



Столыпинский  
вестник

Научная статья

Original article

УДК 631

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ ИЗУЧЕНИИ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ**

**INVESTIGATION OF THE DETERMINATION OF ENERGY INDICATORS IN  
THE STUDY OF MOUNTED UNITS**

<sup>1,2</sup>**Кокиева Галия Ергешевна**, доктор технических наук, декан Инженерного факультета <sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Бурятская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Р. Филиппова» (670024, Республика Бурятия, город Улан-Удэ, ул. Пушкина, д.8), тел. 8-924-8-66-537, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3447-1911>, [kokievagalia@mail.ru](mailto:kokievagalia@mail.ru)

<sup>2</sup>Профессор кафедры «Информационные и цифровые технологии» ФГБОУ ВО Арктический агротехнологический университет (677007, Республика Саха (Якутия), г.Якутск, шоссе Сергеляхское, 3 км., дом.3.), тел. 8-924-8-66-537, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3447-1911>, [kokievagalia@mail.ru](mailto:kokievagalia@mail.ru)

<sup>1,2</sup>**Kokieva Galiya Ergeshevna**, Doctor of Technical Sciences, Dean of the Faculty of Engineering <sup>1</sup>Buryat State Agricultural Academy named after. V.R. Filippova" (670024, Republic of Buryatia, Ulan-Ude, Pushkin St., 8), tel. 8-924-8-66-537, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3447-1911>, [kokievagalia@mail.ru](mailto:kokievagalia@mail.ru)

<sup>2</sup>Professor of the Department of Information and Digital Technologies, Arctic Agrotechnological University (677007, Republic of Sakha (Yakutia), Yakutsk, Sergelyakhskoe highway, 3 km., building 3), tel. 8-924-8-66-537, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3447-1911>, [kokievagalia@mail.ru](mailto:kokievagalia@mail.ru)

**Аннотация.** Проблемы долговечности и надежности машин интересуют не только ученых, конструкторов и машиностроителей. Еще в большей степени они занимают потребителей, эксплуатирующие машины, организующих их техническое обслуживание и ремонт. Объясняется это тем, что в отличие от старых тихоходных машин с большим запасом прочности в современных машинах применяются конструктивные (детали) и неконструктивные (сборка, регулировка, окраска, смазка и тд) элементы, рассчитанные на различную положительность работы и периодически требующие замены или возобновления. Энергетические показатели сельскохозяйственных агрегатов обычно определяют при помощи различных приборов. Так как конструкции машин весьма разнообразны, то часто приходится изменять параметры приборов. Это обстоятельство усложняет и затрудняет организацию испытаний. Существующие методы исследования агрегатов требуют больших денежных и материальных затрат. Вследствие этого возникла необходимость в изыскании и в то же время простого метода энергетической оценки мобильных агрегатов, который позволил бы при небольших затратах быстро получать необходимые данные. При решении нами этой задачи исходными приняты главные энергетические элементы, а именно: коэффициент полезного действия двигателя и коэффициент, учитывающий потери механической энергии на деформирование двигателя и поверхности по которой он перекатывается. Деформация поверхности качения и самого двигателя рассматриваются совместно. Избранный нами способ решения, в основу которого положены теоремы взаимности, позволяет схематизировать эти явления и пользоваться условными (приведенными) параметрами.

**Annotation.** The problems of durability and reliability of machines are of interest not only to scientists, designers and machine builders. To an even greater extent, they occupy consumers who operate machines, organize their maintenance and repair. This is explained by the fact that, unlike old slow-moving machines with a large margin of safety, modern machines use constructive (parts) and non-constructive (assembly, adjustment, painting, lubrication, etc.) elements designed for various positive work and periodically requiring replacement or renewal. Energy indicators of agricultural aggregates are usually determined using various devices. Так как конструкции машин весьма разнообразны, то часто приходится изменять параметры приборов. Это обстоятельство усложняет и затрудняет организацию испытаний. Существующие методы исследования агрегатов требуют больших денежных и материальных затрат. Вследствие этого возникла необходимость в изыскании и в то же время простого метода энергетической оценки мобильных агрегатов, который позволил бы при небольших затратах быстро получать необходимые данные. When solving this problem, the main energy elements were taken as the starting ones, namely: the efficiency coefficient of the propulsor and the coefficient taking into account the loss of mechanical energy for deformation of the propulsor and the surface over which it rolls. The deformation of the rolling surface and the propellant itself are considered together. Our chosen solution method, which is based on reciprocity theorems, allows us to schematize these phenomena and use conditional (given) parameters.

**Ключевые слова:** деформация, движитель, механическая энергия, энергетические элементы.

**Keywords:** deformation, propulsion, mechanical energy, energy elements.

## **Введение**

Обобщающим показателем роста технической вооруженности сельского хозяйства нашей страны является увеличение его энергетических мощностей. Наступил период массовой подготовки сельскохозяйственной техники к

полевым работам. Обеспечение высокой технической готовности машинно-тракторного парка-сейчас важная задача всей инженерной службы села. Эффективное применение интенсивных технологии в растениеводстве в немалой степени зависит от технической оснащенности и организации его использования. Необходимо иметь такой состав МТП, который обеспечивал бы поточность выполнения комплекса механизированных работ в требуемом объеме в лучшие агротехнические сроки и с высоким качеством. При этом затраты труда и материальных средств должны быть минимальными. Экономия энергетических ресурсов в сельском хозяйстве зависит от эффективной работы инженерной службы всех уровней, которая проводит такие мероприятия, как организация технического обслуживания машин и оборудования; внедрение энергосберегающих и безотходных технологии, поточно-циклового метода использования техники; поточно-циклового метода использования техники; соблюдение технологической дисциплины; применение внутрихозяйственного расчета, коллективного подряда.

Экономия энергетических ресурсов равнозначна увеличению производства продукции, поэтому становится важным дополнительным источником повышения эффективности самой инженерной службы. Это не только экономическая категория, непосредственно определяемая хозяйственным расчетом, умением оценивать, считать и взвешивать, но и нравственная, связанная с добросовестным отношением к труду, заинтересованностью каждого в конечных результатах работы. Перерасход топлива и других энергоресурсов объясняется нарушениями технологии и организации сельскохозяйственных работ, хранения, перевозок и заправки машин топливом и маслами [1-10]. Первоочередная задача, решение которой обеспечит экономию топлива и нефтепродуктов,-соблюдение элементарной технологической дисциплины в процессе обработки почвы, сева и уборки сельскохозяйственных культур. Вот конкретный пример: всем известная простая и сравнительно мало энергоёмкая операция-лушение стерни. Ее нужно проводить вслед за уборкой колосовых и соломы с поля. На взлущенных полях

предотвращается потеря влаги, улучшаются условия последующей пахоты или другой основной обработки почвы. Причем суммарные затраты энергии на лущение и пахоту, как правило, меньше, чем за пахоту на невзлушенной стерне. Однако во многих хозяйствах лущение стерни не проводят. В результате при часто повторяющихся во второй половине лета и в начале осени засухах твердость, а следовательно, и удельное сопротивление почвы резко возрастают. Поэтому повышается и удельный расход топлива.

Важным условием, позволяющим обеспечивать высокое качество обработки почвы и экономию топлива, является выровненность поля. Не выровненность приводит к снижению скорости и производительности агрегатов на последующих операциях, а от этого на 5...8% увеличивается погектарный расход топлива. Обработка почвы является необходимой операцией при искусственном лесовосстановлении [6-12]. При этом напряжения в сохранившихся связях возрастают как за счет перераспределения нагрузок, так и за счет продолжающейся деформации пласта. Этот процесс продолжается до тех пор, пока прочность сохранившихся связей оказывается недостаточной для противодействия силе тяги клина. Тогда происходит лавинообразное нарастание местных скалываний вплоть до полного отделения части пласта. Однако в отделившейся его части внутренние связи уже в значительной мере нарушены, и после оборота пласт разваливается на отдельные комки-происходит крошение пласта.

При деформации реальных почв, для которых характерна большая неравномерность механических свойств, по мере возрастания напряженного состояния возникают местные разрушения по тем элементарным площадкам.

Почвообрабатывающие машины и орудия в зависимости от глубины хода рабочих органов и выполняемых операций подразделяют на машины и орудия для основной, поверхностной (дополнительной) и специальной обработки почвы. Поверхностную обработку почвы проводят с помощью комплекса агротехнических приемов рыхления, выравнивания поверхности и уплотнения: культивации, фрезерования, шлейфования, боронования, прикатывания.

Приемы предпосевной обработки используют в зависимости от почвенно-климатических условий, рельефа местности, складывающихся погодных условий, особенностей выращиваемых культур, системы удобрений, характера засоренности полей, наличия вредителей, болезней и многих других условий. Процесс обработки почвы относится к высоко затратным операциям при возделывании зерновых культур. Определяющими показателями эффективности работы агрегата являются норма выработки (производительность) и расход топлива, которые, в свою очередь, зависят от сложности работ, глубины обработки и состава машины (тип трактора и плуга) [1-6].

### **Основная часть**

Сущность теоремы взаимности для механических систем выражается в следующем: если в механической системе совокупности внешних воздействий  $F_a$  вызывает эффект  $v_a$ , а вторая совокупность внешних воздействий  $F_b$  в той же системе вызывает эффект  $v_b$ , то имеет место соотношение  $F_a : v_b = F_b : v_a$

Рассмотрим пневматическое колесо при установившемся режиме работы. Качение ведущего колеса с деформированием его обода и поверхности, по которой оно перекатывается, явление сложное. Поэтому параметры, характеризующие процесс качения, определяются на практике только приближенно. Истинный радиус качения обычно принимается известным только для жестких колес с гладким ободом. Однако ни одна точка обода любого действительного колеса не может считаться точкой приложения равнодействующих всех элементарных касательных сил, возникающих от взаимодействия с поверхностью качения. В этом смысле радиус качения имеет лишь теоретическое значение. В одном и том же случае мы можем рассматривать два колеса: фиктивное и теоретическое. Если известен ведущий момент на двигателе, то величина условной касательной силы на фиктивном колесе будет равна:  $F_0 = M : r$ , а на теоретическом  $F_0 = M : r_1$  ( $r_1$  теоретический радиус качения). В силу неопределенности  $r_1$  величина  $F$  остается неизвестной.

На основании теоремы взаимности можно написать соотношение, связывающее линейные скорости двух условных колес с касательными к ним силами в таком виде:

$$F_0 v_0 = F v_1 \quad \text{или} \quad F : F_0 = S : S_1 \quad (1)$$

Здесь  $S_1$ -путь какой-либо точки окружности теоретического колеса при перемещении агрегата на расстоянии  $S$ . Выразив правую часть уравнения (1) через коэффициент буксования  $\eta = \frac{S_1 - S}{S}$ , определим величину касательной силы на теоретическом колесе  $F = F_0 \frac{1}{1 + \eta}$ . Отношение  $\frac{1}{1 + \eta}$  представляет собой косинус угла между касательными силами  $F$  и  $F_0$  (рис.1), поэтому:

$$F : F_0 = \frac{1}{1 + \eta} = \cos \beta \quad (2)$$

Выражение (2) может быть выведено также из уравнения механической работы движителя:

$$M_\varphi = PS + \xi M_\varphi \quad (3)$$

Где  $M$ -ведущий момент на колесе;  $\varphi$ -угол поворота колеса на пути  $S$ .  $P$ -движущая сила;  $\xi$ -доля механической работы, составляющая потери на деформацию опорной поверхности и обода колеса (коэффициент внешних потерь).

Принимая для фиктивного колеса  $M = F_0 r$ , а для теоретического  $M = F r_1$  получим два уравнения, у которых левые и правые части соответственно равны между собой:

$$F_0 r \varphi = PS + \xi F_0 r \varphi \quad (3,а)$$

$$F r_1 \varphi = PS + \xi F r_1 \varphi \quad (3,б)$$

Решив уравнение (3,а), (3,б) относительно  $P$ , будем иметь:

$$P = F_0 (1 - \xi) \quad (4)$$

$$P = F (1 - \xi) (1 + \xi) \quad (4,а)$$

После некоторых преобразований из этих выражений выводится соотношение (2). Рассмотрим силы, действующие на колесный движитель

(рис.1). При установившемся режиме на ведущее колесо действуют: реакция оси-Р направленная в сторону, обратную движению; вертикальная нагрузка-Q и равная ей вертикальная реакция почвы Q; горизонтальная слагающая реакции опорной поверхности, равная движущей силе Р. Ведущий момент, передаваемый на колесо двигателем, уравнивается моментами  $Q_e$  и  $P_h$ , то есть:  $M = Q_e + P_h$ . Выразив плечи e и h через радиус  $r_1$  и угол  $\alpha_1$ , запишем уравнение механической работы движителя в следующем виде:

$$M_\varphi = QS_1 \sin \alpha + PS_1 \cos \alpha \quad (5)$$

Приравняв правые части выражений (3) и (5), получим:

$$QS_1 \sin \alpha + PS_1 \cos \alpha = PS + \xi FS_1 \quad (6)$$

Здесь член  $PS_1 \cos \alpha$  представляет работу реактивной силы-Р. Поэтому:

$$PS_1 \cos \alpha = PS \quad (7)$$

Откуда следует, что:

$$\cos \alpha = \frac{S}{S_1} = \frac{1}{1+\eta} = \cos \beta, \quad (8)$$

То есть  $\alpha = \beta$ . Два других члена уравнения (6) также будут равны между собой и тогда:

$$\xi = \frac{Q \sin \alpha}{F} \quad (9)$$

Теперь остается выразить коэффициент  $\xi$  через кинематические параметры S и  $S_1$  или через связывающий эти величины коэффициент  $\eta$ . Здесь, так же как и ранее, установим сначала соотношения между внешними силами и кинематическими элементами. Из рисунка 1 видно, что сумма проекции сил Q и Р равна силе F:

$$F = Q \sin \alpha + P \cos \alpha \quad (10)$$



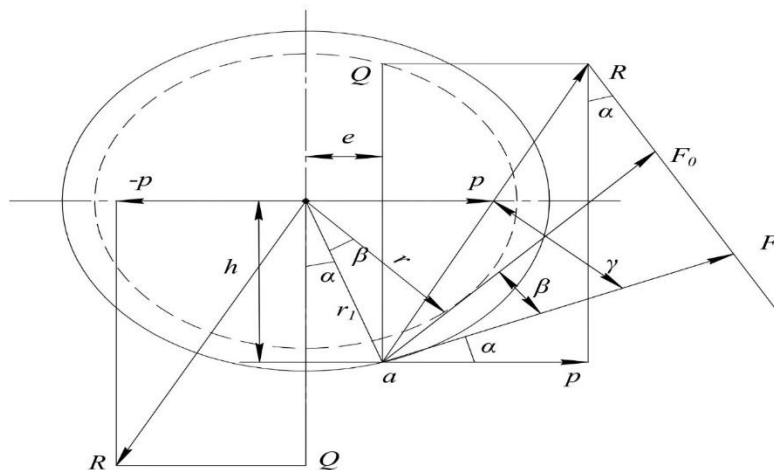


Рисунок 1. Расположение сил, действующих на колесный движитель

С другой стороны, проекции сил Q и P на направление  $r_1$  дают величину:

$$F \operatorname{tg} \gamma = Q \cos \alpha - P \sin \alpha \quad (11)$$

Из уравнения (10) и (11) следует:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Q \cos \alpha - P \sin \alpha}{Q \cos \alpha + P \sin \alpha} \quad (12)$$

Определив из уравнения (9) значение Q, а из (4,a) значение  $P = F(1 - \xi) : \cos \beta = F(1 - \xi) : \cos \alpha$  и подставив эти величины в выражение (12), получим:  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{\xi - \sin^2 \alpha}{\sin \alpha \cos \alpha}$ , откуда:

$$\xi = \sin^2 \alpha + \sin \alpha \cos \alpha \operatorname{tg} \gamma \quad (13)$$

В то же время из уравнения (4) получаем:

$$1 - \xi = P : F_0 \quad (14)$$

Чтобы найти отношение  $P : F_0$  построим вторую схему, имея в виду, что концы векторов Q,P,F и R лежат на окружности диаметра R (рис.2). Угол  $OF_0P$  мало отличается от угла  $ORP$ . На основании теоремы синусов находим:

$$P = \sin[90^\circ - (\alpha + \gamma)] = F_0 : \sin[90^\circ - (\alpha - \gamma)]$$

$$\frac{P}{F_0} = \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma} \quad (15)$$

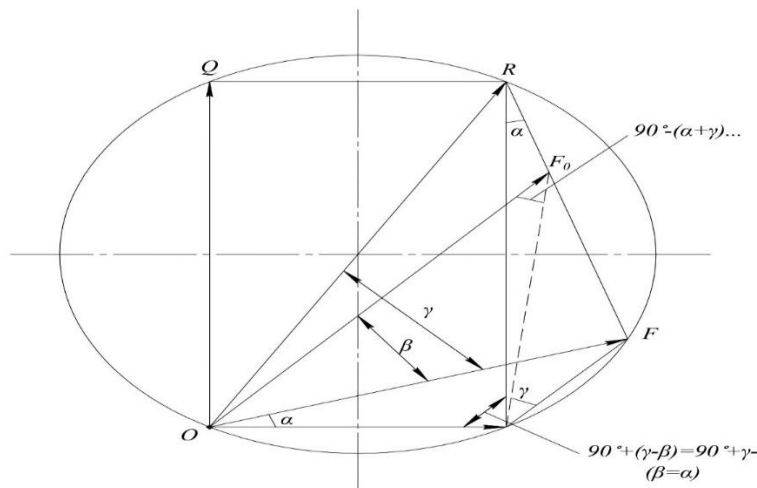


Рисунок 2. Расположение концов векторов Q,P,F и R на окружности диаметра R

Совместное решение уравнений (13), (14) и (15) относительно  $\text{tg}\gamma$  дает два корня, один из которых отвечает текущим значениям:

$$\xi = 2\sin^2\alpha \tag{16}$$

Принимая во внимание равенство (8), находим:

$$\xi = \frac{2(2\eta + \eta^2)}{(1 + \eta)^2} \tag{17}$$

Если считать силу P полезной (условно) в том смысле, что сюда же входит сопротивление управляемого передка, которое является вредным, то величину  $\varepsilon = 1 - \xi$  можно назвать коэффициентом полезного действия движителя. Из уравнения (17) следует:

$$\varepsilon = 1 - \xi = \frac{P}{F_0} = \frac{1 - 2\eta - \eta^2}{(1 + \eta)^2} \tag{18}$$

В пределах нормальной работы двигателя коэффициент буксования практически изменяется незначительно, и поэтому величину  $\eta^2$  можно не учитывать. Из зависимости, приведенной на рис.3, видно, что точка A соответствует такому режиму работы движителя, при котором потери на деформацию поверхности качения и обода колеса составляют половину от подведенной к движителю энергии.

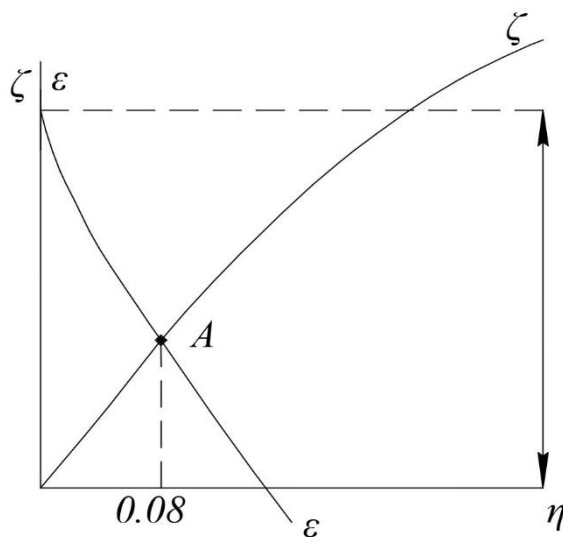


Рисунок 3. Зависимость соответствия точки А режиму работы движителя, при котором потери на деформацию поверхности качения и обода колеса составляют половину от подведенной к движителю энергии

При коэффициенте буксования  $\eta = 0,08$  (8%). Из формулы (18) следует, что коэффициент буксования имеет предельное значение (когда  $\varepsilon = 1$ )  $\eta_{\text{пред}} = 0,41$ , при котором колесный ход не способен передвигаться (вся подводимая от двигателя энергия расходуется движителями на деформацию опорной поверхности). В практике за диапазоне нормальной нагрузки двигателя коэффициент буксования в редких случаях может быть равен 0,5. Вернемся снова к найденным выше коэффициентам  $\xi$  и  $\varepsilon$ , с помощью которых можно решать и другие задачи, в частности определять значения следующих параметров колесного агрегата:

1.Вертикальную нагрузку на движитель:

$$Q = 2F_0 \sqrt{2\eta + \eta^2} \quad (19)$$

Где  $F_0$  -приведенная к окружности колеса касательная сила рассчитывается по движущему моменту М, который определяется прибором или расчетным путем.

2.Движущую силу на оси движителя:

$$P = F_0 \frac{1-2\eta-\eta^2}{(1+\eta)^2} = F_0 \frac{1-2\eta}{1+2\eta} \quad (20)$$

3. Касательную силу, приведенную к теоретическому колесу:

$$F = F_0 \frac{1}{1+\eta} \quad (21)$$

4. Радиус теоретического колеса (радиус качения):

$$r_1 = r(1 + \eta) \quad (22)$$

5. КПД тракторного агрегата (долю механической энергии, расходуемую рабочей машиной)  $\varepsilon_0 = \frac{N_{кр}}{N_e}$ , определяемый следующим образом.

Общий баланс мощности тракторного (колесного) агрегата имеет вид:

$$N_e = N_{кр} + N_{пер} + N_{см} + N_M \quad (23)$$

Где  $N_e$ -мощность, развиваемая двигателем;  $N_{кр}$  и  $N_{пер}$ -мощность, потребляемая рабочей машиной и на преодоление сопротивления передка;  $N_{см}$  и  $N_M$  -потери мощности на смятие (почвы и обода движителя) и в трансмиссии трактора. В нашем случае:

$$\varepsilon = \frac{PS}{M_{\varphi}} = \frac{N_{кр}+N_{пер}}{N_{кол}}, \quad \xi = \frac{N_{см}}{N_{кол}} \quad (24)$$

Где  $N_{кол}$ -мощность, развиваемая движителем.

Из этих уравнений находим значение  $N_{см}$  и подставляем его в уравнение баланса мощности. Поделив все выражения на  $N_e$  решаем его относительно  $\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon(1-\xi_M)}{\varepsilon+\xi} - \xi_{пер}$ , здесь сумма  $\varepsilon + \xi$  в соответствии с приведенными выше формулами равна единице, и поэтому КПД агрегата мы определяем по следующей формуле:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon(1 - \xi_M) - \xi_{пер} \quad (25)$$

Где  $\xi_M$ -коэффициент механических потерь в трансмиссии трактора;  $\xi_{пер}$ -доля механической работы, расходуемая на преодоление сопротивления управляемого передка. Если в этом уравнении заменить  $\varepsilon$  значением (18), опустив член  $\eta^2$ , то будем иметь:

$$\varepsilon_0 = \frac{(1-2\eta)(1-1-2\eta)}{1+2\eta} - \xi_{пер} \quad (26)$$

Таким образом, для определения КПД агрегата достаточно знать три коэффициента:  $\eta$ ,  $\xi_m$  и  $\xi_{пер}$ . Рациональность формулы (26) видна хотя бы из того, что потери энергии в трансмиссии и в передке определяются технически проще, чем полная энергия двигателя.

б. коэффициент буксования  $\eta$ , обычно определяемый приближенно по формуле:  $\eta = \frac{n_p - n_x}{n_p}$ , где  $n_p$  - число оборотов ведущего колеса или вала мотора при рабочем ходе трактора;  $n_x$  - число оборотов тех же элементов при холостом ходе трактора.

Точное значение этого коэффициента может быть определено из соотношения силовых параметров. Так, если в формулу (4) вместо  $\xi$  поставить его значение (17) и решить ее относительно  $\eta$ , то получим:

$$\eta = \frac{1 - \sqrt{\frac{P}{F_0}}}{1 + \sqrt{\frac{P}{F_0}}} \quad (27)$$

Формулы могут служить для оценки опытных данных, полученных при исследованиях энергетических показателей агрегатов с помощью измерительных приборов. Особое значение эти формулы имеют при сравнительных испытаниях однотипных машин, проводимых машиноиспытательными станциями, где часто встречаются затруднения в вопросе энергетической оценки испытываемых агрегатов. Теперь рассмотрим ведомое пневматическое колесо, силовая схема которого показана на рис.4. Момент  $M_p = Ph$  называется движущим моментом, а момент  $M_q = Q_e$  моментом устойчивости или сопротивления. Для равновесия системы необходимо, чтобы равнодействующие активных и реактивных сил ( $-R$  и  $R$ ) проходили через центр колеса. В таком случае сила  $R$  и нормаль к ободу колеса в точке  $a$  совпадут, а угол трения  $\varphi$  будет равен нулю. Следовательно, будет равен нулю и угол между полной скоростью точки  $a$  и нормалью, то есть между полной скоростью точки  $a$  также совпадает с нормалью. Если из мгновенного центра качения этого колеса  $O_1$  провести касательную к ободу действительного колеса, то точка касания будет отвечать тем условиям, при которых

направления нормали к ободу колеса, силы  $R$  и скорости  $v_a$  совпадают. Этого вполне достаточно для вывода зависимости между кинематическими и силовыми элементами.

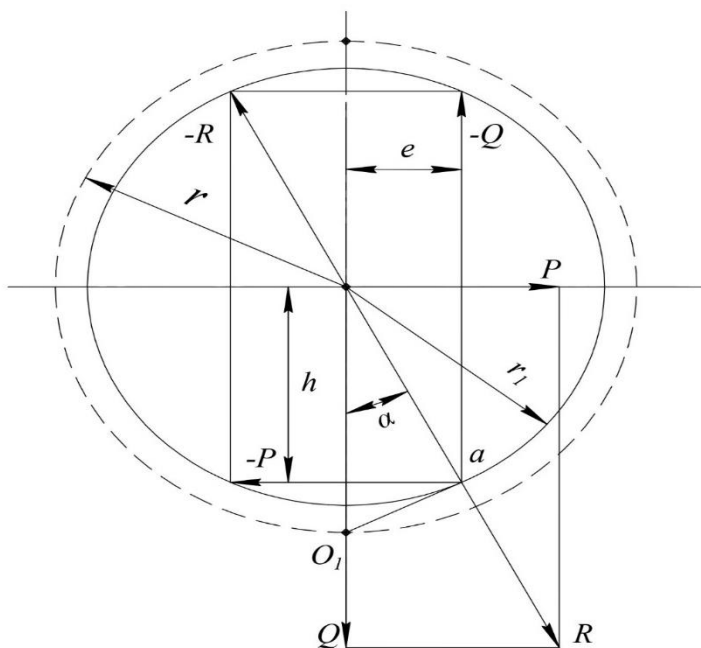


Рисунок 4. Силовая схема пневматического колеса

Из схемы (рис.4) видно, что сила сопротивления колеса качению  $P = Q \operatorname{tg} \alpha$ , а из треугольника  $Q_1 a O$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r^2 - r_1^2}{r} \quad (28)$$

Правую часть этого равенства можно выразить через коэффициент скольжения колеса  $j = \frac{r - r_1}{r}$ , тогда:

$$P = \frac{\sqrt{2j - j^2}}{1 - j} Q \quad (29)$$

Полученная зависимость выражает связь между силовыми и кинематическими параметрами. Пренебрегая малой величиной  $j^2$ , будем иметь:

$$P = Q \frac{\sqrt{2j}}{1 - 2j} \quad (30)$$

Эта формула весьма удобна для практического определения сопротивления  $P$ , так как входящие в нее параметры  $Q$  и  $j$  находятся сравнительно просто. Выражая (29) можно использовать и для других целей. Например, совместное

его решение с формулой  $P = \kappa^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{Q^4}{D^2 b}}$ , которая позволяет получить коэффициент объемного смятия почвы колесом:

$$\kappa = \frac{Q}{D^2 b A^3}, \quad (31)$$

Где  $D$  и  $b$ -диаметр и ширина обода колеса:

$$A = \sqrt{\frac{2j-j^2}{1-j}} \quad (32)$$

Как известно, транспортирующая способность колеса определяется формулой:

$$T = \frac{1-j}{2j-j^2} \quad (33)$$

Перейдем к гусеничному движителю. Для него как и для колесного движителя, общее уравнение внешней механической работы имеет вид:

$$M_{\varphi} = PS + \xi M_{\varphi} \quad (34)$$

Где  $P$ -движущая сила на ведущем валу движителя;  $S$ -путь, пройденный агрегатом;  $\xi M_{\varphi}$ -потери на смятие почвы гусеницей.

Выразив ведущий момент через приведенную силу  $F$  сцепления гусениц с почвой и теоретический радиус  $r_1$  ведущего «колеса», получим:

$$FS_1 = PS + \xi FS_1 \quad (35)$$

Для фиктивного ведущего «колеса» уравнение работы имеет вид:

$$F_0 S = PS + \xi F_0 S \quad (36)$$

Решив выражения (35) и (36) относительно  $P$ , находим:

$$F: F_0 = S: S_1 = \frac{1}{1 + \eta}$$

Приняв, что силы сцепления гусениц с почвой по величине мало отличаются от движущей силы ( $P=F$ ), напишем:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{1+\eta} = \varepsilon \quad (37)$$

Это отношение характеризует собой работоспособность гусеничного хода и поэтому может быть названо коэффициентом полезного действия гусеничного движителя. Из формулы (37) следует:

$$P = F_0 \frac{1}{1+\eta} \quad (38)$$

То есть движущую силу  $P$  можно определить, если известны коэффициент буксования и сила  $F_0 = M:r$ , где  $r = S:2\pi n$  -фиктивный радиус ведущего «колеса». Подставив выражение (38) в уравнение (36) определим механические потери на деформацию опорной поверхности гусеницами:

$$\xi = \frac{1}{1+\eta} \quad (39)$$

Но как сумма полезной работы и потерь есть величина постоянная, то:

$$\xi + \varepsilon = 1 \quad (40)$$

Здесь энергия, подводимая к гусеничным движителям принимается за 100%. Рассмотрим, как изменяется  $\eta$  с увеличением потерь  $\xi$ . Очевидно, гусеничный агрегат остановится, если энергия расходуется на деформацию почвы. Решив уравнение (39) относительно  $\eta$ , будем иметь:  $\eta = \frac{\xi}{1-\xi}$ . Из этой формулы видно, что при  $\xi \rightarrow 1$   $\eta \rightarrow 1$ . Следовательно, если условия сцепления обеспечивают получение сцепной силы  $F=P$ , то агрегат может перемещаться даже при весьма больших значениях коэффициента буксования. В этом существенное отличие гусеничного движителя от колесного. Перейдем теперь к определению истинного КПД агрегата, исходя из того, что вся механическая энергия, потребляемая рабочей машиной, является полезной.

Баланс мощности гусеничного агрегата имеет вид:

$$N_e = N_{кр} + N_M + N_{см} \quad (41)$$

В нашем случае  $\varepsilon = \frac{N_{кр}}{N_{гус}}$ ,  $\xi = \frac{N_{см}}{N_{гус}}$ , где  $N_{гус}$ - мощность, подводимая к движителю. Определив из этих формул значение  $N_{см}$  и подставив его в уравнение баланса мощности, поделив полученное выражение на  $N_e$ :

$$1 = \varepsilon_0 + \xi_M + \frac{\xi \varepsilon_0}{\varepsilon} \quad (42)$$

Где  $\varepsilon_0$ -КПД агрегата;  $\xi_M$ -коэффициент механических потерь в трансмиссии и в шарнирах гусениц;  $\xi$ -коэффициент потери энергии на деформацию почвы;  $\varepsilon$  - внешний КПД движителя.



Из этого уравнения определим КПД агрегата:

$$\varepsilon_0 = \frac{1-\xi_m}{1+\eta} \text{ или } \varepsilon_0 = \varepsilon (1 - \xi_m) \quad (43)$$

Если требуется вычислить  $\xi_m$ , то из формулы (33) следует:

$$\xi_m = 1 - \varepsilon_0 (1 + \eta)$$

Величина:  $\xi_0 = \frac{N_{cm}}{N_e} = \frac{\xi \varepsilon_0}{\varepsilon}$  представляет собой полный коэффициент потери энергии на смятие почвы. Если в этом выражении заменить  $\xi$ ,  $\varepsilon$  и  $\varepsilon_0$  их значениями (39), (40) и (41), то получим:

$$\xi_0 = \frac{\eta(1-\xi_m)}{1+\eta} \quad (44)$$

### Вывод

Урожайность полевых культур зависит от многих факторов, в том числе на 25...30% от качества обработки почвы. Главная цель обработки-сохранить и повысить плодородие почвы. Для повышения качества вспашки важное значение приобретает дифференцированное применение сменных корпусов, обеспечивающих требуемый оборот пласта, его крошение и эффективную борьбу с сорняками. Необходимость почвенных условия, возделываемых культур, предшественников, фона почвы, а также наличием тракторов различной энергонасыщенности и др. Из вышеизложенного вовсе не следует, что выгодно повышать механические потери в трансмиссии, чтобы иметь наименьшую величину  $\xi_0$ . Необходимо учесть, что все коэффициенты изменяются одновременно так, что их сумма остается постоянной.

Таким образом, для определения КПД  $\varepsilon_0$  гусеничного агрегата и потерь энергии  $\xi_0$  на деформацию почвы движителем достаточно знать две опытных величины: коэффициент  $\xi_m$  механических потерь в трансмиссии и коэффициент  $\eta$  буксования. Что касается методики изучения энергетических показателей тракторных агрегатов, то необходимо отметить следующее. Вместо приборов применялся сам трактор, его, прежде всего нужно протарировать (при стационарном испытании). Основной целью тарирования является получение зависимости  $\xi_m = f(N_e)$  в соответствии с той или иной передачей. При этом

механические потери следует учитывать полностью – от двигателя до конечного звена движителя. Способы получения данным  $\xi_m$  и  $N_e$  Могут быть различными. Например величину  $N_e$  можно определить по теплотворной способности горючего, а  $\xi_m$  – по тормозной внешней характеристике трактора.

Когда в полевых условиях определяется полная потребная мощность, то по тарировочной кривой  $\xi_m = f(N_e)$  можно определить значение  $\xi_m$ , соответствующее данному режиму работы агрегата.

Далее, при опытах следует как можно точнее определять коэффициент буксования движителей, так как параметры  $\xi_m$  и  $\eta$  являются исходными. Изложенный метод определения энергетических показателей особенно удобен при изучении навесных агрегатов, поскольку в этих случаях применение приборов затруднено.

### Литература

1. Аушев М. Х., Хамхоев, Б.И. Хажметов, Л.М., Шекихачев, Ю.А., Кишев, М. А., Эркенов, А.Н., Твердохлебов, С.А. Математическое моделирование процесса работы комбинированного почвообрабатывающего агрегата // Научный журнал КубГАУ, №99(05), 2014 года М.Х. Аушев., Б.И. Хамхоев., Л.М.Хажметов., Ю.А. Шекихачев, М.А., А.Н. Эркенов., С.А. Твердохлебов.
2. Оськин С.В., Тарасенко, Б.Ф. Применение имитационного моделирования для оптимизации состава почвообрабатывающих агрегатов при возделывании зерновых культур// С.В. Оськин., Б.Ф. Тарасенко-Агротехника и энергообеспечение. – 2015. – № 1 (5)
3. Онучин Е.М., Неклюдов, В. Б., Алексеев, А.Э. Моделирование работы машины для обработки почвы на вырубках//Е.М. Онучиню., В.Б. Неклюдов., А.Э.
4. Федоров, С. П. Технологическое проектирование механизированных процессов растениеводства / С. П. Федоров // Вестник НГАУ (Новосибирский государственный аграрный университет). – 2009. – № 3(11). – С. 42-50.

5. Пирожков, Д. Н. Основы теоретического обоснования технического оснащения растениеводства аграрного предприятия / Д. Н. Пирожков, В. И. Беляев, В. А. Завора // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2016. – № 3(137). – С. 166-169.
6. Юрченко, И. Ф. Организационное обеспечение как фактор успешной автоматизации агрономелиоративных технологий системы растениеводства / И. Ф. Юрченко // Международный технико-экономический журнал. – 2021. – № 3. – С. 80-88. – DOI 10.34286/1995-4646-2021-78-3-80-88.
7. Нино, Т. П. Формирование и оптимальное использование машинно-технологических станций в интегрированных структурах АПК / Т. П. Нино // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. – 2010. – № 3. – С. 715. –
8. Качество агрегатирования сельскохозяйственной техники в растениеводстве / М. Ф. Пермигин, С. Ф. Вольвак, В. Н. Лебедь [и др.]. – Майский : Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина, 2019. – 215 с. – ISBN 978-5-6043281-3-2.
9. Кадомцева, М. Е. Региональные особенности использования технологий точного земледелия в сельском хозяйстве / М. Е. Кадомцева, В. В. Нейфельд // Проблемы развития территории. – 2021. – Т. 25, № 2. – С. 73-89. – DOI 10.15838/ptd.2021.2.112.5.
10. Кадомцева, М. Е. Региональные особенности использования технологий точного земледелия в сельском хозяйстве / М. Е. Кадомцева, В. В. Нейфельд // Проблемы развития территории. – 2021. – Т. 25, № 2. – С. 73-89. – DOI 10.15838/ptd.2021.2.112.5.
11. Измайлов, А. Ю. Система машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 года / А. Ю. Измайлов, Я. П. Лобачевский // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2013. – № 6. – С. 6-10. –
12. Измайлов, А. Ю. Система машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 года /

А. Ю. Измайлов, Я. П. Лобачевский // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2013. – № 6. – С. 6-10.

### References

1. Aushev M. H., Khamkoev, B.I. Khazhmetov, L.M., Shekikhachev, Yu.A., Kishev, M. A., Erkenov, A. N., Tverdokhlebov, S.A. Mathematical modeling of the operation process of a combined tillage unit // Scientific journal of KubGAU, No. 99(05), 2014  
M.H. Aushev., B.I. Khamkoev., L.M.Khazhmetov., Yu.A. Shekikhachev, M.A., A.N. Erkenov., S.A. Tverdokhlebov.
2. Oskin S.V., Tarasenko, B.F. The use of adaptive modeling to optimize the composition of tillage aggregates in the cultivation of grain crops// C.V. Oskin., B.F. Tarasenko-Agrotechnics and energy supply. – 2015. – № 1 (5)
3. Fedorov, S. P. Technological design of mechanized processes of crop production / S. P. Fedorov // Bulletin of NGAU (Novosibirsk State Agrarian University). – 2009. – № 3(11). – Pp. 42-50.
4. Pirozhkov, D. N. Fundamentals of theoretical substantiation of technical equipment of crop production of an agricultural enterprise / D. N. Pirozhkov, V. I. Belyaev, V. A. Zavora // Bulletin of the Altai State Agrarian University. – 2016. – № 3(137). – Pp. 166-169.
5. Yurchenko, I. F. Organizational support as a factor of successful automation of agro-reclamation technologies of the crop production system / I. F. Yurchenko // International Technical and Economic Journal. - 2021. – No. 3. – pp. 80-88. – DOI 10.34286/1995-4646-2021-78-3-80-88.
6. Nino, T. P. Formation and optimal use of machine-technological stations in integrated structures of the agro-industrial complex / T. P. Nino // Engineering and technical support of the agro-industrial complex. Abstract journal. – 2010. – No. 3. – p. 715. –
7. The quality of aggregation of agricultural machinery in crop production / M. F. Permigin, S. F. Volvak, V. N. Lebed [et al.]. – Maysky : Belgorod State Agrarian University named after V.Ya. Gorin, 2019. – 215 p. – ISBN 978-5-6043281-3-2.

8. Kadomtseva, M. E. Regional features of the use of precision farming technologies in agriculture / M. E. Kadomtseva, V. V. Neufeld // Problems of territory development. - 2021. – Vol. 25, No. 2. – pp. 73-89. – DOI 10.15838/ptd.2021.2.112.5.
9. Kadomtseva, M. E. Regional features of the use of precision farming technologies in agriculture / M. E. Kadomtseva, V. V. Neufeld // Problems of territory development. – 2021. – Vol. 25, No. 2. – pp. 73-89. – DOI 10.15838/ptd.2021.2.112.5.
10. Izmailov, A. Yu. System of machines and technologies for complex mechanization and automation of agricultural production for the period up to 2020 / A. Yu. Izmailov, Ya. P. Lobachevsky // Agricultural machinery and technology. - 2013. – No. 6. – pp. 6-10.
11. Izmailov, A. Yu. System of machines and technologies for complex mechanization and automation of agricultural production for the period up to 2020 / A. Yu. Izmailov, Ya. P. Lobachevsky // Agricultural machines and technologies. - 2013. – No. 6. – pp. 6-10.
12. Izmailov, A. Yu. System of machines and technologies for complex mechanization and automation of agricultural production for the period up to 2020 / A. Yu. Izmailov, Ya. P. Lobachevsky // Agricultural machines and technologies. - 2013. – No. 6. – pp. 6-10.

© Кокиева Г.Е., 2024 Научный сетевой журнал «Столыпинский вестник» №5/2024.

**Для цитирования:** Кокиева Г.Е. ИССЛЕДОВАНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ ИЗУЧЕНИИ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ// Научный сетевой журнал «Столыпинский вестник» №5/2024.

