

УДК 621.797:631.3.02.004
AGRIS N01

РАБОТА КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ПЕРЕУВЛАЖНЕННОЙ ПОЧВЕ

©**Бондарева Г. И.**, SPIN-код: 1626-3289, д-р техн. наук,

Всероссийский научно-исследовательский институт гидротехники
и мелиорации им. А. Н. Костякова (ВНИИГиМ), г. Москва, Россия,

©**Орлов Б. Н.**, д-р техн. наук, Российский государственный аграрный университет - МСХА
им. К. А. Тимирязева г. Москва, Российская Федерация

THE POSSIBILITY OF PROPELLERS USING UNDER CONDITIONS OF WATER-LOGGED SOILS

©**Bondareva G.**, SPIN-code: 1626-3289, Dr. habil., Kostyakov All-Russian Research Institute of
Hydraulic Engineering and Land Reclamation (VNIIGiM), Moscow, Russia

©**Orlov B.**, Dr. habil., Russian State Agricultural University - Timiryazev
Moscow Agricultural Academy, Moscow, Russia

Аннотация. Уменьшение гребня волны впереди модернизированного колесного движителя МТА в значительной степени влияет на динамику колес базового трактора. По результатам исследований сформулированы основные требования к колесу. Изучены схемы лопаток для гребного колеса и определены места их расположения. Разработана методика расчета основных гидравлических параметров пневматического колеса при совместной работе с гребным колесом: напор; расход воды в межлопаточном канале; лобовое сопротивление лопатки; момент, развиваемый модернизированным колесом и, соответственно, мощность на валу гребного колеса.

Abstract. The reduction of the wave crest in front of the upgraded MTA wheel propulsion greatly influences the dynamics of the wheels of the base tractor. According to the research results, the basic requirements for the wheel are formulated. Schemes of blades for a paddle wheel are studied and their locations are determined. A method has been developed for calculating the main hydraulic parameters of a pneumatic wheel when working with a paddle wheel: head; water flow in the interscapular canal; blade drag, the moment developed by the upgraded wheel and, accordingly, the power on the shaft of the paddle wheel.

Ключевые слова: колесный движитель, параметры, работа, волновое сопротивление, момент, мощность.

Keywords: wheel propulsion, parameters, work, wave resistance, moment, power.

Гребное колесо существенно изменяет тяговые параметры МТА при работе в условиях переувлажненной почвы (Рисунок 1).

Баланс мощности пневматического колеса МТА по Е. Д. Львову:

– мощность $P_k(V_T - V)$, теряемая на буксование колеса и расходуемая на горизонтальное прессование почвы,

$$P_k^*(Vm - V^*) = P_k Vm + \Delta P_k Vm - P_k V - \Delta P_k V - P_k \Delta V,$$

где (*) — возмущенные параметры;

V_m — теоретическая скорость МТА, равная произведению динамического радиуса r_k на угловую скорость ω_k ;

V — фактическая скорость МТА.

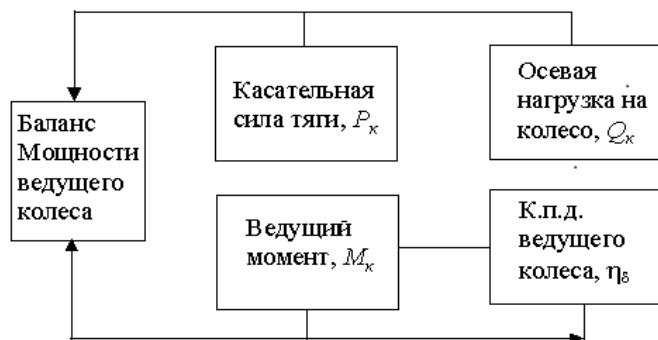


Рисунок 1. Влияние гребного колеса на основные параметры МТА.

Применение гребного колеса не вызывает дополнительного горизонтального прессования почвы.

Мощность $X_k V$, расходуемая на качение колеса, на вертикальную деформацию почвы и на упругий гистерезис баллона [1].

Модернизированное колесо вызывает дополнительную вертикальную нагрузку ΔQ_k , или вертикальную реакцию ΔY_k [2]. При возмущенном движении

$$(f_k Y_k^{\bullet}) V^{\bullet} = f_k (Q_k + \Delta Q_k) (V + \Delta V).$$

Значение коэффициента $f_k = a_k / r_k$, где a_k — коэффициент трения качения.

При снижении высоты гребня волны a_k уменьшается.

Уменьшаются потери мощности на буксование ведущего колеса. Значение буксования δ^{\bullet} при возмущенном движении:

$$\delta^{\bullet} = 1 - \eta_{\delta}^{\bullet} = \left(1 - \frac{V}{V_T} - \frac{\Delta V}{V_T}\right).$$

При использовании гребного колеса увеличивается загрузка двигателя МТА

$$\Delta N_{ек} = (\Delta P_k r_k - m_k \Delta r_k) \omega_k$$

при приращении ΔP_k . Загрузка двигателя базового трактора МТА растет при увеличении частоты вращения колеса [3]. Коэффициент сцепления ведущего колеса, определяемый по формуле

$$\varphi_k = \frac{P_k}{Q_k},$$

при совместной работе пневматического и гребного колес равен

$$\varphi_{\kappa}^{\bullet} \approx \frac{P_{\kappa}}{Q_{\kappa}} \left(1 - \frac{\Delta Q_{\kappa}}{Q_{\kappa}} \right) + \frac{\Delta P_{\kappa}}{Q_{\kappa}} \left(1 - \frac{\Delta Q_{\kappa}}{Q_{\kappa}} \right).$$

Имеем увеличение коэффициента сцепления т.к. значение ΔQ мало по сравнению с Q_{κ} .

Коэффициент качения ведущего колеса при совместной работе с гребным колесом f_{κ}^{\bullet} равен

$$f_{\kappa}^{\bullet} = \frac{a_{\kappa}}{r_{\kappa}} \left(1 + \frac{\Delta r_{\kappa}}{r_{\kappa}} \right) + \frac{\Delta a_{\kappa}}{r_{\kappa}} \left(1 + \frac{\Delta r_{\kappa}}{r_{\kappa}} \right).$$

Пренебрегая членом второго порядка малости, находим, что новое значение коэффициента качения мало отличается от исходного (без учета гребня волны) [4]. В новых условиях коэффициент качения ведущего колеса уменьшается пропорционально снижению гребня волны $\Delta h = h^{\bullet} - h$.

Для вариантов — без гребного колеса $f_{\kappa}^{\bullet} = a_{\kappa}^{\bullet} / r_{\kappa}^{\bullet}$.

Для вариантов — с гребным колесом $f_{\kappa} = \frac{a_{\kappa}}{r_{\kappa}} = f_{\kappa}^{\bullet} - \Delta f_{\kappa}$.

Снижения гребня волны впереди ведущего колеса влечет за собой уменьшение коэффициента качения на величину $\Delta f_{\kappa} = -a_{\kappa} / r_{\kappa}^{\bullet}$. При этом сила сопротивления качения X_{κ}^{\bullet} уменьшается на ΔX_{κ} , а это приводит к уменьшению затрат мощности на качение ведущего колеса [5].

Применение гребных колес увеличивает касательную силу тяги и уменьшает силу сопротивления качению базового трактора:

$$\Delta P_{кр} = \Delta P_{\kappa} - \Delta P_{f}.$$

Напор H и расход Q определяют по известной формуле:

$$Q = \mu_{\kappa} F_{кан} \sqrt{2gH},$$

где μ_{κ} — коэффициент расхода;

$F_{кан}$ — площадь сечения межлопаточного канала.

Развиваемый напор расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений h_w , которые находят по формуле Дарси-Вейсбаха.

Суммарные местные потери напора в межлопаточном канале $\Sigma \xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4$,

где ξ_1 — коэффициент сопротивления на входе; ξ_2 — коэффициент сопротивления при сужении потока; ξ_3 — коэффициент сопротивления при расширении струи; ξ_4 — коэффициент сопротивления при прохождении выходной кромки.

Для увеличения коэффициента гидравлических потерь λ можно рекомендовать изготавливать поверхность лопаток рифленной, с игольчатыми гофрами [6].

По Эйлеру момент, развиваемый гребным колесом при работе одного межлопаточного канала

$$M = \frac{\gamma}{g} \eta_v Q r_2 u_2 \left(1 - \frac{w_2}{u_2} \cos \beta_2 \right);$$

$$Q = w_2 F_{кан},$$

где w_2 — окружная скорость; u_2 — относительная скорость;

$\beta_2 = 15-40^\circ$ – угол между векторами \vec{u}_2 и \vec{w}_2 .

Гидравлическая мощность N , развиваемая на валу гребного колеса при работе одного межлопаточного канала

$$N = \eta H Q \gamma, \text{ где } \eta = \eta_v \eta_H \eta_M.$$

Значения $\eta_v = 0,8 — 0,85$; $\eta_H = 0,85—0,9$; $\eta_M = 0,9—0,95$; γ — удельный вес жидкости, Н/м³; $g = 9,81$ м/с².

Силы сопротивления лопатки колеса. Горизонтальная сила по Н. Е. Жуковскому равна

$$P_x = c_x \frac{1}{2} \rho u_0^2 S, \text{ где } u_0 \text{ — скорость набегающего потока; } \rho \text{ — плотность воды; } S \text{ —}$$

площадь сечения лопатки; c_x — коэффициент лобового сопротивления:

c_x	1,0	1,1	1,2
Re	1 000	10 000	100 000

Re — число Рейнольдса.

Вертикальная сила $P_z = c_z \frac{1}{2} \rho u_0^2 S$, где c_z — коэффициент подъемной силы, зависящий от угла атаки.

На Рисунке 2. показан вид пневматического модернизированного колеса сверху при одностороннем расположении лопаток.

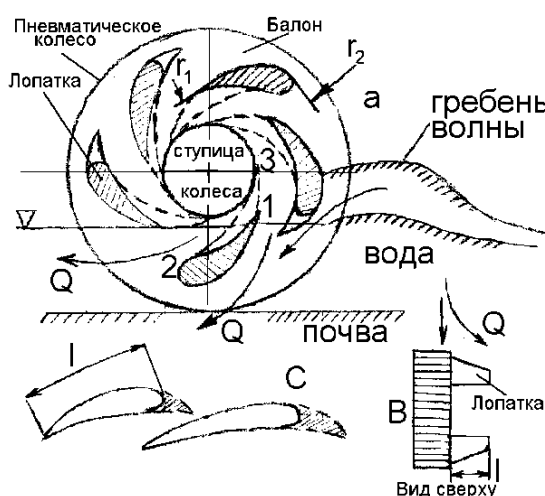


Рисунок 2. Рекомендуемая схема расположения лопаток (а) на пневматическом колесе и рекомендуемые профили лопаток (с) — укороченный и удлиненный.

Необходимо иметь высокое лобовое сопротивление, безударный вход лопатки в воду и турбулентный режим между лопатками [7]. С использованием приведенных формул разработана модельная и расчетная части определения тяговых параметров МТА с гребным колесом на языке Бейсик. Профиль лопатки выполнен обтекаемой формы с заостренной передней частью для снижения ударных нагрузок при входе (Рисунок 3) [8].

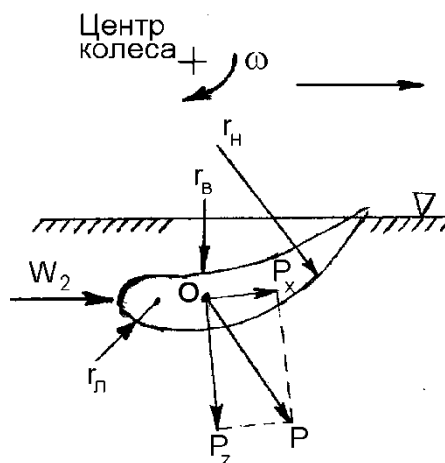


Рисунок 3. Силы сопротивления лопатки при движении в слое воды: P_z — вертикальная сила; P_x — горизонтальная сила; P — равнодействующая (полное сопротивление).

Наружный диаметр установки лопаток ограничивается радиусом r_2 , который меньше радиуса пневматического колеса, а внутренний r_1 — диаметром ступицы [9]. Начальная точка входа 1 и выходная точка 2 лежат на кривых, исходящих из одной точки 3. Профиль лопатки очерчивается с помощью дуг окружности из трех центров радиусами r_h, r_b, r_l .

Количество лопаток рассчитывают исходя из глубины слоя воды (0,15–0,2 м) таким образом, чтобы в погруженном состоянии с каждой стороны колеса находилось 3–4 лопатки с образованием 2–3 каналов между ними [10].

При этом количество лопаток должно быть таким, чтобы каждая последующая лопатка своим выходным концом перекрывала входной предыдущей лопатки [11].

При этом получено, что при определенных параметрах лопатки: напор жидкости на выходе из межлопаточного пространства $H = 0,39$ м; момент на гребном колесе при истечении жидкости из межлопаточного канала $M = 6,9$ Нм; мощность, затрачиваемая на перекачку жидкости через межлопаточный канал $N = \eta H Q \gamma = 20,6$ Нм/с, где $\eta = \eta_H \eta_v = 0,6$.

Лобовое сопротивление лопатки

$$P_x = C_x \frac{1}{2} \rho u_2^2 S = 35,2 H.$$

Крутящий момент, создаваемый одной лопаткой $M = P_x r_k = 24,9$ Нм.

Мощность, затрачиваемая на перемещение одной лопатки в жидкой среде $N = M \omega = 97,1$ Н м/с.

Суммарный момент на гребном колесе складывается из момента, развиваемого струей жидкости при прохождении через межлопаточный канал, и момента от силы сопротивления лопатки, т.е. $\Sigma M = 31,8$ Нм. При этом затрачивается суммарная мощность $\Sigma N = 117,7$ Нм/с [12]. Если в жидкой среде работает три межлопаточных канала, то суммарный момент и мощность соответственно увеличится. Коэффициент сцепления увеличится до

$$\varphi_k^* = \frac{P_k}{Q_k} + \frac{\Delta P_k}{Q_k} = 0,26.$$

Выводы

Приводится практическая методика расчета гребного колеса на примере МТА с базовым трактором колесного типа класса 0,9.

Передние ведущие колеса МТА, реализуют меньший крутящий момент при использовании гребного колеса.

При установке лопаток с двух сторон баллона получим увеличение касательной силы тяги при работе четырех ведущих колес в 2,0-2,2 раза.

Использование гребных лопаток на 4 ведущих колесах МТА увеличивает коэффициент сцепления на 0,17-0,18, что говорит о существенном улучшении тягово-сцепных свойств агрегата.

Список литературы:

1. Орлов Б. Н. Системный анализ кинетики разрушения деталей сельскохозяйственной техники // Международный научный журнал. 2007. №1.
2. Орлов Н. Б. Кинетический подход к теории разрушения деталей сельхозтехники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2006. №6. С. 29-30.
3. Бондарева Г. И., Орлов Б. Н. Математическое моделирование процесса измерения годности рабочих элементов машин и оборудования // Техника и оборудование для села. 2012. №8. С. 36-38.
4. Бондарева Г. И., Орлов Б. Н. Визуализация, моделирование, надёжность в эксплуатации мобильных строительно-дорожных комплексов // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. 2012. №3. С. 116-122.
5. Бируля А. К. Исследование взаимодействия колес с поверхностью качения как основа оценки проходимости // Проблемы повышения проходимости колесных машин. М.: Изд-во АН СССР, 1959.
6. Бондарева Г. И., Шнырев А. П. Основы надежности технических систем. М.: ФГОУ ВПО МГАУ. 2008. 177 с.
7. Иофинов А. П., Мударисов С. Г. Анализ взаимодействия дискового рабочего органа с почвой // Труды Башкирского государственного аграрного университета. Уфа. 1995. С. 15-18.
8. Кравченко И. Н., Бондарева Г. И., Гладков В. Ю. Исследование напряженно-деформированного состояния наплавленных покрытий деталей, восстановленных плазменными методами // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2011. № 6. С. 2-8.
9. Бондарева Г. И. Метрологическое обеспечение контроля деталей на машинно-технологических станциях. М. 2007.
10. Кравченко И. Н., Зорин В. А., Пучин Е. А., Бондарева Г. И. Основы надежности машин. Ч. 2. 2007. М.: Типография Момент. 260 с.
11. Пучин Е. А., Выскребенцев Н. А., Бондарева Г. И., Гатауллин Р. М., Кравченко И. Н., Корнеев В. М., Чепурин А. В., Гладков В. Ю., Шульпина А. А., Батов Ю. А., Корнеев Н. В. Дипломное проектирование по специальности «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК». М.: УМЦ «Триада», 2007. С. 400.
12. Бондарева Г. И., Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Вергазова Ю. Г. Изменения в стандарте единой системы допусков и посадок // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 39-42.
13. Бекишев Б. Т. Повышение тягово-сцепных свойств колесных мелиоративно-тракторных агрегатов при работе на переувлажненных почвах: автореф. канд. техн. наук. М. 1998. 18 с.

References:

1. Orlov, B. N. (2007). System analysis of the kinetics of destruction of agricultural machinery parts. *International Scientific Journal*, (1).
2. Orlov, N. B. (2006). Kinetic approach to the theory of the destruction of agricultural machinery parts. *Mechanization and electrification of agriculture*, (6). 29-30.

3. Bondareva, G. I., & Orlov, B. N. (2012). Mathematical modeling of the process of measuring the validity of the working elements of machines and equipment. *Technique and equipment for the village*, (8). 36-38.
4. Bondareva, G. I., & Orlov, B. N. (2012). Visualization, modeling, reliability in the operation of mobile road construction complexes. *News of the Samara State Agricultural Academy*, (3). 116-122.
5. Birulya, A. K. (1959). Investigation of the interaction of wheels with the rolling surface as a basis for assessing the patency. Problems of increasing the propelled nature of wheeled vehicles. Moscow: Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR,
6. Bondareva, G. I., & Shnyrev, A. P. (2008). Fundamentals of the reliability of technical systems. Moscow: FGOU VPO MSAU. 177.
7. Iofinov, A. P., & Mudarisov, S. G. (1995). Analysis of the interaction of a disk working organ with the soil. Proceedings of the Bashkir State Agrarian University. Ufa. 15-18.
8. Kravchenko, I. N., Bondareva, G. I., & Gladkov, V. Yu. (2011). Investigation of the stress-strain state of the deposited coatings of parts reconstructed by plasma methods. *Repair. Recovery. Modernization*, (6). 2-8.
9. Bondareva, G. I. (2007). Metrological assurance of parts control at machine-technological stations. Moscow.
10. Kravchenko, I. N., Zorin, V. A., Puchin, E. A., & Bondareva, G. I. (2007). Fundamentals of machine reliability. Part 2. Moscow: Typography Moment. 260.
11. Puchin, E. A., Vyskrebentsev, N. A., Bondareva, G. I., Gataullin, R. M., Kravchenko, I. N., Korneev, V. M., Chepurin, A. V., Gladkov, V. Yu., Shulpina, A. A., Batov, Yu. A., Korneev, N. V. (2007). Graduate design in the specialty "Technology of maintenance and repair of machines in the agro-industrial complex". Moscow: UMC Triada, 400.
12. Bondareva, G. I., Leonov, O. A., Shkaruba, N. Zh., & Vergazova, Yu. G. (2016). Changes in the standard of the unified system of tolerances and landings. *Tractors and agricultural machines*, (12). 39-42.
13. Bekishev, B. T. (1998). Increasing Traction and Coupling Properties of Wheeled Land Reclamation and Tractor Units when working on overmoistened soils: Author. Cand. tech. sciences. Moscow. 18.

Работа поступила
в редакцию 19.09.2018 г.

Принята к публикации
23.09.2018 г.

Ссылка для цитирования:

Бондарева Г. И., Орлов Б. Н. Работа колесного движителя при движении по переувлажненной почве // Бюллетень науки и практики. 2018. Т. 4. №10. С. 279-285. Режим доступа: <http://www.bulletennauki.com/bgi> (дата обращения 15.10.2018).

Cite as (APA):

Bondareva, G., & Orlov, B. (2018). The possibility of propellers using under conditions of water-logged soils. *Bulletin of Science and Practice*, 4(10), 279-285. (in Russian).