

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE**

MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK VENTILÁTORŮ

MEASUREMENT OF THE FANS CHARACTERISTIC

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN COUFALÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Coufalík

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Měření charakteristik ventilátorů

v anglickém jazyce:

Measurement of the fans characteristic

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se bude věnovat metodice měření charakteristik ventilátorů.

Cíle bakalářské práce:

Práce bude spočívat v rozboru metodiky měření ventilátorů dle normy, zhodnocení alternativního měřicího stentu a jeho odchylek od normy. Součástí práce bude rovněž porovnání naměřených charakteristik získaných z certifikované zkušebny s charakteristikami naměřenými pomocí alternativního stentu.

Seznam odborné literatury:

NOVÝ, Richard. Ventilátory. Praha: ČVUT, 2001,ISBN 80-01-02385-0

Cory, W.T.W. Fans & Ventilation – a practical guide. John Wiley 2005

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 12.11.2013

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o charakteristikách ventilátorů a jejich měření. Cílem je srovnání výsledků měření z certifikované zkušebny s výsledky z alternativního měřicího standu. V první části je čtenář obeznámen se zařazením ventilátorů do oblasti lopatkových strojů a také jsou popsány základní druhy ventilátorů. Dále se práce zabývá konkrétním ventilátorem, který je součástí spalovacího systému kondenzačního kotle. Tento ventilátor je také měřeným objektem následného praktického měření. Součástí měření je i rozbor měřicí tratě, ve které samotné měření probíhá, a postup měření, včetně veškerých výpočtů dle normy ISO ČSN 5801. Měření bylo provedeno v certifikované zkušebně a následně také ve třech různých měřících standech. Výsledky jednotlivých měření jsou na závěr srovnány s optimálními výsledky.

ABSTRACT

This bachelor thesis discusses a fan characteristics and their measurement. The aim of this thesis is to compare the results of measurements, which were done in certified laboratory with results of measurements done in alternative measuring stands. In first part of the thesis are described the basic types of fans and inclusion fans in turbo-machines. Furthermore, the thesis deals with a particular fan, which is part of the combustion system of condensing boiler. This fan is also the object of measurement in practical measurements, which were measured as a part of this thesis. This practical part of the thesis includes also analysis of test track, the measurement procedure and all calculations according to ISO ČSN 5801. At first were carried out measurement in certified laboratory and then in three different measuring stands. In conclusion were these results compared with optimal results.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ventilátor, radiální ventilátor, kondenzační kotel, charakteristika ventilátoru, celkový tlak ventilátoru, objemový průtok, měřicí trať, měření průtoku přes clonu.

KEYWORDS

Ventilator (fan), radial ventilator, condensing boiler, fan characteristic, total fan pressure, flow rate, test track, measurement of flow rate through the orifice

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

COUFALÍK, M. *Měření charakteristik ventilátorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 65 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Měření charakteristik ventilátorů vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

30. května 2014

podpis

.....

Martin Coufalík

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jaroslavu Katolickému, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval zaměstnancům vývojového centra firmy Honeywell v Brně za poskytnutý čas a rady, které mi během vypracování této bakalářské práce poskytli.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině, která mě podporuje během mého studia.

OBSAH

ÚVOD	11
1 LOPATKOVÉ STROJE	12
1.1 POPIS LOPATKOVÝCH STROJŮ[1]	12
1.2 ZÁKLADNÍ DĚLENÍ LOPATKOVÝCH STROJŮ[2]	13
2 VENTILÁTORY.....	15
2.1 CO JE TO VENTILÁTOR[3]	15
2.2 ROZDĚLENÍ VENTILÁTORŮ[4].....	16
2.3 AXIÁLNÍ VENTILÁTORY	16
2.4 RADIÁLNÍ VENTILÁTORY	18
2.4.1 Rychlostní trojúhelníky radiálního oběžného kola[1].....	19
2.4.2 Rozdělení radiálních ventilátorů z hlediska oběžného kola[1].....	20
2.4.3 Ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami[3].....	20
2.4.4 Ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami	21
2.4.5 Ventilátory s radiálně zakončenými lopatkami.....	21
3 KONDENZAČNÍ KOTLE.....	22
3.1 ROZDÍL MEZI KLASICKÝM PLYNOVÝM A KONDENZAČNÍM KOTLEM[7]	22
3.2 SPALOVACÍ SYSTÉM KONDENZAČNÍHO KOTLE	25
3.2.1 Negativní spalovací systém.....	25
3.2.2 Pozitivní spalovací systém.....	27
3.2.3 Ventilátor negativního systému	28
4 CHARAKTERISTIKA VENTILÁTORŮ	30
4.1 CO TO JSOU CHARAKTERISTIKY VENTILÁTORŮ	30
4.2 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK VENTILÁTORU.....	32
4.2.1 Princip měření[12].....	32
4.2.2 Měřicí trať [12].....	34
4.2.3 Postup měření [12].....	34
4.2.4 Měření objemového průtoku	35
4.2.5 Výpočet objemového průtoku clonou	36
4.2.6 Iterační postup při výpočtu průtoku clonou[18]	39
4.2.7 Zpracování naměřených dat[19].....	40
5 PRAKTICKÁ MĚŘENÍ.....	43
5.1 MĚŘENÍ V CERTIFIKOVANÉ ZKUŠEBNĚ	43

5.1.1	Výsledky měření.....	44
5.2	ALTERNATIVNÍ MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ – P–Q BOX	46
5.2.1	Výsledky měření.....	48
5.3	MODIFIKACE ALTERNATIVNÍHO ZAŘÍZENÍ, P–Q BOXU	50
5.3.1	Výsledky měření.....	51
5.4	REALIZACE ZJEDNODUŠENÉ CLONKOVÉ TRATI.....	53
5.4.1	Výsledky měření.....	54
5.4.2	Ověření přesnosti měření průtoku přes clonu	56
6	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ.....	59
	ZÁVĚR.....	60
	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	61
	SEZNAM OBRÁZKŮ	62
	SEZNAM GRAFŮ.....	63
	SEZNAM TABULEK.....	63
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	64

ÚVOD

Ventilátory jsou zařízení, které lze zařadit mezi lopatkové stroje. Nejčastěji se používají v oblasti vzduchotechniky, ale lze se s nimi setkat i v jiných odvětvích. Z technického hlediska se ventilátory popisují pomocí charakteristik ventilátorů. Pod tímto termínem rozumíme křivky znázorňující závislost základních parametrů ventilátoru na jeho objemovém průtoku. Nejdůležitějším parametrem, který charakterizuje ventilátor, je celkový tlak ventilátoru, což je rozdíl mezi tlaky před a za ventilátorem, který sám ventilátor vyvine. Mezi další parametry patří příkon a účinnost stroje. Závislost celkového tlaku na objemovém průtoku, neboli tlaková charakteristika ventilátoru, je úzce spjata s ostatními charakteristikami a popisuje základní mechanické chování ventilátoru v různých podmínkách. Pokud je charakteristika zobrazena pro konstantní otáčky, tak potom body na křivce zachycují všechny možné kombinace průtoku a celkového tlaku ventilátoru, které může ventilátor při těchto otáčkách dosáhnout.

V laboratoři firmy Honeywell byl navržen alternativní stand, p–Q box, který je určen pro měření charakteristik ventilátoru. Ovšem dle mezinárodní normy ISO ČSN 5801 je pro měření určena měřicí trať a charakteristika zkonstruována tak, že ventilátor je umístěn do této měřicí tratě. Pomocí ní je měřen objemový průtok a zároveň celkový tlak ventilátoru v závislosti na odporu sítě, neboli na škrcení měřicí tratě.

Cílem této bakalářské práce je porovnání alternativního standu s normovanou měřicí tratí, rozbor celého měření a srovnání naměřených výsledků pomocí standu s výsledky testu z měřicí tratě dle normy ISO ČSN 5801, který proběhne v certifikované zkušebně.

1 LOPATKOVÉ STROJE

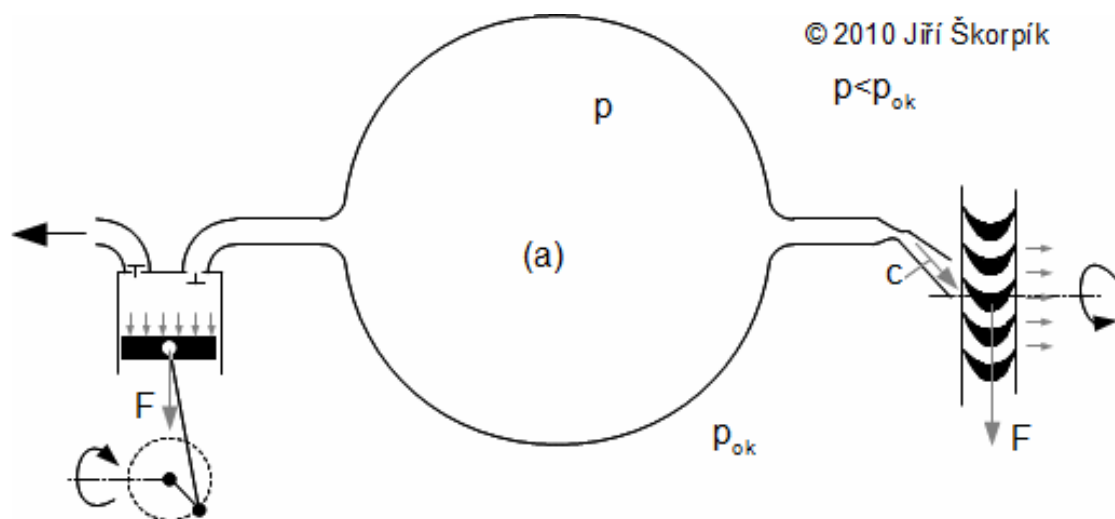
1.1 Popis lopatkových strojů

Lopatkové stroje zahrnují poměrně velkou oblast strojů, které lze z velké části zařadit společně s objemovými stroji do skupiny energetických, případně tekutinových strojů. Charakteristickým rysem lopatkových strojů je stator a oběžné kolo (rotor). Energie je u tohoto typu strojů přenášena kontinuálně. Tekutina totiž v pracovním stroji neustále proudí.

Oběžné kolo se většinou skládá ze sady lopatek zasazených do pevného prstence nebo bývá vyrobeno jako odlitek, který je následně obroben. Rotor může mít i několik oběžných kol k získání vyššího výstupního tlaku nebo rychlosti. Toto je typické hlavně pro parní turbíny či turbokompresory.

Pomocí lopatek je stroj schopen přenášet tekutinu a také vlivem vzájemného silového působení mezi lopatkami a tekutinou přenášet energii. U hnacích neboli pracovních strojů se mechanická energie v podobě kroutícího momentu transformuje na kinematickou či tlakovou energii proudícího media a u hnacích strojů, čili motorů, je naopak energie proudící tekutiny zužitkována k přeměně na energii mechanickou.

Jiným druhem strojů jsou stroje objemové. Ty na rozdíl od strojů lopatkových přenášejí energii přerušovaně. Tekutina je v tomto případě uzavřena. Pracovní objem je tvořen stěnami stroje, přičemž minimálně jedna část bývá pohyblivá. Rozdíl mezi jednotlivými stroji je dobře patrný z Obrázku 1, kde na levé straně je zastoupen objemový stroj pístovým parním motorem a na pravé straně je znázorněn lopatkový stroj.



Obrázek 1: Objemový stroj vs. lopatkový stroj

1.2 Základní dělení lopatkových strojů

- z hlediska umístění lopatek
 - 1) *Bez skříně*
 - *vrtule – tažná, tlačná, nosná (vrtulník)*
 - 2) *Se skříní*
 - *turbíny, kompresory, ventilátory, atd.*
- z energetického hlediska
 - 1) *Motory*

Energie je odváděna z tekutiny

 - Turbíny
 - 2) *Pracovní stroje*

Energie je přenášena na tekutinu

 - Vrtule
 - Lodní šrouby

Tyto stroje využívají proudící médium k pohonu samotného stroje. Není tedy jejich primární funkcí proudění média nebo jeho doprava, ale využití tohoto proudění k dalším účelům.

 - Čerpadla
 - Ventilátory
 - Kompresory

Tyto stroje slouží primárně k dopravě nebo ke kompresi proudícího média. Čerpadla slouží většinou k dopravě kapalin, ventilátory zase plynů.

Tato zařízení bývají často provedena jako lopatkové stroje. Lze se ovšem naprosto běžně setkat i s objemovým provedením čerpadel (takzvaná hydrostatická čerpadla) nebo kompresorů (pístové kompresory). Objemové ventilátory jsou k vidění pouze ve speciálních aplikacích, např. umělé plíce.
 - 3) *Hydraulické spojky a měniče momentu*

Tekutina je zde užita jako prostředek transformace energie
- z hlediska transformace energie
 - 1) *Hydraulické stroje*

U těchto strojů lze zanedbat změnu hustoty pracovní tekutiny.
 - 2) *Tepelné stroje*

Pro tepelné stroje je typické, že se mění hustota pracovní tekutiny.

- z hlediska směru proudění tekutiny vzhledem k ose rotace

1) *Axiální stroje*

Tekutina vchází do stroje a odchází z něj ve směru osy rotace oběžného kola, viz Obrázek 2 (část K/Č 1, T1).

2) *Radiální stroje*

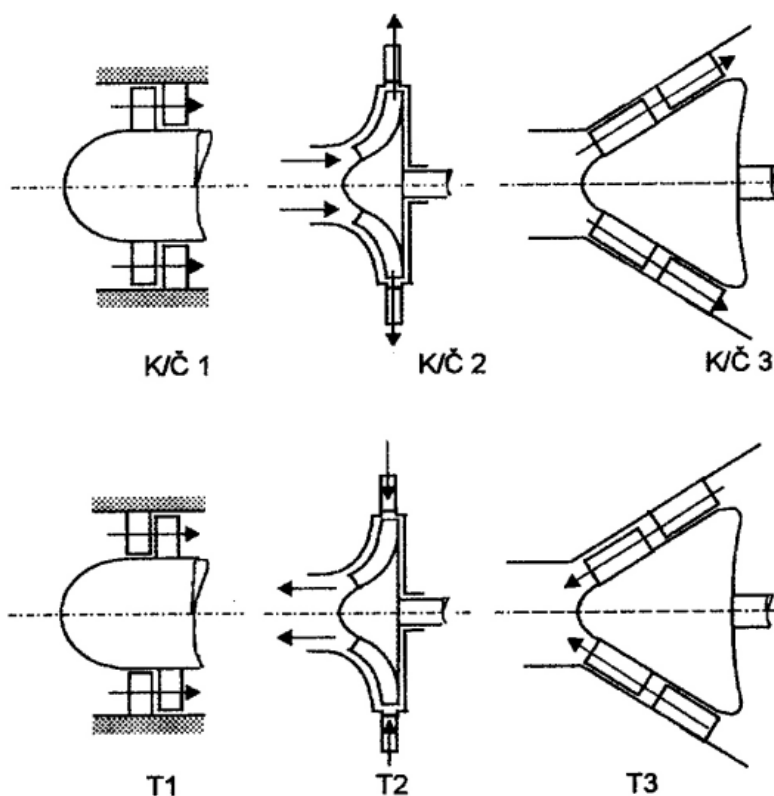
Tekutina vstupuje do stroje v axiálním směru, avšak vystupuje ve směru radiálním, viz Obrázek 2 (část K/Č 2).

3) *Radiaxiální stroje*

Obdoba radiálních strojů s tím, že směr proudění je opačný, viz Obrázek 2 (část T2).

4) *Diagonální stroje*

Tekutina vchází do stroje v axiálním směru a odchází z něj odkloněna od osy rotace pod jistým úhlem do 90° nebo je tomu naopak, tedy vchází odkloněná od osy rotace a odchází v axiálním směru, viz Obrázek 2 (část K/Č 3, T3).



Obrázek 2: Rozdělení lopatkových strojů z hlediska směru proudění vzhledem k ose rotace, (T-turbínový typ–motor, K/Č–čerpádkový typ–stroj)

2 VENTILÁTORY

2.1 Co je to ventilátor

Přesnou definicí toho, co to je ventilátor, se v minulosti příliš konstruktérů nezabývalo a není tedy překvapením, že konstrukce ventilátorů nebyla dlouhou dobu zanesena v normách. Teprve v roce 1972 byl vytvořen dokument Eurovent 1/1 pocházející od stejnojmenné firmy Eurovent, ve kterém byla uvedena definice ventilátoru a všech jeho komponent. Tento dokument byl později přijat Mezinárodní organizací pro normalizaci ISO a s jistým doplněním byla vytvořena norma ISO 13348.

Dle dokumentu firmy Eurovent a také normy ISO 13348 zní definice ventilátoru (resp. fénu) asi takto:

„Ventilátor je rotační lopatkový stroj přijímající mechanickou energii, kterou využívá jedno nebo více oběžných lopatkových kol k udržování kontinuálního proudu vzduchu nebo jiného plynu proudícího skrz tento stroj, a jehož práce vzatá na jednotku hmotnosti nepřesahuje 25 kJ/kg.“

Tato definice je ovšem mnohdy nedostačující a zkreslující. Hlavně horní hranice pro práci vzatou na jednotku hmotnosti může být často značně omezující. Proto z hlediska předešlé definice a zkušeností lze ventilátor lépe definovat takto:

„Ventilátor je rotační lopatkový stroj sloužící k udržování kontinuálního proudu vzduchu nebo jiného plynu při nějakém tlaku bez toho, aniž by podstatně měnil svou hustotu.“

Dalším značným problémem z hlediska definice je také nějaké hledisko odlišující ventilátory od kompresorů. Toto bývá odlišeno zejména nárůstem tlaku, který je ventilátor schopen vytvořit. Norma ISO/TC117 určila tuto hranici nárůstu tlaku jako 30 % z absolutního tlaku, v praxi se tedy tato hranice pohybuje kolem 30 kPa pro atmosférický tlak. Nicméně i toto rozdělení není ideální. V praxi je totiž možno se setkat jednak s ventilátory, které jsou schopny dodávat vzduch až o tlaku 60 kPa, a na druhou stranu lze nalézt kompresory, které dopravují tlak menší než 6 kPa. Je tedy patrné, že není dodržována striktní hranice, která by pomocí nárůstu tlaku ve stroji rozlišila ventilátory od kompresorů.

Je tedy nutno se uspokojit s takovým rozdělením, že ventilátory jsou zařízení, která slouží primárně k dopravování vzduchu, či jiných plynů, a kompresory jsou zařízení, která primárně slouží ke zvýšení tlaku, tedy stlačení plynu.

2.2 Rozdělení ventilátorů

Obdobně jako u lopatkových strojů lze ventilátory rozdělit z několika hledisek:

- dle dopravního tlaku
 - 1) *Nízkotlaké ventilátory* – do 1 kPa
 - 2) *Středotlaké ventilátory* – 1 kPa až 3 kPa
 - 3) *Vysokotlaké ventilátory* – nad 3 kPa
- dle počtu stupňů
 - 1) *Jednostupňové*
 - 2) *Vícestupňové* – soustava více jednostupňových ventilátorů, které jsou řazeny v sérii, tj. za sebou, na společné ose
- dle přenosu energie – dle spojení motoru s rotorem
 - 1) *Na přímo* – hřídel motoru a oběžného kola je společná
 - 2) *Na spojku* – kroutící moment z motoru na hřídel je přenášen pomocí spojky
 - 3) *S převodem* – často s řemenovým převodem
- dle směru průtoku vzdušiny oběžným kolem
 - 1) Radiální ventilátory
 - 2) Axiální ventilátory
 - 3) Diagonální ventilátory

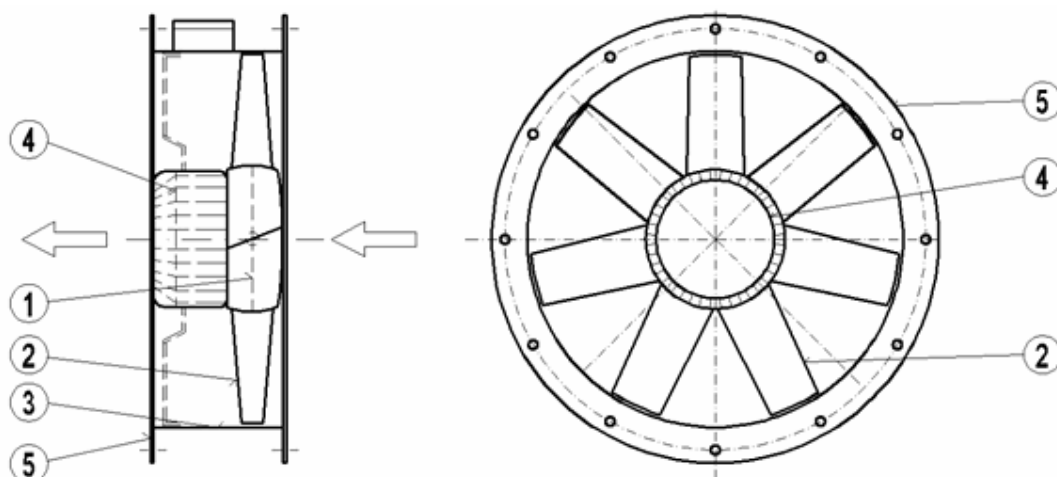
V další části se budu více zabývat ventilátory axiálními a hlavně radiálními.

2.3 Axiální ventilátory

Jak již bylo zmíněno u lopatkových strojů, axiální ventilátory, obdobně jako axiální lopatkové stroje, fungují na tom principu, že vzduch resp. jiný plyn vchází do ventilátoru v axiálním směru a vychází taktéž v tomto směru.

K rapidnímu rozvoji axiálních ventilátorů došlo v oblasti průmyslu z pevnostních důvodů až v průběhu druhé světové války, přestože tyto ventilátory jako takové existovaly již dříve. V době války totiž došlo k významnému rozvoji kovových slitin, zejména šlo o slitiny na bázi hliníku. Díky těmto slitinám bylo možno konstruovat vysoce rychlostní rotorové součásti, které se vlivem odstředivých a tlakových sil neporušovaly. Samotná konstrukce axiálních ventilátorů je poněkud jednodušší než konstrukce radiálních ventilátorů a nevyžaduje tedy tak velké "know-how".

Axiální ventilátory se obecně svými vlastnostmi odlišují od radiálních hlavně v tom, že slouží spíše k vyšším průtokům vzdušiny při menším nárůstu tlaku. Z toho vyplývá i využití těchto ventilátorů v praxi hlavně v oblasti vzduchotechniky při větrání, či odvodu spalin.



Obrázek 3: Schéma axiálního ventilátoru

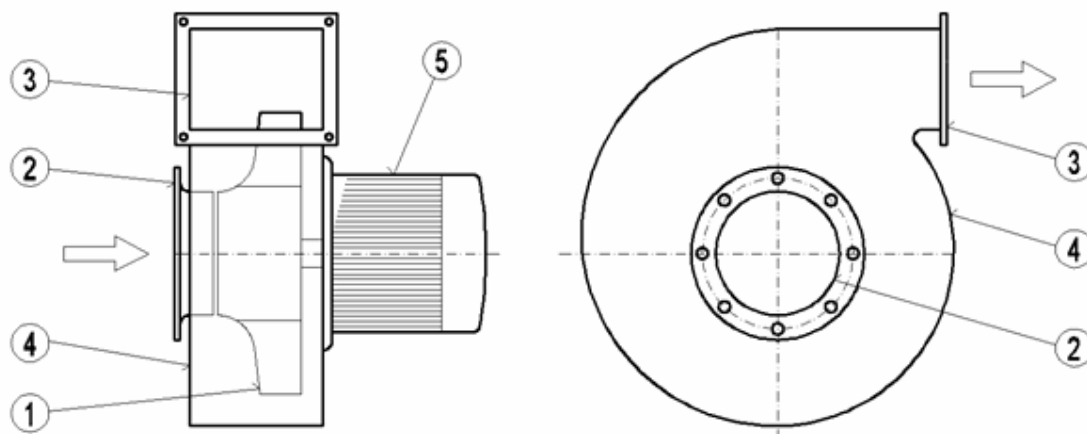
Na Obrázku 3 lze vidět schematický náčrtek axiálního ventilátoru. Ventilátor se skládá z rotoru (1) s oběžnými lopatkami (2). Mezi další komponenty patří plášť (3), který tvoří statorovou část. Ten zařizuje buďto řízený vtok do ventilátoru nebo výtok, pokud je statorová část soustředěna až za samotným ventilátorem. Uprostřed ventilátoru se nachází nejčastější způsob pohonu, elektromotor (4). Ventilátor bývá taky často opatřen přírubou (5), která slouží k uchycení ventilátoru k potrubnímu systému. U větších ventilátorů bývá také nedílnou součástí difuzor, který může být realizován jako vnitřní nebo vnější.

Axiální ventilátory se z hlediska přenášeného tlaku dělí do dvou kategorií, a to:

- *Ventilátor přetlakový*
U tohoto typu ventilátoru je statický tlak za ventilátorem vyšší než tlak před ním. Na oběžném kole dochází k přeměně energie kinetické na energii tlakovou. V tomto případě je schopen ventilátor vytvářet objemový průtok v širokém pásmu hodnot. Celková účinnost těchto zařízení je poměrně vysoká, pohybuje se až kolem 85 %.
- *Ventilátor rovnotlaký*
Rovnotlakové ventilátory mají statický tlak za ventilátorem přibližně stejný jako je před ním. Aby bylo toto možné dosáhnout, musí ventilátor obsahovat kvalitní difuzor, který zajišťuje zvýšení statického tlaku. Pro tento typ ventilátorů jsou typické velmi vysoké objemové průtoky – až 300 m³/h. Celková účinnost se pohybuje kolem 80 %.

2.4 Radiální ventilátory

Druhým a asi nejrozšířenějším typem ventilátoru je ventilátor radiální. Vzdušina do ventilátoru vstupuje axiálně, ve spirální skříni je urychlována oběžným kolem a následně vychází z ventilátoru v radiálním směru. Pro tento typ je typické poměrně velké zvýšení celkového tlaku. Narozdíl od axiálních ventilátorů však nejsou schopny vyvinout příliš vysoký objemový průtok proudícího média. Schematický náčrt lze vidět na Obrázku 4.



Obrázek 4: Schéma radiálního ventilátoru

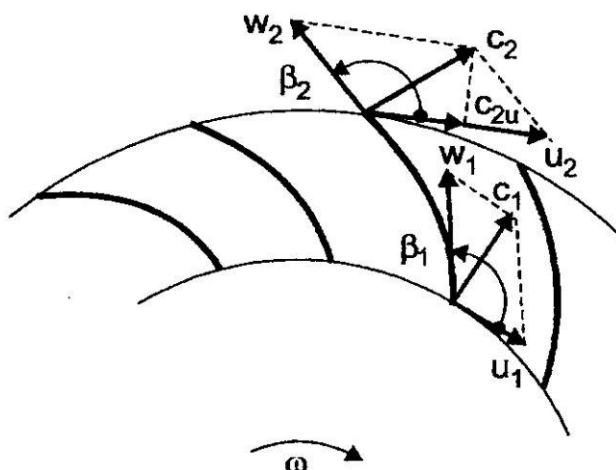
Radiální ventilátor se skládá z oběžného kola (1), dále sacího hrdla (2), výtlačného hrdla (3), spirální skříň – housingu (4) a elektromotoru (5).

Ve spirální skříni se zachycuje proudící tekutina, která je odváděna do hrdla ventilátoru. Dále by se zde měla maximálně přeměňovat dynamický tlak proudícího média na tlak statický. Proto musí mít co nejoptimálnější geometrii. Housing je v podstatě obdoba difuzoru u axiálního ventilátoru. U radiálního ventilátoru se ve spirální skříni nepoužívají statorové rozváděcí lopatky, se kterými se můžeme někdy setkat u axiálních ventilátorů. Tyto lopatky by poměrně zvýšily účinnost skříň, ale na druhou stranu by tyto lopatky zkomplikovaly konstrukci ventilátoru, a následně by neúměrně zvýšily jeho cenu.

Ovšem nejpodstatnější vliv na celé chování ventilátoru má oběžné kolo. Geometrie lopatek může být nejrůznější, lišící se od sebe tvarem, tloušťkou, délkou lopatek či jejich počtem. Výběr všech těchto parametrů je závislý na konstruktérovi a na konkrétním použití požadovaného ventilátoru. Základní rozdělení oběžných kol dle zahnutí lopatek je uvedeno v následujících kapitolách.

2.4.1 Rychlostní trojúhelníky radiálního oběžného kola

Pro lepší pochopení smyslu zahnutí lopatek oběžného kola je dobré nejprve vysvětlit princip rychlostních trojúhelníků rotoru. Jako příklad je použito rotační kolo na Obrázku 5, na kterém je řez kola rovinou s normálou v ose kola.



Obrázek 5: Rychlostní trojúhelníky radiálního oběžného kola

Oběžné kolo je mechanismus, do kterého vniká proudící médium rychlostí a směrem c_1 a vystupuje rychlostí a směrem c_2 . Rychlost c je výsledná a lze ji rozložit na rychlost ve směru axiálním, která směřuje ve směru osy rotace, obvodovou, která směřuje ve směru rotace, a složku radiální, která je kolmá na axiální směr a směřuje k ose.

Druhý způsob, jak rozložit výslednou rychlost c , je rozložit rychlost jako na Obrázku 5 na složený pohyb, tedy na složku relativní a unášivou.

Relativní složka w je rychlost proudu z pohledu pozorovatele spojený se souřadným systémem rotačního kola. Směřuje ve směru tečném k lopatce. Obecně může mít obecný prostorový směr a závisí tedy čistě na geometrii lopatky.

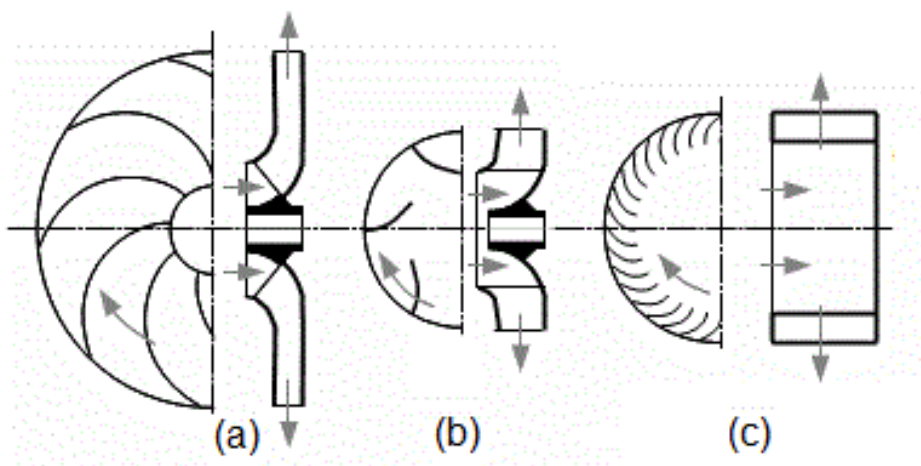
Unášivá složka u je v podstatě oběžnou rychlostí rotujícího kola. Závisí pouze na úhlové rychlosti kola a poloměru rotace. Tato rychlost vždy leží v rovině kolmé na axiální i radiální směr.

Rychlostní trojúhelník je tedy geometrické znázornění absolutní rychlosti proudící kapaliny a její rozklad na složku relativní a unášivou. Obecně se kreslí v meridiánové rovině, tedy v rovině procházející osou rotace. Kladný směr bývá určen smyslem rotace. Úhel, který svírá absolutní rychlost se směrem obvodové unášivé rychlosti, se označuje úhel α . Úhel, který svírá s unášivou rychlostí rychlost relativní, se označuje jako úhel β . Úhly bývají kótovány vždy proti směru hodinových ručiček.

2.4.2 Rozdělení radiálních ventilátorů z hlediska oběžného kola

Z hlediska oběžného kola se radiální ventilátory rozlišují na 3 základní kategorie. Viz Obrázek 6:

- (a) Ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami
- (b) Ventilátory s radiálně zakončenými lopatkami
- (c) Ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami



Obrázek 6: Základní tvary lopatek radiálního ventilátoru

2.4.3 Ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami

Tento typ oběžného kola se stal populárním již v 19. století, kdy téměř potlačil všechny ostatní typy kol. Pro dodání potřebného objemového průtoku totiž dostačují dvakrát menší kola než kolo s dozadu zahnutými lopatkami. Typické je pro ně to, že mají velký počet lopatek po obvodu kola. Jejich problémem jsou ovšem tlakové ztráty. Kolo se musí otáčet s vyšší úhlovou rychlostí, aby při menší velikosti vyvinulo stejný proud vzduchu jako kolo větší. A ztráty jsou úměrné kvadrátu rychlosti. Toto může mít za následek, že očekávaná účinnost se sníží až o 20 %. Celková účinnost tohoto typu se pohybuje okolo 55 – 65 %.

Dnes se užívají hlavně tam, kde je primárně důležitá velikost ventilátoru. Jejich výhodou je to, že vlivem své velikosti bývají obvykle levnější. Ve větrací a klimatizační technice jsou nejužívanější, lopatky mívají konstantní šířku, bývají konstrukčně jednoduché a počet lopatek se pohybuje až k 50 lopatkám na kolo.

2.4.4 Ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami

Ventilátor tohoto typu se využívá v aplikacích, kde jsou kladeny velké požadavky na účinnost a tam, kde je požadován velký celkový dopravní tlak. Oběžné kola s dozadu zahnutými lopatkami mívají podstatně méně lopatek, než je tomu tak u kol s dopředu zahnutými lopatkami. Jejich počet se pohybuje většinou mezi 6 až 15, ale o tomto rozhoduje až konkrétní aplikace. Jejich cena bývá vyšší, ale účinnost se pohybuje v rozmezí 80 – 85 %.

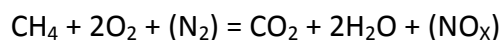
2.4.5 Ventilátory s radiálně zakončenými lopatkami

Přechod mezi dopředu a dozadu zahnutými lopatkami oběžného kola tvoří kola s radiálně zakončenými lopatkami. Pata lopatky bývá zahnutá dopředu (viz Obrázek 6) z důvodu redukce šokových tlakových ztrát. Počet lopatek a také výsledný celkový tlak se pohybuje mezi dvěma již zmíněnými typy oběžných kol.

3 KONDENZAČNÍ KOTLE

Veškeré kotle jsou obecně zařízení, která slouží k vytváření tepla. Tímto teplem se ohřívá teplotonosná látka, která následně slouží k vytápění domů, bytových jednotek či jiných budov. Teplo vzniká spalováním tuhých, kapalných či plyných paliv.

V případě plynových kotlů se spaluje buďto zemní plyn (metan CH_4) nebo propan (C_3H_8). Chemická rovnice spalování je následující:



Výsledkem této rovnice jsou spaliny, které obsahují oxid uhličitý a vodu (vodní páru), která hraje v teorii kondenzačních kotlů zásadní roli.

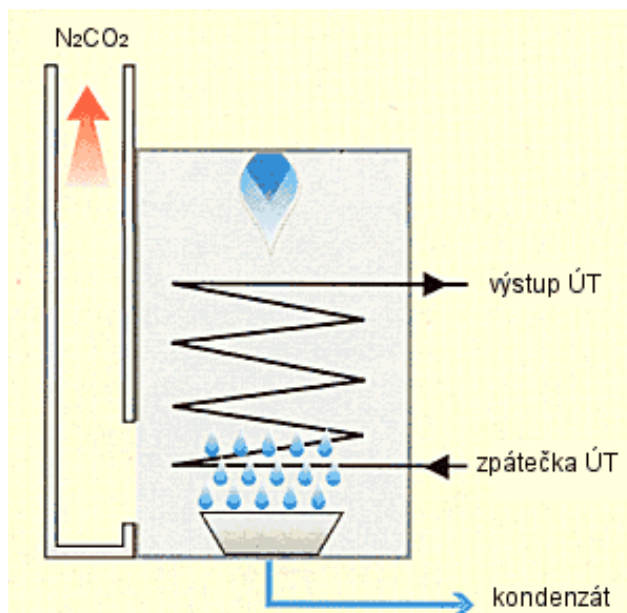


Obrázek 7: Příklad kondenzačního kotle od firmy Bergen

3.1 Rozdíl mezi klasickým plynovým a kondenzačním kotlem

Standardní kotel je navržen tak, že v něm budou proudit po spalovacím procesu mokré spaliny, které obsahují vodní páru. Ta ovšem ještě obsahuje využitelnou tepelnou energii ve formě latentního tepla, což je energie nutná k dodání, respektive energie získaná skupenskou přeměnou látky. Standardní plynové kotle již tuto energii nevyužívají a spaliny bývají odváděny komínem pryč. Aby nedošlo ke kondenzaci, je nejnižší dovolená teplota vstupní vody omezena $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ a teplota spalin bývá v rozsahu 120 až $180\text{ }^{\circ}\text{C}$. Kondenzace u těchto kotlů je nežádoucí z důvodu následné koroze vnitřních částí kotle. Normovaný stupeň využití takového kotle se může pohybovat okolo 90% .

Kondenzační kotle se liší od klasických tím, že využívají i latentní teplo spalin. Při ochlazení těchto spalin pod teplotu rosného bodu dojde ke změně skupenství vodní páry na vodu a tím také k uvolnění latentního tepla. Vzniklý kondenzát vody musí být z kotle průběžně odváděn. Následně je pomocí výměníků tepla tato energie využita k předehřevu vratné vody. Díky tomuto jevu klesá spotřeba plynu a tím dochází k jasné úspoře. Vstupní voda v tomto případě není nikterak omezena nějakou teplotou. Teplota spalin se většinou pohybuje v rozmezí 40 až 90 °C.



Obrázek 8: Schéma kondenzačního spalování

Konstrukčně jsou tyto kotle vyráběny záměrně ke kondenzačnímu provozu, a proto musí být tato zařízení vytvořena z korozi-vzdorných materiálů. Také musí být zajištěn odvod kondenzované vody pryč ze zařízení. Dalším konstrukčním provedením nutným k funkčnosti je spalinový ventilátor, který vytváří dostatečný tah v komíně. Spaliny, které vlivem kondenzace dosahují nižších teplot, by již neodcházely z komína samovolně. Přestože spaliny po kondenzaci obsahují méně vody, zůstávají stále mokré. Proto musí také komínová konstrukce odolávat korozi a vnitřnímu přetlaku. Normovaný stupeň využití těchto kotlů se pohybuje až v rozmezí 96 – 104 % (v současnosti i vyšší).

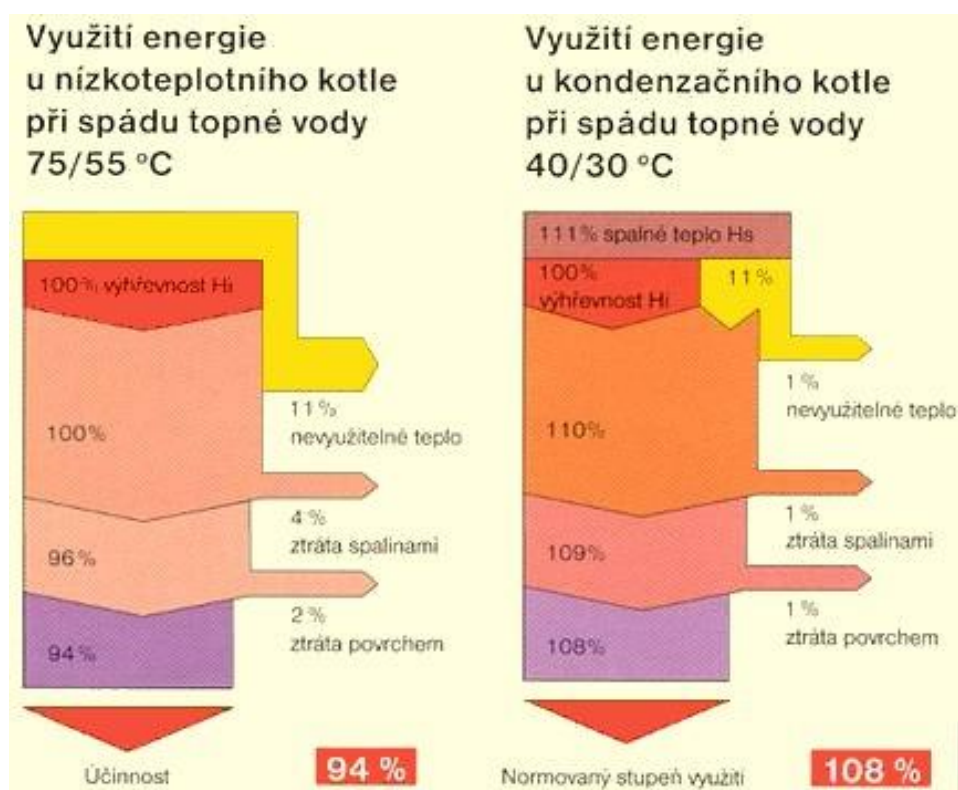
Na Obrázku 9 je graficky znázorněno srovnání účinností (resp. normovaných stupňů využití) klasického plynového kotle s kotlem kondenzačním.

Důvod toho, že se účinnost nezvykle pohybuje nad 100 % (což je z fyzikálního hlediska nesmysl – jednalo by se o perpetuum mobile), je, že tato účinnost je spjata s výhřevností plynu. K pochopení problematiky je nutné znát rozdíl mezi *spalným teplem plynu* a *výhřevností plynu*.

Spalné teplo je množství tepla uvolněné dokonalým spálením jednotkového množství plynu a stechiometrického množství kyslíku s tím, že se spaliny ochladí zpátky na počáteční teplotu (25 °C). Součástí tohoto tepla je i teplo latentní, tedy teplo uvolněné při skupenské přeměně.

Na rozdíl od toho *výhřevnost plynu* je množství tepla, které se uvolní při dokonalém spálení jednotkového množství plynu s tím, že se předpokládá, že na konci děje bude voda v plynném skupenství. Jde tedy o množství tepla, které nezohledňuje latentní teplo obsažené ve vodní páře. Z toho vyplývá, že spalné teplo je vždy vyšší nebo stejně velké jako výhřevnost plynu.

Právě z výhřevnosti plynu se určuje účinnost spalovacích zařízení. Proto je zde použití pojmu účinnost poměrně nešťastné. V oblasti kondenzační techniky byl proto zaveden *pojem normovaný stupeň využití*, který nabývá i hodnot vyšších než je 100 %. V dřívější době, kdy plynové kotle nepracovaly na principu kondenzační technologie, se normovaný stupeň využití účinnosti rovnal. Jenže po nástupu této technologie by se měla účinnost počítat právě ze spalného tepla, což se ovšem z reklamních a marketingových důvodů neděje. Následně se lze setkat se zařízeními, která mají dle výrobce účinnosti vyšší než 100 %. Z toho důvodu je důležité odlišovat tyto dva pojmy.



Obrázek 9: Srovnání normovaných stupňů využití klasického a kondenzačního kotle

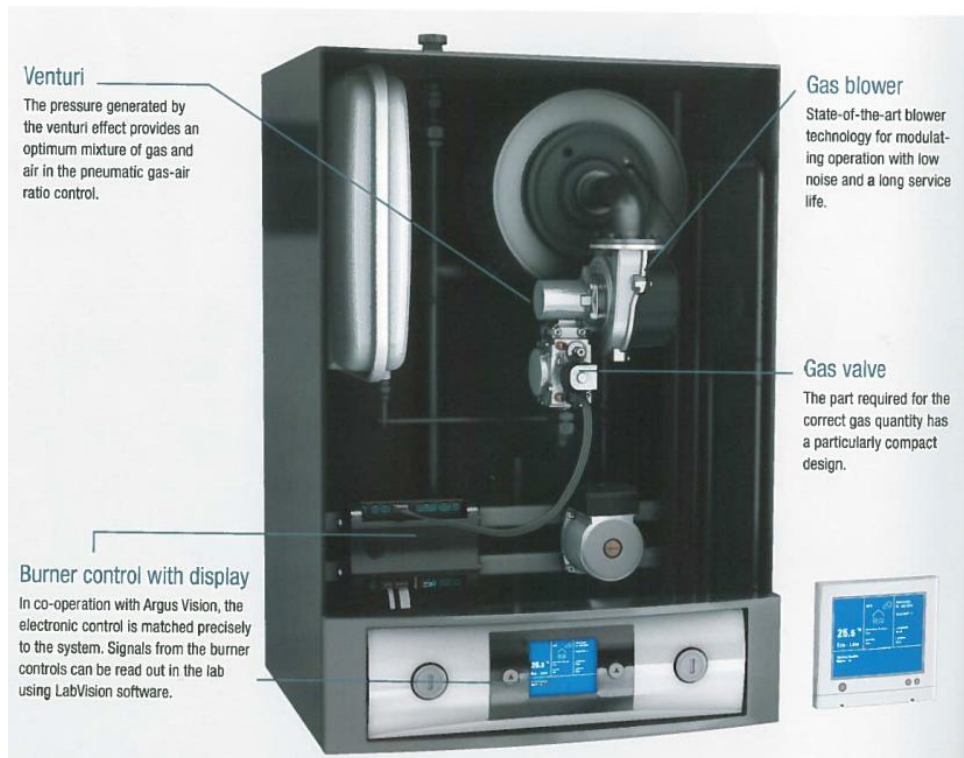
3.2 Spalovací systém kondenzačního kotle

Kondenzační kotle pracují na systému spalování směsi vzduchu a zemního plynu. Samotnému spalování ovšem musí předcházet některé důležité fáze, kterými jsou například: směšování správného poměru plynu a vzduchu, promíchání a vhánění směsi pod tlakem do spalovací komory. Dle pořadí těchto operací se rozlišují dva základní systémy kotlů, a to:

- *Negativní systémy*
- *Pozitivní systémy*

3.2.1 Negativní spalovací systém

Kotle tohoto typu jsou charakteristické tím, že ke směšování plynu se vzduchem dochází již před ventilátorem, tedy na jeho sání. Ve Venturiho trubici je podtlak – záporný tlak, z toho název negativní systém. Ventilátorem potom proudí již směs plynu a vzduchu a ventilátor do jisté míry slouží také jako mixér. Kotle tohoto typu jsou v současnosti nejvyžívanějšími v oblasti závěsných kondenzačních kotlů.



Obrázek 10: Hlavní části kondenzačního kotle

Na Obrázku 10 jsou znázorněny základní součásti týkající se negativního spalovacího systému kondenzačního kotle. Jsou to:

1) Plynový ventil

Plynový ventil řídí přísun množství zemního plynu do Venturiho trubice. Je řízen elektronikou tak, aby při daných otáčkách ventilátoru a tedy při daném průtoku dodával dostatečné množství plynu k dosažení správného poměru se vzduchem.

2) Venturiho trubice

Tato součást se nachází na sání ventilátoru. Do Venturiho trubice je přiveden vývod plynového ventilu. Po spuštění ventilátoru dle množství otáček a z toho vyplývajícího průtoku vznikne ve Venturiho trubici podtlak. Venturiho trubice je konstruovaná tak, že na vstupu obsahuje konfuzor a na výstupu difuzor. V nejužším místě trubice, kde se ještě více snižuje tlak (na základě Bernoulliho rovnice), je přiveden vývod plynového ventilu. Vzniklým podtlakem je následně nasáván plyn do Venturiho trubice. Dochází zde k prvotnímu směšování. Úplnému smísení plynu se vzduchem dochází až ve ventilátoru.

3) Ventilátor

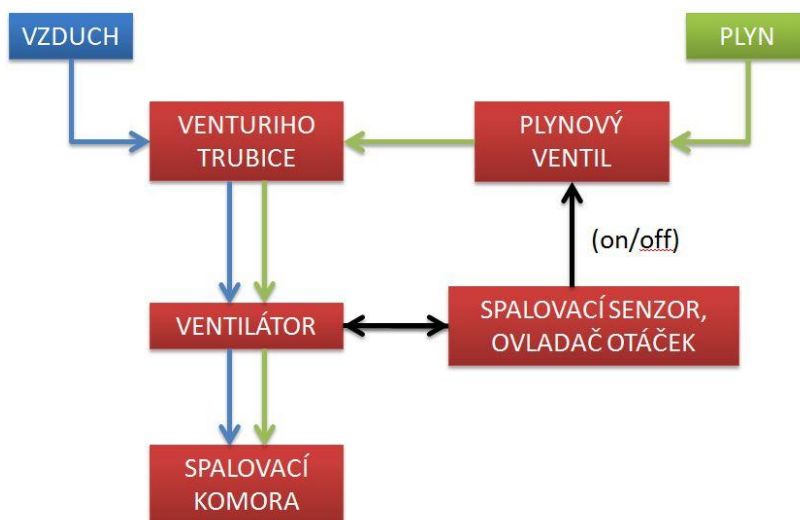
Ventilátor je podstatnou součástí kotle. Je jím zajišťována energie k směšování plynu se vzduchem ve Venturiho trubici, kde vytváří podtlak a následně dodává směs k hořáku. Ventilátor bývá konstruován s přesně řízenými otáčkami.

4) Spalovací komora

Dochází zde k zapalování směsi plynu a vzduchu. Spalovací komora má optimálně válcový tvar s tím, že k zapalování dochází na začátku válce. Samotný spalovací válec je obetkán trubkami výměníku tepla, který zajišťuje odvod tepla.

5) Elektronické ovládání ventilátoru a plynového ventilu

Princip funkce negativního systému kondenzačního kotle je dobře patrný ze schématu na Obrázku 11.



Obrázek 11: Schéma principu funkce negativního systému kondenzačního kotle

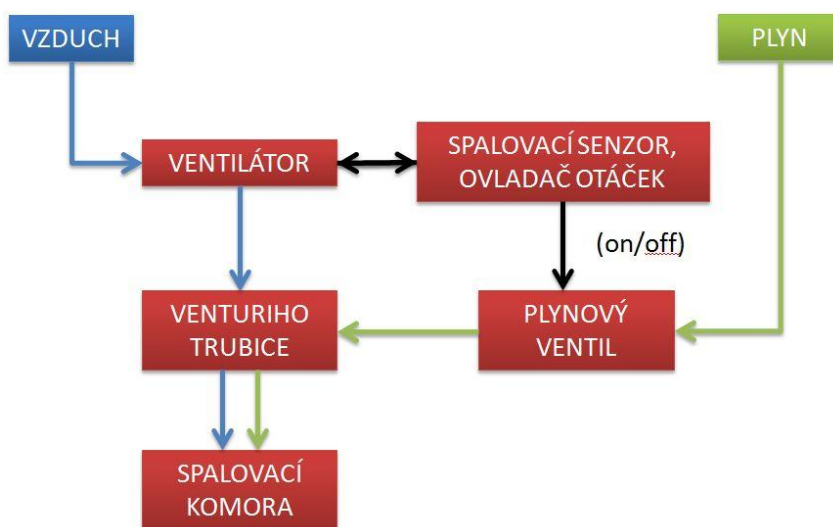
3.2.2 Pozitivní spalovací systém

Tento typ kotle se odlišuje od negativního systému tím, že ventilátor se nachází ještě před Venturiho trubicí. To má za následek, že ventilátorem prochází pouze čistý vzduch bez plynu. K samotnému směšování vzduchu s plynem dochází až za ventilátorem. Díky tomu nemusí být kladeny tak velké bezpečnostní nároky na konstrukci ventilátoru, které jsou jinak pro negativní systém striktně dány normou. Ventilátor může vypadat například jako na Obrázku 12. Již na první pohled se liší od ventilátoru z negativního systému tím, že pro jeho výrobu může být použit plast. Problémem tohoto typu kotlů ovšem může být následné nedostatečné promíchání směsi.



Obrázek 12: Příklad pozitivního systému

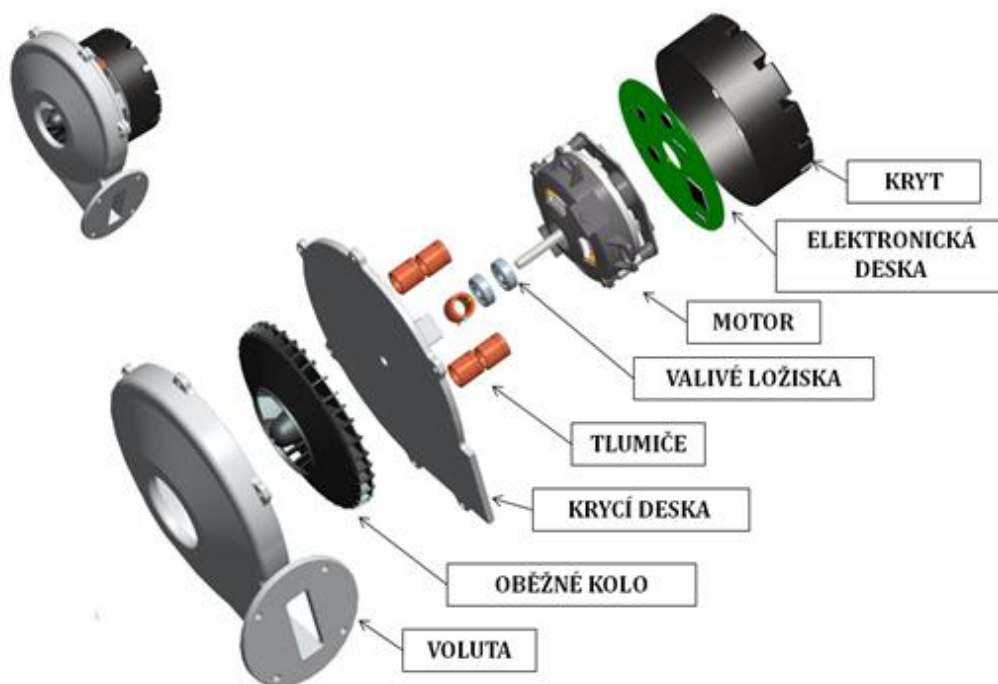
Na Obrázku 13 je zobrazeno schéma pozitivního systému. Jak již bylo zmíněno, ventilátor se v schématu nachází před Venturiho trubicí a proudí jím pouze čistý vzduch.



Obrázek 13: Schéma principu funkce pozitivního systému kondenzačního kotle

3.2.3 Ventilátor negativního systému

Ventilátor, kterým se budu dále více zabývat, je ventilátor negativního systému. Rozložený pohled na ventilátor a jeho veškeré součásti lze vidět na Obrázku 14.

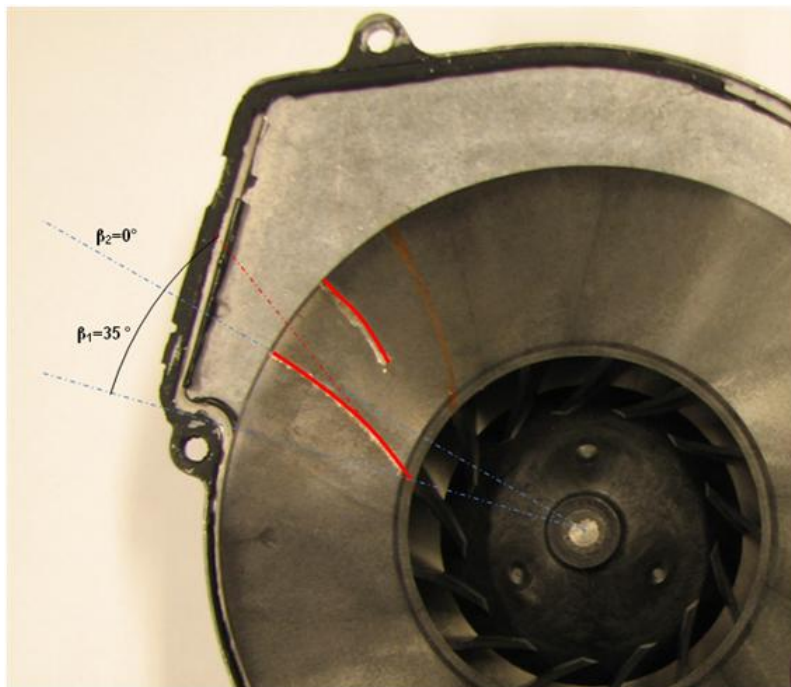


Obrázek 14: Radiální ventilátor z kondenzačního kotle

Spirální skříň se sestává ze dvou částí – *voluty* a z *krycí desky*. Konstrukce je provedena tak, že krycí deska, která je spojena s motorem (zároveň tedy i s oběžným kolem) pomocí tlumičů, je univerzální a voluta může být dle potřeby měněna. Voluta se může lišit jednak svým vnitřním tvarem, ale také připojením k Venturiho trubici nebo také připojením celého ventilátoru k spalovací komoře. Jako materiál k výrobě samotné spirální skříně se používají slitiny na bázi hliníku. V současnosti je snaha přejít od kovových materiálů k výrobně jednodušším a levnějším plastům. S těmi je ovšem spjata nejistota z hlediska bezpečnosti kvůli tomu, že ventilátorem proudí výbušná směs. Přestože výrobci těchto materiálů zaručují jejich kvalitu a bezpečnost, tak poněkud kontroverzní trh k nim ještě cestu nenašel.

Motor je další podstatnou součástí ventilátoru. Pro závěsné kondenzační kotle bývá nejčastěji využíván bezkartáčový elektricky komutovaný motor s řízenými otáčkami (EC bushless motor). Jedná se o stejnosměrný stroj, kdy na rotoru jsou připevněny permanentní magnety ze vzácných kovů a na statoru jsou umístěny po obvodu cívky, které vytvářejí elektromagnety a ze stejnosměrného proudu potřebné točivé magnetické pole. Motor obsahuje Hallovu sondu, která trvale snímá polohu rotoru. Na základě těchto snímaných hodnot je spínáno obvodové vinutí. Pro tyto motory je charakteristický tichý a plynulý chod a vysoká účinnost.

Oběžné kolo ventilátoru může mít různý tvar. Jeden příklad lze vidět na Obrázku 15. Na obrázku jsou zvýrazněny základní úhly lopatek, a to úhel lopatky na vstupu β_1 , který je v tomto konkrétním případě 35° a výstupní úhel β_2 , který je 0° . Tyto úhly jsou definovány tvarem lopatek a také rychlostními trojúhelníky.



Obrázek 15: Oběžné kolo ventilátoru

Na Obrázku 15 lze vidět, že kolo obsahuje ještě kratší lopatky, které nezasahují až do míst, kde směs vstupuje do ventilátoru. Těmto lopatkám se říká takzvané "splittery" a slouží k lepšímu proudění proudícího média kanály kola. V tomto případě se mezi každými lopatkami nachází právě jeden splitter. Lze se ale setkat například i s dvěma nebo více splittery mezi lopatkami.

Oběžné kolo bývá obvykle vyrobeno z plastu. Požaduje se, aby tento materiál byl antistatický. To znamená, že se požaduje, aby se na oběžném kole nevytvářel statický elektrický náboj z důvodu bezpečnosti. Kdyby tomu tak nebylo, hrozilo by přeskocení jiskry ve ventilátoru, ve kterém proudí výbušná směs, což by mělo katastrofální následky.

O tom, zdali se bude materiál nabíjet statickým nábojem, rozhoduje povrchový odpor daného plastu. Ten se udává v ohmech $[\Omega]$ a obecně platí:

- 1) pokud povrchový odpor $>10^{14} \Omega$, potom se povrch oběžného kola nabíjí
- 2) pokud povrchový odpor $<10^{10} \Omega$, potom se povrch oběžného kola nenabíjí

K dosažení dobrých mechanických vlastností a teplotní stálosti z důvodu zvýšené teploty v blízkosti hořáku kotle je vhodné použít kompozitní materiál, tedy materiál s plastovou maticí, která bude vyztužena nějakými vlákny dodávající materiálu potřebnou pevnost a stálost. Vhodnou kombinací může být polyamid (PA), který sám o sobě má poněkud špatné antistatické vlastnosti, ale v kombinaci s uhlíkovými vlákny se jeho povrchový odpor zvýší na potřebné hodnoty.

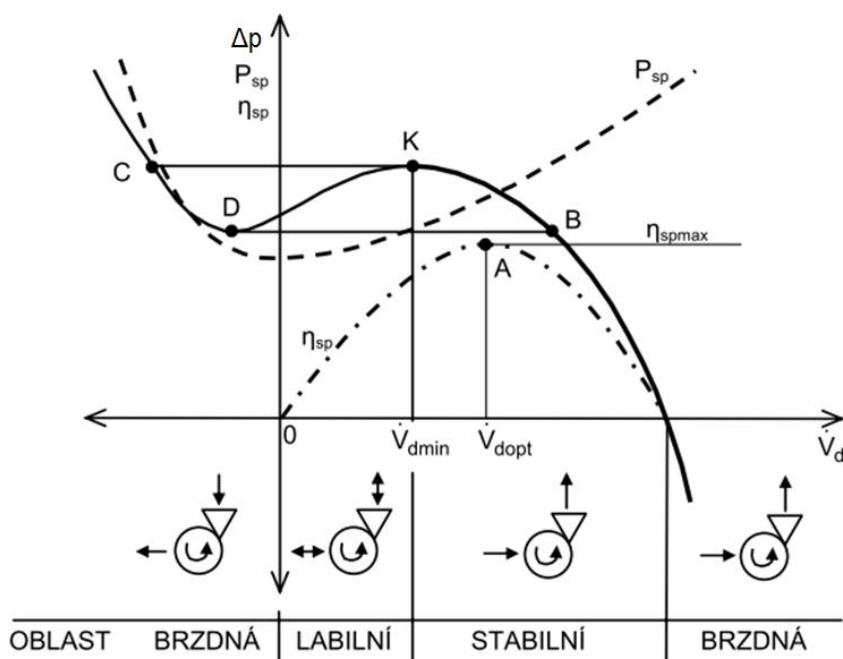
4 CHARAKTERISTIKA VENTILÁTORŮ

4.1 Co to jsou charakteristiky ventilátorů

Základní veličiny, které charakterizují chování ventilátoru jsou:

- 1) *Objemový průtok* $Q [m^3/s]$
Množství vzduchu, který je ventilátor schopen dopravit
- 2) *Celkový dopravní tlak* $\Delta p [Pa]$
Celkový tlak (přetlak), který je ventilátor schopen vytvořit – tedy rozdíl tlaků před a za ventilátorem
- 3) *Příkon ventilátoru* $P [W]$

Charakteristiky ventilátoru jsou závislosti celkového tlaku, příkonu, případně účinnosti na objemovém průtoku. Jsou to tedy křivky, které vyjadřují vlastnosti a chování ventilátoru. Zabývat se budu hlavně charakteristikou tlakovou, ostatní jsou s ní totiž úzce spjaté. Příklad jedné takové zcela obecné charakteristiky ventilátoru je na Obrázku 16. Jelikož se většinou zakreslují charakteristiky pro konstantní otáčky, potom každý bod křivky zobrazuje možný pracovní bod ventilátoru pro tyto dané otáčky. O tom, v jakém bodě bude ventilátor pracovat, již nerozhoduje ventilátor, ale systém, s kterým je ventilátor spjatý.



Obrázek 16: Obecná charakteristika kompresoru, resp. ventilátoru

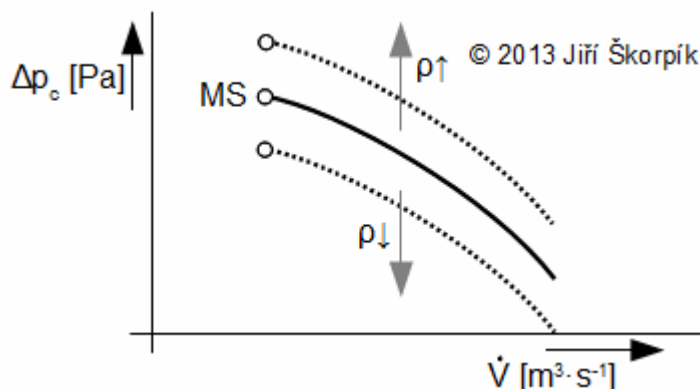
Na charakteristice jsou zobrazeny čtyři stavy, které mohou nastat u ventilátoru, který se nachází v potrubní síti.

V prvním kvadrantu je stav ventilátoru rozdělen bodem K na oblast stabilní a labilní. Do bodu K, kde je charakteristika stabilní, plní ventilátor svou funkci, kdy je schopen reagovat na měnící se odběr plynu. Pokud se ovšem dostane ventilátor

do stavu v labilní větvi, tak již dochází k nestabilnímu provozu. Po dosažení kritického bodu K se dostane ventilátor skokem do bodu C a začne jím proudit zpětný proud vzduchu. Tlak v soustavě klesá až do bodu D, kdy se ventilátor opět skokem dostane do stabilního stavu v bodě B. Tento proces se ovšem opakuje s poměrně vysokou frekvencí v závislosti na vlastnostech soustavy a má za následek poměrně zvýšený hluk ventilátoru a nerovnoměrné zatížení může způsobit až mechanické poškození ventilátoru. Tento stav je tedy vysoce nežádoucí.

Do stavu, kdy by ventilátor brzdil proudící plyn, se ventilátor v běžných aplikacích nedostává a pro konstrukci je tedy nejvíce podstatná oblast stabilní. Z konstrukčního hlediska je neoptimálnější, aby ventilátor pracoval v tzv. "designovém bodě". V tomto bodě má ventilátor maximální možnou účinnost. Je to tedy bod na tlakové charakteristice, který odpovídá vrcholu křivky účinnosti. Na Obrázku 16 má nejvyšší účinnost ventilátor ve stavu odpovídající bodu A.

Charakteristiky se měří pro konkrétní pracovní plyn a jeho teplotu. Kdybychom totiž změnili pracovní plyn případně jeho teplotu, změnila by se pak jeho hustota a viskozita. To by mělo za následek změnu charakteristiky samotné. Platí, že při snížené hustotě pracovního plynu a při stejném průtoku je celkový dopravní tlak menší a naopak (viz Obrázek 17). Je tedy nutno podotknout, že tyto charakteristiky by se měly přepočítat pro porovnání na stejnou hustotu plynu (vzduchu). Zpravidla se zakreslují pro přepočtenou hustotu vzduchu $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.



Obrázek 17: Tlaková charakteristika ventilátoru při změně hustoty proudícího plynu

Křivky se také zakreslují pro konstantní otáčky ventilátoru. Existují ovšem také charakteristiky, které nejsou měřeny za konstantních otáček, ale jsou doplněny o závislost otáček na celkovém průtoku. Tyto charakteristiky bývají například konstruovány, pokud chceme zobrazit závislost celkového dopravního tlaku na průtoku při maximálních dosažitelných otáčkách ventilátoru.

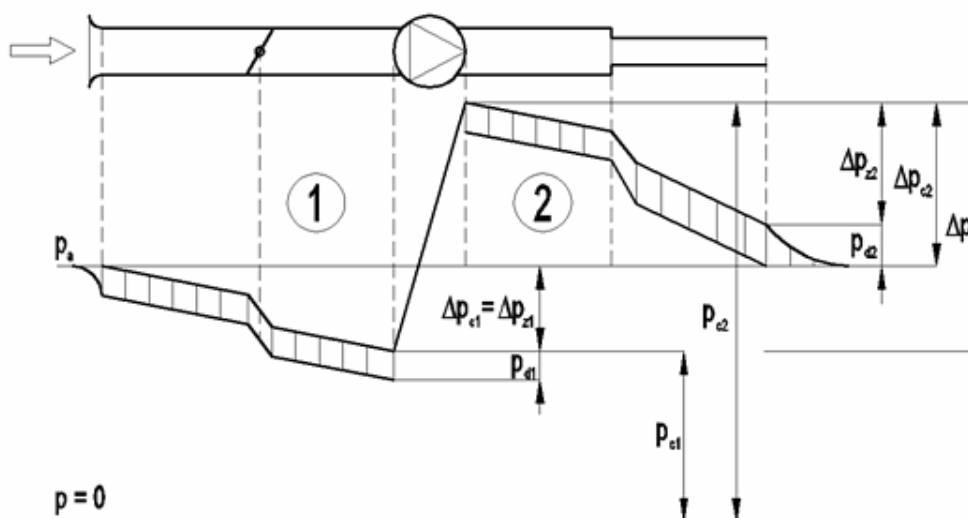
4.2 Měření charakteristik ventilátoru

Metodika měření charakteristik ventilátoru je dána normami, konkrétně normou ČSN 12 3061, nebo také mezinárodní normou přijatou i českými normami ČSN EN ISO 5801. Tyto normy uvádějí různé platné postupy při měření charakteristik, samotný princip měření, případně uspořádání měřící tratě.

4.2.1 Princip měření

Princip měření dle normy je vždy stejný. Ventilátor, jakožto měřený objekt, je umístěn v měřící trati, tedy v jistém potrubním systému. Norma povoluje umístění měřící tratě na sání ventilátoru, na vývod ventilátoru, i umístění tratě kombinovaně, před i za ventilátor. Měřící trať obsahuje vývody pro měření tlaku a teploty, ústrojí pro měření průtoku a regulátor průtoku (například škrtková klapka). Při zkoušce se tedy regulátorem mění velikost škrtkového otvoru, a tím se mění velikost průtoku, který ventilátor vyvine, a také celkový tlak ventilátoru. Každé přivření škrtkové klapky charakterizuje jiný pracovní bod ventilátoru. Tímto způsobem se pracovní bod pohybuje po charakteristice ventilátoru a postupně jsou zaznamenávány jednotlivé body, které tvoří samotnou křivku.

Průběh tlaku v měřící trati, ve které je umístěn ventilátor, je dobře viditelný na Obrázku 18.



Obrázek 18: Průběh tlaku ventilátoru v trati

Celkový tlak v potrubí p_c je roven součtu tlaku statického p_s a tlaku dynamického p_d . Na počátku měřící tratě je statický tlak roven atmosférickému a lze zde pozorovat nárůst tlaku dynamického. Postupně směrem k ventilátoru se statický tlak snižuje vlivem ztrát v potrubním systému. Ventilátor vytváří v průběhu potrubí nárůst tlaku, který je zapříčiněn dodáním energie do systému. Za ventilátorem, obdobně jako před ním, se tlak v průběhu potrubí snižuje vlivem ztrát až na tlak atmosférický. Na obrázku je také vidět vliv škrtkové klapky a zúžení potrubí na průběh tlaku. Oba tyto prvky vyvolají místní tlakovou ztrátu projevující se náhlým poklesem tlaku a zúžení

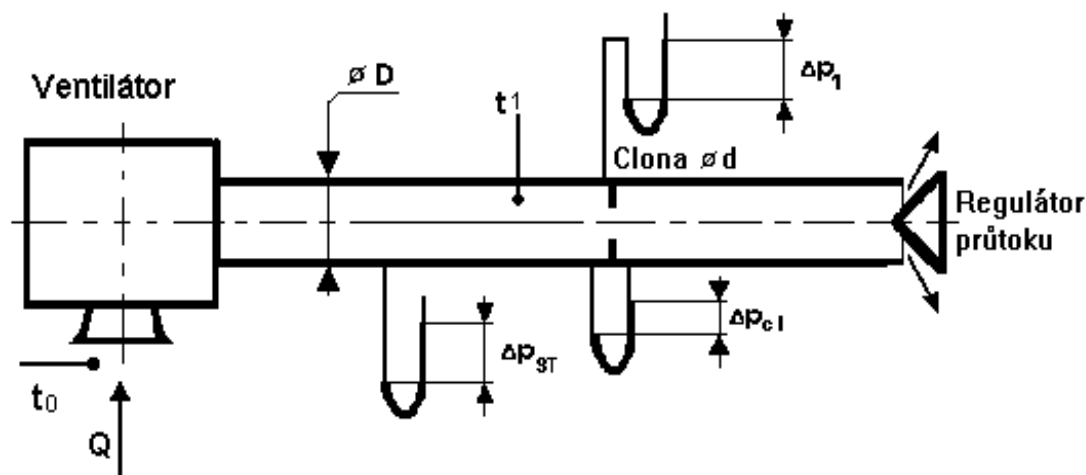
potrubí navíc zapříčiňuje nárůst dynamického tlaku. Celkový tlak ventilátoru Δp je tedy roven rozdílu celkového tlaku na výtlaku a na sání ventilátoru. Lze také říci, že celkový tlak ventilátoru je roven součtu tlakových ztrát potrubní sítě před a za ventilátorem a tlaku dynamického.

Charakteristika ventilátoru se tedy dá měřit jak v podtlaku (měřicí trať je umístěna na sání) nebo v přetlaku (měřicí trať je umístěna na vývodu), případně kombinací (ventilátor je uprostřed měřicí tratě). Výsledky měření by měly být stejné, protože se zde počítá s rozdílem tlaků. Co ovšem hraje roli a taktéž ovlivňuje výslednou charakteristiku, je způsob a tvar proudění vzduchu před, případně za ventilátorem. Tomuto jevu se říká vliv systému. Mezi nejčastější vlivy patří například excentrické proudění do sání ventilátoru, rotace proudícího vzduchu na sání ať již ve směru nebo proti směru rotace oběžného kola, nebo překážky na vstupu nebo na výstupu ventilátoru.

Pokud je celkový tlak ventilátoru Δp nižší než 3 kPa, potom lze vzduch s dostatečnou přesností považovat za nestlačitelný. Pro celkový tlak ventilátoru, který je vyšší než 3 kPa, se již musí zohlednit stlačitelnost vzduchu, která se promítne jednak do výkonu ventilátoru a také na měření průtoku.

4.2.2 Měřicí trat'

Na Obrázku 19 lze vidět schéma měřicí tratě ventilátoru. V tomto případě je měřicí trať umístěna na vývodu ventilátoru. V trati je za ventilátorem vývod, který přímo měří statický tlak vytvořený ventilátorem, dále teplotní čidlo a na konci tratě je umístěn regulátor průtoku. Měření průtoku je v tomto případě realizováno clonou. Pro určení průtoku se musí odečíst statický tlak před clonou a diferenční tlak před a za clonou.



Obrázek 19: Schéma měřicí tratě

4.2.3 Postup měření

Při samotném měření ventilátoru se postupuje takto:

- 1) Nejprve je důležité zkontrolovat těsnost všech napojených součástí, aby nedocházelo v průběhu tratě k únikům vzduchu.
- 2) Následně se zaznamenají podmínky, při kterých bude ventilátor změřen. Jedná se o:

• atmosférický tlak	p_a	[Pa]
• teplota okolního vzduchu	T	[°C]
• relativní vlhkost vzduchu	φ	[%]
- 3) V dalším se při úplně otevřeném regulátoru průtoku spustí ventilátor, ideálně na požadované otáčky, pro které má být sestrojena charakteristika.
- 4) Pro úplně otevřený regulátor se získá první měřený bod na charakteristice, konkrétně bod charakterizující nejvyšší průtok a nejnižší celkový tlak. Další body křivky se získají postupným uzavíráním regulátoru, až do posledního bodu, který je charakteristický nulovým průtokem a maximálním celkovým tlakem. Počet měřících bodů závisí na požadované přesnosti měření charakteristiky.

5) Pro každý měřený bod jsou zaznamenávány tyto veličiny:

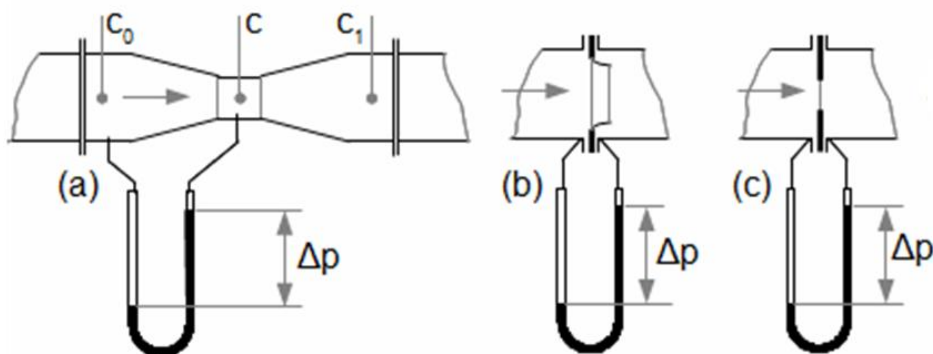
- | | | |
|-----------------------------------|-----------------|--------------|
| • Objemový průtok | Q_V | $[m^3/hod]$ |
| V případě clony se odečítá: | | |
| ○ Statický tlak před clonou | Δp_1 | $[Pa]$ |
| ○ Diferenční tlak na cloně | Δp_{CL} | $[Pa]$ |
| • Statický tlak za ventilátorem | Δp_{st} | $[Pa]$ |
| • Teplota na sání ventilátoru | T_0 | $[^\circ C]$ |
| • Teplota v trati za ventilátorem | T_1 | $[^\circ C]$ |
| • Otáčky ventilátoru | n | $[min^{-1}]$ |
| • Příkon ventilátoru | P_0 | $[W]$ |

4.2.4 Měření objemového průtoku

Průtok vzduchu potrubím lze změřit několika způsoby. Často užívaný způsob v průmyslu je měření průtoku na základě difference tlaků, tzv. *proudovými měřidly*. Diference tlaků je vytvořena škrtícím elementem. V zúženém místě se dle Bernoulliho rovnice zvyšuje rychlost proudění a snižuje statický tlak. Na základě měření těchto tlaků je možno určit rychlost proudění, a tak i průtok přes škrtící element. Nevýhodou těchto měřidel jsou místní tlakové ztráty v místě škrcení.

Používají se tři různé škrtící elementy:

- Venturiho trubice
- Dýza
- Clona

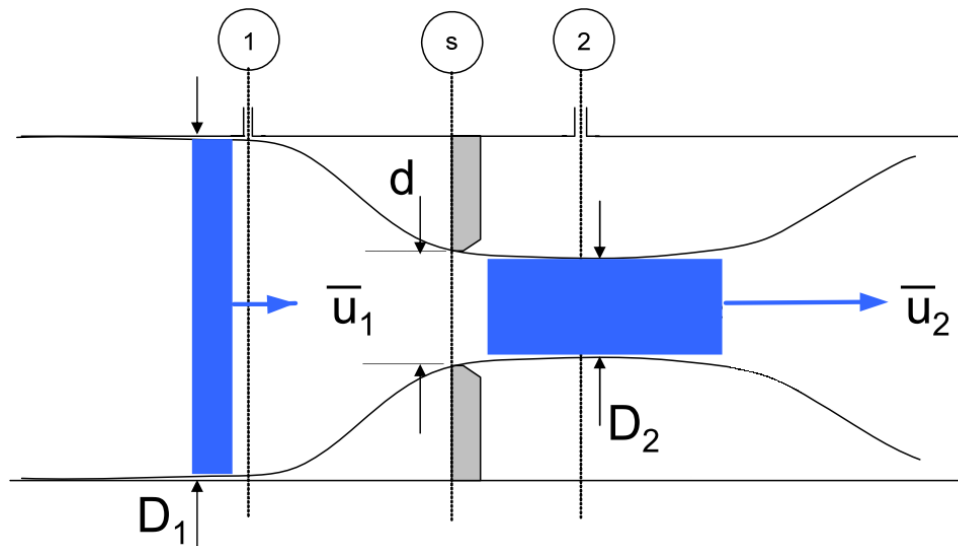


Obrázek 20: Proudové měřidla a) Venturiho trubice b) Dýza c) Clona

Se škrtícím elementem v potrubí jsou ovšem spojeny i tlakové ztráty, které mohou být často nežádoucí. Clona bývá obvykle nejvíce náchylná na poškození a také na ní vznikají největší ztráty. Na druhou stranu bývá obvykle levnější než ostatní škrtící elementy. Dýza je v mnohém podobná cloně. Oproti ní ovšem není až tak náchylná na opotřebení a vznikají v ní menší tlakové ztráty. Z hlediska ztrát je na tom ovšem nejlépe Venturiho trubice, která obsahuje na sebe navazující konfuzor a difuzor, díky nimž se ztráty minimalizují. Cena Venturiho trubice je na druhou stranu vyšší.

4.2.5 Výpočet objemového průtoku clonou

K odvození vzorce pro výpočet objemového průtoku proudovým měřidlem lze použít Bernoulliho rovnici. Základ vzorce je stejný, pouze se jednotlivé metody měření od sebe liší svými konstantami. Náčrtek proudění vzduchu přes clonu je zobrazen na Obrázku 21. Potrubí o světlosti D_1 obsahuje clonu o průměru d . Nejmenší průřez proudícího vzduchu ovšem není na cloně o průměru d , ale kousek za clonou na průměru D_2 , který ovšem není znám.



Obrázek 21: Schématický náčrtek proudění přes škrtící element

Bernoulliho rovnice pro škrtící element mezi body 1 a 2 lze psát ve tvaru:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 = p_0 = \text{konst} \quad 1$$

Pozn.: Na Obrázku 21 jsou rychlosti v značeny jako u

Tlak p_0 je v podstatě celkový tlak, který bychom naměřili Pitotovou trubicí. Při měření se odečítá rozdíl tlaků před a za clonou za předpokladu, že $\rho_1 = \rho_2 = \rho$.

$$\Delta p_{cl} = p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) \quad 2$$

Z rovnice 2 vyplývá, že rozdíl statických tlaků před a za clonou je roven rozdílu tlaků dynamických v jednotlivých průřezích.

Hmotnostní průtok je definován takto:

$$q_m = S \cdot v \cdot \rho = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v \cdot \rho \quad 3$$

Z toho lze dosadit u_1 resp. u_2 do rovnice 2.

$$\Delta p_{cl} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{16 \cdot q_m^2}{\pi^2 \cdot \rho^2} \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) \quad 4$$

Hmotnostní průtok se potom rovná:

$$q_m = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{D_2^4}{D_1^4}}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{cl} \cdot \rho} \quad 5$$

Rovnice 5 obsahuje průměr D_2 , který je ovšem neznámý. Proto je definován poměr průměrů clony a potrubí:

$$\beta = \frac{d}{D_1} \quad 6$$

A hmotnostní průtok ve finálním tvaru je:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{cl} \cdot \rho_1} \quad 7$$

V rovnici 7 se objevily dva koeficienty, a to koeficient průtoku a koeficient roztažnosti.

Koeficient průtoku – C [–]

Tento koeficient vyjadřuje vztah mezi reálným průtokem a teoreticky možným. Pro stálou geometrii tento součinitel závisí pouze na Reynoldsově číslu. To se ovšem mění s teplotou, tlakem, viskozitou a samotným průtokem. Koeficient průtoku se počítá dle Reader–Harris Gallagherovy rovnice pocházející z roku 2004:

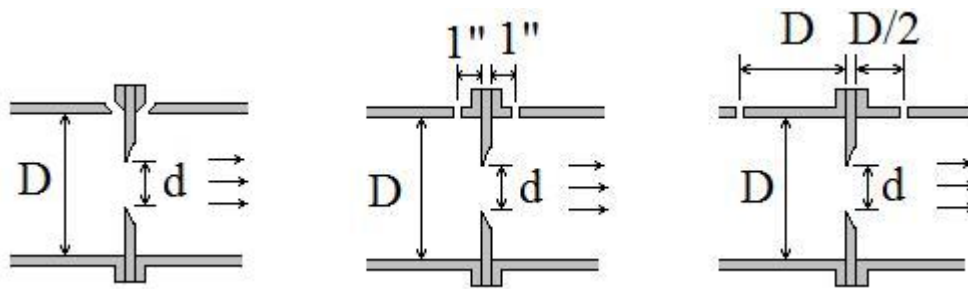
$$\begin{aligned} C = & 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,7} \\ & + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \\ & + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-10 \cdot L_1} - 0,123 \cdot e^{-7 \cdot L_1}) \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \\ & - 0,031 \cdot (M_2 - 0,8 \cdot M_2^{1,1}) \beta^{1,3} \\ & \text{if } (D_1 < 71,12) + 0,011 \cdot (0,75 - \beta) \cdot \left(2,8 - \frac{D_1}{25,4} \right); D_1 \text{ je v mm} \end{aligned} \quad 8$$

$$\text{kde } A = \left(\frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,8}$$

$$M_2 = \frac{2\acute{L}_2}{1 - \beta}$$

a velikost L_1 a $\acute{L}_2$ závisí na odběru vzdálenosti odběru tlaků na cloně. Pro odběr tlaků ve vzdálenosti od clony:

	L_1	$\acute{L}_2$
D_1 a $D_1/2$	1	0,47
Přírubový odběr	$25,4/D_1$ [mm]	$25,4/D_1$ [mm]
Koutový odběr	0	0



Obrázek 22: Koutový odběr Přírubový odběr Odběr ve vzdálenost D_1 a $D_1/2$

V případě koutového odběru jsou přímo na cloně udělány vývody do kanálku, ze kterého se odebírá statický tlak. Přírubový odběr tlaku je odběr ve vzdálenosti jednoho palce před a za clonou.

Reynoldsovo číslo je dáno vztahem:

$$Re_D = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad 9$$

kde μ je dynamická viskozita závislá pouze na teplotě t_1 a pro vzduch ji lze vyjádřit jako:

$$\mu = (17,19 + 0,0414 \cdot t_1[^\circ\text{C}]) \cdot 10^{-6} \quad 10$$

Koeficient roztlačnosti – ε [–]

Tento koeficient vyjadřuje stlačitelnost proudícího média. Tento koeficient nabývá hodnot $\varepsilon \leq 1$. Pro vodu a jiné velmi málo stlačitelné látky nabývá hodnoty $\varepsilon = 1$. Velikost koeficientu ε závisí na tlaku a na Poissonově konstantě κ , která závisí na druhu látky, tlaku a teplotě. Dle normy ISO 5167 lze koeficient spočítat jako:

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35 \cdot \beta^4) \cdot \frac{\Delta p_{cl}}{\kappa \cdot p_1} \quad 11$$

kde p_1 je tlak před clonou.

Z rovnice 7 vyplývá, že průtok přes clonu závisí na geometrii, hustotě proudícího média, diferenci tlaků a na koeficientech roztlačnosti a průtoku. Koeficient průtoku ovšem závisí na Reynoldsově čísle, které závisí na rychlosti proudění, a tedy na průtoku. Z toho vyplývá, že pro výpočet průtoku přes clonu je nutno použít *iterační postup*.

4.2.6 Iterační postup při výpočtu průtoku clonou

V následující kapitole je naznačen algoritmus výpočtu průtoku přes clonu.

1. iterace

Nejprve se musí určit první přiblížení k výsledku. Jako počáteční odhad se používá součinitel průtoku $C_1 = C_\infty$ pro $Re \rightarrow \infty$. Ten lze vypočítat z rovnice 8.

Dále se určí proměnný parametr iterační metody:

$$X_1 = Re_{D1} = C_1 \cdot A \quad 12$$

kde A je invarianta vyznačující veličiny, které jsou při iteračním výpočtu konstantami. Vychází z rovnice 7 tak, aby platila rovnice 12.

$$A = \frac{\varepsilon_1 d^2 \sqrt{2 \cdot \Delta p_{cl} \cdot \rho_1}}{\mu_1 D \sqrt{1 - \beta^4}} = konst \quad 13$$

Následně první odhad vypočteného hmotnostního průtoku je:

$$q_{m1} = \frac{\pi}{4} \cdot \mu_1 \cdot D \cdot X_1 \quad 14$$

2. iterace

Další iterace pokračuje tím způsobem, že pro výpočet C_2 se použije Re_{D1} . Proměnný parametr X_2 se následovně změní:

$$X_2 = C_2 \cdot A = Re_{D2} \quad 15$$

A druhý odhad vypočteného hmotnostního průtoku je:

$$q_{m2} = \frac{\pi}{4} \cdot \mu_1 \cdot D \cdot X_2 \quad 16$$

Dále se pokračuje stejným způsobem dle výše naznačeného algoritmu. Dle normy ISO 5167 jsou k dosažení dostatečně přesného výsledku hmotnostního průtoku zapotřebí tři až čtyři iterace.

4.2.7 Zpracování naměřených dat

Z naměřených hodnot se nejprve určí hustota proudícího média ρ . Nejprve se naměřená relativní vlhkost φ musí přepočíst na *měrnou vlhkost vzduchu* x . Pro přepočet platí vztah:

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_D''}{p_a - \varphi \cdot p_D''} \quad 17$$

kde p_D'' je *parciální tlak syté vodní páry*. V rozmezí teplot 0 °C – 80 °C platí s chybou menší než 1 ‰.

$$p_D'' = \exp \left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t[^\circ\text{C}]} \right) \quad 18$$

Hustota vzduchu na sání ventilátoru ρ_0 a *hustota v měřicí trati* ρ_1 se může lišit. Z toho důvodu se měří při měření teplota jak na sání, tak i v měřicí trati. Pro vlhký vzduch platí vztah:

$$\rho = \frac{p_a}{461,5 \cdot T} \cdot \frac{1 + x}{0,622 + x} \quad 19$$

Následně lze již určit *objemový průtok v trati* q_V :

$$q_V = \frac{q_m}{\rho_1} \quad 20$$

respektive *objemový průtok na sání ventilátoru*, který se může lišit z důvodu změny teploty vzduchu, je vyjádřen:

$$q_{V0} = q_V \cdot \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad 21$$

Celkový tlak ventilátoru Δp_{CV} lze psát ve tvaru:

$$\Delta p_{CV} = \Delta p_{ST} + \Delta p_D + \Delta p_Z \quad 22$$

Ten se skládá ze dvou základních složek. *Tlaku statického* Δp_{ST} a *tlaku dynamického* Δp_D . Statický tlak se měří přímo v měřicí trati. Dynamický tlak se počítá ze vztahu:

$$\Delta p_D = \frac{v^2}{2} \cdot \rho_1 = \frac{\rho_1}{2} \cdot \left(\frac{q_V}{S_{TR}} \right)^2 \quad 23$$

kde S_{TR} je průřez měřicí tratě.

K celkovému tlaku ventilátoru se musí ještě přičíst *tlakové ztráty* Δp_z . Ty vznikají v potrubí v místech konfuzoru nebo difuzoru, který bývá umístěn mezi vývodem ventilátoru a začátkem měřicí tratě. Dále vznikají v potrubí *délkové ztráty*.

$$\Delta p_z = \frac{\rho_1}{2} \cdot \left[\left(\frac{q_V}{S_{TR}} \right)^2 \cdot \xi_{TR} + \left(\frac{q_V}{S_{DK}} \right)^2 \cdot \xi_{DK} \right] \quad 24$$

kde ξ_{TR} a ξ_{DK} jsou *ztrátové součinitele*, které se většinou určují experimentálně. S_{DK} je odpovídající průřez difuzoru, případně konfuzoru a závisí na způsobu určení ξ_{DK} .

Výkon ventilátoru P_V je definován při zanedbání stlačitelnosti vzduchu, tedy do $\Delta p_{CV} \leq 3 \text{ kPa}$:

$$P_V = q_{V0} \cdot \Delta p_{CV} \quad 25$$

Pokud je celkový tlak ventilátoru $\Delta p_{CV} > 3 \text{ kPa}$, potom již nelze zanedbat stlačitelnost vzduchu a výkon ventilátoru se počítá vztahem:

$$P_V = q_{V0} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_a + \Delta p_{CV}}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad 26$$

Aby bylo možno porovnat výsledky z různých měření, je nutné přepočítat tlak vzduchu na stejnou záruční hustotu vzduchu. Záruční hustota vzduchu, na kterou se většinou přepočítávají charakteristiky je $\rho_z = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. To se projeví v celkovém tlaku následovně:

$$\Delta p'_{CV} = \Delta p_{CV} \cdot \frac{\rho_z}{\rho_0} \quad 27$$

Následně je nutno přepočítat jak výkon, tak i příkon ventilátoru:

$$P' = P \cdot \frac{\rho_z}{\rho_0} \quad 28$$

$$P'_0 = P_0 \cdot \frac{\rho_z}{\rho_0} \quad 29$$

Účinnost ventilátoru je pak určena následovně:

$$\eta = \frac{P}{P_0} \quad 30$$

Charakteristiky ventilátoru mají tu vlastnost, že se dají přepočítat z jedné otáčky na jinou. Pro tento přepočet se používají následující vzorce:

Přepočtený celkový tlak ventilátoru:

$$\Delta p'_{cvn} = \Delta p'_{cv} \cdot \left(\frac{n_z}{n}\right)^2 \quad 31$$

Přepočtený objemový průtok:

$$q'_{vn} = q_v \cdot \frac{n_z}{n} \quad 32$$

Přepočtený výkon ventilátoru:

$$P'_n = P' \cdot \left(\frac{n_z}{n}\right)^3 \quad 33$$

Přepočtený příkon ventilátoru:

$$P'_{0n} = P'_0 \cdot \left(\frac{n_z}{n}\right)^3 \quad 34$$

kde n jsou otáčky, při kterých bylo provedeno měření a n_z jsou záruční otáčky, na které má být charakteristika přepočítána.

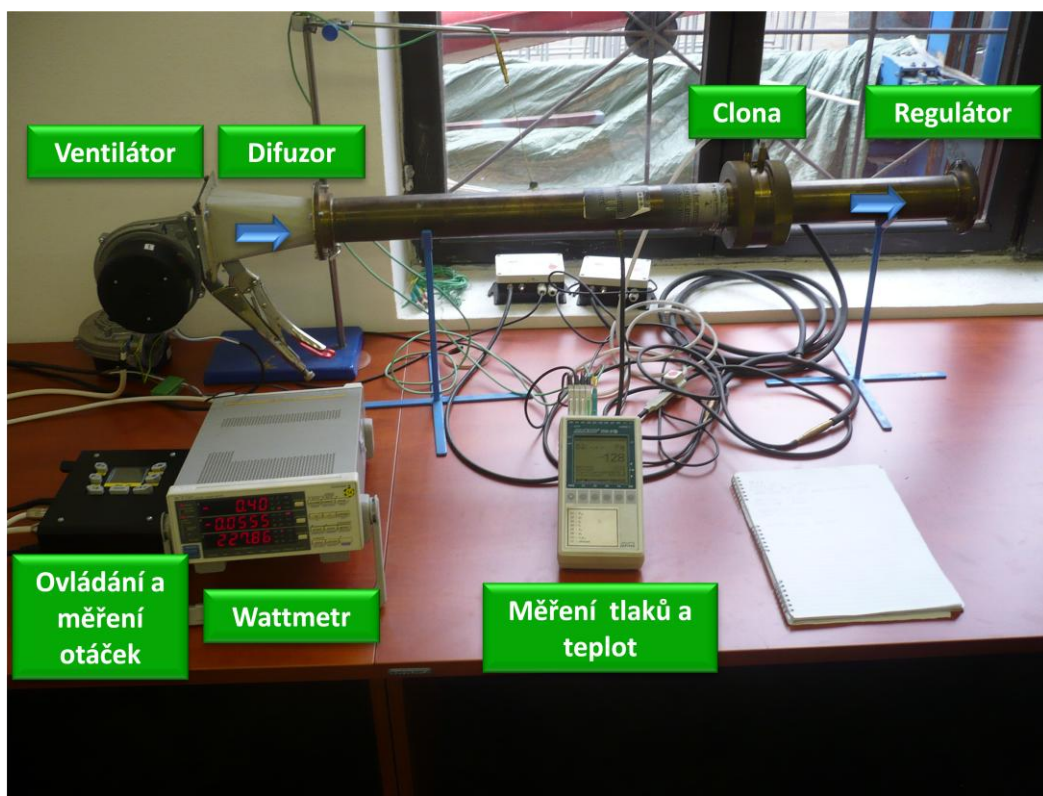
5 PRAKTICKÁ MĚŘENÍ

Následující část práce se zabývá praktickým měřením charakteristik ventilátoru. Cílem praktických měření je porovnat přesnost a princip měření charakteristik ventilátorů naměřených v certifikované zkušebně s charakteristikami naměřenými za pomoci alternativních měřících zařízení. Nejprve bylo provedeno měření ventilátoru v certifikované zkušebně. Následně bylo sestaveno alternativní měřící zařízení (stand) a následně jeho modifikace. V závěru byla sestavena měřící trať, obdobně jako v certifikované zkušebně. Měřený objekt byl ventilátor NRG 118 od firmy EBM Papst.

Všechna měření jsou provedena pro konstantní otáčky $n = 5000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a přepočítána na hustotu vzduchu $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

5.1 Měření v certifikované zkušebně

Měření charakteristik ventilátoru proběhlo ve zkušebně Janka Engineering s.r.o. v Praze, Radotín. Ventilátor byl měřen v měřící trati viz Obrázek 23.



Obrázek 23: Měřící trať ve zkušebně Janka ENGINEERING

Měřící trať odpovídá popisu tratě z kapitoly 4.2.2. Ventilátor je na začátku tratě, přechod mezi ventilátorem a trati je zprostředkován pomocí difuzoru, k měření průtoku se v měřící trati nachází clona s koutovým odběrem tlaků a konec tratě je ukončen regulátorem.

Ventilátor je připojen na ovladač otáček, který zároveň díky Hallově sondě snímá aktuální otáčky ventilátoru. Na ventilátor je také připojen wattmetr, který snímá aktuální příkon ventilátoru. V měřící trati před clonou a na ní jsou udělány vývody pro odběr tlaku. Teplota je snímána vývodem v trati před clonou a na sání ventilátoru.

5.1.1 Výsledky měření

Postup měření je stejný jako je uveden v kapitole 4.2.3. Nejprve tedy byly určeny podmínky měření, které jsou znázorněny v Tabulce 1. Teplota ve zkušebně nebyla určena, protože teplota byla následně odečítána při každém bodě měření.

Tabulka 1: Podmínky měření

Atmosférický tlak	Relativní vlhkost vzduchu
p_a	φ
[Pa]	[%]
101480	46

V Tabulce 2 jsou měřené veličiny, které byly odečítány pro každý bod měření.

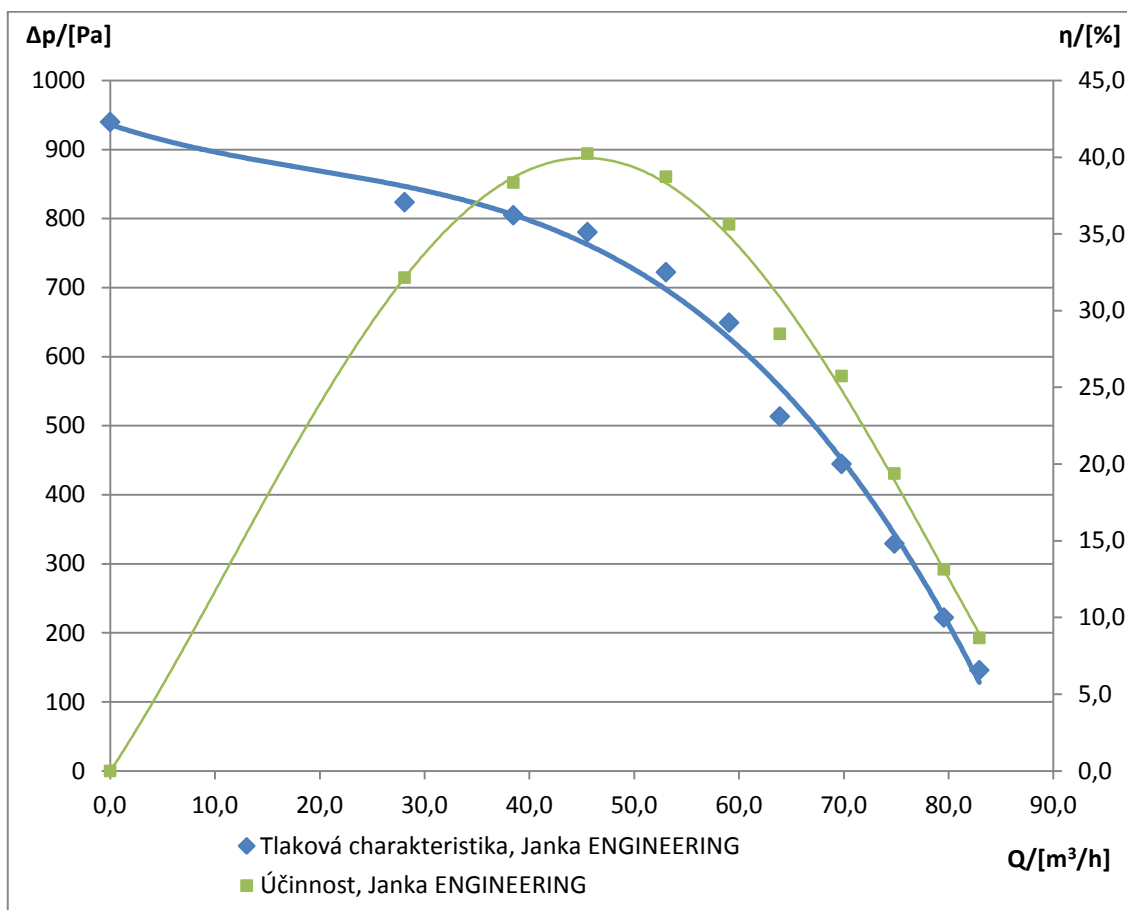
Tabulka 2: Tabulka naměřených hodnot

Diferenční tlak na cloně	Statický tlak v trati	Statický tlak na cloně	Teplota ve zkušebně	Teplota v trati	Otáčky	Příkon ventilátoru
Δp_{CL}	Δp_{ST}	p_1	t_0	t_1	n	P_0
[Pa]	[Pa]	[Pa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]	[W]
0	940	-	-	-	5000	14,2
25	815	822	23,7	25,0	5000	19,9
48	791	808	23,9	25,0	5000	22,3
68	763	778	23,8	25,0	5000	24,4
93	700	716	23,9	24,9	5000	27,3
116	623	636	23,7	24,7	5000	29,7
136	483	495	24,0	25,0	5000	31,7
163	410	419	23,7	24,7	5000	33,2
188	291	299	23,5	24,4	5000	35,0
213	180	190	23,4	24,2	5000	37,0
232	101	114	23,2	23,9	5000	38,4

Z naměřených hodnot jsou následně vypočteny hodnoty v Tabulce 3, pomocí kterých jsou vytvořeny charakteristiky ventilátoru. Je zde využito vztahů z kapitoly 4.2.

Tabulka 3: Tabulka vypočtených hodnot

Objemový průtok	Přepočtený celkový tlak	Přepočtený výkon ventilátoru	Přepočtený příkon ventilátoru	Účinnost ventilátoru
q_v	$\Delta p'_{CV}$	P'	P'_0	η
[m ³ hod ⁻¹]	[Pa]	[W]	[W]	[%]
0,0	940	0,0	13,2	0,0
28,1	824	6,4	20,0	32,2
38,5	805	8,6	22,4	38,4
45,5	780	9,9	24,5	40,2
53,0	723	10,6	27,5	38,7
59,1	649	10,7	29,9	35,6
63,9	513	9,1	32,0	28,5
69,8	445	8,6	33,5	25,7
74,8	329	6,8	35,3	19,4
79,6	222	4,9	37,4	13,1
82,9	146	3,4	38,8	8,7



Graf 1: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená v certifikované zkušebně

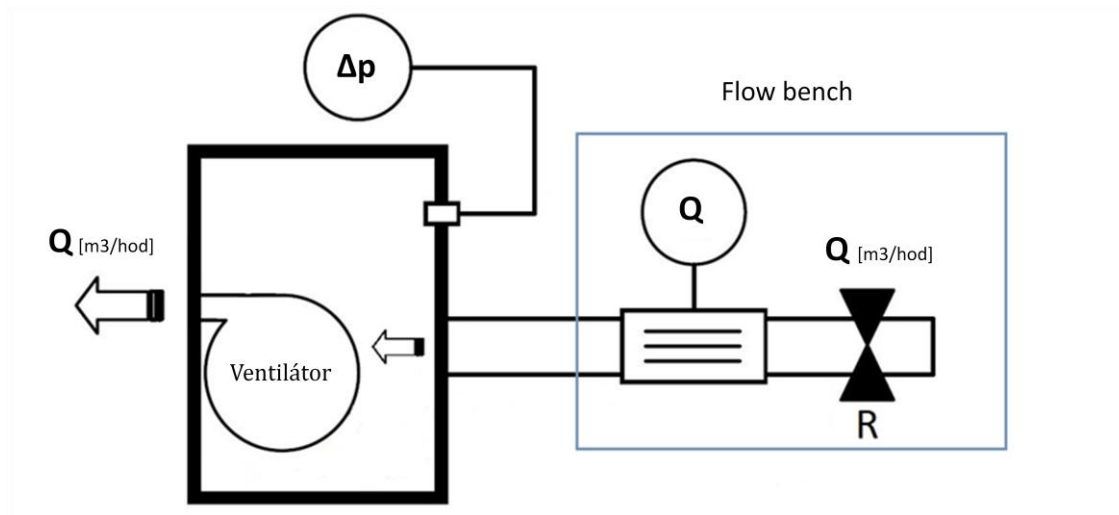
V Grafu 1 jsou zobrazeny vypočtené body tlakové charakteristiky a také odpovídající body účinnosti ventilátoru. Naměřené body jsou v obou případech proloženy polynomem třetího stupně.

Do výsledků jsou taktéž započítány tlakové ztráty. Ty jsou vypočítány pomocí ztrátových součinitelů tratě a difuzoru, které jsou ze zkušebny pro danou clonkovou trať známy.

Z účinnostní charakteristiky lze odečíst, kde se nachází designový bod ventilátoru. Účinnost se v tomto bodě pohybuje kolem 40 %.

5.2 Alternativní měřící zařízení – p–Q box

V měřící laboratoři firmy Honeywell byl vytvořen měřící stand pro měření charakteristik ventilátoru. Schematický náčrt měřícího zařízení, takzvaného p–Q boxu, je na Obrázku 24.



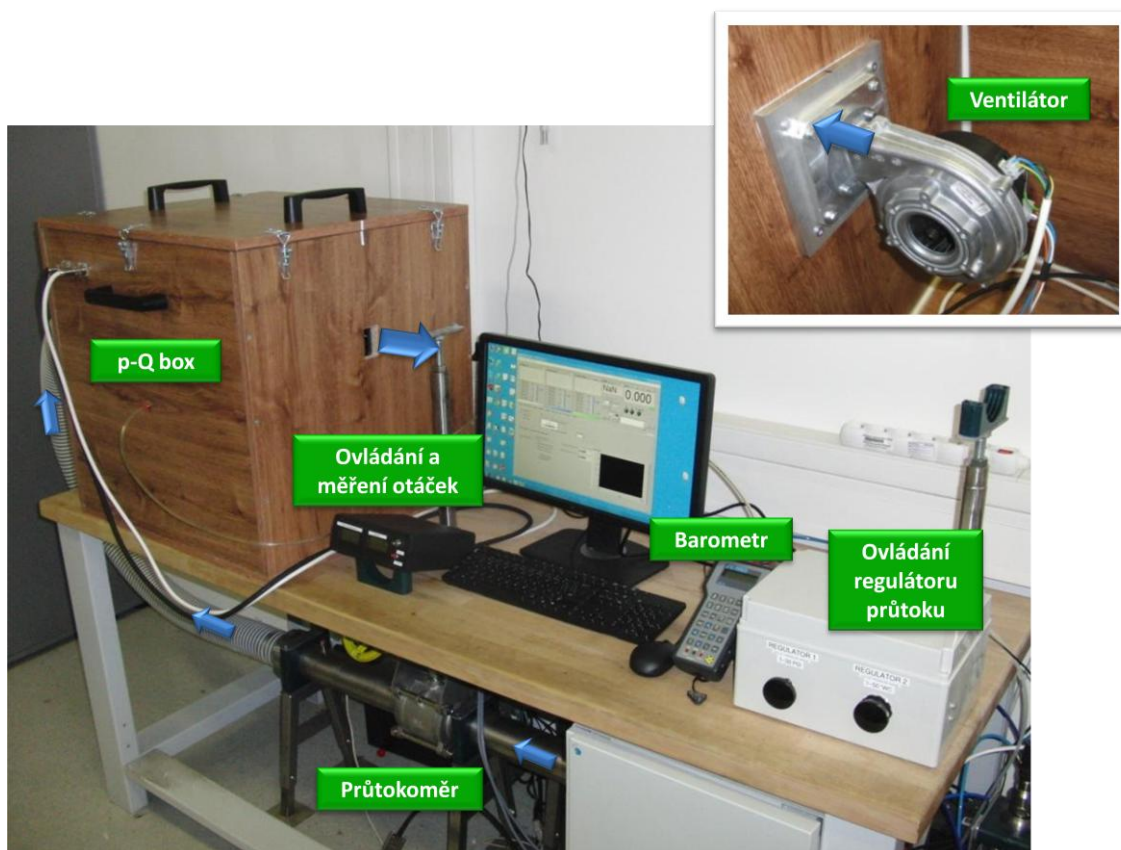
Obrázek 24: Schematický náčrt p–Q boxu

Ventilátor je umístěn do p–Q boxu a ten je napojen na měřící zařízení zvané *Air flow bench*.

Toto zařízení má na svém vstupu tlakový vzduch a na výstupu produkuje ustálený proud vzduchu. Jeho velikost je měřena implementovaným měřičem průtoku vzduchu. Tato velikost se může přímo měnit regulátorem, který je taktéž součástí tohoto měřícího zařízení. Všechna data jsou okamžitě zpracovávána příslušným softwarem a díky tomu se v počítači ukazuje a zaznamenává aktuální průtok vzduchu.

K měření průtoku je zde využit průtokoměr LFE – Laminar flow elements. Princip měření průtoku tímto způsobem je založen na Poiseuilleově zákoně, dle kterého se proudění v tenké trubici chová úměrně k tlakovým ztrátám na jednotce její délky. Jak již napovídá název těchto měřidel průtoku, předpokládá se laminární proudění v této tenké trubici. To bývá dosaženo, pokud trubička, respektive kapilára, má malý průměr, aby Reynoldsovo číslo bylo menší než 2000. Pro větší průtoky se spojí paralelně více těchto kapilár vedle sebe. Značnou výhodou těchto průtokoměrů jsou velmi nízké tlakové ztráty.

Omezení této flow bench je pro průtokoměr LFE až 120 m³/hod, což je dostačující pro tento typ ventilátoru, jehož průtok se pohybuje maximálně okolo 100 m³/hod.



Obrázek 25: p-Q box

Jak samotný p-Q box vypadá, je zobrazeno na Obrázku 25. Je to jednoduchá dřevěná bedna, která je vzduchotěsně vytmelena a při testování uzavřena víkem s uzavíratelnými svorkami. Z jedné strany je do boxu přiveden vývod flow benche a na vývodu je umístěn ventilátor, který vytváří v boxu podtlak. Z boxu je vyveden vývod tlaku a také utěsněné vývody elektrické energie.

Princip měření pomocí p-Q boxu je takový, že se nejprve spustí ventilátor na požadované otáčky a zároveň se pomocí flow benche vpustí do boxu proud vzduchu. Pomocí barometru, který snímá rozdíl mezi atmosférickým tlakem a tlakem v boxu, se nastaví průtok vzduchu tak, aby rozdíl těchto tlaků byl nulový. To má za následek to, že všechny vzduch, který se vhání do boxu, je odváděn ventilátorem a přitom je v boxu v podstatě atmosférický tlak. Velikost průtoku proudícího vzduchu lze odečíst přímo z počítače, ve kterém je vývod flow benche. Tudiž je zaznamenán bod charakteristické křivky s maximálním průtokem a nulovým tlakem ventilátoru.

Při měření se postupuje tak, že se průběžně snižuje velikost průtoku vzduchu pomocí regulátoru a přitom se odečítá velikost podtlaku, který vzniká v boxu. Tak se získají další body charakteristiky až do úplného uzavření regulátoru, tedy do nulového průtoku, kdy v boxu vznikne největší podtlak a bod charakteristiky s největším tlakem ventilátoru a nulovým průtokem.

5.2.1 Výsledky měření

Při měření byly nejprve určeny podmínky měření, které jsou zobrazeny v Tabulce 4. Tyto hodnoty slouží k výpočtu hustoty vzduchu při podmínkách měření charakteristiky. Hustota je určena rovnicí 19.

Tabulka 4: Podmínky měření

Atmosférický tlak	Teplota v laboratoři	Relativní vlhkost vzduchu
p_a	t	φ
[Pa]	[°C]	[%]
99610	25	19,7

Při měření byly odečítány přímo hodnoty objemového průtoku, diferenčního tlaku v boxu a příkonu ventilátoru (viz Tabulka 5). Změna teploty během měření se v tomto případě zanedbává a teplota se považuje při výpočtu za konstantu, proto se při jednotlivých bodech neměří.

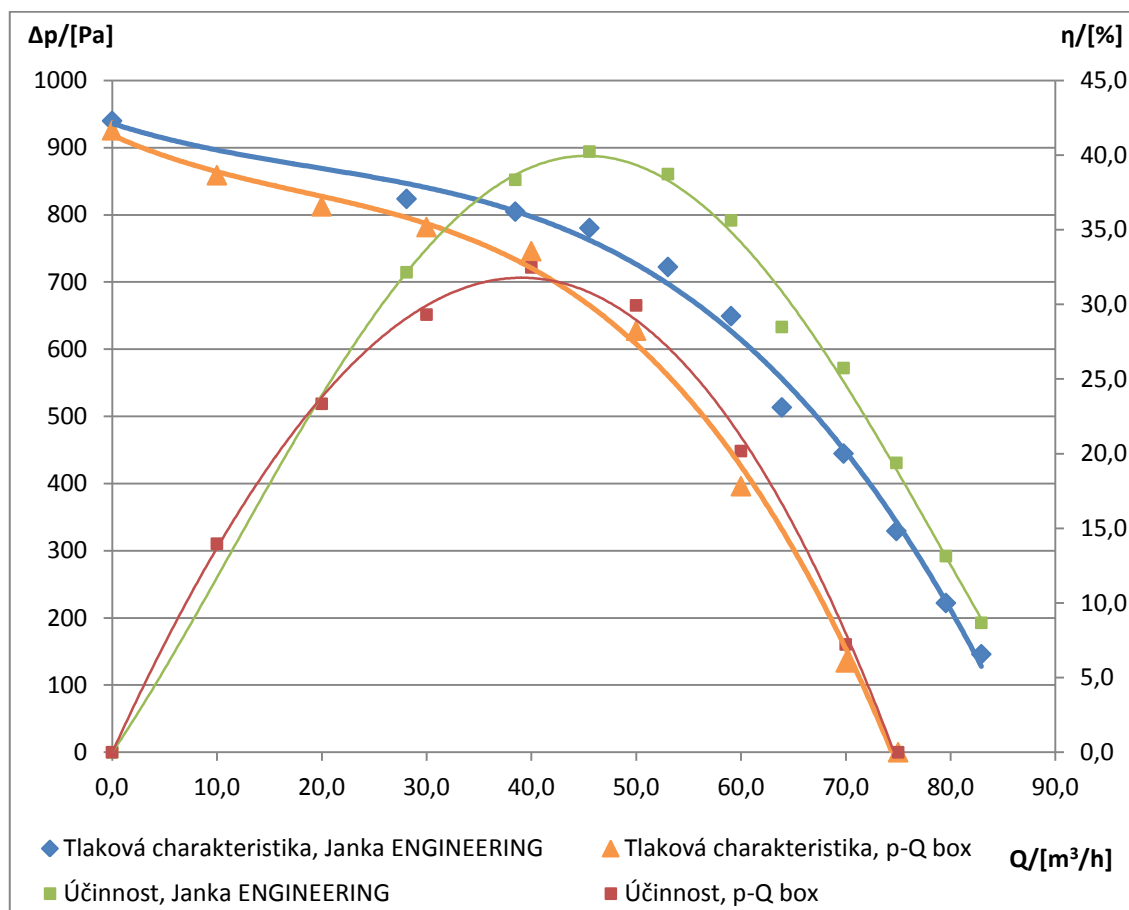
Tabulka 5: Tabulka naměřených hodnot

Objemový průtok	Diferenční tlak v boxu	Otáčky	Příkon ventilátoru
q_v	Δp_{box}	n	P_0
[m ³ hod ⁻¹]	[Pa]	[min ⁻¹]	[W]
75	0	5000	36,3
70	130	5000	35,0
60	385	5000	31,8
50	610	5000	28,3
40	725	5000	24,8
30	760	5000	21,6
20	790	5000	18,8
10	835	5000	16,6
0	900	5000	14,3

V Tabulce 6 jsou již všechny naměřené hodnoty přepočteny na konstantní hustotu $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Tabulka 6: Tabulka vypočtených hodnot

Přepočtený diferenční tlak v boxu	Přepočtený výkon ventilátoru	Přepočtený příkon ventilátoru	Účinnost ventilátoru
$\Delta p'_{\text{box}}$	P'	P'_0	η
[Pa]	[W]	[W]	[%]
0	0,0	37,3	0,0
134	2,6	36,0	7,2
396	6,6	32,7	20,2
628	8,7	29,1	29,9
746	8,3	25,5	32,5
782	6,5	22,2	29,3
813	4,5	19,3	23,6
859	2,4	17,1	14,0
926	0,0	14,7	0,0



Graf 2: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí p–Q boxu

Grafické znázornění charakteristik lze vidět v Grafu 2. Jednotlivé vypočtené body jsou proloženy polynomem třetího stupně. Pro srovnání jsou v grafu ponechány i naměřené křivky ze zkušebny.

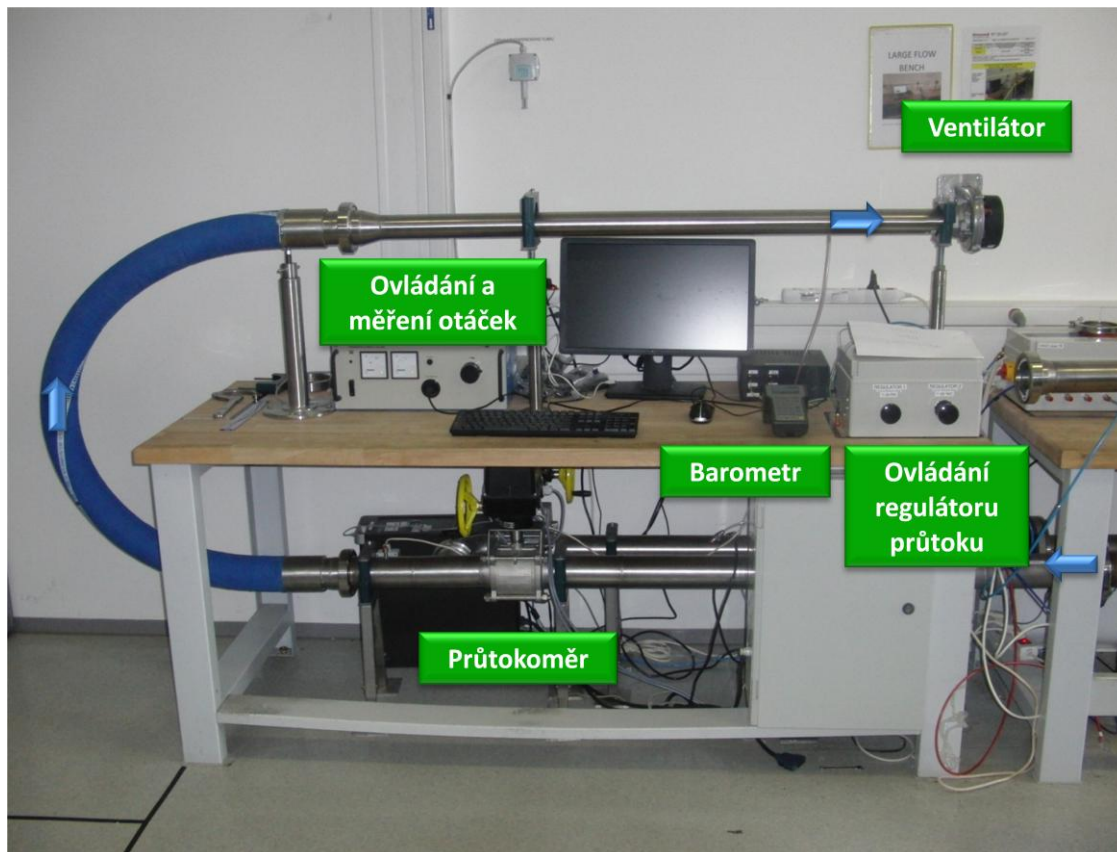
Při měření v p–Q boxu se objevují značné odchylky charakteristik, a to hlavně při vyšších průtocích. Jeden z důvodů odchylek je to, že v boxu na přechodu do ventilátoru vznikají místní tlakové ztráty, které se ve výpočtu nezohledňují.

Dalším nedostatkem tohoto návrhu je to, že v tomto případě do charakteristiky vstupuje pouze statický tlak. Dynamický tlak je při tomto způsobu měření těžce definovatelný, protože v místě měření statického tlaku, tedy v boxu, je obtížné určit průřez, kterým probíhá proudění vzduchu. Proto se tento tlak taktéž do charakteristické křivky nezohledňuje.

Také se při tomto měření zanedbávají jakékoliv teplotní změny vzduchu v průběhu proudění. Ty ovšem v tomto případě při relativně malých změnách teplot nehrají velkou roli.

5.3 Modifikace alternativního zařízení, p–Q boxu

Jak již bylo napsáno, původní p–Q box měl tu nevýhodu, že se s ním dala obtížně určit velikost dynamického tlaku ventilátoru a také to, že v boxu vznikaly místní tlakové ztráty. Z toho důvodu proběhla modifikace boxu (viz Obrázek 26).



Obrázek 26: Úprava alternativního zařízení

Jak lze vidět na obrázku, zařízení bylo modifikováno tak, že samotný box byl odstraněn a namísto něj bylo vloženo na vývod flow bench potrubí. V potrubí se odebírá statický tlak a na jeho konci je přímo připevněn vstup ventilátoru.

Díky této modifikaci je již možné z velikosti průtoku v místě odběru statického tlaku určit tlak dynamický. Taktéž již při tomto měření nevznikají tak velké místní ztráty na vstupu ventilátoru, když je vývod flow bench přímo naveden na vstup ventilátoru.

Princip měření je v podstatě úplně stejný jako v případě měření s p–Q boxem. Podtlak se tedy bude v tomto případě vytvářet přímo v potrubí.

5.3.1 Výsledky měření

V Tabulce 7 jsou obdobně jako při měření zaznamenány podmínky měření, aby bylo možno určit hodnotu hustoty vzduchu dle rovnice 19.

Tabulka 7: Podmínky měření

Atmosférický tlak	Teplota v laboratoři	Relativní vlhkost vzduchu
p_a	t	φ
[Pa]	[°C]	[%]
99610	25	19,7

Naměřené hodnoty jsou zobrazeny v Tabulce 8. Měří se stejné hodnoty jako v případě p–Q boxu. Změna teploty se opět nezohledňuje a považuje se za konstantní.

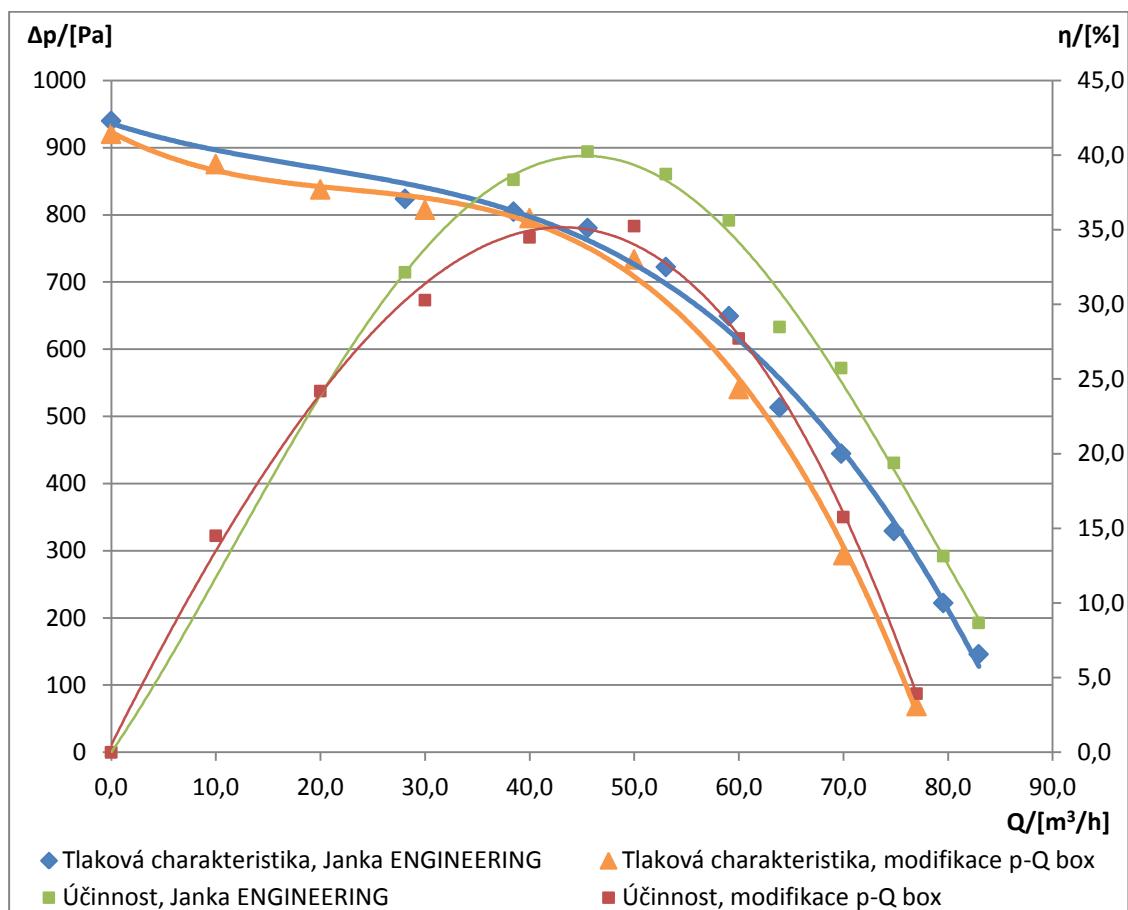
Tabulka 8: Tabulka naměřených hodnot

Objemový průtok	Diferenční statický boxu	Otáčky	Příkon ventilátoru
q_v	Δp_{st}	n	P_0
[m ³ hod ⁻¹]	[Pa]	[min ⁻¹]	[W]
77	0	5000	36,4
70	230	5000	35,2
60	485	5000	31,6
50	685	5000	28,1
40	755	5000	24,9
30	775	5000	21,6
20	810	5000	18,7
10	850	5000	16,3
0	895	5000	14,1

V Tabulce 9 jsou hodnoty přepočteny na hustotu $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Tabulka 9: Tabulka vypočtených hodnot

Přepočtený celkový tlak	Přepočtený výkon ventilátoru	Přepočtený příkon ventilátoru	Účinnost ventilátoru
$\Delta p'_{cv}$	P'	P'_0	η
[Pa]	[W]	[W]	[%]
69	1,5	37,4	3,9
294	5,7	36,2	15,8
541	9,0	32,5	27,7
734	10,2	28,9	35,3
795	8,8	25,6	34,5
808	6,7	22,2	30,3
838	4,7	19,2	24,2
876	2,4	16,8	14,5
921	0,0	14,5	0,0



Graf 3: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí modifikace p–Q boxu

Výsledné charakteristiky jsou zobrazeny v Grafu 3 a jsou proloženy polynomem třetího stupně. Při porovnání tlakových charakteristik naměřených ve zkušebně a v modifikovaném p–Q boxu lze vidět, že výsledky se již k sobě více blíží než při měření v původním p–Q boxu.

Výsledky se od sebe výrazněji rozcházejí až při vyšších průtocích. To lze přičíst zanedbaným ztrátám, které s rostoucím průtokem rostou kvadraticky. Další důvod, proč se od sebe výsledky rozcházejí, může být vliv systému. Tedy vliv toho, že při měření v modifikovaném p–Q boxu byl vzduch do ventilátoru přiváděn pouze přímo v axiálním směru potrubím, kdežto při měření ve zkušebně bylo sání ventilátoru umístěno volně do okolního prostředí a vzduch byl nasáván i z širšího okolí sání ventilátoru.

5.4 Realizace zjednodušené clonkové trati

V další části měření byla sestrojena v laboratoři zjednodušená clonková trať, podobná jako byla ve zkušebně Janka ENGINEERING (viz Obrázek 27).



Obrázek 27: Zjednodušená clonková trať

Trať se skládá z ventilátoru, který je umístěn na začátku celé tratě. Následuje potrubí, ve kterém je umístěn vývod pro odběr statického tlaku, za ním je umístěna clona. V tomto případě je odběr tlaků této clony přírubový, to znamená, že odběr je ve vzdálenosti jednoho palce před a za clonou. Na konci tratě je umístěn kulový ventil, který simuluje v tomto případě svým přivřením regulátor.

S přihlédnutím na výsledky měření ve zkušebně firmy Janka ENGINEERING byly zavedeny jistá zjednodušení při měření. Následující vlivy měly při měření velmi malý, až zanedbatelný vliv na tlakovou charakteristiku. Při měření a následném zpracování dat jsou zanedbány vlivy změny teploty v clonkové trati. Teplota je tedy během měření považována za konstantní. Také jsou zanedbány tlakové ztráty, jednak třecí od potrubí, tak i místní od vývodu ventilátoru do tratě.

Postup měření je obdobný, jako byl v certifikované zkušebně.

5.4.1 Výsledky měření

Podmínky měření (viz Tabulka 10) byly určeny na začátku měření s tím, že teplota byla pro zjednodušení považována pro celé měření za konstantu.

Tabulka 10: Podmínky měření

Diferenční tlak na cloně	Statický tlak v trati
p_a	φ
[Pa]	[%]
98740	25,4

Naměřené hodnoty jsou zobrazeny v Tabulce 11.

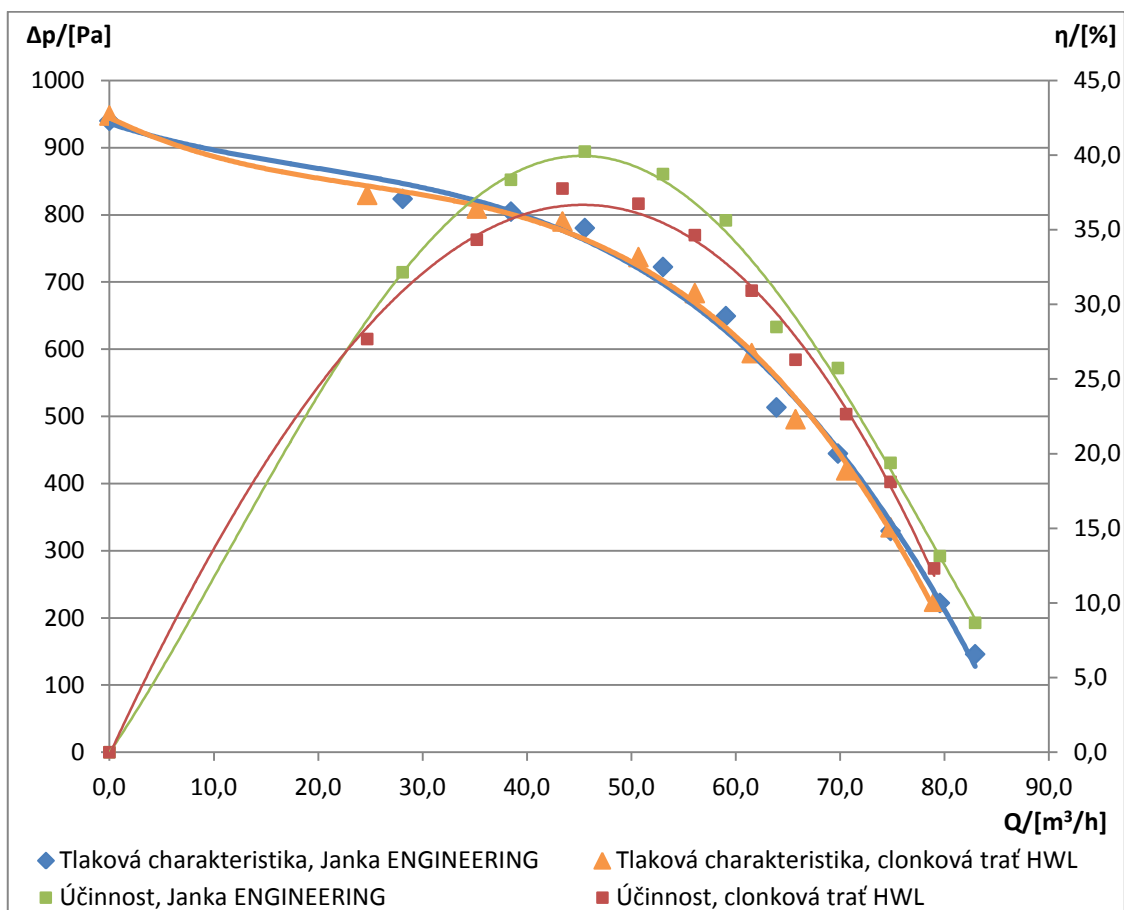
Tabulka 11: Tabulka naměřených hodnot

Diferenční tlak na cloně	Statický tlak v trati	Statický tlak na cloně	Teplota ve zkušebně	Teplota v trati	Otáčky	Příkon ventilátoru
Δp_{CL}	Δp_{ST}	p_1	t_0	t_1	n	P_0
[Pa]	[Pa]	[Pa]	[°C]	[°C]	[min ⁻¹]	[W]
0	910	-	24,5	24,5	5000	14,2
27	800	785	24,5	24,5	5000	19,9
56	777	765	24,5	24,5	5000	22,3
86	755	741	24,5	24,5	5000	24,4
118	700	687	24,5	24,5	5000	27,3
145	645	630	24,5	24,5	5000	29,7
175	555	540	24,5	24,5	5000	31,7
200	457	445	24,5	24,5	5000	33,2
231	380	367	24,5	24,5	5000	35,0
260	295	283	24,5	24,5	5000	37,0
290	185	175	24,5	24,5	5000	38,4

Vypočtený průtok a přepočítané hodnoty na konstantní záruční hustotu jsou zobrazeny v Tabulce 12.

Tabulka 12: Tabulka vypočtených hodnot

Objemový průtok	Přepočtený celkový tlak	Přepočtený výkon ventilátoru	Přepočtený příkon ventilátoru	Účinnost ventilátoru
q_v	$\Delta p'_{cv}$	P'	P'_0	η
[m ³ hod ⁻¹]	[Pa]	[W]	[W]	[%]
0,0	948	0,0	14,8	0,0
24,7	830	5,7	20,6	27,7
35,2	809	7,9	23,1	34,3
43,4	790	9,5	25,2	37,8
50,7	737	10,4	28,2	36,8
56,1	684	10,6	30,7	34,6
61,5	594	10,2	32,8	30,9
65,7	496	9,1	34,4	26,3
70,6	420	8,2	36,3	22,7
74,8	335	7,0	38,4	18,1
79,0	224	4,9	39,9	12,3



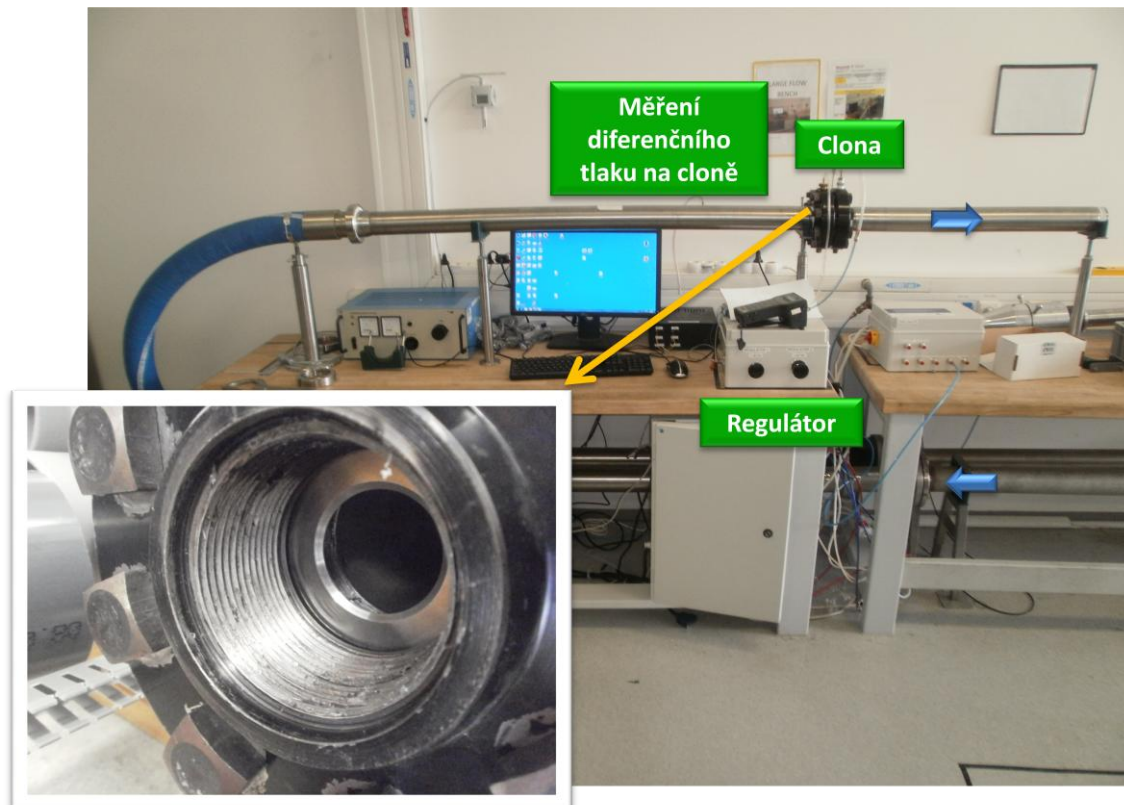
Graf 4: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí zjednodušené clonkové tratě

Pokud se přepočtené hodnoty vynesou do grafu a proloží se polynomem třetího stupně, viz Graf 4, lze vidět, že se tlaková charakteristika naměřená v certifikované zkušebně téměř shoduje s tou naměřenou na zjednodušené clonkové trati.

Účinnostní charakteristika je mírně odsazena od naměřené ve zkušebně, to ovšem může být také dáno nepřesnostmi při měření příkonu ventilátoru. Podstatné ovšem je, že pozice designového bodu je v obou případech přibližně stejná.

5.4.2 Ověření přesnosti měření průtoku přes clonu

Výsledky předešlého měření se zdají být dobré, je ovšem nutno ověřit přesnost výpočtu pro měření průtoku přes clonu. K tomu bylo využito flow benche tak, jak je vidmo na Obrázku 28.

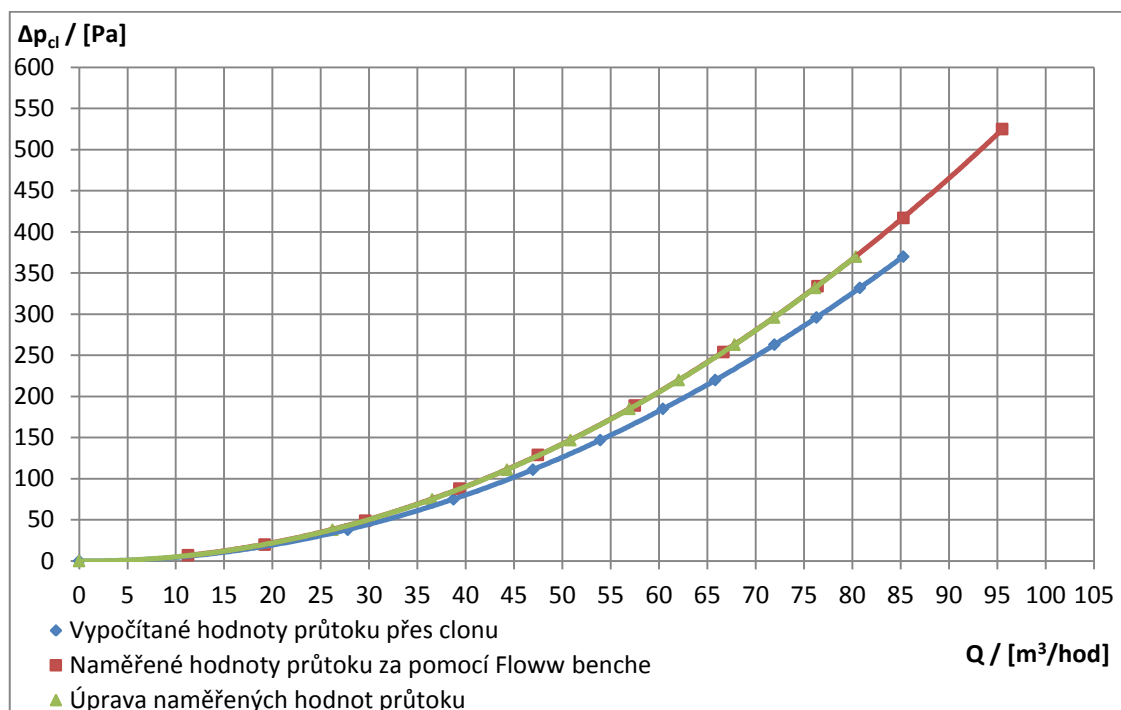


Obrázek 28: Kontrola přesnosti výpočtu průtoku přes clonu

Zádrhel a nejistota ve výpočtu může být dána tím, že v místě odběru tlaku, jak lze vidět na detailu Obrázku 28, je vyřezán závit, pomocí kterého se připevňují příruby na potrubí.

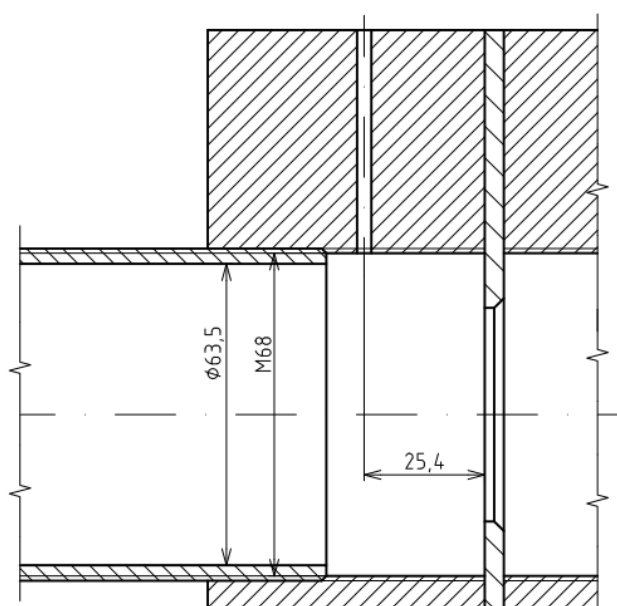
Proto byla pro ověření přesnosti měření připevněna na vývod flow benche clona v přírubách. Následně pro měnící průtoky pomocí regulátoru flow benche byla srovnávána velikost aktuálního průtoku z flow benche s vypočteným průtokem přes clonu. Pro clonu je typické, že závislost diferenčního tlaku na cloně na průtoku přes clonu je kvadratická funkce.

Výsledky tohoto měření jsou na Grafu 5.



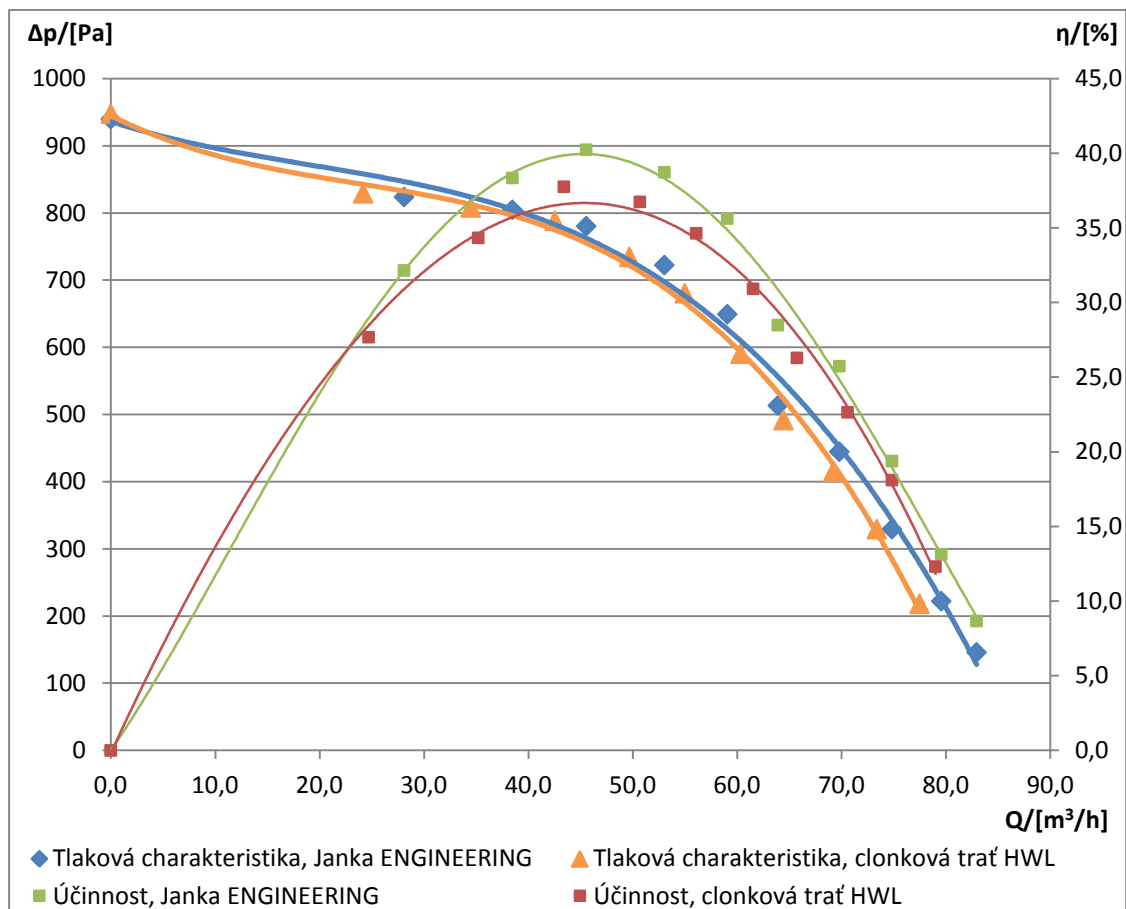
Graf 5: Ověření přesnosti měření průtoku přes clonu

Z Grafu 5 je zřejmé, že se naměřené a vypočtené hodnoty průtoku mírně rozcházejí. Tento rozdíl lze připsat tomu, že pro výpočet průtoku přes clonu byl použit průměr potrubí $D = 63,5 \text{ mm}$. Jak je ovšem vidět na Obrázku 29, tak odběr tlaku je až v závitu, kde je průměr $D = 68 \text{ mm}$. Z hlediska proudění bude ovšem průměr, dle kterého by se měl průtok počítat, někde mezi těmito dvěma hodnotami. Proto je v Grafu 5 uvedena třetí křivka, která ukazuje závislost diferenčního tlaku na průtoku pro optimální výpočetní průměr $D = 66,2 \text{ mm}$. Ten byl zjištěn experimentálně tak, aby vypočtené hodnoty odpovídaly těm naměřeným. Dle této úvahy je měření průtoku přes tuto clonu velmi citlivé na tom, jak moc je potrubí do příruby zašroubováno.



Obrázek 29: Detail clony v přírubě z měřící tratě

Závěry získané ověřením přesnosti měření průtoku přes clonu je možno zohlednit do měřených charakteristik ventilátoru. Ty lze vidět v Grafu 6.

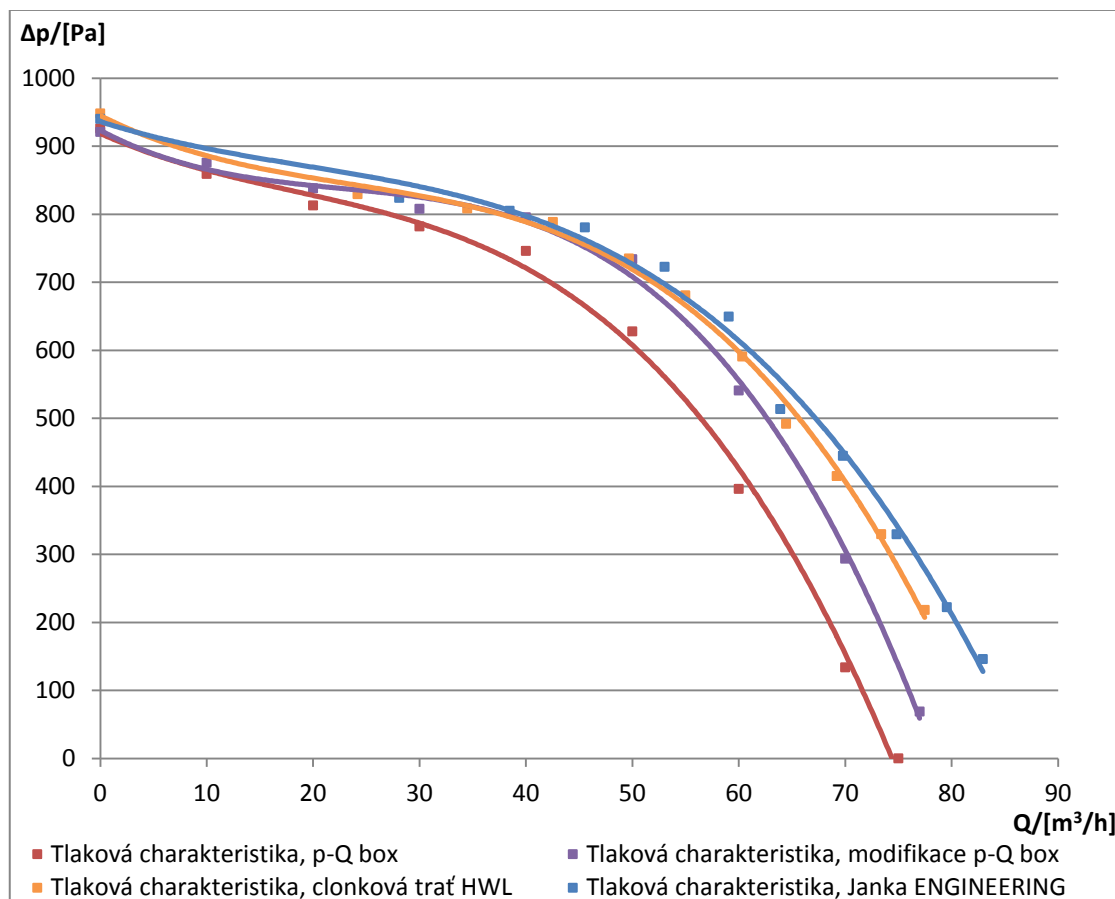


Graf 6: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí zjednodušené clonkové tratě s upraveným výpočtem průtoku

Tlaková charakteristika se po úpravě vypočteného průtoku lehce odchýlila od charakteristiky naměřené v certifikované zkušebně. To ovšem odpovídá předpokladu, ve kterém byly pro zjednodušení výpočtu zanedbány tlakové ztráty třením. Ty musí dosahovat větších hodnot už jen z toho důvodu, že vzdálenost mezi ventilátorem a místem měření tlaku je v tomto případě měření asi trojnásobně velká než v případě měření ve zkušebně.

6 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

V Grafu 7 jsou pro srovnání uvedeny veškeré výsledky měření charakteristik ventilátoru, které byly provedeny.



Graf 7: Srovnání jednotlivých měření

Nejoptimálnější výsledek měřené charakteristiky je z certifikované zkušebny Janka ENGINEERING, který probíhal přesně dle normy ISO ČSN 5801.

Při dalších měřeních byly již zanedbány vlivy změny teploty při proudění, které mají poměrně malý vliv na charakteristiku, ale také tlakové ztráty, které již tuto charakteristiku mohou podstatně ovlivnit.

Výsledku z certifikované zkušebny se nejvíce přibližuje měření na podobné clonkové trati v laboratoři firmy Honeywell. Mírné nedostatky tohoto měření jsou především v přesnosti měření průtoku.

Měření v alternativním standu, tedy p-Q boxu, se již poměrně hodně liší od optimálních výsledků. Odchytky měření pomocí tohoto zařízení od normy jsou dány především nezapočítáním dynamického tlaku do charakteristiky a také poměrně velkými místními ztrátami na sání ventilátoru.

Jisté zlepšení výsledků měření alternativního standu bylo dosaženo v jeho modifikaci, kdy byl box nahrazen přímým vývodem flow benchu do sání ventilátoru. Díky tomu se již dal do charakteristiky započítat dynamický tlak a také byli zmírněny tlakové ztráty na sání ventilátoru.

ZÁVĚR

Při praktickém měření charakteristik ventilátorů byla provedena celkem čtyři měření v různých zařízeních. Nejprve proběhlo měření v certifikované zkušebně a toto optimální měření bylo srovnáno s měřením, které probíhalo v alternativním standu. Jelikož se výsledky poněkud rozcházely, bylo alternativní zařízení modifikováno tak, aby se jeho nedostatky minimalizovaly. Na závěr proběhla konstrukce zjednodušené clonkové tratě. Součástí měření byla taktéž kalibrační úprava měření průtoku.

Nejvíce se optimálnímu měření přiblížilo poslední měření na zjednodušené clonkové trati. Ostatní měření se již poněkud s optimálním rozcházely, a to hlavně při vyšších průtocích. To mohlo být způsobeno tím, že alternativní měření proběhla na sání ventilátoru, kdy byl omezen směr přívodu vzduchu do ventilátoru, kdežto měření na clonkové trati bylo provedeno na výtlaku ventilátoru s tím, že sání bylo umístěno volně do okolí a přívod vzduchu nebyl nikterak omezen.

Z výsledků měření tedy vyplývá, že je nutno rozlišovat, jak bylo celé měření provedeno. Pokud mají být měření srovnatelná, je vhodné, aby byla provedena na stejném měřicím zařízení nebo na stejném typu zařízení.

Ačkoliv se zdá být prvotní návrh alternativního měřicího zařízení (p–Q box) poněkud nedostačující se svými výsledky, jeho výhodou je značná jednoduchost. Je také nutno podotknout, že prvotní účel, ke kterému byl p–Q box vytvořen, byla pouze srovnávací měření, k čemuž je dostačující.

Optimálním pokračováním této práce by byla již konstrukce přesné clonkové tratě, která by odpovídala normě ISO ČSN 5801 a se kterou by měření již byla dostatečně přesná tak, aby bylo možno replikovat měření z certifikované zkušebny.

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Název	Veličina	Jednotka
Atmosférický tlak	p_a	Pa
Teplota na sání	$T_0(t_0)$	$K(^{\circ}C)$
Teplota v měřící trati	$T_1(t_1)$	$K(^{\circ}C)$
Relativní vlhkost vzduchu	φ	%
Objemový průtok	Q_V	m^3/s
Statický tlak před clonou	Δp_1	Pa
Diferenční tlak na cloně	Δp_{CL}	Pa
Statický tlak za ventilátorem	Δp_{st}	Pa
Otáčky ventilátoru	n	ot/min
Příkon ventilátoru	P_0	W
Hmotnostní průtok	q_m	kg/s
Vnitřní průměr potrubí	D	m
Průměr otvoru clony	d	m
Plocha	S	m^2
Poměr průměrů	β	—
Invarianta	A	—
Koeficient průtoku	C	—
Reynoldsovo číslo	Re	—
Dynamická viskozita	μ	Nsm^{-2}
Koeficient roztažnosti	ε	—
Hustota	ρ	kg/m^3
Měrná vlhkost vzduchu	x	$kg/kg_{s.v.}$
Parciální tlak syté vodní páry	p_v''	Pa
Dynamický tlak	Δp_D	Pa
Tlakové ztráty	Δp_Z	Pa
Celkový tlak ventilátoru	Δp_{CV}	Pa
Ztrátový součinitel	ξ	—
Výkon ventilátoru	P	W
Účinnost ventilátoru	η	—

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Objemový stroj vs. lopatkový stroj[1]	12
Obrázek 2: Rozdělení lopatkových strojů z hlediska směru proudění vzhledem k ose rotace, (T-turbínový typ–motor, K/Č–čerpákový typ–stroj)[2]	14
Obrázek 3: Schéma axiálního ventilátoru[5]	17
Obrázek 4: Schéma radiálního ventilátoru[5]	18
Obrázek 5: Rychlostní trojúhelníky radiálního oběžného kola[2]	19
Obrázek 6: Základní tvary lopatek radiálního ventilátoru[6]	20
Obrázek 7: Příklad kondenzačního kotle od firmy Bergen	22
Obrázek 8: Schéma kondenzačního spalování[7]	23
Obrázek 9: Srovnání normovaných stupňů využití klasického a kondenzačního kotle[7]	24
Obrázek 10: Hlavní části kondenzačního kotle[8]	25
Obrázek 11: Schéma principu funkce negativního systému kondenzačního kotle	26
Obrázek 12: Příklad pozitivního systému[9]	27
Obrázek 13: Schéma principu funkce pozitivního systému kondenzačního kotle	27
Obrázek 14: Radiální ventilátor z kondenzačního kotle	28
Obrázek 15: Oběžné kolo ventilátoru	29
Obrázek 16: Obecná charakteristika kompresoru, resp. ventilátoru[11]	30
Obrázek 17: Tlaková charakteristika ventilátoru při změně hustoty proudícího plynu[6]	31
Obrázek 18: Průběh tlaku ventilátoru v trati[13]	32
Obrázek 19: Schéma měřicí tratě	34
Obrázek 20: Proudové měřidla a) Venturiho trubice b) Dýza c) Clona[15]	35
Obrázek 21: Schématický náčrt proudění přes škrtící element[16]	36
Obrázek 22: Koutový odběr Přírubový odběr Odběr ve vzdálenost D_1 a D_{12} [17]	38
Obrázek 23: Měřicí trať ve zkušebně Janka ENGINEERING	43
Obrázek 24: Schématický náčrt p–Q boxu	46
Obrázek 25: p–Q box	47
Obrázek 26: Úprava alternativního zařízení	50
Obrázek 27: Zjednodušená clonková trať	53
Obrázek 28: Kontrola přesnosti výpočtu průtoku přes clonu	56
Obrázek 29: Detail clony v přírubě z měřicí tratě	57

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená v certifikované zkušebně.....	45
Graf 2: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí p–Q boxu	49
Graf 3: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí modifikace p–Q boxu	52
Graf 4: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí zjednodušené clonkové tratě	55
Graf 5: Ověření přesnosti měření průtoku přes clonu	57
Graf 6: Tlaková a účinnostní charakteristika ventilátoru měřená pomocí zjednodušené clonkové tratě s upraveným výpočtem průtoku.....	58
Graf 7: Srovnání jednotlivých měření	59

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Podmínky měření	44
Tabulka 2: Tabulka naměřených hodnot	44
Tabulka 3: Tabulka vypočtených hodnot.....	44
Tabulka 4: Podmínky měření	48
Tabulka 5: Tabulka naměřených hodnot	48
Tabulka 6: Tabulka vypočtených hodnot.....	48
Tabulka 7: Podmínky měření	51
Tabulka 8: Tabulka naměřených hodnot	51
Tabulka 9: Tabulka vypočtených hodnot.....	51
Tabulka 10: Podmínky měření	54
Tabulka 11: Tabulka naměřených hodnot	54
Tabulka 12: Tabulka vypočtených hodnot.....	54

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj. In: [online]. 2009 [cit. 08. 03. 2014].
[1] Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/lopatkovy-stroj.html>
- KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003.
- CORY, W. *Fans & ventilation: a practical guide/*. 1st ed. Amsterdam:
[3] Elsevier, 2005.
- NOVÝ, Richard. *Ventilátory*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 2001.
[4]
- ZMRHAL, Vladimír. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 1. část: Ventilátory. In: [online]. 2006 [cit. 05. 04. 2014]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3733-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>
- ŠKORPÍK, Jiří. Větrné turbíny a ventilátory. In: [online]. 2011 [cit. 18. 05. 2014]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/vetrne-turbiny-a-ventilatory.html>
- FUČÍK, Zdeněk. Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů. In: [online]. 2004 [cit. 12. 04. 2014]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- Condensing boiler technology. In: [online]. 2014 [cit. 28. 04. 2014].
[8] Dostupné z: http://www.ebmpapst.com/media/content/info-center/downloads_10/catalogs/heizung/Condensing_boiler_technology.pdf
- Gas Appliance Modulating Controls Technology. In: [online]. 2011 [cit. 6. 4. 2014].
[9] Dostupné z: http://www.asge-national.org/Content/Files/Presentations/2011/4Modulation-ASGE2011-Honeywell-M_Shchultz.pdf
- Motory s tichým chodem. *ELEKTRO: časopis pro elektrotechniku* [online].
[10] 2007, č. 5/2008 [cit. 15. 04. 2014]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/37206.pdf>
- KAMINSKÝ, Jaroslav and Kamil KOLARČÍK. *Kompresory* [online]. 2008 [cit. 15. 04. 2014]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- Ventilátory: Předpisy pro měření*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro
[12] normalizaci a měření, 1987.
- ZMRHAL, Vladimír. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 2. část: Ventilátory. In: [online]. 2006 [cit. 20. 04. 2014]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3769-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-2-cast>

- Fan performance—the system effect. In: [online]. 2012 [cit. 14. 05. 2014].
[14] Dostupné z: <ftp://www.nyb.com/Letters/EL-05.pdf>
- ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par. In: [online]. 2006 [cit. 15. 05. 2014].
[15] Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>
- LAU, Peter. *Calculation of flow rate from differential pressure devices – orifice plate* [online]. 2008 [cit. 28. 4. 2014]. Dostupné z: www.ematem.org/Dokumente/2008_lau_calculat.pdf
- BENGTON, Harlan. Calculate an Orifice Coefficient with ISO 5167. In: [online]. 2011 [cit. 25. 04. 2014]. Dostupné z: <http://www.engineeringexcelspreadsheets.com/2011/04/calculate-an-orifice-coefficient-with-iso-5167/>
- Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu: Část 1, Obecné principy a požadavky.* Praha: Český normalizační institut, 2003.
- Průmyslové ventilátory: Zkoušení výkonu s použitím normalizovaného vzduchovodu.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- Průtok - princip. In: [online]. 2014 [cit. 30. 04. 2014]. Dostupné z: [20] <http://www.prutoky.cz/plyny/teorie/princip/>