

ՃԱՐՏԱՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ՇԻՆԱՐԱՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ
ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ

ՏԱՐՈՆ ԳԱՐԵԳԻՆԻ ՄՈՎՍԵՍՅԱՆ

ՇԵՆՔԵՐԻ ԶԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ԶԵՐՄԱՅԻՆ
ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՄԵԹՈԴԻ ՄՇԱԿՈՒՄ

ԱՏԵՆԱԽՈՍՈՒԹՅՈՒՆ

Ե.23.03-«Շենքերի և կառույցների ճարտարագիտական (էներգետիկ, հիդրավլիկ և այլն)
ապահովում» մասնագիտությամբ տեխնիկական գիտությունների թեկնածուի
գիտական աստիճանի հայցման համար

Գիտական ղեկավար՝
տեխնիկական գիտությունների
դոկտոր, պրոֆեսոր Զ.Ա.Մելիքյան

Երևան 2019

Բովանդակություն

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ.....	5
ԳԼՈՒԽ 1.ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՐՄԱ-ՑՐՏԱՄԱՏԱԿԱՐԱՐՈՒՄԸ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ՄԻՋՈՑՈՎ... 11	11
1.1. ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐ ԵՎ ՆՐԱՆՑ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՄԿՋԲՈՒՆՔԸ.....	11
1.2 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ԴԱՄԱԿԱՐԳՈՒՄԸ.....	13
1.3 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ և ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՍԵՋՈՆՆԵՐՈՒՄ ...	16
1.4 ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՄՈՏԵՅՈՒՄՆԵՐ.....	17
1.5 ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՐԱՉԱՓԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	18
1.6 ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ԲԱՑ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՄՈՏԵՅՈՒՄՆԵՐ.....	20
1.7 ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՐԱՉԱՓԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	21
Եզրակացություն.....	21
ԳԼՈՒԽ 2. ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՄԵԹՈԴ.....	23
2.1 ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ.....	23
2.2 ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ՍԵՋՈՆՈՒՄ.....	25
2.3 ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՍԱՌԵՑՄԱՆ ՍԵՋՈՆՈՒՄ.....	27
2.4. ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՄՈՏԵՅՈՒՄՆԵՐԸ.....	27
2.5 ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՐԱՉԱՓԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	28
2.6 ԳՐՈՒՆՏԻ ՄԵՋ ՏԵՂԱԿԱՅՎԱԾ ԲԱՔԻ ԾԱՎԱԼԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	29
2.7 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇՈՒՐՋՏԱՐՅԱ ԷԼԵԿՏՐԱԷՆԵՐԳԻԱՅԻ ԾԱԽՍԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ.....	33
Եզրակացություն.....	34
ԳԼՈՒԽ 3. ՍԱՌՑԻ ՍՏԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱՐ ՆԱԽԱՏԵՄՎԱԾ ՆՈՐ ՏԻՊԻ ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑԻՉ.....	35
3.1 ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑԻՉՆԵՐԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՄԿՋԲՈՒՆՔԸ ԵՎ ԴՐԱՆՑ ԴԱՄԱԿԱՐԳՈՒՄԸ....	35
3.2 ՓՈՓՈԽՎՈՂ ԵՐԿՐԱՉԱՓՈՒԹՅԱՄԲ ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑԻՉԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ և ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԱՌԱՆՁՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ.....	36
Եզրակացություն.....	42

ԳԼՈՒԽ 4. ԱՌԱՋԱՐԿՎՈՂ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԿԻՐԱՌԵԼԻՈՒԹՅՈՒՆԸ ԱՅԼ ՈԼՈՐՏՆԵՐՈՒՄ	44
4.1 ՓՈՓՈԽՎՈՂ ԵՐԿՐԱԶՍՓՈԻԹՅԱՄԲ ԳՈԼՈՐՇԻԱՑՈՒՑԻՉՈՎ ՍԱՌՑԱԳԵՆԵՐԱՏՈՐ	44
4.2 ԳԱԶԻ ԿՈՆԴԵՆՍԱՑԻՈՆ ԿԱԹՍԱՅԻ ԷՆԵՐԳԱԷՖԵԿՏԻՎՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ	47
4.3 ԿԱԹԻ ՊԱՍՏԵՐԻԶԱՑԻԱՅԻ և ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԻՐԱԿԱՆԱՑՈՒՄԸ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ	51
4.4 ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՑՐՏԱՊԱՀԱՆՁԻ ԲԱՎԱՐԱՐՈՒՄԸ ՍԱՌՑԱԳԵՆԵՐԱՏՈՐԻ ՄԻՋՈՑՈՎ	55
Եզրակացություն	59
ԳԼՈՒԽ 5. ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՆԱԽԱԳԾՈՒՄԸ ԱՌԱՋԱՐԿՎԱԾ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ	60
5.1 ԱՌԱՆՁՆԱՏԱՆ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՆԵՐԻ ՋԵՐՄԱՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿ	60
5.1.1. ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՆԵՐԻ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ:	60
5.1.2. ԱՐՏԱՔԻՆ ՊԱՏԻ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ:	61
5.1.3. ՀՍԱԿԻ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	62
5.1.4. ԱՌԱՍՏԱՂԻ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ:	63
5.1.5. ՋԵՐՄԱՅԻՆ ԿՈՐՈՒՍՏՆԵՐԻ ԵՎ ՋԵՐՄԱՊԱՀԱՆՁԻ ՀԱՇՎԱՐԿ	64
5.1.6. ՋԵՐՄԱՅԻՆ ԹԱՓԱՆՑՈՒՄՆԵՐԻ ԵՎ ՑՐՏԱՊԱՀԱՆՁԻ ՀԱՇՎԱՐԿ	66
5.2 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ	69
5.2.1 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՍԱՌՆԱԳԵՆՏԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆԸ և ԴՐԱ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄԸ	69
5.2.2 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԿՈՆԴԵՆՍԱՏՈՐԻ ԵՎ ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑԻ ՄԱԿԵՐԵՍՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	79
5.2.3 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԳՐՈՒՆՏԻ ՄԵՋ ՏԵՂԱԿԱՅՎԱԾ ԲԱՔԻ ԾԱՎԱԼԻ ՀԱՇՎԱՐԿ	80
5.3 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇՈՒՐՋՏԱՐՅԱ ԷԼԵԿՏՐԱԷՆԵՐԳԻԱՅԻ ԾԱԽՍԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	83
5.4 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ԿԱՊԻՏԱԼ ՆԵՐԴՐՈՒՄՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	85
5.5 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇԱՀԱԳՈՐԾՄԱՆ ԵՎ ՎԵՐԱՆՈՐՈԳՄԱՆ ՏԱՐԵԿԱՆ ԾԱԽՍԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	87
5.6 ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ և ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՕՊՏԻՄԱԼԱՑՈՒՄԸ	88
5.7 ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԻՐԱԿԱՆԱՑՈՒՄԸ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ	95
5.8 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ԿԱՊԻՏԱԼ ՆԵՐԴՐՈՒՄՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	97
5.9 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇԱՀԱԳՈՐԾՄԱՆ ԵՎ ՎԵՐԱՆՈՐՈԳՄԱՆ ՏԱՐԵԿԱՆ ԾԱԽՍԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ	99
Եզրակացություն	99
ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆ	100

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ

Ցանկացած երկրի կայուն զարգացումը ենթադրում է տնտեսության ճյուղերի ներդաշնակ զարգացումներ: Այդ առումով էներգետիկայի, որպես արդյունաբերության, տրանսպորտի, շինարարության, գյուղատնտեսության և տնտեսության այլ բնագավառների, ինչպես նաև կենցաղի և հասարակական կյանքի կենսունակությունն ապահովող ոլորտի, զարգացման մակարդակով է պայմանավորված տվյալ երկրի ընդհանուր զարգացվածության մակարդակը և քաղաքակրթվածության աստիճանը[27]: Պատահական չէ, որ երկրի զարգացման աստիճանը բնութագրող մակրոտնտեսական ցուցանիշների շարքում նշվում են այնպիսիները, ինչպես մեկ շնչի հաշվով ջերմային էներգիայի արտադրությունը, համախառն ներքին արդյունքի էներգա և էլեկտրատարությունները, առաջնային էներգառեսուրսների փոխակերպման ընդհանուր արդյունավետությունը և այլն[1]: Հայաստանի Հանրապետության տնտեսությունն այդ ցուցանիշներով առայժմ զգալիորեն զիջում է զարգացած երկրների ցուցանիշներին և էներգաարդյունավետության բարձրացման ու էներգախնայողության խրախուսման քաղաքականության վարումը մեր երկրի համար ունի կենսական նշանակություն: Ներկայումս շատ երկրներում շենքերի ջեռուցման-հովացման համակարգերը կլանում են վառելիքի և էներգիայի առնվազն 40%-ը, որը շարունակում է աճել: Նման պայմաններում միակ տեխնոլոգիական լուծումը դա էներգապահանջի կրճատումն է էներգաարդյունավետության բարձրացման միջոցով: Այս տեսակետից կարևոր է դառնում ջեռուցման-հովացման առավել արդյունավետ համակարգերի նախագծման հարցը: Շենքերի կոնստրուկցիաների պահպանության նպատակով դրանց շահագործման ողջ ընթացքում նույնպես անհրաժեշտ է ապահովել ներսի օդի ջերմաստիճանի և օդափոխության որոշակի պայմաններ. հակառակ դեպքում կոնստրուկցիաները կքայքայվեն և շարքից դուրս կգան: Եվրոպական մի շարք երկրներում, պետական հովանավորության պայմաններում, տարածում են ստացել ոչ ավանդական ռեսուրսների վրա հիմնված տեխնոլոգիաները (Դանիա, Իսպանիա, Գերմանիա և այլն[42]), խրախուսվում է էներգաարդյունավետությունը էներգիայի փոխակերպման և էներգիայի սպառման բնագավառներում: Այնուամենայնիվ, չնայած ձեռնարկված միջոցառումներին, առաջնային էներգառեսուրսների ավանդական

աղբյուրները, որոնց պաշարները սահմանափակ են և որոնք հանդիսանում են չվերականգնվող, շարունակում են մնալ գերիշխող: Այդպիսի պարագայում, հաշվի առնելով նաև երկրի բնակչության աճը, կենցաղի և արդյունաբերության էներգազինվածության անընդհատ բարձրացումը, էներգետիկայի հետագա քանակական (էքստենսիվ) զարգացումն ավանդական հումքային հենքի վրա անթույլատրելի է: Վերականգնվող էներգատեսուրսների ներգրավումն էներգետիկ ոլորտում դառնում է ժամանակաշրջանի պահանջը:

Ներկայում բազում նոր տարբերակներ են նախագծվում և կյանքի կոչվում, որպեսզի օգտագործվեն էներգիայի այլ աղբյուրներ, որոնք ավելի քիչ կամ ընդհանրապես բացասական ազդեցություն չեն ունենում բնության վրա[47,48]: Այդպիսի սարքեր են ջերմային պոմպերը, արևի էներգիան օգտագործող սարքերը: Բազմաթիվ գիտնականներ և կազմակերպություններ աշխատում են շենքերի ջեռուցման և հովացման համակարգերի էներգաարդյունավետության, տնտեսական շահավետության և շրջակա միջավայրի վրա դրանց ազդեցության նվազման ուղղությամբ: Նրանցից հատկապես կարևոր ներդրումներ ունեն Ջ. Մելիքյանը[32,50,51,52,53,54], Օզաները [43], Աբրամսը [39] և այլոք: Գոյություն ունեն նաև մի շարք կազմակերպություններ, որոնք զբաղվում են վերը նշված խնդիրներով, որոնցից են էներգիայի Միջազգային գործակալությունը, Արևի էներգիայի Ամերիկյան Ասոցիացիան, էներգետիկ Ճարտարագետների Ասոցիացիան և այլն: Նշված հետազոտողների աշխատանքներում հաշվի չեն առնվում էներգիայի կուտակման հնարավոր տարբերակները, ինչը հնարավոր կդարձնի բարձրացնել շենքերի ջեռուցման և հովացման համակարգերի էներգաարդյունավետությունը: Այս տեսակետից կարելի է ուշադրություն դարձնել Ջ. Մելիքյանի աշխատանքները, որտեղ ներկայացվում է ջերմության կուտակման հնարավոր տարբերակ:

Այս ատենախոսությունը նպատակ ունի շարունակել այդ աշխատանքները՝ ներկայացնելով շենքերի ջեռուցման և հովացման գեոթերմալ տեղական ջերմային պոմպի նախագծման նոր մեթոդ: Այս տեսանկյունից ատենախոսությունը նպատակ ունի բարձրացնել շենքերի ջեռուցման և հովացման համակարգերի էներգաարդյունավետությունը և տնտեսական շահավետությունը: Դրված խնդրի լուծման համար նախ կպահանջվի ուսումնասիրել գոյություն ունեցող և կիրառվող

ջերմային պոմպերի առավելությունները և թերությունները, տեխնիկական առանձնահատկությունները, որոնց միջոցով հնարավոր կլինի նախագծել նոր տիպի ջերմային պոմպ, որը կիրականացնի շենքերի ջերմա և ցրտամատակարարումը առավել էներգաարդյունավետ և էֆեկտիվ կերպով:

Աշխատանքի արդիականությունը

- Շենքերի ջեռուցման և հովացման ճարտարագիտական համակարգերի էներգաարդյունավետության բարձրացման խնդիրները բավական ակտուալ են, քանի որ ժամանակակից աշխարհում էներգառեսուրսների շարունակական նվազման և թանկացմանը զուգահեռ շինություններում միկրոկլիմայի ապահովման պահանջները չեն նվազում, այլ մեծանում են:
- Շինություններում միկրոկլիմայի ապահովման համակարգերում օգտագործելով էներգիայի վերականգնվող աղբյուրները, բացի տնտեսական դրական արդյունքից ունի նաև շատ կարևոր բնապահպանական նշանակություն, քանի որ կրճատվում է վնասակար արտանետումների ծավալը :
- Կիրառելով շենքերի և շինությունների միկրոկլիմայի ապահովման էներգախնայող և այլնորանքային էներգիա օգտագործող սարքեր բարձրացվում է Հայաստանի էներգետիկ անվտանգության մակարդակը՝ քանզի մեր երկիրը, չունենալով ավանդական հանածո վառելիքների սեփական պաշարներ, ունի կախվածություն այլ պետություններից:
- Ներկայացվող գիտական նորույթների կիրառման միջոցով առաջարկվում է բարձրացնել գոյություն ունեցող ճարտարագիտական այլ համակարգերի էներգատնտեսական ցուցանիշները:

Աշխատանքի նպատակը

- մշակել նոր տիպի գեոթերմալ ջերմային պոմպ, որի կախվածությունը տեղանքի գրունտի պայմաններից և հարաչափերից կհասցվի նվազագույնի:
- մշակել այնպիսի ջերմային պոմպ, որի էներգատնտեսական ցուցանիշներն առավել բարձր են քան գոյություն ունեցող սարքերինն են
- ստանալ առաջարկվող ջերմային պոմպի գրունտում տեղադրված բաքի ծավալի հաշվարկի բանաձևը

- մշակել նոր տիպի գոլորշիացուցիչ, որի շնորհիվ հնարավոր կլինի բարձր պահել ջերմային պոմպի աշխատանքի էներգաէֆեկտիվությունը սառցի ստացման պրոցեսում
- առաջարկվող գիտական նորությունների և ճարտարագիտական նոր լուծումների միջոցով բարձրացնել այլ էներգետիկ համակարգերի էֆեկտիվությունը

Հետազոտման մեթոդները

Հետազոտությունը հիմնված է գոյություն ունեցող ջերմային պոմպերի աշխատանքի առանձնահատկությունների ուսումնասիրության վրա: Հետազոտության առարկա ջերմային պոմպի աշխատանքը ևս հիմնված է Կառնոյի հակադարձելի ցիկլի վրա: Հետազոտության կատարման ժամանակ իրականացվել են առաջարկվող և գոյություն ունեցող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի տեխնիկական ցուցանիշների ռեգրեսիոն վերլուծություններ: Առաջարկվող ջերմային պոմպի մշակման համար հիմք են հանդիսացել Ջոհրաբ Մելիքյանի ուսումնասիրությունները ջերմային պոմպերի աշխատանքի էներգաարդյունավետության բարձրացման ուղղությամբ:

Ատենախոսության գիտական նորությը

- Առաջարկվող ջերմային պոմպի կիրառման դեպքում հնարավոր է զգալի չափով կրճատել էլեկտրաէներգիայի օգտագործումը՝ այս կերպ բարձրացնելով շենքերի միկրոկլիմայի ապահովման համակարգերի էներգաէֆեկտիվությունը:
- Դուրս է բերվել գրունտում տեղադրված բաքի ծավալի հաշվարկը, որի մեջ լցված ջուրը հանդիսանում է առաջարկվող ջերմային պոմպի ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուր:
- Սառնարանային մեքենաներում և ջերմային պոմպերում կիրառելով առաջարկվող փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշիացուցիչը, հնարավոր է բարձրացնել սառցի ստացման պրոցեսի էներգաէֆեկտիվությունը:

Հետազոտման արդյունքների հավաստիությունը

Առաջարկվող ջերմային պոմպի նախագծման մեթոդը, տեխնոլոգիան և հավասարումները հավաստի են, քանզի հիմնված են ջերմային պոմպերի աշխատանքի, շինարարական ջերմաֆիզիկայի, օդի կոնդիցիոնացման հիմնական սկզբունքների և փորձարարական արդյունքների վրա:

Հետազոտության գործնական նշանակությունը

Առաջարկվող համակարգը ունի կարևոր և արդի կիրառություն՝ հաշվի առնելով ժամանակակից աշխարհում էներգառեսուրսների խնայողաբար օգտագործման հիմնախնդիրը: Ներկայացվող ջերմային պոմպերի կիրառման պարագայում կնվազեցվի շենքերում միկրոկլիմայի ապահովման նպատակով ծախսվող էլեկտրաէներգիայի քանակը, կբարձրացվի ընդհանուր համակարգի էներգաէֆեկտիվությունը: Միաժամանակ կբարձրացվի համակարգի շահագործման հուսալիությունը: Առաջարկվող տիպի ջերմային պոմպերի կիրառությունը ունի նաև բնապահպանական նշանակություն: Ներկայացված նոր տիպի՝ փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչը հնարավորություն է ընձեռում սառցի ստացման պրոցեսը իրականացնել հաստատուն գոլորշացման ջերմաստիճանի պայմաններում, որի դեպքում չի նվազում համակարգի էներգաէֆեկտիվությունը:

Աշխատանքի նախափորձապաշտպանությունը

Աշխատանքի առանձին բաժինները և դրույթները քննարկվել են ՃՇՀԱՀ <<Ջերմագազամատակարարում և օդափոխություն>> ամբիոնի սեմինարներում, ընդունվել է հրատարակության <<Science Publishing Group>> մասնագիտական ամսագրում:

Հրատարակումներ

Աշխատանքների հիմնական դրույթները ներկայացվում են հրատարակված 6 մասնագիտական հոդվածներում:

Ատենախոսության կազմը և ծավալը

Ատենախոսությունը կազմված է ներածությունից, 5 գլուխներից, եզրակացությունից և օգտագործված գրականության ցանկից: Այն շարադրված է 107 էջերի վրա, ներառյալ 10 աղյուսակ՝ 5 էջերի վրա, 25 նկարներ՝ 7 էջերի վրա և տեքստային մաս՝ 84 էջերի վրա:

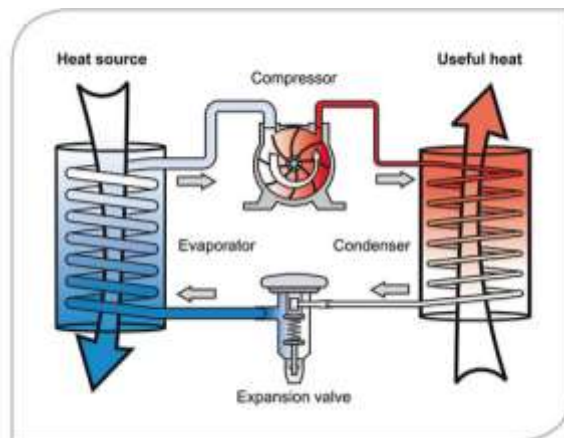
Պաշտպանության ներկայացվող հիմնական դրույթները

1. Ջերմային պոմպերը որպես շինության ջերմա և ցրտամատակարարման սարքավորումներ:
2. Շենքերի ջեռուցման և հովացման գեոթերմալ տեղական ջերմային պոմպի աշխատանքի սկզբունքը
3. Առաջարկվող ջերմային պոմպի հաշվարկի մեթոդը
4. Ջերմային պոմպի նոր տիպի գոլորշացուցչի մշակման մեթոդ
5. Առաջարկվող ջերմային պոմպի կիրառությունը այլ բնագավառներում
6. Հաշվարկային մաս առաջարկվող ջերմային պոմպի միջոցով շինության ջեռուցման և հովացման ապահովման տարբերակը:
7. Գոյություն ունեցող և առաջարկվող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի տեխնիկական հարաչափերի համեմատությունը:

ԳԼՈՒԽ 1.ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՐՄԱ ԵՎ ՑՐՏԱՄԱՏԱԿԱՐԱՐՈՒՄԸ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

1.1. ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐ ԵՎ ՆՐԱՆՑ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՄԿՁԲՈՒՆՔԸ

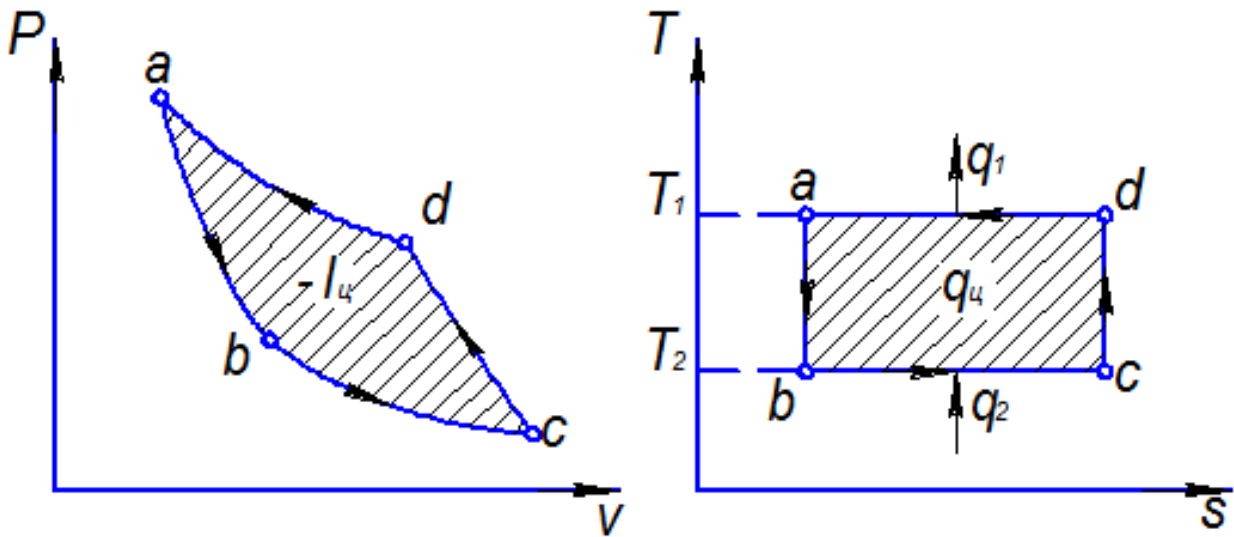
Ջերմային էներգիայի հիմնական վերականգնվող աղբյուրներն են՝ մթնոլորտային օդը, ջրային ավազանները, գրունտը և արևը: Այս ջերմաղբյուրները հիմնականում բնական են: Նշված ջերմաղբյուրների հիմնական առաձևահասկությունը դրանց ցածր ջերմաստիճանն է, որը հավասար է շրջակա միջավայրի ջերմաստիճանին: Այս պատճառով 1մ^2 մակերեսի էներգիայի խտությունը բավական փոքր է: Էներգիայի խտության փոքր լինելու պատճառով էներգիայի վերականգնվող աղբյուրների ջերմաքանակը հնարավոր չէ անմիջապես օգտագործել շինության ջերմապահանջը բավարարելու համար:[7] Միայն արևի ճառագայթային ջերմության քանակն է, որ հնարավոր է անմիջապես օգտագործել՝ բարձր ջերմաստիճանի շնորհիվ: Ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրի ջերմությունը օգտագործելու համար նախ անհրաժեշտ է բարձրացնել ջերմաստիճանը մինչև որոշակի աստիճան: Հիմնվելով թերմոդինամիկայի երկրորդ օրենքի վրա ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրի ջերմաստիճանի բարձրացման, ապա այդ ջերմաքանակը ջեռուցվող միջավայրին հաղորդելու համար անհրաժեշտ է ծախսել լրացուցիչ էներգիա: Այս պրոցեսի իրականացման համար ստեղծվել են սարքեր, որոնք կոչվում են ջերմային պոմպեր:



ՆԿ.1 Ջերմային պոմպի աշխատանքային գծապատկեր[57]

Ջերմային պոմպերը ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրից խլված ջերմաքանակը հաղորդում են բարձր ջերմաստիճանային միջավայրին[28,29,30,31]: Ջերմային պոմպը աշխատում է ինչպես սառնարանային մեքենա՝ սառը միջավայրից խլելով ջերմության

քանակ, այն հաղորդում է տաք միջավայրին: Այս կերպ սառը միջավայրը դառնում է ավելի սառը, իսկ տաք միջավայրը՝ ավելի տաք: Ջերմային պոմպերի, ինչպես և սառնարանային մեքենաների աշխատանքը հիմնված է Կառնոյի հակադարձելի ցիկլի վրա[18,24]: Այդ ցիկլը կոչվել է ի պատիվ ֆրանսիացի ֆիզիկոս Սադի Կառնոյի, ով անդրադարձել է այդ ցիկլին իր 1824 թվականին լույս տեսած գրքում: Այդ ցիկլը իդեալական շրջելի պրոցես է, որը կազմված է երկու ադիաբատից և երկու իզոթերմից[34,36]: Ցիկլում համակարգը կատարում է մեխանիկական աշխատանք ի հաշիվ երկու միջավայրերի ջերմափոխանակության, որոնք ունեն տարբեր ջերմաստիճաններ (ՆԿ.2):



ՆԿ.2 Կառնոյի ցիկլը PV և TS դիագրամների վրա[59]

Նույնաբար ինչպես սառնարանային մեքենան ջերմային պոմպը ունի կոմպրեսոր (ճնշակ), կոնդենսատոր, գոլորշացուցիչ և դրոսելացման հանգույց: Չնայած նմանատիպ կառուցվածքի ջերմային պոմպն ու սառնարանային մեքենան ծառայում են տարբեր նպատակների: Սառնարանային մեքենան ջերմության քանակը խլում է շինությունից, որի ջերմաստիճանը ավելի ցածր է քան շրջակա միջավայրին և այն հաղորդում է շրջակա միջավայրին: Ջերմային պոմպի դեպքում այն ջերմություն է խլում շրջակա միջավայրից, որի ջերմաստիճանը առավել ցածր է շինության ջերմաստիճանից և այդ ջերմությունը հաղորդվում է ջեռուցվող շինությանը: Ջերմության փոխանցման համար ջերմային պոմպերը օգտագործում են էլեկտրաէներգիա: Ջերմային պոմպերի աշխատանքը հետևյալն է. կոմպրեսորում սառնագենտը սեղմվում է և ճնշումը

բարձրացվում է մինչև համապատասխան արժեքի, որի դեպքում սառնագենտի ջերմաստիճանը պետք է բարձր լինի միջավայրի ջերմաստիճանից:[13] Այնուհետ սառնագենտը մղվում է ջերմափոխանակիչ, որտեղ ջերմությունը հաղորդում է բարձր ջերմաստիճանային միջավայրին: Արդյունքում միջավայրի ջերմաստիճանը բարձրանում է, իսկ սառնագենտը հաստատուն ջերմաստիճանի պայմանում կոնդենսանում է: Այս պրոցեսի պատճառով ջերմափոխանակիչը կոչվում է կոնդենսատոր[35]: Այնուհետ սառնագենտը անցնում է դրոսեւլացման հանգույց, որտեղ կոնդենսացված սառնագենտի ճնշումը իջնում է, իսկ ջերմաստիճանը դառնում է տվյալ ճնշմանը համապատասխան, որը ցածր է ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրի ջերմաստիճանից: Հետո հեղուկ սառնագենտը անցնում է մեկ այլ ջերմափոխանակիչ, որտեղ ջերմափոխանակության մեջ է մտնում ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրի հետ: Ջերմափոխանակության արդյունքում սառնագենտը ջերմություն է խլում ջերմաղբյուրից և հաստատուն ջերմաստիճանի պայմաններում գոլորշիանում է՝ կրկին վերածվելով գոլորշու: Այս պրոցեսի շնորհիվ ջերմափոխանակիչը կոչվում է գոլորշացուցիչ: Գոլորշացուցիչ սառնագենտը ներծծման խողովակով անցնում է կոմպրեսոր և պրոցեսը կրկնվում է նույնաբար: Ջերմային պոմպերի աշխատանքը հիմնաված է Կառնոյի հակադարձելի ցիկլի վրա:

1.2 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄԸ

Կախված ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրի և բարձր ջերմաստիճանային միջավայրի տեսակներից ջերմային պոմպերը դասակարգվում են՝ 1. օդ-օդ տիպի, 2. օդ-ջուր տիպի, 3. գրունտ-օդ տիպի, 4. գրունտ-ջուր տիպի, 5. ջուր-ջուր տիպի, 6. ջուր-օդ տիպի[46,49]: Օդ-օդ կամ օդ-ջուր տիպի ջերմային պոմպերը օգտագործում են շրջական օդի ջերմության քանակը՝ այն փոխանցելով տաքացվող օդին կամ հեղուկին: Գրունտ-օդ կամ գրունտ-ջուր տիպի ջերմային պոմպերի դեպքում՝ ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուր է ծառայում գրունտը, որից և խլվում է ջերմություն՝ օդը կամ հեղուկը տաքացնելու համար: Գրունտ-ջուր կամ ջուր-ջուր տիպի ջերմային պոմպերը ջերմությունը ջրային ավազաններից (գետեր, լճեր, ստորգետնյա ջրեր) հաղորդում են տաքացվող միջավայրին: Կախված ցածր ջերմաստիճանային միջավայրի տեսակից ջերմային պոմպերը դասակարգվում են

1. աերոթերմալ ջերմային պոմպեր, որոնք օգտագործում են օդի ջերմային էներգիան,
2. հիդրոթերմալ ջերմային պոմպեր, որոնք օգտագործում են ջրային ավազանների (գետեր, լճեր, ջրամբարներ) ջերմային էներգիան,
3. գեոթերմալ ջերմային պոմպեր, որոնք օգտագործում են գրունտի ջերմային էներգիան:

Գրունտը շատ լավ աղբյուր և «պահեստ» է հանդիսանում ջերմային էներգիայի համար: Եղանակային պայմանների փոփոխությունը մեծ ազդեցություն չի ունենում գրունտի ջերմաստիճանի վրա և 2-10 մ խորության վրա ջերմաստիճանը մնում է հաստատուն 10-12°C՝ կախված կլիմայական գոտուց և գրունտի տեսակից: Խորության մեծացման հետ մեկտեղ բարձրանում է նաև գրունտի ջերմաստիճանը մոտ 3°C յուրաքանչյուր 100 մետր իջնելիս[50]: Այս պատճառով գրունտը հանդիսանում է անսպառ, ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուր: Ցածր ջերմաստիճանի հետևանքով գրունտի էներգիայի ուղղակի օգտագործումը հնարավոր չէ: Այդ էներգիայի օգտագործման համար կիրառվում են ջերմային պոմպեր, որոնք բավական արդյունավետորեն փոխարինում են «ավանդական» ջեռուցման կաթսաներին: Գրունտի էներգիան առավել արդյունավետ օգտագործելու տարբերակ է հանդիսանում ավելի ցածր ջերմաստիճանի ջրի շրջանառությունը ավելի բարձր ջերմաստիճան ունեցող գրունտի շերտերում[44]:

Ներկայում առավել լայն տարածում են գտել ջերմային պոմպի աշխատանքի երկու տեսակներ՝ փակ ցիկլով և բաց ցիկլով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերը[45]:

Փակ ցիկլով աշխատող ջերմային պոմպի համար գրունտը հանդիսանում է ջերմության աղբյուր և շաղկապված է ջերմային պոմպի հետ գրունտի մեջ թաղված խողովակաշարով(ՆԿ.3): Խողովակների դասավորությունը գրունտում կարող է լինել հորիզոնական, ուղղաձիգ կամ տարածական, որը կախված է գրունտի տեսակից և տեղանքի առանձնահատկություններից:



ՆԿ.3 Փակ կոնստրուկտ աշխատող գերթերմալ ջերմային պոմպի գծապատկեր[61]

Ձմռան ամիսներին ջերմային պոմպը խլում է ջերմությունը գրունտից և փոխանցում է այն շինությանը, իսկ ամռան ամիսներին՝ խլելով ավելցուկային ջերմաքանակը շինությունից, հաղորդում է այն գրունտին: Որպես հիմնական միջանկյալ ցրտատար հանդիսանում է ջուրը: Ջերմային պոմպի գոլորշացուցում հեղուկ սառնագենտին ջերմության քանակ է փոխանցում գրունտի մեջ ընկղմված խողովակներով շրջանառություն կատարող ջուրը: Այն, սառելով, հետ է վերադառնում գրունտ, որտեղից շարունակում է խլել ջերմաքանակ և տաքանալ: Ակնհայտ է, որ գրունտից ջերմություն խլելու դեպքում ջրի ջերմաստիճանը չի կարող գերազանցել դրա ջերմաստիճանը՝ 10...12°C: Ջրի սառույց ֆազային անցման վտանգից ելնելով սառնագենտի գոլորշիացման ջերմաստիճանը անհրաժեշտ է պահել 1...2°C, որպեսզի ջրի ջերմաստիճանը գոլորշացուցում լինի 4...5°C: Այս պայմաններից ելնելով, կարող ենք եզրակացնել, որ ձմռան ամիսներին գրունտի մեջ ընկղմված խողովակներով շրջանառություն կատարող ջուրը տաքանում է 6...7 °C:

Բաց ցիկլով աշխատող ջերմային պոմպերի դեպքում օգտագործվում է անմիջապես գրունտում առկա ստորգետնյա ջրերը, որի ջերմաստիճանը մոտիկ է գրունտի ջերմաստիճանին(ՆԿ.4): Որոշ դեպքերում գրունտում առկա ջրի ջերմաստիճանը նույնիսկ կարող է գերազանցել գրունտի ջերմաստիճանը, օրինակ՝ ստորգետնյա տաք ջրեր:



ՆԿ.4 Բաց կոնստրուկով աշխատող գերթերմալ ջերմային պոմպի գծապատկեր[62]

1.3 ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ և ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՄԵԶՈՆՆԵՐՈՒՄ

Զմռան ամիսներին ջրջանառության պոմպի միջոցով միջանկյալ ջերմատարը ջրջանառություն է կատարում գրունտի մեջ թաղված խողովակներում, որտեղից և ջերմություն է խլում՝ մղվելով ջերմային պոմպի գոլորշացուցիչ: Գոլորշացուցչում ջերմատարը գրունտից խլած ջերմաքանակը հաղորդում է ջերմային պոմպի սառնագենտին և նորից մղվում դեպի գրունտ, իսկ սառնագենտը, ջերմատարից ստացած ջերմաքանակի հաշվին գոլորշիանում է: Ջերմային պոմպի կոմպրեսորը, ներածելով սառնագենտի գոլորշիները, սեղմում է այն՝ հասցնելով գոլորշու ճնշումը պահանջված համապատասխան արժեքի և ուղարկում է այն ջերմային պոմպի կոնդենսատոր: Կոնդենսատոր է մղվում նաև ջեռուցման համակարգի ֆենքոյլներում ջրջանառություն կատարող ջերմատարը: Կոնդենսատորում առանց միմյանց խառնվելու ջերմափոխանակություն է տեղի ունենում սառնագենտի և ջերմատարի միջև. արդյունքում ջերմատարը, խլելով ջերմության քանակ սառնագենտից, տաքանում է և ջրջանառության պոմպի միջոցով նորից մղվում է դեպի ֆենքոյլներ, իսկ սառնագենտը, հաղորդելով ջերմաքանակը ջերմատարին, կոնդեսանում է և մղվում է դեպի ջերմային պոմպի հաջորդ տեխնոլոգիական պրոցես՝ դրոսելացման:

Ամռան սեզոնում, շինության հովացման կարիքները բավարարելու նպատակով, ջերմային պոմպը աշխատում է հակառակ ցիկլով: Ջերմային պոմպի բաղկացուցիչ սարքավորումներով սառնագենտի շարժման ուղղության փոխման արդյունքում կոնդենսատորը սկսում է ծառայել որպես գոլորշացուցիչ, իսկ գոլորշացուցիչը՝ կոնդենսատոր: Ջերմային պոմպի գոլորշացուցչում ջերմափոխանակություն է տեղի ունենում ֆենքոյլներից վերադարձող ցրտատարի և ջերմային պոմպի սառնագենտի միջև: Այստեղ ցրտատարը շինության ավելցուկ ջերմաքանակը հաղորդում է սառնագենտին, որը ստացված ջերմաքանակի արդյունքում գոլորշիանում է, իսկ ցրտատարը շրջանառության պոմպի միջոցով մղվում է դեպի շինության ներսում տեղակայված ֆենքոյլներ, որի միջոցով իրականացվում է շինության հովացումը: Գոլորշի սառնագենտը ներածվելով կոմպրեսոր, անյտեղ սեղմվելուց և ճնշման բարձրացումից հետո մղվում է ջերմային պոմպի կոնդենսատոր, որտեղ ջերմափոխանակության մեջ է մտնում գրունտում թաղված խողովակներով շրջանառություն կատարող հեղուկի հետ: Սառնագենտը համապատասխան ջերմաքանակը հաղորդում է հեղուկին, որը տաքանալով, շրջանառության պոմպի միջոցով խողովակներով մղվում է գրունտ, որտեղ ստացված ջերմաքանակը հաղորդում է գրունտին և սառչելով նորից վերադառնում է կոնդենսատոր: Այս կերպ շինության ներսի ավելցուկային ջերմաքանակը հաղորդվում է գրունտին:

1.4 ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՄՈՏԵՑՈՒՄՆԵՐ

Գեոթերմալ ջերմային պոմպի նախագծման համար անհրաժեշտ է ճիշտ հաշվարկել ամբողջ համակարգի բաղկացուցիչ սարքավորումների տեխնիկական հարաչափերը: Հիմնական սարքավորումները բաժանվում են երեք խմբի՝ 1. շինության ջեռուցման և հովացման ապահովման սարքեր, 2. ջերմային պոմպի սարքավորումներ, 3. շինությունը, ջերմային պոմպը և գրունտը միմյանց կապող սարքեր:

Առաջին խմբին պատկանող սարքերն են՝ ֆենքոյլները և ջերմատարի մատակարար ու հետադարձ խողովակները: Ջերմային պոմպին պատկանող սարքավորումներն են՝ կոմպրեսորը (ճնշակ), կոնդենսատորը, դրոսելացման հանգույցը, գոլորշացուցիչը, որոնք կարող են տեղակայված լինել ինչպես շինության ներսում

այնպես էլ՝ դրանից դուրս: Ջեռուցման սարքերը, ջերմային պոմպը և գրունտը իրար միացնող սարքը գրունտի մեջ թաղված խողովակներն են, որոնց միջով շրջանառություն է կատարում հեղուկ: Շինության ջեռուցման սարքավորումների՝ ֆենքոյլների հիմնական տեխնիկական հարաչափն է ջերմափոխանցման մակերեսը՝ $F_{\Phi}(m^2)$: Ջերմային պոմպերի կարևոր հարաչափերն են կոնդենսացման $T_{կ}$ և գոլորշացման $T_{գ}$ ջերմաստիճանները, կոնդենսատորի $F_{կ}(m^2)$ և գոլորշացուցչի $F_{գ}(m^2)$ ջերմափոխանցման մակերեսները, ջերմարտադրողականությունը $Q_{ջպ}(կՎտ)$ և էլեկտրական հզորությունը $N_{ջպ}(կՎտ)$: Գրունտի մեջ թաղված խողովակների կարևորագույն հարաչափը դրանց երկարությունն է՝ $L(m)[48,51]$: Նախագծման փուլում շինության ջերմա և ցրտապահանջը հանդիսանում են էլակետային տվյալներ: Համակարգի ջեռուցման և հովացման ռեժիմով աշխատելու հանգամանքից էլենլով բոլոր հարաչափերը հաշվարկվում են երկու սեզոնների համար և ստացված արդյունքներից ընտրվում է առավելագույնը, օրինակ՝ գրունտի մեջ թաղված խողովակների երկարությունը հաշվարկվում է և՛ ջեռուցման, և՛ հովացման համար, իսկ համեմատության արդյունքում ստացված առավելագույն արժեքը ընտրվում է որպես խողովակի երկարություն:

1.5 ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՍՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՐԱՉԱՓԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Ջերմային պոմպի գոլորշացուցչի[38] մակերեսը որոշվում է հետևյալ կերպ.

$$F_{գ} = \frac{Q_{ջպ} * (\mu - 1)}{\mu * K_{գ} * \Delta T_{լնգ}} \quad (1)$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ}$ - շենքի ջերմապահանջն է Վտ

$K_{գ}$ - գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման գործակիցն է (հեղուկ-հեղուկ ջերմափոխանակիչների դեպքում 350 Վտ/ $m^2 * C$)

μ - Ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է,

$\Delta T_{լնգ}$ - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է:

$$\Delta T_{լնգ} = \frac{(t_h - t_q) - (t_u - t_q)}{\ln \frac{(t_h - t_q)}{(t_u - t_q)}} \quad (2)$$

որտեղ՝

t_q - սառնագենտի գոլորշիացման ջերմաստիճանն է

t_u և t_h գրունտում թաղված խողովակներով շրջանառություն կատարող հեղուկի մատակարար և հետադարձ ջերմաստիճաններն են:

Կոնդենսատորի մակերեսը որոշվում է՝

$$F_{կ} = \frac{Q_{ջպ}}{K_{կ} \cdot \Delta T_{լոգ}} \quad (3)$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ}$ - շենքի ջերմապահանջն է Վտ

$K_{կ}$ - կոնդենսատորի ջերմափոխանցման գործակիցն է 300 Վտ/մ²*C

$\Delta T_{լոգ}$ - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է C

$$\Delta T_{լոգ} = \frac{(t_u - t_q) - (t_h - t_q)}{\ln \frac{(t_u - t_q)}{(t_h - t_q)}} \quad (4)$$

որտեղ՝

t_q - սառնագենտի կոնդենսացման ջերմաստիճանն է

t_u և t_h ֆենքոյլներում շրջանառություն կատարող ջերմատարի մատակարար և հետադարձ ջերմաստիճաններն են:

Ջերմային պոմպի գոլորշացման ջերմաքանակը հավասար է գրունտից իլված ջերմության քանակին՝ $Q_{գոլ} = Q_{գր}$: Գրունտից պահանջված $Q_{գր}$ ջերմաքանակը իլելու համար անհրաժեշտ է ունենալ գրունտի մեջ ընկղմված խողովակների համապատասխան 1 երկարություն: Այս խողովակների երկարությունը կախված է բազմաթիվ ֆիզիկական մեծություններից՝ գրունտի խտությունից, տեսակարար ջերմունակությունից, խողովակի նյութի ջերմահաղորդականության գործակցից, հեղուկից խողովակի մակերևույթին կոնվեկտիվ ջերմատվության գործակցից: Խողովակների երկարության որոշման բանաձևի բարդության պատճառով կիրառվում են փորձնական ճանապարհով ստացված արդյունքերը, ըստ որոնց կախված վերը թվարկված պարամետրերից խողովակի 1 մետր երկարության դեպքում գրունտից իլված ջրմության քանակը կազմում 15...40 Վտ/մ:

**1.6 ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ԲԱՑ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՍՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ
ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՄՈՏԵՑՈՒՄՆԵՐ**

Գեոթերմալ փակ կոնտուրով աշխատող ջերմային պոմպի նախագծման համար ևս անհրաժեշտ է ճիշտ հաշվարկել ամբողջ համակարգի բաղկացուցիչ սարքավորումների տեխնիկական հարաչափերը: Հիմնական սարքավորումները բաժանվում են երեք խմբի՝ 1. շինության ջեռուցման և հովացման ապահովման սարքեր, 2. ջերմային պոմպի սարքավորումներ, 3. շինությունը, ջերմային պոմպը և գրունտը միմյանց կապող սարքեր: Առաջին խմբին պատկանող սարքերն ինչպես բաց կոնտուրով աշխատող ջերմային պոմպերի դեպքում, այնպես էլ տվյալ դեպքում հանդիսանում են ֆենքոյլները, և ջերմատարի մատակարար ու հետադարձ խողովակները: Երկրորդ խմբին պատկանող սարքավորումներն են՝ կոմպրեսորը (ճնշակ), կոնդենսատորը, դրոսելացման հանգույցը, գոլորշացուցիչը, որոնք կարող են տեղակայված լինել ինչպես շինության ներսում այնպես էլ՝ դրանից դուրս: Երրորդ խմբի սարքերը գրունտի մեջ ուղղաձիգ կամ հորիզոնական տեղադրված խողովակներն են, որոնց միջոցով ստորգետնյա ջրերից խլվում կամ հաղորդվում է ջերմության քանակ: Բաց և փակ կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերով ջեռուցման և հովացման համակարգերը ունեն մի շարք նմանություններ և ընդհանրություններ, որոնք ներկայացվում են հաջորդիվ: Շինության ջեռուցման սարքավորումների՝ ֆենքոյլների հիմնական տեխնիկական հարաչափն է ջերմափոխանցման մակերեսը՝ $F_{\Phi}(m^2)$: Ջերմային պոմպերի կարևոր հարաչափերն են կոնդենսացման T_k և գոլորշացման T_g ջերմաստիճանները, կոնդենսատորի $F_k(m^2)$ և գոլորշացուցչի $F_g(m^2)$ ջերմափոխանցման մակերեսները, ջերմարտադրողականությունը $Q_{ջպ}(կՎտ)$ և էլեկտրական հզորությունը $N_{ջպ}(կՎտ)$: Ի տարբերություն փակ կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի, որտեղ կարևոր է գրունտի մեջ տեղադրված խողովակների երկարությունը, բաց կոնտուրով ջերմային պոմպերում բացակայում են այդ խողովակները և կարևոր է շրջանառության պոմպի միջոցով շրջանառություն կատարող հեղուկի քանակը, քանի որ շրջանառվող հեղուկի քանակով է պայմանավորված ստորգետնյա ջրերից խլված կամ դրանց հաղորդված ջերմաքանակը, հետևաբար՝ ջերմային պոմպի հզորությունը:

**1.7 ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ
ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՐԱՉԱՓԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ**

Ջերմային պոմպի գոլորշացուցչի և կոնդենսատորի մակերեսները հաշվարկվում են նույնաբար ինչպես փակ կոնտուրով գեոթերմալ ջերմային պոմպերի դեպքում, որոնք ներկայացված են բանաձևերում:

Ջրի քանակը՝ $G(լ/ր)$, որը պետք է շրջանառություն կատարի ջերմային պոմպի գոլորշացուցչում (ջեռուցման սեզոնում) կամ կոնդենսատորում (հովացման ռեժիմում) որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$G = \frac{Q}{c \cdot \Delta T_{միջ.լուգ.}} \quad (5)$$

Որտեղ՝

Q – ջերմության քանակն է, որը պետք է խլվի կամ հաղորդվի ստորգետնյա ջրին կՋ

c – ջրի տեսակարար ջերմունակությունն է կՋ/կգ⁰

$\Delta T_{միջ.լուգ.}$ – միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է, որը որոշվում է համաձայն բանաձևի:

Ջերմային պոմպի գոլորշացման ջերմաքանակը հավասար է ստորգետնյա ջրերից խլված ջերմության քանակին՝

$$Q_{գոլ} = Q_{սգ.ջ.}:$$

Եզրակացություն

1. Փակ կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի աշխատանքի համար անհրաժեշտ է կառուցել հատուկ թանկ խրամուղիներ, որտեղ պետք է տեղակայվեն խողովակներ, որոնց մեջ շրջանառություն կատարող հեղուկի միջոցով գրունտից խլվում կամ գրունտին է հաղորդվում ջերմության քանակ:

2. Փակ կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի աշխատանքի համար անհրաժեշտ են մեծ մակերեսներով շինարարական տարածքներ, որոնք հետագայում հնարավոր չէ օգտագործել այլ նպատակներով, քանի որ գրունտի մեջ տեղակայված խողովակները կարող են վնասվել:

3. Բաց կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի աշխատանքը խիստ կախված է գրունտի տեսակից, ստորգետնյա ջրերի խորությունից, քիմիական ակտիվությունից:

4. Բաց կոնտուրով աշխատող ջերմային պոմպերի աշխատանքը խիստ կախված է ստորգետնյա ջրերի առկայությունից և դրա քանակից, որը հանդիսանում է ցածր ջերմաստիճանային ջերմադրյուր ջերմային պոմպի համար: Ստորգետնյա ջրերից վերցված ջրի քանակը խիստ կարևոր է համակարգի համար, քանի որ այդ ջուրը ունի որոշակի ջերմային պոտենցիալ, որը պետք է բավարարի շինության ջերմապահանջի ապահովմանը:

ԳԼՈՒԽ 2. ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՄԵԹՈՂ

2.1 ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊ

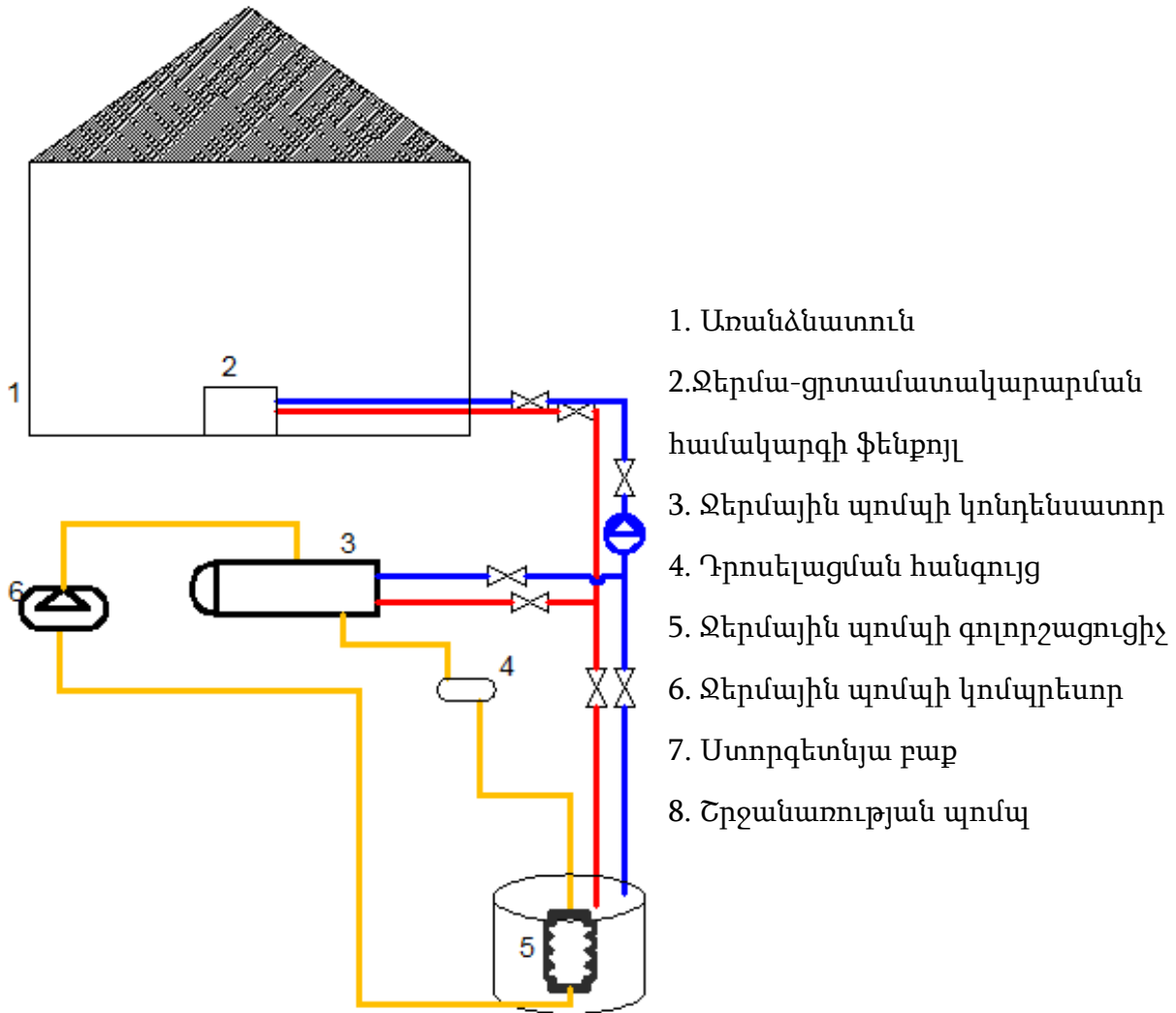
Բարդ հանգույցների առկայության պատճառով ժամանակակից գեոթերմալ փակ կոնտուրով ջերմային պոմպերն ունեն բարձր ինքնարժեք և պահանջում են մեծ մակերեսով ազատ տարածքներ [41,45]: Ինչպես նաև փակ կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպերի աշխատանքի համար անհրաժեշտ է կառուցել հատուկ խրամուղիներ (տես ՆԿ.5), որտեղ տեղադրված խողովակների միջով շրջանառություն կատարող հեղուկի միջոցով ջերմային պոմպը գրունտից խլում կամ նրան է հաղորդում ջերմության քանակ [45]:



Նկ. 6 Խողովակների համար նախատեսված հատուկ խրամուղիներ[60]

Այս խրամուղիների կառուցումը ուղղակիորեն կախված է գրունտի տեսակից, օրինակ ժայռային գրունտի դեպքում այդ խրամուղիների անցկացումը հնարավոր չէ, բացի այս խնդրից խրամուղիների անցկացումը բարձրացնում է համակարգի ինքնարժեքը: Գրունտի մեջ խողովակների տեղադրումը հանգեցնում է մեկ այլ շատ կարևոր խնդրի՝ այն հատվածում որտեղ տեղակայված են այդ խողովակները, այդ հողային մակերեսները հնարավոր չէ շահագործել այլ նպատակներով: Ջերմային պոմպերի կառուցվածքի պարզեցման և ինքնարժեքի նվազեցման նկատառումներից ելնելով առաջարկվում է ստորգետնյա խողովակային ջերմափոխանակիչների փոխարեն

կիրառել գրունտի մեջ ընկղմված բաքեր, որոնք լցված են ջրով: Բաքում լցված ջրի ջերմային պոտենցիալը պետք է բավարարի ամբողջ ջեռուցման սեզոնի ջերմապահանջը: Ջեռուցման սեզոնում ջերմային պոմպի միջոցով բաքում լցված ջրից ջերմությունը խլվում և հաղորդվում է շինության ներսում տեղակայված ջեռուցման սարքերին[54,56]: Ի հետևանք այս պրոցեսի, բաքում լցված ջրի ջերմաստիճանը աստիճանաբար նվազում է և ջեռուցման սեզոնի վերջում վեր է ածվում սառցի: Կուտակված սառույցը ամռան ամիսներին օգտագործվում է, որպես շինության ցրտապահանջի բավարարման աղբյուր: Այս պրոցեսի իրականացման համար ամռան ամիսներին ջերմային պոմպը չի աշխատում, քանի որ շինության ցրտամատակարարումը իրականացվում է ջեռուցման սեզոնում կուտակված սառցի հալոցքից առաջացած ջրի միջոցով: Ամռան ամիսներին աշխատում է ընդամենը մեկ շրջանառության պոմպ և հանդիսանում է ջերմային պոմպի միակ էներգասպառող սարքը: Այս պրոցեսի արդյունքում մի քանի անգամ կրճատվում է համակարգի էներգասպառումը և ապահովում է շինության շուրջտարյա ջերմա-ցրտամատակարարումը:



Նկ. 6 Առաջարկվող ջերմային պոմպի սկզբունքային գծապատկեր

2.2 ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՌԹԵՐՄԱԸ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ՍԵԶՈՆՈՒՄ

Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում ջերմային պոմպը գրունտի մեջ թաղված բաքի մեջ լցված ջրից աստիճանաբար խլում է ջերմության քանակ և ի վերջո այն վերափոխում է սառցի: Խլված ջերմության քանակի հետևանքով ջրի ջերմաստիճանը իջնում է մինչև 0 °C և ի վերջո ջուրը ֆազային անցում է կատարում ջրից-սառույց: Այսպես ջրի ջերմաստիճանի իջեցման ֆիզիկական և ջրից սառույց ֆազային անցման թաքնված ջերմության քանակների գումարը ծառայում է որպես ցածր ջերմաստիճանային ջերմության աղբյուր ջերմային պոմպի համար: Ջեռուցման սեզոնի վերջում ջուրը ամբողջությամբ կամ մասամբ վերածվում է սառցի: Համակարգի աշխատանքը իրականացվում է հետևյալ

կերպ. սառնագենտը կոմպրեսորում սեղմվելուց և ճնշման բարձրացումից հետո մղվում է յուղանջատիչ, որտեղ սառնագենտի գոլորշիների հետ խառնված կոմպրեսորի յուղը անջատվում է և յուղի վերադարձի խողովակով վերադարձվում է կոմպրեսոր: Յուղի անջատումից հետո սառնագենտը քառաքայլ փականի միջով մղվում է կոնդենսատոր: Այստեղ սառնագենտը կոնդենսացման ջերմաքանակը հաղորդում է ջերմատարին, որը պոմպի միջոցով շրջանառություն է կատարում կոնդենսատորի և ֆենքոյլի միջև: Կոնդենսատորից հետո արդեն հեղուկ սառնագենտը անցնում է դրոսելացման հանգույցի միջով, դրոսելանում է և մղվում դեպի գոլորշացուցիչ: Հեղուկ սառնագենտը ստորգետնյա բաքում տեղադրված փոփոխական երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի միջոցով, ջրից խլելով համապատասխան ջերմաքանակը, ամբողջությամբ գոլորշիանում է: Բաքում լցված ջրից ջերմության քանակը խլելու արդյունքում ջրի ջերմաստիճանը նվազում է և ջեռուցման սեզոնի վերջում այն վեր է ածվում սառցի: Սառնագենտի գոլորշացման և բաքում լցված ջրի ջերմաստիճանի նվազման արդյունքում, գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջանում է սառցի շերտ: Առաջացած սառցի շերտի որոշակի հաստության հասնելուց հետո քառաքայլ փականի միջոցով փոխվում է սառնագենտի մղման ուղղությունը: Այս կերպ անջատվում է գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջացած սառցի շերտը: Սառցի շերտի անջատումից հետո համակարգը վերադառնում է ստանդարտ աշխատանքային ցիկլի: Սառնագենտի գոլորշիները անցնում են հեղուկանջատիչի միջով, որտեղ սառնագենտի հեղուկի կաթիլները անջատվում են գոլորշուց, որպեսզի դրանք չներծծվեն կոմպրեսոր: Հեղուկը, լինելով անսեղմելի, կոմպրեսորում կարող է առաջացնել մեխանիկական վթարներ, ինչպես նաև կնվազեցնեն սարքի ցրտարտադրողականությունը: Սառնագենտի գոլորշիները ներծծվում են կոմպրեսոր, որտեղից այս պրոցեսը շարունակվում է իրականանալ նույն կերպ: Այսպես գրունտի մեջ թաղված բաքի մեջ լցված ջրի ջերմությունը հաղորդվում է ֆենքոյլեր, որոնց միջոցով իրականացվում է շինության ջեռուցումը և հովացումը, ինչպես նաև բաքի մեջ լցված ջուրը ջեռուցման սեզոնի վերջում վեր է ածվում սառցի:

2.3 ՇԵՆՔԵՐԻ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՍԱՌԵՑՄԱՆ ՍԵԶՈՆՈՒՄ

Սառեցման սեզոնում ջերմային պոմպը անջատվում է: Ջեռուցման սեզոնում կուտակված սառցի հալոցքից առաջացած ջրի միջոցով բավարարվում է տարածքի ցրտապահանջը: Պոմպի միջոցով 0 °C ջերմաստիճանի ջուրը մղվում է դեպի ֆենքոյլներ: Ցրտատարը, իսկևով տարածքի ավելցուկային ջերմաքանակը, տաքացած վերադառնում է ստորգետնյա բաք, որտեղ շարունակվում է սառցի հալման պրոցեսը: Այդ պատճառով բաքում պետք է կուտակված լինի անհրաժեշտ քանակի ջուր, որի պոտենցիալը կբավարարի անհրաժեշտ ջերմաքանակով ջեռուցման սեզոնում և ցրտաքանակով հովացման սեզոնում: Հովացման սեզոնի վերջում սառույցը ամբողջությամբ հալվում է և ջերմաստիճանը բարձրանում է մինչև t_2 վ, ինչը իր հերթին հանդիսանում է ջեռուցման սեզոնում ջրի սկզբնական ջերմաստիճանը: Սառեցման սեզոնի ընթացքում 16.17.18.19.20 փականները բաց են, իսկ 11.12.13.14.15 փականները՝ փակ: Սառը ջրի շրջանառությունը տեղի է ունենում 8 բաքի և ֆենքոյլի միջև 6 պոմպի միջոցով: Սառցի ծավալի քիչ լինելու հետևանքով ցրտի բեռը չապահովելու դեպքում ջերմային պոմպը կարող է միացվել՝ ջրի լրացուցիչ սառեցման համար, իսկ կոնդենսատորից դուրս եկած տաք ջուրը կարող է օգտագործվել լոկալ տաք ջրամատակարարման համար: Սառցի, անհրաժեշտ ծավալից մեծ ծավալի դեպքում, այդ ցրտաքանակը կարող է օգտագործվել լրացուցիչ այլ նպատակների համար: Ամեն դեպքում ջեռուցման սեզոնի սկզբում բաքում եղած սառույցը ամբողջ ծավալով պետք է հալված լինի:

2.4. ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍՈՏԵՑՈՒՄՆԵՐԸ

Գեոթերմալ տեղական ջերմային պոմպի նախագծման համար անհրաժեշտ է ճիշտ հաշվարկել ամբողջ համակարգի բաղկացուցիչ սարքավորումների տեխնիկական հարաչափերը: Հիմնական սարքավորումները բաժանվում են երեք խմբի՝ 1. շինության ջեռուցման և հովացման ապահովման սարքեր, 2. ջերմային պոմպի սարքավորումներ, 3. շինությունը, ջերմային պոմպը և գրունտը միմյանց կապող սարքեր: Առաջին խմբին

պատկանող սարքերն են ֆենքոյլները, և ջերմատարի մատակարար ու հետադարձ խողովակները: Ջերմային պոմպին պատկանող սարքավորումներն են կոմպրեսորը (ճնշակ), կոնդենսատորը, դրոսելացման հանգույցը, գոլորշացուցիչը, որոնք կարող են տեղակայված լինել ինչպես շինության ներսում այնպես էլ՝ դրանից դուրս: Ջեռուցման սարքերը, ջերմային պոմպը և գրունտը իրար միացնող սարքը գրունտի մեջ տեղակայված ջրի բաքն է, որի մեջ լցված ջուրը ծառայում է որպես ցածր ջերմաստիճանային ջերմադրյուր: Շինության ջեռուցման սարքավորումների՝ ֆենքոյլների հիմնական տեխնիկական հարաչափը ջերմափոխանցման մակերեսն է՝ $F_{\Phi}(m^2)$: Ջերմային պոմպերի կարևոր հարաչափերն են կոնդենսացման T_k և գոլորշացման T_g ջերմաստիճանները, կոնդենսատորի $F_k (m^2)$ և գոլորշացուցչի $F_g (m^2)$ ջերմափոխանցման մակերեսները, ջերմարտադրողականությունը $Q_{ջպ} (կՎտ)$ և էլեկտրական հզորությունը $N_{ջպ}(կՎտ)$: Գրունտի մեջ տեղակայված բաքի կարևորագույն հարաչափը դրա ծավալն է՝ $V(m^3)$: Նախագծման փուլում շինության ջերմապահանջը և ցրտապահանջը հանդիսանում են ելակետային տվյալներ: Ջերմային պոմպի միայն ջեռուցման ռեժիմով աշխատելու հանգամանքից էլնելով բոլոր հարաչափերը հաշվարկվում են միայն ջեռուցման սեզոնի համար:

2.5 ԳԵՈԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՐԱԶԱՓԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Ջերմային պոմպի գոլորշացուցչի մակերեսը որոշվում հետևյալ կերպ[10].

$$F_g = \frac{Q_{ջպ} * (\mu - 1)}{\mu * K_g * \Delta T_{լնգ}} \quad (6)$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ}$ - շենքի ջերմապահանջն է Վտ

K_g - գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման գործակիցն է (հեղուկ-հեղուկ ջերմափոխանակիչների դեպքում 350 Վտ/ $m^2 * C$)

μ - ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է,

$\Delta T_{լնգ}$ - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է:

$$\Delta T_{լնգ} = \frac{(t_h - t_q) - (t_u - t_q)}{\ln \frac{(t_h - t_q)}{(t_u - t_q)}} \quad (7)$$

որտեղ՝

t_q - սառնագենտի գոլորշացման ջերմաստիճանն է

t_u և t_h գրունտում թաղված խողովակներով շրջանառություն կատարող հեղուկի մատակարար և հետադարձ ջերմաստիճաններն են:

Կոնդենսատորի մակերեսը որոշվում է՝

$$F_{կ} = \frac{Q_{ջպ}}{K_{կ} * \Delta T_{lnq}} \quad (8)$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ}$ - շենքի ջերմապահանջն է Վտ

$K_{կ}$ - կոնդենսատորի ջերմափոխանցման գործակիցն է 300 Վտ/մ²*C

ΔT_{lnq} - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է C

$$\Delta T_{lnq} = \frac{(t_u - t_q) - (t_h - t_q)}{\ln \left(\frac{t_u - t_q}{t_h - t_q} \right)} \quad (9)$$

որտեղ՝

t_h - սառնագենտի կոնդենսացման ջերմաստիճանն է

t_u և t_h ֆենքոյլներում շրջանառություն կատարող ջերմատարի մատակարար և հետադարձ ջերմաստիճաններն են:

Ջերմային պոմպի էլեկտրական հզորությունը որոշվում է՝

$$N_{ջպ} = \frac{Q_{ջպ}}{\mu} \quad (10)$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ}$ - շենքի ջերմապահանջն է Վտ,

μ - ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է:

2.6 ԳՐՈՒՆՏԻ ՄԵՋ ՏԵՂԱԿԱՅՎԱԾ ԲԱՔԻ ԾԱՎԱԼԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Բաքը, որի մեջ լցված ջուրը հանդիսանում է ցածր ջերմաստիճանային ջերմադրյուր, տեղակայված է գրունտի մեջ մոտ 3մ խորության վրա, որտեղ գրունտի ջերմաստիճանը կազմում է 10...12°C և գրեթե չի փոխվում տարվա ընթացքում: Բաքի արտաքին մակերևույթը պետք է լինի լավ ջերմամեկուսացված, որպեսզի ջեռուցման

սեզոնի ընթացքում ջերմային պոմպի աշխատանքի արդյունքում կուտակված սառցի պաշարը չսկսի հալվել ժամանակից շուտ և այսպիսով շինության ցրտապահանջը հնարավոր չլինի բավարարել:

Բաքում լցված անհրաժեշտ ջրի քանակը կարող ենք որոշել համակարգի ջերմային հավասարակշռության հավասարման միջոցով՝

$$Q_{ջ.ս.} = Q_{ջ.ս.} + Q_{օղ.ս.} + Q_{տջ.ս.} \quad (11)$$

որտեղ՝

$Q_{ջ.ս.}$ - համակարգի սեզոնային ջերմապահանջն է կՎտ*ժ/ս

$Q_{ջ.ս.}$ - ջեռուցման սեզոնում օդափոխության համար անհրաժեշտ օդաքանակի տաքացման համար պահանջված ջերմաքանակն է կՎտ*ժ/ս

$Q_{տջ.ս.}$ - ջեռուցման սեզոնում կենցաղային տաք ջրամատակարարման համար անհրաժեշտ ջերմության քանակն է կՎտ*ժ/ս

Պետք է նկատի ունենալ, որ բաքում լցված ջրի քանակը պետք է բավարարի ջեռուցման սեզոնում ջերմային պոմպի սառնագենտի ամբողջական գոլորշացման համար: Այս պայմանից ելնելով ներկայացվում է գոլորշացման Q_g և կոնդենսացման Q_k ջերմաքանակների կապը՝

$$Q_k = Q_g + N_k \quad (12)$$

որտեղ՝ N_k -ն կոմպրեսորի էլեկտրաշարժիչի հզորությունն է կՎտ:

Հավասարման բոլոր անդամները բաժանելով կոնդենսացման ջերմաքանակի վրա կունենանք՝

$$1 = \frac{Q_g}{Q_k} + \frac{N_k}{Q_k} \quad (13)$$

Հաշվի առնելով, որ $N_k / Q_k = 1/\mu$ գոլորշացման Q_g և կոնդենսացման Q_k ջերմաքանակների կապը կարող ենք ներկայացնել այլ կերպ՝

$$Q_g = Q_k \left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \text{ կամ } Q_g = Q_k \left(\frac{\mu - 1}{\mu}\right) \quad (14)$$

որտեղ՝ μ -ն ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է (coefficient of performance COP): Այս բանաձևի հիման վրա հնարավոր է հաշվարկել ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուրի ջերմության քանակը, որն անհրաժեշտ է ջեռուցման կարիքների բավարարման համար: Վերը թվարկված ջերմաքանակը արտադրվում է ջերմային պոմպի կոնդենսատորում, որը կախված է շինության չափերից, արտաքին

կոնստրուկցիաների տեսակից, ինչպես նաև աշխարհագրական տեղանքից: Սեզոնային ջերմապահանջը կկազմի՝

$$Q_{g,u} = Q_{g,z} \cdot Z \quad (15)$$

որտեղ՝ Z -ը ջեռուցման սեզոնի տևողությունն է արտահայտված ժամերով (3600 ժամ Երևանի քաղաքի դեպքում): Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում կենցաղային տաք ջրամատակարարման համար անհրաժեշտ ջերմաքանակը՝ $Q_{տg,u}$ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$Q_{տg,u} = n \cdot g \cdot c_g \cdot (t_{տ} + t_u) \cdot Z \quad (16)$$

որտեղ՝

n -առանձնատան բնակիչների թիվն է՝ 4 հոգի

g - մեկ մարդու համար նախատեսված ժամային տաք ջրամատակարարման քանակն է 2.5 կգ/ժ

c_g -ջրի տեսակարար ջերմունակությունն է՝ 4.18 կՋ/կգ*°C

$t_{տ}$ -տաք ջրամատակարարման համար օգտագործվող ջրի ջերմաստիճանն է՝ 45°C

t_u -սառը ջրի ջերմաստիճանն է՝ 8°C

Ջեռուցման սեզոնում օդափոխության համար անհրաժեշտ օդաքանակի տաքացման համար պահանջված ջերմաքանակը՝ $Q_{օ,u}$ որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$Q_{օ,u} = n \cdot v \cdot c_{օղ} \cdot (t_2 + t_u) \cdot \rho \cdot Z \quad (17)$$

որտեղ՝

n -առանձնատան բնակիչների թիվն է՝ 4 հոգի

v - մեկ մարդու համար նախատեսված ժամային թարմ օդի քանակն է 20 մ³/ժ

$c_{օղ}$ -օդի տեսակարար ջերմունակությունն է՝ 1.05 կՋ/կգ*°C

t_2 -շինության ներսի օդի ջերմաստիճանն է՝ +18°C

t_u -արտաքին օդի ջերմաստիճանն է՝ -19°C (Երևանի դեպքում)

ρ - արտաքին օդի խտությունն է՝ 1.25 կգ/մ³

Ջերմային պոմպի կոնդենսատորում առաջացած ջերմաքանակը պետք է բավարարի շինության ջերմապահանջների գումարին՝ ջեռուցման սեզոնի ընթացքում շինության ջեռուցման, տաք ջրամատակարարման և օդափոխության համար ներածվող թարմ օդի տաքացման կարիքների բավարարման համար, որը ներկայացվում է հետևյալ մաթեմատիկական արտահայտությամբ՝

$$Q_{ջայ.ս} = Q_{ջ.ս} + Q_{օդ.ս} + Q_{տջ.ս} \quad (18)$$

Մեկ սեգոնի ընթացքում ջերմային պոմպի միջոցով արտադրված ջերմության քանակը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$Q_{ջայ.ս} = \frac{\mu G_{ջ}(c_{ջ}(t_{ջ.ս} - t_{ջ.վ}) + \beta_u)}{(\mu - 1) * 3600} \quad (19)$$

որտեղ՝

$Q_{ջայ.ս}$ - ջեռուցման սեգոնի ընթացքում ջերմային պոմպի միջոցով ստացված ջերմաքանակն է կՎտ*ժ/ս

$t_{ջ.ս}$ - ջեռուցման սեգոնի սկզբում բաքում լցված ջրի ջերմաստիճանն է, որը հավասար է հովացման սեգոնի վերջում բաքում լցված ջրի ջերմաստիճանին 15°C

$t_{ջ.վ}$ - ջեռուցման սեգոնի վերջում բաքում առաջացած սառցի ջերմաստիճանն է -3°C

β_u - ջրից սառույց ֆազային անցման թաքնված ջերմաքանակն է 333,7 [11] կՋ/կգ°C

(13) Բանաձևից ելնելով կարող ենք որոշել բաքում լցված ջրի քանակը, ինչով պայմանավորված է ջեռուցման սեգոնի ընթացքում շինության ջեռուցման, կենցաղային տաք ջրամատակարարման, ինչպես նաև օդափոխության համար ներածվող օդի քանակի տաքացման կարիքների բավարարման համար անհրաժեշտ ջերմության քանակը:

$$G = \frac{3600 Q_{ջայ.ս} (\mu - 1)}{\mu (c_{ջ}(t_{ջ.ս} - t_{ջ.վ}) + \beta_u)} \quad (20)$$

Անհրաժեշտ ջրի ծավալը՝ V կկազմի՝

$$V = \frac{G}{\rho} \quad (21)$$

որտեղ՝ ρ -ն ջրի խտությունն է 1000 կգ/մ³:

Բաքի տրամագիծը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$d_{բ} = \sqrt{\frac{4 * V}{\pi * h}} \quad (22)$$

որտեղ՝ h-ը բաքի բարձրությունն է (մ):

Բաքի մեջ տեղակայված էթիլեն գլիկոլի ջերմափոխանակիչի ջերմափոխանցման մակերեսը հաշվարկվում է ինչպես ջերմային պոմպի կոնդենսատորինը, որը բերված է բանաձևում:

2.7 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇՈՒՐՉՏԱՐՅԱ ԷԼԵԿՏՐԱԷՆԵՐԳԻԱՅԻ ԾԱԽՍԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առաջարկվող ջեռուցման և հովացման համակարգը ամբողջ տարվա ընթացքում սպառում է էլեկտրաէներգիա: Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում հիմնական էլեկտրասպառող սարքերն են՝ ջերմային պոմպի կոմպրեսորը և շրջանառության պոմպերը: Հովացման սեզոնում միակ էլեկտրասպառող սարքը էթիլեն գլիկոլի շրջանառության պոմպն է: Այսպես շուրջտարյա էլեկտրաէներգիայի ծախսը կկազմի՝

$$\sum N_{2-h.h.u.f.} = N_{2.u.\Delta} + \sum N_{2.u.tn} \quad (23)$$

որտեղ՝

$N_{2.u.\Delta}$ – ջերմային պոմպի ձմռան սեզոնում սպառած էլեկտրաէներգիայի քանակն է կՎտ*ժ/ս,

$\sum N_{2.u.tn}$ – շրջանառության պոմպերի սպառած էլեկտրաէներգիայի քանակն է կՎտ*ժ/տ:

Ջերմային պոմպի կոմպրեսորի կողմից սպառած էլեկտրաէներգիան ջեռուցման սեզոնի ընթացքում կազմում է՝

$$N_{2.u.\Delta} = Q_{կոն..u} / \mu_{2.u.} \quad (24)$$

Քանի որ $Q_{կոն..u} = Q_{2.u..u}$, բանաձևը կարող ենք ներկայացնել հետևյալ կերպ՝

$$N_{2.u.\Delta} = Q_{2.u..u} / \mu_{2.u.} \quad (25)$$

Շրջանառության պոմպերի կողմից տարվա ընթացքում սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը որոշվում է՝

$$\sum N_{u.tn} = N_{տ.գ.} + N_{u.գ.} \quad (26)$$

որտեղ՝

$N_{տ.գ.}$ – ջեռուցման համակարգի ջերմատարի շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակն է կՎտ*ժ

$N_{u.գ.}$ – հովացման սեզոնում համակարգի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակն է, որը հավասար է մեկ շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակին կՎտ*ժ:

Շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$N_{\text{տ.զ.}} = V_{\text{զ.բ.}} \cdot \Delta P_{\text{զ.հ.}} \quad (27)$$

որտեղ՝

$V_{\text{զ.բ.}}$ – ջեռուցման սեզոնի ընթացքում ֆենքոյլի և ջերմային պոմպի կոնդենսատորի միջև շրջանառություն կատարող ջերմատարի քանակն է մ³/սեզ

$\Delta P_{\text{զ.հ.}}$ – շրջանառության պոմպի կողմից զարգացված ճնշումն է՝ համակարգի հիդրավլիկ դիմադրությունների հաղթահարման համար: (Պա)

Եզրակացություն

1. Կիրառելով առաջարկվող նոր տիպի գեոթերմալ ջերմային պոմպերը հնարավոր է խնայել բավական մեծ շինարարական մակերեսներ:
2. Օգտագործելով ստորգետնյա բաքում լցված ջուրը որպես ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուր ջերմային պոմպի համար, ունենալ հաստատուն ջերմային պոտենցիալով ջերմաղբյուր, որի մեծությունը չի փոխվում բնակլիմայական տարբեր փոփոխությունների արդյունքում:
3. Նոր տիպի ջերմային պոմպի կիրառման միջոցով իրականացնել շինության ցրտամատակարարումը ամռան ամիսներին՝ էլեկտրաէներգիայի նվազագույն ծախսով:
4. Նոր տիպի ջերմային պոմպի կիրառությունը շինության ջեռուցման և հովացման կարիքների բավարարման համար բացի տնտեսական առավելությունից ունի բնապահպանական նշանակություն, քանի որ նվազեցնելով էլեկտրաէներգիայի սպառումը շենքերի և շինությունների միկրոկլիմայի կարիքների բավարարման համար նվազեցվում է էլեկտրաէներգիայի արտադրությամբ պայմանավորված վնասակար արտանետումների ծավալը:
5. Առաջարկված բանաձևի միջոցով հաշվարկել գրունտի մեջ ընկղմված բաքի ծավալը, որի մեջ լցված ջուրը հանդիսանում է ցածր ջերմաստիճանային ջերմաղբյուր նոր տիպի ջերմային պոմպի համար, որի ջերմային պոտենցիալը պետք է բավարարի շինության սեզոնային ջերմապահանջի բավարարման համար:

ԳԼՈՒԽ 3. ՍԱՌՑԻ ՍՏԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱՐ ՆԱԽԱՏԵՍՎԱԾ ՆՈՐ ՏԻՊԻ

ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑԻՉ

3.1 ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑԻՉՆԵՐԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՄԿՋԲՈՒՆՔԸ ԵՎ ԴՐԱՆՑ

ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄԸ

Սառնարանային մեքենայի և ջերմային պոմպի հիմնական ջերմափոխանցման սարքավորումներն են կոնդենսատորը և գոլորշացուցիչը: Գոլորշացուցիչը նախատեսված է սառնագենտից ջերմության խլման համար, որը շրջանառություն է կատարում գոլորշացուցչի և հովացվող միջավայրի միջև և իր հերթին վերջինից խլում է համապատասխան ջերմության քանակ: [2] Երբեմն սառնագենտի և սառեցվող միջավայրի միջև տեղի է ունենում անմիջական ջերմափոխանակություն. օրինակ՝ կենցաղային օդորակիչները: Ըստ սառեցվող միջավայրի տիպի, գոլորշացուցիչները դասակարգվում են՝ հեղուկ ցրտատարերի, տեխնոլոգիական նյութերի սառեցման և օդային միջավայրի սառեցման: Ըստ կոնստրուկցիայի տիպի դասակարգվում են՝ խողովակապատյանավոր, օձազալարապատյանավոր, պանելային, թիթեղնավոր: Ցրտի կուտակիչներում հիմնականում օգտագործվում է ջրից-սառույց ֆազային անցման թաքնված ջերմաքանակը. այն է՝ 330 կՋ/կգ: Սառցի ստացման պրոցեսում բավական կարևոր երևույթ է առաջացած սառցի շերտի անջատումը գոլորշացուցչի մակերևույթից: Մառույցը, ունենալով փոքր ջերմահաղորդականության գործակից, հանդիսանում է ջերմային դիմադրություն գոլորշացուցչի մակերևույթին, որը հանգեցնում է ջերմափոխանակության վատացման և համակարգի էներգաարդյունավետության նվազման:

Գոլորշացուցչի մակերևույթից սառցի անջատման համար գոյություն ունեն տարբեր եղանակներ՝

- մեխանիկական մաքրման
- էլեկտրաիմպուլսների միջոցով
- գոլորշացուցչի երկրաչափական չափերի փոփոխման միջոցով

Մեխանիկական մաքրման դեպքում գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջացած սառույցը քերվում է մետաղական թևերի միջոցով: Այս համակարգի թերությունը

կայանում է նրանում, որ սառցի շերտը ամբողջությամբ մաքրել հնարավոր չէ: Գոլորշացուցչի մակերևույթից սառցի շերտի ամբողջական մաքրման դեպքում հնարավոր է գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջանան մեխանիկական վնասվածքներ, ինչն էլ կհանգեցնի սառնագենտի արտահոսքի: Գոլորշացուցիչը չվնասելու նկատառումից ելնելով սառցի որոշակի շերտ մշտապես մնում է գոլորշացուցչի մակերևույթին:

Էլեկտրախիմապուլսների միջոցով սառցի շերտը մաքրելու համար տեղադրվում են հատուկ սարքավորումներ: Այս սարքերը, արձակելով հատուկ իմպուլսներ, առաջացնում են մետաղի փոքր դեֆորմացիաներ, որի արդյունքում սառույցը պոկվում է գոլորշացուցչի մակերևույթից: Այս տարբերակի թերությունը կայանում է համակարգի բարձր ինքնարժեքը:

3.2 ՓՈՓՈԽՎՈՂ ԵՐԿՐԱՉԱՓՈՒԹՅԱՄԲ ԳՈՒՈՐՇԱՑՈՒՑՉԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ և ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԱՌԱՆՁՆԱՉԱՏՎՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

Որպես փսփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչ առաջարկվում են պղնձից կամ չժանգոտվող պողպատից պատրաստված սիլֆոնային կոմպենսատորները: Այս տիպի կոմպենսատորները բավական հաճախ օգտագործվում են ջերմացրտամատակարարման համակարգերի խողովակաշարերի կառուցման ժամանակ: Այդ խողովակներով ջերմատարի կամ ցրտատարի շրջանառության ժամանակ խողովակները համապատասխանաբար ընդարձակվում կամ սեղմվում են, առաջանում են դեֆորմացիաներ, ինչն էլ կարող է հանգեցնել վթարների: Նման խնդիրներից խուսափելու նպատակով կիրառվում են սիլֆոնային կոմպենսատորները, որոնք կոմպենսացնում են այդ դեֆորմացիաները: Նշված փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի նկարը ներկայացվում է ստորև՝



ՆԿ.7 Փոփոխական երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի տեսքը

Միլիֆոնային կոմպենսատորները ունեն պատի փոքր հաստություն: Սա իրականացվում է, որպեսզի կոմպենսատորը ունենա առավել մեծ առաձգականություն: Այս հանգամանքը բավական նպաստավոր է, քանի որ այն առավել մեծացնում է գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման գործակիցը. բարձրանում է գոլորշացուցչի աշխատանքի էֆեկտիվությունը:

Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչների աշխատանքը պայմանավորված է նրանց մեջ շրջանառություն կատարող հեղուկի կամ գազերի ճնշման փոփոխությամբ: Ճնշման փոփոխման արդյունքում այս գոլորշացուցչում առաջանում է առաձգական դեֆորմացիա: Հեղուկի կամ գազի ճնշման սկզբնական արժեքի վերադարձի դեպքում գոլորշացուցիչը վերադառնում է իր նախկին դիրքին: Գոլորշացուցչի աշխատանքի հուսալիության համար մեծ նշանակություն ունի ջերմային պոմպի գոլորշացման ճնշումը, քանզի նրա արժեքի մեծ լինելու դեպքում գոլորշացուցչում կարող են առաջանալ պլաստիկ դեֆորմացիաներ և գոլորշացուցիչը կկորցնի իր կոնստրուկտիվ տեսքը և կդադարի ծառայել որպես փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչ: Օրինակ՝ 120 մմ տրամագծով և 0.7 մմ թիթեղի հաստությամբ փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի դեպքում առավել նպատակահարմար է օգտագործել այնպիսի սառնագենտ, որի գոլորշացման ճնշումը տվյալ ցիկլի համար կլինի 3...4 մթ: Փորձնական ճանապարհով ստացված արդյունքների հիման վրա կարելի է արձանագրել, որ նշված հարաչափերով գոլորշացուցչի դեպքում 5.5 մթ-ից ավել ճնշման դեպքում առաջանում են պլաստիկ

դեֆորմացիաներ և գոլորշացուցիչը կորցնում է իր հատկությունները: Փորձի արդյունքում ստացված արդյունքի նկարը ներկայացվում է հաջորդիվ՝



ՆԿ.8 Փոփոխական երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի տեսքը 5,5 մթ. բարձր ճնշմամբ փորձարկելուց հետո

Գոլորշացուցչի երկրաչափական չափերը փոխելու արդյունքում ստացվում է առաձգական դեֆորմացիա, որը կարող է կազմել սկզբնական չափերի մինչև 30 % աճ, ինչն էլ հանգեցնում է սառցի շերտի անշատամանը գոլորշացուցչի մակերևույթից:



ՆԿ.9 Աշխատանքային վիճակում և պլաստիկ դեֆորմացիաների առաջացումից հետո փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչների երկրաչափական չափերի տարբերությունը

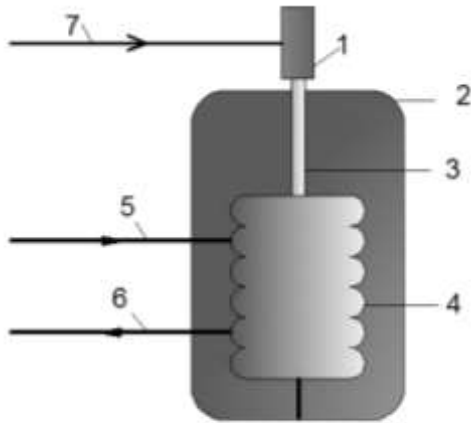


ՆԿ.10 Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչ սառցի արտադրության պրոցեսում

Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի աշխատանքը կարող է իրականացվել 2 հիմնական տարբերակով՝

1. պնևմոմխոցի միջոցով
2. գսպանակների միջոցով

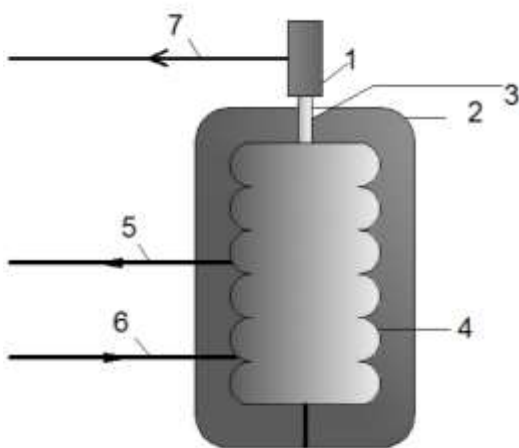
Առաջին դեպքում գոլորշացուցչի վերին հատվածում տեղադրվում է մխոց: Մխոցի աշխատանքը կարգավորվում է սառնարանային մեքենայի կոմպրեսորի միջոցով: Ստանդարտ աշխատանքային պրոցեսում (ՆԿ.10), երբ համակարգն աշխատում է սառցի կուտակման համար ճնշումը մխոցի վրա ավելի բարձր է քան գոլորշացուցչում: Այս դեպքում գոլորշացուցիչը գտնվում է սեղմված վիճակում: Սառցի որոշակի շերտի ձևավորումից հետո համակարգը կատարում է սառցի անջատում գոլորշացուցչի մակերևույթից: Սառնագենտի հոսքի ուղղության փոփոխման շնորհիվ ճնշումը պնևմոմխոցում իջնում է, իսկ գոլորշացուցչում՝ բարձրանում: Այս պրոցեսի շնորհիվ նաև տաքանում է գոլորշացուցչի մակերևույթը: Գոլորշացուցչում ճնշման բարձրացման և պնևմոմխոցի վրա ճնշման իջեցման արդյունքում փոխվում է գոլորշացուցչի երկրաչափական չափերը: Պնևմոմխոցի կոթածողը շարժվում է դեպի ներս՝ երկարացնելով գոլորշացուցիչը(նկ2)՝ այս կերպ անջատելով գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջացած սառցի շերտը:



1. Պնևմոմխոց
2. Բաք-կուտակիչ
3. Պնևմոմխոցի կոթածոդ
4. Գոլորշացուցիչ
5. Սառնազենտի հետադարձ խողովակ
6. Սառնազենտի մատակարար խողովակագիծ
7. Պնևմոմխոցում ճնշումն ապահովող խողովակ

ՆԿ.11 Գոլորշացուցչի դիրքը հիմնական աշխատանքային ռեժիմի դեպքում

Պնևմոմխոցին կարող է փոխարինել նաև երկրորդ սիլֆոնային կոմպենսատորը: Այս դեպքում այն ամրացվում է գոլորշացուցչին և կախված սառնազենտի հոսքի ուղղությունից, հետևաբար ճնշումից, այն կրկին փոխում է իր երկրաչափական չափերը: Այս կերպ դարձյալ շարժում է հաղորդվում գոլորշացման համար նախատեսված կոմպենսատորին, ինչի շնորհիվ գոլորշացուցչի մակերույթից անջատվում է սառույցը:

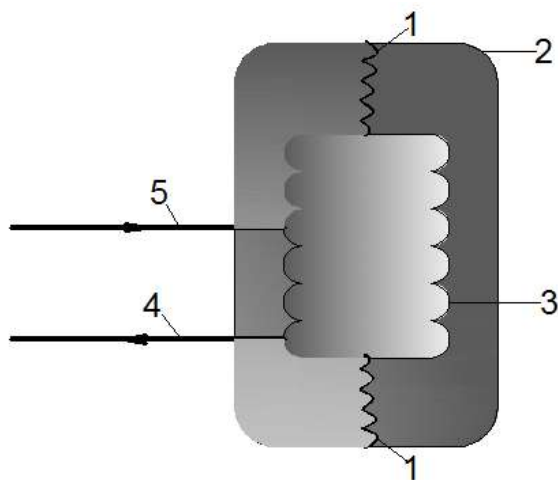


1. Պնևմոմխոց
2. Բաք-կուտակիչ
3. Պնևմոմխոցի կոթածոդ
4. Գոլորշացուցիչ
5. Սառնազենտի հետադարձ խողովակ
6. Սառնազենտի մատակարար խողովակագիծ
7. Պնևմոմխոցում ճնշումն ապահովող խողովակ

ՆԿ.12 Գոլորշացուցչի դիրքը սառցի շերտի պոկման դեպքում

Պննմումիսցի կիրառման դեպքում համակարգը ունի որոշակի թերություն՝ պննմումիսցի խցուկները պետք է լինեն հատուկ նյութից, որը նախատեսված է ֆրեոնային միջավայրում անխափան աշխատելու համար:

Փոփոխական երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչների աշխատանքի մեկ այլ տարբերակ է զսպանակների կիրառումը: Այս տարբերակի դեպքում համապատասխան կոնստրուկցիայի մեջ տեղադրվում է գոլորշացուցիչը: Գոլորշացուցիչի երկու ծայրերին ամրացված են զսպանակներ: Ջսպանակների մյուս ծայրերն ամրացված են բաքի իրանին: Ջսպանակներն ունեն որոշակի կարգավորում կախված սառնագենտի գոլորշացման ճնշումից (տարբեր սառնագենտների գոլորշացման ճնշումը տարբեր է): Ստանդարտ աշխատանքային ռեժիմում, երբ համակարգը աշխատում է սառցի արտադրության փուլում գոլորշացուցչում սառնագենտի ճնշումը ցածր է, իսկ զսպանակների կարգավորումը այնպիսին է, որ գոլորշացուցիչը գտնվում է սեղմված վիճակում:

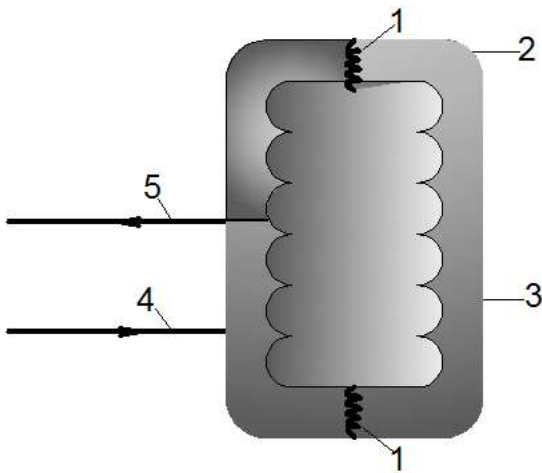


1. *Ջսպանակներ*
2. *Բաք-կուտակիչ*
3. *Գոլորշացուցիչ*
4. *Սառնագենտի մատակարար խողովակագիծ*
5. *Սառնագենտի հետադարձ խողովակ*

ՆԿ.13 Գոլորշացուցիչի դիրքը ընթացիկ աշխատարային ռեժիմի դեպքում

Սառցի շերտի առաջացումից և այդ շերտի հաստության մեծացումից հետո, երբ անհրաժեշտություն է առաջանում սառույցը պոկել, համակարգը դարձյալ փոխում է ֆրեոնի հոսքի ուղղությունը, հետևաբար սառնագենտի ճնշումը գոլորշացուցչում՝ կոմպրեսորի կողմից սեղմված սառնագենտը բարձր ճնշմամբ մղվում է գոլորշացուցիչ: Ճնշման մեծացմանը զուգահեռ կրկին բարձրանում է գոլորշացուցիչի մակերևույթի ջերմաստիճանը: Ջսպանակների սեղմելու աստիճանը կարգավորվում է այնպես, որ գոլորշացուցչում ճնշման բարձրացման արդյունքում գոլորշացուցիչը սկսում է սեղմել

զսպանակներին և ընդարձակվում է՝ առաջացնելով առաձգական դեֆորմացիա: Այս պրոցեսի արդյունքում սառցի շերտը անջատվում է գոլորշացուցչի մակերևույթից:



1. *Զսպանակներ*
2. *Բաք-կուտակիչ*
3. *Գոլորշացուցիչ*
4. *Սառնազենտի մատակարար խողովակազիծ*
5. *Սառնազենտի հետադարձ խողովակ*

ՆԿ.14 Գոլորշացուցչի դիրքը սառցի շերտի պոկման դեպքում

Սառցի անջատումից հետո համակարգը նորից վերադառնում է ստանդարտ աշխատանքային ռեժիմ, սառնազենտի ճնշումը գոլորշացուցչում կրկին նվազում է և գոլորշացուցիչը կրկին վերադառնում է իր նախնական դիրքին: Այս կերպ պրոցեսը կրկնվում է այնքան ժամանակ մինչև չստացվի սառցի անհրաժեշտ քանակը:

Եզրակացություն

1. Ուսումնասիրելով սառցի արտադրության գոյություն ունեցող փորձը, պարզ է դառնում որ սառնարանային մեքենայի աշխատանքը էներգաէֆեկտիվ իրականացնելու համար անհրաժեշտ է սառցի շերտը գոլորշացուցչի մակերևույթին պահպանել նվազագույն հաստությամբ:

2. Գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջացած սառցի շերտի պոկման համար անհրաժեշտ է կիրառել այնպիսի լուծումներ, որոնք չեն թանկացնի համակարգի ինքնարժեքը, ինչպես նաև կլինեն հուսալի:

3. Որպես նոր տիպի ջերմային պոմպի գոլորշացուցիչ կիրառել փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչը, որը հնարավորություն է տալիս ջերմային պոմպի աշխատանքը իրականացնել բարձր էներգաէֆեկտիվությամբ և հուսալիությամբ:

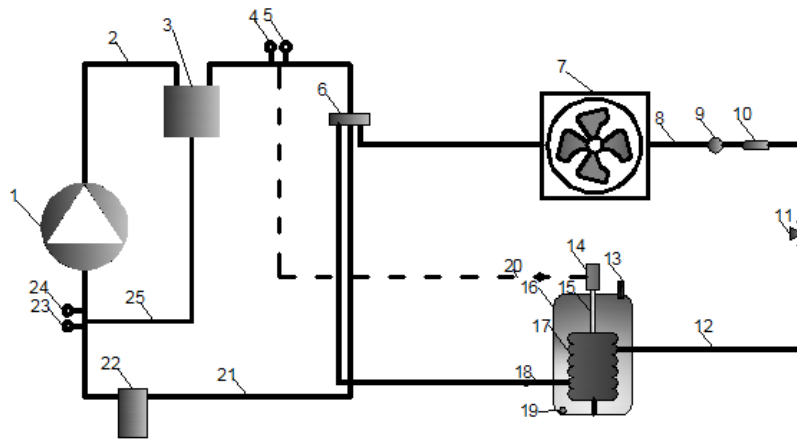
4. Շնորհիվ պարզ կառուցվածքի այս տիպի գոլորշացուցիչները ունեն ցածր ինքնարժեք և բավական հուսալի են աշխատանքի պրոցեսում:

5. Որպես գոլորշացուցչի աշխատանքային տարերակ առավել նպատակահարմար է օգտագործել զսպանակային միացումը, շնորհիվ հուսալիության և ցածր ինքնարժեքի:

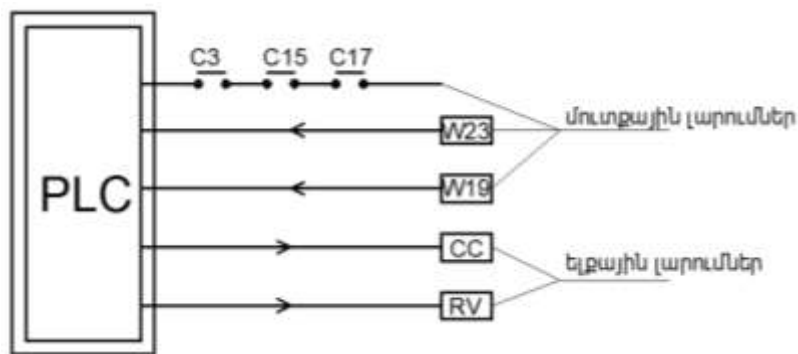
ԳԼՈՒԽ 4. ԱՌԱՋԱՐԿՎՈՂ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՍՊԻ ԿԻՐԱՌԵԼԻՈՒԹՅՈՒՆԸ
ԱՅԼ ՈԼՈՐՏՆԵՐՈՒՄ

4.1 ՓՈՓՈԽՎՈՂ ԵՐԿՐԱԶԱՓՈՒԹՅԱՄԲ ԳՈԼՈՐՇԻԱՑՈՒՑԻԶՈՎ
ՍԱՌՑԱԳԵՆԵՐԱՏՈՐ

Ստորև (նկ. 14) առաջարկվում է փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչով սառցագեներատորի սկզբունքային գծապատկերը: Կոմպրեսորի աշխատանքը (գործարկում, կանգ) կառավարվում է տրամաբանական ծրագավորվող վերահսկող սարքի (Programmable Logic Controller (PLC)) կողմից: Բարձր և ցածր ճնշման անջատիչները վերահսկում են մեքենայի աշխատանքը ֆրեոնի ճնշման թույլատրելի տիրույթում: Կոնդենսացիայի ջերմաստիճանի կարգավորման ռելեն ապահովում է համակագի արդյունավետ աշխատանքը (պահպանում է կոնդենսացիայի նվազագույն ջերմաստիճանը՝ 30°C), ինչպես նաև կոնդենսատորի օդամղիչի աշխատանքը՝ գործարկում կամ կանգ: Քառաքայլ փականի միջոցով կառավարվում է սառույցի անջատման գործընթացը գոլորշացուցից: Ջերմաստիճանի տվիչից ստացված ազդանշանի օգնությամբ վերահսկվում է սառցի արտադրման գործընթացի սկիզբն ու ավարտը: Ցածր ճնշման տվիչից ստացված ազդանշանով էլեկտրոնային ջերմակարգավորիչ փականի միջոցով վերահսկվում է ֆրեոնի գոլորշացման ջերմաստիճանը՝ ըստ անհրաժեշտության ավելացնելով կամ նվազեցնելով միավոր ժամանակում շրջանառություն կատարող սառնագենտի քանակը: Այս կերպ ապահովում է սառնարանային մեքենայի աշխատանքը էներգախնայող տիրույթում: Հեղուկի մակարդակի տվիչից ստացված ազդանշանի միջոցով որոշվում է ամբողջ գործընթացի ավարտը՝ ելնելով հեղուկի մակարդակի փոփոխությունից, որը տեղի է ունենում սառույցի արտադրությանը զուգընթաց:

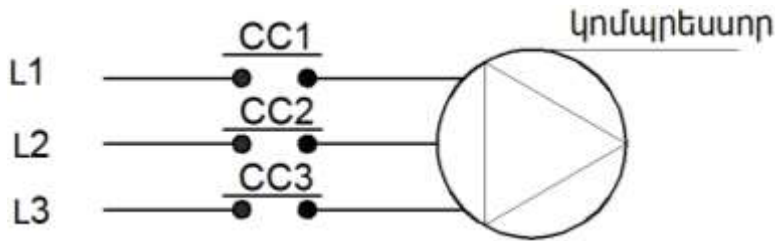


Նկ. 15 Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչով սառցազեներատորի սկզբունքային գծապատկեր 1.կոմպրեսոր,2. սառնազենտի մղող խողովակ 3.յուղանջատիչ 4.բարձր ճնշման անջատիչ 5.կոնդենսացիայի ջերմաստիճանի կարգավորման ռելե 6.քառաքայլ փական 7.կոնդենսատոր օդամղիչով 8.հեղուկ սառնազենտի խողովակ 9.ֆրեոնի հոսքի դիտանցք 10.ֆիլտր չորացուցիչ 11.Էլեկտրոնային ջերմակարգավորիչ փական 12.դրոսելացված ֆրեոնի խողովակ 13.հեղուկի մակարդակի սովիչ 14.պնևմոմխոց 15.մխոցակոթ 16.բաք-կուտակիչ 17.փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչ 18.գոլորշու վերածված ֆրեոնի խողովակ 19.ջրի ջերմաստիճանի սովիչ 20.ֆրեոնի խողովակագիծ, որի առկայությունը պայմանավորված է գոլորշացուցչի տիպից 21.հետադարձ ֆրեոնի խողովակ 22.հեղուկ անջատիչ 23.ցածր ճնշման սովիչ 24.ցածր ճնշման անջատիչ 25.յուղի վերադարձի խողովակ



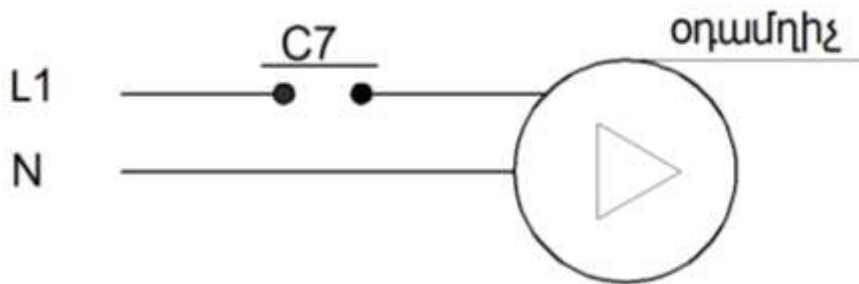
Նկ.16 Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչով սառցազեներատորի կառավարման հանգույցի էլեկտրական միացումների սկզբունքային գծապատկեր C3-բարձր ճնշման ռելեի հպակ (կոնտակտ), C15-ցածր ճնշման ռելեի հպակ (կոնտակտ),C17-հեղուկի մակարդակի ռելեի հպակ (կոնտակտ), W23- ցածր ճնշման

տվիչի ազդանշան, W19- ջերմաստիճանային տվիչի ազդանշան, CC - կոմպրեսորի սնուցման թողարկիչի էլեկտրական կոճի սնուցող լարում, RV- քառաքայլ փականի կոճի սնուցող լարում



Նկ.17 Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչով սառցազեններատորի կոմպրեսորի էլեկտրական սնուցման սկզբունքային գծապատկեր

CC1, CC2, CC3 – կոմպրեսորի L1.L2.L3 ֆազերի միացման էլեկտրական հպակներ (կոնտակտներ)



Նկ.18 Փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչով սառցազեններատորի կոնդենսատորի օդամղիչի էլեկտրական սնուցման սկզբունքային գծապատկեր

C7- կոնդենսացիայի ջերմաստիճանի կարգավորման ճնշման ռելեի հպակ (կոնտակտ), L1- օդամղիչի էլեկտրական սնուցման ֆազ, N- օդամղիչի էլեկտրական նետրալ

Ջերմաստիճանային գրադիենտները բացառելու՝ բաք-կուտակիչի բոլոր կետերում ջրի ջերմաստիճանը պետք է լինի հավասար, սառույցի առաջացման սկիզբը ճիշտ ֆիքսելու համար ջերմաստիճանային տվիչը տեղադրվում է գոլորշացուցից 4-5մմ հեռավորության վրա: Ֆազային անցման գործընթացը համարվում է սկսված երբ ջերմաստիճանը այդ կետում դառնում է 0°C և որոշակի ժամանակահատվածում ջերմաստիճանի փոփոխություն տեղի չի ունենում: Այդ դեպքում, ծրագրին համապատասխան, որոշակի T պարբերությամբ $t=1;2$ վրկ-ով գործարկվում է քառաքայլ փականը: Փորձնական արդյունքների հիման վրա T

պարբերության արժեքը կազմում է 2-3 րոպե: Քառաքայլ փականի գործարկման ընթացքում տեղի է ունենում ֆրեոնի ճնշման փոփոխություն գոլորշացուցում, որը բերում է գոլորշացուցչի երկրաչափական չափերի առաձգական փոփոխության՝ արդյունքում տեղի է ունենում սառույցի անջատումը գոլորշիացուցչից. առաջացած սառույցը բարձրանում է ջրի մակերևույթի վրա: Փոփոխելով սառցի պոկման պրոցեսի T պարբերությունը կարելի է կառավարել գոլորշացուցչի վրա առաջացող սառույցի շերտի հաստությունը: Որքան երկար է սառնարանային մեքենան աշխատում ստանդարտ ռեժիմով, այդքան մեծ է ստացվում գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջացող սառցի շերտի հաստությունը: Ջրի սկզբնական մակարդակի նկատմամբ հեղուկի մակարդակի տվյալի ունեցած հեռավորությամբ կառավարվում է սառույցի տոկոսային պարունակությունը խառնուրդում: Առաջարկվող տարբերակով սառցագեներատորի աշխատանքի դեպքում ստացվում է ցրտի կուտակման համակարգի աշխատանքի հուսալիության, անվտանգության և էներգաարդյունավետության բարձրացում:

4.2 ԳԱԶԻ ԿՈՆԴԵՆՍԱՑԻՈՆ ԿԱԹՍԱՅԻ ԷՆԵՐԳԱԷՖԵԿՏԻՎՈՒԹՅԱՆ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

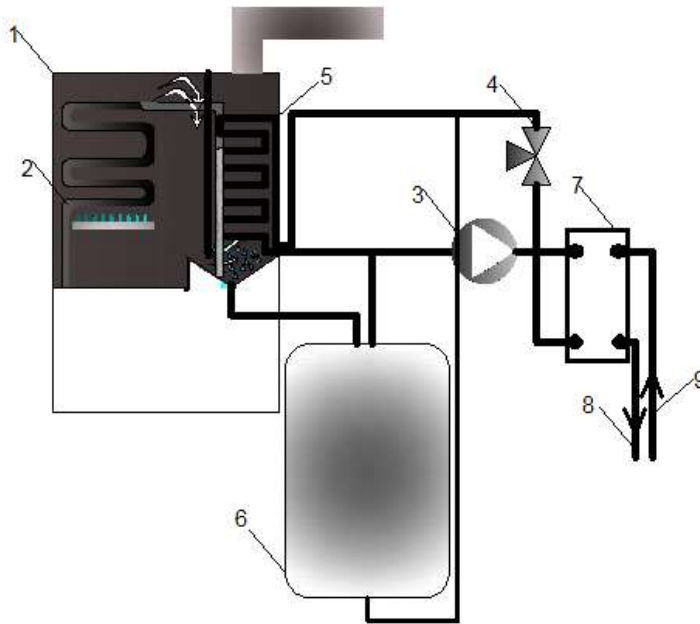
Առաջարկվող ջերմային պոմպի աշխատանքի հիման վրա հնարավոր է բարձրացնել նաև կոնդենսացիոն կաթսաների ՕԳԳ: Կոնվեկցիոն գազի կաթսաներում գազի այրումից ստացված ջերմաքանակը ջերմափոխանակիչի միջոցով փոխանցվում է ջերմատարին, որն էլ հետագայում այդ ջերմության քանակը հաղորդում է ջեռուցվող շինության օդին:[3] Այրման պրոցեսում առաջացած ծխագազերի ջերմաստիճանը սկզբնական պահին կազմում է մոտ 200°C[12,23]: Ծխագազերի ջերմության որոշակի մասը հաղորդվում է ջերմատարին, որի արդյունքում ծխագազերի ջերմաստիճանը նվազում է մինչև 140°C. ապա ծխագազերը արտանետվում են մթնոլորտ[12]: Այս կերպ գազի այրումից ստացված ջերմության քանակը ամբողջովին չի օգտագործվում և անհրաժեշտ հզորության ստացման համար լրացուցիչ վառելիք է ծախսվում: Գազի ծախսը նվազեցնելու նպատակով հարկ է առաջանում օգտագործել առավել բարձր ՕԳԳ ունեցող գազի կոնդենսացիոն

կաթսաներ, որոնք կոնդենսացնում են ծխագազերում առկա ջրային գոլորշիները՝ օգտագործելով այսպես կոչված գազի այրման <<վերին>> ջերմաքանակը: Կոնդենսացիոն կաթսաների դեպքում ծխագազերի ջերմաստիճանը հետադարձ ջերմատարի և դրանց ջերմափոխանակության շնորհիվ նվազեցվում է մինչև 60°C (ջրային գոլորշիների ցողի կետ), ապա տեղի է ունենում ծխագազերի կազմում առկա ջրային գոլորշիների ֆազային անցում՝ կոնդենսացիա. վերջում ծխագազերը արտանետվում են մթնոլորտ: Այս գործընթացի արդյունքում նվազեցվում է նաև մթնոլորտ վնասակար արտանետումների քանակը (CO₂, NO_x) 5-7 անգամ[23]: Կոնդենսացիայի արդյունքում առաջացած կոնդենսատը, փոխազդելով այրման արգասիքներում առկա ածխաթթու գազի և ազոտի օքսիդների հետ, առաջացնում է թույլ կոնցենտրացիայով համապատասխանաբար ծծմբական և ազոտական թթուներ: Այս պատճառով կոնդենսացիոն կաթսաների ներքին մակերևույթները իրականացվում են չժանգոտվող պողպատից կամ սիլյումինից: Կոնդենսացիոն կաթսաների մեկ այլ առավելությունը կոնվեկցիոն կաթսաների նկատմամբ ավելի բարձր ՕԳԳ-ն է մոտ 10%: Կոնդենսացիոն կաթսաները ունեն նաև թերություններ: Կաթսայի աշխատանքի ժամանակ ծխագազերում առկա ջրային գոլորշիների կոնդենսացիան իրականացնելու համար անհրաժեշտ է, որ ջեռուցման սարքերից վերադարձող ջրի ջերմաստիճանը չգերազանցի 55°C-ը: Ջերմատարի ջերմաստիճանը 55°C-ից բարձր ստանալու պահանջի դեպքում ջրային գոլորշիների կոնդենսացիա տեղի չի ունենա և համակարգի ՕԳԳ-ն կնվազի մոտ 8%-ով, որը սակայն կշարունակի ավելի բարձր լինել կոնվեկցիոն կաթսաների ՕԳԳ-ից գազի այրման վերին ջերմաքանակով հաշվարկ կատարելու դեպքում:

Ջերմային պոմպի կիրառման դեպքում ջերմափոխանակությունը իրականացվում է և՛ ջեռուցման համակարգի հետադարձ ջրի ու այրման արգասիքների միջև, և՛ ֆրեոնային ջերմափոխանակիչի ու ծխագազերի միջև: Այս դեպքում սառնարանային մեքենայում (մեքենայի սառնարանային հաշվարկը կատարվում է կոնկրետ խնդրի պարագայում) սառնազենտի գոլորշացման ջերմաստիճանը -5°C է, որը հնարավորություն է տալիս անկախ ծխագազերում ջրային գոլորշիների ցողի կետի արժեքից օգտագործել ջրային գոլորշիների ֆազային անցման թաքնված ներքին էներգիան: Հետադարձ ջրի ջերմաստիճանը 55°C-ը

գերազանցելու պարագայում, ծխագազերում առկա ջրային գոլորշիների կոնդենսացիան տեղի է ունենում միայն ֆրեոնային ջերմափոխանակիչի հատվածում:

Ջերմային պոմպի միջոցով գազի կոնդենսացիոն կաթսայի ՕԳԳ-ն բարձրացնելու համար ստորև ներկայացված է առաջարկվող համակարգի սկզբունքային գծապատկերը: Ջերմային պոմպի կոմպրեսորը, սեղմելով սառնագենտը և բարձրացնելով նրա ճնշումը մինչև համապատասխան ճնշման, ուղարկում է այն կոնդենսատոր, որը հանդիսանում է երկրորդային ջերմափոխանակիչ սառնագենտի և ջեռուցման համակարգի ջերմատարի համար: Այստեղ ջեռուցման համակարգի հետադարձ խողովակագծով եկող ջերմատարը սառնագենտից խլում է ջերմության քանակ, տաքանում և ուղարկվում ջեռուցման սարք: Ջերմության խլման արդյունքում սառնագենտը կոնդենսանում է, ուղղվում դեպի դրոսելացման հանգույց: Դրոսելացումից հետո սառնագենտի մի մասը ուղղվում է կաթսայում տեղակայված գոլորշիացուցիչ, իսկ մյուս մասը՝ կոնդենսատի հավաքման բաքում ընկղմված գոլորշացուցիչ: Կաթսայում ծխագազերի կոնդենսացումը իրականացվում է նախ ջեռուցման համակարգի հետադարձ ջրի միջոցով, ապա 55-60 °C ջերմաստիճանի կոնդենսատը սառեցվում է մինչև 0°C և ուղարկվում կոնդենսատի կուտակման բաք, որտեղ 0°C-ի կոնդենսատից խլվում է լրացուցիչ ջերմության քանակ, ինչի արդյունքում հեղուկը վերածվում է սառցի: Ստացված սառցի միջոցով հնարավոր է իրականացնել այն սենքերի հովացումը, որոնք ունեն հովացման կարիք նույնիսկ ձմռան ամիսներին, օրինակ՝ սերվերային սենքեր:



Նկ.19 Կոնդենսացիոն կաթսայի և ջերմային պոմպի համակցման սկզբունքային գծապատկեր

1. գազի կոնդենսացիոն կաթսա, 2. կաթսայի ջեռուցման կոնտուր, 3. ջերմային պոմպի կոմպրեսոր, 4. դրոսելացման հանգույց, 5. առաջնային գոլորշացուցիչ, 6. երկրորդային գոլորշացուցիչ, 7. թիթեղնավոր ջերմափոխանակիչ, 8. ջեռուցման համակարգի մատակարար խողովակագիծ, 9. ջեռուցման համակարգի հետադարձ խողովակագիծ

Ջրային գոլորշիների կոնդենսացիան ջերմային պոմպի միջոցով իրականացնելու դեպքում, կոնդենսատի ջերմաստիճանը մինչև 0°C իջեցնելու, այնուհետ այդ կոնդենսատը սառցի վերածելու և այդ սառույցը ցրտամատակարարման կարիքների համար օգտագործելու դեպքում կստանանք լրացուցիչ ջերմության քանակ: Այսպես 1կգ կոնդենսատի հաշվարկով տեսականորեն կունենանք՝

$$Q=M*C*\Delta T+M*q \quad (28)$$

M - կոնդենսատի քանակը կգ

C - կոնդենսատի տեսակարար ջերմաքանակ կՋ/կգ՝

ΔT - կոնդենսատի ջերմաստիճանների տարբերությունը $^{\circ}\text{C}$

q - հեղուկից սառցի ֆազային անցման թաքնված ջերմաքանակը 333,7կՋ/կգ

$$Q=919,4 \text{ կՋ/կգ}$$

Ստացված մեծությունը համեմատելով կոնդենսացիոն գազի կաթսայում հետադարձ ջրի միջոցով կոնդենսացիայի արդյունքում ստացված ջերմաքանակի հետ (2256 կՋ/կգ), պարզ է դառնում, որ ջերմային պոմպի միջոցով կարելի հասնել լրացուցիչ 40,7% էներգախնայողության, որի պարագայում կոնդենսացիոն կաթսայի ՕԳԳ-ն կոնվեկցիոն կաթսայի ՕԳԳ-ից մեծ կլինի 14-15%-ով:

- Առաջարկվող համակարգի կիրառման արդյունքում հնարավոր է դառնում՝
- ա. ջեռուցման համակարգերում հետադարձ ջրի և ծխազագերում ջրային գոլորշիների ցողի կետի ջերմաստիճանների տարբերությունների փոքրացման պարագայում ևս բարձրացնել կոնդենսացիոն կաթսաների ՕԳԳ-ն
 - բ. ֆազային անցումների արդյունքում առաջացած սառույցը օգտագործել ցրտամատակարարման նպատակով
 - գ. ավելացնել կոնդենսացիոն-կոնվեկցիոն կաթսաների հարաբերական էներգաարդյունավետությունը ևս 40%-ով՝ 10-11 %-ից դարձնել 14-15 %

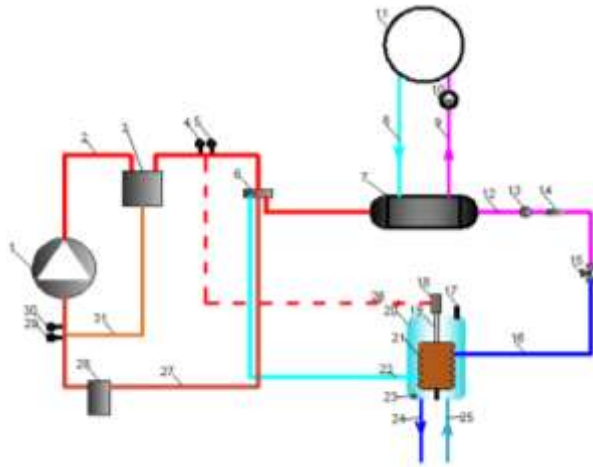
4.3 ԿԱԹԻ ՊԱՍՏԵՐԻԶԱՑԻԱՅԻ և ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԻՐԱԿԱՆԱՑՈՒՄԸ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՍՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

Գեոթերմալ տեղական ջերմային պոմպի կիրառման մեկ այլ արդյունավետ տարբերակ է կաթի պաստերիզացիայի և սառեցման համար նախատեսված նոր համակարգը: Կաթի վերմաշակման կարևորագույն գործընթացներից մեկը պաստերիզացիան է, որի ընթացքում կաթը պետք է 6°C ջերմաստիճանից տաքացվի մինչև 80°C և պահվի այդ ջերմաստիճանում մինչև 30 րոպե, այնուհետ կաթը պետք է սառեցվի մինչև 5°C: Նշված գործընթացի իրականացման համար պահանջվում են բավական մեծ ցրտաքանակ: Օրվա ընթացքում ցրտապահանջը բաշխված է լինում խիստ անհավասարաչափ, այսինքն օրվա ընթացքում պահանջվող պիկային հզորությունը կարող է գերազանցել օրական միջին պահանջը մոտ 4 անգամ: Ցրտամատակարարման համակարգերն, ըստ առավելագույն պահանջվող հզորության նախագծվելու դեպքում, կառաջացնեն մի շարք խնդիրներ՝ կապիտալ ներդրումների ավելացում, սառնարանային մեքենայի աշխատանքի թերբեռնվածություն, էլեկտրական էներգիայի ծախսի աճ, շահագործման բարձր ծախսեր. այլ կերպ ասած կունեն-

նանք ոչ արդյունավետ համակարգ: Այս խնդիրների լուծման համար առավել նպասակահարմար է կիրառել ցրտի կուտակման համակարգեր: Նշված համակարգերի միջոցով հնարավոր կդառնա փոքր դրվածքային հզորությամբ սարքերի միջոցով ապահովել օրական առավելագույն ցրտապահանջը: Ցրտի կուտակման համակարգերը՝ օրվա ընթացքում աշխատելով իրենց առավելագույն հզորությամբ, որը կարող է կազմել պիկային հզորության ընդամենը 30%-ը, բարձր ցրտապահանջի դեպքում կոմպենսացնում են սառնարանային մեքենայի պակասող հզորությունը: Ակումլիացիոն համակարգերի հիմնական էությունը կայանում է հեղուկից պինդ վիճակի ֆազային անցմամբ պայմանավորված թաքնված ջերմաքանակի օգտագործումը: Որպես հեղուկ հիմնականում օգտագործվում է ջուրը՝ ի հաշիվ բարձր ջերմունակության (4,2 կՋ/կգ⁰), ջուր-սառույց ֆազային անցման մեծ թաքնված ջերմաքանակի (333,7 կՋ/կգ[10,14]), ինպես նաև ցածր ինքարժեքի:

Գոյություն ունեցող ցրտի կուտակիչները, բացի վերը թվարկված առավելություններից, ունեն նաև որոշակի թերություններ՝ սառնարանային մեքենայի գոլորշացուցչի մակերևույթին առաջացած սառցի շերտի հաստության ավելացման պարագայում նվազում է համակարգի աշխատանքի արդյունավետությունը: Սառույցը, ունենալով փոքր ջերմահաղորդականության գործակից(2.22 Վտ/մ⁰ 0⁰C ջերմաստիճանի դեպքում), հանդիսանում է ջերմային դիմադրություն գոլորշացուցչի մակերևույթին, որը հանգեցնում է սառնագենտի գոլորշիացման ջերմաստիճանի նվազման: Այս երևույթը հանգեցնում է սառնարանային մեքենայի էներգաարդյունավետության ցուցիչի (Energy Efficiency Ratio (EER)) նվազմանը [9]: Ցրտի կուտակիչների մեկ այլ թերություն է բաք-կուտակիչում առաջացած սառցի փոքր ջերմափոխանցման մակերեսը, որի հետևանքով պիկային հզորությունների բավարարման պահանջը դառնում է խնդրահարույց: Նշված խնդիրների լուծման ինչպես նաև կոնդենսացման ջերմաքանակի արդյունավետ օգտագործման (утилизация) համար առաջարկվում է կիրառել նոր տիպի ցրտի կուտակիչ, որի դեպքում հնարավոր է սառցի ստացման պրոցեսը իրականացնել առավել արդյունավետ: Ստորև (նկ.1)[55] ներկայացվում է առաջարկվող ցրտի կուտակիչի սկզբունքային գծապատկերը: Ներկայացված համակարգում արտադրվող սառցի

շերտի հաստությունը հնարավոր է կառավարել փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի միջոցով:



Նկ.20 Կաթի պաստերիզացիայի և սառեցման համար նախատեսված նոր համակարգ

1.կոմպրեսոր, 2.բարձր ճնշման սառնագենտի խողովակ, 3.յուղանջատիչ, 4.բարձր ճնշման անջատիչ, 5.բարձր ճնշման ռելե, 6. Քառաքայլ փական, 7. կոնդենսատոր, 8. ջերմատարի հետադարձ խողովակ, 9 ջերմատարի մատակարար խողովակ , 10. շրջանառության պոմպ,11. ջերմատարի բաք, 12.հեղուկ սառնագենտի խողովակագիծ, 13.դիտանցք, 14. գոիչ-չորացուցիչ, 15. էլեկտրական ջերմակարգավորիչ փական, 16. երկֆազ վիճակում սառնագենտի խողովակագիծ, 17. սառցի մակարդակի անջատիչ, 18.պնևմոմխոց, 19. պնևմոմխոցի կոթածող, 20. սառը ջրի բաք, 21.փոփոխական երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչ. 22. գոլորշի սառնագենտի խողովակ. 23. ջերմաչափ, 24. սառը ջրի մատակարար խողովակագիծ, 25. սառը ջրի հետադարձ խողովակագիծ, 26 մխոցի ճնշման ապահովման խողովակագիծ, 27. սառնագենտի ներածման խողովակագիծ, 28. հեղուկանջատիչ, 29. ցածր ճնշման անջատիչ, 30. ցածր ճնշման ռելե, 31.յուղի վերադարձի խողովակ

Կոմպրեսորը, սեղմելով սառնագենտը և բարձրացնելով նրա ճնշումը մինչև համապատասխան արժեքի, ուղարկում է այն յուղանջատիչ: Այնտեղ սառնագենտի հետ խառնված յուղը անջատվում է և ուղարկվում հետ յուղի վերադարձի խողովակի միջոցով: Սառնագենտը, քառաքայլ փականի միջով անցնում է կոնդենսատոր, որտեղ տեղի է ունենում ֆազային անցում՝ կոնդենսացում: Քառաքայլ փականի միջոցով, կառավարելով սառնագենտի ճնշումը գոլորշացուցչում, իրականացվում է նրա երկրաչափական չափերի փոփոխում, որի արդյունքում տեղի է ունենում սառցի

անջատումը գոլորշացուցչի մակերևույթից: Սառնագենտը կոնդենսացումից հետո մղվում է դրոսելացման հանգույց, որտեղից էլ երկֆազ վիճակով անցնում դեպի գոլորշացուցիչ: Բաքում լցված ջրից անհրաժեշտ ջեմաքանակը խլելու և գոլորշիանալուց հետո սառնագենտը, անցնելով հեղուկանջատիչի միջով, որտեղ մնացորդային հեղուկի կաթիլները անջատվում են գոլորշուց, անցնում է կոմպրեսոր:

Համակարգի աշխատանքը էներգաարդյունավետ իրականացնելու համար շատ կարևոր է իրականացնել կոնդենսացման և գոլորշացման ջերմաստիճանների, հետևաբար ճնշումների ճիշտ ընտրություն: Այն ցրտի կուտակիչներում, որտեղ սառցի շերտի հաստությունը կարգավորել հնարավոր չէ, 1սմ շերտի դեպքում սառնագենտի եռման ջերմաստիճանը նվազում է մինչև -10°C : Առաջարկվող սարքի դեպքում փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի միջոցով սառցի շերտի հաստությունը կարող ենք պահել 2-3մմ, որի դեպքում կստացվի ջերմափոխանակության առավել մեծ մակերես, ինչպես նաև սառնագենտի եռման ջերմաստիճանը կլինի -5°C : Այս ջերմաստիճանների դեպքում EER-ի արժեքը 45°C կոնդենսացիայի ջերմաստիճանի դեպքում կունենանք համապատասխանաբար 1.77 և 2.25: Համեմատելով EER-ների արժեքները կունենանք, որ առաջարկվող ցրտի կուտակիչի էներգաէֆեկտիվությունը գոյություն ունեցող սարքերի նկատմամբ կազմում է 27%:

Ներկայացված համակարգում կոնդենսատոր է օգտագործվում խողովակապատյանավոր ջերմափոխանակիչ (ջուր-սառնագենտ), որտեղ սառնագենտի կոնդենսացման ջերմաքանակը հաղորդվում է ջրին՝ նրա ջերմաստիճանը հասցնելով մինչև 40°C : Այնուհետև ջուրը անցնում է լրացուցիչ տաքացում և ուղվում է կաթի պաստերիզացման կամ այլ նպատակների համար:

Դիտարկենք առաջարկվող ցրտի կուտակիչի էներգատեխնիկական ցուցանիշները: Ցրտի կուտակիչի վերափոխման գործակիցը (coefficient of performance (COP)) որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$COP = \frac{EER * W + W * (EER + 1)}{W} \quad (29)$$

որտեղ՝

EER- energy efficiency ratio

W- կոմպրեսորի սպառող հզորություն:

Գոլորշացման -5°C և կոնդենսացման 45°C ջերմաստիճանների դեպքում EER-ի 2.25 արժեքի դեպքում կունենանք՝

$$COP = 5.5$$

Այլ դեպքում՝ գոլորշացման -5°C , կոնդենսացման 50°C ջերմաստիճանների և EER-ի 1.97 արժեքի դեպքում կունենանք՝

$$COP = 4.94:$$

- Համապատասխան հաշվարկների արդյունքում կարող ենք եզրակացնել, որ կիրառելով առաջարկվող համակարգը հնարավոր է հասնել մինչև 27% էներգախնայողության գոյություն ունեցող ցրտի կուտակիչների նկատմամբ
- կոնդենսացիայի ջերմաքանակի օգտագործման շնորհիվ համակարգը ունենում է բարձր վերափոխման գործակից՝ ծախսելով 1 միավոր էլեկտրաէներգիա, ստանում ենք մինչև 5.5 միավոր ջերմային էներգիա:

4.4 ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՑՐՏԱՊԱՀԱՆՋԻ ԲԱՎԱՐԱՐՈՒՄԸ ՍԱՌՑԱԳԵՆԵՐԱՏՈՐԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

Այն դեպքերում, երբ շինության ցրտապահանջը ավելի մեծ է քան ջերմապահանջը և առաջարկվող գեոթերմալ տեղական ջերմային պոմպի ջեռուցման սեզոնի աշխատանքի արդյունքում կուտակված սառցի ծավալը չի բավարարում հովացման սեզոնի ընթացքում ցրտապահանջի բավարարման համար, հարկ է առաջանում ջերմային պոմպի աշխատանքի որպես սառնարանային մեքենա: Բացի այս, շենքերի օդորակման սառեցման հզորությունը հասնում է իր առավելագույն արժեքին ամռանը, երբ շրջապատի ջերմաստիճանը[6] և շինության ներքին ջերմաստիճանը (մարդկանց և աշխատող էլեկտրական սարքերի քանակը) հասնում են առավելագույնի:

Առաջարկվող ջերմային պոմպի աշխատանքի սկզբունքի հիման վրա կարելի է իրականացնել նաև այն շենքերի էներգաարդյունավետ ցրտամատակարարումը, որտեղ ձմռան սեզոնում ջեռուցման անհրաժեշտությունը բացակայում է, օրինակ՝ Լիբանանում:

Սառեցման համակարգերի նախագծումն ըստ պահանջվող զազաթային հզորությունների ռացիոնալ չէ, անհրաժեշտ են ոչ ստանդարտ մոտեցումներ[6],

հակառակ դեպքում կստացվի չարդարացված կապիտալ ներդրումների ավելացում, սառնարանային մեքենայի աշխատանքի թերբեռնվածություն, էլեկտրական հզորությունների ավելացում, շահագործման բարձր ծախսեր. այսինքն՝ ոչ արդյունավետ համակարգ: Նշված խնդիրների լուծման համար սառեցման համակարգերում կիրառվում են ցրտի կուտակիչներ, որոնց աշխատանքի սկզբունքն է. մինչև գազաթային հզորության անհրաժեշտության պահը, սառնարանային մեքենան աշխատում է իր առավելագույն հզորությամբ (այն կարող է կազմել նշված հզորության ընդամենը 30%-ը) և սառեցնում է պահեստարանում գտնվող պինդ կամ հեղուկ նյութը և ըստ անհրաժեշտության, բարձր ցրտապահանջի դեպքում, փոխհատուցում է սառնարանային մեքենայի պակասող հզորությունը: Գոյություն ունեցող ցրտի կուտակիչներից առանձնահատուկ հետաքրքրություն են ներկայացնում նյութերի ֆազային անցման վրա հիմնված կուտակիչները: Դրանք օժտված են էներգիայի պահպանման մեծ խտությամբ, լիցքաթափման հաստատուն ջերմաստիճանով՝ պայմանավորված նյութի ֆազային անցման երևույթով: Ֆազային անցմամբ կուտակիչների օգտագործման դեպքում կարևոր դեր է խաղում ծավալի փոփոխությունը շահագործման ընթացքում, ծավալի մեծ փոփոխությունը համակարգը դարձնում է բարդ և ոչ գործնական: Այդ իսկ պատճառով առավել տարածում են գտել կուտակիչները, որոնք հիմնված են հեղուկ-պինդ մարմին ֆազային անցման վրա: Այս դեպքում ծավալի փոփոխությունը կազմում է առավելագույնը 10%: Ցրտի կուտակիչներում որպես աշխատանքային մարմին հաճախ օգտագործվում է ջուրը, որը մատչելի նյութ է, իսկ ֆիզիկական հատկություններով շատ հարմար: Ջուր-սառույց կուտակիչները հիմնականում բաժանվում են երկու տիպի:

1.Սառույցի կուտակումը տեղի է ունենում սառնարանային մեքենայի աշխատանքի ընթացքում գոլորշացուցչի մակերևույթին: Գոլորշացուցիչը պանելային է կամ խողովակային, վերջինս ավելի մեծ տարածում ունի: Սառցի աճը տեղի է ունենում գոլորշացուցչի միջպանելային կամ միջխողովակային հեռավորության չափով, որը կազմում է մոտավորապես 8 սմ: Տվյալ տիպի համար որպես առավելություն կարելի է նշել դրա մատչելիությունը, որպես թերություն՝

ա) ֆրեոնի եռման ցածր ջերմաստիճանը, որը սառցի շերտի ավելացման հետևանք է, սառույցի ջերմափոխանցման դիմադրության մեծացման: Օրինակ՝ գոլորշացման խցիկի վրա 20...40*մմ* սառույցի շերտի դեպքում ջերմափոխանցման գործակիցը փոքրանում է 2...2.5 անգամ:

բ) ջուր-սառույց ջերմափոխանակության փոքր մակերեսի պատճառով անհրաժեշտություն կա լրացուցիչ միջոցառումների՝ ջերմափոխանակության պրոցեսը ուժգնացնելու համար:

2. Ցրտի կուտակիչ սառցաջրային խառնուրդով: Սառցագեներատորում արտադրված սառույցը լցվում է ջրով լցված կուտակիչի պահեստարանի մեջ, որտեղ ստացվում է սառցաջրային խառնուրդ: Այս համակարգն ապահովում է ջերմափոխանակության մեծ մակերես, որը հնարավորություն է տալիս ստանալ առավել մեծ հզորություններ: Այս երկու համակարգերում էլ կա մեկ ընդհանուր թերություն՝ սառցի շերտի ավելացմանը զուգահեռ նվազում է ֆրեոնի եռման ջերմաստիճանը, որն էլ բերում է ցրտարտադրության գործընթացում էլեկտրաէներգիայի ծախսի ավելացման: Մինչ էներգաարդյունավետության խնդրին անդրադառնալը, անհրաժեշտ է ներկայացնել ցրտի կուտակիչների կիրառմամբ սառեցնող համակարգերի էներգախնայողության հնարավորությունները:

Ստորև ներկայացված է R134a սառնագեներատիվ աշխատող սառնարանային մեքենայի էներգաարդյունավետության ցուցիչի (Energy Efficiency Ratio (EER)) արժեքները կախված ֆրեոնի կոնդենսացիայի և գոլորշիացման ջերմաստիճաններից[3,9]:

Համեմատված է առանց ցրտի կուտակիչի, ցերեկային ժամերին աշխատող սառնարանային մեքենայի (գոլորշացման ջերմաստիճանները՝ $T_c=50^{\circ}C..40^{\circ}C$ և $T_e=0^{\circ}C$) էներգաէֆեկտիվության գործակիցը(EER), ցրտի կուտակիչ պարունակող սառեցնող համակարգի էներգաէֆեկտիվության գործակցի հետ, որն աշխատում է գիշերային ժամերին ($T_c=30^{\circ}C$ - $T_e=-5^{\circ}C$ սա այն դեպքն է, երբ սառույցի շերտը գոլորշացման խցիկի վրա կազմում է 2...3 *մմ*)

$$1. T_c=50^{\circ}C, T_e=0^{\circ}C, EER_1=2,24, \quad T_c=30^{\circ}C, T_e=-5^{\circ}C EER_2=3,2, \quad (EER_2- EER_1)/EER_1=0,42,$$

$$2. T_c=45^{\circ}C, T_e=0^{\circ}C, EER_1=2,55, \quad T_c=30^{\circ}C, T_e=-5^{\circ}C EER_2=3,2, \quad (EER_2- EER_1)/EER_1=0,25,$$

$$3. T_c=40^{\circ}C, T_e=0^{\circ}C, EER_1=2,85, \quad T_c=30^{\circ}C, T_e=-5^{\circ}C EER_2=3,2, \quad (EER_2- EER_1)/EER_1=0,12:$$

Այս համեմատությունից պարզ է դառնում, որ նման ալգորիթմով աշխատելու դեպքում կարելի է ունենալ էլեկտրաէներգիայի խնայողություն միջինը 25%, որն ունի նաև բնապահպանական նշանակություն, ինչպես նաև տնտեսական արդյունք կապված էլեկտրաէներգիայի տարիֆավորման հետ:

Գոլորշացուցչի վրա սառույցի շերտի 10մմ հաստության դեպքում ֆրեոնի եռման ջերմաստիճանը իջնում է մինչև -10°C . համանման համեմատությունը ներկայացված է այս դեպքի համար:

$$1. T_c=50^{\circ}\text{C}, T_e=0^{\circ}\text{C}, EER_1=2,24, T_c=30^{\circ}\text{C}, T_e=-10^{\circ}\text{C}, EER_2=2,56, (EER_2- EER_1)/EER_1=0,14,$$

$$2. T_c=45^{\circ}\text{C}, T_e=0^{\circ}\text{C}, EER_1=2,55, T_c=30^{\circ}\text{C}, T_e=-10^{\circ}\text{C}, EER_2=2,56, (EER_2- EER_1)/EER_1=0,004,$$

$$3. T_c=40^{\circ}\text{C}, T_e=0^{\circ}\text{C}, EER_1=2,85, T_c=30^{\circ}\text{C}, T_e=-10^{\circ}\text{C}, EER_2=2,56, (EER_2- EER_1)/EER_1=-0,1:$$

Ինչպես երևում է, այս դեպքում էներգախնայողությունը էական չէ:

Ելնելով այս վերլուծությունից՝ կարելի է նշել, որ ցրտի կուտակիչները պետք է լինեն

- պարզ և մատչելի,
- ունենան ջուր-սառույց ջերմափոխանակության մեծ մակերես,
- էներգախնայող:

Պահելով սառցի հաստությունը 2...3մմ, կստացվի սառցաջրային խառնուրդ մեծ ջերմափոխանակության մակերեսով, սառնագենտի գոլորշացման ջերմաստիճանը կլինի -5°C –ից -6°C , որը կապահովի 25% էներգախնայողության հնարավորություն:

Այսպիսով, փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցիչով ցրտի կուտակիչով համալրված սառեցման համակարգը ներառում է մի քանի նմանատիպ համակարգերի առավելությունները և էներգախնայողության հնարավորություն.

- պարզ է և մատչելի՝ սառույցի արտադրությունը և սառցաջրային խառնուրդն իրականացվում է կուտակիչի միևնույն պահեստարանում (լրացուցիչ սարքի անհրաժեշտություն չկա),
- ջուր-սառույց մեծ ջերմափոխանակության մակերես (որքան փոքր են սառցահատիկների չափերը, այնքան մեծ է ջերմափոխանակությունը),

էներգախնայողության հնարավորություն (սառցի բարակ շերտի պարագայում 2...3մմ սառնագենտի եռման ջերմաստիճանը 5°C –ից -6°C է, որը կապահովի 25%

էներգախնայողության հնարավորություն):

Եզրակացություն

1. Առաջարկվող նոր տիպի ջերմային պոմպի աշխատանքի սկզբունքի հիման վրա բացի շենքերի ջեռուցման և հովացման խնդրի լուծումից հնարավոր է նաև այլ արտադրական պրոցեսների իրականացումը էներգաէֆեկտիվ կերպով:

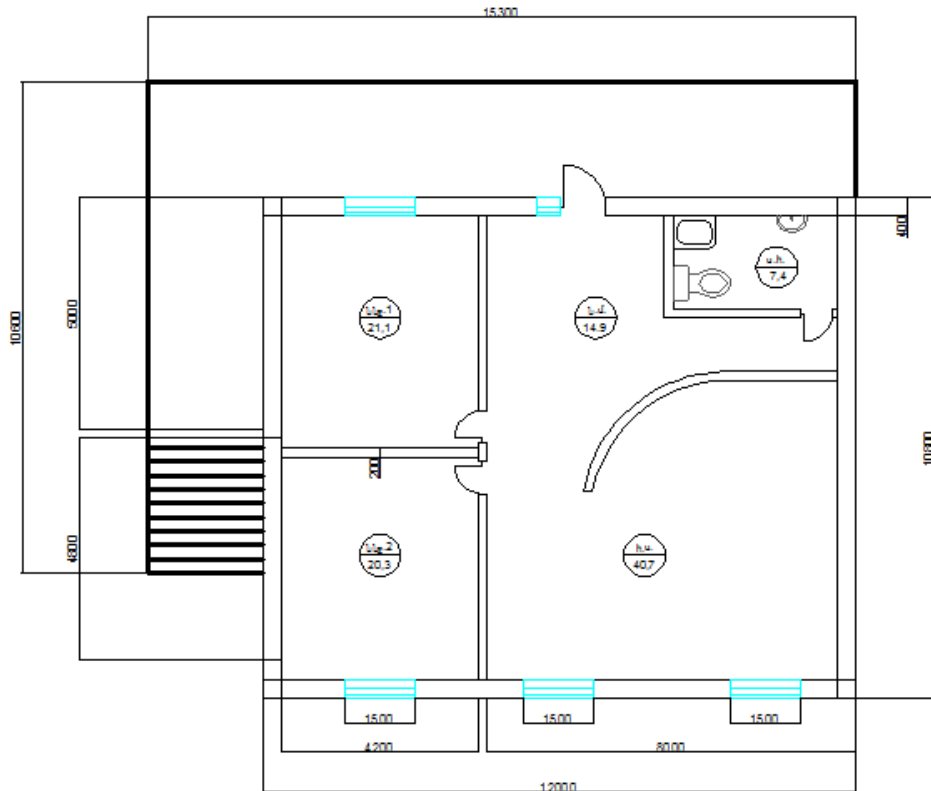
2. Շենքերի հովացման նորարական լուծման միջոցով հնարավոր է դառնում էլեկտրաէներգիայի ծախսի նվազեցումից բացի նաև նպաստել էլեկտրաէներգիայի օրական սպառման անհավասարաչափ բաշխման խնիրների լուծմանը:

3. Իրականացնել նաև բնապահպանական խնդիրների լուծում՝ կոնդենսացիոն կաթսաների աշխատանքից առաջացած կոնդենսատը չուղարկել կոյուղի բարձր ջերմաստիճանով, որը հանգեցնում է վնասակար բակտերիաների զարգացմանը:

**ԳԼՈՒԽ 5. ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ
ՆԱԽԱԳԾՈՒՄԸ ԱՌԱՋԱՐԿՎԱԾ ԳԵՌԹԵՐՄԱԼ ՏԵՂԱԿԱՆ ՋԵՐՄԱՅԻՆ
ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ**

**5.1 ԱՌԱՆՁՆԱՏԱՆ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՆԵՐԻ ՋԵՐՄԱՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ
ՀԱՇՎԱՐԿ**

5.1.1. ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՆԵՐԻ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ:



ՆԿ. 21 Առանձնատան հատակագիծը

Ջերմափոխանցման գործակցի որոշման համար անհրաժեշտ է իմանալ կոնստրուկցիայի կառուցվածքը, ինչի հիման վրա որոշվում է այդ կոնստրուկցիայի ընդհանուր ջերմային դիմադրությունը հետևյալ բանաձևով[8,33]՝

$$R_{\text{ընդհանուր}} = R_{\text{ն}} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{\text{դ}}, \text{ m}^2\text{C}/\text{Վտ} \quad (30)$$

որտեղ՝

$R_{\text{ն}}$ - սենյակի միջավայրից կոնստրուկցիայի ներսի մակերեսին ջերմության հաղորդման դիմադրությունն է,

R_7 - կոնստրուկցիայի մակերեսից դեպի դրսի միջավայր ջերմության հաղորդման դիմադրությունն է,

$R_1, R_2 \dots R_n$ - կոնստրուկցիայի առանձին շերտերի ջերմային դիմադրություններն են:

Յուրաքանչյուր ջերմային դիմադրություն կարելի է հաշվել հետևյալ արտահայտությունների միջոցով՝

$$R_{\delta} = \frac{1}{\alpha_{\delta}}, \quad R_{\eta} = \frac{1}{\alpha_{\eta}}, \quad R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \quad R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} \dots R_n = \frac{\delta_n}{\lambda_n} \quad (31)$$

որտեղ՝

α_{δ} - սենյակի միջավայրից կոնստրուկցիայի ներսի մակերեսի կոնվեկցիոն ջերմատրման գործակիցն է, $\alpha_{\delta}=8.7$ Վտ/մ²°C [33,37]

α_{η} - կոնվեկցիոն ջերմատրման գործակիցն է կոնստրուկցիայի արտաքին մակերեսից դեպի դրսի միջավայրը, $\alpha_{\eta}=23$ Վտ/մ²°C[33,37]

$\delta_1, \delta_2 \dots \delta_n$ -կոնստրուկցիայի շերտերի հաստությունն է, մ:

$\lambda_1, \lambda_2 \dots \lambda_n$ - կոնստրուկցիայի շերտերի ջերմահաղորդականության գործակիցներն են, Վտ/մ°C:

Այսպիսով՝ իմանալով կոնստրուկցիայի ընդհանուր ջերմային դիմադրությունը, որոշվում է տվյալ կոնստրուկցիայի ջերմափոխանցման գործակիցը [39] հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K = \frac{1}{R_{\text{կոնստ}}}, \quad \text{Վտ/մ}^2\text{°C:} \quad (32)$$

5.1.2. ԱՐՏԱՔԻՆ ՊԱՏԻ ՋԵՐՄԱՓՈՒԿԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առանձնատան արտաքին պատի կոնստրուկցիան բաղկացած է 3 շերտից, որի բնութագրիչ մեծությունները ներկայացվում են աղյուսակ 1-ում՝

աղյուսակ 1

Շերտի համարը	Նյութի տեսակը	Շերտի հաստություն	Նյութի ջերմահաղորդականության գործակից
1.	Գաջային սվաղ	$\delta_1 = 0.05$ մ	$\lambda_1 = 0.7$ Վտ/մ°C:
2.	Արթիկի տուֆ	$\delta_2 = 0.3$ մ	$\lambda_2 = 0.28$ Վտ/մ°C:
3.	Փրփրապլաստ	$\delta_3 = 0.06$ մ	$\lambda_3 = 0.047$ Վտ/մ°C:

Արտաքին պատի ներքին և արտաքին մակերևույթների ջերմային դիմադրությունները հավասար են՝

$$R_{\text{ն}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ն}}} = \frac{1}{8.7} = 0.115 \text{ մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Վտ}; \quad R_{\text{դ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{դ}}} = \frac{1}{23} = 0.043 \text{մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Վտ}$$

Գաջային սվաղի համար ջերմային դիմադրությունը հավասար է՝

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0.05}{0.7} = 0,0714, \text{ մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Վտ}$$

Երկրորդ շերտի՝ արթիկի տուֆի ջերմային դիմադրությունը կլինի՝

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0.3}{0.28} = 1,07 \text{ մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Վտ}$$

Երրորդ շերտի ջերմային դիմադրությունը՝

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0.06}{0.047} = 1,27 \text{ մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Վտ}$$

Արտաքին պատի յուրաքանչյուր շերտի ջերմային դիմադրությունների գումարը հավասար է՝

$$R_{\Sigma} = R_{\text{ն}} + R_1 + R_2 + R_3 + R_{\text{դ}} = 0.115 + 0.0714 + 1,07 + 1,27 + 0.043 = 2,569 \text{ մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Վտ} :$$

Արտաքին պատի ջերմափոխանցման գործակիցը հավասար է՝

$$K_{\text{դS}} = \frac{1}{2,569} = 0,39 \text{ Վտ/մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C} :$$

Այժմ որոշենք կոնստրուկցիայի պահանջվող գործակիցների արժեքը՝

5.1.3. ՀԱՏԱԿԻ ԶԵՐՄԱՓՈԽՄԱՆ ՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առանձնատան հատակի կոնստրուկցիան բաղկացած է 6 շերտից, որոնք ներկայացված են աղյուսակ 2-ում՝

աղյուսակ 2

Շերտի համարը	Նյութի տեսակը	Շերտի հաստություն	Նյութի ջերմահաղորդականության գործակից
1.	Կաղնե մանրահատակ	$\delta_1 = 0.01 \text{ մ}$	$\lambda_1 = 0,1 \text{ Վտ/մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
2.	Ցեմենտ-ավազ հարթեցնող շերտ	$\delta_2 = 0.03 \text{ մ}$	$\lambda_2 = 0.93 \text{ Վտ/մ}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

3.	Շլաքաբետոն	$\delta_3 = 0.03$ մ	$\lambda_3 = 0.76$ Վտ/մ ² °C
4.	Բետոնի հիմնահատակ	$\delta_4 = 0.13$ մ	$\lambda_4 = 0.81$ Վտ/մ ² °C

Հատակի ներքին մակերույթների ջերմային դիմադրությունը հավասար է՝

$$R_{\text{ն}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ն}}} = \frac{1}{8.7} = 0.115 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}; R_{\text{դ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{դ}}} = \frac{1}{23} = 0.043 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$$

Հատակի առանձին շերտերի ջերմային դիմադրությունները կլինեն՝

առաջին շերտի համար - $R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0.01}{0.1} = 0.1, \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

երկրորդ շերտի համար - $R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0.03}{0.93} = 0.0322, \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

երրորդ շերտի համար - $R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0.03}{0.76} = 0.0395, \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

չորրորդ շերտի համար - $R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4} = \frac{0.13}{0.81} = 0.161, \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

Այսպիսով՝ հատակի կոնստրուկցիայի ընդհանուր ջերմային դիմադրությունը կլինի՝

$$R_{\text{կ}} = R_{\text{ն}} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_{\text{դ}} = 0.115 + 0.1 + 0.0322 + 0.0395 + 0.161 + 0.043 = 0.4907 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$$

Իսկ ջերմափոխանցման գործակիցը կստացվի՝

$$K_{\text{ՀՏ}} = \frac{1}{0.4907} = 2.03 \text{ Վտ/մ}^2\text{°C}:$$

5.1.4. ԱՌԱՍՏԱՂԻ ՋԵՐՄԱՓՈՒԽԱՆՑՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿԻՑՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առաստաղի կոնստրուկցիան բաղկացած է 4 շերտից, որի բնութագրիչ մեծությունները ներկայացվում են աղյուսակ 3-ում՝

աղյուսակ 3

Շերտի համարը	Նյութի տեսակը	Շերտի հաստություն	Նյութի ջերմահաղորդականության գործակից
1.	Ջրամեկուսիչ	$\delta_1 = 0.05$ մ	$\lambda_1 = 0.025$ Վտ/մ ² °C
2.	Ցեմենտ-ավազ հարթեցնող շերտ	$\delta_2 = 0.03$ մ	$\lambda_2 = 0.93$ Վտ/մ ² °C
3.	Պեռլիտ	$\delta_3 = 0.02$ մ	$\lambda_3 = 0.05$ Վտ/մ ² °C

Շերտի համարը	Նյութի տեսակը	Շերտի հաստություն	Նյութի ջերմահաղորդականության գործակից
1.	Ջրամեկուսիչ	$\delta_1 = 0.05$ մ	$\lambda_1 = 0.025$ Վտ/մ ² °C
2.	Ցեմենտ-ավազ հարթեցնող շերտ	$\delta_2 = 0.03$ մ	$\lambda_2 = 0.93$ Վտ/մ ² °C
3.	Պեռլիտ	$\delta_3 = 0.02$ մ	$\lambda_3 = 0.05$ Վտ/մ ² °C
4.	Երկաթ քետոն մոնոլիտ	$\delta_4 = 0.2$ մ	$\lambda_4 = 1.3$ Վտ/մ ² °C

Առաստաղի ներքին և արտաքին մակերևույթների ջերմային դիմադրությունները կլինեն՝

$$R_{\text{ն}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ն}}} = \frac{1}{8.7} = 0.115 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}; \quad R_{\text{ր}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ր}}} = \frac{1}{23} = 0.043, \text{ մ}^2\text{°C/Վտ};$$

Կոնստրուկցիայի առանձին շերտերի ջերմային դիմադրությունները կլինեն՝

Առաջին շերտի համար - $R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0.05}{0.025} = 2 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

Երկրորդ շերտի համար - $R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0.03}{0.93} = 0.032 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

Երրորդ շերտի համար - $R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0.02}{0.05} = 0.4 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

Չորրորդ շերտի համար - $R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4} = \frac{0.2}{1.3} = 0.154 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$

Առաստաղի կոնստրուկցիայի ընդհանուր ջերմային դիմադրությունը հավասար է՝

$$R_{\text{կ}} = R_{\text{ն}} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_{\text{ր}} = 0.115 + 2 + 0.032 + 0.4 + 0.154 + 0.043 = 2.744 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$$

Իսկ տվյալ կոնստրուկցիայի ջերմափոխանցման գործակիցը կլինի՝

$$K_{\text{US}} = \frac{1}{R_{\text{կ}}} = \frac{1}{2.745} = 0.364, \text{ Վտ/մ}^2\text{°C}$$

Որոշենք կոնստրուկցիայի պահանջվող ջերմային դիմադրությունը և ջերմափոխանցման գործակիցը՝

5.1.5. ՋԵՐՄԱՅԻՆ ԿՈՐՈՒՍՏՆԵՐԻ ԵՎ ՋԵՐՄԱՊԱՀԱՆՁԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Որպեսզի ձմռանը շինության ներսում ներքին օդի ջերմաստիճանը մնա կոմֆորտի սահմաններում, անհրաժեշտ է դեպի ներքին տարածք մատակարարել

ջերմապահանջի համապատասխան ջերմություն[16,17], որը որոշվում է հետևյալ բանաձևով`

$$Q_{ջ.պ.} = \Sigma Q_{ջ.կ.} - \Sigma Q_{ն.ջ.} \quad \text{Վտ} \quad (33)$$

որտեղ`

$\Sigma Q_{ջ.կ.}$ - շենքի արտաքին կոնստրուկցիաներից` ներսից դեպի դուրս գումարային ջերմային հոսքն է, Վտ

$\Sigma Q_{ն.ջ.}$ - գումարային ներքին ջերմային անջատումներն են, Վտ

Արտաքին կոնստրուկցիաներով ջերմային հոսքը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ[35]`

$$Q_{ջ.կ.կոնստ} = K_{կոնստ} \cdot F_{կոնստ} \cdot (t_{ն} - t_{դ}) \cdot n \quad \text{Վտ} \quad (34)$$

որտեղ`

$K_{կոնստ}$ - կոնստրուկցիայի ջերմափոխանցման գործակիցն է, Վտ/մ²°C

$F_{կոնստ}$ - կոնստրուկցիայի հաշվարկային մակերեսն է, մ²

$(t_{ն} - t_{դ})$ - ներքին և արտաքին օդի ջերմաստիճանների տարբերությունն է, °C ($t_{դ}$ - Երևանի դեպքում ձմռան ամիսներին -19°C Երևանի համար [4])

n - արտաքին օդի նկատմամբ կոնստրուկցիայի դիրքը հաշվի առնող գործակից է:

Շենքում ներքին ջերմային անջատումներն $\Sigma Q_{ն.ջ.}$ առաջանում են արհեստական լուսավորումից, էլեկտրական սարքավորումներից, մարդկանցից և այլն: Տվյալ դեպքում զգալի ջերմանջատումներ չկան ուստի դրանք հաշվի չեն առնվում: Առանձնատան ջերմային կորուստների հաշվարկը ներկայացված է աղյուսակ 4-ում:

աղյուսակ 4

Մենյակի անվանումը	Կոնստրուկցիայի անվանում	Շին. Կոնստրուկցիայի բնութագրեր			Ջերմաստիճան			ՋԹ կոնստրուկցի-աներից Վտ
		Կոնստրուկցիայի կողմնորոշում	Մակերես, F	Ջերմա-փոխանցման գործակից, K	Ներքին օդի	Արտաքին օդի[4]	Ջերմաս. տար-բերու. Δ T	
			մ ²					
ննջ 1	Պտ1	Հս	14,58	0,39	20	-19	39	222

ննջ1	Պտ2	Ավ	10,17	0,39	20	-19	39	155
	Հտ.	-	21,10	2,03	20	-19	39	1670
	Աս.	-	21,10	0,36	20	-19	39	300
	Պհ	Ավ	2,25	2,50	20	-19	39	219
ննջ2	Պտ1	Հս	14,04	0,39	20	-19	39	214
	Պտ2	Աս	10,17	0,39	20	-19	39	155
	Հտ.	-	20,30	2,03	20	-19	39	1607
	Աս.	-	20,30	0,36	20	-19	39	288
	Պհ	Աս	2,25	2,50	20	-19	39	219
հ.ս	Պտ1	Հվ	18,90	0,39	20	-19	39	287
	Պտ2	Աս	17,10	0,39	20	-19	39	260
	Հտ.	-	40,70	0,23	20	-19	39	365
	Աս.	-	40,70	0,12	20	-19	39	190
	Պհ	Աս	4,50	2,50	20	-19	39	439
ն.ս.	Պտ1	Հվ	4,05	0,39	20	-19	39	62
	Պտ2	Ավ	5,94	0,39	20	-19	39	90
	Հտ.	-	14,90	2,03	20	-19	39	1180
	Աս.	-	14,90	0,36	20	-19	39	212
	Դուռ	Ավ	2,00	5,00	20	-19	39	390
	Պհ	Ավ	1,35	2,50	20	-19	39	132
Ընդամենը`								7990

5.1.6. ՋԵՐՄԱՅԻՆ ԹԱՓԱՆՑՈՒՄՆԵՐԻ ԵՎ ՑՐՏԱՊԱՀԱՆՁԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Ամռանն արտաքին օդի ջերմաստիճանը ներքին օդի ջերմաստիճանից ավելի բարձր է, այսինքն` ամռանը ջերմությունը դրսից թափանցում է դեպի ներս: Այս պրոցեսի արդյունքում ներքին օդի ջերմաստիճանը բարձրանում է և շենքի ներքին տարածքում ստեղծվում են ոչ կոմֆորտ պայմաններ[19,38]: Որպեսզի ամռանը շենքում ստեղծվի կոմֆորտ միկրոկլիմա, անհրաժեշտ է բավարար քանակությամբ

շենքի ներքին տարածքից ջերմությունը հեռացնել: Այդ իրականացնելու համար պետք է որոշվի շենքի ցրտապահանջը հետևյալ բանաձևով՝

$$Q_{g.պ.} = \Sigma Q_{2.թ.} + \Sigma Q_{ն.ջ.} \text{ Վտ} \quad (35)$$

որտեղ՝

$\Sigma Q_{2.թ.}$ - շենքի արտաքին կոնստրուկցիաներից դրսից դեպի ներս գումարային ջերմային թափանցում, Վտ

$\Sigma Q_{ն.ջ.}$ - գումարային ներքին ջերմային անջատումներ, Վտ

Արտաքին կոնստրուկցիաներից գումարային ջերմային թափանցումները $\Sigma Q_{2.կ.}$, որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$\Sigma Q_{2.թ.} = Q_{2.թ.պ.} + Q_{2.թ.պ.հ.} + Q_{2.թ.առ.} + Q_{2.թ.հատ.} + Q_{2.թ.դուռ} \text{ Վտ}, \quad (36)$$

որտեղ՝

$Q_{2.թ.պ.}$, $Q_{2.թ.պ.հ.}$, $Q_{2.թ.առ.}$, $Q_{2.թ.հատ.}$, $Q_{2.թ.դուռ}$ յուրաքանչյուր կոնստրուկցիայի ջերմության թափանցումն է, որը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$Q_{2.թ.կոնստ} = K_{կոնստ} \cdot F_{կոնստ} \cdot (t_{դ} - t_{ն}) \cdot n \text{ Վտ} \quad (37)$$

որտեղ՝

$(t_{դ} - t_{ն})$ - արտաքին և ներքին օդի ջերմաստիճանային տարբերություն, °C

Այս հաշվարկը նման է ձմռան ռեժիմի համար կատարված հաշվարկին, միայն հարավային կողմնորոշում ունեցող կոնստրուկցիաների համար անհրաժեշտ է հաշվի առնել նաև արևի ճառագայթման ինտենսիվությունը, այսինքն՝ ջերմային թափանցումները հարավային պատերի և լուսամուտների համար օգտագործվում է հետևյալ բանաձևը՝

Ջերմային թափանցումները հարավային պատերով՝

$$Q_{2.թ.պ.}^{\text{Հվ.}} = F_{պ.}^{\text{Հվ.}} \cdot K_{պ.} \cdot (t_{պայմ.} - t_{ն}) \text{ Վտ}, \quad (38)$$

որտեղ՝

$F_{պ.}^{\text{Հվ.}}$ - հարավային կողմնորոշում ունեցող պատի մակերես, մ²

$t_{պայմ.}$ - արտաքին օդի պայմանական ջերմաստիճան, որը որոշվում է հետևյալ հավասարմամբ՝

$$t_{\text{պայմ.}} = \frac{I \cdot P}{\alpha_w} + t_w \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (39)$$

որտեղ՝

I- ճառագայթման ինտենսիվություն, ամրանը 550 Վտ/մ²

P- նյութի կլանման գործակից, որը կախված է նյութի գույնից

Առանձնատան հարավային պատից ջերմային թափանցումները որոշելու ժամանակ պետք է հաշվի առնել արևի ինտլացիայից առաջացած ազդեցությունը: Այս դեպքում արտաքին օդի ջերմաստիճանի փոխարեն օգտագործվում է պայմանական ջերմաստիճան հասկացությունը, որը տվյալ դեպքում ըստ (39) արտահայտության կազմում է՝

$$t_{\text{պայմ.}} = \frac{I \cdot P}{\alpha_n} + t_w = \frac{550 \cdot 0.6}{23} + 33 \approx 47.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

P-ն նյութի կլանման գործակիցն է վարդագույն տուֆի համար հավասար է 0.7:

Առանձնատան ջերմային թափանցումների հաշվարկը բերված է աղյուսակ 5-ում:

աղյուսակ 5

Սենյակի անվանումը	Կոնստրուկցիայի անվանում	Շին. Կոնստրուկցիայի բնութագրեր			Ջերմաստիճան			ՋԹ կոնստրուկցիայի ներքից
		Կոնստրուկցիայի կողմնորոշում	Մակերես, F	Ջերմա-փոխանցման գործակից, K	Ներքին օդի	Արտաքին օդի[4]	Ջերմաս. տարբերու. Δ T	
			մ ²					
ննջ1	Պտ1	Հս	14,58	0,39	20	33	13	74
	Պտ2	Ավ	10,17	0,39	20	33	13	52
	Հտ.	-	21,10	2,03	20	33	13	557
	Աս.	-	21,10	0,36	20	33	13	100
	Պհ	Ավ	2,25	2,50	20	33	13	73
ննջ2	Պտ1	Հս	14,04	0,39	20	33	13	71
	Պտ2	Ամ	10,17	0,39	20	33	13	52

ննջ2	Հս.	-	20,30	2,03	20	33	13	536
	Աս.	-	20,30	0,36	20	33	13	96
	Պհ	Ամ	2,25	2,50	20	33	13	73
հ.ս	Պտ1	Հվ	18,90	0,39	20	47	27	201
	Պտ2	Ամ	17,10	0,39	20	33	13	87
	Հս.	-	40,70	0,23	20	33	13	122
	Աս.	-	40,70	0,12	20	33	13	63
	Պհ	Ամ	4,50	2,50	20	33	13	146
ն.մ.	Պտ1	Հվ	4,05	0,39	20	47	27	43
	Պտ2	Ավ	5,94	0,39	20	33	13	30
	Հս.	-	14,90	2,03	20	33	13	393
	Աս.	-	14,90	0,36	20	33	13	71
	Դուռ	Ավ	2,00	5,00	20	33	13	130
	Պհ	Ավ	1,35	2,50	20	33	13	44
Ընդամենը՝								3013

5.2 ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԱՐՔԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

5.2.1 ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՍԱՌՆԱԳԵՆՏԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆԸ և ԴՐԱ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄԸ

Երկրագնդի կլիմայի վրա մեծ ազդեցություն ունի օզոնի շերտը: Այդ շերտի վրա բավական բացասական ազդեցություն են թողնում ֆտոր և քլոր պարունակող սառնագեներները, որոնք առաջացնում են օզոնի շերտի նստացում և նույնիսկ ճեղքեր, որի պատճառով երկրի մակերևույթի ջերմաստիճանը բարձրանում է: Այս խնդիրներին որպես լուծում է առաջարկվել ստեղծել նոր տիպի սառնագեներներ, որոնք չեն ունենա օզոնաքայքայիչ հատկություններ և բացասական ազդեցություններ շրջակա միջավայրի վրա[26]:

Սառնագենտի ընտրությունը կարող է իրականացվել ազատ կերպով, սակայն պետք է անպայման հաշվի առնել որոշ պահանջներ. ջերմատեխնիկական հարաչափերը պետք է ապահովեն առավելագույն ջերմափոխանակություն, ունենան մեծ ջերմունակություն, խտություն և փոքր մածուցիկություն: Ընտրության հարցում պետք է ուշադրություն դարձնել, թե տվյալ աշխատանքային ցիկլում, որ սառնագենտի դեպքում սառնարանային մեքենան կաշխատի առավել արդյունավետ: Դրա համար անհրաժեշտ է կառուցել տվյալ սառնագենտով աշխատող սառնարանային մեքենայի աշխատանքային ցիկլը և ստացված գրաֆիկի հիման վրա իրականացնել ջերմատեխնիկական ցուցանիշները հաշվարկ:

Նախկինում որպես սառնագենտ լայնորեն օգտագործվում էր ամոնիակը: Այն բավական թունավոր նյութ է և այդ պատճառով ներկայում չի կիրառվում որպես սառնարանային մեքենաների կամ ջերմային պոմպերի սառնագենտ: 1930 թվականից շրջանառության մեջ դրվեց սառնագենտների նոր խումբ, որը կոչվեց ֆրեոն: Սրանք պարունակում են քլորի և ֆտորի միացություններ: Քիմիական արտահայտությունը հետևյալն է՝ C_mH_n : Ֆրեոնները ստեղծվել են մեթանի, էթանի, պրոպանի, բութանի և այլ քիմիական տարրերի հիման վրա:



ՆԿ. 22 R134a սառնագենտ

R134a սառնագենտը նախատեսված է R12-ի փոխարինման համար: Պետք է հաշվի առնել նաև, որ խիստ կարևոր է նաև փոխարինել յուղերը, որոնց միջավայրում աշխատում են սառնագենտները, քանզի եթե R134a սառնագենտը աշխատի միներալային յուղի միջավայրում ապա նա կփոխազդի յուղի հետ և յուղը կդառնա կոշտ զանգված և կկորցնի իր հատկությունները՝ առաջացնելով խցանումներ համակարգում:



ՆԿ. 23 R404A սառնագենտ

R404A-ն հիդրոֆտորածնային սառնագենտ է և չի քայքայում օզոնի շերտը: Այն R143a, R125 և R134a սառնագենտների խառնուրդ է հետևյալ հարաբերությամբ՝ 52, 44 և 4 %, աշխատում է սինթետիկ յուղերի միջավայրում:



ՆԿ. 24 R407C սառնագենտ

R407C-ն հիդրոֆտորածնային սառնագենտ է և չի քայքայում օզոնի շերտը. Դա R22 սառնագենտի փոխարինողն է, որը համաձայն Կիոտոյում կնքված միջազգային պայմանագրի 2030 թ. պետք է դուրս գա շահագործումից: R407C-ն կազմված է R23, R125 և R134a սառնագենտներից հետևյալ հարաբերությամբ՝ 23, 25 և 52 %:



R410A-ն բաղկացած է երկու բաղադրամասերից՝ R125 և R32 սառնագենտներից՝ 50%, 50% համամասնությամբ: Օգոնաքայքայիչ պոտենցիալը հավասար է զրոյի:

ՆԿ. 25 R410A սառնագենտ

Նկար 24-ում ներկայացված են R134a, R404A, R407C, R410A սառնագենտներով աշխատող ջերմային պոմպերի աշխատանքային ցիկլերը[20,21,25]: Ըստ կառուցված ցիկլի կոմպրեսորի սեղման տեսակարար աշխատանքը 1-2 պրոցեսում կլինի.

$$I = i_2 - i_1: \quad (40)$$

Ընտրելով պարուրակաձև (scroll) տիպի կոմպրեսոր և ընդունելով, որ այս տիպի կոմպրեսորներում սեղման պրոցեսի անհակադարձելիության կորուստները կազմում են 15%, կունենանք՝

$$I_{hp} = \frac{I}{0.85}: \quad (41)$$

Նկարի վրա կարող ենք որոշել 2՝ կետի տեղը.

$$i_{2'} = I_{hp} + i_1: \quad (42)$$

Կոնդենսացման տեսակարար ջերմաքանակները համապատասխանաբար որոշվում են՝

$$q_y = i_2 - i_3: \quad (43)$$

Գոլորշացման տեսակարար ջերմաքանակները համապատասխանաբար որոշվում են՝

$$q_0 = i_1 - i_4 \quad (44)$$

Ցրտատարի զանգվածային ծախսը կկազմի

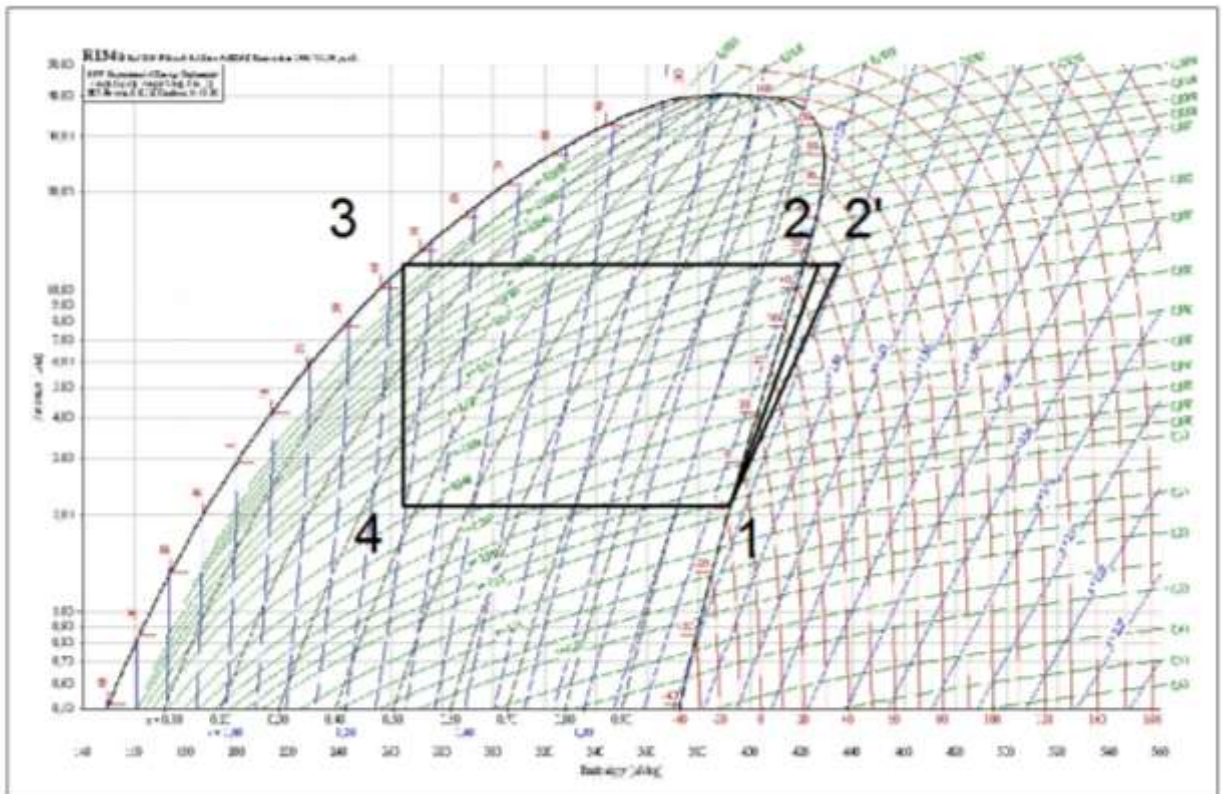
$$G = \frac{Q_0}{q_0} \quad (45)$$

Սառնագենտների կոնդենսացման և գոլորշացման ճնշումները որոշվում են ըստ գրաֆիկի՝ համապատասխան ջերմաստիճաններից էլնելով:

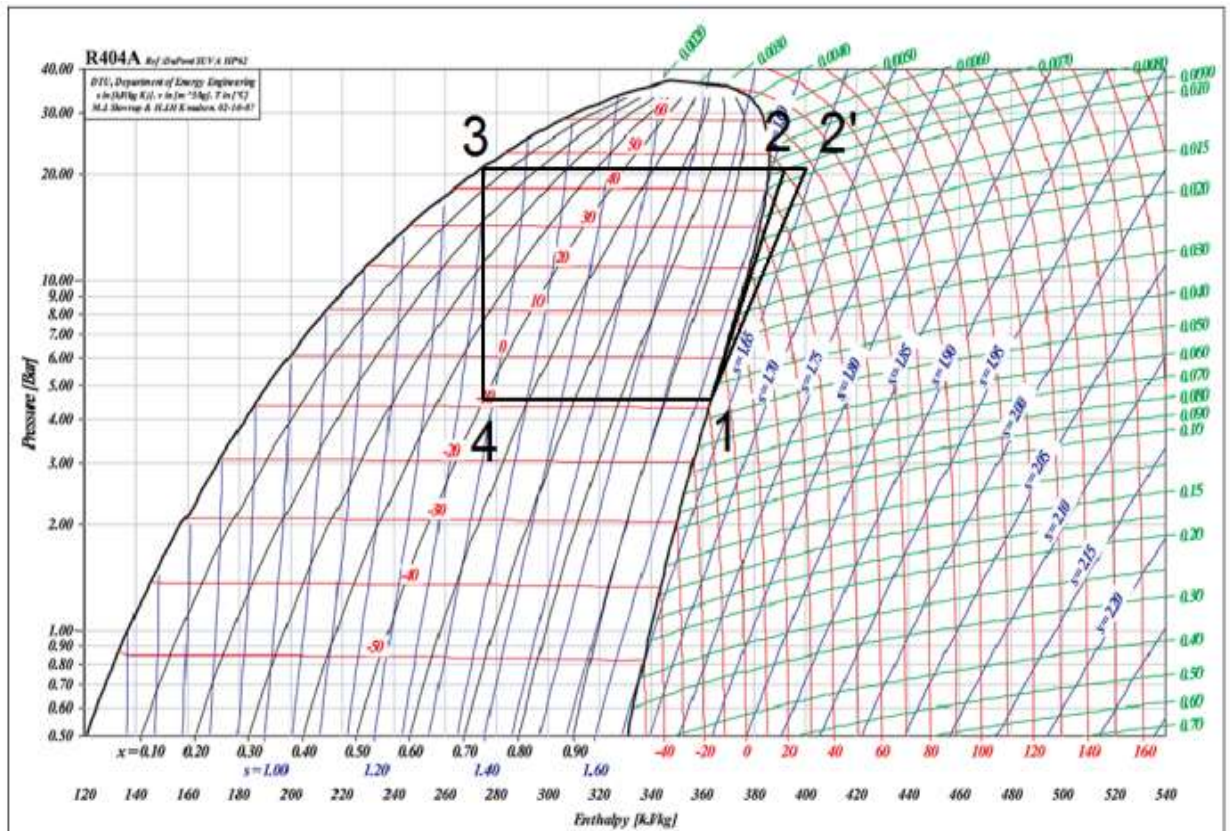
Ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցը՝

$$\mu = \frac{Q_{\dot{y}}}{I_{hp}} \quad (46)$$

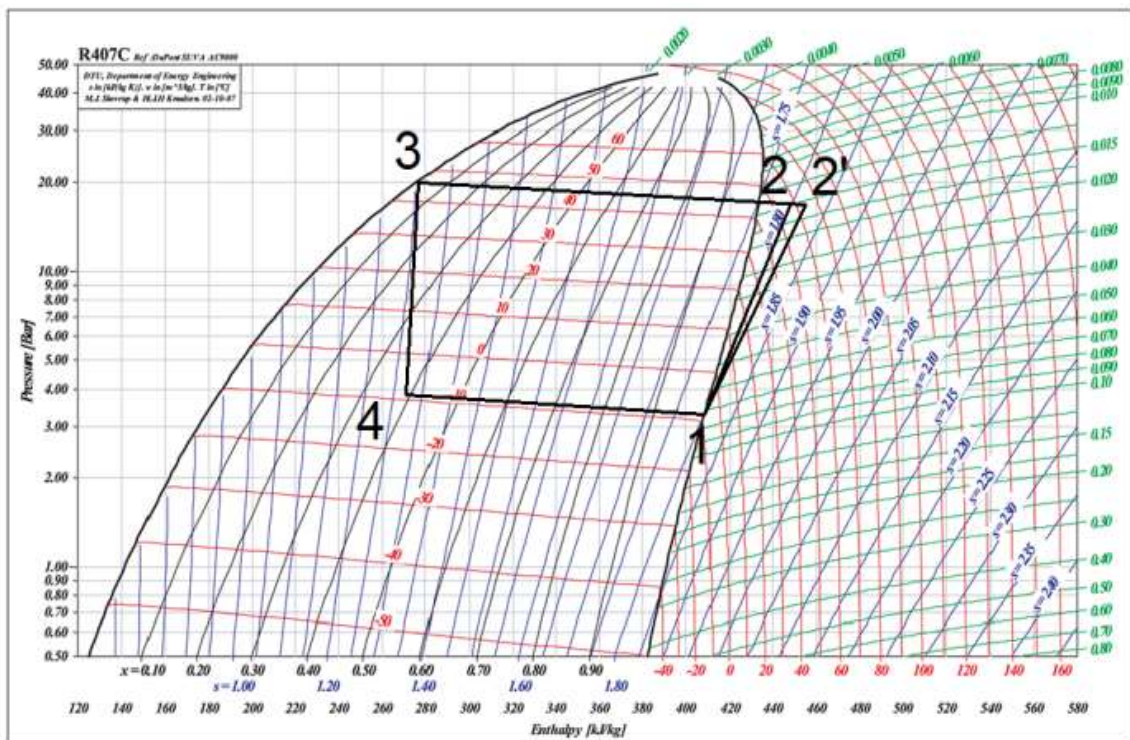
Ֆիկլի կառուցման և համապատասխան հաշվարկներով որոշվում են սառնագենտների անհրաժեշտ հարաչափերը, որոնք ներկայացված են աղյուսակում:



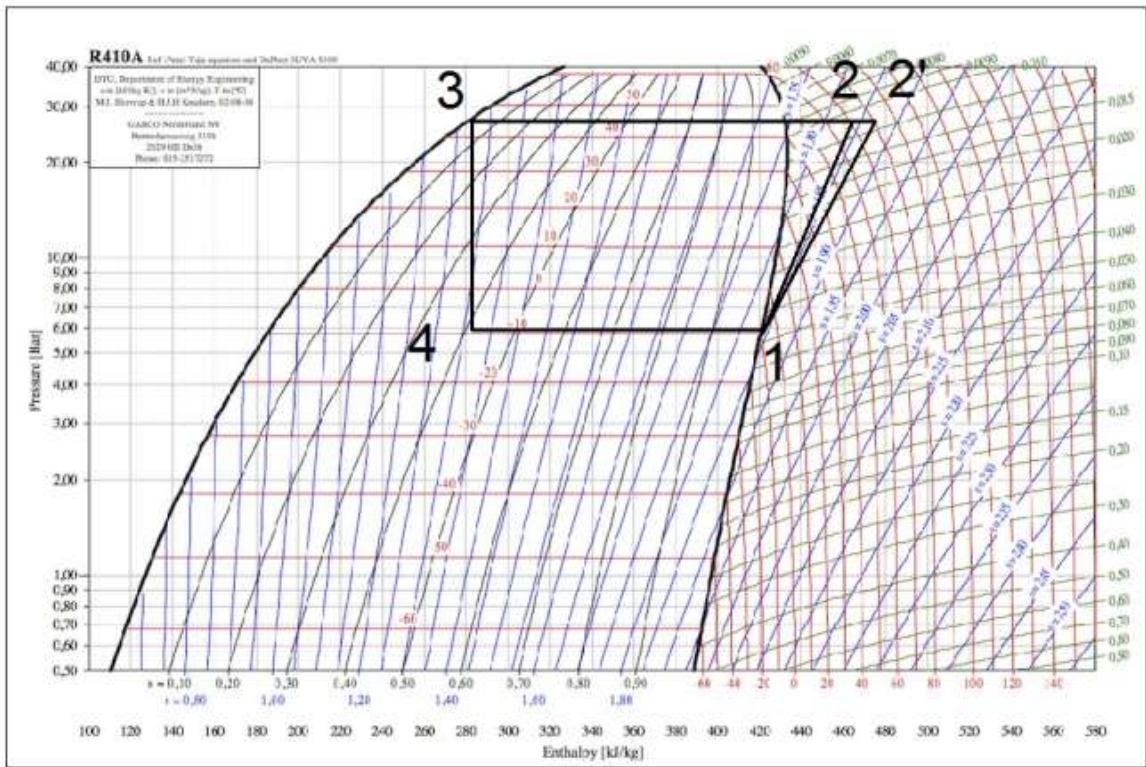
ա)



p)



q)



դ)

Նկ. 25 Տարբեր սառնագեներտորով աշխատող ջերմային պոմպի աշխատանքային ցիկլի գրաֆիկները ա -R134a, բ-R404A, գ-R407C, դ-R410A[58]

Ջերմային պոմպի աշխատանքային ցիկլերի տարբեր սառնագեներտորի գրաֆիկների վրա կառուցելու հիման վրա համապատասխան հաշվարկները ներկայացվում են աղյուսակ 6-ում[5]:

աղյուսակ 6

NN	$I_{տ}, կՋ$	$I_{ըր}, կՋ$	$q_{կ}, կՋ$	$q_0, կՋ$	$G, կգ/վ$	$P_{կ}, Աթ$	$P_0, Աթ$	μ
R134a	35	41,1	160	125	0,024	12	2,2	3,90
R404A	33	38,8	120	87	0,034	21	4,7	3,09
R407C	40	47,0	175	135	0,022	22	4,2	3,70
R410A	40	47,0	185	138	0,021	28	7,0	3,90

Ջերմային պոմպերը արտադրում են $Q_{ջպ}$ կՎտ ջերմություն՝ ծախսելով $N_{ջպ}$ կՎտ/ժ էլեկտրական էներգիա: էլեկտրաէներգիան արտադրվում է ՋԷԿ-ում, որի

արտադրության համար օգտագործվում է վառելիք, օրինակ՝ բնական գազ: Բացի ջերմային պոմպերից ջերմության ստացման համար օգտագործվում են գազային կաթսաներ, որոնք ջերմություն են արտադրում անմիջապես բնական գազի այրման արդյունքում:

Այս երևույթների ուսումնասիրության արդյունքում առաջանում է հարց, թե որ տիպի ջեռուցման սարքն է առավել նպատակահարմար կիրառել՝ առաջնային էներգառեսուրսի սպառման տեսակետից:

Ջերմային պոմպի էներգաարդյունավետության հիմնական բնութագրիչ մեծությունը ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է: Ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցը որոշվում է կոնդենսատորից խլված ջերմության քանակի և կոմպրեսորի էլեկտրաշարժիչի կողմից ծախսված էլեկտրաէներգիայի հարաբերությամբ: Ջերմային պոմպի վերափոխման գործակցի արժեքը կախված է մի շարք հանգամանքներից, մասնավորապես, ցածր պոտենցիալով ջերմադրյուրի և ջեռուցման սարք տրվող ջերմատարի ջերմաստիճանատարբերությունից, գոլորշացման և կոնդենսացման ջերմաստիճանատարբերությունից: Որքան փոքր է այդ ջերմաստիճանատարբերությունը, այդքան մեծ է վերափոխման գործակցի արժեքը: Շատ մեծ նշանակություն ունի նաև սառնագենտի տեսակը: Որպեսզի որոշենք, թե որ տիպի ջեռուցման սարքն է առավել նպատակահարմար օգտագործել, պետք է համեմատենք այդ սարքերի կողմից սպառված առաջնային էներգառեսուրսի քանակը: Իրականում այս երկու ջեռուցման սարքերի համար որպես առաջնային էներգառեսուրս է հանդիսանում բնական գազը: Պետք է համեմատենք միավոր վառելիքի այրումից ստացված ջերմության քանակը ջեռուցման կաթսայում B_1 կգ/կՎ և ՋԷԿ-ում էլեկտրաէներգիայի ստացման համար $B_{\text{ՋԷԿ}}$ կգ/կՎ, որը ծախսվում է ջերմային պոմպի կողմից: Որպեսզի համեմատությունը ճիշտ լինի, պետք է ընդունենք որ երկու ջեռուցման սարքերը արտադրում են միևնույն քանակությամբ ջերմային էներգիա: Այսինքն՝ $Q_{\text{ջպ}}=Q_1$:

$Q_{\text{ջպ}}$ ջերմություն արտադրելու համար ջերմային պոմպը ծախսում է $N_{\text{ջպ}}$ էլեկտրաէներգիա:

$$N_{\text{ջպ}} = \frac{Q_{\text{ջպ}}}{\mu} \quad (47)$$

μ - ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է

$N_{ջլ}$ ջերմային պոմպի աշխատանքի համար պահանջվող էլեկտրաէներգիան կարող է արտադրվել Ռենկինի ցիկլով աշխատող ՋԷԿ-ում, որի գազային կաթսան ծախսում է $B_{\text{ՋԷԿ}}$ առաջնային [15] էներգառեսուրս գազ: Այն որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$B_{\text{ՋԷԿ}} = \frac{N_{ջլ}}{\eta_{\text{ՋԷԿ}} \eta_{\text{ՋԷԿ}} \eta_{\text{ՋԷԿ}} \eta_{\text{ՋԷԿ}}} \quad (48)$$

Տեղադրելով $N_{ջլ}$ -ի արժեքը 48 հավասարման մեջ՝ կստանանք հետևյալ արտահայտությունը.

$$B_{\text{ՋԷԿ}} = \frac{Q_{ջլ}}{\mu \eta_{\text{ՋԷԿ}} \eta_{\text{ՋԷԿ}} \eta_{\text{ՋԷԿ}} \eta_{\text{ՋԷԿ}}} \quad (49)$$

որտեղ՝

$\eta_{\text{Ջ}}$ – ՋԷԿ-ում Ռենկինի ցիկլի էներգաարդյունավետության գործակիցն է 0.35

$\eta_{\text{ՋԷԿ}}$ – ՋԷԿ-ի էներգետիկական կաթսայի ՕԳԳ-ն է 0.93

$\eta_{\text{լ}}$ – գոլորշու հոսքը տուրբին ուղղելու ժամանակ էներգիայի կորստի միջին արժեքը հաշվի առնող գործակիցն է 0.97

$\eta_{\text{գ}}$ – էլեկտրական գեներատորի ՕԳԳ-ն է 0.96

$\eta_{\text{ժ}}$ – էլեկտրահաղորդման մալուխների երկարությունից առաջացած դիմադրության կորուստները հաշվի առնող գործակիցն է 0.93

$Q_{ջլ}$ – բնական գազի այրման ջերմությունն է 9.3 կՎտ/մ³

Գազային կաթսայի կողմից այրված գազի քանակը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$B_{\text{լ}} = \frac{Q_{\text{լ}}}{\eta_{\text{լ}} \eta_{\text{լ}} \eta_{\text{լ}}} \quad (50)$$

Որտեղ՝

$\eta_{\text{լ}}$ – գազային կաթսայի ՕԳԳ 0.93

$\eta_{\text{լս}}$ – մատակարար և հետադարձ խողովակաշարերից ջերմության կորուստը հաշվի առնող գործակից 0.95

$Q_{\text{լ}}$ – բնական գազի այրման ջերմությունն է 9.3 կՎտ/մ³

Եթե ջերմային պոմպը և գազային կաթսան նույն քանակի ջերմային էներգիա արտադրելու համար ծախսեին նույն քանակի առաջնային էներգառեսուրս, ապա նրանց էներգետիկական ցուցանիշները կլինեին նույնը: Այդ դեպքում կունենանք՝

$$Q_{ջլ} = Q_{\text{լ}}, B_{\text{ՋԷԿ}} = B_{\text{լ}} \text{ կամ } \frac{B_{\text{ՋԷԿ}}}{B_{\text{լ}}} \leq 1 \quad (51)$$

Տեղադրելով (49) և (50) հավասարումները (51) հավասարման մեջ կստանանք.

$$\frac{B\Omega \text{ է Կ}}{B\lambda} = \frac{\frac{Q_{\text{ջպ}}}{\mu n_g n_{\text{ջ է կ}} n_l n_q n_g Q_q}}{\frac{Q_l}{n_l n_l \mu Q_q}} \quad (52)$$

Հաշվի առնելով, որ ջերմային պոմպը և գազային կաթսան արտադրում են միևնույն քանակի ջերմային էներգիա կունենանք.

$$\frac{n_l n_l \mu}{\mu n_g n_{\text{ջ է կ}} n_l n_q n_g} \leq 1 \quad (53)$$

(53) հավասարումից հետևում է.

$$\frac{n_l n_l \mu}{n_g n_{\text{ջ է կ}} n_l n_q n_g} \leq \mu \quad (54)$$

Տեղադրելով գործակիցների արժեքները կստանանք $\mu \geq 3.15$:

Ստացվածից կարող ենք եզրակացնել, որ եթե ջերմային պոմպի վերափոխման գործակցի արժեքը մեծ է 3.15-ից [55], ապա առավել նպատակահարմար է օգտագործել ջերմային պոմպ որպես ջեռուցման սարք, քանի որ այն սպառում է առաջնային ռեսուրս առավել քիչ քան գազային կաթսան: Վերափոխման գործակցի 3.15 արժեքից առավել ցածր վերափոխման գործակից ունեցող ջերմային պոմպերի կիրառումը նպատակահարմար չէ, քանի որ այս դեպքում գազային կաթսայի կողմից սպառված առաջնային էներգառեսուրսը ավելի քիչ է, հետևաբար գազային կաթսայի էներգաարդյունավետությունը ավելի բարձր կլինի:

Ստացված արդյունքներից ակնհայտ է, որ 1 կՎտ ցրտաքանակի ստացման համար կոմպրեսորը կատարում է նվազագույն աշխատանք R134a և R404A սառնագենտի դեպքում: Սառնագենտի նվազագույն զանգվածային ծախսը լինում է R410A սառնագենտի դեպքում:

R404A, R407C 7 R410A սառնագենտների բարձր ճնշման տիրույթներում աշխատելու հետևանքով խողովակները պետք է ունենան առավել հաստ պատեր: Համեմատելով վերափոխման գործակցի արժեքները կարելի է նշել, որ տվյալ ցիկլի համար R404C տիպի սառնագենտը նպատակահարմար չէ օգտագործել: R134a և R410A սառնագենտների կիրառման դեպքում վերափոխման գործակցի արժեքը ստացվում է բավական մեծ: R134a-ն ունի առավել ցածր ինքնարժեք, կոնդենսացման ճնշումը ցածր է հետևաբար խողովակների պատի հաստությունը կարող է լինել ավելի փոքր: Այս առավելությունների շնորհիվ R134a սառնագենտը առավել նպատակահարմար է կիրառել ջերմային պոմպի տվյալ աշխատանքային ցիկլի համար:

- այն չունի օգոնաքայքայիչ հատկություն,
- ունի ցածր գոլորշացման ճնշում, ինչը բավարարում է փոփոխվող երկրաչափությամբ գոլորշացուցչի աշխատանքային պայմանը
- ունի բավական բարձր վերափոխման գործակից:

5.2.2 ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ԿՈՆԴԵՆՍԱՏՈՐԻ ԵՎ ԳՈԼՈՐՇԱՑՈՒՑՅԻ ՄԱԿԵՐԵՄԼԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Շենքերի ջեռուցման և հովացման տեղական գեոթերմալ ջերմային պոմպը ի թիվս մի շարք առավելությունների հնարավորություն է տալիս ամռան սեզոնում տարածքի ցրտամատակարարումը ապահովել միայն մեկ շրջանառության պոմպի աշխատանքի շնորհիվ: Այս պայմանից ելնելով կարող ենք անել հետևյալ եզրակացությունը. քանի որ ամռանը ջերմային պոմպի աշխատանքի կարիքը չի զգացվում, հետևաբար ջերմային պոմպի կոնդենսատորի և գոլորշացուցչի հաշվարկի և ընտրության ժամանակ առաջնորդվում ենք միայն ջեռուցման սեզոնում ջերմապահանջի բավարարման պայմանից ելնելով: Համաձայն (6) արտահայտության՝

$$F_q = \frac{Q_{ջայ}}{K_y * \Delta T_{լոգ}}$$

$Q_{ջայ}$ - շենքի ջերմապահանջն է 7990 Վտ

K_y - կոնդենսատորի ջերմափոխանցման գործակիցն է 300 Վտ/մ²*C

$\Delta T_{լոգ}$ - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է C, ըստ բանաձև (7)-ի

$$\Delta T_{լոգ} = \frac{(45 - 25) - (45 - 40)}{\ln \frac{(45 - 25)}{(45 - 40)}} = \frac{15}{1,38} = 10,8$$

$$F_q = \frac{7990}{400 * 10,8} = 1,85 \text{ մ}^2$$

Գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման մակերեսը որոշվում է (8) բանաձևով՝

$$F_q = \frac{Q_{ջայ} * (\mu - 1)}{\mu * K_q * \Delta T_{լոգ}} \quad (56)$$

$Q_{ջայ}$ - շենքի ջերմապահանջն է 7990 Վտ

K_q - գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման գործակիցն է 350 Վտ/մ²*C

μ - Ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է, որը R134a սառնագենտի $t_l = 45$,

$t_q = -5$ °C պարամետրերի դեպքում հավասար է 3,9

ΔT_{lnq} - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է ըստ (9)-ի

$$\Delta T_{lnq} = \frac{(t_l - t_q) - (t_u - t_q)}{\ln \frac{(t_h - t_q)}{(t_l - t_q)}}$$

t_q - սառնագենտի գոլորշիացման ջերմաստիճանն է -5°C

t_u - ջեռուցման սեզոնի սկզբում բաքում եղած ջրի ջերմաստիճանն է, 15°C

t_l - ջեռուցման սեզոնի վերջում բաքում եղած սառցի ջերմաստիճանն է -3°C

$$\Delta T_{lnq} = \frac{(15 - (-5)) - (-3 - (-5))}{\ln \frac{15 - (-5)}{-3 - (-5)}} = 7.8$$

$$F_q = \frac{7990 * (3.9 - 1)}{3.9 * 550 * 4.34} = 2.1 \text{ մ}^2$$

5.2.3 ՋԵՐՄԱՑԻՆ ՊՈՄՊԻ ԳՐՈՒՆՏԻ ՄԵՁ ՏԵՂԱԿԱՅՎԱԾ ԲԱՔԻ ԾԱՎԱԼԻ ՀԱՇՎԱՐԿՐ

Բաքում լցված անհրաժեշտ ջրի քանակը կարող ենք որոշել համակարգի ջերմային հավասարակշռության (11) հավասարման միջոցով՝

$$Q_{ջպ.ս} = Q_{ջ.ս} + Q_{օդ.ս} + Q_{տջ.ս}$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ.ս}$ - համակարգի սեզոնային ջերմապահանջն է կՎտ*ժ/ս

$Q_{ջ.ս}$ - ջեռուցման սեզոնում օդափոխության համար անհրաժեշտ օդաքանակի տաքացման համար պահանջված ջերմաքանակն է կՎտ*ժ/ս

$Q_{տջ.ս}$ - ջեռուցման սեզոնում կենցաղային տաք ջրամատակարարման համար անհրաժեշտ ջերմության քանակն է կՎտ*ժ/ս

Պետք է նկատի ունենալ, որ բաքում լցված ջրի քանակը պետք է բավարարի ջեռուցման սեզոնում ջերմային պոմպի սառնագենտի ամբողջական գոլորշացման համար: Այս պայմանից ելնելով ներկայացվում է գոլորշացման Q_g և կոնդենսացման Q_k ջերմաքանակների (12) կապը՝

$$Q_k = Q_g + N_k$$

որտեղ՝ N_k -ն կոմպրեսորի էլեկտրաշարժիչի հզորությունն է կՎտ:

Հավասարման բոլոր անդամները բաժանելով կոնդենսացման ջերմաքանակի վրա քստ (13) արտահայտության կունենանք՝

$$1 = \frac{Q_g}{Q_h} + \frac{N_h}{Q_h}$$

Հաշվի առնելով, որ $N_h / Q_h = 1/\mu$ գոլորշացման Q_g և կոնդենսացման Q_h ջերմաքանակների կապը կարող ենք ներկայացնել այլ կերպ՝

$$Q_g = Q_h \left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \text{ կամ } Q_g = Q_h \left(\frac{\mu - 1}{\mu}\right)$$

որտեղ՝ μ -ն ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է (coefficient of performance COP)

Այս բանաձևի հիման վրա հնարավոր է հաշվարկել ցածր ջերմաստիճանային ջերմադրյուրի ջերմության քանակը, որն անհրաժեշտ է ջեռուցման կարիքների բավարարման համար: Վերը թվարկված ջերմաքանակը արտադրվում է ջերմային պոմպի կոնդենսատորում, որը կախված է շինության չափերից, արտաքին կոնստրուկցիաների տեսակից, ինչպես նաև աշխարհագրական տեղանքից:

Առանձնատան ջերմապահանջի հաշվարկի արդյունքում ստացվել է՝ $Q_{g,u} = 7,99$ կՎտ*ժ: Սեզոնային ջերմապահանջը կկազմի (15)՝

$$Q_{g,u} = Q_g \cdot z$$

որտեղ՝ z -ը ջեռուցման սեզոնի տևողությունն է արտահայտված ժամերով (3600 ժամ Երևանի քաղաքի դեպքում):

$$Q_{g,u} = 7,99 \cdot 3600 = 28784 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} / \text{u}$$

Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում կենցաղային տաք ջրամատակարարման համար անհրաժեշտ ջերմաքանակը՝ $Q_{in2,u}$ որոշվում է (16) արտահայտությամբ՝

$$Q_{in2,u} = n \cdot g \cdot c_2 \cdot (t_{in} + t_u) \cdot Z$$

որտեղ՝

n -առանձնատան բնակիչների թիվն է՝ 4 հոգի

g - մեկ մարդու համար նախատեսված ժամային տաք ջրամատակարարման քանակն է 2.5 կգ/ժ

c_2 -ջրի տեսակարար ջերմունակությունն է՝ 4.18 կՋ/կգ*°C

t_{in} -տաք ջրամատակարարման համար օգտագործվող ջրի ջերմաստիճանն է՝ 45°C

t_u -սառը ջրի ջերմաստիճանն է՝ 8°C

Վերը նշված բանաձևից ջեռուցման սեզոնի ընթացքում կենցաղային տաք ջրամատակարարման համար անհրաժեշտ ջերմաքանակը կստացվի՝

$$Q_{տջ.ս} = 4 * 2.5 * 4.18 * (45 - 8) * 3600 = 5567760 \text{ կՋ/կգ կամ } 1546.6 \text{ կՎտ} * \text{ժ/ս}$$

Ջեռուցման սեզոնում օդափոխության համար անհրաժեշտ օդաքանակի տաքացման համար պահանջված ջերմաքանակը՝ $Q_{օդ.ս}$ որոշվում է (17) բանաձևով՝

$$Q_{օդ.ս} = n * v * c_{օդ} * (t_2 + t_{ս}) * \rho * Z$$

որտեղ՝

n - առանձնատան բնակիչների թիվն է՝ 4 հոգի

v - մեկ մարդու համար նախատեսված ժամային թարմ օդի քանակն է [49] $20 \text{ մ}^3/\text{ժ}$

$c_{օդ}$ - օդի տեսակարար ջերմունակությունն է՝ $1.05 \text{ կՋ/կգ} * \text{°C}$

t_2 - շինության ներսի օդի ջերմաստիճանն է՝ $+18 \text{°C}$

$t_{ս}$ - արտաքին օդի ջերմաստիճանն է՝ -19°C (Երևանի դեպքում)

ρ - արտաքին օդի խտությունն է՝ 1.25 կգ/մ^3

Կատարելով համապատասխան հաշվարկները կստացվի՝

$$Q_{օդ.ս} = 4 * 20 * 1.05 * (18 - (-19)) * 1.25 * 3600 = 13986000 \text{ կՋ/կգ կամ } 3885 \text{ կՎտ} * \text{ժ/ս}$$

Ջերմային պոմպի կոնդենսատորում առաջացած ջերմաքանակը պետք է բավարարի շինության ջերմապահանջների գումարին՝ ջեռուցման սեզոնի ընթացքում շինության ջեռուցման, տաք ջրամատակարարման և օդափոխության համար ներառվող թարմ օդի տաքացման կարիքների բավարարման համար, որը ներկայացվում է հետևյալ մաթեմատիկական արտահայտությամբ՝

$$Q_{ջպ.ս} = Q_{ջ.ս} + Q_{օդ.ս} + Q_{տջ.ս} = 28784 + 3885 + 1546.6 = 34215.6 \text{ կՎտ} * \text{ժ/ս}$$

Մեկ սեզոնի ընթացքում ջերմային պոմպի միջոցով արտադրված ջերմության քանակը որոշվում է (19) արտահայտությամբ՝

$$Q_{ջպ.ս} = \frac{\mu G_{ջ}(c_{ջ}(t_{ջ.ս} - t_{ջ.վ}) + \beta_{ս})}{(\mu - 1) * 3600}$$

որտեղ՝

$Q_{ջպ.ս}$ - ջեռուցման սեզոնի ընթացքում ջերմային պոմպի միջոցով ստացված ջերմաքանակն է կՎտ*ժ/ս

$t_{ջ.ս}$ - ջեռուցման սեզոնի սկզբում բաքում լցված ջրի ջերմաստիճանն է, որը հավասար է հովացման սեզոնի վերջում բաքում լցված ջրի ջերմաստիճանին 15°C

$t_{\rho.u.}$ – ջեռուցման սեզոնի վերջում բաքում առաջացած սառցի ջերմաստիճանն է - 3°C

β_u – ջրից սառույց ֆազային անցման թաքնված ջերմաքանակն է 333,7 կՋ/կգ°C

46 բանաձևից էլնելով կարող ենք որոշել բաքում լցված ջրի քանակը, ինչով պայմանավորված է ջեռուցման սեզոնի ընթացքում շինության ջեռուցման, կենցաղային տաք ջրամատակարարման, ինչպես նաև օդափոխության համար ներածվող օդի քանակի տաքացման կարիքների բավարարման համար անհրաժեշտ ջերմության քանակը:

$$G = \frac{3600 Q_{\rho.u.} (\mu - 1)}{\mu (c_{\rho} (t_{\rho.u.} - t_{\rho.վ.}) + \beta_u)}$$

Ելնելով 5.2.1 ենթագլխում ստացված արդյունքներից ունենք՝ տվյալ կոնդենսացման և գոլորշացման ջերմաստիճաններով աշխատող ջերմային պոմպի աշխատանքային ցիկլից $\mu=3.9$: Բանաձևում տեղադրելով համապատասխան արժեքները կստացվի՝

$$G = \frac{3600 * 34215,6 * (3,9 - 1)}{3,9 * (4,18 * (20 + 3) + 333,7)} = \frac{344893248}{1676,4} = 205734 \text{ կգ}$$

Անհրաժեշտ ջրի ծավալը՝ V ըստ (21) բանաձևի կկազմի՝

$$V = \frac{G}{\rho}$$

որտեղ՝ ρ -ն ջրի խտությունն է 1000 կգ/մ³

$$V = \frac{205734}{1000} = 205,7 \text{ մ}^3$$

5.3 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇՈՒՐՉՏԱՐՅԱ ԷԼԵԿՏՐԱԷՆԵՐԳԻԱՅԻ ԾԱԽՍԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առաջարկվող ջեռուցման և հովացման համակարգը ամբողջ տարվա ընթացքում սպառում է էլեկտրաէներգիա: Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում հիմնական էլեկտրասպառող սարքերն են ջերմային պոմպի կոմպրեսորը և շրջանառության պոմպերը: Հովացման սեզոնում միակ էլեկտրասպառող սարքը էթիլեն գլիկոլի շրջանառության պոմպն է: Այսպես շուրջտարյա էլեկտրաէներգիա ծախսը ըստ (23) բանաձևի կկազմի՝

$$\sum N_{\rho-h.h.u.f.} = N_{\rho.u.} + \sum N_{\rho.վ.}$$

Ջերմային պոմպի կոմպրեսորի կողմից սպառած էլեկտրաէներգիան ջեռուցման սեզոնի ընթացքում (24,25) կազմում է՝

$$N_{\text{ջ.ձ}} = Q_{\text{կոն.ս.}} / \mu_{\text{ջ.պ.}} = Q_{\text{ջ.պ.ս.}} / \mu_{\text{ջ.պ.}}$$

$$N_{\text{ջ.ձ}} = 34215.6 / 3.9 = 8773.2 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ/ս}$$

Շրջանառության պոմպերի կողմից տարվա ընթացքում սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը որոշվում է (26)՝

$$\sum N_{\text{պ.տ}} = N_{\text{տ.ջ.}} + N_{\text{ս.ջ.}}$$

Շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ (27)՝

$$N_{\text{տ.ջ.}} = V_{\text{ջ.ք.}} \cdot \Delta P_{\text{ջ.հ.}}$$

Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում ֆենքոյլի և ջերմային պոմպի կոնդենսատորի միջև շրջանառություն կատարող ջերմատարի քանակը կազմում է

$$V_{\text{ջ.ք.}} = \frac{Q_{\text{ջ.պ.ս.}} \cdot 3600}{\rho \cdot C \cdot (t_{\text{ս.}} - t_{\text{հ.}})} = \frac{28784 \cdot 3600}{1000 \cdot 4.2 \cdot (40 - 25)} = 1644 \text{ մ}^3 / \text{սեզ}$$

$\Delta P_{\text{ջ.հ.}}$ – շրջանառության պոմպի կողմից զարգացված ճնշումն է՝ համակարգի հիդրավլիկ դիմադրությունների հաղթահարման համար (Պա):

Ըստ Դարսի-Վեյսբախի բանաձևի կարող ենք որոշել համակարգի հիդրավլիկ դիմադրությունը՝

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{\rho \cdot w^2}{2} * \frac{l}{d} \right) * \xi$$

որտեղ՝

λ – խողովակների պատերի հետ հեղուկի շփման գործակիցն է և կախված է հեղուկի շարժման ռեժիմից

w- ջրի շարժման արագությունն է խողովակներում 1մ/վ

l – խողովակների գումարային երկարությունն է 50 մ

d – խողովակի տրամագիծն է 25 մմ

ξ – տեղական դիմադրությունների արժեքն է

$$\Delta P = \frac{64 \cdot 1000 \cdot 1^2 \cdot 60}{1765 \cdot 2 \cdot 0.025} * 2 = 87025 \text{ Պա}$$

Շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը կկազմի

$$N_{\text{տ.ջ.}}=1644*87025=143069100 \text{ Ջ}=143069 \text{ կՋ}=39 \text{ կՎտ*ժ/ս}$$

Հովացման սեզոնում շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը կկազմի՝

$$V_{\text{ջ.բ.}}=\frac{Q_{\text{գպ.ս.}}*3600}{\rho*C*(t_{\text{լ}}-t_{\text{հ}})}=\frac{10800*3600}{1000*4,2*(15-(-2))}=544 \text{ մ}^3/\text{սեզ}$$

Հովացման սեզոնում շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը կկազմի

$$N_{\text{տ.ջ.}}=544*87025=47341600 \text{ Ջ}=47341 \text{ կՋ}=13,1 \text{ կՎտ*ժ/ս}$$

Այսպես համակարգի շուրջտարյա սպառած էլեկտրաէներգիան կկազմի

$$\Sigma N_{\text{ջ.հ.համ.}}=8773.2+39+13,1=8825,1 \text{ կՎտ*ժ/տարի}$$

5.4 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ԿԱՊԻՏԱԼ ՆԵՐՂՈՒՄՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Առաջարկվող ջերմային պոմպի կապիտալ ներդրումների արժեքը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$\Sigma K=K_{\text{ջպ.կ.}}+K_{\text{ջպ.կոնդ.}}+K_{\text{ջպ.գոլ.}}+K_{\text{ջպ.դր.}}+K_{\text{ֆեն.}}+K_{\text{պ.}}+K_{\text{ս.գ.բ.}}+K_{\text{ավտ.}}+K_{\text{մն.}}$$

Առաջարկվող համակարգի կապիտալ ներդրումների արժեքը կազմում են հետևյալ սարքերի, սարքավորումների և նյութերի արժեքների գումարը՝ ջերմային պոմպի կոմպրեսորի $K_{\text{ջպ.կ.}}$, գոլորշացուցչի $K_{\text{ջպ.գոլ.}}$, կոնդենսատորի $K_{\text{ջպ.կոնդ.}}$, դրոսելացման հանգույցի $K_{\text{ջպ.դր.}}$, ֆենքոյլների $K_{\text{ֆեն.}}$, շրջանառության պոմպերի $K_{\text{պ.}}$, ստորգետնյա բաքի $K_{\text{ս.գ.բ.}}$, համակարգի ավտոմատացման $K_{\text{ավտ.}}$ և մոնտաժման աշխատանքների:

Ջերմային պոմպի կոմպրեսորի արժեքը՝ $K_{\text{ջպ.կ.}}$ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K_{\text{ջպ.կ.}}=C_{\text{կ}}*Q_{\text{կ}}$$

որտեղ՝

$C_{\text{կ}}$ -1 կվտ ցրտարտադրողականությամբ կոմպրեսորի տեսակարար արժեքն է \$/կվտ

$Q_{\text{կ}}$ - կոմպրեսորի ցրտարտադրողականությունն է կվտ

Քանի որ առաջարկվող համակարգի դեպքում ջերմային պոմպի կոմպրեսորը աշխատում է միայն ջեռուցման ռեժիմում, հետևաբար կոմպրեսորի հզորությունը ընտրվելու է ըստ ջեռուցման հզորության՝

$$K_{ջպ.կ.}=30*7.99=240 \$$$

Ջերմային պոմպի կոնդենսատորի արժեքը՝ $K_{ջպ.կոնդ.}$ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K_{ջպ.կ.}=C_{կոնդ.}*F_{կոնդ.}$$

որտեղ՝

$C_{կոնդ.}$ - կոնդենսատորի ջերմափոխանցման $1m^2$ մակերեսի տեսակարար արժեքն է $\$/m^2$

$F_{կոնդ.}$ – կոնդենսատորի ջերմափոխանցման մակերեսն է m^2

$$K_{ջպ.կ.}=20*1,8=36\$$$

Ջերմային պոմպի գոլորշացուցչի արժեքը՝ $K_{ջպ.կոնդ.}$ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K_{ջպ.գոլ.}=C_{գոլ.}*F_{գոլ.}$$

որտեղ՝

$C_{գոլ.}$ - գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման $1m^2$ մակերեսի տեսակարար արժեքն է $\$/m^2$

$F_{կոնդ.}$ – գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման մակերեսն է m^2

$$K_{ջպ.գոլ.}=20*2,1=42\$$$

Ջերմային պոմպի դրոսեւացման հանգույցի արժեքը՝ $K_{ջպ.դր.}$ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K_{ջպ.դր.}=C_{դր.}*Q_{կ}$$

որտեղ՝

$C_{կ-1}$ կվտ ցրտարտադրողականությամբ ջերմային պոմպի դրոսեւացման հանգույցի տեսակարար արժեքն է $\$/կվտ$

$Q_{կ}$ - կոմպրեսորի ցրտարտադրողականությունն է կվտ

$$K_{ջպ.դր.}=10*7.99=79.9\$$$

Ֆենրոյների արժեքը՝ $K_{ֆեն.}$ որոշվում է՝

$$K_{ֆեն.}=N* C_{կ} * Q_{կ}$$

որտեղ՝

N- ֆենքոյլների քանակն է

C₁-1 կվտ սառեցման հզորությամբ ֆենքոյլի տեսակարար արժեքն է \$/կՎտ

Q₁- ֆենքոյլի պահանջված սառեցման հզորությունն է կՎտ

Քանի որ շինության ներսում տեղակայված ֆենքոյլները ունեն տարբեր հզորություններ, հետևաբար դրանց արժեքները հաշվարկվում են առանձին:

$$K_{\text{ֆեն.ննջ1}} = K_{\text{ֆեն.ննջ1}} = 1 * 100 * 2.5 = 250\$$$

$$K_{\text{ֆեն.նմ}} = 1 * 100 * 1.5 = 150\$$$

$$K_{\text{ֆեն.հս}} = 1 * 100 * 2 = 200\$$$

Համակարգի ֆենքոյլների արժեքների գումարը կկազմի՝

$$K_{\text{ֆեն.}} = K_{\text{ֆեն.ննջ1}} + K_{\text{ֆեն.ննջ2}} + K_{\text{ֆեն.նմ}} + K_{\text{ֆեն.հս}} = 850\$$$

Գրունտի մեջ տեղակայված բաքի արժեքը՝ K_{u.q.p.} որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K_{u.q.p.} = C_p * V_p$$

որտեղ՝

C_p-1 մ³ ծավալով բաքի տեսակարար արժեքն է \$/մ³

Q_p- գրունտի մեջ տեղակայված բաքի ծավալն է մ³

$$K_{u.q.p.} = 45 * 230 = 10350\$:$$

Շրջանառության պոմպերի արժեքը՝ K_{պ.}=220\$:

Համակարգի ավտոմատացման արժեքը՝ K_{u.q.p.}=250\$:

Համակարգի մոնտաժման արժեքը՝ K_{մոն.} =1500\$:

Այսպիսով ամբողջ համակարգի կապիտալ ներդրումների արժեքը կազմում է՝

$$\Sigma K = 13567.9\$:$$

5.5 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇԱՀԱԳՈՐԾՄԱՆ ԵՎ ՎԵՐԱՆՈՐՈԳՄԱՆ ՏԱՐԵԿԱՆ ԾԱԽՍԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Համակարգի վերանորոգման տարեկան ծախսերը՝ U_{վ.} որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$U_{վ.} = R * \Sigma K$$

որտեղ՝

R- վերանորոգման ծախսերի տարեկան գործակից, որը ընդունվում է 0.08...0.1[]
 Քանի որ ջերմային պոմպը հովացման սեզոնում չի աշխատելու, հետևաբար կոմպրեսորի աշխատանքային ռեսուրսը առավել երկար է ծառայելու գործակցի արժեքը կարող ենք ընտրել 0.08:

$$U_{վն.} = 0.08 * 13567.9 = 1085.4 \$:$$

5.6 ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ և ՀՈՎԱՑՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՕՊՏԻՄԱԼԱՑՈՒՄԸ

Կատարելով համապատասխան հաշվարկները ստանում ենք, որ 60 մմ հաստությամբ փրփրապլաստով ջերմամեկուսացված շինության ջերմապահանջի և ցրտապահանջի բավարարման համար անհրաժեշտ է 203,7 մ³ ծավալով սառույց, որը կազմում է շինության ծավալի (շինության ծավալը ըստ նկար 20-ի 450 մ³) մոտավորապես 45,2%: Եթե իրականացվի շինության արտաքին կոնստրուկցիաների ջերմամեկուսացումը առավել լավ ջերմամեկուսիչով կնվազի շինության ջերմապահանջը և ցրտապահանջը, հետևաբար և անհրաժեշտ սառցի ծավալը, որի արդյունքում գրունտի մեջ տեղակայված բաքի ծավալը: Ըստ աղյուսակ 4-ում ներկայացված հաշվարկների սենքերում հիմնական ջերմային կորուստները առաջանում են հատակից և արտաքին պատերից: Նշված շինարարական կոնստրուկցիաներից ջերմային կորուստների նվազեցման համար կարելի է իրականացնել դրանց ջերմամեկուսացման լավացում[22,40]: Որպես ջերմամեկուսիչ նյութ ընտրելով 120 մմ հաստությամբ փրփրապոլիուրետան և կատարվեն հետևյալ արդյունքները:

Արտաքին պատի կոնստրուկցիան ներկայացված է աղյուսակ 7-ում՝

աղյուսակ 7

Շերտի համարը	Նյութի տեսակը	Շերտի հաստություն	Նյութի ջերմահաղորդականության գործակից
1.	Գաջային սվաղ	$\delta_1 = 0.05$ մ	$\lambda_1 = 0.7$ Վտ/մ ² °C:
2.	Արթիկի տուֆ	$\delta_2 = 0.3$ մ	$\lambda_2 = 0.28$ Վտ/մ ² °C:
3.	Փրփրապոլիուրետան ($\rho = 40$ կգ/մ ³)	$\delta_3 = 0.12$ մ	$\lambda_3 = 0.029$ Վտ/մ ² °C:

Քանի որ պատի առաջին և երկրորդ շերտերի փոփոխություն չի արվել, հաշվենք երրորդ՝ ջերմամեկուսիչ շերտի ջերմային դիմադրության գործակցի արժեքը, որը հավասար է՝

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0.12}{0.029} = 4,13 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$$

Արտաքին պատի յուրաքանչյուր շերտի ջերմային դիմադրությունների գումարը հավասար է՝

$$R_{\Sigma} = R_u + R_1 + R_2 + R_3 + R_{\eta} = 0.115 + 0.0714 + 1,07 + 4,13 + 0.043 = 5,42 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$$

Արտաքին պատի ջերմափոխանցման գործակիցը կկազմի՝

$$K_{\eta S} = \frac{1}{5,42} = 0,18 \text{ ,Վտ/մ}^2\text{°C:}$$

Արդյունքում պատի ջերմափոխանցման գործակիցը նվազեց գրեթե երկու անգամ: Հատակի դեպքում կիրառվում է 80 մմ հաստությամբ փրփրապոլիուրետանի շերտ: Հատակի կոնստրուկցիան ներկայացված է աղյուակ 8-ում՝

աղյուակ 8

Շերտի համարը	Նյութի տեսակը	Շերտի հաստություն	Նյութի ջերմահաղորդականության գործակից
1.	Ջրամեկուսիչ	$\delta_1 = 0.05 \text{ մ}$	$\lambda_1 = 0.025 \text{ Վտ/մ}^2\text{°C}$
2.	Ցեմենտ-ավազ հարթեցնող շերտ	$\delta_2 = 0.03 \text{ մ}$	$\lambda_2 = 0.93 \text{ Վտ/մ}^2\text{°C}$
3.	Փրփրապոլիուրետան	$\delta_3 = 0.08 \text{ մ}$	$\lambda_3 = 0.029 \text{ Վտ/մ}^2\text{°C}$
4.	Երկաթ բետոն մոնոլիտ	$\delta_4 = 0.2 \text{ մ}$	$\lambda_4 = 1.3 \text{ Վտ/մ}^2\text{°C}$

Ջերմամեկուսիչ շերտի ջերմային դիմադրությունը կկազմի՝

$$R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4} = \frac{0.08}{0.029} = 2,75 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ}$$

Հատակի ջերմային դիմադրությունը կկազմի՝

$$R_{\Sigma} = R_u + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_{\eta} = 0.115 + 0.1 + 0.0322 + 0.0395 + 2,75 + 0.043 = 2,96 \text{ մ}^2\text{°C/Վտ:}$$

Այսպիսով հատակի ջերմափոխանցման գերծակից կընդունի հետևյալ արժեքը՝

$$K_{zS} = \frac{1}{2,96} = 0,33 \text{ ,}\Psi\text{m/}\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Կատարված հաշվարկներից պարզ է դառնում, որ ջերմամեկուսիչ շերտի ավելացման արդյունքում հատակի ջերմափոխանցման գործակիցը նվազում է մոտ 6 անգամ:

Ստացված նոր ջերմափոխանցման գործակցի արժեքը տեղադրելով ջերմային կորուստների և ջերմաթափանցումների հաշվարկի բանաձևերում և կատարելով համապատասխան հաշվարկները կունենանք շենքի ջերմա և ցրտապահանջի նոր արժեքներ, որոնք ներկայացվում են աղյուսակներ 9-ում և 10-ում:

աղյուսակ 9

Սենյակի անվանումը	Կոնստրուկցիայի անվանում	Շին. Կոնստրուկցիայի բնութագրեր			Ջերմաստիճան			Կոնստրուկցիա ներքից
		Կոնստրուկցիայի կողմնորոշում	Մակերես, F	Ջերմա-փոխանցման գործակից, K	Ներքին օդի	Արտաքին օդի	Ջերմաս. տարբերու. Δ T	
			մ ²					
ննջ1	Պտ1	Հս	14,58	0,18	20	-19	39	102
	Պտ2	Ավ	10,17	0,18	20	-19	39	71,4
	Հտ.	-	21,10	0,33	20	-19	39	271
	Աս.	-	21,10	0,36	20	-19	39	300
	Պհ	Ավ	2,25	2,50	20	-19	39	219
ննջ2	Պտ1	Հս	14,04	0,18	20	-19	39	98,7
	Պտ2	Ամ	10,17	0,18	20	-19	39	71,5
	Հտ.	-	20,30	0,33	20	-19	39	261
	Աս.	-	20,30	0,36	20	-19	39	288
	Պհ	Ամ	2,25	2,50	20	-19	39	219
h.u	Պտ1	Հվ	18,90	0,18	20	-19	39	132
	Պտ2	Ամ	17,10	0,18	20	-19	39	120
	Հտ.	-	40,70	0,33	20	-19	39	514
	Աս.	-	40,70	0,12	20	-19	39	190

աղյուսակ 9-ի շարունակություն

ննջ 2	Պհ	Աս	2,25	2,50	20	-19	39	219
h.u	Պտ1	Հվ	18,90	0,18	20	-19	39	132
	Պտ2	Աս	17,10	0,18	20	-19	39	120
	Հտ.	-	40,70	0,33	20	-19	39	514
	Աս.	-	40,70	0,12	20	-19	39	190
	Պհ	Աս	4,50	2,50	20	-19	39	439
ն.ս.	Պտ1	Հվ	4,05	0,18	20	-19	39	28
	Պտ2	Ավ	5,94	0,18	20	-19	39	41
	Հտ.	-	14,90	0,33	20	-19	39	191
	Աս.	-	14,90	0,36	20	-19	39	212
	Դուռ	Ավ	2,00	5,00	20	-19	39	390
	Պհ	Ավ	1,35	2,50	20	-19	39	132
Ընդամենը								4290

աղյուսակ 10

Սենյակի անվանումը	Կոնստրուկցիայի անվանում	Շին. Կոնստրուկցիայի բնութագրեր			Ջերմաստիճան			Կոնստրուկցիայի ներքին Վտ
		Կոնստրուկցիայի կողմնորոշում	Մակերես, F	Ջերմա-փոխանցման գործակից, K	Ներքին օդի	Արտաքին օդի	Ջերմաս. տարբերու. ΔT	
			մ ²					
ննջ1	Պտ1	Հս	14,58	0,18	20	33	13	34
	Պտ2	Ավ	10,17	0,18	20	33	13	24
	Հտ.	-	21,10	0,33	20	33	13	90
	Աս.	-	21,10	0,36	20	33	13	100
	Պհ	Ավ	2,25	2,50	20	33	13	73
ննջ2	Պտ1	Հս	14,04	0,18	20	33	13	32
	Պտ2	Աս	10,17	0,18	20	33	13	24

աղյուսակ 10-ի շարունակություն

ննջ2	Հս.	-	20,30	0,33	20	33	13	87
	Աս.	-	20,30	0,36	20	33	13	96
	Պհ	Աս	2,25	2,50	20	33	13	73
հ.ս	Պս1	Հվ	18,90	0,18	20	47	27	92
	Պս2	Աս	17,10	0,18	20	33	13	40
	Հս.	-	40,70	0,33	20	33	13	56
	Աս.	-	40,70	0,12	20	33	13	63
	Պհ	Աս	4,50	2,50	20	33	13	146
ն.ս.	Պս1	Հվ	4,05	0,18	20	47	27	20
	Պս2	Ավ	5,94	0,18	20	33	13	13
	Հս.	-	14,90	0,33	20	33	13	63,8
	Աս.	-	14,90	0,36	20	33	13	71
	Դուռ	Ավ	2,00	5,00	20	33	13	130
	Պհ	Ավ	1,35	2,50	20	33	13	44
Ընդամենը`								1371

Այսպիսով կարող ենք արձանագրել, որ ջերմամեկուսիչ շերտի ավելացման և ավելի փոքր ջերմահաղորդականության գործակից ունեցող ջերմամեկուսիչ օգտագործելու դեպքում տվյալ շինության ջերմապահանջը նվազում է շուրջ 53%-ով, իսկ ցրտապահանջը մոտ 45%-ով:

Շինության ջերմապահանջի բավարարման համար անհրաժեշտ ջրի ծավալը կկազմի`

$$G = \frac{3600Q_{ջպ.ս}(\mu-1)}{\mu(c_{ջ}(t_{ջ.ս}-t_{ջ.վ})+\beta_{ս})}$$

Ըստ բանաձև (15)-ի`

$$Q_{ջ.ս} = Q_{ջ.*z} = 4,29*3600=15444 \text{ կՎտ*ժ/ս}$$

Համաձայն (11) արտահայտության`

$$Q_{ջպ.ս} = Q_{ջ.ս} + Q_{օդ.ս} + Q_{տք.ս} = 15444 + 3885 + 1546.6 = 20875,6 \text{ կՎտ*ժ/ս}$$

Այսպիսով կունենանք`

$$G = \frac{3600 \cdot 20875,6 \cdot (3,9 - 1)}{3,9(4,18 \cdot (20 + 3) + 333,7)} - \frac{217941264}{1676,4} = 130005 \text{ կգ}$$

Անհրաժեշտ ջրի ծավալը ըստ (21) արտահայտության կկազմի՝

$$V = \frac{130005}{1000} = 130 \text{ մ}^3:$$

Բաքի ծավալը կկազմի՝

$$V_F = 1,1 \cdot V = 143 \text{ մ}^3:$$

Արդյունքում պարզ է դառնում, որ նույն շինության սեզոնային ջերմապահանջի բավարարման համար անհրաժեշտ ջրի հետևաբար և գրունտի մեջ տեղադրված բաքի ծավալը ջերմամեկուսացման լավացման արդյունքում կարելի նվազեցնել շուրջ 37%-ով: Այս դեպքում բաքի ծավալը կկազմի շինության ծավալի ընդամենը 31%-ը:

Այսպես համակարգի կապիտալ ներդրումների արժեքը կփոխվի:

Շինության ջերմամեկուսացման արժեքը կկազմի՝

$$K_{2,ս.} = C_{ս.} \cdot G_{\Phi}$$

որտեղ՝

$C_{ս-1}$ կգ փրփրապոլիուրետանի (40կգ/մ³ խտությամբ) տեսակարար արժեքն է \$/կգ

G_{Φ} – օգտագործված փրփրապոլիուրետանի զանգվածն է կգ

$$G = F \cdot \Delta \cdot \rho$$

որտեղ՝

F- օգտագործված մեկուսիչի մակերեսն է մ²

Δ – մեկուսիչի հաստությունն է մ

ρ- մեկուսիչի խտությունն է կգ/մ³

$$G = ((94,8 \cdot 0,12) + (96,9 \cdot 0,08)) \cdot 40 = 765,12 \text{ կգ}$$

$$K_{2,ս.} = 4 \cdot 765,12 = 3060,48 \$$$

Ջերմային պոմպի կոմպրեսորի արժեքը կկազմի՝

$$K_{2,պ.կ.} = 30 \cdot 4,29 = 128,7 \$:$$

Ջերմային պոմպի դրոսելացման հանգույցի արժեքը՝

$$K_{2,պ.դր.} = 10 \cdot 4,29 = 42,9 \$$$

Տեներյուների արժեքը՝

$$K_{\Phi \text{ են. ննջ1}} = K_{\Phi \text{ են. ննջ1}} = K_{\Phi \text{ են. նս}} = 1 \cdot 100 \cdot 1 = 100 \$$$

$$K_{\text{ֆեն.հս}}=1*100*1,5=150\$$$

Համակարգի ֆենքոյլների արժեքների գումարը կկազմի՝

$$K_{\text{ֆեն.}}= K_{\text{ֆեն.ննջ1}}+K_{\text{ֆեն.ննջ2}}+K_{\text{ֆեն.նմ}}+ K_{\text{ֆեն.հս}}=450\$$$

Գրունտի մեջ տեղակայված բաքի արժեքը՝ $K_{\text{ու.գ.բ.}}$ որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ՝

$$K_{\text{ու.գ.բ.}}=C_{\text{բ.}}*V_{\text{բ}}$$

որտեղ՝

$C_{\text{բ.}}$ -1 մ³ ծավալով բաքի տեսակարար արժեքն է \$/մ³

$Q_{\text{բ.}}$ - գրունտի մեջ տեղակայված բաքի ծավալն է մ³

$$K_{\text{ու.գ.բ.}}=45*143=6435\$:$$

Արդյունքում համակարգի կապիտալ ներդրումները կազմում են 12165\$ և նվազում են 1402\$-ով:

Ջերմային կորուստների և ջերմաթափանցումների նվազեցման արդյունքում նվազում է նաև սարքի դրվածքային հզորությունը հետևաբար և տարեկան էլեկտրաէներգիայի ծախսը: Այսպես շուրջտարյա էլեկտրաէներգիայի ծախսը ըստ (23) բանաձևի կկազմի՝

$$\sum N_{\text{ջ-հ.հսմ.}}=N_{\text{ջու.ձ.}}+\sum N_{\text{ջու.տ}}$$

Ջերմային պոմպի կոմպրեսորի կողմից սպառած էլեկտրաէներգիան ջեռուցման սեզոնի ընթացքում կազմում է՝

$$N_{\text{ջու.ձ.}}=Q_{\text{կոն.ու.}}/\mu_{\text{ջու.}} = Q_{\text{ջու.ու.}}/\mu_{\text{ջու.}}$$

$$N_{\text{ջու.ձ.}}=20875.6/3.9=5352 \text{ կՎտ*ժ/ս}$$

Շրջանառության պոմպերի կողմից տարվա ընթացքում սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը համաձայն (23) արտահայտության որոշվում է՝

$$\sum N_{\text{ու.տ}}=N_{\text{տ.ջ.}}+N_{\text{ու.ջ.}}$$

Շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը ըստ (25) բանաձևի՝

$$N_{\text{տ.զ.}} = V_{\text{զ.բ.}} \cdot \Delta P_{\text{զ.հ.}}$$

Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում ֆենթոյլի և ջերմային պոմպի կոնդենսատորի միջև շրջանառություն կատարող ջերմատարի քանակը կազմում է

$$V_{\text{զ.բ.}} = \frac{Q_{\text{զայ.ս}} \cdot 3600}{\rho \cdot c \cdot (t_{\text{ս}} - t_{\text{հ}})} = \frac{20875 \cdot 3600}{1000 \cdot 4,2 \cdot (40 - 25)} = 1192 \text{ մ}^3/\text{սեզ}$$

Քանի որ համակարգի հիդրավլիկ դիմադրությունը չի փոխվել, դրա արժեքը ընդունվում է նույնը՝ 87025 Պա:

Շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը կլինի նույնը ինչպես նախորդ դեպքում՝ 52.1 կՎտ*ժ/տարի:

$$N_{\text{տ.զ.}} = 1192 \cdot 87025 = 103733800 \text{ Ջ} = 103733 \text{ կՋ} = 28.8 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ}/\text{տարի}$$

Հովացման սեզոնում շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը կկազմի՝

$$V_{\text{զ.բ.}} = \frac{Q_{\text{զպ.ս}} \cdot 3600}{\rho \cdot c \cdot (t_{\text{ս}} - t_{\text{հ}})} = \frac{4935 \cdot 3600}{1000 \cdot 4,2 \cdot (15 - (-2))} = 248 \text{ մ}^3/\text{սեզ}$$

Շրջանառության պոմպի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիայի քանակը կկազմի

$$N_{\text{տ.զ.}} = 248 \cdot 87025 = 21582200 \text{ Ջ} = 21582 \text{ կՋ} = 6 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ}/\text{տարի}$$

Այլևս համակարգի շուրջտարյա սպառած էլեկտրաէներգիան կկազմի

$$\sum N_{\text{զ.հ. համ.}} = 5352 + 28.8 + 6 = 5386 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ}/\text{տարի}$$

Ստացված արդյունքներից կարող ենք եզրակացնել, որ միննույն շինության ջերմամեկուսացման լավացման արդյունքում նվազեցնել ջերմապահանջը և ցրտապահանջը, հետևաբար ջերմային պոմպի դրվածքային հզորությունը համակարգի կողմից սպառված տարեկան էլեկտրաէներգիան կարելի է նվազեցնել մոտ 39%-ով:

5.7 ՇԻՆՈՒԹՅԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ԵՎ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԻՐԱԿԱՆԱՑՈՒՄԸ ԳԵՌԹԵՐՄԱԸ ՓԱԿ ԿՈՆՏՈՒՐՈՎ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

Քանի որ շինության ջեռուցումը և հովացումը իրականացվելու է նույն ջերմային պոմպի միջոցով, ապա կոնդենսատորի և գոլորշացուցչի մակերեսները պետք է որոշվի ըստ առավելագույնի՝ ըստ ջերմապահանջի:

$$F_{\text{կ}} = \frac{Q_{\text{ջպ}}}{K_{\text{կ}} \cdot \Delta T_{\text{լոգ}}} \quad (36)$$

$Q_{ջայ}$ - շենքի ջերմապահանջն է 7990 Վտ

K_y - կոնդենսատորի ջերմափոխանցման գործակիցն է 300 Վտ/մ²*C

ΔT_{lnq} - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է C

$$\Delta T_{lnq} = \frac{(45 - 25) - (45 - 40)}{\ln \frac{(45 - 25)}{(45 - 40)}} = \frac{15}{1,38} = 10,8$$

$$F_y = \frac{7990}{400 * 10,8} = 1,85 \text{ մ}^2$$

Գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման մակերեսը որոշվում է ըստ հետևյալ բանաձևի.

$$F_q = \frac{Q_{ջայ} * (\mu - 1)}{\mu * K_q * \Delta T_{lnq}} \quad (37)$$

$Q_{ջայ}$ - շենքի ջերմապահանջն է 7990 Վտ

K_q - գոլորշացուցչի ջերմափոխանցման գործակիցն է 350 Վտ/մ²C

μ - Ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցն է, որը R134a սառնագենտի $t_y = 45$,

$t_q = -5$ °C պարամետրերի դեպքում հավասար է 3,9

ΔT_{lnq} - միջին լոգարիթմական ջերմաստիճանատարբերությունն է

$$\Delta T_{lnq} = \frac{(t_y - t_q) - (t_u - t_q)}{\ln \frac{(t_h - t_q)}{(t_u - t_q)}} \quad (38)$$

t_q - սառնագենտի գոլորշացման ջերմաստիճանն է -5°C

t_u - ջեռուցման սեզոնի սկզբում բաքում եղած ջրի ջերմաստիճանն է, 15°C

t_y - ջեռուցման սեզոնի վերջում բաքում եղած սառցի ջերմաստիճանն է -3°C

$$\Delta T_{lnq} = \frac{(15 - (-5)) - (-3 - (-5))}{\ln \frac{15 - (-5)}{-3 - (-5)}} = 7,8$$

$$F_q = \frac{7990 * (3,9 - 1)}{3,9 * 350 * 7,8} = 2,1 \text{ մ}^2:$$

Առավելագույն մակերեսը 2,1 մ² է, հետևաբար ն' գոլորշացուցչի, ն' կոնդենսատորի մակերեսները պետք է նույն 2,1 մ²: Գրունտի մեջ տեղակայված խողովակների երկարությունը մաթ. մոդելավորման արդյունքում ստացված գրաֆիկների հիման վրա գրունտի ջերմահաղորդականության գործակցի 0.19 Վտ/մ²C, խտությունը 1500 կգ/մ³ և ջերմային պոմպի 4.2 վերափոխման գործակցի արժեքների դեպքում ստացվում է 800 մ[50]: Հաշվի առնելով, որ գրունտի

ջերմաստիճանը 1 մետր խորության վրա կազմում է 3°C Երևանի համար, ապա ջեռուցման ռեժիմի դեպքում կունենանք գոլորշացման ջերմաստիճանը -2°C, իսկ կոնդենսացման ջերմաստիճանը 45°C: Այս ջերմաստիճանների համար կառուցելով ջերմային պոմպի աշխատանքային ցիկլը R134a սառնագենտի համար և կատարելով համապատասխան հաշվարկները կունենանք ջերմային պոմպի վերափոխման գործակիցը ջեռուցման ռեժիմում $\mu=4,20$, իսկ $\varepsilon=2,9$: Համակարգի շուրջտարյա էլեկտրաէներգիայի սպառումը կկազմի՝

$$\sum N_{ջ-h,համ.} = N_{ջպ.ձ.} + N_{ջպ.ս.} \sum N_{ջ.պ.տ}$$

Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում համակարգի սպառած էլեկտրաէներգիան կազմում է՝

$$N_{ջպ.ձ.} = Q_{կոն.ս.} / \mu_{ջպ.} = Q_{ջպ.ս.} / \mu_{ջպ.}$$

$$N_{ջպ.ձ.} = 34215.6 / 4.2 = 8146.2 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} / \text{ս}$$

Հովացման սեզոնի ընթացքում համակարգի սպառած էլեկտրաէներգիան կազմում է՝

$$N_{ջպ.ս.} = Q_{գոլ.ս.} / \varepsilon = Q_{ջպ.ս.} / \varepsilon$$

$$N_{ջպ.ս.} = 10800 / 2.9 = 3724 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} / \text{ս}$$

Վերևում կատարված հաշվարկներից ունենք շրջանառության պոմպերի կողմից սպառված էլեկտրաէներգիան կազմում է 52.1 կՎտ*ժ/տարի:

Այսպես շինության ջեռուցման և հովացման ապահովման համար գեոթերմալ փակ կոնտուրով աշխատող ջերմային պոմպի սպառած էլեկտրաէներգիան մեկ տարվա ընթացքում կազմում է՝

$$\sum N_{ջ-h,համ.} = 8146.2 + 3724 + 52.1 = 11922,1 \text{ կՎտ} \cdot \text{ժ} / \text{տարի}$$

5.8 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ԿԱՊԻՏԱԼ ՆԵՐԴՐՈՒՄՆԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Գեոթերմալ փակ կոնտուրով ջերմային պոմպի կապիտալ ներդրումների արժեքը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$\sum K = K_{ջպ.կ.} + K_{ջպ.կոնդ.} + K_{ջպ.գոլ.} + K_{ջպ.դր.} + K_{ֆեն.} + K_{պ.} + K_{լս.} + K_{լս.ոս.} + K_{ավտ.} + K_{մոն.}$$

Այս տիպի ջերմային պոմպերի և առաջարկվող նոր տիպի գեոթերմալ ջերմային պոմպի կապիտալ ներդրումների տարբերությունը կայանում է նրանում, որ այս դեպքում գրունտի մեջ բաքի փոխարեն տեղակայվում են խողովակներ: Փակ կոնտուրով աշխատող գեոթերմալ ջերմային պոմպով շինության ջեռուցման և հովացման ապահովման համակարգի կապիտալ ներդրումների արժեքը կազմում է ջերմային պոմպի կոմպրեսորի $K_{շպ.կ}$, գոլորշացուցչի $K_{շպ.գոլ.}$, կոնդենսատորի $K_{շպ.կոնդ.}$, դրոսելացման հանգույցի $K_{շպ.դր.}$, ֆենքոյլների $K_{ֆեն.}$, շրջանառության պոմպերի $K_{պ.}$, գրունտի մեջ տեղակայված խողովակների $K_{խ.}$, համակարգի ավտոմատացման $K_{ավտ.}$ և մոնտաժման աշխատանքների $K_{մոնտ.}$ գումարը:

Քանի որ համեմատվող երկու համակարգերում սարքավորումների արժեքների տարբերությունները կազմում են միայն գրունտի մեջ տեղակայված բաքը և խողովակներն ու խրամուղիները, հետևաբար կհաշվարկենք միայն դրանց արժեքները, իսկ մնացած սարքավորումների արժեքները կվերցվի 5.4 բաժնում կատարված հաշվարկներից:

Գրունտի մեջ տեղակայված խողովակների արժեքը՝ $K_{խ}$ կկազմի՝

$$K_{խ} = C_{խ} * L_{խ}$$

որտեղ՝

$C_{խ}$ – 20 մմ տրամագծով խողովակի արժեքն է 2.2 \$

$L_{խ}$ – խողովակների երկարությունն է

$$K_{խ} = 2,2 * 800 = 1760 \$:$$

Խրամուղիների փորման աշխատանքները $K_{խ.ու.}$ կկազմեն՝

$$K_{խ.ու.} = C_{խ.ու.} * V_{խ.ու.}$$

որտեղ՝

$C_{խ.ու.}$ – 1 մ³ խրամուղու փորման և խողովակները մոնտաժելուց հետո դրանց հողով ծածկման արժեքն է 12 \$/ մ³

$V_{խ.ու.}$ – խրամուղիների ծավալն է 800 մ³

$$K_{խ.ու.} = 12 * 800 = 9600 \$:$$

Այսպիսով ամբողջ համակարգի կապիտալ ներդրումների արժեքը կազմում է՝

$$\Sigma K = 14578 \$:$$

5.9 ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՇԱՀԱԳՈՐԾՄԱՆ ԵՎ ՎԵՐԱՆՈՐՈԳՄԱՆ ՏԱՐԵԿԱՆ ԾԱԽՍԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ

Համակարգի վերանորոգման տարեկան ծախսերը՝

$$U_{վ.} = R * \Sigma K$$

որտեղ՝

R- վերանորոգման ծախսերի տարեկան գործակիցը այս համակարգի դեպքում ընտրվում է 1, քանի որ ջերմային պոմպի կոմպրեսորը տվյալ համակարգի դեպքում աշխատում է ն՝ ձմռան սեզոնում, ն՝ ամռան:

$$U_{վ.} = 0.1 * 14758 = 1475.8 \$:$$

Համեմատվող երկու համակարգերի դեպքում սպառված տարեկան էլեկտրաէներգիայի տարբերությունը կազմում է՝

$$N_{տ} = \Sigma N_{զպ. փ. կ.} - \Sigma N_{զպ.}$$

$$N_{տ} = 11922,1 - 8825,1 = 3097 \text{ կՎտ*ժ}$$

Էլեկտրաէներգիայի սպառման տարբերությունը գումարային տեսքով՝ $U_{տ}$ կկազմի՝

$$U_{տ} = N_{տ} * 45 \text{ դր}$$

$$U_{տ} = 139365 \text{ դր:}$$

Եզրակացություն

1. Գեոթերմալ տեղական նոր տիպի ջերմային պոմպը ունի առավել ցածր ինքնարժեք, քան հին տիպի փակ կոնտուրով գեոթերմալ ջերմային պոմպերը:
2. Առաջարկվող ջերմային պոմպի դեպքում շինության ջեռուցման և հովացման համար ծախսվող էլեկտրաէներգիայի տարեկան քանակը ավելի քիչ է գոյություն ունեցող ջերմային պոմպերի հետ համեմատած:
3. Իրականացնելով շինության ջերմամեկուսացում հնարավոր է ստորգետնյա բաքի ծավալը նվազեցնել շուրջ 37 %-ով:

4. Առաջարկվող համակարգը առավել էներգաէֆեկտիվ և տնտեսապես շահավետ է գոյություն ունեցող գեոթերմալ փակ կոնտուրով աշխատող ջերմային պոմպերից:

ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆ

1. Կիրառելով առաջարկվող ջերմային պոմպը հնարավոր է իրականացնել շինության ջերմամատակարարումը էներգաարդյունավետ կերպով՝ ցածր կոնդենսացման և բարձր գոլորշացման ջերմաստիճանների շնորհիվ ունենալով վերափոխման գործակցի մեծ արժեք:
2. Ջեռուցման սեզոնի ընթացքում կուտակված սառցի միջոցով իրականացնել շինության ցրտամատակարարում էլեկտրաէներգիայի նվազագույն ծախսով:
3. Առաջարկվող ջերմային պոմպի աշխատանքի հիման վրա իրականացնել մի շարք այլ պրոցեսների ջերմացրտամատակարարումը առավել էներգաարդյունավետ եղանակով:
4. Առաջարկվող նոր տիպի ջերմային պոմպը ունի առավել ցածր ինքնարժեք:
5. Առաջարկվող ջերմային պոմպի աշխատանքի հիման վրա իրականացնելով շինության ցրտամատակարարումը՝ ջերմային պոմպն աշխատացնելով զիջերվա ժամերին՝ հնարավոր է որոշ չափով լուծել էլեկտրաէներգիայի սպառման օրական անհավասարաչափության խնդիրը:
6. Օգտագործելով գազի կոնդենսացիոն կաթսաներում գազի այրումից առաջացած ջրային գոլորշիների կոնդենսատը բարձրացնել այդ կաթսաների ՕԳԳ-ն:
7. Ջերմային պոմպի աշխատանքի միջոցով լուծվում է նաև բնապահպանական խնդիր՝ կոյուղի չուղարկելով բարձր ջերմաստիճանի կոնդենսատը, որի արդյունքում կարող են զարգանալ կոյուղաջրերում առկա բակտերիաները:

8. Կիրառելով նոր տիպի գոլորշացուցիչ՝ նվազագույնի հասցնել դրամակերևույթին սառցի շերտի հաստությունը՝ այս կերպ պահպանելով սառնագենտի գոլորշացման հաստատուն ջերմաստիճան:
9. Ջերմա և ցրտամատակարարման համակարգերի էներգաարդյունավետության բարձրացման միջոցով կրճատել էլեկտրաէներգիայի սպառումը՝ նվազեցնելով շրջակա միջավայր վնասակար արտանետումների ծավալը
10. Միայն ցրտամատակարարման պահանջ ունեցող շենքերում օգտագործելով ցրտի կուտակման հնարավորությունը՝ նվազեցնել էլեկտրաէներգիայի օգտագործման ժամային անհավասարաչափությունը:
11. Կիրառելով նոր տիպի ջերմային պոմպը, հնարավոր է խնայել զգալի մակերեսով շինարարական տարածքներ:
12. Օգտագործելով ավելի քիչ քանակությամբ էլեկտրաէներգիա կրճատել վնասակար արտանետումների ծավալը շրջակա միջավայր[54]:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. Խարազյան Ռ.Ս. ՎԵՐԱԿԱԳՆՎՈՂ ԷՆԵՐԳԻԱՅԻ ԱՂԲՅՈՒՐՆԵՐ ԵՎ ՏԵԽՆՈԼՈԳԻԱՆԵՐ.-Երևան:Ասողիկ, 2012.-279
2. Մովսեպյան Ս., ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ԵՐԿՐԱԶԱՓՈՒԹՅԱՄԲ ԳՈԼՈՐՇԱՅՈՒՑՉԻ ՏԻՊԻ և ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՅԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄԸ, ՃԱՐՏԱՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ և ՇԻՆԱՐԱՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ.- ք. Երևան, N1, 2019.-96-101
3. Մովսեպյան Ս. ԳԱԶԻ ԿՈՆԴԵՆՍԱՅԻՈՆ ԿԱԹՍԱՅԻ ՕԳԳ-Ի ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԹՈԴ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՊՈՄՊԻ ՄԻՋՈՑՈՎ, ՃԱՐՏԱՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ և ՇԻՆԱՐԱՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ.- ք. Երևան, N1, 2019.-102-105
4. ՀՀՇՆ II-7.01-2011 ՇԻՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ԿԼԻՄԱՅԱԲԱՆՈՒԹՅՈՒՆ, ք. Երևան, 54
5. Մովսեպյան Ս. ՆՈՐ ՏԻՊԻ ՍԱՌՆԱԳԵՆՏՆԵՐԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱՎՈՐՈՒՄԸ, ՃՇՀԱՀ ԳԻՏԱԿԱՆ ԱՇԽԱՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ.- ք. Երևան, N1,(72), 2019.-57-61
6. Մովսեպյան Ս. ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ԵՐԿՐԱԶԱՓՈՒԹՅԱՄԲ ԳՈԼՈՐՇԱՅՈՒՑԻՉՈՎ ՑՐՏՈՒԹՅԱՆ ԿՈՒՏԱԿԻՉ, ՃՇՀԱՀ ԳԻՏԱԿԱՆ ԱՇԽԱՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ.- ք. Երևան, N1, (72) 2019, 62-66
7. Белов В. В., Суков Ю. М. Использование тепла окружающего воздуха. - ВНИИПИ – Москва – 1985 - с.7
8. Богословский В.Н. и др. Отопление и вентиляция. - Учебник для вузов. – Стройиздат - М. – 1980 - 295с.
9. Зелиновский И. Х., Каплан Л.Г. Малые холодильные машины и установки.- Москва: Машиностроение.-ВО АГРОПРОМИЗДАТ,1989.-207с
10. Данилов Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок.-Ленинград: Машиностроение.-1986.-298с
11. Кухлинг Х. Справочник по физике.-Москва: Мир.-1982.-491 с.
12. Роддатис К.Ф.,Соколовский Я.Б. Справочник по котельным установкам малой производительности.-Москва: Энергия.-1968.-262с.

13. Лунева С.К., Чистович А.С. Эмиров И.Х. К вопросу применения тепловых насосов.-Журнал Технико-технологические проблемы сервиса.-2013.-15с.
14. Вукалович М. П., Ривкин С.Л., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. -Изд-по стандартов - М. – 1969 - 408с.
15. Гиршфельд В. Я., Морозов Г. Н. Тепловые электрические станции. - «Энергия» - М. - 1973 - 239с.
16. Гохштейн Д. П. Энтропийный метод расчета энергетических потерь. - Госэнергоиздат. - М.-Л., - 1963 – 111с.
17. Каменев П. Н., Богословский В. Н., Егиазаров А. Г., Сканава А. Н., Щеглов В.П. Отопление и вентиляция. - ч. I. - М. – 1975 - с.76-78.
18. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. - «Энергия» - М. – 1974 - 447с.
19. Кулоян Л. Т., Меликян З.А. Определение удельных теплоступлений и нормы хладопотребления для кондиционирования воздуха. -Теплогазоснабжение и вентиляция. Будивельник. – Киев – 1968 - 62с.
20. Курьлев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки.- Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Холодильные и компрессионные машины и установки". - 3-е изд. - Л.: Машиностроение- Ленингр. Отд. – 1980 - 622 с.
21. Ладыженский Р.М. Кондиционирование воздуха. - Учебник для вузов холод. пром-сти - 3-е изд. - перераб. и доп. - Госторгиздат - М. - 1962 - 352 с.
22. Лесдон Л. С. Оптимизация больших систем. -Наука – М. – 1975 - 432с.
23. Либерман Н. Б., Нянкoвская М. Т. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. -Энергия. – М. - 1979 -224с.
24. Литвин А. М. Техническая термодинамика. -Госэнергоиздат - М.- Л. – 1963 - 312с.
25. Мартыновский В. С. Термодинамические характеристики циклов тепловых и холодильных машин. - Госэнергоиздат - М.-Л. 1952. 116 с.
26. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. -Под.ред. В.М.Бродянского - Энергия. - М. - 1979г.- 216с.

27. Мелентьев Л. А. Системные исследования в энергетике. - Наука - М. - 1983 - 454с.
28. Меликян З.А.Теплонасосная установка. -А.с. 770318. Б. И.12. - 1985
29. Меликян З.А. Централизованный теп-ло-вой насос для круг-ло-годового теп-ло-хлад-о-снаб-же-ния городов. -Сб. докладов Меж-дународ-ной кон-фе-ренции Отопле-ние, вентиляция и КВ - Прага - 1978 -325с.
30. Меликян З.А. Установка теплового насоса. -А.с. 776168. Б. И.12. - 1985
31. Меликян З.А. Некоторые вопросы оптимизации систем централизованного хладоснабжения установок кондиционирования воздуха. -Доклады Международной конференции "Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха". - ЧССР - Братислава - 1979 - 371с.
32. Меликян З.А. Расчет теплопоступлений через окна здания. -Известия ВУЗов - Строительство и архитектура - N9 - 1972 - 120с.
33. Михеев М. А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. -Энергия. - М. - 1977 - 343с.
34. Ривкин. С.Л. Термодинамические свойства газов.-Энергоатомиздат.-М. - 1987 - 288с.
35. Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины, аппараты и компрессорные агрегаты. -Энергоиздат. - М. - 1970. - стр.71 - 656с.
36. Соколов В.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. - Энергоиздат - М - 1981 - с.291.
37. Староверов И. Г. и др. Справочник проектировщика. Первая часть (отопление, водопровод и канализация).-Издательство литературы по строительству.- М.-1967 - 477с.
38. Стоккер В. Ф. Холодильная техника и кондиционирование воздуха (перевод с английского)- М. - 1962 - 315с.
39. Abrams D. Heating and Cooling with Heat Pumps.-Progressive Builder 1(3): - 24-26 July - 1985 - 244р.
40. Andersson O. Heat Pump Supported ATES Applications in Sweden. -Newsletter IEA Heat Pump Center, 16/2: - 1998 - p.19-20

41. Bert Stuij. Residential Heat Pump Applications. An International Overview. - IEA Heat Pump Centre Newsletter. - Vol.13 - No.3 – 1995 - p.12.
42. Breembroek G. The Role of Heat Pumps in a Deregulated Energy Market. - Newsletter IAE Heat Pump Centre -16/3: - 1998 - p26-27
43. Ocgnsner K. Geothermal heat pumps: guide for planning and installing.-Eastern London: Sterling, VA, 2007.-164p.
44. Donald B. Energy Efficiency and Renewable Energy. Clearing House. -“Heat Pumps” 2nd Edition - December - 1990 – 251p.
45. Flower R.G., Langa F.S. Fresh Air Without Frostbite.-New Shelter 5(1) - Jan. – 1984 - p.58-66.
- A. Bernier Closed-Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems.-ASHRAE Journal.-September 2006. – p.12-19
46. Heating and Cooling With a Heat Pump - Produced by Natural Resources Canada’s Office of Energy Efficiency EnerGuide - Revised December 2004 - pp.14-15 - oee. nrcan.gc.ca/infosource.
47. Hiroshi Itoh. The World’s Best Selling Heat Pump. What Makes the Japanese Room Heat Pump so Successful? -IEA Heat Pump Centre Newsletter. - Vol.13 - No.3 – 1995 - p.31.
48. Horst. J. Home Heating with a Heat Pump. - Fine Homebuilding Magazine (26) - April/May – 1985 - p66-68
49. John W McKay. Ventilation Savings from Renewable Energy and CO2 Control. - Cantigua Energy Group Ltd. – Energy Engineering – V.104 – Issue 1 – January 2007 – 6-12pp.
50. Melikyan Z.A. Heating-Cooling of Buildings, LAP Lambert Academic Publishing, Germany,2012.-344
51. Melikyan Z.A. Heat-Cold Co-Generation and Accumulation system. Proceedings of Intern. - Conference on Sustainable Energy and Environment. - INDIA - 2000. 16 p.
52. Melikyan Z. A. Ice Storage Geothermal Heat Pump. -Proceedings of 20th World Energy Congress. – Atlanta - USA – 1997 - p.279–286. 8p.

53. Melikyan Z. A. Systematical Analysis of Efficiency of Heating-Cooling Systems. - International Congress "ROOMVENT"-92 – Denmark - Copenhagen. 6 p.
54. Melikyan Z. A., Movsesyan T.G. Developing of Heating and Cooling Universal System Sourced by new Type of Heat Pump and Method for Its Design, International Journal of Mechanical Engineering and Applications, 2017.-175-181
55. Movsesyan T.G. Construction of Cold Accumlator with Condensing Heat Utilization, BULLETIN of National Agraraian University of Armenia, Yerevan, N1,/65, 2019.-61-62
56. Michel A. Bernier. Closed-Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems. - ASHRAE Journal – September 2006 – p.12-19
57. https://www.google.com/search?biw=1366&bih=625&tbm=isch&sa=1&ei=5aPIXJiVPHhgwe syYzBg&q=heat+pump+cycle&oq=heat+pump+cycle&gs_l=img.3...0.0..65789...0.0..0.0.0.....0.....gws-wiz-img.JLfp00XG7sY#imgrc=9M47651LqcD6rM: 12.05.2018
58. https://www.google.com/search?biw=1366&bih=625&tbm=isch&sa=1&ei=xaXIXKCEGcPggw ei67-wBQ&q=refrigerant+diagram&oq=refrigerant+diagram&gs_l=img.3..0l2j0i7i30l8.6331.10965..12313..0.0..0.180.733.0j5.....0....1..gws-wiz-img.LhuWnCzYn-8#imgdii=Xw0lhmQsrayfCM:&imgrc=ouzagBSgi5fmWM: 12.05.2018
59. https://www.google.com/search?biw=1366&bih=625&tbm=isch&sa=1&ei=0qXIXO7WMIvoU eyPkYAE&q=%D1%86%D0%B8%D0%BA%D0%BB+%D0%BA%D0%B0%D1%80%D0%BD%D0%BE&oq=%D1%86%D0%B8%D0%BA%D0%BB+%D0%BA%D0%B0%D1%80%D0%BD%D0%BE&gs_l=img.3..0j0i30l9.9070.9070..9857...0.0..0.127.159.1j1.....0....2j1..gws-wiz-img.....0.k5hXQ5gXksM#imgrc=R20DCG--n6u1cM: 20.05.2018
60. https://www.google.com/search?q=Geothermal+heat+pump&source=Inms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiAzO-U9K_iAhWt8aYKHdoVCs4Q_AUIDigB&biw=1366&bih=625#imgrc=5xGBqj63b7o2tM: 20.05.2018
61. https://www.google.com/search?biw=1366&bih=625&tbm=isch&sa=1&ei=z6jIXMLYCNqjLsP_vOo8AI&q=%D1%82%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D1%8B%D0%B5+%D0%BD%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B&oq=%D1%82%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D1%8B%D0%B5+%D0%BD%D0%B0%D1%81&gs_l=img.1.0.0j0i30l3j0i5i30l2.78644.86877..88592...0.0..0.160.1668.0j12.....0....1..gws-wiz-img.....0i8i30.aRhkFHwiitU#imgdii=y4rk_KYAvWc1EM:&imgrc=cveXoSp7wRIPPM: 20.05.2018
62. https://www.google.com/search?sa=G&hl=en-AM&q=heat+pump+water+water&tbm=isch&tbs=simg:CAQSkwEJvZ2l0eLeeuMahwELEKjU2AQaAAwLELCmpwgaYgpg-CAMSKNkU2BTpCtsU3RToCvAD2hS0A90luiHwJpMgyCGIKP41_1TXcluog7SoaMN_10HsHfDR4CwyhVA

[s3sCYX7ZBH5OjCitMTceMw8HW2rUAkO8xbD2XtQuAy5H2_1CfSAEDAsQjq7-](#)

[CBoKCgglARIEN-](#)

[FQgbAw&ved=0ahUKEwiLjMeK96_iAhWqyqYKHwKfCAEQwg4IKSgA&biw=1366&bih=625#imgrc=gaA](#)

[7vHC3TwKEqM:](#) 20.05.2018