

ВЫБОР ТИПА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАСПРЕДЕЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА К ШТАНГОВЫМ МАШИНАМ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ (ЖОУ)

Л.Я. СТЕПУК д.т.н., профессор (РУНИП “ИМСХ НАН Беларуси”), В.Р. ПЕТРОВЕЦ, д.т.н., профессор, И.Л. ПОДШИВАЛЕНКО (УО БГСХА, г. Горки)

В настоящее время в странах дальнего зарубежья широко используются штанговые машины для поверхностного внесения ЖОУ [1,2]. Они состоят из цистерны, шасси, самозагружающего устройства, подающего устройства, всасывающего и нагнетательного трубопроводов, распределяющего устройства, выливных шлангов-понижителей и штанги.

В качестве распределяющего устройства ЖОУ по выливным шлангам-понижителям применяют распределительные головки. Требования, предъявляемые к распределительным головкам: высокая производительность, позволяющая вносить дозы удобрений 20...60 т/га; низкая неравномерность распределения ЖОУ по выливным шлангам (коэффициент

вариации до 15%); небольшая металлоемкость; малые затраты мощности на привод распределяющего ротора.

Наибольший практический интерес представляют собой распределительные головки с вертикальным расположением оси вращения распределительного ротора (рис. 1). Все они состоят из цилиндрического корпуса 1, сверху плотно закрытого крышкой 2 с вваренным по центру выходным концом нагнетательного трубопровода 3. Отличаются они конструкцией распределительного ротора и местом положения выливных штуцеров 4.

Распределительная головка, представленная на рис.1,а, имеет малую производительность и высокую

неравномерность распределения удобрений по выливным шлангам вследствие того, что не имеет распределительного ротора и поэтому жидкий навоз самопроизвольно, хаотично распределяется по выливным шлангам.

Распределительные головки, представленные на рис. 1, б, в, имеют следующие недостатки: рабочая жидкость, проходя через распределительный ротор, дважды меняет свое направление движения на угол 90°. Вследствие чего теряется энергия потока, и это ведет к необходимости увеличивать напор жидкости на входе в ротор. Увеличение напора жидкости на входе в ротор ведет к появлению следующих недостатков: увеличению энергоемкости процесса

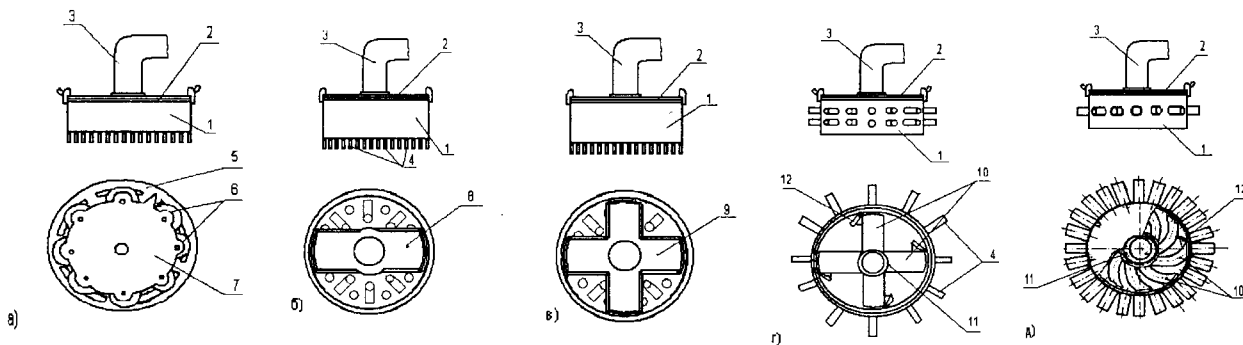


Рис. 1. Распределительные головки с измельчительными аппаратами: 1 – корпус головки; 2 – крышка головки; 3 – нагнетательный патрубок; 4 – выливной штуцер; 5 – сменная противорежущая пластина с продолговатыми щелями; 6 – дисковые ножи; 7 – ротор; 8 – ротор с режущими кромками; 9 – крестообразный ротор с режущими кромками; 10 – патрубки ротора; 11 – стакан ротора; 12 – нож

распределения навоза по полю; увеличению ротора z определим из условия личению неравномерности попадания навоза в выливные отверстия, а значит к увеличению неравномерности распределения жидких удобрений по ширине захвата штанги; навоз из полости ротора просачивается через зазоры в полость цилиндрического корпуса и поэтому ротор вращается в объеме жидкости, что также ведет к дополнительным энергозатратам, а имеющиеся в навозе механические примеси засоряют полости распределительной головки, что приводит к вынужденным остановкам для ее очистки.

Распределительная головка, представленная на рис 1, г, позволяет снизить энергозатраты, но равномерность распределения навоза по выливающим шлангам остается недостаточной вследствие того, что выливные штуцера располагаются в два ряда и площадь сечения каждого патрубка ротора существенно больше, чем площадь сечения выливных штуцеров. Это ведет к тому, что во время работы только часть жидкости попадает в выливные шланги, а остальная часть заполняет корпус головки, погружая распределительный ротор в нее, что увеличивает потери мощности на привод ротора, связанные с преодолением сил сопротивления передвижению ротора в жидкости. Навоз, вытекая из напорного трубопровода, попадает в ротор, где, ударяясь в его дно, меняет направление движения под прямым углом, что вызывает дополнительные потери напора. Патрубки ротора располагаются радиально, вследствие чего наблюдается ударный вход жидкости из стакана ротора в патрубок.

Таким образом, рассмотренные конструкции распределительных головок в соответствии с требованиями интенсивных технологий возделывания основных сельскохозяйственных культур не могут обеспечить качественное выполнение технологического процесса.

Вышеуказанные недостатки исключает разработанная нами конструкция распределительной головки (рис 1, д), в которой выливные штуцера устанавливаются в один ряд и их внутренний диаметр равен внут-

реннему диаметру патрубков ротора; патрубки ротора, концы которых с небольшим зазором прилегают к боковой стенке корпуса делительной головки, привариваются к стакану под углом и имеют плавно изогнутую форму, за счет изгиба патрубка увеличивается площадь его сечения на выходе. Вследствие этого проходное сечение, образованное выходным отверстием патрубка ротора и входными отверстиями выливных штуцеров, остается постоянным при любом положении распределительного ротора и тем самым исключаются гидравлические удары в патрубках ротора и пульсация жидкости. И, как следствие, обеспечивается высокая равномерность распределения жидкости по штуцерам, снижение энергоемкости этого процесса.

Внутренний диаметр выливных шлангов-понижителей можно определить по формуле:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{н}}}{\pi v_{\text{ш}}}}, \quad (1)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр выливного шланга, м;

$Q_{\text{н}}$ – подача центробежного насоса, м³/с;

$v_{\text{ш}}$ – средняя скорость транспортирования жидкого навоза, м/с;

κ – количество выливных шлангов.

Средняя скорость транспортирования массы в трубопроводе выбирается из условия [3]

$$v_{\text{кр1}} < v < v_{\text{кр2}}, \quad (2)$$

где $v_{\text{кр1}}$ – минимально допустимая скорость транспортирования навоза из условия отсутствия осаждаемости и заиливания трубопровода ($v_{\text{кр1}} = 0,6 \dots 0,8$ м/с); $v_{\text{кр2}}$ – скорость, определяющая переход к турбулентному режиму течения навоза в трубе ($v_{\text{кр2}} \approx 3,6$ м/с).

После подстановки значений подачи насоса $Q_{\text{н}} = 0,111 \text{ м}^3/\text{с}$ ($400 \text{ м}^3/\text{ч}$), $\kappa = 24$, $v_{\text{кр1}} = 0,8$ м/с, $v_{\text{кр2}} = 3,6$ м/с получим интервал значений диаметров выливных шлангов $d_{\text{ш}} = 40 \text{--} 80$ мм. Выливные шланги с диаметром 50 мм и выше будут работать в безнапорном режиме, а для обеспечения рас-

хода $Q_{\text{н}} = 0,111 \text{ м}^3/\text{с}$ при использовании выливных шлангов с внутренним диаметром 40 мм необходимо создать дополнительный напор для преодоления сопротивлений в шланге. С конструктивной и экономической точек зрения необходимо выбирать шланги с наименьшим внутренним диаметром из допустимого интервала значений 50...80 мм, т.е. в нашем случае $d_{\text{ш}} = 50$ мм.

Значение наружного диаметра цилиндрического корпуса головки определяется количеством выливных шлангов, расположенных в один ряд по периметру цилиндрической поверхности корпуса головки и расстоянием между штуцерами выливных шлангов в месте присоединения к корпусу.

$$D_{\text{нр}} = \frac{\kappa(d_{\text{нш}} + l)}{\pi}, \quad (3)$$

где $D_{\text{нр}}$ – наружный диаметр корпуса головки, м;

$d_{\text{нш}}$ – наружный диаметр выливного штуцера принимается равным внутреннему диаметру выливного шланга, м;

κ – количество выливных штуцеров, шт;

l – расстояние между штуцерами (выливыми патрубками ротора) в месте соединения с корпусом (стаканом ротора), м.

Входной диаметр ротора можно определить по формуле:

$$D_{\text{вр}} = D_{\text{наг}} + 2\delta_1 + 2t_1, \quad (4)$$

где $D_{\text{наг}}$ – внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, м;

δ_1 – толщина стенки нагнетательного трубопровода, м;

t_1 – зазор между внутренней поверхностью входной части ротора и наружной поверхностью нагнетательного трубопровода, м.

Количество выливных патрубков ротора z определим из условия

$$z = \frac{D_{\text{нр}}^2}{d_{\text{ш}}^2}. \quad (5)$$

где d_{Π} – внутренний диаметр патрубков ротора, м.

Внутренний диаметр патрубков ротора принимаем равным внутреннему диаметру выливных штуцеров

$$d_{\Pi} = d_{\text{вш}} = d_{\text{нш}} - 2\delta_3, \quad (6)$$

где δ_3 – толщина стенки штуцера и патрубка ротора.

Патрубки имеют плавно изогнутую форму. На выходе они обрезаются под углом β_2 и поэтому они имеют эллипсовидное выходное сечение. Угол выхода β_2 определим по формуле:

$$\sin\beta_2 = \frac{d_{\Pi}}{2a}, \quad (7)$$

где a – большая полуось эллипса, м.

Большую полуось эллипса a определяем из условия, чтобы в любой момент времени суммарная площадь проходного сечения, образованного выходными сечениями патрубков ротора и входными сечениями выливных штуцеров, была равна или больше суммарной площади поперечных сечений патрубков, или, иначе, суммарная площадь проходного сечения, образованного выходным сечением патрубка ротора и входными сечениями выливных штуцеров, должна быть равна или больше площади поперечного сечения выливного штуцера.

Частота вращения распределительного ротора n

$$n = \frac{60 \cos\beta_2 W_2}{\pi D_2}, \quad (8)$$

где W_2 – относительная скорость движения жидкости на выходе из патрубка, м/с;

D_2 – диаметр выхода из патрубка ротора, м.

Относительную скорость движения жидкости W_2 на выходе из патрубка примем равной скорости движения жидкости по патрубку W .

Для обеспечения безударного входа жидкости в патрубки ротора и избежания увеличения гидравлических потерь необходимо патруб-

ки приваривать к стакану под углом β_1 , который можно определить по формуле:

$$\left(\frac{d_{\Pi} + 2\delta_3}{\sin\beta_1 \cdot \sin 2\beta_1} + \frac{l}{\sin 2\beta_1} \right) = \frac{120 \cdot Q}{\pi \cdot n \cdot z^2 \cdot d_{\Pi}^2}. \quad (9)$$

Значение входного угла β_1 находим приближенными методами. Например, методом деления отрезка на десять частей. Для этого табулируем функцию на отрезке от 0 до $\frac{\pi}{2}$. На этом отрезке уравнение (9) имеет два решения. С конструктивной точки зрения необходимо принимать большее значение угла входа β_1 , так как это облегчает изготовление ротора и экономит материал.

Диаметр входа в патрубки ротора D_1 можно записать в виде

$$N_{\text{ТР1}} = \frac{(4 \cdot D_1 \cdot d_{\Pi} \cdot \sin\beta_1 - z \cdot d_{\Pi}^2 + D_1^2 \cdot \sin\beta_1) \cdot \pi \cdot C_f \cdot D_1 \cdot P \cdot \omega}{4 \cdot \sin\beta_1}, \quad (13)$$

$$D_1 = \frac{z \cdot \left(\frac{d_{\Pi} + 2\delta_3}{\sin\beta_1} + l \right)}{\pi}. \quad (10)$$

Длину патрубка находят по формуле:

$$l_{\Pi} = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i, \quad (11)$$

где Δr_i – приращение радиуса ротора, м;

k – количество разбиений расстояния между радиусом входа $r_1 = D_1/2$ и радиусом выхода $r_2 = D_2/2$;

B_i – функция в i -й точке, $B_i = \frac{1}{\sin\beta_i}$

β_i – угол наклона патрубка к касательной окружности в i -й точке.

Решаем уравнение (11) табличным способом. Задаваясь рядом значений r в интервале от r_1 до r_2 , определяем значение окружной скорости U_r , $\cos\beta_i = W/U_r$, угол β_i , $\sin\beta_i$ и функцию B_i .

Затраты мощности на привод распределительного ротора при

установившемся режиме его работы будут складываться из потерь мощности на трение в подшипниках, на трение жидкости о стенки стакана вращающегося ротора, на трение жидкости о стенки патрубков ротора и на резание инородных включений, встречающихся в жидком навозе (солома, остатки кормов, шпегат и др.). В общем виде можно записать

$$N = (N_{\text{ТР1}} + N_{\text{ТР2}} + N_{\text{РЕЗ}}) / \eta, \quad (12)$$

где $N_{\text{ТР1}}$ – потери мощности на трение жидкости о стенки стакана, кВт;

$N_{\text{ТР2}}$ – потери мощности на трение жидкости о стенки патрубков ротора, кВт;

$N_{\text{РЕЗ}}$ – потери мощности на резание, кВт;

η – к.п.д. подшипников.

Затраты мощности на трение жидкости о стенки стакана

где C_f – коэффициент трения жидкого навоза о стенки стакана ротора;

P – давление жидкости внутри стакана ротора, кПа;

ω – угловая скорость вращения ротора, $\omega = \pi n / 30$, рад/с.

Затраты мощности на трение жидкости о стенки патрубков ротора

$$N_{\text{ТР2}} = Q \cdot \lambda \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_{\Pi}} \cdot \frac{W^2}{2} \cdot \frac{\rho_{\text{Н}}}{1000}, \quad (14)$$

где λ – коэффициент гидростатического трения;

l_{Π} – длина патрубка ротора, м;

W – средняя скорость движения жидкости в патрубке, м/с;

$\rho_{\text{Н}}$ – плотность жидкого навоза, кг/м³.

Затраты мощности на резание

$$N_{\text{РЕЗ}} = P_{\text{КР}} \omega D_2 / 2, \quad (15)$$

где $P_{\text{КР}}$ – критическое усилие резания, кН.

Критическое усилие резания [5]

$$P_{кр} = \delta \cdot \Delta l \cdot \sigma_p + \frac{E}{2} \cdot \frac{h_{сж}^2}{h} \cdot \Delta l \cdot [\operatorname{tg} \beta + f \cdot \sin^2 \beta + \mu \cdot (f + \cos^2 \beta)], \quad (16)$$

где δ – толщина лезвия, мм;

Δl – длина лезвия, мм;

σ_p – разрушающее контактное напряжение данного материала, МПа;

E – модуль деформации материала, МПа;

h – толщина перерезаемого слоя, мм;

$h_{сж}$ – высота предварительного сжатия слоя, мм;

β – угол заточки лезвия;

f – коэффициент трения перерезаемой массы о материал лезвия.

В результате расчета основных параметров штанговой распределяющей системы для расхода жидкого навоза $Q_H = 0,111 \text{ м}^3/\text{с}$ получены следующие данные: диаметр выливных шлангов-понижителей $d_{ш} = 50$ мм; наружный диаметр корпуса головки $D_{нг} = 0,42$ м; входной диаметр ротора $D_{вр} = 0,14$ м; количество пат-

рубков ротора $z = 9$; частота вращения ротора $n = 325 \text{ мин}^{-1}$; угол выхода $\beta_2 = 39^\circ$; угол входа

$\beta_1 = 72^\circ$; диаметр входа в патрубки ротора $D_1 = 0,163$ м; длина патрубка ротора $l_{п} = 0,162$ м; затраты мощности на трение жидкости о стенки стакана $N_{тр1} = 0,77$ кВт; затраты мощности на трение жидкости о стенки патрубков ротора $N_{тр2} = 0,197$ кВт; затраты мощности на резание соломистых включений $N_{рез} = 0,33$ кВт; общие затраты мощности на привод распределительного ротора $N = 1,31$ кВт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Степук Л.Я., Петровец В.Р., Подшиваленко И.Л. Механизация внесения жидких органических удобрений – перспектива и реальность. Механизация и элек-

трификация сельского хозяйства. Межведомственный сборник. Выпуск 37, т. 1. Механизация земледелия. Минск, 2003.

2. Степук Л.Я., Антошук В.Р., Подшиваленко С.А. Обоснование ширины захвата штанговых машин для внесения удобрений. Механизация и электрификация сельского хозяйства. Межведомственный сборник. Выпуск 37, т. 1. Механизация земледелия. Минск, 2003.

3. Жарский М.А., Цыганок Г.П. Гидро- и пневмотранспорт в сельском хозяйстве: Учебное пособие для студентов сельхозвузов. – Горки, 1988. – 68 с., ил.

4. Васильев Б.А., Грецов Н.А. Гидравлические машины. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.: ил – (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).

5. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. – М., «Машиностроение», 1975. – 311 с.

УДК 631.51

К ОБОСНОВАНИЮ СТРУКТУРЫ ПАРКА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

**В.Л. АНТОНЮК (РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»);
И.Н. ШИЛО, д.т.н., профессор; А.А. ГОНЧАРКО (БГАТУ)**

В текущем году объем производства зерна в республике практически достиг расчетного показателя для 2005 г. – 7,3 – 7,5 млн. т. Его производство может быть стабильным и эффективным при использовании средств механизации, адаптированных к условиям эксплуатации конкретных хозяйств и имеющих рациональные технические параметры и показатели эксплуатации. Это предполагает повышение эффективности использования наряду с другой техникой и зерноуборочных комбайнов путем совершенствования научных

принципов формирования их структуры.

Предприятия сельского хозяйства Беларуси в последние годы приобретали в среднем 5% от наличия зерноуборочных комбайнов. При этом выбытие техники значительно превышало её поступление. Динамика изменения численности зерноуборочных комбайнов представлена в табл. 1. В 2004 году парк зерноуборочных комбайнов составил 13,4 тыс. шт. и по сравнению с 1990 годом уменьшился в 2,3 раза. Уровень обеспеченности по отношению к 1990

году снизился до 43%.

Снижение обеспеченности средствами механизации с учетом фактического их износа, который составляет около 60%, становится решающим фактором, влияющим на результаты хозяйствования, поскольку потери продукции из-за растягивания агротехнических сроков и низкого качества выполняемых операций делают малозффективными затраты на увеличение урожайности. С другой стороны, низкая урожайность уже сейчас не позволяет эффективно применять современную высокопроиз-