

ДИАГНОСТИКА РАБОТЫ ИСПАРИТЕЛЬНО-КОНДЕНСАЦИОННЫХ СТУПЕНЕЙ БЛОКА ГОРИЗОНТАЛЬНО-ТРУБОЧНОГО ПЛЕНОЧНОГО ИСПАРИТЕЛЯ

Савельев В.Н., Муралев Е.Д., Тугерова Г.Б.

Мақалада, булану - шықтандырғышты ғылыми зерттеуде, сатысының техникалық бағалау күйінің альтернативті амалы, ғылыми-зерттеу жұмысында берілген шамаларды ақпараттар негізіне сай келтірілген және көрсетілген. Берілген шамалардың шектелуі шарттарындағы шықтандырғыш-булану қондырғы сатысының алгоритм диагностикасы өңделген.

Object of study is desalination plant next generation manufacturing firm Unde Technologies LTD, GTPI – horizontal-tube film evaporator. It is shown that absence of certain measurable quantities does not permit calculation algorithm used in the “distillate” in LLP MAEC Kazatomprom, making it difficult to objectively take into account the energy costs to develop the distillate in assessing the economic activities of enterprises. A method for calculating TIC GTPI on simplified empirical equations. It is proposed to continue to establish a comprehensive system diagnostics.

Наряду с действующими опреснительными установками на ТОО "МАЭК-Казатомпром" с целью бесперебойного обеспечения промышленности и населения региона в 2008 году на заводе по производству дистиллята и промышленному тепловодоснабжению была смонтирована и введена в эксплуатацию опреснительная установка нового поколения производства фирмы IDE Technologies Ltd.(Израиль). Установка состоит из двух блоков горизонтально-трубчатых пленочных испарителей с номинальной производительностью каждого – 6000 м³/сут.

Во время эксплуатации установки горизонтально-трубчатого пленочного испарителя (ГТПИ-1) в ее испарительно-конденсационных ступенях может образовываться накипь и, в некоторых случаях, сплошные солевые отложения, перекрывающие зазор между теплообменными трубками. Это ведет к существенному снижению производительности. Для того, чтобы вовремя отследить и устранить эти отложения, необходимо произвести расчет коэффициента теплопередачи каждой испарительно-конденсационной ступени блока ГТПИ-1. (рис.1) Но, в силу недостаточности исходных теплофизических данных, поступающих с измерительных датчиков, расположенных на опреснительной установке, расчет коэффициента теплопередачи практически невозможен.

Задача данного исследования – найти альтернативный способ оценки технического состояния испарительно-конденсационных ступеней испарителя на основе имеющейся исходной информации. Если предположить, что основная функция ступени - генерировать пар, объем которого определяется количеством тепла прошедшего через теплообменную поверхность, то рассчитываемый коэффициент и коэффициент теплопередачи ступени, будут являться функциями от расхода пара, морской

воды, температур потоков и будут соотноситься между собой по зависимости, близкой к линейной.

Коэффициент теплопередачи рассчитывали в соответствии [1,2] по следующей формуле [3,4]:

$$k = 1:(1:\alpha_1 + \sum(\delta:\lambda) + 1:\alpha_2), \text{ где}$$

α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке и от стенки к нагреваемому теплоносителю, кВт/(м²×К);

δ – толщина стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м×К);

$\sum(\delta:\lambda)$ – термическое сопротивление стенки.

Практически большинство греющих поверхностей рассматривают как многослойные стенки, покрывающиеся в течение работы накипью, ржавчиной и другими отложениями. Теплопроводность этих отложений в десятки и сотни раз меньше теплопроводности металлов.

Таблица. Измеряемые и регистрируемые технологические параметры в системе АСУТП ГТПИ.

№ п/п	Позиция	Наименование	Номинал	Ед. изм.
Расходы				
1	FT*211- FT*215	Питательная вода к ступени 1÷5	210	м ³ /ч
2	FT*216	Питательная вода к ступени 6	168	
3	FT*217	Питательная вода к ступени 7	168	
4	FT*201	Питательная вода	770	
5	FT*501	Охлаждающая вода с-мы нкг после т/о	54	
6	FT*436	Расход воды на пароувл.	40	
7	FT*806	Расход ГП	35	т/ч
8	FT*408	Расход дистиллята	300	м ³ /ч
Температуры				
9	ТТ*808	Греющий пар	105	°С
10	ТТ*704	Острый пар	190	
11	ТТ*801	Выпар ступени. 1	71,5	
12	ТТ*411	Конденсат ступени 1	71,5	
13	ТТ*311	Рассол ступени 1	68,9	
14	ТТ*312	Рассол ступени 2	66,4	
15	ТТ*313	Рассол ступени 3	63,72	
16	ТТ*314	Рассол ступени 4	61,04	
17	ТТ*315	Рассол ступени 5	58,4	
18	ТТ*316	Рассол ступени 6	56	
19	ТТ*317	Рассол ступени 7	53,5	°С
20	ТТ*202	Питательная вода	49,5	
21	ТТ*101	Морская вода	0 - 27	
22	ТТ*104	Морская вода после т/о	23-27	
23	ТТ*406	Дисталлята после т/о	15-35	
24	ТТ*501	Охлаждающая вода с-мы нкг	2 - 29	
25	ТТ*511	Охлаждающая вода за конденсатором системы удаления НКГ	ТТ*501+15	
26	ТТ*512	Охлаждающая вода за конденсатором	ТТ*501+15	

		системы удаления НКГ 2		
27	ТТ*513	Охлаждающая вода за конденсатором системы удаления НКГ 3	ТТ*501+15	
28	ТТ*704	Пар на эжектор НКГ	130	
Давление				
29	РТ*806	Пар к термокомпрессору	1,1	бар.(абс)
30	РТ*707	Пар к системе нкг	10 - 12	
31	РТ*802	Выпар ступени 1	245	мм.рт. ст.
32	РТ*621	Межтрубное пр-во конд-ра	101	
33	РТ*622	Трубное пр-во конд-ра	105	
34	РТ*101	Морская вода после фильтров		бар.(абс)
Солесодержание				
35	АТ*407	Дистиллят		11μS
				мг/л

Поэтому термическое сопротивление слоев отложений, даже очень тонких, может намного превысить термическое сопротивление самой металлической стенки.

Термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме сопротивлений всех слоев:

$$\sum(\delta:\lambda) = \delta_1:\lambda_1 + \delta_2:\lambda_2 + \dots + \delta_n:\lambda_n$$

Таким образом, при образовании накипи или солевых отложений, коэффициент теплопередачи будет уменьшаться. По уменьшению коэффициента теплопередачи, можно оценить состояние испарительно-конденсационных ступеней блока ГТПИ-1 на наличие отложений. Однако, коэффициент теплопередачи нельзя рассчитать в силу недостаточности данных с установки ГТПИ-1. Можно предположить, что коэффициент тепловой эффективности ступени будет равен:

$$K_i = G_i:\Delta T_i, \text{ где}$$

K_i – коэффициент i -ой ступени, т/(ч×°C);

G_i – расход греющего пара i -ой ступени (производительность по дистилляту i -ой ступени), т/ч;

ΔT_i – разность температур греющего и вторичного пара i -ой ступени, °C.

Примем некоторые допущения:

- 1) количество пара, забираемого термокомпрессором перед испарительно-конденсационной ступенью №б равно дополнительному количеству пара, которое поступает в первую ступень;
- 2) пренебрегаем количеством дистиллята, используемого на пароувлажнение.

Рассчитаем, какое количество вторичного пара генерирует каждая ступень, записав тепловой баланс ступени №1:

$$G_1 \times r_0 = W_1 \times r_1 + G_{п.в.1} \times (h_{у.в.1} - h_{п.в.1}), \text{ где}$$

G_1 – расход греющего пара ступени №1, т/ч;

W_1 – расход вторичного пара ступени №1, т/ч;

$G_{п.в.1}$ – расход питательной воды ступени №1, т/ч;

r_0 – удельная теплота испарения при температуре греющего пара ступени №1, кДж/кг;

r_1 – удельная теплота испарения при температуре кипения (рассола) ступени №1, кДж/кг;

$h_{y.v.1}$ – удельная энтальпия упаренной воды (рассола) ступени №1, кДж/кг;

$h_{п.в.1}$ – удельная энтальпия питательной воды ступени №1, кДж/кг.

Отсюда получаем, что:

$$W_1 = (G_1 \times r_0 - G_{п.в.1} \times (h_{y.v.1} - h_{п.в.1})) : r_1$$

Аналогично рассчитываем расход вторичного пара для каждой ступени:

$$W_i = (G_i \times r_{(i-1)} - G_{п.в.i} \times (h_{y.v.i} - h_{п.в.i})) : r_i$$

Расходы греющего пара по ступеням:

$$G_1 = G_{г.п} + G_{т.э}, \text{ т/ч, где}$$

$G_{г.п}$ – расход греющего пара, т/ч;

$G_{т.э}$ – расход вторичного пара ступени №6, забираемого термоэжектором, т/ч.

$$G_2 = W_2, \text{ т/ч;}$$

$P_3 = C_2 + C_{B2} + C_{Ы2б}$ т.чб где

W_{D2} – расход пара из самоиспарителя дистиллята №2, т/ч;

W_{S2} – расход пара из самоиспарителя упаренной воды №2, т/ч.

Для ступеней 3,4,5,7 и конденсатора расход греющего пара рассчитывали по следующей формуле: $G_i = W_{(i-1)} + W_{D(i-1)} + W_{S(i-1)}$;

Для ступени №6 формула для расчета расхода греющего пара примет следующий вид: $G_6 = W_5 + W_{D5} + W_{S5} - G_{т.э}$

Материальный и тепловой балансы самоиспарителя дистиллята №2:

- тепловой баланс: $G_2 \times H_{D2} + G_1 \times H_{кпп} = W_{D2} \times H_{W2} + G_{D2} \times H_{D2}$

- материальный баланс: $G_2 + G_1 = W_{D2} + G_{D2}$, где

Решая систему уравнений, получаем:

$$C_{Ы3} = (P_{пюв2} - C_2 + P_{Ы2}) \times (p_{уювю2} - P_{Ы3}) \times Ж_{к3}$$

Аналогично для самоиспарителя упаренной воды №4:

$$C_{Ы4} = (P_{пюв3} - C_3 + P_{Ы3}) \times (p_{уювю4} - P_{Ы4}) \times Ж_{к4}$$

- материальный и тепловой балансы самоиспарителя упаренной воды №5:

- тепловой баланс: $G_{S4} \times h_{y.v.4} = W_{S5} \times H_{WS5} + G_{S5} \times H_{S5}$

-материальный баланс: $G_{S4} = W_{S5} + G_{S5}$

Решая систему уравнений, получаем: $W_{S5} = G_{S4} \times (h_{y.v.4} - H_{S5}) : r_5$

Аналогично для самоиспарителей упаренной воды №6 и №7, т.е:

$$W_{Si} = G_{S(i-1)} \times (h_{y.v.(i-1)} - H_{Si}) : r_i, \text{ где } i = 5, 6, 7;$$

W_{Si} – расход пара i-го самоиспарителя упаренной воды, т/ч;

$G_{S(i-1)}$ – расход упаренной воды (i-1) самоиспарителя, т/ч;

$h_{y.v.(i-1)}$ – удельная энтальпия упаренной воды (i-1) самоиспарителя, кДж/кг;

H_{Si} – удельная энтальпия упаренной воды i-го самоиспарителя, кДж/кг;

r_i – удельная теплота испарения при температуре кипения рассола i-ой ступени, кДж/кг.

Рассчитаем количество вторичного пара ступени №6, забираемого термоэжектором.

$$G_8 + G_{D7} = G_D$$

$$G_{D7} = \sum G_i - \sum W_{Dj}, \text{ где}$$

$G_8 = G_k$ – расход греющего пара в конденсатор, т/ч;

G_{D7} – расход дистиллята из самоиспарителя дистиллята №7, т/ч;
 G_D – суммарный расход дистиллята, т/ч;
 G_i – расход греющего пара i -ой ступени, т/ч; $i = 1,2,3,4,5,6,7$;
 W_{Dj} – расход пара из j -го самоиспарителя, т/ч; $j = 2,3,4,5,6,7$.
 Учитывая, что $G_1 = G_{г.п} + G_{т.э}$ и решив систему уравнений, получим:
 $G_{т.э} = G_D - \sum G_i - G_{г.п} + \sum W_{Dj}$, где
 $i = 2,3,4,5,6,7,8$; $j = 2,3,4,5,6,7$.

Методом итерации, задавая значения $G_{т.э}$, можно рассчитать расход греющего пара и коэффициент K_i каждой ступени установки.

Расчет коэффициента K_i для каждой ступени произведен за период с 05.06.2009 по 11.01.2010г

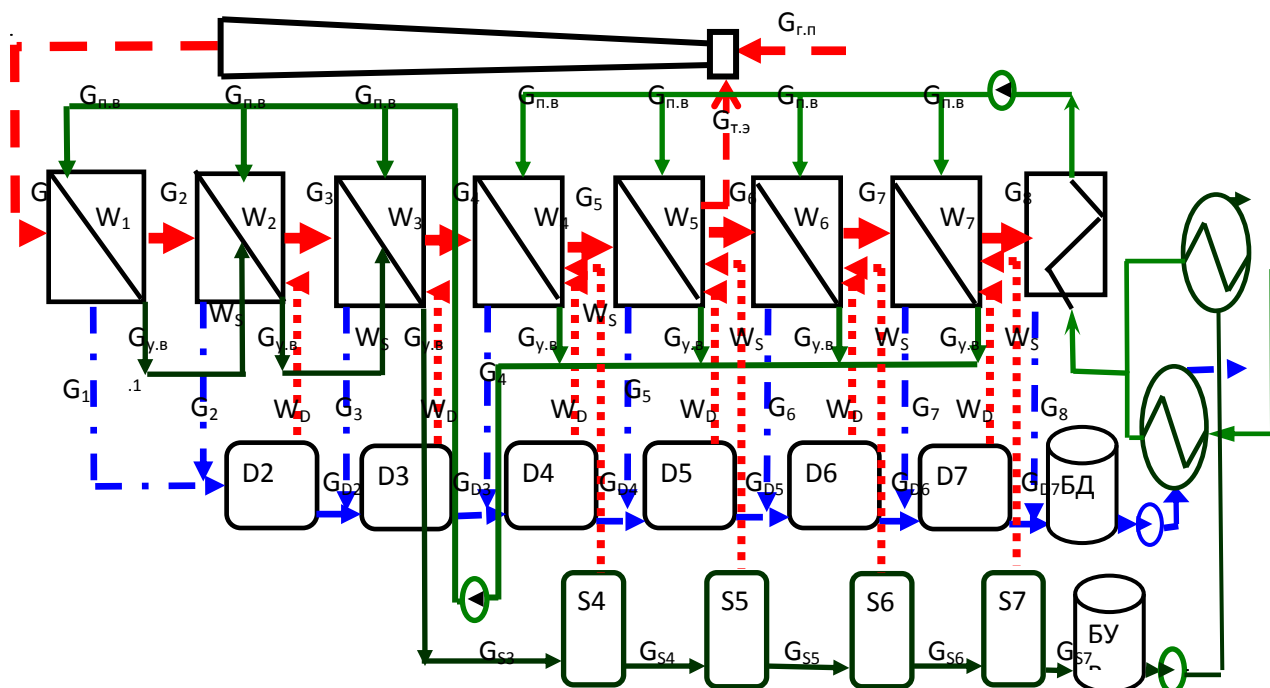


Рис.1 Схема потоков блока ГТПИ-1

На рис. 2. представлена динамика изменения коэффициента K_i по ступеням. Резкий скачок значения коэффициента вниз для ступени №1 в конце июля 2009г. обусловлен обрывом луча системы орошения. Значительное увеличение значений коэффициентов K_i для ступеней 1-5 обусловлены кислотной промывкой установки. Коэффициенты после промывки для ступеней 6 и 7 практически не изменились. По-видимому, это связано с тем, что на теплообменной поверхности этих ступеней накипь практически не образуется.

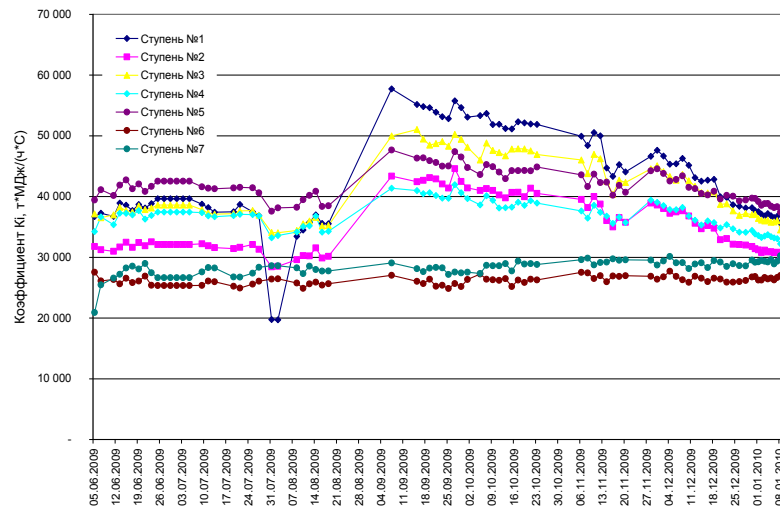


Рис. 2. Изменение коэффициентов K_i во время работы установки

Компания IDE Technologies Ltd. предоставила расчет коэффициента теплопередачи установки ГТПИ-1, который представлен на рис. 3.

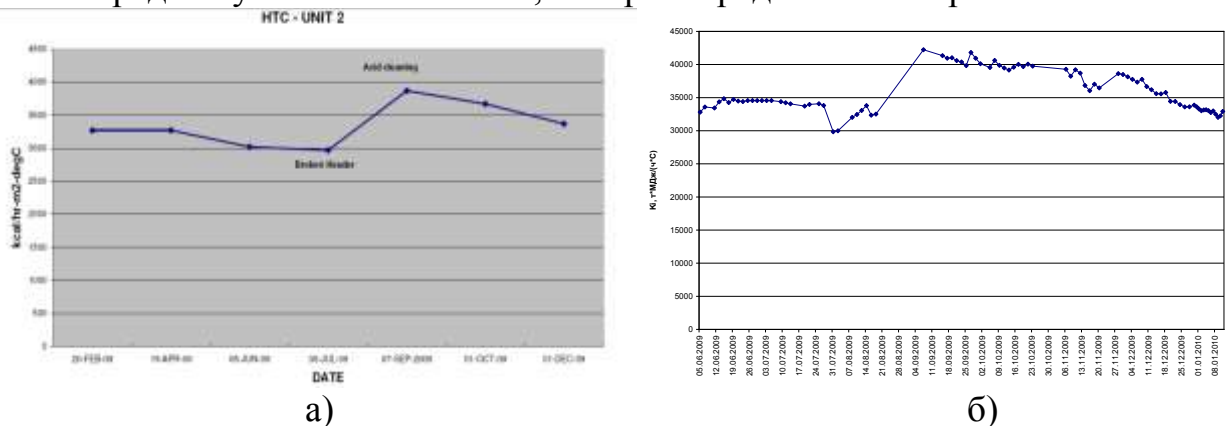


Рис. 3. Изменение коэффициента теплопередачи во время работы установки ГТПИ-1-Б,
а) - рассчитанное на математической модели IDE Technologies Ltd
б) - по результатам расчета.

Из рис.3б. динамика изменения усредненного коэффициента K_i для установки ГТПИ-1, видно, что характер изменения кривой, полученной на основании разработанного алгоритма и кривой, полученной по математической модели компании IDE Technologies Ltd. практически идентичен, что свидетельствуют о том, что разработанный алгоритм диагностики работы испарительно-конденсационных ступеней блока ГТПИ-1 адекватен расчетам компании IDE Technologies Ltd.

Однако, разработанный алгоритм слишком массивный, для того, чтобы можно было запрограммировать контроллер АСУ ТП для оперативного контроля коэффициента тепловой эффективности. Его необходимо упростить.

Рассчитав и проанализировав значения G_i – расход греющего пара i -ой ступени (или производительность по дистилляту i -ой ступени), пришли к выводу, что отношения $G_1:G_2$, $G_2:G_3$, $G_3:G_4$, $G_4:G_5$, $G_5:(G_6+G_{т.э})$, $G_6:G_7$ практически не меняются во всем промежутке работы установки.

Максимальная относительная ошибка от среднего значения не превышает 2%. Исходя из этого и, зная, что $G_1 = G_{г.п} + G_{т.э}$, можно рассчитать производительность по дистилляту каждой ступени.

Не менее проблематично держать в контроллере значения удельных теплот испарения по всем температурам. Поэтому в упрощенном расчете предлагается рассчитывать удельную теплоту испарения по следующей формуле:

$$r_i = (2503,8 - 2,4366 \times T_i), \text{ кДж/кг, где}$$

T_i – температура греющего пара i -ой ступени (температура кипения в предыдущей ступени), °С.

Относительная ошибка данной формулы менее 0,1%.

Проведя необходимые вычисления, получен упрощенный алгоритм диагностики работы испарительно-конденсационных ступеней блока:

$$G_{т.э} = (G_D - 7,374 \times G_{г.п} + 5,9) : 3,713,$$

$$G_1 = G_{г.п} + G_{т.э},$$

$$G_i = G_1 : a_i;$$

Если $n=6,7$, то $G_i = G_1 : a_i - G_{т.э} : m_i$, то $K_i = G_i \times (2503,8 - 2,4366 \times T_{(i-1)}) : (T_{(i-1)} - T_i) : b_i$, где:

$G_{т.э}$ – расход вторичного пара ступени №6, забираемого термоэжектором, т/ч;

G_D - суммарный расход дистиллята, т/ч;

G_1 – расход греющего пара (производительность по конденсату) ступени №1, т/ч;

$G_{г.п}$ - расход греющего пара, т/ч.

G_i – расход греющего пара (производительность по конденсату) i -ой ступени, т/ч;

a_i и m_i – расчетные коэффициенты.

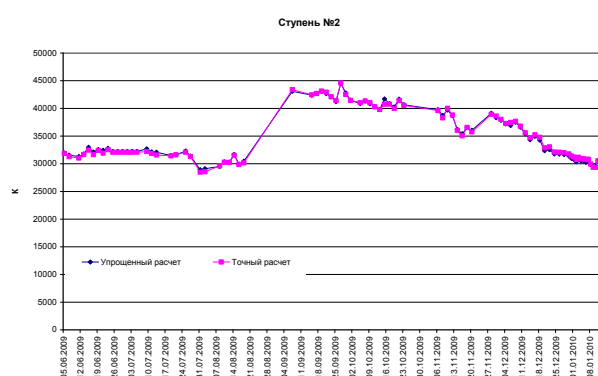
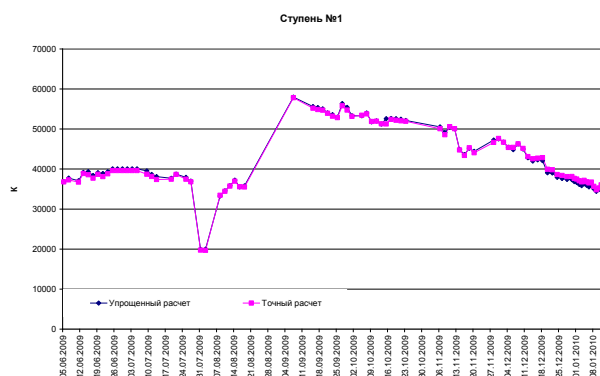
K_i – относительный коэффициент тепловой эффективности i -ой ступени, представляющий собой отношение текущего коэффициента тепловой эффективности к его номинальному значению;

$T_{(i-1)}$ и T_i – температуры упаренной морской воды $(i-1)$ и i -ой ступени, °С;

b_i – номинальное значение коэффициента тепловой эффективности, рассчитанное на момент ввода в эксплуатацию установки, т×МДж/(ч×°С).

Таким образом, по изменению коэффициента K_i можно судить о состоянии конденсационно-испарительных ступеней блока.

Отклонение упрощенного расчета K_i от точного по каждой ступени представлено в виде графиков на рис. 4,5.



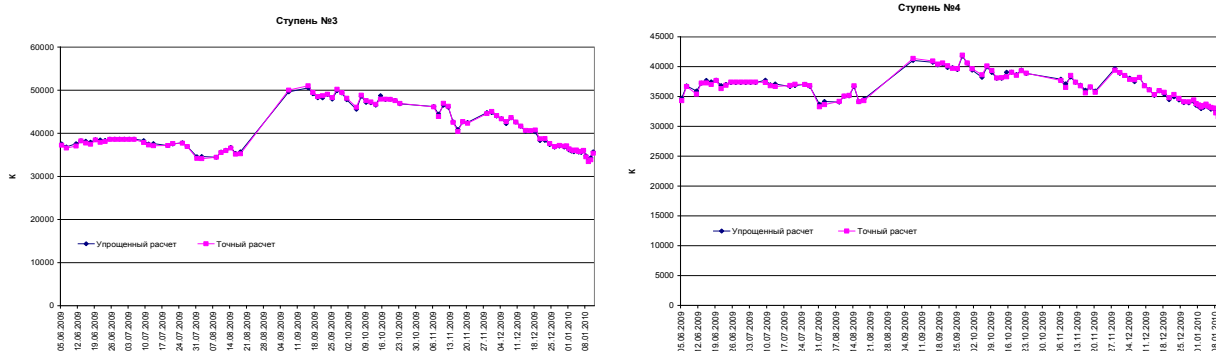


Рис.4 Отклонение значений коэффициентов K_i , рассчитанных упрощенным методом от коэффициентов K_i , рассчитанных разработанным алгоритмом для ступеней 1-4

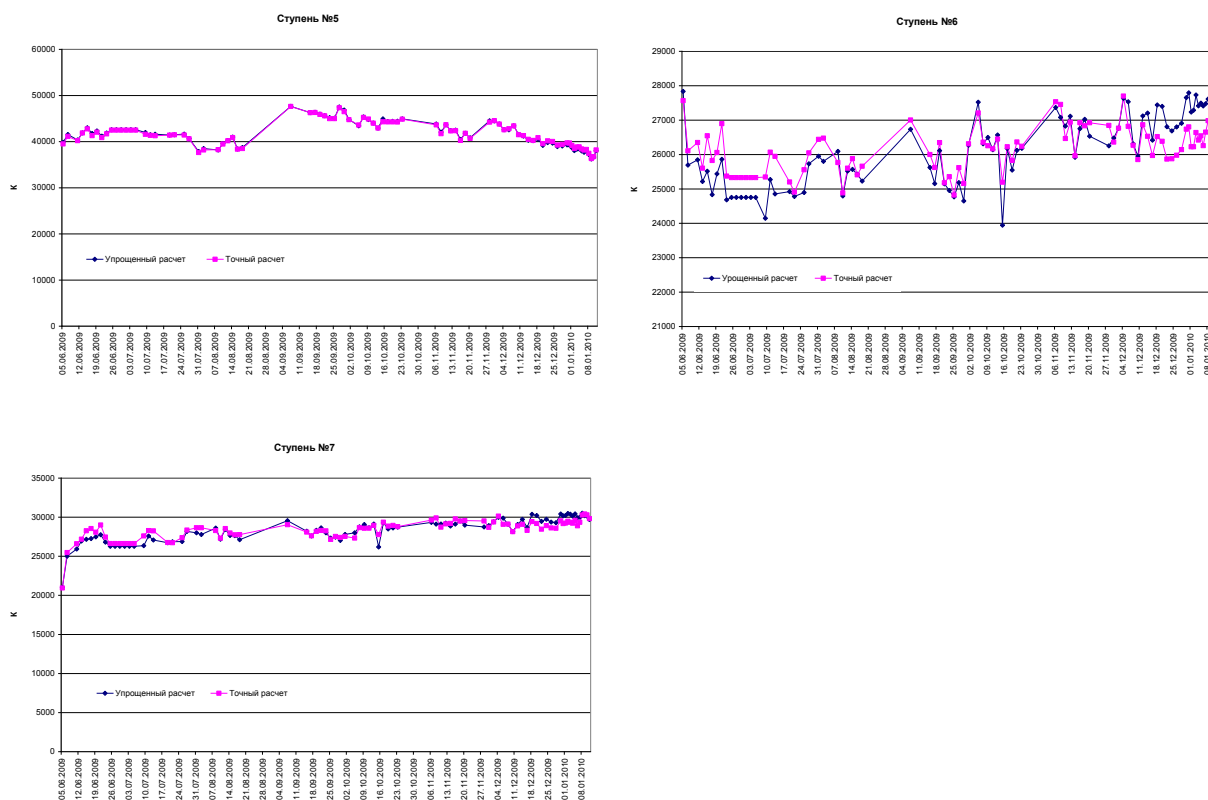


Рис.5 Отклонение значений коэффициентов K_i , рассчитанных упрощенным методом от коэффициентов K_i , рассчитанных разработанным алгоритмом для ступеней 5-7

На представленных графиках видно, что отклонение упрощенного расчета от точного незначительное. Максимальное отклонение наблюдается у ступени №6 и достигает 4,5%. Это отклонение не влияет на характер кривой. Поэтому можно считать, что упрощенный алгоритм расчета коэффициента K_i адекватен более точному и расчетам компании IDE Technologies Ltd, выполненным на имитационной математической модели опреснительной установки, реализованной на персональном компьютере.

Выводы:

1. Разработан алгоритм диагностирования эффективности работы конденсационно-испарительных ступеней установки в условиях ограниченности исходных данных.
2. Данный алгоритм позволит своевременно определять наличие технических проблем в ступенях испарителя, таких как выход из строя оросительной системы, разуплотнение системы, прекращение подачи антинакипина и др.

Литература:

1. МИ 2412-98 Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Водяные системы теплоснабжения. Уравнения измерений тепловой энергии и количества теплоносителя.
2. МИ 2412-97 Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Водяные системы теплоснабжения. Уравнения измерений тепловой энергии и количества теплоносителя.
3. А.А. Александров, Б.А. Григорьев, Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара, М.: МЭИ, 1999.
4. Ю.И. Дытнерский, Процессы и аппараты химической технологии, М.: Химия, 1995, с. 301.