

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

На правах рукописи



ШЕРЕДЕКИН Павел Викторович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РУЛЕВОГО ПРИВОДА КОЛЕСНОГО
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА С ИЗМЕНЯЕМОЙ
КОЛЕЁЙ**

**4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного
комплекса**

**Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент Беляев А.Н.

Воронеж – 2025

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. Обзор, анализ и обобщение результатов исследований в области совершенствования систем рулевого управления колесных машин	13
1.1. Системы рулевого управления колесных машин	13
1.2.1. Принцип работы рулевой трапеции	21
1.2.2. Геометрические соотношения между элементами рулевой трапеции	24
1.3. Особенности системы рулевого управления колесных сельскохозяйственных тракторов.....	28
1.3.1. Рулевое управление колесных тракторов.....	28
1.3.2. Система рулевого управления трактора Беларус-80.1	35
1.3.3. Формирование колеи передних колес трактора Беларус-80.1 с ГОРУ.....	40
1.3.4. Обоснование потребности в изменении колеи у тракторов Беларус-80.1	42
1.4. Влияние изменения колеи на кинематические параметры поворота трактора	44
1.4.1. Нарушение исходной геометрии рулевой трапеции при изменении колеи трактора.....	44
1.4.2. Влияние изменения колеи на положение мгновенного центра поворота	46
1.4.3. Влияние параметров рулевого механизма на кинематику поворота при изменении колеи.....	48
1.5. Устойчивость движения и маневренность сельскохозяйственных МТА на базе колесных тракторов	50
1.6. Выводы.....	56
2. Теоретическое обоснование рациональной рулевой трапеции колесного трактора Беларус-80.1.....	58
2.1. Аналитическое исследование кинематики правильного и действительного поворота колесной машины	58
2.1.1. Определение радиуса поворота и положения мгновенного центра поворота при изменении колеи	58

2.1.2. Результаты анализа кинематики поворота трактора Беларус-80.1, реализуемого базовым вариантом рулевой трапеции при изменении колеи	64
2.2. Обоснование рациональной геометрии рулевой трапеции трактора Беларус-80.1	74
2.2.1. Постановка задачи оптимизации параметров рулевой трапеции	74
2.2.2. Аналитические зависимости между геометрическими параметрами рулевой трапеции	78
2.2.3. Определение рациональных геометрических размеров элементов рулевой трапеции для заданных значений шкворневой колеи трактора Беларус-80.1	79
2.2.4. Аналитическая оценка кинематических характеристик поворота трактора Беларус-80.1, осуществляемого рулевой трапецией с рациональными геометрическими характеристиками	80
2.3. Математическое моделирование бокового отклонения колесной машины при повороте.....	86
2.4. Выводы.....	99
3. Программа и методика экспериментальных исследований	101
3.1. Программа экспериментальных исследований.....	101
3.2. Оборудование трактора Беларус-80.1 опытной рулевой трапецией	102
3.2.1. Разработка конструкции поворотных рычагов рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 с оптимальными геометрическими параметрами.....	102
3.2.2. Монтаж опытной рулевой трапеции на трактор Беларус-80.1	104
3.3. Условия и методика проведения лабораторных и полевых исследований	105
3.3.1. Лабораторные исследования.....	105
3.3.2. Полевые исследования	109
3.4. Приборы и оборудование, применяемые при экспериментальных исследованиях.....	111
3.5. Обработка опытных данных и оценка точности результатов ...	114
3.6. Выводы.....	117
4. Результаты экспериментальных исследований рулевого привода трактора Беларус-80.1 и их анализ	118

4.1. Результаты лабораторных исследований	118
4.1.1. Определение углов поворота управляемых колес.....	118
4.1.2. Определение минимального радиуса поворота трактора...	121
4.1.3. Определение положения центра масс трактора и агрегата	126
4.2. Результаты полевых экспериментальных исследований.....	127
4.2.1. Исследование движения одиночного трактора Беларус-80.1	127
4.2.2. Исследование движения трактора Беларус-80.1 в агрегате с плугом ПЛН-3-35	135
4.2.3. Исследование движения трактора Беларус-80.1 в агрегате с навесной сеялкой точного высева ТС-М-4150А.....	139
4.3. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований	142
4.4. Выводы.....	143
5. Экономическая эффективность применения модернизированной рулевой трапеции на тракторе Беларус-80.1	145
5.1. Исходные данные для оценки эффективности применения модernизированной рулевой трапеции.....	145
5.2. Расчет технико-экономических показателей	148
5.3. Выводы.....	152
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	153
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	156
Приложение А	172
Приложение Б.....	174
Приложение В	175

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время в Российской Федерации сельскохозяйственное производство становится одной из ведущих отраслей экономики, обеспечивающей продовольственную безопасность страны и дающей прибыль. Существует устойчивая тенденция роста посевных площадей сельскохозяйственных культур и их урожайности [90]. При этом по количеству тракторов на 1000 га Россия значительно отстает от ведущих мировых лидеров в аграрном секторе. По данным Росстата в 2023 году 1000 га пашни в России обрабатывали всего три трактора. Для сравнения, в Беларуси на 1000 га пашни приходится более девяти тракторов, в Казахстане – более шести, в Аргентине – восемь, в США – 26, в Китае – 28, во Франции – 65 [107]. Сокращение возможности импорта техники из недружественных стран ведет к увеличению спроса на качественную отечественную сельскохозяйственную технику.

Основным мобильным энергетическим средством, на базе которого в настоящее время строятся сельскохозяйственные агрегаты различного типа, является трактор. На конец 2022 года в парках хозяйств Российской Федерации было 214,9 тыс. тракторов различных тяговых классов [125]. Почти все работы в растениеводстве в современных условиях выполняются агрегатами на базе колесных тракторов. Тракторы типа «Беларус» составляют около 90 % российского рынка в сегменте мощностей 80...100 л.с. [69]. Реализованная в этих тракторах схема поворота передними управляемыми колесами является наиболее распространенной.

Для эффективной работы машинно-тракторного агрегата (МТА) при выполнении полевых работ большое значение имеет обеспечение устойчивого движения мобильного энергетического средства на всех участках траектории, в том числе при выполнении поворотов. Для обеспечения общей устойчивости и адаптации тракторов при комплектовании агрегатов в их конструкции реализована возможность

изменения колеи. Регулирование колеи управляемых колес пропашных тракторов при применяемых в конструкциях неизменных углах установки поворотных рычагов рулевой трапеции приводит к нарушению кинематических параметров криволинейного движения агрегата, вследствие чего смещается центр скоростей. При этом происходит отклонение трактора от заданной траектории движения из-за бокового скольжения управляемых колес, и как следствие, повышение затрат мощности и увеличение динамических нагрузок на узлы и детали, снижение качества выполняемых сельскохозяйственных работ. Таким образом, возникает противоречие между расширением функциональных возможностей трактора за счет регулирования колеи, и изменением исходной геометрии рулевой трапеции, приводящим к нарушению кинематики криволинейного движения.

В связи с вышеизложенным, научные исследования, направленные на поиск путей повышения устойчивости криволинейного движения МТА за счет совершенствования конструктивно-геометрических параметров элементов системы рулевого управления, **являются актуальными**, имеющими важное значение для развития тракторостроения и сельскохозяйственного производства в Российской Федерации. Так как наиболее часто в приводе систем рулевого управления применяется четырехзвенный механизм рулевой трапеции, то именно этот тип рулевой трапеции принят к рассмотрению в работе.

Диссертация выполнена в рамках научно-исследовательской работы агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации и электрификации сельскохозяйственного производства», п. 2.1. «Инновационные направления совершенствования процессов и технических средств механизации производства продукции растениеводства», утвержденной ученым советом университета (номер государственной регистрации 01.200.1-003986).

Степень разработанности темы. Вопросам устойчивости сельскохозяйственных агрегатов при криволинейном движении посвящено множество исследований, результаты которых внесли большой вклад в решение задач разработки, компоновки и эффективной эксплуатации МТА. Исследованием устойчивости движения МТА занимались Атаманов Ю.Е., Беляев А.Н., Валуженич Р.Н., Ванцевич В.В., Гамаюнов П.П., Голованов Г.В., Гуськов В.В., Гячев Л.В., Зенькович А.А., Коновалов В.В., Кравченко В.А., Красильников В.Е., Кринко М.С., Лефаров А.Х., Метелицин И.И., Петрушов В.А., Полетаев А.Д., Скотников В.А., Трояновская И.П., Фаробин Я.Е., Ярмашевич Ю.И., Яцкевич В.В., Hans В. Расејка и другие отечественные и зарубежные ученые. Задача устойчивости МТА, представляющего собой взаимосвязанную и взаимозависимую систему «трактор – рабочее оборудование», сложная и трудно разрешимая ввиду разнообразия и многообразия входящих в нее параметров.

Определяющая роль в движении агрегата принадлежит трактору. Процесс криволинейного движения одиночного трактора и трактора в составе агрегата при изменении колеи исследован недостаточно. Практически не разработаны методы и способы компенсации нарушения кинематики движения МТА вследствие изменения геометрии рулевой трапеции при регулировании колеи.

Исследования систем рулевого управления транспортных средств проводили Анилович В.Я., Беляев А.Н., Богатырев А.В., Бухарин Н.А., Вахламов В.К., Гришкевич А.И., Гуревич А.М., Ксенович И.П., Кузнецов Е.С., Лукин П.П., Нарбут А.Н., Раймпель Й., Рихтер Т., Скотников В.А., Смирнов Г.А., Mazilu A., Jazar Reza N., Joop P. Pauwelussen, Troupel N.W., Zarak С.Е. и другие отечественные и зарубежные ученые. Их труды посвящены, в частности, изучению рулевых приводов тракторов и автомобилей с передними управляемыми колесами. В них подробно рассмотрены задачи разработки механизмов рулевой трапеции. При этом недостаточно исследовано влияние изменения колеи управляемых колес

трактора на его устойчивость при повороте и маневренность одиночного колесного трактора и МТА. Установлено, что при повороте трактора передними управляемыми колесами геометрические параметры механизма рулевой трапеции оказывают определяющее влияние на кинематику и динамику поворота любой колесной машины [38, 58, 103, 104]. Анализ работ в области исследования криволинейного движения МТА показывает, что одним из путей повышения устойчивости криволинейного движения МТА является совершенствование конструктивно-геометрических параметров элементов системы рулевого управления.

Исходя из анализа результатов ранее выполненных исследований криволинейного движения трактора и МТА выдвинута **научная гипотеза**: так как при изменении направления движения колесного трактора шарнирно-рычажным механизмом рулевой трапеции при увеличении или уменьшении колеи исходные соотношения между углами поворота внутреннего и наружного управляемых колес остаются постоянными, но при этом они не соответствуют соотношениям между указанными углами, требуемым по условию соблюдения чистого качения колес, обеспечивающего выполнение кинематически правильного поворота, то выбор и обоснование рациональных геометрических характеристик рулевой трапеции, и совершенствование на этой основе ее конструктивных параметров для согласования кинематики фактического и правильного поворотов, являются основополагающими факторами повышения устойчивости, управляемости и маневренности МТА.

Объектом исследования является процесс криволинейного движения МТА на базе колесного трактора с изменяемой колеёй и передними управляемыми колесами при корректируемых геометрических параметрах рулевой трапеции.

Предмет исследования: закономерности изменения геометрических параметров рычажного механизма четырехзвенной рулевой трапеции и кинематических характеристик реализуемого ею фактического поворота

колесного трактора и МТА.

Цель работы: повысить устойчивость криволинейного движения МТА на базе колесного трактора с изменяемой колеёй и передними управляемыми колесами за счет совершенствования геометрии рычажного механизма рулевой трапеции.

Задачи исследования:

- провести обзор и анализ существующих технических решений и конструктивных исполнений механизмов рулевой трапеции колесных транспортных средств и обосновать необходимость изменения геометрических параметров четырехзвенной рулевой трапеции при изменении шкворневой колеи трактора;

- установить аналитические зависимости для определения минимального радиуса фактического поворота колесной машины, реализуемого четырехзвенной рулевой трапедией, и смещения мгновенного центра поворота от линии продолжения задней оси машины;

- обосновать геометрические параметры шарнирно-рычажного механизма четырехзвенной рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 с изменяемой колеёй, разработать конструкцию шарнирно-рычажного механизма четырехзвенной рулевой трапеции и изготовить его опытный образец;

- экспериментально оценить влияние конструктивных изменений рулевой трапеции на устойчивость движения МТА на базе трактора Беларус-80.1.

Научной новизной обладают:

- установленные закономерности между геометрическими характеристиками четырехзвенной рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 при изменении шкворневой колеи;

- полученные аналитические зависимости для определения текущего значения радиуса кривизны фактической траектории движения колесной машины и смещения мгновенного центра поворота от линии продолжения

задней оси машины, отличающиеся учетом изменения шкворневой колеи и углов поворота наружного и внутреннего колес;

- обоснованные геометрические параметры четырехзвенной рулевой трапеции трактора Беларус-80.1, отличающиеся тем, что определены с учетом длин ее боковых рычагов и их углового положения;

- экспериментально установленные характеристики криволинейного движения МТА на базе трактора Беларус-80.1 с усовершенствованной рулевой трапедией, отличающиеся тем, что учитывают изменение шкворневой колеи.

Теоретическую значимость представляют формулы для определения минимального радиуса фактического поворота колесной машины, реализуемого четырехзвенной рулевой трапедией, и смещения мгновенного центра поворота от линии продолжения задней оси машины; уравнения для определения углов установки и рабочей длины поворотных рычагов, которые позволяют провести расчет их требуемых значений при регулировке колеи, дополняющие теорию криволинейного движения МТА.

Практическую значимость работы составляют: усовершенствованная конструкция рулевой трапеции, позволяющая повысить устойчивость криволинейного движения МТА при изменении колеи управляемых колес, снизить боковое скольжение управляемых колес при повороте; программные модули, которые позволяют выполнить расчет и выбор рациональных величин эксплуатационных параметров и кинематических характеристик МТА на персональном компьютере с высокими производительностью и точностью.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основе положений теоретической механики и методов математического моделирования процесса криволинейного движения колесного трактора с изменяемой колеёй и передними управляемыми колесами при корректируемых геометрических параметрах рулевой трапеции. Экспериментальные исследования проведены по апробированным

методикам на тракторе Беларус-80.1 в лабораторных и полевых условиях. Измерения выполняли сертифицированными и поверенными приборами, результаты регистрировались в памяти персонального компьютера. При проведении расчетов и обработке результатов экспериментов использовали современные компьютеры и применяли программное обеспечение: SimInTech, Matlab, Microsoft Excel, и др.

Положения, выносимые на защиту:

- закономерности, определяющие соотношения между геометрическими характеристиками четырехзвенной рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 и позволяющие провести оценку кинематических параметров криволинейного движения колесной машины при изменении шкворневой колеи;
- аналитические зависимости, позволяющие определить текущие значения радиуса кривизны фактической траектории движения колесной машины и смещения мгновенного центра поворота от линии продолжения задней оси машины при изменении шкворневой колеи;
- геометрические параметры четырехзвенной рулевой трапеции, соответствующие конкретной шкворневой колее трактора Беларус-80.1, позволяющие разработать опытную конструкцию рулевой трапеции;
- экспериментально определенные характеристики криволинейного движения МТА на базе трактора Беларус-80.1, позволяющие оценить эффективность использования усовершенствованной рулевой трапеции.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность результатов и выводов, полученных в диссертации, обеспечивается применением общенаучных методов и приемов. Экспериментальные исследования выполнены на сертифицированном современном оборудовании по апробированным методикам. Сходимость теоретических и экспериментальных данных позволяет говорить об адекватности полученных аналитических зависимостей и не противоречит фактам, известным из специальной литературы.

Разработанные научно-техническая документация и опытные образцы усовершенствованной конструкции рулевой трапеции используются на

сельскохозяйственных предприятиях: ООО НПКФ «Агротех-Гарант Березовский»; ООО селекционно-семеноводческое предприятие «НИВА»; ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт защиты растений». Результаты, полученные в диссертации, используются в учебном процессе агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ при подготовке бакалавров и магистров по направлению «Агроинженерия» и инженеров по специальности «Наземные транспортно-технологические средства».

Основные положения работы доложены и обсуждены на ежегодных научно-практических конференциях профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ (2022–2025 годы), на международных научно-практических конференциях (г. Воронеж, 2023, 2024 годы), на национальных научно-практических конференциях (г. Воронеж, 2023–2025 годы).

Личный вклад соискателя заключается в определении цели и задач исследования, выборе методов исследования, обосновании параметров и разработке модернизированной конструкции рулевой трапеции, проведении экспериментов и анализе полученных результатов, выполненных лично автором; в обосновании новых технических решений рулевой трапеции колесного трактора, разработке методик определения геометрических параметров рулевой трапеции и кинематических характеристик поворота колесной машины, формулировке выводов, выполненных при участии автора; подготовке научных публикаций по теме диссертации.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 24 научные работы, в том числе девять статей опубликованы в Российских журналах, включенных в перечень ВАК; получено пять патентов Российской Федерации на полезные модели и два свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, включающих 75 рисунков и 17 таблиц, заключения, списка литературы из 145 наименований, и трех приложений. Объем диссертации – 175 страниц.

1. Обзор, анализ и обобщение результатов исследований в области совершенствования систем рулевого управления колесных машин

1.1. Системы рулевого управления колесных машин

Система рулевого управления любой колесной машины служит для координации кинематических и силовых параметров рулевого механизма и рулевого привода, составляющих указанную систему, и обеспечения необходимого направления движения колесной машины путем раздельного и согласованного поворота ее управляемых колес [67, 103]. Так как изменение направления движения большинства колесных транспортных средств осуществляется путем поворота, как правило, передних колес относительно продольной оси, поэтому будем рассматривать данную схему поворота.

Работает рулевое управление по следующему основному принципу: рулевое колесо под действием водителя совершает вращательное, требуемого направления движение, посредством рулевого вала передающееся на специальный рулевой механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное, которое через рулевой привод реализуется в нужные углы поворота управляемых колес [1].

Функцией рулевого механизма является облегчение работы водителя за счет увеличения усилия, прикладываемого к рулевому колесу, и преобразование вращения его вала во вращение вала рулевой сошки. При этом пневматический, гидравлический, электрический и прочие усилители (при их наличии) облегчают вращение рулевого колеса, делая процесс управления транспортным средством более комфортным [17, 58]. Гидравлический усилитель – стандартный компонент многих систем рулевого управления. Использование гидравлического давления, подаваемого насосом с приводом от двигателя, увеличивает крутящий момент, прикладываемый водителем к рулевому колесу, в результате усилие,

требуемое от водителя, при рулевом управлении уменьшается. Однако, в последние годы, например, в автомобилестроении вместо гидравлических усилителей широко внедряются электрические усилители крутящего момента системы рулевого управления. При электрическом усилителе в системе рулевого управления отпадает необходимость в гидравлическом насосе. Рулевое управление с электроусилителем более эффективно, чем рулевое управление с гидроусилителем, поскольку электродвигатель рулевого управления с электроусилителем должен оказывать помощь водителю только при повороте рулевого колеса, в то время как гидравлический насос работает постоянно. Уровень помощи также может быть настроен в зависимости от типа транспортного средства, скорости его движения и предпочтений водителя.

Рулевой привод – это часть рулевого управления, осуществляющая передачу усилий от рулевого механизма к управляемым колесам, обеспечивая синхронизацию поворота обеих колес оси на заданный угол. Рулевой привод включает в себя систему шарнирно сочлененных тяг и рычагов, образующих рулевую трапецию, осуществляющую синхронный поворот управляемых колес мобильного транспортного средства, и следовательно, маневренный поворот всего транспортного средства [62, 103]. Задача рулевого привода – доведение управляющих функций до поворотных колес за счет трансформации движений элементов рулевого механизма, а назначение – передача усилия от рулевого механизма на колеса с обеспечением при этом их поворота на разные, но вполне определенные, углы, так как при повороте обоих колес на одинаковые или несогласованные углы, снижается эффективность рулевого управления, в виду того, что внутреннее колесо будет скользить по опорной поверхности, создавая дополнительный нагрев и износ шин, вызывая отклонение транспортного средства от заданной траектории движения, увеличивая затраты мощности на качение. Это может быть устранено посредством поворота внутреннего колеса на больший угол, чем угол поворота внешнего (наружного) колеса

[104]. При движении на повороте каждое из колес описывает концентричные окружности различных радиусов, причем внешнее, по отношению к центру поворота, колесо движется по большему радиусу R_H , чем внутреннее R_B . Так как центр поворота у них общий, то соответственно внутреннее колесо необходимо повернуть на больший угол, чем наружное, поэтому рулевое управление разрабатывают, таким образом, чтобы обеспечить поворот внутреннего колеса на больший угол α_B относительно наружного α_H (рисунок 1.1). Данное требование обеспечивается конструкцией рулевой трапеции, принципиальная схема которой включает в себя переднюю ось 1, поворотные рычаги 2, 3 и поперечную рулевую тягу 4 с шарнирами (рисунок 1.2).

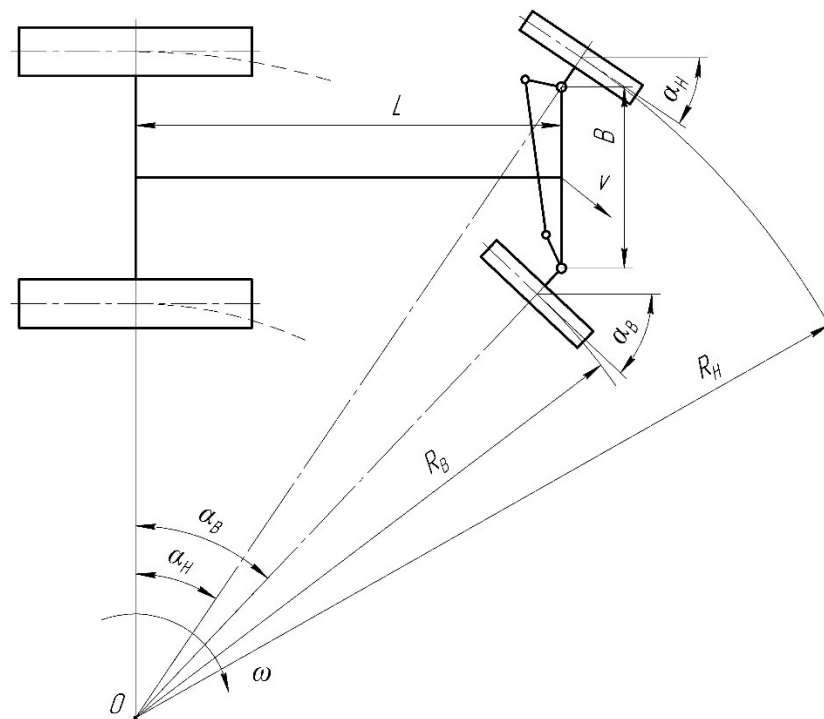
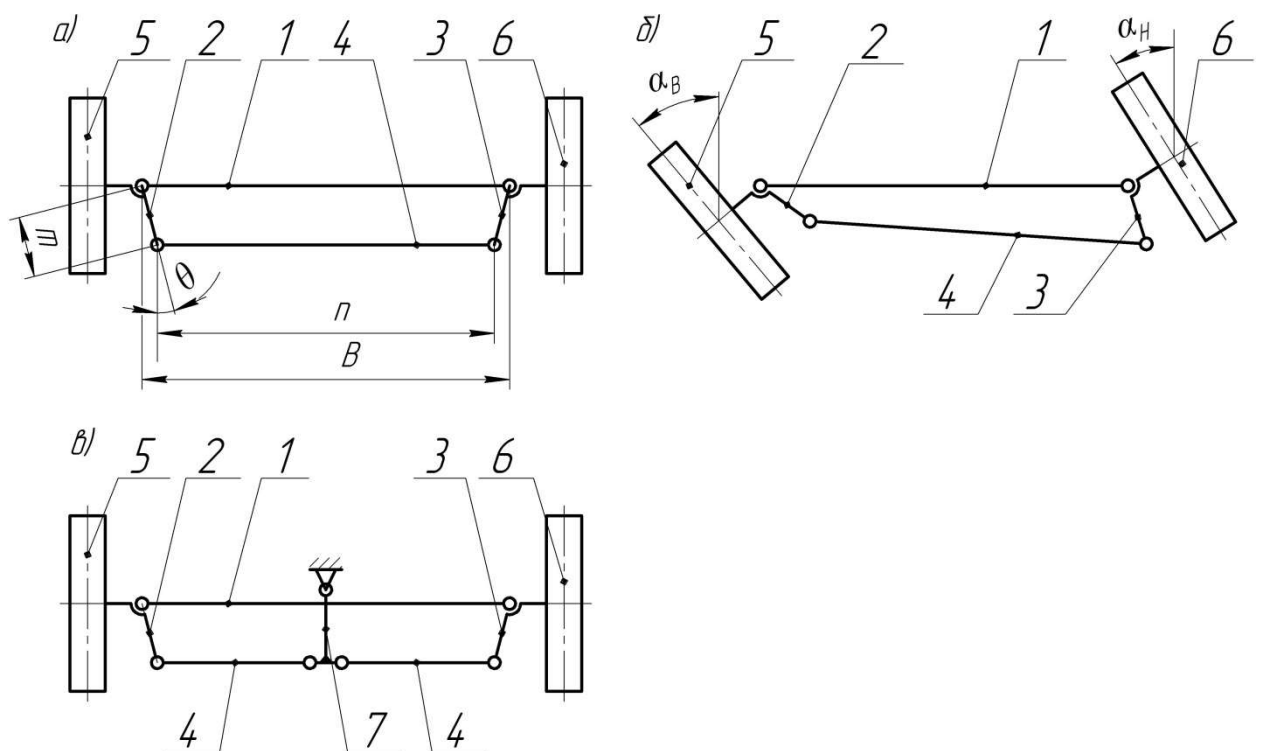


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема правильного поворота колесной машины

Рулевая трапеция (трапеция Аккермана) представляет собой совокупность специально геометрически расположенных рычагов в рулевом управлении транспортного средства, служащих для обеспечения движения

колеса внутри и снаружи поворота по окружностям разного радиуса [15, 47, 92, 112, 134, 139, 140, 141, 143, 144, 145]. Управляемые колеса 5 и 6 установлены на поворотной цапфе (ступице), соединенной с балкой моста шкворнями, неподвижно закрепленными в ней, а ее верхний и нижний концы входят в проушины поворотной цапфы. При повороте цапфы поворотным рычагом, она вместе с установленным на ней управляемым колесом поворачивается вокруг шкворня. Поворотные цапфы соединены между собой рычагами 2, 3 и тягой 4, поэтому управляемые колеса поворачиваются одновременно [62]. Необходимое соотношение углов поворота колес обеспечивается подбором длин поперечной рулевой тяги 4 и поворотных рулевых рычагов 2 и 3, а также угла наклона последних к продольной оси машины (рисунок 1.2).



а – неразрезная трапеция прямолинейное движение;

б – неразрезная трапеция – поворот; *в* – разрезная рулевая трапеция

1 – передняя ось; 2, 3 – поворотные рулевые рычаги;

4 – поперечные рулевые тяги; 5, 6 – управляемые колеса; 7 – рулевая сошка

Рисунок 1.2 – Кинематическая схема рулевого привода колесной машины

Рулевой привод может быть с разрезной (рисунок 1.2в) или неразрезной (рисунок 1.2а) рулевой трапецией. Использование одного или другого рулевого привода определяется типом подвески управляемых колес машины [62]. Неразрезная рулевая трапеция – такая, в которой цельная поперечная рулевая тяга, соединяет поворотные рычаги управляемых колес. Она применяется при зависимой подвеске. Разрезная рулевая трапеция имеет многозвенную поперечную рулевую тягу и применяется при независимой подвеске, позволяющей колесам одной оси реагировать на неровности дороги независимо друг от друга [17].

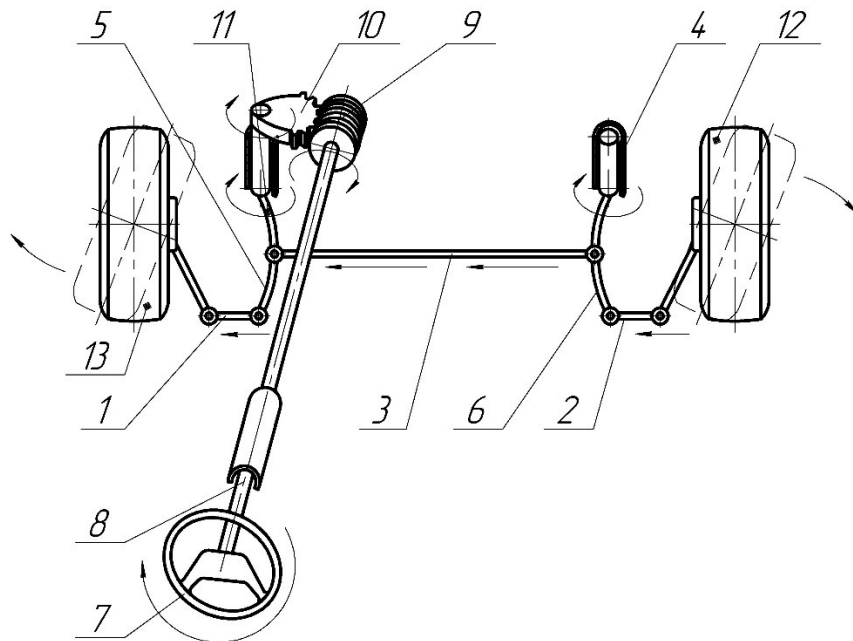
На современных транспортных средствах применяют три основных вида рулевого привода, различие между которыми обусловлено рулевым механизмом, применяемым на данном транспортном средстве. Исходя из этого, различают: привод, используемый вместе с червячным механизмом, и приводы, предназначенные для реечного и винтового механизмов, схемы действия которых сходны между собой, хотя их устройство, основные детали и комплектации сильно отличаются.

Рулевой привод с червячным рулевым механизмом (рисунок 1.3) состоит из двух боковых 1, 2 (левой и правой) и одной средней 3 поперечных рулевых тяг, маятникового рычага 4 и двух (левого и правого) поворотных рулевых рычагов 5, 6 колес [1, 17, 62, 67].

Наконечники рулевых тяг, шаровые и резьбовые соединения относятся также к деталям рулевого привода. Рулевая тяга представляет собой металлический стержень, с одного конца у которого резьба, а с другого – шарнирное шаровое устройство с резьбой. Рулевой наконечник – это корпус с шаровым шарниром и внутренней резьбой для соединения с рулевой тягой.

В состав червячного рулевого механизма входят рулевое колесо 7, рулевой вал 8, в месте изгиба которого устанавливается карданная передача, за счет чего передается боковое усилие вращения, и рулевая колонка – устройство, собранное в одном литом корпусе, в состав которой входят

ведущее звено – червяк 9 и ведомое – червячное колесо 10, соединенное жестко с рулевой сошкой 11.



1, 2 – боковые продольные рулевые тяги;

3 – средняя поперечная рулевая тяга; 4 – маятниковый рычаг;

5, 6 – поворотные рулевые рычаги; 7 – рулевое колесо; 8 – рулевой вал; 9 – червяк; 10 – червячное колесо; 11 – рулевая сошка;

12, 13 – управляемые колеса

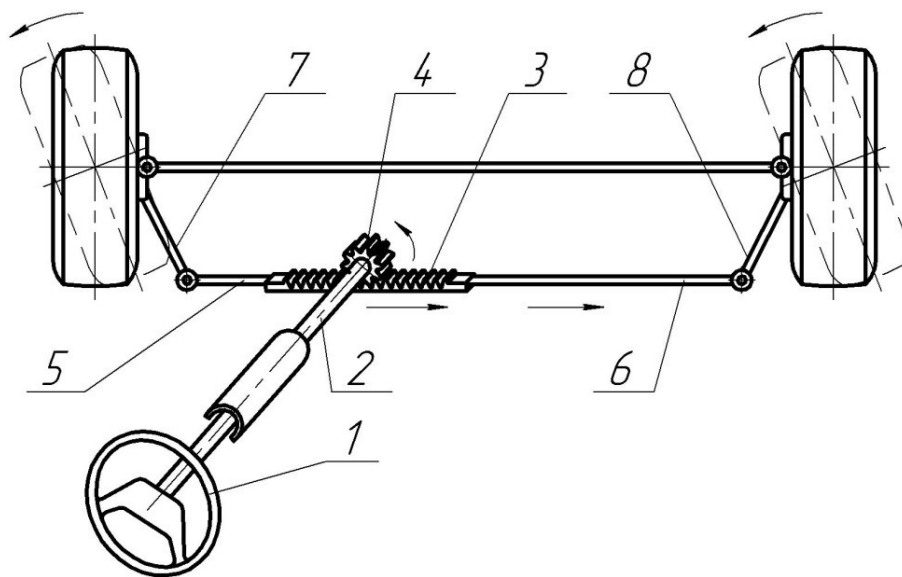
Рисунок 1.3 – Рулевое управление с червячным рулевым механизмом

Данная система рулевого управления работает следующим образом. При вращении рулевого колеса 7, усилие вращения передается на червячный механизм рулевой колонки, и червяк 9 вращает червячное колесо 10, рулевую сошку 11 и ее поворотный рычаг 5 вокруг шарнира, закрепленного на передней оси автомобиля. Поворотный рычаг, соединенный шарнирно одним концом со средней поперечной рулевой тягой 3, а вторым концом – с поворотным рычагом 6 маятникового рычага, поворачивает его вокруг шарнира на раме. От поворотных рычагов 5 и 6 отходят боковые поперечные тяги 1 и 2, которые обжимными муфтами соединены с рулевыми наконечниками, соединенными со ступицами колес 12 и 13. Таким образом, рулевая сошка 11 передает усилие на среднюю тягу 3, которая посредством

поворотных рычагов 5 и 6 приводит в действие боковые тяги, поворачивающие ступицы, и соответственно, колеса.

Рулевое управление автомобиля с реечным рулевым механизмом (рисунок 1.4) – самая распространенная в настоящее время система, применяемая на автомобилях. В ее состав входят следующие основные узлы: рулевое колесо 1, рулевой вал 2, рулевая рейка 3, которую приводит в движение зубчатое колесо 4. На концах зубчатой рейки изготовлены резьбовые отверстия для крепления поперечных рулевых тяг 5 и 6 [1, 17, 62, 67].

При вращении рулевого колеса 1, зубчатое колесо 4 приводит в действие рулевую рейку 3, усилие от которой передается через поперечные рулевые тяги 5 и 6 на поворотные рычаги 7 и 8, которые поворачивают ступицы посредством наконечников, соединенных с ними.

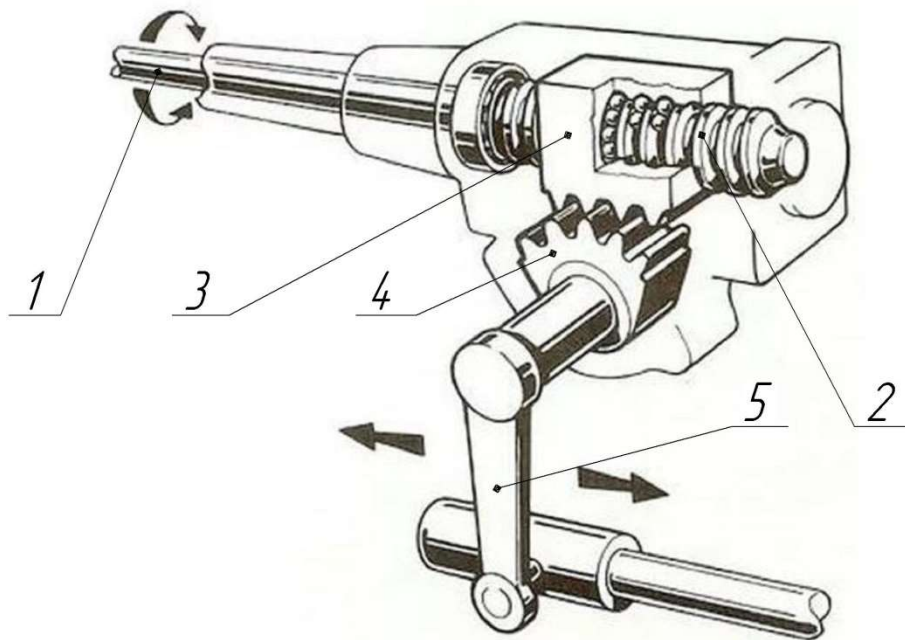


1 – рулевое колесо; 2 – рулевой вал; 3 – рулевая рейка; 4 – зубчатое колесо;
5, 6 – поперечные рулевые тяги; 7, 8 – поворотные рычаги

Рисунок 1.4 – Рулевое управление с реечным рулевым механизмом

Фактически более усовершенствованным вариантом рулевого управления с червячным рулевым механизмом является рулевое управление с винтовым рулевым механизмом, в конструкции которого также присутствует рейка (рисунок 1.5) [1, 17, 62, 67]. Так как в резьбе находятся

шарики, то физически вместо скольжения при работе механизма происходит качение. При изменении направления вращения вала рулевого колеса 1 винт 2 сдвигает гайку 3, и рейка отклоняет зубчатый сектор 4, при этом отклоняются рулевая сошка 5, и связанные с ней рулевые тяги (рисунок 1.5).



1 – вал рулевого колеса; 2 – винт; 3 – гайка с зубчатой рейкой;
4 – зубчатый сектор; 5 – рулевая сошка

Рисунок 1.5 – Рулевое управление с рулевым механизмом типа
«винт-шариковая гайка»

Величиной сигнала, поступающего от дороги к водителю через механизмы рулевого управления, оценивается эффективность его обратной связи. Ощущения от приложенного к рулевому колесу крутящего момента от управляемых колес помогает водителю совершать более плавный поворот. Системы рулевого управления с реечным и винтовым, с шариками в резьбе, рулевыми механизмами имеют достаточно чувствительную обратную связь, а с червячным – очень слабую, что, однако, может быть желательно для внедорожных транспортных средств для снижения утомляемости водителя.

В целях безопасности обратная связь по крутящему моменту должна быть пропорциональна поступательной скорости движения транспортного

средства. Таким образом, необходимый крутящий момент для управления транспортным средством должен быть выше на более высоких скоростях, что позволяет предотвратить резкий и большой угол поворота. Для обеспечения этого и уменьшения колебаний на рулевом колесе служит демпфер рулевого управления с коэффициентом демпфирования, увеличивающимся со скоростью движения автомобиля.

Транспортные средства, оснащенные рулевым управлением с червячным рулевым механизмом, достаточно маневренны, обладают хорошей управляемостью при движении по неровным и ухабистым дорогам. Данный механизм применяется на старых грузовых автомобилях, автобусах и ряде легковых автомобилей с зависимой подвеской. В последнее время он не находит применение из-за необходимости тщательного обслуживания, сложностей при проведении регулировок и изготовлении, высокой стоимости.

Рулевое управление с реечным рулевым механизмом применяется на автомобилях с независимой подвеской, имеет высокий коэффициент полезного действия (КПД), малые габариты, достаточно простую конструкцию, низкую стоимость. Недостатком является высокая отдача на рулевое колесо во время движения по неровностям, стук из-за появления зазоров в реечном зацеплении.

Системы рулевого управления с механизмом типа «винт – шариковая гайка» долгое время монтировались, преимущественно, на автомобилях представительского класса, а также автобусах и грузовых автомобилях, но современные производители существенно расширили спектр применения такого механизма в виду его функциональности, удобства и неприхотливости в обслуживании.

1.2. Геометрические параметры четырехзвенной рулевой трапеции

1.2.1. Принцип работы рулевой трапеции

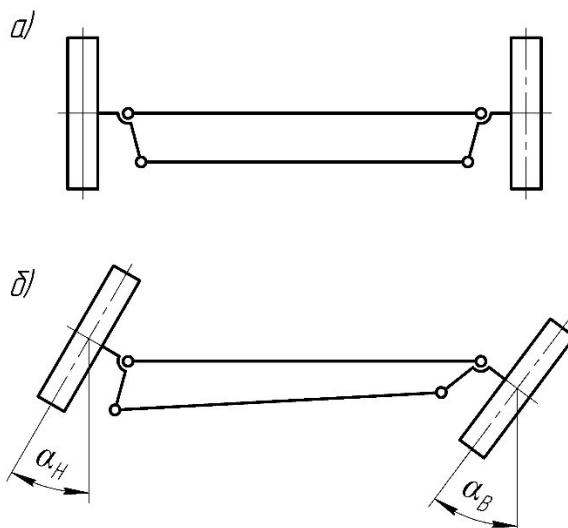
Рулевая трапеция является основной частью рулевого привода управляемых колес большинства самоходных машин. У такой трапеции

обычно основание – это ось колес, вершина – поперечная тяга, боковые стороны – поворотные рычаги [38, 58, 104, 119, 131].

Рулевая трапеция может иметь переднее или заднее расположение. Передней называется рулевая трапеция, которая располагается перед осью передних управляемых колес. Задняя рулевая трапеция располагается за осью передних управляемых колес. Применение разных типов рулевой трапеции определяется компоновочной схемой машины [103, 120, 130].

Рулевая трапеция предназначена для обеспечения поворота управляемых колес на разные согласованные углы. Разность углов поворота обоих передних колес в основном зависит только от направления поворотных рычагов [103, 104].

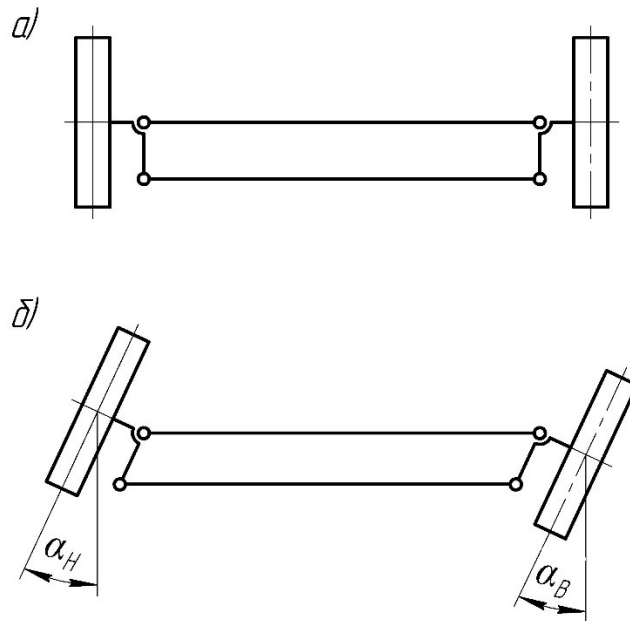
Если осевые линии поворотных рычагов пересекаются сзади осевой линии передних колес (рисунок 1.6а), то внутреннее колесо (по отношению к центру поворота машины) поворачивается на больший угол ($\alpha_B > \alpha_H$), чем наружное колесо (рисунок 1.6б). Это необходимо, чтобы при повороте колеса катились без бокового скольжения и с наименьшим сопротивлением. В противном случае ухудшится управляемость, возрастет изнашивание шин [58].



а – прямолинейное движение; б – движение в повороте

Рисунок 1.6 – Кинематическая схема рулевого привода колесной машины
при $\alpha_B > \alpha_H$

Если поворотные рычаги установлены параллельно друг другу ($\alpha_B = \alpha_H$), то оба колеса будут взаимно параллельны в любом положении (рисунок 1.7а), при этом оба колеса будут поворачиваться на одинаковый угол (рисунок 1.7б), машина будет смещаться с заданной траектории, что ведет к потере управляемости, скольжению, заносу и другим негативным последствиям [137].

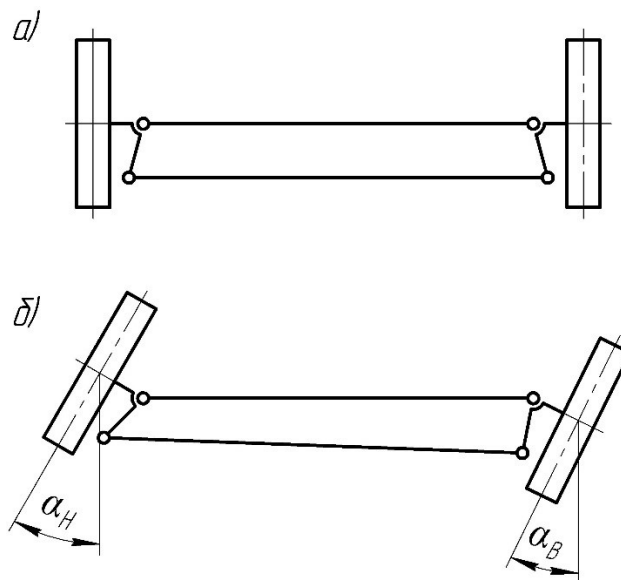


а – прямолинейное движение; б – движение в повороте

Рисунок 1.7 – Кинематическая схема рулевого привода колесной машины
при $\alpha_B = \alpha_H$

При параллельной установке поворотных рычагов колеса при прохождении поворота будут испытывать интенсивное скольжение. Наглядно это можно видеть на многоосных тележках грузовиков и прицепов: не поворачивающиеся колеса в повороте движутся с проскальзыванием, и шины изнашиваются быстро и неравномерно.

Если линии осей поворотных рычагов будут сходиться впереди оси колес (рисунок 1.8а), то на больший угол будет поворачиваться внешнее колесо ($\alpha_B < \alpha_H$) (рисунок 1.8б), что приведет к потере устойчивости машины при повороте [93].



а – прямолинейное движение; б – движение в повороте

Рисунок 1.8 – Кинематическая схема рулевого привода колесной машины
при $\alpha_B < \alpha_H$

В некоторых случаях, например, на высокоскоростных автомобилях, подход может измениться: ситуация с углами поворота колес может быть даже обратной для компенсации бокового увода колеса в скоростных поворотах, а при постоянном движении в управляемом заносе передние колеса стараются сделать параллельными даже в поворотах, чтобы снизить износ передних шин [93].

Таким образом, направление поворотных рычагов напрямую влияет на разность углов поворота управляемых колес. Для обеспечения нужных углов поворота колес, геометрия рулевой трапеции должна рассчитываться по единой условной схеме. Соответственно, для решения этих проблем и обеспечения правильного движения управляемых колес по их траектории они и поворачиваются на разные углы.

1.2.2. Геометрические соотношения между элементами рулевой трапеции

Соотношение между углами поворота наружного и внутреннего управляемых колес, при котором обеспечивается правильный (идеальный)

поворот и их чистое качение без скольжения, определяется из геометрических соотношений (рисунок 1.1):

$$ctg\alpha_H - ctg\alpha_B = \frac{B}{L}, \quad (1.1)$$

где B – расстояние между осями поворотных цапф (шкворневая колея, шкворневая база), м;

L – продольная колесная база транспортного средства, м.

Максимальный угол поворота наружного управляемого колеса ограничивается по условиям компоновки – лонжероном рамы или продольной балкой основания несущего кузова.

Определение размеров элементов рулевой трапеции чаще всего ведут графически. При этом цели изначально принимают длину поперечной тяги и поворотных рычагов трапеции, исходя из того, что в хорошо зарекомендовавших себя конструкциях точка пересечения осевых линий боковых рычагов расположена на оси машины приблизительно на расстоянии $(0,7 \dots 0,8)L$ от передней оси для задней трапеции, и на расстоянии L для передней [4,16].

Установлено, что оптимальным диапазоном соотношения длины m поворотного рычага и длины n поперечной рулевой тяги является:

- для автомобилей [4,16]

$$\frac{m}{n} = 0,12 \dots 0,16;$$

- для тракторов [119]

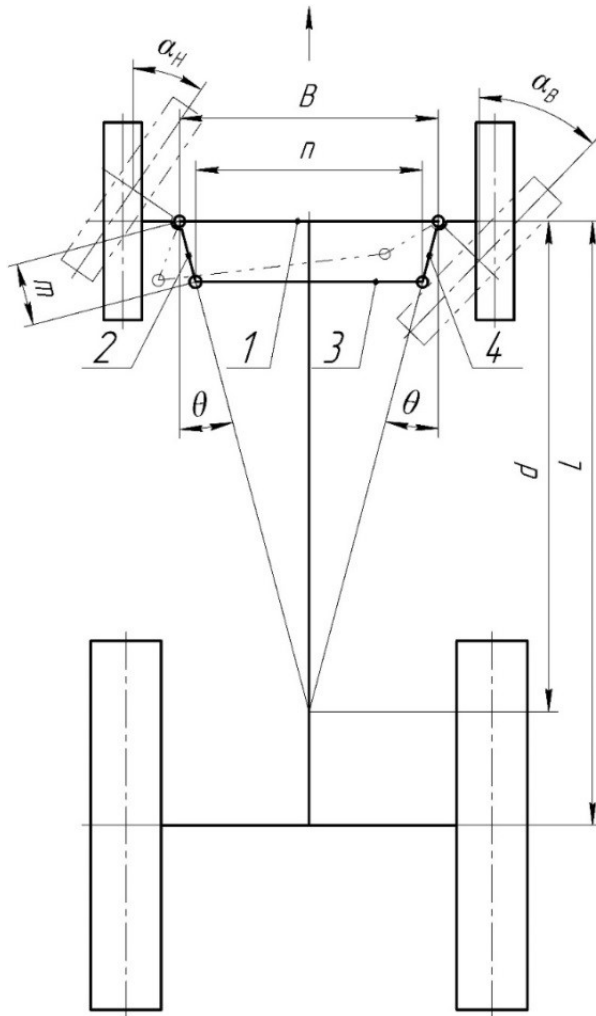
$$\frac{m}{n} = 0,16 \dots 0,24.$$

Численные значения m и n можно найти геометрически из схемы рулевой трапеции (рисунок 1.9). При этом, для упрощенного расчета шкворневые оси, имеющие наклон в поперечной плоскости, поворачиваются в вертикальное положение.

Первоначально определяется угол наклона θ боковых рычагов рулевой трапеции к продольной оси машины [91, 119].

$$\theta = \arctg \frac{0,5B}{d}, \quad (1.2)$$

где d – расстояние от линии расположения поворотных цапф до точки пересечения осевых линий рычагов с продольной осью колесного транспортного средства, м.



1 – передняя ось; 2, 4 – поворотные (боковые) рычаги; 3 – поперечная тяга

Рисунок 1.9 – Схема расчета элементов рулевой трапеции

Длину бокового рычага m находят из выражения

$$m = \frac{B - n}{2 \sin \theta}. \quad (1.3)$$

Длина поперечной тяги n при заднем расположении рулевой трапеции определяется по следующей формуле:

$$n = B - 2m \cdot \sin \theta. \quad (1.4)$$

Соотношение между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B колес, приведенное в работах [4, 16], составляет

$$\alpha_H = \theta + \operatorname{arctg} \frac{m \cos(\theta + \alpha_B)}{B - m \sin(\theta + \alpha_B)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2B \sin \theta - 2m \sin^2 \theta - B \sin(\theta + \alpha_B)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin(\theta + \alpha_B)}}. \quad (1.5)$$

Сазонов И.С. в работе [95] определяет соотношение действительных углов поворота управляемых колес при выбранных параметрах рулевой трапеции (шарнирной базе B , длине поворотных рычагов m , угле установки поворотных рычагов θ) по несколько другой формуле

$$\alpha_H = \operatorname{arcsin} \frac{m \sin(\theta - \alpha_B)}{B^2 + m^2 - 2Bm \cos(\theta - \alpha_B)} + \operatorname{arccos} \frac{m(1 - 2\cos^2 \theta) + B[\cos \theta - \cos(\theta - \alpha_B)]}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \cos(\theta - \alpha_B)}} - \theta. \quad (1.6)$$

При расчетах формулы (1.5) и (1.6) дают идентичные результаты.

Таким образом, воспользовавшись выражениями (1.1) – (1.6) можно определить основные геометрические параметры четырехзвенного механизма рулевой трапеции рулевого привода двухосной колесной машины. Во всех этих выражениях определяющим фактором является значение соотношения m/n .

Выражения (1.5) и (1.6), устанавливающие теоретическую зависимость угла поворота наружного колеса от угла поворота внутреннего колеса, включает в себя значение шкворневой колеи B , длину бокового рычага трапеции m и угол наклона боковых рычагов трапеции θ . Из этих выражений следует, что при обусловленном изменении B и фиксировании длины m , для обеспечения условия чистого качения регулируемым параметром остается угол θ , и для согласования параметров рулевой трапеции наиболее рационально менять именно его.

Таким образом, параметры геометрии рулевой трапеции могут быть однозначно определены при установленных изначально значениях B , L , m и θ , по приведенным зависимостям.

1.3. Особенности системы рулевого управления колесных сельскохозяйственных тракторов

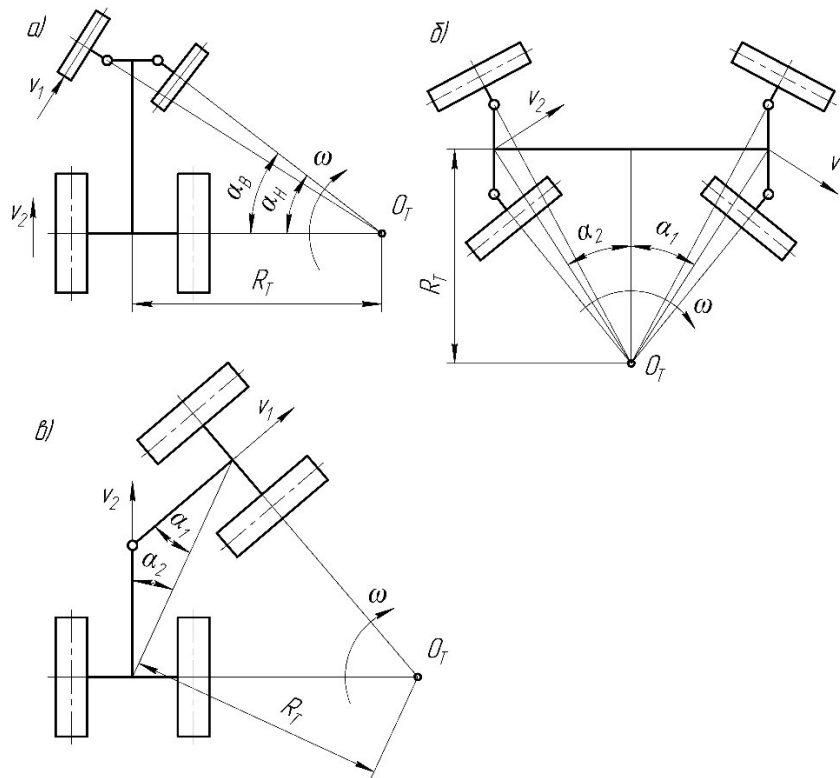
1.3.1. Рулевое управление колесных тракторов

Рулевое управление колесных тракторов, как и всех колесных машин, предназначено для реализации требуемого направления движения по заданной траектории и изменения его при необходимости. Сила, которая прикладывается к рулевому колесу, и угол его поворота ограничиваются очевидными условиями: легкостью и удобством управления. При этом рулевое управление должно быть таким, чтобы обеспечивалась правильная кинематика криволинейного движения в повороте, и были соблюдены условия безопасности движения, а поворот колес осуществлялся так, чтобы их качение проходило без проскальзывания (рисунок 1.9) [10, 12, 76, 103, 104, 121].

Конструкция тракторов может быть с полурамным остовом (Беларус всех модификаций), рамной (John Deere, Нью Холланд Т8040 [115]) и рамной, составленной из двух шарнирно сочлененных полурам (тракторы К-700, К-701, К-744 [45, 98], Т-150К, New Holland Т9040 [116] и другие).

Управление сельскохозяйственных универсально-пропашных колесных тракторов, как правило, осуществляется двумя способами: поворот передних управляемых колес относительно шкворней передней оси (рисунок 1.10а), и поворот передних и задних колес каждой относительно своих осей (рисунок 1.10б) [38, 72, 81, 103, 121]. Следует отметить, последний из указанных способов применяется довольно редко ввиду сложности конструкции системы рулевого управления.

Тракторы с шарнирно-сочлененной рамой поворачиваются путем изменения угла между полурамами с колесами гидроцилиндрами, которые являются исполнительными механизмами рулевого управления, относительно связывающего их вертикального шарнира (рисунок 1.10в) [45, 82, 83, 98].



а – поворот передними колесами;

б – поворот передними и задними колесами;

в – поворот полурам, соединенных вертикальным шарниром

Рисунок 1.10 – Способы поворота колесных тракторов

Усилие водителя на рулевое колесо через рулевой механизм сообщается рулевому приводу, который передает его к управляемым колесам трактора. Необходимая легкость управления обеспечивается за счет рационального выбора величин кинематического и силового передаточных отношений и КПД рулевого механизма. Для гарантирования требуемой маневренности тракторов в их конструкциях принято, чтобы внутреннее, по отношению к центру поворота, управляемое колесо поворачивалось относительно продольной оси на угол не менее $35...40^\circ$. При этом количество оборотов рулевого колеса не должно превышать $1,25...2$ от среднего положения до каждого из крайних, что обеспечивается подбором вполне определенного передаточного отношения рулевого механизма [26, 120].

В зависимости от передаточного отношения рулевые механизмы делят на механизмы с постоянным передаточным отношением и переменным. В известных конструкциях систем рулевого управления тракторов кинематическое передаточное отношение колеблется в пределах 15...25. По конструктивным признакам они бывают следующих видов: с шестеренчатой передачей, с винтовой передачей, с кулачковой передачей, с червячной передачей, с кривошипной передачей, с винтовой нарезкой на цилиндре, на глобоиде, на внутренней поверхности шара [38, 120].

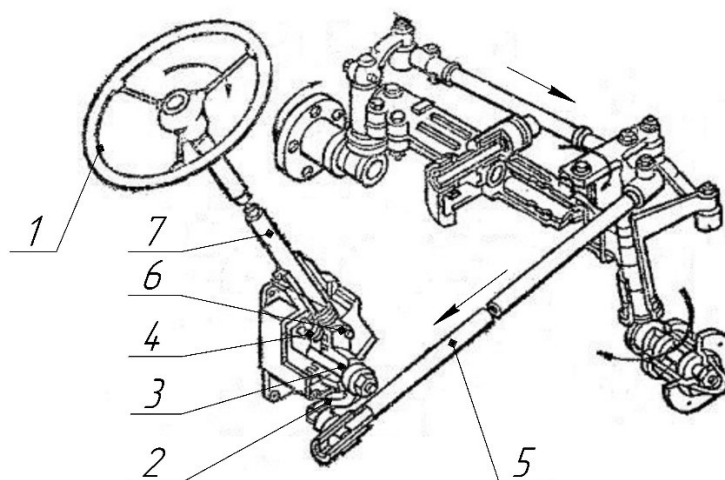
В качестве оценочных характеристик системы рулевого управления используются кинематическое и силовое передаточные отношения, КПД системы в целом, КПД рулевого механизма и рулевого привода, зазор в зацеплении. Как правило, КПД имеет значения в среднем 0,6...0,82 при передаче усилия к управляемым колесам от рулевого колеса, а при передаче усилия от управляемых колес к рулевому колесу – 0,58...0,63.

Для того, чтобы усилие, требуемое для поворота управляемых колес, со стороны водителя на рулевое колесо, не превышало 500 Н в большинстве конструкций систем рулевого управления устанавливается усилитель рулевого управления. Следует отметить, что основные конструктивные особенности и характеристики некоторых деталей и узлов системы рулевого управления, например, диаметр рулевого колеса, тип соединения рулевого колеса с валом, присоединительные размеры регламентированы соответствующими отраслевыми стандартами [30].

Рулевой механизм, чаще всего изготовленный в виде червячной пары, состоящей из червяка 6 и ролика 4, преобразует вращательное движение рулевого колеса 1 в колебательное движение рулевой сошки 2. Червяк 6 жестко установлен на рулевом валу 7, а ролик – на подшипниках посажен на ось, запрессованную в выступы вала 3 рулевой сошки 2 (рисунок 1.11).

Работа системы рулевого управления осуществляется следующим образом. Водитель поворачивает рулевое колесо 1, например, вправо, при этом червяк 6 посредством ролика 4 вращает сошку 2, которая своим нижним

концом отклоняется назад и двигает за собой продольную рулевую тягу 5, приводящую в действие детали механизма рулевого привода, поворачивая управляемые колеса вправо. При вращении рулевого колеса против часовой стрелки управляемые колеса трактора будут поворачиваться влево, а трактор будет выполнять левый поворот (рисунок 1.11) [98].

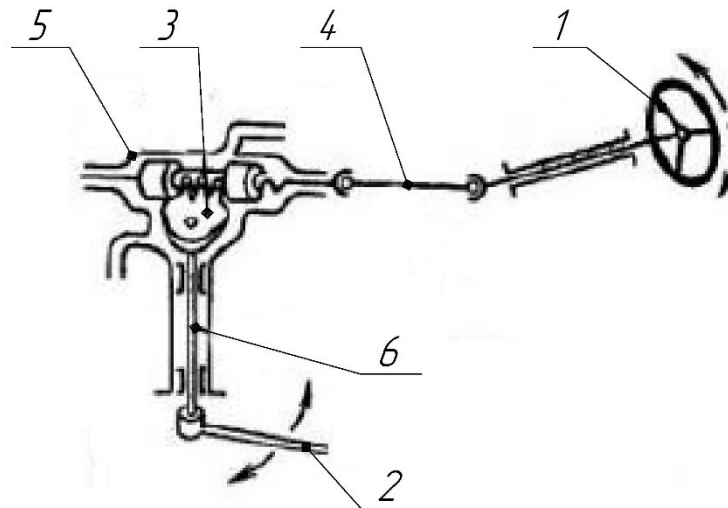


- 1 – рулевое колесо; 2 – рулевая сошка; 3 – вал; 4 – ролик;
5 – продольная рулевая тяга; 6 – червяк; 7 – рулевой вал

Рисунок 1.11 – Рулевое управление четырехколесного трактора с механическим приводом

По взаимному расположению рулевого колеса и рулевого механизма системы рулевого управления бывают двух типов: с совмещенными рулевым колесом и рулевым механизмом и с отдельными рулевым колесом и рулевым механизмом. В первом случае ведущий узел рулевого механизма смонтирован непосредственно на нижнем конце вала рулевого колеса 1 (рисунок 1.11), а во втором – сопрягается с ним через карданную передачу 4 (рисунок 1.12) [72, 94, 98, 118].

Если допустимое передаточное отношение системы рулевого управления не дает необходимой легкости вождения, то оно снабжается наиболее распространенными гидравлическим или пневматическим усилителем рулевого привода 5, создающим дополнительное усилие с целью облегчения управления (рисунок 1.12).



1 – рулевое колесо; 2 – рулевая сошка; 3 – червяк; 4 – карданная передача;
5 – гидроусилитель; 6 – поворотный вал сошки

Рисунок 1.12 – Рулевой механизм с раздельным рулевым колесом и рулевым механизмом и механическим приводом с гидроусилителем

Гидравлические усилители многообразны по конструктивному исполнению, но их, в основном, дифференцируют по следующим критериям [45, 72, 94, 98, 118].

1. По целевому использованию насоса: автономного и совмещенного действия. Насос автономного действия питает только гидравлическую систему усилителя, а насос совмещенного действия – также и других потребителей.

2. По расположению узлов и агрегатов: гидроцилиндр, распределитель и рулевой механизм составляют единый узел; рулевой механизм и распределитель реализованы в одном агрегате, гидроцилиндр – отдельно; гидроцилиндр и распределитель выполнены в общем узле отдельно от рулевого механизма; гидроцилиндр, распределитель и рулевой механизм являются отдельными узлами.

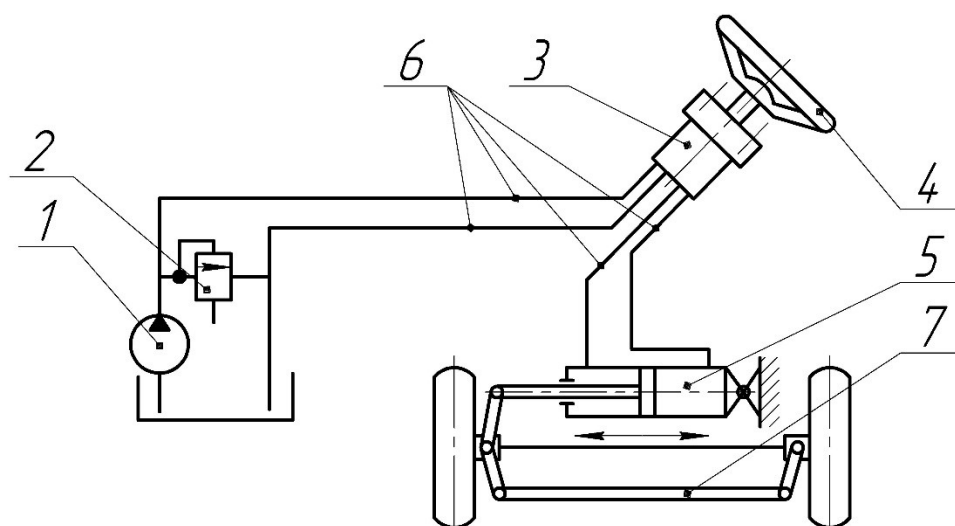
3. По использованию механического привода в качестве дублирного применяют схемы, позволяющие реализовывать механический привод при неработающем двигателе или при отказе усилителя и исключающие такую возможность. Тракторы с передними и задними управляемыми колесами (см.

рисунок 1.10а и б) относятся к первой категории [5, 72, 94, 118], ко второй – тракторы 4К4 с шарнирно-сочлененной рамой (рисунок 1.10в) [45]. При использовании гидроусилителей в системах рулевого управления (ГУР) применяется шестизвенная рулевая трапеция в тракторах типа Беларусь.

Широкое распространение получили гидроусилители рулевого управления с гидравлической обратной связью, которая осуществляется посредством дозирующих цилиндров или насоса, следящего цилиндра. Так называемое гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ) с чисто гидравлической связью рулевого колеса с управляемыми колесами, у которого рулевое колесо с рулевым валом не имеет механической связи с рулевой трапецией, конструктивно выполняется по одноконтурной для тракторов класса 0,9–2 или двухконтурной схеме для тракторов класса 3–5 [36, 38, 120].

Одноконтурное ГОРУ содержит насос питания 1, насос-дозатор 3, смонтированный в одном узле с рулевым колесом 4, предохранительный клапан 2, силовой гидроцилиндр 5 и трубопроводы 6 (рисунок 1.13), связывающие указанные устройства. Насос-дозатор 3 управляет подачей рабочей жидкости в силовой гидроцилиндр 5 при работающем насосе 1, а также может служить в роли насоса питания для управления трактором при неработающем двигателе. Описанная схема ГОРУ имеет ряд преимуществ: механические связи имеет только трапеция рулевого привода, возможность управления трактором при заглушенном двигателе и отключенном насосе, упрощена конструкция системы рулевого управления, масса ее минимизирована [36, 38].

Для обеспечения качения всех колес трактора без бокового скольжения механизм поворота должен поддерживать определенное соотношение между углами поворота управляемых колес. Для реализации этого условия предназначена рулевая трапеция, которая осуществляет механический рулевой привод поворота двух управляемых колес трактора на разные углы α_H и α_B (рисунок 1.9).



1 – насос питания; 2 – предохранительный клапан; 3 – насос-дозатор;
4 – рулевое колесо; 5 – гидравлический силовой цилиндр; 6 – трубопроводы;
7 – поперечная тяга; 8 – бак рабочей жидкости

Рисунок 1.13 – Гидравлическое объемное рулевое управление

В пропашных тракторах с передними управляемыми колесами наиболее применимы рулевые трапеции:

- 1) цельная (неразрезная) четырехзвенная (в тракторах с ГОРУ) [5] (рисунок 1.14а);
- 2) расчлененная (разрезная) шестизвенная (в тракторах с ГУР) [5] (рисунок. 1.14б).

По месту расположения относительно управляемого моста [5, 72, 94, 118] находят применение как передняя (рисунок 1.11) так и задняя рулевые трапеции (рисунок 1.9, рисунок 1.13). Наибольшее распространение получила рулевая трапеция заднего расположения (рисунки 1.9 и 1.13).

В зависимости от назначения трактора, его компоновки, возможны и другие виды рулевых трапеций и их приводов. Так как колея некоторых пропашных колесных тракторов переменная в виду необходимости ее соответствия агротехническим условиям выполняемых работ [2, 68, 108] и для обеспечения безопасного и устойчивого применения машинно-тракторного агрегата при работе на склонах, крутых поворотах [72, 94, 118], то при уменьшении или увеличении колеи следует изменять длину

поперечной тяги, что ведет к нарушению кинематики поворота управляемых колес. На практике рациональные параметры рулевой трапеции устанавливаются для наиболее часто применяемой колеи подобных тракторов, чтобы ее изменение меньше сказывалось на условиях качения колес. Следовательно, одним из перспективных направлений совершенствования существующих систем рулевого управления является разработка конструкции рулевой трапеции, позволяющей регулировать ее геометрические параметры до оптимальных значений при изменении колеи трактора.

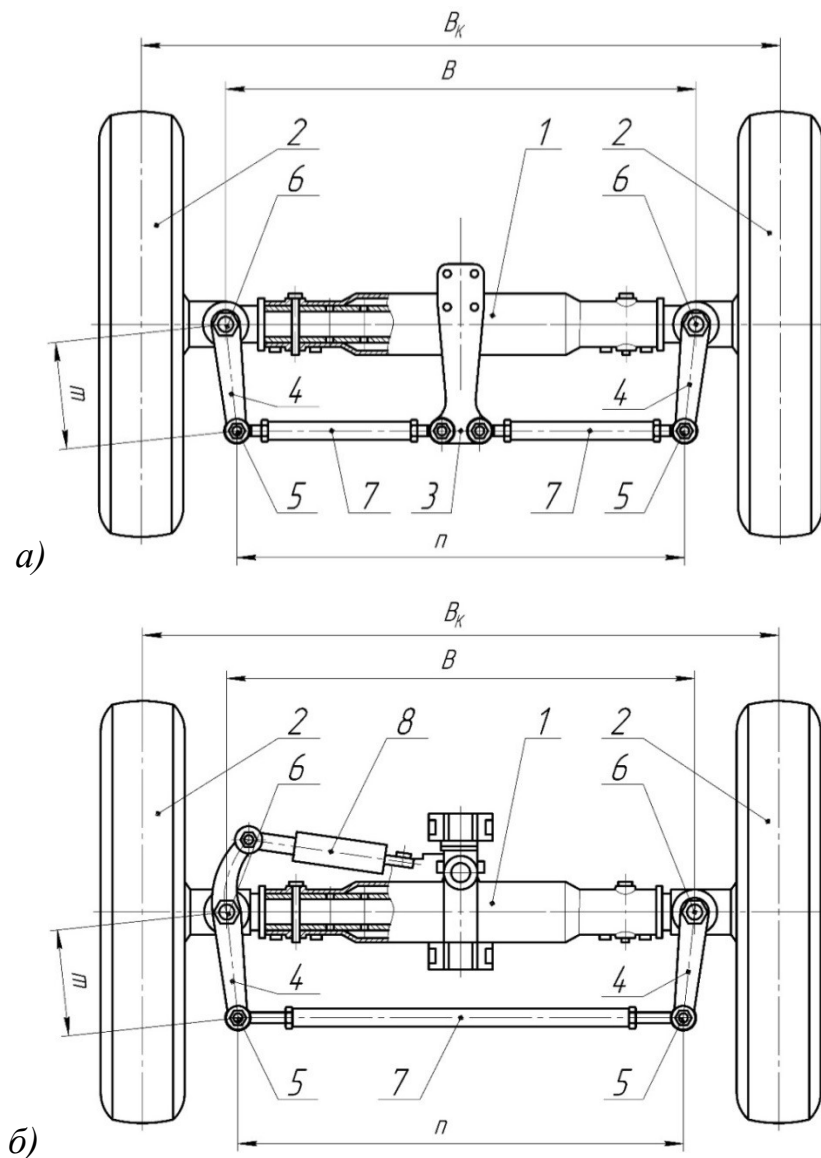
Так как наиболее распространенной является схема поворота тракторов передними управляемыми колесами [1, 38, 103, 104, 121], то для исследования поворота выбрана именно она.

1.3.2. Система рулевого управления трактора Беларус-80.1

Рулевое управление тракторов Беларус-80.1, Беларус-82.1 может быть представлено двумя схемами – рулевое управление с ГУР и рулевое управление ГОРУ [94]. Во втором случае мы имеем объемный гидропривод – гидрораспределителю посредством вращения рулевого колеса задается вращательное движение. Гидрораспределитель при этом направляет поток масла от гидронасоса к гидроцилиндру, который поворачивает приводной рычаг рулевой трапеции и управляемые колеса. Механическая связь между рулевым колесом и управляемыми колесами здесь отсутствует. При использовании рулевого управления с ГУР в тракторах Беларус реализуется привод с сошкой 3 и разрезной рулевой трапецией, в основе которой лежит шестизвенный шарнирный механизм (рисунок 1.14а). При использовании ГОРУ реализуется привод с гидроцилиндром 8 и неразрезной рулевой трапецией, в основе которой лежит четырехзвенный шарнирный механизм (рисунок 1.14б).

Шестизвенный рулевой привод (рисунок 1.14а) состоит из балки передней оси 1, на шкворнях 6 которой в нижней части установлены ступицы

управляемых колес 2. На шкворни 6 в верхней части на шлицах посажены поворотные рычаги 4 рулевой трапеции, которые через две поперечных тяги 7 с шаровыми шарнирами 5 на концах связаны с рулевой сошкой 3. Рулевая сошка 3 установлена на выходной вал рулевого механизма 6 (рисунок 1.12). Через этот вал на сошку 3 передается поворотное управляющее движение, преобразуемое через тяги 7 и рычаги 4 в поворот управляемых колес 2 (рисунок 1.14а).



- 1 – балка передней оси; 2 – управляемые колеса; 3 – рулевая сошка;
 4 – поворотные рычаги; 5 – сферические шарниры; 6 – шкворни;
 7 – поперечные тяги; 8 – гидроцилиндр

Рисунок 1.14 – Рулевой привод трактора Беларус-80.1 с разрезной (а) и неразрезной (б) трапецией

Достоинствами оснащенных гидроусилителями систем рулевого управления по сравнению с механическими являются:

- 1) меньшее время отклика на управляющее воздействие руля;
- 2) амортизация возникающих во время движения машины ударов и вибраций;
- 3) высокий КПД при преобразовании вращения рулевого колеса в поворотное движение колес.

При ГОРУ рулевой привод включает неразрезную четырехзвенную рулевую трапецию (рисунок 1.14б). Такой рулевой привод состоит из балки передней оси 1, на шкворнях 6 которой в нижней части установлены ступицы управляемых колес 2. На шкворни 6 в верхней части на шлицах посажены поворотные рычаги 4 рулевой трапеции, которые подвижно связаны между собой посредством поперечной тяги 7 с шаровыми шарнирами 5 на концах. Левый поперечный рычаг 4 выполнен двуплечным и через второе плечо шарнирно соединен со штоком гидроцилиндра 8. Гидроцилиндр 8 под действием давления масла развивает поступательное управляющее движение, которое через поворотные рычаги 4 и тяги 7 преобразуется в поворот управляемых колес 2.

К преимуществам гидрообъемной системы рулевого управления перед гидроусилителями рулевого управления относятся:

- 1) меньший в сравнении с гидроусилителем уровень физических усилий оператора, необходимых для поворота трактора;
- 2) отсутствие люфтов при управлении направлением движения машины;
- 3) небольшой вес дозаторного насосного устройства;
- 4) возможность установки элементов гидрообъемной системы в различных частях трактора.

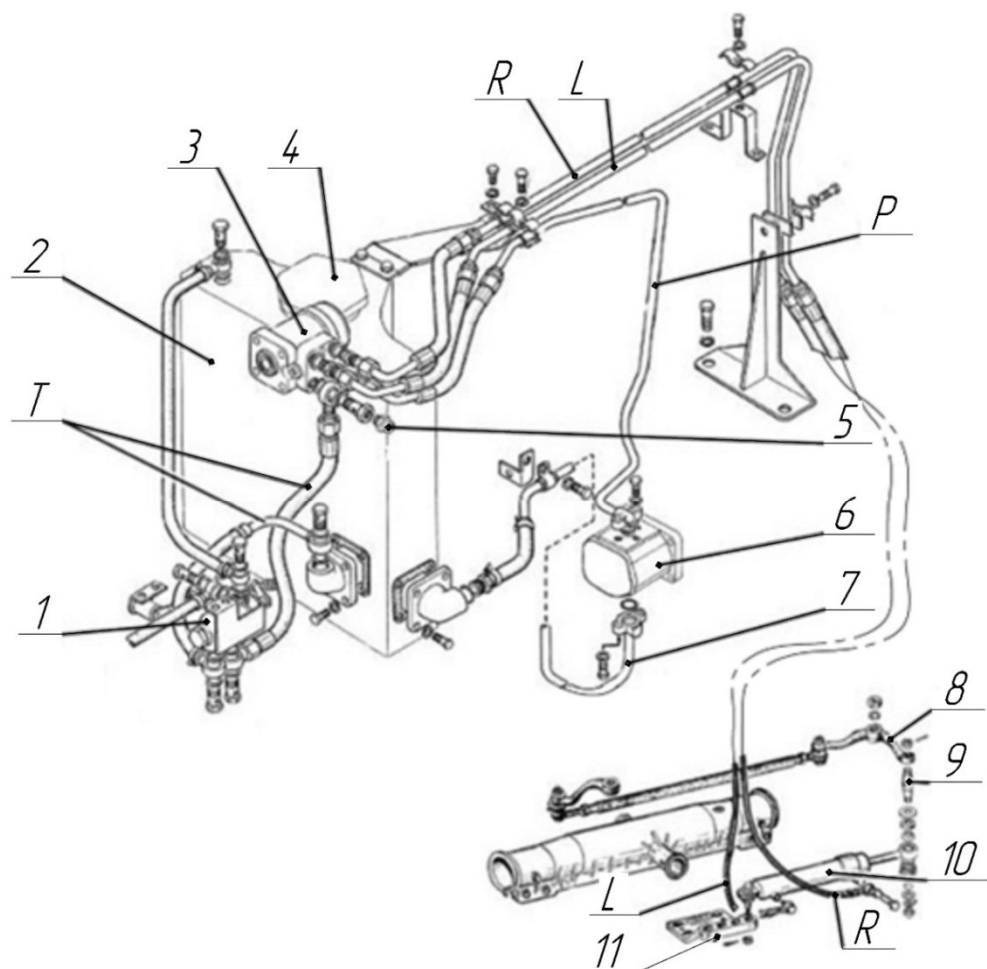
Общий недостаток таких гидравлических систем – необходимость использования в них исключаящих утечки рабочей жидкости высококачественных материалов и соединителей.

В тракторах Беларус-80.1, Беларус-82.1 реализовано одноконтурное ГОРУ [94], которое состоит из насоса-дозатора 4 (рисунок 1.15), рулевого гидроцилиндра 11, шестеренного насоса питания 7 с приводом от двигателя, объединенного масляного бака 3 и гидравлической арматуры (штуцеров, маслопроводов, рукавов высокого давления, шлангов и деталей их крепления). Масляной емкостью является объединенный масляный бак 3 гидронавесной системы (ГНС) и гидравлической системы ГОРУ. Фильтрация масла производится через установленный в гидросистеме ГНС сливной фильтр 5 (номинальная тонкость фильтрации 25 мкм). В сливной гидравлической линии «Т» установлен кран блокировки 2, предназначенный для управления гидравлической муфтой блокировки дифференциала заднего моста трактора. Связь между рулевым колесом и управляемыми колесами осуществляется гидравлически посредством маслопроводов и рукавов высокого давления, соединяющих установленный на рулевой колонке насос-дозатор 4 и дифференциальный гидравлический цилиндр 11, установленный на корпусе передней оси.

При повороте рулевого колеса влево или вправо в насосе-дозаторе 4 происходит сжатие центрирующих пластинчатых пружин и смещение распределительных канавок золотника (золотник через шлицы соединен с валом рулевого колеса) относительно канавок гильзы, в результате чего масло от насоса питания 7 под давлением поступает через дозирующий героторный узел насоса-дозатора в соответствующую полость «R» или «L» рулевого гидроцилиндра 11 в объеме, пропорциональном величине поворота рулевого колеса, а масло из другой полости гидроцилиндра 11 поступает через каналы в золотнике и гильзе в сливную гидравлическую линию «Т» и сливается в масляный бак.

При прекращении поворота рулевого колеса гильза под воздействием центрирующих пластинчатых пружин насоса-дозатора возвращается в нейтральное положение относительно золотника, гидравлические линии «L» и «R» запираются, а масло из нагнетательной гидравлической линии «P»

поступает через каналы в золотнике и гильзе на слив «Т», что обеспечивает сброс давления в нагнетательной гидролинии «Р» и разгрузку насоса питания 7. Запертый объем масла в полостях гидроцилиндра 11 обеспечивает устойчивость направления движения трактора при наезде управляемых колес на неровности опорной поверхности.



- 1 – кран блокировки дифференциала; 2 – объединенный маслобак ГНС и ГОРУ; 3 – насос-дозатор; 4 – сливной фильтр; 5 – датчик аварийного давления масла; 6 – насос питания ГОРУ; 7 – гидролиния всасывания; 8 – рычаг поворотный; 9 – конические пальцы; 10 – гидроцилиндр поворота; 11 – кронштейн гидроцилиндра;
- Р – гидролиния нагнетательная; Т – гидролиния сливная; L – гидролиния левого поворота; R – гидролиния правого поворота

Рисунок 1.15 – Гидрообъемное рулевое управление тракторов
Беларус-80.1, Беларус-82.1

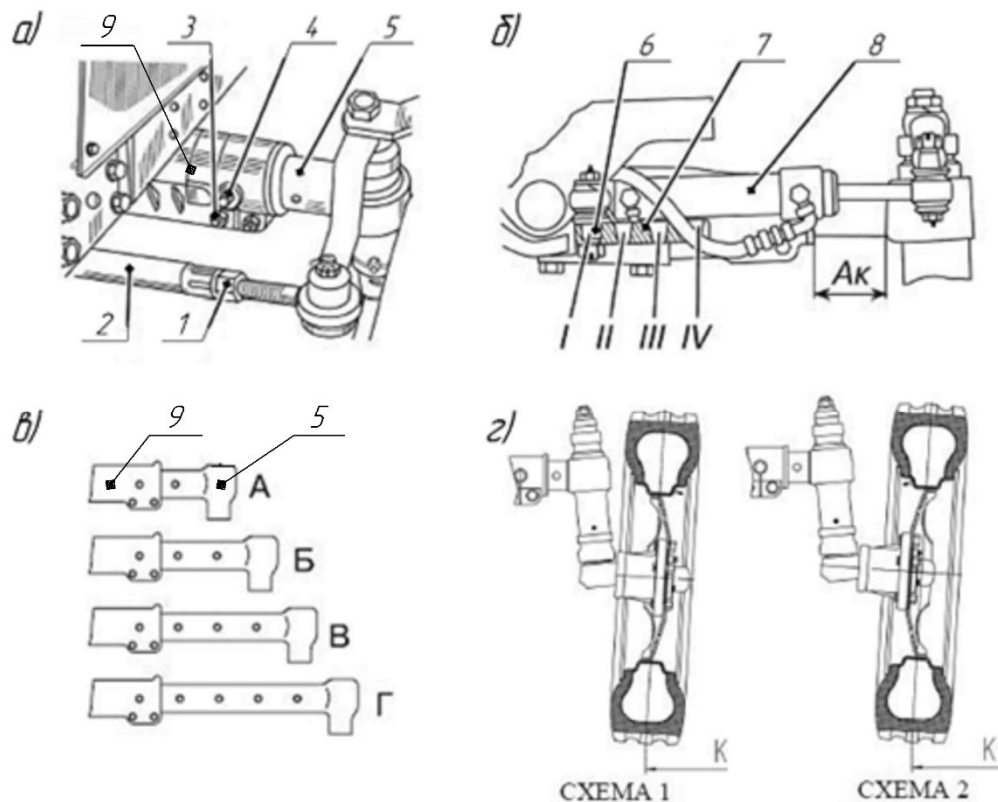
При нормальных условиях работы, когда насос питания 7 обеспечивает необходимое для поворота направляющих колес давление масла, максимальное усилие, прикладываемое оператором для поворота рулевого колеса, не превышает 30 Н.

Если поток масла от насоса питания слишком мал, или отсутствует (например, при неисправностях двигателя, насоса питания, при разрушении нагнетательного маслопровода или отсутствии масла в масляном баке), то при вращении рулевого колеса насос-дозатор 4 выполняет функцию ручного насоса, перекачивая масло из одной полости гидроцилиндра 11 в другую, что обеспечивает поворот направляемых колес. Усилие на рулевом колесе, прикладываемое оператором для создания необходимого давления масла в гидроцилиндре 11 при ручном управлении, значительно возрастает, в отдельных случаях до 600 Н.

1.3.3. Формирование колеи передних колес трактора Беларус-80.1 с ГОРУ.

Для изменения колеи предусмотрены различные механизмы и устройства. В тракторах Беларус-80.1 колея задних колес изменяется перемещением ступиц колес по полуосям. Конструкция двухколесной оси позволяет менять колею передних колес от 1450 до 1750 мм с интервалом 100 мм и от 1550 до 1850 мм с интервалом 100 мм, в зависимости от схемы установки колес (рисунок 1.16г) [94]. Колея управляемых колес изменяется ступенчато перестановкой выдвижных труб, телескопически соединенных с шарнирно опертой балкой, по отверстиям с шагом 50 мм, так и за счет перестановки колес с борта на борт. Выдвижные кулаки перемещаются до совпадения требуемого отверстия в трубе кулака 5 с отверстием в трубе балки 9 в соответствии с таблицей 1.1 и рисунком 1.16в и фиксируются. После этого устанавливают опору корпуса гидроцилиндра 8 в соответствующее отверстие кронштейна 7 (таблица 1.1 и рисунок 1.16б).

Завершается регулировка колеи установкой длины поперечной тяги и регулировкой схождения колес.



а – вид сзади; б – вид спереди;

в – положения выдвижного кулака при формировании колеи передних колес;

г – варианты установки передних колес;

1 – гайка рулевой тяги; 2 – труба рулевой тяги; 3 – болт; 4 – палец;

5 – выдвижной кулак; 6 – палец цилиндра; 7 – кронштейн; 8 – гидроцилиндр;

9 – балка передней оси

Рисунок 1.16 – Формирование колеи передних колес на тракторах с ГОРУ

Колея управляемых колес трактора с передним ведущим мостом (ПВМ) с коническими колесными редукторами изменяется ступенчато в зависимости от величины выдвижения колесных редукторов, и соответственно, от размера отверстия крепления цилиндра ГОРУ, и может иметь значения 1400, 1510, 1620 мм, а с перестановкой колес с борта на борт – 1740, 1850, 1960 мм при установленных передних шинах 11.2-20 [94].

Таблица 1.1 – Устанавливаемые параметры при формировании колеи передних колес

Колея передних колес		Положение выдвижного кулака передней оси (рисунок 1.16в)	Номер отверстия в кронштейне (рисунок 1.16б)
схема 1 (рисунок 1.16г)	схема 2 (рисунок 1.16г)		
1450	1550	А	I
1550	1650	Б	II
1650	1750	В	III
1750	1850	Г	IV

1.3.4. Обоснование потребности в изменении колеи у тракторов Беларус-80.1

В конструкции многих сельскохозяйственных тракторов предусмотрена и реализована возможность изменения колеи, как ведущих, так и управляемых колес. Потребность в этом обусловлена универсальностью применения таких тракторов. Прежде всего, настройка конкретного значения колеи нужна при агрегатировании различного навесного оборудования для междурядной обработки, посева, подкормки разных сельскохозяйственных культур. Колею также необходимо изменять при навешивании дополнительного оборудования (стогаботы, копновозы, погрузчики и т.п.) как для повышения устойчивости, так и для согласования параметров трактора и устанавливаемого оборудования.

Потребность в изменении колеи как управляемых, так и задних колес тракторов Беларус-80.1 и Беларус-82.1 также обусловлена разнообразием видов работ, на которых они используются. В таблице 1.2 приведены значения рекомендуемой колеи управляемых колес по данным источников [68, 108, 117] в зависимости от используемого оборудования.

Таблица 1.2 – Рекомендуемая колея управляемых колес тракторов
Беларус-80.1 и Беларус-82.1 при работе с различным
оборудованием

Рекомендуемая колея управляемых колес, мм	Сельскохозяйственные машины (наименование и марка)
1350	Культиватор свекловичный навесной УСМК-5,4Б; прореживатель свекловичный навесной УСПП-5,4К; культиватор свекловичный широкозахватный КРШ-8,1; ботвоуборочная машина прицепная БМ-6А; корнеуборочная машина РКС-6;
1450	Картофелесажалка полунавесная СКС-4; картофелесажалка полунавесная КСМ-4; сеялка кукурузная навесная СУПН-8; культиватор-окучник навесной КРН-4,2Д; культиватор для высокостебельных культур навесной КРН-5,6А; косилка-плющилка ротационная, прицепная КПРН-3; пресс-подборщик прицепной ПС-1,6; пресс-подборщик рулонный прицепной ПРП-1,6; культиватор для высокостебельных культур КРН-8,4; жатка валковая прицепная ЖВС-6; косилка-измельчитель прицепная КИР-1,5; косилка-подборщик-измельчитель прицепная КУФ-1,8; картофелекопатель навесной КТН-2В; картофелеуборочный комбайн прицепной ККУ-2А.
1550	Плуг общего назначения ПЛН-3-35.
1650	Луцильник дисковый прицепной ЛДГ-5; борола дисковая навесная БДН-3; культиватор для сплошной обработки навесной КПС-4; сеялка зерновая прицепная СЗ-3,6, СЗУ-3,6; стогавоз тракторный прицепной СТП-2; косилка-подборщик-измельчитель, прицепная КПИ-2,4.

Окончание таблицы 1.2

1850	сеялка свекловичная навесная ССТ-12Б; прицеп-стоговоз СП-60; разбрасыватель органических удобрений РОУ-6; разбрасыватель минеральных удобрений РУМ-6; разбрасыватель прицепной двухосный 2ПТС-6; поезд из двух прицепов ПТС-4-887АН.
------	---

Таким образом, очевидно, что для реализации большинства технологических и транспортных операций в составе агрегатов существует потребность в регулировании колеи управляемых колес трактора.

1.4. Влияние изменения колеи на кинематические параметры поворота трактора

1.4.1. Нарушение исходной геометрии рулевой трапеции при изменении колеи трактора

При регулировке колеи изменяются геометрические размеры элементов рулевой трапеции, нарушающие ее исходные кинематические соотношения, а соответственно, необходимые соотношения между углами поворота колес и условия качения колес.

Нарушение исходной геометрии рулевой трапеции при изменении колеи трактора приводит к значительному снижению его маневренности, потери управляемости и устойчивости. Особенно явно это проявляется при разворотах и при выполнении тех работ, которые требуют крутых поворотов [71, 120]. Как правило, для достижения минимального влияния указанного конструктивного изменения на характеристики криволинейного движения трактора рациональные параметры рулевой трапеции устанавливаются для наиболее часто применяемой колеи [120]. Следовательно, при всех остальных положениях передних колес будет нарушаться кинематика криволинейного движения трактора, что вызывает скольжение колес

трактора, износ шин, увеличение затрат мощности двигателя на преодоление возросшего дополнительного сопротивления повороту машины. Наиболее заметно увеличивается сопротивление повороту на грунте в результате его нагребания (возникновения экскавационно-бульдозерного эффекта).

Установлено, что при заднем положении четырехзвенной неразрезной рулевой трапеции точка пересечения линий продолжения осей поворотных рычагов должна находиться приблизительно на расстоянии $d = (0,7...0,8)L$ от передней оси [16, 4]. Для трактора Беларусь-80.1 с продольной базой $L = 2370$ мм [94] при изменении колеи от 1350 мм до 1750 мм это расстояние изменяется от 1760 мм до 2450 мм (рисунок 1.17).

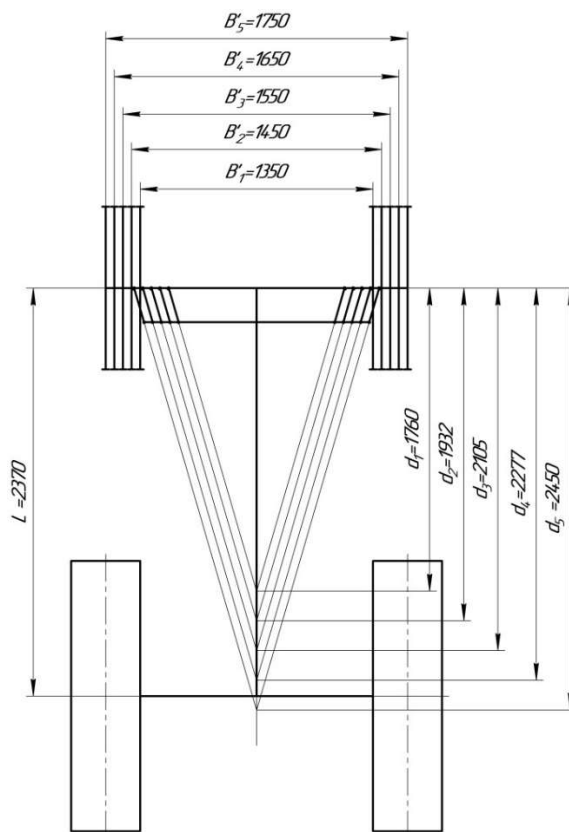


Рисунок 1.17 – Схема расположения элементов рулевой трапеции трактора Беларусь-80.1 при изменении колеи

Таким образом, при изменении колеи трактора Беларусь-80.1 и неизменном положении поворотных рычагов происходит нарушение геометрии рулевой трапеции, выражающееся в том, что точка пересечения линий продолжения осей поворотных рычагов меняет свое место положения

на продольной оси трактора. При этом коэффициент расположения рулевой трапеции изменяется от 0,74 до 1,05 (рисунок 1.18) [71] и лишь при колее 1350 мм соответствует рекомендуемым значениям.

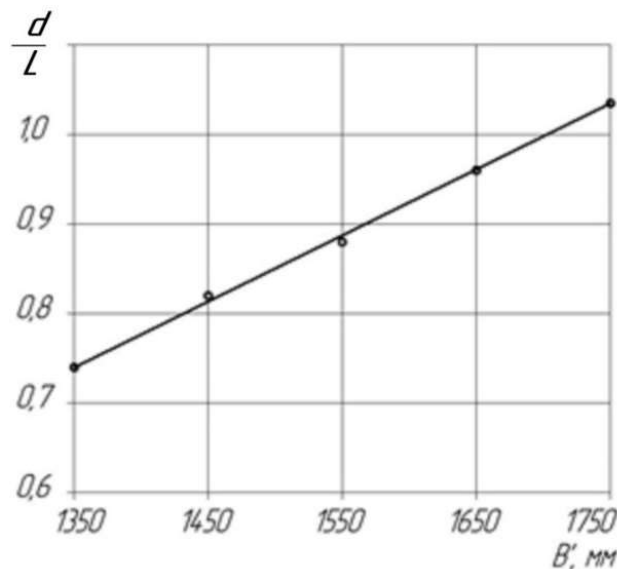


Рисунок 1.18 – Зависимость коэффициента расположения рулевой трапеции от колеи трактора Беларус-80.1

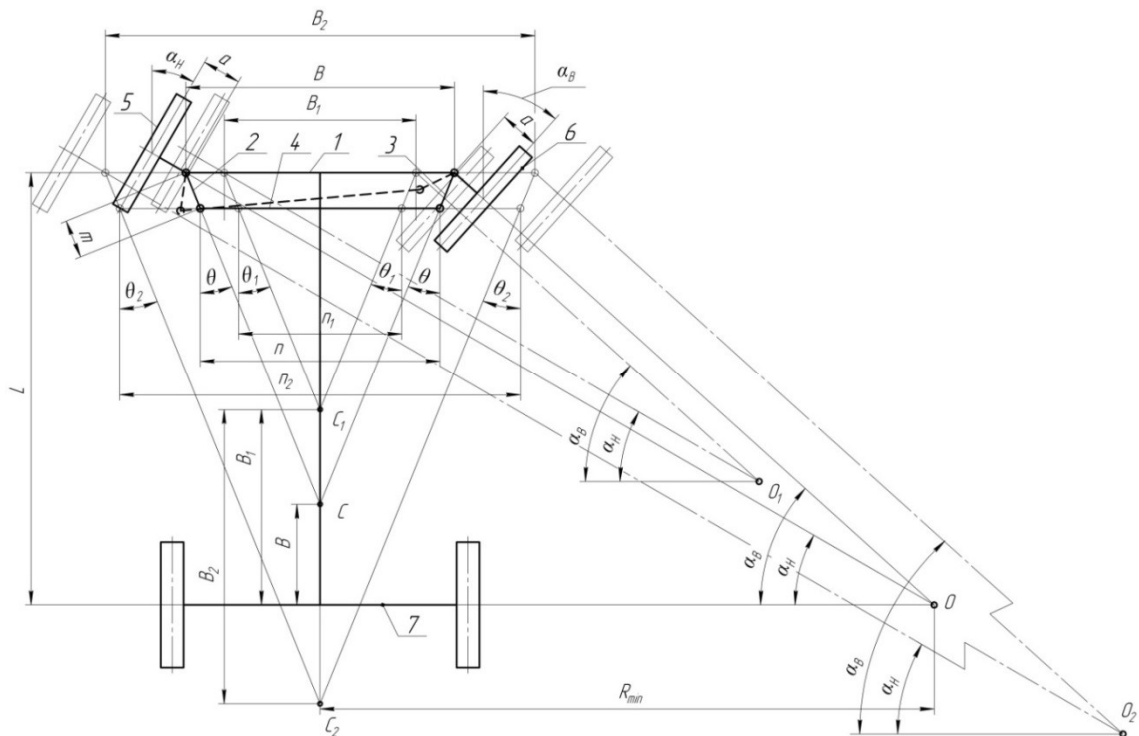
1.4.2. Влияние изменения колеи на положение мгновенного центра поворота

Известно [103, 104, 121], что для обеспечения качения всех колес машины без бокового скольжения, их мгновенный центр поворота должен лежать на пересечении осей вращения всех колес (рисунок 1.1). Исходя из этого, для наиболее распространенной схемы поворота тракторов и автомобилей (рисунок 1.1) наружный α_H и внутренний α_B углы поворота колес должны быть связаны зависимостью (1.1) [1, 38, 103, 104, 121].

На рисунке 1.19 рациональные параметры рулевой трапеции установлены при среднем значении расстояния между осями шкворней B . Как уменьшение шкворневой колеи до B_1 , так и ее увеличение до B_2 приводит к нарушению исходной геометрии трапеции, и следовательно, кинематики поворота: мгновенные центры поворота O_1 и O_2 при этом не лежат на продолжении задней оси машины, точки пересечения продолжения

боковых поворотных тяг выходят за пределы рекомендуемых положений. В одном случае она (точка C_1) приближается к передней оси машины, во втором (точка C_2) – может даже выходить за задний мост и лежать на продолжении продольной оси.

При изменении шкворневой колеи B длина поперечной тяги 1 (параметры n , n_1 и n_2 на рисунке 1,19) регулируется, что предусмотрено конструкцией машины. При постоянных длинах m поворотных рычагов 2 и 3, не меняются углы их наклона к продольной оси машины (θ , θ_1 и θ_2).



1 – передняя ось; 2, 3 – поворотные рычаги; 4 – поперечная рулевая тяга;
5, 6 – управляемые колеса; 7 – задний мост

Рисунок 1.19 – Схема поворота колесной машины с переменной колеёй

Таким образом, длина поворотного рычага практически не влияет на кинематику поворота и положение мгновенного центра поворота, а влияет его угловая координата.

При несоответствии параметров фактического (действительного, реального) поворота условиям правильного поворота согласование должно происходить за счет деформации шин и скольжения управляемых колес.

1.4.3. Влияние параметров рулевого механизма на кинематику поворота при изменении колеи

В настоящее время еще не существует рулевого механизма, который мог бы идеально обеспечить выполнение условия (1.1) даже при всех возможных допущениях. Устройством, посредством которого возможно обеспечить работу рулевого управления трактора Беларусь-80.1 с ГОРУ и неразрезной трапедией близко к требованию (1.1), является четырехзвенный шарнирно-рычажный механизм рулевой трапеции, который с некоторой погрешностью позволяет совершать кинематически правильный поворот лишь при одной колее [71, 120, 136, 138].

При варьировании колеи расстояние между осями шкворней и длина поперечной тяги изменяются, и как было выявлено [71] длины поворотных рычагов и углы наклона их к продольной оси машины постоянны, то есть искажаются геометрические характеристики трапеции, установленные изначально для выполнения условия (1.1), и соответственно нарушается кинематика криволинейного движения.

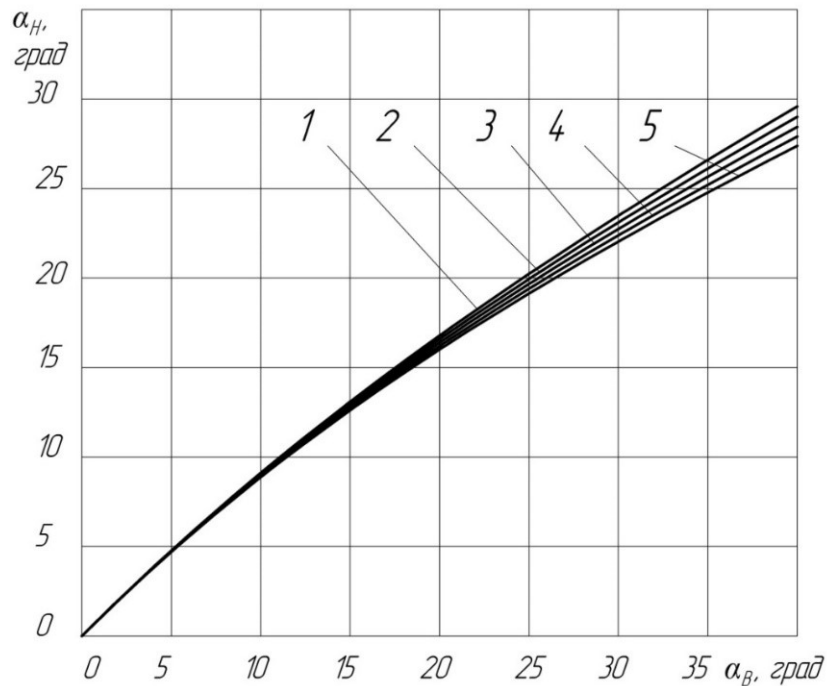
То, что вполне определенному отношению B/L соответствует вполне закономерная взаимосвязь между углами поворота внешнего и внутреннего колес при выполнении условия (1.1) показано на рисунке 1.20 для различных значений B/L трактора Беларусь-80.1. При расчетах приняты следующие его технические характеристики: $L=2370$ мм, $B=1350...1750$ мм с дискретным изменением через 100 мм и $\alpha_B = 0...40^\circ$ с интервалом в 5° [94].

Результаты исследований показывают, что с увеличением отношения B/L разность между α_B и α_H растет. Например, при $B/L=0,57$ и $\alpha_B=25^\circ$ – $\alpha_H=20,23^\circ$, а при $B/L=0,7$ и $\alpha_B=25^\circ$ – $\alpha_H=19,4^\circ$ (рисунок 1.20).

Анализ зависимости минимального радиуса поворота R_{min} от колеи B (рисунок 1.21) показал, что при этом также наблюдается рост значений R_{min} . Так, при $B=1350$ мм и $\alpha_B=10^\circ$ – $R_{min}=14,12$ м; при $B=1750$ мм и $\alpha_B=10^\circ$ – $R_{min}=14,32$ м; при $B=1350$ мм и $\alpha_B=20^\circ$ – $R_{min}=7,19$ м; при $B=1750$ мм и $\alpha_B=20^\circ$

– $R_{min}=7,39$ м; при $B=1350$ мм и $\alpha_B=30^\circ$ – $R_{min}=4,78$ м; при $B=1750$ мм и $\alpha_B=30^\circ$ – $R_{min}=4,98$ м.

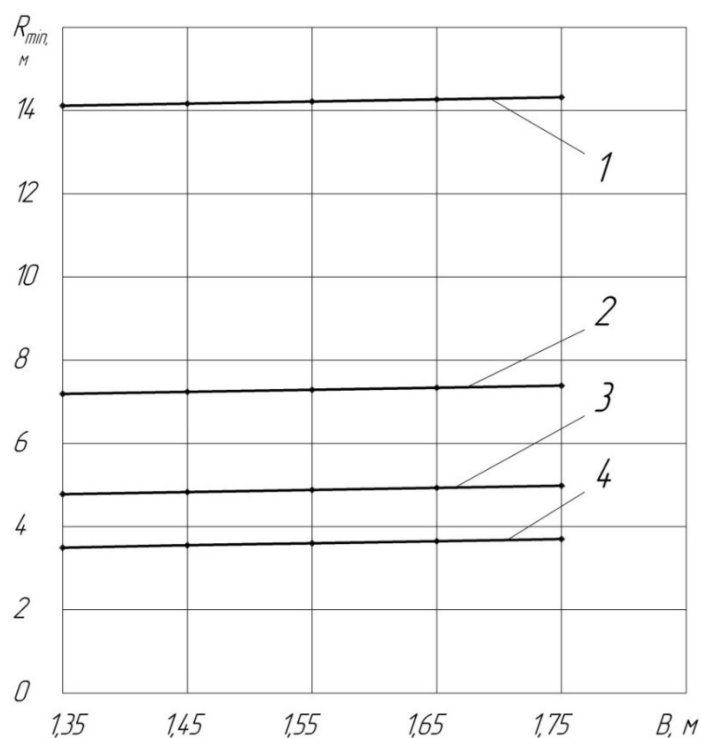
Как видно, приращения R_{min} в случае увеличения B и α_B равнозначны для каждого варианта: при изменении B от 1350 мм до 1750 мм при одинаковых значениях α_B оно равно 0,2 м, а при $B=1,35$ м и $B=1,75$ м с изменением α_B от 10° до 30° – 9,34 м.



1 – $B/L=0,57$; 2 – $B/L=0,61$; 3 – $B/L=0,65$; 4 – $B/L=0,7$; 5 – $B/L=0,74$

Рисунок 1.20 – Влияние отношения B/L на условие чистого качения колес трактора Беларус-80.1

Таким образом, выявлено, что определенным геометрическим размерам деталей рулевого привода транспортного средства соответствуют вполне конкретные кинематические характеристики поворота, именно поэтому рычажный механизм рулевой трапеции должен быть выполнен в виде многопозиционного соединения ее звеньев, для того, чтобы при изменении положения или размера одного из них, была возможность изменения параметров других для выполнения условий правильной кинематики криволинейного движения.



1 – $\alpha_B = 10^\circ$; 2 – $\alpha_B = 20^\circ$; 3 – $\alpha_B = 30^\circ$; 4 – $\alpha_B = 40^\circ$

Рисунок 1.21 – Зависимость минимального радиуса поворота трактора Беларус-80.1 от колеи

1.5. Устойчивость движения и маневренность сельскохозяйственных МТА на базе колесных тракторов

Под устойчивостью движения МТА следует понимать его способность точно сохранять заданное направление и при повороте изменять направление по требуемой траектории. Потеря устойчивости движения характеризуется стремлением отдельного трактора или трактора в составе агрегата самопроизвольно изменять направление движения, а при повороте рулевого колеса двигаться по кривой, не точно соответствующей повороту управляемых колес [33, 77]. Также устойчивость МТА – это его способность работать на продольных и поперечных уклонах без опрокидывания или сползания. Потеря устойчивости трактора выражается в возможности его опрокидывания или боковом скольжении [21, 39, 52, 99]. Понятие

устойчивости движения перекликается с понятием управляемости при высоких скоростях движения.

Изучением движения МТА различного типа занимались многие исследователи. При этом изначально была использована терминология, принимаемая при изучении движения автомобилей. Так академик Е.А. Чудаков [128] под устойчивостью автомобиля понимает его способность держать дорогу, противостоять боковому скольжению его осей и опрокидыванию. Способность автомобиля при движении точно следовать повороту управляемых колес он определяет, как управляемость. Для оценки статической управляемости, он предложил использовать отношение фактического радиуса поворота к теоретическому [129]. Исследуя работу пропашного агрегата на междурядной обработке, И.И. Трапезников [122] называет управляемостью способность трактора, работающего под нагрузкой, точно следовать заданной траектории [22, 121]. В.Ф. Коновалов [50, 51] предложил считать устойчивостью агрегата свойство, проявляющееся при малых отклонениях и исчезающее при значительных, а управляемость должна сохраняться всегда. М.С. Кринко [55] способность трактора следовать по задаваемой траектории называет маневренностью. А.Н. Беляев [11, 19] под устойчивостью криволинейного движения подразумевает способность трактора или агрегата двигаться по заданной траектории при движении в повороте. Понятие устойчивости криволинейного движения МТА перекликается с понятием управляемости автомобиля, установленного ОСТ 37.001.051-86 [77]. При этом понятие маневренности можно рассматривать как способность трактора или агрегата сохранять устойчивость при минимальных радиусах поворота.

Пропашные МТА работают циклически, сочетая рабочие хода и повороты с заездами. На выбор способа движения на поворотной полосе оказывают влияние многие факторы. Это и агротехнические требования, типа и состава агрегата, размеры поля. При этом круговой беспетлевой поворот лежит в основе любого способа движения на поворотной полосе.

Наиболее кинематически сложным при работе агрегата является его криволинейное движение на поворотной полосе, характеризующееся разными скоростями движения и траекториями отдельных его точек. Для МТА переход от прямолинейного движения к движению по дуге окружности не может быть мгновенным, как и обратный от движения по кривой к прямолинейному.

На поворотной полосе, особенно при входе в поворот, происходит более значительное, чем на других участках поля, отклонения МТА от заданной траектории движения. На это оказывает влияние большое количество факторов. Эти факторы принято разделять на конструктивные и эксплуатационные.

К конструктивным относятся [49, 64, 65, 74, 86, 127]:

- схема колесного хода, которая характеризуется числом и расположением направляющих колес, продольной и поперечной базой, расположением центра тяжести, главным моментом инерции агрегата;
- сцепные свойства колес, зависящие от распределения веса между ними, конструкции и внутреннего давления шин и т.д.;
- конструкция рулевого управления и рулевого привода, характеризующаяся передаточным числом;
- конструкция подвески, которая характеризуется особенностями направляющего аппарата, степенью подрессоренности, степенью демпфирования;
- предельные скорости и ускорения, угловая скорость и ускорение, отклонение направляющих колес, характеризующееся степенью неравномерности движения агрегата и интенсивности затрат энергии.

К эксплуатационным факторам, определяющим устойчивость криволинейного движения агрегата, относятся [49, 86, 100, 127]:

- рельеф и микрорельеф поля, которые характеризуются статистическими показателями;
- тип и состояние почвы;

- способ агрегатирования, определяемый составом и назначением агрегата, смещением линии направления действия силы сопротивления машины относительно направления действия силы тяги трактора, пределами возможных перемещений машины относительно трактора;
- рабочая скорость и ускорение МТА;
- агротехнические требования к форме траектории и допуск на отклонение.

Из перечисленных факторов следует выделить факторы, изменяющие параметры движения агрегата. Среди конструктивных к ним относятся конструкция и состояние системы рулевого управления, свойства шин, определяющие их взаимодействие с почвой. Среди эксплуатационных наибольшее значение имеют: способ агрегатирования, свойства почвы, а также силовое воздействие агрегатируемых устройств на трактор и возмущения, испытываемые МТА.

Конструктивные факторы, влияющие на устойчивость криволинейного движения МТА, определяются в основном конструктивными особенностями трактора. Конструкция рулевого управления, определяемая способом передачи поворачивающего момента к управляемым колесам, передаточным отношением рулевого механизма, зависимостью между углами поворота направляющих колес оказывает существенное влияние на маневренность, управляемость и устойчивость движения МТА.

Углы поворота управляемых колес определяются конструктивными параметрами и геометрическими соотношениями рулевой трапеции, которые подбираются, таким образом, чтобы управляемые колеса на криволинейной траектории движения трактора катились по концентрическим окружностям.

Пропашные тракторы с передними управляемыми колесами имеют опцию изменения колеи при выполнении работ в составе агрегата по междурядной обработке различных культур, высеваемых с разной шириной междурядий. Изменение колеи при неизменных длине m поворотных рычагов и угле θ их наклона к продольной оси трактора ведет к нарушению

кинематики поворота. Окружности, по которым катятся управляемые колеса, перестают быть концентрическими, их радиусы не выходят из общего центра (рисунок 1.19). Особенно это проявляется при криволинейном движении по деформируемой почве на поворотной полосе, где наблюдается более значительное отклонение от требуемой траектории движения, в том числе зачастую возникает занос, увеличиваются радиус поворота и площадь поворотной полосы.

Увеличение колеи управляемых колес при неизменных углах наклона поворотных рычагов будет повышать расхождение в направлениях окружных скоростей относительно центра поворота и средний угол, который определяет направление движения, будет увеличиваться (если измерять углы относительно задней оси трактора), что приведет к увеличению радиуса R_T поворота агрегата. При повороте навесного агрегата, когда навешенное сзади оборудование в транспортном положении разгружает управляемые колеса, будут возрастать боковой увод и скольжение шин, что также способствует увеличению динамической нагруженности агрегата, уплотнению и разрушению почвенной структуры, снижает плодородие почвы, поэтому для повышения урожайности сельскохозяйственных культур необходимо уменьшать площадь повышенного уплотнения почвы, определяемую шириной поворотной полосы. Разгрузка управляемых колес также приведет к увеличению радиуса поворота, и следовательно, к увеличению потребной ширины поворотной полосы, что при возделывании пропашных культур, особенно на полях малой площади дополнительно сократит эффективность использования площади поля. Для предотвращения этого явления масса применяемых грузов догрузателей передней оси трактора Беларусь-80.1 может составлять 220 или 510 кг, что при максимальной догрузке увеличит массу трактора в агрегате, а, следовательно, и его давление на почву почти на 15 % [94].

При оценке устойчивости движения трактора различают траекторную устойчивость [11], характеризующую способностью сохранять направление

движения центра масс, и курсовую устойчивость, характеризующую способностью трактора сохранять ориентацию продольной оси. Показателем траекторной устойчивости является сохранение или изменение направления вектора скорости центра масс, а при постоянстве продольной составляющей этого вектора – изменение величины его боковой составляющей. Показателем курсовой устойчивости является изменение угловой скорости относительно оси, перпендикулярной к плоскости, в которой движется трактор.

Еще один показатель устойчивости – относительный коэффициент устойчивости по дисперсии и по мощности колебаний курсового угла. Относительный коэффициент устойчивости по дисперсии определяется как отношение дисперсии курсового угла агрегатируемого оборудования к дисперсии курсового угла трактора. Относительный коэффициент устойчивости по мощности колебаний – отношение усредненного значения отдельных реализаций мощности колебаний курсового угла агрегатируемого оборудования к усредненному значению отдельных реализаций мощности колебаний курсового угла трактора [80].

Известны также более обобщенные критерии, позволяющие оценивать устойчивость прямолинейного и криволинейного движения. Таким является критерий обобщенного ряда Штурма. Он применяется для оценки динамической устойчивости колесного трактора в движении [57].

Маневренность МТА оценивается рядом критериев. Среди них стоит отметить минимальную длину холостого хода на поворотах в конце гона [78]. Этот показатель комплексно оценивает минимальный радиус поворота R_{min} , определяемый по внешней точке трактора или сельскохозяйственной машины и длину выезда, косвенно связан с шириной поворотной полосы. Также маневренность агрегата в целом можно оценить по скорости движения на повороте, которая ограничена устойчивостью агрегата.

Для количественной оценки управляемости при движении по криволинейной траектории используется такой критерий, как отношение

средней скорости изменения курсового угла МТА к средней скорости поворота его направляющих колес на зачетном участке гона [133].

На маневренность МТА влияют различные конструктивные факторы, например: массово-геометрические параметры, конструктивные особенности тягово-сцепных устройств, поворотных устройств прицепных машин и характеристики пневматических шин.

Если рассматривать устойчивость при движении на склонах, то применяются следующие основные способы повышения устойчивости движения. Это использование низкоклиренсных тракторов, установка сдвоенных колес, съемных уширительных ободьев, противовесов и др. [39, 43, 60, 111, 126]. Повлиять на устойчивость движения можно, меняя давление в шинах колес, поскольку при этом также будет меняться величина боковых упругих сил, а следовательно, и углы увода шин. Таким образом, отклонение траектории кинематического центра трактора при повороте позволяет получить достаточно полное представление об устойчивости при криволинейном движении. В качестве основных критериев оценки устойчивости движения и маневренности исследуемого МТА наиболее приемлемым является минимальный радиус поворота R_{min} , а также параметры абсциссы x_{max} , измеряемой вдоль поворотной полосы, и ординаты y_{max} , измеряемой перпендикулярно поворотной полосе. При этом x_{max} соответствует ширине «петли» при повороте на 180° , а y_{max} представляет собой максимальный выезд перпендикулярно поворотной полосе (минимальную длину холостого хода на поворотах в конце гона). Текущие значения абсциссы x и ординаты y показывают поперечные и продольные отклонения МТА от требуемой траектории [13, 14].

1.6. Выводы

1. Для того, чтобы все колеса транспортного средства свободно вращались на криволинейной траектории, нормальные линии к центру

каждой плоскости шины должны всегда пересекаться в общей точке, являющейся мгновенным центром поворота и расположенной на пересечении осевых линий колес.

2. Устройством, посредством которого возможно обеспечить работу рулевого управления транспортного средства, реализующего кинематически правильный поворот, является шарнирно-рычажный механизм рулевой трапеции.

3. Результаты расчетов для трактора Беларус-80.1 показали, что изменение шкворневой колеи приводит к искажению заложенного конструктивно соотношения между углами поворота внутреннего и наружного управляемых колес $\alpha_H = f(\alpha_B)$, и следовательно, нарушению кинематики криволинейного движения. При изменении отношения колеи к продольной базе трактора B/L с 0,57 до 0,74 минимальный радиус поворота $R_{\min}$ без притормаживания колеса изменяется от 3,0516 до 4,4901 м.

4. Изменение колеи колесного трактора расширяет его загрузку и повышает качество выполнения работ, но приводит к изменению исходной геометрии трапеции, и следовательно, нарушению кинематики криволинейного движения.

5. Для того, чтобы машина поворачивалась с заданным радиусом и с неизменной силой тяги ведущих колес необходимо усовершенствование конструкции системы рулевого управления колесных машин с переменной колеёй, которая позволяла бы не только обеспечивать подбор длин поперечной рулевой тяги, но и поворотных рулевых рычагов, а также углов их наклона к продольной оси машины.

6. Для обеспечения необходимых условий свободного качения колес при повороте транспортного средства во всем диапазоне изменения его колеи, конструкция рычажного механизма рулевой трапеции должна быть выполнена в виде многопозиционного соединения ее деталей.

2. Теоретическое обоснование рациональной рулевой трапеции колесного трактора Белерус-80.1

2.1. Аналитическое исследование кинематики правильного и действительного поворота колесной машины

2.1.1. Определение радиуса поворота и положения мгновенного центра поворота при изменении колеи

Трапецеидальный четырехзвенный шарнирно-рычажный механизм, применяемый в рулевом приводе поворота управляемых колес для изменения направления движения транспортного средства, не удовлетворяет в полной мере соблюдению условия чистого качения колес и соответствия его кинематики правильному повороту. При регулировке колеи машины указанное кинематическое рассогласование увеличивается [48, 106].

Между тем имеющаяся возможность изменения колеи колесного трактора существенно расширяет его функциональные возможности и улучшает эксплуатационные свойства.

При изменении колеи B' происходит удлинение или укорочение расстояния между центрами осей шкворней поворотных цапф B , вокруг которых поворачиваются управляемые колеса. Это искажает исходную геометрию рулевой трапеции, изменяет кинематику, необходимую по условиям правильного поворота, и его требуемые характеристики для обеспечения чистого, без скольжения, качения колес (рисунок 2.1) [1, 71, 105].

При этом также изменяются соотношения между углами поворота внутреннего α_B и наружного α_H управляемых колес, определяющие соответствие каждого его значения условию правильного поворота.

Кинематический анализ криволинейного движения машины при изменении колеи заключается в определении углов поворота колес α_B и α_H , соответствующих фактическому и правильному повороту, выборе

параметров рулевой трапеции, а также в согласовании геометрии и кинематики указанных вариантов поворота [75].

Как было уже отмечено, условия правильного поворота оцениваются очевидной зависимостью (1.1), устанавливающей вполне определенную и необходимую взаимосвязь между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B управляемых колес в соответствии с конструктивными особенностями машины.

Как видно из (1.1), отношение B/L должно быть всегда постоянным, а мгновенный центр поворота, являющийся пересечением нормалей к траекториям движения колес, должен лежать на продолжении неуправляемой оси. Только при выполнении этих теоретических положений машина будет совершать правильный поворот, и колеса будут двигаться без скольжения, то есть иметь чистое качение.

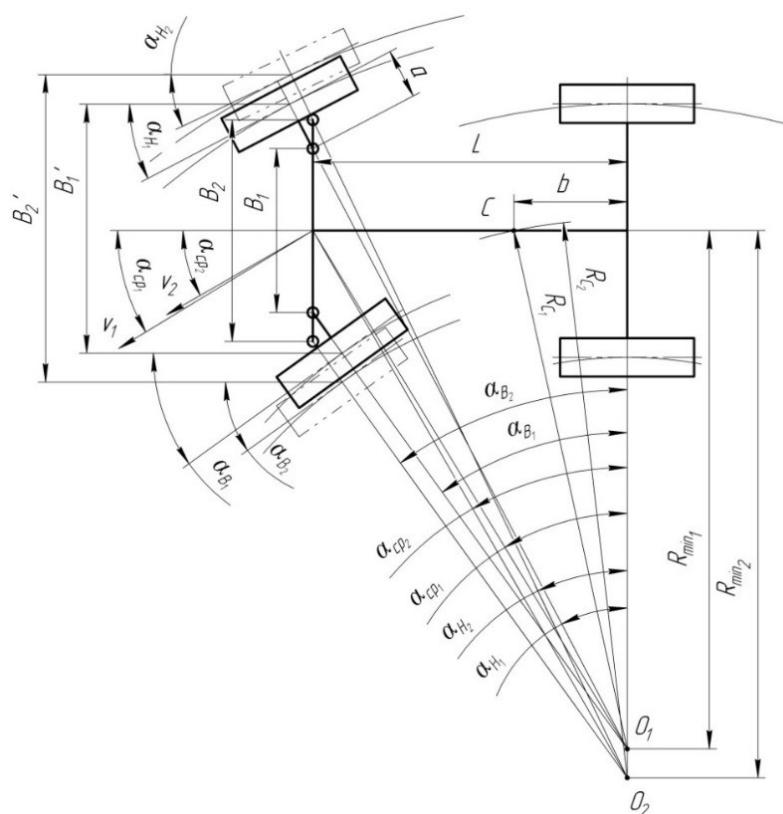


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема идеального поворота колесной машины

Каждое изменение шкворневой колеи B дает различные, определяемые условием (1.1), соотношения между углами α_H и α_B , но в их основе лежат

одни и те же закономерности, позволяющие, например, мгновенному центру поворота машины всегда находиться на продолжении оси заднего моста (на рисунке 2.1 – точки O_1 и O_2). При этом численные характеристики общей геометрии и кинематики правильного поворота будут отличаться. Основные из них можно определить по следующим известным зависимостям (рисунок 2.1) [71, 137]:

$$ctg\alpha_{cp} = \frac{ctg\alpha_H + ctg\alpha_B}{2}. \quad (2.1)$$

$$\alpha_H = arctg\left(\frac{Ltg\alpha_B}{L + Btg\alpha_B}\right); \quad (2.2)$$

$$R_{min} = \frac{L}{tg\alpha_B} + \frac{1}{2}B = \frac{L}{tg\alpha_H} - \frac{1}{2}B; \quad (2.3)$$

$$R_C = \sqrt{b^2 + L^2 ctg^2\alpha_{cp}}, \quad (2.4)$$

где α_{cp} – средний угол поворота управляемых колес, град;

R_{min} – теоретический минимальный радиус поворота, м;

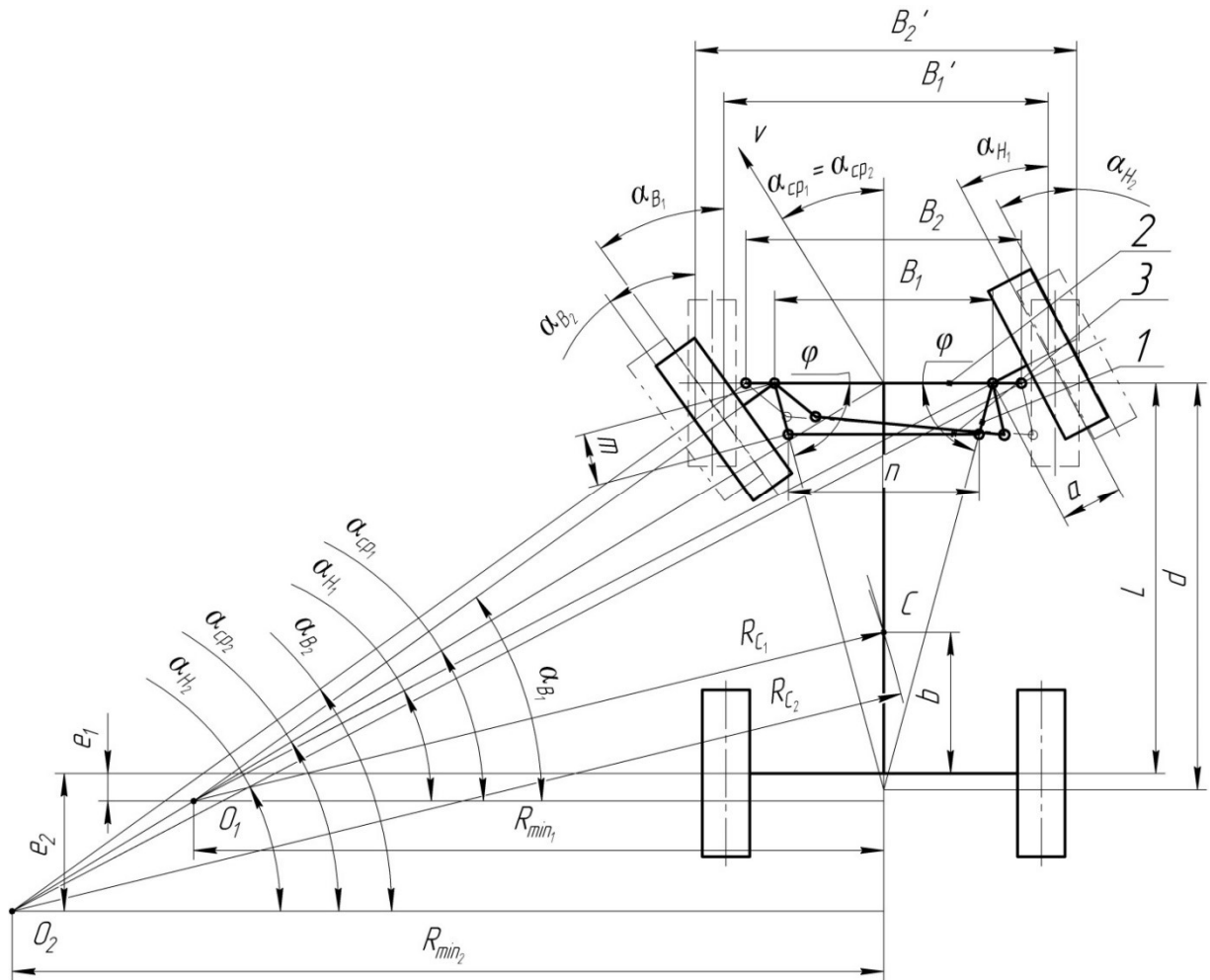
R_C – теоретический радиус кривизны траектории, описываемой центром тяжести C , м;

b – расстояние от центра тяжести C до задней оси машины, м.

Таким образом, от рулевого привода требуется, чтобы он обеспечивал вытекающие из геометрии поворота требуемые соотношения между углами поворота управляемых колес. В тракторе Беларус-80.1 наиболее близкое к полученному по условию положения (1.1) соотношение между углами α_B и α_H достигается, за счет применения в рулевом приводе в основном четырехзвенной рулевой трапеции (рисунок 2.2) [94]. Схемы поворота на рисунках 2.1 и 2.2 изображены для двух вариантов B и B' для наглядности оценки конструктивных изменений, более глубокого анализа и демонстративного сравнения результатов исследований.

Рулевой привод, обеспечивающий выполнение условия чистого качения, реально выполнить трудно, так как для этого необходимо, чтобы

при изменении B он каждый раз давал новые соотношения между углами поворота управляемых колес, соответствующие (1.1) [71, 137].



1 – боковой поворотный рычаг; 2 – поперечная ось машины;
3 – поперечная тяга рулевой трапеции.

Рисунок 2.2 – Кинематическая схема действительного поворота колесной машины, реализуемого четырехзвенной рулевой трапецией

Исследование поворота колесной машины (рисунок 2.1, и рисунок 2.2) ведем из условия, что управляемые колеса не обладают боковой упругостью, поэтому и оценка геометрических параметров рулевой трапеции и, следовательно, кинематических характеристик поворота не учитывает эластичные свойства шин, которые, очевидно, оказывают некоторое влияние на кинематику и динамику криволинейного движения [71]. Кинематический расчет в окончательном виде должен уточняться данными, связанными с

уводом шин. Однако, для большинства условий исследований, приводимых в настоящей работе, указанное допущение вполне оправдано [71, 137].

Как уже отмечалось, при выполнении поворота рулевой трапецией его геометрия и кинематика не будут соответствовать правильному повороту и известные расчетные зависимости (2.1 – 2.4) [71, 137] для численного определения геометрических и кинематических характеристик правильного поворота не могут быть использованы для оценки фактического поворота.

С целью прогнозирования устойчивости и маневренности колесной машины, движущейся по криволинейной траектории, необходимо предварительно определить положение мгновенного центра поворота, а затем значения минимального теоретического радиуса R_{min} и радиусы траекторий поворота характерных точек, например R_C , центра масс трактора, при каждом варианте установленной колеи.

Между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B управляемых колес при реальном повороте, осуществляемом рулевой трапецией, существуют аналитические взаимосвязи, установленные выражениями 1.5 и 1.6 [16, 95]. Для удобства использования при расчетах и дальнейшего анализа полученных результатов запишем формулу, обобщающую выражения 1.5 и 1.6 в следующем виде:

$$\alpha_H = \varphi + \arctg \frac{m \cos(\varphi + \alpha_B)}{B - m \sin(\varphi + \alpha_B)} - \arcsin \frac{m + 2B \sin \varphi - 2m \sin^2 \varphi - B \sin(\varphi + \alpha_B)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin(\varphi + \alpha_B)}}, \quad (2.5)$$

где φ – угол наклона рулевого рычага к оси качения колеса ($\varphi + \theta = 90^\circ$), град.

Сравнение выражений (1.1), описывающего правильный поворот, и (2.5) для поворота рулевой трапецией показывает, что они не тождественные, и, следовательно, между теоретически необходимыми углами поворота колес α_B и α_H , полученными согласно кинематике правильного поворота (1.1), и фактическими, реализуемыми рулевой трапецией (2.5), будет неизбежно существовать разность.

При этом средний угол поворота управляемых колес, исходя из рисунка 2.2, определяется формулой (2.1).

Проведенный анализ литературы показал, что расчетные формулы для определения R_{min} , R_C и положения центра действительного поворота, не установлены, поэтому запишем выражения для их определения.

Минимальный радиус поворота колесной машины, обеспечиваемого рулевой трапецией, согласно рисунку 2.2 и с учетом формулы (2.3), определяется по следующим выражениям:

$$R_{min} = \frac{L + e}{tg\alpha_B} + \frac{1}{2}B; \quad (2.6)$$

$$R_{min} = \frac{L + e}{tg\alpha_H} - \frac{1}{2}B, \quad (2.7)$$

где e – расстояние от задней оси до мгновенного центра поворота, м

Из условия равенства (2.6) и (2.7)

$$\frac{L + e}{tg\alpha_B} + \frac{1}{2}B = \frac{L + e}{tg\alpha_H} - \frac{1}{2}B$$

получаем расстояние от задней оси до мгновенного центра поворота
мгновенного центра поворота

$$e = B \cdot \frac{tg\alpha_H \cdot tg\alpha_B}{tg\alpha_B - tg\alpha_H} - L. \quad (2.8)$$

Окончательно, с учетом (2.7) и (2.8) имеем мгновенный минимальный теоретический радиус поворота колесной машины, реализуемый рулевой трапецией

$$R_{min} = B \cdot \left(\frac{tg\alpha_H}{tg\alpha_B - tg\alpha_H} + \frac{1}{2} \right). \quad (2.9)$$

Мгновенный радиус кривой траектории центра тяжести равен (рисунок 2.2)

$$R_C = \sqrt{(b + e)^2 + R_{min}^2}. \quad (2.10)$$

Анализ выражений для идеального (2.3), (2.4) и реального (2.6), (2.7), (2.9), (2.10) поворотов и сравнение результатов, полученных с их использованием, показали отличие радиусов кривизны траекторий.

2.1.2. Результаты анализа кинематики поворота трактора Белерус-80.1, реализуемого базовым вариантом рулевой трапеции при изменении колеи

2.1.2.1. Оценка влияния изменения колеи на параметры правильного поворота трактора Белерус-80.1

Для оценки степени несоответствия фактической кинематики поворота и кинематики правильного поворота при изменении колеи трактора использовались аналитические методы, позволившие получить некоторые расчетные закономерности, и провести численный анализ кинематики поворота трактора с изменяемой колеей для разных параметров рулевой трапеции.

Для трактора Беларус-80.1 согласно техническим характеристикам и данным, полученным измерениями, колесная база $L = 2,37$ м, колея передних колес изменяется в пределах $B' = 1,35 \dots 1,75$ м с интервалами $0,10$ м, шкворневая колея также варьируется дискретно через $0,10$ м от $B = 1,02$ м до $B = 1,42$ м, длина рычагов l в проекции на горизонтальную плоскость $m = 0,207$ м и углы их наклона $\varphi = 73,83^\circ$, отношение $m/n = 0,228$ (рисунок 2.2) [94].

Увеличение или уменьшение шкворневой колеи B согласно условию чистого качения (1.1) приводит к очевидному изменению необходимого для его соблюдения соотношения между углами α_B и α_H , и, как следствие, – геометрических и кинематических параметров правильного поворота (см. рисунок 2.1): среднего угла поворота управляемых колес α_{cp} , положения мгновенного центра поворота на продолжении задней оси машины (точки O_1 , O_2), минимального теоретического радиуса поворота (R_{min1} , R_{min2}) и теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром тяжести (R_{C1} , R_{C2}), которые рассчитаны по формулам (2.1 – 2.4).

Из расчетов для правильного поворота трактора Беларус-80.1 (рисунок 2.1) по формулам (2.3) и (2.4) при минимальной шкворневой колее $B = 1,02$ м (соответствует $B' = 1,35$ м) и угле $\alpha_B = 20^\circ$ получено $R_{min} = 7,022$ м, $R_C = 7,066$ м, а при угле $\alpha_B = 40^\circ$ – $R_{min} = 3,335$ м, $R_C = 3,427$ м. При максимальной величине $B = 1,42$ м ($B' = 1,75$ м) и $\alpha_B = 20^\circ$ – $R_{min} = 7,222$ м, $R_C = 7,265$ м, а

при $\alpha_B = 40^\circ$ – $R_{min} = 3,535$ м, $R_C = 3,622$ м (таблица 2.1, рисунок 2.3, рисунок 2.4).

Таблица 2.1 – Кинематические параметры правильного поворота

№ п.п.	α_B , град	α_H , град	α_{CP} , град	$R_{min 1}$, м	R_C , м
$B = 1,02$ м					
1	1	0,993	0,996	136,287	136,290
2	5	4,819	4,908	27,599	27,611
3	10	9,307	9,641	13,951	13,973
4	15	13,509	14,216	9,355	9,388
5	20	17,468	18,651	7,022	7,066
6	25	21,225	22,966	5,593	5,648
7	30	24,818	27,183	4,615	4,682
8	35	28,283	31,321	3,895	3,974
9	40	31,653	35,404	3,335	3,427
$B = 1,22$ м					
1	1	0,991	0,996	136,387	136,390
2	5	4,786	4,890	27,699	27,711
3	10	9,183	9,574	14,051	14,073
4	15	13,250	14,072	9,455	9,488
5	20	17,042	18,407	7,122	7,165
6	25	20,608	22,604	5,693	5,747
7	30	23,993	26,687	4,715	4,781
8	35	27,234	30,680	3,995	4,072
9	40	30,370	34,608	3,435	3,524
$B = 1,42$ м					
1	1	0,990	0,995	136,487	136,490
2	5	4,752	4,873	27,799	27,810
3	10	9,061	9,508	14,151	14,173
4	15	13,001	13,930	9,555	9,588
5	20	16,637	18,169	7,222	7,265
6	25	20,026	22,252	5,793	5,846
7	30	23,218	26,207	4,815	4,879
8	35	26,256	30,062	4,095	4,170
9	40	29,178	33,844	3,535	3,622

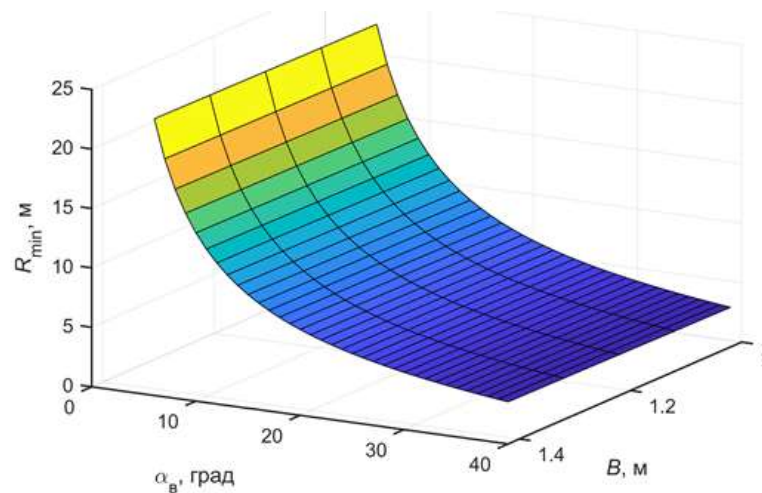


Рисунок 2.3 – Зависимость теоретического минимального радиуса поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при правильном повороте трактора Беларус-80.1

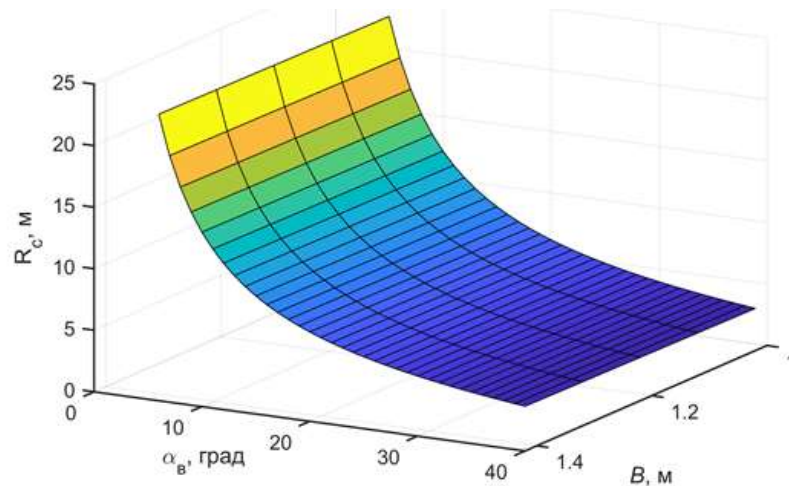


Рисунок 2.4 – Зависимость теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром масс, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при правильном повороте трактора Беларус-80.1

Таким образом, с увеличением колеи трактора радиусы R_{min} и R_C также возрастают. При этом, если B изменяется на 0,4 м, то во всем интервале α_B приращения и R_{min} , и R_C постоянны и составляют около 0,2 м, что соответствует при $B = 1,02$ м примерно 3,0 %, а при $B = 1,42$ м – 5,5 %.

2.1.2.2. Оценка влияния изменения колеи на радиус кривизны траектории движения центра масс трактора Беларус-80.1 и минимальный радиус поворота, реализуемого базовой рулевой трапецией

Для расчета общих кинематических параметров поворота, реализуемого рулевой трапецией, использовались выражения (2.1), (2.5) и формулы (2.9) и (2.10), полученные из рассмотрения тригонометрии кинематической схемы поворота на рисунке 2.2. «Вылет» мгновенного центра поворота определялся по выражению (2.8) и реализованные в программах расчета [96, 97]. Результаты расчетов приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Кинематические параметры поворота, реализуемые базовой рулевой трапецией

№ п.п.	α_B , град	α_H , град	α_{CP} , град	R_{min} , м	R_C , м	e , м
$B = 1,02$ м						
1	1	0,994	0,997	179,296	179,311	0,751
2	5	4,861	4,929	35,952	36,027	0,731
3	10	9,452	9,718	17,757	17,899	0,671
4	15	13,778	14,363	11,508	11,709	0,577
5	20	17,831	18,856	8,266	8,512	0,453
6	25	21,598	23,182	6,245	6,523	0,304
7	30	25,055	27,323	4,850	5,145	0,136
8	35	28,173	31,255	3,828	4,124	-0,046
9	40	30,913	34,948	3,052	3,334	-0,237
$B = 1,22$ м						
1	1	0,994	0,997	218,910	218,931	1,440
2	5	4,864	4,931	43,892	43,994	1,417
3	10	9,463	9,724	21,681	21,878	1,345
4	15	13,802	14,377	14,056	14,334	1,233

Окончание таблицы 2.2

№ п.п.	α_B , град	α_H , град	α_{CP} , град	R_{min} , м	R_C , м	e , м
5	20	17,875	18,880	10,101	10,446	1,084
6	25	21,669	23,222	7,636	8,030	0,906
7	30	25,161	27,385	5,936	6,360	0,705
8	35	28,325	31,346	4,689	5,124	0,486
9	40	31,124	35,070	3,741	4,168	0,257
$B = 1,42$ м						
1	1	0,995	0,997	258,524	258,551	2,130
2	5	4,866	4,932	51,831	51,962	2,103
3	10	9,470	9,728	25,605	25,856	2,020
4	15	13,819	14,386	16,603	16,961	1,889
5	20	17,906	18,897	11,935	12,382	1,716
6	25	21,718	23,250	9,027	9,540	1,508
7	30	25,234	27,428	7,020	7,578	1,273
8	35	28,429	31,409	5,550	6,128	1,019
9	40	31,270	35,169	4,430	5,006	0,756

Для варианта поворота трактора Беларус-80.1, осуществляемого базовой рулевой трапецией (рисунок 2.2), при $B = 1,02$ м и угле $\alpha_B = 20^\circ$ определено $R_{min} = 8,266$ м, $R_C = 8,512$ м, $e = 0,453$ м; при $B = 1,02$ м и угле $\alpha_B = 40^\circ$ – $R_{min} = 3,0516$ м, $R_C = 3,334$ м, $e = -0,237$ м (знак «–» перед e показывает, что мгновенный центр поворота лежит внутри колесной базы трактора); при $B = 1,22$ м (соответствует $B' = 1,55$ м) и $\alpha_B = 20^\circ$ – $R_{min} = 10,101$ м, $R_C = 10,446$ м, $e = 1,0843$ м; при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ – $R_{min} = 3,741$ м, $R_C = 4,168$ м, $e = 0,257$ м; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 20^\circ$ – $R_{min} = 11,935$ м, $R_C = 12,382$ м, $e = 1,636$ м; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ – $R_{min} = 4,4301$ м, $R_C = 5,0061$ м, $e = 0,75$ м (рисунки 2.5–2.7).

Таким образом, изменение B с 1,02 м до 1,42 м при $\alpha_B = 20^\circ$ дает рост R_{min} на величину $\Delta R_{min} = 3,669$ м или на 30,74%, а R_C – на $\Delta R_C = 3,87$ м (31,26%); при $\alpha_B = 40^\circ$ – $\Delta R_{min} = 1,379$ м (31,11%), $\Delta R_C = 1,672$ м (33,40%).

Сравнение указанных кинематических характеристик с рассчитанными по формулам (2.3) и (2.4) дало следующие результаты: при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 20^\circ$ R_{min} возрастает на величину $\Delta R_{min} = 1,245$ м (15,06%), а R_C – на $\Delta R_C = 1,446$ м (16,99%); при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ R_{min} и R_C уменьшаются на $\Delta R_{min} = 0,283$ м (8,5%) и $\Delta R_C = 0,093$ м (2,71%). Параметры $B = 1,42$ м, $\alpha_B = 20^\circ$ и $B = 1,42$ м, $\alpha_B = 40^\circ$ приводят к увеличению R_{min} и R_C , соответственно на $\Delta R_{min} = 4,713$ м (39,49%), $\Delta R_C = 5,117$ м (41,33%) и $\Delta R_{min} = 0,895$ м (20,21%), $\Delta R_C = 1,384$ м (27,65%).

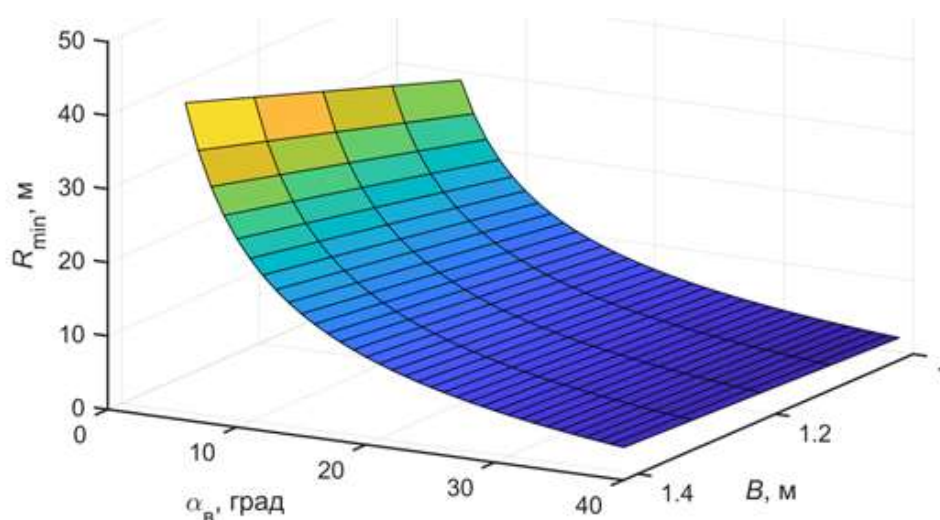


Рисунок 2.5 – Зависимость теоретического минимального радиуса поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1 с базовой трапецией

Из анализа кинематической схемы (рисунок 2.2) очевидно, что мгновенный центр поворота O при этом размещается за задней осью машины, кроме варианта, когда $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 34...40^\circ$ – он лежит внутри колесной базы, что в обоих случаях является признаком нарушения общих условий кинематики правильного поворота.

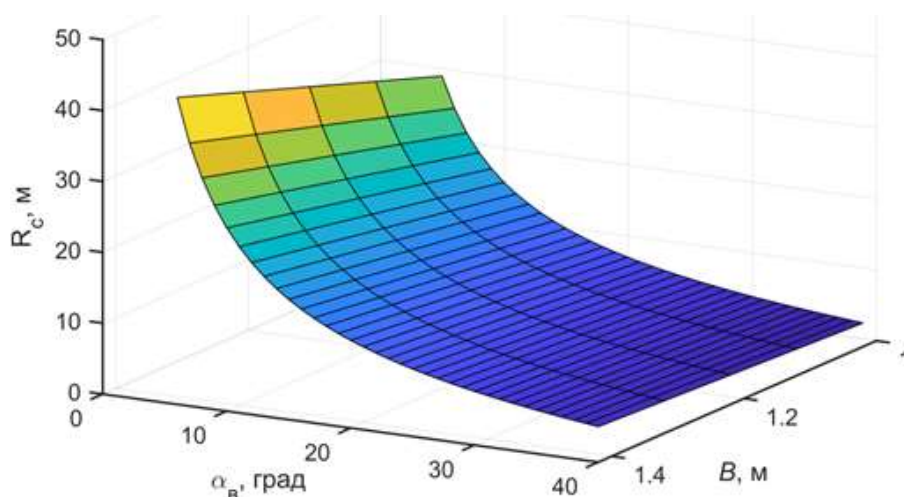


Рисунок 2.6 – Зависимость теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром тяжести, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1 с базовой трапецией

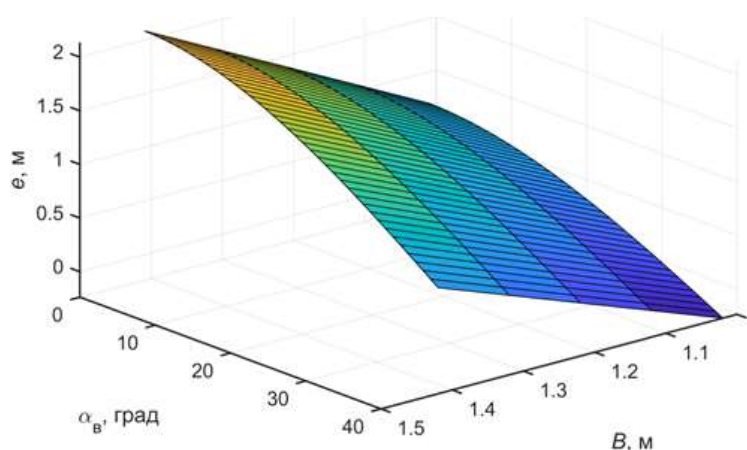


Рисунок 2.7 – Зависимость расстояния от задней оси до мгновенного центра поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1

Однако, в случае $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 34...40^\circ$ радиусы R_{min} и R_C , как показали вышеприведенные результаты расчетов, при управлении поворотом рулевой трапецией меньше, чем по условиям правильного поворота. Но это, как и во всех других исследуемых вариантах, при которых происходит к тому же значительное уменьшение кривизны траектории поворота трактора, не приводит к улучшению устойчивости его движения, так как тоже нарушаются условия чистого качения колес.

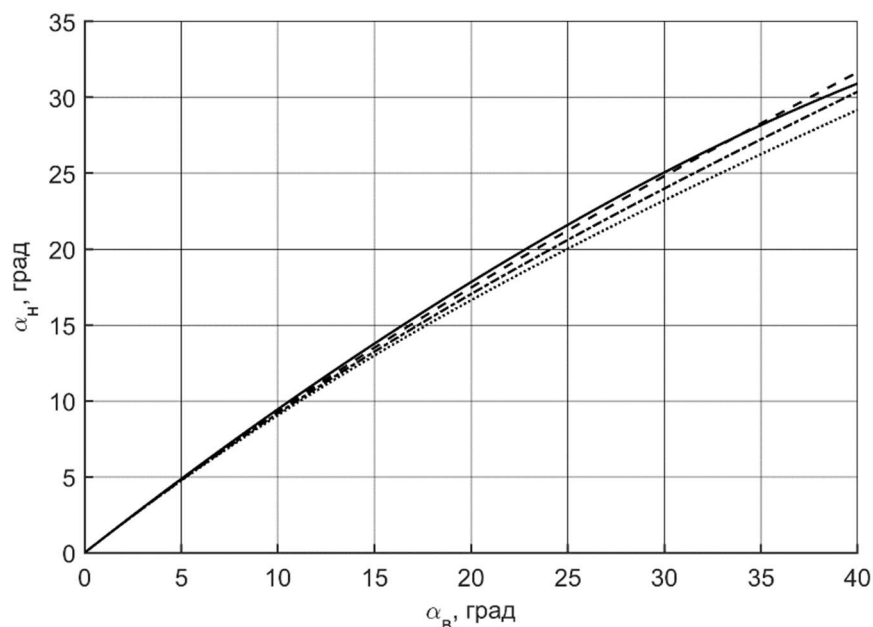
Так как при регулировке трапеции длина поворотного рычага m не меняется, то основным параметром, определяющим ее геометрию, является угол φ , рекомендуемые значения которого в существующих конструкциях тракторов равны $64...74^\circ$ (рисунок 2.2) [1, 16, 59, 71]

Таким образом, при увеличении колеи происходит изменение геометрии рулевой трапеции и общей исходной кинематики поворота машины, что является причиной нарушения условий чистого качения колес, приводящей к увеличению радиуса поворота, ухудшению поворачиваемости и маневренности машины, к скольжению и износу шин, к возрастанию динамических нагрузок на детали и узлы рулевого привода.

2.1.2.3. Оценка влияния изменения колеи на углы поворота колес трактора Беларус-80.1 с базовой рулевой трапецией

С изменением межколёсной колеи B' пропорционально ей изменяются шкворневая колея B и длина n поперечной тяги 3 рулевой трапеции, а длина m поворотных рычагов 1 и угол их наклона φ остаются постоянными (рисунок 2.2). Однако подобное нарушение исходной геометрии рулевой трапеции практически не оказывает влияние на начальное соотношение между углами α_B и α_H , о чем можно судить по результатам расчетов α_H при переменных величинах B и α_B , приведенных в таблице 2.2, и об этом также свидетельствует то, что графики зависимостей $\alpha_H = f(\alpha_B)$ на рисунке 2.8, полученные для вариантов поворота машины с рулевой трапецией для всех исследуемых позиций, совпадают.

Результаты расчетов показали, что выполненные изменения в геометрии рулевой трапеции практически не повлияли на соотношение между α_B и α_H , определяемое рулевой трапецией, а указанные соотношения по условиям чистого качения меняются, то наблюдается рассогласование $\Delta\alpha_H$ между углом поворота наружного колеса α_H , реализуемого трапецией и тем же углом, полученным из условия правильного поворота, при изменении B (рисунок 2.9).



—— трапеция; — — — чистое качение при $B = 1,02$ м;
 — · — чистое качение при $B = 1,22$ м; ····· чистое качение при $B = 1,42$ м.

Рисунок 2.8 – Графики зависимостей углов поворота наружного колеса от углов поворота внутреннего колеса трактора Беларус-80.1

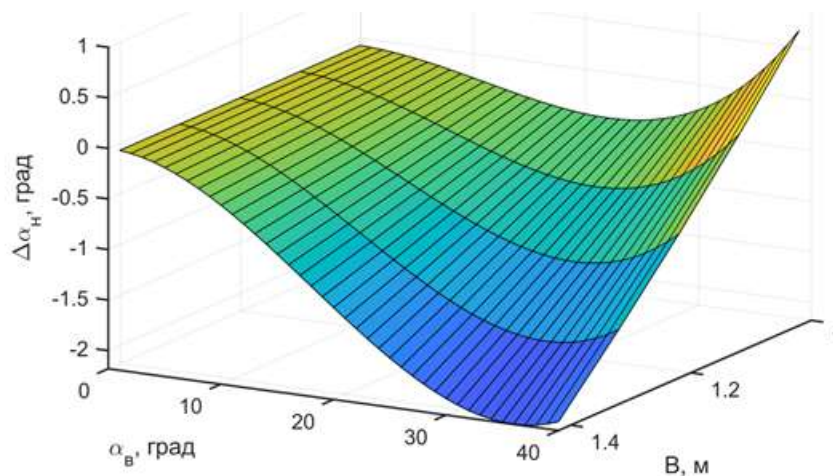


Рисунок 2.9 – Зависимость разности между углами поворота наружного управляемого колеса, полученных из условия чистого качения и реализуемого рулевой трапеции, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса трактора Беларус-80.1.

При увеличении угла α_B практически во всем диапазоне его изменения расхождение между α_H растет. Получено: $\Delta\alpha_{H\max} = 1,170^\circ$ при $\alpha_B = 31^\circ$ и $B =$

1,22 м; $\Delta\alpha_{H\max} = 2,178^\circ - \alpha_B = 36^\circ$ и $B = 1,42$ м; $\Delta\alpha_{H\max} = 0,755^\circ - \alpha_B = 40^\circ$ и $B = 1,22$ м; $\Delta\alpha_{H\max} = 2,092 - \alpha_B = 40^\circ$ и $B = 1,42$ м. При этом для $B = 1,02$ м $\Delta\alpha_{H\max} = 0,187^\circ$ при $\alpha_B = 31^\circ$ и $\Delta\alpha_{H\max} = 0,213^\circ$ при $\alpha_B = 36^\circ$.

Как видно, в рассмотренных случаях, до некоторого значения α_B величина $\Delta\alpha_{H\max}$ увеличивается, а затем уменьшается примерно с такой же интенсивностью, с которой был ее рост.

Выявлено, что наименьшая угловая рассогласованность в повороте колес, оцениваемая разностью $\Delta\alpha_H$ между углами α_H рассматриваемых видов управления поворотом, соответствует шкворневой колее $B = 1,02$ м. При этом в одном случае при $\alpha_B = 34^\circ - \Delta\alpha_H = 0$. Мгновенный центр поворота O располагается за задней осью трактора, когда α_B лежит в интервале от 0° до 34° , а внутри базы – от 34° до 40° . Это подтверждают приведенные результаты расчетов R_{min} и R_C по (2.9) и (2.10).

С увеличением угла α_B изменение разности между необходимым по условию чистого качения α_H и фактическим, полученным с помощью рулевой трапеции, имеет сложный и нелинейный характер (рисунок 2.9). Максимальное рассогласование наблюдается при $\alpha_B = 40^\circ - \Delta\alpha_{H\max} = 0,74^\circ$. Практически полное совпадение α_H , соответствующих условию чистого качения и реализуемого рулевой трапецией, при этом получено в одном случае – для $\alpha_B = 34^\circ$ (рисунок 2.9). Причем до $\alpha_B = 34^\circ$ соотношение между углами α_B и α_H таково, что мгновенный центр поворота O располагается за задней осью трактора, и R_{min} больше, чем должен быть по условию чистого качения, что говорит об ухудшении поворачиваемости и маневренности. При α_B выше 34° точка O перемещается во внутрь колесной базы и R_{min} становится по величине меньше, чем при правильном повороте. Однако это не говорит об улучшении поворачиваемости и маневренности машины, так как и подобное искажение геометрии поворота приводит также к нарушению условий чистого качения колес, к их скольжению и износу шин.

Таким образом, результаты расчетов подтвердили то, что при изменении колеи управляемых колес неизбежно возникает кинематическое рассогласование при качении колес, вызванное рулевой трапецией. Предположение о том, что упругие свойства шин колес в боковом направлении за счет деформации могут компенсировать это рассогласование при качении колес, не всегда является обоснованным.

Для улучшения устойчивости криволинейного движения, маневренности и соблюдения при этом оптимальной исходной кинематики поворота необходимо внести конструктивные изменения в механизм рулевой трапеции, позволяющие при регулировке колеи произвести дополнительные настройки, гарантирующие постоянные исходные соотношения между значениями углов поворота управляемых колес во всем диапазоне изменения колеи машины.

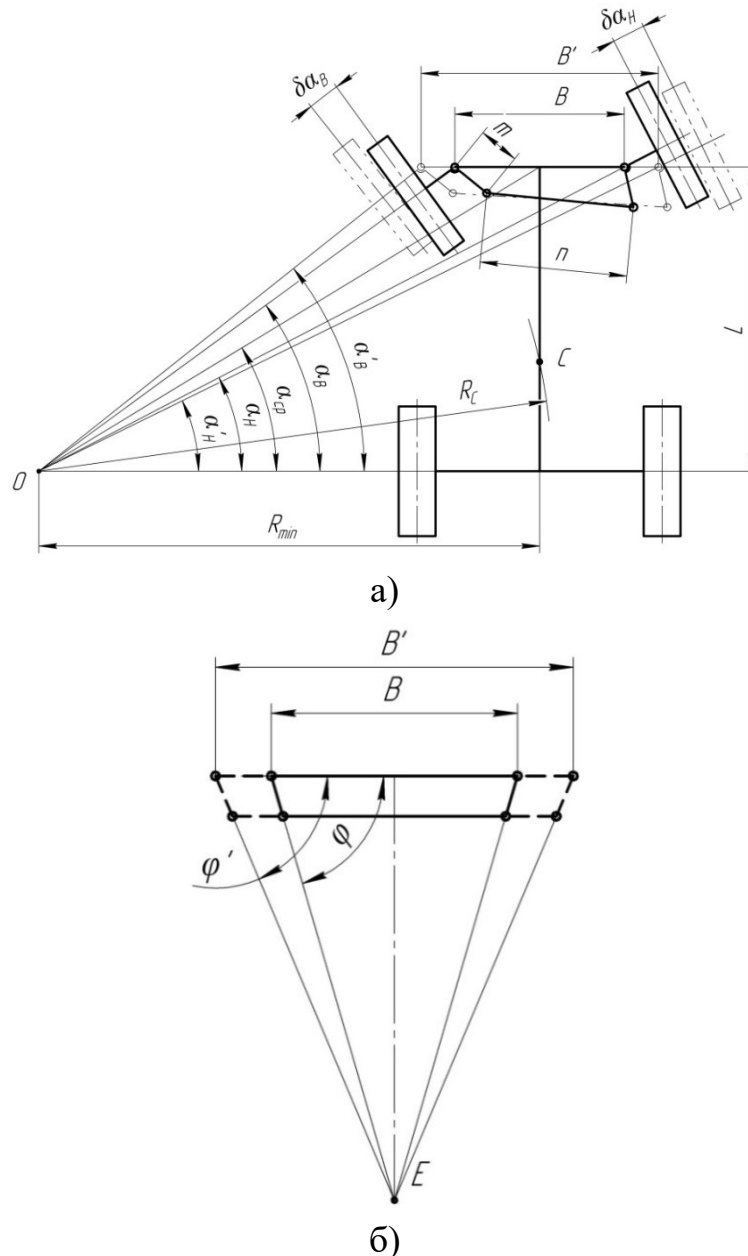
2.2. Обоснование рациональной геометрии рулевой трапеции трактора Беларусь-80.1

2.2.1. Постановка задачи оптимизации параметров рулевой трапеции

Целевая функция оптимизации геометрических параметров рулевой трапеции исследуемого трактора Беларусь-80.1 с передними управляемыми колесами – обеспечение кинематических параметров фактического поворота максимально близкими к правильному, определяемому достижением чистого качения колес. Она может быть выражена в выполнении двух условий [1, 16, 91, 120]:

1. Точка пересечения нормалей к траекториям движения всех колес должна находиться на линии продолжения задней оси машины (точка O на рисунке 2.10, а), что соответствует правильному повороту и чистому качению всех колес, или – на возможно минимальном расстоянии от указанной линии, что соответствует фактическому рациональному повороту;

2. Линии продолжения рабочих длин поворотных боковых рычагов в нейтральном положении, проходящие через центры вертикальных осей поворотных цапф и центры вертикальных осей шарниров крепления поперечной тяги к боковым поворотным рычагам должны пересекаться на продольной оси машины на расстоянии от передней оси, лежащем в пределах $d = (0,7 \dots 0,8)L$ (рисунок 2.10, б, рисунок 2.11).



а – правильный поворот колесной машины при различных колеях;

б – нейтральные положения рулевой трапеции

Рисунок 2.10 – Кинематические схемы обеспечения соответствия кинематики фактического и правильного поворота

Эти же условия выступают в качестве критериев предварительной оценки кинематики реализуемого оптимизированной трапедией поворота.

Условия кинематики правильного поворота и чистого качения всех колес выполняются при соблюдении необходимого соотношения между углами поворота наружного α_H и внутреннего α_B управляемых колес [71], вытекающего известной зависимости (1.1).

При увеличении расстояния между осями шкворней кинематическое рассогласование между правильным и фактическим поворотом увеличивается. Поэтому, при постоянном угле наклона φ боковых рычагов невозможно выполнение принятых выше критериев оптимизации, позволяющих достижение необходимого соотношения между величинами углов поворота внутреннего и наружного колес для сохранения условий их чистого качения.

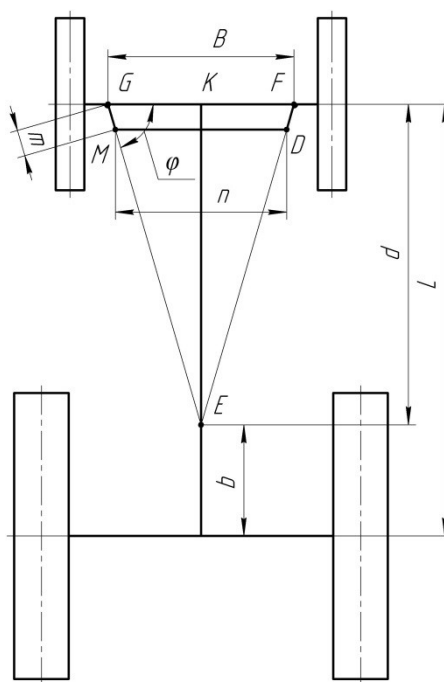


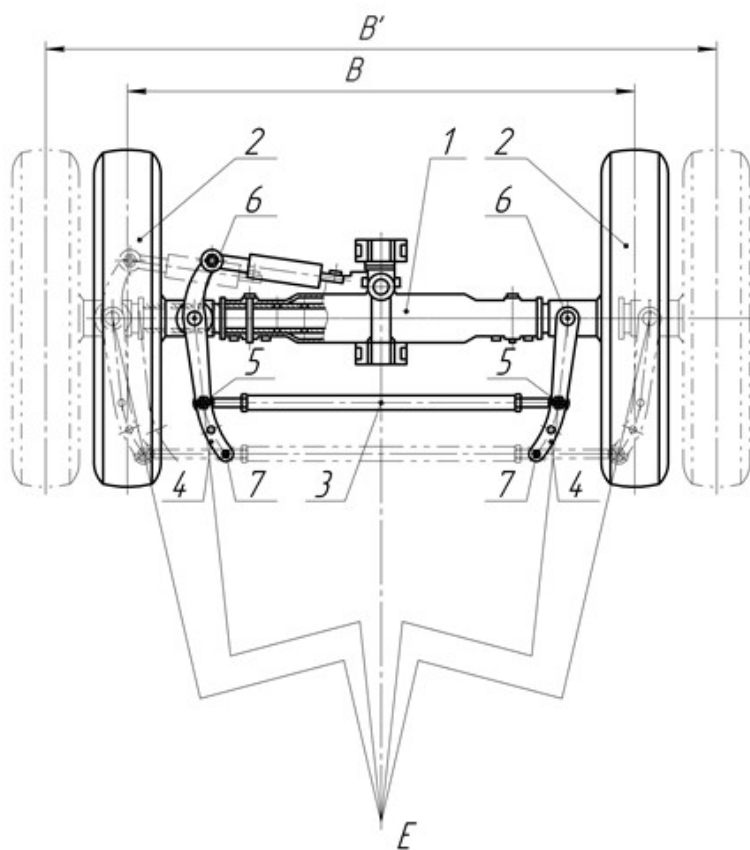
Рисунок 2.11 – Расчетная схема для обоснования геометрической взаимосвязи между элементами рулевой трапеции

На рисунке 2.10, б представлена исходная геометрия рулевой трапеции при различных колеях, позволяющая регулировкой угла φ согласовать

кинематику фактического и правильного поворота (рисунок 2.10, а) при выполнении условия (1.1).

В существующих конструкциях рулевых трапеций не предусмотрена корректировка углового положения поворотных рычагов при изменении колеи машины [9, 71]. Поэтому нами поставлена задача совершенствование конструкции рулевой трапеции колесной машины для сохранения условий чистого качения при изменении колеи.

Так как сопряжение поворотного рычага со шкворнем у трактора Беларус-80.1 осуществляется посредством шлицевого соединения, то изменение угла его наклона до нужного, вполне определенного значения, является невыполнимой задачей.



- 1 – передний мост; 2 – управляемые колеса; 3 – поперечная рулевая тяга; 4 – поворотные рычаги; 5 – сферические шарниры; 6 – шкворни;
7 – дополнительные отверстия

Рисунок 2.12 – Рулевая трапеция колесного транспортного средства с изменяемой колеей

Исходя из этого нами сделан вывод о том, что требуемое рабочее положение поворотного рычага 4 возможно достичь за счет выполнения на нем соответствующих каждой колее дополнительных, например трех, отверстий 7 для крепления шарниров 5 поперечной тяги 3, расположение которых соответствуют обозначенным выше условиям оптимизации (рисунок 2.12) [9, 48, 84, 85].

2.2.2. Аналитические зависимости между геометрическими параметрами рулевой трапеции

Из треугольника GKE угол наклона поворотных рычагов к продольной оси машины определится по следующему выражению (рисунок 2.11):

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot d}{B}. \quad (2.11)$$

Рассматривая совместно трапецию GFDM и треугольник FGM, получаем зависимость для определения длины поперечной тяги

$$n = B - 2m \cdot \cos \varphi. \quad (2.12)$$

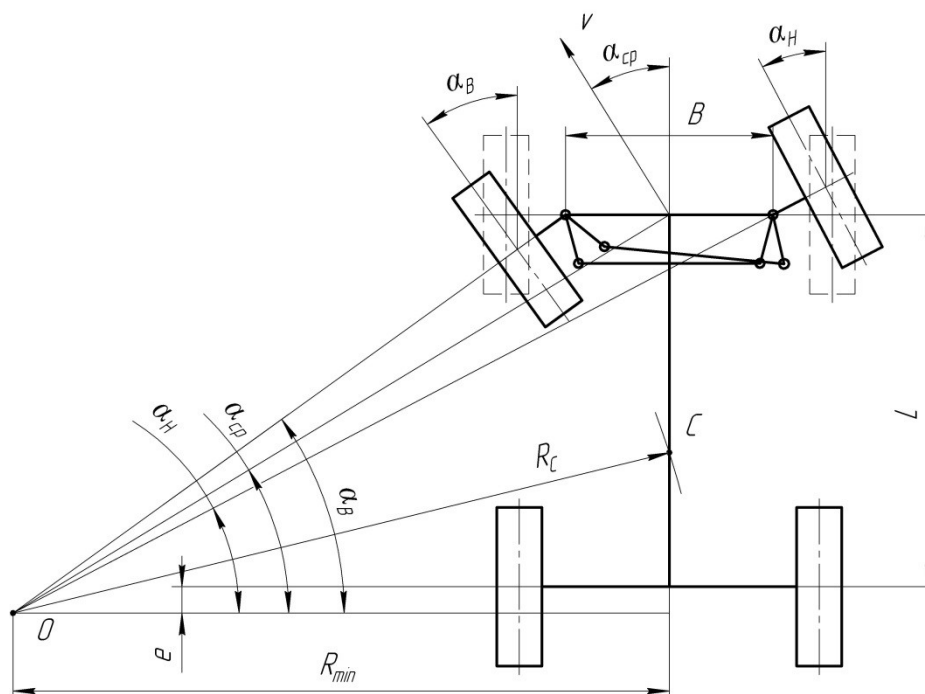


Рисунок 2.13 – Кинематическая схема фактического поворота колесной машины

Обозначив

$$\frac{m}{n} = k, \quad (2.13)$$

из (2.12) и (2.13) получаем формулу для вычисления длины поворотного рычага

$$m = \frac{B}{\left(\frac{1}{k} + 2\cos\varphi\right)}. \quad (2.14)$$

Имея значения геометрических параметров рулевой трапеции (2.11...2.14), можно провести оценку кинематических параметров фактического поворота колесной машины α_H , α_{CP} , R_{min} , R_C и e по формулам приведенным (2.1), (2.5), (2.8), (2.9) и (2.10) [16, 73, 75] (рисунок 2.13).

2.2.3. Определение рациональных геометрических размеров элементов рулевой трапеции для заданных значений шкворневой колеи трактора Беларус-80.1

Результаты вычисления рациональных величин углов φ (2.11) и длин рычагов m (2.14) для трактора Беларус-80.1 [94] в зависимости от шкворневой колеи приведены, соответственно, на рисунках 2.14 и 2.15.

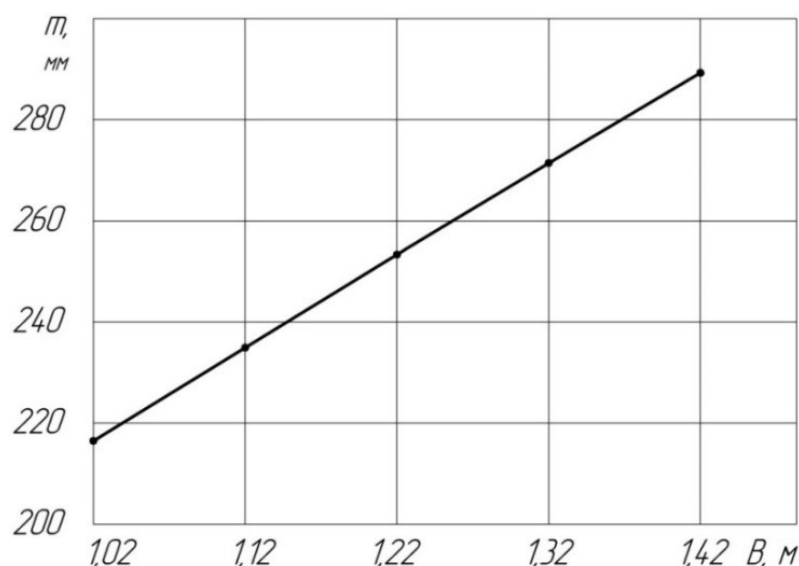


Рисунок 2.14 – График зависимости длины поворотного рычага от шкворневой колеи

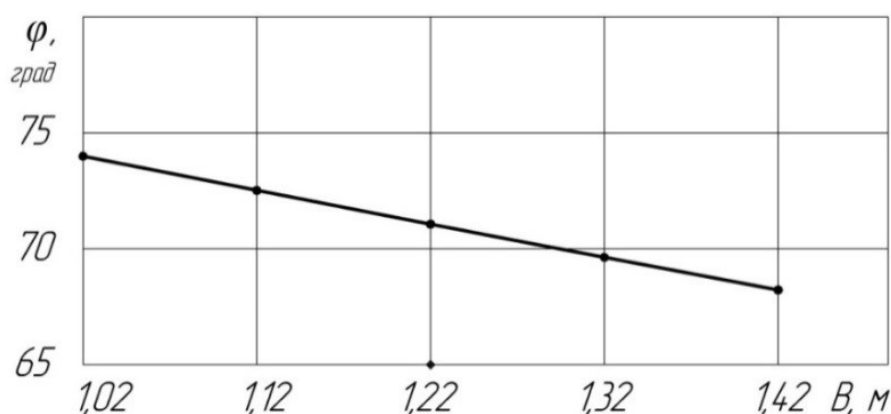


Рисунок 2.15 – График зависимости углового положения поворотного рычага от шкворневой колеи

Расчет основывался на данных из технической характеристики трактора [94] учитывал принятые ранее для расчета значения [1, 120]: $L = 2,37 \text{ м}$; $B = 1,02 \dots 1,42 \text{ м}$; $\Delta B = 0,1 \text{ м}$; $d = 0,75L$; $m/n = 0,24$.

Соответственно, при $B = 1,02 \text{ м}$ получено $m = 216 \text{ мм}$ и $\varphi = 73,99^\circ$, при $B = 1,22 \text{ м}$ – $m = 253 \text{ мм}$ и $\varphi = 71,06^\circ$, при $B = 1,42 \text{ м}$ – $m = 289 \text{ мм}$ и $\varphi = 68,23^\circ$.

2.2.4. Аналитическая оценка кинематических характеристик поворота трактора Беларус-80.1, осуществляемого рулевой трапецией с рациональными геометрическими характеристиками

Результаты расчетов кинематических характеристик поворота для $B = 1,02 \text{ м}$, $B = 1,22 \text{ м}$ и $B = 1,42 \text{ м}$ и соответствующих каждой колее углов φ (рисунок 2.14) (2.11) и длин m (рисунок 2.15) (2.14) представлены в таблице 2.3 и на рисунках 2.16–2.20.

Таблица 2.3 – Кинематические параметры поворота, реализуемые рулевой трапецией с рациональными геометрическими параметрами

№ п.п.	α_B , град	α_H , град	α_{CP} , град	R_{min} , м	R_C , м	e , м
$B = 1,02 \text{ м}$						
1	1	0,994	0,997	180,293	180,308	0,768

Окончание таблицы 2.3

№ п.п.	α_B , град	α_H , град	α_{CP} , град	R_{min} , м	R_C , м	e , м
2	5	4,862	4,930	36,149	36,224	0,748
3	10	9,455	9,720	17,852	17,995	0,688
4	15	13,784	14,367	11,567	11,769	0,593
5	20	17,841	18,86172	8,305	8,554	0,467
6	25	21,612	23,190	6,272	6,553	0,317
7	30	25,074	27,334	4,869	5,166	0,147
8	35	28,194	31,268	3,841	4,139	-0,038
9	40	30,936	34,963	3,060	3,344	-0,231
$B = 1,22$ м						
1	1	0,993	0,997	176,775	176,790	0,705
2	5	4,832	4,915	35,523	35,595	0,685
3	10	9,342	9,660	17,587	17,724	0,624
4	15	13,538	14,233	11,425	11,617	0,528
5	20	17,418	18,623	8,228	8,463	0,403
6	25	20,967	22,816	6,236	6,500	0,253
7	30	24,164	26,791	4,864	5,141	0,086
8	35	26,979	30,521	3,859	4,135	-0,095
9	40	29,377	33,973	3,097	3,358	-0,283
$B = 1,42$ м						
1	1	0,992	0,996	173,538	173,5522	0,647
2	5	4,802	4,899	34,951	35,021	0,626
3	10	9,228	9,599	17,348	17,480	0,564
4	15	13,293	14,096	11,298	11,482	0,467
5	20	16,999	18,382	8,160	8,383	0,342
6	25	20,333	22,439	6,206	6,455	0,193
7	30	23,278	26,245	4,862	5,120	0,027
8	35	25,805	29,771	3,879	4,134	-0,151
9	40	27,885	32,984	3,134	3,372	-0,336

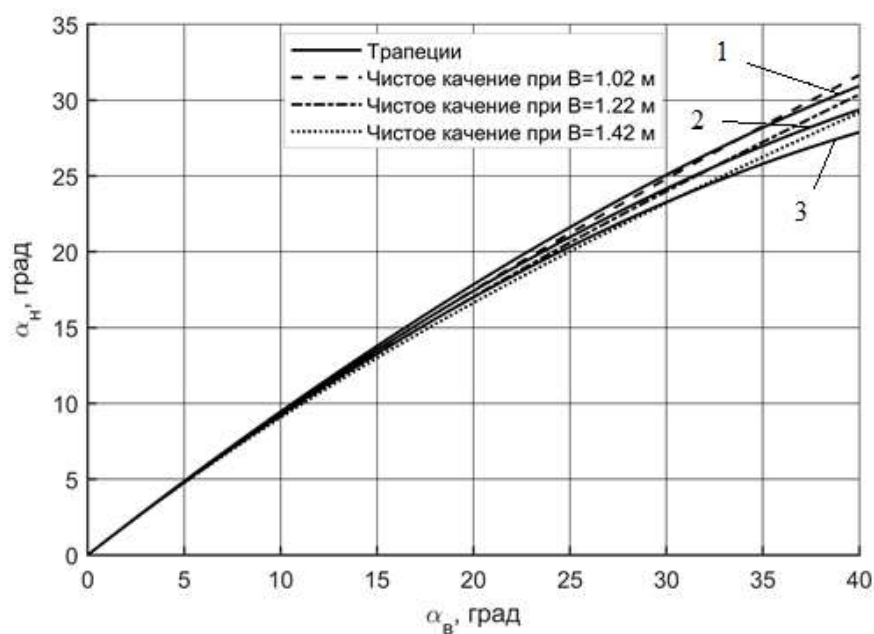
Так, при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 20^\circ$: $R_{min} = 8,305$ м, $R_C = 8,554$ м, $e = 0,467$ м, $\alpha_H = 17,841^\circ$, $\alpha_{CP} = 18,861^\circ$, $\Delta\alpha = -0,374^\circ$; при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 40^\circ$: $R_{min} = 3,058$ м, $R_C = 3,344$ м, $e = -0,231$ м (знак «-» перед e означает, что мгновенный центр поворота лежит внутри колесной базы трактора), $\alpha_H = 30,936^\circ$, $\alpha_{CP} = 34,963^\circ$, $\Delta\alpha = 0,717^\circ$; при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 20^\circ$: $R_{min} = 8,228$ м, $R_C = 8,463$ м, $e = 0,4026$ м, $\alpha_H = 17,418^\circ$, $\alpha_{CP} = 18,623^\circ$, $\Delta\alpha = -0,376^\circ$; при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 40^\circ$: $R_{min} = 3,0969$ м, $R_C = 3,358$ м, $e = -0,283$ м, $\alpha_H = 29,377^\circ$, $\alpha_{CP} = 33,973^\circ$, $\Delta\alpha = 0,993^\circ$; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 20^\circ$: $R_{min} = 8,160$ м, $R_C = 8,383$ м, $e = 0,342$ м, $\alpha_H = 16,999^\circ$, $\alpha_{CP} = 18,382^\circ$, $\Delta\alpha = -0,362^\circ$; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$: $R_{min} = 3,134$ м, $R_C = 3,372$ м, $e = -0,336$ м, $\alpha_H = 27,885^\circ$, $\alpha_{CP} = 32,984^\circ$, $\Delta\alpha = 1,293^\circ$.

Разность $\Delta\alpha_H$ между углом поворота α_H наружного колеса, рассчитанным из условия идеального поворота (1.1) и тем же углом α_H , осуществляемого трапецией (таблица 2.3) для опытного (с рациональными характеристиками) и базового вариантов (таблица 2.2), соответственно равны [7, 48, 79]: при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 20^\circ$: $\Delta\alpha = -0,374^\circ$ и $\Delta\alpha = -0,364^\circ$; при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 40^\circ$: $\Delta\alpha = 0,717^\circ$ и $\Delta\alpha = 0,74^\circ$; при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 20^\circ$: $\Delta\alpha = -0,376^\circ$ и $\Delta\alpha = -0,833^\circ$; при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 40^\circ$: $\Delta\alpha = 0,993^\circ$; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 20^\circ$: $\Delta\alpha = -0,362^\circ$ и $\Delta\alpha = -1,269^\circ$; при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$: $\Delta\alpha = 1,293^\circ$ и $\Delta\alpha = -2,092^\circ$ (рисунки 2.16 и 2.17).

Во всех трех вариантах исследуемых значений колеи B характер изменения зависимостей $\Delta\alpha_H = f(\alpha_B)$ при применении опытной трапеции для совершения поворота идентичен друг другу и подобен тому, который также наблюдается при базовой трапеции при $B = 1,02$ м, позволяющей приближенно получить наиболее близкие к правильному повороту кинематические характеристики (подразделы 2.2.1 и 2.2.2) [48, 73, 79].

Сравнение результатов расчета основного кинематического параметра – минимального радиуса поворота R_{min} правильного поворота и поворота, реализуемого рулевой трапецией с рациональными геометрическими

параметрами показало, что при $B = 1,02$ м и $\alpha_B = 20^\circ$ имеем в последнем случае его увеличение на величину $\Delta R_{min} = 1,239$ м или 14,92 %, а при той же колее и $\alpha_B = 40^\circ$ – уменьшение на $\Delta R_{min} = 0,275$ м или 8,99 %.



1 – $B = 1,02$ м; 2 – $B = 1,22$ м; 3 – $B = 1,42$ м

Рисунок 2.16 – Графики зависимостей углов поворота наружного колеса от углов поворота внутреннего колеса трактора Беларусь-80.1 с опытным вариантом рулевой трапецией

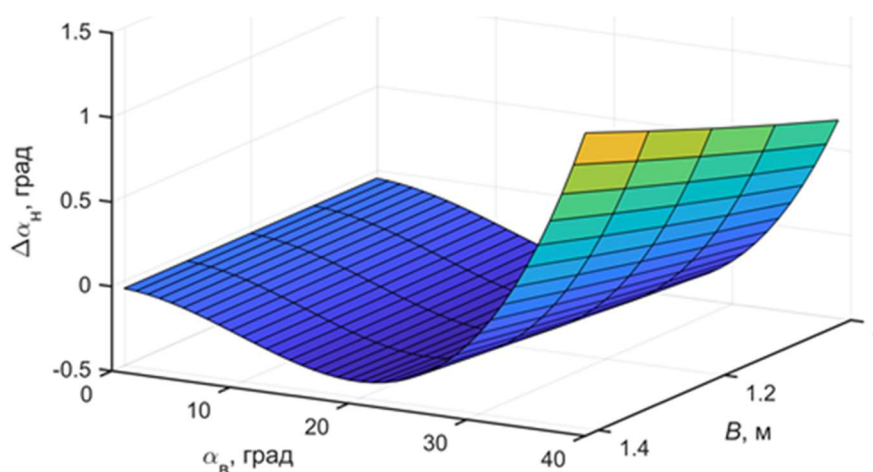


Рисунок 2.17 – Зависимость разности между углами поворота наружного управляемого колеса идеального поворота и поворота, реализуемого опытным вариантом рулевой трапеции, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса трактора Беларусь-80.1

В первом варианте α_B за счет отрицательного значения величины угла $\Delta\alpha$ мгновенный центр поворота смещается за заднюю ось трактора, во втором – имеем положительный $\Delta\alpha$ и расположение мгновенного центра поворота внутри его колесной базы (рисунок 2.18).

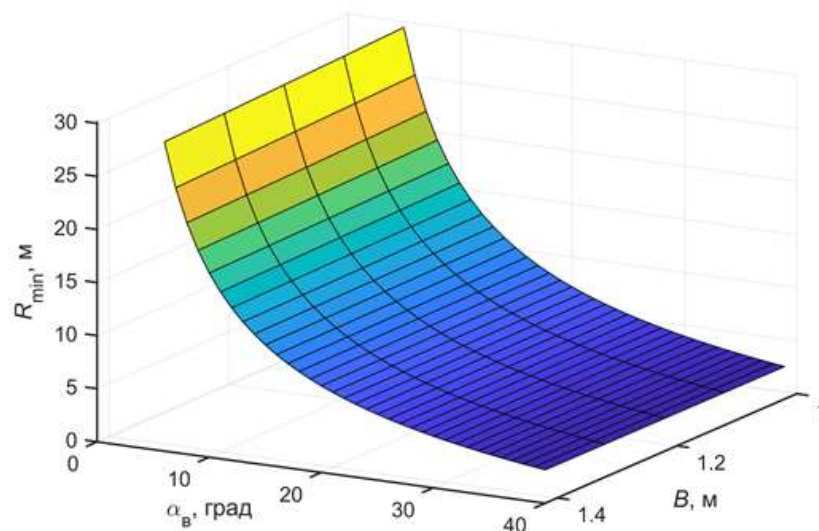


Рисунок 2.18 – Зависимость теоретического минимального радиуса поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1 с опытным вариантом рулевой трапеции

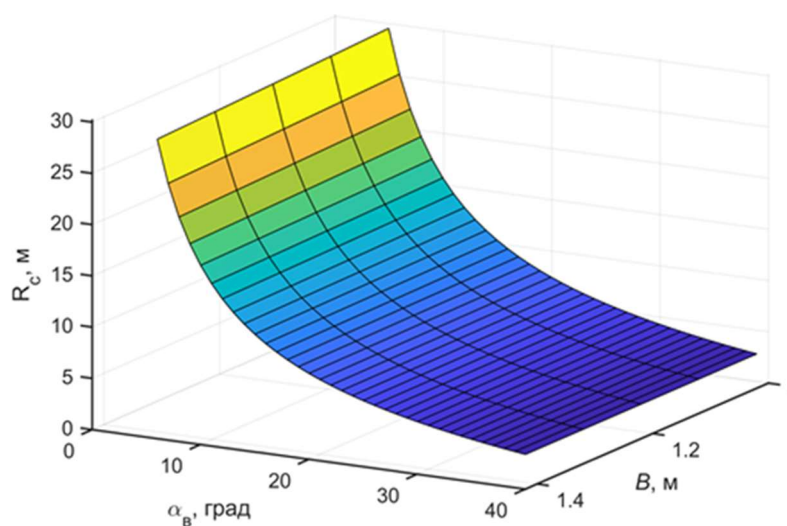


Рисунок 2.19 – Зависимость теоретического радиуса кривизны траектории, описываемой центром тяжести, от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларус-80.1 с опытным вариантом рулевой трапеции

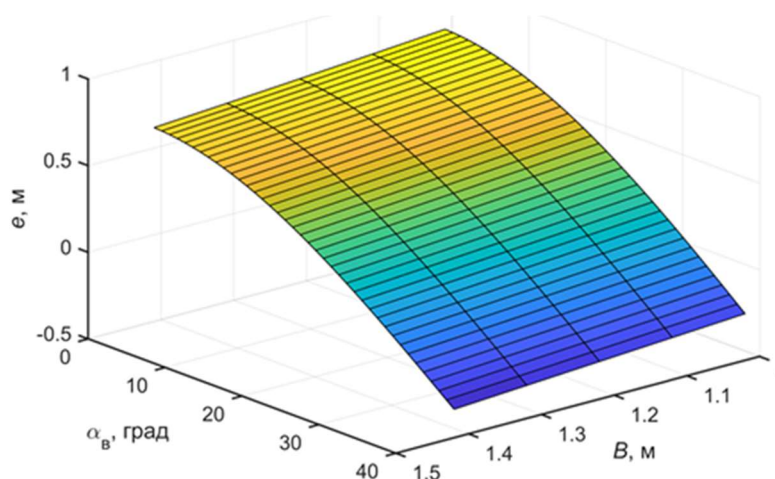


Рисунок 2.20 – Зависимость расстояния от задней оси до мгновенного центра поворота от шкворневой колеи и угла поворота внутреннего управляемого колеса при реальном повороте трактора Беларусь-80.1 с опытным вариантом рулевой трапеции

Для других двух рассматриваемых значений колеи принципиально складывается подобная же картина, и, соответственно при $\alpha_B = 20^\circ$ и $\alpha_B = 40^\circ$ получено: $B = 1,22$ м – $\Delta R_{min} = 1,106$ м (13,44 %) и $\Delta R_{min} = 0,338$ м (10,92 %); $B = 1,42$ м – $\Delta R_{min} = 0,938$ м (11,49 %) и $\Delta R_{min} = 0,401$ м (12,79 %) (рисунок 2.18).

Сравнение расчетных радиусов R_{min} трактора с опытной рулевой трапецией с базовой дало следующие результаты: при $B = 1,02$ м они практически не отличаются, расхождение 0,48 % соответствует $\alpha_B = 20^\circ$ и 0,27% – $\alpha_B = 40^\circ$; при $B = 1,22$ м и $B = 1,42$ м применение рулевой трапеции с рациональными параметрами позволяет заметно уменьшить R_{min} : при $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 20^\circ$ – $\Delta R_{min} = 1,873$ м (18,54 %), $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ – $\Delta R_{min} = 0,644$ м (17,22 %), $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 20^\circ$ – $\Delta R_{min} = 3,775$ м (31,63 %), $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ – $\Delta R_{min} = 1,296$ м (29,26%).

При этом, следует отметить, что, так как, например при $\alpha_B = 20^\circ$ и изменении B с 1,02 м до 1,42 м радиус R_{min} при выполнении поворота рулевой трапецией с рациональной геометрией все же увеличивается по отношению к правильному повороту в пределах 0,938...1,239 м (11,5...14,92

%), то, очевидно, изучение процесса криволинейного движения колесной машины необходимо проводить не только с позиции правильного поворота [103, 121], но и с учетом влияния на него геометрических параметров рулевой трапеции, осуществляющей поворот. Более того, важность последнего заключения состоит также в том, что дополнительную неточность в расчетах дает предположение известных исследований о жестких в боковом направлении колесах [104, 136, 137].

При $B = 1,02$ м у обоих вариантов рулевой трапеции мгновенный центр поворота всегда располагается примерно на одинаковом расстоянии e от линии продолжения задней оси трактора, что создает в этом случае равные условия качения колес. При $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$ e также близки по модулю. Однако, так как для опытного варианта мгновенный центр поворота располагается внутри колесной базы, то R_{min} на 0,644 м меньше, чем у серийной (рисунок 2.20).

Во всех остальных рассматриваемых случаях отклонение e на 0,416...1,374 м выше у базового варианта, что является признаком худших условий качения колес трактора.

2.3. Математическое моделирование бокового отклонения колесной машины при повороте

При совершении колесной машиной маневра поворота на нее действует центробежная сила [11], которая может вызвать боковое скольжение, и как следствие увод машины в боковом направлении [8, 42, 70, 113, 123].

В работе [11] получена аналитическая зависимость для определения ускорения бокового скольжения a колесной машины под действием нормальной силы инерции (рисунок 2.22)

$$a = \frac{v^2}{R} - g\varphi, \quad (2.15)$$

где v – скорость поступательного движения колесной машины, м/с;

R – радиус поворота центра тяжести колесной машины, м;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью в боковом направлении.

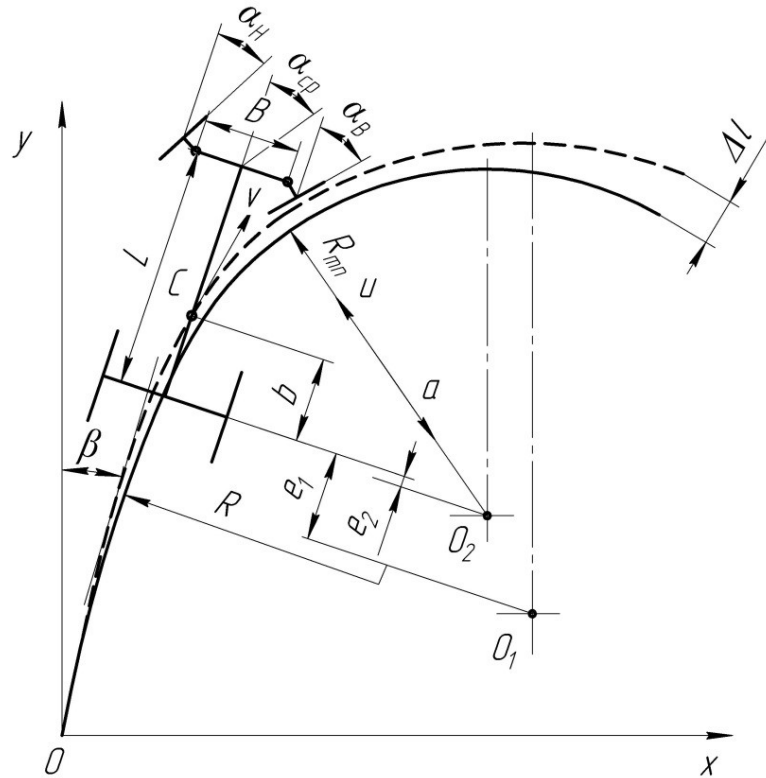


Рисунок 2.21 – Кинематическая схема поворота колесной машины

Если принять, что совершение маневра входа в поворот происходит при постоянной скорости поступательного движения колесной машины ($v = \text{const}$) и при постоянном значении коэффициента сцепления в боковом направлении ($\varphi = \text{const}$), то ускорение бокового скольжения a является функцией радиуса поворота центра тяжести R (R_C),

Радиус поворота центра тяжести R определяется по формуле (2.10) [75]. Вылет e мгновенного центра поворота в случае фактического поворота, реализуемого рулевой трапецией, рассчитывается по формуле (2.8). Для правильного поворота $e = 0$. Углы α_H, α_B и α_{CP} связываются выражениями (2.1) и (2.2).

Если принять, что угол поворота внутреннего управляемого колеса α_B является линейной функцией времени t , то есть $\alpha_B = \alpha_{B0} + \omega_B t$ (α_{B0} –

начальное значение угла поворота внутреннего управляемого колеса, ω_B – угловая скорость поворота внутреннего управляемого колеса, с^{-1}), то радиус поворота центра тяжести R будет функцией времени t .

При совершении колесной машиной маневра поворота на 180° (π рад.) выделяются три характерных участка траектории движения [66, 121, 124]:

- вход в поворот, когда углы поворота управляемых колес $\alpha_H, \alpha_B, \alpha_{CP}$ нарастают ($\omega_B > 0$), при этом происходит движение по кривой переменного радиуса R , снижающегося от бесконечного значения до некоторого минимального значения R_{min} ;

- установившийся поворот, когда углы поворота управляемых колес $\alpha_H, \alpha_B, \alpha_{CP}$ постоянные, стабильные ($\omega_B = 0$), при этом движение происходит по круговой кривой с постоянным радиусом R ;

- выход из поворота, когда углы поворота управляемых колес $\alpha_H, \alpha_B, \alpha_{CP}$ уменьшаются ($\omega_B < 0$), при этом происходит движение по кривой переменного радиуса R , возрастающего от некоторого минимального значения R_{min} до бесконечного значения.

На всех трех участках происходит нарастание курсового угла машины β . Курсовой угол β – это угол между начальным направлением движения машины (в момент входа в поворот) и направлением движения через некоторое время t от начала маневра

$$\beta = \int \frac{v dt}{R}. \quad (2.16)$$

При постоянной скорости поступательного движения машины v

$$\beta = v \int \frac{dt}{R}. \quad (2.17)$$

Очевидно, что в момент начала маневра поворота (в момент начала входа в поворот) $\beta = 0$, а в момент завершения маневра поворота на 180° (π рад.) курсовой угол равен 180° (π рад.).

Увод колесной машины в боковом направлении будет происходить при положительном ускорении бокового скольжения, когда

$$\frac{v^2}{R} > g\varphi, \quad (2.18)$$

При больших радиусах в начале и в конце маневра поворота увод в боковом направлении отсутствует. Увод может начаться при входе в поворот, когда

$$R = \frac{v^2}{g\varphi}, \quad (2.19)$$

Если на всем протяжении участка входа в поворот выполняется условие (2.18), то увод в боковом направлении не будет происходить и на других участках поворота.

Предположим, что значение коэффициента сцепления в боковом направлении φ настолько мало, что радиус, определенный по формуле (2.19), будет больше минимального радиуса, при котором совершается установившийся поворот по круговой кривой. На участке входа в поворот сначала движение будет происходить без увода в боковом направлении, при этом радиус поворота центра тяжести будет больше значения, определенного по формуле (2.19). Значение радиуса R определяется по формулам (2.9), (2.10), (2.3) и (2.4) в зависимости от угла поворота внутреннего управляемого колеса α_B , задаваемого линейной функцией времени $\alpha_B = \alpha_{B0} + \omega_B t$, при $\alpha_{B0} = 0$, $\alpha_B > 0$. Курсовой угол β определяется по формуле (2.17) при начальном условии $\beta_0 = 0$. Отсчет времени начинается при курсовом угле $\beta_0 = 0$ [7].

В момент времени $t=t_I$, когда радиус поворота центра тяжести станет равен значению, определенному по формуле (2.19), при некотором курсовом угле β_I начнется увод машины в боковом направлении, а так как радиус поворота центра тяжести убывает, то согласно выражению (2.15), ускорение бокового скольжения a нарастает. Скорость бокового скольжения u определяется от ускорения a по известной формуле [37]

$$u = \int a dt. \quad (2.20)$$

Интегрированием скорости бокового скольжения u найдем величину увода колесной машины в боковом направлении Δl

$$\Delta l = \int u dt. \quad (2.21)$$

Начальные условия при интегрировании выражений (2.20) и (2.21) нулевые, то есть при $t = 0$, $u_0 = 0$, $\Delta l_0 = 0$. Отсчет времени начинается при курсовом угле β_1 , который определяется по формуле (2.17) при начальном условии $\beta_0 = 0$. При курсовом угле β_1 угол поворота внутреннего управляемого колеса равен $\alpha_{B1} = \omega_B t_1$, $\omega_B > 0$.

В момент времени $t = t_2$, когда радиус поворота центра тяжести станет равен минимальному радиусу (радиусу установившегося поворота), при некотором курсовом угле β_2 движение начнется по круговой кривой с постоянным радиусом поворота центра тяжести машины R_{min} . При этом согласно выражению (2.15), ускорение бокового скольжения a станет постоянным. Скорость бокового скольжения u будет равна

$$u = at + u_0, \quad (2.22)$$

где u_0 – скорость бокового скольжения при курсовом угле β_2 , м/с.

Интегрированием скорости бокового скольжения u найдем величину увода колесной машины в боковом направлении Δl

$$\Delta l = 0,5at^2 + u_0t + \Delta l_0, \quad (2.23)$$

где Δl_0 – величина увода колесной машины в боковом направлении при курсовом угле β_2 , м.

Отсчет времени для формул (2.22) и (2.23) начинается при курсовом угле β_2 , который определяется по формуле (2.17) при начальном условии $\beta_0 = \beta_1$. При курсовом угле β_2 угол поворота внутреннего управляемого колеса равен $\alpha_{B2} = \alpha_{B1} + \omega_B t_2$, $\omega_B > 0$.

Так как движение по круговой кривой на участке установившегося поворота происходит при постоянном радиусе R_{min} , то из выражения (2.16)

$$\beta = \frac{vt}{R} + \beta_0. \quad (2.24)$$

Начальное значение курсового угла β_0 для участка круговой кривой равно β_2 , то есть $\beta_0 = \beta_2$.

Если принять траекторию поворота симметричной, то курсовой угол β_3 , при котором заканчивается движение по круговой кривой и начинается участок выхода из поворота, равен $\beta_3 = \pi - \beta_2$. Подставим это выражение в формулу (2.24)

$$\beta_3 = \pi - \beta_2 = \frac{vt_3}{R_{min}} + \beta_2. \quad (2.25)$$

где t_3 – время движения по круговой кривой, с.

Преобразуем уравнение (2.26)

$$\beta_3 - \beta_2 = \pi - 2\beta_2 = \frac{vt_3}{R_{min}}. \quad (2.26)$$

Из формулы (2.26) можно найти время движения по круговой кривой t_K

$$t_3 = \frac{\pi - 2\beta_2}{v} R_{min}. \quad (2.27)$$

Скорость бокового скольжения u и увод колесной машины в боковом направлении Δl на участке выхода из поворота определяются по формулам (2.20) и (2.21) при начальных значениях u_0 и Δl_0 соответствующих курсовому углу β_3 и рассчитанных по формулам (2.22) и (2.23). Отсчет времени начинается при курсовом угле β_3 . При курсовом угле β_3 угол поворота внутреннего управляемого колеса равен $\alpha_{B3} = \alpha_{B2}$, так как в пределах круговой кривой $\omega_B = 0$ [79].

На участке выхода из поворота в момент времени $t = t_4$ ускорение бокового скольжения a убывает, так как возрастает радиус R , соответственно снижается и скорость бокового скольжения u . При некотором курсовом угле β_4 скорость бокового скольжения станет равной 0, и боковое скольжение прекратится. При курсовом угле β_4 увод колесной машины от скольжения Δl имеет наибольшее значение. При курсовом угле β_4 угол поворота внутреннего управляемого колеса равен $\alpha_{B4} = \alpha_{B3} + \omega_B t_4$, $\omega_B < 0$.

Курсовой угол β_5 , при котором завершается маневр поворота и соответственно участок выхода из поворота определяется по формуле (2.17), начальное условие интегрирования при этом $\beta_0 = \beta_4$. Отсчет времени начинается при курсовом угле β_4 . При маневре поворота на 180° (π рад.) $\beta_5 = \pi$. При курсовом угле β_5 угол поворота внутреннего управляемого колеса $\alpha_{B5} = \alpha_{B4} + \omega_B t_5 = 0$, $\omega_B < 0$, здесь t_5 – продолжительность периода изменения курсового угла от β_4 до β_5 , с.

Моделирование бокового скольжения колесной машины при повороте для трактора Беларус-80.1, выполнили в программе SimIn Tech [87, 96, 97, 110]. При этом приняли следующие исходные данные. Для трактора Беларус-80.1: $L = 2,37$ м, $B = 1,22$ м, $b = 0,48$ м [94]. Скорость поступательного движения ($v = 2,014$ м/с), угловая скорость поворота внутреннего управляемого колеса ($\omega_B = 0,174$ с⁻¹) приняты постоянными. Математическая модель поворота колесной машины в программе SimIn Tech приведена на рисунке 2.22. Влияние уклонов опорной поверхности не учитывали.

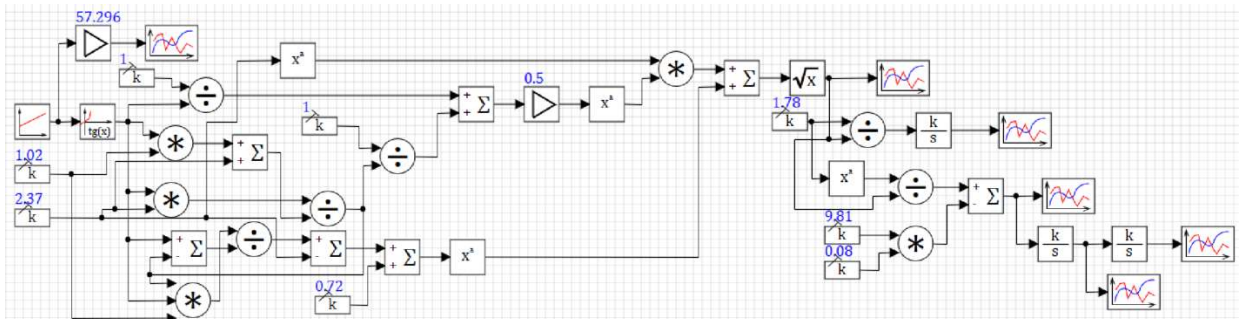
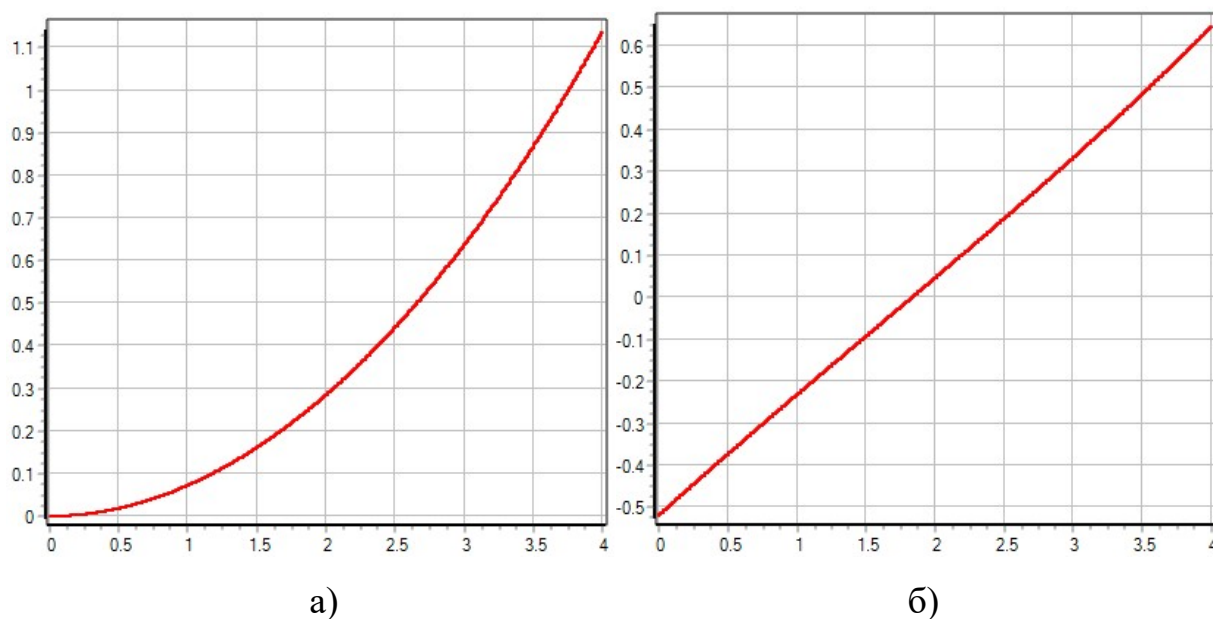


Рисунок 2.22 – Модель бокового скольжения колесной машины при повороте в программе SimIn Tech

Для участка входа в поворот до момента времени $t = t_1$ ускорение бокового скольжения a примет значение 0 и поменяет знак с минуса на плюс, начальные условия такие a_{B0} , $\omega_B > 0$, $\beta = 0$. Так как боковое скольжение еще отсутствует по причине большого радиуса R , то определение скорости бокового скольжения u и увода колесной машины в боковом направлении Δl не имеет смысла, следовательно u_0 и Δl_0 задавать не надо. На рисунке 2.23

приведены графики зависимостей курсового угла β и ускорения бокового скольжения a от времени t .



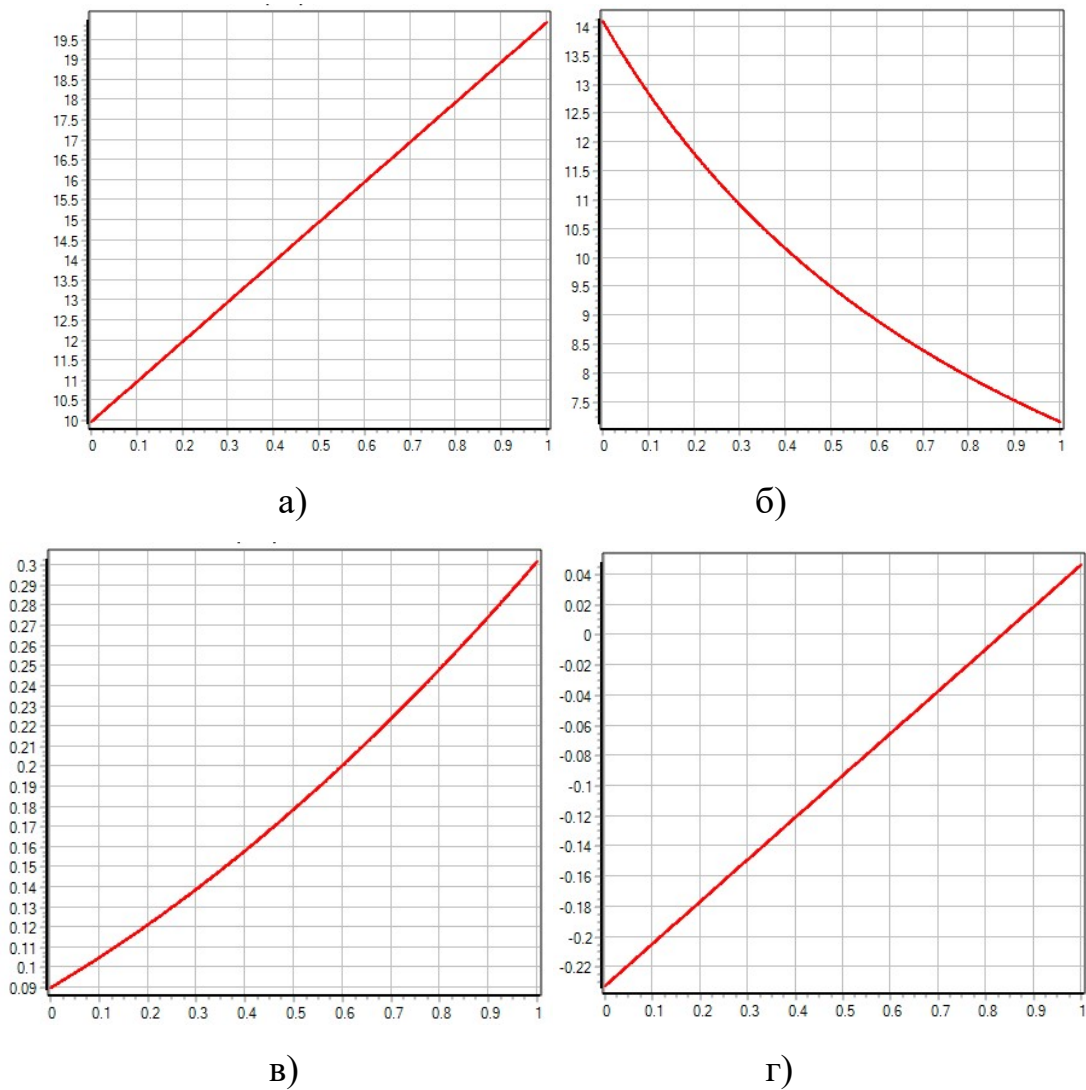
а – курсовой угол, рад.; б – ускорение бокового скольжения, m/s^2

Рисунок 2.23 – Графики зависимостей курсового угла β и ускорения бокового скольжения a от времени t в диапазоне времени $0 \dots 4$ с

На графиках рисунка 2.23 видно, что боковое скольжение начинается в момент времени 1,8 с (рисунок 2.23б), когда ускорение бокового скольжения равно 0, при этом курсовой угол составляет 0,25 рад. или $14,3^\circ$ (рисунок 2.23а).

Для более точного определения характеристик участка входа в поворот выполнили моделирование в диапазоне времени $1 \dots 2$ с от начала маневра. Начальные условия: $a_{B0} = 0,174$ рад., $\omega_B > 0$, $\beta_0 = 0,03$ рад. Результаты представлены на рисунке 2.24.

По графикам рисунка 2.24 установили, что боковое скольжение начинается в момент времени 1,83 с (рисунок 2.24г) при курсовом угле 0,253 рад. или $14,5^\circ$ (рисунок 2.24в). Радиус поворота центра тяжести машины в момент начала бокового скольжения составляет 7,8 м (рисунок 2.24б) при угле поворота внутреннего управляемого колеса $18,2^\circ$ (рисунок 2.24а).



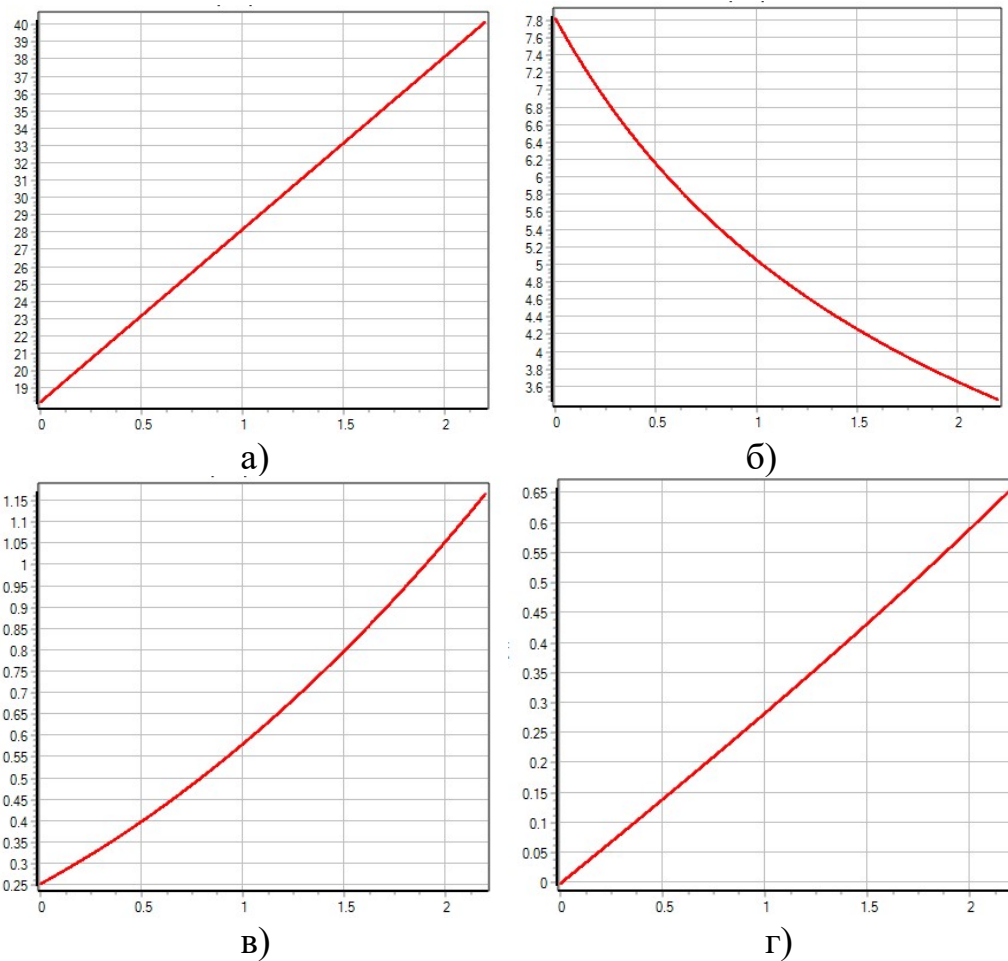
а – угол поворота внутреннего управляемого колеса, град.; б – радиус поворота центра тяжести машины, м; в – курсовой угол, рад.,
г – ускорение бокового скольжения, м/с^2

Рисунок 2.24 – Графики зависимостей угла поворота внутреннего управляемого колеса α_B , радиуса поворота центра тяжести машины R , курсового угла β и ускорения бокового скольжения a от времени t в диапазоне времени 1...2 с от начала маневра

Расстояние, которое проходит машина за время 1,83 с, составляет $1,83 \cdot 2,014 = 3,69$ м.

По графикам рисунка 2.25 установили, что угол поворота внутреннего управляемого колеса 40° достигается через 2,18 с (рисунок 2.25а) при этом радиус поворота центра тяжести машины – 3,47 м (рисунок 2.25б), курсовой

угол равен 1,15 рад. или 65,5° (рисунок 2.25в), ускорение бокового скольжения – 0,65 м/с² (рисунок 2.25г).



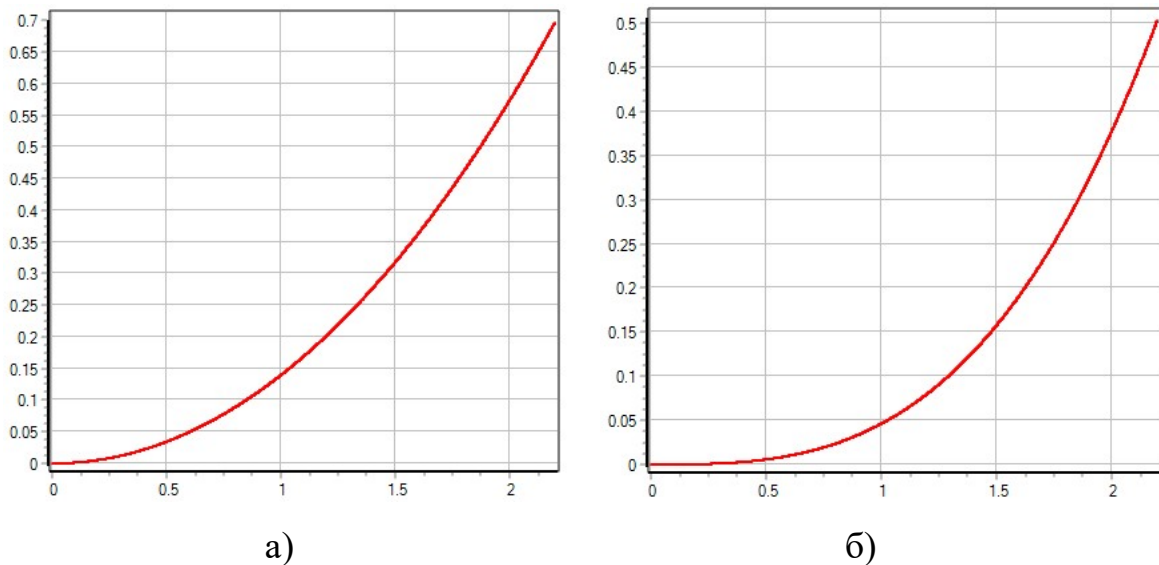
а – угол поворота внутреннего управляемого колеса, град.; б – радиус поворота центра тяжести машины, м; в – курсовой угол, рад.,
г – ускорение бокового скольжения, м/с²

Рисунок 2.25 – Графики зависимостей угла поворота внутреннего управляемого колеса α_B , радиуса поворота центра тяжести машины R , курсового угла β и ускорения бокового скольжения a от времени t (курсовой угол от 0,253 до 1,15 рад.)

Для части участка входа в поворот, в пределах которого происходит боковое скольжение, начальные условия: $a_{B0} = 1,83 \cdot 0,174 = 0,318$ рад., $\omega_B > 0$, $\beta_0 = 0,253$ рад., $u_0 = 0$, $\Delta l_0 = 0$. Результаты моделирования представлены на рисунках 2.26 и 2.27.

По графикам рисунка 2.26 видно, что скорость бокового скольжения при $t = 2,18$ с составляет 0,69 м/с (рисунок 2.26а), а увод машины в боковом

направлении равен 0,49 м (рисунок 2.26б). Расстояние, которое проходит машина за время 2,18 с, составляет $2,18 \cdot 2,014 = 4,39$ м, а длина участка входа в поворот $3,69 + 4,39 = 8,08$ м.



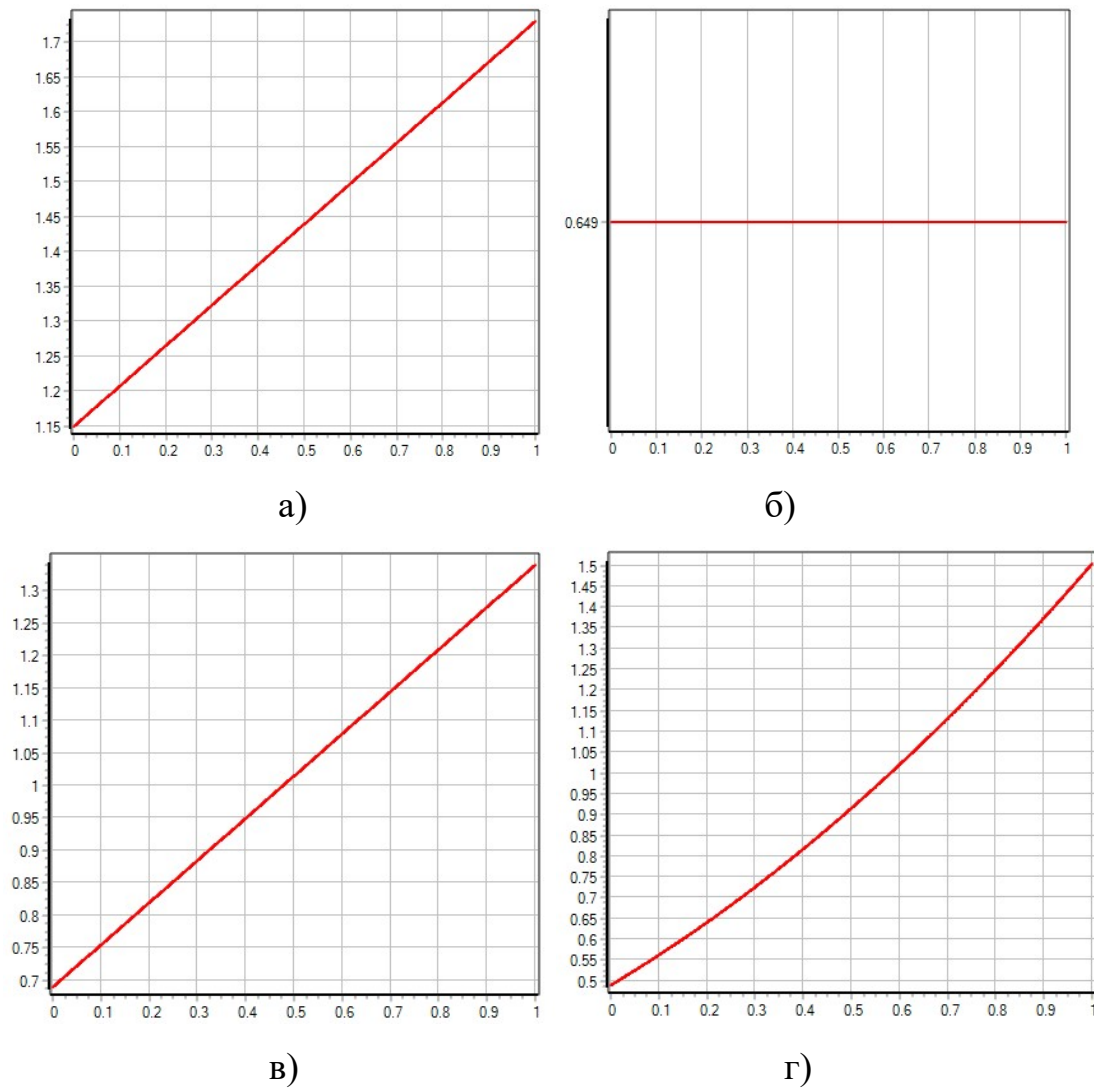
а – скорость бокового скольжения, м/с;

б – увод колесной машины в боковом направлении, м

Рисунок 2.26 – Графики зависимостей скорости бокового скольжения u и увода колесной машины боковом направлении Δl от времени t (курсовой угол от 0,253 до 1,15 рад.)

Для участка установившегося поворота начальные условия: $\alpha_{B0} = 0,698$, $\omega_B = 0$, $\beta_0 = 1,15$ рад., $u_0 = 0,69$ м/с, $\Delta l_0 = 0,49$ м. Результаты моделирования представлены на рисунке 2.28. Участок установившегося поворота соответствует значениям курсового угла от 1,15 рад. до $0,5\pi = 1,57$ рад.

На участке установившегося поворота угол поворота внутреннего управляемого колеса, радиус поворота центра тяжести машины и ускорение бокового скольжения не изменяются (рисунок 2.27б). По графику рисунка 2.27, а находим время движения на участке установившегося поворота, оно составляет 0,72 с. Это время можно рассчитать по формуле (2.27) $t_3 = 3,14(1,57 - 1,15)/2,014 = 0,72$ с.



а – курсовой угол, рад., б – ускорение бокового скольжения, m/s^2 :

в – скорость бокового скольжения, m/s ; г – увод колесной машины в боковом направлении, м

Рисунок 2.27 – Графики зависимостей курсового угла β , ускорения бокового скольжения a , скорости бокового скольжения u и увода колесной машины в боковом направлении Δl от времени t (курсовой угол от 1,15 до 1,57 рад.)

Согласно графику рисунка 2.27в скорость бокового скольжения в конце участка установившегося поворота равна 1,16 m/s , увод колесной машины в боковом направлении – 1,15 м (рисунок 2.27г).

Скорость бокового скольжения и увод колесной машины в боковом направлении в конце участка установившегося поворота можно рассчитать

по формулам (2.23) и (2.24): $u = 0,649 \cdot 0,72 + 0,69 = 1,16$ м/с; $\Delta l = 0,5 \cdot 0,649 \cdot 0,72^2 + 0,69 \cdot 0,72 + 0,49 = 1,15$ м.

Полученные результаты математического моделирования бокового скольжения колесной машины при совершении маневра поворота на 90° сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Параметры поворота и бокового скольжения трактора
Беларус-80.1 при $v = 2,014$ м/с, $\omega_B = 0,174$ с⁻¹

Курсовой угол β	Угол поворота внутреннего управляемого колеса α_B	Радиус поворота а центра тяжести R , м	Ускорение бокового скольжения a , м/с ²	Скорость бокового скольжения u , м/с	Увод в боковом направлен ии Δl , м
0	0	∞	0	0	0
14,5° (0,253 рад.)	18,27°	7,8	0	0	0
65,9° (1,15 рад.)	40°	3,47	0,65	0,69	0,49
90° (1,57 рад.)	40°	3,47	0,65	1,16	1,15

Результаты моделирования полного цикла кругового беспетлевого поворота, представленные нами в работе [63], показали, что для сравнительного анализа криволинейного движения агрегата на поворотной полосе вполне достаточно проведенного моделирования до величины курсового угла трактора $\beta = 90^\circ$. Результаты моделирования позволяют провести сравнительную оценку криволинейного движения МТА при изменении его конструктивных и эксплуатационных характеристик.

2.4. Выводы

1. Получены аналитические зависимости для определения положения мгновенного центра поворота, теоретических минимального радиуса и радиуса поворота центра тяжести при изменении колеи колесной машины. Анализ выражений для идеального и реального поворотов и сравнение результатов, полученных с их использованием, показали отличие радиусов кривизны траекторий.

2. Изменение колеи трактора существенно меняет кинематические параметры чистого поворота. Изменяется расстояние между осями шкворней, что приводит к нарушению исходной геометрии рулевой трапеции, а следовательно, кинематических соотношений правильного поворота и условия качения колес.

3. Изменение расстояния между осями шкворней приводит к нарушению исходной геометрии рулевой трапеции, а следовательно, кинематических соотношений правильного поворота и условия качения колес. Так, например, при увеличении шкворневой колеи трактора Беларус-80.1 с 1,22 м до 1,42 м при угле поворота внутреннего управляемого колеса 25° минимальный радиус поворота, реализуемого рулевой трапецией на 1,391 м или 15,41 % больше. При этом сравнение с кинематикой правильного поворота дало его увеличение на 1,9433 м (25,45 %) при шкворневой колее 1,22 м, а при 1,42 м – 3,234 м (35,83 %).

4. Только при значении шкворневой колеи трактора Беларус-80.1, равном 1,02 м, возможно получение кинематических параметров, наиболее близких к правильному повороту. При этом при угле поворота внутреннего управляемого колеса 25° минимальный радиус поворота выше на 0,6521 м (10,44 %), чем по условию чистого качения.

5. Для обеспечения чистого качения колес при движении на повороте трактора с переменной колеей необходимо проведение тщательного

теоретического анализа рычажного механизма рулевой трапеции и совершенствование на этой основе ее конструкции.

6. Проведенными расчетами обоснована необходимость разработки конструкции рулевой трапеции, которая при изменении колеи имела бы оптимальную геометрию [84], позволяющую сохранить кинематические параметры, близкие к правильному повороту.

7. Результаты математического моделирования бокового отклонения колесной машины, на примере трактора Беларус-80.1 (при $v = 2,014$ м/с, $\omega_B = 0,174$ с⁻¹), показали, что ускорение бокового скольжения имеет максимальное значение, равное $0,65$ м/с², в пределах участка установившегося поворота; увод машины в боковом направлении в пределах участка установившегося поворота увеличивается более чем в 2,3 раза (от $0,49$ м до $1,15$ м). При этом минимальный радиус поворота центра тяжести трактора составляет $R_{min} = 3,47$ м.

3. Программа и методика экспериментальных исследований

3.1. Программа экспериментальных исследований

Для подтверждения эффективности применения на тракторе Беларус-80.1 усовершенствованной системы рулевого управления и подтверждения адекватности теоретических математических моделей реальному технологическому процессу были проведены лабораторные и полевые экспериментальные исследования.

Исследования проводились на тракторе Беларус-80.1 с передними управляемыми колесами и неразрезной рулевой трапецией [94].

На тракторе установлены колеса с шинами базового варианта: передние – 9,0-20 с шириной профиля 259 мм и наружным диаметром 1018 мм, задние – 15,5R388 с шириной профиля 394 мм и наружным диаметром 1570 мм.

Были проведены опыты с одиночным трактором и трактором в агрегате с плугом общего назначения ПЛН-3-35, для которого рекомендуемая колея управляемых колес составляет 1550 мм и с сеялкой точного высева навесной ТС-М-4150А, для которой рекомендуется колея 1850 мм. [68, 108, 117].

В ходе испытаний трактор оборудовался серийной [94] и модернизированной рулевой трапецией [84].

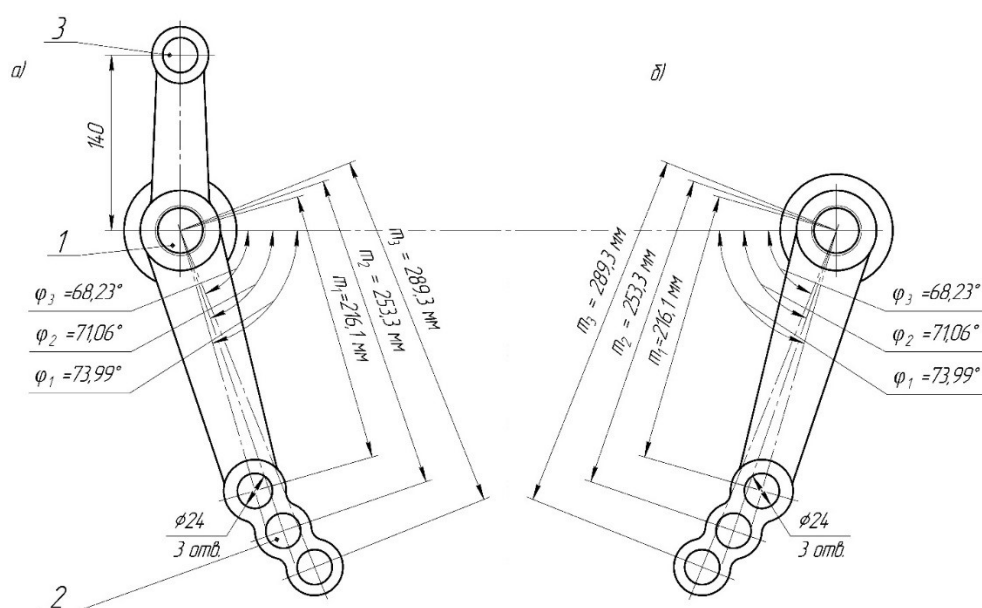
Программа экспериментальных исследований состояла из следующих этапов:

- изготовление опытных образцов поворотных рычагов;
- оборудование трактора Беларус-80.1 опытной рулевой трапецией;
- подготовка и проверка измерительных приборов и оборудования;
- тарировка измерительных приборов;
- подготовка МТА к работе и установка на него необходимых для проведения экспериментов приборов, оборудования и приспособлений;
- проведение лабораторных испытаний;
- проведение полевых испытаний.

3.2. Оборудование трактора Беларус-80.1 опытной рулевой трапецией

3.2.1. Разработка конструкции поворотных рычагов рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 с оптимальными геометрическими параметрами

В результате расчета по зависимостям (2.11) – (2.14) с учетом установленных ограничений, а также конструктивных особенностей трактора Беларус-80.1 были определены размеры рычагов для трех значений колеи 1350, 1550 и 1750 мм.



а – левый рычаг; б – правый рычаг

1 – шлицевое отверстие крепления рычага на шкворень;

2 – отверстия для перестановки шарниров поперечной тяги;

3 – отверстие для присоединения штока гидроцилиндра

Рисунок 3.1 – Эскизы опытных поворотных рычагов модернизированной рулевой трапеции трактора Беларус-80.1

В качестве ограничения минимального и максимального размеров рычагов требовалось соблюдение условия, что при перемещении поперечной тяги из одного крайнего положения в другое она не должна своими внешними поверхностями взаимодействовать с осью передней балки и поддоном двигателя. Соответственно получили при значениях шкворневой

колеи $B = 1,02 \text{ м} - m = 216,2 \text{ мм}$ и $\varphi = 73,99^\circ$, при $B = 1,22 \text{ м} - m = 253,3 \text{ мм}$ и $\varphi = 71,06^\circ$, при $B = 1,42 \text{ м} - m = 289,3 \text{ мм}$ и $\varphi = 68,23^\circ$ (рисунок 3.1).

При разработке конструкции за основу приняты серийные рычаги трактора Беларусь-80.1 (рисунок 3.2а), таким образом, нами была обеспечена необходимая прочность без дополнительных расчетов. Кроме того, это позволило обеспечить точность установки в шлицевом соединении рычага со шкворнем. По приведенным эскизам левого приводного (рисунок 3.1а) и правого (рисунок 3.1б) опытных боковых поворотных рычагов рулевой трапеции изготовлены опытные поворотные рычаги (рисунок 3.2б).



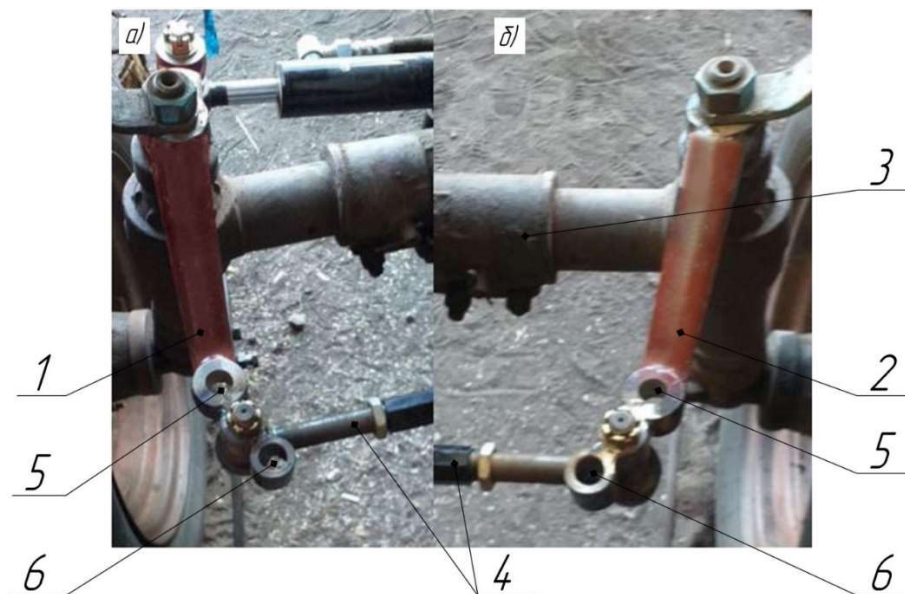
а – базовый вариант; б – опытный вариант

Рисунок 3.2 – Боковые поворотные рычаги рулевой трапеции трактора Беларусь-80.1

Данная конструкция должна обеспечить при изменении колеи трактора Беларусь-80.1 за счет установленного расчетом рационального выбора рабочих длин боковых поворотных рычагов и углов их наклона к продольной оси кинематику поворота, близкую к кинематике правильного поворота.

3.2.2. Монтаж опытной рулевой трапеции на трактор Беларусь-80.1

Для испытания трактора Беларусь-80.1 с модернизированной рулевой трапецией на него были установлены опытные поворотные рычаги вместо базовых. Так как они выполнены на основе базовых, то были установлены по шлицам шкворней в соответствующем положении. На рисунке 3.3 показано расположение элементов опытной рулевой трапеции при колее 1550 мм.



а – левая сторона; б – правая сторона

1 – левый поворотный рычаг; 2 – правый поворотный рычаг;

3 – передняя ось; 4 – поперечная тяга в положении колеи 1550 мм;

5 – отверстия для установки поперечной тяги при колее 1350 мм;

6 – отверстия для установки поперечной тяги при колее 1750 мм

Рисунок 3.3 – Установка элементов опытной рулевой трапеции на трактор Беларусь-80.1

При установке колеи 1350 мм поперечная тяга 4 переставляется по отверстиям 5 поворотных рычагов 1 и 2, а при установке колеи 1750 мм – по отверстиям 6 (рисунок 3.3). Колею изменяли перестановкой выдвижных труб, телескопически соединенных с балкой передней оси 3. После установки требуемого размера колеи каждый раз меняли длину поперечной тяги, регулируя при этом схождение управляемых колес согласно [94].

3.3. Условия и методика проведения лабораторных и полевых исследований

3.3.1. Лабораторные исследования

3.3.1.1. Методика определения угла поворота наружного колеса

На первом этапе лабораторные исследования проводились для определения угла поворота наружного колеса в зависимости от угла поворота внутреннего колеса. Далее определялись характеристики трактора и сельскохозяйственного оборудования отдельно, и в агрегате, необходимые при моделировании процесса криволинейного движения МТА, выполнялись тарировки измерительных приборов и настройка оборудования.

Измерение углов поворота колес проводилось с помощью двух электронных угломеров с линейками SKATA-200, которые имеют диапазон измерения угла в пределах $0...360^\circ$, шаг измерения $0,05^\circ$ (рисунок 3.4). При этом угломеры устанавливались с правой и левой сторон, таким образом, что замерялись углы между осью передней балки и осями вращения колеса, как взаимно-перпендикулярных линий направлению движения и осевым плоскостям управляемых колес (рисунок 3.5).



Рисунок 3.4 –Электронный угломер SKATA-200



Рисунок 3.5 – Измерение угла поворота колеса электронным угломером SKATA-200

Для моделирования работы агрегата и проведения полевых испытаний необходимо было определить массово-геометрические параметры трактора и агрегатируемого с ним оборудования. Массы трактора и МТА с установленным измерительным оборудованием и полностью заправленным топливным баком, и утяжелителем массой 75 кг на месте оператора определялась путем взвешивания на автомобильных подкладных четырехплатформенных весах ЭП-60, имеющих погрешность измерения $\pm 0,2\%$ [89]. По известной методике [18, 29, 61] также были определены координаты центра масс трактора и МТА. Геометрические размеры трактора и навесного оборудования определялись на ровной горизонтальной поверхности при помощи рулетки, инструментальной линейки и лазерного дальномера с функцией измерения углов. Точность измерительных приборов ± 1 мм [32]. Достоверность результатов измерений проверялась сопоставлением с паспортными данными машин.

В процессе подготовки оборудования к полевым опытам настраивалась и калибровалась навигационная система, настраивалось подруливающее устройство [135, 142]. В память навигационного модуля вносились сведения о тракторе, в том числе массово-геометрические параметры, а также информация о поле, на котором проводилась серия заездов и поворотов.

3.3.1.2. Методика определения минимального радиуса поворота при установленных углах поворота управляемых колес

Для сопоставления расчетных и реальных, реализуемых трактором с модернизированной рулевой трапецией, радиусов использовали методику, разработанную на основании ГОСТ 30752-2001 «Тракторы сельскохозяйственные. Определение наименьшего и габаритного диаметров окружности поворота» [28].

Опыты проводились на ровной поверхности, имеющей твердое асфальтовое покрытие с уклоном и неровностями, не превышающими установленные ГОСТом значения. Испытуемый трактор был полностью укомплектован в соответствии с техническими условиями.

Для фиксации требуемого для проведения опыта угла установки управляемых колес в подводные рукава гидроцилиндров были установлены запорные краны шаровые двух ходовые S22 M18x1,5 (рисунок 3.6).

Устанавливалась требуемая для каждого опыта колея, поперечная тяга устанавливалась в соответствующее положение, регулировалось схождение колес. Устанавливался по электронному угломеру (рисунок 3,5) угол поворота внутреннего колеса и с помощью запорных кранов этот угол фиксировался.



Рисунок 3.6 – Кран шаровой двух ходовой S22 M18x1,5

Определение минимального радиуса поворота проводили через диаметры поворота при поворотах, как вправо, так и влево при установившемся режиме движения трактора на минимально возможной

скорости, не превышающей 2 км/ч. При этом, не изменяя положения рулевого колеса, совершали полный поворот по окружности (рисунок 3.7).

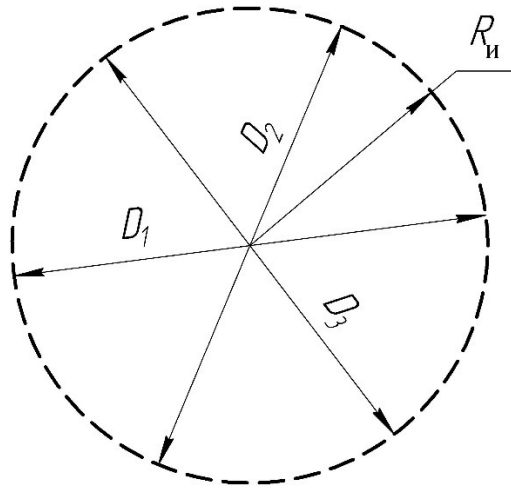


Рисунок 3.7 – Определение измеренного радиуса поворота

Через интервалы 100...200 мм по окружности поворота делали отметки на опорной поверхности, совпадающие с центром следа колеса, оставленным задним внутренним колесом. Отметки делали путем проецирования на опорную поверхность точек средней линии протектора, расположенных как можно ближе к опорной поверхности. Прерывистая окружность, образованная отметками на опорной поверхности, является окружностью поворота, описанной внутренним задним колесом. Диаметр D_i окружности измеряли в трех местах, после чего рассчитывали радиус поворота, измеренный по осевой линии внутреннего заднего колеса

$$R_{\text{н}} = \frac{D_1 + D_2 + D_3}{6}. \quad (3.1)$$

Минимальный радиус поворота вычисляли с учетом половины колеи:

$$R_{\text{min o}} = R_{\text{н}} + 0,5B_{\text{к}}, \quad (3.2)$$

где $B_{\text{к}}$ – колея задних колес трактора, м.

Замеры проводились при трех значениях колеи и углах поворота внутреннего колеса в пределах $\alpha_{\text{в}} = 10...40^\circ$.

3.3.2. Полевые исследования

3.3.2.1. Обоснование методики полевых экспериментальных исследований

Проведенный анализ регламентирующих документов – ГОСТов, устанавливающих нормы и правила при испытаниях колесных машин на устойчивость и управляемость [33, 34], показал, что в качестве критериев для оценки управляемости и устойчивости применяются: усилие на рулевом колесе, время и максимальная скорость выполнения маневра при движении по заданной криволинейной траектории движения на твердой поверхности.

ГОСТ Р 51960-2002 устанавливает в качестве метода для оценки управляемости сельскохозяйственных колесных тракторов усилие на органе рулевого управления при движении трактора с исправным рулевым управлением по установленной траектории. При этом контроль за фактической траекторией движения трактора и за отклонением ее от траектории, обозначенной разметкой, осуществляют по следу маркировочного устройства.

В ГОСТ 31507-2012 регламентирующем критерии и методы оценки управляемости и устойчивости некоторых типов автотранспортных средств, при испытаниях на повороте предложена траектория на поверхности дороги с твердым покрытием. В качестве критерия оценки применяется максимальная скорость автотранспортного средства при выполнении маневра, определяемая как среднее арифметическое значение скоростей трех заездов с наибольшей скоростью, при которой не было выхода за пределы разметки или отрыва одного из колес от поверхности дороги.

Приведенные стандартные методики не удовлетворяют требованиям, которые должны быть обеспечены при наших исследованиях: определение траектории движения на почвенном фоне, соответствующем выполняемой сельскохозяйственной операции и со скоростью, находящейся в рекомендуемом интервале рабочих скоростей.

Предлагаемая методика испытаний на устойчивость криволинейного движения трактора Беларус-80.1 предусматривает выполнение отдельных поворотов-заездов на подготовленном согласно агротехнологическим требованиям участке. После разгона по прямой осуществляется равномерное вращение рулевого колеса до упора управляемых колес вправо или влево. Дальнейшее движение продолжается по дуге окружности постоянной кривизны до того момента, пока продольная ось трактора не повернется на угол 180° от первоначального положения на участке разгона. Далее вращением рулевого колеса в обратную сторону осуществляется выход на прямолинейное движение. Таким образом, схема траектории движения кинематического центра машины соответствует круговому беспетлевому повороту.

Для учета продольного и поперечного уклонов выбранного участка, а также отличий кинематических характеристик левого и правого поворотов агрегата необходимо их выполнять как влево, так и вправо для получения более достоверных результатов испытаний. С целью сохранения постоянства закона изменения во времени углов поворота управляемых колес при выполнении заездов вращение рулевого колеса осуществляется автоматически навигационной системой. Соответствующая номинальному режиму работы частота вращения двигателя фиксируется и на зачетном участке остается постоянной. Для каждого варианта комбинации конструктивных и эксплуатационных параметров, а также кинематического режима выполняется не менее трех заездов с поворотом как влево, так и вправо с различными поступательными скоростями движения и угловыми скоростями поворота управляемых колес.

3.3.2.2. Проведение экспериментальных полевых исследований

Одиночный трактор или МТА, оснащенный базовой или модернизированной рулевой трапецией с установленной колеёй и отрегулированным схождением колес располагают в начале предполагаемого

маршрута движения на подготовленном участке поля. Проверив калибровку навигационной системы, выполняли повороты-заезды в следующей последовательности: оператор осуществляет разгон по прямой до определенной скорости, соответствующей выбранному номинальному режиму работы, после чего по сигналу система автоматизированного рулевого управления AutoTrac Universal-300 равномерно вращает рулевое колесо до упора передних колес (вправо или влево). Движение по кривой продолжается до тех пор, пока продольная ось трактора не повернется на угол 180° от первоначального положения на участке разгона [24, 27, 31].

Для реализации указанной методики и получения достоверных результатов трактор или МТА с модернизированной или базовой системой рулевого управления должен выполнить не менее трех заездов для каждой комбинации параметров поступательной скорости движения и угловой скорости поворота управляемых колес от нулевого положения до упора [40]. При этом повороты должны осуществляться, как влево, так и вправо. Скорость поступательного движения по поворотной полосе варьируется в пределах 1,36...2,556 м/с, а угловая скорость поворота управляемых колес – 0,124...0,31 с⁻¹.

3.4. Приборы и оборудование, применяемые при экспериментальных исследованиях

Для выполнения экспериментальных исследований использовался комплекс измерительных устройств и систем для контроля и фиксации величин необходимых параметров, среди которых:

- время опыта измеряли электронным секундомером и с помощью навигационной системы;
- массу трактора и агрегата определяли с помощью автомобильных подкладных четырехплатформенных весов ЭП-60, имеющих предел взвешивания каждой платформы 2 т и погрешность измерения $\pm 0,2 \%$;

- углы поворота колес измеряли с помощью электронного угломера с линейкой SKATA-200, который имеет диапазон измерения угла в пределах $0...360^\circ$, шаг измерения $0,05^\circ$, точность измерения $\pm 0,3^\circ$ и показывает значение измерения до сотых, а также фиксировали с помощью навигационной системы;

- диаметр окружности кругового движения измеряли рулеткой Р50УЗК ГОСТ 7502-98 с рабочей длиной $0...50$ м класса точности 3 (погрешность измерений 1,5%) и ценой деления 1 мм;

- путь, пройденный трактором – навигационной системой Starfire-3000, рулеткой Р50УЗК;

- координаты и траекторию движения трактора – навигационной системой Starfire-3000.

Траектория движения центра масс трактора определялась навигационной системой Starfire-3000, установленной на тракторе Беларус-80.1 согласно разработанной методике [3]. Координаты точек траектории данной системой определялись с отклонением менее 30 мм и интервалом записи 0,03 с, что обеспечивает точное построение реальной траектории движения. Приемник навигационной системы устанавливается на крыше трактора на штатном кронштейне (рисунок 3.8).



Рисунок 3.8 – Навигационная система Starfire-3000 на тракторе Беларус-80.1

Информация с приемника выводилась на дисплей GreenStar-4240. Он имеет возможность выводить всю необходимую информацию, сохранять и выгружать из памяти устройства координаты точек траектории движения (рисунок 3.9).



Рисунок 3.9 – Монитор GreenStar-4240 в кабине трактора Беларус-80.1

Рулевое колесо от AutoTrac Universal-300 [135] на рулевой вал трактора Беларус-80.1 было установлено с помощью переходной втулки (рисунок 3.10), внешняя часть которой крепится к рулевому колесу, а внутренняя – соединяется с его валом шлицевым соединением.



Рисунок 3.10 – Переходная втулка

Блок универсального подруливающего устройства АТУ-200 закрепляется на рулевой колонке в месте крепления подрулевого переключателя на специальном кронштейне (рисунок 3.11).



Рисунок 3.11 – Кронштейн для крепления подруливающего устройства

После серии испытаний информация переносилась на съемный носитель посредством интерфейса USB. Дальнейшая обработка полученных данных проводилась на персональном компьютере.

3.5. Обработка опытных данных и оценка точности результатов

После завершения каждого этапа испытаний проводилась первичная обработка результатов опытов с целью исключения случайных ошибок и возможности повторить заезды со случайными грубыми ошибками.

Основная обработка результатов экспериментов проводилась после завершения опытов. Обработка полученных данных проводилась методами математической статистики с помощью персонального компьютера и программ Microsoft Excel [20] и пакета компьютерной математики Maple [41].

При обработке рассчитывались критериями оценки достоверности и адекватности результатов.

Ошибки измерений бывают систематические, случайные и промахи [44]. Для исключения систематических ошибок перед началом испытаний проверялась точности и правильность настройки и калибровки применяемого оборудования [18].

Для уменьшения погрешностей измерений реализовывался ряд мероприятий:

- в начале и в конце опытов проводилась проверка измерительных приборов на соответствие показаний их техническим характеристикам;
- одни и теми же лица управляли трактором и настраивали оборудование и приборы;
- все опыты проводились на одном и том же оборудовании;
- напряжение в сети питания измерительной аппаратуры контролировалось и поддерживалось стабильным.

При массовых замерах одной величины оценку ее проводят по среднему арифметическому, а ошибку опыта определяют средним квадратическим отклонением.

Арифметическое среднее значение параметра

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i ,$$

где a_i – результат отдельного i -го измерения ($i = 1, 2, \dots, n$);

n – число измерений.

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n-1}} ,$$

где $\delta_i = a_i - a$ – отклонение значения величины a_i измерения для каждого опыта от среднего арифметического значения a .

Дисперсия нормального закона распределения ошибок

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n-1}.$$

Коэффициент вариации, характеризующий относительный разброс группы измерений

$$\nu = \frac{\sigma}{a}.$$

Средняя квадратическая ошибка арифметической средней

$$\sigma_M = \pm \frac{\sigma_{cp}}{\sqrt{n}}.$$

Максимальная погрешность среднего арифметического значения измерений

$$\Delta = \pm 3\sigma_M.$$

Точность измерений опытов оценивается по предельным ошибкам измерений, складывающимся из погрешности измерений, тарировки и обработки экспериментальных данных (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Оценка погрешностей экспериментальных исследований

Измеряемые параметры	Обозначения	Относительная ошибка, %	Вероятностная относительная ошибка, %
Курсовой угол	β	2,0	0,67
Путь	S	2,65	0,88
Угол поворота колеса	α	3,9	1,3
Абсцисса поворотной полосы	x	1,5	0,5
Ордината поворотной полосы	y	1,5	0,5
Время	t	1,45	0,48

3.6. Выводы

1. Предложенное сравнительно простое по конструктивному исполнению изменение поворотных рычагов в рулевой системе трактора Беларус-80.1 позволило выполнить испытания модернизированного МТА и провести полевые опыты с измерениями параметров, характеризующих основные показатели работы агрегата.

2. Предложенная методика лабораторных исследований позволила экспериментально подтвердить исходные положения кинематических взаимодействий в рулевой трапеции, существование которых было обосновано теоретически.

3. Предложенная методика проведения полевых исследований трактора или МТА для получения достоверных результатов предусматривает выполнение не менее трех заездов для каждой комбинации параметров поступательной скорости движения и угловой скорости поворота управляемых колес от нулевого положения до упора. При этом повороты должны осуществляться, как влево, так и вправо. Скорость поступательного движения по поворотной полосе варьируется в пределах 1,36...2,556 м/с, а угловая скорость поворота управляемых колес – 0,124... 0,31 с⁻¹.

4. Разработанный комплекс аппаратуры позволяет одновременно и в широких пределах регистрировать при проведении экспериментов достаточное количество параметров, характеризующих основные показатели работы агрегата без значимых погрешностей.

5. Реализованный способ определения траектории криволинейного движения МТА с помощью навигационной системы Starfire-3000, адаптированной для трактора Беларус-80.1, позволяет получить координаты точек траектории с высокой точностью.

6. Выполненная оценка точности измерений по предельным ошибкам подтвердила корректность разработанной методики и выполненных экспериментальных исследований.

4. Результаты экспериментальных исследований рулевого привода трактора Беларусь-80.1 и их анализ

4.1. Результаты лабораторных исследований

4.1.1. Определение углов поворота управляемых колес

Для подтверждения правильности теоретических (полученных расчетным путем по известным и разработанным зависимостям) значений углов поворота управляемых колес для базовой и модернизированной (экспериментальной) рулевых трапеций провели опыты по их измерению. Опыты проводились на лабораторной площадке при повороте колес влево и вправо. Согласно разработанной методике, углы поворота внутреннего колеса задавались, а наружного определялись. Измерения углов проводили по три раза при повороте в каждую сторону, а затем вычисляли их средние значения. Контроль точности и достоверности вели по сопоставлению полученных средних значений углов поворота с их расчетными величинами. Результаты измерений для базовой и экспериментальной трапеции, соответствующие разным значениям шкворневой колеи, приведены в таблицах 4.1 и 4.2.

Анализ полученных результатов показывает, что для обоих вариантов трапеции значения измеренных $\alpha_{НО}$ и расчетных $\alpha_{НР}$ углов поворота наружного колеса близки между собой. Максимальное относительное отклонение составляет для базовой трапеции $\Delta\alpha_H = 6,52 \%$ при межшкворневой колее $B = 1,02$ м и угле поворота колес $\alpha_B = 5^\circ$. С увеличением угла поворота внутреннего колеса относительное расхождение опытного и расчетного значений снижается, принимая минимальное значение $\Delta\alpha_H = 0,73 \%$ при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$. Такая же закономерность сохраняется и для экспериментальной трапеции.

Таблица 4.1 – Значения углов поворота управляемых колес для базовой рулевой трапеции

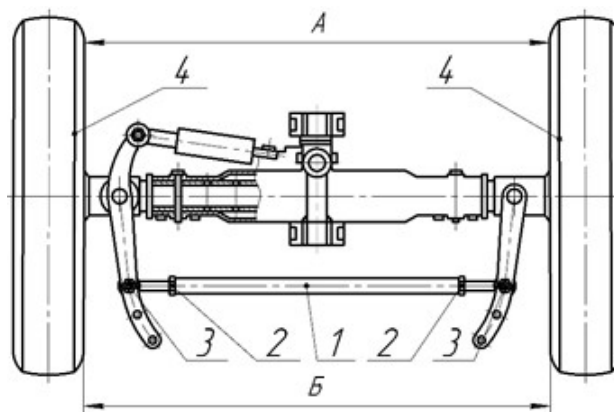
B , м	α_B , град	5	10	15	20	25	30	35	40
1,02	α_{HP} , град	4,861	9,452	13,778	17,831	21,598	25,055	28,173	30,913
	α_{HO} , град	5,2	9,8	14,1	18,1	21,9	25,4	28,4	31,3
	$\Delta\alpha_H$, град	0,339	0,348	0,322	0,269	0,302	0,345	0,227	0,387
	$\Delta\alpha_H$, %	6,52	3,55	2,28	1,49	1,38	1,36	0,80	1,24
1,22	α_{HP} , град	4,864	9,463	13,802	17,875	21,669	25,161	28,325	31,124
	α_{HO} , град	5,1	9,8	14,1	18	22	25,5	28,6	31,5
	$\Delta\alpha_H$, град	0,236	0,337	0,298	0,125	0,331	0,339	0,275	0,376
	$\Delta\alpha_H$, %	4,63	3,44	2,11	0,69	1,50	1,33	0,96	1,19
1,42	α_{HP} , град	4,866	9,470	13,819	17,906	21,718	25,324	28,429	31,270
	α_{HO} , град	5,2	9,8	14,1	18,2	22,1	25,7	28,8	31,5
	$\Delta\alpha_H$, град	0,334	0,33	0,281	0,294	0,382	0,376	0,371	0,23
	$\Delta\alpha_H$, %	6,42	3,37	1,99	1,62	1,73	1,46	1,29	0,73

Таблица 4.2 – Значения углов поворота управляемых колес для экспериментальной рулевой трапеции

B , м	α_B , град	5	10	15	20	25	30	35	40
1,02	α_{HP} , град	4,862	9,455	13,784	17,841	21,612	25,074	28,194	30,936
	α_{HO} , град	5,05	9,8	14,1	18,1	21,9	25,4	28,4	31,3
	$\Delta\alpha_H$, град	0,188	0,345	0,316	0,259	0,288	0,326	0,206	0,364
	$\Delta\alpha_H$, %	3,77	3,52	2,24	1,43	1,32	1,28	0,73	1,16
1,22	α_{HP} , град	4,832	9,343	13,538	17,418	20,967	24,164	26,979	29,371
	α_{HO} , град	5,1	9,7	13,8	17,5	21,3	24,5	27,3	29,7
	$\Delta\alpha_H$, град	0,268	0,357	0,262	0,082	0,333	0,336	0,321	0,329
	$\Delta\alpha_H$, %	5,25	3,44	2,11	0,69	1,50	1,33	0,96	1,19
1,42	α_{HP} , град	4,802	9,228	13,293	16,999	20,333	23,278	25,805	27,885
	α_{HO} , град	5,1	9,6	13,6	17,3	20,7	23,9	26,1	28,1
	$\Delta\alpha_H$, %	5,84	3,88	2,26	1,74	1,77	1,37	1,51	0,77

Максимальное относительное отклонение составляет для нее $\Delta\alpha_H = 5,84\%$ при межшкворневой колее $B = 1,42$ м и угле поворота внутреннего колеса $\alpha_B = 5^\circ$. С увеличением угла поворота внутреннего колеса относительное расхождение опытного и расчетного значений снижается, принимая минимальное значение $\Delta\alpha_H = 0,77\%$ при $B = 1,42$ м и $\alpha_B = 40^\circ$.

В абсолютном значении углы поворота наружных колес α_{H0} , полученные из опытов, превышают расчетные α_{HP} в среднем для базовой трапеции на $\Delta\alpha_H = 0,317^\circ$; $\Delta\alpha_H = 0,290^\circ$ и $\Delta\alpha_H = 0,325^\circ$ при шкворневой колее $B = 1,02$ м, $B = 1,22$ м и $B = 1,42$ м соответственно. Такая же закономерность существует для экспериментальной трапеции, то есть углы поворота наружных колес, полученные из опытов, превышают расчетные в среднем на $0,305^\circ$; $0,286^\circ$ и $0,335^\circ$ при межшкворневой колее $B = 1,02$ м, $B = 1,22$ м и $B = 1,42$ м соответственно. Такое явление объясняется тем, что при определении расчетных углов поворота не учтен угол схождения колес, который при разности расстояний B и A 5 мм составляет $0,302^\circ$ (рисунок 4.1).



1 – труба поперечной тяги; 2 – гайки; 3 – наконечники поперечной тяги; 4 – управляемые колеса

Рисунок 4.1 – Установка схождения управляемых колес трактора

Беларус-80.1

При проведении опытов каждый раз регулировалось схождение колес и устанавливалась разность расстояний A и B в пределах 5...6 мм [94].

4.1.2. Определение минимального радиуса поворота трактора

Согласно разработанной ранее методике, были проведены измерения минимальных радиусов поворота трактора для базовой и экспериментальной трапедий. Опыты проводились на ровной площадке с асфальтовым покрытием. Результаты измерений при различных углах поворота внутреннего управляемого колеса приведены в таблицах 4.3 и 4.4 для базовой и экспериментальной трапедий соответственно.

Таблица 4.3 – Значения минимальных радиусов поворота трактора с базовой трапедией

B , м	α_B	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
1,02	$R_{и}$, м	27,81	15,96	10,16	7,56	5,9	4,64	3,864
	$R_{min о}$, м	27,14	15,29	9,49	6,89	5,23	3,97	3,194
	$R_{min т}$, м	17,757	11,508	8,266	6,245	4,85	3,828	3,052
	ΔR_{min} , м	9,383	3,782	1,224	0,645	0,38	0,142	0,142
	ΔR_{min} , %	34,57	24,74	12,90	9,36	7,27	3,58	4,45
1,22	$R_{и}$, м	29,8	16,29	11,53	9,29	7,17	5,67	4,68
	$R_{min о}$, м	29,03	15,52	10,76	8,52	6,4	4,9	3,91
	$R_{min т}$, м	21,681	14,056	10,101	7,636	5,936	4,68	3,74
	ΔR_{min} , м	7,349	1,464	0,659	0,884	0,464	0,22	0,17
	ΔR_{min} , %	25,32	9,43	6,12	10,38	7,25	4,49	4,35
1,42	$R_{и}$, м	37,67	22,31	14,85	11,15	8,69	6,77	5,42
	$R_{min о}$, м	36,8	21,44	13,98	10,28	7,82	5,9	4,55
	$R_{min т}$, м	25,605	16,603	11,935	9,027	7,02	5,55	4,43
	ΔR_{min} , м	11,195	4,837	2,045	1,253	0,8	0,35	0,12
	ΔR_{min} , %	30,42	22,56	14,63	12,19	10,23	5,93	2,64

Значения измеренного радиуса $R_{и}$ получены по отметке оси заднего внутреннего колеса. Значения опытного минимального радиуса $R_{min о}$ определяли из выражения (3.2)

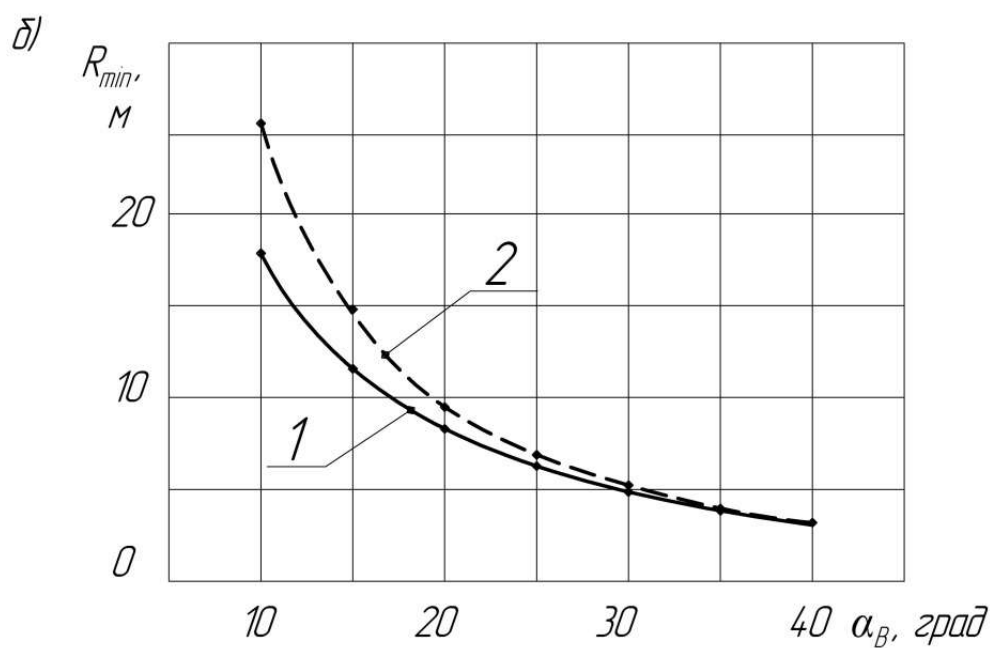
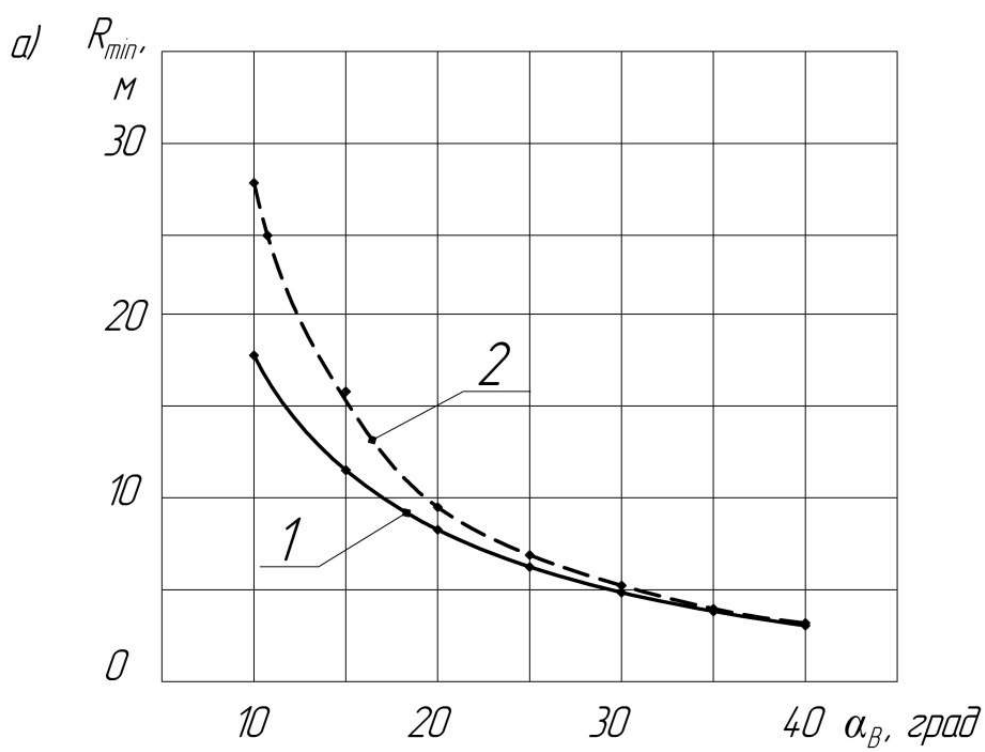
Таблица 4.4 – Значения минимальных радиусов поворота трактора
с экспериментальной трапецией

B , м	α_B	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
1,02	$R_{и}$, м	24,25	14,14	8,62	6,22	4,56	3,3	2,524
	$R_{min o}$, м	24,92	14,81	9,29	6,89	5,23	3,97	3,194
	$R_{min т}$, м	17,854	11,567	8,305	6,272	4,869	3,841	3,06
	ΔR_{min} , м	7,066	3,243	1,185	0,618	0,361	0,129	0,134
	ΔR_{min} , %	28,35	21,90	12,49	8,97	6,90	3,25	4,20
1,22	$R_{и}$, м	21,54	12,15	7,87	5,86	4,32	3,26	2,43
	$R_{min o}$, м	22,31	12,92	8,64	6,63	5,09	4,03	3,2
	$R_{min т}$, м	17,587	11,425	8,228	6,236	4,864	3,856	3,097
	ΔR_{min} , м	4,723	1,495	0,412	0,394	0,226	0,174	0,103
	ΔR_{min} , %	21,17	11,57	4,77	5,94	4,44	4,32	3,22
1,42	$R_{и}$, м	21,71	13,04	8,26	5,91	4,34	3,2	2,32
	$R_{min o}$, м	22,58	13,91	9,13	6,78	5,21	4,07	3,19
	$R_{min т}$, м	17,348	11,298	8,16	6,206	4,862	3,879	3,134
	ΔR_{min} , м	5,232	2,612	0,97	0,574	0,348	0,191	0,056
	ΔR_{min} , %	23,17	18,78	10,62	8,47	6,68	4,69	1,76

Сравнительный анализ значений минимальных радиусов, полученных при проведении измерений в ходе опытов, и рассчитанных по выражению (2.9), показал, что для всех случаев опытные значения $R_{min o}$ несколько превышают расчетные $R_{minт}$ (рисунки 4.2, 4.3 и 4.4).

Такое явление объясняется деформацией шин и их скольжением. Расхождение при малых углах поворота внутреннего колеса (10...15°) значительно больше, чем при больших (30...40°) [11].

Так при межшкворневой колее $B = 1,42$ м относительное расхождение для базовой трапеции изменяется с $\Delta R_{min} = 30,42$ % при $\alpha_B = 10^\circ$ до $\Delta R_{min} = 2,64$ % при $\alpha_B = 40^\circ$.

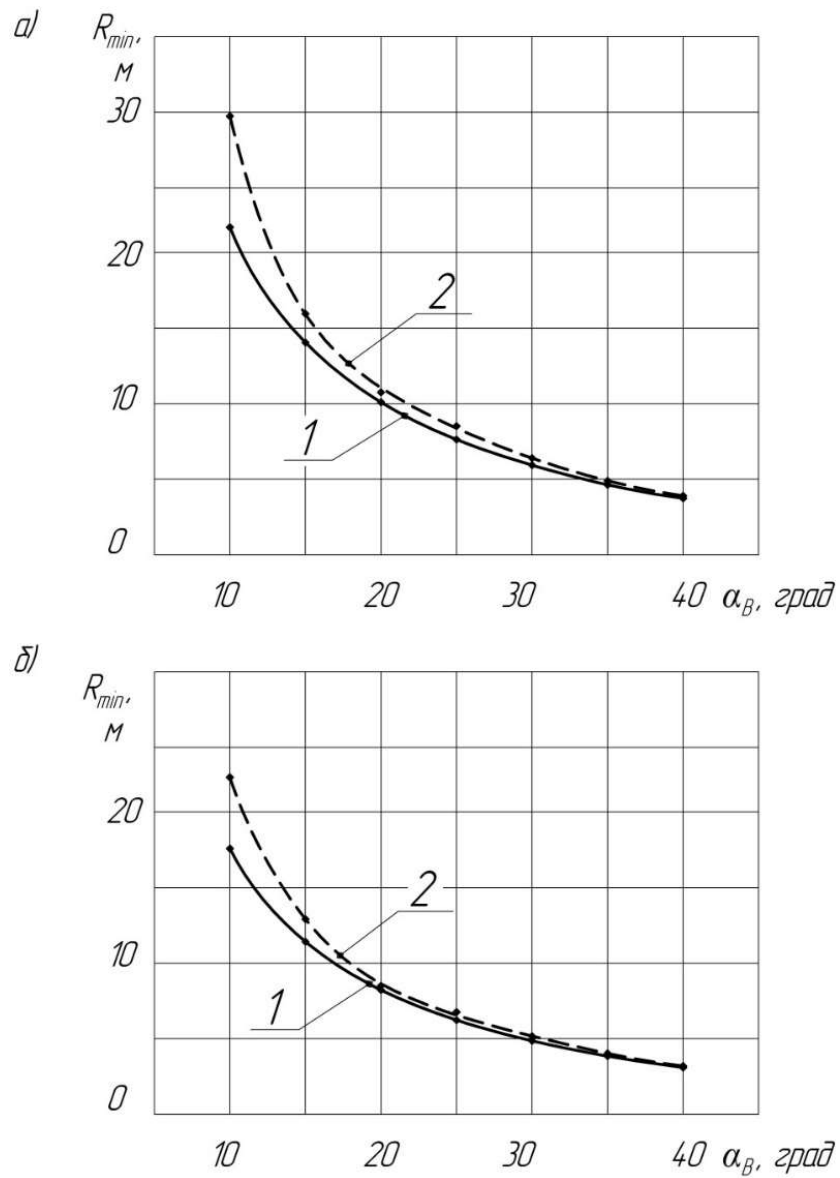


1 – расчетные значения минимального радиуса поворота;

2 – опытные значения минимального радиуса поворота

a – базовая трапеция; $б$ – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.2 – Графики зависимости расчетных и опытных значений минимальных радиусов поворота трактора от угла поворота внутреннего управляемого колеса для базовой и экспериментальной трапеций при межшкворневой коле $B = 1,02 м$



1 – расчетные значения минимального радиуса поворота;

2 – опытные значения минимального радиуса поворота

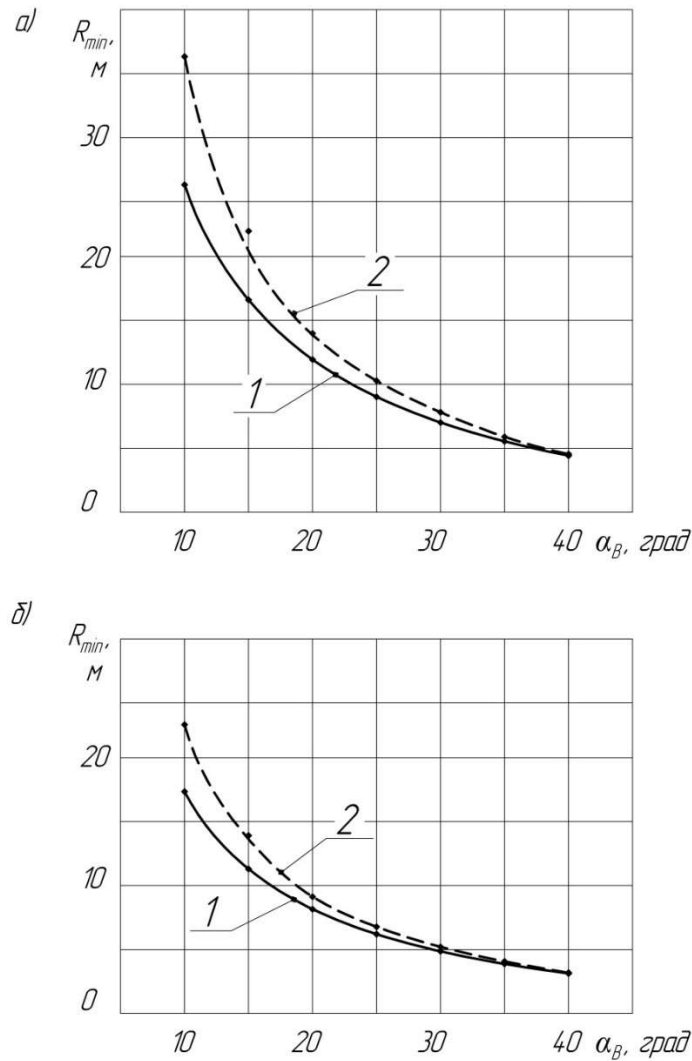
a – базовая трапеция; $б$ – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.3 – Графики зависимостей расчетных и опытных значений минимальных радиусов поворота трактора от угла поворота внутреннего управляемого колеса для базовой и экспериментальной трапеций при межшкворневой колее $B = 1,22$ м

Для экспериментальной рулевой трапеции тенденция сохраняется, но расхождение существенно ниже. При той же межшкворневой колее $B = 1,42$

м относительное расхождение изменяется с $\Delta R_{min} = 23,17\%$ при $\alpha_B = 10^\circ$ до $\Delta R_{min} = 1,76\%$ при $\alpha_B = 40^\circ$.

Графики на рисунках 4.2, 4.3 и 4.4 наглядно показывают, что экспериментальная трапеция на всем интервале углов поворота внутреннего колеса обеспечивает меньшие радиусы поворота по сравнению с базовой.



1 – расчетные значения минимального радиуса поворота;

2 – опытные значения минимального радиуса поворота

а – базовая трапеция; б – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.4 – Графики зависимостей расчетных и опытных значений минимальных радиусов поворота трактора от угла поворота внутреннего управляемого колеса для базовой и экспериментальной трапеций при шкворневой колес $B = 1,42$ м

Так, например при межшкворневой колее $B = 1,22$ м и $\alpha_B = 20^\circ$ для базовой трапеции опытное значение $R_{mino} = 10,76$ м, а для экспериментальной трапеции опытное значение $R_{mino} = 8,64$ м. Эта тенденция более наглядно выражена на графиках рисунка 4.4. При том же угле $\alpha_B = 20^\circ$ для базовой трапеции опытное значение $R_{mino} = 13,98$ м, а для экспериментальной трапеций опытное значение $R_{mi o} = 9,13$ м.

Как видно из графиков, представленных на рисунках 4.2–4.4, для экспериментальной трапеции изменение колеи фактически не влияет на значения минимального радиуса поворота. Так для $\alpha_B = 40^\circ$ при $B = 1,02$ м $R_{mino} = 3,194$ м, а при $B = 1,42$ м $R_{mino} = 3,190$ м. Для базовой трапеции с увеличением колеи значения минимального радиуса увеличивается. Для того же значения $\alpha_B = 40^\circ$ при $B = 1,02$ м $R_{mino} = 3,194$ м, а при $B = 1,42$ м $R_{mino} = 4,550$ м.

4.1.3. Определение положения центра масс трактора и агрегата

Сведения о положении центра масс трактора Беларус-80.1 и агрегатов на его базе необходимы для настройки навигационной системы при проведении полевых испытаний. Горизонтальная продольная координата может быть определена из результатов взвешивания трактора на автомобильных подкладных четырех платформенных весах ЭП-60. Общая снаряженная масса трактора составляет $M = 3770$ кг. Она распределена по мостам следующим образом: передний мост – $M_1 = 1130$ кг, задний мост – $M_2 = 2640$ кг, что соответствует справочным значениям [94]. С учетом этого горизонтальная продольная координата центра масс составляет $x_{ц.м.1} = 1660$ мм (расстояние от оси передних колес). При навешенном плуге, масса которого равна $M_n = 450$ кг [88], общая масса агрегата составляет $M_{na} = M + M_n = 3770 + 450 = 4220$ кг, что соответствует результатам взвешивания. При взвешивании получили следующее распределение по мостам: передний мост – $M_{1n} = 850$ кг, задний мост – $M_{2n} = 3370$ кг. С учетом этого горизонтальная

продольная координата (расстояние от оси передних колес) центра масс составляет $x_{ц.т.2} = 1890$ мм.

Полевые испытания трактора проводились также в агрегате с сеялкой точного высева навесной ТС-М-4150А восьмирядной с шириной рядов 70 см. Масса сеялки эксплуатационная (включая семена и удобрения) составляет $M_c = 1930$ кг. Габаритные размеры сеялки 1900х6000х1400 мм [102].

В целях обеспечения безопасности необходимо соблюдать, чтобы не менее 20 % веса трактора приходилось на переднюю ось. Поэтому трактор оборудован противовесами, суммарная масса которых составляет $M_{np} = 400$ кг. Количество применяемых противовесов соответствует минимально необходимому количеству при передвижении по дороге общего пользования и при работе. Общая масса агрегата составляет $M_{ca} = M + M_c + M_{np} = 3770 + 1930 + 400 = 6030$ кг, что соответствует результатам взвешивания. При взвешивании получили следующее распределение по мостам: передний мост – $M_{lc} = 1790$ кг, задний мост – $M_{2n} = 4240$ кг. С учетом этого горизонтальная продольная координата центра масс составляет $x_{ц.т.3} = 1670$ мм.

Значение продольной координаты центра масс трактора позволяет определить место установки модуля навигационной системы на крыше трактора для отслеживания текущих координат при движении.

4.2. Результаты полевых экспериментальных исследований

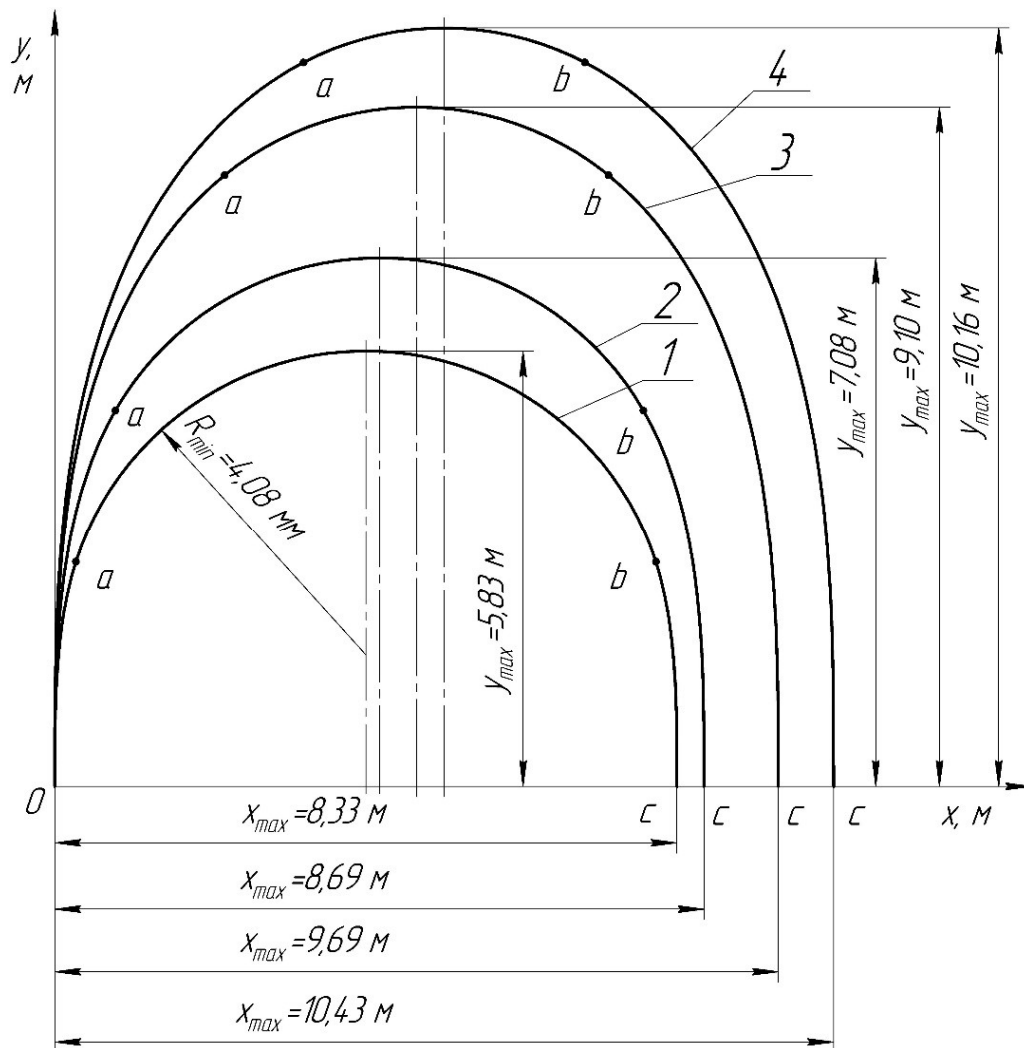
4.2.1. Исследование движения одиночного трактора Беларусь-80.1

Во время проведения различных полевых работ в растениеводстве доля движения МТА в поворотах и на холостых переездах может достигать до 30...40 % от суточного пробега [46].

Движение любого пропашного агрегата в поле состоит из прямолинейного (или близкого к нему) движения вдоль гона и разворотов на поворотной полосе. Существуют различные способы движения агрегата: челночный, загонный и т.п., каждый из которых предусматривает различные

варианты движения на поворотной полосе. Обычно, кроме движения вкруговую, на полосе происходит разворот агрегата по различным траекториям, но при этом в основе любого варианта движения лежит круговой беспетлевой поворот с разворотом на 180 градусов.

Одиночный трактор или трактор в агрегате не может после прямолинейного движения в гоне сразу перейти на движение по круговой траектории. Существуют переходные участки траектории. Различают участки «вход в поворот», «установившийся поворот» и «выход из поворота» (рисунок 4.5).



1 – $v = 0,694$ м/с; 2 – $v = 1,183$ м/с; 3 – $v = 2,014$ м/с; 4 – $v = 2,472$ м/с

Рисунок 4.5 – Опытные траектории движения одиночного трактора Беларус-80.1 при различных скоростях с базовой рулевой трапецией при шкворневой колесе $B = 1,22$ м и времени входа в поворот $t = 4$ с

При этом принято считать, что выход из участка установившегося поворота, движение на котором происходит фактически по дуге окружности постоянного радиуса, осуществляется по кривой, зеркальной входу в поворот [6, 11]. Движение на участках входа в поворот и выхода из поворота при равномерном вращении рулевого колеса (постоянной его угловой скорости) описывается клотоидой [11, 79, 114].

В случае реального поворота траектория движения искажается из-за бокового увода и скольжения колес, а также деформации почвы. Деформация почвы зависит от ее состояния, то есть от так называемого почвенного фона, отличающегося при выполнении разных технологических операций. Влияние на траекторию движения трактора или агрегата оказывает скорость движения агрегата в повороте. На графиках (рисунок 4.5) приведены опытные траектории движения одиночного трактора Беларус-80.1 при различных скоростях, соответствующих I, II, III и IV передачам движения трактора при номинальной частоте вращения двигателя с базовой рулевой трапецией и шкворневой колеёй $B = 1,22$ м.

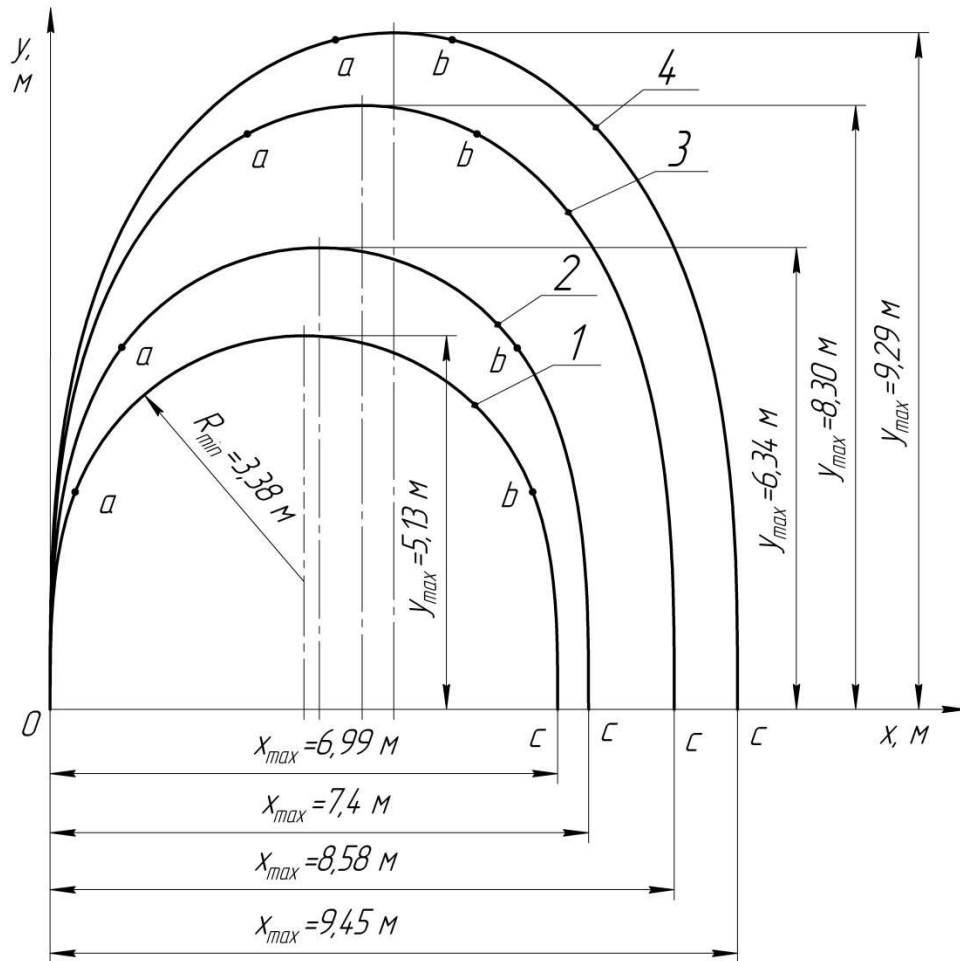
На графиках (рисунок 4.6) приведены такие же опытные траектории движения одиночного трактора Беларус-80.1 при различных скоростях с экспериментальной рулевой трапецией и шкворневой колеёй $B = 1,22$ м.

На графиках (рисунки 4.5, 4.6) участки $0a$ – вход в поворот, ab – установившийся поворот, bc – выход из поворота. При увеличении скорости происходит увеличение длин переходных участков $0a$ и bc , а длина траектории движения с постоянным радиусом сокращается.

Основными характеристиками для сравнения опытных результатов выбраны предельные (максимальные) значения абсциссы $x_{\max}$ и ординаты $y_{\max}$ кривой траектории, описываемой кинематическим центром трактора на поворотной полосе.

Повышение скорости движения в повороте приводит к увеличению этих показателей, причем это явление наблюдается при всех вариантах, как для базовой, так и для экспериментальной трапеции. При увеличении

скорости движения в повороте с $v = 0,694$ м/с до $v = 2,472$ м/с для базовой трапеции продольная координата увеличивается с $y_{\max} = 5,83$ м до $y_{\max} = 10,16$ м, а для экспериментальной – с $y_{\max} = 5,13$ м до $y_{\max} = 9,29$ м. Такая же тенденция наблюдается для поперечной координаты. Для базовой трапеции поперечная координата увеличивается с $x_{\max} = 8,33$ м до $x_{\max} = 10,43$ м, а для экспериментальной – с $x_{\max} = 6,99$ м до $x_{\max} = 9,45$ м.



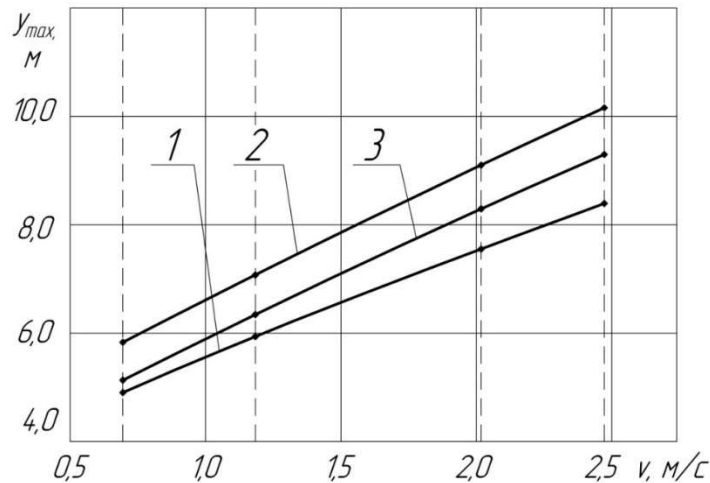
1 – $v = 0,694$ м/с; 2 – $v = 1,183$ м/с; 3 – $v = 2,014$ м/с; 4 – $v = 2,472$ м/с

Рисунок 4.6 – Опытные траектории движения одиночного трактора Беларус-80.1 при различных скоростях с экспериментальной рулевой трапецией при шкворневой колее $B = 1,22$ м и времени входа в поворот $t = 4$ с

Применение экспериментальной трапеции позволяет уменьшить текущие параметры траектории. Так при скорости движения $v = 2,014$ м/с значение ординаты $y_{\max} = 8,3$ м для экспериментальной трапеции, что на 9,6 % меньше, чем $y_{\max} = 9,1$ м для базовой. Значение поперечной координаты

при этом уменьшается на 12,9 % с $x_{\max} = 9,69$ м при базовой трапеции до $x_{\max} = 8,58$ м при экспериментальной.

На рисунках 4.7–4.9 приведены графики зависимостей $x_{\max}$, $y_{\max}$ и длины траектории поворота L от скорости v поступательного движения одиночного трактора в повороте при чистом повороте, при повороте с базовой и опытной трапециями.

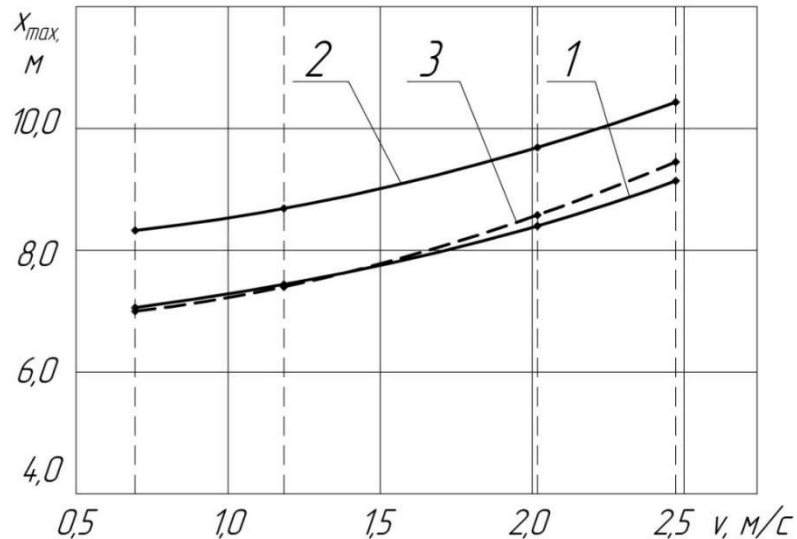


1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.7 – Графики зависимости ординаты $y_{\max}$ кривой траектории, описываемой кинематическим центром трактора на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,22$ м и $t = 4$ с

Как следует из графиков рисунка 4.7 с увеличением скорости движения в повороте $y_{\max}$ для всех случаев возрастает. Так для чистого поворота при увеличении скорости движения в повороте с $v = 0,694$ м/с до $v = 2,472$ м/с для чистого поворота продольная координата увеличивается с $y_{\max} = 4,91$ м до $y_{\max} = 8,39$ м, для базовой трапеции – с $y_{\max} = 5,83$ м до $y_{\max} = 10,16$ м, а для экспериментальной – с $y_{\max} = 5,13$ м до $y_{\max} = 9,29$ м. Максимальное расхождение $y_{\max}$ для базовой трапеции со значением для чистого поворота составляет 19,8%. Значения, полученные для экспериментальной трапеции ближе к чистому повороту. Расхождение на высшей скорости составляет 9,6 %.

Поперечная координата x_{max} траектории, описываемой кинематическим центром трактора, для поворота, осуществляемого базовой трапецией (рисунок 4.8), во всем диапазоне скоростей превышает значения для чистого поворота максимально на $\Delta x_{max} = 1,29$ м при скорости $v = 2,014$ м/с, то есть превышение составляет 13,3 %.



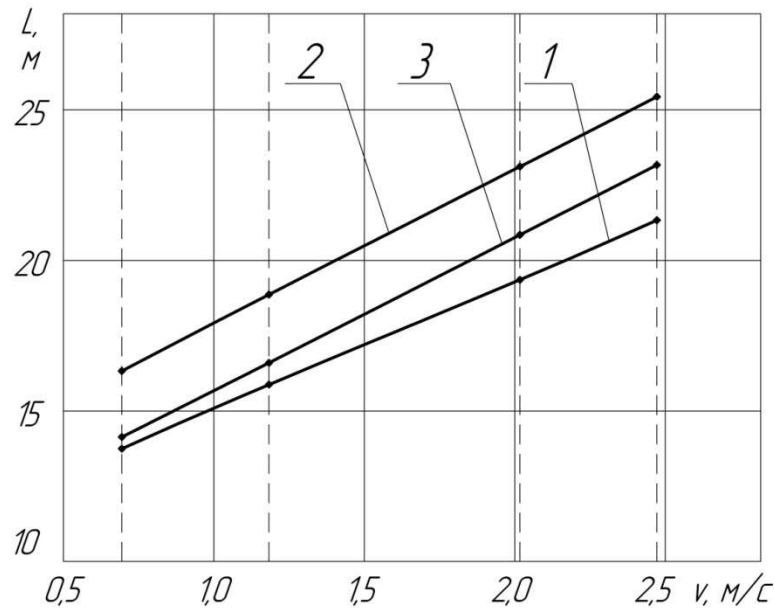
1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.8 – Графики зависимости поперечной координаты x_{max} кривой траектории, описываемой кинематическим центром трактора на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,22$ м и $t = 4$ с

Для поворота, реализуемого экспериментальной трапецией, графики в интервале от $v = 0,694$ м/с до $v = 1,5$ м/с фактически накладываются друг на друга. Максимальное расхождение x_{max} для экспериментальной трапеции со значением для чистого поворота составляет $\Delta x_{max} = 0,31$ м при скорости $v = 2,472$ м/с, то есть превышение составляет 3,28 %, что более чем в четыре раза меньше.

Длина L траектории поворота также увеличивается при повышении скорости движения (рисунок 4.9). Для базовой трапеции она увеличивается с $L = 16,33$ м до 25,44 м при изменении скорости с $v = 0,694$ м/с до $v = 2,472$ м/с. Для экспериментальной трапеции такое увеличение происходит с $L = 14,14$ м до $L = 23,17$ м. Таким образом, экспериментальная трапеция

позволяет сократить расстояние, проходимое одиночным трактором в повороте, на $\Delta L = 2,19 \dots 2,27$ м, что составляет $9,8 \dots 15,5\%$.



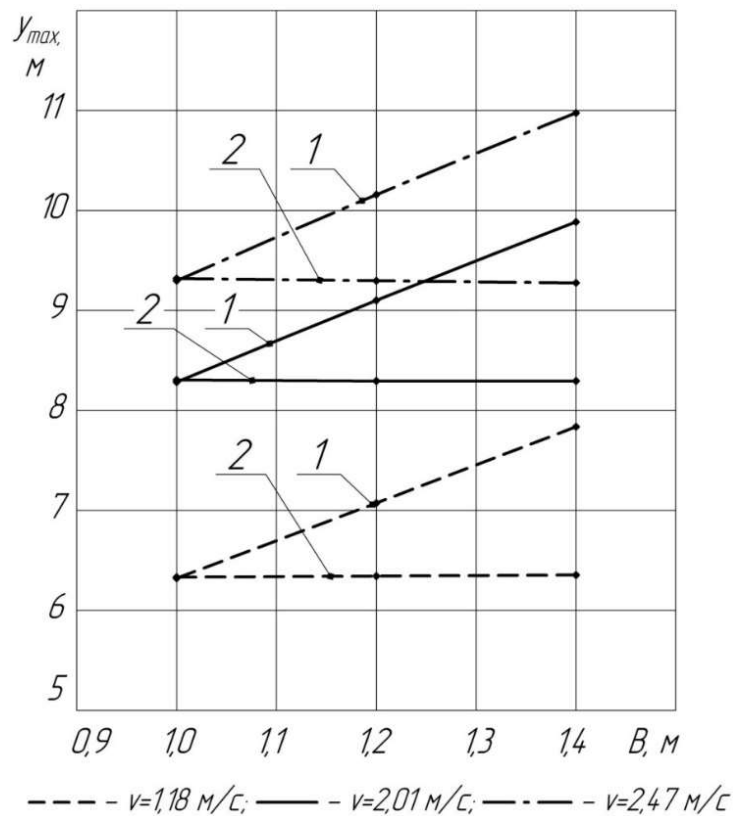
1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.9 – Графики зависимости длины траектории L , описываемой кинематическим центром трактора, на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,22$ м и $t = 4$ с

Максимальное превышение для базовой трапеции над чистым поворотом составляет 3,1 м, а для экспериментальной – 1,83 м (14,5 % и 8,6 % соответственно). Вместе с тем увеличение скорости движения в повороте, ведущее к увеличению геометрических характеристик поворота, приводит к уменьшению времени осуществления поворота. Так при скорости $v = 0,694$ м/с при длине траектории поворота с опытной трапецией $L = 14,14$ м время задаваемого поворота составит $t_n = 20,4$ с, а при $v = 2,472$ м/с и $L = 23,17$ м – $t_n = 9,4$ с.

Для базовой трапеции время движения в повороте t_n на всех режимах несколько выше и уменьшается при увеличении скорости: $t_n = 23,5$ с при $v = 0,694$ м/с; $t_n = 10,3$ с при $v = 2,472$ м/с.

На рисунках 4.10 – 4.11 приведены графики зависимости геометрических характеристик поворота от шкворневой колеи трактора при использовании базовой (1) и экспериментальной (2) трапеции.

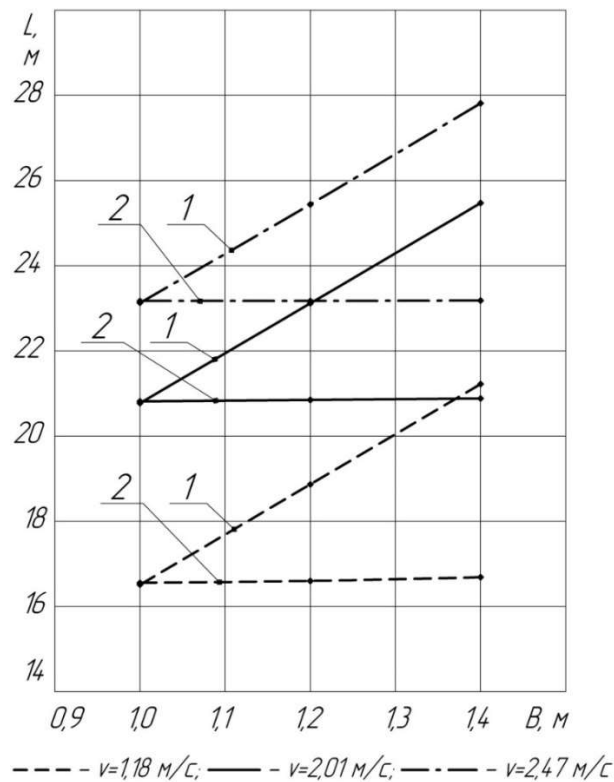


1 – базовая трапеция; 2 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.10 – Графики зависимости ординаты y_{max} кривой траектории, описываемой кинематическим центром трактора на поворотной полосе, от шкворневой колеи B

Из этих графиков следует, что при использовании базовой трапеции продольная координата y_{max} траектории поворота и длина траектории поворота L увеличиваются на всех скоростных режимах. Так при скорости движения в повороте $v = 2,014$ м/с продольная координата траектории поворота увеличивается с $y_{max} = 8,28$ м до с $y_{max} = 9,88$ м при изменении шкворневой колеи с $B = 1,02$ м до $B = 1,42$ м. Длина траектории поворота при этом также возрастает с $L = 20,8$ м до $L = 25,5$ м.

Для экспериментальной трапеции на рисунках 4.10 и 4.11 линии графиков практически параллельны горизонтальной оси, что свидетельствует о том, что экспериментальная трапеция позволяет фактически исключить влияние изменения колеи трактора Беларус-80.1 на геометрические характеристики поворота.



1 – базовая трапеция; 2 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.11 – Графики зависимости длины траектории L , описываемой кинематическим центром трактора на поворотной полосе, от шкворневой колеи B

Проведенные экспериментальные исследования движения одиночного трактора показали, что использование модернизированной трапеции позволяет фактически исключить влияние изменения колеи трактора Беларус-80.1 на геометрические характеристики поворота и приблизить их к расчетным значениям, полученным из условия чистого поворота. Имеющиеся расхождения между чистым поворотом и поворотом с экспериментальной трапецией объясняются деформацией и скольжением шин при фактическом повороте, не учитываемых в расчете параметров чистого поворота.

4.2.2. Исследование движения трактора Беларус-80.1 в агрегате с плугом ПЛН-3-35

Траектория движения пахотного агрегата на поворотной полосе зависит от организации его работы. Наиболее распространены петлевой

комбинированный с чередованием загонов и беспетлевой комбинированный способы движения [53, 109]. В основе таких способов движения лежит беспетлевой поворот, для которого проведены сравнительные испытания.

Рекомендуемая колея при работе с плугом общего назначения ПЛН-3-35 для трактора Беларусь-80.1 составляет $B' = 1,55$ м. При этом шкворневая колея равна $B = 1,22$ м, и испытания агрегата проводились при этой колее.

Поворот начинается только после полного выглубления плуга, соответственно на движение трактора с плугом в повороте оказывает влияние только увеличение массы и смещение центра тяжести агрегата.

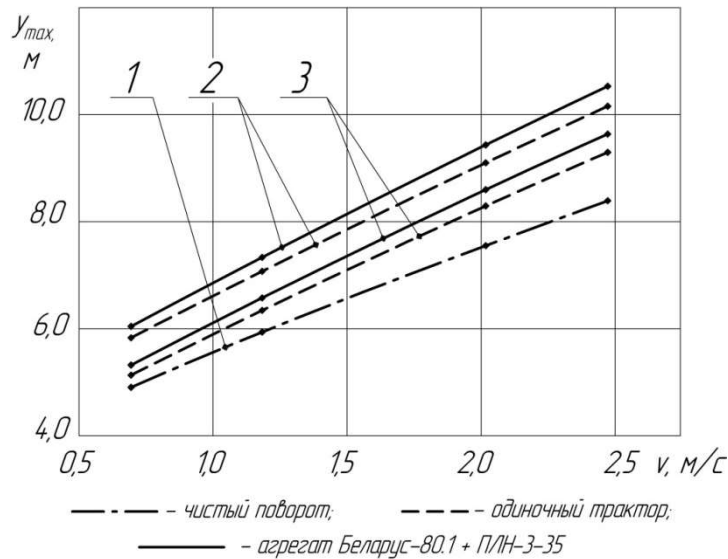
На графиках рисунков 4.12 и 4.13 приведены зависимости максимальных ординат $y_{\max}$ и длины L кривой траектории от скорости движения в повороте v . Замеры производились для траекторий, полученных при скоростях, соответствующих I, II, III и IV передачам движения трактора, при номинальной частоте вращения двигателя с базовой и экспериментальной рулевыми трапециями.

Анализ графиков, приведенных на рисунках 4.12 и 4.13, показывает, что для пахотного агрегата по сравнению с одиночным трактором происходит увеличение значений максимальных ординат $y_{\max}$ и длины L кривой траектории в среднем на 3,7 %. Так для одиночного трактора при скорости $v = 2,014$ м/с и базовой трапеции максимальная ордината $y_{\max} = 9,1$ м, а для пахотного агрегата $y_{\max} = 9,44$ м (рисунок 4.12).

В опытах с экспериментальной трапецией для одиночного трактора и пахотного агрегата такая тенденция сохраняется. При той же скорости $v = 2,014$ м/с для одиночного трактора максимальная ордината $y_{\max} = 8,3$ м, а для пахотного агрегата – $y_{\max} = 8,6$ м. Применение экспериментальной трапеции позволяет уменьшить максимальную ординату кривой траектории при движении в повороте пахотного агрегата до $y_{\max} = 8,6$ м с $y_{\max} = 9,44$ м для базовой трапеции (на 9,8 %).

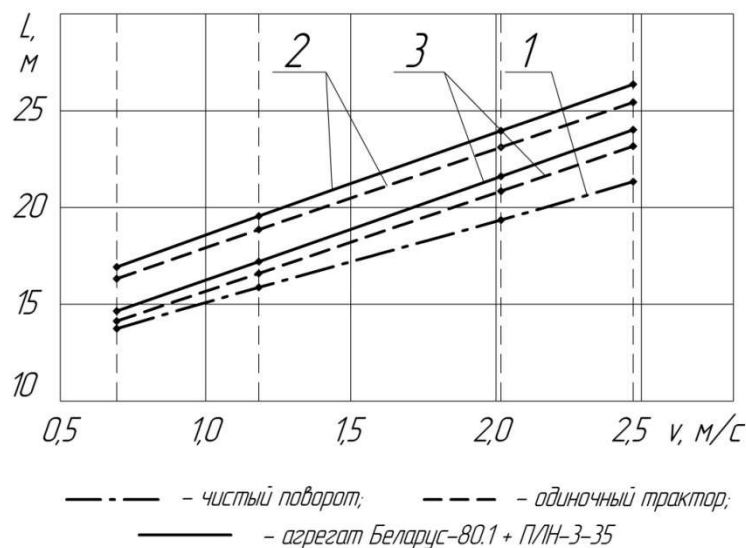
Длина кривой L траектории движения в повороте для пахотного агрегата увеличивается по сравнению с одиночным трактором (рисунок 4.13). Для одиночного трактора при скорости $v = 2,014$ м/с и базовой трапеции

длина кривой траектории $L = 23,12$ м, а для пахотного агрегата – $L = 24$ м. В опытах с экспериментальной трапецией для одиночного трактора и пахотного агрегата эта тенденция сохраняется. При скорости $v = 2,014$ м/с для одиночного трактора длина кривой траектории движения в повороте $L = 20,9$ м, а для пахотного агрегата – $L = 21,62$ м.



1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.12 – Графики зависимости ординаты y_{max} кривой траектории, описываемой кинематическим центром трактора и пахотного агрегата на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,22$ м и $t = 4$ с

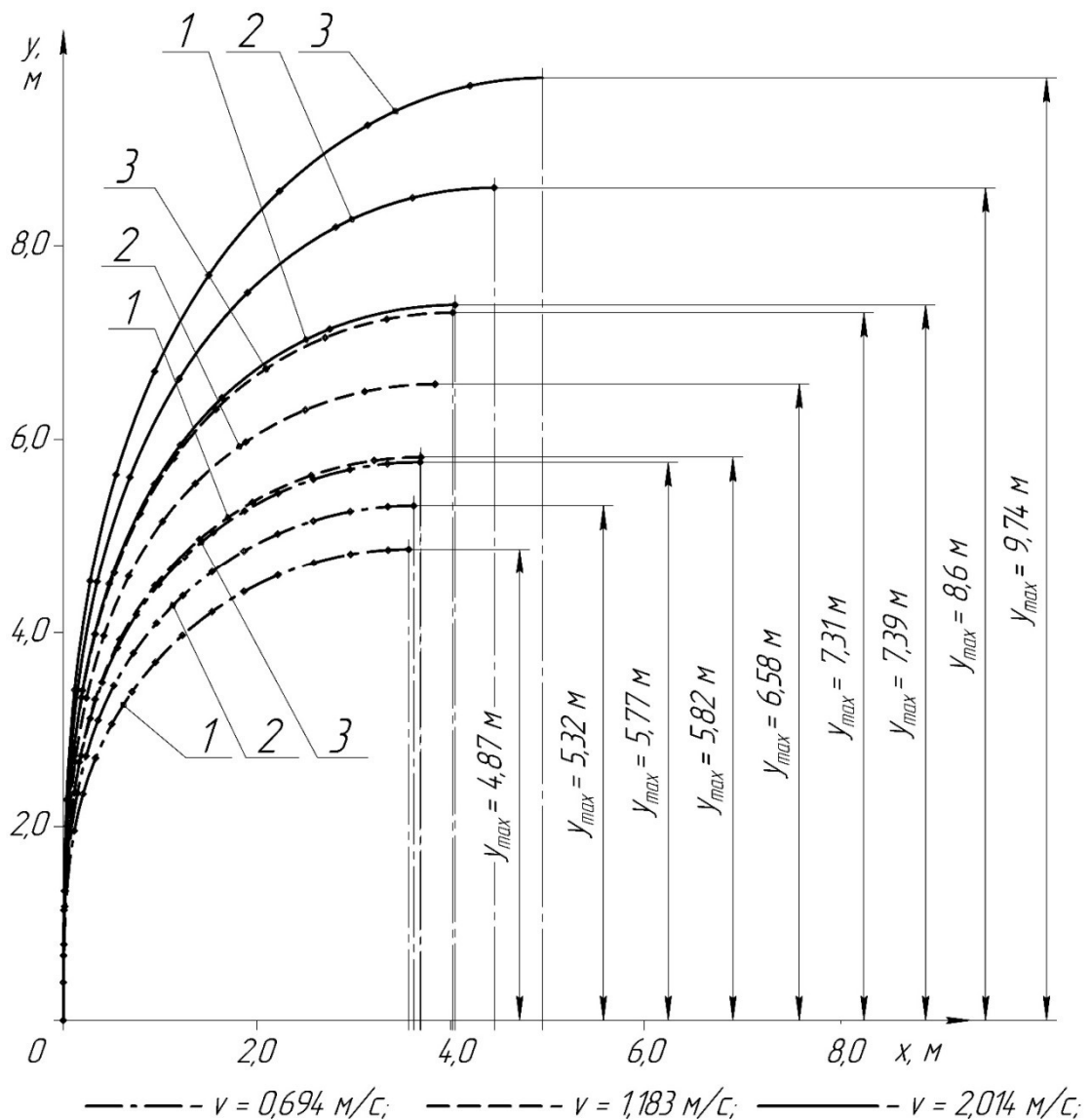


1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.13 – Графики зависимости длины траектории L , описываемой кинематическим центром трактора и пахотного агрегата на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,22$ м и $t = 4$ с

Применение экспериментальной трапеции позволяет уменьшить длину кривой траектории при движении в повороте пахотного агрегата до $L = 21,62$ м с $L = 24$ м для базовой трапеции (на 11 %).

Существенное влияние на геометрические характеристики траектории движения в повороте оказывает время входа в поворот. Для его оценки получены траектории движения до поворота продольной оси трактора на угол 90° , представленные на рисунке 4.14. Анализ графиков показывает, что увеличение времени $t_{в.п.}$ входа в поворот приводит к увеличению рассматриваемых геометрических характеристик траектории поворота.



1 – время входа в поворот $t_{в.п.} = 3$ с; 2 – время входа в поворот $t_{в.п.} = 4$ с;
3 – время входа в поворот $t_{в.п.} = 5$ с

Рисунок 4.14 – Графики зависимости опытных траекторий движения при повороте пахотного агрегата от времени входа в поворот

Так при скорости движения в повороте $v = 0,694$ м/с при увеличении времени входа в поворот с $t_{в.п.} = 3$ с до $t_{в.п.} = 5$ с максимальная ордината траектории возрастает с $y_{\max} = 4,87$ м до $y_{\max} = 5,77$ м, то есть увеличивается на 18,5 %. При скорости движения в повороте $v = 2,014$ м/с при увеличении времени входа в поворот с $t_{в.п.} = 3$ с до $t_{в.п.} = 5$ с максимальная ордината траектории возрастает с $y_{\max} = 7,39$ м до $y_{\max} = 9,74$ м, то есть увеличивается на 31,8 %. Данные результаты получены для пахотного агрегата при экспериментальной трапеции. Такие же закономерности имеют место для пахотного агрегата с базовой трапецией и для одиночного трактора. Отсюда следует, что управлять параметрами траектории движения в повороте необходимо подбором рационального сочетания скорости движения в повороте и времени входа в поворот.

4.2.3. Исследование движения трактора Беларус-80.1 в агрегате

с навесной сеялкой точного высева ТС-М-4150А

Траектория движения посевного агрегата на поворотной полосе зависит от организации его работы. Наиболее распространены петлевой и беспетлевой челночный при работе одного агрегата и беспетлевой комбинированный при групповой работе способы движения [54, 109]. В основе таких способов движения лежит беспетлевой поворот, для которого проведены сравнительные испытания.

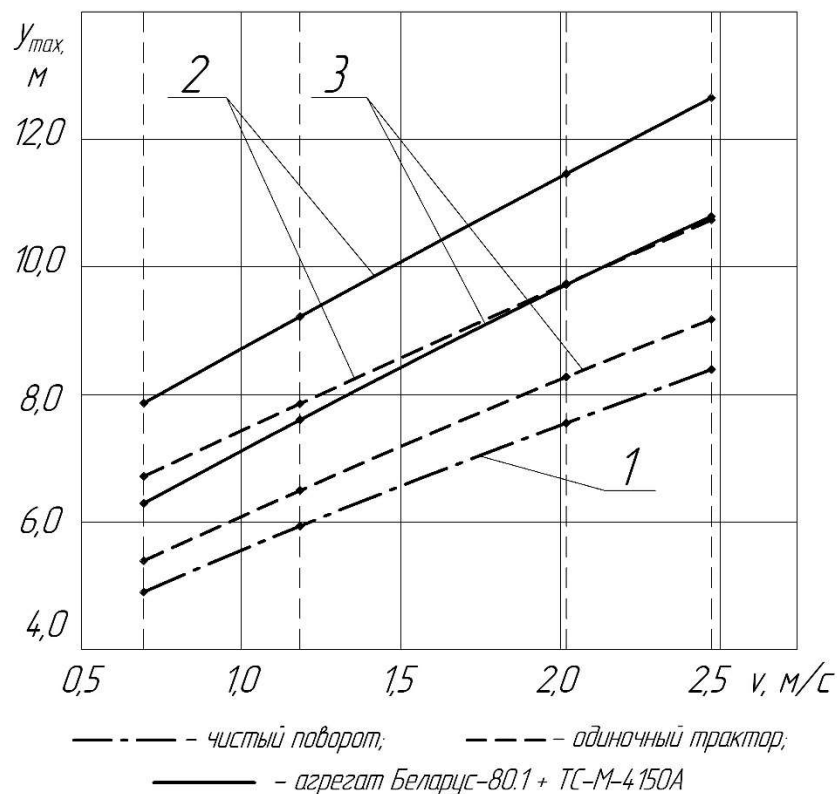
Рекомендуемая колея при работе с навесной сеялкой точного высева ТС-М-4150А для трактора Беларус-80.1 составляет $B' = 1,85$ м. При этом шкворневая колея равна $B = 1,42$ м, и испытания агрегата проводились при этой колее.

Поворот начинается только после полного подъема сеялки, соответственно на движение трактора с сеялкой в повороте оказывает влияние только увеличение массы и смещение центра тяжести агрегата.

На графиках рисунков 4.14 и 4.15 приведены зависимости максимальных ординат $y_{\max}$ и длины L кривой траектории от скорости

движения в повороте v . Замеры производились для траекторий, полученных при скоростях, соответствующих I, II, III и IV передачам движения трактора, при номинальной частоте вращения двигателя с базовой и экспериментальной рулевыми трапециями.

Анализ графиков показывает, что для посевного агрегата по сравнению с одиночным трактором происходит увеличение значений максимальных ординат $y_{\max}$ и длины L кривой траектории в среднем на 9,2 %. Так для одиночного трактора при скорости $v = 2,014$ м/с и базовой трапеции максимальная ордината $y_{\max} = 9,07$ м, а для исследуемого агрегата – $y_{\max} = 10,8$ м (рисунок 4.15).



1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.15 – Графики зависимости ординаты $y_{\max}$ кривой траектории, описываемой кинематическим центром одиночного трактора и посевного агрегата на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,42$ м и $t = 4$ с

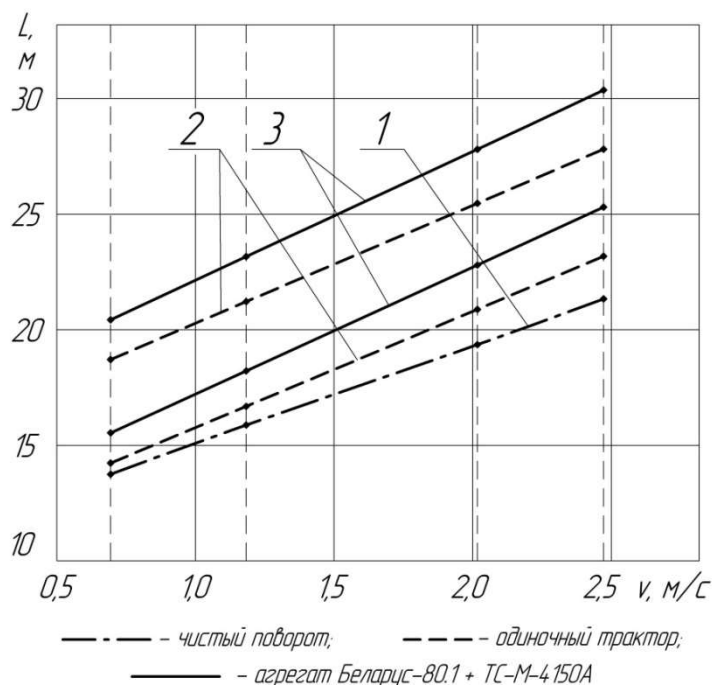
В опытах с экспериментальной трапецией для одиночного трактора и пахотного агрегата при той же скорости $v = 2,014$ м/с для одиночного

трактора максимальная ордината $y_{\max} = 7,61$ м, а для посевного агрегата – $y_{\max} = 9,06$ м. Применение экспериментальной трапеции позволяет уменьшить максимальную ординату кривой траектории при движении в повороте посевного агрегата до $y_{\max} = 9,06$ м с $y_{\max} = 10,8$ м для базовой трапеции (на 16,1 %).

Длина кривой L траектории движения в повороте для посевного агрегата увеличивается по сравнению с одиночным трактором (рисунок 4.16). Для одиночного трактора при скорости $v = 2,014$ м/с и базовой трапеции длина кривой траектории $L = 27,5$ м, а для посевного агрегата – $L = 29,8$ м.

В опытах с экспериментальной трапецией для одиночного трактора и посевного агрегата эта тенденция сохраняется. При скорости $v = 2,014$ м/с для одиночного трактора длина кривой траектории движения в повороте $L = 20,9$ м, а для посевного агрегата – $L = 22,9$ м.

Применение экспериментальной трапеции позволяет уменьшить длину кривой траектории при движении в повороте посевного агрегата до $L = 22,9$ м с $L = 29,8$ м для базовой трапеции (на 23,2 %).



1 – чистый поворот; 2 – базовая трапеция; 3 – экспериментальная трапеция

Рисунок 4.16 – Графики зависимости длины траектории L , описываемой кинематическим центром одиночного трактора и посевного агрегата на поворотной полосе, от скорости движения при $B = 1,42$ м и $t = 4$ с

Проведенные исследования показали, что геометрические параметры, характеризующие траектории движения в повороте, существенно снижаются за счет использования модернизированной рулевой трапеции, позволяющей корректировать углы наклона поворотных рычагов при изменении колеи трактора Белерус-80.1 как для одиночного трактора, так и для различных МТА на его базе.

4.3. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований

Математическую модель адекватна, если она отражает заданные свойства объекта с приемлемой точностью, которую можно определить сравнением теоретических и экспериментальных параметров. Для подтверждения точности и достоверности результатов проведенных исследований и адекватности полученных аналитических зависимостей для расчета параметров траектории криволинейного движения МТА выполнена оценка сходимости теоретических и экспериментальных данных для одного из вариантов комбинации параметров скорости поступательного движения v и угловой скорости поворота управляемых колес ω , определяемой временем вхождения в поворот $t_{в.п.}$ (таблица 4.5).

Из данных, приведенных в таблице 4.5, следует что расхождения результатов расчета и экспериментов не превышают 3%. Это свидетельствует о высокой точности и достоверности примененных методик теоретических и экспериментальных исследований.

Проведенное сравнение результатов расчетов и экспериментов показало, что представленная методика, основанная на сравнении теоретической и действительной кривых траекторий кинематического центра МТА, достаточно проста и позволяет с очень высокой степенью точности получить аналитически действительную траекторию движения.

Таблица 4.5 – Сравнение результатов теоретических и
экспериментальных исследований

Параметр	Расчетные значения	Экспериментальные значения	Расхождение, %
Абсцисса x траектории (базовая трапеция), м	9,852	9,69	1,67
Абсцисса x траектории (модернизированная трапеция), м	8,355	8,58	2,62
Ордината y траектории (базовая трапеция), м	9,283	9,10	2,01
Ордината y траектории (модернизированная трапеция), м	8,252	8,30	0,58

4.4. Выводы

1. Результаты проведенных исследований подтвердили выдвинутую гипотезу о возможности уменьшения геометрических параметров траектории движения в повороте за счет корректировки угла наклона поворотных рычагов при изменении колеи трактора Беларус-80.1.

2. Применение модернизированной трапеции при изменении шкворневой колеи на всем интервале углов поворота внутреннего колеса обеспечивает меньшие радиусы поворота по сравнению с базовой. Так при $\alpha_B = 20^\circ$ и $B = 1,22$ м для базовой трапеции опытное значение $R_{min o} = 10,76$ м, а для экспериментальной трапеции – $R_{min o} = 8,64$ м.

3. Увеличение скорости v движения в повороте как одиночного трактора Беларус-80.1, так и различных МТА на его базе, приводит к возрастанию геометрических характеристик опытной траектории движения кинематического центра в среднем до 70 %. Так при увеличении скорости движения в повороте с $v = 0,694$ м/с до $v = 2,472$ м/с для базовой трапеции продольная координата увеличивается с $y_{max} = 5,83$ м до $y_{max} = 10,16$ м, а для экспериментальной – с $y_{max} = 5,13$ м до $y_{max} = 9,29$ м. Длина L траектории

поворота при этом для базовой трапеции увеличивается с $L = 16,33$ м до 25,44 м. Для экспериментальной трапеции такое увеличение происходит с $L = 14,14$ м до $L = 23,17$ м.

4. Применение модернизированной рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 позволяет приблизить действительную траекторию движения МТА к требуемой. Так получено минимальное уменьшение предельных значений ординаты $y_{\max}$ кривой траектории при движении в повороте до $y_{\max} = 9,06$ м с $y_{\max} = 10,8$ м (на 16,1 %) и длины траектории поворота до $L = 22,9$ м с $L = 29,8$ м (на 23,2 %) для посевного агрегата на базе трактора с модернизированной рулевой трапецией в сравнении с агрегатом на базе трактора с базовой трапецией.

5. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показало, что предложенные аналитические зависимости для расчета параметров траектории криволинейного движения МТА достоверно описывают процесс криволинейного движения МТА. Расхождения между теоретическими и опытными значениями искомых параметров составляют не более 3 %.

5. Экономическая эффективность применения модернизированной рулевой трапеции на тракторе Беларус-80.1

5.1. Исходные данные для оценки эффективности применения модернизированной рулевой трапеции

Экономический эффект от применения модернизированной рулевой трапеции на тракторе Беларус-80.1 получается в результате снижения расхода топлива за счет уменьшения длины траектории движения МТА на поворотной полосе и повышения производительности ввиду сокращения времени, необходимого для выполнения технологической операции.

Расчет экономической эффективности выполнен на основе результатов экспериментальных исследований в соответствии с известными методиками и рекомендациями [23, 25, 35, 46, 56]. Оценка экономической эффективности проводилась сопоставлением затрат при выполнении работ посевным агрегатом на базе трактора Беларус-80.1 с модернизированной и базовой рулевыми трапециями и навесной сеялкой точного высева ТС-М-4150А.

Эксплуатационно-технологическая оценка сеялки ТСМ-4150А проведена на посеве кукурузы. Сеялка работала в агрегате с трактором Беларус-80.1 и при выполнении основной операции (посев) обслуживалась одним механизатором.

Посев проводился со средней рабочей скоростью 7,25 км/ч [101]. При рабочей ширине захвата 5,6 м производительность за один час основного времени составила 4,1 га/ч. Производительность за один час сменного времени при длине гона 1,0 км и площади поля 50 га составила 2,6 га/ч. Удельный расход топлива за сменное время – 2,5 кг/га [101].

В результате анализа экспериментальных данных было установлено, что при эксплуатации трактора с модернизированной рулевой трапецией длина траектории движения МТА уменьшается, а производительность увеличивается в среднем на 2 %.

Исходная информация для расчета экономической эффективности применения модернизированной рулевой трапеции приведена в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные и нормативные показатели для расчета экономической эффективности

Показатели	Трактор с базовой рулевой трапецией	Трактор с модернизированной рулевой трапецией
Площадь поля, га	50	50
Уменьшение ширины поворотной полосы, %	—	9,5
Производительность за 1 час сменного времени, га/ч	2,6	2,65
Марка машины	Беларус-80.1	Беларус-80.1
Норма амортизации, %	9,1	9,1
Норма отчислений на ремонт, ТО, замену шин и хранение, %	9,9	9,9
Комплексная цена топлива, руб/л	70,4	70,4
Среднегодовая загрузка трактора*, ч	1300	1300
* – принята по данным [132]		

Результаты расчета затрат, необходимых на изготовление опытного образца боковых рычагов рулевой трапеции, приобретение расходных материалов и комплектующих, оплату труда при изготовлении и монтаже приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты расчета дополнительных инвестиций

Показатели	Количество, ед.	Цена, руб. за ед.	Стоимость, руб.
Расходные материалы и комплектующие			
Комплект боковых рычагов, шт.	1	4806	4806
Круг стальной Ø50 мм, сталь 30ХГСА, м	0,2	2778	556
Электроды сварочные МР-3 Ø4 мм, кг	1	325	325
Круг отрезной по металлу (230x2,5x22 мм; А 30 S BF; 80 14А БУ) Луга 4603347221471, шт.	2	67	134
Итого затраты на расходные материалы и комплектующие, руб.	—	—	5821
Затраты труда (чел-ч) и оплата труда на изготовление и монтаж			
Слесарные работы, чел-ч	2	400	800
Монтажные работы, чел-ч	2	400	800
Сварочные работы, чел-ч	2	560	1120
Оплата труда, руб.	—	—	2720
Отчисления на оплату труда, %	30,2	—	821,44
Итого фонд оплаты труда, руб.	—	—	3541,44
Общие расходы на изготовление и монтаж оборудования			
Итого затрат на изготовление и монтаж, руб.	—	—	9632,44
Накладные расходы, %.	20	—	1872,5
Всего затрат, руб.	—	—	11234,94

Расчет проведен с учетом изготовления экспериментальных боковых рычагов на базе серийных.

5.2. Расчет технико-экономических показателей

Экономия эксплуатационных издержек определена по формуле

$$И = З + Г + P_m + A_m, \quad (5.1)$$

где $З$ – оплата труда обслуживающего персонала, руб.;

$Г$ – стоимость топливо-смазочных материалов (ТСМ), руб.;

P_m – отчисления на техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонт, замену шин и хранение, руб.;

A_m – амортизационные отчисления, руб.

Используя данные таблиц 5.1 и 5.2, определили параметры, входящие в формулу 5.1, и сумму эксплуатационных издержек.

Затраты на оплату труда определены по формуле

$$З = Y_o \cdot З_T, \quad (5.2)$$

где Y_o – часовая ставка, руб/ч;

$З_T$ – затраты рабочего времени на выполнение транспортных работ, ч.

В таблице 5.3 показаны затраты труда и экономия фонда оплаты труда при проведении посевных работ.

Данные таблицы 5.3 показывают, что при модернизации системы рулевого управления на тракторе экономия оплаты труда составит 108,5 рублей при посеве поля площадью 50 га.

Стоимость нефтепродуктов определена по формуле

$$Г = R_3 \cdot S \cdot Ц_T, \quad (5.3)$$

где R_3 – расход нефтепродуктов на единицу работы, кг/ч;

S – время, необходимое для выполнения заданного объема работ, ч;

$Ц_T$ – комплексная цена нефтепродуктов, руб/кг.

В таблице 5.4 приведены данные по экономии нефтепродуктов.

Таблица 5.3 – Затраты труда и экономия фонда оплаты труда

Показатели	Трактор с базовой рулевой трапецией	Трактор с модернизированной рулевой трапецией
Нома выработки, га/ч	2,6	2,65
Площадь поля, га	50	50
Экономия фонда оплаты труда, руб.:		
Уровень оплаты труда механизаторов, руб/чел-ч	300	300
Затраты на оплату труда в расчете на 1 га, руб.	115,38	113,21
Экономия фонда оплаты труда, руб.	—	108,5

Таблица 5.4 – Экономия нефтепродуктов

Показатели	Трактор с базовой рулевой трапецией	Трактор с модернизированной рулевой трапецией
Нома выработки, га/ч	2,6	2,65
Расход нефтепродуктов, л/ч	7,56	7,41
Экономия нефтепродуктов по стоимости		
Комплексная цена топлива, руб/л	70,4	70,4
Стоимость нефтепродуктов при посеве, руб.	10235,1	9842,72
Экономия нефтепродуктов, руб.	—	392,38

Таким образом, эксплуатация МТА в составе Беларус-80.1+ТС-М-4150А с экспериментальной рулевой трапецией позволит снизить расходы на топливо на 392,38 рублей при посеве поля площадью 50 га.

Затраты на все виды технического обслуживания, текущий и капитальный ремонт, замену шин и хранение определены по формуле

$$P_m = \frac{B_c \cdot NP}{100}, \quad (5.4)$$

где B_c – балансовая стоимость машины, руб.;

NP – норма отчислений на техническое обслуживание, ремонт, замену шин, хранение машины (в процентах к балансовой стоимости машины).

Амортизационные отчисления равны

$$A_m = \frac{B_c \cdot NA}{100}, \quad (5.5)$$

где NA – годовая норма амортизации в процентах от балансовой стоимости машины.

Экономия эксплуатационных издержек за год оценивается по формуле

$$\text{Эи}_r = \left(\frac{\text{Иг}_1}{Q_{r1}} - \frac{\text{Иг}_2}{Q_{r2}} \right) \times Q_{r2}, \quad (5.6)$$

где Q_{r1} , Q_{r2} – объем работ соответственно по серийному и опытному вариантам.

За срок эксплуатации с учетом дисконтирования получен экономический эффект

$$P_r = \text{Э}_u \times \frac{(1 + NS)^T - 1}{NS}, \quad (5.7)$$

где NS – коэффициент, отражающий учетную годовую ставку процента по кредитам банка или вкладу в банк;

T – срок службы трактора, лет.

Коэффициент эффективности капитальных вложений определен по формуле

$$E_t = \sqrt[t]{\frac{P_t}{C_{y.э.}}} - 1, \quad (5.8)$$

где E_t – годовой коэффициент эффективности капиталовложений;

P_t – экономический эффект за срок службы, руб.;

$C_{y.э.}$ – стоимость модернизации рулевой трапеции, руб.

Срок окупаемости капиталовложений определен с учетом дисконтирования по формуле

$$T_{ok} = \frac{-\ln \left(1 - \frac{C_{y.э.} \times NS}{\mathfrak{A}_u}\right)}{\ln(1 + NS)}. \quad (5.9)$$

В таблице 5.5 приведены показатели, характеризующие технико-экономическую эффективность применения модернизированной рулевой трапеции на тракторе Беларус-80.1.

Из таблицы 5.5 видно, что применение модернизированной системы рулевого управления позволяет получить годовой экономический эффект в размере 16370 рублей, срок окупаемости дополнительных инвестиций составляет около 4 месяцев.

Таблица 5.5 – Показатели экономической эффективности

Показатели	Трактор с базовой рулевой трапецией	Трактор с модернизированной рулевой трапецией
Балансовая стоимость трактора Беларус-80.1, руб.	2 305 000	2 316 235
Инвестиционные вложения, руб.	—	11235
Выработка, га/ч	2,6	2,65
Годовой экономический эффект, руб.	—	16370
Коэффициент эффективности дополнительных инвестиций	—	0,36
Срок окупаемости инвестиций, год	—	0,69

Следует отметить, что в расчетах не учтено возможное повышение урожайности сельскохозяйственных культур за счет сохранения физико-механических свойств почвы и уменьшение затрат на текущий и капитальный ремонт трактора в виду снижения действующих на него динамических нагрузок.

5.3. Выводы

1. Модернизация системы рулевого управления трактора Беларус-80.1 на основе предложенных технических решений требует дополнительных инвестиций в размере 11235 рублей.

2. Эксплуатация МТА в составе Беларус-80.1+ТС-М-4150А с экспериментальной рулевой трапедией при посеве поля площадью 50 га позволяет получить экономию оплаты труда 108 рублей, снизить расходы на топливо на 392,38 рублей.

3. Внедрение предложенной конструкции рулевой трапедии трактора экономически целесообразно, так как позволяет получить годовой экономический эффект в размере 16370 рублей, срок окупаемости инвестиций составляет 0,69 года, что значительно меньше срока службы трактора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенные обзор, анализ и обобщение результатов исследований в области совершенствования систем рулевого управления колесных машин позволили установить, что изменение шкворневой колеи трактора приводит к искажению заложенных конструктивно соотношений между углами поворота внутреннего и наружного управляемых колес, и соответственно нарушению исходной кинематики криволинейного движения. Обосновано, что одним из путей повышения устойчивости криволинейного движения трактора является обеспечение режима качения управляемых колес максимально близкого к чистому качению за счет изменения угловых координат боковых рычагов рулевой трапеции при регулировании колеи.

2. Предложенная методика аналитического исследования кинематики действительного поворота колесной машины позволила обосновать рациональные геометрические параметры рулевой трапеции трактора Беларус-80.1 при изменении колеи и предложить конструкцию боковых рычагов рулевой трапеции, предусматривающую изменение их углов наклона к продольной оси трактора за счет перестановки пальцев крепления шарниров поперечной тяги по соответствующим отверстиям указанных рычагов.

3. Выявлено, что при увеличении шкворневой колеи трактора Беларус-80.1 с 1,22 м до 1,42 м при угле поворота внутреннего управляемого колеса 25° минимальный радиус поворота, реализуемого базовой рулевой трапецией, увеличивается на 1,39 м или на 15,41 %. По сравнению с правильным поворотом он увеличивается на 1,94 м (25,45 %) при шкворневой колее 1,22 м, и на 3,234 м (35,83 %) – при шкворневой колее 1,42 м. Для рулевой трапеции с рекомендуемыми геометрическими параметрами при увеличении шкворневой колеи трактора с 1,22 м до 1,42 м при том же угле поворота внутреннего управляемого колеса минимальный радиус поворота фактически остается неизменным, уменьшаясь всего на 0,03 м (0,48

%). По сравнению с правильным поворотом для этой трапеции минимальный радиус увеличивается на 0,54 м (9,53 %) при шкворневой колее 1,22 м, и на 0,41 м (7,13 %) – при шкворневой колее 1,42 м. При тех же условиях рулевая трапеция с рекомендуемыми геометрическими параметрами по сравнению с базовой позволяет уменьшить минимальный радиус поворота на 1,4 м (18,3 %) при шкворневой колее 1,22 м, и на 2,82 м (31,3 %) – при шкворневой колее 1,42 м.

4. Результаты экспериментальных исследований показали, что применение модернизированной трапеции при изменении шкворневой колеи на всем интервале углов поворота внутреннего управляемого колеса обеспечивает меньшие радиусы поворота по сравнению с базовой. Так, при угле поворота внутреннего управляемого колеса 20° и шкворневой колеи 1,22 м для базовой трапеции опытное значение минимального радиуса поворота составляет 10,76 м, а для модернизированной трапеции – 8,64 м. Применение модернизированной рулевой трапеции на тракторе Беларусь-80.1 позволяет приблизить действительную траекторию движения МТА к требуемой. С увеличением скорости движения в повороте как одиночного трактора Беларусь-80.1, так и различных МТА на его базе приводит к возрастанию геометрических характеристик опытной траектории движения кинематического центра трактора. Однако, при увеличении скорости движения в повороте с 0,694 м/с до 2,472 м/с для базовой трапеции продольная координата увеличивается с 5,83 м до 10,16 м, а для модернизированной – с 5,13 м до 9,29 м. Длина траектории поворота при этом для базовой трапеции увеличивается с 16,33 м до 25,44 м, а для модернизированной рулевой трапеции такое увеличение происходит с 14,14 м до 23,17 м.

5. Установлено уменьшение предельных значений ординаты кривой траектории до 9,06 м с 10,8 м (на 16,1 %) и длины траектории поворота до 22,9 м с 29,8 м (на 23,2 %) для посевного агрегата на базе трактора Беларусь-80.1 с модернизированной рулевой трапецией в сравнении с аналогичным

агрегатом на базе трактора Беларус-80.1 с базовой трапедией. При использовании модернизированной рулевой трапеции производительность посевного агрегата увеличивается в среднем на 2 %.

6. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показало, что предложенные аналитические зависимости для расчета параметров траектории криволинейного движения МТА достоверно описывают процесс его криволинейного движения. Расхождения между теоретическими и опытными значениями искомых параметров составляют не более 5 %.

7. Экономический эффект от применения модернизированной рулевой трапеции на тракторе Беларус-80.1 получается в результате снижения расхода топлива за счет уменьшения длины траектории движения МТА на поворотной полосе и повышения производительности ввиду сокращения времени, необходимого для выполнения технологической операции. Годовой экономический эффект для посевного агрегата Беларус-80.1+ТСМ-4150А при выполнении работы на площади 50 га составляет 16370 рублей. Срок окупаемости инвестиций – 0,69 года, что значительно меньше срока службы трактора.

8. Полученные результаты диссертационной работы внедрены в производство (приложения А и Б) и используются в учебном процессе (приложение В), и позволяют рекомендовать применение модернизированной рулевой трапеции (патенты на полезные модели № 224040 РФ и № 225960 РФ) в системе рулевого управления колесного трактора для повышения устойчивости криволинейного движения МТА при изменении колеи трактора.

9. Перспективы дальнейшей разработки темы – это исследования по бесступенчатому изменению углового положения точки крепления пальцев шарниров поперечной тяги на боковых рычагах рулевой трапеции при регулировании колеи колесного трактора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Вышэйшая школа, 1987. – 200 с.
2. Агротехнические требования к 8-, 12-, 18-рядным культиваторам-растениепитателям для подготовки почвы к посеву и междурядной обработке низкостебельных пропашных культур // Сб. агротехнических требований на тракторы и сельхозмашины. – Т. 30. – М.: Машиностроение, 1982. – С. 96-100.
3. Адаптация навигационной системы на тракторе Беларус-1221.2/ А.Е. Новиков [и др.] // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы междунар. науч.-практ. конф. – Ч.І. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2022. – С. 230-236.
4. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
5. Беларус 1221.2/1221В.2/ 1221.3: руководство по эксплуатации / РУП «Минский тракторный завод», 2009. – 292 с.
6. Беляев А.Н. Анализ боковых реакций почвы на колесах трактора при повороте [Электронный ресурс] / А.Н. Беляев, Т.В. Тришина, Д.Н. Афоничев // Resources and Technology. – 2022. – Т.19, № 3. – С. 44–56.
7. Беляев А.Н. Методика исследования кинематики поворота колесной машины / А.Н. Беляев, Т.В. Тришина, П.В. Шередекин // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы международной научно-практической конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 101-106.
8. Беляев А.Н. Методика определения момента сопротивления повороту колесной машины / А.Н. Беляев, Т.В. Тришина, П.В. Шередекин // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы

международной научно-практической. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 106-110.

9. Беляев А.Н. Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции транспортного средства с изменяемой колеей / А.Н. Беляев, Т.В. Тришина, П.В. Шередекин // Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения: материалы международной научно-практической конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 8-11.

10. Беляев А.Н. Основные типы систем рулевых управлений автомобилей / А.Н. Беляев, Т.В. Тришина, П.В. Шередекин // Проблемы и перспективы конструктивного совершенствования отечественного автомобилестроения: материалы всероссийской научно-технической конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГЛТУ. – С. 24–32.

11. Беляев А.Н. Повышение эффективности работы машинно-тракторных агрегатов на базе интегральных универсально-пропашных колесных тракторов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / А.Н. Беляев. – Мичуринск-наукоград, 2019. – 440 с.

12. Беляев А.Н. Рулевое управление колесных тракторов / А.Н. Беляев, Т.В. Тришина, П.В. Шередекин // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы международной научно-практической конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 427-436.

13. Беляев А.Н. Снижение негативного воздействия на почву движителей колесного трактора при повороте / А.Н. Беляев // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – Воронеж: ВГЛТА, 2014. – Т. 2, № 3-4(8-4). – С. 398-401.

14. Беляев А.Н. Улучшение характеристик криволинейного движения комбинированного МТА на базе колесного трактора класса 2 ЛТЗ применением упруго-демпфирующего привода колес: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / А.Н. Беляев. – Воронеж, 1995. – 217 с.

15. Богатырев А.В. Автомобили / А.В. Богатырев. – М.: Колос, 2004. – 496 с.
16. Бухарин Н.А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
17. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.
18. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 194 с.
19. Влияние жесткости навесной системы на устойчивость криволинейного движения машинно-тракторного агрегата / А.Н. Беляев [и др.] // Наука в Центральной России. – 2023. – № 2(62). – С. 115-126.
20. Вулхов Э.А. Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов STATISTICA и EXCEL / Э.А. Вулхов. – М.: ФОРУМ: ИНФРА, 2004. – 464 с.
21. Гапич Д.С. Стабилизация курсовой устойчивости управляемого движения машинно-тракторного агрегата / С.Д. Фомин, В.И. Пындак, Д.С. Гапич // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 10. – С. 13-17.
22. Гапич Д.С. Технологическая адаптация тракторов в составе почвообрабатывающих агрегатов / Д.С. Гапич, В.И. Токарев, А.П. Панчишкин. – Волгоград: ФНЦ агроэкологии РАН, 2024. – 156 с.
23. Горланов С.А. Оценка эффективности инвестиционных проектов в агроинженерии / С.А. Горланов, Е.А. Козлобаева, Н.П. Шилова. – Воронеж: ВГАУ, 2020. – 36 с.
24. ГОСТ 20915-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. – Введ. 2013-01-01. – М.: Стандартинформ, 2013. – 23 с.

25. ГОСТ 24055-88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. – Введ. 1989-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 16 с.
26. ГОСТ 33679-2015. Тракторы сельскохозяйственные колесные. Требования к рулевому управлению. – Введ. 2017-06-01. – М.: Стандартиформ, 2016. – 16 с.
27. ГОСТ 25836-83. Тракторы. Виды и программы испытаний. – Введ. 1985-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 29 с.
28. ГОСТ 30752-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Определение наименьшего и габаритного диаметров окружности. – Введ. 2003-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 10 с.
29. ГОСТ 33691-2015. Испытания сельскохозяйственной техники. Метод определения угла поперечной статической устойчивости – Введ. 2017-07-01. – М.: Стандартиформ, 2020. – 10 с.
30. ГОСТ 4.40-84. Система показателей качества продукции. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей. – Введ. 1985-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 6 с.
31. ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. – Введ. 2003-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 7 с.
32. ГОСТ 8.002-86. Государственная система обеспечения единства измерений. Государственный надзор и ведомственный контроль за средствами измерений. Основные положения. – Введ. 1987-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 13 с.
33. ГОСТ Р 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – Введ. 2013-09-01. – М.: Стандартиформ, 2013. – 54 с.
34. ГОСТ Р 51960-2002. Тракторы сельскохозяйственные колесные. Методы оценки управляемости – Введ. 2002-11-27. – М.: Госстандарт России, 2002. – 11 с.

35. ГОСТР 53056-2008 Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. Введ. 2009-01-01. – М.: Стандартинформ, 2009.– 20 с.
36. ГОСТ 28174-89. Тракторы и сельскохозяйственные машины. Объемный гидропривод рулевого управления. Общие технические требования. – Введ. 1991-01-01. – М.: Стандартинформ, 2007.– 3 с.
37. Гулевский В.А. Краткий курс теоретической механики/ В.А. Гулевский, В.П. Шацкий – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2009. – 178 с.
38. Гуревич А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, Е.М. Сорокин. – М.: Колос, 1978. – 479 с.
39. Гуськов В.В. О влиянии ряда факторов на устойчивость колесного трактора, работающего на склоне / В.В. Гуськов, А.В. Войтиков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1981. – № 2. – С. 11–13.
40. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта / Б.А. Доспехов. – М.: Сельхозиздат, 1985. – 352 с.
41. Дьяконов В.П. Maple 10/11/12/13/14 в математических расчетах / В.П. Дьяконов. – М.: ДМК-Пресс, 2011. – 800 с
42. Жаков А.О. Модель отклонения трактора от прямолинейного движения под действием внешних нецентральных сил / А.О. Жаков, И.П. Трояновская // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2020. – Т. 20, № 3. – С. 15-23.
43. Жилейкин М.М. Обоснование принципов повышения устойчивости и управляемости колесных тракторов при движении на склоне в режиме вспашки / М.М. Жилейкин, Е.В. Ягубова // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2014. – № 9. – С. 67–76.
44. Зейдель А.И. Элементарные оценки ошибок измерения / А.И. Зейдель. – Л.: Наука, 1967. – 88 с.
45. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию тракторов «Кировец» серии К 7 7-00.00.010 ИЭ. Тракторы «КИРОВЕЦ» К-

730, К-735, К-739 К-740, К-742 / АО «Петербургский тракторный завод», ПАО «Кировский завод». – С.-Пб., 2018. – 239 с.

46. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов. – М.: Колос, 1974. – 430 с.

47. Иоффе М.Л. Принцип Аккермана и его реализации в современных автомобилях / М.Л. Иоффе // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2021. – № 9. – С. 40–47.

48. Исследование кинематики поворота колесной машины с изменяемой колеей/ А.Н. Беляев [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2024. – Т. 91, № 5. – С. 542-552.

49. Картохин С.Н. Анализ факторов, влияющих на продольную устойчивость трактора / С.Н. Картохин, Е.В. Пропоров // Вестник Казанского государственного аграрного университета, 2015. – Т. 10, № 2. – С. 79-81.

50. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / В.Ф. Коновалов. – М.: Машиностроение, 1981. – 143 с.

51. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов / В.Ф. Коновалов. – Пермь: Пермский СХИ, 1969. – 444 с.

52. Кравченко В.А. Влияние модели шин движителей на показатели тяговых характеристик трактора МТЗ-80 / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, В.В. Журба // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2023. – № 188. – С. 44-55.

53. Кравченко В.А. Повышение эффективности машинно-тракторных агрегатов на базе колесных тракторов / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, Л.В. Кравченко // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 6. – С. 45-50.

54. Кравченко В.А. Повышение эффективности функционирования сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов на базе колёсных

тракторов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / В.А. Кравченко. – зерноград, 2012. – 437 с.

55. Кринко М. С. Исследование управляемости колесных тракторов с передними поворотными колесами: диссертация ... кандидата технических наук: 05.00.00 / М.С. Кринко. – Минск, 1966. – 188 с.

56. Ксенович И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

57. Кубаев С.Т. Математическое моделирование и программное обеспечение оценки устойчивости движения колесного трактора / С.Т. Кубаев. – Вестник Науки и Творчества. – 2016. – № 4(4). – С. 218-222.

58. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобиля / Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.

59. Курганов А.И. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей/ А.И. Курганов. – М.: Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1953. – 611 с.

60. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 504 с.

61. Лихачев В.С. Испытания тракторов / В.С. Лихачев. – М.: Машиностроение, 1974. – 286 с.

62. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

63. Математическое моделирование бокового скольжения колесной машины при повороте/ А.Н. Беляев [и др.] // Наука в Центральной России. – № 5 (71), 2024. – С. 113-128.

64. Меликов, И.М. Агротехнические показатели олигомерных шин движителей колёсных тракторов класса 3 / И.М. Меликов // Вестник аграрной науки Дона. – 2018. – № 3(43). – С. 42-49.

65. Меликов, И.М. Оценка тягово-сцепных свойств шин типоразмера 33-32 / И.М. Меликов // Политематический сетевой электронный научный

журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2020. – № 162. – С. 356-369.

66. Методика аналитического определения действительной траектории поворота колесной машины / А.Н. Беляев [и др.]. – Вестник Воронежского ГАУ. – 2023. – Т. 16. – № 3 (78). – С. 151-158.

67. Нарбут А.Н. Автомобили. Рабочие процессы и расчет механизмов и систем / А.Н. Нарбут. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 255 с.

68. Нерсисян В.И. Подготовка тракторов и сельскохозяйственных машин и механизмов к работе / В.И. Нерсисян. – М.: Издательский центр «Академия», 2018 – 224 с.

69. Никитина О.А. Минские тракторы прирастут в России / О.А. Никитина // Коммерсантъ, 2022. – № 116. – С. 9.

70. Носков Н.К. Математическая модель бокового увода трактора / Н.К. Носков, Б.М. Позин, И.П. Трояновская // Известия МГТУ МАМИ, 2017. – № 1(31). – С. 35-39.

71. Обоснование геометрических параметров рулевой трапеции колесной машины / А.Н. Беляев [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2023. – Т. 16, № 2(77). – С. 116-123.

72. Обоснование параметров и конструкции универсально-пропашного трактора повышенной эффективности / К.Н. Виноградов [и др.]. – Воронеж: Изд-во Воронежского гос. ун-та, 1978. – 164 с.

73. Обоснование рациональной геометрии рулевой трапеции транспортного средства с изменяемой колеей/ А.Н. Беляев [и др.]/// Наука в Центральной России. – 2025. – № 1 (73), – С. 43-55.

74. Определение оптимального балласта колесных тракторов / Гапич Д.С. [и др.] // Сельский механизатор. – 2024. – № 6. – С. 6-7.

75. Определение положения мгновенного центра поворота и радиуса поворота при изменении ширины колеи колёсного трактора / А.Н. Беляев [и др.] // Наука в Центральной России. – 2024. – № 3(69). – С. 73-84.

76. Основные геометрические параметры рычажного механизма рулевой трапеции транспортного средства / А.Н. Беляев [и др.] // Актуальные вопросы физико-математических и технических наук в свете современных исследований АПК: материалы национальной научно-практической конференции. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 109-114.

77. ОСТ 37.001.051-86. Управляемость и устойчивость автомобилей. Термины и определения. – Введ. 1987-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 3 с.

78. Охотников Б.Л. Маневренность МТА и размеры обрабатываемой площади / Б.Л. Охотников. – Аграрный вестник Урала. – 2015. – № 1(131). – С. 60-65.

79. Оценка кинематических характеристик поворота колесной машины / А.Н. Беляев [и др.] // Вестник Воронежского ГАУ. – 2020. – Т. 13. – № 4(67). – С. 71–78.

80. Павлюк А.С. Исследование влияния конструкции тягово-сцепного устройства на устойчивость движения машинно-тракторного агрегата / А.С. Павлюк, Ю.И. Шенкнехт. // Ползуновский вестник. – 2014. – Т. 1, № 4, – С. 14-19.

81. Патент на полезную модель № 217686 РФ, МПК В62D 12/00. В62D 5/28. Рулевая система поворота транспортного средства / А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2023105280; заявл. 07.03.2023; опубл. 12.04.2023. Бюл. № 11. – 7 с.

82. Патент на полезную модель № 217687 РФ, МПК В62D 7/14. В62D 12/00. Рулевая система поворота шарнирно-сочлененного транспортного средства / А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2023105281; заявл. 07.03.2023; опубл. 12.04.2023. Бюл. № 11. – 9 с.

83. Патент на полезную модель № 223125 РФ, МПК В62D 53/04. Устройство для соединения полурам сочлененного транспортного средства / А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2024100138; заявл. 24.10.2023; опубл. 01.02.2024. Бюл. № 4. – 4 с.

84. Патент на полезную модель № 224040 U1 РФ, МПК В62D 7/16. Рулевая трапеция колесного транспортного средства с изменяемой колеей / А.Н. Беляев, П.В. Шередекин, Т.В. Тришина; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2024100138; заявл. 09.01.2024; опубл. 13.03.2024. Бюл. № 8. 6 с.

85. Патент на полезную модель № 225960 РФ, МПК В62D 7/16, 7/00. Рулевая трапеция колесного транспортного средства с изменяемой колеей / А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. – № 2024108708; заявл. 02.04.2024; опубл. 15.05.2024. Бюл. № 14. – 7 с.

86. Петренко А.М. Устойчивость специальных транспортных средств/ А.М. Петренко. – М.: МАДИ. – 2013 – 41 с.

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

88. Плуг трехкорпусной навесной ПЛН 3-35. Руководство по эксплуатации. – urls: http://www.avtomash.ru/katalog/pred/sht/sem/pln335_pas.html?ysclid=m8r57tinxd539051848 (дата обращения: 16.06.2025).

89. Поливаев О.И. Испытание сельскохозяйственной техники и энергосиловых установок / О.И. Поливаев, О.М. Костиков; под ред. О.И. Поливаева. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2015. – 291с.

90. Полухин А.А. Анализ рынка зерновых и зернобобовых культур в системе ФГИС «ЗЕРНО» для продовольственной безопасности страны / А.А.

Полухин, Н.А. Латнева, Н.В. Парушина // Зернобобовые и крупяные культуры. – 2022. – № 4(44). – С. 12-23.

91. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. / Й. Раймпель // Пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейха. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

92. Раймпель Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983. – 288 с.

93. Рихтер Т. Картинг / Т. Рихтер // Пер. с польск. Д.И. Юренкова; под ред. А. С. Черкасского, А. Н. Сафонова. – М.: Машиностроение, 1988 – 400 с.

94. Руководство по эксплуатации тракторов «Беларус - 80.1/82.1/820»// ООО «Минский тракторный завод», 2015. – 381 с.

95. Сазонов И. С. Кинематика четырехзвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров / И. С. Сазонов, Ю. Е. Атаманов, С. Н. Турлай // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2007. – № 1(14) – С.40-46.

96. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023612456 РФ. Программа расчета, построения и сравнения теоретической и действительной траекторий кругового беспетлевого поворота колесной машины /А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. №2023611594; заявл. 03.02.2023; опубл. 03.02.2023.

97. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024617466 РФ. Аналитическое и численное сравнительное исследование кинематики трактора с переменной колеей для чистого поворота и кинематики, обеспечиваемой возможностями рулевой трапеции / А.Н. Беляев [и др.]; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ. №2024616558; заявл. 02.04.2024; опубл. 02.04.2024.

98. Семенов В.М. Трактор / В.М. Семенов, В.Н. Власенко. – М.: Агропромиздат, 1989. – 352 с.

99. Сенькевич С.Е. Курсовая устойчивость агрегата / С.Е. Сенькевич, Н.В. Сергеев, Р.А. Чичиль // Вестник ВИЭСХ. – 2017. – № 1 (26). – С. 61-66.
100. Сенькевич С.Е. Определение коэффициентов сопротивления боковому уводу шин для достижения требуемых эксплуатационных качеств МТА / С.Е. Сенькевич, Н.В. Сергеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 1. – С. 70-74.
101. Сеялка пневматическая точного высева ТС-М-4150А: Протокол испытаний № 03-12-19 (5030152). – Владимир: ФГБУ Владимирская государственная зональная машиноиспытательная станция, 2019. – 5 с.
102. Сеялка точного высева ТС-М 4150А. Руководство по эксплуатации. – Воронеж: ООО «ТЕХНИКА СЕРВИС АГРО», 2021. – 37 с.
103. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Маценский, А.С. Солонский; под. ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
104. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
105. Согласование геометрических и кинематических характеристик криволинейного движения транспортного средства / А.Н. Беляев [и др.] // Вестник Воронежского ГАУ. – 2024. – Т. 17, № 1 (80). – С. 94-101.
106. Согласование геометрических характеристик фактического поворота колёсной машины / А.Н. Беляев [и др.] // Наука в Центральной России. – 2024. – № 5 (71), – С. 105-112.
107. Состояние и перспективы обновления парка сельскохозяйственной техники: науч. аналит. обзор / П.И. Бурак [и др.]. – М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2019. – 152 с.
108. Справочник заведующего машинным двором / В.И. Добрин [и др.]. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 253 с.
109. Справочник инженера-механика сельскохозяйственного производства. – М.: Росинформагротех, 2011. – 370 с.

110. Среда динамического моделирования SimInTech [Электронный ресурс]. – url: <http://simintech.ru>.
111. Стеновский В.В. Повышение курсовой устойчивости колесного трактора при движении по негоризонтальной опорной поверхности / В.В. Стеновский, А.А. Петров, Н.В. Белоусов // Лесотехнический журнал. – 2016. – № 1. – С. 194–202.
112. Титаренко Д. Базовые понятия геометрии ходовой части и рулевого управления / Д. Титаренко // Автоспециалист. – 2012. – № 4. – С. 26.
113. Титов С.А. Обобщенная модель стационарного поворота произвольного транспортного средства / С.А. Титов, И.П. Трояновская, Н.К. Носков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2017. – Т. 17, № 4. – С. 38-47.
114. Траектория движения машинно-тракторного агрегата при входе в поворот / А.Н. Беляев [и др.] // Вестник Воронежского ГАУ. – 2020. – Т. 13, № 4(67). – С. 57–62.
115. Трактор New Holland T8040. – url: <https://perevozka24.ru/pages/traktor-New-Holland-t8040>.
116. Трактор New Holland T9040 – url: <https://perevozka24.ru/pages/traktor-New-Holland-t9040>.
117. Тракторы Беларусь МТЗ 80/82 100/102. – Харьков: Трактормаш, 2001. – 224 с.
118. Тракторы РТМ-160 и РТМ-160У. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание / А.С. Дурманов [и др.]. – Саратов: Научная книга, 2006. – 155 с.
119. Тракторы. Конструкция / И.П. Ксенович [и др.]; под ред. И.П. Ксеновича, В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2001. – 821 с.
120. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксенович [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
121. Тракторы: теория / В.В. Гуськов [и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 374 с.

122. Трапезников И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трапезников. – М.: Машгиз, 1959. – 192 с.
123. Трояновская И.П. Методология моделирования криволинейного движения тракторных агрегатов: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03; 05.05.04 / И. П. Трояновская. – Челябинск, 2011. – 296 с.
124. Трояновская И.П. Механика криволинейного движения тракторных агрегатов: монография / И.П. Трояновская. – Челябинск: ЧГАУ, 2009. – 152 с.
125. Федеральная служба государственной статистики (РОССТАТ) / Главный межрегиональный центр. Обеспеченность тракторами и комбайнами сельскохозяйственных организаций Российской Федерации в 2022 году. – М.: Федеральная служба государственной статистики России. [Электронный ресурс]. – 2023. – url: <http://www.gks.ru>.
126. Фомин С.Д. Повышение управляемости и курсовой устойчивости транспортного агрегата на базе колесного трактора класс 1.4 путем применения пневмогидравлического эластичного привода ведущих колес: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / С.Д. Фомин. – Волгоград, 1993. – 250 с.
127. Хоанг Куск До. Рулевой привод трактора МТЗ-82К и его влияние на устойчивость движения: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / До Хоанг Куск. – Минск, 1984. – 179 с.
128. Чудаков Е.А. Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.-Л.: АН СССР, 1947. – 127 с.
129. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков // Избранные труды. – М.: АН СССР, 1961. – Т. 1. – 463 с.
130. Шередекин П.В. Рулевая система поворота транспортного средства / П.В. Шередекин, А.М. Мухин, А.Н. Беляев// Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 75-й национальной научно-практической конференции студентов и магистрантов (Россия, Воронеж, 15

февраля – 31 марта 2024 г.). – Ч. I.– Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2024. – С. 192-196.

131. Шередекин П.В. Рулевая трапеция колесной машины / А.С Зенин, П.В. Шередекин, А.Н. Беляев // Молодежный вектор развития аграрной науки: материалы 74-й национальной научно-практической конференции студентов и магистрантов (Россия, Воронеж, 1 апреля – 31 мая 2023 года). – Ч. VI. – Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2023. – С. 13-16.

132. Эксплуатация машинно-тракторного парка / А.П. Ляхов [и др.]; под ред. Ю.В. Будько. – Мн.: Ураджай, 1991. – 336 с.

133. Яковлев П.Ю. Повышение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторного агрегата с фронтально навешенным орудием за счет модернизации навесного устройства: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / П.Ю. Яковлев. – Барнаул, 2014 – 138 с.

134. Ярополов В. Принцип Аккермана в рулевом управлении [Электронный ресурс] / В. Ярополов. – urls: https://www.rc-auto.ru/articles_models/id/445.

135. AutoTrac Universal 300. Технологии точного земледелия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.deere.ru/ru/системы-точного-земледелия-ams/навигация-и-автоматизация/комплект-atu-300/>.

136. Chen J. Steering Trapezoid Optimized Design of the Off-road Racing Car/ J. Chen, X. Shen, A. Wang // The 12th Asia Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ACME 2021). Journal of Physics: Conference Series 2235 (2022) 012082.

137. Jazar Reza N. Vehicle Dynamics: Theory and Application/ N. Jazar Reza// School of Aerospace Mechanical and Manufacturing Engineering RMIT University Melbourne VIC Australia. 2nd Edition, 2008. – 997 p.

138. Khristamtoa M. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car / M. Khristamtoa, A. Praptijantoa, S. Kalega // 2nd International Conference on Sustainable Energy

Engineering and Application (ICSEEA 2014). – Energy Procedia 68 (2015). – Pp. 463–470.

139. King-Hele D. Erasmus Darwin's improved design for steering carriages and cars / D. King-Hele // Notes Rec. R. Soc. Lond. – 2002. – Vol. 56, №. 1. – P. 41–62.

140. Mazilu A. Kinematic optimization of the rack and pinion steering system of an automobile: an example / A. Mazilu, I. Preda. // CONAT 2016 Int. Cong. Automot. Transp. Eng. Transilvania University, 2016. – Pp. 87-96.

141. Sleesongsom S. Optimum synthesis of steering mechanism / S. Sleesongsom // MENETT 28. – 2014. – Pp. 949-955.

142. Starfire 3000 – Руководство механика-водителя OMPFP13848. – Выпуск 13 (Russian) [Электронный ресурс]. – uhls: https://stellarsupport.deere.com/site_media/pdf/ru/manuals/sf3000/ompfp13848_i3_59_25sep13_90dcy.pdf.

143. Steering system kinematic and steady-state cornering analyses of the ITS electric car / U. Wasiwitono, I. Sidarta, A.S. Pramono, et al // J. Proc. Series. – 2014. – Vol. 1, № 1. – Pp. 58–62.

144. Troupe N.W. Optimization of steering geometry for ultra-high-mileage vehicles / N.W. Troupe. Pennsylvania State University, 2011. – 14 p.

145. Zarak C.E. Optimal design of rack-and-pinion steering linkages / C.E. Zarak, M.A. Townsend // Trans and Automation, 1983. – Vol. 105, № 2. – Pp. 220–226.

Приложение А

Акт передачи и внедрения результатов исследования в ООО ССП «Нива»

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ

К.В. 14

С.Н. Семенов



УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО ССП
«Нива»

С.А. Лесников



АКТ

14.05.2025г

передачи и внедрения результатов исследования

ООО селекционно-семеноводческое предприятие «НИВА» получены материалы исследований по повышению устойчивости криволинейного движения машинно-тракторного агрегата за счет совершенствования рулевой трапеции трактора, выполненных на кафедре прикладной механики агроинженерного факультета ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ аспирантом Шередекиным Павлом Викторовичем под руководством научного руководителя заведующего кафедрой прикладной механики, д.т.н. Беляева Александра Николаевича и представленные им в подготовленной к защите диссертационной работе.

Материалы содержат:

- результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию модернизации рулевой трапеции трактора для устранения нарушения кинематики трактора при изменении ширины колеи управляемых колес;
- опытные образцы боковых рычагов усовершенствованной конструкции рулевой трапеции, позволяющей повысить устойчивость криволинейного движения МТА при изменении ширины колеи управляемых колес, снизить боковое скольжение управляемых колес при повороте.

Продолжение приложения А

Все переданные материалы исследований представляют несомненный практический интерес. Машинно-тракторные агрегаты на базе универсально-пропашного колесного трактора класса 1,4 с модернизированной рулевой трапецией показали свою эффективность при вспашке, посеве, сплошной и междурядной обработке почвы, заключающуюся в сокращении требуемой ширины поворотной полосы и улучшении управляемости, а также в снижении погектарного расхода топлива.

Главный инженер
ООО ССП «Нива»



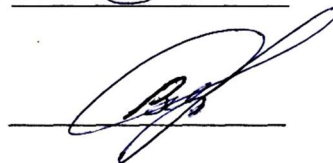
А.В. Зуев

Зав. кафедрой прикладной механики
д.т.н., доцент



А.Н. Беляев

Декан агроинженерного факультета
д.с.-х.н., профессор



В.И. Оробинский

Аспирант кафедры прикладной
механики



П.В. Шередекин

Приложение Б

Акт передачи и внедрения результатов исследования в Представительство
ОАО «МТЗ»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ
К.В.Н., доцент
С.Н. Семенов
09 06 2025г.

УТВЕРЖДАЮ
Директор Представительства
ОАО «Минский тракторный завод»
в Российской Федерации
А.В. Абрамович
10 06 2025г.
АКТ

передачи и внедрения результатов исследований
криволинейного движения колесного универсально-пропашного
трактора Беларус-80.1

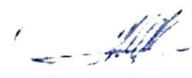
ОАО «Минский тракторный завод» получены материалы исследований по повышению устойчивости криволинейного движения колесного универсально-пропашного трактора Беларус-80.1 и навесных агрегатов на его основе, выполненных д.т.н. доцентом Беляевым А.Н. и аспирантом Шередекиным П.В. на кафедре прикладной механики Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I»

Материалы содержат:

- аналитические зависимости для определения минимального радиуса фактического поворота колесной машины, реализуемого четырехзвенной рулевой трапецией, и смещения мгновенного центра поворота от линии продолжения задней оси машины;
- уравнения для определения углов установки и рабочей длины поворотных рычагов, которые позволяют провести расчет их требуемых значений при регулировке ширины колеи;
- усовершенствованную конструкцию рулевой трапеции по патентам на полезные модели № 224040 РФ, № 225960 РФ, позволяющую повысить устойчивость криволинейного движения МТА при изменении ширины колеи управляемых колес, снизить боковое скольжение управляемых колес при повороте;
- программные модули для расчета и выбора рациональных величин эксплуатационных параметров и кинематических характеристик МТА на персональном компьютере с высокой производительностью и точностью.

Материалы исследований представляют практический интерес и будут использоваться ООО «Минский тракторный завод» при выборе конструктивных параметров рулевой трапеции колесных универсально-пропашных тракторов.

Директор Представительства
ОАО «Минский тракторный завод»

 А.В. Абрамович

Аспирант кафедрой прикладной
механики ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ

 П.В. Шередекин

Заведующий кафедрой прикладной
механики ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ,
д. т. н., доцент

 А.Н. Беляев

Декан агроинженерного факультета
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, д. с-х н.,
профессор

 В.И. Оробинский

Приложение В

Акт внедрения результатов исследования в учебный процесс
в ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ

РЕКОМЕНДОВАНО

Учебно-методической комиссией
агроинженерного факультета
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ
Протокол № 1 от 11.09.2025 г.
Председатель Костиков О.М.

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ
для Дерканосова Н.М.



АКТ

о внедрении результатов научных исследований в учебный процесс

Комиссия в составе представителей кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей (профессора Баскакова И.В., доцента Божко А.В., доцента Химченко А.В.), кафедры прикладной механики (заведующего кафедрой Беляева А.Н., аспиранта Шередекина П.В.) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ), и председателя учебно-методической комиссии ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ Костикова О.М. составила настоящий акт о том, что результаты научных исследований по теме «Совершенствование рулевого привода колесного сельскохозяйственного трактора с изменяемой колеёй», выполненных на кафедре прикладной механики ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ аспирантом Шередекиным П.В. под руководством д.т.н., доцента Беляева А.Н., внедрены в учебный процесс кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ.

Результаты исследований используются в учебном процессе при подготовке студентов, обучающихся по направлениям 35.03.06 Агроинженерия, направленность (профиль) «Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт машин», 35.04.06 Агроинженерия, направленность (профиль) «Механизация и автоматизация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве». Результаты научных исследований используются при выполнении лабораторных работ, выпускных квалификационных работ.

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

Представители
кафедры прикладной механики
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ

Беляев А.Н.
Шередекин П.В.

Представители
кафедры сельскохозяйственных
машин, тракторов и автомобилей
ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ

Баскаков И.В.
Божко А.В.
Химченко А.В.