

На правах рукописи



БЕРЕЖНОВ НИКОЛАЙ НИКОЛАЕВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОМПОНОВКИ
И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ПОСЕВНЫХ КОМПЛЕКСОВ**

Специальность 05.20.01 - Технологии и средства механизации
сельского хозяйства

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Барнаул 2007

Работа выполнена в Федеральном государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования ФГОУ ВПО «Алтайский государственный аграрный университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Красовских Виталий Степанович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Павлюк Александр Сергеевич

кандидат технических наук, доцент
Соколов Валерий Викторович

Ведущая организация: Государственное научное учреждение Кемеровский научно-исследовательский институт Сибирского отделения РАСХН (ГНУ КемНИИ СО РАСХН), Кемеровская область, Кемеровский район, п. Новостройка

Защита состоится **24 мая 2007 г. в 13⁰⁰ ч.** на заседании диссертационного совета Д 212.004.02 при Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова по адресу: 656038, Алтайский край, г. Барнаул, пр. Ленина, 46, АлГТУ; тел/факс: (8-385-2) 36-71-29
<http://www.astu.alt.ru>; e-mail: ntsc@desert.secna.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Алтайского государственного технического университета.

Автореферат разослан 20 апреля 2007 г.

И.о. ученого секретаря
диссертационного совета
д.т.н., профессор

Л.В. Куликова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время, в ряде регионов Западной Сибири, в рамках единой концепции повышения производительности труда в растениеводстве и минимизации энерго- и ресурсозатрат, ведущая роль отводится техническому перевооружению земледелия в соответствии с требованиями современных зональных технологических систем возделывания сельскохозяйственных культур. В условиях аграрных предприятий, все большее распространение получают берегающие технологии, основанные на применении почвообрабатывающих посевных комплексов, как отечественного (ПК «Кузбасс», ППК), так и зарубежного («Tor Master», «Flexi-Coil», «John Deere» и др.) производства.

Однако, отсутствие системы научно обоснованных рекомендаций по рациональному агрегатированию имеющихся на сельскохозяйственных предприятиях тяговых средств с современными энергоемкими машинами и орудиями, иногда приводит к полному взаимному несоответствию технических характеристик трактора и рабочей машины, что становится причиной повышения непроизводительных энергозатрат при эксплуатации агрегата, роста себестоимости производимой продукции, а также деградации земельных угодий и снижению их эффективного плодородия.

В этих условиях реализация компоновочных решений на основе современной концепции, рассматривающей трактор в составе агрегата как тягово-несущую энергетическую единицу, позволит решить ряд актуальных задач, связанных с повышением эксплуатационных и агротехнических показателей отечественных тракторов при агрегатировании с современными посевными комплексами.

Цель исследования – повышение эффективности использования энергонасыщенных почвообрабатывающих посевных комплексов в условиях степных районов Юго-Западной Сибири за счет обоснования рациональной компоновки и режимов работы (на примере посевного комплекса «Кузбасс» в агрегате с трактором «Кировец» К-701).

Объект исследования – процесс функционирования агрегата с учетом вероятностного характера изменения внешних факторов в условиях эксплуатации.

Предмет исследования – закономерности изменения основных агротехнических, энергетических и технико-экономических показателей агрегата, при рассмотрении его в качестве тягово-транспортного технологического комплекса.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- усовершенствована вероятностная математическая модель, описывающая процесс функционирования агрегата как системы «почва-орудие-трактор», учитывающая изменение массы бункера и сцепного веса трактора для различных вариантов компоновочных схем агрегата, при работе на отдельном поле и на множестве полей;

- рассмотрена методика многокритериальной оценки агрегатов, основанная на выявлении закономерностей изменения энергетических и технико-экономических показателей в условиях эксплуатации в зависимости от компоновочной схемы при вероятностном характере внешних воздействий, с учетом технических и агроэкологических норм и ограничений;

- в качестве комплексного критерия оптимизации при обосновании параметров и режимов работы агрегатов, рассматриваются совокупные затраты средств, учитывающие степень агротехнического воздействия на почву движителей машинно-тракторных агрегатов.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

- разработка рекомендаций по повышению технических и эксплуатационных характеристик агрегатов в условиях Юго-Западной Сибири;
- снижение эксплуатационных затрат за счет обоснования рациональных параметров и режимов работы агрегатов;
- снижение потерь урожая сельскохозяйственных культур, за счет повышения агротехнических показателей агрегатов.

Реализация результатов работы. Результаты исследований используются предприятием ООО «Агро» (г. Кемерово), при совершенствовании почвообрабатывающего посевного комплекса «Кузбасс» и режимов его работы.

Работа выполнена в соответствии с планом научных исследований Алтайского государственного аграрного университета по темам «Обоснование эксплуатационных требований к параметрам и режимам работы машинно-тракторных агрегатов» (№ 13) и «Оптимизация параметров и совершенствование конструкций перспективных машинно-тракторных агрегатов» (№ 14), а также Кемеровского государственного сельскохозяйственного института по теме «Повышение производительности машинно-тракторных агрегатов в сельскохозяйственном производстве Кузбасса» (№ 01200104944).

Апробация. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на ежегодных научных конференциях профессорско-преподавательского состава КемГСХИ в период 2004-06 гг., на юбилейной научно-технической конференции «Сельскому хозяйству – эффективные технологии и средства механизации» (г. Барнаул, 2005 г.), на областной научно-практической конференции «Исследовательская и инновационная деятельность учащейся молодежи: проблемы, поиски, решения» (г. Кемерово, 2006 г.), на научной конференции студентов и аспирантов инженерного факультета КемГСХИ (г. Кемерово, 2006 г.), на II международной научно-практической конференции «Аграрная наука – сельскому хозяйству» (г. Барнаул, 2007 г.).

Публикации. Материалы диссертационной работы опубликованы в 6 научных статьях общим объемом 1,76 усл. п.л.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 152 страницах машинописного текста и включает в себя введение, пять глав, общие выводы и рекомендации и библиографический список из 134 наименований, а также содержит 45 рисунков, 3 таблицы и 7 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение отражает актуальность темы диссертационной работы. В нем сформулирована цель работы, определена научная новизна и практическая ценность результатов исследований.

Первая глава «Состояние вопроса и задачи исследования» посвящена анализу тенденций развития и внедрения современных средств механизации почвообработки и посева в сельскохозяйственное производство Юго-Западной Сибири.

В настоящее время, аграрный сектор Алтайского края и других регионов Западной Сибири насыщается современной техникой для почвообработки и посева, как зарубежного, так и отечественного производства. Высокопроизводительные посевные комплексы и машины создаются на основе широкозахватных почвообрабатывающих посевных модулей и оснащаются технологическими емкостями повышенной вместимости. Это обуславливает высокую энергоемкость рабочего процесса и необходимость в обеспечении тяговыми средствами соответствующей степени энергонасыщенности, что на фоне низкого уровня технической оснащенности машинно-тракторных парков аграрных предприятий не позволяет реализовать потенциальные возможности современных машин и орудий, тем самым, снижая их технико-экономические показатели.

Проблемами ресурсосберегающего агрегатирования энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторов и повышения производительности машинно-тракторных агрегатов в разное время занимались такие отечественные ученые как Ю.К. Киртбая, В.В. Гуськов, В.И. Анохин, И.П. Ксенович, Л.Е. Агеев, И.А. Долгов, А.А. Зангиев, В.С. Красовских, В.И. Беляев и др.

Одним из способов решения задачи энергообеспечения посевных комплексов, является применение в сельскохозяйственном производстве края тягово-транспортных средств на базе специализированных гусеничных машин, с компоновкой, предусматривающей расположение технологических емкостей на шасси энергосредства. С точки зрения повышения уровня технологической универсальности и загрузки сельскохозяйственных тракторов, большой интерес представляет возможность использования в качестве несущего шасси энергонасыщенных колесных машин. В этом случае приоритетной становится задача повышения их тягово-сцепных свойств и улучшения агротехнической проходимости.

Вопросам снижения уровня техногенного воздействия на почву ходовых систем сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов посвящены труды таких ученых как В.А. Маслова, Д.И. Золотаревской, А.Г. Бондарева, И.Б. Ревут, А.М. Кононова, А.С. Кушнарева, М.Х. Пигулевского, С.В. Носова, В.А. Русанова, В.А. Скотникова, Н.А. Качинского, И.П. Ксеновича и др.

Особенностью работы машинно-тракторных агрегатов является случайный характер внешних воздействий, из которых в качестве основного выступает тяговое сопротивление сельскохозяйственной машины или орудия. Характер изменения тягового сопротивления обусловлен его зависимостью от множества случайных факторов, которые весьма сложно учитываются и регулируются.

Поэтому для прогнозирования и оценки выходных показателей, а также решения задач оптимизации параметров и режимов работы агрегатов, необходимо привлечение методов моделирования на основе аппарата теории вероятностей и математической статистики. Применение вероятностно-статистических методов оценки нагрузочных режимов работы машинно-тракторных агрегатов рассматривалось в трудах С.А. Иофинова, А.Б. Лурье, Б.Г. Волкова, Л.Е. Агеева, В.С. Красовских, В.В. Соколова, В.Ф. Коновалова, А.Х. Морозова, В.Д. Шеполова, В.П. Рослякова, И.П. Полканова, Г.М. Кутькова, Р.Г. Мэнли и других исследователей.

Специфика работы современных почвообрабатывающих посевных комплексов обуславливает широкий диапазон изменения тягового сопротивления и его связь с изменением веса технологических емкостей, вследствие расхода материалов. При агрегатировании комплексов с полным или частичным переносом веса технологических емкостей на шасси энергосредства, переменным становится не только вес самого комплекса, но и вес трактора, определяющий его тягово-сцепные свойства.

Вопрос влияния компоновки на выходные показатели работы агрегата, остается недостаточно изученным, что требует усовершенствования существующей вероятностной модели функционирования почвообрабатывающих посевных комплексов за счет учета в ней изменения сцепного веса трактора в условиях эксплуатации, при различных вариантах размещения технологических емкостей в составе агрегата.

На основании проведенного анализа состояния вопроса и в соответствии с поставленной целью, предусмотрено решение следующих основных **задач**:

1. Усовершенствовать математическую модель, описывающую процесс функционирования агрегата как системы «почва-орудие-трактор», учитывающую изменение массы бункера и сцепного веса трактора.
2. Провести полевые испытания посевного комплекса ПК «Кузбасс» в агрегате с трактором «Кировец» К-701 с целью подтверждения основных теоретических положений и получения исходной информации для расчета выходных показателей работы агрегатов.
3. Обосновать рациональную компоновку, определить состав и режимы работы агрегата с учетом требований энерго- и ресурсосбережения; определить влияние параметров и режимов работы агрегата на агрофизические свойства почвы и урожайность сельскохозяйственных культур.
4. Дать технико-экономическую оценку результатов проведенных исследований.

Вторая глава «Теоретические предпосылки к определению параметров и режимов работы почвообрабатывающего посевного агрегата» посвящена математическому моделированию процесса функционирования агрегата как многомерной динамической системы «почва-орудие-трактор» с учетом совместного воздействия тягового сопротивления и веса бункера комплекса на сцепной вес трактора. Предложенная модель позволяет по вероятностным характеристикам тягового сопротивления культиватора определить выходные эксплуатационные показатели трактора и агрегата в целом, в зависимости от компоновочной схе-

мы. За основу принята дискретная математическая модель, разработанная на кафедре «Тракторы и автомобили» АГАУ под руководством д.т.н., профессора Красовских В.С.

Входными воздействиями в системе являются: тяговое сопротивление агрегата, вес бункера комплекса и догрузка ходовой части трактора весом бункера.

Для машинно-тракторного агрегата в качестве выходных рассматриваются следующие показатели:

- для тягового энергосредства (трактора): скорость движения, тяговая мощность, буксование движителей, удельный тяговый расход топлива;
- для рабочей машины (орудия): тяговое сопротивление, скорость движения, производительность и расход топлива на единицу обработанной площади за час основного и сменного времени, совокупные затраты средств.

Одним из важнейших внешних факторов, определяющих энергоёмкость технологического процесса тяговых агрегатов, является удельное тяговое сопротивление рабочей машины или орудия, зависимость которого от скорости движения определяется выражением, кН/м

$$k = k_o [1 + \varepsilon_o (V_p^2 - V_o^2)], \quad (1)$$

где k_o , ε_o - удельное тяговое сопротивление и коэффициент, учитывающий его зависимость от скорости движения, определенные при постоянной скорости движения – скорости приведения V_o , кН/м и $\text{с}^2/\text{м}^2$; V_p - рабочая скорость движения, м/с.

Тяговое сопротивление почвообрабатывающего посевного комплекса представляет собой сумму тяговых сопротивлений культиватора $P_{кт}$ и бункера высевающей системы $P_{\bar{o}}$

$$P = P_{кт} + P_{\bar{o}} = k_{окт} [1 + \varepsilon_{окт} (V_p^2 - V_o^2)] B + f_{\bar{o}} (G_{\bar{o}н} + G_{мм}), \quad (2)$$

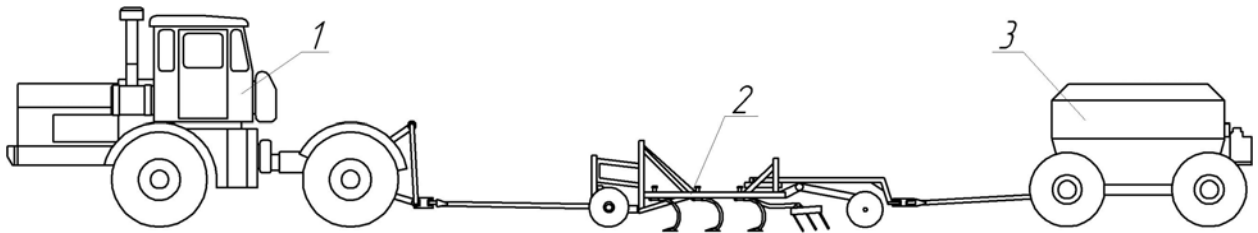
где $k_{окт}$, $\varepsilon_{окт}$ - соответственно приведенные значения удельного тягового сопротивления и коэффициента пропорциональности для культиватора, кН/м и $\text{с}^2/\text{м}^2$; B - ширина захвата агрегата, м; $f_{\bar{o}}$ - коэффициент сопротивления перекатыванию бункера; $G_{\bar{o}н}$, $G_{мм}$ - соответственно вес пустого бункера и технологического материала в бункере, кН.

Представление о влиянии компоновочной схемы агрегата на тяговое сопротивление почвообрабатывающего посевного комплекса позволяют получить уравнения тягового баланса агрегата (рисунок 1, формулы (4)-(6)).

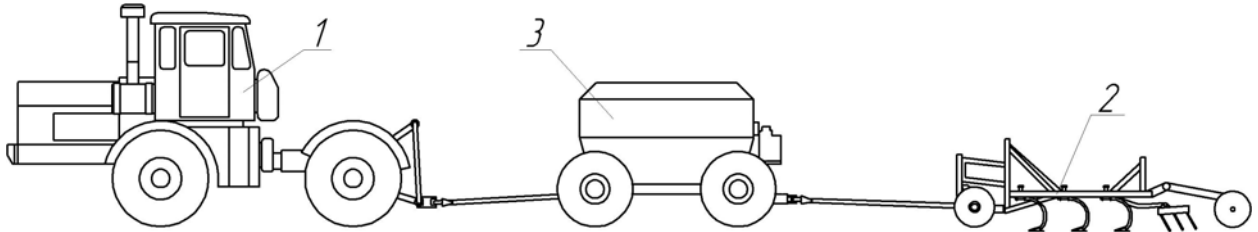
Тяговая динамика трактора в составе агрегата определяется не только его собственным весом, но и силовым воздействием агрегатируемых с ним машин и орудий. Для учета этого воздействия, в модели вес трактора рассматривается как сумма нормальных реакций опорной поверхности на его ходовую часть, кН

$$G_{мп} = Y_n + Y_k, \quad (3)$$

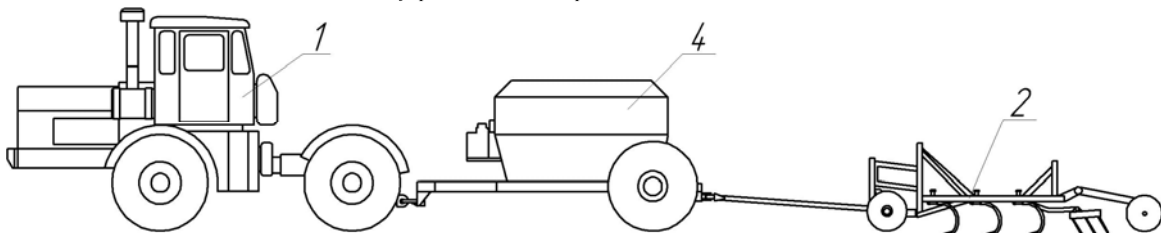
где Y_k и Y_n - нормальные реакции опорной поверхности соответственно на передний и задний мосты трактора, кН.



$$a) \quad P_{\kappa 1} = P_{fmp1} + P_1 = f_{mp}(Y_{n1} + Y_{\kappa 1}) + f_{\delta.nm}(G_{\delta n} + G_{mm}) + P_{\kappa t}, \quad (4)$$



$$б) \quad P_{\kappa 2} = P_{fmp2} + P_2 = f_{mp}(Y_{n2} + Y_{\kappa 2}) + f_{\delta.c3}(G_{\delta n} + G_{mm}) + P_{\kappa t}, \quad (5)$$



$$в) \quad P_{\kappa 3} = P_{fmp3} + P_3 = f_{mp}(Y_{n3} + Y_{\kappa 3}) + f_{\delta.c3}[(G_{\delta n} + G_{mm}) - \Delta G] + P_{\kappa t}, \quad (6)$$

Рисунок 1 - Компоновочные схемы машинно-тракторного агрегата на базе колесного трактора общего назначения (1) и почвообрабатывающего посевного комплекса (2, 3, 4) и уравнения тягового баланса агрегатов (при $P_{\kappa t} \cong const$): а - «трактор - культиватор - прицепной бункер»; б - «трактор - прицепной бункер - культиватор»; в - «трактор - полунавесной бункер - культиватор»; $f_{\delta.nm}$, $f_{\delta.c3}$ - коэффициенты сопротивления перекачиванию бункера соответственно по почве подготовленной под посев и по стерне зерновых; P_{fmp} , f_{mp} - соответственно сила и коэффициент сопротивления перекачиванию трактора.

Значения нормальных реакций основания Y_n и Y_{κ} на колеса трактора постоянно изменяются в зависимости от внешних сил и моментов, действующих на машину в условиях эксплуатации. Для их определения исключаем посевной комплекс, заменив его воздействие на трактор составляющими силы тягового сопротивления P и нагрузкой ΔG (рисунок 2).

Для полунавесного бункера, воздействие на трактор, выражается не только в перераспределении нагрузки на оси за счет крюкового усилия P , но и переносе на его задний мост части своего веса ΔG . Исходя из этого, сила сопротивления перекачиванию бункера будет определяться выражением, кН

$$P_{\delta} = f_{\delta}[(G_{\delta n} + G_{mm}) - \Delta G], \quad (7)$$

где ΔG - часть веса бункера, приходящаяся на задний мост трактора, кН.

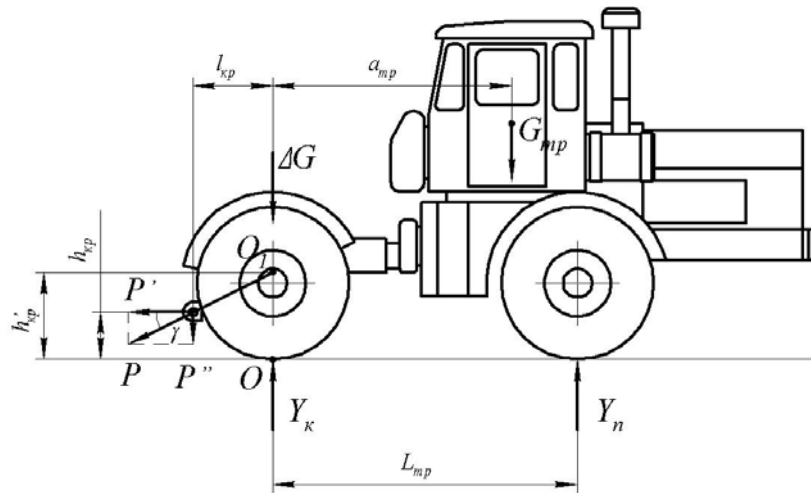


Рисунок 2 - Схема к определению опорных реакций на колеса трактора

Значения опорных реакций на колеса трактора, кН

$$Y_n = Y_{n.cm} - \Delta Y_n = Y_{n.cm} - P \frac{h'_{кр}}{L_{м.р}}; \quad (8)$$

$$Y_k = Y_{k.cm} + \Delta Y_k = Y_{k.cm} + P \left(\frac{h'_{кр}}{L_{м.р}} + \sin \gamma \right) + \Delta G, \quad (9)$$

где $Y_{n.cm}$, $Y_{k.cm}$ - статические опорные реакции соответственно под передним и задним мостом трактора, кН; ΔY_n , ΔY_k - изменение нагрузки соответственно на передний и задний мост трактора, кН.

Для представления о перераспределении нормальных реакций между мостами трактора с учетом изменения нагрузки, вводится удельный измеритель значений Y_n и Y_k - коэффициент динамического перераспределения веса трактора $\lambda_{дин}$

$$\lambda_{дин} = \frac{Y_n}{Y_k}. \quad (10)$$

В рассматриваемой модели принято допущение, что реализация приведенного тягового сопротивления агрегата (как на отдельном поле, так и на множестве полей) может рассматриваться как стационарный и эргодический случайный процесс.

Распределение приведенного тягового сопротивления посевного комплекса, представляя собой композицию законов нормального (для культиватора) и равномерного (для бункера) распределений, не является нормальным, однако с незначительной погрешностью может быть им заменено.

Числовые характеристики данного распределения определяются следующим образом

- математическое ожидание

$$M(\bar{P}_o) = M(\bar{P}_{окт}) + M(\bar{P}_\phi) = M(\bar{P}_{окт}) + f_\phi (G_{\phi n} + 0,5 G_{mm}'') (1 - k_G); \quad (11)$$

- среднее квадратическое отклонение

$$\sigma(\bar{P}_o) = \sqrt{\sigma(\bar{P}_{окт})^2 + \left[\frac{f_\phi G_{mm}'' (1 - k_G)}{2\sqrt{3}} \right]^2}, \quad (12)$$

где G_{mm}^H - вес технологического материала, соответствующий номинальной нагрузке бункера, кН; k_G - относительная догрузка заднего моста трактора весом бункера (вероятность нахождения значений нагрузки ΔG в пределах диапазона изменения веса бункера G_δ)

$$p(\Delta G_{\min} \leq \Delta G \leq \Delta G_{\max}) = \frac{\Delta G_{\max} - \Delta G_{\min}}{G_{mm}^H} = k_G, \quad (13)$$

где $\Delta G_{\min}$, $\Delta G_{\max}$ - соответственно минимальное и максимальное значения нагрузки ΔG , кН.

Возможные значения приведенного тягового сопротивления комплекса при работе на множестве полей, ограничиваются в модели допустимыми (толерантными) пределами

$$\bar{P}_{o\min} = M(\bar{P}_o)[1 - \nu(\bar{P}_o)t_{\alpha 1}]; \quad \bar{P}_{o\max} = M(\bar{P}_o)[1 + \nu(\bar{P}_o)t_{\alpha 2}], \quad (14)$$

где $\nu(\bar{P}_o)$, $\bar{P}_{o\min}$ и $\bar{P}_{o\max}$ - соответственно коэффициент вариации, минимальное и максимальное значения среднего приведенного тягового сопротивления комплекса на множестве полей, кН; $t_{\alpha 1}$, $t_{\alpha 2}$ - отклонение от $M(\bar{P}_o)$, выраженное в средних квадратических отклонениях $\sigma(\bar{P}_o)$ при заданной доверительной вероятности α и доле признака Δ .

Полученный диапазон разбивается на n интервалов и для каждого из них определяются граничные и среднее (опорное) значения $\bar{P}_o$

$$\bar{P}_{oi\min} = M(\bar{P}_o) \frac{1 - \nu(\bar{P}_o)[(n+1)t_{\alpha 1} + t_{\alpha 2}]}{n} + \left[(t_{\alpha 1} + t_{\alpha 2})\nu(\bar{P}_o) \frac{M(\bar{P}_o)}{n} \right] i; \quad (15)$$

$$\bar{P}_{oi} = M(\bar{P}_o) \frac{1 - \nu(\bar{P}_o)[(2n+1)t_{\alpha 1} + t_{\alpha 2}]}{2n} + \left[(t_{\alpha 1} + t_{\alpha 2})\nu(\bar{P}_o) \frac{M(\bar{P}_o)}{n} \right] i; \quad (16)$$

$$\bar{P}_{oi\max} = M(\bar{P}_o) [1 - \nu(\bar{P}_o)t_{\alpha 1}] + \left[(t_{\alpha 1} + t_{\alpha 2})\nu(\bar{P}_o) \frac{M(\bar{P}_o)}{n} \right] i. \quad (17)$$

Вероятность попадания случайной величины P_o в пределы $i(j)$ -го интервала равна приращению функции распределения вероятностей на интервале (рисунок 3)

$$p_i = p(\bar{P}_{oi\min} \leq \bar{P}_{oi} < \bar{P}_{oi\max}) = \Phi(t_i) \Big|_{t_{i\min}}^{t_{i\max}}, \quad (18)$$

где $\Phi(t)$ - функция центрированного и нормированного нормального распределения приведенного тягового сопротивления комплекса; t - аргумент

$$t = \frac{\bar{P}_{oi} - M(\bar{P}_o)}{\sigma(\bar{P}_o)}. \quad (19)$$

На основе опорных значений приведенного тягового сопротивления для каждого $i(j)$ -го интервала, по формулам (20)-(28), а также (8), (9) и (3) методом итераций определяются выходные эксплуатационные показатели агрегата y (на схеме показаны условно)

$$P_i = P_{oi} [1 + \varepsilon_o (V_{pi}^2 - V_o^2)]; \quad (20)$$

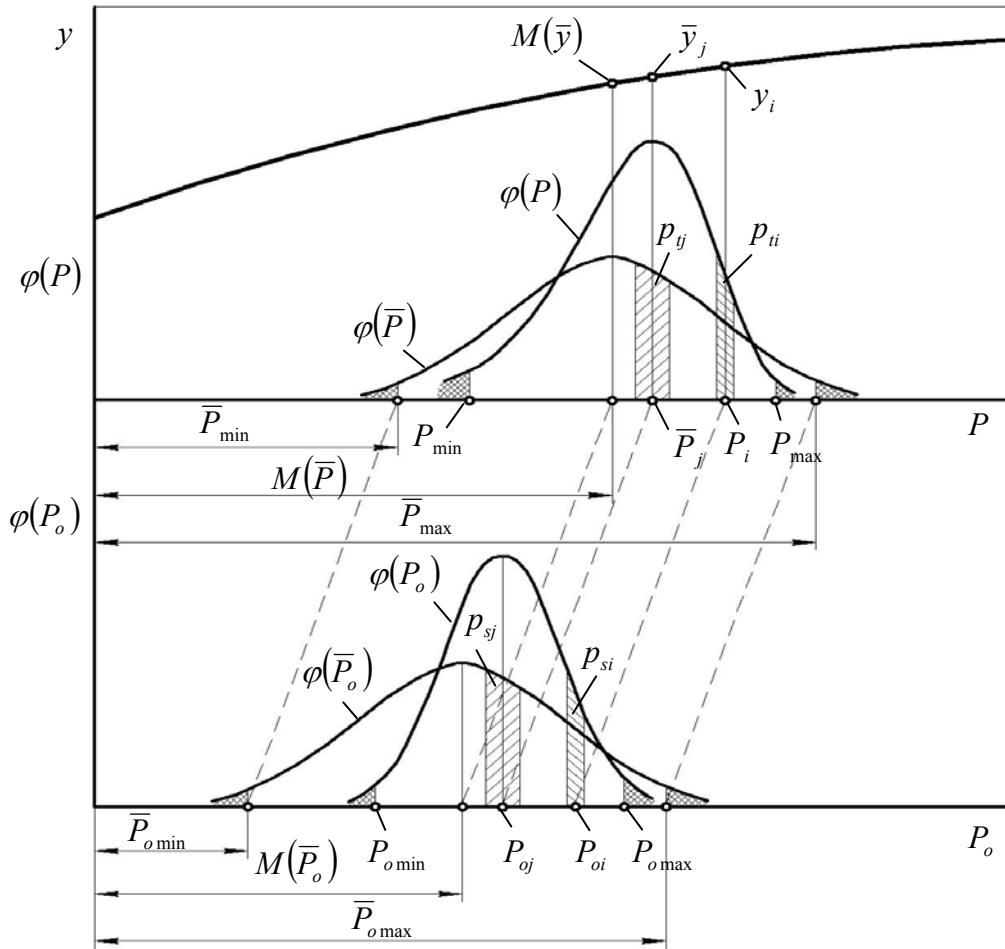


Рисунок 3 - Схема к определению выходных показателей трактора и агрегата на отдельном поле и на множестве полей: y_i , $\bar{y}_j$, $M(\bar{y})$ - соответственно текущее значение выходного параметра, его среднее значение на отдельном поле и на множестве полей; $p_{si(j)}$, $p_{ti(j)}$ - вероятности попадания дискретных случайных величин в пределы $i(j)$ -го интервала при реализации соответственно по пути и по времени.

$$V_{pi} = \frac{N_{kpi}}{P_i}; \quad (21)$$

$$N_{kpi} = N_n \lambda_n \eta_{Ti}; \quad (22)$$

$$\eta_{Ti} = \eta_{mp} \eta_{fi} \eta_{\delta i}; \quad (23)$$

$$\eta_{fi} = 1 - \frac{P_{fmpi}}{P_{fmpi} + P_i}; \quad (24)$$

$$\eta_{\delta i} = 1 - \delta_i; \quad (25)$$

$$P_{fmpi} = f_{mp}(Y_{ni} + Y_{ki}); \quad (26)$$

$$\delta_i = B^{-1} \ln \left(\frac{A}{\varphi_{\max} - \frac{P_i}{G_{\varphi i}}} \right); \quad (27)$$

$$G_{\varphi i} = \lambda_{\kappa}(Y_{ni} + Y_{ki}), \quad (28)$$

где $N_{кр}$ - тяговая мощность, кВт; η_T - тяговый к.п.д. трактора; η_{mp} , η_f , η_δ - к.п.д. соответственно механических потерь в трансмиссии, сопротивления перекачиванию и буксования движителей трактора; δ - буксование, %; λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колес трактора; B , A , φ_{max} - коэффициенты аппроксимации кривой буксования; G_ϕ - сцепной вес трактора, кН.

Остальные выходные показатели работы трактора и агрегата определяются по формулам

$$g_{кр} = \frac{G_T}{N_{кр}}; \quad (29)$$

$$G_T = G_n \lambda_{G_T}; \quad (30)$$

$$W_q = 0,36 B V_p; \quad (31)$$

$$g_w = \frac{G_T}{W_q}, \quad (32)$$

где $g_{кр}$ - удельный тяговый расход топлива, г/кВт·ч; W_q , g_w - соответственно производительность и погектарный расход топлива за час основного времени, га/ч и кг/га; B - ширина захвата агрегата, м; G_T - расход топлива за час основного времени, кг/ч; λ_N , λ_{G_T} - коэффициенты использования соответственно номинальной мощности N_n и часового расхода топлива G_n двигателя трактора.

По результатам испытаний, на кафедре «Тракторы и автомобили» АГАУ получены высокозначимые регрессионные зависимости для определения коэффициентов λ_N и λ_{G_T}

$$\lambda_N = 114 - 13,85\bar{q} + 8,43\varepsilon_o + 157,3\nu(P_o) - 161,3\bar{q}\nu(P_o) - 162,7\nu(P_o)^2; \quad (33)$$

$$\lambda_{G_T} = 99,1 - 4,02\bar{q} - 3,24\varepsilon_o - 192,6\nu(P_o) - 154,2\bar{q}\nu(P_o) - 233,7\nu(P_o)^2, \quad (34)$$

где $\bar{q}$ - среднее значение знаменателя геометрического ряда основного диапазона передач трактора

Производительность агрегата и погектарный расход топлива за час сменного времени, га/ч и кг/га

$$W_q^{cm} = W_q \tau_{cm}; \quad (35)$$

$$g_w^{cm} = \frac{G_T^{cm}}{W_q}, \quad (36)$$

где G_T^{cm} - расход топлива за час сменного времени, кг/ч; τ_{cm} - коэффициент использования основного времени смены

$$\tau_{cm} = \frac{T_o}{T_{cm}}, \quad (37)$$

где T_{cm} - время смены, ч; T_o - время основной (чистой) работы агрегата, ч.

Баланс времени смены агрегата

$$T_{cm} = T_o + T_x + T_{загр} + T_{обс} + T_{олн} + T_{пз} + T_{пер}, \quad (38)$$

где T_x - время холостого движения агрегата, ч; $T_{загр}$ - время технологического обслуживания агрегата, ч; $T_{обс}$ - время организационно-технического обслуживания агрегата, ч; $T_{олн}$ - время на отдых и личные надобности, ч; $T_{пз}$ - время на

подготовительно-заключительные операции, ч; T_{nep} - время на переезды агрегата, ч.

Время основной работы агрегата, ч

$$T_o = \frac{T_{cm} - (T_{обс} + T_{олн} + T_{пз} + T_{запр})}{1 + \tau_x + \tau_{nep}}, \quad (39)$$

где τ_x , τ_{nep} - коэффициенты использования сменного времени на холостой ход и переезды агрегата.

Расход топлива за час сменного времени, кг/ч

$$G_T^{cm} = 10^{-3} g_n^{np} N_n^{np} + 10^{-3} g_n N_n (\lambda_{G_T} \tau_{cm} + \lambda_{G_T}^e \tau_e + \lambda_{G_T}^x \tau_x + \lambda_{G_T}^{nep} \tau_{nep} + \lambda_{G_T}^{\partial e} \tau_{\partial e}), \quad (40)$$

где N_n^{np} , g_n^{np} - номинальные значения соответственно мощности и удельного расхода топлива двигателя привода вентилятора высевальной системы комплекса, кВт и г/кВт·ч; g_n - номинальный удельный расход топлива двигателем трактора, г/кВт·ч; λ_{G_T} , $\lambda_{G_T}^e$, $\lambda_{G_T}^x$, $\lambda_{G_T}^{nep}$, $\lambda_{G_T}^{\partial e}$ - коэффициенты использования часового расхода топлива, соответственно на рабочем ходу агрегата, заездах и поворотах агрегата, холостом ходу трактора, транспортных переездах, при холостой работе двигателя; τ_{cm} , τ_e , τ_x , τ_{nep} , $\tau_{\partial e}$ - коэффициенты использования времени работы двигателя в течение смены по элементам его затрат.

По полученным дискретным законам распределения параметров агрегата, рассчитываются их числовые характеристики на отдельном поле и множестве полей (см. рисунок 3)

$$M(\bar{y}) = \sum_{j=1}^n f(\bar{x}_j) p_j; \quad (41)$$

$$\sigma(\bar{y})^2 = \sum_{j=1}^n [\bar{y}_j - M(\bar{y})]^2 p_j; \quad (42)$$

$$\nu(\bar{y}) = \frac{\sigma(\bar{y})}{M(\bar{y})}, \quad (43)$$

где x , $f(x)$ - соответственно дискретная случайная величина и функциональная зависимость выходного параметра y от x .

Достижение высоких технико-экономических показателей в пределах рационального диапазона тяговых нагрузок и рабочих скоростей трактора, обеспечивается за счет ступенчатого изменения ширины захвата агрегата. Значение i -й ширины захвата при ее изменении по геометрическому ряду

$$B_i = q(B)^{i-1} \frac{[\bar{P}_{окт}]_{\max}}{\bar{k}_{окт \max}}, \quad (44)$$

где $q(B)$ - знаменатель геометрического ряда значений ширины захвата агрегата; $[\bar{P}_{окт}]_{\max}$ - максимальное приведенное тяговое сопротивление культиватора, кН.

При расчете и обосновании параметров и режимов работы тягово-транспортного агрегата учитывались ограничения.

1. По техническим характеристикам:

- диапазон загрузки трактора по тяге в соответствии с тяговым классом (для трактора К-701 - $25,5 \leq [\bar{P}] \leq 60$ кН);

- нагрузка на единичный движитель трактора $[\bar{Q}] \leq 45,5$ кН.

2. По агротехническим требованиям:

- буксование движителей трактора $[\bar{\delta}] \leq 12$ %;

- рабочая скорость агрегата $1,94 \leq [\bar{V}_p] \leq 3,61$ м/с (7...13 км/ч);

- коэффициент динамического перераспределения веса трактора $0,9 \leq [\bar{\lambda}_{дин}] \leq 1,1$.

При совместном воздействии на ходовую часть трактора тяговая и транспортная нагрузки взаимно ограничиваются по данным условиям.

Алгоритм расчета реализован в виде программы на ПК с помощью программного статистического пакета «Excel 2003».

В **третьей главе** «Методика экспериментальных исследований» рассматривается программа, общие и частные методики экспериментальных исследований, применяемая измерительная аппаратура и оборудование.

Программой экспериментальных исследований предусматривалось следующее:

1. Тяговые испытания агрегатов для определения вероятностных характеристик тягового сопротивления культиватора, бункера и посевного комплекса в целом.

2. Хронометражные наблюдения для составления баланса сменного времени по элементам его затрат.

3. Полевой опыт, с целью установления влияния ходовых систем и режимов работы агрегата при компоновке по различным схемам, на агрофизические свойства почвы и формирование урожая сельскохозяйственных культур.

Исследования проводились по стандартным и частным методикам. Тяговые испытания проводились в условиях типичных для степной зоны Алтайского края на черноземах среднесуглинистых, составляющих около 70 % почв края. В ходе тяговых испытаний измерялись значения тягового усилия трактора и тягового сопротивления культиватора, бункера и комплекса в целом, ход рейки топливного насоса, количество оборотов ведущих колес трактора и путеизмерительного колеса, время опыта.

В ходе хронометража определялись затраты сменного времени на холостой ход, подготовительно-заключительные операции, организационно-техническое и технологическое обслуживание при работе посевных агрегатов различных компоновочных схем.

При закладке полевого опыта по оценке воздействия ходовых систем агрегатов на урожайность сельскохозяйственных культур, определялись физико-механические свойства почвы: плотность, твердость, влажность и гранулометрический состав. Анализировалась динамика показателей фазового развития растений: всхожесть, сохранность к уборке и продуктивная кустистость, а также составляющие структуры урожая.

Погрешности результатов измерений при тяговых испытаниях агрегатов находились в пределах 2...5 %, при исследовании урожайности – 5...8 %. Обработка опытных данных проводилась с помощью ПК.

В четвертой главе приведены результаты исследований почвообрабатывающих посевных агрегатов на базе ПК «Кузбасс» и тракторов «Кировец» К-701 класса тяги 50 кН и их анализ.

По результатам тензометрирования получены основные вероятностные характеристики тягового сопротивления агрегата при посеве зерновых по стерневым фонам в условиях степной зоны Алтайского края при глубине обработки почвы и посева 5...7 см.

Культиватор. При работе на отдельном поле коэффициент вариации удельного тягового сопротивления $\nu(k_{окт}) = 0,10$. Среднее значение на множестве полей составляет $M(\bar{k}_{окт}) = 3,1$ кН/м, среднее квадратическое отклонение $\sigma(\bar{k}_{окт}) = 0,4$ кН, коэффициент вариации $\nu(\bar{k}_{окт}) = 0,14$, пределы изменения (толерантные) $2,2 \leq \bar{k}_{окт} \leq 3,9$ кН/м (при доверительной вероятности $\alpha = 0,95$ и доле признака $\Delta = 0,95$; $t_{\alpha 1} \cong t_{\alpha 2} = t_{\alpha} = 1,96$). Приведенный коэффициент ε , учитывающий зависимость тягового сопротивления от скорости движения равен $\bar{\varepsilon}_{окт} = 0,042 \pm 0,02$ с²/м² (при $V_o = 1,39$ м/с = 5 км/ч).

Бункер высевальной системы. Вес бункера G_b изменяется от 32 до 87 кН. Тяговое сопротивление бункера как случайная величина на множестве полей, в зависимости от агрофона, имеет следующие характеристики: поле под посев ($f_{б.пш} = 0,16$) – $M(\bar{P}_b) = 9,5$ кН, $\sigma(\bar{P}_b) = 2,5$ кН, пределы изменения $4,6 \leq \bar{P}_b \leq 14,4$ кН; стерня зерновых ($f_{б.сз} = 0,09$) – $M(\bar{P}_b) = 5,4$ кН, $\sigma(\bar{P}_b) = 1,4$ кН, пределы изменения $2,6 \leq \bar{P}_b \leq 8,2$ кН. Коэффициент вариации $\nu(\bar{P}_b) = 0,27$. Связи тягового сопротивления бункера со скоростью движения не установлено.

Посевной комплекс. Среднее значение приведенного удельного тягового сопротивления посевного комплекса на множестве полей $M(\bar{k}_o) = 3,9$ кН/м, коэффициент вариации $\nu(\bar{k}_o) = 0,13$. Пределы изменения $2,9 \leq \bar{k}_o \leq 4,9$ кН/м. Коэффициент пропорциональности $\bar{\varepsilon}_o = 0,036 \pm 0,004$ с²/м².

Хронометраж агрегатов позволил определить составляющие затрат сменного времени. Использование времени смены на технологическое обслуживание агрегата составило $\tau_{загр} = 0,11$, подготовительно-заключительные операции $\tau_{пз} = 0,03$, организационно-техническое обслуживание $\tau_{обс} = 0,08$. Установлено, что при прочих неизменных параметрах, у агрегата с компоновкой по схеме в (см. рисунок 1) затраты сменного времени на холостое движение в загоне (повороты), определяемые маневровыми свойствами агрегата, на 25 % ниже ($\tau_x = 0,12$) по сравнению с агрегатом, скомпонованным по схеме а ($\tau_x = 0,16$).

Агротехническая оценка агрегатов, в ходе полевого опыта, позволила установить, что у агрегата компоновки в (см. рисунок 1), по сравнению с агрегатом компоновки а, уплотнение почвы по следам движителей снизилось на 12,4 %, потери влаги на 5,8 %, коэффициент структурности почвы и полевая всхожесть оказались выше на 8,5 и 25,4 % соответственно, а масса тысячи зерен и количество зерен в колосе увеличились на 6,6 и 4,1 % соответственно. В итоге, средние потери урожая сократились на 9,2 %.

На основе расчета получены обобщенные эксплуатационные тяговые характеристики трактора «Кировец» К-701, представленные в виде поверхностей отклика (рисунок 4-7).

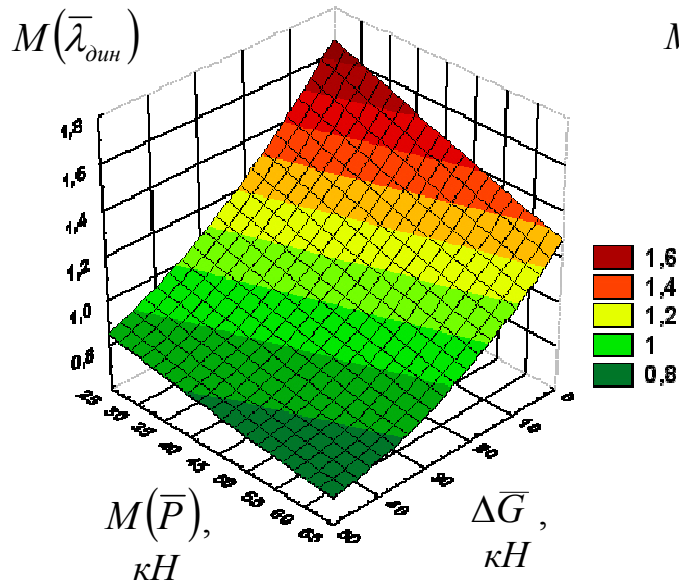


Рисунок 4 - Коэффициент динамического перераспределения веса трактора К-701 в составе тягово-транспортного агрегата в зависимости от тяговой нагрузки $M(\bar{P})$ и догрузки ходовой части $\Delta\bar{G}$

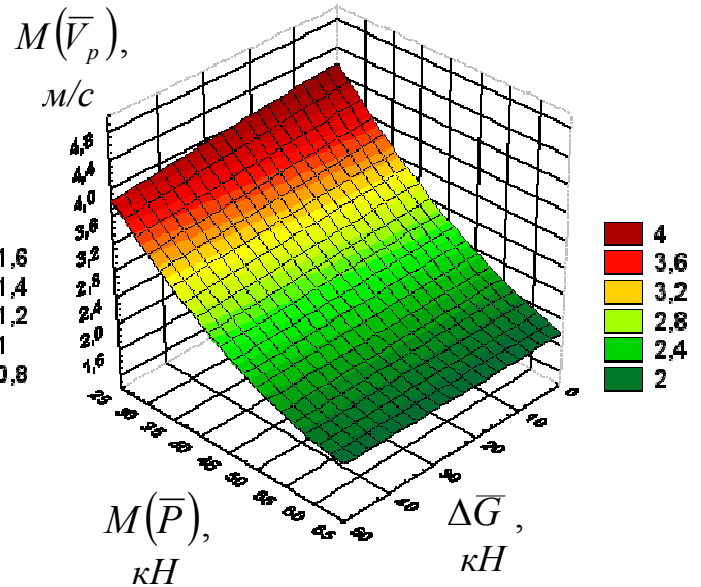


Рисунок 5 - Рабочая скорость трактора К-701 в составе тягово-транспортного агрегата в зависимости от тяговой нагрузки $M(\bar{P})$ и догрузки ходовой части $\Delta\bar{G}$

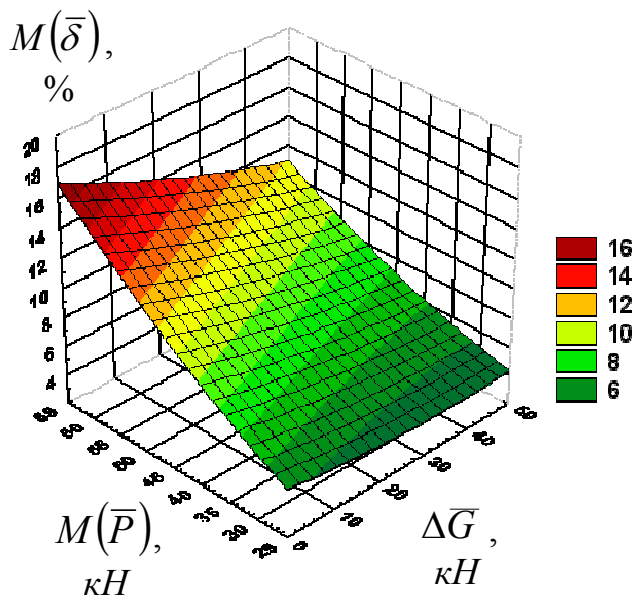


Рисунок 6 - Буксование трактора К-701 в составе тягово-транспортного агрегата в зависимости от тяговой нагрузки $M(\bar{P})$ и догрузки ходовой части $\Delta\bar{G}$

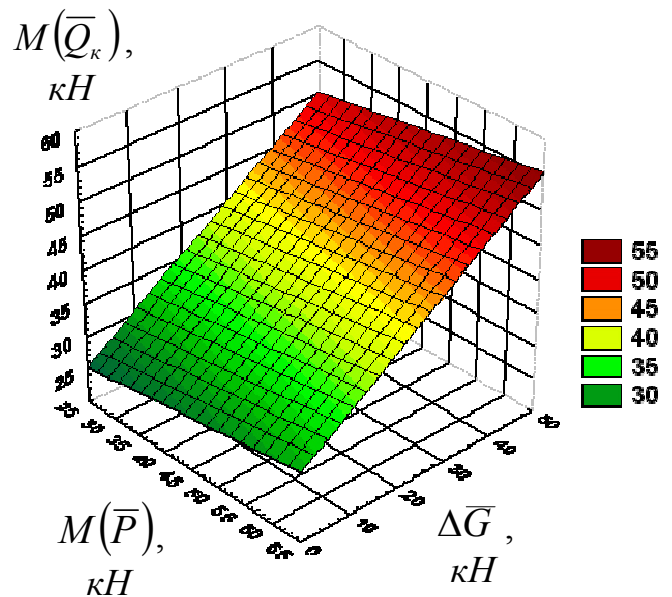


Рисунок 7 - Вертикальная нагрузка на единичный движитель заднего моста трактора К-701 в составе тягово-транспортного агрегата в зависимости от тяговой нагрузки $M(\bar{P})$ и догрузки ходовой части $\Delta\bar{G}$

Поверхности аппроксимировались выражениями вида

$$M(\bar{y}) = b_0 + b_1 M(\bar{P}) + b_2 \Delta \bar{G} + b_3 M(\bar{P})^2 + b_4 \Delta \bar{G}^2 + b_5 M(\bar{P}) \Delta \bar{G}, \quad (45)$$

где $b_0, \dots, b_5$ - коэффициенты регрессии.

Сильная корреляционная зависимость (0,90...0,94) между результатами теоретических расчетов и результатами, полученными на основе экспериментальных данных, подтверждает адекватность модели.

Совмещением поверхностей отклика (см. рисунок 4-7), получена обобщенная область допустимых значений тяговых усилий трактора и транспортной нагрузки (рисунок 8) при соблюдении установленных ограничений.

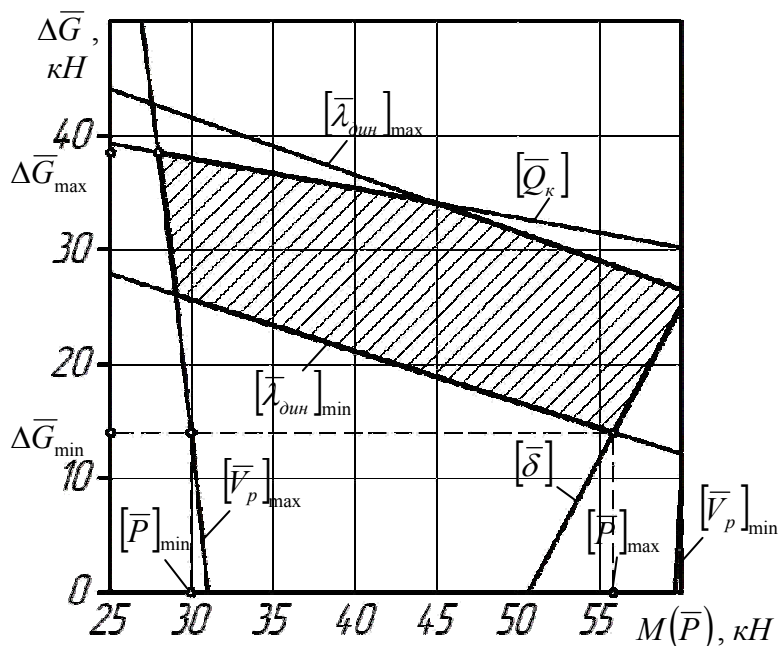


Рисунок 8 - График для определения диапазона догрузки ΔG ходовой части трактора К-701

Допустимые значения догрузки заднего моста трактора К-701 находятся в пределах $\Delta \bar{G} = 14,1 \dots 38,3$ кН. Учитывая изменение веса бункера в процессе работы, данная нагрузка обеспечивается за счет относительного переноса его веса на ходовую часть трактора $k_G = 0,44$.

Изменение коэффициента k_G пределах 0,30...0,82 (регулирование сцепного веса), в зависимости от веса бункера, позволило бы добиться стабилизации транспортной нагрузки в условиях эксплуатации ($\Delta \bar{G} = 26,2$ кН) и реализации максимальных

возможностей трактора по тягово-сцепным свойствам.

Выходные эксплуатационные и технико-экономические показатели тягово-транспортного агрегата в виде обобщенной эксплуатационной тяговой характеристики, представлены на рисунке 9. Ряд значений ширины захвата при ее ступенчатом регулировании приведен в таблице 1.

Двухступенчатый агрегат в сравнении с одноступенчатым позволяет увеличить производительность на 3,4 % и снизить удельный расход топлива на 4,1 %, трехступенчатый соответственно на 4,5 и 5,2 %, а четырехступенчатый – на 5,0 и 6,2 %. Бесступенчатое изменение ширины захвата агрегата позволило бы добиться увеличения производительности и снижения расхода топлива соответственно на 8,2 и 7,8 %. Дополнительное увеличение показателей при использовании агрегатов с тремя и четырьмя ступенями ширины захвата составляет соответственно около 1,2 и 0,4 %. Дальнейшее увеличение количества ступеней агрегата и использование бесступенчатых агрегатов не-

целесообразно, поэтому для условий расчета достаточно ограничиться двух-ступенчатыми агрегатами.

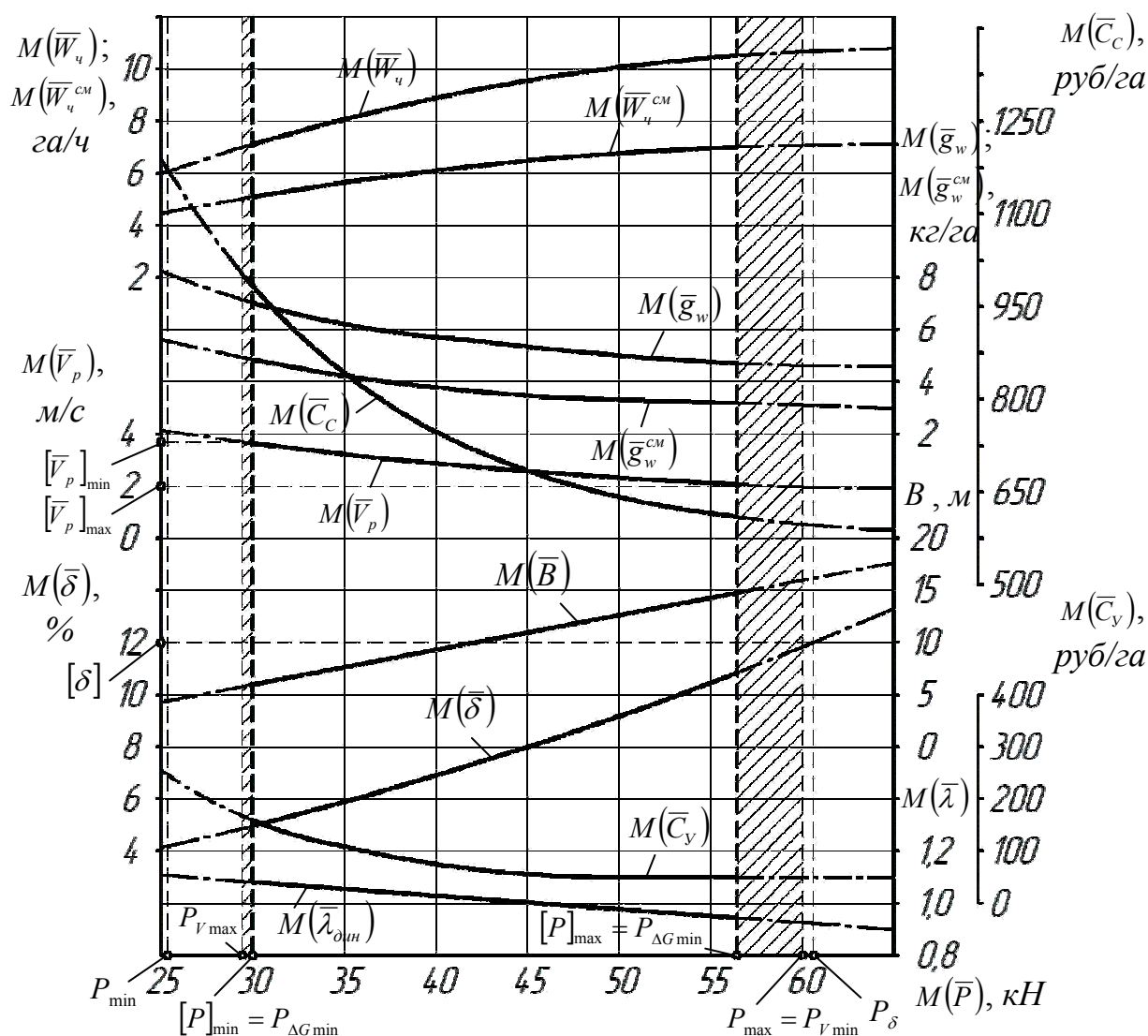


Рисунок 9 - Обобщенная эксплуатационная тяговая характеристика почвообрабатывающего посевного тягово-транспортного агрегата К-701 + ПК «Кузбасс» на множестве полей при работе с двумя значениями ширины захвата (почва – чернозем среднесуглинистый выщелоченный, агрофон – стерня зерновых, $k_G = 0,44$, $M(\bar{k}_{окт}) = 3,1$ кН/м, $v(\bar{k}_{окт}) = 0,14$, $\bar{\varepsilon}_{окт} = 0,042$ с²/м², $V_o = 1,39$ м/с, $f_{\delta,сз} = 0,09$)

— - рабочий диапазон; — - — - работа с нарушением ограничений;
 ▨ - расширение диапазона тяговых усилий при регулировании сцепного веса трактора

Таблица 1 - Геометрический ряд значений ширины захвата тягово-транспортного агрегата при ступенчатом регулировании (B_1, B_2, B_3, B_4, B_5) и диапазон ее бесступенчатого изменения ($B_1 - B_{n+1}$)

n	$q(B)$	$B_1, \text{м}$	$B_2, \text{м}$	$B_3, \text{м}$	$B_4, \text{м}$	$B_5, \text{м}$	$(B_{n+1}), \text{м}$
5	1,121	12,07	13,53	15,18	17,02	19,09	21,40

Двухступенчатый агрегат, имея ширину захвата первой ступени $B_1 = 12,1$ м будет работать в диапазоне средних тяговых сопротивлений $\bar{P}_1 = 47,2...56,7$ кН и рабочих скоростей $\bar{V}_{p1} = 2,10...2,48$ м/с. При работе с шириной захвата $B_2 = 16,1$ м (вторая ступень) – с тяговым сопротивлением $\bar{P}_2 = 46,3...54,8$ кН и скоростью $\bar{V}_{p2} = 2,13...2,49$ м/с. При использовании двух значений ширины захвата, агрегат будет работать в диапазоне средних тяговых сопротивлений $\bar{P}_{12} = 46,9...55,8$ кН и скоростей движения $\bar{V}_{p12} = 2,12...2,49$ м/с.

Средние значения сцепного веса трактора в составе тягово-транспортного агрегата, по отдельным полям находятся в пределах $\bar{G}_\varphi = 151,5...175,8$ кН, а коэффициента динамического перераспределения веса трактора $\bar{\lambda}_{дин} = 0,86...1,17$.

Средние значения выходных показателей почвообрабатывающих посевных агрегатов на множестве полей при компоновке по различным схемам представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Средние выходные эксплуатационные и технико-экономические показатели агрегатов различных компоновок при работе на множестве полей

Показатели	Компоновочная схема МТА				
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>		<i>в'</i>
	B_1 (8,3 м)	B_1 (9,7 м)	B_1 (12,1 м)	$B_1 + B_2$ (12,1+16,1 м)	B_1 (13,5 м)
Транспортная нагрузка, кН	-	-	14,1...38,3		26,2
Тяговое сопротивление, кН	43,2	43,3	47,2	52,7	51,1
Рабочая скорость, м/с	2,76	2,75	2,49	2,25	2,32
Тяговая мощность, кВт	116,0	116,1	114,9	116,1	115,8
Буксование, %	9,5	9,5	8,5	9,8	9,4
Коэффициент динамического перераспределения веса	1,62	1,62	0,99	0,96	0,97
Удельный тяговый расход топлива, г/кВт·ч	421	421	425	421	422
Производительность за 1 час, га/ч					
- основного времени	8,25	9,62	10,84	11,43	11,26
- сменного времени	4,60	5,23	5,97	6,23	6,16
Удельный расход топлива, кг/га					
- за час основного времени	6,00	5,14	4,55	4,32	4,38
- за час сменного времени	4,26	3,49	3,00	2,83	2,88
Совокупные затраты, руб/га	712	647	603	593	598

Для агрегата с компоновкой *a* (см. рисунок 1) принятый к использованию с тракторами тягового класса 50 кН состав (8,5 м), является рациональным. Компоновка агрегата по схеме *б* позволяет снизить удельное тяговое

сопротивление комплекса на 14,2 % и за счет этого увеличить рабочую ширину захвата на 16,7 %, повысить производительность на 13,7 % и снизить расход топлива на 18,1 %.

Использование тягово-транспортного агрегата (схема в) за счет снижения удельного тягового сопротивления комплекса на 25,0 % и расширения диапазона допустимых тяговых усилий трактора (в 1,3 раза), дает возможность увеличить рабочую ширину захвата на 45,8 %, повысить производительность на 29,8 % и снизить расход топлива на 29,6 %. Двухступенчатый агрегат позволяет увеличить производительность на 34,2 % и снизить расход топлива на 32,6 %.

Агрегат с регулируемым сцепным весом трактора (схема в') позволил бы за счет дополнительного увеличения его допустимой средней тяговой загрузки на 14,3 %, увеличить ширину захвата на 62,7 %, повысить производительность на 33,9 % и снизить расход топлива на 32,4 % т.е. эффективность его применения практически равна эффективности двухступенчатого агрегата.

В пятой главе «Экономическая эффективность результатов исследований» приводится сравнительная оценка экономической эффективности реализации предлагаемых решений на основе обобщенного критерия – средних совокупных затрат при работе агрегата на множестве полей, руб/га

$$M(\bar{C}_c) = M(\bar{C}_g) + M(\bar{C}_y), \quad (46)$$

где $M(\bar{C}_g)$, $M(\bar{C}_y)$ – математические ожидания соответственно средних эксплуатационных затрат и затрат, связанных с потерями урожая возделываемой культуры из-за уплотняющего воздействия движителей агрегата, руб/га.

Использование агрегата с рациональной компоновкой на посеве пшеницы ведет к снижению эксплуатационных затрат на обработанный гектар на 11,7 %, что позволяет получить годовую экономию, в размере около 165 тыс. руб. на один агрегат. Кроме того, снижение уровня техногенного воздействия на почву сокращает затраты, связанные с потерями урожая по следам агрегата на гектар обработанной площади на 30,4 %. Таким образом, повышение агротехнических показателей агрегата, позволяет получить дополнительную годовую экономию в размере около 84 тыс. руб.

В итоге, ожидаемая суммарная годовая экономия по совокупным затратам на один агрегат составляет около 249 тыс. руб.

Общие выводы и рекомендации

1. Усовершенствованная дискретная математическая модель позволяет по вероятностным характеристикам приведенного тягового сопротивления культиватора определить выходные показатели почвообрабатывающего посевного машинно-тракторного агрегата с переменными значениями веса посевного комплекса и сцепного веса трактора при работе на отдельном поле и множестве полей с учетом требований агротехники и ограничений по техническим характеристикам.

2. Среднее значение приведенного удельного тягового сопротивления культиватора (для ПК «Кузбасс») на множестве полей составило $M(\bar{k}_{окт}) = 3,1$ кН/м при коэффициенте вариации $\nu(\bar{k}_{окт}) = 0,14$. Пределы его изменения по отдельным полям $2,2 \leq \bar{k}_{окт} \leq 3,9$ кН/м. Коэффициент, учитывающий зависимость тягового сопротивления от скорости движения равен $\bar{\varepsilon}_{окт} = 0,042$ с²/м².

3. Компоновка агрегата по схеме «трактор - полунавесной бункер - культиватор» при коэффициенте переноса веса бункера на ходовую часть трактора $k_G = 0,44$, снижает удельное тяговое сопротивление комплекса на 25,0 %, расширяет диапазон допустимых тяговых усилий трактора в 1,3 раза. Это позволяет, в сравнении с традиционно используемым с трактором К-701 комплексом ПК-8,5, увеличить рабочую ширину захвата агрегата на 42,6 %, повысить производительность на 28,4 % и снизить удельный расход топлива на 28,6 %, сократить энергозатраты, связанные с перемещением агрегата на 42,6 % и буксованием движителей трактора на 32,9 %, уменьшить долю площади следов агрегата на ширину захвата на 43,0 %. Снижение общего негативного воздействия ходовых систем агрегата на агрофизические свойства почвы и урожайность зерновых культур позволяет сократить потери урожая на 9,2 %.

4. Применение двухступенчатых агрегатов позволяет повысить производительность в среднем на 3,4 % и снизить удельный расход топлива на 4,1 % в сравнении с одноступенчатыми. Трех- и четырехступенчатые агрегаты позволяют дополнительно увеличить показатели не более чем на 1,2 и 0,4 % соответственно, поэтому для условий расчета достаточно ограничиться двухступенчатыми агрегатами.

5. Использование агрегата с рациональной компоновкой на посеве пшеницы, ведет к снижению удельных совокупных затрат на 14,7 %, что позволяет получить годовую экономию в размере около 251 тыс. руб. на один агрегат, в том числе около 84 тыс. руб. за счет снижения потерь урожая культуры из-за уплотняющего воздействия на почву его ходовых систем (в ценах 2007 года).

Рекомендации производству

Предприятию-изготовителю, для агрегата, сконструированного по схеме «трактор - культиватор - прицепной бункер» в качестве рациональной следует принять ширину выпускаемого комплекса 8,5 м (больше расчетного состава (8,3 м) на 2,3 %), для схемы «трактор - прицепной бункер - культиватор» рекомендуется использование ширины захвата 9,7 м (совпадает с расчетным составом).

При проектировании почвообрабатывающих посевных агрегатов на базе посевных комплексов «Кузбасс» и колесных тракторов общего назначения, рекомендуется использование компоновочной схемы «трактор - полунавесной бункер - культиватор». При неизменных параметрах бункера, коэффициент переноса его веса на задний мост трактора «Кировец» К-701 следует

принять 0,44. Для расчетных условий, в качестве ширины захвата первой ступени принять 12,2 м (разница с расчетным составом менее 1 %), а второй ступени 16,1 м. В этом случае, трактор будет работать в диапазоне средних тяговых усилий 46,9...55,8 кН, при скоростях движения 2,12...2,49 м/с (7,7...9,0 км/ч).

С целью достижения одинаково высоких тягово-сцепных показателей трактора за счет стабилизации нагрузки на его ходовую часть, рекомендуется оснащение агрегата автоматическим устройством для поддержания постоянного перераспределения веса в системе «трактор - бункер» в зависимости от расхода технологического материала в процессе работы.

Для возможности наиболее полной реализации потенциала по несущей способности ходовой части трактора и снижения уровня его уплотняющего воздействия на почву, с учетом конструктивных особенностей К-701, рекомендуется установка опорно-сцепного устройства седельного типа, а также спаривание колес трактора.

Основные положения и результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Беляев В.И. Результаты тяговых испытаний посевных комплексов «Кузбасс» в Алтайском крае / В.И. Беляев, Н.Н. Бережнов, Д.В. Тюрин // Вестник АГАУ. – Барнаул: АГАУ, 2005. – №4. – с.44-47.
2. Бережнов Н.Н. Выбор рациональной компоновки почвообрабатывающего посевного агрегата на базе тягово-транспортного энергосредства // Материалы областной научно-практической конференции «Исследовательская и инновационная деятельность молодежи: проблемы, поиски, решения», посвященной 50-летию Сибирского отделения РАН; Сборник научных трудов, Т.1. – Кемерово: ИУУ СО РАН, 2006. – с.72-75.
3. Бережнов Н.Н. К вопросу влияния компоновки на агротехническую проходимость почвообрабатывающего посевного МТА // Вестник КрасГАУ. – Красноярск: КрасГАУ, 2007. – №2. – с.50-54.
4. Красовских В.С. Повышение эффективности работы почвообрабатывающего посевного комплекса за счет выбора рациональной компоновки, параметров и режимов работы / В.С. Красовских, Н.Н. Бережнов // Вестник АГАУ. – Барнаул: АГАУ, 2006. – №2. – с.55-58.
5. Красовских В.С. Обобщенная эксплуатационная характеристика тягово-транспортного энергосредства / В.С. Красовских, Н.Н. Бережнов // Вестник АГАУ. – Барнаул: АГАУ, 2005. – №1. – с.108-115.
6. Красовских В.С. Обобщенная эксплуатационная характеристика почвообрабатывающего посевного агрегата на базе тягово-транспортного энергосредства / В.С. Красовских, Н.Н. Бережнов // Вестник АГАУ. – Барнаул: АГАУ, 2005. – №1. – с.115-121.

Подписано к печати 18.04.2007 г. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная №1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,4.
Тираж 100 экз. Заказ № ____.

Издательство «Кузбассвузидат». 650043, г. Кемерово, ул. Ермака, 7.
Тел. 58-34-48

