

Выводы

Исследовав процесс доения коров-первотелок стандартной или силиконовой сосковой резиной, можно установить, что процент проб молока с КСК ниже 400 тыс./мл:

- был выше при доении силиконовыми резинами как в 10-месячной, так и продленной части лактации. В период 10-месячной лактации разница между группами была статистически существенной;
- в обеих группах процент проб молока был ниже в 10-месячной лактации в сравнении с продленной частью лактации. Разница была статистически существенной.

Библиография

1. Anonim 2007, Program Rozwoju Obszarów Wiejskich 2007–2013 MRiR Wsi, 2007.
2. Hańckowiak A., Winnicki S., Głowicka-Wołoszyn R., Weglarzy K.: 2006, Wpływ rodzaju gum strzykowych w kubkach udojowych na zmiany morfologiczne zakończenia strzyka u krów, Rocz. Nauk. Zoot., T.33, Z.1, 133-140.
3. Philpot W. N., Nickerson S.C.: 2006, Zwyciężyć w walce z mastitis, Wyd. Westfalia Surge Polska Sp. Z.o.o.
4. Rasz H., Dostosowanie poskich norm żywnościowych do norm obowiązujących w Unii Europejskiej, Informacja BSiE nr 961 (IP- 102 G), 2007.

УДК 637.116:621.65

**В.И. Передня, М.В. Колончук,
С.В. Лосик**

*(РУП «Научно-практический центр
Национальной академии наук Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Введение

Эффективность работы доильных установок различных модификаций определяется постоянством вакуумного режима. Источником вакуума служат водокольцевые и пластинчатые насосы производительностью 45–60 м³/ч при вакуумметрическом давлении 46–50 кПа. Качество насоса лучше, если шире диапазон давления, в пределах которого быстрота действия насоса мало изменяется, и если меньше потребляемая мощность. Передача энергии в водокольцевом насосе осуществляется по сложной схеме «рабочее колесо – жидкостное кольцо – воздух – лобовина». Фактическая производительность насоса в 2–3 раза меньше теоретической, а удельная энергоемкость достигает 0,06–0,07 кВт/(м³/ч). Причиной этого является несовершенство конструктивных элементов насосов.

Основная часть

Сложность оптимизации конструктивных параметров ротора водокольцевого насоса обусловлена различием принципов его работы на сторонах всасывания и нагнетания. Со стороны всасывания насоса (рисунок 102 а) на частицу жидкостного поршня действуют центробежная сила Z и сила сопротивления инерции W , направленные навстречу друг другу [1], а сила Кориолиса C действует против направления угловой скорости (так же, как и у центробежного насоса). На стороне сжатия центробежная сила Z и сила инерции W имеют одинаковое направление, а сила Кориолиса C действует по направлению угловой скорости (аналогично турбине). Движение жидкости в межлопаточном пространстве жидкостного кольца сложное. При вращении ротора относительное циркуляционное течение вносит дополнительные скорости, направленные вдоль радиуса. Поэтому скорости частиц вблизи вогнутой поверхности лопатки, загнутой назад, увеличиваются, а вблизи выпуклой поверхности — уменьшаются (рисунок 102 а). Неравномерное поле скоростей изменяет давление (снижение давления отмечено знаком «-», а его повышение — знаком «+») (рисунок 102 б). На стороне нагнетания течение жидкости направлено радиально от периферии к центру. Циркуляционное движение также сохраняет свое направление, изменяя величины скоростей (рисунок 102 б, в, г). Радиальная скорость частицы, движущейся в окружном направлении в соответствии с условиями равновесия по второму закону Ньютона, переменная в сечении ячейки. Вследствие этого с одной стороны ячейки радиальная скорость ниже, чем с другой, при этом усиливаются гидродинамические потери энергии (рисунок 103 д).

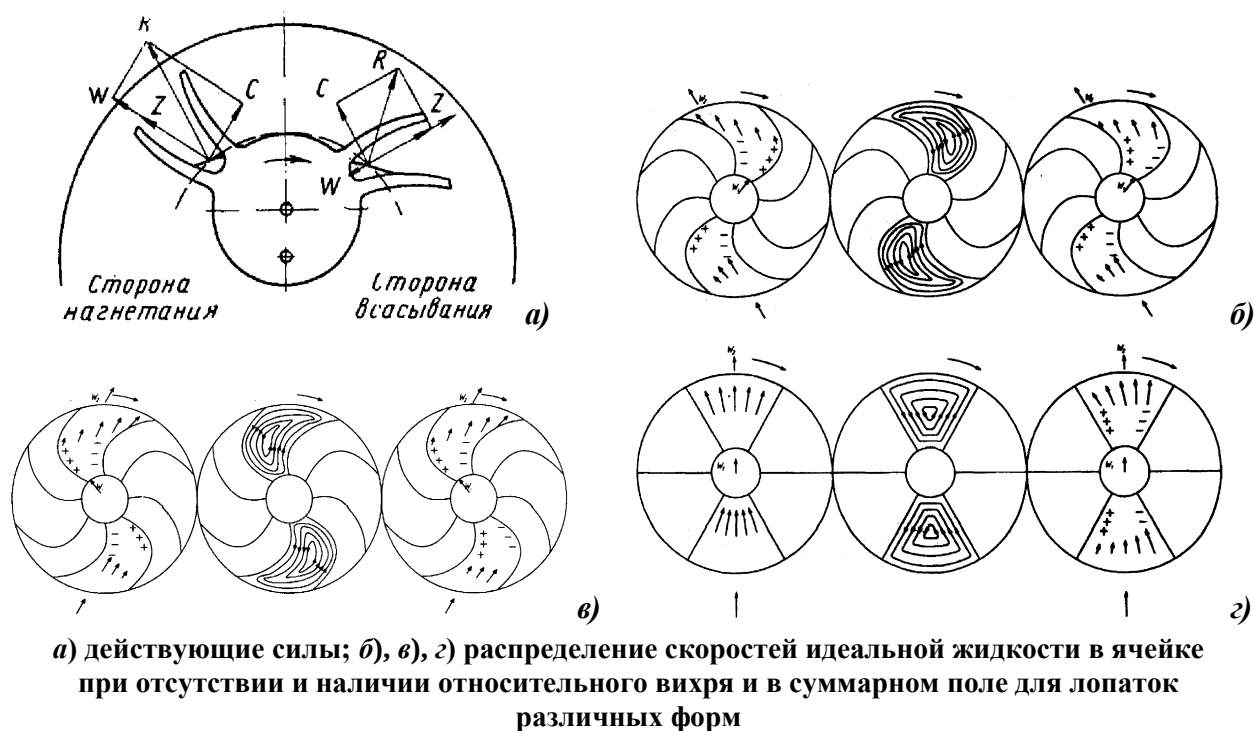
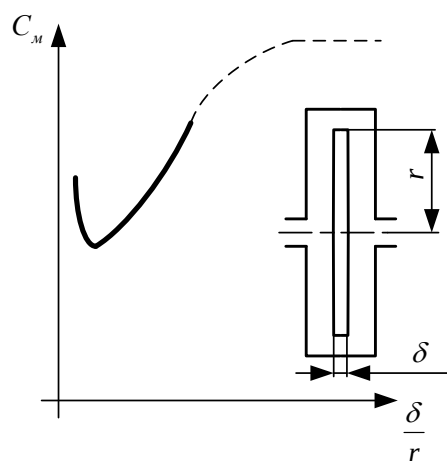
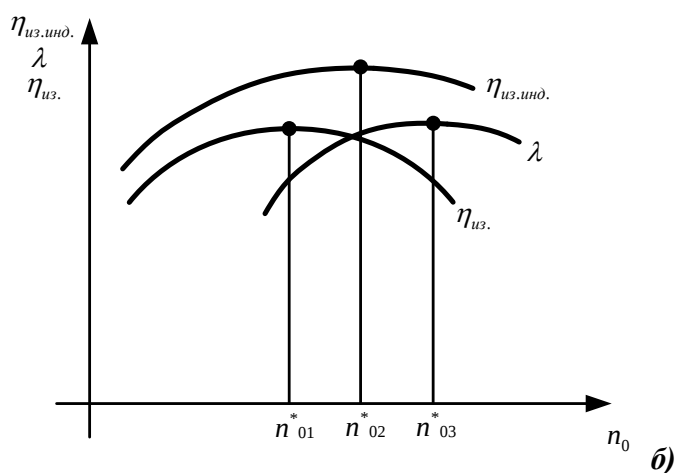


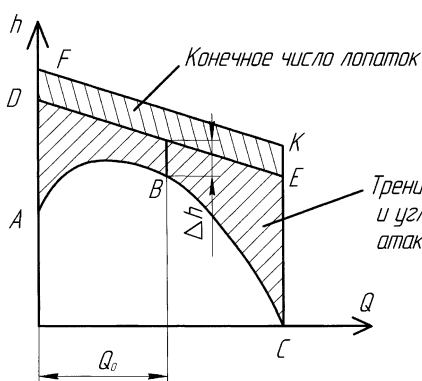
Рисунок 102 – Гидродинамические характеристики насоса



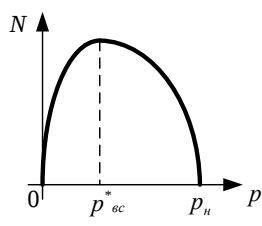
а)



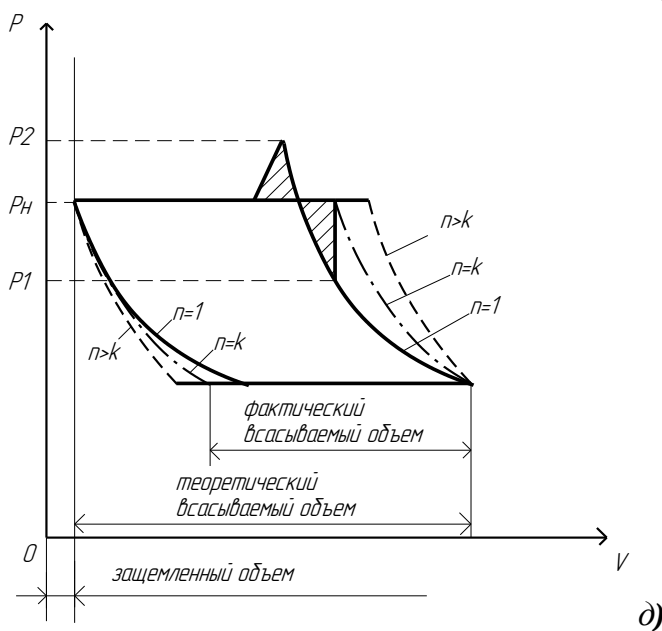
б)



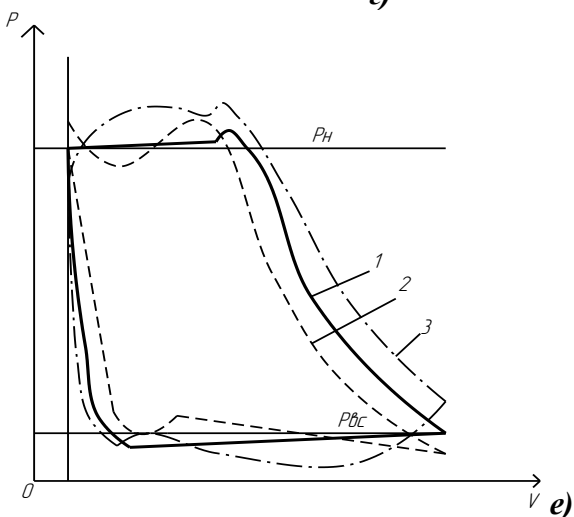
в)



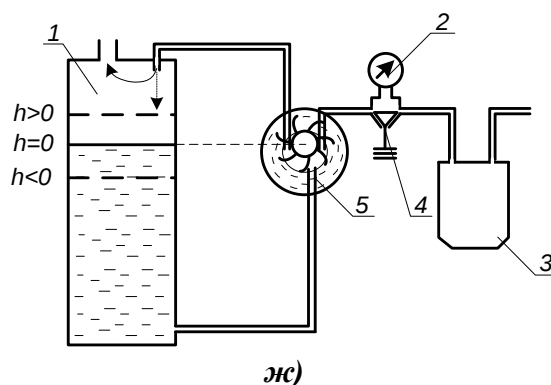
г)



д)



е)



ж)

- а) гидродинамические потери мощности от трения (зависимость коэффициента момента сопротивления C_M от осевого зазора S для гладкого свободного диска при турбулентном течении);
 б) зависимость КПД и коэффициента откачки от частоты вращения вала насоса; в) конечное число и углы атаки лопаток; г) влияние давления всасывания на мощность сжатия воздуха;
 д) разные термодинамические процессы и давления нагнетания; е) разные конечные давления всасывания; ж) разные гидростатические давления (1 – емкость с водой; 2 – вакуумметр; 3 – молокоприемник; 4 – клапан; 5 – вакуумный насос)

Рисунок 103 – Факторы гидродинамических потерь мощности

В соответствии с теорией центробежных колес величина окружной составляющей скорости при вперед загнутых лопатках выше, чем при использовании лопаток других типов, что и обеспечивает им более высокий напор и давление в кольце жидкости, а следовательно, и большую устойчивость жидкостного кольца. Но, с другой стороны, работа ротора на стороне всасывания, видимо, столь же мало экономична, как и у ротора центробежного насоса с вперед загнутыми лопатками.

Эффективная мощность на валу водокольцевого насоса складывается из мощности сжатия парогазовой смеси, мощности гидродинамических потерь и мощности, затрачиваемой на преодоление трения в сальниках и подшипниках. Около 50% мощности, подводимой к рабочему колесу насоса, затрачивается на вращение жидкостного кольца объемом более 2 литров. Часть жидкостного кольца выдавливается вместе с воздушным потоком в нагнетательное отверстие. Поэтому в процессе работы водокольцевого насоса требуется циркуляция воды (более 10 литров в минуту) для поддержания необходимого объема жидкостного кольца при изменении вакуумметрического давления. Способы подачи воды для образования жидкостного кольца оказывают большое влияние на работу вакуумного насоса и должны быть детально исследованы.

При постоянном эксцентриситете увеличение радиального зазора выводит лопатки в нижнем сечении из жидкостного кольца. В связи с этим он берется от 1 до 4 мм лишь по конструктивным соображениям. Силы трения, возникающие при вращении ротора в вязкой жидкости, снижают коэффициент полезного действия. Момент трения ротора в насосе определяет величина осевого зазора (рисунок 103 а).

Минимальное сопротивление свойственно определенному зазору. Ослабить отрицательные последствия увеличения зазоров другими мерами (например изменением числа оборотов) сложно. С целью снижения энергетических потерь скорость воздуха должна лежать в определенных пределах, которые обуславливают, в свою очередь, пределы чисел оборотов ротора. От выбранной частоты вращения вала насоса зависят размеры и долговечность нагруженных узлов, металлоемкость и себестоимость изготовления насоса, значения полного и индикаторного коэффициентов полезного действия. Причем выбирают для насоса частоту вращения вала, соответствующую максимальному значению полного коэффициента полезного действия, так как в этом случае достигается наибольшая экономичность работы (рисунок 103 б). Изменение параметров, характеризующих условия работы насоса, влияет на оптимальное значение частоты вращения вала. В связи с тем, что нормальный ряд чисел оборотов электродвигателей изменяется ступенчато, число оборотов ротора водокольцевого вакуумного насоса редко соответствует оптимальному значению для насосов данной характеристики.

Выбор электродвигателя с более низким числом оборотов в этом случае увеличивает размеры и вес насоса. Чрезмерное число оборотов ротора уменьшает серповидную площадь для размещения отверстий. Потери, возникающие при входе и

выходе воздуха в ячейку, минимальны при малых скоростях. Это можно предотвратить путем увеличения площади поперечного сечения серповидного пространства, заполняемого воздухом. Постоянная площадь всасывающего и нагнетательного отверстий соответствует одному режиму работы насоса – минимальному предельному рабочему давлению. Вакуумные же насосы для доильных установок должны быть спроектированы для допускаемого диапазона давлений – 48–52 кПа. Этому диапазону давлений должны соответствовать формы окон, обеспечивающие наиболее эффективные режимы работы и наименее энергоемкие процессы.

Однако их размеры и расположение принимаются из условия обеспечения максимального вакуумметрического давления. Это, в конечном итоге, увеличивает энергопотребление насоса. Чрезмерное уменьшение углов увеличивает потери. Высокое конечное давление нагнетания, превышающее расчетное значение, сопровождается потерями энергии сжатия (рисунок 103 в). Малое конечное давление сжатия допускает натекание атмосферного воздуха в полость ячейки до момента выравнивания давлений в полости и пространстве нагнетания.

Совершенство конструкции ротационного вакуумного насоса определяет степень соответствия индикаторных диаграмм действительного и идеального процессов сжатия воздуха. Термодинамический процесс сжатия воздуха в ротационных водокольцевых машинах малой производительности оценивается, в основном, по критериям подобия из данных, полученных для насосов большой производительности. Наименьшая работа, затрачиваемая при получении 1 кг сжатого воздуха, обеспечивается изотермическим сжатием и полностью превращается в тепло. Для этого необходимо отводить от воздуха все количество тепла, эквивалентное работе сжатия. Причем его отвод должен совпадать по времени с подводом механической энергии. Недостаточно интенсивный отвод тепла не дает оснований для соответствия фактического процесса сжатия воздуха изотермическому. Действительный процесс не совпадает и с адиабатой. Кривая сжатия фактически проходит выше изотермы и адиабаты (рисунок 103 д). Объясняется это тем, что значительная часть сжатого воздуха просачивается через торцовые зазоры в ячейки с низким давлением, и, таким образом, повышение давления идет более интенсивно, чем следовало бы по адиабате. Объяснить это можно также недостаточно интенсивным отводом тепла от сжатого воздуха.

Для процессов с переменной массой рабочего тела процесс сжатия идет выше адиабаты с показателем политропы $n = 1,05 \dots 2,17$. При уменьшении показателя политропы увеличивается «потерянная» на обратное расширение воздуха часть рабочего объема цилиндра (рисунок 103 д). Потребляемая вакуумным насосом мощность определяется также величиной рабочего вакуумметрического давления. Существует давление, при котором мощность, потребляемая насосом, будет иметь максимальное значение (рисунок 103 з). Производительность насоса зависит от колебаний давления во всасывающем трубопроводе, так как от давления в конце всасывания зависит величина мас-

сы газа, который дальше будет сжат в насосе (рисунок 103 *е, ж*). Производительность насоса зависит также и от колебаний давления в нагнетательном трубопроводе, так как давление в конце процесса нагнетания определяет объем в конце процесса расширения воздуха из защемленного пространства и объемный коэффициент насоса.

Негерметичность рабочей полости вакуумного насоса позволяет воздуху перетекать из полости высокого давления в полость низкого давления через торцовые, радиальные и щелевые зазоры, снижая быстроту действия и увеличивая удельные затраты энергии более чем на 10–30%. Массовый и тепловой баланс на участке всасывания выделяет влияние температуры и протечек воздуха через зазоры на коэффициент откачки насоса. Подогрев воздуха во время всасывания увеличивает работу сжатия и уменьшает производительность насоса. Подогрев всасываемого воздуха обуславливается, во-первых, его соприкосновением с горячими деталями (ротором и цилиндром, лобовиной и крышкой), превращением энергии, затрачиваемой на проталкивание его через всасывающее отверстие, в теплоту, а также смешиванием воздуха, вновь поступающего в цилиндр, с воздухом, оставшимся в защемленном объеме.

При увеличении температуры всасываемого воздуха на 1 K работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха, возрастет примерно на 0,33%, а при увеличении температуры всасываемого воздуха на 3 K – на 1%. Воздействие вышеупомянутых факторов снижает коэффициент подогрева до 0,9–0,98. Влияние влажности воздуха (представляющего собой смесь сухого воздуха и водяного пара) обуславливается снижением относительной влажности воздуха при его сжатии и, соответственно, росте температуры. Это снижает производительность насоса. Откачка влажного воздуха повышает удельный расход энергии, потребляемый насосом.

Поэтому обеспечение расчетного режима работы водокольцевого вакуумного насоса имеет большое значение для повышения его технико-экономических показателей. Целью работы является снижение удельной энергоемкости водокольцевого вакуумного насоса и повышение стабильности его работы, а задачей – выявление и оценка значимых факторов, влияющих на работу вакуумной установки.

Поиск рациональных параметров заключался в том, чтобы после небольшого числа опытов найти такое сочетание параметров, которое оптимизировало бы показатели эффективности элементов вакуумного насоса для доильных установок на молочно-товарных фермах с поголовьем 100 коров. На основании существующей информации определены наиболее существенные факторы каждого структурного элемента: ротора – наклоны лопаток и втулки ротора; лобовины – углы всасывания и сжатия; патрубка подвода рециркуляционной жидкости – диаметр, радиальное и угловое положение отверстия; насоса – температура и плотность рабочей жидкости, торцовый зазор. Формы лопаток ротора (прямые и изогнутые) дополнены лопатками цепной формы.

Это обеспечивает минимальное время движения жидкости вдоль лопатки и вихреобразование. Критерием интенсивности вихреобразования служит величина радиальной скорости ω_r , которая пропорциональна углу между радиусами R и r и определяется разностью абсолютной скорости на выходе с лопатки рабочего колеса c (векторная сумма переносной u и относительной скоростей) и скорости v в пространстве без лопаток. Используя теоремы синусов и косинусов (рисунок 104 а), получаем:

$$w_2 / \sin \alpha = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos(\pi - \beta_2)} / \sin \beta_2 \rightarrow$$

$$\sin \alpha = w_2 \cdot \sin \beta / \sqrt{u_2^2 + w_2^2 + 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2},$$

где $w_2 = c_{2r} / \sin \beta = [2R \cdot n \cdot (1 - \nu) / \sin \beta]$ – относительная скорость;

$u_2 = 2\pi \cdot R \cdot n$ – окружная скорость;

$\nu = r/R$;

n – число оборотов в минуту;

α – угол между окружной скоростью u_2 и результирующей c_2 .

В точке C жидкостного пространства скорость v жидкости направлена по касательной к траектории своего движения (по линии CO на рисунке 3 б). Отсутствие радиальной скорости ω_r возможно при совпадении скоростей c_2 и v , если $\angle OCE = \alpha$.

Так как $\angle OCE = \angle ACB$ (углы $\angle ECA$ и $\angle OCB$ прямые), то из треугольника ABC по теореме синусов (рисунок 104 б) $AC / \sin(\pi - \varphi) = AB / \sin \delta$, откуда

$$\sin \delta = e \cdot \sin \varphi / (r + e),$$

где φ – угол поворота.

Так как в равнобедренном треугольнике COH ($CH = CO = c_2 = v$) $HO = w_r$, то радиальная скорость на выходе с лопатки на стороне всасывания и нагнетания:

$$w_r^{ec} = 2c_2 \cdot \sin((\delta - \alpha)/2);$$

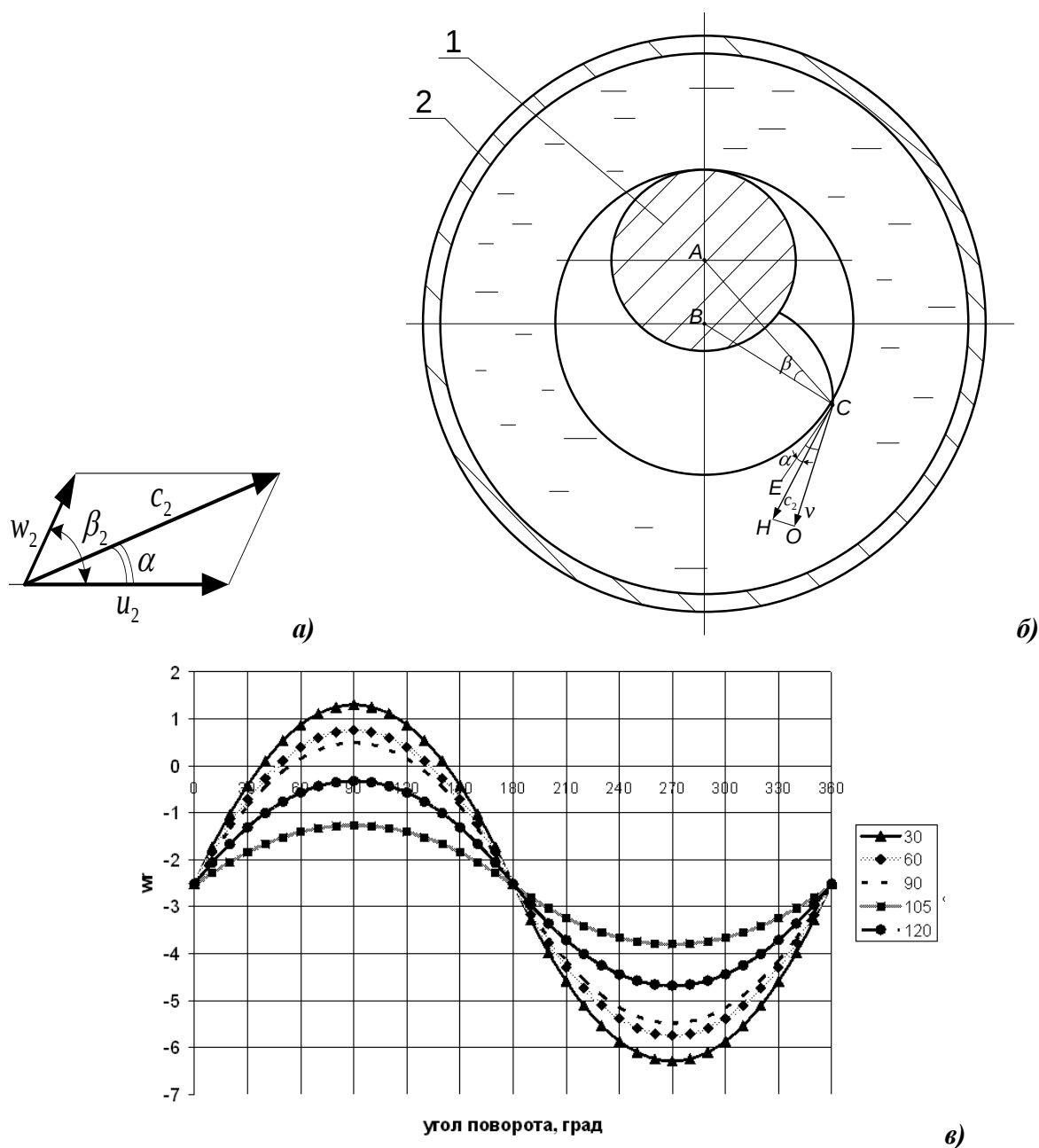
$$w_r^H = 2c_2 \cdot \sin((\delta + \alpha)/2),$$

где $\beta = \arcsin(e \cdot \sin \varphi / (r + e + e \cdot \sin \varphi))$;

$$\alpha = \arcsin(w_2 \cdot \sin \beta_2 / \sqrt{u_2^2 + w_2^2 + 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2}).$$

Максимальную скорость C_2 (завихрения жидкости) создают лопатки с углом наклона $\beta_2 < 30^\circ$ (рисунок 104 в). Наименьшие радиальные скорости w_r на стороне всасывания соответствуют углам наклона лопаток $60^\circ < \beta_2 < 120^\circ$. Снижение скорости жидкости на выходе с лопатки обуславливает ухудшение энергетических характеристик насосов с лопатками, загнутыми назад. На стороне нагнетания радиальные скорости w_r меньше для лопаток, загнутых назад, и минимальны при углах $\beta_2 \approx 98^\circ$. Однако скорость C_2 лопаток, загнутых

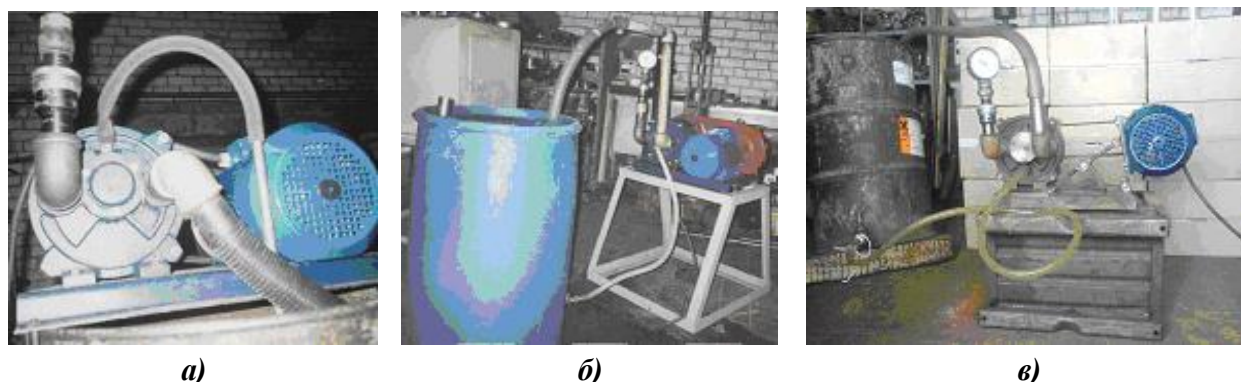
назад, меньше лопаток, загнутых вперед. Этим предполагается наличие минимума удельной мощности в интервале углов $\beta_2 > 60^\circ$.



а) параллелограмм относительной и окружной скоростей; б) элемент жидкости на выходе с лопатки (1 – ротор; 2 – корпус; А – центр ротора; В – центр корпуса; углы $\angle ECA$ и $\angle OCB$ – прямые); в) зависимость радиальной скорости от угла поворота для различных углов выхода
Рисунок 104 – Кинематические характеристики элементов жидкостного кольца

Пополнение водяного кольца осуществляли тремя способами: под избыточным гидростатическим давлением (рисунок 105 а), всасыванием с нулевым гидростатическим давлением (рисунок 105 б), всасыванием вакуумметрическим давлением (рисунок 105 в). Выявлено, что увеличение гидростатического давления снижает удельную потребляемую насосом мощность. Подача рецир-

куляционной жидкости с нулевым гидростатическим давлением упрощает работы по запуску насоса.



а)

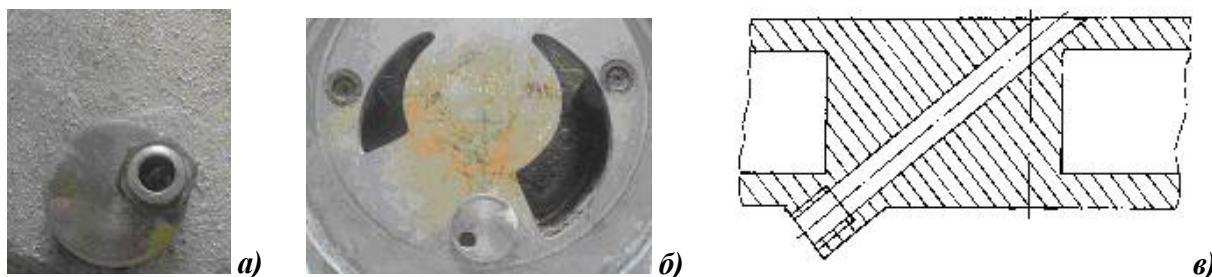
б)

в)

а) отрицательный; б) нулевой; в) избыточный

Рисунок 105 – Гидростатические способы подвода рециркуляционной жидкости

Пополнение жидкостного кольца осуществляли путем подвода воды во втулку ротора или его кольцевую выточку, а также в серповидное пространство. Пополнение жидкостного кольца через кольцевую выточку или центр втулки максимально увеличивает скорость нагрева жидкости (до температуры 80°C за время дойки). Пополнение жидкостного кольца через серповидное пространство эффективнее при рациональном диаметре и расположении водоподводящего патрубка. Вода, пополняющая жидкостное кольцо на всасывающей стороне вакуумного насоса, снижает момент количества движения кольца. Большой диаметр патрубка рециркуляционной жидкости увеличивает подачу воды и потребляемую мощность и снижает производительность насоса. Малый диаметр отверстия снижает скорость пополнения жидкостного кольца. Вследствие чего отход жидкостного кольца от втулки ротора способствует перетеканию воздуха в верхней части насоса из полости нагнетания в полость всасывания, снижая производительность насоса. Жидкость, подаваемая через отверстие на стороне нагнетания, повышает интенсивность отвода тепла от воздуха, что снижает энергетические затраты в процессе сжатия (рисунок 106 а, б).



а)

б)

в)

а) поворотная пробка в лобовине; б) штуцерные отверстия (диаметр 6; 8 и 10 мм);

в) наклонный канал

Рисунок 106 – Поиск рационального положения водоподводящего штуцера

Эффективность размещения патрубка подвода рециркуляционной жидкости в зону нагнетания серповидного пространства объясняется незначительным сжа-

тием воздуха при углах поворота ротора $\varphi \leq 50^\circ$. Наклон канала подачи жидкости позволяет снизить гидравлические потери и завихрения, возникающие при входе добавочной жидкости в жидкостное кольцо, а также затраты энергии на вращение жидкостного кольца (рисунок 106 в). Увеличение расхода воды снижает производительность насоса и повышает потребляемую мощность.

Заключение

При создании вакуумной установкой вакуумметрического давления, равного 50 кПа , оптимальный размер нагнетательного отверстия водокольцевого насоса для подвода рециркуляционной воды равен $7\text{--}8 \text{ мм}$. Отверстие следует располагать в ячейке максимального объема на стороне угла начала сжатия на расстоянии $0,85$ радиуса ротора. Допустимый радиальный зазор консольных вакуумных насосов составляет $2\text{--}3 \text{ мм}$, а двухпорных насосов – $1\text{--}2 \text{ мм}$. Минимальный торцовый зазор ($0,1\text{--}0,2 \text{ мм}$) снижает удельную потребляемую мощность вакуумных насосов. Внесенные конструктивные изменения позволяют повысить производительность вакуумного насоса с 60 до $75 \text{ м}^3/\text{ч}$, снизив потребляемую мощность с 4 до $3,8 \text{ кВт}$.

Библиография

1. Колончук, М.В. Исследование кинематических и режимных параметров водокольцевого вакуумного насоса для доильных установок [Текст] / М.В. Колончук. – Агропанорама, 2007. – №4. – С.25-34.

УДК 631.363.2

**В.И. Хруцкий, В.И. Передня,
А.И. Пунько, С.В. Гаврилович,
А.М. Тарасевич**

*(РУП «Научно-практический центр
Национальной академии наук Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОМБИКОРМОВ В УСЛОВИЯХ ХОЗЯЙСТВ

Введение

На современном этапе развития ставится задача повышения рентабельности производства продукции животноводства, а определяющим фактором себестоимости животноводческой продукции являются корма, которые в структуре себестоимости составляют $55\text{--}70\%$ от общих затрат [1].

Повышение продуктивности животных, снижение затрат кормов на единицу продукции немислимы без рационального использования кормов. Поэтому для эффективного использования их необходимо сбалансировать по питательности. С целью стабилизировать полноценное кормление животных в мировой науке и практике все больше внимания уделяется концентрированным кормам. Именно благодаря зернофуражным кормам можно сбалансировать кормление по недостающим элементам питания.