

Technická univerzita v Liberci

FAKULTA STROJNÍ

Katedra : Termomechaniky

Obor: Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Tepelná technika

Rekuperace tepla ve vzduchotechnice

Heat recovery in air-condition

Diplomová práce

Autor: **Petr Novák**

Liberec

1999

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

OBOR 23 – 17 – 08
KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

ZAMĚŘENÍ
TEPELNÁ TECHNIKA
KATEDRA TERMOMECHANIKY

Autor :	Petr Novák
Vedoucí D.P. :	Doc.Ing. Josef Olehla Csc
Konzultant D.P. :	Ing. Petr Strádal
Počet stran :	52
Počet tabulek :	7
Počet obrázků :	25

Datum vypracování: 27.5.1999



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení Petr N o v á k

obor 23 - 17 - 8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření tepelná technika

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Rekuperace tepla ve vzduchotechnice

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Rozbor současného stavu rekuperace pro vzduchotechniku
2. Výpočtové metody rekuperátorů
3. Konkrétní výpočet zadaného rekuperátoru
4. Ověření výpočtů experimentálním měřením
5. Vypracování projektu pro rekuperaci tepla zvoleného objektu
6. Ekonomické zhodnocení
7. Závěr

ANOTACE

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra termomechaniky

Obor: **Tepelná technika**
Diplomant: **Petr Novák**
Téma práce: **Rekuperace tepla ve vzduchotechnice**
Vedoucí D.P.: **Doc.Ing. Josef Olehla CSc.**
Konzultant D.P.: **Ing.Petr Strádal**

Stručný obsah:

Diplomová práce se zabývá stavem rekuperace tepla ve vzduchotechnice, teoretickými výpočty sdílení tepla a experimentálním měřením na daném rekuperačním výměníku tepla. Dalším bodem je praktický výpočet rekuperačního výměníku, na kterém bylo prováděno experimentální měření. Na závěr se diplomová práce zabývá ekonomickým aspektem využití rekuperačního výměníku a praktickým využitím v podobě projektu.

The work deals with the state of recuperation of heat in air-condition, theoretical calculation sharing of heat and experimental measurements on given recuperational heat exchanger. The next item is a practical calculation of recuperational exchanger on which experimental measurements was made. In the end the work deals with economical aspect of utilization recuperational exchangers and a practical utilization in a form of a project.

OBSAH

1. Úvod.....	6
2. Rozbor současného stavu rekuperace ve vzduchotechnice.....	7
2.1 Lamelové rekuperační výměníky tepla.....	7
2.2 Tepelné trubice.....	8
2.3 Rekuperační výměníky s přímou výměnou tepla.....	9
2.3.1 Variabilita provedení rekuperačních jednotek.....	10
2.3.2 Ostatní a doplňkové zařízení rekuperačních jednotek.....	10
2.3.2.1 Dohříváč přiváděného vzduchu.....	10
2.3.2.2 Filtry atmosférického vzduchu.....	11
2.3.2.3 Protimrazová ochrana.....	12
2.3.2.4 Ventilátory.....	13
2.3.2.5 Zařízení pro obtok přiváděného vzduchu (BY-PASS).....	14
2.3.2.6 Regulátory a čidla.....	14
2.4 Regenerační výměníky tepla.....	15
2.4.1 Rotační regenerační výměníky tepla.....	15
2.4.2 Přepínací regenerační výměníky tepla.....	16
2.5 Materiál teplosměnné plochy deskových rekuperačních výměníků.....	17
3. Sdílení tepla.....	18
3.1 Sdílení tepla vedením (kondukce).....	18
3.2 Sdílení tepla prouděním (konvekce).....	19
3.2.1 Přestup tepla.....	20
3.2.2 Podobnostní čísla.....	21
3.3 Prostup tepla.....	23
3.4 Výchozí rovnice pro tepelný výpočet rekuperačních výměníků.....	24
3.4.1 Určení středního logaritmického teplotního rozdílu.....	26
3.4.2 Porovnání průběhu teplot souprůdného a protiprůdného výměníku tepla.....	29
3.4.3 Termická účinnost rekuperačních výměníků.....	30
4. Výpočet tlakových ztrát.....	31
5. Výpočtové metody rekuperátoru.....	32
5.1 Návrhový výpočet rekuperátoru.....	32
5.2 Výpočet konstrukčně daného výměníku.....	33
6. Ekonomie zařízení pro zpětné využití tepla.....	35
7. Experimentální měření.....	41
8. Výpočet deskového výměníku tepla.....	46
9. Projekt rekuperace tepla objektu s nuceným větráním.....	49
9.1 Návrh, výpočet parametrů zařízení.....	49
9.1.1 Návrh koncových distribučních elementů.....	49
9.1.2 Stanovení průřezu potrubí.....	49
9.1.3 Tlakové ztráty v potrubí.....	50
9.2 Ekonomie využití rekuperačního výměníku v projektu.....	50
9.2.1 Náklady na provoz nuceného větrání.....	50
9.2.2 Posuzovací rovnice.....	51
9.2.2 Doba návratnosti.....	51
10. Závěr.....	52

1. ÚVOD

Výměna vzduchu patřila vždy mezi základní úkoly architektů. Kvalita vzduchu v budovách je všeobecně horší než kvalita vzduchu venkovního a větrání čerstvým vzduchem je pro lidské zdraví nepostradatelné.

Nucené větrání zajišťuje kontinuální výměnu vzduchu. S tím však souvisí v chladných měsících i změna tepelného klimatu uvnitř obytných budov. Zvyšuje se tak energetická náročnost na vytápění.

Vzduchotechnické rekuperační výměníky využívají teplo z odváděného znehodnoceného vzduchu, teplo předávají vzduchu přiváděnému a tím tuto energetickou ztrátu velmi snižují.

Důležitou roli má rekuperace především tam, kde z hygienických důvodů musí být výměna vzduchu nepřetržitá s vysokým průtočným množstvím, čímž vznikají vysoké energetické ztráty.

Často lze rekuperací odpadního tepla zcela vyloučit nutnost dalšího ohřevu přiváděného vzduchu, neboť se zároveň využívá i veškerých teplotních zisků v budovách z metabolismu osob, osvětlení, strojů apod.

V halových objektech dochází v topném období k intenzivnímu rozvrstvení teplot u podlahy a pod střešou haly, kde tyto rozdíly mohou činit 8 až 12 °C. Využitím tohoto teplotního rozdílu též odpadá nutnost dalšího dohřevu přiváděného vzduchu.

Nucené větrání s rekuperací je ekonomicky i technicky nejvýhodnějším řešením též pro odstranění toxických plynů, odérů (kouř), aerosolů (prach), inertních plynů (radon) s co nejmenší energetickou náročností.

2. ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU REKUPERACE PRO VZDUCHOTECHNIKU

Ve vzduchotechnice se používají pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu dva základní principy řešení:

1.) Rekuperační výměníky tepla

- obě proudící tekutiny jsou odděleny pevnou dělicí stěnou, která zajišťuje přenos tepla mezi oběma proudy tekutin bez vzájemného proměšování.

2.) Regenerační výměníky tepla

- pro přenos tepla se používá akumulární hmota, která se střídavě ohřívá a ochlazuje, a tím jednomu proudu tekutiny teplo odebírá a proudu druhé tekutiny ho předává.

Rekuperační výměníky dělíme podle přenosu tepla na:

- výměna tepla přes pomocnou tekutinu
- přímá výměna tepla

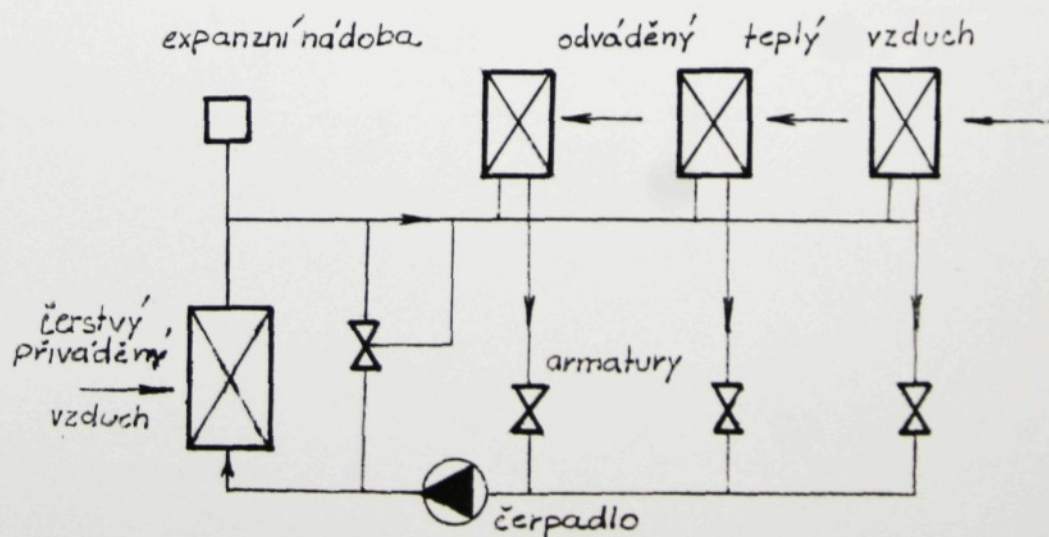
Rekuperační výměníky tepla přes pomocnou tekutinu:

- lamelové výměníky tepla s teplotonosnou kapalinou
- s chladičem (bez pohonu), tepelné trubice

2.1. Lamelové rekuperační výměníky (obr. 1)

Jako teplotonosné kapaliny se používají různé vodní roztoky s nízkou teplotou tuhnutí. Výhodou těchto výměníků je, že oba proudy vzduchu jsou od sebe zcela odděleny a mohou být od sebe i značně vzdálené. Nevýhodou je menší termická účinnost než u výměníku s přímou výměnou tepla především z důvodů dvojitého přenosu tepla a tepelných ztrát při transportu teplotonosné kapaliny.

V dnešní době se používají v menší míře jen v případech, kde je nezbytné oddělení obou proudů od sebe do značné vzdálenosti.



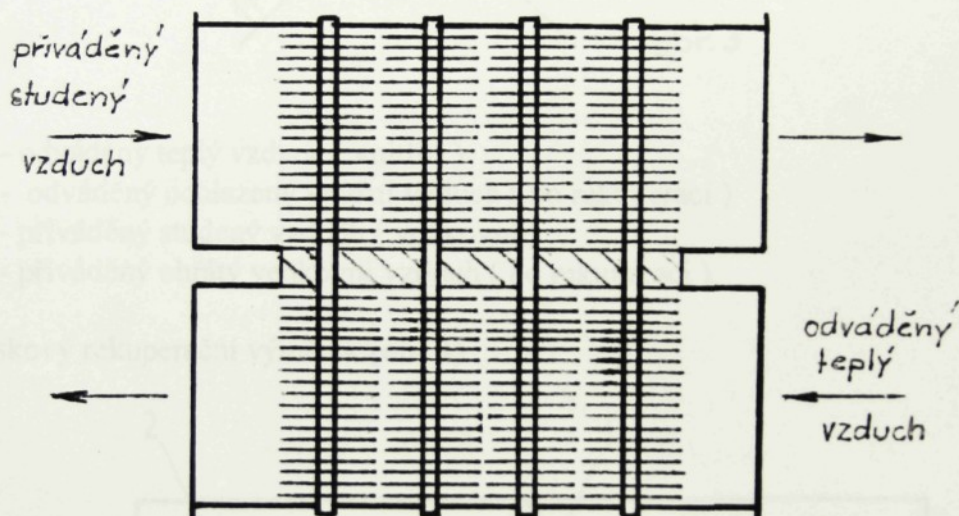
2.2. Tepelné trubice (obr.2)

Princip tepelných trubic spočívá v přenosu tepla při změně skupenství jejich náplně. Pro nízké teploty jsou nejvhodnější kapaliny na bázi čpavku, pro vyšší např. i voda. Tepelné trubice jsou vhodné při menších průtocích vzduchu, protože přívod a odvod vzduchu jsou blízko u sebe.

Nevýhodou je, že žebrovaný teplosměnný povrch se poměrně snadno zanáší, proto je nutná velmi dobrá filtrace vzduchu. Výhodou je, že není zapotřebí pro transport kapaliny čerpadla.

Tepelné trubice se vyrábějí ve dvou variantách, buď jako horizontální v nichž je kapalina transportována kapilárními silami a vertikální, v nichž zkondenzovaná kapalina stéká vlastní tíží.

V současné době se ve vzduchotechnice využívají poměrně málo, kvůli provozním náchylnostem na selhání a zanášení žebírek nečistotami.

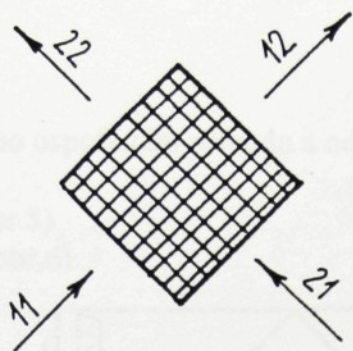


2.3 Rekuperační výměníky s přímou výměnou tepla

V současné době jsou nejpoužívanějšími rekuperátory deskové výměníky s protiproudým či spíše křížovým uspořádáním.

Křížový princip je nejefektivnější z hlediska konstrukčního uspořádání teplosměnné plochy výměníku.

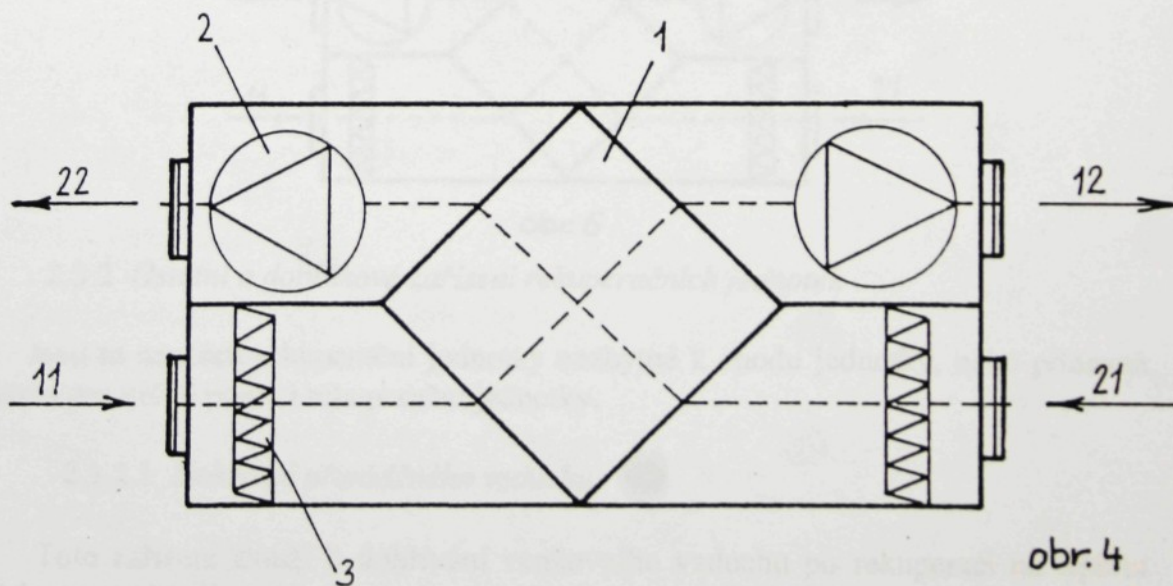
Základní princip křížového deskového rekuperačního výměníku tepla (obr.3)



obr. 3

- 11 - odváděný teplý vzduch (vnitřní)
- 12 - odváděný ochlazený vnitřní vzduch (po rekuperaci)
- 21 - přiváděný studený vzduch (venkovní)
- 22 - přiváděný ohřátý venkovní vzduch (po rekuperaci)

Deskový rekuperační výměník (obr.4)



obr. 4

- 1. deskový výměník tepla
- 2. radiální ventilátory
- 3. vzduchové filtry

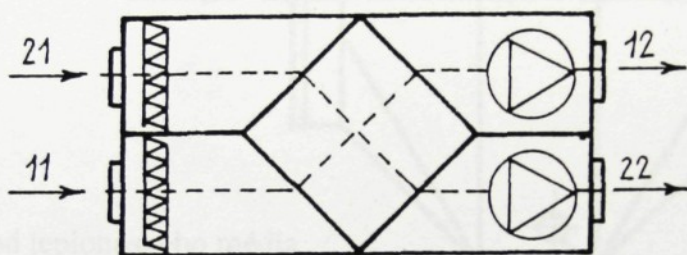
2.3.1 Variabilita provedení rekuperačních jednotek

Z hlediska univerzální možnosti instalace jednotek ve stávajících prostorách jsou rekuperační jednotky vyráběny v provedeních:

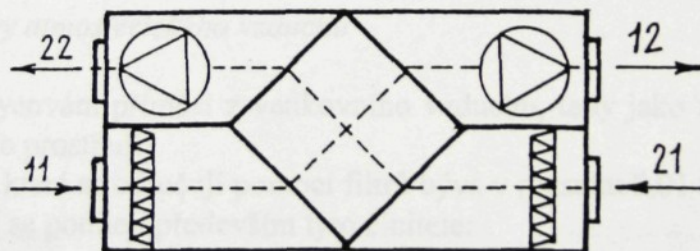
- a) nástěnné ležaté (parapetní)
- b) nástěnné stojaté
- c) podstropní
- d) podlahové
- e) nástřešní

Z hlediska konstrukčního uspořádání přívodu a odvodu vzduchu:

- a) souproudý přívod (obr.5)
- b) protiproudý přívod (obr.6)



obr. 5



obr. 6

2.3.2 Ostatní a doplňkové zařízení rekuperačních jednotek

Jsou to součásti rekuperační jednotky nezbytné k chodu jednotky, nebo přídavná zařízení pro určité použití rekuperační jednotky.

2.3.2.1 Dohříváč přiváděného vzduchu

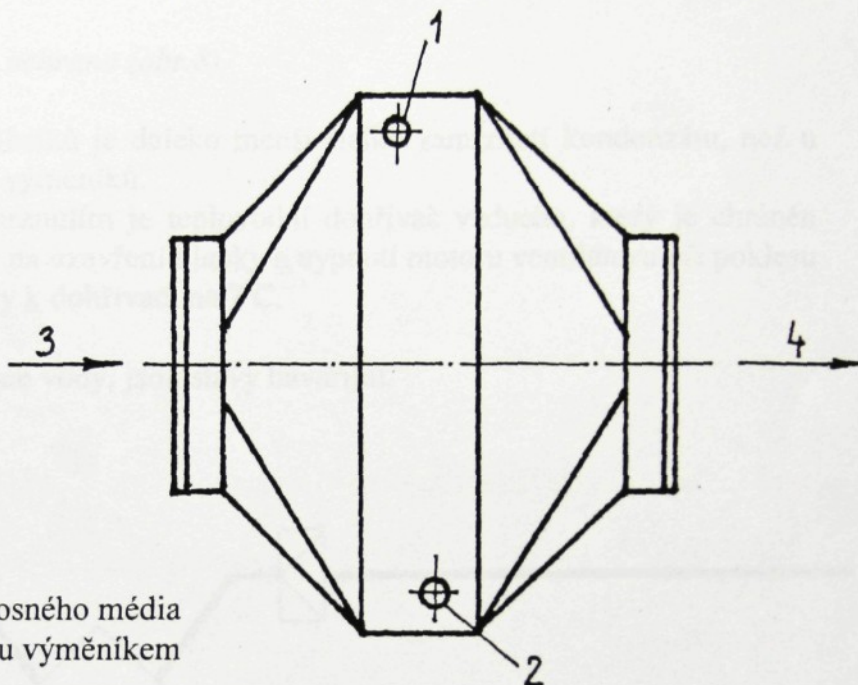
Toto zařízení slouží k dohřívání venkovního vzduchu po rekuperaci na teplotu potřebnou uvnitř větrané budovy.

Podle typu dělíme na :

- a) přímotopné elektrické ohříváče
- b) teplovodní ohříváče (obr.7)

Přímotopný elektrický ohřívač je kruhového průřezu s prstencovými topnými tělesy. provozní teplota je do 45°C při relativní vlhkosti do 80 %.

Teplovodní ohřívač má hrdlo kruhového průřezu s přechodem na obdélníkový průřez zákrytu vestavěného lamelového ohříváku. Je určen pro topné médium teplá voda s tepelným spádem $90/70^{\circ}\text{C}$ až $70/50^{\circ}\text{C}$ s pracovním přetlakem 0,6 MPa.



1,2 - přívod a odvod teplotnosného média
3,4 - směr proudění vzduchu výměníkem

2.3.2.2 Filtry atmosférického vzduchu

Slouží k zachycování příměsí z venkovního vzduchu, tedy jako zábrana k jejich průniku do vnitřního prostředí.

Velikost částic, které se odlučují pomocí filtrů bývá v rozsahu $0,01$ až $100\mu\text{m}$. Na jejich zachycení se podílejí především tyto činitele:

- a) působení setrvačných sil
- b) přímé zachycení
- c) elektrostatické síly mezi povrchem a částicí
- d) sedimentace(usazování působením tíže)
- e) působení adhézních (přilnavých) sil
- f) zanešenost filtru částicemi, účinnost filtru

Filtry atmosférického vzduchu rodělujeme:

1.) vložkové filtry

- a) deskové - vložky jsou ve tvaru desek
- b) kapsové - filtrační materiál je uspořádán ve tvaru hluboké kapsy
- c) skládané - filtrační materiál je uložen a poskládan tak, aby se do minimálního objemu umístila jeho maximální plocha.

2.) pásové filtry

- a) s pevným pásem
- b) s odvinovacím pásem

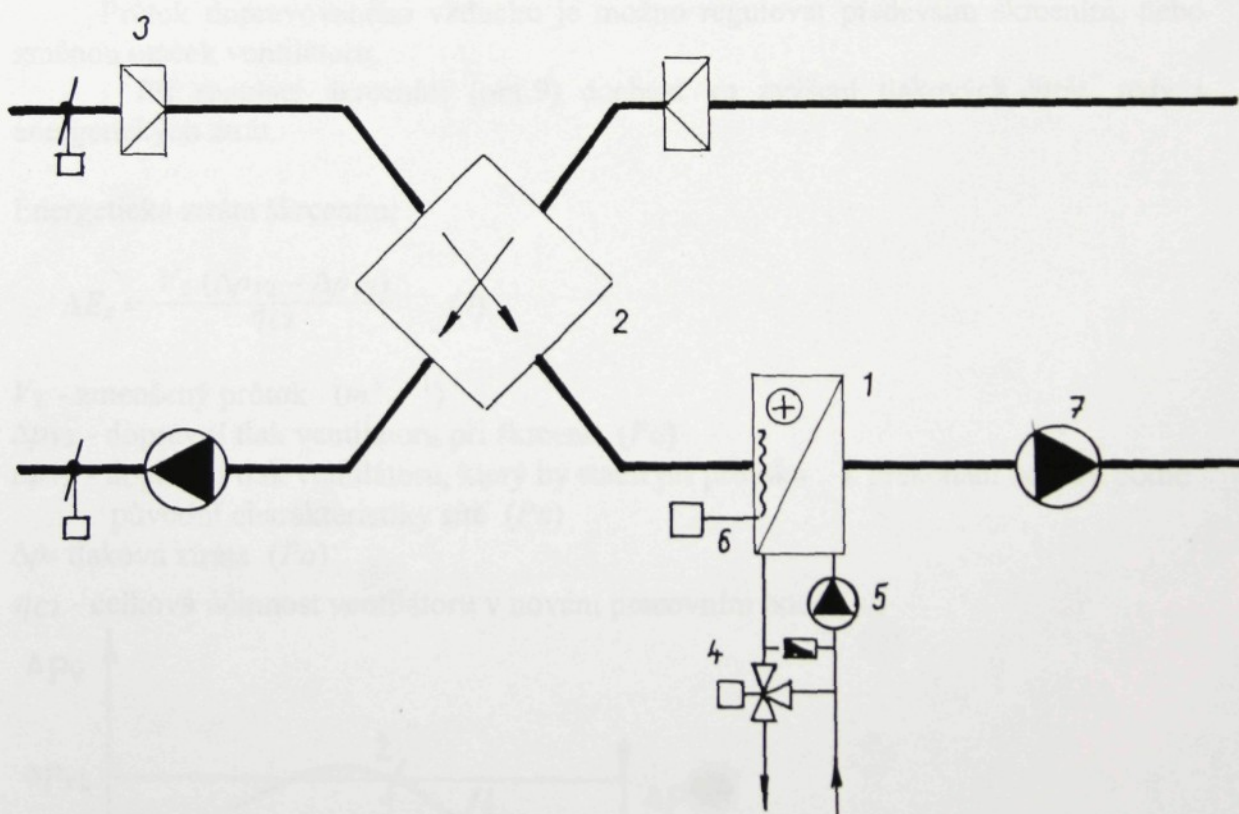
U rekuperačních výměníků se vzhledem k velikosti a účelu nejvíce používají filtry deskové a skládané.

2.3.2.3 Protimrazová ochrana (obr.8)

U rekuperačních výměníků je daleko menší riziko zamrznutí kondenzátu, než u jednotek bez rekuperačních výměníků.

Nejvíce ohrožen zamrznutím je teplovodní dohřívač vzduchu, který je chráněn kapilárním čidlem s vazbou na uzavření klapky a vypnutí motoru ventilátoru při poklesu teploty přiváděné topné vody k dohřívači na 7°C .

Stavy, kdy není zajištěn přívod topné vody, jsou stavy havarijní.



- 1. teplovodní dohřívač vzduchu
- 2. rekuperační výměník tepla
- 3. klapka na přívodu vzduchu
- 4. trojcestný regulační ventil
- 5. čerpadlo topné vody
- 6. kapilární čidlo teploty topné vody
- 7. přívodní ventilátor

obr.8

2.3.2.4 Ventilátory

Jsou to lopatkové rotační stroje, které zajišťují dopravu vzduchu, popř. jiného plynu. Podle směru a průtoku dělíme ventilátory :

- a) axiální
- b) radiální
- c) diagonální
- d) semiradiální

Podle velikosti celkového tlaku:

- a) nízkotlaké (do 1 kPa)
- b) středotlaké (do 3 kPa)
- c) vysokotlaké (nad 3 kPa)

V rekuperačních jednotkách jsou pro svou konstrukci, velikost a charakteristiky ventilátorů nejpoužívanější nízkotlaké radiální ventilátory.

Průtok dopravovaného vzduchu je možno regulovat především škrcením, nebo změnou otáček ventilátoru.

Při regulaci škrcením (obr.9) dochází ke zvýšení tlakových ztrát, tedy i energetických ztrát.

Energetická ztráta škrcením:

$$\Delta E_z = \frac{V_2 \cdot (\Delta p_{v2} - \Delta p_{v2}')}{\eta_{C2}} \quad (J)$$

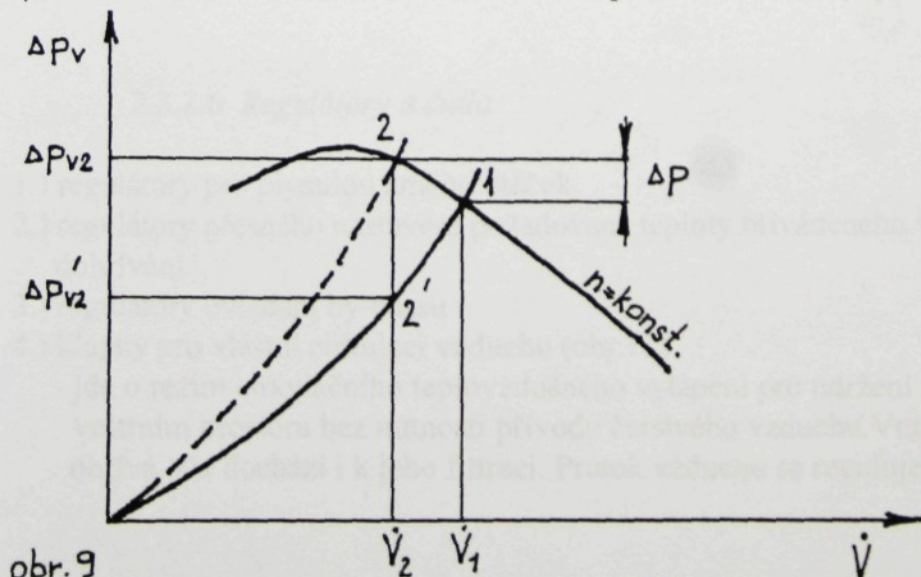
V_2 - zmenšený průtok ($m^3 \cdot s^{-1}$)

Δp_{v2} - dopravní tlak ventilátoru při škrcení (Pa)

$\Delta p_{v2}'$ - dopravní tlak ventilátoru, který by stačil při průtoku k překonání odporů podle původní charakteristiky sítě (Pa)

Δp - tlaková ztráta (Pa)

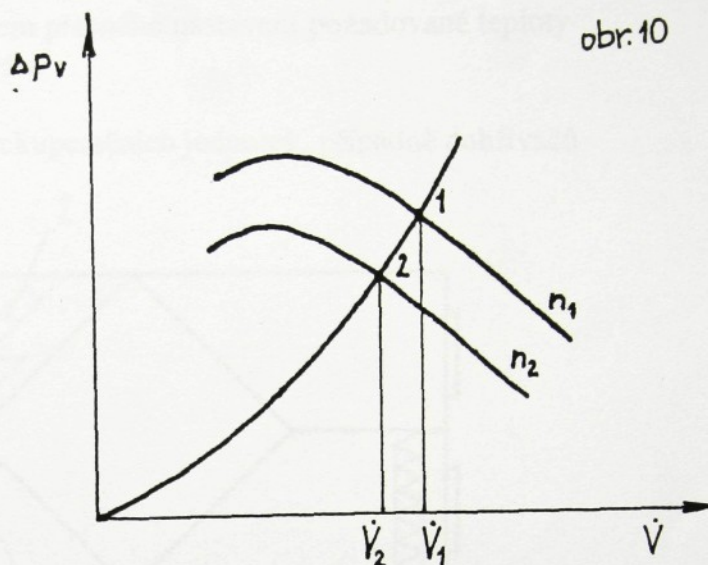
η_{C2} - celková účinnost ventilátoru v novém pracovním bodě (-)



Změnou otáček (obr.10) se změní charakteristika ventilátoru. Ventilátor, který je dobře navržen, pracuje trvale při nejvyšší možné účinnosti, změnou otáček a tím i pracovního bodu bude účinnost zpravidla nižší.

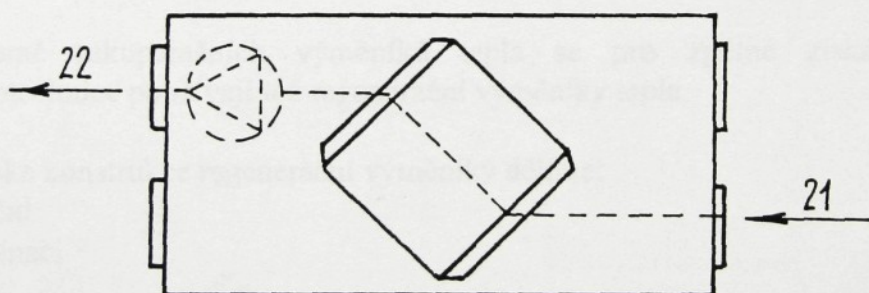
Změna příkonu při změně otáček:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \quad (-)$$



2.3.2.5 Zařízení pro obtok přiváděného vzduchu (BY - PASS)

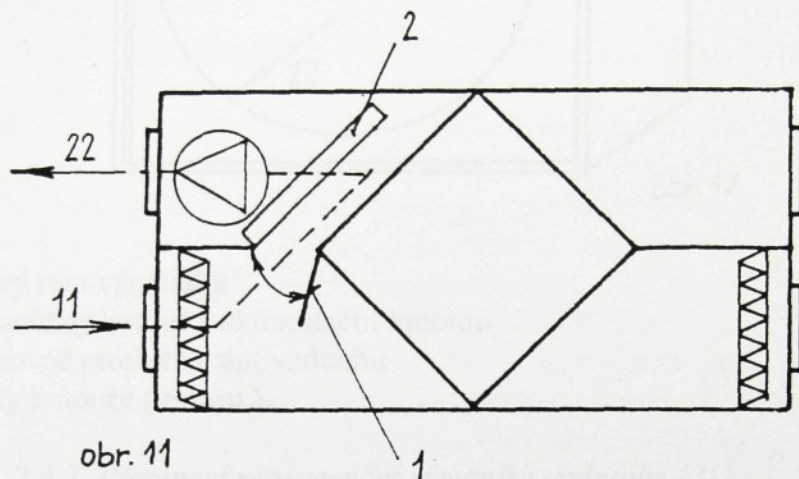
Je to přídavné zařízení pevně připojené k rekuperačním jednotkám. Používá se pro přívod externího vzduchu v letním období mimo rekuperační výměník jednotky.



2.3.2.6 Regulátory a čidla

- 1.) regulátory pro plynulou změnu otáček
- 2.) regulátory přesného nastavení požadované teploty přiváděného vzduchu pro dohřívání
- 3.) regulátory ovládání by-passu
- 4.) klapky pro vlastní cirkulaci vzduchu (obr.11)
 - jde o režim cirkulačního teplovzdušného vytápění pro udržení teploty vzduchu ve vnitřním prostoru bez nutnosti přívodu čerstvého vzduchu. Vnitřní vzduch se nejen ohřívá, ale dochází i k jeho filtraci. Průtok vzduchu se reguluje pomocí klapky.

- 5.) čidlo kvality vzduchu
 - zajišťuje plynulé ovládání otáček ventilátoru v závislosti na okamžité koncentraci škodlivin ve vzduchu
- 6.) čidlo teploty v potrubí
 - pracuje v součinnosti s regulátorem přesného nastavení požadované teploty přiváděného vzduchu pro dohřívání
- 7.) digitální spínací hodiny
 - jsou určeny pro časové spínání rekuperačních jednotek, případně dohříváčů



1. regulační klapka
2. dohříváč vzduchu

2.4 Regenerační výměníky

Kromě rekuperačních výměníků tepla se pro zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice používají též regenerační výměníky tepla.

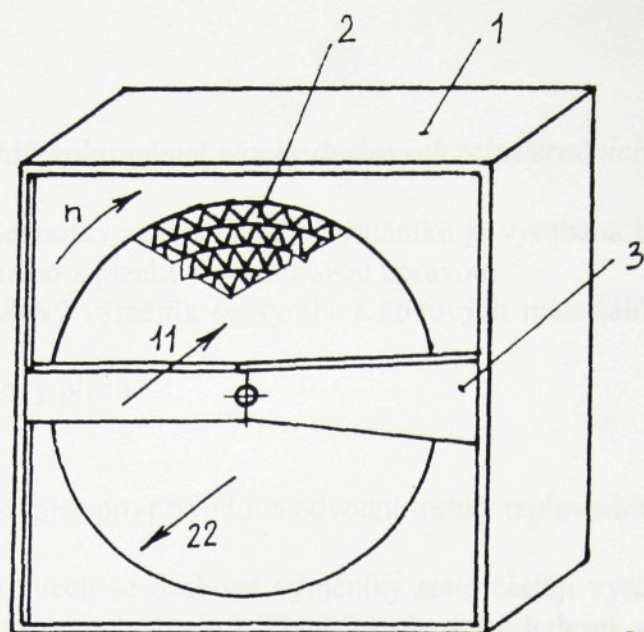
Z hlediska konstrukce regenerační výměníky dělíme:

- rotační
- přepínací

2.4.1 Rotační regenerační výměníky tepla (obr.12)

V ocelovém rámu se otáčí kotouč. Je vyplněn akumulací hmotou, kterou protéká vzduch. Akumulační hmota je vytvořena ve formě válcovitého rotoru s kanálky vytvořenými skládáním rovného a vlnitého plechu.

Jednou polovinou (horní nebo spodní) protéká vzduch přiváděný, druhou odváděný v protiproudém uspořádání. Otáčky teplosměnného kotouče jsou asi 10 až 20 krát za minutu.

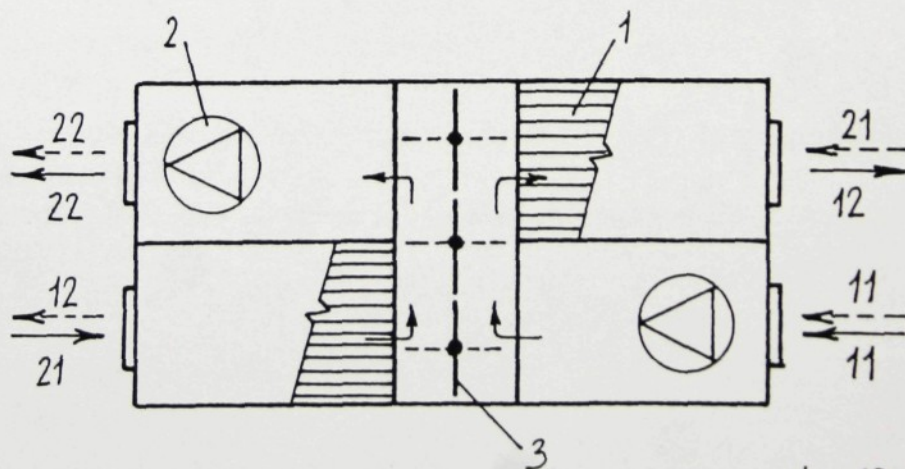


obr. 12

- 1. ocelový rám výměníku
- 2. teplosměnný kotouč s akumulací hmotou
- 3. zamezovač promíchávání vzduchu
- n - otáčky kotouče (rotoru)

2.4.2 Přepínací regenerační výměníky tepla (obr. 13)

Teplosměnná plocha výměníku je ve stálé poloze, přepínají se proudy vzduchu. Teplosměnné plochy jsou podobného druhu jako u výměníků rotačních. Jeden cyklus bývá v rozsahu 40 až 100 s.



obr. 13

- 2. ventilátory
- 3. usměrňovací díly (klapky)
- 1. výměník s akumulací hmotou

2.5 Materiál teplosměnné plochy deskových rekuperačních výměníků

Většina částí jednotky rekuperačního výměníku je vyrobena buď z pozinkovaného ocelového plechu, nebo z plechu s povrchovou úpravou.

Samotný deskový výměník se vyrábí z kovových materiálů s vysokou tepelnou vodivostí :

- pozinkovaný ocelový plech
- hliníkový plech
- měděný plech atd.

Měď se používá spíše pro přívodní a odvodní trubky teplovodního ohřívače.

V posledních letech se deskové výměníky stále častěji vyrábějí z retardovaných plastů HPS (houževnatý polystyrén). Tloušťky plastických desek se pohybují od 0,2 do 0,4 mm, proto i při nízké hodnotě součinitele tepelné vodivosti λ zvýšení tepelného odporu vůči např. hliníkovým deskám je zanedbatelné. Také drsnost plastických desek je menší než u kovových materiálů.

Výhodou desek z plastů je jejich velmi nízká hmotnost i cena. Nevýhodou je při proudění vytváření elektrostatického pole. Tím může docházet k usazování nečistot uvnitř výměníku, které by zvyšovalo tepelný odpor a snižovalo termickou účinnost výměníku, proto se musí před výměníkem instalovat elektrostatický filtr.

3. Sdílení tepla

3.1. Sdílení tepla vedením (kondukce)

Časově stálé vedení tepla :

Představuje pohyb tepla v důsledku konečného rozdílu teploty, který se v čase nemění, teplotní pole je časově stálé.

Izotermická plocha je plocha jejíž body mají stejnou teplotu.

Fourierův zákon:

Vyjadřuje množství tepla, které projde izotermickou plochou A za čas τ v důsledku teplotního spádu na izotermické ploše.

$$Q = -\lambda \cdot \text{grad}T \cdot A \cdot \tau \quad (J)$$

$$\text{grad}T = \frac{dT}{dn} = \nabla T \quad (K \cdot m^{-1})$$

$\text{grad}T$:

Maximální vyrůst teploty ve směru normály k izotermické ploše.

$-\text{grad}T$:

Teplotní spád, neboli maximální pokles teploty ve směru normály k izotermické ploše.

Hustota tepelného toku pro jednotkovou plochu a jednotkový čas

$$\dot{q} = \frac{Q}{A \cdot \tau} = -\lambda \cdot \text{grad}T = -\lambda \cdot \nabla T \quad (W \cdot m^{-2})$$

λ - tepelná vodivost hmoty, která vyjadřuje schopnost hmoty vést teplo. U plynné fáze se mění s teplotou a tlakem.

Závislost tepelné vodivosti na teplotě je vyjádřena rovnicí:

$$\lambda_t = \lambda_0 (1 \pm A \cdot t \pm B \cdot t^2 \pm \dots) \quad (W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$$

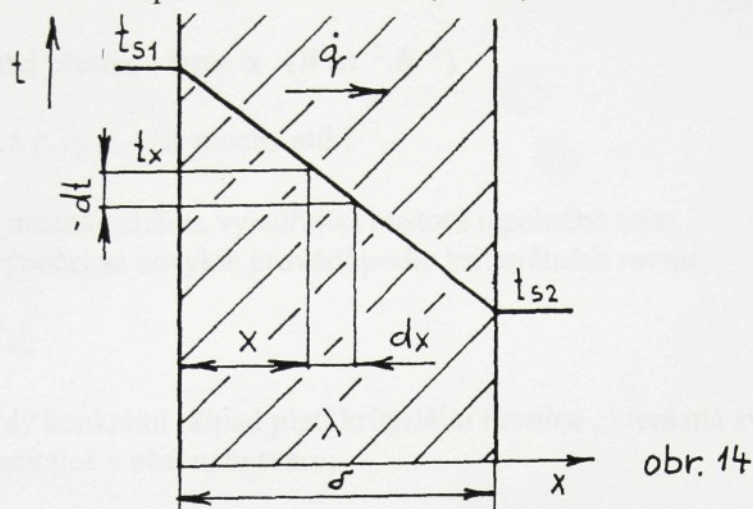
λ_0 - tepelná vodivost při teplotě $0^\circ C$

$\pm$ - vyjadřuje, jestli tepelná vodivost s teplotou roste nebo klesá

Střední hodnota tepelné vodivosti v rozsahu teplot :

$$\bar{\lambda} = \frac{1}{t_1 - t_2} \int \lambda_t \cdot dt$$

Časově stálé vedení tepla rovinnou stěnou (obr.14) :



Pokud je tepelná vodivost λ konstantní, nebo známe její střední hodnotu, tak pro časově stálé teplotní pole z Fourierova zákona vyplýne :

$$-dt = \frac{\dot{q}}{\lambda} dx$$

$$t_x = t_{s1} - \frac{\dot{q}}{\lambda} \cdot x = t_{s1} - \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\delta} \cdot x \quad (^\circ\text{C})$$

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\frac{\delta}{\lambda}} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2})$$

$\lambda\delta^{-1}$ – značí tepelnou propustnost

$\delta\lambda^{-1}$ – značí tepelný odpor rovinné stěny o tloušťce δ

$$\dot{Q} = q \cdot A = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \cdot A \quad (\text{W})$$

A plocha sdílení (m^2)

3.2 Sdílení tepla prouděním (konvekce)

Rozeznáváme proudění volné a proudění nucené.

Volné proudění je proudění samovolné a vzniká působením tíhových sil. Hnací silou jsou různé lokální hustoty tekutiny v prostoru.

Nucené proudění je v plynech vyvoláno tlakovými silami, většinou ventilátorem nebo kompresorem.

Proudění je buď laminární nebo turbulentní.

Sdílení tepla konvekcí závisí na :

- tvary teplosměnné plochy a jakosti jejího povrchu
- termokinetických veličinách tekutiny, které se s teplotou mění (ρ, λ, c_p, ν)
- rychlosti proudění w

3.2.1 Přestup tepla

Součinitel přestupu tepla α ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

$$\alpha = f(w, t, \rho, c_p, \lambda, \text{tvar plochy atd.})$$

Je to pomocná veličina vyjadřující hustotu tepelného toku.
Praktický výpočet se obvykle provádí podle kritériálních rovnic

zjištění α :

Pro každý konkrétní případ platí kritériální rovnice, která má své meze platnosti.
Kritériální rovnice v obecném tvaru:

$$\bar{N}_u = f(Re, Pr)$$

Pro dané proudění vyjádříme číselné hodnoty podobnostních kritérií a určíme číselnou hodnotu Nusseltova kritéria.

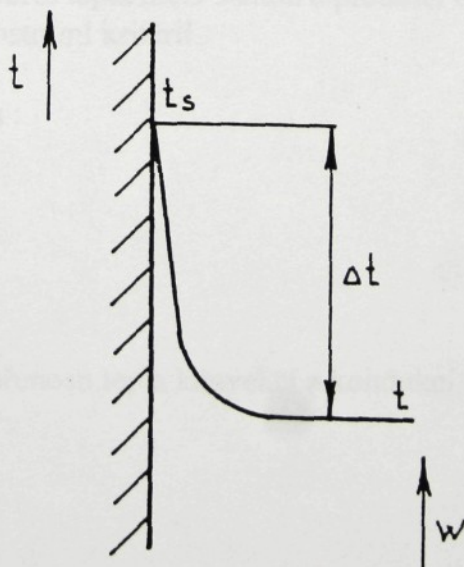
$$N_u = \frac{\alpha \cdot d_{ch}}{\lambda}$$

Z této rovnice vyjádříme α , protože již známe číselnou hodnotu Nusseltova kritéria.

$$\alpha = \bar{N}_u \cdot \frac{\lambda}{d_{ch}}$$

$$d_{ch} = \frac{4 \cdot A}{O}$$

Newtonův zákon :



t	teplota tekutiny	($^{\circ}C$)
t_s	teplota plochy	($^{\circ}C$)
Δt	rozdíl teplot	($^{\circ}C$), (K)
w	rychlost proudění tekutiny (směr proudění)	($m.s^{-1}$)

$$\dot{Q} = a \cdot (t_s - t) \cdot A \quad (W) \quad \text{nebo} \quad Q = a \cdot (t_s - t) \cdot A \cdot \tau \quad (J)$$

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = a \cdot (t_s - t)$$

z toho plyne :

$$a = \frac{\dot{q}}{t_s - t} = \frac{\dot{Q}}{(t_s - t) \cdot A}$$

3.2.2 Podobnostní čísla

1) Hydrodynamická podobnost

Hydrodynamická kritéria :

a) Reynoldsova

- je určující kritérium pro nucené proudění tekutiny

$$Re = \frac{w \cdot d_{ch}}{\nu}$$

- vyjadřuje podobnost setrvačných sil a sil třecích v proudící tekutině

Ostatní hydrodynamická kritéria v případě přenosu tepla v plynech nejsou podstatná .

2) Termokinetická podobnost

- je to podobnost transportu tepla mezi stěnou a proudící tekutinou a je určena termokinetickými podobnostními kritérii.

Termokinetická kritéria :

a) kritérium Nusseltovo

$$Nu = \frac{a \cdot d_{ch}}{\lambda}$$

- vyjadřuje podobnost přenosu tepla konvekcí a kondukcí v termokinetické mezní vrstvě tekutiny.

b) kritérium Biotovo

$$Bi = \frac{a \cdot d_{ch}}{\lambda_s}$$

Je to kritérium okrajové podobnosti při sdílení tepla mezi tuhým tělesem a tekutinou. Vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí tekutiny a kondukcí stěny.

c) kritérium Prandtlovo

$$P_r = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \varrho \cdot \nu}{\lambda}$$

- vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla

d) kritérium Pécletovo

$$P_e = P_r \cdot Re = \frac{w \cdot d_{ch}}{a} = \frac{w \cdot d_{ch} \cdot c_p \cdot \varrho}{\lambda}$$

- vyjadřuje podobnost sdílení tepla vedením a proudění tekutiny

e) kritérium Fouriérov

$$F_o = \frac{a \cdot \tau}{d_{ch}^2}$$

-vyjadřuje podobnost časových změn teplotních polí

f) Stantonovo kritérium

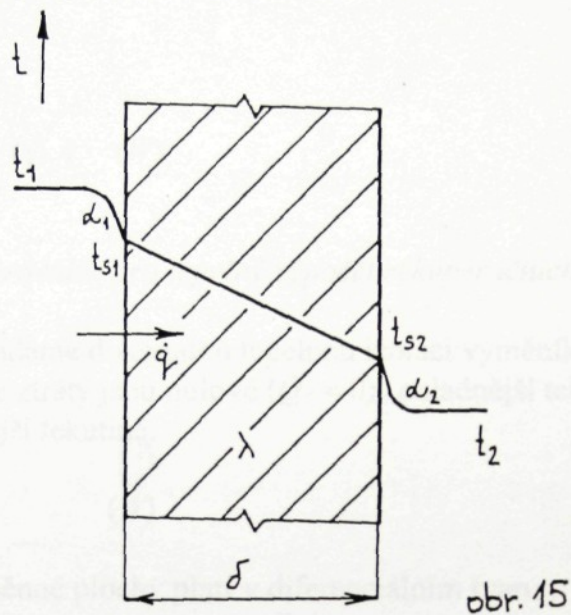
$$S_t = \frac{N_u}{P_e} = \frac{a}{c_p \cdot \varrho \cdot w}$$

-vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí při nuceném proudění tekutiny. Nahrazuje poměr Nusseltova a Pécletova čísla.

3.3 Prostup tepla

Prostupem tepla rozumíme kombinaci vedení tepla dělicí stěnou s přestupem tepla z tekutiny na straně jedné a přestupem tepla ze stěny do tekutiny na straně druhé.

Stacionární prostup tepla rovinnou stěnou (obr.15)



z rovnosti tepelných toků přestupem tepla do a ze stěny plyne:

$$t_1 - t_{s1} = \dot{q} \cdot \frac{1}{a_1}$$

$$t_{s2} - t_2 = \dot{q} \cdot \frac{1}{a_2}$$

a tepelného toku vedením

$$t_{s1} - t_{s2} = \dot{q} \cdot \frac{\delta}{\lambda}$$

po sečtení těchto tří rovnic se vyruší neznámé veličiny t_{s1}, t_{s2}

Tepelný tok prostupem tepla rovinnou stěnou :

$$\dot{q} = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}}$$

zde se zavádí součinitel prostupu tepla rovinnou stěnou k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}} \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

tepelný tok:

$$\dot{q} = k \cdot (t_1 - t_2)$$

celkový tepelný tok:

$$\dot{Q} = q \cdot A = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot A \quad (W)$$

3.4 Výchozí rovnice pro tepelný výpočet rekuperačních výměníků

Pokud předpokládáme dokonalou tepelnou izolaci výměníku vůči okolí, to znamená, že tepelné ztráty jsou nulové ($\dot{Q}_z = 0$), chladnější tekutina převezme všechno odebrané teplo teplejší tekutině:

$$|\dot{Q}_1| = \dot{Q}_2 = \dot{Q} \quad (W)$$

pro element teplosměnné plochy platí v diferenciálním tvaru :

$$|d\dot{Q}_1| = d\dot{Q}_2 = d\dot{Q}$$

Rovnice tepelné bilance :

jelikož platí zákon zachování energie, musí platit :

$$\dot{Q} = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

$t_{11} \dots t_{22}$ - vstupní a výstupní teploty chladnější a teplejší tekutiny

Rovnice pro prostup tepla :

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t$$

$\Delta t \dots$ střední teplotní rozdíl

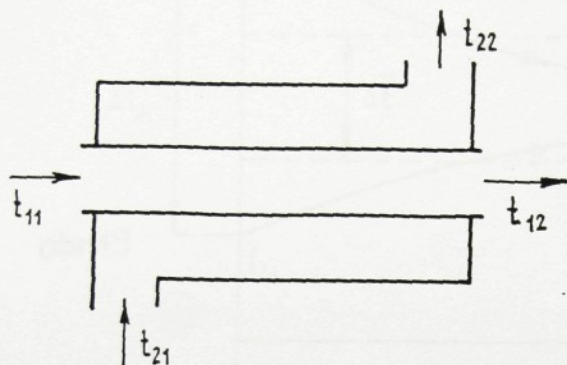
Při průtoku tekutiny výměníkem dochází k plynulé změně teploty podél plochy výměny tepla.

Křivka tohoto průběhu je ve skutečnosti křivkou logaritmickou.

Základní princip práce rekuperačních výměníků :
Základní rozdělení:

1. Souproudý výměník (obr. 16)

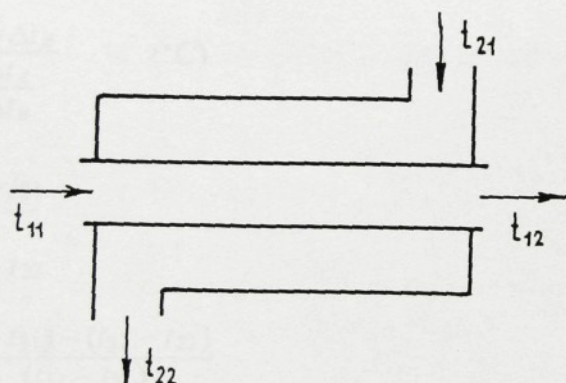
- v souproudém výměníku proudí obě tekutiny podél teplosměnné plochy stejným směrem.



obr. 16

2. Protiproudý výměník (obr. 17)

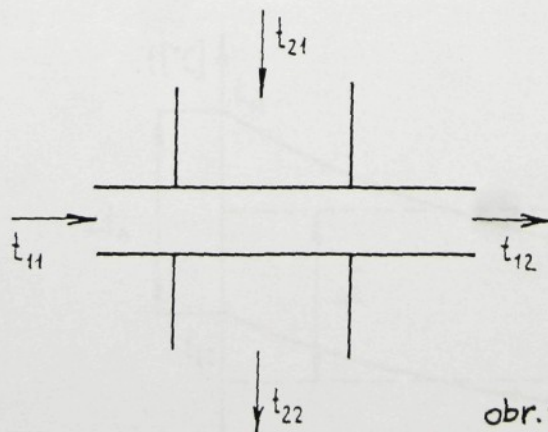
- v protiproudém výměníku proudí obě tekutiny vůči sobě opačným směrem.



obr. 17

3. Křížový výměník (obr. 18)

- v křížovém výměníku jsou proudy tekutiny, čili vektory jejich rychlostí navzájem kolmé.



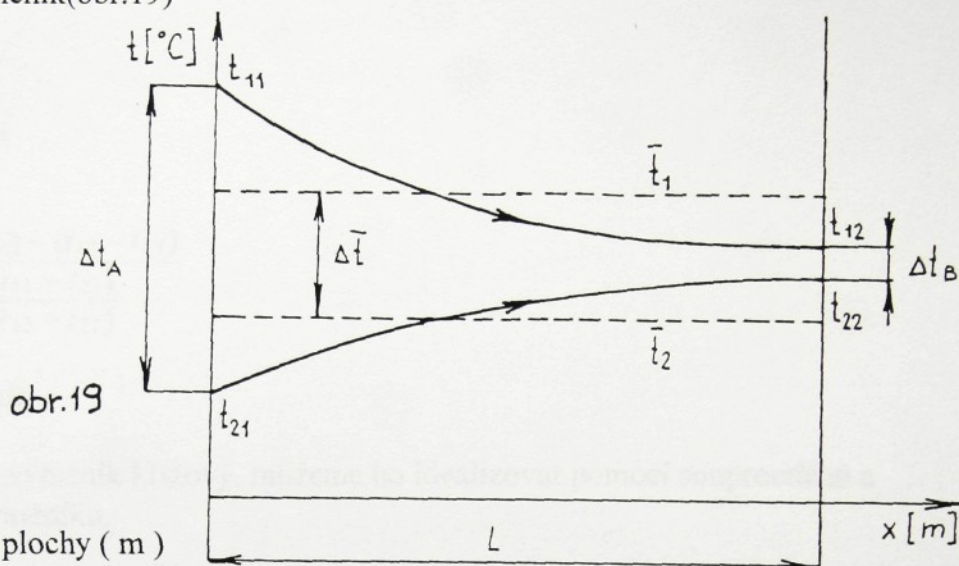
obr. 18

4. Ostatní výměníky

- mezi ostatními typy jsou zastoupeny výměníky šikmé, nebo kombinace prvních tří typů.

3.4.1 Určení středního logaritmického teplotního rozdílu

1. Souproudý výměník (obr.19)



střední logaritmický teplotní rozdíl teplejší a chladnější tekutiny Δt je dán rovnicí:

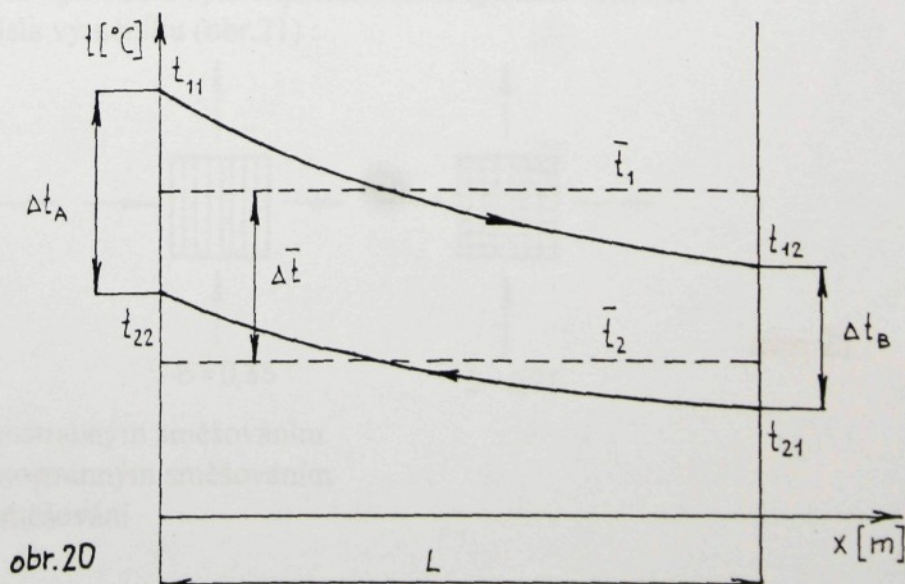
$$\Delta t = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\Delta t_A = t_{11} - t_{21}$$

$$\Delta t_B = t_{12} - t_{22}$$

$$\Delta t = \frac{(t_{11} - t_{21}) - (t_{12} - t_{22})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{21})}{(t_{12} - t_{22})}}$$

2. Protiproudý výměník (obr.20)



$$\Delta t = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}}$$

$$\Delta t_A = t_{11} - t_{22}$$

$$\Delta t_B = t_{12} - t_{21}$$

$$\Delta t = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{21})}}$$

3. Křížový výměník

Pokud máme výměník křížový, můžeme ho idealizovat pomocí souproudého a protiproudého výměníku.

Účinnost jakéhokoliv výměníku je mezi účinnostmi výměníku souproudého a protiproudého.

Poloha výměníku je dána charakteristickým číslem výměníku B , které je definováno:

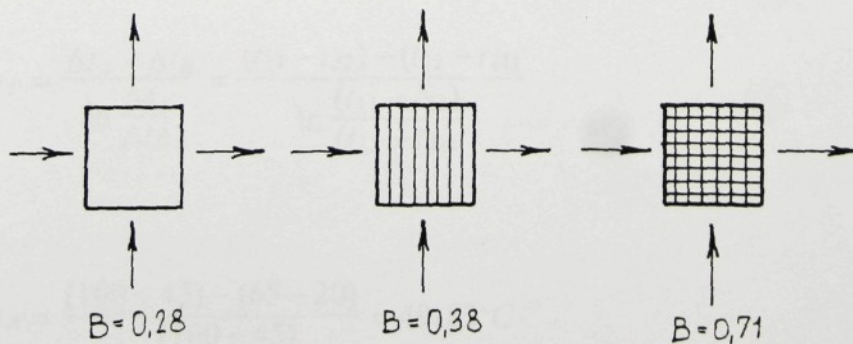
$$B = \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_S)}{(\dot{Q}_P - \dot{Q}_S)} \quad (-)$$

$\dot{Q}$, $\dot{Q}_P$, $\dot{Q}_S$ jsou tepelné výkony daného výměníku, souproudého a protiproudého výměníku za jinak stejných podmínek (v, μ, t)

$B = 0$ - výměník souproudý

$B = 1$ - výměník protiproudý

Pro typy křížových výměníků bylo experimentálně zjištěna velikost charakteristického čísla výměníku (obr.21):



obr. 21

- a) výměník s oboustranným směřováním
- b) výměník s jednostranným směřováním
- c) výměník bez směřování

protože dimenzování výměníků provádíme pomocí Δt

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t$$

pro Δt jednoduchého souproudého nebo protiproudého výměníku platí rovnice:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}}$$

pro výměník obecného tvaru (např. křížový) :

$$\Delta t = \Delta t_S + B \cdot (\Delta t_P - \Delta t_S)$$

Δt_S - střední teplotní rozdíl pro souproud

Δt_P - střední teplotní rozdíl pro protiproud

B -jakostní součinitel daného (obecného) výměníku

Jednoduchý případ výpočtu střední teploty křížového výměníku
známe teploty na vstupu a výstupu :

$$t_{11} = 100^\circ C$$

$$t_{12} = 65^\circ C$$

$$t_{21} = 20^\circ C$$

$$t_{22} = 45^\circ C$$

máme určit Δt pro křížový výměník typ

$$B=0,71$$

$$\Delta t_S = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}} = \frac{(t_{11} - t_{21}) - (t_{12} - t_{22})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{21})}{(t_{12} - t_{22})}}$$

$$\Delta t_S = \frac{(100 - 20) - (65 - 45)}{\ln \frac{(100 - 20)}{(65 - 45)}} = 43,28^\circ C$$

$$\Delta t_P = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{21})}}$$

$$\Delta t_P = \frac{(100 - 45) - (65 - 20)}{\ln \frac{(100 - 45)}{(65 - 20)}} = 49,83^\circ C$$

výsledné Δt bude mít hodnotu $\Delta t_S < \Delta t < \Delta t_P$

$$\Delta t = \Delta t_S + B.(\Delta t_P - \Delta t_S)$$

$$\Delta t = 43,28 + 0,71.(49,83 - 43,28) = 47,93^\circ\text{C}$$

3.4.2 Porovnání průběhu teplot souproudého a protiproudého výměníku

Průběh teplot obou tekutin závisí na vzájemné velikosti tepelných kapacit obou proudů C_1, C_2

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$$

$$\dot{C}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$$

U protiproudého výměníku platí:

$$\dot{C}_1 < \dot{C}_2$$

-průběh teplot je zdola konkávní

$$\dot{C}_1 > \dot{C}_2$$

-průběh teplot je zdola konvexní

$$\dot{C}_1 = \dot{C}_2$$

V tomto případě je teplotní spád podél plochy výměníku konstantní, je tedy zároveň středním logaritmickým teplotním spádem.

I když je pro souproudý i protiproudý výměník stejná čtveřice teplot, hodnota středního teplotního spádu je pro oba typy různá a to vždy.

$$(\Delta t)_P > (\Delta t)_S$$

Rozdíl středních teplotních spádů je tedy nejvyšší pokud se tepelné kapacity proudů rovnají.

$$\dot{Q} = k.A.\Delta t$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{k.\Delta t}$$

a protože $(\Delta t)_P > (\Delta t)_S$

tak $A_P < A_S$

$$L_P < L_S$$

pro stejný tepelný výkon a součinitel prostupu tepla k .

3.4.3 Termická účinnost rekuperačních výměníků

Pokud zanedbáme tepelné ztráty výměníku do okolí, pak tepelný tok převedený ve výměníku je určen vztahy:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

pokud $\dot{m}_1 \cdot c_{p1} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$ pak maximální tepelný tok $\dot{Q}_{\max}$ je určen vztahem :

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{21})$$

termická účinnost výměníku η_t :

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

z toho plyne, že pro tepelný tok:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\max} \cdot \eta_t \quad \Rightarrow \quad \dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{21}) \cdot \eta_t$$

Termická účinnost charakterizuje efektivnost transportního pochodu ve výměníku.

4. Výpočet tlakových ztrát

1.) Tlakové ztráty třením v kruhovém potrubí

tlaková ztráta :
$$p_z = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{w^2}{2}$$

l - délka potrubí (m)

d - průměr potrubí (m)

λ - součinitel tření (-)

w - rychlost proudění v potrubí ($m \cdot s^{-1}$)

ζ - ztrátový součinitel (-)

pro laminární proudění : $Re < 2320$
$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

pro turbulentní proudění podle Blasia : $2320 < Re < 8 \cdot 10^4$
$$\lambda = \frac{0,184}{\sqrt[5]{Re}}$$

2.) Tlakové ztráty v kanále (nekruhový profil)

pro laminární proudění : $\lambda = \frac{K_1}{Re}$ K_1 - zjišťuje se v tabulkách podle poměru stran průřezu kanálu

3.) Tlakové ztráty vlivem změny průřezu (zúžení průřezu)

$$\zeta = 1 - \frac{A_2}{A_1} \quad A_2 - \text{zúžený průřez (m}^2\text{)}$$

4.) Tlakové ztráty změnou průřezu (rozšíření průřezu)

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad A_2 - \text{rozšířený průřez (m}^2\text{)}$$

5.) Tlakové ztráty zakřiveného potrubí

pro oblouk kruhového potrubí : $\zeta = a \cdot b$ $a = f\left(\frac{R}{d}\right)$ $b = f(\varphi)$

$\left(\frac{R}{d}\right)$ - poměrná křivost

φ - úhel zakřivení ($^\circ$)

R - poloměr křivosti (m)

d - průměr potrubí (m)

pro $\varphi = 90^\circ \Rightarrow b = 0,32$

$$\Rightarrow \zeta = 0,256$$

pro $\left(\frac{R}{d}\right) = 1 \Rightarrow a = 0,8$

5. VÝPOČTOVÉ METODY REKUPERÁTORU

Při výpočtu výměníku tepla se řeší dvě základní úlohy.

- Návrhový výpočet teplosměnné plochy v závislosti na hmotnostním průtoku, vstupní a výstupní teplotě teplosměnných médií. Musí být dodržena přípustná tlaková ztráta v obou prouděch.
- Výpočet výstupních teplot u výměníku s daným konstrukčním uspořádáním a velikostí teplosměnné plochy, hodnot hmotnostních průtoků a vstupních teplot teplosměnných médií.

5.1 Návrhový výpočet rekuperátoru

Ze základních parametrů známe, nebo zvolíme pět parametrů.

Základní parametry : $\dot{m}_{1,2}; t_{11}; t_{12}; t_{21}; t_{22}; \dot{Q}; \eta_t$

Z těchto parametrů dopočítáme ostatní včetně teplosměnné plochy A.

Zadané parametry : $\dot{m}_{1,2}; t_{11}; t_{21}; \eta_t$
 $c_{p1,2}; \rho_{v1,2}; \delta; \lambda_{v1,2}; \lambda; d_{ch}$

λ_v - součinitel tepelné vodivosti vzduchu ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

λ - součinitel tepelné vodivosti stěny ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

Tepelný výkon :

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

Z termické účinnosti :

$$\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \Rightarrow t_{22} = \eta_t \cdot (t_{11} - t_{21}) + t_{21}$$

$$t_{12} = t_{11} - \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}}$$

Objemový průtok :

$$\dot{m}_{1,2} = \dot{V} \cdot \rho_{v1,2} \Rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{m}_{1,2}}{\rho_{v1,2}}$$

Rychlost proudění :

$$w = \frac{\dot{V}}{A_k} \quad A_k - \text{průtočný průřez kanálku (m}^2\text{)}$$

Reynoldsovo číslo :

Prandtlovo číslo :

$$Re_{1,2} = \frac{w_{1,2} \cdot d_{ch}}{\nu_{v1,2}}$$

$$Pr = \frac{c_{p1,2} \cdot \rho_{v1,2} \cdot \nu_{v1,2}}{\lambda_{v1,2}}$$

Nusseltovo číslo :

$$\bar{N}_u = f(Re; Pr)$$

Součinitel přestupu tepla :

$$N_u = \frac{a_{1,2} \cdot d_{ch}}{\lambda_{v1,2}} \Rightarrow a_{1,2} = \frac{\bar{N}_{u1,2} \cdot \lambda_{v1,2}}{d_{ch}}$$

Součinitel prostupu tepla :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}}$$

Střední teplota :

$$\Delta t = f(t_{11}; t_{12}; t_{21}; t_{22}; \text{typu proudění})$$

Teplosměnná plocha :

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t}$$

5.2 Výpočet konstrukčně daného rekuperátoru

Ze zadaných parametrů určíme hodnoty ostatních veličin, včetně termické účinnosti.

Zadané parametry : $\dot{m}_{1,2}; A; t_{11}; t_{21}$

$c_{p1,2}; \rho_{v1,2}; \delta; \lambda_{v1,2}; \lambda; d_{ch}$

Objemový průtok :

$$\dot{m}_{1,2} = \dot{V} \cdot \rho_{v1,2} \Rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{m}_{1,2}}{\rho_{v1,2}}$$

Rychlost proudění :

$$w = \frac{\dot{V}}{A_k}$$

Reynoldsovo číslo :

$$Re_{1,2} = \frac{w_{1,2} \cdot d_{ch}}{v_{v1,2}}$$

Prandtlovo číslo :

$$Pr_{1,2} = \frac{c_{p1,2} \cdot \rho_{v1,2} \cdot v_{v1,2}}{\lambda_{v1,2}}$$

Nusseltovo číslo :

$$\bar{N}_u = f(Re; Pr)$$

Součinitel přestupu tepla :

$$N_u = \frac{a_{1,2} \cdot d_{ch}}{\lambda_{v1,2}} \Rightarrow a_{1,2} = \frac{\bar{N}_u \cdot \lambda_{v1,2}}{d_{ch}}$$

Součinitel prostupu tepla :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}}$$

Termická účinnost :

$$\eta_t = \frac{2}{1 + \sigma + z \cdot \cotgh \frac{k \cdot A}{2 \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1}} \cdot z} \quad \text{pokud platí : } \sigma = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} \leq 1$$

$$z = \sqrt{(1 + \sigma)^2 - 4 \cdot p_p \cdot \sigma} \quad p_p - \text{index protiproudnosti}$$

$$\text{substituce : } \frac{k \cdot A}{2 \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1}} \cdot z = x \quad \cotgh x = \frac{\exp(x) + \exp(-x)}{\exp(x) - \exp(-x)}$$

Teplota t_{22} :

$$\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \Rightarrow t_{22} = \eta_t \cdot (t_{11} - t_{21}) + t_{21}$$

Tepelný výkon :

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

Teplota t_{12} :

$$\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = \dot{Q}$$

$$\Rightarrow t_{12} = t_{11} - \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p2} (t_{22} - t_{21})}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}}$$

6. Ekonomie zařízení pro zpětné využití tepla

U navrhovaného zařízení pro zpětné získávání tepla je třeba provést rozbor, zda navrhované zařízení se v předpokládaném provozním režimu vyplatí. Tedy, aby nedošlo k situaci, kdy náklady na šetření jsou větší než cena ušetřené energie.

Případ, kdy se zařízení cenově nevyplatí může teoreticky nastat, když je:

- 1.) Vysoká cena zařízení a ostatních nákladů
- 2.) Malé časové využití zařízení
- 3.) Nízká životnost zařízení
- 4.) Nízká cena energií, tedy cena elektrické energie a tepla

V dnešní době, při neustálém zdražování všech druhů energií je bod 4. Bezpředmětný.

Cena tepla a elektrické energie má rozhodující vliv, zda se navrhované zařízení vyplatí.

Obecný vztah pro hodnocení alternativního návrhu:

$$E_P = K_T - (K_E + K_O + K_P) = \max.$$

$$E_P \dots (\text{Kč/rok})$$

průměrný roční porovnáací efekt posuzované alternativy

$$K_T \dots (\text{Kč/rok})$$

průměrné roční zisky z ušetřeného tepla

$$K_E \dots (\text{Kč/rok})$$

průměrné roční vícenáklady na pohon zařízení, spojené se zpětným získáváním tepla (ventilátory).

$$K_O \dots (\text{Kč/rok})$$

roční amortizace zařízení

jsou to jednorázové náklady spojené s realizací zařízení přepočtené na rok.

$$K_P \dots (\text{Kč/rok})$$

Průměrné roční náklady na zajištění provozu. Zde se částka musí odhadnout, zahrnuje převážně mzdy na údržbu, drobný materiál apod.

$$K_{T1} \dots (\text{Kč/rok})$$

získané teplo, tedy teplo, které bylo využito z odváděného vzduchu do vzduchu přiváděného.

$$K_{T1} = P_T \cdot Q_1$$

$$P_T \dots \text{cena tepla} \quad (\text{Kč/GJ})$$

$$Q_1 \dots \text{ušetřené teplo} \quad (\text{GJ/rok})$$

Ušetřené teplo:

$$Q_1 = \eta_1 \cdot \tau_2 \cdot \Delta t_1 \cdot \dot{C}_1 \cdot 10^{-9}$$

$$\dot{C}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \quad (W.K^{-1})$$

$\dot{C}_1$ tepelná kapacita průtoku ohřivaného vzduchu

η_1 termická účinnost zařízení pro zpětné získávání tepla

τ_2 počet hodin provozu zařízení pro zpětné získávání tepla

$$\eta_1 = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad \Delta t = t_{11} - t_{21} \quad (^\circ C)$$

t_{11} vnitřní teplota vzduchu (odváděného)

t_{21} vnější teplota vzduchu (přiváděného)

t_{22} teplota vzduchu po rekuperaci (přivedeného)

Teplo získané víceprací ventilátorů a případných dalších energetických zařízení, kromě ventilátoru na výstupu vzduchu, které je bez využití, z něhož teplo odchází do odváděného vzduchu :

$$K_{T2} = \frac{\dot{V}_1 \cdot \Delta p_1}{\eta_{v1}} \cdot \tau_2 \cdot P_T \cdot 10^{-6} \quad (Kč/MWh)$$

$\dot{V}_1$ přívod čerstvého vzduchu ($m^3 s^{-1}$)

Δp_1 tlaková ztráta zařízení pro zpětné získávání tepla na straně vstupu čerstvého vzduchu (Pa)

η_{v1} celková účinnost soustrojí motor - ventilátor na straně vstupu čerstvého vzduchu

– tato položka je však velmi malá a téměř zanedbatelná (–)

Vícenáklady na pohon ventilátorů :

$$K_{E1} = \left(\frac{\dot{V}_1 \cdot \Delta p_1}{\eta_{v1}} + \frac{\dot{V}_2 \cdot \Delta p_2}{\eta_{v2}} \right) \cdot \tau_1 \cdot P_{TE} \cdot 10^{-6} \quad (Kč/rok)$$

$\dot{V}_1, \dot{V}_2$ průtoky vzduchu přiváděného a odváděného ($m^3.s^{-1}$)

τ_1 počet hodin provozu zařízení za rok (h)

P_{TE} cena elektrického proudu (Kč/MWh)

Δp_2 tlaková ztráta zařízení na straně výstupu odpadního vzduchu (Pa)

η_{v2} celková účinnost soustrojí motor - ventilátor na straně výstupu odpadního vzduchu (–)

K_{E2}

Vícenáklady na pohon ostatních zařízení např. regulátorů, které můžeme zanedbat.

K_0

investiční náklady:

- a) cena projektu
- b) cena zařízení
- c) cena montáže a seřízení
- d) cena stavebních úprav
- e) cena zaškolení provozu

Vložené náklady jsou zúročovány sazbou p :

$$K_0 = K \cdot k_f$$

$$k_f = \frac{p(1+p)^T}{(1+p)^T - 1} = \frac{p}{1 - (1+p)^{-T}}$$

K náklady na realizaci zařízení

p úroková sazba

T roky životnosti zařízení

k_f umořovatel

U těchto zařízení se předpokládá doba životnosti 12÷15 let. Při dnešních cenových podmínkách by se investiční náklady neměly lišit od 2÷3 násobku ceny samotných výměníků.

U rovnice posuzující míru průměrného ročního porovnávacího efektu se může stát, že hodnota vyjde záporná. V tomto případě se zařízení nevyplatí, pokud jde pouze o ušetřené teplo. Pokud existuje nutnost nuceného větrání v uzavřeném prostoru a hodnota je záporná je nutné porovnat systém nuceného větrání s rekuperací se systémem nuceného větrání bez rekuperace a zjistit, které zařízení by bylo ekonomičtější instalovat.

Posuzovací rovnice:

$$(K_{EA} + K_{OA} + K_{PA}) - K_{TA} < (K_{EB} + K_{OB} + K_{PB})$$

K_{EB} průměrné roční vícenáklady na pohon zařízení bez rekuperace
(Kč/rok)

K_{OB} roční amortizace zařízení bez rekuperace
(Kč/rok)

K_{PB} průměrné roční náklady na zajištění provozu zařízení bez rekuperace
(Kč/rok)

$$K_{EB} = \left(\frac{\dot{V}_{1B} \cdot \Delta p_{1B}}{\eta_{V1B}} + \frac{\dot{V}_{2B} \cdot \Delta p_{2B}}{\eta_{V2B}} \right) \cdot \tau_1 \cdot P_{TE} \cdot 10^{-6}$$

platí, že $\Delta p_{1A} > \Delta p_{1B}$
 $\Delta p_{2A} > \Delta p_{2B}$

$$K_{OB} < K_{OA}$$
$$K_{PA} \sim K_{PB}$$

Levá strana nerovnice značí roční náklady na zařízení nuceného větrání s rekuperací. Pravá strana nerovnice značí roční náklady na zařízení nuceného větrání bez rekuperace.

Ušetřené teplo rekuperací K_{TA} a rozdílné náklady na zařízení nuceného větrání těchto dvou alternativ je rozhodujícím kritériem při volbě zařízení.

Grafické a matematické posouzení výhodnosti zpětného využití tepla (obr.22)
Cena realizace, tedy cena bez časové závislosti se skládá:

a) pro zařízení s rekuperací

- cena rekuperační výměňkové jednotky s příslušenstvím(např. vzduchotechnické rozvody)

- cena projektu
- cena montáže a seřízení
- cena stavebních úprav
- zaškolení provozu atd.

b) zařízení bez rekuperace

- cena ventilátorové jednotky s příslušenstvím(např. vzduchotechnické rozvody)
- cena projektu
- cena montáže a seřízení
- cena stavebních úprav
- zaškolení provozu atd.

Cena realizace:

s rekuperací $\Rightarrow K_A$
bez rekuperace $\Rightarrow K_B$

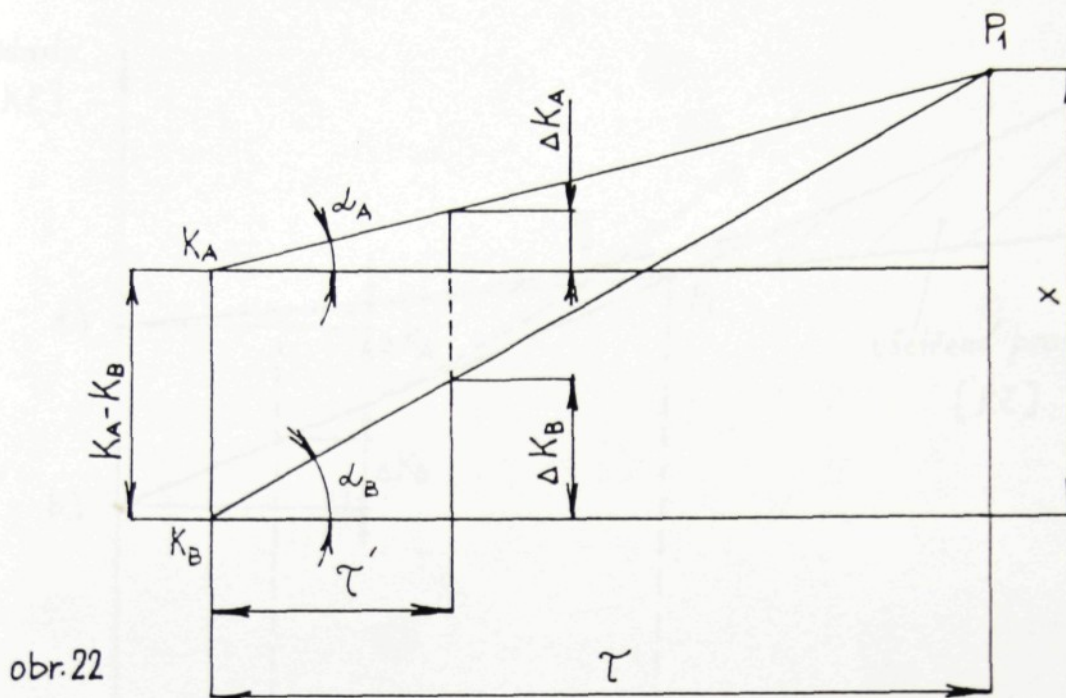
Ostatní náklady v čase :

a) s rekuperací $K_{EA} + K_{OA} + K_{PA} - K_{TA} = \Delta K_A$

b) bez rekuperace $K_{EB} + K_{OB} + K_{PB} = \Delta K_B$

Hodnoty $K_A, K_B, \Delta K_A, \Delta K_B$ jsou znázorněny v grafu (obr.23)

Matematické vyjádření bodu P_1 :



$$\operatorname{tg} \alpha_A = \frac{\Delta K_A}{\tau_R} = \frac{x - (K_A - K_B)}{\tau_P}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \frac{\Delta K_B}{\tau_R} = \frac{x}{\tau_P} \Rightarrow x = \frac{\Delta K_B \cdot \tau_P}{\tau_R}$$

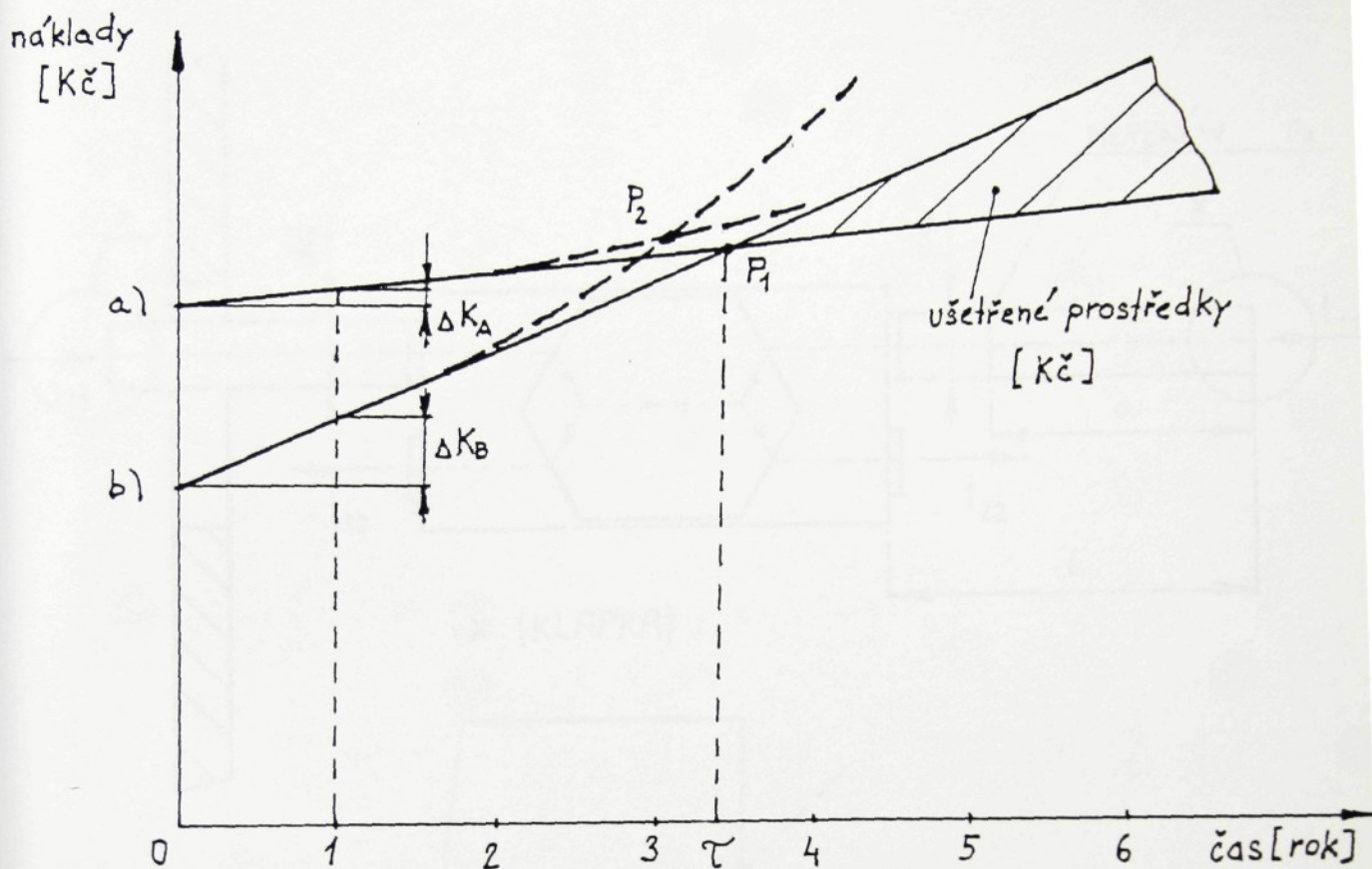
$$\frac{\Delta K_A}{\tau_R} = \frac{\frac{\Delta K_B \cdot \tau_P}{\tau_R} - (K_A - K_B)}{\tau_P}$$

(jestliže $\tau_R = 1 \text{ rok}$)

$$\Delta K_A \cdot \tau_P = \Delta K_B \cdot \tau_P - (K_A - K_B)$$

$$\Delta K_A \cdot \tau_P - \Delta K_B \cdot \tau_P = -(K_A - K_B)$$

$$\tau_P (\Delta K_B - \Delta K_A) = K_A - K_B$$



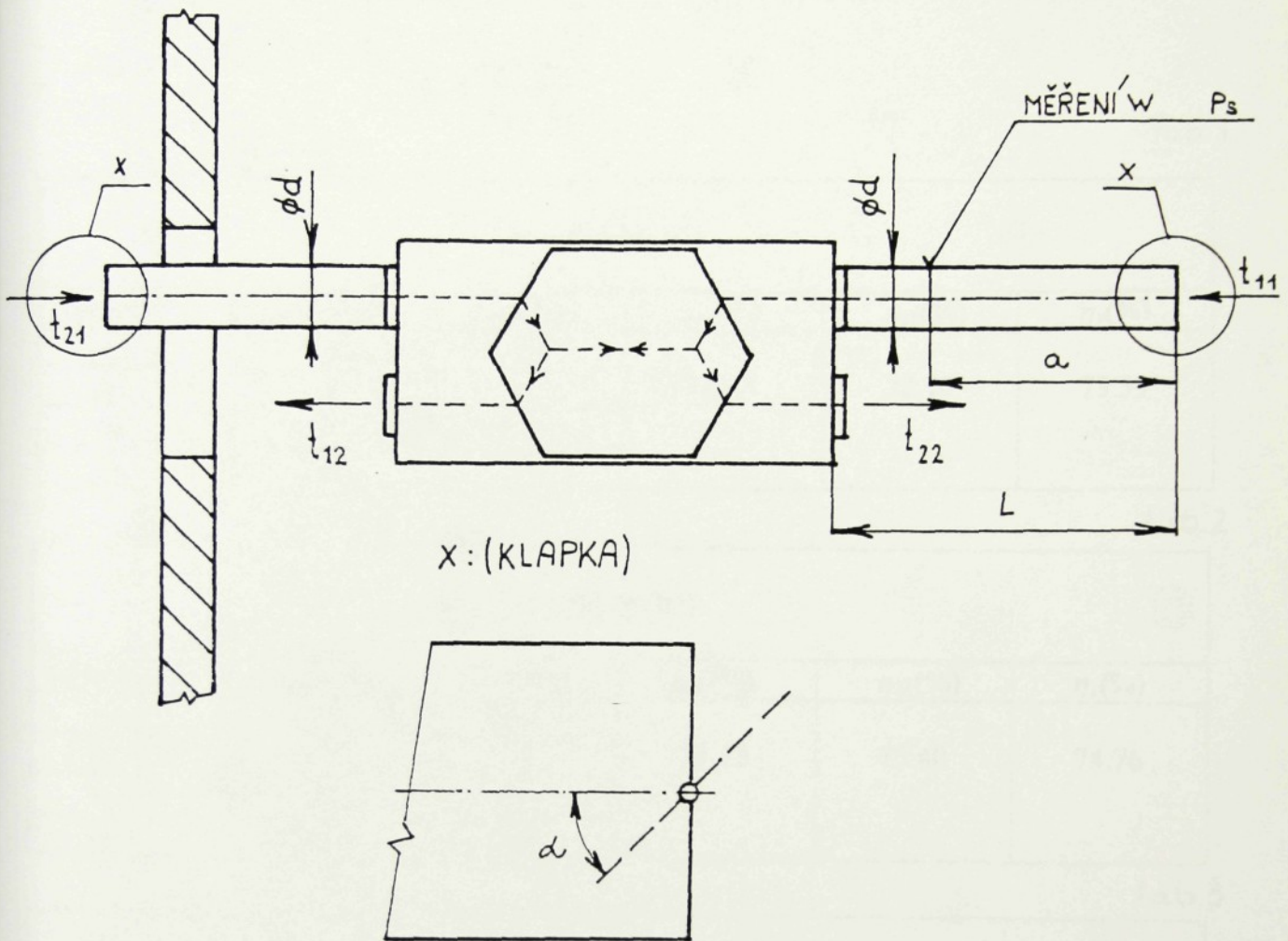
obr. 23

P_1v tomto bodě se v čase náklady obou variant vyrovnají

P_2v tomto bodě se v čase náklady obou variant vyrovnají, pokud počítáme s teoretickým hypotetickým nárůstem cen energií do budoucna

7. Experimentální měření

Schéma zapojení a měření :



Výměník tepla - DUPLEX 600

$a = 1300\text{mm}$

$l = 2000\text{mm}$

$\phi d = 200\text{mm}$

α úhel otevření klapky

Seznam měřících přístrojů :

1. Anemometr ALMEMO 2290 - 8
2. Termočlánek NI - NICR
3. Přístroj pro vyhodnocování tlaků AIRFLOW
4. Prandtlova trubice

1. Měření vstupních a výstupních teplot

Podle schématu v místech 11.....22 byly naměřeny teploty, z kterých je možno vypočítat hodnoty termické účinnosti v závislosti na objemovém průtoku výměníkem.

$$\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

tab. 1

V = 515 (m³h⁻¹)					
teploty (°C)	1.měření	2.měření	$\eta_{t1}(\%)$	$\eta_{t2}(\%)$	$\eta_t(\%)$
t_{11}	19.0	18.7	74.48	72.70	73.59
t_{12}	9.1	5.3			
t_{21}	4.1	-0.4			
t_{22}	15.3	13.5			

tab. 2

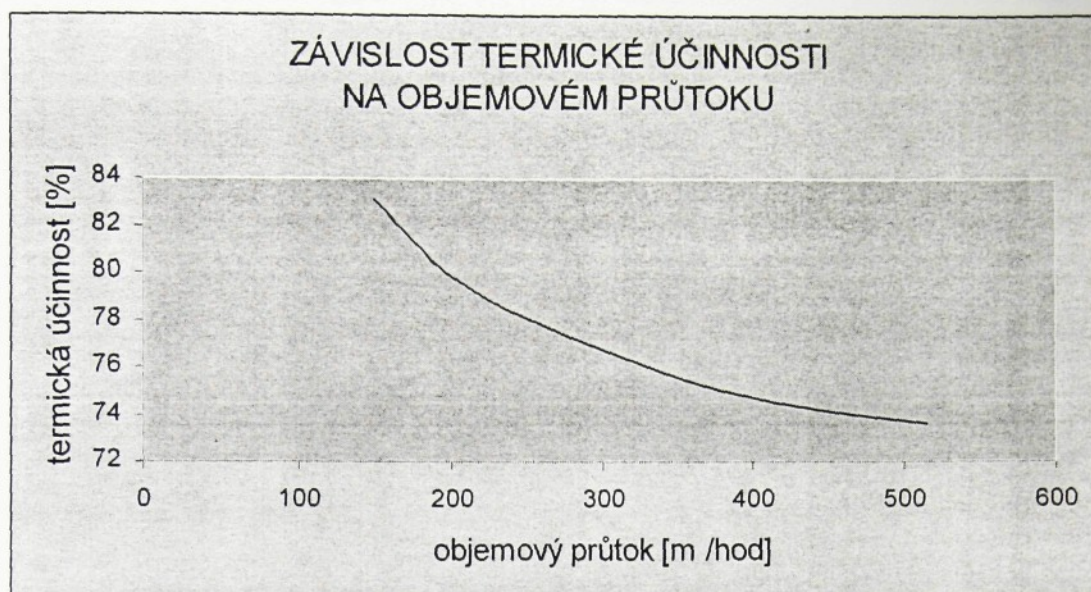
V = 461 (m³h⁻¹)					
teploty (°C)	1.měření	2.měření	$\eta_{t1}(\%)$	$\eta_{t2}(\%)$	$\eta_t(\%)$
t_{11}	18.9	18.5	74.13	75.40	74.76
t_{12}	8.9	5.1			
t_{21}	4.6	-0.2			
t_{22}	15.2	13.9			

tab. 3

V = 378 (m³h⁻¹)					
teploty (°C)	1.měření	2.měření	$\eta_{t1}(\%)$	$\eta_{t2}(\%)$	$\eta_t(\%)$
t_{11}	18.5	18.3	74.28	75.82	75.05
t_{12}	9.2	4.8			
t_{21}	4.5	0.1			
t_{22}	14.9	13.9			

tab. 4

V = 150 (m³h⁻¹)					
teploty (°C)	1.měření	2.měření	$\eta_{t1}(\%)$	$\eta_{t2}(\%)$	$\eta_t(\%)$
t_{11}	18.5	18.9	83.80	82.50	83.15
t_{12}	8.0	8.1			
t_{21}	4.3	4.6			
t_{22}	16.2	16.4			



graf.1

2. Měření tlaků a rychlostí

Ve schématu je vyznačeno místo měření statického tlaku, průtočné rychlosti v závislosti na objemovém průtoku regulovaném klapkou.

a) tabulka 6 - měření s výměníkem

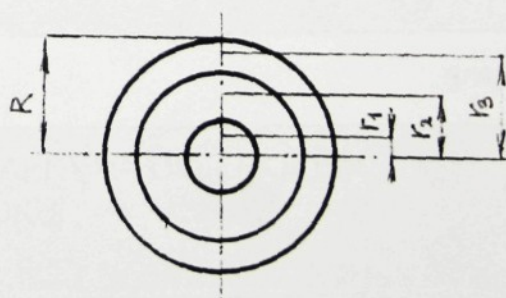
b) tabulka 7 - měření se zkratovým dílem (bez výměníku)

$$r_i = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{2 \cdot n - (2i - 1)}{2 \cdot n}}$$

$$i = 1 \dots n \quad n = 3$$

$$r_1 = 91 \text{ mm}, r_2 = 71 \text{ mm}, r_3 = 41 \text{ mm}$$

$$w_s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n w_i$$



a) Měření s výměníkem :

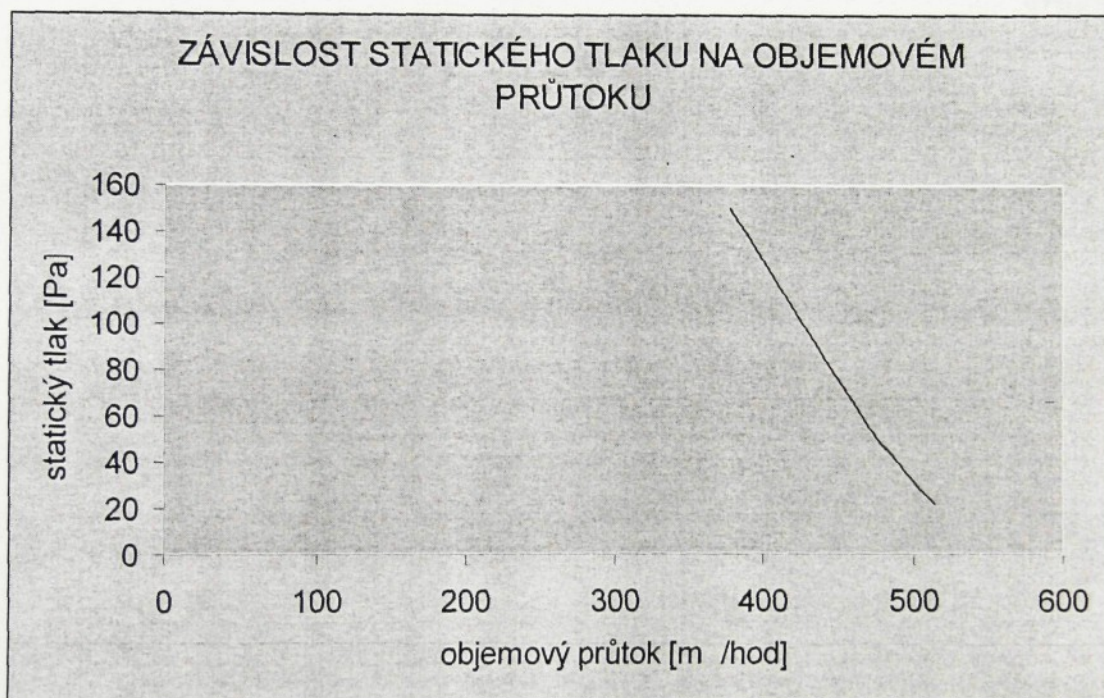
$\alpha [^\circ]$	$w_1 [\text{m/s}]$	$w_2 [\text{m/s}]$	$w_3 [\text{m/s}]$	$w_s [\text{m/s}]$	$p_s [\text{Pa}]$	$V [\text{m}^3/\text{s}]$	$V [\text{m}^3/\text{h}]$
0	4.7	4.6	4.4	4.5	28	0.143	515
15	4.4	4.3	4.1	4.3	33	0.133	479
30	4.2	4.1	3.9	4.0	59	0.128	461
45	3.4	3.3	3.2	3.3	150	0.105	378

tab.5

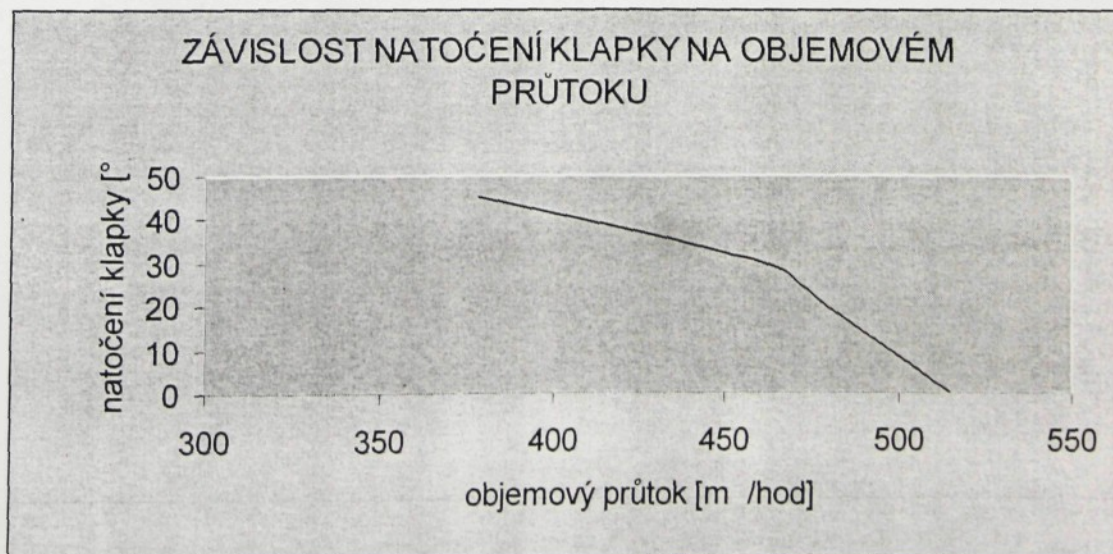
b) Měření bez výměníku (zkratový díl)

α [°]	w_1 [m/s]	w_2 [m/s]	w_3 [m/s]	w_s [m/s]	p_s [Pa]	V [m ³ /s]	V [m ³ /h]
0	5.1	5.0	4.9	5.0	51	0.157	565
15	4.9	4.7	4.6	4.8	60	0.150	540
30	4.6	4.5	4.3	4.5	88	0.140	496
45	3.7	3.5	3.5	3.6	180	0.112	405

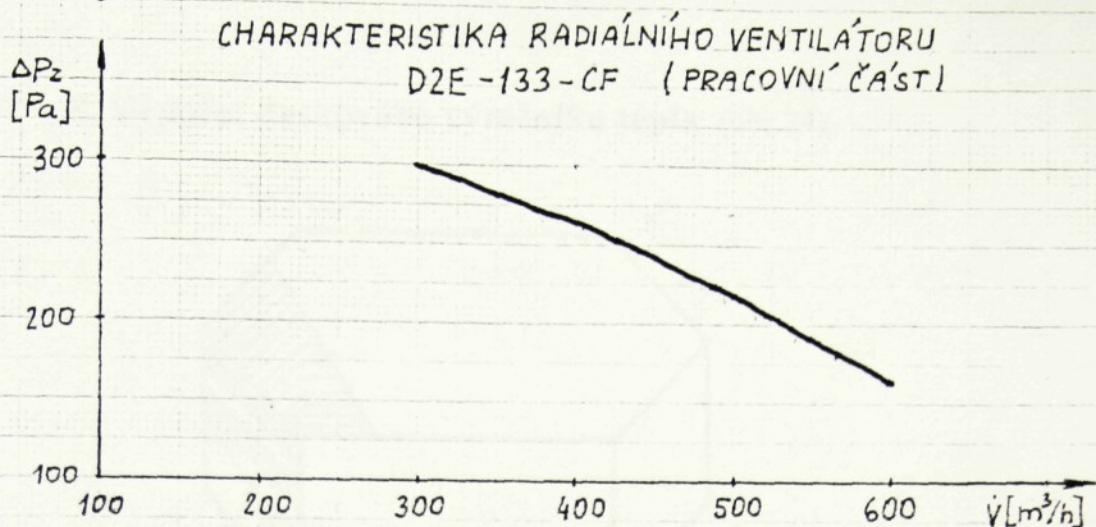
tab. 6



graf 2



graf 3

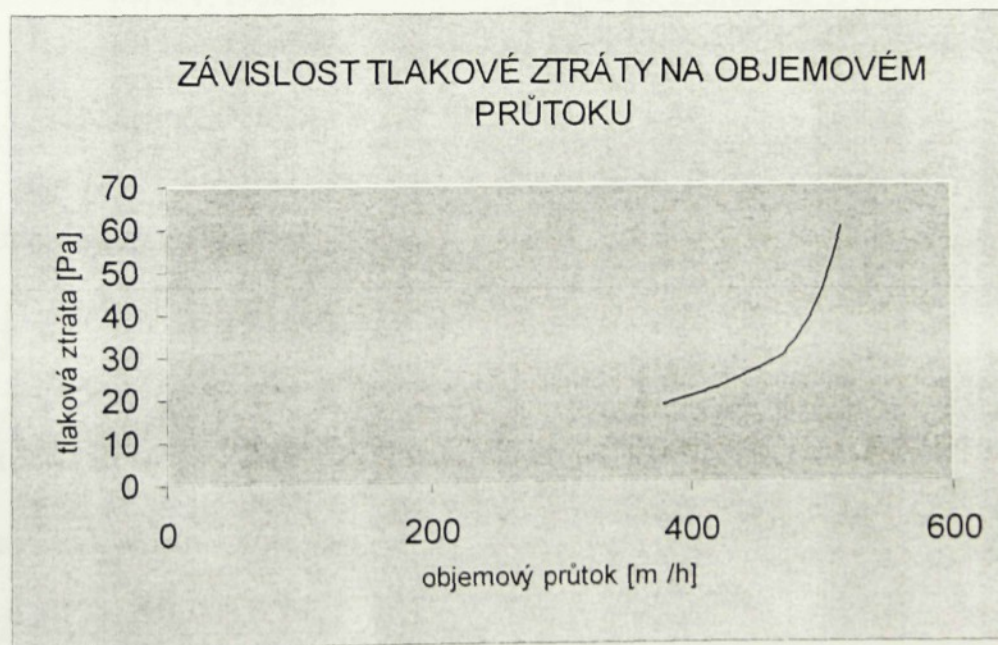


graf 4

Tabulka tlakových ztrát odečtených z grafu č. 4

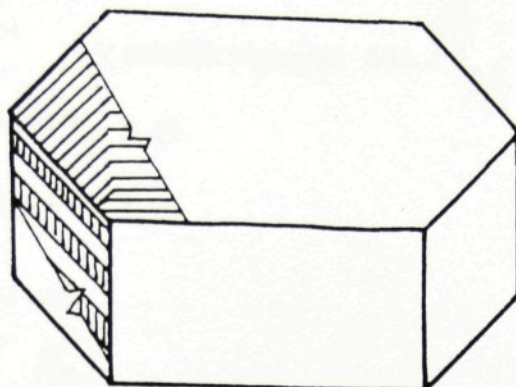
V [m /h]	378	461	479	515
p [Pa]	18	28	33	60

tab. 7



graf 5

8. Výpočet deskového výměníku tepla (obr.24)



obr. 24

Dané parametry : $t_{11} = 18,85^{\circ}\text{C}$

$$t_{21} = 2,05^{\circ}\text{C}$$

$$c_{p1} = 1010 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$c_{p2} = 1005 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\rho_{v1} = 1,192 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$\rho_{v2} = 1,266 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$\lambda_{v1} = 2,527 \cdot 10^{-2} \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\lambda_{v2} = 2,386 \cdot 10^{-2} \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\lambda = 0,16 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$A = 19,14 \text{ m}^2$$

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = 515 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,143 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$p = 660$$

$$A_k = 50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\nu_{v1} = 15,235 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\nu_{v2} = 13,66 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\delta = 0,2 \text{ mm} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

1. Rychlost proudění v kanálcích

$$\dot{V}_k = \frac{\dot{V}}{p} = \frac{0,143}{660} = 2,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$w = \frac{\dot{V}_k}{A_k} = \frac{2,17 \cdot 10^{-4}}{50 \cdot 10^{-6}} = 4,33 \text{ m.s}^{-1}$$

2. Charakteristický rozměr kanálku

$$d_{ch} = \frac{4 \cdot A_k}{o} = \frac{4 \cdot 0,005 \cdot 0,01}{2 \cdot (0,005 + 0,01)} = 0,0066 \text{ m}$$

3. Reynoldsovo číslo

$$Re_1 = \frac{w \cdot d_{ch}}{\nu_{v1}} = \frac{4,33 \cdot 0,0066}{15,235 \cdot 10^{-6}} = 1876$$

$$Re_2 = \frac{w \cdot d_{ch}}{\nu_{v2}} = \frac{4,33 \cdot 0,0066}{13,66 \cdot 10^{-6}} = 2092$$

4. Nusseltovo číslo

Kriteriální rovnice pro proudění v kanálcích :

$$\overline{N}_u = 0,605 \cdot Re^{0,334} \quad \text{v mezích platnosti } 400 < Re < 2.4 \cdot 10^3 \quad (Pr = 0.72)$$

$$\overline{N}_{u1} = 0,605 \cdot 1876^{0,334} = 7,49$$

$$\overline{N}_{u2} = 0,605 \cdot 2092^{0,334} = 7,78$$

5. Součinitel přestupu tepla

$$Nu = \frac{a \cdot d_{ch}}{\lambda_v} \Rightarrow a = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_v}{d_{ch}}$$

$$a_1 = \frac{\overline{N}_{u1} \cdot \lambda_{v1}}{d_{ch}} = \frac{7,49 \cdot 2,527 \cdot 10^{-2}}{0,0066} = 28,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$a_2 = \frac{\overline{N}_{u2} \cdot \lambda_{v2}}{d_{ch}} = \frac{7,78 \cdot 2,386 \cdot 10^{-2}}{0,0066} = 28,12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

6. Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2}} = \frac{1}{\frac{1}{28,68} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,16} + \frac{1}{28,12}} = 13,95 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7. Termická účinnost

$$\eta_t = \frac{2}{1 + \sigma + z \cdot \cotgh \frac{k \cdot A}{2 \cdot \dot{V}_1 \cdot \rho_{v1} \cdot c_{p1}} \cdot z} \quad \text{substituce } x = \frac{k \cdot A}{2 \cdot \dot{V}_1 \cdot \rho_{v1} \cdot c_{p1}} \cdot z$$

$$\sigma = \frac{\dot{V}_1 \cdot \rho_{v1} \cdot c_{p1}}{\dot{V}_2 \cdot \rho_{v2} \cdot c_{p2}} \leq 1 \quad \sigma = \frac{0,143 \cdot 1,192 \cdot 1010}{0,143 \cdot 1,266 \cdot 1005} = 0,94$$

$$z = \sqrt{(1 + \sigma)^2 - 4 \cdot p_p \cdot \sigma} \quad p_p = 0.95$$

$$z = \sqrt{(1 + 0,94)^2 - 4 \cdot 0,95 \cdot 0,94} = 0,44 \quad x = \frac{13,95 \cdot 19,14}{2 \cdot 0,143 \cdot 1,192 \cdot 1010} = 0,775$$

$$\cotgh x = \frac{\exp(x) + \exp(-x)}{\exp(x) - \exp(-x)} = \frac{\exp(0.775) + \exp(-0.775)}{\exp(0.775) - \exp(-0.775)} = 1.53$$

$$\eta_t = \frac{2}{1 + 0,94 + 0,775 \cdot 1,53} = 0,64 = 64\%$$

8. Teplota t_{22}

$$\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} = 0,64 \Rightarrow t_{22} = 0,64 \cdot (t_{11} - t_{21}) + t_{21} = 0,64 \cdot (18,85 - 2,05) + 2,05$$
$$t_{22} = 12,80^\circ\text{C}$$

9. Tepelný výkon

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho_{v1} \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{V} \cdot \rho_{v2} \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

$$\dot{Q} = 0,143 \cdot 1,266 \cdot 1005 \cdot (12,80 - 2,05) = 1955,8 \text{ W}$$

10. Teplota t_{12}

$$t_{12} = t_{11} - \frac{\rho_{v2} \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\rho_{v1} \cdot c_{p1}} = 18,85 - \frac{1,266 \cdot 1005 \cdot (12,80 - 2,05)}{1,192 \cdot 1010} = 11,36^\circ\text{C}$$

9. Projekt rekuperace tepla objektu s nuceným větráním

Zadání : Montážní dílna s požadavkem nuceného větrání, čtyřnásobnou výměnou vzduchu za jednu hodinu.

Provoz dvousměnný (16h), 6 dní v týdnu

$$52 \text{ týdnů v roce} \Rightarrow 312 \text{ provozních dní} \\ \tau_1 = 4992h$$

Topná sezóna : 221 dní

$$\tau_2 = 3536h$$

Požadovaná teplota v topném období : $18^\circ C$

Parametry dílny : délka, šířka, výška : 6,6,3 (m)

Rovnotlaké větrání : $\dot{V}_1 = \dot{V}_2$

9.1 Návrh, výpočet parametrů zařízení

$$\text{objem dílny } V = 108m^3 \Rightarrow \dot{V} = 4 \cdot 108 = 432m^3 \cdot h^{-1} = 0,12m^3 \cdot s^{-1}$$

9.1.1 Návrh koncových distribučních elementů (vyústek)

w_v rychlost ve vyústce ($m \cdot s^{-1}$)

Acelkový vstupní průřez (m^2)

A_v průtočná plocha vyústky (m^2)

xpočet vyústek (-)

$$w_v - \text{volím } 0,8 m \cdot s^{-1} \Rightarrow A = \frac{\dot{V}}{w_v} = \frac{0,12}{0,8} = 0,15m^2$$

$$\text{volím jmenovitý rozměr vyústky : } 400 \times 200 \text{ (mm)} \quad A_v = 0,056m^2$$

$$x = \frac{A}{A_v} = \frac{0,15}{0,056} = 2,68 \Rightarrow \text{volím } 3 \text{ vyústky}$$

$$\text{skutečná rychlost ve vyústce : } w_{vs} = \frac{\dot{V}}{3 \cdot A_v} = \frac{0,12}{3 \cdot 0,056} = 0,71m \cdot s^{-1}$$

9.1.2 Stanovení průřezu potrubí

Rychlost proudění v potrubí volím $w_p = 5m \cdot s^{-1}$

$$A_p = \frac{\dot{V}}{w_p} = \frac{0,12}{5} = 0,024m^2 \Rightarrow d_p = 0,180m$$

$$R_e = \frac{w_p \cdot d_{ch}}{\nu_v} = \frac{5 \cdot 0,180}{15,32 \cdot 10^{-6}} = 58746 \Rightarrow \text{turbulentní proudění}$$

9.1.3 Tlakové ztráty v potrubí

$$p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_v = \zeta \cdot \frac{w^2}{2}$$

a) přímé potrubí

$$\lambda = \frac{0,184}{\sqrt[5]{Re}} = \frac{0,184}{8,99} = 0,0204 \quad \Rightarrow \quad \zeta_1 = \lambda \cdot \frac{l}{d} = 0,0204 \cdot \frac{1}{0,180} = 0,113$$

b) potrubní kolena

$$\frac{R}{d} = 1,5 \Rightarrow a = 0,55$$

$$\varphi = 90^\circ \Rightarrow b = 0,32 \quad \Rightarrow \quad \zeta_2 = a \cdot b = 0,55 \cdot 0,32 = 0,176$$

c) celková tlaková ztráta v potrubí

$$\Delta p_z = l \cdot \zeta_1 \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_v + n \cdot \zeta_2 \cdot \frac{w_p^2}{2} + \Delta p_{zv} = 15 \cdot 0,113 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1,2 + 2 \cdot 0,176 \cdot \frac{5^2}{2} + 32 = 63 \text{ Pa}$$

l - délka potrubí (m)

n - počet potrubních kolen (-)

Δp_z - odpor výústky (Pa)

$\Rightarrow$ z celkové tlakové ztráty a objemového průtoku navrhnu jednotku s rekuperačním výměníkem DUPLEX 600

9.2 Ekonomie využití rekuperačního výměníku v projektu

$$p = 20\% = 0,2$$

$$T_A = T_B = 12 \text{ let}$$

$$P_T = 3,63 \text{ Kč} \Rightarrow 1 \text{ kWh}$$

$$t_{21} = 3,6^\circ \text{C} \quad \Rightarrow \quad \text{průměrná teplota v otopném období}$$

9.2.1 Náklady na provoz nuceného větrání

a) zařízení s rekuperací

cena projektu.....	7700	Kč
cena zařízení.....	165 000	Kč
cena montáže a seřízení.....	19 800	Kč
cena stavební úpravy.....	8 000	Kč
cena zaškolení provozu.....	1 200	
celkem.....	201 700	Kč = K_A

b) zařízení bez rekuperace

cena projektu.....	6 100	Kč
cena zařízení.....	128 000	Kč
cena montáže a seřízení.....	15 360	Kč
cena stavební úpravy.....	8 000	Kč
cena zaškolení provozu.....	1 200	Kč
celkem.....	158 660	Kč = K_B

9.2.2 Posuzovací rovnice :

$$(K_{EA} + K_{OA} + K_{PA}) - K_{TA} < (K_{EB} + K_{OB} + K_{PB})$$

$$K_{EA} = 2 \cdot \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{za}}{\eta_v} \cdot \tau_1 \cdot P_{TE} \cdot 10^{-6} = 2 \cdot \frac{0,12 \cdot 132}{0,7} \cdot 4992 \cdot 3630 \cdot 10^{-6} = 820 \text{ Kč}$$

$$K_{EB} = 2 \cdot \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{zb}}{\eta_v} \cdot \tau_1 \cdot P_{TE} \cdot 10^{-6} = 2 \cdot \frac{0,12 \cdot 63}{0,7} \cdot 4992 \cdot 3630 \cdot 10^{-6} = 391 \text{ Kč}$$

$$k_{fA} = k_{fB} = \frac{p}{1 - (1 + p)^{-T}} = \frac{0,2}{1 - (1 + 0,2)^{-12}} = 0,225$$

$$K_{OA} = K_A \cdot k_{fA} = 201700 \cdot 0,225 = 45382,5 \text{ Kč}$$

$$K_{OB} = K_B \cdot k_{fB} = 158660 \cdot 0,225 = 35698,5 \text{ Kč}$$

$$K_{PA} = K_{PB} = 2000 \text{ Kč}$$

$$Q_1 = \eta_1 \cdot \tau_2 \cdot \Delta t_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot 10^{-9} = 0,73536 \cdot (18 - 3,6) \cdot 0,12 \cdot 1010 \cdot 10^{-9} = 18,66 \text{ GJ}$$

$$K_{TA} = P_T \cdot Q_1 = \frac{3,63}{3600 \cdot 1000} \cdot 1,86 \cdot 10^{10} = 18755 \text{ Kč}$$

$$(K_{EA} + K_{OA} + K_{PA}) - K_{TA} < (K_{EB} + K_{OB} + K_{PB})$$

$$(820 + 45382 + 2000) - 18755 < 391 + 35698 + 2000$$

$$29447 < 38089 \quad (\text{Kč})$$

9.2.3 Doba návratnosti

$$\tau = \frac{K_A - K_B}{\Delta K_B - \Delta K_A} = \frac{201700 - 158660}{38,89 - 29447} = 4,98 \approx 5 \text{ let}$$

38089

10. ZÁVĚR

Účelem mé diplomové práce bylo zhodnotit rekuperaci ve vzduchotechnice jako metodu, která pracuje na principu zpětného získávání tepla z odpadního (znehodnoceného) vzduchu. Na tomto principu pracují rekuperační výměníky.

Měřením jsem zjistil některé parametry rekuperační jednotky, především termickou účinnost, celkový a statický tlak, tlakovou ztrátu a průtočné rychlosti.

Termická účinnost se s nepatrnou odchylkou lišila od firemních podkladů a to směrem výše. Chyba mohla vzniknout nepřesností měření, případně dalšími vlivy na měření, které jsem se pokusil maximálně eliminovat. Odchylka naměřených hodnot od vypočtených vznikla tím, že ačkoliv proudění v deskovém výměníku je laminární, tak v určitých místech, především v přechodu z křížové na protiproudou část výměníku (lomená část) dochází vlivem změny směru proudění k destabilizaci proudu, přerušování mezních vrstev, vzniku odstředivých sil a tím ke zvýšení součinitele přestupu tepla α z něhož plyne i vyšší termická účinnost η_t .

Nevýhodou nuceného větrání s rekuperací jsou zvýšené tlakové ztráty výměníku oproti systémům nuceného větrání bez rekuperace. Proto při návrhu rekuperačních jednotek se musí brát zřetel na poměr mezi termickou účinností a tlakovými ztrátami.

Z projektu návrhu rekuperace pro určitý objekt vyplývá, že za určitých okolností lze s úspěchem rekuperovat i poměrně malé objekty s časově návratnou investicí do rekuperace objektu, tedy s úsporami na nucené větrání objektu.

V dnešní době, kdy v ČR energetická spotřeba ve výrobě třikrát převyšuje výrobní energetickou spotřebu v zemích EU, je zpětné získávání tepla významnou možností úspor energií. Má větší význam než některé alternativní zdroje energií, protože teplo šetří, nikoli hledá nové energetické zdroje.

Použitá označení

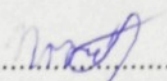
a	- součinitel teplotní vodivosti ($m^2.s^{-1}$)
A	- průřez, plocha, povrch (m^2)
B	- charakteristické číslo výměníku (-)
c	- měrná tepelná kapacita ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
d	- průměr (m)
E	- spotřeba elektrické energie ($kWh.rok^{-1}$)
g	- tíhové zrychlení ($m.s^{-2}$)
k	- součinitel prostupu tepla ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
l	- délka (m)
m	- hmotnost (kg)
$\dot{m}$	- hmotnostní průtok ($kg.s^{-1}$)
n	- otáčky (s^{-1})
p	- tlak (Pa)
	- úroková sazba (-)
P	- příkon, výkon (W)
q	- hustota tepelného toku ($W.m^{-2}$)
Q	- teplo (J)
$\dot{Q}$	- tepelný tok (W)
r	- poloměr (m)
t	- teplota ($^{\circ}C$)
$\dot{V}$	- objemový průtok ($m^3.s^{-1}$)
w	- rychlost ($m.s^{-1}$)
W	- tepelná kapacita průtoku ($W.K^{-1}$)
x	- souřadnice, vzdálenost (m)
a	- součinitel přestupu tepla ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
	- úhel ($^{\circ}$)
δ	- tloušťka stěny (m)
Δ	- konečný rozdíl dvou hodnot
ζ	- ztrátový součinitel (-)
η	- účinnost (-)
λ	- součinitel tepelné vodivosti ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
	- součinitel tření (-)
μ	- dynamická viskozita ($Pa.s$)
ν	- kinematická viskozita ($m^2.s^{-1}$)
ϱ	- hustota ($kg.m^{-3}$)
τ	- čas (s)
φ	- relativní vlhkost (%)

Prohlášení

Souhlasím, aby moje diplomová práce byla podle směrnice uveřejněna v Pokynech a informacích TU Liberec, zapůjčena nebo odprodána za účelem využití jejího obsahu.

Souhlasím, aby po pěti letech byla diplomová práce vrácena na níže uvedenou adresu nebo v případě nedoručitelnosti skartována.

Jméno: Petr NOVÁK

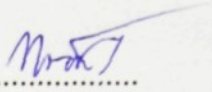
Podpis.....

Adresa: Jáchymovská 281/6
Liberec 10
46010

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci.....27.5.1999

Podpis.....

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu Doc. Ing. Josefu Olehlovi CSc. za odbornou pomoc, cenné rady a připomínky k mé práci.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Morávkovi CSc. a firmě ATREA s.r.o., za praktické rady a umožnění experimentálního měření na rekuperačním deskovém výměníku tepla.

Seznam použité a doporučené literatury :

1. Sazima, M.a kol. : Teplo. SNTL Praha 1989
2. Sazima, M.a kol. : Sdílení tepla. SNTL Praha 1993
3. Středa, I. : Termomechanika. ČVUT, Praha 1995
4. Chyský, J.a kol.:Větrání a klimatizace, 1993
5. Noskievič, J.a kol.:Mechanika tekutin. SNTL Praha 1987
6. Vytápění, větrání, instalace. Odborný časopis STP Praha
7. Technické podklady a katalogy firem : Atrea, Korado, Janka, Gea, Stavoklima