

виде структурной целостности, отсутствия сгуживания с перемешиванием слоев вместе с растениями. На задней части междурядья почвенного слоя разрезаются дисковым ножом 8, который вращается в своей верхней части по ходу движения пласта, и затем подвергается мягкому фрезерирующему воздействию гофрированных конических поверхностей боковин 9, которые одновременно способствуют дальнейшему движению вниз уже разделенного на полосы, с теряющего свою целостность, слоя почвы. При этом исключается попадание между удлинителем в виде пластины 3 и дисковым ножом 8 с боковинами 9 камней, корневищных или растительных остатков, так как они отбрасываются от окна ромбовидной формы 4 центробежными силами, а гофрированная коническая поверхность боковин 9 во время работы образует поверхность вращения, отбрасывающую от неё частицы почвы, камни, корневищные и растительные остатки. Поэтому остановки агрегата из-за поломок рыхлящих элементов или наматывания на них растительных остатков исключаются, как и губительная для целостности перемещаемого слоя почвы вибрация лемеха 2 с удлинителем в виде пластины 3 вследствие рубящих ударов по расположенным на ней камням, корневищным или растительным остаткам.

После прохода машины растения сохраняют своё вертикальное положение, но располагаются в потерявшем свою структурную целостность (в том числе и за счёт трёхкратного изгиба при поступлении на лемех 2, в верхней части удлинителя в виде пластины 3 и при возвращении на почву) почвенном слое с взрыхлёнными междурядьями. Они могут быть легко извлечены из почвы путём выдёргивания, как вручную, так и механизированным способом.

Заключение

Разработанная конструкция машины для выкапывания растений позволяет обеспечить качественное выполнение технологического процесса выкапывания растений из почвы, засоренной камнями, корневищными и растительными остатками, а также увеличить производительность труда при выборке растений овощных и лесотехнических культур из почвы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Выкопная машина : а. с. 1210696 СССР, МКИ А 01 С 11/00 / В.В. Куликов, Г.Б. Климов ; ВНИИ лесоводства и механизации лесного хозяйства. – №3757788_30-15 ; заявл. 29.04.1984 ; опубл. 15.02.1986 // Афіц. бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал.уласнасці. – 1986.– № 6. – С.47.
2. Евтух, Г. И. Исследование перемещения грунта по плоскому клину и установление предельной высоты подъёма грунта в зависимости от параметров срезаемой стружки : дис.... канд. техн. наук : 05.20.01 / Г.И. Евтух. – Горки, 1972. – 124с.
3. Дарков, А.В. Сопrotивление материалов : учеб. для техн. вузов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М. : Высш. шк., 1989. – 624 с.
4. Выкопная машина : пат. 11766 Респ. Беларусь, МПК А 01 С 11/00 / И.Н. Шило [и др.] ; заявитель Белорус. гос. аграрн. техн. ун-т. – № а 20061283; заявл. 15.12.2006 ; опубл. 30.04.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – №2. – С.36.

УДК 637.116:621.65

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 28.07.2009

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РОТАЦИОННЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ С ПРОФИЛИРОВАННЫМИ РАБОЧИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

М.В. Колончук, инженер (РУП «Минскэнерго»)

Аннотация

Рассматриваются вопросы проектирования ротационных вакуумных насосов, применяемых в доильных установках. Исследуются рациональные геометрические параметры насосов и их профилированных рабочих элементов. Приводятся результаты исследований искомых величин.

Введение

Эффективность работы доильных установок характеризуется постоянством вакуума в технологических линиях [1]. Даже малое его колебание нарушает рефлекс молокоотдачи и снижает продуктивность коров. В качестве источника вакуума в доильных установках используются ротационные водокольцевые и пластинчатые насосы производительностью 60 м³/ч. Коэффициент откачки вакуумных насосов составляет всего 0,3...0,4. Поэтому вопросы снижения удельной

энергоёмкости вакуумных насосов имеют большую актуальность. Разработка и создание высокопроизводительных и малоэнергоёмких вакуумных насосов для доильных установок является важной инженерной задачей [2-4]. Условием повышения эффективности ротационных насосов является совершенство профилей их рабочих элементов [5].

Эксцентриситет оказывает влияние на величину предельно достигаемой насосом разреженности. Чем больше должна быть эта величина, тем меньше должен быть эксцентриситет. Большой эксцентриситет насоса

повышает производительность, т. к. уменьшаются перетечки воздуха, и остается неизменным сечение щелей. Однако чрезмерное увеличение эксцентриситета насосов увеличивает потери на трение пластин или вращение жидкостного кольца. Малый эксцентриситет снижает быстроту действия насосов обоих типов. Профили лопаток ротора и каналов подвода рециркуляционной жидкости водокольцевых насосов исключают активное взаимодействие струи жидкости с ло-

патками. В пластинчатых насосах применяют пластины, имеющие на верхних кромках один или два скоса. Такая форма пластин, вызывая их скачкообразное движение по внутренней поверхности корпуса и протечки воздуха через возникающий радиальный зазор, требует длительной их приработки [6].

В настоящее время для получения конструкции ротационных вакуумных насосов, лишенных указанных выше недостатков, приходится определять оптимальное значение геометрических параметров путем выполнения большого объема экспериментальных работ. Только с помощью экспериментов с каждой конкретной машиной могут быть созданы экономичные ротационные насосы. Создание совершенных насосов возможно повышением точности расчета и устранением доводочных работ, направленных на получение максимальной производительности и минимальной потребляемой мощности.

Цель работы – снижение энергозатрат доильных установок совершенствованием ротационных вакуумных насосов.

Основная часть

В известных методиках расчета [7] эксцентриситет водокольцевого насоса рекомендуется определять по формуле:

$$e = \frac{r_2}{8},$$

где r_2 – радиус наружной поверхности ротора.

Расхождение в значениях подсчитанного эксцентриситета может составить более 12%. Недостатком определенной таким образом конструкции является то, что ротор может во время работы быть погружен слишком глубоко в жидкостное кольцо или, наоборот, может выходить из жидкостного кольца. В первом случае не используется полностью объем ротора для создания газовой полости, не всасывается весь возможный объем газа и, таким образом, уменьшается производительность, увеличивается удельная мощность и удельная материалоемкость. Во втором случае ячейки, в которых должно начинаться сжатие газа, не разобщены между собой, сжатие происходит только при дальнейшем повороте рабочего колеса, и уменьшенное расстояние между ячейками начала сжатия и нагнетательной полости увеличивает перетечки из полости всасывания, уменьшает производительность и увеличивает удельную мощность и удельную материалоемкость. Поэтому в жидкостно-кольцевом насосе (рис. 1,а) обеспечивают гарантированное погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении II-II на глубину $a=2-7$ мм [8].

Величина эксцентриситета водокольцевого насоса определяется также геометрическими параметрами втулки ротора (рис. 1,б). Относительный радиус втулки рекомендуется задавать в пределах $v = r_1/r_2 = 0,4...0,55$. Большее отношение радиусов

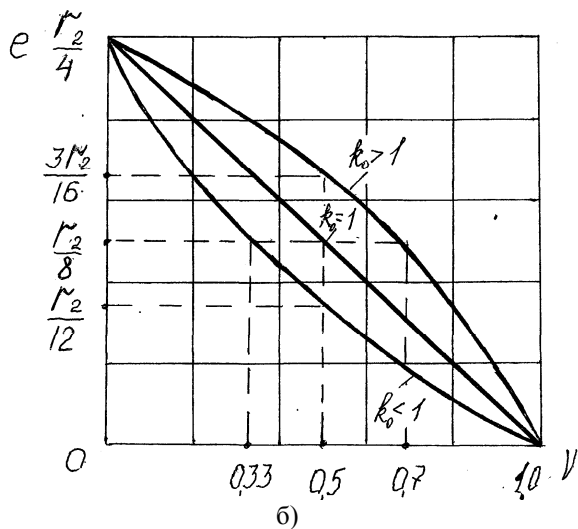
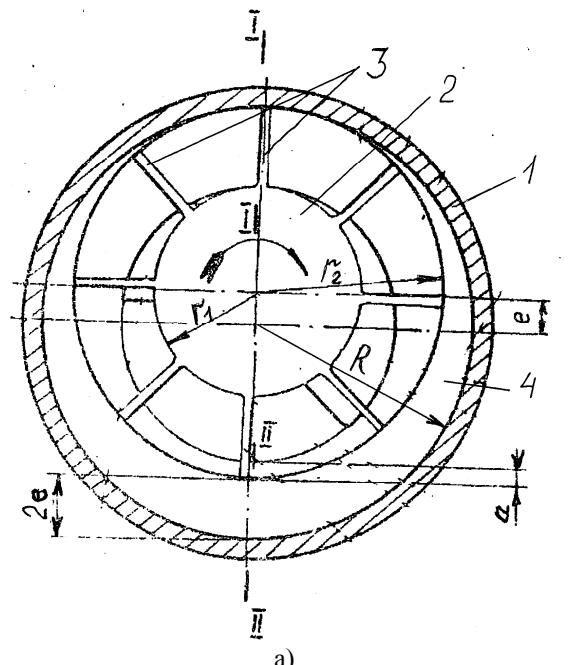


Рисунок 1. Водокольцевой вакуумный насос:
а – геометрические параметры (1 – корпус; 2 – втулка ротора; 3 – лопатки; 4 – жидкостное кольцо; r_1 – радиус втулки ротора; r_2 – радиус наружной поверхности ротора; R – радиус корпуса); б – зависимость эксцентриситета (e) от относительного радиуса (v)

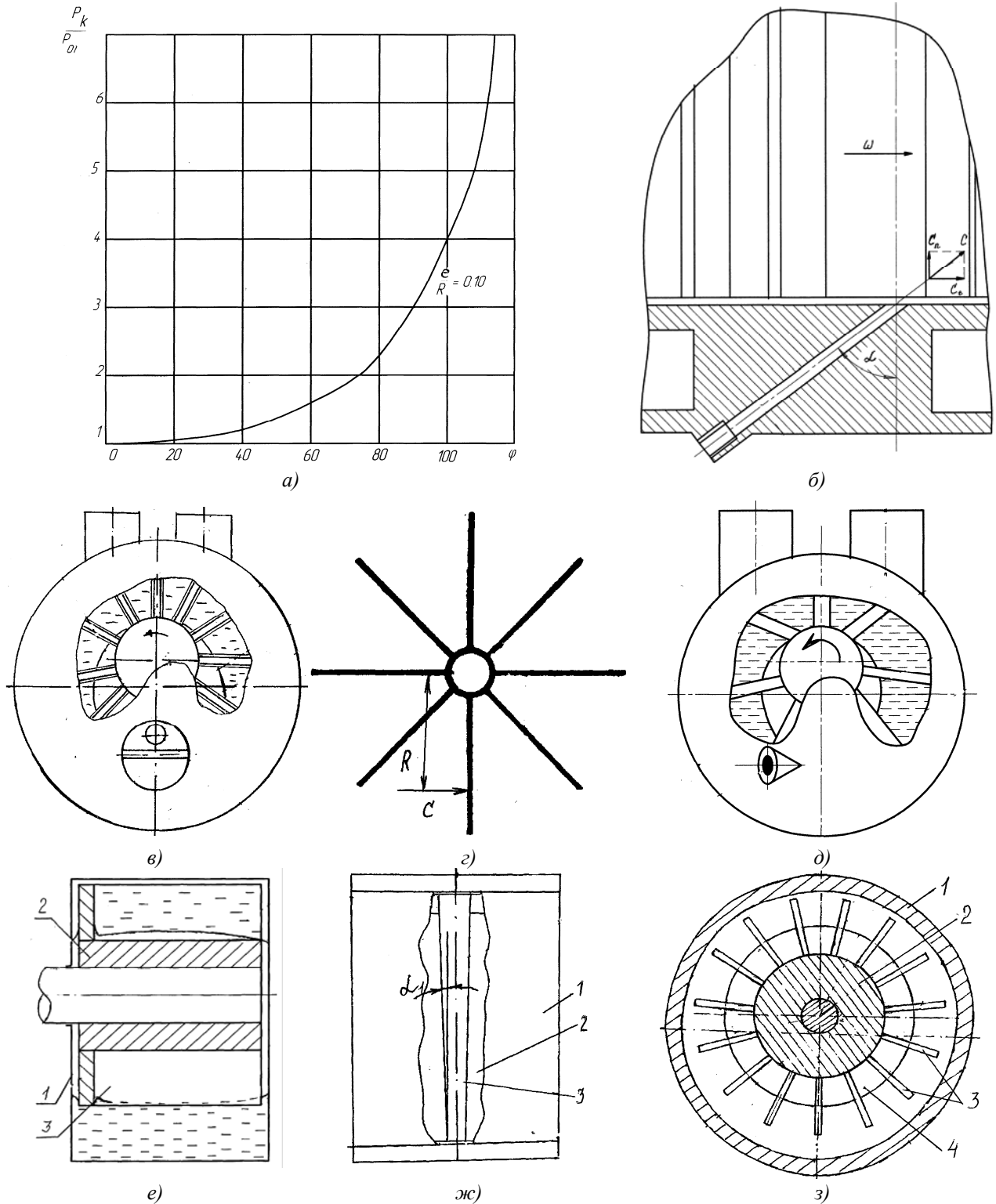


Рисунок 2. Энергосберегающие факторы водокольцевого насоса:

а – распределение давления воздуха в ячейке по углу поворота ротора (p_k – давление нагнетания; p_{01} – давление всасывания); б–д – подвод рециркуляционной жидкости; е – внутренний контур жидкостного кольца (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка); ж – утолщенная лопатка (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; α_1 – угол утолщения); з – насос (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; 4 – роторный диск малого диаметра)

втулки и ротора ($\nu \geq 0,55$) увеличивает размеры насоса, а меньшее отношение $\nu < 0,4$ препятствует размещению во втулке ротора вала нужного сечения [8]. Вышеприведенная формула пригодна лишь для равного 0,5 [8]. Справедливость этого утверждения подтверждает подстановка численного значения в соотношение

$$e = \frac{r_2 - r_1}{4} = \frac{r_2}{4} (1 - \nu) = \frac{r_2}{4} \left(1 - \frac{1}{2}\right) = \frac{r_2}{8},$$

где r_1 – радиус втулки ротора.

Другие соотношения радиусов втулки и ротора водокольцевого насоса учитываются понижающим

коэффициентом $k_0 = \frac{r_2}{r_2 + r_1}$ или повышающим $k_0 = \frac{r_2 + r_1}{r_2}$ коэффициентами в следующем виде:

$$e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} k_0 \rightarrow \begin{cases} e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} \cdot \frac{r_2}{r_2 + r_1} \\ e = \frac{(r_2 - r_1)}{4} \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2} \end{cases}$$

Вода, подводимая в серповидное пространство на стороне всасывания, снижает быстроту действия насоса из-за замещения объема воздуха. Целесообразно подавать воду в ячейки на стороне нагнетания (рис. 2). Основанием для этого является то, что при углах поворота $\varphi \leq 50^\circ$ воздух сжимается незначительно (рис. 2,а,б). Эксцентричное расположение канала для подвода жидкости на резьбовой пробке позволяет регулировать его местоположение канала в зависимости от требуемого режима работы (рис. 2,в).

Кроме того, эффективное взаимодействие между струей и лопаткой имеет место в том случае [9,10], когда струя, вытекающая из канала лобовины насоса, наталкивается на нее на определенном расстоянии от оси вращения (рис. 2,г,д) и ее скорость вдвое больше окружной скорости лопатки. Поэтому канал для подачи жидкости должен быть повернут в горизонтальной плоскости на сторону всасывания ($\alpha = 40...70^\circ$) для создания давления на лопатки ротора тангенциальной составляющей (c_t) скорости жидкостной струи.

Внутренняя поверхность жидкостного кольца по длине цилиндра имеет бочкообразную форму (рис. 2,е). Кольцо дальше отходит от втулки в центре колеса по длине и ближе всего подходит к втулке у торцов. Наличие защемленного воздушного пространства снижает производительность насоса. При такой форме внутренней поверхности жидкостного кольца рационально выполнять втулку наклонной, чтобы в защемленном объеме оставалось меньше воздуха, а следовательно, увеличилась производительность водокольцевого насоса. Рациональным для вакуумных насосов двухстороннего действия является диапазон углов на-

клона втулки $7-10^\circ$. Конусная втулка ротора вытесняет воздух из защемленного объема и повышает производительность водокольцевого насоса. Эту же функцию выполняет плавно утолщенная в осевом направлении лопатка (рис. 2,ж). Для предотвращения локального воздействия абразивных частиц на внутреннюю поверхность корпуса и активизации жидкостного кольца диаметр диска ротора должен быть меньше диаметра колеса (рис. 2,з).

Значение эксцентриситета пластинчатого вакуумного насоса (рис. 3,а) определяют по выражению [6]

$$e = \frac{D - d_e - 2(h + k_1)}{2},$$

где D – внутренний диаметр цилиндра, м; d_e – диаметр вала ротора, м; h – ширина пластины, м; k_1 – конструктивный фактор ротора, зависящий от прочности материала вала ротора и его конструкции.

Максимальный угол наклона пластин внутри паза должен исключать их заклинивание (рис. 3,б,в). Очевидно, что заклиниванию лопатки способствует положение ее наибольшего вылета. Если угол наклона пластины больше допустимого, сопротивление в пазах ротора будет больше, чем сила, заставляющая входить пластину в паз, и насос, в лучшем случае, остановится, а в худшем – произойдет поломка пластины. Так как инерция ротора значительная, поломка пластин более вероятна. Это подтверждает взаимосвязь величины эксцентриситета и степени износа пластин по толщине и ширине. Отношение диаметров ротора и корпуса, а, соответственно, и величины эксцентриситета пластинчатых вакуумных насосов, предназначенных для работы с доильными установками, колеблется в узких пределах $e = (0,09 - 0,17)R$, где R – радиус корпуса, м [6]. Эксцентриситет ротационного пластинчатого вакуумного насоса предлагается определять по формуле:

$$e = \frac{b}{4k},$$

где e – эксцентриситет; b – толщина пластины; k – коэффициент трения скольжения.

Расчеты эксцентриситета насосов подтверждают соответствие расчетных и экспериментальных данных (табл. 1).

Таблица 1. Расчетные эксцентриситеты пластинчатых вакуумных насосов

Наименование	РВН 40/350	УВ-45	РВН-40С	РВН-6М
Диаметр цилиндра, мм	146	130	145	170
Диаметр ротора, мм	130	110	121	143
Толщина пластины, мм	5,4	6,0	5,8	6,0
Материал пластины	текстолит	текстолит	текстолит	сталь
Эксцентриситет фактический, мм	8	10	12	13,5
Коэффициент трения пластины с цилиндром	0,15	0,15	0,15	0,1
Эксцентриситет расчетный, мм	9,0	10,0	9,6	15

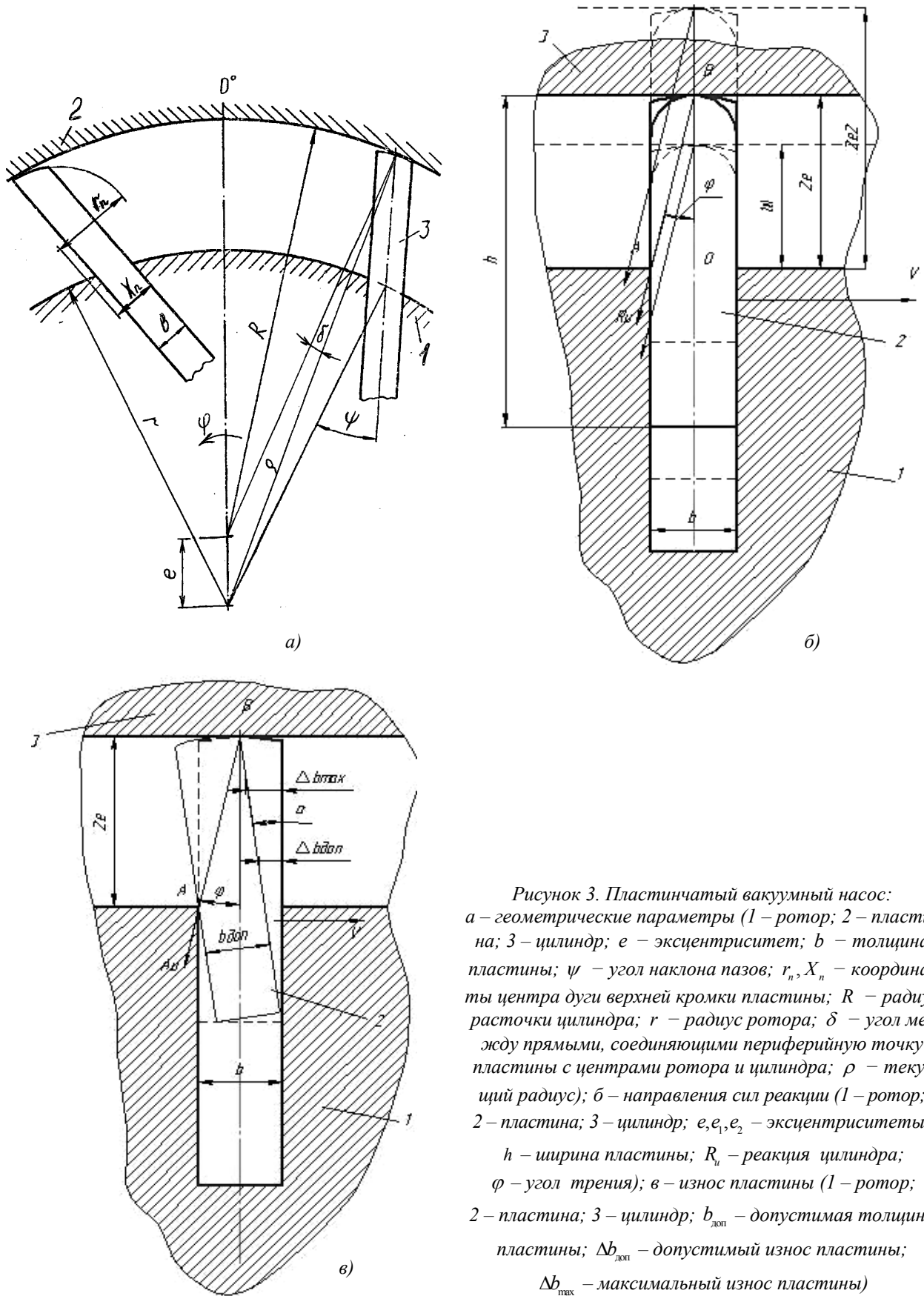


Рисунок 3. Пластинчатый вакуумный насос:
 а – геометрические параметры (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр; e – эксцентриситет; b – толщина пластины; ψ – угол наклона пазов; r_n, X_n – координаты центра дуги верхней кромки пластины; R – радиус расточки цилиндра; r – радиус ротора; δ – угол между прямыми, соединяющими периферийную точку пластины с центрами ротора и цилиндра; ρ – текущий радиус); б – направления сил реакции (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр; e, e_1, e_2 – эксцентриситеты; h – ширина пластины; R_u – реакция цилиндра; φ – угол трения); в – износ пластины (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – цилиндр; $b_{\text{доп}}$ – допустимая толщина пластины; $\Delta b_{\text{доп}}$ – допустимый износ пластины; Δb_{max} – максимальный износ пластины)

Отношение ширины пластины и двойного эксцентриситета определяет соотношение максимально и допустимого износов (рис. 4). В связи с тем, что линия контакта верхней кромки пластины и цилиндра насоса перемещается по периферии пластины, то максимальный износ составляет половину толщины пластины $\Delta b_{\max} = \frac{b}{2}$. Это позволяет определить допустимые износы по ширине пластины при известной ее толщине ($b, 0,75b, 0,66b$ и $0,5b$). Ширина пластины, имеющей 25% износа, должна вдвое превышать значение двойного эксцентриситета. Ширина пластины, имеющей износ по толщине равный 33%, должна составлять не менее 6 эксцентриситетов. А ширина пластины, имеющей 50% износ по толщине, должна быть бесконечно большой (рис. 4).

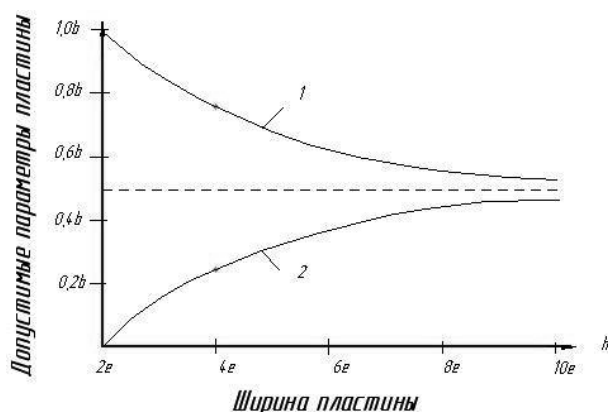


Рисунок 4. Взаимосвязь параметров пластины: 1 — толщина пластины; 2 — допустимый износ по толщине

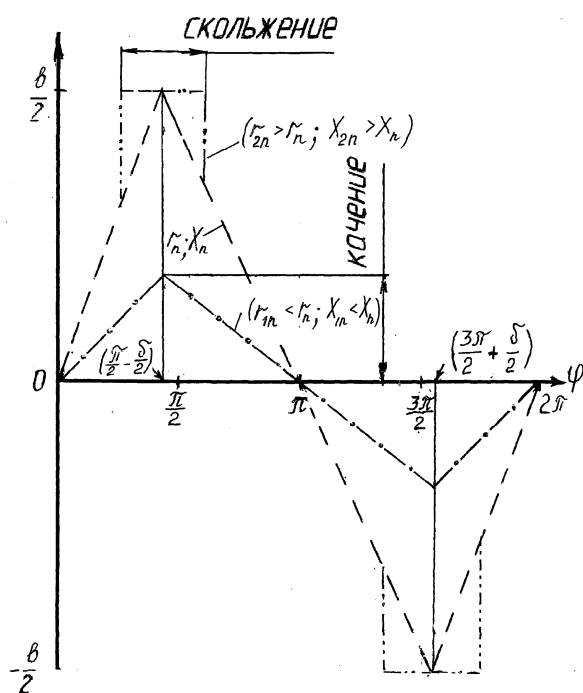


Рисунок 5. Динамика движения кромки пластины

Пластины ротационных насосов, как правило, изготавливаются из текстолита марки ПТК. Предел прочности стальных пластин превышает предел прочности текстолитовых пластин. Поэтому при одних и тех же геометрических размерах корпуса и ротора эксцентриситет вакуумных насосов со стальными пластинами больше эксцентриситета вакуумных насосов с текстолитовыми пластинами. Изношенная пластина должна заходить в паз ротора на величину не менее $1,5e$ [11]. Учитывая, что ширина пластины составляет $4,0e$, то максимальный износ по ширине пластины составляет $0,5e$.

Снижение энергоемкости ротационного пластинчатого насоса обеспечивается пластинами, имеющими дугую периферийную кромку, радиус и положение центра которой определены соотношениями [12]

$$r_n = \frac{R \cdot b}{\frac{2e}{\sqrt{1 - [(r/R) \sin \psi]^2}} + b},$$

$$X_n = \frac{r \cdot b}{\frac{2e}{\sqrt{1 - [(r/R) \sin \psi]^2}} + b} \cdot \sin \psi + \frac{b}{2},$$

где e — эксцентриситет; b — толщина пластины; ψ — угол наклона пазов; r_n, X_n — координаты центра дуги верхней кромки пластины; R — радиус расточки цилиндра; r — радиус ротора.

Выполнение дуги верхней кромки пластины по параметрам, учитывающим наклон пластин, способствует непрерывному перемещению линейной площадки контакта по всей дуге кромки пластин, устраняя необходимость приработки последних и перетечки воздуха (рис. 5).

Предельный вакуум ротационных насосов, укомплектованных пластинами, верхняя кромка которых срезана под углом 45° , меньше, чем у насосов с пластинами, обработанными под цилиндрический профиль. Потребляемая мощность (N) этих насосов больше вследствие ухудшения смазки и увеличения силы трения. Быстрота действия насосов (S) меньше вследствие радиальных протечек. Поэтому удельная мощность (q) насосов выше (рис. 6,а). Потребляемая мощность насосов с роторами, имеющими лопатки с цепным профилем, меньше, чем у насосов, имеющих лопатки других профилей. Так как быстрота действия этих насосов выше быстроты действия насосов с роторами, имеющими лопатки других профилей, то удельная мощность ниже (рис. 6,б).

Закключение

1. Потребляемую мощность водокольцевого насоса снижают на 0,1 кВт вперед и плавно изогнутые по форме цепной линии лопатки
2. Быстроту действия водокольцевого насоса увеличивают на 10% лопатки ротора, утолщенные от торца к крышке под углом 3-7 градусов.

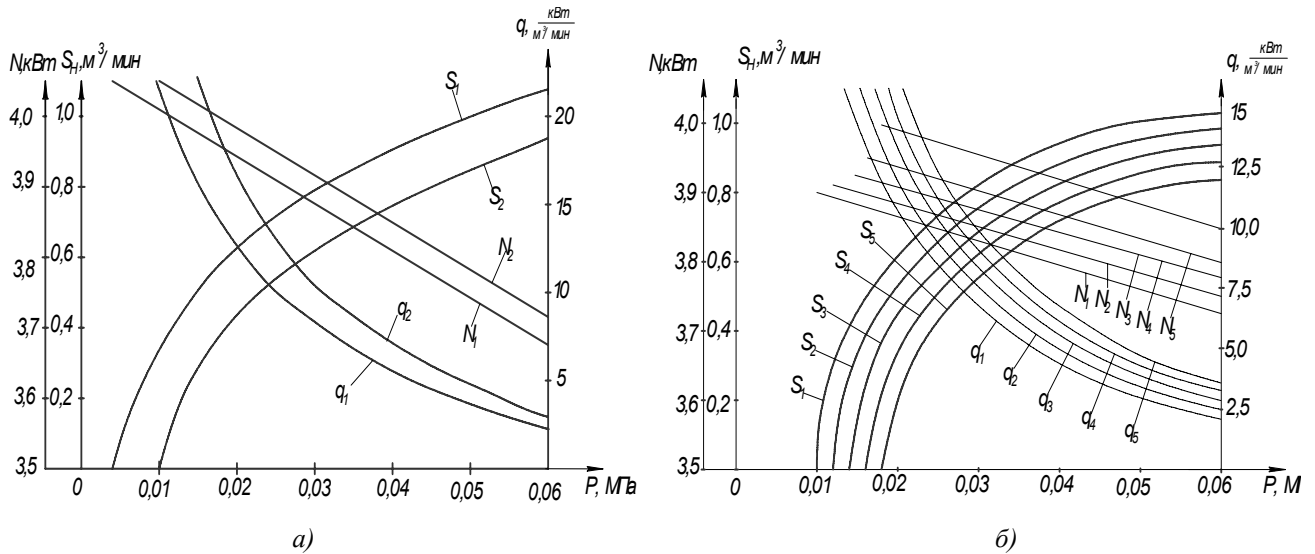


Рисунок 6. Характеристики насосов:

а – пластинчатый насос (1 – пластины с теоретическим профилем кромки; 2 – пластины со срезанной кромкой под углом 45°); б – водокольцевой насос с различным профилем лопаток ротора (1 – изогнутые по цепной линии; 2 – изогнутые вперед; 3 – прямые наклонные вперед; 4 – прямые наклонные назад; 5 – изогнутые назад)

3. Расположение патрубка для подвода воды в серповидном пространстве на стороне нагнетания на расстоянии 0,5-0,9 радиуса рабочего колеса повышает быстроту действия насоса на 20%. Наклон патрубка по ходу вращения способствует снижению затрат энергии на 1%.

4. Эффективным способом снижения мощности трения пластин является максимально возможное увеличение их высоты с наклоном по ходу вращения ротора. Износ пластин по высоте на 1% увеличивает потребляемую мощность на 0,1%.

5. Предельный износ пластины составляет 20% ее толщины и 12% ее ширины. Износ пластин происходит по дуге определенного радиуса. Радиус дуги верхней кромки пластин толщиной 6 мм ротационного насоса УВБ. 02.000 составляет 13 мм и уменьшается по мере ее износа по толщине в пазах ротора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антроповский, Н.М. Стабильный вакуум – основное требование при работе доильных установок /Н.М. Антроповский, В.К. Скоркин //IX Междунар. симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных: тезисы докл. – Оренбург: Издат. центр ОГАУ, 1997. – С. 24-26.

2. Земьянис, Г.М. Исследование теплового режима водокольцевого вакуумного насоса /Г.М. Земьянис, Ю.К. Приекулис //IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных: тезисы докл. – Оренбург: Издат. центр ОГАУ, 1997. – С. 54-56.

3. Цой, Ю.А. О перспективах применения вакуумных насосов лопаточного типа в сельском хозяйст-

ве /Ю.А. Цой, В.В. Бурлай, Д.И. Соломонов //IX Международный симпозиум по машинному доению сельскохозяйственных животных: тезисы докл. – Оренбург: Издат. центр ОГАУ, 1997. – С. 114-116.

4. Басманов, В.И. Вакуумные насосы доильных машин/ В.И. Басманов. – Дубляны, 1974. – 28 с.

5. Тетерюков, В.И. Ротационные вакуумные насосы и компрессоры с жидкостным поршнем/ В.И. Тетерюков. – М.: Машгиз, 1960. – 251 с., ил.

6. Мжельский, Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок. /Н.И. Мжельский. – М.: Машиностроение, 1974. – С. 133.

7. Ротационные компрессоры/ А.Г. Головинцов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с., ил.

8. Вакуумная техника: справочник/ Е.С. Фролов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.

9. Угинчус, А.А. Гидравлика и гидравлические машины/ А.А. Угинчус. – Харьков: Изд-во Харьковского университета, 1970. – С. 219-222.

10. Исследование параметров узла подвода рециркуляционной жидкости водокольцевого вакуумного насоса. Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития: материалы Международной научно-технической конф., Минск, 11-14 февраля 2009 г. / редкол. А.В. Кузьмицкий [и др.]. – Минск, 2009. – С. 109-113.

11. Зеленецкий, С.Б. Ротационные пневматические двигатели /С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – С. 61.

12. Колончук, М.В. Исследование приработки лопаток ротационного вакуумного насоса доильной установки при текущем ремонте / М.В. Колончук // Агротехника. – 2006. – №6. – С. 28-32.