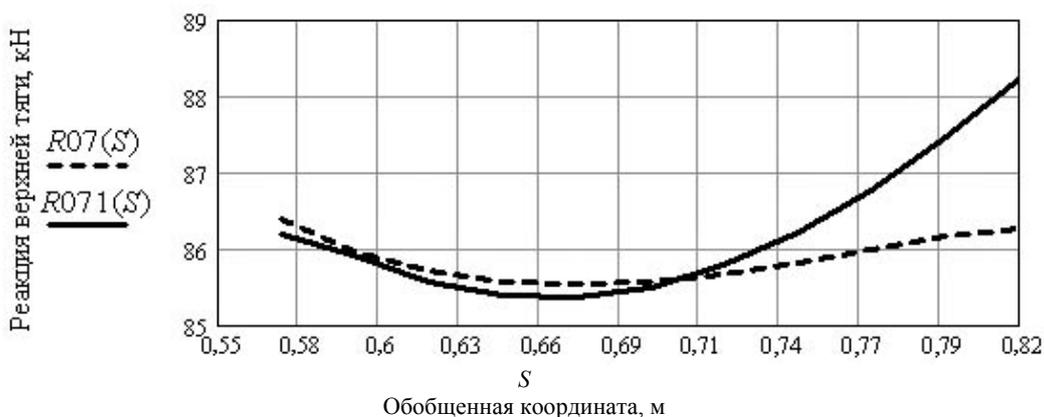


Рис. 5.37. Реакция на верхней тяге заднего механизма нагрузки

Изменение реакции в верхней тяге оптимизированного МН при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 сначала более чем наполовину практически повторяет базовый вариант (рис. 5.37), а затем плавно возрастает на 2,3 % (табл. 5.15). Это «нормальная плата» за рост грузоподъемности ПНУ и повышение эксплуатационной надежности МН в целом.

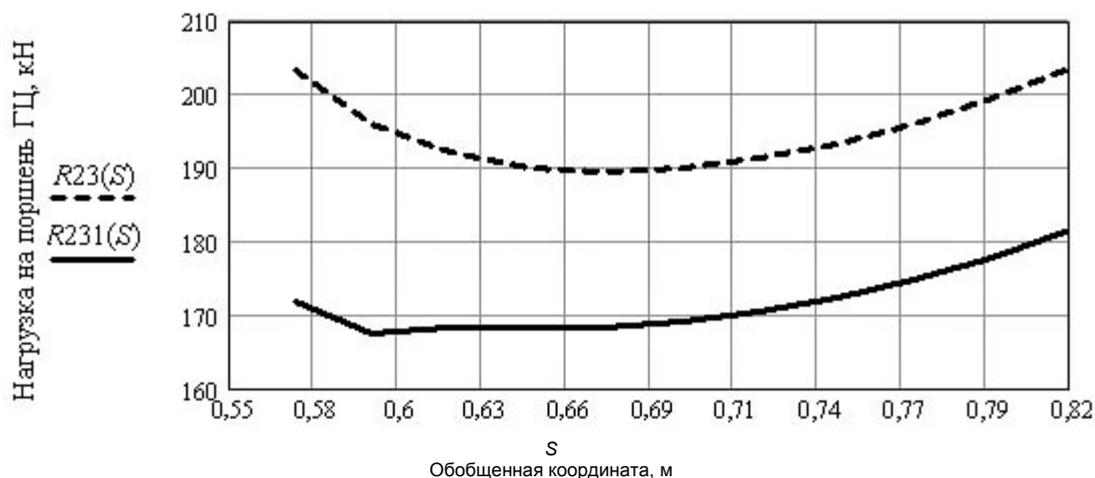


Рис. 5.38. Нагрузка на поршень гидроцилиндра механизма нагрузки

Характер изменения приведенной к поршню нагрузки на оптимизированном МН при агрегатировании УЭС-290/450 с КНК-500 в основном соответствует базовому варианту (рис. 5.38), но в среднем на 10,9 % ниже (табл. 5.15). Это ведет к росту эксплуатационной надежности как звена в отдельности, так и ПНУ в целом.

Таблица 5.15

**Соотношения между оптимальными и исходными выходными параметрами подъемно-навесного устройства**

$S, \text{ м}$	$\frac{I_{S1}}{I_S}$	$\frac{I_{m1}}{I_m}$	$\frac{R_{231}}{R_{23}}$	$\frac{p_{g1}}{p_g}$	$\frac{G_{S1}}{G_S}$	$\frac{G_{m1}}{G_m}$	$\frac{R_{031}}{R_{03}}$	$\frac{R_{071}}{R_{07}}$
0,571	0,845	0,774	0,845	0,845	1,183	1,292	0,926	0,998
0,596	0,854	0,801	0,854	0,854	1,171	1,249	0,904	0,999
0,621	0,877	0,888	0,877	0,877	1,141	1,127	0,912	0,998
0,646	0,884	0,915	0,884	0,884	1,131	1,093	0,913	0,998
0,671	0,888	0,927	0,888	0,888	1,126	1,078	0,913	0,998
0,696	0,890	0,935	0,890	0,890	1,124	1,070	0,913	0,999
0,721	0,891	0,939	0,891	0,891	1,123	1,065	0,912	1,001
0,746	0,891	0,943	0,891	0,891	1,122	1,061	0,912	1,005
0,771	0,891	0,946	0,891	0,891	1,122	1,058	0,912	1,009
0,796	0,892	0,948	0,892	0,892	1,122	1,055	0,912	1,015
0,821	0,892	0,950	0,892	0,892	1,121	1,053	0,912	1,023

Анализ ограничений и целевых функций оптимизационной модели ПНУ МЭС показывает, что большинство из них выражено нелинейными зависимостями, а такая задача оптимизации является общей задачей нелинейного программирования. Свести данную задачу без потери адекватности ММ к задачам линейного, квадратичного или даже выпуклого программирования не представляется возможным.

Другими словами, при оптимизации параметров ПНУ МЭС ничего нельзя сказать заранее о расположении точки, в которой целевая функция принимает экстремальное значение. Эта точка может находиться как на поверхности гиперсферы, образованной поверхностями ограничений, так и внутри ее. Задача осложняется тем, что в области допустимых значений оптимизируемая функция может иметь несколько экстремальных точек, в то время как необходимо определить абсолютный экстремум.

Решаемая задача относится к классу детерминированных, т. е. оптимизируемые функции являются неслучайными функциями искомым параметров, так как мы имеем алгоритм вычисления при фиксированных значениях параметров значения целевой функции с наперед заданной точностью.

Ни один из существующих методов не позволяет решать задачу оптимизации нелинейной многоэкстремальной многопараметрической системы с высокой точностью за приемлемое число шагов. С целью преодоления этого недостатка используются сведения о характере задачи, ограничениях и оптимизируемой функции и для каждого случая разрабатывается собственная стратегия или выбирается метод оптимизации.

Учитывая свойства ФММ, представляется целесообразным для поиска предварительного решения задачи использовать бионический эволюционный алгоритм, обладающий простотой применения и высокой робастностью (способностью решать широкий круг задач).

Затем была поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации (с использованием бионического эволюционного алгоритма) на основе программного комплекса *Opt*. Оптимизационная модель ПНУ УЭС-290/450 имеет 11 управляемых параметров (8 – координаты центров шарниров и 3 – длины звеньев). Все они имеют непрерывный характер в пределах параметрических ограничений.

Итоги многокритериальной оптимизации позволяют сделать следующие выводы: наилучший результат в процессе вычислительного

эксперимента при использовании метода исследования пространства внутренних параметров [120] и различных схем компромисса был установлен под номером 125, имеющий улучшение показателей как по большинству (пять из семи) критериев оптимальности, так и по другим выходным параметрам.

## 5.11. Выводы по главе 5

На основании представленных исследований можем сделать следующие выводы:

1. Приведенный в параграфе 5.3 подход к формированию ФММ с помощью аналитических выражений позволяет на начальном этапе проектирования ПНУ обеспечивать необходимый для проектируемого МЭС тип характеристики подъема с учетом всего шлейфа навешиваемого оборудования и машин. Представленное математическое описание для геометрического, кинематического и силового анализа легко алгоритмируется в любых математических пакетах, позволяет легко формировать целевую функцию оптимальности характеристики и использовать для поиска решения различные методы оптимизации.

2. Важной задачей при проектировании ПНУ является учет влияния динамики подъема МН на грузоподъемность ПНУ. Это связано с тем, что вес НМ и удаление ее центра тяжести от оси подвеса МН МЭС имеют общую тенденцию к росту, а траектория подъема НМ может быть воспроизведена только при условии, если обеспечен достаточный запас по грузоподъемности ПНУ.

Для обеспечения работоспособности ПНУ по грузоподъемности с учетом шлейфа всех агрегируемых НМ, в параграфе 5.4 предлагается усовершенствованная методика, позволяющая еще на этапе проектирования оценить грузоподъемность ПНУ для всех положений. Эта методика расчета приведенных сил инерции и трения в шарнирах, а также грузоподъемности ПНУ УЭС может использоваться для идентичных по структуре ПНУ, применяющихся в конструкции тракторов, самоходных шасси и фронтальных погрузчиков.

3. Немаловажным моментом является учет характеристик объемного гидропривода, влияющих на динамические процессы, происходящие непосредственно в гидравлических приводах машин и механизмов в процессе подъема и опускания МН с агрегируемыми адаптерами. Представленная в параграфе 5.5 ФММ работы гидропри-

вода позволит рассчитать его параметры для определения целевых характеристик с учетом кинематических и силовых параметров ПНУ, представленных в параграфах 5.3, 5.4.

4. В связи с тем, что использование в составе МТА НМ и орудий изменяет распределение нормальных реакций почвы на колеса УЭС или трактора, важно учитывать влияние параметров ПНУ и НМ на сцепной вес и управляемость.

Анализ показывает, что существуют ограничения по обеспечению рационального агрегатирования МЭС с навесной техникой, которые можно сформулировать следующим образом. При навешивании рабочих машин (или балласта) на передний и задний трехточечный МН не должно быть превышения:

- допустимого общего веса МТА;
- допустимых нагрузок на оси МЭС;
- нагрузочной способности шин МЭС;
- стандартно допустимых весов балластов.

5. Использование пахотных агрегатов в составе МТА также приводит к перераспределению нормальных реакций опорной поверхности на колеса МЭС или сельскохозяйственного трактора в процессе работы на пахоте или при выглублении рабочих органов навесных почвообрабатывающих машин в конце гона. Представленный в параграфах 5.7 и 5.8 подход к формированию ФММ, учитывающей влияние тяговых сил на ПНУ МЭС, позволяет корректировать величину опорных реакций на колесах трактора, а соответственно и обеспечить его управляемость путем подбора параметров внешнего четырехзвенника МН или требуемого уровня давления рабочей жидкости в гидроцилиндре ПНУ. Предложенная методика для анализа нагруженности звеньев внешнего четырехзвенника МН распространяется на решение аналогичных задач при проектировании МН различных МТА не только на пахоте, но и при проектировании идентичных по структуре механизмов трехточечной навески лесных тракторов.

6. В параграфе 5.9 представлены методика формирования ФММ и оценка колебаний МСХА при движении его с навесными орудиями и машинами, которые учитывают вертикальные поступательные и продольные угловые колебания МЭС, оказывающие наибольшее влияние на плавность его хода. Благодаря такому способу расчета можно на этапе проектирования учесть необходимый состав МСХА, требуемое количество грузов, а также параметры как ПНУ, так и НМ, позволяю-

щие обеспечить необходимый уровень комфортной работы и обеспечение минимально необходимых требований при транспортных переездах.

7. В параграфе 5.10 рассмотрен пример синтеза механизма ПНУ МЭС на основе решения задачи многокритериальной оптимизации с применением бионического эволюционного алгоритма. В результате использования представленного алгоритма многокритериальной оптимизации для МН еще на стадии эскизного проектирования можно определять основные внутренние параметры ПНУ, которые в наибольшей степени удовлетворяют предъявляемым требованиям технического задания и обеспечивают его работоспособность на большинстве режимах эксплуатации ПНУ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ксенович, И. П. Об оптимальной массе трактора / И. П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 12. – С. 5–8.
2. Повышение эксплуатационных показателей тракторно-транспортных агрегатов при применении догружающих устройств / С. В. Щитов, П. В. Тихончук, Е. Е. Кузнецов [и др.] // Дальневосточный аграрный вестник. – 2018. – № 3 (47). – С. 132–141.
3. Эффективность регулирования тягово-сцепных свойств колесных тракторов в агрегате с двухосными прицепами / В. П. Гребнев, А. В. Ворохобин, А. В. Подстрешный, О. В. Лещева // Вестник аграрной науки Дона. – 2014. – № 3 (27). – С. 13–20.
4. Горбатов, В. В. Способ определения нагрузки на управляемые колеса тракторов при агрегатировании с сельскохозяйственными машинами / В. В. Горбатов // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве : докл. Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 12–13 июня 2008 г. : в 2 ч. / Белорус. гос. аграр. технол. ун-т. – Минск, 2008. – Ч. 1. – С. 209–212.
5. Зезетко, Н. И. Определение оптимального положения центра тяжести колесного трактора / Н. И. Зезетко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 2 (43). – С. 20–25.
6. Щиголев, С. В. Определение нагрузок на колеса зерноуборочного комбайна, находящегося на поперечном склоне / С. В. Щиголев, С. Г. Ломакин // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В. П. Горячкина». – 2017. – № 3 (79). – С. 24–30.
7. Ломакин, С. Г. К оценке поперечной устойчивости колесных самоходных сельскохозяйственных машин / С. Г. Ломакин, С. В. Щиголев // Вестник Московского государственного агроинженерного университета имени П. О. Горячкина. – 2016. – № 4 (74). – С. 28–33.
8. Щиголев, С. В. Влияние деформации шин на поперечную статическую устойчивость зерноуборочного комбайна / С. В. Щиголев, С. Г. Ломакин // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В. П. Горячкина». – 2017. – № 5 (81). – С. 22–28.

9. Чупрынин, Ю. В. Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом / Ю. В. Чупрынин, А. А. Дюжев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 6. – С. 39–40.
10. Котов, А. В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 17–19 окт. 2007 г. : в 2 т. / Науч.-практ. центр НАН Беларуси по механизации сел. хоз-ва ; под общ. ред. В. Н. Дашкова. – Минск, 2007. – С. 32–37.
11. Котов, А. В. Векторный анализ пространственных рычажных механизмов на примере механизма качающейся шайбы привода режущего аппарата / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 12. – С. 33–38.
12. Джасов, Д. В. Применение векторного анализа для математического описания пространственных рычажных механизмов на примере моста управляемых колес сельскохозяйственной машины / Д. В. Джасов, А. Я. Машук, Ю. В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / НАН Беларуси, Объед. ин-т машиностроения. – Минск, 2013. – Вып. 2. – С. 102–106.
13. Рехлицкий, О. В. Математическое описание механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины / О. В. Рехлицкий, Ю. В. Чупрынин, Д. В. Джасов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 2 (27). – С. 23–29.
14. Джасов, Д. В. Математическое моделирование механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины / Д. В. Джасов, В. Б. Попов // НИРС 2015 г. : сб. науч. работ студентов Респ. Беларусь / Белорус. гос. ун-т, Минск, 2016. – С. 76–81.
15. Джасов, Д. В. Оптимизация параметров механизма подъема капота косилки с применением газовых пружин / Д. В. Джасов, Д. Н. Иванов, А. С. Шантыко // Вестник аграрной науки Дона. – 2018. – № 2 (42). – С. 65–73.
16. Джасов, Д. В. Анализ кинематики механизма привода системы очистки зерноуборочного комбайна КЗС-10К/ Д. В. Джасов, А. Н. Вырский, Ю. В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / НАН Беларуси, Объед. ин-т машиностроения. – Минск, 2018. – Вып. 7. – С. 79–82.
17. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности : ГОСТ 12.2.019–2015. – Введ. 01.07.17. – М. : Стандартинформ, 2016. – 15 с.

18. Система стандартов безопасности труда. Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности : ГОСТ 12.2.111–2020 : Приказ Росстандарта от 29.10.2020 г. № 977-ст. ; введ. 01.06.2021. – М. : Росстандарт, 2020. – 11 с.
19. Карабаницкий, А. П. Теоретическое обоснование параметров энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов : учеб. пособие / А. П. Карабаницкий, О. А. Левшукова. – Краснодар : КубГАУ, 2014. – 104 с.
20. Оптимизация параметров ведущих колес тракторов / П. А. Амельченко, А. В. Гуськов, Д. А. Дубовик, М. Г. Мелешко // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2007. – № 4. – С. 64–68.
21. Гуськов, В. В. Построение тяговой и потенциальной характеристик тяговой машины : метод. пособие по дисциплинам «Теория трактора» и «Теория систем «местность – машина»» для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение» и 1-37 01 04 «Многоцелевые колесные и гусеничные машины» автотракторного факультета и 1-37 01 04-02 «Эксплуатация и ремонт бронетанкового вооружения и техники» воен.-техн. фак. / В. В. Гуськов. – Минск : БНТУ, 2012. – 32 с.
22. Тракторы. Конструкция : учеб. для студентов вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / И. П. Ксенович, В. М. Шарипов, Л. Х. Арустамов [и др.] ; под общ. ред. И. П. Ксеновича, В. М. Шарипова. – М. : МГТУ «МАМИ», 2001 – 821 с. : ил.
23. Анилович, В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов : справ. пособие / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.
24. Комбайн самоходный кормоуборочный КВК-6025 : инструкция по эксплуатации. – Гомель : ОАО «Гомсельмаш», 2018. – 240 с.
25. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-10К «Палессе GS10» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : ОАО «Гомсельмаш», 2019. – 280 с.
26. Опрыскиватель высококлиренсный самоходный штанговый ОВС4224 : рук. по эксплуатации. – Лида : ОАО «Лидагропромаш», 2015. – 235 с.
27. Ходовые системы тракторов (устройство, эксплуатация и ремонт) : справочник. – М. : Агропромиздат, 1986.

28. Устинов, А. Н. Зерноуборочные машины : учебник / А. Н. Устинов. – М. : Академия, 2003. – 128 с.
29. Комбайн самоходный зерноуборочный РСМ-101 «Вектор» : инструкция по эксплуатации и техн. обслуживанию. Версия 4. – Ростов н/Д : ОАО «КЗ «Ростсельмаш», 2009. – 355 с.
30. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-5 «ПАЛЕССЕ GS05» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : ОАО «Гомсельмаш», 2019. – 135 с.
31. Тестирование и диагностика комбайнов 9400, 9500 и 9600 : техн. рук. – США : John Deere Harvester Work, 1997. – 954 с.
32. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И. П. Ксенович, В. В. Гуськов, Н. Ф. Бочаров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 544 с.
33. Комплекс кормоуборочный высокопроизводительный КВК-800 «ПАЛЕССЕ FS80-2» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : ОАО «Гомсельмаш», 2021. – 275 с.
34. Комплекс кормоуборочный высокопроизводительный КВК-8060 «ПАЛЕССЕ FS8060» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : ОАО «Гомсельмаш», 2021. – 271 с.
35. Наумов, Е. С. Рулевое управление колесных тракторов : учеб. пособие для студентов специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение» / Е. С. Наумов, В. М. Шарипов, И. М. Эглит. – М. : МГТУ «МАМИ», 1999. – 42 с.
36. Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М. : Машиностроение, 1983. – 356 с.
37. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление / Й. Раймпель. – М. : Машиностроение, 1987. – 232 с.
38. Холопов, В. Н. Автомобили, тракторы и лесные машины. Расчет рулевой трапеции и системы двигатель-гидротрансформатор : метод. указания к выполнению раздела курсового проекта для студентов / В. Н. Холопов, В. А. Лабзин. – Красноярск : СибГТУ, 2005. – 35 с.
39. Сафронов, К. И. Исследование нагруженности элементов управляемого моста при повороте трактора без подвески / К. И. Сафронов, Ю. А. Гурвич // Теоретическая и прикладная механика : междунар. науч. техн. сб. науч. тр. / М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. нац. техн. ун-т. – Минск, 2014. – Вып. 29. – С. 320–326.

40. Котов, А. В. Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2009. – № 2 (7). – С. 43–48.
41. Оптимизация параметров предохранительного элемента механизма поворота силосопровода кормоуборочного комбайна / Д. В. Джасов [и др.] // *Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 110-летию со дня рождения акад. М. Е. Мацепуро, Минск, 17–18 окт. 2018 г.* / редкол.: П. П. Казакевич (гл. ред.), Л. Ж. Кострома. – Минск, 2018. – С. 219–224.
42. Холопов, В. Н. Автомобили, тракторы и лесные машины. Расчет рулевой трапеции и системы двигатель-гидротрансформатор : метод. указания к выполнению раздела курсового проекта для студентов / В. Н. Холопов, В. А. Лабзин. – Красноярск : СибГТУ, 2005. – 35 с.
43. Снижение нагруженности элементов конструкции моста управляемых колес косилки самоходной путем рациональной установки гидроцилиндров / А. Н. Кондрашова, Д. В. Джасов, А. С. Шантыко [и др.] // *Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого*. – 2017. – № 4. – С. 19–25.
44. Кондрашова, А. Н. Оптимизация конструкции моста управляемых колес косилки самоходной на основе анализа его твердотельной модели / А. Н. Кондрашова, Д. В. Джасов, В. Б. Попов // *Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого*. – 2016. – № 4. – С. 35–40.
45. Рехлицкий, О. В. Математическое описание системы уравнивания адаптеров мобильной кормоуборочной машины с применением пневмогидроаккумулятора / О. В. Рехлицкий, Ю. В. Чупрынин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2014. – № 1 (26). – С. 40–48.
46. Построение активной системы контактного копирования рельефа поля / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчике, А. А. Ананчиков, Т. Л. Александрова // *Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / НАН Беларуси, Объед. ин-т машиностроения ; редкол.: С. Н. Поддубко (пред.) [и др.]*. – Минск, 2018. – Вып. 7. – С. 115–120.

47. Бесконтактное копирование рельефа поверхности поля рабочими органами сельхозмашин с использованием акустических методов / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчике, А. В. Ващула, А. В. Захаров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2012. – № 6. – С. 35–40.
48. Копирование рельефа почвы без механического контакта при удалении картофельной ботвы / Н. В. Бышов, М. Н. Горохова, Д. Н. Бышов [и др.] / Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2013. – № 06 (90) – С. 318–327. – Art.: 0901306019. – Режим доступа: <http://ei.Kubagro.ru/2013/06/pdf/19pdf>.
49. Канделя, М. В. Устройство для автоматического копирования рельефа поля жаткой / М. В. Канделя, П. А. Шилько, Р. Р. Фатхуллин // Вестник Приамурского государственного университета имени Шолом-Алейхема. – 2016. – № 1 (22). – С. 18–24.
50. Основы проектирования и расчет сельскохозяйственных машин / Л. А. Резников, В. Т. Ещенко, Г. Н. Дьяченко, Н. А. Сокол. – М. : Агропромиздат, 1991. – 542 с.
51. Гуськов, В. В. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1981. – 383 с.
52. Шуринов, В. А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения / В. А. Шуринов. – Гомель : Ин-т механики металлополимер. систем НАН Беларуси, 1999. – 392 с. : ил.
53. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
54. Попов, В. Б. Анализ агрегатирования универсального энергетического средства УЭС-290/450 «Полесье» с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В. Б. Попов // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2012. – № 4. – С. 29–36.
55. Попов, В. Б. Моделирование и многокритериальная оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС-290/450 «ПОЛЕСЬЕ» / В. Б. Попов, В. Т. Придухо, Т. А. Мархель // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / НАН Беларуси, Объед. ин-т машиностроения ; редкол.: А. А. Дюжев [и др.]. – Минск, 2012. – Вып. 1. – С. 103–107.

56. Попов, В. Б. Математическое моделирование механизма вывешивания косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 / В. Б. Попов // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2001. – № 3–4. – С. 17–22.
57. Джасов, Д. В. Обзор и классификация систем копирования поверхности поля в конструкциях уборочных сельскохозяйственных машин / Д. В. Джасов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2023. – № 4 (65). – С. 5–15.
58. Дюжев, А. А. Обеспечение универсальности навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» с целью создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа / А. А. Дюжев, А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве : докл. Междунар. науч.-практ. конф. : в 2 ч. / Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – Минск, 2008. – Ч. 1. – С. 78–84.
59. Калицун, В. И. / Основы гидравлики и аэродинамики / В. И. Калицун, Е. В. Дроздов. – М. : Стройиздат, 1980. – 246 с.
60. Математическая модель механизма уравнивания и подъема косилки-плющилки ротационной / Д. В. Джасов, А. Д. Конявский, А. С. Шантыко, Ю. В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. / НАН Беларуси, Объед. ин-т машиностроения ; редкол. : С. Н. Поддубко (пред.) [и др.]. – Минск, 2020 – Вып. 9. – С. 27–30.
61. Хропаков, Д. И. Математическое моделирование гидромеханической системы копирования кормоуборочного комбайна / Д. И. Хропаков, Д. В. Джасов, В. В. Подрез // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сб. тез. докл. 3-й Междунар. науч.-практ. конф. / Науч.-техн. центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш». – Гомель, 2019. – С. 81–82.
62. Патент ВУ 22334, МПК А 01 D 41/127, А 01 D 34/24, А 01 D 63/10. Гидравлический привод подъемного устройства уборочного модуля сельскохозяйственной машины : заявлено 15.06.2016 : опубл. 28.02.2018 / В. В. Подрез, И. В. Волков, Н. В. Шиш ; заявитель ОАО «Гомсельмаш» // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2018. – № 10. – С. 3.
63. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры : ГОСТ 10677–2001. – Взамен ГОСТ 10677–82 ; введ. 01.01.2004. – Минск :

- Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации ; М. : Изд-во стандартов, 2002. – 8 с.
64. Башта, Т. М. Гидропривод и гидроавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиноведение, 1972. – 320 с.
65. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. пособие / Д. А. Чудаков. – М. : Колос, 1975. – 384 с.
66. Синеоков, Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с. : ил.
67. Кальбус, Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов / Г. Л. Кальбус. – М. : Машиностроение, 1982. – 235 с
68. Крохмаль, В. К. Исследование работы пахотного агрегата с трактором класса 1.4 тс при изменении положения мгновенного центра вращения в продольно-вертикальной плоскости : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Виктор Константинович Крохмаль ; Волгогр. с.-х. ин-т. – Волгоград, 1972. – 25 с. : ил.
69. Мельник, Н. В. Исследование влияния значений параметров навесного устройства гусеничного трактора на эксплуатационные показатели пахотного агрегата : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Николай Васильевич Мельник ; Моск. ин-т инженеров с.-х. производства им. В. П. Горячкина. – М., 1973. – 21 с.
70. Negut, L. Consideratii cu privire la cinematica ridicatoarei hidraulice cu prindere in trei puncte ca mecanism de agregate a plugulin de tractor / L. Negut // Constructia de Masini. – 1973. – N 10, Vol. 25. – P. 21–26.
71. Гребнев, В. П. Исследование равномерности глубины обработки почвы при позиционно-силовом регулировании / В. П. Гребнев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1977. – № 5. – С. 22–24.
72. Лурье, А. Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А. Б. Лурье. – М. : Колос, 1981. – 382 с.
73. Строк, Е. Я. Разработка и исследование средств автоматического регулирования положения навесных орудий колесных тракторов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Евгений Яковлевич Строк ; кол. авт. Акад. наук БССР, Ин-т проблем надежности и долговечности машин. – Минск, 1980. – 143 с.
74. Прицкер, П. Я. Основы теории корректирования силового воздействия навесных машин на сельскохозяйственный трактор : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Петр Яковлевич Прицкер ; Моск. автомех. ин-т. – М., 1974. – 35 с. : ил.

75. Стародинский, Л. З. Агрегатирование тракторов с сельскохозяйственными машинами / Л. З. Стародинский, П. Л. Щупак. – М. : Машиностроение, 1973. – 144 с.
76. Управление навесным устройством трактора с использованием средств электрогидравлики и автоматики / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик, И. Н. Усс [и др.] // Приводная техника. – 2005. – № 4. – С. 42–47.
77. Ксенович, И. П. Современные проблемы прикладной механики наземных тягово-транспортных систем / И. П. Ксенович // Приводная техника. – 2002. – № 4 (38). – С. 2–38.
78. Строк, Е. Я. Разработка перспективных конструкций систем управления навесным устройством трактора / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик // Машиностроение и техносфера XXI века : сб. науч. тр. XI Междунар. науч.-техн. конф. / Дон. нац. техн. ун-т. – Донецк, 2004. – Т. 3. – С. 162–166.
79. Обоснование конструкционных параметров электрогидравлического регулятора навесного устройства / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик, Т. Л. Александрова [и др.] // Наука и техника. – 2013. – № 3. – С. 37–42.
80. Цуханова, Е. А. К исследованию гидросистем машин с учетом сжимаемости рабочей среды / Е. А. Цуханова // Теория пневмо- и гидропривода / Е. А. Цуханова. – М., 1969. – С. 233–240.
81. Тарко, Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л. М. Тарко. – М. : Машиностроение, 1973. – 168 с.
82. Бобровнический, А. Л. Пути совершенствования гидросистемы тракторов класса 1, 4 и 2 : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Анатолий Лазаревич Бобровнический ; Белорус. политехн ин-т. – Минск, 1987. – 241 с. : ил.
83. Басинюк, В. Л. Система мобильного мониторинга гидропривода навесных устройств энергонасыщенных тракторов / В. Л. Басинюк, А. С. Калиниченко, И. Н. Усс [и др.] // Наука и техника. – 2013. – № 5. – С. 49–54.
84. Лебедев, А. Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / А. Т. Лебедев. – М. : Машиностроение, 1982. – 184 с.
85. Гийон, М. Исследование и расчет гидравлических систем : пер. с фр. / М. Гийон. – М. : Машиностроение, 1964. – 388 с.
86. Ливиу, С. Исследование динамики тракторного гидроподъемника : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Саплакан Ливиу ; Моск. ордена Ленина с.-х. акад. им. К. А. Тимирязева. – М., 1961. – 10 с.

87. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 251 с. : ил.
88. Фойницкая, Ж. П. Исследования и оптимизация параметров навесной системы трактора : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Жанна Павловна Фойницкая ; Белорус. политехн. ин-т. – Минск, 1980. – 220 с. : ил.
89. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория : учеб пособие для студентов учреждений высш. образования по специальностям «Тракторостроение», «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» / В. П. Бойков, В. В. Гуськов, А. В. Гуськов [и др.] ; под общ. ред. В. П. Бойкова. – М. : ИНФРА-М ; Минск : Новое знание, 2012. – 543 с.
90. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – 687 с.
91. Попов, В. Б. Математическое обеспечение для проектирования подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестник АПК Верхневолжья. – № 3. – 2014. – С. 67–71.
92. Зиновьев, В. А. Курс теории механизмов и машин / В. А. Зиновьев. – М. : Наука, 1975. – 384 с.
93. Озол, О. Г. Теория механизмов и машин / О. Г. Озол ; пер. с латыш. под ред. С. Н. Кожевникова. – М. : Наука, 1984. – 432 с.
94. Попов, В. Б. Снижение диссипативных потерь в механизмах навески мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2009. – № 1. – С. 41–48.
95. Попов, В. Б. Развитие подъемно-навесных устройств универсальных энергетических средств / В. Б. Попов // Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники : материалы Междунар. науч.-практ. конф. / Кубан. гос. аграр. ун-т. – Краснодар, 2013. – С. 171–174.
96. Перспективные технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., г. Минск, 11–12 апр. 2013 г. : в 2 ч. / Белор. гос. аграр. техн. ун-т ; под общ. ред. В. Б. Ловкиса, В. Н. Дашкова, Т. А. Непарко. – Минск, 2013. – Ч. 2. – 264 с.

97. Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сб. тез. докл. 2-й Междунар. науч.-практ. конф., г. Гомель, 2018 г. / Науч.-техн. центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш». – Гомель, 2018. – 159 с.
98. Василенко, В. В. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин : учеб. пособие / В. В. Василенко. – Воронеж : Истоки, 2004. – 194 с.
99. Попов, В. Б. Формализованное описание режима работы подъемно-навесного устройства самоходного измельчителя кормоуборочного комбайна «ПАЛЕССЕ FS60» / В. Б. Попов // Вестник Белорусской государственной орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 5 (63). – С. 35–43.
100. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.
101. Мрочек, В. И. Инженерная методика моделирования гидропривода / В. И. Мрочек // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. – № 3. – С. 14–20.
102. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства : учеб. для студентов высш. учеб. заведений / Г. М. Кутьков. – М. : Колос, 2004. – 504 с. : ил.
103. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. пособие для вузов / В. А. Скотников, А. А. Мащенко, А. С. Солонский ; под ред. В. А. Скотникова. – М. : Агропромиздат, 1986. – 383 с.
104. Попов, В. Б. Функциональная математическая модель анализа подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Механика – 2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теорет. и приклад. механике, Минск, 2011 г. / НАН Беларуси, Объед. ин-т машиностроения ; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 169–176.
105. Попов, В. Б. Влияние грузоподъемности тракторов «БЕЛАРУС» на формирование машинно-тракторных агрегатов / В. Б. Попов // Агропанорама. – 2009. – № 4. – С. 39–43.
106. Разработка функциональных математических моделей для обеспечения проектирования подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств с заданными свойствами : отчет

- о НИР, выполн. по ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия», подпрограмма «Механика» / Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель, 2013. – 264 с. – № ГР 20111923. – URI: <http://elib.gstu.by/handle/220612/2899>.
107. Попов, В. Б. К вопросу о рациональном агрегатировании машин в составе МТА / В. Б. Попов // Проблемы безопасности на транспорте : материалы VII Междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 2015 г. / Белорус. гос. ун-т транспорта ; под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель, 2015. – С. 64–65.
  108. Жуков, Д. А. Аналитическая геометрия. Линейная алгебра. Модуль 1. Аналитическая геометрия : учеб. пособие / Д. А. Жуков ; Юж. федер. ун-т. – Ростов н/Д ; Таганрог : Изд-во Юж. федер. ун-та, 2017. – 41 с.
  109. Тракторы и автомобили : учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В. М. Шарипов, М. К. Бирюклов, Ю. В. Дементьев [и др.] ; под общ. ред. В. М. Шарипова. – М. : Спектр, 2010. – 351 с.
  110. Клочков, А. В. Сельскохозяйственные машины. Теория и расчет / А. В. Клочков, В. Г. Ковалев, П. М. Новицкий. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 439 с.
  111. Универсальное энергетическое средство УЭС-290/450 «ПОЛЕСЬЕ» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : РКУП «ГСКБ», 2009. – 133 с.
  112. Барский, И. Б. Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.
  113. Комбайн навесной кормоуборочный КНК-500 «ПАЛЕССЕ FN50» : инструкция по эксплуатации. – Гомель : РКУП «ГСКБ», 2010. – 118 с.
  114. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский. – М. : Машиностроение, 1982. – 504 с.
  115. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики. Динамика : учеб. для высш. техн. учеб. заведений / А. А. Яблонский. – 4-е изд., доп. – М. : Высш. шк., 1971. – 488 с. : ил.
  116. Попов, В. Б. Влияние параметров мобильного сельскохозяйственного агрегата на некоторые характеристики плавности его хода в режиме транспортного переезда / В. Б. Попов, С. Ф. Андреев // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2014. – № 1. – С. 39–44.

117. Попов, В. Б. Аналитическое определение грузоподъемности подъемно-навесного устройства мобильного энергосредства / В. Б. Попов // Машиностроение : республ. межвед. сб. науч. тр / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол.: И. П. Филонов (гл. ред.) [и др.]. – Минск, 2002. – Вып. 18. – С. 466–472.
118. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями : учеб. пособие для вузов / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Дрофа, 2006. – 175 с.
119. Придухо, В. Т. Принятие решений в условиях многокритериальности : лаборатор. работа по дисциплине «Оптимизация проектных решений» для студентов специализации 1-40 01 02-01 «Информационные системы и технологии в проектировании и производстве» / сост.: Т. А. Мархель, В. Т. Придухо. – Минск : БНТУ, 2011. – 18 с.

Научное издание

**Чупрынин Юрий Вячеславович**  
**Джасов Дмитрий Викторович**  
**Попов Виктор Борисович**

**МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
УНИФИЦИРОВАННЫХ СИСТЕМ  
САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ  
МАШИН**

**Монография**

Редакторы: *Н. Г. Мансурова,*  
*Т. Н. Мисюрова*  
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 09.12.24.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. 15,58. Уч.-изд. л. 16,27.  
Тираж 100 экз. Заказ № 745/16.

Издатель и полиграфическое исполнение  
Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого.  
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя  
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48