

УДК 66.045.01

Бабак Т.Г., Хавин Г.Л.

**ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ
ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СМЕШАННОЙ СХЕМЫ**

С появлением широкого спектра сравнительно недорогих пластинчатых теплообменников в коммунальном теплоснабжении в большинстве тепловых пунктов стали использовать для приготовления горячей воды (ГВС) двухступенчатую смешанную схему. Несмотря на увеличение при этом капитальных затрат на оборудование, снижение расхода сетевого теплоносителя позволяет существенным образом экономить средства при одинаковой нагрузке ГВС по сравнению с параллельной схемой [1]. Однако установка двух подогревателей одного технологического потока требует оптимального распределения тепловой нагрузки и гидравлического сопротивления между аппаратами на стадии проектирования и проверки эффективности работы теплообменников при отклонении режима работы от расчетного.

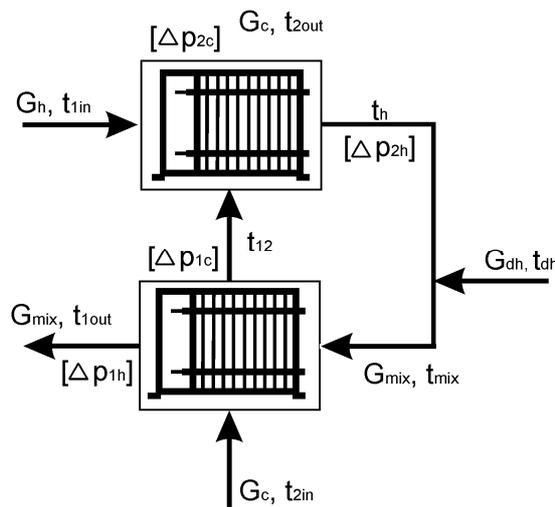


Рисунок 1 – Тепловые и гидравлические параметры для расчета двух теплообменных аппаратов, установленных по смешанной схеме

Уравнение теплопередачи для двух пластинчатых аппаратов имеет вид

$$Q = Q_1 + Q_2 \leq K_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_{ln1} + K_2 \cdot F_2 \cdot \Delta t_{ln2}, \tag{1}$$

где Q – общая тепловая нагрузка двух аппаратов, Вт; Q_1, Q_2 – тепловая нагрузка 1-го и 2-го аппаратов, Вт; здесь и далее индекс 1 относится к 1-му теплообменнику, 2 – ко второму; K_1, K_2 – коэффициент теплопередачи 1-го и 2-го аппаратов, Вт/(м²·К); F_1, F_2 – теплопередающая поверхность 1-го и 2-го аппаратов, м²; $\Delta t_{ln1}, \Delta t_{ln2}$ – средний логарифмический температурный напор 1-го и 2-го аппаратов, °С.

Площадь теплопередающей поверхности в выражении (1) $F_1 = 2 \cdot m_{1ch} \cdot f_{pl} + 1, F_2 = 2 \cdot m_{2ch} \cdot f_{pl} + 1$, где m_{1ch}, m_{2ch} – принятое число каналов для 1-го и

2-го теплообменников; f_{pl} – площадь теплопередающей поверхности пластины, м².

Естественным требованием при проектировании теплообменников является требование минимума суммы теплопередающих поверхностей обоих теплообменников, обеспечивающее минимальные капитальные затраты, которое принимаем в качестве целевой функции: $F_1 + F_2 \rightarrow \min$. Такая запись эквивалентна требованию минимума суммарного числа каналов теплообменников $2m_{1ch} \cdot f_{pl} + 2m_{2ch} \cdot f_{pl} = m_{1ch} + m_{2ch} \rightarrow \min$ или

$$E = m_{1ch} + m_{2ch} \rightarrow \min. \quad (2)$$

Одним из основных параметров при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата является выполнение ограничений по потерям давления теплоносителями, проходящими через теплообменник. Суммарные потери давления через два аппарата на должны превышать допустимых

$$\Delta p_h = \Delta p_{1h} + \Delta p_{2h} \leq [\Delta p_h], \quad \Delta p_c = \Delta p_{1c} + \Delta p_{2c} \leq [\Delta p_c], \quad (3)$$

где $[\Delta p_h], [\Delta p_c]$ – допустимые потери давления по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, Па; $\Delta p_h, \Delta p_c$ – общие потери давления по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, Па; $\Delta p_{1h}, \Delta p_{1c}, \Delta p_{2h}, \Delta p_{2c}$ – потери давления по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителю в 1-ом и 2-ом аппаратах, Па.

Потери давления по теплоносителю Δp , Па, в пакете пластин рассчитываются из соотношения $\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$, где d_{ekv} – эквивалентный диаметр, примерно равный удвоенной высоте гофры, м; l_{pr} – приведенная длина пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины f_{pl} к ее ширине; w – средняя скорость теплоносителя в канале, м/с; ρ – средняя плотность теплоносителя в канале, кг/м³; $\zeta = B \cdot Re^{-m}$ – коэффициент гидравлического трения, Re – число Рейнольдса, B, m – постоянные коэффициенты.

Соотношение (3) можно записать в виде

$$\Delta p_h = \Delta p_{1h} + \Delta p_{2h} = \zeta_1 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{1h} w_{1h}^2}{2} + \zeta_2 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{2h} w_{2h}^2}{2} \leq [\Delta p_h],$$

$$\Delta p_c = \Delta p_{1c} + \Delta p_{2c} = \zeta_1 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{1c} w_{1c}^2}{2} + \zeta_2 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{2c} w_{2c}^2}{2} \leq [\Delta p_c].$$

Скорость теплоносителей по греющей и нагреваемой стороне в каналах теплообменников определяется соотношениями:

$$w_{1h} = \frac{V_h + V_{dh}}{m_{1chh} \cdot f_{ch}}, w_{1c} = \frac{V_c}{m_{1chc} \cdot f_{ch}}, w_{2h} = \frac{V_h}{m_{2chh} \cdot f_{ch}}, w_{2c} = \frac{V_c}{m_{2chc} \cdot f_{ch}}, \quad (4)$$

где $w_{1h}, w_{1c}, w_{2h}, w_{2c}$ – скорость теплоносителей по греющей и нагреваемой стороне в каналах 1-го и 2-го теплообменников, м/с; V_h, V_c, V_{dh} – объемный расход греющего и нагреваемого теплоносителей и обратной сетевой воды из системы отопления, м³/с; $m_{1chh}, m_{1chc}, m_{2chh}, m_{2chc}$ – число каналов по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям для 1-го и 2-го теплообменников.

Суммарное число каналов по стороне греющего теплоносителя

$$m_{1ch} + m_{2ch} = \frac{V_h + V_{dh}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1h}} \right)^{\frac{1}{m_1 - 2}} + \frac{V_h}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{2h}]}{H_{2h}} \right)^{\frac{1}{m_2 - 2}} \rightarrow \min, \quad (5)$$

по стороне нагреваемого теплоносителя

$$m_{1ch} + m_{2ch} = \frac{V_{1c}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{1c}]}{H_{1c}} \right)^{\frac{1}{m_1 - 2}} + \frac{V_{2c}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{2c}]}{H_{2c}} \right)^{\frac{1}{m_2 - 2}} \rightarrow \min, \quad (6)$$

где $H_{ih} = \left[B_i \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ih}} \right)^{-m_i} \cdot \frac{\rho_{ih} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]$, $H_{ic} = \left[B_i \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ic}} \right)^{-m_i} \cdot \frac{\rho_{ic} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]$, i – номер теплообмен-

ника; где m_{1ch}, m_{2ch} – принятое число каналов для 1-го и 2-го теплообменников; $v_{1h}, v_{1c}, v_{2h}, v_{2c}$ – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре теплоносителя для 1-го и 2-го теплообменников по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, м²/с; $\rho_{1h}, \rho_{1c}, \rho_{2h}, \rho_{2c}$ – плотность при средней температуре теплоносителя для 1-го и 2-го теплообменников по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, кг/м³; B_1, m_1, B_2, m_2 – постоянные коэффициенты в выражении для коэффициента гидравлического трения $\zeta = B \cdot Re^{-m}$, для 1-го и 2-го теплообменников соответственно.

Подставим в выражение (5) $\Delta p_{2h} = [\Delta p_h] - \Delta p_{1h}$ и возьмем первую производную $\partial E / \partial [\Delta p_{1h}] = 0$

$$\frac{V_h + V_{dh}}{H_{1h} \cdot (m_1 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_1} \right)^{\frac{3-m_1}{m_1-2}} - \frac{V_h}{H_{2h} \cdot (m_2 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_2} \right)^{\frac{3-m_2}{m_2-2}} = 0. \quad (7)$$

Аналогично по стороне нагреваемого теплоносителя подставим $\Delta p_{2c} = [\Delta p_h] - \Delta p_{1c}$ и возьмем первую производную $\partial E / \partial [\Delta p_{1c}] = 0$

$$\frac{1}{H_{1c} \cdot (m_1 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1c}]}{H_{1c}} \right)^{\frac{3-m_1}{m_1-2}} - \frac{1}{H_{2c} \cdot (m_2 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_c] - [\Delta p_{1c}]}{H_{2c}} \right)^{\frac{3-m_2}{m_2-2}} = 0. \quad (8)$$

Решение трансцендентных уравнений (7) и (8) позволяет найти значение распределение потерь давления между теплообменниками $[\Delta p_{1h}]$ и $[\Delta p_{2h}]$, а также $[\Delta p_{1c}], [\Delta p_{2c}]$ и, как следствие, число каналов в каждом теплообменнике, обеспечивающее минимальную суммарную поверхность теплообмена исходя из гидравлических ограничений по греющему или нагреваемому теплоносителю.

Количество каналов после определения оптимального распределения допустимых потерь давления $[\Delta p_{1h}]$ и $[\Delta p_{2h}]$ между теплообменниками можно найти из выражений:

$$m_{1ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_h + V_{dh}}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1h}} \right)^{\frac{1}{m_1-2}} + 1 \right] \text{ и } m_{2ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_h}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{2h}]}{H_{2h}} \right)^{\frac{1}{m_2-2}} + 1 \right], \quad (9)$$

$$m_{1ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_c}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1c}]}{H_{1c}} \right)^{\frac{1}{m_1-2}} + 1 \right] \text{ и } m_{2ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_c}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{2c}]}{H_{2c}} \right)^{\frac{1}{m_2-2}} + 1 \right]. \quad (10)$$

Для каждого из теплообменников выбирается большее число каналов в аппарате. По найденным значениям можно найти скорость в каналах по греющей стороне и нагреваемой стороне. Далее рассчитываются коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1h} = A_1 \cdot \left(\frac{(V_h + V_{dh}) \cdot d_{ekv}}{m_{1ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{1h}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1h}^{0,43} \cdot (\mu_{1h} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}};$$

$$\alpha_{1c} = A_1 \cdot \left(\frac{V_c \cdot d_{ekv}}{m_{1ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{1c}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \cdot (\mu_{1c} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}};$$

$$\alpha_{2h} = A_2 \cdot \left(\frac{V_h \cdot d_{ekv}}{m_{2ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{2h}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \cdot (\mu_{2h} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}};$$

$$\alpha_{2c} = A_2 \cdot \left(\frac{V_c \cdot d_{ekv}}{m_{2ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{2c}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \cdot (\mu_{2c} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}};$$

где A_1, n_1, A_2, n_2 – постоянные коэффициенты в критериальных уравнениях для 1-го и 2-го теплообменников, зависящие от угла гофрировки, высоты и шага гофры пластин [2].

Уравнение теплопередачи (1) для теплообменников можно записать в виде

$$\frac{2m_{1ch}f_{pl}\Delta t_{ln1}(t_{12})}{\left[\frac{1}{\alpha_{1h}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{1c}}\right]^{-1}} - G_c \cdot c_{pc1}(t_{12} - t_{2in}) = 0; \quad \frac{2m_{2ch}f_{pl}\Delta t_{ln2}(t_{12})}{\left[\frac{1}{\alpha_{2h}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{2c}}\right]^{-1}} - G_c \cdot c_{pc2}(t_{2out} - t_{12}) = 0,$$

где значения средних логарифмических температур Δt_{ln1} и Δt_{ln2} являются функцией температуры между теплообменными аппаратами t_{12}

$$\Delta t_{ln1} = \frac{(t_{mix} - t_{2out}) - (t_{1out} - t_{2in})}{\ln\left(\frac{t_{mix} - t_{2out}}{t_{1out} - t_{2in}}\right)} \quad \text{и} \quad \Delta t_{ln2} = \frac{(t_{1in} - t_{2out}) - (t_h - t_{12})}{\ln\left(\frac{t_{1in} - t_{2out}}{t_h - t_{12}}\right)}.$$

Таким образом, задача свелась к решению трансцендентного уравнения и определению температуры t_{12} между теплообменниками, обеспечивающую оптимальное распределение расхода нагреваемого теплоносителя и минимальную суммарную поверхность теплообмена аппаратов.

В качестве примера демонстрирующей предложенную методику рассмотрим расчет пластинчатых подогревателей горячего теплоснабжения мощностью $Q=718$ кВт. Расчетные параметры представлены на рис. 2,а.

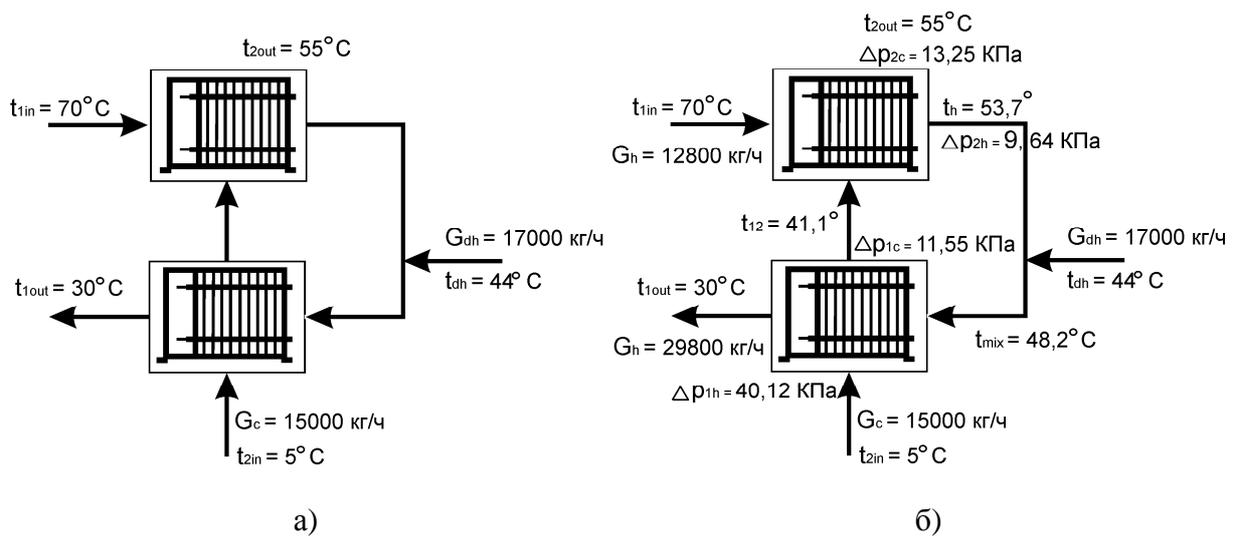


Рисунок 2 – Исходные данные – а) и результаты расчета – б)

Суммарные потери давления по греющему теплоносителю: $[\Delta p_h] = [\Delta p_{1h}] + [\Delta p_{2h}] = 60$ кПа, по нагреваемому – $[\Delta p_c] = [\Delta p_{1c}] + [\Delta p_{2c}] = 30$ кПа. Поте-

ри давления в пакете пластин принималось равным заданным общим допустимым потерям давления минус потери давления в присоединениях и коллекторах аппаратов. Последние вычисляются, используя соотношение $\Delta p_{port} = \zeta_{port} \cdot \rho \cdot w_{port}^2 / 4$, где $w_{port} = V / (\pi \cdot d_{port}^2 / 4)$ – скорость теплоносителя в присоединении, м/с; V – объемный расход теплоносителя, м³/с; ζ_{port} – коэффициент гидравлического трения; d_{port} – диаметр присоединения теплообменника данной марки, м. Объемный расход теплоносителей $V_h = 3,604 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $V_c = 4,199 \cdot 10^{-3}$ м³/с и $V_{dh} = 4,647 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Тогда потери давления в портах и присоединениях для теплообменника первой ступени: по стороне греющего теплоносителя $\Delta p_{ph1} = 6,96$ кПа, для нагреваемого – $\Delta p_{pc1} = 1,86$; для второй ступени: $\Delta p_{ph2} = 1,34$ кПа для греющего и для нагреваемого – $\Delta p_{pc2} = 1,84$. При вычислениях этих величин принималось значение коэффициента гидравлического трения $\zeta_{port} = 0,4$. Допустимые потери давления в пакете пластин соответственно по стороне греющего теплоносителя: $[\Delta p_h] - \Delta p_{ph1} - \Delta p_{ph2} = 51,7$ кПа, для нагреваемого $[\Delta p_c] - \Delta p_{pc1} - \Delta p_{pc2} = 26,3$ кПа.

К установке принимались теплообменники производства «Альфа Лаваль» марки М6 с параметрами пластины: $d_{ekv} = 0,004$ м; $l_{pr} = 0,694$ м; $f_{ch} = 0,432 \cdot 10^{-3}$ м; $f_{pl} = 0,15$ м²; $\delta_{pl} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_{pl} = 16$ Вт/(м·К). Значения коэффициентов в формулах: $A_1 = 0,19$; $B_2 = 2,75$; $n_1 = 0,68$; $m_1 = 0,121$; $A_2 = 0,117$; $B_2 = 1,723$; $n_2 = 0,7$; $m_2 = 0,15$.

В результате решения уравнения (7) получим распределение допустимых потерь давления между ступенями: $[\Delta p_{1h}] = 34,5$ кПа, $[\Delta p_{2h}] = 17,2$ кПа, что соответствует вычисленному из соотношения (9) числу каналов для теплообменника 1-ой ступени $m_{1ch} = 31$ и 2-ой ступени $m_{1ch} = 13$. Решение уравнения (8) дает распределение $[\Delta p_{1c}] = 14,8$ кПа, $[\Delta p_{2c}] = 11,5$ кПа, что соответствует вычисленному из соотношения (10) числу каналов для теплообменника 1-ой ступени $m_{1ch} = 25$ и 2-ой ступени $m_{1ch} = 19$. К установке выбираем большие значения и, таким образом, на 1-ой ступени теплообменник с 31 каналом (63 пластины), на 2-й ступени – 19 каналов (37 пластин). Вычисленные значения тепловой нагрузки по ступеням из уравнения теплопередачи: $Q_1 = 627,1$ кВт и $Q_2 = 331,2$ кВт, и из теплового баланса: $Q_1 = 628$ кВт и $Q_2 = 242$ кВт. Откуда следует, что теплообменник, подобранный для 2-й ступени, имеет запас по тепловой нагрузке 27,3 %. Распределение параметров нагреваемого и греющего теплоносителя, обеспечивающие минимальную суммарную поверхность теплообмена двух аппаратов для заданных условий представлены на рис. 2,б.

Расчет теплообменников по программе CAS 200 «Альфа Лаваль» на условия, представленные на рис. 2а. дали следующий результат. На первой ступени теплообменник М6 63 пластины (31 канал) с компоновкой 1×31 МН / 1×31 МЛ и площадью теплообмена 9,45 м². На второй ступени теплообменник М6 37 пластины с компоновкой 1×18 L / 1×18 L, площадью теплообмена 5,4 м² и запасом по тепловой нагрузке 33 %. Представленное свидетельствует о достоверности и совпадении полученных результатов расчетов.

Заключение. Таким образом, представленный подход к проектированию двух-

ступенчатой смешанной схемы горячего водоснабжения позволяет определять поверхность теплообмена аппаратов обеих ступеней, распределяя оптимальным образом допустимые потери давления между ступенями. Это позволяет проектировать теплообменники одного типа с минимальной площадью теплообмена.

Литература

1. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Груздинский, В.И. Ливчак, И.Б. Покровская, Е.И. Прохоров. – М.: Стройиздат, 1988. – 314 с.

2. Математическое моделирование и оптимизация разборных пластинчатых теплообменников / О.П. Арсеньева, Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин // Интегрированные технологии и энергосбережение.– 2009.– №2.– С. 17–25.

Bibliography (transliterated)

1. Povyishenie effektivnosti raboty sistem goryachego vodosnabzheniya N.N. Chistyakov, M.M. Gruzdinskiy, V.I. Livchak, I.B. Pokrovskaya, E.I. Prohorov. – M.: Stroyizdat, 1988. – 314 p.

2. Matematicheskoe modelirovanie i optimizatsiya razbornyih plastinchatyih teplotobmennikov O.P. Arseneva, L.L. Tovazhnyanskiy, P.A. Kapustenko, G.L. Havin Integrirovannyye tehnologii i energosberezhenie.– 2009.– #2.– p. 17–25.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта EU project FP7-SME-2010-1-262205-INHEAT.

УДК 66.045.01

Бабак Т. Г., Хавін Г. Л.

ОПТИМАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОБМІННИКІВ ДВОСТУПІНЧАТОЇ ЗМІШАНОЇ СХЕМИ

Запропоновано підхід до проектування пластинчатих теплообмінників двоступінчатої змішаної схеми гарячого водопостачання, що засновано на оптимальному розподіленні допустимих втрат тиску між ступенями. Це дозволяє знайти оптимальне значення температури між теплообмінниками і забезпечити вибір апаратів з мінімальною площею теплообміну. Ефективність та вірогідність запропонованого підходу продемонстровано для розрахунків реального теплового пункту.

Babak T.G., Khavin G.L.

THE PLATE HEAT EXCHANGERS OPTIMAL DESIGN FOR TWO STAGES MIXED NETWORK

The approach to a problem of plate heat exchangers design for two stages mixed network of hot tap water is proposed. Method is based on optimal distribution of maximum al-

lowable pressure drop between stages. It allows finding optimal temperature value between stages and guaranteeing selection of devices with minimal heat-exchange surface. Effectiveness and reliability of the proposing method was demonstrated on the real heat point calculation.

Максимов М.В., Кривда В.И.

РЕКОНСТРУКЦИЯ УСТАНОВКИ ЭЛОУ-АВТ НА ОСНОВЕ ОПТИМИЗАЦИИ ХОЛОДНЫХ И ГОРЯЧИХ ПОТОКОВ

Согласно утвержденной программе энергоэффективности на 2010–2015 годы в Украине одной из главных задач любого потребителя современной экономики должно быть повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов [1].

Существуют современные мировые тенденции по минимизации температурного напора и увеличению поверхностей теплообмена с целью экономии первичных энерго-ресурсов [2–5] в связи с уменьшением общей необратимости в процессе теплообмена. Кроме необратимости величина минимального температурного напора в первую очередь зависит от существующих цен и их отношения между стоимостью теплообменного оборудования и стоимостью первичных энергоресурсов.

Целью данной статьи является определение реального температурного напора между холодными и горячими потоками в рекуперативных теплообменниках установки электрообессоливания (ЭЛОУ) – атмосферно-вакуумной трубчатки (АВТ) расположенной на ПАО Лукойл «Одесский НПЗ» с разработкой оптимальной схемы теплообменной сети, которая бы учитывала новые конъюнктурные цены на новое теплообменное оборудование и первичные энергоресурсы.

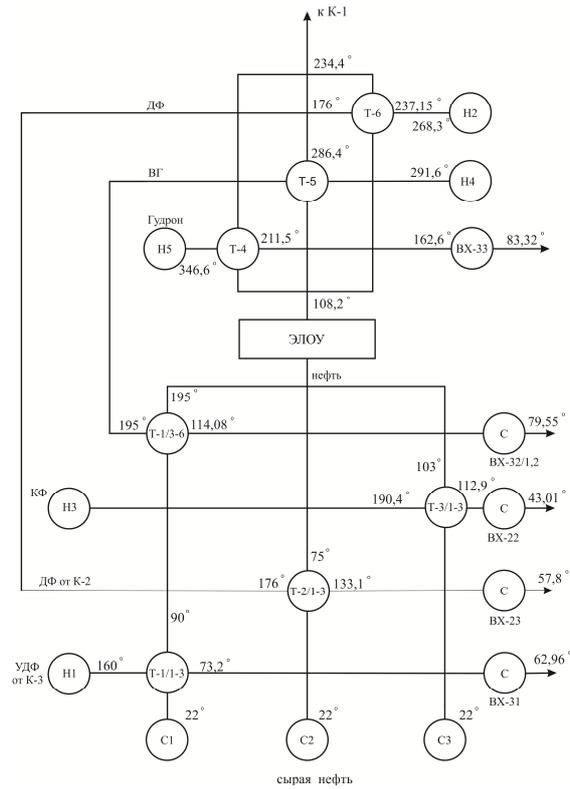
Для достижения поставленной цели необходимо было решить такие задачи:

- рассмотреть энергетические потоки при эксплуатации ЭЛОУ-АВТ;
- определить теплофизические параметры потоков установки;
- рассчитать тепловые мощности и потоковые теплоемкости горячих и холодных потоков в технологических теплообменниках;
- построить кривые горячих и холодных потоков установки;
- определить реальный температурный напор;
- рассчитать оптимальное значение температурного напора;
- построить сеточную диаграмму с разделением на пинче;
- произвести расчет новых теплообменных аппаратов выше и ниже пинча;
- выполнить расстановку рекуперативных теплообменников.

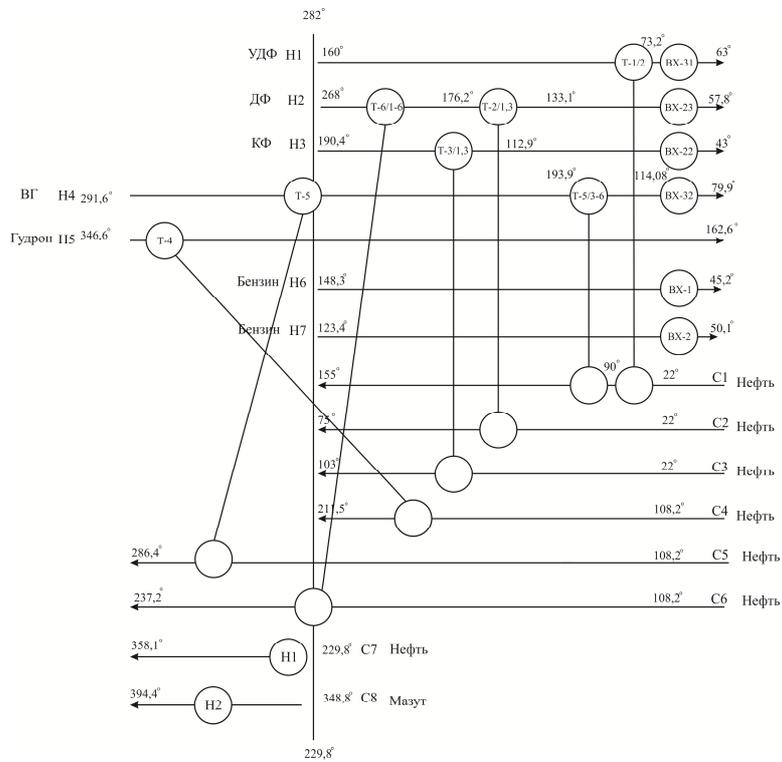
ЭЛОУ-АВТ предназначена для подготовки и первичной перегонки нефти с целью получения: сжиженного углеводородного газа (УГ), бензиновой фракции (БФ), керосиновой фракции (КФ), дизельной фракции (ДФ), вакуумного газойля (ВГ) и гудрона.

Был рассмотрен режим эксплуатации установки ЭЛОУ-АВТ с расходом сырой нефти 302,6 м³/ч. Значение температур и расходов были получены по показаниям АСУ ТП установки ЭЛОУ-АВТ. Традиционная схема тепловых потоков существующей схемы рекуперативного теплообмена представлена на рис. 1,а. Сеточная схема тепловых потоков существующей схемы рекуперативного теплообмена представлена на рис. 1,б. На этих рисунках символ «С» определяет холодильники, а символ «Н» – нагреватели.

Теплофизические параметры (T_S , T_T – температуры начала и конца потока, G – расход, C – теплоемкость, r – скрытая теплота фазового перехода, CP – потоковая теплоемкость, ΔH – изменение потокового теплосодержания) и потоковые данные технологических потоков представлены в таблице 1.



а



б

Рисунок 1 – Схемы тепловых потоков существующей схемы рекуперативного теплообмена:
а – традиционная; б – сеточная

Таблица 1 – Потокосые данные технологических потоков

№	Название потока	Тип	$T_S,$ °C	$T_T,$ °C	$G,$ кг/с	$C,$ кДж/кг·К	$r,$ кДж/кг	$CP,$ кВт/К	$\Delta H,$ кВт
1	УДФ Т-1/1,2	гор	160,0	73,2	20,0	1,99		39,8	3448,5
	УДФ ВХ-31	гор	73,2	63,0	20,0	1,76		35,2	362,3
2	ДФ Т-6/1-6	гор	286,3	176,0	28,3	2,53		71,6	7895,8
	ДФ Т-2/1-3	гор	176,0	133,1	28,3	2,17		61,4	2637,2
	ДФ ВХ-23/1,2	гор	137,6	58,0	28,3	1,90		36,8	2927,1
3	КФ Т-3/1-3	гор	190,4	112,9	29,9	2,18		64,9	5033,3
	КФ ВХ-22	гор	112,9	57,6	28,3	1,85		55,4	3060,8
4	ВГ Т-5/1-5	гор	291,6	195,0	20,8	2,52		52,4	5061,9
	ВГ Т-1/3-6	гор	195,0	114,1	20,8	2,12		44,2	3575,6
	ВГ ВХ-32/1,2	гор	114,1	79,6	20,8	1,87		38,9	1343,9
5	Гудрон Т-4	гор	346,6	162,6	22,8	2,48		56,4	10382,
	Гудрон ВХ-33/1,2	гор	162,7	83,3	6,2	1,95		12,1	960,6
6	Бензин ВХ-1/1,2+Х-1	гор	148,2	58,3	14,5	1,02		14,9	1337,2
		гор	58,3	58,3	14,5		180,63		180,6
		гор	58,3	45,2	14,5	1,58		24,4	320,9
7	Бензин Х-2 +Х-2+С-2	гор	123,4	66,4	13,9	0,92		12,8	729,7
		гор	66,4	66,4	13,9		494,3		494,3
		гор	66,4	50,1	13,9	3,15		43,6	14101,2
8	Нефть Т-1/1,2	хол	22,0	90,0	29,0	1,7		49,3	3352,4
	Нефть Т-1/3-6	хол	90,0	155,0	29,0	2,0		58,1	3774,9
9	Нефть Т-2/1-3	хол	22,0	75,0	28,1	1,66		46,7	2475,0
10	Нефть Т-3/1-3	хол	22,0	103,0	34,3	1,73		59,3	4800,5
11	Нефть Т-4	хол	108,2	211,5	42,7	2,17		92,7	9571,7
12	Нефть Т-5/1-5	хол	108,2	286,4	19,6	2,34		45,9	8182,0
13	Нефть Т-6/1-6	хол	108,2	237,2	28,3	2,23		63,0	8126,7
14	Нефть печь П-1/2+П-1/1	хол	229,8	358,1	67,1	4,03		270,4	34672,0
15	Мазут печь П-2	хол	348,8	394,4	163,0	4,12		671,7	30628,2

Пользуясь вычисленными значениями потокосых данных установки ЭЛОУ-АВТ, был проведен анализ горячих и холодных потоков методом пинч-анализа, который заключается в оптимизации рекуперативного теплообмена, т.е. в определении оптимального минимального температурного напора между горячими и холодными потоками [2].

Согласно этому методу были определены температурные интервалы горячих и холодных потоков [6], рассчитаны и построены кривые, характеризующие эти потоки (рис. 2). При этом минимальный температурный напор в самом узком месте между точ-

ками *a* и *б*, называемом пинчем, составил 52 °С. Стоит отметить, что на рис. 2 участок *I* – это тепло, которое передается окружающей среде ($Q_{\text{конд}}$), участок *II* – тепло, которое регенеративно передается в теплообменных аппаратах ($Q_{\text{рекуп}}$), участок *III* – тепло под- водимое к печам для переработки нефти ($Q_{\text{печи}}$).

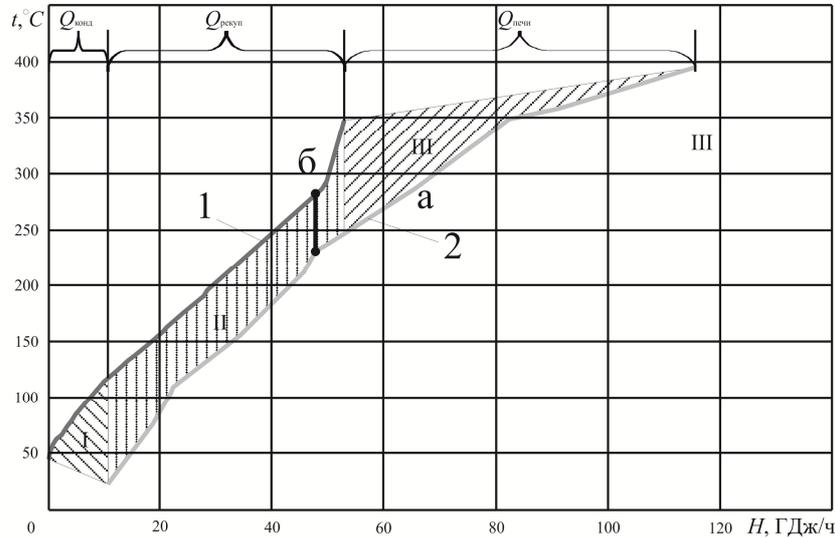


Рисунок 2 – Совместное расположение кривых горячих и холодных потоков:
1 – кривая горячих потоков; 2 – кривая холодных потоков

Оптимизация заключается в минимизации срока окупаемости капиталовложений. Уменьшение температурного напора приводит к уменьшению подведенного количества энергии, определяемого как разница по оси абсцисс между крайними верхними точками. Это сказывается в экономии топлива, используемого в печах. В то же время увеличивается количество энергии, которая рекуперирована внутри установки от горячих к холодным потокам. Для реализации этого необходимы дополнительные площади теплообмена, которые увеличиваются к тому же и из-за уменьшения температурного напора.

В [2] предлагается использовать оптимизацию сети по приведенным затратам:

$$\text{ПРЗ}_{\text{сети}} = \text{ПКЗ}_{\text{сети}} + E, \tag{1}$$

где $\text{ПКЗ}_{\text{сети}}$ – приведенные капитальные затраты на строительство сети

$$\text{ПКЗ}_{\text{сети}} = a \cdot \text{КЗт}, \tag{2}$$

где *a* – коэффициент амортизации и платы за кредит, определяемый как

$$a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}, \tag{3}$$

где *i* – годовая процентная ставка, принимается $i=0,1$; *n* – число лет кредита, принято равным 5.

По результатам расчёта $a = 0,2638$.

КЗ_т – капитальные затраты на теплообменники, у.е.:

$$\text{ПКЗ}_{\text{сети}} = N \cdot a \left(40000 + 500 \frac{A}{N} \right), \quad (4)$$

где N – число рекуперативных и воздушных теплообменников, шт.; E – стоимость затраченной энергии за год, у.е.:

$$E = Q_{\text{гор}} 95040 + Q_{\text{хол}} 9504, \quad (5)$$

где $Q_{\text{гор}}$ – горячие утилиты, МВт-год; $Q_{\text{хол}}$ – холодные утилиты, МВт-год.

Далее, с помощью алгоритма табличной задачи для различных значений Δt_{min} , вычисляются целевые энергетические значения для горячих и холодных утилит и стоимость энергоносителей, потребленных за год. Для этих же значений Δt_{min} определяется необходимая площадь теплообмена F , затем рассчитываем значения для $\text{ПКЗ}_{\text{сети}}$, складывается со значением годовой стоимости энергоносителей, и в итоге получаем общую приведенную стоимость проекта (табл. 2).

Таблица 2 – Влияние минимального температурного напора на приведенные затраты

$\Delta t_{\text{min}},$ °C	$Q_{\text{гор}},$ МВт	$Q_{\text{хол}},$ МВт	$F,$ м ²	$\text{ПКЗ}_{\text{сети}},$ 10 ³ у.е.	$E,$ 10 ³ у.е.	$\text{ПРЗ}_{\text{сети}},$ 10 ³ у.е.
52	66,1	9,59	5229,5	0,88	6,37	7,249
50	65,6	9,57	5401,4	0,90	6,32	7,224
40	63,4	6,8	6305,5	1,02	6,09	7,112
34	62,0	5,3	7117,2	1,13	5,94	7,070
30	61,0	4,4	7835,3	1,22	5,84	7,065
28	60,6	3,9	8276,8	1,28	5,79	7,074
26	60,1	3,4	8782,3	1,35	5,74	7,091
20	58,8	2,1	10949,2	1,63	5,61	7,241

Согласно полученным результатам (табл. 2) оптимальным температурным напором является значение 28–34 °C. С помощью алгоритма табличной задачи Линнхоффа Б. [2], было определено и принято в качестве оптимального для дальнейших расчетов значение $\Delta t_{\text{min}} = 30$ °C.

После определения оптимального пинча следующей задачей является расстановка теплообменников, которые бы обеспечивали полученный нагрев холодных потоков горячими. Правила и алгоритм построения изложены в [2]. Сеточная диаграмма технологических потоков с обозначением пинча изображена на рис. 3. Под теплообменниками на рис.3 указаны тепловые нагрузки.

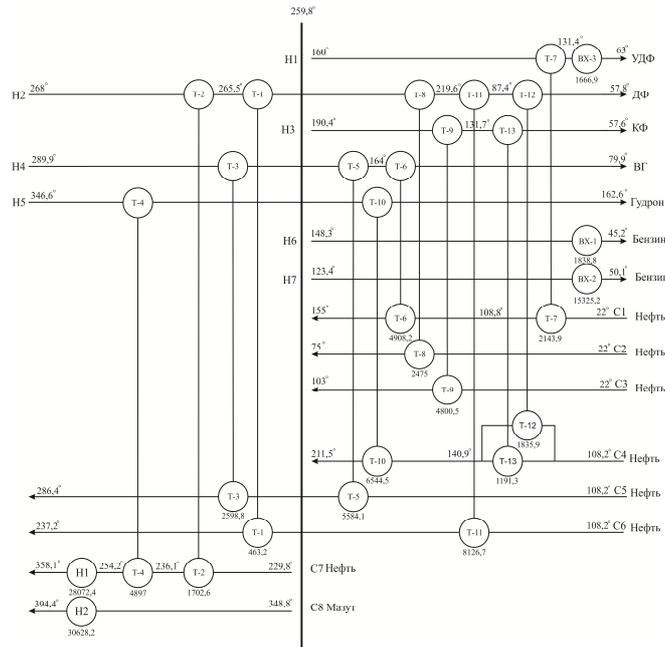


Рисунок 3 – Расстановка теплообменников на сетчатой диаграмме

Количество теплоты, переданное горячим потоком, определяется по формуле:

$$Q_H = CP_H (t_{H1} - t_{H2}), \text{ кВт}, \quad (6)$$

где CP_H – потоковая теплоемкость горячего потока.

Разность температур холодного потока определяется так

$$\Delta t_C = \frac{Q_C}{CP_C}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (7)$$

где Q_C – количество теплоты, переданное холодным потоком, принимается равным Q_H в пределах одного теплообменного аппарата; CP_C – потоковая теплоемкость холодного потока.

Таким образом, температура холодного потока после теплообменника, который рассматривается, равна

$$t_{C2} = t_{C1} + \Delta t_C, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (8)$$

Аналогично определяются температуры горячих потоков после теплообменников.

Экономический эффект от применения предложенной схемы представлен в табл. 3.

Таблица 3 – Определение экономического эффекта от интегрированного процесса

	$\Delta t_{\min}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{гор}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{хол}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{рек}}, \text{ МВт}$	$E, 10^3 \text{ у.е.}$
Реальный процесс	52	66,1	9,59	32,3	6,37
Интегрированный процесс	30	61,0	4,4	41,2	5,84
Экономия		5,1	5,2		0,53

Литература

1. Постанова Кабінету Міністрів України № 243 від 01.03.2010 №243 «Про затвердження Державної цільової економічної програми енергоефективності на 2010–2015 роки» // Офіційний вісник України, 2010 – № 16.
2. Смит Р., Клемеш И., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульєв Л.М. Основы интеграции тепловых процессов. – Харьков: НТУУ «ХПИ». – 2000. – 458 с.
3. Kemp I.C. Pinch Analysis and Process Integration: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, 2nd edition. – 2006. – 409 p.
4. Товажнянский Л.Л., Ульєв Л.М., Мельниковская Л.А., Зулин Б.Д. Термодинамически обоснованный энергосберегающий потенциал установки АВТ А12/2 в режиме работы без выкуумного блока / Л.Л. Товажнянский и др. // Інтегровані технології та енергозбереження. Харьков, 2010. – №2. – с. 3–13.
5. Ульєв Л.М., Мельниковская Л.А. Определение полезной нагрузки трубчатых печей с помощью учета тепловых потерь в системе теплообмена на установке первичной переработки нефти АВТ А12/2 в режиме работы без вакуумного блока / Л.М. Ульєв, Л.А. Мельниковская // Інтегровані технології та енергозбереження. Харьков, 2011. – №3. – с. 15–23.
6. Максимов М.В., Кривда В.И. Определение минимального температурного напора между холодными и горячими потоками для рекуперативных теплообменников ЭЛОУ-АВТ/ Холодильна техніка і технологія. – 2011. – №3(131). – с. 56–62.

Bibliography (transliterated)

1. Postanova Kabinetu Ministriv Ukrayini # 243 vid 01.03.2010 #243 «Pro zatverdzhennya Derzhavnoyi tsilovoyi ekonomichnoyi programi energoefektivnosti na 2010–2015 roki» Ofitsiyiny visnik Ukrayini, 2010 – # 16.
2. Smit R., Klemesh I., Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Ulev L.M. Osnovy integratsii teplovyih protsessov. – Harkov: NTUU «HPI». – 2000. – 458 p.
3. Kemp I.C. Pinch Analysis and Process Integration: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, 2nd edition. – 2006. – 409 p.
4. Tovazhnyanskiy L.L., Ulev L.M., Melnikovskaya L.A., Zulin B.D. Termodinamicheski obosnovannyiy energosberegayuschiy potentsial ustanovki AVT A12/2 v rezhime raboty bez vyikuumnogo bloka L.L. Tovazhnyanskiy i dr. Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. Harkov, 2010. – #2. – p. 3–13.
5. Ulev L.M., Melnikovskaya L.A. Opredelenie poleznoy nagruzki trubchatyih pechey s pomoshchyu ucheta teplovyih poter v sisteme teploobmena na ustanovke pervichnoy pererabotki nefiti AVT A12/2 v rezhime raboty bez vakuumnogo bloka L.M. Ulev, L.A. Melnikovskaya Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. Harkov, 2011. – #3. – p. 15–23.
6. Maksimov M.V., Kryivda V.I. Opredelenie minimalnogo temperaturnogo napora mezhdru holodnyimi i goryachimi potokami dlya rekuperativnyih teploobmennikov ELOU-AVT Holodilna tehnika i tehnologiya. – 2011. – #3(131). – p. 56–62.

УДК 665.63

Максимов М.В., Кривда В.І.

**РЕКОНСТРУКЦІЯ УСТАНОВКИ ЕЛОУ-АВТ НА ОСНОВІ ОПТИМІЗАЦІЇ
ХОЛОДНИХ ТА ГАРЯЧИХ ПОТОКІВ**

У статті розглянуто застосування методу пінч-аналізу з метою визначення оптимальної схеми рекуперативного теплообміну установки ЕЛОУ-АВТ. Виявлено вплив мінімального температурного напору на приведені витрати шляхом проведених техніко-економічних розрахунків. Визначено оптимальний температурний напір, який у порівнянні з реально існуючим зменшився майже вдвічі.

Maksimov M.V., Kryvda V.I.

**RECONSTRUCTION OF INSTALLATION ELOU-AVT ON THE BASIS OF
OPTIMIZATION OF COLD AND HOT STREAMS**

In article application of a method of the pinch-analysis for the purpose of definition of the optimum scheme of recuperative heat exchange of installation of the ELOU-AVT is considered influence of the minimum temperature pressure on reduced rates by the spent technical and economic calculations is revealed. The optimum temperature pressure which in comparison with real-life decreased almost twice is defined.

УДК 662.99:536.7

Редько А.А. Павловский С.В.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С КАСКАДНЫМ ЦИКЛОМ ОРГАНИЧЕСКОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Введение. В настоящее время экономия топливно-энергетических ресурсов становится одной из важнейших задач повышения энергоэффективности промышленных и отопительных котельных городских систем теплоснабжения. Одним из методов повышения эффективности котельных агрегатов является преобразование теплоты уходящих газов в когенерационной установке для производства электроэнергии и использование ее для собственных нужд.

Состояние проблемы. Широкое распространение получают теплоутилизационные установки различного назначения с конденсационным циклом Ренкина и органическим рабочим веществом (ОРС) [1]. Процессы преобразования теплоты в электрическую энергию используются в геотермальных, когенерационных и теплоутилизационных энергетических установках [2–5]. Процессы преобразования в теплоутилизационных установках происходят при температуре продуктов сгорания котельного агрегата – 200–220 °С и температуре окружающей среды. Для низкотемпературных циклов Ренкина в данном температурном диапазоне трудно подобрать эффективное рабочее вещество.

Как показывают результаты исследований температурный диапазон необходимо разбивать на несколько: например, до 100 °С; 100–200 °С и подбирать рабочее вещество для каждого диапазона. При этом, результаты исследований также показывают, что рабочие вещества наиболее эффективны в еще более узком температурном диапазоне, около $\Delta t = 30\text{--}50\text{K}$ (°С). Поэтому процессы преобразования теплоты в утилизационных установках могут быть реализованы в каскадных энергетических установках с несколькими рабочими веществами. Результаты исследования этих циклов в холодильной и отопительной технике, процессах производства электроэнергии показывают их перспективность [4;6–8].

Цель работы – повышение термодинамической эффективности теплоутилизационных энергетических установок котельных агрегатов при температуре продуктов сгорания до 200–220 °С.

Основная часть. Постановка задачи исследования и анализ основных результатов. В результате исследования и оптимизации циклов со многими рабочими веществами как в докритическом, так и в сверхкритическом цикле в одноступенчатой энергетической установке было установлено, что максимальная выработка электроэнергии обеспечивается в сверхкритическом цикле при использовании в качестве смесей углеводородов (R600a-iC₄P₁₀, R161, R141в и др.). Однако, температурный потенциал рабочего вещества используется недостаточно эффективно, после расширения в турбине температура пара остается высокой 90–110 °С и выше. Использование каскадной тепловой схемы позволяет обеспечить глубокое снижение температуры рабочего вещества [4–8].

Расчеты выполнялись при следующих допущениях: расход продуктов сгорания в испарителе составляет 27 кг/с (котел КВ-ГМ-50); перепад температур между продуктами сгорания и рабочими веществом $\Delta t = 3;5$ °С; адиабатный КПД турбины – 0,7–0,8;

КПД насоса 0,75–0,80; температура окружающей среды 15 °С. В расчетах сделано допущение – процесс расширения в турбине завершается в однофазной области. Исследовались следующие рабочие вещества:

– в верхнем каскаде: смеси изобутан(R600a)/R141в, изобутан(R600a)/R161, изобутан(R600a)/изопентан(R601a), аммиак – NH₃, R143a.

– в нижнем каскаде: R142в, н-гексан(R602), R143a, R13в, R503в, R404a, R134a, R407a, R410a.

Значение критических параметров исследуемых рабочих веществ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Рабочее вещество	Параметр		
	Молекулярная масса	Температура критическая, °С	Давление критическое, МПа
Аммиак NH ₃ (R717)	17,03	132,3	11,33
Изобутан(R600a)/R141в(CH ₃ CClF)	58,12/116,95	134,7/204,4	3,63/4,21
Изобутан(R600a)/R161(CH ₃ -CH ₂ F)	58,12/48,06	134,7/102,2	3,63/5,09
Изобутан(R600a)/изопентан(R601a)	58,12/72,15	134,7/196,6	3,63/3,37
R13в1-CF ₃ Br	148,91	67,1	3,97
R134a-CHF ₂ -CHF ₂	102,03	101,0	4,055
R142в CH ₃ CClF ₂	100,49	136,80	4,150
R143a-CF ₃ CH ₃	84,04	73,15	3,760
R404a(R125/143a/134a)	97,60	72,0	3,72
R407a(R32/125/134a)	90,11	81,8	4,47
R410a(R32/125)	72,58	70,5	4,81
R503в(R23/13)	87,25	18,4	4,28
н-гексан(R602)-C ₆ H ₁₄	110	234,7	3,03

Тепловая схема каскадной энергетической установки приведена на рисунке 1.

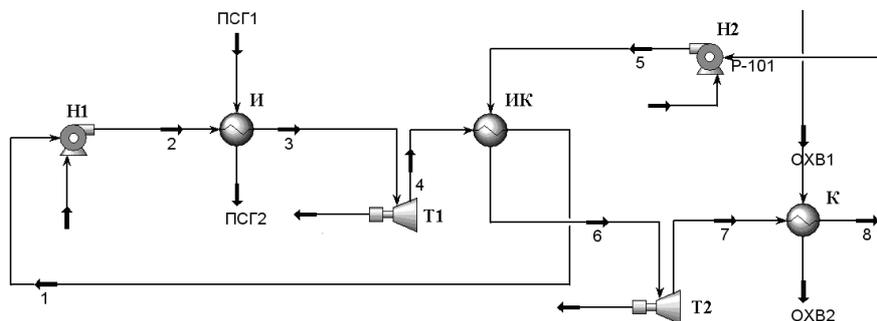


Рисунок 1 – Расчетная тепловая схема каскадной энергетической установки

Энергетическая установка содержит два силовых контура: продукты сгорания (ПСГ) котельного агрегата поступают в утилизатор-испаритель (И) передают теплоту

рабочему веществу первого силового контура и удаляются в атмосферу. Пары рабочего вещества поступают в турбину (Т1), где расширяясь вырабатывают электроэнергию, поступают в испаритель-конденсатор (И-К), где конденсируются и насосом (Н1) снова подаются в утилизатор-испаритель (И). Так замыкается цикл первого рабочего вещества. В конденсаторе-испарителе происходит испарение второго рабочего вещества. Далее пары рабочего вещества поступают в турбину (Т2), где расширяются, вращая электрогенератор, поступают в конденсатор (К), где охлаждается атмосферным воздухом, а затем насосом (Н2) снова подаются в испаритель-конденсатор (И-К), замыкая цикл.

Процессы расширения пара в турбине (Т1) первого рабочего вещества обозначен точками 3–4, второго рабочего вещества – 6–7. В трехкаскадной установке процессы расширения пара в третьем каскаде – 9–10. Параметры рабочих веществ (давление, температура, плотность пара) в соответствующих точках циклов приведены в табл. 2,3.

В таблице 2 приведены теплотехнические параметры каскадного цикла теплоутилизационной энергетической установки. Температура продуктов сгорания котельного агрегата 200–220 °С.

Термодинамическая эффективность циклов определяется коэффициентом преобразования (COP) и коэффициентом утилизации теплоты.

Коэффициент тепломеханического преобразования теплоты определяется:

$$COP = \frac{L_{12} - L_{34}}{Q_{23}}, \quad (1)$$

где L_{12} , L_{34} – работа адиабатического сжатия (расширения) в насосе 1–2 (турбине 3–4) в обратимом процессе:

$$L_{12} = m v_1 (P_2 - P_1), \quad (2)$$

$$L_{34} = m T_0 (i_3 - i_4), \quad (3)$$

где m – массовый расход рабочего вещества; v, P, i – объем, давление и энтальпия в узловых точках цикла; T_0 – температура окружающей среды; Q_{23} – количество теплоты, подведенное в испарителе в изобарном процессе:

$$Q_{23} = m(i_3 - i_2). \quad (4)$$

Коэффициент утилизации теплоты цикла ORC определяем как отношение действительной электрической мощности станции к максимальной теоретической мощности, которую можно получить при расширении пара в турбине:

$$\eta_u = \frac{W_u}{m[(i - i_0) - T_0(S - S_0)]}, \quad (5)$$

Результаты численных исследований показывают, что в каскадной энергетической установке возможна выработка мощности электроэнергии от 684,2 до 1983,5 кВт, что выше на 17,5–25 %, чем в одноступенчатой энергетической установке. При этом

обеспечивается увеличение коэффициента использования теплоты уходящих газов до 0,90–0,92, значение коэффициента преобразования (COP) составляет 14,4–19,3 %.

Таблица 2

Рабочее вещество	$t_{3,6}$, °C	$t_{4,7}$, °C	$P_{3,6}$, кПа	$P_{4,7}$, кПа	m , кг/с	$\rho_{3,6}$, кг/м ³	W , кВт	$\frac{COP}{\eta_{УТ}}$
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	197	163,8	3400	1200	6,72	69,1	272,1	
нижний каскад установки								
R142в	160,8	42,8	5000	300	15,0	279,3	694,2	0,19/0,39
верхний каскад установки								
изобутан/ R141в	197	138,2	5000	1200	11,6	162,1	445,4	
нижний каскад установки								
н-гексан	135,2	109,2	182,8	30	8,0	4,82	399,6	0,14/0,46
верхний каскад установки								
NH ₃	195	81,0	9500	2500	2,87	51,0	458,9	
нижний каскад установки								
R142в	52,3	30,0	740	340	13,9	31,9	187,1	0,16/0,33
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	195	156,9	3400	1000	6,646	69,8	314,7	
нижний каскад установки								
R142в	151,9	87,8	3000	520	10,64	119,5	369,5	0,18/0,31
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	197	159,1	3400	1000	6,72	69,1	321,3	
нижний каскад установки								
R142в	156,1	90,7	3104	520	10,6	122,2	379,1	0,18/0,32
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	195	146,9	5000	1600	7,43	124,6	262,9	
нижний каскад установки								
R142в	144,9	109,4	1600	530	9,40	54,4	228,4	0,14/0,27
верхний каскад установки								
изобутан / R161	197,0	106,6	6000	500	17,2	119,8	1698,6	
нижний каскад установки								
R404a	103,6	39,2	4860	1200	14,0	268,8	284,9	0,16/0,91
верхний каскад установки								
изобутан/изопентан	197	159,1	3400	1000	6,72	69,1	321,34	
нижний каскад установки								
R142в	156,1	90,7	3100	520	10,6	122,2	379,08	0,18/0,32
верхний каскад установки								
R143a	197	166,8	5000	2500	14,9	128,6	297,6	
нижний каскад установки								
R404a	161,8	146,9	2280	1450	14,3	68,7	159,4	0,08/0,37

Повышение давления перед турбиной до сверхкритического приводит к увеличению выработки электроэнергии по сравнению с докритическим циклом, повышение

плотности рабочего вещества и, соответственно, уменьшению конструктивных размеров (сечений) каналов.

В трехкаскадной энергетической установке (таблица 3) получена электрическая мощность 512 кВт для данных рабочих веществ (R143a,R410a,R134a), значение коэффициента использования теплоты – 37,5%.

В каскадных энергетических установках существенно снижаются затраты мощности на повышение давления рабочего вещества в насосах.

Таблица 3 – Параметры 3-х каскадной энергоустановки

Рабочее вещество	$t_{3,6,9}$, °C	$t_{4,7,10}$, °C	$P_{3,6,9}$, кПа	$P_{4,7,10}$, кПа	W_{3-4} , W_{6-7} , W_{9-10} , кВт
1 ^й каскад установки					
R143a	197	168,9	5000	2500	301,1
2 ^й каскад установки					
R410a	148,3	133,9	3100	2300	130,6
3 ^й каскад установки					
R134a	37,6	26,4	2300	700	80,3

Каскадные энергетические установки характеризуются улучшенными экологическими характеристиками.

Соотношение между отводимой теплотой в конденсаторе (Q_K) и вырабатываемой электрической мощностью (W_T) определяется уравнением:

$$Q_K / W_T = (1/\eta_T) - 1, \quad (6)$$

где η_T –термический КПД энергетической установки, значение которого составляют 0,11–0,17.

Поэтому особенностью низкотемпературных циклов ОРС является значительное количество теплоты, отводимой в установке на единицу вырабатываемой электрической мощности, которое составляет около 7,3–4,8 единиц отработанной теплоты. Поэтому утилизационная одноступенчатая энергетическая установка должна иметь охлаждающую башню (воздушный конденсатор) в 8–8,5 раз больше по охлаждающей способности, чем энергетическая станция комбинированного парогазового цикла с КПД 0,5–0,55.

В каскадных циклах тепловая нагрузка на воздушный конденсатор снижается по сравнению с одноступенчатыми установками в 4–4,5 раза, что существенно уменьшает тепловые выбросы в атмосферу и, поэтому, каскадные установки больше отвечают экологическим требованиям.

Выводы. Численные результаты показывают, что в каскадной утилизационной энергетической установке возможно получение высокой эффективности преобразования теплоты в электроэнергию при температурном потенциале продуктов сгорания топливоиспользующего источника до 200–220 °C. При мощности теплоутилизатора 9986,3 кВт возможна выработка электроэнергии в объеме 1656,9 кВт при КПД цикла 0,167. При этом, в верхнем каскаде осуществляется сверхкритический цикл, в нижнем –

докритический. Также возможно использование в нижнем каскаде сверхкритического цикла. Выбор рабочих веществ и параметров цикла показывает перспективность смесей изобутана с изопентаном, н-гексаном и хладагентами R161, R141в, а также другими.

Литература

1. Пятничко В.А. Утилизация низкопотенциального тепла в энергетических установках с органическими теплоносителями. / В.А. Пятничко // Экотехнологии и ресурсосбережение.– 2002. – №5. С. 10–14.
2. Васильев В.А. Расчет параметров унифицированной геотермальной установки на водоаммиачной смеси / В.А. Васильев, А.В. Кратнов, И.Г. Говорков // Теплоэнергетика. – 1996.– №5. – С. 27–32.
3. Редько А.А. Термодинамическая эффективность циклов геотермальных электрических станций установок // Энергетика: економіка, технологія, екологія.– НТУ «КПІ», 2009.– №1(24).– С. 3–8.
4. Редько А.А. Рациональные термодинамические параметры циклов многоступенчатой геотермальной станции // Проблемы машиностроения.– ИПмаш НАНУ, 2010.– т.13.– №4.– С. 76–82.
5. Редько А.О. Термодинамічний аналіз циклів каскадної тепло насосної установки / А.О. Редько // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.– К.:КНУБА, 2009.– вип.13.– С. 66–71.
6. Ram H. Commercially successful large scale binary applications / Ram H., Yahalom Y. //GRC Bulletin, 1988. – V.17. – №5. – P. 18–23.
7. Giovanni Di Nikola, Giuliano Giuliani, Fabio Polonara, Roman Stryjek. Blend of carbon dioxide and HFC as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating system. – International Journal of Refrigeration 28 (2005). – P. 130–140.
8. Хмельнюк М.Г., Корба Е.Н. Природные хладагенты и их смеси как новые, «старые» рабочие тела холодильных машин. // Холодильная техника і технологія. – 2008. – №4(114).– С. 16–20

Bibliography (transliterated)

1. Pyatnichko V.A. Utilizatsiya nizkopotentsialnogo tepla v energeticheskikh ustanovkakh s organicheskimi teplonositelyami. V.A. Pyatnichko Ekotekhnologii i resursosberezhenie.– 2002. – #5. p. 10–14.
2. Vasilev V.A. Raschet parametrov unifitsirovannoy geotermalnoy ustanovki na vodoammiachnoy smesi V.A. Vasilev, A.V. Kratnov, I.G. Govorkov Teploenergetika. – 1996.– #5. – p. 27–32.
3. Redko A.A. Termodinamicheskaya effektivnost tsiklov geotermalnykh elektricheskikh stantsiy ustanovok Energetika: ekonomika, tehnologiya, ekologiya.– NTU «KPI», 2009.– #1(24).– p. 3–8.
4. Redko A.A. Ratsionalnyie termodinamicheskie parametryi tsiklov mnogostupenchatoy geotermalnoy stantsii Problemyi mashinostroeniya.– IPmash NANU, 2010.– t.13.– #4.– p. 76–82.
5. Redko A.O. Termodinamichniy analiz tsikliv kaskadnoyi teplo nasosnoyi ustanovki A.O. Redko Ventilyatsiya, osvittlennya ta teplogazopostachannya.– К.:КНУБА, 2009.– вип.13.– p. 66–71.
6. Ram H. Commercially successful large scale binary applications Ram H., Yahalom Y. GRC Bulletin, 1988. – V.17. – #5. – R. 18–23.

7. Giovanni Di Nikola, Giuliano Giuliani, Fabio Polonara, Roman Stryjek. Blend of carbon dioxide and HFC as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating system. – International Journal of Refrigeration 28 (2005). – P. 130–140.

8. Hmelnyuk M.G., Korba E.N. Prirodnyie hladogentyi i ih smesi kak novyie, «staryie» rabochie tela holodilnyih mashin. Holodilna tehnika i tehnologiya. – 2008. – #4(114).– p. 16–20

УДК 662.99:536.7

Редько А.О. Павловський С.В.

**ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНИХ
УСТАНОВОК З КАСКАДНИМ ЦИКЛОМ ОРГАНІЧНОГО ТЕПЛОНОСІЯ**

Наводяться результати чисельного дослідження термодинамічних параметрів циклів утилізаційних установок з когенераційним силовим контуром. Результати показують підвищення коефіцієнта утилізації теплоти і збільшення вироблення електричної енергії в установці з каскадним циклом.

Redko A.A., Pavlovskiy S.V.

**THERMODYNAMIC EFFECTIVENESS OF HEATUTILIZATION POWER
INSTALLATION WITH CASCOD CYCLE OF ORGANIC COOLANT**

In article numerical research results of thermodynamic parameters of cycles heatutilization power installations with cogeneration force loop are considered. results show increasing of utilization heatin coefficient and extending of power production in the installation with force loop.

УДК 621.316.1.024

Мирошник А.А.

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ СИСТЕМА ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ СЕЛЬСКИХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

Введение. На сегодняшний день существует два пути, по которым развивается энергосберегающие технологии в электроэнергетике – это энергосбережение при производстве электроэнергии и энергосбережение при ее транспорте. Первому уделено достаточно много внимания, а второй вопрос в нашей стране остается нерешенным.

Основными факторами, которые характеризуют систему электроснабжения, является стоимость ее сооружения, надежность и экономичность передачи электроэнергии потребителям. Снижение потерь электроэнергии в электрических сетях до экономически обоснованного уровня – одно из важных направлений энергосбережения. В связи с развитием рыночных отношений в стране значимость проблемы потерь электроэнергии существенно возросла. Стоимость потерь является одной из составляющих тарифа на электроэнергию.

Существующая в нашей стране трехфазная четырехпроводная система электроснабжения сельских потребителей 0,38/0,22 кВ характеризуется рядом недостатков: высокий уровень потерь электроэнергии (до 15 % от электроэнергии, поступившей в сеть), неудовлетворительное качество электроэнергии (превышение коэффициентов несинусоидальности, нулевой и обратной последовательности в 2–4 раза), по сравнению с нормированными значениями высокий уровень потерь напряжения, что приводит к отклонениям напряжения в отдаленных потребителей, не соответствует требованиям ГОСТ 13109-97 [1, 2]. Все это приводит к значительным убыткам электроснабжающих компаний, а также приносит значительный ущерб потребителям электроэнергии.

При проектировании сельских линий электропередачи стремятся по возможности к более равномерному распределению потребителей по фазам. На сегодняшний день существует множество устройств по симметрированию сети, но все они за своей высокой стоимости, низкой надежности и неэффективности при протяженных линиях, питающих однофазное коммунально-бытовое нагрузки, не получили широкого применения в сетях 0,38/0,22 кВ.

Анализ последних исследований и публикаций. Как известно в Украине протяженность линий 0,38/0,22 кВ составляет около 50 % от протяженности линий всех классов напряжения [3]. Электрификация страны закончилась в конце 60-х годов прошлого столетия, поэтому значительная часть существующих сетей требует полной реконструкции. В этой связи необходимо спроектировать и построить более экономичные и надежные электрические сети, которые бы имели ряд преимуществ по сравнению с существующей системой электроснабжения.

Снижение потерь электроэнергии при ее передаче от производителя до потребителя является актуальной задачей, которой на протяжении всего времени существования системы электроснабжения уделяется большое внимание.

В населенных пунктах с многоэтажными домами линии электропередачи 0,38/0,22 кВ имеют небольшую протяженность от подстанций 10-6/0,4 кВ, поскольку присоединенные потребители находятся на небольшом расстоянии друг от друга. Чаще всего это кабельные линии, а воздушные линии расположены в населенных пунктах с

малоэтажными домами. В сельской местности в большинстве линии воздушные, к которым присоединены однофазные потребители, причем расстояние между точками присоединения соседних потребителей не менее 35–40 метров, что определяется расстояниями между опорами.

Проведенный анализ систем электроснабжения, которые применяются в других странах [4] табл. 1 показал, что страны Европы, за исключением Норвегии, широко используют в качестве распределительной системы электроснабжения жилых и общественных зданий трехфазную четырехпроводную систему напряжением 400/230 В с глухозаземленной нейтралью. Норвегия в настоящее время использует трехфазную систему с линейным напряжением 220 В и изолированной нейтралью. Эта система постепенно заменяется системой 400/230 В. В США используют систему напряжением 220/127 В, линии которой имеют небольшую протяженность от опоры, где установлен однофазный трансформатор, и до потребителя. Каждый однофазный трансформатор обслуживает несколько домов, при необходимости питания трехфазных потребителей на опоре устанавливается трехфазный трансформатор.

Таблица 1 – Распространённые стандарты напряжений

Страны	РФ и СНГ	Страны ЕС	Италия	США
Напряжение (фазное/линейное)	220/380	230/400	240/420	127/220

Анализ существующих систем электроснабжения показывает, что эта система является экономически наиболее целесообразной.

Основные материалы исследования. Рассмотрим конкретный пример сети. Используя программный продукт Electronic Workbench [5] проведем моделирование работы данной сети (рис. 1). Нагрузим сеть потребителями, сопротивления нагрузки которых имеют следующие значения: 20 Ом, 30 Ом, 40 Ом, начальные фазы синусоид напряжения сети равны соответственно 0, 120, 240 градусов, сопротивления алюминиевых проводов представлены рядом последовательно соединенных активных и реактивных сопротивлений участков воздушной линии ($R = 0,012$ Ом, $X = 0,011$ Ом для провода АС-35) между точками присоединения потребителей (для воздушных линий это расстояние между опорами), потребители включены между одним из фазных проводов и нулевым проводом (по 3 потребителя в точке присоединения, причем разные по величине в каждой из фаз). На приведенной схеме (рис. 1) смоделирован полнофазный участок линии длиной 210 м (шесть опор, к каждой присоединены однофазные потребители). В табл. 2 приведены потери на каждом участке в фазных и нулевом проводах.

Суммарные потери в сети составят 105 Вт.

Теперь рассмотрим сеть с такими же нагрузками, но напряжением 10 кВ, в которой трансформаторы 10/0,4 кВ находятся непосредственно на опорах (рис. 2). На приведенной на рис. 2 схеме также смоделирован полнофазный участок линии длиной 210 м (шесть опор, к каждой присоединены однофазные потребители). В табл. 3 приведены потери на каждом участке сети.

Суммарные потери в сети составят 0,15013 Вт.

Сравнение потерь показывает, что в предлагаемой сети потери в 700 раз ниже (без учета потерь в трансформаторах), чем в традиционной системе электроснабжения. Также в предлагаемой системе электроснабжения на четверть уменьшается количество цветных металлов, так как необходимо три провода, вместо четырех.

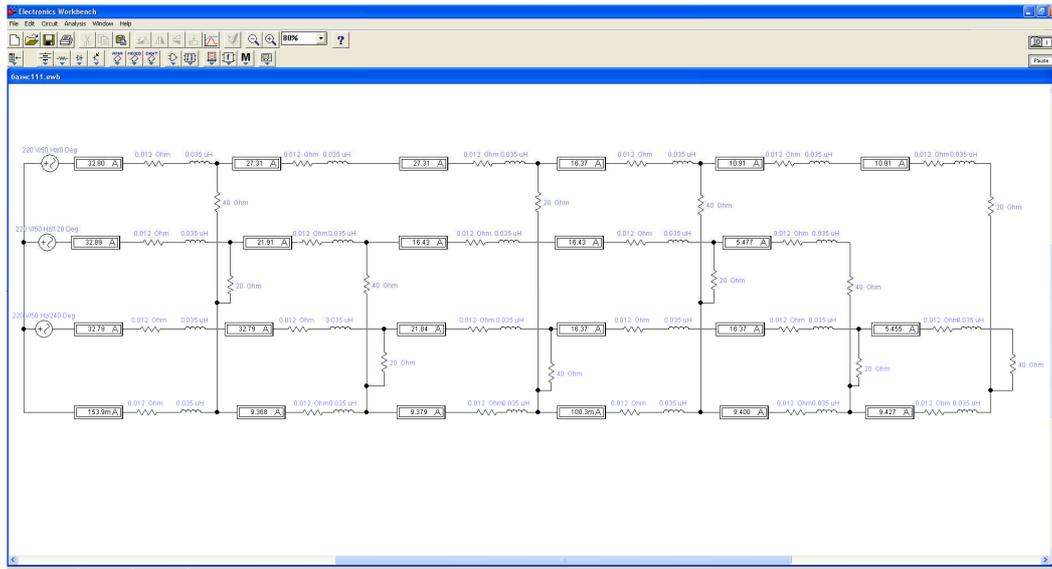


Рисунок 1 – Моделирование режимов сети с помощью компьютерной программы Electronic Workbench

Таблица 2 – Распределение потерь в проводах на участках

Провод	Участок 0–1	Участок 1–2	Участок 2–3	Участок 3–4	Участок 4–5	Участок 5–6
Фаза А	12,91 Вт	8,95 Вт	8,95 Вт	3,22 Вт	1,43 Вт	1,43 Вт
Фаза В	12,98 Вт	5,76 Вт	3,24 Вт	3,24 Вт	0,36 Вт	–
Фаза С	12,9 Вт	12,9 Вт	5,72 Вт	3,22 Вт	3,22 Вт	0,36 Вт
Нулевой провод	–	1,05 Вт	1,055 Вт	–	1,06 Вт	1,066 Вт

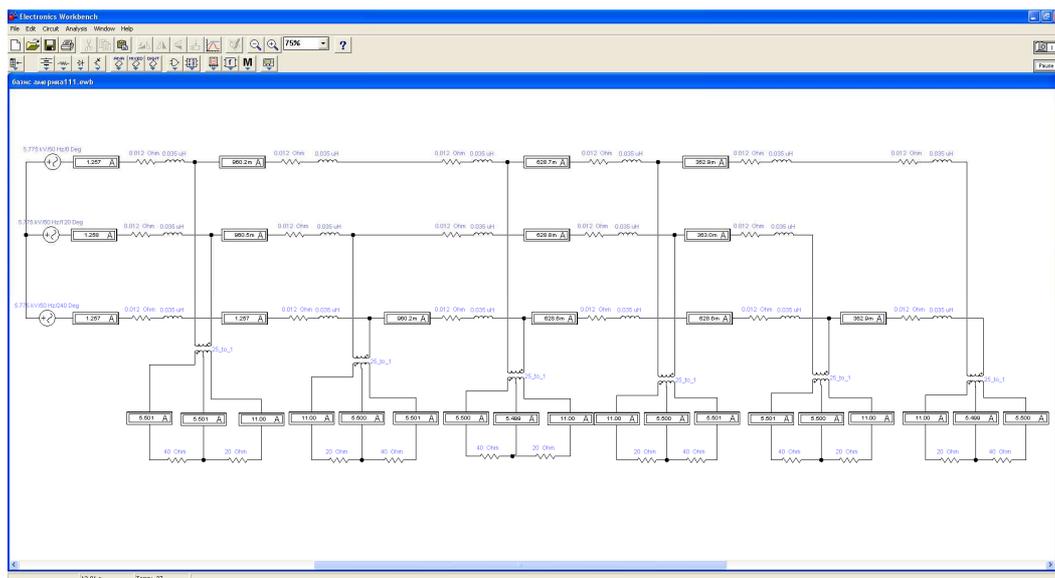


Рисунок 2 – Моделирование режимов сети с помощью компьютерной программы Electronic Workbench

Таблица 3 – Распределение потерь в проводах на участках

Провод	Участок 0–1	Участок 1–2	Участок 2–3	Участок 3–4	Участок 4–5	Участок 5–6
Фаза А	0,01896 Вт	0,01106 Вт	0,01106 Вт	0,00474 Вт	0,00158 Вт	0,00158 Вт
Фаза В	0,01899 Вт	0,01106 Вт	0,00474 Вт	0,00474 Вт	0,00158 Вт	–
Фаза С	0,01896 Вт	0,01896 Вт	0,01106 Вт	0,00474 Вт	0,00474 Вт	0,00158 Вт
Нулевой провод	–	–	–	–	–	–

Статистические исследования показывают [6], что в качестве статистической модели можно принять сеть с одним трансформатором 10/0,4 кВ и отходящей линией, которая имеет коммунально-бытовую загрузку, математическое ожидание длины которой составляет 700 м.

Сделаем сравнительный анализ стоимости рассматриваемых сетей. Укрупненные показатели стоимости сооружения подстанций и линий электропередачи [7] приведены в табл. 4. Базовая стоимость построения линии состоит из стоимостей опор, провода, арматуры, территории (стоимость земли отводимую под опору или подстанцию) и работы. Также необходимо учитывать затраты на благоустройство – 3 %, проектные работы – 8 %, прочие работы – 3,5 %, инфляцию – 18,09 % и представительские расходы – 5 %.

Таблица 4 – Укрупненные показатели стоимости сооружения подстанций и линий электропередачи

Стоимость сооружения трансформаторной подстанции 35/10 кВ 2×4 МВА, млн. грн	Стоимость сооружения трансформаторной подстанции 10/0,4 кВ (ТСЗ 100 кВа) 100 кВА, грн	Стоимость сооружения трансформаторной подстанции 10/0,4 кВ (ОСЗ 16 кВа) 16 кВА, грн	Стоимость сооружения 1 км линии (АС-70) 10 кВ, грн	Стоимость сооружения 1 км линии (СИП 4 2х16) 0,38 кВ, грн
3,5	138000	15500	359000	197000

Рассмотрим стоимость сооружения системы электроснабжения потребителей, которые питаются от сети 0,38/0,22 кВ (рис. 3).

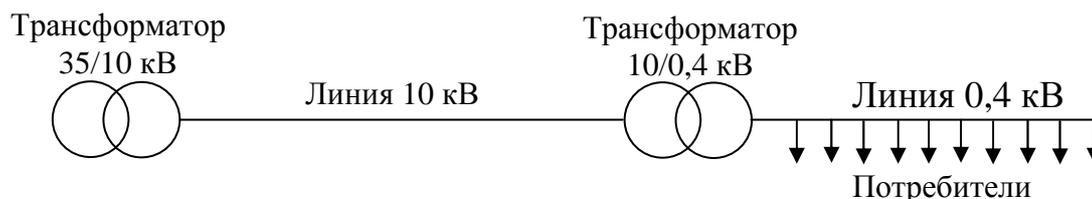


Рисунок 3 – Традиционная система электроснабжения

Определим стоимость сооружения такой системы электроснабжения. Возьмем для расчета линию 10 кВ длиной 10 км и линию 0,38 кВ длиной 700 м (для 40 потребителей).

Суммарная стоимость такой системы электроснабжения: 7565900 грн.

Теперь рассмотрим стоимость сооружения системы электроснабжения потребителей, которые питаются по предлагаемой системе электроснабжения (рис. 4).

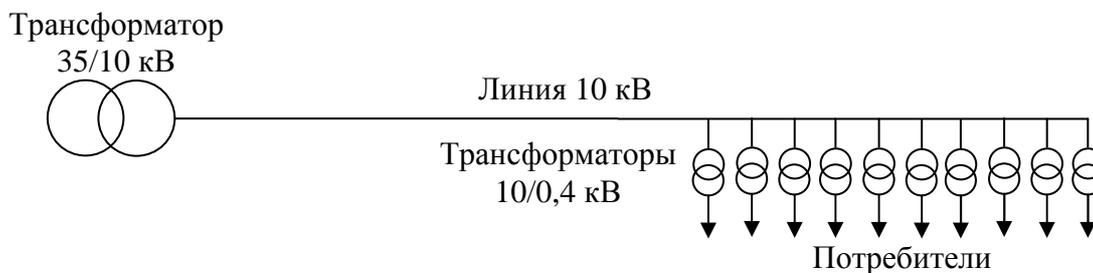


Рисунок 4 – Предлагаемая система электроснабжения

Определим стоимость сооружения такой системы электроснабжения. Возьмем для расчета линию 10 кВ длиной 10,7 км (для 40 потребителей). В результате получим стоимость такой системы электроснабжения 7496300 грн.

Вывод

Сравнительный анализ систем электроснабжения показывает, что потребители которые питаются по предлагаемой системе электроснабжения (от трансформаторов небольшой мощности установленных на опорах) имеют параметры качества электроэнергии, которые полностью удовлетворяют ГОСТ 13109-97. Потребители, которые питаются по традиционной системе электроснабжения, имеют неудовлетворительное качество электрической энергии (превышение коэффициентов несинусоидальности, нулевой и обратной последовательности в несколько раз), высокий уровень потерь напряжения (недопустимые отклонения напряжения у отдаленных потребителей), что недопустимо параметрами ГОСТ 13109-97. Кроме того в предлагаемой системе электроснабжения потери электроэнергии значительно ниже, чем в традиционной системе электроснабжения. Инвестиционные вложения в оба проекта являются равноэкономичными. На наш взгляд, при полной реконструкции существующих или сооружении новых линий электропередачи необходимо переходить на предлагаемую систему электроснабжения, позволяющую существенно снизить потери электроэнергии в сети, обеспечивая в то же время более высокие показатели качества электроэнергии.

Литература

1. ГОСТ 13109-97. Норми якості електричної енергії в системах електропостачання загального призначення.
2. Левин М.С. Анализ несимметричных режимов сельских сетей 0,38 кВ / М.С. Левин, Т.Б. Лещинская // Электричество. – 1999. – №5. – С. 18–22.
3. Наумов И.В. Снижение потерь и повышение качества электрической энергии в сельских распределительных сетях 0,38 кВ с помощью симметрирующих устройств / И.В. Наумов // Дисс. докт. тех. наук, 05.20.02 – Иркутск, 2002. – 387 с.

4. Зотов А.А. Смешанная трехфазно-однофазная система распределения электроэнергии / А.А. Зотов // Энергетик. – 2007. – №5. – С. 18–22.
5. Панфилов Д.И. Электротехника и электроника в экспериментах и упражнениях: практикум на Electronic Workbench: В 2 т. / Д.И. Панфилов, В.С. Иванов, И.Н. Чепурин // Под общей ред. .
6. Свергун Ю.Ф. Исследование режимов и путей повышения качества напряжения в неравномерно нагруженных сельских линиях 0,38/0,22 кВ / Ю.Ф. Свергун // Дисс. канд. тех. наук, 05.20.02 – Ленинград, 1977. – 174 с.
7. СТАНДАРТ Укрупненные стоимостные показатели электрических сетей (СО 00.03.03-06) / Москва, 2006. – 43 С.

Bibliography (transliterated)

1. GOST 13109-97. Normi yakosti elektrichnoyi energiyi v sistemah elektropostachannya zagal'nogo priznachennya.
2. Levin M.S. Analiz nesimmetrichnykh rezhimov selskikh setey 0,38 kV M.S. Levin, T.B. Leschinskaya Elektrichestvo. – 1999. – #5. – p. 18–22.
3. Naumov I.V. Snizhenie poter i povyishenie kachestva elektricheskoy energii v selskikh raspredelitelnykh setyakh 0,38 kV s pomoschyu simmetriruyuschih ustroystv I.V. Naumov Diss. dokt. teh. nauk, 05.20.02 – Irkutsk, 2002. – 387 p.
4. Zotov A.A. Smeshannaya trekhfazno-odnofaznaya sistema raspredeleniya elektroenergii A.A. Zotov Energetik. – 2007. – #5. – p. 18–22.
5. Panfilov D.I. Elektrotehnika i elektronika v eksperimentakh i uprazhneniyakh: praktikum na Electronic Workbench: V 2 t. D.I. Panfilov, V.S. Ivanov, I.N. Chepurin Pod obschey red. .
6. Svergun Yu.F. Issledovanie rezhimov i putey povyisheniya kachestva napryazheniya v neravnomerno nagruzhennykh selskikh liniyakh 0,38/0,22 kV Yu.F. Svergun Diss. kand. teh. nauk, 05.20.02 – Leningrad, 1977. – 174 p.
7. STANDART Ukrupnennyye stoimostnyie pokazateli elektricheskikh setey (SO 00.03.03-06) Moskva, 2006. – 43 p.

УДК 621.316.1.024

Мірошник О.О.

ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧА СИСТЕМА ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ СІЛЬСЬКИХ СПОЖИВАЧІВ

Проведено аналіз існуючих систем електропостачання та запропоновано альтернативний, економічно обґрунтований варіант системи електропостачання, де споживачі живляться від трансформаторів невеликої потужності встановлених на опорах.

Miroshnyk O.

ENERGY SAVING OF POWER OF RURAL CONSUMERS

The analysis of existing supply systems and proposed an alternative, economically feasible option of power supply system, where consumers are supplied by small power transformers mounted on poles.

РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ПО СТОРОНЕ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Пластинчатые теплообменные аппараты (ПТА) являются одним из наиболее эффективных видов теплообменного оборудования для осуществления процессов охлаждения технологических потоков на предприятиях химической, нефтехимической, пищевобрабатывающей и смежных отраслей промышленности. Схема и принцип работы пластинчатых теплообменных аппаратов хорошо описаны в литературе [1,2,3]. В этих теплообменных аппаратах процессы теплообмена протекают в каналах сложной геометрической формы, сформированных гофрированными пластинами изготавливаемыми штамповкой из тонкого листового металла. Форма гофрировки пластин определяет тепловые и гидравлические характеристики межпластинных каналов.

При анализе различных методов уменьшения загрязнений со стороны охлаждающей воды Панчал и Кнудсен [4] охарактеризовали использование интенсифицированных теплообменных поверхностей как один из наиболее перспективных способов. Интенсификация теплообмена является одной из основных характеристик пластинчатых теплообменных аппаратов, а уменьшение отложений на поверхности теплопередачи этих теплообменников представляет даже больше преимуществ их применения в промышленности. Для определения границ применения ПТА и оптимизации их конструкций с целью минимизации отложений, необходимо установить влияние параметров процессов в каналах ПТА сложной геометрической формы на уровень образования отложений.

При подборе теплообменного аппарата для охлаждения технологической жидкости нужно в точности соблюсти температурные и гидравлические условия по стороне этой жидкости. Начальная температура охлаждающей воды, также как и ее качество, не может быть изменена при проектировании. Эти параметры являются одинаковыми для любого типа теплообменных аппаратов, которые могут быть использованы для этой позиции технологического процесса – кожухотрубчатых, различных видов ПТА или других. В общем случае можно немного поменять расход и вследствие этого изменить температуру охлаждающей воды на выходе, но и этот параметр часто строго задан вследствие ограничений системы охлаждения предприятия в целом. Только внутренние параметры конструкции ПТА могут быть изменены, такие как число, размер и форма гофрировки теплопередающих пластин, количество ходов потоков. Это влечет за собой изменения геометрии каналов, скоростей потоков и температуры стенки внутри теплообменного аппарата. Поэтому влияние этих параметров имеет очень важное значение для определения уровня образования отложений и его контроля.

Как указано для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов в стандартах ТЕМА [5], различают пять различных типов механизмов образования отложений:

- накипеобразование;
- осаждение взвешенных частиц;
- химические реакции;
- коррозионные отложения;
- биологические отложения.

Снижение уровня коррозионных отложений в ПТА можно путем применения достаточно коррозионно устойчивой стали, что может быть значительно экономнее, чем для кожухотрубчатых аппаратов из-за более меньшей площади поверхности для одинаковых условий и более тонкой стенки пластин, вплоть до 0.5–0.3 мм. Большинство моделей, описывающих другие механизмы образования отложений [4], основаны на предсказании уровня образования отложений как разницы между интенсивностью осаждения отложений φ_d и интенсивностью удаления отложений φ_r :

$$\frac{d\delta}{dt} = \varphi_d - \varphi_r, \quad (1)$$

где δ – толщина отложений, мм; t – время, с.

При φ_d равном φ_r слой осадка не увеличивается. Это возможно в двух случаях:

а) удаление больше чем прилипание отложений к поверхности стенки и только после некоторого порогового условия может начаться процесс накопления отложений;

б) уровень удаления прямо пропорционален толщине отложений δ , или же уровень осадений обратно пропорционален δ . В этом случае после некоторого времени t^* толщина осадений стабилизируется и приближается к некоторому асимптотическому значению δ^* .

Асимптотическое поведение водных отложений на теплопередающей поверхности наблюдалось многими исследователями [4,6,7,8,9]. Это обычно происходит после того, как скорость потока достигнет достаточно высоких значений, которые обеспечивают определенный уровень касательного напряжения τ_w на стенке. Предположим, что в условиях асимптотического характера отложений все воздействия направленные на рост отложений учитываются интенсивностью осаждения φ_d^* , а все воздействия по их уменьшению учитываются интенсивностью удаления отложений φ_r^* . Сделаем еще одно допущение о том, что φ_r^* пропорционально касательному напряжению на стенке, возведенному в некоторую степень m и толщине отложений δ^* :

$$\varphi_r^* = b \cdot \tau_w^m \cdot \delta^*, \quad (2)$$

где b – коэффициент пропорциональности, $1/(\text{Па} \cdot \text{с})$.

Когда толщина отложений достигает асимптотического значения, ее производная по времени равна нулю, и из уравнений (1) и (2) следует:

$$\delta^* = \varphi_d^* / (b \cdot \tau_w^m), \quad (3)$$

Тогда, зная теплопроводность осажденных загрязнений λ_f^* , можно выразить асимптотическое значение термического сопротивления отложений следующим образом:

$$R_f^* = B^* \cdot \tau_w^{-m}, \quad (4)$$

где $B^* = \varphi_d^* / (b \cdot \lambda_f^*)$.

Всестороннее исследование дисперсных отложений для воды в каналах ПТА было изложено в работе Карабеласа [6]. Эксперименты были проведены для каналов ПТА образованных коммерческими пластинами с углами наклона гофр 60° и 30° . Обна-

ружено асимптотическое поведение термического сопротивления отложений с течением времени, а также значительное влияние скорости потока.

Определить касательное напряжение на стенке основного гофрированного поля межпластинных каналов можно согласно выражению:

$$\tau_w = \zeta_s \cdot \psi \cdot \rho \cdot w^2 / 8, \quad (5)$$

где ζ_s – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала (учитывающий потери от трения на стенке и от гидродинамического сопротивления формы). Для каналов сетчато-поточного типа пластинчатых теплообменников этот коэффициент определялся согласно формуле, представленной в работе [10]. Доля потерь на трение ψ можно определить по выражению, представленному в работе [11]:

$$\begin{aligned} A &= 380 / [\operatorname{tg}(\beta)]^{1.75}; \\ \text{at } \operatorname{Re} > A \quad \psi &= \left(\operatorname{Re} / A \right)^{-0.15 \cdot \sin(\beta)}; \\ \text{at } \operatorname{Re} \leq A \quad \psi &= 1 \end{aligned} \quad (6)$$

где β – угол наклона гофр к продольной оси пластины. Число Рейнольдса Re рассчитано для скоростей, представленных в работе [6] при эквивалентном диаметре $D_e = 0.005$ мм, теплофизические свойства воды взяты при температуре 40°C . Отношение высоты гофр к половине шага гофр равно $\gamma = 0.581$.

На рис. 1 представлены экспериментальные данные по загрязнению из работы [6] для различных значений касательного напряжения на стенке. Отчетливо видно, что касательное напряжение на стенке оказывает влияние на асимптотическое значение термического сопротивления загрязнений. Данные, коррелированные по формуле (4) при $m=1$ и $V^*=3.5 \cdot 10^{-4}$ К·с/м представлены на рис. 1 сплошной линией. Для касательного напряжения на стенке более чем 40 Па термическое сопротивление загрязнений становится очень малым (менее 10^{-5} м²К/Вт) и данные нестабильны.

Процесс отложения сульфатов кальция в каналах ПТА исследовали Банзал и др. [7] на образцах ПТА изготовленных из коммерческих пластин с шевронной гофрировкой. Угол наклона гофр $\beta = 60^\circ$. Для исследования влияния скорости было проведено три экспериментальных испытания со скоростями 0.183 м/с, 0.352 м/с и 0.667 м/с. Все остальные условия проведения экспериментов оставались неизменными. Согласно выражениям (5) и (6), представленным выше, мы определили касательное напряжение на стенке канала. Расчеты проводились для температуры воды 61°C , $D_e=0.005$ мм, и $\gamma = 0.581$. Две точки на рис. 1 соответствуют термическим сопротивлениям отложений в конце экспериментов (после 7,000 минут), при скоростях 0.352 м/с и 0.667 м/с. Серия испытаний при наименьшей скорости закончилась только после 2,000 минут и не позволила определить R_f^* . Данные коррелированы по формуле (4) при $m=1$ и $V^*=2.05 \cdot 10^{-4}$ К·с/м.

Процесс образования отложений карбоната кальция на внутритрубной поверхности в кольцевом канале был экспериментально изучен Женхуа и др. [9]. Проведено две серии экспериментов для скоростей 0.6 и 1.2 м/с при одинаковых остальных условиях. На рис. 1 представлены данные, определяющие касательное напряжение на стен-

ке для гладкого кольцевого канала. Данные коррелированы по формуле (4) при $m=1$ и $B^*=1.45 \cdot 10^{-4}$ К·с/м.

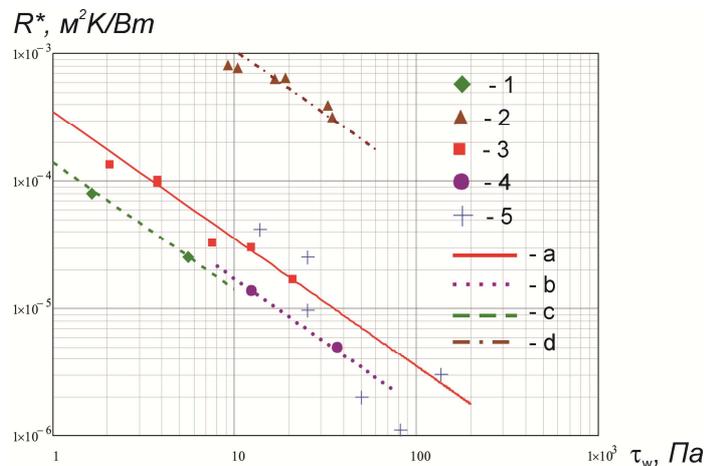


Рисунок 1 – Влияние касательного напряжения на стенке на асимптотическое значение термического сопротивления отложений: 1 и линия с – кольцевой канал [9]; 2 и линия d – канал ПТА с $\beta=60^\circ$ [12]; 4 и линия b – канал ПТА с $\beta=60^\circ$ [9]; 3 и линия a – канал ПТА с $\beta=30^\circ$ [8]; 5 – канал ПТА с $\beta=60^\circ$ [6]

Все указанные исследования были проведены в лабораторных условиях на малых пластинчатых теплообменных аппаратах или же на экспериментальных моделях каналов. Данные экспериментальных исследований загрязнений вследствие накипеобразования в промышленных ПТА, используемых для нагрева водопроводной воды для системы коммунального теплоснабжения, представлены в работе Чернышева [12]. Теплообменный аппарат типа M10B производства компании AlfaLaval, состоящий из 78 пластин, был установлен в системе централизованного теплоснабжения города Тула в России. Особенностью этой системы является то, что в ней используется устаревшая на сегодняшний день «открытая» схема, когда горячая вода просто отбирается из контура отопления. Для этого необходимо сначала нагреть свежую водопроводную воду до температуры контура отопления, которая значительно выше, чем в схемах с «закрытым контуром отопления». Из-за высокого содержания солей жесткости в исследованной водопроводной воде (780 мг/л) и необходимости нагревать ее до температуры 60–63 °С и выше, теплообменный аппарат очень загрязнялся. Данные по среднему значению асимптотического термического сопротивления отложений, приведенные в работе [12] при трех различных скоростях потока (от 0.26 до 0.57 м/с) представлены на рис. 1. Термическое сопротивление отложений рассчитывалось по данным для толщины загрязнений и для значения теплопроводности загрязнений 1.03 Вт/м К, приведенным в работе [12]. Согласно выражениям (5) и (6), описанным выше, мы определили касательное напряжение стенки. Температура воды принималась 61 °С, $D_e=0.005$ мм, $\gamma = 0.581$. Данные коррелированы уравнением (4) при $m = 1$ и $B^*=115 \cdot 10^{-4}$ К·с/м. Понижение значений для наименьших скоростей вызваны относительно большой толщиной загрязнений (до 0.8 мм) по сравнению с расстоянием между пластинами (2.5 мм). Это приводит к более низким значениям действительной площади поперечного сечения для протока воды, более высоким значениям скорости и касательного напряжения, по сравнению с вычисленными значениями для чистого поперечного сечения канала.

Представленные выше данные получены для четырех различных условий образования загрязнений при движении воды в различных каналах. Для одинакового значе-

ния касательного напряжения на стенке асимптотические значения термического сопротивления загрязнений существенно отличаются. Они зависят от множества факторов: концентрации, природы и гранулометрического состава взвешенных частиц [6]; концентрации растворимых солей [7,9] и состава смеси различных солей [13]; температуры воды и стенок канала [7,9]. Однако для одинакового качества воды и температурных условий зависимость асимптотического значения термического сопротивления загрязнений от касательного напряжения на стенке описывается одинаковыми соотношениями. Асимптотическое значение термического сопротивления загрязнений обратно пропорционально касательному напряжению на стенке. Учитывая допущения, сделанные при выводе выражения (4), можно сделать вывод, что интенсивность удаления загрязнений ϕ_r^* в уравнении (1) пропорциональна касательному напряжению на стенке в степени $m = 1$.

Определение интенсивности осаждения ϕ_d^* при условии, когда достигнуто асимптотическое значение загрязнений, является сложной задачей. Очень многие параметры влияют на это значение. Но для большого предприятия с централизованным контуром охлаждающей воды качество воды одинаково для всех охладителей. В этом случае, при определении асимптотического загрязнения для воды в одном из теплообменных аппаратов, можно вычислить значение коэффициента B^* в выражении (4) и использовать это значение для определения загрязнений охлаждающей воды для расчета ПТА для этого предприятия на всех других позициях охлаждения водой основного контура.

Проанализировав полученные результаты можно сделать вывод, что представленная математическая модель дает возможность прогнозировать термическое сопротивление загрязнений для механизмов накипеобразования и осаждения взвешенных частиц при различных скоростях потока и температурах поверхности стенки. Данная модель может использоваться для ПТА с интенсификацией теплоотдачи, а также для прямых гладких каналов без интенсификации.

Для правильных прогнозов согласно модели, необходимы достоверные данные о ее параметрах. Эти данные, полученные для прямых труб или каналов, могут быть использованы для прогнозирования термического сопротивления отложений в ПТА работающих с такой же охлаждающей водой и наоборот.

Крупные промышленные предприятия обычно применяют большое количество теплообменных аппаратов, которые используют воду из централизованного контура охлаждающей воды предприятия. Содержание солей и твердых частиц в этой воде является одинаковым для всех теплообменных аппаратов. Поэтому, исследуя образование загрязнений по стороне воды в одном теплообменном аппарате (в ПТА или внутри труб кожухотрубного теплообменника), можно определить параметры B и A_m , используемые в предложенной математической модели. Это позволит рассчитать загрязнения по охлаждающей воде для всех ПТА этого предприятия. Также можно вычислить и пороговые значения касательного напряжения стенки. После этого при проектировании и расчете ПТА для этого предприятия касательное напряжение на стенке следует подбирать выше, чем пороговое значение, или же максимально близким к пороговому, если достичь порогового значения невозможно. Если же условия по предотвращению образования загрязнений невозможно выполнить, необходимо вычислить асимптотическое термическое сопротивление загрязнений по модели и использовать это значение при расчете ПТА.

Для потоков внутри труб и прямых каналов расчет касательного напряжения на стенке не является проблемой. Его можно произвести по формулам, доступным в литературных источниках. Для ПТА корреляции по коэффициенту трения обычно являются собственностью производителей ПТА. Важной особенностью предсказания загрязнений,

предложеного вище, являється то, що касательное напряжение стенки вычисляется на основе формул для коэффициента трения на основном гофрированном поле канала ПТА, предложенных в статьях [10] и [11]. Для использования этого выражения инженеру необходимо знать только геометрические параметры основного гофрированного поля пластины – угол наклона гофр к продольной оси пластины β и соотношение геометрических размеров гофрировки γ , которые можно измерить на реальных пластинах.

Предложенная математическая модель в данном виде дает верный результат только при наличии данных о работе некоторого теплообменника для применяемой охлаждающей воды. Она не учитывает содержание солей, размеры твердых частиц и влияние концентрации на термическое сопротивление загрязнений. Для определения термического сопротивления загрязнений только по данным чистоты воды и ее химического состава, необходимо большее количество экспериментальных данных. Важным является то, что применяя предложенный подход данные полученные для гладких каналов могут использоваться непосредственно для расчетов ПТА.

Выводы. Загрязнения по стороне охлаждающей воды в каналах ПТА обладают асимптотическим характером во времени. При неизменных условиях протекания процесса образования загрязнений, асимптотические значения термического сопротивления загрязнений обратно пропорциональны касательному напряжению на стенке. Эта особенность для каналов ПТА одинакова по своей природе и может быть описана теми же соотношениями, как и для прямых каналов и труб.

Для достоверного прогнозирования термического сопротивления отложений по этой модели необходимо экспериментально определить один параметр модели для данной охлаждающей воды. Для конкретного контура охлаждающей воды большого промышленного предприятия этот параметр можно определить по данным о загрязнениях одного теплообменного аппарата. После этого модель может быть использована для расчетов загрязнений по охлаждающей воде во всех теплообменных аппаратах этого контура. Для определения термического сопротивления загрязнений только по данным о чистоте воды и ее химическому составу необходимы дальнейшие экспериментальные и теоретические исследования в этом направлении. При применении предложенного подхода, данные полученные для гладких труб могут непосредственно применяться для ПТА и наоборот.

Литература

1. Wang L., Sunden B., Manglik R.M. PHEs. Design, Applications and Performance. – WIT Press, Southampton, UK, 2007.
2. Shah R.K. and Seculic D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. – New York: Wiley and sons, 2003.
3. Товажнянский Л. Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Арсеньева О.П. Пластинчатые теплообменники в промышленности: Учебное пособие – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2004. – 232 с.
4. Panchal C.B., Knudsen J.G. Mitigation of Water Fouling: Technology Status and Challenges // Advances in Heat Transfer. – 1998. – № 31. – С. 431 – 474.
5. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edn., TEMA Inc. – New York, 2007.
6. Karabelas A.J., Yiantsios S.G., Thonon B., and Grillot J.M. Liquid side fouling of Heat Exchangers. An Integrated R&D Approach for Conventional and Novel Designs // Applied Thermal Engineering. – 1997. – № 7 (8-10). – С. 727 – 737.

7. Bansal B, Muller-Steinhagen H, Xiao Dong Chen. Performance of plate heat exchangers during calcium sulphate fouling — investigation with an in-line filter // *Chemical Engineering and Processing*. – 2000. – № 39. – С. 507–519.
8. Bansal B, Xiao Dong Chena, Muller-Steinhagen H. Analysis of ‘classical’ deposition rate law for crystallisation fouling // *Chemical Engineering and Processing*. – 2008. – № 47. – С. 1201–1210.
9. Zhenhua Quan, Yongchang Chen and Chongfang Ma. Experimental Study of Fouling on Heat Transfer Surface During Forced Convective Heat Transfer // *Chinese Journal of Chemical Engineering*. – 2008. – № 16(4). – С. 535–540.
10. Арсеньева О.П. Обобщенное уравнение для расчета гидравлического сопротивления каналов пластинчатых теплообменников // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Харків: НТУ ”ХПІ”. – 2010. – №4.– С. 112–117.
11. Арсеньева О.П. Взаимосвязь переноса тепла и импульса в каналах пластинчатых теплообменных аппаратов // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Харків: НТУ ”ХПІ”. – 2010. – №1.– с. 3–9.
12. Чернышев Д.В. Прогнозирование накипеобразования в пластинчатых водонагревателях для повышения надежности их работы: Дис. канд. техн. наук. – Тула, 2002. – 182 с.
13. Halalizadeh A, Muller-Steinhagen H, Jamialahmadi M. Mixed salt crystallization fouling // *Chemical Engineering and Processing*. – 2000. – № 39. – С. 29–43.

Bibliography (transliterated)

1. Wang L., Sunden B., Manglik R.M. PHEs. Design, Applications and Performance. – WIT Press, Southhampton, UK, 2007.
2. Shah R.K. and Seculic D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. – New York: Wiley and sons, 2003.
3. Tovazhnyanskiy L. L., Kapustenko P.A., Havin G.L., Arseneva O.P. Plastin-chatyie teploobmenniki v promyishlennosti: Uchebnoe posobie – Harkov: NTU „HPI”, 2004. – 232 p.
4. Panchal C.B., Knudsen J.G. Mitigation of Water Fouling: Technology Status and Challenges *Advances in Heat Transfer*. – 1998. – # 31. – p. 431 – 474.
5. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edn., TEMA Inc. – New York, 2007.
6. Karabelas A.J., Yiantsios S.G., Thonon B., and Grillot J.M. Liquid side fouling of Heat Exchangers. An Integrated R&D Approach for Conventional and Novel Designs *Applied Thermal Engineering*. – 1997. – # 7 (8-10). – p. 727 – 737.
7. Bansal B, Muller-Steinhagen H, Xiao Dong Chen. Performance of plate heat exchangers during calcium sulphate fouling — investigation with an in-line filter *Chemical Engineering and Processing*. – 2000. – # 39. – p. 507–519.
8. Bansal B, Xiao Dong Chena, Muller-Steinhagen H. Analysis of ‘classical’ deposition rate law for crystallisation fouling *Chemical Engineering and Processing*. – 2008. – # 47. – p. 1201–1210.
9. Zhenhua Quan, Yongchang Chen and Chongfang Ma. Experimental Study of Fouling on Heat Transfer Surface During Forced Convective Heat Transfer *Chinese Journal of Chemical Engineering*. – 2008. – # 16(4). – p. 535–540.
10. Arseneva O.P. Obobschennoe uravnenie dlya rascheta gidravlichesкого сопротивления kanalov plastinchatyih teploobmennikov *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Harkiv: NTU ”HPI”. – 2010. – #4.– p. 112–117.

11. Arseneva O.P. Vzaimosvyaz perenosa tepla i impulsa v kanalah plastinchatyih teploobmennyih apparatov Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. – Harkiv: NTU "NPI". – 2010. – #1. – p. 3–9.

12. Chernyishev D.V. Prognozirovanie nakipeobrazovaniya v plastinchatyih vodonagrevatelyah dlya povyisheniya nadezhnosti ih raboty: Dis. kand. tehn. nauk. – Tula, 2002. – 182 p.

13. Halalizadeh A, Muller-Steinhagen H, Jamialahmadi M. Mixed salt crystallization fouling Chemical Engineering and Processing. – 2000. – # 39. – p. 29–43.

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П.

**РОЗРАХУНОК ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ЗАБРУДНЕНЬ ПО СТОРОНІ
ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ ВОДИ У ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ
ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ**

В роботі досліджуються процеси утворення відкладень по стороні охолоджувальної води у пластинчастих теплообмінних апаратах. Розглянуті різні механізми утворення відкладень. Проаналізований вплив параметрів процесів у каналах пластинчастих теплообмінних апаратів зі складною геометричною формою на рівень утворення відкладень. Запропонована математична модель для прогнозування термічного опору відкладень для механізмів утворення накипу та осідання завислих частинок при різних швидкостях потоку.

Olga Arsenyeva

**THE ESTIMATION OF THERMAL RESISTANCE OF COOLING WATER
FOULING IN PLATE HEAT EXCHANGERS FOR PROCESS INDUSTRIES**

The processes of fouling formation for cooling water side in plate heat exchangers are investigated. The different types of fouling formation mechanisms are discussed. The influence of process parameters in plate heat exchangers' channels with complex geometry on the fouling level is analyzed. The mathematical model is proposed for fouling thermal resistance prediction for precipitation and particulate fouling under the different stream velocities.

Шмельков В.В., Райко В.Ф., Цейтлин М.А.

**РАВНОВЕСИЕ И КИНЕТИКА РАСТВОРЕНИЯ НАТРИЯ ХЛОРИДА
В РАСТВОРЕ АММИАКА И АММОНИЙНЫХ СОЛЕЙ
КАРБОНАТНОЙ КИСЛОТЫ**

Традиционной задачей, стоящей перед исследователями диффузионных процессов, протекающих в реакторах химических производств, является нахождение зависимостей кинетических коэффициентов от геометрии этих реакторов, гидродинамических факторов и физико-химических свойств контактирующих сред. Обычно такую работу проводят на уменьшенных лабораторных моделях промышленных аппаратов или их частей, а непрерывные процессы моделируют периодическими. Однако разработка методики таких опытов, в частности, связанных с определением коэффициентов массопередачи, не всегда оказывается простой задачей.

Настоящая статья посвящена исследованию кинетики растворения натрия хлорида в конденсатах, содержащих аммиак и аммонийные соли карбоновой кислоты. Следует отметить, что, хотя вопросам кинетики растворения твердых веществ посвящено большое количество исследований (см., например [1, 2]), данных для проектирования конкретного аппарата оказывается недостаточно. В отношении исследуемой системы положение осложняется тем, что, несмотря на наличие фундаментальных исследований, выполненных П.П. Федотьевым [3] и в значительной мере развитых Г.И. Микулиным [4], данных для выполнения надежных расчетов в системе $\text{NaCl} - \text{NH}_3 - \text{CO}_2 - \text{H}_2\text{O}$ недостаточно. Дело в том, что указанные работы касались условий, соответствующих конечной стадии процесса насыщения аммонизированного раствора натрия хлорида диоксидом углерода при степени карбонизации (отношении мольных концентраций эквивалентов ионов CO_3^{2-} и NH_4^+) близкой к 200 %. Имеющаяся же информация по растворимости NaCl при меньших степенях карбонизации носит отрывочный и противоречивый характер (см., например [5]) или основывается на оценочных и не подтвержденных достаточным экспериментом расчетах [6].

Остановимся подробнее на методике эксперимента. В предварительных опытах, выполненных в процессе этого исследования, выяснилось, что скорость растворения NaCl весьма высока и ее концентрация в растворе существенно меняется за время отбора проб. Это не позволяет построить кривую изменения концентрации раствора при растворении избытка соли.

Другая сложность связана с возможностью расчета коэффициента массопередачи между солью и раствором. Дело в том, что обычно процесс растворения описывается следующим уравнением.

$$dg = k_s S(C^* - C) \cdot dt, \quad (1)$$

где g – масса соли; перешедшей в раствор; k_s – коэффициент массопередачи; C и C^* – концентрации соли в растворе текущая и при насыщении, соответственно; S – суммарная поверхность кристаллов соли и t – время протекания процесса растворения.

Сложность интегрирования уравнения (1) связана с тем, что все переменные, входящие в его правую часть (коэффициент массопередачи, суммарная поверхность кристаллов и текущее значение концентрации) зависят от массы растворенной соли.

Поэтому точное интегрирование уравнения приводит к весьма сложному решению, малопригодному для практического применения. Однако при некоторых допущениях из (1) можно получить уравнение, вполне приемлемое для аппроксимации результатов эксперимента и оценки величины k_s . В частности, это возможно, если имеется набор данных о времени последовательного растворения навесок соли, масса каждой из которых на порядок меньше необходимой для насыщения раствора.

Допустим, что такая навеска массой G была монодисперсной, то есть состояла из частиц соли сферической формы и одинакового радиуса R , равного среднему размеру фракции. Растворение всех частиц проходило равномерно и их число не менялось вплоть до полного растворения. В монографии [7] показано, что при неизменных гидродинамических условиях растворения радиус растворяемой частицы линейно убывает со временем вплоть до полного исчезновения частицы. Если определить степень растворения частицы, как долю ее начальной массы перешедшей в раствор, и обозначить X , то уравнение, связывающее степень растворения и время от начала процесса будет иметь вид:

$$\frac{t}{\tau} = 1 - \frac{r}{R} = 1 - \sqrt[3]{(1 - X)}, \quad (2)$$

где τ – время полного растворения частицы; r – радиус частицы после того, как ее растворение продолжалось в течение времени t .

Найдем радиус частицы, при котором скорость растворения равна средней за время растворения одной навески величине. Это можно сделать, решив уравнение (2) относительно X , продифференцировав его по времени и учитывая, что средняя скорость растворения, выраженная в долях исходной массы перешедшей в раствор за единицу времени, равна $1/\tau$. После соответствующих преобразований можно найти, что

$$\bar{r} = R\sqrt{1/3}, \quad (3)$$

где \bar{r} – радиус частицы, при котором скорость растворения равна средней за время растворения одной навески величине.

Примем за величину S (см. уравнение (1)) площадь поверхности кристаллов соли, соответствующую этому радиусу и равную $4\pi nR^2/3$, где n число частиц в навеске, равное $3G/4\pi R^3\rho$ (ρ – плотность кристаллов соли).

Подставляя найденные величины в уравнение (1), получим кинетическое уравнение, описывающее процесс растворения навесок в конденсате.

$$\frac{dg}{dt} = k_s \frac{G}{R\rho} (C^* - C). \quad (4)$$

Для того, чтобы убедиться в том, что полученное уравнение удовлетворительно описывает процесс растворения и применимо для расчета коэффициента массопередачи k_s по результатам выполненных экспериментов, используем его для расчета зависимости массы растворенного вещества от времени растворения. Для этого подставим в (4) концентрацию соли в растворе, выраженную через массу растворившегося вещества ($C = g/V$, где V – объем раствора). После разделения переменных и интегрирования получим

$$g = g^* \left[1 - \exp \left(- \frac{k_s G}{R \rho V} \tau \right) \right], \quad (5)$$

где g – масса соли, растворенной в жидкости к моменту времени τ ; g^* – масса соли, которая может быть растворена в объеме жидкости V до насыщения; τ – суммарное время, затраченное на растворение всех навесок суммарной массой g .

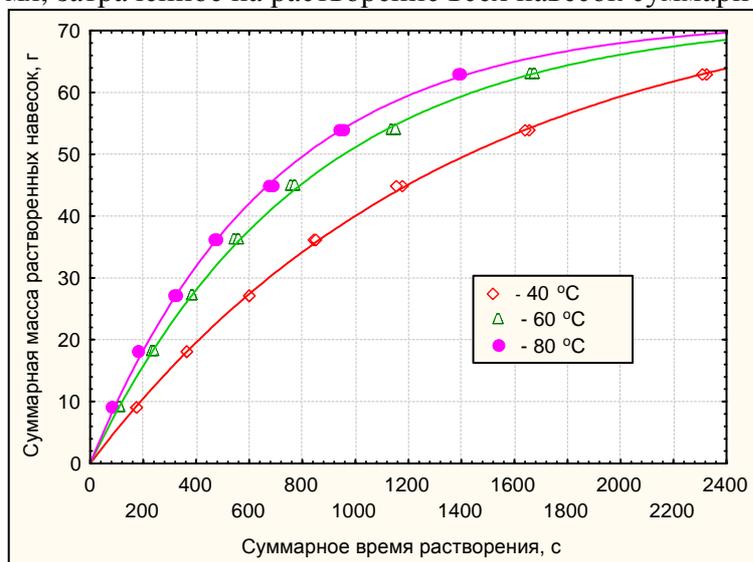


Рисунок 1 – Результаты опытов по исследованию кинетики растворения фракции соли 5,0–6,3 мм

На рис. 1 представлена аппроксимация с помощью уравнения (5) (линии) результатов опытов (точки) по исследованию кинетики растворимости кристаллов хлорида натрия размером от 5,0 до 6,3 мм в растворе с мольной концентрацией аммиака 6,8 моль/дм³ и степенью карбонизации 38 % при температурах 40, 60 и 80 °C.

Каждая точка на графике имеет следующие координаты:

абсцисса – $\sum_{i=1}^m \tau_i$, ордината – mG , где τ_i – время

полного растворения i -той навески, m – число последовательно растворенных навесок.

Как видно из рисунка линии графиков, построенные по уравнению (5), практически идеально проходят по экспериментальным точкам. Таким образом, это уравнение пригодно для аппроксимации результатов изучения кинетики растворения соли, но для непосредственного вычисления коэффициент масспердачи k_s по результатам опыта его целесообразно преобразовать к следующему виду:

$$k_s = \frac{d \rho V}{2 \tau G} \ln \left(1 - \frac{g}{g^*} \right). \quad (6)$$

Здесь следует отметить, что надежное определение имеющейся в формуле (6) величины g^* (масса соли, которая может быть растворена в объеме жидкости V до насыщения) затруднено из-за отмеченного выше отсутствия систематических сведений по растворимости NaCl в карбонизованных растворах аммиака при степени карбонизации менее 200 %. Поэтому экспериментальная часть работы состояла из двух этапов. На первом – изучалась растворимость поваренной соли в растворах соответствующих конденсатах, образующимся при охлаждении газов, содержащих аммиак, диоксид углерода и водяные пары в производстве соды по аммиачному методу. На втором исследовалась зависимость k_s от размера растворяемых кристаллов – d , температуры – t , и мольных концентраций аммиака – $[\text{NH}_3]$ и диоксида углерода – $[\text{CO}_2]$.

Растворимость изучали путем длительного перемешивания избытка соли в растворах, концентрация компонентов в которых менялась в следующих интервалах: аммиака – от 4,5 до 9 моль/дм³, диоксида углерода – от 1 до 5,5 моль/дм³. При этом со-

блюдалось условие, чтобы степень карбонизации не превышала 60 %. Опыты выполнялись при температуре 40, 60 и 80 °С

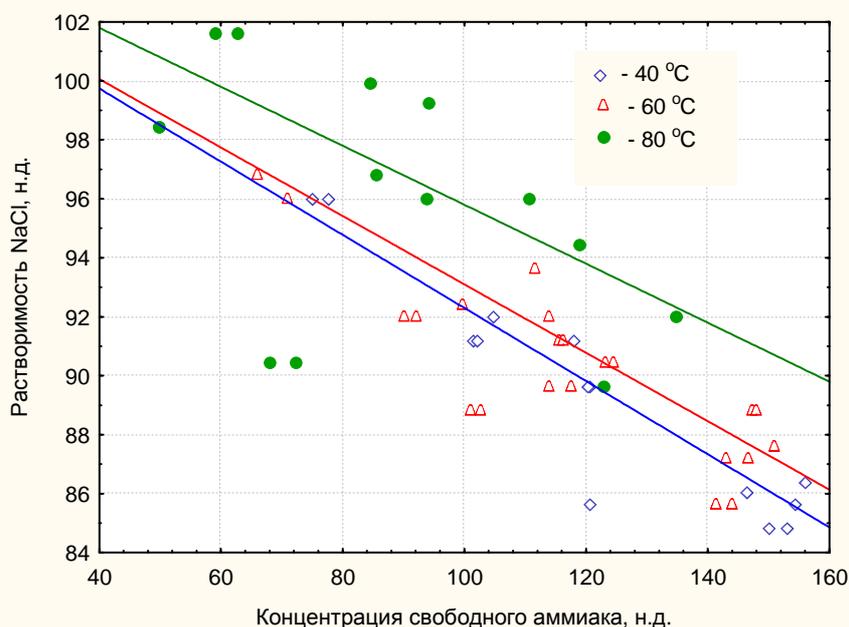


Рисунок 2 – Растворимость хлорида натрия в конденсатах содового производства

Результаты исследования в графической форме представлены на рис. 2. Из графика видно, что наиболее сильно растворимость NaCl зависит от концентрации свободного аммиака [NH₃], причем вид этой зависимости близок к линейной. С ростом концентрации растворимость падает. То есть аммиак оказывает высаливающее воздействие на хлорид натрия. Вторым фактором по степени влияния на растворимость является температура. Влияние температуры нелинейно. Так при ее увеличении от 40 до 60 °С растворимость возрастает (при прочих равных) на 0,04–0,05 моль/дм³, в то время, как в интервале от 60 до 80 °С рост уже достигает 0,10–0,12 моль/дм³.

Математическая обработка результатов опытов подтвердила видимый из рассмотрения графика рис. 2 факт того, что значимое влияние на растворимость NaCl в конденсатах оказывает концентрация свободного аммиака и температура. Кроме того выявилось влияние на растворимость концентрации карбонатов в пересчете на диоксид углерода [CO₂]. Оказалось также, что степень влияния концентрационных факторов на растворимость зависит от температуры.

Получено уравнение для расчета растворимости:

$$[Cl] = 139 - 7,58 [NH_3] + 4,64 [CO_2] + t(0,116 [NH_3] - 0,108 [CO_2] + 0,0083 t - 1,15), \quad (7)$$

где [Cl], [NH₃] и [CO₂] – мольные концентрации эквивалентов NaCl, аммиака и CO₂, соответственно, моль/дм³; t – температура, °С.

Уравнение оказалось достаточно точным. Остаточное СКО – 0,048 моль/дм³, а максимальное отклонение расчета от результатов эксперимента не превышает 0,1 моль/дм³. При этом значимость уравнения весьма высока (F = 164), а коэффициент корреляции между расчетом и экспериментом равен 0,98.

В процессе исследования кинетики растворения NaCl в конденсатах варьировали размер кристаллов соли – от 1 до 5,5 мм; температура – от 40 до 80 °С, концентрация аммиака – от 4 до 6 моль/дм³ и диоксида углерода – от 0,7 до 1 моль/дм³.

После обработки экспериментальных данных получено следующее уравнение

$$k_s = 3 \cdot 10^{-7} \{87 + 11 t + 0,075 t^2 + 2,3 [NH_3]_{своб} + d(101 + 0,86t - 14,3 d)\}. \quad (8)$$

Размерность k_s – м/с.

Результаты исследования, а именно, уравнения (7) и (8) позволяют, зная объем солерастворителя и гранулометрический состав соли, рассчитать массу соли, которая должна находиться в аппарате для того, чтобы при заданном расходе жидкости достичь заданной степени насыщения раствора.

Литература

1. Аксельруд Г. А., Молчанов А. Д., Растворение твердых веществ./ Г. А. Аксельруд, А. Д. Молчанов.– М. Химия, 1977. –272 с.
2. Каражанов Н. А., Основы кинетики растворения солей./ Н. А. Каражанов – Алма-Ата: Наука КазССР, 1989.– 189 с.
3. Федотьев П.П. Сборник исследовательских работ./ П.П. Федотьев – Л. ОНТИ, 1936. – 276 с.
4. Микулин Г.И. Структурная политерма пятерной системы Na^+ , $\text{NH}_4\|\text{Cl}^-$, HCO_3^- , OH^- , H_2O от 30 до 60 °С и ее применение в теории содо-нашатырного процесса. / Микулин Г.И.// Труды НИОХИМ – Харьков: НИОХИМ, 1961.– Т. 13.– с. 83–95.
5. Викторов М.М. Графические расчеты в технологии неорганических веществ. / М.М. Викторов – Л.: Химия, 1972.– 464 с.
6. Зайцев И.Д. Производство соды. / И.Д. Зайцев, Г.А. Ткач, Н.Д. Стоев – М.: Химия, 1986.– 312 с
7. Инженерное оформление химических процессов./ О. Левеншпиль – М.: Химия, 1969.– 624 с.

Bibliography (transliterated)

1. Akselrud G. A., Molchanov A. D., Rastvorenie tverdyih veschestv. G. A. Ak-selrud, A. D. Molchanov.– M. Himiya, 1977. –272 p.
2. Karazhanov N. A., Osnovyi kinetiki rastvoreniya soley. N. A. Karazhanov –Alma-Ata: Nauka KazSSR, 1989.– 189 p.
3. Fedotev P.P. Sbornik issledovatel'skikh rabot. P.P. Fedotev – L. ONTI, 1936. – 276 p.
4. Mikulin G.I. Strukturnaya politerma pyaternoy sistemyi Na^+ , $\text{NH}_4\|\text{Cl}^-$, HCO_3^- , OH^- , H_2O ot 30 do 60°S i ee primeneniye v teorii sodo-nashatyirnogo protsessa. Mikulin G.I. Trudyi NIOHIM – Harkov: NIOHIM, 1961.– T. 13.– p. 83–95.
5. Viktorov M.M. Graficheskie raschetyi v tehnologii neorganicheskikh veschestv. M.M. Viktorov – L.: Himiya, 1972.– 464 p.
6. Zaytsev I.D. Proizvodstvo sodyi. I.D. Zaytsev, G.A. Tkach, N.D. Stoev – M.: Himiya, 1986.– 312 p.
7. Inzhenernoye oformleniye himicheskikh protsessov. O. Levenshpil – M.: Himiya, 1969.– 624 p.

УДК 661.321

Шмельков В.В., Райко В.Ф., Цейтлін М.А.

РІВНОВАГА І КІНЕТИКА РОЗЧИНЕННЯ НАТРІЮ ХЛОРИДУ В РОЗЧИНІ АМІАКУ І АМОНІЙНИХ СОЛЕЙ КАРБОНАТНОЇ КИСЛОТИ

Вивчено розчинність та кінетику розчинення натрію хлориду в системі NaCl –

$\text{NH}_3 - \text{CO}_2 - \text{H}_2\text{O}$ в концентраційному діапазоні, характерному для конденсатів содового виробництва. Знайдено, що розчинність та кінетика розчинення NaCl найбільше залежить від концентрації аміаку, причому аміак має висолювальну дію. Другим фактором по ступеню впливу є температура. Результати дослідження узагальнено у вигляді розрахункових рівнянь.

Shmel'kov V.V., Rayko V.F., Tseytlin M.A.

EQUILIBRIUM AND KINETICS OF SODIUM CHLORIDE DISSOLVING IN SOLUTION OF AMMONIA AND AMMONIA SALTS OF KARBON ACID

Solubility and kinetics of sodium chloride dissolving in the system $\text{NaCl} - \text{NH}_3 - \text{CO}_2 - \text{H}_2\text{O}$ in a concentration range, which is specific for condensates of soda ash production is studied. It is found, that main factor, which influence solubility and kinetics of NaCl dissolution, is the concentration of ammonia, thus an ammonia is a salting-out agent. A next factor on the degree of influence is a temperature. Research results are generalized as equations for calculation of solubility and dissolving speed of NaCl .

Ковтонюк И.Б., Зинченко А.Г., Анипко О.Б.

**НЕКОТОРЫЕ ПРИБЛИЖЕННЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОВЕДЕНИИ
ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ВАРИАНТНЫХ ПРОРАБОТОК
АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ МАНЕВРЕННОГО САМОЛЕТА**

Развитие боевой авиации в настоящее время предполагает разработку и модернизацию самолетов-истребителей. В последние десятилетия проектирование истребителей ведется с учетом концепции их систем управления, которые в значительной мере могут определять основные параметры аэродинамической компоновки самолета [1]. В процессе синтеза аэродинамической компоновки органов поперечного управления истребителя необходимо определять аэродинамические характеристики (АДХ) самолета с различными вариантами органов управления креном, а также потребное управление летательным аппаратом (ЛА) на заданном режиме полета, что предполагает расчет его АДХ на каждом расчетном шаге по времени [2]. Таким образом, методика определения АДХ, используемая при синтезе аэродинамической компоновки органов поперечного управления ЛА, должна обеспечивать возможность проведения предварительных вариантов проработок с целью определения направления более глубокого детального проектирования. К числу таких относится методика определения АДХ, изложенная в [3], которая основывается на аналитических зависимостях, результатах обработки систематических параметрических испытаний моделей в аэродинамических трубах и данных, полученных в предположении линейной зависимости АДХ от кинематических параметров полета.

Цель данной работы состоит в усовершенствовании методики определения аэродинамических характеристик маневренного самолета [3] для проведения многовариантных проработок аэродинамической компоновки на ранних стадиях проектирования истребителя.

Определение аэродинамических характеристик летательного аппарата с учетом вращения. АДХ ЛА существенно зависят от угловой скорости вращения [4]. Кроме этого, в некоторых случаях полета ЛА с вращением относительно продольной оси с небольшими значениями скорости крена ω_x , при определенном сочетании числа Маха M_∞ , угла атаки α , угла скольжения β и ω_x возникает вращательный резонанс. Это явление приводит к:

- нарушению устойчивого полета;
- беспорядочному движению;
- разрушению конструкции и падению ЛА.

В связи с отмеченными обстоятельствами расчет АДХ вращающегося ЛА имеет важное практическое значение.

Вращение существенно меньше влияет на АДХ осесимметричных ЛА, чем на ЛА не имеющих оси симметрии. Если при вращении изменяются углы атаки и скольжения, то определение АДХ становится сложной задачей. Поэтому при численном определении АДХ вращающегося ЛА используется линейное приближение, при котором применяется принцип суперпозиции. Это дает возможность рассчитать АДХ отдельного элемента компоновки ЛА с учетом влияния вращения относительно продольной оси

со скоростью крена ω_x , а затем определить АДХ ЛА в целом суммированием характеристик отдельных элементов компоновки.

Определение аэродинамических характеристик осесимметричных тел с учетом вращения. Угловая скорость вращения ω_x существенно влияет на коэффициенты продольной силы C_x , нормальной силы C_y и момента тангажа m_z . При значениях безразмерной угловой скорости $\bar{\omega}_x > 0,5$ ($\bar{\omega}_x = \omega_x d / 2V_\infty$, V_∞ – скорость невозмущенного потока, d – диаметр миделя) выявлена линейная зависимость аэродинамических коэффициентов от $\bar{\omega}_x$:

$$C_x = C_{x\bar{\omega}_x=0} [1 + 0,945(\bar{\omega}_x - 0,5)]; \quad (1)$$

$$C_y = C_{y\bar{\omega}_x=0} [1 + 1,377(\bar{\omega}_x - 0,5)]; \quad (2)$$

$$m_z = m_{z\bar{\omega}_x=0} [1 + 5,515(\bar{\omega}_x - 0,5)]. \quad (3)$$

Определение силы и момента Магнуса. Сила Магнуса действует на тело вдоль оси OZ связанной системы координат перпендикулярно плоскости угла атаки α . Равнодействующая силы Магнуса в общем случае приложена не в центре масс, что ведет к возникновению момента от силы Магнуса. В общем случае коэффициенты силы и момента Магнуса являются составляющими боковой силы и момента рысканья. В линейной постановке аэродинамические коэффициенты силы и момента Магнуса определяются по следующим зависимостям:

$$C_z = C_z^{\alpha\bar{\omega}_x} \alpha \bar{\omega}_x, C_z^{\alpha\bar{\omega}_x} = -\lambda_k (a - b\eta), \quad (4)$$

$$m_y = m_y^{\alpha\bar{\omega}_x} \alpha \bar{\omega}_x, m_y^{\alpha\bar{\omega}_x} = -\lambda_k [(c - d\eta - (3 - \bar{x}_{\text{цм}})(a - b\eta))], \quad (5)$$

где α – угол атаки; $\eta^2 = 4W_{\text{корм}} / \pi\lambda_{\text{корм}}$; λ_k – удлинение корпуса; $\lambda_{\text{корм}}$ – удлинение кормовой части; $W_{\text{корм}}$ – объем кормовой части; $\bar{x}_{\text{цм}} = x_{\text{цм}} / l_k$ – относительная координата центра масс корпуса; a, b, c, d – коэффициенты зависящие от значения числа M_∞ .

Особенности обтекания несущих поверхностей при наличии крена. При повороте ЛА на некоторый угол крена γ движение сопровождается скольжением, возникает сложное движение ЛА (продольной оси корпуса) относительно вектора скорости.

Картина обтекания и АДХ ЛА будут зависеть от угла атаки α_c , образуемого продольной осью и вектором скорости \vec{V}_∞ . Рассматриваемое течение эквивалентно обтеканию с углами атаки α и скольжения β . При малых углах α_c можно считать $\alpha \approx \alpha_c \cos \gamma$ и $\beta \approx \alpha_c \sin \gamma$.

Определение АДХ несущих поверхностей при вращении ЛА. При вращении ЛА со скоростью крена ω_x относительно продольной оси каждое сечение несущей поверхности обтекается дополнительной скоростью

$$\Delta V_y = -\omega_x z, \quad (6)$$

где z – координата рассматриваемого сечения несущей поверхности.

Это обтекание приводит к увеличению углов атаки на одной консоли несущей поверхности и уменьшению их на противоположной на такую же величину. При этом на обеих консолях появляются нормальные силы ΔY , равные по величине, но противоположные по знаку. Коэффициенты этих сил равны

$$\Delta C_y = \pm 2C_y^\alpha \cdot k \cdot K_{\text{инт}} \bar{\omega}_x \bar{z}_{\text{ц.т}}, \quad (7)$$

где C_y^α – производная коэффициента нормальной силы по углу атаки без учета вращения; $\bar{\omega}_x = \frac{\omega_x l}{2V_\infty}$ – безразмерная скорость крена; l – размах несущей поверхности; $\bar{z}_{\text{ц.т}} = \frac{z_{\text{ц.т}}}{l}$ – относительная координата центра тяжести площади консоли; k – коэффициент торможения потока; $K_{\text{инт}}$ – коэффициент интерференции.

При вращении ЛА возникает демпфирующий момент крена, коэффициент которого определяется соотношением:

$$m_x^{\omega_x} = -C_y^\alpha k K_{\text{инт}} \bar{z}_{\text{ц.т}}. \quad (8)$$

Аналогично будет определяться коэффициент демпфирующего момента крена от вертикальной несущей поверхности. В случае многоконсольной несущей поверхности коэффициент демпфирующего момента определяется из выражения

$$m_x^{\omega_x} = -C_y^\alpha \cdot k \cdot K_{\text{инт}} \bar{z}_{\text{ц.т}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_r \cdot \kappa, \quad (9)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние на демпфирование числа консолей несущей поверхности $\eta_{\text{п}} = \left(m_x^{\omega_x}\right)_n / \left(m_x^{\omega_x}\right)_{n=2}$; η_r – поправочный коэффициент, учитывающий влияние диаметра корпуса $\eta_r = m_x^{\omega_x} / \left(m_x^{\omega_x}\right)_{r=0}$; κ – коэффициент, учитывающий интерференцию между консолями несущих поверхностей.

Для определения АДХ, определяющих устойчивость и управляемость ЛА, необходимо знать производную коэффициента нормальной силы по скорости тангажа $C_y^{\omega_z}$.

Определение производной коэффициента нормальной силы по угловой скорости тангажа. Производная коэффициента нормальной силы по угловой скорости тангажа $C_y^{\omega_z}$ определяется по следующей зависимости [5]:

$$C_y^{\omega_z} = C_{y_k}^{\omega_z} \frac{S_M}{S_{\text{кр}}} + C_{y_p}^{\omega_z} + C_{y_{\text{оп}}}^{\omega_z}, \quad (10)$$

где $C_{y_k}^{\omega_z}$, $C_{y_p}^{\omega_z}$, $C_{y_{\text{оп}}}^{\omega_z}$ – производные коэффициента нормальной силы по скорости тангажа корпуса, руля, оперения соответственно; $S_{\text{кр}}$ – площадь крыла.

Определение производной $C_y^{\dot{\alpha}}$. Производная $C_y^{\dot{\alpha}}$ определяется из следующего выражения:

$$C_y^{\dot{\alpha}} = 2(K_{\text{оп}} + K_{\text{к.оп}})C_{y_{\text{он}}}^{\alpha} \bar{x}_{\text{ц}} \epsilon_{\text{оп}}^{\alpha} \sqrt{k} \frac{S_{\text{оп}}}{S_{\text{р}}}, \quad (11)$$

где $K_{\text{оп}}$ – коэффициент интерференции, учитывающий влияние корпуса на оперение; $K_{\text{к.оп}}$ – коэффициент интерференции, учитывающий влияние оперения на корпус; $C_{y_{\text{он}}}^{\alpha}$ – производная коэффициента нормальной силы оперения по углу атаки α ; $\bar{x}_{\text{ц}}$ – относительное расстояние между центрами тяжести крыла и оперения; $\epsilon_{\text{оп}}^{\alpha}$ – производная по углу атаки угла скоса потока; k – коэффициент торможения потока перед оперением; $S_{\text{оп}}$ – площадь оперения; $S_{\text{р}}$ – площадь руля.

Определение продольного момента ЛА при отклонении рулей. При условии, что угол отклонения рулевых поверхностей $\varphi_{\text{р}} \neq 0$, продольный момент определяется:

$$m_z(\varphi) = -C_y^{\alpha} (\bar{x}_{F_{\text{р}}} - \bar{x}_T) k_1 \frac{S'}{S} (\varphi_{\text{р}} + \alpha), \quad (12)$$

где $m_z(\varphi)$ – коэффициент продольного момента при отклонении рулей; C_y^{α} – производная коэффициента нормальной силы по углу атаки; $\bar{x}_{F_{\text{р}}}$ – относительная координата фокуса рулевых поверхностей; \bar{x}_T – относительная координата центра тяжести; k_1 – коэффициент торможения потока у рулей; S' – площадь рулевых поверхностей, обтекаемых воздушным потоком; S – характерная площадь.

Определение коэффициента шарнирного момента. Коэффициент шарнирного момента ЛА с цельнопоротными рулями, имеющими нулевой угол установки, рассчитывается по следующему выражению:

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}^{\alpha} \alpha_i + m_{\text{ш}}^{\Delta\varphi} \Delta\varphi, \quad (13)$$

где $m_{\text{ш}}^{\alpha}$ – производная коэффициента шарнирного момента по углу атаки; $m_{\text{ш}}^{\Delta\varphi}$ – производная коэффициента шарнирного момента по углу отклонения руля; $\Delta\varphi$ – угол отклонения руля.

Определение продольной силы корпуса. Продольная сила корпуса является суммой сил трения и давления.

Коэффициент продольной силы, зависящей от трения, определяется из соотношения:

$$C_{X_{\text{тр}}} = C_f K_c K_m \frac{S_{\text{бок}}}{S}, \quad (14)$$

где C_f – коэффициент трения пластины; K_c – коэффициент, учитывающий толщину элемента; K_m – коэффициент, учитывающий сжимаемость; $S_{бок}$ – площадь боковой поверхности корпуса; S – характерная площадь.

Коэффициент продольной силы корпуса, определяемой давлением, представляет собой сумму коэффициентов продольных сил элементарных тел вращения.

Для острого конуса:

$$C_{X_{кон}} = 0,002 \left(0,8 + \frac{1}{M_\infty^2} \right) (W_1)^{1,7} \frac{D_1}{D_m}, \quad (15)$$

где W_1 – угол полураствора конуса; D_1 – диаметр основания конуса.

Для обратного усеченного конуса (кормы):

$$C_{X_{корм}} = 0,002 \left(0,8 + \frac{1}{M_\infty^2} \right) (W_k)^{1,7}, \quad (16)$$

где W_k – угол полураствора кормовой части.

Для коэффициента донного сопротивления справедлива следующая зависимость:

$$C_{X_{дон}} = \frac{0,029}{\sqrt{C_{X_{тр}}}} \left(\frac{D_{дон}}{D_m} \right)^3, \quad (17)$$

где $D_{дон}$ – диаметр донного среза; D_m – диаметр миделевого сечения.

Определение нормальной силы корпуса. Нормальная сила корпуса определяется как сумма нормальных сил простых тел вращения.

Нормальная сила корпуса при докритических числах M_∞ . Нормальная сила, создаваемая острым конусом, определяется из выражения:

$$C_{Y_{кон}} = 2\alpha \cos^2 W_1 \frac{S_1}{S_m}, \quad (18)$$

где S_1 – площадь основания конуса; S_m – площадь миделевого сечения.

Нормальная сила, создаваемая затупленным конусом:

$$C_{Y_{кон}} = 2\alpha \cos^2 W \left(1 - \frac{\bar{r}_{зат}^2}{2} \cos^2 W \right), \quad (19)$$

где $\bar{r}_{зат}$ – относительный радиус затупления конуса.

Для обратного усеченного конуса:

$$C_{Y_{\text{кон}}} = -2\alpha\xi \left(1 - \frac{D_{\text{дон}}^2}{D_{\text{м}}^2} \right), \quad (20)$$

где $\xi = 0,15 \dots 0,20$ – эмпирический коэффициент.

Нормальная сила, создаваемая цилиндрической частью корпуса, определяется из следующего соотношения [6]:

$$C_{Y_{\text{цил}}} = \frac{4}{\pi} C_{X_{\text{цил.ср}}} \lambda_{\text{цил}} \sin^2 \alpha, \quad (21)$$

где $C_{X_{\text{цил.ср}}}$ – коэффициент сопротивления цилиндра, зависящий от режима течения в пограничном слое (в случае ламинарного пограничного слоя $C_{X_{\text{цил.ср}}} \cong 1,2$, а при турбулентном пограничном слое $C_{X_{\text{цил.ср}}} \cong 0,3 \dots 0,4$); $\lambda_{\text{цил}}$ – удлинение цилиндра.

Нормальная сила корпуса при числах $M_{\infty} \geq 1,5$. Для острого конуса нормальная сила составляет:

$$C_{Y_{\text{кон}}} = \frac{8}{4 + \left(\frac{\sqrt{M_{\infty}^2 - 1}}{\lambda_{\text{кон}}} \right)^2} \frac{D_1^2}{D_{\text{м}}^2} \alpha, \quad (22)$$

где $\lambda_{\text{кон}}$ – удлинение конуса.

Для цилиндрической части корпуса:

$$C_{Y_{\text{цил}}} = 2 \left(1 - \frac{2}{1 + \left(1 + \frac{2\lambda_{\text{цил}}}{\sqrt{M_{\infty}^2 - 1}} \right)^2} \right) \alpha. \quad (23)$$

Для кормовой части корпуса:

$$C_{Y_{\text{корм}}} = -2\alpha\xi \left(1 - \frac{D_{\text{дон}}^2}{D_{\text{м}}^2} \right). \quad (24)$$

Положение центра давления корпуса. Коэффициент центра давления корпуса при $\alpha = 0$ определяется геометрическими параметрами элементарных тел вращения:

$$\bar{C}_{\text{дав.кор}} = \frac{\bar{C}_{\text{дав.кон}} S_{\text{кон.п}} + \bar{C}_{\text{дав.цил}} S_{\text{цил.п}} + \bar{C}_{\text{дав.корм}} S_{\text{корм.п}}}{S_{\text{кон.п}} + S_{\text{цил.п}} + S_{\text{корм.п}}}, \quad (25)$$

где $\bar{C}_{\text{дав.кон}}$ – коэффициент центра давления конуса; $\bar{C}_{\text{дав.цил}}$ – коэффициент центра давления цилиндра; $\bar{C}_{\text{дав.корм}}$ – коэффициент центра давления кормовой части; $S_{\text{кон.р}}$ – площадь экваториального сечения конуса; $S_{\text{цил.р}}$ – площадь экваториального сечения цилиндра; $S_{\text{корм.р}}$ – площадь экваториального сечения кормовой части.

Коэффициент центра давления корпуса при $\alpha \neq 0$ определяется следующим образом:

$$\bar{C}_{\text{дав.кор}} = \frac{\bar{C}_{\text{дав.кон}} C_{Y\text{кон}}^{\alpha} + \bar{C}_{\text{дав.цил}} C_{Y\text{цил}}^{\alpha} + \bar{C}_{\text{дав.корм}} C_{Y\text{корм}}^{\alpha}}{C_{Y\text{кон}}^{\alpha} + C_{Y\text{цил}}^{\alpha} + C_{Y\text{корм}}^{\alpha}}, \quad (26)$$

где $C_{Y\text{кон}}^{\alpha}$ – производная нормальной силы конуса по углу атаки; $C_{Y\text{цил}}^{\alpha}$ – производная нормальной силы цилиндра по углу атаки; $C_{Y\text{корм}}^{\alpha}$ – производная нормальной силы кормовой части по углу атаки.

Определение коэффициента продольного момента корпуса. Коэффициент продольного момента корпуса равен:

$$m_{Z\text{кор}} = C_{Y\text{кон}} (\bar{C}_{\text{дав.кон}} - \bar{X}_T) + C_{Y\text{цил}} (\bar{C}_{\text{дав.цил}} - \bar{X}_T) + C_{Y\text{корм}} (\bar{C}_{\text{дав.корм}} - \bar{X}_T), \quad (27)$$

где $\bar{C}_{\text{дав.кон}} = \frac{2}{3} (1 + \text{tg}^2 W) \frac{L_k}{L_F}$; L_F – длина корпуса; L_k – длина конуса; $C_{Y\text{кон}}$ – коэффициент

нормальной силы конуса; $\bar{C}_{\text{дав.цил}} = 0,5 \left(1 + \frac{L_k}{L_F} \right)$; $C_{Y\text{цил}}$ – коэффициент нормальной

силы цилиндра; $\bar{C}_{\text{дав.корм}} = 1 - 0,5 \frac{L_k}{L_F}$; $C_{Y\text{корм}}$ – коэффициент нормальной силы

кормовой части.

Проверка достоверности результатов вычислительного эксперимента. Проверка достоверности теоретических значений АДХ, полученных с использованием усовершенствованной методики определения АДХ, проводилась путем сравнения результатов расчета с данными, полученными при проведении экспериментальных исследований в аэродинамических трубах.

Сравнение проводилось для тел вращения, представляющих собой цилиндр, имеющий носовую коническую часть. Были рассмотрены зависимости производной коэффициента нормальной силы по углу атаки C_y^{α} , коэффициента центра давления $\bar{C}_{\text{дав.кор}}$, коэффициента лобового сопротивления C_{x_0} от числа Маха M , для тела, имеющего удлинение цилиндрической части $\lambda_{\text{цил}} = 10$ и удлинение конической носовой части $\lambda_{\text{кон}} = 5$. Соответствующие графики представлены на рис. 1–3. Также сравнение проводилось для зависимостей коэффициента нормальной силы C_y от угла атаки α и момента тангажа m_z от C_y для корпуса $\lambda_{\text{цил}} = 7$ и $\lambda_{\text{кон}} = 2,57$ (рис. 4, 5).

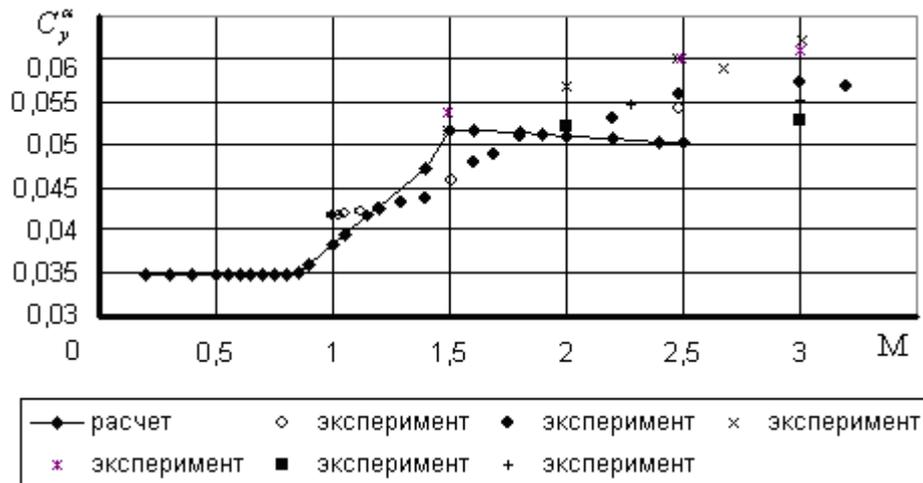


Рисунок 1 – Зависимость производной коэффициента нормальной силы по углу атаки C_y^α от числа M

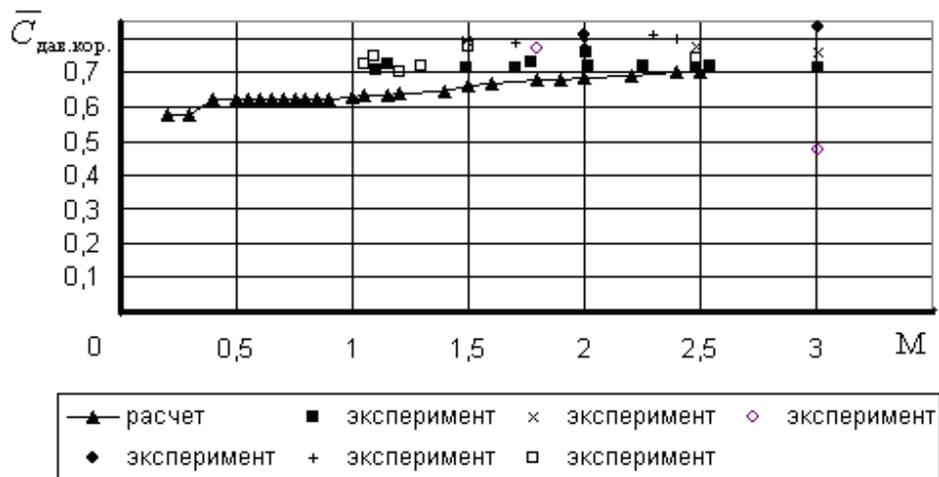


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента центра давления $\bar{C}_{\text{дав.кор}}$ от числа M

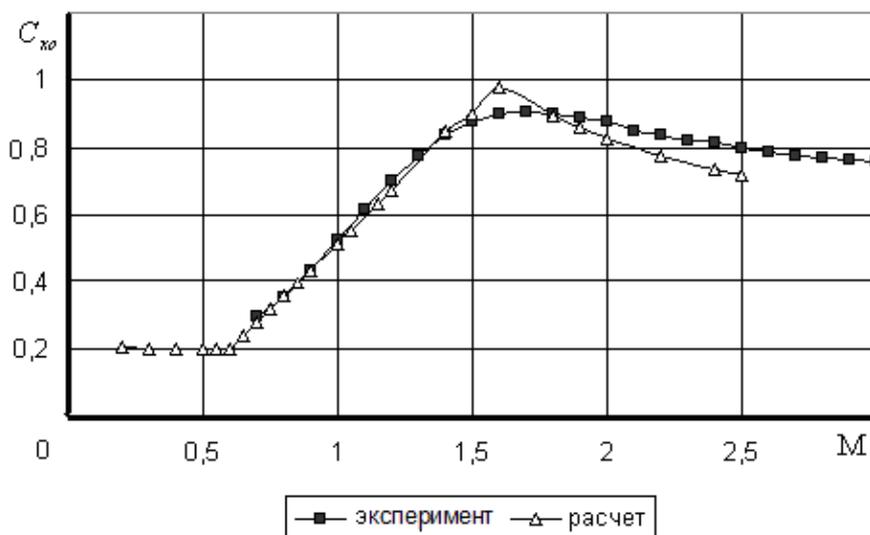


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента лобового сопротивления C_{x_0} от числа M

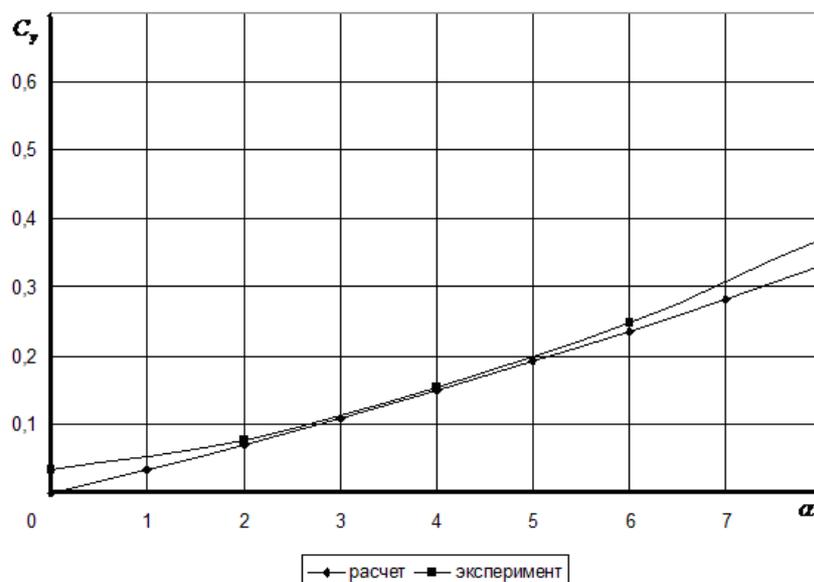


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента нормальной силы C_y от угла атаки α

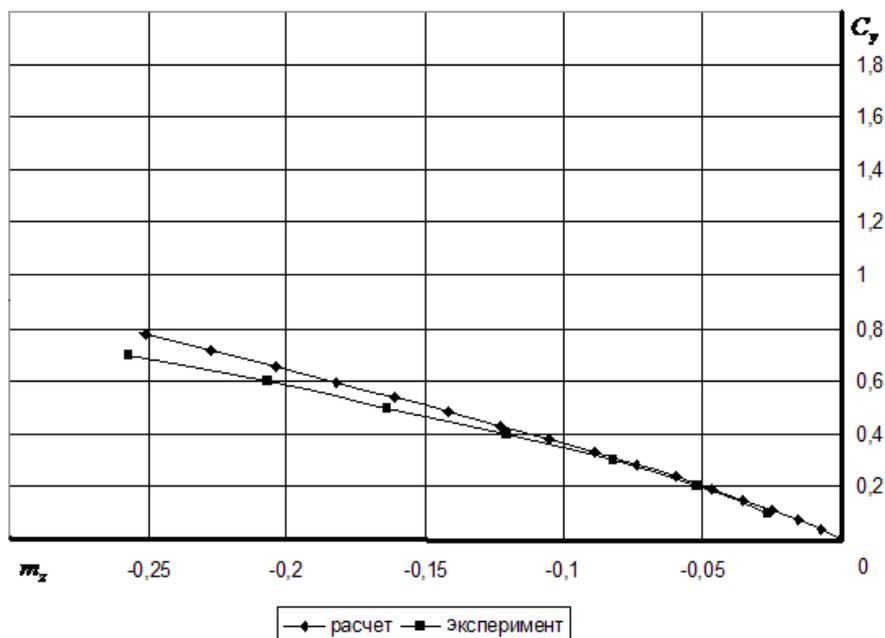


Рисунок 5 – Зависимость момента тангажа m_z от коэффициента нормальной силы C_y

Сравнительный анализ данных, приведенных на рис. 1–5, позволяет сделать вывод о том, что расхождение экспериментальных и теоретических результатов для представленных характеристик не превышает 10 %, что свидетельствует о достаточной достоверности результатов, получаемых при проведении расчетов по усовершенствованной методике.

Аппроксимация данных экспериментальных исследований в аэродинамических трубах. Проведена аппроксимация данных трубного эксперимента, представленных на рис. 1–4. В результате аппроксимации получены приближенные соотношения для определения АДХ как функций кинематических параметров. Для зависимости C_y^α от числа М:

$$C_y^\alpha = -0,0032M^2 + 0,0211M + 0,0222 . \quad (28)$$

Для зависимости $\bar{C}_{\text{дав.кор}}$ от числа М:

$$\bar{C}_{\text{дав.кор}} = -0,0156M^3 + 0,07M^2 - 0,0894M + 0,7449 . \quad (29)$$

Для C_{x_0} как функции числа М:

$$C_{x_0} = -0,1792M^3 - 1,292M^2 + 2,9321M + 1,2491 . \quad (30)$$

Для C_y как функции α :

$$C_y = 0,0026\alpha^2 + 0,0207\alpha + 0,0311 . \quad (31)$$

Во всех случаях величина достоверности аппроксимации (СКО) была не меньше $R^2 = 0,97$.

Таким образом, получила дальнейшее усовершенствование методика расчета аэродинамических характеристик маневренного самолета в широком диапазоне изменения углов атаки и чисел Маха, позволяющая получать широкий спектр аэродинамических характеристик, включающих в себя коэффициенты аэродинамических сил и моментов, аэродинамические производные, производные по ускорениям. Совокупность определяемых параметров позволяет получить практически исчерпывающую информацию об аэродинамических характеристиках ЛА.

Вычислительный эксперимент, проводимый на основе разработанной методики расчета, позволяет практически мгновенно получать достоверные результаты и дает возможность использовать разработанную методику при проведении многовариантных параметрических исследований аэродинамической компоновки истребителя на ранних стадиях его проектирования.

Литература

1. Аэродинамика, устойчивость и управляемость сверхзвуковых самолетов / Под ред. Г.С. Бюшгенса. – М. : Наука, Физматлит. – 1998. – 816 с.
2. Ковтонюк И.Б., Анипко О.Б. Потребное управление при синтезе средств обеспечения устойчивости и управляемости летательного аппарата // Интегровані технології та енергозбереження. Щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» – 2009. – №2. – с. 153–158.

3. Зинченко А.Г., Лебедь В.Г., Соловей О.Н., Шевченко В.А. Программа расчета аэродинамических характеристик самолетов // Сборник алгоритмов и программ ХВВАИУ. – Харьков : ХВВАИУ. – 1990. – №5. – с. 92–198.
4. Любимов А.Н., Тюмнев Н.М., Хут Г.И. Методы исследования течений газа и определения аэродинамических характеристик осесимметричных тел. – М. : Наука. – 1995. – 397 с.
5. Краснов Н.Ф., Кошевой В.Н. Управление и стабилизация в аэродинамике / Под ред. Н.Ф. Краснова. – М. : Высшая школа. – 1978. – 480 с.
6. Аржаников Н.С., Садекова Г.С. Аэродинамика летательных аппаратов. – М. : Высшая школа. – 1983. – 359 с.

Bibliography (transliterated)

1. Aerodinamika, ustoychivost i upravlyaemost sverhzvukovyih samoletov Pod red. G.S. Byushensa. – М. : Nauka, Fizmatlit. – 1998. – 816 p.
2. Kovtonyuk I.B., Anipko O.B. Potrebnoe upravlenie pri sinteze sredstv obespecheniya ustoychivosti i upravlyaemosti letatel'nogo apparata Integrovani tehnologii ta energozberezhennya. Schokvartalniy naukovo-praktichniy zhurnal. – Harkyv : Natsyonalniy tehnychniy unyversitet «Harkyvskiy polytehnychniy ynstitut» – 2009. – #2. – p. 153–158.
3. Zinchenko A.G., Lebed V.G., Solovey O.N., Shevchenko V.A. Programma rascheta aerodinamicheskikh harakteristik samoletov Sbornik algoritmov i programm HVVAIU. – Harkov : HVVAIU. – 1990. – #5. – p. 92–198.
4. Lyubimov A.N., Tyumnev N.M., Hut G.I. Metodyi issledovaniya techeniy gaza i opredeleniya aerodinamicheskikh harakteristik osesimmetrichnyih tel. – М. : Nauka. – 1995. – 397 p.
5. Krasnov N.F., Koshevoy V.N. Upravlenie i stabilizatsiya v aerodinamike Pod red. N.F. Krasnova. – М. : Vysshaya shkola. – 1978. – 480 p.
6. Arzhanikov N.S., Sadekova G.S. Aerodinamika letatelnyih apparatov. – М. : Vysshaya shkola. – 1983. – 359 p.

УДК 533.6

Ковтонюк І.Б., Зінченко А.Г., Аніпко О.Б.

**ДЕЯКІ НАБЛИЖЕНІ СПІВВІДНОШЕННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ
АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОВЕДЕННІ ПОПЕРЕДНІХ
ВАРІАНТНИХ ОПРАЦЮВАНЬ АЕРОДИНАМІЧНОГО КОМПОНУВАННЯ
МАНЕВРЕНОГО ЛІТАКА**

Вдосконалена методика визначення аеродинамічних характеристик маневреного літака. Проведена перевірка достовірності результатів обчислювального експерименту й апроксимація даних експериментальних досліджень в аеродинамічних трубах.

Kovtonyuk I.B., Zinchenko A.G., Anipko O.B.

SOME CLOSE CORRELATIONS FOR DETERMINATION OF AERODYNAMIC DESCRIPTIONS DURING REALIZATION OF PRELIMINARY VARIANT WORKING OF AERODYNAMIC ARRANGEMENT OF MANOEUVRE AIRPLANE

The methodics of determination of aerodynamic descriptions of manoeuvre airplane are improved. Calculable experiment authenticity verification results and approximation of these experimental researches are conducted in wind-channels.

УДК 661.848

Козуб П.А., Мирошниченко В.В, Козуб С.Н., Лобойко В.А, Лавренко А.А.,
Бондаренко Л.Н., Резниченко А.М., Довбий Т.А.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ рН-МЕТРИИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ СИЛЬНЫХ КИСЛОТ

Введение. Гидрохимические методы переработки сырья являются одними из наиболее распространенными в химической технологии. С их участием проводят переработку руд, извлечение ценных компонентов из твердых отходов, растворение металлов, получение минеральных солей и органических продуктов. При этом основным их преимуществом является относительная простота технологического оборудования, стабильность и мягкость технологических режимов.

В большинстве случаев для контроля технологического режима таких процессов проводят периодический отбор проб, что не может быть использовано при проведении технологического процесса с максимальной производительностью при особых требованиях к качеству конечного продукта, а также для экспериментальных исследований по изучению кинетики и влиянию технологических параметров на химический процесс.

Постановка проблемы Для изучения и контроля большинства гидрохимических процессов часто используют значения концентрации кислот или щелочей (кислотность – щелочность), аналитическое определение которых осуществляется кислотно-основным титрованием и рН-метрией.

Основным недостатком первого метода является сложность его использования для процессов, протекающих с большой скоростью. Этот метод неприемлем при изучении кинетики процессов протекающих в малых объемах, которые наиболее часто используются на стадии экспериментальных исследований. Кроме того, этот анализ производится при условиях, отличных от условий проведения химического процесса, что заведомо вносит ошибку измерения еще до проведения самого процесса измерения.

Альтернативой методам титрования можно считать рН-метрию с использованием ионоселективных электродов, которые позволяют проводить замеры непосредственно в растворе, не влияя на ход химического процесса. Существующие ионоселективные электроды позволяют получать при концентрации ионов водорода до 1 моль/л с высокой скоростью отклика (до 1–2 сек) точные значения текущего рН среды, а также рХ большого количества наиболее распространенных в технологической практике ионов [1, 2].

Однако многие процессы протекают в очень кислой среде, с начальной мольной концентрацией кислоты достигающей 10 моль/л. В результате для процессов с участием концентрированных азотной, серной, соляной кислот возникает проблема интерпретации полученных данных для описания химического и управления технологического процессов.

В первую очередь это связано с тем, что для большинства лабораторных стеклянных электродов производитель гарантирует линейность электродной функции только в пределах от 0 до 14 единиц рН [3]. Такие ограничения связаны с тем, что при более высоких концентрациях ионов водорода в растворе начинает проявляться так называемая кислотная ошибка, причины которой до сих пор четко не изучены [6]. При этом, как производители, так и исследователи указывают, что для каждого типа электрода значение ошибки – это величина индивидуальная [5], имеющая закономерность, кото-

рая не превосходит 0.5 единицы рН при значении рН равном -1 [6] и имеет одинаковую зависимость для большинства типов электродов.

Таким образом, использование стеклянного электрода для измерения очень низких значений рН является возможным, однако требует учета такой ошибки [7].

Экспериментальные исследования. Для изучения характера погрешностей были проведены измерения рН растворов соляной, азотной, серной и уксусной кислот различных концентраций. Исследования проводили на сертифицированных приборах государственного предприятия «Харьковский региональный научно-производственный центр стандартизации, метрологии и сертификации» марки SG78 и Дорожного экспертно – технического центра южной железной дороги марки ЭВ-74. Дополнительно были проведены измерения на приборе рН 150, обычно используемом в лабораторных измерениях и приборе РН2603 с тремя различными электродами.

Таблица 1 – Результаты замеров значений рН кислот различных концентраций

№ обр.	С, % масс.	С, моль/л	Расчетное значение рН (-log[H ⁺])	Значения рН для приборов (электродов), ед.				
				рН-2603	рН-2603 (ЭСК-10301)	рН-2603 (ЭСК-10601)	SG78	ЭВ-74
Азотная кислота								
1	56,0	12,00	-1,08	-1,15	-1,22	-1,29	-0,98	
2	16,7	2,90	-0,46	-0,18	-0,16	-0,20	-0,1	-0,96
3	6,7	1,16	-0,06	0,21	0,25	0,21	0,22	-0,49
4	2,5	0,39	0,40	0,61	0,61	0,59	0,62	0,01
11	0,25	0,040	1,40	1,55	1,56	1,53		1,06
12	0,03	0,004	2,38	2,31	2,41	2,36		2,05
Серная кислота								
5	39,3	5,23	-0,72	-0,39	-0,44	-0,49	-0,37	
6	19,6	2,14	-0,33	0,10	0,18	0,09	0,147	
13	9,6	1,05	-0,02	1,08	1,07	1,03		
14	1,0	0,11	0,98	1,94	1,97	1,84		
Соляная кислота								
7	37,0	12,39	-1,09	-0,85	-0,77	-0,80	-0,79	
8	18,5	5,69	-0,75	-0,22	-0,15	-0,17	-0,279	-0,99
15	1,9	0,58	0,24	0,84	0,88	0,87		0,18
16	0,193077	0,06	1,23	1,77	1,81	1,82		1,19
17	0,01855	0,01	2,24	2,63	2,71	2,74		
20	0,01887	0,01	2,24	2,75	2,77	2,77		
Уксусная кислота								
9	35,6	6,18	-0,79	1,60	1,56	1,53	1,65	
10	15,5	2,68	-0,43	2,01	1,96	1,93	1,88	
18	1,565146	0,27	0,57	2,63	2,60	2,57		
19	0,151956	0,03	1,58	3,09	3,08	2,94		

Как показал анализ экспериментальных данных, за исключением прибора ЭВ-74

все приборы показали близкие значения замеров (рис. 1), средняя ошибка измерения рН не превышает 0.2 ед. на различных приборах и с различными электродами. Значения ЭВ-74 оказались заниженными на 0.7 ед. по сравнению со средними значениями для других приборов, и при учете этой погрешности его данные совпадают с данными других приборов в пределах указанной выше погрешности измерений.

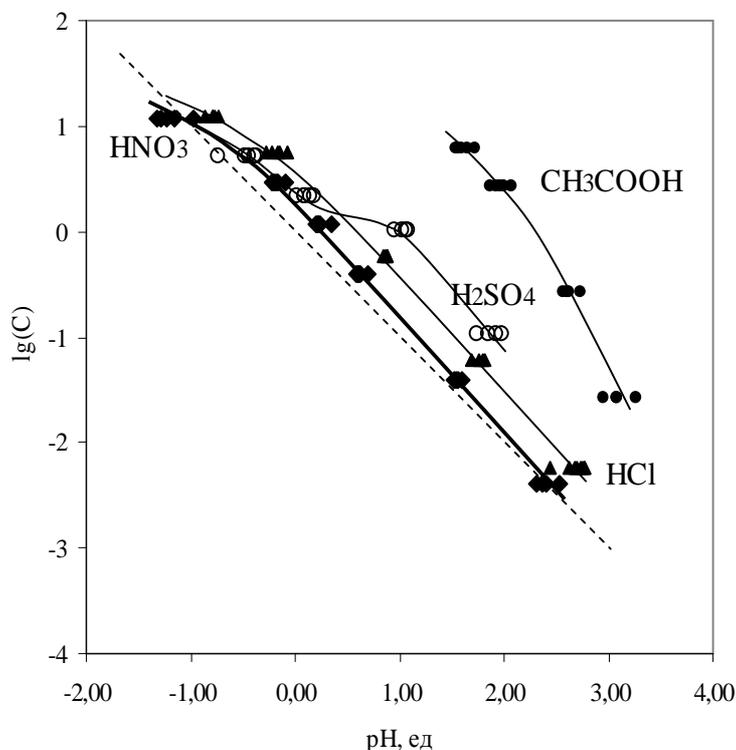


Рисунок 1 – Зависимость измеренных значений рН от концентрации для различных кислот

Кроме того было установлено, что для азотной и соляной кислот зависимость рН от концентрации близка к линейной. Для азотной кислоты, фактические данные с точностью до 0.15 ед. ложатся на теоретическую кривую, для соляной они сдвинуты на 0.5 ед. Для серной кислоты по зависимости имеется четкий излом кривой, который может быть объяснен ее двухосновностью, что особенно сильно проявляется при низких концентрациях. Наибольшее отличие от теоретической зависимости наблюдается у наименее слабой кислоты – уксусной, которое при учете ее степени диссоциации становится минимальным.

Следует также отметить, что все три сильные кислоты при увеличении концентрации ведут себя практически одинаково, давая постоянную систематическую ошибку измерения.

Еще одной проблемой измерения рН является большое время выхода прибора на постоянное значение. Поэтому нами были проведены замеры рН через определенные промежутки времени.

Анализ экспериментальных данных показал (см. табл. 2), что замеренные значения практически полностью устанавливаются через 3–5 минут. Причем значения, полученные в течение первых 30 секунд отличаются от установившихся не более чем на 0.2 ед.

Таблица 2 – Результаты замеров значений рН кислот различных концентраций

№ образца	Кислота	Концентрация, моль/л	Результаты замеров, ед.			
			1	2	3	4
4	азотная	0.39	0.653	0.644	0.631	-
10	уксусная	2.68	1.863	1.859	1.864	1.876
9	уксусная	6.18	1.667	1.665	1.661	1.658
6	серная	2.14	0.198	0.167	0.156	0.147
3	азотная	1.16	0.242	0.227	0.225	0.221
2	азотная	2.90	-0.022	-0.035	-0.086	-0.100
5	Серная	5.23	-0.345	-0.351	-0.357	-0.369
8	соляная	5.69	-0.248	-0.257	-0.273	-0.279
1	азотная	12.00	-0.734	-0.761	-0.968	-0.977
7	соляная	12.01	-0.492	-0.764	-0.774	-0.792

Кроме того было установлено, что наибольшее отклонение от линейной зависимости при измерении рН [8] наблюдается в области концентраций кислот более 0.1 моль/л, причем оно не превышает 0.4 ед. и снижается при увеличении концентрации кислоты.

Выводы. Таким образом, полученные экспериментальные данные показали, что измерения рН могут быть использованы как достоверный параметр контроля концентрации ионов водорода в концентрированных растворах сильных кислот даже при их очень высоких концентрациях, однако требуют внесения систематической поправки для различных типов приборов и вида кислоты. В этом случае гарантируется точность измерения до 0.05 ед. рН вплоть до значений концентрации кислоты 10 моль/л, а при учете нелинейности зависимости, точность замеров концентрации с помощью рН метра может достигать 0.02 ед.

Литература

1. Макаров А.К. Приборы для измерения рН / А.К. Макаров, В.М. Свердлин. – Л.: Энергия, 1970. – 92 с.
2. Руководство по потенциметрическому анализу (определение рН в водных растворах и взвесах с помощью стеклянных электродов) / научно-производственное объединение «Измерительная техника ИТ». – 45 с.
3. Шульц М.М. Стеклянный электрод. Теория и применения / М.М. Шульц // Соросовский образовательный журнал. – 1998. – № 1, С. 33–39.
4. Gregory K. Editor-in-Chief. Process / K. Gregory, McMillan // Industrial Instruments and Controls Handbook. – 5th Edition. – New York: McGraw-Hill, 1999. – 670 p.
5. Крестов Г.А. Термодинамика процессов в растворах / Г.А. Крестов – Л.: Химия, 1984. – 272 с.
6. Электроаналитические методы. Теория и практика / под ред. Ф. Шольца. – М.: Бином, 2006. – 140 с.

7. Dreyfus R. Standard Test Methods for On-Line Measurement of pH / R. Dreyfus. // Annual Book of ASTM Standards. – 2002. – Vol. 11. – P. 906–911.

8. Лидин Р.А. Химические свойства неорганических веществ: учебн. [для студ. виш. учебн. завед.] / Р.А. Лидин, В.А. Молочко, Л.Л. Андреева – М.: Химия, 2000. – 480 с.

Bibliography (transliterated)

1. Makarov A.K. Priboryi dlya izmereniya rN A.K. Makarov, V.M. Sverdlin. – L.: Energiya, 1970. – 92 p.

2. Rukovodstvo po potentsiometricheskomu analizu (opredelenie rN v vodnyih rastvorah i vzvesyah s pomoschyu steklyannyih elektrodov) nauchno-proizvodstvennoe ob'edinenie «Izmeritelnaya tehnika IT». – 45 p.

3. Shults M.M. Steklyannyiy elektrod. Teoriya i primeneniya M.M. Shults Sorosovskiy obrazovatelnyiy zhurnal. – 1998. – # 1, p. 33–39.

4. Gregory K. Editor-in-Chief. Process K. Gregory, McMillan Industrial Instruments and Controls Handbook. – 5th Edition. – New York: McGraw-Hill, 1999. – 670 p.

5. Krestov G.A. Termodinamika protsessov v rastvorah G.A. Krestov – L.: Himiya, 1984. – 272 p.

6. Elektroanaliticheskie metodyi. Teoriya i praktika pod red. F. Sholtsa. – M.: Binom, 2006. – 140 p.

7. Dreyfus R. Standard Test Methods for On-Line Measurement of pH R. Dreyfus. Annual Book of ASTM Standards. – 2002. – Vol. 11. – P. 906–911.

8. Lidin R.A. Himicheskie svoystva neorganicheskikh veschestv: uchebn. [dlya stud. vish. uchebn. zaved.] R.A. Lidin, V.A. Molochko, L.L. Andreeva – M.: Himiya, 2000. – 480 p.

УДК 661.848

Козуб П.А., Мірошніченко В.В., Козуб С.М., Лобойко В.О., Резніченко Г.М.,
Лавренко А.О., Бондаренко Л.М., Довбій Т.А.

**ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ рН-МЕТРІЇ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ
СИЛЬНИХ КИСЛОТ**

У роботі вирішується проблема вимірювання рН висококонцентрованих розчинів кислот. Встановлено характер похибок різноманітних приладів для рН менше 1. Запропоновано внесення поправок, які дозволяють досягти точності замірів до 0,05 од. рН при концентраціях кислот до 10 моль /л.

Kozub P.A., Miroshnichenko V.V., Kozub S.N., Loboyko V.O., Peznichenko A.M.,
Lavrenko A.A., Bondarenko L.N., Dovbiy T.A.

**USING OF METHODS OF pH-MEASUREMENT FOR DETERMINATION
OF CONCENTRATION OF HIGH ACIDS**

Article is devoted the solving of the problem of pH measuring for acids of high concentration. The feature of errors of various devices under $\text{pH} < 1$ / The correction of measurement data is proposed that allows to reach the accuracy of pH measurement up to ± 0.05 .

УДК 66.048.54

Фокин В.С., Павлова В.Г., Данилов Д.Ю.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ВЫПАРИВАНИЯ СОЛЕВЫХ РАСТВОРОВ

Постановка цели и задач исследования. Выпаривание растворов отличается разнообразием технологических процессов, протекающих в выпарных установках. Последные, в свою очередь представляют сложную теплотехнологическую систему, состоящую из нескольких взаимосвязанных подсистем, между составляющими которых существуют отношения ранговой подчиненности.

Целью усовершенствования действующих многокорпусных выпарных установок, конструкций выпарных аппаратов является интенсификация протекающих в них процессов и обеспечение получения продукции высокого качества с минимально возможными издержками производства. Качество при выпаривании растворов с кристаллизацией продукта определяется гранулометрическим составом образованных при выпаривании кристаллов соли, а издержки производства – кратностью использования тепла, интенсивностью тепломассообменных процессов, гидродинамической характеристикой выпарных аппаратов и т.д. Поэтому при проектировании выпарных установок для выпаривания растворов необходимо для заданных условий определять оптимальные технологические условия и конструктивные размеры выпарных аппаратов. Оптимальные процессы выпаривания должны обеспечить требуемое качество продукции и минимально возможные эксплуатационные издержки производства, а оптимальные конструктивные размеры выпарных аппаратов – минимальные затраты на их изготовление, транспортировку и монтаж, низкую металлоемкость и высокую надежность.

При решении задачи оптимизации необходимо использовать комплексный системный подход, рассматривающий эту задачу по всем составляющим – технологическим, эксплуатационным, капитальным. Каждая составляющая сама по себе представляет многоуровневую систему, требующую своей оптимизации и имеющую свои критерии, не противоречащие общему критерию.

Поэтому выпаривание растворов с кристаллизацией солей рассматривается как технологическая система, между параметрами которой существует постоянная взаимосвязь. Причем эта связь носит такой характер, при котором возрастание эффективности по одному из параметров может снизить эффективность другого параметра.

Основываясь на системном анализе, применительно к выпарным установкам, можно выделить три уровня иерархии процессов (рис. 1).

При работе выпарного аппарата вопросы циркуляции, теплообмена и кристаллизации (как в объеме раствора, так и на его поверхностях) необходимо рассматривать во взаимосвязи. Так же необходимо учитывать влияние материальных и тепловых связей в многокорпусной выпарной установке на процессы, протекающие в выпарном аппарате, на качество продукта, энергетические затраты на его производство. Только лишь такой подход позволяет получить достоверные результаты, обеспечивающие возможность повышения эффективности работы выпарных аппаратов и установок.

Анализ направлений повышения эффективности процессов выпаривания. Как показывает опыт в области выпаривания растворов, что проблему повышения эф-

фективности протекающих процессов необходимо решать комплексно в следующих направлениях:

- рационализация и оптимизация конструкций выпарных аппаратов и режимов их работы;
- интенсификация процессов циркуляции, теплообмена и кристаллизации;
- оптимизация взаимосвязи оборудования, комплектующего многокорпусную выпарную установку.



Рисунок 1 – Уровни подчиненности процессов выпарной установки:

I – непосредственно процессы, протекающие в выпарном аппарате (циркуляция, теплообмен, кристаллизация);

II – выпарной аппарат с совокупностью взаимосвязанных процессов;

III – многокорпусная установка как система оптимального проведения процесса выпаривания

Решение этой проблемы требует комплексных знаний закономерностей взаимосвязи процессов, протекающих как в выпарных аппаратах, так и в многокорпусной выпарной установке в целом.

Изучение этих закономерностей возможно только с использованием теоретических методов, экспериментальных и практических данных. При отсутствии достаточной информации их необходимо исследовать в четыре стадии: построение физических и математических моделей; экспериментальное исследование; установление адекватности моделей изучаемому процессу; составление алгоритма расчета оптимального технологического режима выпаривания и оптимальных конструктивных размеров выпарного аппарата.

Моделирование процессов выпаривания. Для моделирования процессов выпаривания необходим подход, основанный на декомпозиции и применении методов системного анализа.

При составлении моделей необходимо исходить из того, что протекающие в выпарной установке и аппаратах процессы являются стохастико-детерминированными.

Поэтому при составлении моделей используются как законы физики, так и типовые модели структурных потоков.

В качестве типовой модели предлагается использовать модель вытеснения, осложненную локальными перемещениями, подчиняющуюся формальному закону диффузии (диффузионная модель). При составлении модели имеют место следующие допущения: в рабочей зоне изменение исследуемого параметра является функцией координат; в данном сечении значение параметров постоянно; скорость потока и коэффициент продольного перемещения являются постоянными по длине и сечению, т.е.

$$\frac{df}{d\tau} = \omega \frac{df}{dx} + D_l \frac{d^2 f}{dx^2},$$

где f – исследуемый параметр; τ – время процесса; ω – объемная скорость движения; x – координата; D_l – коэффициент продольного перемещения.

При построении моделей исходили из следующих требований:

- математическое описание моделей должно полно отражать связь между входными и выходными параметрами, характеризующими изучаемые процессы;
- параметры моделей могут быть определены экспериментально;
- для многофазных потоков, в зависимости от типа процесса, модели выбираются как для каждой фазы в отдельности (гетерогенная модель), так и для всего потока (гомогенная модель со средними параметрами).

Зонная модель процесса выпаривания

Анализ работы выпарного аппарата показывает, что процессы, протекающие в нем, это совокупность взаимосвязанных физических явлений, имеющих место в отдельных зонах аппарата, образующих замкнутый циркуляционный контур. Условия протекания этих явлений в каждой зоне зависят от условий их протекания в предыдущей и оказывают влияние на последующую.

В зависимости от задач выпаривания и конструкции выпарных аппаратов можно выделить следующие зоны:

- в аппаратах пленочного типа и с кипением раствора в трубках – это зоны смешения, нагрева, разделения паровой и жидкой фаз;
- в аппаратах с трубой вскипания – это зоны смешения, нагрева, создание переизбытка, разделение паровой, жидкой и твердой фаз, роста кристаллов и гидроклассификации (рис. 2).

При рассмотрении процессов в этих зонах исходили из следующего:

- в зоне нагрева кипение отсутствует; температуры жидкой и твердой фаз одинаковы и изменяются по длине зон;
- в зависимости от цели выпаривания растворов (концентрирование, концентрирование с кристаллизацией солей) в зонах находятся одно-, двух-, трехфазные системы;
- из внешних сил действует только сила тяжести.

Математические модели процессов, протекающих в выпарных аппаратах с трубой вскипания, разработаны для жидкостных суспензий (концентрирование растворов с кристаллизацией солей) и для однородных растворов (только концентрирование растворов, $\beta_m = 0$).

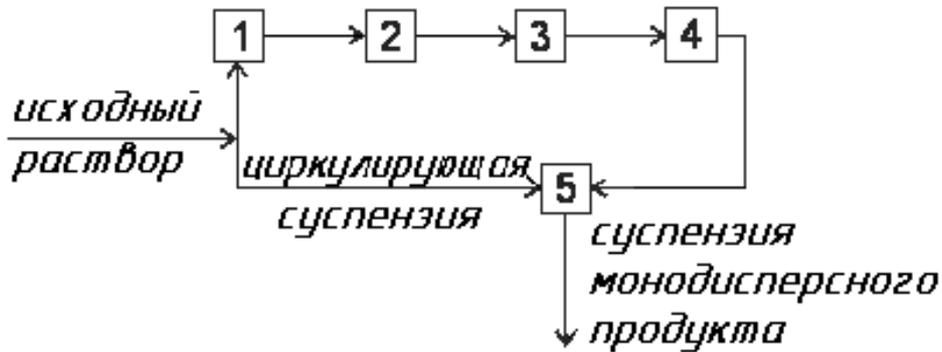


Рисунок 2 – Зонная модель:

1 – зона смешения; 2 – зона нагрева; 3 – зона создания пересыщения; 4 – зона роста кристаллов; 5 – зона гидроклассификации

Зона смешения. В этой зоне происходит смешение исходного раствора (суспензии) с циркулирующим потоком. При этом изменяется концентрация компонентов в потоке, температура потока, а, следовательно, и равновесная концентрация. В зависимости от изменения выше перечисленных параметров в этой зоне наблюдается или частичное растворение мелких кристаллов (перекристаллизация) или их медленный рост.

Математическое описание зоны смешения

Уравнение материального баланса:

$$\begin{aligned}
 G_{\text{ц}} &= G_0 + G_{\text{м}}; \quad G_{\text{ц}} b'_{\text{ц}} = G_0 b'_0 + G_{\text{м}} b'_{\text{к}}; \quad G_{\text{ц}} b_{\text{ц}} = G_0 b_0 + G_{\text{м}} b_{\text{к}}; \\
 b'_{\text{ц}} &= b'_{\text{к}} - \frac{1}{K_{\text{с}}} (b'_{\text{к}} - b'_0); \quad b_{\text{ц}} = b_{\text{к}} - \frac{1}{K_{\text{с}}} (b_{\text{к}} - b_0); \\
 b_{\text{вк}} &= 1 - b'_{\text{к}} - b_{\text{к}} + \frac{1}{K_{\text{с}}} (b'_{\text{к}} + b_{\text{к}} - b_0 - b'_0), \quad (1)
 \end{aligned}$$

где $K_{\text{с}} = \frac{G_{\text{ц}}}{G_0}$ – кратность смешения; G_0 , $G_{\text{м}}$, $G_{\text{ц}}$ – соответственно расход исходного раствора, упаренного раствора и циркулирующего раствора, кг/с; b_0 , $b_{\text{к}}$, b'_0 , $b'_{\text{к}}$, $b_{\text{ц}}$, $b'_{\text{ц}}$ – соответственно концентрация некристаллизующего и кристаллизующего компонентов в исходном, конечном и циркулирующем растворах, % мас.

Уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{ц}} c'_{\text{ц}} t_{\text{ц}} = G_0 c_0 t_0 + G_{\text{м}} c'_{\text{м}} t_{\text{кип}}, \quad (2)$$

где c_0 , $c'_{\text{м}}$, $c'_{\text{ц}}$ – соответственно теплоемкость исходного, упаренного и циркулирующего растворов, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; t_0 , $t_{\text{кип}}$, $t_{\text{ц}}$ – соответственно температура исходного, упаренного и циркулирующего растворов, °С.

Степень насыщения исходного раствора по одной или нескольким солям относительно упаренного в многокомпонентной системе характеризуется параметром «П».

$$\Pi = R'_0 - R'_ц; R'_0 = \frac{M_B b'_0}{M_C b_{B0}}; R'_ц = \frac{M_B b'_{\kappa}}{M_C b_{BK}}, \quad (3)$$

где $R'_0, R'_ц$ – отношение количества грамм-молей растворителя к количеству грамм-молей солей соответственно в исходном и циркулирующем растворе; b_{B0}, b_{BK} – соответственно концентрация растворителя в исходном и упаренном растворах, % мас.

$$\Pi = \frac{M_B}{M_C} \left(\frac{b'_0}{b_{B0}} - \frac{b'_{\kappa}}{b_{BK}} \right), \quad (4)$$

где M_B, M_C – молекулярная масса растворителя и выделившейся соли.

В зависимости от значения параметра «П» в зоне смешения наблюдается или частичное растворение мелких кристаллов (перекристаллизация), или их медленный рост, что приводит к изменению формы кристаллов.

Зона нагрева. В этой зоне раствор (суспензия) или перегревается относительно температуры его кипения при давлении в сепараторе на величину $\Delta t_{\text{пер}}$ (греющая камера выпарного аппарата).

Совместное решение уравнений теплового баланса и переноса тепла от стенки греющей трубки к циркулирующей суспензии приводит к соотношению:

– на локальном участке трубки

$$d(\Delta t_{\text{пер}}) = \frac{4\alpha_c (t_{\text{ст}} - t_{\text{ц}}) d \ell_T}{\omega_p c' \rho' d};$$

– в греющей трубке выпарного аппарата (по одной из зависимостей):

$$\Delta t_{\text{пер}} = \frac{4K_y \ell_T (t_{\text{гп}} - t_{\text{ц}})}{2K_y \ell_T + \delta_{\text{ст}} \frac{\lambda_p}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{d_T}{Nu}}; \Delta t_{\text{пер}} = \frac{4\ell_T K (t_{\text{гп}} - t_{\text{кип}})}{\omega_p c' \rho' d_T + 2\ell_T K}, \quad (5)$$

где

$$K_y = \frac{\lambda_p}{\omega_p c' \rho' d_T}; \quad Nu = \frac{\alpha_c d_T}{\lambda_T}; \quad K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_c}}.$$

Из зависимости видно, что для нахождения величины перегрева раствора необходимо знать величину коэффициента теплоотдачи от стенки греющей трубки к движущейся в ней суспензии.

Зона кипения (труба вскипания). В этой зоне происходит интенсивное испарение растворителя при непрерывном падении давления по высоте трубы вскипания и создается пересыщение жидкой части суспензии по одной или нескольким солям.

Движение кристаллов в зоне кипения осуществляется в пересыщенном растворе, межфазный массо-, теплообмен в котором обусловлен градиентом температур и концентраций.

В связи с тем, что при выпаривании растворов с кристаллизацией солей величина перегрева не превышает $2-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, можно считать, что пересыщение в этой зоне создается только за счет уменьшения объема раствора при испарении растворителя.

В связи с тем, что процессы кристаллизации стационарны, т.е. имеют место постоянная степень насыщения и перегрев, содержание твердой фазы и скорость движения, геометрические соотношения элементов циркуляционного контура, провоцирующие разрушения кристаллов, количество кристаллов, выводимых из аппарата, должно быть равно количеству вновь образовавшихся за счет вторичного зародышеобразования в трубе вскипания, т.е. $N_3 = N_2$.

При этом в зоне кипения на образование зародыша будет затрачено соли в количестве:

$$G_{\text{зар}} = G_{\text{т}} \frac{r_{\text{зар}}^3}{\ell_{\text{зар}}^3}.$$

Уравнения материального и теплового баланса для этой зоны имеют вид:

$$G_{\text{ц}} = G_{\text{м1}} + W + G_{\text{зар}}; \quad G_{\text{зар}} = G_{\text{ц}} b'_{\text{ц}} - G_{\text{м}} b'_{\text{ц}};$$

$$G_{\text{ц}} c' T_{\text{и}} = (G_{\text{м1}} c_1 + G_{\text{зар}} c_{\text{т}}) T_{\text{кип}} - G_{\text{зар}} \tau_{\text{кр}} + Wr.$$

Зона разделения фаз и роста кристаллов (сепаратор и обратная циркуляционная труба выпарных аппаратов). В этой зоне имеет место отделение пара от циркулирующего потока и снятие пересыщения раствора при росте кристаллов, поступающих из зоны кипения.

Зона гидроклассификации (гидроклассификатор). В этой зоне происходит разделение кристаллов по размеру и возврат мелких кристаллов в циркуляционный контур выпарных аппаратов для многократного прохождения через зоны нагрева и кипения. Применение гидроклассификатора позволяет выводить из выпарного аппарата монодисперсный кристалл требуемого размера.

Оптимизация технологических процессов выпаривания растворов. При решении задач оптимального проведения процессов выпаривания предусматривали оптимизацию по температурному режиму работы выпарной установки; материальным и тепловым потокам между выпарными аппаратами установки; числу выпарных аппара-

тов и их типам; системе подогрева; использованию тепла конденсата и кристаллизации; условиям, обеспечивающим получение продукта заданного качества при минимальных затратах.

Установление функциональной связи между технологическими, конструктивными характеристиками выпарной установки и экономическими показателями дает возможность наиболее обоснованно выбрать наилучший вариант, определить требуемое направление проектирования. Поэтому наиболее универсальным критерием оценки степени совершенства разработанных процесса и конструкции выпарного аппарата является экономический критерий оптимальности, интегрально отражающий влияние всех параметров на процесс. Таким критерием являются минимальные издержки производства на единицу готовой продукции (выпаренной воды) на стадии выпаривания.

Данный критерий представляет собой линейную функцию со многими переменными:

$$C = C_1x_1 + C_2x_2 + \dots + C_nx_n.$$

Функция цели при этом – минимальное значение данного критерия, что имеет место при минимальных значениях для заданных условий переменных в линейной функции, т.е.

$$C_{\min} = \sum_{i=1}^n (C_i x_i)_{\min},$$

где x_i – расход исходного раствора, пара, воды, воздуха, электроэнергии, поверхности теплообмена, здания; C_i – стоимость 1 кг исходного раствора, пара, 1 м³ воды и воздуха, 1 кВт электроэнергии, 1 м² поверхности теплообмена, 1 м³ помещения, в котором размещается установка.

Затраты на стадии выпаривания растворов представляют собой сумму затрат на непосредственное выпаривание растворов и дополнительное выпаривание вод, образующихся при периодической промывке оборудования от отложений солей на его поверхностях и «заиливания» трубопроводов мелкими кристаллами, а также при отделении соли на центрифугах и фильтрах.

Выводы. Таким образом, решая задачу проектирования выпарного оборудования, мы сталкиваемся со сложной задачей, которая состоит из нескольких составляющих (технологическая, эксплуатационная, экономическая, оптимизационная). Решение задачи в целом возможно лишь при комплексном подходе, учитывающем процессы, протекающие при выпаривании (теплообмен, кипение, циркуляция и кристаллизация), а так же совокупность взаимосвязи физических явлений, имеющих место в отдельных зонах аппарата, образующих замкнутый циркуляционный контур, экономические показатели и оптимальные условия проведения процесса. Условия протекания теплообменных процессов в каждой зоне зависят от условий их протекания в предыдущей и оказывают влияние на последующую. Предложено математическое описание отдельных зон аппарата, что позволяет рассматривать тепломассообмен как в исследуемой зоне, так и выпарном аппарате в целом.

Литература

1. Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Кольцова Э.М. Системный анализ процессов химической технологии. – М. Наука, 1983, 345 с.
2. Кафаров В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. М., Химия, 1985, 448 с.

Bibliography (transliterated)

1. Kafarov V.V., Dorohov I.N., Koltsova E.M. Sistemnyi analiz protsessov himicheskoy tehnologii. – M. Nauka, 1983, 345 p.
2. Kafarov V.V. Metody kibernetiki v himii i himicheskoy tehnologii. M., Himiya, 1985, 448 p.

УДК 66.048.54

Фокін В.С., Павлова В.Г., Данилов Д.Ю.

**МОДЕЛЮВАННЯ І ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ВИПАРОВУВАННЯ
СОЛЬОВИХ РОЗЧИНІВ**

Вивчення процесів випарювання розчинів є складним завданням, яке вимагає комплексного підходу. При розгляді даної проблеми необхідно враховувати цілий ряд питань, пов'язаних з взаємозв'язком процесів, що протікають у випарному апараті. У свою чергу випарної апарат є складною системою, яка складає замкнутий контур. Процеси, що протікають в різних зонах апарату, тісно пов'язані між собою і надають взаємний вплив один на одного. У статті надано аналіз процесів в різних зонах апарату і відображено зв'язок між ними.

Fokin V.S., Pavlova V.G., Danilov D.Y.

**MODELLING AND OPTIMIZATION OF PROCESSES OF EVAPORATION
OF SALT SOLUTIONS**

A study of solutions evaporation processes is a difficult task which requires complex approach. Considering this problem it is necessary to take into account a number of questions, related to intercommunication of processes in the evaporator. In turn evaporator is rather difficult system of closed circuit type. Processes which take place in different areas of evaporator are closely associated inter se and give a cross-coupling on each other. In the article the analysis of processes in various areas of evaporator is presented and the connection between them is shown.

УДК 629.735.33.001.2

Котов А.Б., Таврин В.А.

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ НА МАССОВЫЕ И ВЫСОТНО-СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СВЕРХЛЕГКИХ ДИСТАНЦИОННО ПИЛОТИРУЕМЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ (СДПЛА)

Очевидным критерием эффективности комплекса, использующего сверхлегкого дистанционно пилотируемого летательного аппарата (СДПЛА), является вероятность выполнения им полетного задания. Не вызывает сомнений необходимость учета различных погодных условий для оценки эффективности применения СДПЛА любого класса, оснащенного оптико-электронными средствами наблюдения (ОЭСН), при решении задач мониторинга окружающей среды, поиска объектов на поверхности земли или воды и наблюдения за ними. Особенно актуальна эта проблема при создании комплекса, использующего СДПЛА предназначенного для эксплуатации в сложных природно-климатических условиях.

Глобальные средства поиска (спутники, разведывательные авиационные системы и т.п.) в отличие от локальных средств поиска (к которым мы относим СДПЛА) обладают более высоким уровнем массовых и высотно-скоростных характеристик [1].

Отличительной особенностью любого исследования системы является полная бессмысленность этого исследования без надлежащего учета взаимодействия системы с внешней средой [2].

Анализ взаимодействия СДПЛА, как основного составляющего авиационного комплекса мониторинга окружающей среды, с внешней средой (условиями взлета СДПЛА, погодными условиями, рельефом местности) позволяет определить направления исследований связанных с назначением диапазонов массовых и высотно-скоростных характеристик вновь создаваемых СДПЛА.

СДПЛА нового класса отличают их малые размеры и взлетная масса m_0 , которые обеспечивают использование аппаратов без применения специальных пусковых установок, пунктов управления и т.п.

Запуск СДПЛА осуществляется оператором «с руки». Взлетная масса m_0 должна обеспечивать его гарантированный запуск в полет, не вызывая затруднений у оператора [3, 4].

При выполнении расчета необходимо ввести ограничения связанные с эргономическими особенностями человека по усредненным предельным возможностям человеческого организма. В момент запуска ограничивается максимальная начальная скорость V_0 скоростью движения руки оператора в броске, время броска t_{omp} от начала движения руки оператора до момента отрыва СДПЛА от руки (определяется ходом движения и скоростью движения руки) и средняя максимальная мощность, развиваемая при движении руки оператора [5].

По заданным значениям максимальной начальной скорости V_0 и время броска t_{omp} определяются значения взлетной массы m_0 (рис. 1)

Из всех локальных средств поиска СДПЛА наиболее подвержены влиянию погодных условий. Локальные средства поиска (микро, мини легкие, средние ДПЛА) производят полеты, как правило, в нижних слоях тропосферы.

Погодних условий могут значительно ограничить возможности по применению СДПЛА и даже быть опасными. К возмущающим факторам в первую очередь относятся факторы связанные с условиями полета БЛА: движение ЛА: вибрации; изменение состояния атмосферы. Эти факторы, существенно влияют на качество информации поступающей от ОЭСН СДПЛА [6,7,8, 9,10,11, 12].

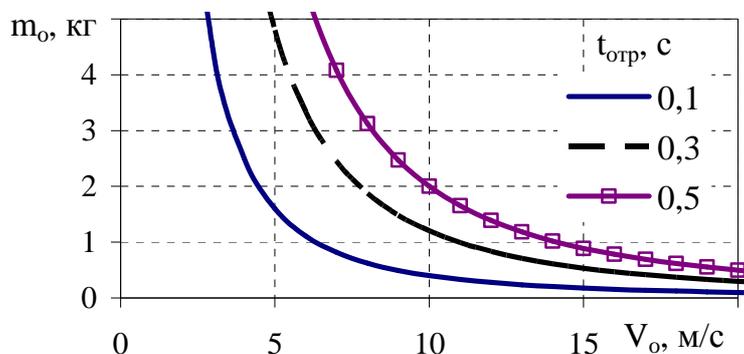


Рисунок 1 – Зависимость взлетной массы БЛА от скорости в момент отрыва от руки

Такие опасные погодные условия как смерч, шквал, град, ледяной дождь, пыльная или песчаная буря влияют на безопасность полетов СДПЛА носителя ОЭСН. К опасным явлениям, влияющим на эффективность применения СДПЛА при решении задач мониторинга окружающей среды, относятся облачность, туман, дымка или мгла, осадки и дымы различного происхождения, скорость, направление ветра и его порывы, болтанка [4, 9]. Эти явления непосредственно влияют на характеристики ОЭСН СДПЛА, которые способны передавать информацию в реальном масштабе времени [6, 7, 8, 10, 13].

Погодные условия в нижнем слое тропосферы имеют большое значение для полетов на малых высотах, а также для взлета и посадки так как высота облаков и видимость, определяющие степень сложности метеоусловий, испытывают резкие колебания, как в течение коротких промежутков времени, так и на небольших расстояниях [4, 9]

Высоты облаков нижнего яруса (слоисто-кучевых) над поверхностью земли чаще всего колеблются от 600 до 1500 м летом и от 300 до 600 м зимой. Слоистые облака, более характерные для холодного времени года, имеют высоту нижней границы 100–300 м и часто они бывают ниже 100 м [14].

На СДПЛА оказывают воздействие все составляющие скорости ветра. Возмущения, возникающие в атмосфере в виде вихрей перемещающихся в воздушном потоке, могут быть самых различных размеров от долей миллиметров до десятков и сотен километров. Болтанка СДПЛА вызывается в основном восходящими и нисходящими потоками воздуха. Кроме того, она может иметь место при входе СДПЛА в облачность, где наблюдаются большие горизонтальные градиенты ветра. Однако воздействие горизонтальных пульсаций ветра на СДПЛА примерно в 17 раз меньше чем воздействие вертикальных пульсаций такой же силы [9,15].

В зависимости от характера и интенсивности болтанки, типа СДПЛА его массы и скорости полета в турбулентном воздухе возможны потеря управления, повреждения СДПЛА, трудности управлением СДПЛА приводящие к быстрой утомляемости наземных операторов, неточности в показаниях отдельных датчиков, уменьшение скорости полета. В реальных условиях полета СДПЛА на пути следования может быть попутный, встречный, боковой, попутно-боковой и попутно-встречный ветер. При этих усло-

виях польота дальність буде відличатися від дальності, розрахованої для умови відсутності вітру.

Мінімально безпечну висоту польота СДПЛА визначає і рельєф місцевості, котра підлягає моніторингу. прямолинійно, то максимальна дальність телевізійної передачі визначається висотою розташування передаючої антени.

Так як передача рухомих зображень в телебаченні (ОЭСН) виробляється з частотою 25–30 кадрів в секунду на ультракоротких хвилях, котрі розповсюджуються практично визначається висотою розташування передаючої антени (рис. 2). Слідовательно, перешкоди збільшують мінімально безпечну висоту польота СДПЛА і зменшують дальність телевізійної передачі інформації [13].

Таким образом, актуальними являются исследования, связанные с:

- назначением ограничений по максимальной взлетной массе СДПЛА;
- разработкой методов определения максимальной высоты полета, обеспечивающей заданную вероятность применения разрабатываемого СДПЛА в рассматриваемом регионе, по условиям возможности обнаружения с использованием ОЭСН СДПЛА объектов на земле с учетом вероятности

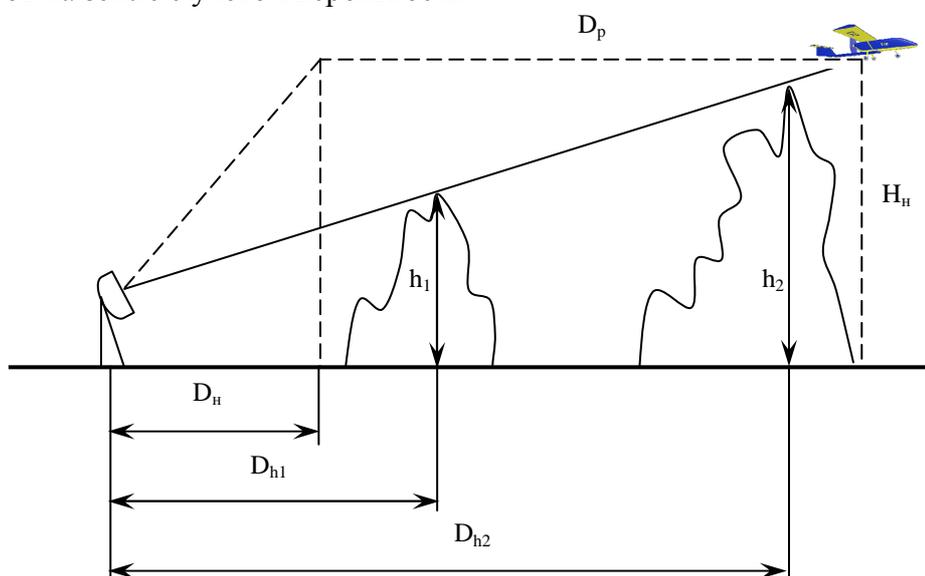


Рисунок 2 – Глубина моніторингу СДПЛА

D_n – дальність набору висоти спостереження; h_1, h_2 – висоти природних перешкод; D_{h1}, D_{h2} – дальність до природних перешкод; D_p – дальність розвідки

- разработкой методов определения минимальной высоты полета, обеспечивающей применение СДПЛА в конкретном регионе по условиям требуемого уровня безопасности полета и заданной вероятности решения аппаратом задачи мониторинга в условиях воздействия ветра и его порывов с учетом рельефа местности.

Литература

1. Павлушенко М., Евстафьев Г., Макаренко И. Беспилотные летательные аппараты: история, применение, угроза распространения и перспективы развития / Научные записки Центра политических исследований России №2(26), М.: Права человека, 2005 – 610 с.
2. Лебедев А.А., Баранов В.Н., Боброников В.Т. Основы синтеза систем летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

- 3 Ильин В., Скрынников А. Боевое применение беспилотных летательных аппаратов // Вестник авиации космонавтики – 2002. – № 3. – С. 28–31.
4. Лебединский М.С. Проектируй и строй авиационные модели. – М.: ДОСААФ, 1963. – 148 с.
5. Меньшин Г.Г., Том И.Э. Надежность систем «Человек – машина». – Минск: Ин – т технической кибернетики АН БССР, 1985. – 137 с.
6. Алексеев В.И., Бондаренко И.А. Разведывательное и светотехническое оборудование летательных аппаратов. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1971. – 595 с.
7. Сухой Г.С. Оптико-электронное разведывательное оборудование летательных аппаратов. – Харьков: ХВВАИУ, 1987. – 220 с.
8. Ребрин Ю.К. Оптико-электронное разведывательное оборудование летательных аппаратов. – К.: КВВАИУ, 1988. – 452 с.
9. Кравченко И.В. Летчику о метеорологии. – М.: Воениздат, 1982. – 256 с.
10. Афинов В., Ольгин С. Авиационные оптикоэлектронные средства разведки наземных целей // ЗВО. – 2003. – №4. – С. 44–45.
11. Краснов А.Б. Барьеры воздушной разведки. – М.: Воениздат, 1987. – 176 с.
12. Беляев В. Война в воздухе. Новая угроза // Авиация и космонавтика. – 2004. – №4. – С. 8–17.
13. Авиационные лазерные и телевизионные системы, Часть 1 / В.М. Сидоркин, И.Н. Гончаров, В.П. Кутахов, И.М. Сухарь / Под ред В.М. Сидоркина. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1985. – 339 с.
14. Облака и облачная атмосфера: Справочник. – Ленинград: Гидрометеиздат, 1989. – 647 с.
15. Клинов Ф.Я. Нижний слой атмосферы в условиях опасных явлений погоды. – Ленинград: Гидрометеиздат, 1978. – 255 с.

Bibliography (transliterated)

1. Pavlushenko M., Evstafev G., Makarenko I. Bepilotnyie letatelnyie apparaty: istoriya, primeneniye, ugroza rasprostraneniya i perspektivnyi razvitiya Nauchnyie zapiski Tsentra politicheskikh issledovaniy Rossii #2(26), M.: Prava cheloveka, 2005 – 610 p.
2. Lebedev A.A., Baranov V.N., Bobronikov V.T. Osnovy sinteza sistem letatelnyih apparatov. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 224 p.
3. Ilin V., Skryinnikov A. Boevoe primeneniye bepilotnyih letatelnyih apparatov Vestnik aviatsii kosmonavtiki – 2002. – # 3. – p. 28–31.
4. Lebedinskiy M.S. Proektiruy i stroy aviatsionnyie modeli. – M.: DOSAAF, 1963. – 148 p.
5. Menshin G.G., Tom I.E. Nadezhnost sistem «Chelovek – mashina». – Minsk: In – t tehnikeskoy kibernetiki AN BSSR, 1985. – 137 p.
6. Alekseev V.I., Bondarenko I.A. Razvedyivatelnoe i svetotekhnicheskoe oborudovanie letatelnyih apparatov. – M.: VVIA im. N.E. Zhukovskogo, 1971. – 595 p.
7. Suhoy G.S. Optiko-elektronnoe razvedyivatelnoe oborudovanie letatelnyih apparatov. – Harkov: HVVAIU, 1987. – 220 p.
8. Rebrin Yu.K. Optiko-elektronnoe razvedyivatelnoe oborudovanie letatelnyih apparatov. – K.: KVVAIU, 1988. – 452 p.
9. Kravchenko I.V. Letchiku o meteorologii. – M.: Voenizdat, 1982. – 256 p.
10. Afinov V., Olgin S. Aviatsionnyie optikoelektronnyie sredstva razvedki nazemnyih tseley ZVO. – 2003. – #4. – p. 44–45.

11. Krasnov A.B. Bareryi vozdushnoy razvedki. – М.: Voenizdat, 1987. – 176 p.
12. Belyaev V. Voyna v vozduhe. Novaya ugroza Aviatsiya i kosmonavtika. – 2004. – #4. – p. 8–17.
13. Aviatsionnyie lazernyie i televizionnyie sistemy, Chast 1 V.M. Sidorkin, I.N. Goncharov, V.P. Kutahov, I.M. Suhar Pod red V.M. Sidorkina. – М.: VVIA im. N.E. Zhukovskogo, 1985. – 339 p.
14. Oblaka i oblachnaya atmosfera: Spravochnik. – Leningrad: Gidrometeoizdat, 1989. – 647 p.
15. Klinov F.Ya. Nizhniy sloj atmosferyi v usloviyah opasnyih yavleniy pogodyi. – Leningrad: Gidrometeoizdat, 1978. – 255 p.

УДК 629.735.33.001.2

Котов О.Б., Таврін В.А.

ВПЛИВ ЗОВНІШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА МАСОВІ ТА ВИСОТНО-ШВИДКІСТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАДЛЕГКИХ ДИСТАНЦІЙНО КЕРОВАНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ (НДКЛА)

У статті розглянуті основні питання залежності масових і висотно-швидкісних характеристик НДКЛА від різних факторів зовнішнього середовища. Виділені основні проблеми, пов'язані з їхнім урахуванням у процесі створення НДКЛА, сформульовані перспективні напрямки досліджень.

Kotov O.B., Tavrin V.A.

THE EXTERNAL ENVIRONMENTAL INFLUENCE ON MASS AND HEIGHT-SPEED CHARACTERISTICS OF SUPER LIGHT WEIGHT REMOTELY CONTROLLED UNMANNED AIRCRAFT (SLWRCUA)

In the article were considered the basic questions of dependence from mass and height-speed descriptions SLWRCUA from the different environmental factors. The main problems were selected concerning of contraction of SLWRCUA in accordance with accounting modern ways of researches.

УДК 629.1.032

Анипко О.Б., Бусяк Ю.М., Цебрюк И.В.

ДИАПАЗОНЫ ВАРЬИРОВАНИЯ МАССО-ГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБЪЕКТОВ БРОНЕТАНКОВОЙ ТЕХНИКИ

Возможность различных конструктивных решений каждого элемента машины и их интеграция в единую систему приводит, с одной стороны, к многовариантности возможных реализаций конструктивных решений, а с другой – к выводу о том, что в результате проявления системных связей и наличия ограничений во всем известном множестве вариантов осуществления конструкции существует диапазон номенклатуры определяющих параметров при относительной узости интервалов значений отдельных показателей. Это приводит к выводу о существовании области реально осуществимых конструктивных решений, что означает то, что для каждого независимого, а следовательно и для зависимого конструктивного параметра могут быть определены наименьшее и наибольшее значения, в интервале между которыми лежат значения одноименных показателей конструктивных параметров, каждый набор которых независимо от задаваемых параметров и представляет собой новый конструктивный вариант машины.

Определение этих наборов показателей на предэскизной стадии разработки машины представляет собой результат решения математической модели (1)–(4) включающей

1. Уравнение массы машины:

$$M_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (1)$$

где M_{Σ} – суммарная масса машины; $M_i = f(x_1, x_2, x_3 \dots x_n)$ – масса отдельной составной части; n – количество составных частей (элементов, подсистем, систем, агрегатов); x_i – конструктивный параметр, влияющий на M_i .

При этом, в зависимости от задач и целей исследований отдельные агрегаты, системы и части конструкции могут быть объединены в группы по их целевому назначению:

$$M_{\Sigma} = M_{БЗ} + M_{ОМ} + M_{П}, \quad (2)$$

где $M_{БЗ}$, $M_{ОМ}$ и $M_{П}$ – массы элементов и систем, обеспечивающих бронезащиту, огневую мощь и подвижность соответственно.

2. Уравнение внутреннего объема машины:

$$V_{\Sigma_{вн}} = \sum_{i=1}^k V_{i_{вн}}, \quad (3)$$

где V_i – объемы отдельных конструктивных частей, k – их количество.

По аналогії с (2) можна записати:

$$V_{\Sigma_{\text{вн}}} = V_{\text{БО}} + V_{\text{ОУ}} + V_{\text{МТО}} = V_{\text{к}} + V_{\text{Б}}, \quad (4)$$

где $V_{\text{БО}}$; $V_{\text{ОУ}}$; $V_{\text{МТО}}$ – об'єми боевого відділення, відділення управління і моторно-трансмисійного; $V_{\text{к}}$ і $V_{\text{Б}}$ – об'єми корпусу і башні, відповідно.

В таблиці 1 приведені дані абсолютних значень і відносної частки габаритно-масових характеристик вітчизняних середніх і основних бойових танків, а в таблиці 2 – максимальне, мінімальне значення відповідного показника, абсолютний діапазон його зміни і відношення цього діапазону до загальної маси або захищеному об'єму машини в відсотках.

Таблиця 1 – Габаритно-масові характеристики радянських танків

Показатели	Средние танки				ОБТ		
	Т-34-85	Т-44	Т-54	Т-62	Т-64А	Т-72	Т-80Б
Масса, кг общая	<u>32000</u> 1,0	<u>31900</u> 1,0	<u>36000</u> 1,0	<u>37500</u> 1,0	<u>38000</u> 1,0	<u>41000</u> 1,0	<u>42000</u> 1,0
Корпуса	<u>11900</u> 0,37**	<u>11940</u> 0,374	<u>13240</u> 0,367	<u>13570</u> 0,362	<u>12873</u> 0,338	<u>13381</u> 0,326	<u>13613</u> 0,324
Башни	<u>5300</u> 0,16	<u>5150</u> 0,16	<u>6690</u> 0,186	<u>7150</u> 0,19	<u>7222</u> 0,19	<u>7085</u> 0,173	<u>7296</u> 0,173
Вооружения	<u>1340</u> 0,04	<u>1340</u> 0,042	<u>2800</u> 0,077	<u>3280</u> 0,087	<u>3918</u> 0,103	<u>3895</u> 0,095	<u>3918</u> 0,093
Двигателя с системами	<u>1768</u> 0,055	<u>1800</u> 0,056	<u>1800</u> 0,05	<u>1800</u> 0,048	<u>2087</u> 0,055	<u>1983</u> 0,048	<u>2210</u> 0,052
Трансмиссии с приводами	<u>1800</u> 0,056	<u>1800</u> 0,056	<u>1800</u> 0,05	<u>1800</u> 0,048	<u>1820</u> 0,048	<u>2141</u> 0,052	<u>1954</u> 0,046
Ходовой части	<u>6960</u> 0,217	<u>6950</u> 0,217	<u>6560</u> 0,182	<u>6720</u> 0,179	<u>5820</u> 0,153	<u>8470</u> 0,206	<u>8326</u> 0,198
Боекомплекта	<u>1040</u> 0,032	<u>1040</u> 0,032	<u>1159</u> 0,032	<u>1112</u> 0,029	<u>1065</u> 0,028	<u>1125</u> 0,027	<u>1162</u> 0,027
Топлива	<u>652</u> 0,02	<u>628</u> 0,019	<u>600</u> 0,016	<u>770</u> 0,02	<u>1000</u> 0,026	<u>960</u> 0,023	<u>1472</u> 0,035
Прочих элементов	<u>1240</u> 0,038	<u>1252</u> 0,039	<u>1150</u> 0,032	<u>1298</u> 0,034	<u>2195</u> 0,058	<u>1956</u> 0,047	<u>2044</u> 0,048
Забронированный объем, м ³ общий	<u>12,9</u> 1	<u>10,40</u> 1	<u>11,8</u> 1	<u>12,5</u> 1	<u>10,5</u> 1	<u>11,0</u> 1	<u>10,9</u> 1
Боевого отделения	<u>5,5</u> 0,426	<u>4,7</u> 0,492	<u>6,2</u> 0,525	<u>6,9</u> 0,552	<u>5,9</u> 0,562	<u>5,9</u> 0,536	<u>5,9</u> 0,54
Отделения управления	<u>2,2</u> 0,170	<u>2,2</u> 0,211	<u>2,4</u> 0,203	<u>2,4</u> 0,192	<u>2,00</u> 0,19	<u>2,00</u> 0,18	<u>2,00</u> 0,183
МТО	<u>5,2</u> 0,403	<u>3,5</u> 0,336	<u>3,2</u> 0,271	<u>3,2</u> 0,256	<u>2,6</u> 0,247	<u>3,1</u> 0,28	<u>3,00</u> 0,275

** в знаменателе приведена доля массы или объема элемента

Таблица 2 – Диапазоны основных массо-габаритных показателей танков

Показатели	средние танки				ОБТ			
	min	max	(max-min)	Δ, %	min	max	(max-min)	Δ, %
Масса, кг общая	32000	37500	5500	14,6	38000	42000	4000	9,5
Корпуса	11900	13570	1670	4,45	12873	13613	740	1,76
Башни	5150	7150	2000	5,3	7085	7296	211	0,5
Вооружения	1340	3280	1940	5,17	3895	3918	23	0,05
Двигателя с системами	1768	1800	32	0,08	1983	2210	227	0,5
Трансмиссии с приводами	1800	1800	0,0	0,0	1820	2140	321	0,76
Ходовой части	6560	6960	400	1,06	5820	8470	2650	6,3
Боекомплекта	1040	1159	119	0,317	1065	1162	97	0,23
Топлива	600	770	170	0,45	960	1472	512	1,2
Прочих элементов	1150	1298	148	0,39	1956	2195	239	0,56
Забронированный объем, м ³ общий	10,4	12,9	2,5	19,37	10,5	11,0	0,5	4,5
Боевого отделения	4,7	6,9	2,2	17,0	5,9	5,9	0	0
Отделения управления	2,2	2,4	0,2	1,5	2,0	2,0	0	0
МТО	3,2	5,2	2,0	15,5	2,6	3,0	0,4	3,6

Как видно из приведенных данных, действительно существуют достаточно узкие значения показателей массы и бронированного объема элементов конструкции танка. По массе интервалы наиболее значимых элементов не превышают 5 % массы машины, как для средних танков, так и ОБТ: корпус ($\Delta = 4,45 \%$), башня (до 5,3 %), вооружения (до 5,17 %), ходовой (до 6,3 %). Большое число показателей находятся в интервале, не превышающем 1 % от массы машины:

- для средних танков это: двигатель с системами, трансмиссия, боекомплект, топливо, прочие элементы;
- для ОБТ это: башня, вооружение, двигатель с системами, трансмиссия, боекомплект, прочие элементы.

По показателям внутреннего бронированного объема неизменными остаются для ОБТ объемы БО и ОУ, для средних танков ОУ (1,5 %, 0,7 м³). При этом средняя плотность компоновки ОБТ составляет $3731 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, а для средних танков $\approx 3000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Эти цифры наглядно показывают общую тенденцию в отечественном танкостроении по уменьшению габаритов машины, особенно её высоты, путем повышения плотности компоновки на основе полного использования внутреннего бронированного пространства, отказа от заряжающего и применения МЗ. В результате этих и других мероприятий средняя плотность компоновки повысилась на 24,7 %.

Анализ реализованных конструкций объектов БТТ – танков, БМП, гусеничных и колесных БТР позволил выделить не только диапазоны внутри типа машин, но и опре-

делить таковыя по классам. В таблице 3 приведены данные о распределении бронированного объема различных типов БТТ.

Таблица 3 – Распределение бронированного объема различных типов БТТ (в %)

тип БТТ	ОУ	БО + ДО	МТО
Танки	16,3	50,25	33,45
Гусеничные БТР БМП	12,5	59,9	27,6
Колесные БТР	11,5	56,9	31,6

Таким образом, можно заключить, что выявлены и определены численно диапазоны значений массо-габаритных показателей основных конструктивных элементов объекта БТТ.

Литература

1. Павлов М.В., Павлов И.В. Отечественные бронированные машины. Компановка. \ Техника и вооружение. N 7, 2008. С. 49–56.
2. Павлов М.В., Павлов И.В. Отечественные бронированные машины. Бронезащита. \ Техника и вооружение. N 8, 2009. С. 41–50.

Bibliography (transliterated)

1. Pavlov M.V., Pavlov I.V. Otechestvennyie bronirovannyye mashinyi. Kompanovka. Tehnika i vooruzhenie. N 7, 2008. p. 49–56.
2. Pavlov M.V., Pavlov I.V. Otechestvennyie bronirovannyye mashinyi. Bronezashchita. Tehnika i vooruzhenie. N 8, 2009. p. 41–50.

УДК 629.1.032

Аніпко О.Б., Бусяк Ю.М., Цебрюк І.В.

ДІАПАЗОНИ ВАРІЮВАННЯ МАСО-ГАБАРИТНИХ ПОКАЗНИКІВ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ОБ'ЄКТІВ БРОНЕТАНКОВОЇ ТЕХНІКИ

У статті наведено діапазони зміни маси і габаритні розміри середніх і основних бойових танків і їх конструктивних елементів.

Anipko O.B., Busyak Y.M., Tsebyuk I.V.

WEIGHT AND DIMENSIONS MODIFIED RANGES OF MAIN DESIGN ELEMENTS IN ARMORED COMBAT VEHICLES

The article deals with weight and dimensions modified ranges in medium and main battle tanks and their design elements.

УДК 533.662.64: 621.548.4

Лебедь В.Г., Калкаманов С.А., Сушко А.Л.

ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНЦЕНТРАТОРОВ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

На сегодняшний день в силу экономических и экологических проблем актуальными становятся вопросы использования альтернативных источников энергии, в том числе энергетического потенциала ветра. Но ветроэнергетические установки (ВЭУ) рентабельны при среднегодовой скорости ветра больше 5 м/с. Одним из способов повышения эффективности ВЭУ в регионах с малыми среднегодовыми скоростями ветра является использование концентраторов воздушного потока (КВП), обеспечивающих усиление аэродинамического взаимодействия набегающего воздушного потока с турбиной ВЭУ.

В качестве КВП могут быть использованы кольцевые конические тела. На рисунке 1 показан характер распределения коэффициента давления C_p вдоль оси ox конических тел (кольцевых профилей), полученного в работе [1] на основе метода дискретных вихрей. Скорость на поверхности тел можно определить по формуле

$$\frac{V}{V_\infty} = \sqrt{1 - C_p},$$

где V_∞ – скорость набегающего потока.

Из анализа представленных на рисунке 1 зависимостей следует, что наиболее эффективным КВП является диффузор [2, 3, 4].

Но кольцевые профили конечной толщины и сравнительно малой хорды изучены в недостаточной степени, особенно с учетом вязкости, в связи с чем исследования по влиянию геометрических параметров КВП на эффективность обеспечения максимальной концентрации воздушной энергии являются актуальными.

Если обратить внимание на существующие ветроэнергетические установки с КВП (рис. 2), то естественно возникает вопрос: насколько эффективно использование КВП в ветроэнергетических установках?

С этой целью целесообразно использовать критерий

$$\Theta = \frac{N_T}{C_\Sigma},$$

где N_T – мощность турбины в ветроэнергетических установках; C_Σ – суммарная стоимость КВП и турбины.

На рисунке 3 представлена зависимость стоимости диффузора от величины $L_D = L \cdot 0,5 \cdot (D_{\text{вых}} + D_{\text{вх}})$, где L – длина диффузора (КВП), $D_{\text{вых}}$, $D_{\text{вх}}$ – диаметр выходного и входного сечения КВП. Зависимость получена на основе анализа стоимости пластмассовых изделий.

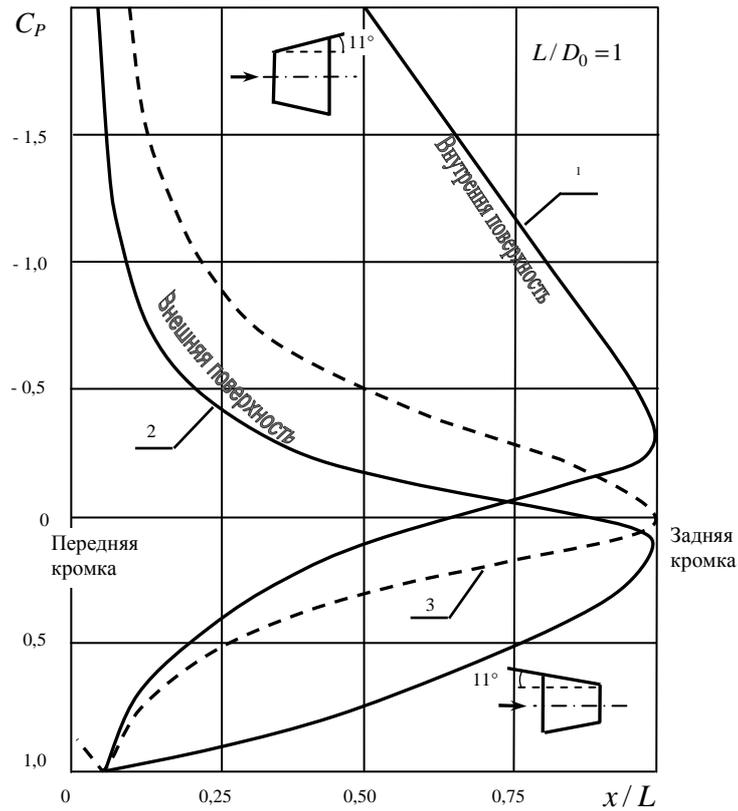


Рисунок 1 – Расчетные значения распределения давления для двух конических кольцевых профилей и для соответствующей плоской пластины, установленной с углом атаки 11° :
 1 – коническое тело – диффузор; 2 – коническое тело конфузор; 3 – изолированный профиль

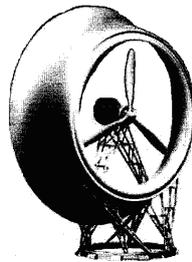


Рисунок 2 – Внешний вид ветроэнергетической установки с КВП

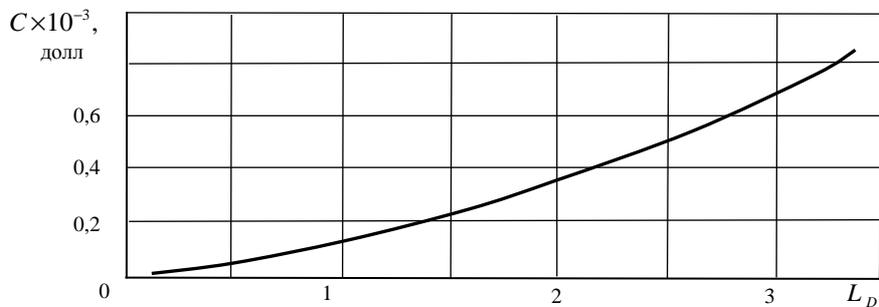


Рисунок 3 – Стоимость диффузора в зависимости от произведения длины диффузора L на средний диаметр $D_c = (D_{\text{вых}} + D_{\text{вх}})/2$

На рисунку 4 представлена залежність вартості турбіни від її радіуса r_T при КПД рівном 0,3. Залежність побудована виходячи зі статистичних даних: вартість одного ватта потужності вітрогенератора при швидкості набегаючого потоку $V_\infty = 8$ м/с дорівнює двом доларам.

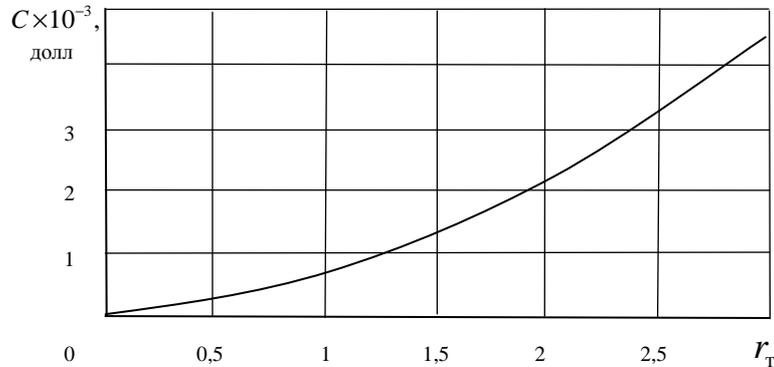


Рисунок 4 – Залежності вартості турбіни від її радіуса

Приймаючи до уваги, що потужність турбіни

$$N_T = \eta \frac{\rho V_\infty^3}{2} \pi r_T^2,$$

де r_T , η – відповідно, радіус і КПД турбіни.

Можливо побудувати залежність вартості турбіни від r_T для інших значень швидкості вітру.

Для визначення N_T необхідно провести розрахунок обтікання повітряним потоком вітроенергетическої установки, що складається з КВП і турбіни.

В роботі [4] на основі чисельного інтегрування осереднених рівнянь Нав'є-Стокса в двовимірній постановці представлені результати розрахунок параметрів течія навколо диффузора. В роботі [3] на основі чисельного інтегрування рівнянь газової динаміки представлені структура течія навколо диффузора з щелями і зміни коефіцієнтів потужності, тиску в залежності від удільної навантаження. Порівняння з експериментальними даними показало недостатню точність розрахунок даних і необхідність корекції розрахунок моделі.

В той же час використання чисельних методів розв'язання осереднених рівнянь Нав'є-Стокса при розрахунок обтікання КВП з турбиною наталкується на складності в заданні розрахунок сітки навколо тривимірних тіл з потоком і на величезні обчислювальні витрати. Тому не втрачають своєї актуальності і методи, засновані на ідеї Прандтля – розділення області течія на зовнішню, де використовується модель ідеального газу, і на пограничний шар (ПС).

Метою даної роботи є розробка чисельного методу розрахунок параметрів течія в КВП з турбиною і оцінка доцільності використання КВП в вітроенергетических установках.

Постановка задачі і вихідні рівняння

Течія повітря навколо вітроенергетическої установки визначається шляхом розв'язання рівняння Лапласа і інтегральних співвідношень теорії пограничного шару.

Известно [5], что значение потенциала возмущенных скоростей, удовлетворяющего уравнению Лапласа, можно определить с помощью граничного интегрального уравнения

$$\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_{S+S_T} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial n} - \varphi \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} \right) ds - \frac{1}{2\pi} \int_f \Delta \varphi \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} df, \quad (1)$$

где r – расстояние от точки интегрирования до точки, где определяется потенциал φ ; S – поверхность КВП; f – поверхность вихревой пелены за КВП; S_T – площадь турбины; $\Delta \varphi$ – перепад потенциала на пелене; $\vec{n} = n_x i + n_y j + n_z k$ – единичная нормаль в точках поверхностей S, f, S_T .

Из граничного условия непротекания на поверхности S

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = -\vec{V}_\infty \vec{n},$$

где \vec{V}_∞ – вектор скорости набегающего потока.

Турбина моделируется активным сечением по аналогии с работой [6]. Так как поверхность турбины S_T пронизываемая, то условие непротекания записывается для той части скорости, на какую уменьшается скорость потока, проходя через турбину. Если обозначить эту скорость $\chi V_{6,T}$, то на поверхности S_T

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = -\chi \vec{V}_{6,T} \vec{n},$$

где χ – коэффициент торможения потока турбиной (чем меньше χ , тем большая часть потока тормозится турбиной); $\vec{V}_{6,T}$ – скорость внутри КВП в месте установки турбины (когда турбина еще не установлена).

Индуктивная скорость в плоскости турбины

$$v_i = V_{6,T} - V_2,$$

где V_2 – скорость в плоскости 2-2 (рис. 5) при установке турбины.

Для определения мощности турбины составим уравнение импульсов для двух выделенных контрольных объемов (рис. 5). Принимая во внимание, что сила давления на срезе контрольного объема $P_\infty (S_0 - S_1)$ уравновешивается силой на поверхности спутной струи, то для контрольного объема с конфузуром имеем

$$P_\infty S_1 + \int_{S_\kappa} P \cos(\vec{n}i) dS - P_{2,1} S_T - \int_{S_\kappa} \tau \cos(\vec{e}i) dS = \rho V_2^2 S_T - \rho V_2 S_T V_\infty.$$

Учитывая, что $\cos(\vec{n}i) dS = -dS_1$, и добавляя в левую часть

$$\int_{S_k} P_{\infty} \cos(\bar{n}i) dS - \int_{S_k} P_{\infty} \cos(\bar{n}i) dS,$$

получим

$$P_{\infty} S_T + \int_{S_k} (P - P_{\infty}) \cos(\bar{n}i) dS - P_{2,1} S_T - \int_{S_k} \tau \cos(\bar{e}i) dS = \rho(V_{6.T} - \vartheta_i)(V_{6.T} - \vartheta_i - V_{\infty}) S_T, \quad (2)$$

где P_{∞} – атмосферное давление; \bar{n} – единичная нормаль к внутренней поверхности КВП; i – орт оси ox ; S_T – площадь турбины; S_k – внутренняя площадь поверхности конфузора; τ – напряжение трения; \bar{e} – единичный вектор касательной в точках внутренней поверхности КВП.

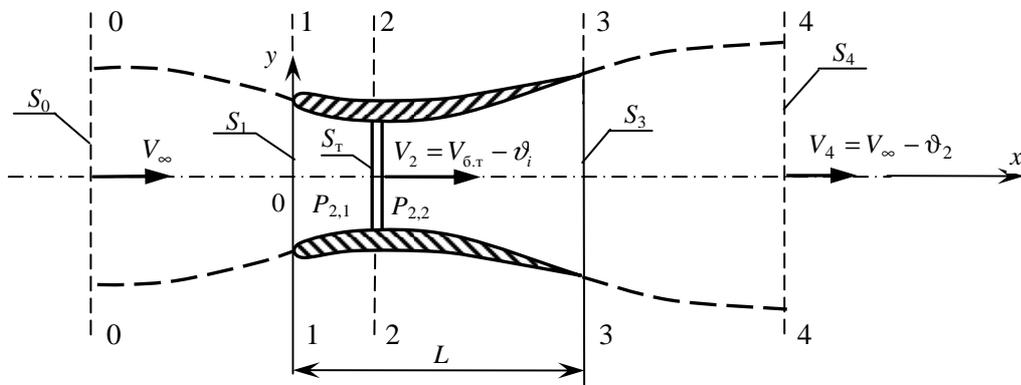


Рисунок 5 – Общий вид КВП с турбиной площадью S_T

Для контрольного объема с диффузором

$$\begin{aligned} P_{2,2} S_T + \int_{S_d} (P - P_{\infty}) \cos(\bar{n}i) dS - \int_{S_d} \tau \cos(\bar{e}i) dS - P_{\infty} S_T = \\ = -\rho V_2 S_T V_2 + \rho V_2 S_T (V_{\infty} - \vartheta_2) = \rho(V_{6.T} - \vartheta_i) [(V_{\infty} - \vartheta_2) - V_{6.T} + \vartheta_i] S_T. \end{aligned} \quad (3)$$

Сложим уравнения (2), (3) и получим

$$(P_{2,2} - P_{2,1}) S_T + \int_{S_k + S_d} (P - P_{\infty}) \cos(\bar{n}i) dS - \int_{S_k + S_d} \tau \cos(\bar{e}i) dS = -\rho(V_{6.T} - \vartheta_i) \vartheta_2 S_T.$$

Разделим обе части полученного равенства на $\frac{\rho V_{\infty}^2}{2} S_T$, тогда

$$\overline{\Delta P_T} - C_{xp} + C_{xt} = 2 \left(\frac{V_{6.T}}{V_{\infty}} - \frac{\vartheta_i}{V_{\infty}} \right) \frac{\vartheta_2}{V_{\infty}} = 2(\bar{V}_{6.T} - \bar{\vartheta}_i) \bar{\vartheta}_2, \quad (4)$$

где $\overline{\Delta P_T} = \frac{2(P_{2,1} - P_{2,2})}{\rho V_\infty^2}$; $C_{xp} = \frac{1}{S_T} \int_{S_k+S_d} C_p \cos(\bar{n}i) dS$; $C_{xt} = \frac{1}{S_T} \int_{S_k+S_d} C_f \cos(\bar{e}i) dS$;
 $C_p = \frac{2(P - P_\infty)}{\rho V_\infty^2}$ – коэффициент давления; $C_f = \frac{2\tau}{\rho V_\infty^2}$ – коэффициент трения.

Уравнение (4) можно переписать в виде

$$\overline{\Delta P_T} - 2(\bar{V}_{6.T} - \bar{\vartheta}_i) \bar{\vartheta}_2 = C_{xp} - C_{xt}. \quad (5)$$

Запишем уравнение Бернулли для двух контрольных объемов. Для контрольного объема с конфузуром

$$P_\infty + \frac{\rho V_\infty^2}{2} = P_{2,1} + \frac{\rho V_2^2}{2} + \xi_k \frac{\rho V_\infty^2}{2}. \quad (6)$$

Для контрольного объема с диффузором

$$P_{2,1} - \Delta P_T + \frac{\rho V_2^2}{2} = P_\infty + \frac{\rho(V_\infty - \vartheta_2)^2}{2} + \xi_d \frac{\rho V_\infty^2}{2}. \quad (7)$$

Найдем из уравнения (6) $P_{2,1}$ и подставим в уравнение (7), тогда будем иметь

$$\overline{\Delta P_T} = \frac{\rho}{2} (2V_\infty \vartheta_2 - \vartheta_2^2) - \xi \frac{\rho V_\infty^2}{2}.$$

Разделим обе части полученного равенства на $\frac{\rho V_\infty^2}{2}$ получим

$$\overline{\Delta P_T} = 2\bar{\vartheta}_2 - \bar{\vartheta}_2^2 - \xi, \quad (8)$$

где $\xi = \xi_k + \xi_d = \xi_{тр} + \xi_m$ – коэффициент потери давления в КВП; $\xi_{тр}$ – потери за счет трения; ξ_m – местные потери.

Подставим полученное значение $\overline{\Delta P_T}$ в формулу (5), тогда

$$\bar{\vartheta}_2^2 + 2(\bar{V}_{6.T} - \bar{\vartheta}_i - 1) \bar{\vartheta}_2 + B = 0, \quad (9)$$

где

$$\bar{\vartheta}_2 = \frac{\vartheta_2}{V_\infty}, \quad \bar{\vartheta}_i = \frac{\vartheta_i}{V_\infty}, \quad \bar{V}_{6.T} = \frac{V_{6.T}}{V_\infty}, \quad B = +C_{xp} - C_{xt} + \xi.$$

Решая уравнение (9), получим

$$\bar{\vartheta}_2 = -(\bar{V}_{6.T} - \bar{\vartheta}_i - 1) \pm \sqrt{(\bar{V}_{6.T} - \bar{\vartheta}_i - 1)^2 - B}. \quad (10)$$

При $B = 0$, то есть при отсутствии КВП, $\vartheta_2 = 2\vartheta_i$, что соответствует известной связи между ϑ_2 и ϑ_i [7].

Подставляя значение $\bar{\vartheta}_2$ в уравнение (5), получим перепад давления на турбине

$$\overline{\Delta P_T} = 2(\bar{V}_{6.T} - \bar{\vartheta}_i)\bar{\vartheta}_2 + C_{xp} - C_{xt}. \quad (11)$$

Для определения коэффициентов C_{xt} , ξ и C_{xp} проводится расчет параметров пограничного слоя (ПС). С использованием интегральных соотношений уравнение пространственного ПС можно записать в виде [8]:

$$\frac{d\delta_{00}}{dx} + \frac{1}{V_\delta} \frac{dV_\delta}{dx} \delta_0 + \left(\frac{2}{V_\delta} \frac{dV_\delta}{dx} - \frac{1}{V_\delta} \frac{dV_\psi}{d\psi} \right) \delta_{00} = \frac{\tau_0}{\rho V_\delta^2} - \frac{V_0}{V_\delta}, \quad (12)$$

где $\delta_{00} = \int_0^\delta \frac{V_x}{V_\delta} \left(1 - \frac{V_x}{V_\delta} \right) dr$ – толщина потери количества движения; $\delta_0 = \int_0^\delta \left(1 - \frac{V_x}{V_\delta} \right) dr$ – толщина вытеснения; V_δ – скорость на границе пограничного слоя; V_x – текущее значение скорости в пограничном слое; δ – толщина ПС; V_0 – скорость выдува или отсоса; V_ψ – азимутальная составляющая вектора скорости.

Координата r отсчитывается от поверхности КВП до верхней границы ПС. Для определения характеристики ламинарного ПС уравнение (12) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} r = 0, \quad \tau = \tau_0, \quad \frac{\partial \tau}{\partial r} = \frac{\partial P}{\partial x}; \quad \frac{\partial^2 \tau}{\partial r^2} = 0, \quad V_x = V_y = 0; \\ r = \delta, \quad \tau = 0, \quad V_x = V_\delta; \quad \frac{\partial P}{\partial x} = -\rho V_\delta \frac{\partial V_\delta}{\partial x}. \end{aligned}$$

Профиль скорости представлен в виде

$$\frac{V_x}{V_\delta} = A_1 \eta + A_2 \eta^2 + A_3 \eta^3,$$

где

$$A_1 = \frac{\lambda + 6}{4 + \beta}, \quad A_2 = \frac{3\beta - 2\lambda}{4 + \beta}, \quad A_3 = \frac{\lambda - 2\beta - 2}{4 + \beta}, \quad \lambda = \frac{\delta^2 V_\delta}{\nu}, \quad \beta = \frac{\delta V_0}{\nu}, \quad \eta = \frac{r}{\delta}.$$

Для расчета турбулентного ПС используется двухслойная модель, предполагающая наличие ламинарного подслоя, где напряжение трения определяется по формуле Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{dV_x}{dr},$$

и турбулентного ядра, в котором напряжение трения представлено в виде полинома [10]:

$$\sqrt{\frac{\tau}{\tau_0}} = 1 + \frac{1}{2} A \eta - \left(1 + \frac{1}{2} A\right) \eta^2,$$

где τ_0 – напряжение трения на поверхности КВП:

$$A = \frac{\delta}{\tau_0} \frac{dP}{dx}.$$

Если полученное значение напряжения трения подставить в формулу Прандтля

$$\tau = \rho l^2 \left(\frac{dV_x}{dr} \right)^2, \quad (13)$$

тогда профиль скорости в турбулентном ядре будет иметь вид:

$$\frac{V_x}{V_\delta} = 1 + \frac{V^*}{KV_\delta} \left[\ln \eta - \frac{A}{2} (1 - \eta) + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{A}{2}\right) (1 - \eta^2) \right], \quad (14)$$

где $V^* = \sqrt{\frac{\tau_\infty}{\rho}}$; $l = Kr$ – длина пути смешивания; $K = 0,4$.

Из формул (13) и (14) определить τ_0 достаточно сложно, потому целесообразно воспользоваться способом, предложенным в [10], то есть профиль скорости представить в виде

$$\frac{V_x}{V_\delta} = \left(\frac{\eta}{\delta} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (15)$$

где $n = \frac{12KV_\delta}{(8+A)V^*} - 1$.

Значение n получено из условия, что толщины вытеснения, определенные с использованием формул (14) и (15), одинаковые.

В результате параметры ПС определяются таким образом:

$$\delta_0 = \delta \frac{n}{n+1}; \delta_{00} = \delta \frac{n}{(n+1)(n+2)};$$

$$\tau_0 = \rho V_\delta^2 (\text{Re}_H)^{\frac{1-n}{n+1}} \text{Re}_\delta^{\frac{2}{n+1}} - \frac{\delta}{2} \frac{dP}{dx} (\text{Re}_H)^{\frac{n}{n+1}} \text{Re}_\delta^{-\frac{n}{n+1}},$$

где Re_n – число Рейнольдса перехода ламинарного подслоя в турбулентное ядро, в соответствии с работой [10] $Re_n = 21n$; $Re_\delta = \frac{V_\delta \delta}{\nu}$ – число Рейнольдса определенное по толщине ПС.

Подставив полученные параметры ПС в уравнение (12) будем иметь уравнение с одним неизвестным, которое решается методом Рунге-Кутты.

За точку перехода ламинарного ПС в турбулентный принимается точка, в которой выполняется условие

$$Re_{00}(x) = Re_{кр},$$

где $Re_{00}(x) = \frac{V_\delta \delta_{00}}{\nu}$; $\lambda_{00} = \frac{V'_\delta - \delta_{00}^2}{\nu}$; $V'_\delta = \frac{dV_\delta}{dx}$; $Re_{кр} = \frac{0,3(0,085 + \lambda_{00})^{0,666}}{\varepsilon^{1,66}} + 140$ – критическое число Рейнольдса; ε – степень турбулентности потока.

Точка отрыва ПС определяется по значению напряжения трения, если $\tau_0 \leq 0$ пограничный слой считается оторванным. Вязко-невязкое взаимодействие моделируется путем коррекции значения возмущенного потенциала с учетом толщины вытеснения ПС – значению потенциала, определенного из решения уравнения (1), добавляется величина [9, 10]

$$\varphi_B = \pm \frac{1}{4\pi} \int_{S_{пс}} \Delta\varphi_{пс} \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} ds,$$

где $S_{пс}$ – площадь вихревой пелены, удаленной от тела на величину δ_0 .

В области ПС $\Delta\varphi_{пс}$ определяется из уравнения

$$\frac{d\Delta\varphi_{пс}}{de} = \frac{\delta_0}{\delta} V_\delta \quad \text{или} \quad \Delta\varphi_{пс} = \varphi_0 + \int_0^L \frac{\delta_0}{\delta} V_\delta de.$$

В области отрыва потока возникает цепочка вихрей с циркуляцией [10]

$$\Gamma = \frac{V_{б.отр}^2}{2} t = \frac{V_{б.отр}}{2} V_{б.отр} t = \frac{V_{б.отр}}{2} \Delta l,$$

где Δl – длина панели.

Потенциал на поверхности в области отрыва

$$\varphi = \Delta\varphi_{пс} + G_4 \sum_{i=1}^I \frac{V_{б.отр}}{2} \Delta l,$$

где G_4 находится из условия, что возмущенная скорость в последующей точке от точки отрыва равна скорости в точке отрыва, т.е.

$$V_{б.отр} \Delta l = \Delta \varphi_{пс} + G_4 \frac{V_{б.отр}}{2} \Delta l. \quad (16)$$

Оторвавшаяся вихревая пелена располагается по вектору скорости набегающего потока, а ее влияние на значение потенциала по телу определяется аналогично влиянию пелены в уравнение (1). Уравнение (16) обеспечивает непрерывность давления.

На рисунках 6, 7 представлены значения коэффициента давления в центральном сечении прямоугольного крыла с удлинением $\lambda = 5$ и профилем типа NACA 0018, $\bar{C} = 0,18$ при числе Рейнольдса $Re = 0,7 \cdot 10^6$. Пунктирной линией показаны экспериментальные значения C_p . Сплошная линия – расчетные значения коэффициента C_p . Видно, что совпадение расчетных значений C_p с экспериментальными вполне удовлетворительное.

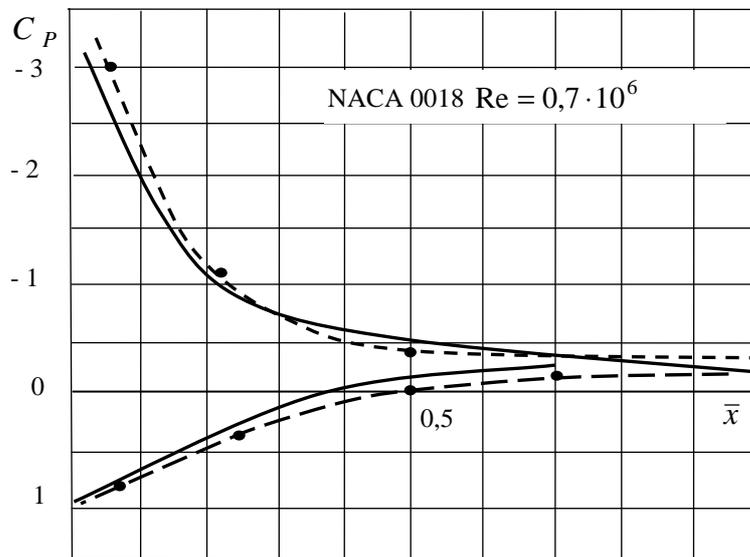


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента давления C_p от безразмерной продольной координаты \bar{x} при угле атаки $\alpha = 17^\circ$

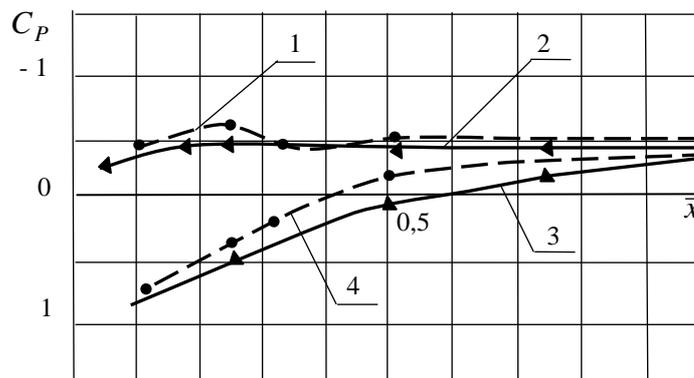


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента давления C_p от безразмерной продольной координаты \bar{x} при $\alpha = 21^\circ$: кривые 1, 2 для верхней поверхности крыла; кривые 3, 4 для нижней поверхности крыла

На рисунку 8 представлені розрахункові значення C_p на зовнішній поверхні мотогондоли при ступені гальмування потоку турбиною $\xi = \frac{V_2}{V_\infty} = 0,8$ і експериментальні значення [1] при ступені гальмування $\xi = 0,6$. Некотрі розходження експериментальних і розрахункових даних обумовлено відсутністю точних геометричних даних мотогондоли, з якою проводився експеримент.

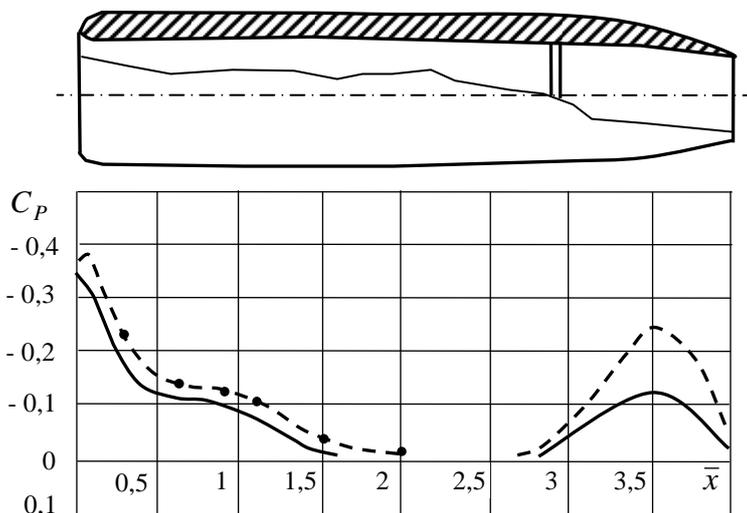


Рисунок 8 – Розподілення коефіцієнта тиску C_p на зовнішній поверхні мотогондоли

По розрахунковим значенням C_p і τ визначаються коефіцієнти C_{xp} і C_{xt} . Потеря енергії в ПС за рахунок в'язкості визначається по формулі

$$E = \frac{\rho V_\delta^3}{2} \cdot \delta_{000} \cdot 2\pi r_0,$$

где $\delta_{000} = 2\delta \frac{n}{(1+n)(3+n)}$ – товщина втрати енергії; r_0 – радіус внутрішньої окружности сечения КВП перпендикулярного оси ox , в котором произошел отрыв ПС.

Если энергию E отнести к величине $V_2 S_T \frac{\rho V_\infty^2}{2}$, то получим

$$\xi_{тр} = 8 \bar{V}_\delta^2 \bar{\delta}_{000} \bar{r}_0 \frac{V_\delta}{V_2}, \quad (17)$$

где $\bar{V}_\delta = \frac{V_\delta}{V_\infty}$; $\bar{\delta}_{000} = \frac{\delta_{000}}{r_T}$; $\bar{r}_0 = \frac{r_0}{r_T}$.

Коефіцієнт місних втрат визначається по формулі [11]:

$$\xi_M = \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_3} \right)^2 \right]^2 \cdot \left(\frac{V_{\delta OT}}{V_\infty} \right)^2.$$

На рисунку 9 представлені експериментальні [12] і розрахункові значення відносної потужності $\bar{N} = \frac{0,5\rho V_2^3 S_T C_D}{0,593 \cdot 0,5\rho V_\infty^3 S_T}$ від коефіцієнта завантаження турбіни

$C_D = \frac{P_{2,1} - P_{2,2}}{0,5\rho V_2^2}$ для трьох моделей КВП, показаних на рисунку 10.

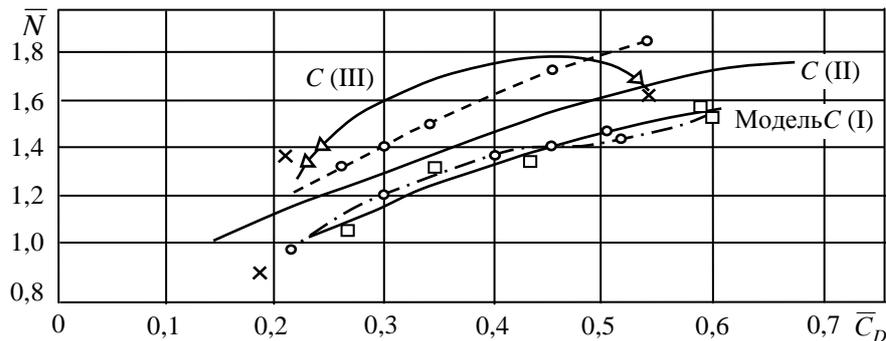


Рисунок 9 – Зависимость \bar{N} от C_D при нулевом угле скольжения: Δ , \square , \times – экспериментальные значения коэффициента мощности [12]; \circ – расчетные значения коэффициента мощности по предлагаемой методике для моделей C (I) и C (III)

Мощность турбины равна

$$N_T = \Delta \bar{P}_T \bar{V}_2 \frac{\rho V_\infty^3}{2} S_T, \quad (18)$$

где $\Delta \bar{P}_T$ – безразмерный перепад давления на турбине (формула 11); $\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V_\infty}$ – безразмерная скорость потока через турбину; S_T – площадь турбины.

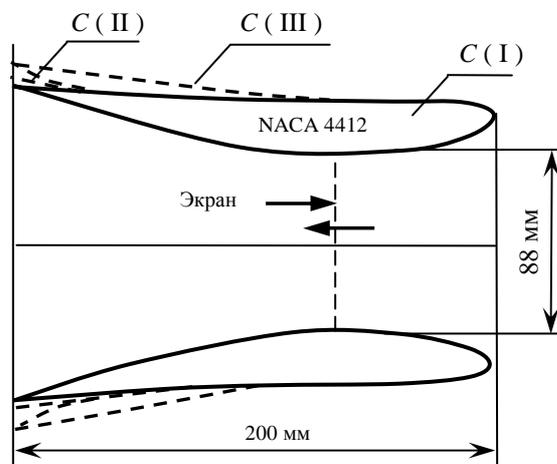


Рисунок 10 – Модели C (I), C (II) и C (III)

Анализ формулы (18) показывает, что мощность турбины в значительной степени зависит от перепада давления, который в свою очередь зависит от коэффициента C_{xp} . Но эта зависимость двояка: с одной стороны рост C_{xp} приводит к росту ϑ_2 (10), а с другой к уменьшению ΔP_T . Рост ϑ_2 более предпочтителен, т.к. ϑ_2 умножается на значительную величину $2(\bar{V}_{\delta,T} - \vartheta_i)$, поэтому снижение разрежения внутри диффузора предпочтительно. Так в работе [2] рассмотрен вариант КВП с установкой за ним завихрителя (торнадо-башни), создающего разрежение. Но подобный завихритель имеет высокую себестоимость.

В работе [13] используется фланцевый диффузор (рис. 11). В срывной области за фланцем появляется значительное разрежение. Но надо иметь в виду, что срывные явления за фланцем приводят к значительному росту коэффициента потерь ξ и падению $\Delta \bar{P}_T$ (8), поэтому в работе [13] указывается только увеличение энергии в 2,6 раза, а о приросте мощности турбины ничего не сказано.

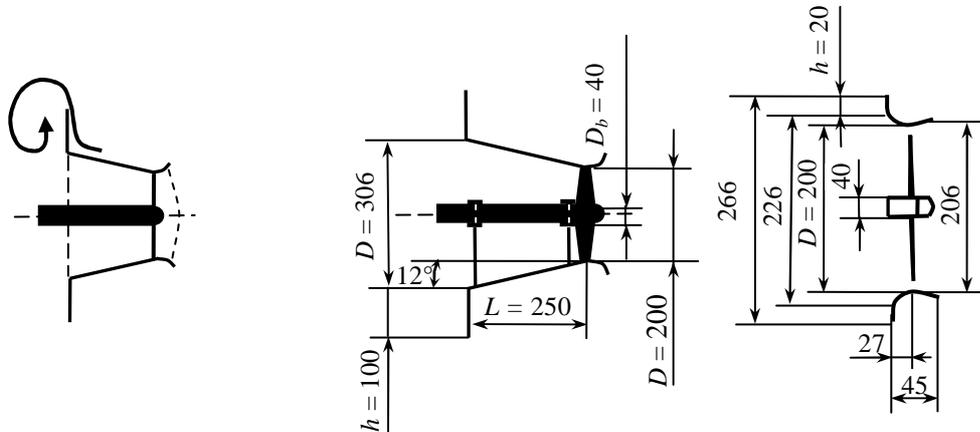


Рисунок 11 – Фланцевые диффузоры двух типов: удлиненный и короткий

Для уменьшения срыва потока и соответственно уменьшения ξ в настоящее время большое распространение получили щелевые диффузоры [3] (рис. 12), но все эти конструкции сложны и дороги, и кроме того наличие щели приводит к уменьшению скорости V_2 .

Перспективными являются диффузоры с системой управления внутренним и внешним потоками около диффузора. Но они исследованы мало.

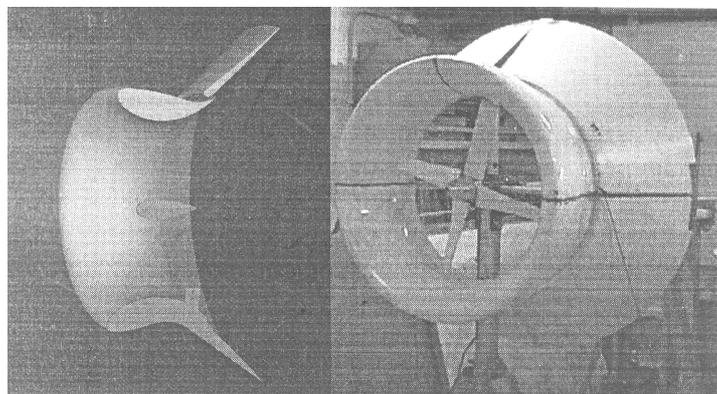


Рисунок 12 – Щелевой диффузор [3]

На рисунку 13 представлені залежності потужності турбіни від довжини КВП. При цьому діаметр d_3 вихідного сечення КВП (рис. 5) залишався постійним і рівним 2 м. Діаметр турбіни $d_T = 1$ м, а діаметр входного сечення $d_1 = 1,4$ м. Видно, що з збільшенням довжини КВП потужність турбіни зростає (крива 1). Це обумовлено тим, що з збільшенням довжини КВП точка отрива ПС зміщується ближче до вихідному сеченню 3-3. Крива 2 на рисунку 13 – залежність потужності турбіни від довжини КВП при управлінні течією повітря всередині КВП. Трикутником позначено значення потужності турбіни при управлінні зовнішнім і внутрішнім потоками КВП.

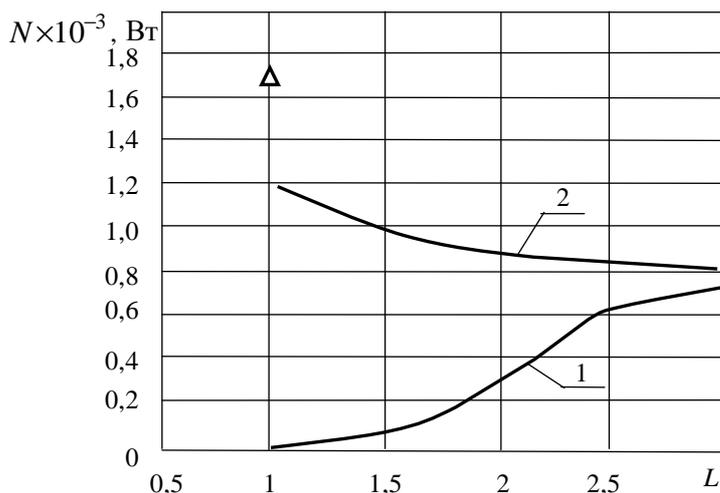


Рисунок 13 – Залежність потужності турбіни від довжини КВП

На рисунку 14 представлені залежності вартості вітроенергетических установок (вартість турбіни + КВП) від вихідної потужності турбіни. Крива 1 – залежність $C_{\Sigma} = f(N_T)$ без КВП. Крива 2 – залежність $C_{\Sigma} = f(N_T)$ з КВП. Крива 3 – залежність $C_{\Sigma} = f(N_T)$ з КВП і управлінням внутрішнім течією. Значком Δ позначена вартість вітроенергетическої установки з КВП і управлінням внутрішнім і зовнішнім течією в КВП.

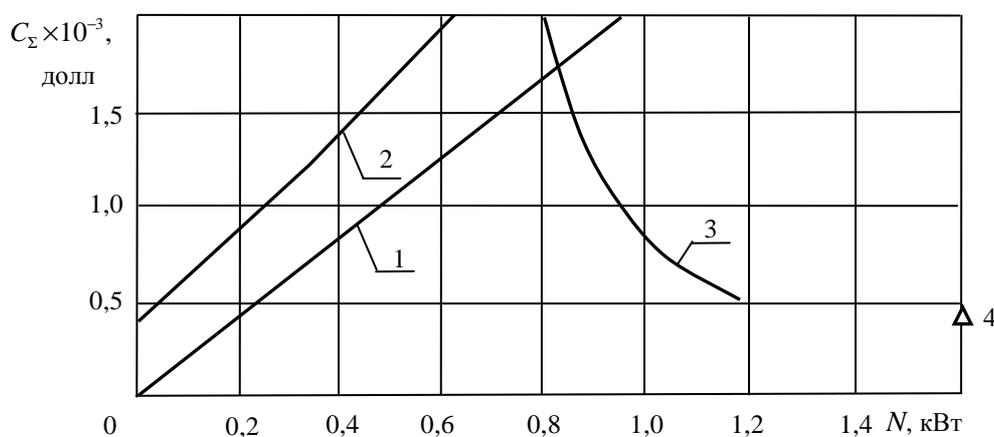


Рисунок 14 – Залежність вартості вітроенергетическої установки від видаваної потужності

По приведенным зависимостям легко вычислить критерий целесообразности использования КВП

$$\Theta = \frac{N_T}{C_\Sigma}$$

Таким образом, разработан численный метод расчета мощности турбины ветро-энергетических установок с концентраторами воздушного потока. Результаты расчетов показывают, что использование в ВЭУ концентраторов воздушного потока целесообразно при применении управления внешним и внутренним потоками. При этом наиболее эффективными являются короткие КВП с энергетической системой управления параметров течения воздушного потока.

Литература

1. Кюхеман Д., Вебер И. Аэродинамика авиационных двигателей, ч. 1. – М.: Изд. иностранная литература, 1956. – 287 с.
2. Янсон В.П. Ветроустановки . М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007 – 26 с.
3. Phillips D.G., Richards P. J., Flay R.G.J. Diffuser development for a diffuser augmented wind turbine using computational fluid dynamics. – Режим доступа: <http://www.ipenz.org.nz/ipenz/publications/transactions/Transactions99/EMCh/Phillips.PDF>. – Заголовок з екрану.
4. Palapum K. Al., Adun J. An investigation of diffuser for water current turbine application using CFD // International Journal of Engineering Science and Technology. – 2011. – Vol. 3, № 4. – P. 3437–3445.
5. Сучасні методи дослідження аеродинаміки та динаміки польоту. Навч. посібник. В.Г. Лебідь, С.А. Калкаманов, І.Б. Ковтонюк, Д.М. Обідін, А.Л. Сушко – Х.: ХУПС, 2009. – 142 с.
6. Гайдаенко В.И., Гуляев В.В., Калганов А.К. Метод расчета стационарного и нестационарного обтекания летательного аппарата с работающей силовой установкой // Применение ЭВМ для исследования аэродинамических характеристик летательных аппаратов: Труды ВВИА им. Н.Е. Жуковского – М., 1986. – Вып. 1313. – С. 23–32.
7. Кривцов В.С, Олейников А.М., Яковлев А.И. Неисчерпаемая энергия. Книга 2. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2004. – 518 с.
8. Лебедь В.Г., Сушко А.Л., Калкаманов С.А. Метод расчета аэродинамических характеристик крыла в широком диапазоне углов атаки // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. научных трудов. – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2005 – Вып. 40(1). – С. 22–32.
9. Миргород Ю.И., Лебедь В.Г., Калкаманов С.А. Численное моделирование обтекания тел в предположении вязко-невязкого взаимодействия // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы: Сб. научных трудов. – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2006. – Вып. 2. – С. 71-87.
10. Репик Е.У. Исследование внутренней структуры турбулентного пограничного слоя // Труды ЦАГИ. – М., 1965. – Вып. 972.– 72 с.
11. Алешко П.И. Механика жидкости и газа. – Х.: Вища школа, 1977 – 320 с.

12. Игра О. Кожухи для ветродвигателей // Ракетная техника и космонавтика. – 1976. – № 10. – С. 166–168.

13. Kazuhiko T., Koutarou N., Wataru H., Shinichi O., Manabu T. and Yuji O. PIV Measurements of Flows around the Wind Turbines with a Flanged-Diffuser Shroud // Proceedings of the 2nd Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science, 2008. – Luoyang, China. – P. 264–270.

Bibliography (transliterated)

1. Kyuheman D., Veber I. Aerodinamika aviatsionnykh dvigateley, ch. 1. – M.: Izd. inostrannaya literatura, 1956. – 287 p.

2. Yanson V.P. Vetrustanovki . M.: MGTU im. N.E. Bauman, 2007 – 26 p.

3. Phillips D.G., Richards P. J., Flay R.G.J. Diffuser development for a diffuser augmented wind turbine using computational fluid dynamics. – Rezhim dostupu: <http://www.ipenz.org.nz/ipenz/publications/transactions/Transactions99/EMCh/Phillips.PDF>. – Zagolovok z ekranu.

4. Palapum K. Al., Adun J. An investigation of diffuser for water current turbine application using CFD International Journal of Engineering Science and Technology. – 2011. – Vol. 3, # 4. – R. 3437–3445.

5. Suchasni metodi doslidzhennya aerodinamiki ta dinamiki polotu. Navch. posibnik. V.G. Lebid, S.A. Kalkamanov, I.B. Kovtonyuk, D.M. Obidin, A.L. Sushko – H.: HUPS, 2009. – 142 p.

6. Gaydaenko V.I., Gulyaev V.V., Kalganov A.K. Metod rascheta statsionarnogo i nestatsionarnogo obtekaniya letatel'nogo apparata s rabotayushey silovoy ustanovkoy Primenenie EVM dlya issledovaniya aerodinamicheskikh harakteristik letatel'nykh apparatov: Trudy VVIA im. N.E. Zhukovskogo – M., 1986. – Vyip. 1313. – p. 23–32.

7. Krivtsov V.S, Oleynikov A.M., Yakovlev A.I. Neischerpaemaya energiya. Kniga 2. – H.: NAKU «HAI», 2004. – 518 p.

8. Lebed V.G., Sushko A.L., Kalkamanov S.A. Metod rascheta aerodinamicheskikh harakteristik kryila v shirokom diapazone uglov ataki Voprosyi proektirovaniya i proizvodstva konstruktsiy letatel'nykh apparatov: Sb.nauchnykh trudov. – Harkov: NAKU «HAI», 2005 – Vyip. 40(1). – p. 22–32.

9. Mirgorod Yu.I., Lebed V.G., Kalkamanov S.A. Chislennoe modelirovanie obtekaniya tel v predpolozhenii v'язko-nev'язkogo vzaimodeystviya Aerogidrodinamika: problemy i perspektivy: Sb. nauchnykh trudov. – Harkov: NAKU «HAI», 2006. – Vyip. 2. – p. 71–87.

10. Repik E.U. Issledovanie vnutrenney struktury turbulentsnogo pogranichno-go sloya Trudy TsAGI. – M., 1965. – Vyip. 972.– 72 p.

11. Aleshko P.I. Mehanika zhidkosti i gaza. – H.: Vischa shkola, 1977 – 320 p.

12. Игра О. Кожухи для ветродвигателей Ракетная техника и космонавтика. – 1976. – # 10. – p. 166–168.

13. Kazuhiko T., Koutarou N., Wataru H., Shinichi O., Manabu T. and Yuji O. PIV Measurements of Flows around the Wind Turbines with a Flanged-Diffuser Shroud Pro-

ceedings of the 2nd Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science, 2008. – Luoyang, China. – R. 264–270.

УДК 533.662.64: 621.548.4

Лебедь В.Г., Калкаманов С.А., Сушко А.Л.

**ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КОНЦЕНТРАТОРІВ
ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ У ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ**

Запропонований чисельний метод розрахунку потужності турбіни вітроенергетичних установок з концентратором повітряного потоку. Проведена оцінка доцільності використання концентраторів повітряного потоку у ветроэнергетических установках.

Lebed V.G., Kalkamanov S.A., Sushco A.L.

**THE ESTIMATION OF EXPEDIENCY OF USING CONCENTRATORS AIR FLOW
IN WIND POWER PLANTS**

The proposed numerical method for calculating wind turbine power plants with a concentrator of air flow. The estimation of expediency of using concentrators air flow is conducted in wind power plants.

УДК 66.048.54

Фокин В.С., Ушенко П.А., Глинько А.И.

ИЗУЧЕНИЕ ЗОНЫ КИПЕНИЯ В ТРУБЕ ВСКИПАНИЯ ВЫПАРНОГО АППАРАТА

Постановка цели и задач исследования. В ряде отраслей промышленности для упаривания растворов с выделением твёрдой фазы находят применение выпарные аппараты с вынесенной из пределов греющей камеры зоной кипения. Фазовые превращения в таких аппаратах протекают в установленной над греющей камерой трубой вскипания. Они вызваны самоиспарением движущегося в ней перегретого раствора.

Для правильного выбора сечения трубы вскипания необходимо знание закономерностей изменения объёма смеси (трёхфазной) в ней, образующейся за счёт вскипания движущегося перегретого раствора при уменьшении давления (температуры кипения).

Задачей исследования процессов, протекающих в зоне кипения трубы вскипания, явилось определение зависимости для нахождения характера распределения давления и температуры кипения по высоте зоны кипения и её размеров.

Исследование процессов кипения в трубе вскипания. Так как при вскипании наблюдается уменьшение плотности смеси за счёт непрерывного парообразования, то при постоянном массовом расходе объёмный расход смеси в трубе вскипания увеличивается. Скорость изменения объёмного расхода зависит от интенсивности вскипания перегретого раствора, которая определяет:

– интенсивность зарождения новых кристаллов соли, т.е. крупность соли и скорость инкрустации;

– величину потерь напора на ускорение движения смеси при фазовых превращениях, т.е. величину движущего напора, определяющего скорость движения раствора (натрий хлор) в трубках при естественной циркуляции, затраты мощности на циркуляцию и эффективность теплообмена.

Установлено, что интенсивность кипения перегретого раствора зависит от термодинамической постоянной выпаривания ($\vartheta_{\text{тер}}$) и сечения трубы вскипания, которое должно выбираться из условия обеспечения минимальных потерь от ускорения многофазной смеси в ней.

Для максимально возможного обеспечения этого условия необходимо, чтобы сечение трубы вскипания было больше суммарного сечения трубок, т.е.

$$F_{\text{ТВ}} = n_{\text{ТВ}} F_{\text{ГТ}}; n_{\text{ТВ}} = \frac{d_{\text{ТВ}}}{Z \cdot d_{\text{ТР}}^2}, \quad (1)$$

где $n_{\text{ТВ}} > 1.0$ – геометрическая характеристика трубы вскипания.

Температура кипения в i -том сечении трубы вскипания равна:

$$t_{\text{кип } i} = t_{\text{вых}} - \Delta t_{\text{пер}}, \quad (2)$$

где $t_{\text{вых}}$ – температура раствора на выходе из греющей камеры.

Из данной зависимости видно, что для определения температуры кипения в *i*-том сечении трубы вскипания необходимо знание закономерности уменьшения температуры перегрева (избыточного давления) при движении раствора к верхней зоне трубы вскипания.

Проведённые теоретические исследования протекающих в трубе вскипания процессов позволили установить, что скорость уменьшения температуры перегрева зависит от геометрических размеров трубы вскипания, параметров образующихся при вскипании паров и свойств раствора – термодинамической постоянной.

Так из-за переменного давления в трубе вскипания параметры паров по высоте зоны кипения будут переменными, то переменной будет и скорость изменения температуры перегрева.

Найдено:

$$\Delta t_{\text{пер } i} = C \cdot n_{\text{ТВ}}^x \cdot L_{\text{кип}}^y \quad (3)$$

Экспериментальное исследование процесса кипения. Входящие в зависимость (3) неизвестные коэффициенты были определены экспериментально (рис. 1).

Опытный выпарной аппарат был оснащён трубой вскипания (рис. 2), по всей высоте которой были установлены равномерно распределённые бобышки под термодпары и штуцера отбора давления. Бобышки и штуцера были установлены в одном сечении через каждые 200 и 300 мм.

Температура раствора в точках отбора на трубе вскипания измерялась хромель-копелевыми термодпарами; разность давлений на измеренных участках определялась набором водяных дифманометров. С целью получения точного значения давления отбор его производился в пяти точках горизонтального сечения трубы. Перед началом опыта на холодной воде проверялись уровни в стеклянных трубках и отсутствие воздуха в соединительных трубках дифманометра.

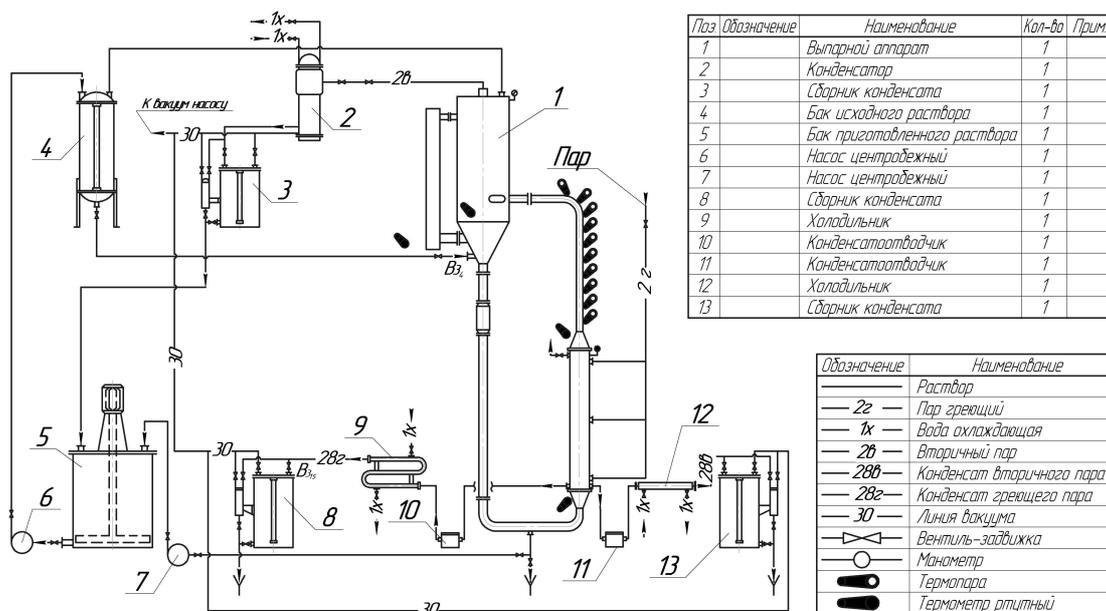


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

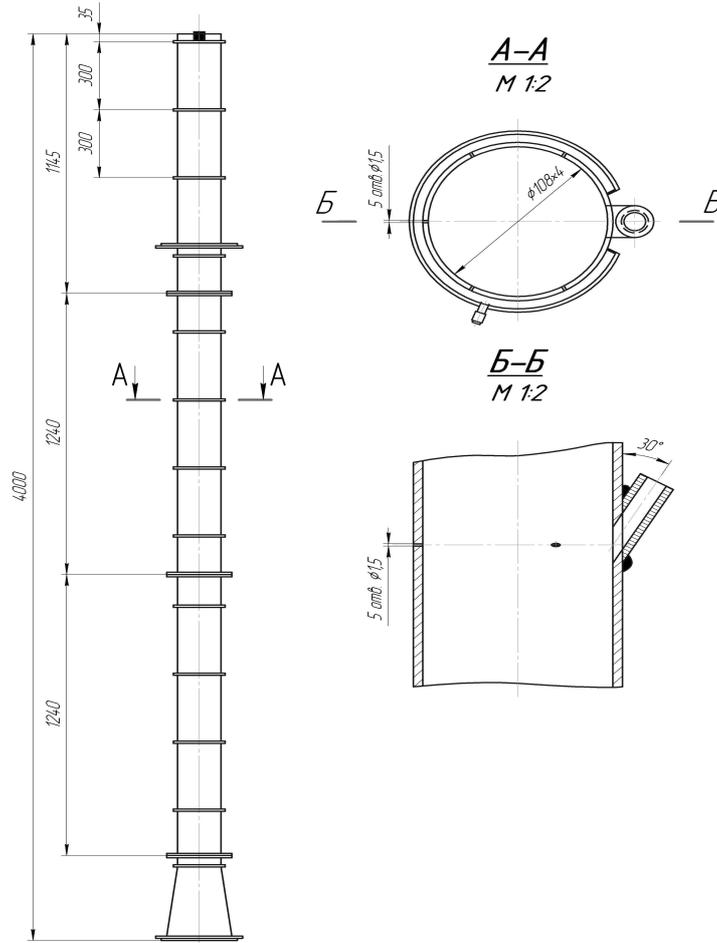


Рисунок 2 – Труба вскипания

Точка начала фазового превращения движущегося раствора определялась по перегибу кривой температур и перегибу показаний дифманометра. Перегиб кривой температур и давления находился в одной точке. До точки начала фазовых превращений температура раствора не меняется и равна температуре его на выходе из греющих трубок. После начала кипения температура раствора по высоте зоны кипения постепенно уменьшается и на выходе из неё достигает температуры кипения в сепараторе.

Плотность смеси в исследуемых точках находилась путем сравнения уровня на дифманометре и действительного в трубе вскипания.

При этом

$$\rho_{см\ i} = \rho_{в} \frac{\Delta H_{дифм}}{\Delta H_{экс. \text{уч}}} \quad (4)$$

Для получения более точных данных в одних и тех же условиях проводились замеры не менее шести раз. Во всех случаях результаты замеров должны были совпадать. В противном случае опыт повторялся. При проведении экспериментов изменялись: отношение сечения трубы вскипания к сечению греющих трубок, температура перегрева раствора, скорость движения раствора, режим работы выпарного аппарата.

Результаты изучения процессов, протекающих в трубе вскипания, показаны на графиках рис. 3.

Скорость изменения температуры кипения (перегрева) зависит от размеров зоны кипения, термодинамической постоянной процесса выпаривания, геометрического параметра трубы вскипания.

Обобщение экспериментальных данных позволило получить в окончательном виде (2, 3):

$$\Delta t_{\text{пер } i} = 1,2 \cdot n_{\text{ТВ}}^{-0,5} (\vartheta_{\text{тер}})^{-0,75} \cdot (L_{\text{кип}})^y ;$$

$$y = 0,75 \cdot \vartheta_{\text{тер}}^{0,7} (n_{\text{ТВ}})^{0,38} . \tag{5}$$

Из графиков рис. 3 видно, что изменение температуры перегрева раствора зависит от термодинамической постоянной $\vartheta_{\text{тер}}$ и геометрического параметра зоны кипения $n_{\text{ТВ}}$, приводит к изменению высоты зоны кипения. Причём характер этого изменения весьма сложен. Так как все перечисленные параметры взаимно влияют друг на друга.

Например, при температуре перегрева раствора $\Delta t_{\text{пер}} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $n_{\text{ТВ}} = 1,44$ имеем:

- при $\vartheta_{\text{тер}} = 0,47 \text{ }^\circ\text{C}$ $L_{\text{кип}} = 2,1 \text{ м}$;
- при $\vartheta_{\text{тер}} = 0,17 \text{ }^\circ\text{C}$ $L_{\text{кип}} = 1,5 \text{ м}$;
- при $\vartheta_{\text{тер}} = 0,055 \text{ }^\circ\text{C}$ $L_{\text{кип}} = 0,5 \text{ м}$.

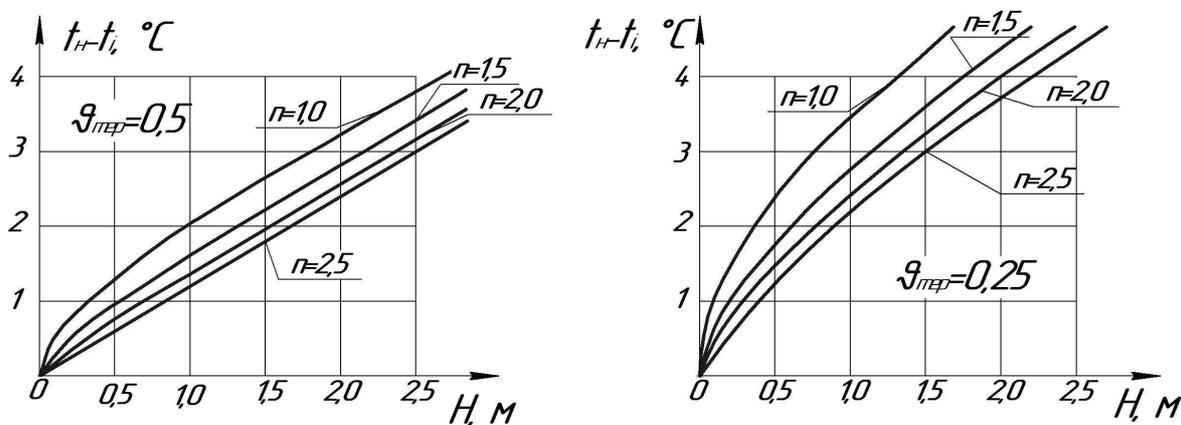


Рисунок 3 – Изменение температуры кипения раствора по высоте зоны кипения

Выводы. В трубе вскипания отсутствуют относительное движение фаз и возвратные токи у стенки трубы. Поэтому сравнение величин высоты зоны кипения в трубе вскипания, рассчитанных по зависимости с соответствующими величинами, замеренными при проведении опытов по точкам, показывает, что расчётные величины на 5–10 % превышают замеренные. Погрешность высокая, что негативно влияет на расчёты. В статье рассмотрен вопрос изменения температуры перегрева раствора солей по высоте трубы вскипания выпарного аппарата. Приведена зависимость для расчёта температуры перегрева.

Литература

1. Фокин В.С., Лебедев К.И. Перегрев раствора в выпарных аппаратах с вынесенной зоной кипения. Химическое и нефтяное машиностроение. №1, М., 1975
2. Фокин В.С., Перцев Л.П., Лебедев К.И. Плотность трехфазной смеси в трубе вскипания выпарного аппарата. Теоретические основы химической технологии №1, 1976, 143–145.
3. Касьянов М.К., Данилов Ю.Б., Коваль О.Д. К расчету теплообмена в аппаратах с вынесенной зоной кипения. Харьков, ХПИ, 1976.

Bibliography (transliterated)

1. Fokin V.S., Lebedev K.I. Peregreiv rastvora v vyiparnyih apparatah s vyine-sennoy zonoj kipeniya. Himicheskoe i neftyanoe mashinostroenie. #1, M., 1975
2. Fokin V.S., Pertsev L.P., Lebedev K.I. Plotnost trehfaznoy smesi v trube vskipaniya vyiparnogo apparata. Teoreticheskie osnovyi himicheskoy tehnologii #1, 1976, 143–145.
3. Kasyanov M.K., Danilov Yu.B., Koval O.D. K raschetu teploobmena v apparatah s vyinesennoy zonoj kipeniya. Harkov, HPI, 1976.

УДК 66.048.54

Фокін В.С., Ушенко П.А., Глинько О.І.

ВИВЧЕННЯ ЗОНИ КИПІННЯ В ТРУБІ СКИПАННЯ ВИПАРНОГО АПАРАТУ

У статті розглянуті результати дослідження процесу кипіння у випарному апараті з винесеною зоною кипіння. Представлені результати експериментального дослідження, проведені на досвідченому випарному апараті оснащеному трубою скипання. Узагальнення експериментальних даних дозволило отримати залежність для розрахунку температури перегрівання. Ця залежність відбиває зміну температури перегрівання залежно від властивостей розчину і геометрії труби скипання.

Fokin V.S., Ushenko P.A., Glinko A.I.

A STUDY OF BOILING ZONE IS IN PIPE OF BOILING UP OF EVAPORATOR

In the article the results of research of boiling process are considered in an evaporator with the taken away zone of boiling. The results of experimental research, conducted on the experienced evaporator equipped by the pipe of boiling up are presented. Generalization of experimental data allowed to get dependence for the calculation of temperature of overheat. This dependence reflects the change of temperature of overheat depending on properties of solution and geometry of pipe of boiling up.

Анипко О.Б., Горбунов К.А.

О ВЛИЯНИИ КРИТЕРИЯ ПРАНДТЛЯ НА ТЕПЛООТДАЧУ

К настоящему времени проведены многочисленные исследования трения и теплоотдачи для турбулентного движения жидкости в каналах различного профиля и поперечного сечения. Однако, лишь немногие работы посвящены исследованиям при хорошо сформулированных условиях.

Большинство экспериментальных данных являются результатами применения методики, разработанной Игло и Фергюсоном [1], более 70 лет назад, которая дает экспериментальные значения теплообмена при нулевом тепловом потоке, что физически означает постоянство свойств теплоносителя. Такое допущение часто принимается и в теоретических исследованиях.

Следующим шагом были теоретические исследования Спэрроу и Хартнета, выполненные в 50-е, 60-е годы, в диапазоне $Pr = 0,7 \div 100$ при турбулентном движении на основе модели с использованием наперед заданного соотношения для коэффициента турбулентной диффузии. В этих работах свойства теплоносителя также принимались постоянными.

Далее были работы Аллена и Эккерта [2], в которых показано, что на участке со стабилизировавшимся пограничным слоем при $Pr = 8$ число Nu изменялось пропорционально числу Re , показатель степени которого систематически возрастает от 0,84 до 0,87, в противоположность принятому значению 0,8. Кроме того, отношение числа St к коэффициенту трения было приблизительно на 30 % выше величины $Pr^{-2/3}$, причем оно зависело от Re .

Таким образом, в инженерных расчетах целесообразно устанавливать степень точности коэффициента теплоотдачи в зависимости от тепло-физических характеристик теплоносителя, которые определяются тепловыми условиями проведения процесса, т.е. зависят от температуры, так как именно они в немалой степени оказывают влияние на теплоотдачу.

Итак, к теплофизическим характеристикам теплоносителя, которые оказывают влияние на теплоотдачу, следует отнести плотность, вязкость, теплоемкость и теплопроводность. Также, с учетом условий эксплуатации рассматриваемых типов теплообменных аппаратов (ТА), к вышеперечисленным можно добавить: запыленность, наличие капельной влаги (частиц льда или снега).

Первые четыре характеристики учитывают в виде критерия $Pr = \frac{C\mu}{\lambda}$, и, таким образом, число Pr является существенной характеристикой теплоносителя с точки зрения особенностей процесса конвективного теплообмена.

В зависимости от его численного значения теплоносители можно разделить на три группы: $Pr \ll 1$, $Pr \approx 1$, $Pr > 1$.

К первой группе относятся жидкометаллические теплоносители. Ко второй – газы при невысоких давлениях и жидкости при высоких температурах. Для них:

$0,6 < Pr < 1,0$. Третью группу образуют капельные жидкости: вода, органические и неорганические жидкости. Некоторые жидкости – вязкие масла, глицерин – при низких температурах имеют числа Pr , достигающие значений нескольких тысяч. Это объясняется, главным образом, их большой вязкостью.

Число Pr является также важным параметром для температурного пограничного слоя и для теплопередачи, причем и в случае вынужденной конвекции, и в случае свободной. Согласно определению число Pr представляет собой отношение двух величин, характеризующих свойства, связанные с переносом импульса (вязкость) и переносом теплоты (теплопроводность). Если способность вещества к переносу импульса, т.е. вязкость, особенно велика, то влияние стенки, уменьшающее импульс – условие прилипания, также велико. Следовательно, это влияние проникает далеко внутрь течения. Иными словами, толщина динамического пограничного слоя получается сравнительно большой. Аналогичное имеет место и для температурного пограничного слоя (рис. 1). Из вышесказанного вытекает, что при вынужденных конвективных течениях число Pr является непосредственной мерой отношения толщин обоих пограничных слоев.

Эти рассуждения справедливы и для ламинарного пограничного слоя. Однако, турбулентные пульсационные составляющие будут разрушать динамический пограничный слой, о чем говорит более заполненный профиль скорости при турбулентном течении (рис. 2).

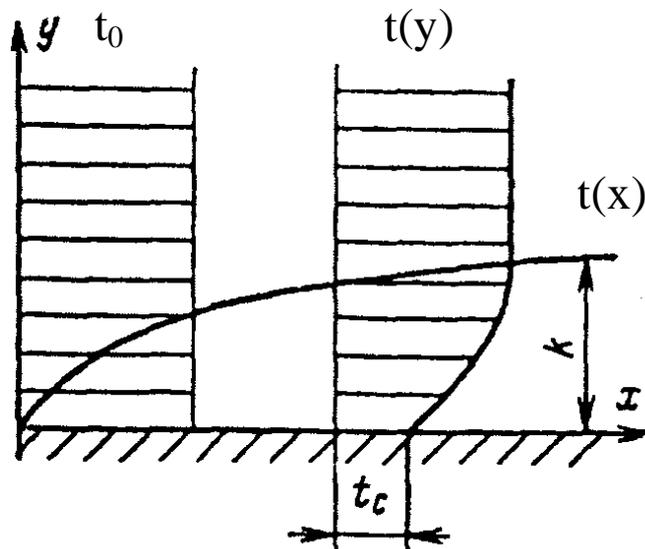


Рисунок 1 – Изменение температуры в гидродинамическом пограничном слое

Для выявления влияния числа Pr на теплоотдачу был применен, разработанный критериально-структурный метод (КСМ) [3–5], для анализа теплообмена в круглой трубе при турбулентном режиме движения в диапазоне значений числа $Re = 10^4 \div 1,2 \cdot 10^5$ и чисел Прандтля $Pr = 1,0 \div 5,0$. В результате было получено критериальное уравнение

$$Nu = 0,018 Re^{0,707} Pr^{0,647}, \quad (1)$$

которое, как видно, отличается от известного и широко применяемого уравнения [6]

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (2)$$

меньшими показателями степени при критерии Рейнольдса и большим при критерии Прандтля.

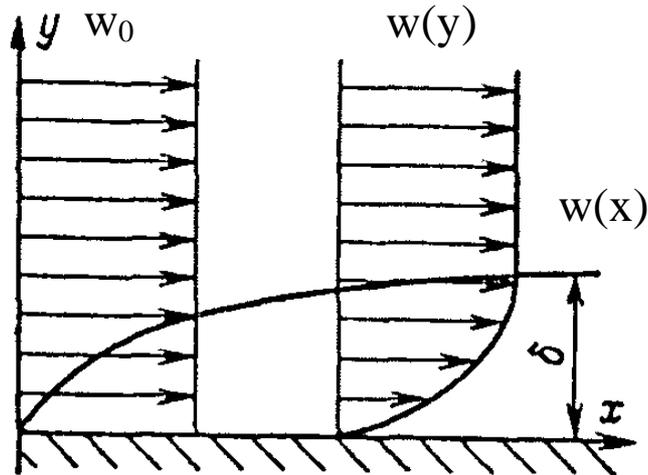


Рисунок 2 – Изменение скорости в гидродинамическом пограничном слое

Физическая достоверность полученного уравнения (1) подтверждается проверкой по соотношению толщины теплового δ_T и динамического δ_D пограничных слоев. Поскольку, как было показано

$$\frac{\delta_T}{\delta_D} \approx \frac{1}{Pr}, \quad (3)$$

то, подставляя в (3) соответствующие значения из (1) и (2), в обоих случаях было получено, что $\frac{\delta_T}{\delta_D} \approx 0.5$.

Практически уравнение (1) показывает, что при $Re = idem$ критерий Nu в большей степени зависит от критерия Pr , чем по уравнению (2), что будет приводить к тому, что (2) при $Pr \approx 1.0$ будет давать заниженные значения коэффициента теплоотдачи, что, в свою очередь, повлечет увеличение материалоемкости ТА, а при $Pr > 2.0$ будет давать завышенные коэффициенты теплоотдачи, что будет приводить к несоответствию температуры теплоносителя на выходе из ТА расчетному значению, что, в конечном счете, также приведет к наращиванию теплообменной поверхности.

Зависимость (1) дает более точные значения Nu при $Pr \neq 1.0$. Данные, полученные по выражению (1), сравнивались с результатами экспериментальных исследований Т. Себиси, Кадера и Яглома [7], которые проводились в диапазоне чисел Прандтля от

0.02 до 14.3 и критическими в том же диапазоне чисел Рейнольдса $10^4 \div 10^5$. Результаты сравнения, представленные на рисунке 3, показали, что для указанных диапазонов чисел Pr и Re уравнение (1) дает практически точные значения для интенсивности теплоотдачи. Ошибка не превышает 3.5 %. Это позволяет рекомендовать (1) для практических расчетов. Здесь необходимо отметить, что точность полученного уравнения при $Pr > 20$ требует дальнейшего экспериментального подтверждения.

Анализ выражения (1) также позволяет сделать вывод о том, что при $Pr \neq 1$ теплофизические свойства теплоносителя оказывают более существенное влияние на теплоотдачу, чем считалось до настоящего времени.

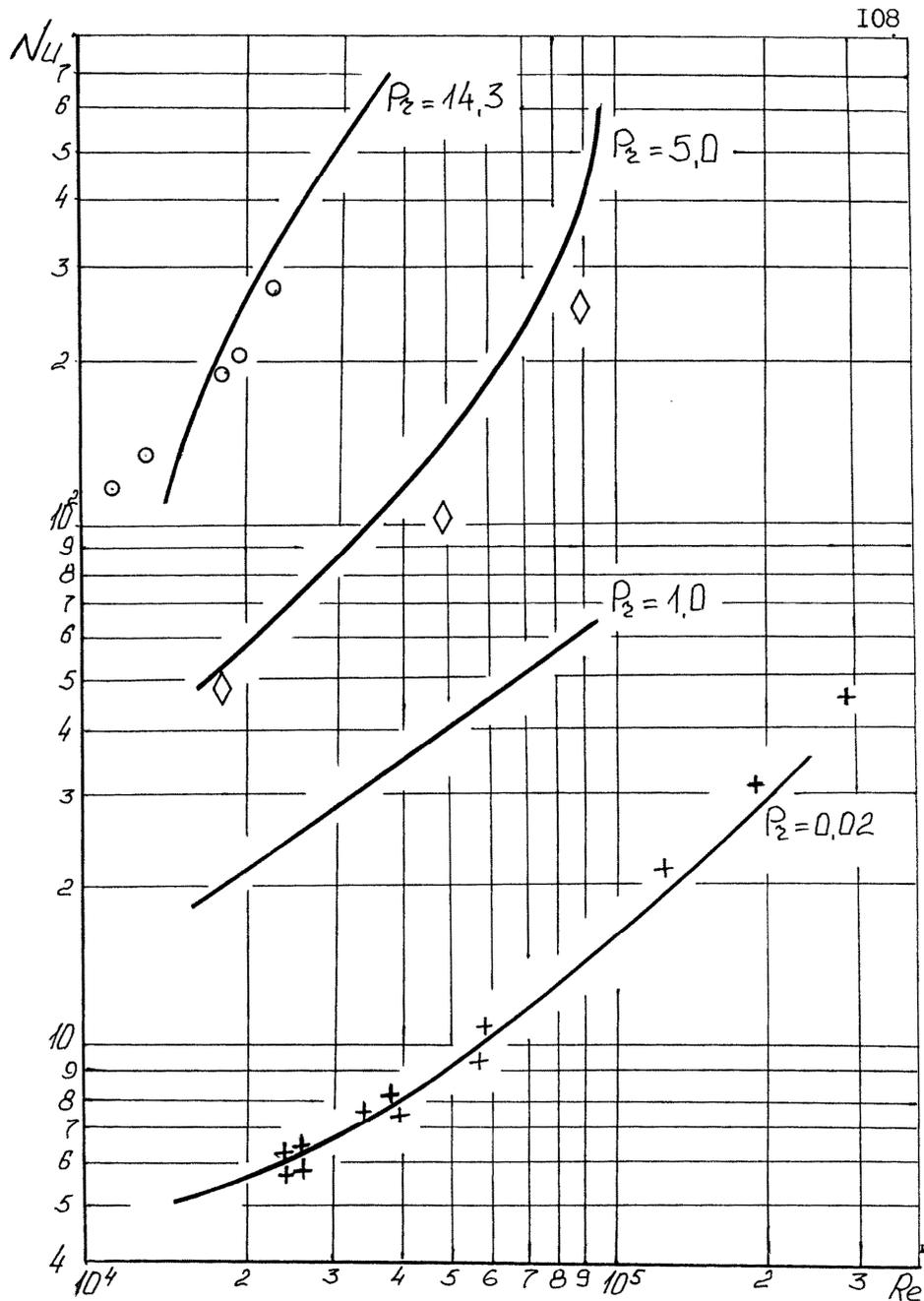


Рисунок 3 – К сравнению теплоотдачи в круглом канале: — по уравнению (1); ○; + – экспериментальные данные Себеси; ◇ – экспериментальные данные Кадер и Яглом
Литература

1. Eagle A., Ferguson R.M., On the coefficient of heat transfer from the internal surface of tube walls, Proc. Roy. Soc. (London) A 127 (1930), pp. 540–555.
2. Аллен, Эккерт Измерение коэффициентов трения и теплоотдачи при турбулентном движении воды в трубе в случае постоянного теплового потока на стенке ТАОУМ №3, 1964.– с. 3–9.
3. Анипко О.Б. Рациональные теплообменные поверхности. Харьков: ХВУ.– 1998.– 187 с.
4. Товажнянский Л.Л., Анипко О.Б., Маляренко В.А., Абрамов Ю.А., Кривцова В.И., Капустенко П.А. Основы энерготехнологии в промышленности.– Харьков: НТУ «ХПИ».– 2002.– 436 с.
5. Слесаренко А.П., Анипко О.Б. Прогнозирование надежности систем обеспечения теплового режима функциональных блоков робототехнических комплексов // Тезисы докладов Всесоюзной НТК.– Киев.– 1990.
6. Крэйт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. М.: Мир. 1983.
7. Себеси Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен: физические основы и вычислительные методы. М.: Мир, 1987.– 592 с.

Bibliography (transliterated)

1. Eagle A., Ferguson R.M., On the coefficient of heat transfer from the internal surface of tube walls, Proc. Roy. Soc. (London) A 127 (1930), pp. 540–555.
2. Allen, Ekkert Izmerenie koeffitsientov treniya i teplootdachi pri turbulentnom dvizhenii vodyi v trube v sluchae postoyannogo teplovogo potoka na stenke ТАОУМ #3, 1964.– p. 3–9.
3. Anipko O.B. Ratsionalnyie teploobmennyye poverhnosti. Harkov: HVU.– 1998.– 187 p.
4. Tovazhnyanskiy L.L., Anipko O.B., Malyarenko V.A., Abramov Yu.A., Krivtsova V.I., Kapustenko P.A. Osnovy energetehnologii v promyshlennosti.– Harkov: NTU «HPI».– 2002.– 436 p.
5. Slesarenko A.P., Anipko O.B. Prognozirovanie nadezhnosti sistem obespecheniya teplovogo rezhima funktsionalnyih blokov robototekhnicheskikh kompleksov Tezisyi dokladov Vsesoyuznoy NTK.– Kiev.– 1990.
6. Kreyt F., Blek U. Osnovy teploperedachi. M.: Mir. 1983.
7. Sebisi T., Bredshou P. Konvektivnyiy teploobmen: fizicheskie osnovy i vychislitelnyie metody. M.: Mir, 1987.– 592 p.

УДК 621.165

Аніпко О.Б., Горбунов К.О.

ПРО ВПЛИВ КРИТЕРІЮ ПРАНДТЛЯ НА ТЕПЛОВІДДАЧУ

У роботі отримано критеріальне рівняння, що дозволяє зробити висновок про те, що при $Pr \neq 1$ теплофізичні властивості теплоносія виявляють більш суттєвий вплив на тепловіддачу, чим вважалося дотепер.

Anipko O.B., Gorbunov K.O.

EFFECT OF CRITERIA PRANDTL ON HEAT TRANSFER

In this work criterion equation that leads to the conclusion that for $Pr \neq 1$ thermophysical properties of the heat transfer agent exhibit a significant effect on heat transfer than was thought until now was obtained.

УДК 678.5

Лебедев В.В.

БИМОДАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ ПОЛИЭТИЛЕНА 3-ГО ПОКОЛЕНИЯ (ОБЗОР)

Полимерная отрасль мировой промышленности на протяжении более чем полувека является одной из наиболее динамично развивающейся и по объемам производства и потребления различных материалов занимает лидирующее место в мире. Начиная с 1950 г. объемы производства полимеров каждые пять лет удваивались и к 2011 году достигли уровня 260 млн. тонн. При этом большую часть рынка потребления различных пластмасс составляют термопластичные полимерные материалы: полиэтилен (ПЭ), полипропилен, полистирол и т.д. На их долю приходится порядка 85 % от всех потребляемых пластмасс.

Безусловным лидером среди термопластов является ПЭ, мировые производственные мощности которого на сегодняшний день оцениваются в 80–85 млн. тонн, 44 % из которых приходится на ПЭ высокой плотности (ПЭВП), 32 % – на ПЭ низкой плотности (ПЭНП) и около 24 % – на линейный ПЭНП. Данные типы ПЭ, которые условно называют ПЭ первого поколения, были освоены промышленностью в более 50 лет назад и благодаря комплексу полезных свойств и характеристик находят применение практически во всех сферах современной науки и промышленности: медицине, строительстве, автомобиле-, судо- и авиастроении, сельском хозяйстве и др. При этом, важной отличительной чертой в развитии технологии получения ПЭ 1-го и 2-го (металлоценовых ПЭ) поколений, является постоянное стремление производителей в улучшении наиболее важных эксплуатационных свойств этих материалов. Так, в ряду ПЭНП – ПЭВП – ЛПЭВП – металлоценовые ПЭ данная тенденция проявляется в постепенном повышении прочности, жесткости, теплостойкости и других характеристик полимера. Однако, ввиду того, что повышение перечисленных показателей достигалось за счет получения материалов с большей плотностью и молекулярной массой, с более высокой степенью кристалличности и узким молекулярно-массовым распределением, зачастую возникали проблемы с ухудшением способности данных материалов к переработке. Так, снижение вязкости с увеличением скорости сдвига у ЛПЭВП и металлоценовых ПЭ меньше по сравнению с ПЭНП, поэтому для их переработки требуется больше усилий и, следовательно, большая мощность экструдеров с использованием более широкого зазора щели во избежание разрушения расплава. На практике при переработке ЛПЭВП и металлоценовых ПЭ практически всегда необходимо применять модернизированное оборудование, в частности с измененной конструкцией шнека и величиной щелевого зазора, или вообще идти по пути разработки специального оборудования под конкретный материал, что требует значительных финансовых и энергетических затрат.

Разработка технологии получения бимодальных ПЭ, называемых полиэтиленами 3-го поколения, позволило решить проблему сочетания в материалы как можно более высоких технических и эксплуатационных характеристик с хорошей способностью к переработке. Открытие бимодальных технологий производства полиолефинов по праву считается наибольшим прогрессом в полимерной отрасли со времен разработки катализаторов Циглера-Натта и металлоценовых катализаторов. В данных материалах уникальным образом соединены превосходные эксплуатационные и прочностные характеристики с прекрасной способностью к переработке традиционными для термопластов

методами. Фактично, бимодальний ПЭ, который промышленно производят и получают с конца 90-х гг. 20 столетия, включает в себе все лучшие свойства ПЭНП и ПЭВП.

Важно отметить, что "модальность" полимера, в случае бимодальных ПЭ, относится к форме кривой распределения его молекулярной массы, то есть, к виду графика зависимости весовой доли полимера от его молекулярной массы. Если полимер получают с помощью последовательного поэтапного процесса, на каждом из которых создаются различные условия, то каждая из различных фракций, полученных при различных условиях, будет иметь свое собственное распределение молекулярной массы. При наложении кривых распределения молекулярных масс этих фракций на кривую распределения молекулярной массы (ММР) полученного полимерного материала на этой кривой будут видны два или более максимума, либо четкое расширение по сравнению с кривыми, описывающими отдельные фракции. Такой полимерный продукт называется бимодальным или мультимодальным, в зависимости от числа этапов. Здесь следует отметить, что различные фракции могут также отличаться по химическому составу: как правило, одна или более фракций может состоять из сополимера этилена, в то время как одна или более других фракций могут состоять из гомополимера этилена. И что наиболее важно – путем правильного подбора различных фракций полимера и их относительного содержания в мультимодальном ПЭ можно получить материал с высокой технологичностью, жесткостью, прочностью, сопротивлением к медленному или быстрому росту трещин и т.п.

Одной из особенностей получения бимодальных ПЭ – это полимеризация по механизму *in-situ*. При этом на каждой частичке катализатора послойно образуется низко- и высокомолекулярная фракция полимера, что хорошо видно из рис. 1. Простое смешение или компаундирование двух полимеров с различной молекулярной массой не позволяет достигнуть такого же равномерного распределения различных молекулярных фракций в объеме полимерного материала и тех же самых физико-механических свойств. При компаундировании также используются дорогостоящие полимеры, такие как сополимер гексена, что значительно удорожает стоимость готовых бимодальных ПЭ, и увеличивает энергозатратность их производства.

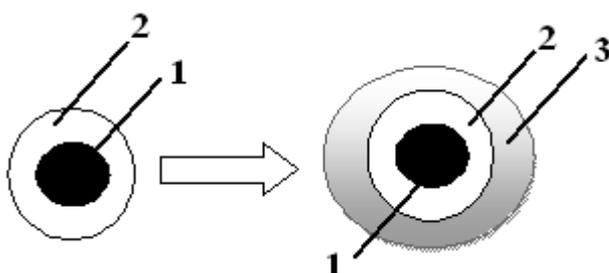


Рисунок 1 – Схема полимеризации бимодального ПЭ по механизму *in-situ*:
1 – частичка катализатора; 2 – высокомолекулярная фракция;
3 – низкомолекулярная фракция

За счет целенаправленного ведения технологического процесса полимеризации *in-situ* получают две ярко выраженных группы макромолекул – длинно- и короткоцепных, которые соответствуют высокомолекулярной и низкомолекулярной фракциям ПЭ. На рис. 2 представлена кривая молекулярно-массового распределения бимодального ПЭ с двумя пиками, отвечающими низко- и высокомолекулярным фракциям, соответственно.

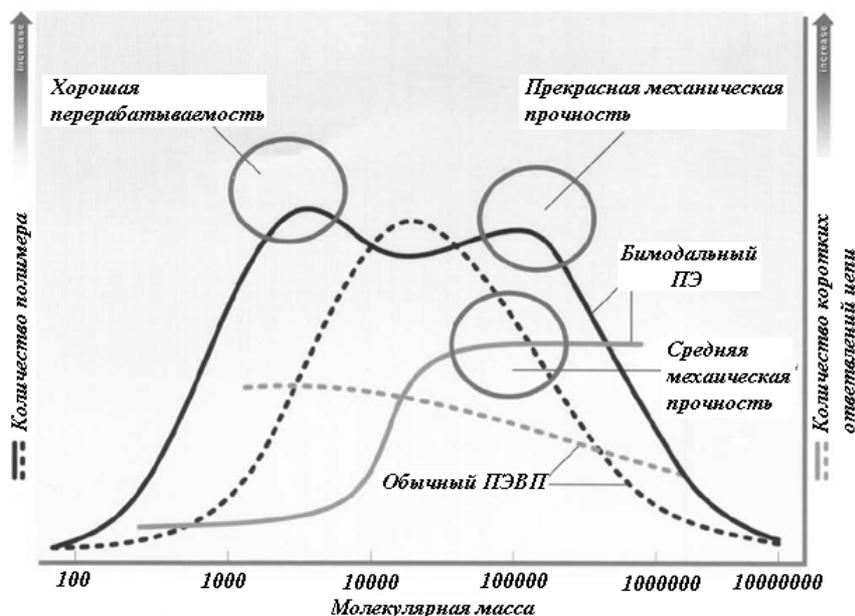


Рисунок 2 – Кривая распределения молекулярной массы бимодального ПЭ

На сегодняшний день бимодальные ПЭ получают по трем техническим способам: в газовой фазе, в суспензии и растворе, при этом аппаратное оформление для каждого из способов может быть различным. На рисунке 3 схематически представлены основные технологии двухреакторного получения бимодального ПЭ с указанием лицензированных процессов.

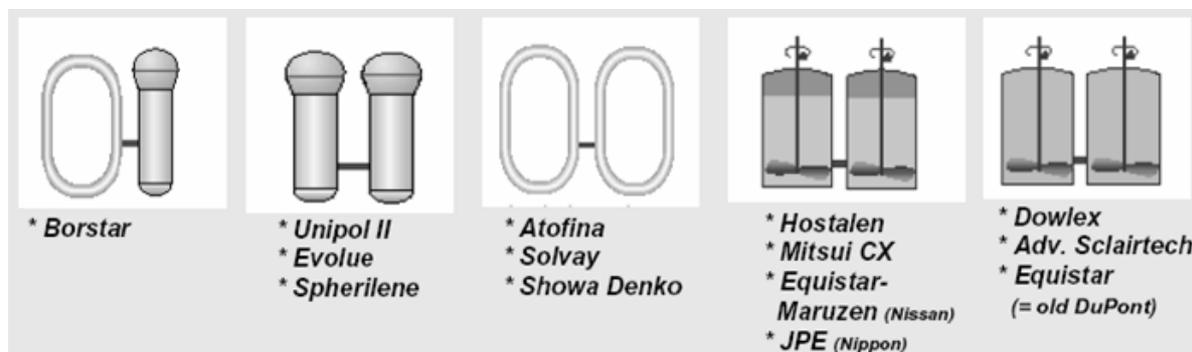


Рисунок 3 – Основные лицензированные технологии получения бимодальных ПЭ

К основным лицензированным технологиям получения бимодальных ПЭ относятся:
– каскадная технология в суспензии в реакторах автоклавах с перемешивающим устройством. Этот процесс используют в лицензированных технологиях от *LyonellBasel*, *Equistar/Maruzen*, *Mitsui*, а также другими производителями ПЭВП, при получении бимодальных ПЭ для производства в основном труб высокого давления и тонких пленок. К наиболее характерным особенностям каскадной технологии в суспензии в реакторах автоклавах с перемешивающим устройством, при которой полимеризация идет при температурах от 75–85 °С и давлении 0,5–1 МПа на одних и тех же катализаторах – высокоактивных катализаторах циглеровского типа, относят максимально возможный диапазон ММР и плотности получаемых бимодалов, к недостаткам – значительные капитальные затраты и невозможность получения ЛПЭВП.

– *каскадная технология в суспензии в петлевых реакторах.* Этот процесс, который особенно применим в производстве бимодальных ПЭ для трубной промышленности, используется фирмами *Solvay, Total, Showa Denko* и *Ineos*, при этом процесс полимеризации идет при давлении 3 МПа и температуре 75–80 °С в присутствии катализаторов Циглера-Натта или металлоценов с получением весьма узкого марочного ассортимента бимодалов. Хотя обычно технология в суспензии в петлевых реакторах получила распространение в производстве ПЭВП, она также может быть использована при производстве ЛПЭНП и полиолефиновых пластимеров при использовании металлоценовых катализаторов.

– *каскадная технология в растворе в реакторах автоклавах с перемешивающим устройством.* Этот процесс используют в лицензированных технологиях от *Dowlex, Equistar, Advanced Sclairtech*, а также другими производителями ПЭВП. К наиболее характерным особенностям каскадной технологии в растворе в реакторах автоклавах с перемешивающим устройством при температурах около 200 °С на одних и тех же катализаторах – Циглер-Натта или металлоценах, относят невозможность получения высокомолекулярных бимодалов и значительные капитальные затраты.

– *технология в петлевых реакторах и в реакторах с псевдооживленным слоем в сверхкритических условиях.* Данная технология под названием *Borstar* был разработан *Borealis's* с целью создания бимодальных ПЭ и ПП используемых для производства труб, пленок и роздувных изделий. Технология *Borstar* включает предполимеризационный маленький суспензионный петлевой реактор, большой петлевой суспензионный реактор, который работает в условиях выше критической точки разбавителя полимеризации пропана, а также большой газовый реактор с псевдооживленным слоем. Полимеризация осуществляется с использованием катализатора Циглер-Натта или металлоценового катализатора, при этом хромовые катализаторы применять не рекомендуется, а температура полимеризации составляет 80–95 °С при давлении 0,6–6,5 МПа. Особенности технологии *Borstar* является малое время реакции полимеризации и практически весь возможный диапазон бимодальных ПЭ по плотности.

– *двуреакторная газофазная технология.* Этот процесс используют в лицензированных технологиях от *LyonellBasel* и *Evolue*. Согласно этой технологии используется два или более последовательных газофазных реакторов, в которых получают бимодальный ПЭ для производства в труб ПЭ100 и высокопрочных тонких пленок. Особенности двуреакторной газофазной технологии, которая эксплуатируется при температуре около 85 °С и давлении 1,5 МПа, является значительное время реакции полимеризации и практически весь возможный диапазон бимодальных ПЭ по плотности.

Обычно бимодальный ПЭ, полученный по двуреакторной схеме, характеризуется показателем текучести расплава (ПТР) от 0,1 до 0,70 г/10 мин и включает от 47 до 52 % мас. низкомолекулярной ПЭ фракции в виде гомополимера или сополимера этилена и от 48 до 53 % мас. высокомолекулярной ПЭ фракции в виде сополимера этилена и 1-гексена или 1-октена в количестве от 0,1 до 10 % мас. сомономерных звеньев. При этом, высокомолекулярная ПЭ фракция характеризуется плотностью не менее 0,965 г/см³ и ПТР от 5 до 1000 г/10 мин, а низкомолекулярная ПЭ фракция – плотностью от 0,910 до 0,940 г/см³ и ПТР от 0,01 до 2 г/10 мин.

В промышленности также применяется однореакторная газофазная технология получения бимодального ПЭ, которая была разработана *Univation* для газофазного процесса *Unipol*. В ней используют смешанные катализаторы (Циглера-Натта и металлоцены) с целью получения ПЭ с различными молекулярными массами одновременно в одном газофазном реакторе при давлении 1,5 МПа и температуре 85 °С. Бимодальные

ПЭ получают физическим смешением различных количеств высокомолекулярной полиэтиленовой фракции с низкомолекулярной полиэтиленовой фракцией, при этом первая фракция присутствует в бимодальном ПЭ в количестве примерно 60 % мас. Низкомолекулярная полиэтиленовая фракция является гомополимером этилена и имеет молекулярную массу 5000–45000 г/моль и плотность 0,965–0,970 г/см³. Высокомолекулярная полиэтиленовая фракция имеет содержание сомономера примерно 0,3–1 % мол., молекулярную массу 300000–800000 г/моль и плотность 0,932–0,936 г/см³. При этом сомономерами выступают 1-бутен, 1-пентен, 1-гексен, 1-гептен, 1-октен, 4-метилпент-1-ен, 1-децен, 1-додецен, 1-гексадецен и т.п. В целом, бимодальный ПЭ имеет плотность 0,948–0,958 г/см³.

К преимуществам производства бимодальных ПЭ в одном реакторе относят низкие капиталовложения, более низкие расходы на обслуживание производства и меньшее количество используемых сомономеров. Учитывая то, что бимодальные ПЭ, полученные с помощью технологии *Unipol Innovation* с одним реактором, имеют лучшее качество, чем полученные с помощью двухреакторной технологии, можно уверенно сказать, что ее разработка является важным прорывом в развитии ресурсо- и энергосберегающих технологий.

Отрадно отметить, что в 2007 году на мощностях Казаньоргсинтеза впервые в России в промышленных объемах был изготовлен бимодальный ПЭ по одnoreакторной технологии *Unipol Innovation*. На его базе изготовлена композиция полиэтилена марки ПЭ 2НТ 11-9, которая в основном предназначена для производства различных напорных труб ПЭ100 (например, для газопроводов или водопроводов).

Остановившись на особенностях структуры и свойств бимодальных ПЭ, важно отметить, что высокомолекулярная фракция полимера обеспечивает высокую стойкость ПЭ к растрескиванию, в то время как низкомолекулярная фракция за счет образования кристаллических областей, обуславливает повышение плотности, кратковременной и длительной прочности и возрастание модуля упругости. Также низкомолекулярная фракция, которая играет роль смазки, облегчает течение расплава полимера и обеспечивает хорошую перерабатываемость бимодального ПЭ. Поэтому, хотя для него характерны низкие значения ПТР и значительная плотность, у него также наблюдаются хорошие технологические свойства. Для бимодального ПЭ характерна уникальная химстойкость и стойкость к внешним воздействиям различной природы: свету, радиации, теплу, влаге и т.п. Производство крупногабаритных и сложноконструкционных изделий из него не вызывает особых проблем при переработке на обычном оборудовании для термопластов: экструдерах, литьевых машинах и т.п. Не менее важно и то, что бимодальный ПЭ характеризуется намного большим ресурсом циклов вторичной переработки, в сравнении с другими ПЭ, что обусловлено его лучшей термостабильностью.

На сегодняшний день, бимодальные ПЭ занимают примерно 30 % всего мирового рынка ПЭВП. Области применения бимодального ПЭ расширяются с каждым днем, но наиболее массово он используется в производстве пленок, труб и выдувных изделий.

Пленки из бимодального ПЭ обладают уникальными потребительскими свойствами. Они прекрасно свариваются в широком диапазоне температур, что делает процесс сварки легким и экономичным, а высокая плотность сварного шва обеспечивает прекрасные потребительские свойства упаковки. Для пленок из бимодалов характерны отличные физико-механические показатели: прочность при растяжении в продольном и поперечном направлениях в среднем в 2,5 раза превышает установленную для обычного ПЭВП, относительное удлинение при разрыве в среднем в три раза выше, а усилие

на прокол – в два раза выше, чем у традиционных ПЭ пленок. Очень важно отметить, что уровень сопротивления ударным нагрузкам бимодалов почти в два раза выше, чем у базовых ПЭ при обычных температурах и более чем в три раза при температуре - 20 ° С, что говорит о прекрасной стойкости этих материалов к глубокой заморозке. Возможность стабильного производства пленок толщиной 15, 18 и 20 мкм делают этот материал так же экономически выгодным при расчете стоимости единицы упаковки. Основные направления использования пленок на основе бимодального ПЭ это ламинационные пленки, термосвариваемые слои, пленки для производства пакетов, выдерживающих высокие нагрузки, в том числе для упаковки удобрений и вкладыши в биг-бэги. Широко получают из бимодального ПЭ плёнки для упаковки продуктов глубокой заморозки и для упаковки продуктов питания, в том числе молока и молочных продуктов. Прекрасная термосвариваемость позволяет увеличить производительность фасовочного оборудования, а необычный внешний вид делает упаковку привлекательной. Известны плёнки из бимодального ПЭ для гигиенического и медицинского назначения: упаковка одноразовых шприцов, прокладок, производство медицинских перчаток и т.п. Пакет из плёнки на основе бимодального ПЭ толщиной 70 мкм способен выдерживать нагрузки аналогичные упаковке в 220 мкм из обычного ПЭ. Энергия затрачиваемая на сварку плёнки 220 мкм и 70 мкм существенно отличается, так же как и производительность сварочных машин при производстве пакетов толщиной 220 мкм и 70 мкм. При фактически равной цене обычного и бимодального ПЭ, использование плёнок в три раза тоньше даёт существенный экономический эффект в себестоимости единицы продукции.

Бимодальный ПЭ обладает высокой стойкостью к быстрому распространению трещин, благодаря чему он широко используется в производстве высоконапорных *труб* на рабочее давление до 12 атм. для газообразных продуктов и до 25 атм. для холодной и горячей воды. Для труб из этого материала характерна отличная стойкость к растрескиванию и ползучести, что является основным недостатком для большинства видов ПЭ. Трубы из бимодального ПЭ выдерживают значительные сдвиги грунтов при оползнях и землетрясениях, они легко свариваются на месте монтажа, имеют практически беспредельную длину после монтажа и могут выпускать с большим диаметром (до 2 метров) и длительным сроком эксплуатации (до 50 лет и более). Трубы из данного материала, вследствие высокой химической и коррозионной стойкости, а также прекрасных органолептических характеристик, могут использоваться для транспортировки химически агрессивных реагентов, пищевых продуктов и т.п.

Не менее важной областью применения бимодального ПЭ является производство разнообразных емкостей и хранилищ очень больших размеров и с меньшей толщиной стенок, чем у обычных ПЭ, методами ротационного и выдувного формования. Для этих изделий характерна прекрасная жесткость и долгосрочная стойкость к растрескиванию. Из бимодалов получают химические канистры, емкости и хранилища, автомобильные топливные баки, огромные промышленные контейнеры, ящики для пива и контейнеры для фруктов.

Также из бимодального ПЭ получают сверхпрочные ленты, нити и сетки для упаковки и перевозки различных товаров и продуктов.

Литература

1. Knuuttila H., Lehtinen A. and Pakarinen A.N. Advanced Polyethylene Technologies–Controlled Material Properties // Advances in Polymer Science.– 2004. – V. 169. – P. 13–28.
2. Syed Faisal H., Vernon William D. Status of Low Pressure PE Process Technology Licensing // Chemical Market Resources Inc. – 2002. – V. 7.– N. 6. – P. 18–27.
3. Petrochemical Processes Handbook 2005.
4. Международные новости мира пластмасс. – 2005. – №7/8.
5. Бондарчук А. Обзор мирового рынка полиэтилена // Полимеры-деньги. – 2005. –№5 (7).

Bibliography (transliterated)

1. Knuuttila H., Lehtinen A. and Pakarinen A.N. Advanced Polyethylene Technologies–Controlled Material Properties Advances in Polymer Science.– 2004. – V. 169. – P. 13–28.
2. Syed Faisal H., Vernon William D. Status of Low Pressure PE Process Technology Licensing Chemical Market Resources Inc. – 2002. – V. 7.– N. 6. – P. 18–27.
3. Petrochemical Processes Handbook 2005.
4. Mezhdunarodnyie novosti mira plastmass. – 2005. – #7/8.
5. Bondarchuk A. Obzor mirovogo ryinka polietilena Polimeryi-dengi. – 2005. –#5 (7).

УДК 678.5

Лебедев В.В.

**БІМОДАЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ ОДЕРЖАННЯ ПОЛІЕТИЛЕНУ 3-ГО ПОКОЛІННЯ
(ОГЛЯД)**

У статті проведений огляд з питання одержання поліолефінів 3-го покоління – бімодальних поліетиленів. Приведені основні промислові ліцензовані технології отримання бімодальних поліетиленів за одно- і двуреакторними схемами, розглянуті особливості їх синтезу. Охарактеризовані їх основні властивості і сфери застосування.

Lebedev V.V.

**BIMODAL TECHNOLOGIES OF RECEPTION OF THIRD GENERATIONS
POLYETHYLENE (SURVEY)**

In paper the survey concerning reception of third generation polyolefins – bimodal polyethylenes is made. The basic licensed technologies of reception of bimodal polyethylenes

on one-and two-reactor to circuit designs is resulted, features of their synthesis are observed. Their key properties and ranges of application are characterised.