В статье обозначена необходимость применения двухстадийного режима сушки макаронных изделий, что следует учитывать при конструировании инфракрасных сушильных установок путем согласования оптических свойств генераторов ИК-излучения и спектральных характеристик целевых компонентов и последующего выбора ИК-излучателя. Спектральные характеристики воды и муки получены по мето-

дике оценки оптической восприимчивости сырья в ИК-диапазоне с использованием построения логарифмических амплитудно-частотных характеристик теории автоматического управления. Наложение спектральных характеристик целевых компонентов позволило выбрать два диапазона длин волн излучения, которые соответствуют нормальной работе пленочного и кварцевого трубчатого электронагревателя.

V. Popov, V. Afonkin, E. Zudin, V. Levinsky

ADJUSTMENT OF OPTICAL PROPERTIES AND SPECTRAL CHARACTERISTICS OF THE «IRRADIATOR – OBJECT» SYSTEM FOR TWO-STAGE IR-DRYING OF PASTA PRODUCTS

Key words: *pasta; IR-drying; optical properties; spectral characteristic; target component; electric heater; film; tubular.*

Authors' personal details

1. **Vitaly Popov**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Energy Supply and Automation of Technological Processes, South Ural State Agrarian University, 457100, Chelyabinsk Region, Troitsk, Gagarin st., 13, e-mail: ntc-es@mail.ru.

2. **Valentina Afonkina**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Energy Supply and Automation of Technological Processes, South Ural State Agrarian University, 457100, Chelyabinsk Region, Troitsk, Gagarin st., 13, e-mail: afva82@mail.ru.

3. **Evgeny Zudin**, the competitor, South Ural State Agrarian University, 457100, Chelyabinsk region, Troitsk, Gagarin st., 13, e-mail: 3evs74@mail.ru.

4. **Vasily Levinsky**, the competitor, head of the laboratory of the Department of Energy supply and automation of technological processes, South Ural State Agrarian University, 457100, Chelyabinsk region, Troitsk, Gagarin st., 13, e-mail: lv_74rus@mail.ru.

The article outlines the need for a two-stage drying regime for pasta, which should be taken into account when designing infrared drying plants by matching the optical properties of IR-radiation generators and the spectral characteristics of the target components and the subsequent selection of an IR-emitter. The spectral characteristics of water and flour were obtained by the method of assessing the

optical susceptibility of raw materials in the IR-range using the construction of the logarithmic amplitude-frequency characteristics of the theory of automatic control. The imposition of the spectral characteristics of the target components made it possible to choose two ranges of radiation wavelengths that correspond to the normal operation of the film and quartz tubular electric heaters.

© Попов В.М., Афонкина В.А., Зудин Е.С., Левинский В.Н.

УДК 62-93

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-54-2-110-119

И.Р. Рахимов, Я.Ю. Хамитов, Е.О. Фетисов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ПОСЕВНЫХ МАШИН С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ВЫСЕВОМ СЕМЯН И УДОБРЕНИЙ

Ключевые слова: *почвообрабатывающая посевная машина; тяговое сопротивление; конструктивная схема; бункер; семена; удобрения; норма высева; время работы агрегата; сила тяги; зависимость.*

Введение. Тяговое сопротивление почвообрабатывающих посевных машин зависит от ширины захвата машины и скорости движения агрегата, напрямую влияющих на производительность работы агрегата и расход топлива. Почвообрабатывающие посевные машины с пневматическим высевом семян, выпускаемые на отечественных и зарубежных заводах, отличаются друг от друга конструктивным исполнением, типом рабочих органов, способом транспортирования и распределения семян и удобрений и другими факторами [1–3].

Основное влияние на тяговое сопротивление этих машин оказывает конструктивная схема почвообрабатывающей части машины, ёмкость бункера для семян и удобрений, месторасположение, а также тип и параметры сошника. Эти параметры установлены для посевных агрегатов с механическим высевом семян, когда бункер для семян и удобрений расположен на раме сеялки и имеет малую ёмкость. Однако для почвообрабатывающих посевных машин с пневматическим транспортированием и высевом семян влияние конструктивной схемы, месторасположение и параметры бункера для семян и удобрений на тяговое сопротивление не установлены. В связи с этим назрела необходимость изучения влияния этих параметров на тяговое сопротивление почвообрабатывающих посевных машин.

Цель исследования – изучить влияние конструктивной схемы, ширины захвата, параметров бункера для семян и удобрений почвообрабатывающей посевной машины с пневматическим высевом семян на её тяговое сопротивление.

Условия и материалы исследования. В общем случае тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной машины определяется в виде:

$$P = P_{\Pi} + P_{\text{Б}}, \quad (1)$$

где P_{Π} – тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной части машины, кН; $P_{\text{Б}}$ – тяговое сопротивление бункера для семян и удобрений, кН.

В свою очередь тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной части машины можно определить по формуле академика В.П. Горячкина в виде [4]:

$$P_{\Pi} = G_{\Pi}f + k_1 a_1 B + \varepsilon a_1 B v_a^2 + \sum_{i=1}^n (k_2 a_{2i} B), \quad (2)$$

где G_{Π} – сила тяжести почвообрабатывающей посевной части машины, кН; f – коэффициент пропорциональности, учитывающий силу тяжести машины; k_1 – удельное сопротивление почвы при работе сошников, кН/м²; a_1 – глубина посева семян, м; B – ширина захвата агрегата, м; v_a – скорость движения агрегата, м/с; ε – коэффициент, характеризующий форму поверхности рабочего органа и свойства почвы, кНс²/м⁴; k_2 – удельное сопротивление почвы для дополнительных приспособлений, кН/м²; a_2 – глубина хода дополнительных приспособлений, м; n – количество дополнительных приспособлений, шт.

Тяговое сопротивление бункера для семян и удобрений $P_{\text{Б}}$, кН зависит от конструктивной схемы агрегата, силы тяжести семян и удобрений в бункере и силы тяжести ходовой части бункеров (рисунок 1).

Рисунок 1

Классификация конструктивных схем почвообрабатывающих посевных агрегатов по месту расположения бункеров

В первой и второй конструктивных схемах бункер для семян и удобрений расположен на собственной одноосной или двухосной ходовой части. Однако в первой схеме колеса ходовой части перемещаются по стерне, а во второй – по обработанной поверхности. Тогда P_B определяется по зависимостям:

– первая схема

$$P_{B1i} = (G_X + G_B + G_{Ci} + G_{yi}) \cdot \mu_1, \quad (3)$$

– вторая схема

$$P_{B2i} = (G_X + G_B + G_{Ci} + G_{yi}) \cdot \mu_2, \quad (4)$$

где G_X – сила тяжести ходовой части бункера, кН; G_B – сила тяжести бункера, кН; G_{Ci} – сила тяжести семян в бункере, кН; G_{yi} – сила тяжести удобрений в бункере, кН; μ_1 – коэффициент перекачивания колес по стерне, $\mu_1 = 0,10 \dots 0,15$ [4]; μ_2 – коэффициент перекачивания колес по обработанному полю, $\mu_1 = 0,2 \dots 0,3$ [5].

В третьей конструктивной схеме бункер для семян и удобрений расположен на прицепном

$$G_X = \delta(G_B + G_{Ci} + G_{yi}) = \delta \left[0,0036 B v_a (T - T_1) (Q_C + Q_Y) + 0,36 \sigma B v_a T \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right) \right] =$$

$$= \delta 0,36 B v_a \left[\frac{(Q_C + Q_Y)(T - T_1)}{100} + \sigma T \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right) \right], \text{ кН}, \quad (10)$$

где σ – коэффициент удельной металлоемкости бункера для семян и удобрений, кН/м³; δ – коэффициент удельной металлоемкости ходовой части бункера для семян и удобрений, кН/м; Q_C – норма высева семян, кг/га; Q_Y – норма высева удобрений, кг/га; γ_C – удельная масса семян,

устройстве почвообрабатывающей посевной части агрегата, перемещающемся по необработанному полю, и его сила тяжести воспринимается его опорными колесами. Тогда:

$$P_{B3i} = (G_B + G_{Ci} + G_{yi}) \mu_1. \quad (5)$$

В четвертой конструктивной схеме сила тяжести бункера семян и удобрений воспринимается рамой и влияет на тяговое сопротивление агрегата наравне с силой тяжести почвообрабатывающей посевной части агрегата. Тогда:

$$P_{B4i} = (G_B + G_C + G_Y) f. \quad (6)$$

Выразим значения G_X , G_B , G_{Ci} , G_{yi} через параметры агрегата и норму высева семян и удобрений [1, 3]:

$$G_{Ci} = 0,0036 Q_C B v_a (T - T_1), \text{ кН}, \quad (7)$$

$$G_{yi} = 0,0036 Q_Y B v_a (T - T_1), \text{ кН}, \quad (8)$$

$$G_B = 0,36 \sigma B v_a T \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right), \text{ кН}, \quad (9)$$

кг/м³; γ_Y – удельная масса удобрений, кг/м³; T – расчетное время работы агрегата в загоне с одной заправкой, ч; T_1 – время работы агрегата после заправки, ч.

Подставляя полученные значения сил тяжести G_X , G_B , G_C , G_Y в уравнения (3...6), имеем:

$$1 \text{ схема: } P_{B1} = 0,36 B v_a \mu_1 \left[\frac{(Q_C + Q_Y)}{100} [T(1 + \delta) - T_1] + T \sigma \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right) (1 + \delta) \right], \text{ кН}, \quad (11)$$

$$2 \text{ схема: } P_{B2} = 0,36 B v_a \mu_2 \left[\frac{(Q_C + Q_Y)}{100} [T(1 + \delta) - T_1] + T \sigma \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right) (1 + \delta) \right], \text{ кН}, \quad (12)$$

$$3 \text{ схема: } P_{B3} = 0,36 B v_a \mu_1 \left[\frac{(Q_C + Q_Y)}{100} [T - T_1] + T \sigma \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right) (1 + \delta) \right], \text{ кН}, \quad (13)$$

$$4 \text{ схема: } P_{B4} = 0,36 B v_a f \left[\frac{(Q_C + Q_Y)}{100} [T - T_1] + T \sigma \left(\frac{Q_C}{\gamma_C} + \frac{Q_Y}{\gamma_Y} \right) (1 + \delta) \right], \text{ кН}. \quad (14)$$

Сила тяжести почвообрабатывающей части агрегата G_H , кН определяется по следующей

формуле [5, 6]:

$$G_H = A_0 + \beta a_{1i} k_{1i} B L^2 + \sum_{i=1}^m (\alpha_i a_{1i} k_{1i} B) + \sum_{i=1}^n (\eta_i a_{2i} k_{2i} B), \quad (15)$$

где A_0 – сила тяжести автосцепки или прицепного устройства, кН; β – коэффициент удельной металлоемкости рамных конструкций орудия, 1/м²; L – расстояние от оси присоединения переднего бруса рамы к механизму навески или прицепному устройству до точки приложения равнодействующей всех сил, действующих на рабочие органы орудия и приспособления, м; α_i – коэффициент удельной металлоемкости смен-

ных рабочих органов или сменных модулей; m – количество сменных рабочих органов или модулей, шт.; η_i – коэффициент удельной металлоемкости дополнительных рабочих органов или приспособлений.

Почвообрабатывающие посевные агрегаты выполняются в полунавесном или в прицепном вариантах. Тогда значение A_0 можно выразить следующей формулой:

$$A_0 = 1 / 2B\gamma_0 S_0, \quad (16)$$

где γ_0 – объемный вес стали, кН/м³; S_0 – суммарная площадь поперечного сечения профиля прицепного устройства, м².

$$G_{II} = B \left[0,5\gamma_0 S_0 + \beta a_{1i} k_{1i} L^2 + \sum_{i=1}^m (\alpha_i a_{1i} k_{1i}) + \sum_{i=1}^n (\eta_i a_{2i} k_{2i}) \right]. \quad (17)$$

Конструктивная схема почвообрабатывающей посевной части машины вводится в уравнение (17) через параметр L . Согласно исследованиям, при расположении рабочих органов на раме орудия по шахматной схеме, общепринятой для посевных агрегатов, значение L , м определяется по формуле [5, 6]:

$$L = l_0 + 0,5l_p (c_1 - 1), \quad (18)$$

где l_0 – расстояние от оси присоединения орудия к прицепному устройству до центра сопротивле-

$$P_{II} = B \left\{ f \left[0,5\gamma_0 S_0 + \beta a_{1i} k_{1i} \left[0,5l_p c_1 \right]^2 + \sum_{i=2}^m (\alpha_i a_{1i} k_{1i}) + \sum_{i=1}^n (\eta_i a_{2i} k_{2i}) \right] + \left[k_{1i} a_{1i} + \varepsilon a_{1i} v_a^2 + \sum_{i=1}^n (a_{2i} k_{2i}) \right] \right\}. \quad (20)$$

Подставляя значение P_{II} , кН из формулы (20) и значения P_b , кН для различных конструктивных схем почвообрабатывающих посевных агрегатов из формул (11)...(14) в формулу (1), получим значения тягового сопротивления агрегатов P , кН при изменении свойств почвы, глубины посева, нормы высева семян и удобрений, ширины захвата агрегата и емкости бункера для семян и удобрений.

Тогда формула (15) примет следующий вид:

ния первого ряда рабочих органов, м; l_p – расстояние между рядами рабочих органов по ходу движения, м; c_1 – количество рядов рабочих органов на раме орудия, шт.

При $l_0 = 0,5l_p$

$$L = 0,5 \cdot l_p \cdot c_1. \quad (19)$$

Подставляя значение L и G из формул (17) и (19) в формулу (2), получим значение тягового сопротивления почвообрабатывающей части орудия P_{II} , кН в виде:

Результаты исследования. Рассмотрим по полученным зависимостям изменения тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной машины при посеве зерновых культур.

Исходные данные для расчетов представлены в таблице 1.

Значение коэффициентов металлоемкости почвообрабатывающих посевных агрегатов приняты согласно работам [6, 7].

Таблица 1 Исходные данные для расчетов

№ п/п	Название параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение параметра
1	Ширина захвата	B	м	5...15
2	Коэффициент пропорциональности	f	–	0,3...0,5
3	Удельное сопротивление почвы	k_{1i}	кН/м ²	20...40
4	Глубина обработки (посева)	a_{1i}	м	0,05...0,15
5	Коэффициент, характеризующий форму поверхности рабочего органа и свойства почвы	ε	кН·с ² /м ⁴	1...2
6	Скорость движения агрегата	v_a	м/с	2,0...3,5
7	Удельное сопротивление почвы	k_{2i}	кН/м ²	5...20
8	Глубина прикатывания	a_{2i}	м	0,01...0,05
9	Норма высева семян	Q_c	кг/га	100...250
10	Норма высева удобрений	Q_y	кг/га	20...100
11	Удельная масса семян	γ_c	кг/м ³	700...900
12	Удельная масса удобрений	γ_y	кг/м ³	800...1200
13	Время работы агрегата с одной заправкой	T	ч	0,5...10
14	Время работы после заправки	T_1	ч	0...10
15	Коэффициент металлоемкости рамы	β	1/м ²	0,15...0,25
16	Коэффициент металлоемкости рабочих органов	α	–	0,1...0,5
17	Коэффициент металлоемкости дополнительных рабочих органов	η	–	0,3...1,1
18	Коэффициент металлоемкости бункера	σ	кН/м ³	0,67
19	Коэффициент металлоемкости ходовой части	δ	кН/м	0,1
20	Объемный вес стали	γ_0	кН/м ³	78,5
21	Суммарная площадь поперечного сечения	S_0	м ²	0,008
22	Расстояние между рядами рабочих органов	l_p	м	0,5...1,0
23	Количество рядов рабочих органов	c_1	шт.	2...5
24	Коэффициент перекачивания колес по стерне	μ_1	–	0,1...0,15
25	Коэффициент перекачивания колес по обработанной почве	μ_2	–	0,2...0,3

Определим тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной части машины согласно зависимости (20). Результаты расчетов (рисунок 2) показывают, что на величину тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной части агрегата при рекомендуемой скорости движения агрегата $v_a = 3$ м/с наибольшее влияние оказывают глубина хода сошников a_i , удельное сопротивление почвы для различных типов рабочих органов сошников k_i , коэффициент пропорциональности f и ширина захвата орудия B . На рисунке в качестве примера показаны минимальные значения силы P_n при $a_i = 0,05$ м, $k_i = 20$ кН/м² и различных f , средние значения силы P_n при $a_i = 0,1$ м, $k_i = 30$ кН/м² и максимальные значения силы P_n при $a_i = 0,15$ м, $k_i = 40$ кН/м². Видно, что значение силы P_n при увеличении ширины захвата от 5 до 15 м, глубины обработки от 0,05 до 0,15 м и удельного сопротивления почвы от 20 до 40 кН/м² для различных типов сошников изменяется в пределах от 12 кН до 150 кН, что указывает на возможность выбора ширины захвата агрегата B при различных значениях a_i и k_i для агрегатирования с тракторами различного класса тяги. На рисунке 2 также показано значение силы P_n при $a_i = 0,1$ м, $k_i = 30$ кН/м² и при скоростях движения агрегата $v_a = 2,5$ м/с; $v_a = 3$ м/с; и $v_a = 3,5$ м/с, из которых следует, что увеличение скорости на 0,5 м/с увеличивает тяговое сопротивление машины на

8,5 %. Как показывают результаты расчетов, изменение количества рядов рабочих органов от двух до пяти увеличивает тяговое сопротивление на 8–9 % вследствие увеличения металлоемкости почвообрабатывающей посевной части машины.

Таким образом, для выбранного типа сошника и известного удельного сопротивления почвы и глубины посева можно определить тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной части машины.

Согласно формулам (11)...(14) определим тяговое сопротивление бункера для семян и удобрений P_b , кН при различной норме высева семян Q_c , кг/га и удобрений Q_y , кг/га, скорости движения агрегата v_a , м/с и времени работы агрегата после заправки бункера T_1 , ч на определенное время работы агрегата T , ч.

На рисунках 3...6 представлены результаты расчетов по определению тягового сопротивления бункера P_b , кН для различных конструктивных схем агрегата (рисунок 1) после заправки бункера семенами и удобрениями из расчета $T = 10$ часов работы. Видно, что по мере работы агрегата в загоне T_1 от 0 до 10 ч тяговое сопротивление бункера P_b , кН снижается от максимума, который соответствует полной заправке бункера, до минимума, который соответствует тяговому сопротивлению пустого бункера в зависимости от его емкости при различных нормах высева семян и удобрений.

Рисунок 2

Зависимость тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной части агрегата P_n , кН от ширины захвата агрегата B , м при различных значениях коэффициента пропорциональности f , удельного сопротивления почвы k_i , кН/м², глубины обработки a_i , м и скорости движения агрегата $v_a = 3$ м/с при постоянных значениях других параметров машины

Рисунок 3

Зависимость тягового сопротивления бункера для семян и удобрений P_b , кН от времени работы агрегата T_1 , ч после заправки бункеров при различных нормах высева семян Q_c , кг/га и скорости движения агрегата v_a , м/с, при норме высева удобрений $Q_y = 50$ кг/га и количества заправки семян из расчета $T = 10$ часов работы, коэффициент перекатывания колес по стерне $\mu_1 = 0,15$ (схема 1)

Рисунок 4

Зависимость тягового сопротивления бункера для семян и удобрений P_b , кН от времени работы агрегата T_1 , ч после заправки бункеров при различных нормах высева семян Q_c , кг/га и скорости движения агрегата v_a , м/с, при норме высева удобрений $Q_y = 50$ кг/га и количества заправки семян из расчета $T = 10$ часов работы, коэффициент перекатывания колес по обработанной почве $\mu_2 = 0,25$ (схема 2)

При этом большое влияние на величину тягового сопротивления оказывает норма высева

семян Q_c , кг/га и удобрений Q_y , кг/га при выбранном значении T . С увеличением Q_c и Q_y уве-

личивается емкость бункера, т. е. сила тяжести семян и удобрений в бункере, увеличивается масса бункера и его ходовой части, что при повышении нормы высева семян Q_c со 100 кг/га до 200 кг/га ведет к увеличению тягового сопротивления практически в два раза. Аналогично при увеличении скорости движения агрегата v_a от 2 м/с до 3,5 м/с тяговое сопротивление бункера P_b увеличивается для различных конструктивных схем агрегата на 60–70 %.

Большое влияние на величину тягового сопротивления бункера для семян и удобрений P_b оказывает его месторасположения в агрегате. Как показывают результаты расчетов, наимень-

шее тяговое сопротивление P_b имеет схема № 3 с расположением бункера на прицепном устройстве, поскольку у бункера отсутствует ходовая часть.

Далее следует схема № 1 с расположением бункера впереди почвообрабатывающей посевной части, поскольку ходовая часть бункера также идет по стерне, но бункер имеет отдельную ходовую часть, тяговое сопротивление схемы № 1 по сравнению со схемой № 3 увеличивается на 2–3 %, а схемы № 2 по сравнению со схемой № 3 – увеличивается на 74 %, поскольку ходовое колесо идет по обработанной почве.

Рисунок 5

Зависимость тягового сопротивления бункера для семян и удобрений P_b , кН от времени работы агрегата T_1 , ч после заправки бункеров при различных нормах высева семян Q_c , кг/га и скорости движения агрегата v_a , м/с, при норме высева удобрений $Q_y = 50$ кг/га и количества заправки семян из расчета $T = 10$ часов работы, коэффициент перекачивания колес по стерне $\mu_1 = 0,15$ (схема 3)

Наибольшее тяговое сопротивление имеет схема № 4, где бункер для семян и удобрений расположен на раме посевного агрегата, и вся масса бункера воспринимается ходовой частью почвообрабатывающей посевной части машины. При этом увеличение тягового сопротивления P_b по сравнению со схемой № 3 доходит до 100 %, т. е. в 2 раза.

В связи с этим при выборе конструктивной схемы почвообрабатывающих посевных машин должны быть учтены полученные результаты расчетов, которые указывают на необходимость снижения ёмкости бункера для семян и удобрений для снижения тягового сопротивления поч-

вообрабатывающей посевной машины, что обеспечит возможность увеличения скорости движения агрегата и производительности агрегата.

Аналогичные данные получены при установленном времени непрерывной работы агрегата T 2, 4, 6 и 8 часов. Они показывают, что с уменьшением времени T объём бункера и его масса уменьшается, а также, согласно рисункам 3...6, снижается сила тяжести семян и удобрений в бункере, что ведет к снижению тягового сопротивления бункера для семян и удобрений P_b и снижению тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной машины.

Рисунок 6

Зависимость тягового сопротивления бункера для семян и удобрений P_b , кН от времени работы агрегата T_1 , ч после заправки бункеров при различных нормах высева семян Q_c , кг/га и скорости движения агрегата v_a , м/с, при норме высева удобрений $Q_y = 50$ кг/га и количества заправки семян из расчета на $T = 10$ часов работы, коэффициент пропорциональности $f = 0,3$ (схема 4)

Выводы.

1. Получены расчетные формулы для определения тягового сопротивления почвообрабатывающих посевных машин, выполненных по различным конструктивным схемам, которые складываются из тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной части машины и бункера для семян и удобрений.

2. Тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной части машины зависит от удельного сопротивления почвы, глубины хода сошников, скорости движения агрегата, коэффициентов пропорциональности, типа рабочих органов и ширины захвата агрегата. Для известных условий работы агрегата по полученным формулам можно определить значения тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной части машины при различных значениях ширины её захвата.

3. Тяговое сопротивление бункера для семян и удобрений зависит от их нормы высева, установленного времени работы агрегата после заправки бункера, времени работы агрегата после заправки и места расположения бункера в почвообрабатывающей посевной машине. Наименьшее тяговое сопротивление имеет агрегат с расположением бункера на прицепном устройстве почвообрабатывающей посевной части машины, а наибольшее — с расположением бункера непосредственно на ее раме.

4. Полученные зависимости для определения тягового сопротивления почвообрабатывающей посевной машины могут быть использованы при определении его производительности и определении рациональной емкости бункера для семян и удобрений.

Библиографический список

1. Рахимов, Р.С. Разработка ресурсосберегающей технологии и обоснование параметров машин для возделывания сельскохозяйственных культур в зоне Урала [Текст] / Р.С. Рахимов, С.Г. Мударисов, И.Р. Рахимов // Вестник Башкирского ГАУ. 2018. № 2 (46). С. 117–129.

2. Ildar I. Gabitov, Ildar D. Badretdinov, Salavat G. Mudarisov, Eduard R. Khasanov, Ramil L. Lukmanov, Ruslan R. Nasyrov, Marat F. Tuk-

tarov, Dinar T. Atnagulov, Ildar A. Timeriashev and Viktor A. Pavlenko, 2018. Modeling the Process of Heap Separation in the Grain Harvester Cleaning System. Journal of Engineering and Applied Sciences, 13: 6517-6526. DOI: 10.3923/jeasci.2018.6517.6526.

3. Рахимов, Р.С. Повышение эффективности использования сельскохозяйственных агрегатов с тракторами Агромаш «Руслан» [Текст] /

Р.С. Рахимов, Е.И. Бердов, И.Р. Рахимов, Н.Т. Хлызов // Материалы конференции Чувашского ГАУ. 2016.

4. Горячкин, В.П. Собрание сочинений [Текст]: в 7 томах / Акад. В.П. Горячкин; Всес. акад. с.-х. наук им. В.И. Ленина. М.: Сельхозгиз, 1937–1949 (16 тип. треста «Полиграфкнига»). 7 т.; 27 см.

5. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин [Текст] / Под ред. М.И. Клецкина, в четырех томах. Том 1. М.: Машиностроение, 1967. 721 с.

6. Рахимов, Р.С. Определение металлоёмкости почвообрабатывающих машин и посевных машин [Текст] / Р.С. Рахимов, И.Р. Рахимов // Материалы конференции ЮУрГАУ. 2019.

7. Рахимов, Р.С. Определение металлоёмкости орудий при их проектировании. АПК РОССИИ Том 74 [Текст] / Р.С. Рахимов, И.Р. Рахимов, Ф.Ф. Касымов, А.С. Невзоров, Г.В. Ружьева. Троицк: Южно-Уральский государственный аграрный университет, 2015. С. 110–117. ISSN: 2587-8824.

Сведения об авторах

1. **Рахимов Ильдар Раисович**, кандидат технических наук, руководитель департамента сельскохозяйственных машин ООО «Челябинский компрессорный завод», докторант, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, e-mail: ildarr@bk.ru.

2. **Хамитов Янис Юльфаридович**, инженер департамента сельскохозяйственных машин ООО «Челябинский компрессорный завод» (ДСХМ ООО «ЧКЗ»), e-mail: dshm@chkz.ru.

3. **Фетисов Евгений Олегович**, аспирант кафедры тракторов, сельскохозяйственных машин и земледелия, ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ, e-mail: dgon_ice@mail.ru.

Тяговое сопротивление почвообрабатывающих посевных машин зависит от тяговых сопротивлений почвообрабатывающей посевной части машины и бункера для семян и удобрений. Получены математические зависимости для определения составляющих тягового сопротивления машины от глубины посева, удельного сопротивления почвы, конструктивной схемы машины, скорости движения агрегата, металлоёмкости отдельных частей машины, ёмкости бункера для семян и удобрений, нормы высева семян и удобрений и времени работы агрегата с одной заправкой. Результаты расчетов по полу-

ченным зависимостям позволили установить влияние перечисленных факторов на тяговое сопротивление почвообрабатывающей посевной машины. Установлено, что наибольшее влияние на тяговое сопротивление машины оказывают глубина посева семян, удельное сопротивление почвы, ёмкость бункера для семян и удобрений и место его расположения в агрегате. Наименьшее тяговое сопротивление обеспечивает схема расположения бункера для семян и удобрений непосредственно на прицепном устройстве машины, имеющем минимальную ёмкость бункера для семян и удобрений.

I. Rakhimov, Y. Khamitov, E. Fetisov

DETERMINATION OF TRACTION RESISTANCE OF SOIL TILLING SOWING MACHINES WITH PNEUMATIC SEEDING AND FERTILIZING

Key words: *tillage sowing machine; traction resistance; constructive scheme; hopper; seeds; fertilizers; seeding rate; unit operating time; the force of gravity; dependence.*

Authors' personal details

1. **Ildar Rakhimov**, Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Agricultural Machines, Chelyabinsk Compressor Plant LLC, doctoral candidate, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», e-mail: ildarr@bk.ru.

2. **Yanis Khamitov**, engineer of the agricultural machinery department of Chelyabinsk Compressor Plant LLC, e-mail: dshm@chkz.ru.

3. **Evgeny Fetisov**, Post-graduate student of the Department of Tractors, Agricultural Machines and Agriculture, South Ural State Agrarian University, e-mail: dgon_ice@mail.ru.

The traction resistance of tillage sowing machines depends on the traction resistance of the tillage sowing part of the machine and the hopper for seeds and fertilizers. Mathematical dependencies are obtained for determining the components of the traction resistance of the machine from the sowing depth, soil resistivity, the design of the machine, the speed of the unit, the metal consumption of the individual parts of the machine, the capacity of the hopper for seeds and fertilizers, the seeding rate of seeds and fertilizers and the operating time of the unit with one refueling. The calculation results for

the obtained dependences made it possible to establish the influence of the above factors on the traction resistance of a tillage sowing machine. It was found that the greatest influence on the traction resistance of the machine is exerted by the depth of sowing seeds, the specific resistance of the soil, the capacity of the hopper for seeds and fertilizers and its location in the unit. The lowest traction resistance is provided by the layout of the hopper for seeds and fertilizers directly on the towing device of the machine, which has a minimum capacity of the hopper for seeds and fertilizers.

© Рахимов И.Р., Хамитов Я.Ю., Фетисов Е.О.

УДК 621.43.031

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-54-2-119-126

Ф.Р. Сафин

«ПОЛЕВОЕ» ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЕЙ: ПРОБЛЕМЫ И СПОСОБЫ ИХ РЕШЕНИЯ

Ключевые слова: *дизель; диагностирование; регулирование; условия полевые; топливоподача; пропуск впрысков.*

Введение. В настоящее время около половины себестоимости сельскохозяйственной продукции приходится на энергозатраты, в том числе четверть – на топливо и смазочные материалы [1].

Основная часть энергии вырабатывается дизелями различных мобильных средств и стационарных установок. Расход топлива ими во многом определяется их техническим состоянием. Поэтому в эксплуатации своевременному диагностированию и при необходимости восстановлению технического состояния уделяется самое серьезное внимание [2].

В настоящее время дизели диагностируются по механическому КПД, определяемому в цеховых условиях на специальных обкаточно-тормозных стендах. Зачастую уже там выясняется, что они и не нуждаются в ремонте; показатели их работы восстанавливаются простой регулировкой ряда его систем и механизмов, причем в большинстве случаев топливной аппаратуры (ТА). В этих случаях выполненные демонтажные и монтажные работы и транспортные операции оказываются напрасными. Эти напрасные расходы можно было бы снизить, выявляя и устраняя неисправности дизелей в «полевых» условиях без демонтажа их с машин.

Решению этой задачи до сих пор препятствовала, с одной стороны, ТА, а именно невозможность определения и регулирования её цик-

ловой подачи в «полевых» условиях и, с другой, несовершенством «полевых» методов определения механического КПД дизелей.

Башкирским ГАУ предложен «полевой» способ диагностирования и регулирования ТА дизелей, позволяющий автоматически определять и их механический КПД [3, 4].

Сущность способа следующая: на период диагностирования ТА дизель переводится на работу с постоянной полной подачей топлива с регулированием нагрузки пропуском впрысков топлива; при этом на номинальном режиме работают все его цилиндры, а на холостых номинальных оборотах – только их часть, а секции ТА не работающих цилиндров регулируются обычным, применяемым в цеховых условиях способом. Получается, что при этом способе сам дизель используется в качестве регулировочного стенда ТА. Часовые расходы топлива на обоих режимах работы оказываются пропорциональными количествам впрысков, а отношение числа пропущенных впрысков на холостом ходу к числу впрысков на номинальном режиме и представляет механический КПД дизеля [4].

Число впрысков, пропущенных на номинальных холостых оборотах дизеля, определяется экспериментально, а на номинальном режиме находится умножением частоты вращения дизеля на его тактность и число цилиндров. Интересно, что при этом, по сравнению с другими