

Литература

1. Безрядин М. М. Синтез модального регулятора с компенсацией внешнего возмущения для объекта с параметрической неопределенностью по критерию максимальной робастности / М. М. Безрядин, Г. И. Лозгачев // Труды СПИИРАН. – 2012. – Вып. 2(21). – С. 41–55.
2. Григорьев, В. В. Синтез систем автоматического управления методом модального управления / [В. В. Григорьев и др.]. – СПб., 2007.
3. Клепиков, В. Б. Применение методов нейронных сетей и генетических алгоритмов в решении задач управления электроприводами / [В. Б. Клепиков и др.] // Электротехника. – 1999. – №5. – С. 2–6.
4. Кожевников, А. В. Применение метода модального управления для повышения стабильности работы электро-механических систем прокатного производства / А. В. Кожевников // Производство проката. – 2013. – №11. – С. 35–39.
5. Кожевников, А. В. Разработка функции самонастройки системы управления электроприводом на базе

генетического алгоритма / А. В. Кожевников, В. Н. Волков // Автоматизация и современные технологии. – №2. – 2015. – С. 41–45.

6. Кочнева, Т. Н. Модальное управление электромеханическими системами в металлургии / Т. Н. Кочнева, А. В. Кожевников, Н. В. Кочнев // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2013. – №1(45). – Т. 1. – С. 14–19.

7. Кочнева, Т. Н. Синтез модального регулятора и оценка эффективности модального управления для двух-массовых электромеханических систем / Т. Н. Кочнева, А. В. Кожевников, Н. В. Кочнев // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2013. – №4 (52). – Т. 4. – С. 15–22.

8. Тарарыкин, С. В. Робастное модальное управление динамическими системами / С. В. Тарарыкин, В. В. Тютиков // Автоматика и телемеханика. – 2002. – №5. – С. 41–55.

9. Genetic Algorithm and Direct SearchToolboxUser's Guide. – URL: [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com).

УДК 66.048

**С. В. Лукин, Н. Н. Сеницын**  
Череповецкий государственный университет,  
**А. Н. Сурикова**  
Вологодский государственный университет

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ УСТАНОВКИ ПО ВЫПАРИВАНИЮ ВЛАГИ ИЗ НЕФТЕШЛАМА

В статье представлена методика теплового расчета утилизационных ступеней в установке по выпариванию влаги из нефтешлама, позволяющих увеличить производительность установки и снизить расход топлива в греющем котле на единицу выпариваемой влаги.

Блок разделения нефтешламов, выпарная установка, утилизация теплоты, нефтешлам.

The paper presents the method of heat calculation of utilizing stages of the unit for evaporating moisture from oil slime allowing to increase an output of the unit and reduce the specific consumption of fuel by water heating boiler.

Separation oil slime unit, evaporation plant, heat utilization, oil slime.

### Введение.

В работе [2] описана принципиальная тепловая схема и представлена методика теплового расчета установки по выпариванию влаги из нефтепродуктов (блока разделения нефтешламов, далее – БРНШ). В результате поверочного теплового расчета существующей установки БРНШ-3 (цифра «3» означает объем нефтешлама, м<sup>3</sup>, загружаемого в установку) установлено, что данная установка имеет следующие недостатки. Во-первых, в режиме выпаривания тепловая мощность, передаваемая от греющей воды к нефтешламу, значительно (в несколько раз) меньше номинальной тепловой мощности водогрейного котла, что связано с недостаточной поверхностью нагревателя и что обуславливает низкую производи-

тельность установки. Во-вторых, теплота пара, образующегося при выпаривании влаги из нефтешлама, никак не используется и теряется в окружающей среде (отводится через калориферы). Это связано с низкой тепловой экономичностью установки и свидетельствует об уменьшении ее возможной производительности.

### Основная часть.

В данной работе рассмотрен способ утилизации теплоты пара, выходящего из блока разделения нефтешлама. На рис. 1 представлена принципиальная тепловая схема установки по выпариванию влаги из нефтепродуктов с утилизационными теплообменниками.

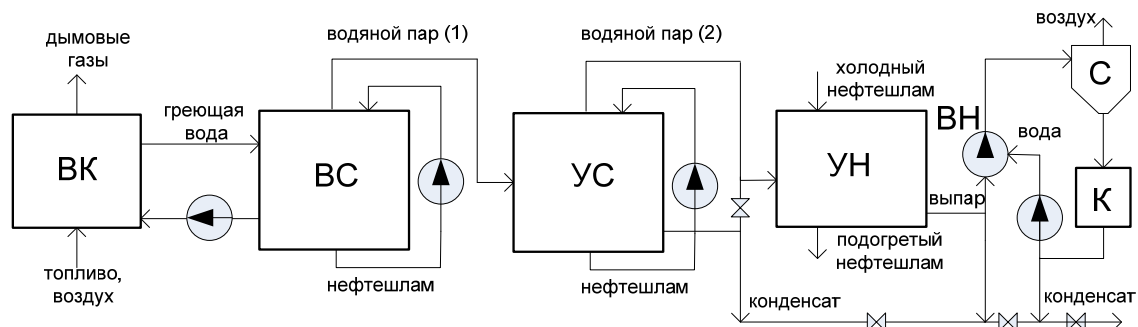


Рис. 1. Тепловая схема установки БРНШ с утилизационными теплообменниками

Установка, показанная на рис. 1, состоит из следующих основных элементов: ВК – водогрейный котел; ВС – выпарная ступень (основная), обогреваемая водой из котла; УС – утилизационная выпарная ступень; УП – утилизационный подогреватель нефтьшлама; ВН – вакуумный водокольцевой насос; С – сепаратор; К – калорифер. Установка включает также циркуляционные насосы для воды и нефтьшлама, линии греющей и охлаждающей воды, пара и конденсата.

Установка работает периодически следующим образом. В основную и утилизационную выпарные ступени загружается предварительно нагретый нефтьшлам, примерно одинакового объема в каждую ступень. Предварительный нагрев нефтьшлама необходим для того, чтобы режим выпаривания в основной ступени наступал как можно быстрее, так как если основная эта ступень работает в режиме разогрева холодного нефтьшлама и пар из нее не выходит, то утилизационные подогреватели (УС и УП) в этот период не будут работать (из-за отсутствия греющего пара). После запуска установки, когда в основной выпарной ступени ВС начинается процесс выпаривания влаги из нефтьшлама, выходящий из нее первичный пар направляется для обогрева утилизационной выпарной ступени УС, где конденсируется внутри греющих труб. Теплота конденсации этого пара расходуется на испарение влаги в данной утилизационной ступени и на покрытие тепловых потерь. Вторичный пар, выходящий из утилизационной ступени, направляется для обогрева утилизационного подогревателя УП, где за счет своей теплоты конденсации предварительно подогревает холодный нефтьшлам для следующего цикла работы обеих выпарных ступеней. Конденсат греющего пара, выходящий из утилизационной ступени и подогревателя, самотеком сливается в емкость, из которой периодически выпускается в атмосферу. Выпар греющего пара утилизационной выпарной ступени, содержащий несконденсированный пар и неконденсирующиеся газы, через дроссель направляется в линию вторичного пара, выходящего из данной ступени. Выпар, выходящий из утилизационного подогревателя УП, направляется на вакуумный насос ВН, где смешивается с охлаждающей водой и конденсируется, после чего образовавшаяся смесь воды и газов направляется в сепаратор С, соединенный с атмосферой. После удаления газов в сепараторе нагретая

вода направляется для охлаждения в калорифер К, после чего опять подается на вакуумный насос.

Поверхность нагрева утилизационной выпарной ступени предлагается выполнять в виде горизонтальных труб (с небольшим уклоном для стекания конденсата), внутри которых конденсируется греющий пар, а снаружи за счет свободной конвекции нагревается нефтьшлам. Принципиальная схема утилизационной выпарной ступени показана на рис. 2.

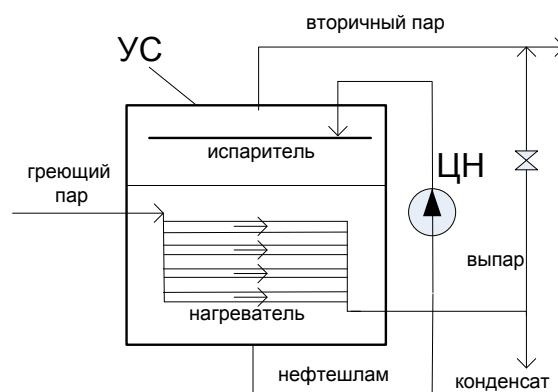


Рис. 2. Принципиальная схема утилизационной выпарной ступени

В емкость утилизационной выпарной ступени загружается подогретый нефтьшлам. После того, как в основной выпарной ступени начнется процесс выпаривания, первичный пар, выходящий из нее с температурой  $t_1$  и давлением  $p_1$ , поступает внутрь греющих труб утилизационной ступени, где конденсируется примерно при той же температуре и давлении, если не учитывать некоторого снижения давления пара из-за гидравлических потерь. После начала обогрева утилизационной ступени происходит нагрев нефтьшлама до температуры испарения  $t_2$ , определяемой давлением  $p_2$  в емкости утилизационной ступени, после чего в ней начинается процесс выпаривания влаги из нефтьшлама.

Выпаривание в основной и утилизационной ступенях, соединенных по ходу пара последовательно, происходит под вакуумом, создаваемом вакуумным водокольцевым насосом ВН. Нагретый нефтьшлам забирается из нижней части емкости выпарных ступеней циркуляционными насосами ЦН и подается на полки испарителя, расположенные в верхней части

емкости, служащие для увеличения массообменной поверхности нефтешлама. При частичном испарении влаги на полках испарителя нефтешлам охлаждается на несколько градусов и стекает обратно в нижнюю часть емкости ступеней.

Рассмотрим установившийся режим работы установки, когда обе выпарные ступени работают в режиме выпаривания. Пусть  $p_1, p_2$  – абсолютные давления внутри выпарных ступеней, которым соответствуют температуры образующегося в них пара  $t_1, t_2$ . Максимальный температурный напор между греющим паром и нефтешламом в утилизационной ступени равняется  $\Delta t_{\max} = t_1 - t_2$ ; средний температурный напор составляет  $\Delta t = \zeta \cdot \Delta t_{\max}$ , где коэффициент  $\zeta \leq 1$  зависит от гидравлических потерь при движении греющего пара и от расхода нефтешлама, перекачиваемого циркуляционным насосом в утилизационной ступени, влияющего на среднюю температуру нефтешлама в емкости. Чем меньше гидравлические потери и больше расход нефтешлама, тем ближе коэффициент  $\zeta$  к единице. Для максимального снижения гидравлических потерь нужно использовать схему с параллельным движением пара внутри греющих труб.

Пусть  $G_1, G_2$  – расходы пара, кг/с, образующегося в выпарных ступенях в установившемся режиме работы, причем расход пара  $G_1$ , выходящего из основной ступени, обогреваемой водой, принимаем заданным. В работе [2] рассмотрена методика определения величины  $G_1$  для конкретных условий работы выпарной ступени. Пусть  $r_1, r_2$  – теплота конденсации (испарения) водяного пара при давлениях  $p_1$  и  $p_2$ . В диапазоне давлений 0,006÷0,06 МПа, соответствующему диапазону температур конденсации 36,2÷85,9 °С, теплота конденсации изменяется в пределах 2416÷2293 кДж/кг.

Пусть  $Q_1 = G_1 \cdot r_1$  – тепловой поток, Вт, который выделяется при полной конденсации первичного пара с расходом  $G_1$  внутри труб нагревателя утилизационной ступени;  $Q_2 = G_2 \cdot r_2$  – тепловой поток, Вт, который затрачивается на образование вторичного пара с расходом  $G_2$  и который выделяется при его конденсации.

Тепловой баланс утилизационной ступени запишем в виде:

$$Q_2 = \eta \cdot Q_1, \quad (1)$$

где  $\eta \leq 1$  – тепловой к.п.д. утилизационной ступени. За счет надлежащей тепловой изоляции наружной поверхности корпуса ступени можно обеспечить значение величины  $\eta \geq 0,99$ .

Если для простоты в (1) принять  $\eta = 1$  и  $r = \text{const}$ , то в установившемся режиме будет выполняться:  $Q_1 = Q_2$ ;  $G_1 = G_2$ . Суммарная производительность установки составит  $G_{\Sigma} = 2 \cdot G_1$ . Таким образом, производительность установки возрастет примерно в 2 раза при том же расходе топлива, сжигаемого в водогрейном котле. Удельный расход топлива (на 1 кг выпаренной влаги) уменьшится при этом в 2 раза.

Тепловой поток через поверхность нагревателя УС, с учетом (1), равен:

$$Q_1 = Q_2 / \eta = k \cdot \Delta t \cdot F = k \cdot \zeta \cdot \Delta t_{\max} \cdot F, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи от греющего пара к нефтешламу в в УС, Вт/(м²·К);  $\Delta t$  и  $\Delta t_{\max}$  – средний и максимальный температурный напоры в УС, °С ( $\Delta t_{\max} = t_1 - t_2$ );  $\zeta$  – коэффициент, связывающий величины  $\Delta t$  и  $t_{\max}$  ( $\Delta t = \zeta \cdot t_{\max}$ );  $F$  – площадь поверхности нагревателя УС, определенная по наружному диаметру труб, м².

Если пренебречь гидравлическим сопротивлением при движении греющего пара и изменением температуры конденсации, то коэффициент  $\zeta$  можно рассчитать по выражению:

$$\zeta = (1 + 0,5 \cdot k \cdot F / W)^{-1},$$

где  $W = c_n \cdot G_n$ ;  $c_n$  – массовая теплоемкость нефтешлама, Дж/(кг·К);  $G_n$  – массовый расход нефтешлама, кг/с, перекачиваемого циркуляционным насосом. Из последней формулы следует, что при бесконечном увеличении величины  $W$  коэффициент  $\zeta$  стремится к единице, что, однако, потребует бесконечных затрат энергии на перекачку нефтешлама. На рис. 3 показана зависимость коэффициента  $\zeta$  от величины  $\omega = W/(k \cdot F)$ .

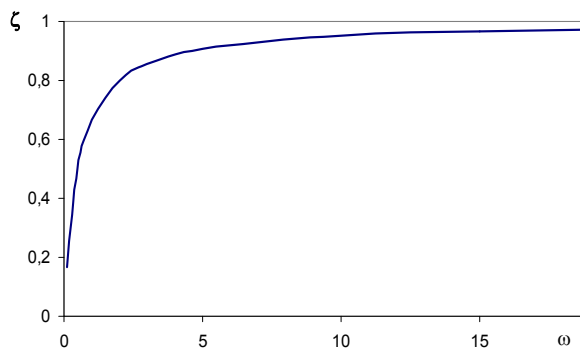


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\zeta$  от величины  $\omega = W/(k \cdot F)$

Из рис. 3 следует, что при  $\omega = 5$  ( $W = 5 \cdot k \cdot F$ ) величина  $\zeta \approx 0,9$ . При увеличении  $\omega$  от 5 до 10 величина  $\zeta$  возрастает от 0,9 до 0,95, т. е. всего на 5,5 %, тогда как расход электроэнергии  $N$  на перекачку нефтешлама возрастет примерно в  $2^3 = 8$  раз (так как  $N \sim W^3$ ). При уменьшении  $\omega$  от 5 до 2 величина  $\zeta$  уменьшится от 0,9 до 0,8, т. е. на 12,5 %, тогда как расход энергии на перекачку нефтешлама сократится в 15,6 раз. Уменьшение величины  $\zeta$  потребует соответствующего увеличения поверхности нагревателя, т. е. его стоимости. Оптимальное значение величины  $\omega$ , а значит и  $\zeta$ , должно определяться из технико-экономических расчетов. Можно принять, что рациональное значение  $\zeta$  находится в диапазоне

0,8÷0,95, что соответствует  $\omega = 2 \div 10$ ; при этом рациональный расход нефтешлама  $G_n = (2 \div 10) \cdot k \cdot F / c_n$ .

Коэффициент теплопередачи от греющего пара к нефтешламу  $k$  в утилизационной ступени определяется выражением, как для плоской стенки [1]:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_c/\lambda_c + 1/\alpha_2}, \quad (3)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к внутренней поверхности труб;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности труб к нефтешламу;  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности стенки труб;  $\delta_c$  – толщина стенки труб.

Отметим, что термические сопротивления теплоотдачи на внутренней поверхности трубы  $1/\alpha_1$  и стенки трубы  $\delta_c/\lambda_c$  во много раз меньше термического сопротивления теплоотдачи от наружной поверхности трубы  $1/\alpha_2$ . Поэтому в первом приближении можно принять  $k \approx \alpha_2$ . При этом средние температуры на наружной и внутренней поверхностях труб в первом приближении равны:  $t_{c2} \approx t_{c1} = t_1 - \delta t_b$ , где  $t_1$  – температура конденсации (насыщения) первичного пара; величина  $\delta t_b$  составляет доли градуса.

Поскольку коэффициент  $\alpha_1$  примерно на два порядка превышает коэффициент  $\alpha_2$  и слабо влияет на коэффициент теплопередачи  $k$ , то нижнее значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  можно определить по формуле Нуссельта для расчета теплоотдачи при конденсации неподвижного пара внутри горизонтальных труб [3]:

$$\alpha_1 = 0,65 \cdot \left( \frac{\lambda_b^3 \cdot \rho_b^2 \cdot g \cdot r}{\mu_b \cdot \delta t_b \cdot d_b} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

где теплофизические параметры конденсата (воды)  $\lambda_b$ ,  $\rho_b$ ,  $\mu_b$  выбираются при температуре конденсации  $t_1$  ( $\lambda_b$  – коэффициент теплопроводности;  $\rho_b$  – плотность;  $\mu_b$  – динамический коэффициент вязкости воды);  $r$  – теплота конденсации пара при температуре  $t_n$ ;  $\delta t_b = t_1 - t_{c1}$  – разность температур конденсации пара и внутренней поверхности греющей трубы;  $d_b$  – внутренний диаметр трубы. Все величины в (4) имеют размерность единиц СИ.

Коэффициент теплоотдачи к нефтешламу  $\alpha_2$  можно рассчитать по известной формуле для расчета теплоотдачи при свободной конвекции жидкости возле горизонтальных труб [3]:

$$\alpha_2 = 0,5 \cdot \lambda_n \cdot \left( \frac{g \cdot \beta_n \cdot \delta t_n}{\nu_n^2 \cdot d_n} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr_n}{Pr_{c2}} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

где  $\lambda_n$ ,  $\beta_n$ ,  $\nu_n$  – коэффициенты теплопроводности, температурного объемного расширения, кинематической вязкости нефтешлама при его средней температуре  $t_n$ ;  $d_n$  – наружный диаметр труб;  $Pr_n$ ,  $Pr_{c2}$  – числа Прандтля нефтешлама при температурах  $t_n$  и

$t_{c2}$ ;  $\delta t_n = t_{c2} - t_n$  – разность температур наружной поверхности труб и средней температуры нефтешлама.

Средняя температура нефтешлама в утилизационной ступени определяется выражением:

$$t_n = t_2 + \Delta t_{\max} (1 - \zeta) = t_1 - \zeta \cdot (t_1 - t_2).$$

Приближенно температура  $t_n$  на  $1 \div 2$  °С превышает температуру испарения  $t_2$ .

Теплофизические свойства нефтешлама, особенно коэффициенты теплопроводности и вязкости, значительно влияют на коэффициент  $\alpha_2$  (а значит, и  $k$ ). Так как нефтешлам представляет из себя масляную эмульсию, в которой капельки воды содержатся внутри масляной фазы, то теплофизические параметры нефтешлама, влияющие на конвективный теплообмен, в первом приближении можно принять равными свойствам масла. Однако теплофизические свойства в какой-то мере зависят от влагосодержания в нефтешламе. Данный вопрос требует дополнительных исследований, хотя опыт эксплуатации БРНШ показал, что в процессе выпаривания при неизменных температурных условиях коэффициент теплопередачи остается практически постоянным, из чего следует, что теплофизические свойства нефтешлама, влияющие на теплоотдачу, слабо зависят от влагосодержания, если оно не слишком велико (меньше 30 %).

Разность температур  $\delta t_n$  также существенно влияет на коэффициент  $\alpha_2$ . Величина  $\delta t_n$  примерно равна среднему температурному напору в данной ступени:  $\delta t_n \approx \Delta t = t_1 - t_n$ , так как величина  $\delta t_b$  и перепад температур в стенке трубы составляют доли градуса. Поэтому, как следует из формулы (5),  $k \approx \alpha_2 \sim \Delta t^{0,25}$ , а плотность теплового потока от греющего пара к нефтешламу  $q = k \cdot \Delta t$  будет примерно пропорциональна  $q \sim \Delta t^{1,25}$ .

Более точное определение величин  $k$  и  $q$  можно провести в таком порядке. Принимаем, что  $\delta t_n \approx \Delta t$ , по формуле (5) рассчитываем в первом приближении коэффициент  $\alpha_2$ , и плотность теплового потока  $q \approx \alpha_2 \cdot \Delta t$ . Поскольку  $q = \alpha_1 \cdot \delta t_b$ , то, используя формулу (4), выразим температурный напор на внутренней поверхности трубы  $\delta t_b$ :

$$\delta t_b = \left( \frac{q}{0,65} \right)^{4/3} \cdot \left( \frac{\mu_b \cdot d_b}{\lambda_b^3 \cdot \rho_b^2 \cdot g \cdot r} \right)^{1/3}. \quad (6)$$

Зная величину  $\delta t_b$ , по формуле (4) рассчитывается коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности  $\alpha_1$ , после чего по формуле (3) уточняется значение коэффициента теплопередачи  $k$ ; определяется плотность теплового потока  $q = k \cdot \Delta t$ . Уточняется величина  $\delta t_n$  по формуле:  $\delta t_n = \Delta t - q(1/\alpha_1 + \delta_c/\lambda_c)$ . По формуле (5) более точно определяются коэффициент  $\alpha_2$ ; определяется величина  $q = \alpha_2 \cdot \delta t_n$ ; по формулам (6) и (4) определяется коэффициент  $\alpha_1$ ; наконец, по формуле (3)

рассчитывается коэффициент теплопередачи  $k$ . Дальнейших итераций обычно не требуется.

Рассмотрим пример. Пусть температура греющего пара составляет  $t_1 = 75^\circ\text{C}$ , что соответствует давлению 0,039 МПа. Среднюю температуру нефтешлама принимаем равной  $t_n = 55^\circ\text{C}$ . Средний температурный напор между паром и нефтешламом составит:  $\Delta t = t_1 - t_n = 20^\circ\text{C}$ . В качестве греющих труб утилизационной ступени выбираем горизонтальные стальные трубы Ду-40 с наружным диаметром  $d_n = 0,048$  м, с внутренним диаметром  $d_v = 0,040$  м, с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_c = 51,5$  Вт/(м·К). Теплофизические свойства нефтешлама принимаем, как у трансформаторного масла, по данным [3]. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  на наружной поверхности греющих труб, рассчитанный по формуле (5) при  $\delta t_n \approx 20^\circ\text{C}$ , составит  $\alpha_2 = 90,9$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Величина  $q \approx \alpha_2 \cdot \Delta t = 1818$  Вт/м<sup>2</sup>. Величина  $\delta t_v$ , рассчитанная по формуле (6), равна  $\delta t_v \approx 0,1^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ , рассчитанный по формуле (4), равняется  $\alpha_1 = 27980$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Коэффициент теплопередачи, рассчитанный по (4), равняется  $k = 90,1$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Дальнейшие итерации не приводят к увеличению точности расчета. Таким образом, расчет показал, что  $k \approx \alpha_2$ , и  $\delta t_n \approx \Delta t$ .

При конструктивном расчете утилизационной ступени следует задаться значениями давлений  $p_1$  и  $p_2$  внутри выпарных ступеней, определяющих температуры первичного и вторичного пара  $t_1$  и  $t_2$ , значением коэффициента  $\zeta$ , и расходом первичного пара  $G_1$  из основной ступени в режиме выпаривания. Рассчитывается тепловой поток, отдаваемый при конденсации первичного пара:  $Q_1 = G_1 \cdot r_1$ . По формулам (3)–(6) рассчитывается коэффициент теплопередачи  $k$ , а из формулы (2) выражается необходимая площадь  $F$  поверхности нагревателя утилизационной ступени. Площадь поверхности  $F$  определяется по наружному диаметру труб  $d_n$  по формуле:  $F = \pi \cdot d_n \cdot l \cdot n$ , где  $l$  – длина одной трубы;  $n$  – число труб. После выбора длины трубы  $l$ , определяется необходимое число труб  $n$ .

Если в предыдущем примере принять  $G_1 = 0,031$  кг/с, то при  $r_1 = 2320$  кДж/кг величина  $Q_1$  равна 72,7 кВт. При  $\Delta t = 20^\circ\text{C}$  и  $k = 90,1$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) необходимая поверхность нагревателя утилизационной ступени равняется  $F = 40,3$  м<sup>2</sup>. В качестве греющих труб выбираем горизонтальные трубы Ду-40 длиной  $l = 2,5$  м. При наружном диаметре трубы  $d_n = 0,048$  м расчетное число труб составит  $n \approx 112$ .

Вторичный пар с температурой  $t_2$ , выходящий из утилизационной ступени УС в режиме выпаривания, направляется для обогрева утилизационного подогревателя УП, где подогревается холодный нефтешлам массой  $M$  с исходной температурой  $t_x \approx 25^\circ\text{C}$ . Утилизационный подогреватель представляет из себя емкость, соединенную с атмосферой, в нижней части которой расположены греющие трубы, погруженные в нефтешлам, внутри них частично конденсируется вторичный пар, а несконденсированный выпар откачивается вакуумным насосом. В процессе работы подогревателя УП нефтешлам разогревается

примерно до температуры конденсации вторичного пара  $t_2$ .

Должно выполняться равенство:  $M = M_1 + M_2$ , где  $M_1$  и  $M_2$  – массы нефтешлама, загружаемые в основную и утилизационную выпарные ступени в следующий цикл работы установки. Массы  $M_1$  и  $M_2$  подбираются так, чтобы процесс выпаривания в утилизационной ступени заканчивался одновременно, или немного раньше, чем в основной ступени. Поскольку при разогретом нефтешламе процесс выпаривания в утилизационной ступени начинается практически сразу после начала процесса выпаривания в основной ступени, то соотношение масс  $M_1$  и  $M_2$  можно определить из уравнения теплового баланса:

$$M_1 \cdot \phi \cdot r_1 \cdot \eta = M_2 \cdot \phi \cdot r_2 \cdot \eta,$$

откуда получается:  $M_2/M_1 = \eta \cdot r_1/r_2$ . При температурах  $t_1 = 75^\circ\text{C}$  и  $t_2 = 55^\circ\text{C}$  теплота испарения соответственно равна:  $r_1 = 2320$  кДж/кг;  $r_2 = 2370$  кДж/кг. Если принять  $\eta = 0,98$ , то получится  $M_2/M_1 \approx 0,96$ .

Рассмотрим, какая часть теплоты вторичного пара из УС расходуется на разогрев нефтешлама в утилизационном подогревателе. При температуре холодного нефтешлама  $t_x$  и температуре нагретого нефтешлама  $t_n \approx t_2$ , количество теплоты, израсходованной на его нагрев, составит:  $Q_n = c_n \cdot M \cdot (t_n - t_x)$ . Количество теплоты, выделяемой при конденсации вторичного пара:  $Q_p = M_2 \cdot \phi \cdot r_2$ , где  $\phi$  – начальное влажосодержание в нефтешламе.

Примем следующие параметры:  $M_2 \approx M_1$ ;  $M \approx 2M_2$ ;  $\phi = 0,2$ ;  $c_n = 2,5$  кДж/(кг·К);  $r_2 = 2370$  кДж/кг;  $t_x = 20^\circ\text{C}$ ;  $t_n = 55^\circ\text{C}$ . Соотношение величин  $Q_n$  и  $Q_p$  равно:

$$Q_n/Q_p \approx 2c_n \cdot (t_n - t_x) / (\phi \cdot r_2) \approx 0,25.$$

Таким образом, лишь небольшая часть теплоты вторичного пара может быть использована для нагрева нефтешлама, поэтому необходимая площадь поверхности нагрева утилизационного подогревателя в несколько раз меньше, чем у утилизационной ступени.

### Выводы.

Разработаны мероприятия по совершенствованию тепловой работы блока разделения нефтешлама. Предложена методика теплового расчета утилизационной выпарной ступени, позволяющей увеличить производительность установки и снизить удельный расход топлива на выпаривание влаги.

### Литература

1. Исаченко, В. Л. Теплопередача / [В. Л. Исаченко и др.]. – М., 1981.
2. Лукин, С. В. Тепловой расчет установки по выпариванию влаги из нефтепродуктов / С. В. Лукин, Н. Н. Синицын, А. Н. Сурикова // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2015. – №4(65). – С. 33–37.
3. Лыков, А. В. Теплообмен: Справочник / А. В. Лыков. – М., 1978.