

**O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY
BAO'RTAMAXSUSTA'LIMVAZIRLIGI**

**ISLOM KARIMOV NOMIDAGI TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA
UNIVERSITETI**

MASHINASOZLIK TEXNOLOGIYASI FAKULTETI

XO'JAQULOV OBBOSBEK ABDIHOFIZOVICH

**“Issiqlik almashinish apparatlarida eksergetik tahlil asosida energiya
tejamkorligini oshirish”**

**5A320303 – “Sovutish, kriogen texnikasi va mo''tadillash tizimlari mashinalari
hamda agregatlari”**

Кафедра: “Sovutish kriogen texnikasi”

**Akademik magistr darajasini olish uchun yozilgan
Dissertatsiya**

Ilmiy rahbar:

prof. Zakirov S.G

Toshkent – 2017 yil.

**O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY
BAO'RTAMAXSUSTA'LIMVAZIRLIGI
ISLOM KARIMOV NOMIDAGI TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA
UNIVERSITETI**

Fakulteti: MTF

Kafedra: SKT

O'quv yili: 2015-2017

Magistrant: Xo'jaqulov O.A.

Ilmiy rahbar: prof. Zakirov S.G.

Mutaxassislik: 5A320303 "Sovutish va kriogen texnikasi"

MAGISTRLIK DISSERTATSIYASI

Mavzu : "Issiqlik almashinish apparatlarida eksergetik tahlil asosida energiya tejamkorligini oshirish"

Mavzuning dolzarbliligi: Issiqlik almashinish apparatlarida energiya tejamkorligini oshirish maqsadida kanallarda issiqlik almashinish jarayonini jadallashtirishdan iborat.

Dissertatsiya ishining maqsadi: Mamlakatimizning barcha issiqlik elektr stansiyalarida, issiqlik elektr markazlarida, havoni isitish va shamollatish tizimlarida, kimyo sanoatida, neftni qayta ishlash sanoatida, oziq-ovqat sanoatida, issiq suv ta'minoti va isitish tizimlarida, metallurgiya va kriogen texnikalarda foydalanib kelinayotgan issiqlik almashinish apparatlari uchun energiyadan oqilona foydalanish va unga bo'lgan ehtiyojini optimal variantda kamaytirish.

Tadqiqot obektlari va predmeti: Issiqlik almashinish apparati, issiq suv, sovuq suv, nakatkalangan truba va silliq trubadan iborat.

Tadqiqot usullari: Olib borgan tadqiqotlarimizda modda harakatlanadigan yo'llarning g'adur-budurligini oshirish evaziga issiqlik almashinish jarayonini tezlashtirish va albatta gidravlik qarshiliklarni hisobga olgan holda uning minimal darajada olib borildi.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi: Silliq trubalarda oqim harakatining jadallashtirish maqsadida truba devor yaqinida g'adur-budurliklarni oshirish.

Tadqiqotning amaliy natijalari: Silliq va nakatkalangan trubalarni o'zaro farqlarini tahlil qilish shu jumladan, issiq berish koeffitsiyentini, gidravlik qarshilik koeffitsiyentlari jadval va grafik shaklda solishtirib taqqoslandi.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi: Dissertatsiya kirish, uchta bob, adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat bo'lib, 70 betdan iborat. Shular jumlasida, 20 ta rasm, 19 ta jadval va 9 ta grafikdan tashkil topgan.

Xulosa:

Barcha issiqlik almashinish apparatlaridan foydalaniladigan stansiya va tizimlarda nakatkalangan trubalardan foydalanish. Bu ishdan asosiy maqsad: O'zbekiston sharoitida texnologiyani qo'llash va iqtisodiy samaradorlikni oshirishdan iborat.

Magistrant:

Xo'jaqulov O.A.

Ilmiy rahbar:

prof. Zakirov S.G.

Kafedra mudiri:

dots. Azizov D.X.

Q – Issiqlik miqdori, [kwt]

t – temperatura, [°C]

Δt_{cp} – o'rtacha arifmetik (logarifmik) temperaturalar farqi, [°C]

ρ – moddaning zichligi, $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

λ – issiqlik o'tkazuvchanlik koefitsienti, $\left[\frac{Vt}{m * K}\right]$

μ – dinamik qovushqoqlik keffitsient, [Pa * c]

ν – kinematik qovushqoqlik koefitsient, $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

ω – tezlik, $\left[\frac{m}{s}\right]$

α – Issiqlik berish koefitsienti $\left[\frac{Vt}{m^2 * K}\right]$

K – Issiqlik o'tkazish koefitsienti $\left[\frac{Vt}{m^2 * K}\right]$

F – Issiqlik almashinish yuzasi, [m²]

G – massaviy sarf, $\left[\frac{kg}{s}\right]$

V – Hajmiy sarf, $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

N – Quvvat, [Vt]

r – termik qarshilik koefitsienti, $\left[\frac{m^2 * K}{Vt}\right]$

c – issiqlik sig'imi, $\left[\frac{J}{kg * K}\right]$

ζ – Mahalliy gidravlik qarshiliklar koefitsiyenti

ξ – Ishqalanish koefitsienti

λ – Gidravlik qarshilik koefitsienti

ΔP – Bosim, [Pa]

ΔP – Gidravlik qarshilik, [Pa]

δ – Devor qalinligi, [m]

D – Qobiq trubali issiqlik almashinish apparatining diametri, [m]

d_H – Ichki truba tashqi diametri, [m]

d_B – Ichki truba ichki diametri, [m]

n – trubalar soni

L – Issiqlik almashinish trubasining uzunligi, [m]

S_T – Ichki trubalarning kesim yuzasi, [m²]

S_{MT} – Trubalararo yuza, [m²]

z – Issiqlik almashinishdagi yo'llar soni

Asosiy kriteriylar:

$$Re = \frac{\omega * d * \rho}{\mu} - Reynolds soni$$

$$Pr = \frac{c * \mu}{\lambda} - Prandtlya soni$$

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda} - Nusselt kriteriysi$$

Indeks

cp – o'rtacha;

oc – o'rtacha atrof muhit (temperaturasi);

BX – kirish;

ВЫХ – chiqish;

t – temperatura;

м – mexanik;

e – ekssergiya;

сТ – devor;

' – kirish;

" – chiqish;

is – issiq suv;

ss-sovuq suv;

B – ichki;

н – tashqi;

эл – elektrik;

эл.м. – elektromexanik;

1- Issiq suv

2- Sovuq suv

Mundarija:

➤ Kirish	3
I-Bob Adabiyotlar tahlili	6
1.1 Issiqlik almashinish jarayonlarini tahlil qilish.....	6
1.2 Issiqlik almashinish jarayonlarini eksergiyaviy tahlili.....	22
1.3 Intensiv issiqlik almashinish kanallari.....	32
II-Bob Issiqlik almashinish jarayonlarini tahlil qilish	37
2.1. Tadqiqot qilinayotgan apparat haqida.....	37
2.2 Intensiv issiqlik almashinish kanallari hisobi.....	40
2.3. Tajriba vaqtida olingan natijalar tahlili.....	43
III-Bob Issiqlik almashinish apparatlarida energiya samaradorligini oshirish borasida olib borilgan ishlar	54
3.1 Issiqlik almashinish apparatlarini issiqlik hisobi.....	54
3.2 Issiqlik almashinish apparatlarini gidravlik hisobi.....	58
3.3 Issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti bilan o'rtacha temperaturalar farqi o'rtasidagi uzviy bog'liqligi	60
3.4 Olingan natijalarni tahlili.....	61
3.5 Eksergiyaviy hisoblash usuli.....	63
3.6 Olingan natijalarni tahlili.....	68
➤ Xulosa	73
➤ Adabiyotlar ro'yxati	74
➤ Ilovalar	77

KIRISH

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi. Issiqlik almashinish apparatlari issiqlik elektr stansiyalarida, issiqlik elektr markazlarida, havoni isitish va shamollatish tizimlarida, kimyo sanoatida, neftni qayta ishlash sanoatida, oziq-ovqat sanoatida, issiq suv ta'minoti va isitish tizimlarida, metallurgiya va kriogen texnikalarda keng ko'lamda foydalanilib kelinmoqda.

Sanoat turli sohalarining jadal su'ratlar bilan rivojlanishi issiqlik almashinish apparatlarining keng miqyosda qo'llanilishi va ularga qo'yiladigan talablarni ortishi bilan belgilanadi. Shu bilan birga bu turdagi qurilmalarning tashqi o'lchamlari va massasini kamaytirish, hamda energiya sarfini tejash eng dolzarb muammo bo'lib hisoblanib kelinmoqda. Bundan tashqari, ayrim hollarda temperaturalar farqini va devor temperaturasini pasaytirish lozim bo'ladi.

Eksergetik tahlil termodinamikaning birinchi va ikkinchi qonunlarini birgalikda qo'llovchi sifatiy tahlil bo'lib, texnologik sistemalarda kechadigan xar xil jarayonlarning ham moddiy, ham sifatiy ko'rsatgichlarini ochib beradi. Bu tahlil usulida eksergiyaviy balans tuzilib, u energiyaviy balansdan keskin farq qiladi. Issiqlik almashinish sistemalari tadqiqotida keng qo'llaniladigan energiyaviy balans kechadigan jarayonlarning mukammallik darajasiga to'g'ri baho berishda yetarlicha kamchiliklarga ega.

Termodinamik tahlilning eksergiya usulini sovitish qurilmasining nakatkalangan quvvurli issiqlik almashinish apparatlari uchun qo'llanilishi ushbu ishning muhim jihatlaridan biridir. Chunki bunday apparatlar ustida o'tkazilgan tadqiqotlar asosan ularda kechadigan jarayonlarning silliq quvurdagiga nisbatan jadallashuviga ahamiyat berilgan.

Masalan, Mashinasozlik zavodlarida, issiqlik energiyasidan foydalaniladi, bundagi texnologik jarayonlar: suv vannalri, quritish va isitish tizimlari. Bundan tashqari issiqlik almashgichlar, qozonxonalar va stansiyalar uchun yordamchi compressor xonalarda ham faoydalaniladi. Shular bilan bir qatorda plastik qismlar ishlab chiqaruvchi korxonalarda ham qoliplarni sovutib berishga xizmat qilmoqda.

Undan tashqari, apparat konstruksiyasi va jarayonining tahlili, issiqlik eltgichni uzatish uchun ruxsat etilgan energiya sarfini aniqlash imkonini beradi.

Shuning uchun, apparat orqali issiqlik eltgichni uzatishda bosimlar yo'qotilishining yig'indisi o'zgarmas bo'lganda, uning tashqi o'lchamlarini kamaytirishni ta'minlaydigan intensivlash usullari yaratilishi kerak.

Prezidentimiz I.A. Karimovning "Asosiy vazifamiz-vatanimiz taraqqiyoti va xalqimiz faravonligini yanada yuksaltirishdir" nomli asarlarida ta'kidlaganidek: "Uzoq muddatli istiqbolga mo'ljallangan, mamlakatimizning salohiyati, qudrati va iqtisodiyotimizning raqobatbardoshligini oshirishda hal qiluvchi ahamiyat kasb etadigan navbatdagi muhim ustuvor yo'nalish – bu asosiy yetakchi sohalarni modernizatsiya qilish, texnik va texnologik yangilash, transport va infratuzilma kommunikatsiyalarini rivojlantirishga qaratilgan strategik ahamiyatga molik loyihalarni amalga oshirish uchun faol investitsiya siyosatini olib borishdan iborat".

Yuqorida keltirilgan fikr va mulohazani inobatga olgan holda issiqlik almashinish apparatlarida energiya samaradorligini olishga kata ahamiyat qaratilgan

Tadqiqot maqsadi va vazifalari. Bu zavod va fabrikalarda kelib chiqayotgan muaommolarni hal qilish uchun bir qancha ishlar olib borilmoqda, shulardan biri issiqlik almashinish apparatlarida trubalarni trubaizolyator qilish yo'li bilan issiqlik almashinish jarayonini jadallashtirish hisoblanadi.

Issiqlik almashinish apparatlarida issiqlik almashinish jarayonini jadallashtirish maqsadida bir qator ishlar qilindi:

- Issiqlik almashinish apparatining samaradorligini oshirish maqsadidagi berilgan energiya sarflari.
- Issiqlik almashinish apparatining tashqi o'lchamlari va massasini kamaytirish;
- Issiqlik berish jadallashtirish oqimining gidrodinamik tarkibi. Issiqlik oqimi zichligining taqsimlanish yoki issiqlik eltgichda temperaturalar maydoni.
- Issiqlik almashinish apparatining tayyorlash texnologiyasiga moyilligi, hamda eksplutatsiya davrida qulayligi va ishonchliligi.

Tadqiqotning asosiy masalalari va farazlari. Tadqiqotda asosiy masala issiqlik almashinish apparatlariga sarf bo'layotgan energiya miqdorini tejagan holda ishlash unumdorligini oshirishdan iborat.

Mavzu bo'yicha qisqacha adabiyotlar tahlili. Ushbu sohada bajarilgan ishlar bilan (dissertatsiyalar, adabiyotlar) tanishish borasida quyidagi xulosaga keldim, hozirga qadar kimyo sanoati korxonalarida issiqlik almashinish apparatlarida energiya samaradorligini oshirish borasida bir qancha ishlar olib borilgan va ular hamon davom etmoqda, shulardan biri mening tadqiqot ishim hisoblanadi.

Tadqiqotda qo'llanilgan uslublarning qisqacha tavsifi. Olib borgan tadqiqotlarimizda modda harakatlanadigan yo'llarning g'adur-budurligini oshirish evaziga issiqlik almashinish jarayonini tezlashtirish va albatta gidravlik qarshiliklarni hisobga olgan holda uning minimal darajada olib borildi.

Tadqiqot natijalarining nazariy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalari amalda joriy qilinsa, issiqlik almashinish apparatlariga sarflanuvchi energiya miqdorini kamayishiga olib kelinadi.

Ishning ilmiy ahamiyati quyidagilar:

- Issiqlik almashinish apparatlarida solishtirma eksergiya va solishtirma eksergiyaviy yo'qotuvlar ishlab chiqilgan.
- Issiqlik almashinish apparatlarida silliq quvur o'rniga nakatkalangan quvurning qo'llanilishidan issiqlik almashinish apparatlari ishida ijobiy o'zgarishlarga sabab bo'lgan.
- Nakatkalangan quvur silliq quvur o'rniga qo'llanilishidan issiqlik almashinish apparatlarini energiya tejamkorligi masalalari ancha yaxshilanganligi aniqlangan.

Dissertatsiya ishining amaliy ahamiyati sifatida esa quyidagilarni ko'rsatish mumkin:

- Grafik ko'rinishda taklif etilgan eksperimental izlanish natijalari yuqori samarali apparatlarni loyihalash va to'g'ri ekspluatatsiya qilishda ishlatilishi mumkin;
- Issiqlik almashinish apparatining texnik-iqtisodiy tahlilida solishtirma eksergiya yo'qotuvlaridan foydalanib optimal ish rejimini aniqlash amaliy ahamiyatga ega.

Dissertatsiya tarkibining qisqacha tavsifi. Dissertatsiya kirish, uchta bob, adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat bo'lib, 70 betdan iborat. Shular jumlasida, 20 ta rasm, 19 ta jadval va 8 ta grafik 86 ta adabiyotdan tashkil topgan.

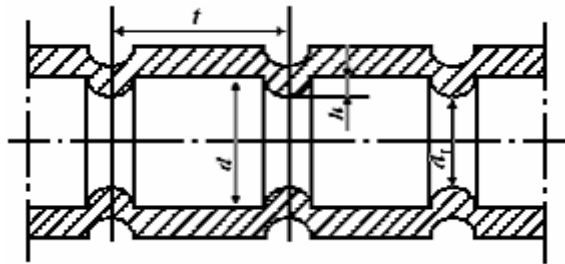
I-Bob Adabiyotlar tahlili.

1.1 Issiqlik almashinish jarayonlarini tahlil qilish.

Quvurni nakatkalash yordamida issiqlik almashinuvini jadallashtirish.

Quvurchali issiqlik almashinuvi qurilmalarida quvurni nakatkalash orqali issiqlik almashinuvini jadallashtirish usuli Moskva aviatsiya institut (MAI) da E.K. Kalinin, G.A. Dreyser, E.V. Dubrovskiy, S.A. Yarxo, G.I. Voroninlar tomonidan ishlab chiqilgan. Taklif etilgan usulning mohiyati quyidagicha: nakatkalash yordamida quvurning tashqi yuzasiga davriy joylashgan halqali bo'rtiqlar hosil qilinadi (1.1-rasm).

Bunda quvurning ichki yuzasida ravon shaklli halqali diafragmalar hosil bo'ladi. Halqali diafragmalar va bo'rtmalar devor oldi qatlamidagi oqimni turbulizatsiyalaydi va quvurning ichki va tashqi tomonida issiqlik almashinuvi jadallashishini ta'minlaydi. Shuningdek bunda to'plamning tashqi diametri oshmaydi va issiqlik almashinuvi qurilmalarini yig'ishning oldingi texnologiyasi o'zgarmaydi.



1.1-rasm. Halqali nakatkali quvurning ko'ndalang qirgimi

Quvurlarni nakatkalashning taklif etilgan usulini amalga oshirish qiyin emas. Nakatkani amalga oshirish narxi quvur narxining bir necha foizini tashkil etadi.

Taklif etilgan halqali turbulizatorli quvurlar gaz va suyuqlikda ishlovchi moslamalarda, issiqlik tashuvchilarning qaynashida va kondensatsiyalanishida qo'llaniladi, shuningdek amaliyotda qo'llashda universallikni ta'minlaydi. Shunday qilib, halqali turbulizatorli quvurlar barcha talablarni qoniqtiradi, bu esa ularni amaliyotda keng qo'llash imkonini beradi.

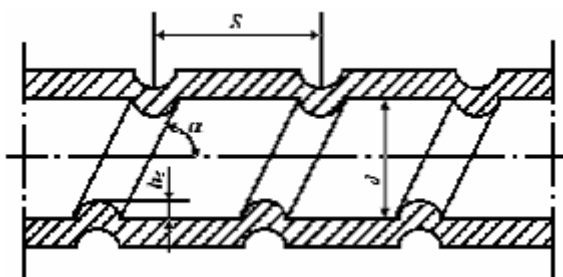
Shuni ta'kidlash kerakki, ushbu quvurlarda birinchi marotaba ilgari no'malum bo'lgan qonuniyat, ya'ni majburiy konveksiya sharoitida oqimning diskret turbulizatsiyalanishida kanal davrlarida issiqlik berishning o'zgarishi kashf etildi, ya'ni turbulizatorlarning belgilangan ko'lamdagi o'lchamida va joylashuvida issiqlik berishning o'sishi gidravlik qarshilikning o'sishidan katta bo'ladi. $Nu/Nu_c > \xi / \xi_t$ munosabatni amaliyotga joriy etib foydalanish natijasida, issiqlik almashinuvi qurilmasining belgilangan quvvatida va gidravlik qarshiligida nafaqat moslamaning hajmi kamayadi, balki uning ko'ndalang kesimi maydoni qisqaradi.

Halqali turbulizatorli quvurlar uchun Reynolds soniga bog'liq holda issiqlik berish va gidravlik qarshilik koeffitsientlarini aniqlash uchun

turbulizatorlarning joylashish qadami va balandligi d/D uchun umumlashtiruvchi bog'liqliklar olingan [4-5]. Barcha keltirilgan bog'liqliklarda halqali turbulizatorli quvurlarda va quvurlar to'plamida issiqlik berish koeffitsientini aniqlashda issiqlik almashinish yuzasining oshishi hisobga olinmagan, ya'ni issiqlik oqimining zichligi tekis quvurlarning o'tish kesimi bo'yicha aniqlanadi.

Spiral nakatka yordamida issiqlik almashinuvini jadallashtirish.

Ichki spiral nakatka issiqlik almashinuvi qurilmalarida keng qo'llaniladi. Nakatka tokarlik dastgohida amalga oshiriladi. Tabiiyki amaliyotda massaviy ishlab chiqarishda tayyorlash jarayoni modernizatsiyalanishi mumkin va bunday quvurlar rolikli mashinada yoki boshqa usul bilan tayyorlanishi mumkin. Ichki spiral nakatkaning ko'ndalang qirgimi 1.2-rasmda keltirilgan.



1.2-rasm. Vintsimon nakatkali quvurning umumiy ko'rinishi.

Uzluqli bo'rtmalar yordamida issiqlik berishni jadallashtirish turbulizatsiyalash va oqimning devor oldi zonalarini buzish hisobiga amalga oshiriladi. Issiqlik almashinuvini jadallashtiruvini va gidravlik qarshilikni ortishi bo'rtmaning balandligi h_s , bo'rtmalar orasidagi masofa S , bo'rtmalar shakliga va ularning o'zaro joylashuviga bog'liq [6].

Shuni ta'kidash joizki, halqali va vintsimon nakatkali quvurlarda issiqlik almashinuvini jadallashtirish qator afzalliklarga ega [6]:

- 1) quvurning tashqi yuzasida nakatkalash yordamida hosil qilinadigan uymalar issiqlik tashuvchilarning quvurlararo oqimida issiqlik almashinuvini jadallashtiradi;
- 2) nakatkalash texnologiyasi sodda;
- 3) qoplama quvurli issiqlik almashinuvi qurilmasini yig'ishning amaldagi texnologiyasini nakatkalangan quvurlar uchun to'raligicha qo'llash mumkin;
- 4) kam xarajatli (nakatkalash narxi tekis quvur narxining bir necha foizini tashkil etadi [7]);
- 5) qo'shimcha metall sarfi talab etilmaydi.

Re sonining katta qiymatlarida oqimning turbulentli g'alayonlanishi kanalning markaziga to'g'ri keladi va issiqlik berish jarayoniga kam ta'sir ko'rsatadi. Shuningdek $Re=10 \cdot 4 \div 10 \cdot 5$ uchun bo'rtmaning optimal balandligi $0,02 < h_s/d < 0,1$, optimal qadami esa $10 < S/h_s < 25$ oraliqda bo'ladi [8-9].

Spiral qovurg'ali quvurlarni, vintsimon nakatkali quvurlarni va prujinali spiralsimon o'rnatmali quvurlarni qo'llanilish sohalari deyarli bir xil. Issiqlik almashinuvini jadallashtirishda yuzaga keladigan samaralar ham deyarli bir xil. Lekin [7,10] larda ko'rsatilishicha vintsimon nakatka shaklidagi

jadallashtirgichning shakllari kamayadi va bo'rtma bilan qiziyotgan quvur yuzasi orasidagi kontakti yomonlashishi yuzaga kelmaydi, bu ayniqsa prujinali o'rnatmalardan foydalanishda sodir bo'ladi.

[11] da ushbu jadallashtirish usulining samaradorligi qayd qilingan $Re=6 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^5$ ko'lamida samara yoki tekis quvur bilan solishtirilganda issiqlik almashinuvining jadallashishini oshiishi 50% ga etadi.

Ishda vintsimon nakatka yordamida qovushqoq nyuton suyuqliklarida issiqlik almashinuvini jadallashtirish bo'yicha tajribalar o'tkazilgan. Tadqiqot jarayonida Reynolds sonining qiymati 30 dan 2000 gacha o'zgaradi, ishchi muhit sifatida transformator moyidan foydalanilgan. Foydalanilgan quvurlarning geometrik o'lchamlari jadval shaklida keltirilgan. Ushbu holda gidravlik qarshilikni ortishi 30-60%. Issiqlik sig'imini ortishi 40-70% ni tashkil ejtadi. Issiqlik almashinuvi va gidravlik qarshilik bo'yicha olingan tajriba natijalari $Nu=f(Re)$ va $x=f(Re)$ grafik shaklida keltirilgan.

Bir xil sharoitda spralsimon bo'rtmali quvurlarda issiqlik almashinuvini solishtirilganda, ya'ni $Re=const$, $Re=6 \cdot 10^3 \dots 7 \cdot 10^4$ bo'lganda ko'p yo'lli bo'rtmalar boshqa girdoblantirgichlarga qaraganda 20...25% ga samaralidir.

Hozirgi vaqtda bo'rtma quvurlar dastasidan tayyorlangan issiqlik almashinuvi qurilmalari keng ishlab chiqarilmoqda. Bunday moslamalarni tarmoq suv qizdirgichlarida qo'llanilganida jadallashtirish samaradorligi 5-70% ga etadi: bunda issiqlik almashinuvi qurilmasining massasi 50% ga kamayadi [12,13]. [14] ishda ta'kidlanganidek, bo'rtmali quvurlar mustahkamligi bo'yicha tekis quvurlardan qolishmaydi.

Spiralsimon uymali quvurlarda issiqlik almashinuvini tajribaviy tadqiqot qilish havo va suv uchun qator ishlarda [15-16] bajarilgan, bunda Reynolds sonining ko'lam $Re=2 \cdot 10^3 \div 10^5$.

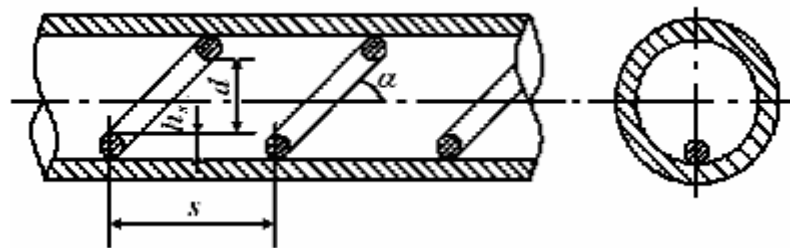
Spiralsimon bo'rtmali quvurlarda oqim vaqtida jadallashtirish samarasi o'tish va turbulent rejimlar sohasida gidravlik qarshiliklar bir xil bo'lganda tekis quvur bilan solishtirilganda 50% ga ortadi.

Spiralsimon prujina yordamida issiqlik almashinuvini jadallashtirish.

Spiralsimon simli prujinkalar issiqlik almashinuv moslamalarida keng qo'llaniladi. Spiralsimon simli turbulizatorlar oqimning devor oldi qismini turbulizatsiyalab qolmasdan, balki o'qi atrofida butun oqimni aylanma harakatga keltiradi. Bu kabi issiqlik almashinuvini jadallashtirgichlar quyidagi asosiy afzallaiklari bilan tavsiflanadi:

- issiqlik almashinuvi maydoni oshadi;
- quvur yuzasi yaqinidagi oqim harakatlanadi, natijada tezlik va haroratni maksimal gradienti kuzatiladi;
- qovushqoq ost qatlam buziladi;
- buralish va oqim buzilishining birgalikdagi samaradorligi issiqlik almashinuvi gidravlik qarshilik orasidagi munosabatni yaxshilaydi;
- tayyorlashda texnologik tomonlama soddalik.

Spiralsimon simli prujinkalar N.V. Zozulya va I.N. Shkuratov , Z. Nagaokiy , V.M. Azarskov , A Klachak va boshqalar tomonidan tajribaviy tadqiqotlar qilingan.



1.3-rasm. Quvur ichidagi spiralsimon prujinka.

Simli oʻrnatmali quvurning asosiy parametrlari quyidagilar hisoblanadi: quvur diametri D , sim diametri d , simli oʻrnatmaning qadami s , spiralning buralish burchagi α . [17] ishda diametri 25,2 mm va uzunligi 1500 mm ($l/d=59,5$) boʻlgan quvurda issiqlik almashinuvi va bosim yoʻqotilishi oʻrganilgan. Simning 26 diametri 2,0 dan 3,4 mm ($d/D=0,079\dots 0,135$) gacha, spiralning qadami 10 dan 66 mm gacha oʻzgaradi. Spiralning buralish burchagi 320 dan 760 gacha tashkil etadi. Ishchi suyuqlik sifatida Hindustan Petroleum Corp (Hindiston) moyidan foydalanilgan. Tajribalar $Re=30\dots 700$ sohada olib borilgan.

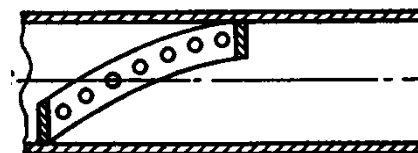
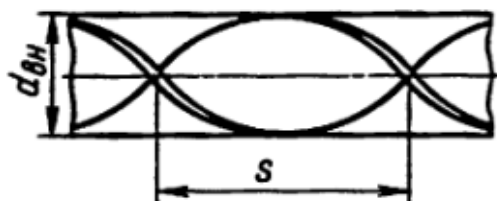
Issiqlik berish jadalligining eng yaxshi darajasi Reynolds soni 1200 dan kam boʻlganda amalga oshadi (tekis quvur bilan solishtirilganda 2...3 marta yuqori). Reynolds sonini ortib borishi bilan issiqlik almashinuvini jadallashtirish darajasi kamayadi va $Re>6000$ boʻlganda 27 taxminan 1,5 ga teng boʻlgan qiymatga ega boʻladi. Demak, prujinali oʻrnatmalar Reynolds sonining kichik qiymatlarida eng yaxshi samara beradi.

Olingan natijalarning tahlili shuni koʻrsatadiki, turbulent oqimda issiqlik berish koeffitsientini ortishi tekis quvur bilan solishtirilganda 1,3-1,5 ni tashkil etadi, bu laminar oqim rejimiga qaraganda kam.

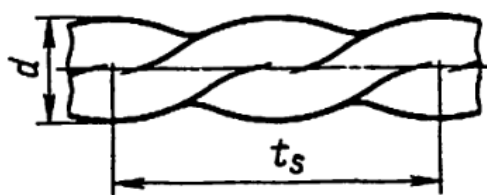
Truba devorlarining ichki qismiga trubaizolyatsiya qilish yaʼni spiralsimon, diafragma, disklar va nasadkalar koʻrinishidagi trubaizolyatorlar orqali issiqlik almashinish jarayonini jadallashtiriladi. Reynolds soni turbulent va oʻtish rejimida issiqlik almashinishni jadallashtirish bir necha baravarga farq qiladi.

Issiqlik almashinish jadallashtirish maqsadida issiqlik almashinish yuzalarini gʻadur-budurligini oshirish eʼvaziga amalga oshiriladi. Laminar rejimda, issiqlik almashinish silliq trubalarga qaraganda issiqlik almashinish yuzalariga ishlov berilgan trubalarda 20-100% yuqori boʻladi.

Issiqlik almashinishni jadallashtirish maqsadida issiqlik almashinish yuzalariga ishlov berilgan trubalar sxemasi:

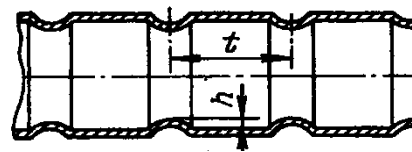


a) Burama lentali

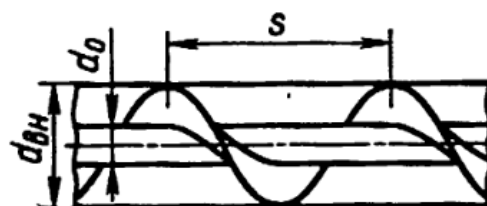


v) Burama truba

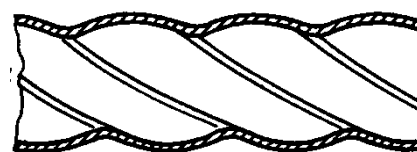
b) Teshik shaklli truba



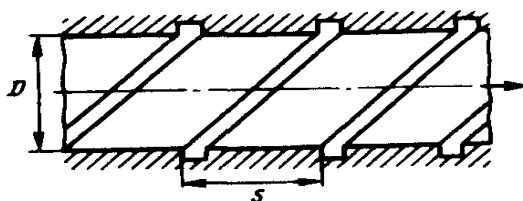
g) Tashqi tomondan ko'ndalang botiq ariqcha va ichki tomoni silliq bo'rtiq to'siqli samarador issiqlik almashinish yuzasi



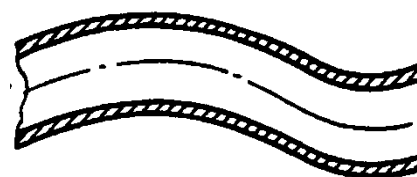
d) Uzluksizshneklilenta



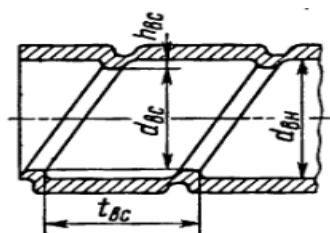
e) Spiral truba



ж) To'g'ri to'rtburchak shaklli

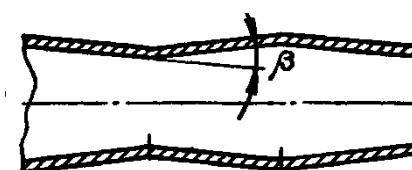


3) To'lqin o'qli truba

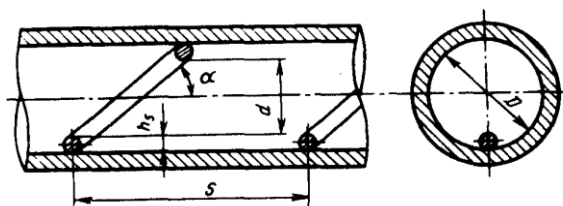


i)

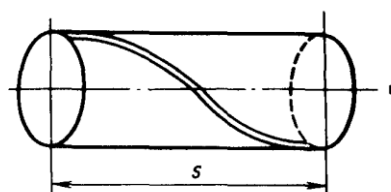
Tashqitomonidavintsimonko'ndalangbotiqariqchavai chkitomonidasilliqbo'rtiqto'siqlitruba



k) Konfuzor-diffuzor turidagi truba



l) Spiral vintli truba

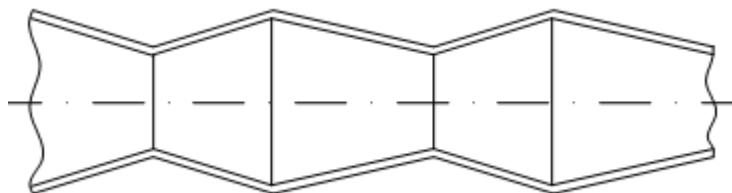


m) Ichki qismi vint

1.4-rasm. Trubaizolyator qilingan truba shakllarining sxemasi.

V.A. Kirpikovimsilliqlik konfuzor-diffuzor turidagi, to'liqlik qovurg'ashaklli, yarimoyshaklli, teshik–teshikshaklli trubalarda izlanishlar olib borgan, Ubu trubalarda issiqlik almashinishi silliq trubalar bilan solishtirib yuqori issiqlik almashinish samaradorligini ko'rsatib bergan. Bundan tashqari gidravlik qarshilikni ham silliq trubalarda va trubailoziyator qilingan trubalarga solishtirib ko'rsatgan. [18]

V. K. Migay kesik konus shaklli konfuzor – diffuzor turidagi trubalarda izlanishlar olib borgan (1.5-rasm).

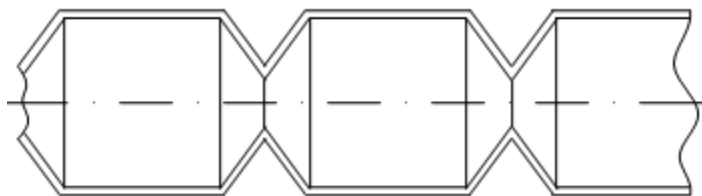


1.5-rasm

Uning izlanish natijalarini shuni ko'rsatadiki, issiqlik almashinish yuzasi silliq trubalar yuzalariga qaraganda 34-38% ga kamaygan.[19]

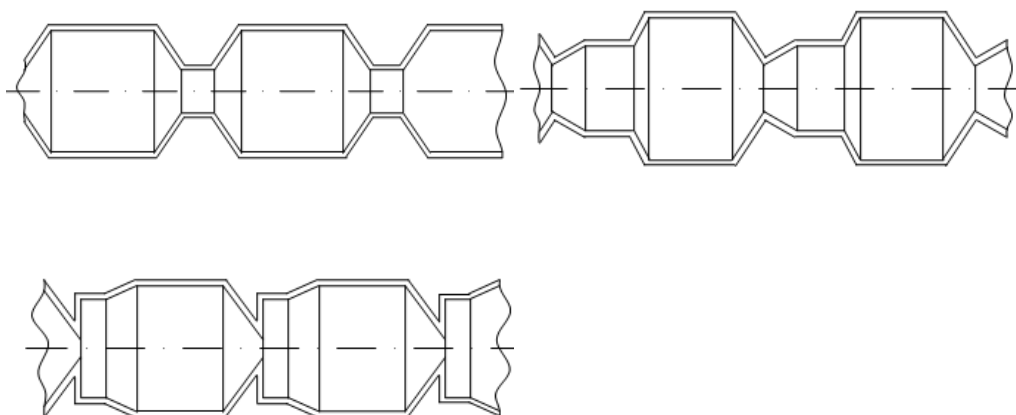
Asosiy tajriba natijalari [19,20] konfuzor-diffuzor turidagi trubalarda konfuzorni uzunligi diffuzor uzunligiga qaraganda ikki marta kichik bo'lishi kerak, diffuzorning kengayish burchagi ($\alpha_0 \leq 9^\circ$) oshmasligi kerak shunda eng yaxshi issiqlik almashinish va gidravlik qarshilik kam natijalarga ega bo'lish mumkinligini ko'rsatib o'tgan [21].

Taxavutdinov R. G. kichik o'lchamli aralashmalar uchun trubaizolyator qilinga ya'ni konfuzor – diffuzor shaklidagi trubalarda izlanishlarini olib borgan. Suyuqlikni yaxshi aralashishini apparatni silindrik konstruksiya qilib taqqoslagan (1.6-rasm).[22]



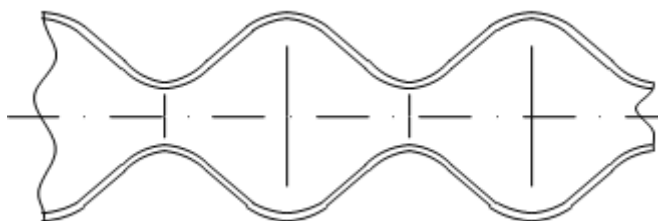
1.6-rasm

Kichik o'lchamli konfuzor –diffuzor turidagi apparatida izlanishlar olib borgan (1.7-rasm). Unda apparatning samaradorligi 10-25% ga oshishiga erishgan.[23]



1.7-rasm

Sinusoidal to'liqlik trubalarda suyuqlik oqimini laminar rejimda issiqlik almashinishini va gidrodinamik jarayonlarini tahlil qilgan. (1.8-rasm) kirish trubalarida Reynolds soni $Re=800$ bo'lganda Nusselt sonini trubalarning chiqish joylarida maksimal yaqinlashishini tekshirilgan.[24]



1.8-rasm

Konfuzor-diffuzor turidagi trubalarni tayyorlash tokorlik stanoklarida proklatkalash yo'li bilan amalga oshiriladi [21], ularni gazli payvandlash yo'li bilan amalga oshiriladi, payvandlangan issiqlik almashinish yuzasi qayta ishalsh natijasida tozalanadi. [25]

Vintli nakatkalangan kanallar

Intensivlash qo'llashning muhim omiliular konstruksiyalarining samaradorligini baholash sanaladi. Yuqorida qayd qilinganidek, baholashning usullaridan biri – bu

$$(Nu / Nu_0) / (\xi / \xi_0) = f(Re), \quad [1.1]$$

formula yordamida issiqlik gidrodinamikasi samaradorligini belgilashdir. U, o'z navbatida, E.K. Kalinin va G.A. Dreyser [116] tomonidan ishlab chiqilgan hamda ular tomonidan g'adir-budur kanallar samaradorligini baholash uchun qo'llanilgan bir xil belgilovchi o'lchamlar bilan mashhur qiyoslash usulini rivojlantirish hisoblanadi.

$$(Nu / Nu_0) / (\xi / \xi_0) = f(Re),$$

bog'liqligi Reynolds miqdori bo'yicha intensivlatorni qo'llashning tobora ma'qul sohasini aniqlash va ish muhitining turli o'rta temperaturalardagi samaradorligini baholash imkonini beradi.

Ishchi muhitini yaratish uchun zarur bo'lgan energiya sarfiga ta'sir qiluvchi asosiy o'lchalardan biri hisoblanuvchi gidrodinamik qarshilikning ortishi baholash va energetik samaradorlikni yo'lga qo'yishni talab qiladi.

Konvektiv sirtning energetik samaradorligi ishchi muhit oqimining bir xil o'rta temperaturalaridagi har bir shakl uchun belgilanishi zarur [26], bu esa uni bir tadqiqot doirasida qo'llash imkonini beradi. Tadqiqotlarda faqat issiqlik samaradorligini baholash uchun o'zaro nisbat qo'llaniladi.

Quyida vintli nakatka yordamida egiluvchan nyuton suyuqliklarida issiqlik almashinuvini kuchaytirish bo'yicha tajriba natijalari ko'rib chiqilgan [27]. Tadqiqot jarayonida Reynolds miqdori mohiyati 30 dan to 2000 gacha doirada o'zgargan. Ishchi muhit orqali transformator yog' sanalgan.

Trubalarning foydalanilgan o'ziga xos geometrik o'lchamlari 1.1. jadvalda berilgan.

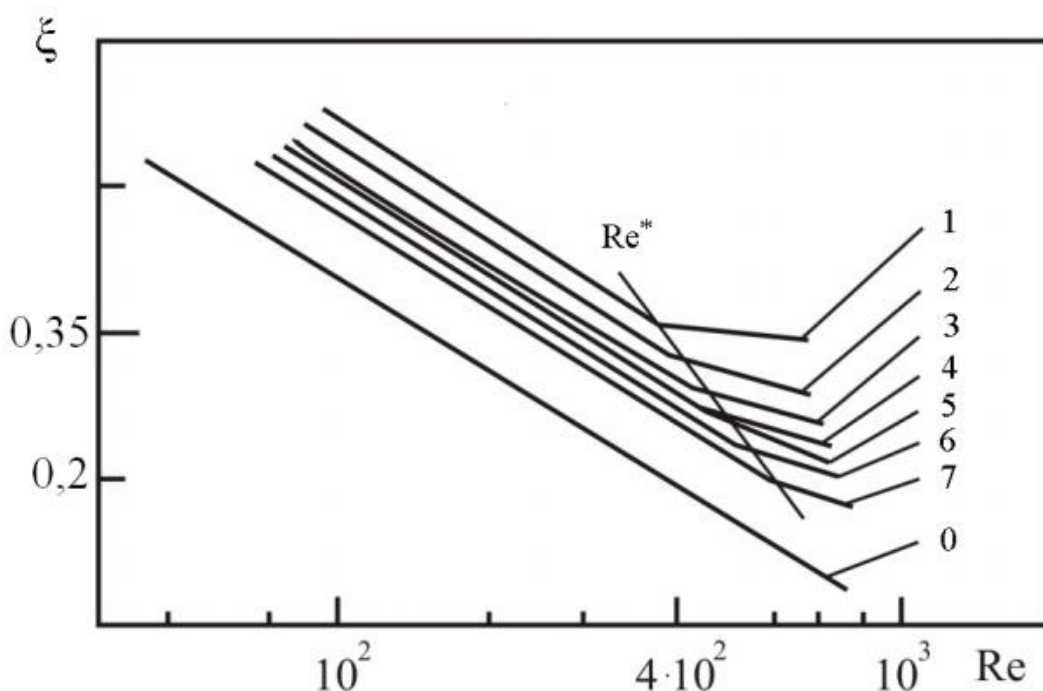
1.1. jadval

Truba nomeri	Trubaning ichki diametri D, m	Trubaning ichki diametri D ₁ , m	Vintli nakatkalangan trubaning nisbiy qadami S/D	Nisbiy balandligi d/D	Ekvivalent diametr D _e , mm
0			-	1,0	1,4
1			0,72	0,72	6,95
2			1,79	0,72	9,96
3			2,86	0,72	10,85
4	0,014	0,016	4,29	0,72	11,29
5			1,79	0,79	10,97
6			1,79	0,82	11,58
7			1,79	0,86	11,98

Gidravlik qarshilik. Re miqdori mohiyatining tadqiq qilinayotgan sohadagi gidravlik qarshilik silliq trubadagi transformator yog'ining laminar o'tishida mashhur $\xi = 64/Re$ nisbat bilan beriladi; kamchilik 5-8% ni tashkil qiladi. oqimning izometrik tartibida vintli nakatka orqali tadqiq qilinayotgan trubalar uchun olingan tajriba ma'lumotlari gidravlik qarshilikning sezilarli darajada ortganini ko'rsatgan.

1.9 – rasmda barcha tadqiq qilinayotgan vintli nakatkali truba va silliq trubalar uchun $\xi = f(Re)$ bog'liqligi taqdim qilingan. Rasmdan ko'rinib turibdiki, gidravlik qarshilikning ortishi kanalning geometrik xarakteristikasi bilan bevosita bog'liq. Gidravlik qarshilikning maksimal ortishi vintli nakatka $S/D = 0,72$ va bo'rtiqning maksimal yuqoriligiga $d/D = 0,72$ minimal masofasiga ega trubalarni o'rnatishda erishiladi. 1.9- rasmdan kelib chiqib aytish mumkinki, vintli nakatkaga ega barcha tadqiq qilinayotgan trubalar uchun

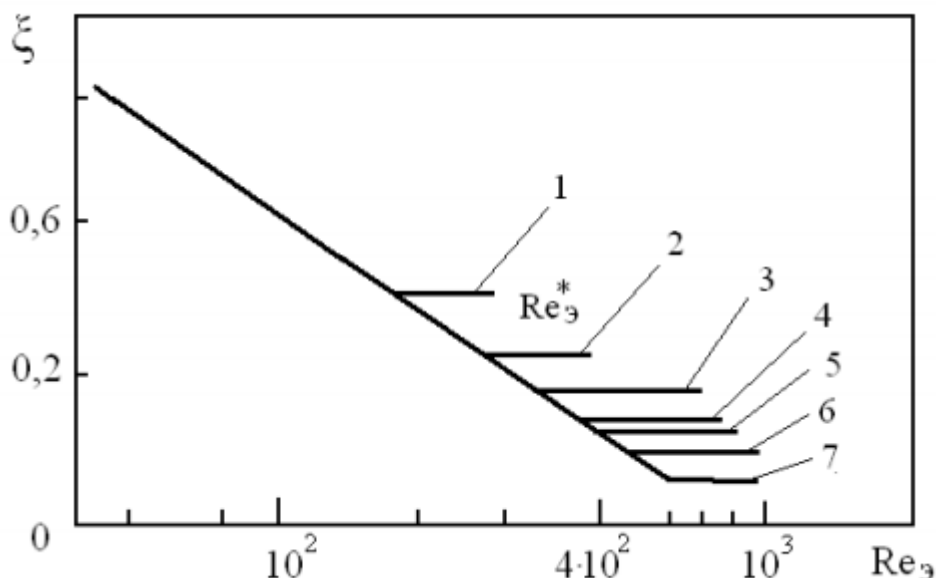
bogʻliqlik xarakteri bilan farq qiluvchi oqimning ikki tartibini koʻrsatish mumkin $\xi = f(Re)$.



1.9. – rasmda vintli nakatkali trubalarda transformator yogʻlar uchun eksperimental bogʻliqlik $\xi = f(Re)$: 1.9. jadvalga muvofiq 0-7 – trubalar soni.

Birinchi tartibda Reynolds Re^* miqdorining ayrim mohiyatiga qadar $\xi = f(Re)$ chizigʻi $\xi = 64/Re$ chizigʻiga parallel, bu esa quyidagi xulosani keltirib chiqaradi: ushbu sohada gidravlik qarshilikning ortishi vintli nakatkaning bevosita boʻrtigʻi natijasida katta boʻlmagan uyurma hosil boʻlishi mavjudligidan kelib chiqqan; Reynolds Re^* soni keskin mohiyati bevosita vintli nakatkaning geometrik xarakteristikasi bilan bogʻliq. Re^* mohiyatiga erishish boʻyicha gidravlik qarshilik koeffitsientining sezilarli ortishi bilan tavsiflanadigan ikkinchi sohaga oʻtish amalga oshiriladi. Xuddi shunday samaralar simli spiral qoʻshimchalar [28] yordamida, shuningdek buralgan spiral lentalar [29] orqali issiqlik almashinuvi jadallashuvi tadqiqotida kuzatilgan. Ushbu tartibda girdobli toyilish zonasining kengayishi [28] qayd qilingan, yaʼni gidravlik qarshilikning keskin ortishi bilan kuzatiluvchi oqimning bir muncha turbulentlashganligi. Birinchi tartib uchun silliq trubaning qarshiligiga nisbatan gidravlik qarshilikning 30-200% ga ortishi xosdir. Ikkinchi tartibga xos soha uchun ushbu koʻrsatkich 350-600% gachani tashkil qilgan. [28] ga oʻxshashlik

bo'yicha gidravlik qarshilikning Re mohiyati bo'yicha korrelyasiya o'tkazilgan (1.10.-rasm). Re miqdori oqim erkin maydonining to'rt hissa ko'paytirilgan hajmi munosabati sifatida namlangan sirtning to'liq maydoniga nisbatan belgilanuvchi ekvivalentli diametr bo'yicha hisoblangan. Bunda gidravlik qarshilikning $\xi = 64/Re$ chiziqqa nisbatan mohiyati yaqinlashganligi qayd qilinadi. Re^* ning vintli nakatkali trubalar uchun keskin mohiyatining ushbu chiziq bo'ylab nakatka balandligining qisqarishi va uning Reynolds miqdorining yirik mohiyati tomoniga harakatning ortishi bilan aralashadi. Shunday qilib, nakatkaning kichik harakati uchun $S/D = 0,72$ va yuqori balandligi uchun $d/D = 0,72$ $Re^* = 148,9$, nakatkaning yuqori harakatli trubalari uchun esa $S/D = 4,29$ va kichik balandlik uchun $d/D = 0,86$ $Re^* = 564,8$ [30].

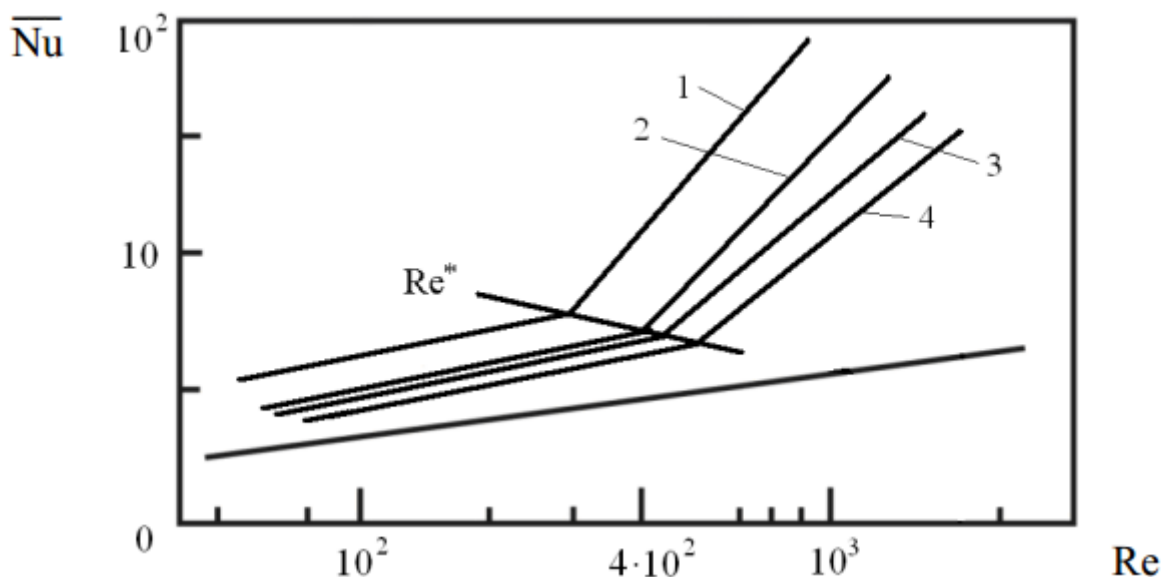


1.10.-rasm. Vintli nakatkali trubalarda transformator yog'lar uchun eksperimental bog'liqlik $\xi = f(Re)$; 1.9.-rasmdagi kabi belgilash qoladi.

Issiqlik almashinuv. 1.11 va 1.12 –rasmlarda vintli nakatkali turli geometrik xarakteristikaga ega trubalar uchun $Nu = f(Re)$ ning eksperimental bog'liqligi ko'rsatilgan [30]. 1.12 –rasmda o'zgartirilgan harakatli $S/D = 0,72$; 1,79; 2,86 va 4,29 nakatkali trubalar uchun $Nu = f(Re)$ miqdorining eksperimental maydoni bo'yicha o'rtacha bog'liqligi taqdim qilingan;

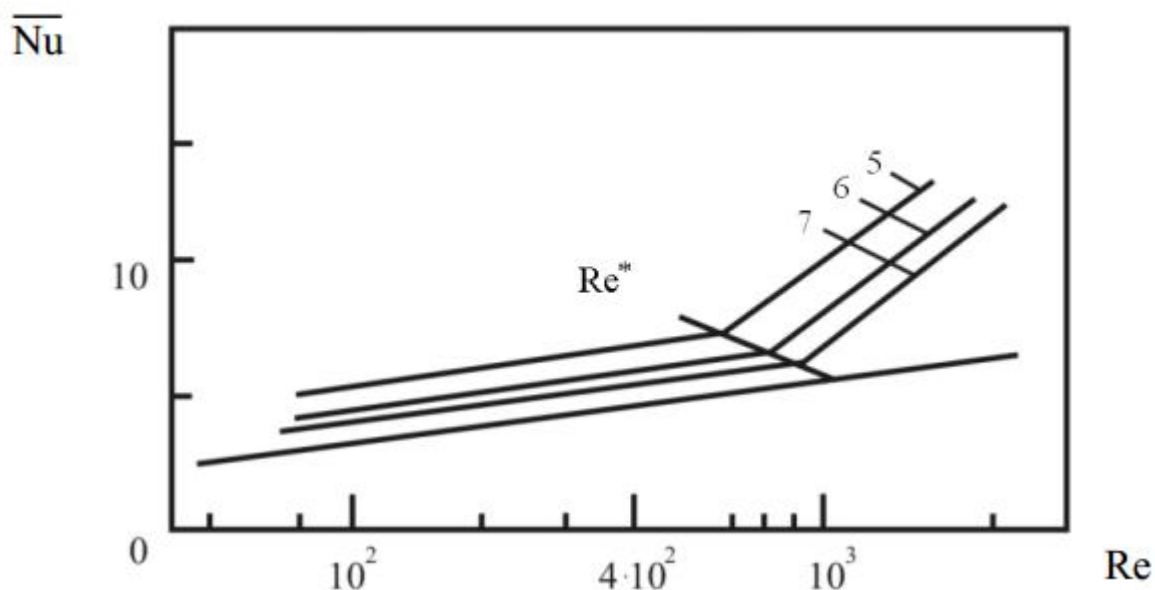
Barcha trubalar uchun $d/D = 0,72$. 1.13.-rasmda esa vintli nakatkali harakatning qayd qilingan mohiyati bilan $S/D = 1,79$ va o'zgartirilgan

balandliklarga ega $d/D = 0,72; 0,79; 0,82$ va $0,86$ trubalar uchun $Nu = f(Re)$ bogʻliqligi taqdim qilingan.

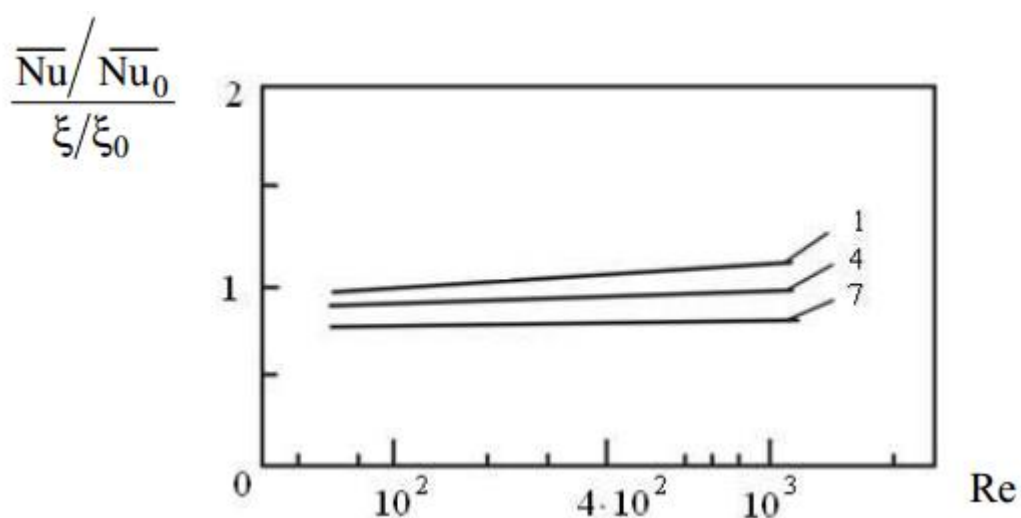


1.11.-rasm. Transformator yogʻ uchun $S/D = 0,72; 1,79; 2,86$ va $4,29$ ($d/D = 0,72$) uchun $Nu = f(Re)$ ning eksperimental bogʻliqligi; 1.9.-rasmda ham oʻsha belgilashlar.

Bu erda xuddi $\xi = f(Re)$ bogʻliqligi xarakterini koʻrib chiqishda issiqlik almashinuvi jarayonlarining xarakter va jadallashuvi bilan farq qiluvchi ikki tartibni qayd qilish mumkin. 1.9. – 1.12.-rasmlardan Re^* keskin mohiyatining bir tartibdan ikkinchi tartibga oʻtishi ushbu chiziqlarda deyarli mos kelganligi koʻrinib turibdiki. 1.11. va 1.12.-rasmlarda intensivlashning vintli nakatka shaklda qoʻllanilishi koʻrsatilgan, bu esa silliq trubaga nisbatan issiqlik almashinuvi jadallashuvi ortganining sezilarli samarasini beradi. Vintli nakatkaning minimal harakatiga ega trubalar uchun $S/D = 0,72$ maksimal samaraga erishiladi (1.12.-rasm). Vintli nakatka harakatining ortishi bilan silliq trubalar uchun $Nu = f(Re)$ va $Nu_0 = f(Re)$ chiziqlarining yaqinlashuvi, shuningdek, Re^* keskin mohiyat nuqtasining Re yirik miqdori tomonga siljishi qayd qilinadi. Bu vintli nakatka harakatining issiqlik almashinuvi jarayoni jadallashuviga nisbatan sezilarli taʼsiridan dalolat beradi. Vintli nakatka balandligi ortishi bilan issiqlik almashinuvi jadallashuvining oʻsishiga intilish ham namoyon boʻladi (1.12.-rasm).



1.12.-rasm. Transformator yog‘ uchun $S/D = 0,72; 1,79; 2,86$ va $4,29$ ($d/D = 1,79$) uchun $Nu = f(Re)$ eksperimental bog‘liqlik; 1.9.-rasmdagi o‘sha belgilar.



1.13.-rasm. Vintli naklatkali trubalarning issiqlikgidravlik samaradorligi; 1.9.-rasmdagi o‘sha belgilar.

$Re < Re^*$ da oqim tartibi uchun silliq trubalarda $Nu = f(Re)$ bog‘liqlik chizig‘i $Nu_0 = f(Re)$ bog‘liqlik chizig‘iga parallel, bu esa quyidagi xulosaga olib keladi: ushbu sohada issiqlik almashinuvi xarakteri laminardir va $Nu = f(Re, R_r)$ farqli o‘laroq silliq trubalar uchun olingan mashhur tajribaga asoslangan o‘zaro nisbatlarga proporsionaldir. Bunda vintli nakatkaning geometrik o‘lchamlaridan kelib chiqib 40-250% tashkil qiluvchi jadallashuv samarasi qayd qilinadi. Re^* miqdorining keskin mohiyatiga erishish bo‘yicha

issiqlik almashinuvining jiddiy ortishi ro'y beradi, shu bilan birga jadallashuv samarasi 150-700% ga etadi. Bu esa yuqori uyurmali laminar tartibga o'tishni anglatadi [31].

Re^* keskin miqdorini belgilash uchun issiqlik elementlarining konstruktiv xarakteristikasidan farqli o'laroq birinchi tartibdan ikkinchi tartibga o'tishida o'zaro nisbat olindi

$$Re^* = f(S/D, d/D). \quad [1.2]$$

Ma'lum bo'lishicha, barcha tadqiq qilinayotgan trubalar uchun o'zaro nisbat quyidagi ko'rinishga ega [30]:

$$Re^* = 1070 (S/D)^{0,157} (d/D)^{3,6} \quad [1.3]$$

Jadallashuvning ushbu usulining issiqlikgidravlik samaradorligini aniqlash uchun eksperimental bog'liqliklar olingan. 1.13.-rasmdan ko'rinib turibdiki, issiqlik gidravlik samaradorligi bevosita tadqiq qilinadigan kanalning S/D va d/D geometrik xarakteristikasi bilan bog'liq. Ma'lum bo'lishicha, nisbiy harakatlarga ega $S/D = 1,79$ va $0,72$ va o'zar nisbiy balandlikdagi $d/D = 0,72$ trubalardan foydalanish o'ta ma'quldir. Bunda issiqlik uzatish samaradorligining o'sish sur'ati gidravlik qarshilikning o'sishidan birinchi tartib ($Re < Re^*$) uchun 10-15%ga, ikkinchisi uchun - 25%ga ortadi.

1.2. Eksergetiktahlil usuli

Termodinamik tizimlarni tahlil qilishda, birinchisi bilan bir qatorda, termodinamikaning ikkinchi qonunini ham e'tiborga olish zarur. Termodinamikaning ham birinchi, ham ikkinchi qonuni sifatidagi texnologik tizim tahlilini e'tiborga oluvchi termodinamik tahlil usuli eksergetik deb nomlanadi. Termodinamikaning ushbu usuli termodinamik imkoniyatlar tushunchasini kiritishga asoslangan. Asoslab tanlangan termodinamik imkoniyatlar moddalar oqimi va ko'rib chiqilayotgan tizimning har qanday nuqtadagi energiyasining ishlash qobiliyatini belgilash imkoniyatini beradi.

Tahlilning ushbu usulida muhitni o'rab turgan texnik tizimlar katta ahamiyat kasb etadi. Ta'kidlash joizki, barcha aniq texnik jarayonlar atrofimizni o'rab turgan muhitning o'zaro aloqasi sharoitida ro'y beradi. O'rab turgan muhitning o'lchamlari o'rganilayotgan tizimning o'lchamlari bilan bog'liqligi bilan tavsiflanadi va ko'pgina masalalar doimiy deb hisoblanishi mumkin. Bunday muhitga misol qilib atmosfera, dengiz suvi, kosmik makonni olish mumkin.

O'rganilayotgan tizimda materiya harakatining umumiy o'lchami sifatidagi energiya tushunchasi texnik vazifalarni hal qilishda etarlicha emas. Energiyaning texnik qiymati nafaqat uning shaxsiy o'lcham va shakllaridan kelib chiqadi, balki atrofimizni o'rab turgan muhitning o'lchamlari bilan ham bog'liqdir. SHunday qilib, har qanday energiya ham va har qanday sharoitda amaliy foydalanish uchun butunlay yaroqli bo'lavermaydi.

Ushbu nuqtai nazardan, texnik tizim ishini ta'minlovchi barcha energetik o'zgarishlarda energiya ikki ko'rinishda qo'llanilishi mumkin:

- atrof-muhit o'lchamlaridan farqli o'laroq energiyaning har qanday boshqa turiga to'liq o'zgara oladigan energiya – energiyaning «tartibli» shaklidir. Bu, masalan, mexanik, elektr yoki kimyoviy energiyadir;

- energiyaning boshqa ko‘rinishiga to‘liq o‘zgara olmaydigan energiya; uning o‘zgarishi ham shaxsiy o‘lchamlar bilan, ham atrof-muhit o‘lchamlari bilan belgilanadi, bu – energiyaning «tartibsiz» shaklidir.

Masalan, issiqlik oqimi, nurlanish energiyasi ko‘rinishidagi energiya va boshqalar.

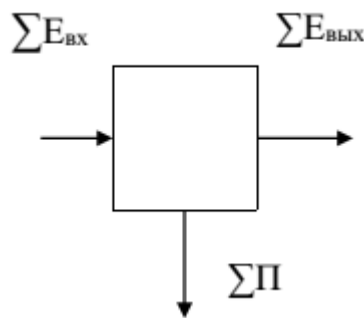
Bayon qilinganlar asosida tartibli energiyaning boshqa turlariga ularni qayt o‘zgartirishga qodirligini tavsiflovchi energiyaning boshqa turlari uchun umumiy choralarni kiritish lozim. O‘zgartirishning bunday darajasi tizim eksergiyasi deb nomlandi.

Tizim eksergiyasi ushbu holatda mexanik yoki boshqa to‘liq o‘zgartirilgan energiya miqdori bilan o‘lchanadi, u ushbu holatdan atrof-muhit muvozanati holatiga o‘tishi natijasida tizimdan olingan bo‘lishi mumkin. Tartibli energiyaga aylanmagan tizimning o‘sha energiyasi anergiya nomini olgan.

Shunday qilib, eksergiyani aniqlashda o‘rganish ob’ekti bo‘lib, avvalo, tizimning o‘zi, so‘ngra atrof-muhit, va nihoyat, energiyaning manbai yoki uning o‘rniada xizmat qiladigan atrof-muhitdagi tashqi ob’ektlar hisoblanadi. Eksergiya, tizim energiyasi sifatida har bir ushbu holatda qayd qilingan ahamiyat kasb etadi.

Tizimning atrof-muhit bilan o‘zaro aloqasi ham qayta tiklanish (ideal jarayon), ham qayta tiklanmaydigan (real jarayon) holda o‘tishi mumkin. Ideal qayta tiklanish jarayonida eksergiya kamayishiga teng ish olinadi. Real jarayonda esa ish eksergiya kamayishiga nisbatan kam bo‘ladi, chunki eksergiyaning bir qismi yo‘qoladi, yo‘q bo‘ladi.

Ayrim texnik tizimni ko‘rib chiqamiz (1.14-rasm).



1.14-rasm

Ushbu tizimga (qurilmaga) kiritiladigan eksergiya $\sum E_{vX}$ umumiy o'lchami mohiyatining turli-tumanligi hamda undan chiqariladigan eksergiyaning $\sum E_{v\bar{B}X}$ o'lchami tizimda takrorlanmaydigan yo'qotishning jami o'lchamini $\sum P$ belgilaydi:

$$\sum E_{v\bar{B}X} - \sum E_{vX} = \sum P \geq 0 \quad [1.4]$$

Faqatqaytatiklanaoladigan jarayonlarda $\sum E_{vX} = \sum E_{v\bar{B}X}$ va $\sum P = 0$ energiyaning dissipatsiyasi uchramaydi.

Ushbu o'rinda eksergiya entropiya bilan o'xshashdir, uning yopiq tizimda ko'payishi takrorlanmas yo'qotishni aks ettiradi. Biroq eksergiyaning amaliy afzalligi shundan iboratki, uning kamayishi darhol ham mutloq, ham nisbiy jihatdan – o'zgaruvchan energiya yo'qotuvi mohiyatini beradi.

Tizimdan chiqariladigan eksergiyaning $\sum E_{B\bar{B}X}$ asoslangan eksergiyaga $\sum E_{BX}$ munosabati o'zida eksergik foydali ish koeffitsientini aks ettiradi, u esa tizimning idealga yaqinlashish darajasini ifodalaydi:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{v\bar{B}X}}{\sum E_{vX}} = \frac{\sum E_{vX} - \sum P}{\sum E_{vX}} = 1 - \frac{\sum P}{\sum E_{vX}} \quad [1.5]$$

Ideal jarayonli $\eta_e = 1$ tizimda real jarayonli $\eta_e < 1$ tizim uchun.

Mexanik va elektr energiyasi uchun eksergiya (energiyaning tartibli shakli) muvofiq ishga teng, shuning uchun ham eksergiyani aniqlash masalasi ushbu o'rinda tushib qoladi:

E_q issiqlik eksergiyasi termodinamikasining ikkinchi boshlanish sharoitiga muvofiq Q issiqlik miqdoridan farq qiladi. Uni aniqlash uchun T- S diagrammada keltirilgan Karno sikli yordamida atrof-muhit bilan q issiqlik

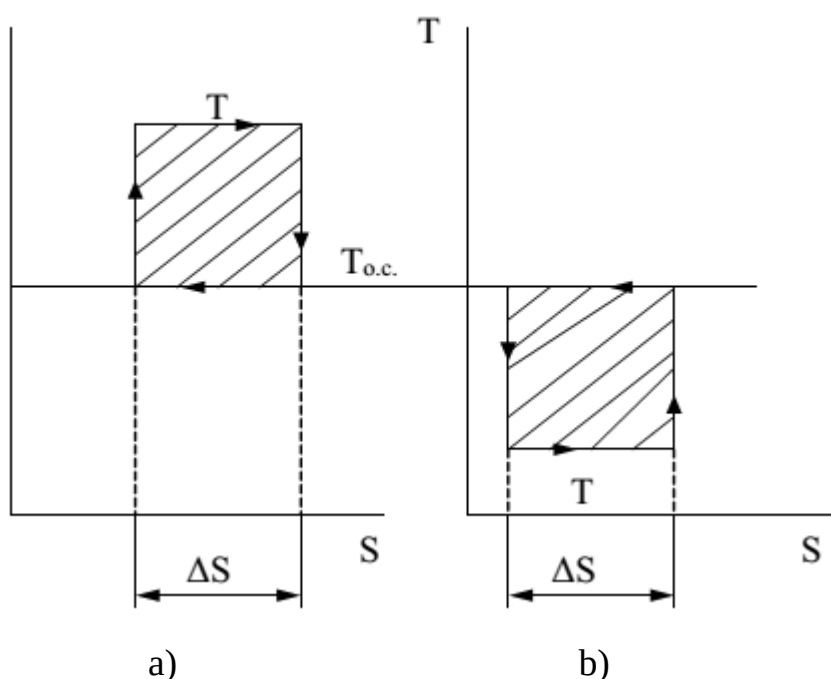
oqimining qayta tiklanadigan oʻzaro aloqasi jarayonini koʻrib chiqamiz.(1.15.-rasm).

$T > T_{o.c}$ boʻlganda toʻgʻri sikl, $T < T_{o.c}$ boʻlganda esa qarshi sikl zarur boʻlgan holatda.

Karno toʻgʻri siklini koʻrib chiqamiz (1.15a-rasm).

Issiqlikning nazarda tutilgan miqdori $q = T * \Delta S$ atrof-muhit bilan qayta tiklanadigan oʻzaro aloqasida issiqlikning eksergiyasini belgilovchi ish bajarilgan boʻlishi kerak

$$q = l = (T - T_{o.c.}) * \Delta S \quad [1.6]$$



1.15 - rasm. Karno sikli. a-toʻgʻri, b-qaytar

e_q va q oʻrtasidagi aloqa oʻzaro nisbat bilan belgilanadi:

$$e_q = q * \frac{(T - T_{o.c.})}{T} = q * \tau_q, \quad [1.7]$$

τ_q – issiqlikning ishga layoqatlilik koeffitsienti (eksergetik harorat vazifasi).

$$\tau_q = \frac{e_q}{q} = \frac{(T - T_{o.c.}) * \Delta S}{T * \Delta S} = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T}, \quad [1.8]$$

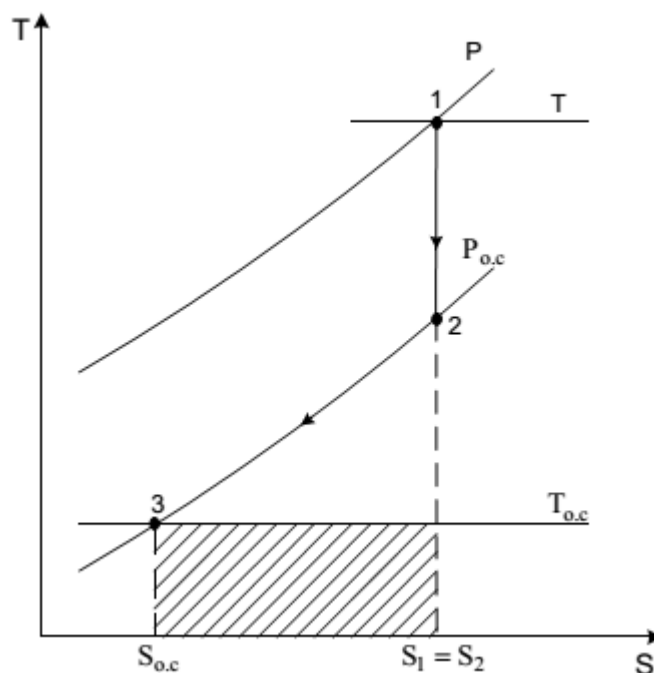
Fizik maʼno boʻyicha u ish miqdorini aniqlaydi, buni issiqlik birligidan ideal toʻgʻri siklda, yaʼni Karno toʻgʻri sikli uchun olish mumkin. Modomiki koʻrib chiqilayotgan sharoitlarda

$$0 < \frac{T_{o.c}}{T} \leq 1, \text{ yoki } 0 < \tau_q \leq 1,$$

Karno qarshi sikli uchun (1.15b-rasm) $T_{o.c} > T$ yoki $\frac{T_{o.c}}{T} > 1$ bunda koeffitsient $\tau_q < 0$. Issiqlikning ishga layoqatlilik koeffitsientining salbiy ma'nosi ishning ushbu holatda sarflanishiga ishora qiladi.

Modda oqimi eksergiyasi oqim massa birligining bajarishi mumkin bo'lgan ish bilan belgilanadi, masalan, gaz yoki parning 1 kg. atrof-muhit bilan o'zaro qayta tiklanuvchi harakatda R , T , h , S to'xtab qolish parametrlari bilan, uning parametri $R_{o.s}$, $T_{o.s}$, $h_{o.s}$, $S_{o.s}$.

Gaz oqimining atrof-muhit bilan o'zaro aloqasini T-S diagrammada ko'rib chiqamiz. (1.16.-rasm). [32]



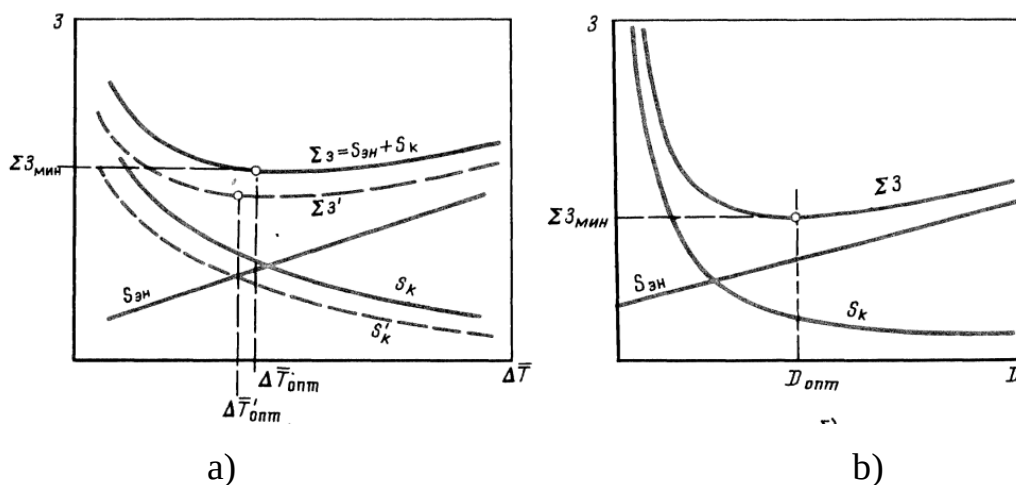
1.16. – rasm. Modda oqimining atrof-muhit bilan o'zaro qayta tiklanuvchan aloqasi chizmasi

Eksergetik texnik-iqtisodiy (ETI) muvofiqlikning maqsadli vazifasi.

Keltirilgan sarflar va eksergetik tavsiflar

Texnik tizimda «bo'lish yoki bo'lmaslik»ni belgilovchi samaradorlikning asosiy ko'rsatkichi sifatida keltirilgan sarflar z^* mahsulot birligiga xizmat qiladi

$$z = \frac{E_H K + C}{m}, \quad [1.9]$$



1.17. – rasm. Texnik sistemada kapital sarflar.

E_H – kapital qurilishga ajratilgan mablag‘ samaradorligining me‘yoriy koeffitsienti; K – umumiy kapital qurilishga ajratilgan mablag‘; S – ekspluatatsion sarflar; t – ma‘lum muddat (yil) ichida ishlab chiqarilgan muvofiq birliklardagi mahsulot miqdori.

Ushbu tenglamaning surati ma‘lum vaqtning kesmasiga taalluqli jami keltirilgan sarflarni o‘zida aks ettiradi:

$$\Sigma z = E_H K + C. \quad [1.10]$$

Tenglamaga kiruvchi o‘lcham S – ekspluatatsion sarflar – formula bo‘yicha aniqlanadi:

$$C = bK + \Sigma S_{ЭH} + S_0. \quad [1.11]$$

Bu yerda C – amortizatsiya uchun chegirmani e‘tiborga oluvchi koeffitsient va joriy ta‘mir; ΣS_{en} – energiyaga sarflar va qayta ishlanadigan materiallar (xom-ashyo, yoqilg‘i); S_0 – xizmat ko‘rsatish uchun sarflar va qoplama xarajatlar (ekspluatatsion sarflarning doimiy tarkibiy qismi).

(1.10) va (1.11) tenglamalarni birlashtirib, quyidagini olamiz:

$$\Sigma z = E_H K + bK + \Sigma S_{ЭH} + S_0. \quad [1.12]$$

Eksergetik nuqtai nazaridan texnik-iqtisodiy tahlilga duch keluvchi barcha jarayonlarda energetik va noenergetik sarflarga ajratish maqsadga muvofiq bo'lardi. Birinchisi bevosita termodinamik xarakteristika bilan ham umuman tizim sifatida, ham uning zona va maydoni sifatida bevosita bog'liq. Ikkinchisi shuningdek termodinamik o'lchamlar bilan bog'liq, biroq ushbu aloqalarning xarakteri tobora sezilarli darajada murakkab; tahliliy yoki qandaydir boshqa shakldagi muvofiq xususiy bog'liqliklar tizimning barcha ko'rinishlari uchun olinishi mumkin.

Bundan kelib chiqqan holda, (1.12) tenglamaga kiruvchi keltirilgan sarflarning barcha tarkibiy qismlarini ikki guruhga ajratamiz.

1. Jami keltirilgan energetik sarflar $\sum S_{en}$. Ushbu o'lchamni darhol eksergiya orqali ifodalash mumkin:

$$\sum S_{\Sigma H} = p_{\Sigma am} E + p_M M, \quad [1.13]$$

$p_{\Sigma am}$ – eksergiya birligiga o'rtacha chamalab ko'rilgan oxirgi sarflar; E – jarayonga barcha turdagi eksergiyalar xarajati; p_m – qayta ishlanadigan materiallarga (xom ashyo, yoqilg'i) solishtirma sarflar; M – qayta ishlanadigan materiallar chiqimi. Qayd qilish joizki, p_m ning o'lchami eksergiya orqali ham ifodalanishi mumkin.

Tizimning termodinamik xarakteristikasi bilan bevosita bog'liq energetik sarflar tizimga etib keluvchi modda va energiyalarning barcha oqimlari qiymatini eksergiya orqali qamrab oladi.

2. Keltirilgan sarflarning (noenergetik sarflar) jami doimiy qismi

$$\sum S_{H \Sigma H} = E_H K + bK + S_0. \quad [1.14]$$

Noenergetik sarflar qurilmadan foydalanishga ketgan kapital qurilishga ajratilgan mablag' va mehnat sarflari chegirmalaridan iborat. Ushbu sarflar ham termodinamik ko'rsatkichlar bilan bog'liq, biroq ushbu holatdagi aloqalar o'ta murakkab. (1.14) formula a'zolarida ushbu aloqalarning xarakteri sezilarli darajada farqli. Ikki dastlabki a'zolarining termodinamik xarakteristika bilan

bog'liqligi eksergiya orqali ifodalanishi mumkin bo'lgan kapital sarflarga asoslanadi, bunda albatta material, qurilish va montaj ishlariga bo'lgan chiqimlarni e'tiborga olish zarur. Bundan tashqari, ular tizimdagi η_e jarayon bilan hamda ko'lamli omil – energetik mahsuldorlik bilan ham sezilarli darajada bog'liq. S_0 o'lchami, aksincha, η_e , R_e o'lchamlari bilan hamda boshqa termodinamik parametrlar bilan sust tarzda bog'liq. Ushbu aloqalarni, shubhasiz, infrastrukturaga – ovqatlanish, turar joy va boshqa mehnat resurslariga bo'lgan xarajatlarga nisbatan eksergetik sarflar orqali topish mumkin.

Shunday qilib, keltirilgan sarflar yig'indi ko'rinishida taqdim qilinishi mumkin

$$\Sigma Z = \Sigma S_{\text{ЭН}} + \Sigma S_{\text{НЭН}}. \quad [1.15]$$

(1.9) formulaning m mahraji tizim ishlab chiqaradigan mahsulotning ko'rinishidan farqli o'laroq turli birliklarda ifodalanishi mumkin. Oddiy hollarda, ya'ni bir maqsadga qaratilgan optimallashtirilgan texnik tizim o'zgarmas sifatli mahsulotni (moddalar yoki energiyalar oqimini) ishlab chiqarganda m o'lchami har qanday birliklarda ifodalanishi mumkin. (1.9) formulasi o'zining maqsadli vazifasi xususiyatini yo'qotmaydi: uning ekstremumi m ning har qanday birliklarda ifodalanishiga qaramay, o'sha erda qolaveradi.

Tobora murakkab holat m o'lchamining uyg'un ko'p maqsadli ishlab chiqarishda aniqlanishi bilan yoki xatto bir mahsulotning sifat xarakteristikasi optimallashtirish jarayonida o'zgarganda ham yuzaga keladi. U holda umumlashtirilganda yoki ishlab chiqariladigan mahsulotning turli ko'rinishlarini inobatga olish kerak, yoki bir mahsulot xarakteristikasining vaqt bo'yicha o'zgarishini e'tiborga olish joiz. Bu o'rinda mahsulot miqdori additivlik xususiyatiga ega va ularni yagona umumlashgan ko'rsatkichga R_e keltirish imkoniyatiga ega olinadigan mahsulotlarni eksergetik baholanishining foydalanishidan iborat.

SHunday qilib, optimallashtirish ETning maqsadli vazifasi – keltirilgan solishtirma sarflar – ikki xil ifodalanishi mumkin.

Birinchi holatda (1.9) formula surati (1.9) ifodasi bo'yicha energetik va noenergetik saflarning jami sifatida pul shaklida ifodalanadi. U holda z o'lchami birligini belgilash rub/kj ga teng bo'ladi; u olinadigan eksergiya birligiga nisbatan solishtirma pul sarflarini, ya'ni so'nggi mahsulotning eksergiya qiymatini aks ettiradi. Optimallashtirish vazifasi olinadigan eksergiya qiymati minimumi topishga olib kelinadi. Bunday yondashuv termodinamik deb nomlanadi (TI usul) .[33]

Temperatura issiqlik manbai bo'lsa, $G > G_0$ doimo olovli texnik jarayonlarda o'z o'rniga ega. Ushbu manba issiqlikning δQ cheksiz kam miqdorini ajratib chiqaradi. T temperaturali ushbu δQ issiqlikdan ishning qanday maksimal miqdorini olish mumkinligini aniqlaymiz.

Odatda, maksimal ish Karno sikli yordamida olinishi mumkin. Bunda ushbu issiqlikning bir qismigina ishga aylanadi, aynan $\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * \delta Q$. Qolgan $\frac{T_0}{T} * \delta Q$ atrof-muhitga beriladi. Shunday qilib, T temperaturali ushbu δQ issiqlikdan olinadigan ishning maksimal miqdori quyidagini tashkil qiladi:

$$\delta L_{max} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * \delta Q \quad [1.16]$$

Hozirgi kungacha δL_{max} o'lchami uchun bir nechta nomlar mavjud bo'lgan: maksimal ish, texnik ishga layoqatlilik, maksimal texnik ish kabi.

Et issiqlik eksergiyasi ostida (uning material tarqatuvchisidan farqli o'laroq) sovuq manba sifatida atrof-muhitdan foydalanishda issiq manbadan ajratiladigan issiqlik hisobiga Karno siklida olish mumkin bo'lgan o'sha maksimal foydali ishni tushunish lozim.

Issiqlik manbaining doimiy temperaturasi quyidagiga egamiz:

$$E_T = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * Q \quad [1.17]$$

Issiqlik manbaining o'zgaruvchan temperaturasi holatida

$$E_T = Q - T_0 \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} = Q - T_0 \Delta S \quad [1.18]$$

ΔS — issiqlikmanbaientropiyasiningkamayishi.[34]

1.3. Intensiv issiqlik almashinish kanallari

Sanoatda dolzarb bo'lgan muammo issiqlik almashinish apparatlarni massasini kamaytirish va uning samaradorligini oshirish maqsadida ilmiy – tadqiqot ishlar olib borilgan.

Aynipaytda,

konvektivissiqlikuzatishnazariyasiengistiqbollivaqiynmuammolardanbirihisobla nadi.

An'anagamuvofig,

buvazifaReynoldssoniningyuqoriqiyamatlaribilanxarakterlanadi.Deyarlibarchama 'lumotlar Reynolds soni katta bo'lgan rejimlar uchun quyidagi adabiyotlarda keltirilgan [8,21,26,35,36,37,38,39,40,41,42,43] valaminaroqimuchun [6,44].

Ammo,

suyuqlikningboshlang'ichhajmi,

suyuqlikningdevoryaqinidagiharakattrayektoriyasi,

issiqlikuzatishdauningharakativatezligihamhisobgaolinishizarur.

Shubhasiz,

bundayvaziyatdaharikkalasuyuqlikhususiyatlarinatijasidayokiissiqlikuzatishjaray onito'g'risidaehtiyotfaollashtirishta'siri, natijasisifatidasodirbo'lishimumkin.

Ishlabchiqilganvaissiqlikalmashinuvinijadallashtirishusullari,

turliizlanishlarikkitungabo'linadi [45]:

1) Jadallashtirishniaktivusuli: issiqlikuzatishyuzasibo'yichamexanikta'siri (sirtaylanishyokitebranish, aralashtirish, suyuqlikvah. k.); magnityokiakustikelektrmaydonoqimibo'yichata'sir, pulsatsiyabosimi; yokiishchisuyuqlikesganso'ribg'ovakyuzasiorqalivahokazo.

2) Passivusuli: oqimbo'yichata'sirasosidayuzasishakllari: - jadallashtirish (vintli, plastinkalivamahalliy) issiqlikuzatishyuzasiturlixilvah. k.

Konvektiv issiqlik almashinishni ikki guruhi bor:

1) suyuqlik oqimi aylanma harakat qilish;

2) Devor qatlamida suyuqlik harakatlanishi.

Birinchi usul lentali, plastinkali va shnekli shakllar harakat oqimining aylanma shaklini yuzaga keltiradi. Bunday aylanma harakat butun oqimga ta'sir

qiladi. Ikkinchi usul-devor yaqinidagi oqimi harakatga keltirish buning uchun quvur ichki devorini nakatkalash usuli bilan suyuqlik harakatini jadallashtirish. Tadqiqotchilar ya'ni ilmiy izlanishlar olib borgan shaxslar quvurda issiqlik almashinish vaqtida moddaning fizik xossasi va diapazondagi o'zgarishlarini o'rganib chiqib ular to'g'risida o'z fikr va muloxazalarini bildirib o'tgan [46,47,48,49,50,51,52,53].

Lenta shaklli issiqlik almashinish usuli tarribalari qiziqarli amalga oshirilgan, [54,55]. Umumiy tajriba malumotlari quyidagi 1.2.jadvalda keltirilgan. G'adur-budur quvurlar uchun V. K. Migay[56] tomonidan tayyorlangan har xil turdagi energiya samaradorligini oshirish, shu bilan taqqoslash $Pr < 1$, jadvalda berilgan. 1.3. Ikkala jadvallar foydalanish uchun standart. Batafsil ma'lumot uchun 1.3 jadvalda silka [56] berilgan. Jadvalda issiqlik almashinish samaradorligi yuqor bo'lgan usullarni ko'rish mumkin.

Issiqlik almashinish jarayonlari sovutish bilan bog'liq o'tkazish uchun, ishlab chiquvchilar barchasi issiqlik uzatish yuzasi eng yuqori darajaga chiqarish uchun harakat qiladi. Bu kategoriya kuchaytirilgan aloqa yuzasi majbur yangilash bo'yicha yo'naltirilgan va ko'p tadqiqotlar [57] ma'lumotlar bilan ko'rsatilganidek, muhandis va dizaynerlar uchun qulay emas.

Jadval 1.2

Quvurlar issiqlik uzatishni oshirish bo'yicha tadqiqotlar natijalari

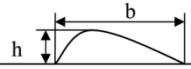
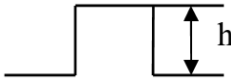
Issiqlik almashinishni jadallashtirish usuli	Kanal uzunligi	Reynolds soni Re	Muhit	Natijaviy formula	Man- ba
Spiralsimon aylanma ($0,35 < D/S < 1,76$)	35,3D	$1,7 \cdot 10^3$ $- 2 \cdot 10^4$	Suv	$Nu = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} (d/D)^{0,135}$	[132]
Lentali aylanma	35,3D	$1,7 \cdot 10^3$	- // -		[132]

(0,13<D/S<1,31)		$-2 \cdot 10^4$		$Nu = 1,84 Re^{0,44} Pr^{0,43} (D/S)^{0,33}$	
Lentali aylanma (0<D/S<0,25)	56,7D	$10^4 - 4 \cdot 10^4$	- // -	$Nu = 0,21 Re^{0,8} Pr^{-0,43} (Pr_{ct}/Pr_{jk})^{0,25} K;$ $K_T = 1 + 1,13 \cdot 10^{-5} (D/S Re^{1,2})$	[104]
Spiralsimon aylanma (d=0,052; 0,63; 0,072)	68D	$3 \cdot 10^3 -$ $3 \cdot 10^5$	- // -	$Nu = 0,175 Re^{0,7} Pr^{0,43} (d/D)^{-0,35}$	[390]
Lentali aylanma (2,5<D/S<11)	20D	160-5000	Havo	$Nu = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} (d/D)^{0,125}$ (обработка В.К. Щукина)	[382]
Lentali aylanma (3,16<D/S<9,5)	19D	120-5500	- // -	$Nu = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} (d/D)^{0,135}$ (обработка В.К. Щукина)	[95]
Lentali aylanma (1,81<D/S<11)	20D	$6 \cdot 10^3$ $- 1 \cdot 10^5$	Havo, Suv	$Nu = \frac{Re Pr}{\frac{D}{D_3} + \frac{1400 D}{\xi Re S}} Pr^{0,731} \left\{ \frac{50,9 D/S}{Re \sqrt{\xi}} + \right.$ $\left. + 0,023 \frac{D}{D_3} Re^{-0,2} Pr^{-\frac{2}{3}} \left[1 + \frac{0,0219}{(S/D)^2 \xi} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$	[287]
Shneykli aylanma ($\varphi = 45-75^\circ$, S = 27,6-102)	60D	10^3 $- 6 \cdot 10^4$	Suv	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{ct}/Pr_{jk})^{0,25} \times$ $\times (1 + 0,092 \varphi^{*1,73}); \quad \varphi^* = \varphi/15$	[135]
Lentali aylanma (0<D/S<8,24)	-	$5 \cdot 10^3$ $- 10^5$	Havo	$Nu = Re Pr \times$ $\times \sqrt{\frac{\xi}{2}} \left\{ \lambda \left[5 Pr + \ln \left(\frac{30/d^{-1} + 1/Pr}{5/d^{-1} + 1/Pr} \right) + \ln \left(Re \sqrt{\frac{\xi}{2}} / 60 \right) \right] \right\}$	[208]

Jadval 1.3

Quvur g'adur-budurligini energetik taqqoslash (Pr = 0,72)

				Nu -	ξ -	
--	--	--	--	------	---------	--

Muallif	Q/Q_0	Re	Profil ko'rinishi	Re^m da m	Re^n da n	Kanal ko'rinishi
V.M. Buznik	1,4	10^4	Крыловой $h/R = 0,19$ 	0,7	—	Aylana quvur, D= 25 mm
V. Nunner	1,5 1,43	10^4 10^5	$h/R = 0,16$ 	—	0	Aylana quvur, D= 50 mm
R. Kox	1,3 1,17	10^4			—	
V.M. Antufev	1,22 1,37	10^4 10^5	$h/R = 0,13$ 	0,92		Aylana quvur,
E.K. Kalinin va boshqalar	1,42 1,36 1,5 1,36	10^4 10^5 10^4 10^5	$h/R = 0,43$ $h/R = 0,105$ 	0,8	0,2 0,25	Aylana quvur, D= 10 mm
V.K. Migay	1,51 1,46	10^4 10^5	$h/R = 0,12$ 	0,87		Aylana quvur, D= 20 mm (taqqoslash D= 10 mm)
B.M. Teverovs- kiy	1,42 1,5	10^4 10^5	$h/R = 0,781$ 	1	0	Aylana quvur
R.L. Vebb va boshqalar	1,36 1,17	10^4	$h/R = 0,04$ 		0	

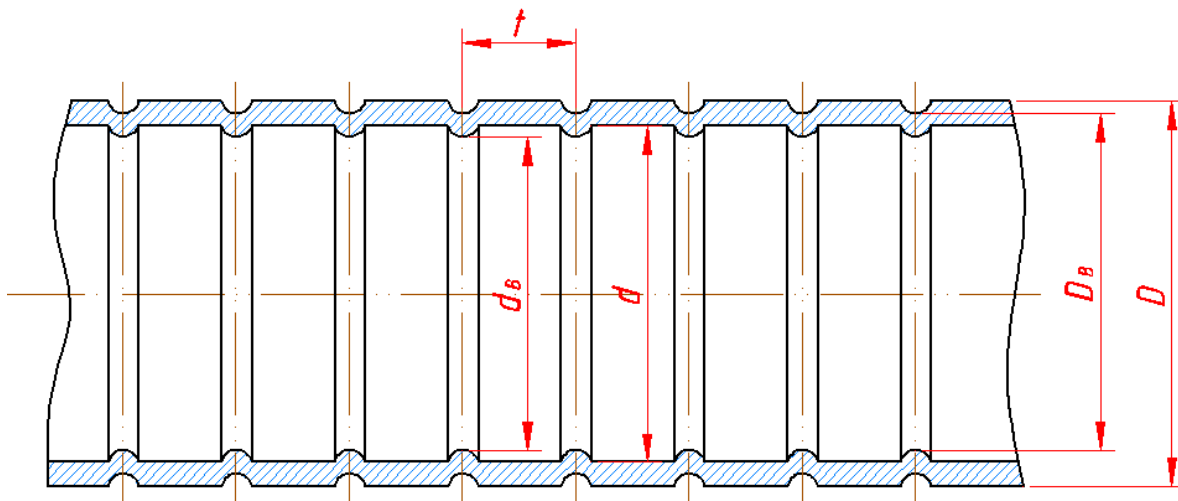
V.K. Migay	1,5 1,18	10^4 10^5	$h/R = 0,04$ 	0,8		Aylana quvur, D= 20 mm
V.K. Migay, P.G. Bistrov	1,67	10^4	Yarim aylanma			

Konvektiv issiqlik almashinish samaradorligini oshirish usullari to'g'risida yetarlicha ishlar olib borilgan [35,36,37,38,39,40,41,42,43]. Lekin afsuski, uzoq vaqt chuqur izlanishlar natijasida ham ularning orasida eng samarali va tejamkor usul sifatida birortasi tanlanmagan. Umumiy holda, eng keng tarqalgan va ma'qul usullari quyidagi adabiyotlarda keltirilgan [18,60,61,62,63].

II-Bob Issiqlik almashinish jarayonlarini tahlil qilish

2.1. Tadqiqot qilinayotgan apparat haqida.

"Nakatka" qilish usulida tayyorlangan issiqlik almashinish quvuri tekis trubalardan qurilma yasash texnologiyasidan farq qilmaydi. Lekin, samarador trubali issiqlik almashinish qurilmasidagi nakatkali trubalarning umumiy uzunligi, tekis trubali qurilmanikidan kam bo'ladi, ya'ni kamroq sarf bo'ladi.



2.1-rasm. Nakatkalangan tajriba quvurining sxemasi.

Intensiv hamda standart trubali «truba ichida truba» tipidagi issiqlik almashinish apparatlarida issiq suvni trubalararo muhitdan, truba ichidagi muhitdan esa sovuq suvni harakatlanganda issiqlik almashinish jarayonini tajribada sinash. (2.2-rasm)

Tajriba qurilmasi quyidagicha ishlaydi:

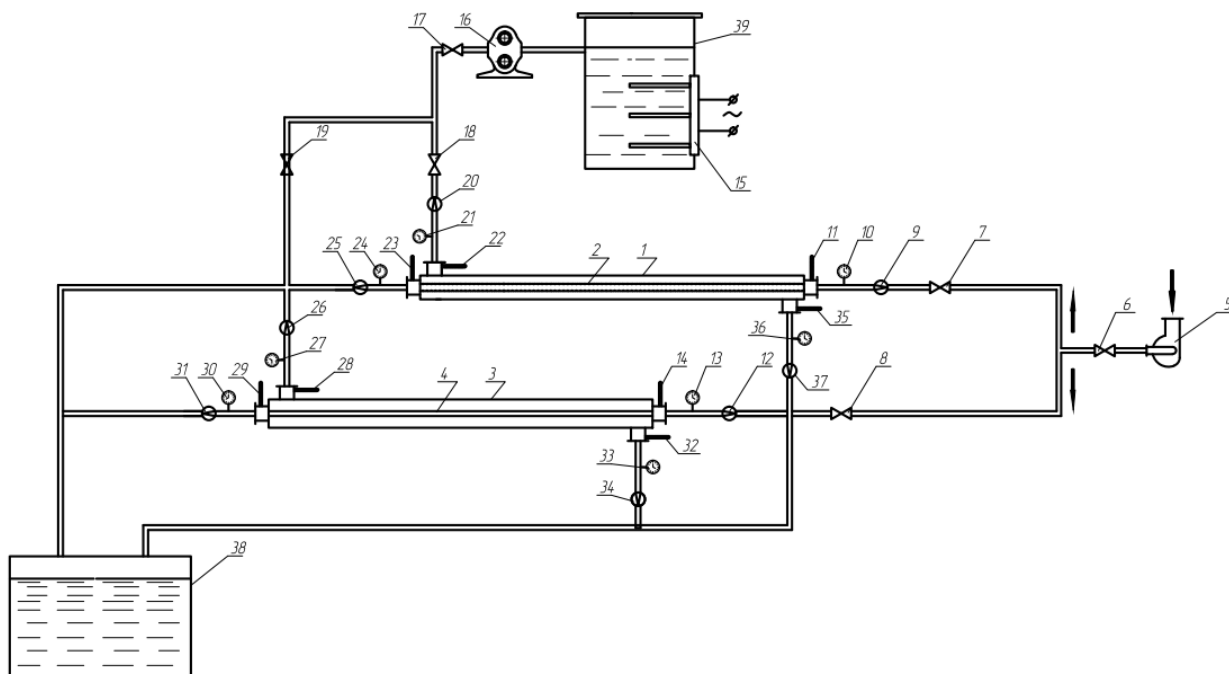
Truba ichidagi muhit uchun:

Nasos (5) dan ventil (6) orqali suv issiqlik almashinish apparatlarining truba muhitiga sovuq suv o'tkaziladi. Uzatilayotgan sovuq suvni sarfi sarf o'lchagich (9) va (12) orqali o'lchanib, (7) va (8) orqali rosatlanadi.

Sovuq suvning apparatga kirishdagi bosimlari monometr (10) va (13) lar orqali o'lchanadi. Sovuq suvning apparatga kirishdagi temperaturalari (11) va (14) termoparalar orqali o'lchanadi.

Truba ichki tomon muhiti uchun sovuq suvning apparatdan chiqqandagi quyidagi parametrlari: sarflar (25) va (31) sarf o'lchagichlar orqali, chiqish

bosimlari (24) va (30) monometrlari hamda temperaturalari (23) va (29) termoparalar orqali o'lchab olinadi. Intensiv trubali hamda standart trubali apparatlar uchun sovuq suvning parametrlari temperaturalar hamda bosimlar orqali aniqlab olinadi.



2.2-rasm.Trubalarda issiqlik almashinish jarayonini jadallashtirish maqsadida izlanishlar olib borilgan tajriba qurilmasining sxemasi.

1-Tashqi truba, 2-nakatkalangan truba, 3-tashqi truba, 4-standart truba, 5,16-nasos, 6,7,8,17,18,19-ventillar, 9,12,20,26,31-sarf o'lchagichlar, 10,13,36,21,24,27,33,30-monometrlar, 11,14,22,23,28,29,32,35-termoparalar, 15-elektr isitgich, 38,39-idish.

Sistamadan chiqqan suv quvur orqali idish (38) ga yig'iladi.

Trubalararo muhit:

Isitgich (15) orqali nasos (16) dan ventil (17) bilan rostlangan holda issiq suv va issiqlik almashinish apparatlarining trubalar aro muhitiga yuboriladi. Sarflar (20) va (26) sarf o'lchagichlar orqali rostlash ventil (18) va (19) lar bilan rostlanadi. Apparatga kirishdagi suvning bosimlari (21) va (27) monometrlar orqali o'lchanadi. Trubalar aro muhitga kirishdagi suvning temperaturalari (22) va (28) termoparalar orqali o'lchanadi. Jarayonning qanday darajada ketayotganligini aniqlash maqsadida trubalar aro muhitdan chiqishdagi issiq suvning parametrlarini o'lchov asboblari yordamida o'lchab olinadi. Suvning

trubalar aro muhitdan chiqishdagi temperaturalari har ikkala apparat uchun (32) va (35) termoparalar orqali o'lchanadi. Suvning chiqishdagi bosimlari (36) va (33) monometrlar orqali o'lchab olinadi.

2.2 Nakatkalangan trubalarda issiklik o'tkazish koeffitsiyentini aniqlash usuli.

Hamma oqimlarni intensivlash usullarida issiklik berishni jadallashtirish uchun oqim qo'shimcha sun'iy turbulizatsiya qilinadi. Lekin, shu bilan birga gidravlik qarshilik koeffitsienti ham oshadi. Shuning uchun, intensivlash darajasini bilish uchun intensialash usulida olingan natijalarni, tekis trubada olingan tajriba ma'lumotlar bilan taqqoslash maqsadga muvofiq. Buning uchun Nu/Nu_{tr} nisbatdan foydalanish mumkin.

Suyuqlik va gazlarning oqimi truba ichida harakati davrida devor atrofidagi yupqa, chegaraviy qatlamni sun'iy ravishda turbulizatsiya qilishi kerak. Undan tashqari, ushbu devor atrofidagi yupqa qatlamni sun'iy ravishda turbulizatsiya qilish uchun diskret joylashgan ko'ndalang bo'rtiq turbulizatorlar qo'llash maqsadga muvofiq.

"Nakatka" qilish usulida tayyorlangan issiklik almashinish qurilmasi tekis trubalardan qurilma yasash texnologiyasidan farq qilmaydi. Lekin, samarador trubali issiqlik almashinish qurilmasidagi nakatkali trubalarning umumiy uzunligi, tekis trubali qurilmanikidan kam bo'ladi, ya'ni kamroq sarf bo'ladi.

Shu n in g uchun ham, ushbu usulda jarayonni intensivlash kurilmaning gabarit o'lchamlari va massasini 1.5...2.0 marta kamaytirish imkonini beribgina qolmay, balki uning narxini ham arzonlashtirishga erishildi.

"Nakatka" qilingan trubalar issiqlik almashinish jarayonining samaradorligini oshiradi va bir qator afzalliklarga ega: trubaning ichki va tashqi tomonlarida issiklik almashinish samaradorligini bir vaqtda amalga oshirish mumkin;

- boshqa usullarga nisbatan yuqori issiqlik almashinish samaradorligiga erishiladi;

- bu turdagi turbulizatorli trubalarni sanoat miqyosida tayyorlash oson.

Gazlarni isitish va sovitish jarayonida uchun o'rtacha issiqlik berishni ushbu formula yordamida anikdash mumkin:

agar $t/d = 0,25...0,8$ bo'lsa,

$$\frac{Nu}{Nu_{zn}} = \left[1 + \frac{\lg Re - 4,6}{35} \right] \left\{ 3 - 2 \exp \left[\frac{-18,2(1 - d/D)^{1,13}}{(t/D)^{0,326}} \right] \right\} \quad (2.1)$$

agar $t/D = 0,8...2,5$ bo'lsa,

$$\frac{Nu}{Nu_{zn}} = \left[1 + \frac{\lg Re - 4,6}{30} \right] \left[(3,33 \frac{t}{D} - 16,33) \frac{d}{D} + 17,33 - 3,33 \frac{t}{D} \right] \quad (2.2)$$

(4.151) va (4.152) formulalaridagi Nu ni hisoblashda hamma parametrlar gazning o'rtacha massaviy temperaturasida olinadi.

$d/D = 0,9...0,97$ va $t/D = 0,5$ parametrlarga ega turbulizatorli trubalarda issiqlik berishni hisoblashda quyidagi formuladan foydalanish mumkin:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{эл}}} = \left(1 + \frac{\lg Re_w - 4,6}{7,45}\right) \left(\frac{1,14 - 0,28\sqrt{1 - \frac{d}{D}}}{1,14}\right) \times \exp\left[\frac{9(1 - d/D)}{(t/D)^{0,58}}\right] \quad (2.3)$$

bu erda Re_w - devorning o'rtacha temperaturasida hisoblanadi.

O'tish rejimi uchun:

$$Nu_{\text{эл}} = 0,008 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2.4)$$

$d/D = 0,90...0,97$ va $t/D = 0,5...1,0$ bo'lganda

Issiqlik miqdori, massaviy sarf va bosimlar yo'qotuvini teng deb hisoblaymiz,

$$Q_H = Q_{\text{гп}}, \quad G_H = G_{\text{гп}}, \quad \Delta P_H = \Delta P_{\text{гп}} \quad (2.5)$$

$d/D = 0,9...0,97$ va $t/D = 0,5$ parametrlarga va truba izolyatorlari trubalarda issiqlik berishni hisoblashda quyidagi formuladan foydalanish mumkin:

$$\frac{Nu_H}{Nu_{\text{гп}}} = \left(1 - \frac{\lg Re_2 - 4,6}{7,45}\right) * \left(\frac{1,14 * 0,28\sqrt{1 - \frac{t}{D}}}{\frac{1}{14}}\right) \exp * \left[\frac{9 * \left(1 - \frac{d}{D}\right)}{\left(\frac{t}{D}\right)^{0,58}}\right]; \quad (2.6)$$

Issiqlikberish koeffitsiyentini aniqlaymiz:

$$\alpha_{H2} = \frac{Nu_H * \alpha_{\text{гп}2}}{Nu_{\text{гп}2}}; \quad \left[\frac{Vt}{m^2 K}\right] \quad (2.7)$$

Gidravlik qarshilik koeffitsiyenti

$$\frac{\xi_H}{\xi_{\text{гп}}} = \left[1 + \frac{100 * (\lg Re_2 - 4,6) * \left(1 - \frac{d}{D}\right)^{1,65}}{\exp\left(\frac{t}{D}\right)^{0,3}}\right] * \exp\left[\frac{25\left(1 - \frac{d}{D}\right)^{1,32}}{\left(\frac{t}{D}\right)^{0,75}}\right]; \quad (2.8)$$

Standart truba uchun:

$\xi_{\text{гп}}$ -gidravlik qarshilik koeffitsiyenti

$$\xi_{\text{гп}} = 0,316 * (Re)^{-0,25} \quad (2.9)$$

Issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{H1}} + \sum_{i=0}^n r + \frac{1}{\alpha_{H2}}}; \quad [Vt/m^2 K] \quad (2.10)$$

Nakatkalangan trubalar uchun apparatning haqiqiy issiqlik almashinish yuzasini aniqlaymiz:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{ort} * K_H}; \quad [m^2] \quad (2.11)$$

II-Bob Issiqlik almashinish jarayonlarini tahlil qilish

2.3. Tajriba vaqtida olingan natijalar tahlili

Tajriba davomida Standart trubalarda issiqlik berish koeffitsienti (α_2 - [Vt/m²K]) Reynolds soniga bog'liqligi jadval shaklida keltirilgan (truba ichida sovuq suv harakatlanganda).2.1-jadval.

2.1-jadval

Re ₂	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Nu ₂	8.8	10	11.4	12.6	13.864	151	16.3	17.5	18.6
α_2	255	295	333.7	371.3	408	443.9	479	513.6	547.5
Re ₂	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
Nu ₂	19.7	20.8	21.9	23	24.2	25.2			
α_2	581	613.9	646.5	678.6	710.4	741.7			

Standart trubalarda issiqlik berish koeffitsienti (α_1 - [Vt/m²K]) Reynolds soniga bog'liqligi jadval shaklida keltirilgan (trubalararo issiq suv harakatlanganda). 2.2-jadval.

2.2-jadval

Re ₁	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Nu ₁	6.3	7.2	8.2	9.1	10	10.8	11.7	12.6	13.4

α_1	167	193.3	218.6	243.3	267.4	290.8	313.9	336.5	358.7
Re_1	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
Nu_1	14.3	15	15.8	16.6	17.4	18.2			
α_1	380.7	402.3	423.6	444.6	465.4	486			

Nakatkalanganda trubalarda issiqlik berish koeffitsienti (α_2 - [Vt/m²K]), (truba ichida sovuq suv harakatlanganda).d/D=0.92, t/d=0.5 bo'lganda

2.3-jadval

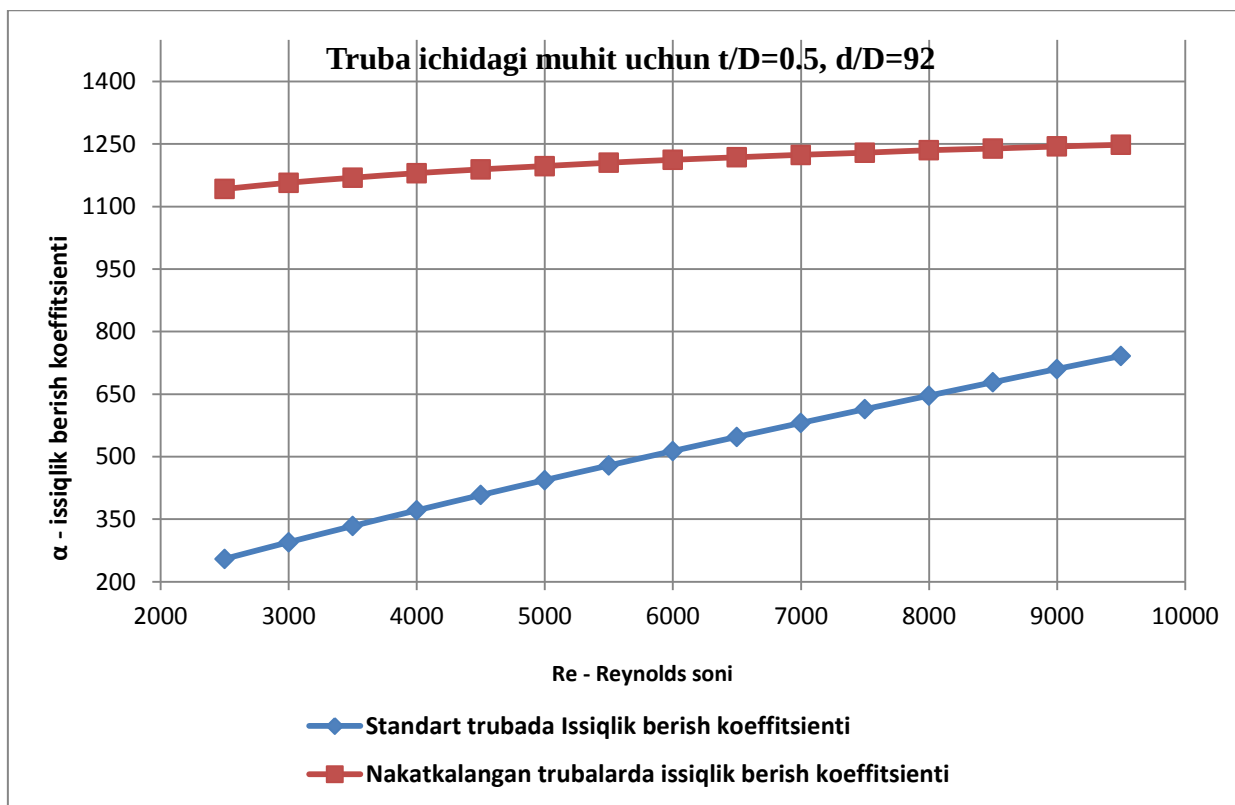
Re_2	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Nu_2	28.7	29.2	29.4	29.7	29.9	30.15	30.35	30.5	30.68
α_2	1142	1157	1169	1180	1189	1197	1205	1212	1218
ξ_2	0.031	0.041	0.049	0.056	0.062	0.068	0.073	0.078	0.082
Re_2	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
Nu_2	30.8	30.97	31.1	31.2	31.3	31.4			
α_2	1224	1229	1235	1239	1244	1248			
ξ_2	0.086	0.09	0.093	0.097	0.1	0.102			

Nakatkalanganda trubalarda issiqlik berish koeffitsienti (α_1 - [Vt/m²K]),
(trubalararo issiq suv harakatlanganda). $d/D=0.92$, $t/d=0.5$ bo'lganda

2.4-jadval

Re_1	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Nu_1	21.3	21.5	21.7	21.9	22.15	22.3	22.45	22.6	22.69
α_1	509.8	516.3	521.8	526.5	530.7	534.4	537.8	540.8	543.7
ξ_1	0.03	0.04	0.048	0.055	0.061	0.066	0.071	0.076	0.08
Re_1	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
Nu_1	22.8	22.9	23	23.1	23.178	23.25			
α_1	546.3	548.8	551.1	553.2	555.264	557.18			
ξ_1	0.084	0.088	0.091	0.094	0.097	0.1			

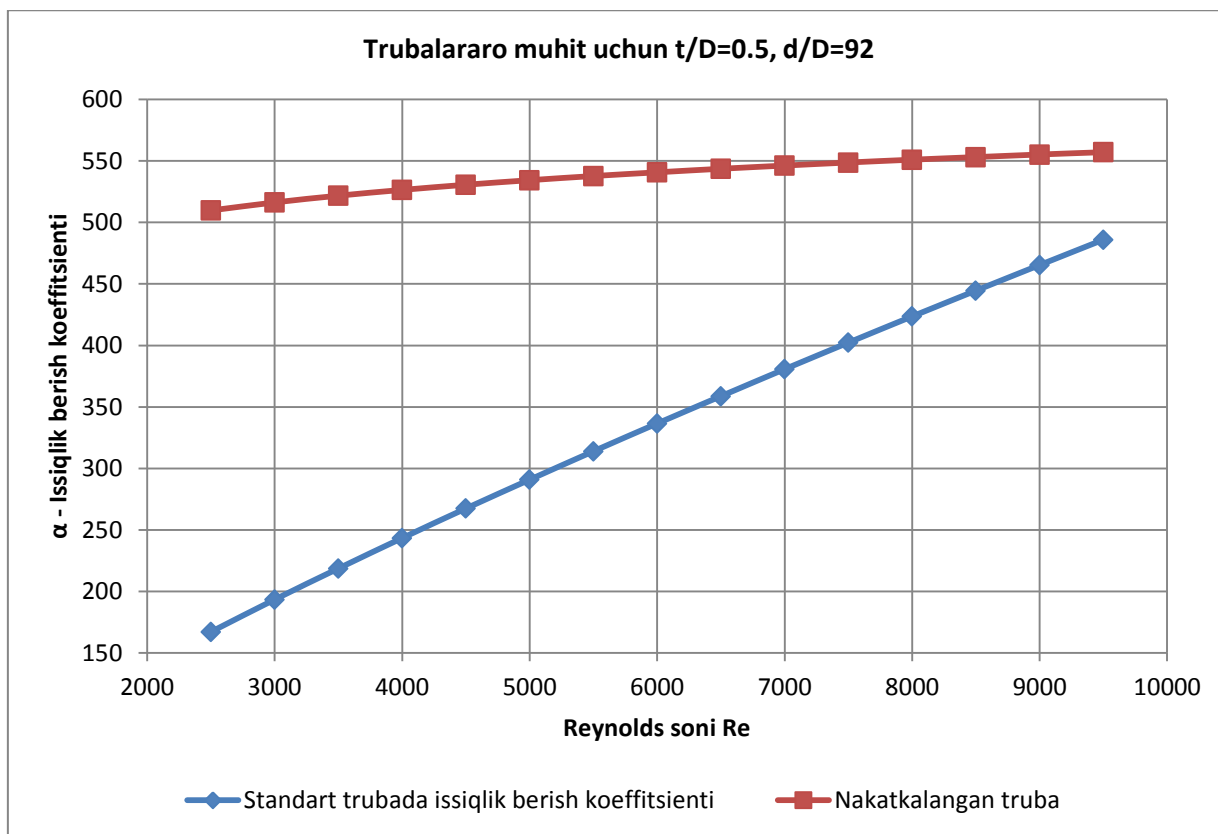
2.1 va 2.3 – jadvallarni o'zaro taqqoslash yordamida quyidagi grafikni hosil qilamiz:



2.1-grafik. Standart trubalarda issiqlik berish koeffitsiyentini va nakatkalangan trubalardan issiqlik berish koeffitsiyentining o'zaro farqi.

Bu grafikda standart trubalarda issiqlik berish koeffitsiyentini va nakatkalangan trubalardan issiqlik berish koeffitsiyentining o'zaro farqi keltirilgan. Farqi deyilganda standart trubalarni devor yaqinidagi chegaraviy qatlamning turbulentligini jadallashtirish maqsadida turbulizatorlar o'rnatilib, uning issiqlik berish koeffitsientini o'stirish.

2.2 va 2.4 – jadvallarni o'zaro taqqoslash yordamida quyidagi grafikni hosil qilamiz:



2.2-grafik. Standart trubalarda issiqlik berish koeffitsiyentini va nakatkalangan trubalardan issiqlik berish koeffitsiyentining o'zaro farqi.

Nakatkalanganda trubalarda issiqlik berish koeffitsienti (α_1 - $[Wt/m^2K]$), (trubalararo issiq suv harakatlanganda). $d/D=0.92$, $t/d=0.25$ bo'lganda

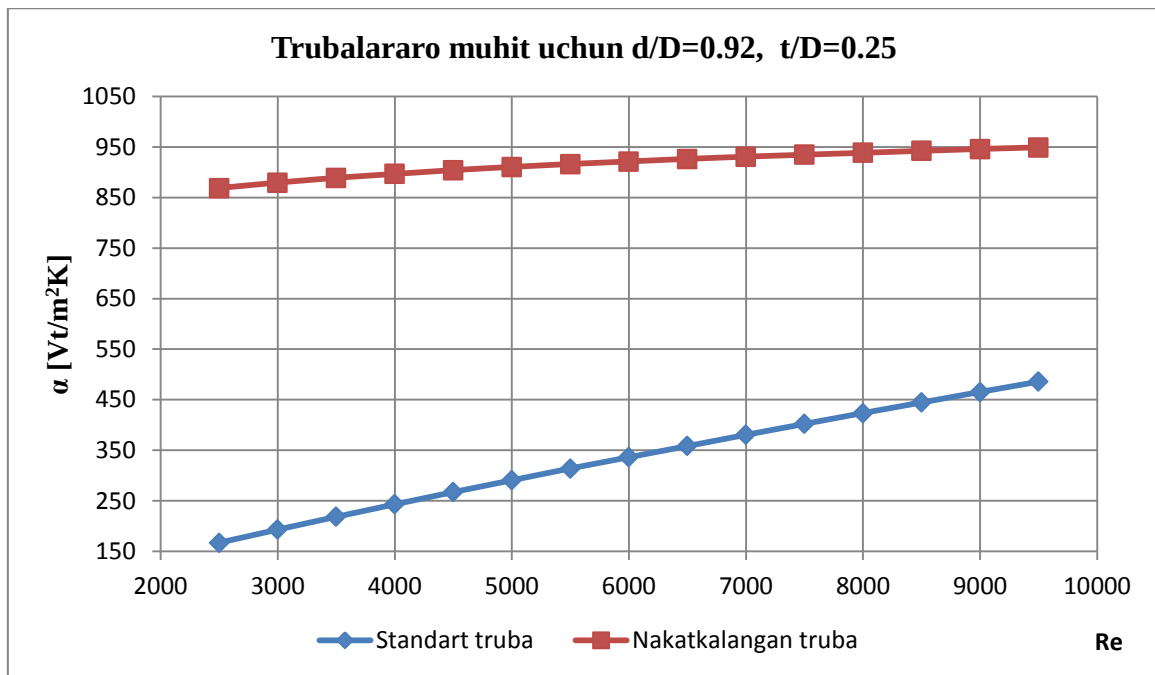
2.5-jadval

Re_1	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Nu_1	36.25	36.7	37.1	37.4	37.7	37.9	38.24	38.5	38.66
α_1	868.5	879.5	888.8	896.8	903.97	910.3	916	921.3	926.2
ξ_1	0.018	0.049	0.075	0.097	0.117	0.135	0.151	0.166	0.179
Re_1	7000	7500	8000	8500	9000	9500			

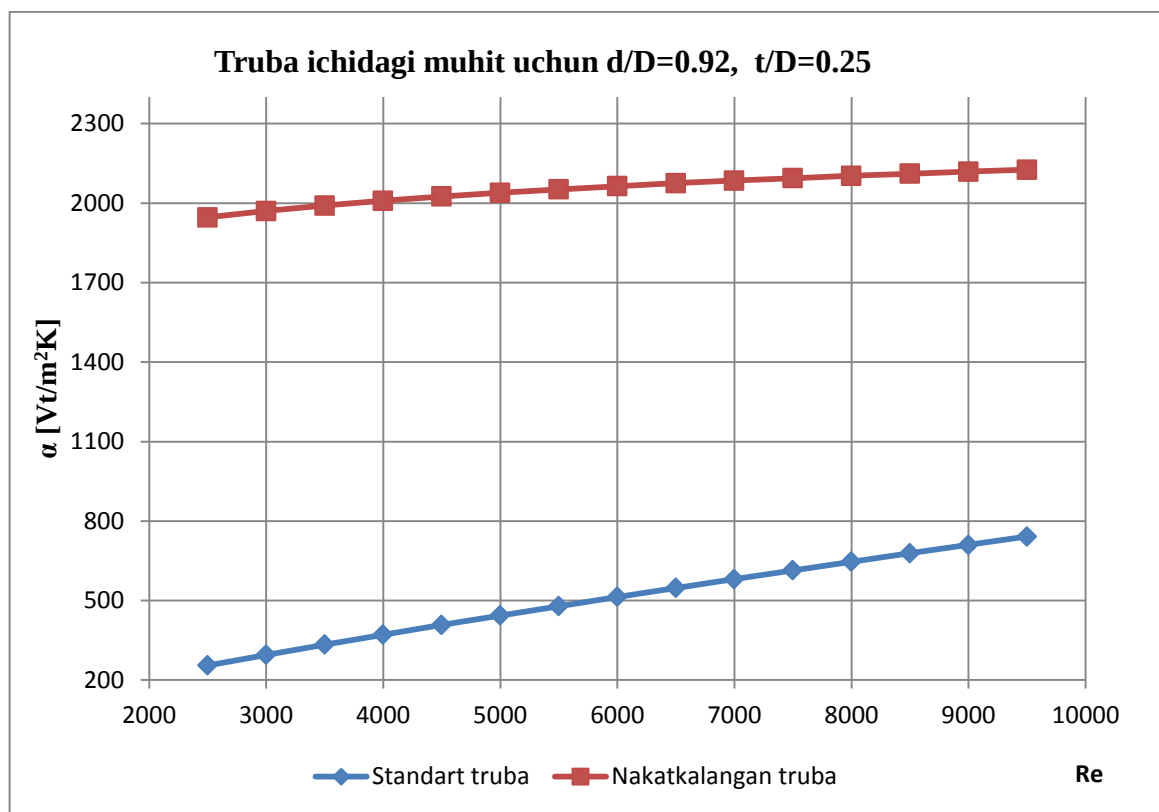
Nu_1	38.8	39	39.184	39.3	39.48	39.6
α_1	930.6	934.8	938.7	942.3	945.8	949
ξ_1	0.192	0.203	0.214	0.225	0.234	0.243

Nakatkalanganda trubalarda issiqlik berish koeffitsienti (α_2 - [Vt/m²K]), (truba ichida sovuq suv harakatlanganda).d/D=0.92, t/d=0.25 bo'lganda

Re_2	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	2.6-jadval 6000 6500	
Nu_2	49	49.6	50.155	50.6	51	51.37	51.7	51.9	52.3
α_2	1946	1970	1991	2009	2025	2039	2052	2064	2075
ξ_2	0.019	0.05	0.077	0.1	0.12	0.139	0.155	0.17	0.184
Re_2	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
Nu_2	52.5	52.7	52.97	53.17	53.3	53.5			
α_2	2085	2094	2103	2111	2119	2126			
ξ_2	0.197	0.209	0.22	0.23	0.24	0.25			



2.3-grafik. Standart trubalarda issiqlik berish ko'effitsiyentini va nakatkalangan trubalardan issiqlik berish ko'effitsiyentining o'zaro farqi.

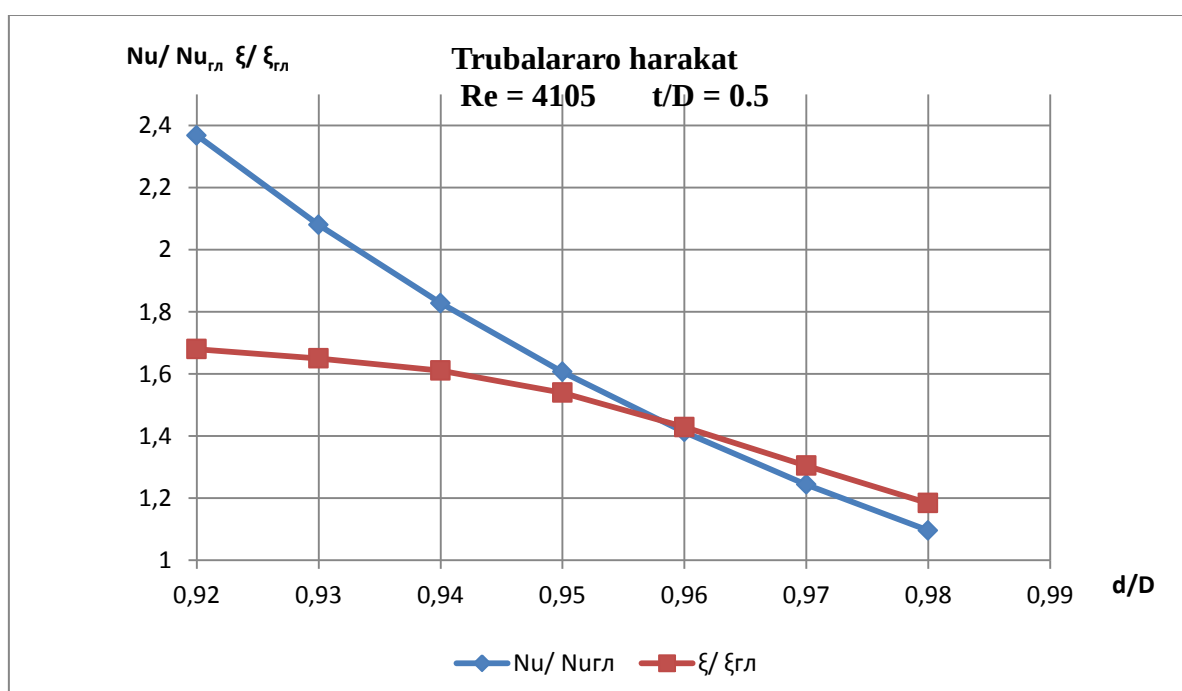


2.4-grafik. Standart trubalarda issiqlik berish ko'effitsiyentini va nakatkalangan trubalardan issiqlik berish ko'effitsiyentining o'zaro farqi.

Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish ko'effitsienti va gidravlik qarshilik ko'effitsiyentining o'zaro nisbatlari taqdim etilgan. Bunda $t/D=0.5$ qiymat uchun tajriba qilingan. 2.7-jadval

2.7-jadval

Trubalararo harakat $Re = 4105$ $t/D = 0.5$		
d/D	$Nu/ Nu_{r\pi}$	$\xi/ \xi_{r\pi}$
0.92	2.368	1.68
0.93	2.08	1.65
0.94	1.828	1.611
0.95	1.607	1.54
0.96	1.413	1.429
0.97	1.244	1.305
0.98	1.096	1.184



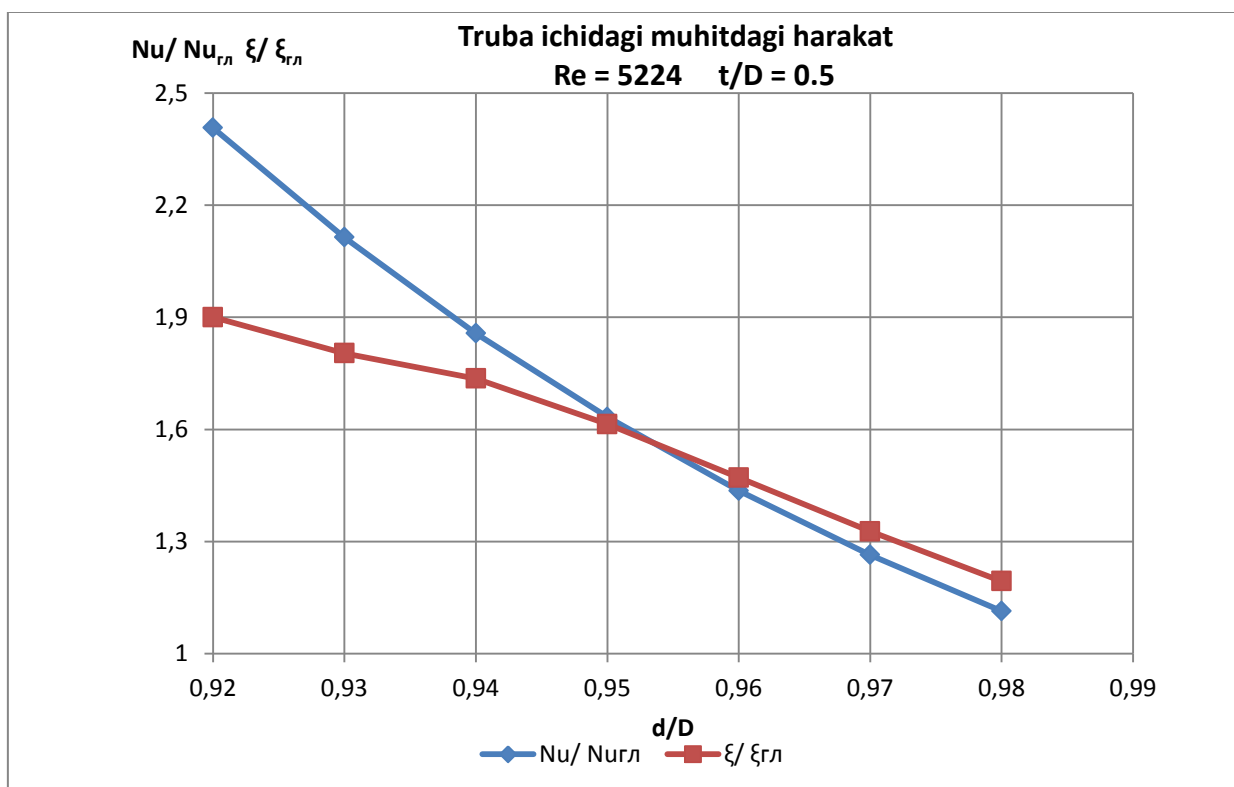
2.3-grafik. Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentlari.

Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentining o'zaro nisbatlari. Bunda $t/D=0.5$ qiymat uchun tajriba qilingan. 2.8-jadval

2.8-jadval

Truba ichidagi harakat $Re = 5224$ $t/D = 0.5$		
d/D	$Nu/ Nu_{r\pi}$	$\xi/ \xi_{r\pi}$
0.92	2.407	1.9
0.93	2.114	1.804
0.94	1.857	1.736
0.95	1.633	1.614
0.96	1.436	1.471

0.97	1.264	1.327
0.98	1.114	1.194

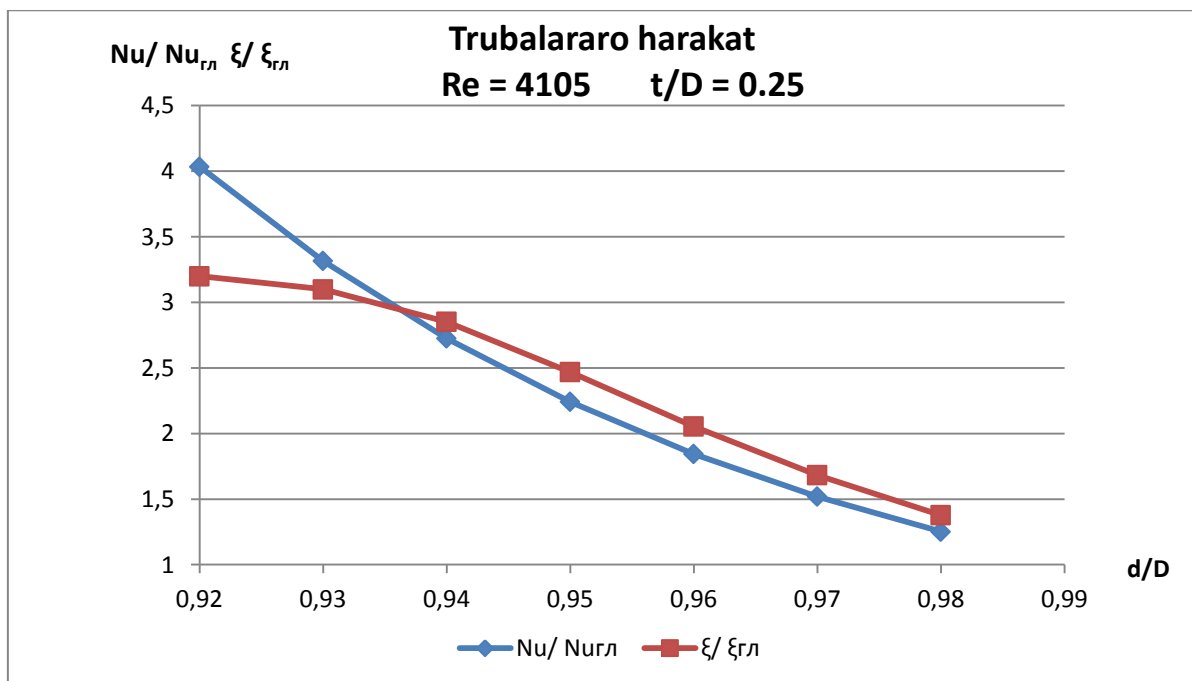


2.4-grafik. Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentlari.

Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentining o'zaro nisbatlari. Bunda t/D=0.25 qiymat uchun tajriba qilingan. 2.9-jadval

2.9-jadval

Trubalararo harakat Re = 4105 t/D = 0.25		
d/D	Nu/ Nu _{std}	ξ/ ξ _{std}
0.92	4.034	3.2
0.93	3.315	3.1
0.94	2.725	2.852
0.95	2.241	2.468
0.96	1.844	2.054
0.97	1.519	1.683
0.98	1.252	1.378

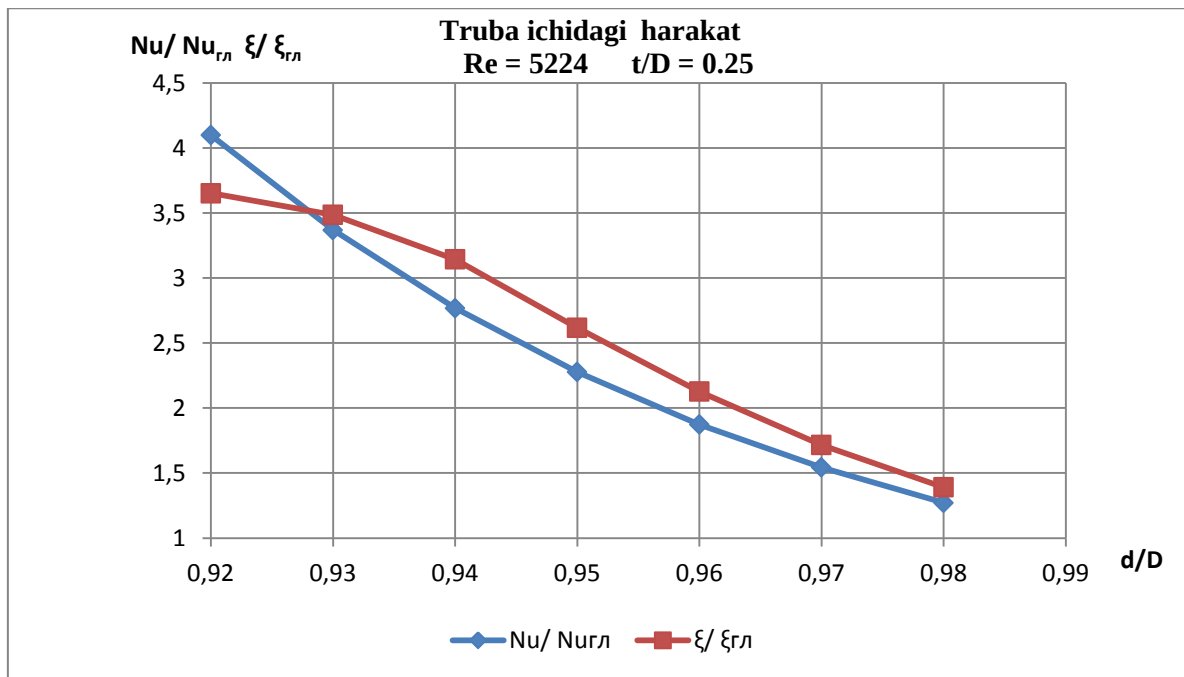


2.5-grafik. Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentlari.

Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentining o'zaro nisbatlari. Bunda $t/D=0.25$ qiymat uchun tajriba qilingan. 2.10-jadval

2.10-jadval

Truba ichidagi harakat Re = 5224 t/D = 0.25		
d/D	Nu/ Nu _{std}	ξ/ ξ _{std}
0.92	4.1	3.653
0.93	3.369	3.487
0.94	2.769	3.144
0.95	2.277	2.617
0.96	1.874	2.127
0.97	1.543	1.716
0.98	1.272	1.391



2.6-grafik. Standart truba va nakatkalangan trubalarda issiqlik berish koeffitsienti va gidravlik qarshilik koeffitsiyentlari.

III-Bob Issiqlik almashinish apparatlarida energiya samaradorligini oshirish borasida olib borilgan ishlar.

3.1 Issiqlik almashinish apparatlarida issiqlik hisobi.

G - issiqlik tashuvchi agentning massaviy sarfi;

Issiqlik eltuvchi agent sifatida suv - quvuraro ichida harakatlanganda.

Sovuqlik eltuvchi agent sifatida suv - quvur ichida harakatlanganda.

Issiqlik miqdorini topish formulasi:

$$Q=G*c*(t_2-t_1) \quad [Vt] \quad (3.1)$$

Issiqlik va sovuqlik eltuvchining issiqlik miqdorini teng deb hisoblanadi:

$$Q=Q_1=Q_2 \quad (3.2)$$

Issiqlik eltuvchining massaviy sarfini hisoblash formulasi:

$$G = \frac{Q}{c \cdot (t_3 - t_4)}; \quad \left[\frac{kg}{s}\right] (3.3)$$

Issiqlik almashinish yuzasini hisoblash formulasi:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{ort} * K''}; \quad [m^2] (3.4)$$

Apparat yuzasiga to'g'ri keladigan apparatni jadval orqali tanlanadi: [64]

D- [mm] - apparat diametri

d- [mm] - truba diametri

n - trubalar soni

z - yo'llar soni

S_T [m²] - trubalar orasidagi yuza

L [m] - apparat uzunligi

Issiqlik eltuvchi va sovuqlik eltuvchi agent (suv) ning issiqlik berish koeffitsiyentini hisoblab topamiz:

Truba ichidagi suvning tezlik:

$$\omega = \frac{4 * G * z}{\pi * d^2 * n * \rho}; \quad [m/s] \quad (3.5)$$

Yoki

$$\omega = \frac{G}{S_{MT} * \rho} (3.6)$$

Trubalararo muhitdagi suvning tezligi quyidagicha topiladi:

$$\omega = \frac{G}{S_T * \rho} (3.7)$$

Reynolds soni (truba ichidagi muhit uchun)

$$Re = \frac{\omega * \rho * d}{\mu}; \quad (3.8)$$

Yoki

$$Re = \frac{G * d_B}{S_T * \mu}; \quad (3.9)$$

Reynolds soni (trubalararo muhit uchun)

$$Re = \frac{G * d_H}{S_{MT} * \mu}; \quad (3.10)$$

Pronditel soni

$$Pr = \frac{c * \mu}{\lambda}; \quad (3.11)$$

Nusselt kriteriysi (2300 < Re < 10000)

$$Nu = 0.008 * Re^{0.8} * Pr^{0.43} \quad (3.12)$$

Issiqlik berish koefitsiyenti

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{d_B}; \quad [W/m^2K] \quad (3.13)$$

Nusselt kriteriysi (10000 < Re)

$$Nu_1 = 0.021 * Re_1^{0.8} * Pr_1^{0.43} * \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cr1}}\right)^{0.25}; \quad (3.14)$$

Termik qarshilik koefitsientini quyidagicha aniqlab olamiz:

$$\sum_{i=0}^n r = \frac{1}{r_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{r_2}; \quad (3.15)$$

Issiqlik o'tkazish koefitsientini quyidagi formula yordamida aniqlab olamiz:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=0}^n r + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad \left[\frac{W}{m^2K}\right] \quad (3.16)$$

Apparat yuzasini aniqlaymiz:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{o'rt} * K'}; \quad [m^2] \quad (3.17)$$

Solishtirma issiqli sig'imini aniqlaymiz:

$$q'' = K * \Delta t_{o'rt}; \quad [W/m^2] \quad (3.18)$$

Devor temperaturasi

$$t_{cr1} = t_{is} - \frac{q''}{\alpha_1}; \quad [^\circ C] \quad (3.19)$$

$$\Delta t_2 = \frac{q''}{\alpha_2}; \quad [^\circ C] \quad (3.20)$$

$$t_{\text{CT}2} = t_s + \Delta t_2; \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.21)$$

Pronditel soni

$$Pr_{\text{CT}} = \frac{c_{\text{CT}} * \mu_{\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}}; \quad (3.22)$$

Devor orqali issiqlik almashinishdagi issiqlik berish koeffitsiyenti

$$\alpha_{\text{CT}} = \alpha * \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{CT}}} \right)^{0.25}; \quad \left[\frac{\text{Wt}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \quad (3.23)$$

Issiqlik o'tkazish koeffitsientini quyidagi formula yordamida aniqlab olamiz:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{CT}1}} + \sum_{i=1}^n r + \frac{1}{\alpha_{\text{CT}2}}}; \quad \left[\frac{\text{Wt}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \quad (3.24)$$

Solishtirma issiqli sig'imini aniqlaymiz:

$$q' = K * \Delta t_{o'rt}; \quad (3.25)$$

Apparatning haqiqiy issiqlik almashinish yuzasini aniqlaymiz:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{o'rt} * K'}; \quad [\text{m}^2] \quad (3.26)$$

Balans tekshiruvi

$$\frac{F'' - F}{F} * 100\% \quad (3.27)$$

Issiqlik almashinish yuzalarning orasidagi farq $\pm 3\%$ dan oshmasligi lozim, shu sababli hisob to'g'ri bajarilgan va uni biz davom ettira olamiz. [65,66,69]

3.2 Issiqlik almashinish apparatlarini gidravlik qarshilik hisobi.

Truba ichidagi bosim yo'qoyuvi

Sovuqlik eltuvchi agent (suv) ning truba orasidagi bosim yo'qotuvini hisoblash formulasi:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{Tp}} + \Delta P_{\text{M}}; \quad [\text{Pa}] \quad (3.28)$$

ΔP_{Tp} - truba ichki devori ishqalanishdagi bosim yo'qotuvi,

ΔP_{M} - truba ichidagi mahalliy qarshilik bosim yo'qotuvi.

λ -gidravlik qarshilik koeffitsiyenti

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0.25}}; \quad (3.29)$$

Truba ichki devori ishqalanishdagi bosim yo'qotuvi

$$\Delta P_{\text{Tp}} = \lambda * \frac{L}{d} * \frac{\omega^2 * \rho}{2}; \quad [\text{Pa}] \quad (3.30)$$

Mahalliy qarshilikdagi bosim yo'qotuvi

ζ_{BX} – trubaga kirishdagi mahalliy qarshilik,

ζ_{BYIX} – trubaga kirishdagi mahalliy qarshilik,

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{BX}} + \zeta_{\text{BYIX}} \quad (3.31)$$

Mahalliy qarshilikdagi bosim yo'qotuvi:

$$\Delta P_{\text{M}} = \sum \zeta * \frac{\omega^2 * \rho}{2}; \quad [\text{Pa}] \quad (3.32)$$

Trubalararo bosim yo'qotuvi

Issiqlik eltuvchi agent(benzol)ning trubalararo bosim yo'qotuvini hisoblash formulasi:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{Tp}} + \Delta P_{\text{M}} \quad (3.33)$$

ΔP_{Tp} – trubalararo ishqalanishdagi bosim yo'qotuvi,

ΔP_{M} - trubalararo mahalliy qarshilikdagi bosim yo'qotuvi.

$$\Delta P_{\text{Tp}} = \lambda * \frac{L}{d} * \frac{\omega^2 * \rho}{2}; \quad (3.34)$$

Trubalararo ishqalanishdagi bosim yo'qotuvi

$$\Delta P_{\text{Tp}} = \lambda * \frac{L}{d} * \frac{\omega_1^2 * \rho}{2}; \quad [\text{Pa}] \quad (3.35)$$

Mahalliy qarshilikdagi bosim yo'qotuvi

$$\Delta P_M = \sum \zeta * \frac{\omega^2 * \rho}{2}; \quad [Pa] \quad (3.36)$$

Sovuqlik eltuvchi agent(benzol)ning trubalaaro bosim yo'qotuvi:

$$\Delta P = \Delta P_{Tp} + \Delta P_M; \quad [Pa] \quad (3.37)$$

Apparatga mos keluvchi nasos tanlanadi:

Sovuqlik eltuvchi agent (suv) uchun nasos tanlaymiz:

Nasosning quvvati: - η

$$N = \frac{V * \Delta P}{1000 * \eta}; \quad [Vt] \quad (3.38)$$

Hajmiy sarfni hisoblash formulasi:

$$V = \frac{G}{\rho}; \quad [\frac{m^3}{s}] \quad (3.39)$$

[39,41,65,66]

3.3 Issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti bilan o'rtacha temperaturalar farqi o'rtasidagi uzviy bog'liqlik

Issiqlik almashinish jarayonlarida ko'pincha issiqlik energiyasi bir suyuqlikdan ikkinchisiga ularni ajratin turuvchi devor orqali uzatiladi. Temperaturasi yuqori bo'lgan suyuqlik devor orqali issiqlikning uzatilishi issiqlik o'tkazish deyiladi va u ushbu yo'l orqali uzatilgan issiqlik miqdori topiladi:

$$Q = K * \Delta t_{cp} * F \quad (3.40)$$

Bu yerda K- issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti [Vt/m^2K], F- issiqlik almashinish yuzasi [m^2], Δt_{cp} -o'rtacha temperaturalar farqi [$^{\circ}C$].

Biz bu (3.40) formuladan issiqlik miqdori va issiqlik almashinish yuzasini o'zgarmas qilib belgilasak,

$$Q=const, F=const$$

(3.40) formulani quyidagicha yozishimiz mumkin:

$$\frac{Q}{\Delta t_{cp}} = K * F \quad (3.41)$$

Yoki

$$\Delta t_{cp} = \frac{Q}{K * F} \quad [^{\circ}C] \quad (3.42)$$

(3.42) bu formuladan issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti va o'rtacha temoeraturalar farqini bir-biri bilan bo'liqligini ko'rib chiqamiz, ya'ni $K=300\div800$ [Vt/m^2K], intervalda o'zgarishini solishtiramiz; [65] 3.3-jadval va 3.1-grafik

3.4 Olingan natijalarni tahlili .

Issiqlik hisobi bo'yicha olingan natijalar:

3.1-jadval

Belgila-nish	Re_1	α_1 [Vt/m ² K]	Re_2	α_2 [Vt/m ² K]	K [Vt/m ² K]	F_T [M ²]	L [M]	F [M ²]	$\Delta\%$
Natijalar	4105	222.699	522 4	498.9	145.3	45.5	4	47	3.3

3.1-jadvaldagi natijalar suyuqlik oqimining o'tish rejimi ($2300 \leq Re \leq 10000$) uchun ishlangan. Natijalar balans tekshiruvidan o'tkazilib, so'ngra gidravlik hisob amalga oshirildi, ulardan olingan natijalar quyidagilar:

Gidravlik hisobi bo'yicha olingan natijalar:

3.2-jadval

Belgila-nish	z	S_T [m ²]	λ_1	S_{MTP} [m ²]	ΔP_T [Pa]	ΔP_{MTP} [Pa]	λ_2
Qiymatlar	2	0.01	0,039	0.015	389.4	26.85	0,037

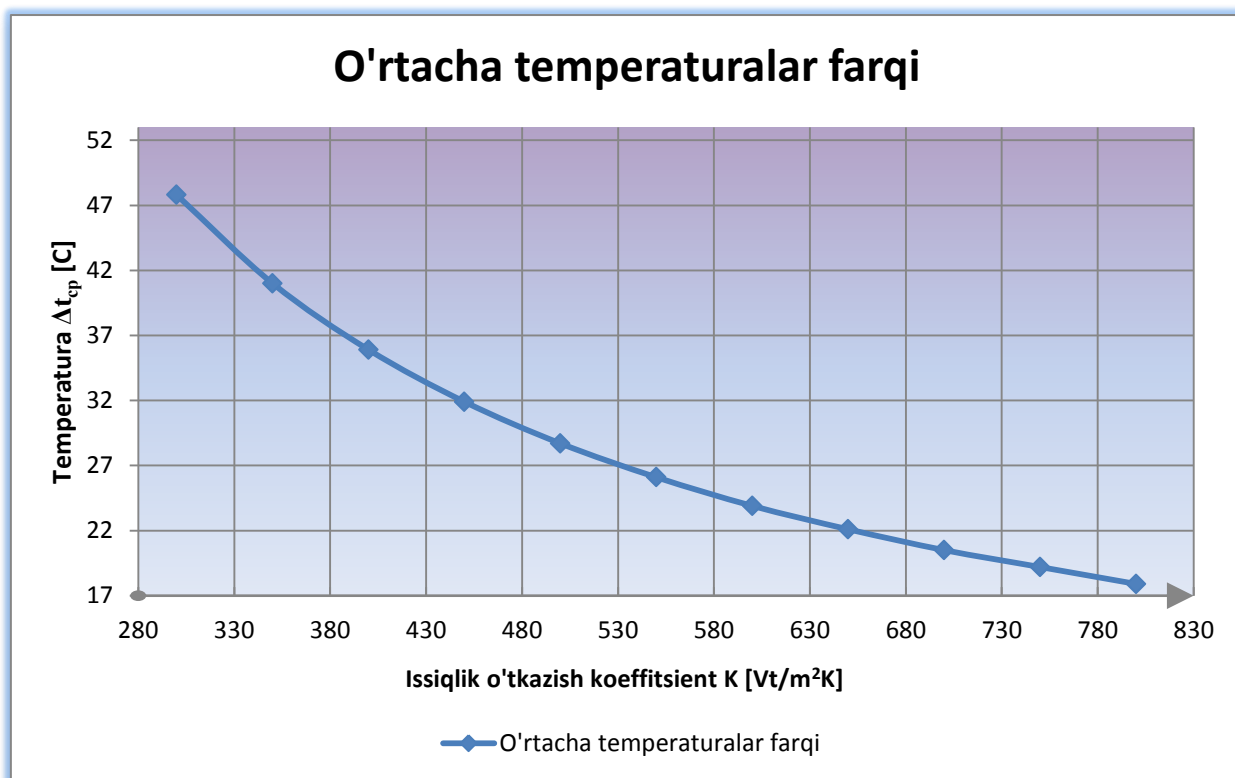
3.2-jadvalda issiqlik va sovuqlik eltuvchi agent (suv) larni gidravlik hisob natijalari keltirilgan. Unda trubalararo va truba ichida qancha miqdorda bosimlar yo'qotuvi keltirilgan.

Issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti bilan o'rtacha temperaturalar farqi o'rtasidagi uzviy bog'liqlik:

3.3-jadval

K, [Vt/m ² K]	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
Δt_{cp} , [°C]	47.8	41	35.9	31.9	28.7	26.1	23.9	22.1	20.5	19.12	17.9

3.3-jadval. Issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti bilan o'rtacha temperaturalar farqi o'rtasidagi uzviy bog'liqlik.



3.1-grafik. Grafikda o'rtacha temperaturalar farqini issiqlik o'tkazish koeffitsienti bilan o'zaro munosabati keltirilgan. Issiqlik o'tkazish koeffitsienti o'sib borgan sayin o'rtacha temperaturalar farqi kamayib borishi ko'zga yaqqol tashlanadi.

3.5 Issiqlik almashinish jarayonini eksergetik hisoblash usuli.

Eksergetik usul termodinamikaning birinchi va ikkinchi qonunlariga asoslangan, ya'ni unda energiyaning ish bajaruvchi qismi hisoblanadi.

Birinchi dolzarb mavzu bu “ Eksergetik hisoblash usuli” Y. Shargut va R. Peteli kitobida keltirilgan. Issiqlik almashinish jarayoniga nazar tashlasak, eksergetik tahlil termodinamikaning birinchi va ikkinchi qonuniga asoslangan holda eksergetik balans tenglamasi hisoblanadi:

$$\sum E_{ex} = \sum E_{in} + \sum D \quad (3.43)$$

Bu qonun Gyui-Stodol [10,11], D - sistemadagi eksergetik yo'qotuv:

$$D = \Delta S * T_{oc}, \quad (3.44)$$

Bu yerda, ΔS – Muhitdagi entropiyalar yig'indisi,

Issiqlik almashinish apparatlarida eksergetik yo'qotuv ikki turga bo'linadi:

1. Tashqi yo'qotuv
2. Ichki yo'qotuv

Tashqi yo'qotuv - apparatning issiqlik izolyatsiyasi orqali chiqib ketishi.

Ichki yo'qotuv – temperaturalar farqi va gidravlik qarshiliklar orqali chiqib ketishi.[]

Eksergetik yo'qotuvlar yig'indisi:

$$\sum D = D_T + D_p + D_{oc}, \quad (3.45)$$

Bu yerda D_T – temperaturalar farqi orqali eksergetik yo'qotuv;

D_p –Issiqlik almashinish apparatlarida gidravlik qarshilik tufayli eksergetik yo'qotuv;

D_{oc} –Issiqlik almashinishda atrof muhitga eksergetik yo'qotuv;

Temperaturalar farqi orqali eksergetik yo'qotuv:

$$D_T = E_q^B - E_q^A = G_B \Delta e_B - G_A \Delta e_A, \quad (3.46)$$

Bu yerda $E_q^B - E_q^A$ – A va B atrof muhitdagi issiqlik almashinish eksergiyasi

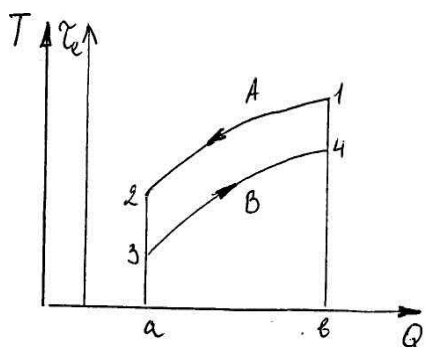
G_A, G_B – massaviy sarflar:

$\Delta e_A, \Delta e_B$ – A va B oʻrtacha eksergiyaviy oqim.

Solishtirma eksergiya deganda – oqim parametrlari bosim va absolyut temperature (P va T), shuningdek atrof muhit parametrlari (P_{oc} va T_{oc}) ham muhim hisoblanadi

$$e = (i - i_{oc}) + T_{oc}(S_{oc} - S). \quad (3.47)$$

Temperaturalarning eksergetik funksiyasidan issiqlik miqdori kordinatada temperaturalar farqi orqali eksergetik yoʻqotuvlar keltirilgan. - rasm



3.1-

Rasm. Issiqlik mashinasi jarayonida temperaturalarining eksergetik funksiyasidan issiqlik miqdorining diagrammasi.

Rasmdagi

1-2-a-

byuzada A oqimdan eksergiya olinishiga B oqimda esab berilishiga mos keladi.

Yuzalar oʻrtasidagi farq 1-2-3-4 eksergetik yoʻqotuvlarga mos keladi D_T .

Issiqlik birligida ideal qaytar jarayonlar uchun Karno siklidan ish bajarishini aniqlash hisobajaraolish koʻeffitsiyenti yoki temperaturalarining eksergetik funksiyasi quyidagi formulayordamida aniqlanadi:

$$\tau_e = \frac{T - T_{oc}}{T}. \quad (3.48)$$

Solishtirma eksergiya va eksergetik temperaturalar funksiyasi oʻrtasidagi bogʻliqlik quyidagicha aniqlanadi:

$$\left[\frac{\partial e}{\partial i} \right]_p = \tau_e.$$

(3.49)

Eksergiyani topish formulasini quyidagicha yozish mumkin:

$$E_q^A = Q \cdot \tau_e^A = Q \left[1 - \frac{T_{oc}}{T_{Acp}} \right]; \quad (3.50)$$

$$E_q^B = Q \cdot \tau_e^B = Q \left[1 - \frac{T_{oc}}{T_{Bcp}} \right]. \quad (3.51)$$

Eksergetik yo'qotuv quyidagicha yoziladi: ($T_A = \text{const}$, $T_B = \text{const}$)

$$D_T = Q \left[\left(1 - \frac{T_{oc}}{T_A} \right) - \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_B} \right) \right] = Q \cdot T_{oc} \cdot \frac{T_B - T_A}{T_A \cdot T_B}. \quad (3.52)$$

Umuman olganda, $T_A \neq \text{const}$, $T_B \neq \text{const}$, $P \neq \text{const}$ Issiqlik almashinish apparatlarida eksergetik yo'qoyuv, isitish oqimida temperature T_A'' dan T_A' va sovutish oqimida temperature T_B'' dan T_B' teng bo'ladi:

$$D_T = \left[C_A \cdot G_A \cdot \int_{T_A^1}^{T_A^{11}} \frac{dT_A}{T_A} - C_B \cdot G_B \cdot \int_{T_B^1}^{T_B^{11}} \frac{dT_B}{T_B} \right] \cdot T_{oc}. \quad (3.53)$$

Gidravlik qarshilikni hisobga olingan holdagi eksergetik yo'qotuv:

$$D_p = G_A \cdot \Delta e_A^1 \cdot \frac{1}{\eta_e^A} + G_B \cdot \Delta e_B^1 \cdot \frac{1}{\eta_e^B}, \quad (3.54)$$

Bu yerda $\Delta e_A^1, \Delta e_B^1$ – Issiqlik almashinish apparatlarida bosim o'zgarishini A va B oqimlaridagi solishtirma eksergetik o'zgarishi;

η_e^A, η_e^B – A va B sistemalardagi Eksergetik foydali ish koeffitsiyenti

Solishtirma eksergiya termodinamik qonunlarga asosan quyidagicha yoziladi:

$$\left(\frac{\partial e}{\partial p} \right)_T = v - (T - T_{oc}) \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (3.55)$$

Bu yerda v – solishtirma

hajm.

Nasosning foydali ish koeffitsiyentini topish formulasi quyidagicha: Fratishera va Shebelya formulasi [8].

$$\eta_e = \frac{e_1 - e_2}{|l_e| - \int_1^2 \frac{T_M - T_{oc}}{T_M} dq}, \quad (3.56)$$

Bu yerda e_1, e_2 – muhitga kirish va chiqishdagi temperatura;

l_e – muhitda bajarilgan ish;

T_M – temperatura;

dq – issiqlik miqdori.

Foydali ish koeffitsientini hisoblash formulasi:

$$\eta_e^{eH} = \eta_M \cdot \eta_{eH}, \quad (3.57)$$

Bu yerda η_M – mexanik foydali ish koeffitsienti;

η_{eH} – ventilyatorning foydali ish koeffitsienti.

Eksergetik yo'qotuv:

$$D_{oc} = Q \cdot \bar{\tau}_e, \quad (3.58)$$

Bu yerda $\bar{\tau}_e$ – o'rtacha eksergetik temperature koeffitsient.

T_u - izolyatsiya orqali o'tuvchi temperature, T_{oc} - atrof muhittemperaturasi, atrof muhitga issiqlik almashinishdagi eksergetik yo'qotuv nolga teng bo'ladi.

Eksergetik yo'qotuv oqimdagi entalpiya yordamida ham aniqlanadi, bunda $T_{oc} = \text{const}$, $T_{B,oc} = \text{const}$, $T_{A,oc} = \text{const}$

$$D_{oc} = G_B \cdot \Delta i_{Boc} + G_A \cdot \Delta i_{Aoc} = G_B \cdot c_B (t_{Boc} - t_{oc}) + G_A \cdot c_A (t_{Aoc} - t_{oc}), \quad (3.59)$$

где t_{Aoc}, t_{Boc} – температуры изоляции со стороны потоков А и В.

Eksergetik foydali ish koeffitsiyentini termodinamik sistemaga kirish va chiqishdagi eks ergiyalari yig'indisi o'rtasidagi bog'liqorqalitopiladi:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{eblx}}{\sum E_{ex}}, \quad (3.60)$$

Yoki bu formula orqali hisoblanadi: [67,68]

$$\eta_e = \frac{\sum E_{eblx}}{\sum E_{eblx} + \sum D}. \quad (3.61)$$

3.6 Issiqlik almashinish apparatlarida eksergetik hisob natijalari.

Silliq va nakatkalangan trubalarda eksergetik tahlil qilish uchun boshlang'ich parametrlar tanlab issiqlik hisob natijalaridan olinib, hisob davom ettiriladi. Massaviy sarf $G_1=1$ [kg/s], $G_2=2$ [kg/s], Sovuq suv truba ichiga kirishdagi harorati $t_1=15$ °C, va trubadan chiqishi $t_2=45$ °C; Issiq suv trubalararo muhitga kirishdagi harorat $t_3=100$ °C va chiqishi $t_4=40$ °C bo'lganda, atrof-muhit haroratini 20 °C deb hisoblaymiz.

3.4-jadval.Silliq tryba uchun olingan natijalar.

$$\sum D = D_{\Delta T} + D_{\Delta P} + D_{\Delta OC} [Vt]$$

3.4-jadval

F	68	59.1	52.5	47.5	43.5	40.1	37.4	35	33
$\sum D$ [Vt]	108800	94560	84000	76000	69600	64160	59840	56000	52800
E_{BX} [Vt]	402900	350200	311100	281471	257768	237620	221620	207398	195546
$E_{B\Delta X}$ [Vt]	294000	255640	227100	205471	188168	173460	161780	151398	142746
F	31.3	29.7	28.4	27.1	26	25			
$\sum D$ [Vt]	50080	47520	45440	43360	41600	40000			
E_{BX} [Vt]	185472	175991	168287	160583	154064	148138			
$E_{B\Delta X}$ [Vt]	135392	128471	122847	117493	112464	108138			

3.5-jadval.Nakatkalangan truba uchun olingan natijalar.

3.5-jadval

F [m ²]	68	59.1	52.5	47.5	43.5	40.1	37.4	35	33
--------------------------	----	------	------	------	------	------	------	----	----

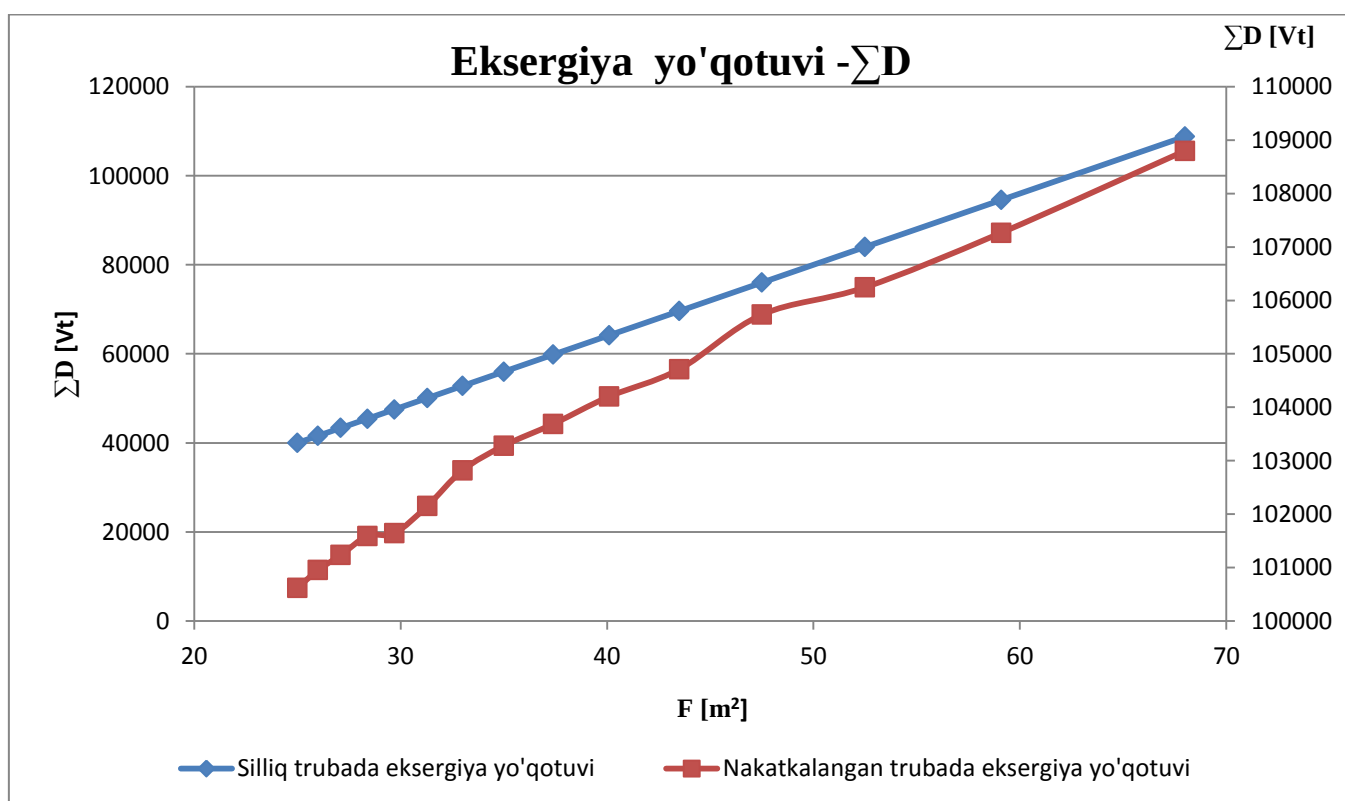
ΣD [Vt]	108800	107267	106245	105734	104712	104201	103690	103281	102821
E_{BX} [Vt]	402900	397225	393441	391549	387765	385873	383981	382467	380764
E_{BYX} [Vt]	294000	289958	287196	285815	283053	281672	280291	279186	277943
F [m ²]	31.3	29.7	28.4	27.1	26	25			
ΣD [Vt]	102156	101645	101593	101235	100954	100621			
E_{BX} [Vt]	378305	376413	376223	374898	373857	372627			
E_{BYX} [Vt]	276149	274768	274630	273663	272903	272006			

3.6-jadval. Silliqlik truba uchun issiqlik almashinish yuzasi va issiqlik o'tkazish koeffitsientini Reynolds soniga bog'liqligi.

Re	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
F [m ²]	68	59.1	52.5	47.5	43.5	40.1	37.4	35	33
K [Vt/m ² K]	97.1	111.7	125.6	139	151.9	164.5	176.6	188.5	199.9
Re	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
F [m ²]	31.3	29.7	28.4	27.1	26	25			
K [Vt/m ² K]	211.1	222.1	232.8	243.3	253.5	263.6			

3.7-jadval. Nakatkalangan truba uchun issiqlik almashinish yuzasi va issiqlik o'tkazish koeffitsientini Reynolds soniga bog'liqligi.

Re	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
F [m ²]	68	59.1	52.5	47.5	43.5	40.1	37.4	35	33
K [Vt/m ² K]	310.1	313.5	316.5	318.9	321.2	323.2	325	326.6	328
Re	7000	7500	8000	8500	9000	9500			
F [m ²]	31.3	29.7	28.4	27.1	26	25			
K [Vt/m ² K]	329.5	330.7	331.9	333	334.1	335.15			



3.4 va 3.5-jadvaldagi ma'lumotlarga asosanib Eksergetik yo'qotuv nakatkalangan trubalarda yuqori ekanligini ko'rishimiz mumkin.

Xulosa:

Dissertatsiya ishining birinchi bobi tanlangan mavzu bo'yicha mavjud bo'lgan ilmiy ishlarning tahliliga bag'ishlangan. Unda issiqlik almashinish qurilmalari uchun eksergiya usulining mohiyati, eksergiyaviy balansga kirgan har bir kattalikning va foydali ish koeffitsiyentining aniqlanishi ko'rsatilgan. Undan tashqari intensiv kanallar haqida ham ma'lumotlar keltirilgan.

Ikkinchi bobning avvalida ilmiy izlanishlar uchun maxsus yaratilgan "Truba ichida truba" tipidagi eksperimental issiqlik almashinish apparatining tuzilishi, ishlash prinsipi va texnikaviy xarakteristikasi berilgan. So'ng natijalarni olish tartibi va ularni qayta ishlash metodikasi keltirilgan.

"Truba ichida truba " tipidagi issiqlik almashinish qurilmasida nakatkalangan quvurning qo'llanilishi sababidan sovutish qurilmasi ishida bo'ladigan o'zgarishlarni ko'rib chiqqan. Natijalar apparatning ijobiy tomonga o'zgarishini ko'rsatgan.

Ikkinchi bobning ikkinchi bo'limida kanallarda issiqlik almashinish jarayonini jadallashtirish usuli keltirilgan, va bu usul orqali olingan natijalar tahlil qilingan. Olingan natijalar shuni ko'rsatadiki, silliq quvurlarga qaraganda nakatkalangan quvurlarda issiqlik berish koeffitsienti 2-4 baravargacha yuqori darajada samarali ekanligini ko'rsatadi.

Uchinchi bob issiqlik almashinish apparatlarining issiqlik hisobi, gidravlik hisobi, ulardan olingan natijalar va eksergiyaviy hisob va uning natijalariga bag'ishlangan.

Uchinchi bobning birinchi va ikkinchi bo'limida issiqlik almashinish jarayonini jadallashtirishga doir ishlar ko'rib chiqilgan. Bir qancha usullarni tahlil qilib turib, nakatkalangan quvurli apparatlardagi issiqlik va gidravlik hisoblar formulalari, hamda bu quvurlarning samaradorligi haqida ma'lumotlarni keltirgan.

Bundan tashqari issiqlik berish, issiqlik uzatish va gidravlik qarshilik bo'yicha ham ishlar tafsiloti yoritib berilgan.

Eksergetik tahlilni qo'llagan holda eksergetik yo'qoyuv natijalari keltirilgan. Unda eksergetik foydali ish koeffitsienti ham keltirilgan. Olingan natijalar jadval va grafik shaklda keltirilgan.

Olingan natijalarda energiyaning yuzaga va sarflarga bog'liqlik grafiklari keltirildi.

Magistrlik dissertatsiyasi so'ngida foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati kiritildi.

Magistrlik dissertatsiyasiga xulosa qilindi.

Adabiyotlarro'yxati:

1. Каримов И.А. Жаҳонмолиявий – иқтисодий инқирози, уни Ўзбекистон шароитида бартараф этиш йўллари ва чоралари – Т. : Ўзбекистон, 2009. – 48
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
3. А.Г. Лаптев, Н.А. Николаев, М.М. Башаров Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. – М.: «Теплотехник», 2011. – 335 с
4. Закиров С.Г., Дрейцер Г.А., Агзамов Ш.К. Интенсификация теплообмена при конденсации пара на поверхности вертикальных труб с турбулизаторами // Инженерно – физический журнал. -1984. –Т. 47, №2. с. 184-189.
5. Закиров С.Г., Каримов К.Ф., Сатаров Т. Применение двухмерной шероховатости для увеличения теплоотдачи вязкой жидкости // Труды II Российской Национальной конференции по теплообмену. Интенсификация теплообмена. – М.: МЭИ, 1998, -Т.8. с.114-117.
6. Назмеев Ю.Г., Канаина И.А. Интенсификация теплообмена при течении вязкой жидкости в трубах с винтовой накаткой. Теплоэнергетика, 1993, №11, с. 59-62.
7. Nunner W. VDI – Forschungsheft 455, 1956, Band 22.
8. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение, 1970
9. Калинин Э.К. и др. Эффективные поверхности теплообмена. – М: Энергоатомиздат, 1998-408С.
10. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969.
11. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М. : Машиностроение, 1990.

12. Гоголин А.А., Данилова Г.Н., Азарсков В.М., Медникова Н.М. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин.—М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. -224 с.
13. Данилов Ю.И., Дзюбенко Б.В., Дрейцер Г.А., Ашмантас Л.А. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы. – М.: Машиностроение, 1986.-200 с.
14. А.с. СССР. Кожухотрубный теплообменник. Б.В. Дзюбенко, Ю.В. Вилемас // Открытия. Изобретения. 1980, №33.
15. Вилемас Ю.В., Шимонис В.М., Адомайтис И.Э. Интенсификация теплообмена в газоохлаждаемых каналах. – Вильнюс: Москлас, 1989. -258 с.
16. Иевлев В.М., Данилов Ю.И., Дзюбенко Б.В. Теплообмен и гидродинамика закрученных потоков в каналах сложной формы. В кн.: Тепломассообмен – VI, Минск: Изд. ИТМО АН БССР, 1980. Т.1. ч.1, с.88-99.
17. Кузма-Кичта Ю.А. Методы интенсификации теплообмена. М.: МЭИ, 2001.
18. Кирпиков, В.А. Интенсификация теплообмена при вынужденной конвекции / В.А. Кирпиков // ТОХТ. – 1993. – Т. 27. – №3. – С. 315 – 319.
19. Мигай, В.К. Повышение эффективности современных теплообменников / В.К. Мигай. — Л.:Энергия, 1980. – 144с.
20. Мигай, В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования / В.К. Мигай. — Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 262 с.
21. Гортышов, Ю.Ф. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом / Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев. — Казань: КГТУ, 1999. – 176 с.
22. Тахавутдинов, Р.Г. Теоретические основы и методы повышения эффективности промышленных полимеризаторов в производстве синтетических каучуков: автореф... дис. ... д-ра техн. наук / Р.Г. Тахавутдинов. – Казань, 2000. – 32 с.

23. Ильина, И.М. Численное моделирование турбулентных течений в малогабаритных трубчатых аппаратах диффузор-конфузорной конструкции и оптимизация их проточной части: автореф. дис. ... канд. техн. наук / И.М. Ильина. – Казань, 2003. – 19 с.
24. Rush, T.A. An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages / T.A. Rush, T.A. Newell, A.M. Jacobi // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1999. vol. 42 – №9. – p. 1541 – 1553.
25. Пантелеева, Л.Р. Теплообмен при ламинарном течении вязкой жидкости в теплообменных устройствах типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор»: дисс. ... канд. техн. наук. / Л.Р. Пантелеева. – Казань, 2005. – 116 с.
26. Мигай, В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования / В.К. Мигай. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 260 с.
27. Назмеев, Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах / Ю.Г. Назмеев. — М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.
28. Утарвар С.В., Раджа Рао М. Интенсификация теплообмена при ламинарном течении в трубах с помощью проволочных спиральных вставок // Теплоэнергетика. – 1985. – №4. – С. 160-164.
29. Мумладзе А.И., Назмеев Ю.Г., Маминов О.В. Копределению гидравлического сопротивления и границ режимов течения вязкой жидкости в трубах с ленточными завихрителями // Изв. вузов. Сер. Нефть и газ. – 1982. – №11. – С. 59-62.
30. Давлетшин Ф.М., Овчинников А.А., Николаев Н.А. Интенсификация теплообмена при дисперсно-кольцевом течении газо-жидкостного потока в каналах. – Казань: Изд-во Казан. гос. технол. ун-та, 2001. – 88 с.
31. Чернобыльский И.Т., Мерзликин В.Г., Тананайко Ю.М. Теплообмен при пленочном течении на трубах с навивкой // Тепло и массоперенос в технологических процессах и аппаратах химических производств. – Минск, 1972. – Т. 4. – С. 115

32. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие. (Рекомендовано ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»)/ СПб ГТУРП. - СПб., 2013.- 93 с.:
33. Бродянский В .М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. Под ред. В .М. Бродянского. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 288 с.
34. СИДЕЛЬКОВСКИЙ Л. Н., ФАЛЬКОВ Э. Я. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ БАЛАНСЫ ОГНЕТЕХНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ / Москва -1967. -54с.
35. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – М.: Энергия, 1966.
36. Белов И.А., Кудрявцев Н.А. Теплоотдача и сопротивление пакетов труб. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – С. 32-36.
37. Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 95 с
38. Интенсификация тепло- и массообмена в энергетике/ Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта, А.М. Кутепов [и др.]. – М.: ФГУП «ЦНИИАТОМ-ИНФОРМ», 2003.
39. Калинин Э.К, Дрейцер Г.А., Ярмо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1990
40. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
- 41.С. С. Кутателадзе ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ Справочное пособие. — М.: Энергоатомиздат, 1990.— 367 с:
- 42.Deissler R. Analysis of turbulent heat transfer, mass transfer and friction in smooth tubes at high Prandtl and Schmidt numbers. – NASA Rep., 1959. – V.1210.
- 43.Prandtl L. Bericht uber untersuchungen zur ausgebildeten turbulenz // Z. Angew, Math. Mech. – 1925. – Band 5. – S. 136-139.

44. Пермяков В.А., Левин Е.С., Дивова Г.В. Теплообменники вязких жидкостей, применяемых на электростанциях. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 175 с.
45. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
46. Ермолин В.К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубах в условиях закрученного потока с постоянным по длине шагом // ИФЖ. – 1960. – Т. 3. – №11. – С. 52-57.
47. Ибрагимов М.Х., Новожилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе // Теплоэнергетика. – 1961. – №7. – С. 57-60.
48. Клачак А. Теплопередача в трубах с проволочными и ленточными турбулизаторами // Теплопередача. – 1973. – сер. С. – №4. – С. 134-136.
49. Ковальногов А.Ф., Щукин В.К. Экспериментальное исследование теплоотдачи в трубах при местной закрутке потока шнековыми закручивателями // Теплоэнергетика. – 1968. – №6. – С. 81-84.
50. Лэндис Ф., Торсен Р. Трение и характеристики теплообмена в турбулентном закрученном потоке при наличии больших поперечных градиентов температуры // Теплопередача. – 1968. – №1. – С. 91-103.
51. Смитберг Е., Лэндис Ф. Трение и характеристики теплообмена при вынужденной конвекции в трубах с завихрителями из скрученной ленты // Теплопередача. – 1964. – №1. – С. 84-96.
52. Koch R. Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Strömung // VDI. Forschungsheft. – 1958. – Bd 24. – P. 52-60.
53. O.Kumar P., Tudd R.Z. Heat Transfer with coiled wire Turbulence Promoters // Can.I. Chem. Eng. – 1970. – Vol. 48. – No 4. – P. 378-384.
54. Щукин В.К. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1967. – №2. – С. 14-19.

55. Назмеев Ю.Г., Николев Н.А. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Теплоэнергетика. – 1980. – №3. – С. 51-53.
56. Мигай, В.К. Повышение эффективности современных теплообменников / В.К. Мигай. – Л.: Энергия, 1980. – 144с.
57. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
58. Гухман А.А., Кирпиков В.А., Борисова Р.Д. Сравнительная оценка эффективности некоторых современных методов интенсификации конвективного теплообмена: материалы VII Всесоюзной конф. – Минск: Изд-во ИТМО, 1984. – Т. I. – С. 56-61.
59. Гухман А.А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей // Теплоэнергетика. – 1977. – №7. – С. 5-8.
60. Кирпиков В.А., Мусави Найнияни С.М. Количественная оценка эффективности метода интенсификации конвективного теплообмена посредством разрушения пограничного слоя // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – №4. – С. 3-5.
61. Кирпиков В.А., Мусави Найнияни С.М. Количественная оценка эффективности метода интенсификации конвективного теплообмена посредством создания вторичных течений // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – №6. – С. 1-5.
62. Кирпиков В.А., Мусави Найнияни С.М. Количественная оценка эффективности метода интенсификации конвективного теплообмена турбулизацией пограничного слоя // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1994. – №12. – С. 4-6. Пищулин В.П. Расчет кожухотрубчатого теплообменника: учебное пособие / В.П. Пищулин. – Северск: СТИ НИЯУ МИФИ, 2010. – 37 с.
63. Колафтай Д.Д., Полямов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986.

64. Поникаров И.И., Поникаров СИ., Рачковский СВ. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): Учебное пособие. - М.: Альфа-М, 2008. - 720 с: ил.
65. Юсупбеков Н.Р., Нурмухамедов Н.С., Закиров С.Г. “Кимёвий технология асосий жараён ва курилмалари” Тошкент 2014.
66. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. – 12-е изд., стереотипное. Перепеч. с изд. 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 575 с.
67. Кручин М.И., Шадрина Е.М., Теоритические основы энерго- и ресурсосбережения. Эксергетический анализ теплообменников: учеб. Пособие/ ГОУ ВПО Иван. Гос. Хим. Технол. Ун-т. Иванов, 2007. 44с. ISBN
68. Мартынов А. В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач: Учеб. Пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1989.— 200 с.: ил
69. Поникаров И.И., Поникаров СИ., Рачковский СВ. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): Учебное пособие. - М.: Альфа-М, 2008. - 720 с: ил.
70. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия. 1973. - 296 с.
71. Крилин В.А. Сычев В. В. Шейндлин А. Е. “Техническая Термодинамика” Москва 1983. – 258 с.
72. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. М.: Мир.- 1977. 346 с.
73. Сажин Б.С., Булеков А.П., Сажин В.Б. Эксергетический анализ работы промышленных установок. МЛ, 200G.—297 с.
74. Я. Шаргут и Р. Петела Эксергия. /Энергия-МОСКВА 1968
75. Менделеева Д.И. Эксергетический анализ процессов химической технологии (на примере технологии цемента) - М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2004. -68 с.

76. Янтовский Е. И. Потоки энергии и эксергии.— М.: Наука, 1938.— 144 с, ил.— (Серия «Наука и технический прогресс»).
77. Калинин Э.К, Дрейцер Г.А. Современные проблемы интенсификации теплообмена. Л,1981-234с.
- 78.Бродянский В.М. Энергетический основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – Энергоиздат. 1991-320с.
79. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения – Энергоиздат 1991-320с.
80. Дзюбенко, Б.В. Интенсификация теплообмена в каналах с искусственной турбулизацией потока / Б.В. Дзюбенко, Г.А. Дрейцер, Р.И. Якименко // Труды Первой Российской национальной конференции по теплообмену. — М.: Изд-во МЭИ, 1994. – Т.8. – С. 64 – 69.
- 81.Калинин, Э.К. Влияние чисел Рейнольдса и Прандтля на эффективность интенсификации теплообмена в трубах / Э.К. Калинин, С.А. Ярхо // ИФЖ. – 1966. –Том 11. – № 4. – С. 426-432.
71. Мигай В.К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубах со спиральными закручивателями// Теплоэнергетика. – 1968. – №11. – С. 31-33.
72. Мигай В.К. К теории теплообмена в турбулентном потоке с отрывом// Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. – 1976. – №2. – С. 170.
73. Мигай В.К., Мороз А.Г., Зайцев В.А. Методика сравнения интенсифицированных поверхностей теплообмена// Изв. вузов. Сер. Энергетика. – 1990. – №9. – С. 101-103.
74. Мигай В.К. О предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет турбулизации потока// Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1990. – №2. – С.169-172.
75. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: Энергия, 1980. – 144 с.
76. Мигай В.К. Расчет теплообмена в поперечно обтекаемых шахматных пучках труб// Теплоэнергетика. – 1978. - №2. – С. 20-23.

77. Мигай В.К. Теплообмен в гладких трубах при турбулентном течении// Теплоэнергетика. – 1987. – №8. – С. 66-68.
78. Мигай В.К. Теплообмен в трубах с кольцевой дискретной шероховатостью// Инж.-физ. журн. – 1972. – Т. 22. – №2. – С. 248.
79. Мигай В.К., Фирсова Э.К. Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. – Л.: Наука, 1986.
80. Кутателадзе С.С. Анализ подобия в теплофизике. – Новосибирск: Наука, 1982.
81. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидравлика газожидкостных систем. – Новосибирск: Энергия, 1976.
82. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е, перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979.
83. Кутателадзе С.С., Накоряков В.Е. Тепломассообмен и волны в газожидкостных системах. – Новосибирск: Наука, 1984.
84. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. – М.: Энергия, 1972.
85. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. - М.: Энергия, 1969. – 255 с.
86. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной тепловой схемы технологического процесса // Промышленная энергетика. 2010. № 1.