

device for preparation and supply fuel-water mixture in engine. Conducted performance

tests of the automobile engine at work on fuel-water mixture.

© Бирюков А.Л.

УДК 631.356.22

В.М. Мартынов

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА БОТВОУДАЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Ключевые слова: мощность, ботва, нож, била, скорость, срез.

Мощность, потребляемая ротором [1, 2], содержащим ножи, радиальные и наклонные билы, представим в виде суммы основных её составляющих:

$$N = N_{\sigma} + N_y + N_c + N_n + N_{mp} + N_n + N_e, \quad (1)$$

где N_{σ} – мощность, затрачиваемая на сообщение скорости ботве до её среза;

N_y – мощность, затрачиваемая на соударение наклонных бил с корнеплодами;

N_c – мощность, потребляемая на срез ботвы ножами;

N_n – мощность, затрачиваемая на сообщение скорости срезанной ножами ботве;

N_{mp} – мощность на преодоление сил трения в относительном движении ботвы по ножу;

N_n – мощность, потребляемая на подъём срезанной ножами ботвы;

N_e – мощность на преодоление сопротивления воздуха.

Оценим каждую составляющую потребляемой мощности.

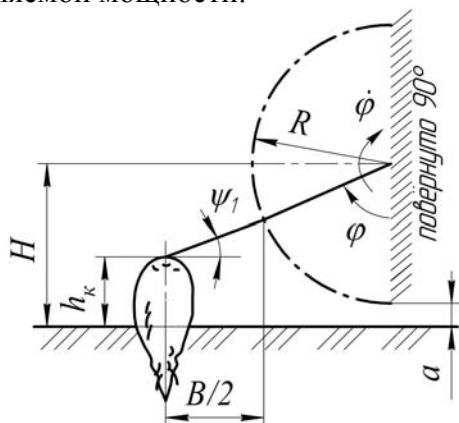


Рисунок 1

Взаимодействие радиальной билы с листом ботвы

1. Мощность N_{σ} на сообщение скорости ботве до её среза. К моменту уборки форма пучка ботвы может быть в виде ко-

нуса, полурозетки или розетки. При вращении ротора полеглая ботва поднимается более длинными по сравнению с ножами радиальными и наклонными билами, на что затрачивается энергия. Для её определения рассмотрим взаимодействие радиальной билы с листом ботвы.

Из рисунка 1 видно:

$$H = h_k + 0,5B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R \cos \phi, \quad (2)$$

где H , h_k – высота расположения над поверхностью почвы соответственно оси вала ротора и головки корнеплода;

B – расстояние между смежными радиальными билами;

R – радиус ротора;

ϕ – угол поворота ротора.

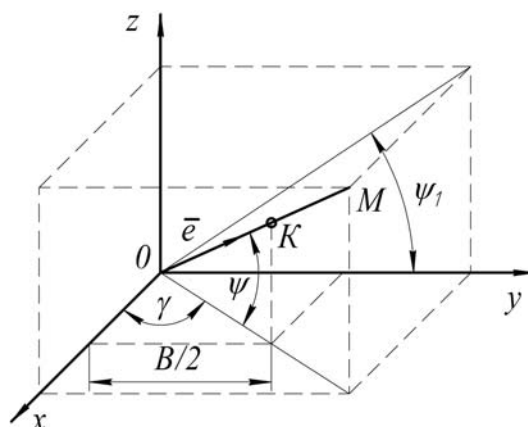


Рисунок 2

Пространственное расположение листа ботвы, представленного в виде стержня

Представим лист ботвы в виде пространственно расположенного стержня OM (рисунок 2) с единичным вектором $\bar{e} = \{\cos \psi \cos \gamma, \cos \psi \cdot \sin \gamma, \sin \psi\}$. Так как $\operatorname{tg} \psi_1 = \operatorname{tg} \psi / \sin \gamma$ и с учётом (2) получим:

$$\cos \phi = [(H - h_k) - B \cdot \operatorname{tg} \phi / (2 \sin \gamma)] / R. \quad (3)$$

Считая, что лист (стержень) при взаимодействии с биллой в точке K поворачивается относительно точки O , скорость точки K , принадлежащей стержню, направлена перпендикулярно к нему и равна

$$v_k = \sqrt{v^2 - v_e^2}, \quad (4)$$

где v – окружная скорость биллы;
 v_e – проекция скорости v на направление единичного вектора \bar{e} , равная

$$v_e = v (\cos\psi \cos\phi \cos\gamma + \sin\psi \sin\phi).$$

С учетом этого (4) принимает вид:

$$v = v_k \sqrt{1 - (\cos\psi \cos\phi \cos\gamma + \sin\psi \sin\phi)^2}. \quad (5)$$

Кинетическая энергия, сообщаемая листу ботвы, равна [3]:

$$T = m_l v_c^2 / 2, \quad (6)$$

где m_l – масса листа;

v_c – скорость точки, соответствующей радиусу l_c инерции листа ботвы, причем

$$v_c = 2 v_k l_c \sin\gamma \cos\psi / B. \quad (7)$$

Тогда с учетом (3) и (5)-(7):

$$T = 2m_l \zeta (l_c v / B)^2,$$

здесь

$$\zeta = \sin\gamma \cos\psi \times$$

$$\times \left\{ R^2 - \left[(H - h_k) \cos\psi \cos\gamma - \frac{B \sin\psi}{2 \operatorname{tg}\gamma} + \sin\psi \sqrt{R^2 - \left(H - h_k - \frac{B \operatorname{tg}\psi}{2 \sin\gamma} \right)^2} \right]^2 \right\} / R^2.$$

Считая, что пучок ботвы представляет собой полусферу, в которой углы γ и ψ распределены равномерно, мощность на сообщение скорости свисающей в междурядья ботве

$$N_1 = 2UB_p v_n (l_c / B) v^2 \zeta \eta_m,$$

где U – урожайность ботвы, кг/м²;

B_p – ширина захвата ботвоуборочной машины;

v_n – поступательная скорость агрегата;

η_m – массовая доля ботвы, поднимаемой радиальными биллами, от общего её количества;

$$\xi = I_1 / I_2; \quad \gamma_0 = \arcsin\left(\frac{B}{2l_\delta}\right); \quad I_1 = \int_{\gamma_0}^{\gamma_m} dy \int_0^{\psi_m} \zeta d\psi; \quad \gamma_m = \pi - \gamma_0;$$

$$\psi_m = \arccos\left(\frac{B}{2l_\delta \sin\gamma}\right); \quad I_2 = \int_{\gamma_0}^{\gamma_m} \psi_m d\gamma.$$

Так как $v = \omega R$, где ω – угловая скорость вращения ротора

$$N_1 = k_{n1} U B_p v_n (\omega R)^2,$$

здесь $k_{n1} = 2\xi \eta_m (l_c / B)^2$, $\eta_m = 1 - B / (2l_\delta)$,

где \bar{l}_δ – средняя длина листа ботвы.

Ботва, свисающая в зоне рядка, поднимается наклонными биллами. По аналогии с радиальными биллами, мощность N_2 на сообщение скорости этой части ботвы определяется по формуле:

$$N_2 = k_{n2} U B_p v_n (\omega R)^2,$$

тогда общая мощность, затрачиваемая на сообщение скорости ботве до её среза, равна:

$$N_\delta = N_1 + N_2 = k_n U B_p v_n (\omega R)^2,$$

где k_n – коэффициент, характеризующий параметры ротора, а также форму и размеры пучка ботвы.

2. Мощность N_y , затрачиваемая на соударение бил с корнеплодами. При вращении ротора с угловой скоростью ω наклонная била обладает кинетической энергией

$$T_1 = 0,5 m_\delta \left[\omega^2 (R^2 + Rr_0 + r_0^2) / 3 + v_n \omega \cos\phi (R + r_0) + v_n^2 \right], \quad (8)$$

где m_δ – масса билы;

ϕ – угол поворота билы при её вращении;

r_0 – радиус места крепления билы.

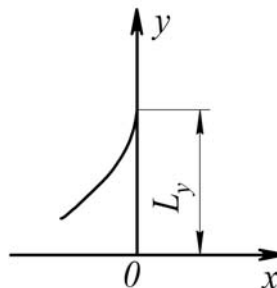


Рисунок 3
Била, изогнутая по параболе

Ударяясь о корнеплод, била теряет часть своей кинетической энергии. Определим кинетическую энергию T_2 билы после её соударения с корнеплодом. Для этого примем допущение, что била изгибается по параболе (рисунок 3) согласно уравнению:

$$2x + q(y - L_y)^2 = 0; \quad q > 0,$$

тогда относительная скорость любой точки, принадлежащей биле в момент удара (когда она ещё не подвергалась изгибу: $q=0$), определяется по формуле:

$$\frac{dx}{dt} = 0,5 \frac{dq}{dt} (L_y - y)^2,$$

а абсолютная скорость:

$$v = \sqrt{\left\{ \omega [(L_y - y) \sin\beta_0 + r_0] - \dot{q} (L_y - y)^2 / 2 + v_n \cos\phi \right\}^2 + v_n^2 \sin^2\phi}, \quad (9)$$

где L_y – длины билы;

β_0 – угол наклона билы относительно оси вращения ротора.

Исходя из того, что составляющая абсолютной скорости билы в точке контакта её с корнеплодом в направлении оси Ox равна нулю, определяется

$$\dot{q} = \frac{dq}{dt} = 2 \sin^2 \beta_0 \cos \phi \cdot \chi, \quad (10)$$

$$\text{здесь } \chi = \frac{[\omega(H-h_k) + v_n \cos^2 \phi]}{[(H-h_k) - r_0 \cos \phi]^2}.$$

Кинетическая энергия билы после её соударения с корнеплодом определяется по формуле:

$$T_2 = 0,5 \mu_b \int_0^{L_y} v^2 dy, \quad (11)$$

где μ_b – масса единицы длины билы.

Работа на приобретение скорости билы после её соударения с корнеплодом определяется как разность $A_y = T_1 - T_2$, тогда, после интегрирования выражения (11) с учетом (8) и (9) имеем:

$$A_y = \frac{1}{2} m_b \chi (R - r_0)^2 \cos \phi \left[\begin{aligned} & \frac{2}{3} v_n \cos \phi + \frac{1}{2} R \omega + \\ & + \frac{1}{6} r_0 \omega - \frac{1}{5} (R - r_0)^2 \chi \cos \phi \end{aligned} \right].$$

Значительно упрощая последующие рассуждения, примем $\cos \phi \approx 1$; $(H - h_k) / \cos \phi \approx R$, тогда

$$A_y = m_b k_b (R \omega)^2 / 2, \quad (12)$$

здесь $k_b = (1 + \lambda) [7\lambda / 15 + 0,3 + r_0 / (6R)]$; $\lambda = v_n / (R \omega)$.

Среднее количество соударений наклонной билы с корнеплодами за один оборот ротора при густоте N_z (тыс. шт./га) их насаждений определяется как:

$$n_c = 0,2 N_z B_m \sqrt{R^2 - (H - \bar{h}_k)^2}; \quad n_c \leq 1,$$

где B_m – ширина междурядий;

\bar{h}_k – средняя высота расположения головок корнеплодов над уровнем почвы.

Тогда мощность N_y , затрачиваемая на соударение наклонных бил с корнеплодами, определится по формуле:

$$N_y = 0,5 A_y z_y n_c \omega / \pi,$$

где z_y – число установленных на роторе наклонных бил. С учетом (12) окончательно получим:

$$N_y = 0,25 z_y n_c k_b m_b R^2 \omega^3 / \pi,$$

здесь коэффициент k_b учитывает геометрические и кинематические параметры ротора.

3. Мощность N_c , затрачиваемая на срез ботвы. Первоначально определим площадь F среза ботвы ротором за один его оборот. Как следует из рисунка 4, при расположении ботвы над осью вращения ротора длина S , на которой происходит срез ботвы ножом, равна

$$S = R_n + \pi v_n (0,5 + 1/z_{n1}) / \omega, \quad (13)$$

где z_{n1} – число ножей, приходящихся на один убираемый рядок корнеплодов.

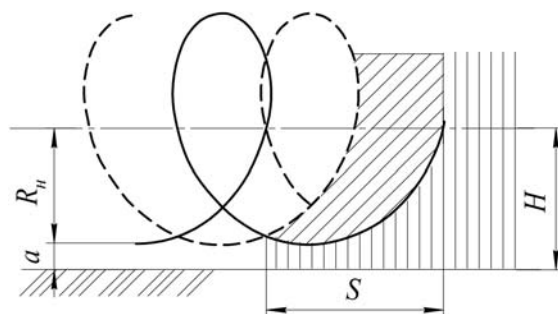


Рисунок 4

Траектория движения ножей ротора

Примем допущение, что ботва распределена равномерно по полю, тогда ее объемная масса ρ_0 определяется по формуле

$$\rho_0 = V / l_b, \quad (14)$$

а площадь среза:

$$F = S B_p z_{n1} \rho_0 / \rho_b, \quad (15)$$

где ρ_b – средняя плотность черешков и листьев ботвы.

Так как линия среза не всегда перпендикулярна оси стебля, фактическая площадь F_ϕ среза при косом резании несколько больше F :

$$F_\phi = \delta F. \quad (16)$$

Поскольку окружная скорость ωR_n ножей ротора значительно больше поступательной скорости v_n , с незначительной погрешностью

$$\delta = 2\pi R_n / (4R_n) = \pi / 2, \quad (17)$$

тогда с учетом (13)-(17):

$$F_\phi = \frac{\pi B_p \omega R_n z_{n1} [1 + 0,5\pi \lambda_n (1 + 2/z_{n1})]}{(2l_b \rho_b)}, \quad (18)$$

где кинематический симплекс $\lambda_n = v_n / (\omega R_n)$.

Работа, затрачиваемая на срез ботвы за один оборот ротора, равна

$$A_c = p_c F_\phi, \quad (19)$$

где p_c – удельная сила резания ботвы, Н/м.

С учетом (18) и (19) мощность, потребляемая на срез ботвы, определяется как:

$$N_c = \frac{p_c \gamma B_p R_n \omega z_{n1} [1 + 0,5\pi\lambda_n (1 + 2/z_{n1})]}{(4l_{\bar{o}} \rho_{\bar{o}})}$$

4. **Мощность N_n , затрачиваемая на сообщение скорости срезанной ножами ботве.** В момент схода ботвы с ножа она находится в сложном движении: перемещается вдоль ножа и вращается вместе с ним, вылетая с абсолютной скоростью V_n , равной геометрической сумме относительной v_n и переносной $u_n = \omega \cdot R_n$ скоростей,

$$V_n = \sqrt{u_n^2 + v_n^2 + 2u_n v_n \sin \beta_{нк}}, \quad (20)$$

где $\beta_{нк}$ – угол между радиусом и касательной к профилю ножа на его лезвии.

Относительная скорость v_n зависит от исходного месторасположения центра тяжести срезанной частицы ботвы по длине ножа. Ввиду того, что при резании ротационным режущим аппаратом длина резки отдельных частиц ботвы различна, поэтому и месторасположение их центра тяжести в исходном положении тоже будет различно. В связи с этим будем оперировать средней относительной скоростью \bar{v}_n .

Мощность, затрачиваемая на сообщение скорости срезанной ножами ботве, определяется по формуле $N_n = 0,5\gamma B_p v_n V_n^2$ или с учетом (20):

$$N_n = 0,5\gamma B_p v_n \left[(\omega R_n)^2 + \bar{v}_n^2 + 2\omega R_n \bar{v}_n \sin \beta_{нк} \right]$$

5. **Мощность N_{mp} на преодоление сил трения в относительном движении ботвы по ножу.** Работа центробежной силы по перемещению частицы массой m_q , движущейся по лопатке произвольной формы от радиуса r_n до R_n определяется по формуле [3]:

$$A_q = m_q \omega^2 (R_n^2 - r_n^2) / 2.$$

В связи с тем, что частица в исходном положении имеет начальную относительную скорость $v_{n0} = 0$, а на выходе с ножа – \bar{v}_n , кинетическая энергия, приобретенная частицей ботвы в относительном движении по ножу, равна:

$$A_k = m_q \bar{v}_n^2 / 2.$$

Тогда работа и мощность силы трения определяются по формулам:

$$A_{mp} = A_q - A_k = m_q \left[\omega^2 (R_n^2 - r_n^2) - \bar{v}_n^2 \right] / 2,$$

$$N_{mp} = \gamma B_p v_n \left[\omega^2 (R_n^2 - r_n^2) - \bar{v}_n^2 \right] / 2.$$

Принимая $r_n = R_n - 0,5\bar{l}_p$, окончательно получим:

$$N_{mp} = 0,5\gamma B_p v_n \left[\omega^2 \bar{l}_p (R_n - 0,25\bar{l}_p) - \bar{v}_n^2 \right],$$

где \bar{l}_p – средняя длина резки ботвы, равная

$$\bar{l}_p \approx 2\pi\lambda_n (l_{\bar{o}} + \bar{h}_k + R_n - H) / (z_{n1} + 2\pi\lambda_n).$$

6. **Мощность N_n , потребная на подъём срезанной ножами ботвы.** За время движения ботвы по ножу она поднимается на высоту h_n (рисунок 5):

$$h_n = R_n (\cos \phi_{o1} - \cos \phi_{k1}) - \bar{l}_p / 2,$$

где ϕ_{o1} , ϕ_{k1} – углы поворота ротора, соответствующие моментам среза частицы ботвы и её схода с лезвия ножа.

Если ϕ угол поворота ротора, за который происходит сход ботвы с ножа с момента её среза ($\phi = \phi_{k1} - \phi_{o1}$), тогда:

$$h_n = R_n [\cos \phi_{o1} - \cos(\phi_{o1} + \phi)] - \bar{l}_p / 2. \quad (21)$$

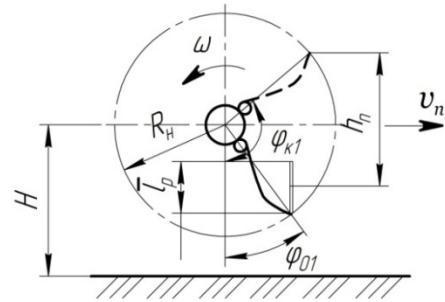


Рисунок 5

Схема для расчета высоты подъема ботвы ножами

Считая, что срез ботвы происходит на угле ϕ_{o1} в пределах от 0 до $\pi / 2$, и проинтегрировав выражение (21) по переменной ϕ_{o1} в этих пределах, а затем разделив результат на размах варьирования ϕ_{o1} , т.е. $\pi / 2$, получим среднюю высоту подъёма ботвы

$$\bar{h}_n = 2R_n (1 - \cos \phi + \sin \phi) / \pi - \bar{l}_p / 2.$$

С учётом этого

$$N_n = \gamma B_p v_n g \left[2R_n (1 - \cos \phi + \sin \phi) / \pi - \bar{l}_p / 2 \right],$$

где g – ускорение свободного падения.

7. **Мощность N_g на преодоление сопротивления воздуха.** Сила сопротивления воздуха, приложенная к элементу ножа или билы, направлена перпендикулярно радиусу r_j вращения этого элемента и пропорциональна площади dF элемента и квадрату окружной скорости $v_j = r_j \omega$:

$$dP_g = 0,5k_a \rho_g v_j^2 dF = 0,5k_a \rho_g b_l \omega^2 r_j^2 dr_j,$$

где k_a – коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ_e – плотность воздуха;
 b_i – ширина ножа или билы.

Момент этой силы равен $dM_e = r_j dP_e = 0,5k_a \rho_e b_i \omega^2 r_j^3 dr_j$. Интегрируя, получим момент сил давления воздуха

$$M_e = k_a \rho_e b_i \omega^2 (r_2^4 - r_1^4) / 8. \quad (22)$$

С учётом (22) для ножей и радиально расположенных бил:

$$M_e = k_a \rho_e b_n z_n \omega^2 (R_n^4 - r^4) / 8;$$

$$M_e = k_a \rho_e b_p z_p \omega^2 (R^4 - r^4) / 8,$$

где b_n, b_p – ширина соответственно ножа и билы;

z_n, z_p – количество ножей и радиальных бил;

r – радиус вала ротора.

Для наклонных бил момент сопротивления определяется по формуле:

$$M_e = k_a \rho_e b_y z_y \omega^2 (R^4 - r^4) / (8 \sin \beta_0),$$

где b_n, z_y – соответственно ширина и количество наклонных бил.

Тогда общий момент для ротора от сопротивления воздуха равен:

$$M_e = k_a \rho_e \omega^2 \left[(R^4 - r^4) (b_p z_p + b_y z_y / \sin \beta_0) + (R_n^4 - r^4) b_n z_n \right] / 8.$$

Мощность на преодоление сопротивления воздуха с учётом M_e :

$$N_e = k_a \rho_e \omega^3 \left[(R^4 - r^4) (b_p z_p + b_y z_y / \sin \beta_0) + (R_n^4 - r^4) b_n z_n \right] / 8.$$

В таблице 1 приведены значения общей мощности на привод ротора и её состав-

ляющих, рассчитанных по вышеприведенным формулам. В качестве исходных данных приняты значения, которые соответствуют установленным при эксперименте конструктивным и кинематическим параметрам ботвоудаляющего устройства, а также фактическим показателям агрофона. Коэффициент аэродинамического сопротивления рассчитывался по полученной экспериментальным путем формуле:

$$k_a = 20,97 \omega^{0,339} R_n^{0,408} B_p^{0,288}, \quad (23)$$

а удельная сила резания:

$$p_c = 6534 - 479,6 u_n + 10,517 u_n^2.$$

Анализ этой таблицы позволяет выделить наиболее существенные слагаемые мощности: на сообщение кинетической энергии ботве до и после её среза N_b и N_n , на преодоление сопротивления воздуха N_e , затрачиваемую на соударение бил с корнеплодами N_y и мощность N_c на срез ботвы. Снижение поступательной скорости и особенно угловой скорости вращения ротора приводит к значительному снижению потребляемой ротором мощности и её слагаемых.

Полученные результаты подтверждают экспериментальными исследованиями шестирядной ботвоуборочной машины. Энергетические показатели ботвоудаляющего устройства определялись электротензометрическим методом на двух режимах угловой скорости вращения ротора и трех режимах поступательной скорости с трехкратной повторностью (таблица 2).

Таблица 1 Энергетический баланс ботвоудаляющего устройства

Скорость движения машины, м/с	Угловая скорость вращения ротора, рад/с	Составляющие мощности, Вт							Суммарная мощность, кВт
		N_b	N_y	N_n	N_c	N_n	N_e	N_{mp}	
0,678	57,7	661	426	441	200	10	1622	46	3,406
1,124	57,7	1096	445	731	216	16	1622	119	4,123
1,449	57,7	1412	461	943	227	21	1622	188	4,873
0,678	96,1	1833	1912	1165	230	10	6301	85	11,536
1,124	96,1	3039	1967	1932	241	16	6301	224	13,719
1,449	96,1	3482	2007	2491	249	21	6301	358	15,334

Таблица 2 Мощность, потребляемая ротором (экспериментальные данные)

Угловая скорость ω , рад/с	Поступательная скорость v_n , м/с			
	0,678	1,124	1,449	Х. Х.
57,7	5,04	6,30	7,21	1,62
	3,60	4,68	5,47	
	4,20	4,96	4,87	
	4,28	5,31	5,85	
	11,51	13,97	17,01	
96,1	9,74	11,48	12,94	6,30
	10,20	12,01	13,01	
	10,48	12,47	14,32	



Рисунок 6

Зависимость мощности N на валу ротора от поступательной скорости v_n агрегата при угловой скорости ω вращения ротора: \circ – 57,7 рад/с, Δ – 96,1 рад/с, — — — — экспериментальная, - - - - теоретическая

Данные таблицы 2 свидетельствуют, что с увеличением частоты вращения ротора и поступательной скорости агрегата мощность на привод ротора возрастает. Причем значительная мощность потребляется на холостом ходу, то есть затрачивается на преодоление сопротивления воздуха.

Влияние кинематических параметров на затрачиваемую ротором мощность можно проследить по рисунку 6. Потребляемая ротором мощность находится в линейной зависимости от поступательной скорости, что подтверждается экспериментальными и теоретическими исследованиями.

Для расчета критерия Фишера вычислялись дисперсии ошибки опыта и неадекватности математической модели, которые соответственно равны 1,79 и 3,395. Критерий Фишера составил $F = 3,395/1,79 = 1,90$. Так как полученное значение F меньше табличного $F_{0,05} = 3,00$ при числе степеней свободы $f_1 = 6$ и $f_2 = 12$, гипотеза об адекватности математической модели расчета мощности принимается.

Были произведены также вычисления по определению критерия Уилкоксона [4]. Сумма рангов со знаком плюс равняется 85, а со знаком минус – 86. Так как минимальная сумма рангов, равная 85, больше табличного значения критерия $T_{0,05} = 40$ при числе степеней свободы $f = 18$, то с вероятностью 95% можно считать, что обе рассмотренные выборки принадлежат одной генеральной совокупности и, следовательно, между ними нет существенного различия.

Полученные в связи с этим выводы подтверждают возможность практического

применения метода энергетического расчета устройства для удаления ботвы ротационного типа.

Удельная работа ротора, потребная для удаления 1 кг ботвы, равна:

$$A_{y\delta} = N / (Y B_p v_n) \quad (24)$$

В результате расчетов по (24) получена графическая зависимость удельной работы от радиуса R_n ножей для различных поступательных скоростей v_n (рисунок 7). В расчетах окружная скорость $\omega \cdot R_n$ ножей принималась равной 25 м/с, при которой обеспечивается качественный бесподпорный срез ботвы [5]. Параметры ротора были приняты следующие: $z_n = 12$; $z_p = 24$; $z_y = 12$; $z_{n1} = 2$; $b_n = 0,3$ м; $b_p = 0,045$ м; $b_y = 0,035$ м; $r = 0,09$ м; $r_0 = 0,14$ м; $(R - R_n) = 0,1$ м; $\beta_{нк} = 38^\circ$; $\varphi = 80^\circ$; $(H - R) = 0,05$ м; $\bar{v}_n = 1,5$ м/с. Параметрам поля соответствовали значения: $B_m = 0,45$ м; $N_z = 80$ тыс. шт/га; $k_n = 0,2$; $\rho_b = 1000$ кг/м³; $\rho_e = 1,22$ кг/м³. Угол β_0 наклона билы определялся как $\beta_0 = \arctg[2(R - r) / B_m]$, а масса m_b билы $m_b = b_y t_y \rho_y (R - r_0) / \sin \beta_0$, где $t_y = 0,004$ м – толщина билы; $\rho_y = 1260$ кг/м³ – плотность материала, из которого изготовлена била.

Пунктирные кривые рисунка 7 соответствуют $Y = 2,5$ кг/м², $\bar{l}_b = 0,3$ м и $\bar{h}_k = 0,1$ м. Для сплошных кривых они соответственно равны: 4 кг/м²; 0,4 м; 0,12 м.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод, что увеличение радиуса R_n ножей приводит к снижению удельных затрат энергии. Однако существенное снижение $A_{y\delta}$ достигается при увеличении R_n до 0,3-0,33 м. Дальнейшее увеличение радиуса ножей не даёт столь ощутимого эффекта. А при радиусах R_n больших 0,37 м из-за возрастания мощности на преодоление сопротивления воздуха $A_{y\delta}$ практически не изменяется, а при малой v_n – даже возрастает.

Аналогичный вид зависимости $A_{y\delta}$ от R_n получен для случая, когда принималось постоянным значение кинематического параметра $\lambda_n = 0,075$ (рисунок 7, б). Сохранение численного значения λ_n обеспечивает для каждого радиуса R_n постоянство неравномерности высоты среза ботвы независимо от скорости v_n .

Влияние поступательной скорости v_n агрегата на удельную работу $A_{y\delta}$ ротора

прослеживается по тем же графикам рисунка 7. Если в первом случае, когда принималась постоянной окружная скорость ножей $\omega R_n = 25$ м/с, увеличение поступательной

скорости v_n приводит к снижению $A_{y\partial}$, то во втором случае, когда принималось постоянным значение $\lambda_n = 0,075$, наоборот, увеличение v_n приводит к повышению $A_{y\partial}$.

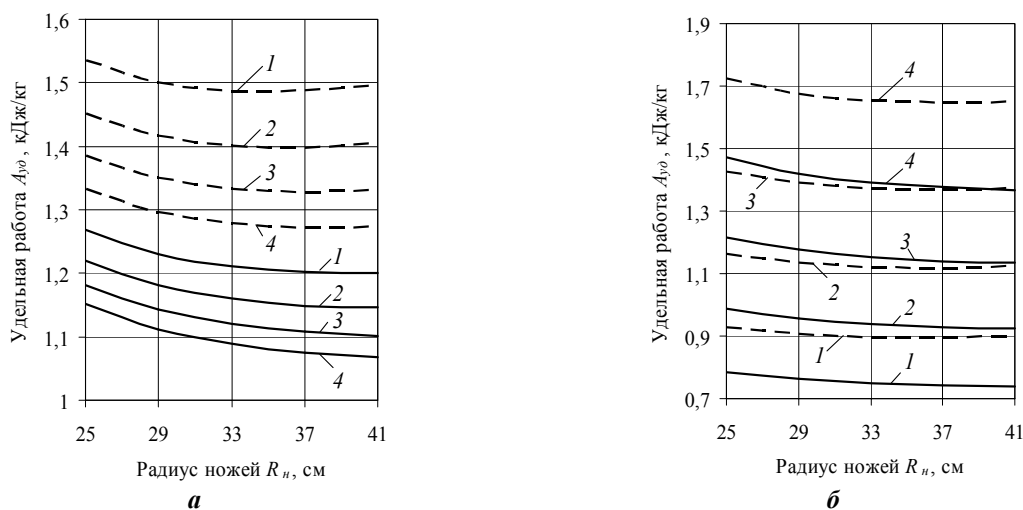


Рисунок 7

Зависимость удельной работы $A_{y\partial}$ ротора от радиуса R_n ножей при окружной их скорости 25 м/с (а), $\lambda_n = 0,075$ (б) и поступательной скорости: 1 – 1,5 м/с; 2 – 1,7 м/с; 3 – 1,9 м/с; 4 – 2,1 м/с

Библиографический список

1. А.с. 1263207 СССР. Устройство для очистки от ботвы рядков корнеплодов и междурядий / Шабельник Б.П., Мартынов В.М., М.А. Мишин [и др.] – Оpubл. 15.10.86, Бюл. № 38. – 2 с.

2. Пат. 2338364 Российская Федерация. Ботвоудаляющее устройство / Мартынов В.М., Юхин Г.П., Калимуллин А.М., Катков А.А.; заявитель и патентообладатель Башкирский ГАУ. – № 2007109381/12;

заявл. 14.03.07; опубл. 20.11.08, Бюл. № 32. – 5 с.

3. Воронков И.М. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1966. – 596 с.

4. Вольф В.Г. Статистическая обработка опытных данных. – М.: Колос, 1966. – 255 с.

5. Диденко Н.Ф., Хвостов В.А., Медведев В.П. Машины для уборки овощей. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.

Сведения об авторе

Мартынов Владимир Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологического оборудования животноводческих и перерабатывающих предприятий ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34. E-mail: m_w_m@mail.ru.

Приведен энергетический расчет устройства для удаления ботвы ротационного типа. Выявлены основные составляющие потребляемой мощности. Приведены ре-

зультаты эксперимента и произведена проверка адекватности математической модели. Обоснован радиус описанной окружности ножами 0,3-0,33 м.

V. Martynov

POWER CONSUMPTION CALCULATION FOR A ROTATING PLANT-TOP REMOVER

Key words: Power; plant-top; knife; beat; speed; cut.

Authors' personal details

Martynov Vladimir, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor at the Chair of Livestock-breeding and Processing Equipment, Federal State Educational Establishment of Higher Professional Education Bashkir State Agrarian University, Ufa, 50-letiya Otyabrya str., 34. E-mail: m_w_m@mail.ru.

The article deals with power consumption calculation for a rotating plant-removing machine. It describes basic components of power consumption. There are the results of the exper-

iment and verification of the mathematical model. Justified radius of the circle with knives 0,3-0,33 m.

© В.М. Мартынов

УДК 630*62

С.И. Конашова, Т.Х. Абдулов

ЗЕЛЕННЫЕ НАСАЖДЕНИЯ ГОРОДСКИХ ПАРКОВ УФЫ

Ключевые слова: *зеленые насаждения; парк; город; видовой состав; деревья, кустарники; жизнеустойчивость; эстетичность; декоративность.*

Введение. Состояние городских зеленых насаждений – это одна из острых экологических проблем на сегодняшний день. От успешности их роста, развития и формирования зависит чистота воздушного бассейна города, уровень загрязненности, так как они обладают свойствами не только улучшать экологическую обстановку, но имеют огромное оздоровительное значение. Зеленые насаждения аккумулируют вредные выбросы промышленности и транспорта, огромна их роль в ионизации воздуха, обогащения его фитонцидами, в поглощении углекислого газа, уменьшении бактериальной загрязненности. Одновременно они выполняют эстетическую и декоративную функции, являются местом отдыха, украшают и облегчают нашу жизнь в сложных городских условиях, положительно влияя на нашу психику и нервную систему. Деревья и кустарники являются основой эмоционального воздействия, привлекая внимание красотой, многообразием различных форм, свежестью, окраской листьев и плодов, являясь естественным фильтром, растения очищают воздух, снижают силу ветра и шума, изменяют радиационный и температурный режим [5, 6].

Многообразие декоративных форм и свойств растений, изменяющихся не только по сезонам года, но и во времени, открыва-

ет огромные возможности в улучшении экологической и архитектурной среды города. Значительная роль в общей структуре городских зеленых насаждений принадлежит паркам, садам и скверам. Городские парки и скверы – зеленые «острова» в структуре города, являясь частью общего комплекса градостроительства, они в значительной степени определяют планировочную структуру города, выступают как элементы его культурного ландшафта и «относятся к категории насаждений имеющей большое значение в системе озеленения города» [4]. Размещение зеленых насаждений и парков в структуре города зависит от его планировочной организации, природных условий, наличия или отсутствия на его территории естественных лесных массивов.

Общение с природой в условиях парка составляет характерную особенность его рекреационной деятельности, а значит и основную функциональную задачу. Здесь проводят свободное время большинство горожан, поэтому главной задачей ландшафтных строителей является создание гармоничной среды, оптимальной ландшафтно-планировочной структуры, формирование жизнеустойчивых, разнообразных по видовому и возрастному составу насаждений. Однако сложные экологические ус-