

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-5-397-406

УДК 631.372:622.232

К обоснованию колесного шасси комбайна для работы с оборудованием уборки свеклы

Кандидаты техн. наук, доценты Г. А. Таяновский¹⁾, А. А. Калина¹⁾¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016

Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Статья посвящена актуальной научно-технической проблеме создания многомостовых колесных шасси высокоэффективных модульных свеклоуборочных комбайнов большой грузоемкости, в частности выбору главных параметров шасси и колесного привода. Такие машины предназначены для эксплуатации в сложных почвенно-климатических условиях уборки сахарной свеклы. Разработаны методические положения решения задачи научно обоснованного выбора модели колесного шасси из числа выпускаемых или разрабатываемых, параметров агрегирования рабочего аппарата и шасси, рационального алгоритма управления ходовой системой агрегата при работе с заданным (отечественным или зарубежным) полунавесным оборудованием для уборки свеклы. При решении задачи развиты положения теории колесных машин применительно к специфике колесных шасси модульных свеклоуборочных комбайнов с механическим или гидрообъемным разветвленным приводом колес многомостового движителя. Получены расчетно-теоретические выражения для определения главных параметров колесного шасси, включающие в явном виде определяющие его рабочий процесс физические величины эксплуатационных условий. Это позволило реализовать полученные выражения в виде программного приложения, удобного для анализа главных параметров исследуемого шасси комбайна и рациональных параметров разветвленного привода колес, а также комплектации шинами в случае проектирования свеклоуборочного комбайна на основе колесного шасси выбранной схемы. Исследования имеют теоретическое значение и представляют практический интерес для разработчиков новых многомостовых модульных свеклоуборочных комбайнов.

Ключевые слова: свеклоуборочный комбайн, параметры, колесное шасси, агрегирование

Для цитирования: Таяновский, Г. А. К обоснованию колесного шасси комбайна для работы с оборудованием уборки свеклы / Г. А. Таяновский, А. А. Калина // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 5. С. 397–406

To Substantiation of Combine Wheeled Chassis for Beet Harvesting Equipment

G. A. Tajanowski¹⁾, A. A. Kalina¹⁾¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper considers a current scientific and technical problem pertaining to creation of multi-bridge wheeled chassis for highly efficient modular sugar beet harvesters of large cargo capacity and, in particular, to selection of main parameters of chassis and wheeled drive. Such machines are designed for operation under complicated soil and climatic conditions during sugar beet harvesting. Methodological rules and regulations have been developed for solution of problems pertaining to scientifically substantiated selection of a manufactured or developed wheeled chassis model, building-block parameters of a working device and a chassis, rational control algorithm of the unit running system while using a specified (domestic or foreign) semi-mounted equipment for beet harvesting. While solving the problem theoretical provisions for

Адрес для переписки

Калина Алла Александровна
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/1,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-92-28
mparts@bntu.by

Address for correspondence

Kalina Alla A.
Belarusian National Technical University
65/1 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-28
mparts@bntu.by

wheeled vehicles regarding specific features of a wheeled chassis for modular sugar beet harvesters with extensive mechanical or hydrostatic wheel drive of a multi-bridge propulsion system have been developed in the paper. Calculated and theoretical expressions for determination of main parameters for a wheeled chassis have been obtained and they include physical quantities of operational conditions that explicitly determine its working process. Such approach has made it possible to realize the obtained expressions as a software application which is suitable for analysis of main parameters in respect of the investigated harvester chassis and rational parameters of a branch wheel drive and also for a complete set of tires in the case when a sugar beet harvester is designed on the basis of wheeled chassis according to the selected scheme. Investigations have theoretical significance and represent practical interest for development specialists of new modular multi-bridge sugar beet harvesters.

Keywords: sugar beet harvester, parameters, wheeled chassis, building-block system

For citation: Tajanowskij G. A., Kalina A. A. (2016) To Substantiation of Combine Wheeled Chassis for Beet Harvesting Equipment. *Science & Technique*. 15 (5), 397–406 (in Russian)

Введение

Идея создания сельскохозяйственных уборочных машин на базе универсального самоходного шасси нашла свое воплощение еще в прошлом веке. Немецкая фирма Agro-Industrie-Projekt GmbH в содружестве с ведущими сельхозмашиностроительными компаниями Claas, Laverda, Amazone, Dutzi и KHD-Fahr сконструировала универсальные шасси Multipower 320T, предназначенные для монтажа различных сельскохозяйственных машин и орудий: зерно- и свеклоуборочных комбайнов, соломоизмельчителей, разбрасывателей удобрений, машин для уборки кукурузы на зерно. Все машины и оборудование приводились в действие непосредственно от шестицилиндрового дизельного двигателя шасси мощностью 223 кВт. Масса шасси составляла 5050 кг, годовая загрузка 2136 ч.

Наряду с самоходными шасси на европейском рынке появились энергосредства (например, Steyr 8300), разработанные специально для эксплуатации с навесными комбайнами высокой производительности и другими сельскохозяйственными машинами. Гидрообъемная трансмиссия с трехскоростной механической коробкой передач позволила обеспечить более свободную компоновку узлов и меньшую высоту их размещения, а следовательно, и снижение центра тяжести, несмотря на высокое расположение кабины.

Некоторые фирмы стали использовать модульный принцип построения самоходных машин в классе навесных комбайнов к тягово-энергетическим средствам. В основе конструкции таких машин лежит принцип тягового средства, предназначенного для работы с уборочными машинами: трансмиссия бесступенчатого регулирования или обеспечивающая длительную работу на реверсе, развитая система

механических и гидравлических отборов мощности, платформа и сцепное устройство. Тягово-энергетическое средство выполняется преимущественно по схеме 4К4 с равными колесами и шарнирно-ломающейся рамой.

ПО «Гомсельмаш» представило многовариантность машин как сочетание двух направлений: возможности комплектации базового энергосредства как шасси технологическими орудиями и возможности комплектации высвобождаемого от орудий шасси в качестве специализированного энергосредства для агрегатирования с уборочными комбайнами и другими машинами с активными рабочими органами.

В последнее десятилетие многие сельхозмашиностроительные компании обратили особое внимание на создание уборочных машин для корнеплодов, в частности для уборки свеклы. Рациональный подбор универсального колесного шасси, на базе которого составляется полунавесной технологический агрегат, предназначенный для уборки сахарной свеклы (комбайн), во многом определяет не только производительность, рабочую скорость движения, удельную энергоемкость процесса, но и, как показала практика, вообще способность агрегата осуществлять его.

Во многих странах заводами сельскохозяйственного машиностроения разрабатываются новое свеклоуборочное оборудование и высокоэффективные свеклоуборочные комбайны модульного построения на базе универсальных самоходных энергонасыщенных полноприводных колесных шасси. В этой связи приобрела актуальность задача рационального объединения в агрегат таких шасси с упомянутым свеклоуборочным оборудованием или оборудованием, предназначенным для уборки других корнеклубнеплодов. Особенно в том случае, если рабочие модули будущего агрегата созда-

ются отдельно и разными производителями. Применение такой концепции построения позволит расширить возможности межгосударственной кооперации при создании комбайнов с учетом специфики места использования, а также будет способствовать продвижению продукции отечественного машиностроения на зарубежные рынки.

Если использовать готовое технологическое оборудование, то дорабатывать его нецелесообразно. Поэтому модель универсального колесного шасси, схему его ошиновки и параметры шин, полную массу и мощность двигателя, рабочие скорости или передачи в коробке передач, рабочие частоты вращения валов механического и гидравлического отборов мощности, параметры баллаستировки шасси необходимо выбирать таким образом, чтобы непрерывно обеспечивать близкий к оптимальному режим работы присоединяемого оборудования и ходовой системы. Независимо от изменения характеристик сопротивления рабочему аппарату и перераспределения нагрузок по колесам от переменного груза в бункере по пути движения комбайна.

В статье изложены разработанные авторами предложения по выбору главных параметров универсального полноприводного колесного шасси для объединения в агрегат с новым, в том числе зарубежным оборудованием, предназначенным для уборки различных возделываемых культур, а также предложения о рациональном законе управления ходовой системой комбайна при изменении условий его движения по полю при уборке. Рассмотрены варианты механического и гидромеханического приводов колес шасси.

Объекты исследования

Эффективность применения колесных энергонасыщенных самоходных полноприводных шасси может быть достигнута при выборе рациональных параметров ходовой системы, технологической части и параметров агрегатирования звеньев уборочного агрегата. Для обеспечения высокой надежности в работе такие агрегаты создаются на базе полноприводных шасси. Ходовые системы их оснащаются колесами с шинами специальной комплектации, в том числе сдвоенными, с целью создания необходи-

мого запаса грузоподъемности ходовой системы, высоких тягово-сцепных свойств, проходимости и маневренности агрегата, для работы с тяжелым полунавесным оборудованием, каким является рабочий свеклоуборочный аппарат, бункер с грузом и конвейерами (рис. 1, 2).

В состав рабочего технологического оборудования самоходного свеклоуборочного комбайна обычно входят следующие основные функциональные части-модули: ботвоуборочный модуль, корнеуборочный модуль с механизмом контроля глубины копания и вибрационными копачами, подъемно-сепарирующий блок с подающими роторами, бункер с системой транспортеров. Часть из перечисленных модулей объединены в агрегатируемый с ходовой системой комбайна спереди посредством навесной системы полунавесной рабочий аппарат. Ходовая система комбайна – совокупность элементов конструкции, образующих раму-остов комбайна с двигателем и системой поворота. Она предназначена для восприятия усилия от рабочего аппарата и массы монтируемого на ней технологического оборудования на раму-остов и колеса, размещения грузового бункера с накапливаемым в нем грузом, а также для передвижения по опорной поверхности.



Рис. 1. Пример универсального самоходного шасси по схеме 6К6 в составе свеклоуборочного агрегата – комбайна

Fig. 1. Example of universal self-propelled chassis according to scheme 6K6 including sugar beet harvester

Высоким спросом пользуются комбайны, наиболее приспособленные для работы в экстремальных условиях свекловичных полей при особо сложной уборке культуры поздней осенью на переувлажненных почвах, трудных для сепарации, которые характерны и для восточноевропейских стран, возделывающих сахарную свеклу.



Рис. 2. Пример универсального самоходного шасси по схеме 4К4 в составе свеклоуборочного комбайна

Fig. 2. Example of universal self-propelled chassis according to scheme 4K4 including sugar beet harvester

Крупнейшие европейские производители выпускают типоразмерные ряды самоходных свеклоуборочных комбайнов, чаще всего включающие модели шести-, девяти- и двенадцатирядных самоходных комбайнов с двигателями мощностью от 400 до 610 л. с., емкостью бункера от 13 до 33 т, рассчитанных для использования в крупных, средних и мелких хозяйствах с различным уровнем урожайности свеклы – от 20 до 70 т/га [1–4]. Однако спрос на универсальную, высокопроизводительную, надежную и малоэнергоёмкую технику блочно-модульного построения, обеспечивающую низкие эксплуатационные издержки и высокое качество уборки, простую в ремонте и обслуживании, по-прежнему велик и не удовлетворен.

Исследования авторов направлены на создание положений выбора шасси для агрегатирования с заданным, например зарубежным, полунавесным оборудованием, предназначенным для уборки свеклы, на основании которых возможно решение задачи научно обоснованного выбора модели колесного шасси из числа выпускаемых или разрабатываемых, параметров агрегатирования рабочего аппарата и шасси, рационального алгоритма управления ходовой системой агрегата.

Тяговая динамика и эксплуатационные показатели уборочного агрегата

Изменение нормальных нагрузок на мосты уборочного агрегата из-за навешенного оборудования, изменение давления воздуха в шинах и их комплектации приводят к перераспределению вращающих моментов в приводе к веду-

щим колесам и к активным рабочим органам (АРО) рабочего аппарата. Все это сказывается на показателях эффективности работы двигателя агрегата. Случайный характер возмущений со стороны поля на движитель и рабочий аппарат вносят свой вклад в динамику движения агрегата и его эксплуатационные показатели. Как установлено в результате испытаний, на практике показатели работы шасси с различными рабочими аппаратами для уборки свеклы существенно отличаются как по производительности, так и по расходу топлива на единицу производительности. Отмечалось повышенное буксование колес ходовой системы. Разработана оригинальная методика испытаний для определения сопротивления подаче рабочего аппарата при работе, скорости движения, буксования ведущих колес мостов комбайна, радиусов качения колес, деформации почвы, частоты вращения коленчатого вала и мощности двигателя, технической производительности по убранной массе в бункере, сменного расхода топлива и сменной производительности. Выполнен расчетно-теоретический анализ рабочего процесса исследуемых уборочных агрегатов. Результаты расчетов и натурных опытов показали, что реализованные в настоящее время режимы работы движителя и рабочего аппарата в испытанных агрегатах могут быть далеки от рациональных, чем и объясняются различия в их отдельных эксплуатационных показателях. В процессе испытаний выявлялись практические возможности изменения упомянутых режимов с целью приближения их к рациональным.

Параметры некоторых активных рабочих органов, навески, давление воздуха в шинах

колес и комплектацию шин можно менять, а, значит, и управлять КПД ходовой системы и эффективностью полунавесного агрегата в целом. Поэтому представляет научный и практический интерес установление закономерностей динамики полноприводного тягово-энергетического шасси, работающего в составе уборочного агрегата, в зависимости от упомянутых факторов. Для других машинно-тракторных агрегатов подобные вопросы рассматривались ранее в [2, 5–7]. Методический подход к выбору рациональных параметров АРО и параметров агрегатирования рабочего аппарата с колесным шасси в целом основывается на результатах анализа динамики уборочных комбайнов.

При создании таких агрегатов следует учитывать, что максимальные значения КПД ходовой системы полноприводной машины, как с заблокированными механическими межосевыми связями, так и при гидромеханическом приводе по схеме полного дифференцирования, достигаются при сведении к минимуму кинематического рассогласования между ведущими колесами [6, 8, 9]. При буксованиях каждого ведущего колеса, характерных для близкого к линейному участку зависимости удельных касательных усилий от буксования колеса, потери в ходовой системе меньше, чем на нелинейных участках упомянутых зависимостей [7]. Получены зависимости потенциала эффективности ведущего колеса, оборудованного шиной (рис. 3), от определяющих параметров

$$\eta_{ki}(f, \delta) = \left[1 - \frac{f_{ci}}{\varphi_{ci}(1 - e^{-k_i \delta_i})} \right] (1 - \delta_i) = \eta_{pi} \eta_{\delta i},$$

где φ_{ci} , f_{ci} – коэффициент сцепления и условный коэффициент сопротивления качению i -го ведущего колеса с опорной поверхностью [6, 8, 10]; k_i – параметр аппроксимации зависимости $P_{ki} = F(\delta_i)$ выражением [6, 8]

$$P_{ki} = R_i \varphi_i (1 - e^{-k_i \delta_i}).$$

Графические зависимости влияния коэффициента сопротивления качению колеса и буксования на потенциал эффективности колеса показаны на рис. 3.

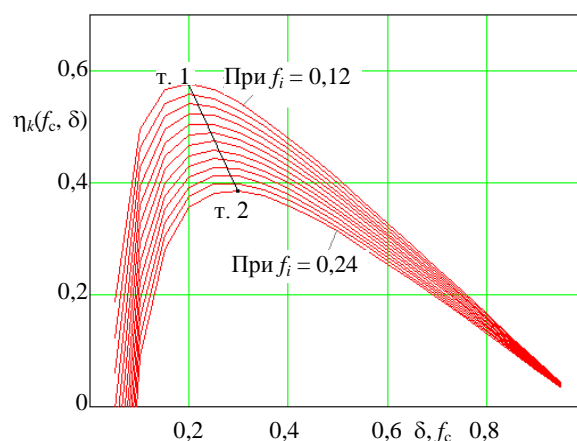


Рис. 3. Зависимости $\eta_{ki}(f, \delta)$:
 $f_c = 0,12-0,24$; $\varphi_c = 0,7$; $\delta = 0-0,98$; $k = 4,8$

Fig. 3. Dependences $\eta_{ki}(f, \delta)$:
 $f_c = 0,12-0,24$; $\varphi_c = 0,7$; $\delta = 0-0,98$; $k = 4,8$

Как видно из рис. 3, потенциал эффективности колеса имеет максимум при некотором значении буксования, уменьшающемся и сдвигающемся с ухудшением дорожных условий в сторону больших буксований. Из этого следует, что имеет смысл поставленную задачу решать также в пределах участков кривых буксования ведущих колес, близких к линейным [7] при работе на полях с малым сопротивлением движению комбайна, путем управления скоростями колес и активных рабочих органов рабочего аппарата до достижения требуемых балансовых соотношений по их производительности.

К режимам работы, определяющим показатели эксплуатационных свойств уборочного агрегата, относятся: трогание и разгон, движение с установившейся скоростью по неровностям опорной поверхности поля при работе уборочного оборудования, поворот и маневрирование, торможение. Моделирование и анализ перечисленных режимов рабочего процесса уборочного агрегата при исследовании его динамики необходимы, так как позволяют выявить его свойства с целью проведения анализа и последующего выбора рациональных конструктивных параметров проектируемого комбайна. Среди определяющих факторов, подлежащих анализу, наиболее важные: конструктивно-компоновочная схема, параметры кинематики системы поворота, активных рабочих органов, тягово-сцепные характеристики шин, масса, мощность и характеристики элемен-

тов поддрессирования, если они имеются, колесного шасси, а также микропрофиль пути и характеристики сопротивления подаче рабочего аппарата со стороны убираемых рядков свеклы, определяющие характер входного воздействия на динамическую систему комбайна [1, 2, 5–9].

Многообразие случайных сочетаний параметров и свойств поля с убираемыми корнеклубнеплодами приводит к существенным изменениям текущих рабочих режимов двигателя колесного шасси, технико-экономических показателей рабочего процесса и качества уборки. В частности, изменение буксования ведущих колес шасси при имеющих место на поле колебаниях состояния поверхности движения и сопротивления подаче рабочего аппарата приводит к рассогласованию балансового соотношения производительностей агрегата по ходу и по активным рабочим органам, а также к отклонению качества уборки от целесообразной, что ухудшает качество получаемого сырья, особенно на каменистых, неровных, тяжелых по проходимости полях [3, 4, 10–12]. При повышении буксования ведущих колес, как показали испытания, существенно растут расходы топлива, ухудшается проходимость, снижается производительность агрегата, некоторая часть убираемой массы растений движется не по оптимальным траекториям.

Изменением конструктивных и режимных факторов можно в известной степени влиять как на эксплуатационные показатели уборочного агрегата, так и на качество уборки. Поэтому возможно решение задачи оперативной «настройки» в процессе движения комбайна параметров привода его активных рабочих органов, обеспечивающих минимизацию удельных энергозатрат при стабилизации производительности и качества уборки в рамках выбранной на стадии проектирования рациональной структурно-компоновочной схемы агрегата (рис. 1, 2). С этой целью необходимо разрабатывать технические решения, которые расширяют эксплуатационную гибкость современного свеклоуборочного комбайна. Например, путем использования сложной системы поворота, колесной формулы 6К6 (рис. 1), путем обеспечения движения колес по разным колеям, использования поворотного моста управляемых колес (рис. 2) и т. п.

К определению главных параметров колесного шасси для свеклоуборочного комбайна

Важный вопрос выбора рациональных параметров колесного шасси заключается в принятии критерия, по которому такой выбор будет производиться. От этого зависят результаты работы уборочного агрегата и его эксплуатационная эффективность. Интегральным проявлением эффективности свеклоуборочного комбайна при заданной средней скорости движения (т. е. при постоянной производительности по ходу) на гоне может служить расход топлива, он зависит от степени загрузки двигателя и особенностей протекания скоростных характеристик его на внешнем и частичных режимах. Значит, для наилучшей эффективности должна быть оптимальная загрузка двигателя, которую необходимо установить и поддерживать. Но поскольку внешние факторы при движении комбайна, как ранее указывалось, непрерывно изменяются, то также изменяются и режимы двигателя. Это означает, что в условиях эксплуатации требуется автоматическая оптимизация режимов работы комбайна.

Многими учеными – В. В. Кацыгиным, В. В. Гуськовым, Ю. К. Киртбая, С. А. Иофиновым, В. Н. Болтинским, И. И. Киселевым, Л. Е. Агеевым и другими – предложены различные эмпирические выражения оптимальной загрузки двигателя для обеспечения наибольшей экономичности и производительности тяговых и тягово-приводных машинно-тракторных агрегатов [1–14]. Большинство из таких формул степень оптимальной загрузки двигателя (по сути – математическое ожидание загрузки) связывают со значением неравномерности тягового сопротивления, что объективно физически имеет смысл. В этом можно убедиться, рассмотрев многопараметровую характеристику двигателя (рис. 4).

Линия *ab* соответствует минимальным удельным эффективным расходам топлива. Поэтому за оптимальные загрузки двигателя можно принять те загрузки, которые соответствуют этой линии. По характеристике можно наглядно представить возможные стратегии управления уборочным агрегатом, целью которых должно быть наиболее близкое приближе-

ние к линии ab в случае ухода от нее при изменении внешних факторов во время рабочего движения комбайна по полю. Такое приближение возможно за счет управления подачей топлива, передаточными отношениями к ведущим колесам и к АРО рабочего аппарата непосредственно во время движения, а также за счет «настроек на данное поле» ходовой системы шасси и уборочного оборудования перед началом движения.

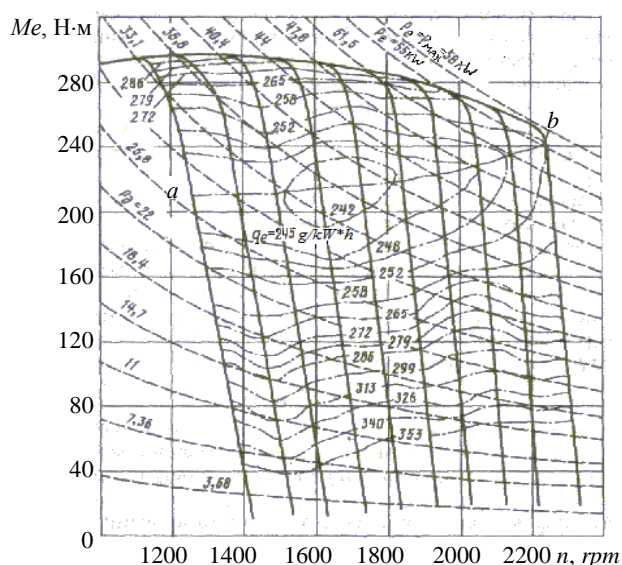


Рис. 4. Пример многопараметровой характеристики дизельного двигателя

Fig. 4. Example of multi-parameter characteristics of diesel engine

Важным является выбор массы колесного шасси для тягово-приводного уборочного агрегата – комбайна, а не так называемого тягового класса, значение которого у современных колесных шасси, оснащенных мощными двигателями с протяженными участками постоянной мощности на внешней скоростной характеристике, сейчас не во всем определяет его тягово-энергетические возможности. Топливно-экономические характеристики таких двигателей, оснащенных новыми топливоподающими системами, например common rail, отличаются от характеристик старых моделей двигателей. Поэтому упомянутые формулы оптимальной загрузки двигателя не всегда соответствуют действительности. Предположим, что такая формула установлена как функция степени неравномерности тягового сопротивления от по-

лунавесного уборочного оборудования, сопротивления самопередвижению шасси и параметров модели скоростной характеристики двигателя. На практике это означает, что для обеспечения высокой топливной экономичности за счет использования автоматической системы непрерывного поддержания оптимальной (по критерию удельного эффективного расхода топлива) загрузки двигателя необходим двигатель большей номинальной мощности, так как колебания нагрузки приводят к большим затратам мощности на передвижение, чем при постоянном сопротивлении.

Эксплуатационную массу колесного самоходного шасси тягово-приводного полунавесного уборочного агрегата определим на основе выражения, предложенного в [6], в котором дополнительно учтем зависимость коэффициента сцепления колес ϕ от схемы сдвигания колес шасси, если она применяется при работе на поле, а также то, что в состав полной массы входят и массы самих дополнительных колес, оборудованных шинами, масса навесного оборудования в виде конвейеров, бункера и т. п. Тогда минимально необходимая масса колесного шасси определится из выражения

$$m = \frac{(1 + 0,5k_{\text{нер}})(1 + \varepsilon(v^2 - v_3^2))F_{\text{кр}}}{[\phi(\text{схемы_двигателя})\lambda - (1 + 0,5k_{\text{нер}})(1 + \varepsilon(v^2 - v_3^2))F_{\text{кр}}]} \rightarrow \rightarrow \frac{(1 + 0,5k_{\text{нер}})(1 + \varepsilon(v^2 - v_3^2))F_{\text{кр}}}{-(f(\text{схемы_двигателя})\cos\alpha + \sin\alpha)g},$$

где $k_{\text{нер}}$ – коэффициент неравномерности тягового сопротивления полунавесного рабочего аппарата; ε – то же увеличения тягового сопротивления при повышении рабочей скорости; v_3 – эталонная скорость, которая предусмотрена паспортом (агротехническими требованиями) полунавесного рабочего аппарата для осуществления уборки в конкретной группе воздействий по видам полей; λ – коэффициент нагрузки ведущих колес у неполноприводного шасси, если шасси с одним ведущим мостом, то $\lambda < 1$; $F_{\text{кр}}$ – тяговое сопротивление полунавесного рабочего аппарата передвижению колесного шасси [6]; α – угол подъема рельефа свекловичного поля.

При этом зависимости коэффициента использования сцепления φ (схемы_двигателя), соответствующего максимуму тягового КПД агрегата, и коэффициента сопротивления качению колес f (схемы_двигателя) аналитически определяются на основе моделирования тяговых сил шин колесного шасси на конкретной залежи, находящейся в наихудшем состоянии, при котором имеет смысл производить уборку свеклы на практике. Распределением нагрузки по колесам проектируемого шасси можно управлять за счет изменения компоновки – размещения составных частей навесного оборудования на базе шасси. Масса изменяется при заполнении бункера, поэтому выбором формы и размещением бункера, конвейеров также можно повлиять на достижение рациональной нагрузки на колеса двигателя.

Приведенное выражение для определения эксплуатационной массы колесного шасси учитывает изменение средней величины тягового сопротивления подаче рабочего аппарата, увеличение его при повышении скорости по сравнению с заданной для движения на рабочем гоне и изменение состояния опорной поверхности и рельефа поля. При проведенных испытаниях и в работах других авторов отмечалась тесная корреляция степени неравномерности силовых факторов на валах привода рабочих органов и колесах шасси с неравномерностью тягового сопротивления оборудования [6, 8, 10, 11].

Потребная мощность дизельного двигателя для разрабатываемого колесного шасси определяется из выражения

$$P_{\text{дв}} = \left\{ \frac{v}{3600\eta_{\text{тр}}\eta_{\delta}} \times \left[\left(f \cos \alpha_{\text{д}} + \sin \alpha_{\text{д}} \right) m_{\Sigma} g + \left(1 + k_{\text{нер}} \right) \left[1 + \varepsilon \left(v^2 - v_3^2 \right) \right] F_{\text{кр}} \right] + \left(\frac{N_{\text{АРО1}}}{\eta_{\text{АРО1}}} + \frac{N_{\text{АРО2}}}{\eta_{\text{АРО2}}} \right) \left(1 + k_{\text{нер}} \right) \right\} \frac{1}{k_{\text{опт}}},$$

где v – рабочая скорость машинно-тракторного агрегата; η_{δ} – КПД буксования двигателя; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД привода колесного двигателя; $N_{\text{АРО1}}$ – мощность, затрачиваемая на привод АРО1 рабочего аппарата [3, 4, 10, 11]; $N_{\text{АРО2}}$ – мощность, затрачиваемая на привод АРО2 подаю-

ще-транспортирующей системы [11, 12]; $\eta_{\text{АРО1}}$, $\eta_{\text{АРО2}}$ – КПД привода АРО1 и АРО2; $k_{\text{опт}}$ – коэффициент оптимальной загрузки двигателя; m_{Σ} – полная масса, соответствующая вертикальным нагрузкам на колеса агрегата.

Выбор схемы и параметров двигателя колесного шасси в значительной степени предопределяет энергетическую эффективность создаваемого свеклоуборочного комбайна. Уровень энергозатрат зависит от закона распределения касательных сил между ведущими колесами двигателя машины. В качестве принципа распределения касательных сил ведущих колес, определяющих, в конечном итоге, и выбор закона управления приводами колес, часто принимается принцип равенства буксований колес двигателя, который обоснован для механических приводов многими учеными-исследователями (М. Г. Беккер, Ю. В. Пирковский, А. Х. Лефаров, В. А. Петрушов, В. В. Ванцевич и др.) [5, 6, 8, 9]. Авторами данной статьи принят методический подход к определению действительных буксований колес с гидромеханическим приводом в случае работы по схеме полного дифференцирования, при которых КПД ходовой системы $\eta_{\text{хс}}$ наибольший. Полезная мощность комбайна $N_{\text{пол}}$, связанная с преодолением сил сопротивления подаче рабочего аппарата $P_{\text{АРО}}$ и сил сопротивления качению колес при перемещении переменного груза в бункере, определяется выражением

$$N_{\text{пол}} = \left(P_{\text{АРО}} + g \sum_{i=1}^n m_{\text{ГРi}} f_i \right) V_{\text{д}},$$

где $m_{\text{ГРi}}$ – часть веса груза в бункере комбайна, приходящаяся на i -е колесо двигателя; g – ускорение свободного падения.

Тогда для числа колес в конкретном варианте шасси $n = 4$

$$\eta_{\text{хс}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{ДВ}}} = \frac{P_{\text{АРО}} + g \sum_{i=1}^4 m_{\text{ГРi}} f_i}{\sum_{i=1}^4 \left[\frac{R_i \varphi_i}{1 - \delta_i} \left(1 - e^{-k_i \delta_i} \right) \right]},$$

где $N_{\text{ДВ}}$ – текущая мощность двигателя.

Для поиска оптимальных значений тяги колес уборочного комбайна можно использовать обобщенный метод множителей Лагранжа – метод нахождения условного экстремума

функции $F(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4)$ относительно m ограничений $Q_i(x) = b_i$, где i меняется от единицы до n – числа ведущих колес. Задача условной оптимизации имеет вид:

$$Z = F(\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n) = \frac{P_{\text{APO}} + g \sum_{i=1}^n m_{\text{GRI}} f_i}{\sum_{i=1}^n \left[\frac{R_i \varphi_i}{1 - \delta_i} (1 - e^{-k_i \delta_i}) \right]} \rightarrow \max, i = 1, n;$$

$$Q(\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n) = b.$$

Для ее решения используется метод множителей Лагранжа [5, 7]. Выписывается функция Лагранжа $L(\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n) = F(\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n) + \lambda(b_i - Q_i(\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n))$, и решается система уравнений, определяющая стационарные точки этой функции:

$$\begin{cases} \frac{\partial F(\delta_1, \dots, \delta_n)}{\partial \delta_i} - \lambda \frac{\partial Q(\delta_1, \dots, \delta_n)}{\partial \delta_i} = 0, i = 1, n; \\ b - Q(\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n) = 0. \end{cases}$$

Применительно к рассматриваемой задаче можно записать следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \left[R_i \varphi_i (1 - e^{-k_i \delta_i}) \right] = P_{\text{APO}} + \sum R_i f_i; \\ \frac{1}{1 - \delta_i} - \frac{1 - e^{k_i \delta_i}}{k_i (1 - \delta_i)^2} = -\lambda_i, \quad i = 1, \dots, n, \end{cases}$$

где λ_i – множитель Лагранжа.

Именно решение этой системы уравнений, которое производится численным методом [5], даст рациональные значения $\delta_1, \delta_2, \delta_i, \dots, \delta_n$.

Для отслеживания изменений эксплуатационных показателей исследуемого уборочного агрегата при изменении внешних воздействий на него со стороны поля во время рабочего хода использовалась разработанная авторами методика. Она основана на математической модели исследуемого комбайна [2, 5, 7], которая учитывает различные условия движения, параметры рабочего оборудования, колесного шасси. Методика позволяет определять: загрузку двигателя, буксование и тягу колес движителя, время и ускорение, а также возможность осуществления разгона, скорость движения после

окончания разгона, вращающие моменты на валах трансмиссии, динамическую нагруженность элементов приводов. Кроме того, дает возможность учесть взаимовлияние буксования колес движителя и рабочего процесса АРО, производить оценку совместного влияния параметров агрегата и режимов нагружения рабочих органов на эксплуатационные показатели агрегата с целью выбора их рациональных значений и разработки системы управления активными рабочими органами для существенного снижения удельных энергозатрат. С помощью виртуальной модели комбайна, реализованной на ПЭВМ как программное приложение в системе символьной математики, выполняется расчетный анализ показателей агрегатирования колесного шасси, при различной комплектации шинами колес движителя, с технологическим оборудованием различных компоновочных схем и параметров, с целью выбора наилучшего по показателям удельных энергозатрат и другим показателям качества рабочего процесса параметров полунавесного оборудования и параметров агрегатирования звеньев в составе уборочного агрегата.

ВЫВОД

Разработаны предложения к выбору главных параметров колесного полноприводного самоходного шасси для рационального агрегатирования со свеклоуборочным оборудованием в составе самоходного сельскохозяйственного комбайна, методические положения анализа рабочего процесса исследуемых объектов. Указаны средства настройки проектируемого комбайна на условия эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новый свеклоуборочный комбайн компании Holmer [Электронный ресурс] // Агроинфо. Режим доступа: <http://agroinfo.info/novyj-sveklouborochnyj-kombajn-kompanii-holmer/>. Дата доступа: 01.06.2016.
2. Tajanowskij, G. Mathematical Model of a Harvest Combine for Reception Fuel Chips from Fast-Growing Plants / G. Tajanowskij, A. Kalina, W. Tanas // Teka Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. Lublin: Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, 2008. Vol. VIII P. 267–276.
3. Тырнов, Ю. А. Энергетический баланс и распределение мощности двигателя по потребителям при работе свеклоуборочного комбайна Holmer / Ю. А. Тырнов, Д. А. Гушин // Повышение эффективности использования свеклоуборочных комбайнов зарубежного производства: сб. науч. тр. Тамбов: ГНУ ВИИТиН, 2009. Вып. 16. С. 9–13.

4. Ногтиков, А. А. Сравнительная эксплуатационно-технологическая оценка и оценка показателей качества работы зарубежных свеклоуборочных комбайнов. Анализ воздействия ходовых систем комбайнов на почву / А. А. Ногтиков // Повышение эффективности использования свеклоуборочных комбайнов зарубежного производства: сб. науч. тр. Тамбов: ГНУ ВИИТиН, 2009. Вып. 16. С. 27–30.
5. Таяновский, Г. А. Комплексная оценка ходовой системы полноприводной колесной машины переменной массы / Г. А. Таяновский, А. А. Калина // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 11-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск: БНТУ, 2013. Т. 1. С. 440.
6. Моделирование характеристик дизельного двигателя / Ю. Е. Атаманов [и др.]. Минск: БНТУ, 2014. 195 с.
7. Таяновский Г. А. Тяговые свойства транспортно-технологической машины с гидрообъемным приводом колес / Г. А. Таяновский // Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф., посвященной 25-летию кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» Белорусского национального технического университета, 17–19 ноября 2010 г. Минск: БНТУ, 2010. С. 153–161.
8. Тракторы: теория / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
9. Гуськов, В. В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. М.: Машиностроение, 1966. 195 с.
10. Капустин, В. П. Свеклоуборочные машины: учеб. пособие / В. П. Капустин. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2010. 196 с.
11. Погарель, Л. В. Свеклоуборочные машины. Конструирование и расчет / Л. В. Погарель, Н. В. Татянко, В. В. Брей. Киев: Техника, 1983. 168 с.
12. Саакян, Д. Н. Система показателей комплексной оценки мобильных машин / Д. Н. Саакян. М.: Агропромиздат, 1988. 415 с.
13. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: теория систем автоматического управления / В. П. Автушко [и др.]; под ред. Н. В. Богдана, Н. Ф. Метлюка. Минск: НП ООО «ПИОН», 2001. 396 с.
14. Стандарт отрасли. Показатели качества свеклоуборочных машин: ОСТ 10.8.6–2000. Минсельхоз, 2000. 65 с.

Поступила 24.03.2016

Подписана в печать 23.05.2016

Опубликована онлайн 26.09.2016

REFERENCES

1. New Sugar Beet Harvester of Holmer Company. *Agro-info*. Available at: <http://agroinfo.info/novyyj-svekloubo-rochnyj-kombajn-kompanii-holmer/>. (Accessed 1 Yune 2016) (in Russian).
2. Tajanowskij G., Kalina A., Tanas W. (2008). Mathematical Model of a Harvest Combine for Reception Fuel Chips from Fast-Growing Plants. *Teka Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. Vol. VIII*. Lublin, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, 267–276.
3. Tyrnov Yu. A., Gushchin D. A. (2009) Energy Balance and Power Distribution of Engine for Consumers During Operation of Holmer Sugar-Beet Harvester. *Efficiency*

Improvements in Usage of Foreign-Manufactured Sugar Beet Harvesters. Collection of Research Papers. Tambov, State Scientific Institution “All-Russian Institute of Machinery and Petroleum”, Issue 16. 9–13 (in Russian).

4. Nogtikov A. A. (2009) Comparative Operational and Technological Assessment and Evaluation of Operational Qualitative Indices of Foreign-Manufactured Sugar Beet Harvesters. Analysis of Harvester Driving System Impact on Soil. *Efficiency Improvements in Usage of Foreign-Manufactured Sugar Beet Harvesters. Collection of Research Papers*. Tambov, State Scientific Institution “All-Russian Institute of Machinery and Petroleum”, Issue 16, 27–30 (in Russian).
5. Tayanovsky G. A., Kalina A. A. (2013) Integrated Assessment of Driving System for Four-Wheeled Drive Vehicle of Variable Mass. *Nauka – Obrazovaniu, Proizvodstvu, Ekonomike: Materialy 11-i Mezhdunar. Nauch.-Tekhn. Konf. T. 1* [Science for Education, Production, Economics: Proceedings of 11th International Scientific and Technical Conference. Vol. 1]. Minsk, Belarusian National Technical University, 440 (in Russian).
6. Atamanov Iu. E., Plishch V. N., Povarekko A. S., Ravino V. V., Taianovskii G. A. (2014) *Simulation of Diesel Engine Characteristics*. Minsk, Belarusian National Technical University. 195 (in Russian).
7. Tayanovsky G. A. (2010) Haulage Capacity of Transport and Technological Machine with Hydrostatic Drive Wheels. *Gidropnevmosistemy Mobilnykh i Tekhnologicheskikh Mashin: Sbornik Dokladov Mezhdunarodnoi Nauch.-Tekhn. Konf., Posviashchennoi 25-letiiu Kafedry “Gidropnevmoavtomatika i Gidropnevmoпривод” Belorusskogo Natsionalnogo Tekhnicheskogo Universiteta, 17–19 Noiabria 2010 g.* [Hydropnevmosystems Mobile and Technological Machines: a Collection of Papers of the International Scientific Conference Dedicated to the 25th Anniversary of the Department “Gidropnevmoavtomatika and Gidropnevmoпривод” Belarusian National Technical University, 17–19 November 2010], 153–161 (in Russian).
8. Guskov V. V., Velev N. N., Atamanov Iu. E., Bocharov N. F., Ksenevich I. P., Solonskii A. S. (1988) *Tractors: Theory*. Moscow, Mashinostroyeniye. 376 (in Russian).
9. Guskov V. V. (1966) *Optimal Parameters of Agricultural Tractors*. Moscow, Mashinostroyeniye. 195 (in Russian).
10. Kapustin V. P. (2010) *Sugar Beet Harvesters*. Tambov, Publishing House of Tambov State Technical University. 196 (in Russian).
11. Pogorely L. V., Tatianko N. V., Brei V. V. (1983) *Sugar Beet Harvesters. Design and Calculation*. Kiev, Tekhnika. 168 (in Russian).
12. Saakyan D. N. (1988) *System of Qualitative Indices for Sugar Beet Harvesters*. Moscow, Agropromizdat. 415 (in Russian).
13. Avtushko V. P., Bogdan N. V., Budko V. V., Metliouk N. F. (2001) *Hydraulic and Pneumatic Automation and Hydraulic Drive of Mobile Machines: Theory of Automatic Control Systems*. Minsk, Publishing House of Scientific and Industrial Limited Liability Company “PION”. 396 (in Russian).
14. Industry-Specific Standard 10.8.6–2000. Qualitative Indices of Sugar Beet Harvesters: Publishing House “Minselkhoz”, 2000. 65 p.

Received: 24.03.2016

Accepted: 23.05.2016

Published online: 26.09.2016