

## ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДЛЯ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

М.В. Колончук, аспирант (УО БГАТУ)

### Аннотация

*В статье рассматривается вопрос повышения эффективности работы водокольцевых насосов, применяемых в доильных установках. Обосновываются рациональные параметры и форма ротора, контуры всасывающего и нагнетательного окон, размеры и положения отверстия патрубка для подвода рециркуляционной воды, величины торцовых и радиальных зазоров. Приводятся результаты многофакторных и дробных экспериментов. Материалы статьи полезны для проектировщиков и эксплуатационников.*

### Введение

Эффективность работы доильных установок различных модификаций определяется постоянством вакуумного режима. Источником вакуума служат водокольцевые и пластинчатые насосы производительностью 45–60 м<sup>3</sup>/ч при вакуумметрическом давлении 46–50 кПа. Качество насоса тем лучше, чем шире диапазон давлений, в пределах которого быстродействие насоса мало изменяется и чем 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 производительности, а удельная энергоёмкость достигает 0,06–0,07 кВт/(м<sup>3</sup>/ч). Причиной сложившегося положения является несовершенство конструктивных элементов насосов.

Сложность оптимизации конструктивных параметров ротора водокольцевого насоса обусловлена различием принципов его работы на сторонах всасывания и нагнетания. На стороне всасывания насоса (рис. 1а–б) 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 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. В ячейках ротора происходит наложение относительного циркуляционного течения и обычного обтекания профилей лопаток в неподвижной решетке ротора. Причем выпуклая поверхность профиля увеличивает относительную скорость обычного обтекания, а вогнутая поверхность лопатки – снижает. При вращении ротора относительное циркуляци-

онное течение вносит дополнительные скорости, направленные вдоль радиуса [2]. Поэтому скорости частиц вблизи вогнутой поверхности лопатки, загнутой назад, увеличиваются, а вблизи выпуклой поверхности – уменьшаются (рис. 1а). Неравномерное поле скоростей изменяет давление (снижение давления отмечено знаком «-»), а повышение давления отмечено знаком «+»), (рис. 1б). На стороне нагнетания течение жидкости направлено радиально от периферии к центру. Циркуляционное движение также сохраняет свое направление, изменяя величины скоростей (рис. 1а–в). Радиальная скорость частицы, движущейся в окружном направлении (рис.), в соответствии с условиями равновесия по второму закону Ньютона, переменная в сечении ячейки. Вследствие этого радиальная скорость с одной стороны ячейки ниже, чем с другой, усиливая гидродинамические потери энергии (рис.1).

В соответствии с теорией центробежных колес величина окружной составляющей скорости при загнутых вперед 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 в случае ротора центробежного насоса с загнутыми вперед лопатками. Теоретическая работа лишь ротора с бесконечным числом лопаток связана с объемным расходом линейной зависимости. Она остается постоянной при расчетном режиме для радиальных лопаток и падает, если лопатки загнуты назад (рис. 1в). В силу меняющихся условий течения в области малых и больших расходов возникают дополнительные потери энергии, возрастающие по мере отклонения от расчетного режима, превращая зависимость полезной теоретической работы от расхода (рис. 1г) параболической (кривая  $ABC$ ). Оптимальное количество лопаток соответствует лишь оптимальному радиусу. В других сечениях, вследствие

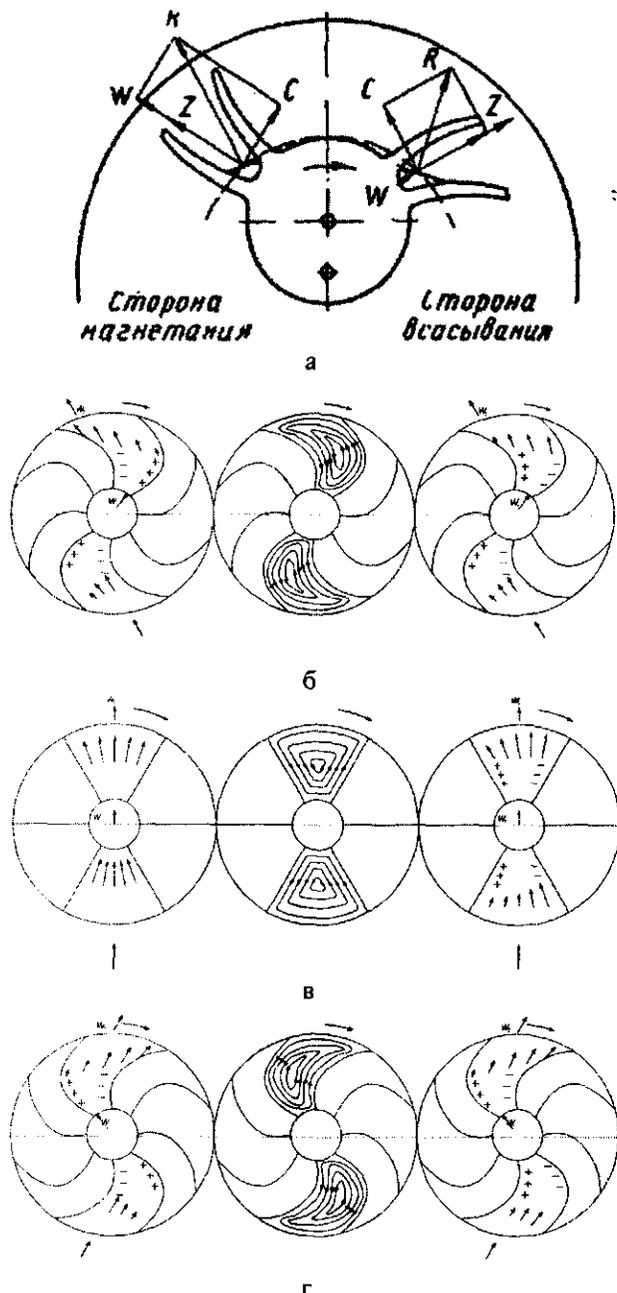


Рисунок 1. Гидродинамические характеристики насоса:

а – действующие силы; б-г – распределение скоростей идеальной жидкости в ячейке при отсутствии и наличии относительного вихря и их суммарном поле для лопаток различных форм.

отступлений от оптимального шага, возникают веерные потери энергии [3].

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 (рис. 2).

$$N_e = N_{сж} + N_p + N_{тр}, \quad (1)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность  $N_e$  на валу насоса, кВт

$N_{сж}$  – мощность сжатия парогазовой смеси;

$N_p$  – мощность гидродинамических потерь;

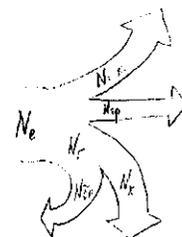


Рисунок 2. Диаграмма распределения потока мощности:

$N_e$  – эффективная мощность на валу насоса;

$N_{сж}$  – мощность сжатия парогазовой смеси;

$N_p$  – мощность гидродинамических потерь;

$N_{тр}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках;

$N_{бл}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в безлапачном пространстве;

$N_k$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в колесе и на вход и выход жидкости из него.

$N_{тр}$  – мощность, затрачиваемая 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 требуемого объема жидкостного кольца при изменении вакуумметрического давления. Способы подачи воды (в коробку всасывающей стороны лобовины или штуцер, расположенный на корпусе) 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, практически, он берется лишь по конструктивным соображениям от 1 до 4 мм. Радиальный зазор между ротором и корпусом в верхней точке вакуумного насоса, выравнивая давление жидкостного кольца между зонами нагнетания и всасывания, изменяет градиент угловой скорости жидкости. Силы трения, возникающие при вращении ротора в вязкой жидкости,

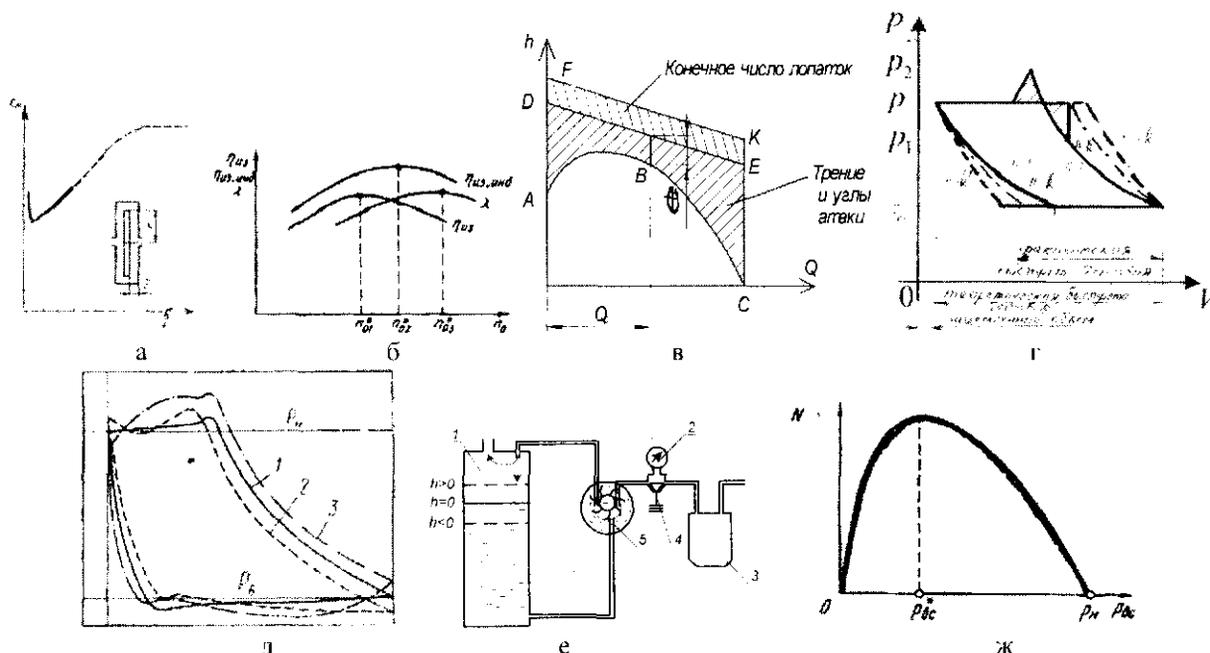


Рисунок 3. Факторы гидродинамических потерь мощности:

а – гидродинамические потери мощности от трения (зависимость коэффициента момента сопротивления  $C_M$  от осевого зазора  $\lambda$  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 – разные термодинамические процессы и давления нагнетания; д – разные конечные давления всасывания; е – разные гидростатические давления (1 – емкость с водой; 2 – вакуумметр; 3 – молокоприемник; 4 – клапан; 5 – вакуумный насос; 6 – кран); ж – влияние давления всасывания на мощность сжатия воздуха.

снижают коэффициент полезного действия. Момент трения ротора в насосе определяет величина осевого зазора (рис.3а). Минимальное сопротивление свойственно определенному зазору.

Ослабить отрицательные последствия увеличения зазоров другими мерами, например, числом оборотов, сложно. С целью снижения энергетических потерь скорости воздуха должны 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, металлотекстурность 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 (рис.3б). 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, то число оборотов ротора водокольцевого вакуумного насоса редко соответствует оптимальному значению для насосов данной характеристики. (то есть быстроты действия и давления). 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, минимальные при малых скоростях. Это можно осуществить увеличением 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 по условию обеспечения максимального вакуумметрического давления. Это в конечном итоге увеличивает энергопотребление насоса. Чрезмерное уменьшение углов увеличивает утечки. Высокое конечное давление нагнетания, превышающее расчетное значение, сопровождается потерями энергии сжатия (рис. 3г). 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 практически оценивается лишь по критериям подобия, исходя из данных, полученных для насосов большой производительности. Наименьшая работа, затрачиваемая при получении 1 кг сжатого воздуха, обеспечивается изотермическим сжатием. Она полностью превращается в тепло. Для этого необходимо отводить от воздуха все количество тепла, эквивалентное работе сжатия. Причем отвод тепла должен совпадать по времени с подводом механической энергии. Ранее полагали, что ротационные вакуумные насосы с жидкостным поршнем работают по изотермическому процессу, или, во всяком случае, близко к изотермическому процессу, так как сжимаемый воздух соприкасается с зеркалом жидкостного кольца, которое отнимает от него теплоту. Однако в ротационном насосе трудно обеспечить охлаждение всех рабочих органов. Обычно охлаждаемая поверхность составляет не более 50% от всей поверхности, омываемой воздухом во время сжатия. Недостаточно интенсивный отвод тепла не дает оснований полагать соответствие фактического процесса сжатия воздуха изотермическому процессу. Действительный процесс не совпадает и с адиабатой. Кривая сжатия фактически проходит выше изотермы и адиабаты (рис.3г). 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  $n = 1,05...2,17$ . При уменьшении показателя политропы увеличивается «потерянная» на обратное расширение воздуха часть рабочего объема цилиндра (рис.3г). Потребляемая мощность  $N$  вакуумным насосом определяется также величиной рабочего вакуумметрического давления.

$$N = \frac{n}{n-1} p_{ac} V_h \left[ \left( \frac{p_u}{p_{ac}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \rightarrow N = \frac{n}{n-1} * \\ * V_h \left[ \frac{n-1}{p_u^n} \frac{1}{p_{ac}^n} - 1 \right],$$

где  $n$  – показатель политропы;  $p_{ac}$  – давление всасывания;  $p_u$  – давление нагнетания;  $V_h$  – быстрота действия.

Анализ этих уравнений показывает, что с падением  $p_{ac}$ , с одной стороны,  $N$  должна уменьшаться, так как уменьшается сомножитель  $p_{ac}$ , стоящий перед квадратной скобкой. С другой стороны, при увеличении  $p_{ac}$  отношение  $p_u/p_{ac}$  стремится к 1 и, следовательно, значение в квадратных скобках стремится к нулю. Отсюда можно предположить, что существует значение  $p_{ac}^*$ , при котором мощность, потребляемая идеальным политропным вакуумным насосом, будет иметь максимальное значение (рис.3ж). Для определения  $p_{ac}^*$ , соответствующего максимальному значению потребляемой мощности, найдем первую производную от  $N$  по  $p_{ac}$  и, приравняв ее к нулю, получим

$$\frac{d}{dp_{ac}} N = \frac{n}{n-1} V_h \left[ \frac{1}{n} \left( \frac{p_u}{p_{ac}} \right)^{\frac{1}{n-1}} \frac{n-1}{p_{ac}^n} - 1 \right] = 0 \rightarrow \\ \frac{1}{n} \left( \frac{p_u}{p_{ac}} \right)^{\frac{1}{n-1}} \frac{n-1}{p_{ac}^n} - 1 = 0 \rightarrow \left( \frac{p_u}{p_{ac}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \\ = n \rightarrow \varepsilon^* = \frac{p_u}{p_{ac}^*} = n^{\frac{n}{n-1}},$$

где  $\varepsilon^*$  – относительное повышение давления, соответствующее максимальной мощности, потребляемой вакуумным насосом.

При  $n = 1,2$  имеем  $\varepsilon^* = 1,4^{\frac{1,2}{1,2-1}} = 2,99$ ; при  $n = 1,4$  имеем  $\varepsilon^* = 1,4^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 3,24$ ; при  $n = 10$  имеем  $\varepsilon^* = 10^{\frac{10}{10-1}} = 2,7$ . Следовательно, возрастание  $p_{ac}$  при неизменном  $p_u$  может привести как к увеличению ( $p_{ac} < p_{ac}^*$ ), так и к уменьшению ( $p_{ac} > p_{ac}^*$ ) мощности, расходуемой на сжатие и перемещение воздуха [5].

Производительность насоса зависит от колебаний давления во всасывающем трубопроводе, так как от давления в конце хода всасывания зависит величина массы газа, который дальше будет сжат в насосе (рис.3д). Производительность насоса зависит также и от колебаний давления в нагнетательном трубопроводе, так как давление в конце нагнетания определяет объем в конце расширения воздуха из защемленного пространства и тем самым объемный коэффициент насоса. На рисунке 3 показано, как влияют колебания давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах на индикаторную диаграмму цилиндра насоса. Индикаторная диаграмма 2 соответствует по-

нижению давления в конце хода всасывания в результате колебаний давления во всасывающем трубопроводе и запаздыванию начала всасывания в результате колебаний давления в нагнетательном трубопроводе, что приводит к понижению производительности по сравнению с работой при отсутствии колебаний давления в трубопроводе (диаграмма 1). Индикаторная диаграмма 3 соответствует повышению производительности насоса в результате колебаний давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Быстрота действия насоса меньше теоретической быстроты вследствие влияния заземленного объема и негерметичности системы, дросселирования воздуха на всасывании и подогрева при нагнетании, наличии водяных паров. Влияние основных факторов на быстроту действия взаимосвязано, то есть отклонение в какую-либо сторону одного из основных факторов сказывается на интенсивности влияния других факторов, хотя последние остались без изменения. В простых инженерных расчетах учесть взаимное влияние даже только основных факторов, изменяющих быстроту действия вакуумного насоса, не представляется возможным, и поэтому используют допущение о независимости влияния основных факторов. Делают это с помощью коэффициента откачки, учитывающего совместное влияние всех факторов на быстроту действия вакуумного насоса. В инженерных расчетах коэффициент откачки представляют в виде

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_{np} \lambda_r \lambda_{ni} \lambda_{vn},$$

где  $\lambda_0$  – объемный коэффициент, учитывающий уменьшение быстроты действия вакуумного насоса из-за расширения воздуха, остающегося после нагнетания в заземленном пространстве;  $\lambda_{np}$  – коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение быстроты действия из-за падения давления при протекании воздуха через всасывающее окно;  $\lambda_r$  – коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение быстроты действия из-за подогрева всасываемого воздуха во время процесса всасывания;  $\lambda_{ni}$  – коэффициент плотности, учитывающий уменьшение быстроты действия из-за неплотностей рабочей полости;  $\lambda_{vn}$  – коэффициент влажности, учитывающий уменьшение быстроты действия из-за наличия водяных паров во всасываемом воздухе.

Например, заземленный объем воздуха, который не может быть вытеснен из рабочего объема, при износе деталей насоса вызывает такое увеличение относительного заземленного пространства или соотношения давлений всасывания и нагнетания, при которых объемный коэффициент может быть даже равен нулю. 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 [4].

$$\begin{cases} G_n = G_m + G_{\text{пр}} \\ G_h = G_0 + G_n \\ c_p G_h (T_0' - T_0) = c_p G_n (T_n - T_0) + Q \rightarrow \lambda = \\ G_h = G_n \frac{T_0}{T_0'} \end{cases}$$

$$= 1 - \frac{G_n T_p}{G_h T_0} - \frac{Q_c}{c_p T_0 G_n},$$

где  $G_h$  – масса воздуха в описанном объеме к концу всасывания;  $G_0$  – действительная производительность;  $G_n$  – величина протечек;  $G_r$  – протечки через торцовый зазор;  $G_M$  – количество воздуха, переносимого в заземленном объеме;  $T_0'$  – температура воздуха в ячейке к концу всасывания;  $T_0$  – температура воздуха во всасывающем патрубке;  $T_n$  – температура воздуха, перетекающего во всасывающую полость через зазоры;  $Q_c$  – количество тепла, переданного воздуху в полости всасывания ротором, рабочей жидкостью и пластинами;  $T_p$  – температура ротора;  $\lambda$  – коэффициент откачки.

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 и смешиванием воздуха, вновь поступающего в цилиндр, с воздухом, оставшимся в заземленном объеме. При увеличении температуры всасываемого воздуха, то есть температуры начала сжатия, на 1 К работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха, возрастет примерно на 0,33%, а при увеличении температуры всасываемого воздуха на 3 К – на 1%. Воздействие вышеупомянутых факторов снижает коэффициент подогрева до 0,9–0,98 [5].

Влияние влажности воздуха обуславливается снижением относительной влажности воздуха, представляющего собой смесь сухого воздуха и водяного пара при его сжатии, и, соответственно, росте температуры. Таким образом, в процессе всасывания часть цилиндра занята влагой в виде водяного пара, всасы-

ваемого вместе с газом, которая затем удаляется. 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. Задачей, решаемой изобретением, является выявление и оценка значимых факторов, влияющих на работу вакуумной установки.

**Основная часть**

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 поголовьем 100 коров. На основании существующей информации определены три наиболее существенных фактора 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. Такая форма обеспечивает [6] минимальные время движения жидкости вдоль лопатки и вихреобразование. Критерием интенсивности вихреобразования служит величина радиальной скорости “ $w_r$ ”. Величина этой скорости, пропорциональная углу между радиусами  $R$  и  $\rho$ , определяется разностью абсолютной скорости на выходе с лопатки рабочего колеса “ $c$ ” (векторная сумма переносной “ $u$ ” и относительной скоростей) и скорости “ $v$ ” в безлопаточном пространстве. Используя теоремы синусов и косинусов (рис. 4а), получаем

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

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

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;  $\alpha$  – 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 4б). Отсутствие радиальной скорости  $w_r$  возможно при совпадении скоростей  $c_2$  и  $v$ , то есть, если  $\angle OCE = \alpha$ . Так как  $\angle OCE = \angle ACB$  (углы  $\angle ECA$  и  $\angle OCB$  – прямые), то из треугольника  $ABC$  по теореме синусов (рис.4б)  $AC / \sin(\pi - \varphi) = AB / \sin \delta$ , откуда  $\sin \delta = e \cdot \sin \varphi / (r + e)$ , (где  $\varphi$  – угол поворота). Так как в равнобедренном треугольнике  $COH$  ( $CH=CO=c_2$ )  $HO = w_r$ , то радиальная скорость на выходе с лопатки на стороне всасывания и нагнетания:  $w_r^{ac} = 2c_2 \cdot \sin((\delta - \alpha)/2)$ ,

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

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

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

Максимальные скорости  $c_2$  (и завихрения жидкости) создают лопатки с углом наклона  $\beta_2 < 30^\circ$  (рис.4в). Наименьшие радиальные скорости  $w_r$  на стороне всасывания соответствуют интервалу 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 в не-

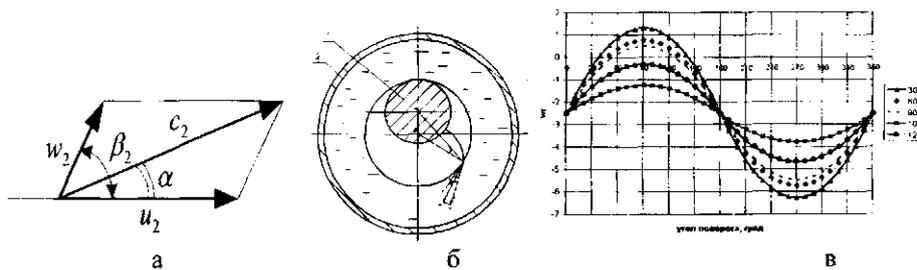


Рисунок 4. Кинематические характеристики элементов жидкостного кольца: а – параллелограмм относительной и окружной скоростей; б – элемент жидкости на выходе с лопатки (1 – ротор; 2 – корпус; А – центр ротора, В – центр корпуса, углы  $\angle ECA$  и  $\angle OCB$  – прямые); в – зависимость радиальной скорости от угла поворота для различных углов выхода.

сколько раз меньше, чем для лопаток, загнутых вперед. Этим самым предполагается наличие минимума удельной мощности в интервале углов  $\beta_2 > 60^\circ$ .

Для решения поставленной задачи были составлены планы однофакторных и многофакторных экспериментов (табл.1). В качестве параметров оптими-

Пополнение жидкостного кольца осуществляли путем подвода воды во втулку ротора или его кольцевую выточку, а также в серповидное пространство (рис.6). Подвод рециркуляционной воды в торцовую зону втулки ротора увеличивает минимальный торцовый зазор или, препятствуя пополнению жидкостного

**Таблица 1.**

**Факторы и границы их варьирования**

№ п.п	Факторы, размерность	Границы		Уровни варьирования факторов	
		(-)	(+)	Направление	Шаг изменений
1	Угол окончания всасывания, град	140	180	вверх	20
2	Угол окончания сжатия, град.	240	280	вверх	20
3	Число лопаток, штук	12	16	вверх	2
4	Наклон втулки ротора, град.	3	10	вверх	4
5	Угловое положение водоподводящего патрубка, град.	170	190	вверх	10
6	Расстояние от центра ротора водоподводящего отверстия, мм	75	95	вверх	10
7	Диаметр водоподводящего отверстия, мм	6	10	вверх	2
8	Наклон водоподводящего отверстия, град.	90	50	вниз	20
9	Плотность рециркуляционной жидкости, кг/м <sup>3</sup>			вверх	
10	Температура рециркуляционной жидкости, град	20	60	вверх	20
11	Давление вакуумметрическое, кПа	44	64	вверх	10
12	Торцовый зазор, мм	0,1	0,5	вверх	0,2
13	Гидростатическое давление, м	-0,5	+0,5	вверх	0,5
14	Емкость рециркуляционной воды, м <sup>3</sup>	0,5	1,5	вверх	0,5

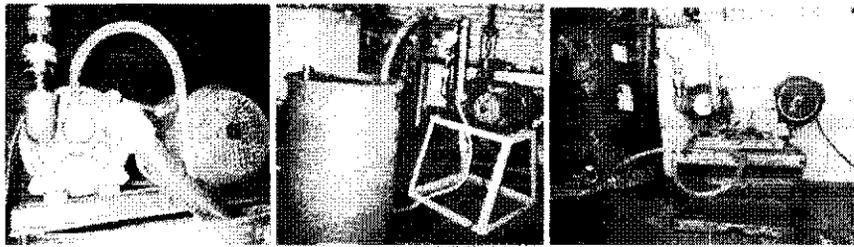
зации (функций отклика) были приняты показатели, характеризующие состояние насоса: быстрота действия, потребляемая мощность и расход рециркуляционной воды. Величина вакуумметрического давления регулировалась индикатором производительности КИ-4840, а быстрота действия вакуумного насоса измерялась газовым счетчиком.

Пополнение водяного кольца осуществляли тремя способами: под избыточным гидростатическим давлением (рис.5а), всасывание с нулевым гидростатическим давлением (рис.5б) или всасыванием вакуумметрическим давлением (рис.5в). Вы-

ключает надежное закрытие сломом жидкости рабочих ячеек и тем самым снижает его быстроту действия. Нагрев рециркуляционной жидкости, повышая давление насыщенных паров, снижает производительность насоса. Пополнение жидкостного кольца через кольцевую выточку или центр втулки максимально интенсифицирует скорость нагрева жидкости (до температуры 80<sup>0</sup>С 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 (рис.7). Большой диаметр патрубка рециркуляционной жидкости увеличивает подачу воды и потребляемую мощность и снижает производительность насоса. Малый диаметр отверстия снижает скорость пополнения жидкостного кольца. Отход жидкостного кольца от втулки ротора, как следствие этой причины, способствует перетеканию воздуха в верхней части насоса из полости нагнетания в полость всасывания, снижая производительность насоса.

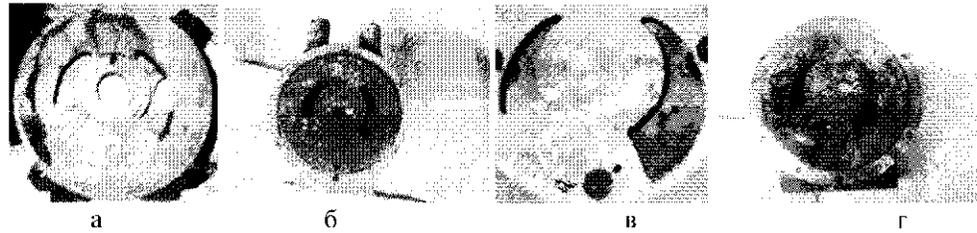
Жидкость, подаваемая через отверстие на стороне нагнетания, повышает интенсивность отвода тепла от воздуха, что снижает энергетические затраты в процессе сжатия. Эффективность размещения патрубка подвода рециркуляционной жидкости в зону нагнетания



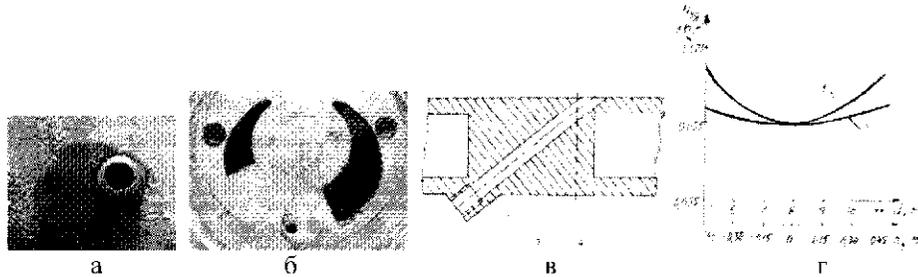
**Рисунок 5. Гидростатические способы подвода рециркуляционной жидкости:**  
а - отрицательный; б - нулевой; в - избыточный.

явлено, что увеличение гидростатического давления снижает удельную потребляемую мощность насосом. Подача рециркуляционной жидкости с нулевым гидростатическим давлением упрощает работы по запуску насоса.

серповидного пространства объясняется незначительным сжатием воздуха при углах поворота ротора  $\varphi \leq 50^\circ$  Наклон канала подачи жидкости позволяет снизить гидравлические потери и завихрения, воз-



**Рисунок 6. Зоны подвода воды:**  
а - в выточку ротора; б - по центру ротора;  
в-г - в серповидное пространство зоны всасывания и нагнетания.



**Рисунок 7. Поиск рационального положения водоподводящего штуцера:** а - поворотная пробка в лобовине; б - штуцерные отверстия (диаметром 6; 8 и 10 мм); в - наклонный канал; г - изменение удельной мощности в зависимости от гидравлического давления и диаметра водоподводящего патрубка (1 - диаметр патрубка; 2 - гидростатическое давление).

никающие при входе добавочной жидкости в жидкостное кольцо, а также затраты энергии на вращение жидкостного кольца, что увеличивает коэффициент полезного действия жидкостно-кольцевой машины. Скорость поступления рециркуляционной жидкости в ячейки ротора пропорциональна перепаду давления. Из уравнения Бернулли скорость движения жидкости по шлангу подвода воды

$$\frac{g^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = const \Rightarrow \frac{g^2}{2g} = -\frac{P}{\gamma} \Rightarrow g = \sqrt{2g(\Delta p)/\gamma}$$

При перепаде давления 50 кПа скорость потока воды составляет

$$g = \sqrt{2g(\Delta p)/\gamma} \Rightarrow g = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 10^3 / 1000} \Rightarrow g = \sqrt{1000} \Rightarrow g \approx 30 \text{ м/с}$$

Расход жидкости через отверстие диаметром 8 мм

$$Q_c = g \cdot \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow Q = 30 \cdot \frac{3,14 \cdot 8^2 \cdot (10^{-3})^2}{4} \Rightarrow Q \approx 150 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$$

Расход жидкости в минуту составит

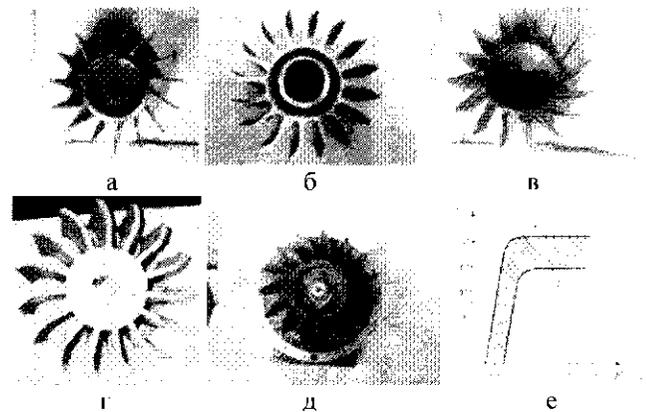
$$Q_{\text{мин}} = g \cdot 60 \Rightarrow Q \approx 150 \cdot 60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} \Rightarrow Q \approx 9 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{мин} \Rightarrow Q \approx 9 \text{ л/мин}$$

Увеличение же расхода воды снижает производительность насоса и повышает потребляемую мощность (рис.7). Ведь вода, пополняемая жидкостное кольцо, замещает полезный объем вытесняемого воздуха. Сжа-

тый воздух, вследствие сопротивления, создаваемого жидкостью в нагнетательном отверстии, задерживается в ячейке ротора, отжимает жидкостное кольцо в верхней его части и перетекает во всасывающую полость.

На рисунке 8 показано изменение производительности вакуумного насоса, снабженного роторами с различным наклоном лопаток. Более высокий коэффициент подачи и лучшие энергетические показатели получены у рабочего колеса с лопатками, загнутыми вперед. Изогнутые по цепной линии лопатки рабочего колеса обладают более высокой эффективностью.

Короткий ротор повышает величину вакуума, но снижает быстроту действия насоса. Относительно длинный ротор задерживает воздух в ячейках, вынуждая его затем перетекать из полости нагнетания во всасывающую полость. Большой диаметр ротора увеличивает момент, изгибающий лопатку ротора. При перекосе ротора, концы лопаток задевают поверхность лобовины вакуумного насоса. Кроме того, увеличиваются утечки по торцовой поверхности ротора и окружная скорость концов



**Рисунок 8. Лопатки ротора:**  
а - прямые наклонные назад; б - изогнутые назад;  
в - изогнутые по цепной линии; г - изогнутые вперед;  
д - прямые наклонные вперед; е - влияние формы лопаток на работу водокольцевого вакуумного насоса при различном вакууме (1 - прямые наклонные назад; 2 - изогнутые по цепной линии).

лопаток ротора. Снижение же числа оборотов ротора уменьшает производительность вакуумного насоса. Втулочное отношение принято равным 0,5. Это отношение больше минимального (0,33), определяемого дифференцированием торцевой площади серповидного пространства, и усиливающего веерные потери. Принятое соотношение позволяет разместить во втулке вал нужного сечения, и выполнить требуемые разрывы между всасывающим и нагнетательным отверстиями. При этом площадь поперечного сечения серповидного пространства уменьшается на 4%. Внутренняя поверхность жидкостного кольца по длине цилиндра имеет параболический вид. Кольцо дальше отходит от втулки возле крышки ротора. Конусная втулка вытесняет воздух из защемленного объема, повышая производительность водокольцевого насоса. Эту же функцию выполняет плавно утолщенная в осевом направлении лопатка. Большое число лопаток снижает величину перепада давления между соседними ячейками, перетекания сжатого воздуха из стороны нагнетания во всасывающую сторону в верхней части вакуумного насоса и описываемого объема, изгибающего момента, но повышает равномерности откачки, потери на трение лопаток в жидкостном кольце.

Большое нагнетательное отверстие пропускает значительное количество воды, а малое – повышает степень сжатия воздуха. Всасывающее отверстие большой площади сокращает расстояние между полостями нагнетания и всасывания, увеличивая обратные потоки воздуха. Всасывающее отверстие малых размеров увеличивает сопротивление проходу воздуха в ячейку насоса и снижает его производительность (рис.9).

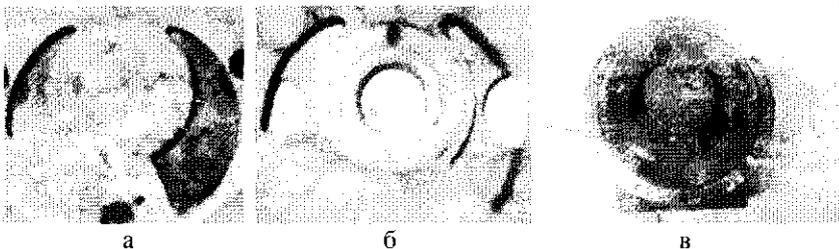


Рисунок 9. Формы всасывающего и нагнетательного окон.

Большой торцевой зазор снижает величину поверхности трения. Отрицательным моментом является то, что через зазоры прорывается сжатый воздух, причиняя двойной ущерб (рис.11). Во-первых, этот воздух теряет потенциальную энергию давления и, во-вторых, он уменьшает полезный объем полости, сбивая встречными струйками течение засасываемого воздуха, одновременно подогревая его.

Использование в качестве рециркуляционной воды жидкости более высокой плотности (раствора этиленгликоля) повышает лишь потребляемую мощность. Это объясняется тем, что увеличение плотности рабочей жидкости увеличивает производи-

тельность насоса и мощность гидродинамических потерь, но при этом рост производительности опережает рост мощности. В результате при увеличении плотности увеличивается (хотя и незначительно) коэффициент полезного действия (рис.11). Одновременное увеличение кинематической вязкости уменьшает производительность вследствие уменьшения скоростного коэффициента, увеличивает мощность гидродинамических потерь, а, следовательно, и эффективность мощности. В результате снижается коэффициент полезного действия насоса. Применение таких растворов снижает температуру замерзания раствора, обеспечивая работоспособность вакуумной установки в зимнее время.

### Заключение

На производительность вакуумного насоса влияют длина ротора и угол наклона его втулки: угол всасывания и в меньшей мере – радиус наружной кромки всасывающего окна; диаметр и угловое положение отверстия для подвода рециркуляционной воды, и в меньшей мере – радиальное местоположение; величина торцевого зазора и температура рециркуляционной воды, и в меньшей степени – расход воды. На потребляемую мощность наиболее существенное влияние оказывает длина ротора; угол нагнетания и радиус наружной кромки нагнетательного окна; диаметр питающего патрубка, и, в меньшей степени – радиальное местоположение; величина радиального зазора. Число лопаток определяет величину перепада давления между соседними ячейками, перетекания сжатого воздуха из стороны нагнетания во всасывающую сторону в верхней части вакуумного насоса, изгибающего момента и равномерности откачки, потерь на трение лопаток в жидкостном кольце и описываемого объема. Диапазон отношения длины ротора и его диаметра равен 0,5–1,0. При значении отношения большем 1,0 сжатый воздух задерживается в ячейках ротора и перетекает во всасывающую полость вакуумного насоса, уменьшая объемный коэффициент полезного действия последнего.

Рациональный диапазон углов наклона втулки составляет 7–10 градусов. Для вакуумного режима доильной установки (давление 50 кПа) имеется оптимальный размер нагнетательного отверстия водокольцевого насоса. Угол конца всасывания должен быть меньше 180 градусов (уменьшается производительность вакуумного насоса). Нижнюю кромку всасывающего отверстия лучше располагать так, чтобы она не доходила до вертикальной оси на половину ячейки. Отверстие диаметром 7–8 мм для подвода рециркуляционной воды следует располагать в ячейке максимального объема на стороне угла начала

сжатия на расстоянии 0,85 радиуса ротора. Скорость нагрева рециркуляционной жидкости (0,2—0,5 град/мин) максимальная при подаче ее в кольцевую выточку втулки рабочего колеса. Допустимый радиальный зазор (2—3 мм) консольных вакуумных насосов составляет 2—3 мм, а двухпорных насосов — 1—2 мм. Большой радиальный зазор консольных насосов снижает величину изгибающего момента сил и предотвращает трение лопаток ротора и торцевой плоскости лобовины, увеличивает вспомогательный поток воды, поступающей во всасывающую полость, а также мощность, затрачиваемую на сжатие воздуха, и мощность гидродинамических потерь. Радиальный зазор (1—2 мм) двухпорного насоса снижает перепад давления воздуха из полости нагнетания в полость сжатия. Минимальный торцевой зазор (0,1—0,2 мм) снижает удельную потребляемую мощность вакуумных насосов. Внесенные конструктивные изменения позволили повысить производительность вакуумного

насоса с 60 до 75 м<sup>3</sup>/ч, снизив потребляемую мощность с 4 до 3,8 кВт.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Тетерюков В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем.- М.: Машгиз, 1960. – 251 с., ил.
2. Кириллов И.И. Теория турбомашин. М.-Л.: Машиностроение, 1964. – 512 с., ил.
3. Диксон С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Р.Е. Данилова, М.И. Осипова. – М.: Машиностроение, 1981. – 213 с., ил.
4. Головинцов А.Г., Румянцев В.А., Ардашев В.И. и др. Ротационные компрессоры. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с., ил.
5. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет /2-е изд., перераб. и доп.- М.: Колос, 2000. – 456 с., ил.
6. Колончук М.В. “Жидкостно-кольцевая машина”. Патент РБ № 6140.

УДК 614.841

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 16.04.2007.

## ПРИМЕНЕНИЕ НЕКОНДИЦИОННОГО ПЕНООБРАЗОВАТЕЛЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

В.С. Тарасенко, канд. с.-х. наук (УО ГГАУ); С.Б. Шатунов, Е.В. Сташевский («Научно-практический центр Гродненского областного управления МЧС Республики Беларусь»)

### Аннотация

*Рассмотрены существующие в настоящее время методы утилизации некондиционного пенообразователя, указаны недостатки каждого из них. Показана необходимость создания нового метода, позволяющего утилизировать утративший свои свойства пенообразователь с минимальными затратами и ущербом для окружающей среды. Предложено принципиально новое решение данной проблемы – применение некондиционного пенообразователя в сельском хозяйстве, что позволит не только утилизировать пришедший в негодность пенообразователь, но и получить немалый экономический эффект.*

### Введение

Для локализации и ликвидации различных пожаров и очагов возгораний, а также на промышленных предприятиях в установках автоматического пожаротушения наибольшее применение получили огнегасящие составы, образующие пену. Для её формирования используют пенообразователи, подразделяющиеся, в зависимости от биологической разлагаемости, на «мягкие» и «жесткие». В системах автоматического пожаротушения или емкостях временного содержания пенообразователь хранится длительное время, пока не будет израсходован по назначению или не потеряет свои эксплуатационные свойства. Срок годности пенообразователя составляет от 24 до 36 месяцев (в зависимости от марки и условий хранения). Пришедший в негодность пенообразователь подлежит утилизации. Однако существующие технологии утилизации некондиционного пенообразователя

весьма дорогостоящие и представляют угрозу для окружающей среды.

### Основная часть

В соответствии с действующими нормативно-правовыми актами РБ [1] возможна утилизация «мягких» пенообразователей путём сброса в производственные сточные воды при разбавлении их водой до предельно допустимой концентрации поверхностно-активного вещества (ПАВ). Утилизация «жестких» пенообразователей подобным образом недопустима. Обезвреживание пенообразователей может проводиться путём сжигания или захоронения на свалке химических отходов. Однако, в связи с определёнными организационными трудностями, этот метод не получил широкого распространения.

Таким образом, в Республике Беларусь, в настоящее время, в промышленных масштабах, отсут-