

УДК 629.33

DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_4\_113

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ  
ПОДВОДИМОЙ МОЩНОСТИ К КОЛЕСАМ ПЛАНЕТОХОДА  
ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ  
С ОГРАНИЧЕНИЕМ СВОБОДНОЙ ТЯГИ ДВИЖИТЕЛЯ**

**Чжэн Хуайюй**

ORCID: 0000-0003-0451-516X e-mail: zhypro@yandex.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана  
*Москва, Россия*

**Г.О. Котиев**

ORCID: 0000-0001-7884-157X e-mail: kotievgo@yandex.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана  
*Москва, Россия*

**Б.Б. Косицын**

ORCID: 0000-0002-2131-2738 e-mail: kositsyn\_b@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана  
*Москва, Россия*

**Р.Л. Газизуллин**

ORCID: 0000-0002-4022-9286 e-mail: rlgazizullin@bmstu.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана  
*Москва, Россия*

Целью исследования является повышение энергоэффективности планетохода с индивидуальным приводом ведущих колес путем применения оптимального закона распределения подводимой мощности к движителю. Для минимизации энергетических затрат планетохода при прямолинейном движении решена задача оптимизации: определены коэффициенты буксования каждого колеса планетохода, при которых реализуется минимальное значение коэффициента удельных мощностных потерь с учетом ограничения на требуемую тяговую силу. Решение указанной задачи оптимизации осуществлено с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа.

Математически обосновано, что для обеспечения максимальной энергоэффективности транспортного средства коэффициенты буксования колес должны быть разными в случае различных характеристик взаимодействия движителя с грунтом. Установлено, что обеспечение равенства скольжения ведущих колес не всегда является оптимальным законом распределения мощности между ведущими колесами машины.

**Ключевые слова:** планетоход, закон распределения мощности, оптимизация, коэффициент буксования, заблокированный привод, математическая модель, неопределенный множитель Лагранжа.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Чжэн, Х. Энергоэффективное распределение подводимой мощности к колесам планетохода при прямолинейном движении с ограничением свободной тяги движителя / Чжэн Хуайюй, Г.О. Котиев, Б.Б. Косицын, Р.Л. Газизуллин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. № 4. С. 113-123.  
DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_4\_113

# ENERGY EFFICIENT DISTRIBUTION OF POWER DELIVERED TO PLANETARY ROVER WHEELS AT STRAIGHT-LINE MOTION WITH LIMITED FREE THRUST OF ITS PROPULSION UNIT

**Zheng H.**

ORCID: **0000-0003-0451-516X** e-mail: **zhypro@yandex.ru**  
Bauman Moscow State Technical University  
*Moscow, Russia*

**G.O. Kotiev**

ORCID: **0000-0001-7884-157X** e-mail: **kotievgo@yandex.ru**  
Bauman Moscow State Technical University  
*Moscow, Russia*

**B.B. Kositsyn**

ORCID: **0000-0002-2131-2738** e-mail: **kositsyn\_b@bmstu.ru**  
Bauman Moscow State Technical University  
*Moscow, Russia*

**R.L. Gazizullin**

ORCID: **0000-0002-4022-9286** e-mail: **rlgazizullin@bmstu.ru**  
Bauman Moscow State Technical University  
*Moscow, Russia*

**Abstract.** The purpose of the study is to improve energy efficiency of planetary rover with independent actuator of the traction wheels with the help of optimum law for distribution of power delivered to the propulsion unit. To minimize power consumption, the authors found slip ratios of each rover wheel at which a minimal value of specific power loss ratio adjusted for the limitation of a required tractive force is reached. The specified optimization problem is solved with the help of Lagrange's method of undetermined multipliers. The energy effectiveness and lunar rover maneuverability can be increased using the formulated controlled power distribution law. It is mathematically evidenced that a maximum energy efficiency of the vehicle can be achieved by different slop ratios of the wheels at various characteristics of interaction between the propulsion unit and ground. Slip symmetry is not a universally applicable law for power distribution between the traction wheels of a vehicle.

**Key words:** planetary rover, power distribution law, optimization, slip ratio, blocked actuator, mathematical model, Lagrange's undetermined multiplier.

**FOR CITATION:** Zheng H., G.O. Kotiev, B.B. Kositsyn, R.L. Gazizullin. Energy efficient distribution of power delivered to planetary rover wheels at straight-line motion with limited free thrust of its propulsion unit. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2022. № 4. Pp. 113-123. DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_4\_113

## Введение

Планетоходы играют крайне важную роль в исследованиях и освоении космического пространства. Проходимость и энергоэффективность планетохода являются ключевыми свойствами для успешного выполнения подобных задач. От первой посадки Лунохода-1 до китайского *Юйму*, осуществляющего исследовательскую деятельность на Луне, значительный практический опыт показал, что методы решения задач обеспечения проходимости и энергоэффективности на этапе проектирования актуальны и требуют дальнейшего развития [1,2]. В конструкциях транспортных средств для изучения планет трансмиссия в большинстве случаев организована по принципу индивидуального привода двигателей. Гибкая форма такой схемы трансмиссии позволяет без использования сложных систем механического

привода обеспечить широкие возможности по рациональному распределению мощности по колесам. В планетоходе с индивидуальным приводом обеспечивается возможность управлять каждым колесом по отдельности в зависимости от фактических требований к режиму движения, не ограничиваясь связями, накладываемыми жесткой трансмиссией. Это позволяет избежать проблемы чрезмерного проскальзывания (буксования) колес, которое зачастую сопровождается экскавацией грунта, колееобразованием, ростом бульдозерного сопротивления и таким образом приводит к снижению или потере проходимости, что выражается в снижении скорости движения (остановке) и резком увеличении потребления энергии. В указанном направлении известно множество исследований, целью которых является повышение энергоэффективности движения колесных транспортных средств.

Совершенствование трансмиссий колесных машин базируется на нескольких основных идеях. На ранних этапах подобных исследований внимание было сосредоточено на балансе выходных крутящих моментов отдельных колес. Известно, что несбалансированные выходные крутящие моменты колес могут привести к генерации паразитной мощности (циркуляции мощности) и, следовательно, к снижению энергоэффективности [3]. Это означает, что, согласно принятому положению, вращающий момент основного двигателя должен распределяться по колесам равномерно, т.е. должна быть реализована дифференциальная схема трансмиссии. Другая идея базируется на согласованности угловых скоростей всех колес транспортного средства и заключается в предположении, что минимизация мощности проскальзывания обеспечивается, если все колеса имеют одинаковую скорость скольжения относительно опорного основания. Для случая прямолинейного движения это означает, что должна быть реализована блокированная схема трансмиссии [4]. Необходимо отметить, что в этом случае коэффициенты скольжения фактически будут одинаковы для каждого колеса. Указанное утверждение подтверждено математически путем решения задачи оптимизации обеспечения максимума «эффективности проскальзывания»  $\eta$  [5,6]:

$$\eta = 1 - \frac{i_i(1 - i_r) - (i_f - i_r)\alpha}{(1 - i_i) - (i_f - i_r)\alpha}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент распределения нагрузки  $\alpha = \frac{F_r}{F_r + F_f}$ ;  $i_f, i_r$  – коэффициенты буксования колес передней и задней оси.

Анализ параметров движителя транспортного средства с колесной формулой 8x8 показал, что наибольшая эффективность достигается, когда все коэффициенты проскальзывания колес одинаковы. Полученный таким образом закон управления был исследован на модели динамики транспортного средства с использованием для оценки скорости машины «пятого» колеса. Его эффективность была подтверждена с помощью натурального эксперимента на беспилотном наземном транспортном средстве с колесной формулой 4x4 и индивидуальным приводом ведущих колес [7,8].

Для минимизации работы трения скольжения колеса также может применяться метод множителей Лагранжа и целевая функция вида:

$$W = \sum_{i=1}^n Q_i V_i^i + \sum_{j=1}^l \lambda^j \Phi^j, \quad (2)$$

где  $V_i^i$  – скорость буксования;  $Q_i$  – сила трения;  $\lambda^j$  – множитель Лагранжа;  $\Phi^j$  – функции ограничения.

В результате минимизации указанной целевой функции получен вывод: мощность основного привода должна распределяться в соответствии с нормальной нагрузкой, действующей на колесо [9]. Исследование указанного закона при помощи математического моделирования показало перспективность данного подхода для повышения проходимости и энергоэффективности транспортного средства [10]. К аналогичным выводам пришли авторы ра-

бот [11-13], распределяя подводимые к колесам моменты пропорционально приходящейся нормальной нагрузке.

Известны работы, в которых для минимизации потерь энергии на скольжение предлагается использовать сумму квадратов коэффициентов потерь энергии:

$$J = \sum_i \frac{(\lambda'_i F_{xi})^2 + (\lambda'_i F_{yi} \tan \beta_i)^2}{(\mu_i F_{zi})^2}, \quad (3)$$

где  $\lambda'_i$  – коэффициент скольжения;  $\mu_i F_{zi} \geq \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}$ , и  $\beta_i$  – угол бокового скольжения шины. Полученное таким образом решение для распределения вращающих моментов по колесам было проверено на экспериментальном макете, в результате чего установлено преимущество данного подхода [14].

### I. Математическая модель планетохода

Для сравнительной оценки наиболее распространенных законов распределения потоков мощности по колесам планетохода предлагается использовать математическую модель плоского прямолинейного движения в условиях стенда «Грунтовой канал», когда линейная скорость планетохода является известной. Тогда уравнение динамики планетохода в соответствии с расчетной схемой (рис. 1) будет иметь вид:

$$m\dot{V} = \sum_i^n R_{xi} - mg \sin \alpha, \quad (4)$$

где  $n = 4$  – число колес планетохода,  $m$  – полная масса планетохода;  $\dot{V}$  – ускорение центра масс планетохода;  $R_{xi}$  – продольная реакция в пятне контакта  $i$ -го колеса планетохода с опорной поверхностью;  $\alpha$  – угол наклона опорной поверхности,  $g$  – ускорение свободного падения.

Уравнение динамики каждого колеса планетохода имеет вид:

$$J_k \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - M_{fi} - R_{xi} r_{0i} = M_{ki} - (fR_{zi} + R_{xi}) r_{0i}, \quad (5)$$

где  $M_{ki}$  – вращающий момент на  $i$ -ом колесе;  $J_k$  – момент инерции колеса;  $\dot{\omega}_{ki}$  – угловое ускорение  $i$ -ого колеса;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $r_0$  – радиус качения колеса в свободном режиме;  $M_{fi}$  – момент сопротивления качению  $i$ -ого колеса в свободном режиме.

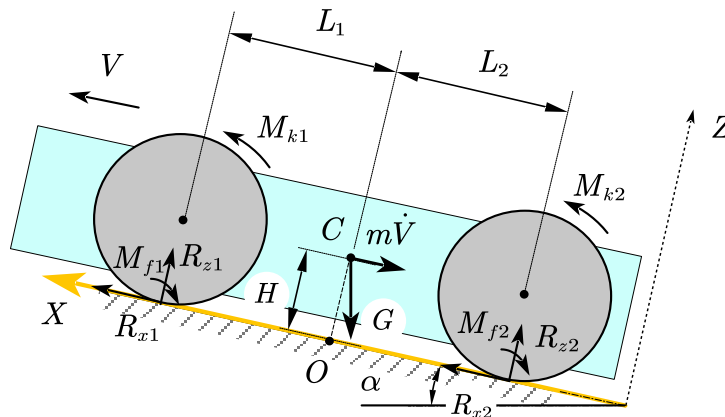


Рис. 1. Расчетная схема движения планетохода

Fig. 1. Computational pattern of the rover motion

В процессе движения планетохода происходит перераспределение нормальных реакций между колесами. Для определения их величин используются следующие уравнения.

Уравнение равновесия планетохода в проекции на ось z:

$$\sum_{i=1}^n R_{zi} = mg \cos(\alpha) \quad (6)$$

где  $R_{zi}$  – нормальная реакция в пятне контакта  $i$ -го колеса.

Сумма моментов, действующих на планетоход, относительно точки O – проекции центра масс на линию опорной поверхности (рис. 1):

$$\sum_{i=1}^n R_{zi} L_i + m\dot{V}H + mg \sin(\alpha)H + \sum_{i=1}^n M_{fi} = 0 \quad (7)$$

где  $H$  – высота центра масс.

Принимая допущение, что система симметрична относительно продольной оси, на основании представленных уравнений можно определить значения нормальных реакций передних и задних колес. При этом в ходе решения уравнений динамики необходимое значение ускорения  $\dot{V}$  используется с предыдущего шага моделирования движения планетохода.

Механические характеристики мотора каждого колеса описываются в соответствии со следующей системой уравнений:

$$N_i = N_{\max} \cdot h_i$$

$$M_k = \begin{cases} N_i / \omega & M_k \cdot \omega > N_i \\ h_i \cdot M_{k\max} & M_k \cdot \omega \leq N_i \end{cases} \quad (8)$$

где  $N_{\max}$  – максимальная выходная мощность мотора;  $\omega$  – угловая скорость мотора;  $h_i$  – сигналы «газа», изменяющиеся от 0 до 1, соответствующие различным уровням выходной мощности;  $M_{k\max}$  – максимальный выходной крутящий момент.

Для реализации законов распределения мощности необходимо обеспечить поддержание расчетных значений буксования каждого колеса. Для этого используется принцип управления по обратной связи, а также ПИД регуляторы (рис. 2).

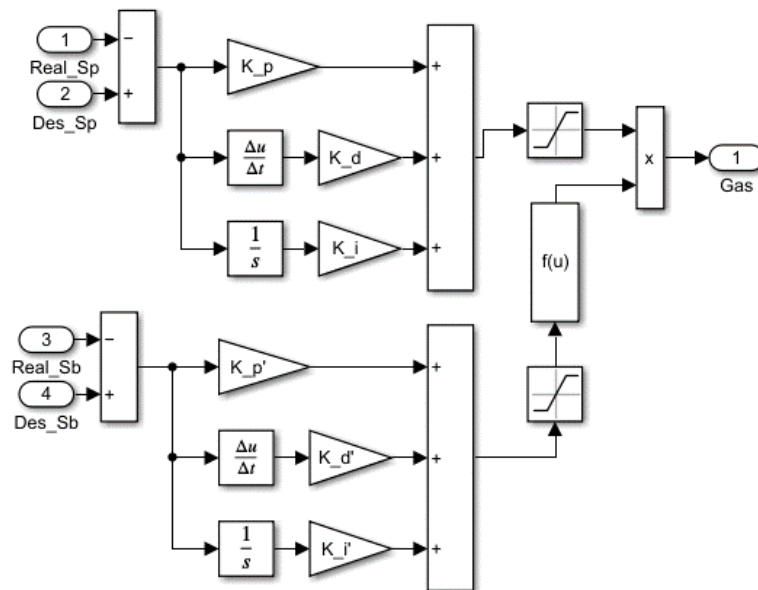


Рис. 2. Схема алгоритма управления газом

Fig. 2. Throttle control flow chart

В процессе виртуального эксперимента должно обеспечиваться поддержание заданной скорости движения планетохода, при этом коэффициенты проскальзывания каждого колеса должны соответствовать расчетным значениям в соответствии с заданным (исследуемым) законом. В связи с этим в математической модели используются два ПИД-регулятора для регулирования скорости и коэффициентов проскальзывания колес. Управляющий сигнал для скорости ограничивается выходом  $0 - 1$ , а сигнал управления скольжением ограничивается выходными значениями от  $-1$  до  $+1$ . Два управляющих сигнала объединяются с учетом следующего соотношения:

$$h_i = p(V) \cdot (1 + q(S_b)) \cdot 0.5, \quad (9)$$

где  $p(V)$  – сигнал управления скоростью,  $p(V) \in [0, 1]$ ;  $q(S_b)$  – сигнал управления скольжением,  $q(S_b) \in [-1, +1]$ .

Описание взаимодействия колеса с опорной поверхностью основано на использовании интегральных тягово-сцепных и тягово-энергетических характеристик [15], которые зависят от проскальзывания (буксования) движителя:

$$S_\sigma = \frac{\omega r_0 - V}{\max(\omega r_0, V)}, \quad (10)$$

Так, значение продольной силы может быть определено из соотношения:

$$\varphi = \frac{P_x}{P_z}, \quad (11)$$

При этом известно, что зависимость коэффициента взаимодействия между колесом и опорной поверхностью от буксования может быть описана нелинейной функцией вида [16]:

$$\varphi = \varphi_{\max} \left( 1 - e^{-\frac{S_\sigma}{S_0}} \right), \quad (12)$$

где  $\varphi_{\max}$ ,  $S_0$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств опорного основания и параметров колесного движителя, которые могут быть определены на стенде «Грунтовой канал» [17,18].

## II. Вычислительный алгоритм

Алгоритм вычислений представлен на рис. 3. При подаче сигнала «газа» в модуле динамики колес (Rear\_Wheel\_Dynamic | Front\_Wheel\_Dynamic) рассчитывается текущая мощность и момент двигателя при известной частоте вращения колес. Далее при помощи блока взаимодействия колеса с опорной поверхностью определяется коэффициент буксования и продольная тяговая сила в зависимости от нормальной нагрузки, действующей на колесо, и линейной скорости планетохода. Затем решается уравнение динамики вращения колеса в соответствии с уравнением 5. Рассчитанная сила тяги позволяет определить линейную скорость планетохода в модуле «кинематики кузова» (Car\_Body\_Kinematics) в соответствии с уравнением 4. В модуле «динамики кузова» (Car\_Body\_Dynamic) определяются нормальные нагрузки, действующие на передние и задние колеса, в соответствии с уравнениями (6) и (7).

В модуле оптимизации (Optimisation) рассчитываются коэффициенты буксования для каждого колеса в соответствии с реализуемым законом, например, необходимые для минимизации затрат энергии на скольжение. В модуле контроллера (controller) сигналы «газа» отдельных колес определяются в соответствии с алгоритмом управления, приведенным в разделе 1, и задается вращающий момент на колесах.

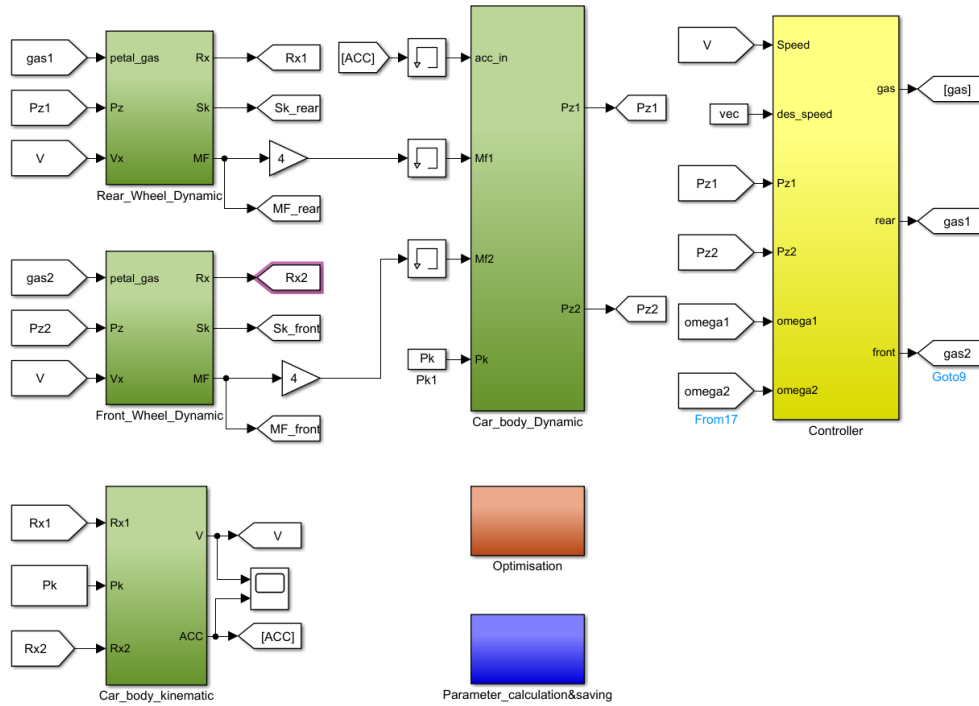


Рис. 3. Схема математической модели движения планетохода с управлением подводимой мощностью к движителю в соответствии с разработанным законом

Fig. 3. Schematic view of the mathematical model for the rover motion with controlled distribution of power delivered to its propulsion unit according to the formulated law

### III. Закон распределения мощности для планетохода с индивидуальным приводом при прямолинейном движении с учетом сопротивления качению и сцепления колес

Для расчета желаемых коэффициентов буксования каждого колеса, позволяющих минимизировать энергетические затраты планетохода при прямолинейном движении, решается задача оптимизации: определяются коэффициенты буксования каждого колеса планетохода, при которых реализуется минимальное значения коэффициента удельных мощностных потерь  $f_{Nf}$  [19] с учетом ограничения на требуемую тяговую силу:

$$f_{Nf} = N_f / Gv \cos(\alpha) = \frac{\sum_{i=1}^n M_{ki} \omega_i - \sum_{i=1}^n P_{xi} v}{Gv \cos(\alpha)} . \quad (13)$$

Тогда целевая функция оптимизации может быть определена как:

$$\begin{cases} \min(f_{Nf}) = \min \left( \frac{\sum_{i=1}^n [(\varphi_i + f_i) R_{zi} r_0] \omega_i - \sum_{i=1}^n \varphi_i R_{zi} v}{G \cos(\alpha) v} \right) . \\ \sum_{i=1}^n P_{xi} = G \sin(\alpha) \end{cases} . \quad (14)$$

Решение указанной задачи оптимизации осуществляется с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{\partial f_{Nf}}{\partial S_i} - \lambda \frac{\partial \Psi}{\partial S_i} = 0 \\ \Psi = 0 \end{cases} , \quad (15)$$

где  $\Psi = \sin(\alpha) - \sum_{i=1}^n P_{xi}/G$ .

Для получение аналитического решения будем считать, что в случае прямолинейного движения при малых  $S \in [0, S_0]$  зависимость коэффициента взаимодействия движителя с опорным основанием от буксования может быть аппроксимирована линейной функцией:

$$\varphi_i = \varphi_{\max i} \cdot (1 - e^{-\frac{S_i}{S_{0i}}}) \Rightarrow \varphi_i = \varphi_{\max i} \cdot \frac{S_i}{S_{0i}} . \quad (16)$$

На основании вышеуказанного при решении задачи оптимизации получена явная аналитическая формула, позволяющая определять оптимальные значения буксования каждого колеса, доставляющие минимум целевой функции с учетом ограничений:

$$S_i = 1 - \sqrt{\frac{f_i S_{0i}}{\varphi_{\max i}} + 1} \cdot \frac{-\sin(\alpha) + \sum_{i=1}^n \gamma_i \frac{\varphi_{\max i}}{S_{0i}}}{\sum_{i=1}^n \gamma_i \frac{\varphi_{\max i}}{S_{0i}} \left( \sqrt{\frac{f_i S_{0i}}{\varphi_{\max i}} + 1} \right)} , \quad (17)$$

где  $\gamma_i = \frac{R_{xi}}{G}$ .

Из полученной зависимости следует, что при движении по однородной изотропной плоской опорной поверхности, если значение  $\frac{f_i S_{0i}}{\varphi_{\max i}}$  для всех колес одинаково, оптимальным решением для планетохода является применение заблокированного привода [5, 6, 8]. Из этого утверждения следует основной вывод – оптимальные коэффициенты буксования колес разные, если различны характеристики взаимодействия колес с грунтом.

Если расчетное значение буксование превышает предельную величину, его необходимо ограничить. Превышение буксования опасно возникновением экскавационного эффекта, в ходе которого колесо больше погружается в грунт и, соответственно, возрастает коэффициент сопротивления качению колесного движителя, что может привести к потере подвижности планетохода. В таком случае будем считать: если расчетный коэффициент буксования превышает предельную величину, он будет ограничен  $S_j = [S_j]$ . Далее значения требуемых коэффициентов буксования должны быть перераспределены между остальными колесами:

$$S_i = 1 - \sqrt{\frac{f_i S_{0i}}{\varphi_{\max i}} + 1} \cdot \frac{-\sin(\alpha) + \sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i \frac{\varphi_{\max i}}{S_{0i}} + \frac{\varphi_{\max j}}{s_{0j}} \gamma_j S_j}{\sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i \frac{\varphi_{\max i}}{S_{0i}} \left( \sqrt{\frac{f_i S_{0i}}{\varphi_{\max i}} + 1} \right)} \quad (18)$$

В соответствии с данной зависимостью, приходим к выводу: если требуемые значения коэффициента скольжения всех колес планетохода достигают предельного значения, система управления трансмиссией автоматически переходит в режим имитации заблокированного привода, который обеспечивает равенство скольжений всех колес. Дальнейшее управления тягой должно происходить именно в указанном режиме, так как в этом случае основной целью является сохранение подвижности машины, а не минимизация потерь на движение.



**IV. Анализ энергоэффективности разработанного закона распределения подводимой мощности к колесам планетохода**

Для оценки эффективности закона распределения мощности, подводимой к колесам планетохода, исследуем равномерное движение на подъем в условиях, для которых известны  $\varphi_{\max i}$ ,  $f_i$  и  $S_{0i}$ . Сравнение разработанного закона распределения мощности между колесами проведем с заблокированным типом привода. Для оценки корректности разработанного аналитического закона в рамках имитационной модели дополнительно рассмотрим подход, основанный на применении численной оптимизация (методом «градиентный спуск») для нахождения оптимальных  $S_i$  каждого колеса с целью минимального потребления энергии для поддержания движения с заданной скоростью.

Результаты аналитического решения, оптимального численного решения и решения на базе заблокированного привода для планетохода (масса  $m = 186,5$  кг, радиус колес  $r_0 = 181,5$  мм, мощность привода колеса  $N_{\max} = 1317,8$  Вт, колесная база  $L = 450$  мм, ускорение свободного падения  $g = 9.81$  м/с<sup>2</sup>) представлены в табл. 1.

Таблица 1.

**Результаты аналитического, оптимального численного решения и решения на базе заблокированного привода для планетохода**

Table 1.

**The results of analytical optimum numerical solution and of the solution based on a blocked rover actuator**

Название	Аналитический расчет	Численная оптимизация	Блокированный привод
Угол подъема	0.1571 (9° /180π)		
Скорость движения (м/с)	3		
Соппротивление качению колес передней оси	0,3		
Соппротивление качению колес задней оси	0,1		
$\varphi_{\max}$	0,38		
$S_0$	0,076		
$S_{\sigma}$ колес передней оси	0,0290	0,0294	0,0410
$S_{\sigma}$ колес задней оси	0,0475	0,0473	0,0410
$R_z$ колес передней оси (Н)	147,599	147,599	147,599
$R_z$ колес задней оси (Н)	304,161	304,161	304,161
$M_k$ колес передней оси (Нм)	11,272	11,321	12,283
$M_k$ колес задней оси (Нм)	15,279	15,230	14,268
$R_x$ колес передней оси (Н)	17,810	18,050	23,377
$R_x$ колес задней оси (Н)	53,742	53,440	48,174
Мощность, подводимая к колесам передней оси (Вт)	767,359	771,031	846,577
Мощность, подводимая к колесам задней оси (Вт)	1060,290	1056,589	983,387
Суммарная Мощность (Вт)	1827,649	1827,620	1829,964
Удельная сила тяги колес передней оси	0,121	0,122	0,158
Удельная сила тяги колес задней оси	0,177	0,176	0,158

Представленные результаты показывают, что оптимальные значения потребляемой мощности, полученные при аналитическом решении и численной оптимизации, близки и составляют порядка 1827,6 Вт. Требуемая мощность при организации блокированного привода, составляет 1829,964 Вт. Результаты расчета доказывают, что оптимальные коэффициенты буксования колес разные, если различны характеристики взаимодействия колеса с грунтом.

### Заключение

Разработан закон управления распределением мощности между колесами для повышения энергоэффективности и проходимости планетохода. Подтверждена гипотеза о возможности линейной аппроксимации  $\varphi = (S_0)$  при малых  $S \in [0, S_0]$  для управления распределением мощности. Проведена оценка эффективности разработанного закона распределения мощности между колесами. Результаты математического моделирования показывают, что потребление энергии может быть незначительно снижено по сравнению с заблокированной схемой привода за счет минимизации потерь мощности на буксование движителя. При передвижении по однородной изотропной плоской опорной поверхности в случае прямолинейного движения оптимальным решением для планетохода является заблокированный привод.

Основное преимущество разработанного закона распределения мощности заключается в возможности контроля буксования движителей при обеспечении заданного уровня тяги, что позволит не допустить «закапывание» колес.

Важнейшим выводом работы является математическое обоснование того, что для обеспечения максимальной энергоэффективности транспортного средства коэффициенты буксования колес в случае различных характеристик взаимодействия движителя с грунтом должны быть разными.

### Библиографический список

1. **Беляков, В.В.** Автоматические системы транспортных средств / В.В. Беляков, Д.В. Зезюлин, В.С. Макаров, А.В. Тумасов. – М.: ООО «Научно-издательский центр ИНФРА-М», 2018. – 352 с.
2. **Беляков, В.В.** Проектирование наземных транспортно-технологических машин и комплексов / В.В. Беляков, В.Е. Колотилин, В.С. Макаров, Ю.И. Молев, А.В. Папунин. – М.: ООО «КноРус», 2021. – 450 с.
3. **Коротоншко, Н.И.** Автомобили с заблокированным и дифференциальным приводом / Н.И. Коротоншко. – М.: Машгиз, 1948. – 119 с.
4. **Чудаков, Д.А.** Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – СПб.: Квадро, 2014. – 384 с.
5. **Wong, J.Y.** Optimization of the tractive performance of four-wheel-drive tractors: Theoretical analysis and experimental substantiation / J.Y. Wong, N.B. McLaughlin [et al] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 1998. Vol. 212(4). Pp. 285-297.
6. **Vantsevich, V.V.** Multi-wheel drive vehicle energy/fuel efficiency and traction performance: Objective function analysis // Journal of Terramechanics. 2007. Vol. 44. No. 3. Pp. 239-253.
7. **Vantsevich, V.V.** Inverse Wheel Dynamics, Dynamic Systems and Control, Parts A and B. 2006.
8. **Salama, M.A.** UGV with a distributed electric driveline: Controlling for maximum slip energy efficiency on stochastic terrain / Salama M.A., Vantsevich V.V., Way T.R., Gorsich D.J. // Journal of Terramechanics. 2018. Vol. 79. Pp. 41-57.
9. **Yamakawa, J.** A method of optimal wheel torque determination for independent wheel drive vehicles / J. Yamakawa, K. Watanabe // Journal of Terramechanics. 2006. Vol. 43. Pp. 269-285.
10. **Yamakawa, J.** A method of torque control for independent wheel drive vehicles on rough terrain / J. Yamakawa, A. Kojima, K. Watanabe // Journal of Terramechanics. 2007. No. 44(5). pp. 371-381.
11. **Шухман, С.В.** Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / С.В. Шухман, В.И. Соловьев, Е.И. Прочко. – М.: Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.

12. **Котиев, Г.О.** Закон распределения мощности по колесам для транспортного робототехнического комплекса / Г.О. Котиев, В.А. Горелов // Известия Южного федерального университета. Технические науки. 2010. Т. 3. № 104. С. 124-127.
13. **Котиев, Г.О.** Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины / Г.О. Котиев, В.А. Горелов, А.В. Мирошниченко // Известия вузов. Машиностроение. 2012. Т. 1. С. 45-59.
14. **Eto, R.** Driving force distribution based on tyre energy for independent wheel-drive vehicle on rough ground / R. Eto, K. Sakata, J. Yamakawa // Journal of Terramechanics. 2018. Vol. 76. Pp. 29-38.
15. **Рождественский, Ю.Л.** Анализ и прогнозирование тяговых качеств колесных движителей планетоходов: дисс... канд. техн. наук 05.05.03. – М., 1982. – 260 с.
16. **Janosi, Z., Hanamoto.** The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soil / Z. Janosi, Hanamoto // International Conference on the Mechanics of Solio-vehicles. System. 1. Torino. 1961. Т. 44. С. 331-359.
17. **Косицын, Б.Б.** Модернизация управляющей и измерительной систем стенда «Грунтовый канал» и разработка математической модели движения колеса в условиях стенда / Б.Б. Косицын, Чжэн Хуайюй, Р.Л. Газизуллин // Труды НАМИ. 2021. № 1. С. 25-34.
18. **Чижов, Д.А.** Лабораторный расчетно-экспериментальный комплекс для исследования тягово-энергетических свойств колесных движителей / Д.А. Чижов, В.А. Горелов, Г.О. Котиев // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 4. С. 21-27.
19. **Ларин, В.В.** Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В.В. Ларин. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.

*Дата поступления  
в редакцию: 13.07.2022*

*Дата принятия  
к публикации: 01.11.2022*