Паливо та енергетика

УДК 532.529:532.517.4
DOI: 10.33070/etars.1.2021.01

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 2. Результати розрахунків котла та температур стінок його елементів на навантаженнях 50–70 %

У другій частині роботи з використанням описаної у першій частині математичної моделі розраховано прямоточний пиловугільний котел на супернадкритичні параметри пари 28 МПа/600 °С/600 °С для енергоблоку 300 МВт на навантаженнях 50–70 %. Показано, що: а) температура забруднених екранів 1234 °С в області активного горіння, де вигорає 92 % вхідного палива, нижча за температуру початку шлакування 1268 °С вугілля марки ДГ-100, що свідчить про безшлакувальну роботу екранів нижньої радіаційної частини (НРЧ); б) у всьому діапазоні зміни навантаження котла 50–100 % температура на виході із зони активного горіння буде вищою за мінімально допустиму температуру 1250 °С, нижче якої відбувається загасання факела; в) при переході до 50 % навантаження температура газів на виході із зони активного горіння зменшується з 1506 до 1342 °С, внаслідок чого питоме теплове навантаження екранів НРЧ зменшується у 1,469 рази, в той час як витрата живильної води на вході у котел падає в 2 рази, що призводить до підвищення температури пари НРЧ, середньої й верхньої радіаційних частин, екранів поворотної камери й стелі; г) для зниження теплогідравлічної розвірки вхідної ступені пароперегрівача вторинної пари (ППП1) та, як наслідок, температури стінки труб необхідно розділити поверхню ППП1 на два пакети, встановивши між ними проміжний змішувальний колектор з повним перемішуванням пари. *Бібл. 5, рис. 13, табл. 3.*

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

© Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г., 2021

У першій частині [1] на основі критичного аналізу зроблено висновок про те, що підвищення тиску й температури пари при проектуванні парогенераторів надкритичного тиску лімітується наявністю високотемпературних сплавів, відповідних зазначеним параметрам, які пройшли випробування та запущені у виробництво. Тому в теперішній час оптимальним варіантом для підвищення ККД ТЕС є будівництво енергоблоків на супернадкритичні параметри пара (СНКП) з використанням поліпшених феритних та аустенітних нержавіючих сталей промислового виготовлення у діапазонах температур й тисків пари 590–620 °С та 250–300 бар. Крім того, у статті [1] описано методику розрахунку, на базі якої розроблено алгоритм та програму, за допомогою якої проводилися конструкторсько-перевірочні теплові розрахунки котла ССКП 28 МПа/600 °С/600 °С для блоку 300 МВт на номінальному навантаженні, а також наведено два типи розроблених пальників та детально описано два оригінальних технічних рішення, що дають можливість розвантажити вихідний ступінь пароперегрівача гострої парі.

У другій частині цієї роботи з використанням розробленої програми [1] проведено теплові розрахунки парогенератора при спалюванні вугілля марки ДГ-100 у режимі твердого шлаковидалення на навантаженнях 50–70 % від номінального. Результати розрахунків наведено у табл.1.

Таблиця 1. Результати перевірочних розрахунків котла СНКП на навантаженнях 50–70 % від номінального

Table 1. The results of test calculations of the boiler СНКП at loads of 50–70% of the nominal

Найменування величини	Одиниця виміру	Навантаження, %		
		50	60	70
Температура відхідних газів	°С	123	122	123,4
Витрата живильної води на вході	т/год	475	570	665
Температура вторинної пари на виході з котла	°С	600	600	600
Тиск первинної пари на виході з котла	атм	280	280	280
Температура вторинної пари на вході до котла	°С	300	300	300
Тиск вторинної пари на виході з котла	атм	21	24	26
Витрата вторинної пари на вході до котла	т/год	400	480	560
Витрата живильної води на впорскування № 1 й № 2 (гостра пара)	т/год	0–№ 1; 0–№ 2	0–№ 1; 0–№ 2	0–№ 1; 5–№ 2
ТОПКОВА КАМЕРА				
ККД котла	%	93,4	93,12	93,12
Тепло, сприйняте робочим середовищем у котлі	ккал/год	$3{,}3 \cdot 10^8$	$3{,}96 \cdot 10^8$	$4{,}62 \cdot 10^8$
Повна витрата вугілля	т/год	70,2	84,6	98,9
Розрахункова витрата вугілля	т/год	69,22	83,4	97,5
Витрата повітря на котел	кг/год	562725	678436	792565
Адіабатична температура в топці при надлишку повітря 1,15	°С	2046,5	2044	2043
Температура газів на виході з топки	°С	938	1004	1058,5
Середнє питоме теплове навантаження радіаційних поверхонь у топці	ккал/(м^2·год)	85589,4	97116	107633
Теплове напруження топкового об'єму	ккал/(м^3·год)	45798,5	55216	64504,5
ПОЗОННИЙ РОЗРАХУНОК ТОПКОВОЇ КАМЕРИ				
ЗОНА № 1 (активна зона)				
Температура газів на виході із зони № 1	°С	1342	1386	1422
Максимальна температура газів	°С	1635	1634	1632,5
Середня температура забруднених екранів	°С	1096	1133	1164
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м^2·год)	119455	132973	144893
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м^2 горизонтального перерізу топки	МВт/м^2	1,88	2,2679	2,65
Питома потужність (теплове напруження) на 1 м^2 горизонтального перерізу одного ярусу пальників	МВт/м^2	0,6270	0,756	0,883
Температура робочого середовища на виході з нижньої радіаційної частини (НРЧ)	°С	413,2	407,2	403
ЗОНА № 2				
Температура газів на виході із зони № 2	°С	1259,6	1313	1356
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/(м^2·год)	127702	143991	158375
Середня температура забруднених екранів	°С	977,3	1015	1046

ЗОНА № 3				
Температура газів на виході із зони № 3	°С	1194,4	1252	1301
Сумарна поверхня стін	$м^2$	215	215	215
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/($м^2$·год)	105657	121935	136716
Середня температура забруднених екранів	°С	919	962,6	998
ЗОНА № 4				
Температура газів на виході із зони № 4	°С	1143	1204	1255
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/($м^2$·год)	88261	103266	117194
Середня температура забруднених екранів	°С	866,4	912	950
Температура робочого середовища на виході з середньої радіаційної частини (СРЧ)	°С	476,6	452,4	439
ЗОНА № 5				
Температура газів на виході із зони № 5	°С	1063,8	1127,3	1180
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/($м^2$·год)	72846	86508	99088
Середня температура забруднених екранів	°С	822	870	909,5
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно із зони № 5	ккал/($м^2$·год)	70839	84125	96358
ЗОНА № 6				
Температура газів на виході із зони № 6	°С	876	939	993
Середнє питоме теплове навантаження поверхонь нагріву	ккал/($м^2$·год)	48804	59263,8	69352
Середня температура забруднених екранів	°С	724,5	773,2	814
Середнє питоме теплове навантаження на вході у вікно із зони № 6	ккал/($м^2$·год)	47388	57544	67339
Температура робочого середовища на виході з верхньої радіаційної частини (ВРЧ)	°С	538,4	502	479
Тепло, отримане стелею, в районі топки в зоні № 6	ккал/год	$6,5·10^6$	$7,9·10^6$	$9,25·10^6$
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВАЧ (ПЕРШИЙ СТУПІНЬ ШПП I)				
Радіаційне тепло, отримане площиною вхідного перерізу ширм	ккал/год	228,5	228,2	226,8
Радіаційне тепло, отримане площиною вихідного перерізу ширм	ккал/год	52,3	52,13	51,8
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами та додатковими поверхнями нагріву	ккал/год	176	176	175
Тепло, отримане випромінюванням з топки ширмами	ккал/год	162,3	162,2	161,2
Температура пари на виході з центральних ширм	°С	517,3	510,4	504,4
Температура пари на виході з крайніх ширм	°С	567,8	562,96	558
Середня швидкість пари у крайніх ширмах	м/с	11,4	13,5	15,4
Середня швидкість газу в ширмах	м/с	2,4	3	3,68
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ширм	ккал/($м^2$·год·°С)	20,6	23,95	27,2
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах	°С	698	735	768,6
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потока до стінки у крайніх ширмах	ккал/($м^2$·год·°С)	72,86	81,14	88,75
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у центральних ширмах I	ккал/($м^2$·год·°С)	41,5	44,6	47,1
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари у крайніх ширмах I	ккал/($м^2$·год·°С)	41,75	44,74	47,2
Теплосприйняття центральних ширм за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	249,3	264,71	272
Теплосприйняття крайніх ширм за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	217,48	235,1	245
Температура пари на виході з ВРЧ, розташованої в районі ширм	°С	543,6	506,6	483,2
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих в районі ширм, за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	503	542,5	563
Теплосприйняття ширм та додаткових поверхонь за балансом	ккал/кг	503,3	543	562,2
Температура газів на виході з ширм	°С	758	811,5	860
Температура первинної пари на виході з паропарового теплообмінника	°С	473,5	465	460,3
Температура пари після першого впорскування	°С	–	–	–
Температура пари після другого впорскування	°С	–	–	553
ШИРМОВИЙ ПАРОПЕРЕГРІВАЧ (ДРУГИЙ СТУПІНЬ ШПП II)				
Тепло, отримане випромінюванням з топки ШПП II	ккал/кг	47,5	47,4	47,09
Тепло, отримане випромінюванням з топки центральними ШПП II	ккал/кг	23,8	23,69	23,5

Тепло, отримане випромінюванням з топки крайніми ширмами II	ккал/кг	23,8	23,69	23,5
Температура пари на виході з центральних ширм II	°С	582,8	581,6	574
Температура пари на виході з крайніх ширм II	°С	600,8	603,5	598,6
Середня швидкість пари у крайніх ширмах II	м/с	10,.9	13,1	15,1
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби центральних ширм II	ккал/(м^2·год·°С)	4061,1	4710,5	5371,2
Середня швидкість газу в ШПП II	м/с	3,1	3,9	4,76
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки ШПП II	ккал/(м^2·год·°С)	24,85	28,8	32,53
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб у крайніх ширмах II	°С	654	680,6	701,5
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки центральних ширм II	ккал/(м^2·год·°С)	75,82	84,75	93,12
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в центральних ширмах II	ккал/(м^2·год·°С)	40,8	44,12	46,9
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари в крайніх ширмах II	ккал/(м^2·год·°С)	40,69	44,08	46,9
Сумарне теплосприйняття всіх поверхонь, розташованих в районі ШПП II за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	192,9	235,2	271
Температура газів на виході ШПП II	°С	686,9	726	762,05
ПОВОРОТНА КАМЕРА				
Середня швидкість газу в районі підвісних економайзерних труб	м/с	2,4	2,973	3,6
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб стелі в районі поворотної камери	°С	614,9	616,5	626,4
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб стелі в районі поворотної камери	ккал/(м^2·год·°С)	112,26	118,5	126,4
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газового потоку до стінки труб екранів у районі поворотної камери	ккал/(м^2·год·°С)	110,5	116,71	124,6
Теплосприйняття екранів у районі поворотної камери за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	32,06	43,96	50,3
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки підвісних економайзерних труб поворотної камери	°С	464,03	495	525,65
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки підвісних економайзерних труб	ккал/(м^2·год·°С)	113	126,94	141,2
Сумарне теплосприйняття поверхонь поворотної камери	ккал/кг	109,5	125	133,4
Теплосприйняття поворотної камери за балансом	ккал/кг	109,72	126	134,5
Температура газів на виході з поворотної камери	°С	645,9	679,8	713,4
Температура пари на виході з труб екранів поворотної камери (ЕПК)	°С	551,74	516	493
Витрата робочого середовища в підвісних економайзерних трубах	кг/год	471419	471419	471419
Температура води на виході з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°С	268,31	269,6	270,85
Температура води на вході економайзера після змішування потоків живильної води та робочого середовища, що виходить з підвісних економайзерних труб поворотної камери	°С	268,3	267,9	267,8
ВИХІДНИЙ СТУПІНЬ ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ППП2)				
Середня швидкість пари у змійовиках ППП2	м/с	32,1	33,32	35,8
Температура пари на вході в змійовики ППП2	°С	573,3	558	544,3
Температура газів на виході з ППП2	°С	614,76	630,6	649
Середня швидкість газу між змійовиками ППП2	м/с	4,5	5,53	6,65
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ППП2	°С	610,4	622,4	637,6
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків ППП2	ккал/(м^2·год·°С)	65,2	72,39	79,5
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ППП2	ккал/(м^2·год·°С)	47,48	51,66	55,6
Теплосприйняття змійовиків ППП2 за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	83,46	131,6	173,2
ПЕРШИЙ СТУПІНЬ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВТОРИННОЇ ПАРИ (ППП1)				
Температура пари на вході у змійовики ППП1	°С	518,3	470,15	429,2
Температура пари на виході із змійовиків ППП1	°С	573,3	558	544,3
Температура газів на виході з ППП1	°С	549,6	528	514
Середня швидкість пари у змійовиках ППП1	м/с	32,1	32,5	34

Середня швидкість газу в ППП1	м/с	4,3	5,2	6,05
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від пари до стінки труби змійовика ППП1	ккал/(м²·год·°С)	763,56	868	965
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб ППП1	°С	555	531	512,6
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труб змійовиків ППП1	ккал/(м²·год·°С)	60,98	65,5	70
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до пари змійовиків ППП1	ккал/(м²·год·°С)	45,35	48,2	50,9
Теплосприйняття змійовиків ППП1 за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	169,88	269,3	353,83
ЕКОНОМАЙЗЕР				
Температура води на виході з економайзера	°С	315,6	309	305
Температура води на вході в економайзер	°С	268,3	267,9	268
Теплосприйняття економайзера за балансом	ккал/кг	386,5	331	295
Температура газів на виході з економайзера	°С	399	398,6	399
Середня швидкість води в економайзері	м/с	0,39	0,574	0,662
Середня швидкість газу в економайзері	м/с	4,096	4,9	5,6
Температура зовнішньої поверхні забруднень стінки труб економайзера	°С	371,9	368,5	366
Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки економайзера	ккал/(м²·год·°С)	59,5	65	70,4
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до води в економайзері	ккал/(м²·год·°С)	47,13	50,6	53,73
Теплосприйняття економайзера за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	386,5	331	295
РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ОБЕРТАЛЬНИЙ ПІДІГРІВАЧ ПОВІТРЯ (РОП)				
Гаряча частина				
Температура гарячого повітря на виході з РОП	°С	336	333	331
Теплосприйняття гарячої частини РОП за балансом (повітря)	ккал/кг	575,3	569	567,4
Температура газу на виході з РОП	°С	165,3	166,2	168
Температурний напір в РОП	°С	76	78,36	80,6
Середня швидкість газу в РОП	м/с	6,1	7,33	8,6
Середня швидкість повітря в РОП	м/с	4,94	5,94	6,91
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря РОП	ккал/(м²·год·°С)	35,5	41,2	46,6
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки РОП	ккал/(м²·год·°С)	43,06	50,03	56,68
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря РОП	ккал/(м²·год·°С)	7,36	8,55	9,68
Теплосприйняття РОП за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	575,8	572,2	570,8
Температура гарячого повітря на вході у гарячу частину РОП	°С	76,4	76,5	75
Мінімальна температура стінки у гарячій частині РОП	°С	125	125	124,74
Температура точки роси	°С	89,3	89,3	89,3
Холодна частина				
Температура гарячого повітря на виході з холодної частини РОП	°С	76,4	76,5	75
Температура холодного повітря на вході в РОП	°С	30	30	30
Температура газів на виході з РОП	°С	120,2	122	123,4
Середня швидкість газу в холодній частині РОП	м/с	4,9	5,9	6,95
Середня швидкість повітря в холодній частині РОП	м/с	3,36	4,06	4,73
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від стінки до повітря у холодній частині РОП	ккал/(м²·год·°С)	18,05	21	23,73
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газу до стінки холодної частини РОП	ккал/(м²·год·°С)	23,36	27,2	30,8
Коефіцієнт теплопередачі від газового потоку до повітря у холодній частині РОП	ккал/(м²·год·°С)	3,85	4,5	5,1
Теплосприйняття холодної частини РОП за рівнянням теплопередачі	ккал/кг	101,8	99,2	98,3
Мінімальна температура стінки у холодній частині РОП	°С	80,76	82,3	82,4

Для забезпечення безшлакувальної роботи поверхонь нагріву, розташованих у зоні активного горіння, розрахункові значення теплових напружень перерізів топкової камери 3,795 МВт/м² (три яруси пальників) та 1,265 МВт/м² (один ярус) із зустрічним розташуванням вихрових пальників, отримані при спалюванні вугілля марки ДГ-100 на номінальному навантаженні (див. табл. з [1]), не мають перевищувати допустимих величин 3,5 МВт/м² та 1,5 МВт/м² відповідно [2].

Однак значення теплового напруження перерізу топки 3,795 МВт/м^2 виявляються на 8 % вище допустимого. Тому для перевірки шлакування суцільнозварних газощільних екранів зони № 1 послідовно були розраховані температура газів на виході з активної зони 1506 °С [1] (допустимий діапазон зміни температури 1400–1500 °С [2]) та температура забруднених поверхонь нагріву НРЧ 1234 °С [1]. Остання виявляється нижче за температуру початку шлакування для вугілля марки ДГ-100 1268 °С, що говорить про стійку безшлакувальну роботу суцільнозварних поверхонь нагріву НРЧ. Для підтримки такого рівня температур у зоні максимальних тепловиділень № 1 згоряє 92 % вихідного палива. У всьому діапазоні зміни навантаження котлоагрегату 50–100 % температура на виході із зони № 1 була вище мінімально допустимого значення 1250 °С, нижче якого відбувається загасання факела (див. табл.1 та рис.1; роботи [1, 2]).

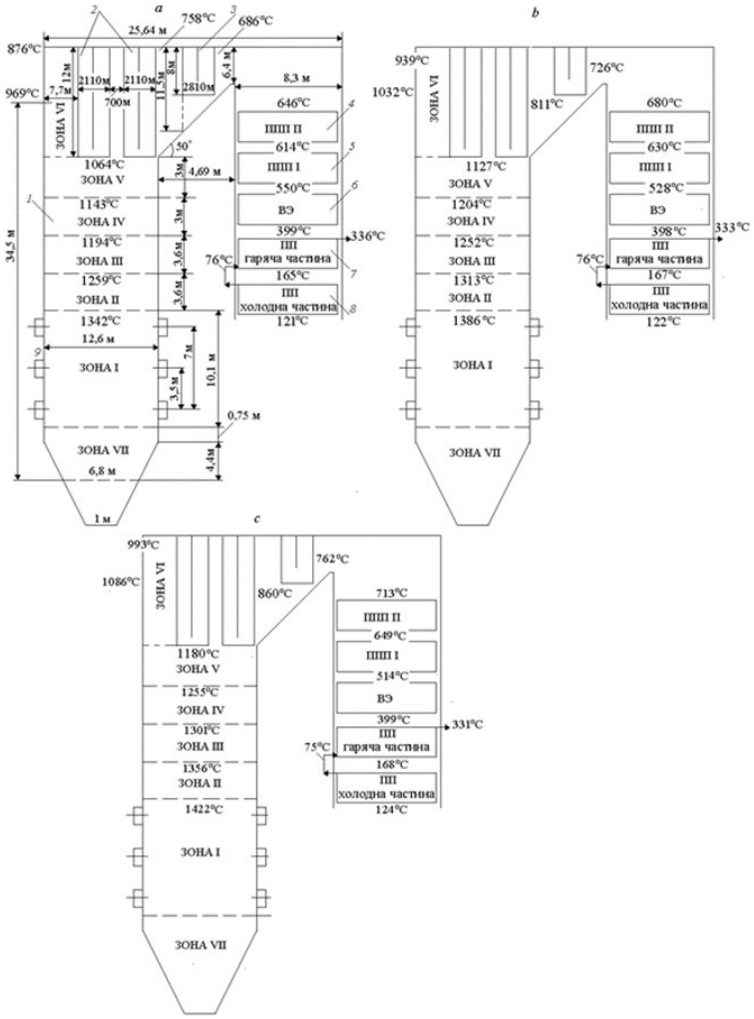

Рис.1. Розрахункові значення температур газу та повітря по тракту котла на різних навантаженнях (a — навантаження 50 %; b — 60 %; c — 70 %): 1 — топка; 2 — перший ступінь ширмового пароперегрівача; 3 — другий ступінь ширмового пароперегрівача; 4 — вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 5 — вхідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 — водяний економайзер; 7 — гаряча частина регенеративного підігрівача повітря; 8 — холодна частина регенеративного підігрівача повітря; 9 — пальник.

Fig. 1. Estimated values of gas and air temperatures along the boiler path at different loads: a — load 50 %; b — 60 %; c — 70 %: 1 — furnace; 2 — the first stage of the 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.

Числові результати розрахунків температури стінок першого та другого ступеня проміжного пароперегрівача. З табл.1 та рис.1 видно, що зі зниженням навантаження котла від 100 до 50 % температура газів на виході із зони максимальних тепловиділень № 1 зменшується з 1506 °С [1] до 1342 °С, внаслідок чого питоме теплове навантаження поверхонь нагріву в цій зоні падає у 1,469 рази, а витрата живильної води на вході у парогенератор зменшується у 2 рази. Тому температура робочого середовища в екранах НРЧ, СРЧ, ВРЧ, ЕПК та стелі зростає від 300–480 до 316–576 °С (рис.2), а температура газів на вході у ППП2 падає з 818 °С [1] до 646 °С (рис.1, а), що сприяє зменшенню теплосприйняття ППП2 з 281,5 ккал/кг [1] до 83,46 ккал/кг та ППП1 — з 561,6 ккал/кг [1] до 169,9 ккал/кг (див. табл.1). Таке різке падіння теплосприйняття ППП2 й ППП1 не дає можливості досягти проектного значення температури вторинної пари 600 °С перед циліндром середнього тиску.

Таким чином, при роботі котла на навантаженні 50 % маємо надлишок теплосприйняття первинного тракту та брак тепла у вторинному тракті. Для вирішення цієї проблеми необхідно перекинути тепло, якого бракує, з первинного тракту у вторинний тракт за допомогою паропарового теплообмінника (9 на рис.2). При такому технічному рішенні температура вторинної пари на вході та виході з ППП1 підвищується від 336 до 518,3 °С та від 510 до 573,3 °С відповідно, що сприяє зростанню температури стінок металу змійовиків $t_{ст}$ (рис.3).

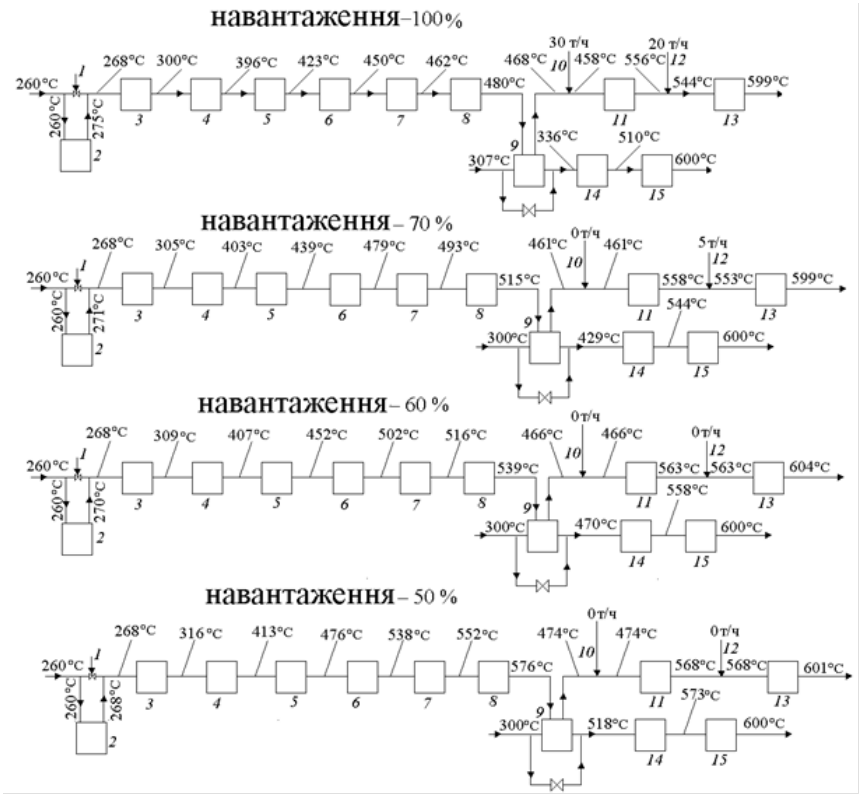

Рис.2. Схема пароводяного тракту парогенератора СНКП 28 МПа/600 °С/600 °С в діапазоні навантажень 50–100 %: 1 — регулюючий клапан; 2 — підвісні труби; 3 — водяний економайзер; 4 — нижня радіаційна частина; 5 — середня радіаційна частина; 6 — верхня радіаційна частина; 7 — екрани поворотної камери; 8 — стеля; 9 — паропаровой теплообмінник; 10, 12 — впорскувальний пароохолоджувач; 11 — перший ступінь ширмового пароперегрівача; 13 — другий ступінь ширмового пароперегрівача; 14 — вхідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 15 — вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари.

Fig. 2. Diagram of the steam-water tract of the steam generator with supercritical steam parameters 28 MPa/600 °C /600 °C in the range of loads of 50–100 %: 1 — control valve; 2 — hanging pipes; 3 — water economizer; 4 — lower radiation part; 5 — middle radiation part; 6 — upper radiation part; 7 — screens of rotary chamber; 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.

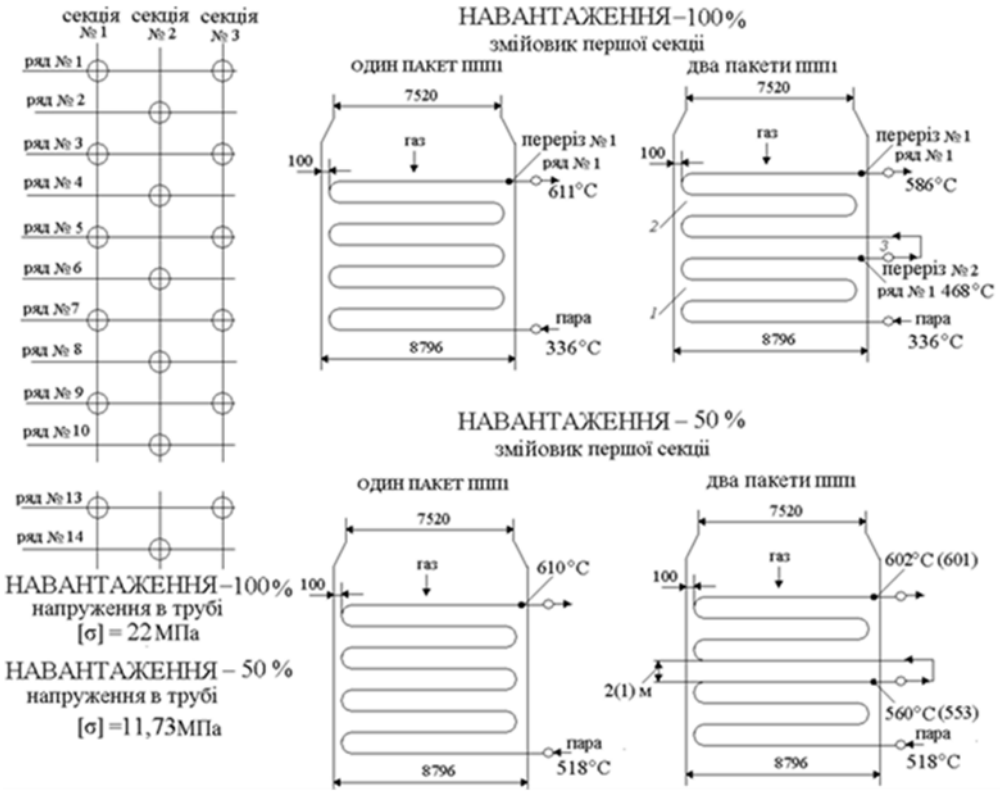

Рис.3. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП1 на навантаженнях котла 50 та 100 %: 1 — перший пакет; 2 — другий пакет; 3 — змішувальний колектор (у дужках наведено значення температури стінки при відстані 1 м між пакетами ППП1).

Fig. 3. Estimated values of metal wall temperature of pipes in different sections of ППП1 coils at boiler loads of 50 % and 100 %: 1 — the first package; 2 — the second package; 3 — mixing collector (the value of wall temperature at a 1 m distance between packages ППП1 is shown in parentheses).

Розрахунки показують, що на номінальному навантаженні температура стінки металу першого ряду труб змійовиків ППП1 у перерізі № 1 та номінальне напруження, зумовлене тиском вторинної пари, дорівнюють $t_{ст,ппп1}$ = 611 °С та $[\sigma]_{ппп1}$ = 22 МПа (див. рис.3). Таке високе значення $t_{ст,ппп1}$ обумовлено теплогідравлічною розвіркою труб через восьмизахідність змійовика ППП1 довжиною 69,32 м. Для зменшення величини $t_{ст,ппп1}$ розділимо поверхню ППП1 на два рівних пакети, встановивши між ними проміжний змішувальний колектор, який забезпечує повне перемішування робочого середовища. Таке конструктивне рішення на номінальному навантаженні зменшує теплогідравлічну розвірку труб змійовиків та призводить до падіння температури $t_{ст,ппп1}$ з 611 до 586 °С.

Дещо інша картина спостерігається при роботі котла на навантаженні 50 %. У разі встановлення одного пакета ППП1 температура стінки металу розглянутого змійовика у перерізі № 1 $t_{ст,ппп1}$ = 610 °С практично дорівнює температурі при номінальному навантаженні $t_{ст,ппп1}$ = 611 °С. Це можливо пояснити тим, що при переході на навантаження 50 % температура пари на вході у змійовик зростає на 182 °С (див. рис.3). При цьому напруження у трубі через падіння тиску у вторинному тракті (див. табл.1) значно зменшується — $[\sigma]_{ппп1}$ = 11,73 МПа.

При розміщенні у конвективній шахті двох пакетів ППП1 температура $t_{ст,ппп1}$ у перерізі № 1 знижується на 8 °С, а при навантаженні 100 % величина $t_{ст,ппп1}$ падає на 25 °С. Через відносно невисокі температури газу вплив випромінюванням газового об'єму, розташованого між двома пакетами ППП1, на температуру $t_{ст,ппп1}$ у перерізі № 1 є незначним. Так, при зменшенні висоти газового об'єму з 2 до 1 м температура змійовика другого пакету у перерізі № 1 знизилася лише на 1 °С, а значення $t_{ст,ппп1}$ першого пакету ППП1 у перерізі № 2 зменшилося на 7 °С (див. рис.3). При виборі марки сталі змійовиків першого пакету ППП1

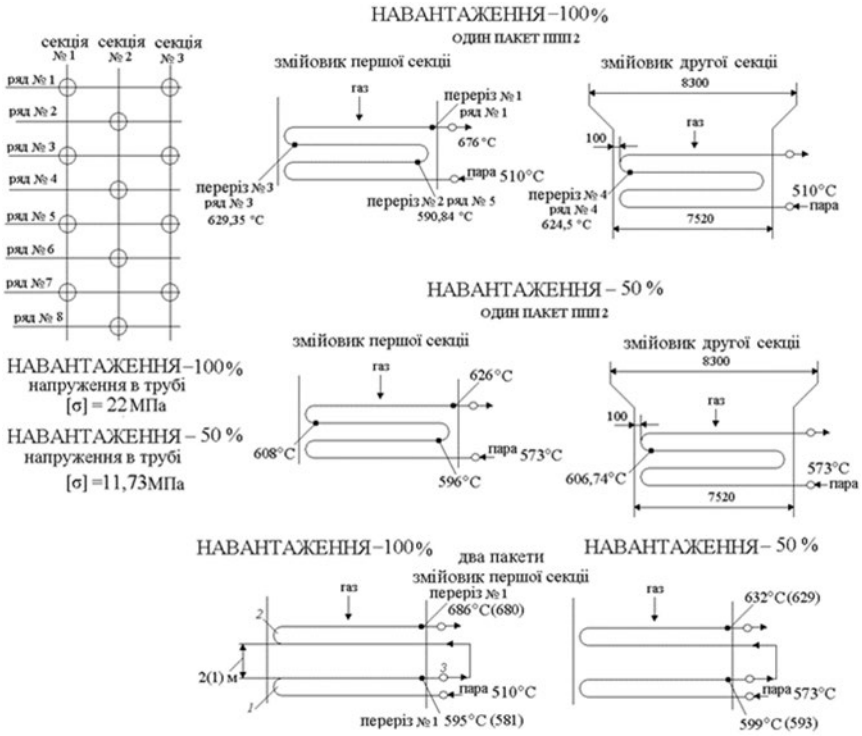

Рис.4. Розрахункові значення температури стінки металу труб у різних перерізах змійовиків ППП2 на навантаженнях котла 50 та 100 %: 1 — перший пакет; 2 — другий пакет; 3 — змішувальний колектор (у дужках наведено значення температури стінки при відстані 1 м між пакетами ППП2).

Fig. 4. Estimated values of metal wall temperature of pipes in different sections of ППП2 coils at boiler loads of 50 % and 100 %: 1 — the first package; 2 — the second package; 3 — mixing collector (the value of wall temperature at a 1 m distance between packages ППП2 is shown in parentheses).

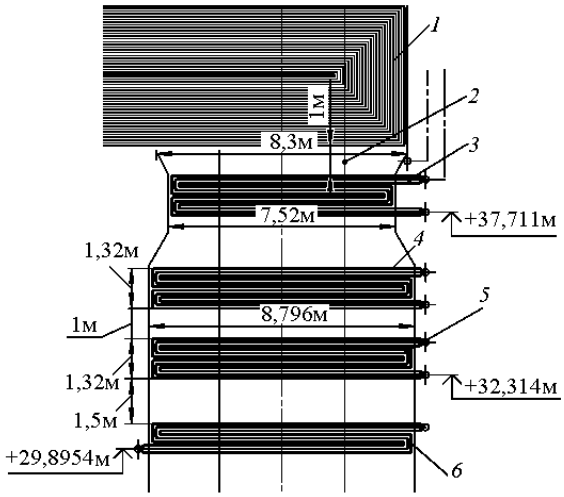

Рис.5. Компоновка конвективної шахти: 1 — екрани поворотної камери; 2 — підвіска; 3 — ППП2; 4 — другий пакет ППП1; 5 — перший пакет ППП1; 6 — економайзер.

Fig. 5. Layout of the convective mine: 1 — screens of the rotary chamber; 2 — hanger; 3 — ППП2; 4 — the second package ППП 1; 5 — the first package ППП1; 6 — economizer.

будемо орієнтуватися на $t_{ст,ппп1}$ = 553 °C та $[\sigma]_{ппп1}$ = 11,73 МПа, другого — на $t_{ст,ппп1}$ = 601 °C та $[\sigma]_{ппп1}$ = 11,73 МПа (рис.3; навантаження 50 %). Згідно з прийнятими значеннями $t_{ст,ппп1}$ й $[\sigma]_{ппп1}$ з урахуванням рекомендацій [3] для труб змійовиків першого пакету ППП1 при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год вибираємо сталь марки 12Х1МФ, другого — 11Х11В2МФ.

На відміну від ППП1, у ППП2 значення визначальних параметрів $t_{ст,ппп2}$ й $[\sigma]_{ппп2}$, необхідні для вибору марки сталі труб змійовиків, беруться з розрахунку котла на номінальному навантаженні. Це випливає з рис.4, де температура змійовика $t_{ст,ппп2}$, розташованого у першій секції першого ряду у перерізі № 1, при переході від навантаження 50 % до номінального зростає на 50 °C. Спроба зменшити температуру $t_{ст,ппп2}$ = 676 °C за рахунок зниження теплогідравлічної розвірки труб змійовиків на номінальному навантаженні шляхом поділу поверхні ППП2 на два рівних пакети не принесла бажаних результатів

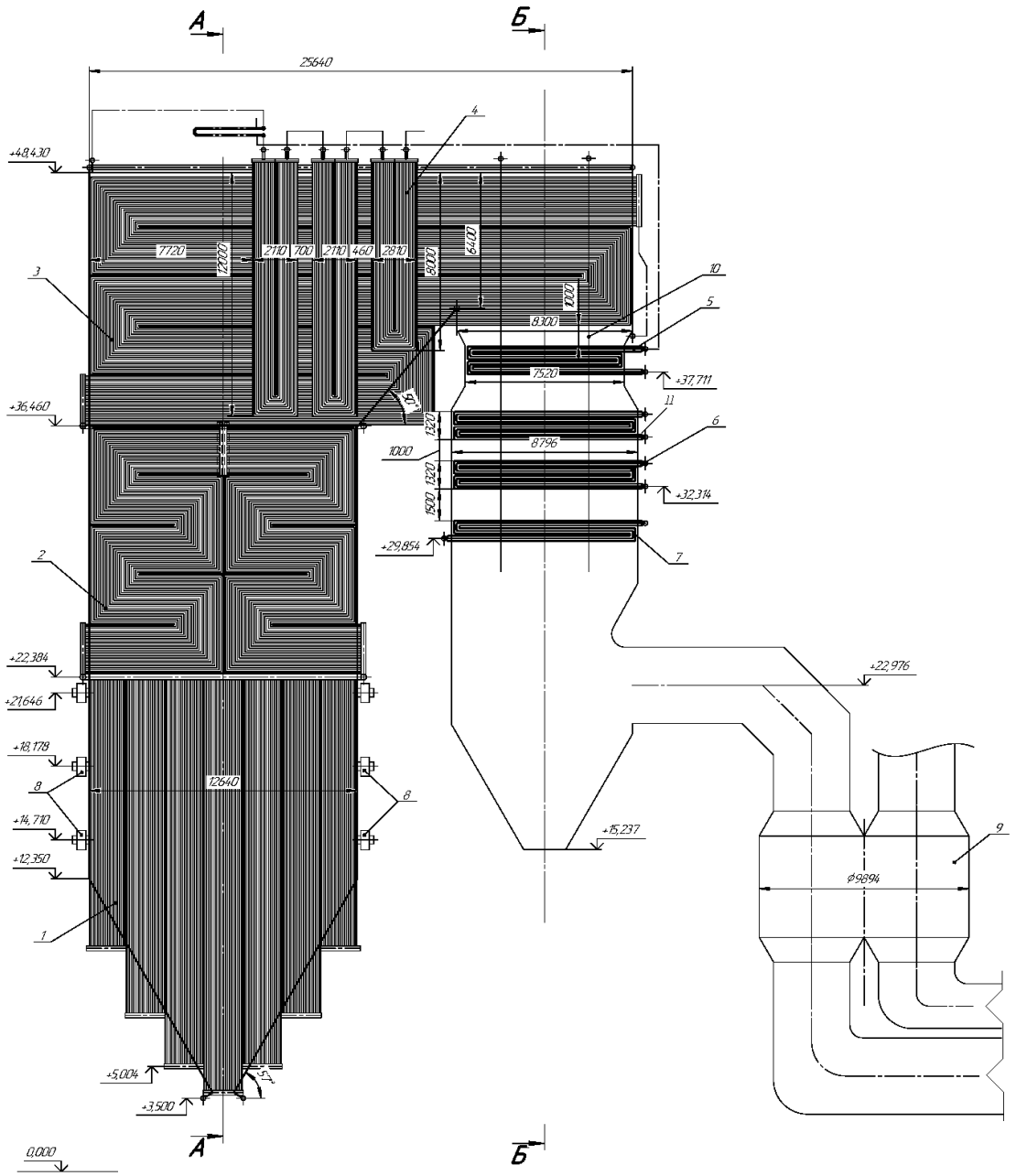

Рис.6. Креслення загального вигляду прямоточного пиловугільного парогенератора на супернадкритичних параметрах пари 28 МПа/600 °С/600 °С: 1 — нижня радіаційна частина; 2 — середня радіаційна частина; 3 — верхня радіаційна частина; 4 — ширмовий пароперегрівач; 5 — вихідний ступінь пароперегрівача вторинної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

Fig. 6. 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 — the first package of the input stage of the steam superheater; 7 — water economizer; 8 — burner; 9 — regenerative rotating air heater; 10 — hanger; 11 — the second package of the input stage of the steam superheater.

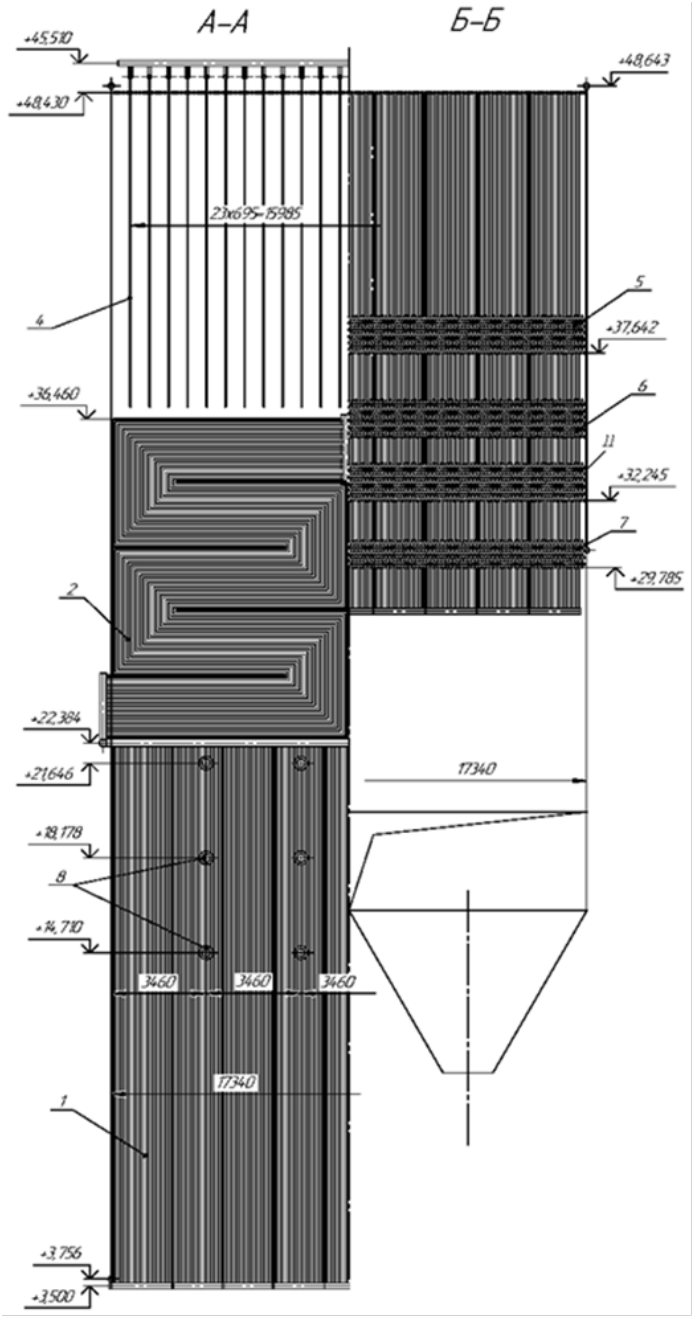

Рис.7. Розрізи А—А та Б—Б загального виду котла: 1 — нижня радіаційна частина; 2 — середня радіаційна частина; 4 — ширмовий пароперегрівач; 5 — вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари; 6 — перший пакет вхідного ступеня пароперегрівача вторинної пари; 7 — водяний економайзер; 11 — другий пакет вхідного ступеня пароперегрівача вторинної пари.

Fig. 7. Sections А—А and Б—Б of the general view of the boiler: 1 — lower radiation part; 2 — the middle radiation part; 4 — screen superheater; 5 — output stage of the secondary steam superheater; 6 — input stage of the secondary steam superheater; 7 — water economizer; 11 — the second package of the input stage of the secondary steam superheater.

через підвищення значення $t_{ст,ппп2}$ у перерізі № 1 від 676 °С (один пакет) до 686 °С (680 °С) (два пакети) за рахунок впливу випромінювання з газового об'єму, розташованого між пакетами ППП2. По ходу газів температура $t_{ст,ппп2}$ значно зменшується. Так, при переході від першого ряду труб до третього (переріз № 3) значення $t_{ст,ппп2}$ падає з 676 до 629 °С за рахунок зменшення теплосприйняття випромінюванням з об'єму поворотної камери, обумовленого зниженням кутового коефіцієнта з 0,415 (перший ряд труб) до 0,142 (третій ряд труб) [4, 5]. Виходячи з цього, визначальні параметри, необхідні для вибору марки сталі труб змійовиків ППП2, становять $t_{ст,ппп2}$ = 676 °С (переріз № 1), $t_{ст,ппп2}$ = 629 °С (переріз № 3) та $[\sigma]_{ппп2}$ = 21,6 МПа. Згідно з прийнятими параметрами, при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год обираємо для першого та другого рядів труб ППП2 (з урахуванням вигину) сталь марки 10Х16Н16В2МБР, для наступних рядів — 11Х11В2МФ. Вище зазначалося, що для зменшення теплогідравлічної розвірки труб змійовиків ППП1 та, як наслідок, зниження температури $t_{ст,ппп1}$ доцільно поверхню нагріву ППП1 7170 м^2 розбити на два рівних пакети, встановивши між ними змішувальний колектор. Це призведе до деякої зміни компоновки котла, зокрема конвективної шахти (рис.5–7; порівняти рис.5, 6 та рис.3 з [1]).

Числові результати розрахунків температури стінок суцільнозварних газощільних екранів. Порівняємо розрахункові значення температур робочого середовища пароводяного тракту первинної пари при номінальному й мінімальному навантаженнях. З рис.2 видно, що при зниженні навантаження від 100 до 50 % відбувається невелике підвищення температури гострої пари у НРЧ на 17 °С, ШПП I — на 16 °С (на виході) та ШПП II — на 24 °С (на вході), в той час як у СРЧ — на 53 °С, ВРЧ — на 88 °С, ЕПК — на 90 °С, стелі — на 96 °С. Це неминуче призведе до подорожчання суцільнозварних газощільних панелей СРЧ, ВРЧ, ЕПК та стелі через підвищення температур стінок зазначених поверхонь нагріву (рис.8–10). Зазначимо, що температури стінок ВРЧ $t_{ст,ВРЧ}$, ЕПК $t_{ст,ЭПК}$ та стелі $t_{ст,пот}$ 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 — 13,6 °С, стелі — 24 °С, чого не можна сказати про питомі теплові потоки.

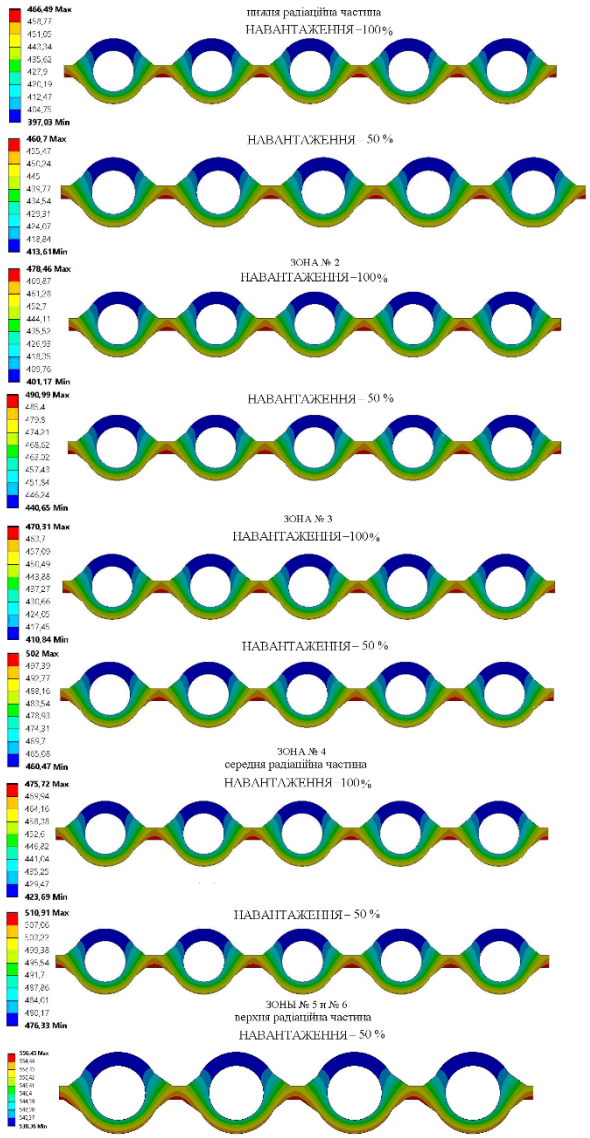

Рис.8. Розподіл температур стінок труб настінних газощільних суцільнозварних екранів топкової камери НРЧ, СРЧ й ВРЧ при номінальному та мінімальному навантаженнях.

Fig. 8. Temperature distribution of pipe's walls of gas-tight all-welded screens of the combustion chamber of НРЧ, СРЧ and ВРЧ at nominal and minimum loads.

На першій ділянці від зони № 6 до ШПП II відбувається різке, у 2,66 рази, падіння питомих теплових потоків на відміну від ділянки ШПП II до поворотної камери, де теплові потоки зменшуються лише на 8–21 %. Однак величини теплових потоків невеликі (див. табл.2). Тому при організації напрямку руху пари у стелі та ЕПК від топкової камери до поворотної камери більшій

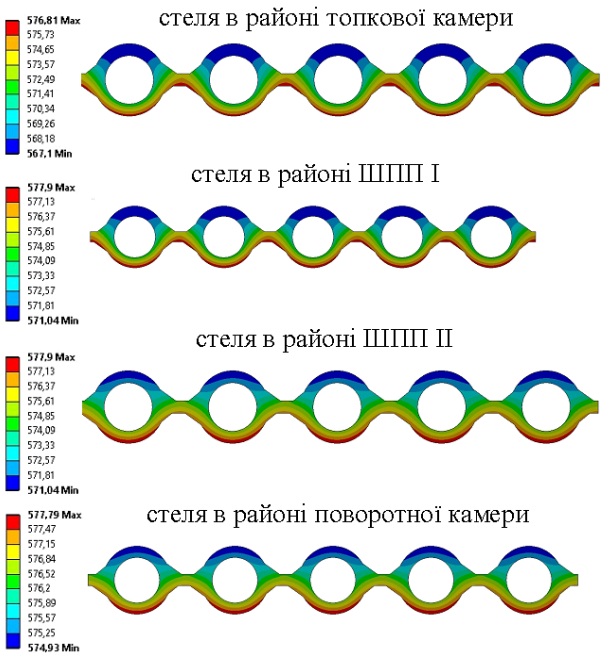

Рис.9. Розподіл температур стінок труб стельових суцільнозварних екранів, розташованих у районах топкової камери, ШПП I, ШПП II та поворотної камери, при мінімальному навантаженні.
Fig. 9. Temperature distribution of pipe's walls of ceiling all-welded screens in the combustion chamber, ШПП I, ШПП II and rotary chamber at minimum load.

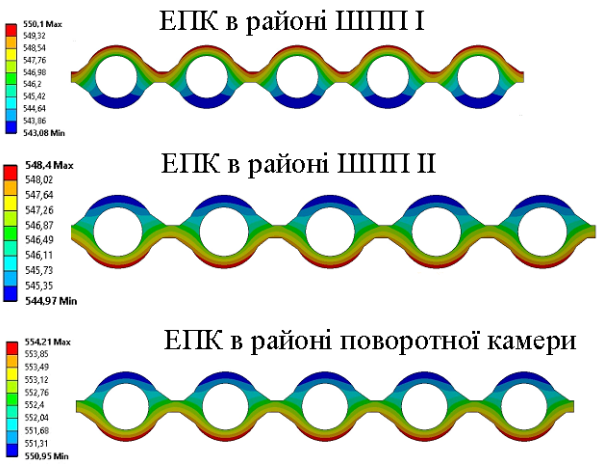

Рис.10. Розподіл температур стінок труб суцільнозварних екранів ЕПК, розташованих у районах ШПП I, ШПП II та поворотної камери, при мінімальному навантаженні.
Fig. 10. Temperature distribution of pipe's walls of all-welded ЕПК screens in the ШПП I, ШПП II and rotary chamber at minimum load.

Таблиця 2. Розрахункові значення температур гострої пари та питомих теплових потоків на ділянці від зони № 6 до поворотної камери при навантаженні 50 %
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 %

Найменування величини	Зона № 6	ШПП I	ШПП II	Поворотна камера
Температура гострої пари на виході, °С:				
ВРЧ	538,4	–	–	–
ЕПК	–	543,6	546,3	552
стеля	568	572,3	573,4	576
Питомі теплові потоки, ккал/(м^2·год):				
ВРЧ	48804	–	–	–
ЕПК	–	18327,3	7348	6785
стеля	29581	18327,3	7348	5781

температурі первинної пари буде відповідати менший тепловий потік, внаслідок чого максимальні температури стінок суцільнозварних екранів стелі та ЕПК будуть мало відрізнятися у залежності від зони їх розташування (див. рис.9, рис.10).

У схемі пароводяного тракту передбачений один спосіб передачі тепла від первинної пари до вторинної пари за допомогою паропарового теплообмінника (9 на рис.2). Заслуговує на увагу розгляд додаткового механізму регулювання температури пари ППП на низьких навантаженнях за допомогою рециркуляції димових газів з наступним їх введенням у зону СРЧ. У даному випадку подача продуктів згоряння на мінімальному навантаженні у зону № 1, рекомендована у методичних вказівках з проектування топкових пристроїв [2], є невиправданою з двох причин: а) температури стінок екранів НРЧ на номінальному та мінімальному навантаженнях відрізняються лише на 6 °С (див. рис.8); б) введення рециркулюючих газів у зону № 1 може призвести до загасання факела, оскільки температура продуктів згоряння на виході із зони № 1 може виявитися нижче мінімально допустимого значення 1250 °С [2]. Пропонований спосіб регулювання температури вторинної пари дасть можливість: а) знизити теплосприйняття суцільнозварних газощільних екранів первинного тракту й тим самим зменшити температури стінок $t_{ст,ВРЧ}$,

$t_{ст,ЭПК}$ та $t_{ст,пот}$ (див. рис.8–10); б) підвищити теплосприйняття пакетів ППП, внаслідок чого зменшаться навантаження на паропаровий теплообмінник та температури стінок змійовиків ППП1 й ППП2.

Підвищення температури первинної пари у суцільнозварних екранах НРЧ й СРЧ при переході на низькі навантаження має неоднозначний характер, що природно відображається на зростанні температури стінок $t_{ст,НРЧ}$ й $t_{ст,СРЧ}$. З рис.2 й 8 видно, що підвищення температури пари у НРЧ $t_{пар,НРЧ}$ на 17 °С та СРЧ $t_{пар,СРЧ}$ на 53 °С призводить до зростання температур стінок $t_{ст,НРЧ}$ на 6 °С та $t_{ст,СРЧ}$ на 35 °С. Звідси випливає, що підвищення температур стінок $t_{ст,НРЧ}$ й $t_{ст,СРЧ}$ у 2,8 та 1,5 рази менше, ніж зростання температур пари $t_{пар,НРЧ}$ й $t_{пар,СРЧ}$ відповідно. При виборі марки сталі труб топкових екранів НРЧ, СРЧ та ВРЧ будемо орієнтуватися на температури стінок на виході з СРЧ $t_{ст,СРЧ}$ = 511 °С та $t_{ст,ВРЧ}$ = 576 °С ($t_{ст,ВРЧ} = t_{ст,max,ВРЧ}$ + 10 °С) та напруження $[\sigma]_{СРЧ}$ = 81,3 МПа при тиску робочого середовища 33 МПа. З урахуванням цього та рекомендацій [3] при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год вибираємо марки сталі для НРЧ та СРЧ 12Х1МФ, ВРЧ — 12Х18Н10Т. Визначальні параметри для вибору марки сталі труб стелі та ЕПК, розташованих на ділянці від зони № 6 до поворотної камери: а) $t_{ст,пот}$ = 578 °С та $[\sigma]_{пот}$ = 81,3 МПа; б) $t_{ст,ЭПК}$ = 554 °С та $[\sigma]_{ЭПК}$ = 81,3 МПа. Цим параметрам відповідають такі марки сталі: для стелі — 10Х16Н16В2МБР; для ЕПК — 11Х11В2МФ.

Числові результати розрахунків температури стінок першого та другого пакетів першого ступеня ширмового пароперегрівача. На рис.11 й 12 наведено результати розрахунків температур стінок різних рядів труб центральних та крайніх ширм I (першого й другого пакетів), отриманих при номінальному та мінімальному навантаженнях. Видно, що розрахункові значення температур стінок труб в одних й тих самих перерізах першого та другого пакетів ШПП I при переході на навантаження 50 % змінюються несуттєво. Температура стінки труб ШПП перевірялася у найбільш небезпечних перерізах з високими питомими теплосприйняттями, температурою робочого середовища та великою гідравлічною розвіркою. Стосовно ШПП I, які «бачать» топку, найбільш небезпечними перерізами є: а) перерізи № 1 й № 3 першого ряду труб з максимальними теплосприйняттями випромінюванням з п'ятої та шостої зон топки (див. табл.1; рис.1, 11 й 12) та високою гідравлічною розвіркою, оскільки довжина труби першого ряду ширм більше, ніж наступних рядів; б) переріз № 2 першого ряду труб з максимальною ентальпією перегрітої пари (див. рис.11). З рис.11

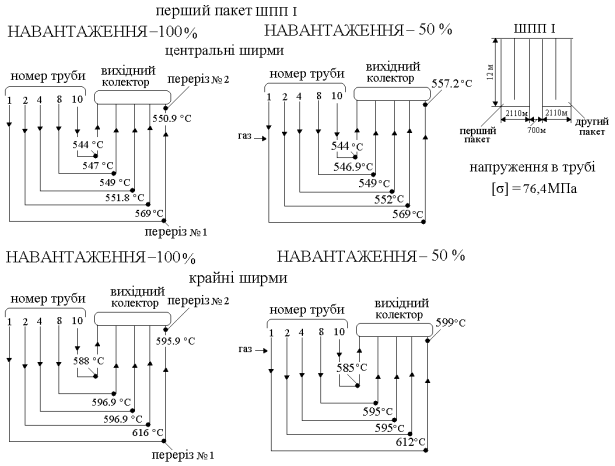

Рис.11. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних та крайніх ширм I (перший пакет) при номінальному та мінімальному навантаженнях.
Fig. 11. Estimated values of wall temperatures of different rows of pipes of the central and extreme screens I (first package) at nominal and minimum loads.

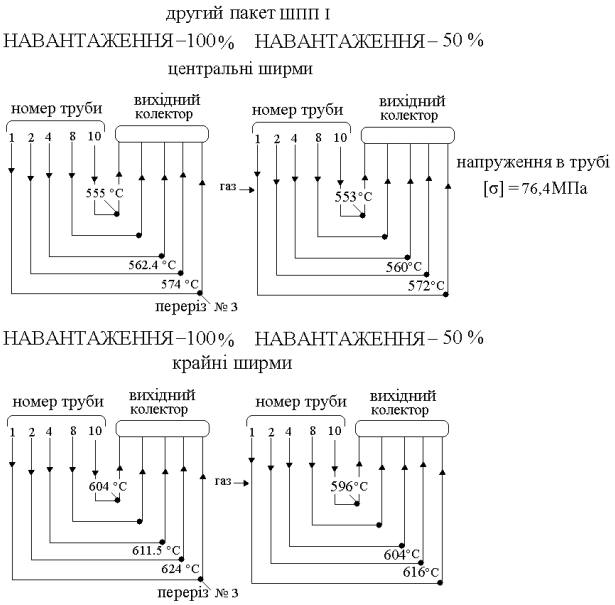

Рис.12. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних та крайніх ширм I (другий пакет) при номінальному та мінімальному навантаженнях.
Fig. 12. Estimated values of wall temperatures of different rows of pipes of the central and extreme screens I (second package) at nominal and minimum loads.

й 12 видно, що з підвищенням номера ряду від № 1 до № 10 температура стінки труби падає за рахунок зменшення теплосприйняття випромінюванням з п'ятої та шостої зон топки, обумовленого зниженням кутового коефіцієнта з 0,0726 (ряд № 1) до 0,0316 (ряд № 10). Розрахунки температури стінки труби показують, що теплосприйняття конвекцією та випромінюванням з топки першого ряду центральних ширм I на ділянці від входу пари у трубу до перерізу № 1 на номінальному навантаженні (див. рис.11) становить 8,19 ккал/кг (випромінювання — 6,29 ккал/кг, конвекція — 1,9 ккал/кг), в той час як для ряду № 10 сумарне теплосприйняття є набагато меншим — 6,331 ккал/кг (випромінювання — 2,741 ккал/кг, конвекція — 3,59 ккал/кг). Визначальними параметрами для вибору марки сталі труб першого пакету центральних ширм I є $t_{ст,ШПП\ I,ц}$ = 569 °С та $[\sigma]_{ШПП\ I,ц}$ = 76,4 МПа (див. рис.11). Цим параметрам при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год відповідає сталь марки 11Х11В2МФ.

Як зазначалося в [1], у ШПП I й ШПП II використовується двоходова схема руху пари, яка передбачає розташування області високих значень температур пари, близьких до 600 °С, у зоні порівняно низьких температур газів та теплових потоків (пристінкова область). Тут коефіцієнт нерівномірності теплосприйняття по ширині горизонтального газоходу $\eta_ш$ = 0,9 [4, 5], розрахункове максимальне значення питомого теплосприйняття першого ряду на ділянці від входу пари у трубу крайніх ШПП I (рис.11, перший пакет) до перерізу № 1 на номінальному навантаженні становить 175137 ккал/(м^2·год), що значно менше, ніж у центральній частині — 201207 ккал/(м^2·год) та $\eta_ш$ = 1,1. Визначальними параметрами для вибору марки сталі труби першого ряда крайніх ширм I є $t_{ст,ШПП\ I,к}$ = 616 °С та $[\sigma]_{ШПП\ I,к}$ = 76,4 МПа, для труб з другого по десятий ряд $t_{ст,ШПП\ I,к}$ = 597 °С та $[\sigma]_{ШПП\ I,к}$ = 76,4 МПа, для решти 20 рядів труб $t_{ст,ШПП\ I,к}$ = 588 °С та $[\sigma]_{ШПП\ I,к}$ = 76,4 МПа (див. рис.11). Виходячи з цього, при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год вибираємо марку сталі для першого пакету крайніх ширм I 10Х16Н16В2МБР. У другому пакеті ШПП I при номінальному навантаженні визначальними параметрами для вибору марки сталі труб у перерізі № 3 центральних ширм є $t_{ст,ШПП\ I,ц}$ = 555–574 °С та $[\sigma]_{ШПП\ I,ц}$ = 76,4 МПа (див. рис.12), що відповідає вибору марки сталі при розрахунковому ресурсі $2 \cdot 10^5$ год 11Х11В2МФ. Для другого пакета крайніх ширм I визначальними параметрами для вибору марки сталі труб у перерізі № 3 є $t_{ст,ШПП\ I,к}$ = 604–624 °С та $[\sigma]_{ШПП\ I,к}$ = 76,4 МПа; в результаті приходимо до вибору сталі 10Х16Н16В2МБР.

Числові результати розрахунків температури стінок другого ступеня ширмового пароперегрівача. В [1] було переконливо показано, що здвоєні ширми ШПП I грають роль захисного екрану, який захищає вихідний пакет первинної пари ШПП II від впливу теплового випромінювання з п'ятої та шостої зон топки через поглинання 75 % (169,05 ккал/кг) променистого тепла ШПП I та додатковими поверхнями нагріву, розташованими у цій зоні. Решту 25 % (50,3 ккал/кг) радіаційного тепла сприймає поверхня ШПП II. У ШПП II подібно ШПП I відбувається зменшення температури стінки труб у перерізі № 4 з підвищенням номера ряду (рис.13). Крім того, при зміні навантаження котла розрахункові значення температур слабо змінюються. На відміну від ШПП I, у ШПП II температура стінки першого ряду труб у перерізі № 5 буде вищою, ніж у перерізі № 4, виходячи з такого: а) теплосприйняття конвекцією на ділянці від входу пари у першу трубу крайніх ШПП II до перерізу № 4 (перша ділянка) $Q_{conv,№4}$ = 0,8 ккал/кг, що у 2,5 рази менше, ніж на ділянці від входу пари у трубу до перерізу № 5 (друга ділянка). Це пояснюється тим, що температурний напір у перерізі 4 — 416 °С, що у 1,095 рази більше, в той час як поверхня труби на першій ділянці 10,866 м^2 у 1,74 рази менше, ніж на другій ділянці; б) теплосприй-

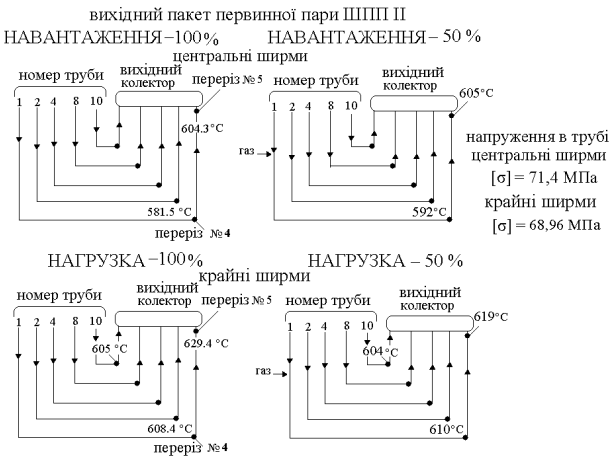

Рис.13. Розрахункові значення температур стінок різних рядів труб центральних та крайніх ширм II при номінальному та мінімальному навантаженнях.

Fig. 13. Estimated values of wall temperatures of different rows of pipes of the central and extreme screens II at nominal and minimum loads.

Табл.3. Конструктивні характеристики котла, маса та марка сталі його елементів
Table 3. Structural characteristics of the boiler, mass and grade of steel of its elements

Найменування	Труба			Площа поверхні, м^2	Мембрана		Довжина труб, м	Питома маса елемента, кг/м^2	Маса елемента, кг	Марка сталі труб
	d × s, мм	масса, кг/м	крок, мм		s, мм	h, мм				
Топка										
Зона № 1	32 × 6	–	48	605,2	6	16	–	101	61125	12Х1МФ
Зона № 2	32 × 6	–	48	215	6	16	–	101	21715	12Х1МФ
Зона № 3	32 × 6	–	48	215	6	16	–	101	21715	12Х1МФ
Зона № 4	32 × 6	–	48	179,3	6	16	–	101	18109	12Х1МФ
Зона № 5	32 × 6	–	48	179,8	6	16	–	101	18160	12Х18Н10Т
Зона № 6	32 × 6	–	48	525,8	6	16	–	101	53106	12Х18Н10Т
Холодна воронка	32 × 6	–	48	530,4	6	16	–	101	53570	12Х1МФ
Перший ступінь ширмового пароперегрівача (ШППП I)										
Перший пакет ШППП I:										
центральні ширми	32 × 6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	11Х11В2МФ
крайні ширми	32 × 6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	10Х16Н16В2МБР
Другий пакет ШППП I:										
центральні ширми	32 × 6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	11Х11В2МФ
крайні ширми	32 × 6	3,8	35	591	–	–	–	–	23754	10Х16Н16В2МБР
Другий ступінь ширмового пароперегрівача (ШППП II)										
центральні ширми	32 × 6	3,8	35	1051,5	–	–	–	–	42271	1 ряд труб – 10Х16Н16В2МБР; 2–40 ряди труб – 12Х18Н10Т
крайні ширми	32 × 6	3,8	35	1051,5	–	–	–	–	42271	10Х16Н16В2МБР
Екрани поворотної камери та стеля:										
ЕПК	32 × 6	–	48	464,4	6	16	–	101	46904,4	11Х11В2МФ
стеля	32 × 6	–	48	444,6	6	16	–	101	44905	10Х16Н16В2МБР
Вихідний ступінь пароперегрівача вторинної пари										
ППП2	42 × 4	3,8	–	2785	–	–	29,63	–	80280	1 й 2 ряди труб – 10Х16Н16В2МБР; 3–8 ряд труб – 11Х11В2МФ
Вхідний ступінь пароперегрівача вторинної пари (ППП1)										
Перший пакет	42 × 4	3,8	–	3585	–	–	34,6	–	103343,3	8 рядів труб – 12Х1МФ
Другий пакет	42 × 4	3,8	–	3585	–	–	34,6	–	103343,3	8 рядів труб – 11Х11В2МФ
Економайзер										
6 рядів труб по ходу газів	32 × 6	3,8	–	3173	–	–	27,75	–	120002	Ст. 20
Підвісні труби										
258 труб	32 × 6	3,8	–	482	–	–	18,576	–	18212	12Х1МФ
Разом	–	–	–	–	–	–	–	–	944048	–

няття випромінюванням з топки першої труби крайніх ширм II на першій ділянці 1,45 ккал/кг мало відрізняється від другої ділянки 1,6 ккал/кг; в) на відміну від першої ділянки, друга сприймає додаткове тепло за рахунок випромінювання з об'єму поворотної камери. Тому сумарне теплосприйняття на другій ділянці 5,36 ккал/кг, що у 2,38 рази більше, ніж на першій. На основі зробленого аналізу при виборі марки сталі труб першого ряду центральних ширм будемо орієнтуватися на температуру стінки у перерізі № 5 $t_{ст,ШПП\ II,ц}$ = 605 °С та $[\sigma]_{ШПП\ II,ц}$ = 71,4 МПа, крайніх ширм — $t_{ст,ШПП\ II,к}$ = 629,4 °С та $[\sigma]_{ШПП\ II,к}$ = 68,96 МПа (див. рис.13). Оскільки температура стінки труб у перерізі № 4 мало змінюється із підвищенням номера ряда труби від $t_{ст,ШПП\ II,к}$ = 610 °С (ряд № 1) до $t_{ст,ШПП\ II,к}$ = 604 °С (ряд № 10), то при виборі марки сталі труб з другого по десятий ряд крайніх ширм II визначальними параметрами будуть $t_{ст,ШПП\ II,к}$ = 610 °С та $[\sigma]_{ШПП\ II,к}$ = 68,96 МПа, для наступних 30 рядів труб — $t_{ст,ШПП\ II,к}$ = 605 °С та $[\sigma]_{ШПП\ II,к}$ = 68,96 МПа. Для центральних ширм II (2–40 ряд) — $t_{ст,ШПП\ II,ц}$ = 592 °С та $[\sigma]_{ШПП\ II,ц}$ = 71,4 МПа. В результаті сталь для центральних ширм II: перший ряд — 10Х16Н16В2МБР, наступні 39 рядів труб — 12Х18Н10Т, крайніх ширм II — 10Х16Н16В2МБР (допустиме напруження $[\sigma]_{доп}$ = 79–112 МПа [3]).

Марки сталі труб поверхонь нагріву (первинної та вторинної пари) та їх маса наведені у табл.3. З неї випливає, що кількість звичайної сталі 12Х18Н10Т та поліпшеної якості 10Х16Н16В2МБР аустенітних сталей складають 268291 кг, високолегованої сталі 11Х11В2МФ — 257966 кг, перлітної сталі 12Х1МФ — 297789 кг. Сумарна маса металу поверхонь нагріву котла дорівнює 944048 кг. При цьому звичайна аустенітна сталь становить 11,9 %, поліпшеної якості — 16,5 % від загальної маси металу, розташованої в зоні котла, що обігрівається. На стадії ескізного проекту, беручи до уваги конструктивні характеристики котла ТП-312а з твердим шлаковидаленням для енергоблоку 300 МВт, орієнтовно оцінюємо загальну масу металу, що працює під тиском у зоні, що не обігрівається, — 1293952 кг, масу металоконструкцій, опорних та підвісних балок, пальників, компенсаторів, пароохолоджувача, запірної та регулюючої арматури, паропарових теплообмінників, сходів та ін. — 3112000 кг. Виходячи з цих оцінок, маса котла дорівнює 5350000 кг, його орієнтовна ціна — 65000000 дол.

Висновки

З використанням описаної у [1] математичної моделі розраховано прямоточний пиловугільний котел на супернадкритичні параметри пари 28 МПа/600 °С/600 °С для енергоблоку 300 МВт на навантаженнях 50–70 % від номінального.

Показано, що при розрахунковому значенні теплового навантаження перерізу топкової камери 3,795 МВт/м^2, яке перевищує допустиму величину на 8 %, температура забруднених екранів 1234 °С в області активного горіння, де вигоряє 92 % вхідного палива, виявляється нижчою за температуру початку шлакування 1268 °С вугілля марки ДГ-100, що говорить про безшлакувальну роботу суцільнозварних екранів НРЧ.

У всьому діапазоні зміни навантаження котлоагрегату 50–100 % температура на виході із зони № 1 вища за мінімально допустиму температуру 1250 °С, нижче якої відбувається загасання факела.

При переході до мінімального навантаження температура газів на виході із зони № 1 зменшується з 1506 до 1342 °С, внаслідок чого питоме теплове навантаження газощільних екранів НРЧ зменшується у 1,469 рази, в той час як витрата живильної води на вході у котел падає у 2 рази, що призводить до підвищення температури робочого середовища в екранах НРЧ, СРЧ, ВРЧ, ЕПК та стелі на 4–26,5 %.

Показано, що зі зниженням навантаження парогенератора відбувається перерозподіл теплосприйняття між первинним та вторинним трактами, в результаті чого гостра пара отримує надлишок тепла, вторинна пара — брак тепла. Для перекидання тепла, якого бракує, з первинного тракту у вторинний тракт передбачений паропаровий теплообмінник. Крім того, доцільно розглянути додатковий механізм регулювання температури вторинної пари за рахунок рециркуляції димових газів на низьких навантаженнях із введенням їх у зону СРЧ. Пропонований спосіб регулювання дає можливість: а) знизити теплосприйняття суцільнозварних газощільних екранів первинного тракту та тим самим зменшити температури стінок ВРЧ, ЕПК та стелі; б) підвищити теплосприйняття пакетів ППП, зменшити навантаження на паропаровий теплообмінник та знизити температури стінок змійовиків ППП1 й ППП2.

Для зниження теплогідравлічної розвірки труб змійовиків ППП1 та, як наслідок, температури стінки необхідно розділити поверхню на-

гріву ППП1 на два рівних пакети, встановивши між ними проміжний змішувальний колектор з повним перемішуванням робочого середовища.

Виходячи з розрахунків максимальних температур стінок змійовиків пароперегрівачів та суцільнозварних екранів, було обрано марки сталей для елементів котла, необхідні для визначення вартості котла: суцільнозварні газощільні топкові екрани НРЧ та СРЧ — 12Х1МФ; для першого пакета ШПП І центральні ширми — 11Х11В2МФ, крайні — 10Х16Н16В2МБР; для другого пакета ШПП І центральні ширми — 11Х11В2МФ, крайні — 10Х16Н16В2МБР; для ШПП ІІ: центральні ширми — 1 ряд труб — 10Х16Н16В2МБР, 2–40 ряди труб — 12Х18Н10Т, крайні — 10Х16Н16В2МБР; для ППП2: 1 й 2 ряди труб (по ходу газів) — 10Х16Н16В2МБР, 3–8 ряди труб — 11Х11В2МФ; для ППП1: перший пакет — 12Х1МФ, другий пакет — 11Х11В2МФ.

Для виготовлення пароперегрівачів та суцільнозварних газощільних екранів котла необхідно кількість звичайної 12Х18Н10Т та поліпшеної якості 10Х16Н16В2МБР аустенітних сталей 268291 кг, високолегованої сталі 11Х11В2МФ — 257966 кг, перлітної сталі 12Х1МФ — 297789 кг. При цьому звичайна аустенітна сталь становить 11,9 %, поліпшеної якості — 16,5 % від загальної маси металу, яка працює під тиском у зоні котла, що обігрівається. Розрахункова маса котла дорівнює 5350000 кг, його орієнтовна ціна на стадії ескізного проекту — 65 млн дол.

Список літератури

1. Рохман Б.Б., Дунаєвська Н.І., Вифатнюк В.Г. 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 1. Математичний опис робочого процесу, результати розрахунків та компоновка котла. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2020, № 1. С. 4–19.

2. Вербовецкий Э.Х., Жмерика Н.Г. Методические указания по проектированию топочных устройств энергетических котлов. Санкт–Петербург, 1996. 270 с.

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

4. Кузнецов Н.В., Митор В.В. и др. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). М. : Энергия, 1973. 296 с.

5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Санкт-Петербург, 1998. 259 с.

Надійшла до редакції 27.11.20

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 МПа/600 °С/600 °С для энергоблока 300 МВт.Часть 2. Результаты расчетов котла и температур стенок его элементов на нагрузках 50–70 %

Во второй части работы с использованием описанной в [1] математической модели рассчитан прямоточный пылеугольный котел на суперсверхкритических параметрах пара 28 МПа/600 °С/600 °С для энергоблока 300 МВт на нагрузках 50–70 %. Показано, что:

а) температура загрязненных экранов 1234 °С в области активного горения, где выгорает 92 % исходного топлива, ниже температуры начала шлакования 1268 °С угля марки ДГ-100, что свидетельствует о бесшлаковочной работе экранов нижней радиационной части (НРЧ); б) во всем диапазоне изменения нагрузки котла 50–100 % температура на выходе из зоны активного горения будет выше минимально допустимой температуры 1250 °С, ниже которой происходит затухание факела; в) при переходе к 50 % нагрузки температура газов на выходе из зоны автивного горения уменьшается с 1506 до 1342 °С, в результате чего удельное тепловое напряжение экранов НРЧ уменьшается в 1,469 раза, в то время как расход питательной воды на входе в котел падает в 2 раза, что приводит к повышению температуры пара НРЧ, средней и верхней радиационных частей, экранов потолка и поворотной камеры; г) для снижения теплогидравлической разверки входной ступени пароперегревателя вторичного пара (ППП1) и, как следствие, температуры стенки труб необходимо разделить поверхность ППП1 на два пакета, установив между ними промежуточный смесительный коллектор с полным перемешиванием пара. *Библ. 5, рис. 13, табл. 3.*
Ключевые слова: парогенератор, котел, топка, уголь, сжигание, давление, температура, методика.

Rokhman B.B., *Doctor of Technical Sciences,*
Dunaevska N.I., *Doctor of Technical Sciences,* ***Vifatnyuk V.G.***
Coal Energy Technology Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev
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. 2. CALCULATION RESULTS OF THE BOILER AND WALLS TEMPERATURES OF ITS ELEMENTS AT LOADS OF 50–70 %

In the second part of the work, using the mathematical model described in [1], a direct-flow pulverized coal boiler with supercritical steam parameters of 28 MPa /600 °C /600 °C was calculated for a 300 MW power unit at loads of 50–70 %. It is shown that: a) the temperature of contaminated screens 1234 °C in the active combustion zone, where 92 % of the initial fuel burns out, is lower than the temperature of slagging beginning (1268 °C) of ДГ-100 coal, which indicates the slag-free operation of the screens of the lower radiation part (LRP) b) over the entire range of the boiler load change of 50–100 %, the temperature at the exit from the active combustion zone will be higher than the minimum permissible temperature of 1250 °C, below which the flame is attenuated; c) upon transition to 50 % load, the temperature of gases at the outlet from the active combustion zone decreases from 1506 °C to 1342 °C, as a result of which the specific thermal stress of the LRP screens decreases by 1.469 times, while

the feed water consumption at the inlet of the boiler falls by 2 times, which leads to an increase in the temperature of the LRP steam, the middle and upper radiation parts, screens of the ceiling and rotating chamber; d) to reduce the thermal stratification of the inlet stage of the secondary steam superheater (ППП1), and as a consequence, the pipe wall temperature, it is necessary to divide the ППП1 surface into two packets, installing an intermediate mixing manifold between them with full steam mixing. *Bibl. 5, Fig. 13, Tab. 3.*

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. *Energotechnologies and Resource Saving. [Energotekhnologii i resursosberegeniie.].* 2020. No. 1. pp. 4–19. (Ukr.)

2. Verbovetskiy E.Kh., Zhmerika N.G. Metodicheskie ukazaniya po proektirovaniyu topochnykh ustrojstv energeticheskikh kotlov. [Methodical guidelines for the design of combustion devices for power boilers]. St. Petersburg, 1996. 270 p. (Rus.)

3. Petrenya Yu.K., Gilde E.E., Sudakov A.V., Chizhik A.A., and others. Normy rascheta na prochnost staczionarnykh kotlov i truboprovodov para i goryachej vody (RD 10-249-98). [Standards for calculating the strength of stationary boilers and pipelines of steam and hot water (RD 10-249-98)]. Ser. 20. Iss. 4. Moscow, 2010. 344 p. (Rus.).

4. Kuznetsov N.V., Mitor V.V., and others. Teplovoy raschet kotelnyih agregatov (Normativnyiy metod). [Thermal calculation of boiler units (Normative method)]. Moscow : Energiya, 1973. 296 p. (Rus.)

5. Teplovoy raschet kotlov (Normativnyiy metod). [Thermal calculation of boilers (Normative method)]. St. Petersburg, 1998. 259 p. (Rus.)

Received November 27, 2020

УДК 621.593
DOI: 10.33070/etars.1.2021.02

Karp I.M., *Academician of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, orcid.org/0000-0001-5320-0290*
The Gas Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev
39, Degtyarevskaya Str., 03113 Kiev, Ukraine, e-mail: karpkiev@gmail.com

Hydrogen in municipal energy

The use of hydrogen in the municipal energy sector is currently inappropriate due to its high cost. Production of hydrogen by electrolysis requires more energy than it is emitted during its combustion. Thermophysical properties of hydrogen and natural gas are compared. Heat value of hydrogen in a unit of volume is 3.3 times lower than that of methane. The cost per unit of energy in hydrogen is more than 10 times higher than in natural gas. Distribution gas networks are not suitable for transportation of pure hydrogen. The possibility of transporting hydrogen in mixtures with natural gas is being studied. The efficiency of fuel use in a heating gas boiler decreases with increasing hydrogen concentration in a mixture with natural gas up to 50 %. The concentration of nitrogen oxides does not depend on the hydrogen content in the mixture. *Bibl. 4, Table 1.*

Key words*:* hydrogen, thermophysical properties, effectivnes.

The use of hydrogen in the global power industry is considered one of the most promising areas of transition to carbon-free energy. A number of programs at the state level have been adopted in

© Karp I.M., 2021