

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

С.В. Щитов, В.А. Сенников, Н.В. Спириданчук

ВЛИЯНИЕ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ
ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ
НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ
ПОКАЗАТЕЛИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

Монография

Благовещенск
Издательство ДальГАУ
2013

УДК 631.1

Щитов С.В. Влияние неустановившегося характера нагрузки на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства: монография / С.В. Щитов (разделы 1.1, 1.3, 2.1, 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.8, 2.9, 3, 4.1.3, 4.1.4, 4.2, 4.3, 5), В.А. Сенников (разделы 1.1, 1.3, 2.1, 2.2, 2.3, 2.8, 3, 4.1.1, 4.1.2, 5), Н.В. Спириданчук (разделы 1.1, 1.2, 2.7, 2.8, 3, 4.4, 4.5, 4.6, 5). – Благовещенск: ДальГАУ, 2013. – 175 с.

Представленная монография включает в себя результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных авторами на кафедре транспортно-энергетических средств и механизации АПК ФГБОУ ВПО ДальГАУ, по вопросу определения влияния неустановившегося характера нагрузки на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства.

Монография предназначена для научных, инженерно-технических работников, занимающихся транспортно-технологическим обеспечением АПК.

Рецензенты:

В.Г. Евдокимов, д-р. техн. наук, профессор;

С.А. Иванов, д-р. техн. наук, директор ООО «Соевые технологии»

Рекомендовано к печати научно-техническим советом ФГБОУ ВПО «Дальневосточный государственный аграрный университет» (Протокол №7 от 06 февраля 2013 г.).

ISBN 978-5-9642-0191-5

© Щитов С.В., Сенников В.А.,
Спириданчук Н.В., 2013
© Издательство ДальГАУ, 2013

ВВЕДЕНИЕ

При выполнении различных сельскохозяйственных операций (вспашка, дискование, боронование, посев, культивация и др.) наблюдаются значительные колебания крюковой нагрузки, т.е. характер нагрузки тракторного двигателя является неустановившемся. Степень неравномерности момента сопротивления движителя может достигать величины 0,3-0,4.

Такие колебания нагрузки объясняются следующими обстоятельствами: поле, по которому перемещается энергетическое средство, неоднородно по физическим свойствам почвы (плотность, влажность, растительный покров и др.), а его поверхность имеет различный микрорельеф. В силу этого сопротивление перекачиванию машинно-тракторного агрегата и сопротивлению рабочих органов сельскохозяйственной машины непрерывно меняется. В то же время при производстве сельскохозяйственных работ, в технологии возделывания сельскохозяйственных культур, рабочие органы любой сельскохозяйственной машины совершают сложный характер движения, что в конечном итоге сказывается на качестве работы сельскохозяйственной машины.

Закон изменения силы или момента сопротивления тракторного двигателя при неустановившемся характере нагрузки академик В.Н. Болтинский [18] предлагал с достаточной степенью точности представить как цепь непрерывно следующих друг за другом синусоид с различными экстремальными значениями. Все выше перечисленные факторы оказывают большое внимание на неравномерность загрузки энергетических средств, что в конечном итоге снижают качественные показатели технологических процессов и увеличивают энергозатраты в технологии возделывания сельскохозяйственной продукции.

Производство сельскохозяйственной продукции требует повышения эффективности использования сельскохозяйственной техники. Наличие больших площадей, ограниченные сроки проведения сельскохозяйственных операций и сложные естественно-производственные условия Дальнего Востока требуют применения колесных энергетических средств.

Вместе с тем сложные почвенные и климатические условия Амурской области и в целом Дальнего Востока ограничивают их использование.

Наиболее перспективным направлением в этих условиях является снижение влияния неустановившегося характера крюковой нагрузки на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели колесных энергетических средств. В большинстве случаев при расчете состава машинно-тракторного агрегата за основу принимают статистические условия эксплуатации, что в конечном результате приводит к значительным неточностям.

Настоящее пособие направлено на повышение эффективности работы колесных энергетических средств при их эксплуатации в выше отмеченных условиях и качество проводимых сельскохозяйственных работ. Определено влияние приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата (сдвоенных колес) на коэффициент загрузки двигателя, степень неравномерности ведущего момента и поступательного движения и буксование трактора. Выявлены закономерности изменения тягово-сцепных и эксплуатационных показателей энергетических средств в зависимости от постановки дополнительного маховика. Рассмотрен вопрос снижения силы сопротивления движению прицепной машины за счет постановки дисбалансов.

Установленные теоретические и экспериментальные зависимости позволяют сократить затраты времени и материальных средств при конструировании, совершенствовании и модернизации конструкции колесных движителей и прицепных сельскохозяйственных машин и орудий.

1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

1.1 Особенности естественно-производственных условий и их влияние на использование систем технологий и машин для возделывания сельскохозяйственных культур в условиях Дальнего Востока

На эффективность использования машинно-тракторного парка большое влияние оказывают естественно-производственные условия зоны, где они эксплуатируются. Наиболее важными показателями, определяющими влияние на использование колесных тракторов, являются: механический состав, плотность, твердость, влажность почвы, климат, размеры участков полей и их рельеф, структура посевных площадей, а также технология возделывания сельскохозяйственных культур.

"Дальневосточный экономический район располагается в трех климатических поясах: арктическом, субарктическом и умеренном. Почти 85% территории относится к северной части, с преобладанием отрицательных среднегодовых температур. От вечной мерзлоты свободны лишь Приморский край, равнинные участки Амурской области и Хабаровского края, южные части Сахалинской области и Камчатского края. Район характеризуется резким перепадом годовых и суточных температур, гористостью, сейсмичностью, обилием заболоченных земель, высокой нормой осадков и их концентрацией во второй половине лета (муссонностью), разливами рек и др." [3].

Посевные площади краев и областей дальневосточной зоны распределены весьма неравномерно. Если проанализировать таблицу, то необходимо отметить, что основным регионом наиболее благоприятным для интенсивного ведения сельского хозяйства является Амурская область, которая в дальнейшем взята в качестве исходной модели для всей зоны Дальнего Востока.

Рельеф территории Дальнего Востока - обширные равнины и горные хребты различной высоты. Восточная и северо-восточная части Зейско-Буреинской равнины имеют увалистый рельеф с высотами 280-340 м. Основная площадь равнины - вторая надпойменная терраса высотой 60 м. Верхне-Зейская равнина представлена, в основном, высотами не более 300-500 м. Равнина имеет вид холмистого понижения [3, 100, 101].

Под сельскохозяйственными угодьями занято не более 7,5%

от всей территории области, а на одного жителя приходится в 1,5 раза меньше сельскохозяйственных угодий, чем в целом по стране. Основная часть пахотных земель Амурской области располагается в южной части Зейско-Буреинской равнины. Использование земель в сельском хозяйстве определяется их качественным составом. Почвы Амурской области по механическому составу в основном тяжелые глинистые и суглинистые, с низким уровнем естественного плодородия [101].

На территории области имеет место определенный спектр почвенных горизонтальных и горных зон. Зона тундровых почв представлена горно-тундровыми (гольцовыми) почвами под горно-тундровой растительностью. Зона буротаежных почв представлена: в горном ряду горными буротаежными и мерзлотными, в горизонтальном ряду - буротаежными почвами. Зона бурых лесных почв характеризуется: в горном ряду - бурыми горно-лесными почвами, а в горизонтальном ряду бурыми лесными оподзоленными и бурыми лесными поверхностно-глеевыми. Зона луговых черноземовидных и бурых лесных почв представлена в горизонтальном ряду луговыми черноземовидными, а при повышенном дренаже - бурыми лесными почвами. При плохом дренаже формируются "луговые подбелы". Болотные почвы представлены разновидностями: торфянисто-глеевыми, торфянисто-перегнойно-глеевыми, торфяно-глеевыми, иловато-глеевыми, торфяно-иловато-глеевыми и торфяниками. Они имеют, кислую реакцию, богаты содержанием общего азота, ограничены формы подвижного фосфора [100,101].

Климат области носит муссонный характер. Он формируется под влиянием евразийского континента и Тихого океана, имеющих различную температуру поверхностей в летнее и зимнее время. Дальневосточные муссоны в Амурской области формируют холодные и малоснежные зимы, что приводит к выпадению осадков в это время не более 7% от среднего годового объема. Наиболее холодный месяц зимы - январь. Средняя температура в южных районах составляет минус 24⁰ С, в северо-западных районах до минус 34⁰ С. Первые осенние заморозки в области также наступают неравномерно: на севере и северо-западе в конце августа, на юге в третьей декаде сентября. Весной безморозный период в южной части наступает во второй декаде мая, на северо-западе - в первой и второй декаде июня [3,28,101].

Атмосферные осадки в течение года по территории области

выпадают неравномерно."Большое влияние на распределение осадков оказывает высота места, форма рельефа, наличие лесных массивов, водоемов и речных долин. Влияние рельефа, лесной и водной поверхностей связано с подъемом и опусканием воздушных масс над элементами рельефа и изменением турбулентности воздушного потока в зависимости от шероховатости подстилающей поверхности. Как правило, на возвышенных участках количество осадков больше, а в пониженных - меньше. За холодный период осадков выпадает всего 30-60 мм, а за теплый 300-450 мм" [3]. Максимум осадков на равнинной местности приходится на июль-август, в предгорных и горных районах на август – 0,1-0,15 м в месяц [3,28,101].

Рельеф пахотной площади - слегка волнистая равнина, имеющая средний угол склона не более 3 градусов.

Вместе с тем необходимо выделить негативные природно-климатические явления: позднее оттаивание почвы (промерзание до 2,5 м), что замедляет процессы мобилизации питательных веществ и появление всходов культурных растений; неравномерное распределение осадков по периодам вегетации растений; ливневые осадки, выпадающие летом. Эти специфические для области климатические условия влияют на вегетацию растений, на использование техники, на изменение состава и структуру сельскохозяйственных угодий, на развитие процессов заболачивания, оврагообразование и эрозию почв [3,28,101]. Значительное количество тепла, обилие солнечного света (вегетационный период в южных районах длится до 135 дней), достаточное количество осадков вполне благоприятствует возделыванию самых различных сельскохозяйственных культур: пшеницы и сои, риса, сахарной свеклы и кукурузы, картофеля и овощей, плодово-ягодных и других [100,101].

Посевные площади в хозяйствах всех категорий в 2011 г. составили 855,4 тыс. га, что на 8,2% больше уровня прошлого года, в том числе площади под зерновыми культурами – 189,3 тыс. га (22,13%), технических культур – 563,9 тыс. га (65,9%), картофеля и овощебахчевых культур - 26,1 тыс. га (3,05%), кормовых культур – 8,92 тыс. га. Урожайность зерновых культур составила 1,8 т/га, валовый сбор составил 338,2 тыс. тонн зерна (в 2,6 раза выше уровня 2010 года). Общий намолот сои составил 776 тыс. тонн, что больше уровня 2010 года на 44,6% при средней урожайности – 1,38 т/га [4].

Как показывают статистические данные, в области, как и в регионе в целом, тракторный парк в основном состоит из тракторов, срок амортизации которых давно закончился. Положение еще усугубляется тем, что за последние годы списание тракторов значительно превышает их приобретение. Значительно сократился парк сельскохозяйственных машин, особенно сеялок, плугов, культиваторов, из-за чего затягиваются сроки проведения основных с.-х. работ, растут потери урожайности и т.д. При постоянном ежегодном поступлении новой техники происходит регулярное ее выбытие. Так, в 2011 году сельхозтоваропроизводителями области приобретено техники на сумму 1,9 млрд. рублей: тракторов – 160 ед.; зерноуборочных комбайнов – 230 ед.; кормозаготовительных комплексов – 8 ед.; прочей сельскохозяйственной техники – 283 ед. При этом снижение количества тракторов в 2011 году по сравнению с 2010 годом произошло на 6,7%, сельскохозяйственной техники в среднем на 9%, зерноуборочных комбайнов – 5,2%. В связи с этим в 2011 году снизилась обеспеченность с.-х. предприятий тракторами на 1000 га пашни -3,7 ед., (в 2010 году -4,2 ед.), в связи с этим возросла нагрузка пашни на 1 трактор – с 239 га до 271 га.

Из областного бюджета продолжено субсидирование части затрат на приобретение современной сельскохозяйственной техники.

Зональная система машин рекомендует соотношение колесных и гусеничных тракторов соответственно 40 и 60%. Это объясняется тем, что при выполнении основных сельскохозяйственных операций, почва имеет слабую несущую способность. В этот период колесные тракторы оставляют после себя глубокую колею, что затрудняет дальнейшую обработку почвы. Соотношение колесных и гусеничных тракторов на начало 2012 года составляет соответственно 77 и 23%.

Для обеспечения технологий возделывания культур в установленные сроки с учетом климатических условий Амурской области требуется на замену техники в среднем 300 тракторов мощностью 400-450 л.с., 500 тракторов – 200-250 л.с., 600 тракторов – 130-150 л.с., 800 современных высокопроизводительных зерноуборочных комбайнов, 2500 единиц почвообрабатывающей техники.

Для возделывания сельскохозяйственных культур в области сформированы базовые прогрессивные технологии, которые сложились путем наложения новых приемов на традиционную агротехнику, которая делится на три уровня интенсификации (А, Б, В)

[49,50,51,100,101,108]:

- уровень (А) – предусматривает получение максимальной урожайности с учетом экологических ограничений техногенеза;
- уровень (Б) – предусматривает максимальную окупаемость ресурсов;
- уровень (В) – предусматривает ограниченное применение удобрений.

В Дальневосточном федеральном округе и в частности в Амурской области наиболее высокие урожаи дают сельскохозяйственные культуры по подготовленной с осени почвы. Поэтому все работы должны быть направлены на быструю уборку урожая с измельчением и рассеиванием соломы и обработкой почвы осенью.

Особое значение в сельскохозяйственном производстве региона имеет соя. В ней содержится 35-55% белка, более 30% углеводов и 15-28% жира. По питательности, содержанию протеина и жира соя превосходит все другие культуры. В последнее время продукты переработки сои находят большое применение в производстве продуктов питания, что делает ее наряду с технической, кормовой и продовольственной культурой. Однако поздние сроки уборки сои, практически по заморозкам, не позволяют подготовить почву под посев осенью и эту работу проводят весной в сжатые сроки. Весенние полевые работы начинаются в первую декаду апреля, когда почва оттаивает на глубину 0,4-0,6 м при влажности верхнего слоя 35-45 %, что не позволяет широко применять колесные тракторы из-за слабой несущей способности почвы. Однако наличие площадей с большой длиной гона, дефицит сельскохозяйственных тракторов, поздние сроки уборки сои предопределяют использование энергонасыщенных колесных тракторов. Поэтому в настоящее время задача повышения тягово-сцепных свойств и снижение техногенного воздействия на почву колесных тракторов является актуальной проблемой региона. Это предусматривает и «Система технологий и машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 2011...2015 годы». В требованиях к степени влияния системы технологий и машин на изменение природно-климатических условий одним из пунктов предусматривается, что каждая технологическая операция должна содержать необходимые приемы, обеспечивающие минимализацию ущерба наносимого природной среде. Все технологии (А,Б,В) возделывания сельскохозяйственных культур предусматривают в качестве энергетической единицы – трактор,

ходовая система которого негативно воздействует на окружающую среду и в частности на почву.

В результате взаимодействия ходовой системы трактора с почвой ухудшается ее структурный состав, увеличивается твердость, плотность и глубина колеи. Поэтому в условиях Амурской области технологии возделывания сельскохозяйственных культур должны предусматривать систему машин, включающую в себя новые и существующие колесные тракторы, обеспечивающие снижение техногенного воздействия на почву.

1.2 Влияние неустановившегося характера нагрузки на разгон машино-тракторных агрегатов

Сочетание на внутрихозяйственных перевозках случаев движения по полю, дорогам с меняющимися по времени и протяженности участков сопротивления движению требует определенных подходов решения скоростных показателей тракторно-транспортных агрегатов (ТТА), его разгонных качеств. Существуют множество различных примеров работы трактора при неустановившейся нагрузке: включение и выключение сцепления, разгон и трогание с места ТТА, торможение и многое другое. Колебания нагрузки происходят также в результате влияния таких факторов как неоднородность почвы и микрорельефа поля, неравномерности сопротивления качению, особенностей технологического процесса выполняемой сельскохозяйственной операции. Наиболее характерным неустановившимся процессом является процесс трогания с места и разгон агрегата. Наиболее напряженной фазой в начале движения является фаза трогания с места. В этот момент тепловая энергия двигателя в больших количествах расходуется на придание трактору начального движения, а оставшаяся небольшая часть энергии преобразуется в полезную работу [63].

В общем случае трогание и разгон машино-тракторных агрегатов (МТА) могут быть осуществлены, если суммарный движущий момент будет больше суммарного момента сопротивления. При этом суммарный движущий момент равен сумме максимального крутящего момента двигателя при работе на корректорном участке регуляторной характеристики и момента сил инерции вращающихся деталей двигателя. Момент сил сопротивления при трогании

МТА с места включает в себя приведенный к валу муфты сцепления момент сил тягового сопротивления и силы сопротивления качению, и момент сил инерции поступательно и вращательно движущихся масс. Условие трогания можно выразить следующим образом [63]:

$$M_{max} + M_{j\partial} \geq M_c + M_{ja}, \quad (1.1)$$

где M_{max} – максимальный крутящий момент двигателя; $M_{j\partial}$ – момент сил инерции вращающихся сил двигателя; M_c – момент сил тягового сопротивления; M_{ja} – инерции поступательно и вращательно движущихся масс.

В работах В.Н. Болтинского [19], Д.А. Чудакова [117], И.Б. Барского [13], Е.Д. Львова [72] отмечаются такие показатели процесса разгона как:

1. Минимальное число оборотов вала двигателя, до которого оно понизится в процессе разгона

$$n_{\partial min} = \left[n_x - \frac{4,77t_1 M_n (1 - \frac{K}{\beta})}{I_m} \right] \frac{I_m (\beta - K_3)}{I_m (\beta - K_3) + I_n (\beta - K)}, \quad (1.2)$$

где n_x – максимальное число оборотов холостого хода; M_n – расчетный крутящий момент; t_1 – время выключения муфты сцепления; K – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту; β – коэффициент запаса муфты сцепления; I_m – приведенный к валу муфты сцепления момент инерции двигателя; I_n – приведенный к валу муфты сцепления момент инерции ведомой части агрегата; K_3 – коэффициент загрузки двигателя.

Считается возможным допускать снижение числа оборотов двигателя при разгоне на 200-300 об/мин по отношению к числу оборотов соответствующих максимальному крутящему моменту на стационарной характеристике.

Чем ниже допустимая частота вращения вала двигателя, тем лучшими динамическими качествами обладает двигатель. Сниже-

ние угловой скорости коленчатого вала может быть достигнуто путем увеличения приведенного момента инерции движущихся масс двигателя.

2. Время разгона $T_{общ}$, и его составляющие: время первого периода T_1 , которое равно времени буксования муфты и окончанию буксования оборотов двигателя и время T_2 , когда муфта и вал двигателя совместно ускоренно вращаются достигая конечной скорости МТА.

Время разгона уменьшается с ростом энергонасыщенности трактора, увеличивается с уменьшением минимальной угловой скорости вала двигателя и с повышением его загрузки. Нужно отметить, что замедленный разгон оказывает отрицательное влияние на возможность маневрирования МТА.

3. Критический приведенный момент инерции ведомой части агрегата $I_{нкp}$, когда обороты двигателя падают до значения $n_{дон}$

$$I_{нкp} = \frac{\left[\frac{I_m}{\beta - K} (n_x - n_{дон}) - \frac{4,77 K_3 \cdot t_1 \cdot M_H}{\beta} \right] (\beta - K_3)}{n_{дон}}, \quad (1.3)$$

где $n_{дон}$ - допустимые обороты вала двигателя.

Если момент инерции становится больше, появляется необходимость резервирования части мощности двигателя или снижения коэффициента его загрузки.

4. Критическая скорость «по оборотам двигателя»

$$V_{кр}^0 = 0,377 n_x \sqrt{\frac{\left[\frac{I_m}{\beta - k} (n_x - n_{дон}) - \frac{4,77 K_3 t_1 M_H}{\beta} \right] (\beta - K_3)}{n_{дон} (m_T r_k^2 + m_{с.х.} r_k^2 + \sum I)}}, \quad (1.4)$$

где r_k — радиус качения ведущего колеса; m_T — масса трактора; $m_{с.х.}$ — масса сельскохозяйственной машины или прицепа; $\sum I$ — приведенный к оси ведущих колес момент инерции ведомой части МТА.

Анализ формулы (1.16) позволил сделать вывод, что на величину критической скорости оказывают влияние величина момента инерции ведомой части МТА, масса трактора и масса сельскохозяйственной и прицепной машины.

Для колесных тракторов введено понятие критической скорости «по буксованию», так как буксование движителей оказывает большое воздействие на процесс разгона

$$V_{кр}^{\delta} = \frac{0,377 \cdot n_n \cdot M_n \cdot \eta_m \cdot K_3}{G_{сц} \cdot \varphi_{max}}, \quad (1.5)$$

где η_m - коэффициент, учитывающий потери в силовой передаче; n_n - номинальные обороты двигателя; $G_{сц}$ - сцепной вес трактора; φ_{max} - максимальный коэффициент сцепления движителей с почвой.

Максимальное буксование движителей соответствует минимальной частоте вращения вала двигателя ω_{min} и моменту трения муфты сцепления $M_{фmax}$. При этих значениях буксование равноценно демпфированию динамической нагрузки на двигатель.

5. Мощность двигателя, резервируемая на разгон

$$N_{рез} = 0,00015 \frac{n_n}{T_1} \left[I_n n_{дон} - I_m (n_x - n_{дон}) \frac{30 \cdot T_1 M_n (K - 1)}{\pi} \right]. \quad (1.6)$$

При разгоне тракторного агрегата для работы на больших скоростях и при тяжелых почвенных условиях необходимо резервировать часть мощности путем снижения полезной крюковой нагрузки на крюке.

Ю.А. Титовым [107] предлагается иной путь определения величин $N_{рез}$, $M_{рез}$, K_3 , которые позволяют производить оценку разгонных качеств МТА по величине допустимой эксплуатационной нагрузки, таким образом давая возможность делать более правильный выбор транспортных передач и конечной скорости трактора, что особенно важно для колесного трактора, как наиболее часто используемого для транспортно-технологических операций

$$K_3 = \frac{M_n - M_{рез}}{M_n} = 2 - \frac{I_n}{I_{нкр}}, \quad (1.7)$$

где $M_{рез}$ - резервируемый момент сил двигателя.

Ряд авторов указывают на такой важный показатель процесса разгона МТА, как работа трения муфты сцепления [18,19,32,53,54,72,112]. В работе [53] приведены результаты исследований энергетического баланса трактора в фазе трогания и доказано, что на продолжительность разгона существенно влияет длительность включения муфты сцепления, и отсюда, темп нарастания момента трения муфты сцепления. Различают быстрое и медленное включение муфты. Для оценки относительного значения трения муфт сцепления и передаваемой ею полезной работы получены коэффициенты потерь КПД муфт сцепления для быстрого и медленного сцепления.

Для быстрого сцепления

$$\mu_{мс} = \frac{L_{mp}}{L} = \frac{1}{2 \left\{ 1 - \frac{1}{2 \left[1 + \frac{\beta - \chi}{(\beta - 1)\lambda_I} \right]} \right\}}, \quad (1.8)$$

$$\eta_{мс} = 1 - \mu_{мс}, \quad (1.9)$$

где $\mu_{мс}$ – КПД муфты сцепления; L – затраченная суммарная работа двигателя; L_{mp} – работа трения муфты сцепления; β – коэффициент запаса муфты сцепления; χ – степень загрузки двигателя; λ_I – отношение ведомых приведенных масс двигателя к ведущим в виде приведенного момента инерции двигателя при трогании; $\eta_{мс}$ – КПД потерь муфт сцепления.

Для медленного сцепления

$$\mu_{мс} = \frac{L_{mp}}{L} = \frac{2}{(\beta + 1) \left\{ 1 - \frac{1 - 0,5\beta}{2 \left[1 + \frac{\beta - 1}{(\beta - k)\lambda_I} \right]} \right\}}, \quad (1.10)$$

где k – коэффициент приспособляемости муфты сцепления.

Коэффициенты потерь не одинаковы по значению. Для быстрого включения коэффициент $\mu_{мс}$ меньше, а $\eta_{мс}$ больше, чем при медленном включении.

В работе [112] получено уравнение, которое позволяет проанализировать влияние буксования движителей и муфты сцепления на тяговую динамику трактора при разгоне

$$M_e - M_c = I_a \frac{d\omega}{dt} + 2 \frac{\omega G_{mp} r_k^2 \delta_{gp}}{g i^2} \eta_\delta \frac{d\eta_\delta}{dt}, \quad (1.11)$$

где M_e - момент двигателя; M_c - приведенный к валу двигателя момент сопротивления агрегата; I_a - приведенный к валу двигателя момент инерции агрегата; ω - угловая скорость вала двигателя; η_δ - к.п.д., учитывающий потери скорости от буксования муфты сцепления и движителей; G_{mp} - вес трактора; r_k - радиус ведущих колес; i - передаточное число трансмиссии; g - ускорение свободного падения; δ_{gp} - коэффициент учета вращающихся масс.

При наличии буксования движителей и муфты сцепления, изменение левой части уравнения, то есть изменение разности моментов $M_e - M_c$, компенсируется изменением второго члена правой части уравнения, при этом уменьшаются колебания угловой скорости двигателя, что положительно влияет на динамику разгона МТА.

Ряд авторов [53,54,55,85,100, 112,113,114] отмечает, что проблема разгона практически решена при использовании в тракторах с коробок передач, в которых переключение передач осуществляется на ходу, без разрыва силового потока. Исследования Н.И. Киселева в работе [55] показали, что при переключении передач на ходу минимальные обороты двигателя увеличиваются на 20-40%, уменьшаются путь и время разгона на 20-30%, снижается коэффициент динамических нагрузок на 10-40%. В ходе исследований доказано, что существенно увеличивается долговечность главной муфты сцепления, так как ее работа значительно уменьшается.

В этих работах также отмечено, что на энергетический баланс влияют такие факторы, как значение приведенных моментов инерции масс агрегата, род нагрузки, сцепные свойства трактора, передача трактора. При трогании на низших передачах работа трения уменьшается, КПД муфты сцепления возрастает. Энергетический баланс в фазе разгона улучшается в случае перехода от низшей передачи к высшей. Этот способ считается одним из наиболее лучших

средств, повышающих динамику разгона. В работах отмечается положительное влияние механизма буксования на процесс трогания.

По мнению Б.М. Беляева [14], оценку разгонных качеств лучше всего проводить по энергозатратам. Посредством исследования изменения энергозатрат в зависимости от различных параметров муфты сцепления, позволит выбрать их оптимальные варианты, и наметить пути повышения ее работоспособности. Оценивать энергозатраты на буксование предлагается с помощью коэффициента полезного действия муфты в период ее включения

$$\eta_{\text{ф.ср.}} = \frac{L_{\text{д}} - L}{L_{\text{д}}}, \quad (1.12)$$

где $L_{\text{д}}$ – энергия двигателя; L – энергия, затрачиваемая на буксование муфты сцепления.

Данный коэффициент учитывает потери энергии на трение в процессе буксования муфты сцепления. При сравнении значений затраченной энергии двигателя на разгон с места и разгон с переключением передач на ходу, последний более экономичен и эффективен. При условии, если буксование увеличивается с увеличением силы тяги, снижается динамическая напряженность и стабилизируется работа двигателя [63, 105]. В работе В.В. Котлярова [59] проведено исследование различных способов включения трансмиссии трактора и их влияние на энергетический баланс трактора и на энергопотери при разгоне. Приведена формула среднего тягового КПД трактора в период неустановившегося движения, которая может быть использована для любого другого переходного режима движения

$$\eta_{\text{тяг}} = \frac{1}{1 + \frac{L_{\text{ном}}}{L_{\text{пол}}}}, \quad (1.13)$$

где $\sum \varphi_1 = \frac{L_{\text{ном}}}{L_{\text{пол}}}$ – значение суммарных относительных потерь; $L_{\text{ном}}$ – абсолютное значение суммарных потерь; $L_{\text{пол}}$ – значение полезной работы.

Предложенная оценка энергетического баланса позволяет провести исследование различных неустановившихся режимов движе-

ния и способствует созданию более совершенных механизмов и систем на скоростных МТА.

Исследования показали, что при введении упругих элементов в трансмиссию и в сцепное устройство, муфта сцепления работает более успешно, обеспечивая более высокую энергетическую отдачу, динамические нагрузки на трактор уменьшаются. Влияние такого конструктивного параметра как податливость трансмиссии на разгон МТА, отмечают многие исследователи [1, 10, 13, 25, 27, 40, 61, 109 и др.]. Применение эластичного привода ведущих колес позволяет стабилизировать крутящий момент на 32-67%, крюковую нагрузку на 14-25%, уменьшить число изменения зазора в сцепке на 15-50%, посредством чего происходит более плавный, и в тоже время более интенсивный разгон агрегата [109]. Установка в трансмиссию трактора класса 1,4 упругодемпфирующего механизма позволяет не только снизить нагрузку на двигатель и ведущие колеса трактора, но и уменьшить буксование движителей, что положительно сказывается не только на их элементах, но и почве – уменьшается истирание, снижающее ее плодородие [61, 95,96]. С.Н. Абидуллин в работе [1] отмечает, что полностью ликвидировать влияние неравномерности нагружения трактора в составе МТА крюковым усилием с помощью упругой навески не удастся, утверждая, что в спектре частот вынужденных колебаний крюкового усилия сохраняется энергетический всплеск на частоте угловых продольных колебаний трактора. Автором предлагается использовать упругую навеску совместно с гидроувеличителем сцепного веса. Данный метод позволяет снизить коэффициент буксования, увеличить тяговый КПД, повысить производительность и скорость движения МТА.

Одна из причин возникновения буксования – это неустановившиеся режимы движения. Ходовая система создает динамическую нагрузку на почву вследствие проявления касательной силы тяги при изменениях режима работы. Это приводит к резкому увеличению буксования. Е.М. Асманкин в работе [10] указывает, что для лучшей приспособляемости к внешним нагрузкам нужно использовать гидромеханические трансмиссии, но считает, что более перспективным направлением снижения буксования является метод изменения схемы подвода силового потока к ведущим колесам, путем установки упругих элементов в приводе. В данной схеме сцепной вес передается на приводной вал шестерни, а не на ось движи-

теля. Как показали исследования, такая трансмиссия позволяет более эффективно снижать динамические нагрузки, как в двигателе, так и в самой трансмиссии, посредством трансформации энергии колебаний системы в потенциальную энергию геометрических параметров центра масс трактора.

Ряд авторов [32,56, 63, 102, 115] отмечает, что для улучшения работы фрикционных узлов является уменьшение влияния ведомых маховых масс. А.М. Цукуров в своей работе [115] отмечает, это достигается посредством использования нелинейного упругого звена в сцепке в виде пружины. При этом обеспечивается частичный разгон трактора без прицепа, уменьшается работа трения муфты сцепления на 30-40%, снижается сцепной вес трактора, КПД агрегата повышается на 10%.

В работах некоторых авторов [102, 111, 117] исследован разгон тракторно-транспортного агрегата применительно к трактору с одним ведущим мостом. Но В.Г. Шевцов в работе [120] предполагает, что результаты этих исследований не могут отражать условий трогания и разгона таких энергонасыщенных тракторов как К-700, имеющих ряд конструктивных особенностей трансмиссии и шасси. Автор считает, что одним из важнейших факторов, влияющих на разгон МТА, является энергонасыщенность тракторов. Для более эффективного использования колесных тракторов на транспортных работах необходимо использовать в качестве тягачей мощные колесные трактора высокой проходимости, так как условия эксплуатации транспортных средств в сельской местности связаны с передвижением их по возделываемым полям и по грунтовым дорогам. Автором проведен анализ динамических качеств транспортного агрегата большой грузоподъемности и представлена математическая модель процесса трогания и разгона транспортного агрегата в виде дифференциальных уравнений с нелинейными функциональными связями. Проведенный анализ свидетельствует о том, что потенциальные возможности трактора К-700 с транспортным агрегатом грузоподъемностью 21 тонна недоиспользуются. При увеличении грузоподъемности на 3 тонны посредством установления определенных условий ограничения трогания и разгона можно повысить производительность на 6-14% и снизить приведенные затраты на 4-12%. Автор отмечает, что используя данную модель, можно исследовать динамические качества не только

транспортных агрегатов, но и любых других в различных эксплуатационных условиях.

С ростом энергонасыщенности тракторов все чаще встает проблема рационального использования их потенциальных возможностей. Опыт эксплуатации данных тракторов свидетельствует об ухудшении показателей топливной экономичности. Отсюда возникает вопрос улучшения работы их моторно-трансмиссионных установок. Данные трактора должны отличаться хорошей согласованностью параметров работы двигателя и трансмиссии, что обеспечить достаточный диапазон рабочих скоростей. Одним из перспективных направлений является применение на тракторах двигателей постоянной мощности (ДПМ), т.е. двигателей с такой характеристикой, корректорный участок которой отрегулирован на постоянную мощность в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала. Целесообразность применения ДПМ на тракторах исследована многими отечественными организациями и за рубежом. Результаты исследований, представленные в работах [11, 67, 112, 119], показали, что применение ДПМ позволяет улучшить топливную экономичность и тягово-динамические показатели тракторов, разгонные качества, повысить производительность труда и снизить напряженность труда тракториста.

Все более расширяется область применения гидрообъемных приводов в сельскохозяйственной технике. Применение гидравлики позволяет решить большое количество проблем как самого двигателя, так рабочих органов сельскохозяйственных машин. Например, преимущество использования гидротрансформаторов в трансмиссии тракторов и автоматических бесступенчатых передач по сравнению со ступенчатой коробкой передач отметили многие авторы [10, 44, 56, 63, 81, 110, 112, 116 и др.].

Анализ динамики трактора на основе уравнения Лангранжа второго рода, проведенный в работе Е.М. Харитончика [112] указывает на целесообразность применения автоматических коробок передач. Данный способ снижения динамических нагрузок на механизмы машин позволяет повысить эффективность использования все возрастающих мощностей различных двигателей. Уравнение имеет следующий вид:

$$M_e - M_c = I_a \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{di}{dt} \frac{dI_a}{di}, \quad (1.14)$$

где M_e – крутящий момент двигателя; M_c – приведенный к валу двигателя момент сопротивления агрегата; I_a – приведенный к валу двигателя момент инерции агрегата; ω – угловая скорость вала двигателя; i – передаточное число трансмиссии.

Из уравнения видно, что разность между моментом двигателя и моментом сопротивления агрегата при больших колебаниях нагрузки весьма велика. Для ступенчатой трансмиссии при постоянном передаточном числе

$$i = \frac{di}{dt} = 0,$$

при этом динамические нагрузки на механизмы достигают больших величин.

Данный случай с наибольшими колебаниями оборотов двигателя, следовательно, и с наибольшими динамическими нагрузками на механизм трансмиссии, изучен В.Н. Болтинским [17,18]. При бесступенчатой трансмиссии при увеличении разности моментов происходит увеличение второго члена уравнения при малых изменениях первого. При условии, если трансмиссия непрозрачна, первый член равен нулю. Анализ уравнения позволяет установить, что автоматическая бесступенчатая передача не только улучшает тяговую характеристику, но и предохраняет механизм от перегрузок. Также важно отметить, что стабилизирующее влияние бесступенчатой трансмиссии тем больше, чем выше скорость трактора, отсюда установка бесступенчатых трансмиссий на скоростные тракторы приобретает очень важное значение.

На составляющие тягового баланса также влияет характер нагрузки на трактор [31, 72, 74, 75, 102, 121], так как наиболее тяжелые условия возникают при разгоне МТА с сельскохозяйственными машинами, обладающими высоким тяговым сопротивлением. Это сеялочные и транспортно-технологические агрегаты. Повышение производительности тракторно-транспортного агрегата за счет увеличения скорости движения и объема перевозимого груза ограничивается условием разгона и трогания. Необходимое тяговое усилие на двигателях при трогании и места и разгоне можно определить из тягового баланса агрегата [121]

$$P_{\kappa} = \frac{(G_{mp} + G_{np})r \cdot \frac{d\omega}{dt} + (G_{mp} + Q)[\lambda(f_1 - f_2) + f_2] + G_{np}(1 - \frac{Q}{G_{np}} \cdot f_{np})}{1 - \frac{r}{L}(f_1 - f_2)}, \quad (1.15)$$

где P_{κ} – касательная сила тяги на ведущих колесах; G_{mp} – вес трактора; G_{np} – общий вес прицепов; r – радиус качения ведущего колеса трактора; i – передаточное число трансмиссии; g – ускорение силы тяжести; $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение вала двигателя; Q – часть веса полуприцепа, воспринимаемая сцепным устройством; $\lambda=0,36$ – отношение вертикальной нагрузки на задний мост по всему сцепному весу; f_1, f_2, f_{np} – коэффициенты сопротивления перекачиванию задних и передних колес трактора и колес прицепов; L – база трактора.

В тоже время касательная сила тяги не должна превышать максимально возможной силы сцепления движителей с почвой

$$P_{\kappa} \leq \varphi(G_{mp} + Q),$$

где φ – коэффициент сцепления.

В работе Н.А.Милько-Черноморца [80] были проведены исследования по определению влияния сил сопротивления покоя и сил инерции на общее сопротивление движению тракторно-транспортного агрегата при трогании с места. Целью исследований являлось установление коэффициентов, учитывающих влияние сил инерции и сопротивления покоя, как для трактора, так и для прицепного состава. Введение данных коэффициентов в формулу прицепного состава делает ее приемлемой для расчетов полного веса при трогании агрегатов с места

$$G_n = \frac{T - f_{сТ} G_T - \sin \alpha G_T - j(\frac{G_T}{g} - \beta)}{f_{сnp} + \sin \alpha + \frac{j}{g}}, \quad (1.16)$$

где T – максимальная движущая сила, развиваемая движителями трактора по сцеплению или по мощности двигателя; $f_{сТ}$ и $f_{сnp}$ – коэффициенты сопротивления покоя трактора и прицепа; β – коэффициент, характеризующий влияние вращающихся частей на разгон агрегата; j – ускорение агрегата.

На основании данных исследований можно сделать вывод, что улучшение динамики разгона ТГА возможно за счет снижения крюковой мощности трактора, необходимой для преодоления силы сопротивления качению во время трогания агрегата с места.

1.3 Влияние неустановившегося характера крюковой нагрузки на эксплуатационные показатели трактора

При выполнении различных сельскохозяйственных операций (пахота, дискование, боронование, посев, культивация и др.) имеются значительные колебания крюковой нагрузки, то есть характер нагрузки тракторного двигателя является неустановившимся. Степень неравномерности момента сопротивления двигателя может достигать величины 0,3-0,4 [17,18,19]. Такие колебания нагрузки объясняются следующими обстоятельствами: поле, по которому перемещается трактор, неоднородно по физическим свойствам почвы (плотность, влажность, растительный покров и др.), а его поверхность имеет различный микрорельеф.

В силу этого сопротивление перекачиванию машинно-тракторного агрегата и сопротивление рабочих органов сельскохозяйственной машины непрерывно меняется. Закон изменения силы или момента сопротивления тракторного двигателя при неустановившемся характере нагрузки, академик В.Н. Болтинский [18] предлагал представить с достаточной степенью точности, как цепь непрерывно следующих друг за другом синусоид с различными экспериментальными значениями (рис. 1.1).

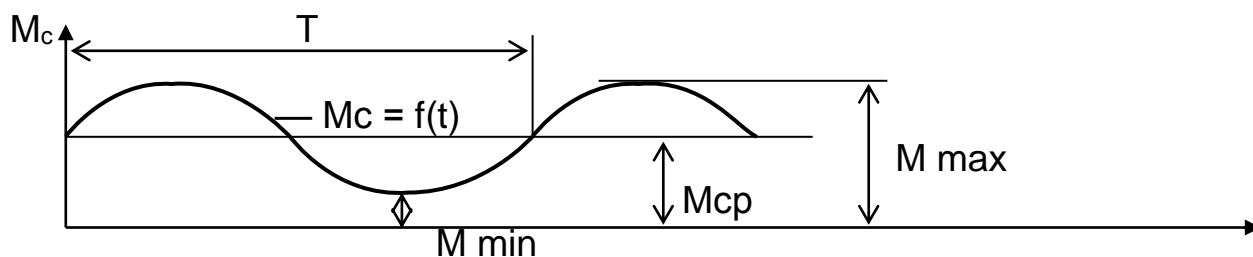


Рис.1.1. Изменение момента сопротивления при работе тракторного двигателя

Колебания момента сопротивления можно охарактеризовать двумя показателями: степенью неравномерности и периодом. Степень нерав-

номерности момента сопротивления определяется по формуле В.Н. Болтинского [17,18,19]

$$\delta = \frac{M_{e\max} - M_{e\min}}{M_{ср}} \quad (1.17)$$

где $M_{e\max}$ -максимальное значение момента сопротивления; $M_{e\min}$ -минимальное значение момента сопротивления; $M_{ср}$ -среднее значение момента сопротивления.

Формула (1.17) показывает, что степень неравномерности момента сопротивления будет зависеть от экстремальных значений момента сопротивления. С увеличением разницы между максимальным и минимальным значениями момента сопротивления, степень неравномерности его увеличивается. С уменьшением разницы между экстремальными значениями момента сопротивления, степень неравномерности его снижается. Поэтому, для снижения степени неравномерности момента сопротивления двигателя необходимо применение специальных устройств, позволяющих сглаживать эти экстремальные значения.

Период колебаний момента сопротивления связан с частотой колебаний выражением [17,18,19]

$$f_c = \frac{2\pi}{T}, \quad (1.18)$$

где f_c -частота колебания.

В работе М.Р. Артамонова [8] суммарный крутящий момент двигателя имеет периодическое изменение с периодом 0° . Показателем изменения суммарного крутящего момента двигателя является коэффициент неравномерности крутящего момента, который равен отношению разности максимального и минимального значений крутящего момента к среднему значению крутящего момента

$$K = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{ср}}, \quad (1.19)$$

где M_{\max} -максимальное значение момента сопротивления; M_{\min} -минимальное значение момента сопротивления; $M_{ср}$ - среднее значение момента сопротивления.

Величина коэффициента неравномерности крутящего момента для одного и того же двигателя меняется с изменением режима его

работы, так как силы инерции поступательно движущихся масс агрегата влияют только на максимальное и минимальное значения крутящего момента, а среднее значение крутящего момента не зависит от сил инерции, так как их работа за цикл равна нулю. Следовательно, сравнение величин равномерности момента для различных двигателей можно производить только в том случае, если коэффициент неравномерности крутящего момента, для каждого двигателя найден для режима максимальной мощности. С увеличением числа цилиндров двигателя равномерность крутящего момента возрастает. Из рисунка 1.2 видно, что у четырёхтактных двигателей, имеющих одинаковые диаметры и ход поршня, увеличение числа цилиндров приводит к быстрому уменьшению величины коэффициента неравномерности крутящего момента.

Крутящий момент двигателя уравнивается суммарным моментом сопротивления и моментом сил инерции вращающихся масс двигателя.

Указанное равенство определяется выражением

$$M_{кр} = M_{сопр} + J_o E, \quad (1.20)$$

где $M_{сопр}$ – суммарный момент сопротивления; J_o – момент инерции всех вращающихся масс, приведённых к осиколенчатого вала; в приближённых расчётах момент инерции, принимается равным моменту инерции маховика, E – угловое ускорение коленчатого вала в рассматриваемый момент.

С достаточным приближением, основываясь на разработки, сделанные В.Н. Болтинским, в работе Г.Н. Чупак [118] предлагает принять характер изменения моментов сопротивления трактора и сельскохозяйственных машин на перекачивание и сопротивление – гармоническим

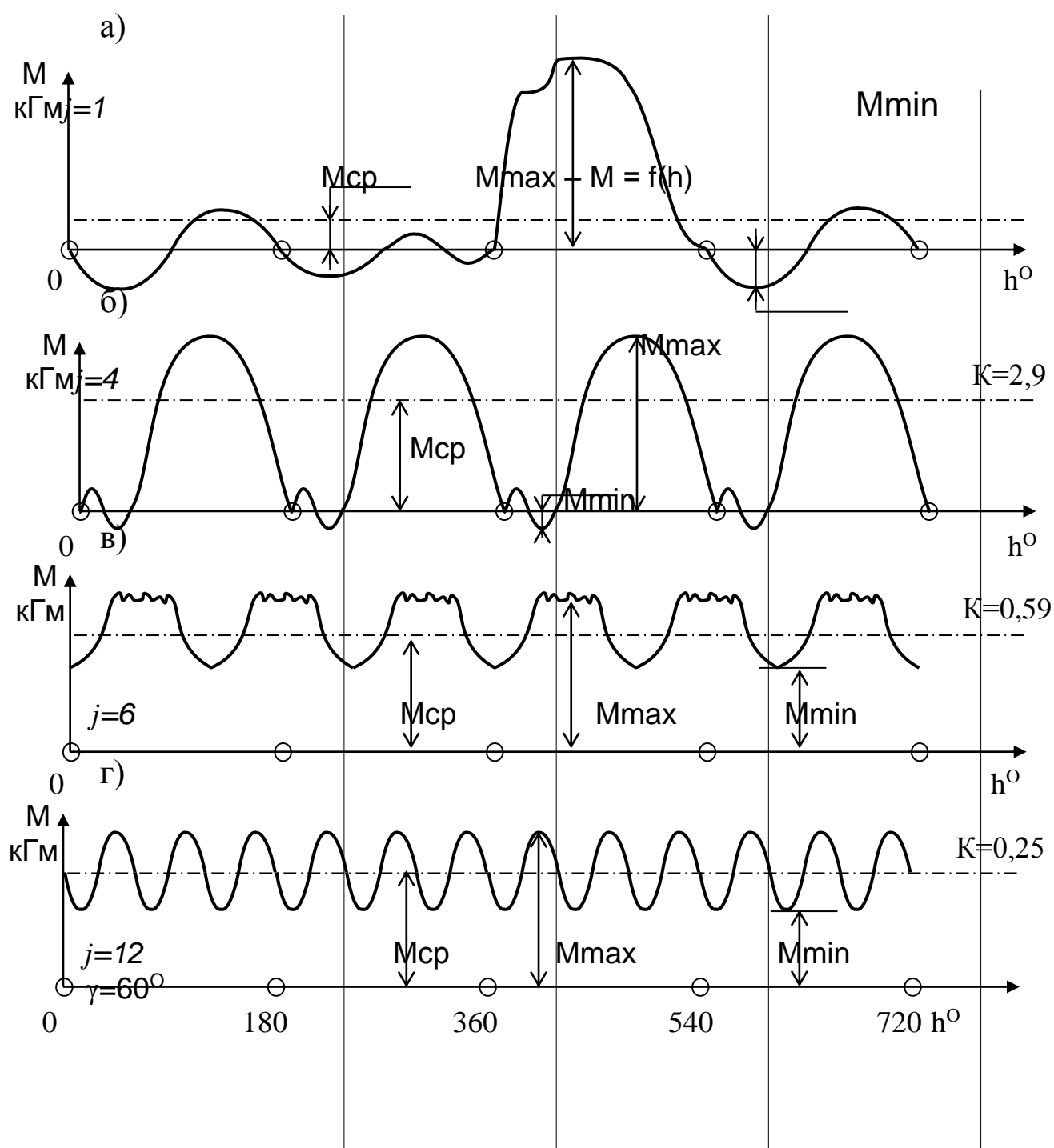


Рис. 1.2. Кривые крутящего момента для четырёх тактичных двигателей с различным числом цилиндров: а) с 1 цилиндром; б) с 4 цилиндрами; в) с 6 цилиндрами; г) с 12 цилиндрами [81]

$$M_f = M_{fo} + \Delta M_f \sin 2\pi f_f t, \quad (1.21)$$

$$M_c = M_{co} + \Delta M_c \sin 2\pi f_f t, \quad (1.22)$$

где M_{fo} , M_{co} - среднее значение моментов сопротивления на передвижение трактора и сельскохозяйственной машины; f_f , f_c - частота колебаний соответствующих моментов сопротивлений.

При таких допущениях среднее значение момента сопротивления на ведущем колесе можно принять равным [118]

$$M_{eo} = M_{fo} + M_{co}. \quad (1.23)$$

В этой же работе В.Н. Болтинский показывает, что момент сопротивления на ведущем колесе трактора является параметром, наиболее полно отражающим условия работы машинно-тракторного агрегата и является величиной переменной

$$M_g = M_{eo} + \Delta M_g \sin 2\pi f_g t, \quad (1.24)$$

где M_g - среднее значение момента сопротивления на ведущем колесе трактора; f_g - частота колебаний момента сопротивления на ведущем колесе трактора.

Непрерывное колебание нагрузки и скоростного режима сказывается на изменении выходных показателей двигателя, что влияет на его работу в процессе эксплуатации и отражается на долговечности и производительности машинно-тракторного агрегата.

Влияние неустановившегося характера нагрузки на выходные показатели двигателя были исследованы в работах многих авторов [2,34,48,57].

А.М. Лысов [71] в своей работе определил связь между эксплуатационными факторами, вывел уравнение, пригодное для определения мгновенных значений крутящего момента

$$\frac{V}{C} \cdot \frac{dM_g}{dt} = M_{gcc} - M_g, \quad (1.25)$$

где V - приведенный к муфте регулятора коэффициент вязкого трения (фактор времени); C - приведенная к муфте жесткость пружины регулятора; M_{gcc} - крутящий момент двигателя, соответствующий статической характеристике.

Крутящий момент двигателя, соответствующий статической характеристике, равен [82]

$$M_{gsc} = \frac{K_m}{C} [A_z \omega_g^2 - F], \quad (1.26)$$

где K_m -коэффициент пропорциональности; A_z -коэффициент, поддерживающий силы, являющиеся функцией положения муфты регулятора; F -приведенное к муфте регулятора усилие предварительного натяжения пружины.

Выходным параметром в выражении (1.25) является крутящий момент, определяемый в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Входным - мгновенное значение крутящего момента, развиваемого двигателем на различных режимах. Таким образом, выражение (1.25) позволяет определять текущие значения крутящего момента при неустановившихся режимах работы.

М.Е. Дубов [39] отмечает, что основными источниками колебаний машинотракторного агрегата являются неуравновешенные силы инерции тракторного двигателя, неоднородность и неравномерность почвенного рельефа местности, изменение рабочего сопротивления сельскохозяйственных машин, а также изменение различных параметров машинно-тракторных агрегатов в процессе выполнения. Работа машинно-тракторного агрегата при неустановившемся характере нагрузки вызывает потерю эффективной мощности двигателя [24,34,85,146]

$$N_{en} = N_e - \Delta N_e, \quad (1.27)$$

где N_e - эффективная мощность двигателя; ΔN_e - потеря мощности от колебания нагрузки.

Потеря мощности, возникающая из-за неустановившегося характера нагрузки, как было сказано выше, зависит от амплитуды колебаний частоты вращения коленчатого вала двигателя [17,18,73]

$$\Delta \omega = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{2}, \quad (1.28)$$

где ω_{max} , ω_{min} - максимальное и минимальное значение частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Аналогичные выводы сделаны в работе С.Т. Павленко[82]. Указывается, что если нагрузка переменна, то частота вращения коленчатого вала двигателя колеблется около своего среднего значения с определенной амплитудой колебания.

Автор предлагает среднюю частоту вращения коленчатого вала двигателя определять по формуле Н.М.Орлова[82]

$$\Delta\omega_{cp} = \omega_n + \omega_n \frac{1-\alpha}{K-1} \left(1 - \frac{M_{co}}{M_{gn}} \right). \quad (1.29)$$

Здесь

$$\alpha = \frac{\omega_{max}}{\omega_n}, K = \frac{M_{g\ max}}{M_{gn}}.$$

Однако эту формулу можно использовать, когда двигатель работает на безрегуляторной ветви или на частичных нагрузках в пределах степени нечувствительности регуляторов. При этом должно удовлетворяться следующее условие [82]:

$$\frac{M_{ссп} \delta_k}{9,55 I_a f_c} \cos \alpha \leq \varepsilon_p \omega_{cp}. \quad (1.30)$$

Если не будет учитываться это условие, то в процессе расчета получится большая ошибка.

Амплитуда колебаний частоты вращения коленчатого вала двигателя зависит от многих факторов, главными из которых следует назвать: степень неравномерности момента сопротивления, период изменения момента сопротивления, среднее значение момента сопротивления, приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата и др.

Исследования ряда авторов [17,18,82] показывают, что с увеличением степени неравномерности периода колебаний и среднего значения момента сопротивления, при прочих равных условиях, колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя возрастает, в результате чего увеличивается потеря эффективной мощности двигателя. С целью уменьшения неравномерности периода колебания и среднего значения момента сопротивления, необходимо увеличивать приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата.

В.Н. Болтинский[18] в своей работе отмечает, что имеет место влияние степени неравномерности момента сопротивления и приведённого момента инерции машинно-тракторного агрегата на величину колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя

$$\Delta\omega = \frac{\delta_k \cdot M_{gn}}{2J_a \cdot \omega_n} \cdot \frac{\omega_n}{f_c}, \quad (1.31)$$

$$\Delta\omega = \frac{\delta_k}{2t_{сум}} \cdot \frac{\omega_n}{f_e}, \quad (1.32)$$

где M_{gn} - номинальный момент двигателя; ω_n - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя; $t_{сум}$ - промежуток време-

ни, характеризующий запас кинетической энергии движущихся масс машинно-тракторного агрегата, f_e, f_c -частота колебаний соответствующих моментов.

Формула (1.32) доказывает, что амплитуда колебания частоты вращения коленчатого вала возрастает с увеличением степени неравномерности момента сопротивления и уменьшением запаса кинетической энергии (приведенного момента инерции) машинно-тракторного агрегата.

Академик ВАСХНИЛ В.Н. Болтинский отмечал, что на работоспособность машинно-тракторного агрегата большое влияние оказывает приведенный момент инерции машинотракторного агрегата [18].

Множество уточнений и улучшений этих методов позволили создать метод нахождения приведенных моментов инерции, которые применяются в машиностроении. При этом допускается, что машина работает в стационарных условиях с постоянной или периодически меняющейся нагрузкой. Применение этих методов для машинно-тракторных агрегатов не учитывает особенности условий сельскохозяйственного процесса и его характеристик.

Разработка методов расчёта маховых масс посвящено много работ. Метод Н.И. Мерцалова [76] и К.Э. Рериха [97] и его дальнейшее развитие, данное Е.М. Гутьяром [33] основан на использовании теоремы об изменении кинетической энергии машины. Метод Радингера и его развитие выполненное, И.И. Артоболевским [9] основан на применении дифференциального уравнения движения машины. Множество уточнений и улучшений этих методик позволили создать метод нахождения маховых масс, который применяется в машиностроении. При этом допускается, что машина работает в стационарных условиях с постоянной или перемененно меняющейся нагрузкой. Применение этих методов для машинно-тракторного агрегата не учитывает особенностей условий сельскохозяйственного процесса и его характеристик.

Вопросами динамики и определения маховых масс применительно к автомобилям и сельскохозяйственным тракторам занимались академик Е.Н. Чудаков [117], Е.Д. Львов [72], М.И. Медведев [73], В.Н. Болтинский [17,18,19], В.И. Анохин [7] и др. В виду специфичности работы указанных машин в сельскохозяйственном процессе, вышеуказанными авторами применен метод эквивалентных схем, в котором действительный машинный агрегат заменяется моделью, эквивалентной ему в динамическом отношении. Опре-

деление приведённого момента инерции машинного агрегата этим методом позволяет учитывать как периодическую неравномерность работы двигателя внутреннего сгорания, так и колебания внешних нагрузок, возникающих в процессе мобильной работы. Однако и в этом методе не учитывается переменность приведённого момента инерции агрегата.

Механические потери в двигателе, как известно, оцениваются условным механическим коэффициентом полезного действия, определяемым из соотношения [60]

$$2m = \frac{N_e}{N_i}, \quad (1.33)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя; N_i – индикаторная мощность двигателя.

После преобразований мощностей и их значений для неустановившейся нагрузки Е.Д. Львов получил

$$2m = \frac{Ne^y - \Delta Ne^{hy}}{Ni^y + \Delta Ni^{hy}}, \quad (1.34)$$

где Ne^y – эффективная мощность двигателя при установившемся режиме нагрузки; Ne^{hy} – индикаторная мощность двигателя при неустановившемся режиме нагрузки.

Из анализа выражения (1.34) ясно видно, что ухудшение эффективных показателей вызывает уменьшение механического КПД двигателя, объясняемое в основном увеличенной работой трения в механизмах двигателя при неустановившейся нагрузке. В целях уменьшения отрицательного влияния неустановившейся нагрузки необходимо искать пути снижения амплитуд колебаний момента сопротивления и угловой скорости.

Одним из таких путей для тракторов со ступенчатыми трансмиссиями может быть выбор рационального момента инерции мобильного агрегата и, в частности, его наибольшей части – момента инерции дополнительного маховика. Так в работе В.И. Шестухина [122] показано, что с увеличением момента инерции двигателя, эффективная мощность его повышается на 6% по отношению к расчётной.

Вопросами динамики и определения приведенного момента инерции применительно к автомобилям и сельскохозяйственным тракторам глубоко занимались В.Н. Болтинский, Н.В. Гулия, Е.Д.

Львов [18,29,72]. Ввиду специфичности работы указанных машин в сельскохозяйственном производстве, ими применен метод эквивалентных схем, в котором действительный машинно-тракторный агрегат заменялся эквивалентной ему в динамическом отношении схемой.

Определение приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата этим методом позволяет учитывать как периодическую неравномерность работы двигателя внутреннего сгорания, так и колебание внешних нагрузок, возникающих в процессе мобильной работы. Однако в этом методе учитывается влияние приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата только за счет изменения его ведущей части.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что неустановившийся характер нагрузки при проведении сельскохозяйственных работ машинно-тракторным агрегатом оказывает большое влияние: на потерю мощности двигателя, на частоту вращения коленчатого вала двигателя на степень неравномерности момента сопротивления ведущего колеса. Все эти параметры, в конечном счете, оказывают большое влияние на производительность машинно-тракторного агрегата.

Производительность машинно-тракторного агрегата - один из главных показателей эффективности использования техники в сельскохозяйственном производстве [22,37,46,66,99]. Основой при всех эксплуатационных расчетах является действительная (эксплуатационная) производительность, которую можно определить по формуле [37]

$$W = 0,36B_p V_p \tau, \quad (1.35)$$

где B_p - рабочая ширина захвата; V_p - рабочая скорость движения; τ - коэффициент использования времени смены.

Анализ формулы (1.15) показывает, что на величину производительности большое влияние оказывают: ширина захвата, скорость движения и коэффициент использования времени смены.

Опыт передовых хозяйств и специально проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали, что наилучшие эксплуатационные показатели достигаются при оптимальном сочетании всех конструктивных параметров, эксплуатационных показателей и реальных производственных условий. Этому вопросу уделено много работ [45,52,58,64,122]. В них изложены основные и необходимые методы, которые требуется учитывать при составлении и проектировании машинно-тракторных агрегатов.

Эффективность выбора соотношений между скоростью движения и шириной их захвата. Этому вопросу необходимо уделять большое внимание, так как правильное использования сельскохозяйственных агрегатов в значительной степени зависит от правильного соотношения вышеназванных параметров при оптимальной загрузке трактора по мощности может существенно повысить экономические показатели [64].

Определению зависимости между основными показателями условий производства (уклон и размеры полей, физико-механические свойства и однородность почвы) и эксплуатационными показателями, определяющими эффективность работы и машинно-тракторных агрегатов посвящена работа [35].

Вопросу определения оптимальных соотношений между скоростью движения, шириной захвата и мощностью двигателя посвящены работы Н.М. Орлова [83,84]. При определении закономерности он использует в качестве критерия минимум прямых эксплуатационных затрат.

В работе С.И. Иофинова [45] уделено большое внимание определению оптимальных скоростей движения по критерию производительности машинно-тракторных агрегатов.

Установлению закономерностей влияния ширины захвата и коэффициента использования времени смены на производительность машинно-тракторных агрегатов посвящена работа Н.А. Коршуна [58]. При определении оптимальных параметров МТА во многих работах в качестве критерия взят баланс времени смены [65,94,163].

Авторы пришли к выводу, что с ростом скорости движения, коэффициент использования времени смены снижается, при этом возрастают непроизводительные затраты времени. Здесь же указывается, что производительность машинно-тракторных агрегатов с повышением энергонасыщенности и скорости движения трактора повышается медленнее, чем его мощность.

Проанализируем, на какой из трех параметров будет оказывать влияние неустановившийся характер нагрузки. Как было изложено выше, неустановившийся характер нагрузки оказывает влияние на выходные показатели тракторов, которые снижают коэффициент загрузки двигателя.

Уменьшение значения коэффициента загрузки двигателя ведет к уменьшению ширины захвата, которая связана с ним через коэффициент использования крутящей мощности. Кроме того, испытания, проведенные Ю.Н. Ломоносовым [68] показали, что из-за наличия неустановившегося характера нагрузки на крюке колесного тракто-

ра, произошло снижение поступательной скорости движения машинно-тракторного агрегата на 4 %.

Г.Н. Чупак [118] приводит зависимость для определения амплитуды колебания поступательной скорости движения от неустановившегося характера нагрузки

$$V = V_{cp} + \frac{\Delta M_{B r_k} \eta \cos 2\pi f t}{2\pi i_{mp}^2 I_a} \left[1 - \frac{C}{i_{mp}^2 I_a (B^2 - 4\pi^2 - f^2)} \right], \quad (1.36)$$

где V_{cp} - средняя скорость движения; $\Delta M_{B r_k}$ - амплитуда колебания момента сопротивления на ведущем колесе; i_{mp} - передаточное число трансмиссии; C - жесткость упругого элемента; I_a - приведенный момент инерции, f - частота колебания момента сопротивления на ведущем колесе.

Уравнение (1.36) позволяет сделать вывод, что неустановившийся характер нагрузки вызывает колебания момента сопротивления на ведущем колесе, а это ведет к колебанию поступательной скорости движения и увеличению нагруженности трансмиссии трактора, что снижает срок его службы.

А.С. Аникин [5] отмечает, что для снижения буксования ведущих колес трактора необходимо уменьшить абсолютное значение неравномерности крюкового усилия и его темпа роста.

Влияние неустановившегося характера нагрузки на увеличение буксования при динамическом изменении силы тяги в 1,63 раза больше, чем при статическом его изменении, установлено в работе Т.А. Леонтьева [65].

Особенно сильно проявляется влияние неустановившегося характера нагрузки на буксование при работе на повышенных скоростях. Установлено, что с увеличением скорости увеличивается амплитуда, и частота колебаний нагрузки, а это ведет к увеличению буксования [6].

В работе Л.К. Богомолова [16] отмечается, что работа машинно-тракторного агрегата с неустановившимся характером нагрузки ведет к увеличению коэффициента буксования.

В работе А.Ф. Шкарлет [123] исследовано влияние частоты и амплитуды изменения крюковой нагрузки на коэффициент буксования. В работах [5,6,16,17,18,21,65,68,118,123,124,137,141] установлено, что при неустановившемся характере нагрузки буксование значительно выше, чем при установившемся. Анализ работ позволяет сделать вывод, что неустановившийся характер нагрузки оказывает большое влияние на увеличение буксования.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что неустановившийся характер нагрузки ведет к уменьшению производительности машинно-тракторного агрегата за счет снижения рабочей скорости движения. Поэтому для увеличения производительности машинно-тракторного агрегата необходимо снизить колебания нагрузки. Одним из способов снижения степени неравномерности момента сопротивления является увеличение приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата.

В тоже время в литературе не достаточно полно раскрыт вопрос влияния приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства при неустановившемся характере нагрузки.

1.4 Выводы и задачи исследований

Анализ современного состояния проблемы повышения эффективности использования колесных энергетических средств позволяет сделать следующие выводы:

1. Специфические особенности дальневосточного региона требуют разработки путей повышения эффективности использования колесных энергетических средств, за счет снижения влияния неустановившегося характера нагрузки, повышения тягово-сцепных свойств и эксплуатационных показателей.

2. Улучшить эксплуатационные показатели колесного энергетического средства при разгоне можно за счет снижения влияния неустановившегося характера нагрузки.

3. Снизить влияние неустановившегося характера нагрузки на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства можно за счет увеличения его приведенного момента инерции.

4. Приведенный момент инерции энергетического средства можно увеличить за счет увеличения приведенного момента инерции ведущей или ведомой его части.

5. Обзор научных и экспериментальных исследований показывает, что на производительность МТА большое влияние оказывают тягово-сцепные, энергетические и динамические показатели энергетического средства. Воздействуя на эти показатели, можно повысить эффективность использования колесных энергетических средств.

Анализ проведенных исследований позволяет наметить пути

решения данной проблемы - повышение значения приведенного момента инерции энергетического средства.

В условиях Амурской области наиболее приемлемым и экономически выгодным способом повышения эффективности использования энергетических средств является постановка дополнительного маховика, установка сдвоенных колес и использование дисбалансов на прицепной машине.

Результаты многочисленных исследований позволили разработать пути снижения влияния неустановившегося характера нагрузки на тягово-сцепные свойства и эксплуатационные показатели колесного энергетического средства.

На основании анализа современного состояния вышерассмотренной проблемы сформированы следующие задачи исследований:

1. Изучить влияние неустановившегося характера нагрузки на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства.

2. Проверить влияние приведенного момента инерции энергетического средства на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства.

3. Исследовать влияние инерционных сил от неуравновешенных масс на нормальные реакции колес и определить зависимость силы сопротивления движения прицепной машины от дополнительно установленных дисбалансов.

4. Выявить влияние приведенного момента инерции энергетического средства на коэффициент загрузки двигателя, степень неравномерности ведущего момента, степень неравномерности поступательного движения трактора, величину буксования и производительность МТА.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ

2.1 Влияние неустановившегося характера нагрузки на эксплуатационные показатели трактора

При проектировании трактора за основу берется его масса, обеспечивающая необходимое сцепление с почвой, но при неустановившемся характере нагрузки величины сцепления может оказаться недостаточно, и при больших колебаниях момента сопротивления данные тракторы могут оказаться неработоспособными.

Академик В.Н. Болтинский[18] отмечал, что для успешного выполнения различных сельскохозяйственных операций, между условиями работы (среды) и приведенным моментом инерции машинно-тракторного агрегата должно быть соответствие. В этой же работе он предлагает приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата определять из соотношения

$$I_a = \frac{2M_c \cdot \delta_k}{\varepsilon_p \cdot \omega \cdot f_c}, \quad (2.1)$$

где δ_k - степень неравномерности момента сопротивления; ε_p - степень нечувствительности регулятора; f_c - частота изменения момента сопротивления; I_a - приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата.

Одним из параметров, влияющих на выходные показатели любого энергетического средства, является коэффициент загрузки двигателя. Загрузка двигателя оценивается коэффициентом загрузки, который определяется по формуле [19]

$$K_3 = \frac{M_{\partial}}{M_{\partial n}} = \frac{M_c}{M_{\partial n}}, \quad (2.2)$$

где M_{∂} - момент двигателя текущий; $M_{\partial n}$ - момент двигателя номинальный; M_c - момент сопротивления, подведенный к коленчатому валу двигателя.

По данному коэффициенту загрузки определяется средняя за определенный период степень загрузки двигателя. При стационарном характере нагрузки данный коэффициент загрузки двигателя

можно довести до величины близкой к единице. В реальных условиях при работе машинно-тракторного агрегата наблюдаются значительные колебания коэффициента загрузки двигателя.

Произведя преобразования в соответствии с формулами (2.1-2.2), получим коэффициент загрузки двигателя

$$K_3 = \frac{I_a \cdot \varepsilon_p \cdot \omega \cdot f_c}{2M_{\partial n} \cdot \delta_k} \quad (2.3)$$

Из данной формулы видно, что коэффициент загрузки двигателя можно увеличить путем уменьшения степени неравномерности момента сопротивления и увеличения приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата. Уменьшение степени неравномерности момента сопротивления можно достичь путем увеличения массы агрегата. Известно, что агрегаты, имеющие или обладающие большой массой, имеют более равномерный ход.

Другой путь увеличения коэффициента загрузки двигателя, как уже отмечалось выше - увеличение приведенного момента инерции агрегата. Как видно из формулы 2.3, коэффициент загрузки двигателя пропорционально зависит от приведенного момента инерции агрегата. Увеличивая или уменьшая приведенный момент инерции агрегата, тем самым можно искусственно влиять на коэффициент загрузки двигателя, а именно, для его возрастания необходимо величину приведенного момента инерции агрегата увеличить.

Приведенный к валу двигателя момент инерции машинно-тракторного агрегата определяется по формуле

$$I_a = I_{\partial} + I_n + \sum_{tm} \frac{I_{mp}}{i_{tm}^2} + \sum_{tp} \frac{I_{mp}}{i_{tp}^2}, \quad (2.4)$$

где I_{∂} - приведенный к коленчатому валу момент инерции двигателя; I_n - приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции поступательно движущихся масс машинно-тракторного агрегата; I_{mp} - приведенная к коленчатому валу двигателя сумма моментов инерции вращающихся масс трансмиссии на данной передаче; I_{tm} - приведенная к коленчатому валу двигателя сумма моментов инерции вращающихся масс вала отбора мощности; i_{tp} и i_{tm} соответственно передаточные числа трансмиссии и вала отбора мощности и связанных с ними вращающихся масс.

В формуле (2.4) сумму моментов инерции вращающихся масс вала отбора мощности примем равной нулю:

$$\sum \frac{I_{mm}}{i_{mm}^2} = 0,$$

тогда формула (2.4) примет следующий вид:

$$I_a = I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2}. \quad (2.5)$$

Приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции от поступательно движущихся масс машинно-тракторного агрегата определится по формуле [18,19,47]

$$I_n = \frac{G_m + G_{cx}}{g \cdot i_{mp}^2} \cdot r_k^2, \quad (2.6)$$

где G_T , G_{cx} - соответственно вес трактора и сельскохозяйственной машины; r_k - радиус ведущего колеса трактора.

Приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции вращающихся масс трансмиссии на данной передаче равен сумме моментов инерции отдельных ее частей.

Приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции отдельной детали трансмиссии равен

$$I_{mp} = \frac{I_i}{i_{mp}^2}, \quad (2.7)$$

где I_i - момент инерции этой детали относительно ее оси вращения

Возвратимся вновь к формуле (2.4). Увеличить приведенный момент инерции агрегата можно двумя путями:

- путем увеличения момента инерции ведущей части агрегата, а именно момента инерции двигателя;

- путем увеличения момента инерции ведомой части агрегата.

Увеличить приведенный момент ведомой части машинно-тракторного агрегата можно также двумя способами:

- увеличить приведенный момент инерции поступательно движущихся масс агрегата;

- увеличить приведенный момент инерции вращающихся масс трактора.

Вопросу изучения влияния инерции ведущей части на динамику, на технико-экономические показатели, на разгонные качества трактора посвящен ряд исследований, в которых авторы в своих заключениях не пришли к единому выводу. Исследования, отраженные в работах ряда авторов [62,74,75,124,126,131,135,151,152], показывают, что увеличение момента инерции ведущей части агрегата положительно сказывается на динамике трактора. В работе С.В. Щитова [146] отмечается, что для повышения маневренности скоростных МТА необходимо стремиться к уменьшению маховых вращающихся масс двигателя.

Вопросу увеличения ведомой части трактора при неустановившемся характере посвящен ряд работ, направленных в основном на повышение тягово-сцепных свойств трактора [125, 127, 128, 130, 138, 139, 142, 144, 145, 146, 147, 148 и др.].

Рассмотрим, как будут влиять оба вышеуказанных способа увеличения приведенного момента инерции агрегата на тягово-сцепные и эксплуатационные показатели энергетического средства.

2.2 Повышение момента инерции ведущей части энергетического средства

Неустановившийся характер крюковой нагрузки вызывает колебание ведущего момента на полуосях трактора, который в свою очередь оказывает влияние на работу двигателя и в частности на расход топлива.

Снизить влияние неустановившегося характера нагрузки можно за счет постановки дополнительного маховика, который в период повышения нагрузки, а также в момент трогания с места поможет уменьшить данное влияние. Определим работу, затрачиваемую на сообщение маховику угловой скорости (рис. 2.1).

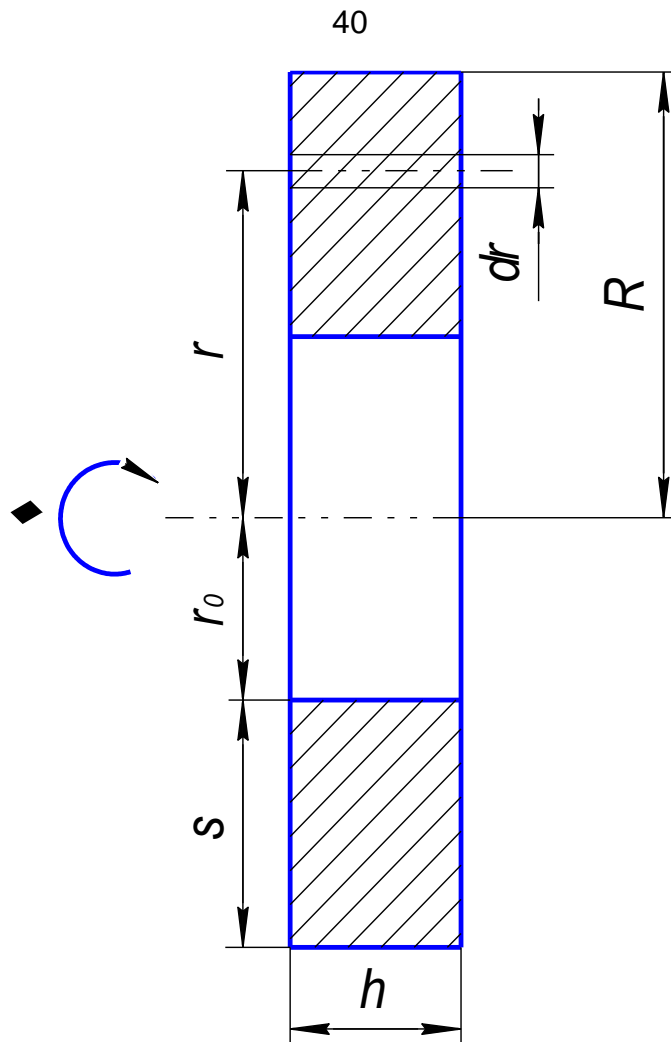


Рис.2.1. Схема сил, действующих на маховик
 r – расстояние до кольца маховика, ω – угловая скорость маховика,
 h – ширина маховика, S – толщина маховика

Составим уравнение работы, затрачиваемой на разгон кольца маховика массой dm и шириной h расположенного на расстоянии r от оси вращения

$$dA = \frac{\omega^2 r^2}{2} dm, \quad (2.8)$$

где r – расстояние до кольца маховика; ω – угловая скорость маховика; m – масса кольца маховика.

Подставим величину массы кольца в уравнение (2.8), получим [33]

$$dA = hj2\pi r \frac{\omega^2 r^2}{2} dr, \quad (2.9)$$

где h – ширина маховика; j – плотность материала.

Для определения расхода энергии на приведение во вращение всего маховика проинтегрируем уравнение (2.9) в пределах от r_0 до R

$$A = \int_{r_0}^R \omega^2 h j \pi r^3 dr = \omega^2 h j \pi \int_{r_0}^R r^3 dr = \frac{\omega^2 h j \pi}{4} (R^4 - r_0^4). \quad (2.10)$$

Сделаем преобразование с формулой (2.10)

$$A_M = \frac{\pi(R^2 - r_0^2) h j}{4} (R^2 + r_0^2) \omega^2, \quad (2.11)$$

$$A_M = \frac{G_M(R^2 + r_0^2) \omega^2}{4}, \quad (2.12)$$

где $G_M = (R^2 - r_0^2) h j$ - вес кольца маховика с толщиной S .

Отсюда мощность, затрачиваемая на привод маховика, равна

$$N_M = \frac{G_M(R^2 + r_0^2) \omega^2}{4\tau}, \quad (2.13)$$

где τ – время разгона.

В период установившегося движения суммарный запас мощности будет равен

$$N_C = N_M - (N_m + N_\varepsilon), \quad (2.14)$$

где N_m – мощность, затрачиваемая на трение в подшипниках, N_ε – мощность, затрачиваемая на трение дополнительного маховика о воздух.

Мощность, затрачиваемая на трение в подшипниках [30,35] равна

$$N_m = \mu G_M V, \quad (2.15)$$

где G_M – суммарный вес дополнительного маховика с приводом; μ - коэффициент трения, $\mu = 0,3$.

Мощность, затрачиваемая, на трение о воздух определяется [30]

$$N_\varepsilon = 1,32 \cdot 10^{-9} p D^4 n^3, \quad (2.16)$$

где D – диаметр маховика; n – число оборотов маховика в минуту.

В общем случае между работой и моментом инерции существует общеизвестная зависимость

$$A = \frac{\omega^2}{2} I, \quad (2.17)$$

где I – момент инерции маховика.

Момент инерции и размеры связаны между собой следующей зависимостью [30]:

$$I = G \cdot r^2. \quad (2.18)$$

Принимая величину r , определяют вес маховика, а затем все необходимые размеры.

Таким образом, работа, затраченная на привод маховика, после его разгона дает дополнительный момент инерции энергетическому средству, когда резко возникает нагрузка на крюке, что в конечном итоге позволит улучшить его эксплуатационные показатели.

2.3 Повышение момента инерции энергетического средства за счет увеличения его поступательно движущихся масс и дополнительно установленного маховика

Рассмотрим на примере тракторного поезда.

Увеличение скорости движения ухудшает устойчивость и тормозные качества тракторных поездов, так как масса прицепного состава превышает массу самого трактора. Если проследить путь движения тракторного поезда, то он состоит из нескольких этапов: движение по горизонтальному участку, подъем и спуск. При движении по горизонтальному пути и спуску тракторный агрегат легко может выдерживать заданную скорость движения. В то же время известно, что при преодолении подъема резко возрастают нагрузки и машинно-тракторный агрегат теряет скорость, что ведёт к снижению производительности.

Понижение поступательной скорости движения связано со снижением величины ведущего момента [102]

$$M_{вед}^H = M_{вед \cdot \partial} \pm M_{jk} \leq M_{вед \cdot \varphi}, \quad (2.19)$$

где $M_{вед}^H$ - номинальный ведущий момент; $M_{вед \cdot \partial}$ - действительный ведущий момент; M_{jk} - момент касательных сил инерции;

$M_{вед \cdot \varphi}$ - ведущий момент по сцеплению.

Уменьшение ведущего момента вызвано увеличением сил сопротивления, возникающих при подъеме.

В общем случае ведущий момент можно представить [12,102]

$$M_{вед} = M_{к} \cdot i_{мп} \cdot \eta_{мп}, \quad (2.20)$$

где $M_{к}$ - крутящий момент двигателя; $i_{мп}$ - передаточное число трансмиссии; $\eta_{мп}$ - КПД трансмиссии, учитывающей потери на трение.

Выразим ведущий момент через касательную силу тяги, которая в общем случае может быть определена [31]

$$P_k = P_{кр} + P_{\alpha} + P_f \pm \delta_{\epsilon p} P_j + P_w, \quad (2.21)$$

где $P_{кр}$ - тяговое усилие на крюке трактора; P_{α} - сила сопротивления подъему; P_f - сила сопротивления перекатыванию; $\delta_{\epsilon p}$ - коэффициент учета вращающихся масс; P_j - сила инерции поступательнодвигающихся масс; P_w - сила сопротивления воздуха.

Из формулы (2.21) видно, что повышения касательной силы тяги на подъеме можно достичь за счет увеличения величины $\delta_{\epsilon p} P_j$, так как в этом случае в формуле (2.21) будет знак (+)..

Величина силы инерции поступательно движущихся масс равна

$$P_j = m \cdot j, \quad (2.22)$$

где m - масса поступательно движущихся частей МТА; j - ускорение или замедление поступательно движущихся масс.

Следовательно, величину силы инерции поступательно движущихся масс МТА можно повысить за счет увеличения массы.

В свою очередь коэффициент условного увеличения масс поступательно движущихся частей МТА, то есть коэффициент учета вращающихся масс определяется из выражения [102]

$$\delta_{\epsilon p} = 1 + \frac{I_a}{mr_k^2}, \quad (2.23)$$

где I_a - приведенный к оси ведущих колес момент инерции всех вращающихся масс двигателя и трансмиссии.

Этот коэффициент во многом зависит от передаточного числа трансмиссии и массы машины. Обычно он находится в пределах 1,05-1,25. Увеличить его можно путём повышения момента инерции за счет возрастания величины поступательно движущихся масс, однако это влечет за собой повышение силы сопротивления подъему и силы сопротивления перекачиванию.

Проанализируем, как будет влиять увеличение момента инерции на выходные показатели трактора, при этом момент инерции от агрегирующей машины примем постоянным, так как массу перевозимого груза во всех случаях оставляем постоянной.

Уравнение движения машины напишем в форме уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dt}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dt}{d\varphi} = M_g - M_c, \quad (2.24)$$

или

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dt}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dt}{d\varphi} = Q_{об.}, \quad (2.25)$$

где $Q_{об.}$ - обобщенная сила, равная отношению суммы работ всех заданных сил и моментов к возможному перемещению.

Кинетическая энергия транспортного агрегата в общем случае будет равна

$$T = \frac{1}{2} I_a \omega^2 = \frac{1}{2} I_a \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2} \left(I_g + I_n + \sum \frac{I_{mm}}{i_{mm}^2} + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right). \quad (2.26)$$

В формуле (2.26) момент инерции от прицепа не учтен (для всех далее рассматриваемых вариантов он останется постоянным).

При движении тракторного поезда в серийном варианте величина вращающихся масс вала отбора мощности будет равна нулю, то есть

$$\sum \frac{I_{mm}}{I_{mm}} = 0. \quad (2.27)$$

Тогда с учетом формулы (2.27) общая кинетическая энергия транспортного агрегата определяется по выражению

$$T = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^2 \left(I_g + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right). \quad (2.28)$$

Рассмотрим все возможные случаи увеличения кинетической энергии тракторного транспортного агрегата.

Увеличить кинетическую энергию машинно-тракторного агрегата можно за счет увеличения массы трактора путем установки на него дополнительного балласта. Момент инерции, возникающий от дополнительного балласта, приведенный к коленчатому валу двигателя будет равен

$$I_{n\bar{o}} = \frac{G_{\bar{o}} \cdot r_k^2}{g \cdot i_{mp}^2}, \quad (2.29)$$

где $G_{\bar{o}}$ - масса балласта; g - ускорение свободного падения.

В этом случае общая кинетическая энергия будет равна

$$T_{м\partial n} = \frac{1}{2} \varphi^2 \left(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right) \quad (2.30)$$

Кроме этого, кинетическую энергию транспортного агрегата можно увеличить за счет увеличения вращающихся масс, подвешенных к коленчатому валу двигателя. Это технически можно решить за счет постановки дополнительного маховика.

Его можно установить сразу же за корпусом коробки передач (т.е. не изменяя частоту вращения) и после редуктора вала отбора мощности (ВОМ) МТЗ-82.

Дополнительный момент инерции от маховика, установленного после коробки передач, будет равен

$$I_{mk\bar{b}} = \frac{G_{m\partial}}{g} r_{im}^2, \quad (2.31)$$

где $I_{mk\bar{b}}$ - момент инерции дополнительно установленного маховика и всех вращающихся с ним деталей; $G_{m\bar{o}}$ - масса дополнительного маховика; r_{im}^2 - радиус инерции дополнительного маховика.

В то же время дополнительный маховик обладает и кинетической энергией от поступательного движения

$$I_{mkп} = \frac{G_{m\partial}}{g} r_k^2, \quad (2.32)$$

где $I_{mkп}$ - момент инерции дополнительного маховика, возникающий от поступательного движения.

В исследуемом случае эта величина будет небольшой, поэтому в дальнейшем ее не будем учитывать, то есть

$$I_{mkn} = \frac{G_{m\delta}}{g} r_k^2 = 0. \quad (2.33)$$

В случае установки дополнительного маховика после редуктора момент инерции будет равен

$$I_{mpv} = \frac{G_{m\delta}}{g \cdot i_{mm}^2} r_{im}^2. \quad (2.34)$$

Тогда с учетом ранее полученных зависимостей (2.31- 2.34) общая кинетическая энергия может быть представлена

- для транспортного агрегата с установленным дополнительным маховиком после коробки передач

$$T_k = \frac{1}{2} \varphi^2 \left(I_g + I_n + I_{mkv} + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right), \quad (2.35)$$

- для транспортного агрегата с установленным дополнительным маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$T_p = \frac{1}{2} \varphi^2 \left(I_g + I_n \sum \frac{I_{mm}}{i_{mm}^2} + I_{mpv} + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right). \quad (2.36)$$

Анализ формул (2.30), (2.35) и (2.36) показывает, что величина кинетической энергии во всех случаях увеличивается.

Однако может иметь место комбинированное использование вышеперечисленных способов увеличения кинетической энергии. Исходя из вышеизложенного, величина кинетической энергии будет равна

- для транспортного агрегата с установленным дополнительным балластом и маховиком после коробки передач

$$T_k = \frac{1}{2} \varphi^2 \left(I_n + I_n + I_{n\delta} + I_{mkv} + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right), \quad (2.37)$$

- для транспортного агрегата с установленным дополнительным балластом и маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$T_p = \frac{1}{2} \varphi^2 \left(I_g + I_n + I_{n\delta} + \sum \frac{I_{mm}}{i_{mm}^2} + I_{mpv} + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right). \quad (2.38)$$

Решая уравнения (2.25), (2.36), (2.37) и (2.38), а также используя ранее полученные формулы, определим колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{M_g \cdot \bar{b}_l - I_a \cdot \bar{b}_l \cdot \varepsilon_p}{2I_a \cdot f}, \quad (2.39)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{M_g \cdot \bar{b}_l - I_a \cdot \bar{b}_l \cdot \varepsilon_p}{2I_a \cdot f}. \quad (2.40)$$

Подставляя в формулы (2.39) и (2.40) полученные значения будут иметь следующие колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя:

- для серийного транспортного агрегата

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + \dots + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.41)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{[M_g - (I_g + \dots + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}. \quad (2.42)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + \dots + I_{n\bar{o}} \varepsilon_p)]}{2f(I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2 + I_{n\bar{o}})}, \quad (2.43)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + \dots + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}. \quad (2.44)$$

- для транспортного агрегата с дополнительным маховиком, установленным за коробкой передач

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + \dots + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.45)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}. \quad (2.46)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + I_n + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.47)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + I_n + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \quad (2.48)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком за коробкой передач

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + \dots + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.49)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}. \quad (2.50)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после вала отбора мощности

$$\omega_{max} = \omega_n + \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + I_n + I_{нб} + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{нб} + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.51)$$

$$\omega_{min} = \omega_n - \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + I_n + I_{нб} + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{нб} + I_{mpв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}. \quad (2.52)$$

Сравнивая формулы (2.41) и (2.42), характеризующие колебания частоты вращения коленчатого вала для серийного транспортного агрегата и формулы (2.43-2.52), можно отметить, что увеличение кинетической энергии (момента инерции) способствует снижению колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя. Амплитуду колебания коленчатого вала двигателя лучше представить в виде следующих зависимостей:

- для серийного транспортного агрегата

$$\Delta\omega = \pm \frac{\bar{\sigma}_л [M_g - (I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.53)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$\Delta\omega = \pm \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.54)$$

- для транспортного агрегата с дополнительным маховиком, установленным после коробки передач

$$\Delta\omega = \pm \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.55)$$

- для транспортного агрегата с дополнительным маховиком, установленным за редуктором вала отбора мощности

$$\Delta\omega = \pm \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.56)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после коробки передач

$$\Delta\omega = \pm \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{мкв} + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{мкв} + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.57)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$\Delta\omega = \pm \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2f(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}. \quad (2.58)$$

Анализ формул (2.53) и (2.58) дает возможность сделать вывод, что они согласуются с результатами работ ряда авторов [13,31,102,105]. Повышение момента инерции снижает амплитуду колебаний частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Снижение амплитуды колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя в то же время улучшает топливную экономичность двигателя [62].

Частота вращения коленчатого вала двигателя и поступательная скорость движения транспортного агрегата связаны между собой общеизвестной зависимостью

$$V = \frac{\omega}{i_{mp}} \cdot r_k. \quad \text{-----} \quad (2.59)$$

Ранее отмечалось, что при движении трактора постоянно наблюдается колебание крюковой нагрузки, а это, в конечном ито-

ге, отражается на скорости движения. Особенно это отрицательно сказывается при увеличении нагрузки, так как снижается частота вращения коленчатого вала двигателя, а, следовательно, и поступательная скорость движения трактора. Снижение скорости движения трактора уменьшает производительность тракторного агрегата.

Колебание поступательной скорости движения транспортного агрегата в общем случае будет определяться формулами

$$V_{\min} = \frac{\omega_{\min}}{i_{mp}} \cdot r_k, \quad (2.60)$$

$$V_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{i_{mp}} \cdot r_k. \quad (2.61)$$

На снижение производительности транспортного агрегата будет оказывать скорость, определяемая формулой [39]

$$V_{\min} = \frac{\omega_n - \Delta\omega}{i_{mp}} \cdot r_k, \quad (2.62)$$

или

$$\begin{aligned} V_{\min} &= V_n - \Delta V, \\ V_{\max} &= V_n + \Delta V. \end{aligned} \quad (2.63)$$

где ΔV – амплитуда колебания поступательного движения.

Используя ранее полученные зависимости, проследим, как будет изменяться амплитуда колебания поступательной скорости движения транспортного агрегата

- для серийного транспортного агрегата

$$\Delta V = \frac{\bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{mp} (I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \cdot r_k, \quad (2.64)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$\Delta V = \frac{r_k \bar{b}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{n\bar{b}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{mp} (I_g + I_n + I_{n\bar{b}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}, \quad (2.65)$$

- для транспортного агрегата с дополнительным маховиком, установленным после коробки передач

$$\Delta V = \frac{r_k \bar{\sigma}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{мп} (I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{мп} / i_{мп}^2)}, \quad (2.66)$$

- для транспортного агрегата с дополнительным маховиком, установленным после редуктора вала отбора мощности

$$\Delta V = \frac{r_k \bar{\sigma}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{мпв} + \sum I_{тм} / i_{тм}^2 + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{мп} (I_g + I_n + I_{мпв} + \sum I_{тм} / i_{тм}^2 + \sum I_{мп} / i_{мп}^2)}, \quad (2.67)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после коробки передач

$$\Delta V = \frac{r_k \bar{\sigma}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{мкв} + I_{нб} + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{мп} (I_g + I_n + I_{мкв} + I_{нб} + \sum I_{мп} / i_{мп}^2)}, \quad (2.68)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$\Delta V = \frac{\kappa_k \bar{\sigma}_l [M_g - (I_g + I_n + I_{нб} + I_{мпв} + \sum I_{тм} / i_{тм}^2 + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{мп} (I_g + I_n + I_{нб} + I_{мпв} + \sum I_{тм} / i_{тм}^2 + \sum I_{мп} / i_{мп}^2)}. \quad (2.69)$$

Формулы (2.64-2.69) подтверждают, что транспортный агрегат, обладающий, большим моментом инерции имеет меньшую амплитуду колебания поступательной скорости движения.

2.4 Повышение момента инерции энергетического Средства за счет вращающихся масс

Момент инерции от поступательно движущихся масс трактора определится как [9]

$$I_n = m \cdot r_k^2. \quad (2.70)$$

Момент инерции от вращающихся масс определится как [9]

$$I_v = m \cdot r_i^2. \quad (2.71)$$

где r_i - радиус инерции.

Сравним, какой из вышеуказанных моментов инерции будет больше оказывать влияние на величину приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата.

Разделив выражение (2.70) на выражение (2.71) получим

$$\frac{I_n}{r_k^2} = \frac{I_e}{r_i^2}. \quad (2.72)$$

Отсюда видно, что момент инерции от вращающихся масс равен

$$I_e = I_n \frac{r_i^2}{r_k^2}. \quad (2.73)$$

Суммарный момент инерции вращающихся масс [9]

$$I_a = I_n + I_e. \quad (2.74)$$

Подставив в формулу (2.74) значения I_e из формулы (2.73), получим

$$I_a = I_e + I_e \frac{r_k^2}{r_i^2} = I_e \left(1 + \frac{r_k^2}{r_i^2} \right).$$

Наибольшей величиной инерции из вращающихся ведомых частей трактора обладают колеса трактора. Так как для трактора К-701 $r_i > r_k$ следовательно

$$I_a > I_n.$$

Момент инерции поступательно движущихся масс приведенный к коленчатому валу двигателя

$$I_n = \frac{mr_k^2}{2i_{mp}^2}.$$

Если к валу двигателя привести момент инерции от вращающихся масс, то он примет следующий вид [9]:

$$I_i = \frac{1}{2} \sum \left[I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 + m \left(\frac{V_i}{\omega} \right)^2 \right], \quad (2.75)$$

или

$$I_i = \frac{1}{2} \sum \left(\frac{I_B}{i_{mp}^2} + \frac{mr_k^2}{i_{mp}^2} \right). \quad (2.76)$$

Анализ формул (2.75) и (2.76) показывает, что если увеличивать ведомые части трактора, одинаковые по массе, то целесооб-

разнее всего это делать, увеличивая вращающиеся части трактора. При увеличении массы вращающихся частей трактора, приведенный момент инерции складывается из суммы момента этой детали относительно ее оси вращения и момента инерции этой детали от поступательного движения ее вместе с машинно-тракторным агрегатом.

Приведенный момент инерции поступательно движущейся массы агрегата состоит только из момента инерции от поступательного движения.

Снизить удельное давление на почву, повысить тягово-сцепные качества и увеличить приведенный момент инерции агрегата можно за счет постановки дополнительных колес (сдвоенных). Тогда приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции от дополнительных колес будет равен

$$I'_k = \frac{1}{2} \sum \left(\frac{I_k}{i_{mp}^2} + \frac{m_k r_k^2}{i_{mp}^2} \right), \quad (2.77)$$

где I'_k - приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции дополнительных колес; I_k - момент инерции колеса относительно его оси вращения.

Исходя из формул (2.4) и (2.77), приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции машинно-тракторного агрегата для тракторов со сдвоенными колесами имеет вид

$$I''_a = I_\partial + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} + \frac{1}{2} \sum \left(\frac{I_k}{i_{mp}^2} + \frac{m_k r_k^2}{i_{mp}^2} \right), \quad (2.78)$$

или

$$I''_a = I_\partial + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} + I'_k, \quad (2.79)$$

где I''_a - приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата для трактора со сдвоенными колесами.

Сравнивая формулу (2.4) с формулами (2.78) и (2.79) видно,

что приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата за счет постановки дополнительных колес увеличился на величину

$$I''_a - I'_a = \frac{1}{2} \sum \left(\frac{I_k}{i_{mp}^2} + \frac{m_k r_k^2}{i_{mp}^2} \right), \quad (2.80)$$

где I'_a - приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции машинно-тракторного агрегата для трактора с одинарными колесами.

Выразим из формул (2.79) и (2.80) коэффициент загрузки двигателя для трактора с одинарными и сдвоенными колесами

- для трактора с одинарными колесами

$$K'_3 = \frac{I'_a \varepsilon_p f \omega_{\partial}}{2M_{\partial n} \cdot \delta_k},$$

или

$$K'_3 = \frac{\left(I_g + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right) \varepsilon_p f \omega_{\partial}}{2M_{\partial n} \cdot \delta_k}, \quad (2.81)$$

где K'_3 - коэффициент загрузки двигателя для трактора с одинарными колесами;

- для трактора со сдвоенными колесами

$$K''_3 = \frac{I''_a \cdot \varepsilon_p \cdot f \omega_{\partial}}{2M_{\partial n} \delta_k},$$

или

$$K''_3 = K'_3 + \frac{\sum (I_k + m_k r_k^2) \varepsilon_p f \omega_{\partial}}{4M_{\partial n} \delta_k i_{mp}^2}, \quad (2.82)$$

где K''_3 - коэффициент загрузки двигателя для трактора со сдвоенными колесами; K'_3 - коэффициент загрузки двигателя для трактора с одинарными колесами.

Анализ полученных зависимостей показывает, что постановка сдвоенных колес позволяет увеличить коэффициент загрузки двигателя для трактора со сдвоенными колесами за счет увеличения приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата.

2.5 Влияние момента инерции на ведущий момент энергетического средства

При установившемся режиме работы, когда трактор движется равномерно, между ведущим моментом трактора и крутящим моментом двигателя имеет место зависимость [102]

$$M_{\epsilon} = 1000 \frac{N_e}{n_{\partial}} i_{mp} \eta_{mp}, \quad (2.83)$$

где i_{mp} – передаточное число трансмиссии; N_e – эффективная мощность двигателя; n_{∂} – частота вращения коленчатого вала двигателя; η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Из формулы (2.83) видно, что колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя вызывает колебание ведущего момента трактора.

Как известно, на частоту колебания коленчатого вала двигателя большое влияние оказывает неустановившийся характер действующей нагрузки [18]. Поэтому возникает необходимость установить эту зависимость

$$\omega = f(M_{\partial} - M_c).$$

Рассмотрим МТА, который состоит из трактора и сельскохозяйственной машины. Для нахождения искомой зависимости составим уравнение движения вращающихся масс МТА в виде дифференциального уравнения Лагранжа. Уравнения Лагранжа можно использовать для исследования любой механической системы с геометрическими связями. Интегрируя дифференциальные уравнения, предварительно определив действующие силы и начальные условия, получим зависимость угла поворота коленчатого вала двигателя от момента сопротивления, приведенного к валу двигателя. Дифференцируя полученное выражение по времени, определим искомую зависимость. Положение движущихся масс МТА можно однозначно определить по положению коленчатого вала двигателя. Коленчатый вал двигателя имеет одну степень свобо-

ды и его положение определяется углом поворота. Таким образом, обобщенной координатой для рассматриваемой системы вращающихся масс МТА является угол поворота коленчатого вала двигателя.

Дифференциальное уравнение Лагранжа в нашем случае имеет вид [111]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = M_g - M_c, \quad (2.84)$$

где T - кинетическая энергия МТА; t - время; $\dot{\varphi}$ - обобщенная угловая скорость.

Задавая углу поворота коленчатого вала φ элементарное приращение $\Delta\varphi$ получим, что элементарную работу на данном приращении совершает момент $(M_g - M_c)$

$$\delta A = (M_g - M_c) \delta\varphi. \quad (2.85)$$

Кинетическая энергия рассматриваемого МТА равна

$$T = \frac{1}{2} I_a \omega^2 = \frac{1}{2} I_a \dot{\varphi}^2. \quad (2.86)$$

Поскольку кинетическая энергия МТА не зависит от угла поворота коленчатого вала двигателя, то

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_a \dot{\varphi}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_a \ddot{\varphi}. \quad (2.87)$$

Подставляя найденные значения

$$T, \frac{\partial T}{\partial \varphi}, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right), \quad (2.88)$$

в уравнение (2.84), получим

$$I_a \ddot{\varphi} = M_g - M_c. \quad (2.89)$$

Полученное уравнение Лагранжа (2.89) представляет собой обыкновенное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами. Для нахождения частного решения уравнения (2.89) запишем начальные условия

$$\varphi_{t=0} = 0, \quad \dot{\varphi}_{t=0} = \omega_H.$$

Общее решение неоднородного уравнения (2.89) является суммой частного решения этого уравнения и общего решения соответствующего однородного уравнения.

Общее решение однородного уравнения имеет вид

$$\bar{\varphi} = C_1 + C_2 \cdot t.$$

Частное решение однородного уравнения, удовлетворяющее начальным условиям

$$\bar{\varphi} = \omega_H \cdot t.$$

Частное решение неоднородного уравнения (2.89) есть

$$\varphi^* = \frac{\delta}{2} \cdot \frac{M_{csp}}{I_a \cdot f^2} \cdot \sin f \cdot t.$$

Таким образом, общее решение уравнения (2.89) имеет вид

$$\varphi = \omega_H \cdot t + \frac{\delta_k \cdot M_{csp}}{2I_a \cdot f^2} \cdot \sin f \cdot t. \quad (2.90)$$

Дифференцируя выражение (2.90) по времени, подставляя значения момента инерции МГА и момента сопротивления, получим искомую зависимость

- для трактора с одинарными колесами

$$\omega' = \omega_H + \frac{\delta_k \left[M_{\partial} - \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right) \varepsilon \right]}{2 \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right) f} \cdot \cos f \cdot t, \quad (2.91)$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$\omega'' = \omega' + \frac{\delta_k \left[M_{\partial} - \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} + \frac{1}{2} \sum \frac{I_k + m_k \cdot r_k^2}{i_{mp}^2} \right) \varepsilon \right]}{2 \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} + \frac{1}{2} \sum \frac{I_k + m_k \cdot r_k^2}{i_{mp}^2} \right) f} \cdot \cos f \cdot t. \quad (2.92)$$

Полученные зависимости (2.91) и (2.92) справедливы для любого вида поступательного движения МТА. Необходимо отметить, что при неравномерном движении, когда $\varepsilon \neq 0$, увеличение приведенного момента инерции МТА способствует уменьшению амплитуды колебания углового ускорения. В случае, когда $\varepsilon = 0$, то есть машинно-тракторный агрегат движется равномерно, увеличение приведенного момента инерции способствует снижению колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Известно, что наибольшие колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя возникают, когда нагрузка двигателя является номинальной. Исходя из этого получим формулы для определения амплитуды колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя

- для трактора с одинарными колесами

$$\Delta\omega' = \frac{M_{\partial n} \cdot \delta_k}{2 \left(I_g + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right) f}, \quad (2.93)$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$\Delta\omega'' = \frac{M_{\partial n} \cdot \delta_k}{2 \left(I_g + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} + \frac{1}{2} \sum \frac{I_k + m_k r_k^2}{i_{mp}^2} \right) f}. \quad (2.94)$$

Сравнивая формулы (2.94) и (2.95) видно, что амплитуда колебания коленчатого вала двигателя для трактора со сдвоенными колесами меньше, так как приведенный момент инерции МТА у него больше.

Между угловой скоростью коленчатого вала двигателя и поступательной скоростью движения существует известная зависимость. Колебание угловой скорости коленчатого вала вызывает колебание поступательной скорости движения. У трактора со сдвоенными колесами происходит меньшее колебание поступательной скорости движения за счет большего приведенного момента инерции МТА. Это сказывается на качестве выполнения сельскохозяйственных работ и, кроме того, на производительности МТА.

С увеличением приведенного момента инерции МТА с 150 до $456 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ степень неравномерности поступательного движения снизилась с 0,18 до 0,05.

Наибольшее и наименьшее значение ведущего момента трактора равно

$$M_{v_{\max}} = \frac{N_e}{\left(\omega_n - \frac{M_{\partial n} \delta_k}{2I_a f} \right)} i_{tr} \eta_{tr},$$

$$M_{v_{\min}} = \frac{N_e}{\left(\omega_n + \frac{M_{\partial n} \delta_k}{2I_a f} \right)} i_{tr} \eta_{tr}. \quad (2.95)$$

Формулы (2.95) наглядно показывают влияние приведенного момента МТА на колебание ведущего момента трактора, из которых следует, что с увеличением приведенного момента инерции МТА колебание ведущего момента трактора уменьшается.

Для трактора с одинарными и сдвоенными колесами величины наибольшего и наименьшего значения ведущего момента трактора будут равны

- для трактора с одинарными колесами

$$M_{v_{\max}} = \frac{N_e}{\left(\omega_n - \frac{M_{\partial n} \delta_k}{2I_a' f} \right)} i_{tr} \eta_{tr},$$

$$M_{\epsilon \min} = \frac{N_e}{\left(\omega_H + \frac{M_{\partial H} \delta_k}{2I_a' f} \right)} i_{mp} \eta_{mp}. \quad (2.96)$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$M_{\epsilon \max} = \frac{N_e}{\left(\omega_H - \frac{M_{\partial H} \delta_k}{2I_a'' f} \right)} i_{mp} \eta_{mp},$$

$$M_{\epsilon \min} = \frac{N_e}{\left(\omega_H + \frac{M_{\partial H} \delta_k}{2I_a'' f} \right)} i_{mp} \eta_{mp}. \quad (2.97)$$

Анализируя формулы (2.96) и (2.97) видно, что для трактора с одинарными колесами экстремальные значения ведущего момента больше, чем для трактора со сдвоенными колесами, так как $I_a'' > I_a'$.

Степень неравномерности ведущего момента определяется по формуле [18]

$$\delta_{\epsilon} = \frac{M_{\epsilon \max} - M_{\epsilon \min}}{M_{\epsilon \text{ ср}}}, \quad (2.98)$$

где $M_{\epsilon \text{ ср}}$ - средний ведущий момент трактора.

Используя ранее полученные зависимости, получим степень неравномерности ведущего момента

- для трактора с одинарными колесами

$$\delta'_{\epsilon} = \frac{M_{\partial H} \delta_k}{\omega_H f \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right)}, \quad (2.99)$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$\delta''_в = \frac{M_{\partial n} \delta_k}{\omega_n f \left(I_{\partial} + I_n + \Sigma \frac{2I_{mp} + I_k + m_k r_k^2}{2i_{mp}^2} \right)}. \quad (2.100)$$

Таким образом, анализ формул (2.99) и (2.100) показывает, что у трактора со сдвоенными колесами степень неравномерности ведущего момента меньше, чем у трактора с одинарными колесами, за счет большего приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата. Влияние приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата на степень неравномерности ведущего момента трактора представлено на рисунке 2.2.

Из графика видно, что с увеличением приведенного момента инерции агрегата степень неравномерности ведущего момента снижается.

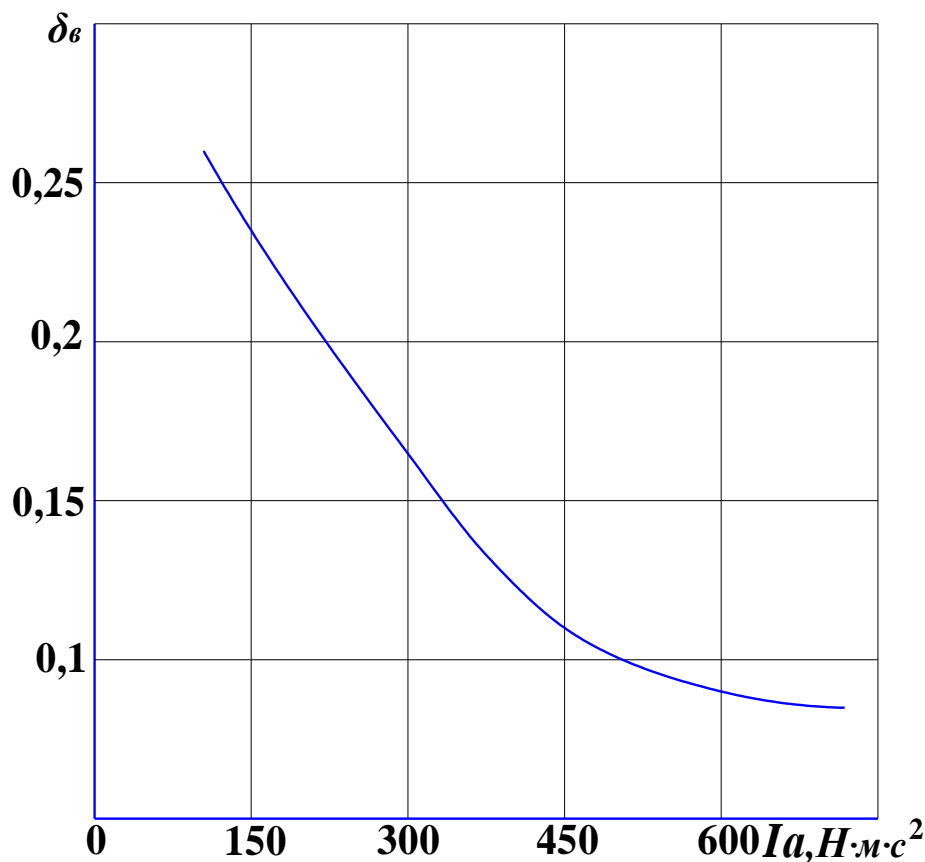


Рис. 2.2. Зависимость степени неравномерности ведущего момента трактора от приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата

2.6 Влияние приведенного момента инерции МТА на степень неравномерности поступательного движения

Между угловой скоростью коленчатого вала двигателя и поступательной скоростью движения существует известная зависимость. Колебание угловой скорости коленчатого вала вызывает колебание поступательной скорости движения.

Максимальное и минимальное значение теоретической поступательной скорости движения трактора будет равно

$$V_{T \min} = \frac{\omega_n - \frac{M_{\partial n} \delta_k}{2I_a f}}{i_{mp}} r_k, \quad (2.101)$$

$$V_{T \max} = \frac{\omega_n + \frac{M_{\partial n} \delta_k}{2I_a f}}{i_{mp}} r_k, \quad (2.102)$$

где $V_{T \max}$, $V_{T \min}$ - максимальное и минимальное значения поступательной скорости движения трактора.

Из формул (2.101) и (2.102) выразим, чему будут равны экстремальные значения теоретической поступательной скорости движения

- для трактора с одинарными колесами

$$V'_{T \max} = \frac{\omega_n + \frac{M_{\partial n} \delta_k}{2f \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right)}}{i_{mp}} r_k, \quad (2.103)$$

$$V'_{T \min} = \frac{\omega_H - \frac{M_{\partial H} \delta_k}{2f \left(I_{\partial} + I_n + \sum \frac{I_{mp}}{i_{mp}^2} \right)}}{i_{mp}} r_k,$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$V''_{T \max} = \frac{\omega_H + \frac{M_{\partial H} \delta_k}{2f \left(J_{\partial} + J_n + \sum \frac{2J_{mp} + J_k + m_k r_k^2}{2i_{mp}^2} \right)}}{i_{mp}} r_k, \quad (2.104)$$

$$V''_{T \min} = \frac{\omega_H - \frac{M_{\partial H} \delta_k}{2f \left(J_{\partial} + J_n + \sum \frac{2J_{mp} + J_k + m_k r_k^2}{2i_{mp}^2} \right)}}{i_{mp}} r_k.$$

Из формул (2.103) и (2.104) видно, что у трактора со сдвоенными колесами происходит меньшее колебание поступательной скорости движения за счет большего приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата. Это еще раз доказывает, что агрегаты, имеющие большую массу, а, следовательно, и приведенный момент инерции машинно-тракторного агрегата, имеют более равномерный ход. Это сказывается на качестве выполнения сельскохозяйственных работ и, кроме того, на производительности машинно-тракторного агрегата.

Степень неравномерности скорости движения машинно-тракторного агрегата равна [98,151]

$$\delta_V = \frac{V_{T \max} - V_{T \min}}{V_{\text{ср}}}, \quad (2.105)$$

где $V_{\text{ср}}$ - средняя теоретическая поступательная скорость движения

трактора; δ_v -степень неравномерности поступательной скорости движения машинно-тракторного агрегата.

Средняя поступательная скорость движения трактора равна

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_{T \text{ max}} + V_{T \text{ min}}}{2}. \quad (2.106)$$

С учетом формул (2.103-2.106) построим график зависимости степени неравномерности поступательного движения машинно-тракторного агрегата от приведенного момента инерции (рис. 2.3).

Из графика видно, что степень неравномерности поступательного движения машинно-тракторного агрегата снижается с увеличением приведенного момента инерции. Так, при увеличении приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата с 150 до 456 $H \cdot m \cdot c^2$ степень неравномерности снизилась с 0,18 до 0,05.

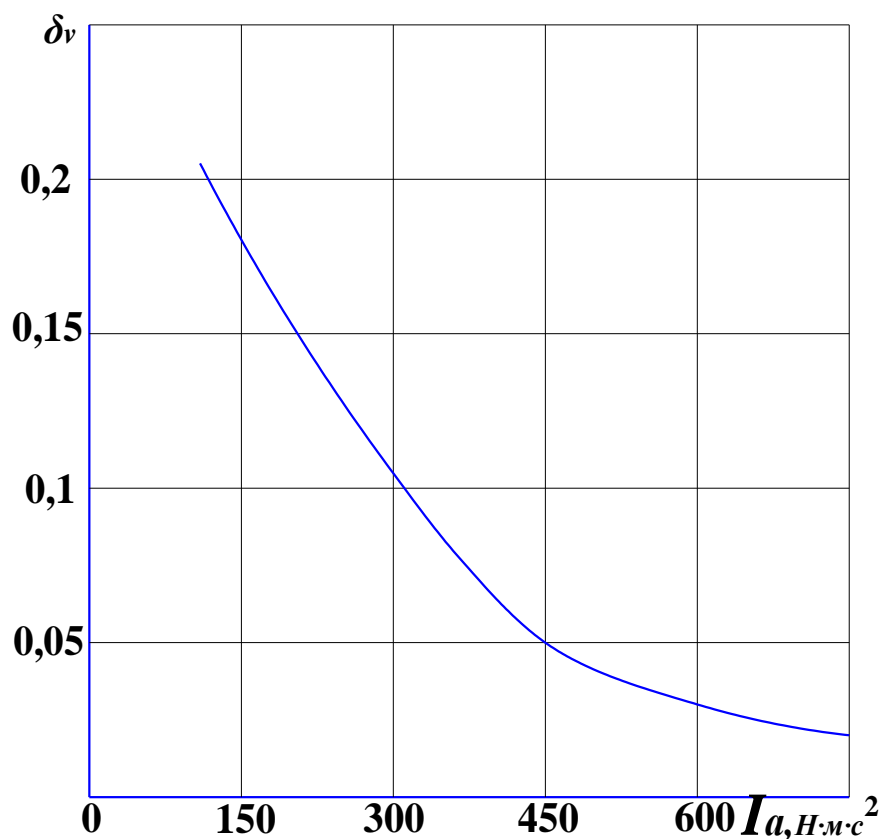


Рис. 2.3. Влияние приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата на степень неравномерности поступательного движения

2.7 Снижения силы сопротивления движению прицепной машины за счет использования момента инерции

Для снижения силы сопротивления качению в реальных условиях эксплуатации ТГА на поле или при неблагоприятных дорожных условиях обычно прицепы не догружают, что существенно снижает производительность тракторного поезда. Предлагается в момент трогания агрегата с места уменьшить нагрузку, приходящуюся на передние колеса прицепа, за счет вертикальных инерционных сил, что позволит снизить коэффициент сопротивления качению в момент разгона.

Рассмотрим систему «редуктор-дисбаланс», состоящую из редуктора, на валу которого установлена неуравновешенная масса m , находящаяся на расстоянии r от оси вращения и имеющая вес G_m . Привод установки осуществляется от вала отбора мощности (ВОМ). Освободим систему от связи, заменив ее реакцией \bar{N} (сила \bar{N} представляет собой равнодействующую распределенной нагрузки) (рис.2.4).

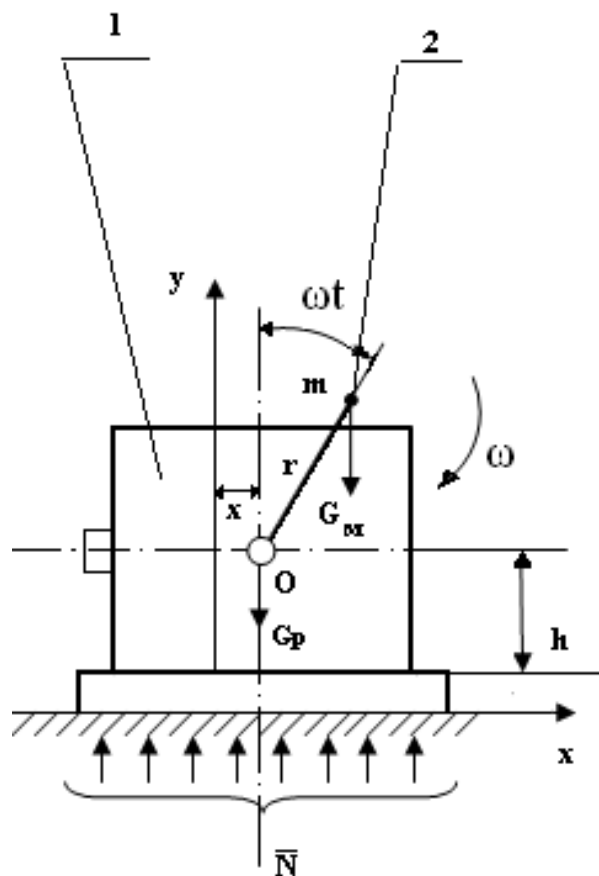


Рис. 2.4. Расчетная схема:
1- редуктор; 2 – неуравновешенная масса

Рассмотрим случай, когда точка O и m лежат на одной вертикали [43].

Систему отчета $xу$ свяжем с неподвижным основанием. Запишем уравнение движения центра масс в векторной форме

$$M\bar{a}_C = \bar{G}_m + \bar{G}_p + \bar{N}, \quad (2.107)$$

где M – масса всей системы; \bar{a}_C – ускорение центра масс системы;

G_m – вес неуравновешенной массы; G_p – вес редуктора; N – равнодействующая распределенной нагрузки.

Проекция уравнения (2.107) на координатные оси x и y равны

$$\begin{cases} M\ddot{x}_C = 0, \\ M\ddot{y}_C = -G_p - G_m + N, \end{cases} \quad (2.108)$$

где \ddot{x}_C – проекция ускорения центра масс системы на ось x ; \ddot{y}_C – проекция ускорения центра масс системы на ось y .

Из уравнения (2.108) следует, что $\ddot{x}_C = 0$, т.е. $\dot{x}_C = const$ (из начальных условий), и следовательно, имеет место третье следствие из теоремы о движении центра масс, то есть если сумма проекций всех внешних сил на какую-либо неподвижную ось равна нулю, то центр масс системы движется равномерно вдоль этой оси ($\dot{x}_C = const$), либо совсем не движется вдоль оси ($x_C = const$) [43, 106].

В данном случае, при использовании теоремы о движении центра масс учитываем абсолютные перемещения частей системы. Обозначим проекции абсолютных перемещений редуктора и центробежного дисбаланса на ось Ox через ξ_p и ξ_m , причем $\xi_p = x$ – абсолютное перемещение редуктора вдоль оси x , $\xi_m = x + r \sin \omega t$ – проекция абсолютного перемещения точки m на ось x .

Получим

$$G_p \xi_p + G_m \xi_m = 0. \quad (2.109)$$

Решая уравнение (2.109), найдем абсолютное перемещение системы вдоль оси x

$$\begin{aligned} G_p x + G_m (x + r \sin \omega t) &= 0, \\ x_C &= -\frac{G_p}{G_p + G_m} r \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2.110)$$

Таким образом, вдоль платформы прицепа система совершает гармонические колебания с амплитудой $\frac{G_p}{G_p + G_m} r$ и круговой частотой

ω . Реакцию N , равную давлению системы на направляющие, определяем из уравнения (2.108)

$$N = G_p + G_m + M\ddot{y}_c = G_p + G_m + \frac{G_p + G_m}{g} \ddot{y}_c . \quad (2.111)$$

Для нахождения \ddot{y}_c составим выражение для y_c , и затем его дважды продифференцируем по времени

$$y_c = \frac{G_p y_p + G_m y_m}{G_p + G_m} = \frac{G_p h + G_m (h + r \cos \omega t)}{G_p + G_m} ,$$

Принимая, что в нашем случае $h = const$ будем иметь

$$\ddot{y}_c = -\frac{G_m r \omega^2}{G_p + G_m} \cos \omega t . \quad (2.112)$$

Находим равнодействующую распределенной нагрузки

$$N = G_p + G_m - \frac{G_m r \omega^2}{g} \cos \omega t . \quad (2.113)$$

Максимальное значение реакции N при $\omega t = \pi$ в нашем случае равно

$$N_{\max} = G_p + G_m \left(1 + \frac{r \omega^2}{g}\right) , \quad (2.114)$$

минимальное значение реакции N при условии $\omega t = 0$

$$N_{\min} = G_p + G_m \left(1 - \frac{r \omega^2}{g}\right) . \quad (2.115)$$

Для того, чтобы система не имела вертикального перемещения, должно выполняться условие

$$N_{\min} \geq 0, \quad \text{т.е.} \quad G_p + G_m \left(1 - \frac{r \omega^2}{g}\right) \geq 0 . \quad (2.116)$$

Отсюда уравнение критической угловой скорости

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{G_p + G_m}{G_m} \cdot \frac{g}{r}} . \quad (2.117)$$

При $\omega > \omega_{кр}$ система получит вертикальное движение.

Закрепим редуктор на платформе. Точка O будет неподвижна, принимаем ее за начало координат. При этом $x_p = y_p = 0$. Для определения опорной реакции, найдем две ее составляющие: горизонтальную R_x и вертикальную R_y . Составим дифференциальные уравнения движения центра масс системы

$$\begin{aligned} \frac{G_p + G_m}{g} \ddot{x}_C &= R_x ; \\ (G_p + G_m) + \frac{G_p + G_m}{g} \ddot{y}_C &= R_y . \end{aligned} \quad (2.118)$$

При этом

$$\begin{cases} x_C = \frac{G_m x_m}{G_p + G_m} = \frac{G_m r}{G_p + G_m} \sin \omega t , \\ y_C = \frac{G_m y_m}{G_p + G_m} = \frac{G_m r}{G_p + G_m} \cos \omega t . \end{cases}$$

Продифференцируем по времени данные равенства

$$\begin{aligned} \ddot{x}_C &= -\frac{G_m r \omega^2}{G_p + G_m} \sin \omega t , \\ \ddot{y}_C &= -\frac{G_m r \omega^2}{G_p + G_m} \cos \omega t . \end{aligned}$$

Подставляя данные уравнения в формулу (2.118), получаем горизонтальную составляющую опорной реакции

$$R_x = -\frac{G_m}{g} r \omega^2 \sin \omega t . \quad (2.119)$$

Так как редуктор лишен возможности двигаться в горизонтальном направлении, появляющаяся горизонтальная реакция знакопеременна и имеет переменную величину, ее максимальное значение равно

$$|R_x|_{\max} = \frac{G_m}{g} r \omega^2 . \quad (2.120)$$

Вертикальная составляющая опорной реакции

$$R_y = G_p + G_m - \frac{G_m}{g} r \omega^2 \cos \omega t . \quad (2.121)$$

При $\cos \omega t = 1$

$$R_y = G_p + G_m \pm \frac{G_m}{g} r \omega^2 \cos \omega t . \quad (2.122)$$

Рассмотрим, как будет влиять центробежный дисбаланс на нормальную реакцию дороги на колесо прицепа (рис. 2.5).

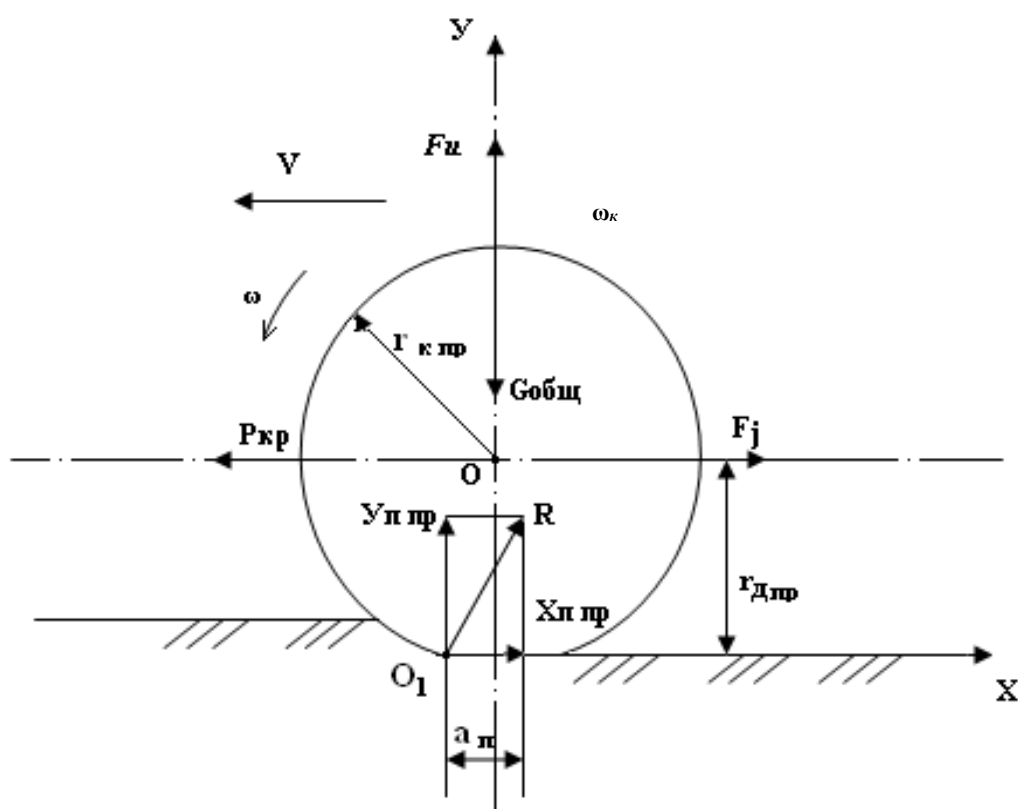


Рис. 2.5. Схема сил и реакций, действующих на переднее колесо прицепа: $P_{кр}$ - тяговое усилие; $F_{и}$ - сила инерции; $X_{н пр}$ - сила сопротивления качению колеса; R - равнодействующая реакция дороги; ω - угловая скорость движения колеса; a_n - коэффициент трения качения; $r_{дпр}$ - динамический радиус колеса прицепа; $r_{кпр}$ - кинематический радиус колеса прицепа; $Y_{н пр1}$ - нормальная реакция дороги

На рисунке 2.5 представлена схема сил, которые действуют на колесо. Принимаем, что суммарный вес включает вес прицепа, приходящийся на переднюю ось, вес редуктора и вес центробежного дисбаланса

$$G_{общ} = G_p + G_{нпр1} + G_m, \quad (2.123)$$

где G_p - вес редуктора; $G_{нпр1}$ - вес прицепа, приходящийся на переднюю ось; G_m - вес центробежного дисбаланса.

Для определения нормальной реакции дороги $Y_{н пр1}$, действующей на переднее колесо, составим уравнение сил и реакций

$$Y_{н пр1} = G_{общ} \quad (2.124)$$

Возникающая при работе центробежного дисбаланса сила инерции влияет на изменение нагрузки, приходящейся на колесо

прицепа

$$F_u = mr\omega^2 \cos \omega t . \quad (2.125)$$

При выполнении условия $\omega > \omega_{кр}$, данная сила будет способствовать уменьшению равнодействующей элементарных нормальных реакций опорной поверхности на колесо прицепа

$$Y_{n_{np1}} = G_{общ} \pm \frac{G_M r \omega^2}{g} \cos \omega t . \quad (2.126)$$

При $\omega t = 0$, то есть когда груз находится в верхнем положении, минимальное значение нормальной реакции дороги $Y_{n_{np1}}$ будет равно

$$Y_{n_{np1}} = G_{общ} - \frac{G_M r \omega^2}{g} . \quad (2.127)$$

В данном случае будет происходить уменьшение весовой нагрузки, приходящейся на передние колеса прицепа.

Рассмотрим схему сил и реакций, действующих на тракторно-транспортный агрегат в момент трогания с места и разгона (рис.2.6). Тяговый баланс трактора выражается уравнением

$$P_k = P_{кр} \pm P_\alpha \pm \delta_{вр} P_j + P_{fT} \pm P_w , \quad (2.128)$$

где P_k – касательная сила тяги; $P_{кр}$ – тяговое сопротивление агрегата; P_α – сила сопротивления подъему агрегата; P_j – сила инерции агрегата; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс; P_{fT} – сила сопротивления перекачиванию трактора; P_w – сила сопротивления воздуха.

В момент трогания с места машинно-тракторного агрегата скорость движения равна нулю, сопротивление воздуха равно нулю $P_w = 0$.

Исходя из вышеизложенного, уравнение тягового баланса при разгоне имеет вид

$$P_k = P_{кр} + P_{fT} \pm P_\alpha + \delta_{вр} P_j . \quad (2.129)$$

Тяговое усилие на крюке обусловлено сопротивлением прицепа, то есть $P_{кр} = P_{fnp}$.

R_x не учитываем ввиду знакопеременности максимальных значений. Отсюда уравнение тягового баланса

$$P_k = P_{fnp} + P_{fT} \pm P_\alpha + \delta_{вр} P_j . \quad (2.130)$$

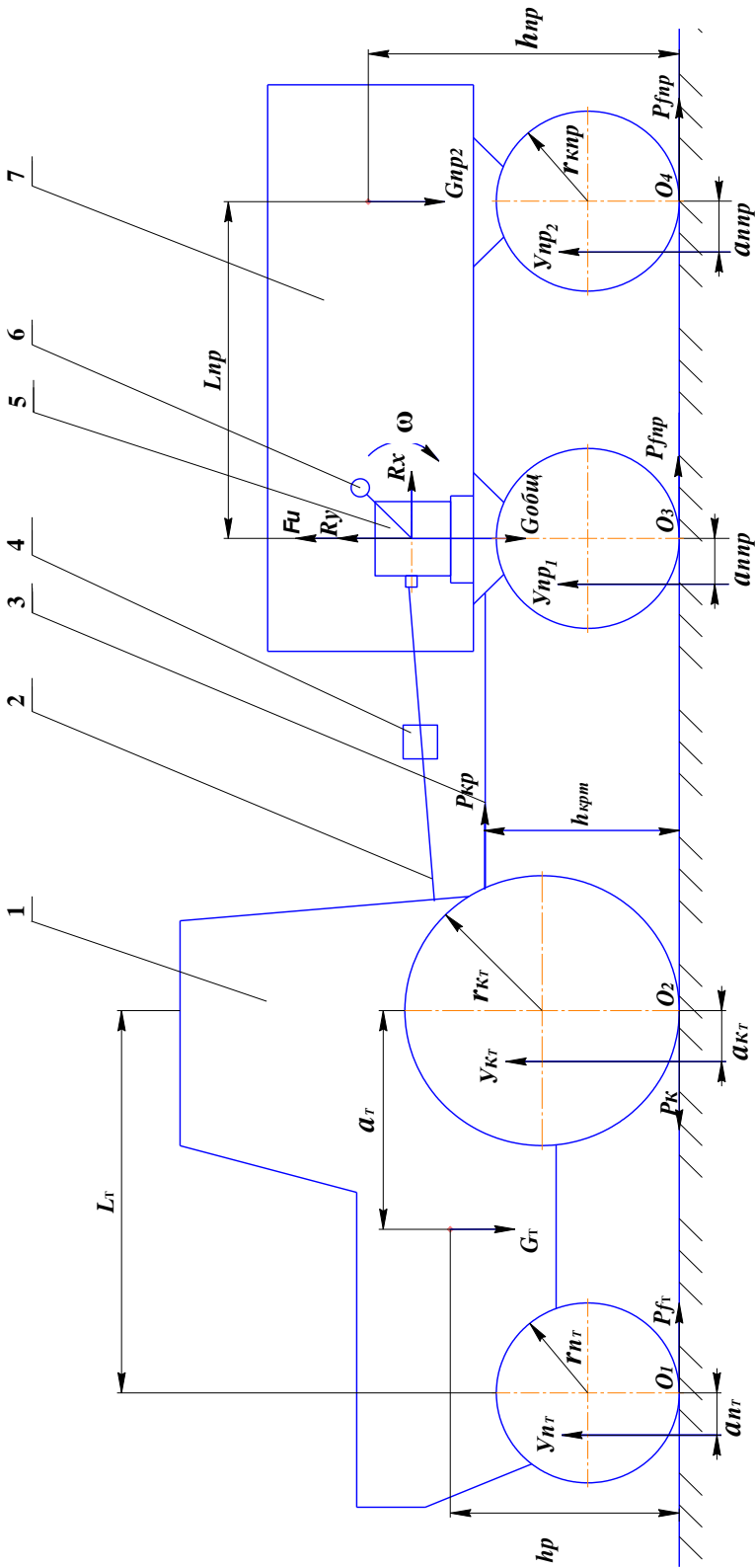


Рис. 2.6. Схема сил, действующих на транспортный агрегат с центробежными дисбалансами
 1 – трактор; 2 – привод редуктора; 3 – прицепное устройство; 4 – муфта; 5 – редуктор; 6 – центробежный дисбаланс; 7 – прицеп; Y_{kr} , Y_{np1} , Y_{np2} – соответственно нормальная реакция почвы на ведущее и ведомое колесо трактора; Y_{np1} , Y_{np2} – нормальная реакция почвы на переднее и заднее колесо прицепа; L_T , L_{np} – соответственно продольная база трактора и прицепа; a_{nT} , a_{nnp} – соответственно горизонтальная координата нормальной реакции почвы на ведомое колесо трактора и прицепа; a_{kT} – горизонтальная координата центра масс трактора; h_T , h_{np} – соответственно вертикальная координата центра масс трактора и прицепа; a_T – горизонтальная координата центра масс трактора; h_T , h_{np} – соответственно вертикальная координата центра масс трактора и прицепа; P_{sp} – тяговое усилие трактора; h_{spm} – вертикальная координата тягового усилия трактора; r_{nT} – радиус качения ведомого колеса трактора; r_{kr} – радиус качения ведущего колеса трактора; r_{nnp} – радиус качения колеса прицепа; P_{fl} , P_{nnp} – соответственно сила сопротивления перекатыванию трактора и прицепа; R_k – касательная сила тяги ведущих колес трактора; $G_{общ}$ – суммарный вес системы, включающий вес прицепа, редуктора и вес центробежных дисбалансов; R_y – вертикальная опорная реакция редуктора; R_x – горизонтальная опорная реакция редуктора.

Силу сопротивления перекачиванию, которая направлена параллельно движению и равна силе сопротивления качению машинно-тракторного агрегата, находят из выражения [63]

$$P_f = G \cdot f, \quad (2.131)$$

где G – вес машины; f – коэффициент сопротивления качению машины по почве.

Таким образом, уравнение (2.130) может быть представлено

$$P_k = G_T \cdot f_T + G_{np} \cdot f_{np} + \delta_{сп} P_j \pm P_\alpha, \quad (2.132)$$

где G_T – вес трактора; f_T – коэффициент сопротивления качению колес трактора; G_{np} – вес прицепа; f_{np} – коэффициент сопротивления качению колес прицепа.

В то же время в момент трогания с места на разгон ТТА большое влияние оказывает величина P_j , так как она в данном случае снижает полезно используемую касательную силу тяги. Поэтому при трогании с места трактор должен иметь запас касательной силы тяги на преодоление данной силы. Запас касательной силы тяги возможно повысить за счет уменьшения силы сопротивления качению прицепа, на которую в свою очередь влияют почвенные условия, конструктивные размеры колес, давления в них и нагрузка, приходящаяся на колесо.

В реальных условиях эксплуатации уменьшение нагрузки, приходящейся на колесо, достигается путем уменьшения объема перевозимого груза.

В общем случае сила сопротивления качению представлена уравнением (2.131) и для прицепа равна

$$P_{f_{np}} = P_{f_{np1}} + P_{f_{np2}}. \quad (2.133)$$

Сила сопротивления качению колеса прицепа $P_{f_{np1}}$ представляет собой величину, равную произведению вертикальной нагрузки на коэффициент сопротивления качению [72]

$$P_{f_{np1}} = Y_{n_1} \cdot f_{np}, \quad (2.134)$$

где f_{np} – коэффициент сопротивлению качению переднего колеса прицепа, или $Y_{n_{np1}} = G_{np1} \cdot f_{np}$.

С учетом возникающей силы инерции (2.125) и допущением, что приращение нагрузки, приходящейся на переднюю ось G_{np1} при нижнем положении груза компенсируется рессорами, имеем для

прицепа с центробежным дисбалансом

$$P_{f_{np}} = G_{np1} f_{np} + G_{np2} f_{np} = \left(G_{общ} - \frac{G_m r \omega^2}{g} \right) \cdot f_{np} + G_{np2} \cdot f_{np}, \quad (2.135)$$

где G_{np2} – весовая нагрузка, приходящаяся на заднюю ось прицепа.

Касательная сила тяги при разгоне для экспериментального ТТА с учетом формулы (2.135) равна

$$P_{\kappa} = G_T \cdot f_T + \left(G_{общ} - \frac{G_m r \omega^2}{g} \right) \cdot f_{np} + G_{np2} \cdot f_{np} + \delta_{\text{вп}} P_j \pm P_{\alpha}. \quad (2.136)$$

Таким образом, сравнивая выражение (2.132) и (2.136) видно, что у трактора с экспериментальным прицепом величина силы сопротивления качению меньше, чем у серийного, что приводит к уменьшению тягового сопротивления прицепа. Это в свою очередь ведет к снижению крюковой мощности трактора, необходимой для преодоления силы сопротивления качению прицепа во время трогания агрегата с места.

2.8 Повышение производительности энергетического средства за счет увеличения его поступательно движущихся масс и дополнительно установленного маховика

С учетом полученных формул (2.64-2.69) производительность транспортных агрегатов будет определяться следующим образом:

- для серийного транспортного агрегата

$$W = \left[\frac{\lambda \chi}{L' + \left(V_n - \frac{r_{\kappa} \bar{\sigma}_{\kappa} [M_g (I_a + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{mp} (I_a + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} (1 - \bar{\sigma}) \lambda t_{np} \right)} \right] \times \times m_{npс} \left(V_n - \frac{r_{\kappa} \bar{\sigma}_{\kappa} [M_g (I_a + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{mp} (I_a + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \right) \quad (2.137)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$W = \left(\frac{\lambda\chi}{L' + \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_g + I_n + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} (1 - \bar{\delta}) \lambda t_{np} \right)} \right) \times$$

$$\times m_{npc} \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_n + I_n + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \right)$$
(2.138)

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после коробки передач

$$W = \left(\frac{\lambda\chi}{L' + \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} (1 - \bar{\delta}) \lambda t_{np} \right)} \right) \times$$

$$\times m_{npc} \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_n + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \right)$$
(2.139)

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$W = \left(\frac{\lambda\chi}{L' + \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{мрв} + \sum I_{мл} / i_{мл}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_g + I_n + I_{мрв} + \sum I_{мл} / i_{мл}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} (1 - \bar{\delta}) \lambda t_{np} \right)} \right) \times$$

$$\times m_{npc} \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{мрв} + \sum I_{мл} / i_{мл}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_n + I_n + I_{мрв} + \sum I_{мл} / i_{мл}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \right)$$
(2.140)

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после коробки передач

$$W = \left(\frac{\lambda\chi}{L' + \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{мкв} + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_g + I_n + I_{мкв} + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} (1 - \bar{\delta}) \lambda t_{np} \right)} \right) \times$$

$$\times m_{npc} \left(V_n - \frac{r_\kappa \bar{\delta}_\kappa [M_g (I_g + I_n + I_{мкв} + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2\bar{f}_{i_{mp}} (I_n + I_n + I_{мкв} + I_{n\bar{\delta}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \right)$$
(2.141)

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после редуктора вала отбора мощности

$$W = \left(\frac{\lambda \chi}{L' + \left(V_n - \frac{r_k \delta_k [M_g (I_g + I_n + I_{n\delta} + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{mp} (I_g + I_n + I_{n\delta} + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} (1 - \delta) \lambda t_{np} \right)} \right) \times (2.142)$$

$$\times m_{nrc} \left(V_n - \frac{r_k \delta_k [M_g (I_g + I_n + I_{n\delta} + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p]}{2 f i_{mp} (I_n + I_n + I_{n\delta} + I_{мрв} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)} \right)$$

Увеличение приведенного момента инерции транспортного агрегата позволяет увеличить производительность, что видно из формул (2.137-2.142). Для лучшего анализа формул построим номограмму для определения основных составляющих производительности МТА на транспортных работах (рис.2.7).

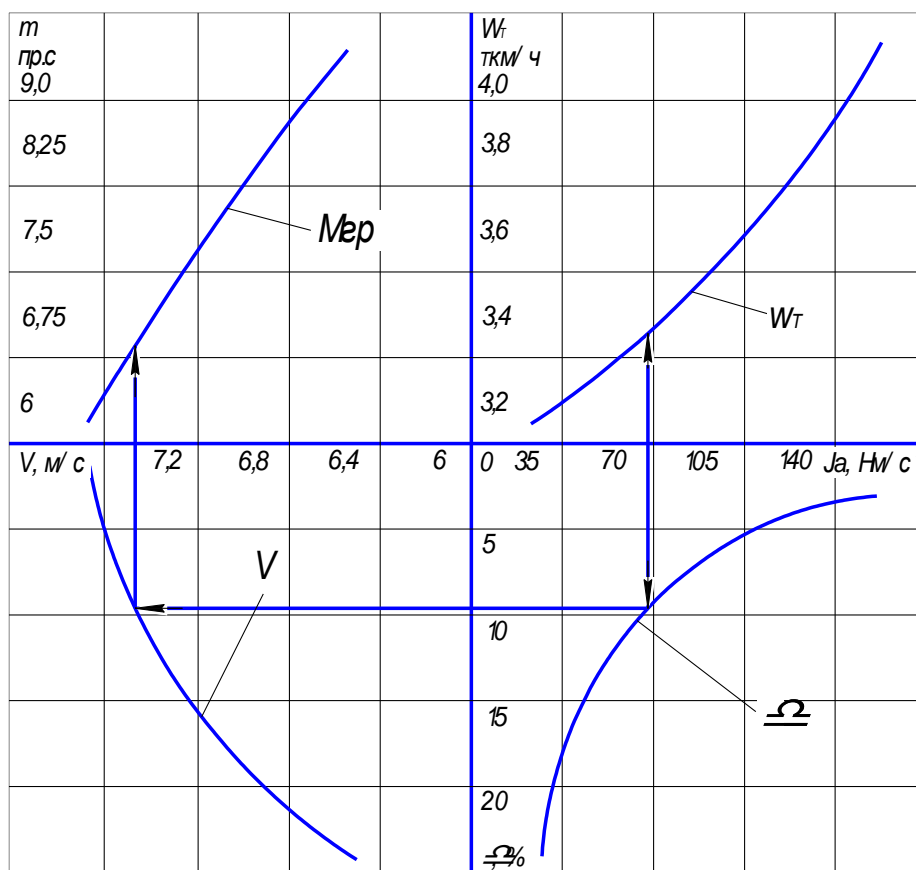


Рис. 2.7. Номограмма для определения основных составляющих производительности МТА на транспортных работах

Номограмма позволяет определить величину буксования, скорость движения, массу перевозимого груза и производительность МТА на транспортных работах в зависимости от приведённого момента инерции транспортного агрегата.

Известно, что с увеличением грузоподъемности тележки (объем перевозимого груза) производительность тракторных транс-

портных средств увеличивается, а приведенные и прямые затраты средств уменьшаются. Вместе с тем с целью обеспечения безопасности движения и улучшения условий труда трактористов, скорость движения тракторного транспортного средства ограничена [42].

В случае, когда техническая скорость эксплуатации ограничена определенными значениями (безопасность движения и др.) стоит вопрос о возможно допустимом увеличении массы прицепного состава. Масса тракторного прицепного состава может быть определена из следующего выражения [31]:

$$m_{npc} = \frac{1000N_e \eta_{mp}}{V_T \cdot \psi \cdot g} - m_{mp}, \quad (2.143)$$

где m_{npc} - масса прицепного состава; N_e - эффективная мощность двигателя; ψ - приведенный коэффициент сопротивления дороги; m_{mp} - масса трактора; V_T - теоретическая скорость движения тракторного поезда.

Анализ формулы (2.143) показывает, что одним из путей увеличения массы агрегируемого состава является улучшение использования эффективной мощности двигателя, которая в общем виде может быть приведена к следующему виду (1.144):

$$N_e = N_{mp} + N_{\delta} + N_f \pm N_i \pm N_j \pm N_{\omega} + N_{kp}, \quad (2.144)$$

где N_{mp} - мощность, потерянная в узлах механизма трансмиссии; N_{δ} - мощность, затраченная на буксование агрегата; N_f - мощность, затраченная на преодоление качения трактора; N_i - мощность, затраченная на преодоление подъема; N_j - мощность, затраченная на преодоление сил инерции; N_{ω} - мощность, расходуемая на преодоление сопротивления воздуха; N_{kp} - мощность, затраченная на передвижение прицепного состава.

Как видно из вышеуказанной формулы (1.144), реально можно увеличить величину мощности, затрачиваемую на качение прицепного состава за счет следующих показателей: N_i , N_{δ} и N_j .

Остальные параметры связаны с конструктивными особенностями и реальными условиями эксплуатации.

В общем случае мощность, затрачиваемая на буксование двигателей, определяется по общеизвестной формуле

$$N_{\delta} = N_e \eta_{mp} \cdot \delta. \quad (2.145)$$

Иными словами, эту величину можно уменьшить за счет снижения буксования двигателей. Зависимость величины буксования от приведённого момента инерции представлена в работе [124,132]

$$\delta = 1 - \frac{I_a \cdot \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{TP}}{2M_C \cdot \delta_K \cdot r_K}, \quad (2.146)$$

где I_a – момент инерции машинно-тракторного агрегата; ε_p – степень нечувствительности регулятора; f – частота колебания момента сопротивления; V_p – рабочая скорость движения трактора; i_{TP} – передаточное число трансмиссии; M_C – момент сопротивления, подведённый к коленчатому валу двигателя; δ_K – степень неравномерности момента сопротивления; r_K – радиус ведущего колеса.

Подставив в уравнение (2.146) ранее полученные величины момента инерции агрегата, получим величину буксования

- для серийного транспортного агрегата

$$\delta = 1 - \frac{(I_g + I_n + \sum I_{mm} / i_{mp}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{mp}}{2M_C \cdot \delta_K \cdot r_K}, \quad (2.147)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$\delta = 1 - \frac{(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mm} / i_{mp}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{mp}}{2M_C \cdot \delta_K \cdot r_K}, \quad (2.148)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после коробки передач

$$\delta = 1 - \frac{(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + I_{mkv} + \sum I_{mm} / i_{mp}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{mp}}{2M_C \cdot \delta_K \cdot r_K}, \quad (2.149)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после вала отбора мощности

$$\delta = 1 - \frac{(I_g + I_n + I_{мкр} + \sum I_{мм} / i_{мп}^2 + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{мп}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k}, \quad (2.150)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после коробки передач

$$\delta = 1 - \frac{(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкр} + \sum I_{мм} / i_{мп}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{мп}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k}, \quad (2.151)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после вала отбора мощности

$$\delta = 1 - \frac{(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкр} + \sum I_{мм} / i_{мп}^2 + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{мп}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k}. \quad (2.152)$$

Подставляя в формулу (2.145) значение приведенного момента инерции, а также, используя формулу (2.146) получим величину мощности, затрачиваемую на буксование

- для серийного транспортного агрегата

$$N_\delta = N_e \eta_{мп} \left(1 - \frac{(I_g + I_n + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{мп}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k} \right), \quad (2.153)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$N_\delta = N_e \eta_{мп} \left(1 - \frac{(I_g + I_n + I_{нб} + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{мп}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k} \right), \quad (2.154)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после коробки передач

$$N_\delta = N_e \eta_{мп} \left(1 - \frac{(I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{мп} / i_{мп}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{мп}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k} \right), \quad (2.155)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после вала отбора мощности

$$N_{\delta} = N_e \eta_{mp} \left(1 - \frac{(I_g + I_n + I_{мкр} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{mp}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k} \right), \quad (2.156)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после коробки передач

$$N_{\delta} = N_e \eta_{mp} \left(1 - \frac{(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкы} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{mp}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k} \right), \quad (2.157)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после вала отбора мощности

$$N_{\delta} = N_e \eta_{mp} \left(1 - \frac{(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мкр} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2) \varepsilon_p \cdot f \cdot V_p \cdot i_{mp}}{2M_c \cdot \delta_k \cdot r_k} \right) \quad (2.158)$$

Сравнивая формулу (2.153) с формулами (2.154-2.158) необходимо отметить, что увеличение приведенного момента инерции снижает мощность, затрачиваемую на буксование, а это, следовательно, увеличивает полезно используемую мощность, что дает возможность увеличить массу прицепа (груза).

Мощность, затрачиваемая на преодоление подъема, транспортным агрегатом в общем случае определяется из выражения [31,32]

$$N_i = \frac{P_i V}{1000} = \frac{(m_{mp} + m_{nrc}) g V \sin \alpha}{1000}. \quad (2.159)$$

Мощность от воздействия сил инерции транспортного агрегата определяется следующим образом [31,32]:

$$N_j = \frac{P_j V}{1000} = \frac{(\bar{\sigma}_{\text{вр}} \cdot m_{mp} + \bar{\sigma}_{\text{вр}} \cdot m_{nrc}) j V}{1000}, \quad (2.160)$$

где $\bar{\sigma}_{\text{вр}}$ - коэффициент учета вращающихся масс прицепа; j - ускорение или замедление соответственно.

Посмотрим, как эти две силы воздействуют друг на друга. Так вследствие резкого возрастания нагрузки эти две силы будут направлены в противоположные стороны (при движении на подъем). Следовательно, чтобы компенсировать мощность, затрачиваемую на подъем, мощность, возникающая от сил инерции должна быть равной или большей, то есть $N_i \leq N_j$

$$\frac{(m_{mp} + m_{nrc})gV \sin \alpha}{1000} \leq \frac{(\bar{b}_{ep} \cdot m_{mp} + \bar{b}_{ep} \cdot m_{nrc})jV}{1000}. \quad (2.161)$$

После преобразований будем иметь

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq (\bar{b}_{ep} \cdot m_{mp} + \bar{b}_{ep} \cdot m_{nrc})j. \quad (2.162)$$

Представим выражение (2.162) следующим образом:

- для серийного транспортного агрегата

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq \left[\left(1 + \frac{(I_g + I_n + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}{mr_k^2} \right) m_{mp} + \bar{b}_{ep} \cdot m_{nrc} \right] j, \quad (2.163)$$

для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq \left[\left(1 + \frac{(I_g + I_n + I_{n\bar{o}} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}{mr_k^2} \right) m_{mp} + \bar{b}_{ep} \cdot m_{nrc} \right] j, \quad (2.164)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после коробки передач

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq \left[\left(1 + \frac{(I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}{mr_k^2} \right) m_{mp} + \bar{b}_{ep} \cdot m_{nrc} \right] j, \quad (2.165)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным маховиком после вала отбора мощности

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq \left[\left(1 + \frac{(I_g + I_n + I_{мкв} + \sum I_{мл} / i_{мл}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}{mr_k^2} \right) m_{mp} + \bar{b}_{ep} \cdot m_{nrc} \right] j, \quad (2.166)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после коробки передач

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq \left[\left(1 + \frac{(I_g + I_n + I_{мкс} + I_{нб} + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}{mr_k^2} \right) m_{mp} + \delta_{ep} \cdot m_{nrc} \right] j, \quad (2.167)$$

- для транспортного агрегата с дополнительно установленным балластом и маховиком после вала отбора мощности

$$(m_{mp} + m_{nrc})g \sin \alpha \leq \left[\left(1 + \frac{(I_g + I_n + I_{нб} + I_{мвс} + \sum I_{mm} / i_{mm}^2 + \sum I_{mp} / i_{mp}^2)}{mr_k^2} \right) m_{mp} + \delta_{ep} \cdot m_{nrc} \right] j \quad (2.168)$$

Анализируя выражения (2.164-2.168) можно отметить, что увеличение приведенного момента инерции, а, следовательно, и мощности дает возможность увеличить угол преодолеваемого подъема или повысить массу перевозимого груза, а следовательно, в конечном итоге, повысить производительность транспортного агрегата.

2.9 Повышение производительности машинно-тракторного агрегата за счет снижения величины буксования и повышения тягово-цепных качеств трактора

Производительность машинно-тракторного агрегата определяется по формуле [37]

$$W = 0,36 B_p V_p \tau, \quad (2.169)$$

где B_p - ширина захвата агрегата; V_p - рабочая скорость движения; τ - коэффициент использования времени смены.

Конструктивная ширина захвата равна [45]

$$B_k = \frac{K_{кр} P_{крн}}{K}, \quad (2.170)$$

где $P_{крн}$ - номинальное крюковое усилие, развиваемое трактором на i -ой передаче; K - удельное сопротивление сельскохозяйственной машины; $K_{кр}$ - коэффициент использования тягового усилия трактора.

Коэффициент использования тягового усилия трактора и коэффициент загрузки двигателя связаны между собой следующей зависимостью [37]:

$$K_{кр} = \frac{K_3 \eta_f}{1 - K_3 (1 - \eta_f)}, \quad (2.171)$$

где η_f - к.п.д., учитывающий затраты мощности на перекачивание трактора.

Используя формулы (2.169), (2.171) выразим рабочую ширину захвата

$$B_p = \frac{\beta \cdot K_{кр} \cdot P_{крн}}{K} = \frac{\beta \cdot \eta_f \cdot P_{крн} \cdot K_3}{K[1 - K_3(1 - \eta_f)]}, \quad (2.172)$$

где β коэффициент использования ширины захвата сельскохозяйственной машины.

Подставив в формулу (2.169) выражение (2.172), получим, значение производительности МТА с учетом коэффициента загрузки двигателя

$$W = \frac{0.36\beta K_3 \eta_f P_{крн}}{K \left[1 - K_3(1 - \eta_f) \right]} \cdot V_p \tau. \quad (2.173)$$

Анализ формулы (2.173) показывает, что с увеличением коэффициента загрузки двигателя производительность машинно-тракторного агрегата возрастает.

Используя формулы (2.3, 2.81, 2.82 и 2.169, 2.173) выразим, чему равна производительность МТА для трактора, работающего на одинарных и сдвоенных колесах:

- для трактора с одинарными колесами

$$W' = \frac{0.36\beta \eta_f P_{крн} J'_a \varepsilon_p f \omega_\partial V_p \tau}{K \left[1 - \frac{J'_a \varepsilon_p f \omega_\partial}{M_{\partial н} \delta_k} \cdot (1 - \eta_f) \right] M_{\partial} \delta_k}, \quad (2.174)$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$W'' = \frac{0.36\beta \eta_f P_{крн} J''_a \varepsilon_p f \omega_\partial V_p \tau}{K \left[1 - \frac{J''_a \varepsilon_p f \omega_\partial}{M_{\partial н} \delta_k} \cdot (1 - \eta_f) \right] M_{\partial н} \delta_k}. \quad (2.175)$$

Сравнивая формулы (2.174) и (2.175) видим, что производительность для трактора со сдвоенными колесами больше, чем производительность для трактора с одинарными колесами.

Кроме коэффициента загрузки на производительность ма-

шинно-тракторного агрегата влияет рабочая скорость движения, которая, в свою очередь, зависит от буксования [102]

$$V_p = V_T(1 - \delta). \quad (2.176)$$

Поэтому для увеличения рабочей скорости необходимо уменьшить величину буксования, на которую большое влияние оказывает неустановившийся характер нагрузки.

Из формулы (2.82) выразим, чему равна частота вращения коленчатого вала двигателя, и заменив ее на скорость движения трактора, получим величину буксования в зависимости от приведенного момента инерции МТА

$$\delta = 1 - \frac{J_a \varepsilon_p f V_p i_{mp}}{2M_c \delta_{kk} r_k}. \quad (2.177)$$

Из данной зависимости видно, что чем больше будет приведенный момент инерции МТА, тем меньше коэффициент буксования ведущих колес трактора, выше рабочая скорость МТА, следовательно, и производительность МТА. Зависимость буксования от приведенного момента инерции МТА равна

- для трактора с одинарными колесами

$$\delta' = 1 - \frac{\left(J_\partial + J_n + \sum \frac{J_{mp}}{i_{mp}^2} \right) \varepsilon_p f V_p i_{mp}}{2M_c \delta_{kk} r_k}, \quad (2.178)$$

- для трактора со сдвоенными колесами

$$\delta'' = 1 - \frac{\left(J_\partial + J_n + \sum \frac{J_{mp}}{i_{mp}^2} + \sum \frac{J_k + m_k r_k^2}{2i_{mp}^2} \right) \varepsilon_p f V_p i_{mp}}{2M_c \delta_{kk} r_k}. \quad (2.179)$$

Анализ формул (2.178) и (2.179) показывает, что для трактора со сдвоенными колесами величина буксования будет меньше, чем для трактора с одинарными колесами. Так, с увеличением приведенного момента инерции с $250 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ до $650 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ буксование снизилось с 18,5 до 8%. Таким образом, снижение величины буксования за счет увеличения приведенного момента инерции МТА позволяет увеличить скорость движения, а, следовательно, и производительность.

3 ПРОГРАММА И ЗАДАЧИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Задачи экспериментальных исследований

Полученные во второй главе аналитические зависимости требуют проверки научным экспериментом. Также экспериментально необходимо определить ряд параметров, входящих в теоретические зависимости. Задачи экспериментальных исследований:

1. Установить влияние сдвоенных колес на степень неравномерности ведущих моментов и тяговое усилие трактора.
2. Определить влияние приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата на его производительность при сельскохозяйственных и транспортных работах.
3. Исследовать влияние дополнительного маховика на приведенный момент инерции энергетического средства и его эксплуатационные показатели.
4. Выявить влияние дополнительно установленных дисбалансов на силу сопротивления движению прицепной машины.
5. Проверить эффективность использования колесных энергетических средств в производственных условиях с неустановившимся характером крюковой нагрузки.

3.2 Общая методика проведения экспериментальных исследований

Установка на трактор дополнительного маховика, сдвоенных колес и дополнительных дисбалансов на прицеп существенно изменяет его тягово-сцепные и эксплуатационные показатели. Экспериментальные исследования могут быть проведены в лабораторных и полевых условиях. Проведение всего комплекса испытаний в лабораторных условиях на натуральных образцах машин (в данном случае трактор К-701, Т-150К, МТЗ-82 и прицеп 2-ПТС4) не представляется возможным. Проведение экспериментальных испытаний на моделях также имеет существенные недостатки, основными из которых являются: невозможность и трудность в сопоставлении результатов исследований модели и машин натуральной величины.

Проведение экспериментальных испытаний в полевых условиях исключает отмеченные недостатки.

3.3 Объекты исследований и условия проведения экспериментальных исследований

Объектами исследования были выбраны следующие тракторы:

1. К-701 серийный, давление воздуха в шинах 0,14-0,17 МПа (рис.3.1).
2. К-701 со сдвоенными колесами, давление воздуха в шинах 0,11 МПа для внутренних и 0,1 МПа для наружных колес (рис. 3.2).
3. Т-150К серийный, давление воздуха в шинах 0,8-1,2 МПа.
4. Т-150К со сдвоенными колесами, давление воздуха в шинах 0,8 МПа для внутренних и 0,7 МПа для наружных колес.
5. МТЗ-82 серийный, давление воздуха в шинах 0,098 МПа (рис 3.3).
6. МТЗ-82 со сдвоенными колесами, давление воздуха в шинах 0,088 МПа (рис. 3.4).
7. МТЗ-82 с дополнительно установленным маховиком (рис.3.5).
8. Прицеп 2ПТС-4 серийный (рис.3.6).
9. Прицеп 2ПТС-4 с дополнительно установленными дисбалансами (рис.3.7).



Рис. 3.1. Трактор К-701 серийный



Рис. 3.2. Трактор К-701 со двойными колесами



Рис 3.3. Трактор МТЗ-82 с одинарными колесами



Рис. 3.4. Трактор МТЗ-82 со сдвоенными колёсами



Рис 3.5. Трактор МТЗ-82 с дополнительно установленным маховиком



Рис 3.6. Прицеп 2ПТС-4 серийный



Рис 3.7. Прицеп 2ПТС-4 с дополнительно установленными дисбалансами

При выполнении различных сельскохозяйственных работ тракторы комплектовались серийными агрегатами и сельскохозяйственными машинами, обычно используемыми при выполнении сельскохозяйственных операций в Амурской области. Экспериментальные исследования проведены на базе передовых предприятий АПК и КФХ Амурской области.

Почвы данных хозяйств являются типичными для Амурской области: луговые черноземовидные с механическим составом - тяжелый суглинок. Для проведения испытаний выбирались горизонтальные участки с углом наклона не более двух градусов и ровным микрорельефом.

3.4 Средства измерений, тарировка тензометрических узлов

При проведении экспериментальных исследований замерялись следующие параметры:

1. Тяговое усилие.
2. Число оборотов ведущих колес трактора.

3. Пройденный путь.
4. Время опыта.
5. Нагрузка, приходящаяся на передние колеса прицепа.
6. Буксование при разгоне.
7. Частота вращения коленчатого вала двигателя.
8. Крутящие моменты на ведущих полуосях трактора.

Измерение вышеперечисленных параметров проводилось тензометрической аппаратурой, смонтированной на тракторе, которая включает в себя тяговое динамометрическое звено с тензорезисторами, датчики и импульсные счетчики сигналов, с помощью которых фиксировались буксование, пройденный путь и действительная скорость. В качестве регистрирующей аппаратуры использована измерительная информационная система ИП 264 (рис.3.8), предназначенная для построения многоканальных автоматических и автоматизированных систем контроля и регистрации параметров при испытании сельскохозяйственной техники в полевых условиях.



Рис. 3.8.Измерительная информационная система ИП 264

Программа "Испытания" системы ИП 264 соответствует требованиям ГОСТ 30745-2001(ИСО 789-9-90) «Тяговые испытания тракторов».

Программа производит измерение физических параметров контролируемых входными первичными преобразователями и осуществляет обработку и сохранение на жёстком диске полученных от первичных преобразователей параметров.

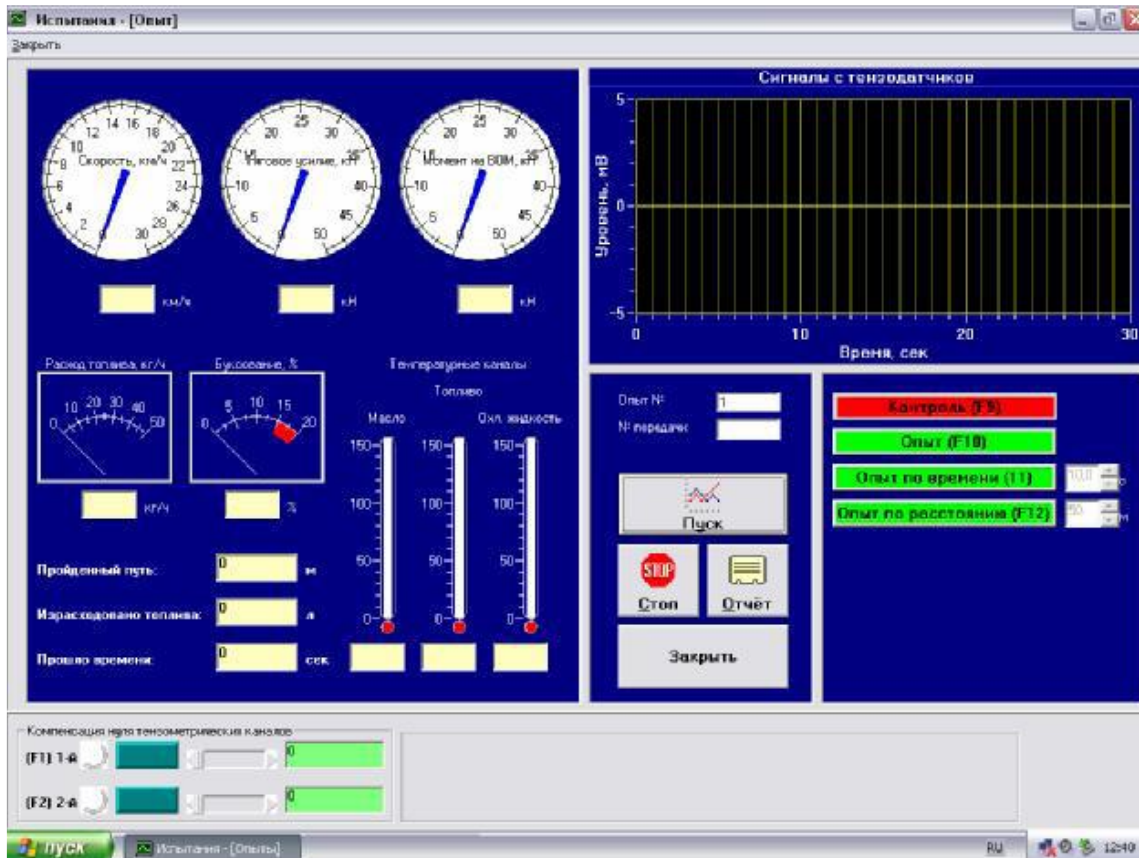


Рис. 3.9. Окно проведения опыта

3.4.1 Измерение тягового усилия

Для измерения тягового усилия использовалось кольцевое тяговое тензозвено (рис.3.10).

Тензозвено обязательно тарируется перед началом испытаний и в конце его по образцовому динамометру. Для этой цели тензозвено и образцовый динамометр включаются в одну силовую цепь. Для тарировки использовался стенд (рис. 3.11). Величина калибровки была занесена вручную перед опытом в файл конфигурации ИП 264.



Рис. 3.10. Тензометрическое звено

Расчет показателей производится по следующим формулам [38]:

Мгновенное тяговое усилие

$$P_m = S_{mc} \cdot K_m, \quad (3.1)$$

где P_m – мгновенное тяговое усилие; S_{mc} – среднее значение канала датчика усилия; K_m – калибровочный коэффициент датчика усилия.

Среднее тяговое усилие

$$P_{cp} = S_m \cdot K_m, \quad (3.2)$$

где P_{cp} – среднее тяговое усилие за опыт; S_m – среднее значение канала датчика усилия.

Средняя тяговая мощность

$$N_{cp} = P_{cp} \cdot V_{cp}, \quad (3.3)$$

где V_{cp} – средняя скорость за опыт.

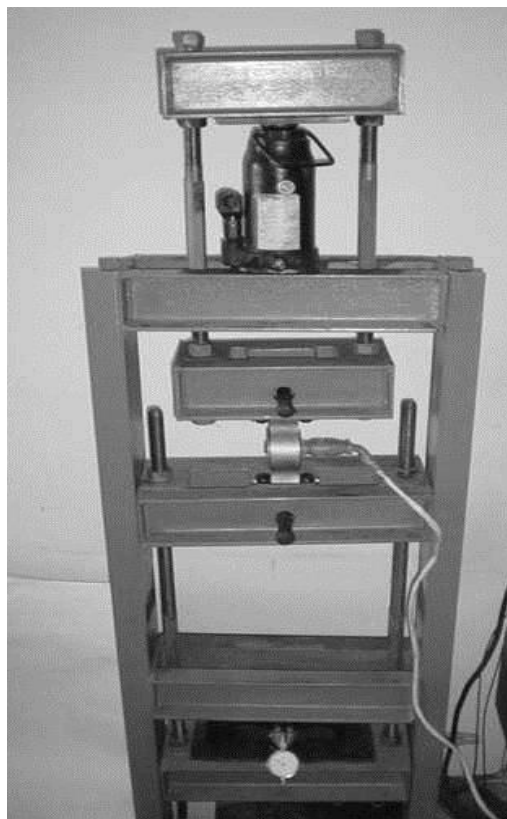


Рис. 3.11. Тарировка тензометрического звена

3.4.2 Измерение пройденного пути и буксования трактора

Измерение пройденного пути осуществлялось с помощью "пятого" колеса, установленного на трактор (рис 3.12).

На ступицах колеса было зафиксировано бесконтактное устройство (рис.3.13), позволяющее за каждый оборот колеса посылать импульсы на регистрирующую аппаратуру (ИП 264). Калибровка дискретных датчиков заключается в определении цены одного импульса датчика расстояния (пятое колесо), а также в определении коэффициентов пересчета ведущих колёс для определения буксования при проведении опыта. Для проведения калибровки было пройдено расстояние 50 метров на постоянной скорости в пятикратной повторности, при этом автоматически вычислялось среднее значение коэффициентов пересчета датчика пути и ведущих колес. На основании зафиксированных данных производится расчет скорости движения и буксования.



Рис. 3.12. Пятое колесо, смонтированное на тракторе



Рис. 3.13. Измерение числа оборотов ведущих колес

Мгновенная скорость

$$V_m = I_{nc} \cdot K_n \cdot 3,6, \quad (3.4)$$

где V_m – мгновенная скорость; I_{nc} – количество импульсов датчика пути за одну секунду; K_n – калибровочный коэффициент датчика пути.

Средняя скорость

$$V_{cp} = \frac{I_n \cdot K_n}{T} 3,6, \quad (3.5)$$

где I_n – количество импульсов датчика пути за опыт; T – длительность опыта.

Мгновенное буксование

$$\delta_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(1 - K_{\delta i} \frac{I_{nc}}{I_{kci}} \right) \cdot 100, \quad (3.6)$$

где n – количество ведущих колес; $K_{\delta i}$ – калибровочный коэффициент буксования i -го ведущего колеса; I_{kci} – количество импульсов, полученных с i -го ведущего колеса в секунду.

Среднее буксование

$$\delta_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(1 - K_{\delta i} \frac{I_{nc}}{I_{ki}} \right) 100, \quad (3.7)$$

где I_{ki} – количество импульсов, полученных с i -го ведущего колеса за опыт.

3.4.3 Измерение дополнительной нагрузки на колеса прицепа

Определение нагрузки на колеса прицепа осуществлялось с помощью месдоз, установленных под колеса прицепа (рис. 3.14). Показания нагрузки фиксировались с помощью Мультитестера ДТ-830В (рис. 3.15).

Тарировка месдоз осуществлялась до и после проведения опытов в пятикратной повторности (рис. 3.16).



Рис. 3.14. Датчики давления, установленные под колесо прицепа



Рис. 3.15. Соединение тензорезисторов с преобразователем сигнала



Рис. 3.16. Тарировочный стенд

3.4.4 Изменение крутящего момента на ведущих полуосях

Крутящий момент на ведущих полуосях трактора замерялся при помощи фольговых тензометрических датчиков, наклеенных на полуосях. Этот способ регистрации деформации вращения полуоси трактора является одним из простых и совершенных как в методическом, так и в техническом решении. На проточенную и отшлифованную поверхность полуоси наклеиваются тензорезисторы, которые соединены по схеме измерительного моста.

Тарировка полуосей проводилась до начала, и после окончания опытов с помощью специальной балки.

Один конец балки закреплялся на водиле, а другой конец горизонтально расположенной балки загружался тарировочными гирями.

3.4.5 Изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя

Измерение частоты вращения коленчатого вала двигателя и карданного вала ведущего моста проводились тахогенератором по методике, изложенной в работах [173,178] (рис. 3.17).

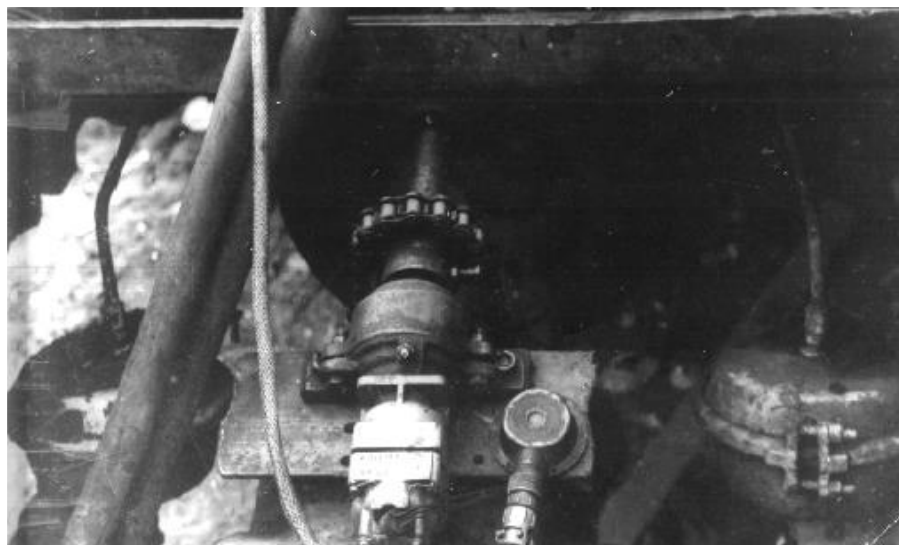


Рис. 3.17. Замер частоты вращения коленчатого вала двигателя

3.5 Методика математической обработки экспериментальных данных

3.5.1 Оценка точности измерений

При проведении экспериментальных исследований неизбежно встречаются три вида ошибок - случайные, систематические и грубые [15,20,23,24,36,69,70,164]. Для математической обработки и обоснования аналитических выводов можно использовать лишь те результаты опытов, которые не содержат грубых и систематических односторонних ошибок.

При тензометрировании относительная суммарная погрешность включает в себя следующие составляющие [15]:

$$P = P_T + P_r + P_o + P_{об}, \quad (3.8)$$

где P_m - погрешность тарировки; P_e - погрешность амплитудной характеристики гальванометра равна 0,5% ; P_o - погрешность осциллограмм процесса равна 0,5%; $P_{об}$ - погрешность обработки осциллограмм.

Ошибки прямых и косвенных измерений, найденных по правилам теории ошибок, представлены в таблице 3.1.

Суммарные относительные ошибки прямых и косвенных измерений

| Замеряемые величины | Относительная ошибка, % |
|---|-------------------------|
| Ведущий момент | 4,8 - 5,2 |
| Тяговое усилие | 4,7 - 5,3 |
| Буксование | 4,9 |
| Частота вращения коленчатого вала двигателя | 4,7 |
| Теоретическая скорость движения | 5,5 |
| Рабочая скорость движения | 4,8 |

3.5.2 Статистическая обработка экспериментальных данных

Достаточными числовыми характеристиками случайных величин является математическое ожидание и дисперсия. Оценками математического ожидания и дисперсии случайных величин являются выборочное среднее и выборочная дисперсия [23,24]. Для определения точности и надежности оценки математического ожидания воспользуемся доверительным интервалом, соответствующим определенной надежности [23,24]

$$P\left(\bar{X} - t_s \frac{s}{\sqrt{n}} < m < \bar{X} + t_s \frac{s}{\sqrt{n}}\right) = 1 - \alpha, \quad (3.9)$$

где m - математическое ожидание; P - надежность опыта ($P = 95\%$); α - доверительная вероятность ($\alpha = 5\%$); t_s - коэффициент Стьюдента.

Относительная погрешность результата измерений отдельного пара-метра определялась по формуле [23,24]

$$\varepsilon_x = \frac{t_s S}{x}, \quad (3.10)$$

где S - среднеквадратическое отклонение.

Доверительный интервал для оценки выборочной дисперсии нормального распределения определялся по выражению

$$\frac{S^2(n-1)}{X_1^2} < G_x^2 < \frac{S^2(n-1)}{X_2^2}, \quad (3.11)$$

где X_1^2 , X_2^2 - табличные значения величин, соответствующих вероятностям;

$$P_1 = \frac{\alpha}{2}, \quad P_2 = 1 - \frac{\alpha}{2}. \quad (3.12)$$

Однородность дисперсий можно проверить по критерию, который определяется [20]

$$G = \frac{S_{\max}^2}{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_m^2}, \quad (3.13)$$

где S_{\max} - максимальная дисперсия из S_1^2, S_2^2, S_m^2 .

Полученный результат сравнивают с табличными данными.

Для оценки экспериментальных нелинейных зависимостей использовалась полиномиальная модель β_i -го порядка с одной независимой переменной [20]

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \dots + \beta_m x^m + \varepsilon, \quad (3.14)$$

где B_i - неизвестные коэффициенты модели; ε - случайная ошибка.

Исходя из того, что значения равноотстоящие, то получим

$$Y_0 = B_0 P_{n(x)}^{(0)} + B_1 P_{n(x)}^{(1)} + B_2 P_{n(x)}^{(2)} + \dots + B_m P_{n(x)}^{(m)} + \varepsilon, \quad (3.15)$$

где $P_{n(x)}^{(j)}$ - ортогональные многочлены Чебышева, которые определялись по формулам, приведенным в работе [20].

Оценка коэффициентов, полученных по методу наименьших квадратов, имеют вид [20]

$$B_i = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i P_{n(x_i)}^{(j)}}{\sum_{i=1}^n [P_{n(x_i)}^{(j)}]^2}, \quad (3.16)$$

где Y_i - результат измерения.

Оценки дисперсий для коэффициентов вычисляются по формуле [20]

$$S_j^2 = \frac{G^2}{\sum_{i=1}^n [P_{n(x_i)}^{(j)}]^2}, \quad (3.17)$$

где σ^2 - дисперсия, которая оценивается на основе данных таблицы дисперсионного анализа.

Для составления таблицы дисперсионного анализа (табл. 3.2) необходимо вычислить сумму квадратов, обусловленную

$$SS_{(B_j)} = \frac{\left[\sum_{i=1}^n Y_i P_{n(x_i)}^{(j)} \right]^2}{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(j)} \right]^2}. \quad (3.18)$$

Таблица 3.2

Таблица дисперсионного анализа

| Источник | Степень свободы | Сумма квадратов | Средний квадрат |
|----------------|-----------------|----------------------|----------------------------------|
| B ₀ | 1 | SS(B ₀) | SS(B ₀) |
| B ₁ | 1 | SS(B ₁) | SS(B ₁) |
| B ₂ | 1 | SS(B ₂) | SS(B ₂) |
| ... | ... | ... | ... |
| B _m | 1 | SS(B _m) | SS(B _m) |
| Остаток | n-m-1 | по разности | S ₂ (G ²) |
| Общий | n | $\sum_{i=1}^n Y_i^2$ | |

Доверительный интервал для коэффициентов можно выразить следующим образом [22,23]

$$B_i - t_{n-m-1}, \quad 1 - \frac{\alpha}{2} \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(\alpha)} \right]^2}} < B_i < B_i + t_{n-m-1}, \quad 1 - \frac{\alpha}{2} \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(\alpha)} \right]^2}} \quad (3.19)$$

Доверительные интервалы для полученных значений Y_K по уравнению модели, при фиксированном значении неизвестного, находятся из соотношения [23,24]

$$\hat{Y}_k - t_{n-m-1}, \quad 1 - \alpha \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(j)} \right]^2}} < Y_k < \hat{Y}_k + t_{n-m-1}, \quad 1 - \alpha \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left[P_{n(x_i)}^{(j)} \right]^2}}. \quad (3.20)$$

Гипотеза об адекватности модели проверялась по F критерию [24]

$$\frac{MS_i}{S_e^2} = F_{k-2, \sum_{i=1}^n n_i - k}, \quad 1 - \alpha, \quad (3.21)$$

$$MS_i = B_i \left[\sum_{i=1}^n X_i Y_i - \frac{\sum_{i=1}^{n_i} X_i Y_i}{k-2} \right], \quad (3.22)$$

$$S_e^2 = \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{n_i} (Y_{ik} - \bar{Y}_i)^2}{\sum_{i=1}^k (n_i - k)}, \quad (3.23)$$

где $F_{k-2, \sum_{i=1}^u}$ - табличные значения критерия; k - количество уровней в опыте; n - повторность опыта в каждом уровне; \bar{Y}_i - среднее значение результатов опытов в каждом уровне. Гипотеза об адекватности модели принимается, если вычисленное значение критерия меньше табличного.

3.6 Методика статистической обработки случайных функций

При проведении сельскохозяйственных работ очень часто встречаются случайные процессы, протекающие во времени приблизительно однородно и имеющие вид непрерывных случайных колебаний вокруг некоторого среднего значения, причем ни средняя амплитуда, ни характер протекания этих колебаний не обнаруживает существенных изменений с течением времени.

Одним из примеров таких случайных процессов является ведущий момент на полуоси трактора. Общая методика обработки таких случайных процессов рассмотрена в ряде работ [15,20,23,24,69,70].

Среди числовых характеристик случайных величин нужно, прежде всего, отметить те, которые характеризуют положение случайной величины на числовой оси, то есть указывают некоторое среднее ориентировочное значение, около которого группируются все возможные значения случайной величины. Иными словами, в теории вероятностей важнейшую роль играет математическое ожидание случайной величины, которое называют средним значением случайной величины.

Другой, не менее важной, характеристикой случайного процесса является дисперсия случайной величины. Дисперсия случайной величины есть характеристика рассеивания, разбросанности значений случайной величины около ее математического ожидания.

Математическое ожидание и дисперсию случайной величины вычисляют по формулам [23,24]

$$M_x = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt; \quad D_x = \frac{1}{T} \int_0^T [x^0(t)]^2 dt, \quad (3.24)$$

где $x(t)$ - реализация случайного процесса; T - время наблюдения; $x^0(t)$ - центрированная реализация случайного процесса.

При статистической обработке случайных процессов большое место отводится дополнительным характеристикам:

-корреляционной функции, которая устанавливает степень связи между текущими значениями случайного процесса в произвольные моменты времени;

- спектральной плотностью, которая представляет собой спектральное разложение корреляционной функции, то есть спектр дисперсии и одновременно описывают частотный спектр самой реализации случайного процесса.

Для эргодических стационарных случайных процессов корреляционная функция вычисляется усреднением по времени отдельных реализации [23,24]

$$R_X(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x^0(t)x^0(t+\tau) dt. \quad (3.25)$$

Функция круговой частоты называется спектральной плотностью реализации случайного процесса. Спектральная плотность в соответствии с ГОСТом определяется как функция частоты, равная преобразованию Лурье ковариационной функции стационарного случайного процесса

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} k(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau; \quad (3.26)$$

После преобразования вышеприведенного выражения получается известное соотношение для области положительных частот [69,70]

$$S(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R(\tau) \cos \omega\tau d\tau.$$

Корреляционная функция и спектральная плотность связаны между собой косинус преобразованием Лурье

$$R(\tau) = \int_0^{\infty} S(\omega) \cos \omega \tau d\omega. \quad (3.27)$$

Нормированные корреляционные функции могут быть с достаточной точностью аппроксимированы выражением [69,70]

$$\rho_x(\tau) = e^{-\alpha(\tau)} \cos \beta \tau, \quad (3.28)$$

где α - коэффициент, характеризующий интенсивность затухания корреляционной функции; β -коэффициент, характеризующий частоту периодической составляющей случайного процесса.

Спектральная плотность, соответствующая корреляционной функции рассчитывается по формуле

$$\sigma(\omega) = \frac{2\alpha}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{\left(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2\right)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}, \quad (3.29)$$

Подбор коэффициентов α и β произведен по формулам [23,24]

$$\beta = \frac{k\pi}{T_k}; \quad \alpha = \frac{\beta}{\pi} \ln \left(\frac{D}{\rho_i} \right), \quad (3.30)$$

где T_k - абсцисса точки, в которой корреляционная функция k -й раз пересекает ось τ , причем ρ_i - значение первого отрицательного максимума корреляционной функции.

Обе вышеназванные характеристики случайного процесса совместно определяют внутренние свойства и структуру процессов. Корреляционная функция - во временной области, а другая спектральная плотность - в области частотной. При исследовании случайных процессов наиболее существенной является спектральная плотность, определяющая частотный спектр случайного процесса и его дисперсии.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Результаты экспериментальных исследований тракторов с меняющимся приведенным моментом инерции энергетического средства

4.1.1 Тяговые испытания с дополнительно установленным маховиком в лабораторных условиях

Динамические и экономические качества трактора характеризуются его тяговыми показателями: тяговая мощность; скорость движения; тяговое усилие; буксование; расход топлива.

Вышеназванные показатели определяют степень использования наибольшей мощности двигателя трактора на данной передаче при выполнении определенной сельскохозяйственной операции, а также величину возможной производительности.

С целью определения влияния дополнительного маховика на тяговые показатели трактора были проведены лабораторные тяговые испытания. В качестве сравнения брали типовой серийный трактор. Теоретические исследования показали, что оптимальная масса дополнительного маховика должен находится в пределах 45-50 кг. Анализ динамических качеств показал, что использование дополнительного маховика улучшает выходные показатели трактора. Тяговые испытания были проведены с трактором МТЗ-82.

Как видно из графика (рис.4.1) буксование трактора с увеличением нагрузки возрастает как у серийного трактора, так и у экспериментального (с дополнительным маховиком). При увеличении нагрузки буксование имеет практически линейный характер тягового усилия.

Постановка дополнительного маховика снижает величину буксования. Так при нагрузке $R_{кр} = 11 \text{ кН}$ величина буксования серийного трактора составляет 18, а экспериментального 13%, однако при увеличении нагрузки до $R_{кр} = 14 \text{ кН}$ эта разница уже составляет соответственно 25 и 20%, то есть постановка дополнительного маховика снижает величину буксования на 25%.

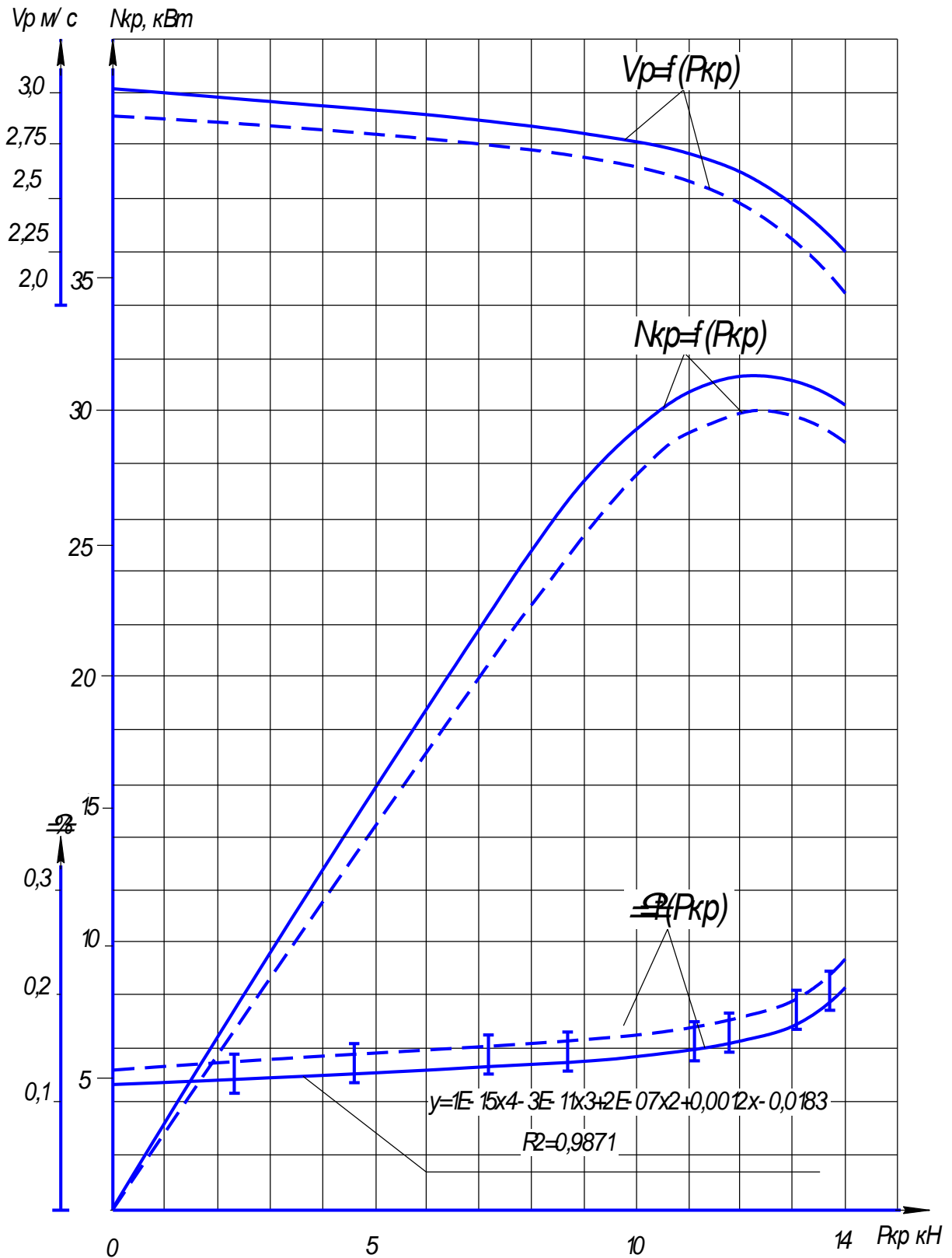


Рис. 4.1. Результаты тяговых испытаний трактора МТЗ – 82 в лабораторных условиях:

— серийный,

- - - экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 500$ об/мин.

Увеличение величины буксования вызывает снижение скорости движения. Постановка дополнительного маховика увеличивает скорость движения и тяговую мощность трактора. В то же время характер нагрузки при лабораторных исследованиях имеет постоянное значение, то есть отсутствуют резкие колебания, что не характерно при проведении транспортных работ, где тяговое усилие меняется в зависимости от условий. Как известно, роль маховика заключается в сглаживании пиковых нагрузок, поэтому лабораторные исследования не могут показать полный характер роли маховика.

Для выявления влияния маховика на неравномерный характер крюковой нагрузки были проведены исследования в реальных условиях эксплуатации.

4.1.2 Результаты тяговых испытаний трактора МТЗ-82 на транспортных работах с дополнительно установленным маховиком

При движении трактора на его крюке величина тягового усилия меняется в зависимости от условий эксплуатации, а также от дорожных условий. С этой целью были проведены сравнительные тяговые испытания трактора МТЗ-82 серийного и экспериментального. В основу сравнительной оценки использования трактора МТЗ-82 на транспортных работах были проведены тяговые испытания в полевых условиях [126,127,141]. В качестве сравнения использовался трактор МТЗ-82 с дополнительным маховиком, приводимым в действие от ВОМ. Испытания с дополнительным маховиком проводились для двух режимов вращения маховика ($n=500$ од/мин и $n=1000$ об/мин).

Испытания проводились на участке дороги с грунтовым, полевым и песчаным покрытием и изменяющимся рельефом, имеющим спуски и подъемы.

Тяговые испытания были проведены с прицепом 2ПТС-4. Торможение трактора осуществлялось автомобилем за счет изменения передачи и оборотов двигателя загрузочного автомобиля, что дало возможность получить разные нагрузки на крюке испытуемого трактора. В итоге проведенных исследований были полу-

чены результаты, после обработки которых, были построены тяговые характеристики.

Результаты сравнительных тяговых характеристик трактора МТЗ-82 серийного и с дополнительным маховиком массой $m=50$ кг, $n=500$ об/мин с прицепом 2ПТС-4 представлены на рисунке 4.2. Анализ сравнительных тяговых испытаний позволяет сделать вывод, что при одной и той же крюковой нагрузке характер изменения буксования, скорости и тяговой мощности одинаков, однако постройка дополнительного маховика позволяет уменьшить буксование, что в свою очередь увеличивает рабочую скорость и тяговую мощность транспортного агрегата.

Так при $R_{кр} = 14$ кН буксование у экспериментального транспортного агрегата уменьшилось на 6%, тяговая мощность увеличилась на 7%, а рабочая скорость возросла на 7,5%. Сравнивая между собой тяговые усилия (рис.4.2) при одном и том же буксовании можно отметить, что при буксовании 8% тяговое усилие экспериментального транспортного агрегата составило $R_{кр}=10$ кН, а серийного $R_{кр}= 7$ кН, то есть произошло увеличение на 30%. Момент инерции дополнительного маховика можно изменить за счет увеличения частоты вращения.

Результаты сравнительной тяговой характеристики серийного транспортного агрегата и экспериментального с дополнительным маховиком $m=50$ кг $n=1000$ об/мин, представлены на рисунке 4.3. Из анализа тяговых характеристик (рис. 4.3) видно, что при равных дорожных условиях у экспериментального транспортного агрегата увеличилась тяговая мощность, рабочая скорость, и уменьшилась величина буксования на 13,8-12,7 и 7,6%.

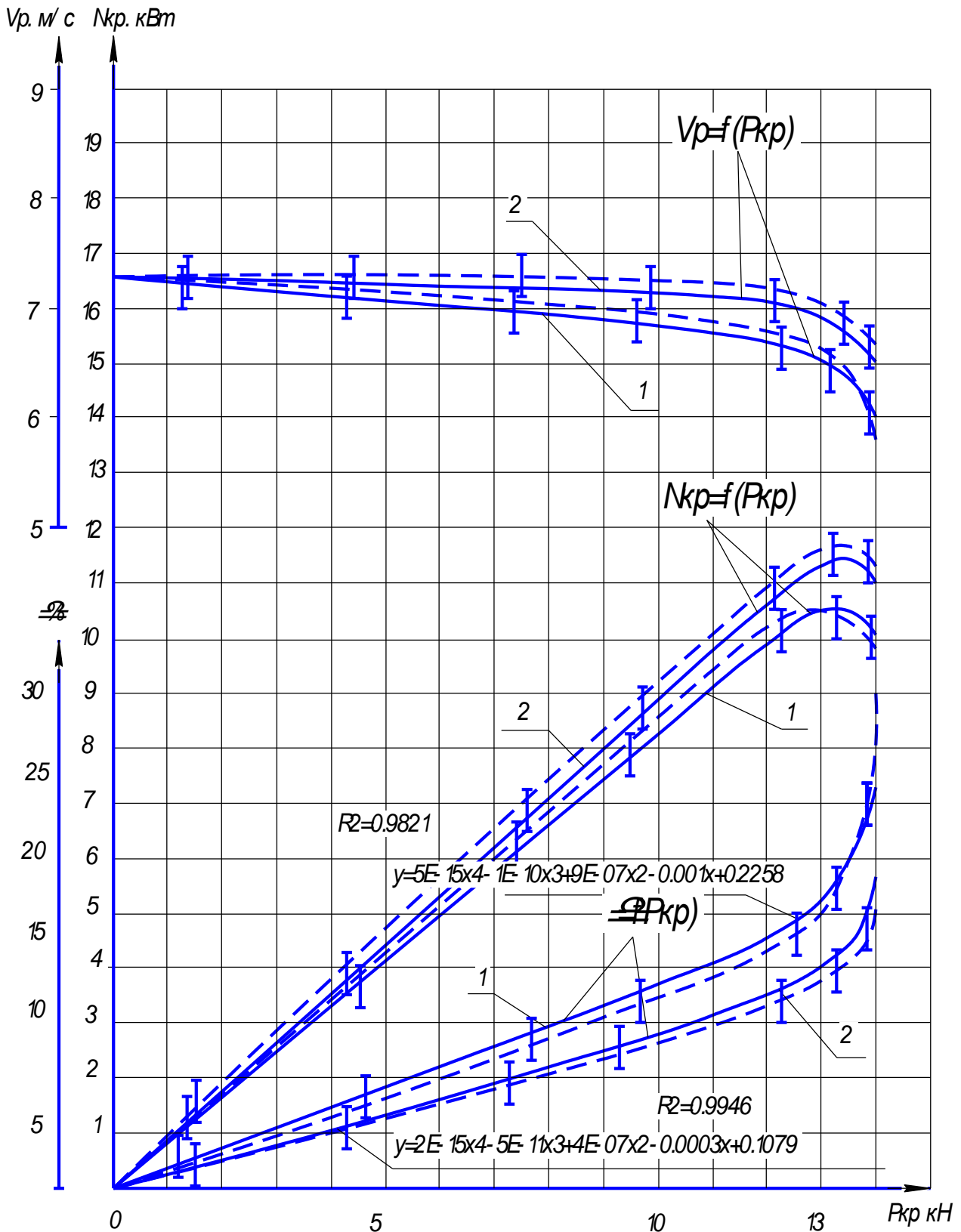


Рис.4.2. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата класса 1,4

1- серийный; 2- экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 500$ об/мин;

— — теоретическая, — — экспериментальная

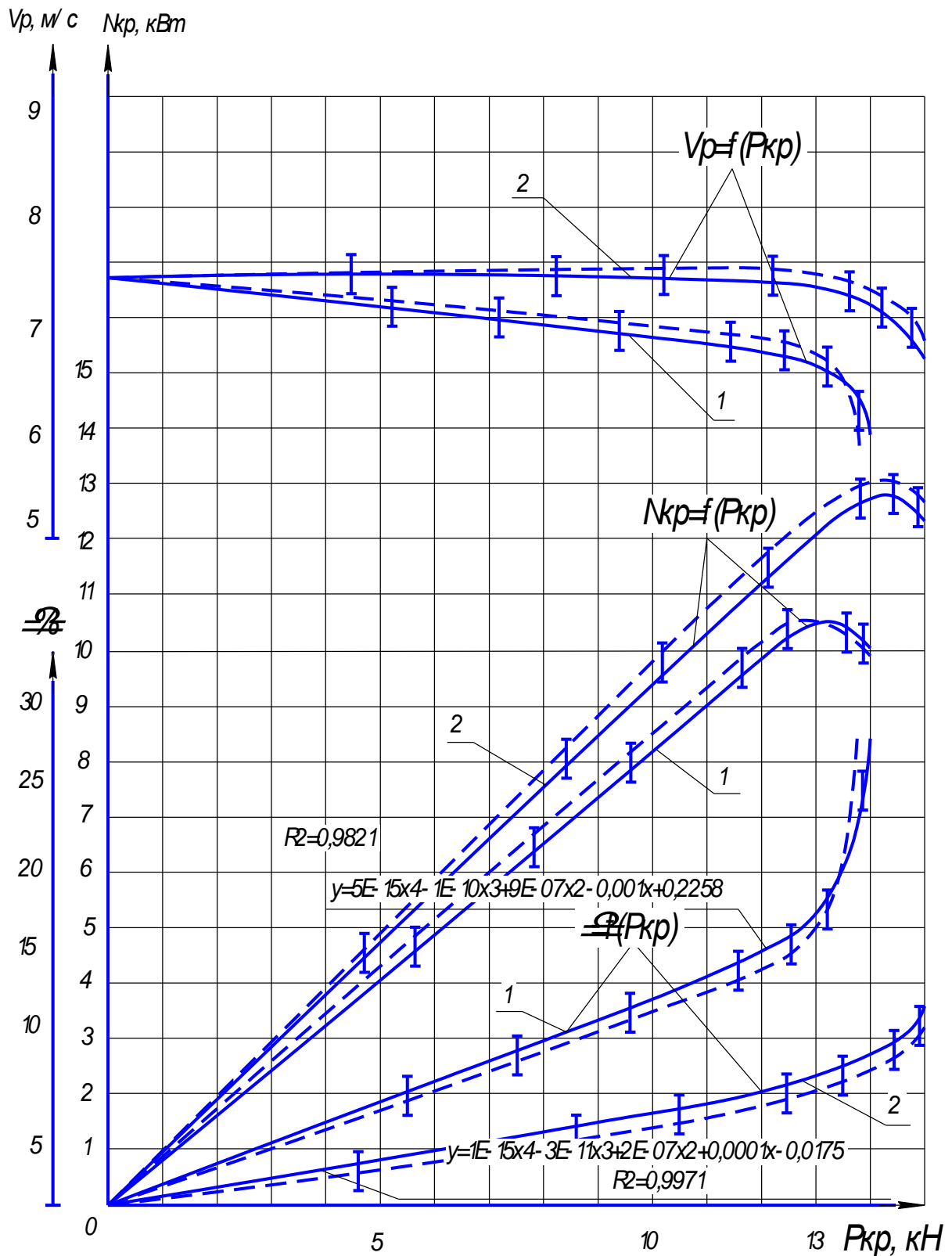


Рис. 4.3. Результаты тяговых испытаний транспортного агрегата класса 1,4

1- серийный;

2- экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 1000$ об/мин;

--- теоретическая, — экспериментальная.

Сравнивая между собой тяговые усилия (рис. 4.3) при одном и том же буксовании можно отметить, что при буксовании 8% тяговое усилие экспериментального транспортного агрегата составило $P_{кр}=14$ кН, а серийного $P_{кр}=7$ кН, то есть произошло увеличение на 50%.

Для наглядности результаты тяговых испытаний серийного трактора МТЗ-82 и трактора МТЗ-82 с дополнительным маховиком $m=50$ кг и $n=500$ об/мин, а так же $n=1000$ об/мин с прицепом 2ПТС-4 и автомобилем $m=3500$ кг в полевых условиях, представлены на рисунке 4.4.

Анализ сравнительной тяговой характеристики трактора МТЗ-82 с дополнительным маховиком $m=50$ кг, $n=500$ об/мин и $m=50$ кг, $n=1000$ об/мин позволяет сделать вывод, что при одном и том же буксовании трактор с дополнительным маховиком $m=50$ кг, $n=500$ об/мин развивает меньшее тяговое усилие, чем с маховиком $m=50$ кг, $n=1000$ об/мин.

Так при 5%-ном буксовании трактор с дополнительным маховиком $m=50$ кг и $n=500$ об/мин развивает тяговое усилие равное 11 кН, тогда как у трактора с дополнительным маховиком $m=50$ кг, $n=1000$ об/мин. $P_{кр}=13$ кН, что на 15,3% выше, чем у трактора с частотой вращения дополнительного маховика $n=500$ об/мин.

Более наглядное распределение составляющих тягового баланса можно проследить по балансу мощности, представленному на рисунке 4.5 и рисунке 4.6. Так у серийного тракторного агрегата мощность, затраченная на буксование составила 16,8 кВт, а у экспериментального трактора с дополнительным маховиком ($m=50$ кг и $n=500$ об/мин) - 12 кВт, что на 28,6 % больше по сравнению с экспериментальным. У серийного трактора тяговая мощность составила 12 кВт, а у экспериментального - 14 кВт, что на 15% выше по сравнению с серийным. Снижение мощности, затрачиваемой на буксование у экспериментального тракторного агрегата позволило повысить тяговую мощность.

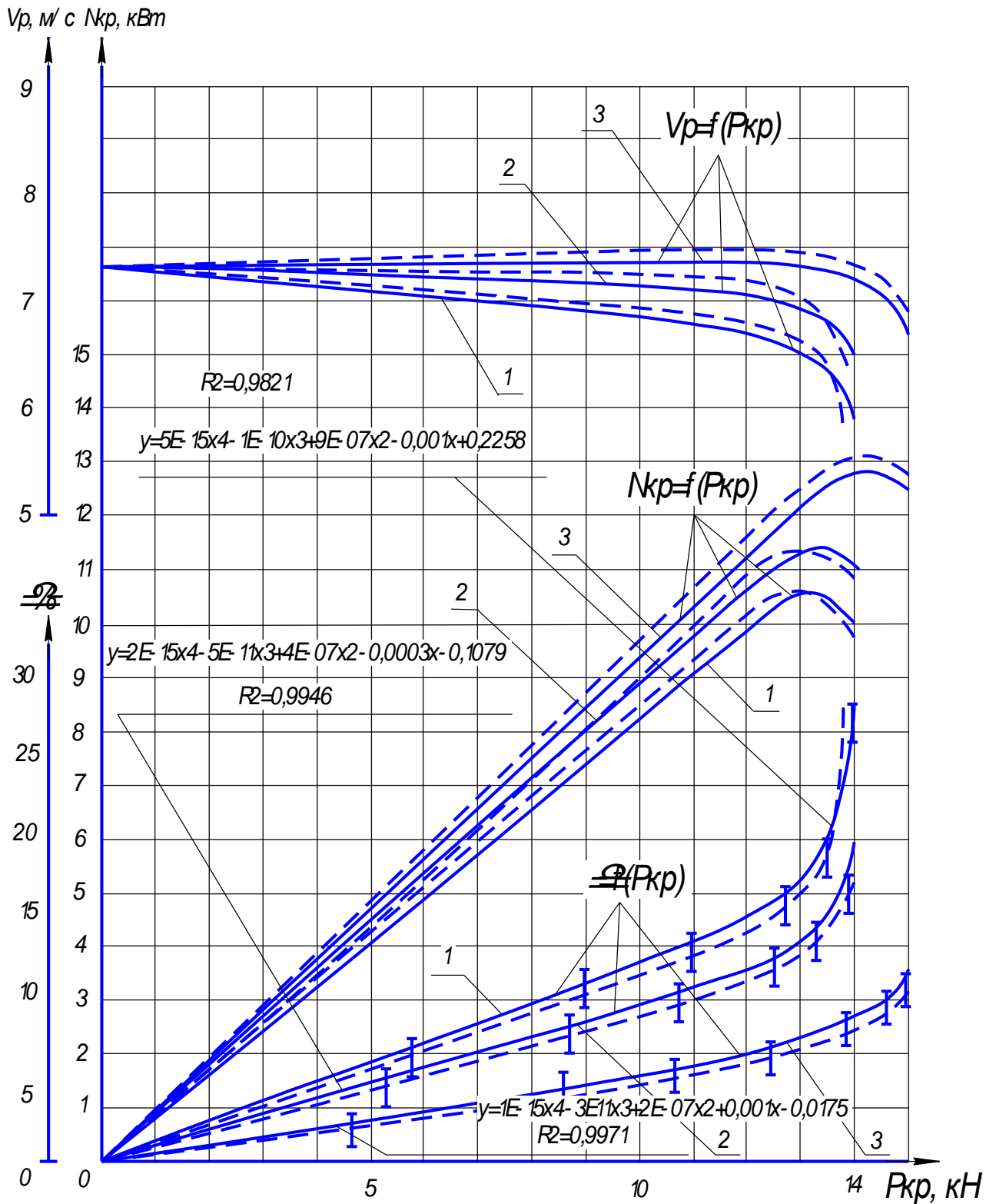


Рис. 4.4. Результаты тяговых испытаний трактора МТЗ-82

1- серийный;

2- экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 500$ об/мин;

3- экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 1000$ об/мин;

----- теоретическая, — экспериментальная.

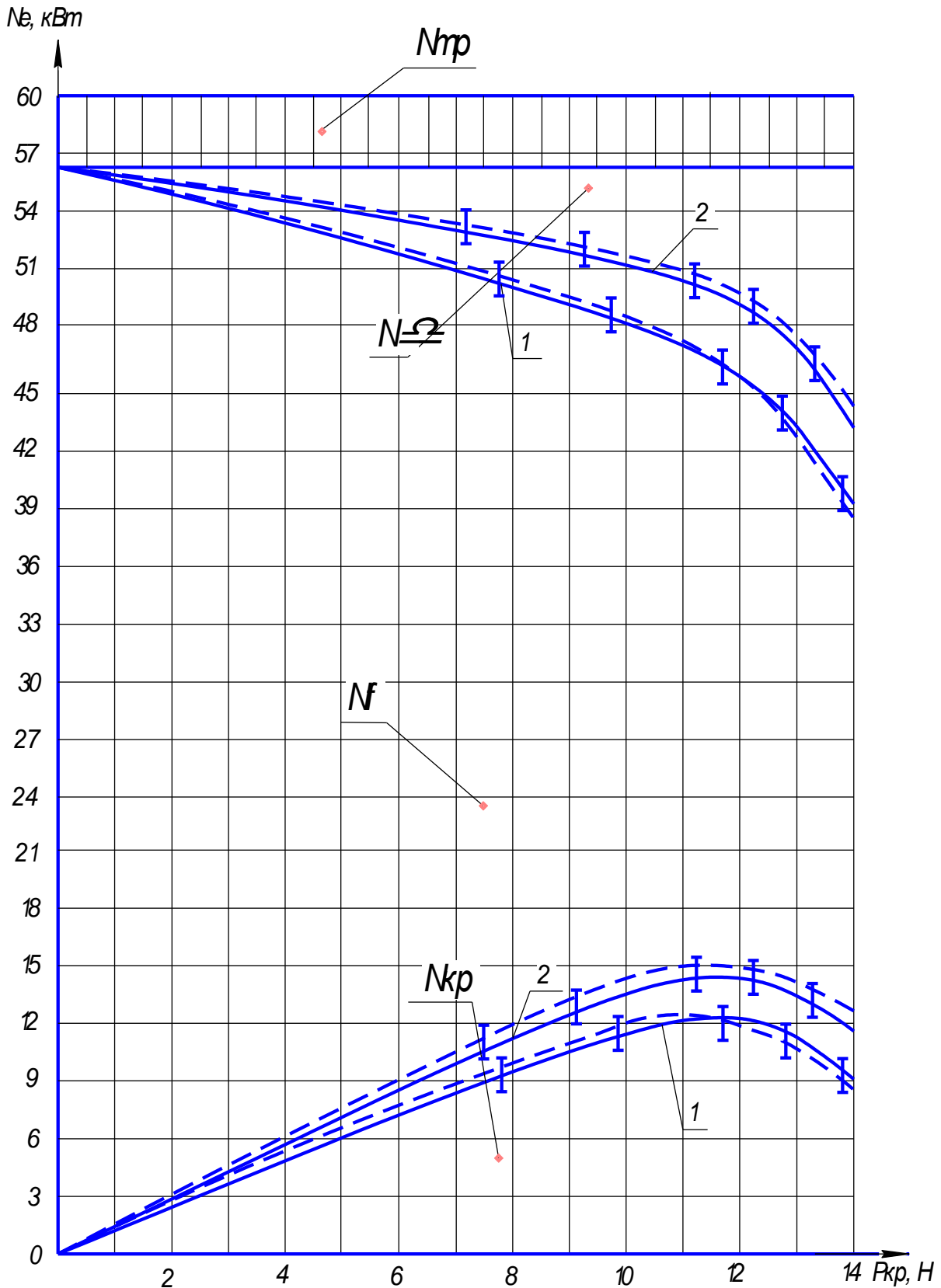


Рис. 4.5. Баланса мощности транспортного агрегата
 1 – серийный; 2 – экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 500$ об/мин
 ——— теоретическая, - - - - экспериментальная

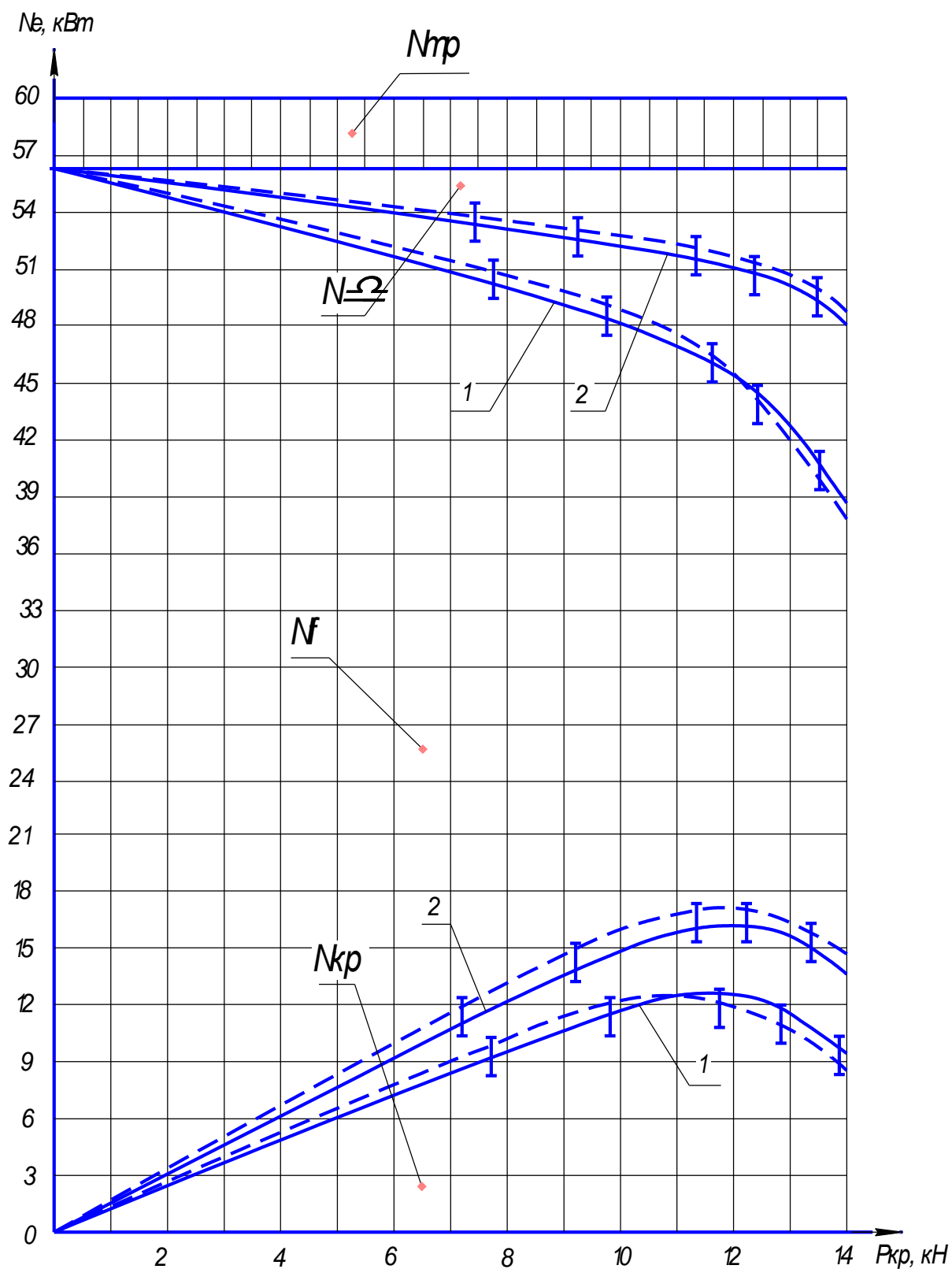


Рис.4.6. Баланс мощности тракторного агрегата:
 1 – серийный; 2 – экспериментальный $m = 50$ кг, $n = 1000$ об/мин
 ————— теоретическая, - - - - - экспериментальная

Анализируя рисунок 4.6 видно, что у тракторного агрегата с дополнительным маховиком ($m = 50$ кг и $n = 1000$ об/мин) мощность, затраченная на буксование составила 7,8 кВт, а у серийного тракторного агрегата - 16,8 кВт, что на 53,6 % больше, чем у экспериментального. Таким образом, снижение мощности, затрачиваемой на буксование у экспериментального тракторного агрегата, позволило повысить тяговую мощность с 12 до 16,5 кВт, что на 28% больше чем у серийного. Мощность, потраченная в узлах трансмиссии остаётся постоянной для обоих вариантов.

4.1.3 Результаты тяговых испытаний трактора «Кировец»

В основу сравнительной оценки трактора К-701 на одинарных и сдвоенных колесах и определения эффективности применения сдвоенных колес были положены тяговые испытания. Испытания проводились на поле, которое по своим качествам удовлетворяло требованиям ГОСТа. Почва на участке испытаний по механическому составу представляла тяжелый суглинок. С целью создания идентичных условий для испытания, участок за сутки до проведения экспериментов был трижды продискован тяжелой бороной БДТ-7,0. Средняя влажность почвы на участке составляла 22%. Тяговые испытания проведены путем торможения трактора К-701 другим трактором. Изменяя передачу и обороты двигателя загрузочного трактора, получили разные нагрузки на крюке испытываемого трактора.

В результате проведенных экспериментальных исследований были получены данные, после обработки которых, была построена тяговая характеристика (рис. 4.7)[128,129,134,149,156]. Анализ сравнительной тяговой характеристики трактора «Кировец» на одинарных и сдвоенных колесах (рис. 4.7) позволяет сделать вывод, что при одном и том же буксовании трактор с одинарными колесами развивает меньшее тяговое усилие. Так, при 15% буксовании трактор «Кировец» со сдвоенными колесами развивает тяговое усилие равное 44кН, в то время как трактор с одинарными колесами только 32кН, то есть на 37% меньше.

При увеличении тягового усилия свыше 50 кН, буксование трактора с одинарными колесами резко возрастает, что говорит о снижении тягово-сцепных качеств.

У трактора со сдвоенными колесами интенсивность возрастания буксования практически не изменяется. Различный характер протекания кривых буксования приводит к изменению рабочих скоростей на всех режимах работы. При этом действительная скорость трактора со сдвоенными колесами при всех прочих равных условиях выше скорости трактора на одинарных колесах на 7,0...8,5%.

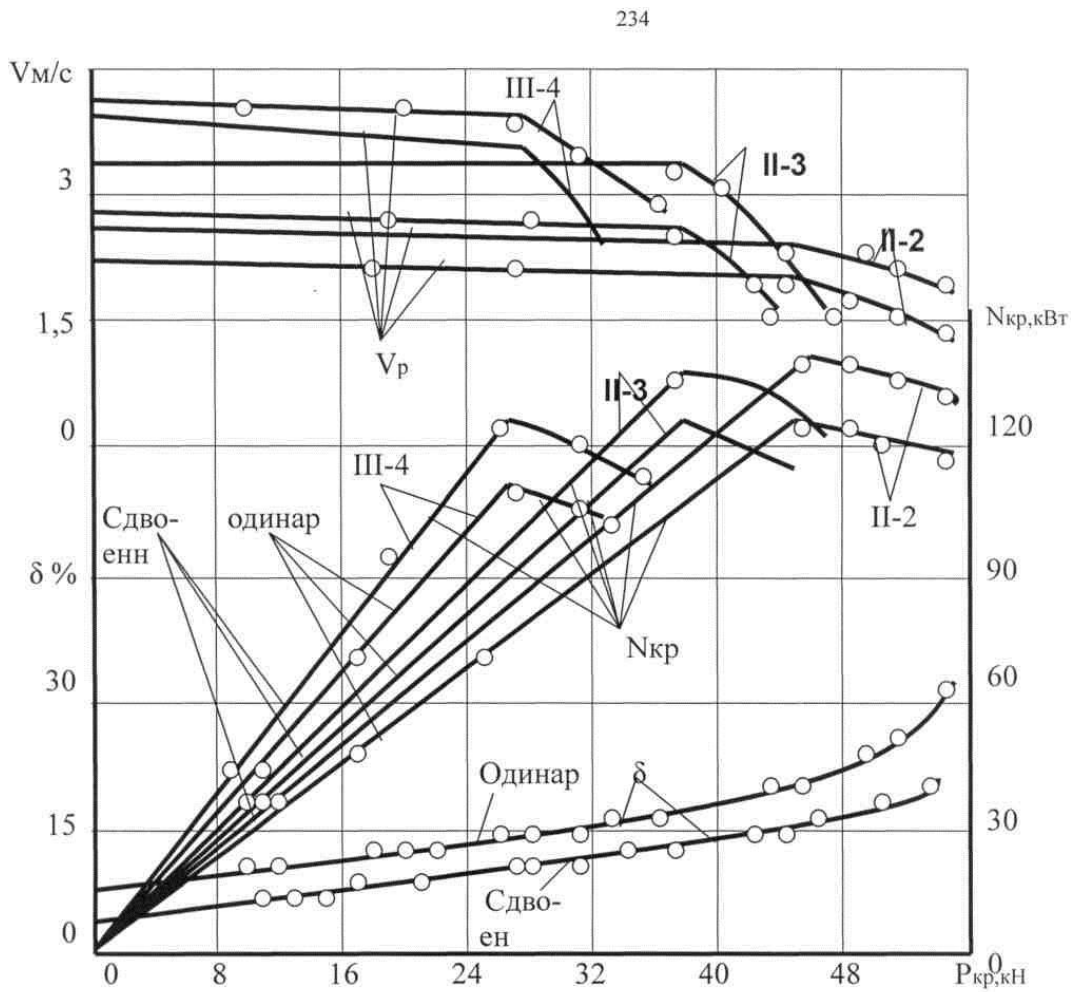


Рис. 4.7. Сравнительная тяговая характеристика трактора «Кировец» на одинарных и сдвоенных колесах

Снижение рабочей скорости у трактора на одинарных колесах в свою очередь приводит к изменению тяговой мощности. У трактора «Кировец» со сдвоенными колесами тяговая мощность при одинаковом тяговом усилии выше, чем у трактора с одинарными колесами. Так, при $P_{кр} = 50$ кН тяговая мощность снизилась у трактора с одинарными колесами на 8%. Из сравнительной тяговой характеристики видно, что падение тяговой мощности у трактора «Кировец» на одинарных и сдвоенных колесах на различных передачах происходит при одних и тех же значениях тягового усилия. Следовательно-

но, в обоих случаях двигатель загружается полностью, и дальнейший рост тяговой мощности ограничивается только эффективной мощностью двигателя. Таким образом, для полного использования тягово-сцепных качеств трактора «Кировец» со сдвоенными колесами необходимо увеличить эффективную мощность двигателя.

Различный характер протекания безрегуляторных ветвей тяговой мощности можно объяснить следующим образом. У трактора с одинарными колесами на значение тяговой мощности большое влияние оказывает резкое возрастание кривой буксования и снижение рабочей скорости, а также падение числа оборотов двигателя в связи с перегрузкой. У трактора со сдвоенными колесами на эту величину влияет в основном падение оборотов двигателя из-за перегрузки.

Результаты сравнительных тяговых испытаний трактора К-701 на одинарных и сдвоенных колесах при максимальной тяговой мощности приведены в таблице 4.1.

Анализ данных таблицы 4.1 позволяет сделать вывод, что постановка дополнительных колес увеличивает на втором режиме, второй передаче максимальную тяговую мощность и рабочую скорость соответственно на 8% и 8,5% и снижает буксование на 12%. Аналогичные результаты получены и на других передачах.

Таблица 4.1

Результаты сравнительных тяговых испытаний трактора К-701

| Показатели | Тяговое усилие, кН | | Рабочая скорость, м/с | | Тяговая мощность, кВт | | Буксование, % | |
|------------|--------------------|-----------|-----------------------|-----------|-----------------------|-----------|---------------|-----------|
| | Од-нар. | Сдво-енн. | Од-нар. | Сдво-енн. | Од-нар. | Сдво-енн. | Од-нар. | Сдво-енн. |
| П-2 | 60,77 | 61,48 | 2,04 | 2,23 | 126,2 | 137,2 | 18,3 | 16,0 |
| П-3 | 49,17 | 49,19 | 2,50 | 2,72 | 122,1 | 132,8 | 16,4 | 13,0 |
| П-4 | 34,03 | 34,70 | 3,39 | 3,69 | 118,0 | 128,0 | 14,2 | 11,0 |

Наряду с этим были проведены тяговые испытания трактора «Кировец», где в качестве грузочного устройства использовались агрегат с тремя культиваторами КПП-4 и модернизированные плуги ПН-10-35, ПТК-11-35, за счет постановки двух дополнительных корпусов, приваренных к основной раме. Один корпус крепился спереди плуга, второй - сзади него. Испытания проводились на стерне пшеницы, влажность почвы

составляла 22-24%.

Модернизация плугов вызвана двумя факторами. Во-первых, постановка дополнительных колес увеличивает тяговое усилие трактора, что дает возможность увеличить ширину захвата агрегата, с целью повышения его производительности. Во-вторых, при постановке сдвоенных колес правые дополнительные колеса, с обычным плугом, частично идут уже по вспаханному полю. Использование модернизированных плугов позволило обеспечить движение правых дополнительных колес полностью по стерне. Результаты исследований представлены в таблицах 4.2-4.4.

Таблица 4.2

Результаты тяговых испытаний трактора К-701 с плугом ПН-10-35
(глубина пахоты 22 см)

| Тип движителя | Режим и передача | Скорость рабочая, м/с | Скорость теоретическая, м/с | Буксование, % | Крутящие моменты на колесах, Н·м | |
|------------------|------------------|-----------------------|-----------------------------|---------------|----------------------------------|--------------|
| | | | | | Переднее правое | Заднее левое |
| Сдвоенные колеса | 2-1 | 1,83 | 1,87 | 2,5 | 3278 | 11950 |
| | 2-2 | 1,22 | 2,38 | 2,5 | 9148 | 13248 |
| | 2-3 | 3,04 | 3,18 | 4,6 | 9677 | 12852 |
| | 3-1 | 1,89 | 1,99 | 4,9 | 7087 | 11075 |
| | 3-2 | 1,97 | 2,08 | 5,8 | 7182 | 13927 |
| Одинарные колеса | 2-1 | 1,78 | 1,81 | 4,3 | 7409 | 8748 |
| | 2-2 | 1,63 | 1,71 | 4,9 | 7621 | 10660 |
| | 2-3 | 1,58 | 1,70 | 6,8 | 8354 | 10749 |
| | 3-1 | 1,87 | 2,01 | 11,3 | 8807 | 6394 |
| | 3-2 | 1,97 | 2,38 | 17,3 | 6464 | 10395 |

Как видно из материала таблиц, постановка дополнительных колес позволяет снизить величину буксования и в конечном итоге повысить производительность машинно-тракторных агрегатов для тракторов со сдвоенными колесами. Одновременно измерялись крутящие моменты на полуосях трактора, с целью выявления влияния дополнительных корпусов на распределение крутящих моментов по полуосям. Как показали исследования, для обеспечения прямолинейного движения трактора с модернизированным плугом, необходимо создавать некоторый излом полурам в сторону вспаханного поля. В результате этого наблюдается неравномерность распределения кру-

тящих моментов по полуосям трактора. Этот недостаток был устранен за счет смещения корпуса плуга относительно оси трактора.

Тяговые испытания трактора «Кировец» с одинарными и сдвоенными колесами показали, что постановка дополнительных колес повышает тяговые показатели трактора.

Таблица 4.3

Результаты тяговых испытаний трактора К-701 с плугом ПТК-11-35

| Тип двигателя | Скорость рабочая, м/с | Сопротивление плуга | Крутящие моменты на колесах, Н·м | | | |
|------------------|-----------------------|---------------------|----------------------------------|-----------------|--------------|---------------|
| | | | Переднее левое | Переднее правое | Заднее левое | Заднее правое |
| Сдвоенные колеса | 2,51 | 3529 | 6510 | 4310 | 5330 | 5400 |
| | 2,34 | 4735 | 7650 | 8500 | 7300 | 7300 |
| | 2,06 | 5592 | 8700 | 9200 | 8200 | 7000 |
| | 1,87 | 6631 | 12330 | 10010 | 7200 | 11150 |
| Одинарные колеса | 2,43 | 3731 | 6730 | 8300 | 8360 | 7780 |
| | 2,24 | 4898 | 7900 | 9150 | 8470 | 9300 |
| | 1,81 | 6203 | 9910 | 9300 | 8000 | 8700 |
| | 1,73 | 6571 | 11280 | 8700 | 6920 | 7150 |

Таблица 4.4

Результаты тяговых испытаний трактора К-701 на культивации в агрегате с тремя культиваторами КПГ-4

| Тип двигателя | Режим и передача трактора | Рабочая скорость, м/с | Крутящие моменты на колесах, Н·м | | | |
|------------------|---------------------------|-----------------------|----------------------------------|-----------------|--------------|---------------|
| | | | Переднее левое | Переднее правое | Заднее левое | Заднее правое |
| Сдвоенные колеса | 3–1 | 2,0 | 11570 | 12550 | 8600 | 8370 |
| | 3–2 | 2,46 | 10200 | 12150 | 8110 | 7950 |
| | 3–3 | 2,404 | 12480 | 12020 | 9590 | 8650 |
| Одинарные колеса | 3–1 | 1,94 | 12120 | 12230 | 9670 | 9270 |
| | 3–2 | 2,29 | 11070 | 11460 | 9110 | 8730 |
| | 3–3 | 2,303 | 11210 | 11720 | 9720 | 8120 |

4.1.4 Результаты тяговых испытаний колёсного трактора класса 1,4

Тяговые испытания серийного трактора и трактора с дополнительными колёсами были проведены в реальных условиях эксплуатации. Испытания проводились на поле, которое по своим каче-

ствам удовлетворяло требованиям ГОСТа. На экспериментальном участке почва по механическому составу – тяжёлый суглинок. Влажность почвы находилась в пределах 24-28%. Тяговые испытания трактора проводились на четырёх основных передачах, которые применяются на основных сельскохозяйственных работах. Тяговое усилие на крюке испытываемого трактора создавалось путём торможения его другим трактором. Изменяя передачу и обороты двигателя загрузочного трактора, достигали различной нагрузки на крюке испытываемого трактора. В результате проведённых экспериментальных исследований были получены данные, после обработки которых, построены тяговые характеристики трактора класса 1,4 на одинарных и сдвоенных колёсах (рис. 4.8) [125, 130, 143, 152, 153, 154, 155].

Как известно, тяговая характеристика представляет комплекс определённых зависимостей: буксования, скорости движения, тяговой мощности от создаваемого тягового усилия.

Анализ тяговых характеристик колёсного трактора класса 1,4 позволяет сделать вывод, что постройка на трактор сдвоенных колёс улучшает тягово-сцепные качества, что наглядно видно по величине буксования (рис. 4.8).

Постройка дополнительных колёс позволила снизить величину буксования при одном и том же тяговом усилии. Так, при тяговом усилии 13 кН буксование серийного трактора составило 14%, в то время как у трактора со сдвоенными колёсами – 8%. По мере роста тягового усилия буксование серийного трактора резко возросло, и при тяговом усилии 14,1 кН оно составило 26%, а у трактора со сдвоенными колёсами – 10%.

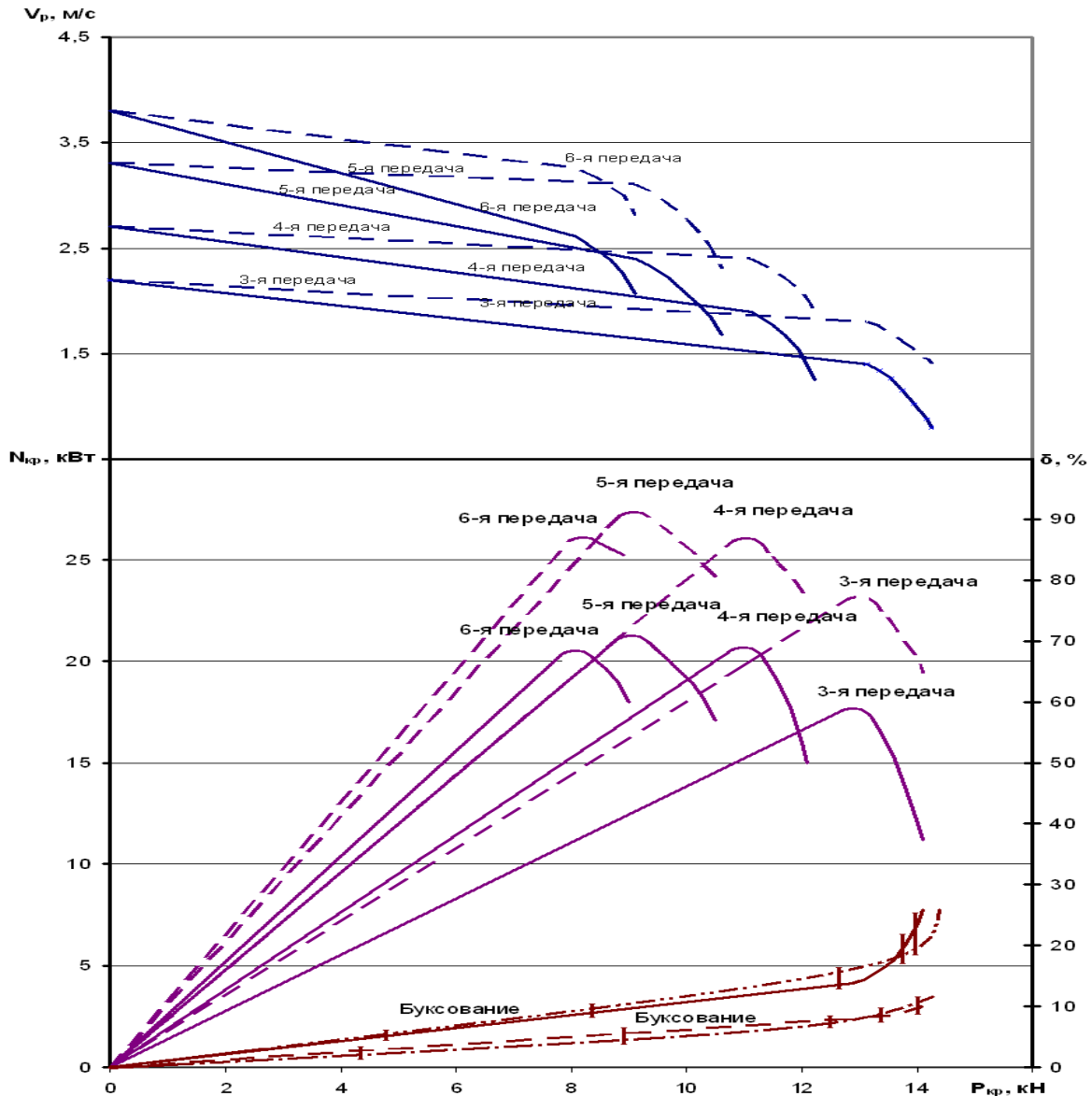


Рис. 4.8. Сравнительная тяговая характеристика трактора МТЗ-82 (поле, подготовленное под посев):

- — — — — трактор со сдвоенными колёсами (экспериментальная);
- · — · — трактор со сдвоенными колёсами (теоретическая);
- — серийный трактор (экспериментальная);
- · — · — — серийный трактор (теоретическая)

Таким образом, постановка сдвоенных колёс позволяет снизить величину буксования трактора. Если сравнить тяговые усилия трактора при одном и том же буксовании, то можно отметить, что тяговое усилие, развиваемое трактором со сдвоенными колёсами, больше по сравнению с серийным.

Так, при буксовании 10% тяговое усилие трактора со сдвоенными колёсами составило 14,1 кН, в то время как у серийного трак-

тора тяговое усилие составило 9 кН, то есть почти на 50% меньше. Это говорит о том, что постановка дополнительных колёс на трактор позволяет повысить его тягово-сцепные свойства.

Анализ рабочих скоростей на различных передачах позволяет сделать следующий вывод, что постановка дополнительных колёс позволяет увеличить рабочую скорость трактора. Так, на третьей передаче при тяговом усилии 13 кН рабочая скорость составила 1,4 м/с, в то время как у трактора со сдвоенными колёсами она составила 1,8 м/с. Аналогичные результаты получены и на других передачах. На четвёртой передаче при тяговом усилии 11 кН рабочая скорость составила соответственно 1,9 и 2,4 м/с. На пятой передаче при тяговом усилии 9 кН соответственно 2,4 и 3,3 м/с.

Анализ тяговых мощностей на различных передачах позволяет сделать вывод, что у трактора со сдвоенными колёсами тяговая мощность выше. Так, на третьей передаче при тяговом усилии 13 кН тяговая мощность серийного трактора составила 18 кВт, в то время как у экспериментального – 23,1 кВт, что в процентном выражении на 28% выше серийного. Аналогичные результаты получены и на других передачах. На четвёртой передаче при тяговом усилии 11 кН тяговая мощность составила соответственно 21 и 26 кВт, что на 23% больше. На пятой передаче при тяговом усилии 9 кН соответственно 21,6 и 27,7 кВт (28%). На шестой передаче при тяговом усилии 8 кН соответственно 20,8 и 26,0 кВт, что на 25% выше серийного трактора.

Таким образом, постановка дополнительных колёс позволила повысить скорость движения на всех передачах на 26-28%, а тяговую мощность на 25-27% по сравнению с серийным трактором.

Распределение эффективной мощности двигателя более наглядно можно проследить по мощностному балансу [102]

$$N_e = N_{кр} + N_{мп} + N_{\delta} + N_f, \quad (4.1)$$

где N_e – эффективная мощность, кВт; $N_{кр}$ – тяговая мощность, кВт; $N_{мп}$ – мощность, затрачиваемая на механические потери, кВт; N_{δ} – мощность, затрачиваемая на буксование, кВт; N_f – мощность, затрачиваемая на качение, кВт.

Для построения мощностного баланса определим его составляющие. Мощность, затрачиваемую на механические потери при постоянной нагрузке двигателя, принято считать постоянной

$$N_{mp} = N_e \cdot (1 - \eta_{mp}), \quad (4.2)$$

где η_{mp} – к. п. д. трансмиссии.

Мощность, затрачиваемая на буксование, определяется по следующему выражению:

$$N_{\delta} = N_k \cdot \delta. \quad (4.3)$$

Мощность, затрачиваемая на качение трактора, равна

$$N_f = 10^{-3} \cdot f \cdot G_{mp} \cdot V_m \cdot (1 - \delta), \quad (4.4)$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

Распределение составляющих мощностного баланса серийного трактора и экспериментального со сдвоенными колёсами при максимальной тяговой мощности приведено на диаграммах 4.9, 4.10.

Из диаграмм (рис. 4.9 и 4.10) видно, что при максимальной тяговой мощности произошло перераспределение составляющих мощностного баланса у серийного и экспериментального трактора.

Тяговая мощность и мощность, затрачиваемая на качение экспериментального трактора, возросла соответственно с 31,57 до 40,37% и 45,64 до 47,36% по сравнению с серийным трактором. В то же время произошло снижение мощности, затрачиваемой на буксование, у экспериментального трактора по сравнению с серийным с 15,78 до 5,26%.

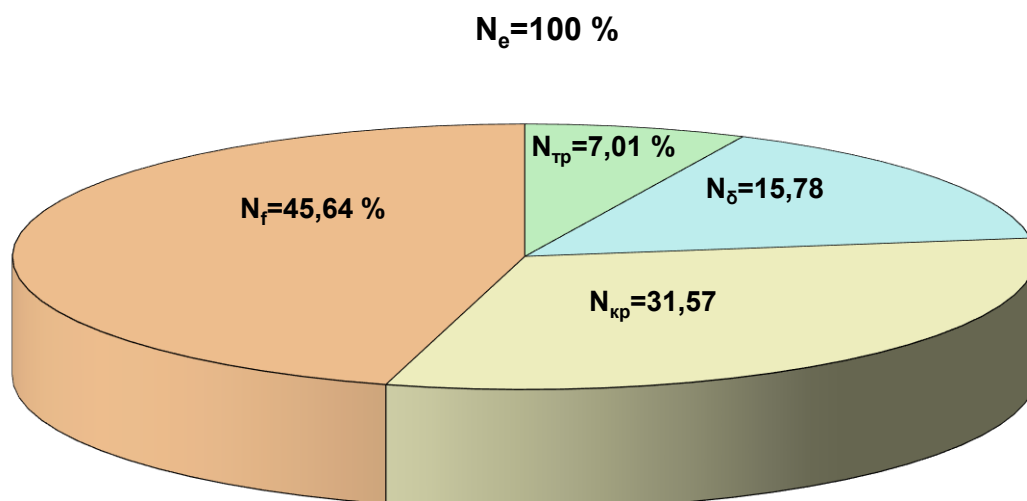


Рис. 4.9. Диаграмма распределения мощностного баланса серийного трактора (максимальная тяговая мощность)

Ne=100 %

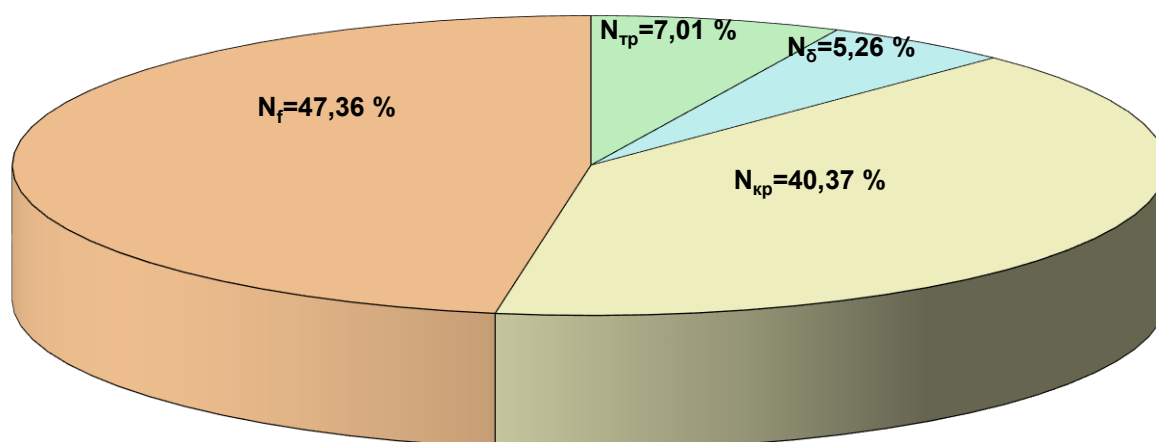


Рис. 4.10. Диаграмма распределения мощностного баланса экспериментального трактора (максимальная тяговая мощность)

Анализ диаграмм мощностного баланса (рис. 4.9., 4.10.) показал, что постановка дополнительных колёс на трактор позволяет повысить тягово-сцепные свойства по сравнению с серийным трактором. Это в свою очередь снижает техногенное воздействие на почву экспериментального трактора.

4.2 Влияние сдвоенных колес на степень неравномерности поступательного движения, ведущего момента и буксование трактора

Неустановившийся характер крюковой нагрузки вызывает колебания ведущего момента, поступательной скорости движения и буксования трактора. С целью выявления влияния сдвоенных колес трактора на степень неравномерности ведущего момента, на степень неравномерности поступательного движения и буксование трактора были проведены экспериментальные исследования на пахоте, посевах и сплошной культивации. Аналогичные испытания были проведены и с трактором «Кировец», работающим на одинарных колесах [128,131,132,137,147,159,160,161].

Статистическая обработка данных проведена по методике, изложенной в 3 главе. Полученные результаты в графической форме представлены на рисунках 4.11-4.20. Анализ графиков (рис. 4.11.-4.20.) показывает, что на степень неравномерности ведущего момента трактора

значительное влияние оказывает скорость движения, крюковая нагрузка и приведенный момент инерции МТА.

На рисунках 4.11.-4.14. показано изменение зависимости степени неравномерности ведущего момента от скорости движения трактора. Необходимо отметить, что с увеличением скорости движения степени неравномерности ведущего момента возрастает у трактора, работающего как на одинарных, так и на сдвоенных колесах. Характер изменения степени неравномерности ведущего момента в обоих случаях идентичен, однако имеет место снижение интенсивности возрастания степени неравномерности ведущего момента у трактора со сдвоенными колесами.

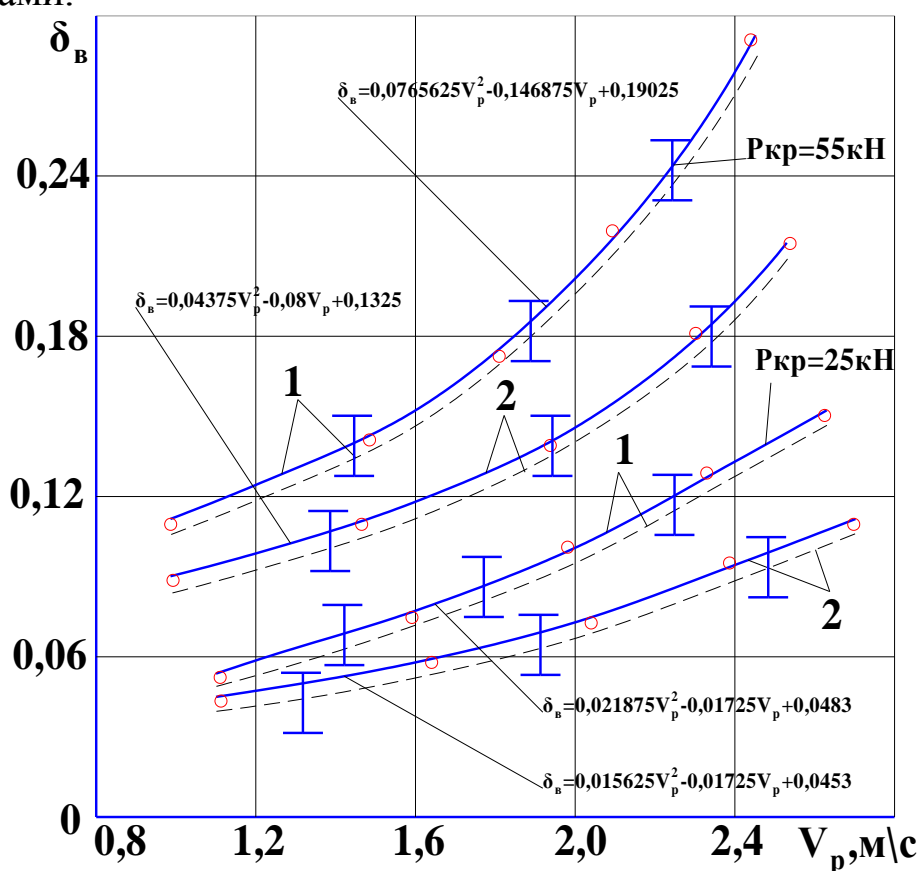


Рис. 4.11. Влияние сдвоенных колес трактора на степень неравномерности ведущего момента; стерня зерновых; пахота $R_{кр} = 50 \text{ кН}$ и $R_{кр} = 25 \text{ кН}$
——— - экспериментальная; ----- - теоретическая;
1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

Так, с увеличением скорости движения (рис. 4.11) с 1,14 до 2,4 м/с, степень неравномерности возросла для трактора, работающего на одинарных колесах в 2,5 раза, а для трактора на сдвоенных колесах - в 1,9 раза, при тяговом усилии 50 кН. Таким образом, постановка сдвоенных колес на трактор позволила снизить степень неравномерности ведущего момента и рост его интенсивности.

Так, при скорости движения 1,15 м/с, постановка сдвоенных колес на трактор, позволила снизить степень неравномерности на 11%, то при скорости движения 2,4 м/с это снижение составило 44%. Снижение степени неравномерности ведущего момента достигнуто за счет увеличения приведенного момента инерции МТА.

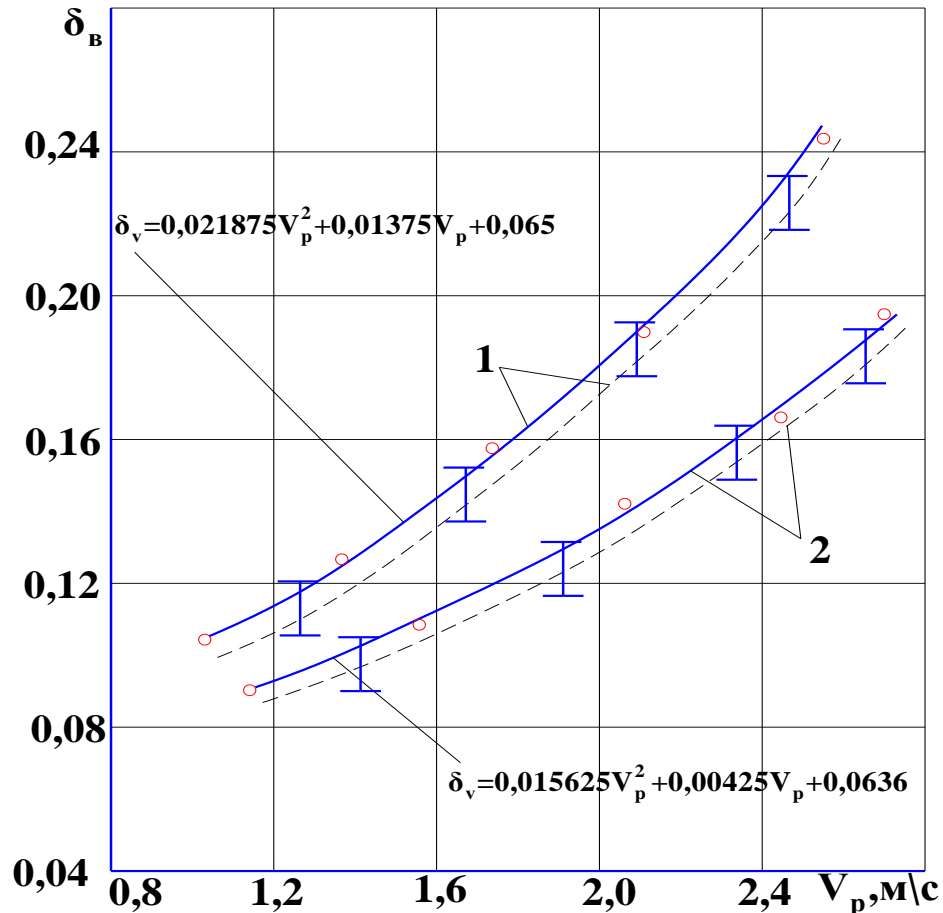


Рис. 4.12. Влияние сдвоенных колес на степень неравномерности ведущего момента; стерня зерновых пахота; $P_{кр}=45$ кН

— экспериментальная; - - - - - теоретическая;
1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

В данном случае дополнительные колеса выполняют роль маховика. Они являются аккумулятором кинетической энергии механизма, накапливая ее во время ускоренного движения при уменьшении крюковой нагрузки и отдавая ее обратно при замедленном движении, когда нагрузка возрастает.

Таким образом, аккумулялирующая роль дополнительных колес позволяет использовать накопленную ими энергию для преодоления повышенных нагрузок без изменения мощности. Кроме скорости движения, на степень неравномерности ведущего момента трактора большое влияние оказывает крюковая нагрузка (рис. 4.15).

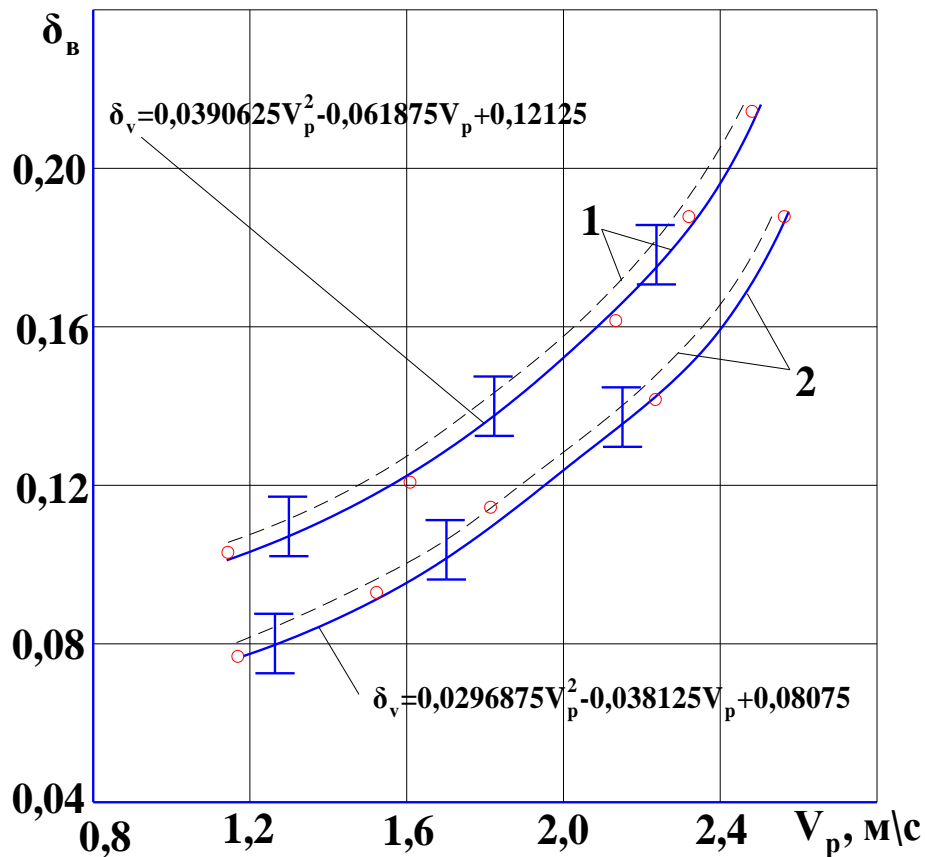


Рис. 4.13. Влияние сдвоенных колес трактора на степень неравномерности ведущего момента; сплошная культивация; $R_{кр}=40\text{кН}$
 — экспериментальная; - - - - - теоретическая;
 1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

Если проанализировать интенсивность увеличения степени неравномерности ведущего момента трактора, то можно отметить, что с увеличением крюковой нагрузки она возрастает. Причем, если на участке от 25 до 45кН это возрастание близко к линейному, то на участке от 45 до 55кН оно заметно снижается. Снижение интенсивности увеличения степени неравномерности ведущего момента объясняется увеличением буксования ведущих колес (рис. 4.15). В этом случае наблюдается эффект демпфера. У трактора на сдвоенных колесах интенсивность снижения степени неравномерности больше, чем на одинарных, за счет меньшего уплотнения почвы.

Колебания степени неравномерности ведущего момента трактора оказывают влияние на равномерность частоты вращения коленчатого вала двигателя. Так, с увеличением скорости движения от 1,14 до 2,4 м/с амплитуда колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя возросла в 2,47раза для трактора с одинарными колесами и в 2,1 раза для трактора со сдвоенными колесами. Постановка сдвоенных колес позволила снизить амплитуду колебания

частоты вращения коленчатого вала двигателя при скорости движения 1,15 м/с на 16,7% и на 48% при скорости 2,4 м/с. Это достигнуто за счет снижения степени неравномерности ведущего момента у трактора со сдвоенными колесами.

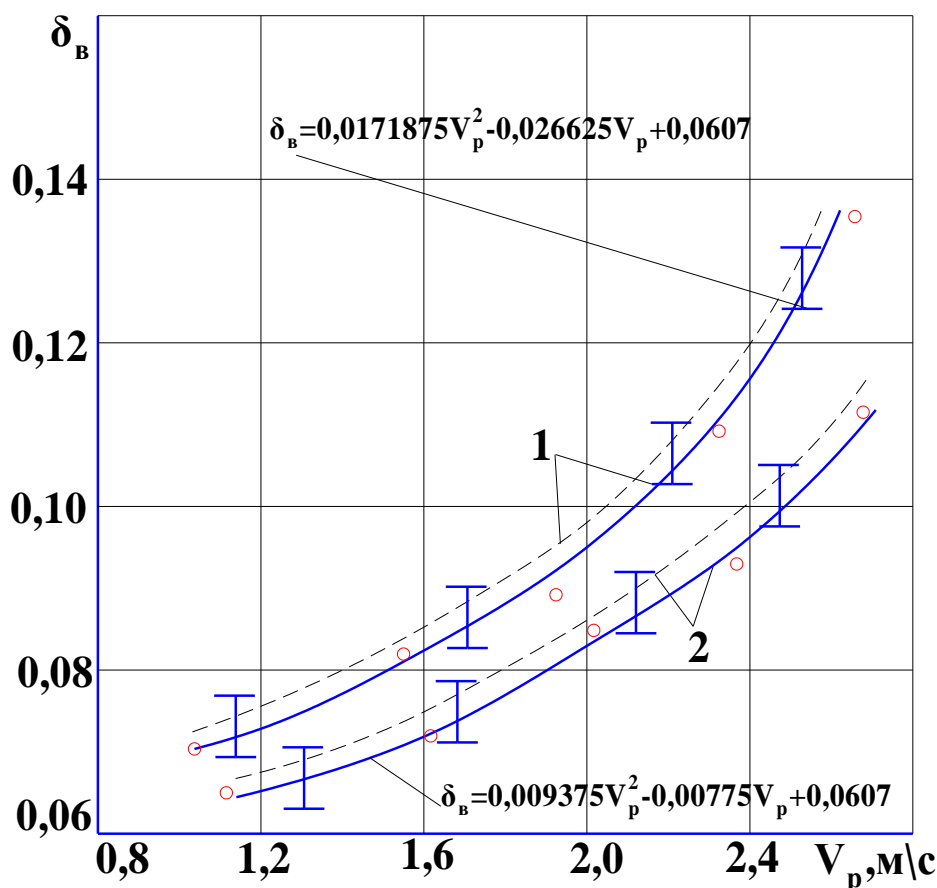


Рис. 4.14. Влияние сдвоенных колес трактора на степень неравномерности ведущего момента; посев; $R_{кр}=20\text{ кН}$

————— - экспериментальная; - - - - - - - - теоретическая;
 1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

Анализ приведенных графиков показывает, что с увеличением скорости движения (рис. 4.16) с 1,14 до 2,4 м/с, степень неравномерности поступательного движения увеличилась для трактора с одинарными колесами в 1,91 раза, а для трактора со сдвоенными колесами в 1,73 раза.

Колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя обуславливает колебание поступательной скорости движения, которая характеризуется степенью неравномерности и в свою очередь оказывает большое влияние на буксование трактора.

На рисунках 4.16-4.19 представлены зависимости степени неравномерности поступательного движения и буксования от скорости движения трактора.

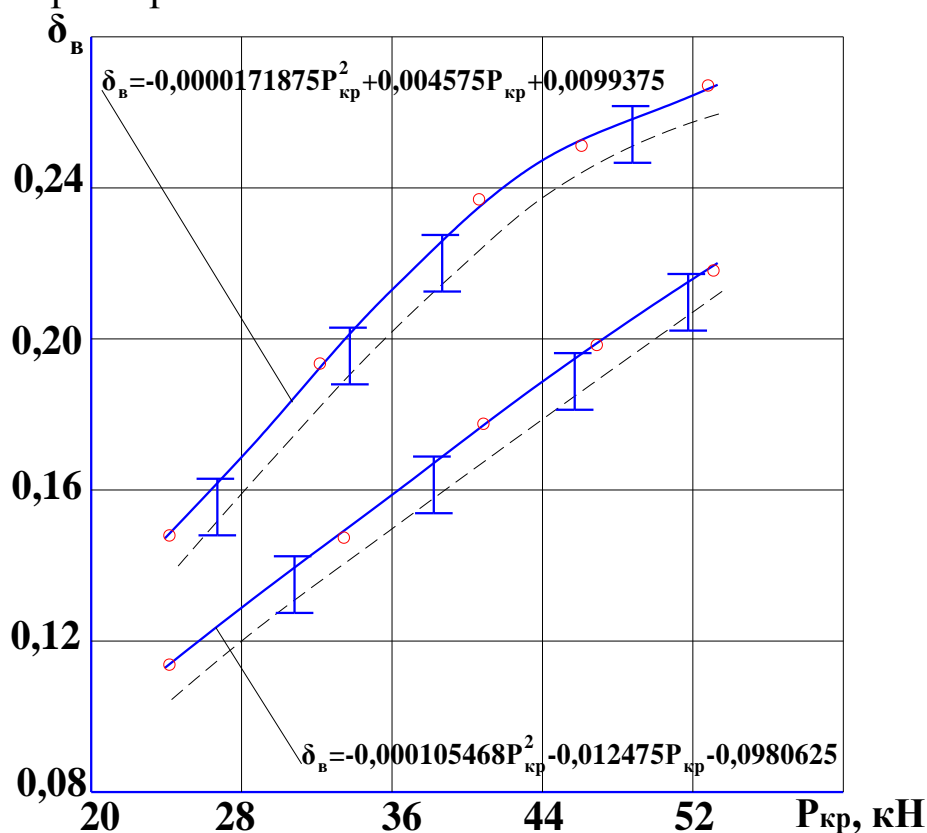


Рис. 4.15. Зависимость степени неравномерности ведущего момента от крюкового усилия трактора; пахота; передача II-3

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

1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

Постановка сдвоенных колес позволила снизить неравномерность поступательного движения при скорости 1,14 м/с на 14,5%, а при скорости 2,4 м/с на 18%. Из приведенных выше графиков видно, что с повышением скорости движения буксование движителей увеличивается как для трактора на одинарных, так и на сдвоенных колесах.

Так, при повышении скорости движения (рис. 4.16) с 1,14 до 2,4 м/с буксование трактора возросло в 2,3 раза для трактора, на одинарных колесах, и в 1,9 раза для трактора на сдвоенных колесах. Постановка дополнительных колес позволяет снизить буксование движителей, особенно это заметно с увеличением скорости движения.

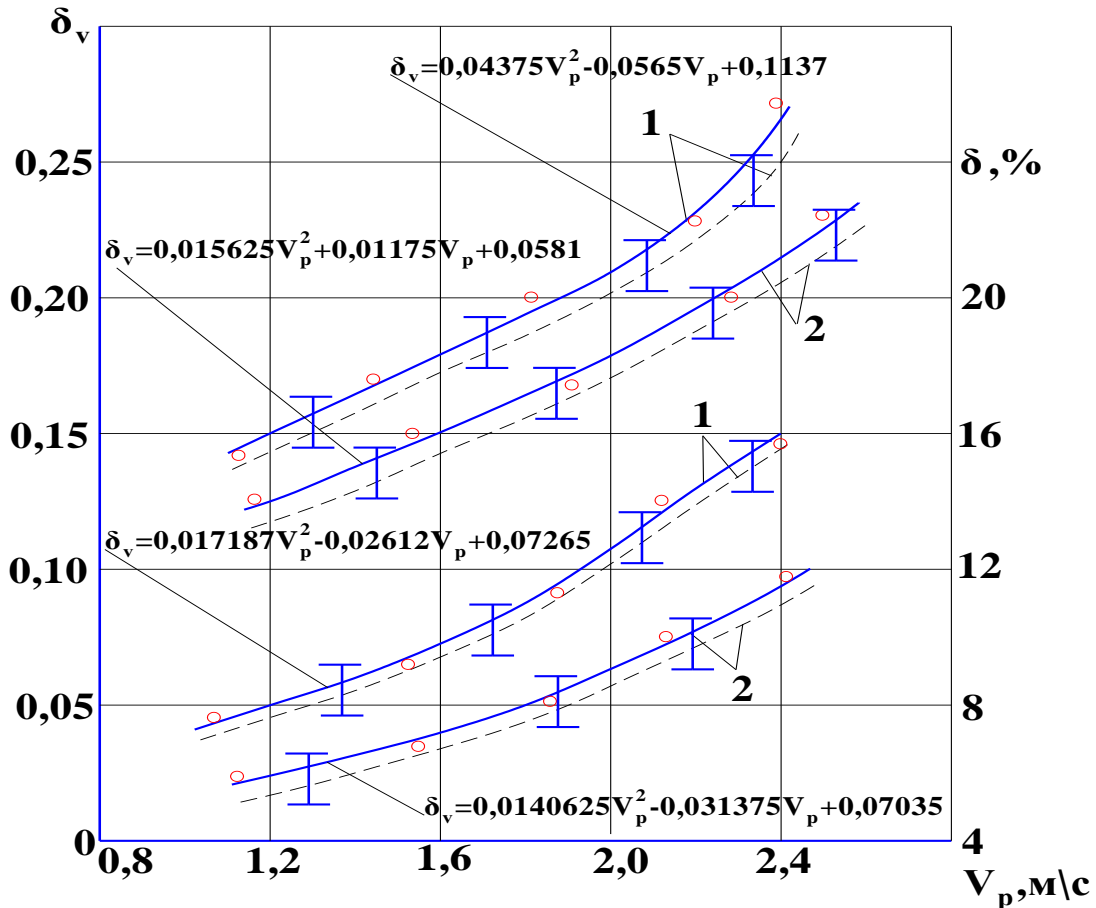


Рис. 4.16. Влияние сдвоенных колес трактора на буксование и неравномерность поступательного движения; $P_{кр}=50\text{кН}$, стерня зерновых пахота
 — экспериментальная; - - - - - теоретическая;
 1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

Так, при скорости движения 1,15 м/с постановка сдвоенных колес на трактор позволила снизить буксование на 22%, а при скорости 2,4 м/с на 45%. Таким образом, постановка сдвоенных колес позволяет увеличить скорость движения.

Кроме скорости движения на величину степени неравномерности скорости движения и буксование трактора большое влияние оказывает крюковая нагрузка. Зависимость степени неравномерности поступательного движения и буксования трактора с увеличением крюковой нагрузки показана на рисунке 4.20. Сравнивая вышеуказанные показатели у трактора «Кировец», работающего на одинарных и сдвоенных колесах, можно отметить, что постановка сдвоенных колес на трактор позволила снизить при нагрузке 25 кН буксование на 37,5% и неравномерность поступательного движения на 15%, а при нагрузке 50 кН соответственно на 38,9 и 14,4%.

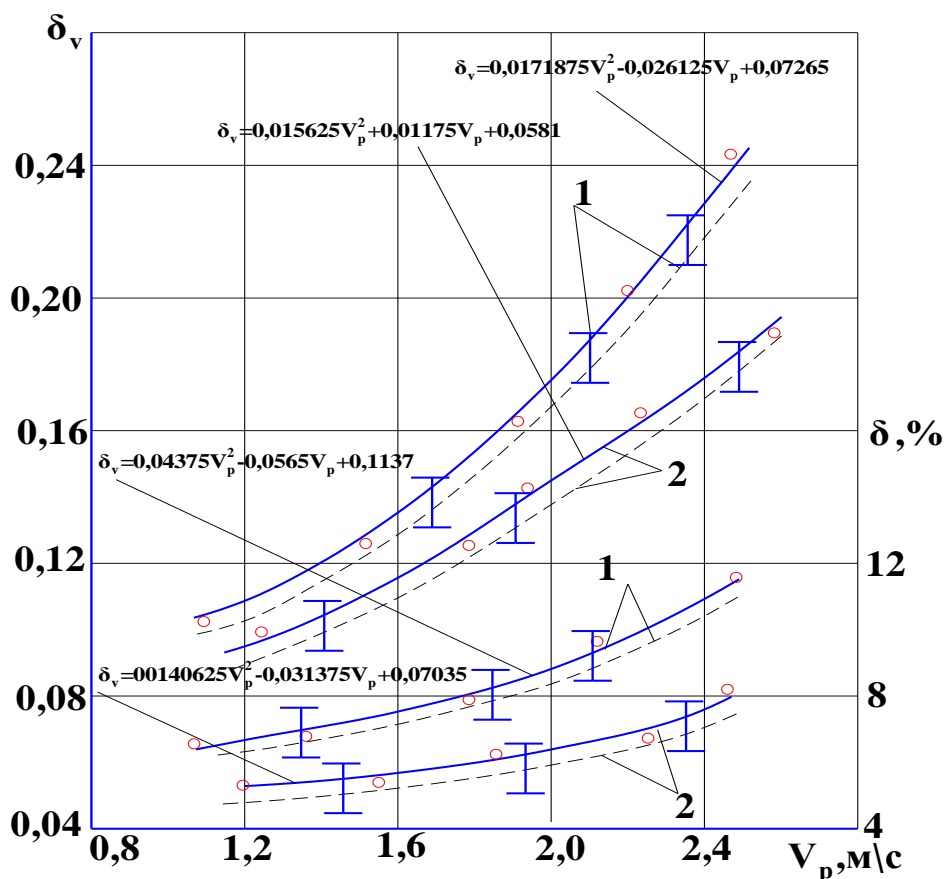


Рис. 4.17. Влияние двойных колес трактора на буксование и неравномерность движения; $P_{кр} = 45 \text{ кН}$, стерня зерновых пахота;
 — экспериментальная; - - - - - теоретическая;
 1 - одинарные колеса; 2 - двойные колеса

Анализируя интенсивность изменения степени неравномерности поступательного движения и буксование для трактора, работающего на одинарных и двойных колесах, видно, что увеличение нагрузки не влияет на характер их изменения. Можно только отметить, что постановка дополнительных колес позволяет снизить их величину за счет увеличения приведенного момента инерции.

На графиках (рис. 4.11-4.20) построены кроме экспериментальных зависимостей также и теоретические зависимости степени неравномерности ведущего момента, степени неравномерности поступательного движения и буксования трактора от скорости движения и крюковой нагрузки, подсчитанные по аналитическим зависимостям. Сравнивая теоретические и экспериментальные зависимости, видно, что они находятся в пределах доверительного интервала, что указывает на удовлетворительную достоверность аналитических зависимостей.

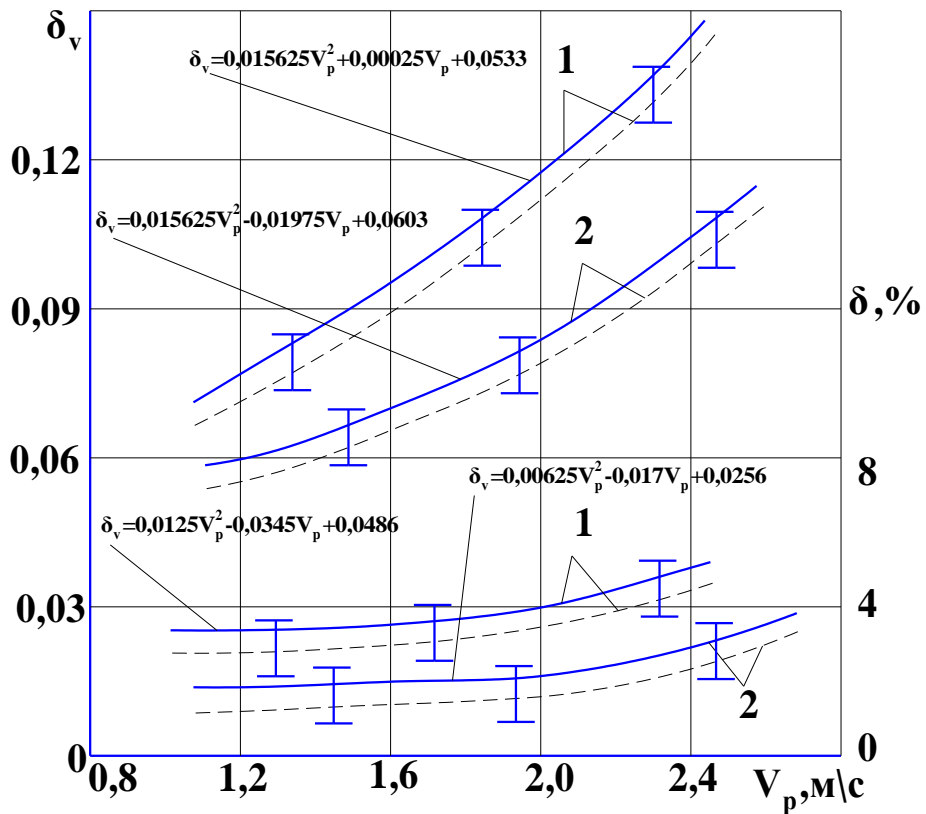


Рис. 4.18. Влияние сдвоенных колес трактора на буксование и неравномерность движения; $P_{кр}=25\text{кН}$, стерня зерновых пахота;
 — экспериментальная; - - - - - теоретическая;
 1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

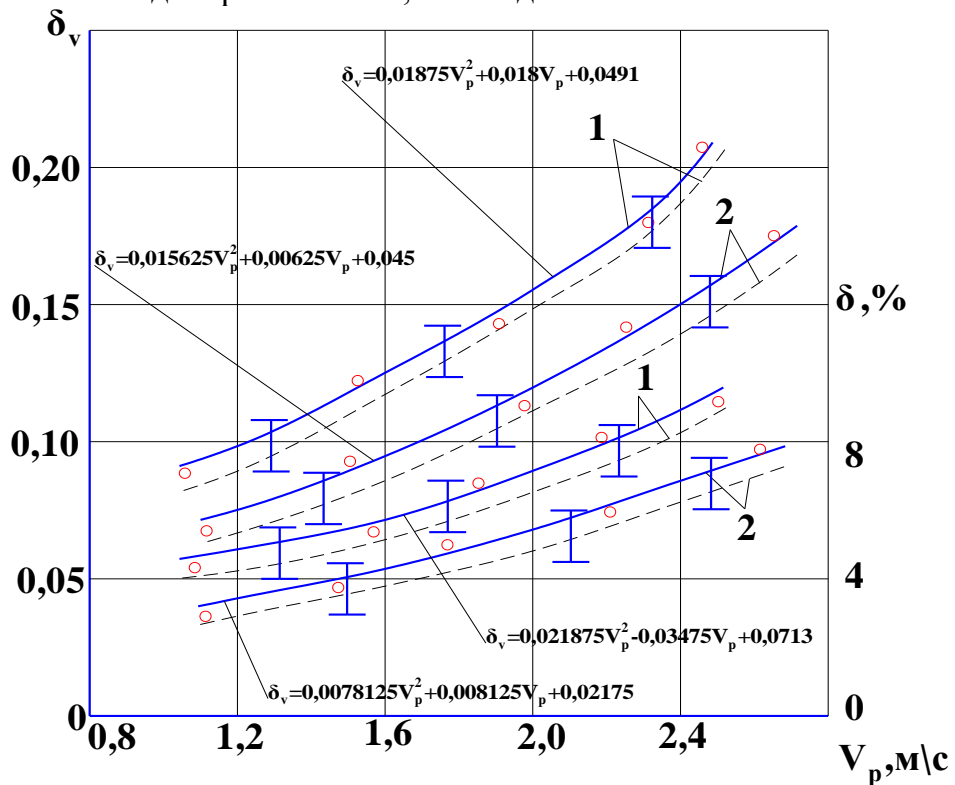


Рис. 4.19. Влияние сдвоенных колес трактора на буксование и неравномерность движения: сплошная культивация; $P_{кр}=40\text{кН}$
 — экспериментальная; - - - - - теоретическая;
 1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

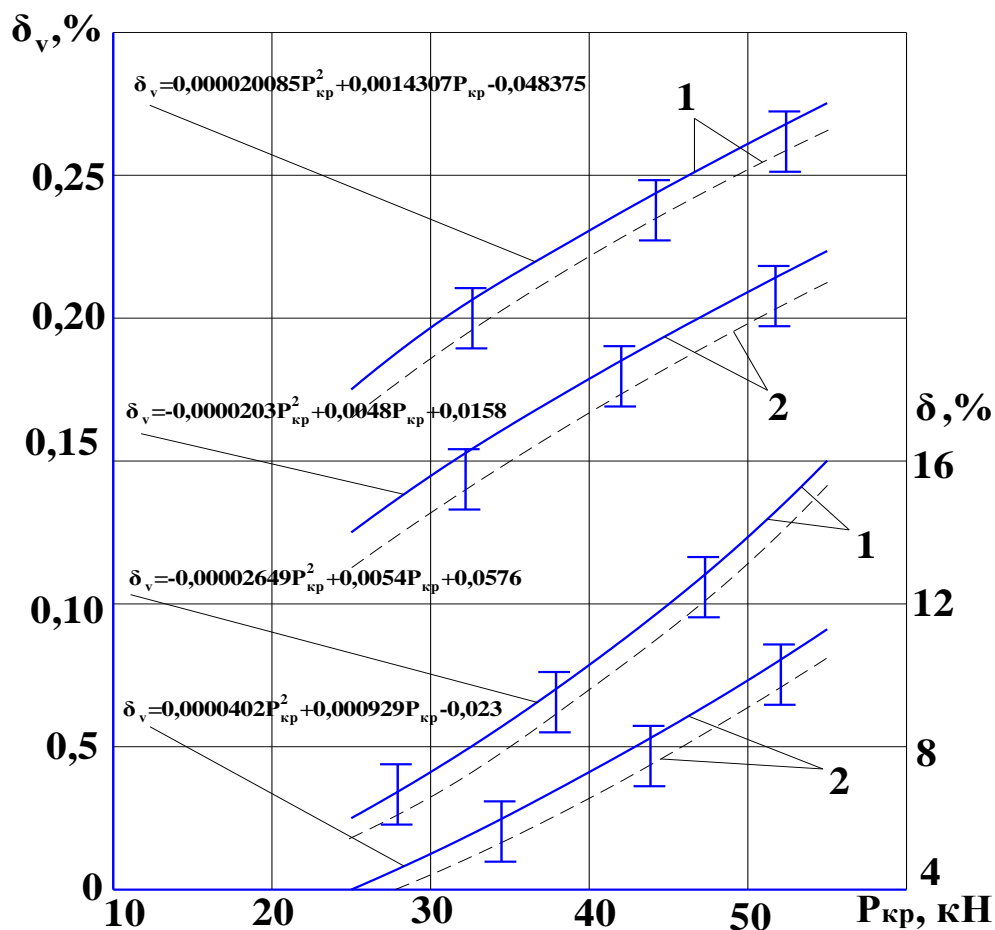


Рис. 4.20. Зависимость степени неравномерности поступательного движения и буксования трактора от тягового усилия, $V=2,4$ м/с.

— экспериментальная; - - - - - теоретическая;
1- одинарные колеса; 2- сдвоенные колеса

4.3 Статистические характеристики момента сопротивления на ведущих полуосях трактора

Неустановившийся характер крюковой нагрузки вызывает колебание момента на ведущих полуосях трактора, который является параметром, наиболее полно отражающим условия работы МТА. Работа его в условиях сельскохозяйственного производства характерна непрерывными колебаниями нагрузки, которая обусловлена многочисленными и разнообразными факторами.

Пахота является одной из регламентирующих сельскохозяйственных операций по колебаниям нагрузки [69,70]. С целью выявления влияния приведенного момента инерции МТА на колебание ведущего момента на полуосях трактора был проведен анализ функции этого момента, который был записан на осциллограмму.

Проверка на стационарность и нормальность проведенная по методике, изложенной в работе [165], показала, что данный процесс можно считать нормальным стационарным эргодическим случайным процессом.

Одними из основных характеристик случайных процессов являются корреляционная функция и спектральная плотность, которые рассчитаны по методике, разработанной в Ленинградском СХИ [69, 70].

Нормированные корреляционные функции могут быть с достаточной точностью аппроксимированы выражением [69, 70]

$$\rho_x(\tau) = e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta \cdot i, \quad (4.5)$$

где α - коэффициент, характеризующий интенсивность затухания корреляционной функции; β - коэффициент, характеризующий частоту периодической составляющей случайного процесса.

Спектральная плотность, соответствующая корреляционной функции (4.5), рассчитывается по формуле [158,159]

$$\sigma_x(\omega) = \frac{2\alpha}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2\omega^2}. \quad (4.6)$$

Подбор коэффициентов α и β произведен по формулам [158,159]

$$\beta = \frac{k\pi}{T_k}; \quad \alpha = \frac{\beta}{\pi} \ln \left| \frac{D}{\rho(\tau)} \right|, \quad (4.7)$$

где T_k – абсцисса точки, в которой корреляционная функция k -й раз пересекает ось τ , причем $\rho(\tau_k) = 0$; $\rho(\tau_1)$ – значение первого отрицательного максимума корреляционной функции.

Нормированные корреляционные функции $\rho_x(\tau)$ и спектральные плотности $\sigma_x(\omega)$ ведущего момента представлены на рисунке 4.21.

Характер изменения корреляционной функции свидетельствует о том, что трактор на сдвоенных колесах более плавно воспринимает изменение крюковой нагрузки, а это способствует стабилизации нагрузочного режима. В то же время с ростом τ корреляционная связь между ординатами процесса ослабевает и при $\tau=0,67$ с – для одинарных и $\tau=0,918$ с – для сдвоенных колес кривые пересекают ось абсцисс и далее наблюдается их затухание относительно этой оси.

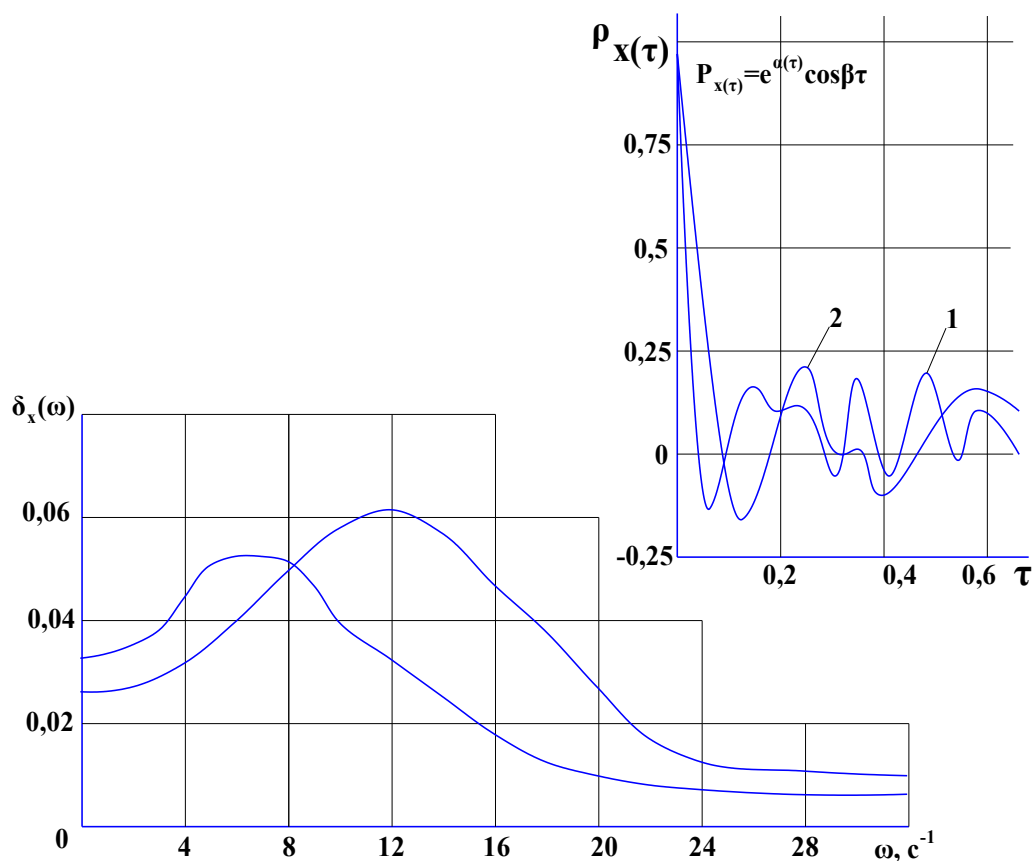


Рис. 4.21. Нормированные корреляционные функции $\rho(\tau)$ и спектральные функции $\delta_x(\omega)$ ведущего момента

Это свидетельствует о том, что в процессе помимо случайной части имеются и периодические колебания. Анализ спектральных плотностей показал, что для трактора на одинарных колесах максимум находится в пределах от 6 до 18с, а у трактора на сдвоенных колесах - от 3 до 10с. Из этого следует, что наименьшие колебания ведущего момента имеет трактор, работающий на сдвоенных колесах.

4.4 Результаты исследований по определению инерционных сил, возникающих от неуравновешенных центробежных масс лабораторных условиях

Теоретические исследования показали, что одним из способов снижения силы сопротивления качению прицепа во время трогания ТТА с места, является уменьшение нагрузки, приходящейся на передние колеса прицепа. Достичь этого можно за счет инерционных сил, возникающих от неуравновешенных центробежных масс. Возникающая от работы центробежных дисбалансов сила инерции

определяется по формуле (2.19) и зависит от: веса дисбалансов; радиуса плеча, на котором крепятся дисбалансы; частоты вращения дисбалансов. С целью определения степени влияния на величину силы инерции спланирован и проведен факторный эксперимент второго порядка 2^3 на лабораторной установке с учетом теории подобия.

В результате постановки факторного эксперимента было получено уравнение регрессии

$$y = 1,137 + 0,44x_1 + 0,15x_2 + 0,24x_3 + 0,09x_1x_2 + 0,12x_1x_3 + 0,03x_2x_3 + 0,01x_1x_2x_3 + 0,01x_1^2 - 0,14x_2^2 + 0,03x_3^2 \quad (4.8)$$

Проверку значимости коэффициентов проводим по формуле $t_j > t_{табл}$ (табл.4.1).

При $N=15$ $n=3$ при 95% уровне значимости $t_{табл} = 4,3$.

Уравнение регрессии приняло следующий вид:

$$Y = 1,137 + 0,44 \cdot x_1 + 0,15 \cdot x_2 + 0,24 \cdot x_3 + 0,12 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,14 \cdot x_2^2 \quad (4.9)$$

Адекватность полученного уравнения проверялась по критерию Фишера $F_p \leq F_T$. В нашем случае при $f_1=15-3-1=11$; $f_2=3-1=1$ и 95%-ном уровне значимости $F_{табл} = 19,4$. Значения выходного параметра, вычисленные по уравнению регрессии, представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.5

| Коэффициенты регрессии | Проверка значимости коэффициентов регрессии | | |
|------------------------|--|--------------|------------|
| | Проверка коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента | | |
| | Численное значение | $S^2\{b_i\}$ | $t_{расч}$ |
| b0 | 1,137 | 0,000247 | 37,14 |
| b1 | 0,44 | 0,000338 | 24,21 |
| b2 | 0,15 | 0,000338 | 8,33 |
| b3 | 0,24 | 0,000463 | 13,24 |
| b12 | 0,09 | 0,000463 | 4,18 |
| b13 | 0,12 | 0,000463 | 5,7 |
| b23 | 0,03 | 0,000463 | 1,28 |
| b123 | 0,01 | 0,000463 | 0,35 |
| b11 | 0,01 | 0,000848 | 0,29 |
| b22 | -0,14 | 0,000848 | -4,71 |
| b33 | 0,03 | 0,000848 | 0,87 |

Таблица 4.6

Расчет дисперсии адекватности

| № опы-та | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|-----------------------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| y_u | 2,26 | 0,89 | 1,53 | 0,55 | 1,54 | 0,69 | 0,95 | 0,43 | 1,71 | 0,76 | 0,92 | 1,12 | 1,69 | 0,83 | 1,17 |
| \hat{y}_u | 1,89 | 1,01 | 1,86 | 0,97 | 1,36 | 0,47 | 1,33 | 0,44 | 1,71 | 0,63 | 1,19 | 1,15 | 1,49 | 0,84 | 1,17 |
| $(y_u - \hat{y}_u)^2$ | 0,132 | 0,016 | 0,112 | 0,18 | 0,033 | 0,049 | 0,142 | 4,807 | 6,144 | 0,018 | 0,071 | 0,001 | 0,039 | 0,0001 | 0,0002 |

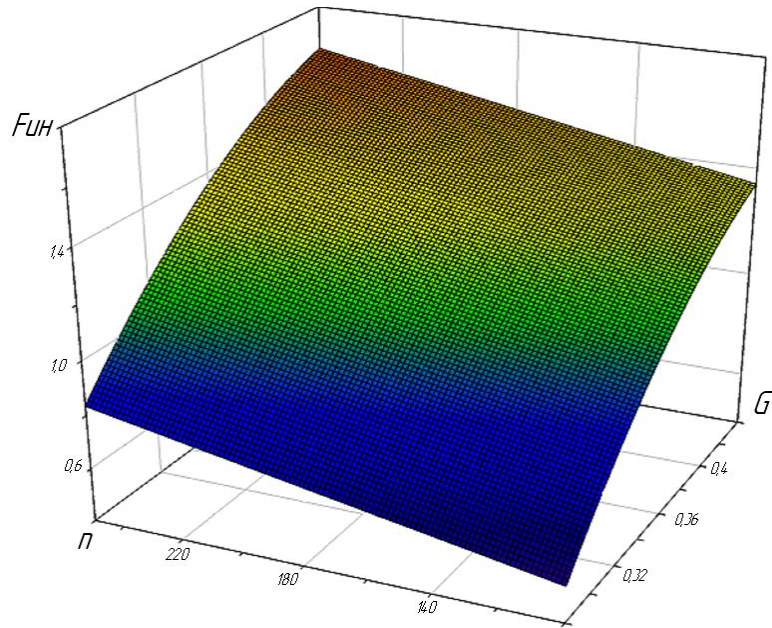
Расчетные значения дисперсии адекватности $S_{ad}^2 = 0,0718$ и дисперсии воспроизводимости $S_{воспр}^2 = 0,00375$. Значение критерия Фишера составило $F_p = 19,14$, значит, полученное уравнение регрессии адекватно описывает процесс в пределах исследуемой области. В раскодированном виде уравнение регрессии примет следующий вид:

$$F_{III} = -3,227 - 0,0011 \cdot n + 17,625 \cdot G - 2,664 \cdot r + 0,106 \cdot n \cdot r - 21,875 \cdot G^2 . \quad (4.10)$$

Наиболее значимыми коэффициентами в уравнении регрессии являются коэффициенты $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{13}$ и b_{22} . По полученному уравнению регрессии, для определения влияния исходных факторов на выходной параметр, были построены поверхности откликов с фиксированием одного из факторов (рис. 4.22-4.24).

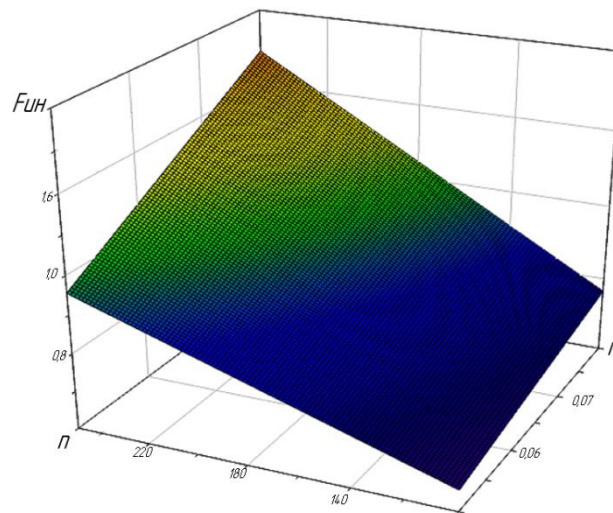
Фиксируем $r=0,065$ м

$$F_{III} = -3,4 - 0,006 \cdot n + 17,625 \cdot G - 21,875 \cdot G^2 . \quad (4.11)$$

Рис.4.22. Поверхность отклика $F_u=f(G,n)$

Фиксируем $G=0,36H$

$$F_{uH} = 0,285 - 0,0011 \cdot n - 2,664 \cdot r + 0,106 \cdot n \cdot r . \quad (4.12)$$

Рис.4.23. Поверхность отклика $F_u=f(r,n)$

Фиксируем $n=175$ об/мин

$$F_{uH} = -3,53 + 17,625 \cdot G - 15,886 \cdot r - 21,875 \cdot G^2 . \quad (4.13)$$

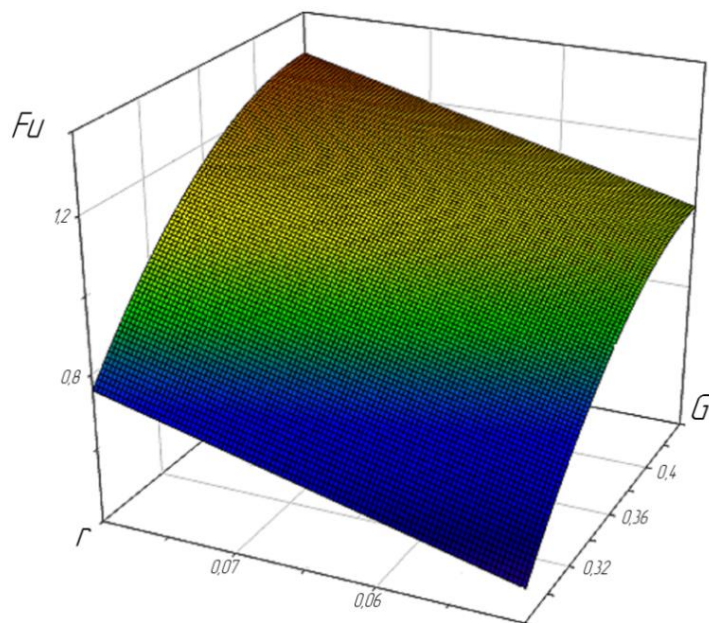


Рис.4.24. Поверхность отклика $F_u=f(G,r)$

Из графиков видно, что изменение плеча неуравновешенных масс и числа оборотов несущественно влияют на изменение инерционных сил по сравнению с массой дисбалансов.

4.5 Результаты экспериментальных исследований энергетического средства дополнительно установленными центробежными дисбалансами на прицепе

Во второй главе были получены теоретические предпосылки, показывающие, как влияет установка центробежных дисбалансов на силу сопротивления качению прицепа, и в свою очередь на его тяговое сопротивление, снижая которое возможно улучшить разгонные качества ТГА. Теоретические предпосылки должны быть подтверждены экспериментальными исследованиями.

Испытания проводились на свежеспаханном поле с механическим составом – тяжелый суглинок, влажностью почвы - 22-24 %. Разгон трактора с места производился на 6-й передаче в агрегате с серийным прицепом и прицепом с центробежными дисбалансами при различных крюковых усилиях.

Во время экспериментальных исследований определялось влияние силы инерции, возникающей при работе центробежных дисбалансов, на буксование при разгоне, путь и время разгона.

4.5.1 Влияние центробежных дисбалансов на величину буксования при разгоне ТТА

Как показали исследования, на величину буксования трактора в период разгона ТТА, большое влияние оказывает сила сопротивления движению прицепа. Так, согласно опытным данным, буксование трактора с серийным прицепом массами 2200, 3200, 3500 и 5000 кг равно 11,8; 12,9; 15,2 и 20,1% соответственно, увеличение коэффициента буксования для пустого и полностью груженого прицепа составило 41% (рис.4.25) [103,104,133,136,140,150]. Таким образом, величина буксования движителя тракторно-транспортного агрегата зависит от массы перевозимого груза, и, соответственно, от коэффициента сопротивления качению прицепа.

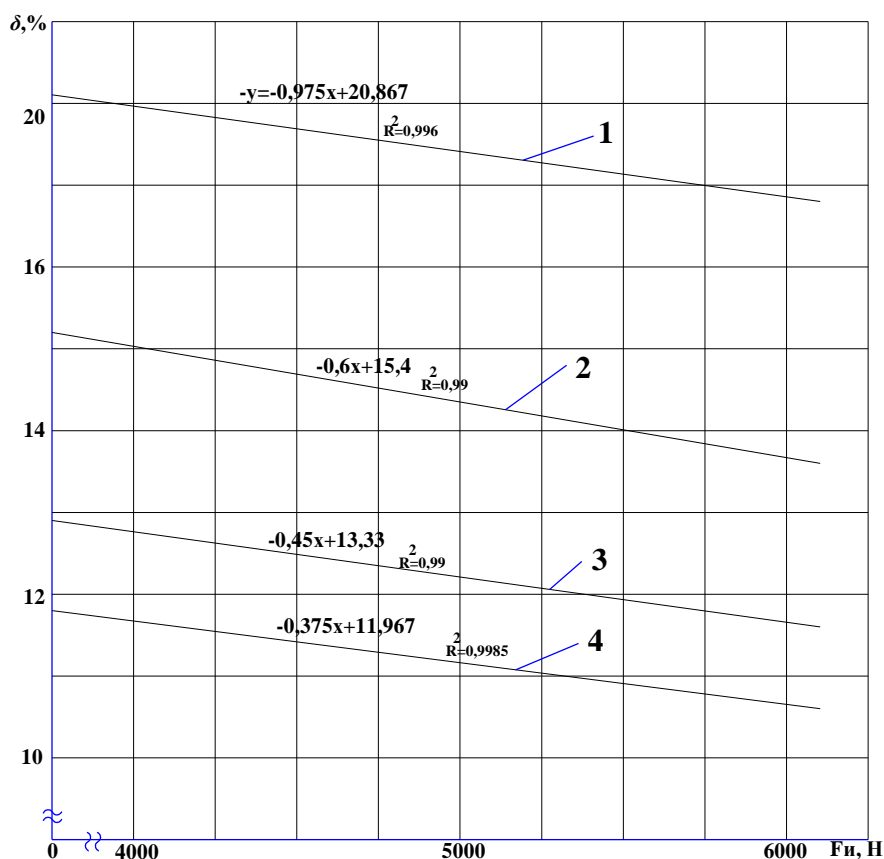


Рис. 4.25. Зависимость буксования от силы инерции, возникающей при работе дисбалансов при разгоне ТТА

1 – масса прицепа $M_{п}=5000$ кг; 2 - масса прицепа $M_{п}=3500$ кг;
3 - масса прицепа $M_{п}=3200$ кг; 4 - масса прицепа $M_{п}=2200$ кг.

Как показали теоретические исследования, силу сопротивления качению прицепа можно уменьшить за счет уменьшения весовой нагрузки, приходящейся на колесо прицепа. Достичь этого можно

за счет инерционных сил центробежных дисбалансов, установленных на платформе прицепа (рис. 4.25).

Установлено, что при разгоне ТГА с модернизированным прицепом массой 3200 кг, с увеличением силы инерции до 6106 Н, величина буксования уменьшилась на 9% по сравнению с серийным прицепом той же массы.

На основании полученных зависимостей можно сделать вывод, что при увеличении массы прицепа, интенсивность снижения буксования возрастает. Так, при увеличении силы инерции от нулевого значения (в серийном варианте) до 6106 Н с прицепом массой 5000 кг – буксование снизилось от 20,1 до 17,8%, в экспериментальном варианте установка дисбалансов позволила снизить величину буксования на 10,7%.

Более наглядно проследить зависимость величины буксования ТГА от величины нагрузки, приходящейся на переднюю ось прицепа, в зависимости от силы инерции, возникающей при работе дисбалансов, можно на рисунке 4.26.

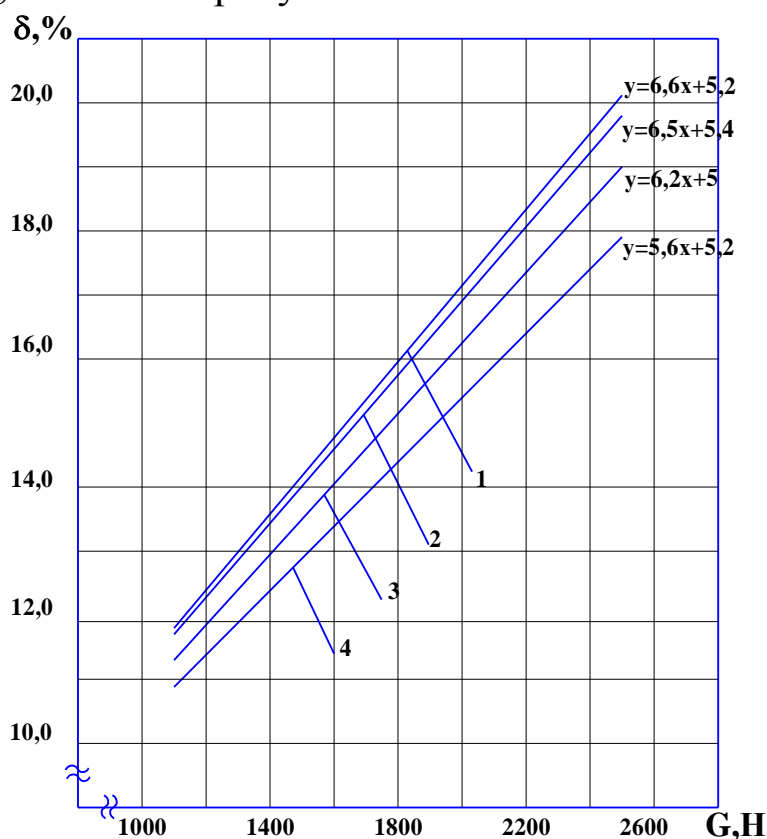


Рис. 4.26. Зависимость буксования от нагрузки приходящейся на передние колеса прицепа

- 1 – серийный прицеп; 2 – прицеп с центробежными дисбалансами ($F_u = 4,342$ кН); 3 – прицеп с центробежными дисбалансами ($F_u = 5,211$ кН); 4 – прицеп с центробежными дисбалансами ($F_u = 6,106$ кН).

Из графика видно, что с увеличением нагрузки, приходящейся на передние колеса прицепа, величина буксования возрастает как у трактора с серийным прицепом, так и трактора с прицепом с центробежными дисбалансами.

При увеличении нагрузки, приходящейся на переднюю ось прицепа до 2500 кг, интенсивность снижения коэффициента буксования составила 2,2%. При этом коэффициент сопротивления качению, в зависимости от массы прицепа колебался от 0,14 до 0,15, при работе центробежных дисбалансов соответственно - от 0,12 до 0,134.

Снижение величины буксования при разгоне за счет инерционных сил, оказывает существенное влияние на следующие показатели: интенсивность разгона, время и путь разгона. Для подтверждения данных положений были проведены экспериментальные исследования для определения влияния силы инерции центробежных дисбалансов на вышеперечисленные показатели.

4.5.2 Влияние центробежных дисбалансов на ускорение при разгоне ТГА

Для подтверждения теоретических предпосылок влияния инерционных сил неуравновешенных масс на ускорение агрегата в момент трогания с места построены экспериментальные и теоретические зависимости прироста ускорения при разных массах прицепа. Для расчета использовано уравнение (2.53) и усредненные значения для 6-й передачи $\gamma_d = 0,45 \div 0,5$; $G_T = 30 \text{ кН}$; $N_e^{\max} = 58,8 \text{ кВт}$; $n_{\text{об}}^H = 2200 \text{ об / мин}$; $f_T = 0,12$; $f_{np} = 0,12 \div 0,15$.

Результаты экспериментальных исследований зависимости интенсивности разгона (ускорения ТГА) от силы инерции, возникающей при работе дисбалансов, представлены на рисунке 4.6[133,136,140].

При исследовании процесса разгона установлено снижение интенсивности разгона ТГА с ростом буксования. Так, что при увеличении общей массы серийного прицепа (от 2200 до 5000 кг) в 2,2 раза, интенсивность разгона ТГА уменьшается в 1,4 раза.

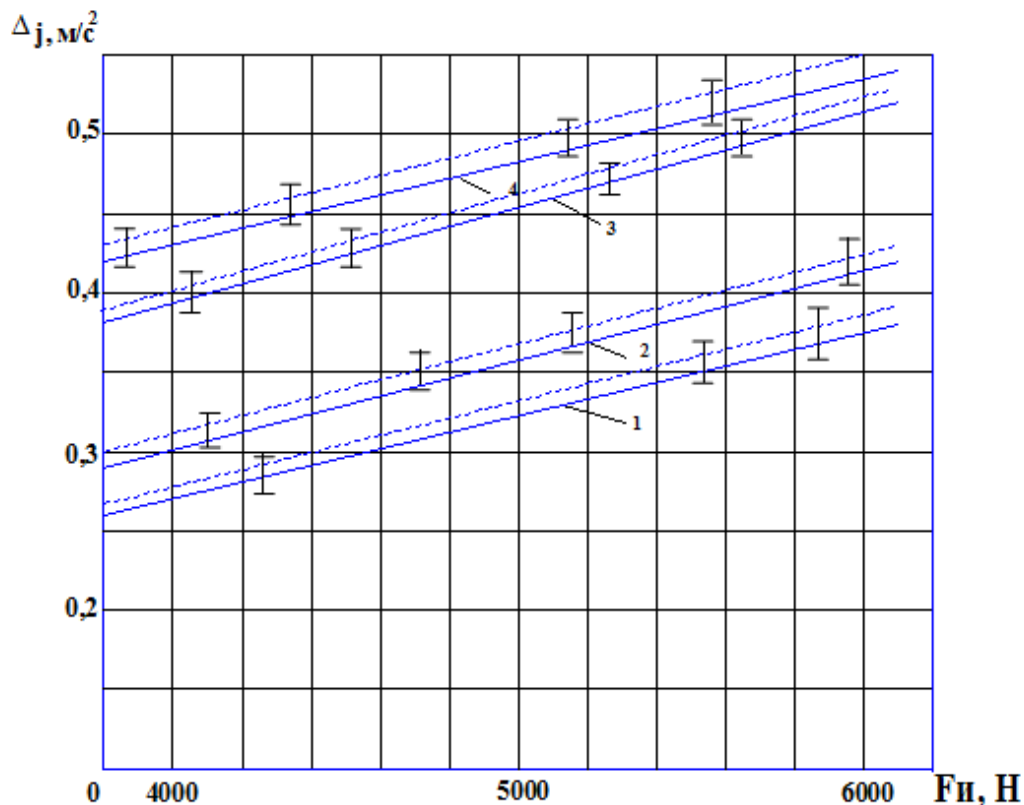


Рис. 4.27. Зависимость ускорения ТГА от силы инерции возникающей при работе дисбалансов

- 1 – масса прицепа $M_{п}=5000$ кг;
- 2 - масса прицепа $M_{п}=3500$ кг;
- 3 - масса прицепа $M_{п}=3200$ кг;
- 4 - масса прицепа $M_{п}=2200$ кг;

----- - теоретическая зависимость; ———— - экспериментальная зависимость.

При работе центробежных дисбалансов, возникающая сила инерции равная 6106 Н, позволяет увеличить интенсивность разгона ТГА с прицепом, масса которого 3200 кг на 25% по сравнению с серийным прицепом той же массы, ТГА с прицепом массой 3500 кг - на 28%, с прицепом массой 5000 кг—на 31%. Таким образом, применение модернизированного прицепа имеет значимое преимущество при разгоне ТГА по сравнению с серийным.

4.5.3 Влияние центробежных дисбалансов на время разгона ТГА до транспортной скорости

Время разгона агрегата до транспортной скорости имеет значительное влияние на производительность при коротких ездах. Чем меньше время разгона, тем лучшими динамическими каче-

ствами обладает тракторно-транспортный агрегат.

Проведенные экспериментальные исследования по влиянию силы инерции, возникающей при работе центробежных дисбалансов на время разгона ТГА показывают (рис.4.28), что время разгона трактора до установившейся скорости движения с порожним прицепом составило 11,2 с.

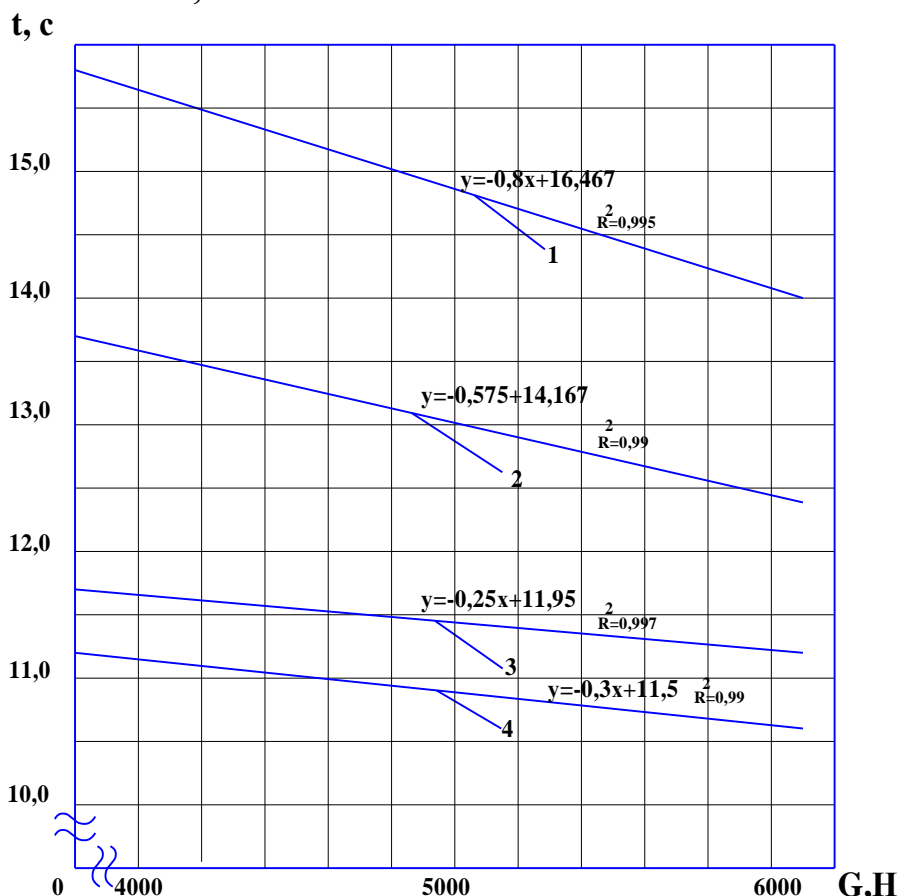


Рис. 4.28 Зависимость времени разгона ТГА от силы инерции, возникающей при работе дисбалансов

1 – масса прицепа $M_{п}=5000$ кг; 2 - масса прицепа $M_{п}=3500$ кг;
3 - масса прицепа $M_{п}=3200$ кг; 4 - масса прицепа $M_{п}=2200$ кг.

При увеличении массы прицепа до 5000 кг время разгона возросло до 15,75 с, то есть в среднем по измерениям на 40,6% [103,104,136].

При работе установки, возникающая сила инерции равная 6106 Н, позволила сократить время разгона до установившегося движения ТГА с прицепом массой 3200 кг - от 11,7 до 11,2 с, то есть на 4%, с прицепом массой 3500 кг - от 13,7 до 12,4 с, уменьшение составило 8%. При движении трактора с модернизированным прицепом массой 5000 кг, снижение времени разгона по сравнению с серийным составило 1,75 с или 11%.

4.5.4 Влияние центробежных дисбалансов на путь разгона тракторно-транспортного агрегата

В ходе исследований определялось влияние силы инерции, возникающей при работе центробежных дисбалансов на путь разгона ТТА (рис.4.29) [140,150].

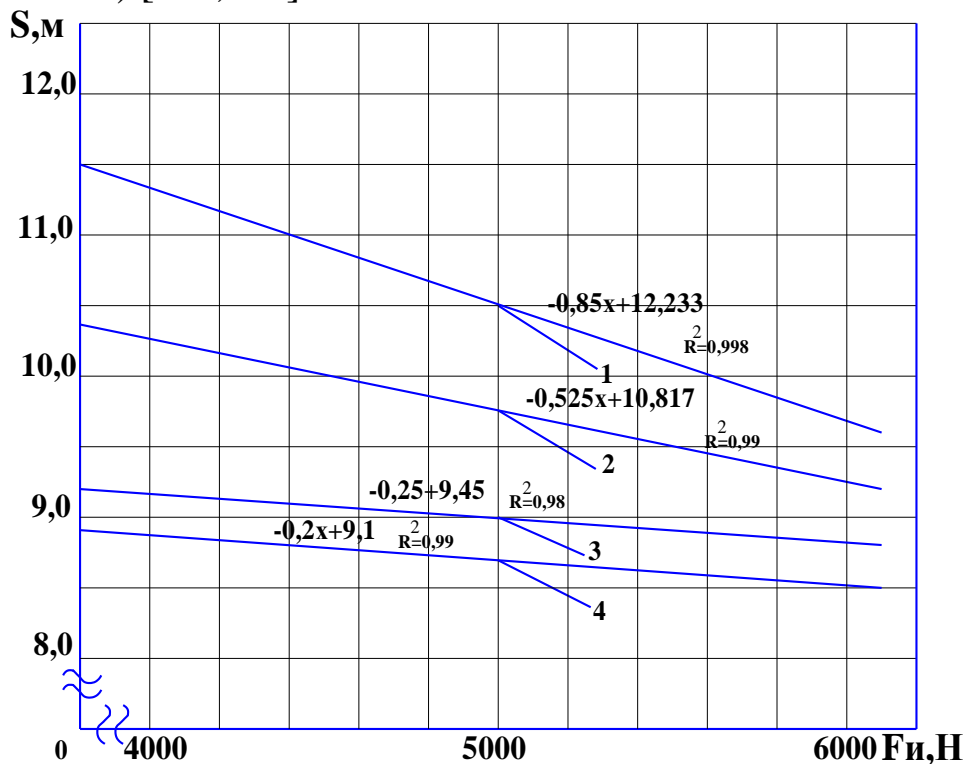


Рис. 4.29 Зависимость пути разгона ТТА от силы инерции, возникающей при работе дисбалансов

1 – масса прицепа $M_p=5000$ кг; 2 – масса прицепа $M_p=3500$ кг;
3 – масса прицепа $M_p=3500$ кг; 4 – масса прицепа $M_p=2200$ кг

Согласно данным (рис. 4.29), величина пути разгона изменялась от 8,9 м у ТТА с серийным прицепом массой 2200 кг, до 11,5 м у ТТА с прицепом массой 5000 кг, то есть на 3,6 м. Увеличение показателя составило 23 %. При работе центробежных дисбалансов ($F_i=5211$ Н), путь разгона у ТТА с прицепом массой 5000 кг равен 10,5 м, сокращение пути составило 8,7%. ТТА с прицепом массой 3500 кг разгоняется до установившейся скорости 9,7 м, что меньше на 4,2% по сравнению с серийным. Для ТТА с прицепом массой 2200 кг уменьшение пути разгона при работе установки составило 2,3%. Экспериментальные данные показали, что при увеличении массы прицепа, интенсивность снижения пути разгона до установившейся скорости возрастает. Так, при возникновении инерцион-

ных сил ($F_{и}=6106$ Н), у ТТА с прицепом массой 2200 кг путь разгона снизился от 8,9 до 8,5 м, уменьшение составило 4,5%, с прицепом массой 5000 кг – от 11,5 до 9,6 м, в данном случае установка дисбалансов позволила снизить путь разгона на 16,5%.

Кроме интенсивности разгона на транспортных работах имеет значение время достижения транспортной скорости и ее величина. Для этого замерялись параметры разгона ТТА с прицепом массой 5000 кг через равные промежутки времени на грунтовой дороге. Опытные данные показывают, что серийный ТТА разгонялся до установившейся транспортной скорости в течение 12 секунд, буксование составило 11,5%, постоянная рабочая скорость агрегата 2,3 м/с. Использование экспериментального прицепа при возникающей силе инерции величиной 6106 Н, позволило сократить время разгона до 9,2 секунды при коэффициенте буксования 5,5%. При этом транспортная скорость увеличилась до 2,5 м/с (рис. 4.30 - 4.32).

Как показывают экспериментальные исследования, ТТА с центробежными дисбалансами наиболее эффективно использовать на небольших расстояниях, то есть при загрузке сеялок зерном или удобрениями, где средняя длина ездки составляет 20-50 метров.

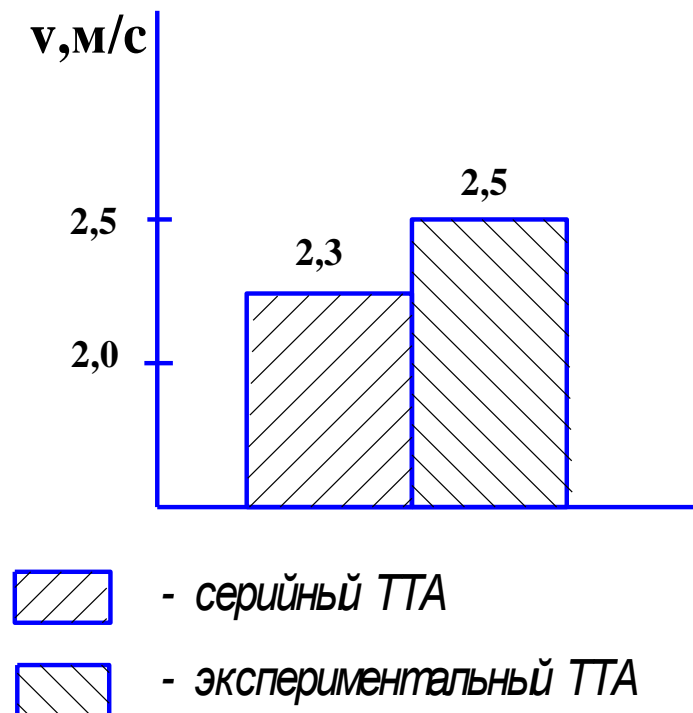


Рис. 4.30. Средние значения скорости ТТА на транспортных работах

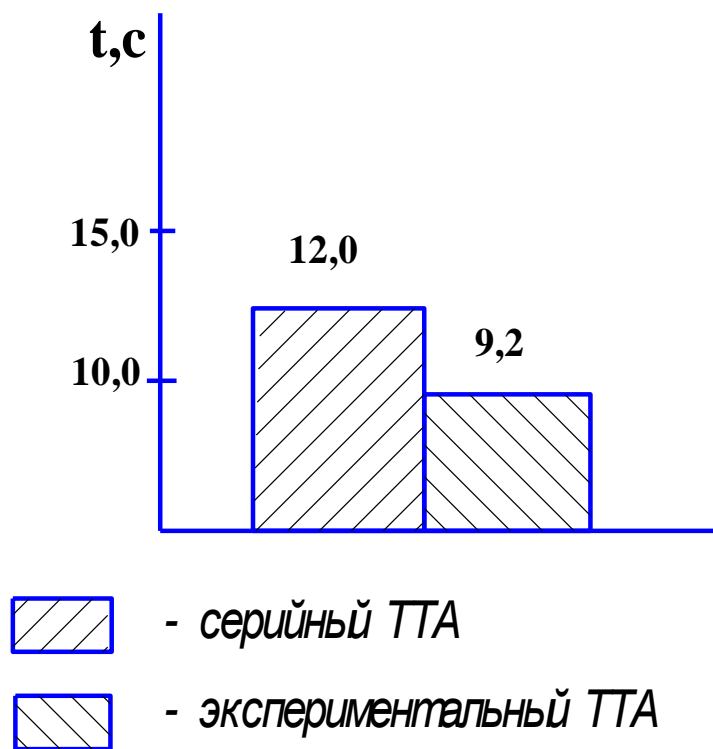


Рис. 4.31. Средние значения времени ТТА на транспортных работах

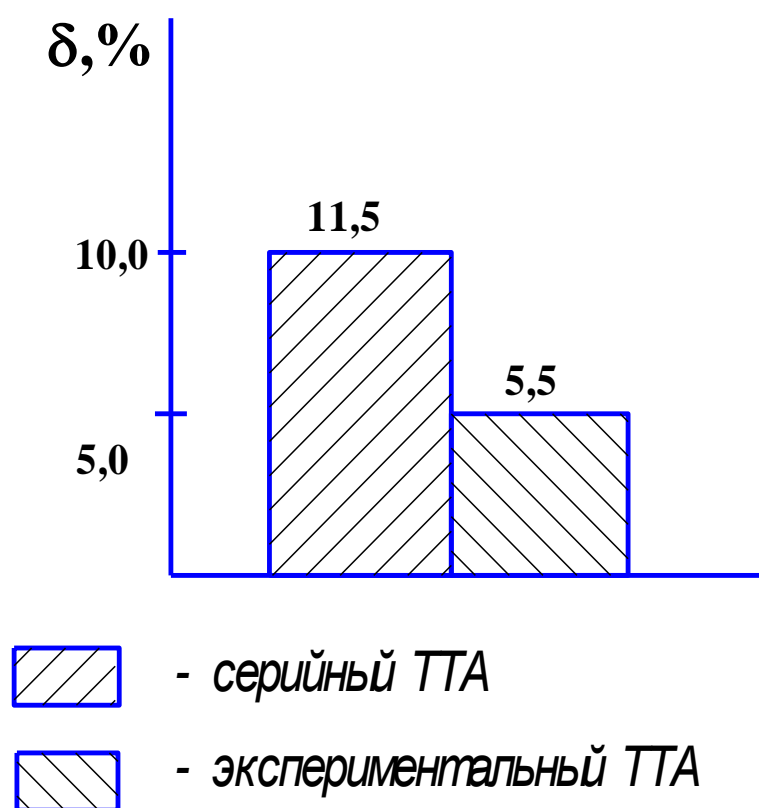


Рис. 4.32. Средние значения буксования ТТА на транспортных работах

4.6 Результаты экспериментальных исследований по мощностному балансу

Представляет интерес, как будет распределяться мощностной баланс экспериментального и серийного ТТА. С этой целью были проведены экспериментальные исследования по определению составляющих тягового баланса [117]

$$P_k^{\varphi} = P_{кр} + P_f, \quad (4.14)$$

где P_k^{φ} - касательная сила тяги трактора по сцеплению.

После общеизвестных из теории трактора и автомобиля подстановок получим

$$N_e = N_{кр} + N_{тр} + N_{\delta} + N_f, \quad (4.15)$$

или

$$N_e - N_f = N_{кр} + N_{тр} + N_{\delta}. \quad (4.16)$$

где N_e - эффективная мощность, кВт;

N_f - мощность, затрачиваемая на качение, кВт;

$N_{кр}$ - тяговая мощность, кВт;

$N_{тр}$ - мощность, затрачиваемая на механические потери, кВт;

N_{δ} - мощность, затрачиваемая на буксование, кВт;

Решим уравнение относительно $N_{кр}$

$$N_{кр} = N_k - N_{\delta} - N_f, \quad (4.17)$$

или

$$N_{кр} = N_k (1 - \delta) - N_f. \quad (4.18)$$

В общем случае для повышения эффективности использования ТТА необходимо повышать крюковую мощность.

С учетом того, что [117]

$$v_p = v_T (1 - \delta), \quad (4.19)$$

достичь этого можно за счет увеличения рабочей скорости движения. Как показали ранее приведенные результаты исследований, транспортная скорость движения экспериментального ТТА выше на 8%, таким образом, крюковая мощность будет выше у экспери-

ментального ТГА. В нашем случае это достигается за счет снижения мощности затрачиваемой на величину буксования.

Распределение составляющих мощностного баланса ТГА с серийным и экспериментальным прицепами при максимальной тяговой мощности в процентном соотношении можно проследить по диаграмме на рисунке 4.33, рассчитанной с использованием уравнения тягового баланса.

Анализ диаграммы показал, что произошло перераспределение составляющих мощностного баланса у экспериментального ТГА по сравнению с серийным, в пользу экспериментального. Применение центробежных дисбалансов позволяет снизить затраты мощности на буксование трактора с 17,41 до 14,1%, тяговая мощность возросла с 60,37 до 64%.

Анализ результатов дает возможность сделать следующий вывод: постановка центробежных дисбалансов на платформу прицепа улучшает тягово-сцепные свойства ТГА, запас крюковой мощности позволит повысить объем перевозимого груза, что в свою очередь повысит производительность ТГА.

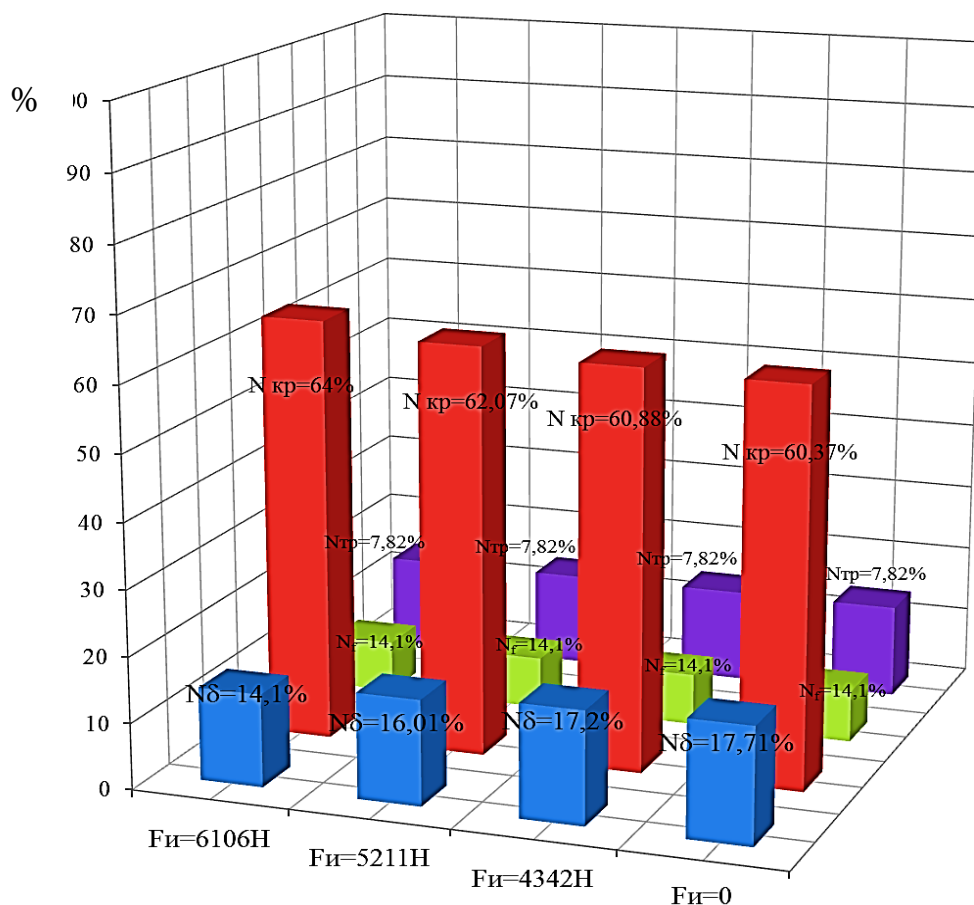


Рис.4.33. Диаграмма распределения мощностного баланса серийного и экспериментального ТГА при массе прицепа 5000 кг

5 ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ

На основании проведенных исследований был выполнен топливно-энергетический анализ для МТА с различным приведенным моментом инерции. Такой подход в расчете эффективности вызван тем, что в связи с рыночной экономикой, существующие методики расчета не всегда точно отображают реальную действительность.

Топливо-энергетический анализ выполнен с учетом методик, изложенных в работах [41,77,78,79].

Прямые затраты энергии

$$E_n = H_m (a_m + f_m), \quad (5.1)$$

где H_m -расход топлива; a_m -теплосодержание топлива;

f_m -коэффициент учитывающий дополнительные затраты энергии на производство топлива.

Затраты живого труда

$$E_{жс} = \frac{n_q a_{жс}}{W_{см}}, \quad (5.2)$$

где n_q -число основных трактористов; $a_{жс}$ -энергетический эквивалент живого труда; $W_{см}$ - производительность МТА.

Удельная энергоёмкость трактора в расчете на 1 ч работы трактора

$$E_m = \frac{M_m C_{mp} (K_m + K_{mk} + K_{mp})}{100T_{нт}}, \quad (5.3)$$

где M_m -масса энергетического средства; C_{mp} -энергетический эквивалент энергетического средства; K_m, K_{mk}, K_{mp} -отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонт тракторов; $T_{нт}$ - годовая загрузка тракторов.

Удельная энергоёмкость сельскохозяйственной машины

$$E_m = \frac{P_m M_m (\Phi_m + \Phi_{mk})}{100T_{нт}}, \quad (5.4)$$

где P_m - энергетический эквивалент с.-х. машины; M_m - масса с.-х. машины; Φ_m, Φ_{mk} - отчисления на реновацию, капитальный и текущий ремонт тракторов; $T_{нт}$ - годовая загрузка с.-х. машин.

Суммарная энергоёмкость трактора и с.-х. машины в расчете на 1 га

$$E_{мм} = \frac{E_m + E_m}{W_{cv}}. \quad (5.5)$$

Совокупные или полные энергозатраты

$$E_{mn} = E_n + E_{эс} + E_{mm} . \quad (5.6)$$

Экономия полных энергозатрат

$$\Delta E_{mn} = E_{mnn} - E_{mnб} , \quad (5.7)$$

где E_{mnn} - совокупные энергозатраты новой машины;

$E_{mnб}$ -совокупные энергозатраты базовой машины.

Коэффициент эффективности

$$K_э = \frac{E_{mnб}}{E_{mn}}$$

5.1 Топливо-энергетическая оценка использования энергетического средства с дополнительным маховиком

Произведём расчёты эффективности использования серийного трактора МТЗ – 82 с прицепом 2ПТС – 4 на транспортных работах в сравнении с экспериментальным трактором МТЗ – 82 с дополнительным маховиком, приводимым в действие от ВОМ. Полученные данные внесём в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Энергетическая оценка использования трактора МТЗ-82 на транспортных работах ($МДж/т \cdot км$)

| Показатели | Серийный | Экспериментальный ТТА, 500 об/мин | Экспериментальный ТТА, 1000 об/мин |
|--|----------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Прямые затраты труда | 92,25 | 86,42 | 83,26 |
| Затраты живого труда | 0,025 | 0,021 | 0,019 |
| Суммарная энергоёмкость трактора и прицепа | 2,93 | 2,5 | 2,23 |
| Совокупность или полные энергозатраты | 95,214 | 88,94 | 85,4 |
| Экономия полных энергозатрат | - | 6,27 | 9,814 |

Расчеты показывают, что использование трактора МТЗ-82 с дополнительным маховиком $m=50$ кг, $n=500$ и $n=1000$ об/мин и прицепом 2ПТС 4 даёт экономию 6,27 и 9,814 $МДж/т \cdot км$.

5.2 Эффективность использования трактора "Кировец" с одинарными и сдвоенными колесами

Расчет эффективности использования трактора "Кировец" с одинарными и сдвоенными колесами представлен в таблице 5.2. Экономия полных энергозатрат на основных с.-х. операциях составила 364,3 $МДж/га$.

Таблица 5.2

Топливо-энергетическая оценка использования тракторов К-701 на одинарных и сдвоенных колёсах (МДж/га)

| Параметры | Вид сельскохозяйственной операции | | | | | | | | | |
|---|-----------------------------------|--------|---------|---------|--------|--------|-----------------|--------|-------------|--------|
| | Дискование | | Вспашка | | Посев | | Культивирование | | Боронование | |
| | ОД | СД | ОД | СД | ОД | СД | ОД | СД | ОД | СД |
| Прямые затраты энергии | 86,43 | 80,64 | 967,70 | 922,30 | 150,20 | 116,20 | 230,80 | 175,50 | 100,10 | 83,30 |
| Затраты живого труда | 0,07 | 0,07 | 0,42 | 0,39 | 0,05 | 0,05 | 0,11 | 0,09 | 0,08 | 0,07 |
| Суммарная энергоёмкость трактора и СХМ. | 70,10 | 50,20 | 220,01 | 194,80 | 114,80 | 70,21 | 83,60 | 62,80 | 66,20 | 52,20 |
| Совокупные или полные затраты | 156,21 | 130,91 | 1189,40 | 1117,50 | 265,01 | 186,31 | 735,40 | 579,20 | 167,40 | 135,60 |
| Экономия полных энергозатрат | 25,70 | | 71,90 | | 78,70 | | 156,20 | | 31,80 | |
| Общая экономия энергозатрат | 364,30 | | | | | | | | | |
| Коэффициент эффективности | 1,19 | | 1,06 | | 1,42 | | 1,23 | | 1,23 | |

5.3 Эффективность использования колесного трактора класса 1,4 со сдвоенными задними колёсами

Расчёт эффективности использования трактора МТЗ-82 со сдвоенными задними колёсами произведён в сравнении с серийным. Полученные результаты приведены в таблице 5.3.

Из таблицы 5. 3 можно сделать следующий вывод, что общая экономия полных энергозатрат при бороновании, сплошной культивации, дисковании и прикатывании составила 88,1 МДж/га, или в рублёвом эквиваленте 18,17 рублей на 1 га.

5.4 Энергетическая эффективность от использования центробежных дисбалансов

Энергетическая эффективность от использования центробежных дисбалансов приведена в таблице 5.4. Анализируя результаты, можно сделать вывод, что использование трактора МТЗ-80 и прицепа 2 ПТС-4 с центробежными дисбалансами даёт экономию полных энергозатрат 7,71 МДж/т·км или в рублёвом эквиваленте 3,6 р. на 1 т·км по сравнению с серийным ТТА.

Таблица 5.4

Топливо-энергетическая оценка использования трактора МТЗ-80 на подвозе минеральных удобрений (МДж/ткм)

| Показатели | Серийный агрегат | Экспериментальный агрегат |
|--|------------------|---------------------------|
| Прямые затраты труда | 101,7 | 95,4 |
| Затраты труда | 0,048 | 0,035 |
| Суммарная энергоёмкость трактора и прицепа | 5,46 | 4,1 |
| Совокупные или полные энергозатраты | 107,21 | 99,5 |
| Экономия полных энергозатрат | - | 7,71 |

Таблица 5. 3

Топливоно-энергетическая оценка использования колесного трактора класса 1,4 на одинарных и сдвоенных колесах, МДж/га

| Параметры | Вид сельскохозяйственной операции | | | | | | | |
|--|-----------------------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|----------------------|------------------|
| | Дискование | | Боронование | | Прикатывание | | Сплошная культивация | |
| | Одинарные колёса | Сдвоенные колёса | Одинарные колёса | Сдвоенные колёса | Одинарные колёса | Сдвоенные колёса | Одинарные колёса | Сдвоенные колёса |
| Прямые затраты энергии | 232,41 | 212,38 | 79,05 | 72,20 | 93,81 | 82,74 | 246,64 | 233,46 |
| Затраты живого труда | 0,59 | 0,49 | 0,19 | 0,18 | 0,26 | 0,25 | 0,66 | 0,59 |
| Суммарная энергоёмкость трактора и сельскохозяйственной машины | 177,43 | 165,84 | 48,25 | 47,62 | 154,32 | 141,29 | 165,71 | 152,17 |
| Совокупные или полные энергозатраты | 408,43 | 378,71 | 127,49 | 120,01 | 248,39 | 224,28 | 413,01 | 386,22 |
| Экономия полных энергозатрат | 29,72 | | 7,48 | | 24,11 | | 26,79 | |
| Общая экономия энергозатрат | 88,1 | | | | | | | |
| Экономическая эффективность, руб./га | 18,17 | | | | | | | |
| Коэффициент эффективности | 1,08 | | 1,06 | | 1,11 | | 1,07 | |
| Степень снижения общих затрат труда (чел.ч/га), % | 10,7...11,6 | | | | | | | |
| Степень снижения прямых эксплуатационных затрат (руб./га), % | 9,8...11,3 | | | | | | | |

ВЫВОДЫ

В результате научно-исследовательских работ можно сделать следующие основные выводы:

1. В результате теоретических разработок были получены аналитические зависимости по влиянию приведённого момента инерции (дополнительного маховика) на поступательную скорость движения транспортного агрегата. Экспериментальные исследования доказали, что постройка дополнительного маховика повышает скорость движения экспериментального транспортного агрегата на 7,0-11,3% по сравнению с серийным за счет снижения величины буксования транспортного агрегата. Теоретические и экспериментальные исследования выявили, что неустановившийся характер нагрузки оказывает большое влияние на производительность транспортного агрегата. Увеличение момента инерции транспортного агрегата позволило повысить производительность на 19,6-33,5% , снизить удельный расход топлива на 6,3-9,7%, повысить тяговую мощность транспортного агрегата на 15,0-28,0% и при снизить мощность, затрачиваемую на буксование на 28,6-53,0%. При использовании транспортного агрегата на транспортных работах рекомендуемая масса дополнительного маховика 50кг и число оборотов ВОМ от 500об/мин до 1000 об/мин в зависимости от типа дороги, массы перевозимого груза и скорости движения. Использование транспортного агрегата с дополнительным маховиком приводит к экономии полных энергозатрат 6,3-9,8 МДж/кг по сравнению с серийным вариантом на внутрихозяйственных перевозках.

2. На основании исследований установлено, что в процессе эксплуатации на работу МТА большое влияние оказывает неустановившийся характер нагрузки, колебание которого может достигать до 40 %. Снизить это влияние возможно за счет увеличения момента инерции машинно-тракторного агрегата постановкой дополнительных колес на трактор. Постановка сдвоенных колес позволяет повысить коэффициент загрузки двигателя на 18,0-24,0%, снизить степень неравномерности ведущего момента на 20,0-25,0%, уменьшить степень неравномерности поступательного движения на 18,0-20,0%, буксование - на 10,0-14,0%. Экономия полных энергозатрат на основных сельскохозяйственных операциях при использовании

трактора класса 5 на сдвоенных колесах составила 364,3 МДж/га, класса 1,4 - 88,1 МДж/га.

3. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что возникающая сила инерции от неуравновешенных масс, расположенных над передней осью прицепа, уменьшает равнодействующую нормальных реакций опорной поверхности на колесо прицепа пропорционально массе дисбалансов. Установлено, что использование трактора МТЗ-80 в агрегате с прицепом 2 ПТС-4 с центробежными дисбалансами позволяет снизить коэффициент буксования при разгоне на 9,0-10,7% и путь на 4,2-8,7% по сравнению с серийным тракторно-транспортным агрегатом, при этом коэффициент сопротивления качению в зависимости от массы прицепа снижался от 0,14-0,15 до 0,12-0,13. Определены оптимальные конструктивные и режимные параметры центробежных дисбалансов, обеспечивающие снижение коэффициентов сопротивления качению при трогании с места в 1,15-1,17раза, которые составляют: масса грузов – 45 кг, радиус кривошипа – 0,265 м, $n_{ВОМ}$ – 1000 об/мин при коэффициенте затухания колебаний $n=2\pi c^{-1}$ и коэффициенте динамичности $\lambda=0,38$. Использование трактора МТЗ-80 с экспериментальным прицепом на подвозе минеральных удобрений дает экономию полных энергозатрат 7,71 МДж/т·км или в рублёвом эквиваленте 3,6р. на 1 т·км по сравнению с серийным ТТА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абидуллин, С.Н. Использование гидроувеличителя сцепного веса трактора класса 1,4 с упругой навеской на почвах пониженной влажности/ С.Н. Абидуллин, Н.Г. Кузнецов// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. - №6. – С.11-12.
2. Авакуменко, В.С. К вопросу определения приведенного момента инерции тракторного двигателя в период разгона / В.С. Авакуменко // «125 лет Белорусской сельскохозяйственной академии»: сб.науч.тр. БСХА. – Минск, 1965. – С. 173 – 176.
3. Агроклиматические ресурсы Ам. обл.: справочник. – Л.: Гидрометеиздат, 1973. – 104 с.
4. Амурская область в цифрах: Краткий статистический сборник /Амурстат-Б., 2012.– 372с.
5. Аникин, А.С. Исследование влияния скорости движения на эксплуатационные показатели колесного трактора класса 1,4 тонны в условиях БССР: дис.... канд. техн. наук. – Минск-Благовещенск, 1969. –243с.
6. Анилович, В.Н. О колебании колесного трактора при езде по неровностям / В.Н. Анилович// Тракторы и сельхозмашины. – 1961. -№10. -С. 21-26.
7. Анохин, В.И. Исследование тяговых качеств, трактора МТЗ-82 и тяговых сопротивлений прицепов в транспортном агрегате / В.И. Анохин // Тракторы и сельхозмашины. – 1972. - №5. – С. 86 – 89.
8. Артамонов, М.Р. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / М.Р. Артамонов. – М.: Колос, 1970. – 357 с.
9. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин. –М.: Наука, 1967. –719 с.
10. Асманкин, Е.М. К вопросу о снижении буксования колесной машины/ Е.М. Асманкин, М.В. Завалий, А.А. Сорокин, В.С. Стеновский, В.В.Реймер// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. - №7. – С. 28-29.
11. Банник, А.П. Исследование тягово-динамических качеств сельскохозяйственного трактора ДТ-75 М с двигателем по-

- стоянной мощности/ А.П. Банник, С.И. Дорменев, Г.А. Иванов// Исследование эффективности применения на тракторах двигателей постоянной мощности: сб. науч.тр. НАТИ. – М., 1978. – Вып.257. – С.9-22.
12. Баранович, Б.М. Тракторные средства в сельском хозяйстве и их использование / Б.М. Баранович. - М., 1980. – 265 с.
 13. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
 14. Беляев, Б.М. Оценка разгонных качеств машинно-тракторного агрегата по энергозатратам/ Б.М. Беляев, А.Д. Ананьин// сб. науч. тр. МИИСП. – М., 1973 . – Вып.2. – С.94-99.
 15. Бендант, Д. Измерение и анализ случайных процессов / Д.В. Бендант, А.Н. Пирсол. – М.:Мир, 1967. – 176 с.
 16. Богомоллов Л.К. Буксование трактора при повышении скорости / Л.К. Богомоллов, А.К. Тургиев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1968. – №6. – С. 41 – 42.
 17. Болтинский, В.Н. Развитие научных исследований по созданию скоростных МТА и внедрение их в производство // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. –1969. -№7. -С. 8-11.
 18. Болтинский, В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившемся характере нагрузки /В.Н. Болтинский. -М.: Сельскохозяйственная литература и плакат, 1959.-127 с.
 19. Болтинский, В.Н. Мощность тракторного двигателя с неустановившейся нагрузкой и ее определение /В.Н. Болтинский// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. –1952. -N 2. -С. 18-21.
 20. Большев, Л.Н. Таблицы математической статистики/ Л.Н. Большев, Н.В. Смирнов.-М.: Наука, 1965. -464 с.
 21. Васильев, А.В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства. –М.: Машиностроение, 1969. -192с.
 22. Веденяпин, Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка/Г.В. Веденяпин, Ю.К. Киртбая, М.Г. Сергеев. –М.: Колос, 1986. –338с.
 23. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. - М.:

Физико-математическая литература, 1958. -459 с.

24. Вентцель, Е.С. Теория вероятности /Е.С. Вентцель. -М.: Наука, 1969. -576 с.
25. Гамаюнов, А.М. Анализ управляющих и возмущающих воздействий в системе тракторно-транспортного агрегата/ А.М. Гамаюнов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. - №5. - С.23-24.
26. Гарднер, Дж. Переходные процессы в линейных системах / Дж. Гарднер, Л. Бернс. – М.: Гостехиздат, 1949. – 118 с.
27. Геккер, Ф.Р. Исследование влияния основных параметров упруго-фрикционного демпфера на крутильные колебания силовой передачи трактора/ Ф.Р. Беккер, С.Г. Борисов, С.А. Лапшин// Исследования динамических нагрузок в силовых передачах тракторов: сб. науч. тр. НАТИ, М., 1974. – Вып. 227. – С.16-29.
28. Гидроклиматические ресурсы Ам. обл.: справочник. - Благовещенск.: Хабаровское кн. изд-во, 1983. – 67 с.
29. Гулия, Н.В. Маховик – транспорт будущего / Н.В. Гулия // Наука и жизнь. – 1973. – №4. – С. 17 – 23.
30. Гуськов, В.В. Вероятностный анализ скоростей движения тракторных поездов класса 1,4 / В.В. Гуськов, П.П. Артемьев // Авто- и тракторостроение. – Минск: Высшая школа, 1977. – Вып. 9. – С. 91 – 96.
31. Гуськов, В.В. Тракторные поезда / В.В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1982. – 181 с.
32. Гуськов, В.В. Тракторы. Часть 2. Теория /В.В. Гуськов. – Минск: «Вышэйш.школа», 1977. – 384 с.
33. Гутьяр, Е.М. Уточнение расчета массы маховика по методу профессора Н.И.Мерцалова //Вестник металлопромышленности. -1939.- №3. -С. 15-22.
34. Деев, А.К. Динамическая характеристика дизельного двигателя мобильного агрегата /А.К. Деев// Разработка рациональных методов эксплуатации МТП: сб. научн. тр. молодых ученых ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1970.- Вып. 68. - Ч. 1. - С. 25-30.
35. Денисов, А.А. Определение затрат мощности на качение и буксование трактора с четырьмя ведущими колесами при заблокированном приводе осей // сб.науч.тр.ЧИМЭСХ. - Челя-

- бинск, 1975. - Вып.40.-С. 18-21.
36. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в науке и технике. Методы обработки данных /Н. Джонсон, Ф. Лион. -М.: Мир, 1980. -610 с.
 37. Диденко, Н.К. Эксплуатация машинно-тракторного парка/ Н.К. Диденко. –Киев: Урожай, 1977. –39с.
 38. Доспехов, В.А. Методика полевого опыта / В.А. Доспехов. - М.: Колос, 1979. -416 с.
 39. Дубов, М.Е. Определение колебаний скорости МТА с переменной массой при случайном характере воздействующих на него сил /М.Е. Дубов// сб. науч. тр. ГОСНИТИ. – М., 1979.-Т. 50. -С. 205-209.
 40. Жутов, А.Т. Упруго-демпфирующий привод ведущих колес трактора МТЗ-80/ А.Т. Жутов, В.И. Аврамов// Техника в сельском хозяйстве. – 2006. - №1. – С.37-38
 41. Жученко, А.А. Энергетический анализ в сельском хозяйстве / А.А. Жученко, В.Н. Афанасьев. – Кишинев: Штиница, 1988.- 88с.
 42. Завалишин, Ф.С. Исследования работы различных схем тракторного транспорта в труднопроходимых дорожных условиях /Ф.С. Завалишин, А.Е. Волощенко // сб.науч.тр. ВСХИ им. К.Д. Глинки. – Воронеж, 1974. – С. 11 – 15.
 43. Зингерман, Ю.М. Теоретическая механика/ Ю.М. Зингерман, Б.В. Калинин.- Брянск, 1973. – 479 с.
 44. Иванов, В.М. Анализ влияния гидротрансформатора на динамику буксования трактора/ В.М. Иванов// сб. науч. тр ВСХИ. – Воронеж, 1975. – С.57-64.
 45. Иофинов, С.А. Об оптимальных скоростях тракторных агрегатов / С.А. Иофинов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1964. - № 5. - С. 7-11.
 46. Иофинов, С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов. – М.: Колос, 1974. – 479 с.
 47. Канте, К.Р. Уточнение способа Мерцалова Н.И. по определению момента инерции махового колеса / К.Р. Канте// Известия высших учебных заведений. - 1962.- №6. -С. 5-11.
 48. Каримов, Р.Х. Уравнение мобильных сельскохозяйственных агрегатов при неустановившейся нагрузке /Р.Х. Каримов//

- Разработка рациональных методов эксплуатации МТП: сб. науч. тр. ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1990.- Вып. 68.- Ч. 1. - С. 18-24.
49. Кашпура, Б.И. Комплексная механизация растениеводства на Дальнем Востоке / Б.И. Кашпура. - Благовещенск: Хабаров. кн. изд-во, 1978. - 318 с.
 50. Кашпура, Б.И. Система земледелия Амурской области/ Б.И. Кашпура. – Благовещенск: ИПК Приамурье, 2003. – 300 с.
 51. Кашпура, Б.И. Системный подход / Б.И. Кашпура. - Благовещенск: БСХИ, 1983. - 60с.
 52. Киртбая, Ю.К. Элементы теории оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных агрегатов / Ю.К. Киртбая //Тракторы и сельхозмашины.-1971.- №12. -С. 18-20
 53. Киселев, Н.И. Определение минимальной угловой скорости коленчатого вала двигателя при разгоне тракторного агрегата/ Н.И. Киселев// сб. науч. тр ВСХИ. – Воронеж. 1975. – С.187-190.
 54. Киселев, Н.И. Работа буксования муфты сцепления при разгоне трактора с переключением передач на ходу/ Н.И. Киселев// сб. науч. тр. ВСХИ. – Воронеж, 1974. – Т.62 -. С.183-187.
 55. Киселев, Н.И. Разгонные качества трактора с переключением передач на ходу/ Н.И. Киселев, С.Т. Павленко// сб. науч. тр. ВСХИ. – Воронеж, 1972. – С.105-112.
 56. Колычев, Е.И. Исследование работы машинно-тракторного агрегата с упругими и демпфирующими элементами в силовом приводе/ Е.И. Колычев// сб. науч. тр. НАТИ. – М., 1975. – С.62-70.
 57. Коптев, В.В. Исследования динамики колесного трактора при неустановившейся нагрузке / В.В. Коптев, А.Ф. Шкарлет// сб.науч.тр. ВНИИМЭСХ. - Зеленоград, 1970. – С. 66 – 73.
 58. Коршун, Н.А. Агрегатирование тракторов Т-150 и Т-150К с сельскохозяйственными машинами / Н.А. Коршун. –М.: Колос. -1975. –160с.
 59. Котляров, В.В. Исследования энергетического баланса МТА в первой фазе разгона / В.В. Котляров, Н.Н. Мелешик // Механизация и электрификация с.-х. производства: сб.науч.тр. ВНИИМЭСХ. – Зеленоград, 1971. – Вып.14. – С. 76 – 81.

60. Котляров, В.В. Энергетический баланс МТА при неустановившихся режимах движения/ В.В. Котляров// сб. науч. тр ВНИИМЭСХ.- Зерноград, 1973. – Вып.16. – С.108-118.
61. Кравченко, В.А. Показатели машинно-тракторных агрегатов с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора класса 1,4/ В.А.Кравченко// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. - №8. – С. 6.
62. Кулаков, И.П. Влияние момента инерции маховика на некоторые технико-экономические показатели и износ тракторного двигателя при его работе на неустановившейся нагрузке: автореф. дис...канд.техн.наук/ И.П. Кулаков. – Воронеж, 1972. – 23 с.
63. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства/ Г.М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
64. Левитанус, А.Д. Об оптимальном соотношении скорости движения и ширины захвата МТА различной энергонасыщенности / А.Д. Левитанус //Тракторы и сельхозмашины. - 1971.- №12. -С. 79.
65. Леонтьев, Т.А. О буксовании гусеничного движителя / Т.А. Леонтьев//Тракторы и сельхозмашины. – 1961. - №5. -С. 16-19.
66. Линтварев, Б.А. Научные основы повышения производительности агрегатов/ Б.А. Линтварев. –М.: Колос, 1962. -606с.
67. Липкович, Э.И. Двигатели постоянной мощности и регулируемый гидропривод в тракторной трансмиссии/ Э.И. Липкович, А.П. Бобряшов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. - №10. – С.17-19.
68. Ломоносов, Ю.Н. Исследование влияния упругих свойств силовой передачи на работу тракторного агрегата: дис....канд. техн. наук/Ломоносов Ю.Н. –Челябинск, 1961.- 176 с.
69. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов/ А.Б. Лурье. -М.: Колос, 1981. -381 с.
70. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. -Л.: Колос, 1970. -376 с.
71. Лысов, А.М. Уравнение динамической характеристики тракторного двигателя /А.М. Лысов// Тракторы и сельхозмашины. - 1969.- №2. - С. 15-17.

72. Львов, Е.Д. Теория трактора /Е.Д. Львов.-М.: Машгиз, 1960.-252с.
73. Медведев, М.И. Динамика разгона сельскохозяйственного тракторного агрегата / М.И. Медведев. – М.: Гостехиздат, 1955. - 159 с.
74. Мелехов, В.Н. Влияние сцепного веса колесного трактора на его некоторые тяговые показатели // сб.науч.тр. СИМСХ. - Саратов, 1970.-С. 31-34.
75. Мелехов, В.Н. О влиянии изменения сцепного веса колесного трактора на его тягово-сцепные показатели на почве повышенной влажности // сб.науч.тр. СИМСХ. - Саратов, 1970, вып. 43.- С. 21-29.
76. Мерцалов, Н.И. Динамика механизмов/ Н.И. Мерцалов.–М., 1914. –206с.
77. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений.- М.:Колос,1980.-112с.
78. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве.- М.:ВИМ,1995.-95 с.
79. Методические рекомендации по определению показателей энергоёмкости производства сельскохозяйственной продукции – М.: ВИЭСХ, 1990. – 93 с.
80. Милько-Черноморец, Н.А. Исследование работы тракторного транспортного агрегата/ Н.А. Милько-Черноморец. – Минск: «Звезда», 1962. – 39 с.
81. Миненко, Н.А. Разгон трактора с гидромеханической трансмиссией при сбросе нагрузки/ Н.А. Миненко//сб. науч. тр. ВНИИМЭСХ. - Зеленоград, 1974. – Вып.17. – С.24-29.
82. Орлов, Н.М. Определение числа оборотов тракторного двигателя, работающего с неустановившейся нагрузкой // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.- 1964.- №3. -С. 5-7.
83. Орлов, Н.М. Определение оптимальных скоростей движения и ширины захвата агрегатов //Вестник сельскохозяйственной

- науки. -1961.- №4. -С.15-17.
84. Орлов, Н.М., Определение экономически оптимальных скоростей движения, ширины захвата и мощности двигателя МТА. –М.: Колос. -1964. –102с.
85. Павленко, С.Т. Определение времени разгона тракторных агрегатов с различными коробками передач/ С.Т. Павленко// сб.науч. тр. ВСХИ. – Воронеж, 1970. – Т.44. – С.103-107
86. Пат. 2447999 Российская Федерация, Вспомогательное устройство для повышения проходимости полноприводного колесного трактора / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е. .; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет. - №2010142351; заявл. 15.10.2010; опубл. 20.01.12. – 5с.
87. Пат. 2468928 Российская Федерация, Переходное устройство для установки на задние ступицы колесного трактора «МТЗ» сменного треугольного гусеничного движителя / Щитов С.В. Дудников С.А.,Кузнецов Е.Е.; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет. - №2011110458; заявл. от 18.03.11; опубл. 10.12.12. – 4с.
88. Пат. 2468929 Российская Федерация, Переходное устройство для установки дополнительных колес на ступицы трактора типа «Кировец» /Щитов С.В.. Кузнецов Е.Е.; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет. - № 2011113301; заявл. 06.04.2011; опубл. 10.12.12. – 8с.
89. Пат. № 2399542 Российская Федерация, Вспомогательное устройство для повышения проходимости неполноприводного колесного трактора / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е. .; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет. - №2009131292; заявл. 17.08.09; опубл. 20.09.10. – 7с.
90. Пат. № 2402428 Российская Федерация, Вспомогательное колесо с выдвигаемыми грунтозацепами / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е. .; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет.- №2009102795; заявл. 28.01.09, опубл. 27.10.10. – 6с.
91. Пат. № 2406616 Российская Федерация, Переходное устройство для установки дополнительных колес трактора «Кировец» / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е. .; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет.-

- №2009130555; заявл. 10.08.09; опубл. 20.12.10. – 7с.
92. Пат. № 2435676 Российская Федерация, Переходное устройство для установки дополнительных колес на ступицы переднего моста полноприводного трактора типа МТЗ / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е. ; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет. - №2010141203; заявл. 07.10.10; опубл. 10.12.11. – 5 с.
 93. Пат. №2447999 Российская Федерация, Вспомогательное устройство для повышения проходимости полноприводного колесного трактора / Щитов С.В., Кузнецов Е.Е. ; заявитель и патентообладатель Дальневосточный гос.агроуниверситет. - №2010142351; заявл. 15.10.10; опубл. 20.01.12. – 6с.
 94. Пейсахович, Б.И. Методика определения оптимальной энергонасыщенности трактора / Б.И. Пейсахович //Тракторы и сельхозмашины. -1971.- №4. -С. 21-24.
 95. Поливаев, О.И. Тягово-динамические качества трактора класса 20 кН с упруго-демпфирующим приводом/ О.И. Поливаев, Н.В. Кочетков, С.Т. Павленко// сб. науч. тр. ВСХИ. – Воронеж, 1987. – С.109-117.
 96. Поливаев, О.И. Эффективность использования упругодемфирующего привода ведущих колес/ О.И. Поливаев, А.В. Панков// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – №2. – С.24-27.
 97. Рерих, К.З. Теория регулирования машин /К.З. Рерих. –М., , 1916. -Ч.1. –215с.
 98. Русанов, В.А. Проблемы ходовых систем сельскохозяйственных тракторов и возможные пути их решения //тез. докл. науч. конф.- Киев, 1975.-С. 18-25.
 99. Свирщевский, Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка// б.С. Свирщевский.–М.: Сельхозиздат, 1958. –660с.
 100. Система технологий и машин для комплексной механизации растениеводства Амурской области на 2011-2015 гг. /под общ. ред. И.В. Бумбара, А.Н. Панасюка, В.А. Тильбы. – Благовещенск: ДальГАУ, 2011. – 263 с.
 101. Система земледелия Амурской области. – Благовещенск: ИПК «Приамурье», 2003. – 304 с.
 102. Скотников, В.А. Основы расчета и расчета трактора и авто-

- мобиля / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
103. Спириданчук, Н.В. Повышение эффективности использования колесных тракторов класса 1,4 на транспортных работах / Н.В. Спириданчук // Дальневосточный аграрный вестник, 2011. - вып.1(17). - С.39-45.
104. Спириданчук, Н.В. Экспериментальные исследования ТГА с прицепом 2ПТС-4 с "центробежными дисбалансами" на транспортных работах / Н.В. Спириданчук // Механизация и электрификация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск.- 2010. - Вып. 17. - С.122-126.
105. Суханов, В. Ф. Повышение динамического фактора колёсных тракторов на транспортных работах / В. Ф. Суханов // Эксплуатация машин в полеводстве: тр. Саратовского СХИ им. Н. И. Вавилова. – Саратов, 1985. – С. 109-116.
106. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики/ С.М. Тарг. – М., Высш. шк., 1986. – 416 с.
107. Титов, Ю.А. О резервируемой мощности и коэффициенте загрузки двигателя при разгоне скоростного тракторного агрегата/ Ю.А. Титов, М.М. Шумский/ сб. науч. тр. МИИСП. – М., 1973. – вып.2. – С.105-113.
108. Уваров, В. А. Аграрная реформа на Дальнем Востоке / В. А. Уваров. – Хабаровск.: Агрокорпорация «Дальагро», 1995. – 433 с.
109. Фомин, С.Д. Устойчивость движения транспортного агрегата с пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом ведущих колес// С.Д. Фомин, В.И. Аврамов//Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. - №8. – С.17-19.
110. Харитончик, Е.М. Влияние переключения передач на ходу на показатели разгона тракторного агрегата/ Е.М. Харитончик, Н.И. Киселев, С.Т. Павленко// сб. науч. тр.ВСХИ. – Воронеж, 1970.-Т.44.- С.35-44
111. Харитончик, Е.М. Применение уравнения Лангранжа для анализа динамики разгона тракторного агрегата/ Е.М. Харитончик, Н.И. Киселев, В.А. Овчаров// сб. науч. тр.ВСХИ. – Воронеж, 1972.-Т.53.- С.10-13
112. Харитончик, Е.М. Пути повышения энергетических и дина-

- мических качеств тракторов/ Е.М. Харитончик// сб. науч. тр. ВСХИ. – Воронеж, 1975. Т. 68. – С.4-21.
113. Харитончик, Е.М. Влияние инерции вращающихся масс на закономерности движения машин / Е.М. Харитончик // сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1979. – Т. 99. С. 76.
114. Харитончик, Е.М. О влиянии момента инерции маховика двигателя на разгонные качества трактора класса 0,9 т / Е.М. Харитончик, И.П. Кулаков // сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1978. – Т.99. – С. 19 – 21.
115. Цукуров, А.М. Исследование процесса разгона МТА с податливой связью в прицепном устройстве трактора/ А.М. Цукуров// сб. науч. тр. ВНИИМЭСХ. – зерноград, 1979. – вып.12. – С.110-117.
116. Чибисов, В.В. Работа двигателя трактора с гидротранспортом при неустановившейся нагрузке/ В.В. Чибисов// сб. науч. тр. ВСХИ. – Воронеж, 1974. – Т.62 -. С.206-207.
117. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля/ Д.А. Чудаков.- М.: Колос, 1972.- 384 с.
118. Чупак, Г.Н. Исследование влияния упругого привода ведущих колёс на буксование трактора 14 кН в условиях с.-х. производства Дальнего Востока: автореф. дис...канд. техн. наук/ Г.Н. Чупак. – Благовещенск, 1977. – 75с.
119. Чухчин, Н.Ф. Улучшение технико-экономических показателей тракторов путем применения двигателей постоянной мощности/ Н.Ф. Чухчин, И.И. Трепенков, А.П. Банник// Исследование эффективности применения на тракторах двигателей постоянной мощности: сб. науч. тр. НАТИ. – М., 1978. – Вып.257. – С.3-8.
120. Шевцов, В.Г. Математическая модель процесса трогания и разгона агрегатов на базе трактора К-700/ В.Г. Шевцов // сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1973. – Т.59. -С.11.
121. Шевцов, П.П. О разгоне тракторного агрегата/ П.П. Шевцов, В.Н. Шулепов// сб. науч. тр. ВИМ. – М., 1968. – С.129-140.
122. Шестухин, В.И. Повышение динамических и экономических показателей тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.И. Шестухин// Тракторы и сельхозмашины. - 1961.- №7. -С. 9-12.

123. Шкарлет, А.Ф. О тяговых показателях колесного трактора при неустановившейся нагрузке /А.Ф. Шкарлет// Тракторы и сельхозмашины. -1969. -№7. -С. 4-6.
124. Щитов, С.В. Влияние сдвоенных колес трактора “Кировец” на его эксплуатационные показатели в условиях сельскохозяйственного производства Амурской области: дис...канд.техн.наук/
Щитов С.В. – Благовещенск, 1985. – 150 с.
125. Щитов, С.В. Влияние движителя на эксплуатационные характеристики трактора МТЗ-82 / С.В. Щитов, В.И. Злобин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. - № 8. – С.37-40.
126. Щитов, С.В. Влияние дополнительного маховика на грузоподъемность МТА / С.В. Щитов, В.А. Сенников; Дальневосточный государственный аграрный университет. - М., 2004. – Деп. в ЦНИиТЭИ РАСХН ВНИИЭСХ 26.10.04, №136/19232 – 8 с.
127. Щитов, С.В. Влияние момента инерции МТА на производительность транспортных работ / С.В. Щитов, В.А. Сенников; Дальневосточный государственный аграрный университет. - М., 2004. – Деп. в ЦНИиТЭИ РАСХН ВНИИЭСХ 26.10.04, №134/19230 – 19 с.
128. Щитов, С.В. Влияние сдвоенных колес на динамические показатели трактора «Кировец» при подготовке почвы под зерновые культуры / С.В. Щитов, А.М. Емельянов // Прогрессивная технология ремонта машин в Приамурье: сб.науч.тр. БСХИ. – Благовещенск, 1990. – С.98-101.
129. Щитов, С.В. Влияние сдвоенных колес на надежность шарнира рамы и радиус поворота трактора «Кировец» / С.В. Щитов, А.М. Емельянов, П.М. Рябико // Прогрессивная технология ремонта машин в Приамурье: сб.науч.тр. БСХИ. - Благовещенск, 1992. – С.88-93.
130. Щитов, С.В. Влияние сдвоенных колес на тягово-сцепные свойства и производительность трактора класса 1,4 / С.В. Щитов, В.И. Злобин // Высшая школа - ресурс регионального развития: сб.мат. регион. науч.-прак. конф. – Биробиджан, 2008 г – Т.2. - С. 124-126.
131. Щитов, С.В. Влияние сдвоенных колес трактора «Кировец»

на его эксплуатационные показатели в условиях с/х производства Амурской области: автореф.канд.с.-х.наук (05.20.01) / Щитов Сергей Васильевич; [Благовещенский с.-х. инст.-т]. – Саратов. - 28 с.

132. Щитов, С.В. Влияние сдвоенных колес трактора «Кировец» на степень неравномерности ведущего момента / С.В. Щитов // Техника в сельском хозяйстве. – 2002. - № 6. – С.47-50.
133. Щитов, С.В. Влияние центробежного вибратора на силу сопротивления качению прицепа 2 ПТС-4 с трактором класса 1,4/ С.В. Щитов, Н.В. Спириданчук; Дальневосточный государственный аграрный университет. - М., 2008. – Деп. в ЦНИИТЭИ РАСХН ВНИИЭСХ 08.09.2008, № 32/19643 – 7 с.
134. Щитов, С.В. Дополнительные колеса / С.В. Щитов, Пендюков А.А //Сельский механизатор. -2001.- № 3. – С.26-28.
135. Щитов, С.В. К вопросу использования дополнительного маховика/ С.В. Щитов, В.А. Сенников // Механизация и автоматизация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ – Благовещенск, 2004. – С.114-120.
136. Щитов, С.В. К вопросу о снижении силы сопротивления качению прицепа 2 ПТС-4 на транспортных работах/ С.В. Щитов, Н.В. Спириданчук // Механизация и электрификация технологических процессов в с.-х. производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск, 2008. - Вып.15. – С.100-108.
137. Щитов, С.В. К вопросу о степени неравномерности поступательного движения трактора «Кировец» с одинарными и сдвоенными колесами / С.В. Щитов, А.М. Емельянов, В.А. Широков, А.Н. Пенязь //Пути увеличения производства зерна и сои в Амурской области: сб.науч.тр. БСХИ. – Благовещенск, 1984. - С. 136-141.
138. Щитов, С.В. К-701 на сдвоенных колесах / С.В. Щитов, П.М. Рябико //Сельский механизатор. - 2001. - № 10. – С. 23-24.
139. Щитов, С.В. Методы повышения тягово-сцепных свойств транспортных средств / С.В. Щитов, В.Г. Евдокимов, З.Ф. Кривуца // Двойные технологии. – 2012. - №2. - С.75-77.
140. Щитов, С.В. Определение силы сопротивления качению прицепа 2 ПТС-4 на транспортных работах/ С.В. Щитов, Н.В. Спириданчук, А.Н. Панасюк// Современное состояние и пер-

- спективы развития комплексной механизации производства и переработки сельскохозяйственной продукции АПК Дальнего Востока России: сб. науч. тр. ДальНИПТИМЭСХ.- Благовещенск, 2009. – С.221-230.
141. Щитов, С.В. Повышение надежности и производительности колесных тракторов на транспортных работах / С.В. Щитов, В.А. Сенников // Прогрессивная технология ремонта машин в Приамурье: сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск, 1998. – С.31-35.
 142. Щитов, С.В. Повышение опорной проходимости неполноприводного трактора класса 1,4 / С.В. Щитов, Е.И. Решетник, О.В. Щегорец, В.И. Худолец // Техника и оборудование для села. – 2012. - №10.- С.6-8.
 143. Щитов, С.В. Повышение ресурса ведущих мостов трактора «Кировец» /С.В. Щитов, П.М. Рябико // Прогрессивная технология ремонта машин в Приамурье: сб. науч.тр. БСХИ. – Благовещенск, 1990. – С.183-188.
 144. Щитов, С.В. Повышение тягово-сцепных свойств колесных тракторов / С.В. Щитов, А.А. Пендюков // Механизация и электрификация технологических процессов в с.-х. производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ. - Благовещенск, 1998. - Вып. 3. – С.190-196.
 145. Щитов, С.В. Повышение эффективности использования колесного трактора класса 1,4 за счет постановки сдвоенных колес в сельскохозяйственном производстве Амурской области / С.В. Щитов, В.И. Злобин// Дальневосточный аграрный вестник, 2008. – вып.2(6).-С. 52-58.
 146. Щитов, С.В. Повышение эффективности использования МТА в фермерских хозяйствах / С.В. Щитов, В.А. Сенников, О.А. Колесникова // Механизация и электрификация технологических процессов в с.-х. производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск, ДальГАУ, 1996. - Вып 2. – С.69-71.
 147. Щитов, С.В. Повышение эффективности использования тракторов «Кировец» в с.-х. производстве Амурской области/ С.В. Щитов, А.М. Емельянов// Пути увеличения производства зерновых культур и сои в Амурской области: сб. науч.тр. БСХИ. – Благовещенск, 1987. - С.215-220.
 148. Щитов, С.В. Повышение эффективности использования энер-

- гонасыщенных тракторов в условиях Амурской области / С.В. Щитов. - Благовещенск, 1990. – 147 с.
149. Щитов, С.В. Приспособление для установки дополнительных колес на трактор / С.В. Щитов, А.А. Пендюков // Прогрессивная технология ремонта машин в Приамурье: сб. науч. тр. ДальГАУ. - Благовещенск, 1998. – С.174-181.
150. Щитов, С.В. Прицеп с центробежным вибратором / С.В. Щитов, Н.В. Спириданчук // Сельский механизатор. – 2009. - №5. –С.15.
151. Щитов, С.В. Пути повышения эффективности использования колесных тракторов класса 1,4 в условиях Амурской области: монография / С.В. Щитов, И.А. Архипов, В.И. Злобин, И.Д. Темнюк, А.С. Щитов, С.В. Яценко. – Благовещенск: ДальГАУ, 2009 -267 с.
152. Щитов, С.В. Пути снижения техногенного воздействия колесной энергетики в условиях Дальнего Востока: монография / С.В. Щитов. - Благовещенск, ДальГАУ, 2004. – 212 с.
153. Щитов, С.В. Результаты тяговых испытаний трактора класса 1,4 / С.В. Щитов, В.И. Злобин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. - № 12. – С.33-34.
154. Щитов, С.В. Результаты тяговых испытаний трактора МТЗ-82 / С.В. Щитов, А.А. Пендюков // Наука производству: мат. науч.-прак. конф. УНПК ДальГАУ. – Благовещенск, 2000. – С.201-206.
155. Щитов, С.В. Результаты экспериментальных исследований трактора класса 1,4 / С.В. Щитов, М.В. Канделя, В.И. Гоменюк // Тракторы и с/х машины. – 2009. - №2. – С.18-20.
156. Щитов, С.В. Способы повышения производительности МТА с трактором «Кировец» // Ученые БСХИ сельскохозяйственному производству сб.науч.тр БСХИ:.. – Благовещенск, 1988. – Вып. 1. – С.196-198.
157. Щитов, С.В. Теоретическое обоснование снижения величины силы сопротивления качению прицепа 2 ПТС-4/ С.В. Щитов, Н.В. Спириданчук; Дальневосточный государственный аграрный университет. - М., 2008. – Деп. в ЦНИИТЭИ РАСХН ВНИИЭСХ 08.09.2008, № 30/19641 – 10 с.
158. Щитов, С.В. Трактор с дополнительным ведущим мостом / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, В.И. Худовец // Сельский меха-

- низатор. – 2012. - №9. - С.23-24.
159. Щитов, С.В. Тягово-сцепные свойства трактора К-701 на одинарных и сдвоенных колесах /С.В. Щитов, А.М. Емельянов, В.А. Широков, Г.М. Носовцев // Вопросы проходимости: сб.науч.тр. БСХИ. - Благовещенск, БСХИ. – 1987. –86-88 с.
 160. Щитов, С.В. Энергетическая эффективность установки сдвоенных колес на трактор «Кировец» в условиях Амурской области / С.В. Щитов, А.М. Емельянов //Прогрессивная технология ремонта машин в Приамурье: сб. научных тр. ДальГАУ. –Благовещенск, 2000. – С.145-151.
 161. Щитов, С.В. Энергетическая эффективность установки сдвоенных колес на трактор «Кировец» / С.В. Щитов// Техника в сельском хозяйстве. - 2001. - № 5. – С.20.
 162. Шкарлет, А.Ф. О тяговых показателях колесного трактора при неустановившейся нагрузке /А.Ф. Шкарлет// Тракторы и сельхозмашины. -1969. -№7. -С. 4-6.
 163. Юслин, А.А. Исследование маневренности агрегатов с энергонасыщенными тракторами / А.А. Юслин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1968. -№4. -С. 18-22.
 164. Ягодов, О.П. Практика тензометрирования /О.П. Ягодов, В.Ф. Соколов. -Челябинск, 1972. -416 с.
 165. Beireitung mitteleuropaischer Traktoren Vahlensieck bernd Renius Karl – Theodor, Hetz Edmundo// Land techik, 1993, № 8-9.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----------|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 3 |
| 1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ..... | 5 |
| 1.1 Особенности естественно-производственных условий и их влияние на использование систем технологий и машин для возделывания сельскохозяйственных культур в условиях Дальнего Востока..... | 5 |
| 1.2 Влияние неустановившегося характера нагрузки на разгон машино-тракторных агрегатов | 10 |
| 1.3 Влияние неустановившегося характера крюковой нагрузки на эксплуатационные показатели трактора | 22 |
| 1.4 Выводы и задачи исследований..... | 34 |
| 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ.. | 36 |
| 2.1 Влияние неустановившегося характера нагрузки на эксплуатационные показатели трактора | 36 |
| 2.3 Повышение момента инерции энергетического средства за счет увеличения его поступательно движущихся масс и дополнительно установленного маховика | 42 |
| 2.4 Повышение момента инерции энергетического Средства за счет вращающихся масс..... | 51 |
| 2.5 Влияние момента инерции на ведущий момент энергетического средства | 55 |
| 2.6 Влияние приведенного момента инерции МТА на степень неравномерности поступательного движения | 62 |
| 2.7 Снижения силы сопротивления движению прицепной машины за счет использования момента инерции | 65 |
| 2.8 Повышение производительности энергетического средства за счет увеличения его поступательно движущихся масс и дополнительно установленного маховика..... | 73 |
| 3 ПРОГРАММА И ЗАДАЧИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ..... | 84 |
| 3.1 Задачи экспериментальных исследований | 84 |
| 3.2 Общая методика проведения экспериментальных исследований ... | 84 |
| 3.3 Объекты исследований и условия проведения экспериментальных исследований | 85 |
| 3.4 Средства измерений, тарировка тензометрических узлов..... | 89 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 3.4.1 | Измерение тягового усилия | 91 |
| 3.4.2 | Измерение пройденного пути и буксования трактора | 93 |
| 3.4.3 | Измерение дополнительной нагрузки на колеса прицепа | 95 |
| 3.4.4 | Изменение крутящего момента на ведущих полуосях | 97 |
| 3.4.5 | Изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя.... | 97 |
| 3.5 | Методика математической обработки экспериментальных данных | 98 |
| 3.5.1 | Оценка точности измерений | 98 |
| 3.5.2 | Статистическая обработка экспериментальных данных | 99 |
| 3.6 | Методика статистической обработки случайных функций..... | 102 |
| 4 | РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.. | 105 |
| 4.1 | Результаты экспериментальных исследований тракторов с меняющимся приведенным моментом инерции энергетического средства | 105 |
| 4.1.1 | Тяговые испытания с дополнительно установленным маховиком в лабораторных условиях | 105 |
| 4.1.2 | Результаты тяговых испытаний трактора МТЗ-82 на транспортных работах с дополнительно установленным маховиком..... | 107 |
| 4.1.3 | Результаты тяговых испытаний трактора «Кировец»..... | 115 |
| 4.1.4 | Результаты тяговых испытаний колёсного трактора класса 1,4..... | 119 |
| 4.2 | Влияние сдвоенных колес на степень неравномерности поступательного движения, ведущего момента и буксование трактора..... | 124 |
| 4.3 | Статистические характеристики момента сопротивления на ведущих полуосях трактора | 133 |
| 4.4 | Результаты исследований по определению инерционных сил, возникающих от неуравновешенных центробежных масс в лабораторных условиях | 135 |
| 4.5 | Результаты экспериментальных исследований энергетического средства с дополнительно установленными центробежными дисбалансами на прицепе..... | 139 |
| 4.5.1 | Влияние центробежных дисбалансов на величину буксования при разгоне ТТА | 140 |
| 4.5.2 | Влияние центробежных дисбалансов на ускорение при разгоне ТТА..... | 142 |
| 4.5.3 | Влияние центробежных дисбалансов на время разгона ТТА до транспортной скорости..... | 143 |

| | |
|--|------------|
| 4.5.4 Влияние центробежных дисбалансов на путь разгона тракторно-транспортного агрегата..... | 145 |
| 4.6 Результаты экспериментальных исследований по мощностному балансу | 148 |
| 5 ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ.. | 150 |
| 5.1 Топливо-энергетическая оценка использования энергетического средства с дополнительным маховиком..... | 151 |
| 5.2 Эффективность использования трактора "Кировец" с одинарными и сдвоенными колесами | 151 |
| 5.3 Эффективность использования колесного трактора класса 1,4 со сдвоенными задними колёсами | 153 |
| 5.4 Энергетическая эффективность от использования центробежных дисбалансов | 153 |
| ВЫВОДЫ | 155 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | 157 |

*Щитов Сергей Васильевич,
Сенников Вячеслав Анатольевич,
Спириданчук Наталья Викторовна*

ВЛИЯНИЕ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ
ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ
НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ
ПОКАЗАТЕЛИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

Монография

*Редактор А.И. Казимова
Дизайн обложки – Е.С. Кулинич*

Лицензия ЛР 020427 от 25.04.1997 г.
Подписано к печати 20.02.2013 г. Формат 60×90/16.
Уч.-изд.л. – 7,9. Усл.-п.л. – 11,0.
Тираж 500 экз. Заказ 30.

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии издательства ДальГАУ
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86