

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования

«ЮЖНО–УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

(национальный исследовательский университет)

Политехнический институт

Факультет «Автотранспортный»

Кафедра «Колёсных и гусеничных машин»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

к.т.н., доцент

_____ Н.К. Горяев
_____ 2019

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент

_____ В.Н. Бондарь
_____ 2019

Исследование баланса мощности в повороте для промышленного трактора
класса тяги 10 т

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ ВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-23.04.02.2019.028 ПЗ ВКР

Руководитель

д.т.н., профессор

_____ /С.В. Кондаков /
«__» _____ 2019 г.

Автор работы

студент группы П-206

_____ /В.А. Гершкович /
«__» _____ 2019 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____ /В.И. Дуюн /
«__» _____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Гершкович В.А. «Исследование баланса мощности в повороте для промышленного трактора класса тяги 10 т». – Челябинск: ЮУрГУ, кафедра КГМ. 2019. Пояснительная записка – 96 с., рисунков – 44, таблиц – 11, библиографический список – 23 наименования, приложений – 1, демонстрационных листов формата А4 – 18.

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы в рамках комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства по соглашению с ООО ПК «Ходовые системы» были исследованы параметры криволинейного движения промышленного гусеничного трактора класса тяги 10 т с дифференциальным механизмом поворота.

Были изучены механизмы поворота, применяемые на современных гусеничных машинах, проанализированы их достоинства и недостатки, а также особенности работы. Приведена математическая модель движения ГМ с особенностями соединения двух потоков мощности через планетарный зубчато-рычажный механизм. Исследованы переходные процессы в гидродинамической трансмиссии и гидрообъемном механизме поворота при входе в поворот и при повороте на месте.

					ЮУрГУ 23.04.02.2018.028 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Провер.						2	
Отзыв.					ЮУрГУ Кафедра КГМ		
Н. контр.							
Утверд.							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА	9
1.1. История создания тихоходных гусеничных машин	9
1.2. Особенности компоновки промышленного трактора	14
1.3. Критерии оценки эффективности трактора.....	16
1.4. Виды поворота гусеничной машины.....	17
1.4.1 Свободный поворот	21
1.4.2 Ступенчатый поворот	22
1.4.3 Дифференциальный поворот.....	24
1.4.4 Независимый поворот.....	25
2 ИССЛЕДОВАНИЕ БАЛАНСА МОЩНОСТИ ПРИ ПОВОРОТЕ ДЛЯ ТГМ....	32
2.1 Обзор конструкции базового трактора.....	33
2.2 Исходные данные.....	35
2.3 Уравнение баланса мощности при установившемся повороте.....	36
2.3.1 Построение зависимости $V(\omega)$	36
2.3.2 Построение зависимости $R(V)$	38
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА В ПОВОРОТЕ.....	42
3.1 Построение математической модели.....	42
3.2 Уравнения связи.....	46
3.3 Реализация математической модели в среде программирования VisSim.....	47
3.3.1 Исходные данные	49
3.3.2 Блок-схемы, реализуемые в программе VisSim	50
3.3.3 Результаты моделирования.....	53
3.3.4 Проблемы дифференциального механизма поворота	56

3.3.5	Решение проблемы путём включения остановочного тормоза отстающего борта	57
4	ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	67
4.1	Организационный раздел.....	67
4.2	Экономический раздел	68
4.2.1	Сметы затрат выпускной квалификационной работы	68
4.2.2	Оценка коммерческой состоятельности ВКР	74
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	80
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	82

ВВЕДЕНИЕ

В связи с увеличением масштабов строительства, добычи полезных ископаемых, ускорением темпов и объемов мелиорации земель требуется более интенсивное развитие конструкции дорожных, строительных, погрузочных машин и их энергетической базы – промышленных тракторов. Это развитие имеет несколько направлений:

- создание и освоение серийного производства тракторов общего назначения и специальных;
- повышение мощности и производительности тракторов в результате увеличения их энергонасыщенности;
- оптимизация конструктивных параметров;
- совершенствование агрегатирования;
- максимальное приспособление тракторов к работе с промышленным оборудованием.

Развитие экономики нашей страны в большой степени зависит от эффективного освоения народного хозяйства. Механизация большого количества трудоемких процессов значительно расширила сферу использования тракторов. Гусеничные машины (ГМ) благодаря ряду бесспорных достоинств, хорошо известных специалистам, находят широкое применение в различных сферах человеческой деятельности. Прежде они применялись в основном в сельском хозяйстве. В настоящее время тракторы, агрегатируемые различными землеройными орудиями (бульдозеры, рыхлители, скреперы), используют во многих отраслях промышленности и строительства для производства сложных земляных работ, добычи полезных ископаемых, на лесоразработках, при прокладке нефтегазопроводов, при строительстве ирригационных сооружений, электростанций и т. д.[1]

Бульдозеры являются одним из самых распространённых видов промышленных тракторов, используемых в России. Бульдозер предназначен для послойной разработки, перемещения и планировки грунта при выполнении земляных работ. Таким образом, область применения бульдозеров очень широка:

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- строительство и ремонт дорог
- возведение насыпей;
- разработка выемок;
- отрыв котлованов;
- перемещение, штабелирование и разравнивание грунта, гравия, щебня и других строительных материалов;
- засыпка воронок, ям, траншей, рвов;
- ликвидация невзрывных заграждений на дорогах;
- выполнение подготовительных работ;
- работа со скреперами в качестве толкача;
- дезактивация дорог путем срезания верхнего слоя зараженного грунта;
- выполнение вскрышных и зачистных работ в карьерах;
- очистка дорог от снега.

Широкое применение землеройных агрегатов на базе промышленных тракторов объясняется простотой их конструкции, высокой производительностью, возможностью универсального использования в разнообразных грунтовых и климатических условиях и относительно низкой стоимостью производства работ.

Высокий удельный вес тракторных работ обосновывается тем, что, например, для разработки и транспортировки грунта до 100 м наиболее выгодным является бульдозирование, а стоимость рыхления навесными тракторными рыхлителями дешевле буровзрывных работ при разработке известняка - в 2,3. 15 раз, песчаника — в 5,6 раз и мерзлого грунта - в 2,8 раз. [2]

Для расширения области применения бульдозеры общего назначения специально снабжают дополнительным быстроустанавливаемым и съемным оборудованием: рыхлительными зубьями, откосниками, открьлками, уширителями, удлинителями, лыжами, вилами, кусторезными наставками.

Работа промышленного трактора в агрегате с бульдозером, являющимся основным видом рабочего оборудования, характеризуется рядом особенностей:

- выраженной цикличностью технологических процессов (наличием в рабочем элементе цикла стадии копания с резанием и накоплением грунта перед рабочим органом и стадии транспортирования);
- значительными усилиями, действующими на агрегат в вертикальной плоскости и изменяющими его сцепной вес;
- высокими амплитудами горизонтального сопротивления и вертикального усилия, связанными с необходимостью при копании периодически перераспределять вес агрегата на грунт через рабочий орган и обратно;
- высоким отбором мощности двигателя на манипуляции рабочим органом;
- разнообразием разрабатываемых грунтов и др.

В связи с резкими изменениями внешних нагрузок на промышленный тракторный агрегат, а также необходимостью выполнения им технологического процесса работы с изменяющимися в широком диапазоне тяговыми усилиями особое значение для него приобретает возможность устойчивого движения по траекториям с различными радиусами.

Решение этой задачи осуществляется применением в составе трактора дифференциального механизма поворота и следящей системы, обеспечивающей поддержание стабильного радиуса поворота при неизменном положении штурвала. Применение гидромеханической трансмиссии на базе гидродинамического трансформатора и дифференциального механизма поворота позволяет улучшить условия труда водителя, уменьшить длительность рабочего цикла и повысить производительность и экономичность промышленного трактора.

Целью исследования является обеспечение минимальных потерь мощности для всех радиусов поворота при маневрировании гусеничного трактора.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) Изучить существующие механизмы поворота гусеничных машин.
- 2) Исследовать динамику криволинейного движения трактора.
- 3) Составить математическую модель стационарного поворота.
- 4) Реализовать математическую модель в программе на ЭВМ.

В работе произведен обзор существующих механизмов поворота гусеничных машин. Объектом исследования является криволинейное движение промышленного гусеничного трактора класса тяги 10 с гидромеханической трансмиссией на базе гидродинамического трансформатора крутящего момента и дифференциальным механизмом поворота.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

1.1. История создания тихоходных гусеничных машин

Изобретение принципа гусеничного хода было известно еще до нашей эры. Карфагеняне часто оказывались в тылу врага, где им приходилось преодолевать непроходимые болота. Тогда воины укладывали под ноги собственные щиты. Выполнив свою функцию, щиты передавались вперед. Так во время римской кампании был реализован принцип гусеницы, в которой опоры сзади постепенно перемещаются вперед.

Изобретение прообраза современной гусеницы приписывают французу д'Эрману. Она представляла собой тележку, двигателем которой была бесконечная лента из вращающихся катков, подвижно соединенных планками на торцах (рисунок 1.1). Данная конструкция, приводимая в движение животным или человеком, была испытана в 1713 году. Пользователи изобретения оценили проходимость тележки даже на тяжёлом бездорожье. Недостатком тележки была её неповоротливость.

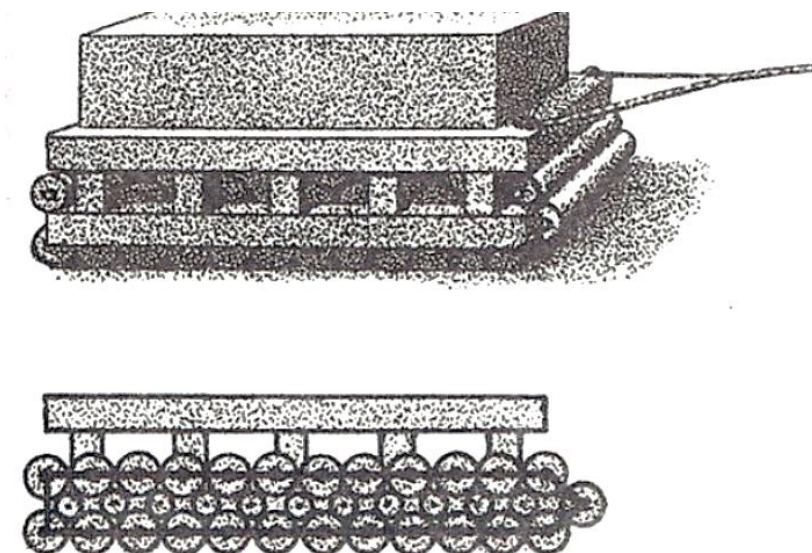


Рисунок 1.1 – Прообраз гусеничного движителя, предложенный д'Эрманом

Джону Гиткоту принадлежит честь создания первого в мире парового гусеничного трактора (рисунок 1.2). В 1832 году Джон Гиткот получил патент, а в 1837 году построил машину с паровым двигателем для вспахивания и осушения английских болот. [3]

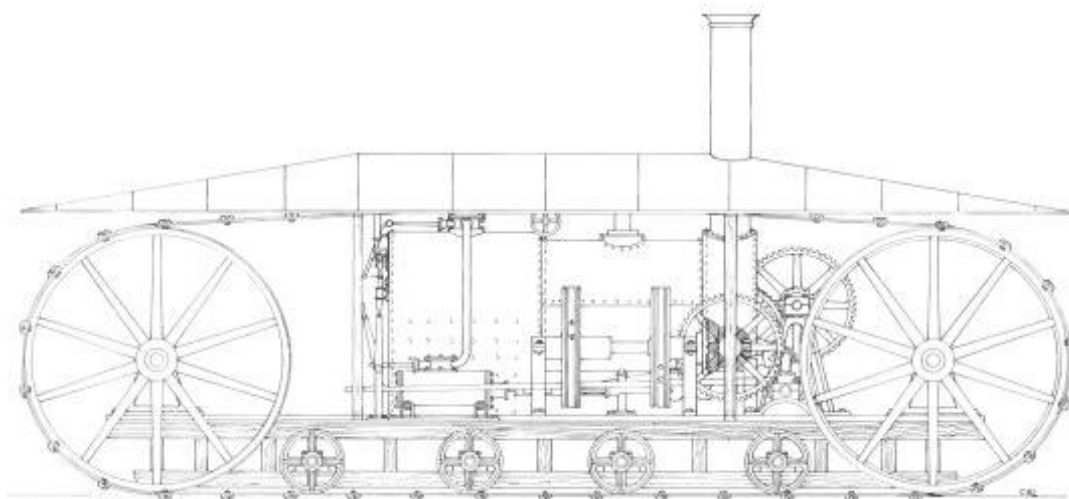


Рисунок 1.2 – Паровой гусеничный трактор Джона Гиткота

В 1850 году английский изобретатель Уильям Говард начал использовать локомобиль для пахоты сельскохозяйственных земель.

В 1858 году американец W. P. Miller изобрел и построил гусеничный трактор, с которым, в 1858 году, участвовал в сельскохозяйственной выставке города Мэри-свилл, Калифорния США, и получил премию за оригинальное изобретение (патент от 1859 г. US N23853 Warren P. Miller).

Первой конструкцией, в которой удалось решить проблему управления, стал «вагон с бесконечными рельсами для перевозки грузов по шоссе и проселочным дорогам» бывшего крестьянина, а впоследствии механика и предпринимателя Фёдора Абрамовича Блинова (рисунок 1.3). Для каждой гусеницы он использовал свою паровую машину, управляемую отдельно. Это позволяло изменять направление движения, регулируя скорость каждой гусеницы. Департаментом торговли и мануфактур 20 сентября 1879 был выдан патент на это изобретение. Сам же трактор был построен в 1877 году (рисунок 1.4). [4]

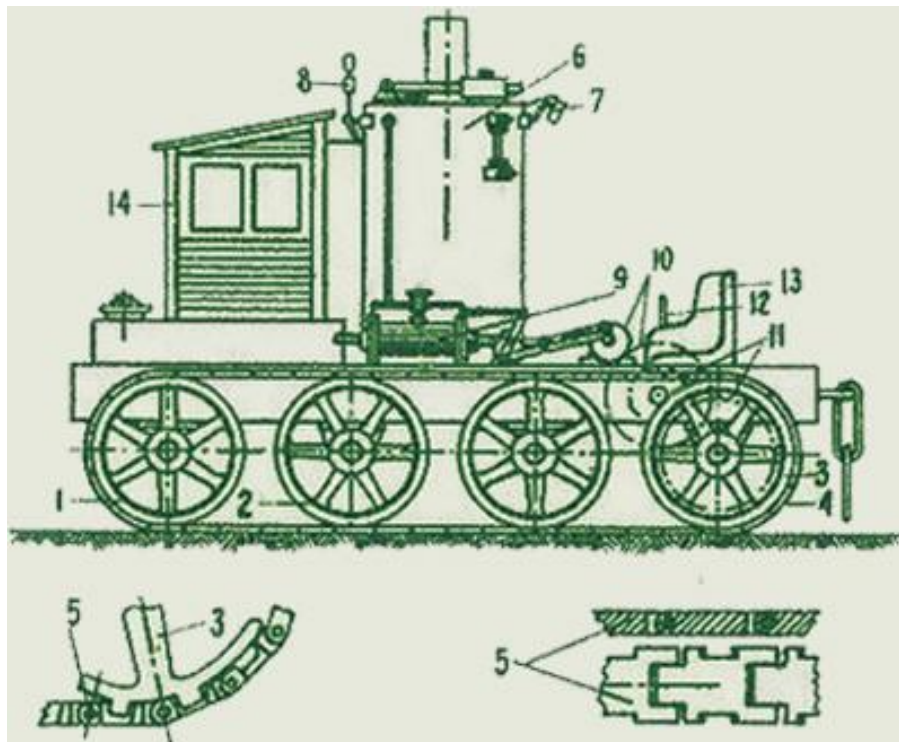


Рисунок 1.3 – Подлинный чертеж парового трактора Фёдора Блинова, приложенный к его патентной заявке: 1 — направляющее колесо; 2 — опорные катки; 3— ведущее колесо; 4— гусеница; 5 — звенья гусеницы; 6— паровой котел; 7 — манометр; 8 — свисток; 9 — паровая машина; 10 — первая пара шестерен; 11 — вторая пара шестерен; 12 — рычаг управления; 13 — сиденье машиниста; 14 — будка управления.



Рисунок 1.4 – Паровой трактор Федора Блинова

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

В 1892 году Джон Фролих из округа Клейтон, штата Айова, США изобрел, запатентовал и построил первый трактор, работающий на нефтепродуктах.

Все описанные выше конструкции оказались не нашли практического применения и большого дальнейшего развития не получили.

Первой признанной практической гусеничной машиной, несмотря на свои габариты, стал Lombard Steam Log Hauler изобретателя Alvin Orlando Lombard в 1901 году (рисунок 1.5).



Рисунок 1.5 - гусеничный трактор Lombard Steam Log Hauler, 1901 г.

Первым успешно использовавшимся гусеничным тягачом стал трактор, разработанный английской фирмой «Ричард Хорнсби и сыновья» для доставки угля на электростанцию на Аляске. Трактор массой в 40 т оснащался восьмидесятисильной паровой машиной и мог одновременно транспортировать 8 прицепов массой по 12,5 т (рисунок 1.6). За один рейс на электростанцию доставляли около 60 т угля. Кстати, на этом тракторе впервые на практике был использован и прототип современного механизма управления. Трактор успешно работал с 1910 до 1927 года.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

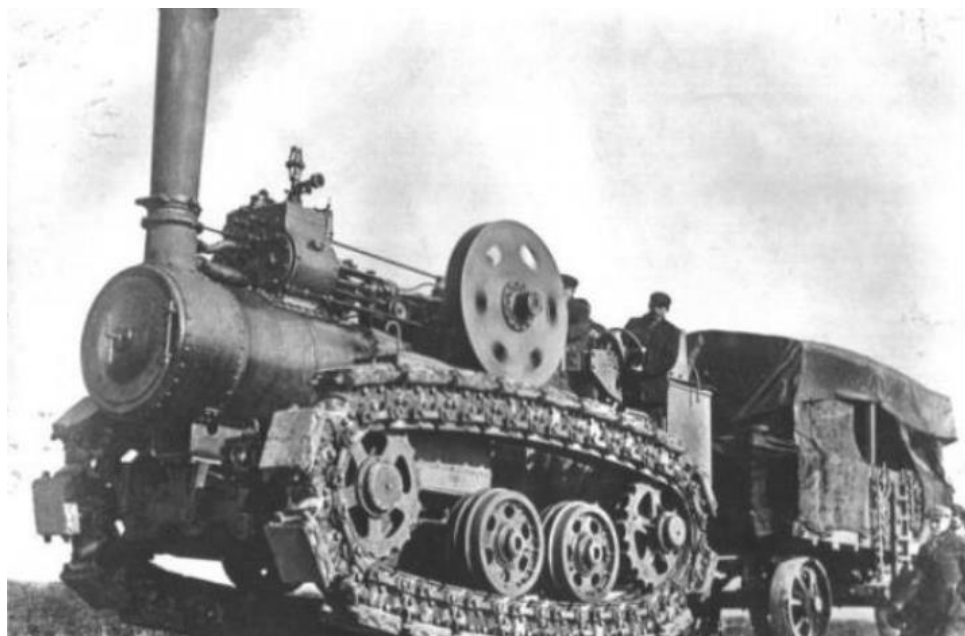


Рисунок 1.6 – трактор «Ричард Хорнсби и сыновья»

Одной из первых дизельные трактора начала выпускать фирма «Ричард Хорнсби и сыновья». Но в продаже тракторов она не очень преуспела и основной доход ей принесла реализация патента на усовершенствованный ленточный двигатель.

С начала XX века, когда двигатели внутреннего сгорания постепенно стали выпускаться серийно, наступила эпоха процветания и гусеничного трактора. Тракторная техника стал играть большую роль в сельском хозяйстве многих стран. Трактора стали выпускать массово, выпускались новые более совершенные модели.

В течение 10-15 лет, в США и Западной Европе, трактор взял на себя приблизительно 80-90% всех пахотных работ в фермерских хозяйствах.

Помимо этого, тракторный двигатель использовался для приведения в действие различных сельскохозяйственных машин (для этого он снабжался специальным шкивом). К нему могли подключаться молотилки, косилки, мельницы, лесопилки, маслобойки, соломорезки и другие вспомогательные механизмы.

Трактор также взял на себя более половины работ, связанных с уборкой урожая. В дальнейшем благодаря созданию различных прицепных машин сфера применения трактора расширилась в несколько раз. [5]

1.2. Особенности компоновки промышленного трактора

Наиболее распространённая компоновка гусеничных тракторов общего назначения обуславливается передним расположением двигателя и задним расположением рабочего места водителя. При такой компоновке, как правило, трансмиссионная установка имеет два блока: первый – муфта сцепления или гидротрансформатор, или оба вместе, закрепленные на двигателе; второй – задний мост, в корпусе которого расположены центральная передача, механизм поворота и тормоза.

К передней части заднего моста крепят коробку передач, а по боковым сторонам – конечные передачи. Указанные блоки устанавливают на раме трактора. К передней части рамы крепят ось балансирующей балки или рессоры, края которых опираются на рамы гусеничных тележек. Данные элементы качаются вокруг оси ведущих колес или вокруг специальной оси, расположенной впереди ведущих колес. Разделение осей качания гусеничных тележек и ведущих колес позволяет освободить конечную передачу от дополнительных нагрузок и обеспечить более легкую разборку.

К передней части рамы трактора крепят силовой капот, на котором расположены гидроцилиндры бульдозерного оборудования. Рыхлительное оборудование крепится к стенке заднего моста.

Подобную компоновку имеет отечественный трактор Т-130 тракторы D3 D4 D5 D6 с и D 7G фирмы Caterpillar (США), тракторы фирмы Komatsu (Япония) и другие.

Однако могут быть отклонения от этой компоновочной схемы. Размеры человека и размеры кабины остаются постоянными, поэтому их соотношение с размерами трактора зависит от тягового класса, что, в свою очередь, позволяет несколько изменять его компоновку. Так, с увеличением тягового класса трактора появляется возможность устанавливать кабину ближе к середине трактора (рисунок 1.7).

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

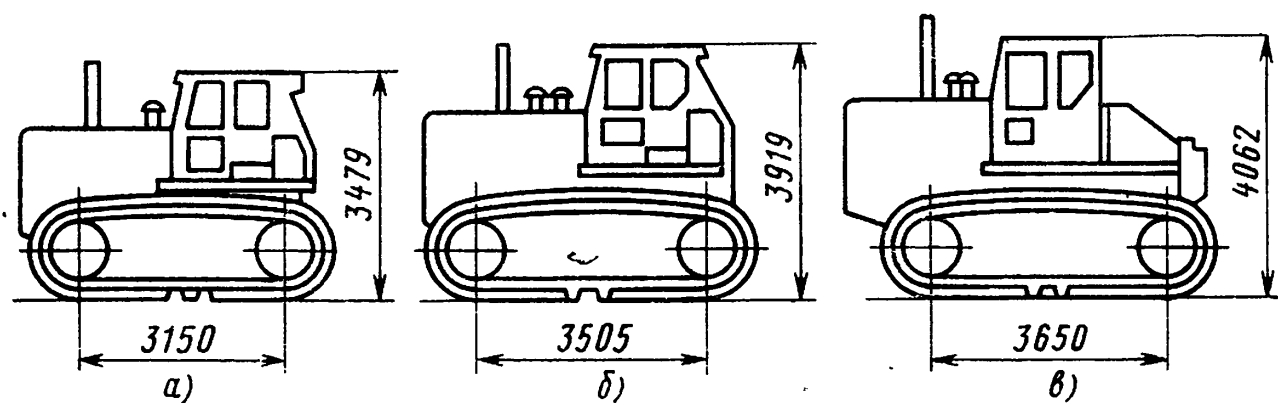


Рисунок 1.7 – Компоновочные схемы трактора в зависимости от тягового класса: а) $N_e=221$; б) $N_e=317$; в) $N_e=385$.

В результате применения трансмиссии новых типов открываются дополнительные возможности компоновки. Например, используя электромеханическую трансмиссию на тракторе ДЭТ-250М, смогли установить кабину ближе к центру.

Принципиально новая компоновочная схема возникает при переносе кабины вперёд, а двигателя назад, как, например, на отечественном тракторе Т-331. Однако при подобной компоновке усложняется конструкция несущей системы и увеличивается число соединений.

Возможность значительно изменить компоновку открывается, если вывести ведущие колёса из контакта с грунтом и установить их над гусеничной тележкой, что предопределяет треугольный обвод гусеницы (рисунок 1.8). При такой конструкции была обеспечена модульная компоновка трактора, то есть все основные узлы: двигатель, коробка передач, механизмы поворота, конечные передачи были выполнены в виде отдельных легко демонтирующихся модулей. [6]

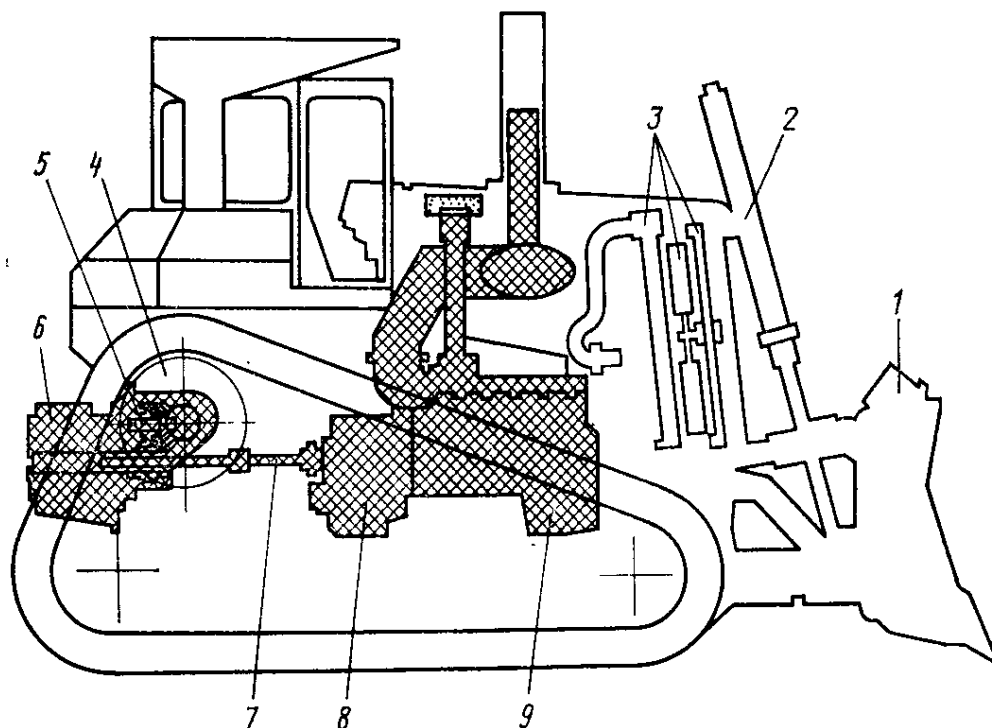


Рисунок 1.8 – Компоновочная схема гусеничных тракторов общего назначения: 1 – отвал бульдозера; 2 – гидроцилиндры; 3 – радиаторы и вентилятор; 4 – механизмы поворота и конечные передачи; 5 – центральная передача; 6 – коробка передач; 7 – соединительный вал; 8 – гидротрансформатор; 9 – двигатель

1.3. Критерии оценки эффективности трактора

Обобщенным техническим критерием оценки эффективности промышленного трактора, как базы дорожно-строительного агрегата, является эксплуатационная производительность этого агрегата [7]. Известно, что указанный критерий есть функция трех групп показателей: технической производительности, надежности и организационных факторов. В процессе проектирования конструктор непосредственно влияет на первые две независимые друг от друга группы показателей, причем техническая производительность трактора напрямую зависит от правильного выбора его основных параметров. Приведенные удельные затраты, определяемые эксплуатационной производительностью, помимо первых двух групп показателей, определяются организационными факторами, воздействие на

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

которые конструктором ограничены. Таким образом, за частный критерий оценки эффективности промышленного трактора, определяемый проектировщиком, может быть принята его техническая производительность. Тягово-скоростные показатели характеризуют потребительские свойства промышленного трактора и наряду с другими эксплуатационными показателями влияют, на техническую производительность, агрегата на базе этого трактора. Тягово-скоростные показатели зависят как: от конструкции трактора, так и от вида и состояния грунта, на котором работает агрегат.

Повышение тяговых и скоростных свойств, а также маневренности гусеничных машин позволяет увеличить их производительность, проходимость и экономичность при выполнении ее основных задач в различных условиях ее эксплуатации.

Маневренность также является важнейшей характеристикой гусеничных машин. От ее показателей зависит качество выполняемой задачи, а также проходимость машины. Маневренность также уменьшает утомляемость водителя машины, а также позволяет уменьшить требования к квалификации водителя и сократить срок его обучения.[8] В современном машиностроении для получения высокой маневренности машины большое значение выделено бесступенчатым механизмам поворота, которые позволяют управлять машиной без разрыва поступающей мощности на ведущие колеса и осуществлять поворот с любым необходимым радиусом поворота без существенного снижения скорости на криволинейном участке пути, что в итоге увеличивает среднюю скорость движения. В мировой практике данные механизмы поворота реализованы на базе гидрообъемных передач.

1.4 Виды поворота гусеничной машины

Многие виды ГМ возникли в разное время и имеют свою историю эволюционного развития. Однако, несмотря на значимые различия в конструкции ГМ существует принципиальная, общая для всех особенность - схема бортового

поворота, суть которого заключается в придании гусеницам правого и левого бортов различных скоростей вращения, что вызывает изменение направления движения ГМ. Задачу регулирования скоростей вращения ведущих колес (звездочек) правого и левого гусеничного движителя выполняют различные механизмы поворота (МП), представляющие собой, как правило, самостоятельный агрегат, размещенный за главной передачей и распределяющий поток мощности между гусеницами.

Одними из важных классификационных признаков МП, определяющих его конструкционный тип, являются:

1) метод подвода мощности:

- однопоточные;
- двухпоточные
- с отдельным подводом мощности к каждой гусенице.

2) число фиксированных радиусов поворота ГМ:

- одноступенчатые;
- многоступенчатые (МП с дискретными свойствами);
- бесступенчатые (МП с непрерывными свойствами).

Поворот гусеничной машины осуществляется изменением скорости движения гусениц. При этом гусеницу, обладающей большей скоростью называют забегающей, а гусеницу, обладающей меньшей скоростью и находящейся ближе к центру поворота – отстающей. В целом поворот гусеничной машины можно рассматривать как плоское вращательное движение (рисунок 1.9). Следовательно, в каждый момент времени должна существовать ось мгновенного вращения системы, проекция которой на плоскость поворота есть центр поворота O .

Поворот опорной ветви гусеницы около центра O представляют в виде бесконечно большой суммы бесконечно малых прямолинейных перемещений dx опорных катков и последующих поворотов на бесконечно малый угол da опорной ветви около точек O_2, O_3 и т.д. (рисунок 1.10а). Точка, относительно которой происходит мгновенный поворот опорной ветви носит название полюса поворота гусеницы.

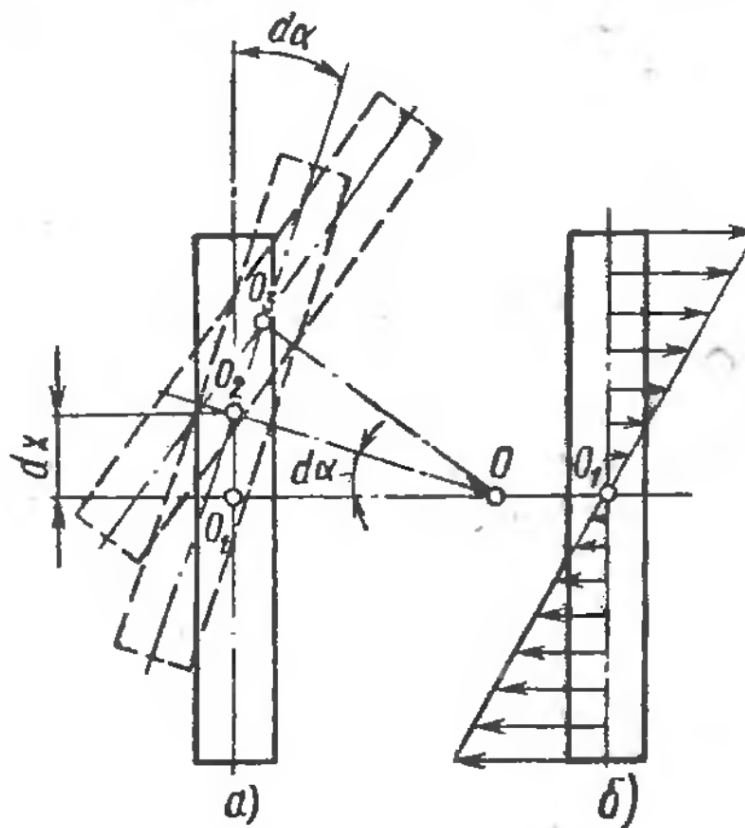


Рисунок 1.10 – Схема поворота гусеницы: а) поворот опорной ветви гусеницы около центра O : dx – бесконечно малые прямолинейные перемещения; $d\alpha$ – бесконечно малый угол; б) боковые перемещения точек опорной ветви гусеницы.

Относительная скорость движения гусеницы при повороте задаётся механизмом поворота, установленном на машине. МП может изменять скорость одной или одновременно двух гусениц.

На данный момент в машиностроении можно выделить несколько видов поворота гусеничной машины:

- свободный поворот;
- ступенчатый поворот;
- независимый поворот;
- дифференциальный поворот. [10]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Данные типы поворота реализованы в различных устройствах механизмов поворота, которые конструктивно отличаются друг от друга.

1.4.1 Свободный поворот

Свободный поворот – самый простой вид поворота, который обеспечивается отключением подачи мощности к гусенице на один из бортов машины. При данном повороте радиус поворота в основном зависит от сопротивления дороги, имеет только один фиксированный радиус, равный ширине колеи машины при развороте на месте, остальные радиусы являются свободными.

Схема механизма поворота осуществляющий данный вид поворота представлен на рисунке 1.11. Выполняется обычно данный поворот бортовыми фрикционами 1 (муфты поворота) и бортовыми тормозами 2. Если обе муфты включены, а тормоза отпущены, ведущие колеса жестко связаны между собой. Машина движется прямолинейно. Такое свойство муфт поворота является их большим достоинством, поскольку жесткая связь обеспечивает высокую проходимость трактора и, если сцепление гусеницы с грунтом достаточно, то машину не уводит в сторону.

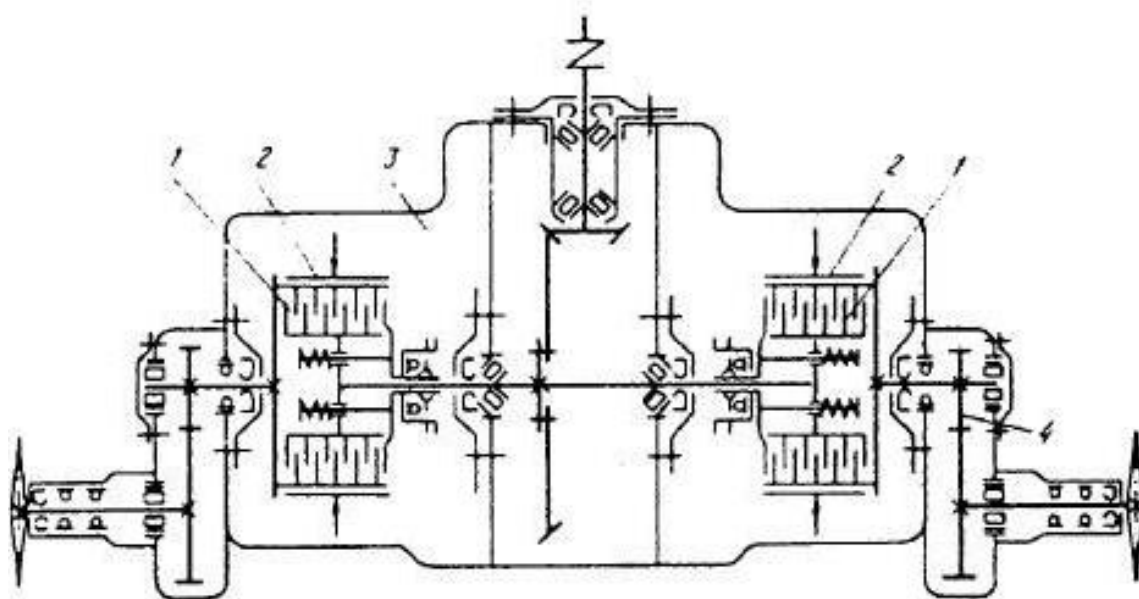


Рисунок 1.11 – Фрикционный механизм поворота

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

При повороте трактора влево, левый фрикцион выключается, и весь крутящий момент передается забегающей гусенице, создавая необходимую силу тяги на ней. При полностью выключенной муфте (левой) и затянутом тормозе отстающая гусеница остановится, и трактор начнет поворачиваться с единственным фиксированным радиусом поворота, равный колее машины. В остальных случаях радиус поворота зависит от внешних факторов, таких как сопротивление грунта и нагрузка навесного оборудования.

Достоинства:

- простота реализации;
- высокая надежность механизма.

Недостатки:

- наличие пар трения, которые недолговечны и ненадежны;
- низкая маневренность, зависящая от дорожных условий.

Для поддержания машины на одном радиусе поворота водителю приходится постоянно корректировать поворот путем кратковременным торможением бортовыми тормозами и включать и выключать фрикцион поворота. Из-за этого у водителя увеличивается утомляемость, и требование к квалификации.

1.4.2 Ступенчатый поворот

Ступенчатый поворот в отличие от свободного поворота имеет несколько фиксированных радиусов поворота (промежуточных), схема трансмиссии с этим видом поворота представлен на рисунке 1.12.

Выполняется бортовыми коробкам передач. При прямолинейном движении трактора на обоих бортовых коробках устанавливаются одинаковое передаточное число, следственно угловые скорости ведущих колес одинаковы. При повороте машины влево, на левой бортовой коробке устанавливается передача ниже, чем на правой, следовательно, угловая скорость вращения левого ведущего колеса меньше относительно правого, трактор осуществляет поворот. На данном

типе повороте имеется возможность реализации нескольких фиксированных радиусов поворота.

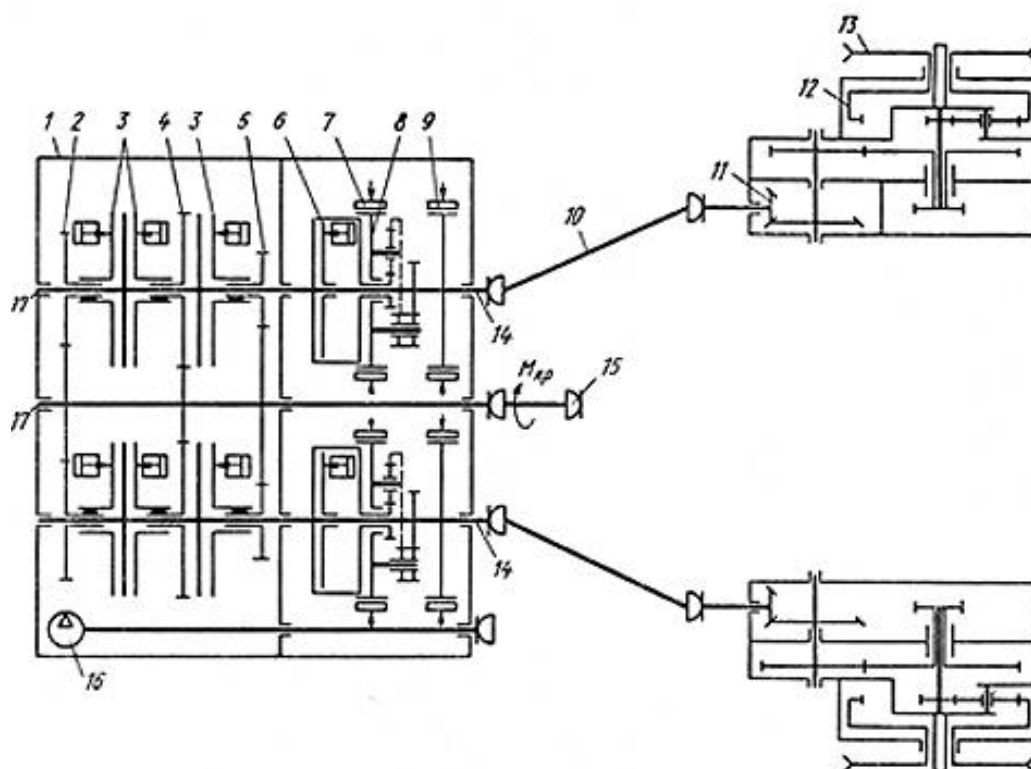


Рисунок 1.12 – Ступенчатый механизм поворота (поворот бортовыми КПП)

Для корректировки радиуса поворота устанавливаются поворотные фрикционы.

Достоинствами данного механизма поворота являются:

- относительная простота конструкции;
- присутствие фиксированных радиусов поворота, что упрощает поворот для водителя.

К недостаткам можно отнести:

- количество фиксированных поворотов ограничены и напрямую зависят от передаточных чисел передач;
- для поворота на высоких скоростях движения машины поворот осуществляется с буксованием, что значительно влияет на радиус поворота и так же требуют квалификации водителя.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

1.4.3 Дифференциальный поворот

Дифференциальный механизм поворота гусеничной машины отличается принципом движения машины. При использовании такого поворота ГМ сохраняет в повороте свою линейную скорость. При этом скорость отстающей гусеницы уменьшается на столько, на сколько увеличивается скорость забегающей.[11]

Данный поворот в основном реализован на механизме, состоящем из бортовых планетарных сумматоров и гидрообъемной передачи, соединенных между собой подкручивающим валом. Схема трансмиссии с данным механизмом представлен на рисунке 1.13.

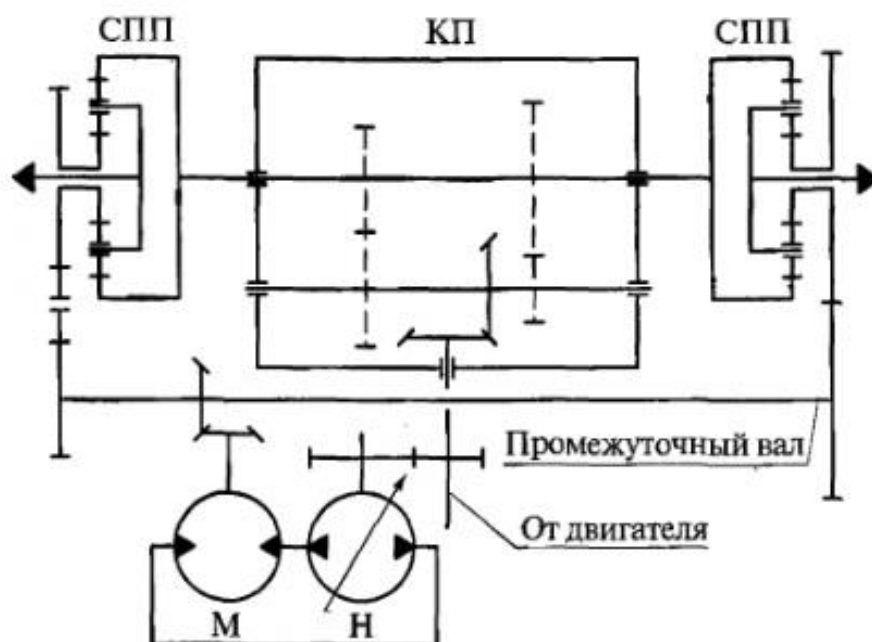


Рисунок 1.13 – Схема трансмиссии гусеничной машины с дифференциальным механизмом поворота

При прямолинейном движении машины подача гидронасоса равна нулю, а гидромотор ГОП неподвижен, тем самым разность скоростей на бортовых ведущих колесах отсутствует. При повороте машины вправо подача насоса устанавливается на определенном значении тем самым гидромотор через

подкручивающие валы, соединенные с сумматорами снижает скорость вращения правого борта, отстающей гусеницы, и ускоряет скорость на забегающей гусенице. При таком повороте происходит минимум потерь скорости машины. При повороте налево гидронасос устанавливает противоположное направление подачи, по сравнению с поворотом на право, тем самым гидромотор вращаясь уже в другую сторону забирая и добавляя скорость бортовым ведущим колесам с точностью до наоборот. Дифференциальный механизм может обеспечить движение ведущих колес с различной скоростью, распределяя при этом крутящий момент, передаваемый от главной передачи поровну на оба борта. Он устанавливается между главной передачей и приводными валами, передающими вращение ведущим колесам. Зубчатые колеса, находящиеся в постоянном зацеплении с сателлитом, жестко закреплены на приводных валах и могут вращаться относительно корпуса.

Достоинствами данного поворота является реализация любого возможного радиуса поворота. Возможность легкого плавного изменения радиуса поворота, что улучшает маневренность машины. Тем самым уменьшает нагрузку на водителя оператора.

Недостатками данной передачи является сложность конструкции, и его стоимость. Также имеются ограничения по гидрообъемной передачи по мощности, что значительно ухудшает маневренность машины при эксплуатации в тяжелых условиях.

1.4.4 Независимый поворот

Независимый поворот осуществляется бесступенчато и конструктивно может быть выполнен в виде фрикционных вариаторов или гидropередач. Чаще используют гидрообъемные передачи с управляемым мотором и насосом для повышения возможностей регулирования сил тяги и скоростей.

Поворот такого типа осуществляется изменением скорости одного из бортов или же обоих бортов независимо друг от друга. При изменении скорости одного из

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

бортов обычно это осуществляется на отстающем борту, а на забегающем скорость остается без изменения. Обычно ускорение забегающей гусеницы менее интенсивно, чем замедление отстающей. Это происходит из-за того, что при повороте машины сила сопротивления на забегающей гусенице выше, чем на отстающей, но при увеличении скорости на забегающей мощность, потребляемая для поворота, увеличивается.[12]

Достоинства данного поворота является улучшение показателей маневренности в тяжелых условиях.

Недостатком является сложность реализации.

1.5 Обоснование выбора дифференциального механизма поворота

Критерии, влияющие на выбор того или иного конструктивного исполнения МП:

- энергетические;
- конструктивные;
- технологические;
- эргономические (сложность управления органами поворота);
- эксплуатационные (плавность и точность выполнения операции поворота).

Причем, два последних критерия, могут влиять опосредовано через утомляемость оператора и маневренность ГМ на её техническую производительность. [13]

Особенность механики управляемого движения ГМ состоит в том, что для обеспечения движения машины по требуемой траектории, механик-водитель вынужден осуществлять управление периодическим включением и выключением МП. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории, поэтому число управляющих воздействий (их частота) существенно отличается от числа поворотов дороги. При движении на затяжных поворотах кривизна траектории движения гусеничной машины не соответствует дорожной,

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

число включений механизма поворота существенно превышает число поворотов дороги и зависит от совершенства конструкции МП. Например, на машине с МП с дискретными свойствами квалифицированный механик-водитель обеспечивает требуемую точность траектории вследствие периодического, дискретного включения механизма поворота таким образом, что один поворот дороги с кривизной $0,01 \text{ м}^{-1}$ машина проходит за десять включений механизма поворота. При большей скорости движения, управляющие действия механика-водителя являются ошибочными и приводят к росту отклонения бокового угла и соответствующему снижению скорости движения по условиям вписываемости в ограниченный коридор. [14]

В связи с повышением требований к ГМ по скорости движения и маневренности ужесточились требования к качеству выполнения маневров. Это обстоятельство вынудило отступить от способа управления криволинейным движением машины с помощью ступенчатых механизмов поворота и обратиться к механизмам с непрерывными свойствами, т.е. бесступенчатого регулирования соотношения между угловыми скоростями ведущих колес.

В наиболее технически развитых государствах практически абсолютное применение получили трансмиссии быстроходных гусеничных машин, включающие в себя полнопоточную комплексную блокируемую гидродинамическую передачу, центральную, как правило, планетарную коробку передач (КП) и многорадиусный бесступенчатый механизм поворота (МП), состоящий из гидрообъемной передачи (ГОП) с регулируемым насосом и нерегулируемым мотором, связанным дополнительными зубчатыми передачами с двумя суммирующими планетарными механизмами (СПМ).

Общим неотъемлемым составным элементом этих трансмиссий является гидрообъемный МП дифференциального типа, который, вместе с центральной КП, образует двухпоточный механизм передач и поворота (МПП).

На большинстве гусеничных трелевочных тракторов применяют дискретные МП. При движении по лесосеке со скоростью $2...7 \text{ км/ч}$ трактор совершает частые и крутые повороты для выполнения необходимых технологических операций.

Поворот – самая сложная и энергонасыщенная составляющая процесса движения трелевочного трактора. Маневрирование в процессе передвижения занимает примерно 50-55% всего времени перемещения (объезд неровностей, деревьев, пней, подъезд к дереву и т. п.). Установлено [15], что в ходе эксплуатации серийных гусеничных тракторов ОАО «ОТЗ», оборудованных МП с дискретными свойствами, в среднем за смену происходит по 500 - 600 выключений МП, а в особо тяжелых условиях это число возрастает в 1,5 - 2 раза, что приводит к излишней утомляемости оператора и дополнительным потерям мощности.

Дальнейшее повышение эффективности [16] работы трелевочных тракторов ограничивает несовершенная конструкция дискретных МП с фрикционными элементами управления, работающими всухую и характеризующимися плохой управляемостью.

Учитывая условия работы трелевочного трактора, одним из очевидных путей повышения его эксплуатационной эффективности и оптимизации условий работы оператора является применение МП с непрерывными свойствами. Например, в качестве такого МП может выступать гидростатическая трансмиссия, выполненная по бортовой схеме, позволяющая бесступенчато изменять силу тяги в соответствии с изменениями сил сопротивления и плавно поворачивать машину без рассеивания энергии в механизмах поворота.

Механизмы поворота гусеничных машин на базе ГОП имеют ряд недостатков, поэтому требуется разъяснить целесообразность и преимущества перехода трактора на бесступенчатый поворот.

Во-первых, 80 % КПД соответствует всем радиусам поворота, от бесконечности до нуля, т. е. от движения, близкого к прямолинейному («подруливание» для компенсации увода), до поворота на месте вокруг центра тяжести. [17] Роль МП большинства промышленных тракторов выполняют бортовые фрикционы (БФ) и тормоза. Критерием совершенства конструкции можно считать величину потерь мощности при совершении полезной работы. Существует ошибочное мнение, что потери во фрикционном МП можно не учитывать, особенно когда речь заходит об их замене на гидрообъемные. Как правило, фиксированный радиус поворота у

трактора один (вокруг остановленной гусеницы), все остальные – промежуточные. Промежуточные радиусы (между фиксированными радиусами) достигаются пробуксовкой фрикционных устройств. Фрикцион, как и любой другой механизм, имеет свой КПД. Потери во фрикционе прямо пропорциональны проскальзыванию, т. е. разнице скоростей ведущих и ведомых дисков. Отпуская бортовой фрикцион, допускается частичная его пробуксовка. Мощность, проходящая через него, равна половине мощности ДВС. Каждый процент пробуксовки БФ соответствует 0,5 % мощности ДВС. В таблице 1 приведена информация о потерях в БФ при повороте с радиусами (2...10) В, где В – поперечная база трактора, м.

Потери мощности $N_{БФ}$ в БФ вычисляют по формуле:

$$N_{БФ} = P_1 \Delta V, \quad (1.1)$$

где P_1 – сила тяги на отстающем борту, кН; ΔV – скорость буксования в БФ, приведенная к ведущему колесу, м/с.

Таблица 1 – Потери в БФ при повороте с промежуточными, нефиксированными радиусами

Радиус поворота	2В	3В	4В	5В	6В	7В	8В	9В	10В
Потери в БФ, %	50	33	25	20	17	14	12	11	10

Графическое представление данных таблицы представлено на рисунке 1.14.

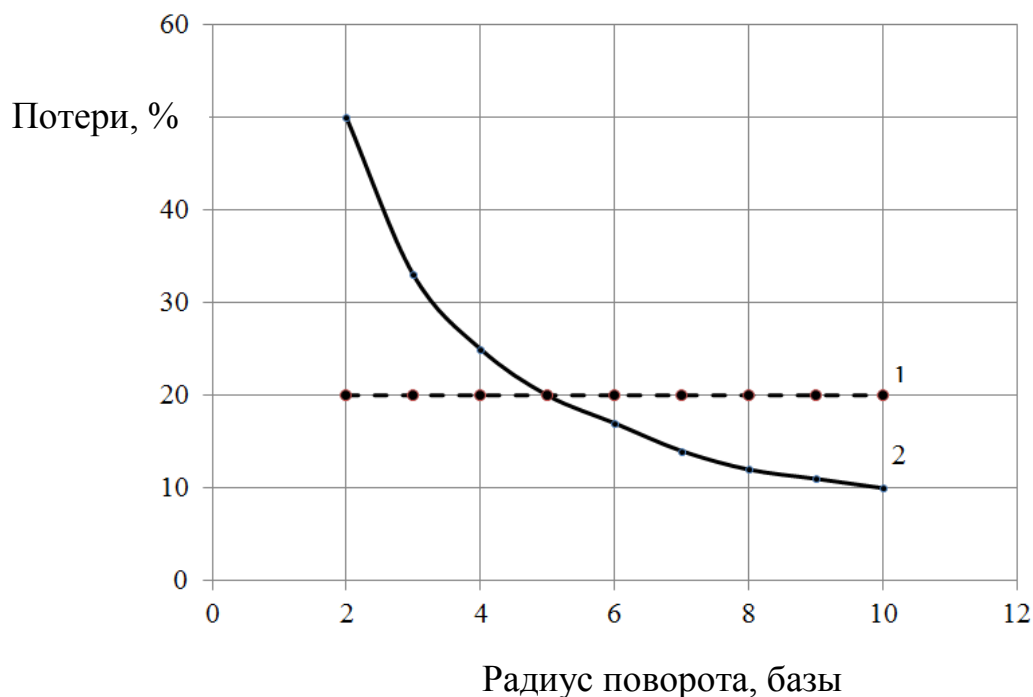


Рисунок 1.14 – сравнение процента потерь при повороте с промежуточными радиусами: 1 – для ГОП; 2 – для БФ.

Анализ графика подтверждает ошибочность представления об отсутствии потерь (или пренебрежимо малых потерях) в БФ как МП. Проценты потерь в БФ как раз и надо сравнивать с 20 % потерь в ГОП при любых радиусах.

Во-вторых, легкость управления ГОП с помощью джойстика или штурвала не достижима при управлении фрикционами. Фрикционы принципиально не могут обеспечить желаемое, да еще устойчивое, проскальзывание при постоянном положении рычага управления.

В-третьих, устойчивость движения по траектории промежуточного радиуса не гарантирована БФ, поскольку на проскальзывание фрикционных дисков влияет ряд факторов: управляющее воздействие водителя, сопротивление грунта, геометрическое состояние дисков, температура дисков, качество и температура масла и др. Компенсации внешних факторов нет, вся ответственность – на водителе, его квалификации. Фрикционы часто выходят из строя. Требуется время на их замену. ГОП по всем перечисленным выше параметрам выигрывает.

Выводы по разделу один: рассмотрены история и предпосылки появления гусеничных тракторов в России и мире, проведена классификация способов поворота тихоходных гусеничных машин и изучены существующие механизмы поворота, осуществляющие данные виды поворота. В ход работы были рассмотрены достоинства и недостатки МП. Обзор существующих механизмов поворота позволил сделать выбор в пользу дифференциального МП на базе ГОП. Был произведён анализ дифференциального МП и обоснован его выбор.

Доказано очевидное преимущество МП на базе ГОП по отношению к БФ с точки зрения повышения эксплуатационной эффективности тракторного агрегата и оптимизации условий работы оператора, а именно:

- 1) 80% КПД соответствует всем радиусам поворота от бесконечности до нуля;
- 2) легкость управления ГОП с помощью джойстика или штурвала;
- 3) устойчивость движения по траектории промежуточного радиуса;
- 4) надежность и долговечность гидрообъемной передачи.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ БАЛАНСА МОЩНОСТИ ПРИ ПОВОРОТЕ ДЛЯ ТГМ

Теория криволинейного движения в том виде, в котором она представлена в классических учебниках, предполагает знание особенностей конструкции машины для оценки её тяговых и скоростных свойств в повороте. [18]

Необходимо установить баланс мощности между прямолинейным движением и поворотом, то есть между V и ω по методике [19]. Тихоходные, к которым относится промышленный гусеничный трактор, обладают рядом особенностей, учтённых при расчёте. В частности, момент сопротивления повороту M_c описывается зависимостью

$$M_c = \frac{\mu GL}{4}, \quad (2.1)$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту по Никитину. [20]

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0,85 + 0,15R/B}, \quad (2.2)$$

где G – вес трактора, Н;

L – продольная база трактора, м;

R – радиус поворота, м, равный $R = V/\omega$;

B – колея трактора, м;

M_c – момент сопротивления повороту, Нм.

Сила P_C сопротивления движению, Н:

$$P_C = P_T = G\psi, \quad (2.3)$$

где P_T – сила тяги, Н;

ψ – коэффициент сопротивления прямолинейному движению трактора.

Уравнение баланса мощности имеет вид:

$$N_{ДВС} = \frac{G\psi V}{\eta_{ТР}} + \frac{\mu GL\omega}{4\eta_{МП}}, \quad (2.4)$$

где $\eta_{ТР}$, $\eta_{МП}$ – КПД основной трансмиссии и механизма поворота, соответственно.

При расчётах использована методика определения параметров криволинейного движения ТГМ на основе баланса мощности (установившийся поворот) и движения по границе заноса (неустановившийся поворот или поворот в условиях динамической устойчивости), основанная на самых общих представлениях о машине: весе, продольной и поперечной базе, мощности двигателя.

В результате определены предельные значения линейной и угловой скорости в зависимости от кривизны траектории движения и тягово-сцепных свойств грунта.

2.1 Обзор конструкции базового трактора

Для построения и реализации математической модели необходимо выбрать существующий трактор с дифференциальным поворотом или аналог, на который установка данного МП возможна. В ходе исследования было принято решение принять в качестве базовой модели трактор ЧТЗ Т10М производства «Челябинского Тракторного Завода» (рисунок 2.1). [20]



Рисунок 2.1 – трактор Т10М (ЧТЗ)

Трактор Т10М - промышленный гусеничный трактор тягового класса 10 общего и специального назначения. Производство начато в 2003 году, предшественниками Т10М стали модели тракторов Т-170М1 и Т-10.02, которые были значительно доработаны и усовершенствованы. Данная модель на сегодняшний день выпускается в виде 80 модификаций, предназначенных для различных работ: бульдозирования, рыхления грунтов, подъема, перемещения и укладки труб, а также для выполнения технологических операций в агрегате с навесным и прицепным орудиями. Трактор Т10М - предназначен для эксплуатации во всех климатических зонах и выполнения различных работ по бульдозированию и рыхлению грунтов, подъему, перемещению и укладке труб, а также выполнению технологических операций в агрегате с навесным и прицепным орудиями.

Для повышения производительности и расширения сферы применения машины предусмотрена возможность установки дополнительного навесного оборудования. Модификации бульдозера предназначены для решения более сложных задач. Качественная сборка и герметичность конструкции дают возможность

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

эксплуатировать спецтехнику в условиях высокой влажности и запыленности воздуха. Краткие технические характеристики базового трактора приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Технические характеристики

Габаритные размеры, мм	
Длина	4210
Ширина	2480
Высота	3250
Колея	1880
База	2880
Масса, кг	14100-16760
Двигатель	
Марка	Д180.111-1
Тип	Четырех- тактный дизель- ный, с турбо- наддувом, мно- готопливный
Эксплуатационная мощность, кВт	132
Удельный расход топлива, г/кВт	не более 218
Рабочий объем, л	14,48
Ходовая система	
Удельное давление на грунт, МПа	0,076

2.2 Исходные данные

- 1) Максимальная скорость (V_{\max}) = 2,9 м/с;
- 2) Коэффициент сопротивления прямолинейному движению (ψ) = 0,1 и 0,3;

- 3) Такой коэффициент сопротивления, при котором возможно развитие V_{\max} (Ψ_{\min}) = 0,06;
- 4) Продольная база (L) = 2,88 м;
- 5) База (B) = 1,88 м; [21]
- 6) Максимальный коэффициент сопротивления повороту (μ_{\max}) = 0,72.

2.3 Уравнение баланса мощности при установившемся повороте

Баланс мощности в общепринятом понимании позволяет определить:

- на какой передаче возможен поворот с заданным радиусом;
- минимальный радиус поворота при движении на заданной передаче или скорости;
- потоки мощности по бортам.

Следующее уравнение позволяет, не имея информации о схеме трансмиссии и механизма поворота, определить минимальный радиус установившегося поворота на заданной скорости, то есть аналитически вывести границу устойчивости (зависимость $R_{\min}(V)$).

$$\Psi_{\min} V_{\max} = \left(\Psi + \frac{LV\omega^3}{2g^2\mu} \right) V + \frac{\mu L}{4} \left[1 - \left(\frac{V\omega}{\mu g} \right)^2 \right] \omega. \quad (2.5)$$

$$\text{где } \mu = \frac{\mu_{\max}}{0,85 + 0,15 \frac{R}{B}}. \quad (2.6)$$

2.3.1 Построение зависимости $V(\omega)$

Уравнение (2.5) является уравнением баланса мощности при установившемся криволинейном движении. В нём всего 2 неизвестных: V и ω , между которыми оно устанавливает взаимно-однозначное соответствие.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Расчёты производились посредством программы Excel, данные сведены в таблицу 2.2 и представлены графиком на рисунке 2.2.

Таблица 2.2 – зависимость $V(\omega)$ при $\psi=0,1$

V	ω
1,675	0,1
1,68	0,09
1,685	0,08
1,7	0,07
1,71	0,06
1,72	0,05
1,73	0,04
1,735	0,03
1,74	0,02

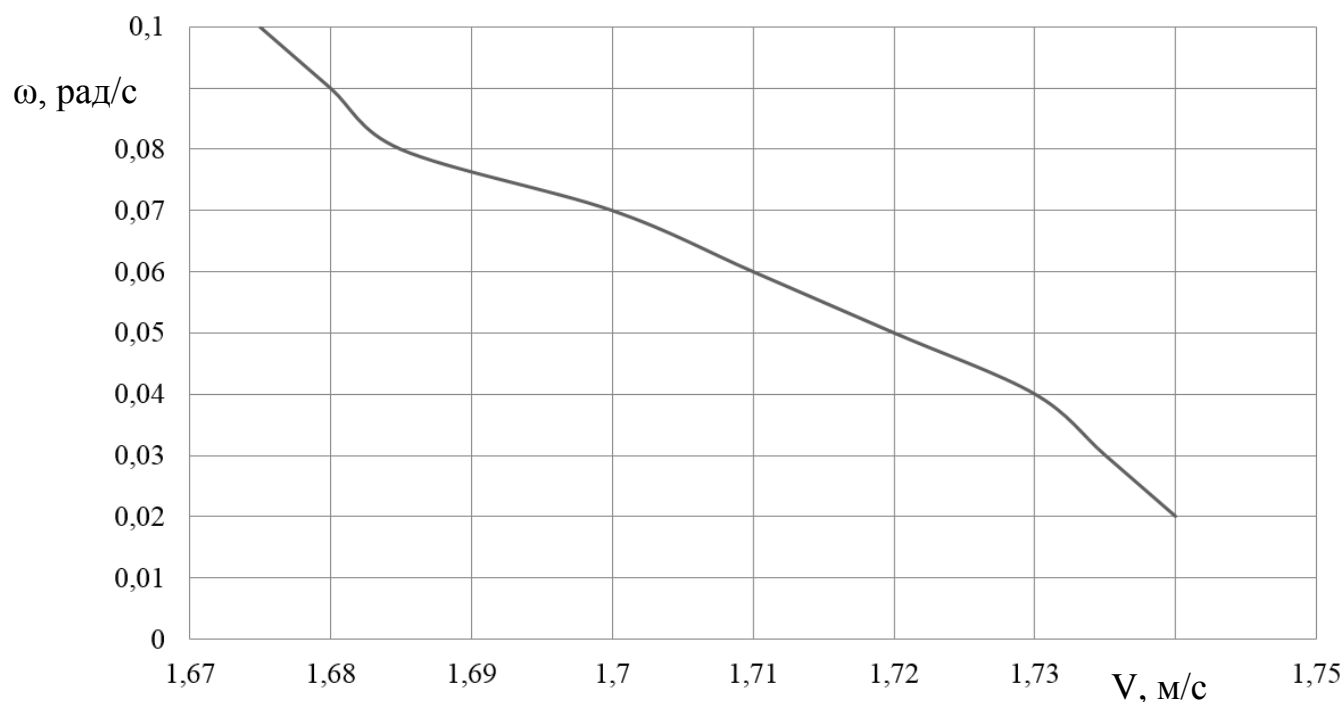


Рисунок 2.2 – Зависимость $V(\omega)$ по балансу мощности

2.3.2 Построение зависимости R(V)

Зависимость радиуса поворота от скорости движения вычисляется по формуле (2.7).

$$R = \frac{V}{\omega}. \quad (2.7)$$

Расчёты производились посредством программы Excel, данные сведены в таблицу 2.3 и представлены графиком на рисунке 2.3.

Таблица 2.3 – зависимость R(V) при $\psi=0,1$

V	R
1,675	16,750
1,680	18,667
1,685	21,062
1,700	24,285
1,710	28,500
1,720	34,400
1,730	43,250
1,735	57,833
1,740	87,000

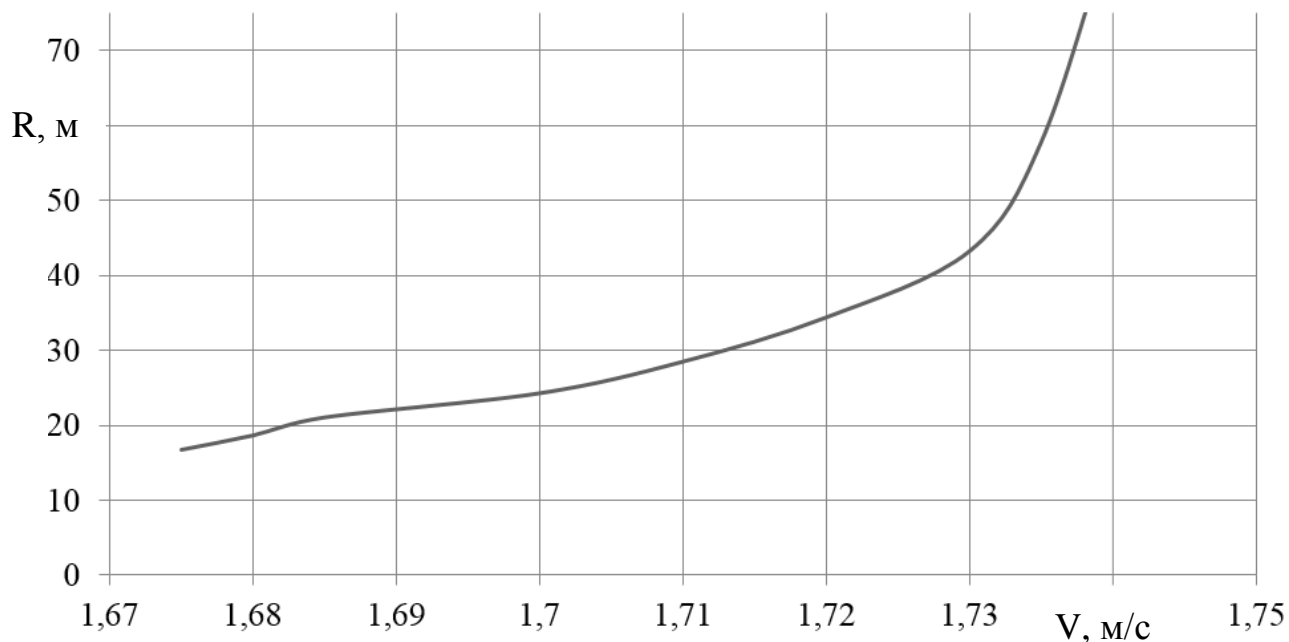


Рисунок 2.3 – Зависимость $R(V)$ по балансу мощности

Ключ к формированию алгоритма работы контроллера, управляющего трансмиссией трактора (подачей насоса ГОП основной трансмиссии) – представлен зависимостями:

$$\omega = \omega_{ДВС} U_1 i_1, \quad (2.8)$$

$$V = \omega_{ДВС} U_2 i_2 R_{БК}, \quad (2.9)$$

где U_1, U_2 – относительные параметры регулирования насосов ГОП МП и основной трансмиссии соответственно;

i_1, i_2 – передаточные числа в кинематической цепочке МП и основной трансмиссии;

$R_{БК}$ – радиус ведущего колеса, м.

Зависимость $\omega(V)$ между угловой и линейной скоростью трактора аппроксимирована линейной функцией:

$$\omega = aV + b, \quad (2.10)$$

где

$$a = -\frac{\omega_{ДВС} i_1}{\omega_{ДВС} i_2 R_{ВК}}; \quad (2.11)$$

$$b = \omega_{ДВС} i_1. \quad (2.12)$$

Решая совместно (2.8), (2.9) и (2.10) с учетом (2.11) и (2.12), получим:

$$\omega_{ДВС} U_1 i_1 = a(\omega_{ДВС} U_2 i_2 R_{ВК}) + b; \quad (2.13)$$

Или

$$U_1 = 1 - U_2. \quad (2.14)$$

Выражение (2.14) и зависимость на рисунке 2.4 являются линеаризованным представлением взаимосвязи управляющего воздействия на механизм поворота и основную трансмиссию при сохранении баланса мощности ДВС.

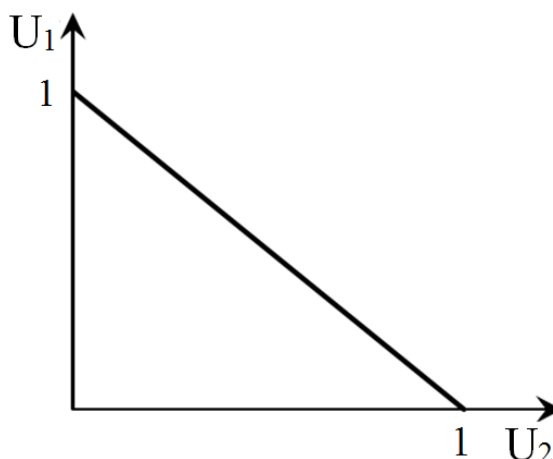


Рисунок 2.4 – зависимость управляющих воздействий

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таким образом, требование к совместному управлению механизмом поворота и основной трансмиссией получило математическое описание.

Выводы по разделу два: при расчётах использована методика определения параметров криволинейного движения ТГМ на основе баланса мощности (установившийся поворот), основанная на самых общих представлениях о машине: весе, продольной и поперечной базе, мощности двигателя.

Расчёты проведены при заданных исходных данных при помощи программы Microsoft Excel, данные приведены в таблицах и графиках.

В результате определены предельные значения линейной и угловой скорости в зависимости от кривизны траектории движения и тягово-сцепных свойств грунта, а также радиусы поворота при движении на каждой из рассмотренных скоростей

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА В ПОВОРОТЕ

3.1 Построение математической модели

Структурная схема трансмиссии исследуемой гусеничной машины (ГМ) приведена на рисунке 3.1. Особенностью исследуемой машины является порядок соединения основных звеньев СПР с турбиной ГТ (водило СПР), мотором ГОП (солнце СПР) и ведущим колесом (эпицикл СПР). Эта особенность нашла отражение в (3.5) и (3.6) уравнениях математической модели.

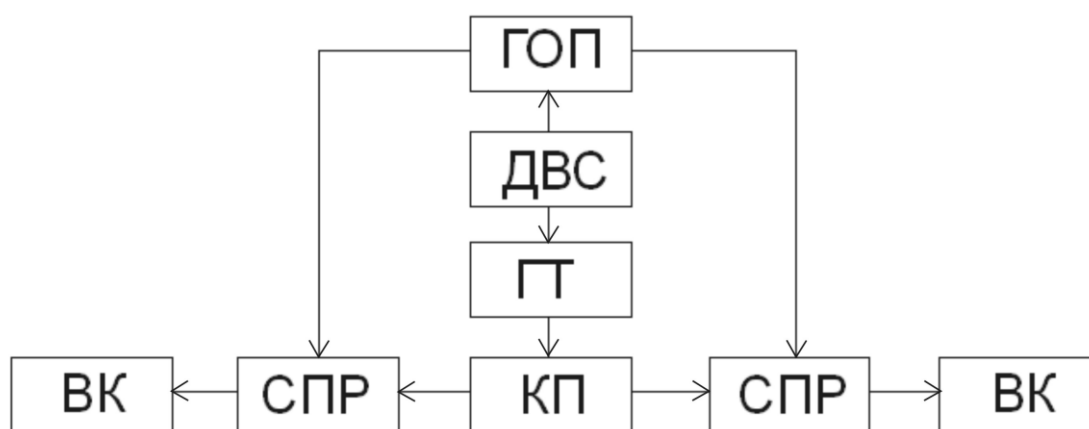


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема ГМ: ДВС – двигатель внутреннего сгорания, ГОП – гидрообъемная передача механизма поворота, ГТ – гидротрансформатор, СПР – суммирующие планетарные ряды, КП – коробка передач, ВК – ведущие колеса

Расчетная схема плоскопараллельного движения ГМ в неподвижных декартовых координатах приведена на рисунке 3.2 Согласно расчетной схеме положение машины на плоскости задано двумя линейными координатами центра тяжести x_c , u_c и курсовым углом φ , показывающим отклонение продольной оси машины от оси координат Y . [22]

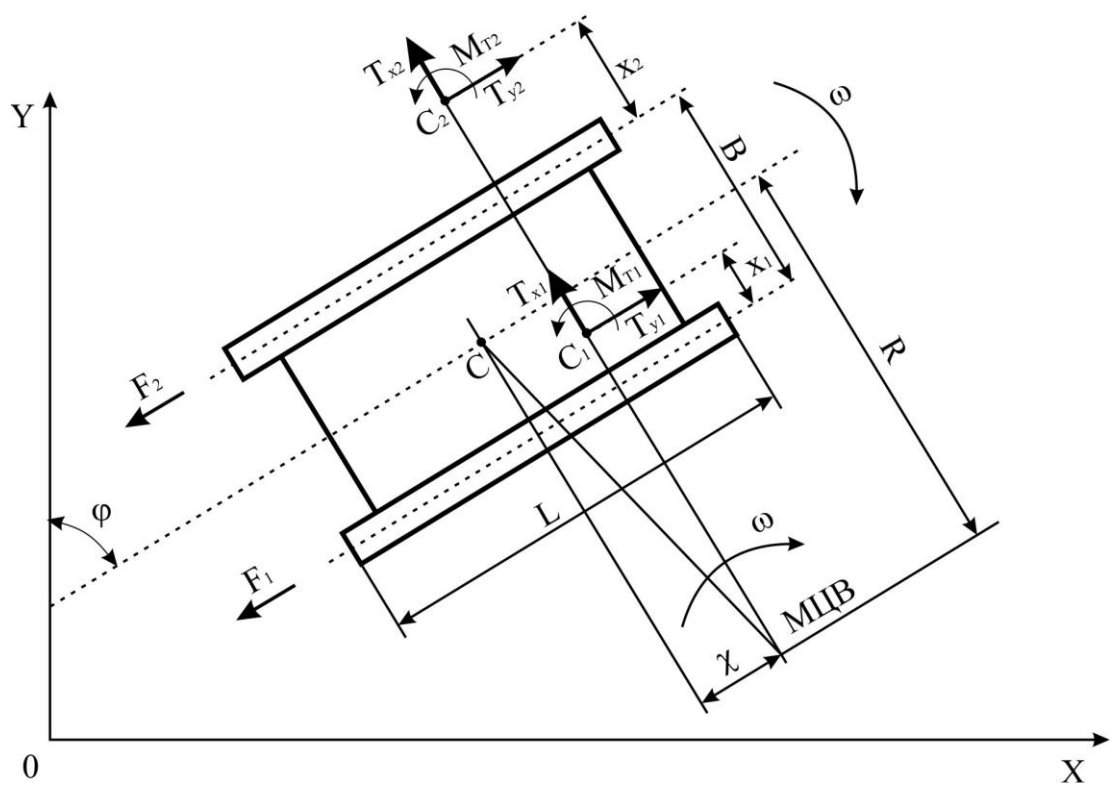
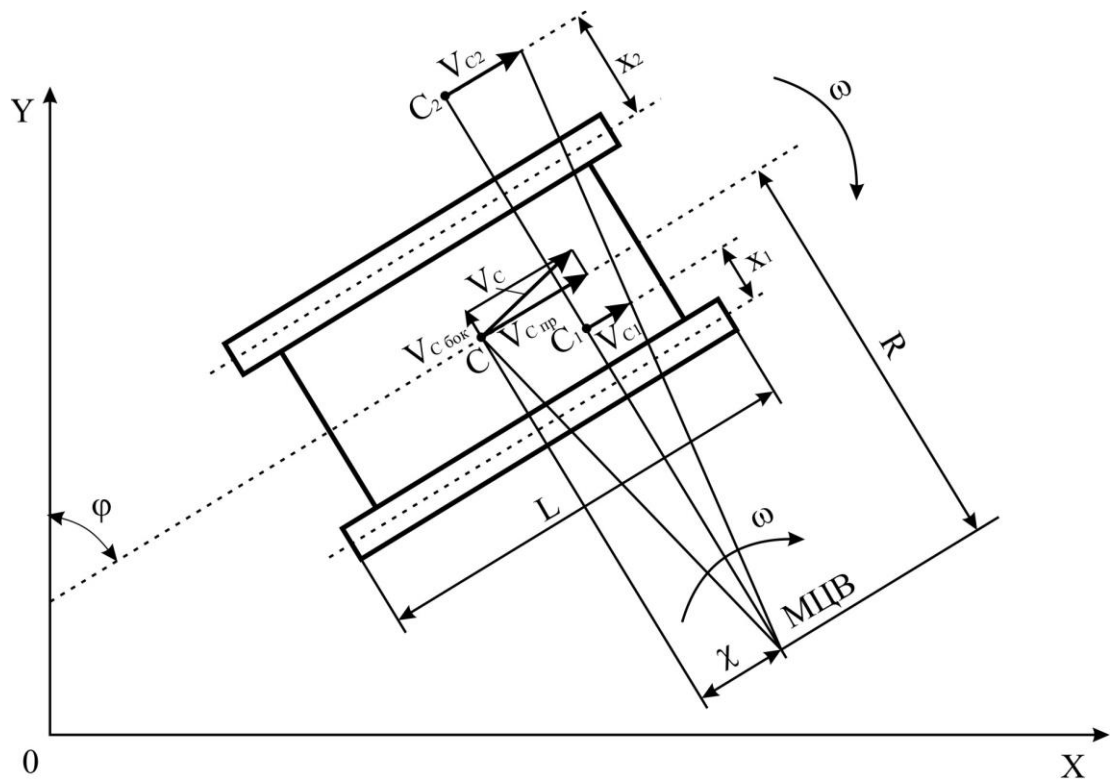


Рисунок 3.2 Расчетная схема: X, Y – декартовы координаты; φ – курсовой угол; МЦВ – мгновенный центр вращения; F_1, F_2 – силы сопротивления на отстающем и забегавшем борту; V_c – линейная скорость центра тяжести; χ – продольное смещение полюса поворота; L – продольная база машины; B – поперечная база машины; x_1 – поперечное смещение полюса поворота отстающей гусеницы; x_2 –

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

поперечное смещение полюса поворота забегающей гусеницы; $V_{\text{Сбок}}$ – составляющая V_C , направленная перпендикулярно оси корпуса машины; $V_{\text{Спр}}$ – составляющая V_C , направленная вдоль оси корпуса машины; T_{x1} , T_{y1} – составляющие результирующей силы трения отстающей гусеницы о грунт, T_{x2} , T_{y2} – составляющие результирующей силы трения забегающей гусеницы о грунт; M_{T1} , M_{T2} – результирующие моменты трения отстающей и забегающей гусениц относительно полюсов поворота C_1 и C_2 , соответственно; $\omega = d\varphi/dt$ – угловая скорость поворота корпуса; V_{C1} , V_{C2} – скорости полюсов поворота отстающей и забегающей гусениц, соответственно

Математическая модель, положенная в основу исследований маневренности ГМ, включает 8 дифференциальных уравнений первого и второго порядка. Три уравнения описывают плоскопараллельное движение корпуса машины, три – вращение коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, турбины гидротрансформатора (ГТ) и выходного вала мотора ГОП, два последних уравнения описывают динамику изменения давления в магистралях ГОП [23-25]:

$$\frac{d^2 X_c}{dT^2} = [(T_{x2} + T_{x1} - F_1 - F_2) \sin \varphi + (T_{y2} + T_{y1}) \cos \varphi] \frac{g}{G}; \quad (3.1)$$

$$\frac{d^2 Y_c}{dT^2} = [(T_{x2} + T_{x1} - F_1 - F_2) \cos \varphi - (T_{y2} + T_{y1}) \sin \varphi] \frac{g}{G}; \quad (3.2)$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dT^2} = \left[(T_{x2} - T_{x1} + F_1 - F_2) \frac{B}{2} - \left(\text{sign} \frac{d\varphi}{dT} \right) (M_{T1} + M_{T2}) \right] \frac{1}{J_c}; \quad (3.3)$$

$$\frac{d\omega_H}{dT} = \left[M_D i_1 - M_H - M_{ГТ} i_2 \right] \frac{1}{J_1}; \quad (3.4)$$

$$\frac{d\omega_T}{dT} = \left[M_T - \frac{(T_{y2} + T_{y1}) R_{БК} (K+1)}{i_{0n} i_{\kappa K}} \right] \frac{1}{J_2}; \quad (3.5)$$

$$\frac{d\omega_M}{dT} = \left[M_{ГМ} - \frac{(T_{ч2} - T_{ч1})R_{БК}}{i_{бп}i_{5К}} \right] \frac{1}{J_3}; \quad (3.6)$$

$$\frac{d\Pi_{ГОП1}}{dT} = (Q_{Н1} - Q_{М1} - Q_{к11} - Q_{к21} + Q_{к31} - Q_{к41}) \frac{E}{V_1}; \quad (3.7)$$

$$\frac{d\Pi_{ГОП2}}{dT} = (Q_{М2} - Q_{Н2} - Q_{к12} - Q_{к22} + Q_{к32} - Q_{к42}) \frac{E}{V_2}, \quad (3.8)$$

где T – текущее время, с;

X_c, Y_c – координаты центра тяжести БГМ, м;

φ – курсовой угол, рад;

$\omega_n, \omega_t, \omega_m$ – частоты вращения насосного колеса гидротрансформатора (ГТ), турбинного колеса ГТ и мотора ГОП, рад/с;

G – вес машины, Н;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

J_c, J_1, J_2, J_3 – момент инерции корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, моменты инерции двигателя, турбины ГТ и мотора ГОП, кгм²;

$M_c, M_d, M_n, M_t, M_{ГН}, M_{ГМ}$ – моменты сопротивления, двигателя, насоса ГТ, турбины ГТ, насоса ГОП, мотора ГОП, соответственно, Нм;

$R_{БК}$ – радиус ведущего колеса, м;

$i_k, i_1, i_2, i_5, i_{бп}$ – передаточные числа в трансмиссии;

k – параметр суммирующего планетарного ряда;

$P_{ГОП1}, P_{ГОП2}$ – давления рабочей жидкости в силовых магистралях, МПа;

$E(P, V, n)$ – модуль упругости жидкости, зависящий от давления P , газосодержания V и показателя политропы n ;

Q_i – расходы насоса и мотора ГОП, клапанов, дросселей и др., м³/с;

V_i – объемы соответствующих магистралей, м³.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.2 Уравнения связи

Задающим воздействием в модели является поворот штурвала (джойстика), смоделированный во времени. Поворот штурвала приводит к изменению моментов на насосе и моторе ГОП по следующим уравнениям:

$$M_{ГН} = P_{гоп1}q_n u_n - P_{гоп2}q_n u_n - \Delta M_{ГН} ; \quad (3.9)$$

$$M_{ГМ} = P_{гоп1}q_m u_m - P_{гоп2}q_m u_m - \Delta M_{ГМ} , \quad (3.10)$$

где $M_{ГН}$ и $M_{ГМ}$ – моменты на насосе и моторе ГОП;

$P_{гоп1}$ и $P_{гоп2}$ – давление в магистралях нагнетания и всасывания ГОП;

q_n и q_m – объёмные постоянные насоса и мотора;

u_n и u_m – параметр регулирования насоса и мотора.

В исследуемом механизме поворота ГМ регулируется насос, связанный через систему управления наклонной шайбой ГОП со штурвалом. Параметр регулирования мотора остается постоянным и равным единице. Потери в гидрообъёмном приводе играют важную роль в достоверности описания работы механизма поворота. В модели использована методика учета потерь, приведенная в работе [26]. Расходы насоса и мотора формируются уравнениями:

$$Q_{н1} = q_n u_n \omega_{ГН} - \Delta Q_{ГН} ; \quad (3.11)$$

$$Q_{м1} = q_m u_m \omega_{ГМ} - \Delta Q_{ГМ} , \quad (3.12)$$

где $Q_{н1}$ и $Q_{м1}$ – расходы насоса и мотора;

$\omega_{ГН}$ и $\omega_{ГМ}$ – частоты вращения турбинного колеса и насосного колеса.

Далее наряду с расходом предохранительного клапана и клапана подпитки они входят в правую часть дифференциального уравнения (3.7) и формируют давление в магистрали нагнетания $P_{гоп1}$.

Моменты насоса и мотора, определенные уравнениями (3.9) и (3.10), входят в правые части дифференциальных уравнений (3.4) и (3.6). Частота вращения двигателя, насоса гидротрансформатора и насоса ГОП связаны постоянными передаточными числами и определяют момент двигателя по его статической характеристике.

Фактические скорости движения, сначала заданные начальными условиями, а затем формирующиеся системой дифференциальных уравнений, сравниваясь со скоростями вращения гусениц, определяют буксования, которые, в свою очередь, формируют тяговые усилия на забегающем P_2 и отстающем P_1 борту.

Моменты на рабочих колесах ГТ определены по формулам:

$$M_H = \gamma \lambda D_a^5 \omega_H^2; \quad (3.13)$$

$$M_T = M_{Hk_T}, \quad (3.14)$$

где M_H и M_T – моменты на насосе и турбине ГТ;

$\gamma \lambda$ – коэффициент момента насоса ГТ;

D_a – активный диаметр ГТ;

k_T – коэффициент трансформации ГТ.

Таким образом, система уравнений (3.1)–(3.8) описывает криволинейное управляемое движение ГМ и ее элементов: ДВС, насоса и турбины ГТ, насоса и мотора гидрообъемной передачи механизма поворота.

3.3 Реализация математической модели в среде программирования VisSim

Система дифференциальных уравнений и уравнения связей приведенные в предыдущей главе, реализованы в программном продукте в среде VisSim, что позволяет наглядно проиллюстрировать результаты имитационного моделирования в виде графиков.

Язык и программная среда VisSim широко используется в разработке систем управления и цифровой обработки сигналов для моделирования и дизайна. Она включает в себя блоки для арифметики, булевых и трансцендентных функций, а также цифровые фильтры, передаточные функции, численного интегрирования и интерактивного вывода. Основными областями моделирования являются аэрокосмическая, биологическая/медицинская, Digital Power, электродвигатели, электрические, гидравлические, механические, тепловые процессы, эконометрика. [27]

Построение модели — это способ визуального представления некоторой ситуации. При построении модели, вместо вывода и решения системы уравнений для решения проблемы, используются графические блоки. Сила этого метода особенно хорошо проявляется на задачах, обычно содержащих математические уравнения, решение которых представляется сложным или проблематичным. Однако, если может быть построена модель, которая иллюстрирует данную ситуацию, то становится понятно, где искать решение, и иногда оно становится просто очевидным.

В среде VisSim каждое уравнение представляется блок схемой.

3.3.1 Исходные данные

Для расчёта в программе VisSim исходные данные представляются так, как это показано на рисунке 3.3.

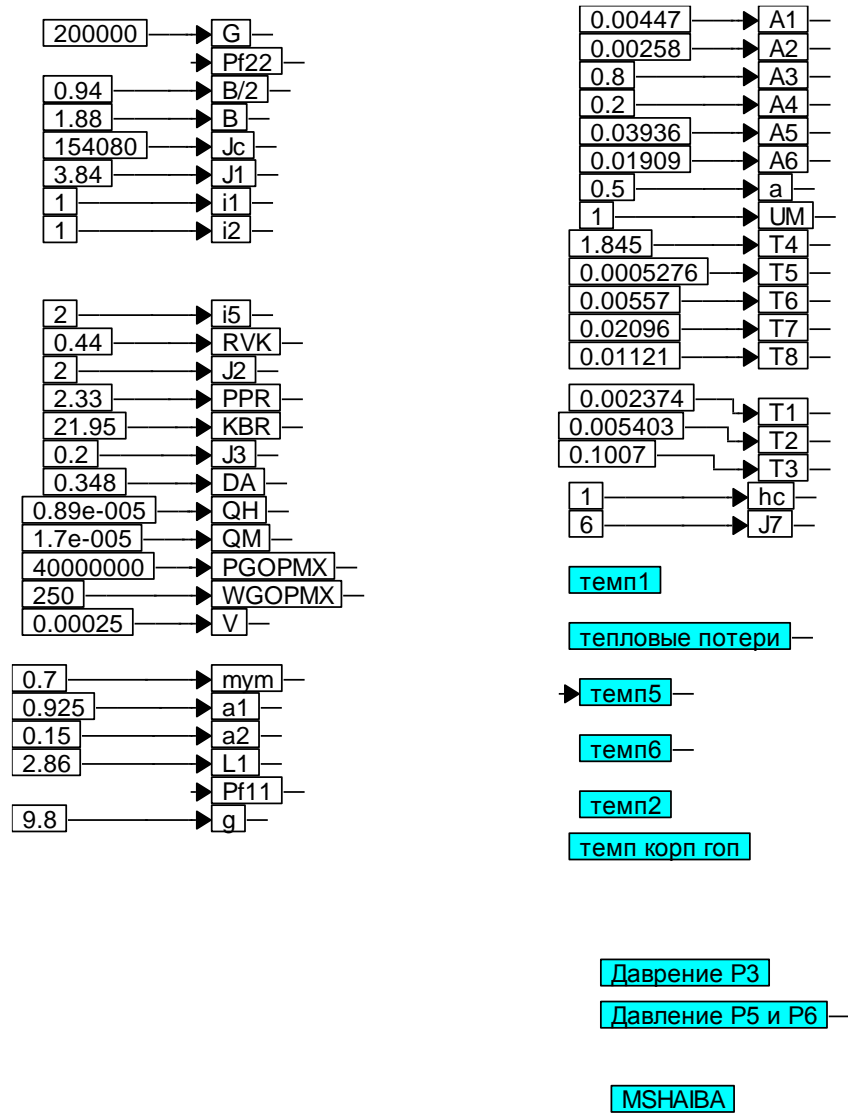


Рисунок 3.3 – Исходные данные

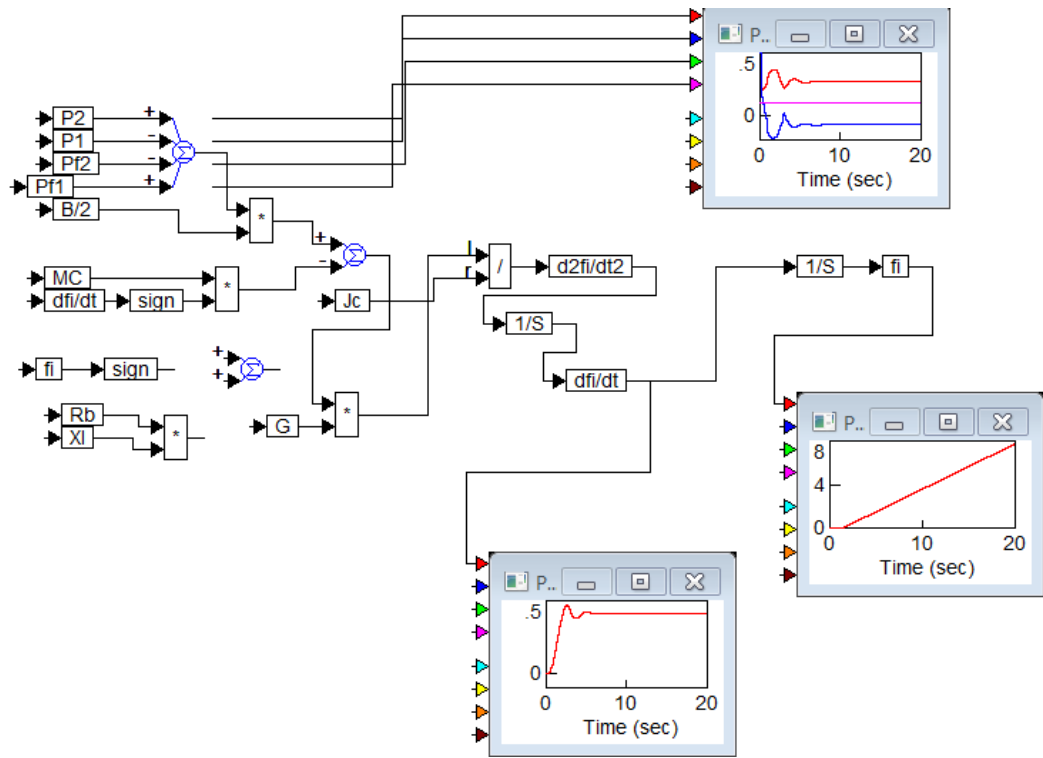


Рисунок 3.6 – Угловое ускорение корпуса машины

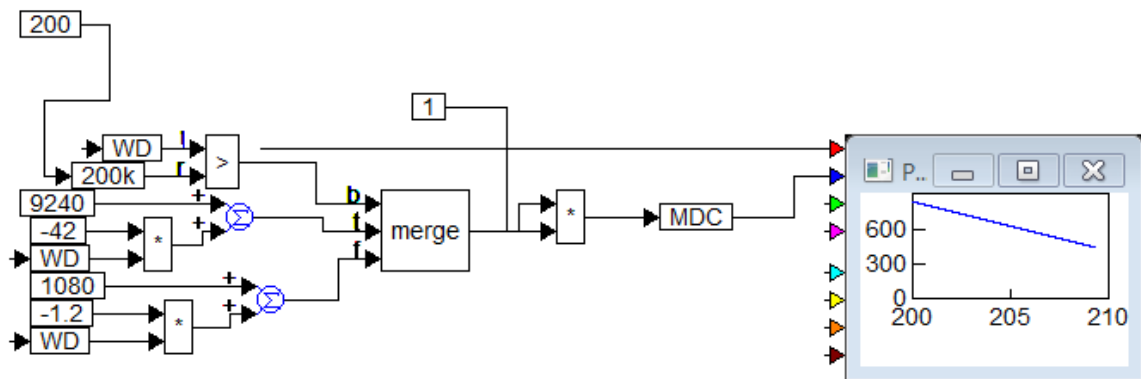


Рис. 3.7 – Частота вращения коленвала ДВС

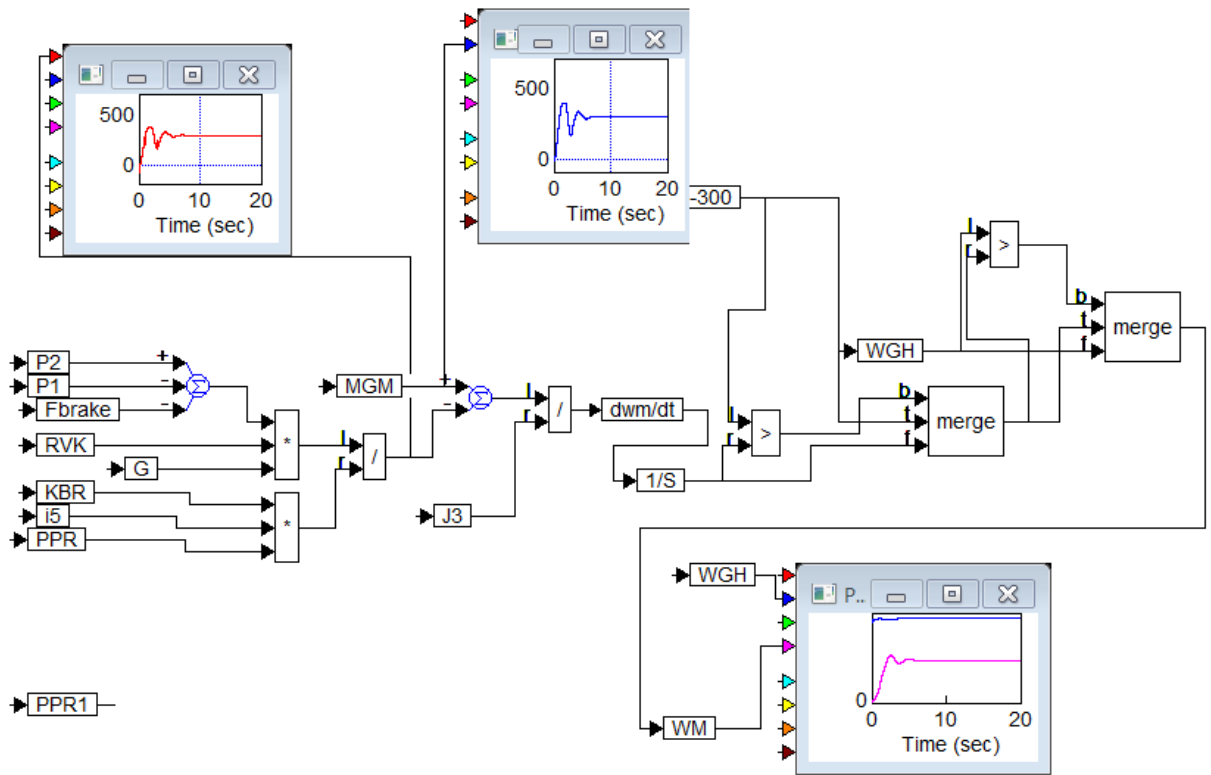


Рисунок 3.8 – Частота вращения турбины гидротрансформатора

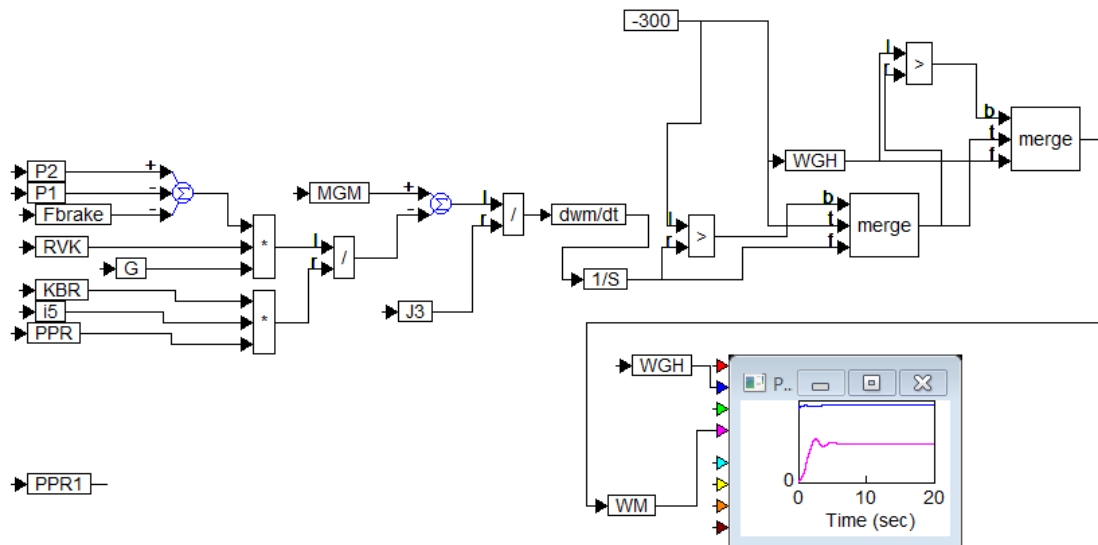


Рисунок 3.9 – Частота вращения выходного вала мотора ГОП

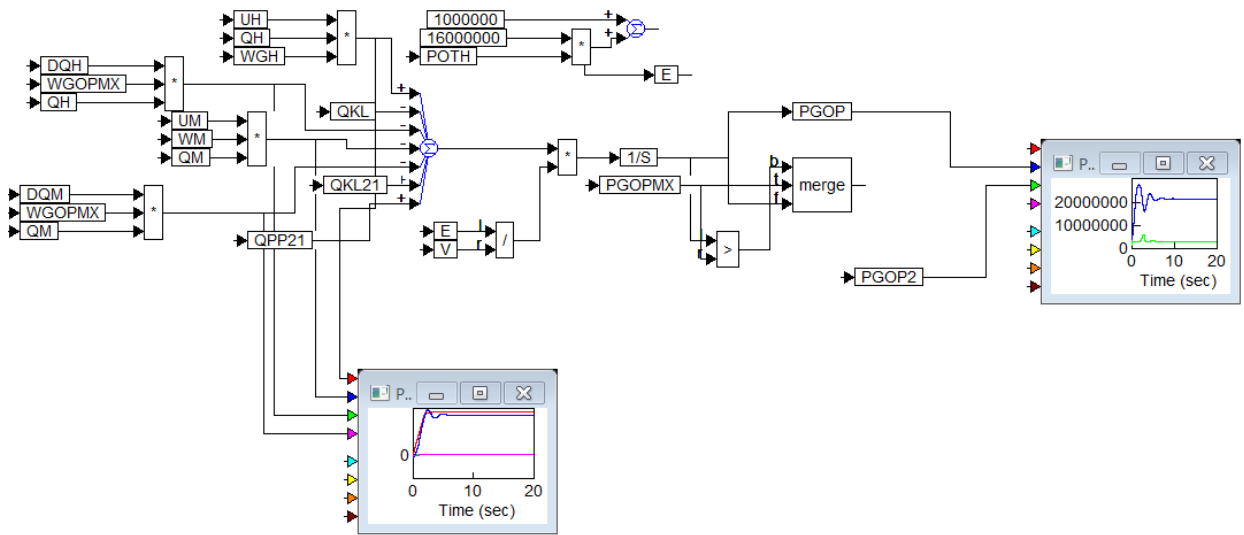


Рисунок 3.10 – динамика изменения давления в силовых магистралях ГОП

3.3.3 Результаты моделирования

В процессе имитационного моделирования исследованы параметры криволинейного движения трактора с дифференциальным механизмом поворота. Вход в поворот трактора инициирован полным поворотом штурвала за 2 с. Так как особый интерес представляет работа ГОП, на рисунке 3.11 приведен график относительно (относительно 40 МПа) давления в магистралях нагнетания и всасывания – для третьей передачи.

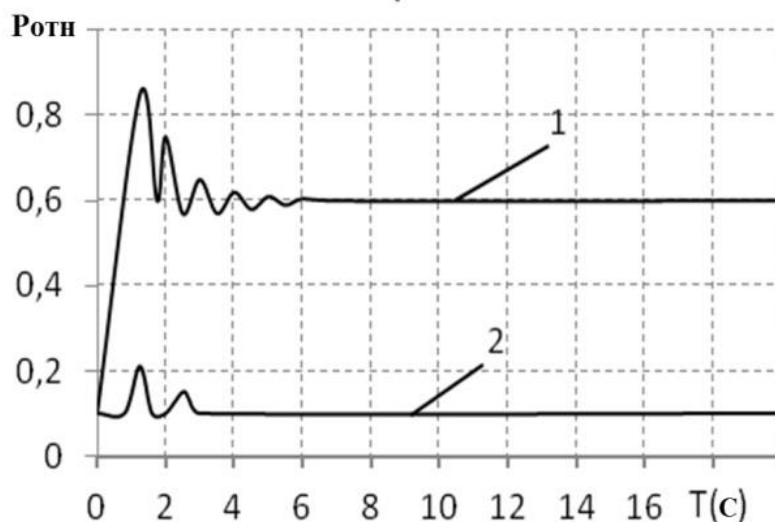


Рисунок 3.11 – Относительное давление в магистрали нагнетания (1) и всасывания (2) для третьей передачи, коэффициент сопротивления $\varphi = 0,1$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Поскольку грунт задан один и тот же, то и установившиеся давления одинаковы, порядка 0,6 от 40 МПа, т. е. 24 МПа. Важно отметить, что при входе в поворот давление превышает установившееся в 1,5 раза, и это обстоятельство надо иметь в виду, из статических расчетов эту цифру не получить, а при испытаниях реальной машины потенциальная неспособность войти в поворот может быть связана именно с этим.

Далее исследовано аналогичное движение, но на грунте с большим сопротивлением (в 3 раза больше). На рисунке 3.12 изображена скорость трактора. Интересный, но очевидный результат: чем больше сопротивление, тем больше проседает турбина ГТ и скорость ГМ меньше. Неочевидность в другом – вход в поворот сопровождается скачком давления ГОП, причем в случае меньшего сопротивления, но большей скорости – скачок гораздо больше, на 15 % (рисунок 3.13).

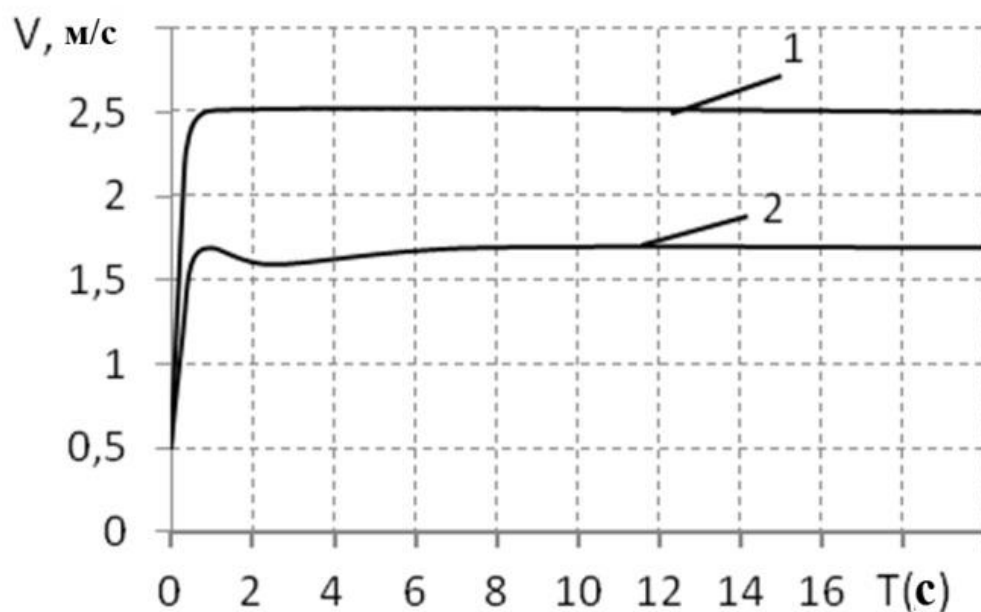


Рисунок 3.12 – Скорость трактора при работе на грунте с коэффициентами сопротивления $\varphi = 0,1$ (1), $\varphi = 0,3$ (2)

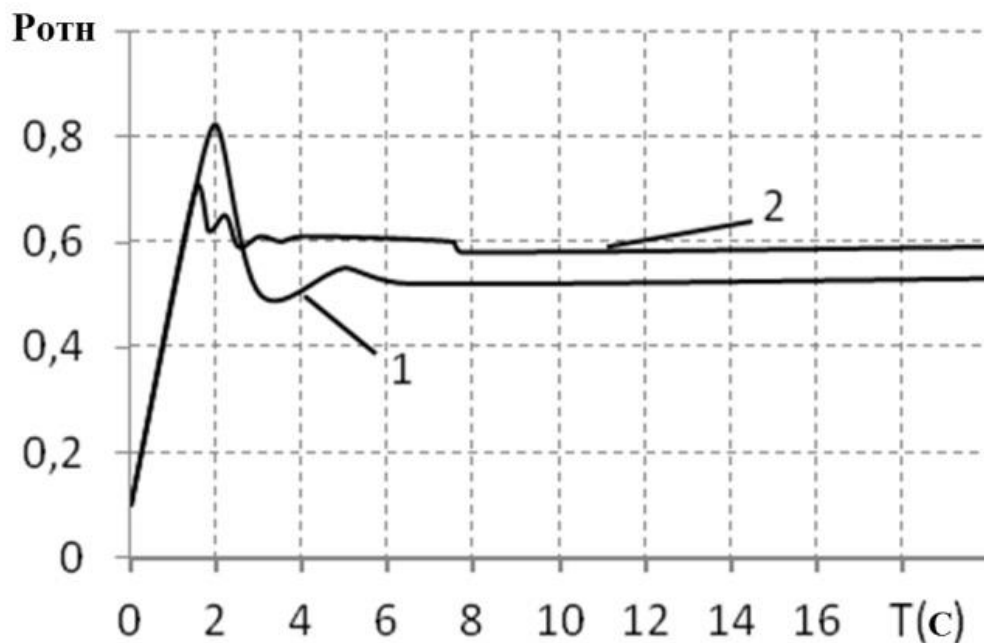


Рисунок 3.13 – Давление в магистралях ГОП при повороте на третьей передаче и коэффициентах сопротивления грунта: 1 – $\varphi = 0,1$; 2 – $\varphi = 0,3$

При развороте на месте примерно та же картина: при большом сопротивлении – скачок давления (рисунок 3.14). Меньшему сопротивлению соответствует большее давление в переходном процессе, даже выходит на клапан. Дело в том, что сила тяги на забегающем борту достигает предела при $\varphi = 0,3$ и не дает отстающему борту развить необходимую отрицательную тягу.

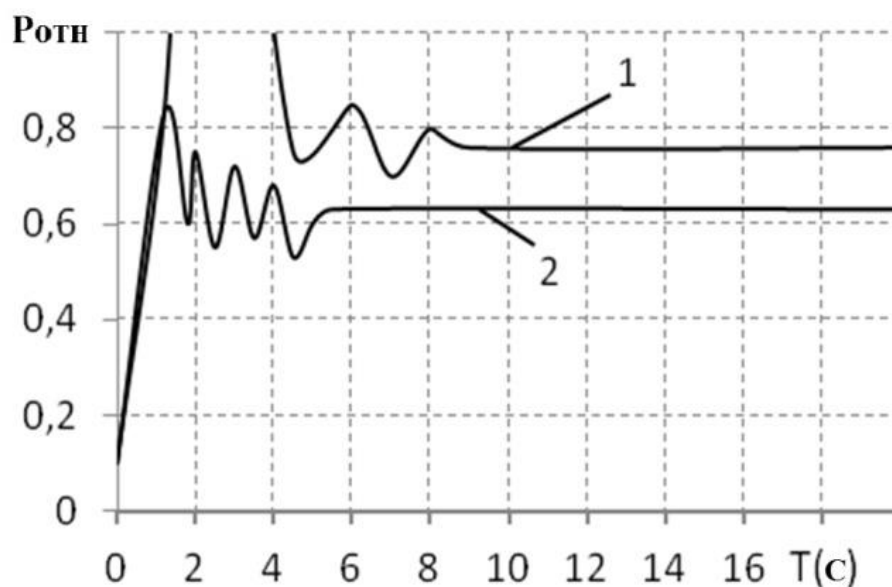


Рисунок 3.14 – Давление в магистралях ГОП при развороте на месте: сопротивления грунта: 1 – $\mu = 0,7$, $\varphi = 0,1$; 2 – $\mu = 0,7$, $\varphi = 0,3$

А это отражается на развиваемой угловой скорости разворота на месте (рисунок 3.15). Разворот на месте реализуется силами тяг по бортам, а точнее разницей между силой тяги по сцеплению и силой сопротивления грунта на каждом борту.

Меньшее сопротивление оставляет достаточный запас по сцеплению для поворачивающего момента, загрузки ГОП и развития необходимой скорости поворота (разворота на месте). Рисунок 3.13а иллюстрирует невозможность достижения теоретической угловой скорости в 0,5 рад/с при сопротивлении $\varphi = 0,3$.

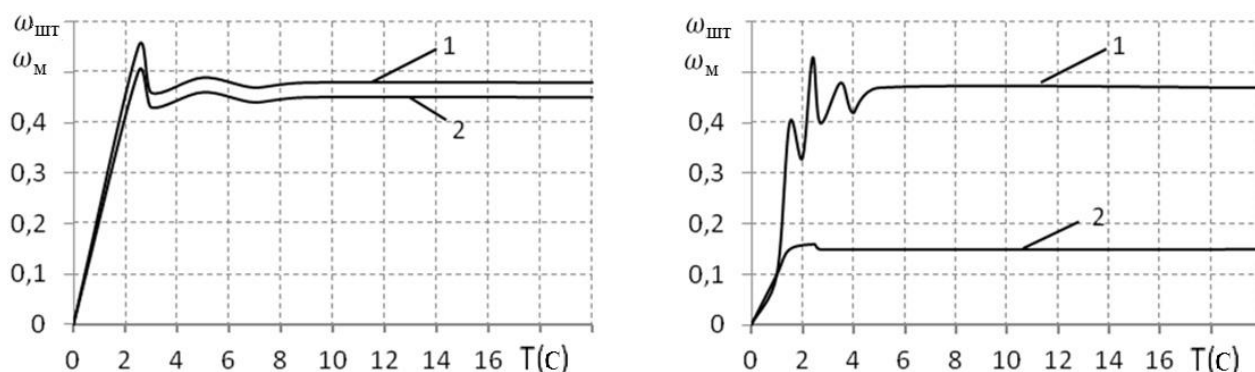


Рисунок 3.15 – Угловая скорость разворота на месте: а – $\mu = 0,7, \varphi = 0,1$; б – $\mu = 0,7, \varphi = 0,3$: 1 – теоретическая, по ведущим колесам; 2 – реальная, на грунте

3.3.4 Проблемы дифференциального механизма поворота

Главным ограничением дифференциального МП является большая величина необходимой установочной мощности ГОП в МП для обеспечения высоких показателей подвижности машины при ее криволинейном движении. [28]. Так, например, в [29] обоснован необходимый минимум порядка 180...300 кВт для машин легкой и промежуточной по массе категорий. Такие установочные мощности ГОП вплотную приближаются к значениям номинальной мощности двигателей этих машин. Давления в 40 МПа не хватает для разворота на месте трактора класса 10 т на тяжёлых грунтах. И при входе в поворот на малых скоростях давление превышает 40 МПа и в ГОП открывается предохранительный клапан. Это приводит к снижению интенсивности входа в поворот, к задержке в достижении установившегося радиуса поворота.

Высокий уровень необходимой установочной мощности ГОП для дифференциального бесступенчатого МП обусловлен следующими обстоятельствами:

- дифференциальный способ поворота машины;
- прямой способ регулирования производительности насоса ГОП и величины радиуса поворота;
- одновременная передача мощности от ГОП к одноименным основным звеньям (солнечным зубчатым колесам) СПМ обоих, и отстающего, и забегающего бортов.

При дифференциальном способе поворота происходит обеспечиваемое МП уменьшение скорости отстающего борта и такое же по величине увеличение скорости забегающего борта при неизменной скорости центра машины. Это утверждение верно при условии постоянства скоростного режима работы двигателя, постоянном передаточном отношении полнопоточной гидродинамической передачи и отсутствии переключений в КП при переходе машины от прямолинейного движения к повороту.

3.3.5 Решение проблемы путём включения остановочного тормоза отстающего борта

Имеются патенты, предполагающие использование остановочных тормозов (ОТ) отстающего борта для интенсификации входа в поворот, или разгружающие ГОП в повороте [29].

На мысль об использовании ОТ для поворота гусеничной машины с дифференциальным гидрообъёмным МП подталкивает представление о поведении дифференциала автомобиля (простой дифференциал как МП гусеничных машин упоминается в литературе [30]). А именно: при замедлении вращения одной из полуосей на величину $\Delta\omega$ другая полуось ускоряется на $\Delta\omega$.

Дифференциальный МП (рисунок 3.16) обладает таким же свойством. В простом дифференциале замедление отстающего борта можно достичь включением соответствующего бортового ОТ. Вроде бы и в дифференциальном МП можно достичь этого же эффекта. Но, в отличие от простого дифференциала, в дифференци-

альном МП по имеется жесткая кинематическая связь бортов через ГОП - что смущает: не приведет ли включение ОТ к остановке всей машины. Ведь две силовые цепочки к СПМ от ДВС через ГОП и от ОТ подобны двум одновременно включенным передачам в КП.

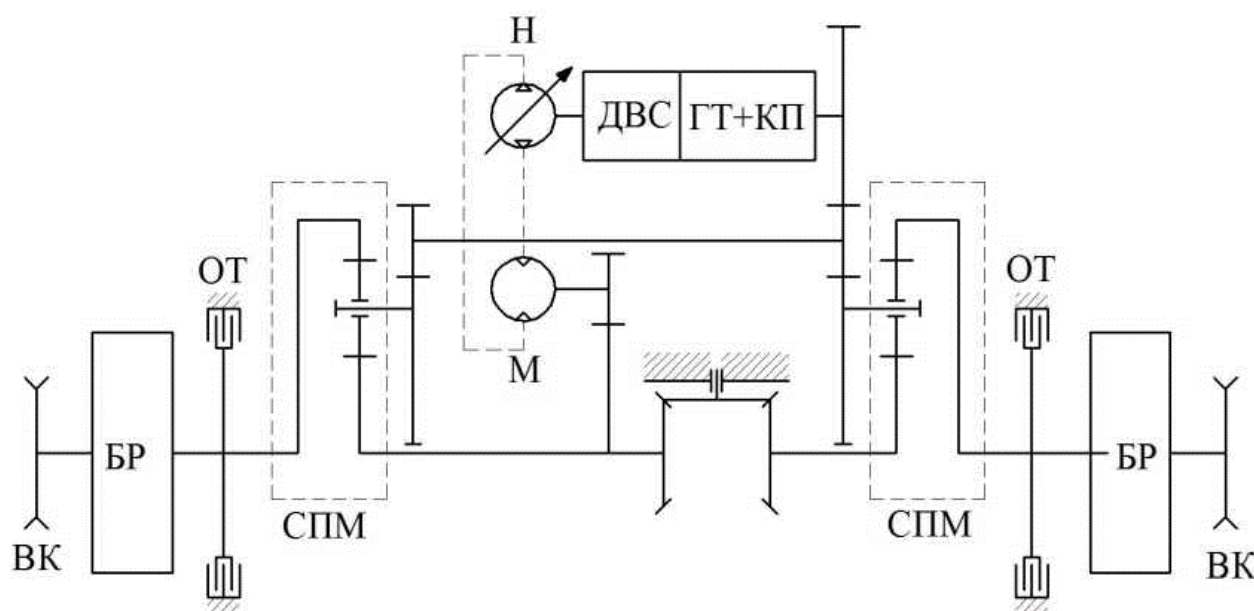


Рисунок 3.16 – Двухпоточный дифференциальный МП гусеничной машины. Н - регулируемый насос ГОП; М - нерегулируемый мотор ГОП; ДВС - двигатель внутреннего сгорания; ГТ - гидродинамический транс-форматор крутящего момента; КП - коробка передач; СПМ - суммирующие планетарные механизмы; ОТ - остановочные тормоза; БР - бортовые редуктора; ВК - ведущие колеса; ВП - вал подкрутки

Для апробации и исследования сформулированной выше гипотезы создана математическая модель движения и управления промышленного трактора с дифференциальным МП. Введено понятие момента остановочного тормоза M_t , который начинает работать в двух уравнениях – для скорости турбины и скорости мотора, в системе дифференциальных уравнений математической модели:

$$\frac{d\omega_T}{dT} = \left[M_T - \frac{(T_{x2} + T_{x1} + M_t) R_{BK} (\kappa + 1)}{i_{0n} i_{\kappa\kappa}} \right] \frac{1}{J_2}; \quad (3.15)$$

$$\frac{d\omega_M}{dT} = \left[M_{ГМ} - \frac{(T_{x2} - T_{x1} - M_t) R_{БК}}{i_{0n} i_{5K}} \right] \frac{1}{J_3}. \quad (3.16)$$

При входе в поворот на малых скоростях, а именно при движении на 1 передаче со скоростью 0,75 м/с появляется перегрузка ГОП по давлению (рисунок 3.17). Перегрузка по давлению длится 2,5 с.

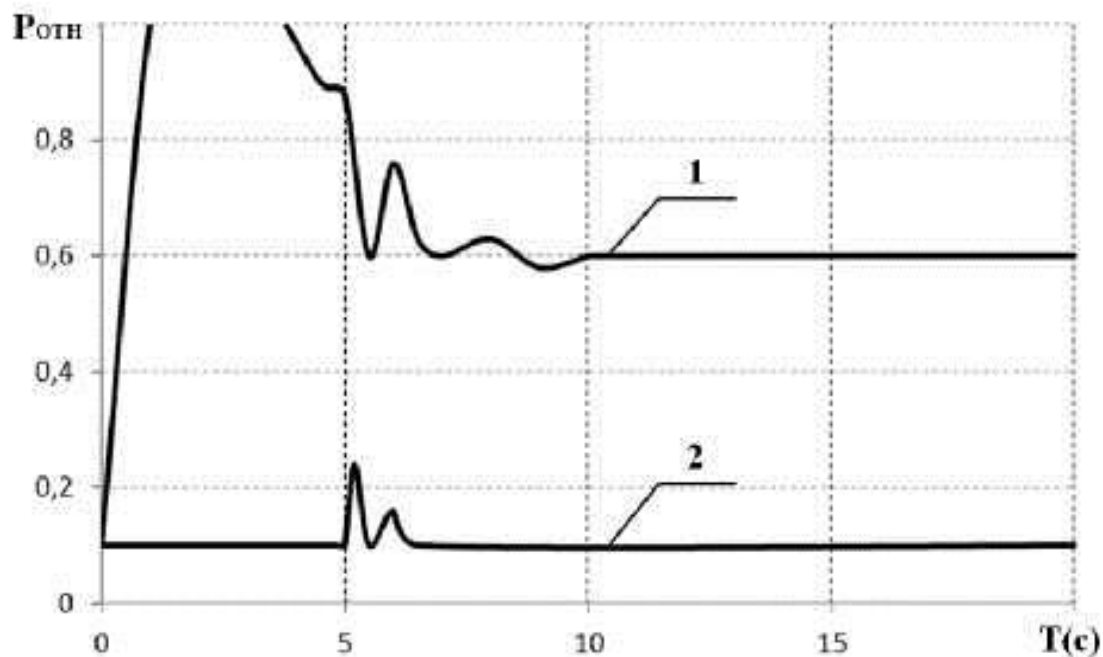


Рисунок 3.17 – Относительное давление ГОП при входе в поворот на 1 передаче: 1 - магистраль нагнетания; 2 - магистраль всасывания

На рисунке 3.18 показан результат включения ОТ между 1 и 4 с: давление ГОП снизилось, но поздно по времени, перегрузка по давлению в первую секунду не преодолено. Тем не менее, положительный эффект по входу в поворот, конечно есть: радиус в 2 м достигается раньше на 1,5 с (рисунок 3.19).

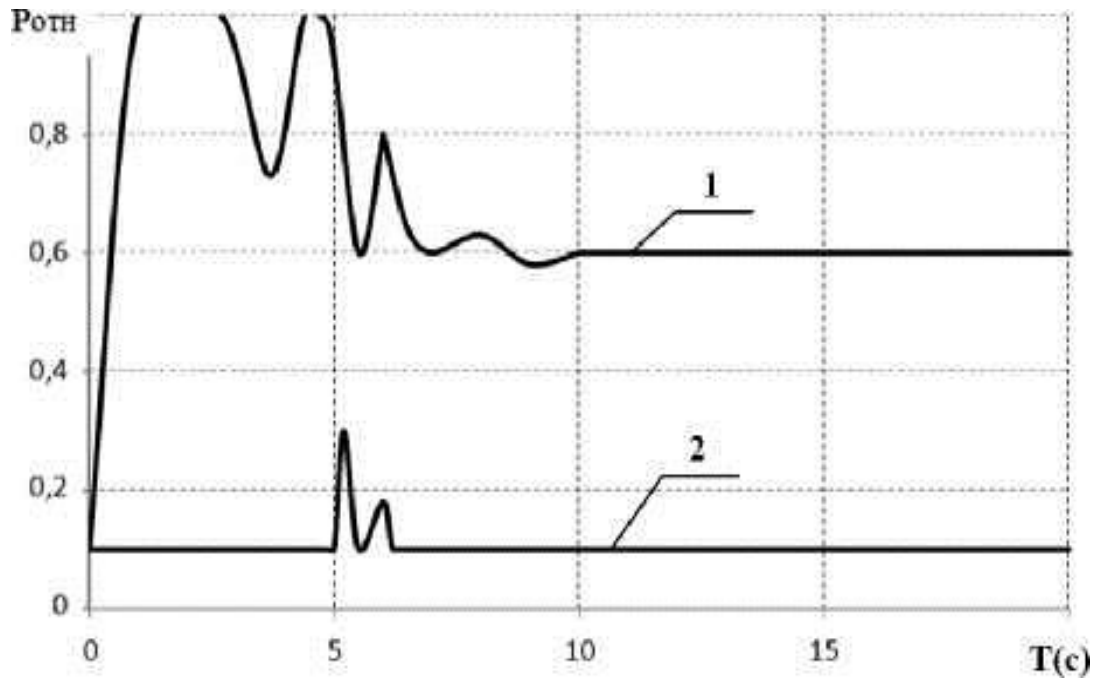


Рисунок 3.18 – Давление ГОП при входе в поворот на 1 передаче и включении ОТ во времени, между 1 и 4 с: 1 - магистраль нагнетания; 2 - магистраль всасывания

Следует прокомментировать повторный скачок давления после $t = 3$ с по рисунку 3.17 ОТ продолжает быть включенным, а давление ГОП сначала уменьшается, потом растет и снова достигает предела. Получается, что включение ОТ в конкретный период времени неэффективен по двум причинам: во-первых, имеет место всплеск давления между 3 и 5 с, опять до максимума, во-вторых, в режиме реального времени контроллер не сможет определить интервал между 3 с и 5 с, примененный в математической модели, работающей в нереальном (виртуальном) времени. Для реальных условий работы трактора необходимо выявить параметр, или параметры, которые может использовать контроллер, формирующий команду на включение-выключение ОТ.

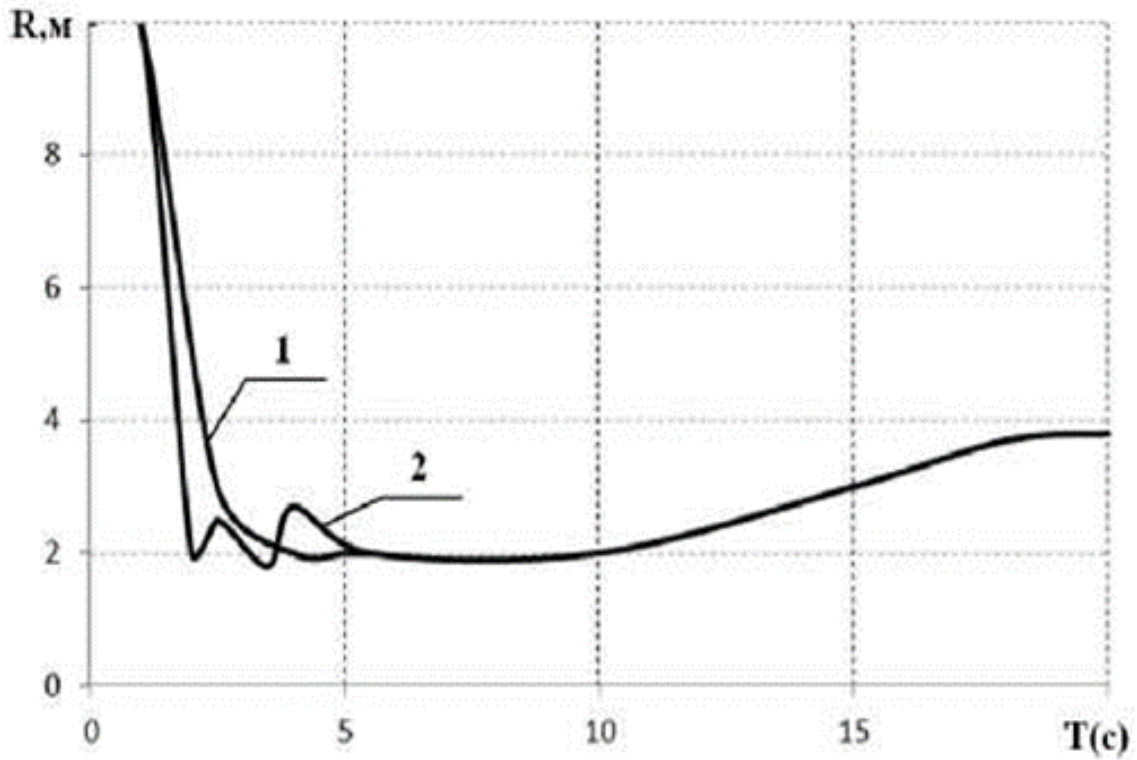


Рисунок 3.19 – Радиус поворота, м: 1 – без подключения ОТ; 2 – с подключением ОТ

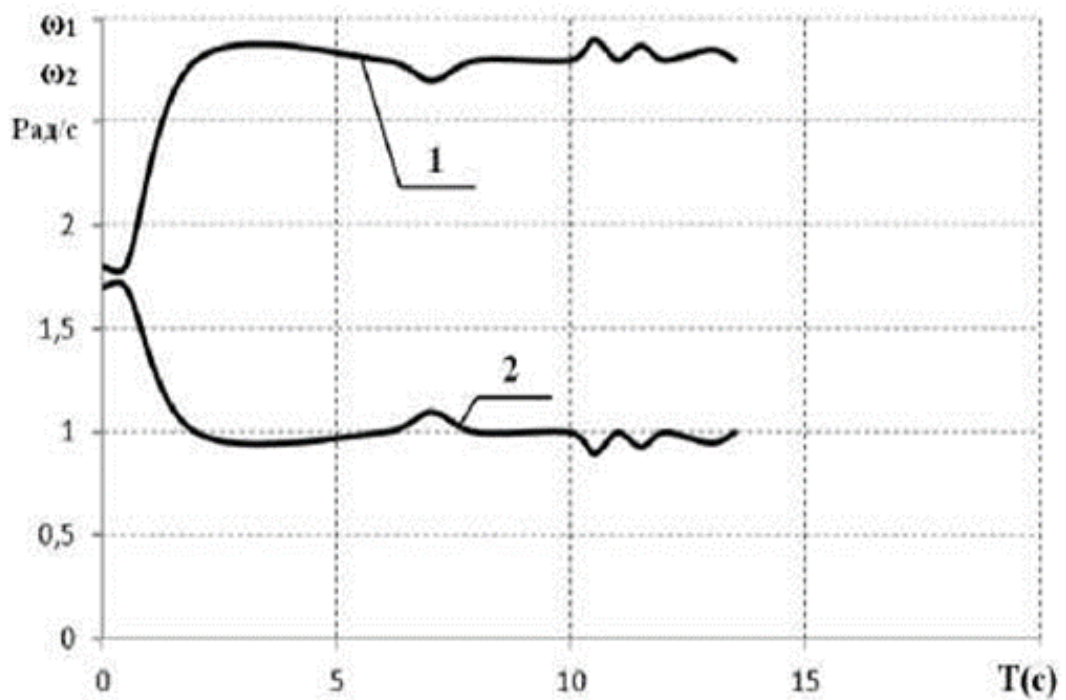


Рисунок 3.20 – Скорости по бортам, рад/с: 1 – забегающий борт; 2 – отстающий борт

На рисунке 3.21 показана первая производная давления ГОП во времени при подключении ОТ в определенный период входа в поворот (по рисунку 3.18). Видно, что скорость изменения давления находится в широких пределах - от 60 МПа/с до -30 МПа/с. И тогда, когда давление резко падает, необходимо ОТ отключать. Эта информация позволила определить величину управляющего параметр – скорости изменения давления ГОП. Предложен и апробирован следующий алгоритм включения ОТ: держать ОТ во включенном состоянии тогда, когда скорость изменения давления ГОП больше -0,5 МПа/с.

На рисунке 3.22 показана реализация в среде программирования VISSIM алгоритма управления ОТ по скорости изменения давления в магистрали нагнетания ГОП. В этом алгоритме не участвует время вообще. Параметр, который управляет ОТ - скорость изменения давления ГОП. Логическая операция, формирующая команду на выключение ОТ: если скорость изменения давления меньше -0,5 МПа/с

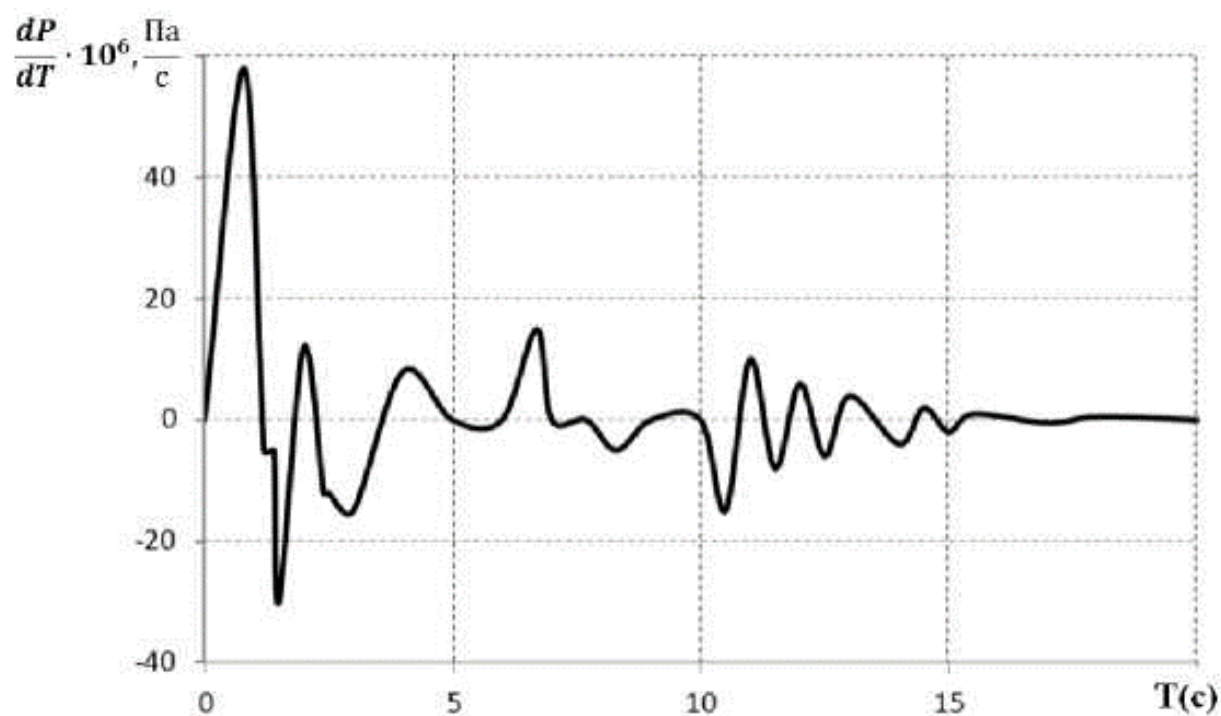


Рисунок 3.21 – Скорость изменения давления в магистрали нагнетания ГОП, соответствующий графику давления ГОП на рисунке 3.18

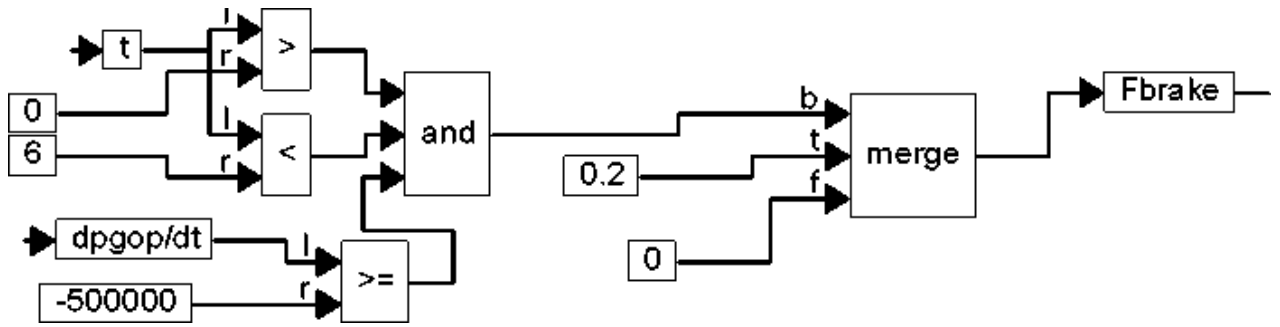


Рисунок 3.22 Алгоритм включения-выключения ОТ по скорости изменения давления

На рисунках 3.23 и 3.24 показан результат применения алгоритма по скорости изменения давления и по результирующему давлению ГОП, а также зафиксированы эпизоды включения ОТ во времени.

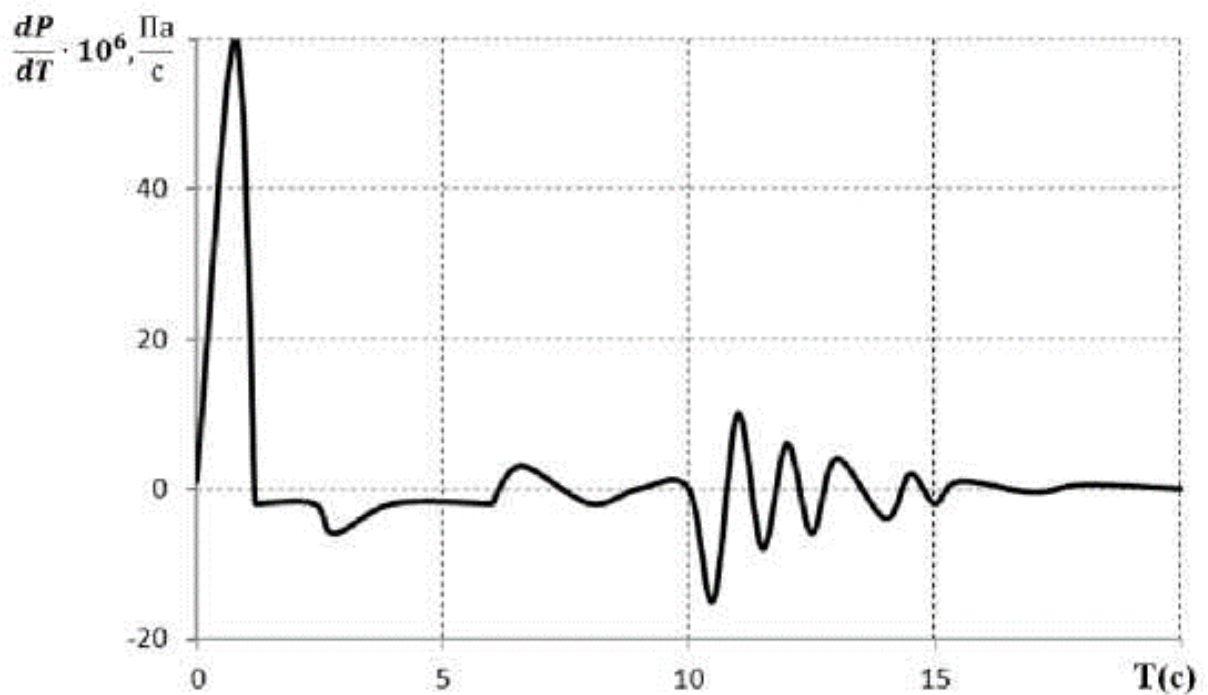


Рисунок 3.23 Скорость изменения давления ГОП после внедрения нового алгоритма

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

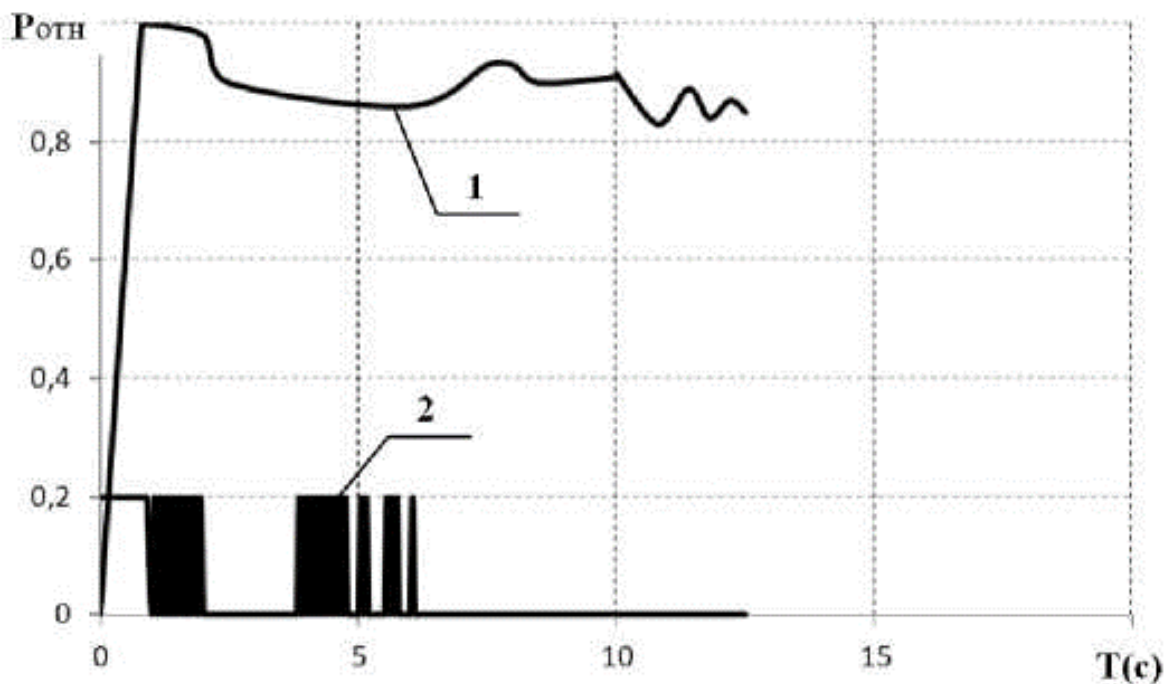


Рисунок 3.24 – График изменения во времени давления ГОП (1) и момента остановочного тормоза (2)

Исследование поведения гусеничной машины при включении ОТ при установленном повороте. Попытка проверить поведение ГОП и машины в целом при включении ОТ с большим моментом показала переброс давления между магистралями (рисунок 3.25), а вот остановки машины не получается - скорости по бортам на рисунке 3.26.

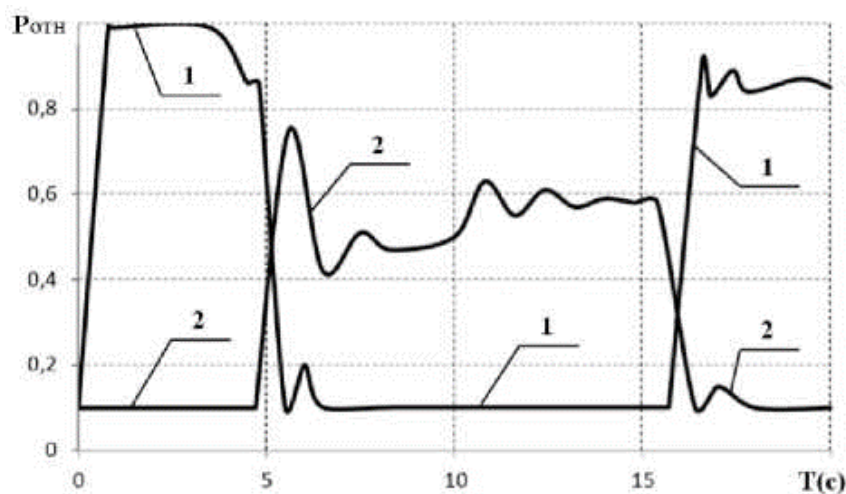


Рисунок 3.25 – Давление ГОП при большом моменте ОТ: 1 и 2 – магистрали ГОП

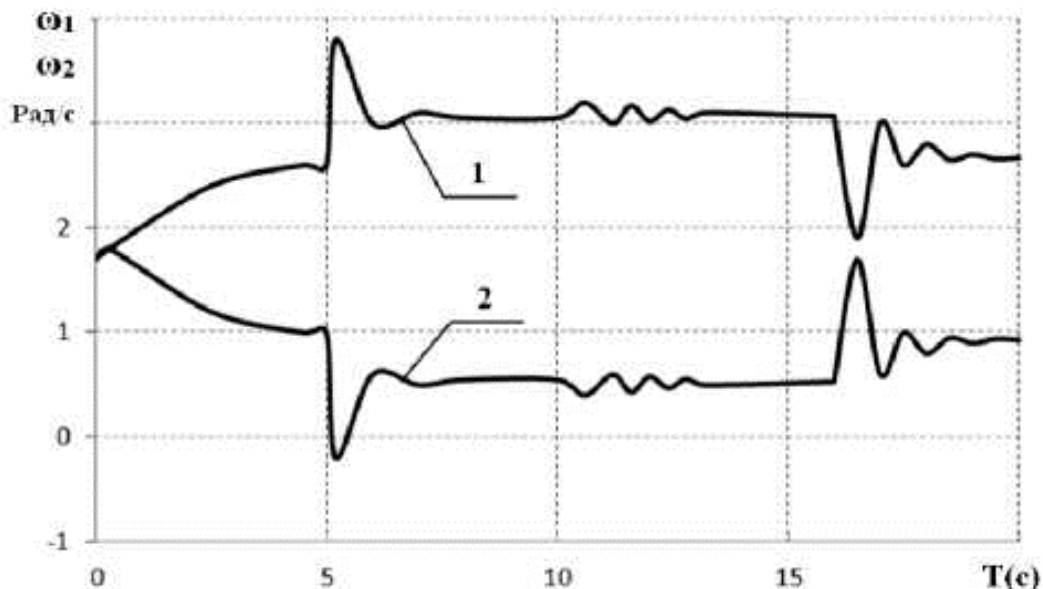


Рисунок 3.26 – Скорости по бортам

Далее приведены результаты моделирования включения ОТ в установившемся повороте. Воспользуемся уравнением кинематических связей (УКС) планетарного механизма [32]:

$$(1 - i_{c3})\omega_B = \omega_c - i_{c3}\omega_3, \quad (3.17)$$

где i_{c3} – внутреннее передаточное число планетарного механизма;

$\omega_B, \omega_c, \omega_3$ - угловые скорости водила, солнца и эпицикла, соответственно.

Если тормозом остановить, например, правый борт (по рисунку 3.16) ($\omega_3 = 0$), то при $i_{c3} = -2,3$; $3,3\omega_B = \omega_c$. Водило и солнце вращаются в одну сторону, обкатываясь по неподвижному эпициклу. При этом, при заданном положении наклонной шайбы ГОП возможны три варианта:

- 1) подача насоса обеспечивает $\omega_c = 3,3\omega_B$, следовательно, ГОП работает в обычном режиме: насос качает столько, сколько необходимо для работы мотора;
- 2) подача насоса больше, чем $\omega_c = 3,3\omega_B$, следовательно, давление ГОП превышает 400 атм и лишняя рабочая жидкость сбрасывается через предохранительный клапан;
- 3) подача насоса меньше, чем $\omega_c = 3,3\omega_B$, следовательно, мотор переходит в генераторный режим, а насос становится по сути дела мотором.

Важно осознать, что все три варианта – штатные режимы для ГОП, передача не ломается не выходит из строя. Поэтому применять слова «жесткая кинематическая связь» не совсем верно. штатном режиме. Можно провести аналогии второму и третьему вариантам, в которых остановочный тормоз противостоит гидрообъемной передаче. Аналогия такая - в коробке передач включены сразу две передачи. Результата может быть только два: либо заглохнет двигатель, либо сломается одна из шестерен. Так вот с гидropередачей этого случится не может. Поэтому гусеничная машина с дифференциальным МП не остановится при включении ОТ одного из бортов.

Оценим скорость левого борта при остановленном тормозом правом.

Вал подкрутки жёстко соединяет солнца правого и левого СПМ, изменяя только направление вращения солнц. Поэтому решая УКС для левого СПМ получаем, что $\omega_3 = 6,6\omega_b$, а скорость центра тяжести трактора – это полусумма скоростей левого и правого эпициклов, то есть $3,3\omega_b$. Это скорость прямолинейного движения трактора. То есть при повороте при любых обстоятельствах (с включенным ОТ, или нет) скорость центра тяжести сохраняется как в прямолинейном движении. Нет остановки машины.

Выводы по разделу три: Развита комплексная имитационная математическая модель криволинейного движения тихоходной гусеничной машины, отличающаяся введением новой схемы соединения потоков мощности за счёт внедрения гидрообъемной передачи и суммирующих планетарных механизмов в конструкцию механизма поворота. Так же установлено, что при входе в поворот на высшей передаче давление ГОП механизма поворота в полтора раза превышает установившееся значение, а при входе в поворот на тяжёлых грунтах не хватает сцепления для осуществления манёвра.

В связи с этим было решено подключать остановочный тормоз в поддержку ГОП. Был определён алгоритм управления остановочным тормозом отстающего борта, заключающийся в широтно-импульсной модуляции регулирования тормозного момента на основе постоянно регистрируемого параметра – скорости изменения давления в гидрообъемном механизме поворота.

4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

4.1 Организационный раздел

Планирование и управление различными комплексами работ предполагают использование моделей (графиков) проектов или разработок, достаточно полно отражающих в той или иной форме взаимосвязи и характеристики работ, которые предстоит выполнить. Традиционные методы планирования предполагают использование простейших моделей типа ленточных план-графиков Ганнта, которые позволяют отразить календарные сроки начала и окончания каждого вида работы и длительность цикла выполнения всего комплекса работ.

Ленточные графики составляют в пределах заданного, а не расчетного срока выполнения всего комплекса работ. На основании ленточного графика бюро планирования составляет рабочие планы-графики работы подразделений предприятия. Руководители подразделений составляют задания исполнителям с указанием сроков начала и окончания работ. Этот план-график будет использован в качестве плана, чтобы обеспечить организованное и своевременное выполнение работ по дипломному проектированию.

На план-графике отрезками изображается весь цикл работ проектирования. Работы могут выполняться параллельно и последовательно.

Полученные в результате построения план-графика Ганнта данные (ожидаемая продолжительность работ, категории, количество исполнителей) будут использоваться в экономическом этапе для расчета капитальных затрат.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2 Экономический раздел

4.2.1 Сметы затрат выпускной квалификационной работы

Для составления сметы затрат необходимо рассчитать укрупненную смету затрат на выполнение проекта (сметную себестоимость) C_{CM} , которую можно представить как сумму следующих типовых статей затрат:

$$C_{CM} = C_M + C_{з.п.осн.} + C_{з.п.доп.} + C_{в.н.} + C_{накл.}, \quad (4.1)$$

где C_M – прямые материальные затраты;

$C_{з.п.осн.}$ – затраты по основной заработной плате исполнителей;

$C_{з.п.доп.}$ – затраты по дополнительной заработной плате исполнителей;

$C_{е.н.}$ – отчисления по единому социальному налогу;

$C_{накл.}$ – накладные (общехозяйственные налоги).

В составе прямых материальных затрат C_M учитываются затраты на потребляемые ресурсы - расходные материалы, которые представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Затраты на потребляемые ресурсы

Наименование	Стоимость, руб.
Персональные компьютер	35 500
Лицензия VisSim	228 400
Лицензия Microsoft Office	10 000
Услуги печати	2 000
Сумма	275 900

Величина затрат C_M рассчитывается по формуле:

$$C_M = k_T \sum_1^m \Pi_i N_{\text{расх}}, \quad (4.2)$$

где k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы;

Π_i – цена приобретения единицы i -го вида ресурсов, руб./ шт.;

$N_{\text{расх}}$ – количество материальных ресурсов i -го вида.

$$C_M = 1,2(35500 + 228400 + 10000 + 2000) = 331\,080 \text{ руб.}$$

Затраты по основной заработной плате исполнителей проекта $C_{\text{з.п.осн}}$ планируем с учетом продолжительности выполнения проекта и его отдельных этапов, степени занятости исполнителей (для некоторых категорий - трудоемкости работ), с использованием данных о нормах оплаты их труда. Расчет основной заработной платы проведем по отдельным работам (исполнителям).

К основной заработной плате $C_{\text{з.п.осн}}$ относится оплата труда всего научно-производственного персонала, непосредственно принимавшего участие разработке темы. Для определения затрат по основной заработной плате используем данные по трудоемкости отдельных этапов. Для расчета основной заработной платы научных работников, ИТР и служащих предварительно определяем их среднедневной заработок:

$$L_{\text{ср.д}} = \frac{L_0}{F}, \quad (4.3)$$

где $L_{\text{ср.д}}$ – среднедневная заработная плата, руб.;

L_0 – оклад за месяц, руб.;

F – месячный фонд времени (рабочие дни).

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определим средневзвешенной заработок консультанта:

$$L_{\text{ср.д}} = \frac{30000}{22} = 1364.$$

Определим средневзвешенной заработок инженера:

$$L_{\text{ср.д}} = \frac{25000}{22} = 1136.$$

Определим средневзвешенной заработок руководителя дипломного проекта:

$$L_{\text{ср.д}} = \frac{30000}{22} = 1364.$$

Тогда заработная плата за выполнение определенного этапа проекта определим по формуле:

$$L = L_{\text{ср.д}} \cdot t, \quad (4.4)$$

где L - заработная плата за выполнение определенного этапа НИОКР;

$L_{\text{ср.д}}$ - средневзвешенная заработная плата исполнителя;

t – трудоемкость работы, чел.-дни.

Определим заработную плату консультанта по экономической части:

$$L = 1364 * 7 = 9548.$$

Определим заработную плату консультанта по БЖД:

$$L = 1364 * 7 = 9548.$$

Определим заработок инженера:

$$L = 1136 * 72 = 81792.$$

Определим заработок руководителя проекта:

$$L = 1376 * 26 = 35776.$$

Расчет заработной платы исполнителей проекта производим на основе тарифной системы. Сперва устанавливаем общий объем работы по видам: сборка, монтаж, наладка и т.д., нормо-час. Затем по каждому виду работ определяем средний разряд и на его основе – среднюю стоимость одного нормо-часа. Суммарную заработную плату рабочих по видам работ определяем по формуле:

$$L = \sum_1^n l_{cp.i} t_i, \quad (4.5)$$

где L — заработная плата рабочих по всем видам работ, руб.;

n — количество видов работы;

$l_{cp.i}$ — средняя стоимость одного нормо-часа i -го вида работ, руб./нормо-час;

t_i — трудоемкость i -го вида работ, нормо-час.

$$L = \sum_1^3 135 \cdot 1.6 = 648 \text{ руб. / нормо-час}$$

Расчет основной заработной платы исполнителей проекта сводится в таблице 4.2.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 4.2 – Ведомость основной заработной платы

№ этапа	Категория персонала	Численность исполнителей	Кол-во чел.-дней	Средняя зарплата в день, руб.	Сумма основной заработной платы, руб.
1	Инженер	1	3	1136	3408
2	Инженер	1	4	1136	4544
3	Руководитель	1	12	1364	16368
	Инженер	1	12	1136	13632
4	Руководитель	1	14	1364	19096
5	Инженер	1	1	1136	1136
	Руководитель	1	1	1364	1364
6	Консультант	1	7	1364	9548
	Инженер	1	7	1136	7952
7	Консультант	1	7	1364	9548
	Инженер	1	7	1136	7952
8	Инженер	1	18	1136	20448
9	Инженер	1	6	1136	6816
Итого: 136352 руб					

Дополнительную заработную плату исполнителей проекта $C_{з.п.доп}$ принимаем с учетом величины предусмотренных ТК РФ доплат за отклонения от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций. Затраты по дополнительной заработной плате персонала проекта:

$$C_{з.п.доп.} = C_{з.п.оос} \alpha \quad (4.6)$$

$$C = 136352 * 0,13 = 17726.$$

Отчисления по единому социальному налогу $C_{Е.Н.}$ учитывают взносы организации в государственные внебюджетные фонды (Пенсионный фонд РФ, Фонд социального страхования РФ, Фонд обязательного медицинского страхования РФ). Ставки взносов устанавливаются Налоговым кодексом РФ, их величина дифференцирована в зависимости от зарплаты персонала организации. При обосновании сметной себестоимости темы ДП величину $C_{Е.Н.}$ определяем по формуле:

$$C_{Е.Н.} = (C_{з.п.оос} + C_{з.п.доп.})k_c, \quad (4.7)$$

где k_c – коэффициент, соответствующий ставке единого социального налога.

$$C_{е.н} = (136352 + 17726) * 0,3 = 46223,4 \text{ руб.}$$

Накладные (общехозяйственные) расходы $C_{накл}$ учитывают затраты организации на зарплату управленческого персонала и персонала функциональных служб, на содержание и ремонт зданий и сооружений организации, иные расходы. Величину $C_{накл}$ определим:

$$C_{накл.} = C_{з.п.оос.} k_n, \quad (4.8)$$

где k_n – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

$$C_{накл} = 136352 * 0,5 = 68176 \text{ руб.}$$

Теперь по формуле (4.1) рассчитаем смету затрат на выполнение проекта:

$$C_{см} = 223200 + 136352 + 68176 + 46223 + 17726 = 491677 \text{ руб.}$$

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Все полученные данные расчетов сведем в ведомость затрат этапов дипломного проекта, таблица 4.3.

Таблица 5.3 – Ведомость затрат этапов дипломного проекта

Статьи затрат	Базовая сметная стоимость, руб.	Удельный вес элементов затрат в сметной стоимости, %	Плановая сметная стоимость, руб.
Материалы	331 080	48,8	335 895
Основная заработная плата	137 624	28	138 893
Дополнительная заработная плата	17 891,12	3,9	18 432
Социальные отчисления	46 654,53	9,4	47 354
Прочие накладные расходы	68 812	14	71 447
Всего по теме	602 062	100	614 255

4.2.2 Оценка коммерческой состоятельности ВКР

Экономический эффект от внедрения гидрообъемной передачи может быть рассчитан, учитывая следующие улучшения:

- уменьшение расхода топлива;
- увеличение производительности;
- уменьшение затрат на обучение оператора;
- увеличение срока службы.

В общем случае капитальные вложения (инвестиции) в строительство и организацию работ ($K_{\text{СУМ}}$) по выпуску новой продукции включает в себя:

$$K_{\text{СУМ}} = K_{\text{пр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{сопр}} + K_{\text{НИОКР}} \quad (4.9)$$

где $K_{пр}$ – прямые капитальные вложения, руб.;

$K_{об}$ – минимально необходимые оборотные средства;

$K_{сопр}$ – сопряженные капитальные вложения, руб.;

$K_{НИОКР}$ – капитальные вложения в НИОКР.

В выпускной квалификационной работе рассматриваются реальные инвестиции, при этом учитываются только прямые капитальные вложения:

$$K_{пр} = (0,5...0,9)C_{пол} \cdot A_{Г}, \quad (4.10)$$

где $C_{пол}$ – полная себестоимость;

$A_{Г}$ – программа выпуска продукции, которая равна 2000 шт.

Найдем полную себестоимость ГСУ $C_{пол}$, методом удельных показателей:

$$C_{пол} = (0,27 + \frac{0,67}{\sqrt{A_{Г}}})G, \quad (4.11)$$

где G – стоимость ГОП + суммирующие дифференциальные механизмы (комплект).

$$C_{пол} = \left(0,27 + \frac{0,67}{\sqrt{2000}}\right) \cdot 350000 = 99\,743,5 \text{ руб.}$$

Найдем прямые капитальные вложения по формуле (4.10):

$$K_{пр} = 0,6 \cdot 99\,743,5 \cdot 2000 = 119\,692\,295 \text{ руб.}$$

Расчёт оптовой цены (4.12):

$$C_{опт} = C_{п} + П, \quad (4.12)$$

где $C_{\text{пол}}$ – полная себестоимость;

Π – прибыль от продаж;

Найдём прибыль от продаж (4.13):

$$\Pi = C_{\text{п}} \cdot \frac{K_{\text{прб}}}{100\%}, \quad (4.13)$$

где $K_{\text{прб}}$ – уровень рентабельности (принимается равным 25%).

$$\Pi = 99\,743,5 \cdot 0,25 = 24\,935,8 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{опт}} = 99\,743,5 + 24\,935,8 = 124\,680 \text{ руб.}$$

Расчёт отпускной цены по формуле(4.14):

$$C_{\text{отп}} = \Pi + C_{\text{п}} + \text{Н}, \quad (4.14)$$

где Н – налог.

Найдём налог (4.15):

$$\text{Н} = C_{\text{опт}} \cdot \frac{20\%}{100\%}. \quad (4.15)$$

$$\text{Н} = 124\,680 \cdot 0,2 = 24\,936 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{отп}} = 24\,935,8 + 99\,743,5 + 24\,936 = 149\,615 \text{ руб.}$$

Рассчитаем период окупаемости проекта, то есть минимальный временной интервал (от начала осуществления инвестиционного проекта), за пределами которого

го суммарный эффект становится равным нулю и остается в дальнейшем положительным.

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{сум}}}{\Pi_{\text{р}}}, \quad (4.16)$$

где $T_{\text{ок}}$ – период окупаемости;

$K_{\text{сум}}$ – ежегодные капитальные вложения;

$\Pi_{\text{р}}$ – проектная прибыль.

$$\Pi_{\text{р}} = \Pi_{\text{б}} k_{\text{н.п}}, \quad (4.17)$$

где $\Pi_{\text{б}}$ – балансовая (общая) прибыль;

$k_{\text{н.п}}$ – коэффициент, учитывающий налог на прибыль, $k_{\text{н.п}} = 0,76$.

Балансовая (общая) прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены изделия ($\Pi_{\text{отп}}$) и плановой ее полной себестоимости ($C_{\text{пол}}$) с учетом годовой программы выпуска

$$\Pi_{\text{б}} = (\Pi_{\text{отп}} - C_{\text{пол}}) A_{\text{г}}. \quad (4.18)$$

$$\Pi_{\text{б}} = (149\,615 - 99\,743,5) \cdot 2000 = 99\,742\,500 \text{ руб.}$$

$$\Pi_{\text{р}} = 99\,742\,500 \cdot 0,76 = 75\,804\,300 \text{ руб.}$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{90\,965\,160}{75\,804\,300} = 1,2 \text{ г.}$$

Точка безубыточности проекта показывает критический объем производства ($A_{\text{кр}}$), при котором прибыль становится нулевой, так как выручка от реализации

совпадает с издержками производства. Определим точку безубыточности проекта по формуле:

$$A_{кр} = \frac{B}{\Pi_{отп.} - a}, \quad (4.19)$$

где B – условно–постоянные издержки на весь выпуск, руб./год;

$\Pi_{отп.}$ – отпускная цена предприятия, руб./шт.;

a – условно-переменные издержки на единицу продукции, руб./шт.

В расчетах принимаются значения условно-постоянных издержек, как 70% полной себестоимости, а значения условно переменных издержек – 30% от полной себестоимости.

$$A_{кр} = \frac{1773520}{190021 - 38004} = 11 \frac{\text{шт}}{\text{год}}$$

Графически «точка безубыточности» рассчитываются по формулам, учитывающим зависимость объемов реализации (V_p) и общих издержек от объемов выпуска и реализации (C):

$$V_p = \Pi_{отп} A_r \quad (4.20)$$

$$C = a A_r + B \quad (4.21)$$

$$V_p = 190021 \cdot 20 = 3800420 \text{ руб./год.}$$

$$C = 37789 \cdot 20 + 88176,5 = 2533600 \text{ руб./год.}$$

Таблица 4.4 – Техничко-экономические показатели инвестиционного проекта

Наименование показателя	Единица измерения	Значение показателя
Годовая программа	шт.	20
Полная себестоимость	тыс. руб.	126681
Оптовая цена	тыс. руб.	158351
Прибыль	тыс. руб./год	31491,61
Инвестиции	тыс. руб.	1520172
Срок окупаемости	Год	1,2
Точка безубыточности	шт.	11

Выводы по разделу четыре: в организационно-экономическом разделе выпускной квалификационной работы представлена оценка рынка сбыта данного изделия. Рассчитана себестоимость изделия. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности инвестиций.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для проведения комплексного анализа исследуемой темы была изучена история развития тракторной техники, предпосылки создания и усовершенствования промышленного гусеничного трактора. С середины XX века тракторы начали выполнять не только сельскохозяйственные работы, но и задания, связанные со строительством масштабных сооружений и разработкой грунтов. Наряду с улучшением тракторных трансмиссий встал вопрос об автоматизации механизмов поворота.

Несмотря на невысокие скорости движения трактора (10 км/ч), улучшение маневренности гусеничного трактора стало ключевым вопросом в трудах многих учёных.

В ходе работы были изучены основные механизмы поворота, применяемые на ТГМ. Был обоснован выбор дифференциального механизма поворота на базе ГОП как самого оптимального для гусеничного трактора. Это связано с очевидными преимуществами гидрообъемной передачи по сравнению с бортовыми фрикционными, наиболее широко распространёнными в тракторостроении, а именно:

- 1) 80% КПД соответствует всем радиусам поворота от бесконечности до нуля;
- 2) легкость управления ГОП с помощью джойстика или штурвала;
- 3) устойчивость движения по траектории промежуточного радиуса;
- 4) надежность и долговечность гидрообъемной передачи.

В процессе исследования произведён расчёт баланса мощности гусеничного трактора класса 10 т на базе машины «ЧТЗ-Уралтрак» Т10М. Развита комплексная имитационная математическая модель криволинейного движения тихоходной гусеничной машины, отличающаяся введением новой схемы соединения потоков мощности за счёт внедрения гидрообъемной передачи и суммирующих планетарных механизмов в конструкцию механизма поворота.

Была произведена реализация математической модели в среде программирования VisSim. В результате установлено, что при входе в поворот на высшей передаче давление ГОП механизма поворота в полтора раза превышает установившееся значение, а при входе в поворот на тяжёлых грунтах не хватает сцепления для

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

осуществления манёвра.

В связи с этим было решено подключать остановочный тормоз в поддержку ГОП. Был определён алгоритм управления остановочным тормозом отстающего борта, заключающийся в широтно-импульсной модуляции регулирования тормозного момента на основе постоянно регистрируемого параметра – скорости изменения давления в гидрообъёмном механизме поворота.

В последнем разделе был произведён расчёт окупаемости проекта, показавший окупаемость установки дифференциального механизма поворота на базе ГОП на гусеничный трактор за 1,2 года.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Назначение, область применения и классификация бульдозеров. – <https://megaobuchalka.ru/2/35849.html>.
- 2 Определение объемов работ при разработке грунта в траншеях. – <https://studfiles.net/preview/5434231/page:6/>.
- 3 Agroweekend: История создания гусеничного трактора. – <https://latifundist.com/blog/read/981-agroweekend-istoriya-sozdaniya-gusenichnogo-traktora>.
- 4 История развития тракторной техники. – <http://www.i-kiss.ru/rubrika/traktora>.
- 5 Первый в мире гусеничный трактор и его изобретатель. – <https://www.kramola.info/vesti/letopisi-proshlogo/pervyy-v-mire-gusenichnyy-traktor-i-ego-izobretatel>.
- 6 Костюченко, В.И. Разработка критериев и методов оценки эффективности промышленных тракторов.: дис. канд. техн. наук / В.И. Костюченко. – Челябинск, 2010. – 215 с.
- 7 Новосельский, А.Е. Повышение эффективности промышленного тракторного агрегата с автоматической трансмиссией путем рационального выбора ее параметров.: дис. канд. техн. наук / А.Е. Новосельский. – Челябинск, 2009. – 297 с.
- 8 Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин: учебное пособие / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1968. – 396 с.
- 9 Волосунов, М. В. Обоснование способа и механизма поворота колёсно-гусеничной лесотранспортной машины: дис. канд. техн. наук./ М.В. Волосунов. – Йошкар-Ола, 2015. – 160 с
- 10 Кондаков, С.В. Повышение маневренности быстроходной гусеничной машины с бесступенчатым механизмом поворота путем установки регулируемой гидродинамической муфты / С.В. Кондаков, С.А. Бубнов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 20. – № 33. – С. 26 – 29.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- 11 Держанский, В. Б. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении / В.Б. Держанский, В.Н Наумов, И.А Тараторкин, Е.Б Сарач // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 2. – № 58. – С. 3 – 11.
- 12 Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы: учебное пособие / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. –М.: Машиностроение, 1986. – 293 с.
- 13 Скобцов, И. Г. Влияние типа трансмиссии на энергоёмкость процесса поворота гусеничного трелевочного трактора: дис. канд. техн. наук. / И.Г. Скобцов. – Петрозаводск, 2004. – 173с.
- 14 Григорьев, И.И. Достоинства и недостатки колесной и гусеничной баз лесопромышленных тракторов / И.И. Григорьев, А.В. Никифорова, В.Е. Лисов // ЛесПромИнформ. – 2014. – Вып. 102. – №4. – С. 50 – 53.
- 15 Куликов Н.К. Определение оптимальных режимов двигателя внутреннего сгорания с гидродинамическим трансформатором // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1953. – № 2. – С. 22–24.
- 16 Нарбут, А.Н. Гидротрансформаторы: справ. пособие / А.Н. Нарбут. – М.: Машиностроение, 1966. – 216 с.
- 17 Злотник, М.И. Трансмиссии современных промышленных тракторов: учебное пособие / М.И. Злотник, И.С. Кавьяров. – М.: Машиностроение, 1971. – 248 с.
- 18 Петров, В.А. Гидрообъёмные трансмиссии транспортных машин: учебное пособие / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
- 19 Петров, В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
- 20 Исаков, П.П. Теория и конструкция. В 6 ч. Ч 5: Трансмиссии / П.П. Исаков. – Л.: Машиностроение, 1985. – 367 с.
- 21 Трактор ЧТЗ Т10М. – <https://truck.ironhorse.ru/chtz-t10m.html>.
- 22 Петров, В.А. Гидрообъёмные трансмиссии транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.

					ЮУрГУ 23.04.02.2019.028 ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- 23 Кондаков, С.В. Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины: моногр. / С.В. Кондаков, О.О. Павловская. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing. – 2013. – 105 с.
- 24 Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: моногр. / С.В. Кондаков. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2009. – 108 с.
VisSim. – <https://ru.wikipedia.org/wiki/VisSim>.
- 25 Красеньков, В.И. Основы теории управляемости транспортных гусеничных машин / В.И. Красеньков. – М.: МВТУ им. Баумана, 1977. – 264 с.
- 26 Кондаков, С.В. Автоматическое управление движением гусеничной машины с интеллектуальной гидростатической трансмиссией при целеуказании в координатах GPS / С.В. Кондаков, Н.В. Дубровский // Тракторы и сельхозмашины – 2018. – № 2. – С. 34–40.
- 27 Исаков П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. – Л.: Машиностроение, 1981. – 302 с.
- 28 Гомберг Б.Н. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией / Б.Н. Гомберг, С.В. Кондаков, Л.С. Носенко, О.О. Павловская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2012. – Вып. 18. – № 37 (296). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 73–81.
- 29 Кондаков С.В. Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия – регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колёс / С.В. Кондаков, О.О. Павловская // Вестник машиностроения. – 2013. – № 7. – С. 3 – 18.
- 30 Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: монография / С.В. Кондаков. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 108 с.
- 31 Кондаков, С.В. Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины: монография / С.В. Кондаков, О.О. Павловская. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 105 с.