

ПРОЦЕССЫ, АППАРАТЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

УДК 66.063.622:631.171

ОСНОВЫ РАСЧЕТА КАВИТАЦИОННОГО РОТОРНОГО ДИСПЕРГАТОРА-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

В.А. Шаршунов, А.В. Червяков, П.Ю. Крупенин

Проведен анализ технологий приготовления жидких кормовых смесей в свиноводстве. Предложены пути снижения себестоимости кормов и повышения продуктивности животных. Разработан алгоритм расчета конструктивных и режимных параметров кавитационного роторного измельчителя-диспергатора в зависимости от производительности устройства. Определена связь между конструктивно-режимными параметрами диспергатора и условием его работы в кавитационном режиме.

Введение

Первостепенной задачей в развитии животноводства является повышение продуктивности и снижение себестоимости продукции [1]. Поставленная задача может быть выполнена посредством повышения усвояемости кормов и снижения затрат на их производство.

С целью поиска путей к снижению себестоимости кормов наше внимание было обращено на классическую технологию производства жидких кормовых смесей для свиней. В ее основе лежит технологический процесс приготовления мешанки из измельченного зернового сырья или комбикорма. В данном случае все фуражное зерно перед закладкой на хранение с последующим измельчением подвергается сушке. Операция сушки зерна является весьма энергозатратной: расход энергоносителей на 1 плановую тонну достигает 18 кг дизельного топлива или до 26 м³ природного газа [2, 3]. Таким образом, с целью экономии энергоресурсов целесообразно заменить сушку фуражного зерна на его консервирование с плочением [4].

Повышение усвояемости кормов возможно за счет их углубленной обработки, в результате которой, за счет разрушения клеточных оболочек зерна и антипитательных веществ, повышается доступность питательных веществ, а также происходит обеззараживание корма от патогенов и микотоксинов [5].

Вышесказанное подтверждается современными тенденциями в развитии кормоприготовительного оборудования, согласно которым интенсификация технологических процессов при приготовлении и обработке кормов должна быть направлена не только на физико-механическое преобразование материала, но и на его структурное изменение на клеточном уровне, раскрывающее природный потенциал корма.

Результаты исследований и их обсуждение

Мировые тенденции в создании и проектировании современных машин и оборудования направлены на комбинирование нескольких технологических операций в одном устройстве [6].

В ходе анализа [7] конструкций машин и оборудования для приготовления дисперсных сред и обеспечивающих изменение как физико-механических, так и биохимических свойств материалов было установлено, что роторные кавитационные диспергаторы являются эффек-

тивным устройством для комплексного воздействия на обрабатываемую среду. Данные устройства применяются для измельчения различных материалов в жидкости, приготовления высокодисперсных суспензий и эмульсий, интенсификации массообменных процессов, гомогенизации и обеззараживания жидкостей [6].

В процессе обработки зернового материала в роторных кавитационных диспергаторах обрабатываемая среда подвергается механическим, гидродинамическим и гидроакустическим воздействиям [7].

Общий вид роторного измельчителя-диспергатора кормов представлен на рисунке 1.

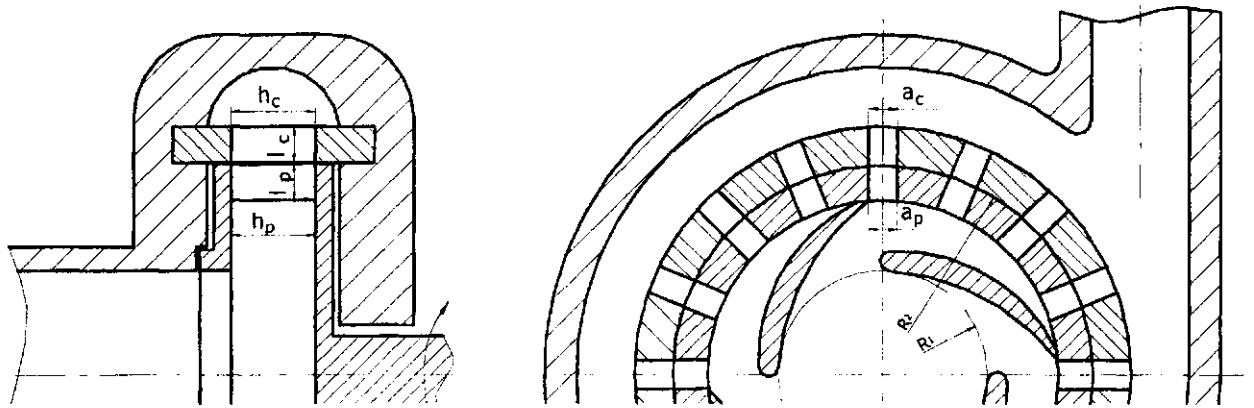


Рисунок 1 – Общий вид кавитационного роторного измельчителя-диспергатора

Отличительной особенностью рабочего процесса роторного кавитационного диспергатора кормов является импульсная подача им жидкости (кормовой смеси). При вращении ротора каналы статора циклично сообщаются и разобщаются с полостью ротора. При совмещении каналов ротора с каналами статора (см. рисунок 2) мгновенный расход жидкости через один канал определяется по зависимости [7]

$$\frac{dQ}{dt} = \mu_{имп} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} \frac{dS}{dt}, \quad (1)$$

где $\mu_{имп}$ – импульсный коэффициент расхода жидкости через канал статора;
 ρ – плотность жидкости, кг/м³;
 p_p^{cm} – статическое давление жидкости, развиваемое ротором, Па;
 p_o^{cm} – статическое давление жидкости в отводе диспергатора, Па;
 $\frac{dS}{dt}$ – площадь поперечного сечения сообщаемой части каналов ротора и статора, м².

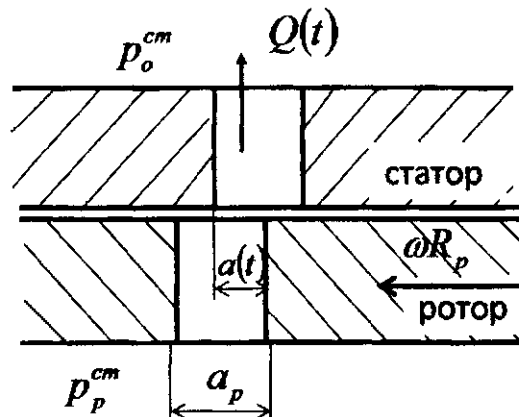


Рисунок 2 – Схема к определению расхода жидкости через канал статора

Величина $\frac{dS}{dt}$ определяется по зависимости

$$\frac{dS}{dt} = h_c \frac{da}{dt}, \quad (2)$$

где h_c – высота канала статора (см. рисунок 1), м.

С учетом того, что $\frac{da}{dt} = \omega R_2 dt$, функция расхода dQ/dt примет следующий вид:

$$\frac{dQ}{dt} = \mu_{\text{инн}} h_c \omega R_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} dt, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, c^{-1} .

В результате интегрирования зависимости (3) получим

$$Q = \mu_{\text{инн}} h_c \omega R_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} \cdot t + C_1 \quad (4)$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

При перекрытии канала статора расход жидкости в нем обеспечивается за счет утечек в кольцевом зазоре между ротором и статором. Для интенсификации процесса механического измельчения величина данного зазора должна быть минимально возможной.

В связи с вышесказанным допустим, что расход жидкости по каналу статора в момент его полного перекрытия равен нулю. Таким образом, начальными условиями при определении величины C_1 будут $t_0 = 0$, $Q_0 = 0$. С данными условиями величина $C_1 = 0$, тогда зависимость расхода жидкости через один канал статора примет следующий вид:

$$Q = \mu_{\text{инн}} h_c \omega R_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} \cdot t, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5)$$

Повторно проинтегрировав выражение (5), получим зависимость объема жидкости, протекающей через канал статора:

$$V = \int Q dt = \frac{1}{2} \mu_{\text{инн}} h_c \omega R_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} \cdot t^2 + C_2, \quad (6)$$

где C_2 – постоянная интегрирования.

При начальных условиях $t_1 = 0$, $V_1 = 0$ величина $C_2 = 0$, тогда

$$V = \frac{1}{2} \mu_{\text{инн}} h_c \omega R_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} \cdot t^2, \text{ м}^3. \quad (7)$$

Расход жидкости через канал статора увеличивается от нуля при $t_0 = 0$ до Q_{max} при времени $t_{\text{max}} = \frac{a_c}{\omega R_2}$ (полное открытие канала), а затем обратно снижается до нуля при времени

$t_3 = \frac{2a_c}{\omega R_2}$ (полное закрытие канала). Таким образом, объем жидкости, проходящей за цикл через один канал статора, равен

$$V_{\text{н}} = \mu_{\text{инн}} h_c \omega R_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})} \cdot \left(\frac{a_c}{\omega R_2} \right)^2 = \frac{\mu_{\text{инн}} h_c a_c^2}{\omega R_2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})}, \text{ м}^3. \quad (8)$$

Зная объем жидкости, проходящий за один цикл через канал статора, а также количество каналов ротора и статора, можно определить среднюю подачу диспергатора:

$$Q_{ср} = V_u f_u = V_u z_p z_c \frac{\omega}{2\pi}, \quad (9)$$

где f_u – частота циклов открытия–закрытия каналов статора, c^{-1} ;
 z_p – количество каналов ротора;
 z_c – количество каналов статора.

Величина статического давления жидкости в отводе диспергатора p_o^{cm} , входящая в состав выражения (8), при работе диспергатора на бак определяется разницей высоты установки диспергатора и оборотной емкости, а также потерями давления на трение кормосмеси о стенки трубопровода и на преодоление местных гидравлических сопротивлений.

Величина статического давления p_p^{cm} определяется исходя из условия возникновения кавитации в каналах статора.

Развитие кавитации (рост зародышей пузырьков) можно получить при условии, что импульс пониженного давления при перекрытии канала статора будет ниже критического значения $p_{кр}$ [7]:

$$p_{кр} = p_{н.п.} - 2\sigma / R_0, \quad (10)$$

где $p_{н.п.}$ – давление насыщенных паров, Па;
 σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;
 R_0 – начальный радиус пузырька (кавитационного зародыша), м.

Импульс пониженного давления $p_{имп}$ образуется за счет того, что объем жидкости, вошедший в канал статора, стремится к выходу из канала, при этом инерционные силы создают в нем растягивающие напряжения, что является причиной образования «разрывов» в жидкости, приводящей к развитию кавитации.

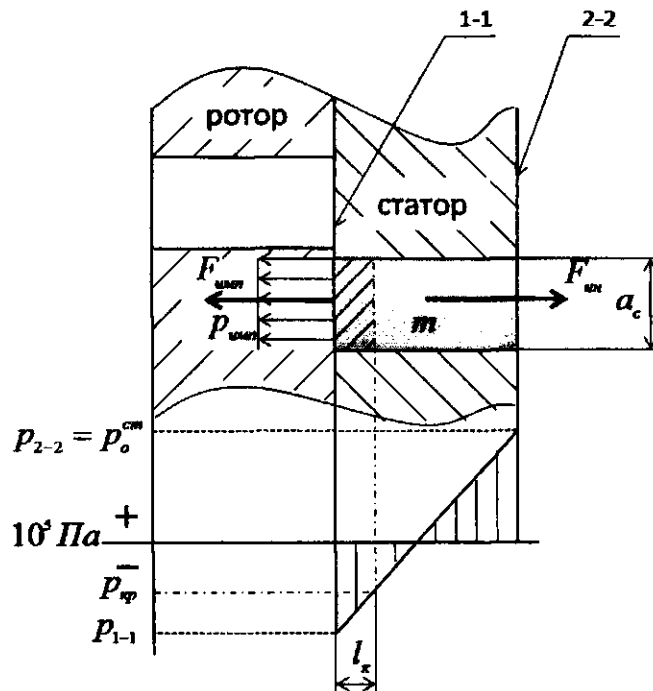


Рисунок 3 – Схема к определению условия развития кавитации

Допустим, что объем жидкости, находящийся в канале статора, имеет свойства твердого тела и ведет себя аналогично поршню массой m (см. рисунок 3). В начальный момент времени, когда каналы ротора и статора полностью сообщаются, «поршень» имеет скорость v_1 . За-

тем, по мере перекрытия ротором канала статора, скорость движения «поршня» снижается до $v_2 = 0$ за отрезок времени Δt . При этом на «поршень» будет действовать сила инерции $F_{ин}$.

При допущении, что трение между «поршнем» и стенками канала статора отсутствует, процесс торможения можно описать с помощью закона сохранения импульса тела:

$$F_{ин} \Delta t = m(v_2 - v_1), \quad (11)$$

тогда сила инерции, при условии $v_2 = 0$, равна

$$F_{ин} = -\frac{mv_1}{\Delta t}, \quad (12)$$

Определим составляющие выражения (12):

масса «поршня» m – соответствующая масса воды в канале статора

$$m = \rho a_c h_c l_c, \quad (13)$$

начальная скорость v_1

$$v_1 = \frac{Q_{max}}{a_c h_c}, \quad (14)$$

время торможения «поршня» Δt

$$\Delta t = \frac{a_c}{\omega R_2}, \quad (15)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

a_c – ширина канала статора, м;

h_c – высота канала статора, м;

l_c – длина канала статора, м;

Q_{max} – расход жидкости в канале статора при его полном открытии, м³/с;

ω – угловая скорость ротора, с⁻¹;

R_2 – наружный диаметр ротора, м.

Тогда формула (12) примет следующий вид:

$$F_{ин} = -\frac{Q_{max} \omega R_2 l_c \rho}{a_c}. \quad (16)$$

Данную силу инерции будет уравновешивать сила $F_{имп}$, стремящаяся растянуть «поршень».

$$F_{имп} = -F_{ин} = \frac{Q_{max} \omega R_2 l_c \rho}{a_c}, \quad (17)$$

Применительно к жидкости целесообразнее выразить силу $F_{имп}$ через давление $p_{имп}$

$$p_{имп} = \frac{F_{имп}}{a_c h_c} = \frac{Q_{max} \omega R_2 l_c \rho}{a_c^2 h_c}, \quad (18)$$

Тогда, абсолютное давление в канале статора в сечении 1–1 (рисунок 3) определится как

$$p_{1-1} = p_o^{cm} - p_{имп}, \quad (19)$$

где p_o^{cm} – гидростатическое давление в отводе диспергатора, Па.

Значение абсолютного давления в канале статора достигает своего минимума в сечении 1–1 на границе ротора и статора. По мере удаления от ротора давление увеличивается до величины статического давления в отводе диспергатора p_o^{cm} в сечении 2–2.

Если на эпюру абсолютного давления жидкости в канале статора наложить значение критического давления $p_{кр}$, при котором происходит развитие кавитации, то становится возможным определить длину кавитационной зоны l_k :

$$l_k = \frac{p_{кр} - p_{1-1}}{p_o^{cm} - p_{1-1}} l_c, \quad (20)$$

Условие развития кавитации примет следующий вид:

$$p_o^{cm} - \frac{Q_{max} \omega R_2 l_c \rho}{a_c^2 h_c} \leq p_{кр}, \quad (21)$$

откуда

$$Q_{max} \geq \frac{(p_o^{cm} - p_{кр}) a_c^2 h_c}{\omega R_2 l_c \rho}, \quad (22)$$

С другой стороны, Q_{max} можно получить из выражения мгновенного расхода жидкости через канал статора (5) при $t = \frac{a_c}{\omega R_2}$:

$$Q_{max} \geq \mu_{мин} h_c a_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p^{cm} - p_o^{cm})}, \quad (23)$$

Приравняв (22) и (23) между собой и выразив p_p^{cm} , получим

$$p_p^{cm} \geq p_o^{cm} + \frac{(p_o^{cm} - p_{кр})^2 a_c^2}{2\omega^2 R_2^2 l_c^2 \rho \mu_{мин}^2} \quad (24)$$

Абсолютное гидростатическое давление, развиваемое насосным колесом (ротором) с бесконечным числом лопастей, определяется по уравнению Эйлера [8]

$$(p_p^{cm})_m = p_n^{cm} + \rho \omega^2 (R_2^2 - R_1^2) / 2, \quad (25)$$

где R_1 – внутренний радиус ротора, на котором расположены лопатки, м;
 p_n^{cm} – абсолютное гидростатическое давление в подводе диспергатора, Па.

Действительное давление, развиваемое ротором, меньше теоретического при бесконечном числе лопастей:

$$(p_p^{cm})_m = \frac{p_p^{cm}}{\eta_z k_n}, \quad (26)$$

где η_z – гидравлический к.п.д., учитывающий циркуляцию жидкости между областями нагнетания и всасывания возникающей вследствие неплотности уплотнения ротора.

Для современных центробежных машин $\eta_z = 0,80-0,96$ [9];
 k_n – поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей. В расчетах принимается $k_n \approx 0,8$ [9].

С учетом (26) уравнение Эйлера примет следующий вид:

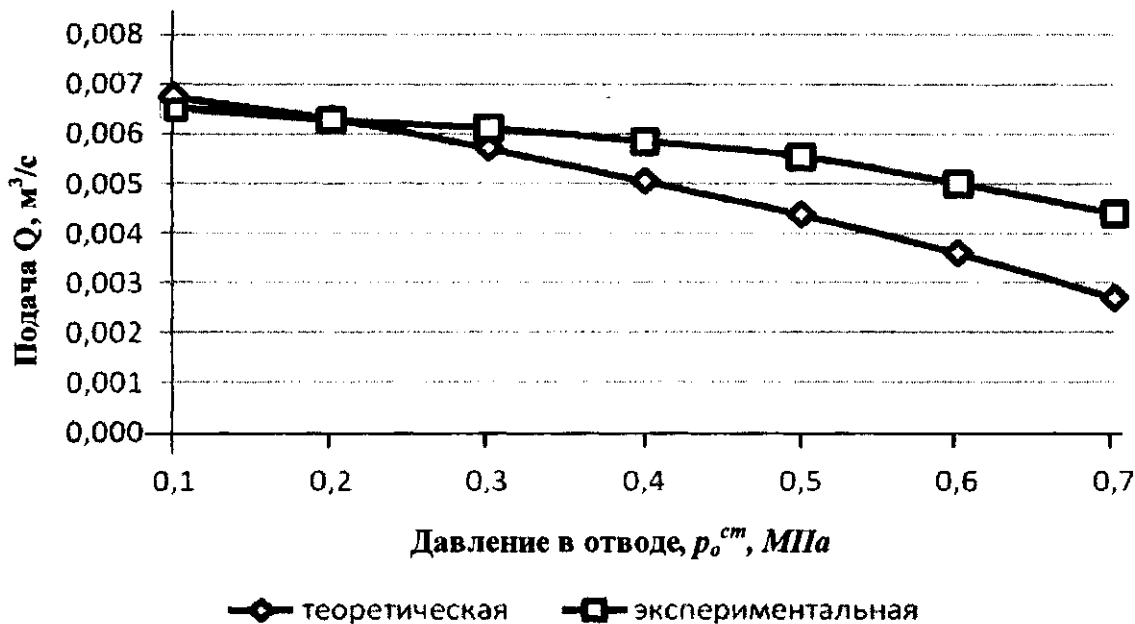
$$p_p^{cm} = p_n^{cm} + \frac{\rho \omega^2 \eta_z k_n}{2} (R_2^2 - R_1^2), \quad (27)$$

Подставив значение p_p^{cm} из формулы (27) в (24), получим необходимое условие для развития кавитации в жидкости:

$$p_n^{cm} + \frac{\rho\omega^2\eta_c k_n}{2} (R_2^2 - R_1^2) \geq p_o^{cm} + \frac{(p_o^{cm} - p_{кр})^2 a_c^2}{2\omega^2 R_2^2 l_c^2 \rho \mu_{ин}^2}. \quad (28)$$

С целью определения правильности теоретических исследований и принятых допущений, проведены экспериментальные исследования влияния p_o^{cm} на подачу диспергатора $Q_{ср}$.

На рисунке 4 показан график изменения подачи $Q_{ср}$ в зависимости от p_o^{cm} .



$h_c = 0,06$ м; $a_c = 0,018$ м; $l_c = 0,028$ м; $\omega = 314,2$ с⁻¹; $\mu = 0,46$; $\eta_r = 0,9$; $k_n = 0,8$;
 $R_1 = 0,045$ м; $R_2 = 0,152$ м; $z_p = 20$; $z_c = 1$

Рисунок 4 – График изменения подачи $Q_{ср}$ от давления в отводе p_o^{cm}

Как видно из графика на рисунке 4, диспергатор имеет падающую зависимость подачи от противодавления, характерную для центробежных насосов, при этом максимальная подача достигается при минимуме противодавления.

Условие развития кавитации (28) и зависимости, определяющие производительность диспергатора (8, 9), могут быть объединены в систему уравнений

$$\begin{cases} Q_{ср} = \frac{\mu_{ин} h_c a_c^2}{2\pi R_2} z_p z_c \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n^{cm} + \frac{\rho\omega^2\eta_c k_n}{2} (R_2^2 - R_1^2) - p_o^{cm} \right)}; \\ p_n^{cm} + \frac{\rho\omega^2\eta_c k_n}{2} (R_2^2 - R_1^2) \geq p_o^{cm} + \frac{(p_o^{cm} - p_{кр})^2 a_c^2}{2\omega^2 R_2^2 l_c^2 \rho \mu_{ин}^2}. \end{cases} \quad (29)$$

Полученная система уравнений, связывающая производительность диспергатора и необходимое условие его работы в кавитационном режиме, является алгоритмом расчета конструктивных параметров устройства.

Заключение

В результате проведенных исследований установлено, что роторные кавитационные диспергаторы-измельчители обеспечивают комплексное воздействие на обрабатываемую среду, изменяя ее физико-механические и биохимические свойства. В результате теоретических ис-

следований рабочего процесса диспергатора-измельчителя получены зависимости, связывающие производительность и условия развития кавитации с конструктивно-режимными параметрами устройства.

Литература

- 1 Государственная программа возрождения и развития села на 2005–2010 годы: Указ Президента Респ. Беларусь, 25 марта 2005 г., № 150 // Официальный интернет-портал Президента Республики Беларусь [Электронный ресурс]. – 2005. – Режим доступа: <http://www.president.gov.by/press23870.html>. – Дата доступа: 05.02.2008.
- 2 Вальцовые мельницы Murska // Aimo Kortteen Konepaja [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа: <http://www.murskabiopacker.fi/ru>. – Дата доступа: 20.03.2009.
- 3 Зерносушилки А1-ДСП-50, ДСП-25, ДСП-20, ДСП-10 // ЗАО "Агромаш" [Электронный ресурс]. – 2004. – Режим доступа: http://www.agromash-nn.ru/prod/zerno_sush/stats/. – Дата доступа: 20.03.2009.
- 4 Червяков, А.В. Технологические исследования процесса приготовления диспергированных кормовых смесей на основе плюшенной кукурузы / А.В. Червяков, П.Ю. Крупенин // Ресурсосберегающие технологии и инновационные проекты в АПК: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – зерноград, 2009. – С. 83–97.
- 5 Шаршунов, В.А. Биохимические и биофизические предпосылки для внедрения технологий углубленной переработки сырья при производстве комбикормов / В.А. Шаршунов, А.В. Червяков, С.В. Курзенков [и др.] // Известия Академии аграрных наук Республики Беларусь. – 1999. – №2. – С. 6–10.
- 6 Промтов, М.А. Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества / М.А. Промтов. – М.: Издательство машиностроение-1, 2004. – 136 с.
- 7 Червяков, А.В. Теоретические исследования процесса измельчения зерновой массы в насосах-диспергаторах кавитационного типа / А.В. Червяков, П.Ю. Крупенин, А.С. Циркунов // Инновационные технологии для АПК России: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – зерноград, 2008. – С. 36–51.
- 8 Чугаев, Р.Р. Гидравлика / Р.Р. Чугаев. – Л.: "Энергия", 1975. – 600 с.
- 9 Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

Поступила в редакцию 19.06.2009