

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.М. Емельянов, И.В. Бумбар, М.В. Канделя, В.Н. Рябченко, Е.М. Шпилёв

ГУСЕНИЧНЫЕ ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫЕ КОМБАЙНЫ
ОСНОВЫ ТЕОРИИ
И КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

Монография

Благовещенск
Издательство ДальГАУ
2013

УДК 629.11.42.012.57

Емельянов, А.М. Гусеничные зерно кормоуборочные комбайны (основы теории и конструктивно-технологические устройства): монография / А.М.Емельянов [и др.] – Благовещенск: ДальГАУ, 2013. – 285 с.

Авторами систематизированы, обобщены результаты более чем сорокалетней научной работы по вопросу повышения проходимости, надежности, уменьшения техногенного воздействия на почву зерно кормоуборочных комбайнов в условиях переувлажнения почвы в Дальневосточном регионе. Результаты исследований по рассматриваемой актуальной проблеме опубликованы в многочисленных печатных изданиях, диссертационных работах, научных отчетах. Монография включает в основном результаты собственных исследований авторов, а также результаты работ ученых, занимающихся рассматриваемой проблемой. Приведено описание технических характеристик зерно кормоуборочных комбайнов, опытно-конструкторских разработок на гусеничном ходу. Приведены результаты испытаний современных комбайнов «Енисей КЗС-950», «Енисей КЗС-954», «Енисей 958», «Енисей КЗС-960», , «Вектор 410», КЗС-812 «Палесе», «Джон Дир» моделей 1075, 1076, 3316.

Работа предназначена для научных, инженерно-технических работников, занимающихся разработкой, эксплуатацией зерно кормоуборочных комбайнов на гусеничном ходу, будет полезна для преподавателей, аспирантов, студентов специальностей 110800.62 «Агроинженерия», 190600.62 «Эксплуатация транспортно технологических машин и комплексов».

Рецензенты: Ю.Б. Курков, доктор технических наук, профессор
А.Н. Панасюк, кандидат технических наук, доцент

Рекомендовано к печати Научно-техническим советом ФГБОУ ВПО «Дальневосточный государственный аграрный университет» (Протокол №8от 03 апреля 2013 года).

© Емельянов А.М., Бумбар И.В.,
Канделя М.В., Рябченко В.Н.,
Шпилёв Е.М.

ISBN 978-5-9642-0202-8

© Издательство ДальГАУ, 2013

MINISTRY AGRICULTURE OF THE RUSSIAN FEDERATION

**Federal state budget educational institution of highervocational education
FAR EASTERN STATE AGRARIAN UNIVERSITY**

.M. Emelyanov, I.V. Bumbar, M.V. Kandelya, V.N. Ryabchenko, E.M. Shpilev.

**CATERPILLAR SOIL GRAIN COMBINE HARVESTERS
(BASES OF THEORY
AND CONSTRUCTIVE-TECHNOLOGICAL DEVICE)**

monograph

**Blagoveshchensk
Publisher FESAU
2013**

Emelyanov, A.M. CATERPILLAR HARVESTERS (BASES OF THEORY AND CONSTRUCTIVE-TECHNOLOGICAL DEVICE): the monography / A.M. Emelyanov, I.V. Bumbar, M.V. Kandelya, V.N. Ryabchenko, E.M. Shpilev. – Blagoveshensk: FESAU , 2013 – 285 p.

The authors systematically, summarizes the results of more than forty years of scientific work on the terrain, reliability, reduction of anthropogenic impacts on soil grain combine harvesters in waterlogged soil in the Far East. The results of research on the actual problems published in numerous newspapers, dissertations, research reports. Monograph mainly includes the results from our studies of. A description of the technical characteristics of grain harvesters, developmental works on tracks. The results of testing of modern harvesters "Yenisei GLC-950", "Yenisei GLC-954", "958 Yenisei", "Yenisei GLC-960", "Vector 410", the GLC-812, "Pales", "John Deere" 1075 models , 1076, 3316.

The work is intended for researchers, engineers and technicians engaged in the development, operation, grain combine harvesters on tracks, will be useful for teachers, graduate students, undergraduate majors 110800.62 "Agroengineering" 190600.62 "Operation of freight processing machines and systems."

Reviewers: U.B. Kurkov, Doctor of technical sciences, professor
A.N. Panasyuk, Ph.D., Associate Professor

ВВЕДЕНИЕ

Уборка урожая является завершающим этапом возделывания сельскохозяйственных культур. Качество выполнения данной операции определяет годовой итог эффективности всех предыдущих полевых работ. На Дальнем Востоке зерновые культуры убираются, как правило, в период сильного переувлажнения почвы. Обусловлено это климатическими особенностями зоны Дальнего Востока. Переувлажнению подвергается до 95% всех пахотных площадей. Данный фактор усугубляется тем, что почвы региона по механическому составу в основном относятся к тяжелым суглинкам. В этих условиях технико-экономические показатели уборочных работ, зачастую и возможность уборки зависят от проходимости кормо-зерноуборочных машин.

Для решения задачи обеспечения уборки урожая в период переувлажнения почвы был создан гусеничный ходовой аппарат. С 1958 года на заводе «Дальсельмаш» было налажено производство рисо-зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов на гусеничном ходу.

В последние годы в качестве ходового аппарата для зерноуборочных комбайнов разрабатываются гусеницы армированные резинотросовые в том числе треугольной формы взамен ведущих колес.

Однако большое внедрение в Амурской области получили полноприводные гусеничные ходовые аппараты, на которые устанавливаются молотилки, поставляемые из республики Беларусь и окончательно собираемые на заводе Кранспецбурмаш (г. Шимановск, Амурская область). Аналогичные гусеничные машины поставляют в Амурскую область заводом «Россельмаш». Комбайн «Vector-450 Track»

Вопросам исследования гусеничного движителя уборочных машин посвящен ряд исследований [4, 16, 26, 39, 57, 59, 60, 71, 86, 99, 105, 109, 137]. В результате отмеченных работ были разработаны критерии оценки проходимости машин, определены законы движения уборочных машин в условиях переувлажнения. Установлены основные закономерности нагруженности гусеничного движителя. Проведены исследования по влиянию натяжения гусеничной цепи на распределение нормального давления по длине опорной поверхности движителя, даны рекомендации по снижению уплотнения почвы, по допустимому давлению на почву. Экспериментально изучено влияние натяжения гусеничной цепи на динамику движителя. Исследовано влияние формы опорной поверхности движителя на проходимость. Выполнено исследование оптимальных параметров опорной поверхности гусеничных движителей уборочно-транспортных машин. Рассмотрены вопросы повышения надежности и долговечности гусеничной ходовой системы уборочно-транспортных машин.

Отмечая несомненные положительные результаты вышеотмеченных исследований, следует отметить, что существующая в настоящее время конструкция металлугусеничного движителя уборочных машин не в полной мере соответствует современным экологическим требованиям к ходовым системам, используемым в сельскохозяйственном производстве.

Цель настоящей монографии – повышение эффективности гусеничного движителя уборочных машин при эксплуатации на переувлажненных почвах. В работе определены основные пути снижения техногенного воздействия на переувлажненные почвы гусеничного движителя уборочных машин. Получены математические зависимости для определения сопротивления движению, касательной силы тяги гусеничного движителя уборочных машин с учетом реальной картины деформации переувлажненной почвы, подстилаемой жестким водонепроницаемым основанием. Выявлено влияние формы опорной поверхности движителя на тягово-сцепные свойства, установлены теоретические зависимости распределения нормальных нагрузок по опорным кареткам движителя. Эпюры распределения нормального давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя аппроксимированы тригонометрическим рядом Фурье. Разработана модель взаимодействия опорного участка движителя с почвой: перемещение шарниров, гусеничных звеньев в вертикальной плоскости описывается дифференциальными неоднородными уравнениями второго порядка гиперболического типа в частных производных. Приведены результаты поисковых исследований по разработке и испытаниям ходовых систем с цепными пневмогусеничными движителями и движителями с резиноармированной гусеницей.

INTRODUCTION

Harvesting is the final stage of crops. The quality of this operation determines the outcome of the annual performance of all previous field work. In the Far East, crops are removed, usually within a period of strong waterlogged soil. This is due to climatic conditions of the Far East area. Exposed to waterlogging of up to 95% of all arable land. This factor is compounded by the fact that the region's soil texture are mainly related to heavy loam. In these conditions, technical and economic indicators of harvesting, and often depend on the possibility of harvesting forage harvesters terrain vehicles. For the achievement of the harvest during the waterlogged soil was created crawler machine. Since 1958, at the "Dalselmash" was launched production of rice-grain harvesting and forage harvesters on tracks. In recent years, as the navigation bar for combine harvester developed rubber-reinforced tracks including triangular instead of driving wheels. However, a large introduction of the Amur region received crawler wheel drive vehicles, which are set to grind imported from the Republic of Belarus and finally assembled at the factory Kranspetsburmash (city Shimanovsk, Amur region). Similar tracked vehicles delivered in the Amur region factory "Rosselmash." Harvester «Vector-450 Track» Research on track mover sweepers subject of several studies [4, 16, 26, 39, 57, 59, 60, 71, 86, 99, 105, 109, 137]. As a result of the marked papers were developed criteria for evaluating cross machine defined the laws of motion sweepers in waterlogged. The basic laws of loading caterpillar drive.

The research on the effect of track chain tension on the distribution of normal pressure along the length of the bearing surface propeller and recommendations to reduce soil compaction, the permissible ground pressure. Experimentally studied the effect of tension on the dynamics of the track chain mover. The effect of the support surface forms an engine for continuity. The research of the optimum parameters of Track on Ground propulsion harvesting and transport machinery. The questions of reliability and durability of track drive system of harvesting and transport machinery. Noting undoubtedly positive results aforementioned studies, it should be noted that the present time, the design of the metal caterpillar drive sweepers do not fully comply with the latest environmental requirements for navigation systems used in agricultural production.

The purpose of this book - efficiency caterpillar drive sweepers for use in a water-logged soils. The paper identifies the main ways to reduce the anthropogenic impact on the water-logged soil caterpillar drive sweepers. The mathematical relationships for determining the resistance movement tangential traction track mover harvesting machines with the real picture of deformation waterlogged soils with underlying hard waterproof base. The effect of shape on the bearing surface propulsion traction characteristics, established the theoretical dependence of the distribution of normal stresses on the supporting carriages

mover. Diagrams of the distribution of normal pressure along the length of the bearing surface track mover approximated by a trigonometric Fourier series. The model of interaction with the support portion mover ground: moving joints, track links in the vertical plane is described by differential equations of the second order non-homogeneous hyperbolic partial. The results of exploratory research on the development and testing of running systems with chain balloon caterpillar mover and mover with rubber caterpillar.

ГЛАВА 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПОЧВЕННО-КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ЗОНЫ ДАЛЬНЕГО ВОСТОКА

1.1 ГЕОГРАФИЧЕСКОЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ, КЛИМАТИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕГИОНА

Территория Российской Федерации разделена на ряд почвенно-климатических зон. Дальний Восток относится к региону, который включает Амурскую, Камчатский край и Сахалинскую области, Приморский и Хабаровский края. Дальний Восток имеет ярко выраженные региональные особенности и условия для развития сельского хозяйства. Основная часть аграрного производства сосредоточена в Амурской области [80,83].

«Амурская область занимает пространство от южных отрогов хребта Янкан на западе до Буреинского хребта на востоке. На севере области проходит Становой хребет, который является водоразделом рек Амура и Лены. Он состоит из двух сглаженных с мягкими очертаниями горных цепей, разделенных продольными долинами. Отдельные вершины хребта достигают 1500 м и более. Южнее Станового хребта, параллельно ему, тянется система более низких хребтов Янкан-Тукурингра-Джагды. На востоке области расположены хребты межрегионального простирания: хребет Ям-Алинь (северная часть Буреинского хребта), кряж Турана и хребет Малый Хинган (южная часть Буреинского хребта). Высота перечисленных гор постепенно снижается к югу, т.е. к Амуру. Отдельные вершины хребта Ям-Алиня достигают 1500-2180 м, а Малого Хингана 500-1000 м» [2].

«Рельеф области представляет сочетание обширных равнин и хребтов различной высоты. Наибольшую площадь из равнинных участков Амурской области занимает Зейско-Буреинская равнина. Восточная и северо-восточная части ее имеют увалистый характер с абсолютными высотами 280-340 м. Юго-западная часть равнины представляет ряд ступеней-террас Амура: низкопойменную и три надпойменных. Вторая надпойменная терраса высотой 60 м занимает почти всю основную площадь равнины. Эта равнина сформировалась в обширной тектонической депрессии, заполненной континентальными отложениями. Это наиболее заселенная и освоенная часть области. Между реками Амуром и Зеей расположено слабоволнистое Амуру-Зейское плато с

высотами от 200 до 500 м. На северо-западе высоты достигают 600 м. На севере области в долине р. Зеи между хребтами Становым, Джугдыр и Тукурингра-Джагды находится Верхне-Зейская равнина, представляющая собой межгорную впадину, покрытую мощной толщей верхнетретичных отложений» [2].

Климатические условия определяют развитие ряда природных процессов, имеют важное значение для многих отраслей народного хозяйства, особенно для сельского.

Климат Дальнего Востока определяется как резкоконтинентальный с чертами муссонного. Климат формируется под влиянием Азиатского континента и Тихого океана, имеющих разную температуру поверхностей в летнее и зимнее время. Влияние материка проявляется главным образом зимой, когда сухой и сильно охлажденный на континенте воздух проникает на территорию в виде зимнего муссона, представляющего северо-западный и северный потоки континентального воздуха. Вследствие этого наблюдаются холодные и малоснежные зимы с преобладанием ясной погоды. Зимние осадки здесь составляют всего 5...7% от годовых сумм. Высота снежного покрова незначительна. Температура воздуха самого холодного месяца – января падает от минус 24° в южных до минус 34° в северо-западных частях области. Самая низкая температура, наблюдавшаяся в отдельные дни, достигла минус 60°С в северо-западных районах. Низкие зимние температуры не соответствуют широтному положению области вследствие того, что зимний муссонный поток значительно снижает температуру воздуха. Весна характеризуется как переходный сезон, в который подготавливается смена зимнего муссона летним. Весна поздняя и засушливая. Влияние Тихого океана проявляется в основном летом, когда на территорию области проникают с моря воздушные потоки южных и юго-восточных направлений, обуславливая облачное и дождливое лето. Перенос морского воздуха на материк связан в летнее время главным образом с циклонами, развивающимися на западной ветке тихоокеанского фронта умеренных широт [2,3,44,56,66, 67,145,146, 168,190].

Атмосферные осадки являются существенной характеристикой климата. Выявление закономерностей распределения осадков необходимо для прогнозирования сельскохозяйственных работ, составления региональной системы машин.

«В Приамурье осадки носят муссонный характер. Зимой в результате взаимодействия сибирского антициклона и алеутской депрессии в Приамурье устанавливаются северные и северо-западные ветры, несущие сухой и холодный воздух и делающие зиму малоснежной и суровой. Летом по правобережью Амура устанавливается господство юго-западных и южных ветров, которые способствуют выносу теплых и влажных масс

воздуха с южных морей (Восточно-Китайского, Желтого и Японского) и центральных и восточных регионов Китая. В это время погода в Приамурье носит циклонический характер: облачное небо, дожди, часто ливневые с грозами и высокие температуры» [42].

Распределение осадков в течение года имеет явно экстремальный характер. В холодный период выпадает 10...20%, в теплый 80...90% годовой суммы осадков. Максимальное количество осадков выпадает в июле-августе, в это время выпадает до 100...150 мм в месяц, в некоторых случаях до 180 мм.

Анализ природно-климатических особенностей региона показывает, что основное количество атмосферных осадков выпадает в период выполнения полевых работ. Переувлажнению подвергается до 95% пахотных земель. Данный фактор усугубляется тем, что почвы Дальнего Востока по механическому составу относятся к тяжелым. В этих условиях технико-экономические показатели уборочных работ, а зачастую и возможность уборки, зависят от проходимости машин.

1.2 ТИПЫ, ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЧВ

Тягово-сцепные свойства транспортного средства проявляются при взаимодействии его движителя с опорным основанием. Особенностью взаимодействия ходовых систем машин сельскохозяйственного назначения является то, что опорным основанием является почва – «живой» организм. Почвой называют поверхностные слои земного шара, переработанные и измененные совместными действиями климата, растений и животных организмов, практической деятельностью человека. Почва это есть субстрат продолжительных процессов, протекающих в природе на протяжении длительного времени. Почва обладает плодородием, позволяющим возделывать на ней различные сельскохозяйственные культуры.

Каждая почвенно-климатическая зона характеризуется своими типами почв. Классификационная схема почв Приамурья и Приморья проведена в таблице 1.1 (Терентьев А.Т., 1998).

На территории Амуро-Зейского плато распространены бурые лесные почвы, которые сформировались на суглинках и глинах четвертичного происхождения. Широко распространены в Благовещенском, Зейском, Селемджинском, Мазановском районах. По механическому составу бурые лесные почвы – тяжелый суглинок.

Большая часть Зейско-Буреинской равнины – степные луга. Под лугово-степной растительностью формируются луговые почвы аллювиальных равнин. Данные почвы составляют основной сельскохозяйственный фонд, имеют высокое плодородие. Здесь наиболее широко распространены лугово-черноземовидные почвы. Луговые

черноземовидные мощные почвы широко распространены в Тамбовском, Ивановском, Константиновском районах. Луговые черноземовидные мощные почвы встречаются в сочетании с луговыми черноземовидными среднемощными почвами. На общем фоне отдельными площадями встречаются также торфянисто-иловато-глеевые и иловато-глеевые почвы. Механический состав вышеперечисленных почв – глина средняя и легкая.

Таблица 1.1

Классификационная схема почв равнинных территорий Приамурья и
Приморья
(А.Т. Терентьев, 1998)

Типы почв	Подтипы
Почвы зоны хвойно-широколиственных и широколиственных лесов	
А Бурые лесные	1. Бурые лесные 2. Бурые лесные поверхностно-глеевые 3. Бурые лесные остаточно-луговые 4. Бурые лесные оподзоленные 5. Бурые подзолистые
Б Бурые лесные глеевые	1. Бурые лесные глеевые 2. Бурые лесные глеевые оподзоленные
В Луговые дерновые	1. Луговые дерновые 2. Луговые черноземовидные
Г Луговые	1. Луговые 2. Лугово-болотные
Д Пойменные	1. Пойменные луговые 2. Пойменные лесные

Луговые черноземовидные среднемощные почвы распространены в Белогорском, Михайловском районах. По механическому составу являются глинистыми.

Луговые заболоченные почвы распространены в Архаринском районе. Заболоченность связана с большим количеством летних осадков, с медленно отступающей мерзлотой, с тяжелыми по механическому составу материнскими породами, с равнинно- пониженным рельефом местности.

Таким образом, основная часть земельных угодий представлена тяжелыми суглинистыми и глинистыми почвами. Мощность пахотного горизонта незначительная – 0,1...0,3 м. Пахотный горизонт располагается на жестком, водонепроницаемом глинистом основании. Обильные осадки в июле-августе вызывают периодическое поверхностное переувлажнение почвы вследствие тяжелого механического состава и практически водонепроницаемого нижнего подстилающего слоя.

Процесс взаимодействия движителя с опорным основанием (переувлажненной почвой) в значительной мере определяется физико-механическими характеристиками почвы. Основными характеристиками почвы, влияющими на процесс взаимодействия движителя с почвой являются: степень сельскохозяйственного освоения (агротехнический фон),

механический состав, структура, общие физические и физико-механические характеристики (влажность, плотность, число пластичности, липкость, коэффициент внутреннего сцепления, коэффициент внутреннего трения).

Плотность почвы определяет ее скважность и зависит от сложения и структуры, механического и минералогического состава, содержания органического вещества. Результаты измерения плотности почвы для различных ее типов приведены в таблице 1.2 [201].

Таблица 1.2

Плотность почвы различных типов почв, г/см³ [201]
(глубина горизонта 0...0,2 м)

Тип почвы	Количество мест определения	Минимум	Максимум	Среднее арифметическое
1. Луговая черноземовидная	82	0,69	1,51	1,12
2. Луговая дерновая	68	0,71	1,78	1,18
3. Бурая лесная (тяжелого механического состава)	75	0,51	1,82	1,18
4. Бурая лесная (легкого механического состава)	81	0,30	1,88	1,25

Пластичность почвы – способность в результате внешнего механического воздействия деформироваться без нарушения сплошности формы. Почва имеет два предела пластичности: верхний и нижний. Разность между верхними и нижними пределами называется числом пластичности. Результаты измерения пластичности почвы для различных типов почв приведены в таблице 1.3 [202].

Таблица 1.3

Число пластичности для различных типов почв [202]
(глубина горизонта 0...0,2 м)

Тип почвы	Количество мест определения	Минимум	Максимум	Среднее арифметическое
1 Луговая черноземовидная	18	6	24	13
2 Луговая дерновая	14	3	17	10
3 Бурая лесная (тяжелого механического состава)	18	5	22	13
4 Бурая лесная (легкого механического состава)	12	2	15	8

Анализ данных таблицы 1.3 показывает, что число пластичности находится в пределах от 8 до 13, следовательно, рассмотренные типы почв являются пластичными.

Липкость почвы проявляется в двух видах: при вертикальном отрыве от почвы некоторой поверхности и при скольжении почвы по поверхности.

Первый вид проявления липкости почвы более характерен при качении гусеничных, колесных движителей. Второй вид проявляется при работе сельскохозяйственных машин. В условиях перемещения по переувлажненным почвам происходит залипание движителей почвой, что значительно увеличивает сопротивление перекачиванию сельскохозяйственных машин. Результаты измерения липкости почвы в зависимости от влажности и типа почвы в условиях Приморья приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Экспериментальные данные по липкости почвы, кг/см² [154]

Почва	Липкость, МПа, при влажности почвы, %							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Буро-подзолистая	0,06	0,11	0,13	0,16	0,17	0,14	0,006	0,002
Лугово-глеевая	0,07	0,12	0,16	0,19	0,17	0,13	0,04	0,01

Тягово-сцепные свойства гусеничной (колесной) машины определяются коэффициентом сцепления μ и коэффициентом внутреннего трения почвы ρ . Экспериментальные данные по данным величинам, полученные в условиях Приморья, приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5

Зависимость угла внутреннего трения и сцепления почвы от влажности и структурного состояния [154] (нормальная нагрузка 0,25 кг/см²)

Почва	Влажность почвы, %	Угол внутреннего трения, град	Внутреннее сцепление, МПа
1	2	3	4
Буро-подзолистая: – ненарушенного сложения	30	39	0,031
	40	15	0,020
	50	12	0,011
	60	11	0,010
– нарушенного сложения	40	11	0,006
	50	3	0,004
	60	1	0,002
Лугово-глеевая: – ненарушенного сложения	30	46	0,040
	40	18	0,017
	50	12	0,012
	60	11	0,010
– нарушенного сложения	40	14	0,014
	50	4	0,002
	60	1	0,001

С увеличением влажности коэффициент внутреннего трения и сцепление буро-подзолистых и лугово-глеевых почв уменьшаются, способность их сопротивляться сдвигающим нагрузкам снижается.

Проведенные авторами экспериментальные исследования выполнены на полях Благовещенского района (с. Марково, с. Грибское, учебно-опытное хозяйство ДальГАУ), Михайловского района (с. Зеленый Бор, Амурская государственная машиноиспытательная станция).

Химико-механический анализ показывает, что почва опытных участков по механическому составу глинистая, по типу почвы лугово-глеевая. Объемная масса почвы ненарушенной структуры составляет 1120...1640 кг/м³. Изменений объемной массы почвы по глубине погружения штампа в почву не отмечалось. Объемная масса скелета почвы находилась в пределах 1340...1870 кг/м³. Влажность почвы при проведении экспериментальных исследований составляла 56,1...62,3%. Колебание влажности по глубине погружения штампа в почву (0,05...0,20 м) практически не наблюдалось. Пластичность почвы характеризовалась верхним и нижним пределами текучести. Разность между данными пределами определяет число пластичности почвы. Число пластичности почвы изменялось в пределах 16...18.

Липкость почвы в значительной мере определяется влажностью. Нижняя граница влажности соответствует началу проявления липкости, верхняя – прекращению липкости почвы. Липкость почвы определялась в контакте с почвой металлического диска, очищенного от растительных остатков, и в контакте диска с почвой, содержащей растительные остатки.

Результаты экспериментальных данных липкости почвы от влажности, нормального давления, агротехнического фона представлены в таблицах 1.6, 1.7.

Анализ опытных данных показывает, что зависимость липкости почвы от влажности имеет экстремальный характер, липкость увеличивается с возрастанием влажности до определенной величины, а затем, достигнув максимального значения, резко уменьшается. Липкость с увеличением нормального давления диска на почву возрастает. Так увеличение давления с 10 кПа до 40 кПа повышает липкость почвы в среднем на 15-25%. Устранение растительного покрова с поверхности контакта диска с почвой увеличивает ее липкость.

Таблица 1.6

Зависимость липкости почвы от влажности и нормального давления,
(почва-металл)

Нормальное давление, кг/см ²	Влажность, %					
	15	25	35	45	55	65
0,10	0,41	1,63	2,42	2,67	1,84	0,08
1	2	3	4	5	6	7

продолжение табл.1.6

0,20	0,89	2,27	3,04	2,91	2,34	0,46
0,30	1,44	2,72	3,29	3,37	2,65	1,03
0,40	2,11	2,98	3,67	3,80	3,16	1,87

В графической форме зависимость липкости почвы от влажности, нормального давления, фона представлена на рисунках 1.1, 1.2.

Таблица 1.7

Зависимость липкости почвы от влажности и нормального давления,
(стерня-металл)

Нормальное давление, кг/см ²	Влажность, %					
	15	25	35	45	55	65
0,10	0,19	1,12	1,76	1,71	1,06	0,12
0,20	0,56	1,34	1,82	2,02	1,53	0,68
0,30	0,87	1,76	1,19	2,34	2,07	1,21
0,40	1,45	1,98	1,24	1,68	2,60	1,78

Связность почвы характеризуется внутренним сцеплением и коэффициентом внутреннего трения. Зависимость коэффициента внутреннего трения почвы от нормального давления представлена на рисунке 1.3. Зависимость сопротивления почвы сдвигу от нормального давления представлена на рисунке 1.4.

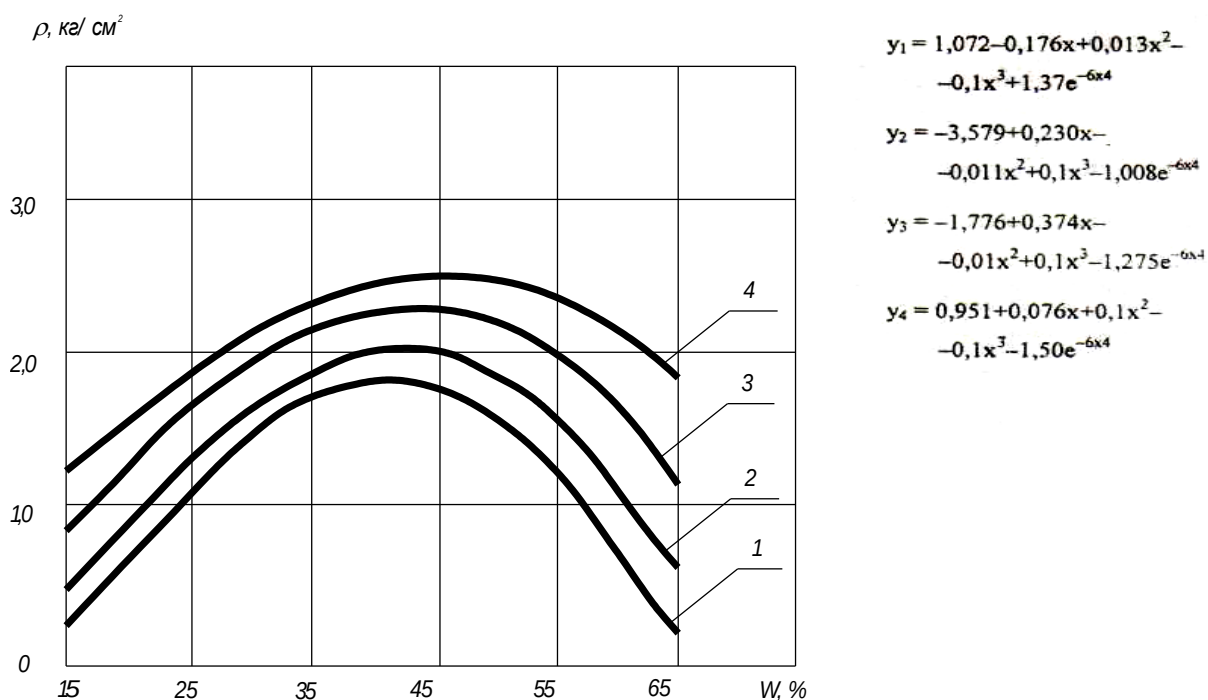


Рис. 1.1. Зависимость липкости почвы от влажности и нормального давления
(стерня-металл) $y=f(W)$

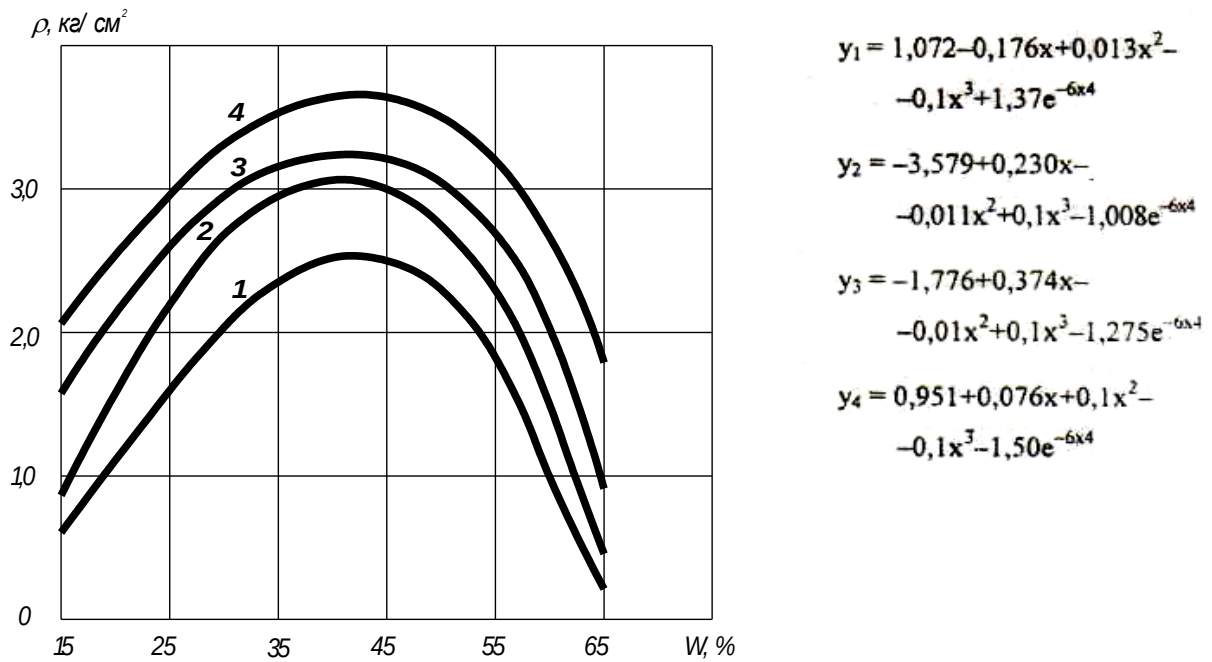


Рис. 1.2. Зависимость липкости почвы от влажности и нормального давления (почва-металл) $\rho = f(w)$

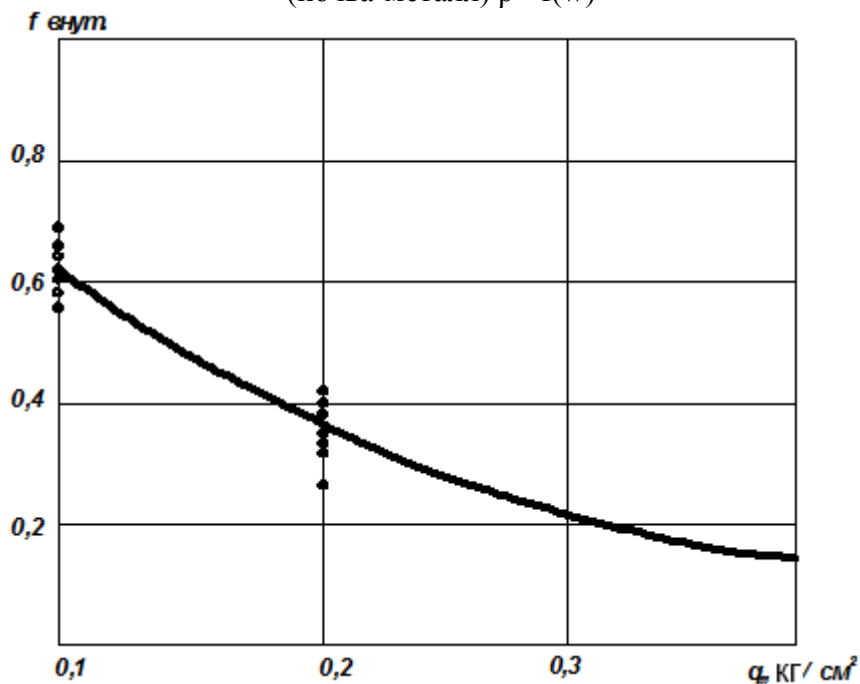


Рис. 1.3. Зависимость коэффициента внутреннего трения почвы от нормального давления ($f = 0,96 - 4,2q + 7,5q^2 - 5,0q^3$)

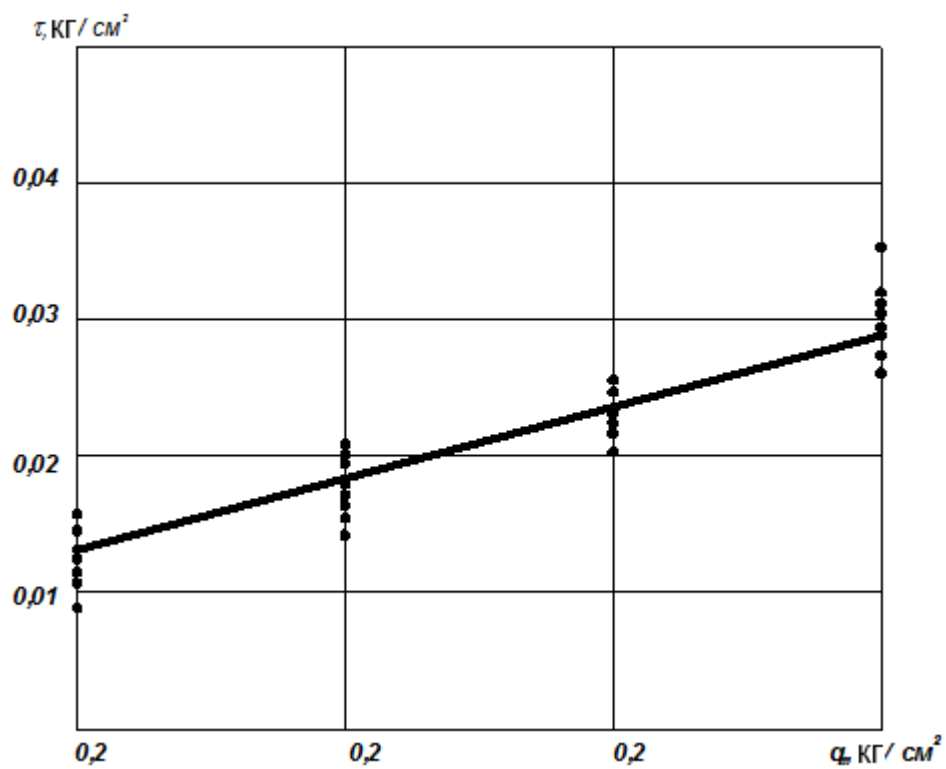


Рис. 1.4. Зависимость сопротивления почвы сдвигу от нормального давления
($f=0,014+0,236q$)

ГЛАВА 2 ТЕОРИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН С ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫМИ ПОЧВАМИ ДАЛЬНОГО ВОСТОКА

2.1 ОСНОВЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ПОЧВОЙ

Уборочные машины навешены в основном на гусеничные и колесные движители. В предыдущем параграфе обосновано использование на Дальнем Востоке гусеничных машин. Однако методологический подход в исследованиях процесса взаимодействия с почвой обоих типов движителей имеет много общего. Поэтому для более полного анализа рассмотрено перекаатывание по опорному основанию как гусеничных, так и колесных движителей.

Основы общей теории мобильных машин заложены в работах А.Н.Судакова [169], В.П. Горячкина [47], М.Х. Пигулевского [125], М.Н.Летошнева [104], Е.Д. Львова [108], Е.М. Харитончика [178, 179], Д.К. Карельских, М.К. Кристи [72], М.И. Медведева [116, 117], А.С.Антонова, Е.И. Магидовича, Б.А. Артамонова [5, 6, 7], В.Ф. Бабкова [9, 10, 11, 12], А.К. Бируля [20, 21], В.И. Заславского [64], Н.И. Груздева [48], Я.Е. Биновича, П.И. Иванова, А.А. Прокофьева [19], А.И.Благонравова [22] и ряда других ученых.

Дальнейшее развитие теория самоходных машин получила в трудах Д. А. Чудакова [187,188], М. Е. Мацепуры [112, 113, 114, 115, 116], Б.Я.Янушкевича [191], Ф. А. Опейко [121], С. С. Корчунова [94], В. В. Кацыгина [75, 76, 77, 78], И. А. Ульянова [176], И. Б. Барского [14, 15], В. В. Гуськова [49, 50, 51, 52, 53, 54], Н. А. Забавникова [62], Г.С.Солопова [164], Н. Ф. Бочарова [24], А. А. Хлуса [183], С.Н.Хробостова [184], М. М. Танклевского [171], В. А. Скотникова [150, 151, 152, 153, 154, 155], И. П. Ксеневица [96], Г. А. Леонтьева [102], А.Ф.Пескова [124], Б.Н. Пинигина [126], Гао Син-Фана [43], Ю.Ф.Гинзбурга, А. И. Шведа, А. П. Парфенова [45], А. П. Софияна [165,166], Я. С. Агейкина [1], А. Ф. Полетаева [129], Г. А. Смирнова [157], И. И. Водяника [34, 35], Н. Л. Кладова [84], В. Г. Колоши [87], В.А.Русанова [135], М. М. Левина [101], Вонг Джу [36], Н. Д. Баранова [13], А.К. Ваганова [28], Ван Де-Тин [29], А. А. Жвиренаса [61], В.П.Запольского [63], А. С. Николаева [119], Ю. А. Соколова [161], А.К.Тургиева [175], А.В. Полетаева [132], Судакова А.Н. [170], В.В.Шульца, М.И. Летошева [103] и других.

Значительный вклад в теорию движителей внесли работы зарубежных исследователей М.Г. Беккера [203, 204, 205], N. Henning [210], W. Buchell [208], R. Kristek [211], M. Dwyer [209], C. Burt [207], J.Perumpal [214], T. Baker [206], D. Kuether [212], R. Ogorkiewich [213], J.Reed [216], H. Pollit [215].

Движение гусеничной машины осуществляется за счет взаимодействия опорного участка движителя с почвой. Под воздействием крутящего момента на ведущих звездочках между опорной поверхностью и почвой возникают касательные реакции. Касательные реакции, действуя на движитель, толкают машину вперед. Равнодействующая касательных реакций почвы (без учета внутренних потерь) является касательной силой тяги. В результате взаимодействия гусеничного движителя с почвой последняя подвергается деформации. Со стороны почвы возникают реакции, обуславливающие силу сопротивления движению машины. Возможность передвижения определяется преобладанием касательной силы тяги над сопротивлением движению. Рассмотрим физическую природу силы сопротивления и касательной силы тяги гусеничного движителя.

При движении машины часть энергии, подводимой к ведущим звездочкам, непроизводительно затрачивается на преодоление силы сопротивления движению. Сила сопротивления движению складывается из внутренних и внешних потерь [48, 50, 62, 108, 116, 117, 153, 186]

$$P_f = P_{f_M} + P_{f_{\Pi}}, \quad (2.1.)$$

где P_{f_M} – сила сопротивления движению вследствие внутренних потерь;

$P_{f_{\Pi}}$ – сила сопротивления движению вследствие внешних потерь.

Внутренние затраты мощности гусеничного движителя обусловлены трением и ударными нагрузками в механизмах ходовой части: потери на трение в подшипниках опорных и поддерживающих катков; на перекачивание опорных катков по гусеницам; на трение в шарнирах гусеничных звеньев; в зацеплении ведущих звездочек с гусеничными цепями.

Основная часть силы сопротивления движению вследствие внутренних потерь может быть определена эмпирическим выражением [39]

$$P_{f_{M_1}} = AT + BV^2 + DG, \quad (2.2)$$

где A, B, D – коэффициенты пропорциональности;

T – натяжение гусеничной цепи;

V – скорость движения машины;

G – эксплуатационный вес машины.

Гусеничные машины сельскохозяйственного назначения в основном передвигаются по легко деформируемой почве. При этом звенья опорного участка гусеничного обвода проворачиваются друг относительно друга под воздействием опорных катков. Это вызывает

появление дополнительной силы сопротивления движению [30, 150, 153, 167, 183], определяемой по формуле

$$P_{f_{M_2}} = 2r_{ш} \sum_{i=1}^n \mu_i \frac{T_i}{r_i}, \quad (2.3)$$

где $r_{ш}$ – радиус шарнира гусеничной цепи;

r_i – радиус ветви;

μ_i – коэффициент трения в шарнире;

T_i – усилие, действующее в i -ом шарнире при его повороте на угол $\Delta\varphi_i$;

n – число звеньев.

Общая сила сопротивления движению вследствие внутренних потерь гусеничного движителя определяется суммой выражений (2.2) и (2.3).

Внешние потери обуславливаются деформацией почвы. Сила сопротивления движению вследствие внешних потерь за счет деформации почвы в общем виде определяется по выражению [48, 50, 51, 62, 72, 108, 116, 117, 150, 151, 152, 153, 154, 191, 192, 193]

$$P_{f_n} = 2bqh = \frac{Gh}{2L}, \quad (2.4)$$

где h – глубина колеи;

q – напряжение сжатия почвы, равное нормальному давлению;

L – длина опорной поверхности движителя.

Раскрывая зависимость сжатия почвы от деформации $q = f(h)$, различные исследователи дают разную математическую интерпретацию выражения (2.4) и разные методы расчета силы сопротивления движению.

Наиболее точный метод расчета силы сопротивления движению, на наш взгляд, предложен в работах [49, 50, 52, 53, 129]. Согласно данным работам процесс формирования колеи осуществляется как направляющим, так и опорным участками гусеничного движителя. Направление деформации почвы принимается по вектору абсолютной скорости. Однако в указанных работах при определении сопротивления движению не совсем верно отражается физическая сущность процесса колееобразования для ряда видов почв. При деформации почвы гусеничными движителями происходит не только смятие почвы, но и ее выдавливание. Особенно это относится к переувлажненным почвам Дальнего Востока. Следовательно, при аналитическом расчете силы сопротивления движению необходимо учитывать это явление.

В литературе по теории трактора существуют две точки зрения на природу образования касательной силы тяги гусеничного движителя.

Ряд ученых [7, 72, 116, 117, 178, 179, 187 и др.] считает, что касательная сила тяги определяется суммой двух слагаемых: силой трения опорного участка движителя о поверхность пути и силой зацепления, обусловленной прессованием почвы зацепами, в направлении, противоположном движению:

$$P_K = \mu G + \sigma F, \quad (2.5)$$

где μ – коэффициент трения стали о почву;

G – эксплуатационный вес трактора;

σ – среднее горизонтальное напряжение почвы;

F – сумма вертикальных проекций опорных поверхностей почвозацепов, соприкасающихся с почвой.

Раскрывая оба члена выражения (2.5), вышеназванные авторы получают формулы, незначительно отличающиеся друг от друга в соответствии с принятыми при выводе допущениями.

В основе выражения (2.5) лежит предположение, что касательные реакции почвы возникают за счет сил трения о почву и упорных реакций, реализуемых при прессовании почвы зацепами. Величина горизонтального прессования почвы зацепами последовательно увеличивается вдоль опорной поверхности движителя. Чем ближе зацеп подходит к концу опорной поверхности, тем на большую величину он сдвигается (вследствие буксования), тем сильнее спрессовывает почву и тем большую долю силы зацепления воспринимает, то есть упорные реакции на зацепы равномерно возрастают вдоль опорной поверхности. Максимальная упорная реакция приходится на последний зацеп, участвующий в зацеплении с почвой.

Однако в работах [10, 13, 28, 125, 151, 182] экспериментально доказано, что деформация почвы зацепами в горизонтальном направлении очень мала или отсутствует совсем. Кроме того, положение о том, что упорные реакции равномерно возрастают вдоль опорной поверхности, не соответствует реальной действительности. Во всех случаях экспериментальные данные опровергают теоретические представления об обязательном наращивании нагрузки на почвозацепы по мере их приближения к задней кромке опорной поверхности гусеницы. В работе В. А. Скотникова отмечается, что "наращивается лишь смещение, сдвиг звеньев в направлении движения трактора" [151].

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что выше рассмотренное положение о механизме взаимодействия гусеничного движителя с почвой недостаточно полно объясняет физическую сущность процесса образования касательной силы тяги.

Группа исследователей [28, 30, 49, 50, 51, 52, 53, 137] считает, что касательная сила тяги определяется сопротивлением сдвигу, срезу

"почвенных кирпичей" и силами трения, возникающими между "почвенными кирпичами" и опорной поверхностью движителя о почву:

$$P_K = \sum_{i=1}^n P_{\tau_i} + \sum_{i=1}^n P_{CP_i}, \quad (2.6)$$

где i – число почвозацепов на опорной поверхности движителя;

P_{τ_i} – сумма реакций почвы, возникающих за счет сдвига "почвенных кирпичей";

P_{CP_i} – сумма реакций почвы, возникающих за счет среза "почвенных кирпичей".

Буксование гусеничного движителя обуславливается не прессованием почвы зацепами, а сдвигом "почвенных кирпичей", зажатых между зацепами, относительно нижележащих слоев почвы. Сдвиг гусеничного звена в начале опорной поверхности принимается равным нулю, в конце равным $S = \delta \cdot L$ (δ – буксование, L – длина опорной поверхности), то есть смещение гусеничных звеньев вдоль опорной поверхности определяется линейной зависимостью $S = \delta \cdot x$. Касательная сила тяги, развиваемая движителем, в интегральной форме определяется по выражению

$$P_K = \iint_F \tau df, \quad (2.7)$$

где τ – напряжение сдвига почвы;

df – элементарная площадка.

Раскрывая формулы (2.6) и (2.7), вышеназванные исследователи дают различную математическую интерпретацию и формулы в зависимости от вида используемой характеристики сдвига почвы.

Хотя при расчете по формуле (2.7) и принимается допущение, что при погружении в почву первого звена не возникает сцепления с почвой, данный метод определения касательной силы тяги более полно отражает физическую сущность явлений, происходящих при взаимодействии гусеничного движителя с почвой. Касательная сила тяги является суммой элементарных реакций почвы по всей длине опорной поверхности движителя.

Определение касательной силы тяги по формуле (2.7) осложняется тем, что физико-механические характеристики почвы, входящие в функцию $\tau = f(S)$, зависят от нормального давления, скорости движения, влажности почвы и других факторов.

Анализ различных гипотез по определению касательной силы тяги показывает, что при расчете силы тяги не совсем полно учитывается форма опорной поверхности движителя. В образовании силы тяги участвуют не только слои почвы, контактирующие с движителем, но и нижележащие слои почвы. Чем активнее нижние слои почвы вовлекаются в деформацию сдвига, тем большую силу тяги развивает движитель. Участие нижних слоев почвы в формировании касательной

силы тяги в значительной степени зависит от формы опорной поверхности гусеничного движителя.

2.2 ВЫБОР МОДЕЛИ ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЧВ ДАЛЬНЕГО ВОСТОКА

Движение транспортного средства осуществляется за счет взаимодействия движителя с опорным основанием. Следовательно, состояние основания определяет возможность движения машины вообще. Поэтому при изучении процесса взаимодействия движителя с основанием необходимо предварительно определиться с моделью самого опорного основания.

В сельскохозяйственном производстве опорным основанием является почва. В общем случае почва представляет собой сложнейшую дисперсную систему, состоящую из трех фаз: твердой, занимающей большую часть объема; жидкой, частично или полностью занимающей промежутки между твердыми частицами (поры), и газообразной, также занимающей частично или полностью поры почвы и содержащейся в растворенном состоянии в почвенной воде. Твердые частицы почвы состоят как из минеральной, так и органической частей. Минеральная часть почвы включает различного рода минералы. Органическая часть почвы состоит из неразложившихся растительных остатков, промежуточных продуктов разложения этих остатков, живых микробов, гумуса.

Изменение составляющих почвы оказывает существенное влияние на ее физические и физико-механические свойства. Поэтому выбор модели, учитывающей полностью реальные свойства почвы, представляет значительные трудности. При этом необходимо учитывать упругие, вязкие, пластичные свойства почвы. Выбирая модель почвы, необходимо учитывать следующее. Большая часть земель Дальнего Востока имеет маломощный пахотный горизонт – в пределах 0,2...0,3 м. Далее расположен плотный глинистый подстилающий слой, несущая способность которого гораздо выше несущей способности верхнего слоя.

В качестве теоретической основы для решения рассматриваемого вопроса выбрана плоская задача – о предельном равновесии слабых грунтов, подстилающих жестким основанием. Данная задача в первом приближении решена в механике грунтов. Применительно к изучению процесса деформации почвы гусеничным движителем проблема значительно усложняется. Необходимо учитывать характерные особенности взаимодействия движителя машины с почвой. Основными из них, на наш взгляд, являются – малое время воздействия деформатора на почву; цикличность нагружения, вследствие перекатывания опорных катков; незначительная величина нормального давления;

проскальзывание опорного участка движителя (вследствие буксования) относительно опорного основания.

Остановимся предварительно на выборе модели верхнего слоя почвы.

Выбор модели для почв Дальнего Востока можно произвести из следующего условия. Характерной особенностью Дальнего Востока является избыточное переувлажнение почвы в период уборочных работ. При деформации переувлажненной почвы происходит вытеснение воды из пор почвы. Скорость деформации определяется скоростью движения воды в порах почвы, которая в значительной мере зависит от коэффициента фильтрации. В свою очередь коэффициент фильтрации зависит от механического состава почвы. С повышением содержания в почве глинистых частиц коэффициент фильтрации резко уменьшается. Коэффициент фильтрации суглинков и глин изменяется десятиллионными долями метра в сутки [38], то есть практически эти почвы водонепроницаемы. При быстром приложении нагрузки данные почвы деформируются как малосжимаемое тело. Это положение должно быть справедливо и для почв Дальнего Востока, поскольку типичными почвами этого края являются тяжело-суглинистые и глинистые почвы.

Изучение процесса движения уборочных машин на гусеничном ходу по переувлажненным почвам [26, 40] позволило установить, что вследствие малого коэффициента фильтрации и незначительного времени воздействия движителя на почву поровая вода не успевает выдавливаться из почвы. Почва деформируется при практически неизменном объеме и сохраняет форму после снятия нагрузки. В этом случае почва, представляя собой несжимаемое тело, почва может рассматриваться как жестко пластическая среда.

С учетом данного допущения изучение деформации почвы с достаточной степенью точности может быть осуществлено на базе теории предельного равновесия, разработанной В.Ф. Бабковым [9], Н.И. Безруковым [17], Н.Ф. Орнатским [123], Л.М. Качановым [79], В.В. Соколовским [163, 164], Н.А. Цытовичем [186].

2.3 УСЛОВИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ ПОЧВЫ

Давление, передаваемое движителем на почву, создает в ней внутренние усилия, интенсивность которых принято характеризовать напряжениями, то есть величиной усилия, приходящегося на единицу площади.

Для лучшего понимания сущности физических явлений, происходящих при нарушении прочности почвы, рассмотрим напряженное состояние в простейшем случае для плоской задачи по Н.А. Цытовичу [186]. Под воздействием внешней нагрузки интенсивностью q , в почве возникают нормальные и касательные

напряжения. Через любую точку внутри почвы можно провести под произвольным углом α к поверхности почвы элементарную площадку mn (рисунок 2.1), на которую будут действовать напряжения: нормальное $\sigma_{\alpha n}$ и касательное $\tau_{\alpha n}$. Для связной почвы к нормальному напряжению добавляется давление связности p_E (замещающее сцепление почвы C). Полное напряжение на площадке mn равно p , составляющие его $\sigma'_{\alpha n} = \sigma_{\alpha n} + p_E$, $\tau'_{\alpha n} = \tau_{\alpha n}$. Напряжение p направлено под углом отклонения θ к нормали n . Вероятность начала разрушения почвы тем больше, чем больше соотношение между касательными и нормальными напряжениями, то есть чем больше угол отклонения.

Условие возникновения пластических деформаций почвы может быть проанализировано с помощью круга Мора, графически выражающего соотношение между действующими напряжениями [9, 186]. Обозначим главные напряжения σ_1 и σ_3 . Напряжение при плоской задаче не отражается на условиях возникновения пластических деформаций [9]. Предельно возможным соотношением напряжений в почве (случай предельного равновесия) является момент, когда касательная к кругу Мора AM (рисунок 2.2) проведена под углом, равным углу внутреннего трения почвы ρ .

При этом

$$\frac{\tau_{\alpha n}}{\sigma_{\alpha n} + p_E} = \operatorname{tg} \rho.$$

Из рисунка 2.2 имеем

$$\sin \rho = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3 + p_E} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3 + 2c \cdot \operatorname{ctg} \rho}. \quad (2.8)$$

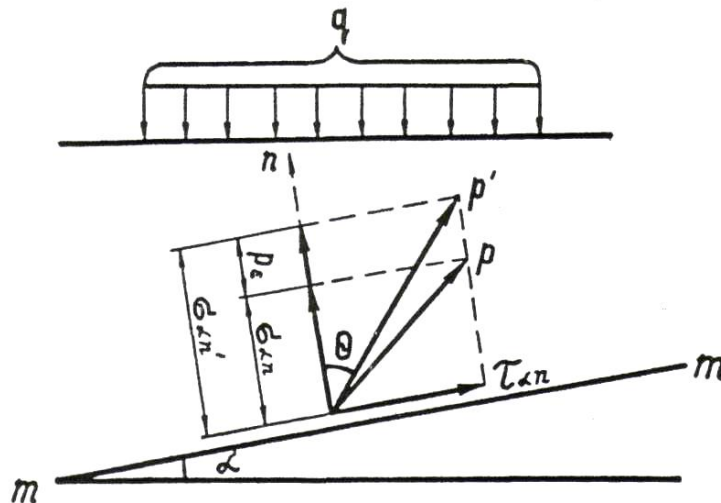


Рис. 2. 1. Напряжения, действующие на площадку

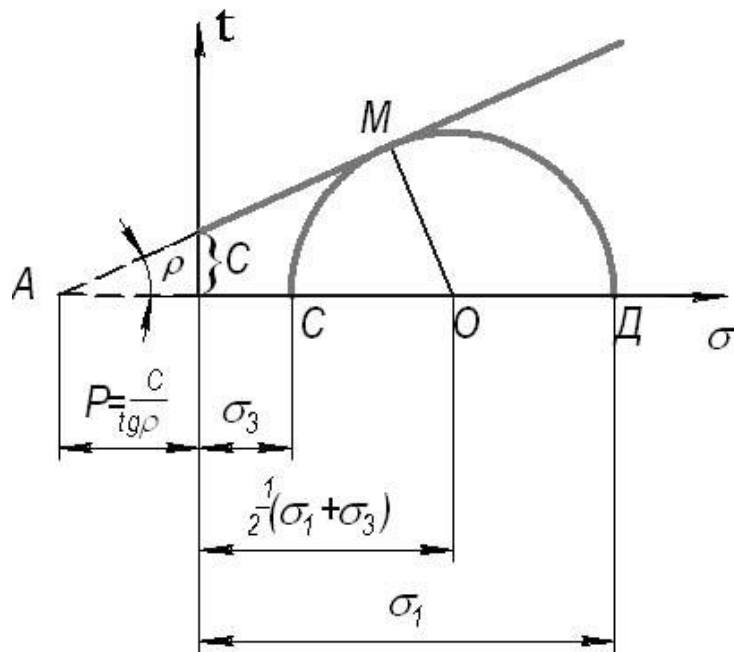


Рис.2.2. Определение предельного состояния напряжений в почве при помощи круга Мора

Выражение (2.8) является условием предельного напряженного состояния почвы [9, 186].

В аналитические выражения для расчета опорных и тягово-сцепных свойств гусеничных машин входит зависимость между нагрузкой и деформацией почвы. Поэтому прежде чем перейти к теоретическим исследованиям необходимо выбрать зависимости, описывающие с достаточной достоверностью, закономерности деформации переувлажненных почв Дальнего Востока гусеничным движителем.

2.4 ВЫБОР ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ДЕФОРМАЦИИ ПЕРЕУВЛАЖНЕННОЙ ПОЧВЫ

Для описания характера деформации почвы от нормальной нагрузки предложен ряд закономерностей $q = f(h)$: линейная [5, 108, 137, 177], степенная [10, 11, 12, 20, 21, 110, 142, 192, 193, 194], показательная [93, 94, 120, 174], гиперболическая [77]. В свою очередь каждая зависимость раскрывается различными исследованиями по-разному в зависимости от принятых допущений. Преимущества и недостатки каждой зависимости общеизвестны [50, 51, 77, 137].

Зависимости $q = f(h)$ получены в основном путем вдавливания штампа в почву. Приложение нагрузки в этом случае носит статический характер. Полученные таким образом зависимости $q = f(h)$ не совсем

полно соответствуют реальной действительности, поскольку при деформации гусеничным движителем почвы приложение нагрузки носит динамический характер. Деформация почвы движителем производится не по нормали к гусеничной цепи, а по вектору абсолютной скорости. Нагрузка на почву возрастает от нуля до давления под опорной поверхностью движителя.

Таким образом, для более точного расчета опорных и тягово-сцепных устройств необходимо иметь зависимость $q = f(h)$, полученную в реальных условиях деформации почвы гусеничным движителем.

Для определения вида искомой зависимости были использованы полученные авторами экспериментальные эпюры нормального давления и формирования колеи по длине опорной поверхности исследуемого движителя (рисунок 2.3). Из данных эпюр видно, что увеличение давления на почву вызывает пропорциональное повышение глубины колеи. Снимая соответствующие ординаты с эпюр нормального давления и формирования колеи, можно определить вид зависимости $q = f(h)$. Полученные таким образом результаты приведены на рисунке 2.3.

Экспериментальные данные зависимости $q = f(h)$ могут быть аппроксимированы следующими функциями: линейной, показательной, гиперболического тангенса.

По результатам исследований (рисунок 2.4) видно, что зависимость между нагрузкой и деформацией почвы при малой глубине колеи (до 0,2 м) наиболее точно описывается функцией гиперболического тангенса. При большей глубине колеи интенсивность роста деформации почвы резко уменьшается и гиперболическая функция уже не полностью отражает характер деформации почвы. Объясняется это тем, что почвы Дальнего Востока имеют плотный подстилающий слой, несущая способность которого выше несущей способности верхнего переувлажненного слоя почвы.

Для того чтобы определить, какая из данных зависимостей лучше описывает экспериментальные результаты, определим коэффициенты корреляции для каждой функции. Оценка надежности вычисленных коэффициентов корреляции произведена по ошибке коэффициента корреляции.

Таблица 2.1

Таблица коэффициентов корреляции и ошибок коэффициентов корреляции для выбора функциональной зависимости между нормальным давлением и деформацией почвы

Номер опыта	Влажность почвы	Коэффициент корреляции и ошибка коэффициента корреляции для функции		
		$q = c_0 h$	$q = q_0 \left(1 - e^{-\frac{c_0}{q_0} h} \right)$	$q = q_0 t h \frac{c_0}{q_0} h$
1	2	3	4	5
10	64 – 67	$r = 0,823$ $m = 0,036$	$r = 0,696$ $m = 0,058$	$r = 0,844$ $m = 0,032$
37	62 – 65	$r = 0,796$ $m = 0,041$	$r = 0,667$ $m = 0,062$	$r = 0,732$ $m = 0,051$
8	69 – 72	$r = 0,814$ $m = 0,037$	$r = 0,684$ $m = 0,059$	$r = 0,796$ $m = 0,041$
12	61 – 65	$r = 0,806$ $m = 0,039$	$r = 0,698$ $m = 0,057$	$r = 0,815$ $m = 0,037$
31	69 – 74	$r = 0,784$ $m = 0,043$	$r = 0,604$ $m = 0,071$	$r = 0,755$ $m = 0,045$
11	75 – 79	$r = 0,820$ $m = 0,036$	$r = 0,660$ $m = 0,063$	$r = 0,783$ $m = 0,043$
9	60 – 64	$r = 0,803$ $m = 0,059$	$r = 0,640$ $m = 0,066$	$r = 0,745$ $m = 0,050$
44	68 – 72	$r = 0,821$ $m = 0,036$	$r = 0,693$ $m = 0,058$	$r = 0,808$ $m = 0,039$
15	76 – 80	$r = 0,795$ $m = 0,041$	$r = 0,656$ $m = 0,063$	$r = 0,821$ $m = 0,036$
23	67 – 73	$r = 0,810$ $m = 0,038$	$r = 0,687$ $m = 0,059$	$r = 0,787$ $m = 0,043$

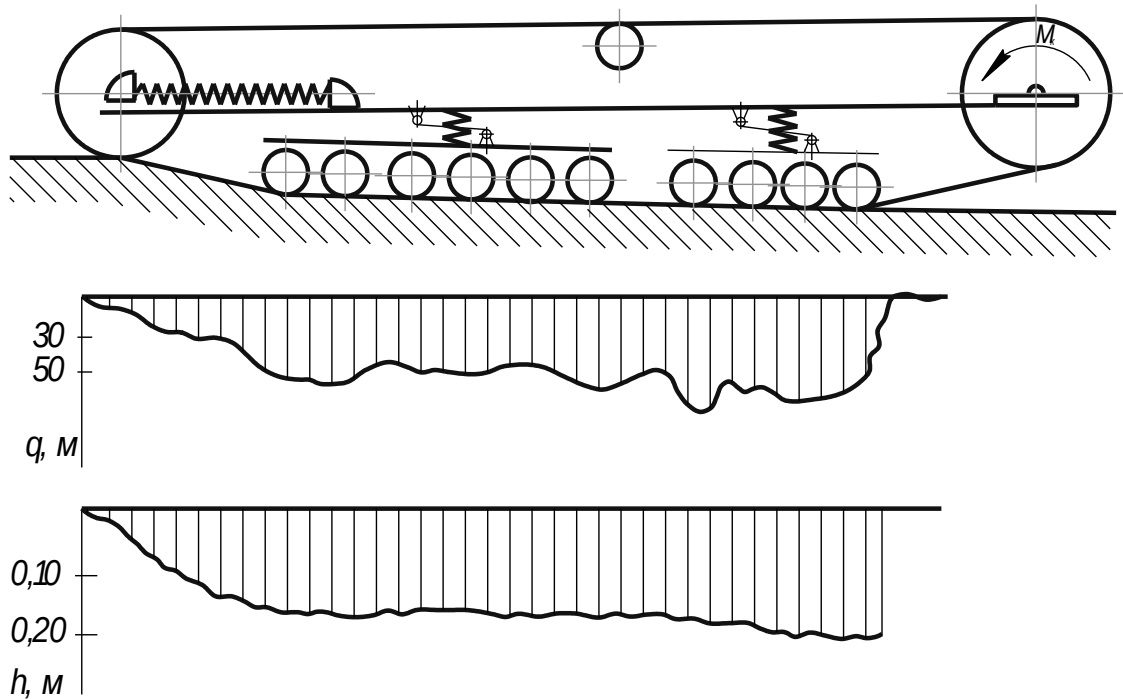


Рис. 2. 3. Эпюра распределения нормального давления и формирования колеи по длине опорной поверхности гусеничного движителя

Стерня пшеницы $W = 62 - 65\%$ опыт № 37

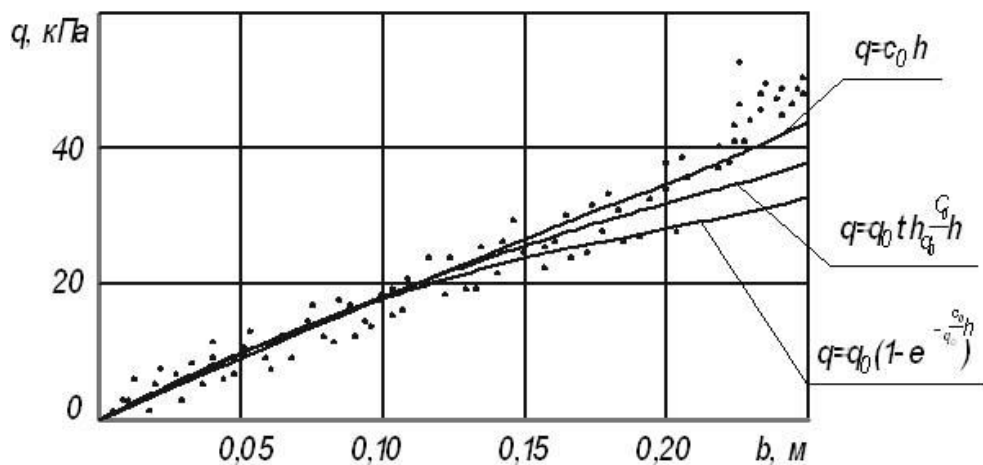


Рис. 2.4. Зависимость между нормальным давлением и деформацией почвы

Анализ результатов таблицы показывает, что наиболее полно зависимость между нормальным давлением и деформацией почвы отображается линейной функцией. Для точной оценки определим среднюю квадратическую погрешность, возникшую при переходе от экспериментальных данных к функциональным зависимостям. Средняя квадратическая погрешность находится по формуле [32]

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (q_i - q_{i_p})^2}{n-1}}, \quad (2.9)$$

где q_i – нормальное давление, определенное экспериментально;
 q_{i_p} – нормальное давление, определенное по функциональным зависимостям;
 n – число измерений.

Средняя квадратическая погрешность для линейной зависимости равна 2,08, для гиперболической – 2,25, для показательной – 3,83.

Отсюда видно, что линейная функция при наличии подстилающего слоя и деформации почвы до 0,20-0,25 м наиболее точно описывает зависимость $q = f(h)$ (в реальных условиях эксплуатации уборочных машин глубина колеи находится в отмеченных пределах).

Линейная функция не противоречит зависимости гиперболического тангенса. Формула $q = c_0 h$ является частным случаем этой зависимости. В.В. Кацыгин [77] доказывает это путем разложения формулы $q = q_0 th \frac{c_0}{q_0} h$ в степенной ряд

$$q = q_0 th \frac{c_0}{q_0} h = c_0 h - 1c_0 \left(\frac{c_0}{q_0} \right)^2 h^3 + 2c_0 \left(\frac{c_0}{q_0} \right)^4 h^5 - 17c_0 \left(\frac{c_0}{q_0} \right)^6 h^7 + \dots + \frac{2^{2n}(2^{2n}-1)}{2n!} B_{2n} c_0 \left(\frac{c_0}{q_0} \right)^{2n-2} h^{2n-1}, \quad (2.10)$$

где B_{2n} – число Бернулли.

Линейная функция $q = c_0 h$ является первым членом степенного ряда. При определенной глубине колеи эта формула является первым приближением зависимости гиперболического тангенса.

Таким образом, закономерность деформации переувлажненной почвы под воздействием нормальной нагрузки со стороны гусеничного движителя (при наличии жесткого подстилающего слоя и глубине колеи до 0,20...0,25 м) с достаточной степенью точности может быть описана линейной функцией $q = c_0 h$.

Зависимость касательных напряжений от деформации почвы является основой для расчета тягово-сцепных свойств движителя.

Известен ряд зависимостей касательных напряжений от деформации сдвига почвы. Наибольшее распространение получили зависимости, предложенные Г.И. Покровским [128], М.Г. Беккером [203, 204, 205]. Более полно реальной действительности сдвига почвы отвечает зависимость Г.И. Покровского [128]

$$\tau = (c_1 e^{-c_3 S} + c_2) (1 - e^{-c_4 S}), \quad (2.11)$$

где τ – касательное напряжение почвы;
 S – величина сдвига звена гусеницы;
 c_1, c_2, c_3, c_4 – эмпирические коэффициенты, характеризующие свойства и состояние почвы.

Анализ данной формулы позволяет сделать следующие выводы. При достаточно большой деформации напряжение сдвига стремится к постоянной величине. Процесс сдвига имеет две фазы: в первой напряжение увеличивается с ростом деформации $\frac{dF}{dS} > 0$, во второй –

уменьшается $\frac{dF}{dS} < 0$. Граница между этими двумя стадиями характеризует момент разрушения связей в почве. Ему соответствует величина, представляющая силу трения покоя. Таким образом, выводы из теоретической зависимости (2.11) не противоречат экспериментальным данным.

Произведя преобразования формулы (2.11) на основании гиперболических функций, В. В. Кацыгин [77] получил следующую зависимость между напряжением сдвига и деформацией для связных грунтов

$$\tau = f_{СК} q \left(1 + \frac{f_{ПР}}{ch \frac{S}{k_\tau}} \right) th \frac{S}{k_\tau}, \quad (2.12)$$

где $f_{СК}$ – коэффициент внешнего трения скольжения почвы;

$f_{ПР}$ – приведенный коэффициент трения

$$f_{ПР} = 2,55 \left(\frac{f_{П} - f_{СК}}{f_{СК}} \right),$$

где $f_{П}$ – коэффициент трения покоя;

k_τ – коэффициент деформации

$$k_\tau = \frac{S_0}{arcch \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{ПР}}}{2 f_{ПР}} \right)},$$

где S_0 – деформация, соответствующая максимальному напряжению сдвига.

Для пластичных грунтов ($f_{П} = f_{СК}, f_{ПР} = 0$) формула (2.12) упрощается и имеет вид [50]

$$\tau = f_{СК} q th \frac{S}{k_\tau}. \quad (2.13)$$

Величина коэффициента деформации в формуле (2.13) определяется по выражению [77]

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{CK} m_S}{tg|\alpha|_{\tau=0} m_{\tau}}.$$

где $tg|\alpha|_{\tau=0}$ – тангенс угла наклона к оси OS , касательной к кривой в начале

координат;

m_S – масштаб по оси OS , отвлеченное число, показывающее, сколько метров реальной деформации соответствует 1 м графика;

m_{τ} – масштаб по оси $O\tau$.

Пример аппроксимации экспериментальных данных (опытные данные заимствованы из работы [137]), гиперболической зависимостью между напряжением и деформацией сдвига для переувлажненных почв Дальнего Востока показан на рисунке 2.5, из которого видно, что формула (2.13) может быть успешно использована для описания зависимости $\tau = f(S)$.

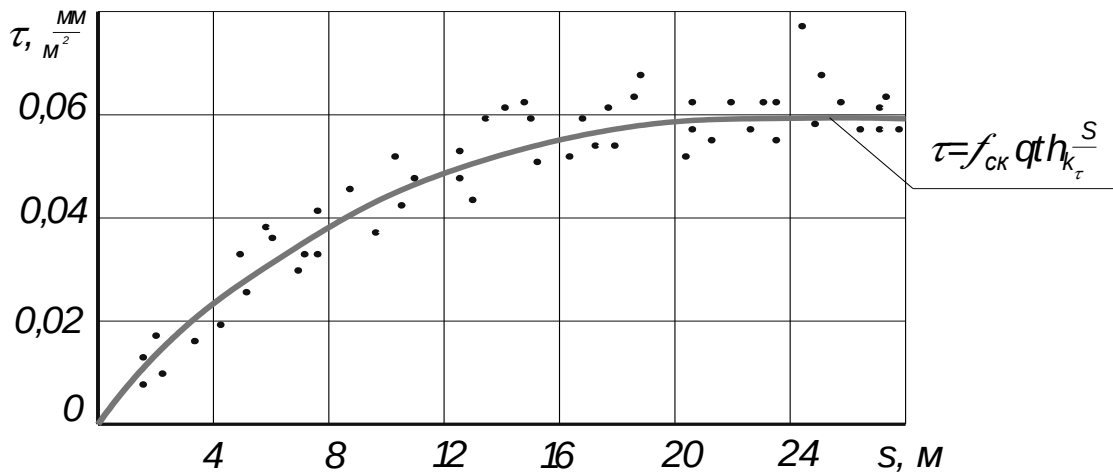


Рис. 2. 5. Зависимость между касательным напряжением и деформацией почвы
(стерня пшеницы, влажности почвы $W = 68,4\%$, $q = 31$ кПа)

2.5 СХЕМА ДЕФОРМАЦИИ ПОЧВЫ ГУСЕНИЧНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Анализ осциллограмм с записью характера формирования колеи по длине опорной поверхности показывает, что при равномерном распределении нормального давления образование колеи исследуемым движителем заканчивается в основном под первыми опорными катками.

Следовательно, основная часть деформации почвы производится направляющим участком движителя.

Рассмотрим характер развития деформации переувлажненной почвы под воздействием направляющего участка движителя. В первоначальный момент нагружения почвы (рисунок 2.6) под гусеницей образуется условное уплотненное ядро, имеющее близкое к треугольному сечению ABC . Боковые грани AC и BC могут быть приняты за плоскости активного сдвига [122], которые наклонены к направлению главного напряжения под углом $\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}$. Образовавшееся уплотненное ядро оказывает боковое давление на почву. Этому давлению препятствует сопротивление сдвига по линиям скольжения CDM и CEK . При достижении некоторой критической нагрузки нарушаются внутренние связи в почве, происходит сдвиг почвы по поверхностям скольжения, движитель погружается в почву, при этом происходит выдавливание ее по краям гусеницы. Сдвиг почвы осуществляется по поверхностям пассивного сопротивления сдвигу, которые наклонены к направлению главного напряжения под углом $\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}$ [122].

В процессе образования уплотненного ядра часть почвы подвергается уплотнению. Это вносит погрешность в рассмотрение переувлажненной почвы как несжимаемой жестко-пластической среды. Для оценки этой погрешности при проведении экспериментальных исследований нами определялся профиль колеи (рисунок 2.7). Изменение объема почвы при деформации оценивалось отношением $C + \frac{B}{A}$, среднее значение которого равнялось 0,94, коэффициент вариации – 7,85%, повторность опыта – двадцатикратная. Таким образом, изменение объема почвы незначительно, поэтому в целом почву можно продолжать рассматривать как несжимаемое тело в условиях переувлажнения.

При наличии близкорасположенного жесткого подстилающего слоя характер деформации почвы под направляющим участком движителя изменяется.

Теоретической основой предельного равновесия среды с учетом жесткого подстилающего слоя является задача теории пластичности о сжатии тонкого слоя пластического материала между двумя жесткими плитами. В работах В. В. Соколовского [163], Л. М. Качанова [79] и других доказано, что при сжатии тонкого слоя пластического материала в последнем возникают как пластические, так и жесткие области. Поля линий скольжения при различных соотношениях ширины штампа и толщины деформируемого слоя (рисунок 2.8) показаны на рисунке 2.9. В пластических областях линии скольжения обоих семейств являются криволинейными.

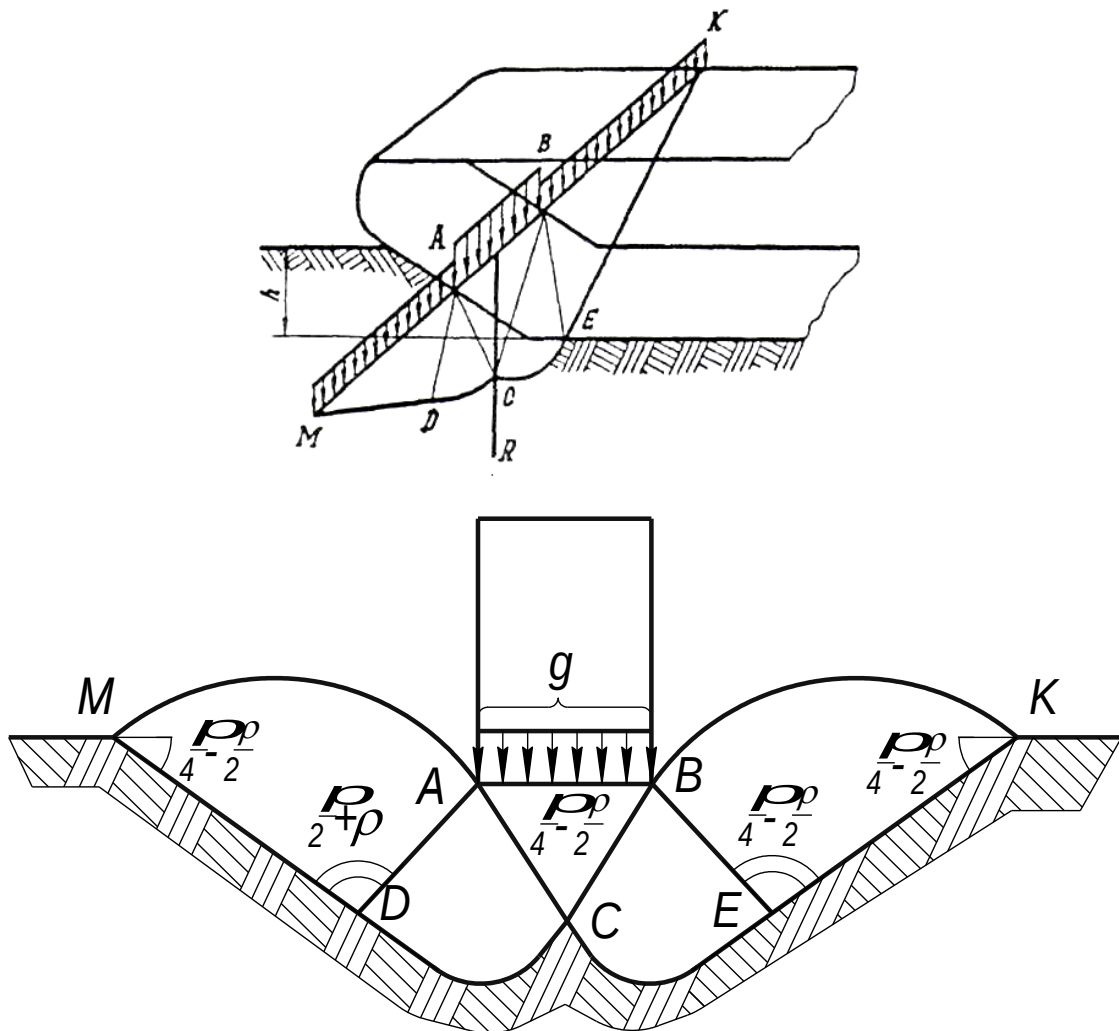


Рис. 2.6. Схема деформации переувлажненной почвы направляющим участком движителя

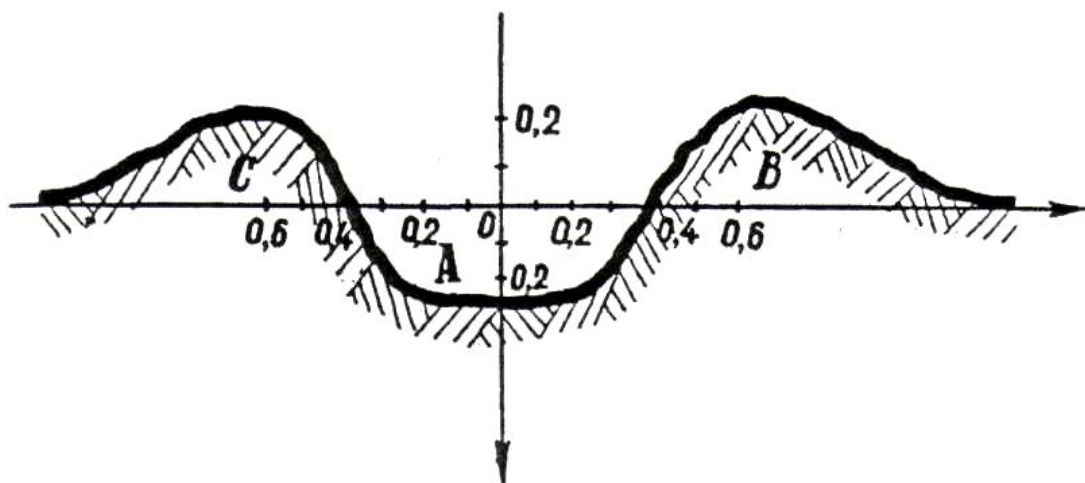


Рис. 2.7. Профиль колеи

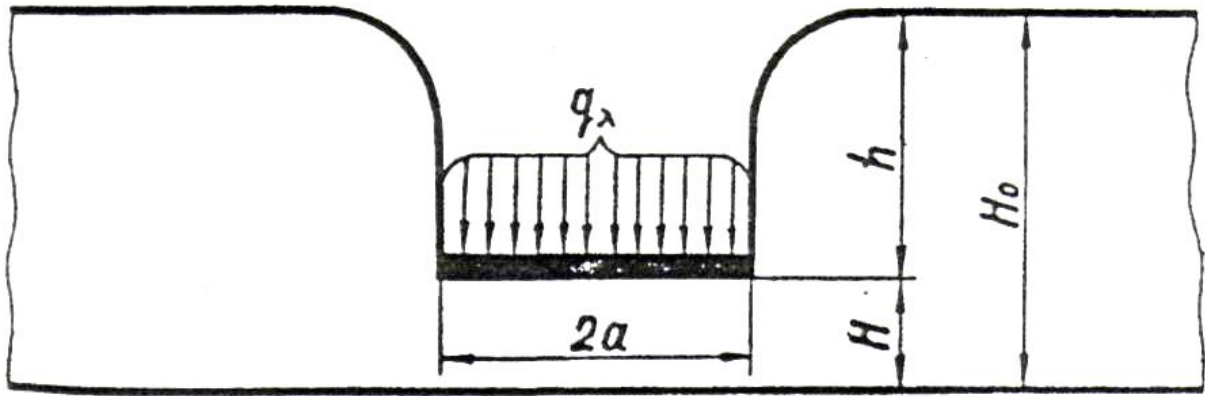


Рис. 2. 8. Схема деформации почвы с учетом жесткого подстилающего слоя

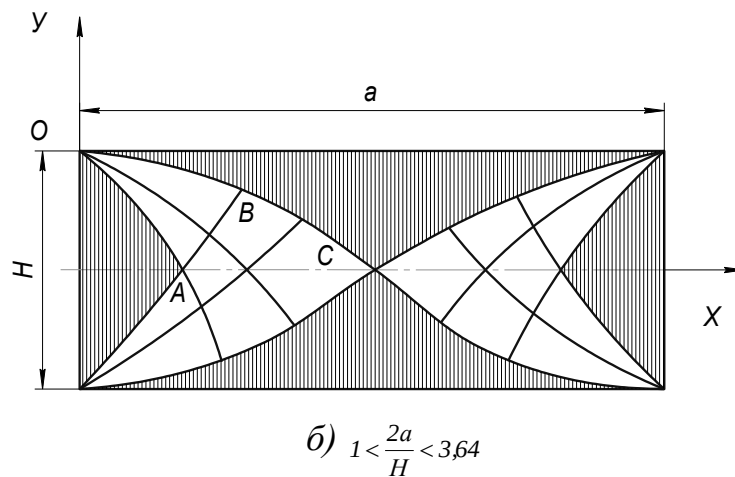
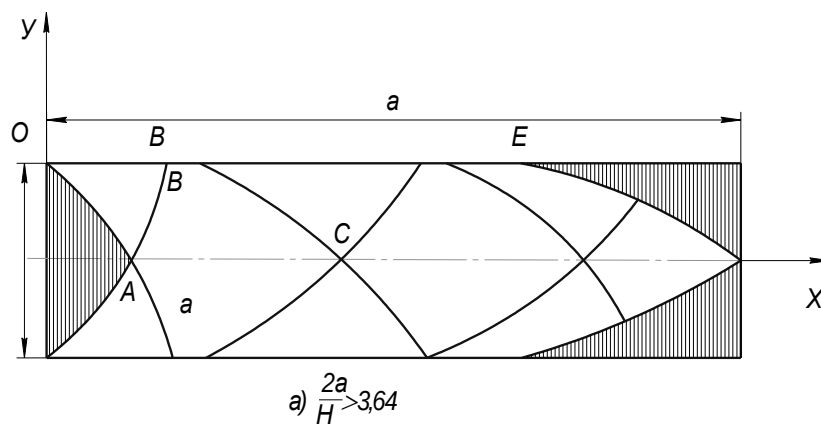


Рис. 2.9. Поля линий скольжения пластического тела с учетом жесткого подстилающего слоя при различных отношениях ширины штампа $2a$ к толщине деформируемого слоя H . Заштрихованные области при деформации остаются жесткими

Под опорными катками движителя характер деформации почвы аналогичен последнему разобранным положению. В данном случае выдавливания почвы из-под гусеницы не происходит. Объясняется это наличием близко лежащего жесткого подстилающего слоя. Нарушение предельного равновесия приводит не к выдавливанию почвы, а к ее осадке вниз за счет разжатия почвы, окружающей область пластических деформаций [41].

Зная характер деформации почвы, произведем расчет образования колеи по длине опорной поверхности гусеничного движителя.

2.6 ТЕОРИЯ КОЛЕЕОБРАЗОВАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

При равномерном распределении нормального давления основная часть деформации почвы производится направляющим, меньшая часть – опорным участками движителя (рисунок 2.10).

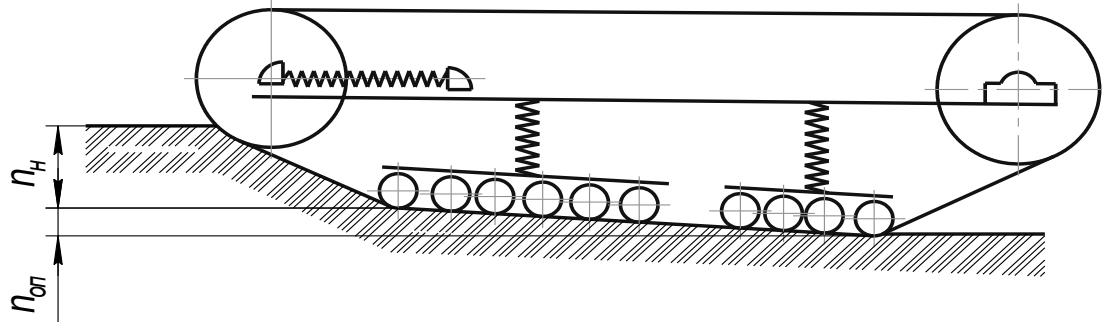


Рис. 2.10. Схема деформации почвы гусеничным движителем

Глубину колеи, образующуюся под воздействием направляющего участка, можно определить по условию предельного равновесия почвы [9]

$$\tau_n = c + \sigma_n \operatorname{tg} \rho, \quad (2.14)$$

где τ_n – касательное напряжение;

σ_n – нормальное напряжение.

При нарушении этого условия в почве возникают зоны пластического течения. По мере развития деформации эти зоны образуют сплошные поверхности скольжения, по которым происходит выдавливание почвы из-под гусеницы.

На рисунке 2.11 приведена схема предельного равновесия для случая, когда движитель погрузился в почву на глубину h .

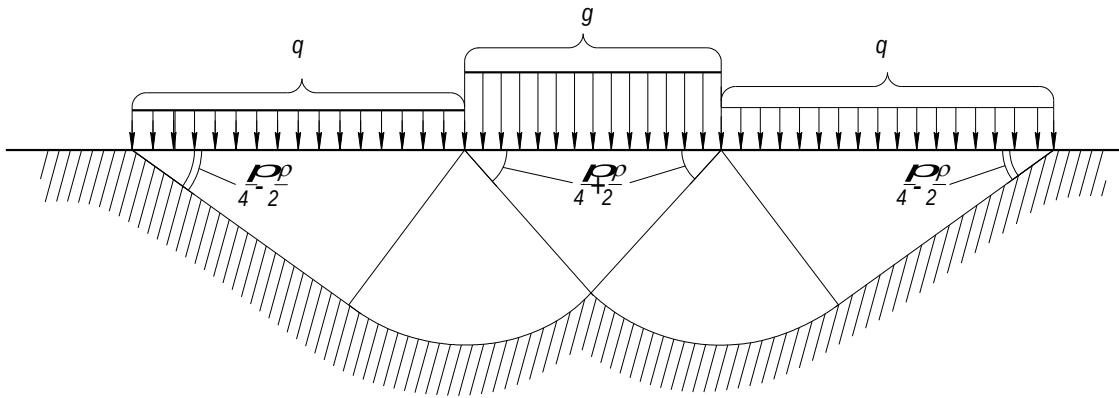


Рис. 2.11. Схема предельного равновесия почвы (γ – объемный вес почвы;

h – глубина погружения движителя в почву; q – нормальное давление)

Анализ рассмотренной схемы деформации почвы в параграфе 2.5 показывает, что первоначально часть почвы перемещается вниз. Это перемещение происходит по направлению вектора абсолютной скорости. Затем начинается пластическое течение. Почвенные частицы сдвигаются в боковые стороны от гусеницы, перемещение почвы происходит в плоскости, проходящей через вектор абсолютной скорости. Следовательно, в данном случае мы имеем плоско-деформированное состояние почвы. Величина деформации почвы, определяемая из условия предельного равновесия, находится по формуле [40]

$$h_1 = q \frac{m}{\gamma} \frac{1 - \sin \rho}{1 + \sin \rho} \exp(-\pi g \rho) - c \frac{km}{\gamma} \operatorname{ctg} \rho \left[1 - \frac{1 - \sin \rho}{1 + \sin \rho} \exp(-\pi g \rho) \right], \quad (2.15)$$

где k , m – опытные коэффициенты, учитывающие анизотропность почвы и содержание

в почве органического вещества;

γ – объемная масса почвы.

Из данной формулы видно, что чем больше второе слагаемое, тем меньшая колея остается на поле после прохода гусеничной машины. Значение этого слагаемого пропорционально критической нагрузке, которая зависит от периметра опорной поверхности движителя. Объясняется это следующим. Уборочные машины передвигаются по почве, на поверхности которой имеются пожнивные остатки сельскохозяйственных культур, а верхние слои пронизаны мощной корневой системой. При деформации такой почвы происходит срез и разрыв большого количества корней и стеблей по периметру деформатора. Увеличение периметра ведет к повышению сопротивления деформации верхних слоев, то есть к увеличению критической нагрузки.

Далее произведем расчет величины деформации почвы направляющим участком движителя при наличии жесткого подстилающего слоя.

Нормальное давление на почву, соответствующее предельному равновесию, с учетом подстилающего слоя находится по формуле [118]

$$q_{\lambda} = a\gamma F_{\gamma} N_{\gamma} + h\gamma F_q N_q + cF_c N_c, \quad (2.16)$$

где a – половина ширины гусеницы;

F_{γ} , F_q , F_c – безразмерные величины, зависящие от угла внутреннего трения почвы и расстояния от штампа до жесткого подстилающего слоя;

N_{γ} , N_q , N_c – коэффициенты несущей способности, являющиеся функцией угла внутреннего трения почвы.

Уравнение (2.16) описывает наиболее общий случай предельного равновесия, учитывающий пригрузку от веса выдавленной почвы при погружении движителя.

Следует отметить, что зависимость между нормальным давлением q и деформацией h в уравнении (2.16) носит линейный характер.

Численные значения функций $F_{\gamma} = f(\rho, \lambda)$, $F_q = f(\rho, \lambda)$, $F_c = f(\rho, \lambda)$, $N_{\gamma} = \varphi(\rho)$, $N_q = \varphi(\rho)$, $N_c = \varphi(\rho)$ полученные в работе [40], приведены в таблицах 2.2 – 2.5.

В таблицах 2.2 – 2.5 влияние жесткого подстилающего слоя учитывается безразмерной величиной

$$\lambda = \frac{H}{2a},$$

где H – расстояние от штампа до жесткого подстилающего слоя (рисунок 2.8);

$2a$ – ширина штампа.

Величина деформации почвы h является функцией λ . На основании значения λ и в соответствии с рисунком 2.8 имеем

$$h = H_0 - 2a\lambda. \quad (2.17)$$

Получение значения h из уравнения (2.16) не представляется возможным.

Зависимость $h = f(q, H, p, a)$ может быть получена приближенно из уравнения (2.15) по методике В.А. Воронина, С.А. Буракова [40].

По таблицам 2.2 – 2.4 определяются зависимости $F_i = f(\lambda)$ для каждого значения угла внутреннего трения. Данные зависимости удовлетворительно аппроксимируются уравнением

$$F_i = a_i \lambda^2 + b_i \lambda + c_i.$$

По таблицам 2.2 – 2.4 устанавливается зависимость $a_i = f(\rho)$, $b_i = f(\rho)$, $c_i = f(\rho)$. Эти зависимости могут быть аппроксимированы уравнениями

$$a_i = k_i + n_i \rho, \quad b_i = p_i l_i^{\rho}, \quad c_i = d_i \rho.$$

Таблица 2.2

Значения коэффициентов F_γ

λ		0,5	0,33	0,25	0,2	0,167	0,125	0,1	0,067	0,05	0,033	0,025
$\rho = 30$	$\lambda \geq 0,77$											
	$F_\gamma = 1$	1,2	2,07	4,23	9,9	24,8	108	1350	$3,8 \cdot 10^5$	$1,3 \cdot 10^8$	$1,95 \cdot 10^{13}$	
$\rho = 20$	$\lambda \geq 0,467$											
	$F_\gamma = 1$		1,07	1,28	1,63	2,2	4,41	9,82	97	340	$2,6 \cdot 10^5$	
$\rho = 10$	$\lambda \geq 0,246$											
	$F_\gamma = 1$				1,01	1,04	1,12	1,36	2,28	4,33	20	113

Таблица 2.3

Значения коэффициентов F_q

λ		1	0,5	0,33	0,25	0,2	0,167	0,125	0,1	0,067	0,05	0,033
$\rho = 30$	$\lambda \geq 1,59$											
	$F_q = 1$	1,12	2,42	6,07	16,5	47,5	142	1370	$1,4 \cdot 10^4$	$5,5 \cdot 10^6$		
$\rho = 20$	$\lambda \geq 1,16$											
	$F_q = 1$	1,01	1,33	1,95	2,93	4,52	7,14	18,7	51,9	763	$126 \cdot 10^4$	
$\rho = 10$	$\lambda \geq 0,895$											
	$F_q = 1$		1,07	1,21	1,37	1,57	1,79	2,39	3,25	7,17	17,9	92,3

Таблица 2.4

Значения коэффициентов F_c

λ		0,5	0,33	0,25	0,2	0,167	0,125	0,1	0,067	0,05	0,033	0,025
$\rho = 30$	$\lambda \geq 1,59$											
	$F_c = 1$	1,13	2,5	6,36	17,4	50,2	150	1444	$1,44 \cdot 10^4$	$5,81 \cdot 10^4$		
$\rho = 20$	$\lambda \geq 1,16$											
	$F_c = 1$	1,16	1,39	2,13	3,29	5,17	8,29	22	61,5	905	$1,5 \cdot 10^4$	
$\rho = 10$	$\lambda \geq 0,895$											
	$F_c = 1$		1,11	1,35	1,62	1,95	2,33	3,34	4,77	11,7	29,4	

Таблица 2.5

Коэффициенты несущей способности N_γ, N_q, N_c

Коэффициенты	$\rho = 5$	$\rho = 10$	$\rho = 15$	$\rho = 20$	$\rho = 25$	$\rho = 30$	$\rho = 35$	$\rho = 40$
N_γ	0,17	0,46	1,4	3,16	6,92	15,32	15,19	86,46
N_q	1,57	2,47	4,94	6,4	10,7	18,4	33,3	64,2
N_c	6,49	8,34	11,0	14,8	20,7	30,1	46,1	75,3

По данным таблицы 2.5 находится зависимость $N_i = f(\rho)$, которая может быть описана уравнением

$$N_i t_i \rho^2 + \varepsilon_i.$$

Полученные выражения подставляются в уравнение (2.8) и решаются относительно λ . Вместо величины h , входящей в формулу (2.8), используется зависимость (2.9).

Расчет, произведенный по изложенной методике, позволил получить искомую величину деформации почвы с учетом жесткого подстилающего слоя

$$h = H_0 - 2a \left[\sqrt{q + \sqrt{q^2 + p^3}} + \sqrt{q - \sqrt{q^2 + p^3}} + A \right]. \quad (2.18)$$

Коэффициенты q , p , A определяются по формулам

$$\begin{aligned} q = & \left[\frac{a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)(k_\gamma + n_\gamma \rho) + (t_q \rho^2 + \varepsilon_q)[H_0\gamma(k_q + n_q \rho) - 2a\gamma p_q \ell_q^\rho]}{27a^2\gamma^2(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)} + \right. \\ & \left. + \frac{c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)(k_c + n_c \rho)}{27a^2\gamma^2(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)} \right]^3 - \left[\frac{a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)(k_\gamma + n_\gamma \rho)}{12a^2\gamma^2(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho^2)} + \right. \\ & \left. + \frac{(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)[H_0\gamma(k_q + n_q \rho) - 2a\gamma p_q \ell_q^\rho] + c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)(k_c + n_c \rho)}{12a^2\gamma^2(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho^2)} \right] \cdot \\ & \cdot [a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)p_\gamma \ell_\gamma^\rho + H_0\gamma(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)p_q \ell_q^\rho + c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)p_c \ell_c^\rho] - \\ & - \frac{a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)d\gamma + c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)dc - q_\lambda}{2a\gamma(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)}, \\ p = & \frac{6a\gamma(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)p_\gamma \ell_\gamma^\rho + H_0\gamma(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)p_q \ell_q^\rho + c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)p_c \ell_c^\rho}{12a^2\gamma^2(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)^2} + \\ & + \frac{1}{3} \left\{ \frac{a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)(k_\gamma + n_\gamma \rho) + (t_q \rho^2 + \varepsilon_q)[H_0\gamma(k_q + n_q \rho) - 2a\gamma p_q \ell_q^\rho]}{2a^2\gamma^2(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)} + \right. \\ & \left. + \frac{c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)(k_c + n_c \rho)}{2a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)} \right\}, \\ A = & \frac{a\gamma(t_\gamma \rho^2 + \varepsilon_\gamma)(k_\gamma + n_\gamma \rho) + (t_q \rho^2 + \varepsilon_q)[H_0\gamma(k_q + n_q \rho) - 2a\gamma p_q \ell_q^\rho]}{6a\gamma(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)} + \\ & + \frac{c(t_c \rho^2 + \varepsilon_c)(k_c + n_c \rho)}{6a\gamma(t_q \rho^2 + \varepsilon_q)(k_q + n_q \rho)}. \end{aligned}$$

Под опорной поверхностью движителя происходит дальнейшее увеличение деформации почвы. Обусловливается это следующим. Давление на почву движителя передается гусеничными звеньями опорного участка. В результате почва под гусеницами подвергается воздействию многократных нагрузок. Из механики грунтов [9, 180, 181] известно, что повторяющиеся, циклические прилагаемые к грунту нагрузки вызывают в нем накопление деформации. Достигнув величины,

соответствующей первому приложению нагрузки, деформация не прекращается, а продолжает увеличиваться при последующих действиях нагрузки. Многочисленные опыты, поставленные на грунтах разных видов и состояния, показывают, что если к ним прикладывать через штамп повторяющиеся нагрузки, то суммарная деформация находится в логарифмической зависимости от числа приложений нагрузки [180, 181]

$$h_N = h_1(k_H \lg N + 1), \quad (2.19)$$

где h_1 – необратимая деформация после первого приложения нагрузки;
 k_H – коэффициент интенсивности накопления необратимой деформации;

N – число приложений нагрузки.

Рассмотренное положение справедливо и для гусеничного движителя. Повторное приложение нагрузок на почву от гусеничных звеньев вызывает возрастание колеи по мере приближения к концу опорной поверхности движителя. Анализ многочисленных осциллограмм с записью характера образования колеи по длине опорного участка подтверждает это предположение. На рисунке 2.12 приведена зависимость суммарной деформации почвы от количества нагружений опорными плитами гусеничных звеньев, построенная по кривым формирования колеи.

Произведем расчет приращения осадок вдоль опорной поверхности движителя от повторных нагрузок.

Подставив в формулу (2.11) значение деформации почвы после первого нагружения, выраженное через коэффициент объемного смятия, получим [75]

$$h_M = \frac{q_1}{c_0}(k_H \lg N + 1), \quad (2.20)$$

где q_1 – усилие, действующее на почву при первом нагружении.

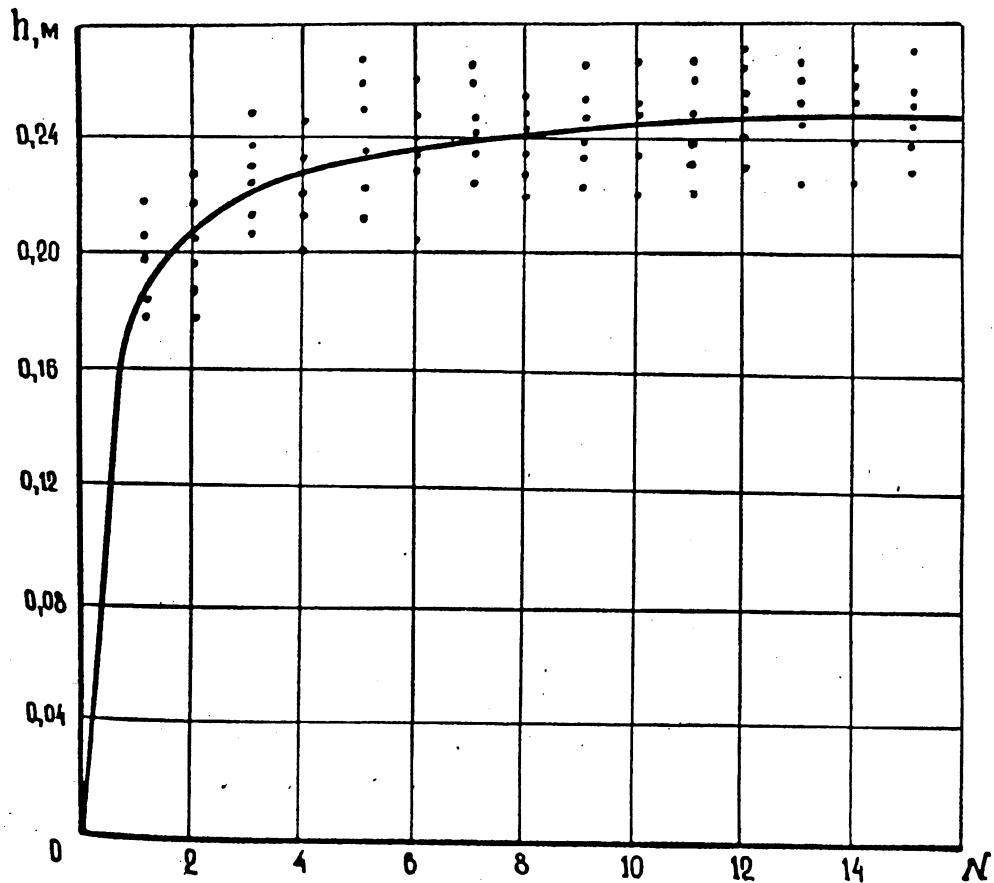


Рис. 2.12. Зависимость суммарной деформации почвы от количества нагружений опорными плитами гусеничных звеньев

Нарастание деформации переувлажненных почв Дальнего Востока при повторных нагрузках происходит практически без повышения контактных напряжений. Поэтому приращение осадок почвы под гусеничным движителем вследствие повторных нагрузок с достаточной степенью точности может быть получено по формуле (2.20).

На рисунке 2.13 приведены эпюры образования колеи по длине опорной поверхности гусеничного движителя, полученные по формулам (2.15), (2.20). Расчет произведен при следующих значениях:

$$q = 32 \text{ кПа}, c = 2 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}, c_0 = 165 \frac{\text{кН}}{\text{м}^3}, \rho = 30^\circ,$$

$$\gamma = 0,12 \frac{\text{кН}}{\text{м}^3}, \lambda = 0,33, k_H = 0,29, K = 0,1, m = 0,5.$$

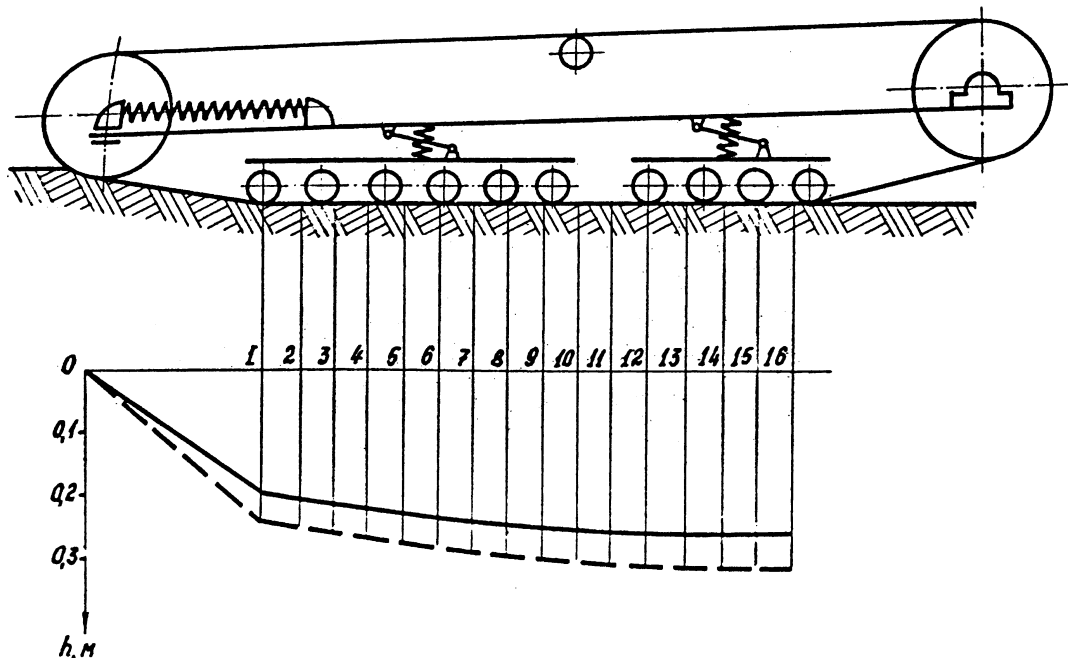


Рис. 2.13. Расчетные эпюры образования колеи по длине опорной поверхности гусеничного движителя

Значения коэффициентов K и m заимствованы из работы [26]. Сплошной и пунктирной линиями на рисунке 2.13 соответственно показано формирование колеи с учетом и без учета жесткого подстилающего слоя.

2.7 СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

При движении гусеничной машины деформация почвы производится направляющими и опорными участками движителя.

Рассмотрим направление деформации почвы составляющими направляющего участка: криволинейным AB и прямолинейным BC (рисунок 2.14). Если угол между нормалью n и вектором скорости R не превышает угла трения стали о почву, то деформация почвы направлена по вектору абсолютной скорости. Если это условие не соблюдается, то деформация почвы происходит по направлению угла трения [50, 51, 52, 129].

Криволинейный участок AB (рисунок 2.14) в зависимости от направления деформации почвы можно разбить на два участка BA_0 и AA_0 . На криволинейном участке BA_0 направление деформации почвы зависит от угла между нормалью n и вектором R , который изменяется от $\frac{\psi_n}{2} + \theta$ до ρ (ρ – угол трения стали о почву). На участке AA_0 деформация почвы производится по направлению угла трения.

Вследствие этого на участке AA_0 происходит проскальзывание гусеничной цепи относительно почвы даже при отсутствии буксования. Проскальзывание гусеничной цепи относительно почвы в зависимости от буксования и угла трения стали о почву появляется при движении с глубиной колеи более 0,2 м. Расчеты показывают, что дополнительное сопротивление движению вследствие проскальзывания гусеничной цепи относительно почвы незначительно и в дальнейшем оно учитываться не будет.

Из наблюдений за деформацией почвы движителем и расчетов по литературным данным видно, что под криволинейным участком AB не наблюдается выпучивания почвы по краям гусеницы. Выпучивание почвы происходит под прямолинейным участком BC . Следовательно, при деформации почвы участком AB происходит образование только уплотненного ядра. При деформации почвы участком BC происходит сдвиг почвы по линиям скольжения.

Определим сопротивление движению вследствие деформации почвы криволинейным участком AB . В зависимости от направления деформации почвы рассматриваемый участок можно представить в виде двух составляющих AA_0 и A_0B . Найдем силу сопротивления движению, обусловленную деформацией почвы участком AA_0 .

При передвижении машины на элементарном отрезке пути затрачивается элементарная работа на перемещение почвы из точки 2 в точку 3 (рисунок 2.14)

$$dA = R dh_0,$$

где R – реакция почвы, действующая на участке AA_0 ;

dh_0 – элементарное перемещение почвы по направлению деформации.

Реакция R является суммой элементарных реакций почвы по площади участка AA_0

$$R_{AA_0} = \int_F dR = \int_F q dF, \quad (2.21)$$

где dR_{AA_0} – элементарная реакция почвы, действующая на элементарную площадку dF .

Значение dF определяется из рисунка 2.14.

$$dF = b \frac{\cos\left(\frac{\psi_X^n + \psi_n}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos(\psi_X^n + \psi_n - \alpha) \operatorname{tg}(\psi_X^n + \psi_n)} dh d\psi_X^n,$$

где α – угол наклона опорной плиты гусеничного звена;

ψ_n – угол наклона направляющего участка движителя.

Величина угла ψ_n зависит от глубины колеи h . Зависимость представлена на рисунке 2.15. Угол изменяется в пределах от

$2\rho_0 - 2\theta - \psi_n$ до 70° . Угол, равный 70° , соответствует максимальной глубине колеи (клиренсу машины).

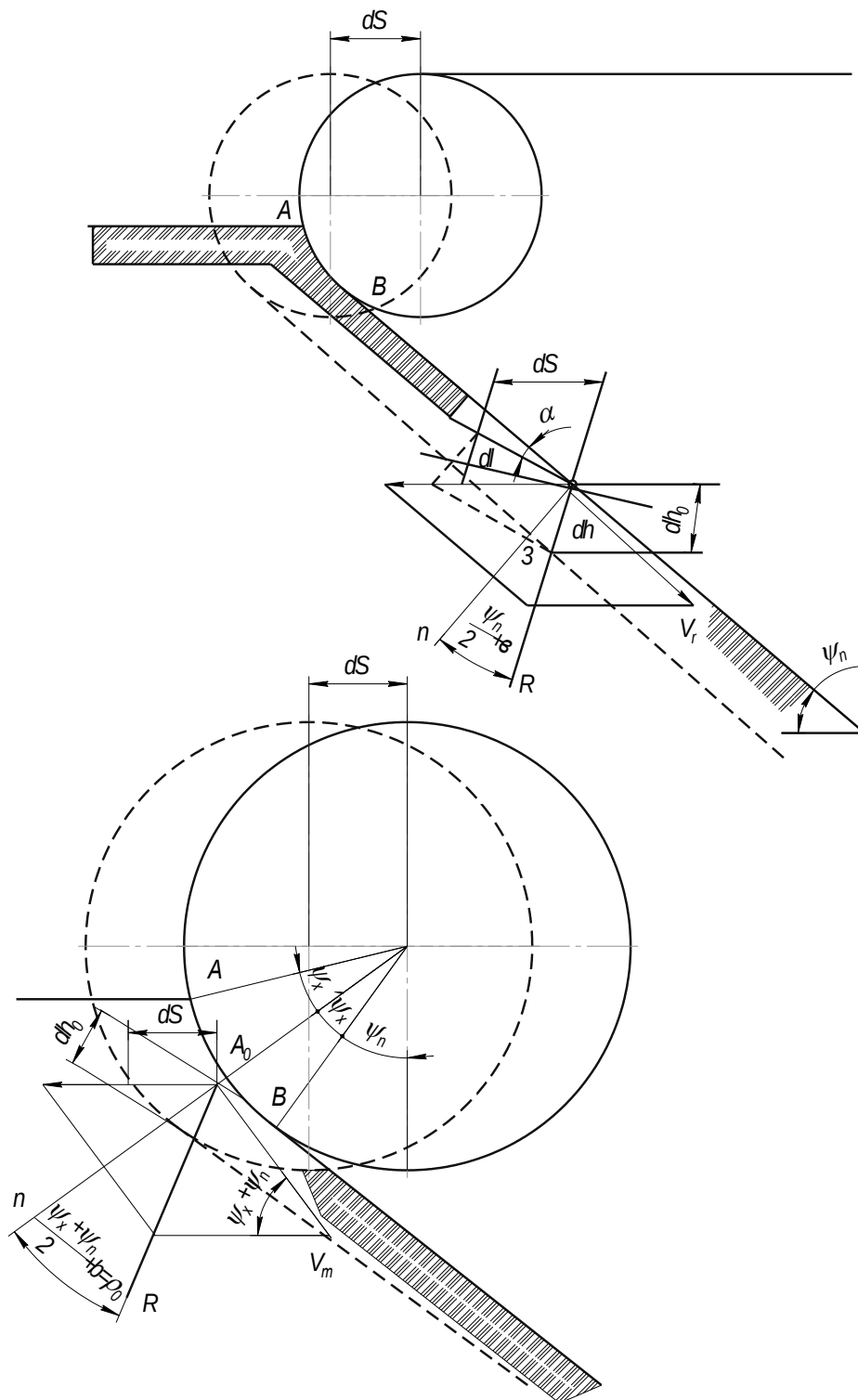


Рис. 2.14. Схема к расчету сопротивления движению, обусловленного образованием уплотненного ядра почвы

$$R_{AA_0} = \left(b\gamma F_\gamma N_\gamma bh + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q bh^2 + cF_c N_c bh \right) \times$$

$$\times \int_{\psi_{x1}}^{\psi_{x2}} \frac{\cos\left(\frac{\psi''_x + \psi''_\Pi + \theta - \alpha}{2}\right)}{\cos(\psi''_x + \psi''_\Pi + \theta) \operatorname{tg}(\psi''_x + \psi''_\Pi)} d\psi''_x, \quad (2.22)$$

Сила сопротивления движению согласно принципа виртуальных перемещений определяется из соотношения

$$P_{f_{A_0}} dS = 2Rdh_0 \quad (2.23)$$

При передвижении машины на пути dS почва перемещается направляющим участком на величину dh_0 . Из треугольника 1-2-3 (рисунок 2.14) имеем

$$dh_0 = dS \frac{\sin(\psi''_x + \psi''_\Pi)}{\cos\left(\frac{\psi''_x + \psi''_\Pi}{2} + \theta\right)}.$$

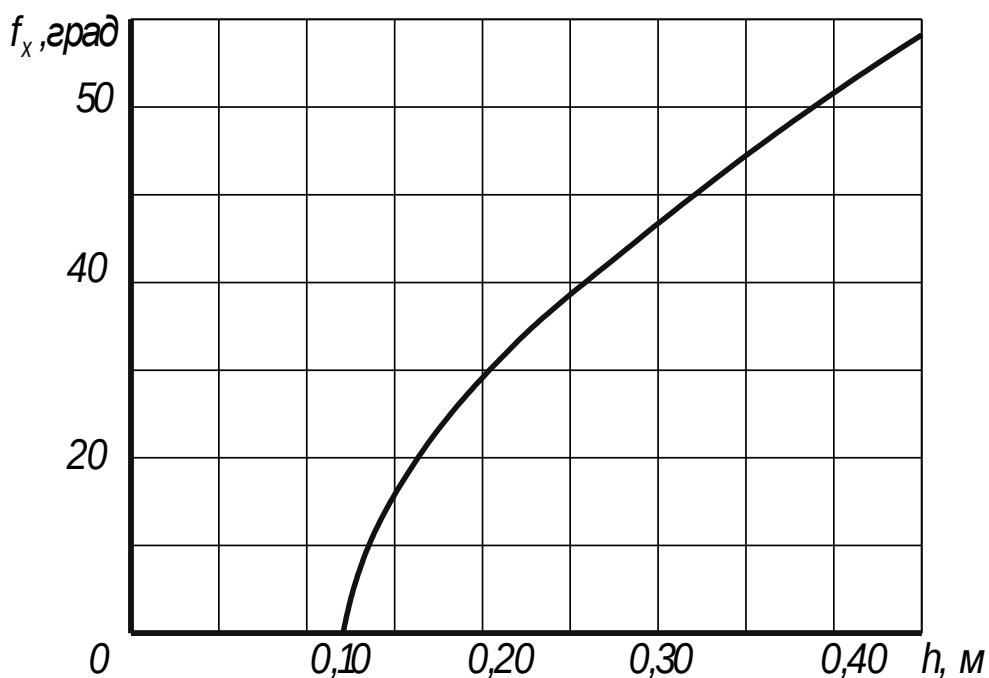


Рис. 2.15 Зависимость $f(x)=f(h)$

Подставляя значение R и $\cos dh_0$ в формулу (2.23), получим искомую силу сопротивления движению

$$\begin{aligned}
R_{AA_0} = & \left(b\gamma F_\gamma N_\gamma b h + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b h^2 + c F_c N_c b h \right) \times \\
& \times \int_{\psi_{x1}}^{\psi_{x2}} \frac{\cos\left(\frac{\psi_X'' + \psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) \cos(\psi_X'' + \psi_\Pi)}{\cos(\psi_X'' + \psi_\Pi - \alpha) \cos\left(\frac{\psi_X'' + \psi_\Pi}{2} + \theta\right)} d\psi_X''.
\end{aligned} \tag{2.24}$$

Вычисление интеграла по переменной ψ_X'' произведем с помощью степенных рядов. Для этого составляющие подынтегральной функции разложим в следующие ряды

$$\begin{aligned}
1) \cos\left(\frac{\psi_X'' + \psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) &= \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) - \frac{\psi_X''}{2} \sin\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) - \\
& - \frac{\psi_X^{-2}}{4} \frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right)}{2!} + \frac{\psi_X^{-3}}{8} \frac{\sin\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right)}{3!} + \frac{\psi_X^{-4}}{16} \frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right)}{4!} - \dots \\
2) \cos(\psi_X'' + \psi_\Pi) &= \cos \psi_\Pi - \psi_X'' \sin \psi_\Pi - \psi_X^{-2} \frac{\cos \psi_\Pi}{2!} + \psi_X^{-3} \frac{\sin \psi_\Pi}{3!} + \psi_X^{-4} \frac{\cos \psi_\Pi}{4!} \\
3) \cos(\psi_X'' + \psi_\Pi - \alpha) &= \cos(\psi_\Pi - \alpha) - \psi_X'' \sin(\psi_\Pi - \alpha) - \psi_X^{-2} \frac{\cos(\psi_\Pi - \alpha)}{2!} + \\
& + \psi_X^{-3} \frac{\sin(\psi_\Pi - \alpha)}{3!} + \psi_X^{-4} \frac{\cos(\psi_\Pi - \alpha)}{4!} \\
4) \cos\left(\frac{\psi_X'' + \psi_\Pi}{2} + \theta\right) &= \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) - \frac{\psi_X''}{2} \sin\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) - \frac{\psi_X^{-2}}{4} \frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)}{2!} + \\
& + \frac{\psi_X^{-3}}{4} \frac{\sin\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)}{3!} + \frac{\psi_X^{-4}}{16} \frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)}{4!}
\end{aligned}$$

Для выполнения дальнейших действий необходимо ограничиться определенным числом членов степенного ряда, то есть найти оценку погрешности найденного приближенного значения функции. Используя оценку $|U_n| < U_{n+1}$. Ограничимся тремя элементами степенного ряда. Получаемая погрешность менее 0,1%.

Произведя далее умножение и деление степенных рядов подынтегральной функции, получим новый степенной ряд

$$\begin{aligned}
& \frac{\cos\left(\frac{\psi_x'' + \psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right) \cos(\psi_x'' + \psi_{\Pi})}{\cos(\psi_x'' + \psi_{\Pi} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi_x'' + \psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} \approx \frac{\cos\left(\frac{\psi_x'' + \psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} + \\
& + \left[\frac{\sin\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_c}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} - \frac{\sin\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right)}{\cos(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi_c}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} \right] \cdot \psi_x'' + \\
& + \left[\frac{\sin^2\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos^3(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^3\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} - \frac{\sin\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} - \right. \\
& \left. - \frac{\cos\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} \right] \cdot \psi_x''
\end{aligned}$$

С учетом нового степенного ряда подынтегральную функцию по переменной ψ''_{Π} , перепишем следующим образом

$$\begin{aligned}
& \int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} \frac{\cos\left(\frac{\psi''_X + \psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right) \cos(\psi_X + \psi_{\Pi})}{\cos(\psi_X + \psi_{\Pi} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi''_X + \psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right) \cos(2\theta - \rho_0)} d\psi''_X \approx \\
& \approx \frac{\cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} \int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} d\psi''_X + \\
& + \left[\frac{\sin\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} + \right. \\
& + \left. \frac{\sin\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} \right] \int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} \psi''_X d\psi''_X + \\
& + \left[\frac{\sin^2\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} - \right. \\
& - \left. \frac{\sin^2\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} - \right. \\
& - \left. \frac{\cos\left(\frac{3}{2}\psi_{\Pi} + \theta - \alpha\right) \cos\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right)}{\cos^2(\psi_{\Pi} - \alpha) \cos^2\left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta\right) \cos(2\theta - \rho_0)} \right] \int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} \psi''^2_X d\psi''_X. \tag{2.25}
\end{aligned}$$

В целях упрощения выражения (2.25) последний член можно отбросить, так как он составляет незначительную часть от суммы первых двух. Возникающая при этом погрешность составляет менее 0,5% от общей силы сопротивления движению. Обозначив в формуле (2.25) величины перед интегралами через A_1 и A_2 , имеем

$$\int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} \frac{\cos\left(\frac{\psi''_X + \psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right) \cos(\psi_X + \psi_{\Pi})}{\cos(\psi_X + \psi_{\Pi} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi''_X + \psi_{\Pi}}{2} + \theta - \alpha\right) \cos(2\theta - \rho_0)} d\psi''_X = A_1 \int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} d\psi''_X + A_2 \int_{\psi_{X1}}^{\psi_{X2}} \psi''_X d\psi''_X.$$

Подставляя решение интеграла в выражение (2.24), получим формулу для определения силы сопротивления движению вследствие деформации почвы участком AA_0 ,

$$P_{1AA_0} = \left(\gamma F_\gamma N_\gamma b^2 h + \frac{1}{2} \gamma F_\gamma N_\gamma b h^2 + c F_c N_c b h \right) \times \left[A_1 (\psi''_{x_2} - \psi''_{x_1}) + \frac{A_2}{A} (\psi''_{x_2}{}^2 - \psi''_{x_1}{}^2) \right]. \quad (2.26)$$

Для более удобного использования формулы (2.26) целесообразно составить номограммы для определения коэффициентов A_1 и A_2 . Номограммы представлены на рисунке 2.16. В коэффициенты A_1 и A_2 входит угол θ , который зависит от буксования. Зависимость угла θ от буксования приведена на рисунке 2.17.

Определение силы сопротивления движению вследствие деформации почвы участком AB производится аналогично расчету сопротивления для участка AA_0 . В формуле (2.27) угол ψ''_x изменяется в пределах от 0 до $2\rho_0 - 2\theta - \psi_\Pi$.

Для упрощения данного выражения можно пренебречь членом, содержащим переменную ψ_x^3 . Возникающая при этом погрешность составляет менее 0,4% от общей силы сопротивления движению. Обозначив выражения при переменной ψ'_x через B_1 и B_2 , получим формулу для определения силы сопротивления движению вследствие деформации почвы участком A_0B .

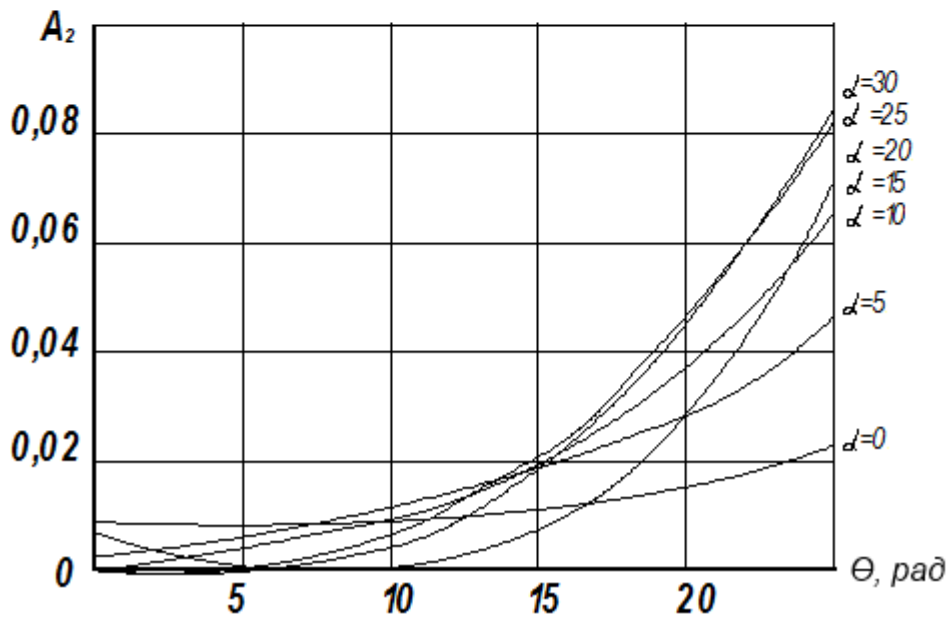
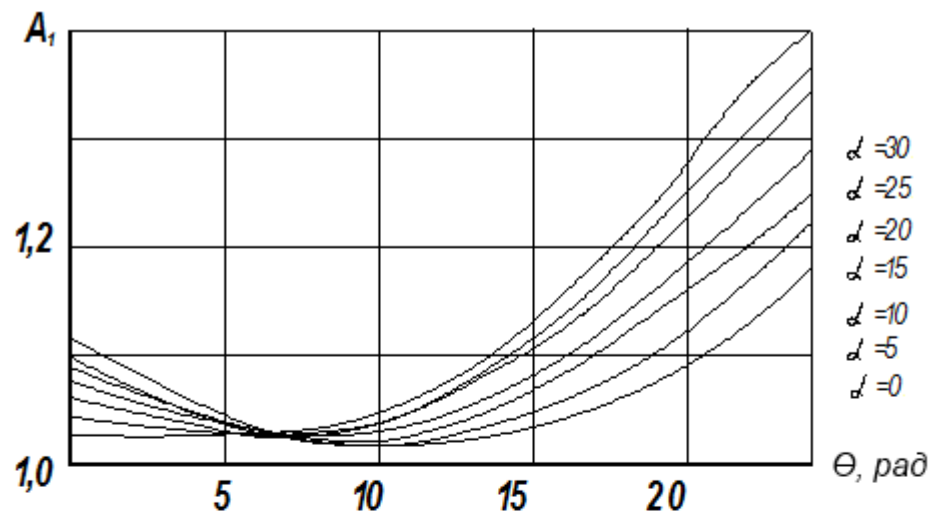


Рис. 2.16. Номограммы для расчета коэффициентов A_1 и A_2

$$\begin{aligned}
P_{f_{A_0B}} = & \left[\gamma F_\gamma N_\gamma b^2 (h_B - h_{A_0}) + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b (h_B^2 - h_{A_0}^2) + c F_c N_c b (h_B - h_{A_0}) \right] \times \\
& \times \left\{ \left\{ \left[\frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) \cos \psi_\Pi (\psi_{X_2} - \psi_{X_1})}{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha)} + \left[\frac{tg(\psi_\Pi - \alpha) + \frac{\sin \psi_\Pi}{2 \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)}}{2 \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)} \right] \right\} \right. \\
& \times \frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) \cos \psi_\Pi}{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha)} - \frac{\sin\left(\frac{3}{2} \psi_\Pi + \theta - \alpha\right)}{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha)} \left. \right\} \frac{\psi_{X_2}^2 - \psi_{X_1}^2}{2} + \\
& + \left\{ \left\{ \left[\frac{tg(\psi_\Pi - \alpha) + \frac{\sin \psi_\Pi}{2 \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)}}{2 \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)} \right] \right\} \left[\frac{tg(\psi_\Pi - \alpha) + \frac{\sin \psi_\Pi}{2 \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)}}{2 \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right)} \right] \right\} \times \\
& \times \frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) \cos \psi_\Pi}{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha)} - \frac{\sin\left(\frac{3}{2} \psi_\Pi + \theta - \alpha\right)}{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha)} \left. \right\} + \\
& + \left[\frac{1}{2} \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha) + \frac{1}{2} \sin \psi_\Pi \sin(\psi_\Pi - \alpha) - \frac{1}{4} \cos \psi_\Pi \cos(\psi_\Pi - \alpha) \right] \times \\
& \times \left\{ \left\{ \left[\frac{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta - \alpha\right) \cos \psi_\Pi}{\cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta\right) \cos(\psi_\Pi - \alpha)} \right] \right\} \left[\frac{\psi_{X_2}^2 - \psi_{X_1}^2}{2} \right] \right\}. \tag{2.26}
\end{aligned}$$

$$P_{f_{A_0B}} = \left[\gamma F_{\gamma} N_{\gamma} b^2 (h_B - h_{A_0}) + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b (h_B^2 - h_{A_0}^2) + c F_c N_c b (h_B - h_{A_0}) \right] \times \\ \times \left[B_1 (2\rho_0 - 2\theta - \psi_{II}) + \frac{B_2}{2} (2\rho_0 - 2\theta - \psi_{II}) \right]. \quad (2.27)$$

Для более удобного использования формулы (2.28) целесообразно составить номограммы для определения коэффициентов B_1 и B_2 (рисунок 2.18).

После образования уплотненного ядра производится сдвиг почвы под воздействием давления боковых граней ядра на почву. Момент сдвига почвы по линиям скольжения соответствует состоянию предельного равновесия почвы. Используя условие предельного равновесия, найдем сопротивление почвы сдвигу по поверхностям скольжения CDM и CEK в соответствии с рисунком 2.6.

При определении сопротивления сдвигу примем допущение, что жесткий подстилающий слой не искажает формулу граничных линий скольжения. Необходимость принятия допущения вызвана тем, что использование разработанных строгих методов решений в теории пластичности (для сжатия тонкого слоя пластического материала между двумя жесткими плитами) и в теории деформации почвы гусеничными движителями уборочных машин встречает ряд затруднений, основными из которых являются [26, 40]:

1. Изменение характера напряженного состояния в пластических зонах при различных отношениях ширины деформатора $2a$ и высоты деформируемого слоя H (рисунок 2. 8), причем это изменение носит дискретный характер, что затрудняет определение напряженного состояния на границах перехода.

2. Существующие решения требуют проведения значительных объемов вычислений и позволяют определить напряженное состояние только в численной форме; отсутствие простых функциональных зависимостей между напряжениями и деформациями не позволяет использовать существующие решения для описания процесса взаимодействия движителей с переувлажненной почвой.

Сопротивление сдвигу почвы по граничным поверхностям скольжения рассчитывается по выражению

$$P = 4\tau_n L_0 L_{CDM} = 4(c + \sigma_n \operatorname{tg} \rho) L_0 L_{CDM}, \quad (2.28)$$

где L_0 – длина участка выдавливания почвы, равная длине наклонного участка BC

(рисунок 2.14);

L_{CDM} – длина граничной линий скольжения.

Искомое сопротивление движению определяется по формуле

$$P_{f_{DC}} = \frac{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}\right)}{\cos\left(\frac{\psi_{II}}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}\right) \sin \psi_{II}} \tau_{II} L_0 L_{CDM}, \quad (2.29)$$

В формуле (2.29) неизвестными величинами являются длина линии скольжения CDM и касательное напряжение на линии скольжения.

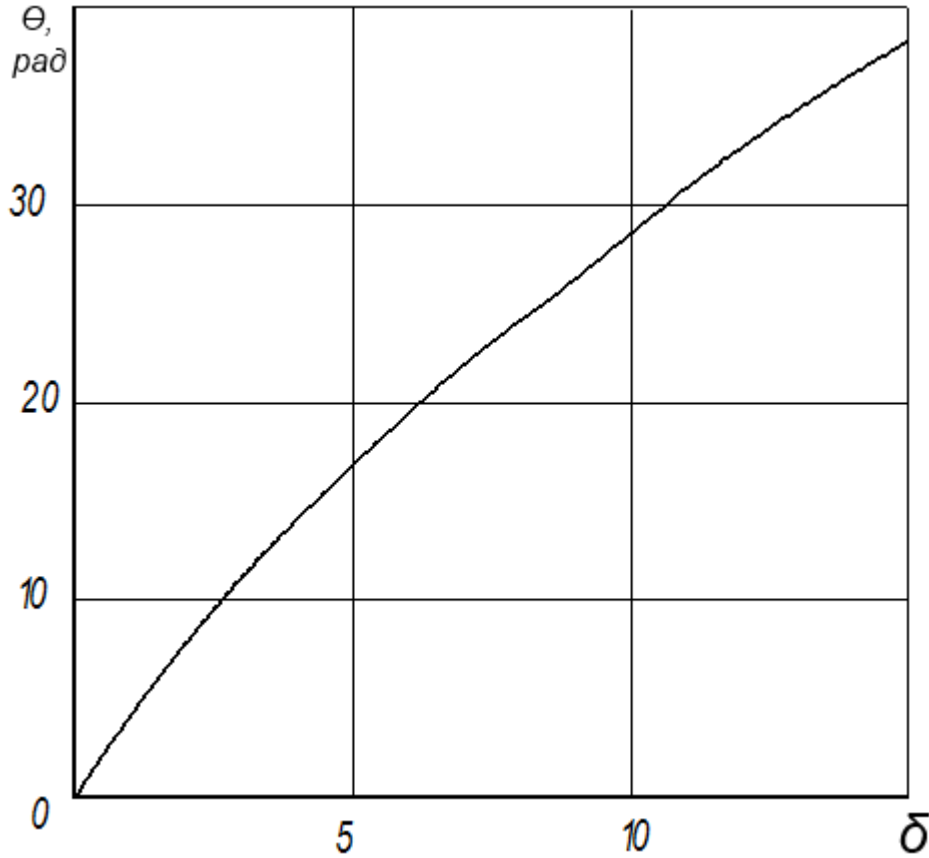


Рис. 2.17. Зависимость $\theta = f(\delta)$

Линия скольжения CDM состоит из дуги CD и прямолинейного отрезка DM (рисунок 2.6.). Дуга CD является частью логарифмической спирали [162], уравнение которой в полярных координатах имеет вид

$$r = C \cdot \exp(\chi \operatorname{tg} \rho)$$

где χ – полярный угол (угол CBE), изменяющийся в пределах от 0 до $\frac{\pi}{2}$.

Величины C и r имеют следующие значения

$$C = \frac{b}{2 \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}\right)}, \quad r = \frac{b}{2 \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}\right)} \exp(\chi \operatorname{tg} \rho).$$

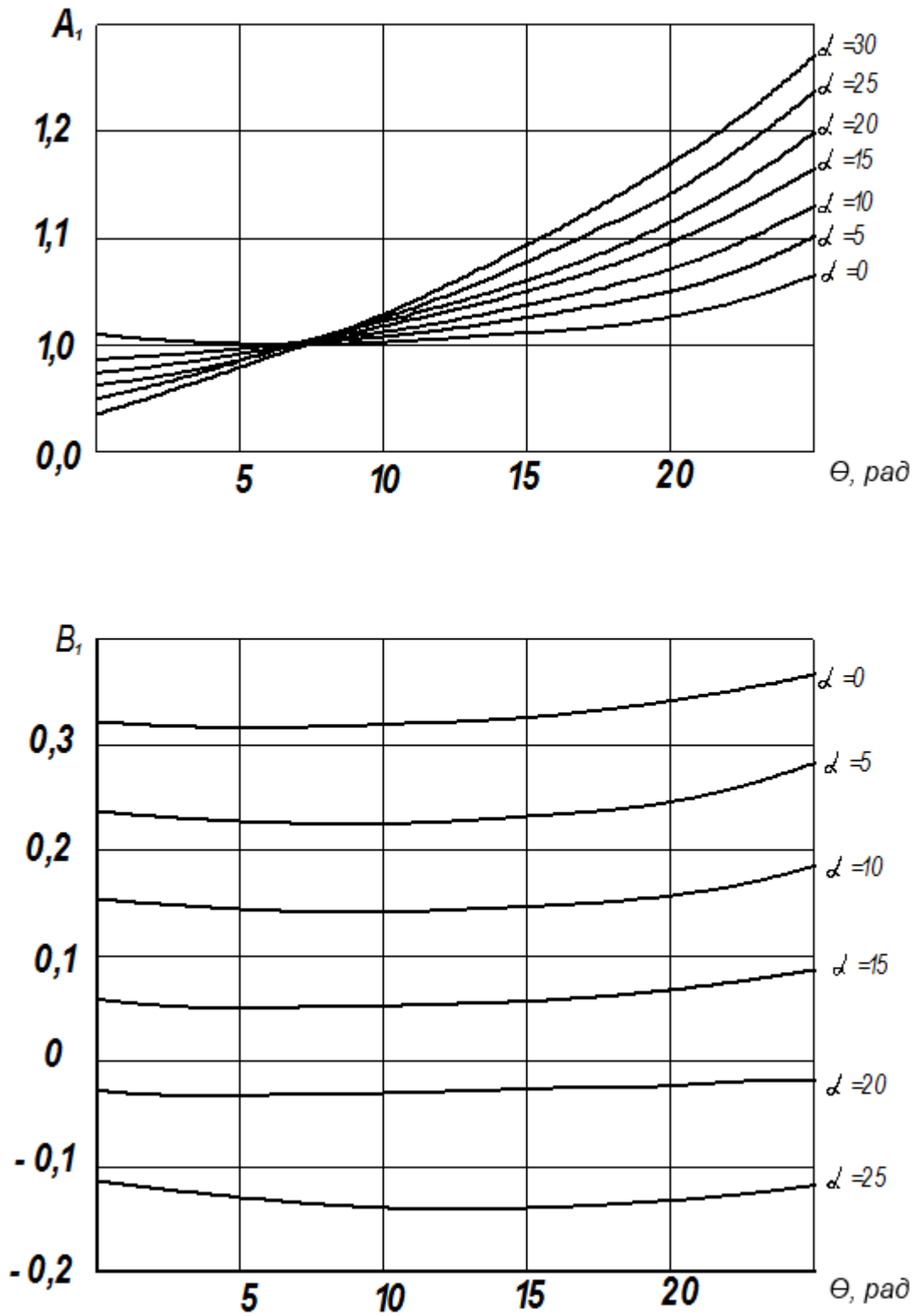


Рис. 2.18. Номограммы для расчета коэффициентов B_1 и B_2

Длина дуги CD находится по формуле

$$L_{CD} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\chi}\right)^2} d\chi$$

Решая данный интеграл, получим

$$L_{CD} = \frac{b\sqrt{1+tg^2\rho}}{2\cos\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\rho}{2}\right)tg\rho} \left[\exp\left(\frac{\pi}{2}tg\rho\right) - 1 \right]$$

Длина отрезка DM определяется из рисунка 2.6.

$$L_{DM} = \frac{b \cdot tg\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\rho}{2}\right) \exp\left(\frac{\pi}{2}tg\rho\right)}{2\cos\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\rho}{2}\right)}.$$

Для определения касательного напряжения на линии скольжения разберём более подробно плоско-деформированное состояние почвы под направляющим участком движителя.

Интенсивность давления боковых граней уплотнённого ядра на сдвигаемую почву определяется уравнением

$$q' = \frac{q}{2\cos\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\rho}{2}\right)}.$$

Под воздействием давления q в массиве почвы $ACDM$ (рисунок 2.19) возникают нормальные σ_x и касательные τ_x напряжения, которые в свою очередь на линии скольжения CDM создают нормальное σ_n и касательное τ_n напряжения. В параграфе 2. 3. было показано, что если выполняется соотношение $\frac{\tau_n}{\sigma_n + p_\varepsilon} = tg\rho$, то происходит сдвиг почвы.

Определим напряжения σ_n и τ_n , обуславливающие сдвиг почвы, исходя из напряжений q' , заданных на боковых гранях уплотнённого ядра почвы. Для этого необходимо в начале найти напряжения σ_u , σ_v , τ_{uv} (рисунок 2.19), а затем соответственно перейти к напряжениям σ_x , σ_z , τ_x и к σ_n , τ_n .

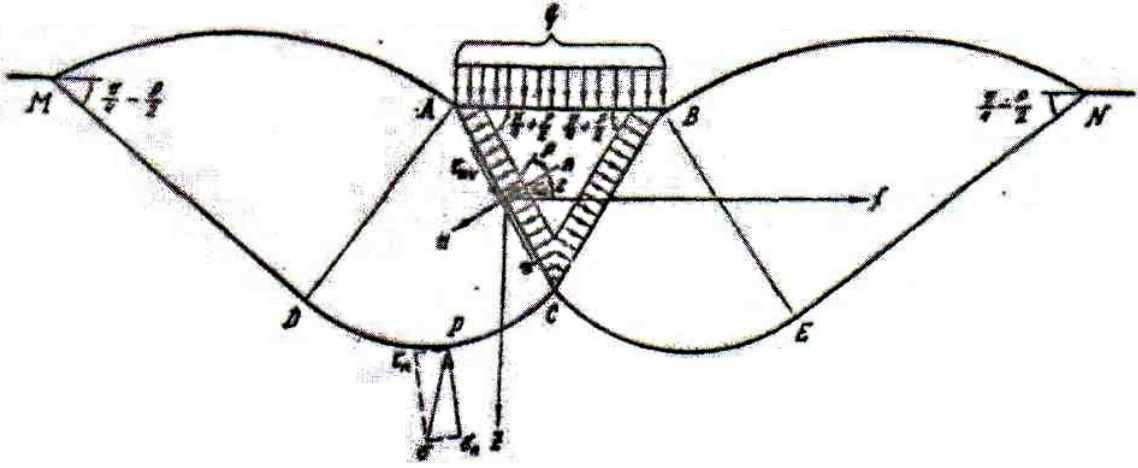


Рис. 2.19. Схема для определения нормального σ_n и касательного τ_n напряжений на линии скольжения

Согласно работы В. В. Соколовского [162] определение напряжений σ_u , σ_v , τ_{uv} производится в следующей последовательности. Рассматриваемое напряжённое состояние не зависит от координаты, поэтому дифференциальные уравнения равновесия имеют вид

$$\frac{d\sigma_u}{du} = 0, \quad \frac{d\tau_{uv}}{du} = 0. \quad (2.30)$$

Интегрируя уравнения (2.30) и выражая постоянные интегрирования через граничные условия, получим

$$\sigma_u = q' \cos \rho, \quad \tau_{uv} = q' \sin \rho. \quad (2.31)$$

Далее выразим напряжения σ_u , σ_v , τ_{uv} через главные напряжения [162]

$$\begin{aligned} \sigma_u &= \sigma[1 + \sin \rho \cos 2(\varphi - \varepsilon)] - c \cdot \operatorname{ctg} \rho, \\ \sigma_v &= \sigma[1 - \sin \rho \cos 2(\varphi - \varepsilon)] - c \cdot \operatorname{ctg} \rho, \\ \tau_{uv} &= \sigma \sin \rho \cos 2(\varphi - \varepsilon). \end{aligned} \quad (2.32)$$

Напряжение σ находится из совместного решения уравнений (2.31) и (2.32)

$$\sigma = \frac{q' \cos \rho + c \cdot \operatorname{ctg} \rho}{1 - \sin \rho \cos 2(\varphi - \varepsilon)}.$$

Зная значения σ и c с учётом, что для рассматриваемого случая угол $\varphi = -\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}\right)$, $\varepsilon = \frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}$ определяем значения напряжений

$$\begin{aligned} \sigma_u &= q' \cos \rho, \\ \sigma_v &= (q' \cos \rho + c)^{\frac{1 + \sin \rho \cos 2\rho}{1 - \sin \rho \cos 2\rho}} - c \cdot \operatorname{ctg} \rho, \\ \tau_{uv} &= q' \sin \rho. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Напряжения σ_u , σ_v , τ_{uv} связаны с напряжениями σ_x , σ_z , τ_{xz} , следующими зависимостями [162]

$$\begin{aligned}\sigma_u &= \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_z) + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z)\cos 2\varepsilon + \tau_{xz} \sin 2\varepsilon \\ \sigma_v &= \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_z) - \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z)\cos 2\varepsilon + \tau_{xz} \sin 2\varepsilon \\ \tau_{uv} &= -\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z)\sin 2\varepsilon + \tau_{xz} \cos 2\varepsilon.\end{aligned}\quad (2.35)$$

Решая уравнения (2.35) относительно σ_x , σ_z , τ_{xz} , получим

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{1}{2}(\sigma_u + \sigma_v) + \frac{1}{2}(\sigma_u - \sigma_v)\cos 2\varepsilon + \tau_{xz} \sin 2\varepsilon \\ \sigma_z &= \frac{1}{2}(\sigma_u + \sigma_v) - \frac{1}{2}(\sigma_u - \sigma_v)\cos 2\varepsilon + \tau_{xz} \sin 2\varepsilon \\ \tau_{xz} &= -\frac{1}{2}(\sigma_u - \sigma_v)\sin 2\varepsilon + \tau_{uv} \cos 2\varepsilon\end{aligned}$$

Подставляя в полученные уравнения значения σ_u , σ_v , τ_{uv} и ε имеем

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{1}{2}[(1 - \sin \rho)(q' \cos \rho - c \cdot \operatorname{ctg} \rho) + (1 + \sin \rho)(q' \cos \rho + c \cdot \operatorname{ctg} \rho)] \frac{1 - \sin \rho \cos 2\rho}{1 + \sin \rho \cos 2\rho} + \frac{1}{2} \sin 2\rho \\ &, \\ \sigma_z &= \frac{1}{2}[(1 - \sin \rho)(q' \cos \rho - c \cdot \operatorname{ctg} \rho) - (1 + \sin \rho)(q' \cos \rho + c \cdot \operatorname{ctg} \rho)] \frac{1 - \sin \rho \cos 2\rho}{1 + \sin \rho \cos 2\rho} + \frac{1}{2} \sin 2\rho \\ &, \\ \tau_{xz} &= -\frac{1}{2} \left[\cos \rho (q' \cos \rho + c \cdot \operatorname{ctg} \rho) \left(1 - \frac{1 - \sin \rho \cos 2\rho}{1 + \sin \rho \cos 2\rho} \right) \right] + \frac{1}{2} q \sin^2 \rho.\end{aligned}$$

Зная напряжения σ_x , σ_z , τ_{xz} , можно определить нормальное σ_n и касательное τ_n напряжения на линии скольжения CD по формулам [9]

$$\begin{aligned}\sigma_n &= \sigma_x \sin^2 \beta + \sigma_z \cos^2 \beta + \tau_{xz} \sin 2\beta, \\ \tau_n &= \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z) \sin 2\beta - \tau_{xz} \cos 2\beta,\end{aligned}\quad (2.36)$$

где β – угол наклона между касательной к линии скольжения и осью X . Угол наклона β касательной к линии скольжения CD (рисунок 2.19) при движении от точки C к точке D постоянно изменяется, поскольку кривая CD является логарифмической спиралью. Изменение угла β происходит в пределах от $\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}$ до $-\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}$, то есть абсолютная величина угла изменяется на ρ . Минимальный угол наклона касательной к линии скольжения CD будет в точке P (рисунок

2.19). В этой точке угол наклона касательной к оси X равен $\frac{\rho}{2}$.

Следовательно, точка P является местом наименьшей вероятности начала пластического течения почвы. По формулам (2.30) определим касательное направление в этой точке

$$\tau_{\Pi} = \frac{1}{2} \left[\cos \rho (q' \cos \rho + c \cdot \operatorname{ctg} \rho) \left(1 - \frac{1 - \sin \rho \cos 2\rho}{1 + \cos 2\rho \sin \rho} \right) + q' \sin^2 \rho (1 + \cos \rho) \right]$$

Подставляя в формулу (2.29) значения касательного напряжения и длины линии скольжения, имеем

$$P_{f_{BC}} = \frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)}{\cos \left(\frac{\psi_{\Pi}}{2} + \theta \right) \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)} \cdot \frac{h}{\sin \psi_{\Pi}} \left\{ \frac{1}{2} [\cos \rho (q' \cos \rho + c \cdot \operatorname{ctg} \rho) \cdot \right. \\ \cdot \left. \left(1 - \frac{1 - \sin \rho \cos 2\rho}{1 + \sin \rho \cos 2\rho} \right) + q' \sin^2 \rho (1 + \cos \rho) \right] \left\{ \frac{ab \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \rho}}{2 \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right) \operatorname{tg} \rho} \cdot \right. \\ \cdot \left. \left[\exp \left(\frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \rho \right) - 1 \right] + \frac{n b \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right) \exp \left(\frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \rho \right)}{2 \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)} \right\} \right\}. \quad (2.37)$$

Обозначив в данном уравнении выражение перед первыми фигурными скобками через M_1 выражения в первых и вторых фигурных скобках соответственно через M_2 и M_3 , получим формулу для расчёта силы сопротивления движению, обусловленного выдавливанием почвы

$$P_{f_{BC}} = \frac{1}{2} h_1 M_1 M_2 M_3. \quad (2.38)$$

Для более удобного использования формулы (2.38) целесообразно составить номограммы для определения коэффициентов M_1 , M_2 и M_3 .

Номограммы представлены на рисунки 2.20 и 2.21.

Как отмечалось выше, деформация почвы производится также и опорным участком движителя (рисунок 2.10). В зависимости от величины буксования деформация почвы направлена или по вектору абсолютной скорости или по углу трения.

Определение силы сопротивления движению вследствие деформации почвы опорным участком производится аналогично расчёту сопротивления

перекатыванию, обусловленного деформацией почвы участком $A_0 B$

$$P_{f_{\text{сд}}} = \left[\gamma F_{\gamma} N_{\gamma} b^2 (h_D - h_C) + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b (h_D^2 - h_C^2) + c F_c N_c b (h_D - h_C) \right] \times$$

$$\times \frac{\cos\left(\frac{\psi_{\text{оп}}}{2} + \theta - \alpha\right) \cos \psi_{\text{оп}}}{\cos(\psi_{\text{оп}} - \alpha) \cos\left(\frac{\psi_{\text{оп}}}{2} - \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_{\text{оп}}}{2} + \theta\right)}. \quad (2.39)$$

где $\psi_{\text{оп}}$ – угол наклона опорного участка движителя

Для более удобного использования данной формулы обозначим дробь в выражении (2.33) через N . Номограмма для определения коэффициента N представлена на рисунок 2.22.

С учётом длины опорного участка формула (2.33) имеет вид

$$P_{f_{\text{сд}}} = \left[\gamma F_{\gamma} N_{\gamma} b^2 (h_D - h_C) + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q (h_D - h_C) \times \right.$$

$$\left. \times L_{\text{DC}} \sin\left(\arcsin \frac{h_D - h_C}{L_{\text{DC}}}\right) + c F_c N_c b (h_D - h_C) \right] N. \quad (2.40)$$

Суммарная сила сопротивления движению вследствие деформации почвы гусеничным движителем определяется суммой выражений (2.26), (2.38), (2.39)

$$P_{f_{\text{сд}}} = \left(\gamma F_{\gamma} N_{\gamma} b^2 h_{AB} + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b h_{AB}^2 + c F_c N_c b h_{AB} \right) \left[A_1 (\psi_{X_1}'' - \psi_{X_2}'') + \right.$$

$$\left. + \frac{A_{II}}{2} (\psi_{X_1}''^2 - \psi_{X_2}''^2) \right] + \frac{1}{2} h_{BC} M_1 M_2 M_3 + \left[\gamma F_{\gamma} N_{\gamma} b^2 (h_D - h_C) + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b (h_D^2 - h_C^2) + c F_c N_c b (h_D - h_C) \right] N. \quad (2.41)$$

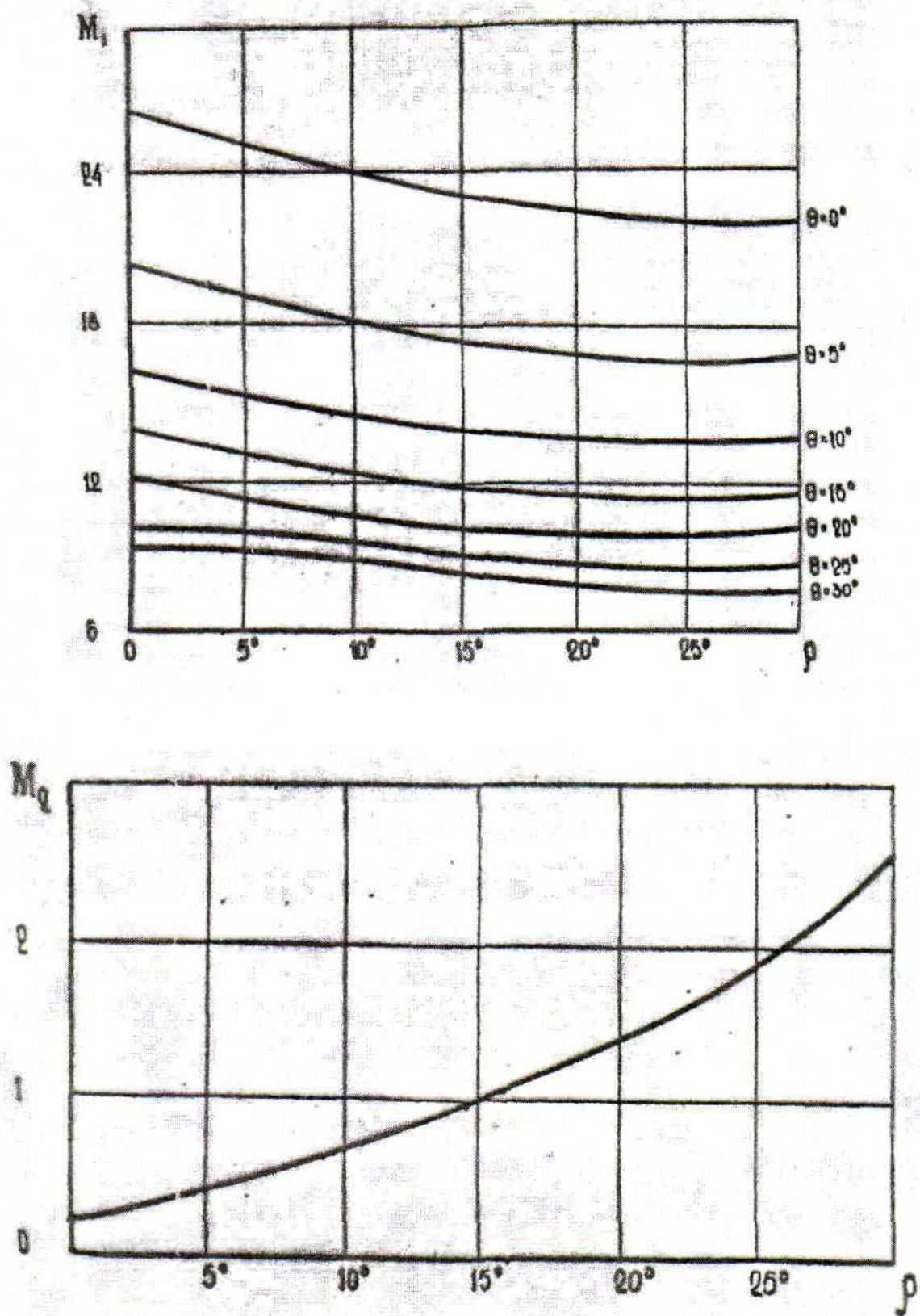


Рис. 2.20. Номограммы для определения коэффициентов M_1 и M_2

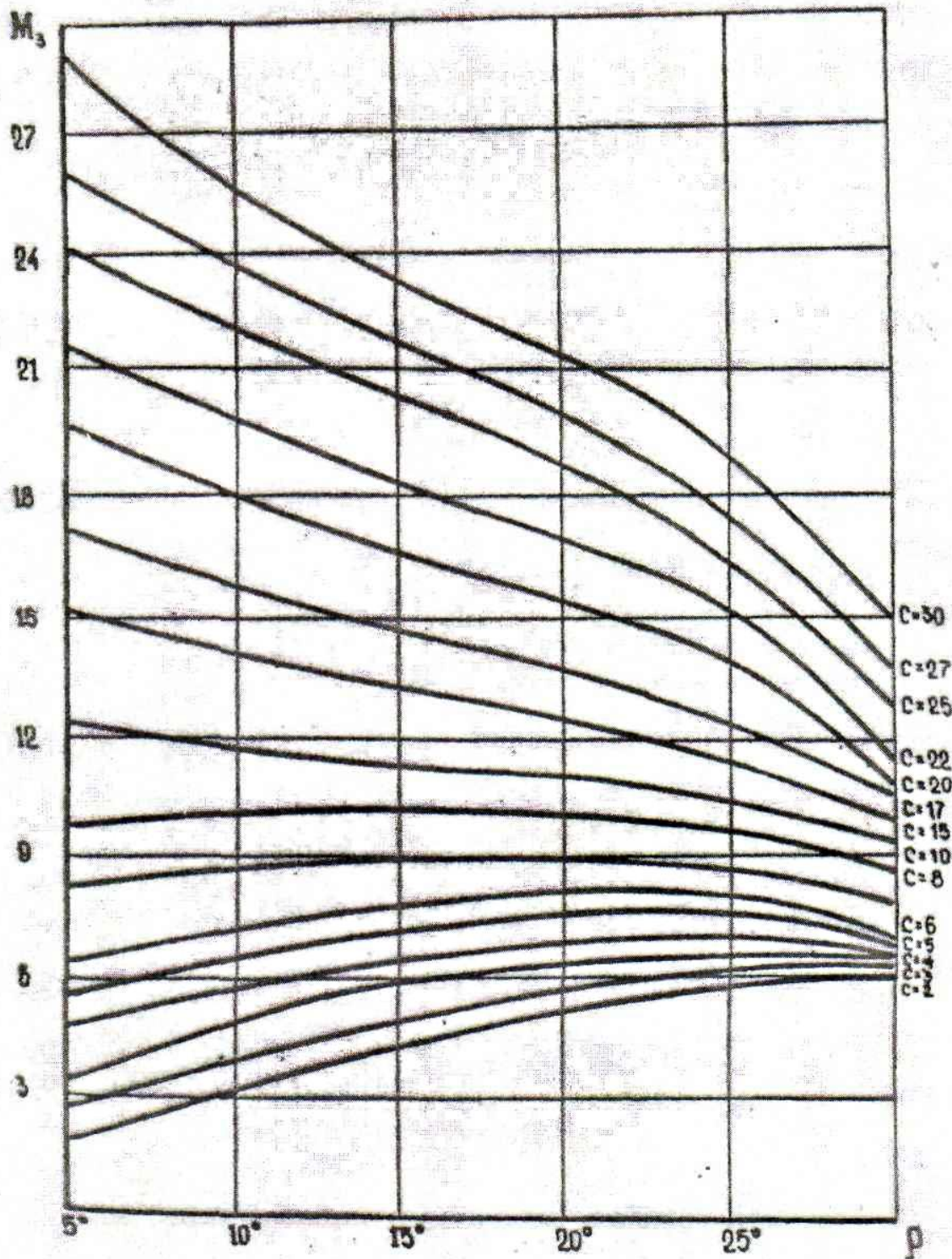


Рис. 2.21. Номограмма для определения коэффициента M_3

Зависимость силы сопротивления движению (вследствие деформации почвы) от угла наклона опорных плит приведена на рисунке 2.23. Здесь же показаны составляющие общего сопротивления движению — сопротивление движению, обусловленное деформацией почвы участками движителя: AA_0 , A_0B , BC , CD . Расчёт произведён при следующих значениях: $C_0 = 165 \text{ кН/м}^3$, $C = 2 \text{ кН/м}^2$,

$$\rho = 30^0, \quad \rho_0 = 20^0, \quad h_1 = 0,20 \text{ м}, \quad h = 0,25 \text{ м}, \quad \theta = 10^0.$$

Сопротивление движению, возникающее при выдавливании почвы из-под гусениц, практически не зависит от угла наклона опорных плит. Поэтому на рисунке 2.23 зависимость $P_{f_{BC}} = f(\alpha)$ представлена прямой, параллельной оси абсцисс. Из данного рисунка видно, что сопротивление перекачиванию, обусловленное деформацией почвы участком A_0B невелико и им можно пренебречь. Ошибка от этого упрощения незначительна – менее 0,002 от общего сопротивления движению.

. Для сравнения тягово-сцепных свойств движителя с наклонными опорными плитами и движителя с почвозацепами определим силу сопротивления движению для последнего.

В данном случае внешние потери складываются из двух составляющих: сопротивления движению вследствие деформации почвы зацепом и сопротивления движению вследствие деформации почвы опорной плитой.

Сопротивление движению вследствие деформации почвы участком AA_0 определяется по формуле

$$P_{f_{AA_0}} = \frac{2(\gamma F_\gamma N_\gamma b + h_{AA_0} \gamma F_q N_q + c F_c N_c) b h_{3И}}{\cos(2\theta - \rho_0)} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{\psi_{II}}{2} + \theta \right) \sin \psi_{II} (\psi_{X_2}'' - \psi_{X_1}'') + \frac{\sin \left(\frac{3}{2} \psi_{II} + \theta \right)}{\cos \left(\frac{\psi_{II}}{2} + \theta \right)} + \sin \psi_{II} \right] \frac{\psi_{X_2}''^2 - \psi_{X_1}''^2}{2} +$$

$$+ \frac{\gamma F_\gamma N_\gamma b^2 h_{AA_0} + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b h_{AA_0}^2 + c F_c N_c b h_{AA_0}}{\cos(2\theta - \rho_0)}. \quad (2.42)$$

где $h_{3И}$ – высота почвозацепа.

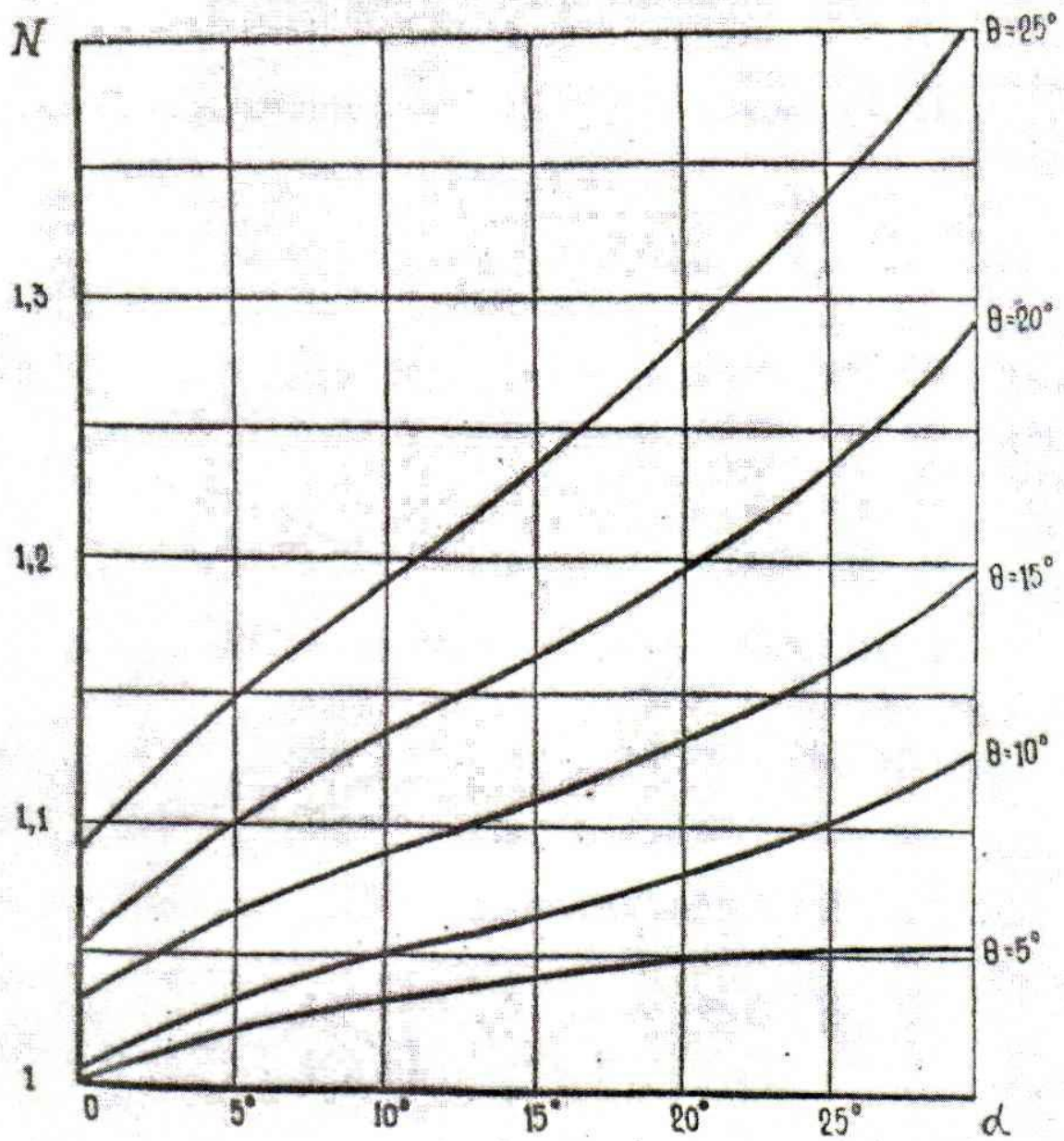


Рис. 2.22. Номограмма для определения коэффициента N

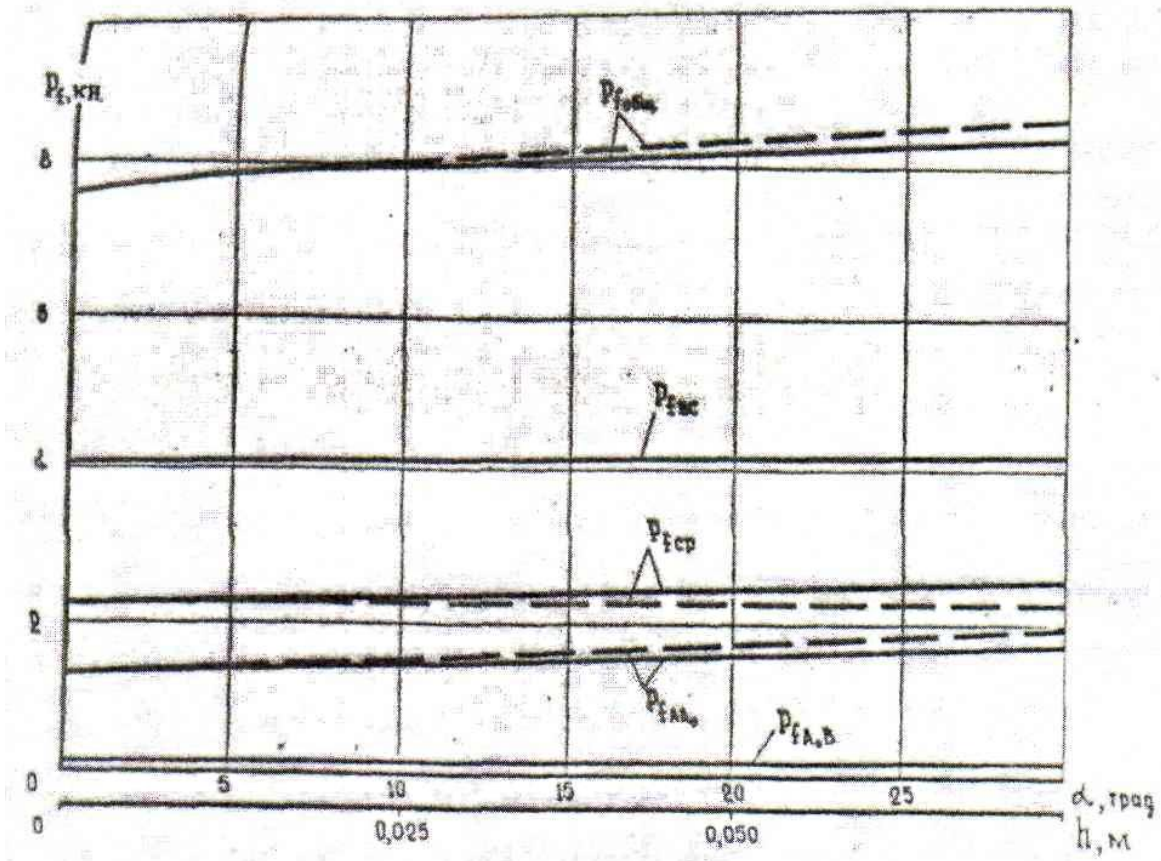


Рис. 2.23. Зависимость силы сопротивления движению (обусловленной деформацией почвы) от угла наклона опорных плит (—) и высоты почвозацепов (----)

Обозначив выражения при переменной ψ_x'' через C_1 и C_2 , получим

$$P_{f_{A_0}} = \frac{2(\gamma F_\gamma N_\gamma b + h_{AA_0} \gamma F_q N_q + c F_c N_c) b h_{3II} \left[C_1 (\psi_{x_2}'' - \psi_{x_1}'') + \frac{C_2}{2} (\psi_{x_2}''^2 - \psi_{x_1}''^2) \right]}{\cos(2\theta - \rho_0)} +$$

$$+ \frac{\gamma F_\gamma N_\gamma b^2 h_{AA_0} + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b^2 h_{AA_0} + c F_c N_c b h_{AA_0}}{\cos(2\theta - \rho_0)}. \quad (2.43)$$

Номограммы для определения коэффициентов C_1 и C_2 представлены на рисунке 2.24.

Определим сопротивление движению вследствие деформации почвы

участком A_0B

$$\begin{aligned}
P_{f_{A_0B}} = & 2 \left[\gamma F_\gamma N_\gamma b + (h_B - h_{A_0}) \gamma F_q N_q + c F_c N_c \right] b h_{3\text{II}} \left[\frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta \right) \sin \psi_\Pi}{\cos \left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta \right)} \psi_X'' + \right. \\
& \left. + \frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta \right) \sin^2 \psi_\Pi + 2 \cos \left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta \right) \sin \left(\frac{3}{2} \psi_\Pi + \theta \right)}{2 \cos^2 \left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta \right) \cos \left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta \right)} \cdot \frac{\psi_X^2}{2} \right] + \\
& + \left[\gamma F_\gamma N_\gamma b^2 (h_B - h_{A_0}) + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b (h_B^2 - h_{A_0}^2) + c F_c N_c b (h_B - h_{A_0}) \right] \frac{\cos \left(\frac{\psi_\Pi}{B} - \theta \right)}{4} \times \\
& \times \left\{ \frac{\psi_X \left[\sin(\psi_\Pi - 2\theta) - \cos \left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta \right) + 4 \sin^2 \left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta \right) \right] - 4}{\psi_X \left[\sin(\psi_\Pi - 2\theta) + \cos \left(\frac{\psi_\Pi}{2} + \theta \right) + 4 \sin^2 \left(\frac{\psi_\Pi}{2} - \theta \right) \right] - 4} \right\}. \quad (2.44)
\end{aligned}$$

Расчёты, произведённые по формуле (2.44) показывают, что величина $P_{f_{A_0B}}$ незначительна. Следовательно, для сокращения аналитических зависимостей, ею можно пренебречь. Ошибка, возникающая от этого допущения, менее 0,03% от общей силы сопротивления.

Сопротивление движению, обусловленное сдвигом почвы по поверхностям скольжения, определяется по выражению (2.37).

Сила сопротивления движению вследствие деформации почвы опорным участком рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned}
P_{f_{\text{сд}}} = & 2 \left[\gamma F_\gamma N_\gamma b + (h_D - h_C) \gamma F_q N_q + c F_c N_c \right] b h_{3\text{II}} \frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\psi_{\text{оп}}}{2} + \theta \right) \sin \psi_{\text{оп}}}{\cos \left(\frac{\psi_{\text{оп}}}{2} - \theta \right)} + \\
& + \frac{\gamma F_\gamma N_\gamma b^2 (h_D - h_C) + \frac{1}{2} \gamma F_q N_q b (h_D^2 - h_C^2) + c F_c N_c b (h_D - h_C)}{\cos \left(\frac{\psi_{\text{оп}}}{2} - \theta \right)} \frac{\cos \left(\frac{\psi_\Pi}{B} - \theta \right)}{4}. \quad (2.45)
\end{aligned}$$

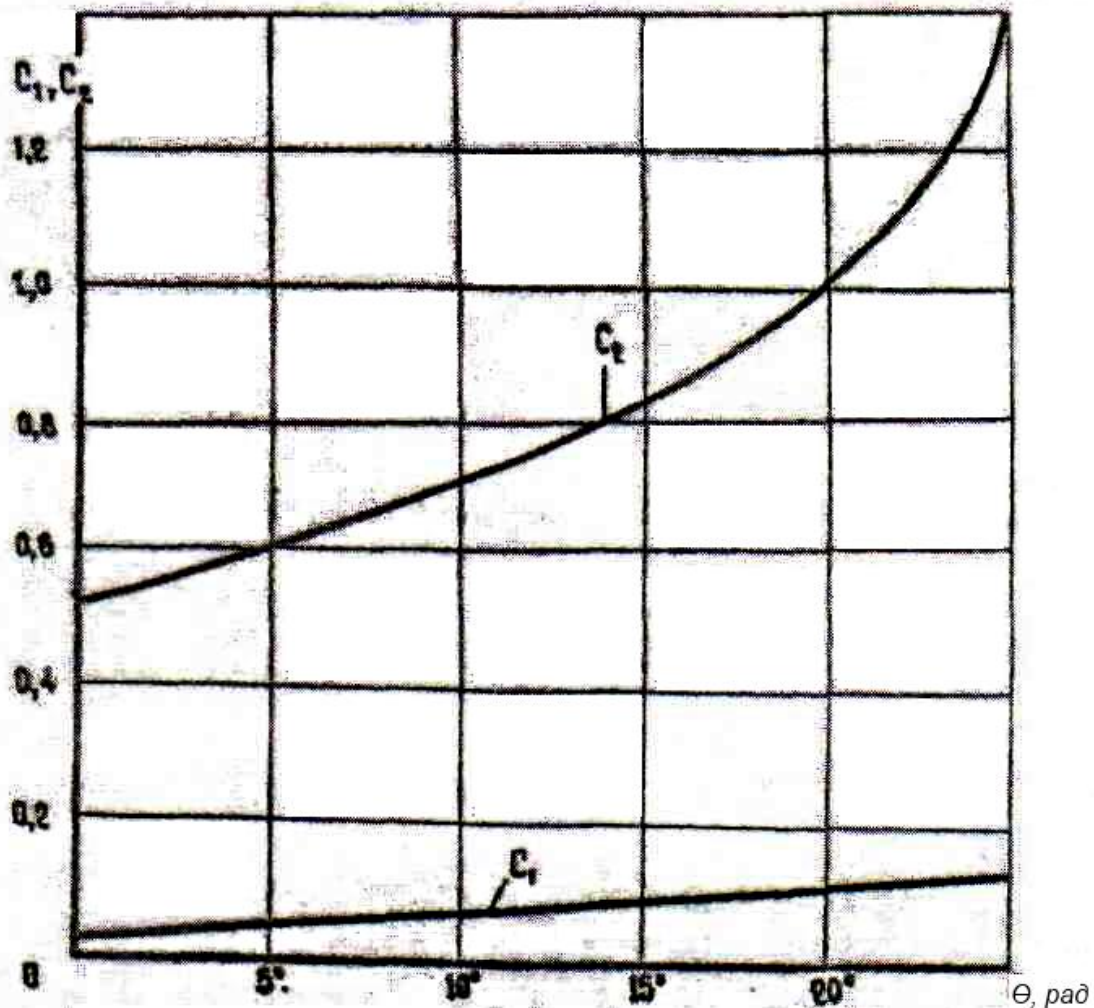


Рис. 2.24. Номограмма для определения вспомогательных коэффициентов при расчёте сопротивления движению движителя с почвозацепами

Общая сила сопротивления движению вследствие деформации почвы движителем складывается из суммы выражений (2.37), (2.43), (2.45).

Зависимость силы сопротивления движению от высоты почвозацепов приведена на рисунке 2.23. Расчёт произведён при следующих значениях: $C_0 = 165 \text{ кН/м}^3$, $C = 2 \text{ кН/м}^2$, $\theta = 10^\circ$.

2.8. СХЕМА ДЕФОРМАЦИИ ПОЧВЫ ВСЛЕДСТВИЕ БУКСОВАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

При движении гусеничной машины с буксованием происходит смещение звеньев опорного участка относительно почвы. Это вызывает сдвиг верхних слоев почвы. Сдвиг почвы нарастает от нуля для первого звена до значения $S = \delta L$ для последнего звена. Смещение последних

звеньев может быть столь значительным, что произойдёт срез «почвенного кирпича».

Срез почвы может быть произведён как по прямолинейной, так и по криволинейной поверхностям, зависит это от формы опорных плит гусеничных звеньев. Данное положение косвенно подтверждается работами [30, 61, 65]. В частности А. Н. Зелениным [65] исследовалось влияние угла наклона пластины, погруженной в почву, на величину тягового усилия. На основании опытных данных автор приходит к выводу, что угол наклона пластины оказывает существенное влияние на усилие сдвига T . Так при $\alpha = 90^\circ$ $T = 0,85$ кН, $\alpha = 45^\circ$ $T = 0,67$ кН, $\alpha = 135^\circ$ $T = 1,12$ кН. Изменение усилия сдвига пластины объясняется направлением линий скольжения (рисунок 2.25).

Отсюда можно предположить, что усилие сдвига наклонной пластины больше, чем вертикальной (глубина погружения пластины в почву одинаковая), поскольку в этом случае происходит сдвиг более глубоких слоев почвы. Это увеличивает объём сдвигаемой почвы, что и повышает сопротивление сдвигу.

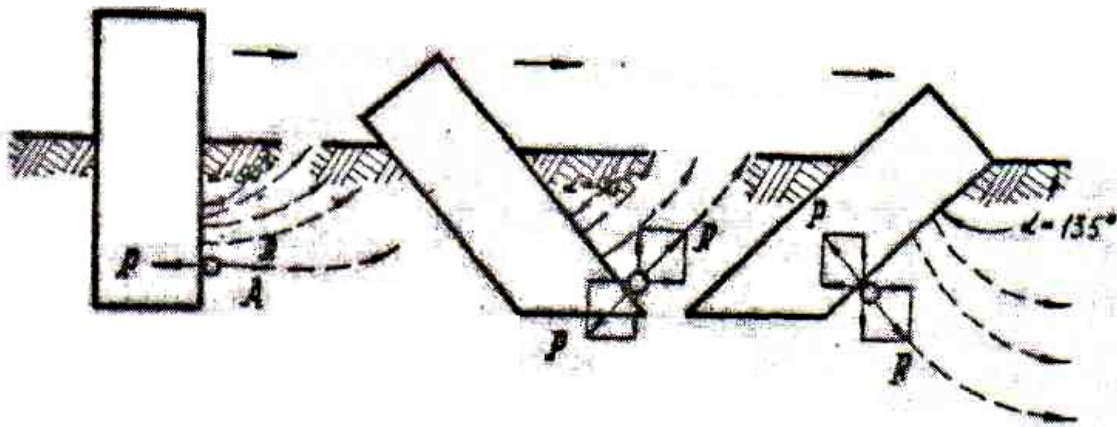


Рис. 2.25. Направление линий скольжения в зависимости от угла резания

Рассмотрим данное положение применительно к гусеничному движителю. Разберём схему сдвига почвы отдельным гусеничным звеном с гладкой наклонной опорной плитой и с почвозацепом на горизонтальной опорной плите.

В первом случае при нарушении условия предельного равновесия сдвиг почвы происходит по линии скольжения ADC (рисунок 2.26). Из теории гусеничного движителя [4, 50, 52, 108, 182] известно, что касательная сила тяги определяется в основном напряжением почвы в плоскости xz . Следовательно, можно принять допущение, что в данном случае мы имеем плоское деформированное состояние почвы

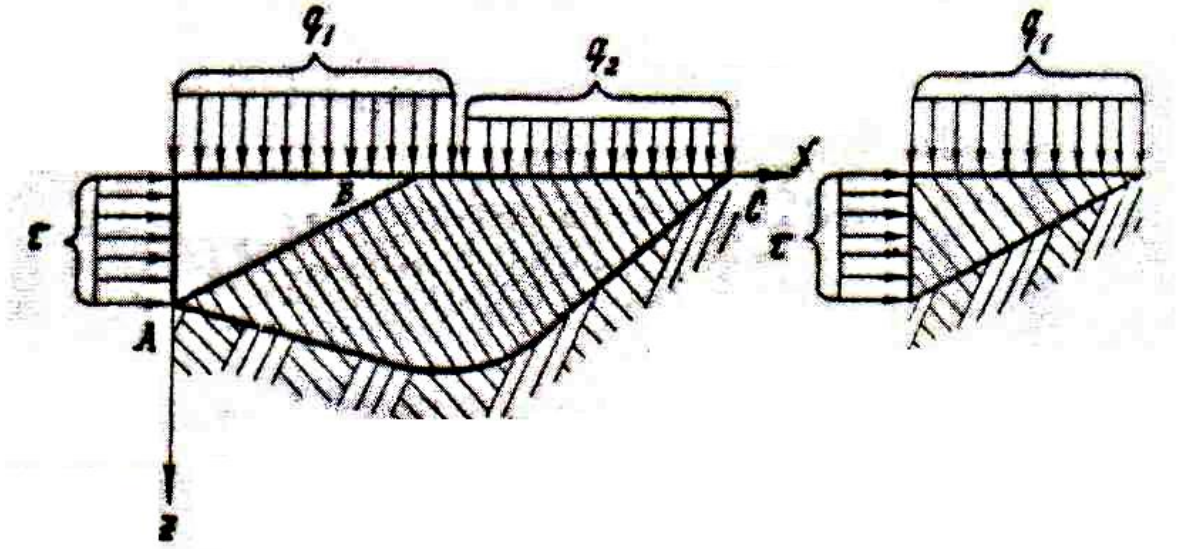


Рис. 2.26. Схема деформации почвы гусеничным звеном. Плоское предельное состояние среды характеризуется условиями [162]

$$\max|\tau_n| - (\sigma_n + c \cdot \operatorname{ctg} \rho) = 0, \quad T = (S + c \cdot \operatorname{ctg} \rho) \operatorname{tg} \rho. \quad (2.46)$$

Нормальная компонента $\sigma_n = S$ и абсолютная величина $\tau_n = T$ вектора напряжения на любой площадке скольжения выражаются через значения главных напряжений равенствами [162]

$$S = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) - \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \sin \rho, \quad T = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \cos \rho.$$

Подставляя значения S и T в условие (2.46), имеем

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) = \frac{1}{2} \sin \rho (\sigma_1 + \sigma_3) \sin \rho, \quad T = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \cos \rho. \quad (2.47)$$

Из механики сплошной среды [17,69,79,143,144] известно, что напряжённое состояние в некоторой точке почвы определяется тензором напряжений. Для плоской задачи тензор напряжений сводится к виду

$$T_H = \begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{zx} \\ \tau_{zx} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix}, \quad (2.48)$$

где σ – среднее напряжение.

Решая данный определитель, получим значения главных напряжений

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_z) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2}. \quad (2.49)$$

Дифференциальное уравнение движения сводятся к системе двух уравнений [17, 79, 143]

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_x}{dx} + \frac{d\tau_{xz}}{dz} = 0 \\ \frac{d\tau_{zx}}{dx} + \frac{d\sigma_z}{dz} = 0 \end{cases} \quad (2.50)$$

Объёмными силами, учитывая незначительность массы деформируемого объёма и относительно небольшие скорости деформации почвы, можно пренебречь.

Среднее напряжение σ определяется длиной отрезка АО (рисунок 2.2)

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) + c \cdot \operatorname{ctg} \rho.$$

Решая данное равенство совместно с условием (2.47), получим

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) = \sigma - c \cdot \operatorname{ctg} \rho, \quad \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) = \sigma \sin \rho.$$

Внося в известные формулы преобразования [162]

$$\sigma_z = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) + \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \cos 2\varphi,$$

$$\sigma_x = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) - \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \cos 2\varphi,$$

$$\tau_{xz} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \sin 2\varphi.$$

Подставляя значения $(\sigma_1 + \sigma_3)$ и $(\sigma_1 - \sigma_3)$, имеем

$$\sigma_z = \sigma(1 + \sin \rho \cos 2\varphi) - c \cdot \operatorname{ctg} \rho,$$

$$\sigma_x = \sigma(1 - \sin \rho \cos 2\varphi) - c \cdot \operatorname{ctg} \rho,$$

$$\tau_{xz} = \sigma \sin \rho \sin 2\varphi. \quad (2.51)$$

Из теории предельного напряжённого состояния [162] известно, что в зоне предельного равновесия через каждую точку на плоскости Z проходят две линии скольжения, касательные к которым наклонены к первой главной оси I под углами $\pm \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right)$, а к оси Z под углами

$$\varphi \pm \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2} \right) \quad (\text{рисунок 2.27}).$$

При переходе от системы координат xz к системе nt формулы (2.51) имеют вид

$$\sigma_n = \sigma[1 + \sin \rho \cos 2(\varphi - \alpha)] - c \cdot \operatorname{ctg} \rho,$$

$$\sigma_t = \sigma[1 - \sin \rho \cos 2(\varphi - \alpha)] - c \cdot \operatorname{ctg} \rho$$

$$\tau_{nt} = \sigma \sin \rho \sin 2(\varphi - \alpha). \quad (2.52)$$

Используя вышеизложенные положения теории предельного напряжённого состояния, перейдём к построению поля линий скольжения, образующегося при сдвиге относительно почвы гусеничного звена с наклонной опорной плитой.

Вдоль наклонной опорной плиты AB (рисунок 2.28) заданы нормальное q и касательное τ напряжения. Введём новую систему координат nt , повернутую относительно системы Z на угол α . Разложим напряжения q и τ на нормальные касательные и касательные

составляющие по оси n и t . Равнодействующая R наклонена к оси n под углом σ , который определяется по формуле

$$\delta = \beta - \alpha = \operatorname{arctg} \frac{\tau}{q} - \alpha. \quad (2.53)$$

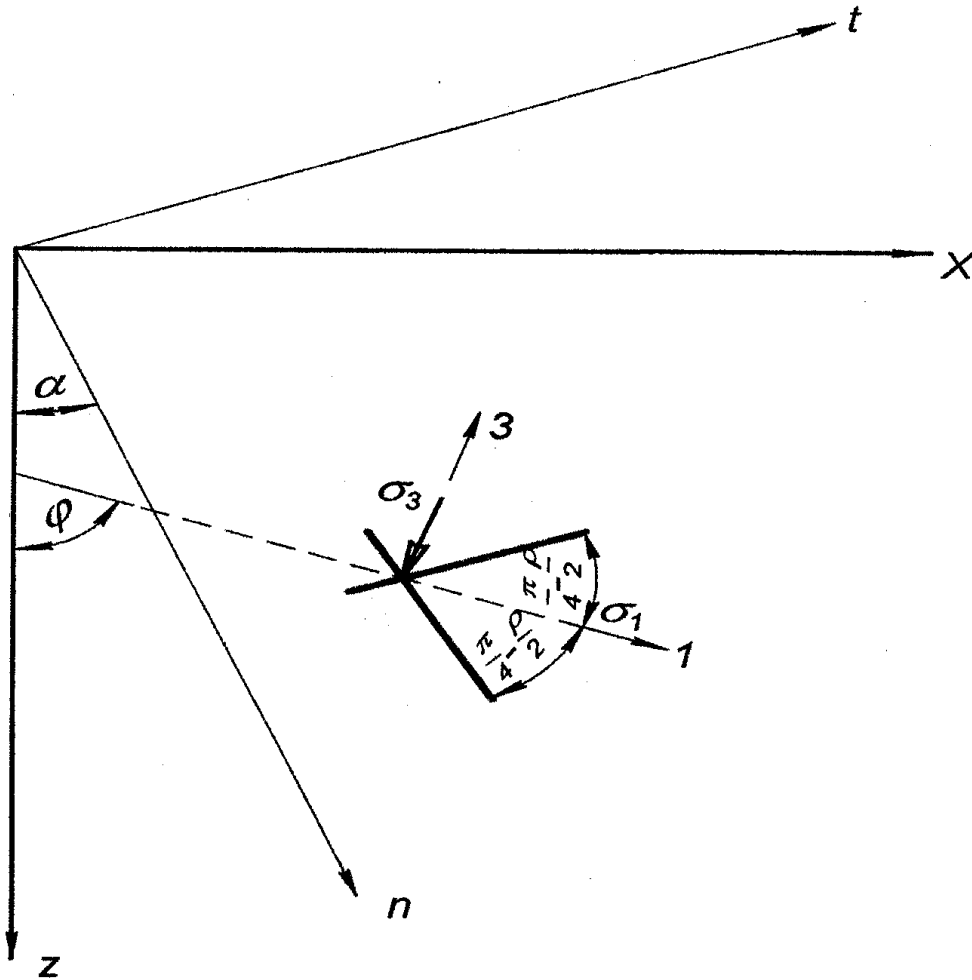


Рис. 2.27.

$$\varphi_2 = -\frac{\pi}{2}.$$

Поле линий скольжения в треугольнике BCD образовано двумя семействами параллельных линий, наклонённых к оси под углами $\varphi_2 \pm \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}\right)$.

Области ABE и BCD относятся к равномерному напряжённому состоянию. В теории пластичности [143] для простого напряжённого состояния разработана теорема: в области, соседней с областью равномерного напряжённого состояния, всегда осуществляется простое напряжённое состояние.

Согласно этой теореме треугольники ABE и BCD соединены областью равномерного напряжённого состояния. Сектор BED есть частный случай напряжённого состояния – центрированное поле линий скольжения, образованное пучком прямых и семейством логарифмических спиралей.

Таким образом, граничная линия скольжения $AEDC$ (рисунок 2.28) состоит из трёх составляющих: двух прямых AE и DC и криволинейного ED .

Во втором случае (звено с почвозацепом) напряжённое состояние почвы максимальное (соответствует пассивному сопротивлению сдвига). Поэтому сдвиг почвы происходит по прямолинейной плоскости,

угол наклона которой к оси x равен $\frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$ [122] (рисунок 2.26).

Форма граничной линии скольжения определяет объём срезаемой почвы при сдвиге гусеничного звена. Из рис. 2.26 видно, что при сдвиге звена с наклонной опорной плитой объём срезаемой почвы больше, чем при сдвиге звена с почвозацепом. Следовательно, и сопротивление сдвигу звена в первом случае должно быть больше, чем во втором.

Экспериментальные исследования по сдвигу гусеничных звеньев с различными опорными плитами, проведённые нами в 1975 году на полях совхоза «Волковский» Амурской области, подтвердили данное предположение [138]. Результаты исследований приведены на рис. 2.29.

Рассмотренная схема сдвига почвы отдельным звеном с наклонной опорной плитой справедлива и для гусеничного движителя. Для случая, когда движитель имеет почвозацепы, сдвиг почвы происходит по плоскости, проходящей через вершины зацепов [13].

Из теории гусеничного движителя [13, 30, 50, 61, 179, 182] известно, что касательная сила тяги зависит от шага расположения почвозацепов. Аналогично можно предположить, что и в нашем случае касательная сила тяги зависит от шага расстановки наклонных опорных плит, который определяется длиной отрезка BC (рисунок 2.28)

$$L_{BC} = t \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}\right)}{\cos \alpha} \exp(\chi \operatorname{tg} \rho),$$

где χ – центральный угол EBD (рисунок 2.28).

Расчёты, произведённые по данной формуле, показывают, что $L_{BC} \approx 2t$. Отсюда видно, что наклонные опорные плиты необходимо располагать через одно звено. В противном случае уменьшается объём срезаемой звеном почвы, что ведет к уменьшению сопротивления сдвигу и, следовательно, к снижению сцепных свойств.

Зная схему сдвига звеньями почвы, можно определить касательную силу тяги, развиваемую гусеничной машиной.

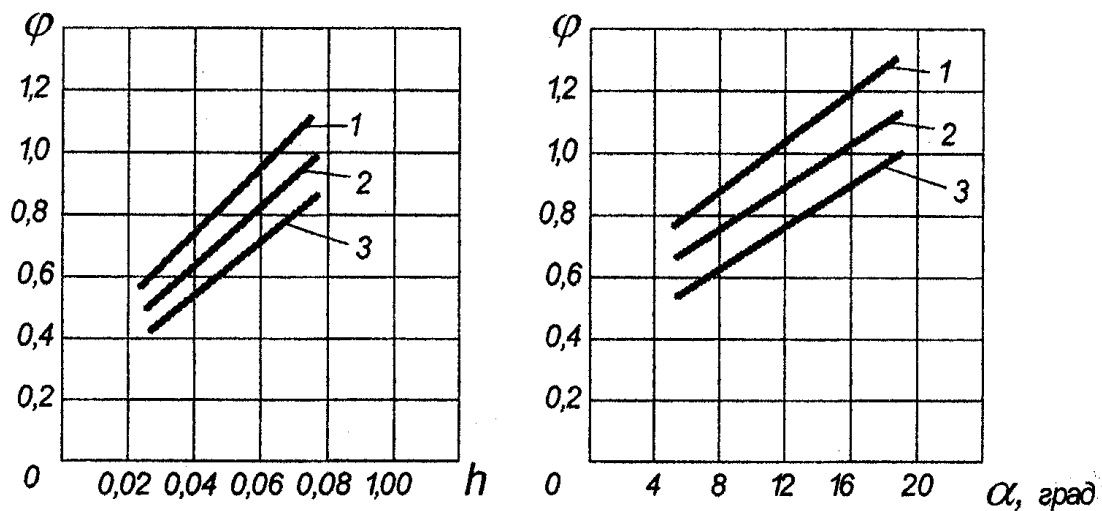


Рис. 2.29. Зависимость сцепных свойств гусеничного звена от высоты почвозацепов и угла наклона опорной плиты при различной влажности почвы: 1 – 31,1%; 2 – 54,3%; 3 – 69,1%.

При равномерном распределении нормального давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя касательная сила тяги складывается из трёх составляющих (рисунок 2.30)

$$P_K = P_{K_{AB}} + P_{K_{BC}} + P_{K_{CD}},$$

где $P_{K_{AB}}$ – касательная сила тяги, развиваемая криволинейным участком AB ;

$P_{K_{BC}}$ – касательная сила тяги, развиваемая участком BC ;

$P_{K_{CD}}$ – касательная сила тяги, развиваемая участком CD .

В общем виде касательную силу тяги, развиваемую опорной поверхностью гусеничного движителя, можно представить как сумму горизонтальных реакций почвы на все звенья

$$P_K = 2 \sum_{i=1}^n T_{3B}.$$

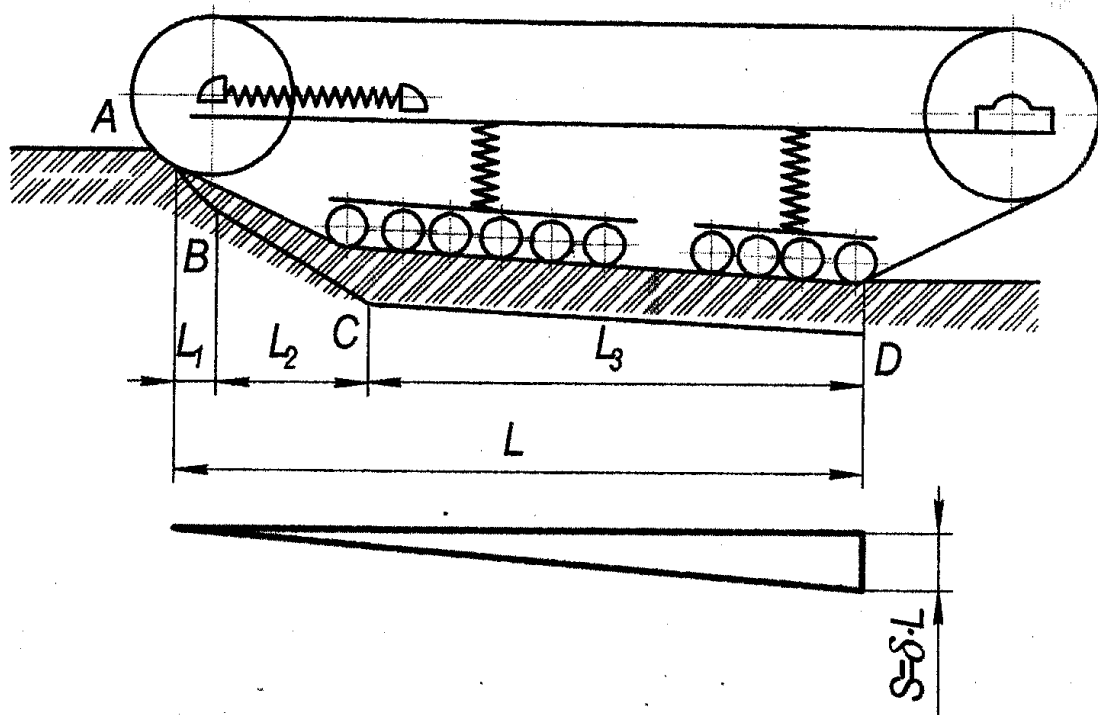


Рис. 2.30. Схема к расчёту касательной силы тяги

Определим касательные реакции почвы, действующие на гусеничные звенья, при условии, что машина движется по горизонтальной поверхности. Проекцию реакции почвы на плоскость движения принимаем за касательную силу тяги машины.

При перемещении звена относительно почвы последняя срезается по трём поверхностям (рисунок 2.28):

- 1) по криволинейной поверхности $ABDC$, площадь которой

$$F_1 = bL_{AEDC},$$

- 2) по двум вертикальным плоскостям, площадь которых

$$F_2 = F_{ABE} + F_{BED} + F_{BDC}$$

Для определения силы тяги, развиваемой одним звеном, необходимо знать зависимость касательных напряжений от деформации сдвига почвы. В параграфе 2. 4. показано, что процесс деформации переувлажнённых почв Дальнего Востока в горизонтальном направлении с достаточной степенью точности описывается зависимостью (2.5)

$$\tau = f_{CK} q th \frac{S}{K_\tau}.$$

В работе В. В. Кацыгина [77] показано, что

$$f_{CK} = tg \rho + \frac{c}{q}.$$

Поэтому формулу (2.12) с учётом значения f можно преобразовать следующим образом

$$\tau = (c + q \cdot tg \rho) th \frac{S}{K_\tau}. \quad (2.55)$$

Из теории трактора известно, что касательная сила тяги, развиваемая гусеничным звеном, изменяется по такому же закону, что и касательные реакции почвы. Следовательно, можно записать

$$T_{3B} = T_{3B_{\max}} th \frac{S}{K_\tau} = [(c + q \cdot tg \rho) F_1 + 2(c + \varepsilon q \cdot tg \rho)] th \frac{S}{K_\tau}, \quad (2.56)$$

где ε – коэффициент бокового давления почвы.

Для жёстко-пластической среды $\varepsilon = 1$. С учётом этого формула (2.56) имеет вид

$$T_{3B} = (c + q \cdot tg \rho) (F_1 + 2F_2) th \frac{S}{K_\tau}. \quad (2.57)$$

Нормальное давление под отдельными участками опорной поверхности движителя значительно изменяется. Особенно это относится к направляющему участку. Для упрощения расчёта касательной силы тяги введём среднее значение нормального давления под участками AB и BC

$$q_{CP_{AB}} = \frac{1}{3} c_0 (h_1 - h_{BC}), \quad q_{CP_{BC}} = \frac{1}{3} c_0 \frac{h_{BC}}{h_1} L_{BC}.$$

Под опорными катками распределение нормального давления можно считать равномерным, поскольку отношение $\frac{t_K}{t_{3B}} < 1,7$.

Формулы для определения силы тяги, развиваемой гусеничным звеном на участках AB , BC и CD имеют вид

$$\begin{aligned} T_{3B_{AB}} &= \left[c + \frac{1}{3} c_0 (h_1 - h_{BC}) tg \rho \right] (F_1 + 2F_2) th \frac{S_1}{K_\tau}, \\ T_{3B_{AB}} &= \left[c + \frac{1}{6} c_0 \frac{h_{BC}}{h_1} tg \rho \right] (F_1 + 2F_2) th \frac{S_2}{K_\tau}, \\ T_{3B_{CD}} &= (c + q \cdot tg \rho) (F_1 + 2F_2) th \frac{S_3}{K_\tau}. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Далее интегрируя касательные реакции по длине опорной поверхности движителя, получим

$$P_Z = \frac{2}{t} \left(\int_0^{L_{3B}} T_{3B_{AB}} dx + \int_{L_{3B}}^{L_{AC}} T_{3B_{BC}} dx + \int_{L_{AC}}^{L_{AD}} T_{3B_{CD}} dx \right) = \frac{2}{t} \int_0^{L_{AB}} T_{3B} dx. \quad (2.59)$$

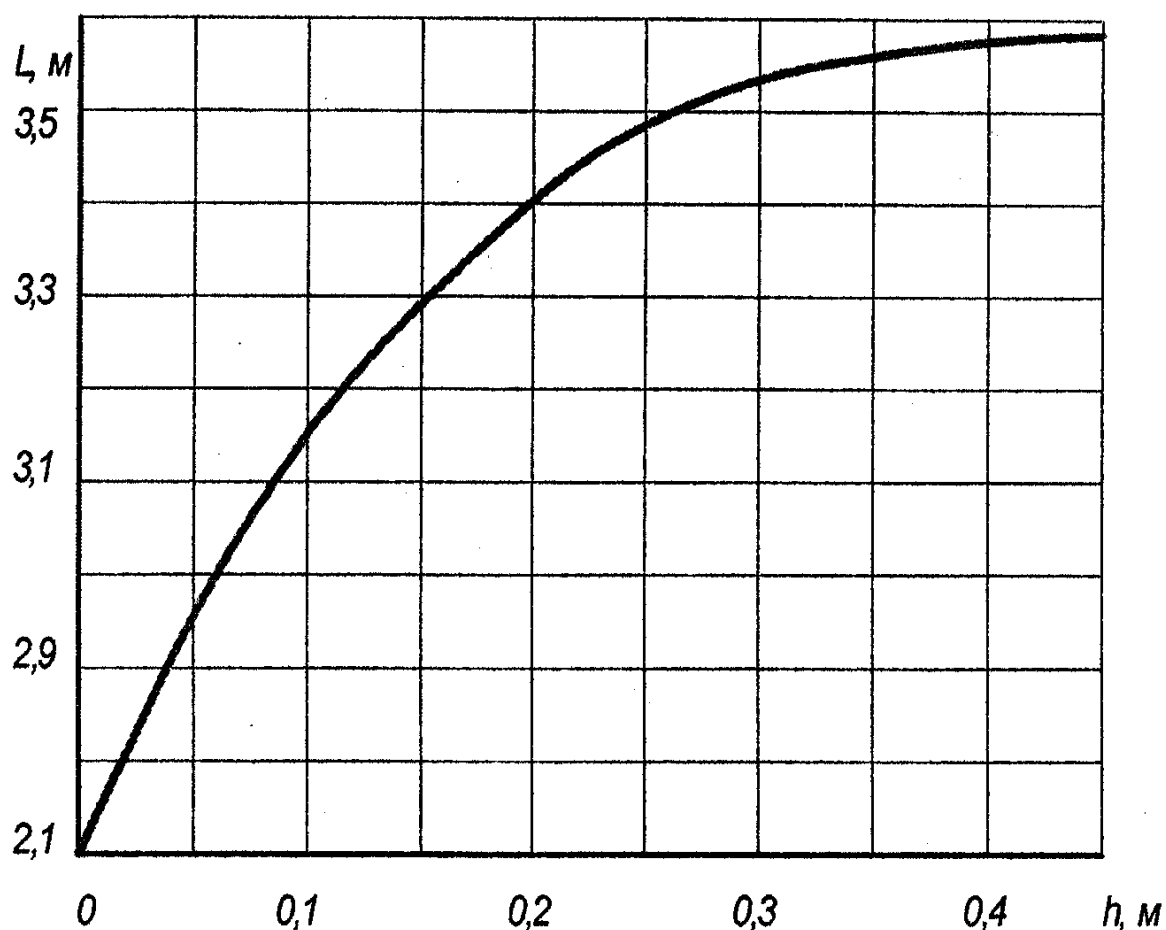


Рис. 2.31. Изменение длины опорной поверхности движителя в зависимости от глубины колеи.

При движении гусеничной машины по легкодеформируемой почве длина опорной поверхности изменяется за счёт погружения в почву направляющего участка. Это необходимо учитывать при расчёте касательной силы тяги. Зависимость $L = f(h)$ определена в работе [137]. На рис. 2.31 представлена данная зависимость для исследуемого движителя.

Из формул (2.58) видно, что для определения силы тяги, развиваемой гусеничным звеном, необходимо знать площадь сдвига почвы. Для решения этой задачи нужно знать длину составляющих граничной линии скольжения $AEDC$.

Длина прямой AE определяется из рис. 2.28

$$L_{AE} = \frac{t}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)}.$$

Длина дуги ED находится по формуле

$$L_{ED} = \int_0^z \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\chi} \right)^2} dz,$$

где

$$r = \frac{t}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)} \exp(\chi \cdot \operatorname{tg} \rho).$$

Решая данный интеграл, получим

$$L_{ED} = \frac{t \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \rho}}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right) \operatorname{tg} \rho} [\exp(\chi \cdot \operatorname{tg} \rho) - 1].$$

Центральный угол χ изменяется в пределах

$$0 \leq \chi \leq \frac{\pi}{2} - \alpha - \varphi_1.$$

Длина дуги DC находится по формуле

$$L_{DC} = \frac{t}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)} \exp(\chi \cdot \operatorname{tg} \rho).$$

Угол φ_1 определяется из уравнения (2.53) и (2.54)

$$-\varphi_1 = \frac{1}{2} \left(\operatorname{arctg} \frac{\tau}{q} - \alpha \right) + \frac{1}{2} \arcsin \frac{\sin \left(\operatorname{arctg} \frac{\tau}{q} - \alpha \right)}{\sin \rho}.$$

В данное уравнение входит неизвестная величина $\frac{\tau}{q}$. В первом приближении отношение можно рассматривать как коэффициент сцепления φ . На самом деле

$$P_K = 2b \int_0^L \tau dx = 2tbL, \quad G = 2qbL.$$

Отсюда

$$\varphi = \frac{P_K}{G} = \frac{2bL\tau}{2bLq} = \frac{\tau}{q}.$$

Таким образом, для определения угла χ нужно знать отношение $\frac{\tau}{q}$.

Найдём данное отношение для движителя с почвозацепами, которое и будем использовать в дальнейших расчётах угла χ .

Касательная сила тяги, развиваемая движителем с почвозацепами, находится по формуле

$$P_K = 2(c + q \cdot \operatorname{tg} \rho)(b + 2h_{3Ц}) \int_0^L th \frac{\delta_x}{K_\tau} dx.$$

Решая интеграл, имеем

$$P_K = 2(c + q \cdot \operatorname{tg} \rho)(b + 2h_{3Ц}) \frac{K_\tau}{\delta} \ln ch \frac{\delta L}{K_\tau}.$$

$$\frac{\tau}{q} = \varphi = \frac{P_K}{G} = \frac{2}{G} (c + q \cdot \operatorname{tg} \rho)(b + 2h_{3Ц}) \frac{K_\tau}{\delta} \ln ch \frac{\delta L}{K_\tau}.$$

Для того, чтобы в дальнейших расчётах учесть угол наклона опорных плит α , примем допущение, что

$$h_{3Ц} = t \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

С учётом этого

$$\frac{\tau}{q} = \frac{2}{G} (c + q \cdot \operatorname{tg} \rho)(b + 2t \cdot \operatorname{tg} \alpha) \frac{K_\tau}{\delta} \ln ch \frac{\delta L}{K_\tau}.$$

В целях более удобного использования данной формулы, построим номограмму. Номограмма для определения отношения $\frac{\tau}{q}$ при различных значениях ρ , c , δ , α приведена на рис. 2.32.

Зная длину составляющих граничной линии скольжения, определяем значения F_1 и F_2

$$F_1 = b \operatorname{tg} n \left\{ \frac{1}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)} + \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \rho}}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)} [\exp(\chi \cdot \operatorname{tg} \rho) - 1] + \right. \\ \left. + \frac{1}{2 \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)} \exp(\chi \cdot \operatorname{tg} \rho) \right\},$$

$$F_2 = t^2 n^2 \left\{ \frac{tg\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}\right)}{2 \cos^2 \alpha} + \frac{\exp(2\chi \cdot tg \rho) - 1}{4 \cos^2 \alpha \cos^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}\right) tg \rho} + \frac{tg\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}\right)}{2 \cos^2 \alpha} \exp(\chi \cdot tg \rho) \right\},$$

где n – коэффициент пропорциональности, в зависимости от влажности почвы, коэффициент n колеблется в пределах от $n_{\min} = 0,215$ при $G = 0,66$ до $n_{\max} = 0,293$ при $G = 0,99$ [26].

Обозначим выражения в фигурных скобках через коэффициенты K_1 и K_2 . Тогда

$$F_1 = btnK_1, F_2 = t^2 n^2 K_2.$$

Номограммы для определения коэффициентов K_1 и K_2 представлены на рис. 2.33 и 2.34.

Подставляя значения T_{3B} в выражение (2.59), получим формулу для определения касательной силы тяги, развиваемой движителем с наклонными опорными плитами

$$P_K = 2 \left\{ \left[c + \frac{1}{3} c_0 (h_1 - h_{BC}) tg \rho \right] \ln ch \frac{\delta L_{AB}}{K_\tau} + \left(c + \frac{1}{3} c_0 \frac{h_{BC}}{h_1} L_{BC} tg \rho \right) \times \right. \\ \times \left(\ln ch \frac{\delta L_{AC}}{K_\tau} - \ln ch \frac{\delta L_{AB}}{K_\tau} \right) + (c + q \cdot tg \rho) \left(\ln ch \frac{\delta L_{AD}}{K_\tau} - \ln ch \frac{\delta L_{AC}}{K_\tau} \right) \frac{K_\tau}{\delta} \left. \right\} \times \\ \times (K_1 bn + 2K_2 tn^2).$$

Расчёты, произведённые по данной формуле показывают, что сила тяги, развиваемая участком AB составляет менее 1% от общей касательной силы тяги. Следовательно, в целях упрощения, данной составляющей можно пренебречь. С учётом этого формула для определения касательной силы тяги имеет вид

$$P_K = 2 \left\{ \left(c + \frac{1}{3} c_0 \frac{h_{BC}}{h_1} L_{BC} tg \rho \right) \ln ch \frac{\delta L_{BC}}{K_\tau} + (c + q \cdot tg \rho) \times \right. \\ \times \left(\ln ch \frac{\delta L_{BD}}{K_\tau} - \ln ch \frac{\delta L_{BC}}{K_\tau} \right) \frac{K_\tau}{\delta} \left. \right\} (K_1 bn + 2K_2 tn^2). \quad (2.60)$$

Для сравнения тягово-сцепных свойств движителя с наклонными опорными плитами и с почвозацепами приведём формулу для расчёта P_K движителя с зацепами

$$P_K = 2 \left\{ \left(c + \frac{1}{3} c_0 \frac{h_{BC}}{h_1} L_{BC} \operatorname{tg} \rho \right) \ln \operatorname{ch} \frac{\delta L_{BC}}{K_\tau} + (c + q \cdot \operatorname{tg} \rho) \times \right. \\ \left. \times \left(\ln \operatorname{ch} \frac{\delta L_{BD}}{K_\tau} - \ln \operatorname{ch} \frac{\delta L_{BC}}{K_\tau} \right) \frac{K_\tau}{\delta} \right\} (b + 2h_{3II}). \quad (2.61)$$

Зависимость касательной силы тяги от угла наклона опорных плит и высоты почвозацепов приведена на рис. 2.35. Расчёт выполнен при условии: $C_0 = 165 \text{ кН/м}^3$, $C = 2 \text{ кН/м}^2$, $q = 32 \text{ кПа}$, $\delta = 0,10$, $\rho = 30^\circ$, $n = 0,215$.

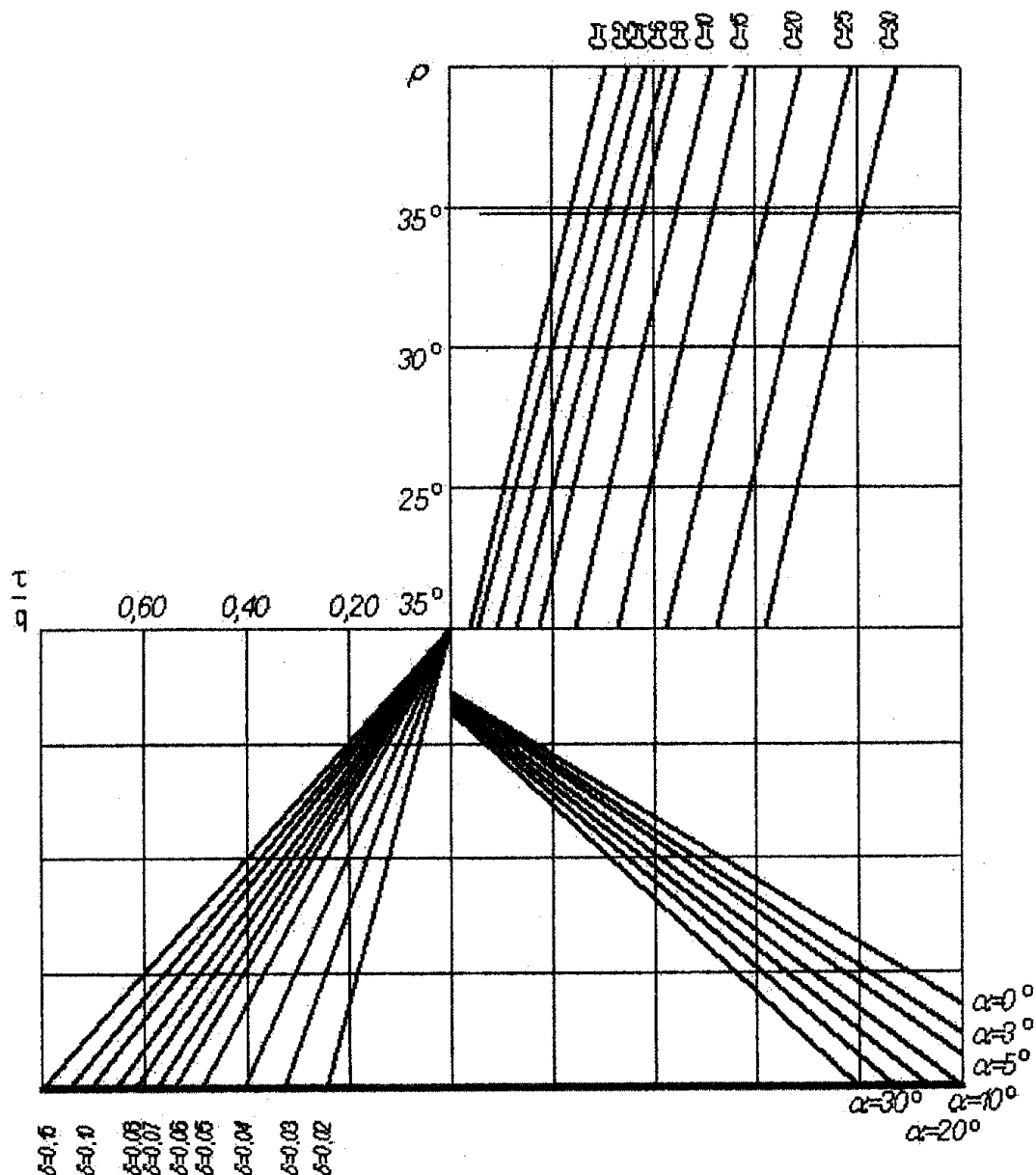
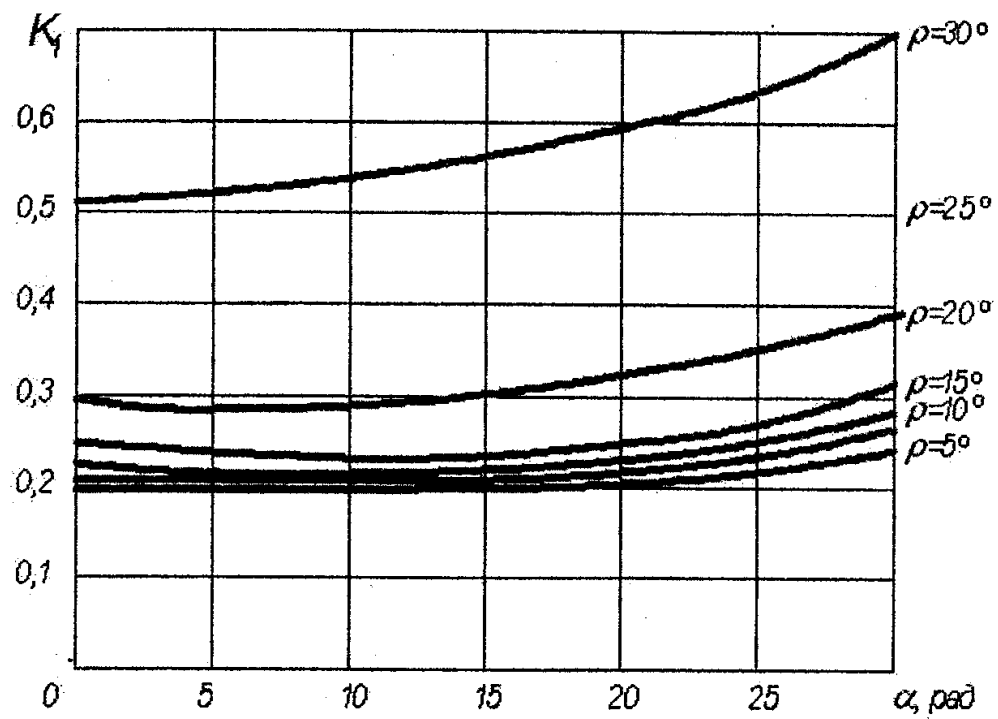
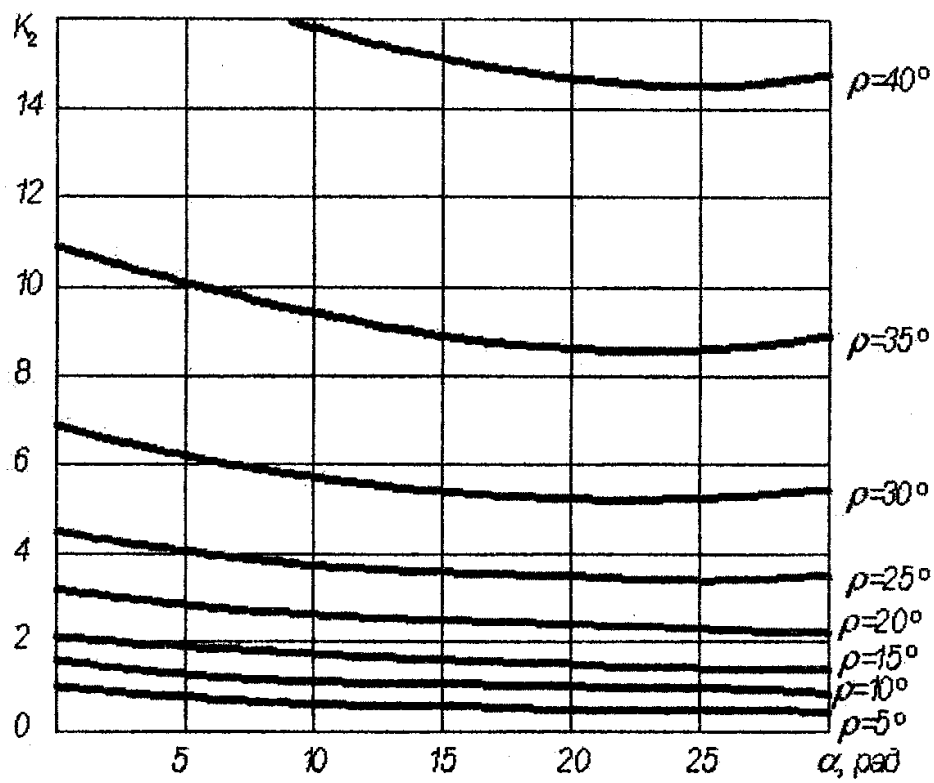


Рис. 2.32. Номограмма для определения отношения $\frac{\tau}{q}$

Рис. 2.33. Номограмма для определения коэффициента K_1 Рис. 2.34. Номограмма для определения коэффициента K_2

2.9 ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ И ШИРИНЫ ГУСЕНИЦ НА ПРОХОДИМОСТЬ ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН

В первой главе показано, что длина и ширина опорной поверхности движителя оказывают влияние на тягово-сцепные свойства гусеничной машины. Однако при изучении состояния вопроса нам не встретилось достаточно полных работ по рассматриваемой задаче для почвенных условий Дальнего Востока. В связи с этим определим влияние длины и ширины опорной поверхности движителя на тягово-сцепные свойства на основе анализа полученных формул для нахождения сопротивления движению и касательной силы тяги. При изучении влияния длины и ширины опорной поверхности на тягово-сцепные свойства необходимо стремиться к тому, чтобы нормальное давление машины на почву оставалось постоянным. Поэтому рассмотрим влияние на тягово-сцепные свойства не отдельно длины и ширины гусеницы, а их отношения $\lambda = \frac{L}{b}$. Площадь опорной поверхности движителя при этом остается постоянной.

Определим зависимость тягово-сцепных свойств от соотношения длины и ширины опорной поверхности движителя с серийными опорными плитами. Для этого необходимо определить сопротивление движению, касательную силу тяги и коэффициент полезного действия движителя.

Сила сопротивления движению рассчитывается по формулам (2.44), (2.45). На номограммах для нахождения вспомогательных коэффициентов угол наклона опорных плит необходимо брать равным нулю. Касательная сила тяги определяется по выражению

$$P_K = 2b \left\{ \left(c + \frac{1}{6} c_0 \frac{h_{BC}}{h_1} L_{BC} \operatorname{tg} \rho \right) \ln ch \frac{\delta L_{BC}}{K_\tau} + (c + q \cdot \operatorname{tg} \rho) \times \right. \\ \left. \times \left(\ln ch \frac{\delta L_{BD}}{K_\tau} - \ln ch \frac{\delta L_{BC}}{K_\tau} \right) \right\} \frac{K_\tau}{\delta}. \quad (2.62)$$

Коэффициент полезного действия находится по формуле

$$\eta = \left(1 - \frac{f}{\varphi} \right) (1 - \delta). \quad (2.63)$$

Влияние отношения длины к ширине гусеницы на коэффициенты сопротивления движению, сцепления, коэффициент полезного действия показано на рис. 2.36. Расчет функций $f = f\left(\frac{L}{b}\right)$, $\varphi = f\left(\frac{L}{b}\right)$, $\eta = f\left(\frac{L}{b}\right)$ произведен на основе формул (1.2), (1.3), (1.40), (2.56), (2.57) при следующих значениях величин $c_0 = 165 \frac{\kappa H}{M^3}$, $c = 2 \frac{\kappa H}{M^2}$, $q = 32 \text{ кПа}$, $h = 0,20 \text{ м}$, $\delta = 0,10$, $\rho = 30^\circ$, $\rho = 20^\circ$.

При увеличении отношения $\frac{L}{b}$ происходит возрастание как коэффициента сцепления, так и коэффициента сопротивления движению.

Функция $\eta = f\left(\frac{L}{b}\right)$ непрерывна во всей области задания. Поэтому, если взять первую производную КПД по отношению $\frac{L}{b}$ и приравнять ее нулю, т. е.

$$\frac{d\eta}{d\left(\frac{L}{b}\right)} = 0, \text{ то получим рациональное значение отношения длины к ширине}$$

гусеницы, соответствующее наибольшему значению КПД. На рис. 2.37 дано графическое нахождение рационального соотношения $\frac{L}{b}$ для конкретный

почвенных условий. Произведенные расчеты зависимости $\eta = f\left(\frac{L}{b}\right)$ при различных значениях физико-механических характеристик почвы (c, c_0, ρ) показывают, что рациональное соотношение длины и ширины опорной поверхности движителя находится в пределах 3,6...4,1.

Зная зависимости $f = f\left(\frac{L}{b}\right)$, $\varphi = f\left(\frac{L}{b}\right)$, $\eta = f\left(\frac{L}{b}\right)$, можно дать ответ на интересующие нас вопросы: какие нужны гусеницы уборочным машинам, предназначенным для работы в условиях Дальнего Востока, - длинные и узкие, или короткие, но широкие; каким путем уменьшать нормальное давление на почву: за счет увеличения длины или ширины гусениц.

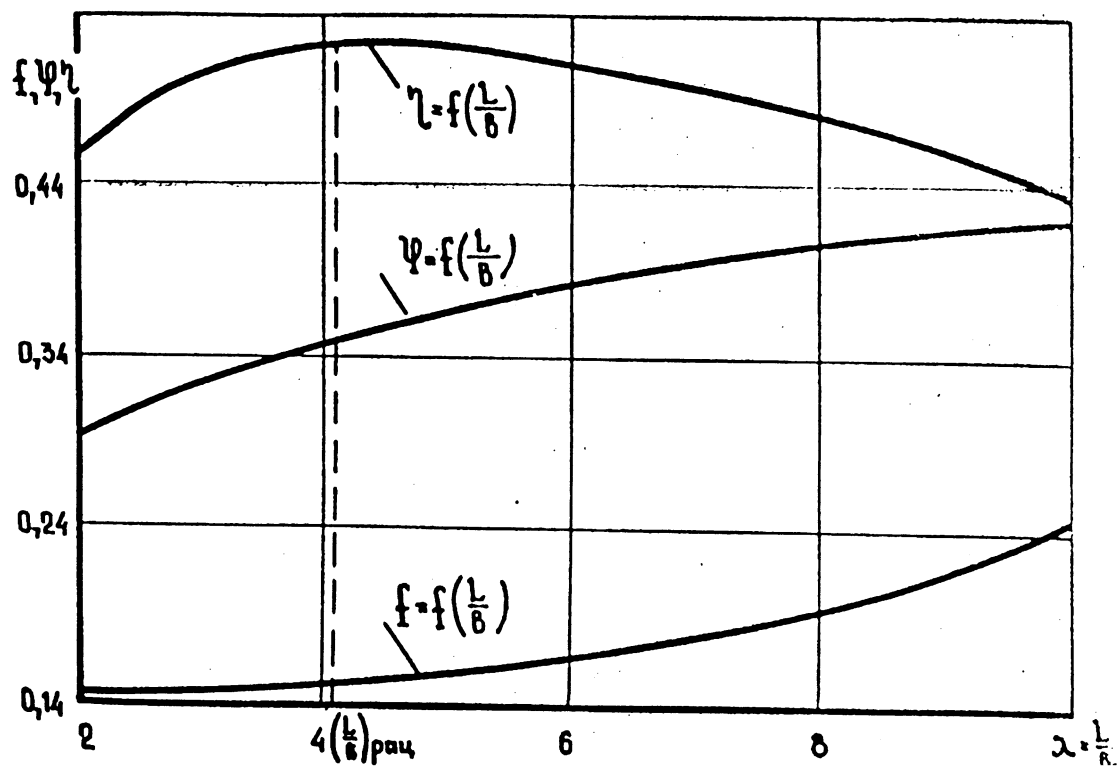


Рис. 2.36. Зависимость тягово-сцепных свойств гусеничного движителя от соотношения длины и ширины опорной поверхности

Увеличение отношения, $\frac{L}{b}$ вызывает, во-первых, повышение времени воздействия движителя на почву, что ведет к возрастанию глубины колеи; во-вторых, повышение внутренних потерь в движителе за счет увеличения потерь на трение в дополнительных шарнирах опорного участка. Данными двумя причинами и обуславливается повышение коэффициента сопротивления движению при увеличении отношения длины к ширине гусеницы. Кроме того, при большом отношении $\frac{L}{b}$ существенно ухудшается одно из свойств понятия «проходимость» – поворотливость гусеничной машины.

При соотношении $\frac{L}{b}$ в пределах рационального движитель обладает высокими тягово-сцепными и опорными свойствами. Опорные свойства повышаются вследствие уменьшения продолжительности контакта гусеницы с почвой и повышения ширины гусеницы. Поскольку, чем шире опорная поверхность, тем труднее выдавливается из-под нее переувлажненная почва. Уменьшение отношения $\frac{L}{b}$ менее рационально. Так как слишком короткая и широкая гусеница становится катком и тягово-сцепные

свойства машины ухудшаются [112, 192, 193, 194]. Таким образом, движители уборочных машин, работающие на переувлажненных почвах Дальнего Востока, должны иметь соотношение длины и ширины опорной поверхности в пределах 3,6...4,1. При этом гусеничный движитель обладает не только высокими опорными и тягово-сцепными свойствами, но и отвечает современным требованиям охраны окружающей среды – снижается вредное воздействие на почву, обусловленное уменьшением глубины колеи. Снижение давления уборочных машин на почву наиболее целесообразно производить путем увеличения ширины гусениц.

2.10. НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ НА ОПОРНЫЕ КАРЕТКИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

На базе гусеничной ходовой системы изготавливаемой АО «Дальсельмаш» созданы и серийно выпускаются рисоуборочный и силосоуборочный комбайны, разработаны бункер-перегрузчик СБПГ, картофелеуборочный комбайн КПГСГ-1,4 и ряд других машин. Однако все эти машины созданы опытно-конструкторским путем, в связи с чем некоторые из них имеют нерациональную весовую компоновку, что ухудшает их технико-экономические показатели.

Для оптимизации развесовки технологической части машины необходимо выявить область рационального изменения положения центра тяжести гусеничной ходовой системы.

Произведем расчет нормальных нагрузок на опорные каретки гусеничного движителя в статическом режиме (рисунок 2.37).

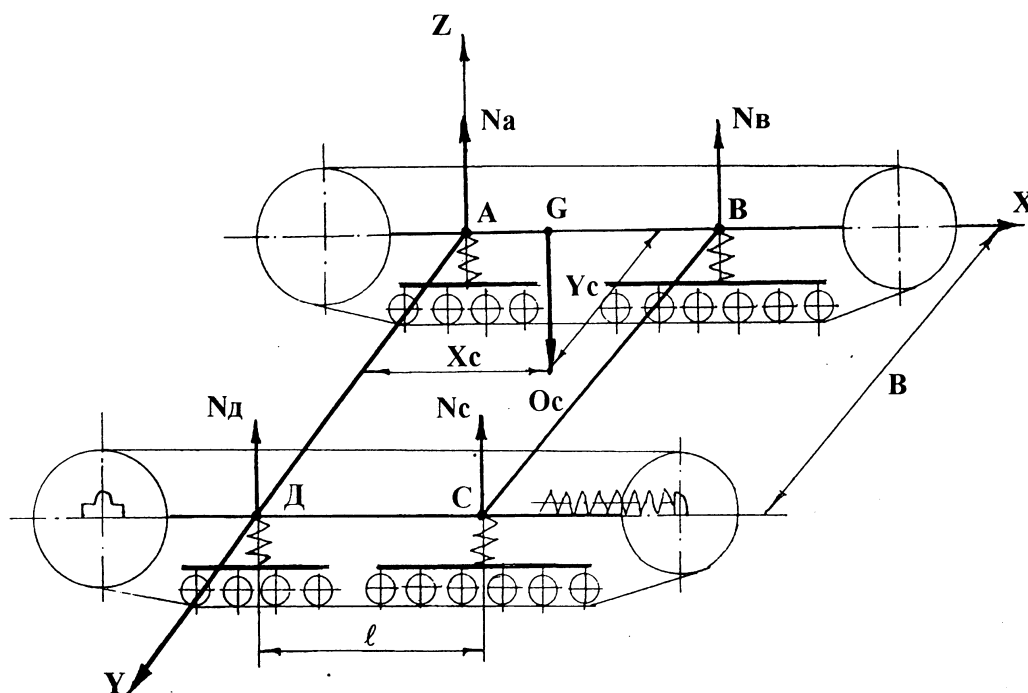


Рис. 2.37. Схема расчета нагрузок на опорные каретки в статическом режиме

Нормальные нагрузки, действующие на опорные каретки движителя, обозначим: N_A, N_B, N_C, N_D .

Для определения реакций, действующих на опорные каретки составим систему уравнений

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = 0, \\ \sum F_{ky} = 0, \\ \sum F_{kz} = N_A + N_B + N_C + N_D - G = 0, \\ \sum m_x(F_k) = N_C \cdot B - N_D \cdot B + G \cdot y_C = 0, \\ \sum m_y(F_k) = N_B \cdot \ell_0 + N_C \cdot \ell_0 - G \cdot x_C = 0, \\ \sum m_z(F_k) = 0. \end{cases} \quad (2.64)$$

В систему (2.64) входят четыре неизвестных величины, следовательно, рассматриваемая задача статически неопределима. Для ее решения составим - уравнение совместимости деформации упругих подвесок опорных кареток гусеничного движителя

$$N_i = c \cdot z_i, \quad (2.65)$$

где N_i – нормальная реакция на i -ю каретку;

c – коэффициент упругости пружин кареток;

z_i – вертикальная деформация пружин кареток.

Раму гусеничного движителя в нашем случае можно рассматривать как жесткую конструкцию. Вследствие деформации пружин опорных кареток под воздействием внешней нагрузки точки A, B, C, D рамы переместятся вниз и будут находиться в плоскости $A_1B_1C_1D_1$ (рисунок 2.38).

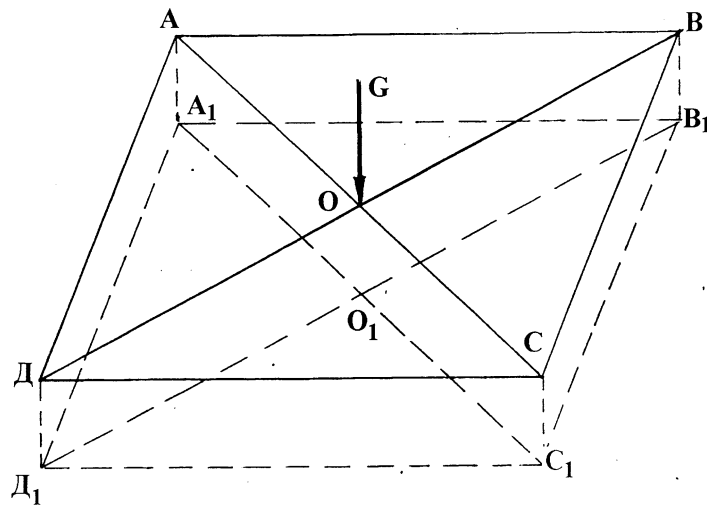


Рис. 2.38. Схема деформации пружин опорных кареток движителя под воздействием внешней нагрузки

Деформация пружин кареток

$$Z_A = AA_1, Z_B = BB_1, Z_C = CC_1, Z_D = DD_1.$$

Из рис. 2.38 имеем

$$\begin{aligned} OO_1 &= \frac{AA_1 + CC_1}{2} = \frac{Z_A + Z_C}{2}, \\ OO_1 &= \frac{BB_1 + DD_1}{2} = \frac{Z_B + Z_D}{2}. \end{aligned} \quad (2.66)$$

Отсюда следует

$$Z_A + Z_C = Z_B + Z_D \quad (2.67)$$

Уравнение (2.61) можно записать в виде

$$N_A + N_C = N_B + N_D$$

или

$$N_A - N_B + N_C - N_D = 0. \quad (2.68)$$

Уравнение (2.68) является четвертым уравнением, необходимым для решения системы (2.64).

Опуская промежуточные преобразования, получим

$$\begin{aligned} N_A &= \frac{B\ell_0 - 2Bx_C - 2\ell_0 y_C}{4B\ell_0}, \\ N_B &= \frac{B\ell_0 + 2Bx_C - 2\ell_0 y_C}{4B\ell_0}, \\ N_C &= \frac{-B\ell_0 + 2Bx_C + 2\ell_0 y_C}{4B\ell_0}, \\ N_D &= \frac{B\ell_0 - 2Bx_C + 2\ell_0 y_C}{4B\ell_0}. \end{aligned} \quad (2.69)$$

Из уравнений (2.69) следует, что при $N_A \leq 0$ (нагрузка воспринимается тремя каретками) точка приложения силы тяжести находится в области

$$\frac{3}{2} - \frac{x_C}{\ell_0} - \frac{y_C}{2B} \leq 0.$$

$$\text{При } N_B \leq 0, \frac{x_C}{\ell_0} - \frac{y_C}{2B} + \frac{1}{2} \leq 0.$$

$$\text{При } N_C \leq 0, \frac{x_C}{\ell_0} + \frac{y_C}{2B} - \frac{1}{2} \leq 0.$$

$$\text{При } N_D \leq 0, -\frac{x_C}{\ell_0} + \frac{y_C}{2B} + \frac{1}{2} \leq 0.$$

Масса машины распределяется на все четыре опорные каретки движителя в случае, когда центр тяжести находится в области, определяемой неравенствами

$$-\frac{x_C}{\ell_0} - \frac{y_C}{B} + \frac{3}{2} > 0,$$

$$\begin{aligned}
\frac{x_C}{\ell_0} - \frac{y_C}{B} + \frac{1}{2} &> 0, \\
\frac{x_C}{\ell_0} + \frac{y_C}{B} - \frac{1}{2} &> 0, \\
-\frac{x_C}{\ell_0} + \frac{y_C}{B} + \frac{1}{2} &> 0.
\end{aligned}
\tag{2.70}$$

Отсюда следует, что для распределения массы машины на все опорные каретки центр тяжести должен находиться в пределах области определяемой неравенством (2.70).

С учетом конструктивных особенностей рассматриваемого гусеничного движителя при равномерном распределении нормальной нагрузки

$$N_A = N_D = 4Q, \quad N_B = N_C = 6Q,$$

где Q – нагрузка на один опорный каток движителя.

Подставляя в систему (2.69) $N_A = N_D = 4Q$, получим

$$y_C = \frac{B}{2}. \tag{2.71}$$

Подставляя в систему (2.69) $N_B = N_C = 6Q$, имеем

$$x_C = 0,6\ell. \tag{2.72}$$

Выражения (2.71), (2.72) определяют положение центра тяжести машины в статистическом режиме.

Исследуем вопрос о выборе положения центра тяжести в динамическом режиме – при передвижении гусеничной машины.

Рассмотрим установившийся режим работы гусеничного движителя (рисунок 2.39).

При перекачивании на гусеничный движитель действуют следующие силы: касательная сила тяги P_K , сила сопротивления перекачиванию P_f , сила тяжести G , нормальные реакции опорных кареток N_A, N_B, N_C, N_D .

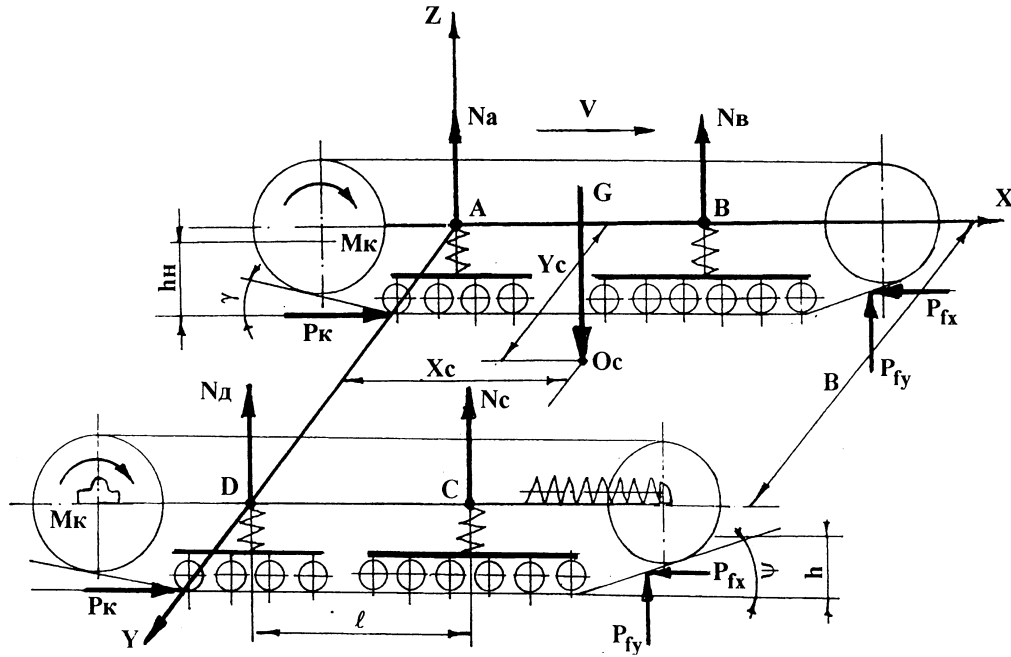


Рис. 2.39. Схема сил, действующих на гусеничный движитель в динамическом режиме

Для определения нормальных нагрузок на опорные каретки составим уравнения равновесия

$$\sum F_{kz} = 0, \quad G - N_A - N_B - N_C - N_D - P_{fy} = 0. \quad (2.73)$$

$$\sum m_x(F_k) = 0, \quad G \cdot y_C - 0,5P_{fy}B - (N_D + N_C)B = 0. \quad (2.74)$$

$$\sum m_y(F_y) = 0, \quad (N_B + N_C)\ell - P_{fx}\left(h_K - \frac{1}{3}h\right) + P_{fy}\left(\ell + 2,75t_K + \frac{1}{3}h \operatorname{ctg} \psi\right) + P_K h_K - G \cdot x_C = 0. \quad (2.75)$$

где x_C, y_C – координаты центра тяжести машины;

B – ширина колеи движителя;

ℓ – расстояние между осями задней и передней кареток;

h_K – клиренс гусеничной тележки;

h – глубина колеи;

ψ – угол наклона направляющего участка гусеницы;

t_K – шаг расположения опорных катков.

Поскольку условия (2.73–2.75) представляют статически неопределенную задачу, то для ее решения запишем четвертое уравнение (2.68)

$$N_A - N_B + N_C - N_D = 0$$

Складывая почленно уравнения (2.68) и (2.73), получим

$$G - 2N_B - 2N_D - P_{fy} = 0 \quad (2.76)$$

Выражая из уравнения (2.74) N_C и подставляя в равенство (2.75), имеем

$$N_C = \frac{G \cdot y_C - 0,5P_{fy}B - N_D B}{B}. \quad (2.77)$$

Подставим значение N в уравнение (2.75)

$$\begin{aligned} N_B \ell + \frac{(G \cdot y_0 - 0,5P_{fy}B - N_D B)\ell}{B} - P_{fx} \left(h_K - \frac{1}{3} \right) + \\ + P_{fy} \left(\ell + 2,75t_K + \frac{1}{3} h \operatorname{ctg} \chi \right) + P_K h_K - Gx_C = 0. \end{aligned} \quad (2.78)$$

Из уравнения (2.76) следует

$$N_B = \frac{1}{2} (G - 2N_D - P_{fy}). \quad (2.79)$$

Полученное выражение подставляем в равенство (2.78)

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} (G - 2N_D - P_{fy}) + \frac{1}{B} (Gy_0 - 0,5P_{fy}B - N_D B)\ell - P_{fx} \left(h_K - \frac{1}{3} h \right) + \\ + P_{fy} \left(\ell + 2,75t_K + \frac{1}{3} h \operatorname{ctg} \psi \right) + P_K h_K - Gx_C = 0. \end{aligned}$$

Отсюда находим значение реакции N_D

$$N_D = \frac{P_{fx}(1 - \operatorname{tg} \psi)}{6\ell \operatorname{tg} \psi} h + \frac{P_{fy}(\ell_0 - \ell)}{2\ell} + \frac{B\ell - 2Bx_C + 2\ell y_C}{4B\ell} G. \quad (2.80)$$

Используя уравнения (2.68), (2.77), (2.79) определяем реакции N_C , N_B ,

N_A .

$$N_C = -\frac{P_{fx}(1 + \operatorname{tg} \psi)}{6\ell \operatorname{tg} \psi} h + \frac{P_{fy}(\ell - 2\ell_0)}{2\ell} + \frac{2Bx_C - B\ell + 2\ell y_C}{4B\ell} G. \quad (2.81)$$

$$N_B = \frac{P_{fx}(1 + \operatorname{tg} \psi)}{6\ell \operatorname{tg} \psi} h - \frac{P_{fy}\ell_0}{\ell} + \frac{B\ell + 2Bx_C - 2\ell y_C}{4B\ell} G. \quad (2.82)$$

$$N_A = \frac{P_{fx}(1 + \operatorname{tg} \psi)}{6\ell \operatorname{tg} \psi} h - \frac{P_{fy}(\ell_0 - 2\ell)}{2\ell} + \frac{3B\ell + 2Bx_C - 2\ell y_C}{4B\ell} G. \quad (2.83)$$

При нахождении искомых реакций принято, что в установившемся режиме перекачивания гусеничного движителя $P_f = P_K$. Введено обозначение $l = 2,75 t_K + h \operatorname{ctg} \psi - \ell_0$.

Полученные формулы позволяют проанализировать пределы рационального изменения положения центра тяжести гусеничной машины в динамическом режиме как в продольной, так и поперечной плоскостях.

2.11 АППРОКСИМАЦИЯ ЭПЮРЫ НОРМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКИМ РЯДОМ ФУРЬЕ

Вес машины передается на почву через опорный участок гусеничного движителя. Форма экспериментально полученных эпюр распределения нормального давления по длине опорной поверхности движителя уборочных

машин представлена на рис. 2.40. Из данного рисунка наглядно видно, что эпюра носит волнообразный характер. Обусловлено это особенностями взаимодействия гусеничного движителя с почвами, имеющими малую несущую способность. Величина нормального давления входит в теоретические закономерности по определению тягово-сцепных, опорных свойств гусеничной машины. Установим аналитическую зависимость, описывающую форму эпюры нормального давления.

Предположим, что форма эпюры определяется некоторой функцией $\varphi(x)$. Аппроксимируем функцию $\varphi(x)$ тригонометрическим рядом Фурье. Согласно условий Дирихле данная функция должна быть непрерывной, кусочно-монотонной, конечной и интегрируемой [68, 73, 74 97, 127, 133, 158, 159].

Рассмотрим конечную тригонометрическую сумму

$$S_n(x) = \sum_{k=1}^n a_k \sin kx + \sum_{k=1}^n b_k \cos kz, \quad (2.84)$$

где a_k, b_k – неопределенные коэффициенты.

Определим данные коэффициенты, таким образом, чтобы интеграл I имел минимальное значение

$$I = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\varphi(x) - S_n(x)]^2 dx. \quad (2.85)$$

Данный интеграл характеризует меру отклонения функции $\varphi(x)$ от функции, определяемой суммой $S_n(x)$. Разность $\varphi(x) - S_n(x)$ есть ошибка аппроксимации. Величина I является средней квадратической ошибкой.

Интеграл I представляет функцию от коэффициентов a_k, b_k . Оптимальная аппроксимация будет иметь место при условии, что

$$\frac{\partial I}{\partial a_1} = \frac{\partial I}{\partial a_2} = \dots = \frac{\partial I}{\partial a_k} = \frac{\partial I}{\partial b_1} = \frac{\partial I}{\partial b_2} = \dots = \frac{\partial I}{\partial b_k} = 0. \quad (2.86)$$

Продифференцируем интеграл I по коэффициенту a_k , имеем

$$\frac{\partial I}{\partial a_k} = -\frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} [\varphi(x) - S_n(x)] \frac{\partial S_n}{\partial a_k} dx = 0. \quad (2.87)$$

Подставим в полученное выражение значение суммы

$$-\frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \left[\varphi(x) - \sum_{k=1}^n b_k \cos kx \right] \sin kx \cdot dx = 0. \quad (2.88)$$

Произведя интегрирование, получим значение коэффициента

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \varphi(x) \sin kx \cdot dx. \quad (2.89)$$

Коэффициент a_k есть коэффициент Фурье для функции $\varphi(x)$. Аналогично определяются остальные коэффициенты Фурье

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \varphi(x) \cos kx \cdot dx. \quad (2.90)$$

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \varphi(x) \cdot dx. \quad (2.91)$$

Тригонометрический ряд Фурье (2.84) позволяет аппроксимировать функцию $\varphi(x)$ с любой степенью точности. Если в ряде (2.84) отбросить определённое число членов следующих за $\sin kx$, $\cos kx$, то оставшаяся конечная сумма $S_n(x)$ определяет приближение к функции $\varphi(x)$.

Таким образом, конечная тригонометрическая сумма $S_n(x)$ позволяет описать форму эпюры нормального давления с требуемой степенью точности.

$$\text{Значение средней квадратической ошибки } I = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\varphi(x) - S_n(x)]^2 dx$$

уменьшается при возрастании количества членов тригонометрического ряда.

В рассматриваемом случае функция $\varphi(x)$ (эпюра нормального давления) задана графически. Для определения коэффициентов ряда Фурье выбираем определенное количество равноотстоящих значений переменной x , т. е. разобьем эпюру на n равных частей. Значения ординат x : $0, x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$.

Соответствующие значения функции $\varphi(x)$: $\varphi(0), \varphi(x_1), \varphi(x_2), \varphi(x_3), \dots, \varphi(x_n)$.

За среднюю квадратическую ошибку принимается сумма

$$\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (\varphi_k - S_k) \quad (2.92)$$

При условии, что сумма (2.87) имеет минимум коэффициенты ряда

$$S = a_0 + a_1 \sin x + a_2 \sin 2x + \dots + a_n \sin nx + \\ + b_1 \cos x + b_2 \cos 2x + \dots + b_n \cos nx \quad (2.93)$$

вычисляются по выражениям

$$a_0 = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k, \\ a_k = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^n q_k \sin kx, \\ a_k = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^n q_k \cos kx. \quad (2.94)$$

Выражения (2.94) соответствуют коэффициентам тригонометрического ряда Фурье.

Образец аппроксимации эпюры нормального давления по гусеничным движителям представлен на рис. 2.40. Эпюра разбита на сорок частей.

Форма эпюры давления описывается тригонометрическим рядом Фурье $q(x) - 48,7875 - 90,9448 \sin x + 85,2025 \sin 2x + 77,3623 \sin 3x + 67,6171 \sin 4x +$

$$\begin{aligned}
& + 56,2070\sin 5x + 43,4129\sin 6x + 29,5499\sin 7x + 14,9592\sin 8x + 0,0001\sin 9x - \\
& - 14,9589\sin 10x - 29,5496\sin 11x - 43,4127\sin 12x - 56,2068\sin 13x - \\
& - 67,6170\sin 14x - 77,3621\sin 15x - 85,2024\sin 16x - 90,9447\sin 17x - \\
& - 94,4477\sin 18x - 95,6250\sin 19x - 94,4477\sin 20x - 90,9449\sin 21x - \\
& - 85,2026\sin 22x - 77,3624\sin 23x - 67,6173\sin 24x - 56,2072\sin 25x - \\
& - 43,4131\sin 26x - 29,5501\sin 27x - 14,9594\sin 28x - 0,0004\sin 29x + \\
& + 14,9587\sin 30x + 29,5493\sin 31x - 43,4125\sin 32x + 56,2066\sin 33x + \\
& + 67,6168\sin 34x + 77,3620\sin 35x + 85,2023\sin 36x + 90,9446\sin 37x + \\
& + 94,4476\sin 38x + 95,6250\sin 39x + 29,5497\cos x + 43,4128\cos 2x + \\
& + 56,2069\cos 3x + 67,6170\cos 4x + 77,3622\cos 5x + 85,2025\cos 6x + \\
& + 90,9447\cos 7x + 94,4477\cos 8x - 95,6250\cos 9x + 94,4477\cos 10x + \\
& + 90,9448\cos 11x - 85,2026\cos 12x + 77,3624\cos 13x + 67,6172\cos 14x + \\
& + 56,2071\cos 15x + 43,4130\cos 16x + 29,5500\cos 17x + 14,9593\cos 18x + \\
& + 0,0003\cos 19x - 14,9588\cos 20x - 29,5495\cos 21x - 43,4126\cos 22x - \\
& - 56,2067\cos 23x - 67,6169\cos 24x - 77,3621\cos 25x - 85,2023\cos 26x - \\
& - 90,9447\cos 27x - 94,4476\cos 28x - 95,6250\cos 29x - 4,4478\cos 30x - \\
& - 90,9449\cos 31x - 85,2027\cos 32x - 77,3625\cos 33x - 67,6174\cos 34x - \\
& - 56,2073\cos 35x - 43,4133\cos 36x - 29,5502\cos 37x - 14,9595\cos 38x - \\
& - 0,0005\cos 39x.
\end{aligned}$$

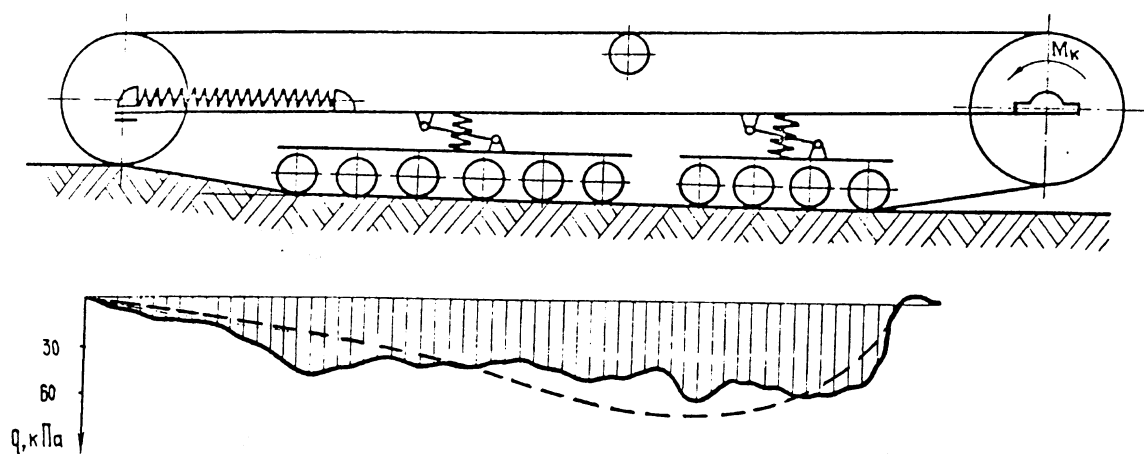


Рис. 2.40. Эпюра распределения нормального давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя:
 — экспериментальная; ---- аппроксимированная рядом Фурье

При движении уборочно-транспортной машины по деформируемой

почве гусеничные звенья опорного участка движителя составляют некоторую ломаную линию. Вследствие перекатывания опорных катков по гусеничной цепи происходит перемещение звеньев в вертикальной плоскости, гусеничные звенья поворачиваются на определенные углы друг относительно друга. Происходит колебательное движение звеньев в вертикальной и горизонтальной плоскостях под воздействием нагрузок со стороны опорных катков гусеничного движителя.

Рассмотрим задачу определения закона перемещения гусеничных звеньев под воздействием опорных катков. Решение задачи выполним на основе теории дифференциальных уравнений математической физики [8, 95, 100, 156, 159, 160, 172, 173].

Представим гусеничную цепь в виде гибкой нерастяжимой ленты. Движение звена происходит в плоскости XOY , вектор смещения звена в любой момент времени t перпендикулярен горизонтальной оси OX . Тогда процесс движения звена в вертикальной плоскости $\frac{\partial U}{\partial t} = U'_t(x, t)$ можно описать функцией $U(x, t)$. Перемещение гибкой ленты (гусеничной цепи)

зависит от координаты x и от $\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = U''_{tt}(x, t)$ времени t . Для того, чтобы знать положение ленты в произвольный момент времени необходимо определить зависимость функции U от параметров x и t . При каждом значении времени t функция $U(x, t)$ отображает форму гибкой ленты. Частная производная — $\frac{\partial U}{\partial x} = U'_x(x, t)$ определяет угловой коэффициент касательной к графику функции в точке с координатой x . При изменении времени форма гибкой ленты изменяется. Для описания движения (колебаний) ленты нужно построить несколько графиков функции $y(x, t)$ при различных значениях времени t (необходимо «сделать» несколько мгновенных снимков колебаний ленты). В случае постоянного значения аргумента x функция $U(x, t)$ определяет закон перемещения точки с координатой x гибкой ленты параллельно оси OY . Производная функции есть скорость движения этой точки, вторая производная — ускорение точки.

На гусеничную ленту в плоскости XOY действуют силы со стороны опорных катков, реакции почвы параллельные оси OY . Отмеченные силы изменяются с течением времени.

Изменение формы ленты в плоскости XOY описывается уравнением (в теории уравнений математической физики — уравнение вынужденных колебаний в среде с сопротивлением)

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1}{\rho} q(x, \rho) \quad (2.95)$$

Уравнение (2.95) дифференциальное неоднородное уравнение с частными производными второго порядка гиперболического типа.

Начальные условия

$$U|_{t=0} = f(x), \quad \frac{\partial U}{\partial t}|_{t=0} = F(x),$$

где $f(x)$ – функция описывающая форму опорного участка движителя (эпюра углов перегиба гусеничных звеньев).

Краевые условия

$$U|_{x=0} = 0, \quad U|_{x=l} = 0.$$

Решение уравнение (2.95) определяется суммой двух функций

$$U(x, t) = v(x, t) + \omega(x, t).$$

Согласно теории дифференциальных уравнений в частных производных [8,159], имеем

$$U(x, t) = \sum_{k=1}^n \left(a_k \cos \frac{k\pi x}{l} + b_k \sin \frac{k\pi x}{l} \right) \sin \frac{k\pi t}{l} + \sum_{k=1}^n \left(\frac{1}{k\pi} \int_0^t q_k(\tau) \sin \frac{k\pi(t-\tau)}{l} d\tau \right)$$

где a_k, b_k – коэффициенты Фурье для функций $q(x), F(x)$.

Эпюры перемещения гусеничных звеньев представлены на рис. 2.41.

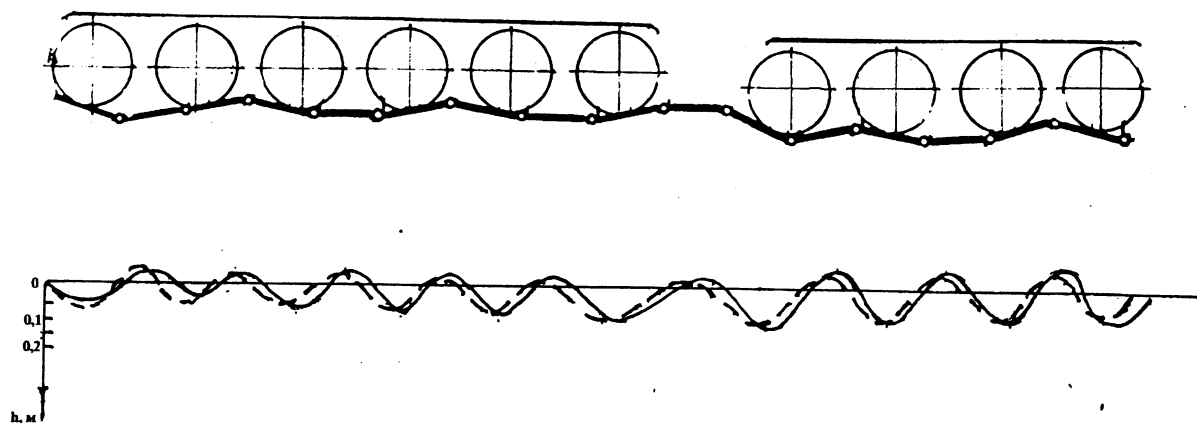


Рис. 2.41. Эпюры перемещения гусеничных звеньев в вертикальной плоскости

————— — теоретическая; - - - - - — экспериментальная

2.12 ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТРЕУГОЛЬНОГО ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН С ПОЧВОЙ

Движение мобильного энергетического средства осуществляется за счет взаимодействия движителя с опорным основанием (почвой). За счет крутящего момента на ведущих звездочках (колесах) между движителем и почвой возникают касательные реакции. Касательные реакции, действуя на движитель, толкают машину вперед. Равнодействующая касательных реакций почвы является толкающей силой. В результате взаимодействия движителя с почвой последняя подвергается деформации в разных направлениях. После прохода машины на поле остается колея, глубина которой зависит от физико-механических свойств почвы, типа, конструкции движителя. В конечном итоге физическая картина взаимодействия движителя с почвой определяет тягово-сцепные свойства самоходной машины.

2.12.1 Сопротивление движению уборочной машины вследствие деформации почвы

Эффективным направлением повышения тягово-сцепных свойств энергетического средства является установка сменного треугольного металлогусеничного движителя вместо ведущих колес.

Рассмотрим принципиальные схемы ходовых систем, содержащих треугольный металлогусеничный движитель для трактора класса 1,4 и зерноуборочного комбайна (рисунок 2.42, рис. 2.43).

Определим сопротивление движению обусловленное деформацией почвы для трактора класса 1,4 и зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958» со съемным треугольным металлогусеничным движителем.

Сила сопротивления перекатыванию вследствие деформации почвы определяется двумя составляющими: сопротивлением перекатыванию колес управляемого моста и сопротивлением перекатыванию гусеничного движителя.

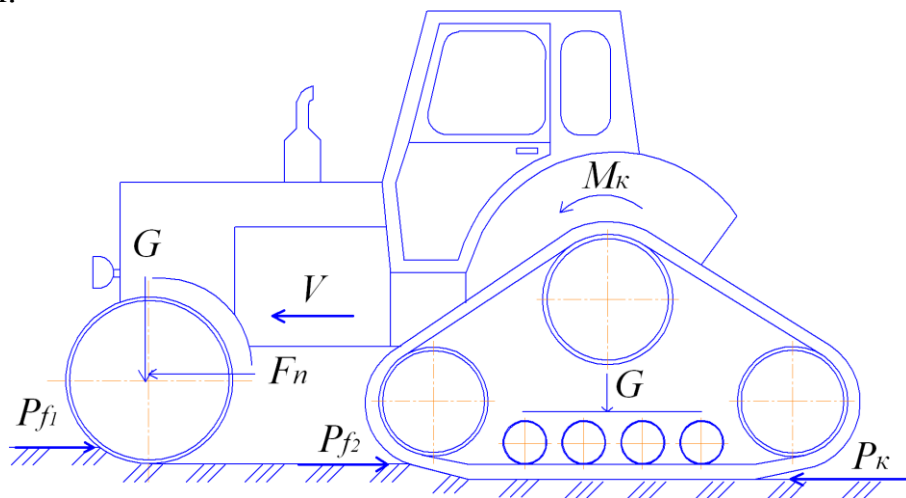


Рис. 2.42. Принципиальная схема ходовой системы трактора класса 1,4 с ведущим треугольным металлогусеничным движителем

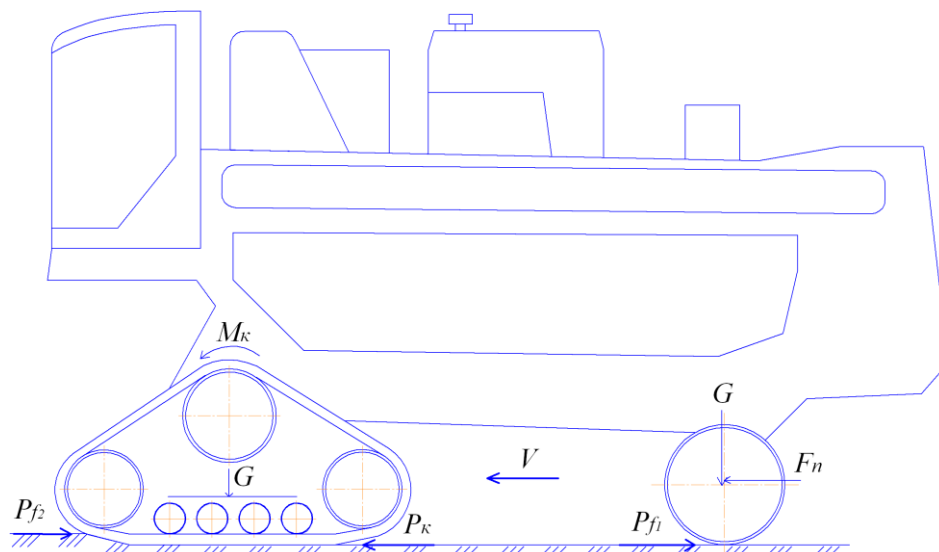


Рис. 2.43. Принципиальная схема ходовой системы зерноуборочного комбайна с ведущим треугольным металлогусеничным двигателем

2.12.1.1 Сопrotивление движению колёс управляемого моста

Академик В.П. Горячкин [47] отмечает, что «при качении колеса почва сжимается всегда нормально к элементам окружности; вращение его не имеет никакого значения для смятия почвы; поэтому сжатие почвы происходит по линиям, ортогональным к окружности с центрами, расположенными на одной прямой» (рисунок 2.44).

Выделим на ободе колеса элементарную площадку dF . За время элементарная dt точка обода колеса перемещается по траектории точки, лежащей на окружности круга, который без скольжения катится по прямой

$$x = r\varphi - r \sin \varphi,$$

$$y = r - r \cos \varphi. \quad (2.96)$$

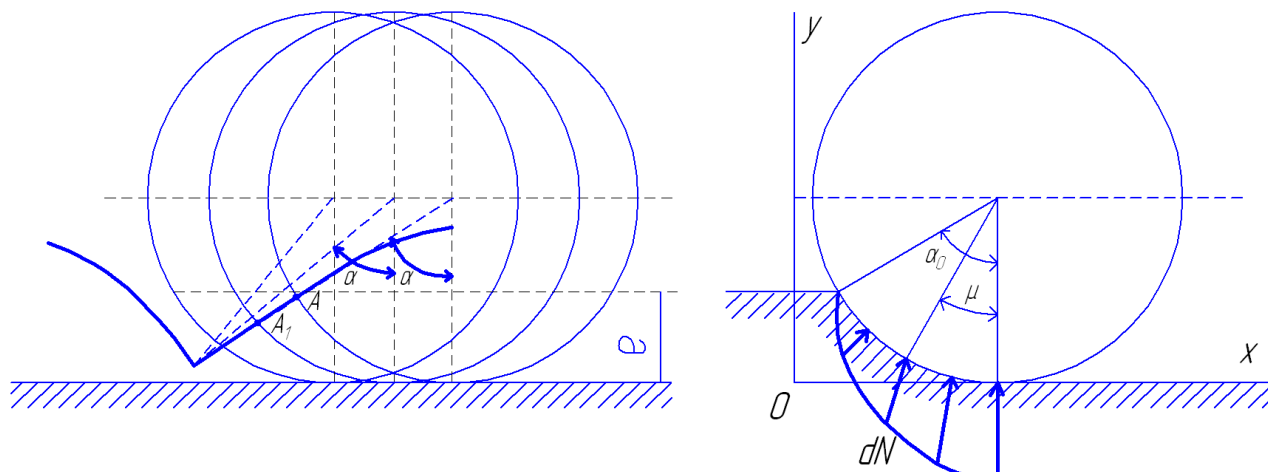


Рис.2.44. Качение ведомого колеса [47]

При повороте колеса на элементарный угол α точка обода колеса переместилась из положения A в положение A_1 (рисунок 2.45)

При обороте колеса на угол $\Delta\varphi$, частица почвы переместится из положения A в положение A_1 . Поскольку по академику В.П. Горячкину траектория движения частиц почвы ортогональна к ободу колеса, то получаем

$$dS = \frac{dh}{\cos \alpha} \quad (2.97)$$

где dS - длина элементарной дуги AA_1 , ($dh = dy$).

Продифференцировав второе уравнение системы (2.96) получим

$$dy = r \sin \varphi d\varphi \quad (2.98)$$

Из уравнений (2.97), (2.98) имеем

$$ds = \frac{r \sin \varphi}{\cos \varphi} d\varphi = r \operatorname{tg} \varphi d\varphi, \quad (2.29)$$

где r - динамический радиус колеса.

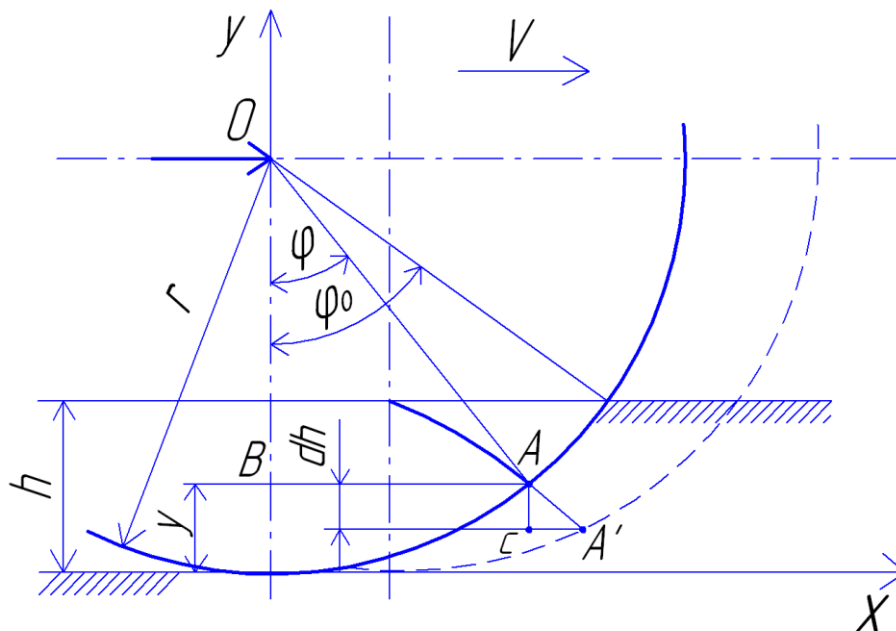


Рис. 2.45. Схема определения траектории перемещения частиц грунта ободом колеса

Проинтегрируем выражение (2.99)

$$s = r \int_{\varphi}^{\varphi_0} \operatorname{tg} \varphi d\varphi = r \ln \cos \varphi \Big|_{\varphi}^{\varphi_0} = r [\ln \cos \varphi_0 - \ln \cos \varphi],$$

$$s = r \ln \left| \frac{\cos \varphi_0}{\cos \varphi} \right|, \quad (2.10)$$

где φ - текущее значение угла,

φ_0 - угол хвата колеса почвой.

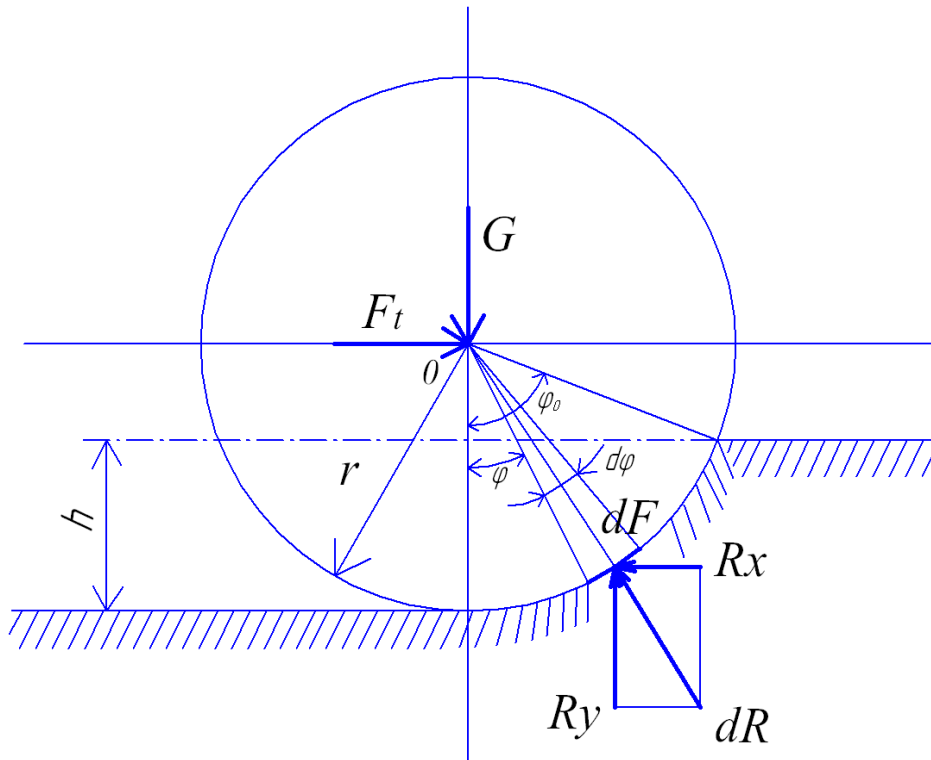


Рис. 2.46. Схема взаимодействия с почвой ведомого колеса

Элементарная реакция почвы dR , действующая на элементарную площадку dF определяется

$$dR = q dF, \quad (2.101)$$

где q - нормальное давление.

Зависимость между нормальным давлением и вертикальной деформацией почвы $q = f(h)$ для переувлажненных почв Дальнего Востока, подстилаемых жестким водонепроницаемым основанием определяется линейной зависимостью

$$q = c_0 h, \quad (2.102)$$

где, c_0 - коэффициент объемного смятия почвы.

Тогда элементарная реакция почвы определяется

$$dR = c_0 h dF = c_0 h b r d\varphi; \quad (2.103)$$

Интегрируя выражение (2.103), получим

$$R = \int_{\varphi}^{\varphi_0} c_0 h b r d\varphi = c_0 h b r \int_{\varphi}^{\varphi_0} d\varphi = c_0 h b r (\varphi_0 - \varphi) \quad (2.104)$$

Разложим элементарную реакцию почвы dR на горизонтальную dR_x и вертикальную составляющие dR_y

$$dR^2 = dR_x^2 + dR_y^2 \quad (2.105)$$

Горизонтальная составляющая реакции почвы dR определяет силу сопротивления качению колеса

$$dR_x = dR \sin \varphi \quad (2.106)$$

Сила сопротивления качению колеса определяется как интеграл от выражения (2.106)

$$R_x = -R \cos \varphi \quad (2.107)$$

Подставим в полученное выражение значение реакции почвы R

$$R_x = c_0 h b r (\varphi - \varphi_0) \cos \varphi \quad (2.108)$$

Для рационального использования формулы (2.108) установим взаимосвязь между углом φ и глубиной колеи. Построим схему (рисунок 2.47) для нахождения зависимости $h = f(\varphi)$.

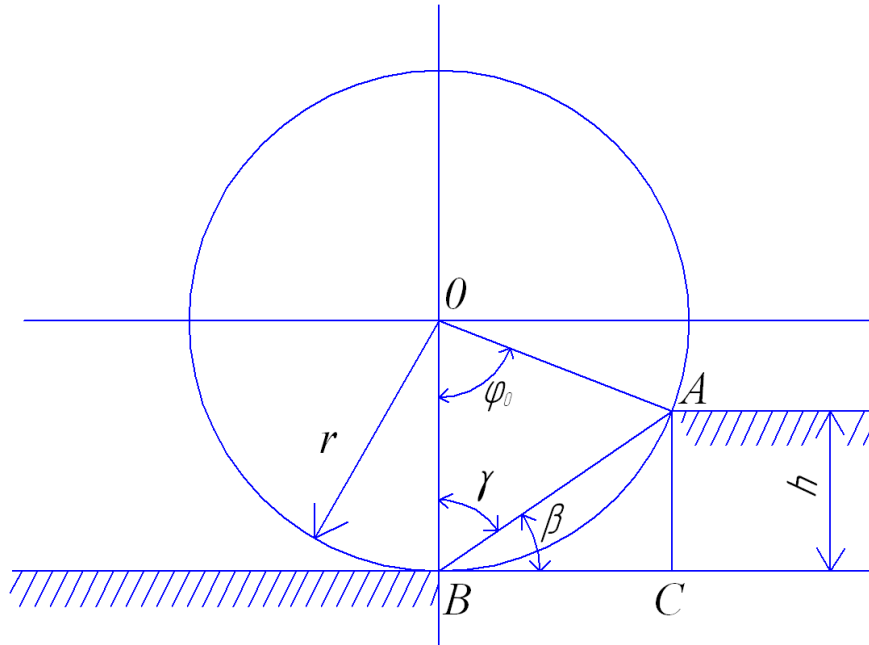


Рис. 2.47 К выводу зависимости между глубиной колеи и углом обхвата колеса почвой

Расчет по формуле (2.108) затруднен тем фактором, что в правую часть входит два параметра: глубина колеи и угол обхвата колеса почвой. Установим взаимосвязь между данными параметрами. Рассмотрим равнобедренный треугольник OAB . Из курса элементарной тригонометрии известно, что

$$AB^2 = OB^2 + OA^2 - 2OB \cdot OA \cdot \cos \varphi_0$$

или

$$AB^2 = 2r^2 - 2r^2 \cos \varphi_0,$$

$$AB^2 = 2r^2(1 - \cos \varphi_0) = 4r^2 \sin^2 \frac{\varphi_0}{2}.$$

Отсюда

$$\angle \varphi_0 = 2 \arcsin \sqrt{\frac{AB^2}{r^2}}.$$

Рассмотрим треугольники OAB и ACB (рисунок 2.47). Исходя из тригонометрических соотношений имеем. В треугольнике OAB сумма углов $2\gamma + \varphi_0 = \pi$, $\gamma = \frac{\pi - \varphi_0}{2}$. Тогда угол β в ΔABC будет равен

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi - \varphi_0}{2}. \text{ Величина глубины колеи выразится следующим образом.}$$

Из треугольника ACB имеем $AB = 2\sqrt{r^2 \sin^2 \frac{\varphi_0}{2}},$

$$AC = h = 2\sqrt{r^2 \sin^2 \frac{\varphi_0}{2}} \cos \frac{\varphi_0}{2} = r \sin \varphi_0, \text{ т.е. } h = r \sin \varphi_0. \text{ Величина}$$

угла обхвата колеса почвой $\varphi_0 = \arcsin \frac{h}{r}$. Подставляя значение угла φ_0 в формулу (2.108), получим

$$R_x = P_f = \left(c_0 h b r \cos \arcsin \frac{h}{r} \right) \cdot \arcsin \frac{h}{r}. \quad (2.109)$$

Выражение (2.109) определяет силу сопротивления качению колеса вследствие деформации почвы.

2.12.1.2 Сопротивление движению ведущего треугольного гусеничного движителя

При движении мобильного энергетического средства происходит деформация почвы лобовым участком гусеничного движителя. Деформация почвы обуславливает сопротивление качению движителя. Горизонтальная составляющая реакции почвы определяет силу сопротивления движению вследствие деформации почвы (рисунок 2.48)

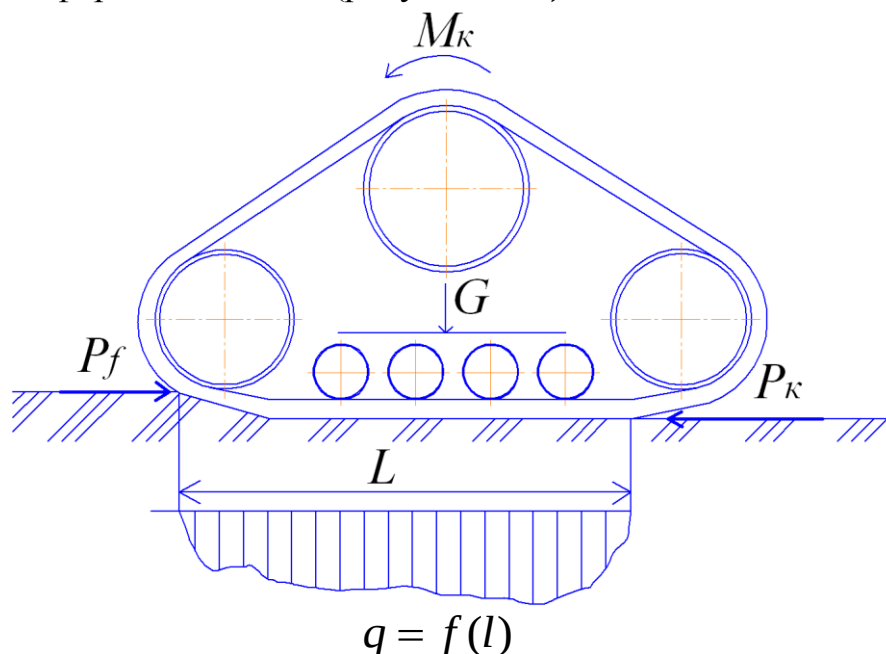


Рис. 2.48. Схема деформации почвы лобовым участком гусеничного движителя, распределение нормального давления по длине опорной поверхности

Рассмотрим элементарную реакцию почвы dR при взаимодействии элементарного участка dL гусеничного движителя с почвой (рисунок 2.49).

Если угол между нормалью n и вектором абсолютной R не превышает угла трения стали о почву, то деформация почвы направлена по вектору абсолютной скорости. Если это условие не соблюдается, то деформация почвы происходит по направлению угла трения.

При перемещении машины на элементарном отрезке пути dS элементарная работа на перемещение почвы из точки A в точку A_1 определяется

$$dA = R dh_0, \quad (2.110)$$

где R - реакция почвы на элементарную площадку лобового участка гусеницы;

dh_0 - элементарное перемещение почвы по направлению деформации.

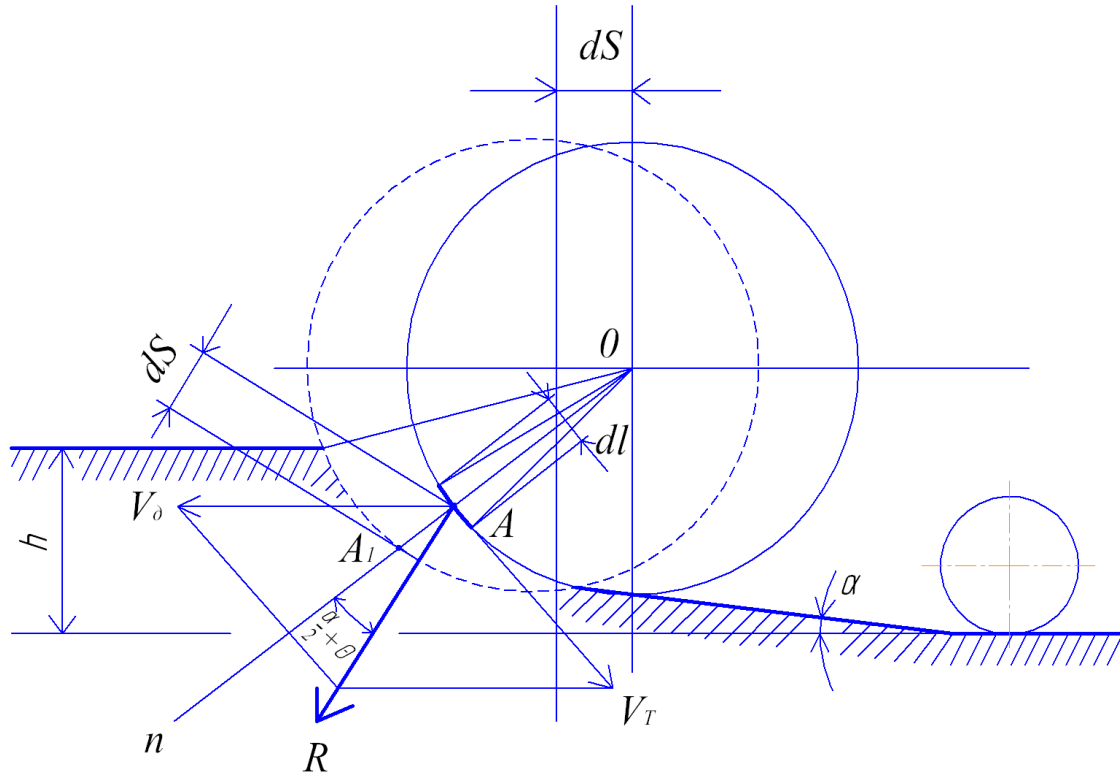


Рис. 2.49. Схема к расчету сопротивления движению комбайна, обусловленного деформацией почвы гусеничным движителем

Реакция почвы R определяется суммой элементарных реакций почвы dR по площади F лобового участка гусеницы

$$R = \int_F dR = \int_F q dF, \quad (2.111)$$

где q - нормальное давление.

Для зоны Дальнего Востока зависимость между нормальным давлением и вертикальной деформацией $q = f(h)$ с достаточной степенью точности можно аппроксимировать линейной зависимостью $q = c_0 h$ (c_0 - коэффициент объемного смятия почвы).

Площадь элементарного участка dF определяется

$$dF = b dl \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right). \quad (2.112)$$

Выразим длину лобового участка гусеницы через глубину колеи

$$dF = b \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)}{\sin \alpha} dh, \quad (2.113)$$

где b - ширина гусеницы,

α - угол наклона лобового участка гусеничного движителя.

Суммарная реакция почвы R на лобовой участок гусеничного движителя

$$R = \int_0^h bc_0 h \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)}{\sin \alpha} dh. \quad (2.114)$$

Определим силу сопротивления движению машины вследствие деформации почвы лобовым участком гусеницы используя принцип виртуальных перемещений. На основании принципа Германа-Эйлора-Даламбера для несвободной механической системы в любой момент времени геометрическая сумма равнодействующих реакций связей и сила инерции для каждой точки механической системы равна нулю. Если система получает возможное перемещение, при котором каждая имеет возможное перемещение δ_{Si} , то сумма работ этих сил на перемещение δ_{Si} должна быть равна нулю. На основании принципа виртуальных перемещений имеем

$$Rdh_0 = P_f dS$$

Отсюда

$$P_f = R \frac{dh_0}{dS}. \quad (2.115)$$

Выразим величину dh_0 через dS на основе тригонометрических соотношений (рисунок 2.49)

$$dh_0 = ds \frac{\sin \alpha}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)} \quad (2.116)$$

Подставляя величину dh_0 в формулу (2.115), получим

$$P_f = R \frac{\sin \alpha}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)}. \quad (2.117)$$

Конечная формула для расчета силы сопротивления движению треугольного гусеничного движителя имеет вид

$$P_f = R \frac{\sin \alpha}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)} = \frac{\sin \alpha}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)} \int_0^a bc_0 h \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)}{\sin \alpha} d \int_0^\alpha d\alpha$$

Конечная формула для определения силы сопротивления движению гусеничного движителя вследствие деформации почвы определяется по формуле (2.118). Данное выражение не противоречит результатам, полученными предыдущими исследованиями [49,50,109, 154].

$$P_f = bc_0 h \int_0^h dh = \frac{bc_0 h^2}{2} \quad (2.118)$$

2.12.2 Касательная сила тяги треугольного движителя

При движении гусеничной машины с буксованием происходит смещение звеньев опорного участка относительно почвы. Это вызывает сдвиг верхних слоев почвы. Сдвиг почвы нарастает от нуля для первого звена до значения δL - для последнего звена (δ - буксование, L - длина опорной поверхности гусеничного движителя) (рисунок 2.50)

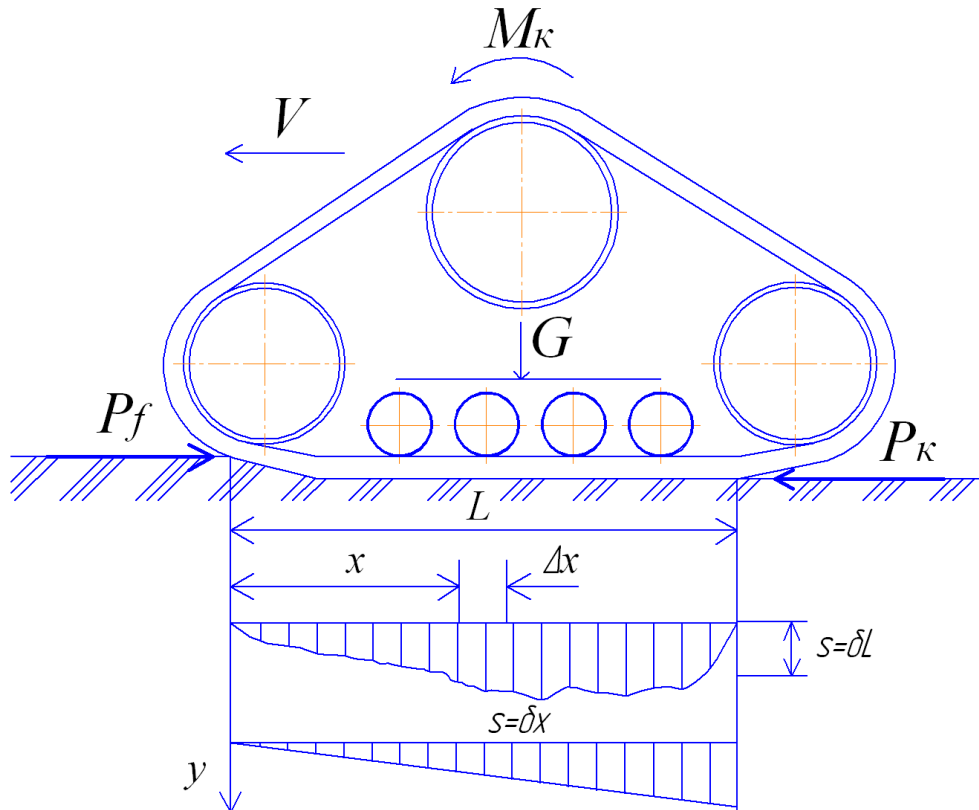


Рис. 2.50. Схема для расчета касательной силы тяги гусеничного движителя

Смещение последних гусеничных звеньев может быть столь значительным, что произойдет срез «почвенных кирпичей». Сцепление гусеничного движителя с почвой происходит за счет трения, возникающего между гусеничными звеньями и почвой и за счет сдвига, среза «почвенных кирпичей». При установившемся характере движения гусеничной машины сдвиг почвы нарастает для каждого звена опорного участка и достигает максимального значения $S = \delta \cdot L$ для последнего звена.

Определим касательную силу тяги, развиваемую треугольным гусеничным движителем. Выделим на опорной поверхности движителя элементарный участок dx . Касательная сила тяги на выделенной элементарной площадке $dF = bdx$ (b - ширина гусеницы)

$$dP = \tau dF, \quad (2.119)$$

где τ - касательное напряжение сдвига почвы.

Касательная сила тяги гусеничного движителя

$$P_K = 2 \int_0^L \tau dF = 2 \int_0^L \tau b dx \quad (2.120)$$

Процесс деформации переувлажненных почв Дальнего Востока в горизонтальной плоскости с достаточной степенью точности описывается зависимостью [60]

$$\tau = f_{CK} q th \frac{S}{K\tau} \quad (2.121)$$

где f_{CK} - коэффициент трения скольжения;

q - нормальное давление;

S - текущее значение деформации сдвига;

$K\tau$ - коэффициент деформации.

В работе [60] установлено, что

$$f_{CK} = tg \rho + \frac{c}{q}$$

С учетом этого формулу (2.121) запишем

$$\tau = (c + q tg \rho) th \frac{S}{K\tau} \quad (2.122)$$

где c - коэффициент сцепления почвы.

Подставляя значение касательного напряжения (2.122) в формулу (2.120) получим

$$P_K = 2b(c + qtg\rho) \int_0^L th \frac{S}{K\tau} dx \quad (2.123)$$

Решая данный интеграл, получим формулу для расчета касательной силы, развиваемой треугольным гусеничным движителем

$$P_K = 2b(c + qtg\rho) \frac{K\tau}{\delta} \ln ch \frac{\delta L}{K\tau}. \quad (2.124)$$

В выражение (2.124) входит величина нормального давления q . Распределение нормального давления по длине опорного участка гусеничного движителя имеет неравномерный характер. В работе [39] экспериментально исследовано распределение нормального давления под треугольным металлогусеничным движителем самоходного шасси СШГ-75. Образец эпюры нормального давления представлен на рис. 2.51. При расчете сцепных свойств гусеничного движителя необходимо учитывать неравномерность распределения нормального давления. В предыдущих исследованиях неравномерность распределения нормального давления учитывалась только в первом приближении. Эпюра распределения нормального давления аппроксимировалась различными элементарными геометрическими фигурами [49,50,109,154].

Форма эпюры нормального давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя $q = f(L)$ определяется неизвестной функцией $f(x)$. Аппроксимируем функцию $f(x)$ тригонометрическим рядом Фурье.

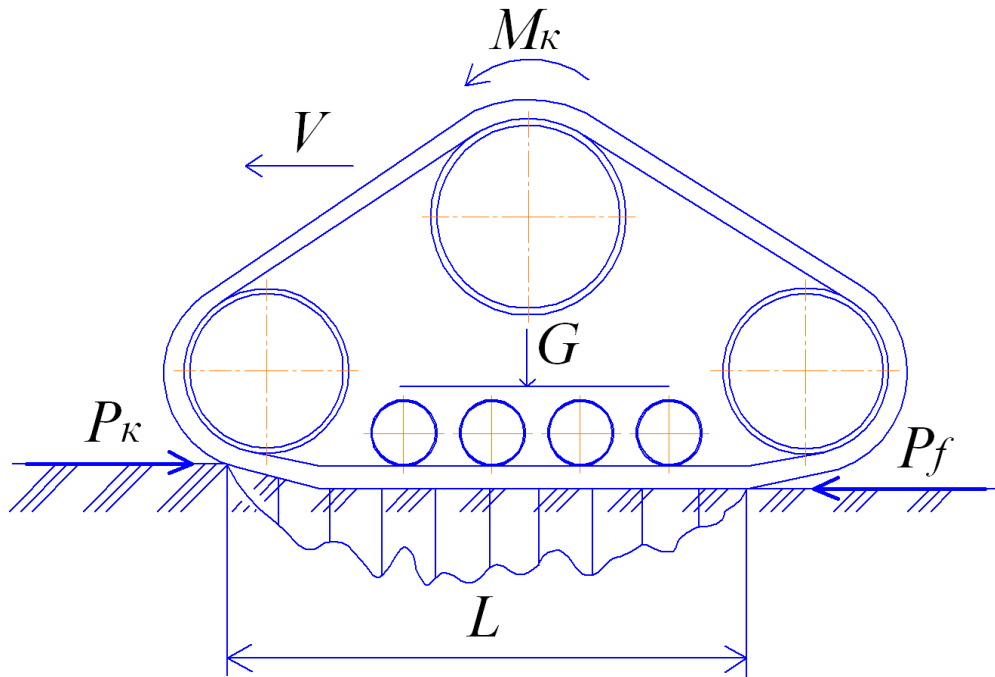


Рис. 2.51 Образец эпюры распределения нормального давления металлогусеничного движителя

Поскольку тригонометрический ряд Фурье позволяет аппроксимировать функцию $f(x)$ с любой степенью точности. Функция $f(x)$ должна удовлетворять условию Дирихле [68,97,128,134,158,160].

Рядом Фурье функции $f(x)$ называется ряд

$$\frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nx + b_n \sin nx), \quad (2.125)$$

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nx + b_n \sin nx) dx. \quad (2.126)$$

Функция $f(x)$ определяет эпюру распределения нормального давления по длине опорной поверхности заданной в графической форме. Таким образом, форма эпюр нормального давления описывается тригонометрическим рядом Фурье, т.е. $q = f(x)$

$$q = f(x) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k + \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \sin kx + \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \cos kx dx \quad (2.127)$$

Касательная сила тяги, развиваемая гусеничным движителем определяется выражением (2.124). Подставим в формулу (2.124) значение нормального давления, аппроксимированного рядом Фурье получим

$$P_k = 2b \left[c + \left(\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k + \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \sin kx + \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \cos kx \right) \times \right. \\ \left. \times \operatorname{tg} \rho \right] \frac{K_{\tau}}{\delta} \ln th \frac{\delta L}{K_{\tau}}. \quad (2.128)$$

Формула (2.128) определяет касательную силу тяги гусеничного движителя. В данном выражении учитываются неравномерность распределения нормального давления по длине гусеничного движителя, буксование, геометрические параметры движителя, физико-механические свойства почвы.

Образец аппроксимации эпюры нормального давления под гусеничным движителем приведен на рис. 2.52.

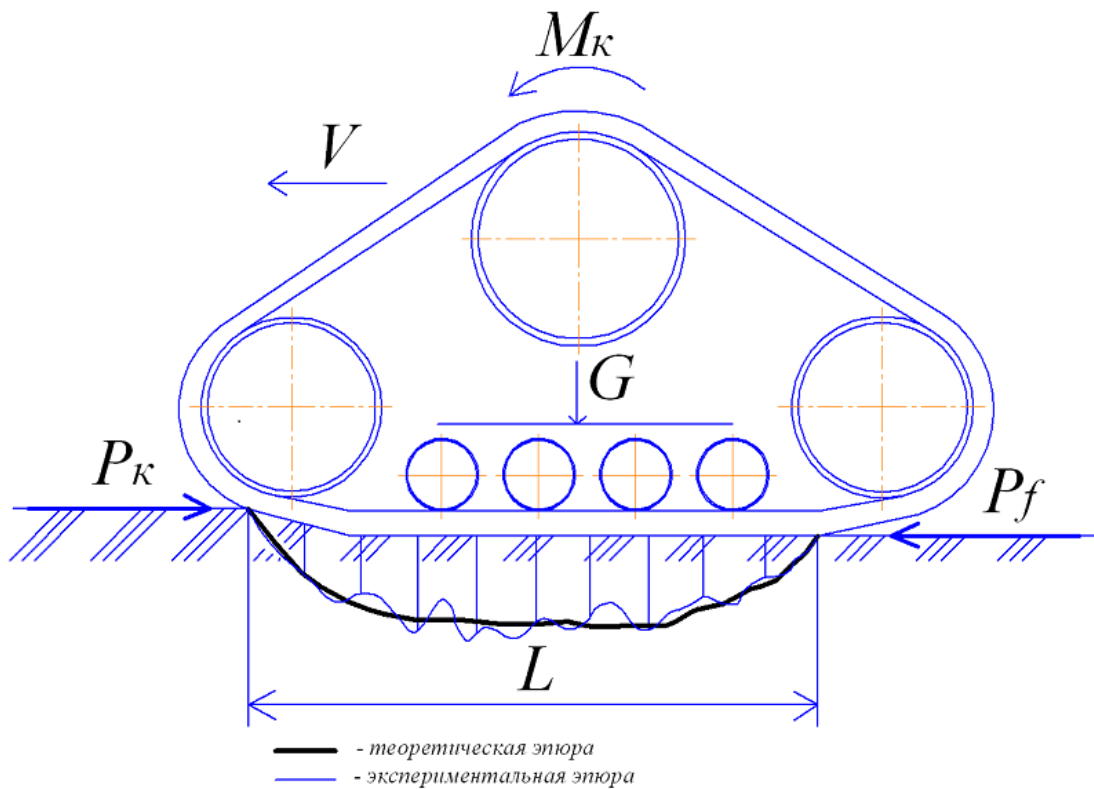


Рис.2.52 Образец аппроксимации эпюры нормального давления под гусеничным движителем

Таким образом, в теории гусеничного движителя получено, что использование тригонометрического ряда Фурье позволяет учесть неравномерность распределения давления по длине опорной поверхности треугольного гусеничного движителя при расчете тягово-сцепных свойств мобильного энергетического средства.

ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН

3.1 МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ, УСЛОВИЯ РАБОТЫ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Металлогусеничный движитель уборочных машин обеспечивает выполнение технологического процесса практически в любых почвенных условиях во время уборки зерновых культур, сои, скашивания трав, кукурузы. Движитель имеет большую опорную поверхность, что обеспечивает его высокую проходимость. Независимая полужесткая подвеска позволяет хорошо приспособляться к неровностям полей, обеспечивает нормальную работу ходового аппарата при переезде через препятствия.

Ходовая часть (рисунок 3.1) представляет собой гусеничную тележку. Гусеничная тележка состоит из рамы 7, ведущего моста 10, опорных кареток 4 и 8, поддерживающих катков 5, направляющих колес 1, амортизационно-натяжных устройств 2, гусеничных цепей 6. На тележке установлено четыре каретки, по две с каждой стороны. На передних каретках 4 смонтировано по 6 опорных катков, на задних по 4, которые к раме 7 гусеничной тележки крепятся посредством траверс и цилиндрических пружин, образующих шарнирно-рычажную, подпружиненную подвеску 9. Подвеска – полужесткая. Для предотвращения спадания гусениц на рамах кареток установлены направители цепи.

Гусеница (рисунок 3.2) состоит из шарнирно-соединенных щек 1, 3, 4, 6, к которым болтами присоединены опорные плиты. Для разъединения гусениц используется соединительное звено. В наружных проушинах звена с небольшим натягом устанавливается палец, который удерживается от выпадения штифтом. В соединительном звене втулка укорочена для того, чтобы выбив палец, можно было разъединить цепь.

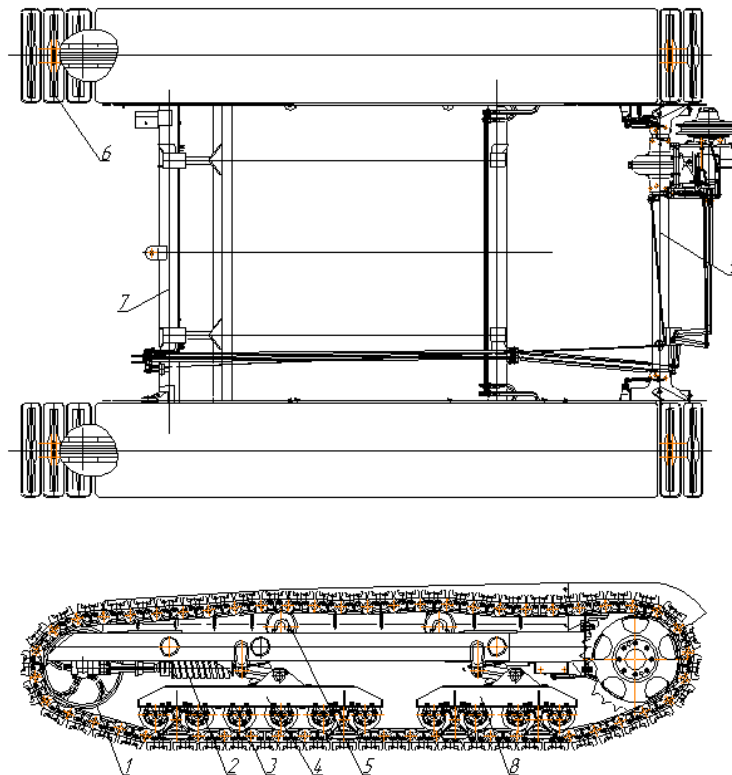


Рис. 3.1. Гусеничная тележка рисозерноуборочного комбайна «Енисей-1200Р»:

- 1 – направляющее колесо; 2 – амортизационно-натяжное устройство;
 3 – опорный каток; 4 – передняя опорная каретка;
 5 – поддерживающий каток; 6 – гусеничная цепь;
 7 – рама гусеничной тележки; 8 – задняя опорная каретка;
 9 – ведущий мост.

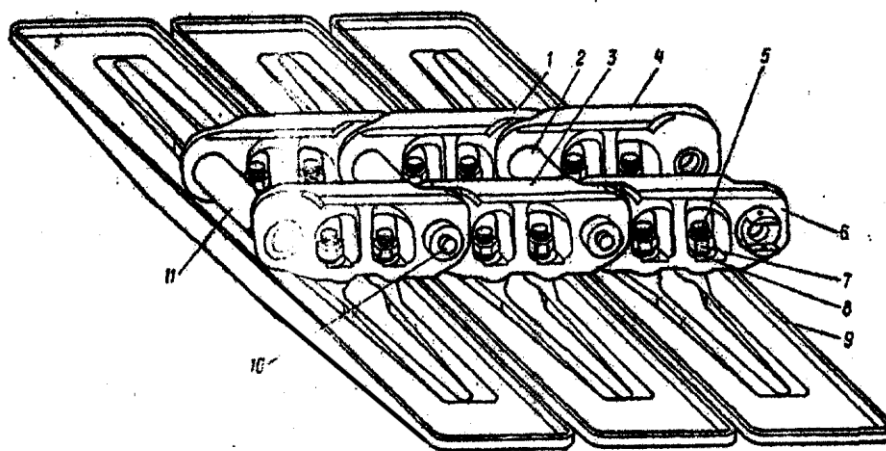


Рис. 3.2. Гусеничная цепь

Уборочные машины работают в режиме самопередвижения, то есть без крюковой нагрузки. Таким образом, в установившемся режиме работы уборочной машины сила сопротивления передвижению равна касательной силе тяги. Отсюда коэффициент сопротивления движению

$$f = \frac{P_f}{G} = \frac{P_K}{G} = \frac{P}{G} \quad (3.1)$$

где P_f – сила сопротивления движению;

P_K – касательная сила тяги;

G – вес машины.

Коэффициент сопротивления движению, рассчитанный по приведенной формуле, складывается из внутренних и внешних потерь. Для определения внутренних потерь необходимо знать натяжение гусеничной цепи, скорость движения, вес машины, угол перегиба звеньев и усилия в шарнирах

$$f = f_{\pi} + f_M, \quad (3.2)$$

где f_{π} – коэффициент сопротивления движению, обусловленный деформацией почвы;

f_M – коэффициент сопротивления движению вследствие внутренних потерь в движителе.

Коэффициент сцепления рассчитывается по формуле

$$\varphi = \frac{P_{K_{\max}}}{G}, \quad (3.3)$$

где $P_{K_{\max}}$ – максимальная касательная сила тяги.

Для определения касательной силы тяги при движении исследуемой машины, производится запись крутящих моментов на ведущих звездочках. Касательная сила тяги рассчитывается по выражению

$$P_K = \frac{M_{\pi} + M_{\text{пп}}}{r_K} \eta, \quad (3.4)$$

где $M_{\pi} + M_{\text{пп}}$ – сумма моментов на ведущих звездочках; η – к.п.д. ведущего участка; r_K – радиус ведущей звездочки, определенный экспериментально при движении по твердому покрытию:

$$r_K = l_{\text{зв}} \frac{Z_K}{2\pi},$$

где Z_K – число звеньев, укладываемых на ведущую звездочку за один оборот;

$l_{\text{зв}} = \frac{S}{Z_K n_{\text{зв}}}$ – шаг гусеничного звена, определяемый экспериментально при

движении по твердому покрытию; $n_{\text{зв}}$ – число оборотов ведущей звездочки на пути S .

В качестве объекта исследований принят рисозерноуборочный комбайн «Енисей-2100Р» на гусеничном ходу (рисунок 3.3). Для определения влияния формы опорной поверхности движителя на проходимость машины экспериментальные исследования проведены со следующими гусеничными цепями (рисунок 3.4):

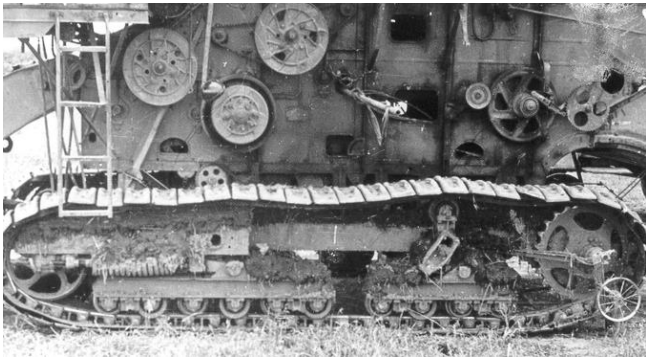
1. Серийная гусеничная цепь $b = 0,59$ м, $L = 2,7$ м;
2. Удлиненная серийная гусеничная цепь $b = 0,59$ м, $L = 3,2$ м;
3. Уширенная гусеничная цепь $b = 0,65$ м, $L = 2,7$ м;
4. Гусеничная цепь с водонепроницаемой лентой $b = 0,59$ м, $L = 2,7$ м;
5. Гусеничная цепь со смещенными опорными плитами $b_1 = 0,59$ м, $b_2 = 0,65$ м, $L = 2,7$ м;
6. Гусеничная цепь с попарно смещенными опорными плитами $b_1 = 0,59$ м, $b_2 = 0,65$ м, $L = 2,7$ м;
7. Гусеничная цепь с почвозацепами $b = 0,59$ м, $L = 2,7$ м;
8. Гусеничная цепь с наклонными опорными плитами $b = 0,59$ м, $L = 2,7$ м;

Для изучения влияния схемы подвески на проходимость проведены экспериментальные исследования гусеничного движителя с упругой подвеской. Отношение шага опорных катков к шагу гусеничной цепи для серийного движителя 1,58, для движителя с упругой подвеской 1,72.

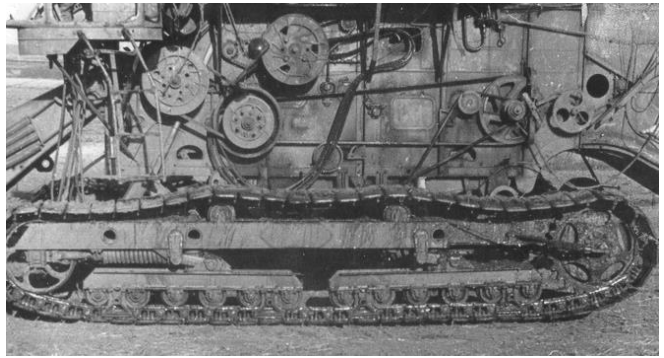
Рабочие моменты проведения экспериментальных исследований приведены на рис. 3.5.



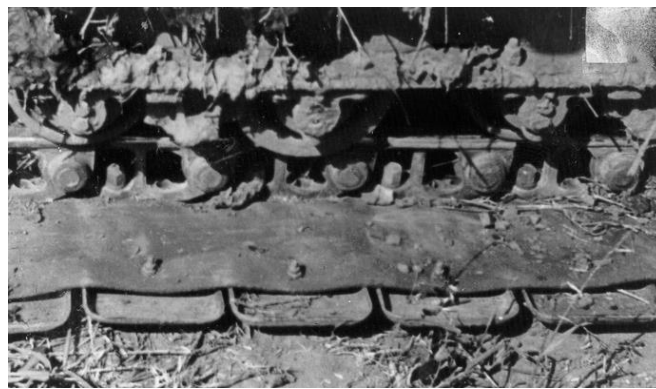
Рис. 3.3. Рисозерноуборочный комбайн «Енисей- 1200Р»



Движитель с серийной гусеничной цепью



Удлинненный движитель с серийной гусеничной цепью



Движитель с серийной гусеничной цепью с водонепроницаемой лентой



Гусеничная цепь со смещенными опорными плитами



Гусеничная цепь с попарно смещенными опорными плитами

Рис. 3.4. Движитель с экспериментальными гусеничными цепями

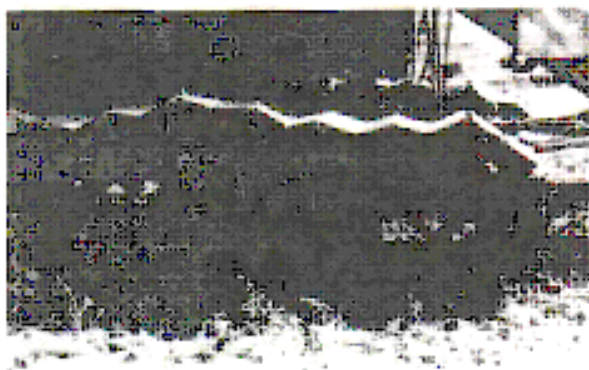
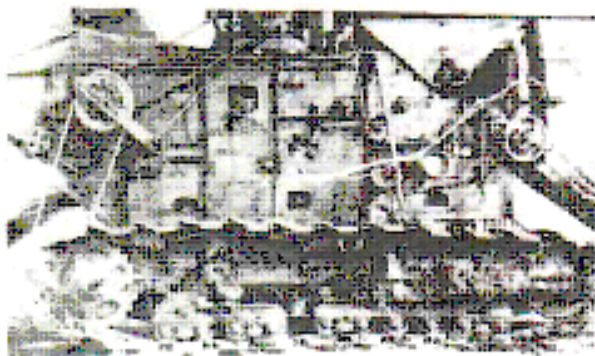


Рис. 3.4. Движитель с экспериментальными гусеничными цепями

Для изучения влияния схемы подвески на проходимость проведены экспериментальные исследования гусеничного движителя с упругой подвеской. Отношение шага опорных катков к шагу гусеничной цепи для серийного движителя 1,58, для движителя с упругой подвеской 1,72.

Рабочие моменты проведения экспериментальных исследований приведены на рис. 3.5



Рис. 3.5. Рабочие моменты экспериментальных исследований

3.2 РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Экспериментальные исследования показывают, что форма эпюры нормального давления для движителей с различными гусеничными цепями (разной формой опорной поверхности) примерно одинаково. Эпюры разнятся средней величиной нормального давления. Образцы эпюр нормального давления по длине опорной поверхности движителя с различными гусеничными цепями представлены на рис. 3.6.

Характер распределения нормального давления под опорными каретками гусеничного движителя принято оценивать коэффициентом неравномерности [37,39]

$$\xi = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{ср}}},$$

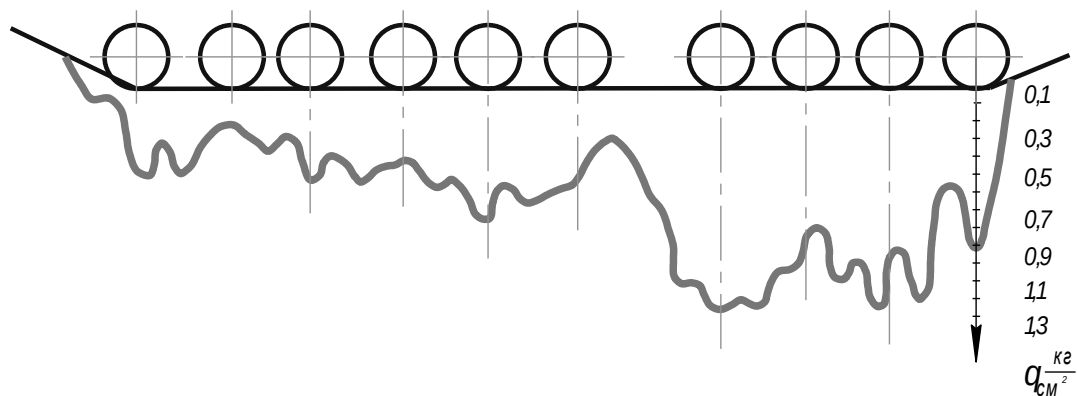
где $q_{\max}$ — максимальное нормальное давление;

$q_{\min}$ — минимальное нормальное давление;

$q_{\text{срх}}$ — среднее нормальное давление.

Коэффициент неравномерности распределения нормального давления под передней опорной кареткой равен 0,375, под задней — 0,460.

Характерной особенностью эпюры нормального давления является смещение пикового значения давления относительно оси первого опорного катка. В работе [39] это объясняется следующим образом. Распределение давления определяется изменением вертикальной реакции в шарнирах гусеничной цепи. Величина вертикальной реакции в шарнире между первым и вторым звеньями изменяется в зависимости от положения второго опорного катка. При переходе этого катка с третьего звена на второе в шарнире между первым и вторым звеньями возникает реакция, направленная в противоположную сторону от реакции, обусловленной первым опорным катком. В результате этого происходит резкое уменьшение вертикальной реакции, что и обуславливает смещение пикового давления относительно оси первого опорного катка.



(a)

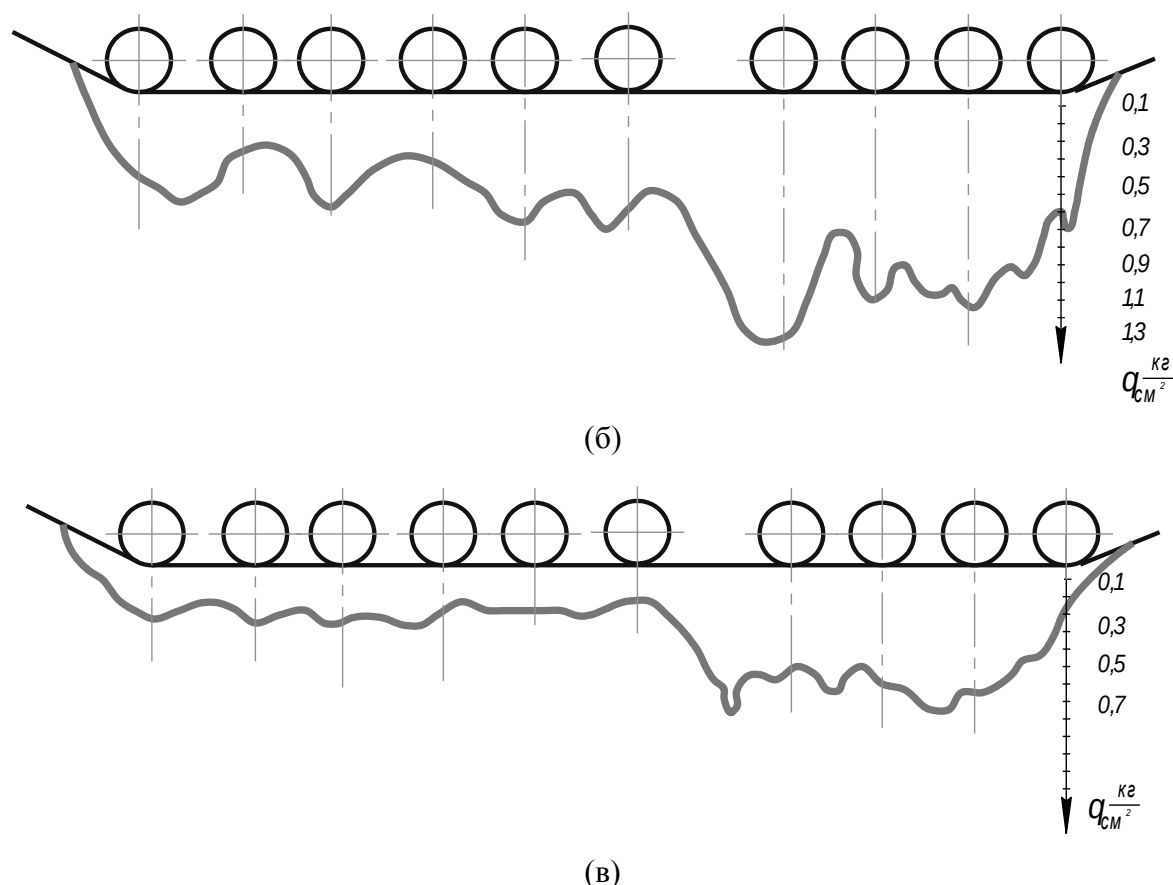


Рис. 3.6. Эпюры распределения нормального давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя:

- а) серийный гусеничный движитель, ширина гусеницы 0,59 м;
- б) движитель с гусеничной лентой с увеличенным периметром;
- в) серийный гусеничный движитель, ширина гусеницы 0,69 м.

Для подтверждения данного положения экспериментально были определены вертикальные реакции в шарнирах гусеничной цепи. Эпюра вертикальных реакций в шарнирах гусеничной цепи представлена на рис. 3.7. Характер изменения вертикальной реакции между первым и вторым опорными катками подтверждает смещение пикового давления относительно оси первого опорного катка.

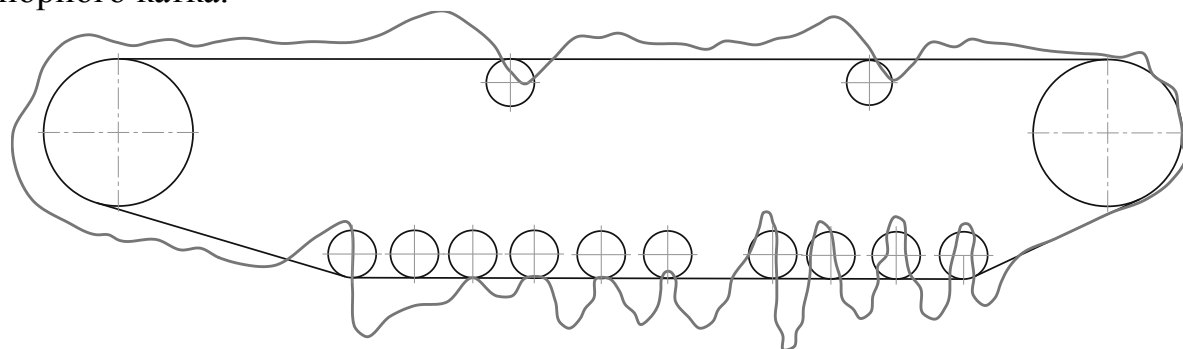


Рис. 3.7. Эпюра вертикальных реакций в шарнирах гусеничной цепи

3.3 ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Определение опытных значений коэффициента сопротивления движению, коэффициента сцепления произведено по формулам

$$f = \frac{P_K - P_{KP}}{G}, \quad \varphi = \frac{P_{K \max}}{G}.$$

Поскольку коэффициенты f и φ зависят от буксования, то необходимо определиться при каком буксовании будем определять указанные коэффициенты. Расчеты показывают, что величина касательных реакций переувлажненной почвы достигает максимального значения при сдвиге гусеничного звена на расстояние $S = 0,1$ м, что соответствует буксованию движителя $\delta = 10$ %. Это подтверждается и результатами экспериментальных исследований: касательная сила тяги, развиваемая движителем, достигает максимального значения при буксовании $\delta = 8-12$ %. Таким образом, можно считать, что движитель развивает максимальную силу тяги при $\delta = 10$ %. Эксплуатация комбайна при большем буксовании не выгодна по экономическим причинам и повышенному вредному воздействию движителя на почву.

Измерители тягово-сцепных свойств движителя с различными типами гусеничных цепей приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Измерители тягово-сцепных свойств гусеничного движителя
с различной формой опорной поверхности

Тип гусеничной цепи	Влажность почвы, %	f	φ	η
Серийная	65,0	0,116	0,262	0,446
Удлиненная	66,8	0,120	0,266	0,439
Ажурная 1	61,9	0,113	0,266	0,460
Ажурная 2	59,7	0,112	0,264	0,460
Широкая	68,1	0,118	0,278	0,462
С наклонными опорными плитами, установленными через звено				
$\alpha = 8$ град.	64,3	0,126	0,294	0,457
$\alpha = 12$ град.	59,8	0,129	0,329	0,484
$\alpha = 18$ град.	67,1	0,140	0,396	0,517
$\alpha = 24$ град.	62,0	0,149	0,448	0,534
С наклонными плитами на каждом звене				
$\alpha = 18$ град.	65,3	0,129	0,325	0,483
С водонепроницаемой лентой	67,3	0,112	0,296	0,493

Анализ данных таблицы 3.1 показывает, что изменение площади опорной поверхности за счет увеличения ширины, длины в вышеотмеченных

пределах незначительно влияет на тягово-цепные свойства. Так, по сравнению с серийным двигателем увеличение длины опорной поверхности на 20% уменьшает КПД на 2%, увеличение ширины на 10% повышает КПД на 4%. Увеличение периметра опорной поверхности двигателя оказывает незначительное влияние на тягово-цепные свойства уборочных машин. Наиболее интенсивное повышение тягово-цепных свойств происходит при постановке на двигатель наклонных опорных плит. Увеличение угла наклона опорных плит вызывает пропорциональное увеличение тягово-цепных свойств. По опытным данным видно, что наклонные опорные плиты целесообразно ставить на гусеничную цепь через одно звено, что подтверждает теоретические предпосылки. Так при $\alpha = 18^\circ$ КПД двигателя с наклонными опорными плитами через одно звено выше КПД двигателя с наклонными плитами на каждом звене на 7...12%.

Зависимости измерителей тягово-цепных свойств двигателя от угла наклона опорных плит приведены на рис. 3.8. Вычисление коэффициентов f и φ произведено по формулам, полученным во второй главе. Для определения внутренних потерь гусеничного двигателя при аналитических расчетах использованы результаты экспериментальных исследований [39]. Коэффициенты A , B , D , входящие в уравнение (2.2), определялись по величине крутящих моментов на ведущих звездочках при движении машины по недеформированному пути при разных значениях натяжения гусениц и скорости движения. С учетом значений коэффициентов A , B , D формула для определения внутренних потерь имеет вид

$$P_{f_M} = 0,17T + 19,40V^2 + 0,0382G \quad (3.1)$$

Внутренние потери двигателя, обусловленные перегибом гусеничных звеньев на опорном участке, рассчитывались по формуле (2.3). Усилия, действующие в шарнирах, углы перегиба звеньев определялись экспериментально, значения коэффициентов трения в шарнирах звеньев заимствованы из работы [4].

Расчет измерителей тягово-цепных свойств произведен при следующих значениях величин $c = 2 \text{ кН/м}^2$, $c_0 = 265 \text{ кН/м}^3$, $q = 32 \text{ кПа}$, $\rho = 30^\circ$, $\delta = 0,10$.

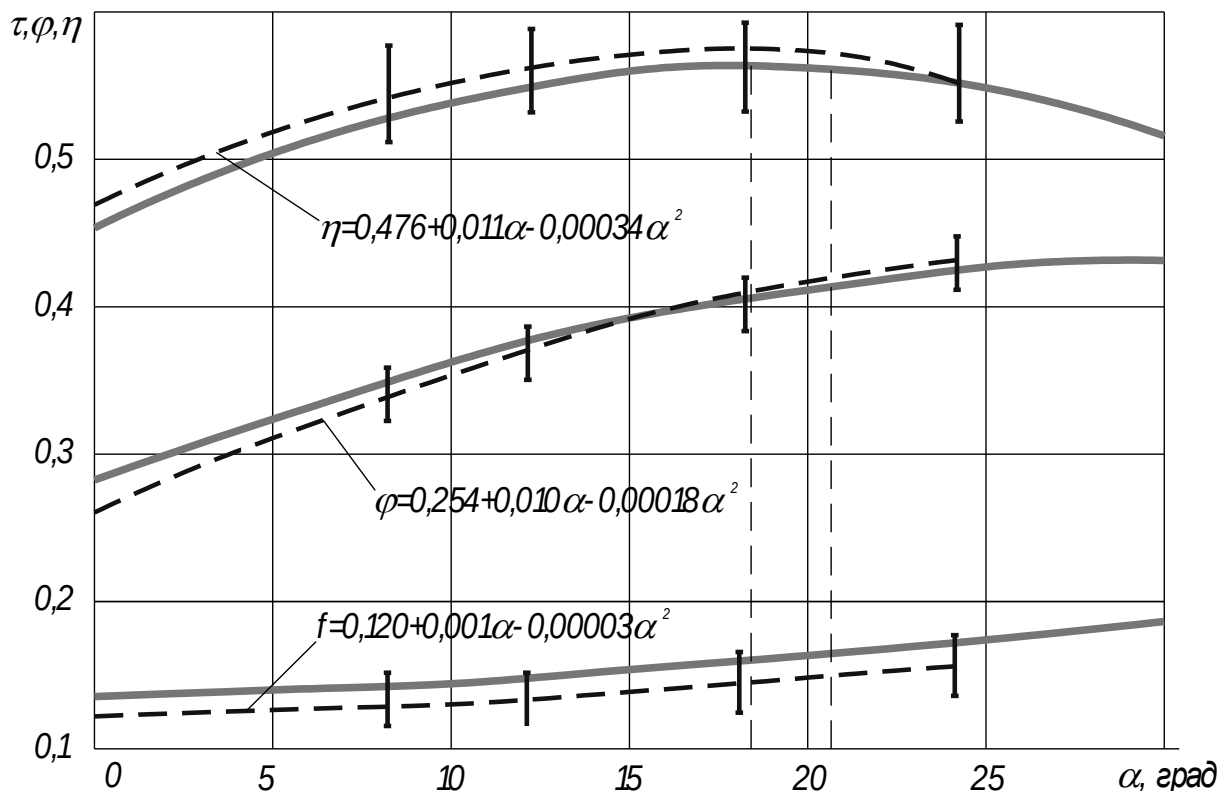


Рис. 3.8. Зависимость тягово-сцепных свойств гусеничного движителя от угла наклона опорных плит

Из рис. 3.8 видно, что теоретические зависимости $f = f(\alpha)$, $\varphi = f(\alpha)$, $\eta = f(\alpha)$ расположены в границах доверительного интервала экспериментальных закономерностей. Это указывает на удовлетворительную достоверность аналитического метода расчета тягово-сцепных свойств гусеничного движителя.

Функция $\eta = f(\alpha)$ непрерывна во всей области задания. Поэтому, если взять первую производную от рассматриваемой функции по углу наклона опорной плиты и приравнять ее нулю, то получим рациональный угол, соответствующий максимальному КПД. На рис. 3.8 дано графическое нахождение рационального угла наклона опорной плиты для конкретных почвенных условий ($c = 2 \text{ кН/м}^2$, $c_0 = 165 \text{ кН/м}^3$, $\rho = 30^\circ$).

3.4 РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ПОЛУЖЕСТКОЙ И УПРУГОЙ ПОДВЕСКАМИ

Схема подвески гусеничного движителя оказывает существенное влияние на распределение нормальных и касательных реакций почвы по длине опорной поверхности. Следовательно, и на опорные и тягово-сцепные свойства гусеничной машины.

Экспериментально, определение коэффициентов сцепления и сопротивления движению производилось по вышеизложенной методике. Опытные значения коэффициентов сцепления и сопротивления движению приведены в таблице 3.2. Из данных таблицы видно, что движитель с полужесткой подвеской обладает более высокими тягово-сцепными свойствами по сравнению с движителем с упругой подвеской. Так, коэффициент сцепления в первом случае больше, чем во втором почти на 11%, коэффициент сопротивления движению меньше на 10%. Запас проходимости $\Pi = \varphi - f$ для первого движителя равен 0,202; для второго – 0,172, то есть критерий проходимости первого движителя больше, чем у второго почти на 12%.

Эпюры распределения удельного давления, касательных сил, углов поворота звеньев, формирования колеи по длине опорной поверхности для обоих движителей представлены на рисунках 3.9, 3.10. [58]

Таблица 3.2

Экспериментальные значения коэффициентов сцепления сопротивления движению

Тип подвески движителя	Коэффициент сцепления	Влажность почвы, %	Коэффициент сопротивления	Влажность почвы, %
Движитель с полужесткой подвеской	$0,305 \pm 0,017$	68,31	$0,103 \pm 0,073$	68,31
Движитель с упругой подвеской	$0,280 \pm 0,031$	66,24	$0,108 \pm 0,061$	66,24

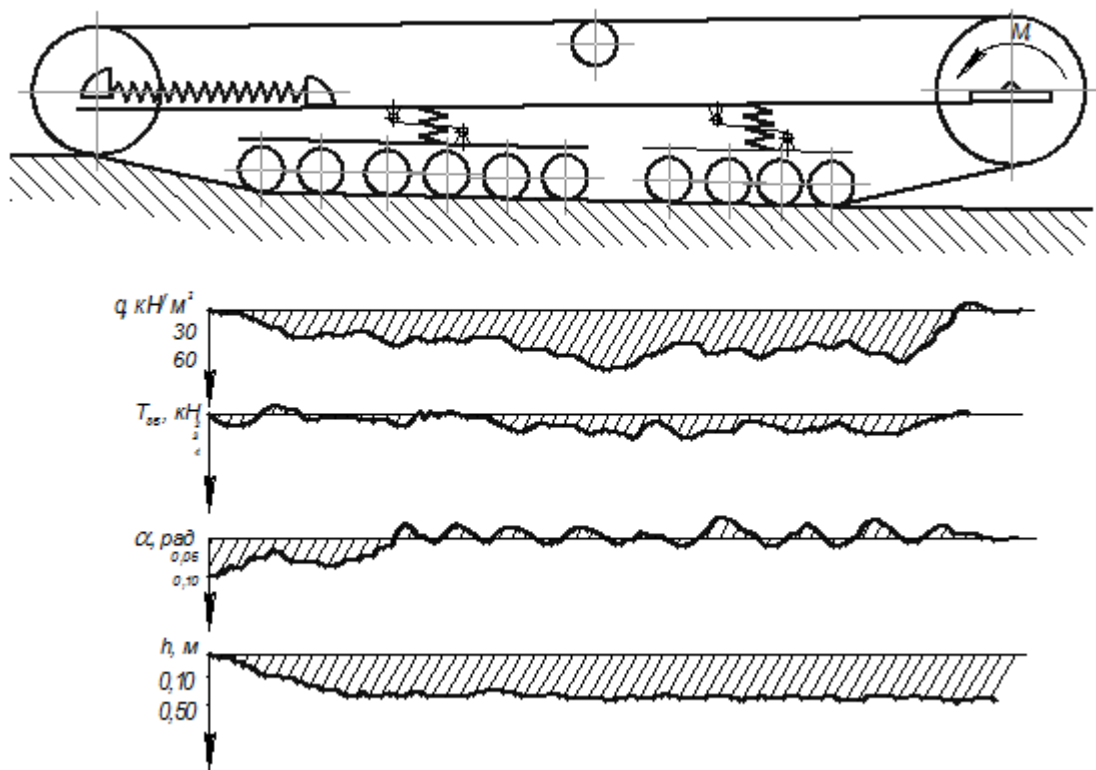


Рис. 3.9. Эпюры распределения удельного давления q , касательных сил $T_{3\text{в}}$, углов поворота звеньев α , формирования колен h по длине опорной поверхности движителя с полужесткой подвеской

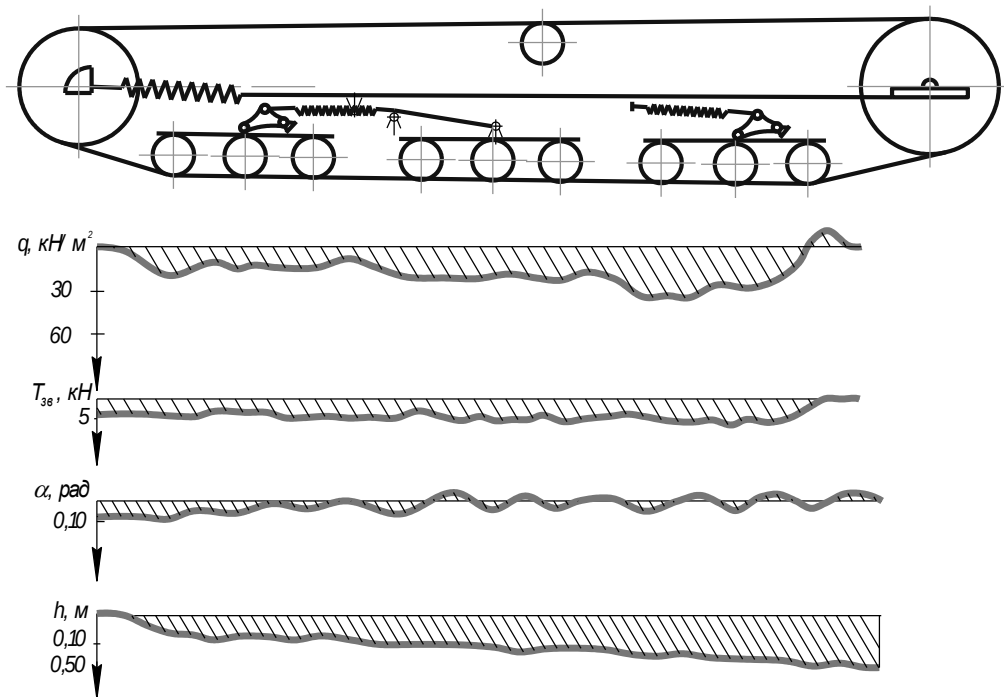


Рис. 3.10. Эпюры распределения удельного давления q , касательных сил $T_{3\text{в}}$, углов поворота звеньев α , формирования колен h по длине опорной поверхности движителя с упругой подвеской

Сравнение эпюр распределения нормального давления по длине опорной поверхности показывает, что равномерность распределения для обоих движителей примерно одинакова. Коэффициент неравномерности распределения нормального давления в обоих случаях близок к единице.

Уменьшение нормального давления под задним опорным катком объясняется частичной разгрузкой почвы под катком моментом касательной силы тяги относительно шарнира задних кареток.

Наличие отрицательной части эпюры удельного давления объясняется липкостью почвы. В момент выхода гусеничного звена из контакта с почвой, силы липкости препятствуют отрыву от почвы. Это вызывает прогиб мембраны датчика давления в обратную сторону. Прогиб мембраны в противоположную сторону и обуславливает наличие на эпюрах распределения удельного давления отрицательной части.

Эпюры распределения касательных сил по длине опорной поверхности у движителя с полужесткой подвеской имеют переменный характер. Наличие максимумов и минимумов на эпюре объясняется поворотом гусеничных звеньев.

Эпюра распределения касательных сил по длине опорной поверхности у движителя с упругой подвеской имеет более равномерный характер. Объясняется это более высоким натяжением гусеничной цепи по сравнению с натяжением цепи для первого движителя. Движение с меньшим натяжением цепи невозможно, поскольку происходило спадание цепи с направляющего колеса.

Эпюра углов поворота гусеничных звеньев в обоих случаях носит знакопеременный характер.

Характер формирования колеи движителями различен. В первом случае формирование колеи заканчивается под третьим опорным катком. Во втором случае в формировании колеи участвует вся опорная поверхность. Глубина колеи равномерно нарастает от первого опорного катка до заднего. Объясняется это большим удельным давлением под задней кареткой, что вызвано смещением центра тяжести комбайна.

3.5 ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ НА ПРОХОДИМОСТЬ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Положение центра тяжести гусеничного движителя определяет положение центра давления по длине опорной поверхности машины. Оптимальные условия работы гусеничных машин обеспечиваются при положении центра тяжести, соответствующем равномерному распределению массы по опорным каткам движителя. Проходимость гусеничного движителя определяется в основном опорными, тягово-сцепными свойствами, коэффициентом полезного действия [155,185].

Результаты расчетных и экспериментальных значений сил P_f , $P_{\kappa\eta}$ и соответствующих им значений f и φ для опорной поверхности с шириной башмаков 600 мм приведены соответственно в таблицах 3.3 и 3.4.

Для проведения расчетов были использованы величины, полученные экспериментальным путем: глубина колеи, величина буксования при максимуме КПД движителя, коэффициент трения скольжения. Известно, что во время работы гусеничного движителя отдельные звенья опорных гусеничных ветвей имеют различную скорость скольжения относительно поверхности почвы в один и тот же промежуток времени. Кроме того, давление распределяется неравномерно.

Таблица 3.3

№ п/п	q , кПа	h , см	G , кН	P_{fm} , кН	P_{fn} , кН	$P_{f, H}$	f	$P_{f\varphi, H}$	f_{φ}
1.	22	12,0	78,00	5,22	2,58	7,80	0,100	8,18	0,105
2.	24	13,67	87,70	5,59	3,36	8,95	0,102	9,56	0,109
3.	27	15,1	97,50	5,96	4,08	10,04	0,103	11,12	0,114
4.	29	17,0	107,25	6,34	5,17	11,51	0,107	12,55	0,117
5.	31	18,6	113,75	6,59	6,20	12,79	0,113	14,10	0,124
6.	35	22,3	130,00	7,21	8,91	16,12	0,124	17,28	0,133

Таблица 3.4

№ п/п	q , кПа	$f_{ск}$	$X_{\kappa\eta}$, кН	$P_{\kappa\eta}$, кН	φ	$P_{\kappa\varphi}$, кН	φ_{φ}
1.	22	0,242	15,80	21,02	0,270	22,20	0,284
2.	24	0,235	17,72	23,31	0,266	24,80	0,283
3.	27	0,228	19,58	25,54	0,262	27,20	0,279
4.	29	0,224	21,56	27,90	0,260	28,15	0,272
5.	31	0,221	22,68	29,27	0,258	30,70	0,270
6.	36	0,216	25,85	33,06	0,254	34,70	0,267

Следовательно, при движении гусеничной машины мы можем говорить о среднем значении коэффициента трения скольжения, соответствующего конкретным условиям работы движителя. Вот почему коэффициенты трения, определенные в лабораторных условиях, являются завышенными и коэффициенты сцепления, рассчитанные по ним, не соответствуют опытным. Исходя из этого, коэффициент трения скольжения замерялся при полном буксовании исследуемого движителя в период опытов.

Для определения механических потерь расчетным путем по формуле (2.2) были использованы результаты экспериментальных данных, полученные В. А. Ворониным [39] для конструкции исследуемого гусеничного движителя. В

работе коэффициенты A_0 , B_0 и D_0 определялись по величине моментов на ведущих звездочках при движении машины по недеформируемому основанию с переменными значениями натяжения гусеницы и скорости движения.

Значения коэффициентов A_0 , B_0 и D_0 следующие:

$$A_0 = 1,7; B_0 = 194 \frac{H \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^2}; D_0 = 0,382.$$

Исследования проводились при средней влажности почвы $W = 53,0\%$. В таблицах 3.5 и 3.6 в качестве экспериментальных величин силы сопротивления движению $P_{f\dot{\varphi}}$ и касательной силы тяги $P_{\kappa\dot{\varphi}}$ приведены средние значения этих величин, полученные по результатам ряда опытов. Рассеивание результатов отдельных опытов характеризовалось средними квадратическими отклонениями σ и соответствующими им коэффициентами вариации V , приведенными в таблице 3.7.

Из таблицы 3.7 следует, что средние квадратические отклонения отдельных опытов обычно не превышали 5%, что является результатом сравнительно одинаковых почвенных условий, в которых проводились опыты.

Анализ данных показывает, что отклонения расчетных и экспериментальных значений коэффициентов сопротивления движению и сцепления движителя с почвой (таблица 3.8) не превышали при определении коэффициентов f – 8,87%, а коэффициентов φ – 6,11%.

Таблица 3.7

Достоверность экспериментальных величин $P_{f\dot{\varphi}}$ и $P_{\kappa\dot{\varphi}}$

№ п/п	q , кПа	$P_{f\dot{\varphi}}$, кН	Величина стандарта и коэффициент вариации		$P_{\kappa\dot{\varphi}}$, кН	Величина стандарта и коэффициент вариации	
			σ , кН	V , %		σ , кН	V , %
1.	22	8,18	0,460	5,6	22,20	0,955	4,3
2.	24	9,56	0,285	2,9	24,80	0,472	1,9
3.	27	11,12	0,220	2,0	27,20	0,761	2,8
4.	29	12,55	0,562	4,4	28,15	0,733	2,6
5.	31	14,10	0,521	3,7	30,70	0,706	2,3
6.	35	17,28	0,725	4,2	34,70	0,107	3,1

Таблица 3.8

Сравнение расчетных и экспериментальных значений f и φ

№ п/п	f	$f_{\text{э}}$	Отклонение расчетных и экспериментальных значений, %	φ	$\varphi_{\text{э}}$	Отклонение расчетных и экспериментальных значений, %
1.	0,100	0,105	4,76	0,270	0,284	4,03
2.	0,102	0,109	6,42	0,266	0,283	6,08
3.	0,103	0,114	7,87	0,262	0,279	6,11
4.	0,107	0,117	8,56	0,260	0,272	4,42
5.	0,113	0,124	8,87	0,258	0,270	4,45
6.	0,124	0,133	6,77	0,254	0,267	4,87

Таким образом, аналитические зависимости $P_f = A_0T + B_0V^2 + D_0G + \frac{cbh^2}{\eta_\delta}$ и

$$X_K = 2bf_{\text{ср}} \cdot q \left[\frac{L_1}{2} + L_0' - \frac{S_0^2}{\delta^2 L_1} + \frac{S_0}{\delta} e^{-\frac{\delta L_1}{S_0}} \left(1 + \frac{S_0}{\delta L_1} \right) + \frac{S_0}{\delta} \left(e^{-\frac{\delta L_0}{S_0}} - 1 \right) \right]$$

в достаточной мере отражают действительные явления, происходящие в почве при взаимодействии гусеничного движителя с почвой и могут быть использованы для исследования взаимодействия гусеничного движителя данного типа в условиях повышенной влажности почвы.

Высокая степень сходимости теоретических и экспериментальных значений подтверждает обоснованность принятых в работе допущений для характерных на Дальнем Востоке условий эксплуатации гусеничного движителя уборочно-транспортных машин.

Некоторое расхождение в теоретических и экспериментальных значениях коэффициентов f и φ можно объяснить влиянием принятых допущений на значения коэффициентов, определенных по расчетным коэффициентам.

Кроме того, для аналитического расчета механических потерь в движителе P_{fM} по формуле (2.2) в работе были приняты коэффициенты A_0 , B_0 и D_0 , полученные при исследовании движителя в «идеальных» условиях (ровная асфальтированная дорога).

Действительные значения коэффициентов A_0 , B_0 и D_0 в реальных условиях работы движителей могут отличаться от полученных экспериментальным путем на асфальтированной дороге вследствие попадания грязи в открытые шарниры трущихся частей движителя, под опорные катки, направляющие и ведущие колеса и в пространство между ними.

Это подтверждается и анализом результатов выполненных исследований (рисунок 3.11). Из характера протекания расчетных и

экспериментальных зависимостей $f = \psi(q)$ и $\varphi = \psi_1(q)$ следует, что с увеличением давления расхождения между теоретическими и экспериментальными значениями коэффициентов f и φ увеличиваются. Так, максимальные отклонения коэффициентов f и φ соответственно составили: при опорной поверхности с шириной башмаков $b = 1$ м ($q = 14...24$ кПа) – 4,81% и 4,24%, при опорной поверхности с шириной башмаков $b = 0,8$ м ($q = 16...27$ кПа) – 6,12% и 5,27%, при опорной поверхности с шириной башмаков $b = 0,6$ м ($q = 21...35$ кПа) – 8,87% и 6,11%, а при $b = 0,4$ м ($q = 29...55$ кПа) – 12,68% и 9,87%.

Подобное расхождение объясняется тем, что с увеличением давления движителя на почву вследствие возрастания глубины увеличивается попадание влажных частиц почвы в открытые шарниры трущихся частей и под опорные катки, что не учитывалось при проведении теоретических расчетов.

Анализ результатов исследований показывает, что увеличение давления приводит к увеличению коэффициента сопротивления движению и снижению коэффициента сцепления. Интенсивность изменения коэффициента сцепления снижается с увеличением удельного давления по гиперболическому закону. Это объясняется тем, что с увеличением давления коэффициенты трения скольжения металлов о почву и почвы о почву уменьшаются по закону гиперболы вызываемому изменением состояния контактной поверхности. Трение скольжения играет существенную роль в обеспечении сцепления движителя с почвой даже при наличии почвозацепов. При отсутствии почвозацепов на опорной поверхности, что имеет место у исследуемого движителя, трение скольжения является решающим в обеспечении сцепных свойств движителя. Это подтверждается закономерностью изменения сцепных качеств в функции давления.

Интенсивность изменения сил сопротивления движению, наоборот, возрастает с увеличением давления вследствие увеличения составляющей от деформации почвы.

Отсюда следует, что наибольшим запасом сцепных сил, а, следовательно, и наилучшими условиями для проходимости движитель обладает при меньших значениях давления.

Исследованиями [39] установлено, что для достижения удовлетворительной проходимости в период уборочных работ в условиях переувлажнения почв давление самоходных гусеничных машин не должно превышать 30 кПа.

Серийные уборочные комбайны на гусеничном ходу, используемые в особых условиях сельскохозяйственных работ на Дальнем Востоке, имеют

среднее давление с полными емкостями в 1,3 раза превышающее рекомендуемое для данного типа машин.

Однако, проходимость гусеничного движителя, используемого для навешивания уборочно-транспортных машин в специфических условиях уборки на Дальнем Востоке, обеспечивается на всем интервале удельных давлений (рисунок 3.11), который имеют серийные уборочные комбайны и могут иметь в перспективе проектируемые зерноуборочные агрегаты.

При этом обеспечивается необходимый запас силы тяги ($\varphi - f > 0$) для преодоления временно возросших сопротивлений движению при трогании с места в разгоне агрегата, а также при движении на подъем.

Определим, какие подъемы может преодолеть исследуемый движитель при давлении $q = 55$ кПа, при влажности $W = 62,4\%$. При движении на подъем проходимость уборочно-транспортных машин [39] обеспечивается в том случае, если:

$$\varphi > f \cos L_0 + \sin L_0, \quad (3.2)$$

где L_0 – угол подъема в градусах.

Из графика (рисунок 3.11) находим, что при давлении $q = 55$ кПа $\varphi = 0,272$, а $f = 0,141$. Подставляя эти данные в выражение (3.2) и решая его относительно L_0 , получаем $L_0 = 7^\circ 35'$.

В таблице 3.9 приведена характеристика посевных площадей в Амурской области. Аналогичная картина наблюдается в Хабаровском и Приморском краях [147, 148]. Следовательно, посевные площади Дальнего Востока характеризуются небольшими углами склона и длинными гонами, что благоприятно сказывается на работу гусеничных машин в самых трудных условиях эксплуатации.

Исследование влияния распределения давления по длине опорной поверхности при различных положениях центра тяжести на проходимость осуществлялась путем экспериментального определения коэффициентов сопротивления движению и сцепления.

Таблица 3.9

Характеристика посевных площадей Амурской области

Длина гона, м	Угол склона в градусах	Площадь посевных площадей в %	
		с длиной гона	с углом склона
Менее 600	-	4	-
600...1000	-	24	-
Свыше 1000	-	62	-
-	Менее 1	-	8,5
-	1...3	-	72,5
-	3...5	-	8,3
-	Свыше 5	-	1,2

Почвенные условия характеризовались следующими данными: средняя влажность почвы $W = 68,4\%$, средний коэффициент объемного смятия почвы $C = 19 \text{ кН} / \text{м}^3$. Фон – стерня пшеницы.

Расчет экспериментальных значений коэффициента сопротивления движению f_{φ} и коэффициента сцепления φ_{φ} производился по величине сил $P_{f\varphi}$ и $P_{\kappa\varphi}$, определенных в полевых условиях при различных смещениях центра тяжести относительно шарнира передней каретки.

Аналитический расчет сил сопротивления движению P_f и касательной силы тяги $P_{\kappa\eta}$ в зависимости от смещения центра тяжести выполнялся по формулам

$$P_f = c_0 + 2b \left(\frac{f(\eta)}{2} + L_0' \right) D_0 q + \frac{b}{cA^2} \left(\frac{1}{\eta_{\delta}} + \frac{q^2}{\eta_{\delta n}} \right) \times$$

$$\times \left\{ G(L_n - \iota) - Bq \frac{\left[\iota \left(\frac{f(h)}{2} + L_0' \right) - \iota_0 \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \right] \left(\frac{f(h)}{2} + L_w' \right)}{\iota_0 \left(\frac{f(h)}{2} + L_v + L_2 \right) \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right)} \right\}^2 \quad (3.3)$$

$$X_k = 2bf_{ck} K_{\beta 1} \cdot G(L_n - \iota) - \frac{Bq \left[\iota \left(\frac{f(h)}{2} + L_0' \right) - \iota_0 \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \right] \left(\frac{f(h)}{2} + L_w' \right)}{\left(\frac{f(h)}{2} + L_2 + \frac{L_3}{2} \right) \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right)} +$$

$$+ 2bf_{ck_2} \left\{ \frac{G(L_n - \iota)}{A} \cdot \frac{K\delta_2 Bq \left[\iota \left(\frac{f(h)}{2} + L_0' \right) - \iota_0 \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \right] \left(\frac{f(h)}{2} + L_w' \right)}{A \left(\frac{f(h)}{2} + L_2 + \frac{L_3}{2} \right) \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right)} + \right.$$

$$\left. + \frac{K\delta_3 Bq^2 \left[\iota \left(\frac{f(h)}{2} + L_0' \right) - \iota_0 \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \right] \left(\frac{f(h)}{2} + L_w' \right)}{A \left(\frac{f(h)}{2} + L_2 + \frac{L_3}{2} \right) \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right)} \right\} \quad (3.4)$$

Исследования проводились при предварительном натяжении $T = 13,50 \text{ кН}$, скорости движения $V = 0,32 \text{ м/сек}$. Вес, приходящийся на движитель, с учетом дополнительного груза, равнялся $G = 83,00 \text{ кН}$. Тогда механические потери, рассчитанные по формуле (3.1), будут составлять $5,49 \text{ кН}$.

В таблице 3.10 приведены расчетные значения сил сопротивления движению P_f и касательной силы тяги на ведущих колесах и соответствующих им коэффициентов f и φ при различных положениях центра тяжести относительно шарнира передней каретки.

Таблица 3.10

Значения сил P_f и $P_{\kappa\eta}$ в зависимости от положения центра тяжести							
Смещение центра тяжести относительно		h_1 , мм	h , мм	P_f , кН	f	$P_{\kappa\eta}$, кН	φ
шарнира передней каретки l , мм	$q = const$						
350	-200	298	305	9,04	0,109	17,07	0,206
450	-100	262	273	8,52	0,103	17,13	0,207
550	0	238	243	8,02	0,097	17,05	0,206
620	70	227	262	8,68	0,105	16,96	0,205
650	100	223	274	8,96	0,108	16,90	0,204
750	200	203	315	10,12	0,122	16,71	0,202
850	300	180	346	11,39	0,137	16,35	0,197

На рис. 3.12 приведены расчетные данные и экспериментальные значения коэффициентов сопротивления движению (нижние кривые) и сцепления (верхние кривые) при различных положениях центра тяжести исследуемого движителя относительно шарнира передней каретки.

Сплошными линиями показан характер изменения коэффициентов f и φ , полученных расчетным путем. Точками обозначены значения коэффициентов, полученных по результатам экспериментальных данных. Пунктирные линии отражают характер изменения экспериментальных значений, определенный по методу наименьших квадратов.

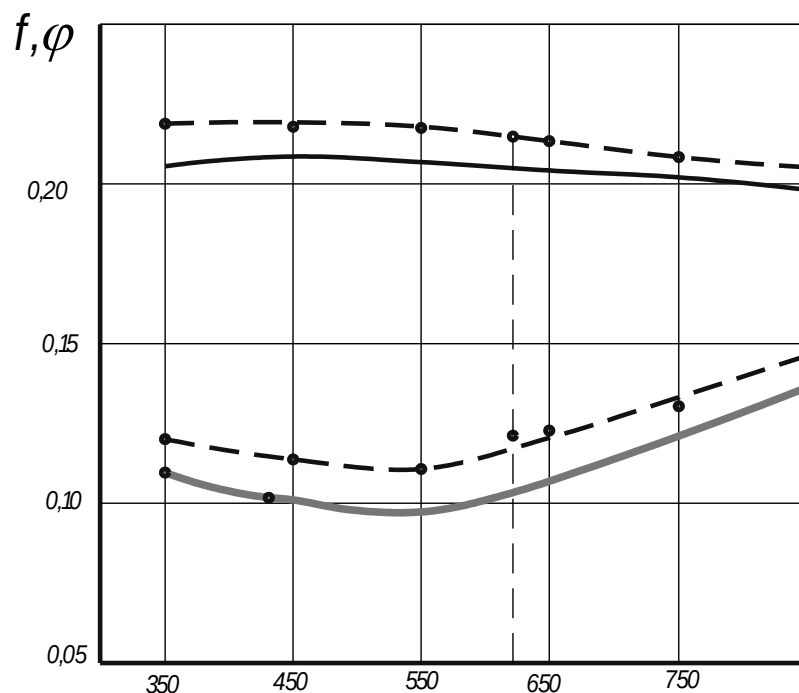


Рис. 3.12. Зависимость коэффициентов сопротивления движению и сцепления гусеничного движителя установки от положения центра тяжести относительно шарнира передней каретки

Экспериментальные величины коэффициентов сопротивления движению и сцепления являются средними значениями ряда опытов. Средние квадратические отклонения отдельных опытов от приведенных средних значений не превышали при определении коэффициентов сопротивления движению 6,2%, а при определении коэффициентов сцепления – 4,7%.

Сравнение теоретических и экспериментальных значений исследуемых величин показывает на удовлетворительную их сходимость. Отклонения при определении коэффициентов сопротивления движению в среднем составили 10,3%, отклонения при определении коэффициентов сцепления не превышали 6,4%.

Таким образом, разработанные аналитические зависимости для расчета сил сопротивления движению и касательной силы тяги могут быть использованы для инженерных расчетов, связанных с эксплуатацией, усовершенствованием исследуемого движителя и конструированием подобного типа движителей [122].

Анализ полученных результатов показывает, что наилучшие условия проходимости гусеничный движитель уборочно-транспортных машин обеспечивает при равномерном распределении давления под катками обеих опорных кареток. Оптимальное расположение центра тяжести с увеличением глубины колеи смещается в сторону шарнира передней каретки.

3.6 ВЛИЯНИЕ НАТЯЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ ЦЕПИ НА ПРОХОДИМОСТЬ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Получены эпюры распределения касательных и нормальных к обводу реакций в шарнирах гусеницы, углы относительного поворота звеньев, нормального давления по длине опорного участка (рисунок 3.13). Также определены зависимости этих величин от натяжения цепи (рисунок 3.14). Сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований показывает на соответствие выбранного метода исследований физическому смыслу процессов, происходящих в движителе.

В результате экспериментальных исследований получены зависимости суммарных потерь мощности в движителе и неравномерности распределения нормального давления от натяжения цепи и показаны на рис. 3.15.

Анализ этих зависимостей показывает, что для обеспечения максимальной экономичности движителя и повышения производительности уборочных машин натяжение цепи должно изменяться в зависимости от почвенных условий. При этом в условиях переувлажнения оптимальное натяжение цепи следует выбирать по кривой $\xi = f(T_{\pi})$. Если условия работы движителя по проходимости удовлетворительны, то величину предварительного натяжения цепи выбирают из условия неспадания гусеницы $T_{\pi} = 4$ кН. Во всех прочих условиях оптимальное натяжение цепи определяется методом компромиссного решения.

Следует отметить, что отклонение натяжения цепи от рекомендуемых величин ухудшает основные эксплуатационные характеристики машины. В первом случае ухудшается проходимость машины и снижается производительность, во втором случае имеет место увеличение непроизводительных потерь мощности, ухудшение экономичности машины.

Использование разработанных рекомендаций по регулировке натяжения цепи позволит повысить производительность уборочных машин на 15...20% и снизить расход топлива на 20...30%.

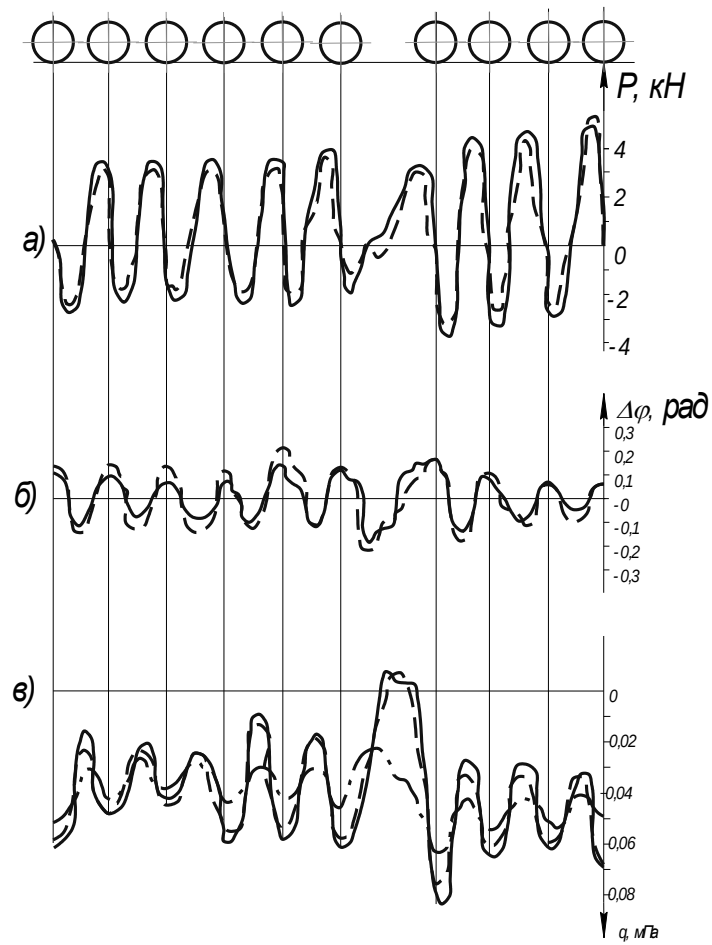


Рис. 3.13. Характер распределения:
 а) вертикальных реакций; б) углов относительного поворота; в) нормальных давлений по длине опорного участка гусеничного движителя при $T_{\Pi} = 0,7$ кН

- - - - - теоретическая
 ————— экспериментальная
 — . — экспериментальная (нормальное давление определено мембранным датчиком)

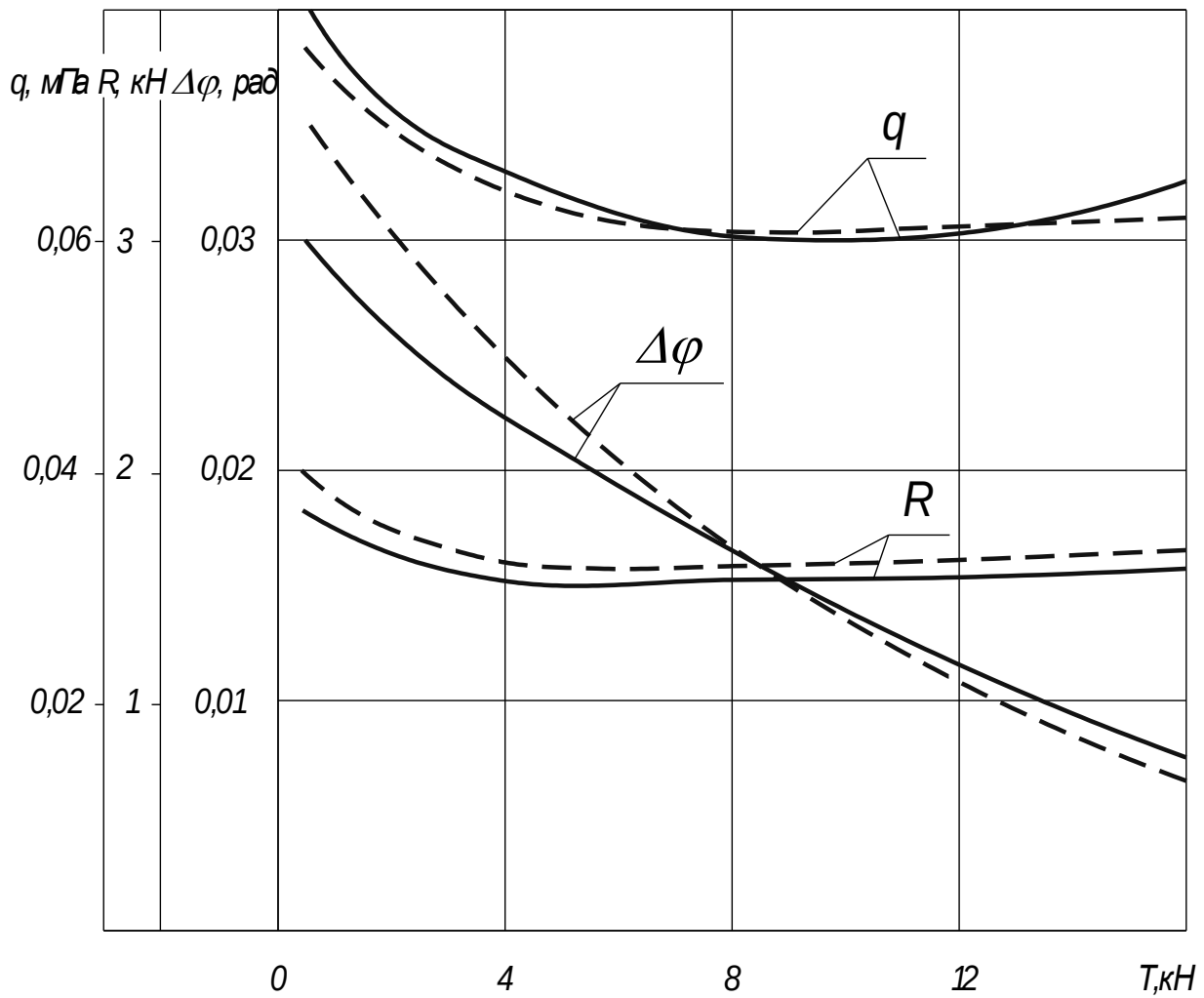


Рис. 3.14. Зависимость нормального давления, вертикальных реакций и углов относительного поворота звеньев от натяжения цепи

----- — теоретическая
 ————— — экспериментальная

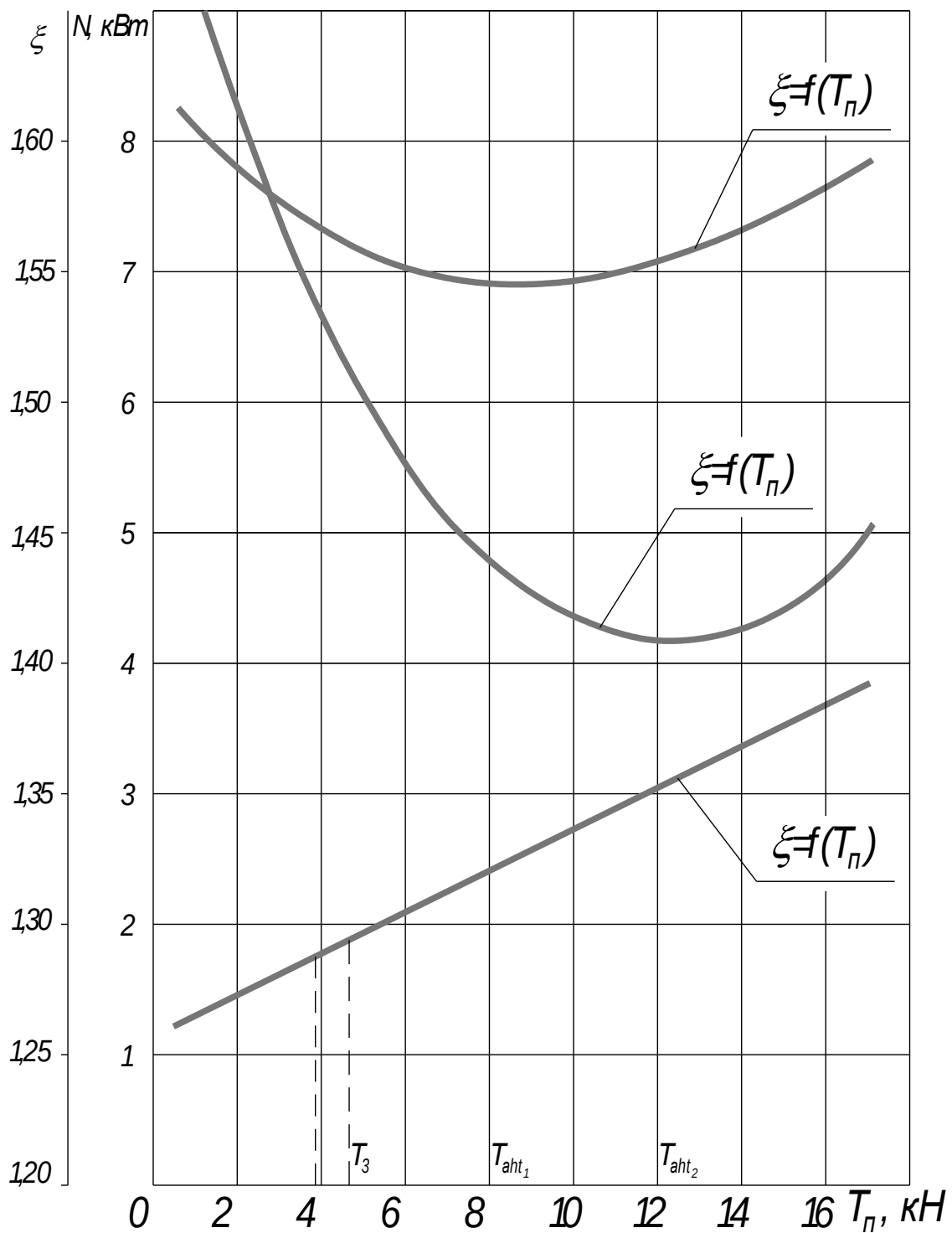


Рис. 3.15. Зависимость суммарных потерь мощности в двигателе и неравномерность распределения нормального давления от предварительного натяжения цепи

3.7 НАДЕЖНОСТЬ МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Гусеничная тележка КСП 01.00.000 является базовой ходовой системой для серийных гусеничных самоходных комбайнов «Енисей-1200Р», КСГ-Ф-70. Увеличение производительности комбайна – повышение пропускной способности молотильного аппарата, ведет к увеличению массы машины. Динамика роста пропускной способности и массы рисозерноуборочных комбайнов приведены в таблице 3.11.

Таблица 3.11

Марка комбайна	КСГ-3	КСГ-4	СКД-5Р Сибиряк	СКД-6Р Сибиряк	СКД-6РМ Енисей	СКГД-6 Колос	СК-10
Пропускная способность, кг/с	3,0	3,7-4,0	5,0	6,0	6,0-7,0	6,0-7,0	10,0
Конструктивная масса, кг	8570	9860	10060	11910	12400	12000	22000-24000

Повышение массы комбайна влечет за собой увеличение нагрузок, действующих на узлы и детали движителя. В результате снижается надежность гусеничной тележки.

С целью повышения надежности гусеничной тележки в учебно-опытном хозяйстве ДальГАУ с 1985 по 1991 годы проведены пробеговые испытания гусеничных тележек КСП 0.1, КСП 80А. Испытания проводились с целью выявления ресурсов узлов тележки, определения эффективности конструкторских решений и обнаружения конструкционных недостатков.

Гусеничная тележка КСП 80 отличается от тележки КСП 01 следующим: шаг гусеничной цепи увеличен с 0,174 до 0,190 м; увеличен диаметр беговой дорожки опорных катков; на направляющих колесах и катках установлены торцевые уплотнения трактора ДТ-75; опорные плиты изготовлены из листовой стали толщиной 0,07 м; механизм натяжения гусениц – гидравлический; привод выполнен по 4-х машинной схеме с использованием двух гидростатических трансмиссий ГСТ-90, двух бортовых

редукторов с комбайна "Дон-1500", двух коробок диапазонов; передние каретки подрессорены двумя параллельными пружинами.

Методика испытаний на надежность разработана с учетом положений ГОСТ 19430-74, ГОСТ 13377-75, ГОСТ 16468-79, ГОСТ 17510-79. При проведении ускоренных испытаний условия приближены к типичным условиям эксплуатации уборочных машин. Объем ускоренных испытаний на надежность ходовой системы определяется пробегом, эквивалентным наработке за срок службы комбайна. Известно, что пробег комбайна за время службы составляет в среднем 4500 км. Минимальный объем испытаний определяется предельным состоянием гусеничной цепи, которое, по данным ГСКБ г. Биробиджана, достигается для серийной цепи не менее чем через 3000 км пробега.

Основными величинами, оценивающими функциональную работоспособность движителя, являются удлинение гусеничной цепи, износ опорных катков, износ по высоте щек цепи, износ ведущей звездочки. Ресурс звенчатой цепи определяется наработкой, по истечении которой наступает ее предельное состояние. В сельскохозяйственном машиностроении принято считать, что гусеничная цепь достигает своего предельного состояния либо при разрушении десяти звеньев, либо при увеличении длины цепи не менее чем на 3%. Для движителя испытываемых комбайнов это соответствует удлинению цепи на 0,28 м [31,106,131,140].

Для замера удлинения цепи использовано специально разработанное приспособление. Перед замером цепь рассоединяется и выстилается перед комбайном десять звеньев. Звенья укладываются на горизонтальную металлическую балку. Создается натяг цепи нагрузкой в одну тонну, что соответствует предварительному натяжению цепи в гусеничном обводе и определяется длина десяти звеньев новой цепи. Через каждые 300 км описанная процедура повторяется, и производится замер удлинения десяти звеньев цепи, вследствие износа. В конце испытаний производится расчет удлинения для полной длины цепи.

Замер износа диаметра опорного катка производился переоборудованным штангенциркулем. Измерения проводились на восьми катках. С каждой стороны гусеничной тележки контролировался износ четырех, крайних в каретках, опорных катков.

Уравнения, описывающие процесс удлинения для левой и правой гусеничных цепей, имеют вид

$$y = -6,99 + 64,48x - 202,83x^2 + 294,03x^3 - 199,25x^4 + 62,92x^5 + 7,49x^6,$$

$$y = -83,43 + 594,39x - 1503,81x^2 + 1790,27x^3 - 1075,37x^4 + 315,74x^5 - 35,97x^6,$$

где y – удлинение цепи в мм, x – пробег комбайна.

Графическая форма зависимости "удлинение гусеничной цепи – пробег" представлена на рис. 3.16.

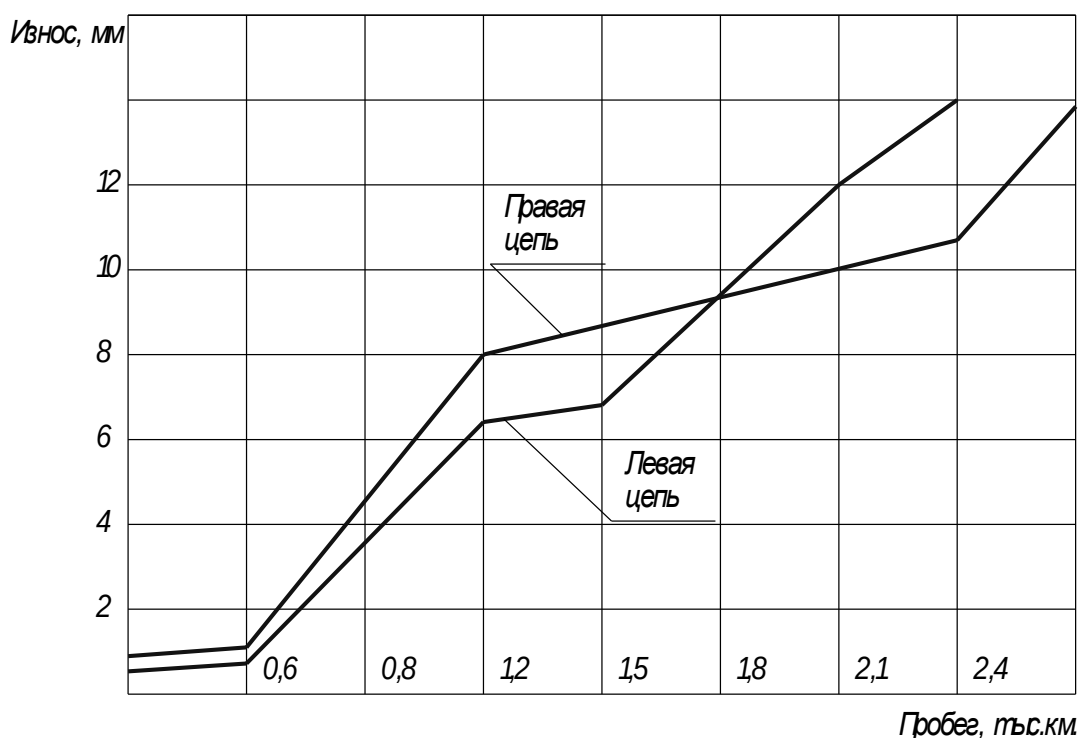


Рис. 3.16. Зависимость увеличения длины гусеничной цепи от пробега

Уравнения, описывающие износ диаметра опорных катков, имеют вид

$$Y_1 = 76,863 - 535,647x + 1328,21x^2 - 1542,57x^3 + 909,971x^4 - 263,368x^5 + 29,6505x^6,$$

$$Y_2 = -25,1453 + 174,606x - 414,367x^2 + 460,942x^3 - 259,856x^4 + 72,0867x^5 - 7,81246x^6,$$

$$Y_3 = -57,3685 + 400,409x - 976,566x^2 + 1115,66x^3 - 646,033x^4 + 183,903x^5 - 20,4279x^6,$$

$$Y_4 = -1,6144 + 11,0249x - 22,6667x^2 + 17,4995x^3 - 3,25229x^4 - 1,2178x^5 + 0,303304x^6,$$

$$Y_5 = 83,1038 - 583,348x + 1461,5x^2 - 1707,43x^3 + 1011,02x^4 - 293,468x^5 + 33,1187x^6,$$

$$Y_6 = 52,6186 - 364,887x + 908,605x^2 - 1058,97x^3 + 627,493x^4 - 182,442x^5 + 20,6242x^6,$$

$$Y_7 = 42,8545 - 301,788x + 762,124x^2 - 882,732x^3 + 516,591x^4 - 148,309x^5 + 16,5855x^6,$$

$$Y_8 = 14,7321 - 85,3812x + 208,684x^2 - 236,726x^3 + 135,55x^4 - 37,9574x^5 + 4,13368x^6.$$

Зависимости износа диаметра опорных катков от пробега приведены на рис. 3.17.

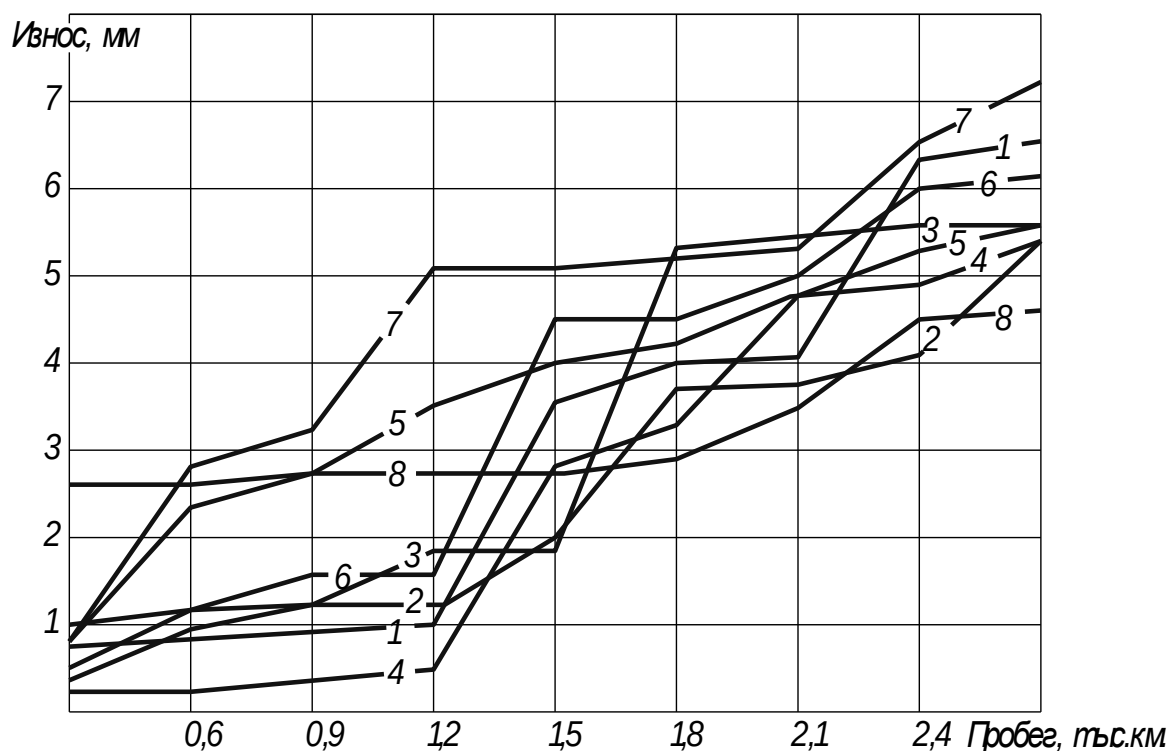


Рис. 3.17. Зависимость износа диаметра опорных катков от пробега

Анализ результатов опытных данных показывает, что износостойкость гусеничной цепи, опорных катков тележки КСП-80 выше по сравнению с серийной тележкой. Предельного состояния детали и узлы движителя после пробега в 2910 км не достигли.

Полученные экспериментальные данные износа составляющих гусеничного движителя представляют собой непрерывные случайные величины. Для анализа картины износа воспользуемся плотностью распределения вероятностей. Результаты приведены в таблице 3.12.

Выполненные расчеты показывают, что распределение экспериментальных данных по износу достаточно хорошо согласуется с законом Вейбулла-Гнеденко [33,46,55]

$$p(x) = \lambda \alpha x^{\alpha-1} e^{-\lambda x^\alpha}, \quad (3.3)$$

где λ – параметр масштаба, α – параметр формы кривой распределения случайной непрерывной величины.

Функция распределения, имеет вид

$$F(x) = \int_{-\infty}^x p(x) dx = 1 - e^{-\lambda x^\alpha} \quad (3.4)$$

В качестве критерия согласия эмпирической и теоретической кривых распределения выбран критерий ω^2 Мизеса. За меру отклонения эмпирической функции распределения $F^*(x)$ выборки от теоретической функции $F(x)$ используется

$$\omega^2 = \int_{-\infty}^{\infty} [F^*(x) - F(x)] dF(x) \quad (3.5)$$

Выбор данного критерия согласия обусловлен более полным использованием исходной информации по сравнению с критериями Пирсона, Колмогорова. Анализ полученной информации показывает, что кривые распределения экспериментальных данных по износу отдельных узлов гусеничного движителя с высшей степенью вероятности аппроксимируются законом распределения Вейбулла-Гнеденко. Использование интегральной кривой распределения позволяет решать ряд инженерных задач по уровню надежности гусеничной тележки.

Таблица 3.12

Плотности распределения вероятностей износа

№ п/п	Узел гусеничной тележки	Распределение износа	Оценка параметров износа		Границы доверительных интервалов				Дисперсия оценок		Критерий согласия	
			параметр масштаба	параметр формы α	Параметр масштаба		Параметр формы		параметр масштаба	параметр формы	Значение статистики критерия	Критическая вероятность
					верхняя	нижняя	верхняя	нижняя				
1	Гусеничная цепь (по высоте щеки)	Вейбула-Гнеденко	1,356	1,353	1,708	1,076	1,638	1,042	0,033	0,048	0,040	0,934
2	Диаметр опорных катков	Вейбула-Гнеденко	1,756	1,834	1,818	1,152	1,506	0,984	0,042	0,038	0,068	0,912
3	Направитель гусеничной цепи	Вейбула-Гнеденко	1,648	1,651	1,724	1,112	1,812	1,124	0,028	0,036	0,087	0,906

Анализ исследований по надежности ходового аппарата рисозерноуборочного комбайна показывает, что существенная часть отказов приходится на опорные катки гусеничного движителя. Во-первых, ряд отказов под воздействием динамических нагрузок обусловлен конструктивными недоработками. Например, количество конструктивных отказов опорных катков составило: для гусеничной тележки КСП-01-48, пробег 4600 км; для тележки КСП-80А-34, пробег 2763 км; для тележки КСП-80 -65, пробег 3750 км. Во-вторых, в процессе эксплуатации происходит износ беговой дорожки опорного катка и беговой дорожки гусеничной цепи. В результате уменьшается расстояние между кромкой реборды опорных катков и бобышками щек звеньев. При достижении опорными катками предельного состояния реборды опорных катков начинают перекашиваться по бобышкам щеки гусеничных звеньев, что приводит к интенсивному разрушению движителя.

Гусеничный движитель передает давление на почву отдельными активно-опорными участками, группирующимися вокруг опорных катков. Нагрузки на опорные катки определяют характер и величину эпюр нормальных и касательных реакций почвы, то есть практически определяют процесс взаимодействия гусеничного движителя с почвой.

Изучению загрузки рассматриваемого движителя посвящена работа [16,23]. Однако в данной работе установлены только количественные характеристики, не рассмотрена внутренняя структура нагрузок.

Экспериментальное определение нагрузок на опорные катки произведено на серийном движителе комбайна и на движителе, оснащенном опорными катками с резиновыми амортизаторами. Участок для проведения исследований выбирался горизонтальным с ровным микрорельефом. Исследования проводились на двух фонах: твердое основание (полевая дорога), стерня зерновых. Длина опытного участка – 100 м.

Вертикальная нагрузка на опорные катки является случайной величиной в вероятно-статистическом смысле. Случайность обусловлена рядом причин. Основными из них являются: работа гусеничного движителя, технологический процесс комбайна, микрорельеф поверхности, физико-механические характеристики почвы. При установившемся режиме работы комбайна вертикальную нагрузку на опорные катки можно считать стационарным эргодическим гауссовским процессом.

Достаточными характеристиками случайного процесса являются математическое ожидание, дисперсия, корреляционная функция и спектральная плоскость. Математическое ожидание характеризует среднее значение случайной величины, дисперсия – разброс значений случайной величины.

Корреляционная функция определяет степень связи между значениями случайного процесса в различные моменты времени. Спектральная плотность описывает частотный состав корреляционной функции, раскрывает внутреннюю структуру случайного процесса. Числовые характеристики нагрузок на опорные катки представлены в таблицах 3.13, 3.14

Таблица 3.13

Числовые характеристики нагрузок на опорные катки серийного движителя

Номер опорного катка	Фон – стерня зерновых		Фон – твердое основание	
	Нагрузка, кН	Среднее квадратическое отклонение, кН	Нагрузка, кН	Среднее квадратическое отклонение, кН
1	8597,523	5816,990	10260,815	5431,358
2	4051,287	3823,166	2997,405	2693,432
3	6103,203	6963,021	5136,590	4661,522
4	60198,829	6963,021	5903,782	5336,108
5	4489,634	4685,488	5451,880	4026,415
6	5954,167	5065,988	6293,707	4605,168
7	3684,857	3083,616	3631,939	1961,854
8	4154,467	4392,347	3257,227	3168,946
9	5720,733	4904,098	5070,178	3636,637
10	3716,628	3813,513	3630,034	3128,159

Анализ числовых характеристик вертикальных нагрузок на опорные катки указывает на большой разброс данных относительно средней величины.

Таблица 3.14

Числовые характеристики нагрузок на опорные катки гусеничного движителя с резиновыми амортизаторами

Номер опорного катка	Фон – полевая дорога		Фон – стерня зерновых	
	Математическое ожидание, кН	Среднее квадратическое отклонение, кН	Математическое ожидание, кН	Среднее квадратическое отклонение, кН
1	1005,124	701,437	1093,409	664,504
2	669,777	559,328	519,637	623,335
3	610,992	715,111	553,104	729,896
4	1008,277	894,658	1006,938	895,770
5	1098,7	834,118	1373,822	554,498
6	513,331	372,188	574,762	322,381
7	528,748	527,217	637,644	567,058
8	778,008	541,850	771,081	491,944
9	433,788	349,916	453,287	300,244

Автокорреляционные функции и спектральные плотности получены для каждого опорного катка на двух фонах. Типичные примеры функций и плотностей приведены на рисунках 3.16, 3.17.

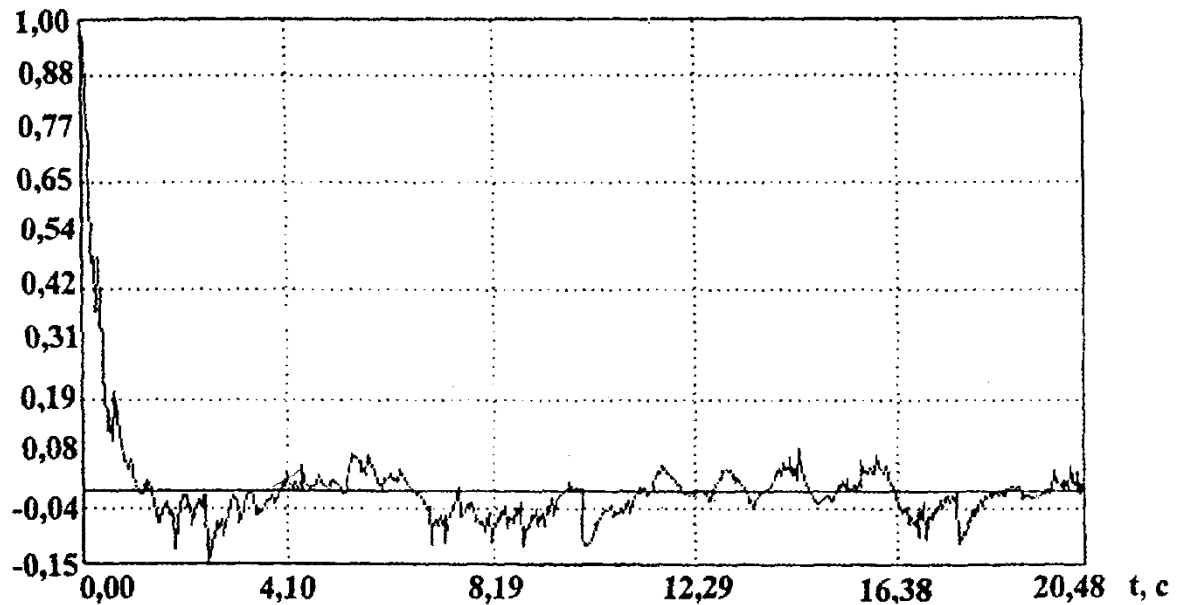


Рис. 3.18. Автокорреляционная функция нормальной нагрузки на опорный каток

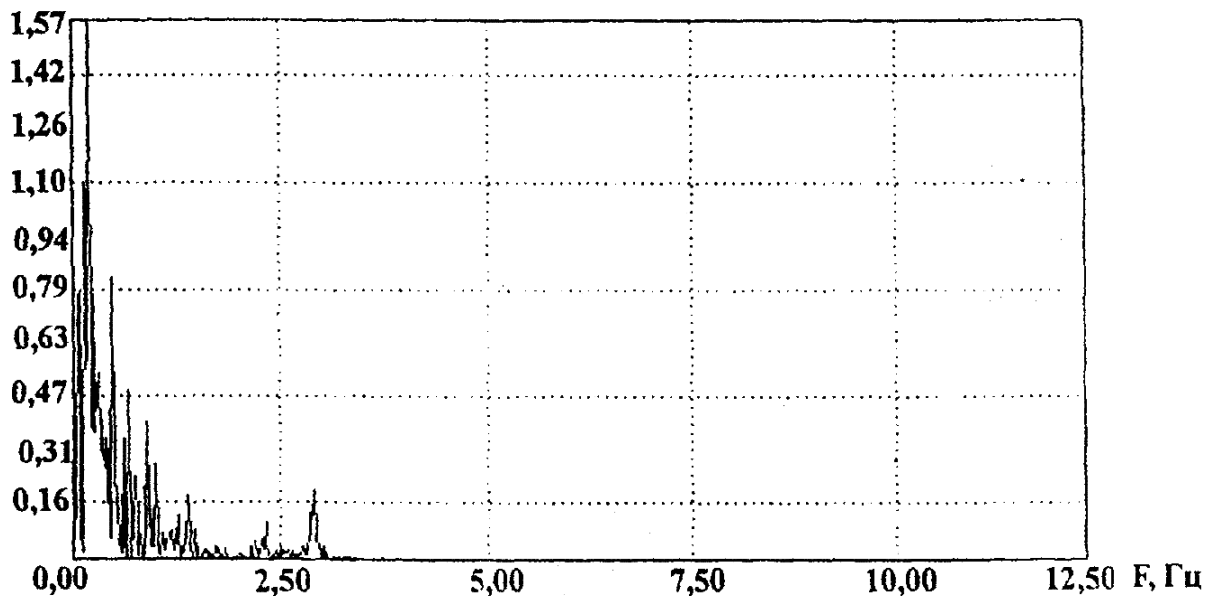


Рис. 3.19. Спектральная плотность нормальной нагрузки на опорный каток

Характер протекания корреляционных функций показывает наличие скрытой периодической составляющей в нагрузке. Более явно это выражено при движении по твердому основанию. Наличие периодической

составляющей, на наш взгляд, обусловлено работой гусеничного движителя и технологического оборудования комбайна. Интервал корреляции для опорных катков находится в пределах 0,65-3,81 с. Наибольший интервал корреляции у первого и седьмого, восьмого и девятого катков.

Из характера протекания кривых спектральной плотности видно, что наибольшие колебания нагрузки имеют место для средних катков передней каретки и всех катков задней каретки. Полоса существенных частот находится в пределах от 0,01 до 1,00 с⁻¹. Максимум спектральных плотностей приходится на частоты от 0,01 до 0,03 с⁻¹. Наиболее растянут спектр частот у средних катков передней каретки и у катков задней каретки.

Из вышеизложенного вытекает вывод, что в наиболее неблагоприятных условиях работают второй, третий, четвертый, пятый, седьмой, восьмой, девятый катки, хотя максимальная нагрузка приходится на первый опорный каток.

Анализ полученного экспериментального материала выявляет большой разброс нагрузок относительно средне-математического ожидания.

Следует отметить, что среднее квадратическое отклонение нагрузок существенно уменьшается с введением в конструкцию опорного катка резиновых амортизаторов.

Нормированные корреляционная функция и спектральная плотность нормальной нагрузки на опорный каток могут быть аппроксимированы выражениями [18,107].

$$\rho_x(\tau) = e^{-\alpha(\tau)} \cos \beta(\tau), \quad (3.6)$$

$$\sigma_x(\omega) = \frac{2\pi}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{\pi(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2) + 4\alpha^2\omega^2}. \quad (3.7)$$

Значения коэффициентов α и β представлены в таблице 3.15. Основой аппроксимации автокорреляционных функций и спектральных плотностей являются значения вышерассмотренных коэффициентов, α и β . Малые значения коэффициента α определяют в случайном процессе наличие периодических колебаний со случайной амплитудой. Более меньшему значению α соответствует меньшая ширина спектра дисперсии. Чем больше значение α , тем больше спектр дисперсии растянут, в спектральном составе не наблюдается преобладания определенных частот.

Изучение корреляционных функций показывает наличие периодических составляющих в нагрузках на опорные катки. Обусловлено

это спецификой работы гусеничного движителя, технологическим процессом молотильно-сепарирующего устройства комбайна, микрорельефом основания, по которому движется комбайн. Время корреляции нагрузок на опорные катки 0,40...3,81 с.

Анализ спектральных плотностей нагрузок выявляет, что полоса существенных частот 0,01-1,15 с. Максимум спектральных плотностей 0,01-0,04 с⁻¹.

Таблица 3.15

Значения коэффициентов характеристик автокорреляционных функций и спектральных плотностей

Номер опорного катка	Опорный каток - серийный				Опорный каток – с резиновыми амортизаторами			
	Фон – стерня зерновых		Фон – полевая дорога		Фон – стерня зерновых		Фон – полевая дорога	
	α , с ⁻¹	β , с ⁻¹	α , с ⁻¹	β , с ⁻¹	α , с ⁻¹	β , с ⁻¹	α , с ⁻¹	β , с ⁻¹
1	0,93	1,03	1,42	1,57	1,26	1,45	1,53	1,78
2	0,98	1,09	1,98	2,20	3,61	3,93	2,6	2,80
3	0,99	1,12	1,56	1,76	2,53	2,80	1,76	1,93
4	0,98	1,01	1,57	1,78	3,12	3,57	1,48	1,86
5	1,04	1,09	2,43	2,80	2,88	3,02	2,53	2,87
6	0,86	0,93	1,38	1,45	2,88	3,02	2,04	2,31
7	1,18	1,45	1,65	1,87	2,96	3,27	3,86	4,14
8	0,52	0,61	1,65	1,86	2,13	2,53	3,86	4,15
9	0,32	0,44	2,87	3,02	1,87	2,18	1,87	2,18
10	1,11	1,35	1,82	2,07				

ГЛАВА 4 ГУСЕНИЧНЫЕ УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

4.1 ГУСЕНИЧНЫЕ УБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ

Проектирование первого отечественного комбайна начато в 1929 году группой инженеров под руководством И.И. Фомина.

В основу проекта была положена конструкция американского комбайна «Холт».

Первый комбайн по чертежам советских конструкторов был собран на заводе «Красный Аксай». Его называли «Колхоз».

Летом 1931 года был изготовлен более совершенный комбайн и называли его «Сталинцем». В 1932 году уже было выпущено 1700 комбайнов.

В 1944 году на Красноярском комбайновом заводе был выпущен прицепной комбайн «Коммунар».

В 1947 году с конвейера Ростсельмаша сошел новый комбайн «Сталинец -6».

Эра самоходных отечественных комбайнов начата в 1958 году. Идея создания самоходного комбайна возникла у советских конструкторов еще в 1935 году, но война помешала осуществить ее. В 1957 году группа инженеров Таганрогского государственного специализированного конструкторского бюро, руководимая главным конструктором Хананом Ильичем Изаксоном, завершила работы по созданию самоходного комбайна СК-3.

Преимущества этой машины были неоспоримы. Новому комбайну не нужен был трактор, он двигался своим ходом. Обслуживался он одним человеком, а не пятью, как его предшественники.

СК-3 легче прицепного комбайна на 40%. На одну треть уменьшался расход горючего и в тоже время новый комбайн давал более высокую производительность.

В 1962 году завод «Ростсельмаш» перешел на выпуск комбайна СК-4. на Международной ярмарке в Лейпциге в 1963 году был признан лучшим в мире, и ему присудили диплом первой степени. В следующие годы в Чехословакии СК-4 получил золотую медаль, в Венгрии – высшую награду – «Серебряный кубок».

Одновременно с базовой моделью колесного комбайна СК-3, была разработана гусеничная модификация СКГ-3, которая изготавливалась на заводе «Дальсельмаш» с 1957 года до 1965 года.

С 1965 года начался выпуск комбайнов СКГ-4, с 1966 года – СКД-5Р, с 1981 года – СКД-6Р. С 1984 года начато производство нового комбайна «Енисей – 1200Р».

Все этапы развития до 2007 года и технические характеристики гусеничных комбайнов рассмотрены в данной монографии.

Таблица 4.1

Технические характеристики самоходных гусеничных рисозерноуборочных комбайнов

Наименование параметра	СКГ-3	С К Г-4	СКД-5Р Сибиряк	СКД-6Р Сибиряк	СКД-6Р Сибиряк на пневно- Гусеницах	Енисей 1200Р	СКР-7 Кубань	Кедр 1200Р	Енисей 1200Р РАГ	КЗС- ЗГ Русь	КЗС- 954 Енисей РАГ	КЗС- 958 Енисей РАГ	КЗС- 812С Амур- Палессе
Производительность за 1 час основного времени, т/ч	3,5	4	5,3	2,3 (соя)	2,3 (соя)	8	10 (рис)	9	9	4,37	11	11	12
Пропускная способность, кг/сек	3	4	5	6	6	6	7	6	6	3	7	7	8
Мощность двигателя, л.с.	65	75	100	130	130	140	235	140	140	100	185	185	220
Привод ходовой части, вид	Механи- -	Механи- ческий	Механи- -	Механи- -	Механи- ческий	Механи- -	ГСТ	ГСТ	ГСТ	ГСТ	ГСТ	ГСТ	ГСТ
Ширина захвата жатки, м.	5	5	3,2 4; 5	5	5	5	5;6	5	5	5	5;6;7	5;6;7	6;7
Ширина молотилки, мм.	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1500	1200	1200	900	1200	1200	1200
Скорость движения, макс., км/час	11,3	11,3	14	14	14	14	14,3	12	12	14	14	14	14
Масса комбайна, КГ: - конструкционная - эксплуатационная	9960 11220	10100 11360	10180 11790	11620 14770	11620 14770	11630 14780	15000 19900	12690 15840	12630 15780	10250 12070	15742 20100	11630 14780	19530 24200
Удельное давление на почву КГ/С М ²	0,36	0,36	0,38	0,47	0,43	0,43	0,55	0,46	0,46	0,35	0,59	0,46	0,62
Вместимость бункера для зерна, М	1,8	1,8	2,3	4,5	4,5	4,5	7	4,5	4,5	2,6	5	5	6
Емкость топливного бака, л.	140	140	200	300	300	300	300	300	300	300	300	300	500
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм.	590	590	590	590	Пневмотрак 650x155x11 5	620	680	РАГ 645	РАГ 645	620	РАГ 645	РАГ 620	РАГ 620

4.1.1 Комбайн СКГ-3



Рис. 4.1. Комбайн СКГ-3

Таблица 4.2

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за час сменного времени, га	0,78-0,89
Пропускная способность, кг/с	3
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	48 (65)
Ширина захвата жатки, м	5
Ширина молотилки, мм	1200
Скорость движения, км/час	0,66-11,3
Масса, кг	9960 11220 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	1,8
Емкость топливного бака, л	140
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	590
Силовая передача на ходовую часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Год выпуска	1957

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ПРОЦЕСС РАБОТЫ КОМБАЙНА

Комбайн СКГ-3 состоит из следующих основных частей: жатки, молотилки, копнителя, двигателя, ходовой части с силовой передачей и механизмов управления.

Жатка срезает стебли растений и подает их в молотилку. Молотилка обмолачивает и отделяет зерно от соломы и половы. Ее рабочие органы транспортируют зерно в бункер, солому в навесной механизированный копнитель. Копнитель собирает солому в копну, которую выгружает на стерню.

Ходовая часть служит для перемещения комбайна. Мощность от двигателя на ходовую часть передается с помощью клиноременной передачи. С другой стороны двигателя мощность передается на рабочие органы

комбайна. Привод рабочих органов осуществляется с помощью контрприводов, ременных и карданных передач и втулочно-роликовых цепей.

Рычаги и приборы управления комбайном сосредоточены на площадке управления.

Во время движения комбайна (рисунок 4.2) универсальное пятилопастное мотовило 2 отделяет планками по всей ширине жатки порцию стеблей, подводит их к режущему аппарату 1, удерживает стебли во время срезания и укладывает их на дно жатки и цельный шнек 3. Срезанные стебли передаются шнеком к центральной части, где имеется пальчиковый механизм. Пальчиковый механизм цельного шнека направляет стебли к наклонному транспортеру 4, который поднимает их планками нижней ветви к штифтовому молотильному аппарату 5. Здесь происходит вымолот зерна и выделение его через решетчатую деку. На повторный обмолот хлебная масса поступает к бильному молотильному аппарату 6.

От бильного аппарата обмолоченная масса отбойным битером 7 направляется на клавишный двухвальный соломотряс 14, где выделяется зерно, оставшееся в соломе. Солома, солома и сбойна напрессовываются соломо- и полово-набивателями 15 в копнитель 16. Отсюда они, по мере наполнения копнителя выбрасываются на стерню в виде сформированной копны.

Зерно, прошедшее через решетчатые деки обоих молотильных аппаратов вместе со сбойной и мякиной, подается стрясной доской 24 на начало жалюзийных решет 21 и 20 очистки. Туда же поступает зерно, выделенное из соломы соломотрясом. На решетках очистки воздушный поток, создаваемый вентилятором 23, отделяет легкие примеси. Очищенное зерно поступает на скатную доску 19 и направляется к зерновому шнеку 22. Шнек транспортирует зерно вправо, к зерновому элеватору 12. Последний поднимает его в бункер 9. По бункеру зерно распределяется шнеком 11, расположенным в его верхней

части. После заполнения бункер разгружается выгрузным шнеком 8.

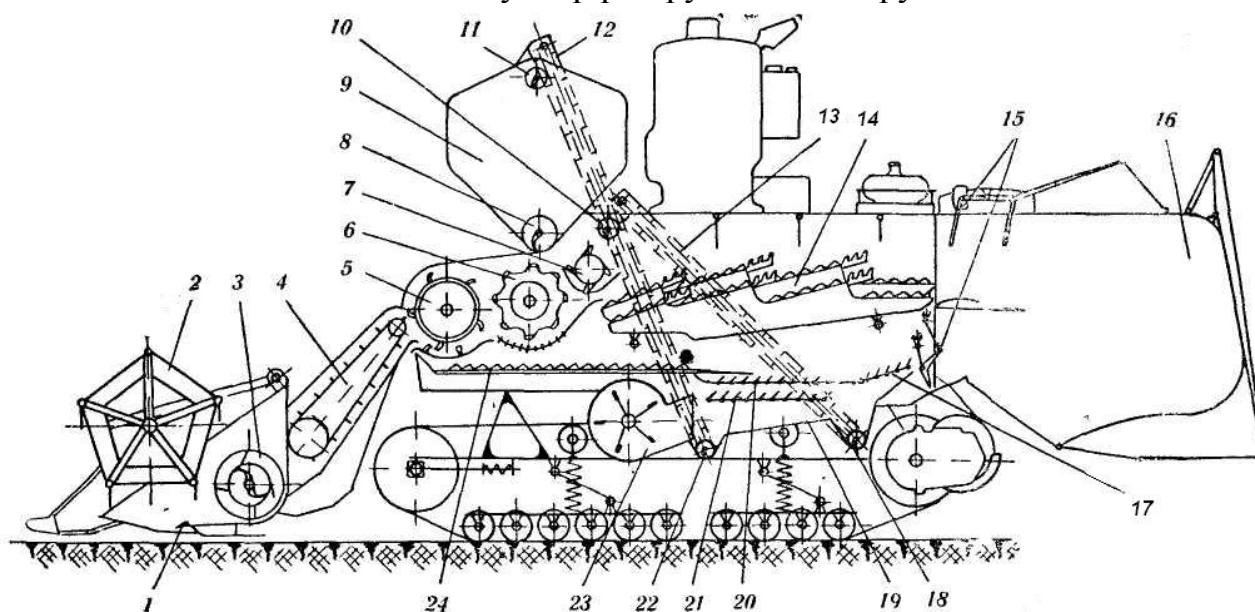


Рис. 4.2. Схема устройства комбайна СКГ-3:

- 1 – режущий аппарат; 2 – мотовило; 3 – цельный шнек; 4 – наклонный транспортер; 5 – штифтовой молотильный аппарат; 6 – бильный молотильный аппарат; 7 – отбойный бите; 8 – выгрузной шнек; 9 – бункер; 10 – малый колосовой шнек; 11 – распределительный шнек; 12 – зерновой элеватор; 13 – колосовой элеватор; 14 – соломотряс; 15 – соломо- и полово-набиватели; 16 – копнитель; 17 – удлинитель; 18 – большой колосовой шнек; 19 – скатная доска; 20, 21 – жалюзийные решета; 22 – зерновой шнек; 23 – вентилятор; 24 – стрясная доска.

Необмолоченные колосья по жалюзийному решету очистки продвигаются на удлинитель 17 и, проваливаясь сквозь него, попадают в колосовой шнек 18, который передает их влево, к колосовому элеватору 13. Колосовой элеватор поднимает колосья к малому колосовому шнеку 10, который направляет их на середину молотилки, к отбойному битеру 7. Затем колосья отбойным битером подаются на бильный барабан для повторного обмолота.

4.1.2 Самоходный гусеничный комбайн СКД-5РМ «СИБИРЯК»

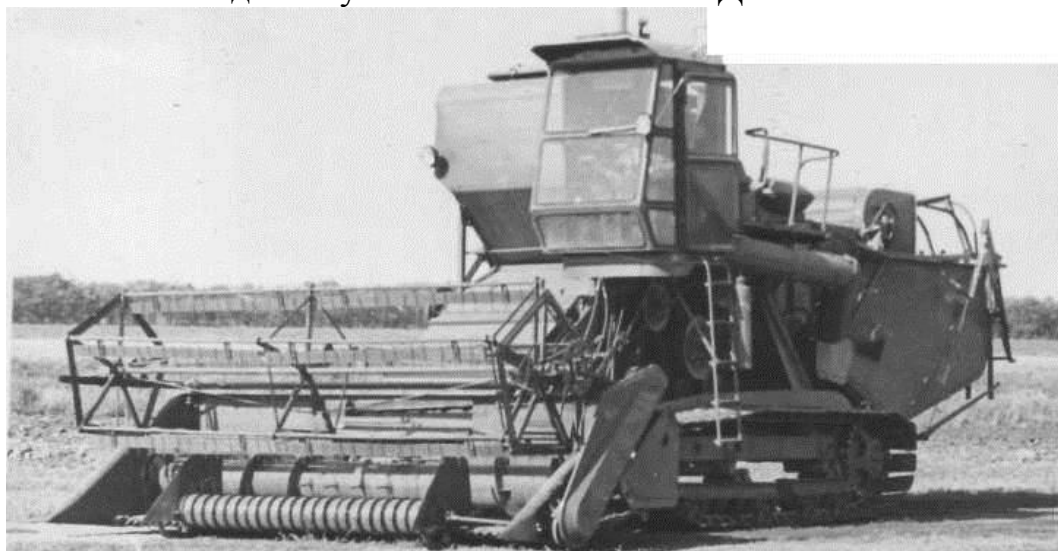


Рис.4.3. Общий вид комбайна СКД-5РМ «Сибиряк»

Таблица 4.3

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за час чистой работы, га/час	0,7-4,5
Пропускная способность, кг/с	5
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	73 (100)
Ширина захвата жатки, м	3,2; 4; 5
Ширина молотилки, мм	1200
Скорость движения, км/час	14
Масса, кг	10180 11790 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	2,3
Емкость топливного бака, л	200
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	590
Силовая передача на ходовую часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Год выпуска	1969

Назначение, краткое техническое описание и процесс работы комбайна

Комбайн СКД-5РМ "Сибиряк" предназначен для уборки рисозерновых культур в зонах повышенного увлажнения почв.

Состоит комбайн из следующих частей: жатки, молотилки, копнителя, двигателя, ходовой части с силовой передачей и механизма управления. Молотилка комбайна СКД-5РМ имеет двух барабанное устройство со штифтовым и бильным барабанами, между которыми установлен

промежуточный битей. Барабаны снабжены односекционными подбарабанами, а промежуточный битей - сепарирующей решеткой. Конечным сепаратором зерна служит четырех клавишный двухвальный соломотряс.

При соответствующей регулировке рабочих органов молотилка может обмолачивать бобовые и технические культуры.

На комбайне установлен зерновой бункер с принудительным наполнением и распределением зерна. Молотилка комбайна установлена на гусеничную тележку. Управляется комбайн с кабины водителя, расположенной с левой стороны молотилки.

Комбайн снабжен навесным гидрофицированным копнителем для совместного сбора соломы и половы.

На комбайне применена совмещенная схема управления бортовыми фрикционами и тормозами. На каждый механизм поворота установлено по одному гидроцилиндру, которыми последовательно выключается фрикцион и затем включается соответствующий тормоз. Эти операции осуществляются с помощью механической системы, связанной с гидроцилиндрами и рычагами управления ведущего моста. Схема гидросистемы комбайна СКД-5РМ «Сибиряк» представлена на рис. 4.4.

Особенность схемы управления гусеничным комбайном по сравнению с колесным является наличие двух сливных клапанов. Назначение клапанов - возврат гидроцилиндров в исходное положение путем соединения обеих полостей гидроцилиндров со сливной магистралью и, тем самым, надежное включение фрикционов независимо от положения рулевого колеса.

Необходимость в этой операции вызвана тем, что при управлении по рассматриваемой схеме водитель не чувствует момента полного включения фрикционов и не может определить, когда следует прекратить обратное вращение рулевого колеса.

Клапаны управляются с помощью второй справа педали, называемой в дальнейшем "педаль сброса давления" безнасосного гидропривода (главный цилиндр - рабочий цилиндр), заимствованного с колесного комбайна.

На комбайне применено гидравлическое, комбинированное, дублированное управление муфтой сцепления.

При неработающем двигателе муфта сцепления включается с помощью безнасосного гидропривода, заимствованного с колесного комбайна. При работающем двигателе включается в работу гидроусилитель, состоящий из сервоклапана, включенного последовательно с распределителем рулевого управления, и двухштокового гидроцилиндра, подсоединенного параллельно сервоклапану. Гидроусилитель, рабочий цилиндр и муфта сцепления ведущего моста связаны между собой системой рычагов и тяг, важным звеном которой является дифференциальный рычаг, благодаря которому обеспечивается следящее действие гидропривода,

Одной из особенностей примененного привода муфты сцепления

сервоклапана является возможность использования его без предохранительного клапана (так как по принципу работы сервоклапан аналогичен предохранительному клапану). Благодаря этому, в гидросистеме управления комбайном предохранительный клапан установлен не как обычно, сразу после насоса, а после сервоклапана перед распределителем рулевого управления. Это позволяет в гидроприводе управления механизмами поворота устанавливать минимальное давление, необходимое для нормальной работы гидропривода, а именно $40-50 \text{ кг/см}^2$.

Система управления дистанционным запуском двигателя с места водителя на комбайне СКД-5РМ "Сибиряк" состоит из трех групп: управления рычагом муфты сцепления и рычагом включения шестерни автомата отключения редуктора ("бендикса") пускового двигателя; управления воздушной и дроссельной заслонками карбюратора и краном КР-12 топливоподдачи к карбюратору пускового двигателя (в дальнейшем "кран"); системы включения электростатора и выключения магнето.

Управление рычагом муфт сцепления и рычагом включения шестерни "бендикса" состоит из трубы с приваренными к ней рычагом и ступицей рукоятки. Труба выполнена в одном блоке с трубой рычага включения муфты сцепления привода молотилки.

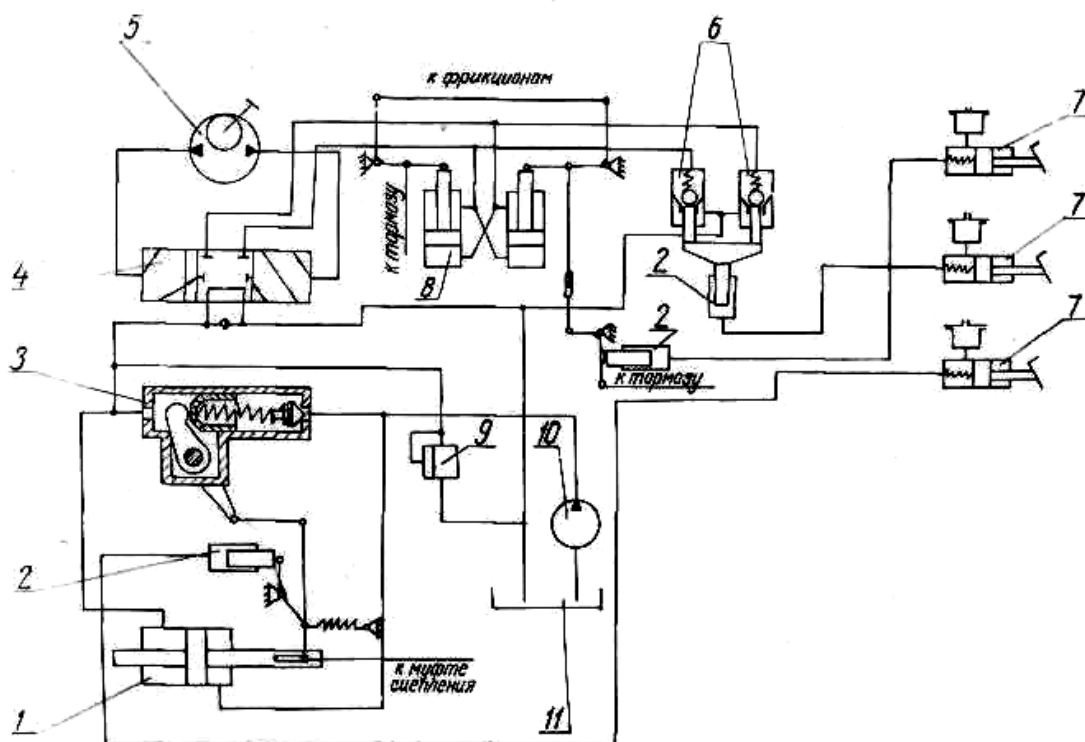


Рис. 4.4. Принципиальная схема гидросистемы управления движением комбайна СКД-5РМ

1 – двухштоковый гидроцилиндр; 2 – рабочий цилиндр; 3 – сервоклапан; 4 – распределитель; 5 – насос-дозатор; 6 – клапаны сливные; 7 – цилиндр; 8 – гидроцилиндр; 9 – предохранительный клапан; 10 – насос; 11 – резервуар.

Блок труб закреплен на кронштейнах, обеспечивающих демонтаж его для установки кабины водителя. Рычаг трубы регулируемой тягой соединен с блокирующей тягой двигателя.

В зоне кронштейна смонтирован фрикционный пакет, поджимаемый гайками, предотвращающий самопроизвольное проворачивание трубы при включении муфты сцепления привода молотилки.

Управление дроссельной и воздушной заслонками карбюратора пускового двигателя и краном осуществляется с пульта управления секторами, соответственно при помощи тросов.

В пульте смонтирован фрикционный пакет, предотвращающий самопроизвольное перемещение секторов под действием возвратных пружин рычагов карбюратора и крана.

Управление электромагнитным реле включения электростартера пускового двигателя осуществляется кнопкой, расположенной на щитке приборов и имеющей табличку "стартер". Глушение пускового двигателя осуществляется нажатием кнопки ("магнето"), соединяющей клемму магнето с массой комбайна.

4.1.3 Самоходный гусеничный рисозерноуборочный комбайн СКД-6Р «СИБИРЯК»



Рис.4.5. Общий вид комбайна СКД-6Р «Сибиряк»

Таблица 4.4

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за час сменного времени, га	1,13
Производительность за час чистой работы, га/час	
Производительность за 1 час основного времени (на уборке сои), т/ч	2,3
Пропускная способность, кг/с	6
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	95 (130)
Ширина захвата жатки, м	5
Ширина молотилки, мм	1200
Скорость движения, км/час	14
Масса, кг	11620 14770 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	4,5
Емкость топливного бака, л	300
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	590
Силовая передача на ходовую часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Год выпуска	1981

НАЗНАЧЕНИЕ, КРАТКОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ И ПРОЦЕСС РАБОТЫ КОМБАЙНА

Комбайн СКД-6Р "Сибиряк" предназначен для уборки зерновых и бобовых культур, а также риса в зонах повышенного увлажнения

Состоит из следующих основных частей: жатки, наклонной камеры, молотилки, двигателя, площадки водителя с кабиной, бункера и гидрофицированного копнителя, установленных на гусеничный ход.

Молотилка комбайна имеет двухбарабанное устройство со штифтовым и бильным барабанами, между которыми установлен промежуточный бiter. Барабаны снабжены односекционными подбарабанами, а промежуточный бiter - сепарирующей решеткой.

Конечным сепаратором зерна служит четырехклавишный двухвальный соломотряс. На комбайне установлен зерновой бункер с принудительным заполнением и распределением зерна. Управляется комбайн из кабины водителя, расположенной с левой стороны. Комбайн снабжен навесным гидрофицированным копнителем. Принцип регулировки узлов опытного комбайна СКД-6Р аналогичен принципу регулировок производственного комбайна СКД-5Р.

Опытный комбайн СКД-6Р по сравнению с производственным образцом имеет следующие основные конструктивные отличия:

1. Вместо двигателя СМД-18КН, установлен двигатель СМД-20.
2. Установлен топливный бак емкостью 300 л, унифицированный с топливным баком комбайна СК-5 "Нива".
3. Введен механизм отключения жатки, унифицированные с механизмом

отключения жатки комбайна СК-5 "Нива".

4. Изменена конструкция механизма открытия жалюзей решет и заслонок вентилятора очистки.

5. Введен механизм облегченной регулировки частоты вращения барабанов гидравлического типа.

6. Установлен бункер емкостью 4, 5 м³ с вибрационным механизмом и гидравлическим переводом из транспортного положения и обратно выгрузного шнека. Привод выгрузного шнека независимый.

7. Кабина водителя с виброшумоизоляцией, с принудительной вентиляцией.

8. На ведущем мосту установлены фрикционы с металлокерамическими дисками, заимствованные с трактора Т-70С.

9. Органы управления с применением гидравлического привода». Управление комбайном гидрообъемное, совмещенного типа. Выключение фрикциона и затяжка тормозной ленты производятся с помощью гидроцилиндра, заимствованного с колесного комбайна СКД-6. В кабине установлено рулевое колесо, как и на колесном комбайне СКД-6.

10. Гусеничная цепь с уширенной симметричной опорной плитой, шириной 650 мм вместо 590 мм,

11. Каретки усиленной конструкции.

12. Опорные катки с утолщенной ребордой.

13. Рама комбайна с усиленными накладками.

14. В направляющем колесе утолщены спицы и реборды. В амортизационном элементе установлена дополнительно малая пружина каретки.

4.1.4 Рисозерноуборочный комбайн «Енисей-1200Р»



Рис. 4.6. Общий вид комбайна «ЕНИСЕЙ-1200Р»

Таблица 4.5

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за час чистой работы (на уборке сои), га/час	1,74
Пропускная способность, кг/с	6
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	103 (140)
Ширина захвата жатки, м	5
Ширина молотилки, мм	1200
Скорость движения, км/час	14
Масса, кг	11630 14780 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	4,5
Емкость топливного бака, л	300
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	650
Силовая передача на ходовую часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Год выпуска	1984

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ПРОЦЕСС РАБОТЫ КОМБАЙНА

Комбайн "Енисей-1200Р" предназначен для уборки зерновых и бобовых культур, а также риса в зонах повышенного увлажнения почв.

Комбайн «Енисей-1200Р» состоит из жатвенной части, молотилки, бункера с выгрузным устройством, моторной установки, приспособления для уборки незерновой части урожая, силовой передачи, ходовой системы, органов управления, гидравлической системы и электрооборудования.

Жатка шарнирно соединена с молотилкой комбайна и уравновешена пружинами, расположенными по обеим сторонам наклонной камеры. Подъем и опускание жатки, перемещение мотовила и изменение числа его оборотов производятся с помощью гидравлической системы.

Все передачи и вращающиеся элементы закрыты щитками ограждения. Компоновка комбайна, положение рабочего места оператора, организация необходимых переходов выполнены в соответствии с требованиями техники безопасности и технической эстетики.

Во время работы комбайна жатка устанавливается на выбранную высоту среза, в том числе с возможностью копирования поверхности почвы при уборке сои. Необходимое число оборотов мотовила и его положение относительно режущего аппарата могут регулироваться с помощью гидравлики в процессе работы.

Для молотильного устройства и очистки подбирается такой режим, при

котором обеспечиваются минимальные потери, полный вымолот и высокая чистота зерна в бункере.

Технологический процесс работы комбайна при прямом комбайнировании протекает следующим образом (рисунок 4.7).

Растительная масса при движении комбайна подводится лопастями мотовила к режущему аппарату. Срезанные стебли укладываются планками мотовила на платформу жатки, а затем шнеком перемещаются к центральной части, где имеется пальчиковый механизм. Пальчиковый механизм направляет стебли к наклонному транспортеру, который подает их к приемному битеру молотилки. Поступившая от битера под первый штифтовый молотильный барабан масса проходит первую ступень обмолота, где значительная часть зерна вымолачивается и сепарируется через подбарабанье.

Из первого молотильного барабана хлебная масса направляется на промежуточный битер, который воздействует лопастями на слой растительной массы, выделяет через промежуточную решетку часть вымолоченного зерна и направляет слой не полностью обмолоченный хлебной массы в молотильный зазор второго бильного барабана.

Второй бильный барабан, отрегулированный на большую, чем первый, частоту вращения, производит окончательный вымолот зерна из хлебной массы и выделение зерна через подбарабанье второго барабана.

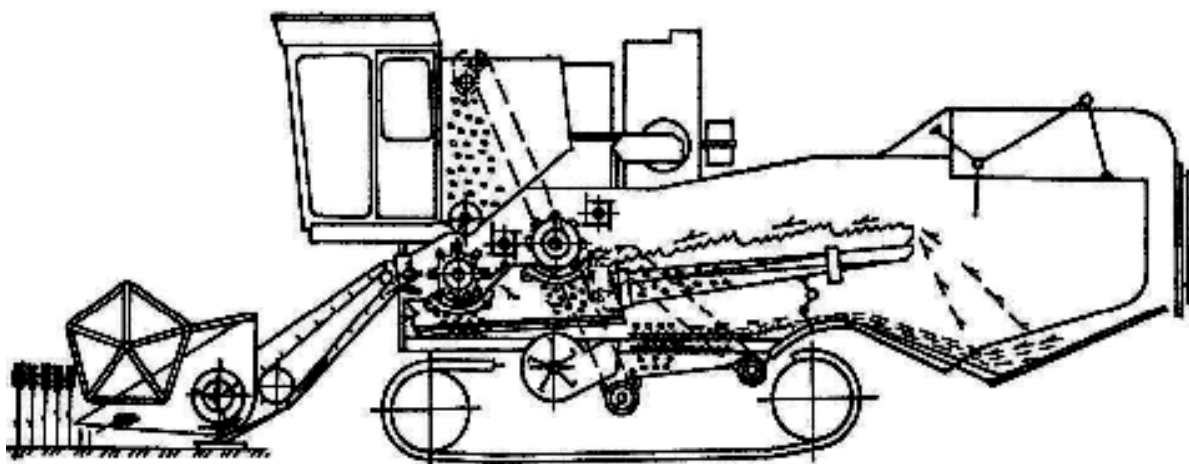


Рис. 4.7. Схема технологического процесса комбайна «Енисей-1200Р»

Затем растительная масса отбойным битером подается на решетку второго подбарабанья и далее на соломотряс, где происходит окончательное отделение зерна от соломы.

Соломистый ворох выносится соломотрясом в копнитель, а зерновой ворох, выделившийся через подбарабанья, промежуточную решетку и через рабочие поверхности клавишей соломотряса, направляется на стрясную доску и верхнее решето очистки. На верхнем решете очистки под воздействием воздушного потока вентилятора и колебаний решета ворох разделяется на три

части: зерно, легкие примеси (полова, сбоина) и недомолоченные колосья. Зерно, как более тяжелое, выделяется в начале решета и попадает затем на второе нижнее решето.

Недомолоченные колосья, которые не просыпались в передней части решета, выделяются в конце верхнего решета, а также через отверстия удлинителя, затем попадают в колосовой шнек и элеватором направляются в домолачивающее устройство на повторный обмолот и далее на стрясную доску. Другие примеси вороха под действием воздушного потока вентилятора с удлинителя грохота поступают в камеру копнителя.

Зерно, прошедшее через оба решета очистки, по скатной доске решетного стана поступает в зерновой шнек и элеватором направляется в зерновой бункер.

Технологический процесс раздельного комбайнирования отличается от описанного лишь тем, что скошенная в валки жаткой хлебная масса с помощью навешенного на комбайн подборщика подбирается и шнеком жатки подается к рабочим органам.

Дальнейшее выполнение технологического процесса остается таким же, как и при прямом комбайнировании.

4.1.5 Самоходный рисозерноуборочный комбайн на гусеничном ходу СКР-7 «КУБАНЬ»



Рис.4.8. Самоходный рисозерноуборочный комбайн на цельногусеничном ходу СКР-7 «КУБАНЬ»

Таблица 4.6

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за 1 час основного времени, т/ч	10 (рис)
Пропускная способность, кг/с	7
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	173 (235)
Ширина захвата жатки, м	5; 6
Ширина молотилки, мм	1500
Скорость движения, км/час	0-14,3

продолжение таблицы

Масса, кг	15000 19900 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	7
Емкость топливного бака, л	300
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	680
Силовая передача на ходовую часть	Гидрообъемный привод на ходовую часть (ГСТ-90)
Год выпуска	1986

НАЗНАЧЕНИЕ, КРАТКОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ И ПРОЦЕСС РАБОТЫ КОМБАЙНА

Анализ развития мировой и отечественной рисозерноуборочной техники показывает, что в обозримом будущем основным способом уборки риса, зерновых, бобовых и других культур как в нашей стране, так и зарубежном остается комбайновый.

Рисозерноуборочный комбайн СКР - 7 "Кубань" представляет собой сложный агрегат, выполняющий одновременно ряд технологических операций уборки риса, зерновых культур, гороха, сои как прямым комбайнированием, так и раздельным способом.

Новое двухбарабанное молотильно-сепарирующее устройство (МСУ) с элементами очеса (по типу японских комбайнов) является непревзойденным при уборке как короткостебельных, так и длинностебельных высокоурожайных сортов риса на полях с различной степенью влажности и засоренности. МСУ позволяет значительно снизить травмирование и дробление зерна риса, уменьшить потери.

Цельногусеничная ходовая система с гидрообъемной трансмиссией обеспечивает комбайну высокую маневренность и проходимость в рисовых чеках, на переувлажненных почвах, не оставляя глубокой колеи. Такими качествами не обладают комбайны на полугусеничном, тем более на колесном ходу, в том числе со сдвоенными (спаренными) ведущими колесами.

Электروهидравлическая система управления основными рабочими органами комбайна положительно сказывается на условиях труда механизатора в сочетании с установленной комфортабельной кабиной, имеющей поддрессоренное сиденье, регулируемое по росту и массе механизатора.

Комбайн СКР-7 "Кубань" комплектуется быстросъемными жатками шириной захвата 5 м или 6 м, платформой-подборщиком шириной захвата 3 м, оборудованием для уборки незерновой части урожая (навесным копнителем или капотом).

Начиная с 2001 года на комбайне устанавливается моторно-силовой агрегат отечественного производства с двигателем ЯМЗ -238 АК - 2 Ярославского моторного завода, вместо ранее устанавливаемого двигателя

СМД - 31-02, производства Украины.

4.1.6 Рисозерноуборочный комбайн «Кедр-1200Р»



Рис.4.9. Комбайн рисозерноуборочный «Кедр - 1200Р»

Таблица 4.7

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Пропускная способность, кг/с	6
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	103 (140)
Ширина захвата жатки, м	5
Ширина молотилки, мм	1200
Скорость движения, км/час	12
Масса, кг	12690 15840 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	4,5
Емкость топливного бака, л	300
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	645 РАГ
Силовая передача на ходовую часть	Гидрообъемный привод на ходовую часть ГСТ-90
Год выпуска	1990

Комбайн «Кедр-1200Р» предназначен для уборки сои, риса и зерновых культур.

Комбайн относится к типу самоходных гусеничных зерноуборочных машин с симметричным расположением жатки и кабины, бункером повышенной вместимости и копнителем, установленными на остоле молотилки.

Жатвенная часть состоит из жатки, вместо которой может устанавливаться платформа-подборщик, с проставкой и наклонной камеры. Молотилка двухбарабанная, с ветрорешетной очисткой, домолачивавшим устройством и клавишным соломотрясом. Моторная установка состоит из двигателя СМД-23-01 и блока радиаторов с вращающимся воздухозаборником. Привод рабочих органов осуществляется через муфту сцепления от двигателя через вал главного контрпривода, управление ими - через гидравлические и электрогидравлические распределители. Для привода ходовой части служит

объемная гидropередача ГСТ.

К оригинальным узлам Кедр-1200Р можно отнести гусеничное резинометаллическое полотно ходовой части; стрясную доску с решетной надставкой для увеличения сепарирующей поверхности; осевой вентилятор очистки с регулируемой частотой вращения; соломотряс открытого типа с расположенной под ним активной скатной доской; копнитель с гидрофицированной системой закрытия заднего клапана.

Технологический процесс машина выполняет аналогично комбайну "Енисей-1200Р". Особенностью выполнения технологического процесса "Кедр-1200Р" является то, что просыпавшееся через решетку клавиш соломотряса зерно транспортируется к решетному стану скатной доской.

4.1.7 Комбайн зерноуборочный самоходный гусеничный КЗС-3Г «Русь»



Рис. 4.10. Общий вид комбайна КЗС-3Г «РУСЬ»

Таблица 4.8

Техническая характеристика

Производительность за 1 час основного времени, т/ч	4,37
Пропускная способность, кг/с	3
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	74 (100)
Ширина захвата жатки, м	5
Ширина молотилки, мм	900
Скорость движения, км/час	14
Масса, кг	10250 12070 (экспл.)
Вместимость бункера, м ³	2,6
Емкость топливного бака, л	300
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	650
Силовая передача на ходовую часть	Гидрообъемный привод на ходовую часть ГСТ-90
Год выпуска	2003

Комбайн зерноуборочный самоходный на гусеничном ходу (гусеничная модификация КЗС-3Г "Русь") предназначен для применения в зоне Дальнего Востока, на полях сложной конфигурации и переувлажненной почвой на уборке зерновых культур, а также сои.

Комбайн состоит из жатвенной части, молотилки с приспособлением для уборки сои, кабины, бункера, моторной установки, гусеничной тележки, систем гидро- и электрооборудования, механизмов управления.

Жатвенная часть предназначена для скашивания и подачи скошенной массы в молотилку, и состоит из жатки и наклонной камеры, которая подвешена на молотилку и опирается на два гидроцилиндра. Жатка состоит из корпуса, мотовила, режущего аппарата, шнека опорных башмаков, механизмов привода и регулировок. На корпусе установлены основные составные части.

Молотилка комбайна включает в себя корпус молотилки, молотильно-сепарирующее устройство, соломотряс, ветрорешетную очистку, транспортирующие устройства, приводы и механизмы регулировки рабочих органов. Корпус молотилки состоит из рамы, панелей и крыши. Для обслуживания, монтажа и демонтажа рабочих органов в корпусе молотилки имеется ряд люков.

Передняя часть корпуса образует приемную камеру, в которой размещается молотильный барабан и камнеуловитель.

Молотильно-сепарирующее устройство состоит из молотильного барабана, подбарабана, отбойного битера.

Привод барабана осуществляется от главного контрпривода клиноременной передачей. Регулировка оборотов барабана осуществляется с помощью вариатора, имеющего гидроуправление и оснащенного подпружиненным автоматическим устройством для натяжения ремня, а также с помощью цепного привода молотильного барабана.

Цепной привод молотильного барабана предназначен для снижения частоты вращения молотильного барабана при уборке гороха, сои, сорго, гречихи, проса, кукурузы и подсолнечника. Двухступенчатый цепной привод обеспечивает фиксированную частоту вращения молотильного барабана, а именно - 290 и 460 об/мин.

Соломотряс состоит из четырех клавишей, смонтированных на двух коленчатых валах. Рабочая поверхность клавишей - жалюзийная. Привод соломотряса осуществляется от заднего контрпривода с помощью перекрестной ременной передачи.

Очистка состоит из ступенчатой стрясной доски, верхнего и нижнего решет очистки, вентилятора и механизма привода.

Стрясная доска шарнирно соединена с рамой верхнего решета и подвешено спереди к раме молотилки. Нижнее решето - пробивное нерегулируемое.

Вентилятор - пятилопастной, и обеспечивает широкий диапазон воздушного потока. Изменение частоты вращения вентилятора осуществляется с помощью вариатора, расположенного на правой стороне молотилки. Величина воздушного потока, поступающего на очистку регулируется только при работающей молотилке.

Контроль частоты вращения крыла вентилятора осуществляется электронной системой и высвечивается на цифровом табло в кабине комбайна.

Для уборки незерновой части урожая комбайн оборудован измельчителем. Измельчитель предназначен для измельчения незерновой части урожая и разбрасывания ее по полю под запашку.

В процессе эксплуатации в зависимости от условий уборки на измельчающем барабане может быть установлено 30 или 60 молотков (соответственно по 2 или 4 ряда в каждой из пяти секций). При уборке сухой массы рекомендуется оставлять на барабане 30 молотков, а при уборке влажной массы - 60 молотков. Для съема молотков достаточно расшплинтовать и вытащить шомполы, на которых установлены молотки.

За счет регулировки разбрасывателя и лотка (изменяя угол наклона) можно регулировать ширину полосы разброса измельченной соломы. Например, для того, чтобы увеличить ширину полосы разброса, необходимо разбрасыватель поднять вверх, переставив болты растяжек. Одновременно лоток нужно поднять таким образом, чтобы струя соломы попадала на переднюю часть разбрасывателя.

Для передвижения комбайна и привода его рабочих органов применена моторная установка, состоящая из двигателя, блока водяного и масляного радиаторов, воздухозаборника и подмоторной рамы.

Ходовая часть комбайна состоит из рамы (сварной конструкции), гусеничной тележки, кареток, поддерживающих и опорных катков, механизма натяжения, гусениц. На комбайне имеются четыре каретки - по две с каждой стороны. Передние каретки оборудованы шестью опорными катками, задние - четырьмя.

Технологический процесс осуществляется следующим образом: при движении комбайна граблины мотовила захватывают порции стеблей и подводят их к режущему аппарату, а затем срезанные стебли подают к шнеку.

Шнек спиральными лентами перемещает стеблевую массу сначала к центру жатки, затем с помощью пальчикового механизма подает ее к наклонному транспортеру. Зубчатые планки транспортера захватывают стеблевую массу и подают ее в приемную камеру молотилки. Вращающийся молотильный барабан захватывает порции стеблей и протаскивает их в молотильный зазор. Если в стеблевую массу попадают камни, то они барабаном отбрасываются в полость камнеуловителя.

В результате взаимодействия барабана и подбарабання хлебная масса обмолачивается, образуя зерновой ворох, полову, отдельные не домолоченные колоски и солому. Зерно, полова и не домолоченные колоски сквозь щели

подбарабання просыпаются на ступенчатую стрясную доску, а солома с примесью мелкого вороха, отбойным битером направляется на соломотряс.

Клавиши соломотряса, совершая колебательные движения, встряхивают солому, выделяя из нее оставшееся зерно и не домолоченные колоски, перемещают солому в измельчитель, а зерно и не домолоченные колоски по скатной доске сыпаются на пальцевую решетку ступенчатой стрясной доски.

Зерновая смесь, поступившая на ступенчатую стрясную доску, под воздействием встряхивающего движения, перемещается к решетам очистки и одновременно разделяется: зерно опускается в нижний слой, а солома и не домолоченные колоски остаются в верхнем слое зерновой смеси.

Как только зерновая смесь попадает на верхнее решето, поток воздуха, создаваемый вентилятором, удаляет солому за пределы молотилки, очищенное зерно сыпается на нижнее решето, а затем попадает в зерновой шнек.

Не домолоченные колоски, двигаясь по верхнему решету, осыпаются в решетный стан, а затем по его днищу попадают в колосовой шнек и элеватором подаются в домолачивающее устройство, после чего продукт домолота, сыпается снова на стрясную доску. Очищенное зерно от зернового шнека транспортируется элеватором к распределительному шнеку, который подает зерно в бункер.

После заполнения бункера зерно выгружается шнеком в транспортное средство. Незерновая часть урожая измельчается и по ходу движения комбайна разбрасывается под запашку.

4.1.8 Комбайн рисозерноуборочный самоходный «Енисей КЗС 954»



Рис. 4.11. Общий вид комбайна «ЕНИСЕЙ КЗС 954» на резиноармированных гусеницах.

Таблица 4.9

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за 1 час основного времени, т/ч	9,4
Пропускная способность, кг/с	7
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	136 (185)
Ширина захвата жатки, м	5; 6; 7
Ширина молотилки, мм	1200
Скорость движения, км/час	14
Масса комбайна, кг	
- конструкционная	15742
- эксплуатационная	20100
Вместимость бункера, м ³	5
Емкость топливного бака, л	300
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	645 РАГ
Силовая передача на ходовую часть	Гидрообъемный привод на ходовую часть ГСТ-90
Год выпуска	2005

Зерноуборочный комбайн, переоборудованный на гусеничный ход (резиноармированные гусеницы ТГР 00.00.000) предназначен для одновременного среза, обмолота зерновых колосовых культур, риса, очистки мелко соломистого вороха, сбора зерновой и незерновой части урожая.

При изменении режимов работы молотильного устройства и регулировки ветрорешетной очистки комбайн может убирать зернобобовые и масличные культуры, семенники трав.

В зависимости от зоны применения, условий эксплуатации или принятой технологии уборки, комбайн может оборудоваться жаткой 5, 0 м; 6, 0 м и 7, 0 м; подборщиком; измельчителем; копнителем или капотом-сузителем для сбора незерновой части урожая.

Тележка с резиноармированными гусеницами (далее ТГР) предназначена для обеспечения передвижения рисозерноуборочных комбайнов и других самоходных машин с общей массой до 20000 кг и наружным габаритом навесной части в зоне грязевых щитов не более 1900 мм. ТГР предназначена для применения в зонах повышенного увлажнения и рисосеяния.

4.1.9. Рисозерноуборочный Комбайн «Енисей - 858» на гусеничном ходу с резиноармированной гусеницей



Рис. 4.12. Общий вид комбайна «ЕНИСЕЙ - 858» на резиноармированных гусеницах.

Таблица 4.10

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность, т/час на уборке зерновых риса	10 7,5
Ширина захвата жатки, м	4,1; 5,0 ;6.0
Ширина захвата подборщика, м	2,75 ; 3.4
Ширина молотилки, мм	1200
Тип барабанов первый второй	штифтовый бильный
Диаметр молотильного барабана, мм	550
Количество клавишей, шт	4
Длина клавишей, мм	2820
Площадь очистки, м ²	3,5
Вместимость бункера, для зерна, м ³	5,0
Скорость выгрузки, литр.сек.	40
Мощность двигателя, л.с.	250
Минимальный радиус поворота, м	3,4
Ходовая часть	гусеничная тележка
Тип движителя	Резиноармированная гусеница (РАГ) ширина 645мм, шаг закладных 125мм
Подвеска	шарнирно-рычажная, подрессоренная цилиндрическими пружинами

продолжение таблицы

Схема привода	4-х машинная (с 2 гидронасосами и 2 гидромоторами)
Максимальная транспортная скорость, км/час	15,5
Технологическая скорость, км/час	0,8-8,0
Изменение скоростей	бесступенчатое
Конструкционная масса с жаткой захватом 6 м, кг	16700
Год выпуска	2005

Самоходный рисозерноуборочный 2-барабанный комбайн «Енисей 858», на гусеничном ходу, предназначен для уборки риса, а также зерновых, зернобобовых, крупяных культур, сои прямым и отдельным комбайнированием, во всех зерносеющих зонах на любом типе почв, в том числе и на переувлажненных. В основе конструкции комбайна лежит классическая красноярская двухбарабанная схема обмолота с применением 1-го штифтового, второго бильного молотильно-сепарирующего устройства, усиленного клавишного соломотряса и ветрорешетной очистки. Использование двухбарабанной молотилки позволяет обмолачивать зерно повышенной влажности и с минимальными потерями. Частота вращения барабанов изменяется клиноременными вариаторами при помощи гидроцилиндров с площадки водителя.

Основные преимущества данной схемы: пониженное дробление зерна, способность в сравнении с однобарабанной схемой к обмолоту труднообмолачиваемых и переувлажненных хлебов.

Комбайн «Енисей 858» является модификацией комбайна «Енисей 950». Он отличается от базовой модели наличием гусеничного хода вместо пневматических колес, наличием первого штифтового барабана вместо бильного и соломотряса повышенной активности.

Гусеничный ход, благодаря применению резиноармированных гусениц и ведущего моста с гидростатическим, отдельным для каждого борта, приводом обеспечивают плавность хода, повышенную проходимость, высокую маневренность (минимальный радиус поворота практически равен ширине комбайна по внешним кромкам гусениц). Это позволяет применить данный комбайн на полях с короткими гонами (маленькие поля). При развороте на месте с применением реверса, максимально обеспечивается сохранность почвенного покрова. Резиноармированная гусеница сокращает время на перегоны комбайна с поля на поле, так как комбайн может двигаться по дорогам с твердым покрытием, не нарушая его.

Конструктивно гусеничная тележка состоит из рамы, к которой крепятся 4 пятикатковые подрессоренные каретки, мост ведущий и колеса натяжные.

Ведущий мост гусеничной тележки - применен серийно выпускаемый для зерноуборочных комбайнов мост ведущих колес МВГ-12 с доработкой по

уплотнениям бортовых редукторов, без коробки диапазонов с гидроприводом на бортовые редуктора через промежуточные редуктора от двух гидромоторов.

Отличительными особенностями привода хода являются:

- применение четырехмашинной схемы (два насоса и два мотора);
- применение гидравлического управления производительностью и направлением потока насосов;
- применение дискретно регулируемых гидромоторов (объем мотора может изменяться от 60 см³ /об при транспортной скорости до 112 см³/об при рабочей скорости).
- применение электрогидравлического переключения объемов гидромоторов при изменении режимов скоростей движения.

Конструктивно комбайн предусматривает комплектацию гусеничной тележки или литым траком, или резиноармированной гусеницей (РАГ).

Таблица 4.11

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГУСЕНИЧНЫХ РИСОЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ,

Наименование показателя	«Енисей 1200PM»	«Енисей 858»
Тип комбайна	Самоходный на гусеничном ходу	Самоходный на гусеничном ходу
Производительность за час основного времени, т	5-9	10
Пропускная способность, кг/с	4-7	6,5-7
Ширина захвата жатки, м	4; 5	4; 5; 6
Ширина молотилки, мм	1200	1200
Тип барабанов	1 -штифт,2-бильный	1 -штифт,2-бильный
Площадь очистки, м.кв.	3,2	3,5
Количество и тип вентиляторов	Два осевых	Один центробежный
Диапазон регулирования частоты вращения, об/мин	634-1852	439-1287
Вместимость бункера, л	4500	5000
Скорость выгрузки, литр.сек	30	40
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	106,5 (145)	184(250)
Ходовая часть	Гусеничная тележка	Гусеничная тележка
Тип движителя	Втулочная цепь со штампованным траком	Резиноармированная гусеница (РАГ)
Максимальная масса, на которую рассчитана ходовая часть, т	12	22, с перспективой установки молотилки 4 класса («Енисей 868»)
Привод трансмиссии	Механический	Гидростатический
Мост ведущий	С двумя бортовыми редукторами, фрикционами и механической коробкой перемены передач с дифференциалом и муфтой сцепления	С двумя бортовыми редукторами имеющими индивидуальный гидропривод

продолжение таблицы

Минимальный радиус поворота	Относительно одной заторможенной гусеницы	В режиме реверса - вокруг своей оси
Изменение скоростей	Ступенчатое, 3 диапазона вперед и один назад	Бесступенчатое, вперед и назад
Скорость движения, вперед и задним ходом, км/час	Вперед 1 диапазон 0,77-1,99 -«- 2 диапазон 2,29-5,85 -«- 3 диапазон 5,55-14,2 задний ход 2,4-6,15	0-15,5
Масса, кг - с жаткой, м	12500кг-4м	16700-6м
Удельное давление движителей на почву, не более кПа	45	45

4.1.10 Зерноуборочный комбайн КЗС-812С «Амур-Палессе»

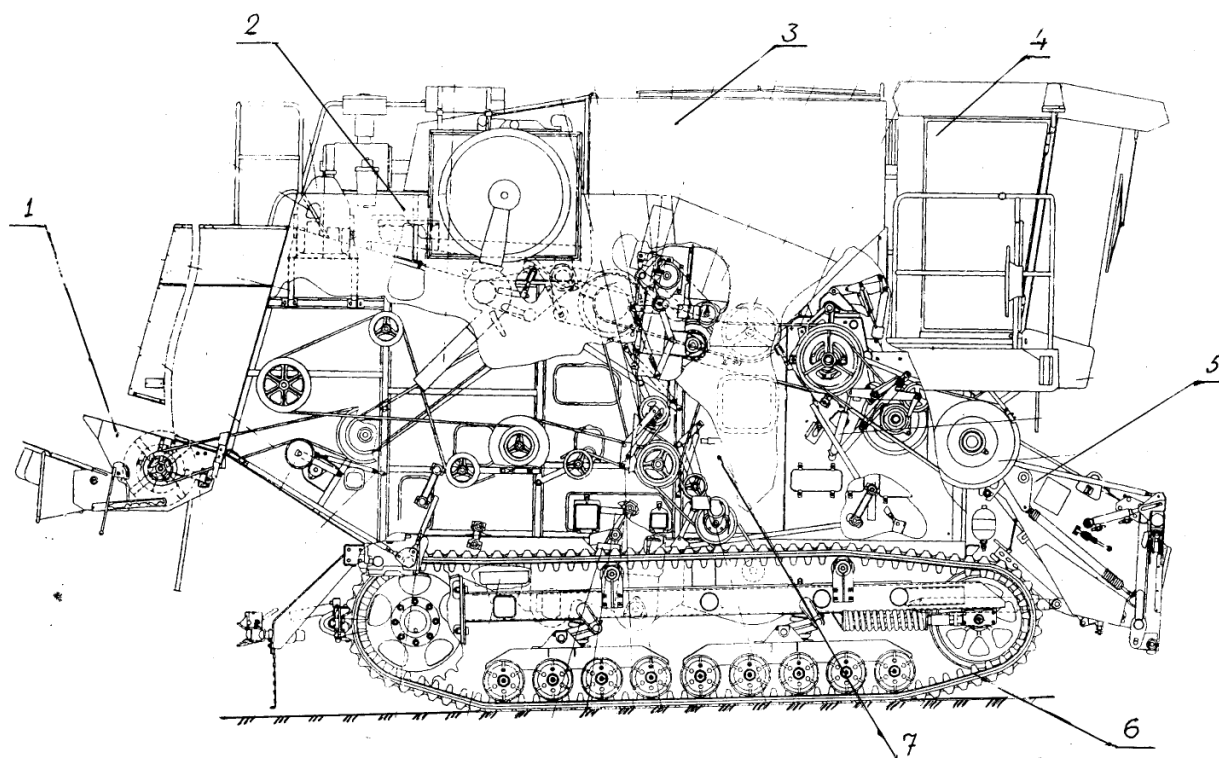
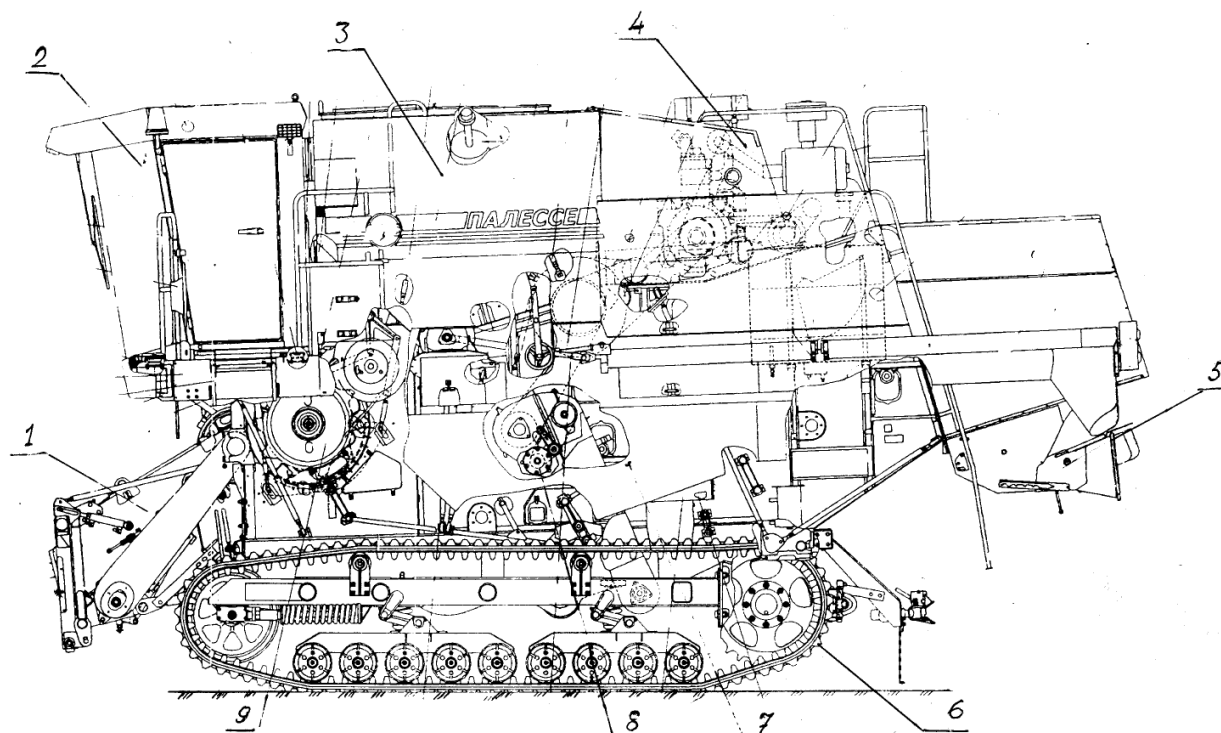


Рис. 4.13 Комбайн зерноуборочный КЗС-812С «Амур-Палессе (вид справа):
1 – соломоизмельчитель; 2 – двигатель; 3 – бункер зерновой; 4- кабина; 5 - наклонная камера; 6 – гусеница резиноармированная; 7 – молотилка.



4.13 Комбайн зерноуборочный КЗС-812С «Амур-Палессе (вид слева):

1 – наклонная камера; 2 – кабина; 3 – бункер зерна; 4 – двигатель; 5 – соломоизмельчитель; 6 – гусеница резинокатаная; 8 – домочащающее устройство; 9 – молотильный аппарат.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за 1 час основ. времени, т/час	12
Пропускная способность (пшеница), кг/с	8,0
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	154(208)
Ширина захвата жаткой, м	6,7
Ширина молотилки, мм	1200
Рабочая скорость, км/ч до	12
Масса с жаткой шириной захвата 6м, кг	17450
Вместимость бункера, м ³	5,5
Емкость топливного бака, л	300
Ходовая часть	Гусеницы армированные резинокатаные
Год выпуска(*)	2012

(*) ЗАО ШМЗ Кранспецбурмаш, г.Шимановск Амурской области

4.1.11 Комбайн «Vector-450 Track»



ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность за 1 час основ. времпени, т/час	10
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	187,5(255)
Ширина захвата жаткой, м	7,9
Ширина молотилки, мм	1200
Рабочая скорость, км/ч до	12
Масса с жаткой шириной захвата 6м, кг	16810
Вместимость бункера, м ³	5
Емкость топливного бака, л	750
Ходовая часть	Гусеницы армированные резинотросовые
Год выпуска(*)	2012

4.2. ГУСЕНИЧНЫЕ КОРМОУБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ

В 1956 году в связи с потребностью дальнейшего развития кормовой базы и особенно производства сочных кормов на «Гомсельмаше» начато массовое производство силосоуборочных комбайнов СК 2.6.

Сложные почвенно-климатические условия Дальнего Востока не позволяли применять при заготовке силоса и сенажных кормов прицепную колесную технику, поэтому в 1961 году на заводе «Дальсельмаш» были проведены опытно-конструкторские разработки, спроектирован и изготовлен гусеничный самоходный кормоуборочный комбайн СКГС – 2.6. Наличие гусеничной ходовой части обеспечивало этому комбайну высокую проходимость на полях, часто подвергающимся переувлажнению в период уборочных работ. Однако, отсутствие емкости для сбора измельченной массы существенно ограничивало его производительность. В 1964 году Главное специализированное конструкторское бюро по машинам для зоны Дальнего Востока в г. Биробиджане спроектировало новый кормоуборочный комбайн КСГ – 2.6.

Самоходный силосоуборочный комбайн на гусеничном ходу с объемным бункером (КСГ–2.6) предназначен для уборки и сбора измельченной массы в самых неблагоприятных условиях переувлажнения почв.

Высокопроходимая кормоуборочная техника разрабатывалась и на заводе «Гомсельмаш» в Белоруссии.

С 1980 года на базе серийно выпускаемого «Гомсельмашем» колесного комбайна КСК – 100, была создана гусеничная модификация КСКГ–100. С 1984 года до 1991 года на заводе «Дальсельмаш» было освоено производство более производительного кормоуборочного комбайна с гусеничной ходовой системой – КСГ–Ф-70. ГСКБ «Дальсельмаш» разработало конструкцию принципиально нового кормоуборочного комбайна «Амур-680», производство которого начато в 1991 году и ведется по настоящее время.

Таблица 4.12

Технические характеристики самоходных гусеничных кормоуборочных комбайнов

Наименование показателей	СКГС-2,6	КСГ-2,6	КСГ-3,2	ГЕ-281	КСКГ-100	КСГ-Ф-70	Амур-680
Производительность в час чистой работы, га	1,14*	1,3*	1,9*	1,8*	1,73*	1,37*	
Производительность в час чистой работы, т	18,2	19	19	45	32	33-45	30-50
Пропускная способность, кг/сек	4,0-7,0	8-12	9-15		8,5* 19	8,5* 19	9,4* 19
Ширина захвата жатки, м	2,6	2,6	3,2	3; 4,8	3,2; 4,1	3,2; 4,8	3,4; 4,2
Скорость движения, км/час рабочая транспортная	0,6 - 5,1 11,3	0,6 - 7,0 11,3	0,6 - 7,0 11,3	0,8 - 9 14	0 - 9 0 - 13	0 - 9 0-13	0 - 9 0-14
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	46 (65)	55 (75)	55 (75)	92 (125)	147 (200)	147 (200)	147 (200)
Вместимость бункера, м ³	без бункера	9	9	без бункера	9	9	12
Масса комбайна, кг - конструкционная - эксплуатационная	9000 9000	9200 11100	8700 10830	9000 9000	11200 13330	11200 13330	12360 15500
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,029 (0,29)	0,037 (0,37)	0,037 (0,37)	0,033 (0,33)	0,039 (0,39)	0,039 (0,39)	0,05 (0,5)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	590	590	590	590	650	650	650
Силовая передача на гусеничную часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением				Гидрообъемный привод на ходовую часть ГСТ-90		
Год начала выпуска	1961	1964	1965	1982	1980	1984	1991

* по результатам испытаний

4.2.1 Комбайн СКГС-2,6



Рис. 4.13. Комбайн СКГС - 2,6. Уборка кукурузы на силос

Таблица 4.13

Техническая характеристика

Производительность в час чистой работы, га	1,14
Производительность в час чистой работы, т	18,2
Пропускная способность, кг/сек	4,0-7,0
Ширина захвата жатки, м	2,6
Скорость движения, км/час рабочая транспортная	0,6-5,1 11,3
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	46 (65)
Вместимость бункера, м ³	без бункера
Масса, кг конструкционная эксплуатационная	9000 9000
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,029 (0,29)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	590
Силовая передача на гусеничную часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Год начала выпуска	1961

Комбайн СКГС-2,6 – самоходная силосоуборочная машина на гусеничном ходу, он предназначен для уборки на силос кукурузы, подсолнечника и других культур с высотой стеблей до 4 м и толщиной до 0,050 м на переувлажненных почвах.

Скашивая растения, комбайн одновременно измельчает их и погружает измельченную массу в рядом идущий транспорт.

Комбайн состоит из гусеничной тележки, площадки водителя, двигателя СМД-7, технологической части. Хедер, измельчающий барабан с питающим аппаратом и транспортерами унифицированы с узлами комбайна СК-2,6.

Подъем и опускание хедера, подъем и опускание мотовила, управление вариатором ходовой части, управление вариатором мотовила осуществляется на комбайне СКГС-2,6 гидравлической системой.

Технологический процесс машина выполняет аналогично комбайну СК-2,6

Главным недостатком этого комбайна является – отсутствие бункера.

Наличие высокопроходимой гусеничной системы, требует емкость для сбора убранной массы, т.к. другие транспортные средства, идущие рядом не могут обеспечить проходимость.

4.2.2 Самоходный силосоуборочный комбайн на гусеничном ходу КСГ-3,2



Рис. 4.14. Силосоуборочный комбайн КСГ-3,2 (вид слева)



Рис. 4.15. Силосоуборочный комбайн КСГ-3,2 (вид спереди)

Таблица 4.14

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность в час чистой работы, га	1,9
Производительность в час чистой работы, т	19
Пропускная способность, кг/сек	9
Ширина захвата жатки, м	3,2
Скорость движения, км/час рабочая	0,6-7,0
транспортная	11,3
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	55 (75)
Вместимость бункера, м ³	9
Масса, кг конструкционная	8700
эксплуатационная	11100
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,037 (0,37)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	600
Силовая передача на гусеничную часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Год начала выпуска	1965

Самоходный силосоуборочный комбайн на гусеничном ходу с бункером КСГ - 3,2 предназначен для уборки и одновременного измельчения силосных культур в условиях переувлажненных почв.

Для уборки естественных и сеяных трав жатка ЖКП - 3,2 может заменяться жатками зерновых комбайнов СК-3/СК-4/ или СКГ-3 с захватом 4 или 5 м.

Комбайн состоит из гусеничной тележки, жатки, силосорезки, дефлектора, бункера с выгрузным транспортером, двигателя СМД - 14К, площадки водителя, гидросистемы и электрооборудования.

Ходовая часть, площадка водителя, вариатор скорости, гидросистема и электрооборудование унифицированы с самоходным зерноуборочным комбайном СКГ-3. Измельчающий барабан заимствован от измельчителя И-15. Дефлектор и бункер собраны из щитов и расположены симметрично по отношению к измельчающему аппарату. Щиты выполнены сварными из листового и углового прокатов.

4.2.3 Полевой измельчитель на гусеничном ходу ГЕ - 281

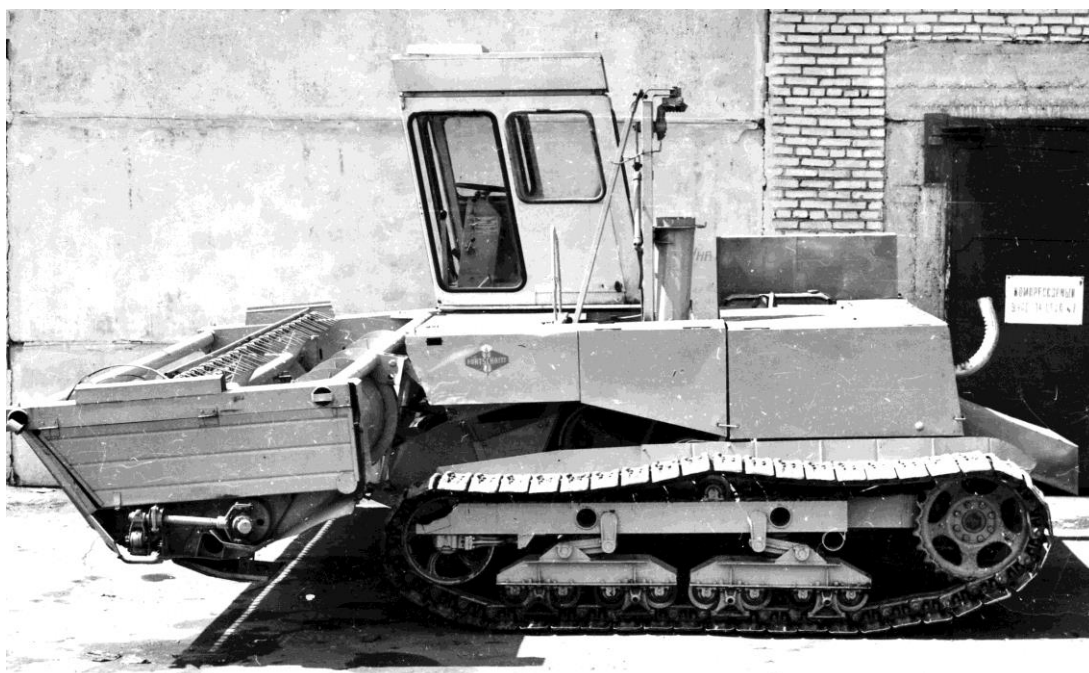


Рис. 4.16. Полевой измельчитель на гусеничном ходу ГЕ - 281

НАЗНАЧЕНИЕ, КРАТКОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ И ПРОЦЕСС РАБОТЫ КОМБАЙНА

Полевой измельчитель ГЕ – 281 является гусеничной модификацией базового (колесного) измельчителя Е – 281.

Это высокопроизводительная машина для уборки больших площадей.

Полевой измельчитель может работать в агрегате с:

- жаткой для полевых кормовых культур;
- подборщиком валков;
- кукурузной жаткой.

Технологический процесс работы измельчителя осуществляется следующим образом, при движении измельчителя по полю после поступления убираемой культуры в барабан-подборщик (1), а также после скашивания режущим механизмом и подбором мотовилом жатки для полевых кормовых культур или для кукурузы, поперечный транспортирующий шнек (2) осуществляет перевод убираемой культуры с соответствующей рабочей ширины на ширину канала подающего устройства. Хорошую приемку сведенного таким образом потока от средней части поперечного транспортирующего шнека обеспечивают как расположенный снизу втягивающий валик (3), так и работающий сверху подводящий валик (4).

Эти названные выше рабочие органы и нижние валики (6) направляют предварительно уплотненный поток убираемой культуры дальше к валику

предварительного прессования (5), где производится дальнейшее его уплотнение. Расположенное после этого устройство для прессования, состоящее из прессовального валика (7) и гладкого валика (8), уплотняет поток убираемой культуры и подает его к измельчающему барабану (9).

Скорость подачи может регулироваться с целью получения сечки различной длины с помощью цилиндрической зубчатой реверсивной передачи в три ступени. Длина сечки изменяется также в результате использования различного числа ножей в измельчающем барабане. Для устранения забивания и наматывания убираемой культуры, всю питающую систему, включая поперечный транспортирующий шнек, можно привести в движение в обратном направлении подачи с помощью цилиндрической зубчатой реверсивной передачи.

Измельчающий барабан, выполненный в виде режущего и выбрасывающего барабана, измельчает убираемую культуру и подает измельченный продукт через выкидной канал (10) и выкидной дефлектор (11) в кузов транспортного средства.

Выкидной дефлектор перемещается гидравлически. Также гидравлически осуществляется поднятие и опускание подборщика валков или же режущего механизма.

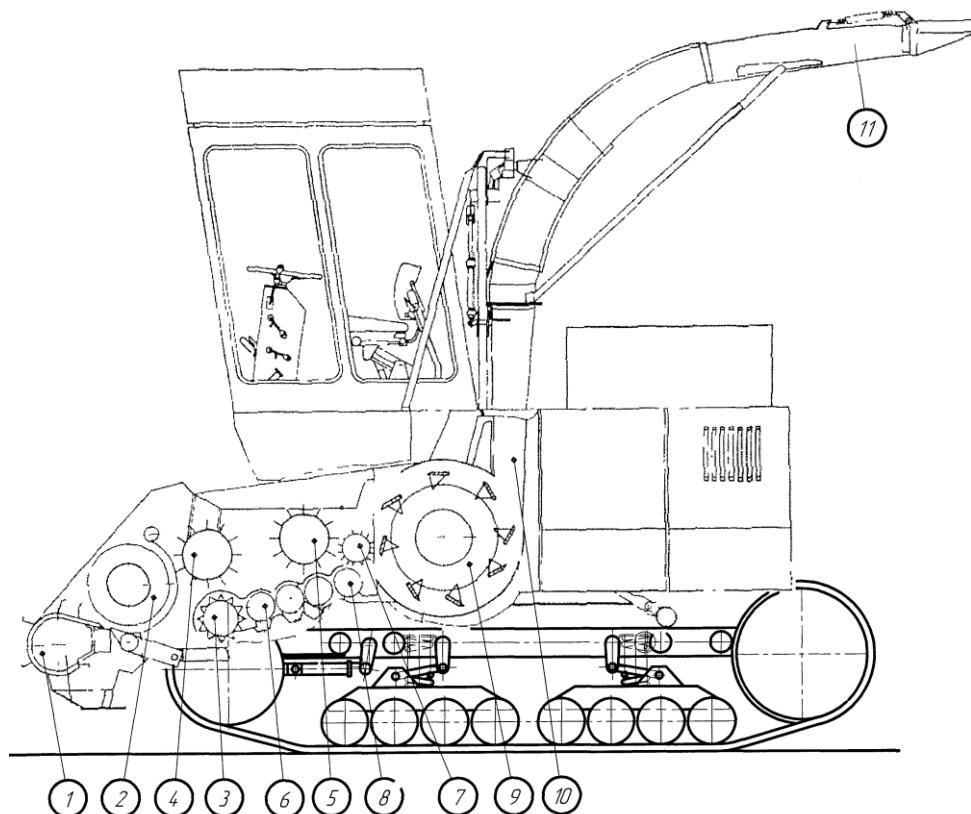


Рис. 4.17. Рабочие органы ГЕ – 281 с подборщиком валков
(упрощенная схема)

1 – подборщик барабанный; 2 – поперечный транспортирующий шнек; 3 – втягивающий валик; 4 – подводящий валик; 5 – валик предварительного прессования; 6 – нижние валики; 7 – прессующий валик; 8 – гладкий валик; 9 –

измельчающий барабан; 10 - выкидной канал; 11 - выкидной дефлектор.

Таблица 4.15

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность в час чистой работы, га	1,8
Производительность в час чистой работы, т	45
Пропускная способность, кг/сек	
Ширина захвата жатки, м	
кукурузной	3
травяной	4,8
Скорость движения, км/час	
рабочая	3-9
транспортная	14
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	92 (125)
Вместимость бункера, м ³	без бункера
Масса комбайна, кг	
- конструкционная	9000
- эксплуатационная	9000
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,036 (0,36)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	590
Силовая передача на гусеничную часть	Клиноременный вариатор с гидравлическим управлением
Емкость топливного бака, л	185
Год начала выпуска	1982

4.2.4 Комбайн самоходный кормоуборочный КСКГ-100



Рис. 4.18. КСКГ-100 (вид справа)

Таблица 4.16

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность в час чистой работы, га	1,73
Производительность в час чистой работы, т	32
Пропускная способность, кг/сек	19
Ширина захвата жатки, м	3,2; 4,1
Скорость движения, км/час рабочая транспортная	0-9 0-13
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	147 (200)
Вместимость бункера, м ³	9
Масса, кг конструкционная эксплуатационная	11200
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,039 (0,39)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	650
Силовая передача на гусеничную часть	Гидрообъемный привод на ходовую часть ГСТ-90
Год начала выпуска	1980

Комбайн самоходный кормоуборочный на гусеничном ходу предназначен для скашивания кукурузы и других силосуемых культур, а также для подбора из валков подвяленных трав с одновременным измельчением и погрузкой в транспортные средства для приготовления силоса, сенажа и травяной муки в условиях переувлажнения почв.

Комбайн КСКГ-100 разработан на базе конструкции комбайна КСК-100М и унифицирован с ним по следующим узлам и агрегатам:

- жатка для уборки трав;
- жатка для уборки кукурузы;
- подборщик;
- питающий аппарат;
- измельчающий аппарат;
- гидростатический привод ведущих звездочек;
- кабина;
- коническо-цилиндрический редуктор;
- гидрораспределитель

Бункер для сбора измельченной массы позволяет вести уборку силосных культур при отсутствии транспортных средств высокой проходимости.

Гусеничный ход, благодаря наличию опорных плит гусениц

специальной формы и подрессоренной подвески кареток, а также ведущего моста с фрикционными механизмами поворота, обеспечивает высокую проходимость и маневренность комбайна в условиях бездорожья и на участках полей с переувлажненной почвой.

4.2.5 Комбайн кормоуборочный самоходный КСГ-Ф-70



Рис. 4.19. Кормоуборочный комбайн самоходный КСГ-Ф-70 (вид спереди, слева)

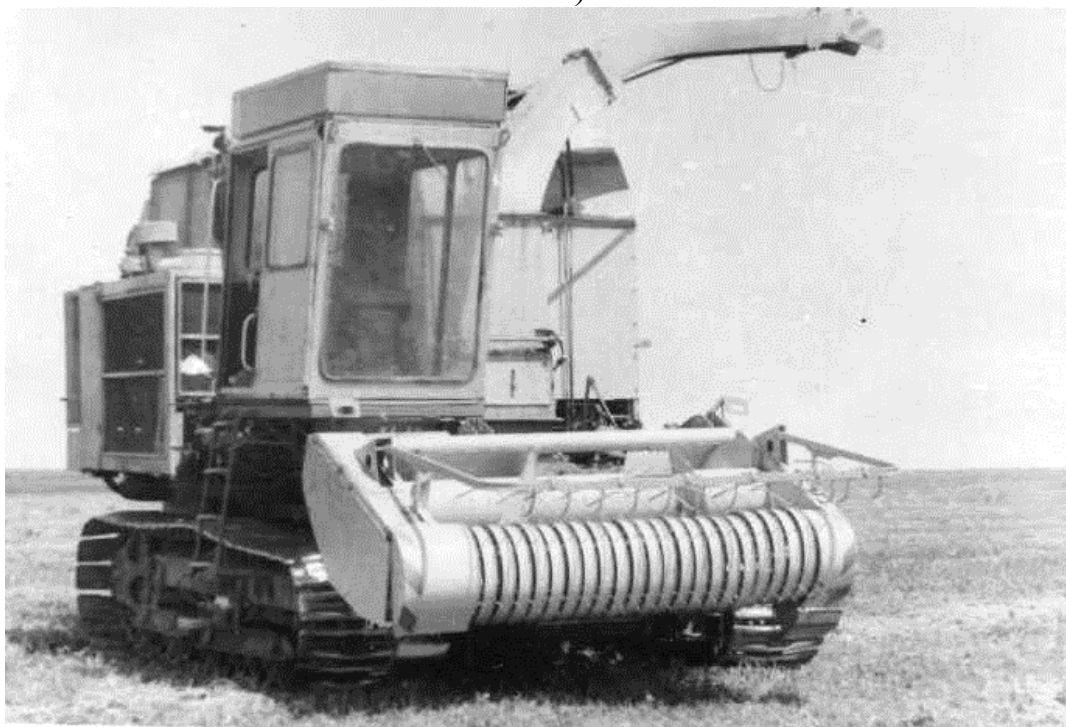


Рис. 4.20. Комбайн кормоуборочный самоходный КСГ-Ф-70
(вид спереди справа)

Таблица 4.17

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность в час чистой работы, га	1,37
Производительность в час чистой работы, т	33-43
Пропускная способность, кг/сек	12-20
Ширина захвата жатки, м	3,4; 4,2
Скорость движения, км/час	0-6,5
транспортная	0-13
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	147 (200)
Вместимость бункера, м ³	9
Масса, кг конструкционная	11200
эксплуатационная	13330
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,039 (0,39)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	650
Силовая передача на гусеничную часть	Гидрообъемный привод на ходовую часть
Год начала выпуска	1984

Комбайн кормоуборочный самоходный КСГ-Ф-70 предназначен для скашивания кукурузы и других силосуемых культур, а также для подбора из валков подвяленных и скашивания зеленых трав с одновременным измельчением и погрузкой в транспортные средства через бункер - накопитель или непосредственно погрузкой измельченной массы в транспортные средства, для приготовления силоса, сенажа, травяной муки, измельченного сена и соломы для досушивания активным вентилированием. Комбайн может использоваться в зоне Дальнего Востока и других зонах с переувлажненной почвой.

Кормоуборочный самоходный комбайн КСГ-Ф-70 включает:

- самоходный измельчитель, состоящий из рамы с моторной установкой, гусеничной тележки, бункера, кабины, питающе-измельчающего аппарата, силосопровода, приводов и механизмов управления, гидрооборудования, электрооборудования.

- подборщик;
- жатку для уборки трав;
- жатку для уборки кукурузы
- транспортную тележку для перевозки жаток.

В зависимости от вида работ на измельчитель навешиваются подборщик или одна из жаток. Подборщик предназначается для подбора предварительно скошенных и подвяленных трав и соломы из валков высотой

до 0,6 м и шириной не более 1,8 м (масса одного погонного метра валка не более 6 кг). Жатка для уборки трав предназначена для скашивания тонкостебельных культур высотой до 1,5 м. Жатка для уборки кукурузы предназначена скашивания кукурузы, подсолнечника и других толстостебельных культур высотой до 4 м с диаметром стеблей на высоте среза до 0,050 м.

ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

При поступательном движении комбайна с подборщиком масса непосредственно из валка подается подбирающим механизмом к шнеку. При скашивании жатками, растения по мере срезания их режущим аппаратом подаются мотовилом к шнеку.

Шнеки подборщика и жаток служат для направления потока массы в горловину питающего аппарата. Растения захватываются вальцами питающего аппарата и подаются в измельчающий аппарат, где барабаном измельчаются. Измельченная масса по силосопроводу подается в движущееся рядом транспортное средство или по переднему щиту подается в бункер. При заполнении бункера измельченная масса воздействует на, сигнализатор, в результате чего подается звуковой сигнал и на щитке приборов загорается зеленая лампочка. Для выгрузки массы комбайн останавливается, включается цепочно-планчатый транспортер, и масса подается в транспортное средство. До начала уборки поле нужно разбить на участки, сделав между ними прокосы, достаточные для прохода комбайна и движущегося рядом с ним транспортного средства. Для разворота комбайна и обслуживающих его транспортных средств должен быть обкос участков не менее чем в три прохода. В зависимости от вида заготавливаемых кормов производится настройка питающего аппарата на необходимую длину резки перестановкой звездочек на внешней стороне коробки передач привода питающего аппарата и изменением количества ножей на измельчающем барабане.

Скорость комбайна подбирается так, чтобы обеспечивалась максимальная его производительность при высоком качестве уборки. Бесступенчатое регулирование рабочей скорости комбайна от 0 до 9 км/ч позволяет выбирать такую скорость, при которой можно работать с максимальной нагрузкой. Нагрузку комбайна определяют по показаниям тахоспидометра - частота вращения вала двигателя под нагрузкой должна быть не менее 2100 мин⁻¹. При уборке полеглых растений, работе вдоль склона скорость передвижения комбайна должна быть замедлена независимо от загрузки двигателя.

При работе комбайна на почвах с низкой несущей способностью, то есть там, где не могут быть использованы транспортные средства, необходимо силосную массу загрузить в бункер комбайна и после заполнения его вывозить на дорогу для перегрузки в транспортные средства.

В зависимости от микрорельефа поля, наличия камней, плотности и влажности почвы необходимо выбрать оптимальную высоту среза, установив ее перестановкой копирующего листа на подборщике и жатках. Высота среза выбрана оптимальной в том случае, если жатка и подборщик не захватывают землю и обеспечивают наименьшую высоту среза и потери срезанных растений из валков.

Для улучшения качества уборки и повышения производительности комбайна следует выбирать такое направление его движения, чтобы исключить или свести до минимума время работы по направлению полеглости растений поперек склона или поперек борозд. При работе с подборщиком или жаткой для уборки кукурузы движение комбайна осуществляется круговым или челночным способом с загрузкой измельченной массы в бункер или рядом идущий транспорт. При работе с жаткой для уборки трав - челночным способом с загрузкой измельченной массы в бункер. Для вывоза измельченной массы от комбайна рекомендуется в качестве транспортных средств автомобили с прицепами и другие большегрузные самосвальные транспортные средства, оборудованные надставными сетчатыми бортами. Для предотвращения потерь измельченной массы, а также для полного использования грузоподъемности транспортных средств - следует наращивать борта кузовов до высоты 2,9 м.

Не допускается заполнение кузова транспортных средств до уровня козырька силосопровода, так как это ведет к забиванию силосопровода и измельчающего барабана.

4.2.6 Комбайн кормоуборочный самоходный «АМУР-680»



Рис. 4.21. Комбайн «Амур-680» Общий вид машины (спереди, слева)

Таблица 4.18

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Производительность в час чистой работы, га	30 50
Производительность в час чистой работы, т	-
Пропускная способность, кг/сек	19
Ширина захвата жатки, м	3,4; 4,2
Скорость движения, км/час	0-9
транспортная	0-14
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	147 (200)
Вместимость бункера, м ³	12
Масса, кг конструкционная эксплуатационная	12360 15500
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,05 (0,5)
Ширина опорной поверхности гусеницы, мм	650
Силовая передача на гусеничную часть	Гидрообъемный привод на
Год начала выпуска	1991

Комбайн кормоуборочный самоходный "Амур-680" предназначен для скашивания кукурузы и других силосуемых культур, зеленых трав с одновременным измельчением и перегрузкой в транспортные средства через бункер-накопитель для приготовления силоса, сенажа, травяной муки.

Комбайн используется преимущественно в зоне Дальнего Востока и других переувлажненных зонах. Комбайны выпускаются в комплектации с жаткой для уборки трав и жаткой для уборки кукурузы. Комбайн кормоуборочный самоходный включает:

- самоходный измельчитель, состоящий из рамы с моторной установкой, гусеничной тележки, бункера, кабины, питающего аппарата, измельчающего барабана, силосопровода, приводов и механизмов управления, гидрооборудования, электрооборудования;

- жатку для уборки трав;
- жатку для уборки кукурузы.

В зависимости от вида работ на измельчитель навешивается одна из жаток. Жатка для уборки трав предназначена для скашивания тонкостебельных культур высотой до 1,5 м.

Жатка для уборки кукурузы предназначена для скашивания кукурузы, подсолнечника и других толстостебельных культур высотой до 4 м с диаметром стеблей на высоте среза до 50 мм.

Основные узлы комбайна "Амур-680", такие как моторная установка, гусеничная тележка, питающе-измельчающий аппарат унифицированы с комбайном КСГ-Ф-70А. Кабина заимствована с комбайна "Енисей 1200Р"

Особенностью конструкции комбайна "Амур-680" является симметричное относительно продольной оси машины расположение площадки управления с кабиной, бункера и моторной установки, последняя расположена под бункером.

К оригинальным узлам комбайна "Амур-680" относятся площадка управления и бункер повышенной вместимости, расположенные в свою очередь на раме оригинальной конструкции. Бункер выполнен подъемным, передняя его часть шарнирно опирается на раму, задняя связана с гусеничной тележкой посредством двух силовых гидроцилиндров служащих для регулировки высоты подъема бункера в зависимости от типа загружаемого транспортного средства.

4.3 МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

4.3.1 Стогообразователь навесной СНГ-60

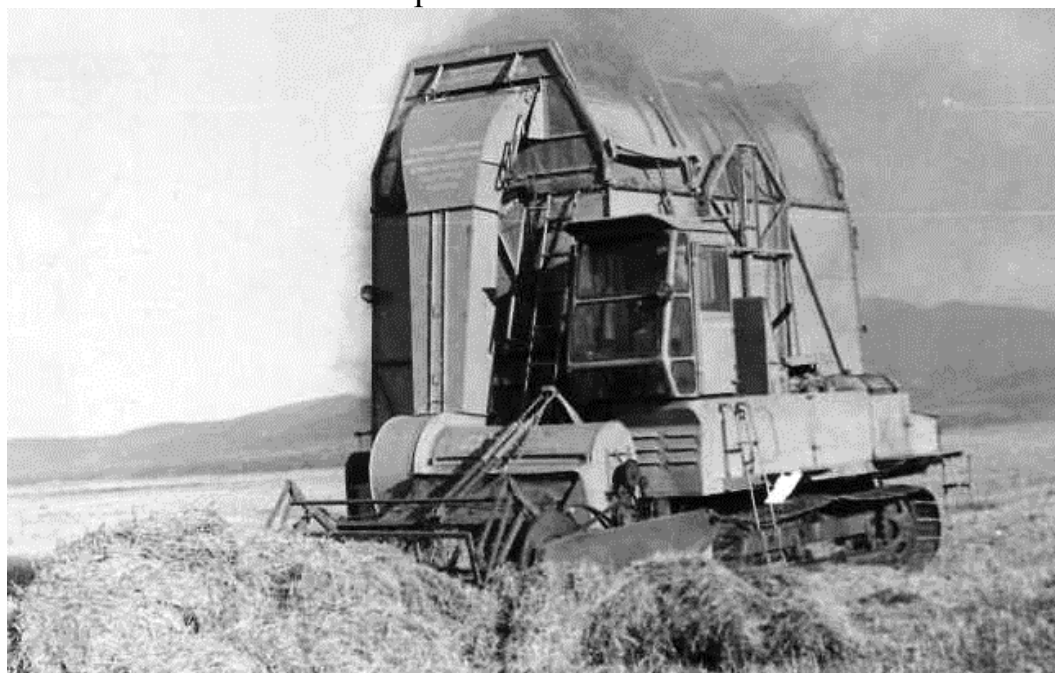


Рис. 4.23. Подборщик-стогообразователь СНГ-60 с приспособлением ПС-2 в работе



Рис. 4.24. Сталкивание стога

Таблица 4.19

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Тип	самоходный
Масса, кг:	
Конструкционная	12050
Эксплуатационная	15000
Скорость движения, км/час	9
Вместимость кузова, м ³	60
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	73 (100)
Емкость топливного бака, л	220
Привод ходовой части	Клиноременный
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,048 (0,48)

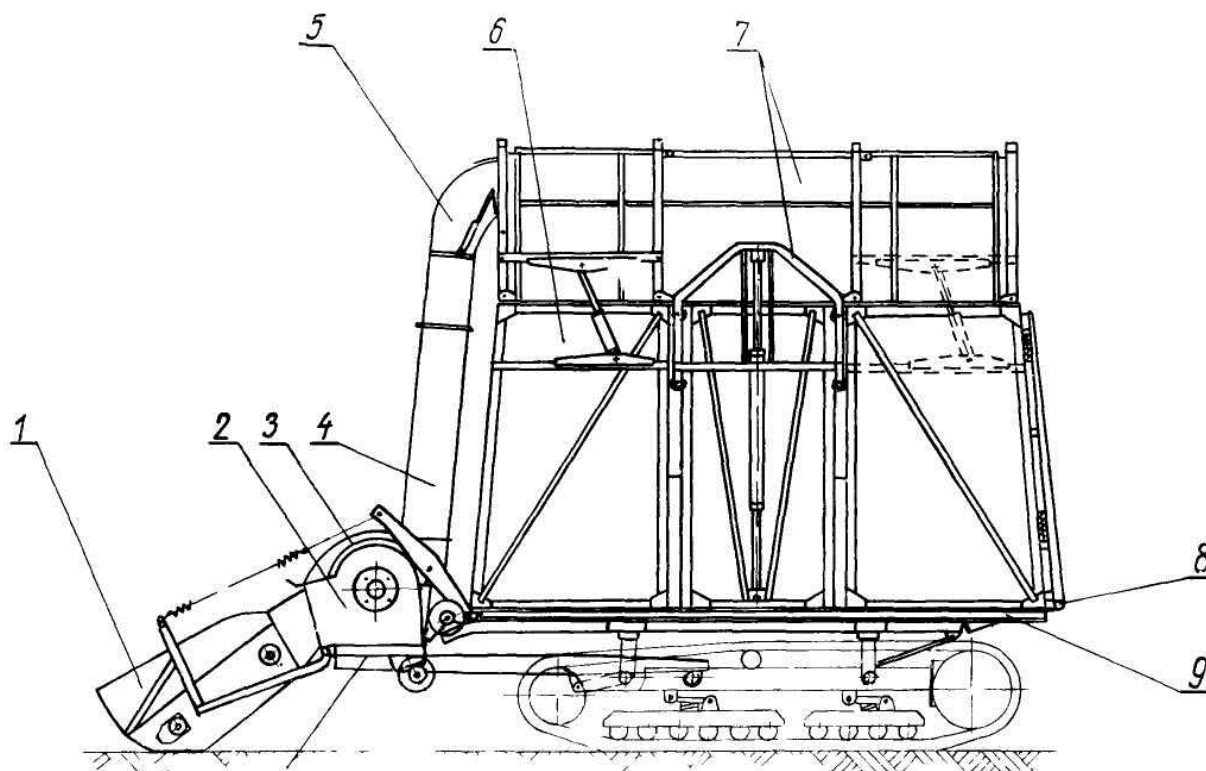


Рис. 4.25. Подборщик стогообразователь СНГ-60. Общая схема.

1 - Подбирающий механизм; 2 - Заборный воздухопровод; 3 - Вентилятор; 4 - нижний дефлектор; 5 Верхний дефлектор; 6 - Кузов; 7 - Прессовальный механизм; 8 - Выдвижное днище; 9 - Рама кузова;

Подборщик-стогообразователь СНГ-60 является самоходной гусеничной машиной высокой проходимости, предназначен для уборки незерновой части урожая зерновых, зернобобовых культур, риса с одновременным формированием стога весом до 3,5 тонн. Машина может производить уборку соломы и сена как из валков плотностью 10-15 кг/м, так и из копен, образованных зерноуборочным комбайном. Для этого подборщик-стогообразователь оснащен сменными рабочими органами: подбирающим механизмом, и приспособлением ПС-2 для забора соломы из копен. При использовании последнего солома и сено измельчаются.

Подборщик-стогообразователь состоит из гусеничного хода высокой проходимости и навесной части. На раме гусеничной тележки закреплена передняя рама и рама кузова. На передней раме смонтированы заборный воздухопровод, вентилятор, дефлектор нижний и верхний, трансмиссия привода рабочих органов. Сменные рабочие органы навешиваются на переднюю поперечную трубу передней рамы с помощью четырех кронштейнов с хомутами.

На раме кузова смонтированы панели кузова, прессовальный механизм, выдвижное днище с ограничительной решеткой и сталкивающей стенкой. На панелях кузова установлены поворотные фермы и задние створки. Благодаря применению поворотных ферм, транспортный габарит по высоте

подборщика-стогообразователя СНГ-60 значительно уменьшен по сравнению с габаритом в рабочем положении.

ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Перед началом работы стогообразователя поворотные фермы кузова, каркас прессовального механизма и верхний дефлектор устанавливают в крайнее верхнее положение. Задние створки кузова должны быть закрыты и поджаты пальцами ограничительной решетки.

При работе с подбирающим механизмом движение машины осуществляется вдоль валка соломы или сена. При этом пальцы подбирающего механизма подхватывают и подают массу в заборный воздухопровод. Воздушный поток, создаваемый вентилятором-швырялкой, транспортирует массу на его лопасти, а затем по дефлектору в кузов стогообразователя. После заполнения кузова водитель останавливает машину и включает прессовальный механизм. После двух-трехкратной подпрессовки соломы машина снова забирает солому до полного заполнения кузова, затем масса вновь подпрессовывается.

После завершения формирования стога подбирающий механизм поднимают в транспортное положение и машина транспортирует стог к месту выгрузки. Каркас прессовального механизма в это время должен пожимать сформированный стог. Выгрузка стога производится в следующей последовательности: включаются гидроцилиндры и устанавливают пальцы ограничительной решетки днища в горизонтальное положение. При этом получает движение сталкивающая стенка. Стог начинает выдвигаться из кузова, при этом открываются задние створки. После открытия створок пальцы ограничительной решетки снова поворачивается в вертикальное положение до упора в торец стога. Затем с помощью соответствующих гидроцилиндров выдвигают днище кузова до соприкосновения с поверхностью почвы и вновь поворачивают пальцы ограничительной решетки в горизонтальное положение. Включается гидроцилиндр привода сталкивающей стенки, которая сталкивает стог с днища с одновременным движением агрегата вперед на 1-й пониженной передаче.

После схода стога задние створки автоматически закрываются. После освобождения пальцев ограничительной решетки, ее, а также днище стога и сталкивающую стенку возвращают в исходное положение. В дальнейшем процесс повторяется.

Особенность работы стогообразователя с приспособлением ПС-2 при уборке копен состоит в том, что движение машины производится перпендикулярно направлению движения комбайна. Забор одного ряда копен происходит при прямом и обратном проходах стогообразователя. Вначале производят забор правой половины ряда копен. Разделение копны на две части производится отсекающим диском. Отстающая часть копны отводится

от левой гусеницы в сторону с помощью отводящего щита. Величину подачи соломы в барабан приспособления регулируют с помощью сталкивающей стенки, имеющей гидравлический привод.

4.3.2 Жатка – стогообразователь СЖС-50

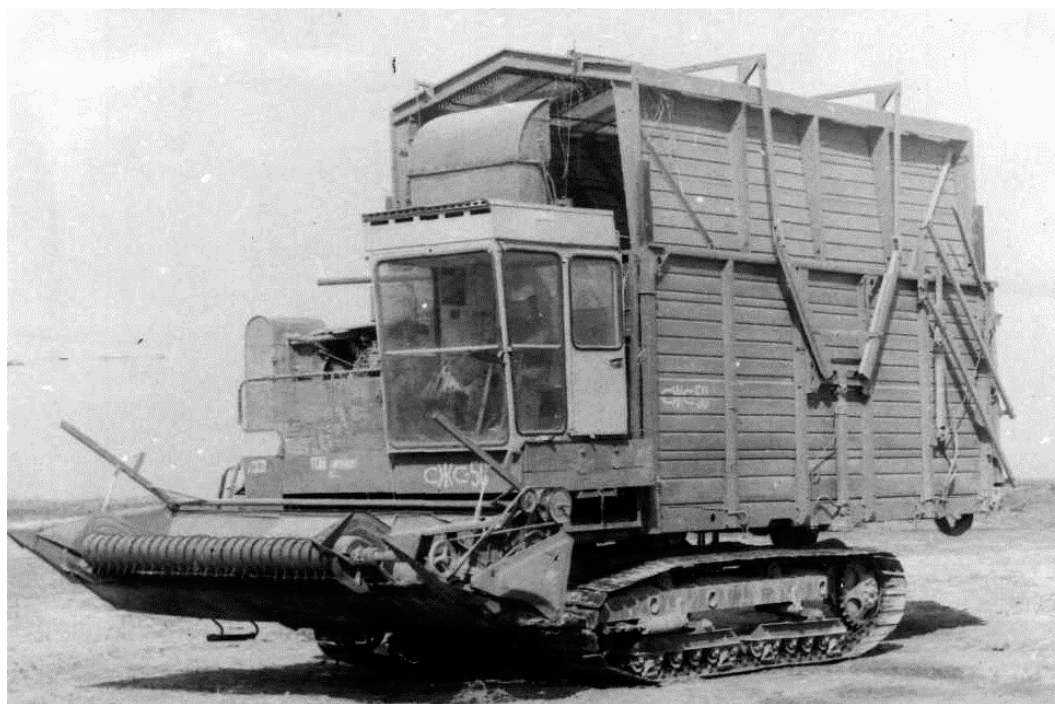


Рис. 4.26. Общий вид жатки-стогообразователя СЖС-50 с подборщиком (вид спереди справа)

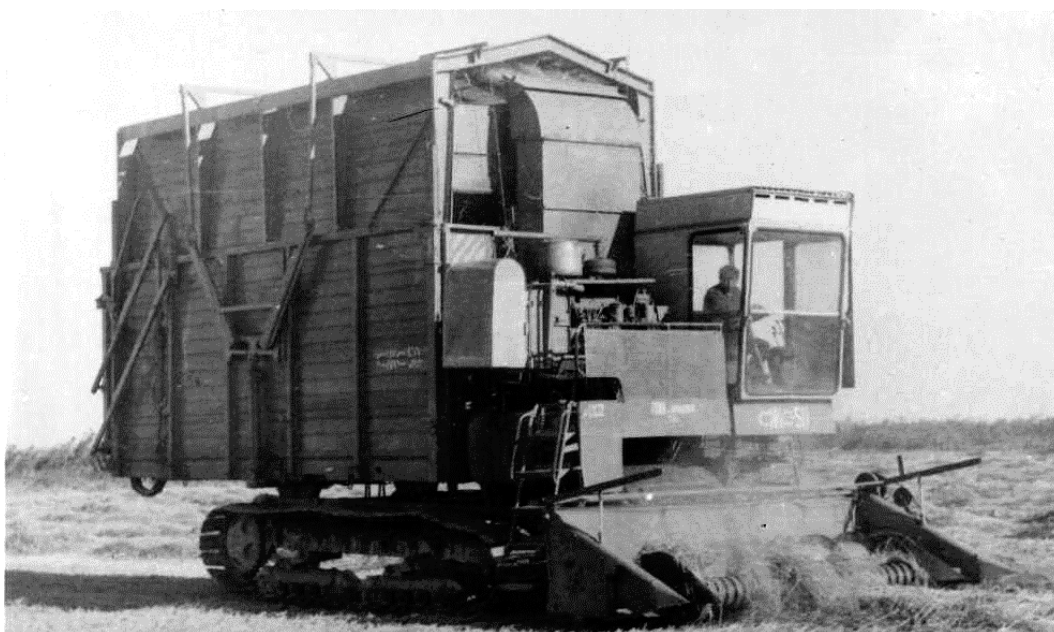


Рис. 4.27. Общий вид жатки-стогообразователя СЖС-50 с подборщиком (вид спереди слева)

Таблица 4.20

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Тип	самоходный
Масса, кг:	
Конструкционная	13750
Эксплуатационная	17750
Скорость движения, км/час рабочая транспортная	5 12
Вместимость кузова, м ³	50
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	73 (100)
Емкость топливного бака, л	220
Привод ходовой части	Гидрообъемный ГСТ-90
Ширина колеи, мм	2540
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,043 (0,43)

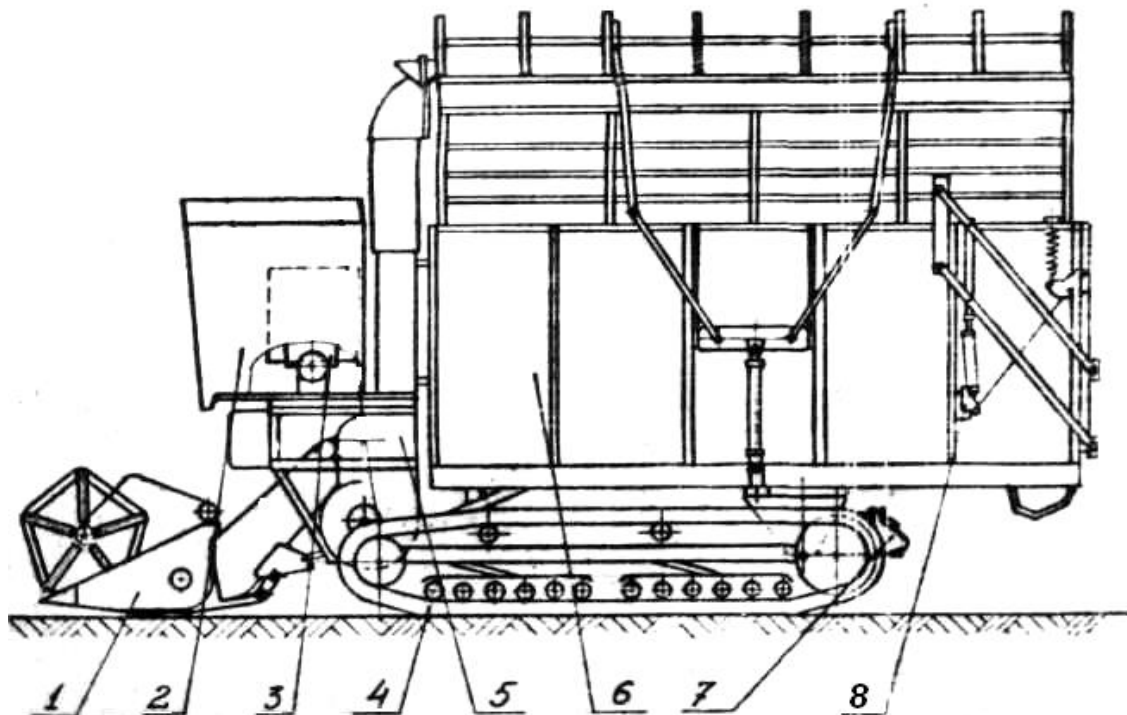


Рис. 4.28. Жатка-слогообразователь СЖС-50. Общая схема.

1 – хедер с подборщиком, 2 – кабина, 3 – моторная установка с гидронасосом, 4 – гусеничная тележка, 5 – пневмотранспортер, 6 – емкость с воздухопроводом, 7 – коробка перемены передач с гидромотором, 8 – гидросистема.

Хедер служит для скашивания или подбора валка и направления массы по наклонной камере в окно пневмотранспортера. Наклонная камера в отличие от серийной, имеет ряд доработок. Верхний вал наклонной камеры

перевернут на 180° и удлинен на 50 мм. Шкив с муфтой предохранительной выполнен четырех ручьевым и установлен с левой стороны наклонной камеры. Во избежание задевания лопастями отбойного бitera верхней стенки корпуса наклонной камеры, в ней имеется вырез глубиной 60 мм. На кронштейнах подъема наклонной камеры консольно установлены две цапфы под плунжерные гидроцилиндры. Звездочка привода режущего аппарата закреплена на шкиве.

Рама гусеничной тележки в передней части имеет площадку, на которую устанавливается моторная установка с гидронасосом, кабина с площадкой управления, пневмотранспортер, топливным и масляный баками. В задней части рама имеет цапфы, на которые шарнирно устанавливается емкость жатки-стогаобразователя.

На гусеничной тележке установлены четыре шестикатковые каретки, каждая из которых подрессорена двумя вертикальными пружинами. Натяжное устройство гусеничной цепи имеет две амортизирующие пружины.

Пневмотранспортер состоит из корпуса и крыла, установленного на двух корпусах подшипников и окна корпуса пневмотранспортера закрываются двумя крышками. Крыло приводится от двигателя посредством клинового ремня и шкива. В верхней части пневмотранспортера установлен битер, служащий для снятия с транспортера наклонной камеры скошенной массы направления ее в воздухопровод вал бitera установлен на двух подшипниках и приводится от верхнего вала наклонной камеры посредством звездочки.

Пневмотранспортер в передней части имеет два бугеля с крышками для установки жатвенной части. Моторная установка предназначена для привода рабочих органов жатки-стогаобразователя, а также привода насоса гидростатического привода ходовой части, моторная установка с гидронасосом по сравнению с двигателем ряд отличий, введен масляный радиатор для гидростатического привода, установленный между воздухозаборником и масляным радиатором двигателя. На кожухе муфты сцепления установлен насос. На маховике двигателя установлен шлицевой фланец, а на кожухе муфты сцепления установлен фланец кожуха, посредством которого установлен гидронасос гидротрансмиссии.

Гидронасос приводится от коленчатого вала двигателя через шлицевой фланец, соединительный вал и втулку шлицевую. Насос гидростатического привода реверсивный и регулируемый управляется из кабины оператора.

Емкость с воздухопроводом служит для накопления массы и ее прессования и формирования стога. На передней стенке емкости имеются кронштейны для крепления телескопического воздухопровода. На днище емкости установлены опоры, к которым крепятся стойки, привод сталкивающей рамки смещен вправо на 400 мм. Принцип работы механизмов емкости остается таким же, как и на емкости стогаобразователя СНГ-60. Коробка перемены передач с гидромотором служит для изменения

крутящего момента, передаваемого на звездочку гусеничного хода. Коробка перемены передач серийно выпускаемого комбайна СКД-6Р доработана так, чтобы можно было установить гидромотор МП-90. Для этого с коробки снят приводной шкив, муфта сцепления и первичный вал, а взамен установлен приводной вал, корпус полумуфты и полумуфты. Вал гидромотора МП-90 посредством муфты плавающей соединен с приводным валом. Гидромотор посредством маслопроводов соединен с гидронасосом и составляет с ним гидростатический привод ходовой части.

Механизм включения рабочих органов монтируется с правой стороны гусеничной тележки и предназначен для передачи крутящего момента с двигателя на вал крылача пневмотранспортера, а также для включения и отключения привода с места водителя.

Привод рабочих органов осуществляется от шкива двигателя через ремень клиновой на шкив пневмотранспортера.

Механизм включения рабочих органов включает в себя ролик натяжной, гидроцилиндр, держатели, кулису, тяги, гайку регулировочную и упор. При выдвинутом штоке гидроцилиндра, натяжной ролик находится в крайнем правом положении, рамень ослаблен, шкив двигателя вращается свободно. При втянутом штоке гидроцилиндра кулиса поворачивается влево и через тягу перемещает натяжной ролик, ремень при этом натягивается и передает вращение шкиву пневмотранспортера.

При вытяжке клинового ремня шкив двигателя начинает пробуксовывать. В этом случае гайку регулировочную необходимо откручивать до нормального включения клиновой передачи. Ролики держателей имеют возможность перемещаться по пазам. Ими можно регулировать зазор между рейками. Зазор должен быть в пределах 3 - 5 мм.

На жатке-стогообразователе установлена кабина К 15.00.000. Она имеет несколько изменений. В правой стенке кабины имеется вырез под гидронасос, закрываемый специальным щитком. На левой стороне установлен поручень, а на задней стенке установлен кронштейн задней фары.

Гидросистемы жатки-стогообразователя (без гидротрансмиссии) состоит из 2-х самостоятельных систем с общим масляным баком: гидросистемы рабочих органов и гидросистемы управления поворотом.

Гидросистема рабочих органов служит для подъема и опускания жатки, подъема и опускания мотовила, привода вариатора мотовила и гидромотора, отталкивающей рамки, включения рабочих органов поворота козырька и емкости, подъема и опускания заднего пресса и задней стенки. Гидросистема включает насос (НШ-32У), предохранительный клапан, гидромотор, приводы сталкивающей рамки, масляный бак, семи и трех секционные гидрораспределители, гидроцилиндры и маслопроводы.

Гидросистема управления поворотом принципиально та же, что на комбайнах "Сибиряк", но отличается следующим:

1 - в механизме управления используется один гидроцилиндр (ГА-

38.000).

2 - с целью более надежного возврата штока гидроцилиндра в исходное положение плунжер распределителя управления конструктивно изменен и обеспечивает в среднем положении сообщение полостей гидроцилиндра со сливом (баком).

Механизм управления расположен на кожухе ведущего моста машины и обеспечивает поочередное воздействие на правый и левый механизм поворота с помощью одного гидроцилиндра, а также четкую последовательность воздействия на фрикционы тормоза обоих бортов.

В жатке-стогообразователе применен комплектный объемный гидропривод ходовой части - ГСТ-90, выпускаемый отечественной промышленностью. В комплект входят: насос, нерегулируемый гидромотор, фильтр с вакуумметром и фильтрующим элементом, рукава высокого давления. Кроме перечисленных узлов в гидротрансмиссию входит масляный бак, заимствованный с комбайна СКА-6И и трубопроводы.

ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Технологический процесс уборки всего биологического урожая заключается в следующем: стеблестой скашивается жатвенной частью или подбирается подборщиком и транспортером наклонной камеры подается к приемному битеру и далее к воздуховоду. Поток воздуха, нагнетаемый вентилятором, подает скошенную массу по воздуховоду в емкость. В процессе накопления массы в емкости, она подпрессовывается подвижной крышей, формируя стог. Распределение массы по емкости осуществляется поворотом козырька в требуемое положение с места оператора. Выгрузка массы из емкости производится сталкивающей стенкой, приводимой в движение гидромотором и двумя цепями. Выгрузка может производиться в стоговоз или на землю.

4.3.3 Самоходная гусеничная тележка СГТ-4,0

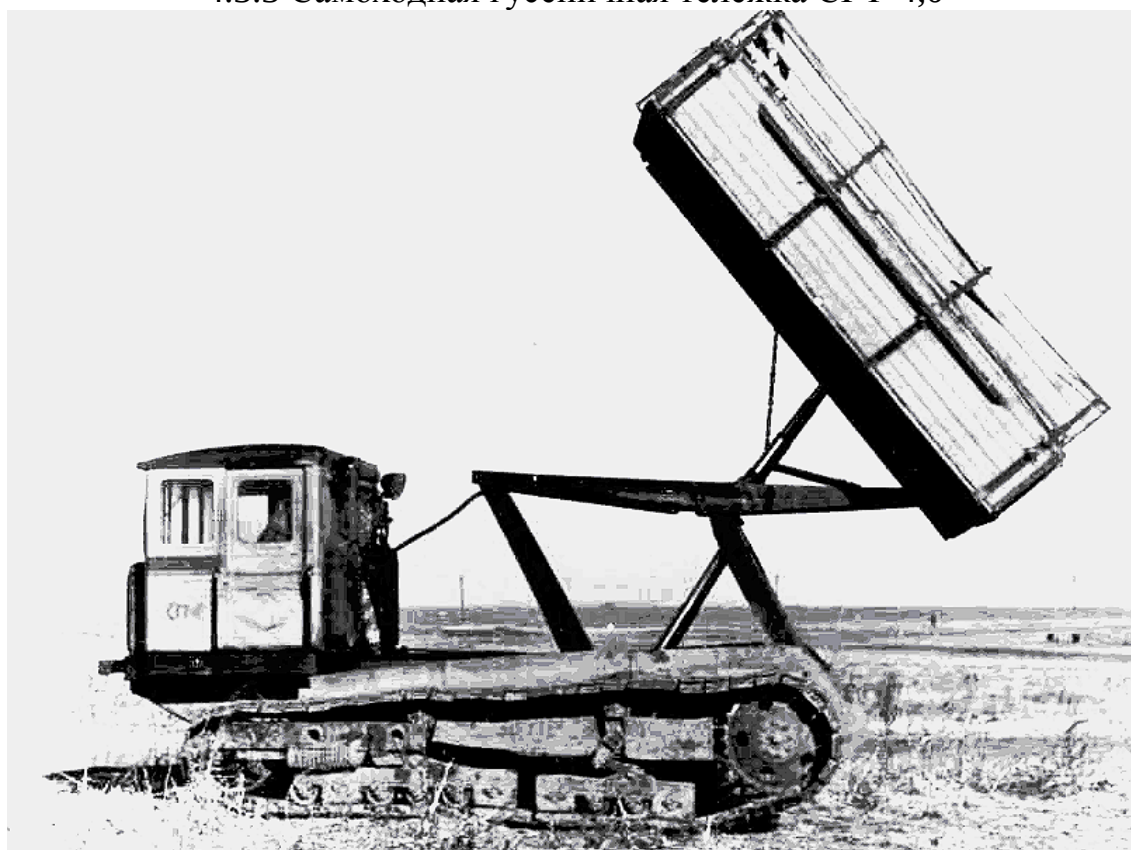


Рис. 4.29. Тележка СГТ - 4,0, механизм подъема

Таблица 4.21

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Масса, кг:	
Перевозимого груза	4000
Снаряженного кузова	8400
Полная	12400
Вместимость кузова с основными (надставными) бортами, м ³	6,5 (11)
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	46 (65)
Погрузочная высота по основным бортам, мм	2100
Рабочая скорость, км/час	1,7-12,7
Ширина колеи, мм	2540
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,04 (0,4)

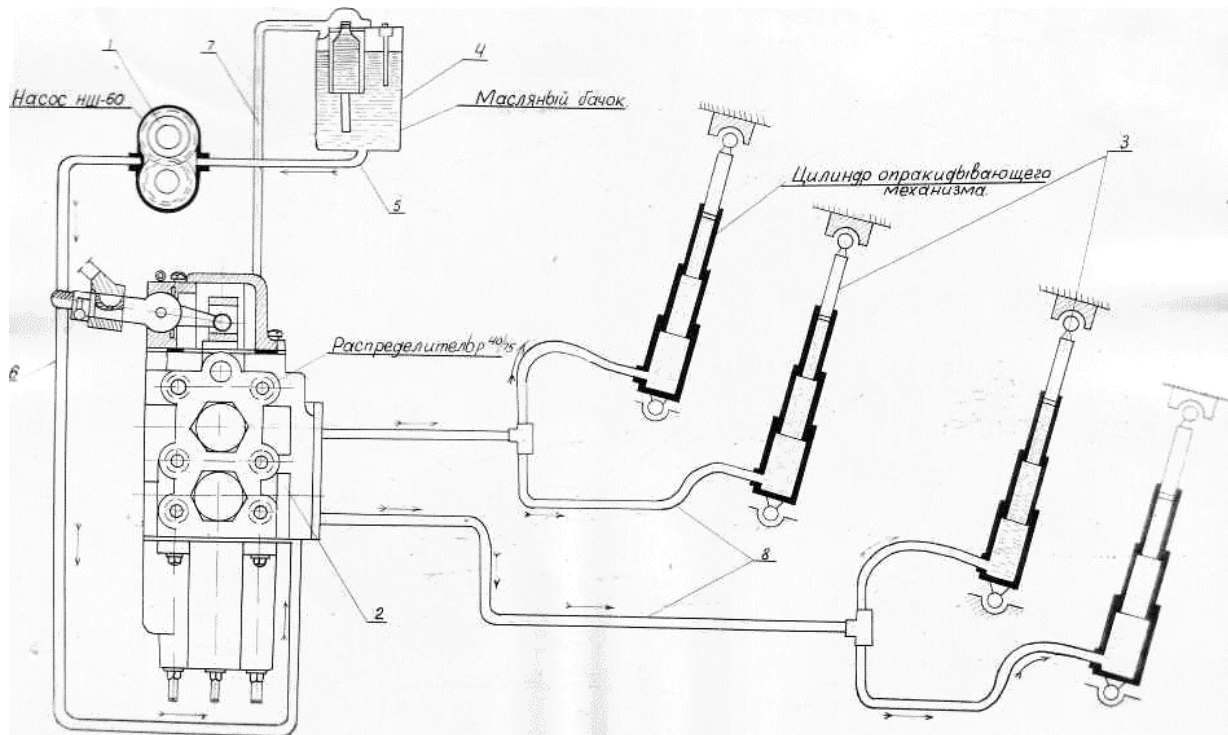


Рис. 4.30. Тележка СГТ - 4,0 (схема гидросистемы)

Самоходная гусеничная тележка СГТ-4,0 – высокопроходимое транспортное средство, предназначенное для перевозки различных сельскохозяйственных грузов в тяжелых дорожных условиях по переувлажненным и заболоченным почвам.

Загрузка тележки может производиться механическими средствами погрузки и непосредственно уборочными машинами при работе в агрегате с силосными и зерноуборочными комбайнами загрузка тележки осуществляется на ходу.

Благодаря наличию параллелограммного механизма, тележка может выгружать измельченную массу без заезда на борт, высота которого не более 2 метров. Кроме того, наличие этого механизма позволяет перегружать груз после вывозки его с поля в другой вид транспорта.

4.3.4 Бункер-перегрузатель на гусеничном ходу БПГ-10



Рис. 4.31. Бункер-перегрузатель БПГ-10 (общий вид спереди слева)



Рис. 4.32. Рабочий момент выгрузки

Таблица 4.22

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Масса, кг:	
Перевозимого груза	10000
Снаряженного кузова	12020
Полная	22020
Вместимость кузова с основными (надставными) бортами, м ³	
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	74 (100)
Погрузочная высота по основным бортам, мм	2700
Рабочая скорость, км/час	0-15
Ширина колеи, мм	2540
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,051 (0,51)

Бункер-перегрузатель на гусеничном ходу БПГ - 10 предназначен для сбора и накопления зерна от комбайнов, транспортировки к дороге и перегрузки его в транспортные средства в зонах с избыточным увлажнением почвы при уборке урожая риса, зерновых и зернобобовых культур.

Бункер-перегрузатель БПГ-10 состоит из бункера, с выгрузными шнеками, моторной установки, силовой передачи, ходовой части, поста управления, гидравлической системы и электрооборудования. Привод ходовой части и выгрузных шнеков осуществляется гидромоторами.

Бункер-накопитель служит для сбора и накопления зерна от комбайнов при уборке урожая риса, зерновых и зернобобовых культур.

Выгрузные шнеки предназначены для перегрузки зерна из бункера в транспортные средства.

Тележка на гусеничном ходу обеспечивает передвижение машины по переувлажненной почве при минимальном травмировании и уплотнении верхнего почвенного слоя.

Моторная установка предназначена для обеспечения механической энергией всех механизмов и систем машины.

Пост управления служит для размещения органов управления, контрольно-измерительных приборов, средств сигнализации и создания комфортных условий для работы оператора.

Гидравлическая система служит для привода заслонок горизонтального шнека в бункере, перевода наклонного шнека из транспортного положения в рабочее и обратно и управления козырьком наклонного шнека.

Управление движением и рабочими органами производится с места оператора.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС РАБОТЫ БУНКЕРА-ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ

По сигналу комбайнера о заполнении бункера комбайна бункер-перегрузатель подъезжает под выгрузной шнек комбайна.

Производится заполнение бункера от нескольких комбайнов до полной загрузки. Затем бункер-перегрузатель выезжает на край поля к дороге и разгружается в транспортные средства и снова возвращается под загрузку.

На твердом поле, когда колесные транспортные средства могут подъезжать непосредственно к комбайну, бункер-перегрузатель служит передвижной емкостью, компенсирующей простои комбайнов из-за отсутствия транспорта.

4.3.5 Тракторный прицеп ШП-3 «Дальневосточник»

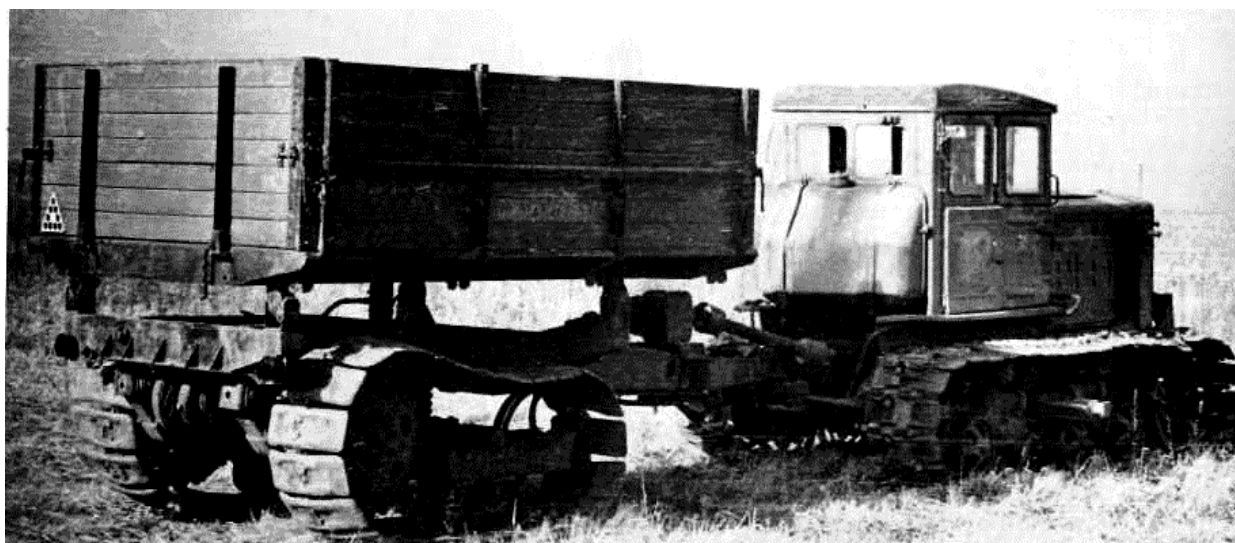


Рис. 4.33.

Таблица 4.23

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Масса, кг:	
Перевозимого груза	4000
Снаряженного полуприцепа	2560
Полная	6560
Вместимость кузова с основными (надставными) бортами, м ³	5,3 (11,5)
Направление разгрузки	На три стороны
Погрузочная высота, мм	1095
Рабочая скорость, км/час	8
Тяговый класс трактора, т	3
Ширина колеи, мм	1520
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,042 (0,42)

Тракторный полунавесной самосвальный одноосный прицеп ШП-3 «Дальневосточник» является универсальным транспортным средством. Он предназначен для перевозки различных сельскохозяйственных грузов по всем

видам дорог и в полевых условиях, а также на переувлажненной почве.

Для повышения проходимости он оборудован ведущим мостом, сменным колесно-гусеничным ходом, приводящимся через трансмиссию прицепа от вала отбора мощности буксирующего трактора. Наличие сменных сплошных и сетчатых надставных бортов позволяет использовать его для транспортировки сыпучих и затаренных грузов с различным объемным весом. Платформа прицепа легко переоборудуется в фургон с большим полезным объемом.

Прицеп агрегируется: при установке сменного колесного хода - с трактором класса 1,4, при установке сменного гусеничного хода - с трактором класса 3 тонны.

Без включения привода ведущего моста прицеп может агрегатироваться с гусеничными тракторами ДТ-75 и Т-74, а также в колесном варианте с тракторами МТЗ.

Агрегирующие тракторы должны иметь стандартные скобы, раздельно-агрегатные гидросистемы для подключения гидроподъемника, механизма включения и выключения моста и переключения раздаточной коробки, выводами для подключения электрооборудования, а также ручными приводами к тормозной системе прицепа.

4.3.6 Самовальный Кузов-перегрузчик КП-6

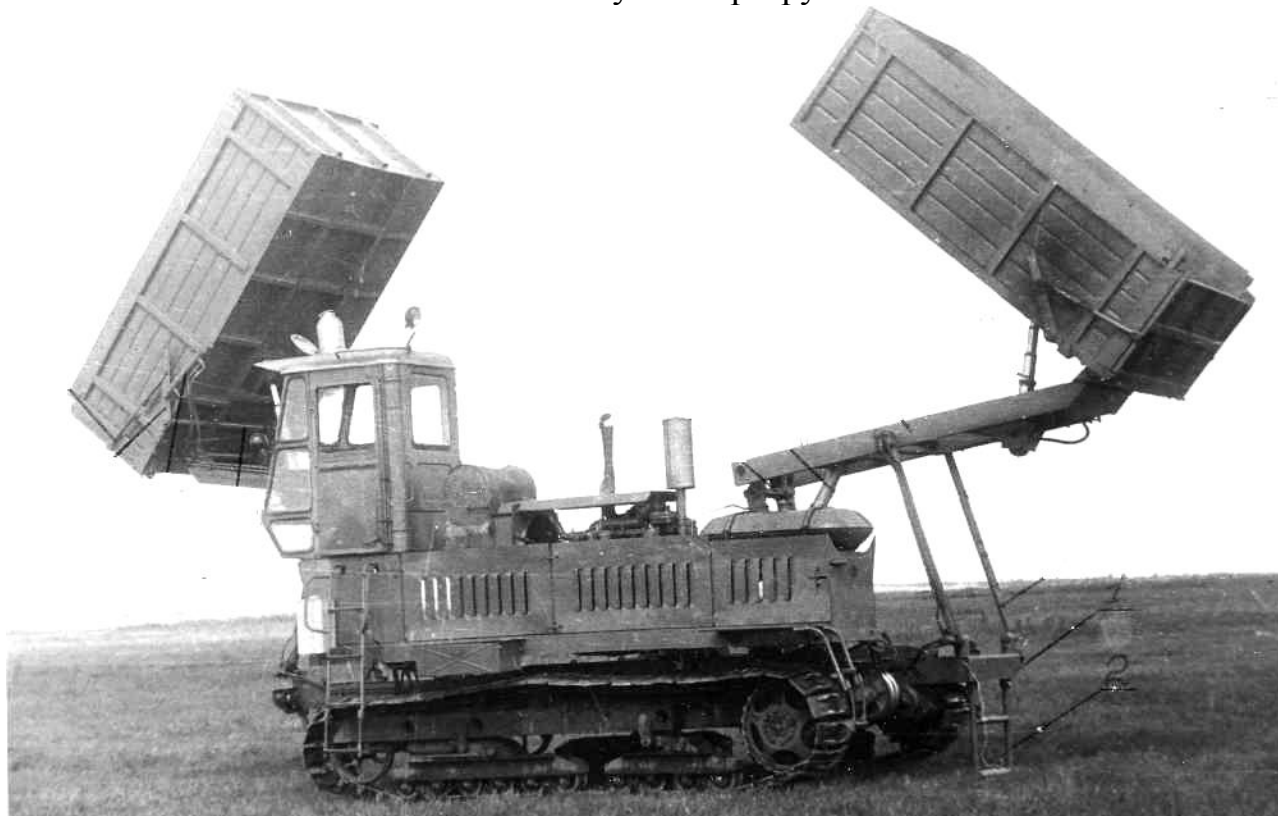


Рис. 4.34. Кузов-перегрузчик КП-6 с поднятыми опрокинутыми кузовами.

Таблица 4.24

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Тип	самоходный
Масса, кг:	
Перевозимого груза	6000
Снаряженного кузова	9150
Полная	15150
Вместимость кузова с основными (надставными) бортами, м ³	9,4 (17,7)
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	74 (100)
Погрузочная высота по полу платформы, мм	1265
Погрузочная высота по основным бортам	2075
Рабочая скорость, км/час	2-15
Ширина колеи, мм	2585
Удельное давление на почву, МПа (кг/см ²)	0,044 (0,44)

Кузов-перегрузчик предназначен для вывозки с поля от комбайна продуктов урожая к полевым дорогам, перегрузки его в автомобили и тракторные прицепы, в районах избыточного увлажнения, а также внутрихозяйственной транспортировки с/х грузов в условиях бездорожья.

Кузов-перегрузчик состоит из самоходной гусеничной тележки, двух кузовов, механизма подъема кузовов, механизма для запираания и отпираания задних бортов, боковых надставных бортов, передних надставных бортов и откидной опорной стойки.

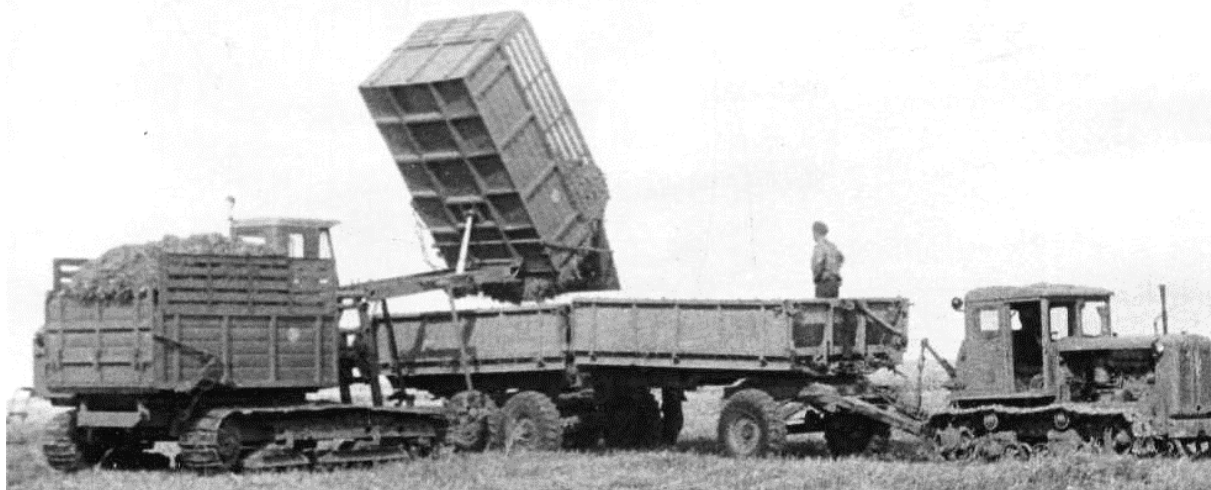
Механизм подъема кузова образуется с помощью шарнирно установленных на неподвижной раме, переднего, заднего рычагов, подвижного надрамника и гидроподъемника.

На подвижные надрамники шарнирно устанавливаются кузова. Опрокидывание кузова осуществляется гидроподъемниками. Имеется две опорные стойки, предохраняющие ходовую часть от перегрузок; во время загрузки. Они обеспечивают также устойчивость машины при максимально поднятом положении одного из кузовов.

Для опрокидывания задних бортов предусмотрено устройство. С левой и с правой сторон кузовов имеются телескопические тяги, одним концом шарнирно соединенные с задним бортом, а другим - с рычагом. Рычаги, как с левой, так и с правой стороны жестко посажены на ось, которая свободно проворачивается в подшипниках скольжения. С левой стороны кузова рычаги обеих кузовов, соединены с гидроцилиндрами, благодаря которым осуществляется открытие заднего борта и закрывание. Через ось крутящий момент передается на рычаг другой стороны кузова.

Опорные стойки предназначены для обеспечения устойчивости машины и уменьшения нагрузки на гусеничную тележку в момент разгрузки, когда один из кузовов находится в максимально поднятом положении. К неподвижной раме шарнирно крепится двуплечий рычаг, одно плечо

которого, посредством тяги, соединено с откидной опорной стойкой, на конце другого плеча установлен ролик, который своей поверхностью упирается в направляющую надрамника. Откидная опорная стойка шарнирно крепится к неподвижной раме и представляет собой сварную рамную конструкцию из элементов трубчатого сечения и гнутых профилей. При подъеме кузова надрамник поднимается вверх, освобождая плечо двуплечего рычага, снабженного роликом. Опорная стойка под действием собственного веса занимает вертикальное положение. Длина опорной стойки такова, что она касается поверхности земли в начальной стадии подъема кузова. При дальнейшем подъеме кузова за счет рычагов параллелограммного механизма обеспечивается вынос кузова, при этом центр тяжести машины постепенно перемещается в сторону опорной стойки. Поэтому увеличивается нагрузка на подрессоренную каретку и рессора каретки сжимаются, а неподвижная рама наклоняется в сторону стойки, поверхность которой становится несущей. При опускании кузова в транспортное положение надрамник давит на ролик двуплечего рычага, и опорная стойка занимает горизонтальное положение.



ис. 4.35. Перегрузка силосной массы в транспортное средство

Выгрузка зерна из бункера зерноуборочного комбайна и емкости кузова может производиться как на остановках, так и при движении агрегата. При этом кузов-перегрузчик с опущенными в транспортное положение кузовами, подходит правым бортом под шнек зерноуборочного комбайна. После заполнения емкости кузова, зерно транспортируется к полевой дороге, где располагаются автомобили или тракторные прицепы. Затем кузов-перегрузчик подъезжает к боковым или заднему борту автомобиля или тракторного прицепа и с помощью гидравлики производится подъем и смещение поднимаемого кузова в направлении транспортного средства на необходимую величину. После этого поднятый кузов, с помощью гидравлики, опрокидывается, и зерно высыпается в кузов транспортного средства.

Чтобы установить кузов в транспортное положение необходимо рычаг гидрораспределителя перевести в положение "опускание" и "закрытие борта".

Затем весь кузов с надрамником опустить максимально вниз. Для перегрузки второго кузова, необходимо кузов-перегрузчик развернуть на 180° и повторить все операции, описанные выше.

Возможна перегрузка и в следующей последовательности: вначале осуществляется подъем кузова на необходимую величину, а затем под поднятый кузов подъезжает транспортное средство. Для транспортировки зерна кузов-перегрузчик оборудуется сплошными надставными бортами.



Рис. 4.36. Выгрузка зерна из заднего кузова в автомобиль

РАБОТА С СИЛОСОУБОРОЧНЫМ КОМБАЙНОМ.

Перегрузка силосной массы из бункера силосоуборочного комбайна производится на остановках. При этом кузов-перегрузчик подъезжает сзади силосоуборочного комбайна передними или задними бортами под выгрузной транспортер бункера комбайна. Задний и передний борта должны быть установлены шарнирно на нижние кронштейны.

Кузов-перегрузчик КП-6 может работать в агрегате с безбункерным комбайном. Загрузка кузова в этом случае осуществляется на ходу агрегата. Транспортировка к дороге и перегрузка силосной массы в автомобиле или транспортные средства с надставными бортами осуществляется в той же последовательности, что и при работе с зерноуборочными комбайнами.



Рис. 4.37. Загрузка картофелесажалки СН-4Б кузовом-перегрузчиком КП-6
4.4 ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

4.4.1 Гусеничная ходовая часть с шагом гусеничной цепи 174 мм



Рис. 4.38

4.4.2 Гусеничная ходовая часть на резиноармированных гусеницах

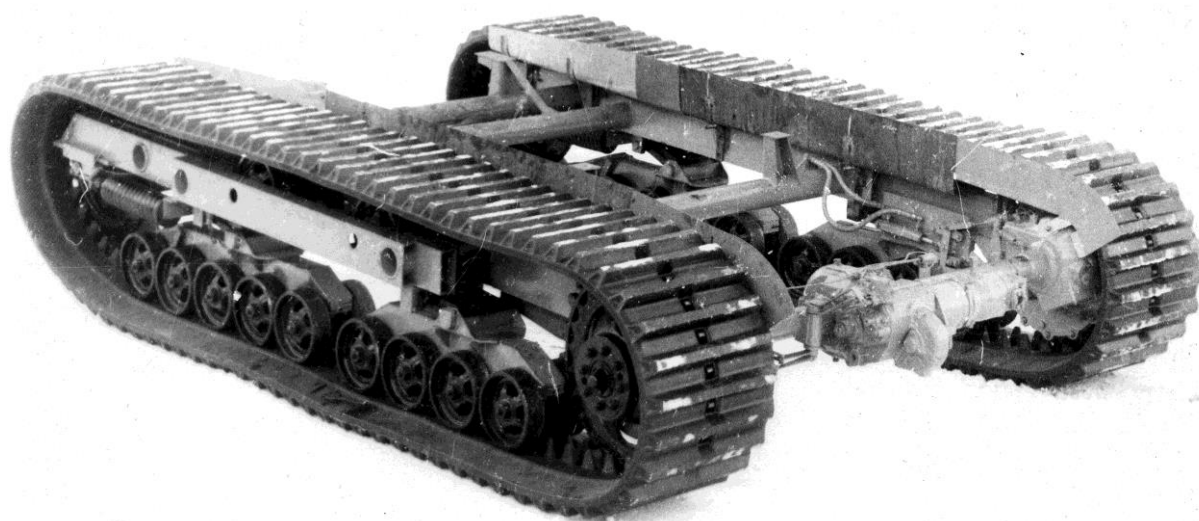


Рис. 4.39.

4.4.3 Автомобиль МАЗ-500 со сменным гусеничным ходом



Рис. 4.40.

4.4.4 Шасси самоходное полугусеничное СШ-75Г



Рис. 4.41.

4.4.5 «Нептун-3» - дождевальная установка на самоходном гусеничном шасси ГШ-75

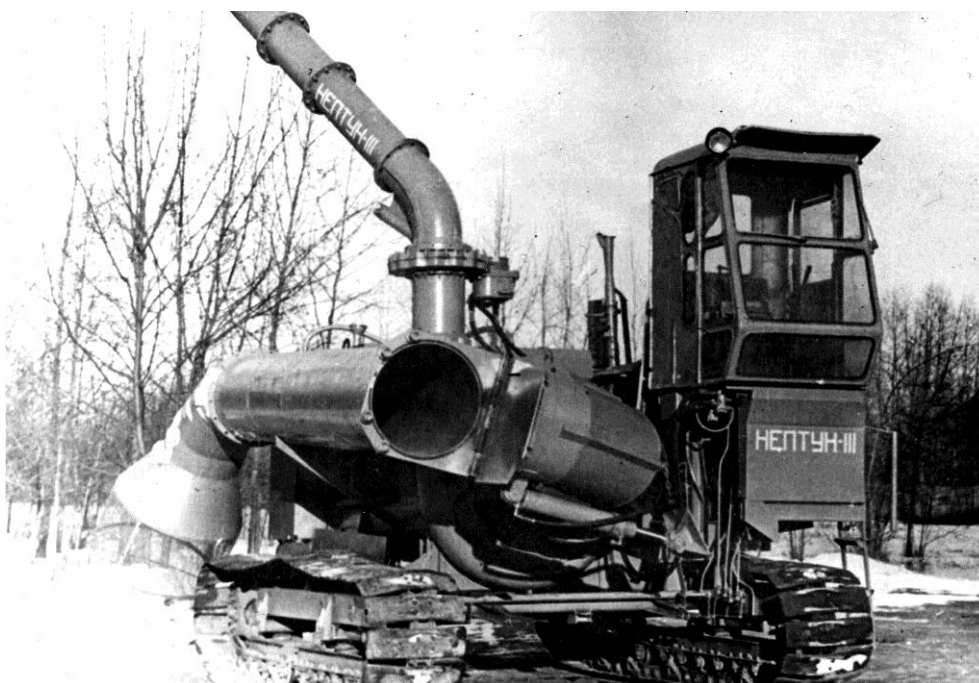


Рис. 4.42.

4.4.6 Гусеничный самоходный пресс-подборщик с платформой



Рис. 4.43.

4.4.7 Лабораторная энергоустановка на резиноармированной гусенице с валковой жаткой и культиватором-глубокорыхлителем



Рис. 4.44.

4.4.8 Самоходный кузов-перегрузчик на резиноармированной гусенице «Амур-10»



Рис. 4.45.

4.4.9 Салон бытовой самоходный СБС-12

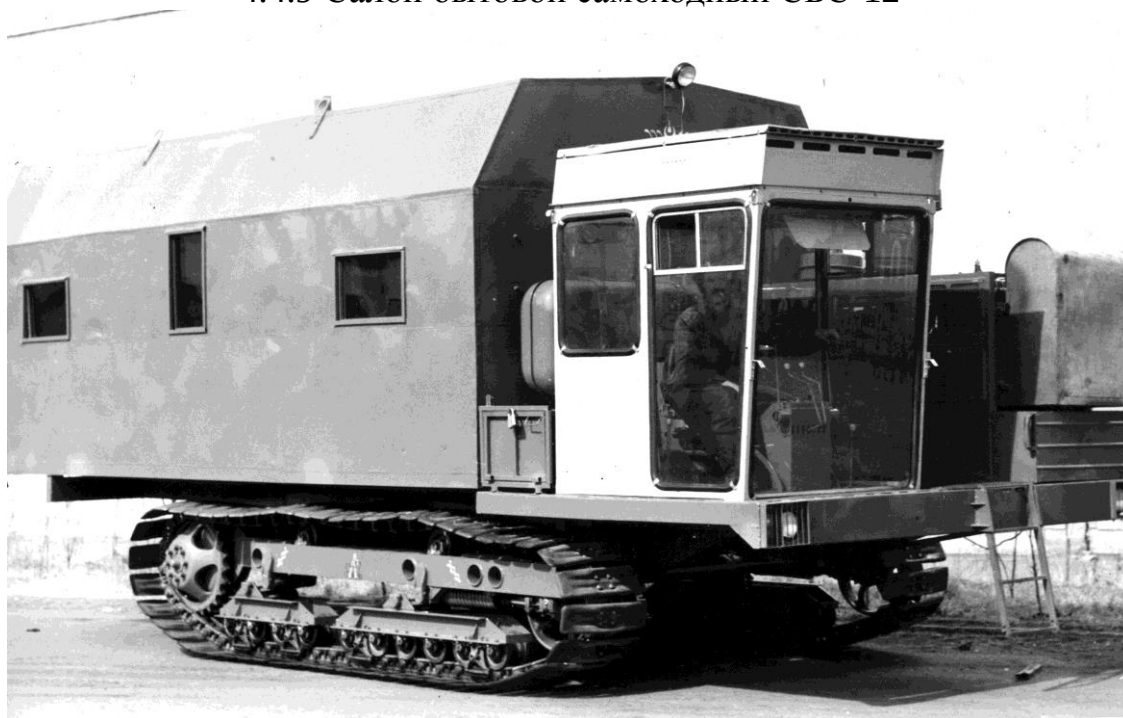


Рис. 4.46

4.4.10 Модуль производственно-бытовой самоходный МПБ-50



Рис. 4.47.

4.4.11 Прицепной кормоуборочный комбайн КС-2,6 на гусеничном ходу с активным приводом

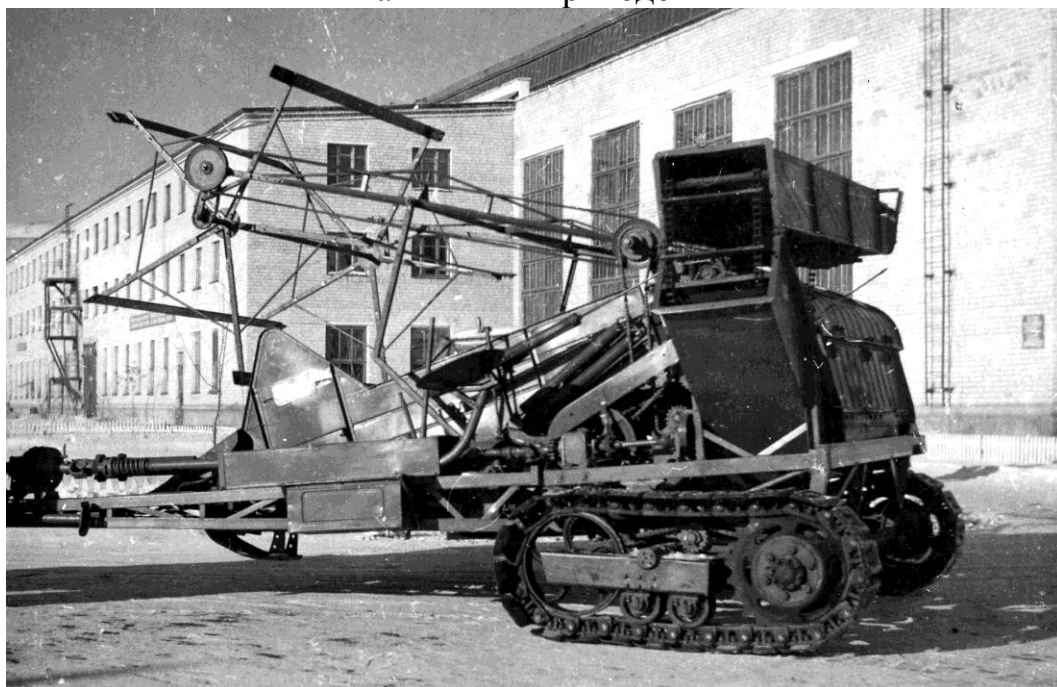


Рис. 4.48.

4.4.12 Картофелеуборочный комбайн ККУ-2 на модернизированном гусеничном шасси



Рис. 4.49.

4.4.13 Стогометатель с поворотной стрелой и грабельной решеткой на гусеничном шасси ГШ-75



Рис. 4.50. Стогометатель с поворотной стрелой и грейфером на гусеничном шасси ГШ-75

4.4.14 Кузов-перегрузчик с транспортером



Рис. 4.51. Выгрузка в тракторный прицеп

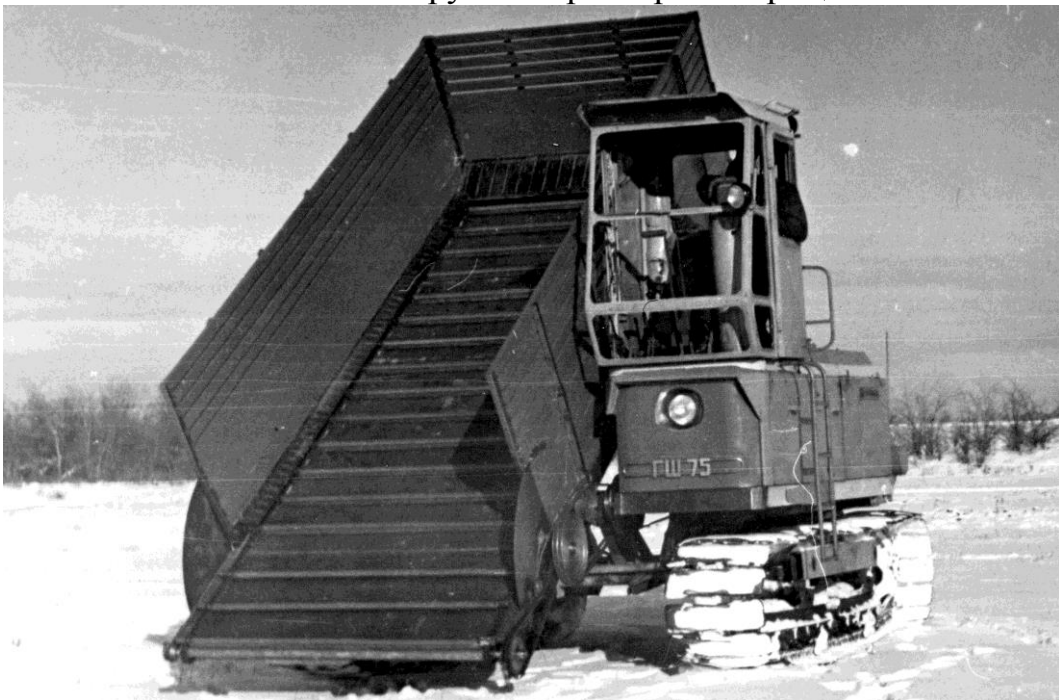


Рис. 4.52. Положение для выгрузки вперед



Рис. 4.53. Кузов-перегрузчик с транспортером (вид спереди)

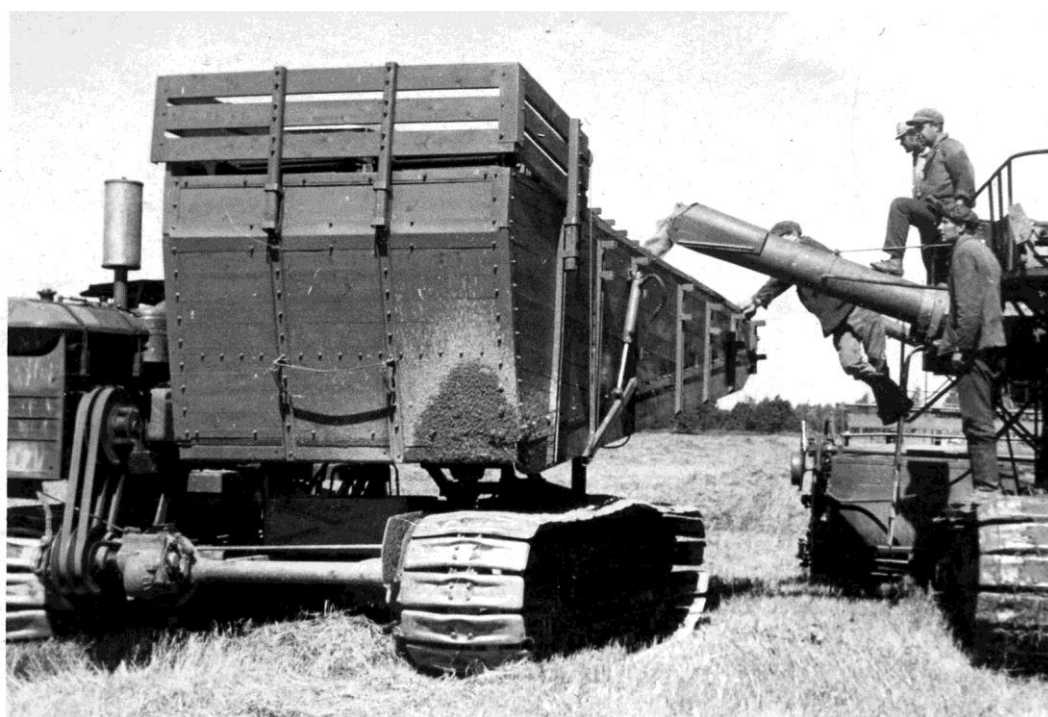


Рис. 4.54. Кузов-перегрузчик с транспортером (вид сзади)

4.4.15 Самоходное гусеничное шасси ШСК-90М с трансмиссией трактора ДТ-54 для комплекса машин по уборке тростника в районах Астраханской области

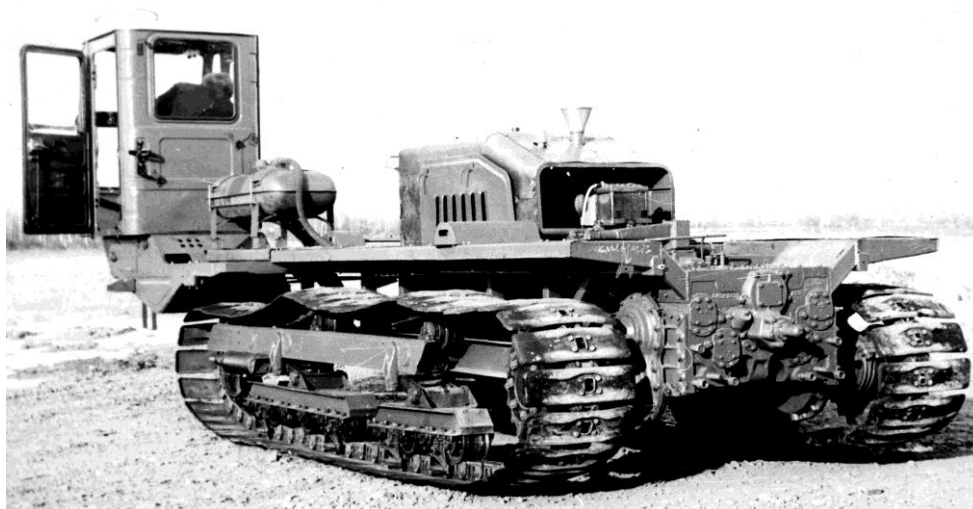


Рис. 4.55.

4.4.16 Гусеничное энергосредство с передней и задней навеской (обработка почвы, внесение удобрений и посев)



Рис. 4.56.

4.4.17 Гусеничное энергосредство на базе узлов СШ-75



Рис. 4.57.

4.4.18 Самоходное гусеничное шасси ГШ-75



Рис. 4.58.



Рис. 4.59. Самоходное гусеничное шасси ГШ-75 (вид справа).

4.4.19 Самоходное гусеничное шасси ШСК-90М

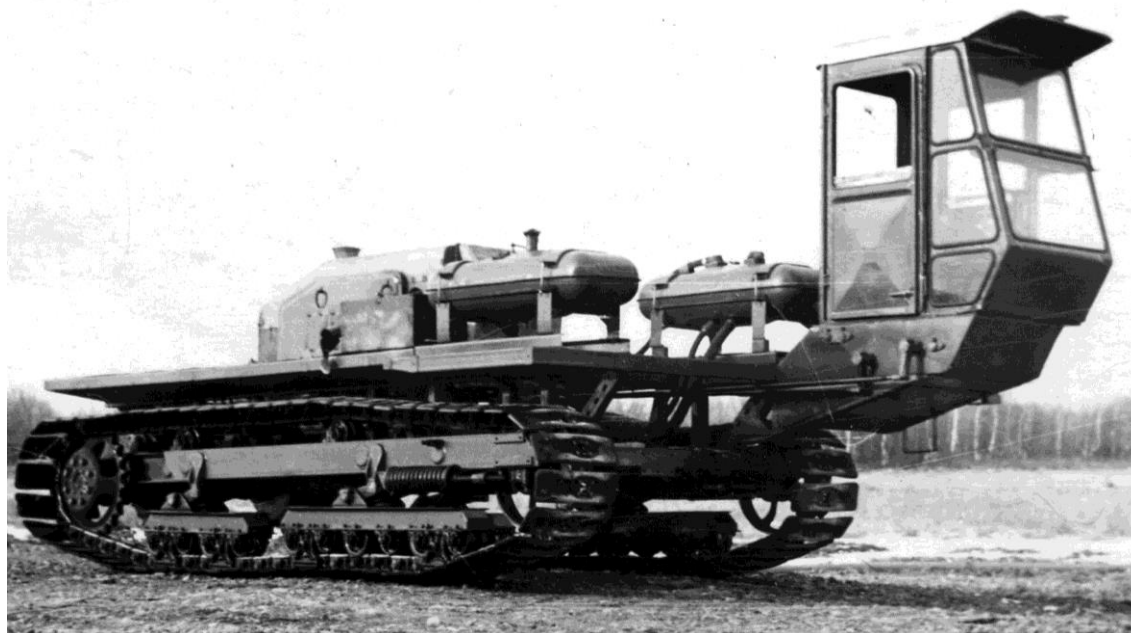


Рис. 4.60. Вид справа.

4.4.20 Гусеничная ходовая часть с увеличенным шагом звеньев $t=190$ мм.



Рис. 4.61.

4.4.21 Движитель с резиноармированной гусеницей и торсионной подвеской

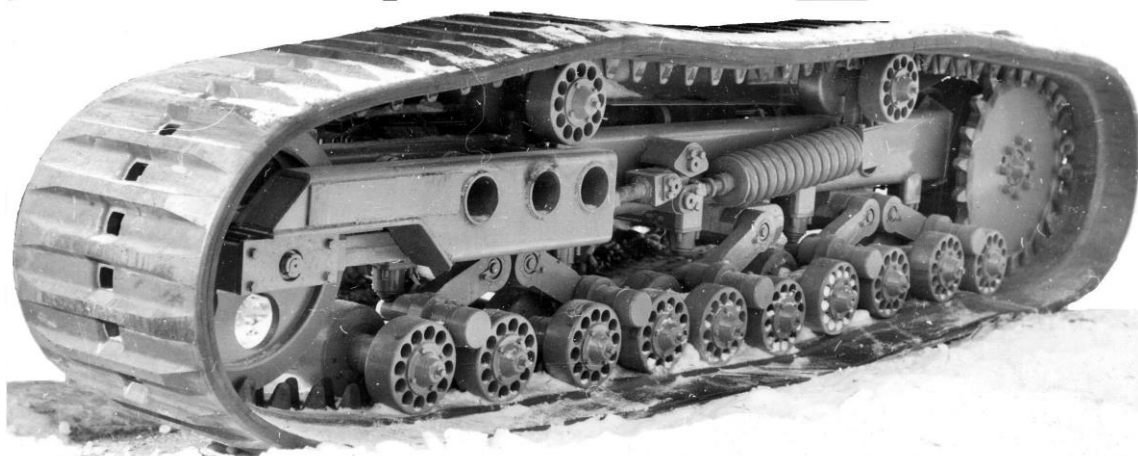


Рис. 4.62.

4.4.22 Гусеничная ходовая часть с литыми траками КСП-90



Рис. 4.63.

4.4.23 Гусеничная ходовая часть с рычажно-балансирной подвеской

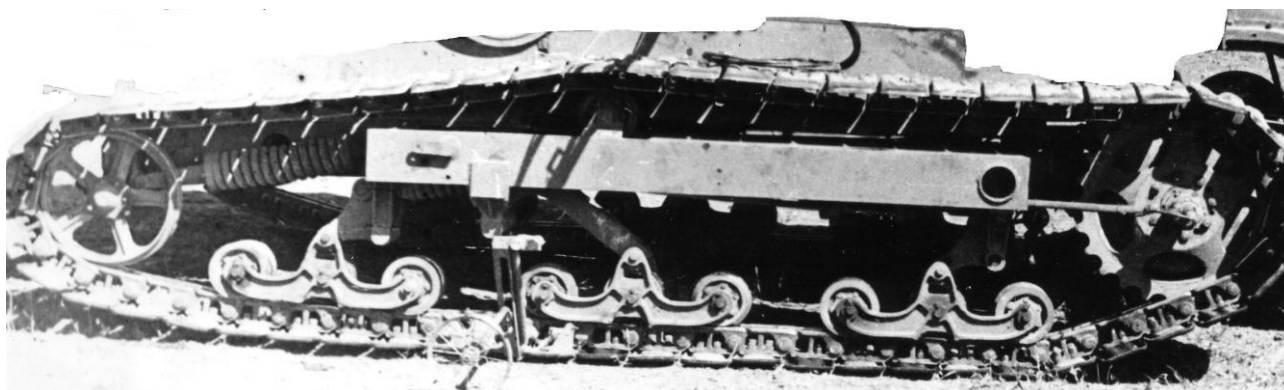


Рис. 4.64.

ГЛАВА 5 ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Исследования металлогусеничного движителя показывают, что металлические гусеницы оказывают вредное воздействие на почву: разрушают структуру, уплотняют плодородный слой, нарушают агрофизические процессы. Воздействие ходовых аппаратов на почву является одним из факторов, приводящих к потере плодородия почвы. Особенно отрицательное воздействие ходовых систем на почву проявляется в зонах, подверженных переувлажнению. Сегодня вопросы охраны окружающей среды (сохранения плодородия почвы) приобретают важное народнохозяйственное значение. Анализ исследований по металлогусеничному движителю позволяет сделать вывод, что потенциальные ресурсы существующего серийного движителя ограничены как в отношении улучшения эксплуатационных качеств, так и экологического совершенствования [195,196,197,198,199,200]. Поэтому разработки, направленные на совершенствование гусеничной ходовой системы и устранение вышеперечисленных недостатков, сдерживающих дальнейшую механизацию уборочных и других технологических процессов в растениеводстве Дальнего Востока, являются особенно актуальными [27,81,82,83,85,88,89,90,91,92,98,136,149].

С целью снижения вредного воздействия на почву в ДальГАУ совместно с Санкт-Петербургским АО «Красный треугольник» и Головным специализированным конструкторским бюро по машинам для зоны Дальнего Востока разработан пневмогусеничный движитель (ПГД) с ленточной пневмогусеницей пневмотракового типа с поперечным расположением пневмоэлементов [140,141]. Исследованиям подвергалась цепная пневмогусеница, состоящая из серийной металлозвенчатой цепи, у которой на каждом звене вместо металлических опорных плит посредством

переходных элементов устанавливались пневматические траки модели Л-5 размерами 0,650x0,155x0,115 м (рисунок 5.1).



Рис. 5.1. Цепной пневмогусеничный движитель с пневмотраками модели «Л-5» с размерами 650x155x115 мм

Результаты сравнительных исследований пневмогусеничного движителя и серийного металлогусеничного движителя приведены в таблице 5.1.

Анализ данных таблицы 5.1 показывает, что пневмогусеничный движитель по сравнению с серийным имеет преимущества, потери на передвижение уменьшаются почти на 50% (вследствие меньших потерь в шарнирах гусеничной цепи); улучшение тягово-сцепных свойств более чем на 30%; снижение максимального нормального давления в 1,76 раза; возможность передвижения по дорогам с усовершенствованным покрытием.

Таким образом, пневмогусеничный движитель является перспективным направлением совершенствования ходовой системы уборочных машин, и имеет перед существующей следующие основные преимущества: более высокие тягово-сцепные свойства, меньшее техногенное воздействие на почву, снижение динамических нагрузок в движителе и трансмиссии, улучшение плавности хода.

Таблица 5.1

Результаты сравнительных испытаний комбайна с металлогусеничным и пневмогусеничным движителями [20]

№ п/п	Наименование показателя	Условия испытаний	Значения показателей		Улучшение
			СКД-6Р	СКД-6РП	
1.	Сила сопротивления движению, кН	$W = 52,30 \%$ $V = 0,50 \text{ м/с}$	20,62	13,79	в 1,50 раза
2.	Коэффициент сцепления	$W = 52,30 \%$ $V = 0,50 \text{ м/с}$	0,252	0,286	в 1,13 раза
3.	Коэффициент сопротивления движению	$W = 52,30 \%$ $V = 0,50 \text{ м/с}$	0,198	0,132	в 1,50 раза
4.	Потери мощности в шарнирах, кВт	$W = 52,30 \%$ $V = 0,50 \text{ м/с}$	1,75	1,3	в 1,35 раза
5.	Максимальное нормальное давление на почву, кПа	$W = 45,50 \%$ $V = 0,50 \text{ м/с}$	102	58	в 1,76 раза
6.	Коэффициент неравномерности распределения давления по центру трака	$W = 45,50 \%$ $V = 0,50 \text{ м/с}$	1,40	1,02	в 1,37 раза
7.	Уровень звука шума на рабочем месте, дБ «А»	стерня зерновых, 2 передача	84	83	в 1,123 раза
8.	Уровень звука внешнего шума, дБ «А»	грунтовая дорога, 3 передача	98	95	в 1,6 раза
9.	Вибрация на рабочем месте в полосе 16 Гц		$0,187 \times 10^{-2}$	$0,998 \times 10^{-3}$	в 1,77 раза

Вторым перспективным направлением совершенствования металлогусеничного движителя — является использование резиноармированных гусениц вместо металлических.

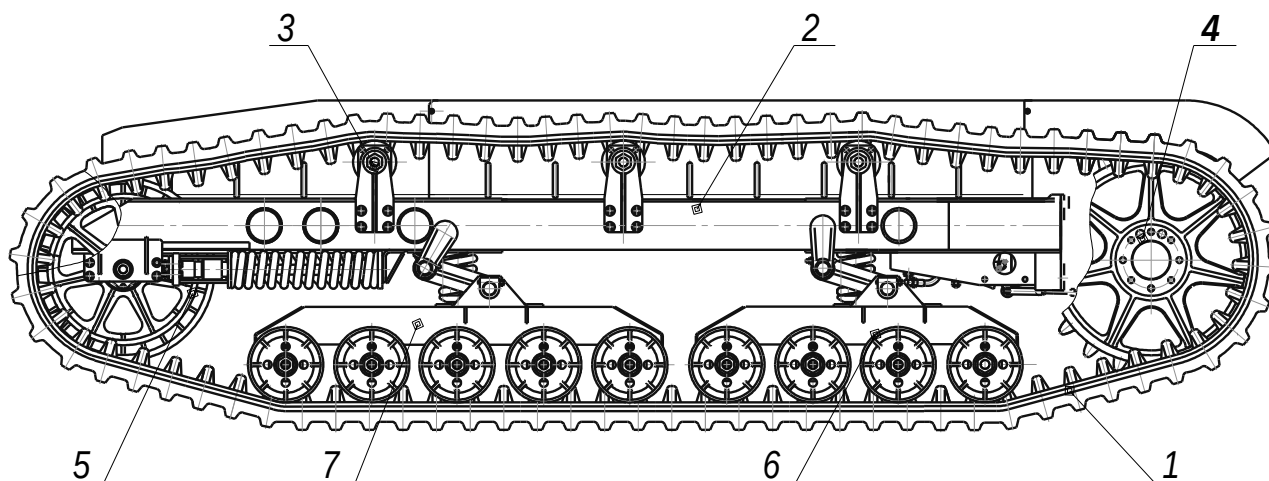


Рис. 5.2. Гусеничная тележка с резиноармированными гусеницами:

Главным конструкторским бюро по машинам для зоны Дальнего Востока разработана гусеничная тележка (рисунок 5.2) на резиноармированных гусеницах с гидрообъемным приводом ГСТ-90. Гусеничная тележка включает раму 2, ведущий мост со звездочками 4, резиноармированные гусеницы 1, направляющие колеса с двумя пружинными амортизационно-натяжными устройствами 5 салазочно-винтового типа, опорные катки, объединенные в две передние пятикатковые 7 и две задние четырехкатковые 6 каретки, поддерживающие катки 3 и подвеску шарнирно-рычажного типа в виде соединения кареток с рамой посредством траверс, которые качаются на осях, опору рамы на каретки через большую и малую цилиндрические пружины.

ГСКБ разработаны две конструкции гусеничной тележки с резиноармированными гусеницами ТГР-3 и ТГР-4 (рисунок 5.3 и 5.4). Основа их принципиального отличия – конструкция подвески опорных катков.

Первая имеет традиционную, аналогичную с серийной металлогусеничной тележкой шарнирно-рычажную подпружиненную подвеску опорных кареток. Опорные катки каждого борта на раме каретки жестко объединены в переднюю пятикатковую и заднюю четырехкатковую каретку. Такую подвеску опорных катков можно отнести к полужесткой.

Вторая тележка имеет экспериментальную торсионно-балансирную подвеску опорных катков: десять опорных катков каждого борта попарно жестко между собой объединены в пять опорных кареток, свободно подвешенных (балансирующих) на рычагах, верхняя часть которых жестко посажена на индивидуальных торсионных валах. Такую подвеску опорных катков можно отнести к упругой.



Рис. 5.3. Гусеничная тележка с резиноармированными гусеницами ТГР-3

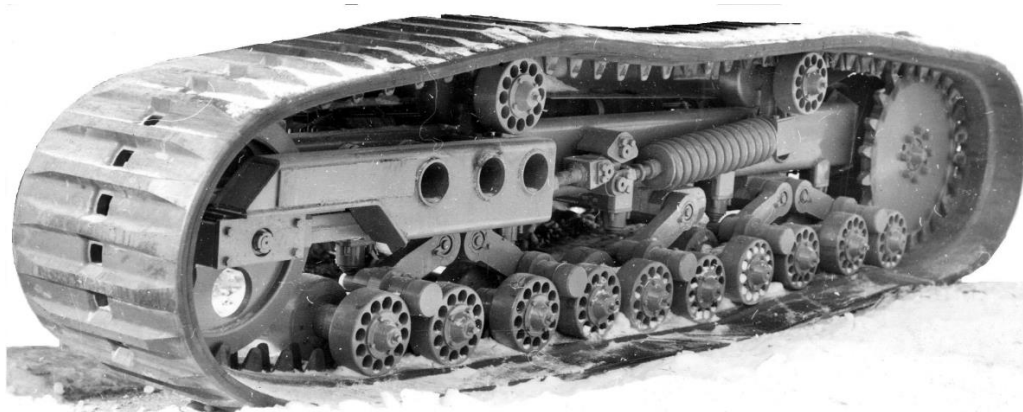


Рис. 5.4. Гусеничная тележка с резиноармированными гусеницами ТГР-4

Результаты сравнительных исследований движителей с резиноармированными и металлическими гусеницами приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Сводная таблица оценки воздействия на почву комбайна «Енисей-1200Р» с металлогусеничными и резиноармированными движителями

№ п/п	Наименование параметра	Единица измерения	Тип движителя			
			КСП-01	КСП-80	ТГР-3	ТГР-4
1.	Тип подвески		шарнирно-рычажная			Торсионно-балансирная
2.	Эксплуатационная масса	кг	14370	17250	16420	17000
3.	Шаг гусеницы	м	0,190	0,190	0,125	0,125
4.	Количество опорных катков		10	10	9	10
5.	Ширина гусеницы	м	0,620	0,620	0,645	0,645
6.	Смещение центра тяжести	м	0,150	0,170	0,225	0,645
7.	Расстояние между осями крайних опорных катков	м	2,680	2,620	2,605	2,920
8.	Длина опорной поверхности	м	2,854	2,815	2,780	3,045
9.	Коэффициент неравномерности распределения давления		3,18	4,05	3,00	1,85
10.	Среднее давление под движителем	кПа	39,8	48,4	44,8	42,4
11.	Максимальное давление на почву	кПа	170	206	120	84
12.	Глубина колеи	м	0,057	0,062	0,050	0,035

Общий уровень низкочастотных ускорений на остовах исследуемых комбайнов, имеющих шарнирно-рычажную подвеску (в том числе и ТГР-3), при движении по грунтовой дороге на максимальной скорости 13,8 км/ч примерно одинаков и составляет 0,64 м/с², с торсионно-балансирной подвеской (ТГР-4) составляют 0,35 м/с², на полу кабины комбайна

торсионно-балансирная система подпрессоривания обеспечивает снижение уровня колебаний при движении в транспортном режиме в 2 раза, с 1,32 до 0,66 м/с². Уровень ускорений на сиденье комбайнов во всех четырех октавных диапазонах частот (0/7-11,2Гц), соответствует требованиям ГОСТ 12.2.019-86. Однако, для шарнирно-рычажной подвески, если в последних 3-х октавах обеспечивается двукратный запас, то в первой октаве запас составляет около 15%. Последнее обстоятельство свидетельствует об ограниченных потенциальных возможностях существующей системы подпрессоривания в случае дальнейшего повышения транспортных скоростей движения. Оценки давления на почву комбайна с металлической и резиноармированной гусеницами приведены на рис. 5.5 и 5.6.

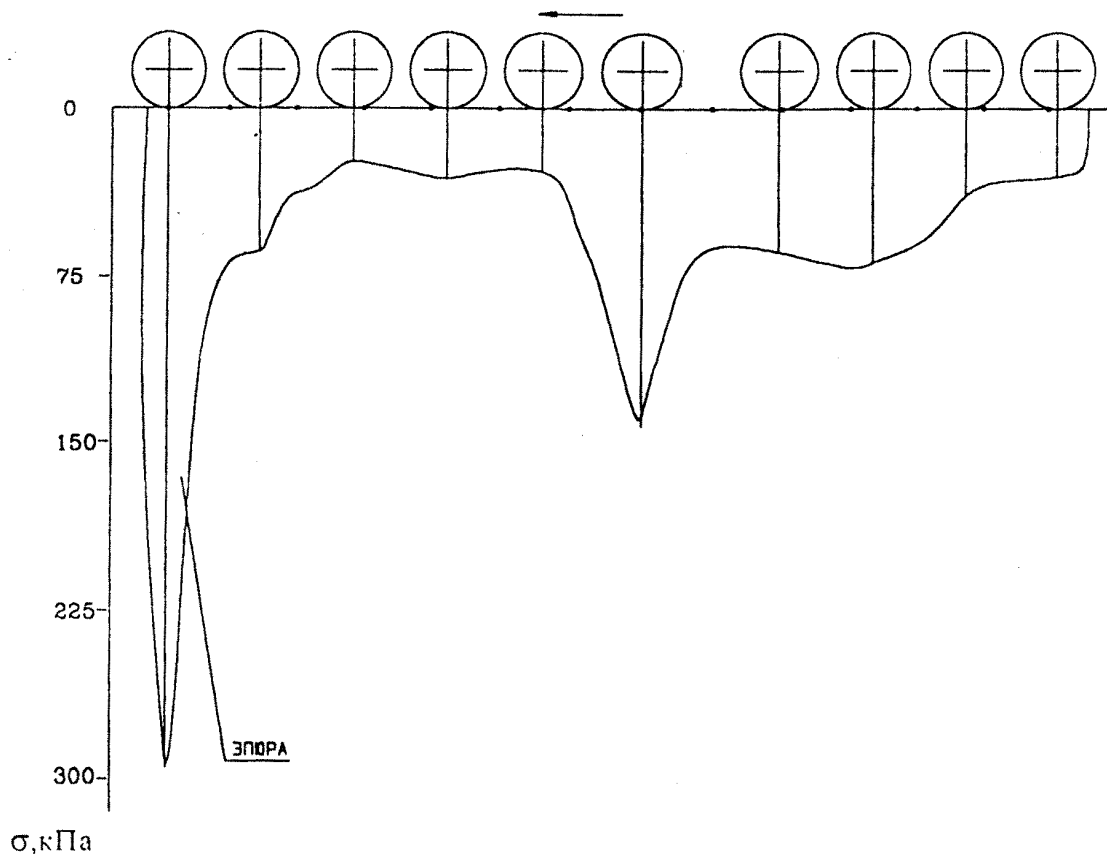


Рис. 5.5. Оценка давления на почву комбайна с металлической гусеницей

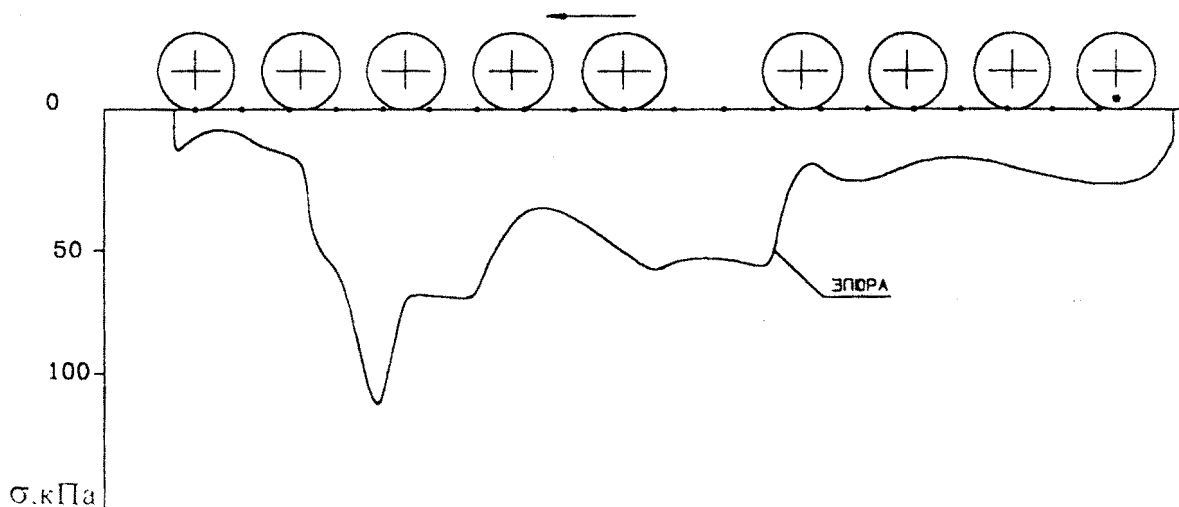


Рис. 5.6. Оценка давления на почву комбайна с резиноармированной гусеницей

Результаты испытаний и расчетов оценки воздействия на почву комбайна с разными ходовыми системами и трактора ДТ-75 приведены в таблице 5.3.

Система подвески ТГР-4 позволяет каткам лучше копировать поверхность движения без существенных перемещений центра тяжести машины, продольно угловых колебаний ее остова, это положительно отражается на нагруженности катков, остова, уровне вертикальных колебаний и, как следствие, повышается надежность машины и комфортность езды.

Гусеничная тележка ТГР-3 с традиционной схемой подвески реализована в конструкциях рисозерноуборочных комбайнов – экспериментального образца «Енисей-1200РА» и опытного образца «Кедр-1200Р», который прошел государственные приемочные испытания на машиноиспытательных станциях и рекомендован к серийному производству. Опытный образец такого комбайна и взят нами в качестве базовой модели при создании экспериментальной установки для отработки технологической схемы работы рисозернового комбайна, его узлов и агрегатов в плане решения тактических задач совершенствования технолого-технических систем на уборке сои в экстремальных условиях Дальнего Востока.

Таблица 5.3

Результаты испытаний и расчетов по оценке воздействия на почву комбайнов с разными ходовыми системами
и трактора ДТ-75

Обозначение объектов испытаний	Номер объекта	Напряжение, кПа		Показатели воздействия на почву						Показатели уплотнения почвы в следах движителей			
		Экспериментальное на глубине 0,2 м	Расчет по ГОСТ 26954-86	По ГОСТ 26953-86 по методике НАТИ						Плотность в слое, г/см ³		Твердость почвы	Максимальная глубина следа, м
				ξ_{κ}	$\overline{q_z},$ кПа	$q_z,$ кПа	ω	$q_{\max},$ кПа	$U,$ кН/м	0...0,1 м	0,1...0,2 м	$C_{y\partial}$	
КСП-01	1	134,0	25,3	3,06	39,9	122,0	1,73	170,0	182,0	1,400	1,464	15,3	0,057
КСП-80	2	192,0	30,8	4,12	48,5	200,0	1,73	206,0	221,0	1,422	1,500	16,7	0,062
ТГР-3	3	90,0	29,1	2,76	44,4	123,0	1,72	120,,0	133,0	1,340	1,412	13,0	0,050
ТГР-4	4	60,0	29,8	1,85	45,9	84,9	1,76	64,0	73,1	1,29	1,37	12,0	0,035
ДТ-75	5	172,0	21,5	2,94	57,8	170,0	1,73	210,0	142,0	1,365	1,424	14,2	0,063

Еще более лучшие показатели по данным исследований зерноуборочному комбайну обеспечивает гусеничная тележка с РАГ и торсионно-балансирной подвеской – ТГР-4. Сравнительное силовое воздействие комбайнов семейства «Енисей-1200» на тележках с РАГ и серийной с металлогусеницей КСП-01 представлено на рис. 5.7. Эпюры получены по методике, регламентированной ГОСТ 26953-86. По данным испытаний ГСКБ, подтвержденных ДальНИПТИМЭСХ [22], гусеничная тележка ТГР-4 позволяет при увеличении массы на 18% по сравнению с серийным комбайном «Енисей-1200Р» на гусеничной тележке КСП-01 снизить уплотняющее воздействие на почву в 2,5 раза. Воздействие на почву комбайна с торсионно-балансирной подвеской (ТГР-4), оцениваемое по методике НАШ, $U = 73,1$ кН/м, что находится ниже экологически безопасного для почвы предела $[U] = 15$ кН/м [70,71].

Комбайн на ходовой тележке с резиноармированными гусеницами обладает большой надежностью. Предельное состояние гусеницы (по данным ГСКБ) достигли после пробега в 20000 км, в то время как металлические гусеницы достигают предельного состояния после пробега в 4000-5000 км, то есть ресурс ленточных гусениц выше металлических в 4...5 раз.

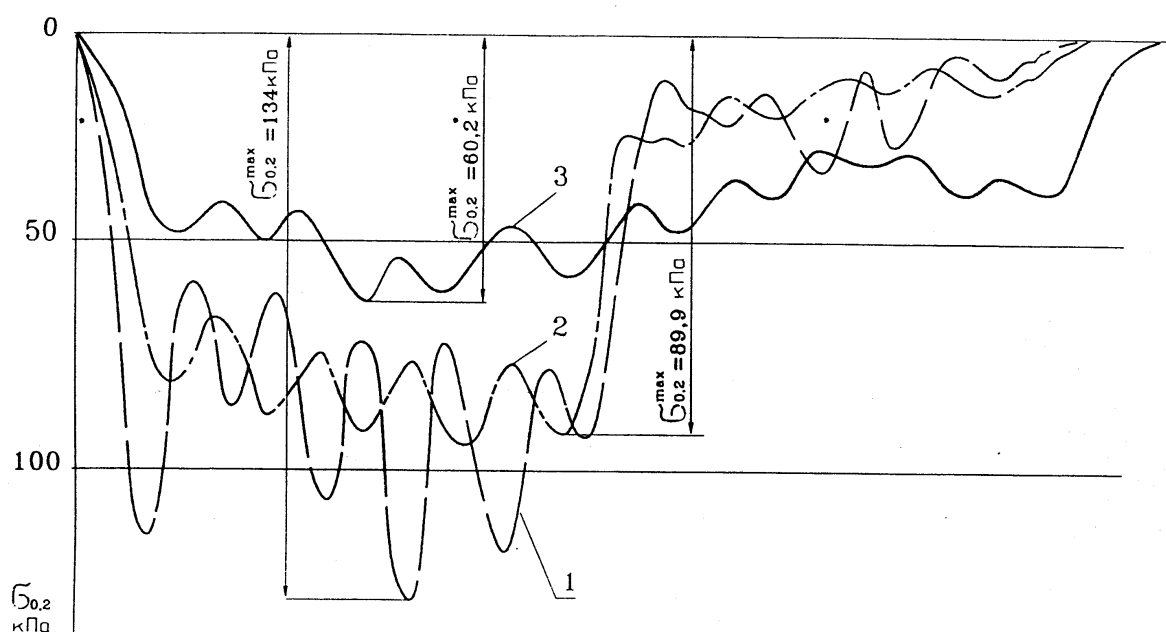


Рис. 5.7. Линия изменения напряжений на глубине 20 см под комбайнами с разными ходовыми системами: 1 – КСП-01; 2 – ТГР-3; 3 – ТГР-4

По данным испытаний к преимуществам ГХС с РАГ можно отнести:

1. повышение физической и экологической проходимости на почвах с низкой несущей способностью;
2. сохранение дорог и обеспечение асфальтоходности;

3. снижение максимального давления и уплотняющего воздействия на почву в 2,5 раза по сравнению с металлической гусеницей, $U = 73,1$ кН/м, что ниже безопасного предела для почв $[U] = 75$ кН/м;

4. уменьшение вибронагруженности и шума, что обеспечивает увеличение срока службы узлов ходовой системы и агрегатов машины, улучшает условия труда механизатора;

5. снижение трудоемкости технического обслуживания ходовой системы из-за отсутствия вытяжки и стабильности длины гусеницы;

6. исключение износа беговых дорожек опорных катков, поддерживающих роликов, направляющих колес, обеспечение ресурса ходовых систем для комбайнов не менее 10 лет (до капитального ремонта);

7. увеличение ресурса до предельного состояния РАГ по сравнению с металлической гусеницей в 4...5 раз (20000км у РАГ, 4500км у МГ);

8. повышение коэффициента технического уровня гусеничной ходовой системы до 0,96, против лучшего зарубежного аналога 0,8 (CLAAS COMMANDOR 116CS), чем обеспечивается высокий уровень конкурентоспособности на мировом рынке.

Разработка и исследование рисозерноуборочного комбайна «СЗК-1200 РАГ», комплекса других машин на базе универсального энергетического средства показали, что серийный гусеничный ход требует существенных конструктивных изменений и в ряде других узлов и агрегатов движителя. Это вызвано тем, что с ростом массы комбайнов возросла мощность, необходимая для передвижения машины. Крутящий момент, передаваемый фрикционами, стал недостойным, участились случаи выхода их из строя. Таким образом, снизилась надежность ведущего моста. Вместе с тем фрикционы в серийном мосту расположены таким образом, что их замена – очень трудоемкая операция. Необходимо разъединить гусеничную ленту, снять бортовой редуктор и лишь потом снять фрикцион. Это обстоятельство значительно снижает ремонтпригодность ведущего моста и тележки в целом. Кроме того, выпускаемый в настоящее время ведущий мост практически не унифицирован с мостами колесных машин, серийность которых неизмеримо выше машин гусеничных.

Разработка нового ведущего моста решает эти актуальные проблемы. Результаты эксплуатации гусеничных тележек выявили и другие недостатки, в числе которых – недостаточный крутящий момент серийного моста для передвижения комбайнов с увеличенной эксплуатационной массой. Перспектива перехода на применение резиноармированных гусениц вместо ныне применяемых металлических гусениц также обязывает заниматься новой конструкцией ведущего моста с целью увеличения пропускного крутящего момента.

Надежность торцевого уплотнения опорных катков и направляющих колес, применяемых в настоящее время, значительно ниже, чем у

аналогичных узлов тракторов Волгоградского тракторного завода (ВТЗ) ДТ-15, ДТ-175 и др. Часто наблюдается даже течь густой смазки. К тому же густая смазка образует твердые основания, через которые по каналам не проходит свежая смазка. Многолетняя эксплуатация гусеничных комбайнов показала недостаточную надежность некоторых элементов рамы гусеничной тележки. В конструкции гусениц выявлена недостаточная жесткость опорной плиты в зоне крепежных отверстий и между ними.

В связи с отмеченными недостатками в новой гусеничной тележке предложено существенно изменить конструкцию самого важного звена – ведущего моста. Разработанный мост ведущий (рисунок 5.8) состоит из коробки диапазонов 7, бортовых редукторов 1 и 5, балки 4 и бортовых фрикционов 3 и 6. Крутящий момент на коробку диапазонов передается от гидромотора 12. Передача вращения от коробки диапазонов на бортовые фрикционы и бортовые редукторы осуществляется через полуоси 8 и 9, которые соединены с валами бортовых фрикционов при помощи втулок и муфт.

Коробка диапазонов закреплена на балке моста 4, состоит из разъемного корпуса, первичного и промежуточных валов, установленных на подшипниках. Подвижные шестерни, расположенные на валах, обеспечивают включение одного из трех диапазонов для движения передним или задним ходом.

Коробка диапазонов оснащена механизмом переключения диапазонов и системой блокировки запуска двигателя. Для определения скорости движения на коробке установлен первичный преобразователь (датчик) электронного указателя.

Технические данные унифицированного моста ведущего

Тип привода	объемная гидропередача ГСТ-90
Коробка диапазонов	двухходовая, трехдиапазонная
Передаточное отношение коробки диапазонов:	
на I диапазоне	7,93
на II диапазоне	2,9
на III диапазоне	1,23
Бортовые редукторы	планетарно-цилиндрические, двухступенчатые с $i_6 = 19,7$
Бортовые фрикционы	многодисковая фрикционная муфта
Тормоза рабочие и стояночные ленточные с гидроприводом	

Кинематическая схема моста ведущего приведена на рисунке 5.9.

Бортовые редукторы закреплены на фланцах балки моста и предназначены для увеличения крутящего момента, передаваемого на ведущие звездочки. Каждый из редукторов состоит из корпуса, ведущего вала-шестерни, зубчатого колеса, водила с шестернями-сателлитами, коронной шестерни и оси ведущей звездочки.

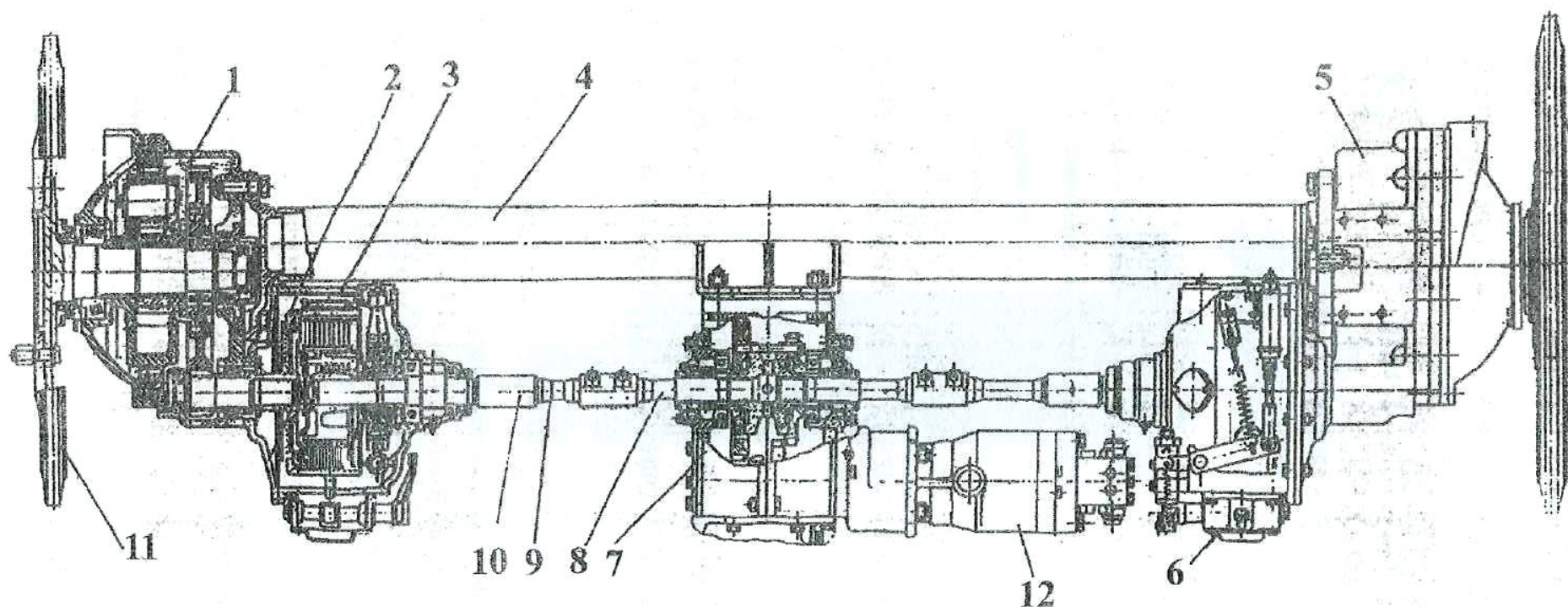


Рис. 5.8. Мост ведущий

1 – редуктор бортовой правый; 2 – барабан со ступицей; 3 – фрикцион бортовой правый; 4 – балка моста ведущего;
 5 – редуктор бортовой левый; 6 – фрикцион бортовой левый; 7 – коробка диапазонов; 8 – полуось правая; 9 – полуось;
 10 – втулка соединительная; 11 – звездочка ведущая; 12 – гидромотор

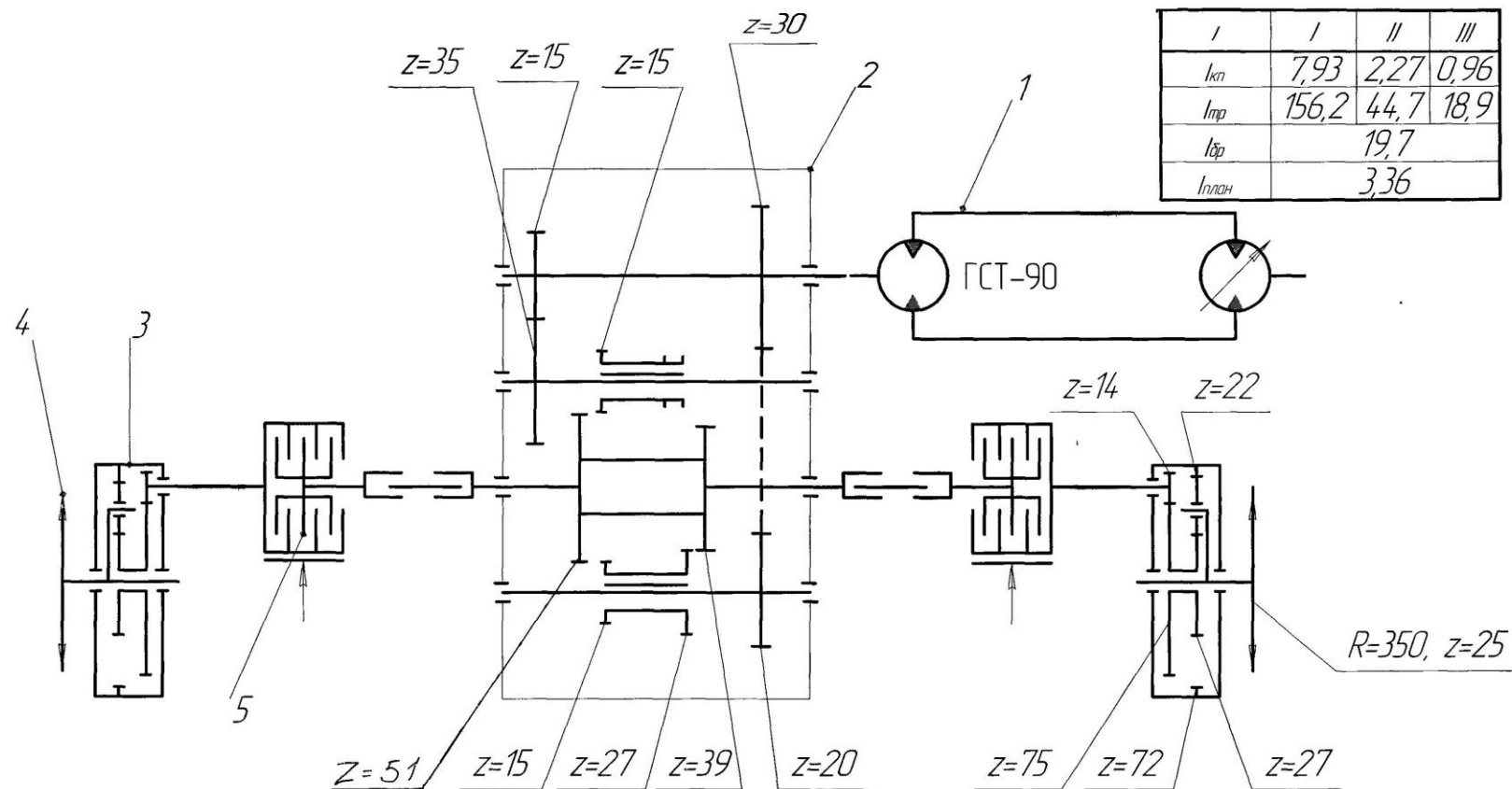


Рис. 5.9. Кинематическая схема унифицированного привода гусеничной тележки для уборочно-транспортных машин
 1 – объемная гидروпередача; 2 – коробка диапазонов; 3 – редуктор бортовой;
 4 – звездочка ведущая; 5 – бортовой фрикцион

Бортовые фрикционы закреплены на бортовых редукторах, имеют отдельный привод и передают крутящий момент на ведущие валы-шестерни и осуществляют поворот гусеничного хода.

Пакет фрикциона состоит из одиннадцати ведущих дисков и десяти ведомых дисков, выполненных из спеченного фрикционного материала (металлокерамики) повышенной долговечности.

Конструкция нового ведущего моста повышает надежность комбайна в целом за счет установки фрикциона в другой ступени кинематической схемы моста, где фрикцион может передавать в три раза больший крутящий момент. Кроме этого, фрикцион может быть заменен без снятия бортового редуктора, что значительно повышает ремонтпригодность гусеничной тележки. Высокая унификация моста очевидна, так как используется при изготовлении большая часть деталей бортовых редукторов и коробки диапазонов колесных комбайнов.

ГЛАВА 6 ТРЕУГОЛЬНЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

6.1 ШАССИ ПОЛУГУСЕНИЧНОЕ НА РЕЗИНОАРМИРОВАННЫХ ГУСЕНИЦАХ

Перспективным способом повышения эксплуатационных свойств сельскохозяйственной техники является использование треугольного металлогусеничного движителя. Треугольный движитель устанавливается на мобильное энергетическое средство вместо ведущих пневматических колес. Таким образом, решается задача создания сменного колесно-гусеничного хода. В нормальных почвенных условиях, на транспортных работах, в зимнее время, энергетическое средство эксплуатируется на колесном движителе. В условиях переувлажнения почвы, когда необходимо обеспечить достаточную проходимость используется треугольный гусеничный движитель.

Рассматриваемая схема движителя была впервые реализована в конструкции самоходного шасси СШГ-75, предназначенного для работы в условиях переувлажнения почвы в регионе Дальнего Востока. В конструкции машины треугольный гусеничный движитель является сменным приспособлением к базовой модели самоходному шасси СШ-75 на колесном движителе. Теоретические и экспериментальные исследования показали высокую эффективность применения данной схемы движителя.

Творческая группа завода «Дальсельмаш», использовавшая в своих разработках многолетний опыт в создании гусеничной уборочной техники, отвечающей требованиям рынка, создала шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах (патент РФ № 2342278), которое и было освоено на этом предприятии.

Шасси полугусеничное предназначено для переоборудования колесных мобильных энергетических средств для повышения их проходимости в условиях переувлажнения почвы. Шасси монтируется на ведущий мост мобильного энергетического средства вместо пневматических колес (рисунок 6.1) Шасси состоит из двух ведущих звездочек 14 (с каждой стороны ведущего моста), двух кареток 7, имеющих направляющие колеса 5 с механизмом натяжения 1, опорных катков 8, а также гусеничной резиноармированной ленты 6.

Рама каретки 7 (каждая) подressорена с помощью четырех цилиндрических пружин 9, установленных с внутренней и наружной сторон кареток.

С наружной стороны к ступице ведущей звёздочки 14 болтами 11 крепится ось каретки, установленная в корпусе 13 на подшипниках.

Корпус 13 крепится в ложе наружной траверсы 4 и зажимается хомутом 15.

С внутренней стороны каретки 7 установлена траверса 3 с роликами 19, на которые через кронштейны копиров 12 и 16 опирается корпус ведущего моста комбайна.

Обе траверсы 3 и 4 опираются на раму каретки 7 через пружины 9 и соединены с ней специальным болтом 10.

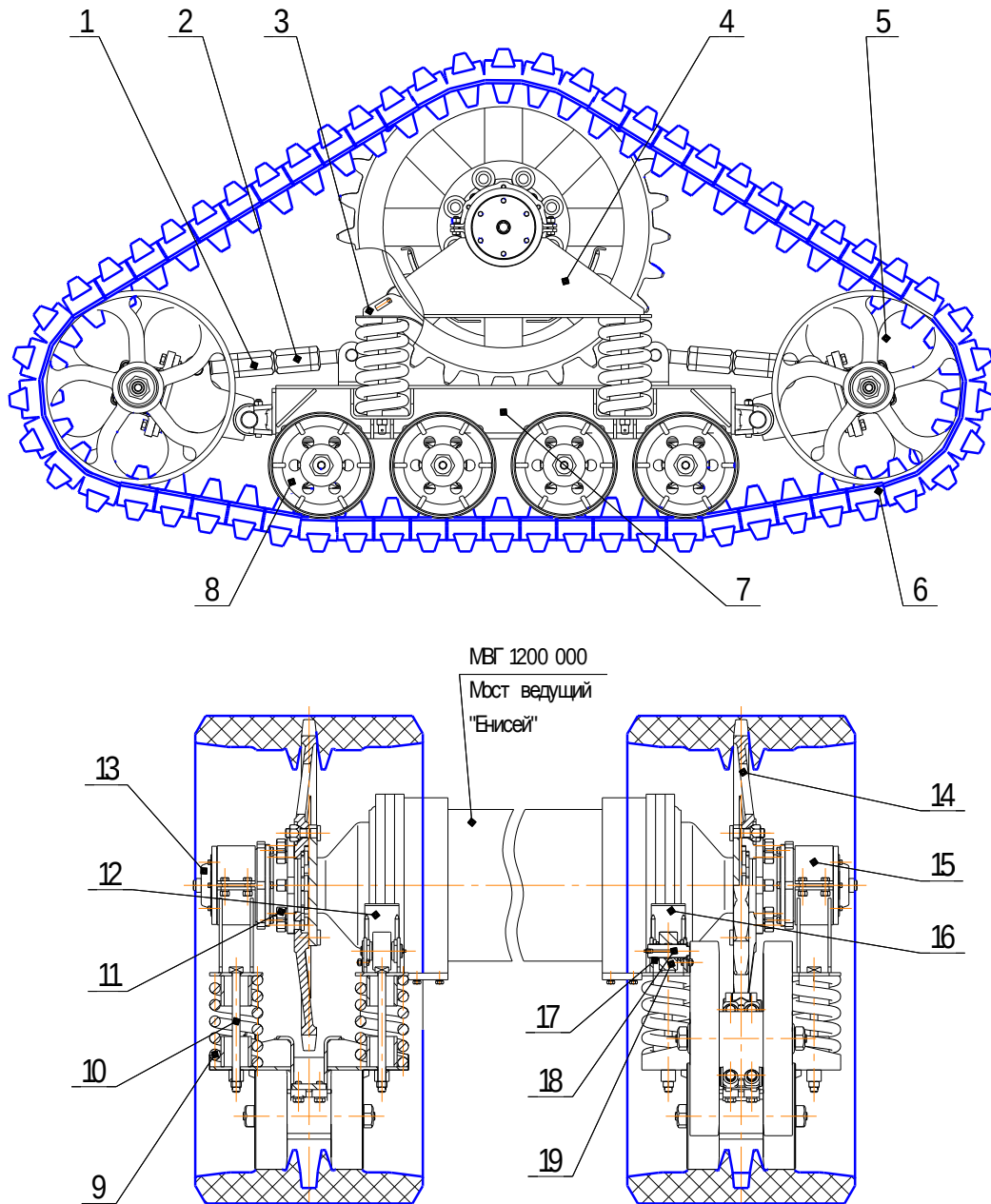


Рис. 6.1. Шасси полугусеничное на резиноармированных гусеницах:

1 — механизм натяжения (талреп), 2 — гайка регулировочная, 3 — траверса внутренняя, 4 — траверса внешняя, 5 — колесо направляющее, 6 — гусеничная лента, 7 — каретка, 8 — каток опорный, 9 — пружина, 10 — болт специальный, 11 — болт, 12, 16 — кронштейны копиров, 13 — корпус, 14 — звездочка ведущая, 15 — хомут, 17 — шайба, 18 — ось, 19 — ролик

6.2 ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ КОЛЁСНЫХ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ШАССИ ПОЛУГУСЕНИЧНОЕ НА РЕЗИНОРАМИРОВАННЫХ ГУСЕНИЦАХ

6.2.1 Комбайн зерноуборочный самоходный «Енисей КЗС-950 и его модификации «Енисей КЗС-954», «Енисей-958» и Енисей КЗС-960»



Рис.6.2 Общий вид комбайна «Енисей КЗС-958», переоборудованного на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах

Таблица 6.1

Техническая характеристика

Наименование показателя	Значение показателя			
	Енисей КЗС			
	950	954	958	960
Производительность за 1 час основного времени, т/ч	10,5	11	12	14
Скорость движения, максимальная, км/ч	до 20	до 20	до 20	до 20
Масса комбайна с жаткой 5,0 м, кг	10524 ±3%	11254 ±3%	11275 ±3%	12430 ±3%
Ширина опорной поверхности гусеницы шасси, мм	600	600	600	700
Минимальный радиус поворота по следу наружной гусеницы, м	7,8	7,8	7,8	7,8
Максимальное давление движителя на почву, q max кг/см ²	0,81	0,82	0,82	0,78

Самоходный зерноуборочный комбайн «Енисей КЗС-950» и его модификации, переоборудованные на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах, предназначены для уборки зерновых, зернобобовых, крупяных культур, подсолнечника, семенников трав, сои прямым и раздельным комбайнированием.

Замена ходовых колёс на шасси производится непосредственно в поле и занимает не более 1,5 часов, а то и менее, в зависимости от условий и способов навески, что позволяет оперативно включать в работу колёсные комбайны в случае переувлажнения.

Нормальное давление шасси на почву, по сравнению с колёсами, ниже в два раза, что обеспечивает высокую проходимость комбайна.

Применение шасси имеет дополнительные преимущества по качеству уборки, так как в результате повышения плавности хода достигается более низкий срез и уменьшаются потери от несрезанных бобов при уборке сои.

6.2.2 Комбайны зерноуборочные «Джон Дир» моделей 1075, 1076, 3316 с удлинённой наклонной камерой



Рис. 6.3 Общий вид комбайна «Джон Дир» с удлинённой наклонной камерой, модель 3316, переоборудованного на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах

Таблица 6.2

Техническая характеристика

Наименование показателя	Значение показателя		
	Джон Дир		
	1075	1076	3316
Производительность за 1 час основного времени, т/ч	11	11	11
Скорость движения, максимальная, км/ч	до 20	до 20	до 20
Масса комбайна с жаткой 5,0 м, кг	9190	9190	9620
Ширина опорной поверхности гусеницы шасси, мм	600	600	700
Минимальный радиус поворота по следу наружной гусеницы, м	7,8	7,8	7,8
Максимальное давление движителя на почву, q max кг/см ²	0,76	0,76	0,68

Комбайны самоходные фирмы «Джон Дир» моделей 1075, 1076, 3316 с удлиненной наклонной камерой, переоборудованные на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах, могут работать в условиях переувлажненной почвы на уборке зерновых колосовых культур, риса и сои.

Отличительной особенностью этих комбайнов является то, что они комплектуются жатками с плавающим режущим аппаратом, позволяющим уменьшить потери сои при срезании её стеблей, а в сочетании с применением шасси полугусеничного сменного на резиноармированных гусеницах, которое имеет пружинные амортизаторы, потери сокращаются ещё больше.

Комбайны «Джон Дир» имеют классическую схему молотилки, однако в модели 3316 вместо клавишного соломотряса применены два ротора.

6.2.3 Комбайн самоходный зерноуборочный КЗС-812 «Палессе»



Рис. 6.4. Общий вид комбайна самоходного зерноуборочного КЗС-812«Палессе», переоборудованного на шасси полугусеничное на резиноармированных гусеницах

Таблица 6.3

Техническая характеристика

Наименование показателя	Значение показателя
	КЗС-812 «Палессе»
Производительность за 1 час основного времени, т/ч	11
Скорость движения, максимальная, км/ч	до 20
Масса комбайна с жаткой 5,0 м, кг	12000
Ширина опорной поверхности гусеницы шасси, мм	700
Минимальный радиус поворота по следу наружной гусеницы, м	7,8
Максимальное давление движителя на почву, q_{max} кг/см ²	0,88

Комбайн самоходный зерноуборочный КЗС-812 «Палессе», переоборудованный на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах, предназначен для прямой и раздельной

уборки зерновых колосовых культур, а с применением специальных приспособлений, поставляемых по отдельному заказу, - для уборки подсолнечника, кукурузы на зерно, зернобобовых, крупяных культур и семенников трав на равнинных полях с уклоном до 8° .

Комбайн производит срез, обмолот, сепарацию, очистку зерна, накопление зерна в бункере с последующей выгрузкой, а также обеспечивает уборку незерновой части урожая по следующим технологическим схемам:

- укладка соломы в валок;
- измельчение и разбрасывание соломы по полю.

6.2.4 Комбайн самоходный зерноуборочный «Вектор 410»



Рис. 6.5. Общий вид комбайна самоходного зерноуборочного «Вектор 410», переоборудованного на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах

Таблица 6.4

Техническая характеристика

Наименование показателя	Значение показателя
	Вектор 410
Производительность за 1 час основного времени, т/ч	11
Скорость движения, максимальная, км/ч	до 20
Масса комбайна с жаткой 5,0 м, кг	12500
Ширина опорной поверхности гусеницы шасси, мм	700
Минимальный радиус поворота по следу наружной гусеницы, м	7,8
Максимальное давление движителя на почву, $q_{\max}$ кг/см ²	0,92

Комбайн самоходный зерноуборочный «Вектор 410», переоборудованный на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах, предназначен для уборки зерновых, зернобобовых, крупяных культур, подсолнечника, сои прямым и раздельным комбинированием.

«Вектор 410» - новый зерноуборочный комбайн производства «Ростсельмаш», который был разработан не на бумаге, а в электронной системе сквозного проектирования, позволяющей в разы повысить надёжность вновь разрабатываемых машин.

При проектировании этого комбайна были проанализированы не только опыт мирового комбайностроения и опыт эксплуатации серийных машин, но и требования сельхозпроизводителей. В первую очередь в новом комбайне особое внимание уделено организации рабочего места комбайнера, от которого зависит, как будет работать комбайн и насколько он будет эффективен.

Комфортабельная кабина имеет большую площадь остекления (почти 5 кв. м) и 6 мощных галогенных фар. В результате – беспрепятственный обзор жатки при работе ночью.

В молотилке «Вектор 410» сохранена отлично зарекомендовавшая себя классическая схема.

Большой барабан диаметром 800 мм и протяжённое подбарабанье создаёт огромную площадь обмолачиваемой поверхности. На этом этапе вымолачивается до 95% зерна. Высокая инерционность барабана позволяет легко справляться с трудными высокосоломистыми или засорёнными хлебами.

Моторно-силовая установка имеет двигатель с турбонадувом «ЯМЗ-236-НД2» мощностью 210 л.с.

Ходовая часть во время уборки позволяет комбайну пройти многие десятки километров, что также является не последним фактором завершения уборки в срок.

Системы гидравлики и электроснабжения претерпели ряд изменений, направленных в первую очередь на повышение надёжности и удобства обслуживания комбайна.

К комбайну «Вектор 410» предлагаются жатки 4-х типов размеров: 5; 6; 7 и 8,6м, чтобы эффективно использовать этот комбайн на полях с различной урожайностью и сложной конфигурацией.

6.3 ТРАКТОР Т-150 С ТРЕУГОЛЬНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ С РЕЗИНОАРМИРОВАННЫМИ ГУСЕНИЦАМИ



Рис. 6.6 Общий вид трактора Т-150К, переоборудованного на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах.

Таблица 6.5

Техническая характеристика

Наименование показателя	Значение показателя
	Трактор Т-150К
Производительность за 1 час основного времени, т/ч	175
Скорость движения, максимальная, км/ч	до 20
Масса комбайна с жаткой 5,0 м, кг	8200
Ширина опорной поверхности гусеницы шасси, мм	600
Минимальный радиус поворота по следу наружной гусеницы, м	5,9
Максимальное давление движителя на почву, q тах кг/см ²	0,42

Трактор Т-150К, переоборудованный на шасси полугусеничное сменное на резиноармированных гусеницах, предназначен для использования его на ранневесенних полевых работах в хозяйствах различных зон страны и тем самым заменяет гусеничные тракторы на многих сельскохозяйственных

работах. Это особенно экономически выгодно проявляется на песчаных и супесчаных почвах, где ходовой механизм гусеничного трактора подвержен интенсивному износу.

6.4 ТРАКТОР «БЕЛАРУСЬ» МТЗ-82 С ТРЕУГОЛЬНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ГУСЕНИЦАМИ

Рабочие моменты испытаний трактора МТЗ-82 с треугольным движителем представлены на рис. 6.7



Рис. 6.7 Рабочие фрагменты испытаний трактора МТЗ-80 с треугольным металлогусеничным движителем

Таблица 6.6

Техническая характеристика

Наименование показателя	Единица измерения	Значение показателя
		Трактор «Беларусь» МТЗ-82
Мощность двигателя	л.с.	100
Скорость движения, максимальная	км/ч	до 20
Масса трактора, переоборудованного на шасси	кг	4800
Ширина опорной поверхности гусеницы шасси	мм	600
Минимальный радиус поворота по следу наружной гусеницы	м	5,8
Максимальное давление движителя на почву	q max кг/см ²	0,46

Колёсный трактор «Беларусь» МТЗ-82, тягового класса 1,4, переоборудованный шасси полугусеничным предназначен для комплексной механизации возделывания риса и сопутствующих культур севооборота.

Может также выполнять работы по уходу за ирригационн системой, пахотные работы в весенне-осенний период и другие работы в тяжелых почвенных и дорожных условиях.

6.5 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРЕУГОЛЬНОГО МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ В СХЕМЕ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ КЗС-958»

В Дальневосточном регионе уборка зерновых культур проводится в период переувлажнения почвы. В данных условиях серийно выпускаемые колесные зерноуборочные комбайны «теряют» проходимость вследствие недостаточных тягово-сцепных свойств. На Дальнем Востоке широкое распространение получили колесные зерноуборочные комбайны, как производства Российской Федерации, так и зарубежного производства (КНР, Германия, Белоруссия). Колесные комбайны в период переувлажнения почвы имеют недостаточную, проходимость, что ухудшает технико-экономические показатели уборки.

С целью повышения тягово-сцепных свойств треугольный гусеничный движитель был установлен на ведущий мост МВГ 12.00.00 зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958». Экспериментальные исследования по определению функциональной работоспособности треугольного металлогусеничного движителя проведены на ФГУ «Амурская МИС». Условия испытаний комбайна «Енисей КЗС-958» с треугольным

металлогусеничным двигателем приведены в таблице 6.6. Рабочий момент поведения исследований приведен на рис. 6.9.

Результаты экспериментальных исследований показывают, что комбайн переоборудованный с пневматических колес на полугусеничную ходовую систему в полной мере соответствует технологии уборки зерновых и сои. Использование треугольного металлогусеничного двигателя повышает технико-экономические показатели работы зерноуборочных комбайнов в период переувлажнения почвы.

Таблица 6.6

Условия испытаний комбайна «КЗС-958» с треугольным металлогусеничным двигателем

Показатель	Значение показателя	
	по ТУ	при испытаниях на надежность
1	2	3
Вид работы	уборка с/х культур прямым и раздельным способом	уборка сои прямым комбайнированием
Культура, сорт	нет данных	соя ВНИИС-1
Характеристика культуры, технологического материала, поля: Урожайность зерна, ц/га	не менее 40	6-14,8
Спелость культуры, %	нет данных	100
Отношение массы зерна к массе соломы над фактической высотой среза	1:1,5	1 : 1,3-1 : 1,9
Масса 1000 зерен, г	не менее 40	11,5
Влажность, % - зерна -соломы	до 25 ДО 35	12,0 14,1
Высота растений, см	40-180	65-80,1
Полеглость растений, %	не более 20	1,2- 4,2
Засоренность культуры над фактической высотой среза, %	не более 1	0,2 - 20
Естественные потери зерна, %	нет данных	0,04
Густота растений, тыс.шт.га	тоже	550
Ширина междурядий, см	"-"	15
Диаметр стебля, мм	"-"	6,1
Высота расположения нижнего боба, см	"-"	8,0
Рельеф	"-"	ровный
Уклон поля, град	не более 8	0-3
Влажность почвы в слое 0 до 10 см, %	до 60	28.26
Твердость почвы в слое 0 до 10 см, кг/см ²	до 10	11,8
Засоренность почвы камнями, шт/м	размером более 20 мм не допускается	отсутствуют



Рис. 6.9 Комбайн «Енисей КЗС-958» с треугольным металлогусеничным движителем на уборке сои

6.6 БАЛАНС МОЩНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ КЗС-958» С ТРЕУГОЛЬНЫМ МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ

Уборка урожая сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке осуществляется в сложных почвенно-климатических условиях. В данный период вследствие муссонного климата почва подвергается переувлажнению. В условиях переувлажнения использование зерноуборочных комбайнов с колесной ходовой частью малоэффективно из-за недостаточных тягово-сцепных свойств. Перспективным направлением повышения тягово-сцепных свойств зерноуборочных комбайнов является использование сменного треугольного гусеничного движителя. Результаты по использованию треугольного гусеничного движителя в схеме зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958» приведены в работе. Рассмотрим мощный баланс данного комбайна с треугольным движителем.

Эффективная мощность двигателя зерноуборочного комбайна расходуется на выполнение технологического процесса, а также на преодоление сил трения в трансмиссии, буксования движителей, сопротивления передвижению, преодоление уклонов, сил инерции и сопротивления воздушной среды.

Баланс мощности зерноуборочного комбайна – уравнение, правая часть которого сумма составляющих расхода мощности, развиваемой двигателем [32,154,187]

$$\begin{aligned} N_e &= N_{обмол} + N_{ср} + N_{тр} + N_f + N_{\delta} + N_w \pm N_a \pm N_j = \\ &= N_{техн} + N_{тр} + N_f + N_{\delta} + N_{ср} + N_w \pm N_a \pm N_j \end{aligned} \quad , \quad (6.1)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя;

$N_{техн.} = N_{обмол} + N_{ср}$ – мощность, расходуемая на выполнение технологического процесса;

$N_{обмол}$ – мощность, расходуемая на обмолот хлебной массы;

$N_{ср}$ – мощность, расходуемая на срез стеблей;

$N_{тр}$ – мощность, расходуемая на потери в трансмиссии от двигателя до ведущих звездочек движителя;

$N_f = N_{f_n} + N_{f_{вн}}$ – мощность, расходуемая на преодоление сопротивления движению,

N_{f_n} – мощность, расходуемая на деформацию почвы движителем;

$N_{f_{вн}}$ – мощность, расходуемая на преодоление внутренних потерь в движителе;

N_{δ} – мощность, расходуемая на буксование движителя;

N_w – мощность, расходуемая на сопротивление воздуха;

N_a – мощность, расходуемая на преодоление уклонов поля;

N_j – мощность, расходуемая на изменение скорости движения.

Зерноуборочный комбайн имеет небольшую скорость движения, поэтому силой сопротивления воздуха P_w можно пренебречь. Угол уклона большинства пахотных земель Дальневосточного региона не превышает 3° . Следовательно, сопротивлением преодоления уклонов можно также пренебречь. Технологический процесс уборки осуществляется при установившейся скорости движения комбайна $\frac{dV}{dt} = 0$, в этом случае момент касательных сил инерции вращающихся деталей обвода гусеничного движителя равен нулю.

С учетом принятых допущений баланс мощности зерноуборочного комбайна имеет вид

$$N_e = N_{техн.} + N_{тр} + N_{f_n} + N_{f_{вн}} + N_{\delta} + N_{ср}. \quad (6.2)$$

Мощность на преодоление потерь в трансмиссии

$$N_{mp} = (1 - h_{mp}) \cdot N_e, \quad (6.3)$$

где h_{mp} – к.п.д. трансмиссии

$$h_{mp} = \frac{N_k}{N_e} = \frac{N_e - N_{mp}}{N_e} = 1 - \frac{N_{mp}}{N_e}.$$

Мощность, затрачиваемая на деформацию почвы движителем

$$N_{f_n} = \frac{P_{f_n} \cdot V_p}{0,1}, \quad (6.4)$$

где V_p – рабочая скорость движения.

Мощность, расходуемая на преодоление внутренних потерь в движителе.

$$N_{f_{вн.}} = (1 - \eta_{вн.}) \eta_{mp} \cdot N_e, \quad (6.5)$$

где $\eta_{вн.}$ – коэффициент полезного действия движителя.

Мощность, расходуемая на буксование движителя

$$N_{\delta} = \frac{V_m - V_p}{0,1 V_m} N_e, \quad (6.6)$$

где V_m – теоретическая скорость движения;

V_p – рабочая скорость движения.

Мощность, расходуемая на срез стеблей зерновых

$$N_{cp} = \frac{P_{cp} V_p}{0,1} = \frac{K_{y\delta} B_p V_p}{0,1}, \quad (6.7)$$

где $P_{cp.}$ – усилие среза стеблей;

B_p – рабочая ширина захвата жатки;

$K_{y\delta.}$ – удельное сопротивление жатки.

Вышепредставленные формулы для определения составляющих мощностного баланса, полученные нами экспериментальные данные позволяют построить мощностной баланс зерноуборочного комбайна в графической форме. Мощностной баланс комбайна построен расчетным путем, по данным полученным во время исследований работы зерноуборочных комбайнов. Совмещенный мощностной баланс серийного зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958» и комбайна «Енисей КЗС-958» с треугольным гусеничным движителем представлен на рис. 6.9.

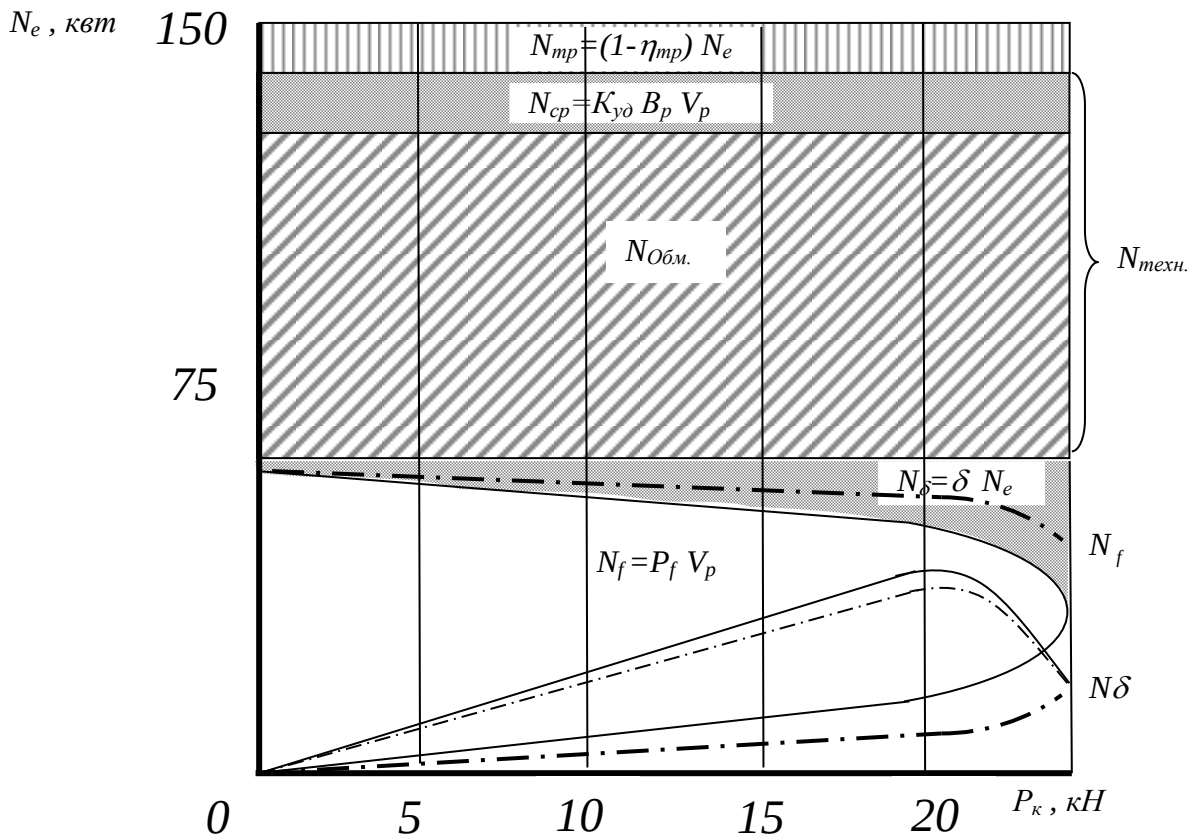


Рис. 6.9. Совмещенный мощностной баланс серийного зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958» (—) и зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958» с треугольным гусеничным движителем (— · —). Агротехнический фон – стерня зерновых, влажность почвы 35...38%

6.7 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРЕУГОЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ НА РЕЗИНОАРМИРОВАННЫХ ГУСЕНИЦАХ В СХЕМЕ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ КЗС-958»

Перспективным направлением совершенствования металлогусеничного движителя является использование резиноармированных гусениц вместо металлических. Теоретические исследования и опытно-конструкторские работы подтверждают перспективность использования движителя с резиноармированными гусеницами в схеме уборочных машин.

В ЗАО ПО «Дальсельмаш» разработано и запущено в производство шасси полугусеничное на резиноармированных гусеницах. Шасси предназначено для переоборудования колёсных комбайнов зерноуборочных

комбайнов с целью повышения их проходимости в условиях переувлажнения почвы.

Колесный комбайн «Енисей КЗС-958» был переоборудован на треугольный движитель с резиноармированными гусеницами (рисунок 6.8)



Рис. 6.8 Комбайн «Енисей КЗС-958» с треугольным гусеничным движителем с резиноармированными гусеницами на уборке сои

С целью проверки функциональной работоспособности зерноуборочного комбайна «Енисей КЗС-958» с треугольным гусеничным движителем на резиноармированных гусеницах проведены экспериментальные исследования на базе ФГУ «Амурская МИС». Условия проведения испытаний изложены в таблице 6.7.

Таблица 6.7.

Условия проведения испытаний комбайна «Енисей КЗС- 958»

Показатель	Значение показателя при испытаниях		
	По ТУ	лабораторно-полевых	эксплуатационно-технологических
1	2	4	5
Вид работы	Уборка сои	Уборка сои прямым комбайнированием	Уборка сои прямым комбайнированием

продолжение таблицы

Культура, сорт		соя «Гармония»	соя «Гармония»
Характеристика культуры, технологического материала, поля:			
Рельеф поля.	нет данных	ровный	ровный
Уклон поля. град.	не более 2	0	0-2
Влажность почвы в слое от 0 до 10 см. %	до 20	28,96	28,96
Твердость почвы в слое от 0 до 10 кг/см ²	не менее 0,1	почва замерзшая	
Засоренность почвы камнями. шт/м ²	не допускается	отсутствуют	
Высота растения. м	нет данных	0,6	0,6
Полеглость растений. %	до 20	8,00	8,00
Отношение массы зерна к массе соломы	нет данных	1 : 1,80	1 : 1,80
соломистость	то же	0,80	0,80
урожайность зерна, т/га	не менее 40	15,20	15,20
Масса 1000 зерен, г	-	120,40	121,60
Влажность, %	нет данных		
Зерно	от 10 до 18	8,60	8,60
солома	от 10 до 20	12,98	12,98
Засоренность культуры	не более 1	0,20	0,30
Густота растений, тыс.шт/га	нет данных	620	621
Ширина междурядья, см	то же	27	27,10
Диаметр стебля, мм	-	4,00	4,00
Высота расположения нижнего боба, см	-	8,80	8,80

Лабораторно-полевые испытания зерноуборочных комбайнов «Енисей КЗС-958" серийного и экспериментального проводились на полях ФГУ «Амурская МИС». Урожайность сои составила 15,2 ц/га. Отношения массы зерна к массе соломы 1,0:1,8. Наблюдалась незначительная засоренность посевов до 0,2%. Высота растений 0,67 м, высота крепления нижнего боба 0,088 м, влажность зерна 8,6%, не зерновой части 12,8%. Установочная высота среза с копированием поверхности почвы для серийного комбайна 0,106 м, для опытного 0,098 м. Основная причина высокого среза недостаточная выровненность поверхности почвы и конструктивные особенности жатки. Суммарные потери на уборки сои за жаткой составили на серийной машине 4,1%, на экспериментальной 3,9%. Жатка на экспериментальном комбайне работает более устойчиво, лучше

копирует поверхность почвы, достигается более низкий срез, процент потер свободным зерном и зерном в не срезанных бобах 1,6...1,9%. Пропускная способность молотилки 3,20...3,08 кг/с.

Таким образом, зерноуборочный комбайн «Енисей КЗС-958» с треугольным движителем с резиноармированными гусеницами на уборке сои выполняет технологический процесс на уровне показателей качества колесного комбайна «Енисей КЗС-958», имеет преимущество по потерям зерна за жаткой за счет устойчивой работы жатки и более низкого среза.

Эксплуатационно-технологические показатели сравниваемых зерноуборочных комбайнов приведены в таблице 6.8.

Таблица 6.8

**Эксплуатационно-технологические показатели работы
экспериментального и серийного комбайнов**

Показатель	Значение показателя		
	По ТУ	по данным испытаний	
		фон 1	фон 2
1	2	3	4
Дата и место проведения оценки		16.10.2007г. ФГУ "Амурская МИС"	17.10.2007 г. ФГУ "Амурская МИС"
Состав агрегата	КЗС 950 и его модифик.	КЗС -958 полугусеничный	КЗС -958 колёсный
Режим работы : скорость движения, км/ч	0,77 – 8,00	4,50	4,60
ширина захвата, м	6,00	5,80	5,78
Производительность за 1 ч,га:			
основного времени	нет данных	2,61	2,66
сменного времени	Тоже	2,17	2,20
эксплуатационного времени	–	2,11	2,08
удельный расход топлива за время сменной работы, кг/га	–	не определялся	
Эксплуатационно-технологические коэффициенты:			
технологического обслуживания	–	0,94	0,94
надёжности технологического процесса	–	1,00	1,00
использование сменного времени	–	0,83	0,83

Продолжение табл. 6.8

1	2	3	4
использование эксплуатационного времени	—	0,81	0,78
Количество обслуживающего персонала	1,00	1,00	1,00
Показатели качества выполнения технологического процесса:			
Высота среза фактическая, средняя,	нет	9,80	10,60
Суммарные потери зерна за комбайном, %	не более 2	4,45	4,69
Качество зерна из бункера комбайна, %			
дробление зерна	до 2	7,50	7,40
сорная примесь	до 3	0,40	0,46

Анализ результатов испытаний показывает следующее. Производительность экспериментального комбайна за час основного времени, при урожайности на сои 1,52 т/га, составила 2,61 га при рабочей скорости 4,5 км/ч. Производительность серийного комбайна -2,66 га при скорости 4,6 км/ч. Комбайн с шасси на полугусеничном ходу обеспечивает устойчивый технологический процесс, что подтверждается коэффициентом надежности технологического процесса равным 1,0. Коэффициент технологического обслуживания опытного шасси и базового комбайна на уборке сои составил 0,94. Коэффициент использования сменного времени по шасси и по базовой машине составил 0,83. Коэффициент эксплуатационного времени по новой машине составил 0,81, по базовой 0,78.

В результате проведенных испытаний установлено, что полугусеничный движитель с резиноармированными гусеницами технологично монтируется на комбайн взамен ведущих пневматических колес, удовлетворительно выполняет технологический процесс за счет плавного хода ходовой системы, обеспечивается устойчивая работа жатки и более низкий срез, движитель надежен в работе, достаточно хорошо приспособлен к техническому обслуживанию, имеет высокий коэффициент готовности, снижает нормальное давление на почву, что обеспечивает снижение техногенного воздействия на почву, уменьшает шум и вибрацию в кабине комбайна.

6.8 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРЕУГОЛЬНОГО МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ В СХЕМЕ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

Тяговые свойства трактора определяются тяговой характеристикой последнего. Тяговая характеристика трактора строится как функция от крюкового усилия при установившемся режиме работы на горизонтальном участке. Тяговая характеристика устанавливает закономерность изменения крюковой мощности, скорости поступательного движения, буксования в зависимости от крюковой нагрузки. Тяговые испытания трактора с полугусеничным и серийным двигателями осуществлялись путем торможения серийным трактором.

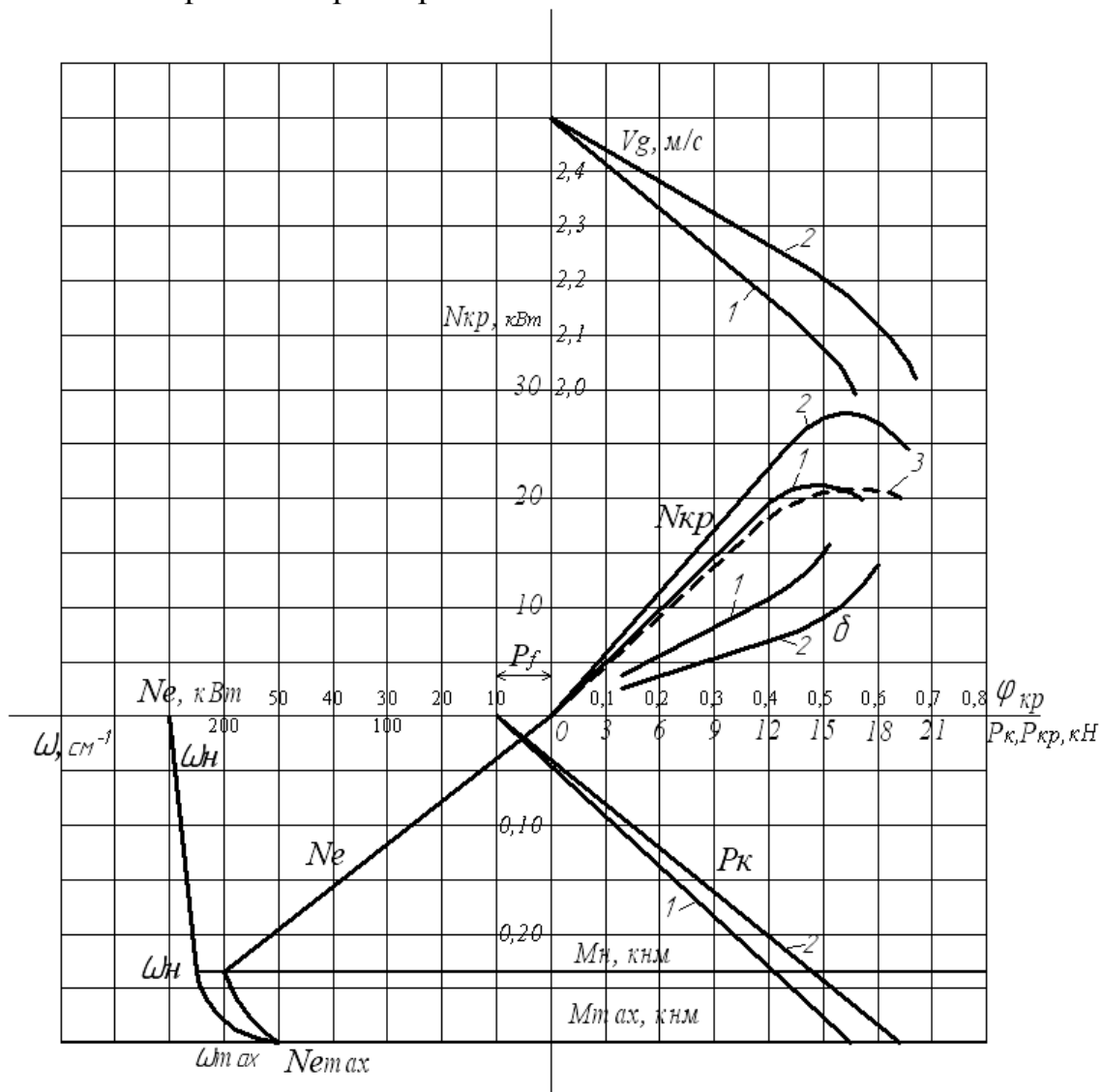


Рис. 6.8 Тяговые характеристики экспериментального и серийного тракторов

- 1 – серийный трактор;
- 2 – трактор на полугусеничном ходу;
- 3 – теоретическая зависимость $N_{kp} = f(P_{kp})$ трактора на полугусеничном ходу

Экспериментальные тяговые характеристики сравниваемых тракторов приведены на рис 6.8. Анализ тяговых характеристик трактора с полугусеничным двигателем и колесным двигателем показывает, что первый обладает более высокими тяговыми свойствами. Кривая буксования $\delta = f(P_{KP})$ для серийного трактора имеет линейный характер до 12 кН, для экспериментального трактора до 14 кН. Крюковая мощность при крюковом усилии 12 кН для экспериментального трактора равна 27,4 кВт для серийного 24,7 кВт. Из тяговых характеристик явно видно, что двигатель экспериментального трактора работает на регуляторной ветви практически до крюкового усилия 16 кН, двигатель серийного трактора до 13 кН. Известно, что работа двигателя на режиме перегрузки приводит не только к снижению динамических и экономических показателей работы трактора, но и вызывает повышенный износ двигателя, что еще более снижает эффективность эксплуатации трактора.

Подтверждение достоверности теоретических исследований подтверждается сравнением теоретических и экспериментальных тяговых характеристик тракторов с полугусеничным и колесным двигателями. Теоретические кривые крюковой мощности находятся в пределах доверительного коридора экспериментальных кривых крюковой мощности.

Ходовые системы мобильной сельскохозяйственной техники оказывают техногенное воздействие на почву: ухудшаются физико-механические и агрономические свойства почвы. Вследствие переуплотнения почвы, колеяобразования снижается качество проводимых в дальнейшем технологических операций, связанных с обработкой почвы, посевом и уборкой урожая сельскохозяйственных культур. Техногенное воздействие на почву тракторов с полугусеничным и колесным двигателями оценивалось плотностью и твердостью почвы. Исходная плотность почвы до прохода тракторов 0,82 кг/см³. После прохода серийного трактора 1,14 кг/см³, экспериментального 1,05 кг/см³, т.е. уплотнение почвы экспериментальным трактором по сравнению с серийным меньше на 9,2%. Исходная твердость почвы до прохода тракторов 13,2 кг/см². После прохода серийного 15,6 кг/см², экспериментального 14,8 кг/см², т.е. снижение твердости почвы после прохода экспериментального трактора по сравнению с серийным составляет 10,5%

ВЫВОДЫ

На основе выполненных исследований, изложенных в монографии в научном плане решена важная народнохозяйственная задача повышения эффективности ходовой системы уборочных машин, снижения техногенного воздействия гусеничного движителя на почву. В результате проведенного комплекса научно-исследовательских работ можно сделать следующие основные выводы:

1. Большая часть почв по типу лугово-черноземовидные, бурые лесные. Слабосточные водоразделы, долины рек, днища падей заняты торфяно-глеевыми почвами. Механический состав основной массы почв - тяжелый глинистый, суглинистый. Мощность пахотного горизонта находится в пределах 0,2-0,3 м, далее расположены глинистый водонепроницаемый подстилающий слой. Несущая способность последнего гораздо выше верхнего плодородного слоя почвы.

Климат определяется как резкоконтинентальный с чертами муссонного. Климат формируется под влиянием Азиатского континента и Тихого океана, имеющих разную температуру поверхностей в летнее и зимнее время. Распределение осадков в течение года имеет явно экстремальный характер. В холодный период времени года выпадает 10-20%, в теплый – 80-90% годовой суммы осадков. Максимальное количество осадков выпадает в июле-августе, в это время выпадает до 100-150 мм в месяц, в некоторых случаях до 180 мм.

Анализ природно-климатических особенностей региона показывает, что основное количество атмосферных осадков выпадает в период выполнения полевых работ. Переувлажнению подвергается до 95% пахотных земель. В этих условиях технико-экономические показатели уборочных агрегатов, а зачастую и возможность уборки зависят от проходимости машин.

Требование высокой проходимости машин обуславливает необходимость использования гусеничного движителя в схеме уборочных агрегатов.

2. Деформация переувлажненной почвы под нагрузкой при наличии жесткого подстилающего слоя определяется: в вертикальной плоскости – линейной зависимостью, в горизонтальной плоскости – гиперболической зависимостью.

Деформацию переувлажненной почвы с достаточной степенью точности можно рассматривать как деформацию жестко-пластической среды. При деформации почвы гусеничным движителем происходит не только сжатие, но и выдавливание почвы. Выдавливание почвы, в основном, происходит под направляющим участком движителя. Установлено, что 85-90% глубины колеи формируется под воздействием направляющего участка и 10- 15% под воздействием опорного участка гусеничного движителя.

3. Выявлено, что форма опорных плит гусеничных звеньев оказывает значительное влияние на тягово-сцепные свойства, периодическую неравномерность перематывания гусеничной цепи, вредное воздействие на структуру почвы. Гусеничный движитель с гладкими наклонными опорными плитами обладают КПД на 10-15% выше по сравнению с движителем с прямыми почвозацепами аналогичной высоты.

Исследованиями также установлено, что снижение нормального давления уборочных машин на почву в условиях Дальнего Востока целесообразно вести путем увеличения ширины, а не длины опорной поверхности движителя. Соотношение длины и ширины гусениц рекомендуется в пределах 3,6.. 4,1. Увеличение параметра опорной поверхности движителя (гусеницы со смещенными опорными плитами) при неизменной площади последнего незначительно уменьшает глубину колеи.

4. Установлены закономерности взаимодействия гусеничного движителя уборочно-транспортных машин с переувлажненной почвой, подстилаемой жестким водонепроницаемым основанием. Эпюра распределения нормального давления по длине опорной поверхности движителя аппроксимирована тригонометрическим рядом Фурье. Получены формулы для определения силы сопротивления перекачиванию, касательной силы тяги ходовой системы, определения нормальных нагрузок на опорные каретки. Перемещение гусеничных звеньев в вертикальной плоскости описано дифференциальным уравнением второго порядка в частных производных.

5. Получены результаты по технологической надежности металлогусеничного движителя уборочных машин. Проведены пробеговые испытания гусеничных тележек КСП-01, КСП-80 рисозерноуборочного комбайна. Пробег составил для тележки КСП-01 - 4600 км, КСП-80 – 3750 км, КСП-80А - 2763 км. Экспериментально получены основные виды отказов ходовой системы; получены уравнения, описывающие удлинение гусеничных цепей в результате износа сопряжения «палец-втулка», распределение опытных данных по износу достаточно хорошо согласуется с законом Вейбула-Гнеденко. Определены числовые характеристики вертикальных нагрузок на опорные катки гусеничного движителя. Получены корреляционные функции и спектральные плотности нагрузок, действующих на опорные катки.

6. Анализ исследований по металлогусеничному движителю уборочно-транспортных машин показывает, что потенциальные возможности конструкции существующей ходовой системы, выпускаемой ОАО «Дальсельмаш» ограничены как по эксплуатационным качествам, так и по современным экологическим требованиям.

Перспективным направлением совершенствования движителя уборочно-транспортных машин является использование в ходовой системе пневматических гусениц, резиноармированных гусениц.

Пневмогусеничный движитель по сравнению с серийным имеет преимущества: сопротивление передвижению уменьшается почти на 50%, улучшение тягово-сцепных свойств более чем на 30%, снижение нормального давления в 1,76 раза.

Движитель с резиноармированными гусеницами имеет более высокие тягово-сцепные, опорные свойства по сравнению с пневмогусеничным движителем. Ресурс работы ходовой системы с резиноармированными гусеницами по сравнению с металлогусеничной выше в 4-5 раз. Предельного состояния металлические гусеничные цепи достигают после пробега в 4000-5000 км пробега, резиноармированные гусеницы после пробега 20000 км.

7. Ходовые системы уборочных машин оказывают негативное воздействие на почву: ухудшаются физические и физико-химические процессы в твердой фазе почвы, аэрация почвы, воздухо- и газообмен, водный режим и баланс, тепловой режим и тепловой баланс почвы, жизнедеятельность биологически активной массы почвы. В конечном итоге это ведет к снижению естественного плодородия почвы.

Возможности снижения техногенного воздействия на почву металлугусеничного движителя ограничены. Совершенствование геометрических параметров позволяет уменьшить вредное воздействие в пределах 10...15%.

Перспективное направление снижения техногенного воздействия на почву – использование в ходовой части пневматических пневматических гусениц и резиноармированных гусениц. Уменьшение воздействия находится в пределах 30...55% по сравнению с серийным движителем.

Гусеничная ходовая система с резиноармированными гусеницами соответствует современным экологическим требованиям, предъявляемым к сельскохозяйственной технике: существенное уменьшение вредного воздействия на почву, значительное улучшение условий работы механизатора.

Конструкция нового ведущего моста повышает надежность комбайна в целом за счет установки фрикциона в другой ступени кинематической схемы моста, где фрикцион может передавать в три раза больший крутящий момент. Кроме этого, фрикцион может быть заменен без снятия бортового редуктора, что значительно повышает ремонтпригодность гусеничной тележки. Высокая унификация моста очевидна, так как используется при изготовлении большая часть деталей бортовых редукторов и коробки диапазонов колесных комбайнов.

8. Использование треугольного металлугусеничного движителя в схеме мобильных энергетических средств позволяет улучшить эксплуатационно-технологические коэффициенты. У серийного комбайна «Енисей КЗС-958» коэффициент использования времени смены 0,84; у экспериментального комбайна 0,94; коэффициент эксплуатационного времени серийного комбайна 0,78; экспериментального 0,81.

Исследовано техногенное воздействие на почву мобильного энергетического средства с колесной ходовой частью и с комбинированной формулой: управляемый мост – колесная формула, ведущая часть – гусеничный движитель треугольной формы. Техногенное воздействие на почву тракторов с полугусеничным и колесным движителями оценивалось плотностью и твердостью почвы. Исходная плотность почвы до прохода тракторов 0,82 кг/см³. После прохода серийного трактора 1,14 кг/см³, экспериментального 1,05 кг/см³, т.е. уплотнение почвы экспериментальным трактором по сравнению с серийным меньше на 9,2%. Исходная твердость почвы до прохода тракторов 13,2 кг/см². После прохода серийного 15,6 кг/см², экспериментального 14,8 кг/см², т.е. снижение твердости почвы после прохода экспериментального трактора по сравнению с серийным составляет 10,5%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин, А.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители [Текст] / А.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 183 с.
2. Агроклиматические ресурсы Амурской области: – Л.: Гидрометеиздат, 1973. – 104 с.
3. Агроклиматический справочник по Амурской области: – Л.: Гидрометеорологическое издательство, 1960. – 136 с.
4. Антонов, Г. А. Исследование эксплуатационных характеристик гусеничных движителей уборочно-транспортных машин в условиях Дальнего Востока : Дисс-канд. техн. наук. – Благовещенск, 1981. – 214 с.
5. Антонов, А. С. Проходимость танка / Антонов А. С., Магидович Е.И. - Журнал «Танкист», No3, No4.
6. Антонов, А.С. Танк /Под общей редакцией Б.М. Коробкова/. – М.: Военное издательство, 1947. – 577 с.
7. Антонов, А. С. Теория гусеничного движителя. / А. С., Магидович Е. И. Артамонов Б. А. – М.: Машгиз, 1949. – 215 с.
8. Араманович, В. Г. Уравнения математической физики / И.Г.Араманович, В.И.Левин. – М.: Наука, 1969. – 287 с. Арамович И. Г., Левин В. А.
9. Бабков, В. Ф. Основы грунтоведения и механика грунтов / Бабков В. Ф., Гербурт-Гейбович А. В. М.- Высшая школа, 1964. – 366 с.
10. Бабков, В.Ф. Проходимость колесных машин по грунту./ В.Ф. Бабков, А.К. Бируля, В.М. Сиденко // – Москва: Автотрансиздат, 1959. – 190с.
11. Бабков, Н. Ф. Проходимость самолетов по грунтовым дорогам / Бабков Н. Ф., Смирнов А. С. - Проходимость – В кн.: «Проблемы проходимости колесных машин». – М.: Изд. АН СССР, 1959.
12. Бабков, В. Ф. Совещание по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам / Бабков, В. Ф.; Известия АН БССР, отделение технических наук, No3, 1949.
13. Баранов, Н. Д. Зацепляющее действие гусеничного движителя с почвой: Дисс-канд. техн. наук. – Л., 1955. – 168 с.
14. Барский, И. Б. К вопросу взаимодействия гусеничного движителя с почвой / Барский И. Б., Софьян А. И. - В кн. Труды МАМИ, 1956, вып.6. – М.: Машгиз – С. 44-54.
15. Барский, И. В. Конструирование и расчет тракторов / Барский И. В.; М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
16. Баскин, В. Б. Исследование источников, величины и характера нагрузок на опорные катки гусеничного движителя самоходных уборочно-транспортных машин: Дисс-канд. техн. наук. – Благовещенск, 1972. – 183 с.
17. Безухов, Н. И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Безухов Н. И.; М.: Высшая школа, 1968. – 421 с.

18. Бендант, Д. Измерение и анализ случайных процессов / Бендант Д., Пирсол Н. – М.: Высшая школа, 1977. – 142 с.
19. Бинович, Я. Е. / Бинович Я. Е., Груздев Н. И. Иванов П. И. Прокофьев А. А.: Теория танков. Конспект курса, ч.2. – М.: Изд. военной академии механизации и моторизации РККА им. Сталина, 1938. – 129с.
20. Бируля, А. К. Исследование взаимодействия колес с поверхностью качения, как основа оценки проходимости / Бируля А. К. ; В кн.: Проблемы повышения проходимости колесных машин. – М.: Изд. АН СССР, 1959.
21. Бируля, А.К. Эксплуатация автомобильных дорог / А.К. Бируля. – М.: Транспорт, 1966. – 312 с.
22. Благонравов, А.И. Танки и тракторы / Благонравов А.И.; М.: Госиздат. Оборонная промышленность, 1940. – 340 с.
23. Болотин, И.Н. Исследование характера нагрузки на силовую передачу и движитель при работе трактора в сельскохозяйственном производстве / Болотин И.Н.: Афторефер. Дисс-канд. техн. наук. – М., 1969. – 16с.
24. Бочаров, Н.Ф., Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Бочаров Н.Ф., Гусев В. Семенов В.М. - М.: Машиностроение, 1974. – 218 с.
25. Бронштейн, И.Н., Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.– М.: Наука, 1986 – 544 с.
26. Буракова, С. А. Исследование закономерности деформации почвогрунтов Дальнего Востока гусеничным движителем / Буракова С. А. : Дисс-канд. техн. наук. – Биробиджан. – М., 1967. – 192с.
27. Бумбар, И.В. Уборка сои: монография / И.В. Бумбар. – Благовещенск: ДальГАУ, 2006. – 258 с.
28. Ваганов, А. К. Исследование сцепления гусениц тракторов с почвой / Ваганов А. К.– Дисс-канд. техн. наук. – Иркутск-Челябинск, 1952. – 171 с.
29. Ван, Де-Тин Исследование влияния зацепочных конструкций гусеницы на сцепление трактора с почвой / Ван Де-Тин – Дисс-канд. техн. наук. – Харьков, 1959. – 160с.
30. Васильев, А. В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства / Васильев А. В., Докучаева Е. Н., Уткин-Любововцев О. Л. – М. Машиностроение, 1969. – 192 с.
31. Васильев, А. В. Тензометрирование и его применение в исследованиях тракторов / Васильев А. В., Раппопорт Д. М. – М.: Машгиз, 1963. – 327 с.
32. Веденяпин, Г. В. Общая методика экспериментальных исследований и обработка опытных данных / Веденяпин Г. В. – М.: Колос, 1973. – 199с.

33. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей. / Вентцель Е. С. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
34. Водяник, И. И. Исследование сопротивления самопередвижению гусеничного трактора и его составляющей от деформации грунта / Водяник И. И. – Дисс-канд. техн. наук. – Красноярск, 1966. – 125 с.
35. Водяник, И. И. Процессы взаимодействия тракторных ходовых систем с почвой / Водяник И. И. – Кишинев, 1966 – 110 с.
36. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств / Вонг Дж. – М. Машиностроение, 1982 – 285 с.
37. Ворожейкин, Г. Г. Исследование тяговой динамики гусеничного сельскохозяйственного трактора класса 4 тонны с гидродинамической трансмиссией / Ворожейкин Г. Г.: Автореф. Дисс-канд. техн. наук. – Челябинск, 1971.–16 с.
38. Воронин, В. А. Влияние фильтрационной способности почв Дальнего Востока на процесс их деформации гусеницами уборочных машин, вып. 1. / Воронин В. А. Буракова С. А. – Хабаровск, 1972. – С. 16-24.
39. Воронин, В. А. Исследование распределения удельного давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя самоходных уборочно-транспортных машин / Воронин В. А. – Дисс-канд. техн. наук – М., 1966 – 195 с.
40. Воронин, В. А. Теоретические основы процесса деформации переувлажненных почв гусеницами уборочных машин / Воронин В. А., Буракова С. А. – Благовещенск: БСХИ, 1974 – 84 с.
41. Вялов, С. С. Предельное равновесие слабых грунтов, подстилаемых жестким основанием / Вялов С. С. – В кн. Известия Академии наук СССР, отделение технических наук, №6,1951. – С. 813-828.
42. Высоцкая, Е. А. Сильные и очень сильные осадки в Приамурье / Высоцкая Е. А. – В кн. Вопросы географии Дальнего Востока. Сб. 9 – Хабаровск: 1971, – С. 122-145.
43. Гао, Син-Фан. Исследование и обоснование соотношения длины и ширины трактора на грунтах с малой несущей способностью / Гао Син-Фан : Дисс-канд. техн. наук. – М., 1956. – 153 с.
44. Гидроклиматические ресурсы Амурской области, – Благовещенск: Хабаровское книжное издательство, 1983. – С. 68.
45. Гинзбург, Ю. В. Промышленные тракторы. / Гинзбург Ю. В., Швед А. И., Парфенов А. П. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
46. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистики / Гмурман В. Е. – М.: Высшая школа, 1977. – 490 с.
47. Горячкин, В. П. Собрание сочинений, т.1. / Горячкин В. П. – М.: Колос, 1968. – 720 с.
48. Груздев, Н. И. Танки. Теория / Груздев Н. И. – М.-Свердловск, Машгиз, 1944. – 482 с.
49. Гуськов, В. В., Кузьменко В. А. Оптимальные параметры

- перспективных с.-х. тракторов для нечерноземной зоны СССР / Гуськов В. В., Кузьменко В. А. – В кн.: Вопросы с.-х. Механики. – Минск: 1964-е. 198-208 с.
50. Гуськов, В.В. Оптимальные параметры с.-х. тракторов / Гуськов В.В., Кузьменко В. А.- М.:Машиностроение, 1966. – 197 с.
 51. Гуськов, В.В. Теория поворота гусеничных машин / Гуськов В. В., Опейко А. Ф. – М. .Машиностроение, 1984. – 165 с.
 52. Гуськов, В. В. Тракторы. Теория. ч.2. / Гуськов В. В. – Минск: Высшая школа, 1977 – 384 с.
 53. Гуськов, В. В. Тракторы. Теория. Учебник для студентов по спец. «Автомобили и тракторы»./Под общей редакцией В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
 54. Гуськов, В. В., Кузьменко В. В. Экспериментально-теоретические основания выбора оптимальных параметров с.-х. тракторов / Гуськов В.В., Кузьменко В.В. – В кн.: Вопросы сельскохозяйственной техники. – Минск, 1964. – С. 147-187.
 55. Доспехов, Б. А. Планирование полевого опыта и статистическая обработка его данных / Доспехов Б. А. – М.: Колос, 1972. – 416 с.
 56. Дроздов, О. А. Климатология. / Дроздов О. А., Вашлов В. А., Кобышева Н. В. и др. – Л.: Гидрометеиздат, 1989. – 568 с.
 57. Емельянов, А. М. Исследование влияния формы опорной поверхности движителя на проходимость гусеничных уборочно-транспортных машин в условиях Дальнего Востока / Емельянов А. М.: Дисс-канд. техн. наук. – Благовещенск, 1981. – 192 с.
 58. Емельянов, А. М. / Емельянов А. М., Рябченко В. Н., Липкань А. В., Антонов Г. А. - Сравнительное воздействие на почву различных типов движителей для уборочно-транспортных машин. – В кн.: Агрокомплекс Сибири и Дальнего Востока 11 ч., БСХИ – Благовещенск, 1990 – С. 14-16.
 59. Емельянов, А. М. Пути снижения техногенного воздействия гусеничного движителя на переувлажненные почвы Дальнего Востока / Емельянов А. М. - Дисс... докт. Техн. Наук. – Благовещенск, 1997. – 248 с.
 60. Емельянов, А. М. Особенности взаимодействия гусеничного движителя уборочных машин с переувлажненными почвами Дальнего Востока / Емельянов А. М. – Благовещенск; ДальГАУ, 2000. – 215 с.
 61. Жвиренас, А. А. Исследование работы почвозацепов гусеничного движителя / Жвиренас А. А. – Дисс-канд. техн. наук. – Каунас, 1955. – 229 с.
 62. Забавников, Н. А. Основы теории гусеничных машин / Забавников Н. А. – М. Машиностроение, 1975 . – 448 с.
 63. Запольский, В. П. Исследование сцепных качеств и обоснование

- параметров тракторов гусеничных движителей / Запольский В. П. – Дисс- канд. техн. наук. – Минск, 1971. – 160 с.
64. Заславский, В. И. Краткий курс расчета танков и их механизмов / Заславский В. И. – М.: Гос. воен. издат., 1932. – 218 с.
 65. Зеленин, Н. А. Резание грунтов / Зеленин Н. А. – М., 1959 – 282 с.
 66. Зональная система земледелия Амурской области. – Благовещенск, Хабаровское книжное издательство, 1985. – 272 с.
 67. Зональная система машин для комплексной механизации растениеводства Дальнего Востока на 1991 -1995 гг. /Под общей редакцией Б. И. Кашпуры, Н. Д. Сысорова. – Благовещенск:БСХИ, 1992. – 256 с.
 68. Зорич, В. А. Математический анализ, т.2 / Зорич В. А. – М.: Наука, 1984. – 640 с.
 69. Иванов, Н. Н. Проектирование дорожных одежд / Иванов Н. Н. – М.:1955. – 320 с.
 70. Канделя, М. В. Влияние различных ходовых систем на уплотнение почвы / Канделя М. В. Емельянов А. М., Рябченко В. Н. – В кн.: Наука производству. – Благовещенск; ДальГАУ, 1997. – С. 18-24.
 71. Канделя, М.В. Исследование и обоснование технического уровня различных типов гусеничных ходовых систем уборочно-транспортных машин / Канделя М.В.: Дис... канд. техн. наук. – Биробиджан, 1997. – 162 с.
 72. Канделя Н.М. Повышение эффективности работы зерноуборочного комбайна на гусеничном ходу в условиях зоны Дальнего Востока / Канделя Н.М. - Дисс... канд. техн. наук. – Биробиджан, 2004. – 128 с.
 73. Карман, Т. Математические методы в инженерном деле / Карман Т., Био, М. – М.-Л.: ОГИЗГОСТЕХИЗДАТ, 1948. – 424 с.
 74. Кассандрова, О. Н. Обработка результатов наблюдений / Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. – М.: Наука, 1970 – 106 с.
 75. Кацыгин, В. В. Закономерности сопротивления почвогрунтов при повторных нагружениях / Кацыгин В. В., Орда А. Н. – В кн.: Сборник научных трудов ЦНИИМЭСХ. вып. 13, 1976 – С. 117-127.
 76. Кацыгин, В. В. Некоторые экспериментально теоретические обоснования энергетических средств для мелиоративных и культурно-технических работ на болотах / Кацыгин В. В., Янушкевич Б. Я. – В кн.: Труды научно-технической конференции 1956 г., Минск, государственное издательство БССР, 1958 – С.45-84.
 77. Кацыгин, В. В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / Кацыгин В. В. – В кн.: Вопросы сельскохозяйственной механики, т. 13, Минск: Урожай, 1964. – С. 5-89.
 78. Кацыгин, В. В. Перспективные мобильные энергетические средства для с.-х. производства / Кацыгин В. В., Горин Г. С., Зенькович А. А. –

- Минск: Наука и техника, 1982. – 272 с.
79. Качанов, Л. М. Основы теории пластичности / Качанов Л. М. – Л.: Наука, 1969. – 318 с.
 80. Кашпура, Б. И. Комплексная механизация растениеводства на Дальнем Востоке / Кашпура Б. И. -Благовещенск: Хабаровское книжное издательство, 1978. – 104с.
 81. Кашпура, Б. И. Основные элементы теории зональных систем машин / Кашпура Б. И. – В кн.: Механизация возделывания сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке. Благовещенск: БСХИ, 1977. – С.41-100.
 82. Кашпура, Б. И. Системный подход / Кашпура Б. И. – Благовещенск: БСХИ, 1983. – 60 с.
 83. Кашпура, Б. И. Эксплуатация машинно-тракторного парка на Дальнем Востоке / Кашпура Б. И. – Благовещенск: БСХИ, 1989. – 88с.
 84. Кладов, Н. П. Исследование проходимости торфяно-мелиоративного экскаватора с резинометаллическим гусеничным двигателем / Кладов Н. П. – Дисс-канд. техн. наук – Минск, 1977 – 202 с.
 85. Камчадалов, Е. П. Экологическое совершенствование метасистем природопользования / Камчадалов Е. П. – Благовещенск: ДальНИПТИМЭСХ, 1996. – 114 с.
 86. Климкович, В. А. Оптимизация параметров опорной поверхности гусеничного движителя уборочно-транспортных машин / Климкович В. А. - Дисс-канд. техн. наук. – Благовещенск, 1986. – 196 с.
 87. Колоша, В. Г. Влияние регулируемой эпюры нормальных давлений гусениц на проходимость трактора по торфяно-болотным почвам / Колоша В. Г.- Дисс-канд. техн. наук. – Минск, 1974. – 179 с.
 88. Комаров, М. С. Основы научных исследований / Комаров М. С. – Львов: ВИЩА ШКОЛА, – 128 с.
 89. Косачев, Г. Г. Экономическая оценка сельскохозяйственной техники / Косачев Г. Г. - М.:Колос, 1978 – 240 с.
 90. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: Колос, 1980. – 112 с.
 91. Методические указания по экономической оценке новой сельскохозяйственной техники – М.: Колос/1982. – 186 с.
 92. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88. – М.: Издательство стандартов, 1988 – 26 с.
 93. Кононов, А. М. Исследование реализации тягово-сцепных качеств и агротехнической проходимости колесных тракторов на суглинистых почвах Белоруссии / Кононов А. М. - Автореферат дисс- докт. техн. наук – Горки: БСХА, 1974. – 41 с.

94. Корчунов, С. С. Несущая способность и деформация низинной торфяной залежи / Корчунов С. С. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1948. – 160 с.
95. Кошляков, Н. С.. Основные дифференциальные уравнения математической физики / Кошляков Н. С., Глинер Э. Б., Смирнов М. М. – М.: Физматгиз, 1962. – 580 с.
96. Ксенович, И. П. Ходовая система - почва - урожай. / Ксенович И. П., Скотников В. А., Ляско М. И. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
97. Кудрявцев, Л. Д. Курс математического анализа, т. 2 / Кудрявцев Л. Д. – М.: Высшая школа, 1981 – 508 с.
98. Кузин, В. Ф. Операционная технология возделывания сои (в условиях Дальнего Востока) / Кузин В. Ф. – М.: Россельхозиздат, 1980 – 222 с.
99. Лазарев, В. И. Рациональные параметры компенсатора динамической системы «Комбайн – транспортное средство» в условиях Дальнего Востока / Лазарев В. И. – Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Новосибирск, 1990. – 16 с.
100. Левин, В. И. Дифференциальные уравнения математической физики / Левин В. И., Гроссберг Ю. Л. – М.: Гостехиздат, 1951. – 521 с.
101. Левин, М.М. Исследование проходимости гусеничных кранов / Левин М.М. - Автореферат канд.дисс.-М. :МАДИ, 1971.-27с.
102. Леонтьев, Г.А. буксовании гусеничного движителя / Леонтьев Г.А.- Тракторы и сельхозмашины, 1961, №5, с. 10-13.
103. Летошнев, М.И. Взаимодействие конной повозки и дороги / Летошнев М.И. - М.:Транспечать, ИКПС, 1929. – 220 с.
104. Летошнев, М.Н. Сельскохозяйственные машины / Летошнев М.Н.- М.:Сельхгиз, 1940. –321 с.
105. Липовецкий, Э.Г. Обоснование метода расчета и исследование показателей эксплуатационной надежности рисозерноуборочных комбайнов на гусеничном ходу СКГ-4 / Липовецкий Э.Г.-Дисс-канд.техн.наук-Челябинск, 1970.-177 с.
106. Лихачев, В.С. Испытания тракторов / Лихачев В.С. - М.:Машиностроение, 1974.-287 с.
107. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / Лурье А.Б. -Л.:Колос,1970.-376с.
108. Летошнев, М.И. Сельскохозяйственные машины / Летошнев М.И. – М.: Сельхоз, 1940. – 321 с.
109. Львов, Е.Д. Теория тракторов / Львов Е.Д. -М.:Машгиз, 1960-252 с.
110. Маласай, Т.Н. Проходимость уборочно-транспортных агрегатов на переувлажненной почве / Маласай Т.Н. -Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.-М., 1967, №3.
111. Малышев, А.А. Качение колеса с пневматической шиной по деформируемой поверхности с образованием колеи / Малышев А.А.-

- В кн.: Труды МАДИ, вып. 22.,-М.:Автотрансиздат, 1958.
112. Мацепуро, М.Е. Исследование тягосцепных качеств тракторов на торфяниках / Мацепуро М.Е., Опейко Ф.А., Гуськов В.В.-В кн.: Вопросы земледельческой механики, т. 6.-Минск, АСХН БССР, 1961.-С.5-93.
 113. Мацепуро, М.Е. Некоторые особенности взаимодействия гусеничного трактора с пластичными и прессующимися грунтами / Мацепуро М.Е., Гао Син-Фан.-В кн.: Вопросы земледельческой механики. т.8.- Минск: 1962.-с. 189-222.
 114. Мацепуро, М.Е. Обоснование оптимальных параметров тракторов и сельскохозяйственных машин / Мацепуро М.Е., Гуськов В.В., Кузьменко В.А. - В кн.: Вопросы сельскохозяйственной механики, т. 11, Минск:ЦНИИМЭСХ, 1963-с. 22-85.
 115. Мацепуро, М.Е. Основные особенности процесса взаимодействия гусениц с различными грунтами / Мацепуро М.Е., Кацыгин В.В., Янушкевич Б .Я., Порошков В.А. —В кн.: Вопросы земледельческой механики, т.3. Минск:Государственное издательство БССР, 1960.- С.275-397.
 116. Мацепуро, М.Е. Процесс взаимодействия гусеничных тракторов с минеральным грунтом .-В кн.: Вопросы земледельческой механики т.6 / Мацепуро М.Е., Селицкий С.С. -Минск: АСХН БССР, 1961.- С.94-129.
 117. Медведев М.И. Сцепление гусеничного трактора с почвой.-В кн.: Труды ХПИ. Серия металлургия и машиностроение, вып. 1, т.2.- Харьков:Издательство Харьковского Государственного университета, 1953.-С.97-130.
 118. Медведев, М.И. Теория гусеничных систем / Медведев М.И. - Харьков-Киев государственное научно-техническое издательство Украины, 1934-195 с.
 119. Миндич, А.Л. Экспериментальные исследования деформативных свойств и несущей способности слоя слабого грунта, подстилаемого жестким основанием / Миндич А.Л. -Дисс-канд.техн.наук.-М., 1973-212 с.
 120. Николаев, А.С. Исследование тягово-сцепных качеств гусеничного узкогабаритного виноградникового трактора в зависимости от распределения удельного давления по длине опорной поверхности гусениц / Николаев А.С.- Дисс-канд.техн.наук.—Харьков, 1967.-175с.
 121. Нафиков, М.З. Расчет сопротивления движению трактора / Нафиков М.З., Поляков И.С. - Тракторы и сельскохозяйственные машины, №1, 1968. – с. 8-9.
 122. Опейко, Ф.А. Наивыгоднейшее распределения давления на грунт при разных положениях центра давления у гусеничного трактора / Опейко Ф.А.-В кн.: Вопросы земледельческой механики, т.8, Минск:

- 1962.-с. 169-188.
123. Орнатский, Н.В. Механика грунтов / Орнатский Н.В. - М.:Изд. МГУ, 1962.-448 с.
 124. Павловский, З. Введение в математическую статистику / Павловский З.-М.:Статистика, 1967-285 с.
 125. Песков, А.Ф. Исследование тяговых свойств сельскохозяйственного трактора класса 3 т с гидромеханической трансмиссией/ Песков А.Ф.: Автореф. Дисс-канд.техн.наук.-М., 1970.-16 с.
 126. Пигулевский, М.Х. Оценка воздействия на почву почвозацепочных конструкций тракторов на основе изучения структуры почвы и ее механических свойств / Пигулевский М.Х.-Отчет по испытанию тракторов в Персиановке. Часть 3.-Л.:Изд.КИКГ, 1929-286 с.
 127. Пинигин, Б.Н. Платонов Н. Исследование на ЭВМ взаимодействия грунтозацепов гусеницы с грунтом / Пинигин Б.Н., Платонов Н.-Тракторы и сельхозмашины, 1973, №7-с. 17-18. ,
 128. Пискунов, Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов, т.2 / Пискунов Н.С.-М.:Наука,1985. – 560с.
 129. Покровский, Г.И. Исследования по физике грунтов / Покровский Г.И.-В кн.: Элементы физики дисперсных систем. ВОДГЕО, ОНТИ, 1937-223 с.
 130. Полетаев, А.Ф. .Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию / Полетаев А.Ф.-М. Машиностроение, 1971.-69 с.
 131. Применение тензометрических узлов для исследования гусеничного трактора.-В кн.: Труды НАТИ, вып. 20-М.: Машгиз, 1960.-С.48-74.
 132. Пугачев, В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / Пугачев В.С.-М.:Физматгиз, 1962.-380 с.
 133. Пустыльник, Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Пустыльник Е.И.-М.:Наука, 1968-288 с.
 134. Романовский, П.И. Ряды Фурье. Теория поля. Аналитические и специальные функции. Преобразование Лапласа / Романовский П.И. - М.:Наука, 1964.-304с.
 135. Ревут, И.Б. Физика почв / Ревут И.Б.-Л.:Колос, 1972.-367 с.
 136. Русанов, В.А. Механико-технологические решения проблемы воздействия движений полевой техники на почву. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Русанов В.А.-М.:ВИМ, 1996-55 с.
 137. Рябченко, В.Н. Исследование взаимодействия с почвой различных типов гусеничных движителей в схеме рисозерноуборочных комбайнов / Рябченко В.Н., Емельянов А.М., Липкань А.В.-В кн.: Проблемы механизации сельскохозяйственного производства Дальнего Востока. Даль НИИПТИ- МЭСХ.-Благовещенск, 1990.

- С.57-66.
138. Рябченко, В.Н. Исследование влияние удельного давления на проходимость гусеничного движителя уборочно-транспортных машин / Рябченко В.Н.- Дисс-канд.техн.наук-Благовещенск, 1971-150с.
 139. Рябченко, В.Н. Исследование влияния формы гусеничных звеньев на сцепные свойства с почвой / Рябченко В.Н., Емельянов А.М.- В кн.: Вопросы проходимости машин, вып.5.-Благовещенск, 1976.-С.3-9.
 140. Рябченко, В.Н. Исследование надежности пневмоусеничного движителя рисозерноуборочного комбайна / Рябченко В.Н., Емельянов А.М., Липкань А.В.-В кн.: Вопросы проходимости машин. БСХИ-Благовещенск, 1987. с. 26-28.
 141. Рябченко, В.Н. О перспективах использования пневмогусеничного движителя в схеме зерноуборочного комбайна / Рябченко В.Н., Баскин В.Б., Липкань А.В.- В кн.: Вопросы проходимости машин. БСХИ.-Благовещенск, 1982.- с. 119-127.
 142. Рябченко, В.Н. Пути снижения воздействия на почву гусеничного движителя уборочно-транспортных машин / Рябченко В.Н., Емельянов А.М., Липкань А.В. - В кн.: Пути увеличения производства зерна и сои в Амурской области. БСХИ.-Благовещенск, 1984. с. 28-39.
 143. Саакян, А.А. Взаимодействие ведомого колеса и почвы / Саакян А.А.- Ереван: Издат.МСХАрмССР, 1959. – 215с.
 144. Самуль, В.Н. Основы теории упругости и пластичности / Самуль В.Н.-М.:Высшая школа, 1970. – 318 с.
 145. Сверлова, Л.И. Агроклиматические ресурсы и оценка биоклиматической продуктивности земель колхозов и совхозов Амурской области / Сверлова Л.И.- Благовещенск, 1986.-с. 180
 146. Симон, Н. Применение катков на пневматических шинах для строительства дорог / Симон Н. -Международная выставка строительных и дорожных машин и средств механизации строительно-монтажных дорог.-М.: 1964.
 147. Система ведения сельского хозяйства Дальнего Востока.-Хабаровск, Хабаровское книжное издательство, 1979.-с. 284.
 148. Система машин для комплексной механизации растениеводства в Дальневосточной зоне на 1981 -1985 гг./ Под общей редакцией Н.Д. Сысорова, Б.И. Кашпуры.-Новосибирск: СО ВДСХНИЛ, 1981. – 286 с.
 149. Система машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 1986-1990 гг. /Под общей редакцией Б.И. Кашпуры- Благовещенск: БСХИ, 1988. – 110 с.
 150. Система машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 1981- 1985 гг. /Под общей редакцией Б.И.

- Кашпурь- Благовещенск БСХИ, 1981. – 98 с.
151. Скотников, В.А. Исследование проходимости гусеничных болотных тракторов / Скотников В.А.-Дисс-канд.техн.наук.-Минск, 1963.-165 с.
 152. Скотников, В.А. Основы теории проходимости гусеничных болотных тракторов / Скотников В.А.-Дисс-докт.техн.наук.-Минск, 1973. -367 с.
 153. Скотников, В.А. Основы теории проходимости гусеничных мелиоративных тракторов / Скотников В.А., Тетеркин А.Е. -Минск: Высшаяшкола, 1973. -255 с.
 154. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Скотников В.А., Мащенко А.А., Солонский А.С. - М.:Агропромиздат, 1986.-383 с.
 155. Скотников, В.А. Проходимость машин / Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. -Минск: Наука и техника, 1982.-328 с.
 156. Скотников, В.А. Проблемы современного с.-х. тракторостроения / Скотников В.А., Мощенский А.А., Разумовский М.А., Чучалин Л.К.- Минск:Высшая школа, 1983. -208 с.
 157. Смирнов, М.М. Задачи по уравнениям математической физики / Смирнов М.М.- М.:Наука, 1968. -218 с.
 158. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г.А.-М. Машиностроение, 1981.-270с.
 159. Смирнов, В.И. Курс высшей математики, т.1. / Смирнов В.И. - М.:Госуд.изд. физ.-матем. литература, 1962.-412 с.
 160. Смирнов, В.И. Курс высшей математики, т.2 / Смирнов В.И. - М.:Госуд.изд. физ.-матем. литература, 1962.-628 с.
 161. Соболев, С.Л. Уравнения математической физики / Соболев С.Л. -М.: Наука, 1966.- 444с.
 162. Соколов, Ю.А. Проходимость гусеничных машин с мелиоративными рабочими органами и пути ее повышения / Соколов Ю.А.- Автореферат дисс.канд.техн.наук-М., 1966.-16 с.
 163. Соколовский, В.В. Статика сыпучей среды / Соколовский В.В.- М.:Государственное изд. технико-теоретической литературы, 1954.- 275 с.
 164. Соколовский, В.В. Теория пластичности / Соколовский В.В.- М.:Высшая школа, 1969.-608с.
 165. Солопов, С.Г. Торфяные машины / Солопов С.Г.-М.:Высшая школа, 1968. – 515с.
 166. Софьян, А.П. Исследование взаимодействия движителей гусеничного трактора с почвой / Софьян А.П.-Дисс-канд.техн.наук.-М., 1955. - 154с.
 167. Софьян, А.П. Об удельном давлении гусеничного движителя / Софьян А.П., Максименко Е.И.—Тракторы и сельхозмашины, 1962,№7 —с. 13-15.

168. Спирин, А.П. Потери мощности в гусеничном механизме сельскохозяйственного трактора при работе на высоких скоростях / Спирин А.П.- Дисс-канд.техн.наук.-М.:, 1963.-165 с.
169. Справочник агронома-дальневосточника. Хабаровское книжное издательство, 1973 .-300 с.
170. Судаков, А.Н. Тракторы / Судаков А.Н. Изд. «Мысль», 1922 г. – 327с.
171. Сысоев, В.А. Исследование влияния гидродинамической передачи на буксование колесного трактора / Сысоев В.А.-Автореф.Дисс-канд.техн.наук.- Воронеж, 1972. -16 с.
172. Танклевский, М.М. О влиянии профиля грунтозацепов на сцепление гусеницы с торфяной залежью.- Комплексная механизация и автоматизация производства торфяного топлива / Танклевский М.М., Степинский В.Е., Моисеенко В.Г. - Труды КНИ, вып. 3, М. :Недра, 1971, с. 122-125.
173. Тихонов, А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики / Тихонов А.Н., Самарский А.А.- М.:Гостехиздат, 1953 .-679 с.
174. Толстов, Г.П. Курс математического анализа, т2 / Толстов Г.П. - М:Гостехиздат, 1957-454 с.
175. Троицкая, Н.Н. Зависимость между силой и деформацией, как основной расчет прочности грунтов в дорожных конструкциях. Исследование деформации полотна автомобильных дорог / Троицкая Н.Н. -Труды ДорНИИ, вып. 7-М., 1947. – с. 125-138.
176. Тургиев, А.К. Исследование влияния неустановившегося характера тяговой нагрузки на буксование колес трактора / Тургиев А.К.: Автореф.Дисс-канд.техн.наук-М., 1970. -16 с.
177. Ульянов, И.А. Теория самоходных колесных землеройно / Ульянов И.А. -транспортных машин.-М.:Машиностроение, 1966. – 420 с.
178. Фусс, Н.И. Опыт теории о сопротивлении, причиняемом дорогам всякого рода четырехколесными и двухколесными повозками, с определением - обстоятельств, при которых одна из повозок полезнее других / Фусс Н.И. - В кн.: Академические сочинения, выбранные из первого тома деяний Императорской академии наук. Часть 1, 1801.
179. Харитончик, Е.М. Буксование и потери на перекачивание тракторов / Харитончик Е.М. - ТрудыЧИМЭСХ,вып. 1.-Челябинск-1941.-С.6-20.
180. Харитончик, Е.М. Взаимосвязи параметров и вопросы совершенствования сельскохозяйственных тракторов. Доклад по опубликованным работам на соискание ученой степени доктора технических наук / Харитончик Е.М.-Воронеж, 1972. – 62с.
181. Хархута, Н.Д. Машины для уплотнения грунтов / Хархута Н.Д.-Л. Машиностроение, 1973. -175 с.
182. Хархута, Н.Д. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог / Хархута Н.Д., Васильев Ю.М. -М.:Транспорт, 1975.- 286 с.

183. Харченко, П.Е. Влияние конструктивных параметров гусеничного движителя на тяговые качества тракторов / Харченко П.Е. - Автомобильная и тракторная промышленность, 1952, №3.-с.15-19.
184. Хлус, А.А. Исследование сопротивления опорного механизма гусеничного сельскохозяйственного трактора в движении по почве / Хлус А.А.: Дисс-канд.техн.наук.-ХИИ, 1954.-207 с.
185. Хробостов, С.Н. О работоспособности гусеничных тракторов на болотно-торфяных почвах / Хробостов С.Н. - Сб. науч. трудов. БИМСХ, вып. 1.-Минск, 1958.- С.54-106.
186. Цытович, Н.А. Механика грунтов / Цытович Н.А.-М.:Госстройиздат, 1963.-636 с.
187. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Чудаков Д.А. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
188. Чудаков, Д.А. Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов / Чудаков Д.А.-М.:Машгиз, 1954. -176 с.
189. Шульц, В.В. Теория сопротивления катания твердого тела по пластичному пути / Шульц В.В. - В кн.: Известия Императорского Русского Технического общества, №№3, 5, 12-1915 г.
190. Южная часть Дальнего Востока.-М.:Наука.—422 с.
191. Ягодов, О.Н. Практика тензометрирования / Ягодов, О.Н. Соколов В.Ф. -Челябинск, 1972.-83 с.
192. Янушкевич, Б.Н. Работа тракторов на неосушенных торфяниках.- Минск / Янушкевич Б.Н.:Институт механизации и электрификации с.-х., Академия с.-х. наук. БССР, 1958.-с. 72.
193. Труды Вологодского молочного института. Маршак А.Л., Веревошкина В.А., Соколов А.С. Влияние внутреннего давления колес трактора на урожай пшеницы.-1963, Выпуск 48, с. 385-389.
194. Труды УСХА. Совершенствование организации и технологии ремонта сельскохозяйственных машин. Владимиров А.И., Шгопдаренко И.П. и др. Влияние типа движителей на уплотнение почвы и развитие растений по следу трактора-Киев: 1982, с. 107-109.
195. Труды почвенного института имени В.В. Докучаева. Русаков В.А., Баутин В.М. и др. Влияние ходовых систем тракторов на урожайность пропашных культур-М.: 1982, с. 37-43.
196. Труды почвенного института имени В.В. Докучаева. Гапоненко В.С. О путях снижения уплотняющего воздействия машинно-тракторных агрегатов на почву.-М.: 1981, с. 56-61.
197. Труды УСХА. Проблемы снижения уплотняющего воздействия на почву ходовых систем трактора, мобильной сельскохозяйственной техники и рабочих органов почвообрабатывающих машин. Гуревич А.М., Лопарев А. Исследование влияния ходовых систем тракторов на состояние дерново-подзолистых суглинистых почв Кировской области.-Киев:1982, с. 91-97.

198. Труды УСХА. Проблемы снижения уплотняющего воздействия на почву ходовых систем трактора, мобильной сельскохозяйственной техники и рабочих органов почвообрабатывающих машин. Юшин А.А., Семенюк И.М., Благодатый Ю.Н., Гермаш Н.П. К вопросу воздействия ходовых систем тракторов на почву.-Киев: 1982, с. 114-116.
199. Труды УСХА. Проблемы снижения уплотняющего воздействия на почву ходовых систем трактора, мобильной сельскохозяйственной техники и рабочих органов почвообрабатывающих машин. Казанов Г.И. Влияние про-ходов тракторов на почву и урожай яровой пшеницы.-Киев: 1982, с. 77-80.
200. Труды ВИМ. Т. 92. Русаков В.А., Небогин И.С., Ильченко И.Р., Фиронов Н.Н. Оценка влияния движителей различных типов на изменение характеристик почвы-М.: 1982, с. 143-162.
201. Труды УСХА. Совершенствование организации и технологии ремонта сельскохозяйственных машин. Рудельман В.Г., Красный Ф.Л., Прокопец Е.А. и др. Опыт создания тракторного пневмогусеничного движителя с низким давлением на почву-Киев: 1982, с. 114-116.
202. Отчет о НИР. Почвенный покров Амурской области и Приморского края, физико-механические свойства почв. Научный руководитель к.с.-х.н., доцент Б.И. Кашпура.-Благовещенск: БСХИ, 1964.-116 с.
203. Отчет о НИР. Разработка экологически чистой и энергосберегающей системы машин для комплексной механизации возделывания сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке. Научный руководитель д.т.н., профессор Б.И. Кашпура.-Благовещенск: ДальГАУ, 1995.-250 с.
204. Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность-машина / Беккер М.Г.- М. Машиностроение, 1973-520 с.
205. Bekker, M.G. Theory of land locomotion / Bekker M.G.: The Mechanics of Vehicle Mobility. The University of Michigan Press, Ann Arbor, Michigan second edition, 1956, p. 520.
206. Bekker, M.G. Off -the-Road Locomotion / Bekker M.G.: Research and Development in Terrain Mechanics. The University of Michigan, 1960, p. 692.
207. Bakker, C. comparison of tractor rear types in their resistance to sideslip / Bakker C., Collins R. A -Journal of agricultural Engineering research, v.17, 1972, №1, p.20-23.
208. Bunt C. Trust dynamic Weight relationship of rigid Wheels / Bunt C., Baily C.- Transactions of the ASAE, 1975, 18(4), p. 811-817.
209. Buchell, W. 2003 a Forming Odyssey / Buchell W. -Implement and Tractor, 1973, v. 88, №7.
210. Dwyer, M., A field comparison of the effective performance of two - and four wheel drive tractors / Dwyer M., Pearson G.-Journal of agricultural

- Engineering research, 1976, v.21, p.77-85.
211. Henning N. Asplit- power approach: the M. and S. tractor system / Henning N., Christianson S., Kofoed S. -Just. of agricultural Engineering, Royal veterinary and agricultural university, Denmark, Meddelel, June, 1977, №31.
 212. Krister, R. Zaberove vlastnosti pneumatik pri opakovanem prjezdu hnacih kol tutez stopou / Krister R., Grecenko A.-Zemel'skatechnika, 1976, 22960, p.309-329.
 213. Kuether, D. Whixyih Troek Shoes PullBestP / Kuether D.-Farm andPower Eguipment, March, 1996.
 214. Ogor Kiewick, R. Of- the RoadMobulity / Ogor Kiewick, R.«Armor», v. 71., №2, 1962. p. 24-27.
 215. PerumprulJ. A Nume - rical Method for preductingthe stress distributions a soils deformation under atractor whul / PerumprulJ., Liljedahl J., Perloff W.- Joumal ofTerramechanics, 1971, vol. 8, №1, p.9-22.
 216. Pollit, H. A laboratory stufy of the settemenst ofloaded rectangular pleates into soft soil / Pollit H.- Rotterdam, June 21, 1030-1948, v. 3.
 217. Reed, J. Measurement ofForus and Track Type Tractor Shoes /- Transactions of the ASAE, 1958, v. 1, №1.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПОЧВЕННО-КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ЗОНЫ ДАЛЬНЕГО ВОСТОКА.....	9
1.1 ГЕОГРАФИЧЕСКОЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ, КЛИМАТИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕГИОНА	9
1.2 ТИПЫ, ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЧВ.....	11
ГЛАВА 2 ТЕОРИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН С ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫМИ ПОЧВАМИ ДАЛЬНЕГО ВОСТОКА	19
2.1 ОСНОВЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ПОЧВОЙ	19
2.2 ВЫБОР МОДЕЛИ ПЕРЕУВЛАЖНЕННЫХ ПОЧВ ДАЛЬНЕГО ВОСТОКА.....	24
2.3 УСЛОВИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО РАВНОВЕСИЯ ПОЧВЫ	25
2.4 ВЫБОР ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ДЕФОРМАЦИИ ПЕРЕУВЛАЖНЕННОЙ ПОЧВЫ.....	27
2.5 СХЕМА ДЕФОРМАЦИИ ПОЧВЫ ГУСЕНИЧНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ.....	33
2.6 ТЕОРИЯ КОЛЕЕОБРАЗОВАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ	37
2.7 СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ	44
2.8. СХЕМА ДЕФОРМАЦИИ ПОЧВЫ ВСЛЕДСТВИЕ БУКСОВАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ	68
2.9 ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ И ШИРИНЫ ГУСЕНИЦ НА ПРОХОДИМОСТЬ ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН	84
2.10. НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ НА ОПОРНЫЕ КАРЕТКИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ	87
2.11 АППРОКСИМАЦИЯ ЭПЮРЫ НОРМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКИМ РЯДОМ ФУРЬЕ.....	92
2.12 ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТРЕУГОЛЬНОГО ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН С ПОЧВОЙ.....	98
2.12.1 Сопротивление движению уборочной машины вследствие деформации почвы	98
2.12.1.1 Сопротивление движению колёс управляемого моста	99
2.12.1.2 Сопротивление движению ведущего треугольного гусеничного движителя	104
2.12.2 Касательная сила тяги треугольного движителя	107

ГЛАВА 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ УБОРОЧНЫХ МАШИН	112
3.1 МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ, УСЛОВИЯ РАБОТЫ УБОРОЧНЫХ МАШИН	112
3.2 РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ	119
3.3 ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ.....	121
3.4 РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ПОЛУЖЕСТКОЙ И УПРУГОЙ ПОДВЕСКАМИ.....	124
3.5 ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ НА ПРОХОДИМОСТЬ УБОРОЧНЫХ МАШИН	126
3.6 ВЛИЯНИЕ НАТЯЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ ЦЕПИ НА ПРОХОДИМОСТЬ УБОРОЧНЫХ МАШИН	135
3.7 НАДЕЖНОСТЬ МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ	139
ГЛАВА 4 ГУСЕНИЧНЫЕ УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ..	150
4.1 ГУСЕНИЧНЫЕ УБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ.....	150
4.1.1 Комбайн СКГ-3.....	152
4.1.2 Самоходный гусеничный комбайн СКД-5РМ «СИБИРЯК».....	155
4.1.3 Самоходный гусеничный рисозерноуборочный комбайн СКД-6Р «СИБИРЯК».....	158
4.1.4 Рисозерноуборочный комбайн «Енисей-1200Р»	160
4.1.5 Самоходный рисозерноуборочный комбайн на гусеничном ходу СКР-7 «КУБАНЬ»	163
4.1.6 Рисозерноуборочный комбайн «Кедр-1200Р»	165
4.1.7 Комбайн зерноуборочный самоходный гусеничный КЗС-3Г «Русь»	166
4.1.8 Комбайн рисозерноуборочный самоходный «Енисей КЗС 954»..	169
4.1.9. Рисозерноуборочный Комбайн «Енисей - 858» на гусеничном ходу с резиноармированной гусеницей	171
4.1.10 Зерноуборочный комбайн КЗС-812С «Амур-Палессе»	174
4.1.11 Комбайн «Vector-450 Track».....	176
4.2. ГУСЕНИЧНЫЕ КОРМОУБОРОЧНЫЕ МАШИНЫ.....	177
4.2.1 Комбайн СКГС-2,6.....	179
4.2.2 Самоходный силосоуборочный комбайн на гусеничном ходу КСГ-3,2.....	181
4.2.3 Полевой измельчитель на гусеничном ходу ГЕ - 281	183
4.2.4 Комбайн самоходный кормоуборочный КСКГ-100.....	185

4.2.5 Комбайн кормоуборочный самоходный КСГ-Ф-70	187
4.2.6 Комбайн кормоуборочный самоходный «АМУР-680»	190
4.3 МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ	192
4.3.1 Стогообразователь навесной СНГ-60	192
4.3.2 Жатка – стогообразователь СЖС-50	196
4.3.3 Самоходная гусеничная тележка СГТ-4,0	201
4.3.4 Бункер-перегрузчик на гусеничном ходу БПГ-10	203
4.3.5 Тракторный прицеп ШП-3 «Дальневосточник»	205
4.3.6 Самовальный Кузов-перегрузчик КП-6	206
4.4 ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ	210
4.4.1 Гусеничная ходовая часть с шагом гусеничной цепи 174 мм	210
4.4.2 Гусеничная ходовая часть на резиноармированных гусеницах	210
4.4.3 Автомобиль МАЗ-500 со сменным гусеничным ходом	211
4.4.4 Шасси самоходное полугусеничное СШ-75Г	212
4.4.5 «Нептун-3» - дождевальная установка на самоходном гусеничном шасси ГШ-75	212
4.4.6 Гусеничный самоходный пресс-подборщик с платформой	212
4.4.7 Лабораторная энергоустановка на резиноармированной гусенице с валковой жаткой и культиватором-глубокорыхлителем	213
4.4.8 Самоходный кузов-перегрузчик на резиноармированной гусенице «Амур-10»	214
4.4.9 Салон бытовой самоходный СБС-12	214
4.4.10 Модуль производственно-бытовой самоходный МПБ-50	215
4.4.11 Прицепной кормоуборочный комбайн КС-2,6 на гусеничном ходу с активным приводом	215
4.4.12 Картофелеуборочный комбайн ККУ-2 на модернизированном гусеничном шасси	216
4.4.13 Стогометатель с поворотной стрелой и грабельной решеткой на гусеничном шасси ГШ-75	216
4.4.14 Кузов-перегрузчик с транспортером	217
4.4.15 Самоходное гусеничное шасси ШСК-90М с трансмиссией трактора ДТ-54 для комплекса машин по уборке тростника в районах Астраханской области	219
4.4.16 Гусеничное энергосредство с передней и задней навеской (обработка почвы, внесение удобрений и посев)	219
4.4.17 Гусеничное энергосредство на базе узлов СШ-75	220
4.4.18 Самоходное гусеничное шасси ГШ-75	220
4.4.19 Самоходное гусеничное шасси ШСК-90М	221
4.4.20 Гусеничная ходовая часть с увеличенным шагом звеньев $t=190$ мм.	222

4.4.21 Двигатель с резиноармированной гусеницей и торсионной подвеской	222
4.4.22 Гусеничная ходовая часть с литыми траками КСП-90	222
4.4.23 Гусеничная ходовая часть с рычажно-балансирной подвеской..	222
Глава 5 ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ УБОРОЧНЫХ МАШИН.....	223
Глава 6 ТРЕУГОЛЬНЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ	238
6.1 ШАССИ ПОЛУГУСЕНИЧНОЕ НА РЕЗИНОАРМИРОВАННЫХ ГУСЕНИЦАХ	238
6.2 ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ КОЛЁСНЫХ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ШАССИ ПОЛУГУСЕНИЧНОЕ НА РЕЗИНОРАМИРОВАННЫХ ГУСЕНИЦАХ	240
6.2.1 Комбайн зерноуборочный самоходный «Енисей КЗС-950 и его модификации «Енисей КЗС-954», «Енисей-958» и Енисей КЗС-960»..	240
6.2.2 Комбайны зерноуборочные «Джон Дир» моделей 1075, 1076, 3316 с удлинённой наклонной камерой	241
6.2.3 Комбайн самоходный зерноуборочный КЗС-812 «Палессе»	243
6.2.4 Комбайн самоходный зерноуборочный «Вектор 410»	244
6.3 ТРАКТОР Т-150 С ТРЕУГОЛЬНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ С РЕЗИНОАРМИРОВАННЫМИ ГУСЕНИЦАМИ	246
6.4 ТРАКТОР «БЕЛАРУСЬ» МТЗ-82 С ТРЕУГОЛЬНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ГУСЕНИЦАМИ	247
6.5 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРЕУГОЛЬНОГО МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ В СХЕМЕ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ КЗС-958»	248
6.6 БАЛАНС МОЩНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ КЗС-958» С ТРЕУГОЛЬНЫМ МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ	250
6.7 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРЕУГОЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ НА РЕЗИНОАРМИРОВАННЫХ ГУСЕНИЦАХ В СХЕМЕ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ КЗС-958»	253
6.8 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРЕУГОЛЬНОГО МЕТАЛЛОГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ В СХЕМЕ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4	258
ВЫВОДЫ	260
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	263
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	282
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	286

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Авторские свидетельства и патенты, на изобретения полученные
авторами монографии и использованные в конструкциях
предложенных машин

№ п/п	Авторские свидетельства и патенты.	Бюллетень изобретений	Авторы
1.	А. с. №299400 (СССР). Опорный каток для гусеничных машин	Бюллетень изобретений №12-71	Канделя М.В Унтевский А.А.
2.	А. с. №331959 (СССР). Гусеничный ход	Бюллетень изобретений №10-72	Канделя М.В Унтевский А.А.
3.	А. с. №383646 (СССР). Ходовая часть гусеничного транспортного средства	Бюллетень изобретений №24-73	Канделя М.В Унтевский А.А., Липовецкий Э.Г.
4.	А. с. №394613 (СССР). Многоручьевой шкив клиноременного вариатора	Бюллетень изобретений №34-73	Канделя М.В Унтевский А.А., Казаченко Ю.В., Смирнов В.И.
5.	А. с. №407781 (СССР). Устройство для натяжения гусеничной цепи транспортного средства	Бюллетень изобретений №47-73	Канделя М.В Унтевский А.А., Казаченко Ю.В.
6.	А. с. №418155 (СССР). Кузов - перегрузчик	Бюллетень изобретений №9-74	Канделя М.В Унтевский А.А., Меньшиков Г.М.
7.	А. с. №1285333 (СССР). Стенд для исследования гусеничного двигателя	Бюллетень изобретений №3-87	Берегов В.П. Канделя М.В
8.	А.с. № 1545997 (СССР) Стогообразователь приоритет 25 марта 1987 г.	Бюллетень изобретений № 8 от 28.02.1990	Баранов Г.П., Локшин А.Л., Канделя М.В Коломентьев В.И.
9.	Свидетельство на пром.образец №8409. Комбайн рисозерноуборочный (промышленный образец)	Приоритет от 05 декабря 1977 г.	Канделя М.В Балак С.И., Спирин Г.И.
10.	А. с. №1148587 (СССР). 24.11.83. Механизм уплотнения растительных материалов в камерах подборщиков - стогообразователей	Бюллетень изобретений № 13 от 07.04.1985	Морозов О.Н., Даулетбаев А.С., Спирин Г.А. Канделя М.В.

№ п/п	Авторские свидетельства и патенты.	Бюллетень изобретений	Авторы
11.	А. с. №1165290 (СССР). 04.11.83. Подборщик - стогообразователь	Бюллетень изобретений № 25 от 07.07.1985	Морозов О.Н., Даулетбаев А.С., Спирин Г.А. Канделя М.В
12.	Свидетельство №35620 17.12.90. Комбайн кормоуборочный «Амур-680» (промышленный образец)	Зарегистрирован в Государственном реестре промышленных образцов СССР 29 июня 1991г.	Канделя М.В Коломентьев В.И., Шилько П.А. и др.
13.	Удостоверение № 35620 на промообразец «Комбайн кормоуборочный Амур-680»	Зарегистрирован в Государственном реестре промышленных образцов СССР 29 июня 1991г.	Балак С.И., Канделя М.В Шилько П.А., Коломентьев В.И.
14.	Патент по заявке № 2095962 от 13.04.92 г. Самоходный гусеничный кормоуборочный комбайн	Бюллетень изобретений № 32 от 20.11.1997	Балак С.И., Канделя М.В Коломентьев В.И., Шилько П.А.
15.	Патент на изобретение № 2335424 от 04.12.2006г. Самоходное шасси на гусеничном ходу	Бюллетень изобретений № 28 от 10.10.2008	Липкань А.В., Канделя М.В., Терентьев Ю.В. Худалеев В.П., Мухин В.П
16.	Патент на изобретение № 2335881 от 30.01.2007г. Саморазгружающееся самоходное транспортно- технологическое средство на гусеничном ходу	Бюллетень изобретений № 29 от 20.10.2008	Липкань А.В., Канделя М.В., Терентьев Ю.В. Худалеев В.П., Мухин В.П
17.	Патент на изобретение № 2342278 от 20 июня 2007 г. Ход полугусеничный сменный	Бюллетень изобретений № 36 от 27.12.2008	Масюк В.В., Канделя М.В., Шилько П.А.
18.	Патент на изобретение № 2361386 от 20 июля 2009г. Комбайн самоходный гусеничный кормоуборочный	Бюллетень изобретений № 20 от 20.07.2009	Бумбар И.В., Канделя М.В., Худовец В.И., Шилько П.А.

№ п/п	Авторские свидетельства и патенты.	Бюллетень изобретений	Авторы
19.	Патент на изобретение № 2369512 от 10 октября 2009 г. Уплотнение торцовое ходовых систем гусеничных тракторов	Бюллетень изобретений № 28 от 10.10.2009	Масюк В.В., Канделя М.В., Шилько П.А.
20.	Патент на изобретение № 2363136 от 10 августа 2009. Режущий аппарат уборочной машины	Бюллетень изобретений № 22 от 10.08.2009	Бумбар И.В., Канделя М.В., Рябченко В.Н., Шилько П.А.
21.	Патент на изобретение № 2380267 от 27 января 2010. Тележка гусеничная уборочной машины	Бюллетень изобретений № 3 от 27.01.2010	Масюк В.В., Канделя М.В., Шилько П.А.
22.	Патент на изобретение № 2389631 от 20 мая 2010. Трак гусеничной цепи ходовой системы уборочной машины	Бюллетень изобретений № 14 от 20.05.2010	Канделя М.В., Шилько П.А., Липкань А.В., Гоменюк В.И.
23.	Патент на изобретение № 2403165 от 10 ноября 2010 г. Гусеница бесшарнирная резиноармированная уборочной машины	Бюллетень изобретений № 31 от 10.11.2010	Бумбар И.В., Канделя М.В., Канделя Н.М., Рябченко В.Н., Шилько П.А.
24.	Патент на изобретение № 2425773 от 10 августа 2011 г. Устройство для натяжения гусеничной цепи транспортного средства	Бюллетень изобретений № 22 от 10.08.2011	Бумбар И.В., Емельянов А.М., Канделя М.В., Канделя Н.М., Лазарев В.И., Рябченко В.Н., Шилько П.А.
25.	Патент на изобретение № 2434776 от 27 ноября 2011 г. Ход гусеничный	Бюллетень изобретений № 33 от 27.11.2011	Бумбар И.В., Емельянов А.М., Канделя М.В., Канделя Н.М., Рябченко В.Н., Шилько П.А., Щитов С.В.
26.	Патент на изобретение № 2449529 от 10 мая 2012 г. Комбайн самоходный гусеничный зерноуборочный	Бюллетень изобретений № 13 от 10.05.2012	Бумбар И.В., Емельянов А.М., Канделя М.В., Канделя Н.М., Рябченко В.Н., Шилько П.А., Щитов С.В.

№ п/п	Авторские свидетельства и патенты.	Бюллетень изобретений	Авторы
27.	Патент на изобретение № 2454063 от 27 июня 2012г. Устройство молотильное	Бюллетень изобретений №18 от 27.06.2012	Канделя М.В., Канделя Н.М., Масюк В.В., Шилько П.А.
28.	Патент на изобретение № 2460270 от 10 сентября 2012 г. Комбайн самоходный гусеничный зерноуборочный.	Бюллетень изобретений № 25 от 10.09.2012	Канделя М.В., Канделя Н.М., Лазарев В.И., Масюк В.В., Рябченко В.Н., Шилько П.А.
29.	Патент на изобретение № 2463192 от 10 октября 2012 г. Колесо направляющее гусеничной тележки уборочной машины.	Бюллетень изобретений № 28 от 10.10.2012	Бумбар И.В., Канделя М.В., Канделя Н.М., Лазарев В.И., Рябченко В.Н., Шилько П.А.
30.	Патент на изобретение № 2477599 от 20.03.2013 г. Жатка зерноуборочного комбайна	Бюллетень изобретений № 8 от 20.03.2013	Канделя М.В. Канделя Н.М. Шилько П.А. Емельянов А.М. Рябченко В.Н. Щитов С.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2







*Емельянов Александр Михайлович,
Бумбар Иван Васильевич,
Канделя Михаил Васильевич,
Рябченко Виктор Николаевич,
Шилёв Евгений Михайлович*

ГУСЕНИЧНЫЕ ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫЕ КОМБАЙНЫ
ОСНОВЫ ТЕОРИИ
И КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

Монография

*Редактор А.И. Каземова
Компьютерная верстка,
дизайн обложки и форзацев – Е.М. Шилёв*

Лицензия ЛР 020427 от 25.04.1997 г.
Подписано к печати 21.05.2013 г. Формат 70×100/16.
Уч.-изд.л. – 12,8. Усл.-п.л. – 23,8.
Тираж 500 экз. Заказ 101.

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии издательства ДальГАУ
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86

