

**Georgij TAJANOWSKIJ**

The Belarussian National Technical University, Minsk, Belarus

**Wojciech TANAS**

Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, ul. Akademicka 13, 20-950 Lublin, Poland

e-mail: wojciech.tanas@up.lublin.pl

**Agnieszka TANAS**

Uniwersytet im. Marii Curie-Skłodowskiej w Lublinie

pl. Marii Curie-Skłodowskiej 5, 20-031 Lublin, Poland

## DRIVE WHEEL CHASSIS SELECTION FOR SUGAR BEET HARVESTERS

### Summary

*The paper presents a methodology of selection of wheel self-propelled chassis for sugar beet harvesting instrumentation. The rational policy of steering of the harvester's driving mechanism and the mechanical/hydraulic drive were considered. Mathematical dependencies of drive parameters were developed.*

**Key words:** self-propelled sugar beet harvester, drive chassis parameters selection, working parameters

## ВЫБОР КОЛЕСНОГО ШАССИ КОМБАЙНА ДЛЯ РАБОТЫ С ОБОРУДОВАНИЕМ УБОРКИ СВЕКЛЫ

### Резюме

*В статье приведены методические положения выбора колесного самоходного сельскохозяйственного шасси для работы с оборудованием уборки свеклы.*

**Ключевые слова:** самоходный свеклоуборочный комбайн, выбор главных параметров колесного шасси

### 1. Введение

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 энергоёмкость процесса, но и, как показала практика, вообще способность агрегата осуществлять его.

В связи с разработкой во многих странах заводами с.-х. машиностроения нового свеклоуборочного оборудования и высокоэффективных свеклоуборочных комбайнов модульного построения на базе универсальных самоходных энергонасыщенных полноприводных колесных шасси, 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 разрабатываются отдельно и разными производителями.

Если используется покупное 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 отбора мощности, параметры балластирования 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 данной 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 движения комбайна по полю при уборке. Рассмотрены варианты механического и гидромеханического привода колес шасси.

### 2. 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 необходимого запаса грузоподъемности ходовой системы, высоких тягово-сцепных свойств, проходимости и маневренности агрегата, при работе с тяжелым полунавесным оборудованием, каким является рабочий свеклоуборочный аппарат, бункер с грузом и конвейерами (рис. 1 и 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 копаками; подъемно-сепарирующий блок с подающими роторами; бункер с системой транспортеров.



Source: own work

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

Fig. 1. Example of universal self-propelled drive chassis 6K6 in a sugar beet harvester



Source: own work

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

Fig. 2. Example of universal self-propelled drive chassis 4K4 in a sugar beet harvester

Часть из перечисленных модулей объединены в агрегируемый 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, 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.

Наибольший спрос получают комбайны, которые наиболее приспособлены для работы в экстремальных условиях свекловичных полей в особо сложных условиях уборки культуры поздней осенью на переувлажненных почвах, трудных для сепарации, которые характерны и для восточно-европейских стран, возделывающих сахарную свеклу.

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 тонн, рассчитанных для использования в крупных, средних и мелких хозяйствах с различным уровнем урожайности свеклы от 20 до 70 т/га [5, 7, 15, 16, 17, 18]. 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.

Данная работа направлена 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 разрабатываемого, параметров агрегатирования рабочего аппарата и шасси, рационального алгоритма управления ходовой системой агрегата.

### 3. 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 крутящих моментов в приводе к ведущим 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 двигатель 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 двигателя 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 также научный и практический интерес установление закономерностей динамики полноприводного тягово-энергетического шасси, работающего в составе уборочного агрегата, в зависимости от упомянутых факторов, что и рассматривалось ранее в работах авторов данной статьи [1, 10, 11, 12, 13, 14, 15]. 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 полнопри-

водной 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 [1, 4, 10]. При буксованиях каждого ведущего колеса, характерных для близкого к линейному участка зависимости удельных касательных усилий от буксования колеса, потери в ходовой системе меньше, чем на нелинейных участках упомянутых зависимостей [10]. Авторами получены зависимости потенциала эффективности ведущего колеса, оборудованного шиной (рисунок 3) от определяющих параметров:

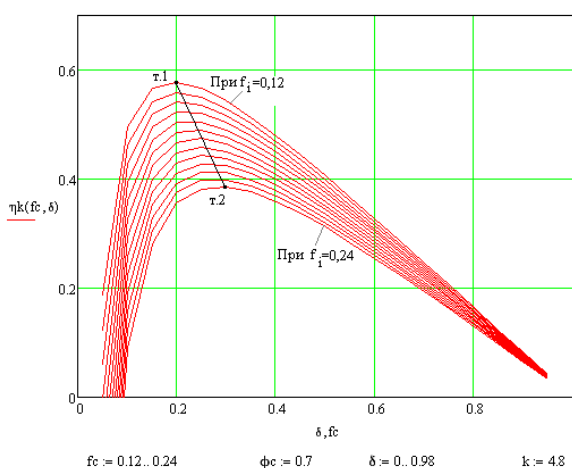
$$\eta_{ki}(f, \delta) = \left[ 1 - \frac{f c_i}{\varphi c_i \cdot (1 - e^{-k_i \delta_i})} \right] \cdot (1 - \delta_i) = \eta_{pi} \cdot \eta_{\delta_i},$$

где  $\varphi c_i$ ,  $f c_i$  - коэффициент сцепления и условный коэффициент сопротивления качению  $i$ -го ведущего колеса с опорной поверхностью [1, 4, 10];

$k_i$  - параметр аппроксимации зависимости  $P_{ki} = F(\delta_i)$  выражением

$$P_{ki} = R_i \cdot \varphi_i \cdot (1 - e^{-k_i \delta_i}) \quad [10].$$

На рисунке 3 показаны графические зависимости влияния коэффициента сопротивления качению колеса и буксования на потенциал эффективности колеса.



Source: own work

Рис. 3. Зависимости  $\eta_{ki}(f, \delta)$

Fig. 3. Efficiency of wheel depending on the rolling resistance factor and slide  $\eta_{ki}(f, \delta)$

Как видно из рисунка 3 потенциал эффективности колеса имеет максимум при некотором значении буксования, который уменьшается и сдвигается с ухудшением дорожных условий в сторону больших буксований.

Из этого следует, что имеет смысл поставленную задачу решать также и в пределах участков кривых буксования ведущих колес, близких к линейным [1] 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 элементов подрессоривания, 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, 4, 10, 11, 12, 13, 14, 15].

Многообразие случайных сочетаний параметров и свойств поля с убираемыми корнеклубнеплодами приводит к существенным изменениям текущих рабочих режимов двигателя колесного шасси и 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 [2, 5, 6, 10, 13, 14, 15, 16]. 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.

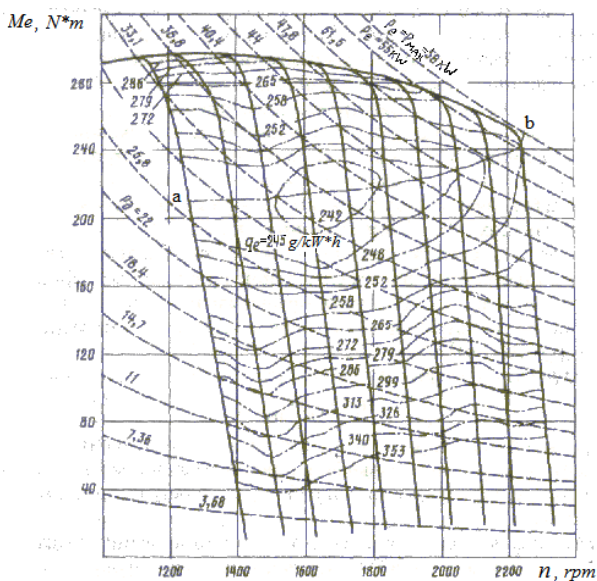
Изменением конструктивных и режимных факторов можно в известной степени влиять как на эксплуатационные показатели уборочного агрегата, так и на качество уборки. Поэтому возможно решение задачи оперативной «настройки», в процессе движения комбайна, параметров привода его активных рабочих органов, обеспечивающих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

#### 4. Определение 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 (то есть 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 должна быть оптимальная для наилучшей эффективности загрузка двигателя, которую необходимо установить и поддерживать. Но так как 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: Кацыгиным В.В., Гуськовым В.В., Киртбая Ю.К., Иофиновым С.А., Болтинским В.Н., Киселевым И.И., Агеевым Л.Е. и другими предложены различные эмпирические выражения оптимальной загрузки двигателя для обеспечения наибольшей экономичности и производительности тяговых и тягово-приводных машинно-тракторных агрегатов [1, 2, 3, 4, 5, 6, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 18]. 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 (смотри рисунок 4).



уборки в конкретной группе воздействий по видам полей;  $\lambda$  - коэффициент нагрузки ведущих колес у неполноприводного шасси, если шасси с одним ведущим мостом, то  $\lambda < 1$ ;  $F_{сп}$  - тяговое сопротивление полунавесного рабочего аппарата передвиганию колесного шасси [1];  $\alpha$  - угол подъема рельефа свекловичного поля. При этом зависимости коэффициента использования сцепления  $\varphi(\text{схемы\_двигателя})$ , соответствующего максимуму тягового КПД агрегата, и коэффициента сопротивления качению колес  $f(\text{схемы\_двигателя})$  аналитически определяются на основе моделирования тяговых сил шин колесного шасси на конкретной залежи, находящейся в наилучшем 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 [4, 10, 15].

Потребная мощность дизельного двигателя для разрабатываемого колесного шасси определяется из выражения

$$P_{дв} = \left\{ \frac{v}{3600\eta_{мп}\eta_{\delta}} \left[ (f \cdot \cos \alpha_{\delta} + \sin \alpha_{\delta}) \cdot m_{\Sigma} \cdot g + \right] + \left[ (1 + k_{неп}) \left[ 1 + \varepsilon(v^2 - v_s^2) \right] \cdot F_{сп} \right] \right\} \times \frac{1}{k_{опт}}, \text{ кВт}$$

$$+ \left( \frac{N_{ARO1}}{\eta_{ARO1}} + \frac{N_{ARO2}}{\eta_{ARO2}} \right) \times (1 + k_{неп})$$

где  $v$  - рабочая скорость МТА;  $\eta_{\delta}$  - КПД буксования двигателя;  $\eta_{мп}$  - КПД привода колесного двигателя;  $N_{ARO1}$  - мощность, затрачиваемая на привод АРО1 рабочего аппарата [10, 13, 14];  $N_{ARO2}$  - мощность, затрачиваемая на привод АРО2 подающе-транспортующей системы [6, 7, 8, 9, 16];  $\eta_{ARO1}$  - КПД привода АРО1;  $\eta_{ARO2}$  - КПД привода АРО2;  $k_{опт}$  - коэффициент оптимальной загрузки двигателя;  $m_{\Sigma}$  - 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, авторами принят принцип равенства буксований колес двигателя, который обоснован для механических приводов многими исследователями ученых (Беккер М. Г., Пирковский Ю.В., Лефаров А.Х., Петрушов В.А., Ванцевич В.В. и др.) [3, 4, 11]. Авторами данной статьи предложен метод определения действительных буксований колес с гидромеханическим приводом в случае работы по схеме полного дифференцирования, при которых КПД ходовой

системы  $\eta_{xs}$  наибольший. Полезная мощность комбайна  $N_{пол}$ , связанная с преодолением сил сопротивления подаче рабочего аппарата  $P_{ARO}$  и сил сопротивления качению колес при перемещении переменного груза в бункере, определяется выражением

$$N_{пол} = (P_{ARO} + g \cdot \sum m_{GRi} \cdot f_i) \cdot V_d,$$

где  $m_{GRi}$  - часть веса груза в бункере комбайна, приходящаяся на  $i$ -ое колесо двигателя;  $g$  - ускорение свободного падения. Тогда

$$\eta_{xs} = \frac{N_{пол}}{N_{DV}} = \frac{(P_{ARO} + g \cdot \sum_{i=1}^4 m_{GRi} \cdot f_i)}{\sum_{i=1}^4 \left[ \frac{R_i \cdot \varphi_i}{(1 - \delta_i)} \cdot (1 - e^{-k_i \cdot \delta_i}) \right]}$$

где  $N_{DV}$  - 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:

$$Z = F(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_n) = \frac{(P_{ARO} + g \cdot \sum_{i=1}^n m_{GRi} \cdot f_i)}{\sum_{i=1}^n \left[ \frac{R_i \cdot \varphi_i}{(1 - \delta_i)} \cdot (1 - e^{-k_i \cdot \delta_i}) \right]} \rightarrow \max, i=1, n$$

$$Q(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_n) = b.$$

Для ее решения используется метод множителей Лагранжа [1]. Выписывается функция Лагранжа

$L(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_n, \lambda) = F(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_n) + \lambda (b_i - Q_i(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_n))$  и решается система уравнений, определяющая стационарные точки этой функции:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial F(\delta_1, \dots, \delta_n)}{\partial \delta_i} - \lambda \cdot \frac{\partial Q(\delta_1, \dots, \delta_n)}{\partial \delta_i} = 0, i = 1, n, \\ b - Q(\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_n) = 0. \end{array} \right.$$

Применительно к нашей задаче можно записать следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n [R_i \cdot \varphi_i \cdot (1 - e^{-k_i \cdot \delta_i})] = (P_{ARO} + \sum R_i \cdot f_i), \\ \frac{1}{1 - \delta_i} - \frac{1 - e^{-k_i \cdot \delta_i}}{k_i (1 - \delta_i)^2} = -\lambda_i, i = 1, \dots, n, \end{array} \right.$$

где  $\lambda_i$  - множитель Лагранжа. Решение этой системы и даст рациональные значения  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_n$ . Решение данной системы уравнений производится численным методом [1].

Для отслеживания изменения эксплуатационных показателей исследуемого уборочного агрегата при изменении внешних воздействий на него со стороны поля во время рабочего хода использовалась разработанная авторами методика. Методика основана на использовании математической модели исследуемого комбайна [1, 10, 11, 12, 14, 13], которая учитывает различные условия движения, параметры рабочего оборудования, колесного шасси и позволяет определять: загрузку двигателя; буксование и тягу колес движителя; время и ускорения, а также возможность осуществления разгона; скорость движения после окончания разгона; крутящие моменты на валах трансмиссии; динамическую нагруженность элементов приводов. Разработанная математическая модель позволяет учесть влияние буксования колес движителя на рабочий процесс АРО, производить оценку взаимного 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 MathCAD, выполняется расчетный анализ показателей агрегатирования колесного шасси, при различной комплектации шинами колес движителя, с рабочим 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.

## 5. Заключение

Авторами разработаны предложения по выбору главных параметров колесного полноприводного самоходного шасси для рационального агрегатирования со сенокосилочным оборудованием в составе самоходного сельскохозяйственного комбайна, методика анализа рабочего процесса исследуемых объектов, указаны средства настройки проектируемого комбайна на условия эксплуатации.

## 6. Литература

[1] Atamanov YU.Ye., Plishch V.N., Povarekho A.S., Ravino V.V., Tayanovskiy G.A.: Modelirovaniye kharakteristik dizel'nogo dvigatelya. Minsk, BNTU, 2014.

- [2] Hidropnevmoavtomatika i gidroprivod mobil'nykh mashin: Teoriya sistem avtomaticheskogo upravleniya / Ucheb. Posobiye/ V.P. Avtushko, N.V. Bogdan, V.V. Bud'ko i dr.; Pod red. N.V. Bogdana, N.F. Metlyuka. – Mn.: NP OOO «PION», 2001.
- [3] Gus'kov V.V. Optimal'nyye parametry sel'skokhozyaystvennykh traktorov. M.: Mashinostroyeniye, 1966.
- [4] Gus'kov V.V. Traktory: Teoriya/ V.V. Gus'kov, N.N. Velevev, YU.Ye. Atamanov i dr.; Pod obshch. red. V.V. Gus'kova. – M.: Mashinostroyeniye, 1988.
- [5] Kapustin V.P. Sveklouborochnyye mashiny: Uchebnoye posobiye – Tambov: Izd-vo Tamb. gos. tekhn. un-ta, 2010.
- [6] Nogtikov A.A. Sravnitel'naya ekspluatatsionno-tekhnologicheskaya otsenka i otsenka pokazatelye kachestva raboty zarubezhnykh sveklouborochnykh kombaynov. Analiz vozdeystviya khodovykh sistem kombaynov na pochvu. A.A. Nogtikov, D.A. Gushchin // Povysheniye effektivnosti ispol'zovaniya sveklouborochnykh kombaynov zarubezhnogo proizvodstva: Sb. nauch. tr. GNU VITiN: vyp. № 16. Tambov: 2009, 27-30.
- [7] OST 10.8.6-2000. Standart otrasli. Pokazateli kachestva sveklouborochnykh mashin. Minsel'khos Rossii, 2000.
- [8] Pogorelyy L.V.: Sveklouborochnyye mashiny. Konstruirovaniye i raschet / L.V. Pogorelyy, i dr.. Kiyev: Tekhnika, 1983.
- [9] Saakyan D.N.: Sistema pokazatelye kompleksnoy otsenki mobil'nykh mashin / D.N. Saakyan. M.: Agropromizdat, 1988.
- [10] Tajanovskiy G.A. Tyagovyye svoystva transportno-tekhnologicheskoy mashiny s gidroob'yemnym privodom koles. Sbornik dokladov MNTK «Gidropnevmosistemy mobil'nykh i tekhnologicheskikh mashin», 17-19.12.2010, 153-161.
- [11] Tajanowskiy G.A., Kalina A., Tanas W.: Mathematical model of a harvest combine for reception fuel chips from fast-growing plants. Teka commission of motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, Volume VIII, Lublin, 2008, 267-276.
- [12] Tajanowskiy G.A., Tanas W.: Distribution of loading in transmission traction power means with all driving wheels and with system of pumping of trunks at work with hinged instruments. Teka commission of motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, Volume VII, Lublin, 2007, 217-224.
- [13] Tajanowskiy G.A., Tanas W.: Dynamic potential of passableness of the agricultural traction-transport technological machine with a hydrodrive of wheels. Teka commission of motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, Volume XIX, Lublin, 2011, 306-319.
- [14] Tajanowskiy G.A., Tanas W.: Hale properties of driving trailer with no adjustable hydrostatical drive of carriageable system in aggregate with wheel tractor. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 2009, Vol. 54(1), 50-55.
- [15] Tajanowskiy G.A., Tanas W.: Method of definition of normal loadings on wheels statically indefinable running system of the agricultural machine on the deformable basis. Teka commission of motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, Volume X, Lublin, 2010, 464-474.
- [16] Tynov YU.A.: Energeticheskiy balans i raspredeleniye moshchnosti dvigatelya po potrebitelyam pri rabote sveklouborochnogo kombayna Holmer. YU.A. Tynov, D.A. Gushchin // Povysheniye effektivnosti ispol'zovaniya sveklouborochnykh kombaynov zarubezhnogo proizvodstva: Sb. nauch. tr. GNU VITiN: vyp. № 16.
- [17] Yelizarov V.P., Kozlov V.A., Sap'yan YU.N., Rodichev V.A., Vorob'yev M.A., Dashkov V.N. Metodika toplivno-energeticheskoy otsenki proizvodstva produktii rasteniyevodstva. – M.: VIM, 2005.
- [18] <http://agroinfo.info/novyj-sveklouborochnyj-kombajn-kompanii-holmer/> - Novyy sveklouborochnyy kombajn kompanii Holmer.