

величины буксования со значением, которое устанавливается трактористом, в зависимости от выполняемой операции. При превышении величины буксования образуется сигнал рассогласования, который усиливается в усилителе-преобразователе 4 и поступает на исполнительный механизм 5, который регулирует давление подпора в полости подъема гидроцилиндра. В блоке управления 9 выводится информация о величине буксования и информация о том, что необходимо перейти на высшую или низшую передачу.

Экспериментальные исследования трактора РТМ-160 планируется проводить в соответствии с ГОСТ 7057-2001. Критериями оптимизации являются величина буксования и агротехнические требования. Методика проведения эксперимента предусматривает измерение и регистрацию следующих величин: рабочая скорость v_p ; коэффициент буксования δ [%]; давление в полости подъема и опускания Г.Ц. [$P_{под}$]; положение поршня в гидроаккумуляторе [h_n]; динамические колебания остова трактора и плуга [$g; A$]; расход топлива [$G; g_c$].

Заключение

Применение системы автоматического управления гидроувеличителем сцепного веса позволит, в сравнении с ручным регулированием снизить динамические нагрузки в системе навески трактора, поддержание величины буксования в определенных пределах в зависимости от почвенных условий, повысить производительность труда при пахоте на тяжелых и неоднородных почвах на 15-25 % и снизить расход топлива на 15-18%.

Литература

1. Чудаков Д.А. Основы теории расчета трактора и автомобиля. М.: Изд-во «Колос», 1972.
2. Плужников С.В. Повышение тягово-сцепных свойств полноприводных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения нормальных реакций по ведущим осям.: Автореф. дис... канд. техн. наук. Саратов. с 101-104

УДК 637.116

ВАКУУМНАЯ УСТАНОВКА

Дудин В.Ю., Павленко С.И. (Днепропетровский государственный аграрный университет)

На основе проведенных теоретических исследований проведена разработка вакуумной установки, укомплектованной ротационным вакуумом-насосом, который не нуждается в смазке. Предложенные решения позволили уменьшить энергоемкость и эксплуатационные затраты.

Введение.

Для обеспечения работы доильных установок промышленного типа, которые одновременно обслуживают до 10 коров, преимущественно применяются вакуумные установки, оснащенные насосами двух типов: пластинчатыми ротационными и водокольцевыми. К преимуществам первых следует отнести простоту конструкции, меньшую материалоемкость. Что касается недостатков, то это, в первую очередь, наличие поверхностей трения, которые нуждаются в смазывании. При этом смазочное масло выбрасывается в атмосферу ухудшая еще и экологичность насоса. Кроме того, они имеют довольно высокую удельную энергоемкость, которая, очевидно, объясняется потерями воздуха через перетекания и затратами энергии на преодоление трения. В тот же время водокольцевые насосы не имеют поверхностей трения, но более сложные конструктивно, более материалоемки и нуждаются в постоянном контроле качества воды и отдельных устройств для ее введения [1].

В связи с этим цель исследований: повышение эффективности вакуумной установки

**Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство**

за счет усовершенствования конструктивно-технологической схемы и оптимизации параметров ротационного вакуумного насоса. Для достижения поставленной цели к решению были приняты следующие задачи:

- найти возможность устранения смазывания поверхностей трения насоса;
- обосновать геометрические параметры насоса.

Основная часть.

Необходимость смазывания поверхностей трения ротационного вакуумного насоса обуславливается материалами пары трения: текстолит (лопатка) - чугун (статор). При работе без смазки в паре наблюдается довольно высокий коэффициент трения и повышенный износ текстолита, а высокая температура, которая возникает в зоне контакта, приводит к необратимой деструкции лопаток. При этом продукты термодеструкции имеют высокую твердость, которая приводит к катастрофическому износу внутренней поверхности статора. Некоторые зарубежные производители ("Альфа-Лаваль", "Вестфалия") решают эту проблему путем использования лопаток на основе графитовых материалов, которые значительно уменьшают коэффициент трения в паре при сухом трении и дают возможность отказаться от смазывания. Однако использование таких материалов ограничено двумя причинами: довольно высокий износ графитовых лопаток и их низкая стойкость к динамическим нагрузкам, которая приводит к механическому разрушению во время переходных режимов работы насоса (пуск, остановка). Поэтому наработка таких лопаток довольно низкая, что вызывает необходимость их частой замены. Кроме того применение графитовых лопаток предусматривает высокие требования к качеству выполнения поверхности статора, а это приводит к увеличению стоимости его изготовления. В этом разрезе альтернативой графитовым материалам могут выступить углепластики - полимерные композиционные материалы (ПКМ), армированные углеродным волокном. На сегодня много современных ПКМ специального назначения стали доступными для использования в разных областях машиностроения. Один из таких материалов это серийно выпускаемый углепластик на основе фенол-формальдегидного связующего, наполненный углеродным волокном. При коэффициенте трения близкому к графитовым материалам, он имеет значительно высшую прочность и износостойкость [2, 3].

Следующий шаг - обоснование геометрических параметров насоса. Их, за влиянием на производительность, можно разделить на две группы: прямого влияния (размер прямо влияет на производительность) и косвенного (влияние формы и размещение отдельных элементов). К первым следует отнести диаметры статора и ротора, эксцентриситет и длину лопатки.

При четырех лопатках и угловой скорости вращения ротора ω теоретическая производительность насоса составит:

$$Q = 0,5e \cdot (D + e) \cdot L \cdot \omega, \quad (1)$$

где D – диаметр статора, м.
 L – длина лопатки, м.
 e – эксцентриситет, м
 ω – угловая скорость, рад⁻¹.

На основании практических данных рекомендуется принимать следующие конструктивные соотношения для вакуумных насосов [4]:

эксцентриситет

$$e = 0,07D, \quad (2)$$

отношение длины пластины L к диаметру корпуса D

$$\frac{L}{D} = 0,6 \dots 2,0. \quad (3)$$

Приведя все перечисленные параметры к диаметру статора и учитывая, что $\omega = \frac{\pi n}{30}$, была получена следующая зависимость:

$$Q = 0,5 \cdot 0,07D \cdot (D + 0,07D) \cdot (0,6 \dots 2,0) D \cdot \frac{\pi n}{30} \quad (4)$$

Подставив в выражение (4) значение диаметра статора в пределах от 0,15 до 0,3 м и приняв частоту вращения равную 1000 мин^{-1} , получим следующую графическую зависимость (рис. 1).

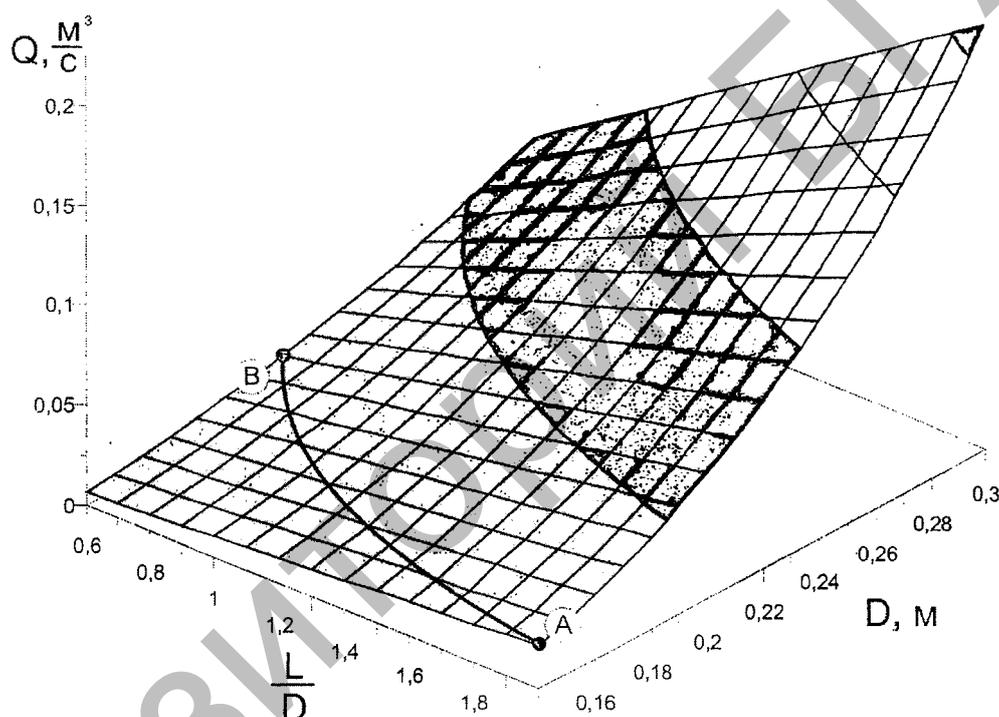


Рисунок - 1. Зависимость теоретической производительности насоса от отношения длины лопатки к диаметру статора и диаметра статора при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$

Анализируя полученные данные, можно сказать, что увеличение длины лопатки не так значительно влияет на производительность насоса, как увеличение диаметра. Приращение D от 0,15 до 0,3 м позволяет увеличить производительность больше чем в 4 раза, в то время как при максимальном отношении L/D она увеличивается лишь в 2,5 раза.

Конечно, теоретические показатели производительности будут отличаться от действительных. Но надо учитывать то, что в реальных условиях при увеличении круговой скорости движения лопаток уменьшаются перетекание воздуха между камерами насоса, а значит, повышается его ККД. Поэтому при одинаковой теоретической производительности насос который будет иметь больший диаметр, будет иметь и более высокую действительную производительность. Так по геометрическим параметрам, насос РВН 40/350А будет находиться в точке А (рис. 1), при этом соответствующие ему по теоретической производительностью геометрические параметры будут лежать на отрезку АВ. Таким образом насос с геометрическими параметрами которые отвечают точке В будет иметь

Секция 1: Сельскохозяйственные машины и тракторы:
расчет, проектирование и производство

аналогичную производительность. При этом, в соответствии с известными зависимостями, теоретическая мощность на привод насоса имеет прямую зависимость от геометрических размеров и будет одинаковой на всем отрезку АВ.

Исходя из вышесказанного к разработке был принят насос со следующими геометрическими параметрами: диаметр статора $D=0,21$ м, длина лопатки $L=0,21 \times 0,6=0,126$ м, эксцентриситет $e=0,07 \times 0,21=0,0147$ м.

Конструкцию ротационного вакуумного насоса в соответствии с полученными результатами было реализовано научно-производственным предприятием "Агромех", г. Днепропетровск, в составе универсальной вакуумной установки УВУ-1200.

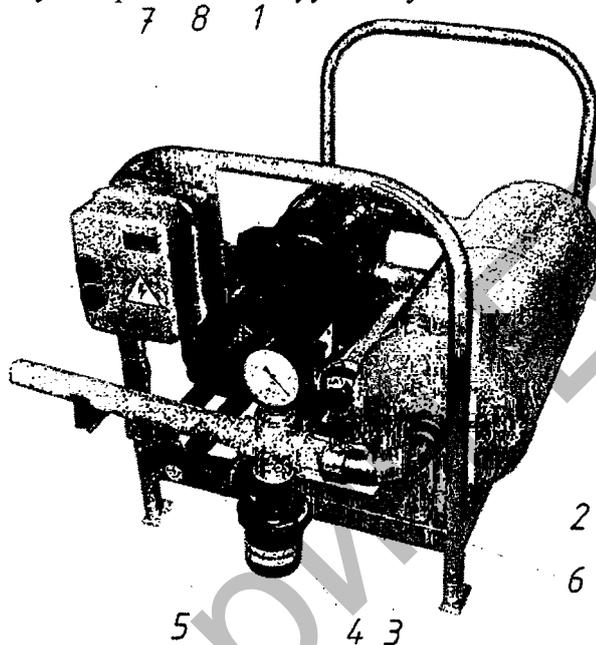


Рисунок - 2. Общий вид экспериментальной вакуумной установки:
 1 - вакуум-насос; 2 - вакуум баллон; 3 - глушник; 4 - вакуум регулятор;
 5 - вакуумметр; 6 - рама; 7 - пульт управления; 8 - электродвигатель.

Результаты испытаний установки дают возможность утверждать, что при меньшей мощности были получены высшие показатели производительности (табл.1).

Таблица - 1. Технические характеристики и удельные показатели существующих вакуумных установок и экспериментальной

Показатель	Экспериментальная установка	УВУ60/45А	УВУ-Ф-120/90
Производительность, л/ч (м ³ /ч)	1200 (72)	1000 (60)	2000 (120)
Система смазывания	СС	М	М
Мощность, кВт	3,0	4,0	7,5
Затраты электроэнергии на единицу производительности:			
за минуту, кВт/л	0,0025	0,004	0,0038
за час, кВт/м ³	0,042	0,067	0,0625
Годовые затраты на техническое обслуживание при 6 часовой работе			
работы, чел/ч	-	76	76
масла, кг	-	13,10	21,5
Гарантийная наработка насоса до замены лопаток, ч	3000	1000	1000

Кроме того, благодаря использованию лопаток из нового материала, полностью исключена затраты на смазывание и улучшены экологические показатели насоса. Что касается надежности, то наработка насоса до замены лопаток составляет 3000 часов.

Заключение.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- использование углепластика в качестве конструкционного материала для изготовления лопаток позволяет исключить необходимость смазывания поверхностей трения насоса;
- увеличение диаметра статора насоса приводит к увеличению скорости движения пластин, что позволяет снизить внутренние перетекания;
- экспериментальный насос в сравнении с существующими аналогами имеет меньшую энергоемкость и эксплуатационные затраты.

Литература

1. Фролов Е.С. Механические вакуумные насосы. М.: "Машиностроение", 1989, 286 с.
2. Пат. України № 47930 А від 12.11.2001 Полімерна композиція / Буря О.І., Дудін В.Ю., Деркач О.Д., Фесенко Ю.П., Прокоп'єв В.М. Бюл. № 3.
3. Буря А.И., Деркач А.Д., Дудин В.Ю., Свойства углепластиков и опыт их применения в машиностроении // Международный технический журнал "Мир техники и техно-логий", № 12, 2002, с. 30-31.
4. Мжельский Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок. М.: "Машиностроение", 1974, 152 с.

УДК 631.363

АНАЛИЗ РАБОТЫ ДОИЗМЕЛЬЧАЮЩИХ УСТРОЙСТВ КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Павленко С.И. (Днепропетровский государственный аграрный университет)

Повышение эффективности работы кормоуборочных комбайнов на основе создания доизмельчающих устройств. Проведен анализ доизмельчающих устройств кормоуборочных комбайнов.

Введение

В Украине и за рубежом разработаны новые ресурсо- и энергосберегающие технологии заготовки сочных и концентрированных кормов из кукурузы на основе их самоконсервации – силосования, представляющие собой совокупность агротехнических приемов и технических решений по механизированным технологиям хранения и использования корма.

Современные кормоуборочные комбайны комплектуют по специальным заказам устройствами дополнительного измельчения – рекаттерами. Основное назначение рекаттеров – обеспечение разрушения зерна кукурузы, которое не измельчилось ножами измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна, после процесса нарезания частиц в режущей паре: противорежущая пластина – нож.

Разнообразие конструкций рекаттеров, которые бывают активного и пассивного типов, несколько затрудняет представление об их реальной роли в процессе измельчения. Поэтому целью данной работы является всесторонний анализ технологического процесса работы устройств дополнительного измельчения на ножевых режущих аппаратах кормоуборочных комбайнов.

Основная часть

Анализ доизмельчающих устройств предусматривает качественную оценку их работы в ножевых измельчающих аппаратах. Сложность процесса доизмельчения материала затрудняет возможности установления функциональных зависимостей между параметрами во всех взаимодействиях. Поэтому при анализе работы доизмельчающих устройств применен аппарат классической механики и теории вероятности.

Приняты следующие допущения: