

TECHNIQUE OF ESTIMATION OF TRACTION PROPERTIES OF AGRICULTURAL MACHINE WITH HYDRAULIC DRIVE OF WHEELS

Summary

In article the technique and results of research of traction-dynamic characteristics of a harvester with hydraulic drive of wheels is stated.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ С ГИДРОПРИВОДОМ КОЛЕС

Резюме

В статье излагается методика исследования и оценки тяговых свойств и тягово-динамических характеристик уборочной машины с гидроприводом колес.

1. Введение

Высокие потребительские качества машины для уборки корнеклубнеплодов во многом определяют экономические показатели их возделывания. Создание такой уборочной машины сопряжено с рациональным согласованием работы всех внутренних подсистем с учетом реального взаимодействия машины с внешней средой.

Широкое применение гидрообъемного привода на современных с.-х. уборочных машинах обусловлено его существенными преимуществами, по сравнению с машинами со ступенчатыми механическими транс-миссиями. Причем гидропривод колес таких нескоростных полноприводных машин практически большую часть времени работает по схеме полного дифференцирования [1, 2, 4, 6].

В связи со значительным изменением нормальных нагрузок на колеса уборочной машины, имеющей накопительный бункер, в процессе уборки, переездов по полю и на дальнем транспорте представляет научный и

практический интерес методика оценки тяговых характеристик создаваемых уборочных машин с гидрообъемным приводом колес. Цель данной статьи – разработка методических положений оценки тягово-динамических характеристик такой машины с учетом специфики распределения нормальных нагрузок на колеса ведущих мостов, их действительных буксований и возможностью статической проверки различных алгоритмов управления приводами колес в составе движителя, что и составляет отличие этой работы от известных [3, 5].

2. Структура методики оценки тяговых свойств уборочной машины

Разработанная методика включает необходимые разделы (рисунок 1), выполнение которых обеспечивает достижение поставленной в работе цели.

Как видно из рисунка 1, методика рассматривает как статические тяговые свойства, так и динамический тяговый потенциал уборочной машины.



Рисунок 1. Схема основных разделов разработанной методики
Fig. 1. Algorithm of research of traction-dynamic potential of the machine

3. Нормальные нагрузки на колеса машины переменной массы

Распределение нормальных к опорной поверхности нагрузок на колеса зависит от ряда факторов: конструктивно-компоновочной схемы ходовой системы; массо-геометрических параметров: положения центра масс, моментов инерции относительно осей поперечных и продольно-угловых колебаний; жесткостных характеристик и геометрических параметров шин; деформационных характеристик и характеристик микропрофилей опорной поверхности по траекториям движения колес разных бортов и мостов уборочной машины; режима движения машины; влияния технологического модуля, агрегируемого с машиной при рабочем и транспортном положении. Пусть при дальнейшем рассмотрении машина имеет статически определимую ходовую систему с качаю-

щейся балкой заднего моста. В работе получены аналитические выражения для определения реакций в опорах колес машины, расчетная схема которой показана на рисунке 2.

Пример листинга расчета нормальных нагрузок на колеса одного из возможных вариантов машины с двигателем мощностью 350 кВт, в программном приложении символьной математики с расчетными выражениями в зависимости от угла подъема опорной поверхности α , приведен на рисунке 3.

Результаты расчета в виде копий экранов разработанного программного приложения приведены на рисунках 4-6.

На рисунках показана кривая только для одного из колес заднего моста управляемых колес, так как нормальные нагрузки на колесе другого борта такие же.

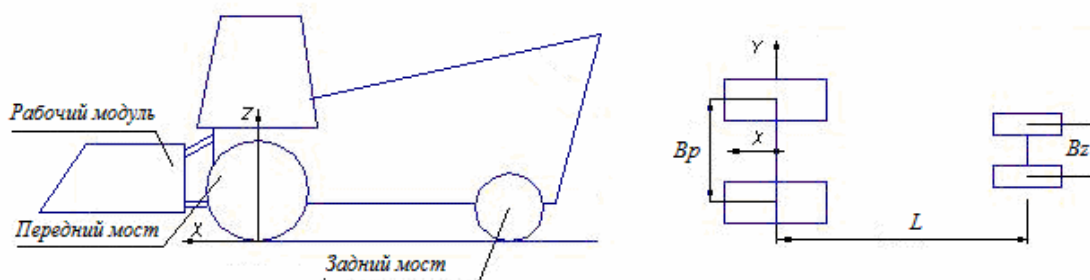


Рисунок 2. Схема транспортно-технологической машины для уборки корнеклубнеплодов
Fig. 2. Scheme of the transport-technological harvester

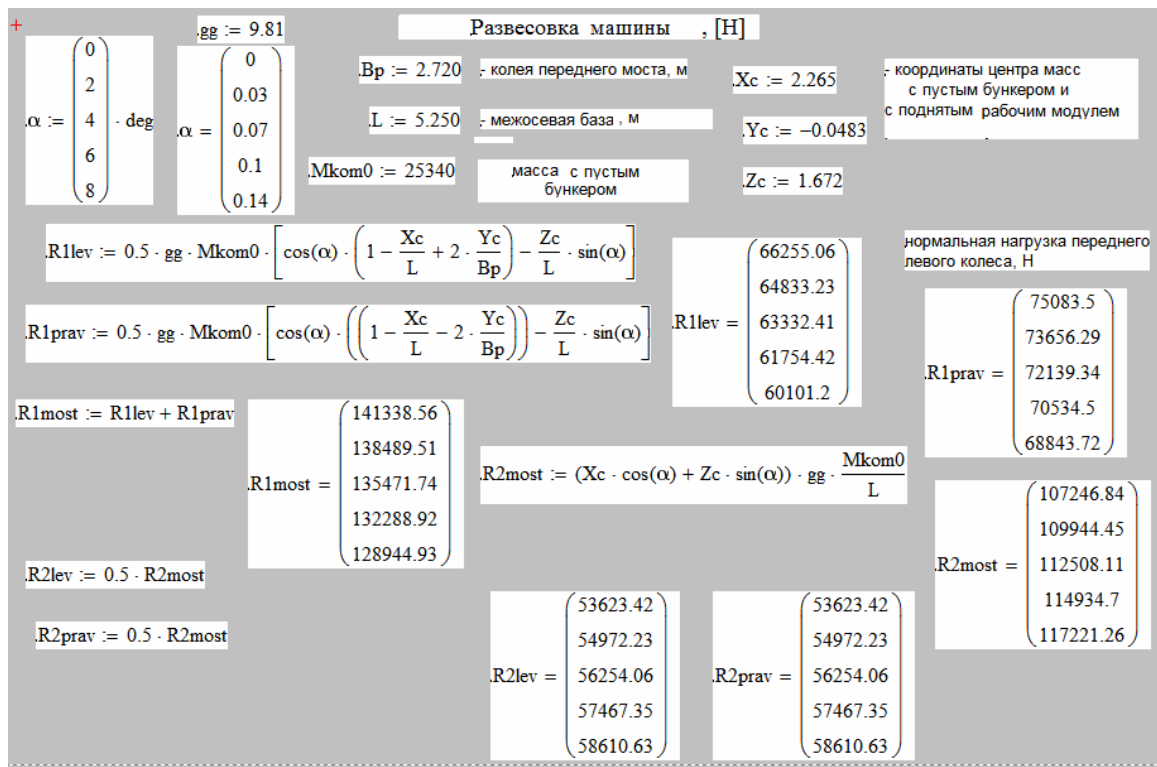


Рисунок 3. Листинг расчета нормальных нагрузок на колеса машины
Fig. 3. Listing of calculation of normal loadings on harvester wheels

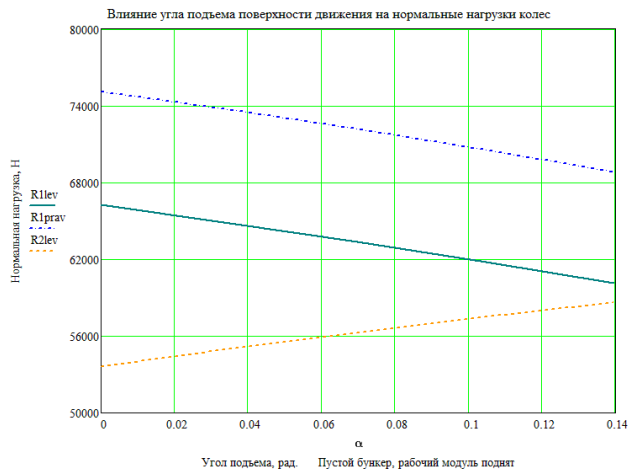


Рисунок 4. Нормальные нагрузки на колеса уборочной машины при пустом бункере и поднятом рабочем модуле

Fig. 4. Normal loadings on harvester wheels at the empty bunker and the lifted forward working module

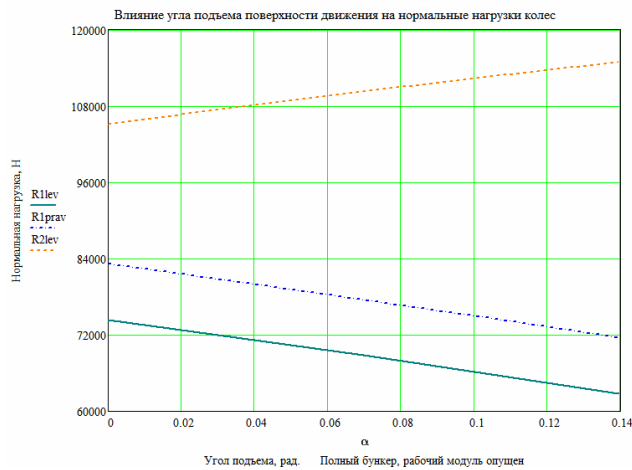


Рисунок 6. Нормальные нагрузки на колеса уборочной машины при полном бункере и опущенном переднем модуле

Fig. 6. Normal loadings on harvester wheels at the full bunker and the lowered forward module

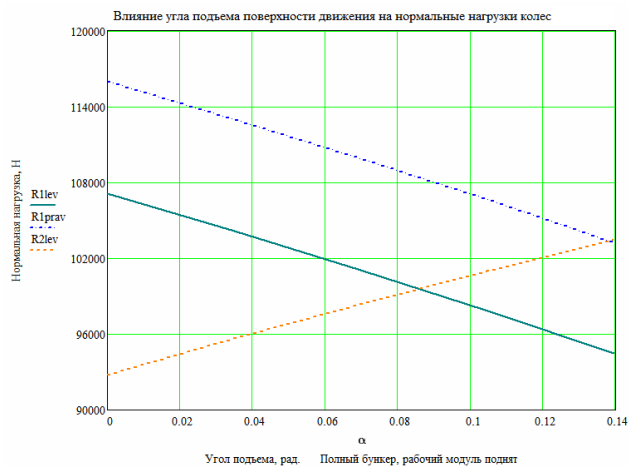


Рисунок 5. Нормальные нагрузки на колеса уборочной машины при полном бункере и поднятом переднем модуле

Fig. 5. Normal loadings on harvester wheels at the full bunker and the lifted forward module

Как видно из рисунков 3-5, колеса ходовой системы подвергаются при работе значительному изменению нагрузок, что существенно сказывается на развиваемых ими тяговых усилиях и тяговых свойствах машины в целом.

4. Тягово-динамические характеристики уборочной машины

Согласно приведенной структуре исследования (рисунок 1), по известной методике вначале рассчитываются на ЭВМ тягово-динамические характеристики (ТДХ) уборочной машины с гидро-объемным приводом [1, 2], при работе с колесной формулой 4К2 и 4К4. Результаты расчетов для одного из вариантов машины приведены на рисунках 7, 8.

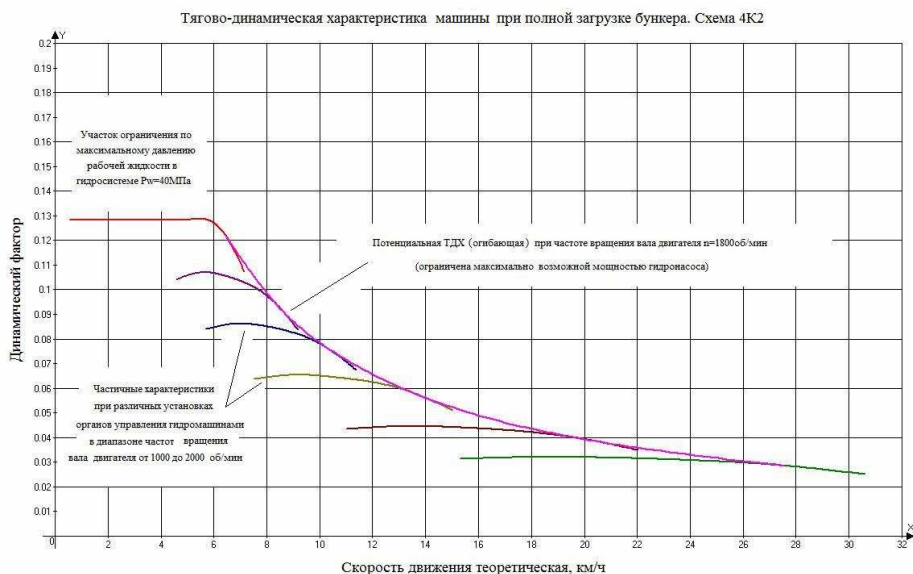


Рисунок 7. ТДХ уборочной машины при работе по схеме 4К2

Fig. 7. TDC of the harvester at work under the scheme 4K2

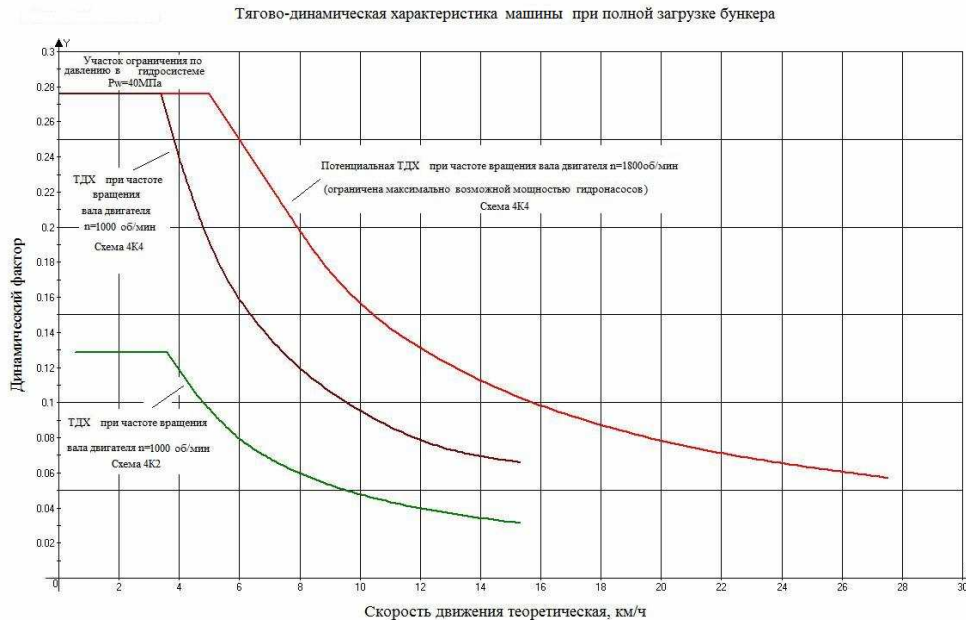


Рисунок 8. ТДХ уборочной машины при работе по схеме 4К4
 Fig. 8. TDC of the harvester at work under the scheme 4K4

Как следует из характеристики, динамический фактор для схемы 4К2 при полной загрузке бункера не превышает значения 0,13, а при работе по схеме 4К4 – 0,28 и лимитируется допустимым давлением рабочей жидкости в напорных магистралях гидропривода гидромоторов привода колес.

По ТДХ определили максимальные углы преодолеваемого подъема α_{ij} , задаваясь коэффициентом сопротивления передвиганию комбайна и решая тригонометрическое уравнение. Для конкретной j-ой точки ТДХ: $D_{j \max} = f_i \cdot \cos \alpha_{ij} + \sin \alpha_{ij}$, где f_i – коэффициент сопротивления передвиганию комбайна на данном участке поверхности движения, который равен сумме коэффициента сопро-

тивления качению комбайна и удельного, на единицу веса комбайна, технологического сопротивления $P_{\text{техн.}}$ переднего модуля: $f_i = f_{\text{ка}} + P_{\text{техн.}} / G_{\text{к}} \cdot \Sigma$.

Неизвестные значения углов α_{ij} при заданных $D_{j \max}$ и f_i можно определить численным методом, например в программном приложении символьной математики, или вычислить по формуле: $\alpha_{ij} = \arcsin(D_{j \max} \cdot \cos(\arctg f_i)) - \arctg f_i$.

На рисунках 9 и 10 приведены графики зависимостей максимальных преодолеваемых уборочной машиной углов подъема поверхности движения, при работе по схеме 4К4 с вывешенным передним модулем.

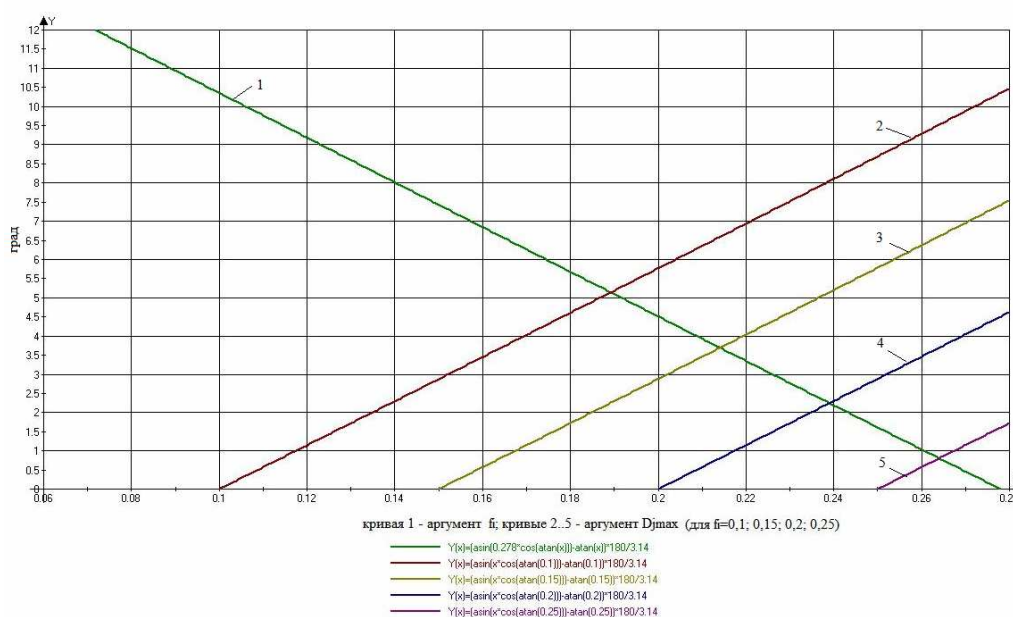


Рисунок 9. Диаграмма для определения углов преодолеваемых подъемов
 Fig. 9. Diagram for definition of corners of overcome liftings

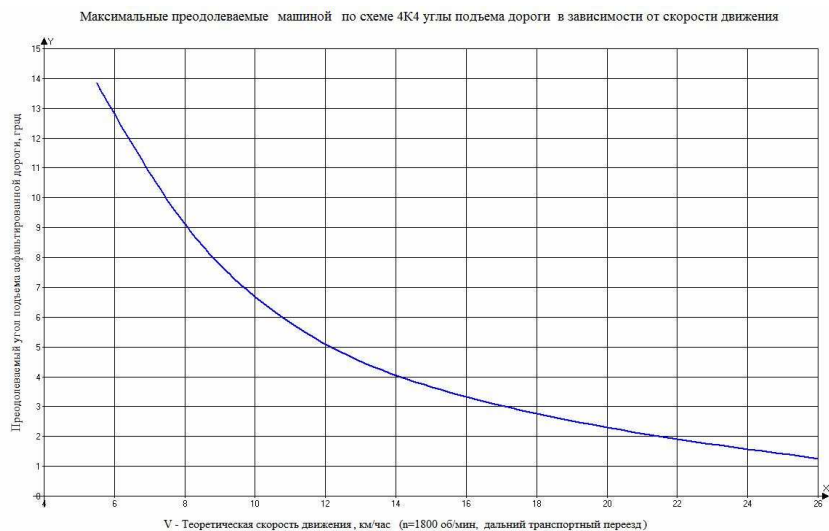


Рисунок 10. Влияние теоретической скорости на углы преодолеваемых подъемов
 Fig. 10. Influence of theoretical speed on corners of overcome liftings

Причем кривая 1 отражает зависимость $\alpha_{ij}(f_i)$ при максимальном значении динамического фактора для указанного состояния машины в спектре дорожных условий, сопротивление качению колес машины на которых не превышают значения 0,28, что соответствует реально встречающимся. В тяжелых дорожных условиях машина способна преодолеть подъем не более 3,2 градуса. Кривые 2..5 - $\alpha_{ij}(D_j)$ - на рисунке 8 получены для поверхностей движения со значениями f_i , соответственно равными: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25, в зависимости от динамического фактора, который может иметь уборочная машина, то есть до максимального значения – 0,278.

ТДХ уборочной машины позволяет определить значения теоретических скоростей движения, тяговых усилий, а значит и затрачиваемой мощности, давлений в напорных магистралях моторов, спектр по тяжести преодолеваемых дорожных условий, и представляет собой результат тягово-динамического расчета. Нагрузочная тяговая характеристика при малом диапазоне сопротивления подачи технологического модуля не информативна.

5. Статический тяговый расчет уборочной машины с гидробъемным приводом колес

Исследование распределения тяговых сил по колесам, буксований колес и скоростных потерь мощности машины, для конкретной схемы привода и при имеющем место распределении вертикальных нагрузок по колесам на различных поверхностях движения, составляет предмет статического тягового расчета машины, который был выполнен по специально разработанному алгоритму.

В случае работы гидромоторов привода колес от одного насоса по схеме полного дифференцирования суммарное тяговое усилие ведущих колес машины существенно зависит от сцепных условий отдельных колес и сопротивлений их качению. Причем это усилие лимитируется колесом, находящимся в наиболее неблагоприятных условиях: с наименьшей вертикальной нагрузкой, сцеплением и наибольшим сопротивлением передвижению. Такие условия приводят к резкому росту его буксования, снижению суммарной тяги всех колес и, зачастую, к потере проходимости машины.

Для поддержания требуемой тяги система управления гидроприводом реализует различные алгоритмы. Необходимость проверки их эффективности на этапе проектирования приводит к необходимости разработки адекватной математической модели рабочего процесса гидробъемного привода с учетом реальных тяговых

характеристик колес, оборудованных пневматическими шинами. Такая методика позволяет непрерывно отслеживать истинные значения давления и расходов рабочей жидкости в системе, буксований каждого из колес, действительной скорости машины, все компоненты затрат мощности на передвижение машины и другие выходные величины, в зависимости от параметров машины, условий движения, положения органов управления гидромашинами гидропривода и двигателя машины.

Процедурная модель статического тягового расчета, учитывающая упомянутые факторы приведена на рисунке 11.

С учетом полученных данных по развесовке комбайна выполнен по приведенному алгоритму одновариантный анализ тяговых показателей уборочной машины в зависимости от угла подъема поверхности движения для следующих пяти указанных основных штатных режимов движения по полю и по асфальтированной дороге на дальнем транспорте: 1-ый технологический режим - поле, $n=1400$ об/мин, пустой бункер, 4К4, полное дифференцирование, опущенный передний модуль, объем гидронасосов – максимальный, объем гидромоторов – максимальный; 2-ой технологический режим – то же, но с полным бункером; 3-ий режим - короткий технологический транспортный переезд по полю, $n=1400$ об/мин, пустой бункер, 4К4, полное дифференцирование, поднятый передний модуль, объем гидронасосов – максимальный; 4-ый режим – то же, что и в предыдущем, но с полным бункером; 5-ый режим – асфальт, $n=1800$ об/мин, пустой бункер, 4К4, полное дифференцирование, поднятый передний модуль, дальний транспортный переезд, объем гидронасосов – максимальный, объем гидромоторов – минимальный.

В связи с отсутствием результатов тяговых испытаний шин колес машины тяговые характеристики их были построены расчетом по разработанной методике для двух поверхностей движения: поля и асфальтированной дороги.

Результаты статического тягового расчета одного из вариантов уборочной машины представлены в таблице 1.

Как следует из таблицы 1, ограничения по сцеплению одного из ведущих колес с грунтом машина достигает только на первом режиме при угле подъема поверхности поля, превышающем 6 градусов. На режимах 2, 4 и 5 ограничения наступают при различных углах подъема поверхности движения либо по давлению в напорной магистрали гидропривода, либо из-за большой потребной для передвижения машины мощности, превышающей мощность установленного двигателя.

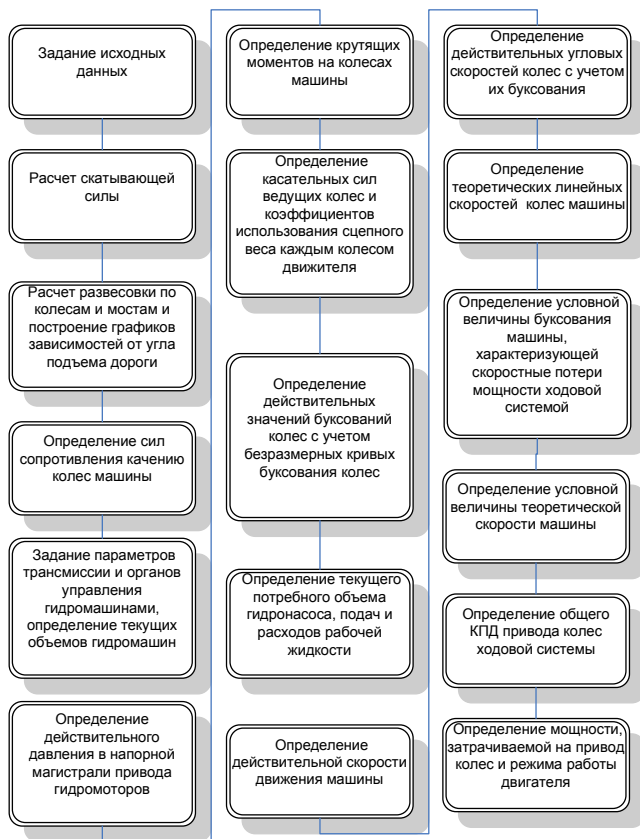


Рисунок 11. Процедурная модель статического тягового расчета машины

Fig. 11. Procedure model of static-traction computation of the machine

При работе машины по схеме полного дифференцирования каждое колесо имеет свои значения буксования, угловой и теоретической скорости. В связи с этим ограничение максимального угла преодолеваемого подъема по сцеплению вследствие недостаточности суммарной тяги двигателя в каждом конкретном случае будет определяться одним из колес двигателя, которое первым достигнет стопроцентного значения буксования, что и видно из таблицы 1.

Таблица 1. Результаты тягового расчета уборочной машины
Table 1. Results of traction calculation of the harvester

Угол подъема, град	Давление в гидро-системе привода колес, кПа	Буксова-ние передн-левого колеса	Буксова-ние передн-правого колеса	Буксование заднего левого/прав колес	Суммарная тяга колес, кН	Скорость действи-тельная, км/ч	Мощностьдвигателя на привод колес, кВт
1 режим							
0	17999,224	0,262	0,21	0,186	53,36	5,387	158,228
2	20332,403	0,319	0,24	0,198	60,277	5,19	178,633
4	22644,750	0,407	0,28	0,21	67,132	4,898	197,929
6	24933,449	0,598	0,33	0,223	73,917	4,222	207,732
8	27195,712	1,0	0,41	0,237	80,624	0	231,436
2 режим							
0	29399,051	0,197	0,182	0,188	87,156	5,532	250,186
2	33533,686	0,228	0,206	0,201	99,413	5,398	285,372
4	37631,406	0,267	0,235	0,214	111,561	5,238	320,244
6	41687,219	0,321	0,273	0,227	123,585	5,034	354,759
8	45696,184	0,405	0,325	0,241	135,470	4,737	388,875
3 режим							
0	17689,627	0,153	0,144	0,209	52,442	5,579	150,539
2	20485,029	0,169	0,157	0,229	60,729	5,461	174,328
4	23255,472	0,187	0,171	0,249	68,943	5,335	197,904
6	25997,583	0,207	0,187	0,27	77,072	5,198	221,24
8	28708,019	0,232	0,206	0,292	85,107	5,047	244,306
4 режим							
0	29082,473	0,154	0,148	0,202	86,217	5,598	247,492
2	33678,228	0,171	0,163	0,219	99,842	5,485	286,602
4	38232,951	0,191	0,18	0,236	113,345	5,365	325,363
6	42741,093	0,214	0,199	0,254	126,709	5,233	363,727
8	47197,162	0,242	0,223	0,272	139,920	5,087	401,649
5 режим							
0	17319,848	0,047	0,046	0,066	19,070	22,831	189,504
2	24864,972	0,053	0,05	0,075	27,377	22,667	272,059
4	32379,802	0,059	0,056	0,083	35,652	22,496	354,282
6	39855,182	0,065	0,061	0,092	43,882	22,315	436,074
8	47282,005	0,073	0,067	0,100	52,060	22,123	517,334

6. Заключение

Разработанная и реализованная как информационная технология методика проектной оценки тягово-динамического потенциала уборочной машины с гидрообъемным приводом колес позволяет обоснованно принимать ее рациональные параметры и исследовать тяговые свойства широкого класса подобных машин с учетом действительного буксования ведущих колес на поверхности движения.

Разработанная и реализованная на ЭВМ методика проектной оценки тяговых свойств уборочной машины с гидрообъемным приводом колес позволяет обоснованно принимать ее рациональные параметры и исследовать тяговые свойства подобных машин с учетом действительного буксования ведущих колес на поверхности движения.

7. Литература

- [1] Dreszer K. A. i in.: Napędy hydrostatyczne w maszynach rolniczych. Poznań: PIMR, 2005.
- [2] Tajanowski G., Tanas W., Kalina A.: The working process and dynamic model of energetic plant harvester. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, 2009, Vol. 54(1), s. 39-44.
- [3] Osiecki A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Warszawa: WNT, 2004.
- [4] Szydelski Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojednych maszynach roboczych*. Warszawa: WNT, 1993.
- [5] Tajanowski G., Tanas W.: The analysis of regular wheel loadings distribution at a statically unstable running system if an agricultural machine on a rough surface. *TEKA Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwo PAN, Lublin 2010/ T. X*, p. 464-474.
- [6] Петров В.А.: *Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин*. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.