

Gregoriy Tayanovski*, Wojciech Tanas**

ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ СИЛ ПО КОЛЕСАМ МНОГОМОСТОВОГО ТЯГОВОГО СРЕДСТВА

Резюме. В статье приведено содержание метода оценки распределения тяговых сил по колесам многомостового тягового средства на стадии проектирования разветвленных многомостовых приводов колес объединенного движителя тракторного агрегата.

Ключевые слова: тракторный агрегат, оценка распределения тяговых сил, многомостовой привод колес.

ВВЕДЕНИЕ

Аналитическая оценка распределения тяговых сил по колесам многомостового тягового средства представляет существенную проблему, когда число ведущих мостов становится равным или большим трех. Известные методические приемы для решения такой задачи громоздки и трудоемки [1]. Поэтому представляет интерес разработка методик, упрощающих решение упомянутой задачи на стадии предпроектных многовариантных исследований создаваемого тягового средства.

В работе предложен метод расчета распределения касательных тяговых усилий по ведущим мостам многомостового тягового средства с блокированными межосевыми связями.

АЛГОРИТМ МЕТОДА

* Gregoriy Tajanovski, Prof. Sc. D., The National Belarus University of Technology, Belarus

** Wojciech Tanas, Sc. D. Eng., The Agricultural University of Lublin, Poland

При обосновании и согласовании агрегатирования полноприводных тракторов, мобильно-энергетических средств и специальных автомобилей в составе транспортно-тяговых агрегатов, предназначенных для эксплуатации по деформируемым грунтам, необходимо производить оценку свойств проходимости составляемого или вновь проектируемого мобильного агрегата.

Исходными данными являются: предварительно определяемое расчетом крюковое сопротивление сцепляемой технологической машины $F_{кр}$; паспорта шин ведущих колес на заданных поверхностях движения в виде безразмерных кривых буксования $\delta(\varphi)$ и зависимостей радиусов качения r_k и коэффициента сопротивления качению f_k от коэффициента использования сцепного веса φ , а также распределение нормальных нагрузок R_i на мосты тягового звена агрегата в движении.

Из-за нелинейности упомянутых кривых аналитическое определение распределения тяговых сил $F_{ki\Sigma}$ по мостам требует сложного решения уравнений с переменными коэффициентами при неизвестных δ_i [1]. Поэтому предлагается более простой, наглядный и для практики вполне точный метод решения этой задачи.

Уравнение тягового баланса агрегата с двумя ведущими мостами при движении с постоянной скоростью может быть представлено в виде: •

$$F_{k1\Sigma} + F_{k2\Sigma} = R_1 \cdot f_{k1} + R_2 \cdot f_{k2} + F_{кр}$$

Обозначим известную величину $A = R_1 \cdot f_{k1} + R_2 \cdot f_{k2} + F_{кр}$, а так как $F_{ki\Sigma} = R_i \cdot \varphi_i(\delta_i)$, то разделив почленно предыдущее уравнение на известную константу A , с учетом обозначений: $c_1 = R_1/A$ и $c_2 = R_2/A$, получим

$$c_1 \cdot \varphi_1(\delta_1) + c_2 \cdot \varphi_2(\delta_2) = 1$$

Выполним вначале графическое умножение, а затем графическое суммирование членов последнего уравнения, как показано на графике на рис 1. На рисунке стрелками показан путь нахождения искомого значения буксования ведущих колес мостов полноприводного трактора с двумя ведущими мостами.

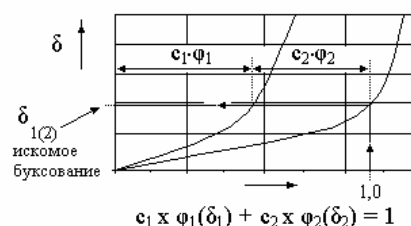


Рис. 1. Схема решения уравнения.

Fig. 1. Schema of the solution of an equation

Данный подход пригоден при любом числе ведущих мостов. Представленный график относится к случаю полного кинематического согласования окружных скоростей ведущих колес разных мостов при блокированных межмостовых связях. При наличии кинематического рассогласования начала кривых на графике не будут совпадать, так как будут учитывать динамику кинематического рассогласования

окружных скоростей из-за изменения радиусов качения ведущих колес при их нагружении касательными силами.

Так как приложение тягового усилия к конкретному колесу движителя приводит к перераспределению нормальных реакций в опорах ходовой системы тягового средства, то полученное значение буксования является лишь первым приближением к действительному значению буксования колес ведущих мостов. Поэтому, при необходимости получения более точного приближения, на основании уравнений равновесия тягового средства пересчитываем нормальные нагрузки на колеса и повторяем процесс. Расчеты показывают, что двух итераций оказывается достаточно для получения приемлемого по точности решения. В связи с простотой описанного алгоритма его блок-схема здесь не приводится.

Зная истинное значение буксований колес ведущих мостов, определяются все необходимые составляющие тягового и мощностного балансов мобильного агрегата и делают вывод о достаточности показателей свойств проходимости для надежной его работы в заданных условиях движения.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС И ЧИСЛА МОСТОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГ ПО МОСТАМ ОБЪЕДИНЕННОГО ДВИЖИТЕЛЯ РЕЗУЛЬТАТИ ИССЛЕДОВАНИЙ

При существовании в приводе колес разных мостов кинематического несоответствия окружных скоростей использование предложенного подхода также возможно, если предварительно определены из кинематической схемы трансмиссии тягового средства числовые значения кинематических несоответствий k_{nij} i -ых колес относительно какого-то одного j -го ведущего колеса. Тогда буксования i -ых ведущих колес связаны с буксованием j -го ведущего колеса известным выражением [1]:

$$\delta_i = (\delta - k_{nij}) / (1 - k_{nij}) \quad (1)$$

Если для какого-то колеса или колес моста имеется значение k_{nij} , неравное нулю, то описанное ранее графическое сложение выполняется с учетом выражения (1).

Далее на рис. 2 и рис. 3 приведены результаты расчетов с использованием программного приложения MathCAD по изложенному методу, применительно к тяговому средству с колесной формулой 4К4 и с колесной формулой 6К6 при различных значениях кинематического несоответствия k_{nij} межосевого привода колес движителя, как отрицательных, так и положительных.

Как следует из приведенных результатов расчетов предложенный метод оценки распределения тяговых сил по колесам мостов с заблокированным межосевым приводом позволяет просто и с малыми затратами времени решать сложные задачи тяговой динамики полноприводных тяговых машин.

Результаты расчета распределения тяговых сил по мостам движителя**4 К 4**

$$\begin{aligned}
 & f_{1m} := 0.5 & f_{2m} := 0.6 \\
 & k_1 := 4.7 & k_{n12} := 0.12 & k_2 := 6.4 \\
 & c_1 := 0.4 & c_2 := 1.8 \\
 & s_{minus} := c_1 \cdot f_{1m} \cdot \left[1 - e^{-k_1 \left[\frac{(\delta + k_{n12})}{(1 + k_{n12})} \right]} \right] + c_2 \cdot f_{2m} \cdot (1 - e^{-k_2 \delta}) \\
 & s_{plus} := c_1 \cdot f_{1m} \cdot \left[1 - e^{-k_1 \left[\frac{(\delta - k_{n12})}{(1 - k_{n12})} \right]} \right] + c_2 \cdot f_{2m} \cdot (1 - e^{-k_2 \delta}) \\
 & s_{nul} := c_1 \cdot f_{1m} \cdot (1 - e^{-k_1 \delta}) + c_2 \cdot f_{2m} \cdot (1 - e^{-k_2 \delta})
 \end{aligned}$$

$\delta :=$

0
0.05
0.1
0.15
0.20
0.25
0.30
0.35
0.4
0.45

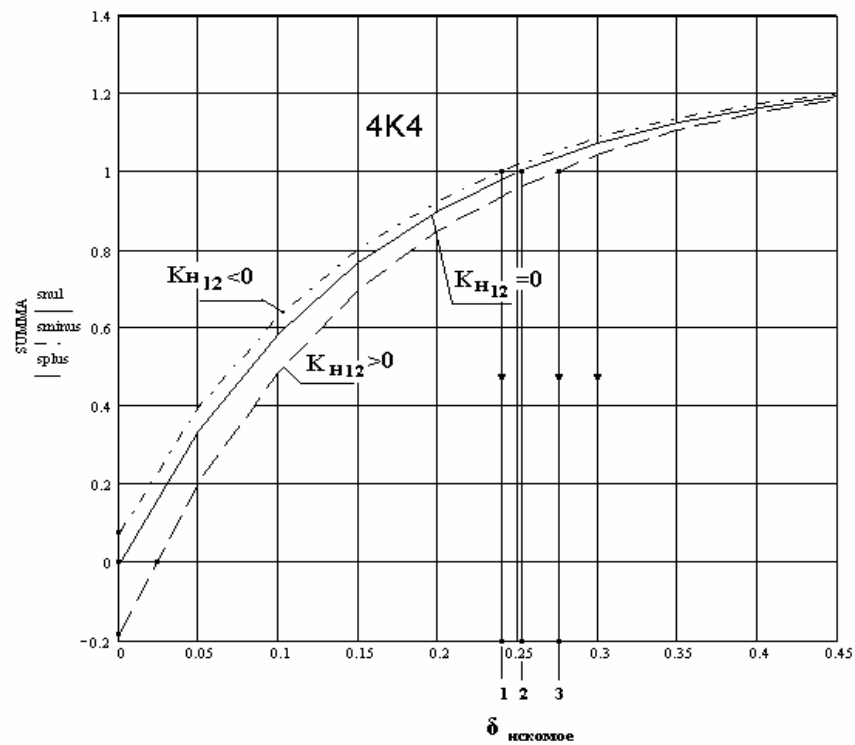


Рис. 2. Влияние знака кинематического несоответствия k_{n12} на распределение удельных тяговых сил по мостам движителя 4К4

Fig. 2. Effect of the kinematic parameter k_{n12} on the distribution of component forces in the driving axles of 4K4 tractor

Результаты расчета распределения тяговых сил по мостам движителя

6K6

$$\begin{aligned} f1m &:= 0.5 & kn12 &:= 0.12 & f2m &:= 0.6 \\ k1 &:= 4.7 & & & k2 &:= 6.4 \\ c1 &:= 0.4 & & & c2 &:= 1.2 \\ c3 &:= 0.5 & kn32 &:= 0.08 & f3m &:= 0.6 & k3 &:= 5.8 \end{aligned}$$

$$\delta := \begin{pmatrix} -0.15 \\ -0.1 \\ -0.05 \\ 0 \\ 0.05 \\ 0.15 \\ 0.2 \\ 0.25 \\ 0.3 \\ 0.35 \\ 0.4 \\ 0.45 \\ 0.5 \\ 0.55 \\ 0.6 \end{pmatrix}$$

$$snul := c1 \cdot f1m \cdot (1 - e^{-k1\delta}) + c2 \cdot f2m \cdot (1 - e^{-k2\delta}) + c3 \cdot f3m \cdot (1 - e^{-k3\delta})$$

$$splp1 := c1 \cdot f1m \cdot \left[1 - e^{-k1 \left[\frac{(\delta - kn12)}{(1 - kn12)} \right]} \right] + c2 \cdot f2m \cdot (1 - e^{-k2\delta}) + c3 \cdot f3m \cdot \left[1 - e^{-k3 \left[\frac{(\delta - kn32)}{(1 - kn32)} \right]} \right]$$

$$sminus := c1 \cdot f1m \cdot \left[1 - e^{-k1 \left[\frac{(\delta + kn12)}{(1 + kn12)} \right]} \right] + c2 \cdot f2m \cdot (1 - e^{-k2\delta}) + c3 \cdot f3m \cdot \left[1 - e^{-k3 \left[\frac{(\delta + kn32)}{(1 + kn32)} \right]} \right]$$

$$splmin := c1 \cdot f1m \cdot \left[1 - e^{-k1 \left[\frac{(\delta - kn12)}{(1 - kn12)} \right]} \right] + c2 \cdot f2m \cdot (1 - e^{-k2\delta}) + c3 \cdot f3m \cdot \left[1 - e^{-k3 \left[\frac{(\delta + kn32)}{(1 + kn32)} \right]} \right]$$

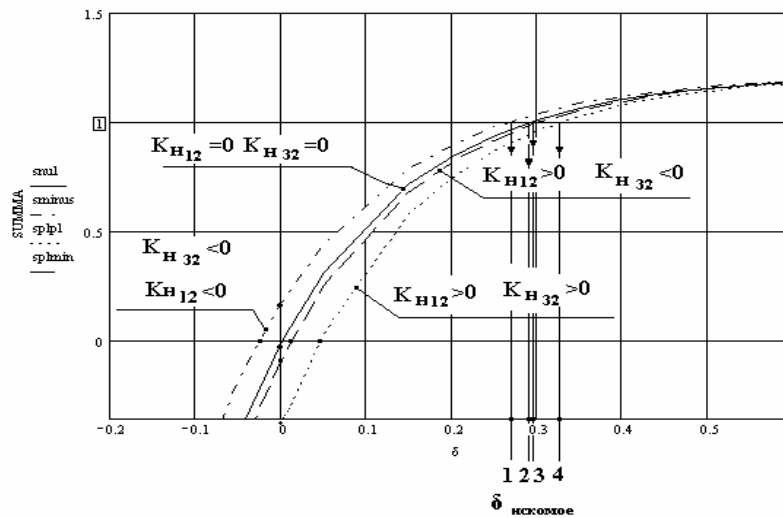


Рис. 3. Влияние знака кинематического несоответствия k_{H12} на распределение удельных тяговых сил по мостам движителя 6K6

Fig. 3. Effect of the kinematic parameter k_{H12} on the distribution of component forces in the driving axles of 6K6 tractor

Из рис.2 видно, что при “забегающих” колесах переднего ведущего моста, то есть при $k_{n12} < 0$, тяговые показатели выше, чем при нулевом и положительном значениях кинематического несоответствия. При этом буксование i -го колеса вычисляется по значению $\delta_{\text{искомое}}$, взятому из графика на рис.2, по выражению (1). Для колес моста с индексом 2, то есть для колес, относительно которых вычисляется кинематическое несоответствие, буксование как раз и равно $\delta_{\text{искомое}}$.

На рис.3 представлены все возможные сочетания k_{nij} для движителя по схеме 6К6. Полученные результаты позволяют очень точно определить режимное состояние колес движителя в зоне нулевого буксования колес моста с индексом 2 (см отмеченные на графиках точки). Так, например, на основании полученных графиков можно для заданных значений k_{nij} определить момент целесообразного подключения мостов с “отстающими” колесами в тяговый режим. что необходимо точно знать при проектировании полноприводных машин. Так с использованием данного метода автором были обоснованы параметры активного привода колес лесохозяйственного активного полуприцепа с приводом колес от синхронного ВОМ трактора, а результаты натурных испытаний подтвердили правильность расчетов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный метод значительно упрощает проведение предпроектных исследований тяговых свойств новых полноприводных машин и может широко использоваться в инженерной практике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова, 1988: М.: Машиностроение, Тракторы: Теория. 376 с.
2. Bogdan N. W., Tajanowski J.G.A., 1992: Nowyże sredstwa aktywizacji i uluczzenia pokazatelej dynamiki dwizzenia bolszegruznych pricepow. Minsk, Belminti.
3. Szalagin W.N., 1986: Transportnyje i transportno-technologičeskije sredstva powyszennoj prochodimosti. Moskwa, Agropromizdat.
4. Dreszer A.K., Kwiecień S., 2001: Elementy i układy hydrostatyczne w maszynach rolniczych. Wydawnictwo AR Lublin.

ESTIMATION OF THE DISTRIBUTION OF PULLING FORCES ON THE WHEELS OF MULTIAXIAL DRIVER

Summary. In the paper the new method of the estimation of pulling forces distribution on the wheels of the multiaxial transport unit is presented.

Keywords: Tractor unit, Estimation of pulling forces, multiaxial driver.

Reviewer: Janusz Mysłowski, Prof. Sc. D.