

# Эксплуатация подогревателей сахарного завода в аспекте энергетического менеджмента

**В.Н. ФИЛОНЕНКО**, канд. техн. наук,

Национальный университет пищевых технологий (e-mail: ipren@ukr.net)

**Д.Н. ЦЫГАНКОВ**, ООО «Техпроект» (e-mail: tehproekt\_kursk@mail.ru)

**А.А. ШВЕЦОВ**, ООО «Балашовский сахарный комбинат» (e-mail: sanbskingeneer@yandex.ru)

## Введение

К реальным инструментам энергетического менеджмента сахарного производства, т. е. управления потреблением тепловой энергии сахарным заводом, следует отнести, наравне с прочими элементами тепловой схемы завода, систему подогревателей. Сопоставить свои представления об энергоменеджменте сахарного завода с общепринятыми его положениями можно, ознакомившись с содержанием работы [2].

Теплотехнология сахарного производства предполагает выполнение системой подогревателей двух производственных функций:

– теплотехнологической, предусматривающей обеспечение регламентных температур нагреваемых потоков перед технологическими станциями;

– теплотехнической, которая состоит в обеспечении испарительной способности системы пароотборов выпарной установки (ВУ) и служит инструментом управления потреблением сахарным заводом тепловой энергии [7].

Задачей службы энергоменеджмента сахарного завода является поддержание тепловой мощности всех подогревателей завода на уровне проектной в течение всего производства всеми имеющимися в её распоряжении средствами. Соблюдение указанного соответствия гарантирует стабильность работы системы пароотборов ВУ и сохранение на проектном уровне показателей энергопотребления производства.

Несоблюдение этого требования приводит:

– к снижению регламентных температур нагреваемых продуктов с негативными последствиями для технологии производства;

– снижению тепловой мощности подогревателей с негативными последствиями для теплотехники производства, а именно: уменьшению отборов вторичных паров из ВУ, снижению испарительной способности ВУ и концентрации сиропа, увеличению расхода вторичного пара на уваривание утфеля 1-го продукта и технологического пара на ВУ, а в конечном итоге – к повышению расхода топлива в ТЭЦ на производство.

## 1. Научно-практическая база проблемы

Сахарный завод располагает системой подогревателей с определёнными площадями поверхностей теплообмена, величина которых установлена на этапе их проектирования в соответствии с комплексом взаимно согласованных проектно-расчётных эксплуатационных параметров (см. формулы (1 – 11)) согласно методикам, изложенным, в частности, в работах [3, 4, 6]. По общему правилу для расчёта необходимой площади поверхности теплообмена подогревателя используют два уравнения:

– балансовое уравнение, устанавливающее величину востребованной технологией производства его проектной тепловой мощности –  $Q_{\text{техн}}^{\text{пр}}$ , кВт:

$$Q_{\text{техн}}^{\text{пр}} = \chi_{\text{пот}} \times (G_{\text{вх}}^{\text{пр}} / 3,6) \times c \times (t_{\text{вых}}^{\text{пр}} - t_{\text{вх}}^{\text{пр}}); \quad (1)$$

– теплотехническое уравнение, устанавливающее числовое значение его проектной площади поверхности теплообмена –  $F^{\text{пр}}$ , м<sup>2</sup>, которая в производственных условиях гарантирует поддержание фактической тепловой мощности подогревателя на уровне проектной при соблюдении эксплуатационным персоналом равенства фактических эксплуатационных параметров их проектным значениям:

$$F^{\text{пр}} = (Q_{\text{техн}}^{\text{пр}} / \chi_{\text{пот}}) / (K_{\text{ф}}^{\text{пр}} \times \Delta t_0^{\text{пр}}), \quad (2)$$

где  $\chi_{\text{пот}}$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду от корпуса подогревателя и трубопроводов, транспортирующих нагреваемый поток, греющий пар и конденсат, ед. Для подогревателя с изолированными поверхностями корпуса и трубопроводов принимается от 1,03 до 1,05;

$G_{\text{вх}}^{\text{пр}}$  – расход нагреваемого продукта на входе в подогреватель, т/ч. Устанавливается в зависимости от режима его эксплуатации – либо с рециркуляцией, либо без рециркуляции нагреваемого потока:

– для режима без рециркуляции – по формуле

$$G_{\text{вх}}^{\text{пр}} = G^{\text{регл}}, \quad (3)$$

где  $G^{регл}$  – регламентное количество продукта, поступающего в подогреватель от предыдущей технологической станции для нагревания, т/ч;

– для режима с рециркуляцией (обязательной для подогревателей паток в продуктовом отделении) – по формуле

$$G_{вх}^{пр} = G^{регл} + \Delta G^{рец}, \quad (4)$$

где  $\Delta G^{рец}$  – расход продукта в рециркуляционном трубопроводе, т/ч. Устанавливается проектом исходя из эксплуатационной целесообразности, например, при использовании насоса сверх регламентной производительности, или из технологической необходимости;

$c$  – удельная теплоёмкость нагреваемого продукта, кДж/(кг × К);

$t_{вых}^{пр}$  – проектная температура нагреваемого продукта, °С. Устанавливается технологическим регламентом производства;

$t_{вх}^{пр}$  – проектная температура нагреваемого продукта на входе в подогреватель, °С. Устанавливается проектом с учётом возможной рециркуляции нагреваемого продукта. Рассчитывается по формулам:

– при отсутствии рециркуляции:

$$t_{вх}^{пр} = t_{вх}^{регл}, \quad (5)$$

где  $t_{вх}^{регл}$  – регламентная температура продукта, поступающего из предшествующей технологической станции для нагревания в подогреватель, °С;

– при наличии рециркуляции:

$$t_{вх}^{пр} = (t_{вх}^{регл} + K_{рец} \times t_{вых}^{пр}) / (1 + K_{рец}), \quad (6)$$

где  $K_{рец}$  – коэффициент рециркуляции, ед. Рассчитывается по формуле

$$K_{рец} = \Delta G^{рец} / G^{регл}. \quad (7)$$

Следует отметить, что осуществление рециркуляции нагреваемого потока, увеличивая его скорость, приводит к снижению проектной поверхности теплообмена подогревателя за счёт увеличения коэффициента теплопередачи, несмотря на вызываемое ею снижение температурного напора в подогревателе. Вместе с тем рециркуляция, повышая гидравлическое сопротивление подогревателя, существенно увеличивает затрачиваемую электрическую мощность на прокачку через него нагреваемого продукта. Так, осуществление рециркуляции до уровня  $K_{рец} = 2,0$  в трубчатом подогревателе сиропа снижает на 35 % его площадь поверхности теплообмена, однако на 300 % повышает затраты энергии на прокачку сиропа.

$K_{пр}$  – проектное значение коэффициента теплопередачи в подогревателе. Принимается равным мини-

мальному значению, ожидаемому в производственных условиях, Вт / (м<sup>2</sup> × К). Определяется по апробированным производством адекватным расчётным формулам теплопередачи, находящимся в распоряжении проектной организации.

$\Delta t_o^{пр}$  – проектный располагаемый температурный напор между греющим паром и соковым потоком, ожидаемый в производственных условиях, °С. Определяется в соответствии с теорией теплообмена [9] по формуле

$$\Delta t_o^{пр} = \epsilon_F \times (\Delta t_B^{пр} - \Delta t_M^{пр}) / \ln (\Delta t_B^{пр} / \Delta t_M^{пр}), \quad (8)$$

где  $\epsilon_F$  – поправка на отличие реальной конфигурации течения нагреваемого продукта в подогревателе относительно греющего теплоносителя от чисто противоточного течения, ед. Для подогревателей, обогреваемых паром, составляет 1,0;

$\Delta t_B^{пр}$  – большая разница температур теплоносителей в подогревателе, °С. Определяется из температурного графика подогревателя (рис. 1) по формуле

$$\Delta t_B^{пр} = t_{гр.п}^{пр} - t_{вх}^{пр}, \quad (9)$$

$\Delta t_M^{пр}$  – меньшая разница температур теплоносителей в подогревателе, °С. Определяется из температурного графика подогревателя (см. рис. 1) по формуле

$$\Delta t_M^{пр} = t_{гр.п}^{пр} - t_{вых}^{пр}, \quad (10)$$

где  $t_{гр.п}^{пр}$  – проектная температура греющего пара в подогревателе, °С. Принимается равной минимальной эксплуатационной, среднечасовой температуре конденсации (насыщения) пара в греющей камере подогревателя  $t_s^{гр.кам}$ , °С;

$t_{вх}^{пр}$ ,  $t_{вых}^{пр}$  – проектные температуры соответственно нагреваемого потока на входе и на выходе подогревателя, °С. Устанавливаются проектным регламентом подогревателя.

На рис. 1 приведён общепринятый [9] характер изменения температур конденсирующегося пара и нагреваемого сокового потока вдоль поверхности теплообмена в подогревателе, обогреваемом паром.

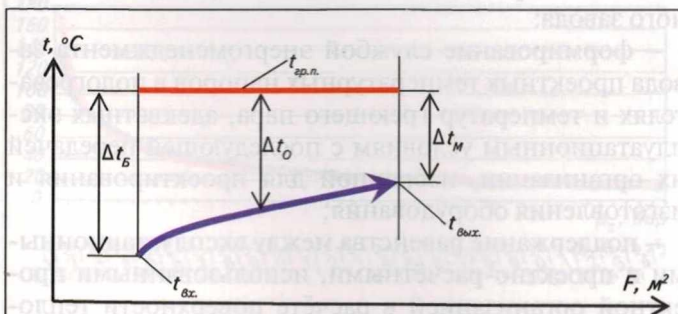


Рис. 1. Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена подогревателя с паровым обогревом

Анализ уравнений (1) и (2) свидетельствует о влиянии на тепловую мощность подогревателя и на его площадь поверхности теплообмена как расходных параметров, так и параметров теплопередачи. Поэтому уже на этапе проектирования в значениях параметров, входящих в структуру формул (1) и (2), должно быть учтено максимальное количество эксплуатационных факторов, которые в течение сезона могут «сработать» на снижение тепловой мощности подогревателя.

При соблюдении указанного условия проектная поверхность теплообмена подогревателя получит увеличенную площадь теплообмена с так называемым внутренним резервом поверхности. Последний станет гарантией сохранения проектной тепловой мощности подогревателя в случае эксплуатационного отклонения параметров теплообмена от проектного уровня.

На величину содержащихся в формулах (1) и (2) параметров в производственных условиях оказывают влияние следующие эксплуатационные факторы:

- периодическое снижение и увеличение температур вторичных паров ВУ (греющих паров подогревателей), вызванное неравномерностью и периодичностью потребления пара вакуум-аппаратами периодического действия;

- накипеобразование на поверхностях теплообмена подогревателей;

- санкционированные отклонения от проектного регламента режимов эксплуатации технологического оборудования;

- нарушения регламента эксплуатации оборудования.

По нашей оценке, подогреватели с паровым обогревом формируют от 60 до 70 % производительности ВУ сахарных заводов. От их способности сохранить на протяжении всего периода эксплуатации проектную тепловую мощность и количество потребляемого пара существенным образом зависит концентрация сиропа из ВУ, и в конечном итоге – уровень энергоёмкости производства.

Акцентируем внимание на двух аспектах энергоменеджмента в работе с системой подогревателей сахарного завода:

- формирование службой энергоменеджмента завода проектных температурных напоров в подогревателях и температур греющего пара, адекватных эксплуатационным условиям с последующей передачей их организации, избранной для проектирования и изготовления оборудования;

- поддержание равенства между эксплуатационными и проектно-расчётными, использованными проектной организацией в расчёте поверхности теплообмена подогревателей, значениями температурных напоров и коэффициентов теплопередачи, в течение всего периода их эксплуатации.

В деле формирования адекватных температурных напоров и температур греющего пара в подогревателях считаем целесообразным выделить два фактора:

- фактор гидравлического сопротивления паропровода, транспортирующего греющий пар от выпарного аппарата к подогревателю;

- фактор неравномерного во времени и переменного по величине потребления пара вакуум-аппаратами продуктового отделения завода.

## 2. Фактор гидравлического сопротивления паропровода, транспортирующего греющий пар к подогревателю

Греющим паром подогревателей в тепловой схеме сахарного завода является вторичный пар того или иного корпуса ВУ, т. е. водяной пар, находящийся в состоянии насыщения. Как известно из термодинамики паровых потоков [8], температура конденсации (насыщения) водяного пара однозначно определяется давлением, при котором он конденсируется, и наоборот – требуемое давление конденсирующегося пара однозначно определяется его температурой конденсации. Точные соотношения между ними содержатся в таблицах насыщенного водяного пара, опубликованных в [10], или могут быть получены из диаграмм состояния «*h-s*» и «*T-s*» водяного пара.

Соответствие между температурой конденсации (насыщения) водяного пара ( $t_s$ , °С), с которой он будет конденсироваться в греющей камере подогревателя, и его абсолютным давлением ( $p_s$ , бар) можно установить также формулой

$$p_s = 1,33 \times 10^{-3} \times \exp [18,3 - 3186 / (t_s + 227)], \quad (11)$$

которая определяет термодинамическую взаимосвязь между давлением насыщения водяного пара  $p_s$ , бар (оно же его абсолютное давление  $p_{гр.п}$ , бар) и его температурой конденсации  $t_s$ , °С. Рассчитанное именно по этой формуле давление должен иметь греющий пар в греющей камере подогревателя, чтобы сформировать предусмотренную его проектом требуемую температуру греющего пара  $t_{гр.п}^{нп}$ , °С (она же является температурой насыщения или конденсации  $t_s$ , °С). Так, если для подогревателя проектом планируется создание температурного напора  $\Delta t_o^{нп}$ , предполагающего температуру конденсации пара в его греющей камере 122 °С, то абсолютное давление греющего пара в его греющей камере должно быть 2,1 бар.

Из гидравлики газовых потоков известно [1], что паропровод, транспортирующий греющий пар от выпарного аппарата к подогревателю, обладает определённым гидравлическим сопротивлением  $\Delta p_{сопр}$ , бар, величину которого можно рассчитать по формуле Дарси-Вейсбаха [1]. Наличие этого фактора, существенно зависящего от внутреннего диаметра

паропровода, приводит к снижению давления пара и температуры его конденсации в греющей камере подогревателя относительно давления и температуры пара на выходе из соответствующего выпарного аппарата.

Необходимо, чтобы внутренний диаметр паропровода, подводящего греющий пар к подогревателю, —  $d_{\text{вн}}$ , м, обеспечивал допустимый уровень снижения давления пара и, соответственно, гарантировал бы проектно-допустимое снижение температуры его конденсации  $\Delta t_s^{\text{доп}}$ . Для его расчёта предлагаем использовать факт взаимного соответствия гидравлического параметра  $\Delta p_{\text{сопр}}$  — снижения абсолютного давления в паровом потоке и термодинамического параметра  $\Delta p_s$  — снижения давления конденсации потока пара, т. е. использовать равенство

$$\Delta p_s = \Delta p_{\text{сопр}} \quad (12)$$

Снижение давления конденсации водяного пара  $\Delta p_s$ , бар, в зависимости от снижения температуры его конденсации  $\Delta t_s$ , °C предлагаем рассчитать по формуле

$$\Delta p_s = \Delta t_s / (dt/dp)_s \quad (13)$$

где  $(dt/dp)_s$  — градиент температуры конденсации водяного пара по его давлению, °C/бар. Определяется в зависимости от выбора аргумента:

— если известна температура конденсации водяного пара в греющей камере подогревателя  $t_s$ , °C, градиент следует рассчитать по формуле

$$(dt/dp)_s = 1,75 \times 10^7 \times t_s^{-2,9} \quad (14)$$

— если известно абсолютное давление водяного пара в греющей камере подогревателя  $p_s$ , бар, градиент надлежит рассчитать по формуле

$$(dt/dp)_s = 28,3 \times p_s^{-0,82} \quad (15)$$

Графическое изображение указанной зависимости представлено на рис. 2.

Установленная зависимость свидетельствует: чем ниже давление транспортируемого пара,

— тем выше градиент температуры его конденсации, т. е. тем больше снижение температуры конденсации пара на единицу потери его давления;

— тем меньшие гидравлические потери давления пара в паропроводе можно допустить;

— тем больший диаметр паропровода следует использовать.

Минимально допустимый внутренний диаметр паропровода к подогревателю  $d_{\text{вн}}^{\text{мин}}$ , м, соответствующий принятому проектно-допустимому снижению в нём температуры конденсации греющего пара  $\Delta t_s^{\text{доп}}$ , °C, предлагаем рассчитывать по формуле

$$d_{\text{вн}}^{\text{доп}} = [6,4 \times 10^{-7} \times \lambda_{\text{труб}} \times (L_{\text{труб}} + L_{\text{экив}}) \times D_{\text{пар}}^2 \times (dt/dp)_s / (\Delta t_s^{\text{доп}} \times \rho'')]^{0,2} \quad (16)$$

где  $6,4 \times 10^{-7}$  — коэффициент, коррелирующий соотношение единиц измерения параметров в формуле, ед.;

$\lambda_{\text{труб}}$  — коэффициент гидравлического трения для внутренней поверхности паропровода, ед. Рекомендованное значение для промышленных паропроводов от 0,02 до 0,03;

$D_{\text{пар}}$  — массовый расход транспортируемого к подогревателю пара, т/ч. Устанавливается расчётом тепловой схемы сахарного завода;

$(dt/dp)_s$  — градиент температуры насыщения (конденсации) водяного пара по давлению, °C/бар. Определяется по формулам (14), (15) или по рис. 3.

$\Delta t_s^{\text{доп}}$  — проектно-допустимое снижение температуры конденсации (насыщения) греющего пара в паропроводе, °C, не выше 0,5 °C.

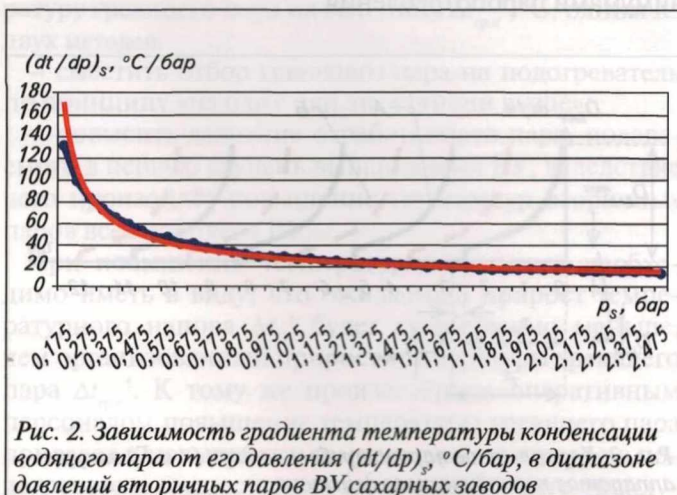
$\rho''$  — удельная плотность транспортируемого водяного пара, кг/м<sup>3</sup>. Определяется по таблице параметров водяного пара в состоянии насыщения, по среднему давлению пара в паропроводе;

$L_{\text{труб}}$  — длина паропровода, м. Устанавливается проектом тепловой схемы завода;

$L_{\text{экив}}$  — эквивалентная длина местных гидравлических сопротивлений паропровода, м. Рассчитывается по известным из справочной литературы коэффициентам местных сопротивлений с «привязкой» их к предполагаемому диаметру паропровода по формуле

$$L_{\text{экив}} = \sum \xi_{\text{м.с}} \times d_{\text{вн}}^{\text{мин}} / \lambda_{\text{труб}} \quad (17)$$

где  $\sum \xi_{\text{м.с}}$  — суммарное значение имеющихся в паропроводе коэффициентов местных сопротивлений (задвижек, отводов, регулирующих клапанов, расширений, сужений, и т. п.), ед. Устанавливается по справочным таблицам.



Минимально допустимый внутренний диаметр паропровода, транспортирующего греющий пар к подогревателю,  $d_{вн}^{мин}$ , м, следует рассчитывать по принятому на этапе проектирования допустимому снижению температуры конденсации пара в транспортирующем паропроводе —  $\Delta t_s^{доп}$ , °С. А проектная температура греющего пара, используемая для расчёта проектной поверхности теплообмена подогревателя в формуле (2),  $t_{гр.п}^{пр}$ , должна быть ниже температуры вторичного пара, отбираемого от соответствующего корпуса ВУ —  $t_{вт.п}^{вУ}$ , и может определяться по формуле

$$t_{гр.п}^{пр} = t_{вт.п}^{вУ} - \Delta t_s^{доп}. \quad (18)$$

Службе энергоменеджмента завода следует контролировать, используя формулу (17), соответствие диаметров паропроводов к подогревателям условию допустимого снижения температуры конденсации пара и не допускать их уменьшения во избежание снижения тепловой мощности подогревателя и производительности системы пароотбора ВУ.

### 3. Фактор переменного паропотребления вакуум-аппаратов

Формирование заводскими специалистами адекватной проектной температуры греющего пара  $t_{гр.п}^{пр}$  для подогревателей сахарного завода следует рассматривать как неотъемлемый этап их энергоменеджмента.

Как отражено в экспериментальном исследовании [5], характер потребления во времени греющего пара единичными вакуум-аппаратами периодического действия  $D_{ВАА}$ , т/ч, представляет собой функцию гиперболического вида с максимумом  $D_{ВАА}^{макс}$  в начальный период и минимумом  $D_{ВАА}^{мин}$  на завершающих этапах уваривания (рис. 3).

Потребление пара группой из нескольких вакуум-аппаратов также неравномерно и во времени, и по величине, с явно выраженными максимумами и минимумами паропотребления.

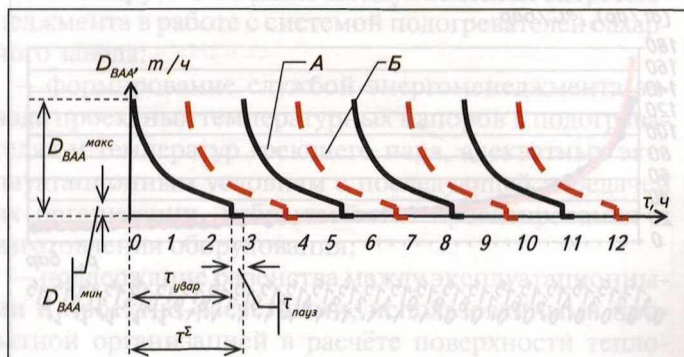


Рис. 3. Характерное паропотребление двух (А и Б) вакуум-аппаратов периодического действия

На рис. 4 приведена картина реального (в течение суток) потребления пара группой из 6 вакуум-аппаратов 1-го (2 апп.), 2-го (2 апп.) и 3-го (2 апп.) продуктов периодического действия ТВА-40, оснащённых механическими циркуляторами, на сахарном заводе производственной мощностью 3 тыс. т свёклы в сутки.

По результатам нашего исследования установлено, что показатели неравномерности паропотребления продуктового отделения — отношение максимума потребления пара к его минимуму  $K_{мин}^{макс}$ , ед., и отношение максимума потребления пара к его среднему значению  $K_{средн}^{макс}$ , ед., существенно зависят от числа вакуум-аппаратов 1-го продукта, находящихся в эксплуатации (рис. 5).

Чем больше количество вакуум-аппаратов 1-го продукта  $N_{ВАА-1}$ , ед., тем равномернее по величине поток вторичного пара, отбираемого из выпарного аппарата, тепловой нагрузкой которого является продуктивное отделение завода.

Следствием чередования большего и меньшего отбора на вакуум-аппараты вторичного пара из того или иного выпарного аппарата (ВА) является его периодическая, большая или меньшая, тепловая нагрузка.

Изменение нагрузки в соответствии с уравнением теплопередачи периодически увеличивает и уменьшает на этом корпусе температурный напор и температуру его вторичного пара, что приводит к периодическому повышению и снижению температуры греющего пара и температурного напора у подогревателей, обогреваемых этим паром. Вследствие этого происходит периодическое снижение и повышение их тепловой мощности, что влечёт за собой соответственно недогрев или перегрев сокового потока.

Существующая на заводе система автоматического поддержания давления отработанного пара в первом корпусе ВУ поддерживает баланс между отбором пара из ВУ и поступлением пара в ВУ из ТЭЦ,

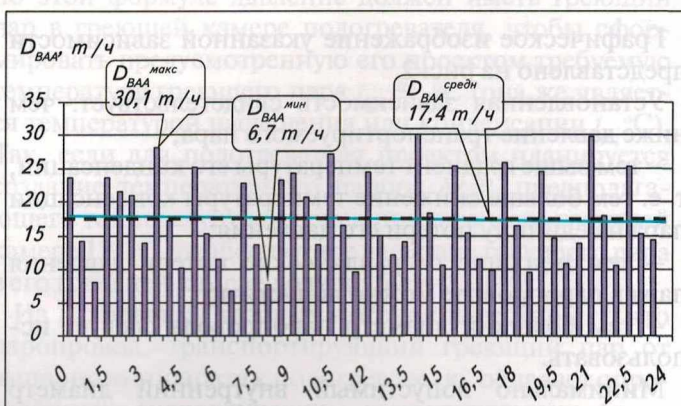


Рис. 4. Суточное (интервал 0,5 ч) паропотребление 6 вакуум-аппаратов ТВА-40 с циркуляторами 1–3-го продуктов сахарного завода мощностью 3 тыс. т свёклы в сутки

но температуры вторичных паров всех корпусов ВУ периодически увеличиваются и уменьшаются в соответствии с изменением тепловой нагрузки. Периодическое снижение температуры вторичных паров корпусов ВУ ниже среднесуточного уровня в максимумы паропотребления продуктовым отделением может достигать 3–5 °С.

Поскольку все группы подогревателей сокового потока оснащены системой поддержания регламентной температуры нагревания, то:

– периодическое эксплуатационное повышение температуры вторичного пара корпусов ВУ ограничивается соответствующими регулируемыми заслонками, снижающими его давление и температуру конденсации в греющей камере подогревателя;

– периодическое снижение температуры вторичного пара корпусов ВУ, не имеющее средств его температурной компенсации, приводит к периодическому недогреванию сокового потока до регламентной температуры.

В условиях эксплуатационного периодического понижения температуры греющего пара каждый подогреватель для обеспечения своей регламентной тепловой мощности должен иметь запас поверхности теплообмена в соответствии с уравнением теплопередачи, компенсирующий периодическое снижение температурного напора. Приобрести этот запас он может только на этапе проектирования, когда в формулах расчёта его поверхности (2), (8), (10), (11), «закладывается» величина проектного значения температуры греющего пара. Поэтому в качестве проектной температуры греющего пара для определения проектной площади поверхности теплообмена подогревателей сокового потока  $t_{гр}^{пр}$ , по нашему мнению, следует принимать минимальное эксплуатационное значение температуры вторичного пара соответствующего корпуса ВУ. Числовое значение этой температуры должно устанавливаться на этапе проектирования совместным расчётом тепловой

схемы сахарного завода и суточного паропотребления вакуум-аппаратов, имеющихся в распоряжении организаций, которые занимаются проектированием сахарных заводов.

Предлагаемое решение приведёт к некоторому повышению площадей поверхности теплообмена подогревателей против рассчитанных по среднесуточной температуре вторичных паров корпусов ВУ, однако гарантированно обеспечит теплотехнологический регламент производства по температуре нагревания соковых потоков в течение всего эксплуатационного периода.

#### 4. Эксплуатационные решения

Уравнение теплопередачи (2), определяющее тепловую мощность подогревателя, содержит эксплуатационный параметр – коэффициент теплопередачи –  $K_f$ , «работающий» в течение периода эксплуатации на снижение его тепловой мощности. Компенсация этого снижения является задачей службы энергоменеджмента завода, для которой можно использовать четыре технических решения, а именно:

1) увеличить поверхность теплообмена подогревателя, включив в эксплуатацию дополнительно на последовательную или параллельную работу подогреватель, находящийся в резерве;

2) временно вывести из эксплуатации для механической (или химической) очистки от накипи эксплуатируемый подогреватель и ввести в эксплуатацию резервный подогреватель;

3) повысить давление конденсирующегося пара в греющей камере подогревателя, сохранив существующую подачу греющего пара, уменьшив степень его дросселирования в регулирующей заслонке на подающем паропроводе. Решение возможно при наличии у подогревателя запаса поверхности теплообмена, сформированного на этапе проектирования;

4) увеличить располагаемый температурный напор в подогревателе на величину  $\Delta t_o^{\uparrow}$ , °С, повысив температуру греющего пара на величину  $\Delta t_{гр.п}^{\uparrow}$ , °С, одним из двух методов:

– сместить отбор греющего пара на подогреватель по принципу «на одну или две ступени выше»;

– повысить давление отработанного пара, подаваемого в первую ступень выпаривания ВУ, вследствие чего произойдёт повышение температур вторичных паров всех корпусов ВУ.

При повышении температурного напора необходимо иметь в виду, что ожидаемый прирост температурного напора  $\Delta t_o^{\uparrow}$  будет существенно меньше, чем организованный прирост температуры греющего пара  $\Delta t_{гр.п}^{\uparrow}$ . К тому же произведённое оперативным персоналом повышение температуры греющего пара приведет к повышению температурного напора в подогревателе, существенно зависящему от его эксплу-



Рис. 5. Влияние числа вакуум-аппаратов 1-го продукта ( $N_{\text{ВВА-1}}$ ) на показатели равномерности паропотребления продуктового отделения  $K_{\text{сред}}^{\text{макс}}$  и  $K_{\text{мин}}^{\text{макс}}$  продуктового отделения сахарного завода

атационного коэффициента теплопередачи. Дело в том, что формула (3) не содержит в своей структуре коэффициента теплопередачи, также участвующего в формировании температурного напора в подогревателе. Это обстоятельство следует учитывать при определении требуемого изменения температурных параметров при эксплуатации подогревателей.

На рис. 6 приведена зависимость  $\Delta t_o^\uparrow = f(\Delta t_{сп.п}^\uparrow)$  для подогревателя сокового потока с высокими и низкими коэффициентами теплопередачи.

С целью оперативного повышения тепловой мощности подогревателя, формируя больший прирост температурного напора —  $\Delta t_o^\uparrow$ , для подогревателей с высокими коэффициентами теплопередачи следует использовать греющий пар с более высокой температурой, чем для низкоэффективных подогревателей.

Таким образом, службе энергоменеджмента завода следует иметь в виду, что с целью повышения тепловой мощности подогревателя потребуются создать:

- для эффективных подогревателей с высокими коэффициентами теплопередачи — более высокий прирост температуры греющего пара;
- для низкоэффективных подогревателей с низкими коэффициентами теплопередачи — относительно меньший прирост температуры греющего пара.

Обращаем внимание на тот факт, что структура уравнения теплопередачи, определяющего тепловую мощность любого подогревателя на базе его теплотехнических параметров, известного из работы [9],

$$Q = K_\phi \times \Delta t_o \times F \quad (19)$$

предполагает для сохранения неизменной ( $Q = \text{const}$ ) тепловой мощности подогревателя наличие гиперболической (вида  $y = 1/x$ ) взаимосвязи между аргументами. В частности, между его температурным напором  $\Delta t_o$  и коэффициентом теплопередачи ( $K_\phi$ ) —  $\Delta t_o = 1/K_\phi$  и температурным напором и площадью поверхности теплообмена ( $F$ ) —  $\Delta t_o = 1/F$ .

В качестве математической основы управления теплотреблением любого подогревателя сахарного завода считаем возможным представить формулу для расчёта его проектной тепловой мощности в виде формулы (19), дополненной коэффициентами  $\psi_K$ ,  $\psi_{\Delta t_o}$ ,  $\psi_F$ , учитывающими эксплуатационное снижение коэффициента теплопередачи в течение сезона эксплуатации подогревателя:

$$Q_{\text{техн}}^{\text{пр}} = \psi_K \times K_\phi^{\text{пр}} \times \psi_{\Delta t_o} \times \Delta t_o^{\text{пр}} \times \psi_F \times F^{\text{пр}}, \quad (20)$$

где  $Q_{\text{техн}}^{\text{пр}}$  — проектная тепловая мощность подогревателя, необходимость поддержания которой на неизменном уровне является задачей энергетического менеджмента, кВт;

$K_\phi^{\text{пр}}$  — проектное значение коэффициента теплопередачи подогревателя, установленное на этапе проектирования, кВт/( $\text{м}^2 \times \text{К}$ );

$F^{\text{пр}}$  — проектное (фактическое) значение площади поверхности теплообмена подогревателя,  $\text{м}^2$ ;

$\psi_K$  — коэффициент эксплуатационного снижения фактического коэффициента теплопередачи  $K_\phi^{\text{факт}}$ , относительно его проектного значения  $K_\phi^{\text{пр}}$ , ед. Рассчитывается (ежедекадно/ежемесячно) по формуле

$$\psi_K = K_\phi^{\text{факт}} / K_\phi^{\text{пр}}; \quad (21)$$

$\psi_{\Delta t_o}$  — коэффициент эксплуатационного повышения располагаемого температурного напора  $\Delta t_o^\uparrow$  относительно проектного  $\Delta t_o^{\text{пр}}$ , необходимого для оперативного поддержания тепловой мощности подогревателя на проектно-регламентном уровне, ед. Рассчитывается (ежедекадно/ежемесячно) по формуле

$$\psi_{\Delta t_o} = 1 / \psi_K; \quad (22)$$

$\psi_F$  — коэффициент повышения площади поверхности теплообмена подогревателя —  $F^\uparrow$ , относительно проектно-регламентного  $F^{\text{пр}}$ , необходимого для оперативного поддержания тепловой мощности подогревателя на проектно-регламентном уровне, ед. Рассчитывается по формуле

$$\psi_F = 1 / \psi_K. \quad (23)$$

Повышенное значение температурного напора в подогревателе, компенсирующее уменьшение коэффициента теплопередачи и повышающее до проектного уровня тепловую мощность подогревателя, определяется (ежедекадно/ежемесячно) по формуле

$$\Delta t_o^\uparrow = \psi_{\Delta t_o} \times \Delta t_o^{\text{пр}}. \quad (24)$$

Следует отметить, что аналогичным влиянием в соответствии с уравнением (22) на компенсацию снижения тепловой мощности подогревателя обладает и

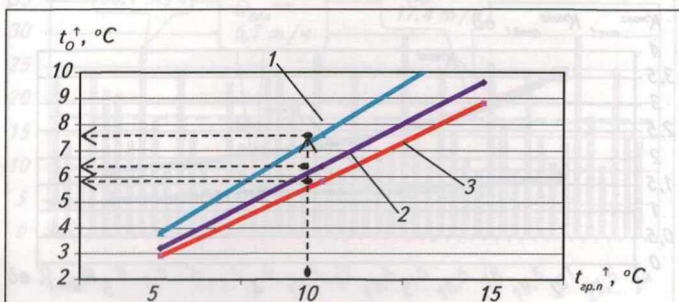


Рис. 6. Характерное соотношение между  $\Delta t_o^\uparrow$  и  $\Delta t_{сп.п}^\uparrow$  для парового подогревателя при различных коэффициентах теплопередачи —  $K_\phi$ , Вт/( $\text{м}^2 \times \text{К}$ ): 1 — 1 008; 2 — 2 307; 3 — 3 138

увеличение его поверхности теплообмена до  $F^\uparrow$ , м<sup>2</sup>, по формуле

$$F = \psi_F \times F^{пр}. \quad (25)$$

Естественно, что в начале производства, в отсутствие накипеобразования, значения  $\psi_K$ ,  $\psi_F$ ,  $\psi_{\Delta t_0}$  равны 1,0.

На рис. 7 приведён графический вид взаимосвязи между коэффициентами  $\psi_{\Delta t_0}$ ,  $\psi_F$  и  $\psi_K$  подогревателя.

Использование предложенных соотношений помогает оперативно оценить тот факт, что при эксплуатационном снижении коэффициента теплопередачи на 35 % относительно проектного уровня, т. е. при уменьшении  $\psi_K$  от 1,0 до 0,65 для сохранения регламентной тепловой мощности подогревателя и регламентного повышения температуры сокового потока оперативному персоналу завода потребуется увеличить температурный напор в подогревателе до уровня  $\Delta t_0^\uparrow$ , °С, а именно на 54 % (в 1,54 раза), больше проектного температурного напора  $\Delta t_0^\uparrow$ . Расчёт показывает, что располагаемый температурный напор в подогревателе нужно будет увеличить от проектных 9,8 °С до необходимых 15,1 °С путём повышения температуры греющего пара на 5,2 °С – от проектных 103 °С до необходимых 108,3 °С. Это потребует смещения паротбора на подогреватель с проектного 3-го корпуса (103 °С) на 2-й корпус (114 °С) с небольшим его дросселированием для снижения температуры конденсации со 114 до 108,3 °С.

В случае невозможности повысить температуру греющего пара на подогреватель следует увеличить его поверхность теплообмена на те же 54 %.

### 5. Методология управления тепловой мощностью подогревателя

В целях сохранения регламентной тепловой мощности подогревателя в условиях эксплуатационного снижения коэффициента теплопередачи необходимо оперативно повысить располагаемый температурный



Рис. 7. Взаимосвязь между коэффициентами  $\psi_{\Delta t_0}$ ,  $\psi_F$  и  $\psi_K$

напор в подогревателе, для чего потребуется увеличить температуру греющего пара, повышенное значение которого можно рассчитать по формуле

$$t_{гр.п}^\uparrow = \frac{t_{прод}^{вх} \times \exp\left(\frac{\Delta t_{прод}^\uparrow}{\Delta t_0^\uparrow}\right) - t_{прод}^{вх}}{\exp\left(\frac{\Delta t_{прод}^\uparrow}{\Delta t_0^\uparrow}\right) - 1}, \quad (26)$$

где  $t_{гр.п}^\uparrow$  – повышенная температура пара в греющей камере подогревателя, необходимая для компенсации снижения коэффициента теплопередачи, °С;

$t_{прод}^{вх}$  – регламентная температура сокового потока на выходе из подогревателя, °С;

$\Delta t_{прод}^\uparrow$  – фактическое повышение температуры сокового потока в подогревателе, °С;

$\Delta t_0^\uparrow$  – повышенный температурный напор в подогревателе, требуемый для компенсации снижения коэффициента теплопередачи, °С;

$t_{прод}^{вх}$  – фактическая температура сокового потока на входе в подогреватель, °С;

или по формуле с использованием числа единиц переноса теплоты –  $NTU$ :

$$t_{гр.п}^\uparrow = t_{вх} + \Delta t_{прод}^\uparrow / NTU, \quad (27)$$

где  $NTU$ , ед., определяется по формуле

$$NTU = K \times F / (G \times c). \quad (28)$$

В условиях эксплуатации требуемое увеличение температурного напора в подогревателе  $\Delta t_0^\uparrow$ , компенсирующее снижение коэффициента теплопередачи, службе энергоменеджмента завода следует периодически рассчитывать по методике, представленной в таблице.

По каждому подогревателю заполняем рабочую таблицу параметрами, характеризующими динамику их работы.

Получив числовое значение требуемой (повышенной) температуры греющего пара в греющей камере ТОО –  $t_{гр.п}^\uparrow$  (в примере – 108 °С), службе энергетического менеджмента завода необходимо предпринять апробированные организационно-технические решения по увеличению температуры конденсации греющего пара, подводимого к ТОО.

К таковым относятся:

- перенос соответствующего отбора вторичного пара для подогревателя на одну-две ступени выше в сторону первого корпуса ВУ;

- повышение температуры (давления) отработанного пара, подаваемого в первую ступень выпаривания ВУ, до получения повышенной температуры конденсации соответствующего вторичного пара.

## Эксплуатационные параметры подогревателя

(Название подогревателя)

Наименование эксплуатационного параметра подогревателя	Обозначение	Единица измерения	Источник информации	Контрольный период (сут)			
				1 (от до)	2	3	4
<b>Проектные параметры подогревателя</b>							
Проектный расход нагреваемого продукта на входе в подогреватель	$G_{\text{вх}}^{\text{пр}}$	т/ч	Технологический регламент завода	175,0			
Проектная температура продукта на входе в подогреватель	$t_{\text{вх}}^{\text{пр}}$	°С	— // —	87			
Проектная температура продукта на выходе из подогревателя	$t_{\text{вых}}^{\text{пр}}$	°С	— // —	96°			
Удельная теплоёмкость нагреваемого продукта	c	кДж/(кг × К)	Справочник физических свойств продуктов сахарного производства	3,6			
Проектная технологическая тепловая мощность подогревателя	$Q_{\text{техн}}^{\text{пр}}$	кВт	Формула (1) с проектными параметрами	1 797			
Площадь поверхности теплообмена подогревателя	F	м <sup>2</sup>	Характеристика тепловой схемы	80			
Проектное давление (абс.) пара в греющей камере подогревателя	$p_{\text{гр.кам}}^{\text{пр}}$	бар(а)	Проектный регламент фирмы-производителя подогревателя	1,05			
Проектная температура конденсации греющего пара в греющей камере подогревателя	$t_{\text{гр.л}}^{\text{пр}}$	°С	— // —	103			
Проектный температурный напор в подогревателе	$\Delta t_o^{\text{пр}}$	°С	Формула (8)	9,8°			
Проектный коэффициент теплопередачи в подогревателе	$K_{\text{ф}}^{\text{пр}}$	Вт/(м <sup>2</sup> × К)	Проектный регламент фирмы-производителя подогревателя	2 307			
Проектная «теплообменная» тепловая мощность подогревателя	$Q_{\text{т.о}}^{\text{пр}}$	кВт	Формула ( $Q_{\text{т.о}}^{\text{пр}} = K_{\text{ф}}^{\text{пр}} \times \Delta t_o^{\text{пр}} \times F$ )	1 797			
<b>Фактические параметры подогревателя</b>							
Фактическая температура продукта на выходе из подогревателя	$t_{\text{вых}}^{\text{факт}}$	°С	Измерение фактического значения	94°			
Промежуточный вывод	Температура продукта на выходе ниже регламентной. <i>Необходима коррекция температурного напора в подогревателе!</i>						
Фактическая температура на входе в подогреватель	$t_{\text{вх}}^{\text{факт}}$	°С	Измерение фактического значения	87			
Фактический расход продукта на входе в подогреватель	$G_{\text{вх}}^{\text{факт}}$	т/ч	— // —	175			
Фактическая технологическая тепловая мощность подогревателя	$Q_{\text{техн}}^{\text{факт}}$	кВт	Формула (1) с фактическими параметрами	1 390			
Промежуточный вывод	Фактическая тепловая мощность подогревателя — 1 390 кВт меньше проектной — 1 797 кВт						
Фактическое давление (абс.) греющего пара в греющей камере подогревателя	$p_{\text{гр.кам}}^{\text{факт}}$	бар(а)	Фактическое измерение текущего значения	1,05			
Фактическая температура конденсации греющего пара в подогревателе	$t_{\text{гр.кам}}^{\text{факт}}$	°С	Таблица водяного пара в состоянии насыщения $t_s = f(p_s)$	103			
Фактический температурный напор в подогревателе	$\Delta t_o^{\text{факт}}$	°С	Формула (8)	11°			
Фактический коэффициент теплопередачи в подогревателе	$K_{\text{ф}}^{\text{факт}}$	кДж/(кг × К)	Формула: $K_{\text{ф}}^{\text{факт}} = Q_{\text{техн}}^{\text{факт}} / (\Delta t_o^{\text{факт}} \times F)$	1 557			
Коэффициент эксплуатационного снижения коэффициента теплопередачи в подогревателе	$\psi_K$	Ед.	Формула (21)	0,675			
Коэффициент эксплуатационного повышения температурного напора в подогревателе	$\psi_{\Delta t_o}$	Ед.	Формула (22)	1,48			
<b>Требуемые (повышенные) параметры подогревателя</b>							
Требуемый (повышенный) температурный напор в подогревателе	$\Delta t_o^{\uparrow}$	°С	Формула (24)	14,5°			
Требуемая (повышенная) температура греющего пара в греющей камере подогревателя	$t_{\text{гр.л}}^{\uparrow}$	°С	Формула (26)	108,5°			
Требуемое (повышенное) давление (абс.) пара в греющей камере подогревателя	$p_{\text{гр.л}}^{\uparrow}$	бар (абс.)	Формула (11) или таблица водяного пара в состоянии насыщения	1,40			

При отсутствии возможностей для таких действий необходимо использовать решения, связанные с применением резервных поверхностей теплообмена подогревателя.

Для сохранения проектного уровня энергетической эффективности производства на протяжении всего сезона эксплуатации изложенная выше деятельность службы энергоменеджмента в отношении каждого подогревателя тепловой схемы завода должна стать правилом.

**Выводы**

Обоснована ответственность службы энергоменеджмента сахарного завода за формирование адекватных исходных данных для проектирования подогревателей тепловой схемы производства.

Методически обеспечено поддержание соответствия между эксплуатационными параметрами подогревателей и их значениями, заложенными проектирующей организацией в проекте расчёта поверхности теплообмена.

Методически обеспечено формирование адекватных ожидаемым при эксплуатации температурных параметров подогревателей.

Предложен метод определения теплотехнически обоснованного (по допустимой потере температуры конденсации) диаметра паропровода, транспортирующего греющий пар к подогревателям.

Предложен метод учёта паропотребления вакуум-аппаратов периодического действия при формировании проектных значений температур греющего пара и температурных напоров для подогревателей тепловой схемы сахарных заводов.

Разработана (в виде таблицы) методика оперативного контроля и принятия решений (т. е. энергоменеджмента) для системы подогревателей сахарного завода.

**Список литературы**

1. *Альтшуль, А.Д.* Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости) [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселёв. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1975. — 328 с.
2. *Андрижиевский, А.А.* Энергосбережение и энергетический менеджмент: учеб. пособие / А.А. Андрижиевский, В.И. Володин. — 2-е изд., испр. — Минск: Высшая школа, 2005. — 294 с.
3. *Баных, О.П.* Основные конструкции и тепловой расчёт теплообменников: учеб. пособие / О.П. Баных. — СПбНИУ ИТМО, 2012. — 42 с.
4. *Барулин, Е.П.* Расчёты теплоиспользующего оборудования: учеб. пособие / Е.П. Барулин, В.Н. Исаев, А.И. Сокольский. — Иваново: Иван. гос. хим.-технол. ун-т. — Иваново, 2009. — 100 с.
5. *Бойко, В.О.* Експериментальне визначення теплотехнічних показників роботи вакуум-апаратів 1-го продукту періодичної дії з механічними циркуляторами /

- В.О. Бойко [та ін.]. — Цукор України. — 2010. — № 2(58). — С. 45–48.
6. *Дытнерский, Ю.И.* Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Ю.И. Дытнерский. — М.: Химия, 1983. — 272 с.
7. *Колесников, В.А.* Теплосиловое хозяйство сахарных заводов / В.А. Колесников, Ю.Г. Нечаев. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 392 с.
8. *Кириллин, В.А.* Техническая термодинамика: учеб. для теплоэнергетических спец. вузов / В.А. Кириллин, В.В. Сычёв, А.Е. Шейндлин. — 4-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 416 с.
9. *Михеев, М.А.* Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.
10. *Ривкин, С.Л.* Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. — М.: Энергия, 1980. — 424 с.

**Аннотация.** В статье обоснована необходимость учёта заводскими специалистами эксплуатационных факторов, определяющих проектные температуры греющего пара и температурные напоры, на этапе проектирования подогревателей с целью формирования адекватной системы исходных данных.

Предложено математическое обеспечение энергоменеджмента системы подогревателей тепловой схемы завода, а именно оперативного поддержания тепловой мощности подогревателей на проектном уровне в течение всего периода их эксплуатации. Приведён метод расчёта диаметра паропровода, транспортирующего греющий пар к подогревателям, допустимой потерей температуры конденсации греющего пара. Предложен метод учёта переменного потребления пара вакуум-аппаратами периодического действия при задании проектных значений температур греющего пара и температурных напоров для подогревателей тепловой схемы сахарных заводов. Разработана методика оперативного контроля и принятия решений (энергоменеджмента) для системы подогревателей сахарного завода.

**Ключевые слова:** энергетический менеджмент, тепловая схема, сахарный завод, проектные параметры, эксплуатационные параметры, взаимное соответствие.

**Summary.** The article substantiates the necessity to take into account the operational factors determining the design temperatures of the heating steam and temperature headers at the design stage of the heaters in order to form an adequate system of initial data.

The mathematical support of the energy management of the heater system of the thermal scheme of the plant is proposed, namely, the operational maintenance of the heat capacity of the heaters at the design level during the entire period of their operation.

The method of calculating the steam pipe diameter of a transporting heating steam to the heaters, permissible loss of the condensing temperature of the heating steam, is offered. A method is proposed for accounting the variable consumption of steam by periodical vacuum devices when specifying the design values of the temperatures of the heating steam and the temperature head for the heaters of the sugar plant heat circuit. The method of operational control and decision-making (energy management) for the sugar plant heater system was developed.

**Keywords:** energy management, thermal scheme, sugar factory, design parameters, operational parameters, mutual correspondence.