ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ НАГРЕВАТЕЛЬ ЖИДКОСТИ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Пасюк А.С. Email: Pasyuk638@scientifictext.ru

Пасюк Андрей Сергеевич – магистрант,
отдел магистратуры,
кафедра техники и технологии пищевых производств,
Донской государственный технический университет, г. Ростов–на–Дону

Аннотация: *в статье приводятся результаты теоретического исследования нового вида нагревателя жидкости – гидродинамического. В настоящее время гидродинамические нагреватели не нашли еще широкого применения. Это связано с малой изученностью данного типа оборудования и недостаточной информационной освещенностью. Основное отличие ГДНЖ от большинства нагревателей - позволяет существенно упростить конструкцию и повысить КПД процесса нагрева. Главным принципом его работы является непосредственное преобразование механической энергии в тепловую. Вследствие этого коэффициент полезного действия нагревателя составляет 80%.*
Ключевые слова: *нагреватель жидкости, гидравлика, коэффициент полезного действия.*

HYDRODYNAMIC LIQUID HEATER IN THE FOOD INDUSTRY

Pasyuk A.S.

Pasyuk Andrey Sergeevich - Master Student,
DEPARTMENT OF MAGISTRACY,
DEPARTMENT TECHNOLOGY AND TECHNOLOGY OF FOOD PRODUCTION,
DON STATE TECHNICAL UNIVERSITY, ROSTOV-ON–DON

Abstract: *the article presents the results of a theoretical study of a new type of fluid heater - hydrodynamic. At present, hydrodynamic heaters have not yet found wide application. This is due to the poor knowledge of this type of equipment and insufficient information illumination. The main difference between HDPE and most heaters is that it makes it possible to simplify the design considerably and increase the efficiency of the heating process. The main principle of his work is the direct conversion of mechanical energy into thermal energy. As a result, the efficiency of the heater is 80%.*
Keywords: *liquid heater, hydraulics, efficiency.*

УДК 66.10167

В применяемых в настоящее время в технике нагревателях жидкости передача тепла осуществляется либо от нагретого тела, либо от потока газа или жидкости. По сути, используется двойной процесс – преобразование первичной энергии (электрической, механической, химической) в тепловую и ее передача нагреваемому объекту. Такая схема нагрева обладает рядом существенных недостатков: сравнительно низкий КПД процесса нагрева; высокая металлоемкость; большие габариты; пожаро-, взрыво- и электроопасность; сложность конструкции; необходимость использования дополнительного оборудования и сложной автоматики; потребность в высококвалифицированном обслуживающем персонале; необходимость в периодическом обслуживании вследствие образования нагара и накипи на греющих поверхностях, ухудшающих рабочие характеристики и снижающих КПД нагревателя в процессе эксплуатации; необходимость в постоянном контроле со стороны котлонадзора; загрязнение окружающей среды; высокая себестоимость оборудования и большие эксплуатационные расходы.

Анализ водонагревательных установок, применяемых в настоящее время в пищевой промышленности, показал, что решение вышеперечисленных проблем в рамках применяемых способов нагрева затруднительно, так как улучшение одних показателей непременно ведет к существенному ухудшению других.

Решение этих проблем возможно при уменьшении упомянутой выше цепочки. Наиболее перспективным, по нашему мнению, является непосредственное преобразование механической энергии в тепловую.

Реализацией такого принципа является разработанный в ДГТУ гидродинамический нагреватель воды (рис. 1).

Нагреватель состоит из ротора 2, имеющего лопасти, и статора 3, имеющего ответные лопасти. Ротор вращается с высокой частотой. Вода подается по оси ротора по каналу 1, далее под действием центробежных сил движется в рабочую полость, где и происходит ее нагрев. Отводится вода через выходное отверстие 4. Нагрев воды в рабочей полости происходит за счет трения и интенсивной турбулизации при ее движении [1].

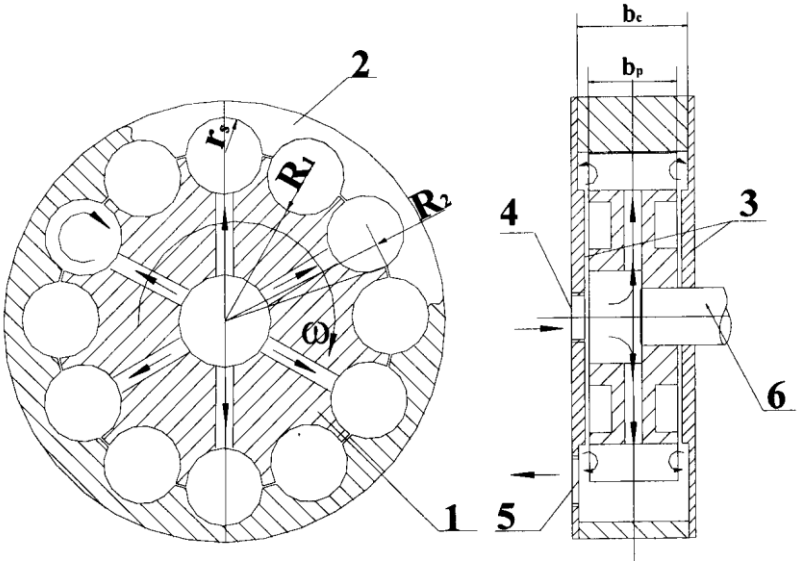

Рис. 1. Конструкция гидродинамического нагревателя жидкости: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – боковые крышки; 4 – отверстие для подачи жидкости; 5 – отверстие для отвода нагретой жидкости; 6 – вал

Первичные испытания показали работоспособность предложенной конструкции. Задача исследования заключалась в построении математической модели и определении рациональных режимов работы нагревателя.

Исследовался только установившийся режим работы нагревателя.

В основу построения математической модели функционирования нагревателя положено уравнение баланса мощности:

$$N = \frac{N_{\Delta H} + N_t}{\eta_{мех}}, \qquad (1)$$

где N_t – тепловыделение, кВт; $N_{\Delta H}$ – мощность, затрачиваемая на сообщение жидкости избыточного напора ΔH; $\eta_{мех}$ – механический КПД установки, учитывающий потери мощности в приводе.

Математическая модель нагревателя выражает зависимость интенсивности нагрева жидкости (разности температур жидкости между выходом и входом в нагреватель) и тепловыделения (количества теплоты, выделяемое в единицу времени) от различных факторов.

Перепад температур жидкости можно определить из выражения:

$$\Delta t = \frac{N_{нагр}}{\rho q c_p}, \qquad (2)$$

где $N_{нагр}$ – мощность, затрачиваемая на нагрев жидкости; ρ – плотность жидкости; q – производительность нагревателя; c_p – изобарная теплоемкость жидкости.

Мощность $N_{нагр}$ можно определить как

$$N_{нагр.} = N_t - N_{пот}, \qquad (3)$$

где N_t – количество тепла, выделяемое в единицу времени (тепловыделение); $N_{пот}$ – потери тепла вследствие теплообмена с окружающей средой.

Перепад температур между жидкостью и окружающей средой при проведении экспериментов составлял не более 56 ^{0}С. Теплообмен между поверхностью нагревателя и внешней средой происходит, в основном, за счет естественной конвекции. В связи с этим $N_{пот}$ незначительно, следовательно, можно принять, что $N_{нагр} \approx N_t$.

Тепловыделение N_t зависит от потерь напора (гидравлические потери) и диссипации энергии от трения жидкости в боковом зазоре между ротором и корпусом нагревателя:

$$N_t = \rho g Q \Sigma h_{пот} + \rho \omega^3 c_f \left(R_2^5 - R_1^5\right), \qquad (4)$$

где ρ – плотность жидкости; $\Sigma h_{пот}$ – суммарные гидравлические потери; Q – расход жидкости в рабочей полости; ω – угловая скорость ротора; R_1, R_2 – радиусы кольца трения; c_f – коэффициенты сопротивления бокового зазора.

Суммарные гидравлические потери:

$$\Sigma h_{пот} = \frac{k_p}{2g}\frac{Q^2}{F_p^2} + \frac{k_c}{2g}\frac{Q^2}{F_c^2} + \frac{k_k}{2g}\frac{Q_{пр}^2}{F_{п.к.}^2} + \frac{\phi_{уд}}{2g}\left[\left(u_1 - \frac{Q}{F_{p1}}\right)^2 + \left(u_2 \cdot \mu_p\right)^2\right], \qquad (5)$$

где u_1 и u_2 – линейная (окружная) скорость ротора на радиусе R_1 и R_2 соответственно; F_p, F_c, $F_{п.к.}$ – площади живого сечения лопастного канала ротора, статора и подающего канала соответственно в плоскости, перпендикулярной линии тока; F_{p1} – площадь живого сечения канала лопасти на входе в ротор; μ_p – коэффициент отклонения потока вследствие неравномерности тока; Q – расход воды в рабочей полости; $Q_{пр}$ – производительность нагревателя; k_p, k_c – коэффициенты сопротивления лопастных каналов ротора и статора соответственно; k_k – коэффициент сопротивления подающего канала; $\phi_{уд}$ – коэффициент потерь напора на вихреобразование при ударном входе потока в статор и в ротор.

Таким образом, окончательно для тепловыделения можно записать следующую формулу:

$$N_t = \rho Q\left\{\frac{k_p}{2}\frac{Q^2}{F_p^2} + \frac{k_c}{2}\frac{Q^2}{F_c^2} + \frac{k_k}{2}\frac{Q_{пр}^2}{F_{п.к.}^2} + \frac{\phi_{уд}}{2}\left[\left(u_1 - \frac{Q}{F_{p1}}\right)^2 + \left(u_2 \cdot \mu_{p2}\right)^2\right]\right\} + \rho\omega^3 c_f\left(R_2^5 - R_1^5\right), \qquad (6)$$

Из формулы (6) видно, что тепловыделение пропорционально третьей степени расхода жидкости в лопастной системе и угловой скорости и пятой степени диаметра ротора.

Первое слагаемое в формуле (6) характеризует диссипацию энергии за счет гидравлических потерь (трение в лопастном канале и удар), и оно в большой степени зависит от величины расхода. Второе слагаемое уравнения (6) отражает диссипацию энергии за счет трения жидкости о боковые стенки нагревателя.

Как видно, основными факторами, влияющими на тепловыделение, являются: угловая скорость ω ротора, его диаметр D, плотность жидкости ρ, ее расход в рабочей полости Q, величина коэффициентов сопротивления трения (k_p, k_c, c_f) и вихреобразование при ударном входе $\varphi_{уд}$. Из теории гидродинамических машин известно, что коэффициенты сопротивления трения канала зависят от его геометрии и режима течения жидкости в нем (числа Re).

Расход жидкости в рабочей полости зависит от окружной скорости ротора и его геометрии. Поэтому на практике значительное увеличение тепловыделения возможно осуществить за счет увеличения угловой скорости ротора или его диаметра.

Температуру жидкости тогда, учитывая выражение (6), можно определить из выражения:

$$\Delta t = \frac{1}{c_p Q_{пр}}\left\{Q\left\{\frac{k_p}{2}\frac{Q^2}{F_p^2} + \frac{k_c}{2}\frac{Q^2}{F_c^2} + \frac{k_k}{2}\frac{Q_{пр}^2}{F_{п.к.}^2} + \frac{\phi_{уд}}{2}\left[\left(u_1 - \frac{Q}{F_{p1}}\right)^2 + \left(u_2 \cdot \mu_{p2}\right)^2\right]\right\} + \omega^3 c_f\left(R_2^5 - R_1^5\right)\right\}. \qquad (7)$$

Из формулы (7) видно, что степень нагрева жидкости (перепад температур) не зависит от ее плотности, а определяется, в первую очередь, кинематическими и геометрическими параметрами нагревателя. Из свойств жидкости на интенсивность нагрева оказывает влияние удельная теплоемкость жидкости и ее динамическая вязкость, посредством влияния на коэффициенты сопротивления.

В формуле (7) не известны следующие величины:

- расход жидкости Q;
- коэффициенты сопротивления каналов ротора k_p и статора k_c;
- коэффициент сопротивления зазора c_f;
- коэффициент потерь напора на вихреобразование при ударном входе потока в статор и в ротор $\phi_{уд}$;
- коэффициент отклонения потока вследствие неравномерности тока μ_p.

Для их определения проводятся эксперименты.

Список литературы / References

1. *Проценко Г.И., Хозяев И.А., Пройдак Н.И., Кирищиев О.Р.* А.с. SU №1738717 A1, 1992. Опубл. Б.И. № 21. Устройство для нагрева жидкости.