

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ДИСПЕРГИРОВАНИЯ, ГОМОГЕНИЗАЦИИ И НАГРЕВА ЖИДКОСТИ

*А.В. Фесенко, канд. техн. наук, профессор;*

*Ю.Н. Любимый, аспирант,*

*НТУ «ХПИ», г. Харьков*

*Выбор аппаратных средств и технологий приготовления СОЖ на основе анализа распределения энергии в рабочей зоне гидродинамических кавитационных установок.*

**Ключевые слова:** *смазочно-охлаждающая жидкость, эмульсия, тепловыделение, диспергатор, теплогенератор, дезинтегратор.*

*Вибір апаратних засобів і технологій приготування ЗОР на основі аналізу розподілу енергії в робочій зоні гідродинамічних кавітаційних установок.*

**Ключові слова:** *мастильно-охолодна рідина, емульсія, тепловиділення, диспергатор, теплогенератор, дезінтегратор.*

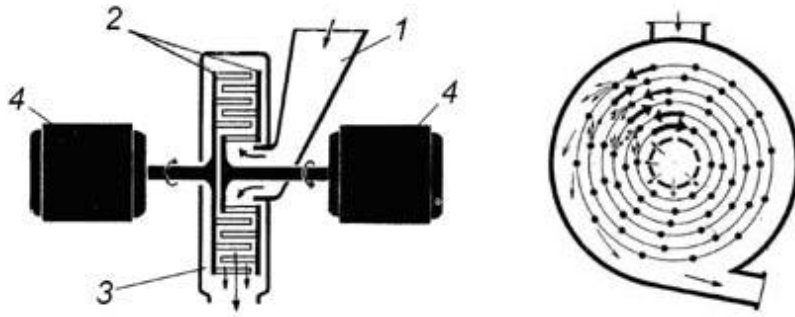
Выбор методов и технологий приготовления, восстановления СОЖ и других технологических эмульсий оказывают влияние на трудоемкость и энергозатраты вспомогательного производства машиностроительных предприятий. При приготовлении таких эмульсий используются различные устройства, обеспечивающие перемешивание, нагрев, гомогенизацию и диспергирование. Кроме мешалок, баков с барботацией паром, нагревом в емкостях в настоящее время все большее применение находят технологии с использованием гидродинамических [1] и других устройств, в которых выполняется кавитационная обработка потока рабочей среды [2].

Для правильного выбора аппаратных средств, технологий приготовления СОЖ и других эмульсий необходимы общие критерии оценки эффективности таких устройств.

Применяемые гидродинамические системы при обработке жидких сред можно разделить на три группы: дезинтеграторы, гидродинамические гомогенизаторы (диспергаторы) и гидродинамические устройства, используемые для нагрева жидкости (теплогенераторы).

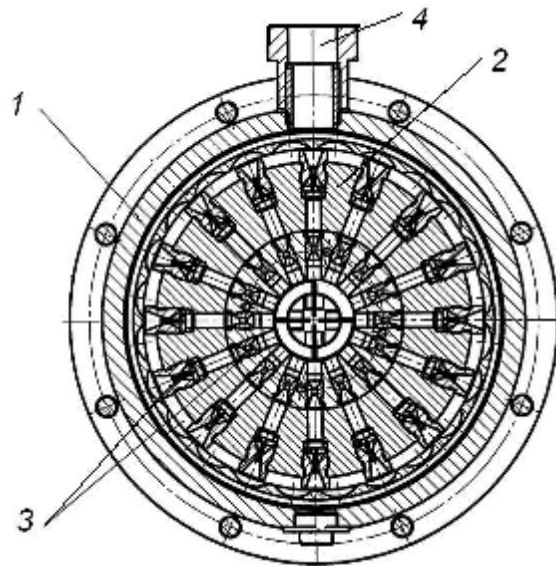
Принцип работы **дезинтегратора** основан на воздействии рабочих органов на обрабатываемый продукт при вращении элементов различной конфигурации с большими угловыми скоростями. При этом происходят удары обрабатываемого продукта о поверхность пальцев, зубьев, пластин или других выступающих деталей. На рисунке 1 показан дезинтегратор с двумя роторами, вращающимися навстречу друг другу. Обрабатываемый продукт поступает по загрузочному каналу 1 в рабочую зону с роторами 2, расположенными в корпусе 3. В таких устройствах, как правило, используются два электродвигателя 4. В данной конструкции на роторах установлены цилиндрические пальцы. Считается, что наибольшая кинетическая энергия достигается путем встречных ударов при больших скоростях.

В таких устройствах происходит интенсивное перемешивание, измельчение, диспергация, механическая активация, но в них не происходит значительного нагрева, что указывает на недостаточную диссипацию энергии, т.е. превращение механической энергии в тепловую.



Рисуніок 1 – Дезинтегратор

В **гомогенизаторах и диспергаторах** используются разные способы воздействия на рабочую среду. Гидродинамические роторные аппараты по характеру воздействия на рабочую среду можно разделить на два основных класса. К первому относятся устройства (рис.2), в которых разгон жидкости выполняется в закрытых радиальных или других по форме каналах ротора 2 с последующим выходом на кавитирующие элементы 3. При этом кинетическая энергия движения жидкости расходуется на создание рабочего напора на выходе 4 и на преодоление сопротивлений в рабочей зоне 1. В таких аппаратах при установке уплотнений практически нет возврата обрабатываемой среды на вход ротора.



Рисуніок 2 – Рабочая зона аппарата первого класса (РКА-03)

Ко второму классу относятся роторно-пульсационные аппараты (РПА). В этих устройствах изменяется характер воздействия на рабочую среду. Он обусловлен конструктивной особенностью рабочих органов РПА – чередующимися неподвижными и вращающимися цилиндрами или конусами с перфорацией в виде прорезей или отверстий. При этом воздействие на поток жидкотекучей обрабатываемой среды обеспечивается путем принудительного перекрытия каналов его течения в системе вращающегося ротора и неподвижного статора. В этом случае при малых зазорах в сопряжении рабочих элементов, кроме кавитационного эффекта, в продукте возникают значительные сдвиговые

напряжения, что интенсифицирует процесс обработки. На рисунке 3 показан РПА [2] с раздельным вводом 4 смешиваемых и диспергируемых компонентов. Корпус 1 прикрыт крышкой 2. На валу 8 установлены лопасти 3 для разгона жидкости. На корпусе установлен статор 5, относительно которого вращается ротор 9. Выход готового продукта выполняется через канал 6.

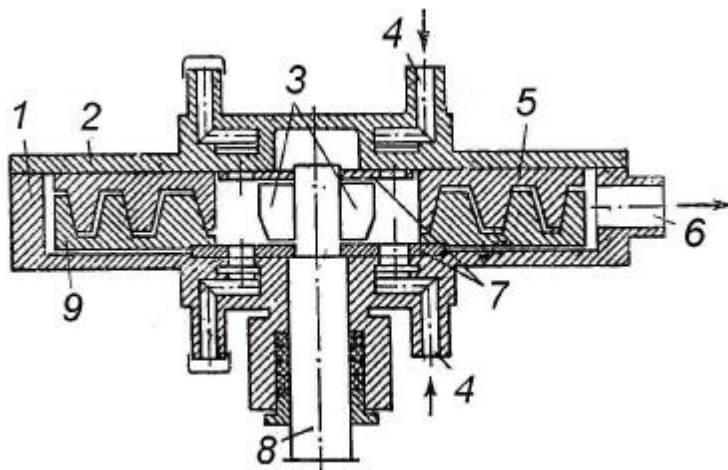


Рисунок 3 – Рабочая зона аппарата второго класса – РПА

Гидродинамические аппараты и первого, и второго классов проточного типа, кроме диспергирующего эффекта, дополнительно обладают насосными качествами, а также за счет возникновения сил диссипативного трения в них происходит нагрев обрабатываемого продукта.

Наиболее удобным параметром, определяющим уровень воздействия на рабочую среду, является количество энергии, затрачиваемой на процесс и ее распределение в аппарате [1]. В рассматриваемой системе кинематическая энергия движения жидкости при вращении ротора, кроме создания гидравлического напора на выходе аппарата, переходит в тепло и изменение физико-химического состояния рабочей среды.

Диссипация энергии происходит за счет сил сопротивления в рабочей зоне диспергатора и зависит от конструкции элементов рабочей зоны и режимов обработки. Баланс энергии в рабочей зоне диспергатора имеет вид

$$W_k = W_z + W_{вн} + W_p, \quad (1)$$

где  $W_k$  – кинетическая энергия жидкости, движущейся в рабочей зоне;  $W_z$  – энергия, затрачиваемая на создание давления и перемещение рабочей среды в каналах, определяется гидравлической мощностью диспергатора и потерями на возврат потока ко входу ротора;  $W_{вн}$  – внутренние потери энергии на трение в межцилиндровых, радиальных и осевых зазорах;  $W_p$  – энергия, затрачиваемая на перемешивание, гомогенизацию и кавитационную обработку рабочей среды.

Электроэнергия, потребляемая из сети переменного тока, при работе диспергатора также расходуется на электрические и механические потери в системе. Тогда полный баланс энергетических затрат определяется зависимостью

$$W_{э.д} = W_k + W_{н.э} + W_{м.м}, \quad (2)$$

где  $W_{э.д}$  – энергия, потребляемая электродвигателем из сети;  $W_{н.э}$  – потери энергии в электродвигателе;  $W_{н.м}$  – потери энергии на преодоление сопротивления в элементах конструкции диспергатора, т.е. механические (внешние) потери энергии.

Рассмотрим структурную схему энергопотребления в РПА. Энергию, потребляемую приводом РПА из сети ( $W_{э.д}$ ) укрупнено можно разделить на два потока. Первый ( $W_{па}$ ) – это потери энергии в электродвигателе и в механизмах установки. Эти потери определяются по мощности холостого хода без заполнения аппарата рабочей средой.

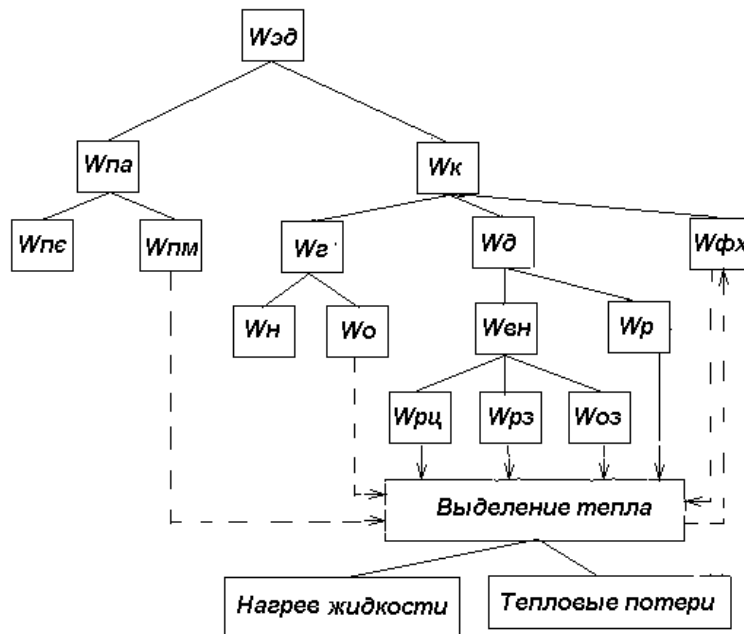


Рисунок 4 – Структура затрат энергии в РПА

Второй поток ( $W_{к}$ ) – это кинетическая энергия движущейся жидкости, которая, в свою очередь, разделяется на гидравлическую ( $W_{г}$ ) и диссипативную ( $W_{д}$ ), и энергия, затрачиваемую на изменение физико-химического состояния рабочей среды ( $W_{фх}$ ). Количество гидравлической энергии определяется напором жидкости на выходе из аппарата ( $W_{н}$ ) и энергией, затрачиваемой на возврат потоков в рабочих пазах системы «ротор-статор» ( $W_{о}$ ). Диссипативная энергия ( $W_{д}$ ) затрачивается на кавитацию, диспергирование, перемешивание ( $W_{р}$ ) и на внутренние потери ( $W_{вн}$ ), включающие в себя трение жидкости в межцилиндровых зазорах ( $W_{рц}$ ), дисковое трение в радиальном ( $W_{р.з}$ ) и осевом ( $W_{о.з}$ ) зазорах между ротором и корпусом [3]. При этом в рабочей зоне аппарата происходит выделение тепла, которое уносится с потоком, а также передается на элементы конструкции и в окружающую среду. На нагрев жидкости оказывают влияние механические потери и возврат жидкости, но их вклад незначителен. При изменении физико-химического

состояния рабочей среды ( $W_{\text{фх}}$ ) тепло может как выделяться, так и поглощаться.

Перераспределение энергии в аппарате происходит при изменении параметров рабочей зоны (зазора) и параметров потока жидкости по производительности и давлению (разрежению). Кроме того, рабочая среда на выходе из аппарата может изменить свое физико-химическое состояние, которое определяется в зависимости от технологических условий (требований) обработки.

Если при работе в диспергаторе не изменяются параметры рабочей зоны и обработка выполняется при постоянных оборотах ротора, то  $N_{\text{п.э}} + N_{\text{п.м}} \approx \text{const}$ .

В аппаратах первого типа при обработке определенной жидкости с постоянными оборотами ротора внутренние потери ( $W_{\text{вн}}$ ) изменяются незначительно. В РПА изменение зазора между ротором и статором существенно влияют на сопротивление в рабочей зоне, что сказывается на перераспределении энергии. В обоих случаях динамика изменения тепловых процессов в основном зависит от энергии диссипации ( $W_{\text{д}}$ ).

Затраты мощности на нагрев жидкости, проходящей через диспергатор, определяются зависимостью

$$N_m = K_p \cdot Q \cdot (T_1 - T_2) \cdot T_m \cdot \rho \quad (\text{кВт}), \quad (3)$$

где  $Q$  – расход жидкости, проходящей через диспергатор ( $\text{м}^3/\text{час}$ );  $T_1$  и  $T_2$  – температура жидкости на входе и выходе диспергатора в ( $\text{град.С}$ );  $T_m$  – теплоемкость рабочей среды ( $\text{Ккал/кг}\cdot\text{град.С}$ );  $\rho$  – плотность жидкости ( $\text{кг/м}^3$ );  $K_p$  – коэффициент соответствия размерностей (для воды  $K_p = 1,164$ ).

Сравнение объемной интенсивности нагрева для определенной жидкости без учета потерь определяется текущим значением производительности диспергатора ( $Q$ ) и разностью температур на входе и выходе ( $\Delta T = T_2 - T_1$ ):

$$K_c = Q \cdot \Delta T \quad (\text{м}^3 \cdot \text{град.}/\text{час}). \quad (4)$$

Расчет тепловой нагрузки аппарата для разных жидкостей можно выполнить с помощью зависимости

$$K_\omega = Q \cdot \Delta T \cdot \rho \cdot T_m \quad (\text{ККал/час}). \quad (5)$$

Оценку эффективности тепловых характеристик кавитационной обработки определенной жидкости в диспергаторе выполняется по двум критериям: эффективности тепловыделения ( $K_\omega$ ) и теплонапряженности процесса ( $K_T$ ):

$$K_T = \frac{N_T}{N_{\text{эф}}}, \quad (6)$$

где

$$N_{\text{эф}} = N_{\text{э.д}} - N_{\text{хх}} = N_{\text{э.д}} - (N_{\text{э.п}} + N_{\text{м.п}}).$$

В **теплогенераторах** типа «Торнадо» (рис.5) жидкость поступает в торцевой зазор с одной стороны ротора, а выходит с другой (на рисунке

показано стрелками) [4]. В этом случае разогрев жидкости происходит при кавитации в радиальном зазоре между ротором и статором. Распределение энергии будет несколько другим. Основное сопротивление будет в радиальном зазоре, именно здесь будет происходить диссипация энергии.

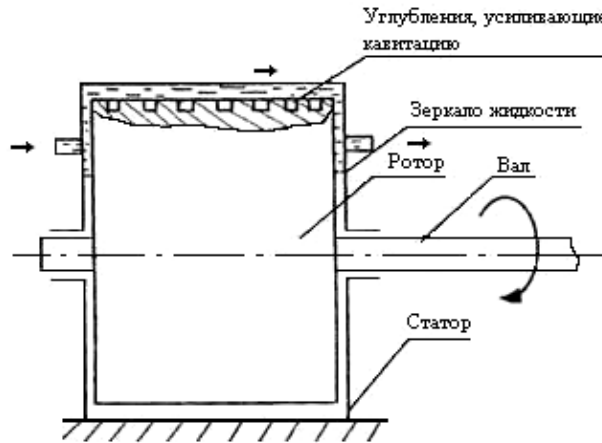


Рисунок 5 – Схема работы теплогенератора типа «Торнадо»

В этом случае при определенном диаметре ротора и постоянной частоте вращения интенсивность нагрева определяется геометрией профиля на цилиндрической поверхности ротора и величиной зазора. И сопротивление, и кавитация в зазоре взаимно перераспределяясь определяют интенсивность выделения тепла. В такой конструкции теплогенератора затраты энергии на подачу жидкости незначительны, т.к. расход небольшой. Электрические и механические потери определяются аналогично предыдущим случаям, по мощности холостого хода. Расчетные зависимости будут такими же, как и при анализе рассмотренных выше устройств.

В конечном итоге интенсивность нагрева определенной массы жидкости, залитой в систему, при работе в течении времени рассчитывают по формуле

$$W_{\tau} = 4,19 \cdot Q_{\text{бак}} \cdot \rho \cdot (T_2 - T_1) \cdot T_m \cdot \frac{60}{\tau} \text{ (кВт*час)}, \quad (7)$$

где  $Q_{\text{бак}}$  – объем жидкости в баке ( $\text{м}^3$ ).

Для определения энергии, затрачиваемой на нагрев металла ( $N_m$ ) установки с приведенной массой  $M_y$ , удельной теплоемкостью  $T_y$ , воспользуемся замером температур на корпусе диспергатора в начальный ( $T_{m1}$ ) и конечный ( $T_{m2}$ ) моменты времени. Воспользуемся аналогичной формулой:

$$W_m = 4,19 \cdot M_y \cdot (T_{m2} - T_{m1}) \cdot T_y \cdot \frac{60}{\tau} \text{ (кВт*час)}. \quad (8)$$

В системе, конечно, будут потери за счет передачи тепла в окружающую среду, но при хорошей теплоизоляции бака и теплогенератора они будут незначительны.

В конечном итоге суммарная энергия  $W_c$ , затраченная на выделение тепла в установке за время  $\tau$ , будет равна:

$$W_c = W_t + W_m \text{ (кВт}\cdot\text{час)}. \quad (9)$$

За это же время затраты эффективной энергии составляют:

$$W_{эф} = N_{эф} \cdot \tau / 60 \text{ (кВт}\cdot\text{час)}. \quad (10)$$

Эффективность работы теплогенератора на бак определяется затратами энергии на обработку жидкости и энергией тепловыделения в системе:

$$K_{\sigma} = W_c / W_{эф}. \quad (11)$$

Предложенная методика, основанная на сравнении затрат энергии в рабочей зоне гидродинамической кавитационной установки, позволяет выполнить анализ аппаратных средств, технологий приготовления СОЖ и других производственных смесей по интенсивности воздействия на обрабатываемую среду. Приведенные расчетные зависимости могут использоваться также при определении оптимальных режимов работы других гидродинамических кавитационных устройств.

## SUMMARY

### COMPARATIVE ANALYSIS OF HYDRODYNAMIC DEVICES FOR DISPERSION, HOMOGENIZATION AND HEATING OF LIQUID

*A.V. Fesenko, J.N. Ljubimyi*  
*NTU "KhPI", Kharkov*

*Choice of vehicles facilities and technologies of preparation of lubricating-cooling liquids on the basis of analysis of distributing of energy in the working area of hydrodynamic cavitation options.*

**Key words:** *cutting emulsion, shearing heat, dispersant, heat generating, dispersion, homogenization, liquid.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фесенко А.В. Методика оценки параметров кавитационной обработки СОЖ / А.В. Фесенко // Вестник национального технического университета «ХПИ». Тематический выпуск: Технологии в машиностроении. – Харьков: Изд. НТУ «ХПИ», 2008. – №1. – С. 14-18.
2. Богданов В.В. Эффективные малообъемные смесители / В.В. Богданов, Е.И. Христофоров, Б.А. Клоцунг. – Л.: Химия, 1989. – 224 с.
3. Червяков В.М. Гидродинамические и кавитационные явления в роторных аппаратах : монография / В.М. Червяков, В.Ф. Юдаев. – М.: Машиностроение -1, 2007. – 128 с.
4. Посметный Б.М. Сверхединичные теплогенераторы роторных конструкций / Б.М. Посметный, Ю.И. Горпинко // Сборник докладов НТК «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания нетрадиционных источников энергии. – Харьков, 2005. – С. 268 -277.

*Поступила в редакцию 16 ноября 2009 г.*