



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## EKONOMIKA PROVOZU VĚTRACÍCH JEDNOTEK

ECONOMY OF VENTILATION UNITS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUKÁŠ KRATOCHVILA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HEJČÍK, Ph.D.

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Lukáš Kratochvila

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Ekonomika provozu větracích jednotek**

v anglickém jazyce:

### **Economy of ventilation units**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavním kritériem pro výběr vzduchotechnické jednotky je v dnešní době většinou pořizovací cena. Přitom se zapomíná, že větrací jednotky jsou díky nepřetržitému provozu i výrazným spotřebičem energií a jejich provozní náklady tak nejsou zanedbatelné, avšak poměrně obtížně vyčíslitelné.

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je sestavit a demonstrovat postup pro hodnocení provozních nákladů větracích jednotek.

Seznam odborné literatury:

[1] SZÉKYOVÁ, Marta. Větrání a klimatizace. 1. vyd. Bratislava: Jaga, 2006, 359 s. ISBN 80-807-6037-3.

[2] EUROVENT. Eurovent [online]. Dostupné z: <http://www.eurovent-certification.com>

Stránky výrobců vzduchotechnických jednotek

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 5.1.2015

L.S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá metodami porovnávání větracích jednotek z hlediska ekonomiky provozu. Úvodní kapitoly jsou rešeršního charakteru na téma větrání a vzduchotechnika. V práci jsou dále popsány a demonstrovány celkem 3 metody pro porovnávání. V závěru jsou tyto metody srovnány.

## **Klíčová slova**

Větrání, větrací jednotky, vzduchotechnika, specifická spotřeba energie, SEC, specific fan power, SFP, náklady na životní cyklus, LCC

## **Abstract**

This bachelor's thesis discuss methods of comparing air handling units from the economy of operating stage aspect. Introductory chapters have research character and they are about ventilation and air handling units. In further chapters, there are described and demonstrated 3 methods for comparing units. These methods are compared in the conclusion.

## **Key words**

Ventilation, air handling units, specific energy consumption, SEC, specific fan power, SFP, life cycle costs, LCC

## **Bibliografická citace**

KRATOCHVILA, L. *Ekonomika provozu větracích jednotek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Ekonomika provozu větracích jednotek vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Jiří Hejčíka, Ph.D. Vycházel jsem z použitých pramenů a literatury uvedených v Seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jméno a příjmení

## **Poděkování**

Na tomto místě bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D., za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce. Poděkování patří i mé rodině a přátelům za neustálou podporu během studia.

# Obsah

Úvod.....	11
1 Větrání.....	12
1.1 Přírozené větrání.....	12
1.2 Nucené větrání (strojové).....	13
1.2.1 Rovnotlaké nucené větrání.....	14
1.2.2 Přetlakové nucené větrání.....	14
1.2.3 Podtlakové nucené větrání.....	14
1.3 Hybridní větrání.....	15
1.4 Místní větrání.....	15
1.5 Celkové větrání.....	15
2 Vzduchotechnika (VZT).....	16
2.1 Ventilátory.....	18
2.1.1 Radiální ventilátory.....	19
2.1.2 Axiální ventilátory.....	19
2.1.3 Diagonální ventilátory.....	20
2.1.4 Diametrální ventilátory.....	20
2.2 Tepelné výměníky.....	21
2.2.1 Tepelná účinnost výměníků.....	21
2.2.2 Deskové rekuperační výměníky.....	22
2.2.3 Trubkové rekuperační výměníky.....	22
2.2.4 Rotační regenerační výměníky.....	23
2.2.5 Přepínací výměníky.....	23
2.2.6 Systémy s kapalinovým okruhem.....	23
2.2.7 Tepelné trubice.....	24
2.3 Zvlhčovač.....	25
2.3.1 Hladinové a blánové odpařovací zvlhčovače.....	25
2.3.2 Rozstřikovací zvlhčovače.....	25
2.3.3 Hybridní dýzově blánové pračky vzduchu.....	27
2.3.4 Rozprašovací soustavy.....	27
2.3.5 Ultrazvukové zvlhčovače.....	28
2.3.6 Parní zvlhčovač bez vlastního zdroje páry.....	28
2.3.7 Parní zvlhčovač s vlastním zdroje páry.....	29
3 Ekonomika provozu.....	30
3.1 Specifická spotřeba energie.....	30
3.2 Specific fan power.....	31
3.3 Life-cycle costs analýza.....	32

3.3.1 Ventilátor .....	32
3.3.2 Ohřívač .....	33
3.3.3 Chladič.....	34
3.3.4 Topné spirály .....	36
3.3.5 Zvlhčovač .....	38
3.3.6 Zařízení po zpětné získávání tepla (ZZT).....	41
3.3.7 Shrnutí LCC .....	45
4 Výpočet na vybrané jednotce .....	49
4.1 VZT jednotka .....	49
4.2 Výpočet podle SEC .....	52
4.3 Výpočet podle SFP.....	52
4.4 Výpočet podle Life-cycle costs analysis (LCC).....	52
4.4.1 Ventilátor.....	52
4.4.2 Ohřívač .....	52
4.4.3 Chladič.....	53
4.4.4 Zvlhčovač .....	53
4.4.5 Shrnutí LCC .....	54
Závěr.....	55
Seznam použitých zdrojů: .....	56
Seznam použitých symbolů a zkratk: .....	57

## Úvod

S rozvojem stavebnictví, materiálů, technologií, zpracování a úpravy látek se paralelně rozvinuly také obory, které se zabývají vnitřními ekosystémy budov znečištěnými nejrůznějšími emisemi, odpadním teplem a zápachy. Z hygienických a technologických důvodů je potřeba znečištěné klima upravit, případně nahradit umělým klimatem. Jedním z těchto oborů je větrání, které patří mezi přední disciplíny techniky prostředí.

obor Větrání a klimatizace je velmi důležitý pro dosažení tepelné pohody, optimálních pracovních podmínek, ale také minimalizování zdravotních rizik. Větrání je tedy stěžejní zejména pro budovy s vysokou koncentrací osob, např. administrativní budovy, divadelní a kulturní sály, sportovní haly, ale také na specializovaných pracovištích a provozech, jako jsou laboratoře, továrny, zejména potravinářského a farmaceutického průmyslu. V neposlední řadě také v nemocničních zařízeních, kde pomáhá uzdravování pacientů. Hlavním požadavkem je nejen dosáhnout požadovaných parametrů vzduchu, ale také udržovat tyto parametry nezávisle na působení vnějších vlivů, zejména teploty, vlhkosti.

V dnešní době je stále více kladen důraz na ekonomickou stránku věci. Větrací zařízení musí být navrhována pokud možno co nejúsporněji a nejefektivněji. Tato práce se zaměřuje na metody hodnocení ekonomiky provozu větracích jednotek, které slouží k porovnávání jednotek.

# 1 Větrání

Pod pojmem větrání se rozumí pouze systém výměny vzduchu, nikoliv jeho úprava. O úpravu vzduchu se stará klimatizace. [1]

Pohyb vzduchu může nastat pouze v důsledku tlakového rozdílu. Tlakového rozdílu lze dosáhnout buďto působením přírodních zákonů (přírozené větrání) nebo mechanicky – strojním zařízením pomocí ventilátorů (nucené větrání). Přírozené větrání je kvůli své účinnosti upřednostňováno v provozech s přebytkem tepla. Dále se vyskytuje v prostorách bez zdrojů škodlivin. Pokud jsou vyžadovány přesné parametry vnitřního vzduchu nebo intenzivní výměny vzduchu, které nejsou závislé na vnějším klimatu, pak se použije větracích jednotek s nuceným oběhem vzduchu. [1, 2]

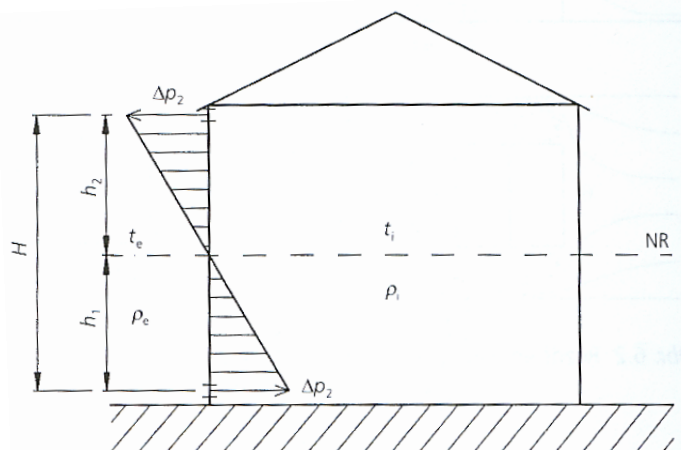
Požadavky na větrání [1, 2]:

- Větrací zařízení musí přivádět venkovní, zdravotně nezávadný vzduch do vnitřních prostor a zároveň odvádět znehodnocený vzduch.
- Přívod vzduchu nesmí způsobit vznik průvanu, víření prachu, ani přenos hluku z venkovního prostředí.
- Vzduch by měl vstupovat do interiéru, kde vzniká nejméně znečištění (obytné místnosti) a postupně proudit přes místnosti, kde hrozí větší znečištění (kuchyně, koupelna, WC, laboratoř).
- Odvod odpadního vzduchu musí být proveden tak, aby neobtěžoval okolí, ideálně nad budovu.

Větrání lze dále dělit podle toho, zda se jedná o celkovou výměnu vzduchu nebo pouze lokální výměnu, na celkové a místní. [3]

## 1.1 Přírozené větrání

U přírozeného větrání je proudění vzduchu vyvoláno přírodními zákony, jako např. gravitační silou (viz obr. 1), kinetickou energií. Oba tyto vlivy se běžně uplatňují při větrání budov za všech provozních podmínek. Tlakové rozdíly v budově se vytvářejí samovolně rozdílem hustot vnitřního a vnějšího vzduchu. Tyto tlakové rozdíly mají na přírozené větrání pozitivní vliv, avšak z hlediska pozemního stavitelství mohou mít negativní účinek. [1, 4]



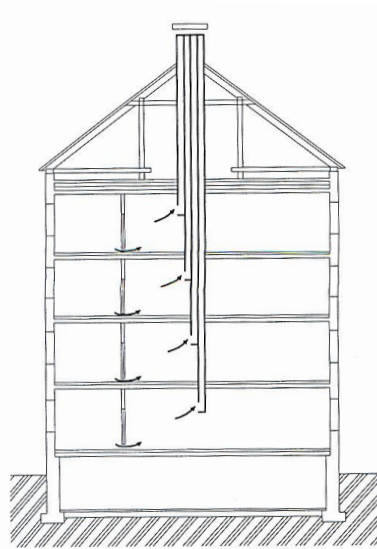
obr. 1 Rozdělení tlaků vyvolaných gravitací [1]

Při tomto způsobu větrání není potřeba vedlejších zdrojů pro větrání, tudíž ani žádné energie navíc, proto se jedná o nejehospodárnější systém větrání. Navíc dochází k výměně vzduchu samočinně podle

tepelné zátěže. Při tomto systému větrání však nelze vzduch čistit od škodlivin. Uplatňuje se např. při větrání okny, u šachtového větrání<sup>1</sup> (viz obr. 2), aerace<sup>2</sup>, infiltrace<sup>3</sup> a exfiltrace. [1]

Přirozené větrání lze podle motorické síly rozdělit na [1]:

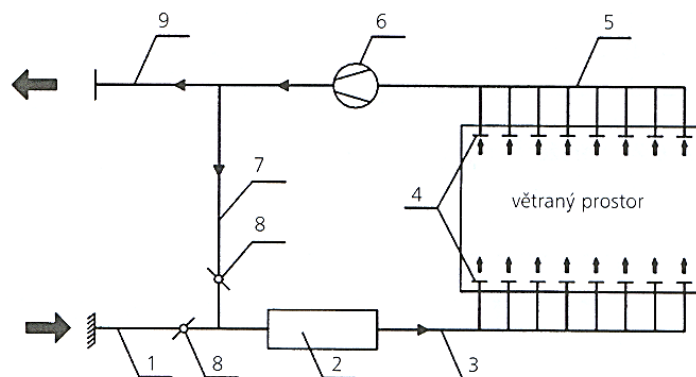
- větrání vyvolané gravitací,
- větrání vyvolané působením větru.



obr. 2 Šachtové větrání [1]

## 1.2 Nucené větrání (strojové)

Charakteristickým znakem nuceného větrání je ventilátor (viz obr. 3), který zajišťuje výměnu vzduchu. Je tedy nutné dodávat elektrickou energii pro pohon ventilátoru. Ventilátor vyvine dostatečný tlak k překonání hydraulického odporu vzduchovodů. Vzduch je možné dále upravovat pomocí filtrů, výměníků tepla, zvlhčovacích zařízení. [1]



obr. 3 Schéma nuceného větrání, 1 – čerstvý vzduch, 2 – větrací jednotky, 3 – upravený vzduch, 4 – přívodní a odváděcí vyústky, 5 – odváděný vzduch, 6 – odváděcí ventilátor, 7 – cirkulační vzduch, 8 – regulační klapky, 9 - výfuk [1]

<sup>1</sup> Celkové přirozené větrání, které se provádí skrz šachtu. [2]

<sup>2</sup> Celkové přirozeného větrání, které zajišťuje odvod škodlivin a jeho intenzita se dá regulovat. S výhodou se používá v průmyslových halách s velkým tepelným přebytkem. [2, 3]

<sup>3</sup> Celkové přirozené větrání, ke kterému dochází u porézního zdiva a spárami u oken a dveří. [2]

V závislosti na prvech, které jednotka obsahuje, dělíme větrání na [1]:

- bez úpravy vzduchu,
- s částečnou úpravou vzduchu,
- s úplnou úpravou vzduchu.

Nejčastěji se používá nucené větrání pro přívod i odvod vzduchu. Takovéto větrání lze realizovat jako rovnotlaké, podtlakové nebo přetlakové. [1]

Stupeň přetlaku nebo podtlaku v místnosti lze regulovat. Tlakové rozdíly jsou důsledkem nerovnosti nucených průtoků přiváděného a odváděného vzduchu. Tyto nerovnosti jsou zpravidla způsobeny netěsnostmi, popř. uměle. Poměr nucených průtoků vzduchu je vyjádřen pomocí součinitele ventilační rovnováhy. [1, 4]

$$\varepsilon = \frac{\dot{M}_p}{\dot{M}_o} = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}_o} \quad (1)$$

kde:	$\varepsilon$	[-]	součinitel ventilační rovnováhy
	$\dot{M}_p$	[kg/s]	hmotnostní tok nuceně přiváděného vzduchu
	$\dot{M}_o$	[kg/s]	hmotnostní tok nuceně odváděného vzduchu
	$\dot{V}_p$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok nuceně přiváděného vzduchu
	$\dot{V}_o$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok nuceně odváděného vzduchu

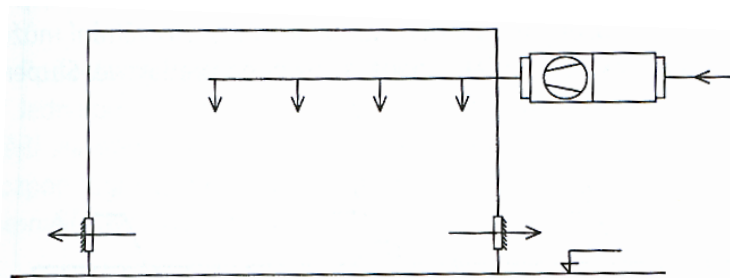
K rovnoměrnému provětrání pracovní oblasti slouží tzv. celkové nucené větrání. Používá se tam, kde jsou škodliviny a zdroje tepla rovnoměrně rozmístěny. [2,3]

### 1.2.1 Rovnotlaké nucené větrání

Rovnotlaké větrání je druh nuceného větrání, při kterém se objemový průtok přiváděného vzduchu rovná objemovému průtoku odváděného vzduchu, tedy  $\varepsilon = 1$ . Jedná se o nejrozšířenější způsob nuceného větrání. [1, 3]

### 1.2.2 Přetlakové nucené větrání

Přetlakové větrání (viz obr. 4) je druh nuceného větrání, při kterém je objemový průtok přiváděného vzduchu vyšší, než objemový průtok odváděného vzduchu, čímž se vytvoří ve větraném prostoru přetlak. Platí, že  $\varepsilon > 1$ . Používá se zejména, pokud je potřeba zamezit vnikání neupraveného vzduchu do větrané místnosti. [1, 2]



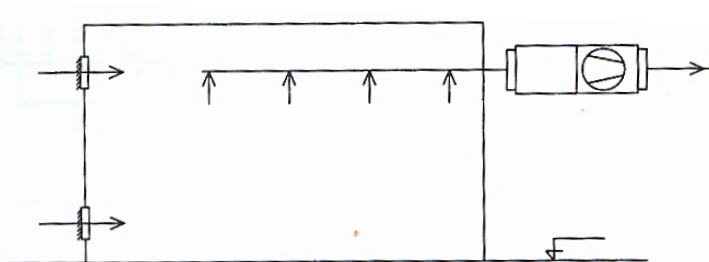
obr. 4 Schéma sdruženého přetlakového větrání [1]

### 1.2.3 Podtlakové nucené větrání

Podtlakové větrání (viz obr. 5) je druh nuceného větrání, při kterém je objemový průtok přiváděného vzduchu nižší, než objemový průtok odváděného vzduchu, čímž se vytvoří ve větraném prostoru podtlak. Platí, že  $\varepsilon < 1$ . [1]

Je vhodné, pokud chceme zabránit úniku znečištěného vzduchu do okolí (např. chemické laboratoře, kuchyně). Mezi hlavní výhody patří především zaručená funkce i za nepříznivých povětrnostních

podmínek, přesná regulace vzduchu podle okamžité potřeby, dokonalá filtrace, možnost zpětného získávání tepla z odváděného vzduchu. Používá se ve většině činžovních domů. [1]



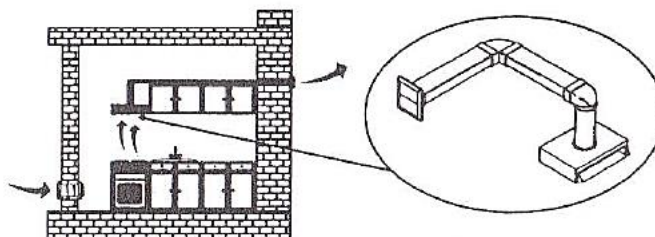
obr. 5 Schéma sdruženého podtlakového větrání [1]

### 1.3 Hybridní větrání

Systémy (přirozené a nucené větrání) je možné zkombinovat. Jedná se o tzv. hybridní větrání nebo také sdružené větrání. Jeho rozvoj je spojen se snahami zvýšit účinnost větrání obytných místností, kde přirozené větrání nevyhovuje z hlediska kvality i spolehlivosti provozu. [2]

### 1.4 Místní větrání

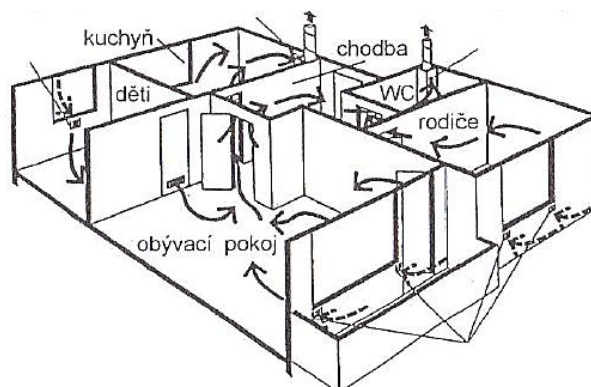
Vzduch se odvádí a přivádí pouze v omezeném interiéru, popř. jen části interiéru, ve které dochází ke znehodnocení vzduchu, např. pára, zápach, teplo, atd. Radí se sem hlavně odsávání vzduchu (viz obr. 6). [2, 4]



obr. 6 Místní odsávání vzduchu [2]

### 1.5 Celkové větrání

Celkové větrání (viz obr. 7) zajišťuje rovnoměrnou výměnu vzduchu v celém prostoru a současně zabraňuje zvýšení koncentrace škodlivin. Je vhodné pro prostory s větším množstvím zdrojů škodlivin, popř. pokud tyto zdroje mění svoji polohu, ale také tam, kde není možné efektivně využít místní větrání. [2, 4]



obr. 7 Celkové větrání v bytě [2]

## 2 Vzduchotechnika (VZT)

Větrací a klimatizační zařízení jsou vzduchotechnická zařízení se strojní dopravou vzduchu (nucené větrání) určená především k distribuci vzduchu a dále také k [1, 5]:

- odvádění nečistot (škodlivin, zápachů, apod.) z vnitřního vzduchu,
- odvádění tepelné zátěže způsobené citelným teplem a vázaným teplem (produkované vlhkosti) z prostor,
- kompenzováním teplených ztrát a vlhkosti v interiéru,
- udržování potřebného tlaku v budově, aby se předešlo nežádoucí výměně vzduchu.

Pro dosažení požadovaného stavu vzduchu v prostorech, je tedy potřeba, aby VZT zvládala vykonávat čtyři základní psychrometrické funkce: chlazení, ohřev, odvlhčování a zvlhčování. Pokud vykonává méně funkcí, jedná se o neúplné, příp. částečné klimatizační zařízení. Není-li určeno k větrání, ale jen k tomu, aby plnilo jednu z těchto funkcí, jedná se o zařízení pro zabezpečení cirkulace vzduchu. [1]

VZT upravuje kvalitu (čistotu), teplotu a vlhkost ovzduší v obytných, společenských, průmyslových budovách, dopravních prostředcích, technologických prostorech i zemědělských objektech. Ovzduší těchto objektů je zatěžováno látkovými škodlivinami (plyny, páry, tuhé i kapalné částice), vlhkostí a tepelnou energií z vnitřních zdrojů (osoby, elektronická zařízení, osvětlení, technologická zařízení, elektromotory, pece, zvířata, biologické procesy, atd.) i ze zdrojů venkovních (venkovní ovzduší, venkovní klima). [1, 3, 5]

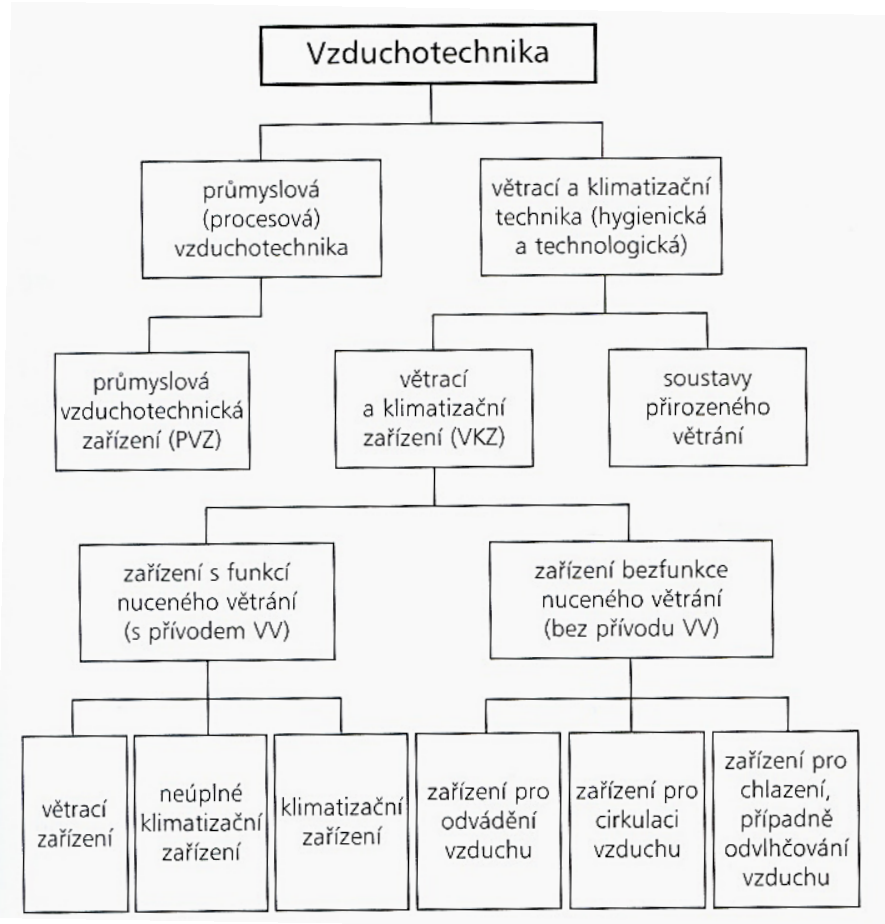
Zdroje tepla, vlhkosti a škodlivin [3]:

- osoby,
- stroje a technická zařízení, osvětlení,
- na specializovaných pracovištích (např. laboratoře, kuchyně, bazény, továrny, atd.).

Rozdělení VZT [1]:

- podle nosičů energie
  - vzduchové soustavy, u nichž je nosičem energie přiváděný vzduch,
  - vodo-vzduchové soustavy, u nichž je hlavním nosičem energie voda a druhotným nosičem vzduch,
  - vodní soustavy, u nichž je nosičem energie voda.
- podle druhu upravovaného a dopravovaného vzduchu:
  - soustavy s vnějším vzduchem, v nichž se upravuje a nuceně dopravuje jen vnější vzduch,
  - soustavy se smíšeným vzduchem, v nichž se upravuje a nuceně dopravuje smíšený vzduch.
- podle rychlosti vzduchu ve vzduchovodech
  - nízkotlaké soustavy – s rychlostmi vzduchu v rozdělovacích a sběrných vzduchovodech do 10 m/s,
  - středotlaké soustavy – s rychlostmi vzduchu v rozdělovacích a sběrných vzduchovodech nad 10 m/s.
- podle poklesu tlaku vzduchu v distribučním prvku:
  - vysokotlaké soustavy, v nichž je pokles tlaku na rozdělovacím prvku a na případném regulátoru průtoku nebo škrtícím elementu vyšší než 100 Pa.
- podle průtoku vzduchu v distribučních prvcích
  - soustavy s konstantním objemovým průtokem vzduchu,
  - soustavy s variabilním objemovým průtokem vzduchu – soustavy s regulovaným průtokem vzduchu v závislosti na tepelné zátěži interiéru.
- podle způsobu přívodu energie k zásobovanému místu

- jednokanálové soustavy – soustavy s jedním přívodním vzduchovodem k zásobovanému místu,
- dvoukanálové soustavy – soustavy se dvěma přívodními vzduchovody k zásobovanému místu, přičemž v každém z nich se přivádí vzduch různé kvality nebo v různém stavu (např.: s rozdílnou teplotou).

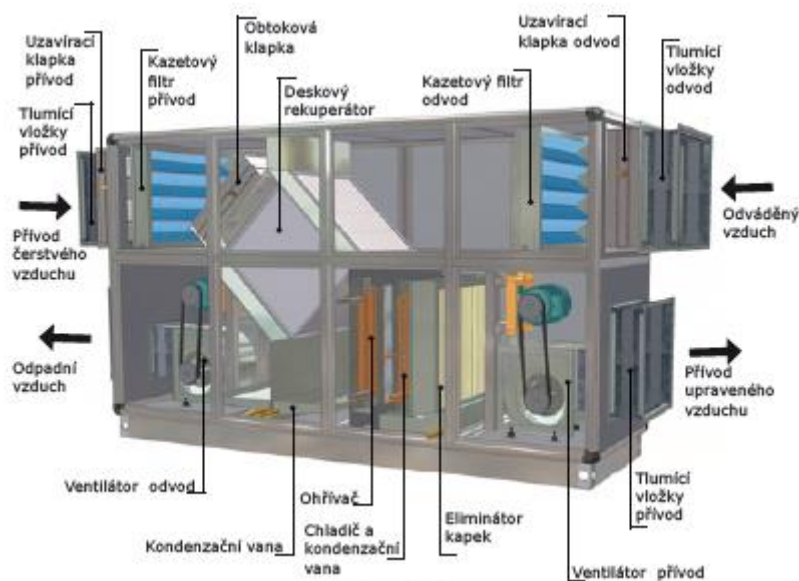


obr. 8 Rozdělení vzduchotechnik [1]

VZT jednotku tvoří (viz obr. 9) [6]:

- ventilátor,
- ohřivač,
- chladič,
- zvlhčovač,
- filtr,
- zařízení pro zpětné získávání tepla,
- tlumiče hluku,
- koncové prvky.

Pro hodnocení ekonomiky provozu VZT je stěžejní zejména ventilátor, ohřivač, chladič a zařízení pro zpětné získávání tepla. Následující podkapitoly jsou zaměřeny na tyto čtyři součásti VZT.

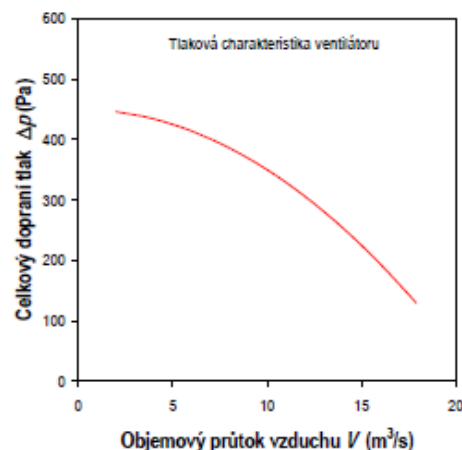


obr. 9 VZT jednotka AZ klima AIR COM [6]

## 2.1 Ventilátory

Nejdůležitější součástí VZT, která obstarává transport vzduchu je ventilátor. Jedná se o lopatkový rotační stroj, který má za úkol stlačit a dopravit tekutinu, resp. slouží k překonání tlakových ztrát potrubního systému. Tato vlastnost je analyticky vyjádřena hodnotou celkového dopravního tlaku ventilátoru  $\Delta p$  (Pa). Poměr stlačení je nízký, takže se ventilátor používá primárně k dopravě vzduchu. Ventilátor je největším zdrojem hluku ve VZT jednotce. [4, 5]

Výkon ventilátoru určuje charakteristika ventilátoru (viz obr. 10), což je závislost dopravního tlaku na průtoku vzduchu. [5]



obr. 10 Charakteristika ventilátoru [5]

Rozdělení ventilátorů [1]:

- a) podle směru průtoku vzduchu oběžným kolem
  - radiální,
  - axiální,
  - diagonální,
  - diametrální.

- b) podle dopravního tlaku
  - nízkotlaké – do 1 kPa,
  - středotlaké – 1 až 3 kPa,
  - vysokotlaké – nad 3 kPa.
- c) podle počtu stupňů
- d) podle přenosu energie
  - na přímo – oběžné kolo ventilátoru a elektromotoru leží na společné hřídeli,
  - na spojku – výkon elektromotoru na hřídel ventilátoru přenáší spojka,
  - s převodem – např. řemenovým.
- e) podle pohonu

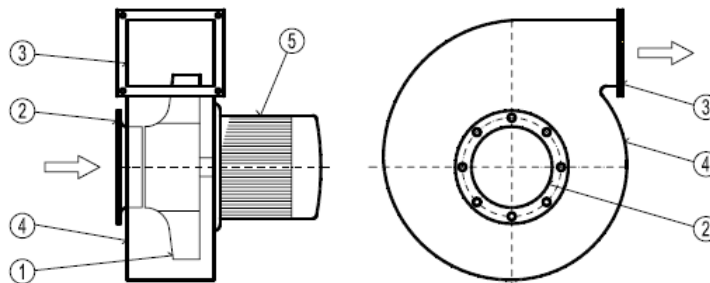
Nejčastějším pohonem bývají asynchronní elektromotory. Lze se však setkat s pneumatickými motory poháněnými stlačeným vzduchem např. v dolech. U automobilů zajišťuje pohon ventilátoru samotný spalovací motor. [1]

### 2.1.1 Radiální ventilátory

Součástí radiálních ventilátorů je oběžné kolo s lopatkami, které zabezpečují nasávání vzduchu v osovém směru a výtlač vzduchu ve směru radiálním. Úhel mezi proudnicí nasávaného vzduchu a vytékajícího je 90°. Důležitou úlohu hraje také spirálová skříň. Ta jednak zachycuje vzduch z rotoru a odvádí ho do hrdla ventilátoru, ale také umožňuje přeměnu kinetické energie vzduchu v tlakovou. [1]

Radiální ventilátory se dále dělí na [1]:

- S lopatkami zahnutými dopředu,
- S lopatkami zahnutými radiálně,
- S lopatkami zahnutými dozadu.



obr. 11 Radiální ventilátor, 1 – oběžné kolo, 2 – sací hrdlo, 3 – výtlačné hrdlo, 4 – spirální skříň, 5 – pohon [5]

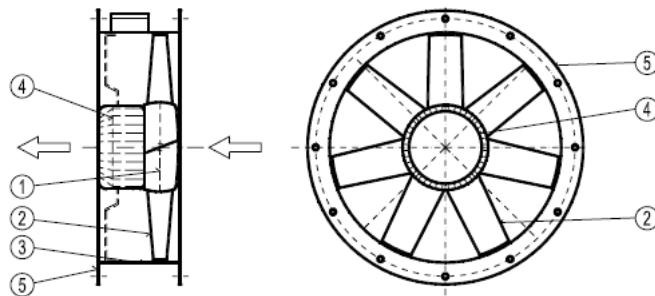
### 2.1.2 Axiální ventilátory

U axiálních ventilátorů je vzduch nasáván i vytlačován ve směru osy rotace oběžného kola. Úhel mezi proudnicí nasávaného vzduchu a vytékajícího je 0°. Opět se skládá z oběžného kola s lopatkami. Řízený vtok zajišťuje statorová část, která zároveň usměřuje proud vytékajícího vzduchu. [1]

Rozdělení axiálních ventilátorů [1]:

- přetlakové,
- rovnotlaké – mají větší výkon a vždy obsahují difuzor<sup>4</sup> (vnitřní nebo vnější).

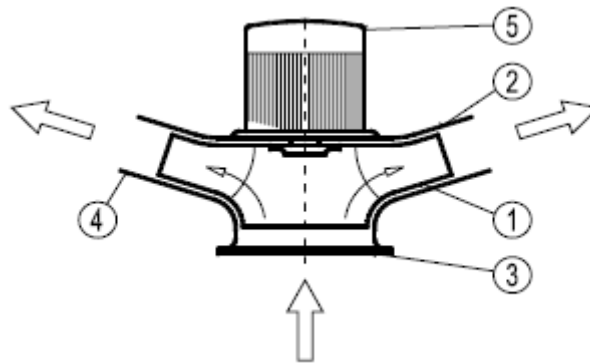
<sup>4</sup> Difuzor je trubice nebo kanál s rozšiřujícím se průměrem. Funguje na opačném principu, než dýza.



obr. 12 Axiální ventilátor, 1 – rotor, 2 – oběžné lopatky, 3 – pláště, 4 – pohon [5]

### 2.1.3 Diagonální ventilátory

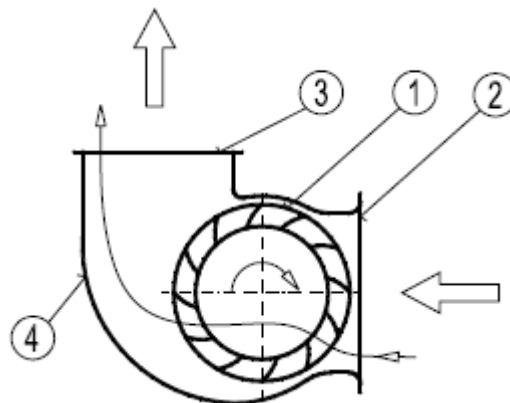
Jedná se o ventilátor na pomezí axiálního a radiálního. Úhel mezi proudnicí nasávaného vzduchu a vytékajícího je mezi  $0^\circ$  a  $90^\circ$ . [1]



obr. 13 Diagonální ventilátor, 1 – oběžné kolo, 2 – skříň ventilátoru, 3 – sací hrdlo, 4 – výtlačné hrdlo, 5 – pohon [5]

### 2.1.4 Diametrální ventilátory

V podstatě se jedná o dvoustupňové urychlování dopravní látky, protože dopravní látka je ve styku s lopatkou turbíny dvakrát. [1]



obr. 14 Diametrální ventilátor, 1 – oběžné kolo, 2 – sací hrdlo, 3 – výtlačné hrdlo, 4 – skříň [5]

## 2.2 Tepelné výměníky

Chladiče, ohřivače a zařízení pro zpětné získávání tepla pracují na bázi tepelných výměníků. Výměníky tepla jsou zařízení, ve kterých tekutina o vyšší teplotě předá část své energie tekutině chladnější, přičemž pokud je současně zachováno skupenství, pak dojde ke zvýšení teploty chladnější tekutiny. [5]

Výměníky lze dělit na [1, 5]:

- Rekuperační – Obě tekutiny proudí současně a přenos energie z jedné do druhé tekutiny se realizuje stěnou. Proudění tekutin jsou odděleny.
  - souproudé,
  - s křížovým proudem,
  - protiproudé,
- Regenerační - Tepelně-akumulační hmota výměníku je v časových intervalech střídavě ve styku s ochlazeným a ohřivaným vzduchem. Pokud použijeme hmotu s pórovitou strukturou, lze přenášet i vlhkost, tzv. entalpické výměníky.
- S pomocnou tekutinou - Teplo z odváděného vzduchu předává do pomocné tekutiny a z ní pak do přiváděného venkovního vzduchu.
- Směšovací - Přenos tepla mezi tekutinami, který je provázen přenosem vlhkosti. Tekutiny jsou v přímém styku (např.: ve sprchových komorách klimatizací).

Mezi rekuperační systémy patří deskové a trubkové výměníky. Typickými zástupci regeneračních systémů jsou výměníky rotační, přepínací. S pomocnou tekutinou pracují výměníky s kapalinovým oběhem, trubice s přirozeným oběhem chladiva (tepelné trubice) a chladičové systémy s kompresorem (tepelná čerpadla). [5]

### 2.2.1 Tepelná účinnost výměníků

Tepelná účinnosti výměníků závisí na množství tepla předaného do venkovního vzduchu. Při výpočtech tepelné účinnosti se používá teplotní faktor  $\eta_t$ , v literatuře také označovaný jako provozní charakteristika výměníku. [1]

$$\eta_t = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (2)$$

kde:	$\eta_t$	[%]	tepelná účinnost výměníku
	$t_{11}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
	$t_{21}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
	$t_{22}$	[K]	teplota upraveného vzduchu

Hlavními faktory, které ovlivňují tepelnou účinnost výměníku, jsou dimenzování a provoz. Základním parametrem určujícím tepelný výkon je teplosměnná plocha, tj. plocha výměníku, se kterou je protékající vzduch ve styku. Pokud pro malý průtok použijeme výměníku s velkou teplosměnnou plochou, vzroste účinnost a klesnou tlakové ztráty. Účinnost dále kromě teplot ovlivňuje poměr průtoku přiváděného a odváděného vzduchu. Je-li množství odváděného vzduchu větší než množství přiváděného vzduchu, pak teplotní faktor roste. [5]

Účinnost také ovlivňuje kondenzace vlhkosti z odváděného vzduchu. Jestliže má odváděný vzduch vyšší vlhkost, tím pádem vyšší teplotu rosného bodu, z čehož plyne vyšší riziko kondenzace vodních par ze vzduchu. Při kondenzaci se předává do přiváděného vzduchu i vázané výparné teplo z odváděného vzduchu a roste i součinitel přestupu tepla na stěně výměníku. Kondenzace zvyšuje teplotní faktor. [5]

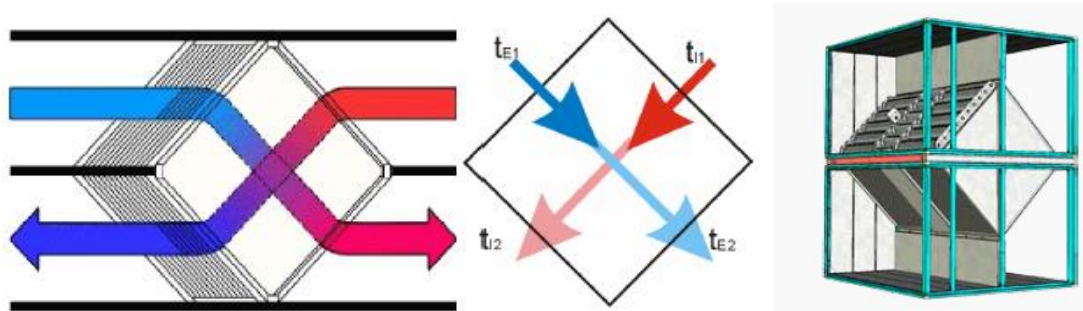
Při dimenzování výměníků je potřeba zohlednit značné tlakové ztráty. [5]

Nezbytnou součástí výměníků jsou filtry, které se instalují, jak na odvodu, tak na přívodu vzduchu. Filtry mají za úkol zamezit zanášení výměníků nečistotami. Z důvodu kontroly a případného čištění by měly být výměníky přístupné, obzvláště při provozu ve znečištěném prostředí. [5]

Přiváděný venkovní vzduch je ve většině případů nutné ještě dohřát ohříváčem, výjimkou mohou být malé jednotky s vysokou účinností a malým průtokem vzduchu (větrání bytů), kde zajistí ohřev otopná tělesa. Přijatelné teploty přiváděného vzduchu lze bez dohřevu dosáhnout i tam, kde má odváděný vzduch z prostoru vyšší teplotu. Např.: tam, kde je ohříván odpadním teplem vznikajícím v prostoru. Při návrhu je třeba analyzovat i situace, kdy zdroje tepla nejsou v provozu, například při ranním zahájení práce. [5]

### 2.2.2 Deskové rekuperační výměníky

Proud odváděného vzduchu prochází výměníkem a od proudu přiváděného venkovního vzduchu je oddělen tepelně vodivými profilovanými deskami (viz obr. 15). Tyto desky jsou teplosměnnou plochou výměníku. Deskové rekuperační výměníky se hojně vyskytují především v zařízeních s menším průtokem vzduchu, tj. v domácnostech a menších provozovnách. [1]



obr. 15 Deskový výměník s křížovým proudem [5, 7]

Teplotní faktor deskových výměníků s křížením proudů je 40 až 80 %, ale hodnoty vyšší než 50 % se dosahuje pouze při kondenzaci par v odváděném vzduchu. Existuje i provedení s částečným protiproudým vedením proudů vzduchu, které mají vyšší teplotní faktor, a to až 95 %. [4]

Účinnost deskových rekuperačních výměníků je ovlivněna především velikostí teplosměnné plochy. Větší teplosměnná plocha znamená vyšší účinnost, ale také větší výměník a tím pádem vyšší cenu. Účinnost lze zvýšit uspořádáním více výměníků za sebou, což s sebou ale nese zvýšení tlakových ztrát. Další zvýšení tepelného faktoru lze uskutečnit povrchovými úpravami (zdrsněním) nebo vyšší rychlostí proudění vzduchu. Oba tyto faktory se odrazí na zvýšení součinitele přestupu tepla na teplosměnných plochách. [4, 5]

Jestliže je venkovní teplota vzduchu vyšší, než požadovaná teplota v místnosti, pak zpravidla není vhodné používat ZZT. Deskové rekuperační výměníky však nemají žádné mechanické části, kterými by se daly regulovat, či vypnout. Z tohoto důvodu se vybavují uzavírací klapkou a obtokovým vzduchovodem, což zajistí proudění mimo výměník. [5]

Z hlediska čistoty a bezpečnosti lze díky odděleným proudům přiváděného a odváděného vzduchu použít deskové rekuperační výměníky tam, kde hrozí lehké znečištění vzduchu (pachy, choroboplodné zárodky, vlákna, prach, tuk). V případě, že není přípustný žádný přenos nečistot a škodlivin, pak je pro použití deskových rekuperátorů nutné vybavit je pomocným detekčním zařízením. Pro zvláště znečištěné prostředí nejsou deskové výměníky určeny, kvůli jejich špatné údržbě a čistitelnosti. [5]

### 2.2.3 Trubkové rekuperační výměníky

Principem jsou trubkové výměníky analogické k deskovým výměníkům, s tím rozdílem, že teplosměnnou plochou je zde svazek trubek. Tato změna vede ke zmenšení teplosměnné plochy a s tím související tepelné účinnosti. Trubkami protéká vzduch, zpravidla odváděný, a přes stěnu trubky předává citelné teplo venkovnímu vzduchu, který obtéká trubku z vnější strany. Teplotní faktor trubkových výměníků dosahuje hodnot 30 až 50 %. [5]

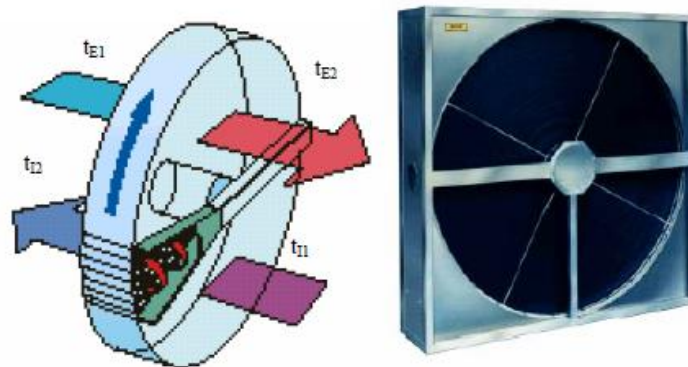
### 2.2.4 Rotační regenerační výměníky

Princip regeneračních rotačních výměníků spočívá ve střídavém předávání tepla mezi tepelně-akumulační hmotou, proudem ochlazovaného a ohřivaného vzduchu (viz obr. 16). Vyznačují se vysokou účinností ZZT, poměrně malými rozměry a možností přenosu nejen tepla citelného, ale i tepla vázaného. Díky těmto vlastnostem se hojně vyskytují u větších klimatizačních zařízení. [5]

Rotující akumulční hmota je upevněna v rámu a poháněna elektromotorem. Pro přenos vlhkosti se používá akumulční hmota s pórovitou strukturou, popřípadě se povrch teplosměnné plochy opatří hygroskopickou vrstvou. Ze všech způsobů ZZT dosahují rotační regenerační výměníky nejvyšší hodnoty teplotního faktor – 60 až 90 %, což je způsobeno především velikostí teplosměnných plocha také díky laminárnímu průtoku skrz kanálky. [4, 5]

Výhodou rotačních výměníků je možnost regulace změnou otáček, popř. úplné vypnutí. Úplné vypnutí rotačního výměníku by mohlo vést k nestejnomyšlnému opotřebením rotoru. Z tohoto důvodu zajišťuje regulace občasné otočení rotoru, přestože je zařízení mimo provoz. [5]

V rotačních výměnících nejsou proudy přiváděného a odváděného vzduchu bezpečně odděleny a existuje proto vysoké riziko přenosu škodlivin. [5]



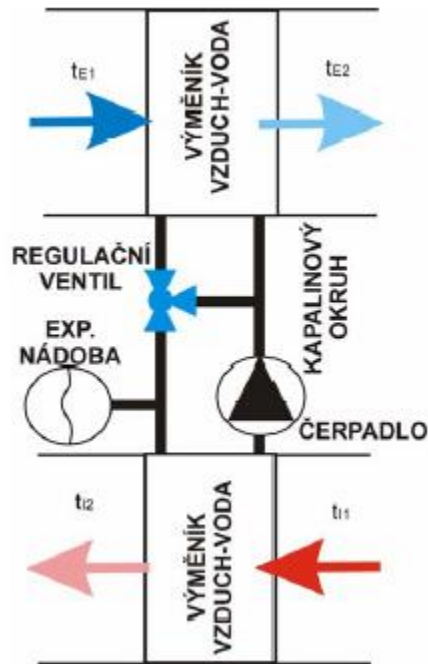
obr. 16 Rotační výměník [5]

### 2.2.5 Přepínací výměníky

Přepínací výměníky fungují na podobném principu jako rotační, s tím rozdílem, že akumulční hmota se nepohybuje a přenos tepla je umožněn díky střídavému přepínání proudů vzduchu. Akumulční hmota se umístěna ve dvou komorách a proudy vzduchu jsou ovládány soustavou klapek. Nevýhodou je složitá konstrukce, velké rozměry a také nelze zabránit přenosu škodlivin z odváděného do přiváděného vzduchu. Hlavní předností je vysoká účinnost ZZT. Teplotní faktor dosahuje 60 až 90 %. [5]

### 2.2.6 Systémy s kapalinovým okruhem

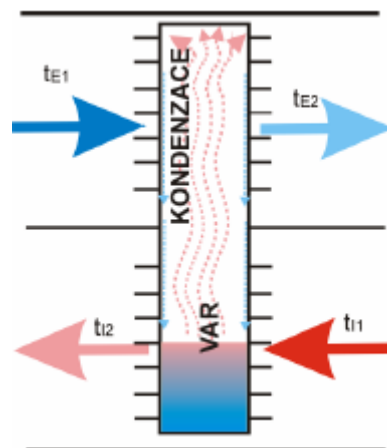
Systém je tvořen dvěma rekuperačními výměníky vzduch-voda. Jeden se nachází v odváděném vzduchu a druhý ve venkovním vzduchu přiváděném (viz obr. 17). Oba výměníky jsou propojeny kapalinovým okruhem s oběhovým čerpadlem, expanzní nádobou a regulačními prvky. Zařízení lze použít za nízké venkovní teploty vzduchu, ale je nutné použít nemrznoucí směs jako oběhovou kapalinu. Teplotní faktor se pohybuje od 30 do 50 %. Účinnost lze však zásadně zvýšit použitím víceřadých výměníků. V takovémto případě lze dosáhnout teplotního faktoru až 80 %. Největší předností je nulový přenos škodlivin, jedná se tedy o jeden z nejbezpečnějších systémů. [5]



obr. 17 Schéma ZTZ s kapalinovým okruhem [5]

### 2.2.7 Tepelné trubice

Jedná se o systém ZTZ s přirozeným oběhem chladiva. Uzavřená žebrovaná trubice tzv. termosifon, která je naplněna chladivem, je umístěna jednou polovinou v proudu odváděného vzduchu a druhou v proudu přiváděného vzduchu (viz obr. 18). Ve spodní části dochází k varu a odpařování chladiva. Teplo potřebné k odpaření se odebírá z proudu odváděného vzduchu. Páry chladiva stoupají vzhůru, kde kondenzují v proudu studeného venkovního vzduchu, kterému předají kondenzační teplo a znovu stékají po stěnách zpět do spodní části. Důležité faktory, které hrají roli, jsou především tlak v trubici a teploty obou proudů vzduchu. Tyto faktory musí zajistit, aby došlo k varu a kondenzaci. V současné době prošla vertikální konstrukce vývojem a již existují tepelné trubice, které je možné umístit i vodorovně. [4, 5]



obr. 18 Schéma tepelné trubice [5]

Tepelné trubice jsou ve většině případů při konstrukci opatřeny žebry, aby se zvýšil přenos tepla ze vzduchu do tepelné trubice a naopak. Riziko znečištění vzduchu škodlivinami je minimální. Řadí se k nejbezpečnějším systémům. [5]

## 2.3 Zvlhčovač

Podle výsledků výzkumů a praktických poznatků je potřeba 40 až 60 % vlhkosti z důvodu ochrany dýchacích cest před vysoušením, prevence chorob z prochlazení, ochrana vybavení bytů a pracoven. Dále je vlhčení potřeba ve specifických provozech výrobního a zpracovatelského průmyslu, hlavně textilního, papírenského, polygrafického, tabákovém, kožařském, farmaceutickém a potravinářském, protože chování hygroskopických látek, které se v těchto provozech zpracovávají, silně závisí na vlhkostních poměrech prostor. [1]

Pokud není vlhkost v rovnováze, pak se může vzduch vysoušet, což má nežádoucí účinky. Tyto účinky lze eliminovat klimatizačními jednotkami, nebo výkonnými zvlhčovači. [1]

Způsoby vlhčení [1]:

- přímo ve větraném prostoru zvlhčovači,
- v přírodních vzduchovodech kanálovými jednotkami,
- v klimatizačních jednotkách pomocí zvlhčovací částí.

Rozdělení zvlhčovačů [1]:

- vodní
  - hladinové (miskové odpařovače ve vzduchovodech),
  - blánové (pračky s výplní, zvlhčovače s nehybnými nebo otáčivými vložkami),
  - rozstříkovací (sprchové komory, dýzové pračky, mechanické kotoučové jednotky),
  - rozprašovací (soustavy s dvoulátkovými dýzami voda-vzduch),
  - ultrazvukové.
- parní
  - připojená na rozvod páry z centrálního zdroje (parního generátoru),
  - samostatné elektrické (elektrolytické a varné).

### 2.3.1 Hladinové a blánové odpařovací zvlhčovače

Jejich výkon je odvislý zejména od velikosti odpařovací plochy, průtoku, rychlosti a teplotě vzduchu nad odpařovacím povrchem a také na teplotě vody. Z tohoto plyne, že vlhčící výkon na topných tělesech není dostatečný. Kvůli zvětšení odpařovací plochy a větší rychlosti a průtoku vzduchu nad zvlhčovačem a tedy i zvýšení teploty vody se pro menší prostory a interiéry používají zvlhčovače s odpařovací vložkou a ventilátorem, popř. elektrickým vyhříváním vody. Tyto zvlhčovače dosahují výkonu do 0,3 l/h. [1]

Pro rozsáhlejší interiéry, jako jsou např. muzea, galerie, laboratoře, jsou vhodné odpařovací zvlhčovače s nasákovou vložkou, které dosahují vlhčícího výkonu 1 až 5 l/h. Pokud potřebujeme vlhčit v potrubí, pak s výhodou používáme odpařovače s nasákovými deskami nebo kotouči, které jsou zčásti ponořeny do vodní nádrže a vyčnívající část vlhčí proud vzduchu. U Deskových odpařovačů, které se používají zejména při teplovzdušném vytápění rodinných domů, se výkon pohybuje od 5 do 15 l vypařené vody za den v závislosti na teplotě. U vícezónových klimatizací, kde je potřeba zajistit rozdílné vlhkosti v jednotlivých zónách, se používají zejména kotoučové odpařovače s výkonem 0,5 až 10 l/h. [1]

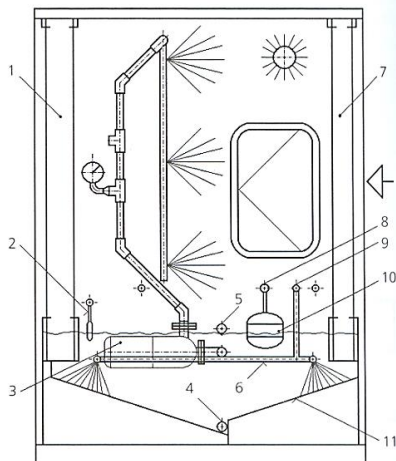
Blánové pračky se vyskytují zejména v klimatizačních jednotkách. Kromě vlhčení vzduchu v nich probíhá také adiabatické ochlazení vodou odpařenou ze zmáčených vložek. Vložkami se zde rozumí vrstvy náplně. Náplň umožňuje filtraci vody a vkládá se před ni filtr proti prachu. [1]

### 2.3.2 Rozstříkovací zvlhčovače

Podle principu rozdělujeme rozstříkovací zvlhčovače na [1]:

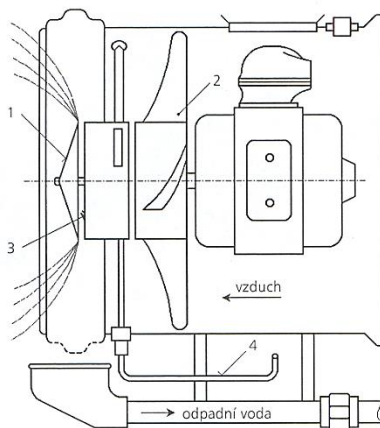
- dýzové (viz obr. 19),
- mechanické odstředivé (viz obr. 20).

Rozstřikování vody dýzami je poměrně jednoduchý způsob vlhčení. Voda se do dýz přivádí pod tlakem 0,4 až 1,1 MPa a tomu odpovídající průtok vody je 5 až 15 l/min. Dýzy bývají z konstrukčního hlediska umístěny ve válci, do něhož se vzduch nasává ventilátorem nebo ejektorovým účinkem. Velkou nevýhodou však je, že dochází ke vzniku nehomogenního kapkového mraku s množstvím velkých kapek. Tyto kapky se nedokonale směšují se vzduchem, nestihnou se odpařit a odtékají do kanalizace. Z tohoto důvodu se dýzy používají jen zřídka pro vlhčení vzduchu v prostoru. Uplatnění nacházejí v pračkách vzduchu, kde se skládají v tzv. dýzové registry. [1]



obr. 19 Dýzová pračka vzduchu, 1 – odlučovač kapek, 2 – snímač ochrany proti chodu na sucho, 3 – čerpadlo, 4 – výpust, 5 – přepad se zápachovým uzávěrem, 6 – rozvod tlakové vody k dýzám na čištění vany, 7 – usměrňovač proudění vzduchu, 8 – přívod čerstvé vody do pračky, 9 – přívod vody do čistící soustavy, 10 – plovák ventilu přívodu čerstvé vody, 11 – spádová vana [1]

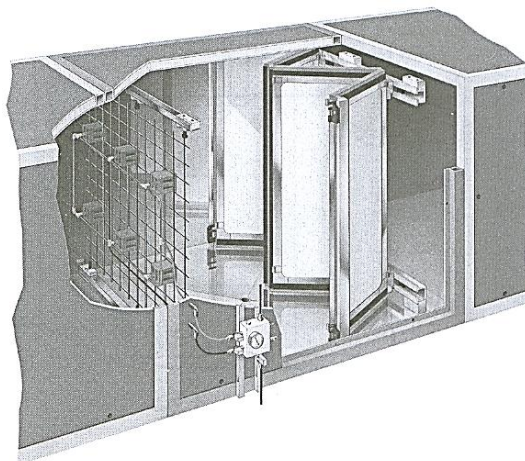
Druhým typem rozstřikovacích zvlhčovačů jsou mechanické odstředivé jednotky s rotujícími kotouči, tzv. talíře. Tento talířový kotouč je poháněn elektromotorem. Tento zvlhčovač je schopen produkovat velmi jemné a homogenní kapky, které se dokonale směšují se vzduchem a rychle se odpaří. Oproti rozprašovacím soustavám dosahují až 30 % úspory energie. Jednotky jsou většinou umístěny přímo ve větraném prostoru, zpravidla halových objektů. Stejně jako rozprašovací soustav se používají spíše jen k dovlhčení přiváděného vzduchu, který už byl zvlhčen v klimatizační jednotce. Vlhčící výkon mechanických odstředivých zvlhčovačů je 7 až 40 l/h. Příkon elektromotoru bývá 500 až 750 W. Vodu je potřeba před vstupem do přístrojů důsledně odsolit. Částice soli by se mohly po odpaření usadit na vybavení místnosti nebo dráždit dýchací cesty. [1]



obr. 20 Mechanický rozstřikovací zvlhčovač pro mokrý kanál, 1 – rozstřikovací kotouč, 2 – oběžné kolo ventilátoru, 3 – trubička přívodu vody na kotouč, 4 – přívod vody do zařízení [1]

### 2.3.3 Hybridní dýzově blánové pračky vzduchu

V pračkách vzduchu se využívá zejména rozstříkovacího a blánového efektu. Rozstříkovací efekt má vysokou účinnost, zatímco blánový efekt je energeticky podstatně méně náročný. Díky konstrukci pračky je umožněno dosáhnout malé spotřeby vody, při vysokém vlhčícím výkonu a vysokém stupni hygieny. Vody se před vstupem do dýz odsoluje a desinfikuje. Dýzy pracují při tlaku 400 až 800 kPa. Kapky vody se vypařují přibližně na dráze 0,8 m a neodpařené kapky jsou zachyceny na vložce z keramického porézního materiálu. Pračka je v průměru 1,2 m dlouhá a dosahuje vysoké vlhčicí účinnosti. [1, 4]



obr. 21 Hybridní dýzově-blánová pračka vzduchu s keramickou vložkou [1]

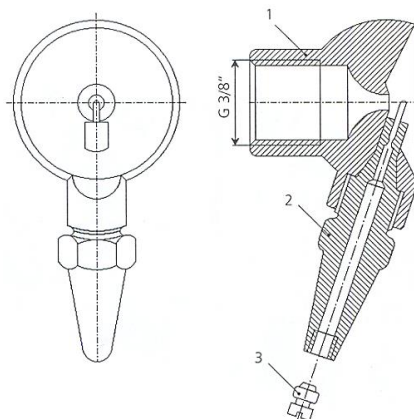
### 2.3.4 Rozprašovací soustavy

Základním součástí jsou dvou látkové dýzy, které rozprašují vodu stlačeným vzduchem. Správnou polohou vodní a vzduchové hubice lze dosáhnout dokonalého rozprašení. Dýzy vytvářejí homogenní směs vzduchu a vodních kapek. [1]

Pneumatické dýzy lze dělit z konstrukčního hlediska na [1]:

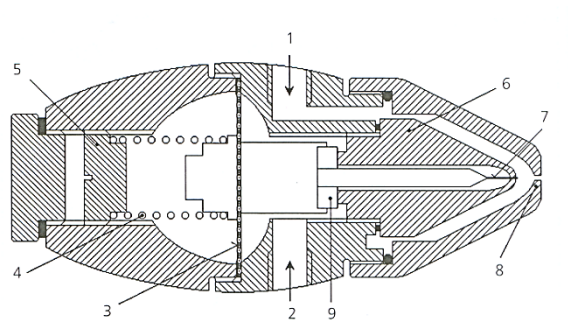
- dýzy s různoběžnými osami vzduchové a vodní hubice (viz obr. 22),
- dýzy se společnou osou hubic (viz obr. 23).

Dýzy s různoběžnými osami jsou konstrukčně jednodušší a levnější, neboť jsou sestaveny napevno. Základními částmi jsou vzduchová a vodní trubice, škrťící dýza, která zajišťuje poměr průtoku vody a vzduchu, rozprašovací dýza. Rozprašovací dýza pracuje s přetlakem až 220 kPa. Vodu je nutné filtrovat. [1]



obr. 22 Pneumatická dýza s různoběžnými osami, 1 – vzduchová hubice, 2 – vodní hubice, 3 – škrťící dýza [1]

Souosé dýzy jsou konstrukčně složitější. Změnou výtokového průřezu vzduchu, popř. vody, lze nastavit poměr průtoku vody a vzduchu, což s sebou nese jednu nevýhodu. Např. v případě čištění se po rozložení a složení dá dýza nastavit pouze pomocí měřících přístrojů. Tyto dýzy mohou pracovat i s tlakovou vodou, což vede k tvorbě velmi jemných kapek. [1]

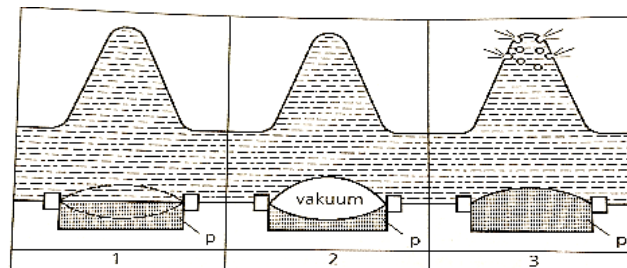


obr. 23 Pneumatická dýza se souosými hubicemi na tlakovou vodu, 1 – přívod vzduchu, 2 – přívod vody, 3 – membrána, 4 – regulační pružina, 5 – regulační šroub, 6 – těleso vodního ventilu, 7 – čistící jehla, 8 – vzduchová hubice, 9 – jehla vodního ventilu [1]

### 2.3.5 Ultrazvukové zvlhčovače

Ultrazvukové zvlhčovače produkují kapky díky kmitání piezoelektrické destičky umístěné pod hladinou vody v nádrži. Elektrický generátor s vysokou frekvencí 1,65 až 1,7 MHz rozkmitá destičku, čímž mění svou tloušťku a vytvoří se nad ní sloupec vody. Fokusační zvukových vln těsně pod hladinou dojde k oddělení velmi jemných kapek, které jsou unášeny vzduchem, který proudí nad hladinou. (viz obr. 24) [1]

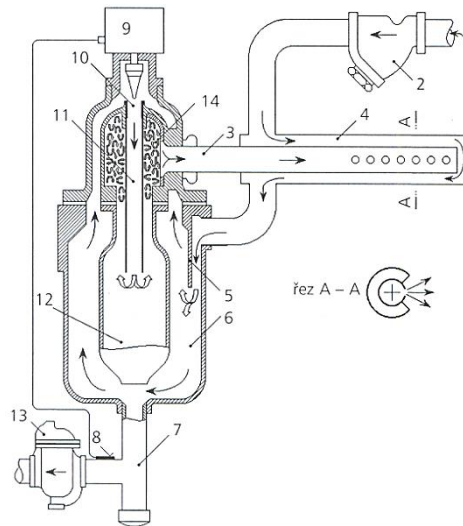
Tyto přístroje mají plynulou nebo dvou polohovou regulaci. Pracují s vlhčícím výkonem 1,2 až 18 kg/h a rychlostí vzduchu 1,5 až 3 m/s. Tyto přístroje jsou velmi drahé. [1]



obr. 24 Účinek kmitání piezoelektrické destičky, 1 – stav po zapnutí, 2 – záporná amplituda, 3 – kladná amplituda [1]

### 2.3.6 Parní zvlhčovač bez vlastního zdroje páry

Pokud je k dispozici zdroj páry, pak je výhodné použít jako zvlhčovač bez vlastního zdroje páry (viz obr. 25). Umisťují se zpravidla do vzduchovodů. V průmyslových objektech je možné je umístit přímo do větraného prostoru. Nevýhodou je, že může dojít k výskytu kondenzátu v místě výstupu do vzduchu. Tento nedostatek může snadno odstranit tzv. odlučovač kondenzátu. Zvlhčovače pracují s tlakem 114 až 590 kPa, průtokem 3,6 až 38,6 kg/h syté páry. [1]



obr. 25 Parní zvlhčovač zásobovaný z parovodu pro instalaci do vzduchovodu, 1 – přívod páry z parovodu, 2 – lapač nečistot, 3 – rozptylovací trubka, 4 – prostor mezi trubkou a jejím pláštěm, 5 – přepážka, 6 – komora oddělovače kondenzátu a vysoušeče páry, 7 – přívodní trubička k odvaděči kondenzátu, 8 – termostat, 9 – elektrický nebo pneumatický ovladač ventilu, 10 – proporciální regulační ventil, 11 – trubička, 12 – komora dodatečného vypařování, 13 – odvaděč kondenzátu, 14 – tlumič hluku [1]

### 2.3.7 Parní zvlhčovač s vlastním zdroje páry

Pokud se vyžaduje dokonale čistá pára pro vlhčení nebo není v objektu zdroj páry lze použít elektrické parní zvlhčovače. [1]

Podle způsobu ohřevu je dělíme na [1]:

- s elektrolytickým ohřevem – voda je přiváděna do varu pomocí ponorných elektrod,
- s elektrickým odporovým ohřevem – voda je přiváděna do varu pomocí ponorného elektrického odporového tělesa.

### 3 Ekonomika provozu

Z dostupných zdrojů byly vybrány 3 metody pro hodnocení ekonomiky provozu jednotek – Specifická spotřeba energie (SEC), Specific fan power (SFP) a Life-cycle costs analýza (LCC).

#### 3.1 Specifická spotřeba energie

Od 1. ledna 2016 musí všichni výrobci větracích jednotek splňovat nařízení komise EU č. 1253/2014, které se týká požadavků na tzv. ekodesign<sup>5</sup>. Jedním z požadavků je, aby všichni výrobci uváděli SEC a to pro každé použitelné klimatické pásmo. Jedná se o specifickou spotřebu energie na větrání na m<sup>2</sup> vytápěné podlahové plochy a lze ji spočítat podle vztahu [8]:

$$SEC = t_a \cdot pef \cdot q_{net} \cdot MISC \cdot CTRL^y \cdot SPI - t_h \cdot \Delta T_h \cdot \eta_h^{-1} \cdot c_{air} \cdot [q_{ref} - q_{net} \cdot CTRL \cdot MISC \cdot (1 - \eta_t)] + Q_{defr} \quad (3)$$

kde:	SEC	[kWh/m <sup>2</sup> ]	specifická spotřeba energie na větrání na m <sup>2</sup> podlahové plochy interiéru
	t <sub>a</sub>	[h]	počet ročních provozních hodin (tab. 1)
	pef	[-]	faktor primární energie pro výrobu a distribuci elektrické energie (tab. 1)
	q <sub>net</sub>	[m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup> ]	požadavek na čistou míru výměny vzduchu na m <sup>2</sup> podlahové plochy (tab. 1)
	MISC	[-]	souhrnný faktor obecné typologie, který zahrnuje faktory účinnosti větrání, netěsnosti potrubí a zvláštní infiltrace (tab. 1)
	CTRL	[-]	faktor řízení větrání (tab. 1)
	y	[-]	exponent, který zohledňuje nelinearitu mezi úsporou teplené energie a elektrické energie v závislosti na vlastnostech motoru a pohonu (tab. 1)
	SPI	[kWh/m <sup>3</sup> ]	měrný příkon
	t <sub>h</sub>	[h]	celkové trvání otopného období (tab. 1)
	ΔT <sub>h</sub>	[K]	průměrný rozdíl vnitřní (19°C) a venkovní teploty v otopném období minus 3 K (korekce o solární a vnitřní zisky, tab. 1)
	η <sub>h</sub>	[%]	průměrná účinnost vytápění prostor (tab. 1)
	c <sub>air</sub>	[Wh/m <sup>3</sup> K]	měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku a hustotě (tab. 1)
	q <sub>ref</sub>	[m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup> ]	referenční míra přirozené výměny vzduchu na m <sup>2</sup> podlahové plochy (tab. 1)
	η <sub>t</sub>	[%]	tepelná účinnost zpětného získávání tepla (tab. 1)
	Q <sub>defr</sub>	[kWh/m <sup>2</sup> ]	tepelná energie ročně vynaložená m <sup>2</sup> podlahové plochy za účelem odtávání, založená na variabilním elektrickém odporovém vytápění (tab. 1)

Pro jednosměrné jednotky a regenerační výměníky je Q<sub>defr</sub>=0. Pro obousměrné jednotky s rekuperačním výměníkem se dopočítá tepelná energie na odtávání podle vztahu [8]:

$$Q_{defr} = t_{defr} \cdot \Delta T_{defr} \cdot c_{air} \cdot q_{net} \cdot pef \quad (4)$$

kde:	Q <sub>defr</sub>	[kWh/m <sup>2</sup> ]	tepelná energie ročně vynaložená m <sup>2</sup> podlahové plochy za účelem odtávání, založená na variabilním elektrickém odporovém vytápění (tab. 1)
	t <sub>defr</sub>	[h]	doba odtávání, tj. pokud je venkovní teplota nižší než -4°C (tab. 1)
	ΔT <sub>defr</sub>	[K]	průměrný rozdíl mezi venkovní teplotou a teplotou -4°C v době odtávání (tab. 1)

<sup>5</sup> Slovem ekodesign se obecně označuje navrhování a vývoj s ohledem na životní prostředí. [9]

$c_{\text{air}}$	[Wh/m <sup>3</sup> K]	měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku a hustotě (tab. 1)
$q_{\text{net}}$	[m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup> ]	požadavek na čistou míru výměny vzduchu na m <sup>2</sup> podlahové plochy (tab. 1)
$pe_f$	[-]	faktor primární energie pro výrobu a distribuci elektrické energie (tab. 1)

Aby bylo možné jednotky efektivně porovnávat jen na základě SEC je potřeba nastavit pro všechny jednotky stejné parametry pro výpočet. Následující tabulka shrnuje tyto parametry:

tab. 1 Parametry výpočtu SEC [8]:

Faktor obecné typologie	MISC	Jednotky vedené do potrubí	1,1
		Bezpotrubní jednotky	1,21
Faktor řízení větrání	CTRL	Ruční řízení	1
		Časové řízení	0,95
		Centrální řízení podle potřeby	0,85
		Lokální řízení podle potřeby	0,65
Exponent	y	Zapnuto/vypnuto a jediná rychlost	1
		2 rychlosti	1,2
		více rychlostí	1,5
		Proměnné otáčky	2
Celkové trvání otopného období	$t_h$	Chladné	6552 h
		Průměrné	5112 h
		Teplé	4392 h
Průměrný rozdíl vnitřní a venkovní teploty	$\Delta T_h$	Chladné	14,5 K
		Průměrné	9,5 K
		Teplé	- K
Trvání doby odtávání	$t_{\text{defr}}$	Chladné	1003 h
		Průměrné	168 h
		Teplé	- h
Průměrný rozdíl mezi venkovní teplotou a teplotou -4°C	$\Delta T_{\text{defr}}$	Chladné	5,2 K
		Průměrné	2,4 K
		Teplé	- K
Tepelná energie ročně vynaložená na m <sup>2</sup> podlahové plochy za účelem odtávání	$Q_{\text{defr}}$	Chladné	5,82 kWh/m <sup>2</sup>
		Průměrné	0,45 kWh/m <sup>2</sup>
		Teplé	- kWh/m <sup>2</sup>
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c_{\text{air}}$		0,000344 kWh/m <sup>3</sup>
Čistý požadavek na větrání na m <sup>2</sup> podlahové plochy	$q_{\text{net}}$		1,3 m <sup>3</sup> /h
Referenční míra přirozené výměny vzduchu na m <sup>2</sup> podlahové plochy	$q_{\text{ref}}$		2,2 m <sup>3</sup> /h
Roční provozní hodiny	$t_a$		8760 h
Faktor primární energie pro výrobu a distribuci elektrické energie	$pe_f$		2,5 -
Účinnost vytápění prostor	$\eta_h$		75 %

Podle nařízení komise EU č. 1254/2014 lze jednotky rozdělit do jednotlivých tříd podle hodnot SEC [10]:

tab. 2 Třídy SEC [10]:

Třída SEC	SEC [kWh/m <sup>2</sup> ]
A+ (nejúčinnější)	SEC < -42
A	-42 ≤ SEC < -34
B	-34 ≤ SEC < -26
C	-26 ≤ SEC < -23
D	-26 ≤ SEC < -20
E	-20 ≤ SEC < -10
F	-10 ≤ SEC < 0
G (nejméně účinná)	0 ≤ SEC

### 3.2 Specific fan power

Jeden ze způsobů, jak porovnat ventilátory, potažmo samotné VZT jednotky, je pomocí tzv. specific fan power ukazatele (SFP). SFP ukazatel je výpočetně nenáročný a používá se spíše pro projektování ventilátorů ke zjištění příkonu a spotřeby energie. SFP ukazuje spotřebu elektrické energie ventilátoru na jednotku průtoku vzduchu. [11]

$$SFP = \frac{P_{fan}}{q_v} = \frac{\Delta p_{fan}}{1000 \cdot \eta_e} \quad (5)$$

kde:	SFP	[Ws/m <sup>3</sup> ]	Specific fan power ukazatel
	P <sub>fan</sub>	[W]	elektrický příkon ventilátoru
	q <sub>v</sub>	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	Δp <sub>fan</sub>	[Pa]	dopravní tlak
	η <sub>e</sub>	[%]	celková účinnost ventilátoru

Ve vzduchotechnické jednotce s ventilátorem je potřeba překonávat tlakové ztráty. Tlakové ztráty jsou dvojího druhu – interní a externí. Tlakové ztráty musí být nižší, v hraničním případě stejné jako zvýšení tlaku, které zajistí ventilátor Δp<sub>fan</sub>. [11]

Interní tlakové ztráty [11]:

- tlakové ztráty ve všech funkčních částech VZT jednotky – filtry, výměníky tepla, chladicí spirály, zvlhčovače,
- tlakové ztráty na přívodu vzduchu.

Externí tlakové ztráty [11]:

- tlakové ztráty v systému vzduchodů.

### 3.3 Life-cycle costs analýza

Evropská norma Eurovent 6/8 z roku 2005 popisuje výpočet tzv. Life-cycle costs. Jedná se o souhrn všech nákladů za životní cyklus jednotky.

#### 3.3.1 Ventilátor

Energetická spotřeba ventilátoru je hlavní složkou energetické spotřeby celé vzduchotechnické jednotky. Výkon ventilátoru je především ovlivněn účinností ventilátoru, odpory ve větracím systému a průtokem vzduchu skrz jednotku a vzduchovody. Podrobnější popis zdrojů hluku, rychlostního pole, testování, atd. lze nalézt v normě EN 13053. [11]

Pro příkon ventilátoru platí vztah [11]:

$$P_{fan} = \frac{q_v \cdot \Delta p_{fan}}{1000 \cdot \eta_e} = \frac{P_{shaft}}{\eta_{tr} \cdot \eta_m \cdot \eta_{aceq}} \quad (6)$$

kde:	$P_{fan}$	[kW]	elektrický příkon ventilátoru
	$q_v$	[m <sup>3</sup> /h]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	$\Delta p_{fan}$	[Pa]	dopravní tlak
	$\eta_e$	[%]	celková účinnost ventilátoru
	$P_{shaft}$	[kW]	výkon na hřídeli ventilátoru
	$\eta_{tr}$	[%]	účinnost převodu
	$\eta_m$	[%]	účinnost pohonu
	$\eta_{aceq}$	[%]	účinnost kontrolních a regulačních zařízení

Spotřebu energie ventilátoru lze vyjádřit [11]:

$$W_{fan} = (P_{el,sa} + P_{el,ea}) \cdot t_{op} \quad (7)$$

kde:	$W_{fan}$	[kWh]	spotřeba energie ventilátoru
	$P_{el,sa}$	[kW]	příkon na sání
	$P_{el,ea}$	[kW]	příkon na odsání
	$t_{op}$	[h]	provozní čas VZT jednotky

### 3.3.2 Ohřivač

Pokud není přesně stanovena cena za kWh energie, pak je potřeba cenu za ohřev vypočítat především z ceny paliva a celkové účinnosti kotle. Následující tabulka popisuje průměrné hodnoty účinnosti pro jednotlivé zdroje energie [11]:

tab. 3 Tepelná účinnost jednotlivých zdrojů tepelné energie v % [11]:

Zdroj energie	Atmosférické spalování	Spalování se stlačeným vzduchem
Nekondenzační vodní kotle	81	83
Kondenzační vodní kotle	86	87
Parní kotle	80	82
Elektrické kotle		95
Dálkové vytápění		100

Skutečná účinnost, při které bude ohřivač pracovat, se nazývá sezónní. Na rozdíl od celkové účinnosti jsou v ní také zahrnuty další vlivy, jako například typ instalace, způsob vypínání a zapínání kotle, kontrola teploty vody, ztráty tepla potrubím. Sezónní účinnost je shrnuta v tab. 4. [11]

tab. 4 Sezónní tepelná účinnost jednotlivých zdrojů tepelné energie v % [11]:

Typ instalace *	Zdroj energie Průměrná teplota vody	Atmosférické spalování			Spalování se stlačeným vzduchem			Ostatní	
		80 °C	45 °C	-	80 °C	45 °C	-	80 °C	45 °C
1)	Nekondenzační vodní kotle	77	80	-	81	84	-	-	-
	Kondenzační vodní kotle	83	89	-	85	90	-	-	-
	Parní kotle	-	-	76	-	-	80	-	-
	Elektrické kotle	-	-	-	-	-	-	93	96
	Dálkové vytápění	-	-	-	-	-	-	98	99
2)	Nekondenzační vodní kotle	74	78	-	78	82	-	-	-
	Kondenzační vodní kotle	81	87	-	82	88	-	-	-
	Parní kotle	-	-	74	-	-	77	-	-
	Elektrické kotle	-	-	-	-	-	-	90	94
	Dálkové vytápění	-	-	-	-	-	-	95	97

	Nekondenzační vodní kotle	72	77	-	76	80	-	-	-
3)	Kondenzační vodní kotle	78	85	-	79	86	-	-	-
	Parní kotle	-	-	71	-	-	75	-	-
	Elektrické kotle	-	-	-	-	-	-	87	92
	Dálkové vytápění	-	-	-	-	-	-	92	95

\*Typ instalace:

- 1) kotelna v domě,
- 2) centrální kotelna s distribuční sítí ve vzdálenosti do 250 m,
- 3) centrální kotelna s distribuční sítí ve vzdálenosti více než 250 m.

Pokud známe sezónní účinnost a cenu paliva, pak jsme schopni vyčíslit náklady na teplenou energii. [11]

- pro palivové kotle jako:

$$p_{\text{heating}} = \frac{3600 \cdot E_f}{H_h \cdot \eta_{sh}} \quad (8)$$

- pro elektrické kotle:

$$p_{\text{heating}} = \frac{E_{el}}{\eta_{sh}} \quad (9)$$

- pro dálkové vytápění:

$$p_{\text{heating}} = \frac{E_{dis}}{\eta_{sh}} \quad (10)$$

kde:	$p_{\text{heating}}$	[Kč/kWh]	cena za energii na ohřev
	$E_f$	[Kč/kg, Kč/m <sup>3</sup> ]	cena paliva
	$H_h$	[J/kg] [J/m <sup>3</sup> ]	výhřevnost paliva
	$\eta_{sh}$	[%]	sezónní účinnost ohřevu (tab. 3, tab. 4)
	$E_{el}$	[Kč/kWh]	cena za elektrickou energii
	$E_{dis}$	[Kč/kWh]	cena za energii pro dálkové vytápění

### 3.3.3 Chladič

Pokud není přesně stanovena cena za kWh energie, pak je potřeba náklady na ochlazení vypočítat především z ceny primární energie a chladicí kapacity chladicího zařízení. [11]

tab. 5 Sezónní chladicí účinnost různých typů chladících zařízení v % [11]

Chladicí zařízení	Vypařování			Kondenzace							
	Vypařovací teplota [°C]	Teplota studené vody [°C]	Teplota vzduchu [°C]	Teplota vzduchu [°C]				Teplota vody [°C]			
				25	30	35	40	30/35	35/40	40/45	
Vzduchem chlazená kondenzační pro chladič s přímým vypařováním	4	-	340	300	270	240	-	-	-	-	-
	8	-	360	320	285	260	-	-	-	-	-
	12	-	380	340	305	285	-	-	-	-	-
Vodní chladič (Chillery <sup>6</sup> )	-	5/10	310	280	250	225	-	-	-	-	-
	-	7/12	320	290	260	235	-	-	-	-	-

<sup>6</sup> Chillery jsou kompresorové chladiče, které vyrábějí studenou vodu. Studená voda je poté vedena do výměníku, který je přímo větrací jednotce. [12]

se vzduchem chlazeným kondenzátorem	-	10/15	335	300	270	240	-	-	-
Vodní chladič s kondenzátorem	-	5/10	-	-	-	-	365	320	280
chlazeným vodou*	-	7/12	-	-	-	-	385	340	295
	-	10/15	-	-	-	-	410	360	315
Vodní chladič s kondenzátorem	-	5/10	-	-	-	-	305	270	240
chlazeným vodou z	-	7/12	-	-	-	-	315	285	250
chladičícího okruhu	-	10/15	-	-	-	-	330	295	265
Absorpční chlazení s nepřímým ohřevem	-	5/10	-	-	-	-	-	-	-
(horkou vodou)**	-	7/12	-	-	-	-	75	-	-
	-	10/15	-	-	-	-	-	-	-
Absorpční chlazení s přímým ohřevem	-	5/10	-	-	-	-	Specifikováno výrobcem		
(plynem nebo	-	7/12	-	-	-	-			
elektricky)	-	10/15	-	-	-	-			

\* ze zdroje, odpadní nebo užitkovou vodou

\*\* v chladicí účinnosti není zahrnuta tepelná účinnost produkce tepla

Pokud známe účinnost chladicího zařízení a cenu paliva, pak jsme schopni vyčíslit náklady na energii pro chlazení. [11]

- pro kompresorová chladicí zařízení:

$$p_{cooling} = \frac{E_f}{\eta_{sc}} \quad (11)$$

- pro absorpční chladič s nepřímým ohřevem:

$$p_{cooling} = \frac{p_{heating}}{\eta_{sc}} \quad (12)$$

- pro absorpční chladič s přímým ohřevem:

$$p_{cooling} = \frac{3600 \cdot E_f}{H_h \cdot \eta_{sc}} \quad (13)$$

- pro dálkové chlazení:

$$p_{cooling} = \frac{E_{dis}}{\eta_{sc}} \quad (14)$$

kde:	$p_{cooling}$	[Kč/kWh]	cena za energii na chlazení
	$E_f$	[Kč/kg, Kč/m <sup>3</sup> ]	cena paliva
	$\eta_{sc}$	[%]	sezónní účinnost chlazení (tab. 5)
	$p_{heating}$	[Kč/kWh]	cena za energii na ohřev
	$H_h$	[J/kg] [J/m <sup>3</sup> ]	výhřevnost paliva
	$E_{dis}$	[Kč/kWh]	cena za energii pro dálkové vytápění

### 3.3.4 Topné spirály

Topné spirály jsou používány k ohřevu vzduchu při proudění. Topné spirály spotřebují energii na primární straně a tuto tepelnou energii přenesou na proudící vzduch. Podle ohřivacího média je lze rozdělit na [11]:

- vodní topné spirály,
- parní topné spirály,
- elektrické topné cívky.

*Vodní a parní topné spirály:*

Spotřeba energie na primární straně [11]:

$$W_{circ} = P_{circ} \cdot t_{eq,op} \quad (15)$$

kde:  $W_{circ}$  [kWh] energie spotřebovaná na oběh kapaliny  
 $P_{circ}$  [kW] příkon čerpadla pro oběh kapaliny  
 $t_{eq,op}$  [h] doba provozu čerpadla pro oběh kapaliny

Pro čerpadla s regulací rychlosti a pro optimalizované ohřivací stanice se spotřebované elektrická energie zredukuje cca na polovinu [11]:

$$W_{circ} = 0,5 \cdot P_{circ} \cdot t_{op} \quad (16)$$

kde:  $W_{circ}$  [kWh] energie spotřebovaná na oběh kapaliny  
 $P_{circ}$  [kW] příkon čerpadla pro oběh kapaliny  
 $t_{eq,op}$  [h] doba provozu čerpadla pro oběh kapaliny

Příkon pro cirkulaci vody [11]:

$$P_{circ} = \frac{q_{v,coil} \cdot (2 \cdot \Delta p_{coil} + \Delta p_{distr})}{\eta_P} \quad (17)$$

kde:  $P_{circ}$  [W] příkon čerpadla pro oběh kapaliny  
 $q_{v,coil}$  [l/s] objemový tok kapaliny skrz průřez spirály  
 $\Delta p_{coil}$  [kPa] tlaková ztráta skrz spirálu  
 $\Delta p_{distr}$  [kPa] tlaková ztráta skrz oběhový systém  
 $\eta_P$  [%] celková účinnost zařízení s oběhem kapaliny (tab. 6)

tab. 6 Tlakové ztráty a účinnost pro okruhy s topnou spirálou [11]

Tlakové ztráty v ohřivacím systému			Účinnost čerpadla		
Vzdálenost od zdroje energie po topnou spirálu [m]		$\Delta p_{distr}$ [kPa]	$q_{v,coil} \cdot (2 \cdot \Delta p_{coil} + \Delta p_{distr})$ [W]		$\eta_P$ [%]
Od (včetně)	do		Od (včetně)	do	
-	10	8	-	10	15
10	16	9	10	15	25
16	25	11	15	25	30
25	40	15	25	40	34
40	53	20	40	63	37
53	100	30	63	100	39
100	125	36	100	160	41
125	160	45	160	250	43
160	200	55	250	400	45
200	250	65	400	630	48
250	315	85	630	1000	51
315	400	105	1000	1600	53

400	500	130	1600	2500	54
500	630	160	2500	4000	55
630	800	200	4000	6300	57
800	1000	250	6300	10000	61

Elektrické topné cívky:

U elektrických topných cívek je potřeba počítat také se ztrátami způsobenými přeměnou v teplo ve vodičích. Ztráty jsou určeny procházejícím proudem a odporem ve vodičích. [11]

tab. 7 koeficienty ztrát ve vodičích v % vzhledem k výkonu elektromotoru [11]:

Výkon zdroje elektrické energie [kW]	Vzdálenost od zdroje elektrické energie po topnou spirálu [m]									
	10	16	25	40	63	100	160	250	400	
10	0,7	1,2	1,8	2,9	4,6	5,0	5,0	5,0	5,0	
12,5	0,7	1,2	1,8	2,8	4,4	5,0	5,0	5,0	5,0	
16	0,7	1,1	1,8	2,8	4,4	5,0	5,0	5,0	5,0	
20	0,6	0,9	1,4	2,2	3,5	5,0	5,0	5,0	5,0	
25	0,5	0,7	1,1	1,8	2,9	4,6	5,0	5,0	5,0	
31,5	0,4	0,6	0,9	1,4	2,2	3,5	5,0	5,0	5,0	
40	0,3	0,5	0,7	1,1	1,7	2,7	4,4	5,0	5,0	
50	0,3	0,4	0,7	1,1	1,7	2,7	4,4	5,0	5,0	
63	0,3	0,4	0,7	1,1	1,7	2,7	4,4	5,0	5,0	
80	0,2	0,3	0,4	0,7	1,1	1,8	2,8	4,4	5,0	
100	0,2	0,3	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	3,9	5,0	
125	0,2	0,2	0,4	0,6	0,9	1,5	2,3	3,6	5,0	
160	0,2	0,2	0,4	0,6	0,9	1,5	2,3	3,6	5,0	
200	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	1,2	1,9	3,0	4,7	
250	0,1	0,2	0,2	0,4	0,6	0,9	1,5	2,3	3,7	
315	0,1	0,1	0,2	0,4	0,5	0,9	1,4	2,2	3,5	
400	0,1	0,1	0,2	0,4	0,5	0,9	1,4	2,2	3,5	

Dodatečnou spotřebu elektrické energie způsobenou ztrátami ve vodičích lze vypočítat [11]:

$$W_{el} = \frac{PEL \cdot Q_{H,an}}{100} \quad (18)$$

kde:  $W_{el}$  [kWh] spotřeba elektrické energie topných cívek na primární straně  
 $PEL$  [%] ztráta energie na ohřev na primární straně (tab. 7)  
 $Q_{H,an}$  [kWh] spotřeba tepelné energie topných cívek na primární straně

Spotřeba tepelné energie topné spirály za časový úsek  $t_s$  se spočítá podle rovnice [11]:

$$Q_{mom} = q_v \cdot \rho \cdot (h_{out} - h_{in}) \cdot t_s \quad (19)$$

kde:  $Q_{mom}$  [J] spotřeba tepelné energie za dobu  $t_s$   
 $q_v$  [m<sup>3</sup>/h] objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustota vzduchu  
 $h_{out}$  [kJ/kg] entalpie za topnou spirálou  
 $h_{in}$  [kJ/kg] entalpie před topnou spirálou  
 $t_s$  [h] časový úsek za konstantních teplot nebo entalpií

Pokud nedochází ke změně vlhkosti vzduchu, lze spotřebu tepelné energie spočítat podle rovnice [11]:

$$Q_{mom} = q_v \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{out} - t_{in}) \cdot t_s \quad (20)$$

---

kde:	$Q_{mom}$	[J]	spotřeba tepelné energie za dobu $t_s$
	$q_v$	[m <sup>3</sup> /h]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu
	$c_p$	[kJ/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
	$t_{out}$	[K]	teplota za topnou spirálou
	$t_{in}$	[K]	teplota před topnou spirálou
	$t_s$	[h]	časový úsek za konstantních teplot nebo entalpií

Celkovou roční spotřebu energie lze vyjádřit jako sumu za jednotlivé časové úseky [11]:

$$Q_{H,an} = \sum_{i=1}^n Q_{mom,i} \quad (21)$$

kde:	$Q_{mom}$	[kWh]	spotřeba tepelné energie za dobu $t_s$
	$Q_{H,an}$	[kWh]	spotřeba tepelné energie topných cívek na primární straně

### 3.3.5 Zvlhčovač

Energie potřebné na zvlhčování lze rozdělit na [11]:

- spotřeba energie na primární straně,
- spotřeba energie na styku se vzduchem,
- spotřeba tepelné energie.

*Spotřeba energie na primární straně:*

Spotřebou energie na primární straně se rozumí energie vynaložená na chod zvlhčovače s výjimkou energie potřebné na vypaření vody. Ve většině případů se jedná o elektrickou energii potřebnou na cirkulaci páry. [11]

Elektrický parní generátor:

Celková roční spotřeba na primární straně se pak počítá podle vzorce [11]:

$$W_{el,hum} = \frac{PEL}{100} Q_{hum} \quad (22)$$

kde:	$W_{el,hum}$	[kWh]	spotřeba elektrické energie na primární straně elektrického parního generátoru
	PEL	[%]	ztráta energie na ohřev na primární straně (tab. 7)
	$Q_{hum}$	[kWh]	spotřeba tepelné energie na primární straně elektrického parního generátoru

Plynový parní generátor:

Plynové parní generátory se vyvinuly jako samostatné jednotky pro vzduchotechnickou jednotku jako alternativa k elektrickým parním generátorům. Spotřeba energie na primární straně se týká zejména energie potřebné k transportu plynu k hořáku. [11]

*Pračky vzduchu:*

U praček vzduchu se spotřeba energie na primární straně týká zejména čerpadla pro pohon vodní sprchy. [11]

$$W_{circ} = P_{circ} \cdot t_{eq,op} \quad (23)$$

kde:	$W_{circ}$	[kWh]	energie spotřebovaná na oběh kapaliny
	$P_{circ}$	[kW]	příkon čerpadla pro oběh kapaliny
	$t_{eq,op}$	[h]	doba provozu čerpadla pro oběh kapaliny

Příkon čerpadla lze spočítat z rovnice [11]:

$$P_{circ} = \frac{q_v \cdot p_{man}}{\eta_p} \quad (24)$$

kde:  $P_{circ}$  [W]      příkon čerpadla pro oběh kapaliny  
 $q_v$  [l/s]      objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku  
 $p_{man}$  [kPa]      ztrátový tlak čerpadla pro vodní sprchu  
 $\eta_p$  [%]      celková účinnost zařízení s oběhem kapaliny (tab. 8)

Účinnost čerpadla pro pračku vzduchu lze určit z tabulky 8:

tab. 8 Účinnost čerpadla pro pračku vzduchu v % [11]:

od	$q_v \cdot p_{man}$ [W]	do (včetně)	$\eta_p$ [%]
100		160	33
160		250	34
250		400	39
400		630	42
630		1000	43
1000		1600	44
1600		2500	49
2500		4000	55
4000		6300	60
6300		10000	63
10000		16000	66
16000		25000	67
25000		40000	68

Vodní rozprašovací trysky a rozprašovací trysky na stlačený vzduch:

Vodní rozprašovací trysky a rozprašovací trysky na stlačený vzduch používají stlačený vzduch k vytvoření jemného rozprašku, který se kompletně vypaří do proudícího vzduchu. Spotřeba energie na primární straně se týká zejména energie potřebné pro cirkulaci, tedy zejména příkonu kompresoru. Příkon kompresoru závisí na výkonu a typu kompresoru, účinnosti pohonu, systému trubek a typu trysky. Pro běžnou praxi lze jeho roční spotřebu energie spočítat podle empiricky stanoveného vzorce [11]:

$$W_{el, hum} = 0,1 \cdot Q_{hum} \quad (25)$$

kde:  $Q_{hum}$  [kWh]      spotřeba tepelné energie na primární straně parního generátoru  
 $W_{el, hum}$  [kWh]      spotřeba elektrické energie parního generátoru

Ultrazvukové zvlhčovače:

Ultrazvukové zvlhčovače vytváří rozprašek vody díky ultrazvukovým vibracím o frekvenci přibližně 1,7 MHz. Spotřeba energie na primární straně se týká zejména energie potřebné na vytvoření ultrazvukových vibrací. Roční spotřebu energie lze opět spočítat empiricky podle vzorce [11]:

$$W_{el, hum} = 0,075 \cdot Q_{hum} \quad (26)$$

kde:  $Q_{hum}$  [kWh]      spotřeba tepelné energie na primární straně parního generátoru  
 $W_{el, hum}$  [kWh]      spotřeba elektrické energie parního generátoru

Vysokotlaké trysky:

Zvlhčovače, které používají vysokotlaké trysky k rozprašení vzduchu, jsou obvykle vybaveny vysokotlakým čerpadlem, které je poháněno elektromotorem. Spotřeba energie na primární straně se týká zejména energie potřebné pro pohon čerpadla. Roční spotřebu energie lze opět spočítat empiricky podle vzorce [11]:

$$W_{el, hum} = 0,002 \cdot Q_{hum} \quad (27)$$

kde:  $Q_{hum}$  [kWh] spotřeba tepelné energie na primární straně parního generátoru  
 $W_{el, hum}$  [kWh] spotřeba elektrické energie parního generátoru

*Spotřeba energie na styku se vzduchem*

Potřebný průtok se stanoví podle tlakové diference skrz jednotku. Tuto tlakovou diferenci zajišťuje ventilátor. Energie potřebná je tedy zahrnuta v elektrické spotřebě energie ventilátoru. [11]

*Spotřeba tepelné energie*

Všechny zvlhčovače potřebují tepelnou energii k ohřevu vody na vypařovací teplotu a následnému zvýšení vlhkosti protékajícího vzduchu. Jako zvlhčovací médium se nejčastěji používá vodní pára, která také způsobí, že teplota dopravovaného vzduchu lehce stoupne. V případě vodních zvlhčovačů se voda vypaří do protékajícího vzduchu. V tomto případě je teplo potřebné na vypaření ovlivněno průtokem vzduchu, což vede ke snížení teploty protékajícího vzduchu. [11]

Spotřeba tepelné energie pro vlhčení za časový úsek  $t_s$  se počítá z rovnice [11]:

$$Q_{mom} = q_v \cdot \rho \cdot (x_{out} - x_{in}) \cdot 2500 \cdot t_s \quad (28)$$

kde:  $Q_{mom}$  [J] spotřeba tepelné energie za dobu  $t_s$   
 $q_v$  [ $m^3/h$ ] objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku  
 $\rho$  [ $kg/m^3$ ] hustota vzduchu  
 $c_p$  [J/kgK] měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku  
 $t_{out}$  [K] teplota za topnou spirálou  
 $t_{in}$  [K] teplota před topnou spirálou  
 $t_s$  [h] časový úsek za konstantních teplot nebo entalpií

Celková roční spotřeba tepla na vlhčení se počítá jako suma za jednotlivé časové úseky z rovnice [11]:

$$Q_{hum} = \sum_{i=1}^n Q_{mom, i} \quad (29)$$

kde:  $Q_{mom}$  [Wh] spotřeba tepelné energie za dobu  $t_s$   
 $Q_{hum}$  [Wh] celková roční spotřeba tepla na vlhčení

Pro stanovení ceny za tepelnou energii platí vztah [11]:

- Elektrický parní generátor:

$$p_{hum} = \frac{E_{el}}{\eta_{s, hum}} \quad (30)$$

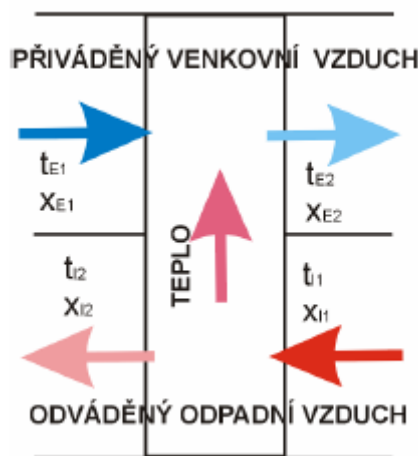
- Plynový parní generátor:

$$p_{hum} = \frac{3600 \cdot E_f}{H_h \cdot \eta_{s, hum}} \quad (31)$$

kde:	$p_{\text{hum}}$	[Kč/kWh]	cena za energii na vlhčení
	$\eta_{\text{shum}}$	[%]	sezónní účinnost vlhčení (tab. 3, tab. 4)
	$E_{\text{el}}$	[Kč/kWh]	cena za elektrickou energii
	$E_f$	[Kč/kg, Kč/m <sup>3</sup> ]	cena paliva
	$H_h$	[J/kg, J/m <sup>3</sup> ]	výhřevnost paliva

### 3.3.6 Zařízení po zpětné získávání tepla (ZZT)

ZZT je proces využití tepelné energie obsažené ve vzduchu odváděném z budovy (viz obr. 26). U provozu s cirkulací vzduchu nebo zařízení, kde je teplo využíváno v jiném než vzduchotechnickém procesu, se nejedná o ZZT. Systém ZZT spočívá v předání tepla vzduchu opouštějícího budovu vzduchu přiváděnému. [5]



obr. 26 Schéma zpětného získávání tepla [5]

Zařízení pro zpětné získávání tepla fungují na bázi tepelných výměníků, viz kapitola 2.2.

- Pro zimní období [11]:

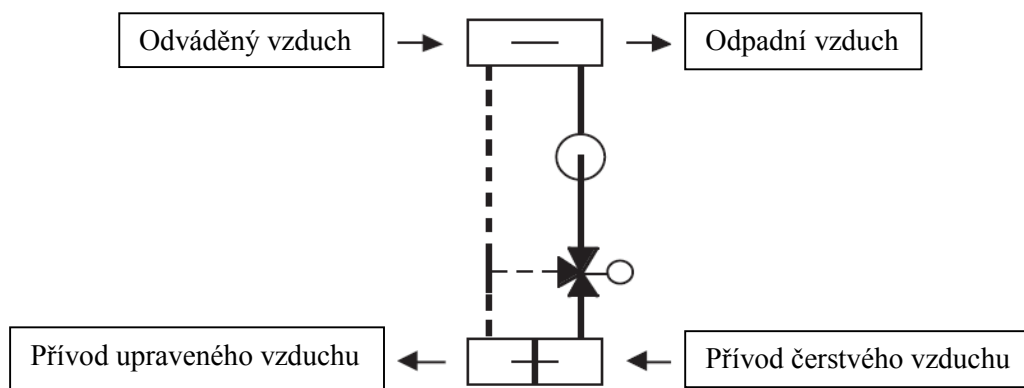
$$\eta_{t2} = \frac{t_{sa} - t_{oa}}{t_{ea} - t_{oa}} \quad (32)$$

- Pro letní období [11]:

$$\eta_{t1} = \frac{t_{oa} - t_{sa}}{t_{oa} - t_{ea}} \quad (33)$$

kde:	$\eta_{t1}$	[%]	tepelná účinnost ZZT pro chlazení (pro letní provoz)
	$\eta_{t2}$	[%]	tepelná účinnost ZZT pro ohřev (pro zimní provoz)
	$t_{ea}$	[K]	teplota odváděného vzduchu
	$t_{oa}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
	$t_{sa}$	[K]	teplota upraveného vzduchu

Systémy s oběhem kapaliny se zpětným získáváním tepla



obr. 27 Schéma oběhu kapaliny [11]

Roční spotřeba elektrické energie na příkon čerpadla lze spočítat podle rovnice [11]:

$$W_{circ} = P_{circ} \cdot t_{eq,op} \quad (34)$$

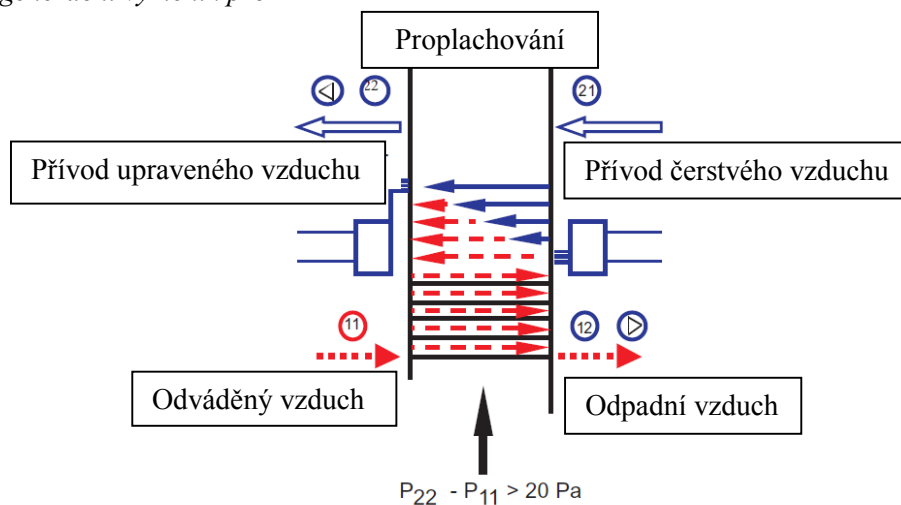
kde:  $W_{circ}$  [kWh] energie spotřebovaná na oběh kapaliny  
 $P_{circ}$  [kW] příkon čerpadla pro oběh kapaliny  
 $t_{eq,op}$  [h] doba provozu čerpadla pro oběh kapaliny

Pokud je potřeba stanovit příkon čerpadla využitý pouze pro cirkulaci vody, je třeba využít vztah [11]:

$$P_{circ} = \frac{q_{v,fluid} \cdot (3 \cdot \Delta p_{coil} + \Delta p_{loop})}{\eta_p} \quad (35)$$

kde:  $P_{circ}$  [W] příkon čerpadla pro oběh kapaliny  
 $q_{v,fluid}$  [l/s] průtok kapaliny skrz ZZT systém  
 $\Delta p_{coil}$  [kPa] tlaková ztráta skrz spirálu  
 $\Delta p_{loop}$  [kPa] tlaková ztráta skrz ZZT systém  
 $\eta_p$  [%] celková účinnost zařízení s oběhem kapaliny (tab. 6)

Rotační regenerační výměník pro ZZT



obr. 28 Princip Rotačního rekuperátoru [11]

Při ZZT se při většině případů jedná o získávání citelného tepla (změna teploty), lze však také získat teplo vázané (změna vlhkosti). Rotační tepelný výměník umožňuje mimo jiné také zpětné získávání vlhkosti (ZZV). Pro jeho účinnost platí podobný vztah, jako pro zpětné získávání tepla [11]:

- Pro zimní období [11]:

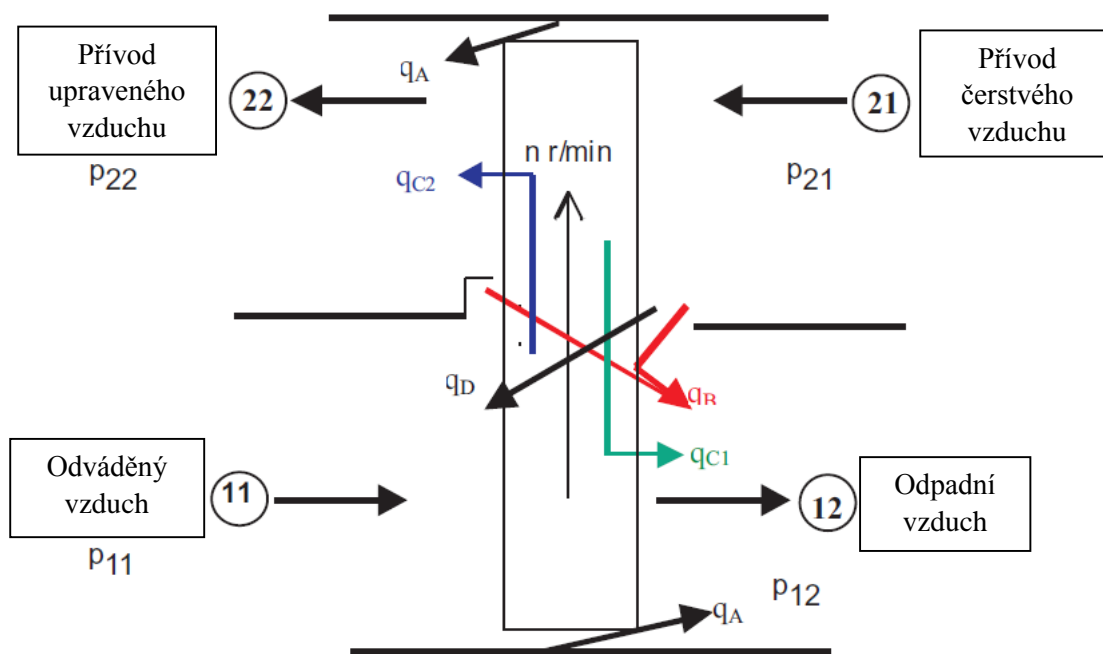
$$\eta_{x2} = \frac{x_{sa} - x_{oa}}{x_{ea} - x_{oa}} \quad (36)$$

- Pro letní období [11]:

$$\eta_{x1} = \frac{x_{oa} - x_{1sa}}{x_{oa} - x_{ea}} \quad (37)$$

kde:	$\eta_{x1}$	[%]	tepelná účinnost ZZV pro chlazení (pro letní provoz)
	$\eta_{x2}$	[%]	tepelná účinnost ZZV pro ohřev (pro zimní provoz)
	$x_{ea}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost odváděného vzduchu
	$x_{oa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost venkovního vzduchu
	$x_{sa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost upraveného vzduchu

Rotační tepelné výměníky jsou více náchylné na únik, proto je potřeba počítat i s tímto faktorem (viz obr. 29).



obr. 29 Schéma úniku u rotačního rekuperátoru,  $q_A$  – by-pass průtok,  $q_B$  – únikový tok,  $q_{C1}$  – tok přenesený rotací,  $q_{C2}$  – zpětný tok,  $q_D$  – proplachovací tok [11]

Únikový tok lze vypočítat jako [11]:

$$q_B = D \cdot [k_1 + k_2 \cdot (p_{21} - p_{11}) \cdot 10^{-3}] \quad (38)$$

kde:	$q_B$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok unikajícího vzduchu
	$D$	[m]	průměr rotoru
	$k_1$	[-]	konstanta vyjadřující kvalitu těsnění
	$k_2$	[-]	konstanta vyjadřující kvalitu těsnění
	$p_{21}$	[Pa]	tlak přívodního vzduchu
	$p_{11}$	[Pa]	tlak odváděného vzduchu

Konstanty  $k_1$  a  $k_2$  závisí na kvalitě a druhu těsnění. Pohybují se v intervalech [11]:

$$k_1 \in \langle 0,02; 0,04 \rangle$$

$$k_2 \in \langle 0,08; 0,15 \rangle$$

Samotný průtok rotačním tepelným výměníkem může být stanoven podle vztahu [11]:

$$q_{C1} = \frac{(D^2 - d^2)}{4} \cdot n \cdot f_p \cdot L \quad (39)$$

kde:	$q_{C1}$	[m <sup>3</sup> /s]	přenesený objemový tok rotačního rekuperátoru
	D	[m]	průměr rotoru
	d	[m]	průměr náboje pro rotor
	n	[ot/min]	otáčky rotoru
	$f_p$	[-]	pórovitost výplně rotoru
	L	[m]	délka rotoru ve směru proudění vzduchu

Celkový únikový tok se dá určit podle vztahu [11]:

$$q_{v,leak} = q_B + \frac{\theta}{180} \cdot \left( \frac{p_{21} - p_{11}}{p_{21} - p_{22}} \right)^{\frac{1}{f}} \cdot q_{22} \quad (40)$$

kde:	$q_{v,leak}$	[m <sup>3</sup> /s]	celkový objemový tok unikajícího vzduchu
	$\theta$	[°]	úhel proplachovacího sektoru
	f	[-]	faktor zohledňující vztah mezi tlakovou ztrátou a rychlostí proudění
	$p_{11}$	[Pa]	tlak odváděného vzduchu
	$p_{12}$	[Pa]	tlak odpadního vzduchu
	$p_{21}$	[Pa]	tlak přívodního vzduchu
	$p_{22}$	[Pa]	tlak upraveného vzduchu
	$q_{22}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok upraveného vzduchu

Zpětně získanou tepelnou energii lze vypočítat podle vztahu [11]:

$$Q_{REC,H} = 1,2 \cdot q_{v,sa} \cdot \frac{t_{op}}{8760} \cdot \sum_{i=1}^{8760} (t_{ea,i} - t_{oa,i}) \cdot \frac{\eta_t}{100} \quad (41)$$

kde:	$Q_{REC,H}$	[kWh]	zpětně získaná tepelná energie
	$q_{v,sa}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok upraveného vzduchu
	$t_{ea}$	[K]	teplota odváděného vzduchu
	$t_{oa}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
	$t_{op}$	[h]	provozní čas VZT jednotky
	$\eta_t$	[%]	tepelná účinnost ZZT

Příkon rotačního rekuperátoru lze rozdělit na [11]:

- Zvýšení příkonu na překonání tlakových ztrát v rotoru:

$$P_{el,pressure} = \frac{(q_{v,sa} \cdot \Delta p_{sa})}{\eta_{sa}} + \frac{q_{v,ea} \cdot \Delta p_{ea} + \Delta p_{damper}}{\eta_{ea}} \quad (42)$$

- Zvýšení příkonu kvůli úniku:

$$P_{el,leak} = \frac{q_{v,leak} \cdot P_{fan}}{q_{v,ea}} \quad (43)$$

- Příkon motoru:

$$P_{el,drive} = k \cdot D^2 \quad (44)$$

kde:	$P_{el,pressure}$	[kW]	příkon ventilátoru potřebný k překonání tlakový ztrát rotoru rotačního rekuperátoru
	$\Delta p_{sa}$	[Pa]	tlaková ztráta rotoru na straně upraveného vzduchu
	$\Delta p_{ea}$	[Pa]	tlaková ztráta rotoru na straně odváděného vzduchu
	$q_{v,sa}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok upraveného vzduchu
	$q_{v,ea}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok odpadního vzduchu
	$\Delta p_{damper}$	[Pa]	tlaková ztráta tlumiče na straně odváděného vzduchu
	$\eta_{sa}$	[%]	celková účinnost ventilátoru na straně přiváděného vzduchu
	$\eta_{ea}$	[%]	celková účinnost ventilátoru na straně odváděného vzduchu
	$P_{el,leak}$	[W]	příkon ventilátoru potřebný k překonání úniku rotoru rotačního rekuperátoru
	$q_{v,leak}$	[m <sup>3</sup> /s]	celkový objemový tok unikajícího vzduchu
	$P_{fan}$	[kW]	elektrický příkon ventilátoru
	$P_{el,drive}$	[kW]	příkon pohonu rotačního rekuperátoru
	$k$	[-]	konstanta vyjadřující kvalitu těsnění
	$D$	[m]	průměr rotoru

Celkovou roční spotřebu elektrické energie lze spočítat jako [11]:

$$W_{rot} = (P_{el,pressure} + P_{el,leak})t_{op,AHU} + P_{el,drive} \cdot t_{op,rotor} \quad (45)$$

kde:	$W_{rot}$	[kWh]	celková spotřeba elektrické energie rotačního rekuperátoru
	$P_{el,pressure}$	[kW]	příkon ventilátoru potřebný k překonání tlakový ztrát rotoru rotačního rekuperátoru
	$P_{el,leak}$	[kW]	příkon ventilátoru potřebný k překonání úniku rotoru rotačního rekuperátoru
	$t_{op,AHU}$	[h]	doba provozu VZT jednotky
	$P_{el,drive}$	[kW]	příkon pohonu rotačního rekuperátoru
	$t_{op,rotor}$	[h]	doba provozu rotoru rotačního rekuperátoru

### 3.3.7 Shrnutí LCC

Energie potřebné k provozu VZT lze rozdělit do 5 kategorií [11]:

- energie potřebná k ohřevu vzduchu,
- energie potřebná k ochlazení vzduchu,
- energie potřebná k vlhčení vzduchu,
- energie potřebná k transportu vzduchu,
- energie potřebná pomocná zařízení VZT.

Všechno složky lze v zásadě shrnout do dvou kategorií – tepelná a elektrická energie.

#### Tepelné energie pro ohřev vzduchu

Celkový příkon tepelné energie pro ohřev lze získat ze vztahu [11]:

$$P_H = \eta_{VAV,HC} \cdot c_p \cdot \rho \cdot q_v \cdot \left[ (t_{sa} - 1) - t_{oa} - \frac{\eta_t}{100} \cdot (t_{ea} - t_{oa})_{if>0} \right]_{if>0} \quad (46)$$

kde:	$P_H$	[kW]	příkon pro ohřev
	$\eta_{VAV,HC}$	[-]	konstanta vyjadřující vliv konstantních otáček
	$c_p$	[kJ/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu
	$q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	$\eta_t$	[%]	tepelná účinnost ZZT

$t_{sa}$	[K]	teplota upraveného vzduchu
$t_{oa}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
$t_{ea}$	[K]	teplota odváděného vzduchu

Roční spotřebovanou tepelnou energii na ohřev za rok lze získat ze vztahu [11]:

$$Q_H = \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{H,d,i} \right) \cdot \frac{t_{op,d}}{4380} + \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{H,n,i} \right) \cdot \frac{t_{op,n}}{4380} \quad (47)$$

kde:	$Q_H$	[kWh]	roční spotřeba tepelné energie pro ohřev
	$P_{H,d}$	[kW]	příkon pro ohřev ve dne
	$t_{op,d}$	[h]	doba ohřevu ve dne
	$P_{H,n}$	[kW]	příkon pro ohřev v noci
	$t_{op,n}$	[h]	doba ohřevu v noci

Roční náklady na tepelnou energii pro ohřev lze získat ze vztahu [11]:

$$E_H = Q_H \cdot p_{heating} \quad (48)$$

kde:	$E_H$	[Kč]	roční náklady na ohřev
	$Q_H$	[kWh]	roční spotřeba tepelné energie pro ohřev
	$p_{heating}$	[Kč/kWh]	cena za energii na ohřev

#### Tepelné energie pro chlazení vzduchu

Chlazení lze provádět dvěma způsoby [11]:

- Regulace teploty – Venkovní vzduchu je ochlazen na požadovanou teplotu, přičemž jeho relativní vlhkost se nekontroluje. V závislosti na teplotách může dojít k odvlhčení.
- Regulace vlhkosti – Venkovní vzduchu je ochlazen na požadovanou relativní vlhkost, přičemž jeho teplota se nekontroluje.

Celkový příkon citelné tepelné energie pro chlazení při regulaci teploty lze získat ze vztahu [11]:

$$P_{C,S} = \eta_{VAV,HC} \cdot c_p \cdot \rho \cdot q_v \cdot \left[ t_{oa} - c_p \cdot (t_{oa} - t_{ea})_{if>0} \cdot \frac{\eta_t}{100} - (t_{sa} - 1) \right] \quad (49)$$

kde:	$P_{C,S}$	[kW]	příkon pro sensibilní chlazení
	$\eta_{VAV,HC}$	[-]	konstanta vyjadřující vliv konstantních otáček
	$c_p$	[kJ/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu
	$q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	$\eta_t$	[%]	tepelná účinnost ZZT
	$t_{sa}$	[K]	teplota upraveného vzduchu
	$t_{oa}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
	$t_{ea}$	[K]	teplota odváděného vzduchu

Celkový příkon citelné tepelné energie pro chlazení při regulaci relativní vlhkosti lze získat ze vztahu [11]:

$$P_{C,S} = \eta_{VAV,HC} \cdot c_p \cdot \rho \cdot q_v \cdot \left[ t_{oa} - c_p \cdot (t_{oa} - t_{ea})_{if>0} \cdot \frac{\eta_t}{100} - (t_{dsa} + 0,5) \right] \quad (50)$$

kde:	$P_{C,S}$	[kW]	příkon pro sensibilní chlazení
	$\eta_{VAV,HC}$	[-]	konstanta vyjadřující vliv konstantních otáček
	$c_p$	[kJ/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu

$q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
$\eta_t$	[%]	tepelná účinnost ZZT
$t_{dsa}$	[K]	teplota rosného bodu při relativní vlhkosti upraveného vzduchu $x_{sa}$
$t_{oa}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
$t_{ea}$	[K]	teplota odváděného vzduchu

Celkový příkon latentní tepelné energie pro chlazení je stejný jak pro regulaci teploty, tak pro regulaci relativní vlhkosti a lze jej získat ze vztahu [11]:

$$P_{C,L} = \eta_{VAV,HC} \cdot \rho \cdot q_v \cdot 2500 \cdot \left[ x_{oa} - (x_{oa} - x_{ea})_{if>0} \cdot \frac{\eta_x}{100} - x_{sa} \right] \quad (51)$$

kde:	$P_{C,L}$	[kW]	příkon pro latentní chlazení
	$\eta_{VAV,HC}$	[-]	konstanta vyjadřující vliv konstantních otáček
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu
	$q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	$\eta_x$	[%]	tepelná účinnost ZZV
	$x_{oa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost venkovního vzduchu
	$x_{ea}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost odváděného vzduchu
	$x_{sa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost upraveného vzduchu

Roční spotřebu tepelné energii na chlazení lze získat ze vztahu [11]:

$$Q_C = \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{C,S,d,i} + P_{C,L,d,i} \right) \cdot \frac{t_{op,d}}{4380} + \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{C,S,n,i} + P_{C,L,n,i} \right) \cdot \frac{t_{op,n}}{4380} \quad (52)$$

kde:	$Q_C$	[kWh]	roční spotřeba tepelné energie pro chlazení
	$P_{C,S,d}$	[kW]	příkon pro sensiblní chlazení ve dne
	$P_{C,L,d}$	[kW]	příkon pro latentní chlazení ve dne
	$P_{C,S,n}$	[kW]	příkon pro sensiblní chlazení v noci
	$P_{C,L,n}$	[kW]	příkon pro latentní chlazení v noci
	$t_{op,d}$	[h]	doba chlazení ve dne
	$t_{op,n}$	[h]	doba chlazení v noci

Roční náklady na tepelnou energii pro chlazení lze získat ze vztahu [11]:

$$E_C = Q_C \cdot p_{cooling} \quad (53)$$

kde:	$E_C$	[Kč]	roční náklady na chlazení
	$Q_C$	[kWh]	roční spotřeba tepelné energie pro chlazení
	$p_{heating}$	[Kč/kWh]	cena za energii na vlhčení

### Tepelné energie pro vlhčení vzduchu

Příkon energie potřebný pro vlhčení lze získat ze vztahu [11]:

$$P_{hum} = \eta_{VAV,HC} \cdot 2500 \cdot \rho \cdot q_v \cdot \left[ (x_{sa} - x_{oa}) - \frac{\eta_x}{100} \cdot (x_{ea} - x_{oa}) \right] \quad (54)$$

kde:	$P_{hum}$	[kW]	příkon pro vlhčení
	$\eta_{VAV,HC}$	[-]	konstanta vyjadřující vliv konstantních otáček
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu
	$q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
	$\eta_x$	[%]	tepelná účinnost ZZV
	$x_{oa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost venkovního vzduchu
	$x_{ea}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost odváděného vzduchu
	$x_{sa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost upraveného vzduchu

Roční spotřeba tepelné energie pro se stanová podle vztahu [11]:

$$Q_{hum} = \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{hum,d,i} \right) \frac{t_{op,d}}{4380} + \left( \sum_{j=1}^{4380} P_{hum,n,j} \right) \frac{t_{op,n}}{4380} \quad (55)$$

kde:	$Q_{hum}$	[kWh]	roční spotřeba tepelné energie pro vlhčení
	$P_{hum,d}$	[kW]	příkon pro vlhčení ve dne
	$P_{hum,n}$	[kW]	příkon pro vlhčení
	$t_{op,d}$	[h]	doba vlhčení ve dne
	$t_{op,n}$	[h]	doba vlhčení v noci

Roční náklady na tepelnou energii pro vlhčení lze získat ze vztahu [11]:

$$E_{hum} = Q_{hum} \cdot p_{hum} \quad (56)$$

kde:	$E_{hum}$	[Kč]	roční náklady na vlhčení
	$Q_{hum}$	[kWh]	roční spotřeba tepelné energie pro vlhčení
	$p_{hum}$	[Kč/kWh]	cena za energii na vlhčení

### Elektrická energie

Zařízení, která spotřebují značnou část elektrické energie, jsou [11]:

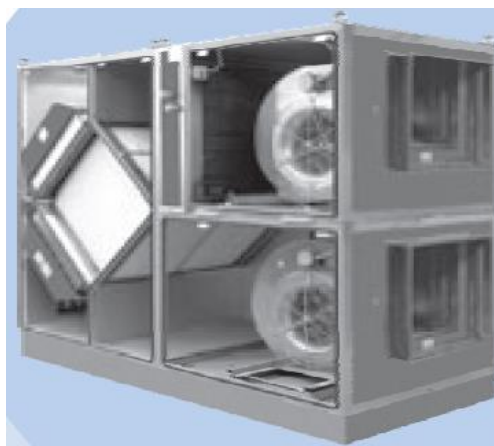
- elektromotory pro pohon ventilátoru, včetně regulačních zařízení,
- čerpadlo pro tepelné výměníky a zvlhčovače,
- pohon pro rotační rekuperátor,
- systém pro úpravu a dopravu vody.

Vztahy pro elektrickou spotřebu energie těchto zařízení byly popsány podrobně v kapitole 3.

## 4 Výpočet na vybrané jednotce

### 4.1 VZT jednotka

Jako modelová jednotka byla vybrána DUPLEX 15000 od firmy Atrea. Tato jednotka nalezne uplatnění zejména v administrativních budovách, školních objektech, restauračních zařízeních atd. Jednotka je vybavena deskovým křížovým rekuperačním výměníkem, dvěma radiálními ventilátory. Pro ilustraci výpočtů je předpokládáno, že jednotka obsahuje také zvlhčovač, teplovodní ohříváč s elektrickým kotlem a vodní chladič. [13]



obr. 30 Atrea DUPLEX 15000 [12]

Jednotka je v provozu celý rok. Zimní období pro ohřev je listopad až březen a letní období pro chlazení je červen až srpen. Průměrná teplota pro zimní období v pracovní dobu byla stanovena odhadem na 6,5 °C, pro letní období na 25 °C. Ve výpočtu je zohledněna i tzv. udržovací fáze pro zimní období, kdy se nevyplatí vzduch ohřívát, ale zároveň nesmí vzduch v budově příliš zchladnout. Průměrná venkovní teplota pro tuto fázi byla stanovena odhadem na 0 °C a teplota v místnosti byla pro výpočet nastavena na 16°C. Průměrná vlhkost relativní venkovního vzduchu je 50 %. Normy pro administrativní budovy uvádí relativní vlhkost v interiéru 30 až 70 %. V zimním období je zapnut ohřev a vlhčení po dobu 10 h v pracovní dny, a udržovací fáze probíhá 14 h v pracovní dny a o víkendu. V letním období pracuje chlazení a vlhčení po dobu 10 h v pracovní dny. Předpokládaná životnost jednotky je 15 let.

Celková jednotková cena elektrické energie byla stanovena na 3,15 Kč/kWh s DPH (zdroj: firma E.ON, oblast Brno, produkt: Standart Power, sazba C45d, jistič 160 A, odhad roční spotřeby cca 280 MWh) [14]

tab. 9 Data VZT jednotky [13]:

Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
cena VZT	cena_jednotky	870000	Kč	odhad
příkon ventilátorů	$P_{fan}$	11,6	kW	katalog atrea
rychlost v průřezu	$v$	2,47	$ms^{-1}$	odhad
Průtok	$q_v$	15000	$m^3/h$	katalog atrea
účinnost ZZT	$\eta_t$	65	%	katalog atrea
faktor pro konstantní otáčky	$\eta_{CAV}$	1		eurovent

tab. 10 Vlastnosti vzduchu [11]:

Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku	$c_p$	1	$kJ/kg$	eurovent
hustota vzduchu	$\rho$	1,2	$kg/m^3$	eurovent

tab. 11 Požadavky v interiéru [11]:

Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
teplota upraveného vzduchu	$t_{sa}$	20	°C	obr. 31
teplota odváděného vzduchu	$t_{ea}$	22	°C	obr. 31

tab. 12 Data pro ohřev vzduchu [11]:

Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
denní doba ohřevu		10	h	
doba provozu v zimním období	$t_{op,H}$	1000	h	5 měsíců, pracovní dny
průměrná teplota venkovního vzduchu v zimním období	$t_{oa}$	6,5	°C	odhad
měrná vlhkost venkovního vzduchu v zimním období	$x_{oa}$	0,00415	kg/kg <sub>s.v.</sub>	lineární interpolace
měrná vlhkost přiváděného vzduchu v zimním období	$x_{sa}$	0,006	kg/kg <sub>s.v.</sub>	obr. 32
měrná vlhkost odváděného vzduchu v zimním období	$x_{ea}$	0,007	kg/kg <sub>s.v.</sub>	obr. 32

tab. 13 Data pro udržovací fázi [11]:

Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
doba udržovací fáze	$t_{op,U}$	2600	h	5 měsíců, mimo pracovní dobu
průměrná teplota venkovního vzduchu v udržovací fázi	$t_{oa}$	0	°C	odhad
teplota upraveného vzduchu v udržovací fázi	$t_{sa}$	16	°C	obr. 31
teplota odváděného vzduchu v udržovací fázi	$t_{ea}$	20	°C	obr. 31
měrná vlhkost venkovního vzduchu v udržovací fázi	$x_{oa}$	0,0026	kg/kg <sub>s.v.</sub>	
měrná vlhkost přiváděného vzduchu v udržovací fázi	$x_{sa}$	0,006	kg/kg <sub>s.v.</sub>	obr. 32
měrná vlhkost odváděného vzduchu v udržovací fázi	$x_{ea}$	0,007	kg/kg <sub>s.v.</sub>	obr. 32

tab. 14 Data pro chlazení vzduchu [11]:

Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
denní doba chlazení		10	h	
doba provozu v letním období	$t_{op,C}$	600	h	3 měsíce, pracovní dny
teplota venkovního vzduchu ve dne v letním období	$t_{oa}$	25	°C	
měrná vlhkost venkovního vzduchu ve dne v letním období	$x_{oa}$	0,009	kg/kg <sub>s.v.</sub>	
měrná vlhkost upraveného vzduchu v letním období	$x_{sa}$	0,095	kg/kg <sub>s.v.</sub>	odhad
měrná vlhkost odváděného vzduchu v letním období	$x_{ea}$	0,0105	kg/kg <sub>s.v.</sub>	

tab. 15 Ceny [11, 14]:

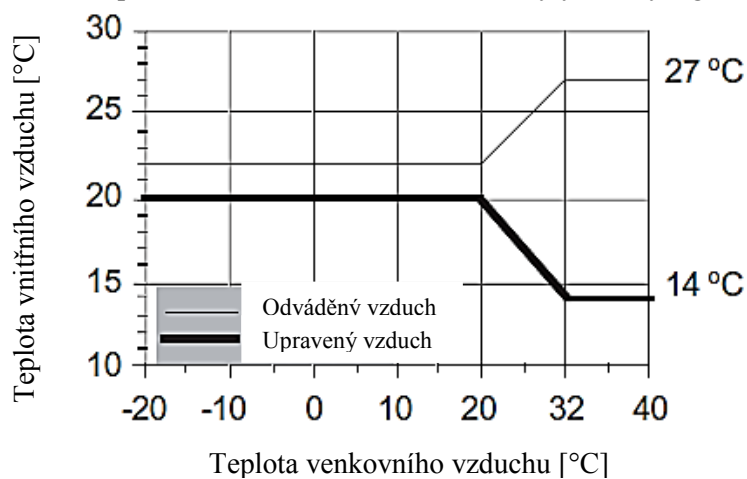
Význam	Symbol	Hodnota	Rozměr	Pozn.
cena elektrické energie	$E_f$	3,15	Kč/kWh	odhad

účinnost ohřevu	$\eta_H$	95 %	tab. 3
účinnost chlazení	$\eta_C$	305 %	tab. 5
účinnost vlhčení	$\eta_{hum}$	95 %	tab. 3
Life-cycle costs	LCC	15 let	

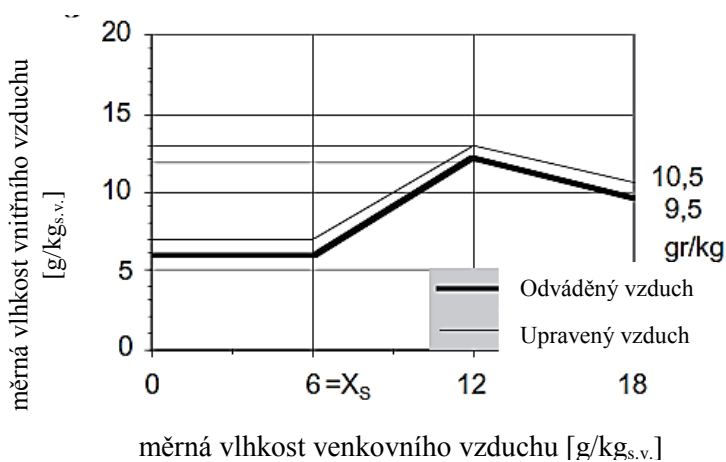
tab. 16 Měrné vlhkosti venkovního vzduchu byly určeny podle tabulky [4]:

Teplota [°C]	Měrná vlhkost [g/kg <sub>s.v.</sub> ]
-20	0,6
-15	0,8
-10	1,2
-5	1,7
0	2,6
5	3,7
10	5,2
15	6,7
20	8,0
25	9,0
30	9,7
35	10,1

Teploty a relativní vlhkosti upraveného a odváděného vzduchu byly určeny z grafů [11]:



obr. 31 Teplota [11]



obr. 32 Měrná vlhkost [11]

## 4.2 Výpočet podle SEC

Z rovnice (3) pro průměrné klimatické podmínky:

$$\begin{aligned}
 SEC &= t_a \cdot p_{ef} \cdot q_{net} \cdot MISC \cdot CTRL^y \cdot SPI - t_h \cdot \Delta T_h \cdot \eta_h^{-1} \cdot c_{air} \cdot \\
 &\quad \cdot [q_{ref} - q_{net} \cdot CTRL \cdot MISC \cdot (1 - \eta_{t1})] + Q_{defr} = \\
 &= t_a \cdot p_{ef} \cdot q_{net} \cdot MISC \cdot CTRL^x \cdot \frac{P_{fan}}{q_v} - t_h \cdot \Delta T_h \cdot \eta_h^{-1} \cdot c_{air} \cdot \\
 &\quad \cdot [q_{ref} - q_{net} \cdot CTRL \cdot MISC \cdot (1 - \eta_{t1})] + Q_{defr} = \\
 &= 8760 \cdot 2,5 \cdot 1,3 \cdot 1,1 \cdot 0,85^{1,2} \cdot \frac{11,6}{15000} - 5112 \cdot 9,5 \cdot 0,75^{-1} \cdot 0,000344 \\
 &\quad \cdot [2,2 - 1,3 \cdot 0,85 \cdot 1,1 \cdot (1 - 0,65)] + 0,45 = -19,15 \frac{kWh}{m^2}
 \end{aligned} \tag{57}$$

Podle tabulky 2 se tedy jedná o třídu E.

## 4.3 Výpočet podle SFP

Z rovnice (5):

$$SFP = \frac{P_{fan}}{q_v} = \frac{11600}{4,167} = 2784 \frac{W}{m^3 s^{-1}} \tag{58}$$

## 4.4 Výpočet podle Life-cycle costs analysis (LCC)

### 4.4.1 Ventilátor

Roční spotřeba elektrické energie ventilátoru je určena z rovnice (7):

$$W_{fan} = (P_{el,sa} + P_{el,ea}) \cdot t_{op} = P_{fan} \cdot t_{op,fan} = 11,6 \cdot 365 \cdot 24 = 101616 kWh \tag{59}$$

Roční náklady na ventilátor jsou určeny z rovnice:

$$E_{fan} = Q_{fan} \cdot p_{fan} = 18560 \cdot 3,15 = 320090,40 Kč \tag{60}$$

### 4.4.2 Ohříváč

Příkon ohříváče v pracovní době je určen z rovnice (46):

$$\begin{aligned}
 P_H &= \eta_{VAV,HC} \cdot c_p \cdot \rho \cdot q_v \cdot \left[ (t_{sa} - 1) - t_{oa} - \frac{\eta_t}{100} \cdot (t_{ea} - t_{oa})_{if>0} \right]_{if>0} = \\
 &= 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot \frac{15000}{3600} \left[ (20 - 1) - 6,5 - \frac{65}{100} \cdot (22 - 6,5) \right] = 12,13 kW
 \end{aligned} \tag{61}$$

Příkon ohříváče v udržovací fázi je určen z rovnice (46):

$$\begin{aligned}
 P_{H,U} &= \eta_{VAV,HC} \cdot c_p \cdot \rho \cdot q_v \cdot \left[ (t_{sa} - 1) - t_{oa} - \frac{\eta_t}{100} \cdot (t_{ea} - t_{oa})_{if>0} \right]_{if>0} = \\
 &= 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot \frac{15000}{3600} \left[ (16 - 1) - 0 - \frac{65}{100} \cdot (20 - 0) \right] = 10 kW
 \end{aligned} \tag{62}$$

Roční spotřebu energie ohříváče lze získat z rovnice (47):

$$\begin{aligned}
 Q_H &= \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{H,d,i} \right) \cdot \frac{t_{op,d}}{4380} + \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{H,n,i} \right) \cdot \frac{t_{op,n}}{4380} = P_H \cdot t_{op,H} + P_{H,U} \cdot t_{op,U} = \\
 &= 12,125 \cdot (5 \cdot 20 \cdot 10) + 10 \cdot [5 \cdot (20 \cdot 14 + 10 \cdot 24)] = 38125 kWh
 \end{aligned} \tag{63}$$

Cena za kWh energie pro ohřev z rovnice (8):

$$p_{heating} = \frac{E_f}{\eta_{sh}} = \frac{0,6}{0,95} = 3,32 \frac{kč}{kWh} \quad (64)$$

Roční náklady na ohřivač jsou určeny z rovnice (48):

$$E_H = Q_H \cdot p_{heating} = 38125 \cdot 3,32 = 126414,47 \text{ kč} \quad (65)$$

#### 4.4.3 Chladič

Celkový příkon citelné tepelné energie pro chlazení při regulaci teploty je určen z rovnice (49):

$$\begin{aligned} P_{C,S} &= \eta_{VAV,HC} \cdot c_p \cdot \rho \cdot q_V \cdot \left[ t_{oa} - c_p \cdot (t_{oa} - t_{ea})_{if>0} \cdot \frac{\eta_t}{100} - (t_{sa} - 1) \right] = \\ &= 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot \frac{15000}{3600} \cdot \left[ 25 - 1 \cdot (25 - 22) \cdot \frac{65}{100} - (20 - 1) \right] = 20,25 \text{ kW} \end{aligned} \quad (66)$$

Roční spotřebu energie chladiče lze získat z rovnice (52):

$$\begin{aligned} Q_C &= \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{C,S,d,i} + P_{C,L,d,i} \right) \cdot \frac{t_{op,d}}{4380} + \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{C,S,n,i} + P_{C,L,n,i} \right) \cdot \frac{t_{op,n}}{4380} = \\ &= P_{C,S} \cdot t_{op,C} = 20,25 \cdot 600 = 12150 \text{ kWh} \end{aligned} \quad (67)$$

Cena za kWh tepelné energie pro chladič z rovnice (11):

$$p_{cooling} = \frac{E_f}{\eta_{sc}} = \frac{2,6}{3,05} = 1,03 \frac{kč}{kWh} \quad (68)$$

Roční náklady na chladič jsou určeny z rovnice (53):

$$E_C = Q_C \cdot p_{cooling} = 12150 \cdot 1,03 = 12548,36 \text{ kč} \quad (69)$$

#### 4.4.4 Zvlhčovač

Celkový příkon energie pro vlhčení v pracovní době v zimním období je určen z rovnice (54):

$$\begin{aligned} P_{hum,H} &= \eta_{VAV,HC} \cdot 2500 \cdot \rho \cdot q_V \cdot \left[ (x_{sa} - x_{oa}) - \frac{\eta_x}{100} \cdot (x_{ea} - x_{oa}) \right] = \\ &= 1 \cdot 2500 \cdot 1,2 \cdot \frac{15000}{3600} \cdot \left[ (0,005 - 0,00298) - \frac{0}{100} \cdot (0,006 - 0,00298) \right] = \\ &= 23,13 \text{ kW} \end{aligned} \quad (70)$$

Celkový příkon energie pro vlhčení v udržovací fázi v zimním období je určen z rovnice (54):

$$\begin{aligned} P_{hum,U} &= \eta_{VAV,HC} \cdot 2500 \cdot \rho \cdot q_V \cdot \left[ (x_{sa} - x_{oa}) - \frac{\eta_x}{100} \cdot (x_{ea} - x_{oa}) \right] = \\ &= 1 \cdot 2500 \cdot 1,2 \cdot \frac{15000}{3600} \cdot \left[ (0,005 - 0,0018) - \frac{0}{100} \cdot (0,006 - 0,0018) \right] = \\ &= 42,5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (71)$$

Celkový příkon energie pro vlhčení v pracovní době v letním období je určen z rovnice (54):

$$\begin{aligned} P_{hum,C} &= \eta_{VAV,HC} \cdot 2500 \cdot \rho \cdot q_V \cdot \left[ (x_{sa} - x_{oa}) - \frac{\eta_x}{100} \cdot (x_{ea} - x_{oa}) \right] = \\ &= 1 \cdot 2500 \cdot 1,2 \cdot \frac{15000}{3600} \cdot \left[ (0,01 - 0,00998) - \frac{0}{100} \cdot (0,011 - 0,00998) \right] = \\ &= 6,25 \text{ kW} \end{aligned} \quad (72)$$

Roční spotřebu energie zvlhčovače lze získat z rovnice (55):

$$\begin{aligned}
 Q_{hum} &= \left( \sum_{i=1}^{4380} P_{hum,i} \right) \frac{t_{op,d}}{4380} + \left( \sum_{j=1}^{4380} P_{hum,j} \right) \frac{t_{op,n}}{4380} = \\
 &= P_{hum,H} \cdot t_{op,H} + P_{hum,U} \cdot t_{op,U} + P_{hum,C} \cdot t_{op,C} = \\
 &= 23,13 \cdot 1000 + 42,6 \cdot 2600 + 6,25 \cdot 600 = 137375 \text{ kWh}
 \end{aligned}
 \tag{73}$$

Cena za kWh tepelné energie pro ohřev z rovnice (30):

$$p_{hum} = \frac{E_f}{\eta_{sc}} = \frac{2,6}{0,95} = 3,32 \frac{\text{kč}}{\text{kWh}}
 \tag{74}$$

Roční náklady na ohřivač jsou určeny z rovnice (56):

$$E_{hum} = Q_{hum} \cdot p_{hum} = 137375 \cdot 3,32 = 455506,58 \text{ Kč}
 \tag{75}$$

#### 4.4.5 Shrnutí LCC

Celkový příkon při ohřevu:

$$P = P_{fan} + P_H + P_{hum,H} = 11,6 + 12,13 + 23,13 = 46,85 \text{ kW}
 \tag{76}$$

Celkový příkon v udržovací fázi:

$$P = P_{fan} + P_{H,U} + P_{hum,U} = 11,6 + 10 + 42,5 = 64,1 \text{ kW}
 \tag{77}$$

Celkový příkon při chlazení:

$$P = P_{fan} + (P_{C,S} + P_{C,L}) + P_{hum,C} = 11,6 + 20,25 + 6,25 = 38,1 \text{ kW}
 \tag{78}$$

Celková roční spotřeba elektrické energie:

$$\begin{aligned}
 Q &= W_{fan} + Q_H + Q_C + Q_{hum} = 101616 + 38125 + 12150 + 137375 = \\
 &= 289266 \text{ kWh}
 \end{aligned}
 \tag{79}$$

Celkové náklady za rok:

$$\begin{aligned}
 E &= E_{fan} + E_H + E_C + E_{hum} = \\
 &= 320090,40 + 126414,47 + 13477,87 + 455506,58 = \\
 &= 914559,81 \text{ Kč}
 \end{aligned}
 \tag{80}$$

Náklady za 15 let:

$$LCC = 15 \cdot E + \text{cena\_jednotky} = 14588397 \text{ Kč}
 \tag{81}$$

Celkové náklady za jednotku za 15 let včetně pořízení tedy činí 14 588 397 Kč.

---

## Závěr

Úkolem této práce bylo vyhledat a popsat metody pro hodnocení ekonomiky provozu větracích jednotek, které slouží k porovnávání jednotek z hlediska provozních a pořizovacích nákladů. Tato bakalářská práce také obsahuje rešeršní část na téma větrání a vzduchotechnika.

Z dostupných zdrojů byly vybrány 3 nástroje pro hodnocení ekonomiky provozu větracích jednotek – specifická spotřeba energie, specific fan power a life-cycle costs analysis. Tyto tři metody byly demonstrovány na vybrané větrací jednotce. Bohužel se nepodařilo shromáždit všechny potřebné údaje k plnohodnotnému výpočtu, z tohoto důvodu byly některé z veličin stanoveny odhadem po konzultaci s vedoucím práce.

Specifická spotřeba energie (SEC) je energie vztažená na jednotku plochy větraných prostor. V současné době je to jediná metoda hodnocení, která je požadovaná ze strany Evropské unie. Metoda bere do úvahy zpětné získávání tepla, výkon ventilátoru, avšak parametry ohřívače jsou předem dány podle tabulky a chladič není ve výpočtu zahrnut vůbec. Pokud tedy pracuje ohřívač za jiných teplot a za odlišnou dobu, než je uvedena v tabulce, pak se bude skutečná hodnota specifické spotřeby lišit od vypočítané. Pro porovnání dvou jednotek pracujících za stejných podmínek je SEC dostačující metoda.

U Specific fan power (SFP) se jedná také v podstatě o specifickou spotřebu energie, ale pouze ventilátoru. Při porovnání jednotek se stejným ohřívačem, chladičem, rekuperátorem a zvlhčovačem, které se liší pouze ve ventilátoru, je SFP dostatečný nástroj pro porovnání. U jednotek s odlišnými vzduchotechnickými prvky neposkytuje SFP příliš přesné porovnání.

Life-cycle costs (LCC), v překladu náklady na životní cyklus, je oproti dvěma předchozím metodám podstatně výpočtově náročnější. Bere v úvahu příkon, spotřebu energie a náklady na všechny vzduchotechnické prvky za celou životnost jednotky a cenu VZT jednotky. Nepřesnosti samotného výsledku metody mohou nastat v důsledku kolísání cen energií, nicméně tato metoda slouží k plnohodnotnému porovnávání větracích jednotek.

## Seznam použitých zdrojů:

- [1] SZÉKYOVÁ, Marta, Karol FERSTL, Richard NOVÝ. *Větrání a klimatizace*. Bratislava: JAGA GROUP, s.r.o., 2006. 359 s. ISBN 80-8076-037-3.
- [2] DUFKA, Jaroslav. *Větrání a klimatizace domů a bytů*. 1. vyd. Praha: Grada, 2002. 99 s. Profi & hobby. ISBN 80-247-0222-3.
- [3] RUBINA, A., RUBINOVÁ, O. *Klimatizace a větrání*. Brno: ERA Group spol. s r.o., 2004. 117 s. ISBN 80-86517-30-6.
- [4] CHYSKÝ, Jaroslav. *Větrání a klimatizace*. Vyd. 3., zcela přeprac. Praha: Česká Matica technická, 1993, 490 s. ISBN 80-901-5740-8.
- [5] DRKAL, František, Miloš LAIN, Jan SCHWARZER a ZMRHAL. *Vzduchotechnika* [online]. Praha, 2009 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z [http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni\\_materialy/VZT/Vzduchotechnika.pdf](http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/VZT/Vzduchotechnika.pdf)
- [6] AZ KLIMA a.s. *Vzduchotechnické jednotky: Jedna AIR INO* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.azklima.cz/cs/vyroba/vzduchotechnicke-jednotky>
- [7] REMAK A.S. *Katalog 03/2013* [online]. 2013 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: [http://www.remak.eu/sites/default/files/files/amc\\_catalogue.pdf](http://www.remak.eu/sites/default/files/files/amc_catalogue.pdf)
- [8] *NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1253/2014* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1253>
- [9] *Ekodesign: Wikipedia - the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Ekodesign>
- [10] *NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1254/2014* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1254&from=CS>
- [11] EUROVENT EU. *EUROVENT 6/8: Recommendations for calculations of energy consumption of air handling units* [online]. 2005 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: [http://www.eurovent-association.eu/fic\\_bdd/document\\_en\\_fichier\\_pdf/eurovent-6-8.pdf](http://www.eurovent-association.eu/fic_bdd/document_en_fichier_pdf/eurovent-6-8.pdf)
- [12] DAIKIN. *Water cooled chillers* [online]. [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: [http://www.daikin.com/products/ac/lineup/water\\_cooled\\_chillers/index.html](http://www.daikin.com/products/ac/lineup/water_cooled_chillers/index.html)
- [13] *DUPLEX 15000: kompaktní větrací jednotka s rekuperací tepla* [online], Atrea s.r.o. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: [http://www.atrea.cz/img/jednotky/duplex\\_15000/files/assets/downloads/files/duplex\\_15000\\_cz\\_2010\\_06.pdf](http://www.atrea.cz/img/jednotky/duplex_15000/files/assets/downloads/files/duplex_15000_cz_2010_06.pdf)
- [14] E.ON ENERGIE, A.S.,. *Ceník Jistota elektřina dodávky elektřiny E.ON Energie, a.s. pro zákazníky kategorie C* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.eon.cz/file/edee/cs/podnikatele/produkty-a-ceny-elektriny/eon-cenik-jistota-elektrina-01012015-podnikatele-eon.pdf>

**Seznam použitých symbolů a zkratk:**

Symbol	Rozměr	Veličina
$c_{air}$	[kWh/m <sup>3</sup> K]	měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku a hustotě (tab. 1)
$c_p$	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
$Cena_{jednotky}$	[Kč]	cena VZT jednotky
$CTRL$	[-]	faktor řízení větrání (tab. 1)
$d$	[m]	průměr náboje pro rotor
$D$	[m]	průměr rotoru
$E$	[Kč]	celkové náklady za rok
$E_C$	[Kč]	roční náklady na chlazení
$E_{dis}$	[Kč/Wh]	cena za energii pro dálkové vytápění
$E_{el}$	[Kč/Wh]	cena za elektrickou energii
$E_f$	[Kč/kg]	cena paliva
	[Kč/m <sup>3</sup> ]	
$E_{fan}$	[Kč]	roční náklady na ventilátor
$E_H$	[Kč]	roční náklady na ohřev
$E_{hum}$	[Kč]	roční náklady na vlhčení
$f$	[-]	faktor zohledňující vztah mezi tlakovou ztrátou a rychlostí proudění
$f_p$	[-]	pórovitost výplně rotoru
$h_{in}$	[J/kg]	entalpie před topnou spirálou
$h_{out}$	[J/kg]	entalpie za topnou spirálou
$H_h$	[J/kg]	výhřevnost paliva
	[J/m <sup>3</sup> ]	
$L$	[m]	délka rotoru ve směru proudění vzduchu
$LCC$	[Kč]	celkové náklady za životnost jednotky
$k$	[-]	konstanta vyjadřující kvalitu těsnění
$k_1$	[-]	konstanta vyjadřující kvalitu těsnění
$k_2$	[-]	konstanta vyjadřující kvalitu těsnění
$n$	[ot/min]	otáčky rotoru
$MISC$	[-]	souhrnný faktor obecné typologie, který zahrnuje faktory účinnosti větrání, netěsnosti potrubí a zvláštní infiltrace (tab. 1)
$\dot{M}_p$	[kg/s]	hmotnostní tok nuceně přiváděného vzduchu
$\dot{M}_o$	[kg/s]	hmotnostní tok nuceně odváděného vzduchu
$p_{11}$	[Pa]	tlak odváděného vzduchu
$p_{12}$	[Pa]	tlak odpadního vzduchu
$p_{21}$	[Pa]	tlak přívodního vzduchu
$p_{22}$	[Pa]	tlak upraveného vzduchu
$p_{cooling}$	[Kč/Wh]	cena za energii na chlazení
$p_{heating}$	[Kč/Wh]	cena za energii na ohřev
$p_{hum}$	[Kč/Wh]	cena za energii na vlhčení
$p_{man}$	[Pa]	ztrátový tlak čerpadla pro vodní sprchu
$pef$	[-]	faktor primární energie pro výrobu a distribuci elektrické energie (tab. 1)
$p_p''$	[Pa]	Tlak nasycených par při dané teplotě
$P$	[W]	celkový příkon
$P_{C,S}$	[W]	příkon pro sensiblní chlazení
$P_{C,L}$	[W]	příkon pro latentní chlazení
$P_{C,S,d}$	[W]	příkon pro sensiblní chlazení ve dne
$P_{C,L,d}$	[W]	příkon pro latentní chlazení ve dne
$P_{C,S,n}$	[W]	příkon pro sensiblní chlazení v noci
$P_{C,L,n}$	[W]	příkon pro latentní chlazení v noci

$P_{circ}$	[W]	příkon čerpadla pro oběh kapaliny
$P_{el,drive}$	[W]	příkon pohonu rotačního rekuperátoru
$P_{el,ea}$	[W]	příkon na odsání
$P_{el,leak}$	[W]	příkon ventilátoru potřebný k překonání úniku rotoru rotačního rekuperátoru
$P_{el,sa}$	[W]	příkon na sání
$P_{el,pressure}$	[W]	příkon ventilátoru potřebný k překonání tlakový ztrát rotoru rotačního rekuperátoru
$P_{fan}$	[W]	elektrický příkon ventilátoru
$P_H$	[W]	příkon pro ohřev
$P_{H,d}$	[W]	příkon pro ohřev ve dne
$P_{H,n}$	[W]	příkon pro ohřev v noci
$P_{hum}$	[W]	příkon pro vlhčení
$P_{hum,d}$	[W]	příkon pro vlhčení ve dne
$P_{hum,n}$	[W]	příkon pro vlhčení
$P_{shaft}$	[W]	výkon na hřídeli ventilátoru
$PEL$	[%]	ztráta energie na ohřev na primární straně (tab. 7)
$q_{22}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok upraveného vzduchu
$q_B$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok unikajícího vzduchu
$q_{C1}$	[m <sup>3</sup> /s]	přenesený objemový tok rotačního rekuperátoru
$q_v$	[m <sup>3</sup> /h]	objemový tok vzduchu skrz VZT jednotku
$q_{v,coil}$	[l/s]	objemový tok kapaliny skrz průřez spirály
$q_{v,leak}$	[m <sup>3</sup> /s]	celkový objemový tok unikajícího vzduchu
$q_{v,fluid}$	[l/s]	průtok kapaliny skrz ZZT systém
$q_{v,ea}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok odpadního vzduchu
$q_{v,sa}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok upraveného vzduchu
$q_{ref}$	[m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup> ]	referenční míra přirozené výměny vzduchu na m <sup>2</sup> podlahové plochy (tab. 1)
$q_{net}$	[m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup> ]	požadavek na čistou míru výměny vzduchu na m <sup>2</sup> podlahové plochy (tab. 1)
$Q$	[W]	celková roční spotřeba tepelné energie
$Q_C$	[Wh]	celková spotřeba tepelné energie pro chlazení
$Q_{defr}$	[Wh/m <sup>2</sup> ]	tepelná energie ročně vynaložená m <sup>2</sup> podlahové plochy za účelem odtávání, založená na variabilním elektrickém odporovém vytápění (tab. 1)
$Q_H$	[Wh]	celková spotřeba tepelné energie pro ohřev
$Q_{H,an}$	[Wh]	spotřeba tepelné energie topných cívek na primární straně
$Q_{hum}$	[Wh]	celková spotřeba tepelné energie pro vlhčení
$Q_{mom}$	[Wh]	spotřeba tepelné energie za dobu $t_s$
$Q_{REC,H}$	[Wh]	zpětně získaná tepelná energie
$SEC$	[Wh/m <sup>2</sup> ]	specifická spotřeba energie na větrání na m <sup>2</sup> podlahové plochy interiéru
$SFP$	[Ws/m <sup>3</sup> ]	Specific fan power ukazatel
$SPI$	[Wh/m <sup>3</sup> ]	měrný příkon
$t_{11}$	[K]	teplota odváděného vzduchu
$t_{21}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
$t_{22}$	[K]	teplota upraveného vzduchu
$t_a$	[h]	počet ročních provozních hodin (tab. 1)
$t_{defr}$	[h]	doba odtávání, tj. pokud je venkovní teplota nižší než -4°C (tab. 1)
$t_{dsa}$	[K]	teplota rosného bodu při relativní vlhkosti upraveného vzduchu $x_{sa}$
$t_{ea}$	[K]	teplota odváděného vzduchu
$t_{eq,op}$	[h]	doba provozu čerpadla pro oběh kapaliny
$t_h$	[h]	celkové trvání otopného období (tab. 1)
$t_{in}$	[K]	teplota před topnou spirálou

$t_{oa}$	[K]	teplota venkovního vzduchu
$t_{op}$	[h]	provozní čas VZT jednotky
$t_{op,AHU}$	[h]	doba provozu VZT jednotky
$t_{op,d}$	[h]	doba ohřevu ve dne
$t_{op,n}$	[h]	doba ohřevu v noci
$t_{op,rotor}$	[h]	doba provozu rotoru rotačního rekuperátoru
$t_{out}$	[K]	teplota za topnou spirálou
$t_s$	[h]	časový úsek za konstantních teplot nebo entalpií
$t_{sa}$	[K]	teplota upraveného vzduchu
$\dot{V}_p$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok nuceně přiváděného vzduchu
$\dot{V}_o$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok nuceně odváděného vzduchu
$W_{circ}$	[Wh]	energie spotřebovaná na oběh kapaliny
$W_{el}$	[Wh]	spotřeba elektrické energie topných cívek na primární straně
$W_{el,hum}$	[Wh]	spotřeba elektrické energie na primární straně elektrického parního generátoru
$W_{fan}$	[Wh]	spotřeba elektrické energie ventilátoru
$W_{rot}$	[Wh]	celková spotřeba elektrické energie rotačního rekuperátoru
$x$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost vzduchu
$x_{ea}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost odváděného vzduchu
$x_{in}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost před zvlhčovačem
$x_{oa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost venkovního vzduchu
$x_{out}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost za zvlhčovačem
$x_{sa}$	[kg/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost upraveného vzduchu
$y$	[-]	exponent, který zohledňuje nelinearitu mezi úsporou teplené energie a elektrické energie v závislosti na vlastnostech motoru a pohonu (tab. 1)
$\Delta T_{defr}$	[K]	průměrný rozdíl mezi venkovní teplotou a teplotou -4°C v době odtávání (tab. 1)
$\Delta T_h$	[K]	průměrný rozdíl vnitřní (19°C) a venkovní teploty v otopném období minus 3 K (korekce o solární a vnitřní zisky, tab. 1)
$\Delta p_{coil}$	[Pa]	tlaková ztráta skrz spirálu
$\Delta p_{damper}$	[Pa]	tlaková ztráta tlumiče na straně odváděného vzduchu
$\Delta p_{distr}$	[Pa]	tlaková ztráta skrz oběhový systém
$\Delta p_{ea}$	[Pa]	tlaková ztráta rotoru na straně odváděného vzduchu
$\Delta p_{fan}$	[Pa]	dopravní tlak
$\Delta p_{loop}$	[Pa]	tlaková ztráta skrz ZZT systém
$\Delta p_{sa}$	[Pa]	tlaková ztráta rotoru na straně upraveného vzduchu
$\varepsilon$	[-]	součinitel ventilační rovnováhy
$\theta$	[°]	úhel proplachovacího sektoru
$\eta_{aceq}$	[%]	účinnost kontrolních a regulačních zařízení
$\eta_e$	[%]	celková účinnost ventilátoru
$\eta_{ea}$	[%]	celková účinnost ventilátoru na straně odváděného vzduchu
$\eta_h$	[%]	průměrná účinnost vytápění prostor (tab. 1)
$\eta_m$	[%]	účinnost pohonu
$\eta_p$	[%]	celková účinnost zařízení s oběhem kapaliny (tab. 6)
$\eta_{sa}$	[%]	celková účinnost ventilátoru na straně přiváděného vzduchu
$\eta_{sc}$	[%]	sezónní účinnost chlazení (tab. 5)
$\eta_{sh}$	[%]	sezónní účinnost ohřevu (tab. 3, tab. 4)
$\eta_{s,hum}$	[%]	sezónní účinnost zvlhčovače (tab. 3, tab. 4)
$\eta_t$	[%]	tepelná účinnost výměníku (tab. 1)
$\eta_{t1}$	[%]	tepelná účinnost ZZT pro chlazení (pro letní provoz)
$\eta_{t2}$	[%]	tepelná účinnost ZZT pro ohřev (pro zimní provoz)
$\eta_{tr}$	[%]	účinnost převodu
$\eta_{VAV,HC}$	[-]	konstanta vyjadřující vliv konstantních otáček

$\eta_{x1}$	[%]	tepelná účinnost ZZV pro chlazení (pro letní provoz)
$\eta_{x2}$	[%]	tepelná účinnost ZZV pro ohřev (pro zimní provoz)
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu
$\varphi$	[%]	relativní vlhkost vzduchu

Zkratka	Význam
<i>SEC</i>	Specifická spotřeba energie
<i>SFP</i>	Specific fan power
<i>VZT</i>	Vzduchotechnika
<i>ZZT</i>	Zpětné získávání tepla
<i>ZZV</i>	Zpětné získávání vlhkosti