

Լ.Ս. ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ, Ռ.Գ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

**ՕԴԱՅԻՆ ՀՈՎԱՑՄԱՆ ԱՊԱՐԱՏՆԵՐԻ ՄԱԿԵՐԵՎՈՒՅԹՆԵՐԻ
ՀԱՄԵՄԱՏՈՒԹՅՈՒՆԸ ԷՆԵՐԳԵՏԻԿԱԿԱՆ ԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԳՈՐԾԱԿՑԻ
ՄԻՋՈՑՈՎ**

Վերլուծվել են ջերմափոխանակիչ մակերևույթների արդյունավետության գնահատման մեթոդները և դրանց համեմատությանը վերաբերող հարցեր: Օգտագործելով E պարամետրը, որը բնութագրում է կողավորված մակերևույթի ջերմատվությունը՝ վերագրած ջերմակրի մղման համար անհրաժեշտ միավոր հզորությանը, կատարվել է ուսումնասիրվող կողավորված մակերևույթների ջերմահիդրավիկական արդյունավետության համեմատություն:

Առանցքային բառեր. ջերմափոխանցում, արդյունավետություն, կողավորում, ջերմափոխանակիչ մակերևույթ:

Ջերմափոխանակիչի կատարելության կարևորագույն ցուցանիշներից է աշխատանքային մակերևույթի և այն կանալների էներգետիկական կամ ջերմահիդրոդինամիկական արդյունավետությունը, որոնցով անցնում է աշխատող միջավայրը:

Հաստատուն հիդրավիկական դիմադրության պայմաններում որքան ավելի արդյունավետ է օգտագործվում հոսքերի էներգիան ջերմատվության ինտենսիվացման նպատակով, այդքան ավելի բարձր է ջերմափոխանցման գործակիցը տվյալ կառուցվածքի ապարատի դեպքում և այդքան ավելի ռացիոնալ է աշխատանքային մակերևույթի ձևը: Մակերևույթի ձևի և կանալների տեսքի էներգետիկական արդյունավետությունը վերջին հաշվով որոշում են ջերմափոխանցման մակերևույթի ընդհանուր չափերը՝ տրված ջերմային բեռնվածքի, աշխատանքի ջերմաստիճանային և հիդրոմեխանիկական պայմանների դեպքում:

Ջերմահիդրոդինամիկական տեսանկյունից ավելի կատարյալ ջերմափոխանակիչ սարքավորումները (ՋՍ) թույլ են տալիս բարձրացնել տաքացվող ջերմակրի ջերմաստիճանը և տեղակայանքի նույն չափերի դեպքում տեխնոլոգիական պրոցեսում ստանալ ավելի բարձր էներգախնայողական արդյունք:

Տարբեր տեսակի ՋՍ կոնստրուկտիվ համեմատումն ու գնահատումը բարդ խնդիր է նախ և առաջ այն տեսանկյունից, որ անհրաժեշտ է հաշվի առնել այն բնութագրող մի շարք ցուցանիշներ:

Յուրաքանչյուր ջերմափոխանակիչ մակերևույթ ջերմատեխնիկական տեսանկյունից բնութագրվում է երկու չափանիշային հավասարումներով, որոնք որոշում են դրա ջերմատվությունը և հիդրավիկական դիմադրությունը, օրինակ՝ $Nu = f(Re, Pr)$ և $\xi = f(Re)$ [1]: Սակայն տարբեր մակերևույթների պարզ և ակնհայտ

համեմատումը այս երկու հավասարումներով հնարավոր չէ իրականացնել, քանի որ չկա հստակ պատկերացում ջերմաստիճանի և հիդրավլիկական դիմադրության առավել շահավետ հարաբերակցության վերաբերյալ:

Տարբեր մակերևույթների արդյունավետության համեմատական գնահատման համար պահանջվում են լրացուցիչ բնութագրեր, որոնք պետք է արդարացված լինեն ցանկացած տեսակի ջերմափոխանակիչ մակերևույթների, հոսքով ցանկացած (լայնական, երկայնական կամ այլ՝ ավելի բարդ) շրջահոսման և ցանկացած ջերմակիրների դեպքերում:

Տաքացման տարբեր մակերևույթների գնահատումը կապված է որոշակի բարդությունների հետ: Մի կողմից՝ կոնստրուկտիվ տեսանկյունից անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ ջերմափոխանակիչի և դրա առանձին մասերի չափերը, որոշ դեպքերում նաև զանգվածը չպետք է գերազանցեն որոշակի մեծություններ, իսկ մյուս կողմից՝ տնտեսական բնույթի նկատառումներ, որոնք հաճախ որոշիչ դեր են կատարում:

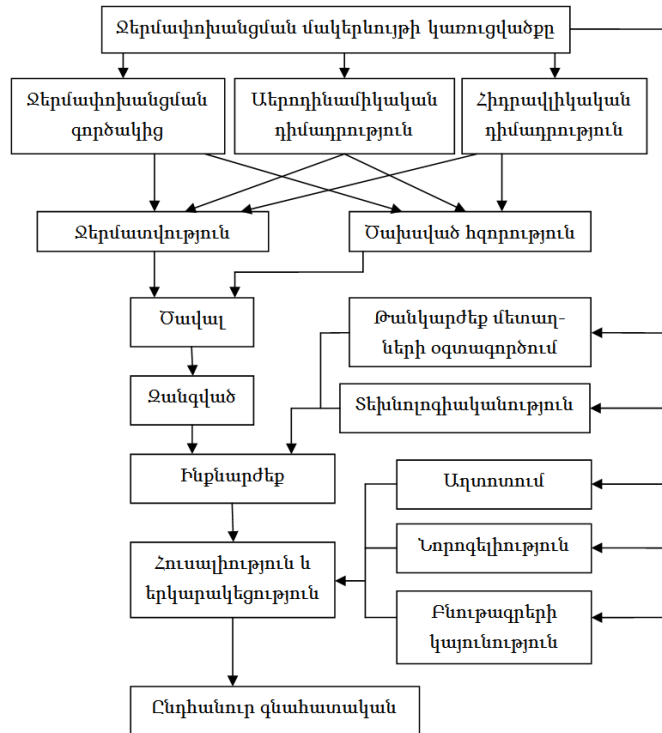
Դա կապված է նախ և առաջ հենց ջերմափոխանակիչը պատրաստելու համար կատարվող կապիտալ ներդրումների, ինչպես նաև ջերմակրի մղման համար անհրաժեշտ հետագա ծախսերի հետ: Երբեմն հուսալիության հարցերն ունեն որոշիչ դերակատարություն: Տարբեր ջերմափոխանակիչ մակերևույթների արդյունավետությունը կարելի է համեմատել մի քանի եղանակով:

Ջերմափոխանակիչների հատկությունների մոտավոր փոխկապվածությունը ներկայացված է նկ. 1-ում: Քանի որ ջերմափոխանակիչում ամենից կարևոր տարրը ջերմափոխանակման մակերևույթն է, ուստի առաջին հերթին անհրաժեշտ է գնահատել վերջինիս հիմնական հատկությունները:

ՋՄ արդյունավետության քանակական գնահատման բարդության պատճառն արդյունավետության վրա ազդող փոփոխական մեծությունների բազմազանությունն է:

«ՋՄ արդյունավետություն» ասելով հասկանում ենք ջերմափոխանցման գործակցի մեծությունը և ճնշման կորուստները՝ ֆիքսված (էտալոնային) համեմատման պայմաններում:

Ջերմափոխանցման գործակիցը բարդ մեծություն է՝ կախված ինչպես ջերմային պրոցեսի ելակետային տվյալներից, այնպես էլ ՋՄ կառուցվածքային առանձնահատկություններից:



Նկ. 1. Ջերմափոխանակիչների հատկությունների մոտավոր փոխկապվածությունը դրանց գնահատման և համեմատության դեպքում

Արտաքին պարամետրերը ջերմափոխանցման պրոցեսի իրականացման էլակետային պայմաններն են: Դրանց շարքն են դասվում՝ աշխատող միջավայրերի տրված ծախսերը, դրանց սկզբնական և վերջնական ջերմաստիճանները, տրված ջերմաստիճանային միջակայքում միջավայրի ջերմաֆիզիկական հատկությունները, ՋՄ-ի ջերմային բեռնվածքները, աշխատող միջավայրերի ճնշումը և ՋՄ-ում աշխատող միջավայրերի ճնշման կորուստները՝ ըստ թույլատրելի պայմանների, ՋՄ երկարակեցության և նյութական իրականացման պահանջները և այլ էլակետային պահանջներ: Համեմատվող ՋՄ արտաքին պարամետրերը պետք է ընտրվեն նույնականորեն՝ հավասար պայմաններում, արդյունավետության միավոր մեծության վրա չազդելով:

Ջերմափոխանակիչի ներքին պարամետրերը որոշվում են դրա կառուցվածքով, որն ապահովում է արդյունավետության պոտենցիալ մակարդակը: Դրանք ներառում են ջերմափոխանակիչի մակերևույթի ձևը, որոշիչ չափերը՝ կանալների համարժեք տրամագծերը, դրանց երկարությունը և լայնական հատույթի մակերևույթները; կանալների տվյալ երկարության մեջ տեղակայված ջերմափոխանակման մակերևույթի մակերեսները; ջերմափոխանակիչի տվյալ կառուցվածքի ջերմահիդրոդինամիկական բնութագրերը՝ ըստ ջերմափոխանցման ինտենսիվության, խողովակնե-

բում առկա ճնշման կորուստների դեպքում; կոնստրուկցիայի կոմպակտությունը և դրա տեսակարար մետաղատարությունը; բարձրորակ թանկարժեք նյութերի օգտագործման նպատակահարմարությունը; ՁՄ կառուցվածքի նորոգելիությունը, հուսալիությունը և երկարակեցությունը:

Ջերմափոխանակիչի նախագծման կարևորագույն փուլերից մեկը դրա մակերևույթի տիպի ընտրությունն է: Մակերևույթի առավել տարածված տիպերից է խողովակայինը:

Տաքացվող ջերմակրի ջերմաստիճանի ֆիքսման դեպքում, երբ ՁՄ մտնում է միացյալ ջերմային սխեմայի կազմի մեջ այլ սարքավորումների հետ, բարձր արդյունավետությամբ տաքացման մակերևույթները թույլ են տալիս նվազեցնել զանգվածաչափային ցուցանիշները:

Էներգախնայողության տեսանկյունից առավել կատարյալ տաքացման մակերևույթները թույլ են տալիս առավել արդյունավետ տնօրինել ջերմակրի տեղափոխման վրա էներգիայի ընթացիկ ծախսերը տրված Q (Վտ) ջերմային հզորության ստացման ուղղությամբ:

Մակերևույթների արդյունավետության գնահատման՝ տարբեր հեղինակների կողմից կիրառվող եղանակների մեծ մասը կարող է ստացվել Մ.Վ. Կիրպիչովի մեթոդիկայից [2] այս կամ այն լրացումներով: Մ.Վ. Կիրպիչովի մեթոդիկան մակերևույթների ջերմային արդյունավետության գնահատումն է E էներգետիկական գործակցի միջոցով, որը ներկայացնում է փոխանցված Q ջերմային էներգիայի և ջերմակրի մղման վրա ծախսված N մեխանիկական էներգիայի հարաբերությունը, այսինքն՝

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F \Delta t}{V \Delta P}, \quad (1)$$

որտեղ V -ն ջերմակրի ծավալային ծախսն է, u^2/ψ , F -ը՝ ջերմափոխանակիչ մակերևույթի մակերեսը, u^2 , α -ն՝ ջերմատվության գործակիցը, ψ տ/($u^2 K$), ΔP -ն՝ ջերմափոխանցման մակերևույթի նկատմամբ ջերմակրի տեղափոխման դեպքում հիդրոդինամիկական դիմադրությունը, η_{ux} :

Էներգետիկական գործակիցը որոշվում է ջերմափոխանակիչ տրվող Q ջերմաքանակով, որը ներառում է $\Delta t_{ջմ}$ ջերմաստիճանային տարբերությունը՝ կախված ջերմափոխանակվող միջավայրերի շարժման սխեմայից: Մակայն մակերևույթների ջերմային արդյունավետության գնահատման դեպքում ջերմաստիճանային տարբերության մեծությունը չպետք է ունենա որևէ էական նշանակություն, քանի որ, ինչպես հայտնի է, փոխանցվող Q ջերմաքանակը համեմատական է ջերմակրի և ջերմատու մակերևույթի միջև $\Delta t_{ջմ}$ ջերմաստիճանային տարբերությանը, իսկ ջերմակրի մղման վրա ծախսվող N էներգիան գործնականորեն կախված չէ այդ տարբերությունից: Դրա հետևանքով մակերևույթների ջերմային արդյունավետության գնահատումը պետք է իրականացվի դրանց՝ նույն ջերմաստիճանային տարբերություններով աշխատանքի դեպքում: Բացի այդ փոխանցվող ջերմային էներգիայի և ջերմակրի մղման

համար անհրաժեշտ էներգիայի հարաբերությունը հարաբերական մեծություն է: Այլ հավասար պայմանների դեպքում այդ հարաբերությունն ունի առավելագույն արժեք կողավորված մակերևույթով ջերմափոխանակիչների դեպքում, որոնք աշխատում են ջերմակիրների ցածր արագության պայմանում, քանի որ վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ այլ հավասար պայմաններում ջերմակրի արագության փոփոխությունը տարբեր կերպ է ազդում տարբեր մեծությունների վրա, որոնք բնութագրում են ջերմափոխանակիչ ապարատի աշխատանքը. ջերմափոխանցման գործակիցը համեմատական է արագության (կամ ծախսի) $0,6...0,8$ աստիճանին, հիդրոդինամիկական դիմադրությունը՝ արագության $1,7...1,8$ աստիճանին, ջերմակրի մղման համար հզորությունը՝ $2,75$ աստիճանին:

Անհրաժեշտ է նաև նշել, որ վերը ներկայացված մեթոդիկայում ջերմափոխանակիչ տարբեր մակերևույթների համեմատումը միևնույն ջերմության քանակի ($Q=idem$) անջատման համար իրականացվում է ջերմակրի մղման տարբեր հզորությունների դեպքում ($N_s=var$), մինչդեռ պետք է իրականացվեր միևնույն հզորության ($N_s=idem$) դեպքում, ինչը այդ մեթոդիկայի զգալի թերությունն է: Տարբեր մակերևույթների համեմատական գնահատման ճիշտ մոտեցումը, մեր կարծիքով, առկա է Ա.Ա. Գուխմանի աշխատանքում [3]:

Ըստ արժանվույն գնահատելով այդ մեթոդների հիմնարար դրույթները՝ ներկայիս պայմաններում չենք կարող բավարարվել դրանց արդյունքներով: Տալով ՋՄ կառուցվածքի առանձին պարամետրերի որակական գնահատական՝ այդ մեթոդիկաները թույլ չեն տալիս ՋՄ տվյալ կառուցվածքի համար անփոփոխ մեկ քանակական չափորոշիչի միջոցով գնահատել համեմատվող սարքավորումները կիրառման միևնույն պայմաններում:

Ջերմափոխանակիչում ջերմակիրների տեղափոխման վրա ծախսվող հզորությունը զգալիորեն որոշում է ջերմատվության գործակցի մեծությունը կամ սարքավորման ընդհանուր ջերմաարտադրողականությունը: E գործակցի բացարձակ արժեքը չի կարող ծառայել որպես ՋՄ ջերմահիդրոդինամիկական կատարելության չափ և կիրառելի է միայն երկու և ավելի սարքավորումների համեմատման դեպքում:

Որքան մեծ է գործակցի քանակական միավորը, այդքան ավելի լավն են ՋՄ-ի կառուցվածքը և նրանում ջերմափոխանակության ինտենսիվացման եղանակը: Մակայն համեմատաբար պարզ կախվածությունը (1) լայն տարածում չի գտել: Վերջինիս գլխավոր թերությունը E գործակցի ոչ միանշանակ փոփոխությունն է՝ կախված աշխատող միջավայրերի ընդունված արագություններից և ջերմափոխանցման գործակիցների հարաբերությունից, ջերմաստիճանային միջակայքից և այլն: Նույնիսկ համեմատման այլ հավասար պայմանների դեպքում աշխատող միջավայրերի արագությունների մեծացմանը զուգընթաց E -ի արժեքը նվազում է, քանի որ էներգիայի ծախսը աճում է արագության խորանարդին համեմատական:

ՋՄ ժամանակակից կառուցվածքներում ամենամեծ ջերմափոխանցման ջերմային դիմադրությունը ի հայտ է գալիս պատին մոտ սահմանային շերտում: Ջերմափոխանցման ինտենսիվացում դիտվում է սահմանային շերտի հաստության նվազման կամ քայքայման դեպքում, սակայն դա կապված է հիդրավլիկական դիմադրության աճի և վերջինիս հաղթահարման համար անհրաժեշտ էներգիայի ծախսերի մեծացման հետ: Հարթ ջերմափոխանակության մակերևույթների վրա, կանալում հեղուկի շարժման արագության մեծացմանը զուգընթաց, ջերմափոխանցման պրոցեսն ուժեղանում է, սակայն միաժամանակ ավելի արագ տեմպով աճում է հիդրավլիկական դիմադրությունը (Ռեյնոլդսի անալոգիա):

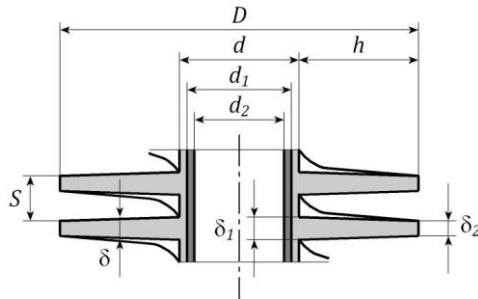
Բարդ (կորագիծ) ձևի ջերմափոխանակման մակերևույթներում Ռեյնոլդսի անալոգիան կորցնում է իր դերը: Օրինակ՝ ալիքաձև մակերևույթներով կանալների հեղուկով ողողման դեպքում ջերմափոխանցման ինտենսիվության և հիդրավլիկական դիմադրության (ծախսված հզորության) հարաբերությունն արագության մեծացման դեպքում ստանում է այլ կախվածություն:

Հանդիպում են այնպիսի իրավիճակներ, որոնք հանգեցնում են ջերմատվության էական մեծացմանը էներգիայի զգալիորեն ավելի ցածր ծախսերի դեպքում:

Կանալներում ջերմափոխանակության մակերևույթների ձևի ինտենսիվացնող ազդեցությունը կլինի բարենպաստ, երբ այդ ձևն առաջ բերի սահմանային շերտում հեղուկի մասնիկների արագացված նորացում: Այդպիսի բարդ ձևի ջերմափոխանակության մակերևույթի ջերմաէներգետիկական որակը բարձրանում է:

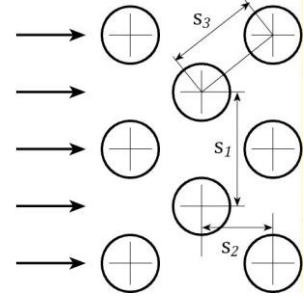
Ինչպես երևում է վերը բերված հավասարումից, ՋՄ կոնստրուկտիվ հաշվարկում առկա են բավականին շատ անհայտ պարամետրեր, որոնք անհրաժեշտ են հենց աշխատանքի սկզբում:

Դիտարկենք մի կողմից կողավորված և միջխողովակային տարածքում զազային ջերմակրով ողողվող խողովակային մակերևույթի դեպքը: Խողովակային ջերմափոխանցող մակերևույթների կողավորումն ապահովում է ջերմափոխանցման ինտենսիվացում և նպաստում է ջերմափոխանակիչ ապարատի կոմպակտությանը: Նկ. 2 և 3-ում բերված են կողավորման կարևորագույն երկրաչափական պարամետրերը:



Նկ. 2. Երկմետաղ կողավորված խողովակի երկրաչափական բնութագրերը.

d, d_1 – խողովակի արտաքին և ներքին տրամագծեր, d_2 – կողովակի կոնստրուկցիայի (պողպատ) ներքին տրամագիծ, D – կողովակի արտաքին տրամագիծ, S – կողավորման քայլ, $h_y = (D - d)/2$ – կողովակի բարձրություն, δ_1 և δ_2 – կողովակի հաստությունը հիմքում և ճակատում, $\delta = (\delta_1 + \delta_2)/2$ – կողովակի հաստությունը



Նկ. 3. Շախմատաձև դասավորությամբ խողովակափնջի տեսքը.

S_1, S_2, S_3 – խողովակների լայնական, երկայնական և անկյունագծային քայլերը փնջում, $\sigma_1 = S_1/d, \sigma_2 = S_2/d, \sigma_3 = S_3/d$ – խողովակների լայնական, երկայնական և անկյունագծային հարաբերական քայլերը փնջում, n_1 – շարքում խողովակների քանակը, z – շարքերի քանակը

Կողավորված մակերևույթներից անջատված ջերմային հոսքը որոշվում է հետևյալ արտահայտությամբ [4].

$$Q = \alpha_p \Delta T F_{\text{ս}}, \quad (2)$$

որտեղ $\Delta T = T_{\text{ս}} - T_{\text{ջ}}$ – ն ողողման մակերևույթի վրա ջերմաստիճանային էջքն է, $T_{\text{ս}}$ և $T_{\text{ջ}}$ – ն՝ կողովակի արտաքին և ներքին ջերմաստիճանները, $F_{\text{ս}}$ – ն՝ ողողվող մակերևույթի մակերեսը, $\alpha_p = \alpha_{\text{կ}} \left(\frac{F_{\text{կ,ս}}}{F_{\text{ս}}} + \eta_{\text{կ}} \frac{F_{\text{կ,ս}}}{F_{\text{ս}}} \right)$ – ջերմատվության բերված գործակիցը, $\alpha_{\text{կ}}$ – ն՝ ըստ մակերևույթի միջինացված ջերմատվության կոնվեկտիվ գործակիցը, $F_{\text{կ,ս}}$ և $F_{\text{կ,ս}}$ – ն՝ համապատասխանաբար չկողավորված և կողավորված մակերևույթների մակերեսները, $\eta_{\text{կ}}$ – ն՝ կողովակի ջերմային արդյունավետությունը, որը հաշվի է առնում ջերմաստիճանի նվազումը խողովակի մակերևույթից հեռանալիս:

Կանալներում ջերմակրի մղման համար պահանջվող հզորությունը հավասար է՝

$$N = \frac{\Delta P \cdot G}{\rho}, \quad (3)$$

որտեղ ΔP – ն ճնշումների անկումն է կանալի մուտքում և ելքում, G, ρ – ն՝ ջերմակրի ծախսը և խտությունը:

Հաշվի առնելով՝

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho V_h^2}{2} \text{ և } \frac{G}{\rho} = F_{\text{կտր}} \cdot V_h,$$

(3) արտահայտությունը ձևափոխվում է հետևյալ տեսքի

$$N = \zeta \frac{LF_{կտր}}{d_h} \cdot \frac{\rho V_h^3}{2}, \quad (4)$$

որտեղ ζ – ն կանալում հիդրավլիկ դիմադրության գործակիցն է, L –ը՝ կանալի երկարությունը, $d_h, F_{կտր}$ –ը՝ կանալի համարժեք տրամագիծը և կենդանի կտրվածքի մակերեսը, V_h –ը՝ հոսքի բնութագրիչ արագությունը: $d_h, F_{կտր}, V_h$ սովորաբար որոշվում է կանալի նեղ կտրվածքի համար: Հաշվի առնելով (2) և (4) հավասարումները, (1) արտահայտությունը ստանում է հետևյալ տեսքը [5].

$$E = \frac{2\alpha_l \left(\frac{F_{կտր}}{F_{ս}} + \eta_l \frac{F_{կտր}}{F_{ս}} \right) \Delta T F_{ս} d_h}{\zeta \rho V_h^3 F_{կտր} L}: \quad (5)$$

Կոդավորված մակերևույթների համադրումը՝ ըստ ջերմահիդրավլիկական E արդյունավետության, անհրաժեշտ է իրականացնել դինամիկական, երկրաչափական և ջերմաֆիզիկական հետևյալ պարամետրերի հավասարության դեպքում. $\rho, Re, \Delta T, V_h, d_h, L, F_{կտր} = idem$: Որպեսզի համեմատվեն կոդավորված մակերևույթի արդյունավետությունը և էտալոնը, նպատակահարմար է E մեծության փոխարեն օգտագործել $\bar{E} = E/E_t$ հարաբերական պարամետրը, որի հաշվարկման համար անհրաժեշտ է իրականացնել նույն երկարությամբ կոդավորված մակերևույթների տեղամասերի համեմատություն, օրինակ՝ կանալի տեղամասի 1 գծային մետրի համար: Հարաբերական $\bar{E}$ պարամետրը թույլ է տալիս անմիջապես որոշել այս կամ այն կոդավորված կոնստրուկցիայի ջերմահիդրավլիկական արդյունավետության բարելավման աստիճանը էտալոնի համեմատ:

Այնուհետև իրականացվել է ջերմափոխանցման ինտենսիվության, հիդրավլիկական դիմադրության և հարաբերական ջերմահիդրավլիկական արդյունավետության համեմատություն կոդավորված շախմատաձև խողովակափնջերի հետևյալ տիպերի համար (աղ. 1) [6]:

Աղյուսակ 1

Կոդավորված խողովակի ընտրված երկրաչափական բնութագրերը

Պարամետրեր, մմ	Կոդավորված մակերևույթի տիպը					
	1	2	3	4	5	6
D	57	56	49	42	37,2	33,5
d	27	28	28	18	19,6	19,66
d ₁	25	25	25	16	17	17
d ₂	21	21	21	13,6	13,6	13,6
S _կ	2,5	3	3,5	2,8	2,8	2,5
δ_1	0,9	0,9	0,8	0,8	1,5	0,305
δ_2	0,6	0,6	0,3	0,3	0,3	0,3
h _կ	15	14	10,5	9,5	9,5	8,76
s ₁	69	68	50,5	49,8	68,4	39,55
s ₂	57,2	54	41,5	52,5	20,3	44,5

Ջերմափոխանակիչ ապարատների ջերմային և հիդրավիկական հաշվարկը կատարվել է ըստ Սանկտ - Պետերբուրգի պոլիտեխնիկական համալսարանի կողմից մշակված մեթոդիկայի [7]:

Ստորև մանրամասն ներկայացված է օդի հովացման ապարատի ջերմային և հիդրավիկական հաշվարկի օրինակը տվյալ մեթոդով:

1. Կողավորման գործակից՝ φ .

$$\varphi = \frac{F_{\text{կ.պ.}}}{F_1} = \frac{\frac{D^2-d^2}{2} + D \cdot \delta_{\text{կ}} + d (S_{\text{կ}} - \delta_{\text{կ}})}{d \cdot S_{\text{կ}}}, \quad (6)$$

որտեղ $F_{\text{կ.պ.}}$, F_1 –ը կողավորված պատի համապատասխանաբար լրիվ մակերևույթը և հարթ խողովակի մակերևույթն են:

2. Կողի ճակատի ջերմային հոսքը հաշվի առնելու համար կողի բարձրությունը՝ $h_{\text{կ}}$ մեծացվել է նրա հաստության $\delta_{\text{կ}}$ կեսի չափով.

$$h = h_{\text{կ}} + \frac{\delta_{\text{կ}}}{2} = \frac{D-d}{2} + \frac{\delta_{\text{կ}}}{2} \text{ մմ:} \quad (7)$$

3. Կողավորված խողովակի կողերի միջև հարթ մակերևույթի մակերեսը $F_{\text{միջ.}}$.

$$F_{\text{միջ.}} = d(S_{\text{կ}} - \delta_{\text{կ}}): \quad (8)$$

4. Որոշում ենք կողի մակերևույթը $F_{\text{կ}}$.

$$F_{\text{կ}} = \frac{D^2-d^2}{2} + D \cdot \delta_{\text{կ}}: \quad (9)$$

5. Որոշիչ գծային չափը l_0 .

$$l_0 = \frac{d \cdot F_{\text{միջ.}}}{F_{\text{կ.պ.}}} + \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \frac{F_{\text{կ}}}{F_{\text{կ.պ.}}}: \quad (10)$$

6. Ռեյնոլդսի թիվը արտաքին օդի կողմից Re_1 .

$$Re_1 = \frac{C_1 \cdot l_0}{\nu} = \frac{\rho_1 \cdot C_1 \cdot l_0}{\mu_1}: \quad (11)$$

7. Նուսելտի թիվը արտաքին օդի կողմից.

$$Nu_1 = 0,36 \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \cdot \varphi^{-0,5}: \quad (12)$$

8. Ջերմատվության գործակիցը արտաքին օդի կողմից α_1 .

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{\text{օդ}}}{l_0}: \quad (13)$$

9. Կողավորման արդյունավետության գործակիցը.

$$\eta = 1 - (1 - \psi \cdot e \cdot \xi) \cdot \left(\frac{F_{\text{կ}}}{F_{\text{կ.պ.}}} \right); \quad (14)$$

10. Հիդրավլիկական տրամագիծը d_h .

$$d_h = \frac{2 \cdot [S_{\text{կ}} \cdot (S_1 - d) - 2 \cdot \delta_{\text{կ}} \cdot h_{\text{կ}}]}{2 \cdot h_{\text{կ}} + S_{\text{կ}}}; \quad (15)$$

11. Խողովակների դիմադրության գործակիցը.

$$\zeta_0 = 5,4 \cdot \left(\frac{l_0}{d_r} \right)^{0,3} \cdot Re_1^{-0,25}; \quad (16)$$

Որպես էտալոն ընտրված 5-րդ տարբերակի համար կատարված հաշվարկի արդյունքները բերված են աղ. 2-ում:

$\varphi = 10,2$, $h_{\text{կ}} = 8,95$ մմ, $F_{\text{պք}} = 49$ մմ², $F_{\text{հ}} = 511$ մմ², $l_0 = 27$ մմ, $T_{\text{մ}} = 20$ °C, $\sigma_1 = 2,58$, $\sigma_2 = 1,79$, $\sigma_3 = 2,20$, $\lambda_{\text{կ}} = 180$ Վտ/(մ² °C), $d_h = 12,88$ մմ:

Աղյուսակ 2

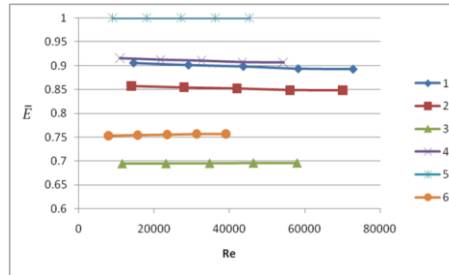
Հաշվարկի արդյունքները

Շարժվող օդի արագություն, W, մ/վ	5	10	15	20	25
Ռեյնոլդսի կրիտերիա, Re	9058	18117	27175	36233	45292
Նուսելտի կրիտերա, Nu	59,27	96,68	128,72	157,71	184,62
Ջերմատվության գործակից, α , Վտ/(մ ² °C)	56,3	91,8	122,2	149,7	175,3
Կողավորման արդյունավե- տության գործակից, η	0,87	0,80	0,77	0,71	0,70
Բերված ջերմատվության գործակից, $\alpha \cdot \eta$, Վտ/(մ ² °C)	49	74	94	107	123
Հիդրավլիկական դիմա- դրության գործակից, ζ_0	0,69	0,58	0,53	0,49	0,46
Ճնշման կորուստ, ΔP_1 Պա	10,44	35,13	71,42	118,15	174,6

Աղյուսակում ΔP_1 -ը ճնշման կորուստն է խողովակների մեկ շարքով օդի մղման դեպքում (երբ խողովակափնջում շարքերի թիվը՝ $z > 4$): Ինչպես երևում է ստացված արդյունքներից, W-ն 5-ից մինչև 25 մ/վ մեծացնելիս աճում է 16,7 անգամ, իսկ ջերմատվությունն ինտենսիվանում է. α -ն աճում է ընդամենը 3,1 անգամ: Էտալոնի հետ համեմատման արդյունքում տարբեր երկրաչափական չափեր ունեցող կողավորված խողովակափնջերի համար ստացել ենք $\bar{E}$ -ի հետևյալ արժեքները.

Խողովակափնջի համարը	1	2	3	4	5	6
$\bar{E}$	0,898	0,853	0,695	0,911	1	0,756

Վերջիններս Ռեյնոլդսի թվի տարբեր արժեքների (տարբեր արագությունների) համար գրաֆիկորեն ներկայացված են նկ.4-ում: Այստեղից ակնառու երևում է, որ 1, 4 և 5 մակերևույթներն ավելի արդյունավետ են մյուսների համեմատ:



Նկ. 4. Տարբեր երկրաչափական չափերի խողովակափնջերի համար $\bar{E}$ պարամետրի արժեքները

Եզրակացություններ.

1. Կատարվել է շախմատաձև դասավորված երկայնական կողավորմամբ խողովակափնջերի տարատեսակ մոդիֆիկացիաների ջերմատվության, հիդրավիկական դիմադրության և ջերմահիդրավիկական արդյունավետության համեմատական վերլուծություն: Որոշվել են առավել արդյունավետ ջերմափոխանակիչ մակերևույթները:

2. Հաշվարկի արդյունքների հիման վրա կարելի է եզրակացնել, որ 5-րդ մակերևույթն ունի ամենամեծ $\bar{E}$ մեծությունը, այսինքն՝ նրա միջոցով միևնույն ջերմաքանակի փոխանցման դեպքում ջերմակրի տեղափոխման հիդրավիկական դիմադրությունը ամենափոքրն է, ուստի դիտարկված խողովակափնջերի ջերմափոխանակիչ մակերևույթներից լավագույն ջերմահիդրոդինամիկական հատկություններն ունի 5-րդ տարբերակը:

3. Տվյալ ջերմափոխանակիչ մակերևույթի համար հարաբերական $\bar{E}$ մեծությունը, խողովակով ջերմակրի հոսքի արագությունից կախված, գործնականում չի փոփոխվում՝ համեմատվող խողովակներում էտալոնի հետ նույն արագության պայմանի դեպքում:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. **Сухов В.В., Казаков Г.М.** Основы конструирования и расчёта теплообменных аппаратов: Методические указания к курсовой работе.- Нижний Новгород: Изд-во ННГАСУ, 2009. – 60 с.
2. **Кирпичев М.В.** О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского.- 1944.- Т. 12. - С. 5-9.
3. **Гухман А.А.** Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей [Текст] // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5–8.
4. **Иванов В.А., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И.** Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов.- 2-е изд., стер. - М.: Изд-во МГТУ, 2004. - 592 с.

5. **Горобец В.Г.** Сравнительный анализ теплоотдачи и гидравлического сопротивления пучков труб с оребрением различного типа // Труды 4-й Российской национальной конференции по теплообмену. - М.: Изд. МЭИ, 2006. - Т. 6. - С. 182-186.
6. **ОСТ 26-02-537-79** Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразные с двумя вентиляторами. Основные параметры и размеры / ВНИИНефтеМаш, 1979. - 71 с.
7. **Гавра Г.Г., Михайлов П.М., Рис В.В.** Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок: Учебное пособие.- Л.: Изд-во ЛПИ, 1982.— 72 с.

Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարան: Նյութը ներկայացվել է խմբագրություն 21.12.2015:

Л.С. ОГАНЕСЯН, Р.Г. ХАЧАТРЯН

СРАВНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ КОЭФФИЦИЕНТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Проанализированы методы оценки эффективности поверхностей теплообмена. Используя параметр E , характеризующий теплоотдачу оребренной поверхности, отнесенную к единице мощности, необходимой на прокачку теплоносителя, проведено сравнение теплогидравлической эффективности рассматриваемых оребренных поверхностей.

Ключевые слова: теплопередача, эффективность, оребрение, поверхность теплообмена.

L.S. HOVHANNISYAN, R.G. KHACHATRYAN

COMPARISON OF SURFACES OF AIR COOLING DEVICES BY THE COEFFICIENT OF ENERGY EFFICIENCY

The methods for evaluating the efficiency of the heat transfer surfaces are analyzed. By using parameter E , characterizing the heat transfer from the finned surface per unit of the power required for pumping the heat transfer medium, a comparison of the thermal-hydraulic efficiency of the considered finned surfaces is carried out.

Keywords: heat transfer, efficiency, fin, heat transfer surface.