Паливо та енергетика

УДК 532.529:532.517.4
DOI: 10.33070/etars.2.2021.01

Рохман Б.Б., докт. техн. наук,

Дунаєвська Н.І., докт. техн. наук, **Вифатнюк В.Г.**

Інститут вугільних енерготехнологій НАН України, Київ

вул. Андріївська, 19, 04070 Київ, e-mail: Brolene@yahoo.com

Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пиловугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари 28 МПа / 600 °С / 600 °С для енергоблока 300 МВт. Частина 3. Особливості роботи котла на мінімальних навантаженнях 40–50 % з рециркуляцією димових газів

У третій частині цієї статті зроблено спробу розширити діапазон регулювання навантаження парогенератора від 40 до 100 % за рахунок введення рециркулюючих димових газів, відібраних після водяного економайзера, у середню радіаційну частину топки. Для цього було проведено перевірочні теплові розрахунки котла при спалюванні вугілля марки ДГ-100 у широкому інтервалі зміни коефіцієнта рециркуляції $K_{\text{рец}} = 10\text{--}20\%$ на навантаженнях 40 та 50 % від номінального. Показано, що: а) на навантаженні 50 % рециркуляція димових газів $K_{\text{рец}} = 13\%$ призводить до падіння температури пари у первинному тракті, завдяки чому відбувається зменшення максимальних температур стінок суцільнозварних екранів, що дає можливість здешевити виготовлення котла за рахунок зменшення використання дорогих аустенітних сталей на 116,3 т; б) для забезпечення температури гострої пари 600 °С на навантаженні 40 % необхідно, щоб $K_{\text{рец}} = 12\%$. Це призводить до подорожчання котла у порівнянні з навантаженням 50 % через застосування при виготовленні стельових екранів сталі марки 10X16H16B2МБР. *Бібл. 3, рис. 17, табл. 4.*

Ключові слова: парогенератор, котел, топка, вугілля, спалювання, температура, тиск, методика.

У першій та другій частинах цієї роботи [1, 2] на підставі описаної в [1] методики розрахунку проведено конструкторсько-перевірочні теп-

лові розрахунки пиловугільного прямоточного котла СНКП 28 МПа / 600 °С / 600 °С для блоку 300 МВт при спалюванні вугілля марки ДГ-100

у режимі твердого шлаковидалення на навантаженнях 50–100 %. Показано, що на низьких навантаженнях відбувається суттєвий перерозподіл теплосприйняття між первинним й вторинним паровими трактами, у результаті чого гостра пара отримує значний надлишок тепла, а вторинній парі тепла бракує. З цієї причини відбувається різке зростання температур стінок суцільнозварних газоізоляційних екранів верхньої радіаційної частини (ВРЧ), екранів поворотної камери (ЕПК) та стелі, тому поверхні нагрівання ВРЧ та стелі мають виготовлятися з дорогих аустенітних сталей марок 12X18H10T й 10X16H16B2МБР відповідно [2], що, безсумнівно, позначиться на вартості парогенератора. Крім того, присутність у котлі великої кількості звичайної аустенітної сталі марки 12X18H10T й аустенітної сталі поліпшеної якості 10X16H16B2МБР, у яких коефіцієнт теплопровідності значно менший, ніж у перлітної сталі, помітно знижує швидкість зміни при зменшенні (або збільшенні) навантаження, а також на режимах пуску та останову парогенератора. При швидкій зміні температури труб змійовиків з аустенітної сталі виникає набагато більша різниця між розширенням зовнішньої й внутрішньої поверхні, ніж у перлітної сталі, що призводить до більш високих напружень у металі та спричиняє розрив труб.

У третій частині цієї роботи розглядаються особливості роботи котла на низьких навантаженнях. На підставі першої й другої частин статті можна сформулювати завдання третьої частини: а) на навантаженні 50 % зменшити максимальні температури стінок суцільнозварних екранів ВРЧ, стелі та поворотної камери за рахунок передачі частини тепла від гострої до вторинної пари, тим самим скоротити кількість дорогих аустенітних сталей, замінивши їх на більш дешеву високолеговану сталь 11X11B2МФ; б) розширити діапазон регулювання навантаження котла, наведений у [2], від 40 до 100 %.

Поставлені завдання можуть бути вирішені за допомогою введення рециркулюючих димових газів, відібраних після водяного економайзера, в середню радіаційну частину (СРЧ) топки. У цьому випадку компонування парогенератора СНКП 28 МПа/600 °С/600 °С перетворюється до виду, наведеному на рис.1.

З використанням удосконаленої моделі, описаної в [1], проведено теплові розрахунки парогенератора СНКП при спалюванні вугілля марки ДГ-100 в режимі твердого шлаковидалення з урахуванням коефіцієнта рециркуляції димових газів 10, 12, 13 та 20 % на навантаженнях 40 та 50 % від номінального. Результати розрахунків наведено у табл.1

Таблиця 1. Результати перевірочних розрахунків котла СНКП на навантаженнях 40 та 50 % від номінального з урахуванням рециркуляції димових газів

Table 1. The results of test calculations of the boiler СНКП at loads of 40 and 50 % of the nominal taking into account flue gas recirculation

Найменування величини	Одиниці виміру	Варіанти розрахунків			
		1	2	3	4
Навантаження	%	40	40	40	50
Коефіцієнт рециркуляції газів	%	10	12	20	13
Температура відхідних газів	°С	118	119	119	121
Витрата живильної води на вході	т/год	380	380	380	475
Температура вторинної пари на виході з котла	°С	600	600	600	600
Тиск первинної пари на виході з котла	атм	280	280	280	280
Температура вторинної пари на вході до котла	°С	300	300	300	300
Тиск вторинної пари на виході з котла	атм	15	15	15	21
Витрата вторинної пари на вході до котла	т/год	320	320	320	400
Витрата живильної води на впорскування № 1 й № 2 (гостра пара)	т/год	0 – №1 0 – №2	0 – № 1 0 – № 2	0 – № 1 0 – № 2	0 – № 1 0 – № 2
ТОПКОВА КАМЕРА					
ККД котла	%	93,76	93,6	93,6	93,5

Тепло, сприйняте робочим середовищем в котлі	ккал/год	2,6·10 ⁸	2,6·10 ⁸	2,6·10 ⁸	3,3·10 ⁸
Повна витрата вугілля	т/год	55,69	55,8	55,8	70,1
Розрахункова витрата вугілля	т/год	54,912	55	55	69,1
Витрата повітря на котел	кг/год	446428	447191	447191	562024
Температура газів на виході з топки	°C	888	886,8	880	956
Середнє питоме теплове навантаження радіаційних поверхонь в топці	ккал/(м ² ·год)	65014	64629	62521	80653
Теплове напруження топкового об'єму	ккал/(м ³ ·год)	36334	36396	36396	45746
ПОЗОННИЙ РОЗРАХУНОК ТОПКОВОЇ КАМЕРИ					
ЗОНА № 1 (активна зона)					
Температура газів на виході з зони № 1	°C	1286,4	1287,2	1288,4	1342
Максимальна температура газів	°C	1521	1501,2	1428,5	1489
Середня температура забруднених екранів	°C	1049	1049,6	1051	1096
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м ² ·год)	103822	104034	104354	119425
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м ² горизонтального перерізу топки	МВт/м ²	1,49	1,49	1,49	1,9
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м ² горизонтального перерізу одного ярусу пальників	МВт/м ²	0,498	0,498	0,498	0,63
Температура робочого середовища на виході з нижньої радіаційної частини (НРЧ)	°C	419,5	419,4	419	411
ЗОНА № 2					
Температура газів на виході з зони № 2	°C	1132	1122	1083	1176,5
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м ² ·год)	100920	99696	94723	114928
Середня температура забруднених екранів	°C	909	906	895	949
ЗОНА № 3					
Температура газів на виході з зони № 3	°C	1081	1074	1045	1134
Сумарна поверхня стін	м ²	215,2	215,2	215,2	215,2
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м ² ·год)	75921	74104	67093	87041
Середня температура забруднених екранів	°C	824	817,5	791	862
ЗОНА № 4					
Температура газів на виході з зони № 4	°C	1038	1033	1011	1097
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м ² ·год)	64868	63731	59039	76108
Середня температура забруднених екранів	°C	781,8	777,1	757,1	825
Температура робочого середовища на виході з середньої радіаційної частини (СРЧ)	°C	492,2	490	480	455,5
ЗОНА № 5					
Температура газів на виході з зони № 5	°C	970,5	968	954	1035
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м ² ·год)	54314	53659	50772	65282
Середня температура забруднених екранів	°C	744,8	741,6	727,04	792
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно з зони № 5	ккал/(м ² ·год)	52817	52180	49374	63483
ЗОНА № 6					
Температура газів на виході з зони № 6	°C	805	806	806	876
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м ² ·год)	37341	37232	36371	46712
Середня температура забруднених екранів	°C	659	658	651	711
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно з зони № 6	ккал/(м ² ·год)	36257	36152	35316	45356

Температура робочого середовища на виході з верхньої радіаційної частини (ВРЧ)	°C	555,8	552	536,4	502
Тепло, отримане стеелею, в районі топки в зоні № 6	ккал/год	4,9·10 ⁶	4,9·10 ⁶	4,8·10 ⁶	6,2·10 ⁶
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВАЧ (ПЕРША СТУПІНЬ ШПП І)					
Радіаційне тепло, отримане площиною вхідного перерізу ширм	ккал/год	218,24	216,5	209	214
Радіаційне тепло, отримане площиною вихідного перерізу ширм	ккал/год	55,6	55,4	54,4	53,8
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами та додатковими поверхнями нагріву	ккал/год	162,6	161	154,6	159,8
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами	ккал/год	149,8	148	142,4	147,25
Температура пари на виході з центральних ширм	°C	521,9	518	504,9	503,9
Температура пари на виході з крайніх ширм	°C	572,8	568,3	554	556,2
Середня швидкість пари у крайніх ширмах	м/с	9,3	9,2	8,8	11
Середня швидкість газу в ширмах	м/с	2	2,03	2,2	2,72
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ширм	ккал/(м ² ·год·°C)	18,5	18,72	19,54	22,48
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах	°C	670,9	668	656,54	699
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки у крайніх ширмах	ккал/(м ² ·год·°C)	66,99	66,6	65,3	74,1
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у центральних ширмах І	ккал/(м ² ·год·°C)	39,9	40	40,4	43,5
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у крайніх ширмах І	ккал/(м ² ·год·°C)	40,33	40,4	40,8	43,8
Теплосприйняття центральних ширм за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	260,3	263,6	272,3	283,71
Теплосприйняття крайніх ширм за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	221,9	225,5	235,4	250
Температура пари на виході з ВРЧ, розташованої в районі ширм	°C	561,2	557,4	542	506,9
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих в районі ширм, за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	516,8	524	544,74	578,3
Теплосприйняття ширм та додаткових поверхонь за балансом	ккал/кг	518	524,5	544,6	578,26
Температура газів на виході з ширм	°C	718	718	716	772,6
Температура первинної пари на виході з паропарового теплообмінника	°C	476,8	474,3	463,6	460,8
Температура пари після першого впорскування	°C	476,8	474,3	463,6	460,8
Температура пари після другого впорскування	°C	572,8	568,3	554	556,2
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВАЧ (ДРУГА СТУПІНЬ ШПП ІІ)					
Тепло, отримане випромінюванням з топки ШПП ІІ	ккал/кг	55,6	55,4	54,4	53,8
Тепло, отримане випромінюванням з топки центральними ШПП ІІ	ккал/кг	25,28	25,2	24,73	24,46
Тепло, отримане випромінюванням з топки крайніми ширмами ІІ	ккал/кг	25,28	25,2	24,73	24,46
Температура пари на виході з центральних ширм ІІ	°C	586	582	568	574,1
Температура пари на виході з крайніх ширм ІІ	°C	602,3	598,4	586	595,4
Середня швидкість пари у крайніх ширмах ІІ	м/с	8,8	8,71	8,5	10,8
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби центральних ширм ІІ	ккал/(м ² ·год·°C)	3385	3398	3440	4097,4
Середня швидкість газу в ШПП ІІ	м/с	2,62	2,672	2,85	3,55
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ШПП ІІ	ккал/(м ² ·год·°C)	22,35	22,6	23,6	27,1
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах ІІ	°C	639,5	636	627,3	657,5
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки центральних ширм ІІ	ккал/(м ² ·год·°C)	70,2	70,29	70,68	79,24

Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в центральних ширмах ІІ	ккал/(м ² ·год·°С)	38,2	38,4	39	42,4
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в крайніх ширмах ІІ	ккал/(м ² ·год·°С)	38,1	38,3	39	42,3
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих в районі ШПП ІІ за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	169	174,4	194,5	234
Температура газів на виході ШПП ІІ	°С	661,66	660	656	696,9
ПОВОРОТНА КАМЕРА					
Середня швидкість газу у районі підвісних економайзерних труб	м/с	2	2,1	2,2	2,71
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб стелі в районі поворотної камери	°С	615,8	613,4	603	601
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб стелі в районі поворотної камери	ккал/(м ² ·год·°С)	108,6	108	106	111,3
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб екранів в районі поворотної камери	ккал/(м ² ·год·°С)	106,6	106	104	110,2
Теплосприйняття екранів в районі поворотної камери за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	24,64	25,5	28,9	41,96
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки підвісних економайзерних труб поворотної камери	°С	445	445	443,6	473,2
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки підвісних економайзерних труб	ккал/(м ² ·год·°С)	104,5	105	105	117,9
Сумарне теплосприйняття поверхонь поворотної камери	ккал/кг	106	107,1	111,8	128,3
Теплосприйняття поворотної камери за балансом	ккал/кг	111	107,6	111,41	128,46
Температура газів на виході з поворотної камери	°С	625	624,4	621	654,4
Температура пари на виході з труб екранів поворотної камери	°С	568	564,4	549,2	515,9
Температура води на вході економайзера після змішування потоків живильної води й робочого середовища, що виходить з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°С	269,3	269,3	269,2	268,6
ВИХІДНИЙ СТУПІНЬ ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ШПП2)					
Середня швидкість пари у зміювиках ШПП2	м/с	35,8	35,8	35,9	31,8
Температура пари на вході в зміювики ШПП2	°С	582,2	583	584,5	565,6
Температура газів на виході з ШПП2	°С	606,6	606	605,8	619
Середня швидкість газу між зміювиками ШПП2	м/с	3,8	3,91	4,18	5,1
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ШПП2	°С	604,4	604	603,8	613,4
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб зміювиків ШПП2	ккал/(м ² ·год·°С)	60,75	61,2	62,9	69,1
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари зміювиків ШПП2	ккал/(м ² ·год·°С)	44,5	44,8	46	49,5
Теплосприйняття зміювиків ШПП2 за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	56,5	54,65	49	107,4
ПЕРШИЙ СТУПІНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ШПП1)					
Температура пари на вході у зміювики ШПП1	°С	541,8	542	544,6	484,5
Температура пари на виході із зміювиків ШПП1	°С	582,2	583	584,5	565,6
Температура газів на виході з ШПП1	°С	562,68	563	566	534
Середня швидкість пари у зміювиках ШПП1	м/с	35,9	35,9	36	31,3
Середня швидкість газу в ШПП1	м/с	3,8	3,84	4,12	4,83
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби зміювика ШПП1	ккал/(м ² ·год·°С)	646,3	646,4	647,02	755,2
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ШПП1	°С	567,68	568	570	539
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб зміювиків ШПП1	ккал/(м ² ·год·°С)	57,9	58,4	60,33	63,6
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари зміювиків ШПП1	ккал/(м ² ·год·°С)	43,19	43,5	44,52	46,8

Теплосприйняття змійовиків ПППІ за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	127,4	126,4	124,3	249,8
ЕКОНОМАЙЗЕР					
Температура води на виході з економайзера	°C	324,8	325,4	328	316,3
Температура води на вході в економайзер	°C	269,3	269,3	269,2	268,6
Теплосприйняття економайзера за балансом	ккал/кг	463,5	468,2	494	390
Температура газів на виході з економайзера	°C	398,6	400,4	406	399,6
Середня швидкість води в економайзері	м/с	0,389	0,389	0,391	0,482
Середня швидкість газу в економайзері	м/с	3,6	3,68	3,9673	4,58
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб економайзера	°C	377,1	377,4	379	372,5
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки економайзера	ккал/(м ² ·год·°C)	56	56,3	58,66	63
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до води в економайзері	ккал/(м ² ·год·°C)	44,74	45,1	46,62	49,4
Теплосприйняття економайзера за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	463,5	468,2	494	389,9
РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ОБЕРТАЛЬНИЙ ПІДГРІВАЧ ПОВІТРЯ (РОП)					
Гаряча частина					
Температура гарячого повітря на виході з РОП	°C	338,2	340	344,66	336,6
Теплосприйняття гарячої частини РОП за балансом (повітря)	ккал/кг	581,6	583,5	594,1	576,68
Температура газу на виході з РОП	°C	162	163,8	165,3	165,6
Температурний напір в РОП	°C	73,55	73,58	74,8	76
Середня швидкість газу в РОП	м/с	4,8	4,82	4,85	6,1
Середня швидкість повітря в РОП	м/с	3,9	3,95	3,965	4,9
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря РОП	ккал/(м ² ·год·°C)	29,49	29,5	29,54	35,45
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки РОП	ккал/(м ² ·год·°C)	35,73	35,8	35,91	43
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря РОП	ккал/(м ² ·год·°C)	6,11	6,1	6,13	7,35
Теплосприйняття РОП за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	583,6	583,9	594	576,4
Температура гарячого повітря на вході в гарячу частину РОП	°C	76	76,8	77,1	76,6
Мінімальна температура стінки в гарячій частині РОП	°C	122,6	124,4	125,46	125,5
Температура точки роси	°C	89,3	89,3	89,3	89,3
Холодна частина					
Температура гарячого повітря на виході з холодної частини РОП	°C	76	76,8	77,1	76,6
Температура холодного повітря на вході в РОП	°C	30	30	30	30
Температура газів на виході з РОП	°C	118	119	119	121
Середня швидкість газу в холодній частині РОП	м/с	3,866	3,88	3,9	4,9
Середня швидкість повітря в холодній частині РОП	м/с	2,6673	2,68	2,68	3,36
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря в холодній частині РОП	ккал/(м ² ·год·°C)	14,99	15	15	18
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки холодної частини РОП	ккал/(м ² ·год·°C)	19,4	19,4	19,4	23,3
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря в холодній частині РОП	ккал/(м ² ·год·°C)	3,196	3,2	3,2	3,85
Теплосприйняття холодної частини РОП за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	103,2	104,1	106,2	102,2
Мінімальна температура стінки в холодній частині РОП	°C	78,1	79	79,1	80,8

Рис. 1. Креслення загального вигляду прямоточного пилувугільного парогенератора на супернадкритичних параметрах пари 28 МПа/600 °С/600 °С: 1 – нижня радіаційна частина; 2 – середня радіаційна частина; 3 – верхня радіаційна частина; 4 – ширмовий пароперегрівач; 5 – вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 – перший пакет вхідного ступеня пароперегрівача вторинної пари; 7 – водяний економайзер; 8 – пальник; 9 – регенеративний обертальний підігрівач повітря; 10 – підвіска; 11 – димосос рециркуляції газів.

Fig. 1. Drawing of a general view of a once-through pulverized coal steam generator with supercritical steam parameters of 28 MPa/600 °C/600 °C: 1 – lower radiation part; 2 – middle radiation part; 3 – upper radiation part; 4 – screen steam superheater; 5 – output stage of the secondary steam superheater; 6 – first package of the inlet stage of the secondary steam superheater; 7 – water economizer; 8 – burner; 9 – regenerative rotating air heater; 10 – hanger; 11 – gas recirculation smoke exhauster.

З табл.1 випливає, що для варіантів 1–4 температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень 1286–1342 °С є вищою за мінімально допустиме значення 1250 °С, що говорить про стійкі режими роботи котла на мінімальних навантаженнях 40–50 % у діапазоні зміни рециркуляції димових газів 10–20 %. У свою чергу, температура забруднених екранів НРЧ 1049–1096 °С значно нижче за температуру початку шлакування 1268 °С (вугілля марки ДГ-100), що забезпечує безшлакувальну роботу суцільнозварних екранів НРЧ.

Розглянемо вплив рециркуляції димових газів на максимальні температури стінок та теплосприймання суцільнозварних газошлікових екранів СРЧ, ВРЧ, стелі, ЕПК та змішувачів пароперегрівачів високого ШПП І, ШПП ІІ та низького тиску ППП1, ППП2 при роботі котла на навантаженні 50 %. З рис.2 видно, що значне зменшення температури робочого середовища первинного тракту на навантаженні 50 % відбувається при використанні

рециркуляції димових газів 13 %. Температура гострої пари екранів СРЧ знижується на 20 °С, ВРЧ та ЕПК — на 36 °С, стелі — на 38 °С.

Падіння температури робочого середовища по первинному тракту призводить до зменшення максимальних температур стінок суцільнозварних екранів зазначених поверхонь нагріву: стелі — на 37 °С; ВРЧ — на 40 °С; ЕПК — на 35 °С (порівняти рис. 3–5 та рис. 8–10 з [2]). Зазначимо, що температури стінок ВРЧ $t_{ст,ВРЧ}$, ЕПК $t_{ст,ЕПК}$ та стелі $t_{ст,стелі}$ залежать не тільки від параметрів робочого середовища, а й від зовнішніх теплових потоків з боку димових газів. З табл.2 видно, що температура первинної пари на ділянці від зони № 6 до поворотної камери підвищується незначною мірою: ЕПК — 14 °С та стелі — 22 °С, чого не можна сказати про питомі теплові потоки.

На першій ділянці від зони № 6 до ШПП ІІ відбувається різке, у 2,35 рази, падіння питомих теплових потоків, на відміну від ділянки ШПП ІІ до поворотної камери: стеля — тепловий потік

Рис. 2. Розподіл температур пари у пароводяному тракту парогенератора ШКП 28 МПа/600 °С/600 °С на навантаженнях 40 та 50 % з урахуванням та без урахування рециркуляції димових газів: 1 — регулюючий клапан; 2 — підвісні труби; 3 — водяний економайзер; 4 — нижня радіаційна частина; 5 — середня радіаційна частина; 6 — верхня радіаційна частина; 7 — екрани поворотної камери; 8 — стеля; 9 — паропаровий теплообмінник; 10, 12 — впорскувальний парохолоджувач; 11 — перший ступінь ширмового пароперегрівача; 13 — другий ступінь ширмового пароперегрівача; 14 — вхідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 15 — вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари.

Fig. 2. Distribution of steam temperatures in the steam-water path of the steam generator ШКП 28 МПа/600 °С/600 °С at loads of 40 and 50 % with and without accounting flue gas recirculation: 1 — control valve; 2 — hanging pipes; 3 — water economizer; 4 — lower radiation part; 5 — middle radiation part; 6 — upper radiation part; 7 — screens of a PTZ camera; 8 — ceiling; 9 — steam-steam heat exchanger; 10, 12 — injection desuperheater; 11 — the first stage of the superheater screen; 13 — the second stage of the screen superheater; 14 — inlet stage of the secondary steam superheater; 15 — outlet stage of the secondary steam superheater.

Рис. 3. Розподіл температур стінок труб стельових суцільнозварних екранів, розташованих у районах топкової камери, ШПП І, ШПП ІІ та поворотної камери, при навантаженні котла 50 % для варіанта 4 з рециркуляцією димових газів 13 %.

Fig. 3. Temperature distribution of the walls of the welded screens ceiling pipes located in the areas of the furnace chamber, ШПП І, ШПП ІІ and rotary chamber, with a boiler load of 50 % for variant 4 with flue gas recirculation of 13%.

Рис. 4. Розподіл температур стінок труб суцільнозварних екранів ЕПК, розташованих у районах ШПП І, ШПП ІІ та поворотної камери, при навантаженні котла 50 % для варіанта 4 з рециркуляцією димових газів 13 %.

Fig. 4. Temperature distribution of the rotary chamber welded screens pipes located in the areas of the ШПП І, ШПП ІІ and rotary chamber, with a boiler load of 50 % for variant 4 with flue gas recirculation of 13 %.

Рис. 5. Розподіл температур стінок труб суцільнозварних екранів ВРЧ на навантаженнях котла 40 та 50 % з рециркуляцією димових газів 12, 13 та 20 %.

Fig. 5. Temperature distribution of the upper radiation part welded screens pipes walls with a boiler load of 40 % and 50 % with flue gas recirculation of 12 %, 13 % and 20 %.

зменшується на 4 %, ЕПК — збільшується на 3 %. Однак значення питомих теплових потоків невеликі (див. табл.2). Тому при організації напрямку руху пари у стелі та ЕПК від топкової камери до поворотної камери більший температури первинної пари буде відповідати менший тепловий потік, внаслідок чого максимальні температури стінок суцільнозварних екранів стелі 538–541 °C та ЕПК 512–519 °C будуть мало відрізнятися у залежності від зони їх розташування (див. рис.3 та 4).

При виборі марки сталі труб топкових екранів ВРЧ, ЕПК та стелі будемо орієнтуватися на максимальні температури стінок ВРЧ $t_{\text{ст.ВРЧ}} = 516$ °C, ЕПК $t_{\text{ст.ЕПК}} = 519$ °C, сталі $t_{\text{ст.стелі}} = 541$ °C та номінальне напруження $[\sigma]_{\text{ном}} = 81,3$ МПа при тиску робочого середовища 33 МПа. З урахуванням цього та рекомендацій [3] при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год вибираємо для ВРЧ, ЕПК та стелі сталі марки 11X11B2МФ, які значно дешевше, ніж без рециркуляції димових газів: стеля — 10X16H16B2МБР; ВРЧ — 12X18H10T; ЕПК — 11X11B2МФ [2]. Таким чином, використання рециркуляції димових газів на навантаженні 50 % веде до зменшення вартості котла через зменшення кількості звичайної аустенітної сталі 12X18H10T та аустенітної сталі підвищеної якості 10X16H16B2МБР на 71,3 та 45 т відповідно [2] та заміни їх на більш дешевшу високолеговану сталь

Таблиця 2. Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони № 6 до поворотної камери при навантаженні 50 % для варіанта 4 з урахуванням рециркуляції димових газів 13 %

Table 2. Estimated values of hot steam temperatures and specific heat fluxes in the area from zone № 6 to the rotary chamber at a load of 50 % for variant 4, taking into account the flue gas recirculation of 13%

Показник	Екрани ВРЧ, ЕПК та стелі у районах			
	зона № 6	ППП I	ППП II	поворотна камера
Температура гострої пари на виході, °C:				
ВРЧ	502	—	—	—
ЕПК	—	507	510	516
стеля	530	534	535	538
Питомі теплові потоки, ккал/(м²·год):				
ВРЧ	46712	—	—	—
ЕПК	—	19885	8593	8872
стеля	35742	19885	8593	8278

11X11B2МФ з більш високим коефіцієнтом теплопровідності, що сприяє підвищенню швидкості зміни навантаження парогенератора, у тому числі при розпалюванні та зупинці котла. При такій організації топкового процесу середні питомі теплові потоки у ВРЧ падають: зона № 5 — з 72846 ккал/(м²·год) [2] до 65282 ккал/(м²·год); зона № 6 — з 48804 ккал/(м²·год) [2] до 46712 ккал/(м²·год). Це відбувається через зменшення температур газів у розглянутих зонах (рис.6, порівняти з табл.1 та табл.1 з [2]). У горизонтальному газоході та на вході у ППП2 температури газів зростають на 8–15 °C, тому теплосприйняття ППП2 підвищується від 83,46 ккал/кг [2] до 107,4 ккал/кг, ППП1 — від 169,88 ккал/кг [2] до 249,8 ккал/кг, завдяки чому зменшується кількість тепла, переданого гострою парою вторинній у паропаровому теплообміннику (ППТО) з $4,684 \cdot 10^7$ ккал/год [2] до $3,971 \cdot 10^7$ ккал/год, тим самим відбувається розвантаження ППТО (див. рис.2). При цьому додаткова частина тепла передається ППП від газодисперсного потоку.

Максимальні температури стінок змійовиків ППП1 та ППП2 у режимах роботи котла з рециркуляцією димових газів та без неї мало відрізняються одна від одної (рис.7).

Дещо інша картина спостерігається при переході роботи котла на мінімальний режим навантаження 40 %, який неможливо організувати без рециркуляції димових газів через дуже велику різницю теплосприйняття між гострою та вторинною парою.

Розглянемо три режими роботи парогенератора на цьому навантаженні, що відрізняються один від одного коефіцієнтом рециркуляції $K_{\text{рец}} = 10\text{--}20\%$. З рис.2 видно, що зі зростанням коефіцієнта рециркуляції від 10 до 20 % температури гострої пари на виході з екранів ВРЧ та стелі знижуються на 20 °C, з ЕПК — на 19 °C. При цьому, з одного боку, брак нагріву пари на вході у циліндр високого тиску становить 14 °C, з іншого — відбувається значне зменшення максимальних температур стінок екранів ВРЧ — до 547 °C, ЕПК — до 551 °C, стелі — до 589 °C через падіння температур газів, а отже, питомих теплових потоків по висоті топки у зонах №№ 2–6 (див. табл.1, варіант 3; рис.5, 8–10). З рис.10 видно, що у СРЧ, куди подаються рециркулюючі димові гази (зона № 2), спостерігається максимальне падіння температури газів на 39 °C, питомих теплових потоків — на 4973 ккал/(м²·год) (див. табл.1, варіанти 2 й 3). Із підвищенням значень вертикальної координати теплосприйняття поверхонь нагріву зон №№ 2–6 зменшується, тому градієнт температури газів зростає, що істотно сповільнює швидкість убування зазначених параметрів. Так, у зоні № 5 температура газів падає на 14 °C, а питомі теплові потоки на 2887 ккал/(м²·год).

Для забезпечення номінальної температури гострої пари 600 °C на виході з котла на навантаженні 40 % необхідно, щоб $K_{\text{рец}} = 12\%$ (див. табл.1, варіант 2; рис.2). У цьому випадку температури стінок $t_{\text{ст,ВРЧ}} = 564$ °C, $t_{\text{ст,ЕПК}} = 565$ °C, $t_{\text{ст,стелі}} = 596$ °C (рис. 5, 11, 12) виявляються трохи вищими, ніж у варіанті 3.

Розрахунки температур стінок суцільнозварних газошільних екранів ВРЧ, ЕПК та стелі для різних варіантів при навантаженні 40 % проводилися з урахуванням розподілу температур гострої пари та димових газів, питомих теплових потоків уздовж горизонтального газоходу від зони № 6 до поворотної камери та значень коефіцієнта рециркуляції $K_{\text{рец}} = 10\text{--}20\%$ (табл. 3, 4).

3 – the second stage of the screen steam superheater; 4 – output stage of the secondary steam superheater; 5 – inlet stage of the secondary steam superheater; 6 – water economizer; 7 – hot part of the regenerative air heater; 8 – cold part of the regenerative air heater; 9 – burner; 10 – flue gas recirculation

Рис. 6. Розрахункові значення температур газу та повітря по тракту котла на навантаженні 50 % з урахуванням та без урахування рециркуляції димових газів: 1 – топка; 2 – перший ступінь ширмового пароперегрівача; 3 – другий ступінь ширмового пароперегрівача; 4 – вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 5 – вхідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 – водяний економайзер; 7 – гаряча частина регенеративного підігрівача повітря; 8 – холодна частина регенеративного підігрівача повітря; 9 – пальник; 10 – рециркуляція димових газів.

Fig. 6. Calculated values of gas and air temperatures in the boiler path at a load of 50 %, with and without accounting flue gases recirculation 1 – furnace; 2 – the first stage of the screen steam superheater; 3 – the second stage of the screen steam superheater; 4 – output stage of the secondary steam superheater; 5 – inlet stage of the secondary steam superheater; 6 – water economizer; 7 – hot part of the regenerative air heater; 8 – cold part of the regenerative air heater; 9 – burner; 10 – flue gas recirculation

Рис. 7. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП1 на навантаженні котла 50 % з рециркуляцією 13 % (а) та без рециркуляції (б) димових газів: 1 – перший пакет; 2 – другий пакет; 3 – змішувальний колектор.

Fig. 7. Calculated values of metal wall temperature of pipes in different sections of PPH1 coils on boiler load 50 % with recirculation of 13 % (a) and without recirculation (b) of flue gases: 1 – the first package; 2 – the second package; 3 – mixing collector.

Рис. 8. Розподіл температур стінок труб суцільнозварних екранів ЕПК, розташованих в районах ШПП I, ШПП II та поворотної камери, при навантаженні котла 40 % для варіанта 3 з рециркуляцією димових газів 20 %.

Fig. 8. Temperature distribution of the rotary chamber welded screens pipes walls located in the areas of the ШПП I, ШПП II and rotary chamber, with a boiler load of 40 % with flue gas recirculation of 20 %.

Рис. 9. Розподіл температур стінок труб стельових суцільнозварних екранів, розташованих в районах топкової камери, ШПП I, ШПП II та поворотної камери, при навантаженні котла 40 % для варіанта 3 з рециркуляцією димових газів 20 %.

Fig. 9. Temperature distribution of the walls of the welded screens ceiling pipes located in the areas of the furnace chamber, ШПП I, ШПП II and rotary chamber, with a boiler load of 40 % for variant 3 with flue gas recirculation of 20 %

Рис. 10. Розрахункові значення температур газу та повітря по тракту котла на навантаженні 40 % з урахуванням рециркуляції димових газів 12 % (варіант 2) та 20 % (варіант 3): 1 – топка; 2 – перший ступінь ширмового пароперегрівача; 3 – другий ступінь ширмового пароперегрівача; 4 – вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 5 – вхідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 – водяний економайзер; 7 – гаряча частина регенеративного підігрівача повітря; 8 – холодна частина регенеративного підігрівача повітря; 9 – пальник; 10 – рециркуляція димових газів.

20 % (variant 3): 1 – furnace; 2 – the first stage of the steam screen superheater screen; 3 – the second stage of the screen steam superheater; 4 – output stage of the secondary steam superheater; 5 – inlet stage of the secondary steam superheater; 6 – water economizer; 7 – hot part of the regenerative air heater; 8 – cold part of the regenerative air heater; 9 – burner; 10 – flue gas recirculation.

Таблиця 3. Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони № 6 до поворотної камери при навантаженні 40 % для варіанта 2 з урахуванням рециркуляції димових газів 12 %

Table 3. Estimated values of hot steam temperatures and specific heat fluxes in the area from zone № 6 to the rotary chamber at a load of 40 % for variant 2, with accounting flue gases recirculation of 12 %

Показник	Екрани ВРЧ, ЕПК та стелі у районах			
	зона № 6	ШПП І	ШПП ІІ	поворотна камера
Температура гострої пари на виході, °C:				
ВРЧ	552	—	—	—
ЕПК	—	557,3	560	564
стеля	581	585	586	588
Питомі теплові потоки, ккал/(м ² ·год):				
ВРЧ	37232	—	—	—
ЕПК	—	14695,6	5467,4	4288
стеля	27906,70	14695,6	5467,4	3131,8

Таблиця 4. Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони № 6 до поворотної камери при навантаженні 40 % для варіанта 3 з урахуванням рециркуляції димових газів 20 %

Table 4. Estimated values of hot steam temperatures and specific heat fluxes in the area from zone № 6 to the rotary chamber at a load of 40 % for variant 3, with accounting flue gases recirculation of 20 %

Показник	Екрани ВРЧ, ЕПК та стелі у районах			
	зона № 6	ШПП І	ШПП ІІ	поворотна камера
Температура гострої пари на виході, °C:				
ВРЧ	536	—	—	—
ЕПК	—	542	544	549
стеля	565	569	569,6	572
Питомі теплові потоки, ккал/(м ² ·год):				
ВРЧ	36371	—	—	—
ЕПК	—	14986,8	5923	4864
стеля	27974	14986,8	5923	3765

Рис. 11. Розподіл температур стінок труб суцільнозварних екранів ЕПК, розташованих у районах ШПП І, ШПП ІІ та поворотної камери, при навантаженні котла 40 % для варіанта 2 з рециркуляцією димових газів 12 %.

Fig. 11. Temperature distribution of the rotary chamber welded screens pipes located in the areas of the ШПП І, ШПП ІІ and rotary chamber, with a boiler load of 40 % for variant 2 with flue gas recirculation of 12 %.

Рис. 12. Розподіл температур стінок труб стельових суцільнозварних екранів, розташованих у районах топкової камери, ШПП І, ШПП ІІ та поворотної камери, при навантаженні котла 40 % для варіанта 2 з рециркуляцією димових газів 12 %.

Fig. 12. Temperature distribution of the walls of the welded screens ceiling pipes located in the areas of the furnace chamber, ШПП І, ШПП ІІ and rotary chamber, with a boiler load of 40 % for variant 2 with flue gas recirculation of 12 %.

Рис. 13. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП1 на навантаженні котла 40 % для варіантів 2 та 3 з рециркуляцією димових газів відповідно 12 % (а) та 20 % (б): 1 – перший пакет; 2 – другий пакет; 3 – змішувальний колектор.

Fig. 13. Calculated values of metal wall temperature of pipes in different sections of coils ППП1 on the boiler load of 40 % for variants 2 and 3 with flue gas recirculation of 12 % (a) and 20 % (b), respectively: 1 – the first package; 2 – the second package; 3 – mixing collector.

Рис. 14. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП2 на навантаженні котла 40 % для варіантів 2 та 3 з рециркуляцією димових газів відповідно 12 % (а) та 20 % (б).

Fig. 14. Calculated values of the metal wall temperature of pipes in different sections of the coils ППП2 on the boiler load of 40 % for variants 2 and 3 with flue gas recirculation of 12 % (a) and 20 % (b), respectively.

Рис. 15. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральної та крайньої ширми I (перший пакет для варіантів 2 та 3) на навантаженні котла 40 % з рециркуляцією димових газів відповідно 12 та 20 %.

Fig. 15. Calculated values of wall temperatures of different rows of pipes of the central and extreme screens I (the first package for variants 2 and 3) on the boiler load of 40 % with flue gas recirculation of 12 % and 20 %, respectively.

Рис. 16. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральної та крайньої ширми I (другий пакет для варіантів 2 та 3) на навантаженні котла 40 % з рециркуляцією димових газів відповідно 12 та 20 %.

Fig. 16. Calculated values of wall temperatures of different rows of pipes of the central and extreme screens I (the second package for variants 2 and 3) on the boiler load of 40 % with flue gas recirculation of 12 % and 20 %, respectively.

Рис. 17. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральної та крайньої ширми II на навантаженні котла 40 % для варіантів 2 та 3 з рециркуляцією димових газів відповідно 12 та 20 %.

Fig. 17. Calculated values of wall temperatures of different rows of pipes of central and extreme screens II on the boiler load of 40 % for variants 2 and 3 with flue gas recirculation of 12 % and 20 %, respectively.

При виборі марок сталі для варіантів 2 й 3 будемо орієнтуватися на максимальні температури стінок газошільних екранів: варіант 2 — $t_{\text{ст,ВРЧ2}} = 564^\circ\text{C}$, $t_{\text{ст,ЭПК2}} = 565^\circ\text{C}$, $t_{\text{ст,стелі2}} = 596^\circ\text{C}$; варіант 3 — $t_{\text{ст,ВРЧ3}} = 547^\circ\text{C}$, $t_{\text{ст,ЭПК3}} = 551^\circ\text{C}$, $t_{\text{ст,стелі3}} = 589^\circ\text{C}$, а також на номінальне напруження $[\sigma]_{\text{ном}} = 81,3 \text{ МПа}$. З урахуванням цього та рекомендацій [3], при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год вибираємо марки сталі для варіантів 2 й 3: ВРЧ та ЕПК — 11Х11В2МФ, стеля — 10Х16Н16В2МБР.

Таким чином, обидва варіанти мають однакову вартість газошільних екранів ВРЧ, ЕПК та стелі. У варіанті 3 для досягнення температури вторинної пари 600°C на виході з котла в паропаровому теплообміннику знімається трохи більша кількість тепла — $4,094 \cdot 10^7 \text{ ккал/год}$, ніж у другому — $4,05 \cdot 10^7 \text{ ккал/год}$. Однак це практично не позначається на величинах максимальних температур стінок змійовиків пароперегрівачів низького тиску ППП1 й ППП2, про що свідчать рис.13 та 14.

Значення максимальних температур стінок змійовиків вихідного пакета ППП1 у перерізі № 1 на навантаженнях 40 та 50 % мало відрізняються одне від одного та є на 16 °С вищими, ніж при номінальному навантаженні (рис.7,а, 13 та рис.3 з [2]). Таким чином, при виборі марки сталі змійовиків вихідного пакета ППП1 визначальними параметрами будуть температура стінки у перерізі № 1, що дорівнює 602 °С, та $[\sigma]_{\text{ном}} = 8,8$ МПа (див. рис.13). Цим параметрам відповідає марка сталі 11X11B2МФ, що збігається з маркою сталі, обраною у [2].

Інша картина вимальовується при виборі марки сталі змійовиків першого пакету ППП1. Максимальна температура стінки змійовиків вхідного пакету ППП1 у перерізі № 2 на номінальному навантаженні на 104–107 та 77 °С є нижчою, ніж на навантаженнях 40 та 50 % відповідно (рис. 7, а, 13 та рис. 3 з [2]). Тому при виборі марки сталі вхідного пакету ППП1 будемо орієнтуватися на температуру стінки у перерізі № 2 $t_{\text{ст,ппп1}} = 572\text{--}575$ °С та $[\sigma]_{\text{ном}} = 8,8$ МПа. У підсумку, вибираємо сталь марки 11X11B2МФ.

Для змійовиків пароперегрівача ППП2 вибір марки сталі проводиться по максимальній температурі стінки у перерізі № 1 на номінальному навантаженні $t_{\text{ст,ппп2}} = 676$ °С [2], яка є на 60–63 °С вищою, ніж у варіантах 2 та 3 (порівняти рис. 14 та рис. 4 з [2]).

Порівнюємо результати розрахунків максимальних температур стінок труб першого ступеня ширмового пароперегрівача ШПП I (два пакети, рис.6) та другого — ШПП II, на максимальному [2] та мінімальному навантаженнях у найбільш небезпечних перерізах №№ 1–5 (рис. 15–17 та рис. 11 й 13 з [2]). У першому й другому пакетах ШПП I максимальні температури стінки труб розташовані у перерізах № 1 та № 3 на номінальному навантаженні для центральних та крайніх ширм та виявляються вищими, ніж для варіантів 2 й 3 (порівняти рис.15, 16 та рис.11, 12 з [2]). Аналогічна картина спостерігається у вихідному ступені ШПП II, де найбільш небезпечним перерізом є переріз № 5 (порівняти рис.17 та рис.13 з [2]). Таким чином, вибір марки сталі труб для двох пакетів ШПП I та вихідного ступеня ШПП II залежить від величин максимальних температур стінок труб у перерізах № 1, № 3 та № 5, розрахованих на номінальному навантаженні, що було продемонстровано у [2].

Висновки

1. З використанням удосконаленої моделі, описаної в [1], проведено перевірочні теплові розрахунки парогенератора при спалюванні вугілля марки ДГ-100 у режимі твердого шлаковидалення з урахуванням коефіцієнта рециркуляції димових газів 10, 12, 13 та 20 % на навантаженнях 40 та 50 % від номінального.

2. Показано, що рециркуляція димових газів з $K_{\text{рец}} = 13$ % на навантаженні 50 % призводить до падіння температури пари у первинному тракті, завдяки чому відбувається зменшення максимальних температур стінок суцільнозварних екранів: сталі — на 37 °С, ВРЧ — на 40 °С та ЕПК — на 35 °С. Це дає можливість здешевити виготовлення котла через зменшення використання кількості аустенітних сталей 12X18H10T й 10X16H16B2МБР на 71,3 та 45 т відповідно та заміни їх на більш дешеву високолеговану сталь 11X11B2МФ з більш високим коефіцієнтом теплопровідності, що сприяє підвищенню швидкості зміни навантаження парогенератора, у тому числі при розпалюванні й зупинці котла.

3. Встановлено, що роботу котла на мінімальному режимі навантаження 40 % неможливо організувати без рециркуляції димових газів через дуже велику різницю теплосприйняття між гострою та вторинною парою.

4. Підвищення коефіцієнта рециркуляції від 10 до 20 % на навантаженні 40 % призводить до падіння температури гострої пари на виході з екранів ВРЧ, сталі й ЕПК та, як наслідок, до значного зменшення максимальних температур стінок екранів ВРЧ й ЕПК. При цьому брак нагріву гострої пари на виході з котла становить 14 °С.

5. Для забезпечення номінальної температури гострої пари 600 °С на навантаженні 40 % необхідно, щоб $K_{\text{рец}} = 12$ %. У цьому випадку максимальні температури стінок та номінальне напруження, за якими вибираються марки сталей, дорівнюють: $t_{\text{ст,ВРЧ}} = 564$ °С; $t_{\text{ст,ЕПК}} = 565$ °С; $t_{\text{ст,сталі}} = 596$ °С, а також $[\sigma]_{\text{ном}} = 81,3$ МПа. Цим параметрам відповідають такі марки сталей: ВРЧ й ЕПК — 11X11B2МФ, сталі — 10X16H16B2МБР. Таким чином, відбувається подорожчання котла у порівнянні з навантаженням 50 % та $K_{\text{рец}} = 13$ %, де стеля виготовляється з більш дешевої високолегованої сталі 11X11B2МФ.

6. При переході на мінімальні навантаження роботи котла 40 й 50 % температура газів на виході із зони активного горіння 1286–1342 °С є

вищою за мінімально допустиме значення 1250°C , нижче якого відбувається загасання факела.

7. Температура забруднених екранів НРЧ $1049\text{--}1096^{\circ}\text{C}$ на навантаженнях 40 й 50 % значно нижча за температуру початку шлакування 1268°C (вугілля марки ДГ-100), що забезпечує безшлакувальну роботу поверхонь нагріву зони активного горіння.

8. У режимі роботи котла на навантаженні 50 % з $K_{\text{рец}} = 13\%$ температура газів на вході у ППП2 зростає, тому його теплосприйняття підвищується на 22,3 %, ППП1 — на 32 % у порівнянні з режимом без рециркуляції димових газів [2], завдяки чому на 15,3 % зменшується кількість тепла, переданого гострою парою вторинній у ППТО, тим самим відбувається його розвантаження. При цьому частина тепла передається ППП від газодисперсного потоку.

Список літератури

1. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г.

Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пилувугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари $28\text{ МПа}/600^{\circ}\text{C}/600^{\circ}\text{C}$ для енергоблока 300 МВт. Частина 1. Математичний опис робочого процесу, результати розрахунків та компоновка котла. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2020. № 4. С. 4–19.

2. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г. Розробка концептуальних технічних рішень та способів їх реалізації при конструюванні пилувугільного парогенератора супернадкритичних параметрів пари $28\text{ МПа}/600^{\circ}\text{C}/600^{\circ}\text{C}$ для енергоблока 300 МВт. Частина 2. Результати розрахунків котла та температур стінок його елементів на навантаженнях 50–70 %. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2021. № 1. С. 4–23.

3. РД 10-249-98. Петреня Ю.К., Гильде Е.Э., Судаков А.В., Чижик А.А. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. М. : ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности». 2010. Сер. 20. Вып. 4. 344 с.

Надійшла до редакції 23.04.2021

Рохман Б.Б., докт. техн. наук,
Дунаевская Н.И., докт. техн. наук, **Вифатнюк В.Г.**
Институт угольных энерготехнологий НАН Украины, Киев
ул. Андреевская, 19, 04070 Киев, e-mail: Brolene@yahoo.com

Разработка концептуальных технических решений и способов их реализации при конструировании пылеугольного парогенератора суперсверхкритических параметров пара $28\text{ МПа}/600^{\circ}\text{C}/600^{\circ}\text{C}$ для энергоблока 300 МВт. Часть 3. Особенности работы котла на минимальных нагрузках 40–50 % с рециркуляцией димовых газов

В третьей части настоящей статьи сделана попытка расширить диапазон регулирования нагрузки парогенератора от 40 до 100 % за счет введения рециркулирующих димовых газов, отобранных после водяного экономайзера, в среднюю радиационную часть топки. Для этого были проведены поверочные тепловые расчеты котла при сжигании угля марки ДГ-100 в широком интервале изменения коэффициента рециркуляции $K_{\text{рец}} = 10\text{--}20\%$ на нагрузках 40 и 50 % от номинальной. Показано, что: а) на нагрузке 50 % рециркуляция димовых газов $K_{\text{рец}} = 13\%$ приводит к падению температуры пара в первичном тракте, благодаря чему происходит уменьшение максимальных температур стенок цельносварных экранов, что позволяет удешевить изготовление котла за счет уменьшения использования

дорогих аустенитных сталей на 116,3 т; 6) для обеспечения температуры острого пара 600 °C на нагрузке 40 % необходимо, чтобы $K_{\text{pec}} = 12$ %. Это приводит к удорожанию котла по сравнению с нагрузкой 50 % из-за применения при изготовлении потолочных экранов стали марки 10X16N16B2МБР. Библ. 3, рис. 17, табл. 4.

Ключевые слова: парогенератор, котел, топка, уголь, сжигание, температура, давление, методика.

Rokhman B.B., *Doctor of Technical Sciences,*
Dunayevska N.I., *Doctor of Technical Sciences,* **Vifatnyuk V.G.**
Coal Energy Technology Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv
19, Andriivska Str., 04070 Kiev, Ukraine, e-mail: Brolene@yahoo.com

DEVELOPMENT OF CONCEPTUAL TECHNICAL SOLUTIONS AND METHODS OF THEIR IMPLEMENTATION DURING THE DESIGN OF A DUST COAL STEAM GENERATOR OF SUPER-SUPER CRITICAL PARAMETERS OF STEAM 28 MPa / 600 °C / 600 °C FOR 300 MW ENERGY UNIT. PART 3. CALCULATION RESULTS OF THE BOILER AND WALLS TEMPERATURES OF ITS ELEMENTS AT LOADS OF 50-70 %

In the third part of this article, an attempt is made to expand the range of regulation of the steam generator load from 40 % to 100 % by injecting recirculating flue gases taken after the water economizer into the middle radiation part of the furnace. For this, verification thermal calculations of the boiler were carried out when burning ДТ-100 coal in a wide range of variation of the recirculation coefficient $K_{\text{pec}} = 10-20$ % at loads of 40 % and 50 % of the nominal. It is shown that: a) at a load of 50 %, recirculation of flue gases $K_{\text{pec}} = 13$ % leads to a drop in the steam temperature along the primary path, due to which the maximum wall temperatures of all-welded screens decrease, which makes it possible to reduce the cost of boiler manufacture by reducing the use of expensive austenitic steels by 116.3 т; b) to ensure a live steam temperature of 600 °C at a load of 40 %, it is necessary that $K_{\text{pec}} = 12$ %. This leads to a rise in the cost of the boiler in comparison with the load of 50 % due to the use of steel grade 10X16N16V2МБР in the manufacture of ceiling screens. Библ. 3, Fig. 17, Tab. 4.

Key words: steam generator, pressure, temperature, boiler, technique, furnace, coal, combustion.

References

1. Rokhman B.B., Dunaevskaya N.I., Vifatnyuk V.G. [Development of conceptual technical solutions and methods of their implementation in the design of a dust coal steam generator of super-super critical parameters of steam 28 MPa/600 °C/600 °C for a 300 MW energy

unit. Part 1. Mathematical description of the working processes, calculation results and boiler arrangements]. *Energotehnologii i Resursoberegenie*. 2020. No. 4. pp. 4–19. (Ukr.)

2. Rokhman B.B., Dunaevskaya N.I., Vifatnyuk V.G. [Development of conceptual technical solutions and methods of their implementation in the design of a dust

coal steam generator of super-super critical parameters of steam 28 MPa/600 °C/600 °C for a 300 MW energy unit. Part 2. Calculation results of the boiler and wall temperatures of its elements at loads of 50–70 %]. *Energotekhnologii i Resursosberegenie*. 2021, No. 1, pp. 4–23. (Ukr.)

3. RD 10-249-98. Petrenya Yu.K., Gilde E.E., Sudakov A.V., Chizhik A.A. Normy rascheta na prochnost

stacionarnykh kotlov i truboprovodov para i goryachej vody. [Standards for calculating the strength of stationary boilers and pipelines of steam and hot water]. Moscow : Closed Joint Stock Company "Scientific and Technical Center for Research of Industrial Safety Problems". 2010. Ser. 20. Iss. 4. 344 p. (Rus.)

Received April 23, 2021

УДК 661.531(56)
DOI: 10.33070/etars.2.2021.02

Браверман В.Я.¹, канд. техн. наук, **Ільєнко Б.К.²**, канд. техн. наук
¹ ТОВ «Консалтінгово-внедренський центр «Поновлювані ресурси»», Одеса
вул. Маршала Говорова, 10-6, 65059 Одеса, Україна, e-mail: braverman@resources.odessa.ua
² Інститут газу Національної академії наук України, Київ
вул. Дегтярівська, 39, 03113 Київ, Україна, e-mail: bor.ilenko@gmail.com

Кріогенна акумуляція електроенергії, виробленої з використанням відновлювальних джерел енергії

Розглянуто можливості та перспективи акумуляції електроенергії, виробленої на об'єктах відновлювальних джерел енергії сонячними та вітровими електростанціями, з використанням кріогенних рідин. Проведено зіставлення трьох найбільш поширених способів акумуляції електричної енергії: за допомогою літій-іонних акумуляторів, водню, рідкого повітря. За технологією, що пропонується, ККД відновлення електричної енергії з рідкого повітря становить від 54 до 70 %. Розроблена технологія заснована на кріогенному та тепловому акумулюванні та має високий коефіцієнт акумуляції. Показано, що зберігання енергії у кріогенних накопичувачах сьогодні є найдешевшим. Запропонована технологія може бути також застосована для виробництва електроенергії зі зрідженого природного газу з використанням стандартного обладнання, що використовується промисловістю. Запропоновано технологічну схему кріоакумуючої станції. *Бібл. 10, рис. 1, табл. 1.*

Ключові слова: акумуляція, кріогенні технології, генерація, фазові переходи.

Подальший розвиток систем виробництва електроенергії з використанням відновлювальних джерел енергії (ВДЕ), перш за все на вітрових та сонячних електростанціях, стримується необхідністю функціонування додаткових потужностей, що забезпечують нормовані показники електроенергії, яка надходить до енергосистеми [1]. Вказане обумовлено нестабільністю частоти та потужності виробленої об'єктами ВДЕ електроенергії внаслідок, перш за все, зміни погодних умов. За даними [2], енергетична система України може використати максимум 7 ГВт електро-

енергії, виробленої об'єктами ВДЕ. Для залучення надлишків виробленої енергії необхідні вказані додаткові потужності, якими є об'єкти гідро- та теплової енергетики. У значній мірі ідеологія виробництва «зеленого» водню електролізом води якраз і сформувалася як наслідок масштабного спорудження вітрових та сонячних електростанцій, значного виробництва «зеленої» електроенергії та складнощами з використанням її у повному обсязі в енергосистемах.

У певній мірі альтернативою виробництва «зеленого» водню є створення ефективних та