



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní
12 115 Ústav energetiky

Optimalizace lamelového expandéru pro tepelné oběhy nízkých výkonů

Rotary vane expander optimization for low-power cycles

DISERTAČNÍ PRÁCE

Vypracoval: Ing. Václav Vodička
Školitel: Prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
Školitel specialista: Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.

Praha 2019

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych velice rád poděkoval svému školiteli Prof. Ing. Michalovi Kolovratníkovi, CSc. za vstřícný přístup, pomoc a čas, který mi věnoval v průběhu celého doktorského studia zakončeného touto prací. Dále bych rád poděkoval svým dlouholetým kolegům, jmenovitě pak Ing. Jakubovi Maščuchovi, Ph.D., který stál u zrodu zařízení s ORC na FS ČVUT i laboratoře LORCA na UCEEB ČVUT v Praze a bez kterého by tato práce vůbec nevznikla, dále pak Ing. Zbyňkovi Zelenému za obrovskou pomoc při realizaci experimentů a Ing. Václavovi Novotnému jako hlavnímu spoluautorovi svých zahraničních publikací. Velký dík patří také mé rodině za morální podporu v průběhu celé práce.

ANOTACE

Autor: Ing. Václav Vodička

Název práce: Optimalizace lamelového expandéru pro tepelné oběhy nízkých výkonů

Obsah práce: Tato disertační práce se zabývá problematikou lamelových expandérů pro tepelné cykly s nízkým výkonem. Práce obsahuje řešení expandérů pro tyto tepelné cykly s důrazem na lamelové expandéry, popisuje autorem navržený 1D termodynamický model tohoto expandéru, který popisuje vnitřní netěsnosti, tlakové ztráty i mechanické ztráty třením, dále prezentuje inovativní dynamický model lamel. Práce dále obsahuje experimentální část, v rámci které byl na experimentálním zařízení s ORC provozovaném v laboratoři organických Rankinových cyklů a jejich aplikací (LORCA) na UCEEB ČVUT v Praze měřen autorem navržený a zkonstruovaný lamelový expandér. Naměřená data byla použita pro kalibraci a ověření matematických modelů a následně pro analýzu vlivu velikosti hlavních vůlí a netěsnosti způsobené pozdním uzavíráním pracovních komor. Na základě předložených matematických modelů je prezentován obecný postup návrhu lamelového expandéru pro tepelné oběhy nízkých výkonů. Závěrem práce je prezentováno srovnání charakteristik nově navrženého lamelového expandéru pro ORC s experimentálně měřeným.

Místo a rok vydání: Praha, 2019

ANNOTATION

Author: Vaclav Vodicka

Title: Rotary vane expander optimization for low-power cycles

Summary: This thesis deals with rotary vane expanders for low-power cycles. The work contains literature review of suitable expanders for these heat cycles with emphasis on rotary vane expanders, describes author's designed 1D thermodynamic model of the vane expander, which describes internal leakages, pressure losses and friction losses, and presents an innovative dynamic model of vanes. The work also contains an experimental part, in which the rotary vane expander designed by the author was measured within an experimental ORC operated in the Laboratory of organic Rankine cycles and their applications (LORCA) at the UCEEB, CTU in Prague. The measured data were used for calibration and verification of mathematical models and subsequently for the analysis of the influence of the main clearances and leakage caused by the later closure of the working chambers. On the basis of presented mathematical models is presented general procedure of vane expander design for low power heat cycles. Finally, the comparison of characteristics of newly designed vane expander for the ORC with experimentally measured is presented.

Place and year of publication: Prague, 2019

OBSAH

1	Úvod	8
2	Přehled problematiky	11
2.1	Expandéry pro parní tepelné oběhy nízkých výkonů	12
2.1.1	Turboexpandéry	16
2.1.2	Šroubové expandéry	18
2.1.3	Spirálové expandéry	23
2.1.4	Lamelové expandéry	25
2.1.5	Pístové expandéry	30
2.2	Lamelové expandéry	32
2.2.1	Geometrické charakteristiky	32
2.2.2	Konstrukce lamelových expandérů	34
2.3	Rozbor ztrát realizovaných v lamelovém expandéru	38
2.3.1	Ztráty způsobené pevným expanzním poměrem	39
2.3.2	Ztráty tlakového potenciálu, ztráty rekompresí a škodlivý prostor	40
2.3.3	Ztráta netěsnostmi	42
2.3.4	Mechanické ztráty	46
2.4	Shrnutí a dílčí závěry	48
3	Cíle disertační práce	49
4	Matematické modely	51
4.1	Termodynamický model lamelového expandéru	53
4.1.1	Bilanční model pracovní komory	54
4.1.2	Zjednodušený model třecích ztrát	59
4.1.3	Souhrn	60
4.2	Dynamický model lamely	61
4.3	Zjednodušený model interakce expandéru s tepelným cyklem	66
5	Experimentální část	69
5.1	Popis experimentálního zařízení s ORC	71
5.2	Měřicí vybavení, nejistoty měření	72
5.2.1	Měření teplot	73
5.2.2	Měření tlaků	73
5.2.3	Měření průtoku	74
5.2.4	Měření výkonu	74

5.2.5	Záznam dat _____	75
5.3	Popis měřeného lamelového expandéru, návrh, konstrukce a realizace ____	75
5.4	Popis experimentálních měření _____	77
5.4.1	Měření pro stanovení vlivu axiální a radiální vůle _____	78
5.4.2	Měření pro stanovení vlivu odstředivé síly působící na lamely _____	79
6	Implementace matematických modelů a vyhodnocení experimentálních dat __	81
6.1	Vyhodnocení vlivu axiální a radiální vůle _____	81
6.1.1	Geometrické charakteristiky expandéru _____	81
6.1.2	Volba diskretizačního kroku _____	82
6.1.3	Kalibrace termodynamického modelu lamelového expandéru _____	82
6.1.4	Ověření termodynamického modelu pro variabilní axiální a radiální vůle _____	83
6.1.5	Vliv netěsností na chování lamelového expandéru _____	85
6.1.6	Analýza citlivosti TMLE na nejistoty měření _____	89
6.2	Vyhodnocení vlivu odstředivé síly působící na lamely _____	91
6.2.1	Kalibrace termodynamického modelu expandéru _____	91
6.2.2	Analýza vlivu odstředivé síly působící na lamely v rámci TMLE ____	92
6.2.3	Analýza s využitím dynamického modelu lamel _____	95
7	Návrh optimální geometrie lamelového expandéru _____	100
7.1	Obecný postup návrhu lamelového expandéru _____	100
7.1.1	Definice okrajových podmínek _____	100
7.1.2	Sestavení modelu lamelového expandéru, geometrické parametry __	100
7.1.3	Nastavení parametrů modelů _____	102
7.1.4	Hledání optimálních geometrických charakteristik _____	102
7.1.5	Kontrola doléhání lamel _____	103
7.2	Porovnání charakteristik optimalizovaného expandéru s experimentálně měřeným _____	104
8	Důsledky pro vědu a praxi _____	108
9	Závěr _____	110
10	Seznam zdrojů a použité literatury _____	114
11	Publikace autora _____	123
	Seznam obrázků, tabulek a příloh _____	124

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	[m·s ⁻²]	zrychlení
A	[m ²]	průtočná plocha
b	[m]	šířka lamely
C_d	[1]	průtokový součinitel
D	[m]	průměr
e	[m]	excentricita
E	[1]	objemový expanzní poměr
F	[N]	síla
FF	[1]	plnicí faktor
G	[N]	gravitační síla
h	[J·kg ⁻¹]	měrná entalpie
H	[J]	entalpie
\dot{H}	[J·s ⁻¹]	entalpický tok
k	[1]	koeficient rozšíření nejistoty
l	[m]	vysunutí lamely z drážky
L	[m]	pracovní délka statoru (resp. rotoru)
m	[kg]	hmotnost
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok
n	[1]	počet
N_{rot}	[min ⁻¹]	otáčky
p	[Pa]	tlak
P	[W]	výkon
Q	[J]	teplo
\dot{Q}	[J·s ⁻¹]	tepelný tok
R	[m]	poloměr
t	[m]	tloušťka lamely
t	[s]	čas
T	[°C, K]	teplota
$T_{b,loss}$	[Nm]	třecí moment ložisek
u	[dle veličiny]	standardní nejistota
u	[J·kg ⁻¹]	měrná vnitřní energie
U	[dle veličiny]	rozšířená nejistota
U	[J]	vnitřní energie
v	[m·s ⁻¹]	rychlost
v	[m ³ ·kg ⁻¹]	měrný objem
y	[m]	vnitřní vůle
V	[m ³]	objem
W	[J]	práce
z	[dle veličiny]	absolutní chyba
Řecké		
α	[°]	úhel hran vstupních a výstupních otvorů
δ	[°]	úhel naklopení lamel v rotoru
μ	[1]	součinitel tření
η	[1]	účinnost
ρ	[kg·m ³]	hustota
φ	[°]	úhlové natočení rotoru
ψ	[°]	úhel zpoždění uzavření pracovní komory

τ	[°]	úhel mezi reakcí statoru a osou lamely
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení rotoru

Indexy

<i>a</i>	admisní
<i>amb</i>	okolní
<i>b</i>	ložiska / drážka pod lamelou
<i>c</i>	odstředivá
<i>cor</i>	Coriolisova
<i>cm</i>	těžiště
<i>d</i>	náhradní dýza
<i>e</i>	emisní
<i>f</i>	třecí
<i>ch</i>	pracovní komora
<i>in</i>	vstupní, počáteční
<i>is</i>	isoentropický
<i>j</i>	počet výpočetních kroků
<i>k</i>	výpočetní krok / kolmý
<i>loss</i>	ztráta
<i>mech</i>	mechanický
<i>n</i>	reakce statoru
<i>o</i>	plnicí otvor / osový
<i>ot</i>	otáčení
<i>out</i>	výstupní, konečný
<i>p</i>	tlak
<i>r</i>	rotor / relativní
<i>rev</i>	otáčka
<i>s</i>	stator / reakce drážky
<i>t, tip</i>	špička lamely
<i>tan</i>	obvodový
<i>thr</i>	hrdlo, výstupní průřez
<i>v</i>	lamela
<i>vým</i>	výměník

Zkratky

ČVUT	České vysoké učení technické v Praze
DML	dynamický model lamel
FPM	fluorkaučuková pryž
FS	Fakulta strojní
LORCA	Laboratoř organických Rankinových cyklů a jejich aplikací
MM	hexamethylidisiloxan
ORC	organický Rankinův cyklus
PEEK	polyetereterketon
PLC	programmable logic controller, programovatelný logický automat
TMLE	termodynamický model lamelového expandéru
UCEEB	Univerzitní centrum energeticky efektivních budov
VBA	visual basic for applications
ZMI	zjednodušený model interakce expandéru a tepelného cyklu

1 Úvod

Elektrická energie se stala v průběhu minulého století prakticky jednou z nejdůležitějších potřeb moderního člověka a je jedním z hlavních pilířů, na kterých stojí ekonomiky všech vyspělých států. Moderní technologie zároveň umožňují dříve nemyslitelný transfer znalostí a technologií prakticky po celém světě. Lidstvo tak zažívá největší technologický rozvoj za celou svou existenci. S tímto prudkým rozvojem jde samozřejmě ruku v ruce i celosvětový růst spotřeby elektrické energie, a to nejen v rozvojových zemích, ale i ve státech vyspělých. Velký důraz je v této době kladen na ekologicky šetrnou výrobu elektřiny, využívání obnovitelných zdrojů a hospodárné nakládání s energiemi obecně. Současná energetika zároveň čelí výzvám decentralizace. Lze předpokládat, že velké zdroje budou do budoucna v rámci energetické infrastruktury tvořit jakýsi základ, který bude postupně doplňován o střední a malé decentralizované zdroje. Výhodou tohoto konceptu může být například výroba elektřiny přímo v místě spotřeby, bez nutnosti její transformace či transportu na delší vzdálenosti. Potenciál decentralizace může spočívat mj. také v lepším využití primárních energetických zdrojů, a to zejména v případě kogenerace či mikrokogenerace, tedy kombinované výroby elektřiny a tepla. Malé decentralizované výrobní by se tedy mohly nezanedbatelným způsobem podílet na energetické infrastruktuře budoucnosti. Mezi takové výrobní můžeme kromě běžně známých fotovoltaických či větrných elektráren zařadit také malé tepelné cykly. Do této skupiny zdrojů lze zařadit stacionární spalovací kogenerační motory nebo mikroturbíny využívající nejčastěji zemní plyn či bioplyn, Stirlingův motor prakticky s libovolným zdrojem tepla nebo zařízení pracující na principu organického Rankinova cyklu. Do kategorie malých tepelných cyklů tak spadají velmi různorodá zařízení, která jsou charakteristická různými přívody tepla (vnitřní, vnější), různými pracovními látkami (pára, plyn) i různými principy přeměny tepelné energie na mechanickou práci (dynamický, objemový).

Požadavky na expandéry se pro jednotlivé typy tepelných cyklů mohou výrazně lišit, a proto je třeba hned v úvodu konkretizovat, že zaměřením práce budou expandéry pro parní tepelné cykly. Do této kategorie spadají zejména Rankinův cyklus, organický Rankinův cyklus (ORC) a Kalinův cyklus. V oblasti cyklů nízkých výkonů se lze ovšem nejčastěji setkat s ORC, a proto budou veškeré další úvahy směřovat k expandéru pro tento tepelný cyklus. Jedná se o cyklus s vnějším přívodem tepla, který vychází z Rankinova

cyklu, jehož pracovní látkou je voda. U ORC je pracovní látkou vhodně vybraná organická látka. Dostupná komerční zařízení na bázi ORC pokrývají výkonové rozmezí v řádech desítek kWe až zpravidla jednotek, výjimečně desítek MWe. [1] ORC s výkony v řádu jednotek kWe jsou zatím ve fázi výzkumu a vývoje.

Jednou z hlavních komponent ORC je expandér. Jeho výběr je klíčový s ohledem na celkovou účinnost cyklu či provozní parametry. Do značné míry ovlivňuje také ekonomiku celého zařízení. Principiálně lze expanze uskutečnit ve strojích dynamických a objemových. Dynamické stroje – turbíny – se běžně navrhují pro ORC s vyššími výkony. Pro nižší výkony v řádech jednotek a desítek kW jsou turbíny značně nákladné a dosud spíše ve stádiu vývoje. Tuto oblast tak běžně pokrývají expandéry objemové.

V této disertační práci bude věnována pozornost zejména objemovým expandérům pro ORC s nízkým výkonem. Na tomto místě je třeba říci, že pojem nízký výkon není v energetice nijak definován – není možné stanovit jasnou hranici - hodnotu, která by striktně oddělovala cykly s nízkým výkonem od cyklů s výkonem vyšším. V rámci této práce tak bude pod pojmem nízký výkon chápán elektrický výkon zejména v řádech jednotek kW s přesahem k maximálně několika desítkám kW. Těžiště práce spočívá v oblasti lamelových expandérů pro takové cykly, konkrétně v charakterizaci a optimalizaci lamelového expandéru pro kogenerační zařízení na bázi ORC spalující dřevní štěpku, které je aktuálně vyvíjeno na Univerzitním centru energeticky efektivních budov (UCEEB) ČVUT v Praze, kde autor této práce působí.

Práce navazuje na dřívější aktivity Ústavu energetiky na Fakultě strojní ČVUT a na projekt ENARETE, na kterém se autor práce též podílel. V rámci těchto aktivit bylo vyvinuto a v laboratoři Ústavu energetiky FS ČVUT postaveno unikátní experimentální ORC o tepelném výkonu přibližně 20 kW. V průběhu tohoto projektu vznikla řada bakalářských prací. Autor této práce se v tomto projektu a své bakalářské práci zabýval analýzou a zjednodušeným matematickým popisem vzduchového lamelového expandéru [2], na základě kterého byl odvozen základní design a později i celé konstrukční řešení lamelového expandéru pro zmíněné ORC (podrobněji v kapitole 2.1.4). Problematiku tohoto ORC a z obecného pohledu možnosti nasazení mikrokogeneračních ORC v decentralizované energetice shrnuje ve své disertační práci Maščuch. [3] Některé provozní zkušenosti s vyvinutým ORC jsou pak shrnuty v práci [4].

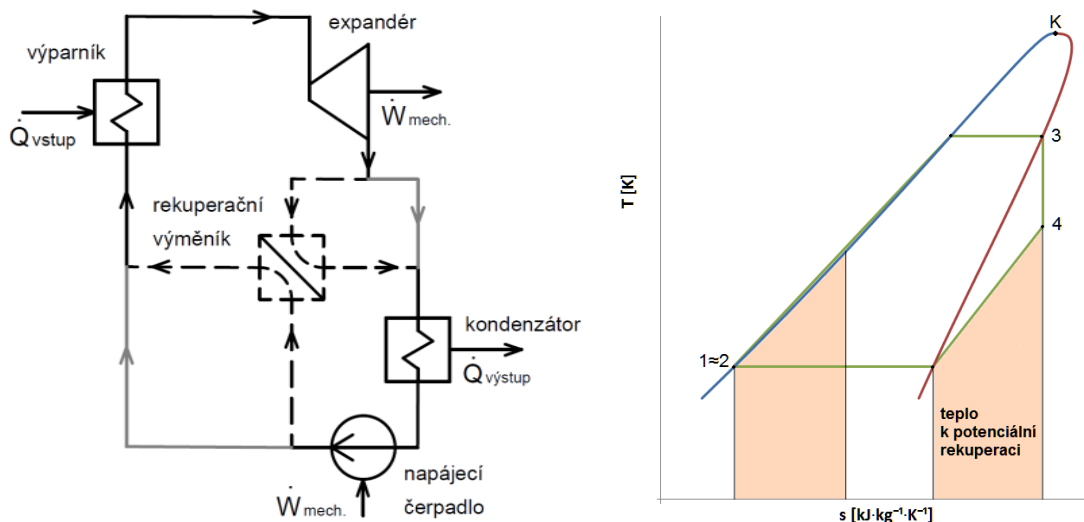
Na vlastní práci v oblasti lamelových expandérů volně navazuje diplomová práce autora, ve které byl matematicky popsán a měřen další typ objemového expandéru – spirálový (scroll). Jednalo se o upravený automobilový scroll kompresor v reverzním zapojení. [5] V rámci doktorského studia a působení na UCEEB ČVUT se autor dále věnuje vývoji kogeneračních zařízení s ORC s nízkým výkonem a zejména pak vývoji lamelového expandéru pro tato ORC.

Tato disertační práce se zaměřuje zejména na popis a charakterizaci vnitřních termodynamických a fyzikálních dějů, které probíhají uvnitř lamelového expandéru během jeho provozu a které mají vliv na jeho výkonové charakteristiky a výsledné chování v cyklu. Porozumění těmto dějům a jejich dostatečně přesný a spolehlivý popis v konečném důsledku umožňují návrh optimálních geometrických charakteristik expandéru pro daný tepelný cyklus. Práce obsahuje mj. experimentální část, v rámci které byla získána data pro ověření předložených matematických modelů expandéru a jeho částí.

2 Přehled problematiky

Jak bylo uvedeno v úvodu, práce se zabývá expandéry pro parní oběhy, zejména pro ORC, neboť se v oblasti nízkých výkonů jedná o nejpoužívanější tepelný oběh s vnějším příívodem tepla. Aby byl náhled do problematiky pokud možno ucelený, je nejprve velice stručně popsán základní princip ORC. Následně je uveden přehled nejpoužívanějších typů expandérů. Hlavní pozornost je však věnována vývoji a aktuálnímu stavu v oblasti lamelových expandérů.

Organický Rankinův cyklus je tepelný oběh, který je v základním schématu možné realizovat pomocí čtyř základních komponentů – výměníku pro ohřev, výpar a případné přehřátí pracovní látky, expandéru, kondenzátoru a čerpadla (viz obr. 2-1a). Pracovní látkou je vhodně vybraná organická látka. Ta je čerpadlem dopravována do výměníku, kde je do cyklu přiváděno teplo. Vytvořená pára organické látky odchází do expandéru, kde se část tepelné energie přemění na mechanickou práci, která je dále zpravidla přeměněna v elektrickém generátoru na elektrickou energii. Z expandéru odchází pára o nízkém tlaku do kondenzátoru, kde kondenzuje. Zde se realizuje odvod tepla z cyklu. Čerpadlo pak látku v kapalně formě opět dopravuje do výparníku. U většiny organických látek končí expanze v oblasti přehřáté páry [6]. Admisní pára tak nemusí být silně přehřátá jako v případě vodní páry a do turbíny či expandéru vstupuje zpravidla jako sytá případně přehřátá pouze mírně (nehrozí riziko vzniku kapek během expanze). V případě, že je přehřátí páry na konci expanze velké, je možné do cyklu dále zařadit pro zvýšení jeho účinnosti rekuperační výměník (viz obr. 2-1(a)). Pára z expandéru pak proudí nejprve do rekuperačního výměníku, kde se sníží její přehřátí a teprve následně do kondenzátoru. Kapalná pracovní látka potom před vstupem do výparníku prochází znovu rekuperačním výměníkem, kde dochází k jejímu předehřevu. Ideální ORC beze ztrát je znázorněn v T-s diagramu na obrázku 2-1(b). Příívod tepla se realizuje mezi stavy 2 a 3, expanze probíhá ze stavu 3 do stavu 4 a odvod tepla ze stavu 4 do stavu 1. Změna teploty pracovní látky je při čerpání zcela minimální a není tak v T-s diagramu patrná. Stav 1 a 2 jsou zde proto prakticky totožné.



Obr. 2-1 (a) Schéma základního uspořádání ORC (b) T-s diagram ideálního ORC

Oproti klasickému Rankinovu cyklu (RC), kde je pracovní látkou voda, poskytuje ORC obecně několik výhod. [1] Jmenujme některé z nich. Admisní tlak je za stejných teplot u vybraných organických látek nižší než v případě vodní páry, což zjednodušuje konstrukční návrh a klade nižší požadavky na tlakovou odolnost jednotlivých komponent. Měrný objem vodní páry v emisi je u RC zpravidla značně vyšší ve srovnání s organickými látkami. Při zachování stejných hodnot tlakových ztrát v emisním potrubí a kondenzátoru to znamená výrazně větší průtočné plochy u RC. Měrným objemem emisní páry jsou samozřejmě ovlivněny i rozměry turbíny či expandéru. V případě ORC lze volit navíc takové látky, aby byl kondenzační tlak vyšší než tlak atmosférický, což zamezí přísávání vzduchu do kondenzátoru. Nižší výparné teplo organických látek bývá zpravidla výhodnější z hlediska lepšího využití tepelného zdroje. Zejména v případech ORC s nízkým výkonem, kde jsou využívány objemové expandéry, je navíc výhodné, že jsou organické látky dobře mísitelné s mazacími oleji. Na druhou stranu jsou ovšem některé organické látky hořlavé či výbušné, chemicky nestabilní za vyšších teplot, mohou nepříznivě ovlivňovat životní prostředí, pokud by došlo k jejich úniku. Nevýhodný je u ORC také vyšší poměr práce na čerpadle k práci na turbíně ve srovnání s RC. [1] Podrobnější porovnání ORC a RC lze najít například v [6].

2.1 Expandéry pro parní tepelné oběhy nízkých výkonů

Jak bylo řečeno v úvodu, klíčovou komponentou tepelných cyklů je expandér. Expandér má zásadní vliv na celkovou účinnost tepelného cyklu. Jeho volba ovlivňuje také ostatní komponenty cyklu (např. generátor z pohledu otáček a krouticího momentu,

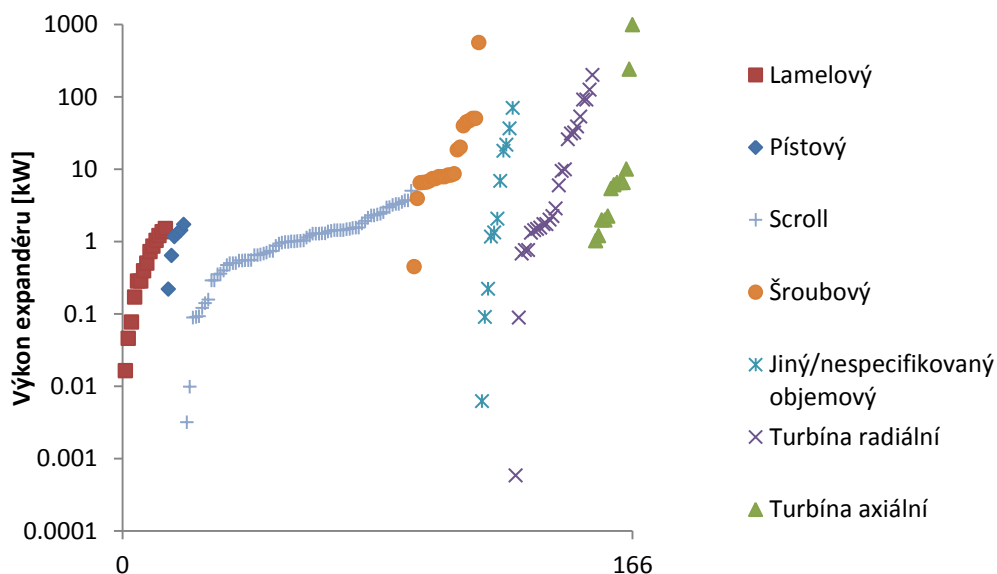
výparník z pohledu kvality páry apod.) i provozní charakteristiky celého zařízení a v konečném důsledku jeho spolehlivost a výrobní náklady. Jedná se zpravidla o rotační stroj, jehož účelem je přeměna tepelné a tlakové energie páry v mechanickou práci, kterou lze v generátoru dále transformovat na elektrickou energii. Podle pracovního principu lze expandéry rozdělit na dynamické a objemové.

Dynamické expandéry – turbíny – jsou lopatkové stroje, které tepelnou a tlakovou energii pracovní látky mění nejprve na energii kinetickou, která je následně rotorem zpracována a přeměněna v užitečnou práci. Expanze se realizuje během přeměny energií v kinetickou energii a probíhá v rozváděcích statorových lopatkách či dýzách, případně může pokračovat i na rotorových lopatkách. Turbíny lze dále rozdělit dle směru proudění pracovní látky zejména na axiální (přítok i odtok ve směru osy), s radiálním přítokem (pracovní látka natéká do turbíny v radiálním směru a turbínu opouští axiálně) a s radiálním odtokem (pracovní látka přitéká do turbíny ve směru osy a odtéká radiálně).

Objemové expandéry jsou periodicky pracující stroje, u kterých se expanze pracovní látky realizuje v uzavřených pracovních prostorech, které periodicky zvětšují svůj objem. Na rozdíl od turbín fungují objemové expandéry diskontinuálně, neboť fázi expanze střídá fáze vyprazdňování, během které dochází ke zmenšování pracovního prostoru a odtoku expandované pracovní látky, a fáze plnění, při které pracovní látka vtéká do pracovních prostor. Základní typy objemových expandérů jsou šroubové, spirálové (scroll), lamelové a pístové.

Obecně panuje názor, že se objemové expandéry používají zejména v oblastech nízkých výkonů v řádu jednotek kW a turbíny pak zasahují spíše do oblasti vyšších výkonů – od desítek kW mechanického výkonu výš. Graf na obrázku 2-2 zachycuje výkonová rozmezí jednotlivých typů expandérů pro ORC v rámci experimentálních měření seřazených dle výkonu a typu expandéru. Podkladem pro vytvoření grafu byla databáze [7] shrnující přes 100 experimentů sesbíraných z přibližně 175 publikací. Je vidět, že výše uvedené tvrzení neplatí zcela univerzálně. Velká většina objemových expandérů pro ORC se skutečně pohybuje ve výkonovém rozmezí do 10 kW, existují však experimenty, kde výkon objemových expandérů (šroubové a nspecifikované) dosahuje desítek kW, v jednom případě šroubového expandéru dokonce 560 kW. Výkonový strop šroubových expandérů se navíc pohybuje obecně ještě výše. Radiální i axiální turbíny naopak

pokrývají výkony i v řádech jednotek kW případně dokonce méně. Je tak patrná snaha o rozšíření možností nasazení turbín i do nízkých výkonových hladin.



Obr. 2-2 Výkonová rozmezí jednotlivých typů expandérů použitých v rámci experimentálních ORC [7]

Mezi hlavní výhody turbín pro cykly s nízkým výkonem patří vysoký dosažitelný expanzní poměr (tedy poměr měrných objemů emisní a admisní páry) dokonce na jednostupňové turbíně, pokud se připustí nadzvukové proudění. [8] Dokážou pracovat s vysokou účinností i při částečném zatížení. Díky vysokým rychlostem proudění mohou turbíny zpracovat vysoké objemové toky i při malých konstrukčních rozměrech. Na rozdíl od objemových expandérů turbíny dále neobsahují žádná kontaktní těsnění, což je příznivé z hlediska životnosti celého stroje. Na druhou stranu nelze nikdy zcela omezit určitý průtok netěsnostmi mezi statorem a rotorem. Nevýhodou je naopak fakt, že u cyklů s nízkým výkonem vede jejich optimální návrh k vysokým otáčkám v řádech desítek až stovek tisíc za minutu. [8] Tyto otáčky znemožňují přímé připojení turbín k běžným generátorům. Jsou tak potřeba speciální vysokootáčkové generátory, případně převodovky s vysokým redukčním poměrem. [9] Vysoké otáčky kladou také značné požadavky na ložiska, zejména pokud se jedná o ložiska valivá. Z hlediska výrobních nákladů jsou opět velkým negativem vysoké otáčky, které kladou vysoké nároky na preciznost výroby rotoru a jeho následné vyvážení, aby byl zaručen spolehlivý chod ve všech provozních režimech. Turbíny pro uvažované cykly s nízkým výkonem jsou tak stále příliš nákladné a dosud ve stádiu vývoje. V komerčních aplikacích je ve velkém rozsahu nalezneme pouze u automobilových turbodmychadel, která se však vyznačují nízkým expanzním poměrem

a závislosti na mazacím systému automobilu. [8] Jejich adaptace pro parní tepelné cykly je proto spíše vyloučena.

Pro realizace tepelných cyklů nízkých výkonů se proto jeví jako vhodnější objemové expandéry. Ty se vyznačují spíše menším expanzním poměrem, běžně do 5, větším (cca kolem 10) spíše výjimečně. [10] Otáčky objemových expandérů se běžně pohybují v řádech stovek až tisíců za minutu. Snahou je přizpůsobení otáček expandéru otáčkám generátoru, aby bylo možné tyto dvě komponenty spojit přímo, bez nutnosti použití převodovky. Objemové expandéry také vykazují nižší citlivost na kvalitu páry z hlediska její vlhkosti. Dále jsou charakteristické nízkými objemovými průtoky, které dokážou zpracovat, což samozřejmě také ovlivňuje výběr pracovní látky. Látky s velkým měrným objemem v admisi nejsou pro objemové expandéry vhodné, neboť při zachování požadovaného výkonu budou vyžadovat použití rozměrově většího stroje případně vyšších otáček ve srovnání s látkami, které mají měrný objem v admisi nižší. Větší expandéry jsou samozřejmě nevýhodné s ohledem na výrobní náklady, vyšší otáčky zas zpravidla navyšují mechanické ztráty. Typickou vlastností objemových expandérů, pokud není nijak řízeno napouštění pracovní látky do pracovních prostorů, je jejich pevný objemový expanzní poměr. Ten je dán geometrií stroje a je možné ho vyjádřit jako poměr objemů pracovního prostoru na konci a na začátku expanze. Expanzní poměr ovlivňuje tlak, který má pracovní látka na konci expanze před otevřením resp. zpřístupněním výstupního otvoru. Při nevhodném návrhu cyklu nebo expandéru se pak tento tlak může značně lišit od tlaku, který je ve výstupním potrubí. Při otevření výstupního otvoru pak dojde k náhlému vyrovnání obou tlaků, což doprovázejí energetické ztráty. Ty jsou tím větší, čím více se od sebe oba tlaky liší. Podrobněji jsou tyto ztráty popsány v kapitole 2.3.1.

Konstrukčně vycházejí objemové expandéry pro malé parní cykly z objemových kompresorů. Ty našly široké uplatnění nejen v oblasti stlačeného vzduchu, ale také v oblasti klimatizace a chlazení. Technologie kompresorů je podstatně vyvinutější a masová produkce těchto zařízení razantně snížila jejich výrobní náklady. Objemové kompresory jsou tak jednoduše dostupné a v experimentálních aplikacích se lze často setkat s použitím expandérů, které vznikly pouhou úpravou nějakého komerčního kompresoru. [5] Situace v oblasti kompresorů pro klimatizace a chlazení tak dává tušit, že jsou objemové expandéry vhodnou volbou pro malé tepelné cykly, ať už z pohledu výrobních nákladů, účinnosti či spolehlivosti. Otázkou je, kdy vývoj v oblasti malých objemových expandérů dosáhne podobné úrovně jako v případě kompresorů. Přestože se

jedná o konstrukčně podobná zařízení, některé problémy jsou odlišné a vyžadují odlišný přístup k jejich řešení.

Ačkoliv bude ústřední pozornost této práce věnována lamelovým expandérům, autor považuje za důležité předložit obecnější náhled do celé problematiky expandérů pro parní tepelné cykly nízkých výkonů. Z toho důvodu budou v této kapitole (2.1) podrobněji představeny nejčastěji uvažované typy expandérů pro tyto tepelné cykly (s důrazem na objemové expandéry), a to včetně jejich obecných vlastností i dosahovaných výkonů a účinností publikovaných v rámci experimentálních prací i v komerční sféře.

2.1.1 Turboexpandéry

Základní princip, rozdělení a typické vlastnosti turboexpandérů byly naznačeny v kapitole 2.1. Stručný přehled vybraných experimentů a dosažených výsledků je uveden v této podkapitole.

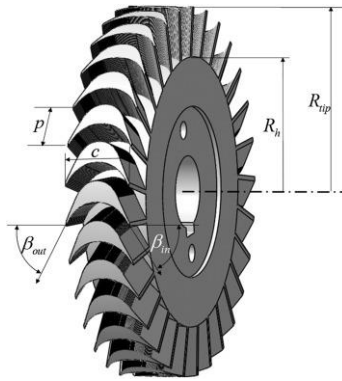
Radiální turbínu vlastní konstrukce použil pro experimentální organický Rankinův cyklus Yamamoto [11]. Tato turbína dosahovala mechanického výkonu asi 150 W při otáčkách $20\,000\text{ min}^{-1}$ a při tepelném příkonu cyklu přibližně 13 kW. V tomto režimu dosáhla turbína také největší isentropické účinnosti, a to 0,49. Objemový expanzní poměr činil přibližně 2,2. V práci [12] byla pro experimentální nízkoteplotní ORC využita opět radiální turbína. Při tepelném příkonu 33,6 kW byl elektrický výkon generátoru turbíny 1,47 kW_e. Odhadovaná účinnost vysokootáčkového generátoru byla 0,9. Lze se tedy dopočítat k mechanickému výkonu asi 1,6 kW. Otáčky turbíny byly na úrovni $65\,000\text{ min}^{-1}$. Autoři stanovili isentropickou účinnost turbíny na 0,498. Tlakový poměr na turbíně (poměr admisního a emisního tlaku) dosahoval hodnoty 3,5. Vyšší účinnosti dosáhl při použití radiální turbíny Borsukiewicz-Gozdur [13]. Jím použitý hermeticky uzavřený turbogenerátor dosahoval při tepelném příkonu 187 kW elektrického výkonu 9,1 kW_e. Maximální isentropická účinnost se dle dopočtu [7] pohybovala na úrovni 0,63. Zajímavé je, že otáčky turbogenerátoru nejsou nijak vysoké – 3000 min^{-1} . V oblasti radiálních turbín stojí za zmínku také práce Kanga [14]. Jím použitý turbogenerátor (viz obr. 2-3(a) a 2-3(b)) dosáhl průměrného maximálního elektrického výkonu 31,2 kW_e při otáčkách asi $20\,000\text{ min}^{-1}$, čímž se pohybuje spíše u horní hranice vymezeného výkonového rozsahu expandérů v rámci této práce. Kang uvádí dosaženou termodynamickou účinnost turbíny až 82 %. Jedná se o jednu z nejvyšších dosažených publikovaných hodnot termodynamické účinnosti radiálních turbín pro ORC s nízkým výkonem. Tepelná účinnost cyklu byla

přibližně 0,052, objemový expanzní poměr na turbíně dosahoval hodnoty přibližně 2,9. Pro zajímavost dodejme, že oběžné kolo turbíny má průměr 125 mm. Omezíme-li se u radiálních turbín na výkon v řádu jednotek kilowatt, je možné tedy tvrdit, že se obecně pohybuje termodynamická účinnost takových turbín přibližně v rozmezí 50 až 80 %. [13],[15],[16]. Důležité je si uvědomit, že se však jedná o hodnotu, která nevypovídá nic o podmínkách v rámci cyklu (např. jaký tlakový spád turbína zpracovává, při jakých teplotách atd.).



Obr. 2-3 (a) Rotorové kolo radiální turbíny, (b) Kompletní rotor turbogenerátoru [14]

Axiální turbíny nejsou v oblasti nízkých výkonů pro malé tepelné cykly zdaleka tak rozšířené jako turbíny radiální. Axiální turbíny dominují zejména vyšším výkonovým hladinám. Typické nasazení jsou klasické parní elektrárny s výkony od jednoho do stovek MW. Takové turbíny mají běžně i několik desítek stupňů. U ORC s nízkým výkonem se naopak jedná zpravidla o jednostupňové turbíny. Jednostupňovou axiální turbínu se dvěma nadzvukovými tryskami použil v rámci malého ORC například Cho [17]. Jím použitá turbína (na obrázku 2-4 je oběžné kolo této turbíny o průměru 82 mm) dosahovala v oblasti otáček 3 000 až 10 000 min^{-1} mechanického výkonu od přibližně 200 W do 2,3 kW. Účinnost této malé turbíny ovšem není v práci bohužel vyhodnocena.



Obr. 2-4 Oběžné kolo jednostupňové axiální turbíny pro ORC [17]

Axiální turbínu použil také Yue [18]. Jednalo se o turbínu pro nízkoteplotní ORC s příkonem na úrovni 70 kW. Turbína dosahovala výkonu přibližně 4,5 kW při průměrné termodynamické účinnosti 60 %. Stručný výčet publikovaných experimentů zakončíme zmínkou o axiální turbíně použité v rámci ORC pro geotermální zdroj. [19] Tato turbína dosahovala účinnosti 58,5 % při elektrickém výkonu generátoru asi 6 kW. Otáčky turbíny byly na úrovni 3000 min^{-1} .

V oblasti komerčních ORC jednotek s nízkým výkonem jsou bohužel informace o použitých expandérech prakticky nedostupné. Firma Enogia nabízí jednotky s hrubým elektrickým výkonem 10, 20, 40 a 100 kW_{el}. Z internetové prezentace [20] je patrné, že expanzi zajišťuje malá axiální pravděpodobně jednostupňová turbína (viz obr. 2-5). Společnosti Rank a Orcan, které také se svými ORC spadají do vytyčené výkonové hladiny, bohužel o typech svých expandérů neuvádějí žádné informace.

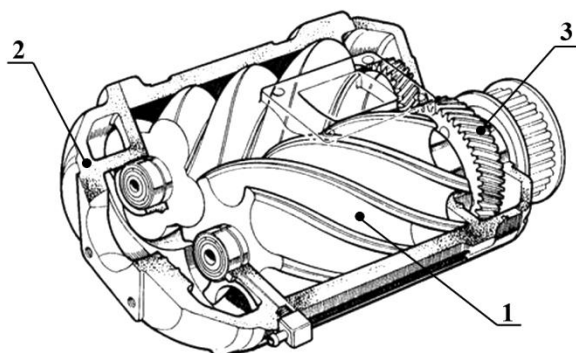


Obr. 2-5 Rozváděcí a oběžné kolo axiální turbíny Enogia [20]

2.1.2 Šroubové expandéry

Konstrukce šroubových expandérů vychází z konstrukce šroubových kompresorů, které jsou v dnešní době jedním z nejvíce používaných typů strojů pro stlačování plynů.

Hlavními prvky šroubového expandéru (viz obr. 2-6) jsou dva do sebe zapadající šroubové rotory (1), které jsou uloženy v těle expandéru (2). Pokud je potřeba, pohyb rotorů je možné stejně jako u kompresorů svázat synchronizačním soukolím (3).



Obr. 2-6 Částečný řez šroubovým expandérem [21]

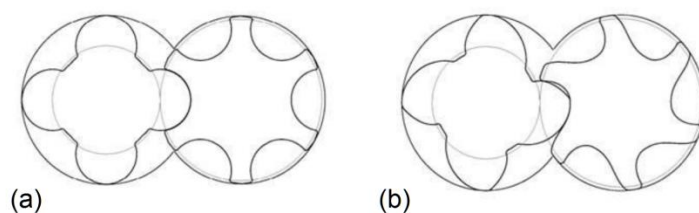
Princip expanze je naznačen na obrázku 2-7. Rotory se otáčejí ve vzájemně opačném směru, pracovní látka vtéká do pracovního prostoru, který se formuje mezi šroubovicemi rotorů a tělem expandéru. Pracovní prostor je následně uzavřen.



Obr. 2-7 Princip práce šroubového expandéru [21](upraveno)

Rotory se dále otáčejí a dochází ke zvětšení pracovního prostoru a expanzi látky. V konečné fázi se díky pokračujícímu otáčení rotorů zpřístupní výstupní otvor a expandovaná látka může opustit pracovní prostor stroje. Vstup a výstup pracovní látky je řízen zakrytím vstupních a výstupních otvorů samotnými částmi rotorů během jejich otáčení, resp. jejich natočením do takové polohy, kdy se může plnit případně vyprazdňovat další pracovní prostor na šroubovici. Šroubové expandéry se vyznačují vestavěným expanzním poměrem, což znamená, že je poměr mezi velikostí pracovní komory na začátku a na konci expanze pevně spjatý s konstrukcí expandéru. Velikost expanzního poměru může mít zásadní negativní vliv na termodynamické ztráty, zejména pokud se expanzní poměr pracovní látky na cyklu (emisní měrný objem k admisnímu) výrazně liší od vestavěného expanzního poměru expandéru. V rámci malých experimentálních ORC cyklů se lze často setkat s přístupem, kdy je místo šroubového expandéru použit upravený šroubový kompresor

v reverzním chodu. Na rozdíl od šroubových kompresorů totiž samostatně šroubové expandéry komerčně dostupné běžně nejsou. Vynecháme-li vůle mezi rotory a tělem expandéru a mezi rotory navzájem, zásadní vliv pro dosažení co nejlepších provozních vlastností a účinností má profil rotorů. [9] Původní symetrický profil (viz obr. 2-8(a)) byl u kompresorů nahrazen kolem roku 1970 profilem nesymetrickým (viz obr. 2-8(b)), jímž se dosáhlo značného zlepšení provozních vlastností. [22] V současné době existuje a používá se mnoho různých typů profilů s různými počty šroubových zubů.



Obr. 2-8 Symetrický (a) a nesymetrický (b) profil rotorů [9]

Díky mnohaletému vývoji jsou dnes šroubové kompresory se vstřikem oleje schopné dosáhnout adiabatické účinnosti až 90%. [9] Představu o dalších vlastnostech šroubových expandérů si lze také udělat na základě vlastností šroubových kompresorů. Otáčky těchto kompresorů se u suchých bezmazných pohybují od 3 000 do 22 000 min⁻¹, především kvůli snaze o dosažení vysoké objemové účinnosti (při vysokých otáčkách se sníží podíl průtoku netěsnostmi k celkovému průtoku). U mazaných kompresorů mohou být otáčky nižší – mazací olej dotěsňuje pracovní prostory. Tlakový poměr může dosahovat hodnoty až 15 u jednostupňových strojů. [22] Příkony se běžně pohybují od jednotek až po stovky kilowatt. Mezi hlavní přednosti šroubových kompresorů patří zejména vysoká spolehlivost, dlouhá životnost, kompaktní konstrukce a vyvážený chod. [22] Výše jmenované přednosti lze extrapolovat i na šroubové expandéry. U šroubových expandérů s výkonem v řádu jednotek kW jsou hlavní nevýhodou poměrně složité profily rotorů, jejichž výroba je náročná jak technologicky, tak finančně. U výkonnějších strojů (desítky kW) může mít pak tato nevýhoda menší význam či zcela zanikat.

Použití šroubového kompresoru pro expanzi v organickém Rankinově cyklu popisuje ve své práci Smith a kol. [9] Jedná se o standardní kompresor se vstřikem oleje, který byl dodatečně upraven pro expanzní režim. Rotory mají tzv. „N“ profil, který byl vyvinutý na City University v Londýně a dnes je používán některými světovými výrobci šroubových kompresorů. Hlavní rotor má průměr 102 mm a otáčky stroje jsou 1800 min⁻¹. V případě

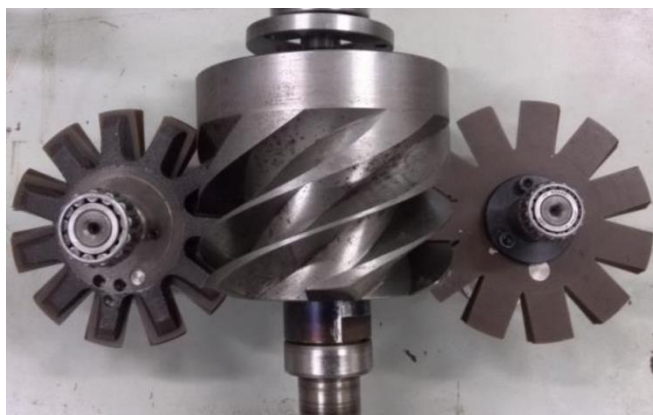
turbín je třeba, aby pára vstupující do stroje byla suchá, zejména kvůli dosažení vyšší účinnosti a zabránění erozi lopatek. Na rozdíl od turbín mohou šroubové stroje pracovat s mokrou parou, což je pro ně dokonce výhodnější. Kapalná fáze totiž lépe dotěsňuje pracovní prostory. Smith se proto se svými kolegy snažil zajistit, aby do stroje vstupovala mokrá pára. Ideální podmínky by byly dosaženy při 80% suchosti. Mazání stroje je zajištěno rozptýlením přibližně 5 %_{hm.} oleje do pracovní látky. Olej je pak dopravován pracovní látkou v kapalném stavu přes výparník do expandéru. Zajímavý jev nastává, když je pracovní látka s olejem dopravována také k ložiskům. Díky vznikajícímu teplu ze tření zde dochází k jejímu odpaření. Olej, který s sebou nese, však zůstává v místech ložiska, a je tak zajištěno jeho dostatečné mazání. Počáteční testy demonstrační jednotky ukázaly, že zařízení pracovalo klidně a tiše. Výkon šroubového expandéru měřený na hřídeli byl 22 kW, adiabatická účinnost 74 % při suchosti páry 0,95.

Se šroubovým expandérem se setkáváme také v práci [23], která se zabývá návrhem nízkoteplotního ORC. Autoři práce s tímto typem expandéru dosáhli v oblasti výkonů 0,7 až 6,5 kW isoentropické účinnosti přibližně 50-73 %. Expandér byl napojen na synchronní generátor s otáčkami 1500 min⁻¹. Expanzní poměr na cyklu při nejvyšším výkonu a účinnosti byl přibližně 18,5, z čehož vyplývá, že expandér musel mít relativně vysoký vestavěný expanzní poměr, aby bylo možné dosáhnout takto vysoké účinnosti.

Zajímavé výsledky při testování šroubového expandéru v rámci ORC prezentoval také Chougule [24]. Použitý expandér dosáhl velmi vysoké isoentropické účinnosti, která se pohybovala mezi 80 a 88 % při otáčkách 2000 min⁻¹ a výkonu 30 kW. V rámci systému byl použit separátor oleje, který byl umístěn na emisním potrubí expandéru. Separovaný olej byl pak čerpán přímo do ložisek expandéru. Autoři také popisují zkušenosti s tímto typem separátoru a jeho vliv na tlakové ztráty. Vestavěný expanzní poměr expandéru byl 4,5.

V komerčních aplikacích používá šroubové expandéry americká firma Electratherm. Ta nabízí zařízení s ORC na odpadní teplo ve výkonových hladinách 35, 65 a 110 kW [25]. Isoentropickou účinnost tohoto expandéru lze odhadnout na 70 % [26]. Zmiňme také britskou společnost Heliex Power Ltd., která se sice zaměřuje na vyšší výkonové rozsahy (od 70 kW výš), používají ovšem také šroubové expandéry. Tyto expandéry zpracovávají vodní páru a uplatňují se jako parní točivé redukce [27]. Poslední významnou firmou používající šroubové expandéry pro malé tepelné cykly je španělská firma Enerbasque. V její nabídce je možné nalézt jednotky s výkony 5, 25 a 100 kW. [28]

Kromě šroubových expandérů se dvěma rotory lze narazit také na šroubové expandéry, které mají pouze jeden šroubový rotor (viz obr. 2-9). Do šroubovice zapadají otočná zubová kola, která utěsňují pracovní prostory. Při otáčení hlavního rotoru dochází zároveň k otáčení přilehlých zubových kol. Z principu lze odvodit hlavní výhody oproti šroubovým expandérům se dvěma rotory.



Obr. 2-9 Jednorotorové šroubové soustrojí [29]

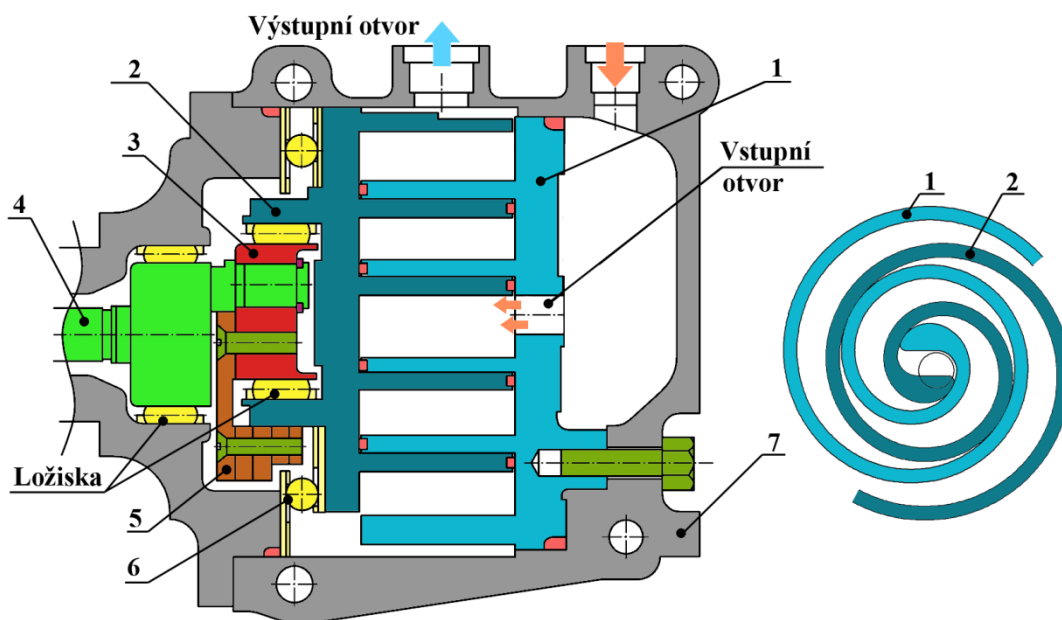
V případě jednorotorového uspořádání jsou radiální síly na hlavní rotor, způsobené tlakem pracovní látky, vyrovnané, jelikož působí na rotor symetricky. Axiální síly jsou také velice malé. [30] Ložiska hlavního rotoru jsou tak výrazně méně namáhána a dosahují delší životnosti.

V oblasti experimentálních prací použil jednorotorový šroubový expandér pro ORC Wu a kol. [29] Tento expandér disponoval expanzním poměrem 4,7 a dosáhl maximální isoentropické účinnosti 58 % při výkonu 10,4 kW a otáčkách 1540 min⁻¹. Podobné maximální isoentropické účinnosti (56 %) dosáhl Lei a kol. [31], a to s expandérem s vestavěným expanzním poměrem 4,9 při otáčkách 3000 min⁻¹ a maximálním výkonu na hřídeli 8,4 kW.

Souhrnně lze říci, že jsou šroubové expandéry zajímavou technologií, vhodnou obecně spíše pro výkony od 10 kW. Dosahují dobré isoentropické účinnosti, která se dle typu expandéru a podmínek v rámci cyklu pohybovala přibližně v rozmezí od 60 do 80 %. Dodejme ještě, že téměř ve všech případech se jedná o nasazení v oblasti nízkých teplot do cca 140°C (mimo komerční Heliex pro parní aplikace).

2.1.3 Spirálové expandéry

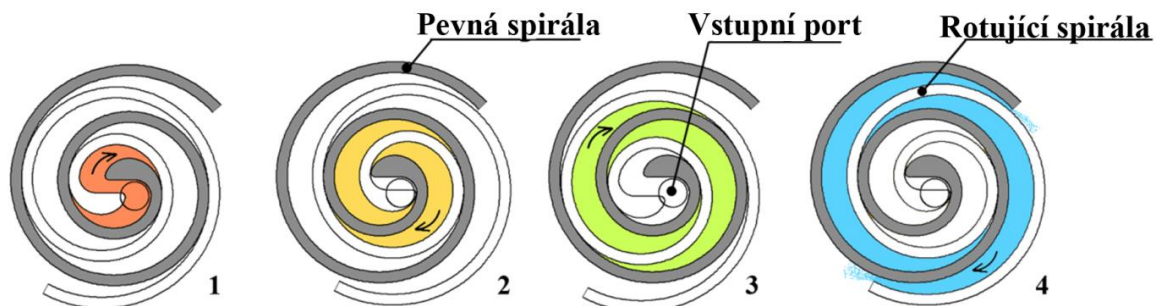
Spirálové (scroll) expandéry jsou stejně jako šroubové odvozeny od svých kompresorových protějšků. Princip spirálových kompresorů byl patentován již v roce 1905 v USA. [22] Jejich praktické uplatnění bylo však umožněno až díky pokroku ve výrobních technologiích o mnoho desítek let později. Nejčastěji se s tímto typem kompresorů setkáme u chladicích zařízení a tepelných čerpadel. Zde pracují s chladivou – s organickými látkami, a proto je jejich nasazení v podobě expandérů v rámci ORC přímo nasnadě. Hlavním prvkem scroll expandéru (viz obr. 2-10) jsou dvě desky, které nesou kolmé spirálové stěny. Ty jsou zcela shodné, jsou však vůči sobě o 180° pootočené. Jedna ze spirál je vždy pevně uchycená (1), zatímco druhá je pohyblivá (2). Pohyblivá spirála koná kruhový translační pohyb kolem středu pevné spirály, který je zajišťován excentrickým mechanismem (3). Pohyb spirály se přenáší na hřídel (4). Vyvážení rotujících hmot obstarává protizávaží (5). Rotace pohyblivé spirály je nepřipustná, v opačném případě by totiž došlo ke zkřížení mechanismu. K zamezení pootočení slouží např. Oldhamova spojka. Na obrázku 2-10 je naznačeno řešení firmy Sanden u automobilových klimatizačních scroll kompresorů. Zde se o zajištění náležitého pohybu starají ložiskové kuličky, umístěné v kovovém prstenci s kruhovými otvory (6).



Obr. 2-10 Schématický řez scroll expandérem [32] (upraveno)

Princip expanze je zřejmý z obrázku 2-11. Pracovní látka vstupuje otvorem ve středu stroje. Plnění je ukončeno v okamžiku, kdy rotující spirála překryje vstupní hrdlo. Díky těsné blízkosti vytvářejí spirály pracovní prostory, které se během otáčení zvětšují a tím

umožňují látce expandovat. V poslední fázi se konec pohyblivé resp. pevné spirály vzdálí od pevné resp. pohyblivé spirály tak, že umožní látce opustit pracovní prostory stroje.



Obr. 2-11 Princip expanze uvnitř scroll expandéru

Situace na poli scroll expandérů je podobná jako v případě šroubových expandérů. Pro výzkum se většinou používají upravené scroll kompresory, s komerčně vyvinutými scroll expandéry se lze setkat minimálně. Hlavní rysy scroll expandérů lze opět odvodit z vlastností scroll kompresorů. Jedná se o spolehlivost, nízkou hlučnost a malé vibrace a relativně vysokou účinnost. [33] Za hlavní nevýhodu lze považovat opět zejména složitější konstrukci – excentrický mechanismus, vyvážení, vysoké požadavky na výrobní přesnost spirálových stěn. Nutno ovšem dodat, že je v současné době velice dobře zvládnuta sériová výroba klimatizačních scroll kompresorů, díky čemuž mohou být tyto stroje levné i přes zmíněné konstrukční obtíže.

Obecně lze tvrdit, že pro ORC s nízkým výkonem jsou scroll expandéry nejoblíbenějším typem expandérů. Již zmíněná databáze experimentálních prací v oblasti ORC [7] zmiňuje použití scroll expandéru v 82 případech ze 195. V mnoha z nich byl použit upravený scroll kompresor v reverzním režimu. Tento přístup je výhodný s ohledem na jednoduchou dostupnost scroll kompresoru, na druhou stranu pro tyto kompresory existují limity například v podobě maximální teploty pracovní látky. Pro představu shrňme výsledky některých zajímavých prací.

Jednu z raných studií zabývajících se aplikací scroll expandéru v ORC publikoval Zanelli v roce 1994 [34]. Pro svou práci použil reverzně zapojený upravený hermetický scroll kompresor s elektrickým příkonem 3,75 kW_e a vestavěným objemovým kompresním poměrem 2,44. Nominální otáčky kompresoru činily 2880 min⁻¹. Pracovní látka HCF134a vstupovala do stroje o tlaku 450 kPa a teplotě 70°C. Expandér (kompresor v reverzním zapojení) byl měřen v otáčkách od 2400 do 3600 min⁻¹ s tlakovým poměrem na cyklu od 90 do 170 % vestavěného tlakového poměru expandéru. Nejvyšší dosažený mechanický

výkon byl na úrovni 3,3 kW. Isoentropická účinnost se pohybovala mezi 45 a 65%, přibližně u poloviny z celkového počtu měřených stavů dosahovala více než 60 %.

Podobných výsledků dosáhl s upraveným scroll kompresorem pro reverzní režim Lemort [35]. Vstupní teplota pracovní látky HCFC123 se pohybovala mezi 102 a 165 °C při tlaku přibližně 5,5 až 11 barů. V rozmezí otáček cca 1800 až 2700 min⁻¹ dosahoval expandér výkonu 380 až 1820 W s isoentropickou účinností přesahující ve většině případů 60 % a dosahující maxima na úrovni 68 % při tlakovém poměru na cyklu 5 (vestavěný tlakový poměr expandéru byl cca 4). Lemort zároveň poskytl výpočetní model expandéru a rozbor ztrát. Jako hlavní ztrátu nejvíce snižující isoentropickou účinnost měřeného expandéru byla identifikována ztráta vnitřními netěsnostmi (jejím vlivem je isoentropická účinnosti nižší přibližně o 15 až 20 procentních bodů).

Za zmínku stojí ještě špičková účinnost scroll expandéru naměřená Wangem [36]. Ten se zabýval organickým Rankinovým cyklem kombinovaným s chladicím cyklem pro generování chladu z odpadního tepla. Expandér dosahoval výkonu přibližně 650 až 920 W při isoentropické účinnosti 70 až 84 % a tlakovém poměru na cyklu 3 až 5,3. Maximální účinnosti bylo dosaženo, když se tlakový poměr na cyklu blížil vestavěnému tlakovému poměru expandéru (přibližně 3 až 3,5). Pro úplnost uvedme ještě admisní teplotu, která byla na úrovni 100°C a tlak mezi cca 15 a 20 bary.

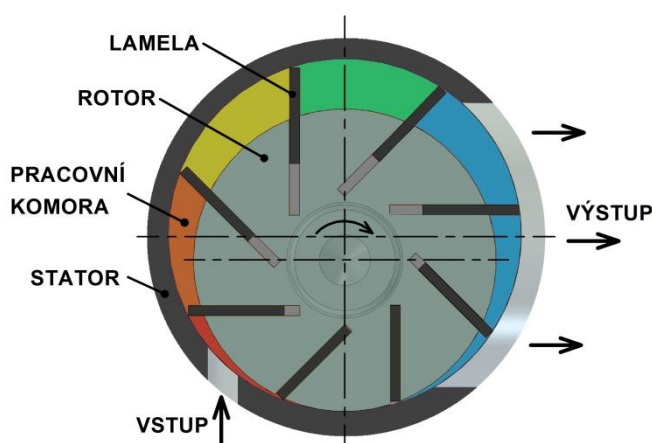
Shrneme-li významné parametry a provozní podmínky scroll expandérů ze zmíněné databáze [7] experimentálních prací, získáme obecný přehled o vlastnostech těchto expandérů. Otáčky scroll expandérů se typicky pohybují mezi 1500 a 3500 min⁻¹, minima jsou na úrovni stovek, maximum asi 5000 min⁻¹. Tlakové poměry jsou běžně mezi hodnotami 2 a 6, výjimečně se lze setkat s hodnotami na úrovni 10. Typické vstupní teploty jsou na úrovni 90 až 140 °C, lze se ovšem setkat i s teplotami kolem 160 - 170 °C. Publikované hodnoty výkonu se pohybují běžně od stovek wattů do přibližně 3kW, výjimečně až 5 kW. Typické isoentropické účinnosti jsou na úrovni 60 - 70 % s přesahem až k 80 % při vhodném tlakovém poměru na cyklu.

2.1.4 Lamelové expandéry

Jelikož je tato disertační práce zaměřena právě na lamelové expandéry, uvedme v této kapitole pouze jejich základní princip a výsledky vybraných experimentů. Podrobnější přehled včetně rozboru ztrát lamelových expandérů bude uveden v kapitolách 2.2 a 2.3.

Princip a základní konstrukce lamelových (křídlových) expandérů je velice jednoduchá a je naznačena na obrázku 2-12. Ve statoru se otáčí excentricky umístěný rotor. Ten má v sobě několik podélných radiálních (případně naklonených) drážek, ve kterých jsou zasunuty obdélníkové destičky – lamely. Tyto lamely se mohou v drážkách volně pohybovat a po roztočení rotoru jsou díky odstředivé síle přitlačovány na vnitřní povrch statoru. Tím jsou vymezeny jednotlivé pracovní prostory (komory). Přiváděná pracovní látka vstupuje do expandéru vstupním otvorem. Látka je uzavřena v komoře v místech, kde má komora malý objem. Ten se během otáčení zvětšuje a umožňuje expanzi pracovní látky. Jakmile lamela přejde přes hranu výstupního otvoru, expanze končí a látka může opustit pracovní prostory stroje.

V průmyslové praxi se lze s lamelovými expandéry běžně setkat u ručního nářadí, kde se uplatňují jako vzduchové hnací agregáty. Pro tuto aplikaci mají řadu výhod. Ve srovnání s elektrickými asynchronními motory jsou až o 75 % lehčí, mohou být udržovány v zabrzděném stavu při poskytování plného krouticího momentu bez rizika přetížení, jsou odolné vůči vysoké teplotě a vibracím, jsou vhodné do výbušného prostředí atd. [37] Tyto stroje nejsou ale konstruovány tak, aby dosahovaly vysoké účinnosti. To je patrné, pokud se srovná spotřeba vzduchu deklarovaná výrobcem a výkon, který dosahují. Jednoduchým přepočtem lze odhadnout, že se celková isoentropická účinnost pohybuje u zmíněných malých strojů na úrovni maximálně asi 25 až 35 %. U ručního nářadí tato skutečnost nehraje významnou roli, v případě použití v tepelných cyklech by to však znamenalo značné energetické ztráty.



Obr. 2-12 Řez lamelovým expandérem

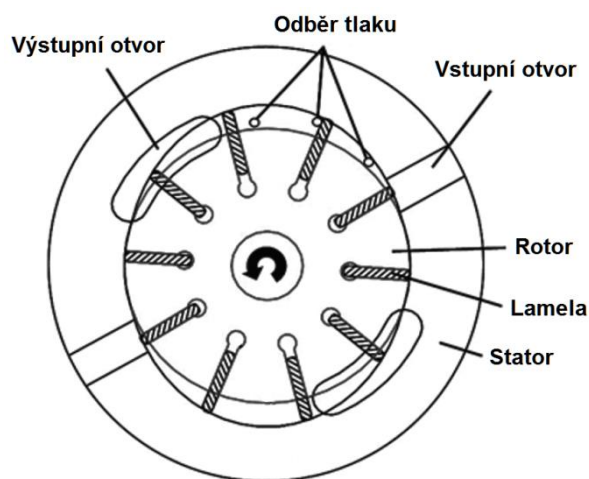
Některé základní vlastnosti lamelových expandérů lze odvodit od jejich protějšků, tedy lamelových kompresorů. Jedná se zejména o jednoduchou a nenáročnou konstrukci

i výrobu, s čímž se pojí nízké výrobní náklady. Běžně se u lamelových kompresorů uvádí jako pozitivum také spolehlivost a dlouhá životnost, zejména u dobře mazaných strojů, otázkou ovšem je, zda lze tyto vlastnosti extrapolovat také na lamelové expandéry. Důvodem je prostý fakt, že ačkoliv se jedná o konstrukčně téměř shodné stroje (kompresor / expandér), některé efekty, které se uplatňují během komprese, mohou být v případě expanze zcela odlišné (např. zajištění dostatečného mazání). Mezi nevýhody lze řadit vyšší hlučnost a také nižší energetickou účinnost. [22] Charakteristiky lamelových strojů ovlivňují významně také lamely. Jejich počet je závislý na celkovém tlakovém poměru, na materiálu, ze kterého jsou vyrobené, i na způsobu mazání. U kompresorů bývá od 2 do 30. [22] Při větším počtu lamel klesají ztráty netěsnostmi (zmenší se tlakový poměr mezi dvěma sousedními komorami), zároveň však roste ztráta vlivem tření. V případě expandérů se setkáváme nejčastěji s počtem 7 až 10. [39],[40],[41],[42].

S použitím lamelových expandérů v rámci tepelných cyklů se lze setkat téměř výhradně v rámci experimentálních prací. Rozsáhlou studii, která se zabývala lamelovými expandéry pro ORC a která může být zcela jistě považována za základní souhrn celé problematiky, publikoval již v letech 1984 až 1986 Badr a kol. V této studii jsou porovnávány lamelové expandéry s ostatními typy expandérů (turbíny i objemové) [43] a lamelové expandéry jsou vyhodnoceny jako perspektivní pro ORC s nízkým elektrickým výkonem v řádech jednotek kW, dále jsou teoreticky analyzovány cykly (ORC) s regenerací a bez regenerace [44]. Autoři dále popisují dvě různé geometrie lamelového expandéru [39], a to kruhovou a nekruhovou geometrii statoru s různými expanzními poměry a dále se zabývají kinematikou pohybu lamel a třecími ztrátami [45]. V pracích [46], [47] jsou popsány pracovní charakteristiky lamelového expandéru a vliv některých netěsností, prezentován je také matematický model expandéru. V rámci experimentálních prací [48] jsou měřeny obě geometrie statoru. Expandér s nekruhovou geometrií dosahoval 1 až 1,5 kW mechanického výkonu s isoentropickou účinností od 40 % do cca 55 %. Expandér s kruhovou geometrií dosahoval výkonu ještě o 0,5 kW vyššího. Isoentropická účinnost byla na podobné úrovni. V obou případech bylo k měření použito ORC s dnes již zakázanou pracovní látkou R-113. Admisní teplota se pohybovala přibližně na úrovni 120°C a tlakový poměr byl cca 4 až 4,5. Celou studii zakončuje optimalizace provozních podmínek ORC a konstrukčních parametrů expandéru. [49]

S dalšími pracemi, které se zabývají lamelovými expandéry, se setkáme prakticky až po roce 2000, a to zejména v souvislosti s chladicími cykly, kde se uvažovalo o jejich

zapojení namísto expanzních ventilů. Podrobněji se s těmito pracemi čtenář seznámí v kapitole 2.3, kde je věnován prostor podrobnějšímu rozboru fungování lamelových expandérů. V tuto chvíli se spokojme s přehledem dosažených účinností a výkonů. Fukuta a kol. [50] popisuje malý lamelový expandér pro CO₂ chladicí oběh, který pracoval mezi tlaky 9,1 MPa a 4,1 MPa s teplotou mezi 35 °C a 45 °C, otáčkami v rozmezí 1000 až 2100 min⁻¹ a objemovým expanzním poměrem 2. Isoentropická účinnost tohoto expandéru dosahovala hodnot 0,4 až 0,42, po úpravách dokonce až 0,6. Autoři sice nezmiňují konkrétní výkon expandéru, ale z publikovaných p-V diagramů, počtu lamel, isoentropické účinnosti a otáček lze odhadnout, že se jednalo řádově o desítky Wattů mechanického výkonu. Dodejme ještě, že pro zpracování takto vysokých tlaků by byla standardní geometrie lamelového expandéru s kruhovým statorem značně problematická. Vysoký tlak pracovní látky, který by působil na relativně velkou plochu rotoru u vstupní části, by vyvozoval značné radiální síly, což by kladlo zvláště vysoké požadavky na radiální únosnost ložisek. Z toho důvodu se pro zpracování vysokých tlaků běžně používá geometrie expandéru s eliptickým statorem, dvěma vstupy a dvěma výstupy pro pracovní látku (viz obr. 2-13). Radiální síly působící na rotor jsou tak v úplné rovnováze a požadavky na radiální únosnost ložisek jsou minimální.



Obr. 2-13 Geometrie lamelového expandéru s eliptickým statorem [50](upraveno)

Další, kdo se věnoval lamelovým expandérům pro CO₂ chladicí cyklus, byl Yang a kol. [51],[52] Jejich expandér (opět s eliptickým statorem) dosahoval výkonu na úrovni 350 W s účinností 0,22 při tlakovém spádu přibližně 8 MPa / 4 MPa. Po prostudování prací Yanga i Fukuty autor této práce bohužel nedokázal nalézt příčinu tak rozdílných naměřených isoentropických účinností. Obdobných isoentropických účinností

jako Yang však dosahoval také Xia a kol. [53] Jím testovaný lamelový expandér pracoval v chladivovém oběhu s chladivem HFC410A mezi tlaky 3,4 a 1 MPa s otáčkami 800 až 1800 min⁻¹. Dosahovaná účinnost byla přibližně mezi 0,15 a 0,3 při výkonu 100 až 180 W.

Další práce, které se zabývají lamelovými expandéry, mají již souvislost převážně s ORC. Lamelový expandér pro jednotku spalující biomasu s tepelným výkonem 50 kW použil Qiu a kol. [54] Jednalo se o modifikovaný vzduchový kompresor se čtyřmi lamelami. Expandér pracoval s látkou HFE7000 mezi tlaky cca 670 kPa a 320 kPa a s admisní teplotou 120 °C. Dosahovaná účinnost byla až 0,53 při mechanickém výkonu 1,7 kW a otáčkách cca 1700 min⁻¹. Pro zajímavost dodejme, že expandér poháněl automobilový alternátor, jehož nízká účinnost zásadně ovlivnila účinnost celého soustrojí. Hrubá elektrická účinnost cyklu (tzn. bez vlastní spotřeby) se pohybovala na úrovni 0,014.

Upravený vzduchový lamelový motor použil jako expandér pro 18kW_t ORC Kolasiński. [55],[56],[57] Vstupní teplota pracovní látky R123 se u tohoto expandéru pohybovala do 70 °C, tlaky v rozmezí 200 až 500 kPa a otáčky expandéru byly na úrovni 3000 až 3300 min⁻¹. Naměřená účinnost se u tohoto expandéru pohybovala v širokém rozmezí od 0,17 až do 0,58. Dosažený výkon je na úrovni cca 100 W až 400 W.

Významnější přínos mají práce publikované či spolupublikované Murgiem. [58], [59] V těchto pracích se setkáváme s ORC zamýšleným pro využití odpadního tepla z kompresorů. Pracovní látkou je chladivo R236fa. Expandér je osazený sedmi lamelami a pracuje při teplotách do 90 °C a tlacích do 1300 kPa. Tento expandér dosahuje již vyšších výkonů v řádech jednotek kW a autoři testovali jeho nasazení v jednoduchém i rekuperovaném ORC. Při nasazení v rekuperovaném ORC bylo dosaženo až cca 3,7 kW, při účinnosti 0,52. [59] Dodejme jen, že jsou tato ORC nejbližší komerčnímu nasazení. Dr. Murgia je ředitelem vývoje a výzkumu italské společnosti Ing. Enea Mattei S.p.A., která dodává výhradně lamelové kompresory. [60] ORC s lamelovým expandérem tak byla logická volba pro zařízení na využití odpadního tepla z kompresorů. Autor této práce však bohužel nedohledal, zda je již toto ORC skutečně komerčně dostupné.

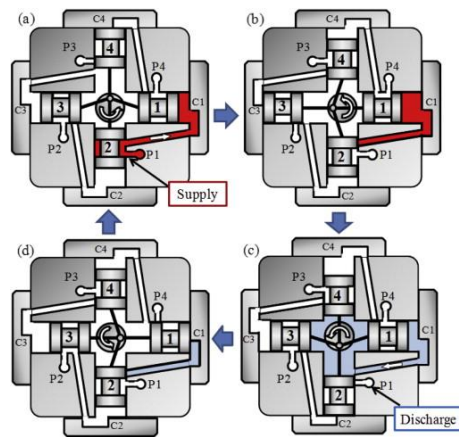
Doplňme ještě, že rozsáhlý výzkum v oblasti lamelových expandérů proběhl a nadále probíhá také na UCEEB ČVUT v Praze. Podrobnější shrnutí těchto experimentálních prací bude uvedeno v kapitole 5.

Doplňme ještě, že rozsáhlý výzkum v oblasti lamelových expandérů ve výkonovém rozsahu 1-10 kW probíhal také na FS ČVUT a nadále probíhá na UCEEB ČVUT v Praze. Podrobnější shrnutí těchto experimentálních prací, na kterých se od počátku autor DP významným způsobem podílí, bude uvedeno v kapitole 5.

Na základě předchozího přehledu je možné konstatovat, že jsou lamelové expandéry nasazovány spíše v oblasti nižších teplot do 120°C, za to jsou schopné pracovat i s relativně vysokými tlaky v řádech jednotek MPa, zvláště při použití eliptické geometrie statoru, kdy jsou radiální síly působící na rotor navzájem kompenzovány. Otáčky lamelových expandérů jsou běžně od cca 1000 min⁻¹ do cca 3700 min⁻¹. Isoentropická účinnost je obecně nižší, maximální hodnoty se pohybují běžně mezi 0,4 a 0,6. Mechanický výkon se pohybuje v řádech stovek W až do cca 2 kW.

2.1.5 Pístové expandéry

V předešlých částech byly popsány nejběžnější typy expandérů pro malé tepelné cykly. Aby byl tento přehled ucelený, zmiňme se ještě velice stručně o méně běžných typech expandérů, které se používají pro malé tepelné cykly. Jedná se o expandéry pístové a expandéry s valivým pístem. Uspořádání pístových expandérů může být různé, ale základní princip je vždy stejný. Expandér je tvořen jedním či několika válci, ve kterých se lineárně pohybují písty. Tento lineární pohyb je nejčastěji převeden pomocí klikové hřídele na pohyb rotační. Nutnost tohoto převodu lze obecně vnímat jako nevýhodu, neboť je to zdroj dodatečných mechanických ztrát. V některých případech se proto využívá lineární pohyb pístu přímo pro pohon lineárního elektrického generátoru. [61] Řízení toku pracovní látky do a z válce je řešeno buď ventily, které mohou být ovládané jak mechanicky, tak elektricky, nebo je řešeno obdobně jako u dvoutaktních pístových motorů, tedy přepouštěcími kanály a samotným pohybem pístu, jak prezentoval Fukuta a kol. [62] (viz obr. 2-14).

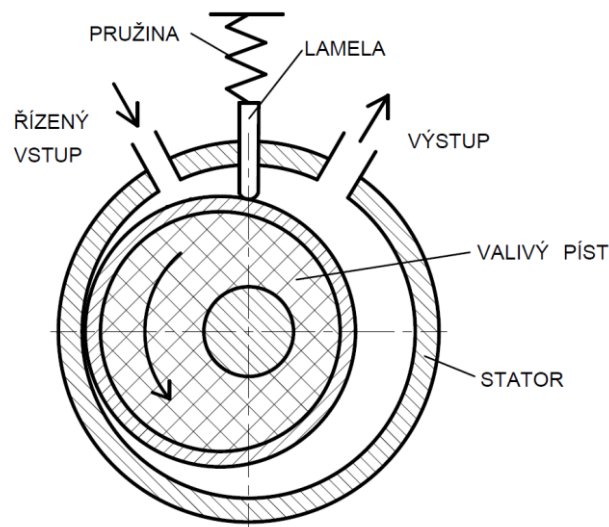


Obr. 2-14 Pístový expandér v bezventilovém uspořádání [62]

Jiné časté uspořádání pístových expandérů je s nakloněnou deskou (v angličtině „swash-plate“). Toto uspořádání je převzato z menších klimatizačních kompresorů. Expandér je tvořen několika válci, které jsou uspořádány do kruhu. Pístní tyče jsou pak napojené na kruhovou desku, která je naklopena a připevněna k hřídeli. Lineární pohyb pístů je přes tuto desku převeden na otáčivý pohyb hřídele. Pístové expandéry jsou schopné zpracovávat relativně vysoké tlaky, a tak je možné nalézt studie, které se zabývají možnostmi jejich použití v rámci CO₂ chladivových oběhů [62], častěji jsou však uvažovány v rámci ORC/RC. [63], [64], [65], [66] Otáčky pístových kompresorů jsou běžně nižší, v řádu několika set za minutu, lze se ovšem setkat i s otáčkami v řádech několika tisíc za minutu. Isoentropická účinnost pístových expandérů je obecně také nižší, pohybuje se většinou do 0,5. Reportované mechanické výkony se pohybují cca do 2 kW. [10]

Posledním typem expandéru, který bude na tomto místě zmíněn, je expandér s valivým pístem. Tento expandér má charakter částečně pístového a částečně lamelového expandéru. Jeho konstrukční schéma zachycuje obr. 2-15. Je tvořen kruhovým válcem – stator, v jehož středu se otáčí rotor. Osa jeho otáčení se však neshoduje s jeho geometrickou osou – rotor se otáčí excentricky. Vstup pracovní látky je řízen ventilem, výstup je pak otevřený trvale a zpřístupní se v určité fázi otočení rotoru. Admisní a emisní část jsou odděleny lamelou, která je k rotoru přitlačována pružinou. Nevýhodou celého uspořádání je zejména nutnost zajištění otevírání vstupního ventilu a nutnost vyvážení rotujícího hřídele. Tento typ expandéru je schopný také zpracovat vysoké tlaky, o čemž svědčí několik studií zabývajících se jeho nasazením pro CO₂ chladivové cykly. [67],[68],[69],[70] Běžně měřené výkony se u tohoto typu expandéru pohybují mezi cca

200 a 1000 W při otáčkách přibližně od 600 min^{-1} do 2000 min^{-1} . Isoentropické účinnosti jsou pak typicky mezi 0,25 a 0,5.



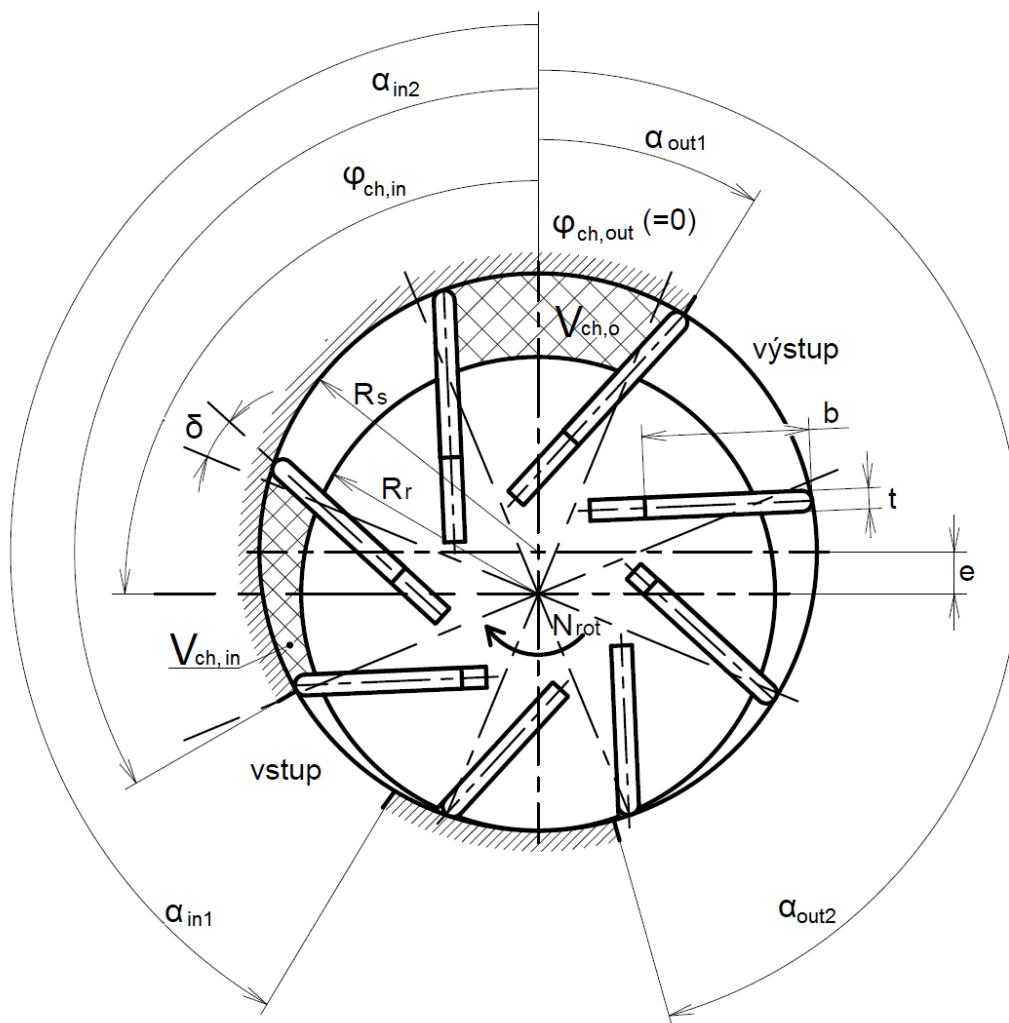
Obr. 2-15 Expandér s valivým pístem

2.2 Lamelové expandéry

Základní princip lamelových expandérů byl nastíněn v kapitole 2.1.4, v této kapitole budou podrobněji popsány jejich klíčové charakteristiky a vlastnosti i samotná konstrukce.

2.2.1 Geometrické charakteristiky

Geometrii lamelového expandéru lze charakterizovat několika základními parametry – poloměrem statoru R_s a jeho pracovní délkou L , poloměrem rotoru R_r , excentricitou e (která je dána rozdílem poloměru statoru a rotoru), počtem lamel n , jejich tloušťkou t a šířkou b , případně ještě jejich naklopením δ (viz obr. 2-16).



Obr. 2-16 Geometrická charakteristika lamelového expandéru

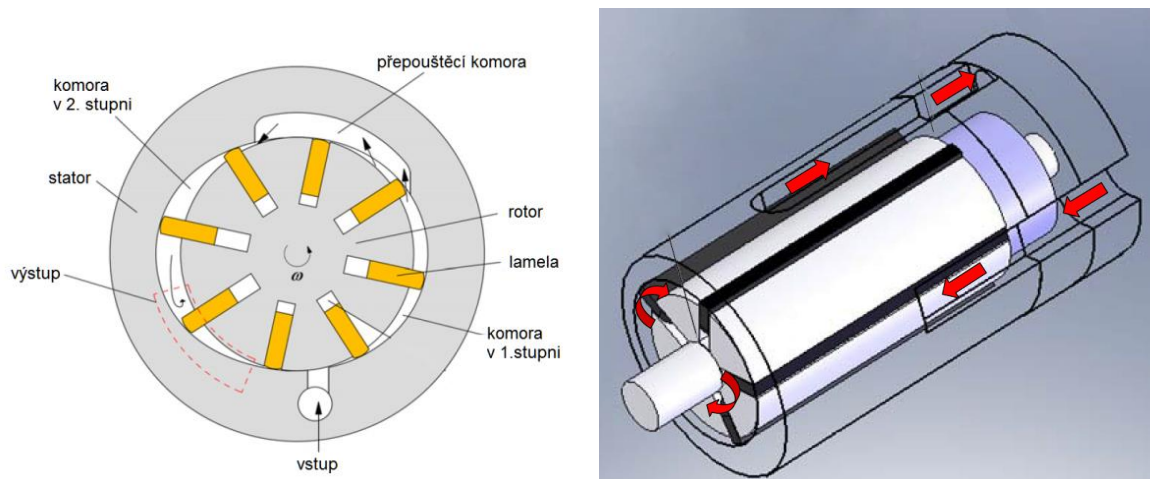
Lamelový expandér je typickým zástupcem stroje s vestavěným expanzním poměrem. Expanzní poměr je dán poměrem objemu pracovní komory $V_{ch,out}$ právě před otevřením (zpřístupněním) výstupních otvorů (na úhlu $\varphi_{ch,out}$) a objemu pracovní komory $V_{ch,in}$ právě po ukončení fáze plnění (na úhlu $\varphi_{ch,in}$). Jedná se tedy o geometrickou charakteristiku lamelového expandéru, která, jak bude uvedeno později, zásadně ovlivňuje účinnost expandéru. Na obrázku 2-16 je patrné, že je velikost objemů $V_{ch,in}$ a $V_{ch,out}$ komory dána úhlem druhé vstupní hrany α_{in2} , resp. úhlem první výstupní hrany α_{out1} , dále pak excentricitou, poloměrem statoru, počtem lamel a jejich tloušťkou. Všechny tyto parametry tedy ovlivňují také expanzní poměr stroje. Další důležitou charakteristikou lamelového expandéru je objemový tok pracovní látky, který dokáže zpracovat. V ideálním případě se jedná o hodnotu, která je daná součinem velikosti komory po ukončení plnění $V_{ch,in}$, počtem komor n_{ch} a otáčkami N_{rot} . Zanedbáme-li v tuto chvíli pro jednoduchost tlakové ztráty, můžeme konstatovat, že má objemový tok přímou souvislost také s výkonem celého

expandéru (pro dosažení vyššího výkonu musí expandér zpracovat větší množství pracovní látky).

Pro úplnost dodejme, že existují obecná doporučení pro volbu základních geometrických parametrů pro lamelové kompresory. [22] Tato doporučení lze vztáhnout také na lamelové expandéry. Voleným parametrem je průměr statoru D_s . Excentricita e se volí jako $(0,055 \text{ až } 0,07)D_s$. Délka statoru L je stanovena jako $(1,5 \text{ až } 2,5)D_s$. Delší stator je výhodnější s ohledem na relativní snížení podílu ztrát netěsnostmi mezi rotorem a víkem (statorovým čelem). Šířka lamely b resp. tloušťka lamely t se volí jako $b = 3,8e$; $t = (0,01 \text{ až } 0,05)D_s$, kde nejnižší hodnota se vztahuje na lamely ocelové, nejvyšší naopak na lamely z uhlíku. Podobných výsledných hodnot geometrie expandéru lze dosáhnout použitím vztahů, které také uvádí Badr a kol. [39]

2.2.2 Konstrukce lamelových expandérů

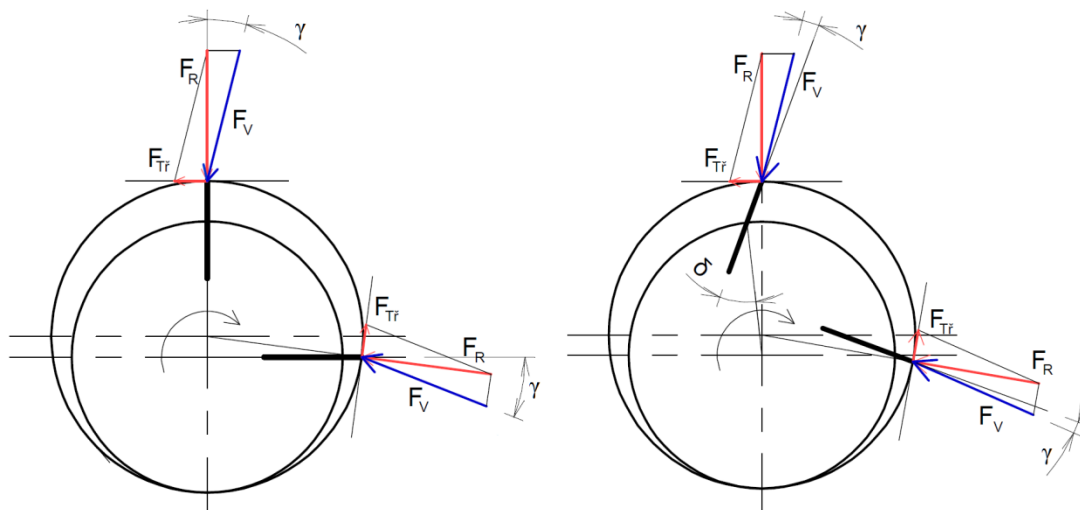
Existují dvě základní konstrukční řešení statoru – s kruhovým a nekruhovým průřezem. Běžně se používá kruhová geometrie (viz obr. 2-16, str. 33), která je výrobně jednodušší. Nekruhová geometrie může být uzpůsobena pro vyvážení tlakových sil působících na rotor (jedná se o již zmíněný případ eliptické geometrie statoru a zdvojených vstupních a výstupních otvorů umístěných symetricky po obvodu statoru – viz obr. 2-13, str. 28). V případě standardního uspořádání vstupních a výstupních otvorů pak nekruhová geometrie nabízí možnost zvětšení expanzního poměru, úpravu průběhu expanze během otáčení rotoru či menší tlakové ztráty během plnění. [39] Na druhou stranu je nekruhová geometrie výrobně složitější (na dobroušení vnitřního povrchu je třeba CNC bruska). Z pohledu osové rychlosti a osového zrychlení lamel v drážce se navíc v případě nekruhové geometrie statoru vytvářejí nespojitosti, které způsobují náhlé změny těchto veličin (rychlosti a zrychlení), a mohou tak negativně ovlivňovat životnost lamel. [39], [71] Nekruhovou geometrii statoru využívá ve své teoretické studii také Wang a kol. [72] pro vytvoření prostoru pro dvoustupňovou expanzi (viz obr. 2-17(a)). Tato důmyslná konstrukce byla navržena pro lamelový expandér pro chladivový oběh s chladivem R410A, kde umožnila teoretické navýšení expanzního poměru a snížení radiálního zatížení rotoru.



Obr. 2-17 (a) Dvoustupňový lamelový expandér [72](upraveno), (b) Axiální přívod a odvod pracovní látky [73]

Další konstrukční variabilitou je umístění otvorů pro přívod a odvod pracovní látky. Ve většině případů jsou vstupní a výstupní otvory umístěny radiálně, tedy z obvodu statoru. Lze se však také setkat s řešením, kdy jsou otvory umístěny axiálně, tedy z čela statoru [73] (viz obr. 2-17(b)), případně s kombinací obojího [50]. Čelní umístění vstupních a výstupních otvorů se na první pohled jeví jako elegantnější a konstrukčně jednodušší. Vstupní a výstupní průtočné plochy však nemohou dosahovat stejných velikostí, jako v případě radiálního umístění otvorů, a tak je třeba počítat při přívodu a odvodu pracovní látky z čela s výrazně vyššími tlakovými ztrátami, které samozřejmě ovlivňují celkový výkon i účinnost stroje.

Drážky pro lamely se běžně konstruují jako radiální (obr. 2-18(a)), nebo jsou mírně nakloněné vůči radiální rovině o malý úhel δ (obr. 2-18(b)). Důvod pro naklonění lamel je čistě mechanický. Během otáčení rotoru se mění křivost povrchu statoru vůči lamele a tedy i silový vektor reakce statoru, který působí na lamelu. Pro názornost zanedbejme ostatní síly a uvažujme dále pouze sílu vyvozenou třením po povrchu statoru. Součet síly reakce F_R a síly od tření $F_{T\vec{r}}$ dává výslednou sílu F_V . Jak je vidět na obrázku 2-18, v případě lamel umístěných v nakloněných drážkách je úhlová odchylka γ výsledné síly od osy lamely menší, než v případě radiálně frézovaných drážek. Na nakloněnou lamelu tak působí výsledná síla ve vhodnějším směru a lamela je obecně usnadněno její zasouvání zpět do drážky. Je samozřejmé, že na lamelu reálně působí i další síly, které jsou během otáčení také značně proměnlivé (např. tlaková). Optimální úhel naklonění lamel by bylo možné pro každou konkrétní aplikaci stanovit na základě detailního silového rozboru. U lamelových kompresorů se nejčastěji setkáváme s úhlem naklonění 20° . [22]

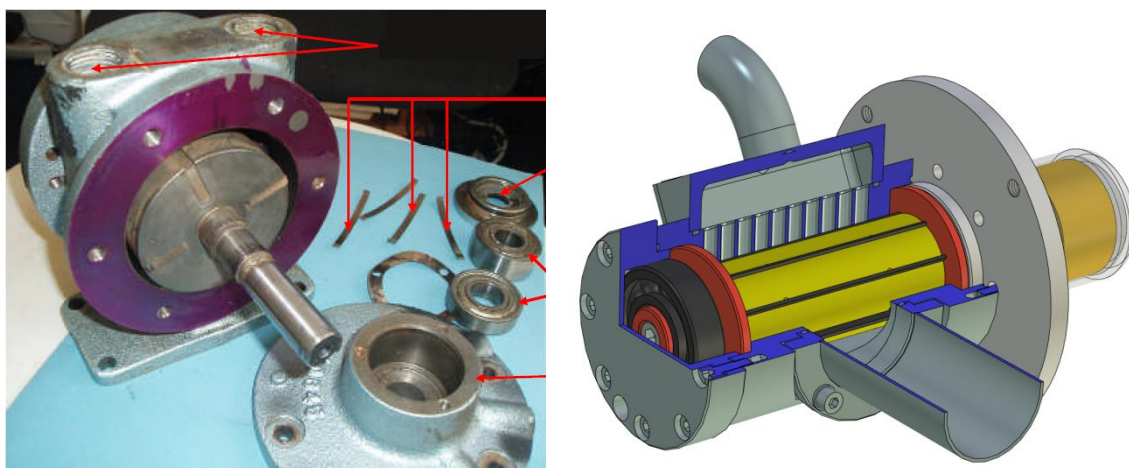


Obr. 2-18 Rozklad sil působících na lamelu v případě radiálních (a) a mírně nakloněných (b) drážek

Samotné lamely jsou kritickou komponentou lamelového expandéru. Volba materiálu lamel s případnou povrchovou úpravou je proto zásadní, a to nejen z hlediska spolehlivosti a životnosti, ale také z pohledu účinnosti celého expandéru. O tom, jaké se používají materiály na lamely a jaké jsou jejich případné povrchové úpravy, se odborná literatura, která se zabývá lamelovými expandéry, příliš nezmiňuje. U lamelových kompresorů se lze setkat s lamelami z litiny [74], Liška a Novák [22] hovoří také o běžném použití lamel z uhlíku. Badr [45] testoval lamely z plastového kompozitu Tufnol. Lamely z litiny jsou předurčené pro běh s olejem. V tomto případě se předpokládá vznik tenké olejové vrstvy na povrchu statoru, po které lamela klouže a nedochází tím k jejímu opotřebování. [75] Uhlíkové lamely jsou schopné běžet i bez maziva. Pokud není zaručen vznik kluzné olejové vrstvy, je lamela po dobu své životnosti vystavena extrémnímu namáhání na otěr. Pro představu uveďme stručný příklad. Pokud je průměrná obvodová rychlost lamely 12 m/s (což odpovídá otáčkám přibližně 3000 min^{-1} a průměru statoru např. 77 mm), uběhne lamela za 24 h provozu expandéru vzdálenost přesahující 1000 km. Materiál lamel zároveň přímo ovlivňuje i velikost třecích ztrát, a to prostřednictvím součinitele tření mezi lamelou a státorem a prostřednictvím své měrné hmotnosti. Obecně lze konstatovat, že čím hmotnější lamely jsou, tím větší na ně působí odstředivé síly a tím větší jsou i třecí ztráty (podrobnější rozbor bude uveden dále v kapitole 4.1.2). Hmotnost lamel má samozřejmě opět vliv na velikost otěru a tedy na životnost lamel.

Jak bylo naznačeno dříve, pracovní komory lamelového expandéru jsou ohraničené povrchem statoru, povrchem rotoru a boky lamel. Uzavření pracovní komory z boku pak

obstarávají čela, která se prakticky ve všech případech, se kterými se autor této práce setkal, konstruují jako pevná. Jsou tedy přišroubována ke statoru. Hřídel rotoru pak prochází skrz tyto čela. Na fotografii lamelového expandéru (obr. 2-19(a)) je ve spodní části vidět pevné statorové čelo s prostorem pro hřídel a ložisko. Existuje však i jiný způsob bočního zakrytí pracovních komor, a to prostřednictvím čel, která jsou připevněna k rotoru a spolu s ním se otáčejí (viz obr. 2-19(b), *rotující čela jsou vyznačena červeně*).



Obr. 2-19 (a) Běžný lamelový expandér s pevnými čely pro připevnění ke statoru [76](b) Expandér s rotujícími čely (červeně) připevněnými k rotoru

Tento koncept je využíván výhradně na expandérech, které byly navrženy a konstruovány autorem této práce. Jeho hlavní výhodou je to, že jsou ložiska nalisována přímo na rotačních čelech a při demontáži expandéru se tak nemusejí vylisovat, ale je možné je jednoduše vysunout spolu s rotačními čely. V rotačních čelech mohou být navíc vyfrézované drážky pro lamely. Lamely tak získají po stranách dodatečnou podporu, což může být výhodné při větším vysunutí lamel, kdy jsou více namáhané na ohyb. Odlišností od standardního konstrukčního uspořádání je také to, že zaniká vůle mezi rotorem a statorovým čelem, kudy může pracovní látka proudit z admisní části do emisní (kolem hřídele). Naopak samozřejmě vzniká vůle mezi rotujícím čelem a statorem. Z hlediska netěsností (které budou detailněji popsány dále) jsou tedy oba koncepty přibližně ekvivalentní.

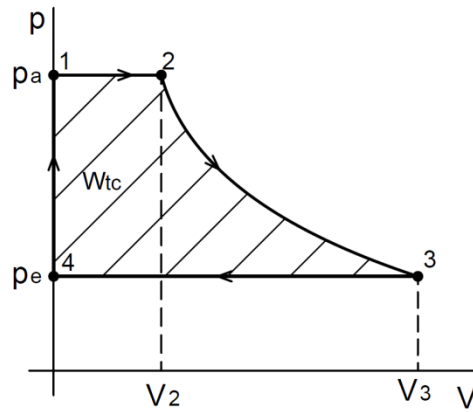
Posledním důležitým konstrukčním detailem je přenos točivého momentu z expandéru na generátor. V rámci odborné literatury se jedná opět o informaci, která není příliš často zmiňována. Běžně se lze setkat se dvěma základními způsoby. Prvním je vyvedení hřídele z pracovního prostoru skrze nějakou formu ucpávky či hřídelové těsnění. [41],[56],[76],[77] Běžné mechanické ucpávky jsou relativně nenákladným řešením, které má ovšem

limitovanou životnost a způsobuje dodatečné mechanické ztráty. Druhým způsobem je použití magnetické spojky. Takové řešení je preferováno autorem práce (podrobněji viz kapitola 5.3). Magnetická spojka se skládá z vnitřního a vnějšího rotoru a oddělovacího klobouku. Vnitřní rotor je umístěn na hřídeli expandéru, vnější rotor pak na hřídeli generátoru. Rotory jsou po obvodu osazeny permanentními magnety a otáčejí se synchronně. Mezi rotory je umístěn oddělovací „klobouk“, který je těsněný vůči statoru expandéru a netočí se. Točivý moment je tak přenášený magnetickým polem magnetů přes oddělovací klobouk. Výhodou tohoto řešení je takřka neomezená životnost a naprostá těsnost. V případě oddělovacího klobouku z kovového materiálu se vlivem pohybu magnetů vytvářejí v klobouku vířivé proudy, které rotory brzdí. To se projevuje dodatečnou ztrátou mechanického výkonu. Ztráty vířivými proudy lze eliminovat použitím materiálů, které nejsou vodivé (plasty, keramika, sklo). Nevýhodou magnetických spojek jsou především vysoké pořizovací náklady a nutnost umístění ložisek uvnitř expandéru, tedy v prostředí pracovní látky.

2.3 Rozbor ztrát realizovaných v lamelovém expandéru

Aby bylo možné v dalším textu naplnit cíle této disertační práce, je nutné co nejlépe porozumět veškerým jevům, které se v lamelovém expandéru odehrávají a které ovlivňují jeho výkonové charakteristiky. Z toho důvodu bude v této kapitole uveden obecný popis hlavních ztrát, které se v lamelovém expandéru realizují.

Nejprve však uveďme popis chování ideálního objemového expandéru. Uvažujme, že v takovém expandéru se nerealizují žádné disipativní děje. V expandéru tedy nejsou žádné tlakové ztráty, pracovní komora se z termodynamického pohledu chová během expanze jako izolovaná soustava (neexistují přetoky hmoty ani tepelné energie z a do komory), celá expanze probíhá isoentropicky, v expandéru se nerealizují žádné mechanické ztráty. Dalším předpokladem je, že škodlivý prostor (viz dále) je nulový a v expandéru neprobíhá rekompresie expandované pracovní látky. Pracovní diagram pracovní komory ideálního objemového expandéru je znázorněn na obrázku 2-20.



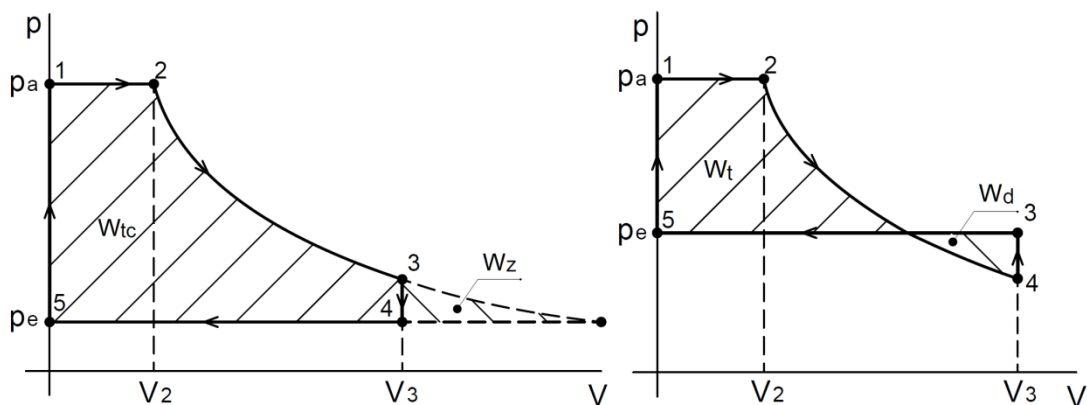
Obr. 2-20 Pracovní diagram ideálního objemového expandéru

Plnění pracovní komory probíhá isobaricky od nulového objemu pracovní komory $V_{1,4}$ až do objemu V_2 admisním tlakem p_a . Poté dojde k ukončení plnění (uzavřením vstupu pracovní látky) a následuje isentropická expanze z tlaku $p_{1,2} = p_a$ na tlak $p_{3,4} = p_e$. Během expanze se zvětší pracovní komora z počátečního objemu V_2 na konečný objem V_3 . Isoentropická expanze končí právě na emisním tlaku p_e a ihned poté následuje fáze isobarického výtlačku expandované látky, která je způsobena zmenšováním objemu pracovní komory z maximálního objemu V_3 na nulový objem $V_{4,1}$ (při otevřeném výtlačku). Poměr V_3/V_2 se běžně nazývá objemový expanzní poměr E (*v angl. lit. běžně volumetric ratio r_v*) a u ideálního expandéru je takový, aby expanze končila vždy na emisním tlaku p_e . Plocha obrazce ohraničeného jednotlivými změnami odpovídá celkové technické práci W_{tc} , kterou získáme z pracovní komory ideálního expandéru během celého cyklu.

2.3.1 Ztráty způsobené pevným expanzním poměrem

Jedním ze základních předpokladů ideálního expandéru byla úplná isentropická expanze mezi admisním tlakem p_a a emisním tlakem p_e . V kapitole 2.2.1 bylo uvedeno, že je lamelový expandér typickým zástupcem expandéru s vestavěným expanzním poměrem. Znamená to, že expanzní poměr je pevně daný geometrickými charakteristikami a je neměnný. Stav, kdy expanze končí právě na emisním tlaku p_e je tak výjimečný a v praxi mohou nastat spíše následující dvě situace. V případě, že je vestavěný expanzní poměr expandéru příliš nízký, tlak p_3 v pracovní komoře expandéru je na konci expanze (při dosažení maximálního objemu komory V_3) větší, než je tlak emisní, a dochází po otevření pracovní komory k náhlé expanzi z tlaku p_3 na tlak $p_4 = p_e$ (viz obr. 2-21(a)). Expandér v této fázi pracuje jako tzv. plnotlaký motor [22] a samotná expanze je doprovázena velkými termodynamickými ztrátami. V anglické literatuře [78] je tento jev označován jako „*under-expansion*“, do češtiny bychom ho volně přeložili jako neúplná expanze.

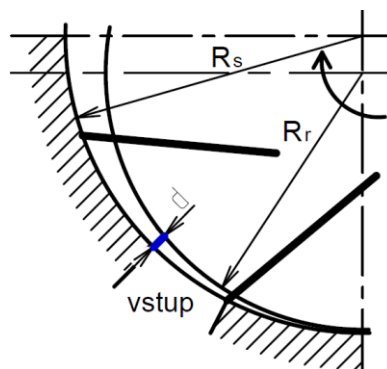
Získaná celková technická práce je na obrázku 2-21(a) označena jako W_{tc} , W_z je pak ztracená práce, kterou bychom mohli získat pouze úplnou expanzí. Ve druhém případě, kdy je vestavěný expanzní poměr stroje příliš vysoký, je tlak p_3 v pracovní komoře na konci expanze menší, než je tlak emisní, a po otevření pracovní komory dochází opět k náhlému vyrovnání tlaku p_3 na tlak $p_4 = p_e$ (viz obr. 2-21(b)). To je opět doprovázeno ztrátami. Tento jev je v anglické literatuře běžně označován jako „*over-expansion*“, česky bychom možná poněkud krkolomně hovořili o pře-expandování. Na obrázku 2-21(b) je získaná práce označena jako W_t a W_d je práce, kterou je naopak nutné dodat. Celková technická práce je potom daná rozdílem prací W_t a W_d .



Obr. 2-21 Pracovní diagram expandéru (a) s příliš nízkým vestavěným expanzním poměrem (b) s příliš vysokým vestavěným expanzním poměrem

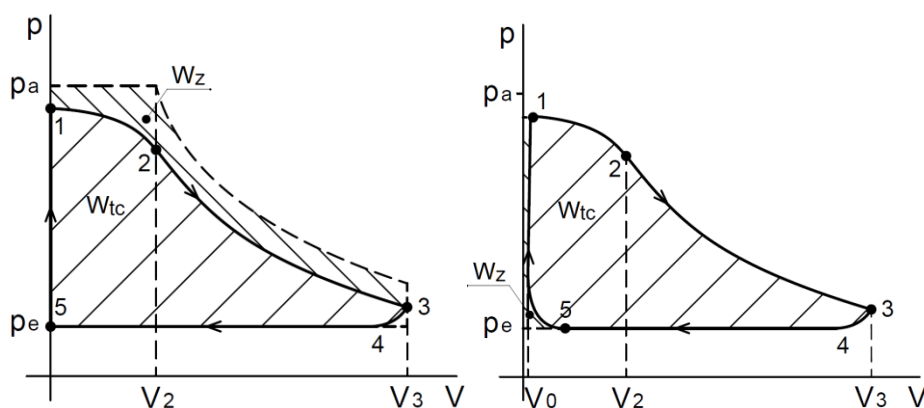
2.3.2 Ztráty tlakového potenciálu, ztráty rekompresí a škodlivý prostor

Dosud jsme předpokládali, že je tlak v komoře během fáze plnění konstantní a roven admisnímu tlaku a na začátku výtlačku dojde k okamžitému srovnání tlaku v komoře s tlakem emisním. Tento předpoklad je podmíněn neexistencí tlakových ztrát a nekonečně velkým průřezem vstupního a výstupního potrubí. U reálného expandéru je však velikost vstupních a výstupních průřezů konečná a tlakové ztráty existují. Velikost vstupního průřezu může být navíc zásadně ovlivněna velikostí průtočné mezery d mezi statorem a rotorem (viz obr. 2-22). Takto definovaná průtočná plocha se však běžně v úvahu nebere (Badr a kol. [46] uvažují průtočnou plochu jako plochu danou součinem délky rotoru a délkou kruhového oblouku mezi hranou vstupního otvoru a lamelou).



Obr. 2-22 Průtočná mezera d mezi statorem a rotorem v místě vstupních otvorů

V případě plnění se projeví konečná velikost vstupních otvorů a tlaková ztráta poklesem tlaku v komoře ještě před začátkem vlastní expanze. Po uzavření vstupních otvorů pak pracovní látka expanduje z tlaku p_2 , který může být i výrazně nižší, než je tlak v admisním potrubí. Jak je vidět na obrázku 2-23(a), celková technická práce W_{tc} je pak menší, neboť přicházíme o část práce W_z , kterou bychom získali expanzí z plného admisního tlaku. Konečná velikost výstupního otvoru a jeho postupné otevírání způsobuje navíc pozvolnější vyrovnání tlaku v komoře p_3 na konci expanze s emisním tlakem p_e . Získaná práce je pak o to nižší. Výpočet pracovního diagramu lamelového expandéru se zohledněním velikostí vstupních a výstupních průtočných průřezů prezentoval Badr a kol. v práci [46].



Obr. 2-23 Pracovní diagram expandéru, (a) s konečnou velikostí vstupních a výstupních otvorů s tlakovými ztrátami (b) s rekompresí a škodlivým prostorem

Pracovní diagram lamelového expandéru může být dále deformován rekompresí. O tomto jevu se explicitně nepíše, ale zpravidla vyplyne z podrobného popisu expandéru (z výpočtů pracovního diagramu). Rekomprese vzniká tehdy, pokud se výstupní otvory expandéru uzavřou dříve, než má pracovní komora nejnižší možný objem. Zbylá pracovní látka je tak během otáčení rotoru v místech úvratě stlačována, což s sebou přináší další ztráty. Na obrázku 2-23(b) rekomprese nastává od uzavření v bodu 5. Na obrázku 2-23(b) je dále

naznačen i škodlivý prostor. V ideálním případě vypouštění pracovní látky skončí při nulovém objemu a plnění začíná opět z nulového objemu. Reálně však tohoto stavu dosáhnout nelze a nejmenší objem komory V_0 tak připravuje expandér o malé množství užitečné práce. Teoreticky může nastat rekompresi i na konci expanze, a to v případě, že se po dosažení maximálního objemu komory V_3 nezpřístupní výstupní otvory. Zákonitě tak dochází během opětovného zmenšování objemu komory k rekompresi pracovní látky. S tímto jevem se autor práce setkal při analýze malého pneumatického lamelového motoru [2], běžně se však o tomto jevu literatura nezmiňuje.

2.3.3 Ztráta netěsnostmi

Ztráta netěsnostmi je jedna z nejdůležitějších ztrát, která zásadně ovlivňuje nejen účinnost a výkon samotného lamelového expandéru. Jak bude ukázáno dále v práci (v kapitolách 6.1.5 a 6.2.2), netěsnosti v expandéru mohou také negativně ovlivnit parametry celého cyklu, což má opět zpětný vliv na jeho výkon a isoentropickou účinnost. Pro návrh a optimalizaci lamelového expandéru je proto porozumění těmto ztrátám klíčové.

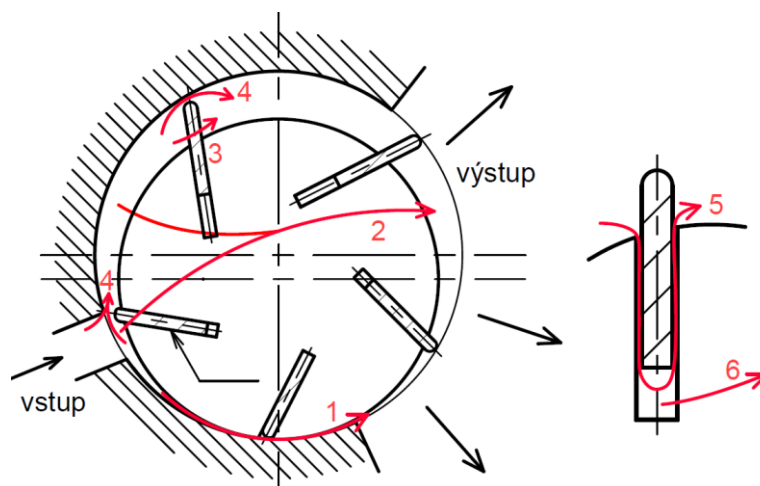
Hlavní zdroje netěsností uvnitř lamelového expandéru zachycuje obrázek 2-24. Jedná se o:

1. radiální vůli mezi statorom a rotorem v oblasti úvratí (místo nejmenší vůle mezi rotorem a statorom),
2. axiální vůli mezi boky rotoru a statorovými čely,
3. axiální vůli mezi boky lamel a statorovými čely,
4. mezeru mezi špičkou lamely a povrchem statoru v okamžiku, kdy lamela není v těsném kontaktu se statorom,
5. vůli mezi lamelou a drážkou pro lamelu
6. vůli mezi drážkou pro lamelu a statorovými čely

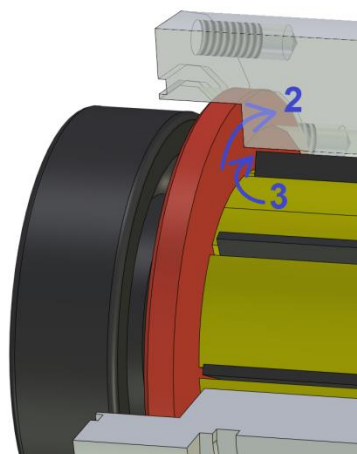
V případě lamelových expandérů, které navrhoval autor této práce, jsou na rotor namontována rotorová čela. Netěsnosti (1), (4), (5) jsou bez změn, zbylé se však realizují na jiných místech (viz obr. 2-25) :

2. axiální vůle mezi rotorovými čely (na obr. 2-25 v červené barvě) a statorom
3. axiální vůle mezi boky lamel a rotorovými čely

Netěsnost (6), která v konstrukci s pevnými statorovými čely umožňuje průtok z drážky kolem rotoru do emisní části, se vůbec nerealizuje, neboť je drážka zakryta rotorovými čely. Z jedné strany drážek pro lamely jsou navíc vyfrézované malé otvory končící na dně drážky (podrobněji viz dále). Jejich působení je však možné zahrnout pod netěsnost (5).



Obr. 2-24 Netěsnosti uvnitř lamelového expandéru

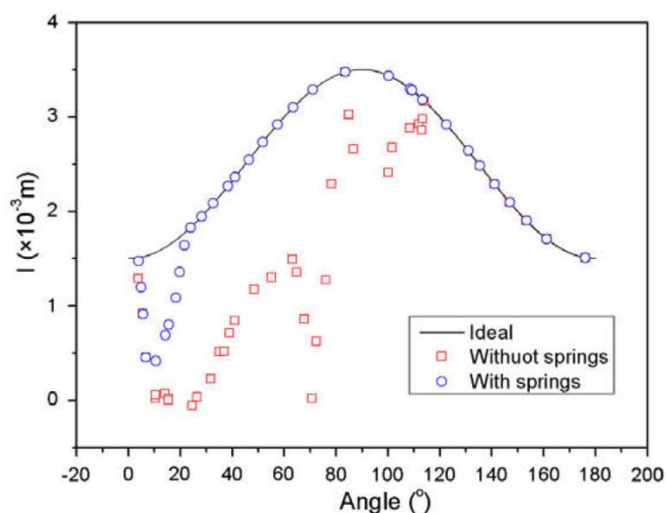
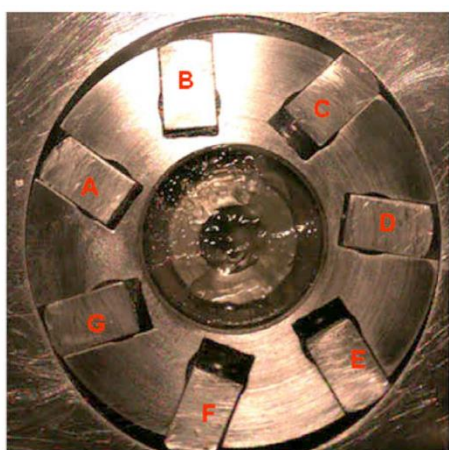


Obr. 2-25 Netěsnosti uvnitř lamelového expandéru s rotačními čely

Jedním z prvních, kdo se podrobně zabýval netěsnostmi uvnitř lamelového expandéru, byl Badr a kol. [47]. Úniky okolo lamely (5) a z drážky pod lamelou (6) považoval ve své práci za zanedbatelné. Únik úvratí (1), tedy mezi statorem a rotorem v místech maximálního přiblížení, axiální vůlí mezi rotorem a statorovými (resp. rotorovými) čely (2) a axiální vůlí mezi boky lamel and statorovými (resp. rotorovými) čely (3) lze omezit přesnou výrobou jednotlivých dílů s nízkými tolerancemi tak, aby byly vůle mezi vzájemně se pohybujícími díly co možná nejnižší. Dodejme, že se únik (1) mezi statorem a rotorem může realizovat v principu ze dvou příčin. První příčinou je stav, kdy lamela

v místě úvrati nedoléhá ke statoru (jedná se tak vlastně o kombinaci úniku (1) a (4)). Druhou příčinou je taková geometrie expandéru, kdy je úhel mezi dvěma lamelami větší, než je úhel mezi výstupní a vstupní hranou. Během otáčení rotoru tak v určitých místech dochází ke zkratu mezi vstupem a výstupem. Tuto druhou příčinu uvažovali ve zmíněné studii Badr a kol. [47] Badr a kol. dále konstatovali, že se nejvýznamnější vnitřní únik realizuje v průběhu plnění přes špičku lamely (4), když lamela ztratí kontakt s povrchem statoru. Výsledkem je charakteristický chrastivý zvuk, který lamely vydávají při opětovném obnovení kontaktu lamely se statorem. Důvodem ztráty kontaktu lamely a statoru je nízká odstředivá síla, která nedokáže překonat sílu od difference tlaku působícího na špičku lamely a tlaku v drážce pod lamelou.

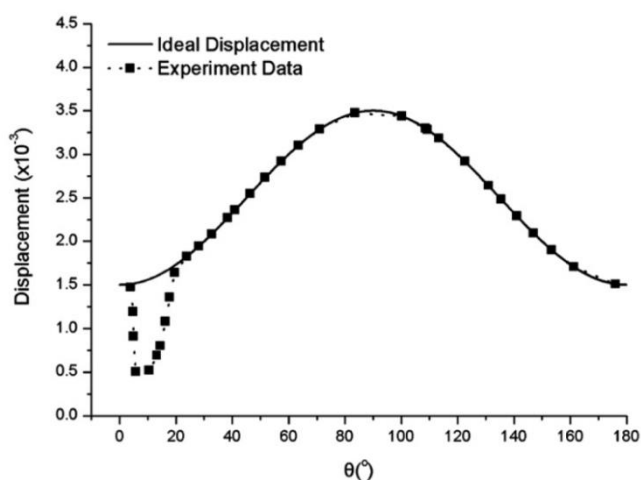
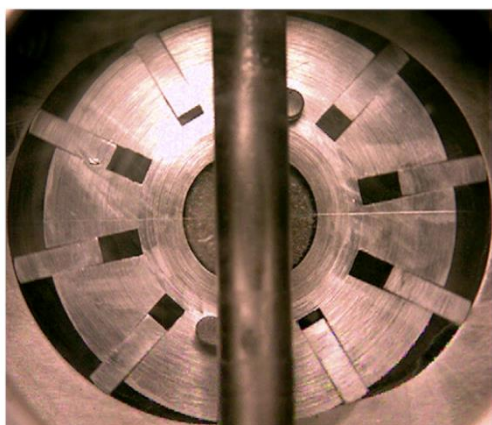
Vnitřními netěsnostmi v lamelovém expandéru pro CO₂ chladivový oběh se zabývali Yang a kol. [41],[79] Ten označil za hlavní netěsnost únik skrz úvrat' mezi rotorem a statorem a dále pak mezi rotorem a statorovým čely. Zároveň se však zabýval i problematikou nedoléhání lamel. Pomocí vysokorychlostní kamery a průhledného statorového čela dokázal zachytit pohyb lamel a zjistil, že lamela ztrácí kontakt se statorem v oblasti vstupního otvoru. Ke znovuobnovení kontaktu pak dochází až výrazně později (viz obr. 2-26). Výsledkem je podstatně vyšší průtok strojem, snížení pracovního tlaku i expanzního poměru, což dále ovlivňuje výkon i účinnost expandéru. Umístěním pružin pod lamely dosáhli autoři výrazně lepšího kontaktu lamely a statoru, což se projevilo zvýšením pracovního tlaku a zkrácením fáze plnění (došlo ke včasnému uzavření pracovních komor).



Obr. 2-26 Záznam z vysokorychlostní kamery, záznam radiálního pohybu lamely [79]

Na studii dále navázal Jia a kol. [42], který konstatoval, že jsou pružiny nevhodné s ohledem na riziko únavového selhání kvůli náročným pracovním podmínkám, ve kterých

tyto pružiny pracují, vysoké frekvenci a velkému množství cyklů, které za svou životnost vykonají. Pružiny navíc vyvozují velké síly mezi statorem a lamelou, které se promítnou do zvýšených třecích ztrát. Jia proto navrhnul způsob zvýšení přítláčné síly zavedením tlakového plynu do drážek pod lamelami (viz obr 2-27). Ověření pomocí vysokorychlostní kamery ukázalo, že toto opatření vedlo stejně jako v případě použití pružin k významnému zlepšení kontaktu mezi statorem a lamelou. Díky tomu, že byl vysokotlaký plyn zaveden pouze v určitých místech, navíc došlo k významnému snížení třecích ztrát a dalšímu zvýšení isoentropické účinnosti ve srovnání s řešením s pružinami.



Obr. 2-27 Rozváděcí komora tlakového plynu, záznam radiálního pohybu lamely [42]

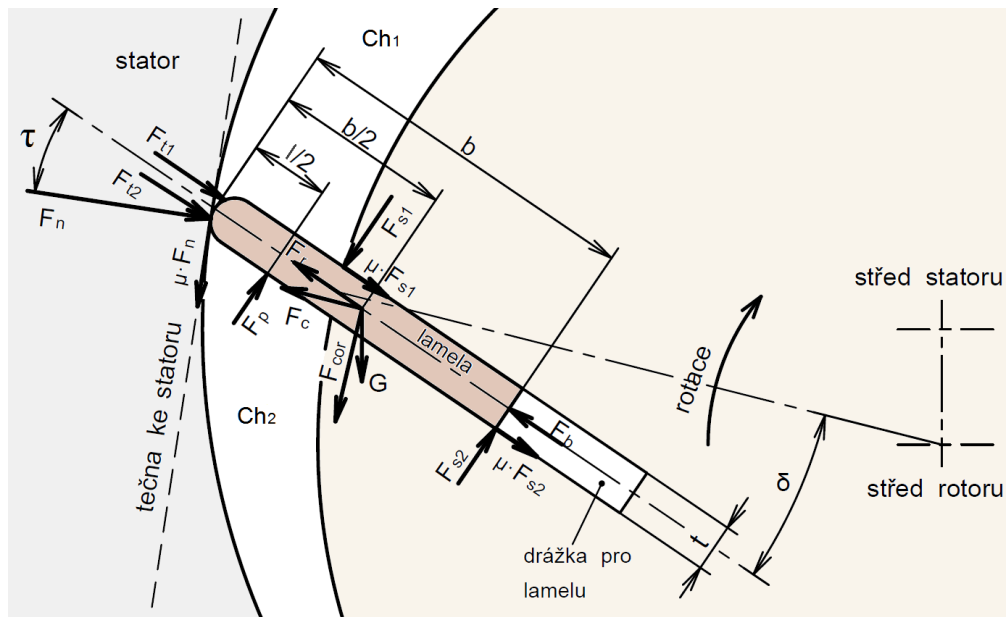
Obdobné řešení se zavedením tlakového plynu do drážek pod lamely popisoval Fukuta a kol. [50] Ten mj. měřil separátně průtok pod lamely a zjistil, že tento průtok je relativně významný, neboť tlakový plyn byl zaveden do všech drážek. Statickým testem identifikoval vůli mezi lamelou a drážkou jako hlavní zdroj zvýšeného průtoku. Stejně jako Jia pak omezil tlakování drážek pouze na místa, kde je pracovní komora plněna (otevřena vůči vstupním otvorům). Díky těmto úpravám došlo ke zvýšení isoentropické účinnosti expandéru až o cca 20 procentních bodů.

Jak je z předešlého textu patrné, únik (4) mezi lamelou a statorem byl již z praktického hlediska studován, teoretickým rozborem problému se však dosud zabýval pouze Badr a kol. Aby bylo možné riziko vzniku ztráty touto netěsností omezit, je totiž potřeba vytvořit dynamický model pohybu lamely a analyzovat veškeré síly, které na lamelu během otáčení rotoru působí. Tato analýza byla prezentována Badrem a kol. v práci [45] a podrobněji bude zmíněna v souvislosti s třecími ztrátami lamel v další kapitole.

2.3.4 Mechanické ztráty

Mechanické ztráty mají v lamelových expandérech obecně vyšší podíl, než v případě šroubových a scroll expandérů. Hlavní příčinou jsou třecí ztráty lamel, které jsou během otáčení rotoru odstředivou silou přitlačovány na vnitřní povrch statoru. Zjednodušený výpočet mechanických ztrát, ze kterého budou patrné hlavní parametry ovlivňující velikost těchto ztrát, bude prezentován podrobněji v kapitole 4.1.2.

Detailní rozbor sil působících na lamelu v lamelovém expandéru prezentoval Badr a kol. [45], pro lamelové kompresory pak obdobný rozbor nabídli Bianchi a Cipollone [74] či Aradau a Costiuc [80]. Z hlediska sil působících na lamelu není mezi lamelovým expandérem a kompresorem rozdíl. Působení jednotlivých sil je znázorněno na obrázku 2-28. Na lamelu působí v těžišti odstředivá síla (F_c), která je dána otáčkami, poloměrem otáčení k těžišti lamely a její hmotností. V ose lamely působí síla od vlastního zrychlení lamely (F_r), tlakové síly na špičce lamely (F_{t1} , F_{t2}), tlaková síla v drážce pod lamelou (F_b) a dále síly vyvozené třením lamely v drážce (μF_{s1} a μF_{s2}). V těžišti působí na lamelu Coriolisova síla (F_{cor}) ve směru kolmém na vektor odstředivé síly a gravitační síla (G) směřující vždy k zemi. Ve směru kolmém na osu lamely působí v polovině vysunutí x síla od rozdílu tlaků v sousedících pracovních komorách (F_p) a reakce drážky (F_{s1} a F_{s2}). Reakce statoru (F_n) působí na lamelu ve směru, který je kolmý na tečnu statoru v místě styku lamely a statoru. Tečně ke statoru pak působí třecí síla mezi lamelou a státorem (μF_n), která je pak v důsledku v rámci tohoto rozboru jedinou silou, která působí proti otáčení rotoru a je zdrojem ztrát na výkonu lamelového expandéru. Poznamenejme, že dříve uvedení autoři ve svých studiích neuvažují s naklopením lamel a rozbor silového působení uvádějí pro lamely umístěné v čistě radiálních drážkách. Pokud jsou lamely nakloněné, je při řešení nutné síly F_c a F_{cor} transformovat pomocí úhlu naklonění lamely δ do směru osy lamely a kolmého směru k této ose. Reakci statoru je též nutné transformovat do tohoto souřadného systému pomocí úhlu τ mezi osou lamely a kolmicí k tečně statoru. Tento úhel není během otáčení rotoru konstantní.



Obr. 2-28 Rozbor silového působení na lamelu

Badr a kol. [45] v rozboru sil uvažují pro jednoduchost s tím, že je tlak v drážce pod lamelou roven konstantnímu podílu tlaku v komoře. Bianchi a Cipollone [74] tlakové síly působící v ose vůbec neuvažují. Stejně tak zanedbávají gravitační sílu. Základním předpokladem obou studií je také neustálý kontakt lamely a statoru. Badr a kol. tak ve svých výpočtech docházejí v některých situacích k záporným reakcím statoru. V takovém případě ztrácí reálně lamela kontakt se statorem. S ohledem na zjednodušující výpočet tlaku pod drážkou a výpočtu záporných reakcí však Badr a kol. nebyli schopni správně predikovat, kdy ke ztrátě kontaktu dojde a kdy se zase kontakt obnoví. Bianchi a Cipollone se ztrátou kontaktu vůbec neuvažují. V jejich případě lamelového kompresoru je však tento přístup zřejmě možný. Ztráta kontaktu lamely a statoru je totiž jev, se kterým se lze setkat pravděpodobně výhradně u lamelových expandérů.

Kromě tření lamel způsobují mechanické ztráty také ložiska a tření mezi rotorem a statorovými čely, případně mezi rotorovými čely a statorem. Jejich podíl je ovšem zpravidla výrazně nižší. V modelech expandérů (a to nejen lamelových) se zpravidla tyto ztráty vyjadřují pomocí třecího momentu, který je pro různé otáčky konstantní.

2.4 Shrnutí a dílčí závěry

Malé tepelné cykly s nízkým výkonem mohou do budoucna představovat zajímavý směr, kterým se může decentralizovaná energetika také vydat. Pokud zúžíme zaměření na tepelné cykly s vnějším přívodem tepla (jedná se zejména o ORC), v současné době na trhu prakticky neexistují komerčně dostupné expandéry pro takové tepelné cykly a i samotná zařízení s ORC nízkého výkonu jsou prakticky výhradně experimentálního rázu. V rámci experimentálních prací s ORC se pro expanzi používají především kompresory upravené pro reverzní chod. Lamelové expandéry mohou být zajímavou volbou pro realizaci expanze u těchto tepelných cyklů, zejména s ohledem na jednoduchou konstrukci a nízké výrobní náklady v případě kusové a malosériové výroby. Běžně uváděnou překážkou pro nasazení lamelových expandérů v průmyslové praxi je jejich obecně udávaná nižší účinnost ve srovnání s jinými typy expandérů. Ta je dána zejména vnitřními netěsnostmi a třecími ztrátami. Z dostupné literatury vyplývá, že jednou z hlavních ztrát, která významně ovlivňuje chování expandéru i celého cyklu, je netěsnost mezi lamelou a státorem, pokud lamela ztratí s povrchem statoru kontakt. Ztráta kontaktu lamely a statoru byla již v minulosti experimentálně zdokumentována, avšak nebyl dosud publikován kompletnější popis dynamiky lamely, který by kromě přesnějšího určení třecích ztrát umožňoval predikci ztráty kontaktu lamely a statoru a společně s termodynamickým modelem lamelového expandéru by v důsledku umožňoval také predikci chování celého expandéru i v režimech, kdy k tomuto jevu (odtržení lamely od statoru) dochází.

Lamelové expandéry navíc stojí poněkud stranou hlavnímu zájmu o expandéry pro tepelné oběhy s nízkým výkonem, což se projevuje mimo jiné tím, že doposud neexistuje jasný přístup pro návrh lamelového expandéru pro daný tepelný cyklus. V experimentálních pracích se navíc modely lamelových expandérů omezují na prosté zafixování admisních a emisních parametrů tepelného oběhu. Chování expandérů se pak modeluje v rámci těchto podmínek, bez zpětné vazby na tepelný cyklus.

Závěrem lze tedy konstatovat, že ačkoliv již byly publikovány matematické modely lamelových expandérů, nejsou tyto modely dostatečně komplexní na to, aby bylo možné podle nich pro daný tepelný cyklus navrhnout lamelový expandér a vyvarovat se zároveň zásadních problémů způsobených vnitřními netěsnostmi a ztrátou kontaktu lamel a statoru.

3 Cíle disertační práce

Hlavním cílem této disertační práce je předložení komplexního obecného experimentálně ověřeného matematického modelu lamelového expandéru, který se od ostatních dosud publikovaných modelů lamelových expandérů liší především zohledněním možnosti dočasné ztráty kontaktu lamel a statoru a přesnější predikcí tohoto jevu na základě popisu dynamiky lamely. Model díky adekvátnímu popisu hlavních termodynamických a fyzikálních dějů uvnitř expandéru včetně významné vnitřní netěsnosti v důsledku odtržení lamel od povrchu statoru umožní podstatně přesnější predikci chování celého lamelového expandéru. Tento komplexní model umožní formulovat dosud neexistující, resp. v dostupných zdrojích nepublikovanou metodiku termodynamického návrhu lamelového expandéru pro tepelné cykly s nízkým výkonem. Výsledkem takového návrhu budou geometrické charakteristiky lamelového expandéru, které v daném tepelném cyklu při předem definovaných okrajových podmínkách umožní dosažení maximálního mechanického výkonu expandéru. Zároveň bude umožněna predikce chování expandéru nejen v návrhových, ale také nenávrhových stavech.

Naplnění hlavního cíle této práce je podmíněno dosažením následujících dílčích cílů v teoretické a experimentální oblasti:

- Sestavení matematického modelu lamelového expandéru vycházejícího z jeho geometrických charakteristik a založeného na popisu vnitřních termodynamických pochodů a ostatních fyzikálních dějů, který umožní predikci chování expandéru ve dvou rovinách:
 - jako samostatného stroje pracujícího v pevně definovaných okrajových podmínkách na vstupní a výstupní přírubě expandéru,
 - jako integrální součásti tepelného cyklu, kdy provoz a parametry expandéru jsou ovlivňovány jeho interakcí s dalšími komponentami cyklu. Tato rovina je logicky bližší reálné aplikaci.
- Sestavení dynamického modelu lamel, který rozšíří prediktivní schopnosti termodynamického modelu lamelového expandéru.
- Návrh, konstrukce a realizace lamelového expandéru.
- Návrh a provedení experimentálních měření na autorem zkonstruovaném lamelovém expandéru, který je provozován v rámci experimentálního zařízení s

ORC na UCEEB ČVUT v Praze, pro ověření sestavených matematických modelů a pro ověření problému ztráty kontaktu lamel a statoru.

- Analýza vlivu všech majoritních vnitřních netěsností včetně netěsnosti způsobené ztrátou kontaktu lamel a statoru na charakteristiky lamelového expandéru s využitím sestavených ověřených matematických modelů.
- Návrh obecné metodiky pro stanovení základních geometrických parametrů lamelového expandéru vycházející z obou zmíněných matematických modelů.

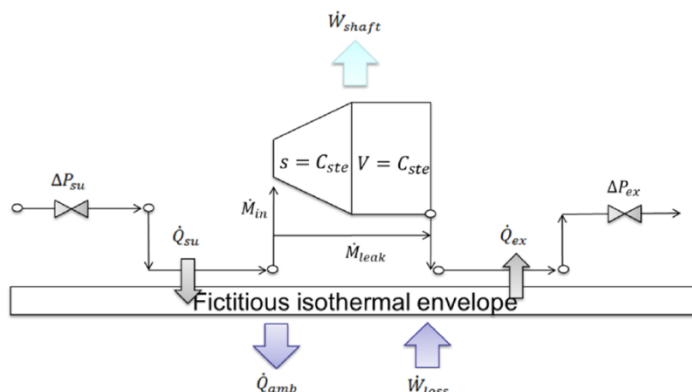
4 Matematické modely

V úvodu této kapitoly budou popsány různé přístupy, které je možné použít pro matematické modelování lamelových expandérů, a dále budou popsány matematické modely, které byly v rámci této práce sestaveny. V dalších částech práce se bude hovořit o termodynamickém modelu lamelového expandéru (TMLE), který má za cíl popsat chování celého expandéru z hlediska vnitřních termodynamických jevů, dynamickém modelu lamel (DML), který komplexně popisuje síly, které na lamelu v průběhu otáčení rotoru během provozu expandéru působí, a zjednodušeném modelu interakce expandéru s tepelným cyklem (ZMI), který uvažuje s vzájemným ovlivňováním tepelného cyklu a expandéru.

Účelem termodynamického modelu lamelového expandéru je na základě předem definovaných parametrů a známých okrajových podmínek predikovat žádané parametry, které jsou však neznámé. Ponechme stranou čistě empirické modely, které nevycházejí z fyzikální podstaty dějů a které jsou velmi omezené v případě predikce chování složitých soustav (jakým bezesporu lamelový expandér je) mimo změřenou oblast parametrů a okrajových podmínek. Takové modely se navíc nehodí pro návrh (nelze podle nich definovat geometrické parametry). Běžně se pro popis chování lamelových expandérů používají modely semi-empirické, dále modely, které vnitřní proudění popisují zjednodušeně jako jednorozměrné, a dále modely založené na počítačovém modelování trojrozměrného (případně dvojrozměrného) proudění uvnitř expandéru - Computational fluid dynamics (CFD). Každý z těchto přístupů má své výhody a nevýhody, které budou ještě před uvedením vlastního sestaveného termodynamického modelu lamelového expandéru stručně uvedeny. Mezi hlavní okrajové podmínky patří zpravidla typ pracovní látky, její vstupní (admisní) tlak a teplota, výstupní (emisní) tlak a otáčky expandéru. Konstantními parametry jsou pak geometrické charakteristiky expandéru, které mohou být více či méně podrobné. Hlavními výstupními parametry z modelů, které je možné porovnat s experimentálními měřeními, bývají především hmotnostní průtok pracovní látky, emisní teplota a mechanický výkon expandéru.

Semi-empirické (tzv. grey box) modely vycházejí částečně z geometrických charakteristik stroje, popis vnitřních termodynamických pochodů je však výrazně zjednodušen, a tak je nutné některé parametry modelu stanovit zpětně až na základě měření

reálného stroje. Takový model byl publikován např. v [81] a jeho schéma je znázorněno na obrázku 4-1.



Obr. 4-1 Schéma semi-empirického modelu lamelového expandéru [81]

Tento model uvažuje s kontinuálním konstantním průtokem pracovní látky strojem a jednou globální netěsností, která zjednodušeně popisuje veškeré vnitřní netěsnosti. Model dále uvažuje s kontinuální isoentropickou expanzí, na kterou navazuje expanze při konstantním objemu, dále s tlakovými ztrátami na vstupu a výstupu ze stroje a s přestupem tepla mezi strojem a okolím. Z geometrických parametrů expandéru stačí znát pouze maximální objem pracovní komory a počet komor a dále pak pracovní podmínky expandéru (otáčky, admisní parametry, emisní tlak). Zbylé parametry (včetně expanzního poměru) jsou stanoveny na základě kalibrace modelu pomocí experimentálně změřených dat. Výhodou semi-empirických modelů je jejich jednoduchost, rychlá implementace do výpočetních programů i krátké výpočetní časy. Nevýhodou je pak nižší přesnost takových modelů, nutnost kalibrace a omezené použití pro návrh expandéru, kdy nejsou potřebné kalibrační parametry předem známé.

Další skupinou modelů jsou modely, které bychom mohli označit jako jednorozměrné fyzikální modely. Ty již vyžadují zpravidla detailní popis celé geometrie lamelového expandéru. Proudění uvnitř je popisováno jako jednorozměrné, modely jsou založené na bilanci hmotových a energetických toků. Tyto modely jsou schopné popsat závislost tlaku v jednotlivých pracovních komorách na čase. Běžně v sobě zahrnují i geometrický popis vnitřních netěsností, a tak jsou tyto modely poměrně dobře schopné popsat, co se děje uvnitř expandéru (na rozdíl od semi-empirických modelů, které na expandér nahlížejí spíše zvenčí). Ztráty třením lamel jsou také vypočítávány na základě známých geometrických charakteristik. Je zřejmé, že i tyto modely je nutné do určité míry kalibrovat na základě

reálně naměřených charakteristik. Příkladem tohoto přístupu je model publikovaný Badrem a kol. [39],[45],[46],[47], Wangem [72] či Subiantorem [82], Stejný přístup v moderní formě využívají také Fatigati a kol. [40], [83]. Ti modelují lamelový expandér s využitím komerčního softwaru GT Suite®, který opět vychází z přesných geometrických charakteristik expandéru a proudění uvnitř popisuje opět zjednodušeně jako jednorozměrné. Výhodou těchto modelů obecně je jejich vyšší přesnost, a možnost jejich použití pro návrh i optimalizaci expandéru. Výpočetní náročnost je ve srovnání se semi-empirickými modely řádově vyšší, ovšem stále přijatelná. Nevýhodou je již podstatně náročnější a pracnější implementace takových modelů do výpočetních programů, pokud se nevyužívá již hotových komerčních programů, jakým je např. právě software GT Suite®.

Poslední skupinou modelů jsou modely založené na počítačovém modelování tekutin (CFD). Takové modely jsou schopné proudění uvnitř expandéru modelovat zjednodušeně jako dvourozměrné, případně i jako trojrozměrné. Velkou nevýhodou je, že je u takových modelů relativně složité modelovat už jen ideální lamelový expandér bez vnitřních netěsností (pracovní komora musí být s ohledem na její proměnlivý objem pokryta tzv. adaptivní sítí, což je velice náročné i pro zkušené uživatele CFD programů). Uvnitř reálného lamelového expandéru jsou navíc mezi rotujícími díly vůle, které je nutné také uvažovat, což celý model výrazně zesložituje. CFD model navíc sám o sobě není schopen uvažovat se ztrátou kontaktu mezi lamelou a statorem. V případě využití CFD pro modelování lamelového expandéru tak nejsou dle autora podchyceny veškeré okrajové podmínky (jejich implementace by byla nesmírně obtížná). CFD modely jsou navíc výpočetně velice složité a práce s nimi je z toho důvodu zdoluhavá. Modelováním lamelového expandéru se zabýval Kolasinski a kol. [56], přesnost modelu pro stanovení hmotnostního průtoku byla však pro 3 z 5 modelovaných stavů za hranicí $\pm 20\%$, přesnost predikce výkonu nebyla v práci uvedena. CFD model lamelového expandéru pro modelování netěsností u špičky lamely (ve styku lamely a statoru) s následným porovnáním predikovaných a měřených indikátorových diagramů použil také Bianchi a kol. [84]

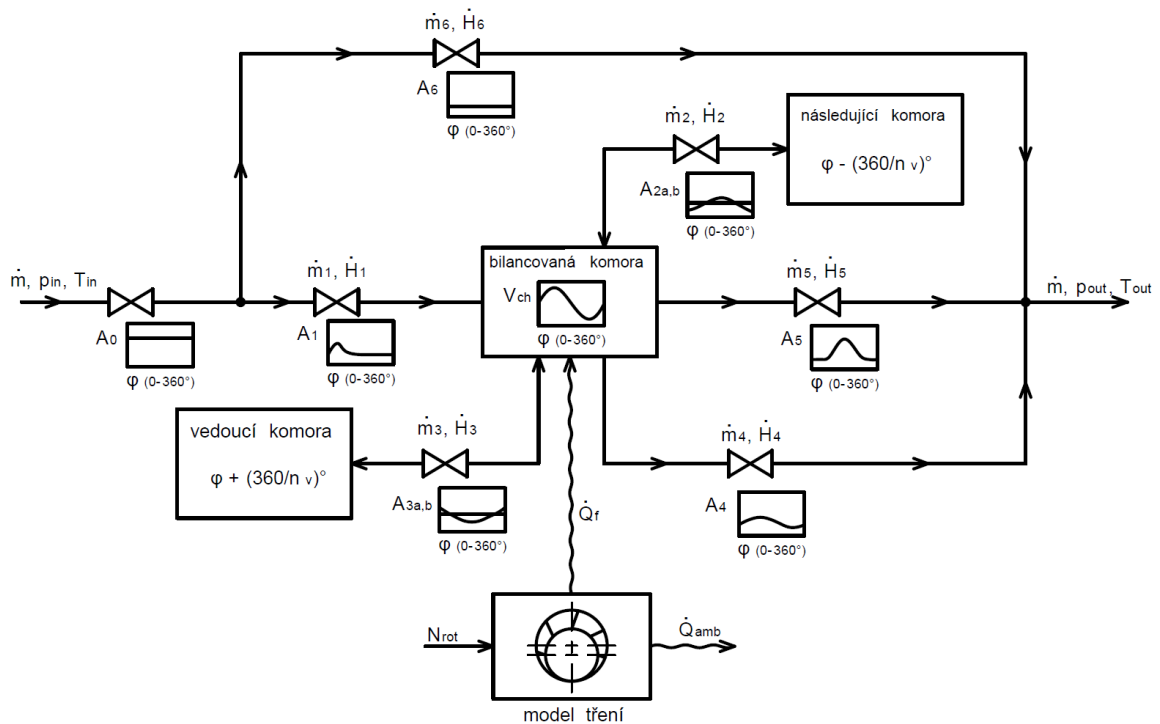
4.1 Termodynamický model lamelového expandéru

Termodynamický model lamelového expandéru (TMLE), který je stěžejním modelem celé této práce, byl publikován autorem v [85]. Využívá druhého přístupu zmíněného v předešlé části (model označen jako jednorozměrný fyzikální) a opírá se o geometrické charakteristiky expandéru. Uvažuje s vnitřními netěsnostmi a pomocí bilančního modelu

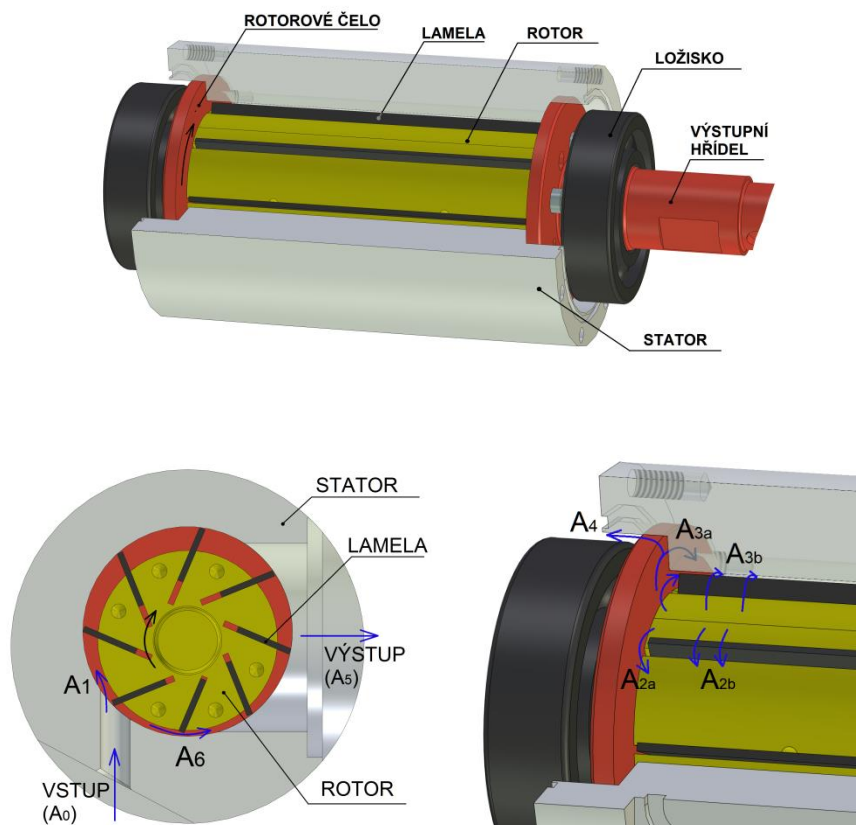
pracovní komory predikuje tlak v komoře v závislosti na úhlovém natočení rotoru. TMLE dále obsahuje zjednodušený model třecích ztrát lamel a v ložiscích. Zejména ztráty lamel jsou významné a jejich zanedbání by vedlo ke značným chybám predikce výkonu.

4.1.1 Bilanční model pracovní komory

Bilanční model pracovní komory je hlavní částí TMLE a je založený na bilanci hmotových a entalpických toků pracovní látky z/do jedné pracovní komory v průběhu celého pracovního cyklu (jedné otáčky rotoru). Bilanční model zároveň využívá informace z modelu tření o velikosti třecích ztrát, které se přemění v teplo dále ovlivňující pracovní látku v pracovní komoře. Konceptní schéma bilančního modelu je na obrázku 4-2. Pracovní látka protéká průtočnými průřezy A_0 až A_6 , které jsou definované v závislosti na úhlovém natočení rotoru φ (schematicky jsou průběhy ploch na obrázku naznačené v malých blokových diagramech). Jednotlivé průtočné průřezy ve schématu odpovídají obrázku 4-3. Výpočet průběhů průtočných ploch je naznačen v příloze A.



Obr. 4-2 Konceptní schéma bilančního modelu lamelového expandéru



Obr. 4-3 Průtočné plochy pro matematický model lamelového expandéru

Průtočná plocha A_0 představuje vstupní otvory a je konstantní. Průtok se dále dělí na průtok plochou A_6 , která představuje únik v úvratí mezi státorem a rotorem a je považována za konstantní v čase, a plochou A_1 , tedy vstupní plochou do bilancované komory. Průtočná plocha A_1 je nenulová pouze ve fázi plnění, kdy je bilancovaná komora otevřená vůči vstupním otvorům. Úniky netěsnostmi z komory během plnění a během expanze představují průtočné plochy $A_{2a,b}$ a $A_{3a,b}$ (okolo lamel) a A_4 okolo rotorových (případně statorových) čel do emise. Průtočná plocha A_5 definuje výstupní otvor. Touto plochou odtéká pracovní látka do emise. Velikost bilancované pracovní komory se stejně jako jednotlivé průtočné plochy mění s úhlovým natočením rotoru φ . Výpočet objemu pracovní komory je naznačen opět v příloze A. Bilanční model uvažuje s následujícími předpoklady:

- Mazací olej neovlivňuje pracovní látku a nemá vliv na průběh expanze.
- V každém časovém kroku je ustavena termodynamická rovnováha.
- Kinetická energie pracovní látky je s ohledem na nízkou obvodovou rychlost otáčející se komory zanedbána, ve výpočtech se používají hodnoty klidové entalpie.

- Průtokové součinitele vztažené k daným průtočným plochám jsou pro daný expandér konstantní.
- Vstupní parametry modelu jsou admisní tlak a teplota, emisní tlak a otáčky expandéru. Tyto proměnné zůstávají během výpočtu konstantní.

Jak bylo řečeno dříve, model je založený na bilanci hmotových a entalpických toků pracovní látky přitékající a odtékající z jediné analyzované komory lamelového expandéru. Tyto bilance jsou matematicky vyjádřeny rovnicemi (1) - hmotová bilance a (2) – energetická bilance.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\sum dm_{in}}{dt} + \frac{\sum dm_{out}}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\sum dH_{in}}{dt} + \frac{\sum dH_{out}}{dt} + \frac{dW_{ch}}{dt} + \frac{1}{n_v} \cdot \frac{d(Q_f - Q_{amb})}{dt} \quad (2)$$

Průtok pracovní látky skrz všechny průtočné průřezy (vstupní, výstupní i netěsnosti) je modelovaný jako jednorozměrné isoentropické proudění dýzou s průtokovými součiniteli odpovídajícími jednotlivým průtočným plochám. Obecná rovnice pro výpočet hmotnostního průtoku dýzou je:

$$\frac{dm}{dt} = A(t) \cdot \rho_{thr}(t) \cdot \sqrt{2(h_{in}(t) - h_{thr}(t))} \cdot C_d, \quad (3)$$

kde A je průtočná plocha odpovídající času, resp. danému natočení rotoru, C_d je průtokový součinitel a index thr označuje vlastnosti pracovní látky ve výstupním průřezu dýzy. Ve výpočtu je samozřejmě uvažována možnost zahlcení dýzy v případě, že je tlakový poměr na dýze nižší, než je tlakový poměr kritický. V takovém případě je dána entalpie h_{thr} na výstupním průřezu dýzy nikoliv tlakem, do kterého látka expanduje, ale tlakem kritickým.

Implementace bilančního modelu je realizována prostřednictvím Eulerovy metody. Celá otáčka rotoru je rozdělena na konečný počet j kroků k po úhlu $\Delta\varphi = 360/j$. Každý krok je pak rozdělen na dvě fáze – směšování a isoentropickou expanzi (kompresi). V první fázi směšování je objem komory považován za konstantní. Hmotové a entalpické toky jsou vypočteny na základě tlaků a teplot uvnitř analyzované pracovní komory a přilehlých elementů (vstup, výstup, předcházející a následující komora). Ve druhé fázi isoentropické expanze (případně komprese) dochází během natočení rotoru o úhel $\Delta\varphi$ ke změně objemu pracovní komory. Počáteční podmínky každého kroku jsou označeny

indexem k , stav po směšování označuje index k' , konečný stav je pak označen indexem $k+1$.

Výsledná hmotnost pracovní látky v pracovní komoře $m_{ch,k'}$ na daném úhlu φ a kroku k v první fázi je vypočtena jako součet stávající hmotnosti pracovní látky v komoře $m_{ch,k}$ a sumy všech přítoků a odtoků \dot{m}_i i-tými průtočnými plochami za čas Δt (rovnice (4)). Čas Δt odpovídá kroku $\Delta\varphi$ a otáčkám N_{rot} podle rovnice (5).

$$m_{ch,k'} = m_{ch,k} + \sum_{i=1}^5 \dot{m}_i \cdot \Delta t \quad (4)$$

$$\Delta t = \frac{60}{N_{rot}} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360} \quad (5)$$

Výsledná vnitřní energie pracovní látky $U_{ch,k'}$ uvnitř bilancované komory po vypočtení všech přítoků a odtoků vzhledem k pracovní komoře je dána na základě prvního zákona termodynamiky rovnicí (6). Vypočítá se jako součet počáteční vnitřní energie pracovní látky v komoře $U_{ch,k}$, všech entalpických toků $\dot{m}_i \cdot h_i$ za čas Δt a přítoku tepla ze tření \dot{Q}_f . V rovnici (6) je h_i entalpie na vstupu do průtočné plochy (je respektován směr proudění). Tok tepla \dot{Q}_f ze tření je dán rozdílem celkové třecí ztráty P_{loss} (viz dále) a tepelné ztráty expandéru do okolí \dot{Q}_{amb} podle rovnice (7). Tepelnou ztrátu expandéru do okolí \dot{Q}_{amb} je možné v prvním kroku zcela zanedbat, zejména je-li expandér zaizolovaný. Její vliv na celkový výpočet je totiž minimální, neboť expandérem procházejí zpravidla řádově vyšší entalpické toky. Tepelnou ztrátu lze dodatečně odhadnout například na základě měření povrchové teploty tepelné izolace, odhadu součinitele přestupu tepla mezi izolací a okolním vzduchem a velikosti povrchu této izolace.

$$U_{ch,k'} = U_{ch,k} + \sum_{i=1}^5 \dot{m}_i \cdot h_i \cdot \Delta t + \frac{\dot{Q}_f \cdot \Delta t}{n_v} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_f = P_{loss} - \dot{Q}_{amb} \quad (7)$$

Jakmile jsou známy údaje o hmotnosti a vnitřní energii pracovní látky uvnitř pracovní komory v daném kroku k , je možné na základě znalosti objemu komory $V_{ch,k}$ v daném kroku stanovit dvě stavové veličiny pracovní látky – měrný objem a měrnou vnitřní energii – viz rovnice (8) a (9). Jsou-li známy tyto dvě stavové veličiny, není již problém na základě látkových vlastností pro danou pracovní látku určit zbylé potřebné stavové veličiny (tlak, teplotu, entalpii, entropii).

$$v_{ch,k'} = \frac{V_{ch,k}}{m_{ch,k'}} \quad (8)$$

$$u_{ch,k'} = \frac{U_{ch,k'}}{m_{ch,k'}} \quad (9)$$

Ve druhé fázi každého výpočetního kroku k se rotor pootočí o úhel $\Delta\varphi$. Během otáčení se mění objem pracovní komory z $V_{ch,k}$ na $V_{ch,k+1}$, což vede ke kompresi či expanzi pracovní látky. Ve druhé fázi je bilancovaná komora považována za izolovanou, veškeré hmotové a entalpické toky jsou tedy nulové a hmotnost pracovní látky se nemění ($\dot{M}_{ch,k+1} = \dot{M}_{ch,k}$). Expanze či komprese je považována za isoentropickou a komora koná práci. Mění se měrný objem pracovní látky dle rovnice (10).

$$v_{ch,k+1} = \frac{V_{ch,k+1}}{m_{ch,k+1}} \quad (10)$$

Tím jsou opět definovány dvě stavové veličiny pracovní látky uvnitř bilancované komory (měrný objem $v_{ch,k+1}$ a měrná entropie $s_{ch,k+1} = s_{ch,k}$). Ostatní stavové veličiny je tak možné opět určit na základě látkových vlastností pracovní látky. Tímto způsobem je možné stanovit pro každý čas t resp. úhlové natočení rotoru φ stavové veličiny látky uvnitř analyzované pracovní komory. Výpočet má iterativní charakter, neboť stavové veličiny látky uvnitř předchozí a následující komory nejsou nejprve známe. Výpočet nicméně velice rychle konverguje a v závislosti na požadované přesnosti stačí přibližně 2 – 4 iterace. Na základě vypočtených průběhů stavových veličin pracovní látky uvnitř sledované komory je možné sestavit p - φ či indikátorový p - V diagram.

Práci jedné komory během jednoho kroku je možné vypočítat podle rovnice (11), výsledná práce komory za jednu otáčku je pak dána sumou těchto prací během celé otáčky podle rovnice (12), kde j je celkový počet kroků na jednu otáčku rotoru.

$$W_{ch,k} = -\frac{V_{ch,k} + V_{ch,k+1}}{2} \cdot (p_{ch,k+1} - p_{ch,k}) \quad (11)$$

$$W_{ch,rev} = \sum_{k=1}^j W_{ch,k}, \quad (12)$$

Výsledný hrubý výkon expandéru bez třecích ztrát je daný součinem celkové práce komory $W_{ch,rev}$, počtu pracovních komor n_{ch} a otáček N_{rot} podle rovnice (10).

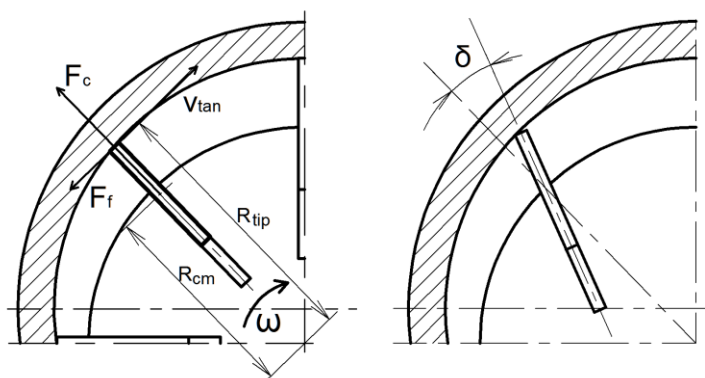
$$P_{gross} = n_{ch} \cdot W_{ch,rev} \cdot \frac{N_{rot}}{60} \quad (13)$$

Aby bylo možné stanovit čistý mechanický výkon expandéru, je nutné vypočítat mechanické ztráty způsobené třením ložisek $P_{b,loss}$ a lamel $P_{v,loss}$ podle rovnice (14), kde n_v je počet lamel.

$$P_{loss} = n_v \cdot P_{v,loss} + P_{b,loss} \quad (14)$$

4.1.2 Zjednodušený model třecích ztrát

Pro výpočet ztráty třením lamel byl navržen zjednodušený model, který byl autorem práce publikovaný ve studii [86]. Model tření lamel vychází z jednoduchého silového rozboru a uvažuje pouze působení odstředivé síly a tření mezi koncem lamely a povrchem statoru (viz obr. 4-4), neboť toto tření (dané odstředivou silou) se podílí na třecích ztrátách nejvíce. Bianchi a Cippolone [74] uvádějí pro jejich konkrétní případ lamelového kompresoru cca 80 %. Prezentovaný zjednodušený model tření uvažuje s průměrnými hodnotami veličin.



Obr. 4-4 Řez expandérem - schéma pro zjednodušený výpočet třecích ztrát lamel

Základem modelu jsou rovnice (15), (16), (17), kde $\overline{P_{v,loss}}$ je výsledná průměrná třecí ztráta jedné lamely, μ je součinitel tření mezi lamelou a státorem, ω je úhlová rychlost otáčení a m_v je hmotnost lamely. V případě lamel, které jsou v drážkách nakloněných o úhel δ se uvažuje, že je odstředivá síla $\overline{F_c}$ snížena na hodnotu $\overline{F_c} \cdot \cos \delta$.

$$\overline{P_{v,loss}} = \overline{F_f} \cdot \overline{v_{tan}} = \overline{F_c} \cdot \cos \delta \cdot \mu \cdot \omega \cdot \overline{R_{v,tip}}, \quad (15)$$

$$\overline{F_c} = m_v \cdot \omega^2 \cdot \overline{R_{cm}}, \quad (16)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{N_{rot}}{60}. \quad (17)$$

Vzdálenosti k těžišti R_{cm} a k místu kontaktu lamely a statoru $R_{v,tip}$ se během otáčení rotoru mění, v modelu se počítá s jejich průměrnými hodnotami, které je možné vypočítat podle rovnic (18) a (19).

$$\overline{R_{v,tip}} = R_r + e, \quad (18)$$

$$\overline{R_{cm}} = R_r + e - \frac{b}{2}, \quad (19)$$

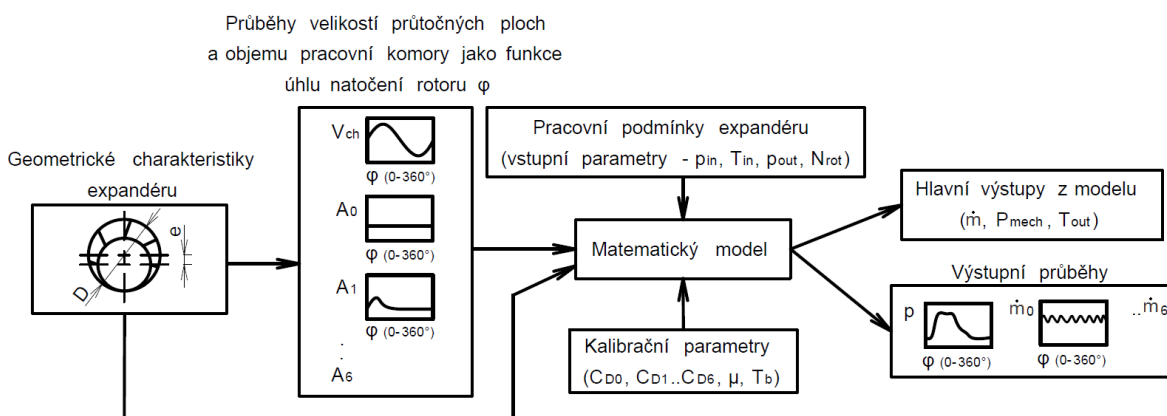
Na základě rovnic (15) až (19) lze konstatovat, že je velikost třecích ztrát lamel úměrná jejich počtu, hmotnosti a součiniteli tření mezi lamelami a statorem, dále poloměru statoru v druhé mocnině a otáčkám ve třetí mocnině. Ztráta třením v ložiscích je pak určena podle rovnice (20), kde $T_{b,loss}$ je třecí moment ložisek.

$$P_{b,loss} = T_{b,loss} \cdot \omega \quad (20)$$

Předpokladem použití modelu je, že je součinitel tření mezi lamelami a statorem a třecí moment ložisek pro daný expandér za všech okolností konstantní.

4.1.3 Souhrn

Pro lepší představu je na obrázku 4-5 znázorněno logické schéma celého termodynamického modelu lamelového expandéru (TMLE) z pohledu vstupních a výstupních parametrů.



Obr. 4-5 Souhrnné schéma vstupních a výstupních parametrů termodynamického modelu lamelového expandéru

Na základě geometrických charakteristik lamelového expandéru (viz kapitola 2.2.1) jsou vytvořeny průběhy objemu pracovní komory a jednotlivých průtočných ploch (vstupní otvory, výstupní otvor, netěsnosti) závislé na úhlovém natočení rotoru φ . Informace

o stanovení těchto průběhů jsou k dispozici v příloze A. Do TMLE dále vstupují kalibrační parametry modelu, což jsou průtokové součinitele C_{D0} až C_{D6} vztažené k jednotlivým průtočným plochám, součinitel tření μ mezi lamelou a statorem a třecí moment ložisek $T_{b,loss}$. Variabilní parametry charakterizují pracovní podmínky expandéru. Jedná se o admisní tlak p_{in} a teplotu T_{in} , emisní tlak p_{out} a otáčky expandéru N_{rot} . Výstupními parametry modelu jsou zejména celkový hmotnostní průtok pracovní látky expandérem \dot{m} a mechanický výkon expandéru P_{mech} . Model navíc v každém kroku počítá veškeré průtoky z a do pracovní komory a stavové veličiny pracovní látky v pracovní komoře. Dalšími výstupy tak mohou být následující průběhy závislé na natočení rotoru φ :

- hmotnostního průtoku jednotlivými průtočnými plochami
- stavových veličin uvnitř komory, zejména tlaku
- práce pracovní komory či točivého momentu apod.

Mezi další významné výstupní parametry je možné zařadit také hodnotu isoentropické účinnosti expandéru η_{is} , kterou lze vyjádřit prostřednictvím rovnice (21). Rovnicí (22) je pak definován tzv. plnicí faktor FF (z angl. „filling factor“), což je charakteristika vyjadřující chování expandéru z hlediska netěsností. Jedná se o poměr mezi objemovým průtokem expandérem s netěsnostmi a ideálním objemovým průtokem expandérem bez netěsností. Čím větší jsou vnitřní netěsnosti expandéru, tím větší je také hodnota plnicího faktoru. Kromě netěsností ovlivňuje plnicí faktor ještě vstupní tlaková ztráta. Ta způsobuje nárůst měrného objemu na začátku expanze a tudíž pokles hodnoty plnicího faktoru. Často se namísto plnicího faktoru používá také objemová účinnost η_v , kterou lze definovat jako převrácenou hodnotu plnicího faktoru.

$$\eta_{is} = \frac{P_{mech}}{\dot{m} \cdot (h_a - h_{e,is})} \quad (21)$$

$$FF = \frac{\dot{m} \cdot v_{in} \cdot 60}{V_{ch,in} \cdot N_{rot} \cdot n_{ch}} \quad (22)$$

4.2 Dynamický model lamely

V předešlé kapitole byl popsán termodynamický model lamelového expandéru, který byl dále doplněn o zjednodušený model mechanických ztrát. Nedostatkem tohoto modelu je, že pomocí něj není možné predikovat ztrátu kontaktu lamely a statoru. Za tímto účelem byl sestaven model publikovaný autorem práce v [87], který se snaží detailně popsat síly, které během otáčení rotoru na lamelu působí (viz obr. 2-28, str. 47) – dynamický model

lamel (DML). Síly jsou vyhodnoceny v diskretních polohách natočení rotoru s pevným (voleným) časovým krokem. DML doplňuje a rozšiřuje stávající termodynamický model expandéru a vychází z dosud nejdetailnějšího silového rozboru, který publikovali Badr a kol. [45]. Od jejich modelu se však odlišuje v následujících bodech:

- Tlak v drážce pod lamelou není vypočítáván zjednodušeně jako konstantní podíl tlaku v pracovní komoře, ale je pro každé úhlové natočení rotoru vypočítáván na základě zjednodušeného modelu nátoku pracovní látky do drážky pod lamelu
- Uvažuje možnost ztráty kontaktu lamely a statoru a pro každý úhel natočení rotoru je aktuální poloha lamely vypočítávána na základě bilance působících sil
- Uvažuje s naklopenými lamelami

V modelu jsou dále uvažovány následující zjednodušující předpoklady:

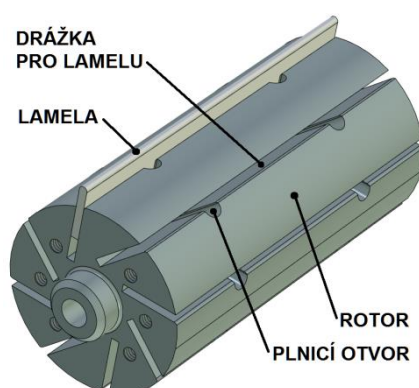
- Pro výpočet délky vysunutí lamely se uvažuje s nulovou tloušťkou lamely
- Tlak pracovní látky v přilehlých komorách působí z obou stran na plochu lamely, která je daná jejím vysunutím
- Tlakové pole v drážce pod lamelou je za všech okolností uniformní (bez jakýchkoliv gradientů)
- Součinitel tření mezi lamelou a státorem je shodný se součinitelem tření mezi lamelou a drážkou v rotoru a je za všech okolností konstantní

Dalším zjednodušujícím předpokladem je, že se uvažují pouze silové bilance, neuvažují se jevy spojené s pružností lamely a samotného statoru. Patrné je toto zjednodušení při popisu okamžiků, které nastávají po obnovení ztraceného kontaktu lamely a statoru. V případě reálné lamely dochází pravděpodobně po dopadu lamely na povrch statoru k jejímu opětovnému odskočení, což se opakuje do té doby, dokud není všechna kinetická energie lamely postupně disipována. Rozhodujícím faktorem je v tomto případě koeficient restituce, který udává, jakou část kinetické energie si po odrazu lamela ponechá. V případě prezentovaného dynamického modelu se s koeficientem restituce neuvažuje (je nulový).

Rovnice popisující jednotlivé síly působící na lamelu včetně výpočtu polohy lamely jsou uvedeny v příloze A. Pro silový rozbor je zcela zásadní výpočet tlaku, který působí

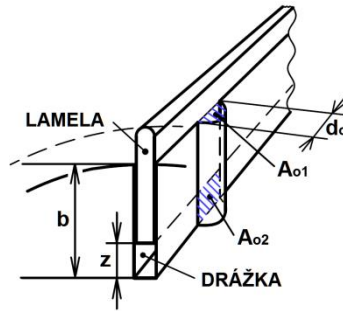
v drážce pod lamelou. Ten má totiž rozhodující vliv na to, zda se lamela odtrhne od povrchu statoru či nikoliv. K odtržení lamely od statoru dochází ve chvíli, kdy je tlak v drážce pod lamelou nízký a tlaková síla, která působí na špičku lamely, spolu s dalšími silami převýší působení odstředivé síly. V další části tak bude věnován prostor popisu výpočtu tlaku v drážce pod lamelou.

Uvažujme, že je rotor lamelového expandéru opatřen plnicími otvory, které jsou umístěné podél drážek pro lamely (tento předpoklad vychází z reálné konstrukce lamelového expandéru). Tyto otvory spojují pracovní komoru expandéru s prostorem drážky pod lamelou (viz obr. 4-6).



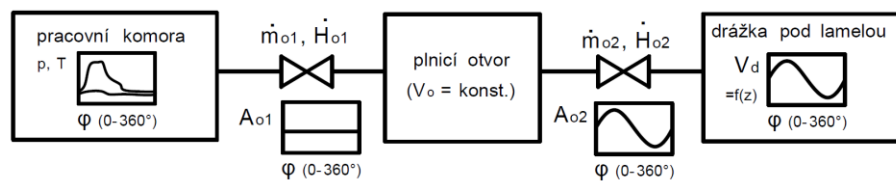
Obr. 4-6 Rotor s plnicími drážkami

Tlak působící pod lamelou je stanoven pro každý krok úhlového natočení rotoru na základě bilance hmotového a entalpického průtoku pracovní látky z pracovní komory do plnicích otvorů a z těchto otvorů pak do prostoru drážky pod lamelou. Nátoku pracovní látky pod lamelu je řešen analogicky k bilančnímu modelu pracovní komory, který byl popsán v kapitole 4.1.1, vychází ze stejných rovnic (1) až (3) a uvažuje jak s nátokem pracovní látky pod lamelu, tak její případnou kompresí či expanzí. Průtok pracovní látky je pak obdobně v každém kroku velice zjednodušeně považován za isoentropický. Pracovní látka natéká nejprve do plnicího otvoru průřezem A_{o1} , který je dán průměrem d_o (viz obr. 4-7).



Obr. 4-7 Schématické znázornění průřezných průřezů u plnicího otvoru

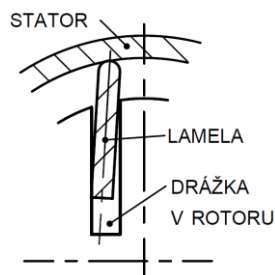
Objem plnicích otvorů je konstantní a je daný součinem jejich počtu, průřezem A_{o1} a hloubkou otvoru b . Z těchto otvorů je pak průřeznou plochou A_{o2} plněn prostor drážky pod lamelou. Průřezná plocha A_{o2} je dána zdvihem lamely z a průměrem plnicího otvoru d_o . Objem prostoru drážky pod lamelou je daný zdvihem lamely z a dále délkou L a tloušťkou t lamely. Schéma modelu nátoku je na obr. 4-8. Jednotlivým průřezným průřezům (A_{o1} , A_{o2}) jsou přiřazeny průtokové součinitele $\mu_{A_{o1}}$, $\mu_{A_{o2}}$, které v modelu slouží jako kalibrační parametry.



Obr. 4-8 Schéma modelu nátoku pracovní látky pod lamelu

Vstupními údaji do modelu nátoku pracovní látky pod lamelu jsou jmenované geometrické charakteristiky (viz obr. 4-7) a průběhy tlaku a teploty pracovní látky v pracovní komoře závislé na úhlovém natočení rotoru. Tyto průběhy je nutné vygenerovat pomocí termodynamického modelu expandéru (TMLE) popsáno v kapitole 4.1. Poznamenejme, že zdvih lamely z a tedy i objem prostoru v drážce pod lamelou V_d je závislý na aktuální poloze lamely. Pokud dojde ke ztrátě kontaktu lamely a statoru, zdvih lamely je nutné vypočítat na základě silového rozboru. Zdvih resp. velikost prostoru drážky pod lamelou pak zpětně ovlivňují tlakové poměry a rychlost plnění těchto prostorů. Pro úplnost dodejme, že pokud není rotor opatřen pomocnými plnicími otvory, jedná se o limitní případ, kdy je průřezná plocha do prostoru pod lamelou nulová a dochází tak pouze k periodické kompresi a expanzi pracovní látky pod lamelou. Průřezná plocha vůli mezi boky lamely a drážkou není v tomto modelu uvažována, neboť lze do určité míry

předpokládat, že bude lamela v drážce naklopena, což teoreticky zamezí průtoku pracovní látky touto vůlí (viz obr. 4-9).



Obr. 4-9 Naklopení lamely v drážce uzavírá průtočnou plochu danou vůlí mezi lamelou a drážkou

Výstupů z dynamického rozboru pohybu lamely může být několik. V první řadě se jedná o přesný popis polohy lamely. Pokud dojde k odtržení lamely od statoru, je možné na základě vzdálenosti lamely a vnitřního povrchu statoru stanovit nově vzniklou průtočnou plochu mezi přilehlými komorami. Pokud by byl dynamický výpočet implementován do termodynamického výpočtu expandéru, lze tuto nově vzniklou průtočnou plochu započítat do stávajících průtočných ploch mezi komorami, což dále ovlivní tlakový diagram i průtok pracovní látky strojem. V případě, že jsou modely řešeny separátně, stále existuje možnost nejprve dopočítat p-V diagram, na základě kterého je stanoven průběh průtočné plochy mezi lamelou a statorem a ten opět dosadit do předchozího modelu. Takový postup však nemusí vždy konvergovat k řešení.

Dalším důležitým výstupem jsou bezesporu průběhy všech sil působících na lamelu a odpovídajících reakcí. Velikosti reakcí a jejich průběhy mohou mít významný dopad např. na životnost jednotlivých prvků. Znalost reakcí umožní odhalit problematická místa a přijmout adekvátní opatření vedoucí k jejímu zvýšení. Průběh třecí síly navíc umožňuje přesné stanovení třecích ztrát lamel dle rovnice (23), kde $P_{v,loss}$ je ztrátový výkon lamel, j je celkový počet kroků k , μ je součinitel tření, $F_{n,k}$ je aktuální reakce statoru v daném kroku (resp. v daném úhlu natočení rotoru), $v_{tan,k}$ je aktuální obvodová rychlost a n_v je počet lamel.

$$P_{v,loss} = \sum_{k=1}^j \frac{\mu \cdot F_{n,k} \cdot v_{tan,k}}{j} \cdot n_v \quad (23)$$

4.3 Zjednodušený model interakce expandéru s tepelným cyklem

Jak bylo konstatováno dříve, běžným přístupem u modelů lamelových expandérů (vč. TMLE prezentovaného v kapitole 4.1) je stanovení následujících okrajových podmínek: admisního tlaku a teploty, emisního tlaku a otáček expandéru. Na základě těchto okrajových podmínek jsou pak vypočteny průtok, mechanický výkon a případné ostatní průběhy požadovaných veličin. Tento přístup je dostatečný v případě zpětné analýzy chování již měřeného expandéru, ale nedovoluje predikci chování v případě, kdy nejsou měření k dispozici – nejsou známy admisní parametry (např. při návrhu expandéru). Důvod je nasnadě. Předpokládejme přímé propojení lamelového expandéru s výparníkem bez jakýchkoliv regulačních armatur, jak je to u malých ORC běžné, a regulaci na konstantní přehřátí admisní páry. Admisní tlak je potom přímo určen charakteristikami připojeného expandéru. Budou-li vnitřní netěsnosti expandéru významné, expandérem bude protékat větší množství pracovní látky, což zcela jistě ovlivní parametry páry na výstupu z výparníku (ustaví se nižší vypařovací tlak). Při analýze chování expandéru v tepelném cyklu jsou tedy admisní parametry svázány s hmotnostním průtokem pracovní látky strojem a jedná se o závisle proměnné výstupní parametry modelu, které nejsou zpočátku známy.

Z autorovy zkušenosti jsou při návrhu expandéru pro daný tepelný cyklus k dispozici následující dva parametry: požadovaný tepelný příkon cyklu a emisní tlak, který je daný teplotou chladicí vody (případně jiného média) v kondenzátoru. Aby bylo možné predikovat chování navrženého expandéru v takovém cyklu, byl navržen zjednodušený model interakce (ZMI) mezi expandérem a výměníkem pro ohřev, výpar a přehřátí pracovní látky (dále jen výměník). Cílem tohoto modelu je najít admisní parametry, které odpovídají danému expandéru v daném cyklu.

Předpoklady ZMI jsou následující:

- Expandér je přímo napojený na výměník bez jakýchkoliv regulačních armatur.
- Teplota admisní páry je regulována tak, aby měla konstantní přehřátí (tento předpoklad vychází z reálných požadavků regulace ORC na UCEEB ČVUT).
- Tlak v kondenzátoru je udržován konstantní, teplota kapaliny vstupující do výměníku je konstantní.
- Tlakové ztráty ve výměníku jsou nulové.

Základní myšlenkou modelu je nahrazení lamelového expandéru v tepelném cyklu dýzou s definovaným průtočným průřezem A_d , neboť výpočet dýzy proběhne mnohonásobně rychleji, než výpočet samotného expandéru. Díky níže uvedenému postupu tak lze stanovit admisní parametry páry dostatečně přesně a velice rychle během dvou až tří iterací.

V prvním kroku je stanoven admisní tlak na základě odhadu. S ohledem na základní předpoklad konstantního přehřátí (který vychází z požadavků regulace cyklu) je admisní teplota pevně svázána s admisním tlakem. Emisní tlak je vstupní parametr. Na základě zmíněných veličin je pomocí TMLE dopočten hmotnostní průtok strojem \dot{m} . Ten umožní stanovení potřebného příkonu výměníku $\dot{Q}_{vým}$ pro zvolený admisní tlak dle rovnice (24), kde $h_{vým}$ je entalpie kapalně pracovní látky vstupující do výparníku a h_a je entalpie admisní páry do expandéru.

$$\dot{Q}_{vým} = \dot{m} \cdot (h_a - h_{vým}) \quad (24)$$

Pro úplnost dodejme, že je admisní entalpie h_a funkcí admisního tlaku a admisní teploty dané konstantním přehřátím a entalpie kapaliny vstupující do výměníku $h_{vým}$ je funkcí admisního tlaku (nejsou uvažovány tlakové ztráty) a teploty kapaliny vstupující do výměníku. Vstupní teplotu kapaliny lze stanovit na základě kondenzačního tlaku a případného odhadu podchlazení kondenzátu. Její hodnota je během výpočtu konstantní.

V druhém kroku se admisní a emisní parametry z prvního kroku použijí pro výpočet hmotnostního průtoku páry dýzou $\dot{m}_d = f(p_a, t_a, p_e, A_d)$. Pro tento výpočet se uvažuje ustálené isoentropické proudění, které je dané rovnicí (1). Hledaným parametrem je průtočná plocha dýzy A_d . Ta se určí tak, aby byl potřebný příkon výměníku $\dot{Q}_{vým_d}$ (viz rovnice (25)) v případě dýzy shodný s potřebným příkonem výměníku $\dot{Q}_{vým}$ dopočteným pomocí rovnice (24).

$$\dot{Q}_{vým_d} = \dot{m}_d \cdot (h_a - h_{vým}) \quad (25)$$

Ve třetím kroku je potřeba iterovat admisní parametry na vstupu do dýzy s průtočným průřezem A_d tak, aby příkon výměníku cyklu s dýzou $\dot{Q}_{vým_d}$ odpovídal požadovanému příkonu výměníku, což je druhý známý (zvolený) parametr. Nově nalezené parametry admisního tlaku a teploty jsou potom zpětně dosazeny do TMLE a celý postup je možné

opakovat, dokud není dosaženo shody mezi příkonem výměníku $\dot{Q}_{vým}$ a požadovaným příkonem výměníku.

Jedná se o velice prostou a rychlou metodu nalezení admisních parametrů odpovídajících požadovanému příkonu výměníku. Dodejme však, že bez této metody by bylo nalezení těchto parametrů obtížné a zdlouhavé¹.

¹ Na základě autorovy zkušenosti s vlastním modelem lamelového expandéru v komerčním softwaru GT Suite® může stanovení admisních parametrů na základě požadovaného příkonu cyklu představovat problém. Celý výpočet by se totiž měl odehrávat ve dvou úrovních. V první je nutné dopočítat celý expandér a teprve následně se mohou přizpůsobit admisní parametry. Oba výpočty mají navíc iterativní charakter. Autorovi práce není známo, zda je možné v softwaru GT Suite® stanovit pořadí jednotlivých výpočtů. Pokud ano, jedná se o proces, který přesahuje rámec běžných uživatelských znalostí. Bez toho však řešení celého problému není schopné konvergovat.

5 Experimentální část

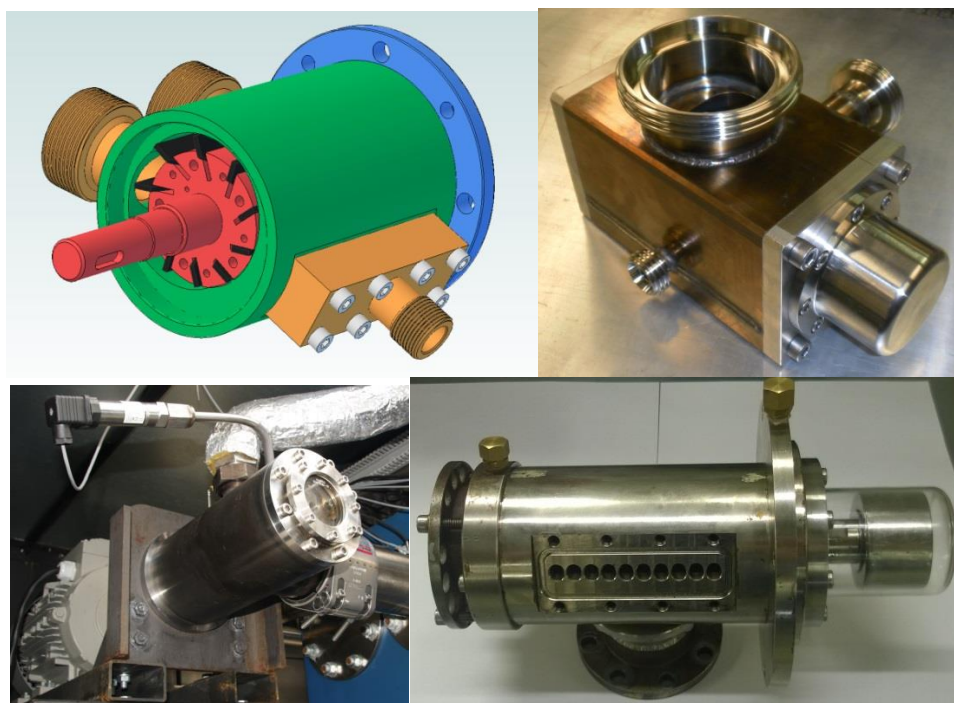
Vývoji lamelového expandéru se autor práce soustavně věnuje od roku 2014 na Univerzitním centru energeticky efektivních budov ČVUT v Buštěhradu, kde je postaveno a provozováno experimentální kogenerační zařízení s ORC. Pro toto ORC byl navržen lamelový expandér, který byl během experimentálních kampaní testován s cílem ověření jeho vlastností, chování i sestavených matematických modelů. Popis tohoto zařízení s ORC, které bylo pro účely této práce využito, testovaného lamelového expandéru i jednotlivých experimentálních měření bude stručně uveden v následujících kapitolách 5.1 až 5.4. Lamelovému expandéru použitému pro účely této práce však předcházelo několik vývojových verzí, které byly testovány v rámci různých experimentálních ORC vyvinutých na UCEEB a FS ČVUT v Praze. Aby byla jasná geneze vývoje lamelového expandéru použitého v rámci této práce, budou na tomto místě ještě stručně shrnuty podstatné informace o předešlých lamelových expandérech.

Všechny expandéry byly od základu navrženy autorem této práce (nejednalo se o upravené lamelové kompresory či lamelové pneumatické motory). První lamelový expandér (první generace - obr. 5-1(a)) fungoval v ORC pracujícím s pracovní látkou izopropylbenzenem. [88] Vstupní tlaky byly na úrovni stovek kPa, ovšem teploty dosahovaly až cca 210 °C, což byla hranice, kdy použité těsnicí materiály ještě dokázaly zachovat své těsnicí vlastnosti. Maximální dosažený výkon byl cca 1,2 kW, maximální měřená isoentropická účinnost pak cca 0,38. Vestavěný tlakový poměr expandéru byl 8, počet lamel 10, otáčky dosahovaly v některých režimech až 5000 min⁻¹.

Další expandéry pak mají společnou pracovní látku hexamethyldisiloxan a stejný počet lamel, kterých bylo vždy 8. Admisní teplota se u všech těchto expandérů pohybovala přibližně kolem 170 °C, admisní tlak cca do 500 kPa. Expandéry byly navrženy na nominální otáčky 3000 min⁻¹. Expandér druhé generace (obr. 5-1(b)) měl objemový expanzní poměr 3 a pracoval v ORC na využití odpadního tepla s nominálním tepelným příkonem 20 kW. Experimentálně stanovené hodnoty isoentropické účinnosti 0,4 až 0,58 a mechanického výkonu 0,5 až 1,1 kW byly publikovány autorem práce ve studii [81]. Z této studie na základě výsledků semi-empirického modelu, publikovaného původně Lemortem [89] a následně adaptovaného pro lamelový expandér testovaný na UCEEB ČVUT vyplynulo, že se mohou ztráty netěsnostmi podílet na snížení isoentropické účinnosti lamelového expandéru až o cca 40 procentních bodů.

Expandér třetí generace (obr. 5-1(c)) byl podobné konstrukce, ovšem byl navržen pro ORC na odpadní teplo s tepelným příkonem cca 120 kW. Tomu pak odpovídal měřený mechanický výkon cca 6 až 7 kW, špičkově až 8 kW. Isoentropická účinnost byla v rozmezí cca 0,37 až 0,56. Vysoké hodnoty isoentropické účinnosti byly ovšem dosaženy při nízkém nenávrhovém výkonu expandéru. [90]

Expandér čtvrté generace (obr. 5-1(d)) byl použit pro účely experimentálních měření v rámci této disertační práce. Byl navržen s expanzním poměrem 2,4 pro práci v zařízení s ORC spalujícím biomasu s tepelným příkonem 50 kW (podrobněji viz dále). Celkový stručný přehled vývoje všech ORC a jednotlivých typů lamelových expandérů na ČVUT byl publikován v [92].

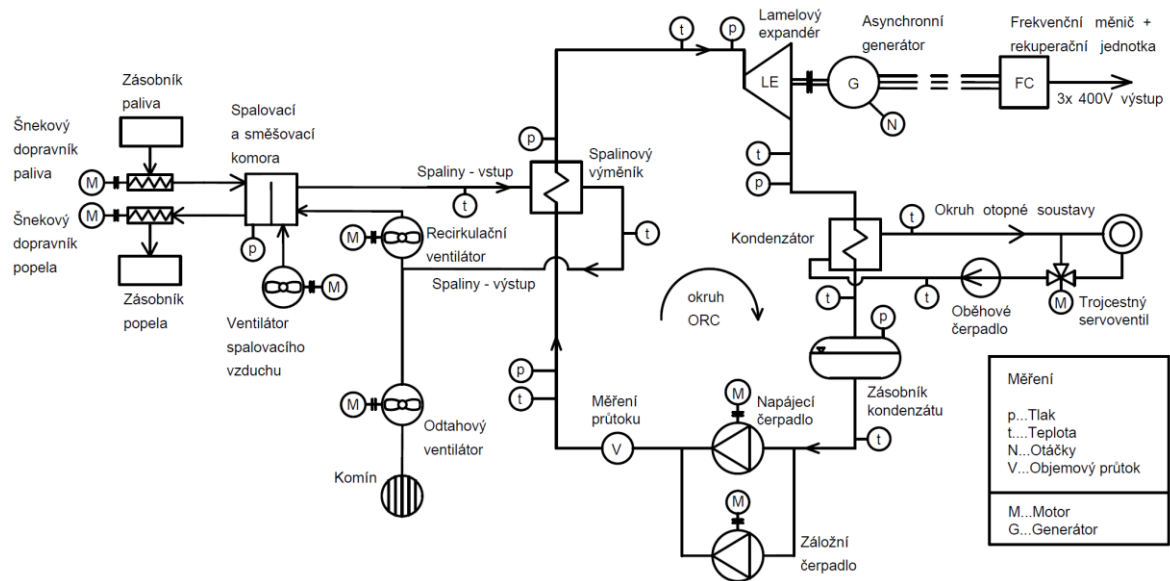


Obr. 5-1 Lamelové expandéry pro ORC na ČVUT v Praze: (a) - nahoře-vlevo: gen. 1, (b) – nahoře vpravo: gen. 2, (c) - dole-vlevo: gen. 3, (d) – dole vpravo: gen. 4

Jak je z předešlého patrné, lamelové expandéry, které autor navrhoval a které byly nasazeny v rámci experimentálních ORC jednotek vyvinutých na ČVUT v Praze, se odlišují od ostatních zahraničních expandérů především admisní teplotou, která je výrazně vyšší. V případě 120 kW ORC bylo na lamelovém expandéru dosaženo také výrazně vyššího mechanického výkonu, než je běžné.

5.1 Popis experimentálního zařízení s ORC

Informace o návrhu a stavbě experimentálního zařízení s ORC, které bylo využito v rámci této práce pro účely testování lamelového expandéru, byly publikovány ve studiích [91] a [92]. Pracovní látkou v zařízení je organická látka hexamethyldisiloxan (běžně se používá také zkratka MM), ve které je rozpuštěno 5%_{hm.} mazacího oleje. Nominální tepelný výkon zařízení je 50 kW. Schéma celého zařízení je na obrázku 5-2.



Obr. 5-2 Schéma experimentálního zařízení s ORC

Jedná se o jednookruhové ORC s přímým ohřevem pracovní látky. Zdrojem tepla je spalování dřevní štěpky. Spaliny odcházejí ze spalovací komory do směšovací komory, kam je přiváděna část již chladných spalin recirkulačním ventilátorem. Otáčky tohoto ventilátoru jsou řízeny tak, aby teplota spalin vstupujících do spalinového výměníku byla přibližně konstantní a pohybovala se okolo 650 °C. Spaliny, které projdou spalinovým výměníkem a předají většinu svého tepla pracovní látce, jsou následně dopravovány recirkulačním ventilátorem zpět do recirkulační komory, část spalin pak dopravuje odtahový ventilátor do komína. Z pohledu vlastního ORC je kapalná pracovní látka dopravována zubovým napájecím čerpadlem do vinutého trubkového spalinového výměníku, kde se ohřívá, vypařuje a přehřívá. Otáčky čerpadla jsou regulovány tak, aby bylo udržováno konstantní přehřátí admisní páry před expandérem. Pára dále prochází lamelovým expandérem, kde se mění její tepelná a tlaková energie na mechanickou práci. Lamelový expandér je spojen magnetickou spojkou s dvoupólovým asynchronním generátorem, který je napojený na frekvenční měnič a rekuperační jednotku. Frekvenční

měníč dovoluje nastavení požadovaných otáček expandéru, zatímco rekuperační jednotka se stará o vyvedení elektrické energie zpět do elektrické sítě. Jakmile pára projde lamelovým expandérem, vstupuje do kondenzátoru. Zde se ochladí a zkondenzuje. Kondenzát pracovní látky stéká do zásobní nádrže, odkud jí napájecí čerpadlo dopravuje opět do spalínového výměníku. Kondenzátor je chlazený otopnou vodou, která je napojena na budovu UCEEB. Během experimentů je tak produkované teplo využíváno v budově. Aby bylo možné upravovat kondenzační tlak, je před oběhovým čerpadlem otopné vody umístěn trojcestný směšovací ventil, jehož otevření je řízeno na základě požadovaného emisního tlaku. Fotografická dokumentace zařízení je k dispozici v příloze B.

5.2 Měřicí vybavení, nejistoty měření

Měření důležitých veličin na celém zařízení bylo realizováno běžnými průmyslovými snímači, které byly zapojeny do průmyslového PLC. Toto řešení se vyznačuje zejména velkou robustností a příznivými pořizovacími náklady. Nevýhodou je samozřejmě mírně nižší přesnost měření ve srovnání s laboratorním měřicím vybavením, které je ovšem zpravidla násobně dražší. Důvodem tohoto přístupu je fakt, že celé zařízení bylo vyvíjeno s cílem budoucí komercializace. Z toho důvodu jsou od začátku kladeny vysoké nároky na ekonomickou efektivitu, což se týká i měřicího vybavení. Většina měřených veličin se samozřejmě zároveň používá i pro regulaci celého systému.

Na zařízení jsou měřeny následující veličiny. Teplota spalín na vstupu do spalínového výměníku a na jeho výstupu, tlak ve spalovací komoře, na části ORC pak tlaky a teploty pracovní látky v admisní a emisní části expandéru, za kondenzátorem a za napájecím čerpadlem, dále pak průtok pracovní látky za napájecím čerpadlem. Na asynchronním generátoru jsou měřeny otáčky, připojený frekvenční měnič pak měří napětí, proud i $\cos \varphi$ na výstupu z generátoru. Na smyčce otopné vody je měřena teplota chladicí otopné vody na vstupu do kondenzátoru i na jeho výstupu. Umístění snímačů na celém zařízení zachycuje obrázek 5-2. Snímače jsou zapojeny do sestavy PLC Delta SV2, které bylo vybaveno příslušnými měřicími kartami. Pro měření charakteristik expandéru jsou klíčové teploty a tlaky pracovní látky ORC a mechanický výkon expandéru. Přesný popis měření jednotlivých veličin je uveden včetně vyhodnocení nejistot měření v dalších podkapitolách. V kapitole 6 je pak pro vybraný reprezentativní měřený stav zpracována vícerozměrná analýza citlivosti parametrů vypočtených termodynamickým modelem expandéru na měření získané vstupní veličiny a jejich nejistoty.

5.2.1 Měření teplot

Měření teplot pracovní látky zajišťovaly kabelové odporové teplotní snímače Mavis MTR12M. Jedná se o čtyřvodičové snímače Pt100 s třídou přesnosti B dle ČSN EN 60751, tedy $\pm (0,3 \text{ } ^\circ\text{C} + 0.005|T|)$. Snímače byly zapojeny třívodičově do karty PLC DVP04PT-S (karta neumožňuje čtyřvodičové zapojení) s celkovou přesností 0,6 % z rozsahu karty $(-180 \div 800) \text{ } ^\circ\text{C}$. S ohledem na potenciální velkou chybu měření byla karta dále kalibrována pomocí přesných rezistorů $100\Omega \pm 0,1\%$. Tím bylo dosaženo přesnosti měření teploty přibližně $\pm 0,5 \text{ K}$ v používaném rozsahu $(0 \div 200) \text{ } ^\circ\text{C}$. Teplotní snímače byly umístěné v měřicích jímkách, které byly zavařené v potrubí. Veškeré potrubní trasy byly izolovány. Chyba měření způsobená samotným uložením snímačů byla odhadnuta na $\pm 0,5 \text{ K}$. Stanovení výsledné nejistoty měření bylo provedeno v souladu s [93]. Uvažujeme-li rovnoměrné rozdělení chyb, lze stanovit pro každou z dílčích chyb $z_{j \max}$ standardní nejistotu typu B u_{Bzj} :

$$u_{Bzj} = \frac{z_{j \max}}{k}, \quad (26)$$

kde k je součinitel příslušný rovnoměrnému rozdělení chyb: $k = 1,73$. Výsledná standardní nejistota je dána rovnicí (27):

$$u_B = \sqrt{\sum_j u_{Bzj}^2}. \quad (27)$$

Z uvedených hodnot vyplývá výsledná standardní nejistota $u_{Bzj} = 0,86^\circ\text{C}$ při měření do $200 \text{ } ^\circ\text{C}$. Velikost standardní nejistoty typu A je s ohledem na metodiku sběru dat (viz dále) ve srovnání s nejistotou typu B zanedbatelná a proto nebyla dále uvažována. Vypočtená standardní nejistota pokrývá reálnou hodnotu s pravděpodobností 68 %. Chceme-li daný interval rozšířit na 95 %, lze stanovit pomocí koeficientu rozšíření $k_r = 2$ rozšířenou výslednou nejistotu U :

$$U = k_r \cdot u_B. \quad (28)$$

Závěrem lze tedy konstatovat, že měřené hodnoty teploty leží s 95 % pravděpodobností v intervalu $\pm 1,7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

5.2.2 Měření tlaků

Tlaky byly měřeny absolutními tlakovými snímači DMP 331 dodanými firmou BHV Sensory s.r.o. Rozsah použitých snímačů byl $(0 \div 1) \text{ MPa}$ na vysokotlaké straně ORC (za napájecím čerpadlem a před expandérem) a $(0 \div 0,4) \text{ MPa}$ na nízkotlaké straně (v emisi

expandéru a za kondenzátorem). V obou dvou případech byla přesnost snímačů 0,35 % z rozsahu. Snímače byly zapojené dvou vodičově v proudové smyčce do měřicí karty DVP04AD-S, jejíž přesnost je 1 % z měřicího rozsahu ($4 \div 20$) mA. Chyby měření jsou tak $\pm 3,5$ kPa, resp. ± 10 kPa v případě vysokotlakých snímačů ($0 \div 1$) MPa a $\pm 1,4$ kPa, resp. ± 4 kPa v případě nízkotlakých snímačů ($0 \div 0,4$) MPa. Velikost standardní nejistoty typu B u_{Bzj} pak dle stejného postupu jako v případě teplot vychází na 6,12 kPa v případě vysokotlakých snímačů, resp. 2,45 kPa v případě nízkotlakých snímačů. S pravděpodobností 95 % se tedy měřený tlak na vysokotlaké straně nachází v intervalu ± 12 kPa a na nízkotlaké straně $\pm 4,9$ kPa.

5.2.3 Měření průtoku

Měření průtoku zajišťoval turbínkový průtokoměr SIKA VTP 15 VA-41 s pulsním výstupem s převodní konstantou 915 pulsů na litr. Měřicí rozsah průtokoměru je ($2 \div 20$) l·min⁻¹ s přesností $\pm 0,4$ l·min⁻¹. Průtokoměr byl zapojen do digitálního 20kHz vstupu hlavního modulu PLC DVP SV2. Chyba měření frekvence je ve srovnání s chybou průtokoměru zanedbatelná, a proto nebyla dále uvažována. Standardní nejistota měření průtoku vychází na 0,23 l·min⁻¹. V případě rozšíření intervalu na 95 % je pak celková rozšířená nejistota měření průtoku 0,46 l·min⁻¹.

5.2.4 Měření výkonu

S ohledem na konstrukční řešení připojení lamelového expandéru k asynchronnímu generátoru nepřipadalo v úvahu použití snímače momentu a otáček, jak je běžné. Mechanický výkon expandéru tak byl stanovován na základě elektrického výkonu a předem měřené závislosti mezi mechanickým a elektrickým výkonem. Elektrický výkon byl stanoven z vlastního vnitřního měření elektrického napětí, proudu a účinníku na výstupu použitého frekvenčního měniče Delta C2000, ke kterému byl generátor připojen. Pro získání charakteristiky mechanického a elektrického výkonu byl generátor připojen přes snímač momentu a otáček Lorenz Messtechnik DR2112-R na asynchronní elektromotor, který generátor roztáčel. Měření proběhla ve výstupních frekvencích z měniče ($35 \div 60$) Hz v kroku 5 Hz. Přesnost samotného snímače momentu byla 0,2 % z měřicího rozsahu ± 20 Nm. S ohledem na ostatní vlivy (např. účinnost spojky) byla chyba měření výkonu odhadnuta na ± 40 W. Standardní nejistota měření pak vychází na 23 W, v případě rozšíření na 95% pravděpodobnost na 46 W.

5.2.5 Záznam dat

Měřicí PLC bylo prostřednictvím sériové linky RS-485 a komunikačního protokolu MODBUS připojeno k PC, kde se o záznam dat staral program vytvořený v softwarovém prostředí NI LabVIEW 2014. Data byla zaznamenávána s časovým krokem 1 s a zároveň okamžitě vizualizována. Záznam vizualizačního rozhraní v LabVIEW je k dispozici v příloze B na obr. B 4.

5.3 Popis měřeného lamelového expandéru, návrh, konstrukce a realizace

Lamelový expandér, na kterém byla provedena veškerá měření publikovaná v [85], [87] a v této práci, byl pro zařízení s ORC popsané v kapitole 5.1 navržen na základě předchozích zkušeností autora s návrhem a konstrukcí lamelových expandérů a semi-empirického modelu, neboť pokročilejší matematický model v době návrhu autor této práce neměl k dispozici. Uvedený semi-empirický model byl založen na geometrickém popisu pracovní komory expandéru a zjednodušeném popisu termodynamických jevů publikovaném v [81]. Nevýhodou tohoto přístupu je nutnost odhadu některých neznámých klíčových parametrů (např. objemové účinnosti), které mají na chování expandéru v cyklu významný vliv. Částečně tak postrádá smysl hovořit o nominálních parametrech expandéru. Pro základní představu lze však říci, že navržený expandér dosahoval na ORC při tepelném výkonu 50 kW mechanický výkon asi 2,5 kW. Hlavní parametry navrženého expandéru shrnuje tabulka 5-1.

Tab. 5-1 Parametry měřeného lamelového expandéru

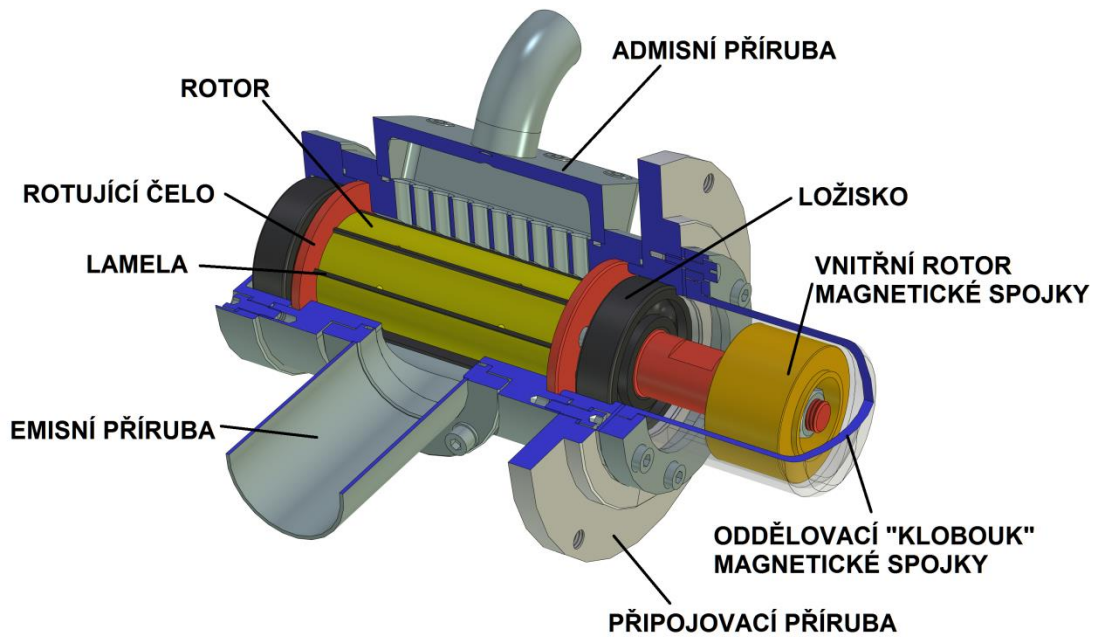
Objemový expanzní poměr	[-]	2,4
Zpracovaný objemový tok na otáčku (vstupní, ideální)	[cm ³]	125,6
Průměr statoru	[mm]	70
Průměr rotoru	[mm]	60
Pracovní délka statoru	[mm]	150
Tloušťka lamel	[mm]	2
Šířka lamel	[mm]	19
Naklopení lamel	[°]	19
Excentricita	[mm]	5
Hmotnost lamel	[g]	7,6 - 14,9
Počet lamel / pracovních komor	[-]	8

Nominální otáčky 3000 min⁻¹ byly voleny s ohledem na možnost připojení k asynchronnímu generátoru a jsou jakýmsi kompromisem mezi celkovými rozměry stroje

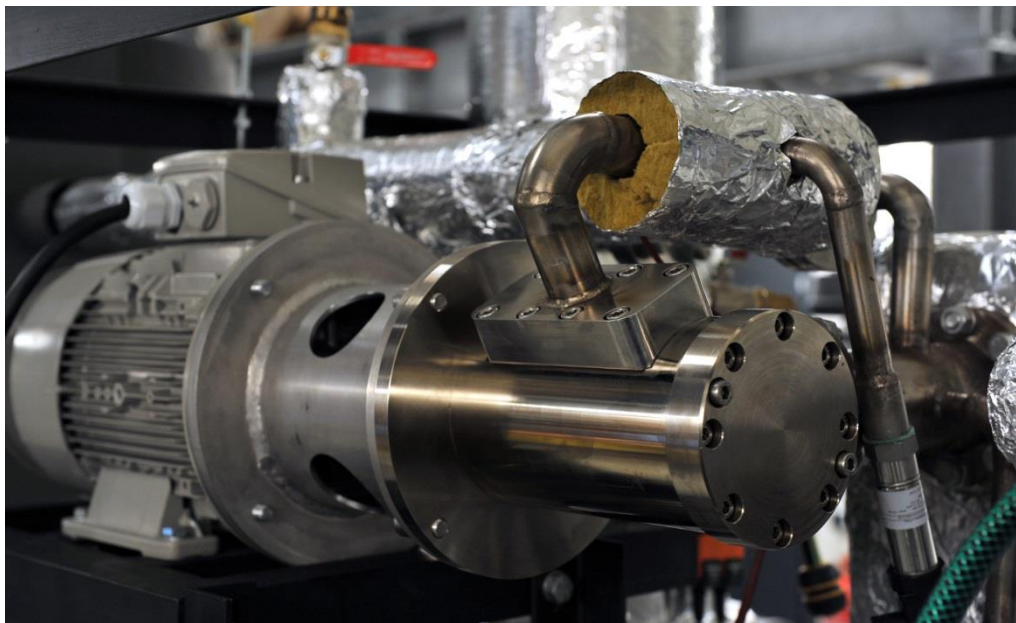
a třecími ztrátami lamel (orientačně lze říci, že třecí ztráty se při polovičních otáčkách sníží na 1/8, je nutné však zvětšit rozměry stroje tak, aby zpracoval na jednu otáčku dvojnásobné množství pracovní látky).

Většina dílů expandéru byla vyrobena na zakázku dle autorem vytvořené výkresové dokumentace. Zbylé díly (ložiska, těsnění, spojovací materiál, magnetická spojka) jsou komerčně dostupné výrobky. S ohledem na výrobní náklady jsou nejsložitější zakázkově vyráběné díly – stator, rotor, připojovací příruba - z konstrukční oceli, zbylé díly jsou pak z oceli korozivzdorné. Díly z konstrukční oceli byly dále niklovány pro dosažení korozní odolnosti. Aktivní vnitřní povrch statoru, který je v přímém styku s lamelami, byl chromován z důvodu dosažení vysoké tvrdosti a abrazivní odolnosti povrchu.

Expandér je řešen jako semi-hermetický, krouticí moment je z expandéru vyveden prostřednictvím magnetické spojky se skleněným oddělovacím „kloboukem“. Materiál oddělovacího klobouku byl volen s ohledem na eliminaci ztrát vířivými proudy, které by vznikaly v případě ocelového klobouku. Těsnost vstupních a výstupních přírub a uzavíracích čel zajišťují o-kroužky z FPM. Expandér je vybaven rotujícími čely z technického plastu PEEK. Lamely jsou vyrobené z uhlíkových kompozitů (podrobněji viz kap. 5.4). Ložiska jsou dvouřadá soudečková s teplotní stabilizací do 200 °C. Tato teplota je považována zároveň s ohledem na použitá těsnění jako maximální pracovní. Expandér je mazaný pracovní látkou, ve které je rozpuštěno 5%_{hm.} mazacího oleje. Řez expandérem zachycuje obrázek 5-3, fotografie celé sestavy expandéru a generátoru na experimentálním zařízení s ORC je na obrázku 5-4. Další fotografická dokumentace expandéru je k dispozici v příloze B.



Obr. 5-3 Řez měřeným lamelovým expandérem



Obr. 5-4 Sestava měřeného lamelového expandéru a generátoru

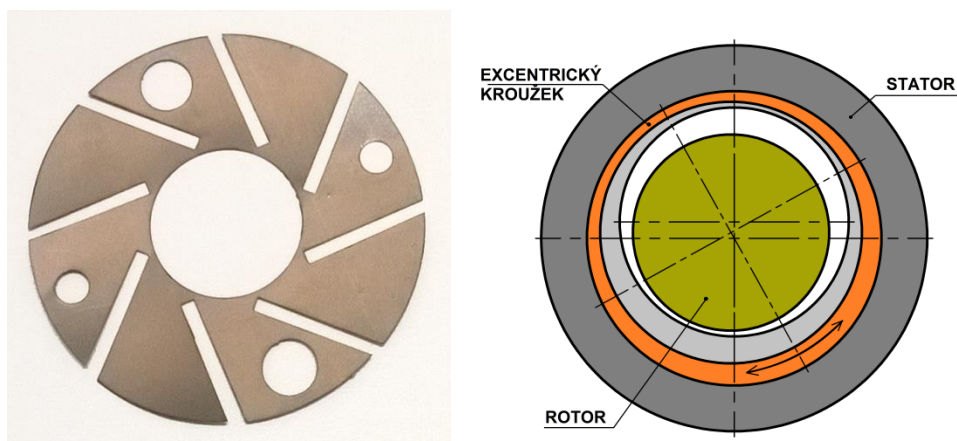
5.4 Popis experimentálních měření

V této části budou stručně popsána experimentální měření, která byla provedena za účelem ověření modelů popsaných v kapitole 4. Tato měření se dají tematicky rozdělit do dvou částí. V první části byl měřen vliv axiální a radiální vůle na výkonové charakteristiky expandéru. Druhá část měření se zaměřila na vliv odstředivé síly působící na lamely na

ztrátu kontaktu lamely a statoru. V obou případech byl průběh vlastního měření stejný. Celé zařízení bylo nejprve uvedeno do stabilního provozu a následně byly nastaveny požadované provozní parametry (otáčky expandéru, tepelný výkon, emisní tlak). Jakmile zařízení dosáhlo ustáleného provozního režimu (admisní a emisní parametry se již výrazně neměnily), bylo zahájeno měření. Na daném provozním stavu bylo setrváno vždy minimálně jednu hodinu. Jeden provozní stav tak tvořila data získaná průměrováním celého daného časového úseku. Důvodem byly menší fluktuace měřených parametrů (s relativně dlouhou periodou), které byly způsobené ne zcela konstantním přívodem tepla do cyklu (z přirozené podstaty spalování dřevní štěpky). Data byla zaznamenávána s intervalem 1s. Tabulka výsledných hodnot měřených veličin pro všechny ustálené měřené stavy použité dále v prezentovaných matematických modelech je uvedena v příloze C (celkem 74 měřených stavů).

5.4.1 Měření pro stanovení vlivu axiální a radiální vůle

Tato měření [85] byla prováděna s cílem ověření termodynamického modelu lamelového expandéru (TMLE) a jeho robustnosti a dále s cílem stanovení vlivu netěsností na chování expandéru. Axiální vůle (vůle mezi rotujícími čely a státorem) byla v rámci expandéru nastavována pomocí přesných laserem vypálených ocelových podložek s tloušťkou $0,1 \text{ mm} \pm 10\mu\text{m}$ a $0,2 \text{ mm} \pm 10\mu\text{m}$. Tyto podložky (viz obr. 5-5(a) a obr. B 9(a)) byly vkládány mezi rotor a rotující čelo, čímž došlo ke zvětšení vůle mezi rotujícím čelem a státorem. Nastavení radiální vůle (vůle mezi rotorem a státorem v místě úvratě) bylo umožněno pomocí dvou excentrických kroužků s excentricitou 0,5 mm (viz obr. 5-5(b) a obr. B 9(b)). V těchto kroužcích byla uložena ložiska nesoucí rotor. Natočením kroužků do přesné polohy (kroužky byly opatřeny přesně umístěnými otvory, které se lícovaly vůči otvoru v čele statoru) bylo možné nastavit přesně radiální vůli mezi rotorem a státorem. Během natáčení kroužků sice dochází také k malému posunu dolní úvratě, změna je ovšem velice malá a nebyla dále uvažována.



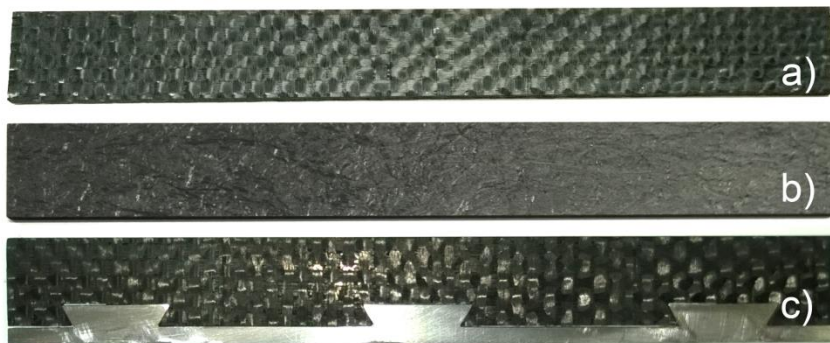
Obr. 5-5 (a) Axiální podložka mezi rotor a rotující čelo, (b) Schématické znázornění excentrického kroužku (excentricita pro ilustraci zvětšena)

Nejprve bylo naměřeno 8 různých kalibračních stavů bez podložek (tedy s minimální axiální vůlí) a s excentrickými kroužky natočenými do polohy minimální radiální vůle. Následně byly měřeny stavy s axiálními podložkami po kroku 0,1 mm až do celkové axiální vůle zvětšené o 0,5 mm. Dále pak stavy s excentrickými kroužky, kdy byla radiální vůle měněna opět po kroku 0,1 mm až do radiální vůle zvětšené o 0,5 mm. V každé konfiguraci expandéru byly měřeny minimálně 4 stavy. Nastavovanými parametry na ORC zařízení byly emisní tlak (40 a 60 kPa) a otáčky expandéru (3000 a 3300 min^{-1}). Příkon do cyklu byl držen na úrovni přibližně (50 ± 3) kW. Přehřátí admisní páry bylo udržováno konstantní na hodnotě 10 K. Otáčky byly zvoleny tak, aby byl zajištěn stálý kontakt mezi lamelou a státorem. Indikací pozdního uzavření pracovní komory vlivem nedovírání lamel může být velice nízká objemová účinnost, resp. velký průtok pracovní látky při nízkém výkonu expandéru. V takovém stavu nelze TMLE spolehlivě kalibrovat (vykazuje velké odchylky mezi predikovanými a měřenými stavy).

5.4.2 Měření pro stanovení vlivu odstředivé síly působící na lamely

Měření pro stanovení vlivu velikosti odstředivé síly, která na lamely působí [87], bylo prováděno s cílem ověření problému ztráty kontaktu lamely a statoru a s cílem ověření dynamického modelu lamel (DML). Pro tyto účely byly testovány lamely se třemi různými měrnými hmotnostmi v širokém rozmezí otáček ($2100 \div 3600$) min^{-1} s krokem 300 min^{-1} , čímž bylo dosaženo širokého rozmezí odstředivých sil, které na lamely působí. Prvním testovaným materiálem lamel byl 2D kompozitní grafit s hustotou $1.4 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ (obr. 5-6(a)), druhým 2.5 D kompozitní grafit s hustotou $1.6 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ (obr. 5-6(b)), třetím byl 2D kompozitní grafit, ovšem lamela byla dovybavena ocelovým závažím (obr. 5-6(c)). Měrná hmotnost lamely tak byla ve třetím případě $2.7 \text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$. Ve výpočtech se ve třetím případě

samozřejmě uvažovalo s posunutím těžiště lamely, zohledněny byly také různé součinitele tření. Emisní tlak byl během měření udržován na konstantní hodnotě 50 kPa, příkon do cyklu pak na hodnotě (50 ± 1) kW. Přehřátí admisní páry bylo udržováno konstantní na hodnotě 10 K.



Obr. 5-6 Testované lamely z (a) 2D kompozitního grafitu, (b) 2,5D kompozitního grafitu, (c) 2D kompozitního grafitu se závažím

6 Implementace matematických modelů a vyhodnocení experimentálních dat

Termodynamický model lamelového expandéru (TMLE) byl naprogramován s využitím VBA pro MS Excel. Samotné prostředí MS Excel slouží spíše jako uživatelské rozhraní a vlastní výpočty jsou z důvodu podstatně vyšší výpočetní rychlosti řešené právě prostřednictvím VBA. Látkové vlastnosti pracovní látky jsou získávány prostřednictvím databáze látkových vlastností REFPROP [94], která je k dispozici také ve formě doplňku pro MS Excel. Dynamický model lamel (DML), ve kterém je řešen i nátok pracovní látky pod lamelu, je naprogramovaný z části ve VBA a z části přímo v prostředí MS Excel. Historicky byly oba modely naprogramovány samostatně (nejprve vznikl TMLE a teprve výrazně později DML). To s sebou nese určité komplikace, kterých si je autor práce vědom (viz dále). Jednoduché sloučení obou modelů však není možné a vyžadovalo by kompletní přepracování obou programů, na což již v rámci této práce nebyl prostor.

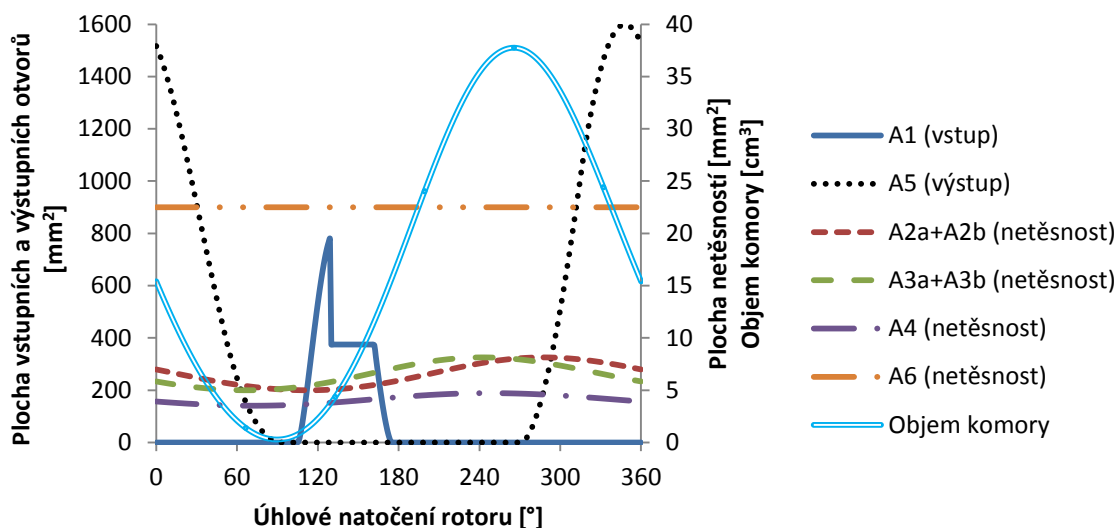
6.1 Vyhodnocení vlivu axiální a radiální vůle

Jak bylo řečeno dříve, všechny relevantní měřené veličiny k vyhodnocovaným měřeným stavům zařízení jsou uvedeny v tabulce v příloze C. Vliv axiální a radiální vůle byl ověřen pomocí TMLE (popis viz kap. 4.1).

6.1.1 Geometrické charakteristiky expandéru

Pro použití uvedeného modelu je potřeba definovat průběhy jednotlivých průtočných ploch vstupních a výstupních otvorů, samotných netěsností a objemu pracovní komory závislé na úhlovém natočení rotoru. Předpokladem výpočtu těchto průběhů je znalost geometrických charakteristik lamelového expandéru a ideálně také vůlí mezi jednotlivými součástmi (zejména axiální vůle mezi statorem a rotujícími čely a radiální vůle mezi statorem a rotorem). Vlastní postup výpočtu jednotlivých průběhů je naznačen v příloze A. Pro měřený lamelový expandér jsou pak výsledné průběhy zachyceny na obrázku 6-1. Jednotlivé průtočné plochy odpovídají schématu modelu, který je na obrázku 4-2 (str. 54). Dodejme, že v případě, že jsou lamely v trvalém kontaktu se statorem, by měla být hodnota průtočné plochy A_6 radiální vůlí nulová (lamely vždy uzavírají radiální vůli a zamezují přetokům mezi admisní a emisní částí expandéru). Konstantní hodnota průtočné plochy A_6 $22,5 \text{ mm}^2$ byla volena s ohledem na odhadovanou radiální vůli $0,15 \text{ mm}$ a pracovní délku rotoru. Špička v průtočné ploše vstupu pracovní látky A_7 je dána tím, že je pracovní

komora v první fázi plnění plněna skrz vstupní otvory, vůči kterým se postupně plně otvírá. V další fázi se však komora dostává již mimo vstupní otvory. K jejímu plnění tak dochází menší mezerou mezi statorem a rotorem (viz průtočná mezera d na obr. 2-22, str. 41).



Obr. 6-1 Průběhy průtočných ploch a objemu komory měřeného lamelového expandéru

6.1.2 Volba diskretizačního kroku

Doplňme ještě informaci ohledně volby počtu kroků j , na který je celá jedna otáčka rotoru rozdělena. Ten je v TMLE volen s ohledem na výpočetní čas a to tak, aby při zdvojnásobení počtu kroků došlo již k zanedbatelné změně predikovaného výkonu a průtoku oproti předchozímu případu. Pro vyhodnocení měřených dat byl počet kroků j na otáčku 1200, což odpovídá úhlovému natočení $0,3^\circ$ s odchylkou 0,35 % pro mechanický výkon a 0,15 % pro hmotnostní průtok oproti dvojnásobnému počtu kroků. Další zjemnění kroku již mělo zcela zanedbatelný vliv na predikované hodnoty (v řádu desetin promile), čímž bylo ověřeno, že model při zvyšování počtu kroku konverguje k řešení.

6.1.3 Kalibrace termodynamického modelu lamelového expandéru

Kalibrace TMLE spočívá v nalezení neznámých hodnot kalibračních parametrů. Jedná se o všechny průtokové součinitele vztahované k definovaným průtočným plochám, dále pak součinitel tření mezi statorem a lamelami a třecí moment ložisek. Všechny tyto parametry jsou považovány pro daný expandér za konstantní. Pro nalezení kalibračních parametrů byla použita data měřená jako kalibrační. Jednalo se o měření expandéru s minimálními dosaženými vůlemi, tedy bez axiálních podložek a s takovou polohou excentrického

kroužku, kdy byl rotor nejbližší úvrati statoru, ale stále se ještě zcela volně otáčel. Kalibrační parametry by měly mít po kalibraci takové hodnoty, aby byla měřená data v co nejlepší shodě s daty predikovanými. Identifikace hodnot parametrů je v případě jejich vyššího počtu, jako v tomto případě, velice obtížné. Z toho důvodu byl do TMLE implementován vlastní genetický algoritmus. Jeho princip je velice stručně popsán v příloze D. Na tomto místě pouze uvedeme, že se jedná o algoritmus, který prohledává stavový prostor všech možných řešení tak, aby našel řešení, které je co nejbližší optimálnímu řešení. Hodnotící funkce, která má za cíl kvantifikovat, jak moc blízko jsou aktuální nalezené parametry parametrům optimálním, je založena na minimalizaci průměru a směrodatné odchylky relativních chyb mezi vypočtenými a měřenými hodnotami průtoku a výkonu. Identifikované kalibrační parametry shrnuje tabulka 6-1.

Tab. 6-1 Identifikované kalibrační parametry modelu lamelového expandéru

Průtokové součinitele C_D pro jednotlivé průtočné plochy						Součinitel tření lamel	Třecí moment ložisek
A_0	A_1	$A_{2a,b} \sim A_{3a,b}$	A_4	A_5	A_6	μ [-]	T_b [Nm]
0,71	0,68	0,76	0,68	0,55	0,79	0,16	0,31

Navzdory předpokladům není identifikovaný průtokový součinitel plochy A_6 radiální vůlí nulový. Proudění touto plochou může nastat ve chvíli, kdy lamely zcela nedoléhají v oblasti úvratě k povrchu statoru. Nenulový součinitel průtočné plochy A_6 tak může indikovat, že lamely nejsou v trvalém kontaktu se státorem.

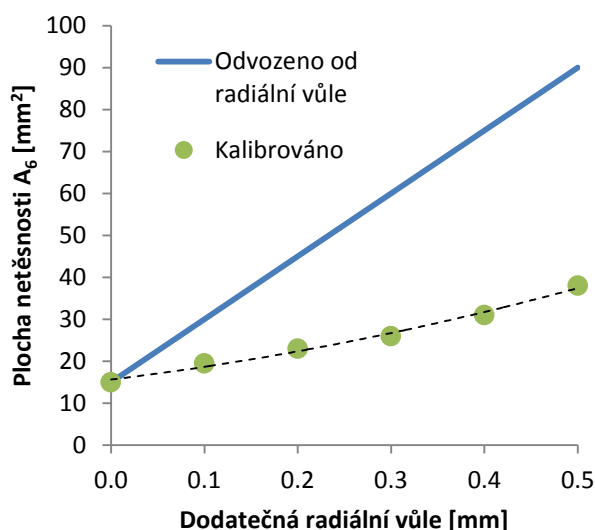
6.1.4 Ověření termodynamického modelu pro variabilní axiální a radiální vůle

Kalibrovaný termodynamický model lamelového expandéru mohl být dále použit pro ověření predikce chování expandéru v širokém rozmezí radiálních a axiálních vůlí, čímž by měla být ověřena jeho dostatečná robustnost. V případě axiálních vůlí byly zvětšovány v modelu průtočné plochy $A_{2a,b}$ resp. $A_{3a,b}$. Jediným parametrem, který byl reálně v modelu měněn, byla šířka průtočné plochy, která odpovídala tloušťce přídavné rotorové podložky.

V případě změny radiální vůle dochází k malé změně excentricity. V modelu tak bylo nutné měnit excentricitu a s ní spojený průběh objemu pracovní komory. Jak bylo zjištěno během kalibrace, průtok radiální vůlí (průtočná plocha A_6) není nulový, ačkoliv by tomu geometrie expandéru při správném chování lamel měla bránit (lamely vždy uzavírají

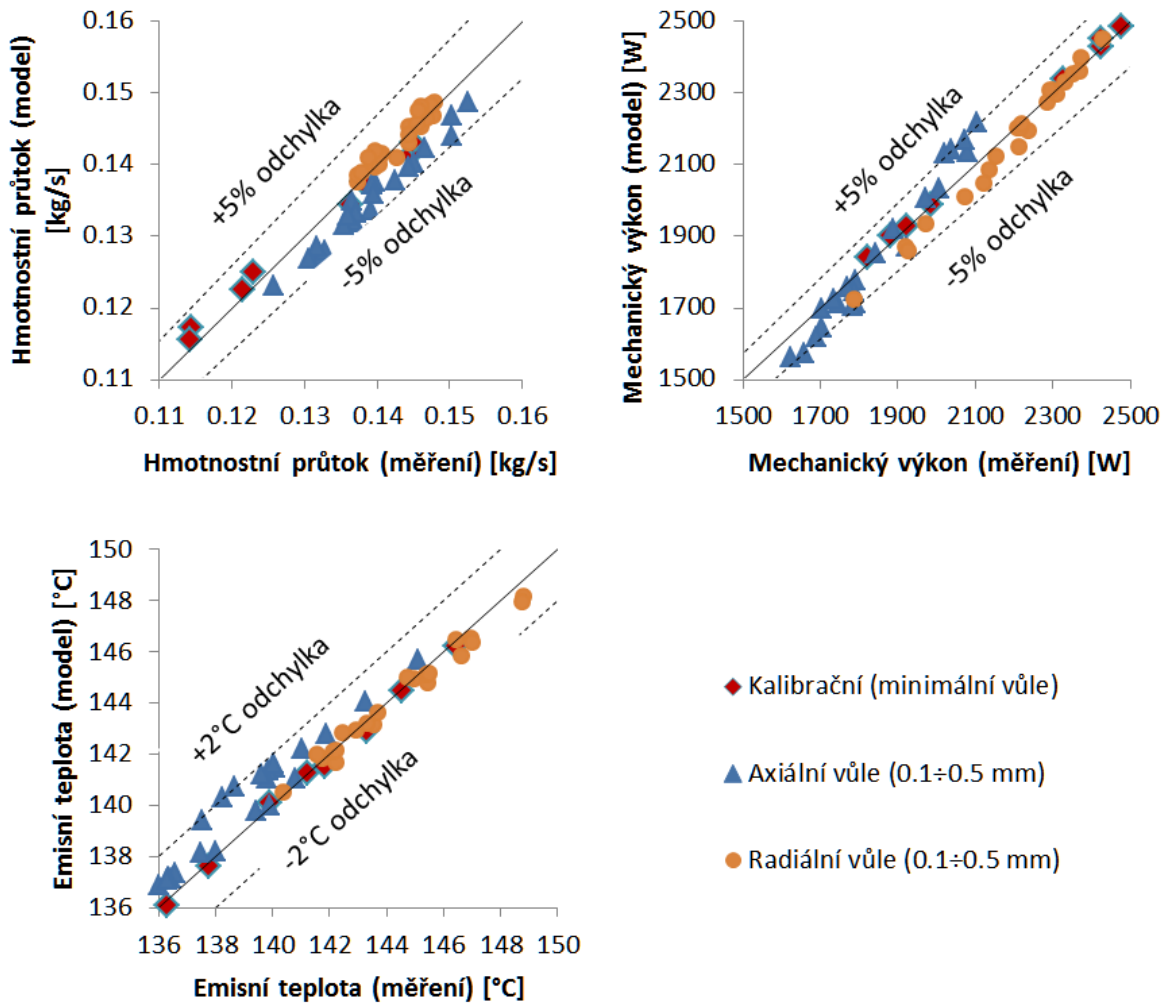
radiální vůli, pokud jsou v těsném kontaktu se statorem). Na druhou stranu bylo zjištěno, že průtočná plocha A_6 radiální vůlí nemohla být v rámci modelu stanovena prostým součinem radiální vůle a pracovní délky rotoru. V takovém případě model totiž sice správně predikoval mechanický výkon (odchylka do 4 %), ale odchylky predikovaného a měřeného průtoku byly pro maximální dodatečnou radiální vůli +0,5 mm na úrovni 40 %. Poznamenejme, že pracovní látka, která protéká netěsností v místě radiální vůle, zkratuje admisní a emisní pracovní prostory expandéru a nepodílí se na expanzní práci. Z toho důvodu jsou významné odchylky pouze u průtoku a výkon je predikován správně.

Vysvětlením tohoto jevu by mohlo být pouze částečné vysunutí či zakmitání lamely v oblasti úvratí. Průtočná plocha A_6 radiální netěsností proto musela být kalibrována na základě měřeného průtoku. Výsledná závislost kalibrované plochy v porovnání s maximální možnou plochou, která je daná radiální vůlí, je znázorněna na obrázku 6-2.



Obr. 6-2 Průběh průtočné plochy A_6 v závislosti na nastavené radiální vůli

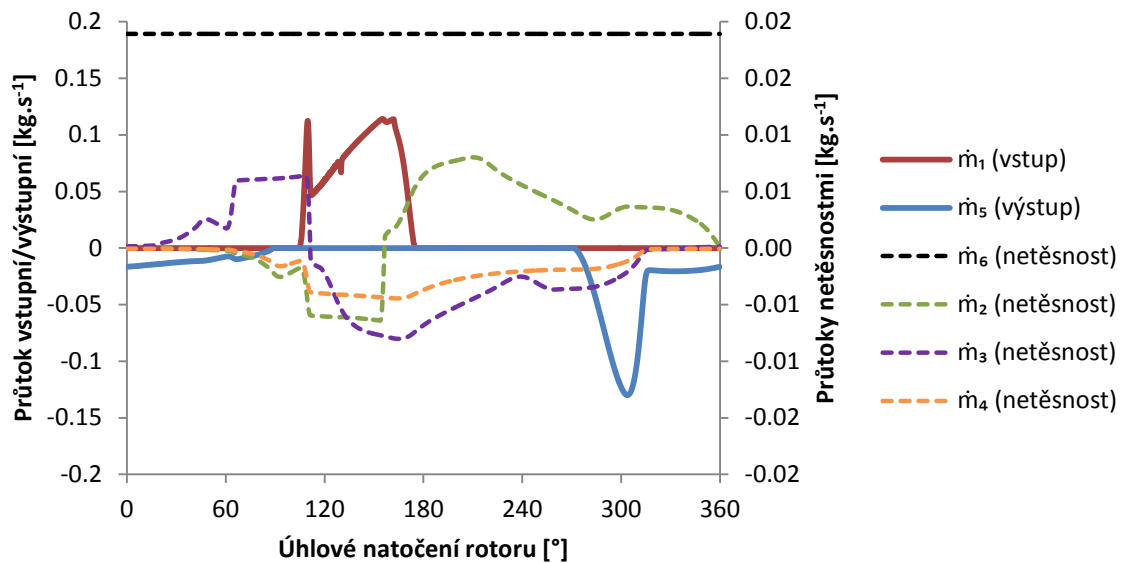
Výsledkem této kalibrace je velice dobrá shoda měřených a predikovaných parametrů (mechanického výkonu, průtoku a emisní teploty) pro všechna měření v širokém rozsahu radiálních a axiálních vůlí. Tuto shodu parametrů zachycuje obrázek 6-3. Odchylky hmotnostního průtoku a mechanického výkonu se pohybují do 5 %, odchylky emisní teploty do 2 °C.



Obr. 6-3 Porovnání měřených hodnot a hodnot predikovaných modelem expandéru

6.1.5 Vliv netěsností na chování lamelového expandéru

Ověřený termodynamický model lamelového expandéru byl následně použit pro detailní analýzu vlivu netěsností na chování expandéru. Typické průběhy hmotnostních průtoků jednotlivými průtočnými plochami pro testovaný expandér v rámci jedné komory během jedné otáčky zachycuje obrázek 6-4. Je patrné, že průtoky netěsnostmi jsou přibližně o řád nižší, než jsou hlavní průtoky vstupními a výstupními otvory. Průtok netěsností \dot{m}_6 (radiální vůlí) je pak výrazně vyšší, než průtok ostatními netěsnostmi, které jsou na srovnatelné úrovni. Dodejme, že kladná špička v průtoku vstupem je dána náhlým otevřením evakuované pracovní komory vůči vstupním otvorům, menší záporná špička je pak dána geometrií vstupních otvorů A_1 (viz popis na str. 81-82 a obrázek 6-1).



Obr. 6-4 Typické průběhy hmotnostních průtoků jednotlivými průtočnými plochami

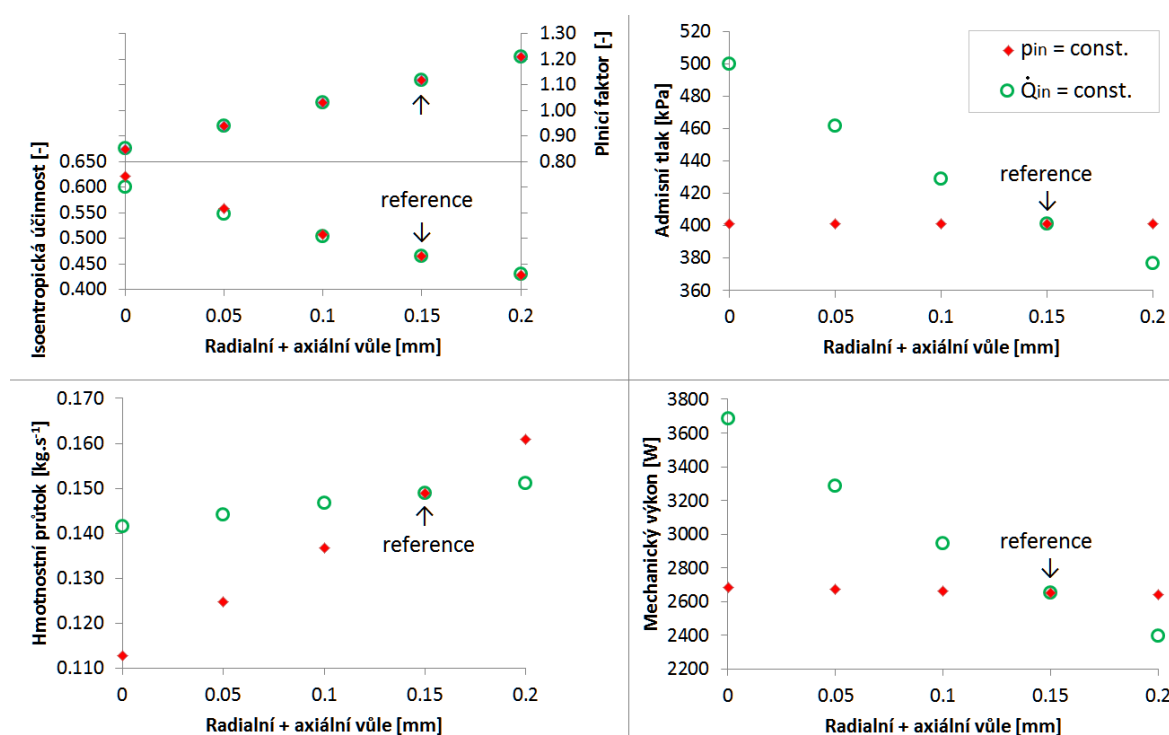
Dále byl analyzován vliv vůlí na chování expandéru. Cílem této analýzy je posouzení dopadu zúžení obecných výrobních tolerancí, které by vedly ke snížení vůlí uvnitř expandéru. V těchto analýzách byl testovaný expandér nahrazen modelovým se shodnými radiálními a axiálními vůlemi 0,15 mm. Tento modelový expandér z hlediska netěsností přibližně odpovídá testovanému expandéru a lze ho považovat za výchozí (referenční) stav, ke kterému se bude vliv změny vůlí porovnávat. Důvodem pro nahrazení testovaného expandéru modelovým je lepší srozumitelnost a názornost výsledků. Testovaný expandér měl totiž vůle v axiálním a radiálním směru různé, stejně tak byly navíc zcela odlišné vůle mezi lamelami a rotorovými čely (to vše bylo způsobeno nedodržením výrobních tolerancí).

V případě radiální vůle byl uvažován horší případ, kdy lamely v oblasti úvratí nijak nebrání přetokům mezi admisní a emisní částí expandéru. Připomeňme, že radiální vůle mezi statorem a rotorem ovlivňuje průtočnou plochu A_6 a axiální vůle mezi statorem a rotorovými čely ovlivňuje průtočné plochy A_2 , A_3 , A_4 . Analýzy byly vytvořeny pro dva základní provozní režimy – režim konstantního admisního (vstupního) tlaku a režim konstantního tepelného příkonu cyklu (viz tabulka 6-2). Běžně se v literatuře setkáváme s přístupem, kdy se posuzuje expandér a jeho vlastnosti při pevně daném admisním tlaku. Dle názoru autora je však názornější posuzovat expandér z hlediska konstantního tepelného příkonu cyklu (podrobněji viz kapitola 4-3), kdy je patrný a zcela zřejmý zpětný vliv expandéru na admisní tlak. Vstupní parametry pro analýzy jsou uvedeny v tabulce 6-2. Pro referenční stav jsou admisní parametry pracovní látky shodné.

Tab. 6-2 Vstupní parametry pro analýzy vlivu netěsností

		režim analýzy	
		konstantní vstupní tlak	konstantní tepelný příkon
Vstupní tlak	[kPa]	401	závislá proměnná
Vstupní teplota	[°C]	166	závislá proměnná
Vstupní přehřátí	[K]	10	10
Výstupní tlak	[kPa]	60	60
Otáčky expandéru	[RPM]	3020	3020
Tepelný příkon cyklu	[kW]	závislá proměnná	50

Následující grafy na obrázku 6-5 zachycují vývoj výsledných parametrů expandéru se snižováním výrobních vůlí (radiální i axiální) až k ideálnímu případu nulových vůlí a nulových netěsností. Z grafů je patrné, že při snížení vůlí na hodnotu 0,05 mm, která se jeví jako ekonomicky dosažitelná, vzroste isoentropická účinnost z hodnoty 0,46 na hodnotu 0,55. Rozdíl mezi vyhodnocením isoentropické účinnosti v režimu konstantního tlaku a v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu je minimální.

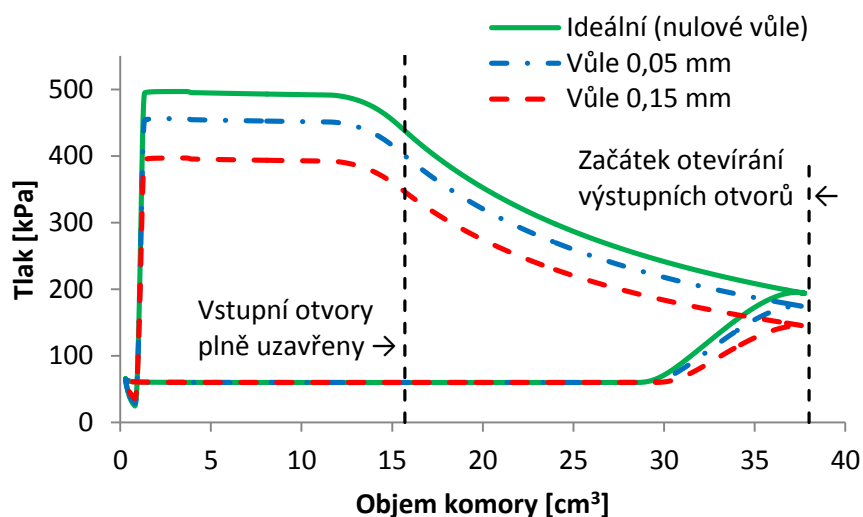


Obr. 6-5 Vliv axiální a radiální vůle na parametry lamelového expandéru pro režim konstantního admisního tlaku a konstantního tepelného příkonu cyklu

Poznamenejme, že v ideálním případě nulových vůlí je relativně nízká hodnota isoentropické účinnosti 0,6 způsobena třecími ztrátami (9 procentních bodů) a tlakovými ztrátami na vstupu a výstupu spolu s nedostatečnou expanzí (31 procentních bodů). Plnicí

faktor má v obou režimech stejnou klesající tendenci až do hodnoty <1 , která je způsobena tlakovými ztrátami na vstupu. V režimu konstantního přívodu tepla je pro případ nižších vůlí patrný značný nárůst admisního tlaku a výrazný nárůst mechanického výkonu z referenční hodnoty 2640 W až na hodnotu 3290 W dosažitelnou při vůlích 0,05 mm. V režimu s konstantním admisním tlakem je pro nižší vůle naopak zřejmý značný pokles hmotnostního průtoku expandérem, změna mechanického výkonu expandéru je však zcela zanedbatelná. Vliv vůlí v režimu konstantního admisního tlaku tedy není zdaleka tak vypovídající jako v případě režimu konstantního přívodu tepla.

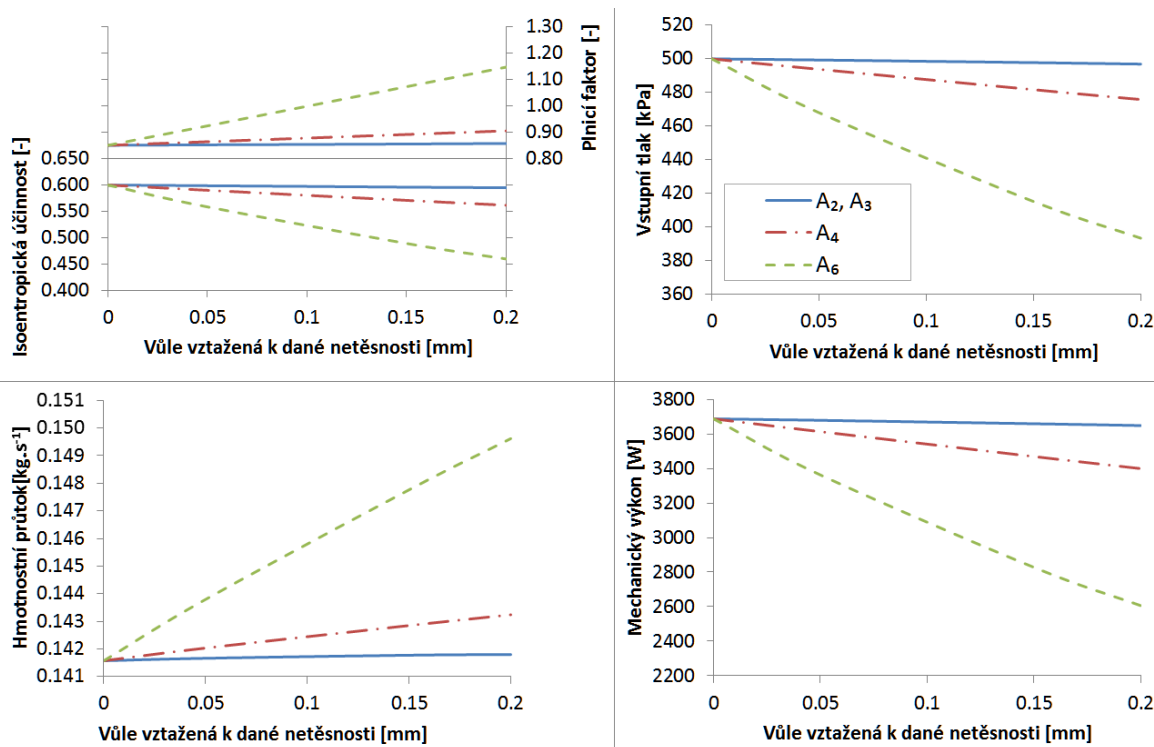
Vliv vůlí v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu je také zobrazen v grafu na obrázku 6-6. Na první pohled je zřejmý přínos ve zvýšení admisního tlaku, který vede ke zvýšení mechanické práce komory. Je však také patrný i nárůst tlaku v komoře před jejím otevřením vůči výstupním otvorům, což vede k vyšším ztrátám způsobeným náhlou expanzí.



Obr. 6-6 Vliv vůlí na průběh p - V diagramu v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu

Dodejme ještě, že v případě režimu konstantního admisního tlaku by byl rozdíl v průběhu p - V diagramu při vůlích 0,15 mm a 0,05 mm zcela minimální.

Aby čtenář získal jasnou představu o vlivu jednotlivých netěsností, byly v dalším kroku netěsnosti analyzovány odděleně. Diagramy na obrázku 6-7 zachycují změnu výsledných parametrů expandéru v závislosti na velikosti vůle, ke které se analyzovaná netěsnost vztahuje, zatímco ostatní netěsnosti byly nulové.



Obr. 6-7 Vliv jednotlivých netěsností na charakteristiku expandéru

Jak je vidět na grafech, pokud nejsou lamely v těsném kontaktu se státorem, mají netěsnosti vycházející z radiální vůle (průtočná plocha A_6) zdaleka nejvýznamnější vliv na chování expandéru. Úniky z pracovní komory do emise axiální vůlí mezi státorem a rotorovými čely, které jsou reprezentovány průtočnou plochou A_4 , mají podstatně menší význam. Snížení těchto vůlí vede k nárůstu výkonu řádově o 100 W. Snížení netěsností mezi pracovními komorami (průtočné plochy A_2 , A_3 dané axiálními vůlemi také mezi lamelami a rotorovými čely) má potom zcela zanedbatelný vliv. Hlavní snahy by tedy měly směřovat k zabezpečení kontaktu mezi státorem a lamelou v oblasti úvratí a k případnému snížení radiálních vůlí. Snížení radiálních vůlí je otázkou výrobních tolerancí, zatímco zabezpečení kontaktu lamely a statoru musí být podchyceno již během návrhu. K tomuto účelu slouží dynamický model lamel, jehož použití bude uvedeno v kapitole 6.2. Prezentované výsledky jsou publikovány v [85].

6.1.6 Analýza citlivosti TMLE na nejistoty měření

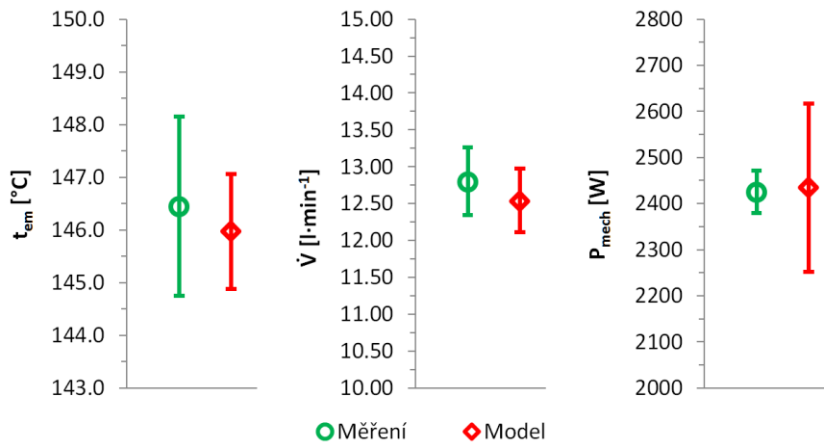
Pro lepší představu o tom, jak je TMLE citlivý na nejistoty vstupních měřených parametrů, byla pro vybraný měřený reprezentativní stav zpracována následující vícerozměrná citlivostní analýza. Do matematického modelu byly dosazeny jeho vstupní parametry (admisní tlak, admisní teplota, emisní tlak) s maximálními možnými odchylkami danými nejistotami měření a výsledné parametry z modelu (emisní teplota, hmotnostní průtok,

mechanický výkon) pak byly porovnány s parametry měřeními. Celkem byly vytvořeny tři scénáře. První scénář uvažuje přímo s hodnotami měřeními, druhé dva scénáře uvažují mezní hodnoty měřených parametrů dané jednotlivými nejistotami, a to tak, aby bylo dosaženo maximálních možných odchylek výstupních parametrů modelu. Pro dosažení maximálního mechanického výkonu P_{mech} , objemového průtoku pracovní látky \dot{V} za napájecím čerpadlem i emisní teploty t_{em} byly do modelu dosazeny hodnoty admisního tlaku a admisní teploty s maximální kladnou nejistotou a emisního tlaku s maximální zápornou nejistotou, čímž bylo dosaženo maximálního entalpického spádu na expandéru. Varianta minimálních hodnot výkonu, průtoku i teploty naopak znamená dosazení admisních parametrů s maximální zápornou nejistotou a emisního tlaku s maximální kladnou nejistotou. Hodnoty měřených veličin reprezentativního stavu použitého pro tuto citlivostní analýzu včetně celkových rozšířených nejistot shrnuje tabulka 6-3.

Tab. 6-3 Měřené vstupní parametry pro citlivostní analýzu

Měřené parametry		$U_{c,0.95}$
p_{ad} [kPa]	377	± 12
t_{ad} [°C]	162,1	$\pm 1,7$
p_{em} [kPa]	60,0	$\pm 4,9$
t_{em} [°C]	146,4	$\pm 1,7$
$t_{nč}$ [°C]	73,2	$\pm 1,7$
\dot{V} [l·min ⁻¹]	12,80	$\pm 0,46$
P_{mech} [W]	2425	± 46

Výsledky této citlivostní analýzy jsou graficky znázorněny na obrázku 6-6. Největší disproporce mezi nejistotou měření a modelu je patrná na hodnotách mechanického výkonu, který je zároveň ovlivněn nejistotami vstupních měřených parametrů nejvíce. Predikovaný mechanický výkon dosahuje hodnoty (2436 ± 182) W. Připomeňme však, že se uvedený rozptyl týká skutečně nejméně příznivého stavu, kdy jdou chyby snímačů „proti sobě“. Doplňme ještě, že se ve všech případech hodnoty vypočtených a měřených parametrů s možnými odchylkami překrývají. Autor předpokládá, že pro ostatní měřené stavy expandéru bude ovlivnění výsledných hodnot modelu nejistotou měřených parametrů obdobné.



Obr. 6-8 Výsledky citlivostní analýzy modelu na nejistoty vstupních měřených parametrů

6.2 Vyhodnocení vlivu odstředivé síly působící na lamely

Průběh experimentálního měření byl popsán v kapitole 5.4.2. Připomeňme, že měření bylo provedeno tak, aby byla pokryta široká škála odstředivých sil působících na lamely. Vliv této odstředivé síly byl zkoumán ve dvou fázích. V první fázi byl k vyhodnocení použitý pouze termodynamický model expandéru. Ve druhé fázi byl zařazen do výpočtů také dynamický model lamel (podrobněji viz dále). Záznam měřených veličin vztažených k měřením vlivu odstředivé síly působící na lamely je, stejně jako v předchozím případě, k dispozici v příloze C.

6.2.1 Kalibrace termodynamického modelu expandéru

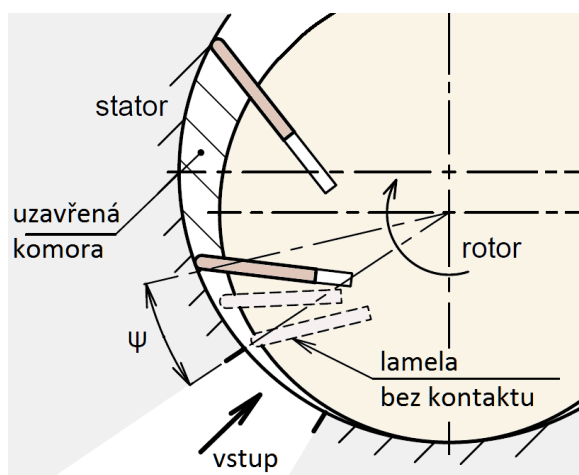
Aby bylo možné v dalších analýzách použít termodynamický model expandéru, bylo nutné tento model znovu kalibrovat. Důvodem bylo odstranění excentrických kroužků, které sloužily v prvním případě pro nastavení radiální vůle, výměna ložisek a přidání jedné axiální podložky 0,1 mm pro zvýšení axiální vůle. Kalibrace proběhla obdobně jako v případě vyhodnocení měření s různými axiálními a radiálními vůlemi za použití genetického algoritmu porovnáním měřených a predikovaných parametrů průtoku pracovní látky a mechanického výkonu. Ke kalibraci sloužila data změřená s lamelami se závažími při otáčkách 3300 min⁻¹. Základním předpokladem při kalibraci bylo, že při daných otáčkách nedojde u lamel se závažími ke ztrátě kontaktu se statorem, resp. pokud ke ztrátě kontaktu dojde, lamely budou uzavírat pracovní komoru včas. Identifikované parametry shrnuje tabulka 6-4.

Tab. 6-4 Identifikované kalibrační parametry modelu lamelového expandéru

Průtokové součinitele C_D pro jednotlivé průtočné plochy						Součinitel tření lamel	Třecí moment ložisek
A_0	A_1	$A_{2a,b} \sim A_{3a,b}$	A_4	A_5	A_6	μ [-]	T_b [Nm]
0,71	0,80	1,09	0,73	0,76	0,71	0,13	0,44

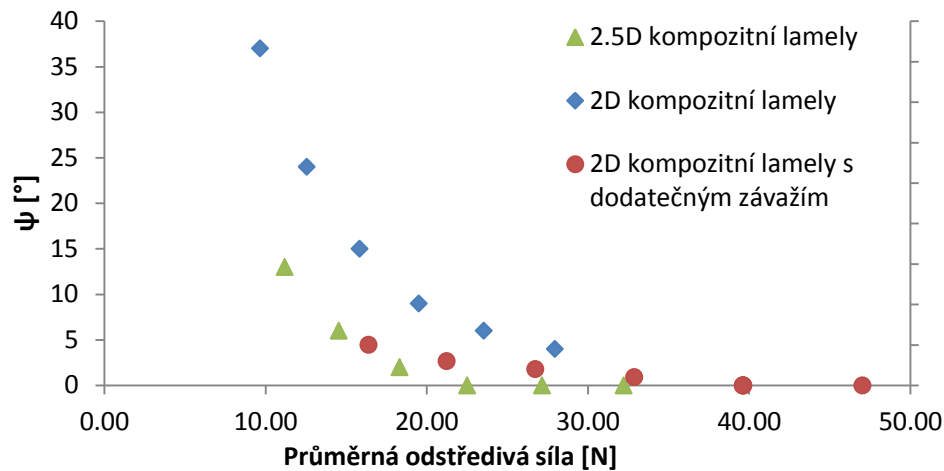
6.2.2 Analýza vlivu odstředivé síly působící na lamely v rámci TMLE

Jak bylo řečeno dříve, v první fázi byl pro analýzu dat získaných při měření s lamelami s různou hmotností při různých otáčkách nejprve použit kalibrovaný termodynamický model lamelového expandéru. Do tohoto modelu byl nově zaveden úhel ψ , který charakterizuje zpoždění uzavření komory – viz obrázek 6-9. Tento úhel reprezentuje rozdíl mezi okrajem vstupních otvorů pro přívod pracovní látky a skutečným dosednutím lamely ke statoru, kdy dojde k reálnému uzavření přívodu pracovní látky do komory.



Obr. 6-9 Ilustrace pozdějšího uzavření pracovní komory charakterizované úhlem ψ

Úhel ψ v modelu reálně ovlivňuje vstupní průtočnou plochu A_1 . Je-li tento úhel větší než nula, uvažuje se před uzavřením s konstantní průtočnou plochou A_1 (lamela nijak nebrání průtoku pracovní látky). V průběhu vyhodnocení měřených dat byl nastavován úhel ψ tak, aby došlo k co nejlepší shodě mezi měřenými a predikovanými výstupními parametry. Výsledná odchylka predikce hmotnostního průtoku a výkonu po nalezení úhlu ψ byla ve všech případech nižší než $\pm 3,5$ %, v 85 % měřených stavů pak byla nižší než ± 2 %. Výsledný graf úhlu ψ v závislosti na průměrné odstředivé síle působící na lamelu zachycuje obrázek 6-10.

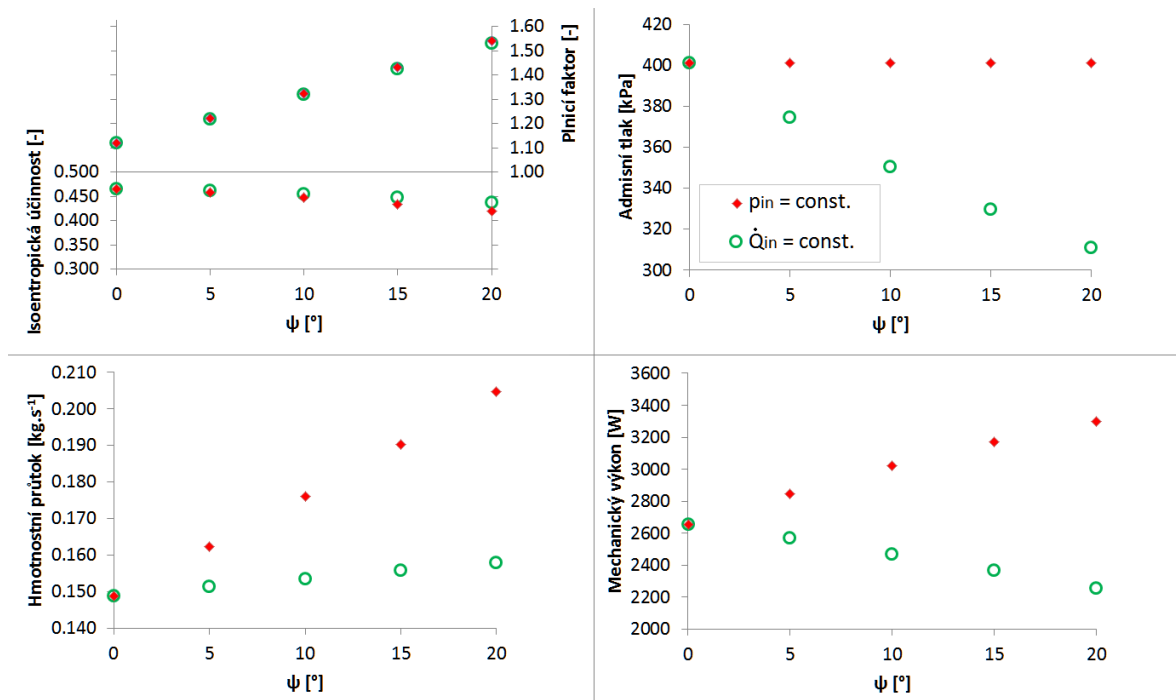


Obr. 6-10 Vliv střední odstředivé síly na včasnost uzavření pracovní komory

Ačkoliv jsou měření s různými lamelami vzájemně posunuta ve směru osy y (viz dále), je vidět jasný trend, který naznačuje, že při klesající odstředivé síle působící na lamely dochází k uzavření pracovní komory výrazně později, což značí, že dochází ke ztrátě kontaktu lamely a statoru. Výsledkem toho je značné snížení expanzního poměru a nárůst objemového, respektive hmotnostního průtoku (pracovní komora má po uzavření přítoku výrazně větší objem). Doprovodným efektem je snížení isoentropické účinnosti. Na obrázku 6-10 je dále také patrná určitá prahová hodnota odstředivé síly (přibližně 30 N), od které je pracovní komora uzavírána včas (úhel ψ je nulový).

Pozastavme se ještě nad rozptylem dopočteného úhlu ψ pro testované lamely. Vysvětlení není zdaleka jednoduché a autor se domnívá, že by tento rozptyl mohl být způsoben odlišným chováním lamel, které mají různé vlastnosti při dosednutí ke statoru. Zjednodušeně se totiž předpokládá, že lamela po odtržení od statoru po opětovném dosednutí kontakt již neztrácí. Reálně však může docházet k záskmitům, které průtočné plochy mezi komorou a vstupními otvory opět zpřístupní.

V dalších analýzách byl expandér nahrazen modelovým, se stejnými okrajovými podmínkami jako v případě předchozích analýz radiálních a axiálních vůlí (stejně kalibrační parametry modelu, shodné radiální a axiální vůle na úrovni 0,15 mm). Důvodem je porovnatelnost výsledků s předchozími analýzami vlivu vůlí. Cílem je analyzovat vliv pozdějšího uzavření pracovní komory na sledované parametry expandéru, a to opět v režimu konstantního tlaku i v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu. Tyto parametry zachycují diagramy na obrázku 6-11.

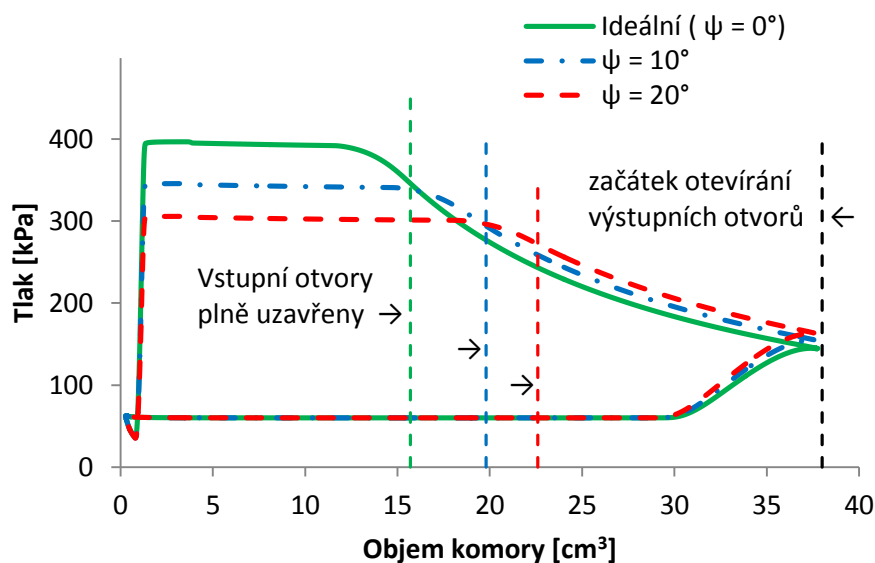


Obr. 6-11 Vliv pozdějšího uzavření pracovní komory na jednotlivé parametry lamelového expandéru v režimu konstantního admisního tlaku a konstantního tepelného příkonu cyklu

Z diagramů je patrné, že čím později dojde k uzavření pracovní komory, tím nižší je isoentropická účinnost a naopak velice výrazně roste plnicí faktor (definován rovnicí (22), str. 61), neboť roste počáteční objem pracovní komory (na začátku expanze). Režim analýzy má na tyto parametry pouze minimální vliv. V režimu konstantního tlaku je pak patrný značný nárůst hmotnostního průtoku, který musí proudit expandérem při pozdějším uzavírání komor, aby byl udržen požadovaný konstantní admisní tlak. To se samozřejmě projeví i ve značném zvýšení mechanického výkonu. Jak bylo řečeno dříve, autor však preferuje analýzu v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu, která se více podobá reálnému nasazení expandéru. V tomto režimu je naopak patrný značný pokles admisního tlaku, který je způsoben zvýšeným objemovým průtokem expandérem. Mechanický výkon expandéru se také s pozdějším uzavřením pracovní komory výrazně snižuje.

Pro názornost je problém s pozdějším uzavřením pracovní komory zachycen také v p-V diagramu na obrázku 6-12. Diagramy byly vygenerovány v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu. V diagramech je patrné prodloužení fáze plnění, zvětšení počátečního objemu pracovní komory i snížení admisního tlaku, které je dané podstatně vyšším průtokem expandérem. Z velikosti ploch ohraničených křivkami v p-V diagramu,

je patrný i úbytek mechanické práce pracovní komory v případě jejího pozdějšího uzavření.

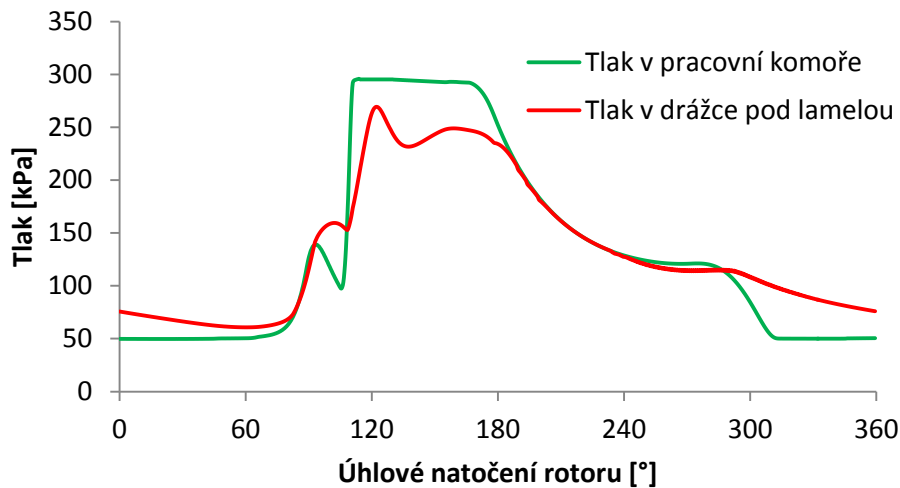


Obr. 6-12 Vliv pozdějšího uzavření pracovní komory na průběh p-V diagramu v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu

Pro úplnost doplňme, že analýza vlivu pozdějšího uzavírání lamel na výkonové charakteristiky lamelového expandéru pomocí semi-empirického modelu byla autorem práce publikována s totožnými závěry v [95].

6.2.3 Analýza s využitím dynamického modelu lamel

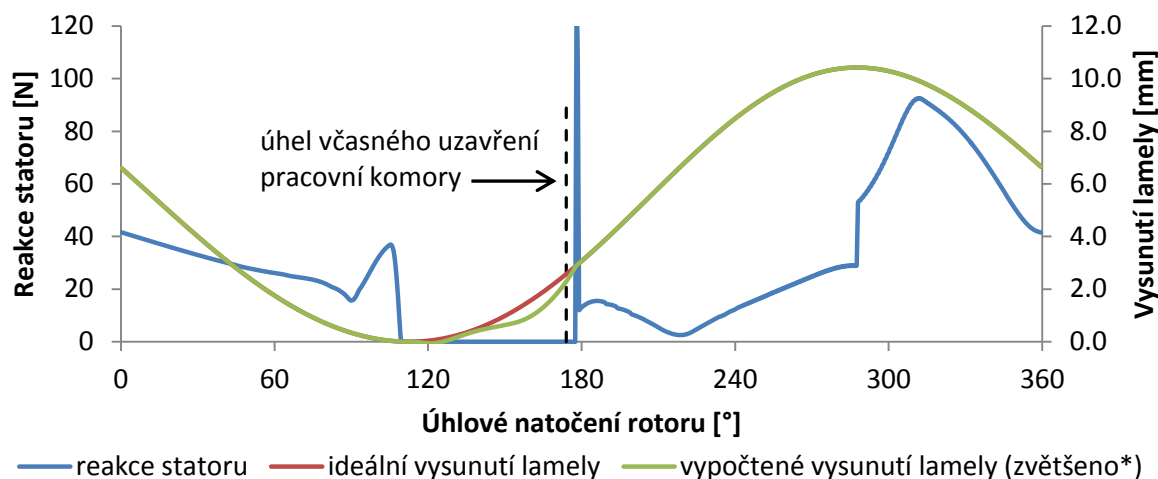
V rámci druhé fáze vyhodnocení experimentálních měření byl využit dynamický model lamely, který dokáže predikovat, zda a v jaké fázi pohybu lamely dojde k jejímu odtržení od povrchu statoru a dále i výslednou polohu lamely [87]. Jak bylo vysvětleno v kapitole 4.2, model využívá podrobný popis sil působících na lamelu včetně výpočtu tlaku v drážce pod lamelou. Znalost tohoto tlaku je klíčová, jelikož tento tlak zásadně ovlivňuje chování lamely během otáčení rotoru. Na obrázku 6-13 jsou zobrazeny výsledné vypočtené průběhy tlaku v pracovní komoře a v drážce přilehlé lamely závislé na úhlovém natočení rotoru pro vybraný měřený stav. Tlak v pracovní komoře působí na špičku lamely, tlak v drážce pod lamelou pak na spodek lamely.



Obr. 6-13 Typický průběh tlaku v pracovní komoře a v drážce pod lamelou během otáčení rotoru

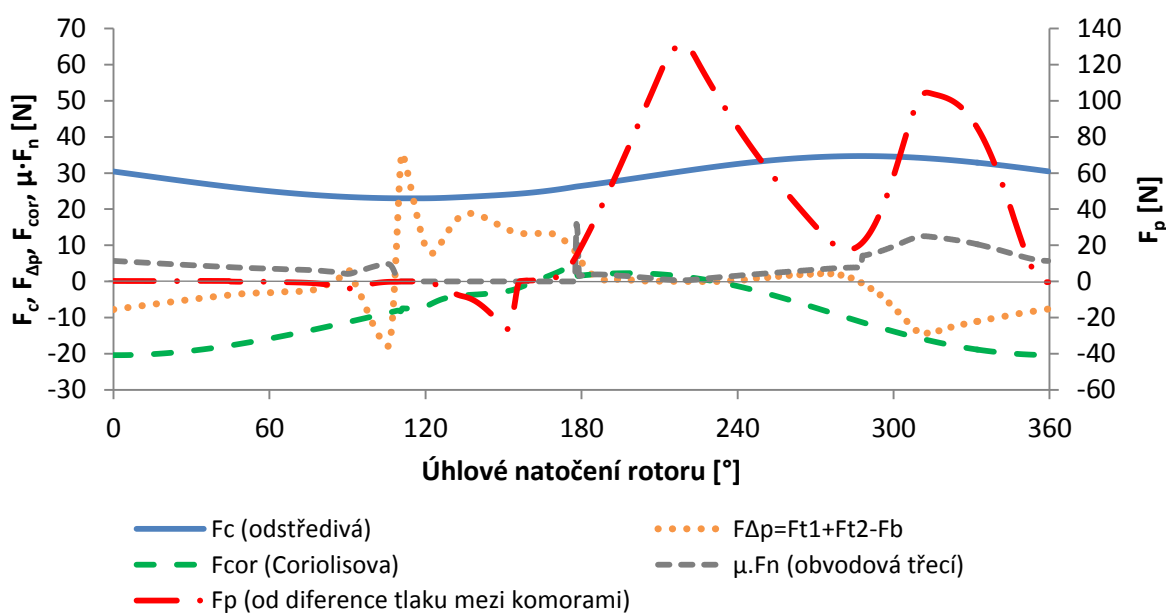
K danému vybranému měřenému stavu byl pomocí dynamického modelu a průběhu tlaku v drážce pod lamelou vypočten průběh vysunutí lamely během otáčení rotoru. Tento průběh je zachycen na obrázku 6-14 společně s reakční silou statoru působící na lamelu. Jak je z obrázku patrné, krátce potom, co lamela projde úvratí, ztrácí kontakt s povrchem statoru. Održení lamely (na obrázku pro názornost 3x zvětšeno) je indikováno nulovou reakcí statoru. Opětné dosednutí lamely k povrchu statoru nastává přibližně 11° za hranou vstupních otvorů, což je doprovázeno špičkou v reakční síle statoru, jejíž hodnotu však DML neumí z principu stanovit správně.² Kromě negativních dopadů z pohledu výkonových parametrů expandéru dochází při tomto jevu k velkému namáhání samotné lamely, což může mít negativní vliv na její životnost.

² Jak bylo řečeno dříve v kapitole 4.2, DML neuvažuje s pružností jednotlivých materiálů a bilancuje pouze síly v pevném časovém kroku. Pro zjištění reálné hodnoty silového účinku lamely na stator při obnovení kontaktu by bylo třeba určit tuhost lamely i statoru, určit zpomalení lamely po jejím dopadu, dále bilancovat i kinetickou energii lamely a výrazně zjemnit časový krok celého výpočtu alespoň v oblasti obnovení kontaktu lamely a statoru.



Obr. 6-14 Ideální a vypočtený průběh vysunutí lamely (*odtržení lamely 3x zvětšeno) a statorové reakční síly

Pro lepší představu o průběhu a velikosti ostatních významných sil působících na lamelu, jsou tyto síly pro daný analyzovaný stav zobrazeny na obrázku 6-15. Indexy sil korespondují se silovým rozбором na obrázku 2-28 (str. 47).



Obr. 6-15 Průběh vybraných sil působících na lamelu během otáčení rotoru

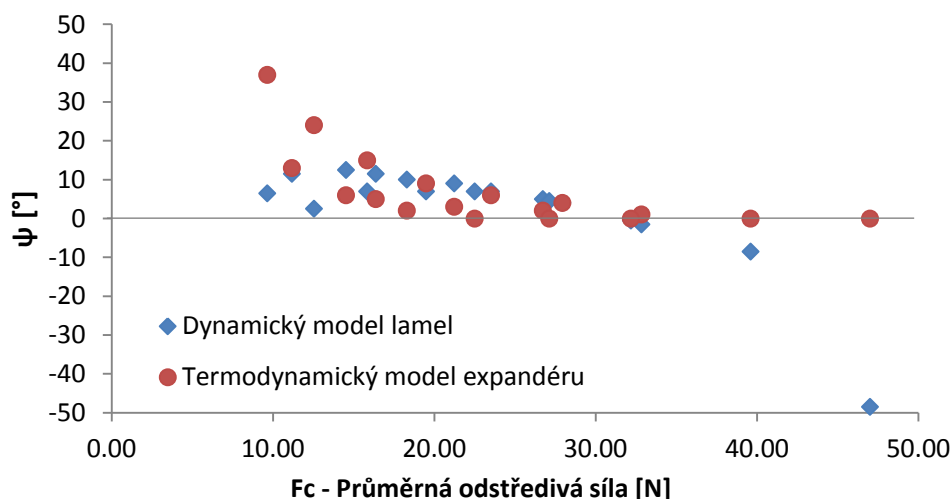
Dynamický model lamel byl dále ověřen pomocí dat získaných experimentálními měřeními (dle kapitoly 5.4.2). Pro každý měřený stav byl nejprve vygenerován tlakový $p-\varphi$ diagram, u kterého bylo uvažováno s úhlem ψ vyjadřujícím zpožděné uzavření pracovní komory. Vygenerovaný $p-\varphi$ diagram pak sloužil jako vstupní průběh pro dynamický model. Pomocí toho byly zpětně zjištěny úhly, na kterých lamela ztratí kontakt se státorem

a úhly, kdy dojde k opětovnému obnovení kontaktu ($\sim\psi$). Kalibrace dynamického modelu spočívala v nalezení hodnoty průtokového součinitele průtočné plochy páry do drážky pod lamelu μ_{A02} . Pro každý typ lamely byl tento koeficient mírně upraven tak, aby docházelo k co nejlepšímu shodám úhlů ψ , které predikuje dynamický model. Hodnoty průtokových součinitelů shrnuje tabulka 6-5. Průtokový součinitel μ_{A01} (nátok do plnicího otvoru, viz obr. 4-6, str. 63) byl stanoven odhadem na hodnotu 0,75.

Tab. 6-5 Identifikované průtokové součinitele pro dynamický model

typ měřených lamel	2D lamely	2.5D lamely	2D lamely se závažím
průtokový součinitel μ_{A02}	0.375	0.365	0.33

Porovnání úhlů ψ stanovených pomocí dynamického modelu lamel s úhly stanovenými pomocí termodynamického modelu expandéru a experimentálních měření je zobrazeno na obrázku 6-16.



Obr. 6-16 Porovnání úhlů ψ stanovených pomocí DML s úhly stanovenými pomocí TMLE a experimentálních měření

Záporné úhly ψ z dynamického modelu lamel značí, že ke ztrátě kontaktu lamely se statorem dochází, k obnovení kontaktu však dochází ještě před ukončením fáze plnění, tedy před uzavřením vstupních otvorů. Komora je v těchto případech uzavírána včas a výsledky z dynamického modelu lamel jsou tak ve shodě s výsledky z termodynamického modelu expandéru. Jak je vidět, k velkým odchylkám dochází v oblasti nízkých odstředivých sil, kdy termodynamický model spolu s experimentálně zjištěnými daty předvídá výrazně pozdější uzavření pracovní komory, naopak dynamický model toto nepredikuje. Příčin může být několik a pravděpodobná je jejich kombinace. Zaprvé

dynamický model lamel využívá predikovaný p-V diagram, jehož podoba může být reálně odlišná, např. z důvodu kmitání lamely (lamela během zákmitů umožňuje nátok pracovní látky do již uzavřené komory, což p-V diagram deformuje). Za druhé dynamický model lamel neuvažuje s možností kmitání lamely. Je však možné, že v určitých situacích reálně ke kmitání lamely dochází. Toto kmitání může být navíc buzené značně proměnlivými silami, které na lamelu během otáčení působí a které mohou být při různých měřených stavech různé. Navíc se mohou lamely použité v experimentálních měřeních pro stanovení vlivu odstředivé síly chovat z hlediska kmitání zcela odlišně (jejich koeficient restituce může být s ohledem na jejich materiál a konstrukci odlišný).

Poznamenejme však, že výše uvedené nejistoty se týkají situací, kdy chceme zjistit, co se s lamelami děje po opětovném obnovení kontaktu se statorem. Naopak ztráta kontaktu by takovými nejistotami postížena být neměla. Z analýz vyplynulo důležité zjištění, že ke ztrátě kontaktu lamely a statoru dochází ve všech měřených režimech, a to v úhlovém natočení rotoru od $107,5^\circ$ do 110° . Jedná se o oblast těsně před dosažením úvratě, resp. minimálního vysunutí lamely (na obrázku 6-14, str. 97 je dobře patrný počátek nulové reakce). To značí, že může pára protékat radiální vůlí mezi statorem a rotorem, což podporuje závěr, který vyplynul při kalibraci termodynamického modelu pro měření radiálních a axiálních vůlí (viz kapitola 6.1.3). Důležité je, že je model v tomto ohledu (predikce ztráty kontaktu) velice málo citlivý na změnu průtokového součinitele μ_{A01} . Závěry vyplývající z těchto zjištění budou aplikovány v návrhu lamelového expandéru v další kapitole.

7 Návrh optimální geometrie lamelového expandéru

Jak bylo uvedeno dříve, cílem této disertační práce je sestavení obecného komplexního modelu lamelového expandéru, který uvažuje všechny podstatné jevy, které probíhají uvnitř lamelového expandéru. Na základě toho lze sestavit obecný postup pro vytvoření optimalizovaného návrhu geometrických charakteristik lamelového expandéru pro libovolné okrajové podmínky, a to v mezích, které jsou definované vlastním konstrukčním řešením expandéru a jeho konkrétní aplikací. Takový obecný postup je předmětem této kapitoly. Závěrem kapitoly pak bude prezentováno teoretické porovnání experimentálně měřeného lamelového expandéru s nově navrhovaným.

7.1 Obecný postup návrhu lamelového expandéru

7.1.1 Definice okrajových podmínek

V první fázi návrhu je třeba definovat okrajové podmínky, ve kterých by měl navrhovaný expandér pracovat. Ačkoliv je předmětem termodynamický návrh expandéru, je třeba vnímat tento návrh v kontextu vlastní konstrukce expandéru a konstrukčních omezení. Okrajovou podmínkou tak může být například maximální teplota pracovní látky s ohledem na použitý materiál lamel či s ohledem na konstrukční umístění ložisek v rámci expandéru. Další okrajovou podmínkou je zcela jistě typ pracovní látky či její maximální dovolený tlak. Výkonová omezení mohou vyplynout během vlastního návrhu. Při definování okrajových podmínek lze do určité míry vycházet i z obecných vlastností lamelových expandérů, které vyplynuly z rešerše. Na jejím základě lze hovořit o limitních teplotách pracovní látky přibližně do 200°C, tlacích až v řádech jednotek MPa a mechanických výkonech v řádech jednotek kW. Dodejme však, že zmíněná omezení mohou být do určité míry překonána vhodnými konstrukčními návrhy, adekvátním výběrem materiálů apod.

7.1.2 Sestavení modelu lamelového expandéru, geometrické parametry

Dalším krokem je sestavení obecného termodynamického modelu lamelového expandéru, který byl popsán v kapitole 4.1. Tento model v sobě zahrnuje geometrický popis expandéru, popis termodynamických jevů nastávajících v expandéru během pracovního cyklu a zjednodušený popis mechanických ztrát. Geometrické charakteristiky je možné pro zjednodušení navzájem provázat například dle obecných doporučení vycházejících z literatury [22] pro lamelové kompresory. Voleným (resp. zprvu

odhadovaným) parametrem je vnitřní průměr statoru D . Pracovní délka statoru L se volí jako $(1,5 \div 2,5) \cdot D$. Excentricita e , která je definována jako vzdálenost středů statoru a rotoru, se volí přibližně $(0,06 \div 0,07) \cdot D$. Šířka lamel b by měla být přibližně $3,8 \cdot e$, jejich tloušťka t potom $(0,01 \div 0,05) \cdot D$. Nižší hodnoty tloušťky odpovídají lamelám z pevných materiálů, jako je například ocel, větší hodnoty tloušťky pak naopak lamelám z materiálů s nižší pevností (plasty, uhlík). Materiál lamel je nutné volit s ohledem na pracovní podmínky expandéru (pracovní látka, teplota, tlak kluzná rychlost atp.). Počet lamel u lamelových kompresorů je v literatuře udáván od 2 do 30. Na základě vlastních zkušeností se autor práce přiklání u expandérů k počtu od 4 do 10. Počet lamel ovlivňuje zejména dosažitelný expanzní poměr stroje, celkový průtok strojem a mechanické ztráty. Větší počet lamel znamená zpravidla sice vyšší expanzní poměr, zároveň však nižší zpracovaný průtok a větší mechanické ztráty.

Dalším parametrem je poloha vstupních otvorů, resp. úhel natočení hrany vstupních otvorů α_{in2} (viz obr. 2-16, str. 33). Poloha vstupních otvorů ovlivňuje celkový expanzní poměr spolu se zpracovaným objemovým průtokem. Čím blíže jsou otvory úvratí (místu nejmenší vzdálenosti mezi rotorem a státorem), tím větší je expanzní poměr, zároveň však klesá zpracováváný průtok, neboť se zmenšuje počáteční objem pracovní komory. Navíc roste vstupní tlaková ztráta. Na základě polohy vstupních otvorů by měla být parametricky definována průtočná plocha A_1 . Poloha výstupních otvorů by měla být taková, aby docházelo k jejich zpřístupnění při největším objemu pracovní komory, případně ještě dříve (o několik jednotek stupňů úhlového natočení rotoru), než komora dosáhne maximálního objemu. Poloha výstupních otvorů, jejich počet a tvar pak definují průtočnou plochu A_5 . Na základě geometrie expandéru a znalosti či odhadu vůlí pak lze parametricky definovat zbylé průtočné plochy netěsnostmi (podrobněji viz příloha A). Za reálně dosažitelnou lze považovat hodnotu vůlí 0,1 mm – 0,05 mm.

Důležitým parametrem při návrhu expandéru jsou také jeho otáčky N_{rot} . V literatuře se setkáváme s otáčkami přibližně od 1000 do cca 5000 min^{-1} . Otáčky mají velký vliv na celkový zpracovaný průtok a mechanické ztráty. Otáčky navíc ovlivňují hodnotu odstředivé síly, která má přímý vliv na to, zda lamely zůstanou v kontaktu se státorem či nikoliv. Otáčky by měly být voleny také s ohledem na zařízení, které je k lamelovému expandéru připojeno. V případě ORC je velice výhodné přímé připojení ke generátoru bez převodovky. Tím pádem existují tři různé hladiny otáček, které by měly být preferovány:

1000, 1500 a 3000 min^{-1} , které odpovídají 6-pólovému, 4-pólovému a 2-pólovému asynchronnímu generátoru.

Pro návrh expandéru pro ORC je vhodné sestavit navíc zjednodušený model interakce expandéru s tepelným cyklem podle kapitoly 4.3 i dynamický model lamel podle kapitoly 4.2, kterým bude v závěru ověřena správná funkce lamel.

7.1.3 Nastavení parametrů modelů

Je-li sestaven obecný matematický model expandéru, je nutné dále nastavit jeho kalibrační parametry. Jedná se zejména o průtokové součinitele jednotlivých průtočných ploch, součinitel tření a třecí moment ložisek. Pokud jsou k dispozici předchozí měření obdobně konstruovaného lamelového expandéru, je možné vycházet z těchto měření. V opačném případě doporučuje autor práce zvolit průtokové součinitele na hodnotu 0,75, součinitel tření dle materiálových vlastností lamel a třecí moment ložisek odhadnout např. na základě informací od výrobce ložisek. Citlivost modelu na „správnost“ nastavení průtokových součinitelů není příliš vysoká. Z modelového případu testovaného expandéru pro experimentální ORC vyplývá, že při změně průtokových součinitelů z hodnoty 0,75 na 0,6 bude odchylka predikovaného mechanického výkonu expandéru a průtoku pracovní látky mezi jednotlivými případy činit pouze několik procent. Pokud jsou adekvátně nastavené průběhy průtočných ploch, autor odhaduje odchylku reálných hodnot sledovaných parametrů expandéru, tedy hmotnostního průtoku a mechanického výkonu, ve srovnání s vypočtenými do 15 %.

7.1.4 Hledání optimálních geometrických charakteristik

Sestavený model s vhodně zvolenými kalibračními parametry nyní umožňuje kontrolovat chování lamelového expandéru v rámci zadaných geometrických charakteristik stroje a provozních podmínek. Jinými slovy, při stanovení admisních a emisních parametrů pracovní látky, otáček expandéru a jeho geometrických charakteristik je možné mj. dopočítat očekávaný mechanický výkon expandéru, průtok pracovní látky a její emisní teplotu. Využije-li se zjednodušený model interakce expandéru s tepelným cyklem (podle kapitoly 4.3), lze predikovat admisní tlak, který expandér v cyklu nastaví, při zadání emisního tlaku a tepelného příkonu cyklu.

Základní optimalizace geometrických charakteristik expandéru spočívá v nalezení takových rozměrových parametrů, při kterých je dosaženo maximálního mechanického výkonu expandéru. Podmínka optima může být samozřejmě dle potřeby libovolně

upravena. Dle kapitoly 7.1.2 lze mezi sebou jednotlivé rozměrové parametry provázat. Základní hledané parametry tak mohou být průměr statoru D , poměr pracovní délky statoru a jeho průměru L/D , poloha (úhel) hrany vstupních otvorů α_{in2} a otáčky stroje N_{rot} . Zde poznamenejme, že každý z parametrů může mít v různých kombinacích ostatních parametrů různý vliv. Dle autorova názoru tak člověk sám o sobě není schopen při hledání parametrů posoudit, zda se blíží ke globálnímu optimu. S ohledem na současnou dostupnost výpočetního výkonu lze proto doporučit svěřeni této úlohy optimalizačním algoritmům. Autor této práce se přiklání k využití genetického algoritmu, který je dostatečně robustní a univerzální pro dané použití. Jeho stručný popis je uveden v příloze D. Dodejme, že kromě výše uvedených parametrů, lze optimalizovat i další, například přesnou polohu výstupních otvorů, která ovlivňuje průběh vypouštění pracovní komory či rekompresi pracovní látky. Nejdůležitější je však mít spolehlivý parametrický model expandéru. Počet hledaných parametrů pak ovlivňuje pouze potřebnou dobu pro práci genetického algoritmu.

7.1.5 Kontrola doléhání lamel

Jakmile je nalezena optimální geometrie expandéru, je v návrhu důležitý poslední krok. Tím je kontrola, zda a v jaké míře dochází ke ztrátě kontaktu lamely a statoru. V rámci analýzy v kapitole 6.2.2 bylo předvedeno, že pozdější uzavření pracovní komory má na chování expandéru a jeho výkonové charakteristiky zásadní negativní vliv. Kromě toho může docházet k nadměrnému namáhání lamel resp. statoru v místě obnovení kontaktu. Ztráta kontaktu lamely a statoru je tak negativní vliv, kterému se chceme vyhnout případně ho do maximální míry omezit.

Kontrola spočívá ve využití dynamického modelu lamel, do kterého je nutné dosadit geometrické parametry expandéru včetně predikovaného tlakového (p - φ) diagramu. Důležitá je volba průtokových součinitelů μ_{Ao1} , μ_{Ao2} . Součinitel μ_{Ao1} ovlivňuje průtok do plnicího otvoru (viz obr. 4-6, str. 63) a jeho hodnotu lze dle autora stanovit odhadem na úroveň 0,75. Významný vliv má však hodnota průtokového součinitele μ_{Ao2} , která určuje průtok do drážky pod lamelu. Čím je hodnota tohoto součinitele vyšší, tím je menší pravděpodobnost, že ke ztrátě kontaktu lamely a statoru dojde. Je proto vhodné ověřit výsledky modelu s použitím nízkých hodnot. V kapitole 6.2.3 byla identifikovaná hodnota součinitele μ_{Ao2} pro měřený expandér v rozmezí $0,33 \div 0,375$. Sledovaným parametrem modelu je zejména výsledná reakce statoru. V případě, že dojde ke ztrátě kontaktu lamely a statoru, je reakce nulová. Jak bude ukázáno v kapitole 7.2, neznamená to však zcela

automaticky nevhodnost návrhu. Je třeba zhodnotit i polohu opětovného obnovení kontaktu lamely a statoru.

7.2 Porovnání charakteristik optimalizovaného expandéru s experimentálně měřeným

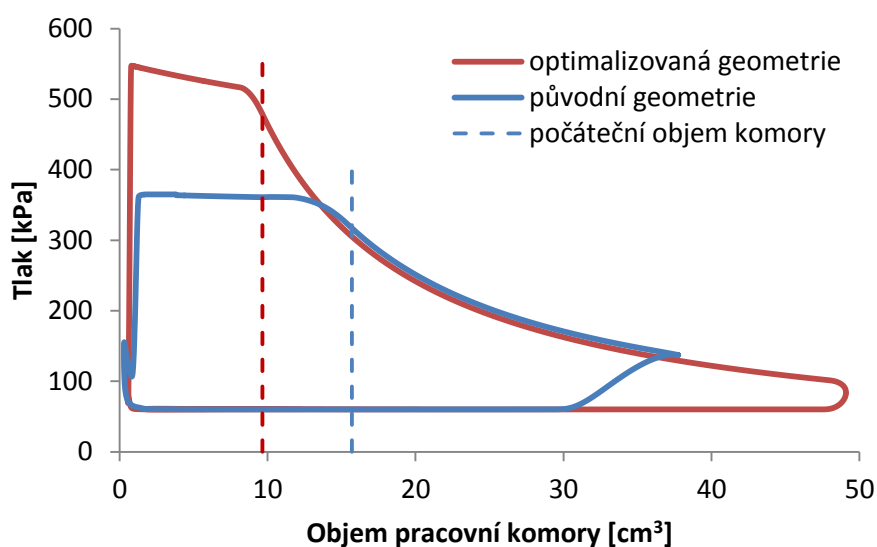
Postupem popsáním v předchozí kapitole s využitím genetického algoritmu byla navržena geometrie další (optimalizované) verze lamelového expandéru pro testování na experimentálním ORC v laboratoři organických Rankinových cyklů (LORCA) na UCEEB ČVUT. Tato verze byla původně navržena s lamelami z 2,5D kompozitního grafitu. Ač nebyl tento expandér podrobněji analyzován, existovalo důvodné podezření na problém s nedovíráním lamel, neboť expandér zdaleka nedosáhl predikovaného admisního tlaku ani mechanického výkonu. V době jeho návrhu totiž nebyl k dispozici dynamický model lamel pro predikci jejich chování. Při dlouhodobém testování docházelo navíc k mechanickým poškozením lamel. Z těchto důvodů byly lamely z kompozitního grafitu nahrazeny později v rámci vývoje lamelami ocelovými. Pro tyto lamely již bylo provedeno ověření pomocí dynamického modelu lamel (viz níže), který potvrdil jejich vhodnost. S těmito lamelami pak bylo možné ověřit návrh geometrie plynoucí z optimalizace prostřednictvím genetického algoritmu s využitím termodynamického modelu expandéru. Výsledky návrhu budou prezentovány v této závěrečné kapitole s doprovodnými komentáři.

Srovnání geometrických charakteristik a predikovaných parametrů nově navrženého expandéru a expandéru měřeného a vyhodnoceného v rámci této disertační práce je uvedeno v tabulce 7-1. Vstupními parametry návrhu byly emisní tlak 60 kPa, otáčky 3030 min^{-1} , tepelný příkon celého ORC 50 kW a omezující podmínkou byla maximální admisní teplota 190°C . Dodejme, že původní expandér byl navržen pomocí semi-empirického modelu zejména na základě předchozích zkušeností s návrhem starších lamelových expandérů bez detailního popisu vnitřních netěsností. Jak je z tabulkového srovnání patrné, expandér navržený pomocí genetického algoritmu s využitím termodynamického modelu dosahuje výrazně vyššího admisního tlaku, více než dvojnásobného expanzního poměru a výrazně vyššího mechanického výkonu.

Tab. 7-1 Porovnání charakteristik původního a optimalizovaného lamelového expandéru

Geometrie lamelového expandéru		Původní	Optimalizovaná
Průměr statoru	[mm]	70	78
Excentricita	[mm]	5	5.5
Průměr rotoru	[mm]	60	67
Pracovní délka statoru	[mm]	150	140
Tloušťka lamel	[mm]	2	1
Šířka lamel	[mm]	19	21
Materiál lamel		2D grafit + závaží	ocelové
Počet pracovních komor	[-]	8	8
Expanzní poměr	[-]	2.4	5.1
Počáteční objem komory	[cm ³]	15.7	9.7
Vstupní parametry			
Tepelný příkon cyklu	[kW]	50	50
Emisní tlak	[kPa]	60	60
Výsledné parametry (vypočtené)			
Admisní tlak expandéru	[kPa]	371	553
Admisní teplota expandéru	[°C]	162	181
Mechanický výkon	[kW]	2.4	3.4
Isoentropická účinnost expandéru	[-]	0.466	0.606
Hrubá účinnost cyklu	[-]	0.047	0.068

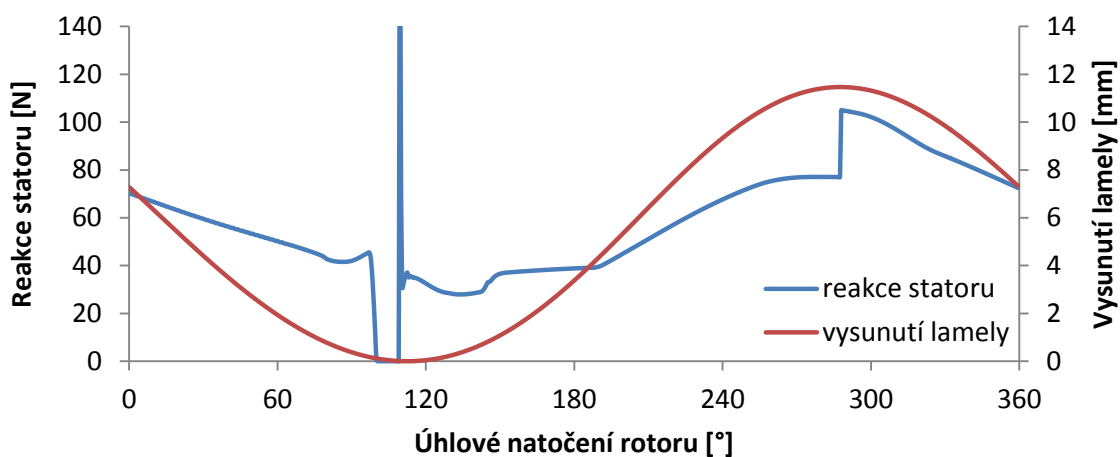
Zajímavé porovnání obou expandérů umožňují také predikované p - V diagramy obou expandérů na obrázku 7-1.



Obr. 7-1 Porovnání p - V diagramů původní a optimalizované geometrie lamelového expandéru

Na první pohled je patrný vyšší admisní tlak a větší celková práce (odpovídá ploše uzavřené křivkou p - V diagramu) v případě optimalizované geometrie expandéru. Je patrný také mnohem nižší počáteční objem pracovní komory a vyšší objem komory na konci expanze. Poměr těchto objemů určuje expanzní poměr. Výstupní otvor byl umístěn několik stupňů před dosažením maximálního objemu komory, což mírně zvětšuje práci komory během jejího vypouštění.

Finální optimalizovaný návrh geometrie expandéru byl později dále doplněn rozborem z dynamického modelu lamel (viz obr. 7-2). Z tohoto rozboru je patrné, že ke ztrátě kontaktu lamely a statoru dochází na malém úseku před dosažením úvrati lamelou i při použití ocelových lamel, které mají výrazně vyšší hustotu ve srovnání s kompozitními lamelami.



Obr. 7-2 Výsledná reakce statoru stanovená dynamickým modelem lamel

Během tohoto může docházet k průtoku radiální netěsností v oblasti úvrati. Opětovné obnovení kontaktu je doprovázeno silovou špičkou, jejíž hodnotu lze stanovit na základě rovnice (R26) v příloze A. Podrobnější výpočet této síly a kontrola na otláčení je již nad rámec této práce. Poznamenejme však, že dopočetem byla stanovena síla při nárazu 480 N a zároveň by nemělo docházet k poškození povrchu lamely. Důležitým závěrem z uvedeného rozboru je, že by nemělo během otáčení docházet k pozdějšímu uzavírání pracovní komory.

Doplňme ještě pro zajímavost, že navržený lamelový expandér s optimalizovanou geometrií je v současné době testován v rámci ORC na UCEEB ČVUT a předběžné

výsledky z těchto experimentů odpovídají hodnotám predikovaným termodynamickým modelem.

8 Důsledky pro vědu a praxi

Na základě výsledků experimentální i teoretické práce autora v oblasti lamelových expandérů lze konstatovat, že je lamelový expandér perspektivní pro nasazení v malých tepelných cyklech, kde expandér dosahuje mechanického výkonu v řádu jednotek kW. Lamelové expandéry pro takové nasazení nejsou dosud komerčně k dispozici a jsou předmětem pouze teoretických a experimentálních studií.

Vědecký přínos práce autora lze rozdělit do několika rovin. V rovině experimentální byl autorem na základě praktických zkušeností a znalostí získaných v rámci předchozích výzkumných a vývojových prací na lamelových expandérech navržen, zkonstruován a experimentálně ověřen lamelový expandér pro experimentální ORC kogenerační zařízení, které je testované v laboratoři LORCA v Univerzitním centru energeticky efektivních budov (UCEEB) Českého vysokého učení technického v Praze. Podmínky, ve kterých testovaný expandér dlouhodobě pracoval, jsou nad rámcem běžných podmínek, ve kterých lamelové expandéry pracují (zejména z hlediska teplot). Testování lamelového expandéru v ORC s pracovní látkou hexamethyldisiloxanem je v celosvětovém pohledu zcela unikátní.

Pro daný expandér byly navrženy unikátní konstrukční úpravy, které umožnily měření charakteristik expandéru při proměnných radiálních a axiálních vůlích a dále při různých odstředivých silách působících na lamely během práce expandéru. Tímto způsobem byl testován vliv nejvýznamnějších netěsností, které se v expandéru vyskytují.

V teoretické rovině byl autorem práce sestaven detailní matematický model lamelového expandéru, který je založen na popisu termodynamických pochodů a ostatních fyzikálních dějů uvnitř expandéru, a vychází z jeho geometrických charakteristik. Model tak uvažuje tlakové ztráty, vnitřní netěsnosti i mechanické ztráty lamel a ložisek. Za vědecký přínos lze považovat fakt, že byla otestována robustnost tohoto modelu v širokém rozmezí nastavení vůlích a byl stanoven vliv všech významných netěsností na charakteristiky měřeného expandéru, a to nejen z pohledu konstantního admisního tlaku, ale také z pohledu konstantního tepelného příkonu cyklu. Druhý zmíněný pohled lépe vystihuje reálné provozní nasazení expandéru. Výsledky těchto analýz představené v práci se sice týkají konkrétního testovaného lamelového expandéru, termodynamický model použitý k analýzám je však plně přenositelný a má tedy obecnou platnost.

Významný teoretický přínos autora spočívá dále v sestavení dynamického modelu lamel, který byl oproti stávajícím dosud publikovaným modelům rozšířen o predikci ztráty kontaktu lamely a statoru a jeho průběhu. Jedná se o jev, který zásadním negativním způsobem ovlivňuje výkonové charakteristiky lamelového expandéru a jeho predikce je proto velice důležitá. Model byl použit k analýze experimentálně získaných dat a je opět plně přenositelný pro jakékoliv lamelové expandéry.

Oba uvedené modely lze pak plně využít pro optimalizovaný návrh geometrie lamelových expandérů pro tepelné cykly nízkých výkonů. Díky těmto modelům a vývoji v oblasti konstrukce lamelových expandérů bylo umožněno výrazné zvýšení jejich isoentropické účinnosti z hodnot pod 40 % v době začátku vývoje ORC na FS ČVUT až k aktuálním hodnotám přesahujícím 60 %.

V praktické rovině jsou veškeré získané poznatky a sestavené modely využívány autorem práce při návrhu a testování lamelových expandérů pro ORC zařízení, která jsou vyvíjena na UCEEB ČVUT v Praze. Jedná se o mikrokogenerační jednotky s tepelným výkonem 50 a 120 kW (obchodní název *Wave 50 a Wave 120*). První z těchto jednotek – Wave 50 - byla úspěšně komercializována ve spolupráci se společností DAMGAARD Consulting s.r.o. a slouží pro vytápění a pokrytí základní potřeby elektřiny obecního úřadu a dvou přilehlých objektů v obci Mikolajice na Opavsku. Obrázky této jednotky jsou k dispozici v příloze B. Jednotka Wave 120 je nyní ve stádiu stavby prototypu. Pro zajímavost dodejme, že nominální mechanický výkon navrženého lamelového expandéru pro toto zařízení je přibližně 8,5 kW.

9 Závěr

Tato disertační práce se zabývá problematikou lamelových expandérů pro malé tepelné cykly s tepelným příkonem v řádech desítek kW. Takové cykly mohou být uplatněny v oblasti decentralizované energetiky pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla či využití odpadního tepla apod. Expandér lze v rámci tepelného cyklu považovat za jednu z nejdůležitějších komponent, neboť výrazně ovlivňuje chování celého cyklu i jeho účinnost. Práce je zaměřena na vnitřní termodynamické a fyzikální děje, které nastávají v expandéru během jeho provozu a které mají vliv na jeho výkonové charakteristiky a výsledné chování v cyklu.

Z rešerše provedené na začátku práce vyplývá, že se lamelové expandéry v komerční sféře vyskytují pouze v podobě vzduchových motorů zejména pro ruční nářadí. Pro tepelné cykly s nízkým výkonem se lamelové expandéry jeví jako perspektivní z pohledu své jednoduché konstrukce a relativně nízkých výrobních nákladů při kusové či malosériové výrobě. V tuto chvíli stojí ale poněkud stranou hlavního zájmu, který se orientuje zejména na spirálové a šroubové expandéry. Důvodem jsou obecně nižší účinnosti lamelových expandérů dosud publikované v rámci výzkumných prací ve srovnání s ostatními typy expandérů.

Z rešerše dále vyplynulo, že se na nízké účinnosti lamelových expandérů významně podílí vysoké ztráty vnitřními netěsnostmi. Navíc bylo zjištěno, že může docházet k jevu, kdy lamely ztratí kontakt s povrchem statoru. Následkem toho nejsou pracovní komory včas uzavírány a dochází k nadměrnému průtoku pracovní látky expandérem a dalšímu výraznému snížení jeho účinnosti. Tento jev byl pozorován i v rámci několika publikovaných experimentů. Vliv všech významných netěsností včetně netěsnosti způsobené ztrátou kontaktu lamely a statoru dosud nebyl podrobně analyzován. Dále nebyl dosud proveden dostatečně komplexní rozbor silového působení na lamelu, který by umožnil predikovat ztrátu kontaktu lamely a statoru a průběh pohybu lamely až do znovuoobnovení vzájemného kontaktu.

Hlavním cílem práce proto bylo předložit komplexní obecný experimentálně ověřený matematický model lamelového expandéru, který zohledňuje veškeré majoritní termodynamické jevy probíhající uvnitř expandéru a zároveň uvažuje s možností dočasné ztráty kontaktu lamel a statoru. Dostatečné porozumění a popis vnitřní termodynamiky

lamelového expandéru pak umožní jeho optimalizovaný návrh pro malé tepelné cykly. Jednotlivými dílčími cíli bylo sestavení termodynamického modelu lamelového expandéru a dynamického modelu, který popisuje chování lamel i po ztrátě jejich kontaktu se státorem, dále pak ověření těchto modelů a jejich využití k analýzám, které stanoví vliv jednotlivých vnitřních netěsností na chování expandéru, resp. celého tepelného cyklu.

V teoretické části práce byl navržen a popsán termodynamický model expandéru, který je založen na popisu termodynamických pochodů a ostatních fyzikálních dějů uvnitř expandéru, a vychází z jeho geometrických charakteristik. Model uvažuje s tlakovými ztrátami, vnitřními netěsnostmi i mechanickými ztrátami lamel a ložisek. Tento model byl dále doplněn zjednodušeným modelem interakce expandéru s výměníkem pro ohřev a výpar pracovní látky, aby bylo možné stanovit, jakým způsobem ovlivní vlastnosti expandéru parametry celého cyklu (v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu). Dále byl navržen a popsán komplexní dynamický model lamel, který uvažuje se ztrátou kontaktu lamely a statoru a popisuje i průběh polohy lamely.

V rámci experimentální části práce byla provedena četná měření na autorem navrženém a zkonstruovaném lamelovém expandéru pro experimentální kogenerační zařízení s ORC, které bylo vyvinuto a testováno v laboratoři LORCA v Univerzitním centru energeticky efektivních budov ČVUT v Praze. Na expandéru byl testován v širokém rozmezí vliv netěsností na jeho výkonové charakteristiky. Byly navrženy unikátní úpravy testovaného lamelového expandéru, které umožňovaly nastavení axiálních vůlí, radiálních vůlí a dále umožnily zkoumat vliv odstředivé síly na netěsnost charakterizovanou pozdějším uzavřením pracovní komory.

V další části práce byla měřená data využita k ověření prezentovaných matematických modelů. Již během kalibrace termodynamického modelu expandéru bylo zjištěno, že i při vysokých odstředivých silách, které působí na lamelu, dochází zřejmě k nedoléhání lamel v oblasti úvrati (tedy místa největšího přiblížení statoru a rotoru). Další potvrzení této hypotézy vyplynulo z měření se zvýšenými radiálními vůlemi. Měření se zvýšenými radiálními a axiálními vůlemi potvrdilo velice dobrou schopnost modelu predikovat parametry expandéru - mechanický výkon a průtok pracovní látky s chybou do 5 % a emisní teplotu s chybou do 2 K. Termodynamický model lamelového expandéru byl následně použit při vyhodnocení měření, kdy na lamely působilo široké spektrum hodnot odstředivých sil. Ukázalo se, že existuje silná závislost polohy, při které dochází k uzavření

pracovní komory, na působící odstředivé síle. Čím menší byla odstředivá síla, tím později docházelo k obnovení kontaktu lamely se statorem, což mělo za následek pozdější uzavření pracovních komor. S tím je spojené zvýšení plnicího faktoru, průtoku strojem a dále snížení admisního tlaku a isoentropické účinnosti. Termodynamický model byl dále použit pro analýzu vlivu vnitřních vůlí expandéru na jeho výkonové charakteristiky, a to i v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu. Z analýz vyplynulo, že snížení radiální a axiální vůle z původní hodnoty 0,15 mm na hodnotu 0,05 mm, která se jeví jako optimální z hlediska výrobních nákladů i vlastního přínosu, umožní zvýšit isoentropickou účinnost testovaného expandéru až o 10 procentních bodů. Spolu s nárůstem tlaku pak dojde i k navýšení mechanického výkonu o desítky procent.

Obdobná analýza byla provedena i z hlediska netěsností způsobených ztrátou kontaktu lamely a statoru a pozdějším uzavřením pracovní komory. Z této analýzy vyplývá silná závislost admisního tlaku i mechanického výkonu expandéru na tomto negativním jevu.

K dalším analýzám byl využit dynamický model lamel. Jeho predikce jsou pro vysoké a střední odstředivé síly ve velmi dobrém souladu s analýzami provedenými pomocí termodynamického modelu expandéru. Odchytky, které se vyskytují při nízkých odstředivých silách, jsou v práci diskutovány. Z poznatků získaných při použití dynamického modelu lamel mj. také vyplynulo, že i při nejvyšších odstředivých silách působících na lamely dochází pravděpodobně ke ztrátě kontaktu lamely a statoru, byť na krátkou chvíli, a to krátce před dosažením úvrati. To lze chápat jako další potvrzení závěrů vyplývajících z ověření termodynamického modelu expandéru prostřednictvím experimentálních měření. Místo ztráty kontaktu lamely a statoru se pro všechna měření liší zcela minimálně.

V závěrečné části práce je popsán autorem navržený obecný postup pro návrh lamelového expandéru s využitím prezentovaných matematických modelů a přínos aplikace tohoto postupu je prezentován na porovnání charakteristik nově navrženého expandéru s původním testovaným expandérem.

Lze konstatovat, že stanovených cílů disertační práce vytyčených v kapitole 3 se podařilo dosáhnout, neboť byly navrženy, sestaveny a experimentálně ověřeny matematicko-fyzikální modely lamelového expandéru, které umožňují podrobně analyzovat vnitřní pochody v expandéru a jsou dostatečně robustní pro optimalizovaný návrh těchto expandérů pro tepelné cykly s nízkým výkonem. Prezentovaný finální návrh

nového lamelového expandéru pro ORC testované v laboratoři LORCA na UCEEB ČVUT v Praze dokládá, že lze lamelové expandéry považovat za perspektivní a rovnocennou variantu k ostatním typům expandérů uvažovaným pro tepelné cykly nízkého výkonu.

10 Seznam zdrojů a použité literatury

- [1] QUOILIN, Sylvain, et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 22: pp.168-186. ISSN: 1364-0321. DOI:10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [2] VODIČKA, Václav. *Křídlový expanzní stroj pro experimentální ORC*. Praha, 2010. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní.
- [3] MAŠČUCH, Jakub. *Organický Rankinův cyklus v decentralizované mikrokogeneraci*. Praha, 2014. Disertační práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní.
- [4] VODIČKA, Václav, MAŠČUCH, Jakub, KOLOVRATNÍK, Michal. Experience from the operation of the experimental ORC at FME CTU in Prague. In *Sborník konference Energetické stroje a zařízení, Termomechanika & Mechanika tekutin ES 2014*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2014. nestránkováno. ISBN: 978-80-261-0348-6.
- [5] VODIČKA, Václav. *Využití kompresoru scroll pro expanze v tepelných obězích*. Praha, 2012. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní.
- [6] VANKEIRSBILCK, I., et al. Organic Rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation. In *Proceedings of the 8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT 2011)*. Pretoria, South Africa: HEFAT, 2011. pp. 785-792. ISBN: 978-1-86854-948-1.
- [7] LANDELLE, Arnaud, TAUVERON, Nicolas. Experimental ORC database-v2016. 12. *Zenodo.org*, 2016. [on-line databáze] DOI: 10.5281/zenodo.400556.
- [8] WEIß, Andreas P. Volumetric expander versus turbine—which is the better choice for small ORC plants. In: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems. Brussels, Belgium*, 2015. pp. 12-14. ISBN: 978-2-9600059-2-9.
- [9] SMITH, I. K., et al. Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low enthalpy geothermal resources. *Geothermal Resources Council Transactions*, 2007, 31: pp. 529-534. ISSN: 0193-5933. Dostupné z: <http://pubs.geothermal-library.org/lib/grc/1025273.pdf>
- [10] IMRAN, Muhammad, et al. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 57: pp. 1090-1109. ISSN: 1364-0321. DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.139.

- [11] YAMAMOTO, Takahisa, et al. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 2001, 26.3: pp. 239-251. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/S0360-5442(00)00063-3.
- [12] NGUYEN, V. M.; DOHERTY, P. S.; RIFFAT, S. B. Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21.2: pp. 169-181. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/S1359-4311(00)00052-1.
- [13] BORSUKIEWICZ-GOZDUR, Aleksandra. Experimental investigation of R227ea applied as working fluid in the ORC power plant with hermetic turbogenerator. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 56.1-2: pp. 126-133. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.03.039.
- [14] KANG, Seok Hun. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. *Energy*, 2012, 41.1: pp. 514-524. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2012.02.035.
- [15] DEMIERRE, Jonathan, et al. Experimental investigation of a Thermally Driven Heat Pump based on a double Organic Rankine Cycle and an oil-free Compressor-Turbine Unit. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 44: pp. 91-100. ISSN: 0140-7007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.04.024.
- [16] WANG, Hui, et al. Effect of mass flow rate on performance of organic Rankine cycle for power generation system with low-temperature waste heat. *CIESC Journal*, 2015, 66.10: pp. 4185-4192. DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20150255.
- [17] CHO, Soo-Yong; CHO, Chong-Hyun; CHOI, Sang-Kyu. Experiment and cycle analysis on a partially admitted axial-type turbine used in the organic Rankine cycle. *Energy*, 2015, 90: pp. 643-651. ISSN: 0360-5442 DOI: 10.1016/j.energy.2015.07.092.
- [18] YUE, Chen; HUANG, Ying; WU, Ya. Experimental study of low-temperature organic Rankine cycle with axial flow turbine. *Energy Procedia*, 2015, 75: pp. 1583-1589. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.07.363.
- [19] LI, Maoqing, et al. Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123. *Renewable energy*, 2013, 57: pp. 216-222. ISSN: 0960-1481. DOI: 10.1016/j.renene.2013.01.0.
- [20] Datasheet: Enogia's ENO-10LT ORC System Fact Sheet [online] [5.3.2018]
Dostupné z: <http://www.enogia.com/docs/datasheets/datasheet-ENO10LT.pdf>
- [21] BYWATER, Roger., PRIDDLE, Dennis. *Present-day Supercharging - Expediency or efficiency?* [on-line] [5.3.2018]
Dostupné z: http://www.jagweb.com/aj6eng/supercharging_article.php

- [22] LIŠKA, Antonín; NOVÁK, Pavel. Kompresory, Praha: ČVUT, 1994. 227 s. ISBN: 80-01-01145-3.
- [23] DONG, Shengming, et al. Optimum design method of Organic Rankine Cycle system based on semi-empirical model and experimental validation. *Energy conversion and management*, 2016, 108: pp. 85-95. ISSN: 0196-8904. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.10.083
- [24] CHOUGULE, Abhijeet; PHILOMINRAJ, Charles; SONDE, Ramakrishna R. Experimental investigation of effect of operating conditions on performance of ORC system based on oil flooded twin screw expander. In: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems. Brussels, Belgium*, 2015. Paper ID: 147: pp.1-8. ISBN: 978-2-9600059-2-9.
- [25] ElectraTherm's Waste Heat to Power Generation System. [on-line] [5.3.2018] Dostupné z: <https://electratherm.com/products/>
- [26] MINEA, Vasile. Power generation with ORC machines using low-grade waste heat or renewable energy. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 69.1-2: pp. 143-154. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.04.054.
- [27] Heliex GenSet - Generator Set. [on-line] [5.3.2018] Dostupné z: <https://www.heliexpower.com/technology-products-services/products/heliex-genset/>
- [28] Enerbasque – products. [on-line] [5.3.2018] Dostupné z: <http://enerbasque.com/en/products/>
- [29] WU, Y., et al. Experimental Study on Organic Rankine Cycle System with Single-Screw Expander for Waste Heat Recovery from Diesel. In: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium*, 2015. Paper ID: 47: pp.1-10. ISBN: 978-2-9600059-2-9.
- [30] TING, Li, et al. Theoretical Analysis of Loads on the Gate Rotor Bearings in the Single Screw Compressor. In: *8th International Conference on Compressors and their Systems*. 2013. pp. 9-10. ISBN: 978-1-78242-169-6. DOI: 10.1533/9781782421702.4.219.
- [31] LEI, Biao, et al. Development and experimental study on a single screw expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Energy*, 2016, 116: pp. 43-52. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2016.09.089.
- [32] Scroll compressors. [on-line] [5.3.2018] Dostupné z: <http://www.sanden.com/scrollcompressors.html>
- [33] LEMORT, Vincent. *Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes*. Liège, 2008. Disertační práce. Université de Liège, Belgique.

- [34] ZANELLI, Robert, FAVRAT, Daniel. Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. In: *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*. Purdue, 1994. Paper 1021, pp. 459-464.
- [35] LEMORT, Vincent, et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29.14-15: pp. 3094-3102. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013.
- [36] WANG, Hailei, et al. Performance of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling. *Energy*, 2011, 36.1: pp. 447-458. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2010.10.020.
- [37] Pneumatické lamelové motory LZB a LZL. Fluidtechnik Bohemia, s.r.o.
[online] [19.3.2018] Dostupné z:
http://www.fluidtechnik.eu/resources/upload/data/1217_Pneumaticke_motory-prehled.pdf
- [38] CHLUMSKÝ, Vladimír. Rotační kompresory a vývěvy. Praha: SNTL, 1966. 132s.
- [39] BADR, O.; O'CALLAGHAN, P. W.; PROBERT, S. D. Multi-vane expanders: geometry and vane kinematics. *Applied Energy*, 1985, 19.3: pp. 159-182. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90006-6.
- [40] FATIGATI, Fabio; BIANCHI, Giuseppe; CIPOLLONE, Roberto. Development and numerical modelling of a supercharging technique for positive displacement expanders. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 140: pp. 208-216. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.046.
- [41] YANG, Bingchun, et al. Modeling and experimental investigation on the internal leakage in a CO2 rotary vane expander. In: *International Compressor Engineering Conference*. Paper 1852. Purdue, 2008. Dostupné z:
<http://docs.lib.purdue.edu/icec/1852>.
- [42] JIA, Xiaohan, et al. Improved rotary vane expander for trans-critical CO2 cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34.3: pp. 732-741. ISSN: 0140-7007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.12.005.
- [43] BADR, O., et al. Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines. *Applied Energy*, 1984, 16.2: pp. 129-146. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(84)90060-6.
- [44] BADR, O.; O'CALLAGHAN, P. W.; PROBERT, S. D. Performances of Rankine-cycle engines as functions of their expanders' efficiencies. *Applied Energy*, 1984, 18.1: pp. 15-27. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(84)90042-4.

- [45] BADR, O.; PROBERT, S. D.; O'CALLAGHAN, P. Multi-vane expanders: vane dynamics and friction losses. *Applied Energy*, 1985, 20.4: pp. 253-285. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90018-2.
- [46] BADR, O.; O'CALLAGHAN, P. W.; PROBERT, S. D. Multi-vane expander performance: breathing characteristics. *Applied Energy*, 1985, 19.4: pp. 241-271. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90001-7.
- [47] BADR, O.; PROBERT, S. D.; O'CALLAGHAN, P. W. Multi-vane expanders: Internal-leakage losses. *Applied Energy*, 1985, 20.1: pp. 1-46. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90033-9.
- [48] BADR, Ossama; PROBERT, S. D.; O'CALLAGHAN, Paul. Performances of multi-vane expanders. *Applied energy*, 1985, 20.3: pp. 207-234. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90033-9.
- [49] BADR, Ossama; PROBERT, Doug; O'CALLAGHAN, Paul W. Selection of operating conditions and optimisation of design parameters for multi-vane expanders. *Applied Energy*, 1986, 23.1: pp. 1-46. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/0306-2619(86)90049-8.
- [50] FUKUTA, Mitsuhiro, et al. Performance of vane-type CO₂ expander and characteristics of transcritical expansion process. *HVAC&R Research*, 2009, 15.4: pp. 711-727. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390859.
- [51] YANG, Bingchun, et al. Study of a rotary vane expander for the transcritical CO₂ cycle—Part I: experimental investigation. *HVAC&R Research*, 2009, 15.4: pp. 673-688. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390857.
- [52] JIA, Xiaohan, et al. Study of a rotary vane expander for the transcritical CO₂ cycle—Part II: theoretical modeling. *HVAC&R Research*, 2009, 15.4: pp. 689-709. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390858.
- [53] XIA, Chunli, et al. Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 59.1-2: 559-567. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.05.050.
- [54] QIU, Guoquan, et al. Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. *Fuel*, 2012, 96: pp. 374-382. ISSN: 0016-2361. DOI: 10.1016/j.fuel.2012.01.028.
- [55] KOLASIŃSKI, Piotr; BŁASIAK, Przemysław; RAK, Józef. Experimental investigation on multi-vane expander operating conditions in domestic CHP ORC system. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 323-330. ISSN: 1876-6102 DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.201

- [56] KOLASIŃSKI, Piotr; BŁASIAK, Przemysław; RAK, Józef. Experimental and numerical analyses on the rotary vane expander operating conditions in a micro organic Rankine cycle system. *Energies*, 2016, 9.8: 606. ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en9080606.
- [57] KOLASIŃSKI, Piotr. The influence of the heat source temperature on the multivane expander output power in an organic Rankine cycle (ORC) system. *Energies*, 2015, 8.5: pp. 3351-3369. ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en8053351.
- [58] CIPOLLONE, Roberto, et al. Energy recovery using sliding vane rotary expanders. In: *Proceedings of the 8th International Conference on Compressors and their Systems at London*. 2013. pp. 183-194. ISBN: 978-1782421696.
- [59] MURGIA, Stefano, et al. Experimental investigation into an ORC-based low-grade energy recovery system equipped with sliding-vane expander using hot oil from an air compressor as thermal source. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 339-346. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.204.
- [60] Ing. Enea Mattei S.p.A. Operation Energy Efficiency [online] [8.3.2019] Dostupné z: <https://www.matteigroup.com/mattei-news/operation-energy-efficiency-0>
- [61] LI, Jian, et al. Performance analysis of a single-piston free piston expander-linear generator with intake timing control strategy based on piston displacement. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 152: pp. 751-761. ISSN: 1359-4311 DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.121.
- [62] FUKUTA, Mitsuhiro, et al. Performance of radial piston type reciprocating expander for CO₂ refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 42: pp. 48-56. ISSN: 0140-7007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.02.005.
- [63] BIANCHI, M., et al. Experimental analysis of a micro-ORC driven by piston expander for low-grade heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 148: pp. 1278-1291. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.019.
- [64] Chatzopoulou, M.A., Simpson, M., Sapin, P. and Markides, C.N., 2019. Off-design optimisation of organic Rankine cycle (ORC) engines with piston expanders for medium-scale combined heat and power applications. *Applied Energy*, 238, pp.1211-1236.
- [65] HOU, Xiaochen, et al. Performance investigation of a free piston expander-linear generator for small scale organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 144: pp. 209-218. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.059.

- [66] BOUVIER, Jean-Louis, et al. Experimental study of an oil-free steam piston expander for micro-combined heat and power systems. *Applied energy*, 2016, 169: pp. 788-798. ISSN: 0306-2619. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.01.122.
- [67] YANG, Jun, et al. Development of a two-cylinder rolling piston CO₂ expander. In: *International Compressor Engineering Conference*. Purdue, 2010. Paper 2022, 1411: pp. 1-5. Dostupné z: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3021&context=icec>
- [68] HAIQING, Guan; YITAI, Ma; MINXIA, Li. Some design features of CO₂ swing piston expander. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26.2-3: pp. 237-243. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.05.011.
- [69] HUA, Tian, et al. Influence of a non-condensable gas on the performance of a piston expander for use in carbon dioxide trans-critical heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31.11-12: pp. 1943-1949. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.041.
- [70] JIANG, Yuntao, et al. Some design features of CO₂ two-rolling piston expander. *Energy*, 2013, 55: pp. 916-924. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2013.03.053.
- [71] MAHMOUD, Ahmad Mohamed. *Analytical and Experimental Investigation of Rotary-vane Two-phase Expanders in Vapor Compression Refrigeration Systems*. Florida, 2008. Disertační práce. University of Florida. Dostupné z: http://etd.fcla.edu/UF/UFE0022592/mahmoud_a.pdf
- [72] WANG, Meng, et al. Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35.4: pp. 757-771. ISSN: 0140-7007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.11.014.
- [73] TAHIR, Musthafah B. Mohd; YAMADA, Noboru; HOSHINO, Tetsuya. Efficiency of compact organic Rankine cycle system with rotary-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery. In: *World Academy of Science, Engineering and Technology 37, 2010*.
- [74] BIANCHI, Giuseppe; CIPOLLONE, Roberto. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 84: 276-285. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080.
- [75] Mattei. *AC Series air compressors*. [on-line] [18.3.2019] Dostupné z: https://cdn2.hubspot.net/hubfs/377802/New%20Non-CAGI%20Documents/ac_series_literature-319.pdf

- [76] DAMINABO, Ferdinand Frank Oko. *A novel 2kWe biomass-organic rankine cycle micro cogeneration system*. Nottingham, 2009. Disertační práce. University of Nottingham.
- [77] SUANKRAMDEE, Worakit; THONGTIP, Tongchana; APHORNRATANA, Satha. Development of a sliding vane expander in a micro-scale ORC system for utilizing low-grade heat. *Energy Procedia*, 2017, 138: pp. 817-822. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.10.078.
- [78] MACCHI, Ennio; ASTOLFI, Marco (ed.). *Organic rankine cycle (ORC) power systems: technologies and applications*. Woodhead Publishing, 2016. ISBN: 978-0-08-100510-1.
- [79] YANG, B., et al. Experimental investigation on the internal working process of a CO2 rotary vane expander. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29.11-12: pp. 2289-2296. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.11.023.
- [80] ARADAU, Dumitru; COSTIUC, L. Friction power in sliding vane type rotary compressors. In: *International Compressor Engineering Conference*. Purdue, 1996. Paper 1357: pp. 907-911. Dostupné z: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1357/>
- [81] VODICKA, Vaclav, et al. Testing and modeling a vane expander used in an ORC working with hexamethyldisiloxane (MM). In: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium, 2015*. Paper ID: 136: pp.1-10. ISBN: 978-2-9600059-2-9.
- [82] SUBIANTORO, Alison; OOI, Kim Tiow. Analysis of the revolving vane (rv-0) expander, part 2: Verifications of theoretical models. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35.6: pp. 1744-1756. ISSN: 0140-7007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.04.014.
- [83] FATIGATI, Fabio; DI BARTOLOMEO, Marco; CIPOLLONE, Roberto. Dual intake rotary vane expander technology: Experimental and theoretical assessment. *Energy Conversion and Management*, 2019, 186: pp. 156-167. ISSN: 0196-8904. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.02.026.
- [84] BIANCHI, Giuseppe, et al. Numerical CFD simulations on a small-scale ORC expander using a customized grid generation methodology. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 843-850. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.199.
- [85] VODICKA, Vaclav, et al. Theoretical and experimental investigations on the radial and axial leakages within a rotary vane expander. *Energy*, 2019, 189: 116097, pp. 1-12. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116097.

- [86] VODIČKA, Václav; NOVOTNÝ, Václav; MASCUCH, Jakub. Wear behaviour of vanes for a rotary vane expander with various graphite materials under dry sliding conditions. *Acta Polytechnica*, 2018, 58.5: pp. 315-322. ISSN: 1805-2363. DOI: 0.14311/AP.2018.58.0315.
- [87] VODICKA, Vaclav, et al. Rotary Vane Expander – Analyses and Prediction of Delayed Chamber Closure. In: *Proceedings of ORC2019*. Paper ID: 32, pp. 1-10. ISBN: 978-90-9032038-0.
- [88] VODIČKA, Václav, MAŠČUCH, Jakub, KOLOVRATNÍK, Michal. Experience from the Operation of the Experimental ORC at FME CTU in Prague. In: *13th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow - ES 2014*. Pilsen, 2014. ISBN: 987-80-261-0348-6.
- [89] LEMORT, Vincent, et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29.14-15: pp. 3094-3102. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013.
- [90] VODIČKA, Václav, ZELENÝ, Zbyněk, MAŠČUCH, Jakub. Provoz prototypu ORC pro využití průmyslového odpadního tepla na UCEEB ČVUT. In: *XV. konference Energetické stroje a zařízení, termomechanika & mechanika tekutin - ES 2016*. Plzeň, 2016. ISBN: 978-80-261-0626-5.
- [91] MASCUCH, Jakub et al. Experimental development of a kilowatt-scale biomass fired micro-CHP unit based on ORC with rotary vane expander. *Renewable Energy*, 2018. ISSN: 0960-1481. DOI: 10.1016/j.renene.2018.08.113.
- [92] MASCUCH, Jakub et al. Towards development of 1-10 kW pilot ORC units operating with hexamethyldisiloxane and using rotary vane expander. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 826-833. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.196.
- [93] PALENČÁR, Rudolf; VDOLEČEK, František; HALAJ, Martin. Nejistoty v měření I: vyjadřování nejistot. *Automa*, 2001, pp. 7-8. Ústí nad Labem: FCC Folprecht, 1994-. ISSN 1210-9592.
- [94] LEMMON, Eric W.; HUBER, Marcia L.; MCLINDEN, Mark O. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP. *NIST standard reference database*, 2002, 23: v7.
- [95] VODICKA, Vaclav, et al. Impact of major leakages on characteristics of a rotary vane expander for ORC. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 387-394. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.249.
- [96] HYNEK, Josef. *Genetické algoritmy a genetické programování*. Praha, Grada Publishing as, 2008. ISBN: 978-80-247-2695-3.

11 Publikace autora

- [81] VODICKA, Vaclav, et al. Testing and modeling a vane expander used in an ORC working with hexamethyldisiloxane (MM). In: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Brussels, Belgium*, 2015. Paper ID: 136: pp.1-10. ISBN: 978-2-9600059-2-9.
- [85] VODICKA, Vaclav, et al. Theoretical and experimental investigations on the radial and axial leakages within a rotary vane expander. *Energy*, 2019, 189: 116097, pp. 1-12. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116097.
- [86] VODIČKA, Václav; NOVOTNÝ, Václav; MASCUCH, Jakub. Wear behaviour of vanes for a rotary vane expander with various graphite materials under dry sliding conditions. *Acta Polytechnica*, 2018, 58.5: pp. 315-322. ISSN: 1805-2363. DOI: 0.14311/AP.2018.58.0315.
- [87] VODICKA, Vaclav, et al. Rotary Vane Expander – Analyses and Prediction of Delayed Chamber Closure. In: *Proceedings of ORC2019*. Paper ID: 32, pp.1-10. ISBN: 978-90-9032038-0.
- [88] VODIČKA, Václav, MAŠČUCH, Jakub, KOLOVRATNÍK, Michal. Experience from the Operation of the Experimental ORC at FME CTU in Prague. In: *13th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow - ES 2014*. Pilsen, 2014. Nestránkováno. ISBN: 978-80-261-0348-6.
- [90] VODIČKA, Václav, ZELENÝ, Zbyněk, MAŠČUCH, Jakub. Provoz prototypu ORC pro využití průmyslového odpadního tepla na UCEEB ČVUT. In: *XV. konference Energetické stroje a zařízení, termomechanika & mechanika tekutin - ES 2016*. Plzeň, 2016. ISBN: 978-80-261-0626-5.
- [91] MASCUCH, Jakub et al. Experimental development of a kilowatt-scale biomass fired micro-CHP unit based on ORC with rotary vane expander. *Renewable Energy*, 2018. ISSN: 0960-1481. DOI: 10.1016/j.renene.2018.08.113.
- [92] MASCUCH, Jakub et al. Towards development of 1-10 kW pilot ORC units operating with hexamethyldisiloxane and using rotary vane expander. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 826-833. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.196.
- [95] VODICKA, Vaclav, et al. Impact of major leakages on characteristics of a rotary vane expander for ORC. *Energy Procedia*, 2017, 129: pp. 387-394. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.09.249.

Seznam obrázků, tabulek a příloh

Obrázky

<i>Obr. 2-1 (a) Schéma základního uspořádání ORC (b) T-s diagram ideálního ORC</i>	12
<i>Obr. 2-2 Výkonová rozmezí jednotlivých typů expandérů použitých v rámci experimentálních ORC [7]</i>	14
<i>Obr. 2-3 (a) Rotorové kolo radiální turbíny, (b) Kompletní rotor turbogenerátoru [14]</i>	17
<i>Obr. 2-4 Oběžné kolo jednostupňové axiální turbíny pro ORC [17]</i>	18
<i>Obr. 2-5 Rozváděcí a oběžné kolo axiální turbíny Enogia [20]</i>	18
<i>Obr. 2-6 Částečný řez šroubovým expandérem [21]</i>	19
<i>Obr. 2-7 Princip práce šroubového expandéru [21] (upraveno)</i>	19
<i>Obr. 2-8 Symetrický (a) a nesymetrický (b) profil rotorů [9]</i>	20
<i>Obr. 2-9 Jednorotorové šroubové soustrojí [29]</i>	22
<i>Obr. 2-10 Schématický řez scroll expandérem [32] (upraveno)</i>	23
<i>Obr. 2-11 Princip expanze uvnitř scroll expandéru</i>	24
<i>Obr. 2-12 Řez lamelovým expandérem</i>	26
<i>Obr. 2-13 Geometrie lamelového expandéru s eliptickým statorem [50] (upraveno)</i>	28
<i>Obr. 2-14 Pístový expandér v bezventilovém uspořádání [62]</i>	31
<i>Obr. 2-15 Expandér s valivým pístem</i>	32
<i>Obr. 2-16 Geometrická charakteristika lamelového expandéru</i>	33
<i>Obr. 2-17 (a) Dvoustupňový lamelový expandér [72] (upraveno), (b) Axiální přívod a odvod pracovní látky [73]</i>	35
<i>Obr. 2-18 Rozklad sil působících na lamelu v případě radiálních (a) a mírně nakloněných (b) drážek</i>	36
<i>Obr. 2-19 (a) Běžný lamelový expandér s pevnými čely pro připevnění ke statoru [76] (b) Expandér s rotujícími čely (červeně) připevněnými k rotoru</i>	37
<i>Obr. 2-20 Pracovní diagram ideálního objemového expandéru</i>	39
<i>Obr. 2-21 Pracovní diagram expandéru (a) s příliš nízkým vestavěným expanzním poměrem (b) s příliš vysokým vestavěným expanzním poměrem</i>	40
<i>Obr. 2-22 Průtočná mezera d mezi statorem a rotorem v místě vstupních otvorů</i>	41
<i>Obr. 2-23 Pracovní diagram expandéru, (a) s konečnou velikostí vstupních a výstupních otvorů s tlakovými ztrátami (b) s rekompresí a škodlivým prostorem</i>	41
<i>Obr. 2-24 Netěsnosti uvnitř lamelového expandéru</i>	43
<i>Obr. 2-25 Netěsnosti uvnitř lamelového expandéru s rotačními čely</i>	43
<i>Obr. 2-26 Záznam z vysokorychlostní kamery, záznam radiálního pohybu lamely [79]</i>	44
<i>Obr. 2-27 Rozváděcí komora tlakového plynu, záznam radiálního pohybu lamely [42]</i>	45
<i>Obr. 2-28 Rozbor silového působení na lamelu</i>	47
<i>Obr. 4-1 Schéma semi-empirického modelu lamelového expandéru [81]</i>	52
<i>Obr. 4-2 Koncepční schéma bilančního modelu lamelového expandéru</i>	54
<i>Obr. 4-3 Průtočné plochy pro matematický model lamelového expandéru</i>	55
<i>Obr. 4-4 Řez expandérem - schéma pro zjednodušený výpočet třech ztrát lamel</i>	59

<i>Obr. 4-5 Souhrnné schéma vstupních a výstupních parametrů termodynamického modelu lamelového expandéru</i>	60
<i>Obr. 4-6 Rotor s plnicími drážkami</i>	63
<i>Obr. 4-7 Schématické znázornění průtočných průřezů u plnicího otvoru</i>	64
<i>Obr. 4-8 Schéma modelu nátoky pracovní látky pod lamelu</i>	64
<i>Obr. 4-9 Naklopení lamely v drážce uzavírá průtočnou plochu danou vůlí mezi lamelou a drážkou</i>	65
<i>Obr. 5-1 Lamelové expandéry pro ORC na ČVUT v Praze: (a) - nahoře-vlevo: gen. 1, (b) – nahoře vpravo: gen. 2, (c) - dole-vlevo: gen. 3, (d) – dole vpravo: gen. 4</i>	70
<i>Obr. 5-2 Schéma experimentálního zařízení s ORC</i>	71
<i>Obr. 5-3 Řez měřeným lamelovým expandérem</i>	77
<i>Obr. 5-4 Sestava měřeného lamelového expandéru a generátoru</i>	77
<i>Obr. 5-5 (a) Axiální podložka mezi rotor a rotující čelo, (b) Schématické znázornění excentrického kroužku (excentricita pro ilustraci zvětšena)</i>	79
<i>Obr. 5-6 Testované lamely z (a) 2D kompozitního grafitu, (b) 2,5D kompozitního grafitu, (c) 2D kompozitního grafitu se závažím</i>	80
<i>Obr. 6-1 Průběhy průtočných ploch a objemu komory měřeného lamelového expandéru</i>	82
<i>Obr. 6-2 Průběh průtočné plochy A_6 v závislosti na nastavené radiální vůli</i>	84
<i>Obr. 6-3 Porovnání měřených hodnot a hodnot predikovaných modelem expandéru</i>	85
<i>Obr. 6-4 Typické průběhy hmotnostních průtoků jednotlivými průtočnými plochami</i>	86
<i>Obr. 6-5 Vliv axiální a radiální vůle na parametry lamelového expandéru pro režim konstantního admisního tlaku a konstantního tepelného příkonu cyklu</i>	87
<i>Obr. 6-6 Vliv vůlí na průběh p-V diagramu v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu</i>	88
<i>Obr. 6-7 Vliv jednotlivých netěsností na charakteristiky expandéru</i>	89
<i>Obr. 6-8 Výsledky citlivostní analýzy modelu na nejistoty vstupních měřených parametrů</i>	91
<i>Obr. 6-9 Ilustrace pozdějšího uzavření pracovní komory charakterizované úhlem ψ</i>	92
<i>Obr. 6-10 Vliv střední odstředivé síly na včasnost uzavření pracovní komory</i>	93
<i>Obr. 6-11 Vliv pozdějšího uzavření pracovní komory na jednotlivé parametry lamelového expandéru v režimu konstantního admisního tlaku a konstantního tepelného příkonu cyklu</i>	94
<i>Obr. 6-12 Vliv pozdějšího uzavření pracovní komory na průběh p-V diagramu v režimu konstantního tepelného příkonu cyklu</i>	95
<i>Obr. 6-13 Typický průběh tlaku v pracovní komoře a v drážce pod lamelou během otáčení rotoru</i>	96
<i>Obr. 6-14 Ideální a vypočtený průběh vysunutí lamely (*odtržení lamely 3x zvětšeno) a statorové reakční síly</i>	97
<i>Obr. 6-15 Průběh vybraných sil působících na lamelu během otáčení rotoru</i>	97
<i>Obr. 6-16 Porovnání úhlů ψ stanovených pomocí DML s úhly stanovenými pomocí TMLE a experimentálních měření</i>	98
<i>Obr. 7-1 Porovnání p-V diagramů původní a optimalizované geometrie lamelového expandéru</i>	105
<i>Obr. 7-2 Výsledná reakce statoru stanovená dynamickým modelem lamel</i>	106

Tabulky

<i>Tab. 5-1 Parametry měřeného lamelového expandéru</i>	75
<i>Tab. 6-1 Identifikované kalibrační parametry modelu lamelového expandéru</i>	83
<i>Tab. 6-2 Vstupní parametry pro analýzy vlivu netěsností</i>	87
<i>Tab. 6-3 Měřené vstupní parametry pro citlivostní analýzu</i>	90
<i>Tab. 6-4 Identifikované kalibrační parametry modelu lamelového expandéru</i>	92
<i>Tab. 6-5 Identifikované průtokové součinitele pro dynamický model</i>	98
<i>Tab. 7-1 Porovnání charakteristik původního a optimalizovaného lamelového expandéru</i>	105

Přílohy

Příloha A – Ostatní výpočty

<i>1. Výpočet objemu pracovní komory</i>	A1
<i>2. Výpočet průtočných ploch</i>	A2
<i>3. Výpočet sil působících na lamely</i>	A5

Příloha B – Fotografická dokumentace

Příloha C – Data zaznamenaná během experimentálních měření

Příloha D – Genetický algoritmus