



ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ И ТЕКУЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ РЕКУПЕРАЦИОННЫХ СИСТЕМ АВТОКЛАВНЫХ БАТАРЕЙ НИКОЛАЕВСКОГО ГЛИНОЗЕМНОГО ЗАВОДА

В.В. Лещев¹, В.О. Голубев¹,
П.П. Горовой², В.Е. Силецкий², А.А. Медведь²

¹ООО «РУСАЛ-ИТЦ», Россия, 199106, Санкт-Петербург, В.О., Средний пр., 86.

²ООО «НГЗ», Украина, 54051, г. Николаев, Октябрьский пр., 471.

Аннотация. Создана математическая модель рекуперативного контура автоклавных батарей, позволяющая оценивать «скрытые» параметры их работы, такие как: степень заполнения нагревателей конденсатом; долю площади нагревателей, теряемую в результате экстенсивного нагрева пульпы перегретым паром; температурную депрессию алюминатного раствора; перегрев пара при дросселировании; коэффициенты теплопередачи нагревателей с учетом накопленной инкрустации к текущим суткам от начала кампании; возможность проскока пара между сепараторами; реверсные потоки пара из сепараторов в самоиспарители в обход нагревателей. Настройка модели проведена на основе данных теплотехнических обследований. По результатам исследования рекомендовано осуществить мероприятия по установке клапана противодавления на выходе из последнего реакционного автоклава, датчиков контроля уровня пульпы в сепараторах, регулирующих клапанов на пульпопроводах между сепараторами, заменить тип конденсатоотводчиков, обеспечить возможность регулирования уровня конденсата в самоиспарителях, установить систему увлажнения греющего пара ТЭЦ. В период 2011-2014 г.г. на ООО «НГЗ» рекомендации отчасти осуществлены. Произведена стабилизация давления в реакционных автоклавах, но не при помощи регулирующего клапана, а за счет установки диафрагмы меньшего диаметра в период промежуточной химической чистки нагревателей автоклавной батареи. Указанное мероприятие позволило дополнительно повысить энергоэффективность и подтвердило действенность разработанных рекомендаций. В работе также дана оценка остаточного ресурса экономии пара ТЭЦ по состоянию на апрель 2014 года с учетом того, что неусвоенная автоклавными батареями смесь пара и конденсата используется за пределами батареи.

Ключевые слова: математическая модель, автоклавная батарея, рекуперация тепла, энергоэффективность.

Цель и задачи работы

По состоянию на 2011 год тепловая схема автоклавных батарей НГЗ имела ряд серьезных проблем: система паро- и конденсатоотвода в рекуперативном контуре нагрева автоклавных батарей и настройка режима сепарации диафрагмами на перетоках сепараторов были не оптимальны, наблюдалось повышенное содержание щелочи в конденсате, а иногда происходили «проскоки» пульпы в паро-конденсатные линии, что приводило к снижению объема возврата чистого конденсата в качестве котловой воды на ТЭЦ. Несмотря на серьезные успехи, достигнутые усилиями специалистов завода и СЦ «МЕТАЛЛУРГ» по улучшению работы тепловой схемы автоклавных батарей и

снижению расхода пара ТЭЦ, потенциал ее совершенствования еще не полностью реализован.

За цикл работы автоклавной батареи между плановыми чистками и ремонтами (90 суток) происходит существенное снижение способности потреблять тепло нагревателями автоклавов в зонах высоких температур. Этому способствуют два синхронно действующих фактора: рост инкрустации на поверхности греющих трубок и снижение давления в головных сепараторах за счет износа диафрагм.

Работа системы сбора конденсата нуждается в постоянном контроле и корректировке. В начале кампании клапана на патрубках отбора конденсата из автоклавов и задвижки на отборе пара из сепараторов полностью открыты. Со временем приходится для

предотвращения щелочения головных сепараторов постепенно закрывать клапаны стока конденсата, а затем когда ресурс их регулирования исчерпывается – ограничивать отбор пара из сепаратора и подавать редуцированный пар ТЭЦ (пар 15 атм) в сопряженные нагреватели.

Следствием такого управления является дросселирование сепараторного пара, снижение его греющей способности и выведение из регенеративного контура 1-3 сепараторов и соответствующих нагревателей автоклавов с соответствующим снижением их эффективности (температуры регенеративного нагрева). Одновременно происходит понижение реакционной температуры нагрева пульпы с 230 до 200 °С за цикл между плановыми ремонтами и чистками. Снижение температуры удается стабилизировать на 215 °С за счет подачи редуцированного пара 15 атм в нагреватели рекуперативного контура.

Существенным фактором, осложняющим и ухудшающей работу конденсатной схемы, является отсутствие датчиков уровня пульпы в сепараторах, без которых невозможно обеспечить адекватное управление процессом и избежать щелочения и выбросов пульпы в пароконденсатную систему.

Таким образом, существенную долю времени (не менее 50 %) тепловая схема автоклавной батареи работает в режиме, далеком от оптимального. Это позволяет прогнозировать наличие существенного потенциала совершенствования ее теплового режима.

Целью работы является прогноз достижимого ресурса оптимизации рекуперационных систем, обеспечивающих снижение теплопотребления автоклавных батарей.

Объем исходных данных

Исходными данными для работы являлись результаты трех теплотехнических обследований автоклавных батарей, проведенные в период с апреля 2011 г. по май 2014 г.

В процессе обследований фиксировались:

- потоки сырой пульпы и пульпы подслащения в сепаратор De05;
- поток и температура пара 6 атм. из самоиспарителя чистого конденсата Ba07;
- поток температура и давление пара ТЭЦ в нагреватели реакционных автоклавов Re09 – Re12;
- потоки и температуры оборотного раствора в нагреватели Ер00, Ер01;
- давления в сепараторах;
- температуры пара из сепаратора и при входе в нагреватели автоклавов;
- температуры конденсата чистого, грязного на выходе из самоиспарителей;
- температуры отходящего конденсата из автоклавов.

Температуры при возможности определяли по показаниям приборов заводской системы КИПА и дублировали измерением температуры на стенке трубопровода пирометром.

Методика расчета и оцениваемые параметры

Расчет параметров процесса осуществлялся с использованием математической модели автоклавной батареи, представляющей собой систему алгебраических уравнений. Для обеспечения единственности решения в состав системы были включены следующие группы уравнений:

- характеризующие физические свойства материальных потоков;
- учитывающие потери напора на местных сопротивлениях;
- законы термодинамики для фазового перехода жидкость-пар для пульпы и конденсата;
- законы сохранения массы и энергии для сепараторов пара, самоиспарителей конденсата, нагревателей;
- бесконтактного теплообмена между насыщенным и перегретым паром и пульпой, конденсатом и пульпой, учитывающие тип конструкции теплообменника;
- уравнения передачи массы и энергии между всеми аппаратами в границах расчета.

Ниже представлены описания наиболее интересных групп уравнений, использованных в расчете.

Структура математической модели

Математическая модель автоклавной батареи представляет собой совмещенную систему уравнений теплового баланса для каждого аппарата схемы. Уравнения модели группируются по типу аппарата (нагреватели, сепараторы, самоиспарители), дополненную температурными зависимостями свойств потоков и уравнениями передачи тепла в нагревателе, потерь давления на диафрагмах. Для расчета коэффициентов теплообмена в нагревателях базовая модель расширяется соответствующими уравнениями. Структура математической модели представлена на рис. 1.

Физические свойства материальных потоков

Вода и водяной пар. При расчете свойств воды и водяного пара использованы зависимости, рекомендованные МИ 2412-97.

Алюминатный раствор и пульпа. Температурная зависимость для теплоемкости алюминатного раствора в автоклавной батарее:

$$c_{liq,p} = (472,24(T - 273) + 713522) \cdot 10^{-6} \cdot 4,1868. \quad (1)$$

Теплоемкость пульпы рассчитывается по формуле:

$$c_{pul,p} = c_{s,p} x_{s,p} + c_{liq,p} (1 - x_{s,p}), \quad (2)$$

где T – температура, К; $c_{s,p} = 1000$ – теплоемкость твердой фазы пульпы (удельная теплоемкость боксита), Дж/(кг·К); $c_{liq,p}$ – теплоемкость раствора, Дж/(кг·К); $x_{s,p}$ – массовая доля твердого вещества в пульпе.

Динамический коэффициент вязкости алюминатного раствора, Па·с:

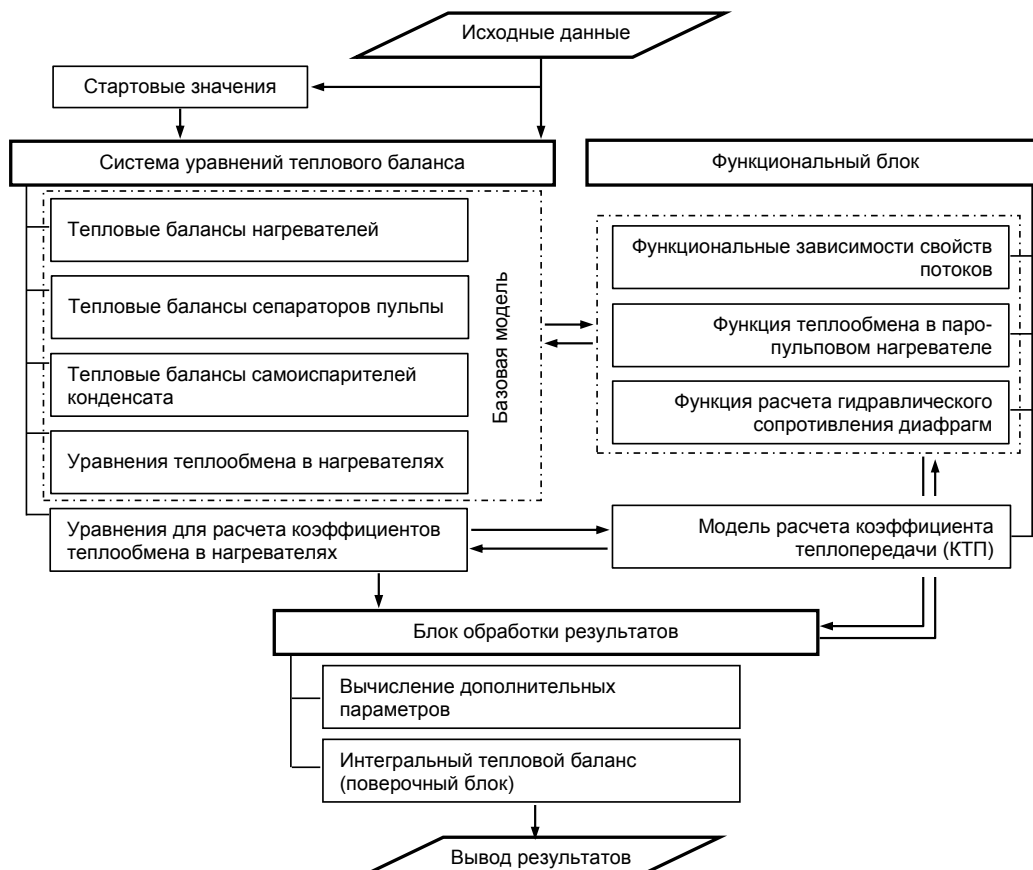


Рис. 1. Структура математической модели.

$$\mu_{пул} = 2,3117 \cdot 10^{-4} \cdot \exp\left(\frac{173,78}{T - 273}\right). \quad (3)$$

Плотность пульпы, кг/м³:

$$\rho_{пул} = 0,01[-0,0529(T - 273)^2 - 60,986(T - 273) + 142260] \quad (4)$$

Коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·К):

$$\lambda_{пул} = \lambda_{конд} - 0,1, \quad (5)$$

где $\lambda_{конд}$ – теплопроводность конденсата.

Температурная депрессия пульпы при давлениях, отличных от атмосферного, может быть рассчитана по формуле:

$$dt_{депр} = 1,62 \cdot 10^{-2} dt_0 T^2 / r_{вн}, \quad (6)$$

где dt_0 – температурная депрессия раствора при атмосферном давлении, К; T – температура пара, К; $r_{вн}$ – скрытая теплота парообразования, Дж/кг.

Течение двухфазной смеси с фазовым переходом пар-жидкость-пар

Термодинамика двухфазного потока

Моделируемые среды: алюминатная пульпа и пароконденсатная смесь являются многофазными газожидкостными потоками.

Принимая во внимание хорошую теплоизоляцию труб можно считать, что течение смеси в них является адиабатным. В таком случае, процессы, происходящие

в потоке, могут быть описаны следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} p'' + \frac{\rho_{см}'' u_{см}''^2}{2} = p' + \frac{\rho_{см}' u_{см}'^2}{2} - \Delta p; \\ i_{см}'' = i_{см}', \end{cases} \quad (7)$$

где p , $\rho_{см}$ и $u_{см}$ – статическое давление, плотность и скорость смеси соответственно, Па, кг/м³ и м/с; Δp – полное гидравлическое сопротивление трубы, Па.

Расчет полного гидравлического сопротивления трубы выполняется по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \sum \Delta p_{м.с.}, \quad (8)$$

где $\Delta p_{тр}$ – гидравлическое сопротивление трения, Па; $\sum \Delta p_{м.с.}$ – сумма потерь давления на местных сопротивлениях.

Гидравлическое сопротивление трения по гомогенной модели течения рассчитывается с помощью формулы [1]:

$$\Delta p_{тр} = \xi_{тр} \frac{\rho_{жс} u^2}{2} \frac{l}{d} \left(1 + x_m \left(\frac{\rho_{жс}}{\rho_n} - 1 \right) \right), \quad (9)$$

где $\xi_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения для смеси; $\rho_{жс}$ и ρ_n – плотности жидкости и пара соответственно, кг/м³; l – длина трубы, м; d – эквивалентный диаметр трубы; u – скорость смеси.

Коэффициент сопротивления трения можно определить по формуле:

$$\xi_{тр} = 0,04 u^{-0,25}, \quad (10)$$

которая справедлива для турбулентного режима течения в технически гладких трубах.

Местные сопротивления

При движении пульпы через перетоки сепараторов, на ее пути встречаются три типа местных сопротивлений: сужение потока на входе в трубу, преодоление диафрагмы с последующим выходом пульпы в сепаратор.

Потери давления при сужении потока можно рассчитать по формуле:

$$\Delta p_{np} = \xi_{суж} \frac{\rho_{ж} u^2}{2} \left(1 + x_m \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1 \right) \right), \quad (11)$$

где $\xi_{суж}$ – коэффициент сопротивления при сужении потока, который можно вычислить по формуле:

$$\xi_{суж} = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right)^{0,75}, \quad (12)$$

где F_1 и F_2 – площадь поперечного сечения трубы до и после сужения, м².

Потери давления на диафрагме при движении двухфазного потока выражаются зависимостью [1]:

$$\Delta p_o = \xi_o \frac{\rho_{см} u_{см}^2}{2 \rho_{ж}} \left\{ 1,26(1 - x_m) + \left[1 + x_m \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1 \right) \right]^{0,5} \right\}^2, \quad (13)$$

где ξ_o – коэффициент гидродинамического сопротивления диафрагмы.

Результаты исследований коэффициентов сопротивления диафрагм различного типа представлены в справочнике [2]. В общем случае значение коэффициента зависит от площадей всех трех сечений (трубы до диафрагмы, отверстия диафрагмы в свету и трубы после диафрагмы), формы диафрагмы (диффузор, конфузор, сопло, отверстие), радиуса скругления входной кромки. При расчете длинных диафрагм, диаметр которых меньше длины учитываются также потери по длине диафрагмы. Итоговое выражение для вычисления коэффициента сопротивления диафрагмы после некоторых обобщений может быть записано в виде:

$$\xi_o = \zeta \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,75} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + (2\zeta)^{0,5} \zeta \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) + \frac{\lambda}{D}, \quad (14)$$

где F_1 , F_0 и F_2 – площадь сечения трубы до диафрагмы, отверстия диафрагмы в свету и трубы после диафрагмы соответственно, м²; D – диаметр диафрагмы в свету, м; λ – коэффициент сопротивления трения; ζ и ζ – безразмерные параметры.

Значения величин, входящих в уравнение (14), вычисляются по следующим зависимостям (15)-(19):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\delta}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad (15)$$

$$Re = \frac{\rho_{см} u_{см} D}{\mu_{см}}, \quad (16)$$

$$\zeta = 0,03 + 0,47 \exp \left(-17,73 \frac{R}{D} \right); \quad (17)$$

$$\zeta = \left(2,4 - \frac{L}{D} \right) \cdot 10^{-\phi}, \quad (18)$$

$$\phi = 0,25 + 0,535 \frac{(L/D)^8}{0,05 + L/D}, \quad (19)$$

где $\mu_{см}$ – динамический коэффициент вязкости смеси, Па·с; R – радиус скругления входной кромки диафрагмы, м; L – длина диафрагмы, м.

Критические параметры истечения

Скорость звука в газожидкостной смеси без фазовых переходов определяется как скорость распространения малых возмущений волн сжатия и может быть вычислена по формуле Мэллока [3], справедливой при объемной концентрации пара порядка $x_v \approx 10^{-3}$:

$$c_{кр.1}^2 = \frac{k_{см} p}{\rho_{см} x_v} \quad (20)$$

где $c_{кр.1}$ – скорость звука в смеси, м/с,

или по упрощенной формуле, справедливой при том же порядке величины объемного паросодержания:

$$c_{кр.1} = \left[\left(\frac{1 - x_v}{c_{ж}} \right)^2 + \frac{\rho_{см} x_v}{k_{см} p} \right]^{-0,5}, \quad (21)$$

где $c_{ж}$ – скорость звука в жидкости, м/с, рассчитываемая по следующей приближенной зависимости:

$$c_{ж} = -213,465 + 9,93162T - 0,0140383T^2. \quad (22)$$

Критический перепад давления для случая течения газожидкостной смеси без фазовых превращений определяется по формуле:

$$\Delta p_{кр.1} = \frac{\rho_{см} c_{кр.1}^2}{2}. \quad (23)$$

В парожидкостной смеси, находящейся на линии насыщения, возможен другой механизм распространения возмущений – за счет изменения паросодержания при изменении давления. В отличие от первого случая, когда значения объемного паросодержания изменялось по причине сжатия/расширения пузырька, в случае парожидкостной смеси объемное паросодержание может меняться вследствие фазовых переходов. При адиабатическом переходе смеси из одного состояния в другое новому состоянию соответствует иная объемная доля пара, а, следовательно, и иная плотность смеси.

Если позволено допустить, что изменение плотности парожидкостной смеси происходит только за счет изменения давления, пар является идеальным газом, а фазовые превращения происходят мгновенно, то расчет скорости звука можно выполнить по следующей формуле:

$$c_{кр.2} = \frac{\rho(i_{нас.пар} - i_{ж})}{\rho_{ж}(1 - x_v)[i_{ж} - x_m(i_{нас.пар} - i_{ж})]^{0.5} \frac{TR_A}{M}} \quad (24)$$

Для сравнения, при температуре 220 °С в состоянии насыщения скорость звука в воде составляет 1263,9 м/с; в насыщенном паре 578,76 м/с; в парожидкостной смеси при массовом содержании пара 1 % она снижается до 33,9 м/с (рис. 2).

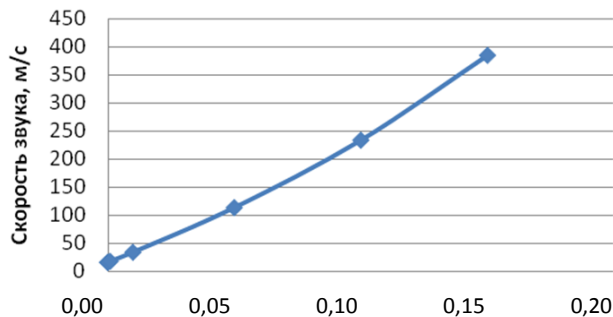


Рис. 1. Зависимость скорости звука от объемного паросодержания смеси при температуре 220 °С.

Таким образом, при зарождении мельчайших пузырьков пара в потоке жидкости, находящейся в состоянии насыщения, скорость звука в такой смеси скачкообразно снижается. Затем, по мере роста объемного паросодержания, она вновь начинает возрастать до тех пор, пока не достигнет скорости звука, характерной для пара. Поскольку профиль отверстий диафрагм не соответствует идеальному профилю сверхзвукового сопла, то неограниченное превышение скорости сверх критической такое сопло не обеспечивает, и при определенной скорости, которая, в нашем случае несколько выше скорости звука. Диафрагма имеет элементы сопла: диффузор и конфузор, что, позволяет несколько превысить скорость звука, но не устраняет явление «запирания» потока.

Критический перепад давления для случая течения парожидкостной смеси с фазовыми превращениями определяется по формуле:

$$\Delta p_{кр.2} = \frac{\rho_{ж} c_{кр.2}^2}{2} \quad (25)$$

В случае «запирания» потока дальнейшее повышение разности давлений между двумя аппаратами не приводит к увеличению пропускной способности соединяющей их трубы.

Математическое описание нагревателя

В настоящей работе предложена модель теплообменника, передача тепла в которой может происходить при трех состояниях греющей среды: перегретый пар, насыщенный пар и конденсат. Пар, приходящий в нагреватель, является перегретым. Перегрев пара обусловлен двумя причинами: температурной депрессией раствора, из-за которой пар становится перегретым уже в момент выхода из пульпы, и дросселированием пара на диафрагмах, в процессе которого перегрев пара усиливается.

Математическое описание нагревателя включает: уравнение передачи тепла от греющей среды к пульпе; уравнения для расчета коэффициента теплопередачи через цилиндрическую стенку трубы, причем на стенке с обеих сторон могут иметься инкрустации, что учтено в модели; формул для расчета коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к потоку пульпы; математических зависимостей, которые позволяют рассчитать значение коэффициента теплопередачи от греющей среды к стенке в каждом из трех возможных состояний.

Передача тепла через стенку трубы при спутном движении потоков

Количество тепла, передаваемое потоку пульпы в прямоточном нагревателе, определяется по формуле

$$Q = K_{нагр} \cdot F_{нагр} \ln \left(\frac{t'_{пар} - t'_{пуль}}{t''_{пар} - t''_{пуль}} \right) \times \left[(t'_{пар} - t'_{пуль}) - (t''_{пар} - t''_{пуль}) \right]^{-1} \quad (26)$$

где Q – мощность теплового потока, Вт; t'_{пар} и t''_{пар} – соответственно входная и выходная температуры греющего потока; t'_{пуль} и t''_{пуль} – входная и выходная температуры потока пульпы; K_{нагр} – коэффициент теплопередачи нагревателя, Вт/(м²·К); F_{нагр} – площадь теплообменной поверхности нагревателя, м².

Суммарный коэффициент теплопередачи от греющего потока к потоку пульпы, приведенный к наружному диаметру пульповой трубы определяется по формуле:

$$K_{нагр} = \frac{\pi}{d_{тр} + \delta_{тр}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 (d_{тр} + \delta_{тр} + \delta_{инкр.1})} + \frac{1}{2\lambda_{инкр.1}} \ln \left(\frac{d_{тр} + \delta_{тр} + \delta_{инкр.1}}{d_{тр} + \delta_{тр}} \right) + \frac{1}{2\lambda_{тр}} \ln \left(\frac{d_{тр} + \delta_{тр}}{d_{тр}} \right) + \frac{1}{2\lambda_{инкр.2}} \ln \left(\frac{d_{тр}}{d_{тр} - \delta_{инкр.2}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 (d_{тр} - \delta_{инкр.2})} \right)^{-1} \quad (27)$$

где δ_{тр}, δ_{инкр.1}, δ_{инкр.2} – толщины соответственно стенки пульповой трубы, слоя инкрустации со стороны греющей среды и со стороны пульпы; λ_{тр}, λ_{инкр.1}, λ_{инкр.2} – теплопроводности соответственно стенки пульповой трубы, слоя инкрустации со стороны пара и со стороны пульпы.

Площадь теплообменной поверхности, работающая в условиях теплоотдачи от перегретого пара определяется по формуле:

$$F_{пер.пар} = \begin{cases} \frac{m_{пар}(i_{пер.пар} - i_{нас.пар})}{K_{нагр.пер} \cdot T_{нап.пер.}}, \text{ при } F_{пер.пар} < F_{нагр} \\ F_{пер.пар} = F_{нагр}, \text{ при } F_{пер.пар} \geq F_{нагр} \end{cases} \quad (28)$$

Площадь теплообменной поверхности, работающая в условиях теплоотдачи от конденсирующегося пара, определяется по формуле:

$$F_{нас.пар} = \begin{cases} \frac{m_{пар}(i_{нас.пар} - i_{конд})}{K_{нагр.нас} \cdot T_{нап.нас.}}, \\ \text{при } F_{нас.пар} < F_{нагр} - F_{пер.пар}; \\ F_{нагр} - F_{пер.пар}, \\ \text{при } F_{нас.пар} \geq F_{нагр} - F_{пер.пар}. \end{cases} \quad (29)$$

Площадь теплообменной поверхности, работающая в условиях теплоотдачи от конденсата определяется по формуле:

$$F_{конд} = F_{нагр} - F_{пер.пар} - F_{нас.пар}. \quad (30)$$

Доля поверхности, находящаяся в состоянии теплообмена с перегретым, насыщенным паром или конденсатом, может быть определена по формуле:

$$f = F_i / F_{нагр}. \quad (31)$$

Коэффициент теплопередачи от стенки трубы к пульпе

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к потоку пульпы определяется интенсивностью перемешивания пульпы в автоклаве.

Критерий Рейнольдса для пульпы с учетом перемешивания определяется по формуле:

$$Re_{пуль} = 2 \cdot 10^{-6} K_{меш} \pi D_{меш} (D_{авт} - D_{меш}) / (60 v_{пуль}) + Re_0, \quad (32)$$

где $K_{меш}$ – коэффициент скорости мешалки, для турбулентного режима равный 0,75; $D_{авт}$ и $D_{меш}$ – диаметр автоклава и мешалки соответственно, м; $v_{пуль}$ – кинематический коэффициент вязкости пульпы, м²/с; $Re_0 \sim 10^{-3}$ – критерий Рейнольдса для потока пульпы в отсутствие перемешивания.

Критерий Прандтля для пульпы:

$$Pr_{пуль} = v_{пуль} c_{пуль} \rho_{пуль} / \lambda_{пуль}, \quad (33)$$

где $\mu_{пуль}$ – динамический коэффициент вязкости пульпы, Па·с; $\lambda_{пуль}$ – коэффициент теплопроводности пульпы, Вт/(м·К).

Критерий Нуссельта для пульпы:

$$Nu_{пуль} = 0.131 \cdot Re_{пуль}^{0.62} Pr_{пуль}^{0.72} \times \left(\frac{\lambda_{s.p}}{\lambda_{liq.p}} \right)^{0.05} \left(\frac{D_{mp}}{d_{s.p}} \right)^{0.05} \left(\frac{c_{s.p}}{c_{liq.p}} \right)^{0.35}, \quad (34)$$

где $\lambda_{s.p}$ и $\lambda_{liq.p}$ – соответственно теплопроводность твердого вещества пульпы и алюминатного раствора, Вт/(м·К); $c_{s.p}$ и $c_{liq.p}$ – соответственно теплоемкость

твердого вещества пульпы и алюминатного раствора Дж/(кг·К); $d_{s.p}$ – средняя крупность частичек боксита, м; D_{mp} – наружный диаметр трубок нагревателя, м.

Коэффициент теплопередачи от стенки к потоку пульпы определяется по формуле:

$$\alpha_2 = Nu_{пуль} \lambda_{пуль} / D_{mp}. \quad (35)$$

Коэффициенты теплоотдачи от перегретого пара и конденсата к стенке трубы

Расчет коэффициентов теплообмена при теплоотдаче от перегретого пара к пульпе и конденсата к пульпе аналогичен, и выполняется для соответствующих физических параметров среды с использованием приведенных ниже зависимостей.

Температурный напор зоны нагревателя:

$$T_{нап} = [(t'_{пар} - t'_{пуль}) - (t''_{пар} - t''_{пуль})] \ln \left(\frac{t'_{пар} - t'_{пуль}}{t''_{пар} - t''_{пуль}} \right)^{-1}. \quad (36)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_{пер.пар} = 4 \cdot m_{пар} v_{пар} / (\rho_{пер.пар} d_{mp}), \quad (37)$$

где $m_{пар}$ – массовый расход пара через одну из трубок нагревателя, кг/с; $v_{пер.пар}$ – кинематический коэффициент вязкости перегретого пара, м²/с; $\rho_{пер.пар}$ – плотность перегретого пара, кг/м³.

Критерий Прандтля для перегретого пара:

$$Pr_{пер.пар} = v_{пер.пар} c_{пер.пар} \rho_{пер.пар} / \lambda_{пер.пар}. \quad (38)$$

Критерий Нуссельта для перегретого пара:

$$Nu_{пер.пар} = 0,021 \cdot Re_{пер.пар}^{0.8} Pr_{пер.пар}^{0.43}. \quad (39)$$

Коэффициент теплопередачи греющего потока к стенке:

$$\alpha_1 = Nu_{пер.пар} \lambda_{пер.пар} / d_{mp}. \quad (40)$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке

Температурный напор:

$$T_{нап} = [(t'_{пар} - t'_{пуль}) - (t''_{пар} - t''_{пуль})] \ln \left(\frac{t'_{пар} - t'_{пуль}}{t''_{пар} - t''_{пуль}} \right)^{-1}. \quad (41)$$

Критерий Кухрена:

$$Ku = \frac{i_{нас.пар} - i_{конд}}{c_{нас.пар} \cdot T_{нап}}, \quad (42)$$

Критерий Прандтля для конденсата:

$$Pr_{конд} = c_{конд} \mu_{конд} / \lambda_{конд}, \quad (43)$$

где $c_{конд}$, $\mu_{конд}$ и $\lambda_{конд}$ – удельная теплоемкость, динамический коэффициент вязкости и теплопроводность конденсата соответственно, Дж/(кг·К), Па·с и Вт/(м·К).

Критерий, характеризующий удаление конденсата с поверхности теплообмена:

$$vz = \sqrt[3]{\mu_{конд}^2 / (g \rho_{конд}^2)}, \quad (44)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_{конд}$ – плотность конденсата, кг/м³.

Критерий Нуссельта для конденсации пара в трубе

$$Nu_{нас.пар} = 1.13 \cdot Ku^{0.25} Pr_{кoнд}^{0.25} (vz/h)^{0.25}, \quad (45)$$

где h – высота теплообменной поверхности, работающей в режиме конденсирующегося пара м.

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к стенке:

$$\alpha_1 = Nu_{нас.пар} \lambda_{кoнд} / (d_{np} + \delta_{np}), \quad (46)$$

где d_{np} и δ_{np} – соответственно внутренний диаметр и толщина стенки пульповой трубы, мм.

Математическое описание сепаратора и самоиспарителя

Уравнение теплового баланса сепаратора

Для сепаратора пульпы баланс тепла определяется зависимостью

$$m'_{пульп} c'_{пульп} t'_{пульп} = m_{v,сеп} (c_v t_v + L) + (m'_{пульп} - m_{v,сеп}) c''_{пульп} t''_{пульп}, \quad (47)$$

где $m'_{пульп}$ – массовый расход пульпы на входе в сепаратор; c_v и t_v – соответственно теплоемкость и температура пара.

Каскад сепараторов пульпы описывается системой таких уравнений. В уравнении для первого сепаратора

$$m'_{пульп} = m_{пульп0}. \text{ Для последующих } m'_{пульп(i)} = m_{пульп(i-1)}$$

$$\text{или } m'_{пульп(i)} = m_{пульп0} - \sum_{j=1}^{i-1} m_{v,сеп(j)}.$$

Уравнение теплового баланса самоиспарителя

Для самоиспарителя конденсата баланс тепла определяется зависимостью

$$m'_{кoнд} c'_{кoнд} t'_{кoнд} = m_{v,вap} (c_v t_v + L) + (m'_{кoнд} - m_{v,вap}) c''_{кoнд} t''_{кoнд}; \quad (48)$$

$$t''_{кoнд} \equiv t_v,$$

где $m'_{кoнд}$ – массовый расход конденсата на входе в самоиспаритель; c_v и t_v – соответственно теплоемкость и температура пара.

Расход конденсата на входе в самоиспаритель складывается из количеств пара, покинувших предыдущие ступени каскада

$$m'_{кoнд(i)} = \sum_{j=1}^{i-1} m_{v,сеп(j)}.$$

Расчет коэффициента резервирования по производительности сепаратора

Для расчета коэффициента резервирования по производительности сепаратора использован метод определения допустимой производительности сепараторов. Он сводится к определению максимально допустимой скорости потока пара в поперечном сечении сепаратора по формуле:

$$u_{пар.макс} = 0,0091 \sqrt{(\rho_{пульпа} - \rho_{пар}) / \rho_{пар}}, \quad (49)$$

где $u_{пар.макс}$ – максимально допустимая скорость пара, м/с; $\rho_{пульпа}$ и $\rho_{пар}$ – плотность соответственно пульпы и пара, кг/м³.

Коэффициент резервирования определялся как отношение максимально допустимой скорости пара в сепараторе к фактической, соответствующей рассчитанной на основе модели производительности сепаратора по пару:

$$k_{резерв.} = u_{пар.макс} / u_{пар.факт}, \quad (50)$$

где $k_{резерв.}$ – коэффициент резервирования по производительности сепаратора; $u_{пар.факт}$ – фактически достигаемая скорость пара в сепараторе, м/с.

Значение $k_{резерв.} = 1$ соответствует работе сепаратора на максимально допустимой производительности; значения $k_{резерв.} < 1$ свидетельствуют о том, что максимальная производительность сепаратора превышена, и это может приводить к выбросам пульпы вместе с паром; значения $k_{резерв.} > 1$ соответствуют штатному режиму работы сепаратора.

Описание результатов расчета и рекомендации

Идентификация параметров нагревателей

В ходе теплотехнического осмотра автоклавных батарей были проведены замеры температур пульпы и греющей среды на входе и выходе нагревателей. На основании этих данных проведены расчеты нагревателей всех батарей. Часть температурных измерений была выполнена с помощью пирометра, которым оценивалась температура наружной поверхности стенки трубы. Эти данные не всегда позволяют с достаточной точностью определить температуру потока, поэтому некоторые из этих значений были скорректированы.

Проведенные расчеты показали, что среднее значение коэффициента теплопередачи рекуперативных нагревателей составляет около для режима теплоотдачи от насыщенного пара к пульпе – около 2100 Вт/(м²К), от перегретого пара к пульпе – близко к 35 Вт/(м²К), от конденсата к пульпе – вблизи 90 Вт/(м²К).

В ходе работ по моделированию автоклавных батарей учтен перегрев пара над алюминатным раствором. Величина перегрева пара в активных нагревателях определялась как разница фактической температуры, измеренной датчиком и температурой насыщения пара при измеренном давлении. На выходе из сепараторов перегрев пара определялся термодинамическим расчетом в соответствии с составом раствора.

Результаты теплотехнического обследования показали, что температуры конденсата, стекающего из нагревателей, хорошо коррелируют с температурой насыщенного пара, определенной по давлению в самоиспарителях, в которые поступает стекший конденсат. Это указывает на то, что замеры температур конденсата, сделанные с помощью инфракрасных пирометров на наружной поверхности труб под слоем изоляции достаточно точны. Различия в значении температуры стенки конденсатопроводов после сепараторов и температуры насыщенного пара самоиспа-

рителей в большинстве случаев не превышают 2 °С, а такое отклонение может быть объяснено несовершенством способа измерений, который дает систематическую ошибку измерений из-за наличия термического сопротивления у стенки паропровода. В связи с тем, что точность измерений температуры конденсата подтверждена, эти значения были использованы для замыкания систем уравнений теплового баланса нагревателей.

Расчет толщины инкрустации теплообменной поверхности и коэффициента полезного использования поверхности нагревателя

Теплообменная поверхность нагревателя используется не полностью из-за влияния факторов, снижающих эффективность теплообмена. К ним относятся:

- инкрустация поверхности осадками;
- неполнота заполнения нагревателя пульпой;
- закупорка трубок нагревателей и преграждение поступления пара в них из-за выбросов пульпы вместе с сепараторным паром;
- наличие некоонденсируемых газов в верхнем торе и верхней части теплообменных трубок.

Оценить вклад каждого из этих факторов в отдельности не представляется возможным, поэтому в модели решено было выделить для самостоятельного анализа только толщину инкрустации теплообменной поверхности, т.к. она изменяется в течение кампании батареи. Все остальные факторы являются в большей или меньшей мере случайными, и они были учтены в значении коэффициента полезного использования теплообменной площади нагревателя.

Скорость инкрустации нагревателей осадками зависит от состава пульпы, температуры в нагревателе и многих других факторов. Отдельные исследования скорости инкрустации нагревателей осадками применительно к текущему сырью ООО «НГЗ» не проводились.

Обсуждая прогнозные значения скорости инкрустации теплообменных поверхностей, можно заметить, что наибольшие по величине значения соответствуют диапазону температур пульпы от 168 до 200 °С с максимумом около 175 °С.

Результаты расчета прогнозной скорости инкрустации нагревателей осадками и прогнозной толщины инкрустаций для ООО «НГЗ» при средних значениях температур пульпы приведены в табл. 1.

Таблица 1

Прогнозные значения скорости инкрустации и толщины осадков в нагревателях

Сутки	Средние значения температуры, С							Толщина слоя инкрустации, мм						
	1	9	44	51	61	65	93	1	9	44	51	61	65	93
Нагреватель														
Ra02	81	86	81	87	83	91	83	0,01	0,09	0,44	0,51	0,61	0,66	0,93
Ra03	93	98	92	101	96	104	97	0,01	0,10	0,50	0,58	0,69	0,74	1,05
Ra04	103	112	103	111	109	116	114	0,01	0,13	0,66	0,76	0,93	1,00	1,50
Ra05	113	123	115	122	122	124	125	0,02	0,22	1,14	1,32	1,63	1,75	2,66
Ra06	129	137	130	137	137	134	137	0,04	0,35	1,76	2,04	2,45	2,61	3,75
Ra07	150	158	145	151	154	145	149	0,05	0,42	1,97	2,27	2,74	2,92	4,22
Ra08	165	169	151	160	167	153	158	0,05	0,40	1,95	2,27	2,73	2,91	4,19
Ra09	182	183	163	177	171	167	176	0,03	0,28	1,63	1,92	2,31	2,48	3,56
Ra10	202	205	178	197	176	185	196	0,02	0,15	1,05	1,24	1,52	1,65	2,43
Ra11	213	218	189	209	181	196	205	0,02	0,17	0,97	1,11	1,36	1,46	2,13
Ra12	223	226	197	216	184	206	212	0,03	0,26	1,14	1,27	1,51	1,60	2,25

Проверка модели для оценки гидродинамических потерь на диафрагмах сепараторов

Проверку качества моделирования и уточнение параметров модели выполним на основе экспериментальных данных установки высокотемпературного трубчатого выщелачивания, по режимам работы которой собраны наиболее полные данные в ходе предыдущих исследований. В процессе идентификации проведем сопоставление полученных результатов как с данными наблюдений, так и с данными предыдущих расчетов, в которых была использована методика расчета потерь давления на диафрагме. В расчете можно пренебречь всеми прочими потерями давления за исключением потерь, возникающих на диафрагмах ввиду сравнительной малости других видов потерь.

На момент наблюдений установка ВТТВ работала первые дни после пуска. Расход пульпы составлял 174 м³/час. Исходные данные и результаты расчета

сопротивлений на перетоках сепараторов ВТТВ представлены в табл. 2. На рис. 3 показано как соотносятся фактические потери давления с рассчитанными по текущей и упрощенной методикам.

Основное преимущество методики (7)-(19) состоит в учете формы диафрагмы, кривизны скругления входной кромки в то время, как в прежнем методе эти факторы не принимались во внимание. Кроме того, с использованием формул для расчета критической скорости течения установлено, что на диафрагмах 620-го и 620а сепараторов перепад давлений практически совпадает с критическим, и можно предположить, что это различие не превышает ожидаемой погрешности результатов расчета. Причем в первом случае значение фактического перепада близко к критической скорости смеси без фазовых превращений, а во втором случае – критическому перепаду давлений для смеси с фазовыми превращениями.

В сепараторе № 620 близость к первому критическому перепаду давлений $\Delta p_{кр.1}$ можно объяснить следующими причинами: давление пульпы выше, чем

давление ее насыщения при этой температуре, т.к. давление перед диафрагмой поддерживается таким,

Таблица 2

Исходные данные и результаты расчета сопротивлений на перетоках сепараторов

Вход в сепаратор	Диаметр трубы, мм	Диаметр диафрагмы, мм	Длина диафрагмы, мм	Радиус скругл. кромки, мм	Доля пара (проскок) в потоке на входе, %	$dP_{факт.}$, атм	$dP_{расч.1}$ по формулам (7)-(19), атм	$dP_{расч.2}$, упрощ. модель, атм
620	191	37,5	105	10	Без проскока, $\Delta p = \Delta p_{кр.1}$	14,2	13,9	54
620а	191	60	105	10	Без проскока, $\Delta p = \Delta p_{кр.2}$	11,6	10,7	15,3
622	191	70	35	9	0,77	9,7	8,16	12,8
622а	191	70	35	9	0,00	7,9	7,38	10,4
623	191	73	35	9	0,00	5,7	5,58	7,53
624	203	84	35	9	0,00	2,9	3,01	3,83
625	203	88	35	9	0,65	3,7	2,39	4,89
626	203	89	35	9	0,18	2,6	2,11	3,44
627	203	113	35	9	0,68	2,1	0,78	2,77
628	203	132	35	9	0,46	1,6	0,39	2,11

чтобы избежать вскипания пульпы; но в потоке пульпы перед диафрагмой в небольшом количестве присутствуют неконденсируемые газы. Перед вторым же сепаратором статическое давление в потоке пульпы соответствует давлению насыщения и, поэтому, скорость такой смеси в пределе должна достичь второй критической скорости звука $c_{кр.2}$, которая характерна смеси с фазовыми превращениями.

сепаратора, поскольку коэффициент резерва по его производительности составляет более 40 крат, а с переполнением сепаратора пульпой. По мере износа диафрагмы сепаратора De08, проблема с его переполнением слегка ослабевает, но полное открытие заслонки по-прежнему оказывается невозможным, и коэффициент резервирования сепаратора De08 снижается только до 12-22 крат, а прирост температуры пульпы в нагревателе Ra08 в течение всей кампании остается стабильно низким. Эти наблюдения указали на необходимость установки регулирующего клапана и более тщательного подбора диаметра фильеры на пульпопроводе между De08 и De07.

У остальных сепараторов резерв по производительности в течение кампании изменяется от 1,6 до 4,1 крат при среднем уровне около 2,4-3 крат. У сепаратора De05 в связи с подачей в него холодного потока «подслащения», выход пара также сравнительно небольшой, что обуславливает высокий запас производительности.

Интересно отметить, что первичный перегрев сепараторного пара, вызванный температурной депрессией раствора и составляющий 6,5-9,5 °С, после дросселирования пара на задвижках сепараторов усиливается, и достигает в ряде случаев 15-20 °С. Перед нагревателями перегрев пара несколько снижается за счет смешения сепараторного пара с паром самоиспарения конденсата, но, доля площади нагревателя, расходуемая на охлаждение пара до температуры насыщения в конце кампании у отдельных нагревателей достигает 10-25 %.

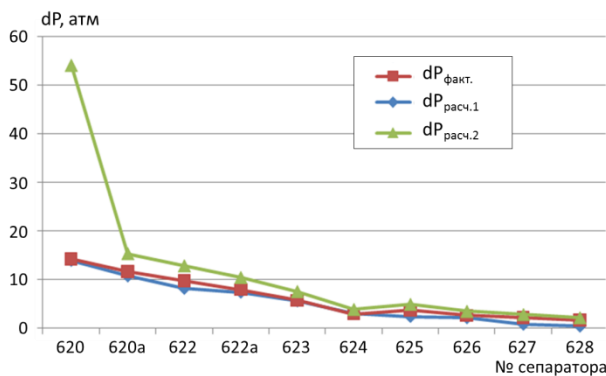


Рис. 3. Сравнение опытных данных и результатов расчета падения давления на диафрагме при входе в сепаратор.

Текущие параметры работы автоклавных батарей

Выполнены расчеты автоклавных батарей при режимах работы, зафиксированных в ходе теплотехнических обследований. В табл. 3 приведены результаты одного из таких расчетов.

В начале кампании автоклавной батареи (9 сутки) единственным отклонением от нормальной работы является полное закрытие задвижки на сепараторе De08. Это связано не с избыточным выходом пара из

Идеализация теплового режима автоклавных батарей

Способ идеализации теплового режима автоклавных батарей, использовавшийся в настоящем расчете со-

стоит в том, чтобы показать изменение параметров батареи и удельного потребления пара «38 атм» с учетом исправления недостатков в работе рекуперативного контура:

Таблица 3

Результаты расчета идеализированных параметров тепловой работы рекуперационного контура

Нумерация				Расход, т/час						
Нагреватель	Сепаратор	Самоиспаритель «грязный»	Самоиспаритель «чистый»	Пульпы из сепаратора	Пара из сепаратора	Пара из самоисп. «грязного»	Пара из самоиспарителя «чистого»	Конденсат из самоиспарителя	Конденсат из нагревателя	Проскок пара из сепаратора
-	-	Du01	Du11	-	-	0,97	0,68	63,2	-	14,44
Ra02	De02	Du02	Du12	574	8,46	0,69	0,64	54,4	9,79	2,56
Ra03	De03	Du03	Du13	594	6,66	0,87	3,20	44,3	10,73	3,85
Ra04	De04	Du04	-	599	9,36	1,22	-	34,6	10,58	0,00
Ra05	De05	Du05	-	613	0,03	0,84	-	35,0	0,86	2,67
Ra06	De06	Du06	-	469	17,28	0,10	-	18,4	17,39	2,39
Ra07	De07	Du07	-	487	17,64	0,00	-	0,9	17,64	0,00
Ra08	De08	-	-	507	0,90	-	-	-	0,90	-
Ra09									21,78	
Ra10									12,67	
Ra11									5,96	
Ra12									6,41	

Продолжение таблицы 3

Нумерация				Параметры нагревателя										
Нагреватель	Сепаратор	Самоиспаритель «грязный»	Самоиспаритель «чистый»	Толщина инкрустации, мм	Коэфф. теплопередачи, Вт/м ² /К				Занятая площадь, м ²			Коэффициент использования	Коэфф. резерва для сепаратора	
					Перегр. пар – пульпа	Насыщ. пар – пульпа	Конденсат – пульпа	Приведенный	Перегретый пар	Насыщенный пар	Конденсат			
-	-	Du01	Du11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ra02	De02	Du02	Du12	0,1	32	1803	87	581	42	128	271	1,00	1,9	
Ra03	De03	Du03	Du13	0,1	36	3395	99	789	65	94	283	1,00	3,4	
Ra04	De04	Du04	-	0,1	36	3178	103	1793	76	116	16	0,47	2,1	
Ra05	De05	Du05	-	0,2	5	2258	15	56	2	8	432	1,00	814	
Ra06	De06	Du06	-	0,4	59	1995	160	1152	44	146	75	0,60	1,6	
Ra07	De07	Du07	-	0,4	61	1775	166	1252	82	274	42	0,90	1,7	
Ra08	De08	-	-	0,4	6	1838	17	114	104	24	314	1,00	41,5	
Ra09				0,3	84	1748	219	556	146	99	145	0,88		
Ra10				0,2	56	3284	152	454	170	48	224	1,00		
Ra11				0,2	31	3466	84	295	179	30	233	1,00		
Ra12				0,3	33	3661	90	416	203	44	195	1,00		

– установки регулирующего клапана на выходе пульпы из последнего автоклава для компенсации абразивного износа диафрагмы;

– правильном подборе диафрагм для выравнивания коэффициентов резерва по производительности между сепараторами, устранения избыточного перегрева пара, проскоков пульпы между сепараторами;

– снижении степени инкрустации нагревателей;

– улучшения контроля за оттоком конденсата из нагревателей;

– устранении перегрева пара, поступающего в активные нагреватели;

– стабилизации итоговой температуры нагрева пульпы на протяжении компании.

Результаты расчетов идеализированного режима работы автоклавной батареи на 90-е сутки представлены в табл. 4.

Сравнение параметров эффективности автоклавных батарей в текущем и идеальном режимах работы

Расчеты показали, что при переходе от текущего режима работы автоклавных батарей к идеальному

могут быть достигнуты следующие показатели эффективности тепловой работы:

– повышение температуры рекуперативного нагрева со 152-170 до 165-191 °С;

– снижение потребления активного пара за счет повышения эффективности рекуперации тепла на 18-20 % за кампанию длительностью 90 суток;

– повышение температуры активного нагрева пульпы в течение первой половины кампании с 218-

Таблица 4

Результаты расчета текущих параметров тепловой работы рекуперационного контура

Нумерация				Расход, т/час						Параметры нагревателя					Коэфф. резерва для сепаратора
Нагреватель	Сепаратор	Самоиспаритель «грязный»	Самоиспаритель «чистый»	Пульпы из сепаратора	Пара из сепаратора	Пара из самоисп. «грязного»	Пара из самоиспарителя «чистого»	Конденсат из самоиспарителя	Конденсат из нагревателя	Толщина инкрустации, мм	Коэффициент теплопередачи, Вт/м²/К	Занятая площадь, м²			
												Перегретый пар	Насыщенный пар	Конденсат	
-	-	Du01	Du11	-	-	3,4	0,5	72,7	-	-	-	-	-	-	-
Ra02	De02	Du02	Du12	487	15,8	2,6	1,6	56,1	20,0	0,0	1090	27	415	0	1,2
Ra03	De03	Du03	Du13	502	12,7	2,7	2,7	40,6	18,1	0,1	928	18	424	0	0,7
Ra04	De04	Du04	-	515	10,3	2,5	-	30,6	12,8	0,7	547	19	423	0	0,6
Ra05	De05	Du05	-	525	8,0	2,0	-	23,0	10,0	1,5	368	18	424	0	0,4
Ra06	De06	Du06	-	486	8,7	1,0	-	15,4	9,7	2,3	283	17	425	0	0,3
Ra07	De07	Du07	-	494	8,3	0,2	-	7,8	8,5	2,7	244	18	424	0	0,3
Ra08	De08	-	-	503	8,0	-	-	-	8,0	2,8	235	21	421	0	0,3
Ra09									16,9	5,6	196	0	442	0	
Ra10									12,6	5,8	193	0	442	0	
Ra11									10,1	5,6	198	0	442	0	
Ra12									7,8	5,3	207	0	442	0	

Таблица 5

Сравнительный расчет параметров эффективности автоклавных батарей в текущем и идеальном режимах работы на протяжении одной кампании

Изменения во времени	Текущий режим				Идеальный режим		
Сутки с начала кампании	1	9	44	93	1	44	90
Температура рекуперативного нагрева, °С	169	170	152	162	191	180	165
Рекуперация тепла нарастающим итогом, ГВт*ч	0	31591	162253	324536	0	192224	373249
Температура активного нагрева, °С	230	230	217	216	228	228	220
Потребление пара «38 атм», т/час	53,0	48,0	46,5	48,0	29,2	38,2	44,1
Потребление пара «38 атм» нарастающим итогом, тыс.т	0,0	9,5	49,9	104,0	0,0	34,8	80,2
Производительность по сырой пульпе, м³/час	384	360	362	360	370	370	370
Производительность по сырой пульпе нарастающим итогом, тыс.м³	0	71,4	379,1	797,9	0	381,8	790,3

230 °С до стабильного уровня 228 °С, а во второй половине кампании с 204-217 °С до 220-228 °С, т.е. в среднем на 7,9 °С за всю кампанию;

– поддержание постоянной производительности автоклавной батареи на уровне 370 м³/час по сырой пульпе в течение всей кампании с сохранением существующей суммарной производительности за кампанию длительностью 90 суток на уровне 770-790 тыс.м³.

Изменение показателей во времени представлено в табл. 5.

Результат повышения энергоэффективности к 2014 году и оценка оставшегося потенциала по экономии пара

За период с 2011 по 2014 год произошло снижение общего расхода пульпы на автоклавные батареи в среднем с 370 до 320-360 м³/час. Полный цикл автоклавной батареи по прежнему составляет 90-100 дней, но останов на промежуточную чистку на 45-50 сутки совмещают с заменой диафрагмы на сепараторе De08 на диафрагму с отверстием меньшего диаметра, чем в начале кампании. Увеличение гидравлического сопротивления диафрагмы позволяет компенсировать понижение давления в рекуперационной системе по сравнению с давлением в автоклавах, возникающее из-за снижения коэффициентов теплопередачи нагревателей в процессе их инкрустации осадками. После замены диафрагмы подъем давления в автоклавах достигает 4-5 атм. При этом допустимая температура активного нагрева пульпы также увеличивается, а

расход пульпы через батарею сохраняется. Также удалось заметно повысить качество чистки реакционных автоклавов, что сказалось на повышении коэффициентов теплопередачи в начале компании автоклавной батареи.

Достигнутые результаты повышения энергоэффективности всего комплекса автоклавных батарей НГЗ за 2010 и последующие годы приведены в табл. 6.

Таблица 6

Результаты и эффект от повышения энергоэффективности автоклавного выщелачивания по заводу в целом

Параметр	По данным завода					Расчеты в SysCAD®		
	апр. 2010	апр. 2011	апр. 2012	апр. 2013	апр. 2014	июнь 2014	прогноз 2011 г	оценка 2014 г
Расход боксита (сухая масса), т/час						386		459
Выпуск общего глинозема, т/час	165	173	185	173	172	150		175
Пар «38 атм»:								
– расход, т/час						194	184	199
– энтальпия, кДж/кг							3021	
– тепловой поток, ГДж/час						586	555	602
Пар «6 атм»:								
– расход, т/час						138	141	151
– энтальпия, кДж/кг							3004	
– тепловой поток, ГДж/час						415	423	431
Возврат конденсата:								
– расход, т/час						297	294	314
– энтальпия, кДж/кг						377	387	382
– тепловой поток, ГДж/час						112	114	120
Расход пара Гкал/т общего глинозема:								
всего по заводу	1,77	1,65	1,62	1,51	1,41	1,42	1,37	1,33
– в т.ч. пар «38 атм»	0,98	0,90	0,85	0,86	0,80	0,83	0,78	0,73
– в т.ч. дополн. пар «6 атм»	0	0,016	0,026	0,023	0,034	0,029	0,038	0,048
Экономика:								
Плата за пар «38 атм» и доп. пар «6 атм», USD/т общего глинозема	86,0	80,1	76,2	77,4	73,0	75,0	71,6	68,0
Экономический эффект, млн. USD/год:								
– по отношению к апр. 2010 года		5,9	9,8	8,7	13,0	11,0	14,5	18,3
– по отношению к апр. 2011 года			3,9	2,8	7,1	5,1	8,6	12,4
– по отношению к апр. 2014 года							1,5	5,1

В выборке представлены данные за апрель, что сделано для удобства их сравнения с результатами расчетов и теплотехническими обследованиями, которые относятся к этому периоду.

В этой же таблице приведены результаты расчетов глиноземного производства завода, которые выполнены с использованием модели глиноземного производства предприятия в программе SysCAD®, разработанной специалистами НГЗ и Русал-Австралия. В эти расчеты включен более полный анализ результатов повышения энергоэффективности завода в целом за счет улучшения работы автоклавных батарей, спрогнозированный в 2011 г (в графе «Прогноз 2011») и оценка дополнительного потенциала по экономии пара (в графе «Оценка 2014») в сравнении с существующим положением.

Интересно заметить, что снижение потребления пара «38

атм» на каждые 5 т/час в границах участка автоклавного выщелачивания, приводит к повышению расхода пара «6 атм» примерно на 1 т/час на других участках, который используется для нагрева конденсата, дополнительно выделяющегося из сепараторов.

Достигнутое в апреле 2014 года фактическое потребление пара «38 атм» на уровне 0,8 Гкал/т общего

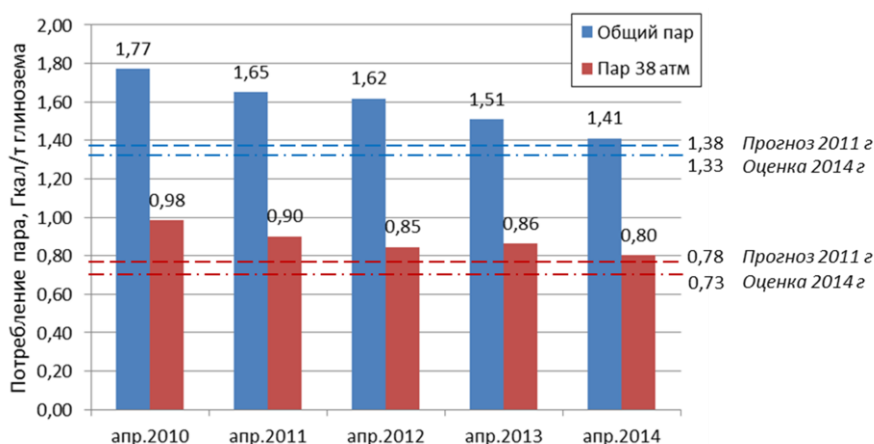


Рис. 4. Изменение удельного потребления пара «38 атм» на НГЗ за 2010-2014 г.г. в сравнении с общим потреблением пара и прогнозом

глинозема близко к прогнозу по возможному снижению пара, сделанному в 2011 году. В свою очередь, анализ динамики изменения фактического удельного расхода пара «38 атм» на автоклавное выщелачивание (рис. 4) указывает на отсутствие резерва для дальнейшего снижения расхода пара за счет осуществляемых сегодня эксплуатационных действий: стабилизации давления на входе в головной сепаратор, повышенного внимания к работе конденсатоотводчиков и качеству гидромониторной чистки. Достижение этой экономии обусловлено также снижением производительности автоклавных батарей с 370-380 м³/час до 320-330 м³/час по сырой пульпе.

Следующим шагом повышения энергоэффективности должно стать принятие мер по снижению скорости инкрустации теплообменных поверхностей нагревателей. Так как повышение нагрузки на рекуперативный контур влечет за собой повышение потребности в сепараторном паре и увеличение образования конденсата, то необходимо выполнить компенсирующие мероприятия, в том числе:

- повышение производительности сепараторов за счет модернизации узла входа пульпы с переносом диафрагмы в трубу перед сепаратором;
- установка автоматических клапанов для отвода конденсата из нагревателей;
- создание системы измерения уровня пульпы в сепараторах;

– размещение автоматического регулирующего клапана на выходе из последнего реакционного автоклава.

Принятие этих мер сделает возможным работу с повышенным расходом пульпы на уровне 370 м³ на каждую автоклавную батарею с сохранением удельных расходов пара, зарегистрированных в апреле 2014 года. За счет выполнения указанных мероприятий потребление пара «38 атм» по предварительной оценке может быть снижено на 0,06 Гкал/т общего глинозема, т.е. на 7 % к уровню текущего года при расходе пульпы на уровне 360-370 м³/ч, а общий расход пара за счет этого может быть снижен до 1,33 Гкал/т общего глинозема. Экономический эффект оценивается примерно в 5 млн. USD/год.

Библиографический список

1. **Печенегов Ю.Я.** Пароконденсатные системы промышленных предприятий и конденсатоотводчики. Учебн. пособие / Ю.Я. Печенегов. Саратов: изд-во Сарат. гос. техн. ун-та, 1998. – 100 с.
2. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидродинамическим сопротивлениям. Изд. 3-е. / И.Е. Идельчик. М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
3. **Накоряков В. Е.** Волновая динамика газо- и парожидкостных сред / В. Е.Накоряков, Б.Г. Покусаев, И.Р. Шрейбер. М.: Энергоатомиздат, 1990. – 248 с.

TECHNICAL SOLUTIONS AND CURRENT RESULTS OF OPTIMIZATION OF RECUPERATIVE SYSTEM OF DIGESTION TRAINS AT NIKOLAEV ALUMINA REFINERY

V.V. Leshchev, V.O. Golubev, P.P. Gorovoy, V. E. Siletskiy, A.A. Medved'

The mathematical model of thermal and material balances of digestion trains was desired. The model allows to estimate the "hidden" parameters of process, such as: the level of condensate in shell-and-tube heat exchangers; part of the heat exchange area, lost as a result of heating of a slurry by superheated steam; temperature depression of alumina liquor, steam overheating by reason of choking; heat transfer coefficients taking into account the incrustation thickening from start of working period; bypass of steam with slurry between separators; flows of steam from separators to condensate pots goes bypassing heaters. Tuning of the model was carried out on the basis of heat monitoring. The calibrated model was used for forecasting of efficiency of the technical solutions in the direction of further decreasing of a demand of fresh steam at this technological stage. It was recommended to install some equipment as a results of research: a back pressure valve at the exit from the reactionary autoclave, sensors for control of a slurry level in separators; control valves on slurry pipelines between separators; automatically control valves for condensate; to provide possibility of regulation of condensate level in condensate pots, to install a removal steam overheating system for power-house steam. Recommendations regarding pressure stabilization at the exit from last reactionary autoclave are carried partially out at the digestion trains on NGZ LLC in the period of 2011-2014 without using of automatically control valve but with replacing of a diaphragm with smaller diameter at the moment of intermediate acid cleaning of heaters were used instead of installation of back pressure valve. This action allowed to increase energy savings and confirmed effectiveness of the developed recommendations. The evaluation of a residual resource of steam economy at the moment of April, 2014 was also shown. Outside demand on exhaust steam and hot condensate was taking into account in this calculation.

Keywords: mathematical model, digestion train, heat recuperation, energy efficiency.