

*А.В. РОГОВ*, канд. техн. наук, *Н.Е. СЕРГИЕНКО*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ», *В.П. КОЛИВЕРДА*, *А.Ю. ИЛЬИНОВ*, *А.А. ШТЫХ* ООО «Завод самоходных шасси» (г. Харьков)

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ТЯГОВОГО-ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА В УСЛОВИЯХ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАССОГЛАСОВАНИЯ ПЕРЕДНЕГО И ЗАДНЕГО МОСТОВ**

Запропоновано методику моделювання технологічного процесу тягового-транспортного засобу в умовах кінематичної неузгодженості переднього та заднього мостів. Представлені результати, отримані за допомогою розробленої математичної моделі та методики.

Methodic of modeling of technological process of pulling vehicle under conditions of front and rear wheels asynchrony is proposed. Results obtained by means of proposed methodic and mathematical model are explained.

**Анализ последних достижений и публикаций.** При выполнении тягово-транспортным средством технологического процесса важным параметром, влияющим на эффективность процесса, топливную экономичность, производительность машины является буксование – отношение скорости центра масс машины к линейной скорости периферийных точек ведущих колес относительно центра ведущего колеса. Процесс буксования и его влияние на общую эффективность подробно рассмотрены в работах [1-2], при этом предполагалось, что для колесного движителя угловая скорость всех ведущих колес одинаковая – при таком подходе задача формально сводилась к одному ведущему колесу. Такой подход полностью решает задачи, связанные с анализом эффективности тягово-транспортных средств, выпускаемых ОАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе», Челябинским тракторным заводом, Минским тракторным заводом. В работе [3] рассматривается перспективное направление обеспечения привода на передний мост с помощью гидрообъемных передач, однако такой подход обладает существенными недостатками: низкий КПД при передаче мощности на передний мост, сложность и дороговизна конструкции, несоизмеримая с относительно низкой ценой, например, самоходных шасси.

**Цель и постановка задачи.** Наряду с методикой анализа полно- или заднеприводных тягово-транспортных средств, в которых угловые скорости ведущих колес равны, необходима также методика, позволяющая моделировать работу машин с приводом на задний мост, в которых тяговые характеристики при необходимости повышаются за счет автоматического включения переднего моста, что происходит при превышении текущего буксования некоторой заложенной в кинематическую схему транспортного средства вели-

чины. Кинематическая схема трансмиссии подобной машины представлена на рис. 1.

Трансмиссия самоходного шасси обеспечивает 6 передач переднего и 2 заднего хода, при этом задний мост является основным ведущим и всегда передает момент на задние ведущие колеса. Необходимо отметить, что наличие дифференциала между задними колесами в предлагаемой методике не учитывается, поскольку задача сводится к определению некоего усредненно-го буксования обоих задних колес и вычислению буксования передних колес.

Привод на передние колеса не является постоянным, поскольку между передним мостом и колесами присутствуют обгонные муфты, включающиеся только в том случае, если угловая скорость передних колес, являющихся ведомыми при отключенных муфтах, уменьшается до величины, соответствующей 5%-му буксованию машины. Величина 5% достигается путем выбора параметров кинематического рассогласования между мостами. Тот факт, что передние колеса не синхронны с задними, делает определение общего буксования машины несколько затруднительным. Необходима общая методика, позволяющая получить зависимость буксования от силы тяги, учитывающая при этом, что передние колеса могут быть как ведомыми, так и ведущими, причем, если они ведущие, то создают лишь некоторую часть общей силы тяги.

**Методика моделирования.** Для анализа влияния буксования на эффективность технологического процесса необходима эмпирическая зависимость величины буксования от удельной силы тяги на колесе. В предлагаемой методике она имеет вид:

$$\delta(D) = 0,0127 \cdot (e^{4D} - 1); \quad (1)$$

$$D_i = \frac{M_i}{r_i \cdot mg \cdot \alpha_i}, \quad (2)$$

где  $D$  – отношение силы тяги на колесе к весу машины, приходящемуся на это колесо;  $M_i$  – активный момент на колесе;  $m$  – масса машины;  $\alpha_i$  – доля веса машины, приходящаяся на колесо;  $r_i$  – радиус ведущего колеса.

Тогда удельная сила тяги, реализуемая колесом, если величина буксования на нем известна, представляется как обратная от (1) зависимость:

$$D(\delta) = 0,25 \cdot \ln(78,74\delta + 1). \quad (3)$$

Полную силу тяги, реализуемую всеми колесами, можно представить в следующем виде:

$$P = mg \sum D(\delta_i) \alpha_i - mgf, \quad (4)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления движению машины по опорной поверхности.

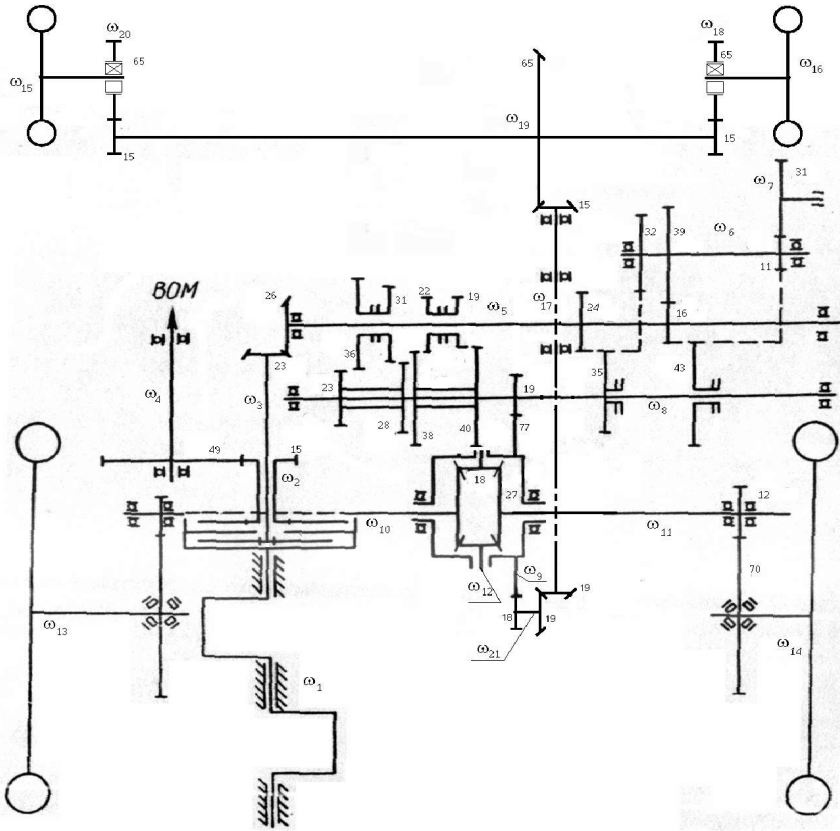


Рис. 1. Кинематическая схема самоходного шасси тягового класса 0,9  
ООО «Завод самоходных шасси»

Поскольку задние колеса всегда кинематически связаны с двигателем (при условии замкнутого сцепления), то их угловая скорость  $\omega_1$  определяется однозначно:

$$\omega_1 = \frac{\omega_0}{u_1}, \quad (5)$$

где  $\omega_0$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя,  $u_1$  – передаточное число от коленчатого вала к задним колесам. Угловая скорость передних колес не может быть определена непосредственно, поскольку зависит от величины буксования задних колес, если буксование задних колес меньше заданной величины  $\delta_0$ , то передние колеса являются ведомыми и их угловая скорость определяется скоростью центра масс машины. Если же буксование выше заданного, то включается передний мост и угловая скорость передних колес

определяется угловой скоростью коленчатого вала и передаточным числом до передних колес. Заданную величину  $\delta_0$  можно определить следующим образом:

$$\delta_0 = \frac{\omega_1 r_1}{\omega_2 r_2} - 1 = \frac{u_2 r_1}{u_1 r_2} - 1, \quad (6)$$

где  $u_2$  – передаточное число от коленчатого вала до передних колес;  $r_1$  и  $r_2$  – радиусы задних и передних колес соответственно. Если  $\delta_0 = 0$ , то данная задача сводится к моделированию движения, при котором буксование всех ведущих колес считается одинаковым.

Если передние колеса являются ведомыми, то их угловая скорость определяется следующим образом:

$$\omega_2 = \omega_1 r_1 \cdot (1 - \delta_1) \delta_1 \leq \delta_0; \delta_2 = 0. \quad (7)$$

В ином случае

$$\omega_2 = \frac{\omega_0}{u_2}; \delta_1 > \delta_0; \delta_2 > 0 \quad (8)$$

Немаловажным при решении поставленной задачи является проверка выполнения двух условий: момент нагрузки на двигателе не превышает номинальный и буксование задних колес не превышает  $[\delta]$ . Момент нагрузки двигателя:

$$M_H = 2mg \sum_{i=1}^2 \frac{D(\delta_i) r_i \alpha_i}{u_i \eta_i}, \quad (9)$$

где  $\eta_1, \eta_2$  – КПД трансмиссии при передаче мощности на задний и передний мост соответственно. Если передние колеса являются ведомыми, то  $\delta_2=0$  и  $D(0)=0$  (см. выражение 3), поэтому формула (9) справедлива для обоих случаев.

Задачу моделирования технологического режима можно свести к определению такой скорости центра масс машины, при которой:

1. угловая скорость коленчатого вала двигателя равна номинальной;
2. буксование задних колес не превышает  $[\delta]$ ;
3. момент нагрузки на двигателе не превышает номинального;
4. буксование передних колес соответствует кинематике трансмиссии для обоих случаев включенного и отключенного переднего моста.

Данная скорость не может быть получена аналитически, поскольку в модели присутствуют кусочно-заданные зависимости, ее поиск целесообразно производить с помощью линейных методов оптимизации или прямым перебором. В общем виде данная методика сводится к следующему алгоритму:

1. задается угловая скорость коленчатого вала двигателя  $\omega_0$ , равная номинальной;
2. определяется угловая скорость задних колес  $\omega_1$  согласно (5);

3. принимается скорость центра масс  $V = 0$ ;
4. вычисляется буксование задних колес  $\delta_1 = 1 - \frac{V}{\omega_1 r_1}$ ;
5. если вычисленное буксование выше  $[\delta]$ , то переход на п. 11
6. в предположении, что передние колеса являются ведомыми, вычисляется их угловая скорость  $\omega_2$  по выражению (7);
7. в предположении, что передние колеса являются ведущими, вычисляется их угловая скорость по выражению (8);
8. если угловая скорость (7) больше, чем угловая скорость (8), то принимается  $\delta_2 = 0$ , иначе  $\delta_2 = 1 - \frac{V}{\omega_2 r_2}$ ;
9. по выражению (9) вычисляется момент нагрузки двигателя;
10. если момент нагрузки двигателя (9) ниже или равен номинальному, то переход на п. 12;
11. скорость  $V$  увеличивается на небольшую величину, например, 0.005 м/с и переход на п. 4;
12. вычисляется общее тяговое усилие по выражению (4).

В результате выполнения алгоритма определяются: общее тяговое усилие, скорость центра масс, буксование передних и задних колес, момент нагрузки на двигателе.

**Результаты моделирования.** Представленная методика применялась для оценки эффективности технологического процесса, выполняемого самоходным шасси класса 0,9 «ООО Завод самоходных шасси». В качестве исходных данных для моделирования были приняты следующие параметры: передаточные числа на задний мост

$$u_1 = \frac{26}{23} \cdot \frac{43}{16} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 71,82,$$

$$u_3 = \frac{26}{23} \cdot \frac{38}{22} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 46,159,$$

$$u_5 = \frac{26}{23} \cdot \frac{28}{31} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 24,138,$$

$$u_2 = \frac{26}{23} \cdot \frac{40}{19} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 56,26,$$

$$u_4 = \frac{26}{23} \cdot \frac{35}{24} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 38,972$$

$$u_6 = \frac{26}{23} \cdot \frac{23}{36} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 17,074;$$

передаточные числа на передний мост:

$$u_1 = \frac{26}{23} \cdot \frac{43}{16} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{18}{77} \cdot \frac{19}{19} \cdot \frac{65}{15} \cdot \frac{65}{15} = 54,045,$$

$$u_3 = \frac{26}{23} \cdot \frac{38}{22} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 46,159,$$

$$u_5 = \frac{26}{23} \cdot \frac{28}{31} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 24,138$$

$$u_2 = \frac{26}{23} \cdot \frac{40}{19} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 56,26,$$

$$u_4 = \frac{26}{23} \cdot \frac{35}{24} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 38,972,$$

$$u_6 = \frac{26}{23} \cdot \frac{23}{36} \cdot \frac{77}{19} \cdot \frac{70}{12} = 17,074;$$

масса тягово-транспортного средства 2470 кг;

доля веса, приходящая на задний мост 70%; радиус передних и задних колес 0,462м и 0,640м соответственно; мощность двигателя 25,76 кВт; номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя 231 рад/с. С помощью данной методики были определены характеристики технологического процесса на шести передачах, в частности, для первой передачи определена скорость центра масс 6,9 км/ч; сила тяги на крюке 9530 Н; буксование задних колес 7,4% и буксование передних колес 3,5%; загрузка двигателя 100%. Для аналогичной схемы, но без привода на передний мост, получены следующие результаты: сила тяги на крюке 7439 Н, буксование задних колес 12%, загрузка двигателя 80%, скорость центра масс км/ч. На основании сравнительного анализа представленных результатов сделан вывод о том, что без привода на передний мост тягово-транспортное средство не обеспечивает тяговый класс 0,9 (номинальная сила тяги 9000 Н), мощность двигателя не используется на 100%, снижается скорость центра масс; повышенное буксование задних колес, в 1,5 раза превышающее буксование для схемы с приводом на передний мост, приводит к преждевременному износу шин и обладает вредным воздействием на грунт; снижается общая эффективность технологического процесса за счет снижения скорости и потерь мощности при интенсивном буксовании. Следовательно, привод на передний мост является необходимым условием для обеспечения адекватных характеристик технологического процесса и повышения топливной экономичности.

**Вывод.** Представленная методика позволяет анализировать работу тягово-транспортного средства при кинематическом рассогласовании мостов, оценивать эффективность выполняемого процесса, степень использования и нагруженности переднего моста и привода на передний мост.

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б., Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Алгоритм построения и сравнительные результаты расчетно-теоретических потенциальных характеристик тракторов ХТЗ и МТЗ // Вісник НТУ «ХП» Зб. наук. пр. - Тем. вип.: Автомобіле- та тракторобудування – Харків: НТУ «ХП». -2004. – №2. – С. 3 – 11. 2. Самородов В.Б., Коваль А.А. Крюковая нагрузка и основные технико-экономические показатели колесного трактора на вспашке // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Машиностроение. – 2007. – № 6. – С. 29 – 31. 3. Городецкий К.И., Халецкий А.Б., Рахлевский Ю.Б. Тяговый КПД трактора при переменном кинематическом рассогласовании ведущих мостов // Тракторы и сельхозмашины. – М.: Машиностроение. – 1982. – № 2. – С. 10 – 12.

*Поступила в редколлегию 09.11.07*