

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE**

**2020**

**VOJTĚCH  
MAREŠ**

**3D tištěné turboexpandéry pro mikro-aplikace - návrh  
a ověření radiální rovnotlaké koncepce**

**3D printed turboexpanders for micro-applications - design  
and validation of a radial impulse concept**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mareš** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **475041**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**3D tištěné turboexpandéry pro mikro-aplikace - návrh a ověření radiální rovnotlaké koncepce**

Název bakalářské práce anglicky:

**3D printed turboexpanders for micro-applications - design and validation of a radial impulse concept**

Pokyny pro vypracování:

Práce se bude zaměřovat na turboexpandéry pro aplikace nejnižších výkonů, jako např. ORC jednotky. Obsahem práce bude:

- rešerše turboexpandérů pro ORC o výkonech 1-10 kW
- návrh radiální rovnotlaké jednostupňové koncepce vzduchového expandéru pro ověření jeho vlastností a parametrů (s důrazem na konstrukční návrh)
- Zprovoznění a základní oměření charakteristik a účinnosti expandéru
- Koncepční návrh / úprava pro implementaci expandéru do ORC systémů
- Závěrečná shrnutí a doporučení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


**Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **22.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **26.06.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2021**

  
Ing. Václav Novotný  
podpis vedoucí(ho) práce


  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

**5.5.2020**  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci pod názvem „3D tištěné turboexpandéry pro mikro-aplikace - návrh a ověření radiální rovnotlaké koncepce“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Václava Novotného. Práci jsem vypracoval s využitím uvedené literatury v souladu s metodickým pokynem o dodržování etických principů při tvorbě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne:

Podpis:

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Václavu Novotnému, za jeho čas, který mi byl ochoten věnovat, za odborné rady, vedení a vstřícnost při vypracovávání této práce. Dále bych chtěl poděkovat Bc. Janovi Špalemu za odborné rady a vstřícnost. Také bych rád velmi poděkoval své rodině, přítelkyni a přátelům, za podporu při tvorbě práce a celém studiu.

## Anotační list

Jméno autora:	Vojtěch MAREŠ
Název BP:	3D tištěné turboexpandéry pro mikro-aplikace - návrh a ověření radiální rovnotlaké koncepce
Anglický název:	3D printed turboexpanders for micro-aplications - design and validation of a radial impulse concept
Rok:	2020
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	Ing. Václav Novotný
Bibliografické údaje:	Počet stran: 53 Počet obrázků: 31 Počet tabulek: 3 Počet příloh: 10
Klíčová slova:	Organický Rankinův cyklus, 3D tisk, turboexpandéry, ORC, radiální expandér
Keywords:	Organic Rankine cycle, 3D printing, turboexpanders, ORC, radial expander
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá 3D tištěnými turboexpandéry pro mikro-aplikace, které by mohly mít v budoucnu uplatnění například v organickém Rankinově cyklu. V první části práce byla provedena rešerše turboexpandérů pro ORC o výkonech 1-10 kW. V druhé části práce byl proveden návrh 3D tištěné radiální rovnotlaké jednostupňové koncepce vzduchového expandéru, podle kterého byly následně vyrobeny jednotlivé komponenty. V závěrečné části byly změřeny účinnosti expandéru pro různá nastavení a materiály komponent. Bylo dosaženo izoentropické účinnosti 28,512% při použití dvou trysek vyrobených z materiálu SLS a rotoru vyrobeného z materiálu SLA, při otáčkách 7 161 ot/min, tlakovém poměru 1,35 a hmotnostním toku 0,021 kg/s. Oproti návrhovému 1D designu byl menší hmotnostní tok. Nebylo dosaženo návrhových otáček 12 000 ot/min ani při otáčkách naprázdno, protože hrozilo poškození rotoru.

Annotation:

This thesis deals with 3D printed turboexpanders for micro-applications which could be in the future used for example in organic Rankine cycle. The first part of this thesis consists of the research on turboexpanders for ORC with power output 1-10 kW. In the second part the 3D printed radial impulse concept of air expander had been designed and it was produced afterwards. In last part the efficiency was measured for different setups and materials of components. For setup with nozzle made of SLS and rotor made of SLA, pressure ratio 1,35, rotational speed 7 161 RPM and mass flow 0,021 kg/s was measured highest isentropic efficiency 28,512%. Parameters from 1D design weren't achieved, mass flow was lower than expected. Designed revolutions 12 000 RPM weren't achieved, not even without power load on generator because there was danger of expander damages.

# Obsah

<b>1 Úvod</b>	<b>3</b>
<b>2 Organický Rankinův cyklus</b>	<b>3</b>
<b>3 Pracovní látka</b>	<b>5</b>
<b>4 Expandéry v zařízeních využívajících ORC</b>	<b>6</b>
4.1 Objemové expandéry . . . . .	6
4.1.1 Scroll expandéry . . . . .	6
4.1.2 Šroubové expandéry . . . . .	6
4.1.3 Pneumatický motor jako expandér . . . . .	7
4.1.4 Pístový expandér . . . . .	7
4.2 Dynamické expandéry . . . . .	8
4.2.1 Jednostupňové axiální turboexpandéry . . . . .	8
4.2.2 Jednostupňové radiální turboexpandéry . . . . .	9
<b>5 Přehled experimentů a dosažených výsledků</b>	<b>10</b>
5.1 Jednostupňové radiální turboexpandéry . . . . .	10
5.2 Vícestupňové radiální expandéry . . . . .	14
5.3 Axiální expandéry . . . . .	14
5.4 Tabulka hlavních parametrů popsaných experimentů . . . . .	17
5.5 Grafické srovnání vybraných hodnot . . . . .	19
5.6 Shrnutí rešerše . . . . .	20
<b>6 Návrh radiální rovnotlaké koncepce vzduchového expandéru</b>	<b>21</b>
6.1 Rotor . . . . .	22
6.2 Konvergentní tryska . . . . .	23
6.3 Základní deska . . . . .	23
6.4 Kruhové vedení . . . . .	23
<b>7 Vylepšení pro praktické použití</b>	<b>24</b>
7.1 Výpočet síly působící na rotor . . . . .	24
7.2 Návrh ložisek . . . . .	25
7.3 Návrh hřídele a ložiskového domku . . . . .	26
<b>8 Měření izoentropické účinnosti radiální rovnotlaké turbíny</b>	<b>28</b>
8.1 Přesnost měření . . . . .	30
8.2 Výsledky experimentálního měření . . . . .	31
8.3 Diskuze experimentálních výsledků . . . . .	34
<b>9 Závěrečná doporučení</b>	<b>36</b>
<b>10 Závěr</b>	<b>37</b>



<b>Seznam obrázků</b>	<b>38</b>
<b>Seznam tabulek</b>	<b>39</b>
<b>Seznam použité literatury</b>	<b>40</b>
<b>Seznam příloh</b>	<b>46</b>

# 1 Úvod

Vzhledem ke zvyšující se celosvětové spotřebě elektřiny a narůstajícímu politickému tlaku na snižování emisí CO<sub>2</sub> je potřeba pracovat s tepelnou energií co neefektivněji. K řešení daného problému mohou přispět systémy založené na tepelných motorech velmi malých výkonů, jako například systémy využívající organický Rankinův cyklus.

Organický Rankinův cyklus je poháněn tepelným motorem, jehož klíčovou komponentou je expandér. Expandéry je možné rozdělit do dvou skupin: objemové a dynamické (turboexpandéry). Tato práce je zaměřena na turboexpandéry využívané v ORC pro nízkoteplotní zdroje tepla. Cílem je přiblížit čtenáři problematiku turboexpandérů pro ORC o výkonu 1-10 kW, navrhnout experimentální vzduchový expandér radiální rovnotlaké koncepce, podle návrhu vyrobit expandér s potřebnými komponentami a změřit účinnosti expandéru pro různá nastavení.

Takto malé turbíny se potýkají s řadou technických problémů, které je v praxi potřeba řešit. Problémem jsou především vysoké otáčky nutné pro dostatečnou účinnost celého procesu. S takto vysokými otáčkami je nutné použití vysokootáčkového generátoru, nebo převodového ústrojí k redukci úhlové rychlosti pro běžný generátor, s čímž jsou spojeny další náklady. Také je nutné věnovat zvýšenou pozornost výběru ložisek a způsobu jejich mazání.

Práce je členěná na tři hlavní části, v první části byla provedena rešerše na téma: Turboexpandéry o výkonu 1-10 kW, ve které byly porovnány dosažené parametry v dohledaných experimentech. Ve druhé části byl navržen rovnotlaký radiální turboexpandér spolu se díly potřebnými k jeho provozu. Díly jsou navrženy jako 3D výtisky, s výjimkou základní desky, která je ocelovým výpalkem. Také byl v této části proveden návrh implementace expandéru do ORC, jehož součástí byl hřídel, ložiskový domek a výpočet trvanlivosti ložisek. Ve třetí části je popsáno měření na komponentách, vyrobených podle zmíněného návrhu. Byla měřena izoentropická účinnost a byly porovnány její hodnoty pro různá nastavení a materiály komponent.

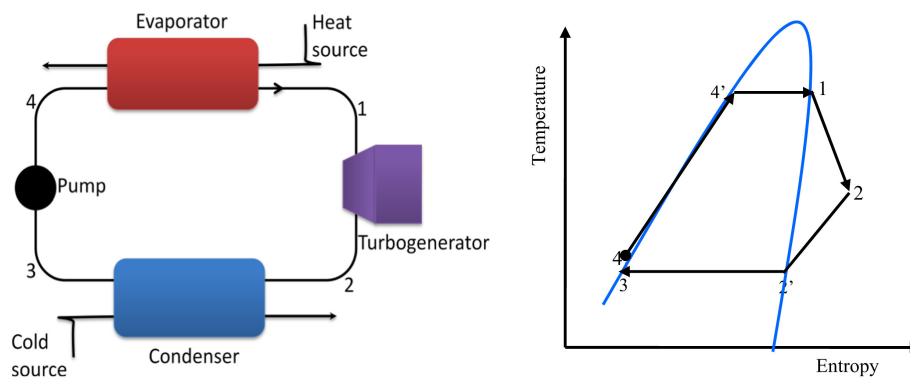
## 2 Organický Rankinův cyklus

ORC je založený na klasickém Rankin-Clausiově cyklu, jako oběhové médium se ovšem nevyužívá voda, ale organická látka (například některé druhy silikonového oleje, uhlovodíky, chladiva). Tyto organické látky operují při nízkých ( $< 150^{\circ}C$ ) a středních ( $150 - 300^{\circ}C$ ) teplotách, jelikož mají nižší bod varu než voda. [1]

Zdrojem tepla pro organický Rankinův cyklus může být průmyslové odpadní teplo, solární energie, geotermální energie, energie ze spalování biomasy a teplo oceánu. Lze také kombinovat s jinými termodynamickými cykly jako například s: termoelektrickým generátorem, palivovým článkem, spalovacím motorem, systémem odsolování mořské vody a Braytonovým cyklem. [2]

ORC v malém měřítku ( $\leq 10kW_e$ ) v kombinaci se spalováním biomasy má skvělý potenciál využití v energeticky nezávislých budovách [3].

Obrázek 1 zobrazuje jednoduchý organický Rankinův cyklus, který je složen ze čtyř základních komponent: čerpadlo, výparník, expandér a kondenzátor [1]. Diagram jednoduchého organického Rankinova cyklu vypadá totožně, ale mezní křivka je odlišná podle použité pracovní látky.



Obrázek 1: Jednoduchý Rankinův cyklus [1]

- Děj 1-2: Adiabatická expanze v expandéru
- Děj 2-3: Izobarický odvod tepla v kondenzátoru
- Děj 3-4: Adiabatická komprese pomocí čerpadla
- Děj 4-1: Izobarický ohřev ve výparníku

### 3 Pracovní látka

Pracovní látka výrazně ovlivňuje účinnost celého oběhu. Je volena podle zdrojů tepla, které mají široký rozsah teplot, od nízkoteplotních zdrojů ( $80^{\circ}\text{C}$  - geotermální, solární kolektory) po vysokoteplotní zdroje ( $500^{\circ}\text{C}$  - spalování biomasy).

Organické látky mají vyšší molární hmotnost než voda, rychlost zvuku v jejich prostředí je tedy nižší než u vodní páry. Dále mají oproti vodní páře nižší entalpický spád. [2]

Obecně jsou pracovní látky děleny podle jejich mezních křivek v T-s diagramu na: suché tekutiny ( $\frac{ds}{dT} > 0$ ), mokré tekutiny ( $\frac{ds}{dT} < 0$ ) a izoentropické tekutiny ( $\frac{ds}{dT} = 0$ ).

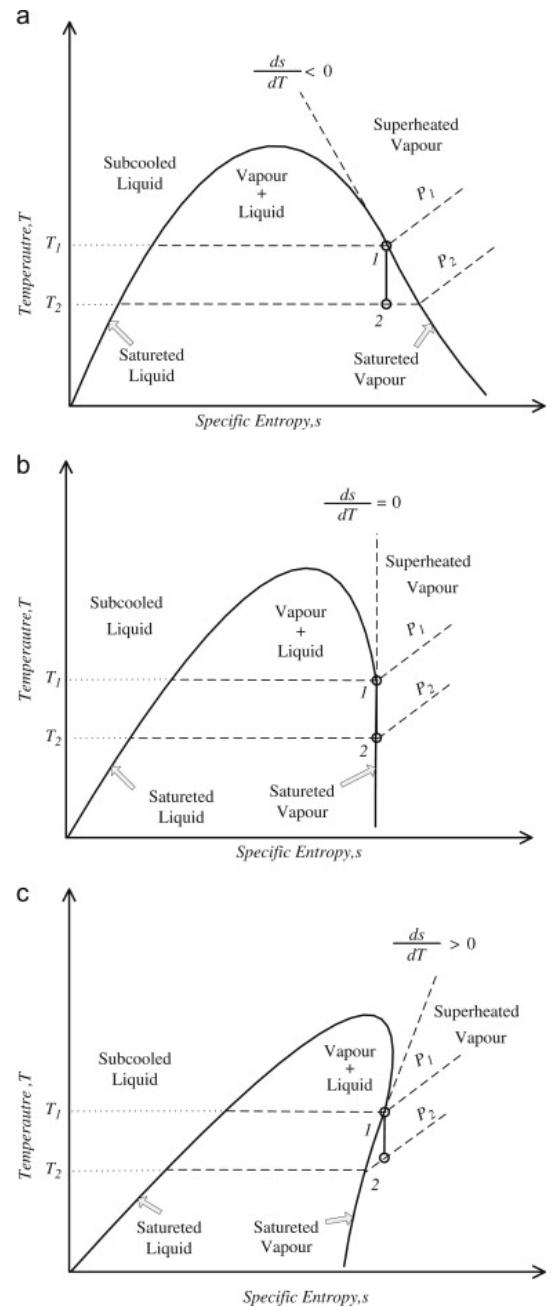
Při použití mokré tekutiny se v proudu na výstupu expandéru nachází příliš mnoho kapalné fáze, což může poškodit expandér. K odstranění tohoto problému se tekutina přehřívá v přehříváku.

Horní mezní křivka izoentropické tekutiny (např. R11 nebo fluorinal 85) je téměř kolmá k x-ové ose entropie. Jakmile totiž expanduje pára podél vertikální části křivky, zůstane pára při opuštění turbíny blízko nasycení, aniž by zkondenzovala. Díky těmto vlastnostem není potřeba umístění přehříváče do oběhu. Izoentropická tekutina je nejvhodnější pro nízkoteplotní zdroje tepla.

Při použití suché tekutiny, stejně jako u izoentropické, není potřeba použití přehříváče.

Z uvedených vlastností je patrné, že izoentropická a suchá tekutina jsou typicky výhodnější pro použití v ORC než mokrá tekutina

U vstupu do turbíny se může teplota látky blížit k její zápalné teplotě, maximální dosažitelná teplota se pohybuje okolo  $600\text{ K}$ .



Obrázek 2: T-s diagram pro jednotlivé pracovní látky: (a) mokré, (b) izoentropické, (c) suché [2]

## 4 Expandéry v zařízeních využívajících ORC

Funkcí expandéru je měnit tlakovou energii tekutiny na mechanickou energii. V ORC není možné používat turbíny pro vodní páru jako v elektrárnách využívajících klasický Rankine-Clausiiův cyklus. Důvodem je vysoká cena těchto víceúrovňových turbín v porovnání s nízkou účinností cyklu při výrobě elektřiny v malém měřítku.

Expandéry se dělí na dvě skupiny: dynamické (turbíny) a objemové (šroubový expandér, šnekový expandér, a další).

Pro zařízení o výkonu do 10 kWe se komerčně využívají především objemové expandéry, jelikož dynamické expandéry do tohoto výkonu zatím téměř nejsou na trhu. [3]

### 4.1 Objemové expandéry

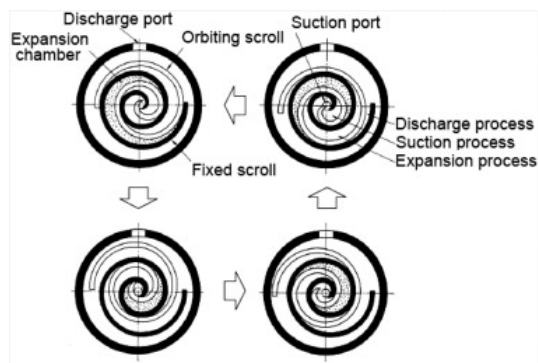
Objemové expandéry pracují při nižších průtocích a při nižších otáčkách než turboexpandéry, pracovní tlaky jsou ale vyšší, tím pádem jsou více namáhána těsnění [3]. Jsou cenově dostupné, jelikož jsou často vyráběny úpravou kompresorů [4]. Běžný generátor pracující přímo se sítí může být díky nízkým otáčkám umístěn přímo na hřídeli expandéru bez použití ozubených převodů [5].

Pokud začne pracovní látka kondenzovat, hrozí poškození pouze pístovému expandéru, scroll a šroubové expandéry jsou schopné pracovat i při těchto podmínkách [6].

Důležité je zajistit mazání expandéru a to lze například instalací odlučovače oleje na výstupu z expandéru nebo dávkováním oleje přes expandér. Při použití odlučovače oleje je nutné nainstalovat i olejové čerpadlo, které dopraví olej zpět ke vstupu. Dostatečnou lubrikaci lze také zajistit rozpuštěním oleje ve veškeré pracovní látce. Existují i řešení bez použití mazání, problémem u nich ale mohou způsobovat netěsnosti mezi pohybujícími se částmi z důvodu vyšších výrobních tolerancí. [6]

#### 4.1.1 Scroll expandéry

Scroll expandéry mají nejsložitější geometrii. Izoentropická účinnost dosahuje až 70%. Jsou použitelné v malých energetických systémech s výkony od 1 kWe až po systémy s desítkami kWe. Je důležité zajistit mazání ložisek a kontaktních ploch expandéru. Na obrázku 3 je zobrazen princip pracovního cyklu Scroll expandéru. [3]

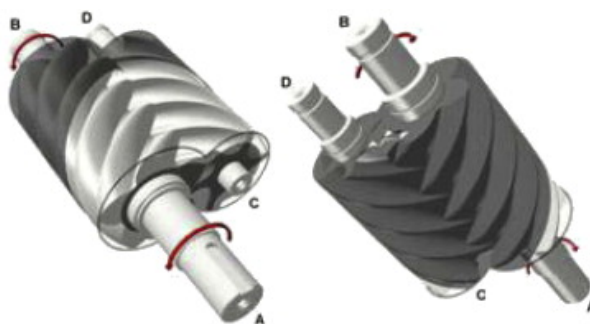


#### 4.1.2 Šroubové expandéry

Šroubové expandéry jsou nejčastěji složené ze dvojice zabírajících rotorů se šroubovicí (obrázek 4), které jsou uloženy ve skříní s vůlí řádově 50  $\mu\text{m}$ . Při rotaci rotorů se mění objem mezi rotory a skříní [3]. Používají se především pro systémy s výkonem 1 kWe až 1 MWe a objemovým tokem 25 až 1100 l/s [7]. Podle [8] mohou dosahovat izoentropické účinnosti až 90%. Objemový poměr se pohybuje okolo hodnoty 5.

Obrázek 3: Schéma pracovního cyklu scroll expandéru [3]

Šroubové expandéry můžeme rozdělit na synchronizované a nesynchronizované. Synchronizované mohou dosahovat vyšších otáček, jelikož mají nižší hydrodynamické ztráty [7].



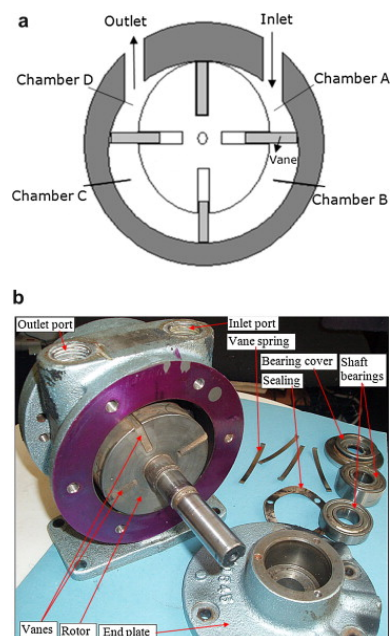
Obrázek 4: Pohled na 3D model šroubového expandéru

#### 4.1.3 Pneumatický motor jako expandér

Pneumatické motory jsou lamelové motory, které používají stlačený vzduch k pohonu rotoru. V porovnání s ostatními typy expandéru je u pneumatických motorů jednodušší výroba. Musí ale projít určitými modifikacemi, aby je bylo možné použít pro danou organickou tekutinu. Na obrázku 5a je zobrazeno schéma pneumatického motoru, na obrázku 5b je fotografie jednotlivých komponent. [3, 9]

#### 4.1.4 Pístový expandér

Pístové expandéry jsou vhodné pro větší expanzní poměry [6]. Dosahují obdobných objemových poměrů jako spalovací motory (6 až 14), dosahují velkých tlakových poměrů a snesou velké vstupní tlaky a teploty (7 MPa a 560°C). Nevýhodou je nutnost použití sacího a výfukového ventilu. [7]



Obrázek 5: Schéma čtyřlamelového expandéru vyrobeného modifikací pneumatického motoru [3]

## 4.2 Dynamické expandéry

V dynamických expandérech dochází nejprve k přeměně tlakové energie na kinetickou, která je poté využita rotorem pomocí změny hybnosti proudu. Pracovní látka dosahuje při průchodu tryskami a expandérem vysokých rychlostí [5, 6].

Turboexpandéry se používají především v systémech s výkonem větším než 50kWe, pod touto mezí se snižuje jejich účinnost [3]. Jak již bylo zmíněno, při navrhování ORC jednotek malých výkonů se výrazně zvyšují otáčky rotoru, což je velká nevýhoda. Podle práce Sylvaina Quoilina [6] je pro danou technologii přibližně konstantní obvodová rychlost, nezávisle na velikosti turbíny. Ze vztahu (1) pak vyplývá, že při snížení průměru turbíny se musí zvýšit otáčky, aby obvodová rychlost zůstala konstantní.

$$u = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r \quad (1)$$

Kde  $u$  je obvodová rychlost na poloměru turbíny  $r$  a  $n$  jsou otáčky rotoru.

Otáčky turbín do hranice výkonu 10 kWe se pohybují v intervalu od 10 000 ot/min až do 100 000 ot/min. Při těchto otáčkách již není možné používat běžné generátory připojené přímo na hřídel turbíny, ale využívá se redukce úhlové rychlosti pomocí převodů, nebo vysokootáčkového generátoru [5].

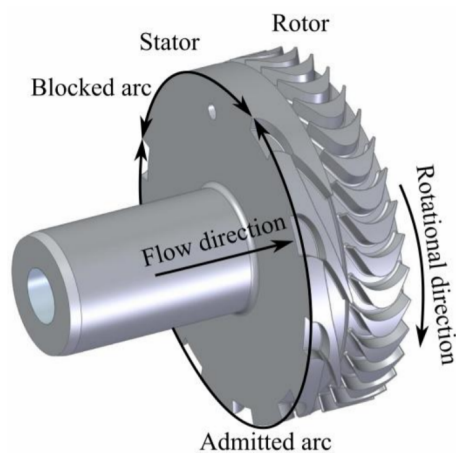
Dynamické expandéry můžeme rozdělit na axiální a radiální, každý z nich může být dále navržen jako impulsní nebo jako reakční. U impulsního typu je veškerý entalpický spád přeměněn na kinetickou energii v dýze, proud stator opouští ve vysoké rychlosti. V rotoru se mění pouze směr proudění. V reakčním typu se část entalpického spádu zpracuje ve statoru a druhá část v rotoru. [5]

### 4.2.1 Jednostupňové axiální turboexpandéry

Nejčastěji se používají v systémech s vyššími průtoky a nízkými tlakovými poměry [2]. Na obrázku 6 je zobrazen model rotoru a statoru axiální turbíny s částečným ostřikem.

Impulsní axiální turbína je schopná oproti reakční zpracovávat větší tlakové poměry, jelikož veškerý tlakový i entalpický spád se zpracovává ve většinou nadzvukových tryskách statoru a na lopatkách rotoru jsou již tyto veličiny konstantní.

Pro axiální impulsní turbínu je možné použití tzv. částečného ostřiku, kdy je část prstence dýzy překrytá a proud látky dopadá pouze na odkrytou část lopatek rotoru, díky tomu je možné regulovat hmotnostní tok turbínou o malém výkonu bez malých výšek lopatek, které jsou náročné na výrobu a způsobují snížení účinnosti [4, 11]. Využitím částečného ostřiku je možné zvětšit interval pracovních podmínek, kdy je expandér schopen pracovat s vysokou účinností. Zároveň přibývají další ztráty, ty jsou kompenzovány již zmíněnou větší výškou lopatek, díky které je menší relativní výška mezery mezi lopatkami a tím pádem jsou menší i ztráty na špičce lopatky (pokud není využita bandáž) [10]. Nevýhodou impulsního typu oproti reakčnímu je obecně nižší účinnost [4].

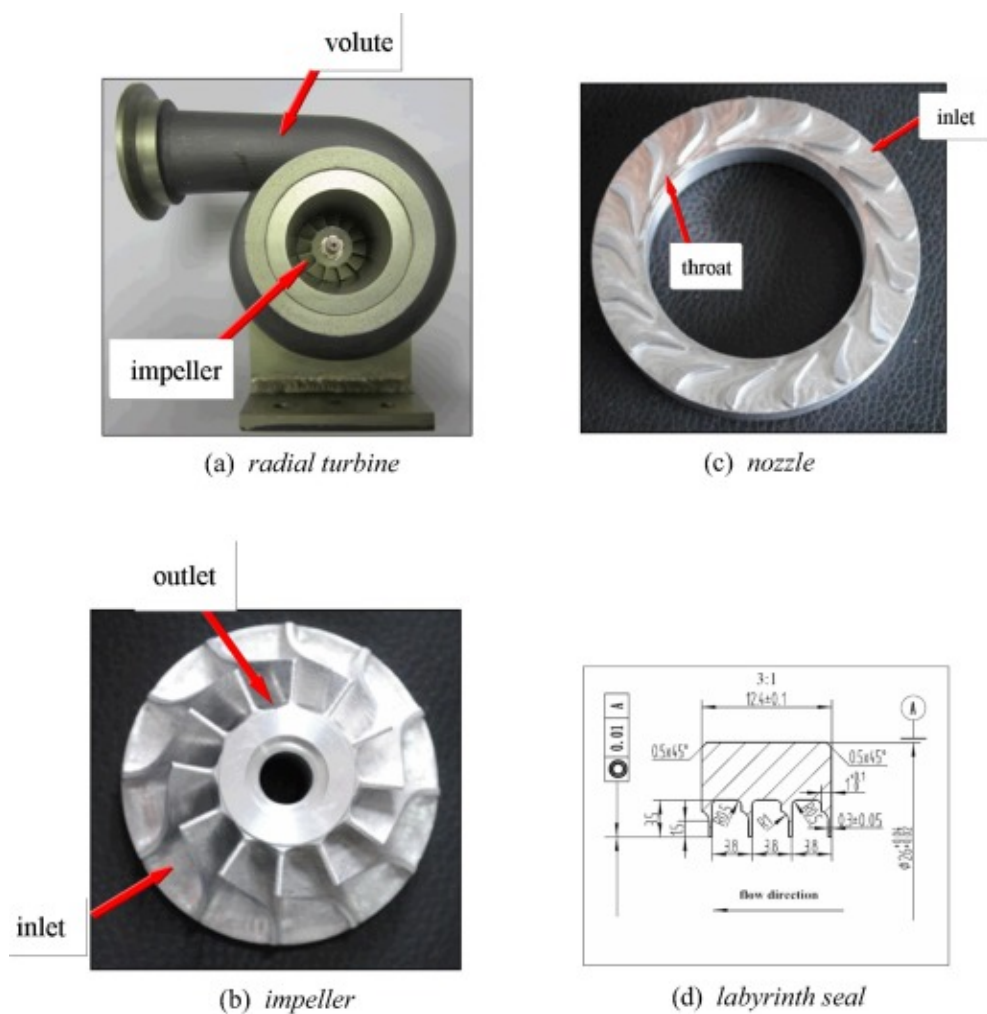


Obrázek 6: 3D model rotoru a statoru axiální turbíny s částečným ostřikem [10]

#### 4.2.2 Jednostupňové radiální turboexpandéry

Radiální expandéry jsou vhodné pro vyšší tlakové poměry. Je u nich možnost regulace pomocí rozváděcích lopatek. Oproti axiálním jsou méně citlivé na nepřesnosti profilu lopatek, což jim umožňuje udržení vysoké účinnosti i u turbín malých rozměrů. Radiální turbíny jsou méně náročné na výrobu než axiální, také jsou stabilnější z důvodu vyšší tuhosti [2]. Na obrázku 7 jsou fotografie jednotlivých částí radiálního turboexpandéru (rotor, dýza, labyrintové těsnění).

Podle autorů článku [2] jsou pro radiální expandér důležitými parametry: nejvyšší obvodová rychlost, maximální Machovo číslo na trysce před turbínou a při průchodu rotorem. Cílem je dosáhnout co největší obvodové rychlosti, kde je limitem pevnost materiálu. Doporučované maximální Machovo číslo bylo 0,85, aby se zabránilo vibracím rotoru. Pokud je Machovo číslo příliš vysoké, snižuje se účinnost expandéru.



Obrázek 7: a) Radiální turbína b) Rotor c) Dýza d) Labyrintové těsnění [12]



## 5 Přehled experimentů a dosažených výsledků

V následující části byly porovnávány výsledky experimentů dosažených výzkumnými týmy z celého světa. Autor této práce se zaměřil především na maximální dosažené hodnoty těchto parametrů:

- Elektrický výkon na svorkách generátoru  $P_{el}$ .
- $P_{mech}$  je mechanický výkon expandéru, který je potřeba měřit z kroutícího momentu, nebo dopočítávat z elektrického výkonu generátoru:

$$P_{mech} = \eta_{gen} \cdot P_{el} \quad (2)$$

- Izoentropická účinnost turbíny  $\eta_{izo}$ , jejíž hodnota se určí podle [13] jako:

$$\eta_{izo} = \frac{P_{mech}}{P_{izo}} \quad (3)$$

$$P_{izo} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{2izo}) \quad (4)$$

kde  $P_{izo}$  je izoentropický výkon tekutiny,  $h_1$  je hodnota měrné entalpie před vstupem do expandéru,  $P_{expm}$  je změřený výkon na hřídeli expandéru,  $h_{2izo}$  je hodnota entalpie na výstupu, pokud by expanze proběhla izoentropicky a  $\dot{m}$  je hmotnostní tok expandérem.

- Termodynamická účinnost ORC systému  $\eta_{ORC}$ , pro teoretickou hodnotu platí:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{mech}}{Q_0} \cdot 100\% \quad (5)$$

kde  $Q_0$  [kW] je celkový tepelný výkon výparníku.

- Použitá pracovní látka
- Otáčky turbíny n.
- Tlakový poměr  $\Pi$  [-] vstupu a výstupu expandéru:

$$\Pi = \frac{p_1}{p_2} \quad (6)$$

### 5.1 Jednostupňové radiální turboexpandéry

Autoři experimentu Gang Pei a kol. [14] se zabývali vlastnostmi impulsně-rakčního expandéru s radiálním vstupem a axiálním výstupem. Jako pracovní látka byl zvolen stlačený vzduch, který simuloval organickou látku o tlacích 0,2MPa, 0,3MPa, 0,4MPa a 0,5MPa. Při použití stlačeného vzduchu nehrozí kondenzace při průchodu turbínou.

Maximální otáčky zkoumaného expandéru byly 60 000 ot/min. Generátor nebyl umístěn přímo na hřídeli turbíny, ale mezi hřídeli trubíny a hřídeli generátoru bylo převodové ústrojí o převodovém poměru 20. Maximální otáčky generátoru byly tedy 3 000 ot/min.

Jako zátěž generátorů byly použity automobilové žárovky (24 VDC/90W).

Při tlaku 0,5 MPa byla měřena závislost elektrického výkonu na otáčkách. Otáčky byly regulovány

zatěžováním generátoru žárovkami. Výkon se zvyšoval s otáčkami, dokud nebylo dosaženo hodnoty 30 000 ot/min, poté se výkon ustálil přibližně na 640We. Po překročení 42 000 ot/min začal výkon generátoru klesat. Tento pokles může být způsoben ztrátami v turbíně, ztrátami způsobenými přenosy energie a ztrátami v převodovém ústrojí.

Nejvyšší dosažená účinnost turbíny se pohybovala okolo 38% při tlaku 0,5 MPa a otáčkách přibližně 51 000 ot/min.

O rok později byl stejným týmem publikován článek [15], ve kterém byl zmíněný expandér nainstalován do zkušebního ORC. Byla použita pracovní látka R123. Dosažený výkon na hřídeli turbíny byl okolo 1 kW. Při tomto experimentu byl hmotnostní tok turbínou 500 kg/h, vstupní tlak 786 kPa, výstupní tlak 110 kPa, vstupní teplota 100 °C, otáčky 60 000 ot/min. a izoentropická účinnost turbíny 65%. Vyšší účinnost oproti předešlému experimentu může být způsobena pracovní látkou a vyšším vstupním tlakem. Převodový poměr mezi turbínou a generátorem byl stejný jako v předešlém experimentu. Účinnost systému byla 6,8%.

Cílem článku od Ludovic Guillaume a kol. [16] bylo primárně porovnání dvou pracovních látek (R245fa a R1233zd) pro ORC v kombinaci se spalovacím motorem v nákladním tahači. Zároveň ale byla naměřena data týkající se vlastností prototypu radiálního expandéru.

Prototyp expandéru byl složen především z komponent turbodmychadel pro tahače, na stejném hřídeli jako expandér se nacházel vysokootáčkový synchronní generátor.

Maximální elektrický výkon systému byl 3,5 kWe. Jako náhrada spalovacího motoru byl použit elektrický olejový kotel a zátěž generátoru byly ventilátory určené pro nákladní automobily.

Cyklus pracoval s teplotami od 10°C do 180°C. Tlakový poměr se pohyboval od 2,3 do 4, hmotnostní tok turbínou byl od 0,15 do 0,35 kg/s. Otáčky expandéru dosahovaly od 50 000 ot/min až po 70 000 ot/min. Bylo dosaženo celkové účinnosti cyklu 1,8%. Izoentropická účinnost expandéru se snižovala s tlakovým poměrem při expanzi, její hodnota se pohybovala od 60% do 75%. Podle autorů by ovšem bylo možné zvýšit účinnost cyklu na 4,8% a výkon na 5,3 kWe, pokud by se nahradil generátor za výkonnější a podařilo se dosáhnout teoreticky možné společné účinnosti turbíny a generátoru 90%.

Článek od Long Shao a kol. [12] se zabýval ORC s radiální jednostupňovou turbínou a pracovní látkou R123. Systém pracoval s teplotami zdroje 110 °C, 120 °C, 130 °C. Nejvyšší dosažitelné otáčky turbíny byly 54 000 ot/min. Maximální tlak na vstupu do turbíny byl 0,44 MPa a na výstupu 0,2 MPa. Pro změnu otáček se měnil hmotnostní tok od 0,27 kg/s do 1,11 kg/s. Otáčky turbíny byly přenášeny přes převod na asynchronní generátor.

Maximální termodynamická účinnost systému byla 5,7%. Nejvyššího elektrického výkonu 1,884 kWe bylo dosaženo při otáčkách 53 564 ot/min při teplotě zdroje 130 °C. Maximální izoentropické účinnosti 83,6% bylo dosaženo při otáčkách 34 000 ot/min a teplotě 130 °C. Izoentropická účinnost ovšem nebyla určena ze vztahu (3), ale byla určena z naměřené výstupní entalpie.

Autoři článku Sebastian Bykuć a kol. [17] zhodnotili první výsledky z nově zkonstruované testovací kogenerační ORC jednotky spalující biomasu. Konkrétně byl článek zaměřen na startovací fázi

systému a mikroturbíny a regulaci systému pomocí ventilů. V systému byla použita pracovní látka HFE 7100, jejíž pára byla zároveň využívána k lubrikaci kluzných ložisek. Vysokorychlostní generátor byl připojen přímo na hřídel expandéru. Expandérem byla jednostupňová radiální supersonická turbína, která, jak je z názvu patrné, pracuje s nadzvukovým prouděním na vstupu do rotoru[18].

Bylo dosaženo maximálního výkonu 1 316 We při: otáčkách 25 380 ot/min, tlaku 886 kPa a teplotě 155°C na vstupu do expandéru, tlaku na výstupu 128 kPa a hmotnostním toku 569 kg/h.

V článku [19] se výzkumný tým Lisheng Pan a kol. zabýval vlastnostmi ORC systému, pracujícího s nízkoteplotním zdrojem tepla při použití dvou druhů trysek (konvergentní a Lavalova) na vstupu radiální turbíny s částečným ostříkem, pro dvě pracovní látky: R245fa a R123. Zkušební systém byl složen ze tří okruhů: voda ohřívána na 90°C, organická pracovní látka a voda chladící o teplotě 20°C. Při použití Lavalovy trysky vzniká větší tlakový spád oproti konvergentní trysce. Jako zátěž generátoru byl využit nastavitelný odpor, zároveň sloužil k regulaci otáček generátoru a turbíny. K přenosu kroutícího momentu z hřídele expandéru na hřídel generátoru sloužil vysokorychlostní řetěz.

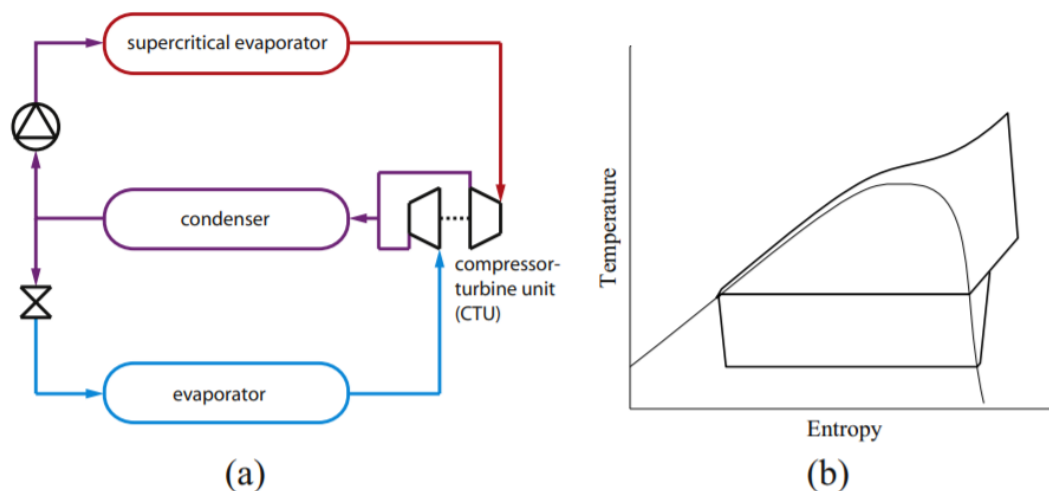
Autoři se zaměřili především na účinnost turbíny, společnou účinnost převodu a generátoru a na chování trysky v závislosti na tlaku ve výparníku a tlaku v kondenzátoru. Pokud byl zvyšován tlak ve výparníku a tlak v kondenzátoru zůstával konstantní, snižovala se izoentropická účinnost turbíny a zvyšovala se účinnost převodu a generátoru. Při zvyšování tlaku v kondenzátoru a konstantním tlaku ve výparníku se izoentropická účinnost turbíny zvyšovala a účinnost převodu a generátoru se snižovala.

Pro obě pracovní látky i pro obě trysky byly nastaveny stejné podmínky: teplota chladící vody 20°C, teplota horké vody 90°C, otáčky 4 200 ot/min. Při použití pracovní látky R245fa bylo dosaženo s konvergentní tryskou izoentropické účinnosti přibližně 25%, s Lavalovou tryskou se tato hodnota pohybovala okolo 19%. Pokud systém pracoval s látkou R123, byla izoentropická účinnost pro konvergentní trysku přibližně 24% a pro Lavalovu trysku 32%.

Cílem autorů [20] Pattanachok Saiai a kol. bylo porovnání numerické simulace chování pracovní látky HCFC-141b s výsledky z experimentů na nízkoteplotním ORC systému. ORC systém pracoval s radiální mikroturbínou s nejmenším výkonem z výše popsaných experimentů. Při teplotě zdroje 96,9°C byla rychlost turbíny 533 ot/min a výkon na hřídeli turbíny 1,6 kW.

Jonathan Demierre a kol. se v článku [21] zabývali tepelným čerpadlem poháněným ORC systémem (tzv. ORC-ORC tepelné čerpadlo), princip funkce je patrný z obrázku 8. Jedná se o dva okruhy spojené ve společném kondenzátoru s pracovní látkou R134a. Radiální kompresor je poháněn radiální turbínou a nachází se na stejné hřídeli, která je uložena ve vzduchových ložiskách.

Nejvyšší izoentropické účinnosti turbíny 67% bylo dosaženo při: otáčkách 201 000 ot/min, hmotnostním toku turbínou 0,129 kg/s a tlakovém poměru mezi vstupem a výstupem turbíny 4,3. Za těchto podmínek byl výkon turbíny 2,4 kW a izoentropická účinnost kompresoru 68%.



Obrázek 8: a) Schéma obou okruhů b) T-s diagram ORC-ORC tepelného čerpadla [21]

Soo-Yong Cho a kol. [22] se zabývali ORC, kde byla expandérem radiální impulsní turbína s canti-lever designem a třemi nadzvukovými konvergentně-divergentními tryskami, které sloužily zároveň k regulaci hmotnostního toku. Generátor byl umístěn přímo na hřídeli expandéru. Na výstupu z trysek dosahovala pracovní látka R245fa rychlosti 1,6 Mach. Tlak a teplota na vstupu do trysky byly 1,265 MPa a 100°C, na výstupu z trysky byl tlak 325,7 kPa a teplota 60,3°C. Při těchto podmínkách byl výkon generátoru 1,2 kW a účinnost systému byla 1,2%.

W. Yagoub a kol. [23] testovali kogenerační jednotku s mikro-turbínou pro administrativní budovu se zdrojem tepla ze solárních termálních panelů doplňovaných kondenzačním plynovým kotlem. Instalovaná tepelná kapacita solárních panelů byla 25 kW. Autoři testovali systém se dvěma pracovními látkami: n-pentanem a HFE-301. Generátor na hřídeli mikroturbíny poskytoval výkon 1,5 kWe při 60 000 ot/min. Při těchto parametrech bylo dosaženo izentropické účinnosti turbíny 85% pro HFE-301 a 40% pro n-pentan.

V.M. Nguyen a kol. [24] vyvinuli prototyp ORC systému s radiální turbínou a pracovní látkou n-pentanem. Jako zdroj tepla sloužil plynový kotel. Nejvyššího výkonu generátoru 1,47 kWe bylo dosaženo při 65 000 ot/min, generátor byl umístěn přímo na hřídeli turbíny. Tlak a teplota na vstupu do expandéru byly 400 kPa a 81 °C, na výstupu 98,2 kPa a 62 °C, při objemovém průtoku 432 kg/h. Při zmíněných podmínkách bylo dosaženo izentropické účinnosti turbíny 49,8%, termodynamické účinnosti systému 4,3%.

Fuhaid Alshammari a kol. [25] se zaměřili na ORC s radiální turbínou a zdrojem tepla ze spalín vznětového motoru o objemu 7,25 l a maximálním výkonu 206 kW. Optimální pracovní bod pro ORC, pro který byla navržena turbína, byl při maximálním výkonu, kdy spaliny odvádí nejvíce tepla. Při těchto podmínkách by ale v praxi systém nepracoval dlouhodobě, proto se autoři zaměřili na pracovní bod při 40% výkonu motoru (81 kW). Elektrický generátor se nacházel na hřídeli turbíny. Pracovní látka byla vyvinuta společností 3M, nebylo specifikováno její konkrétní složení. V pracovním bodě, pro který byla turbína navržena, by měla teoreticky podle CFD simulace dosahovat výkonu 18 kW

při 40 000 ot/min a izoentropické účinnosti 75,2%, termodynamická účinnost v tomto bodě by měla být 9,3%.

Pro pracovní bod při 40% maximálního výkonu spalovacího motoru byly otáčky turbíny 20 000 ot/min, tlakový poměr 5,9, výkon generátoru 6,3 kWe a maximální izoentropická účinnost turbíny 35,2%. Maximální dosažená termodynamická účinnost byla 4,3%.

## 5.2 Vícetupňové radiální expandéry

Autoři Tomasz Z. Kaczmarczyk a kol. [26] se zabývali modifikacemi čtyřtupňového radiálního turboexpandéru o nominálním výkonu 2,5 kWe při otáčkách 24 000 ot/min a hmotnostnímu toku 0,17 kg/s. Tlak na vstupu do turbíny byl 1,2 MPa. Při měření bylo dosaženo maximálního elektrického výkonu 2,12 kWe při otáčkách turbíny 22 440 ot/min. Nejvyšší účinnost cyklu byla 6,5%. Maximální izoentropická účinnost turbíny o hodnotě 71% nebyla ovšem určena pomocí výkonu turbíny podle vztahu (3), ale pomocí naměřené výstupní entalpie.

Jako zdroj tepla byl použit kotel na biomasu s výkonem 30kWt a maximální teplotou 200 °C, nejvyšší teplota při vstupu do turbíny byla 180 °C.

## 5.3 Axiální expandéry

V článku od Maoqing Li a kol. [27] byl popis testování ORC navržený pro geotermální zdroj tepla s jedostupňovou axiální turbínou o výkonu 6,07 kWe a pracovní látkou R123. K turbíně byl přes spojku připojen asynchronní generátor, nejvyšší otáčky turbíny byly 3014 ot/min.

Jako náhrada geotermálního zdroje tepla byl použit elektrický olejový kotel. Teplota látky před turbínou byla 120°C. Maximální vstupní tlak se pohyboval okolo 1,1 MPa, a maximální výstupní tlak byl přibližně 0,175 MPa.

V experimentu byl nainstalován obtokový systém se škrťícím ventilem, který se aktivoval při spouštění a ukončování experimentu, aby se zabránilo poškození turbíny kondenzovanou kapalinou.

Bylo dosaženo izoentropické účinnosti turbíny 58,53% a celkové účinnosti cyklu 7,98%.

Autory Wenhao Pu a kol. [28] byl měřen ORC s jedostupňovou axiální turbínou bez olejového mazání s integrovaným generátorem a pracovními látkami R245fa a HFE7100. Systém pracoval s teplotou zdroje pod 100 °C. Pracovní látky byly zároveň použity pro mazání. Nejvyšší otáčky byly 18 000 ot/min. Maximální elektrický výkon byl pro R245fa 1,979 kWe a pro HFE7100 1,027 kWe. Pro R245fa byla průměrná isoentropická účinnost turbíny 59,7% a účinnost systému byla 4,01%, otáčkách expandéru 12 000 ot/min a hmotnostním průtokem od 0.1168 kg/s do 0.2069 kg/s. HFE7100 byla vyhodnocena jako nevhodná pracovní látka pro takto nízké teploty zdroje.

Výzkumný tým Chen Yue a kol. [29] měřil vlastnosti ORC s jedostupňovou axiální turbínou o jmenovitém výkonu 5 kW, která poháněla třífázový synchronní generátor. Jako zdroj tepla byla použita voda ohřívána naftovými kamny o teplotě 46,85 °C až 96,85°C. Jako zátěž byly použity rezistory s různou zátěží (6, 6Ω; 7, 2Ω; 7, 7Ω; 11Ω). Pracovní látka byla R245fa.

Bylo dosaženo průměrné izoentropické účinnosti turbíny 56,4%, průměrné účinnosti cyklu 7,22%, a výstupního výkonu 4,5 kWe.

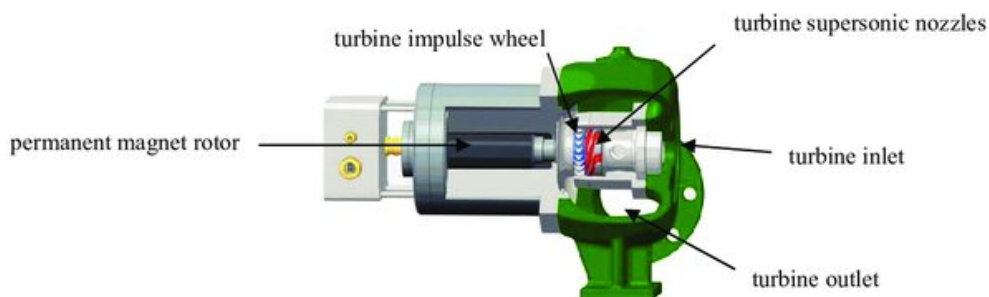
Autoři článku Andreas Weiß a kol. [4] se zabývali vlastnostmi cantilever turbíny s radiálním vstupem i výstupem v porovnání s běžnou impulsní axiální turbínou o výkonu 12kW. Turbína typu cantilever je tzv. quasi-impulsní turbína, rychlost proudění se tedy nezvětšuje při průchodu rotorem.

Přesto, že nejvyšší výkon tohoto ORC je vyšší než 10 kW, bylo rozhodnuto tento experiment také zařadit do přehledu, jelikož turbíny operovaly i za sníženého výkonu pod 10 kW.

Autoři se snažili dokázat, že mikroturbíny o tomto výkonu jsou efektivním řešením pro ORC, že mají výborné vlastnosti při částečném zatížení, chtěli a poskytnout užitečná data vědecké komunitě zabývající se ORC.

Turbína byla součástí systému modulárního turbogenerátorového soustrojí, které bylo vyvinuto autory. Konstrukční řešení tohoto systému bylo nazváno MTG-c-kit, jeho aplikací je možné zkonstruovat turbogenerátorové soustrojí pro provoz expandérů o výkonu 3-175 kW, pěti různých velikostech a stejné konstrukci (obrázek 9).

Jako pracovní látka byl použit Hexametyldisiloxan. Parametry turbíny při plném výkonu byly: hmotnostní průtok: 0,32 kg/s, vstupní tlak: 600 kPa, vstupní teplota 176°C, výstupní tlak: 32 kPa. Otáčky se pro axiální turbínu pohybovaly v rozmezí 18 000 - 26 000 ot/min a pro cantilever 20 000 - 30 000 ot/min. Maximální účinnost cantileveru byla 76,8%, maximální účinnost axiální turbíny byla 73,4%.



Obrázek 9: 3D model MTG-c-kit [18]

Autoři článku [10] J. R. Seume a kol. se zabývali využitím ORC s jednostupňovou impulsní axiální turbínou (obrázek 10) v kombinaci se vznětovým motorem o objemu 12,8 l a výkonu 375 kW. Systém byl navrhován pro hmotnostní tok spalin z motoru 0,249 kg/s o teplotě 341,85 °C.

Pracovní látkou byl ethanol, autoři byli nuceni zvýšit vstupní teplotu z 254 °C na 263,85 °C, jinak by látka začínala kondenzovat na výstupu z turbíny. Maximální hmotnostní tok turbínou byl 0,045 kg/s, maximální vstupní tlak 4 000 kPa a maximální výstupní tlak 81 kPa.

Bylo využito částečného ostříku, kterým bylo možné regulovat velikost plochy prstence vstupu podle počtu otevřených průchodů na 20%, 40%, 60% a 80% z plochy prstence. Pro hmotnostní tok okolo 0,03 kg/s bylo využito 20% otevření (2 otevřené průchody), pokaždé při dosažení tlaku 4 000 kPa se průchody otevřely o dalších 20%, dokud nebylo dosaženo 80%.

Aby se docílilo co nejmenších ztrát v průběhu expanze, byly ve statoru použity Lavalovy trysky, ve kterých je proudění urychleno na nadzvukovou rychlost. Podle CFD simulací dosahovala tekutina na ústí trysky rychlosti větších než trojnásobek Machova čísla.

Turbína byla navržena pro tyto nominální hodnoty: nastavení částečného ostříku na 40%, otáčky 100 000 ot/min. Při těchto parametrech a vstupnímu tlaku 3 000 kPa byl výkon expandéru 8 kW. Při maximálním otevření částečného ostříku 80% bylo dosaženo výkonu 18,3 kW při otáčkách 110 000 ot/min. Minimální otáčky byly 60 000 ot/min. Generátor byl umístěn přímo na hřídeli expandéru. Aerodynamická účinnost se pohybovala mezi 43,1% až 57%.

Soo-Yong Cho a kol. [30] se zaměřili na chování axiální impulsní turbíny v experimentálním ORC zařízení s látkou R-245fa a porovnávali experimentální výsledky s teoretickými hodnotami numerické simulace. Bylo využito nadzvukové dýzy, na vstupu do dýzy byla rychlost látky 0,2 Mach a na výstupu 1,6 při vstupní teplotě 100°C.

Při otáčkách 10 000 ot/min byl výkon turbíny přibližně 2,2 kW. Tlak na vstupu do turbíny byl 12 MPa, na výstupu byl tlak 2,5 MPa. Dosažená účinnost systému byla 2%.

V článku [13] měřili L. Li a kol. vlastnosti ORC systému s pracovní látkou R245fa v závislosti na teplotě chladicí vody v kondenzátoru a teplotě na vstupu do turbíny. Jednostupňová axiální turbína dosahovala až 18 000 ot/min, na hřídeli expandéru se nacházel vysokorychlostní synchronní generátor.

Maximální výkon turbíny byl 5,405 kW, izoentropická účinnost určena podle vztahu (3) byla 83%, při tlakovém poměru 7,3.

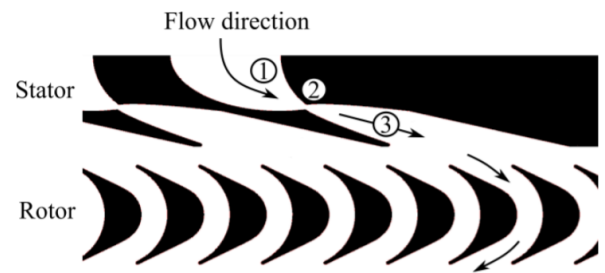
Piotr Klonowicz a kol. [31] porovnávali naměřené vlastnosti axiální impulsní turbíny s částečným ostříkem s výsledky simulací. Turbína byla instalována v ORC s pracovní látkou R227ea, zdrojem tepla teplotě 95°C a s chladicí vodou v kondenzátoru o teplotě 5°C.

Vstupními parametry měření byly: teplota a tlak na vstupu do turbíny 53,6°C a 954 kPa, tlak na výstupu z turbíny 329 kPa, otáčky turbíny 3 264 ot/min a částečný ostřík 0,11. Při těchto parametrech byl výkon na svorkách generátoru 9,9 kW.

Maoqing Li a kol. [32] se zabývali ORC zařízením s jednostupňovou axiální impulsní turbínou s pracovní látkou R123.

Turbína byla navržena pro práci při těchto parametrech: vstupní tlak a teplota 1,5 MPa a 136°C, výstupní tlak 0,1176 MPa, otáčky 3 000 ot/min, výkon 10 kW.

Bylo dosaženo izoentropické účinnosti turbíny 60%. Nejvyšší dosažená účinnost systému byla 4%.



Obrázek 10: Profil statoru a rotoru [10]

## 5.4 Tabulka hlavních parametrů popsaných experimentů

V následující tabulce jsou zobrazeny důležité parametry z jednotlivých výše popsaných experimentů:

$P_{el}$ ,  $P_{mech}$ ,  $\eta_{izo}$ ,  $\eta_{ORC}$ ,  $n$ , Pracovní látka,  $\Pi$ .

Experimenty jsou rozděleny do čtyř skupin podle použité turbíny (jednostupňová radiální, čtyřstupňová radiální, jednostupňová axiální a cantilever). V některých experimentech byla prováděna měření na více typech turbín nebo s více pracovními látkami, proto jsou v tabulce uvedeny vícekrát.



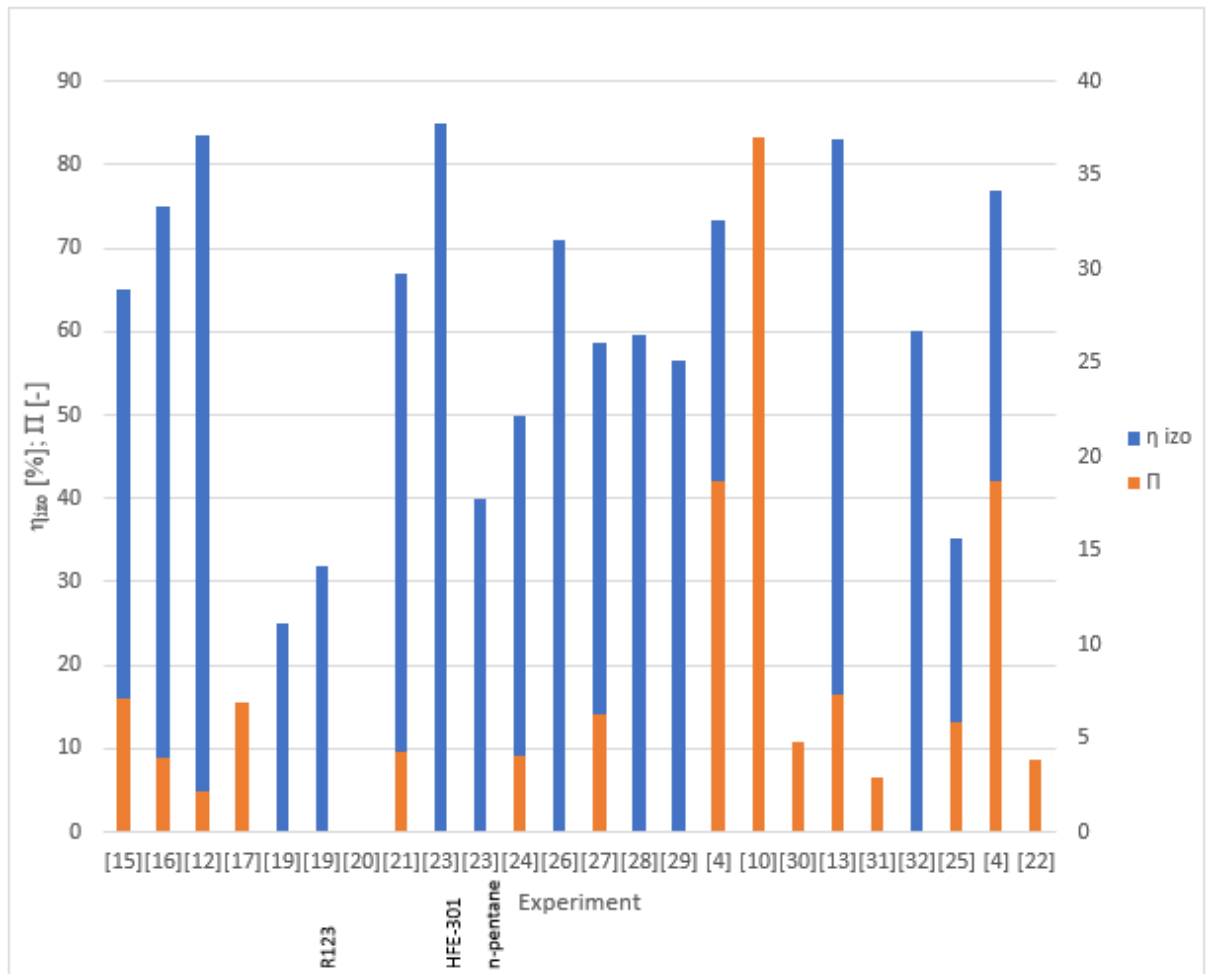
Typ turbíny	Experiment	$P_{el}$ [kW]	$P_{mech}$ [kW]	$\eta_{izo}$ [%]	$\eta_{ORC}$ [%] Prac. lát.	n [ot/min] $\Pi$ [-]
Jednostupňová reakční radiální	[15]	-	1	65	6,8 R123	60 000 7,145
	[16]	3,5	-	60 - 75	1,8 R245fa R1233zd	50 000 - 70 000 2,3 - 4
	[12]	1,884	-	83,6	5,7 R123	34 000 - 53 564 2,2
	[17]	1,316	-	-	- HFE 7100	25 380 6,922
	[19]	-	-	25	- R245fa	4 200 -
	[19]	-	-	32	- R123	4 200 -
	[20]	-	1,6	-	- HCFC-141b	533 -
	[21]	-	2,4	67	- R134a	201 000 4,3
	[23]	1,5	-	85	- HFE-301	60 000 -
	[23]	1,5	-	40	- n-pentan	60 000 -
	[24]	1,47	-	49,8	1,25 n-pentan	65 000 4,073
	Čtyřstupňová radiální	[26]	2,12	-	71	6,5 -
Jednostupňová axiální	[27]	6,07	-	58,53	7,98 R123	3014 6,286
	[28]	1,979	-	59,7	4,01 R245fa	12 000 -
	[29]	4,5	5	56,4	7,02 R245fa	- -
	[4]	-	12	73,4	- Hexametyldisiloxan	18 000 - 26 000 18,75
	[10]	-	8	-	- Ethanol	60 000 - 100 000 37,037
	[30]	-	2,2	-	2 R245fa	10 000 4,8
	[13]	-	5,405	83	- R245fa	18 000 7,3
	[31]	9,9	-	-	- R227ea	3 264 2,9
	[32]	10	-	60	4 R123	3 000 -
	[25]	6,3	-	35,2	4,3 -	20 000 5,9
Cantilever	[4]	-	12	76,8	- Hexametyldisiloxan	20 000 - 30 000 18,75
	[22]	1,2	-	-	1,2 R245fa	- 3,888

Tabulka 1: Tabulka hlavních parametrů popsanych experimentů

## 5.5 Grafické srovnání vybraných hodnot

Z obrázku 11 je zřejmé, které experimenty dosahovaly nejvyšších hodnot izoentropické účinnosti a tlakového poměru. Hranici  $\eta_{izo} = 70\%$  překročilo sedm experimentů [13, 16, 23, 26, 4, 12]. Experimenty [15, 24, 32, 27, 28, 29, 21] se pohybovaly v rozmezí  $\eta_{izo} = 40 - 70\%$ , v případech [19, 23, 25] nebylo dosaženo hodnoty  $\eta_{izo} = 40\%$  a ve zbylých publikacích nebyla hodnota uvedena. Tlakový poměr přesáhl hodnotu  $\Pi = 10$  ve třech případech [4, 10].

Vypsané pracovní látky pod osou slouží k rozeznání experimentů od stejných autorů.



Obrázek 11: Grafické porovnání izoentropické účinnosti a tlakového poměru jednotlivých expandérů

## 5.6 Shrnutí rešerše

V rešeršní části je ukázán přehled experimentálního výzkumu a vývoje v oblasti mikroexpandérů. V žádném článku nebyly uvedeny všechny sledované hodnoty, a například v [28] byla uvedena pouze průměrná hodnota izoentropické účinnosti, porovnávané hodnoty by proto měly být chápány pouze jako orientační srovnání vhodné pro uvedení do problematiky mikroexpandérů.

Izoentropická účinnost jednostupňových radiálních reakčních turbín se pohybovala od 25% do 85%, u jednostupňových radiálních impulsních turbín (cantilever) byla nalezena pouze jedna hodnota: 76,8% [4] a pro čtyřstupňový radiální turboexpandér byla účinnost 71%. Pro jednostupňové axiální turbíny byl interval izoentropické účinnosti od 35,2% do 76,8%.

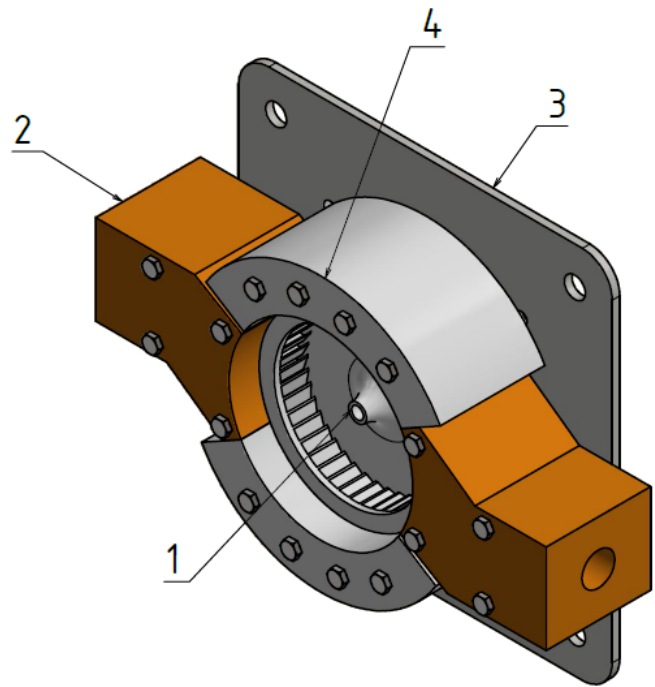
Nejvyšší tlakový poměr 37,037 byl nastaven v experimentu [10] s axiální jednostupňovou turbínou. Pro radiální reakční turbíny byl největší tlakový poměr 7,145 [15] Maximální hodnota tlakového poměru radiální impulsní turbíny byla 18,75 [4].

Nejvyšší hodnoty otáček 201 000 ot/min dosáhl experiment [21] s radiálním reakčním turboexpandérem, radiální impulsní turboexpandér dosáhl nejvíce 30 000 ot/min[4]. Z axiálních turbín bylo dosaženo nejvíce 100 000 ot/min v experimentu [10].

Nejčastěji používanou pracovní látkou byla R245fa, byla použita v sedmi měřeních.

## 6 Návrh radiální rovnotlaké koncepce vzduchového expandéru

Úkolem návrhu bylo zkonstruování experimentální vzduchové radiální rovnotlaké turbíny, trysek a upevnění celé sestavy. Geometrie lopatkování a základní rozměry rotoru byly zadány, úkolem této práce byla jejich implementace do konstrukčního návrhu a zhotovení výrobní dokumentace, v tabulce 2 jsou vypsané základní zadané parametry expandéru. Bylo přistoupeno k poměrně jednoduché koncepci připevnění všech součástí k základní desce a uložení rotoru přímo na hřídel generátoru pomocí kleštiny. Sestava turbíny (obrázek 12) je složena z následujících součástí:



Obrázek 12: 3D model sestavy s pozicemi

1. rotor
2. 2 x konvergentní tryska
3. základní deska
4. 2 x kruhové vedení
5. generátor
6. kleština (složena z více součástí)

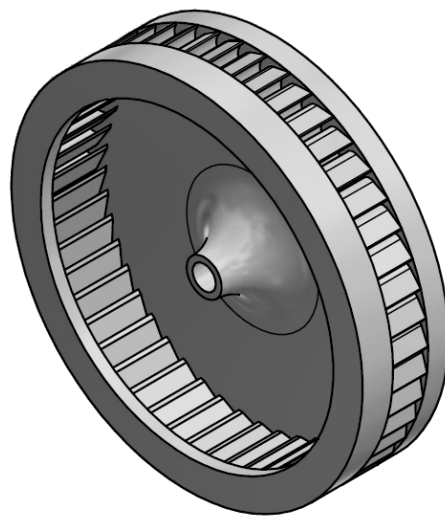
Generátor a kleština nejsou zobrazeny na obrázku 12. Koncepce předpokládá plastové 3D tištěné hlavní komponenty (Rotor, Konvergentní tryska, Kruhové vedení). Všechny součásti jsou připevněny na základní desce pomocí šroubů se šestihrannou hlavou DIN 933 - M6x90 a šestihranných matic DIN 934 - M6, případně je možné použití závitových tyčí namísto šroubů. Rotor je upevněn přímo na hřídeli generátoru, který je přichycen k základní desce. V následující části budou popsány jednotlivé komponenty a jejich vlastnosti.

$D$ [mm]	120	$\Pi$ [-]	1,4	$A$ [mm <sup>2</sup> ]	48,33
$d$ [mm]	100	$\dot{m}$ [kg/s]	0,03	$h_t$ [mm]	12
$n$ [ot/min]	12 000	$P_{izo}$ [W]	863,348	$h_r$ [mm]	18,37
$v_1$ [m/s]	216,8	$p_1$ [kPa]	140		
$v_2$ [m/s]	63,2	$p_2$ [kPa]	100		

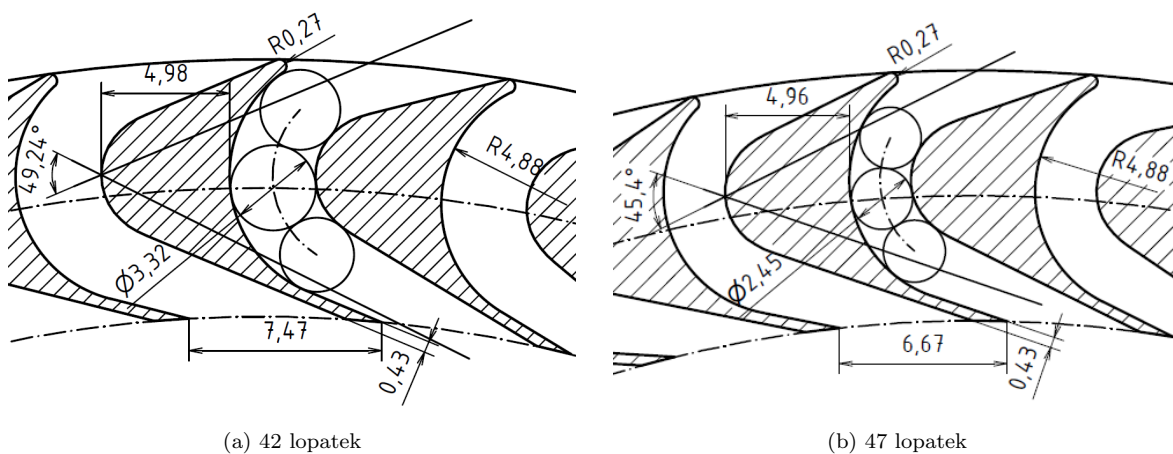
Tabulka 2: Základní zadané parametry expandéru

## 6.1 Rotor

Jedná se o 3D tištěný díl o vnějším průměru 120 mm s radiálním vstupem i výstupem a následným axiálním usměrněním vzduchu kuželovou plochou. Výpočet geometrie lopatek a trysky není součástí této práce, potřebné rozměry byly dodány vedoucím práce. Jelikož byl pro určení geometrie lopatkování použit výpočtový nástroj v excelu, který je odvozen od výpočtu axiálních expandérů, vznikly po vytvoření 3D modelu nepřesnosti v rozměrech kanálu. Šířka kanálu měla být podle výpočtu při použití 42 lopatek 2,5 mm, po vytvoření 3D modelu však byla tato hodnota 3,32 mm (obrázek 14a). Proto byly vytištěny dvě verze rotoru s různým počtem lopatek: 42 a 47, při použití 47 lopatek je šířka kanálu 2,4 mm (obrázek 14b), při tomto počtu lopatek se nejvíce blíží vypočtené hodnotě. Výška kanálu je na vstupu stejná jako výška hrdla trysky, tedy 12 mm, kanál se postupně zvyšuje až na 18,37 mm na jeho výstupu. Rotor bude uchycen přímo na hřídel generátoru kleštinou, průměr díry pro uchycení je 8 mm. Otáčky by se měly pohybovat okolo 12 000 ot/min. Na obrázku 13 je zobrazen 3D model rotoru.



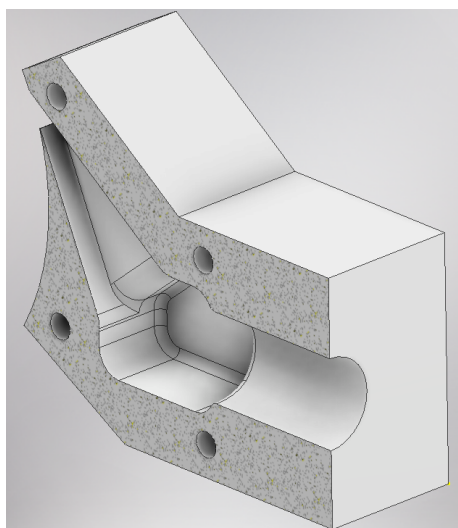
Obrázek 13: 3D model rotoru



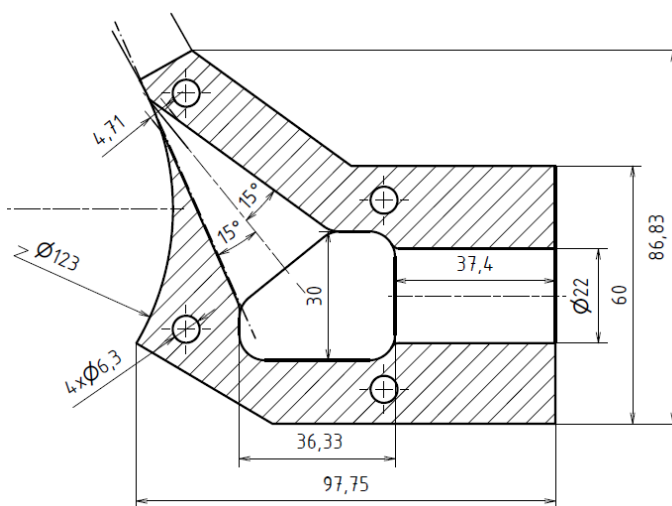
Obrázek 14: Rozdílné geometrie rotorů podle počtu lopatek

## 6.2 Konvergentní tryska

Návrh obsahuje dvě stejné konvergentní trysky vytištěné na 3D tiskárně, natočené vůči sobě o  $180^\circ$ . Plocha hrdla je  $56,49 \text{ mm}^2$ , osa dýzy svírá úhel  $15^\circ$  s přímo tangenciálním nátokem. Úhel zúžení trysky je  $15^\circ$  vůči ose, jak je viditelné z obrázku 15b. Přívod vzduchu do trysky zajišťuje šroubení s vnějším závitem G 3/4". Vnitřní závit v segmentu trysky je vyříznut až po výrobě plného dílu 3D tiskem. K základní desce je každá tryska připevněna čtyřmi šrouby. Na obrázku 15a je zobrazen 3D model trysky v řezu.



(a) 3D model konvergentní trysky v řezu



(b) Náčrtes trysky s hlavními rozměry

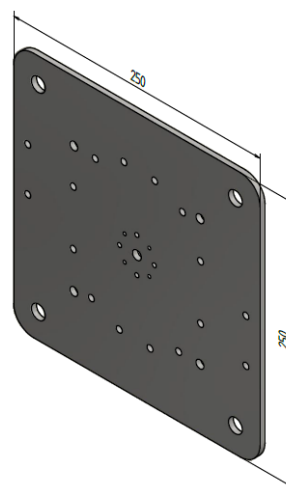
Obrázek 15: Model a schéma dýzového segmentu

## 6.3 Základní deska

Základní deska slouží ke spojení všech částí sestavy. Jedná se o výpalek z ocelového plechu o tloušťce 5 mm čtvercového tvaru  $250 \times 250 \text{ mm}$ . Deska může být přichycena k platformě v laboratoři pomocí čtyř šroubů M14 v rozích. Na obrázku 16 je zobrazen 3D model základní desky s hlavními rozměry.

## 6.4 Kruhové vedení

Kruhové vedení je součást vyrobená 3D tiskárnou, která zabraňuje ztrátám vzduchu proudícího z trysek. V sestavě se nachází dvakrát proti sobě, každá součást je přichycena k základní desce čtyřmi šrouby.



Obrázek 16: 3D model základní desky

## 7 Vylepšení pro praktické použití

Pokud by měl být expandér implementován například do ORC jednotky, je výhodné použít pro expandér samostatný hřídel, který bude spojen s generátorem hřídelovou nebo magnetickou spojkou. Zjednoduší se tím především rozebíratelnost sestavy v případě poruchy nebo výměny součástí. V této části práce je popsáno konstrukční vylepšení návrhu z kapitoly 6, obsahující návrh hřídele, ložisek a ložiskového domku. Dále by bylo nutné návrh uzpůsobit vzduchotěsnosti prostředí s pracovní látkou, to ale již není součástí této práce.

### 7.1 Výpočet síly působící na rotor

Rotor je zatížený dvojicí sil způsobenými proudem vzduchu z konvergentních trysek. Jelikož trysky jsou vůči sobě pootočený o  $180^\circ$ , byla by výslednice sil z pohledu statiky nulová, tím pádem by byly nulové i reakce v ložiskách. V budoucnu je v plánu měření s jednou tryskou, proto je v následujícím výpočtu uvažována pouze jedna tryska s parametry obou trysek dohromady. Hodnoty relativních rychlostí vzduchu byly dodány vedoucím práce.

Rotor bude zatížen velkým počtem dynamických sil, které je velmi obtížné popsat. Jejich dopady jsou zahrnuty ve vyšších koeficientech bezpečnosti hřídele a ve vyšší životnosti ložisek, než je obvyklé.

Pomocí vztahu (7) byla stanovena síla působící na pohybuující se lopatku [33] expandéru. Ze vztahu (8) byl pomocí vypočtené síly ze vztahu (7) určený kroutící moment na hřídeli expandéru. Očekávaný mechanický výkon na hřídeli expandéru byl stanoven vztahem (9).

#### Parametry trysky a média:

$$\rho_{vzd} = 1,204 \text{ kg/m}^3 \quad r_{stř} = 55 \text{ mm}$$

$$A = 112,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad n = 12\,000 \text{ ot/min}$$

$$v_1 = 216,8 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 63,2 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = 135^\circ$$

#### Výpočet síly [33]:

$$F = \rho_{vzd} \cdot A \cdot v_1 \cdot (v_1 - v_2 \cdot \cos(\alpha_2)) \quad (7)$$

$$F = 1,204 \cdot 112,98 \cdot 10^{-6} \cdot 216,8 \cdot (216,8 - 63,2 \cdot \cos(135^\circ)) = 7,711 \text{ N}$$

$$M_k = r_{stř} \cdot F \quad (8)$$

$$M_k = 55 \cdot 7,711 = 424,105 \text{ Nmm}$$

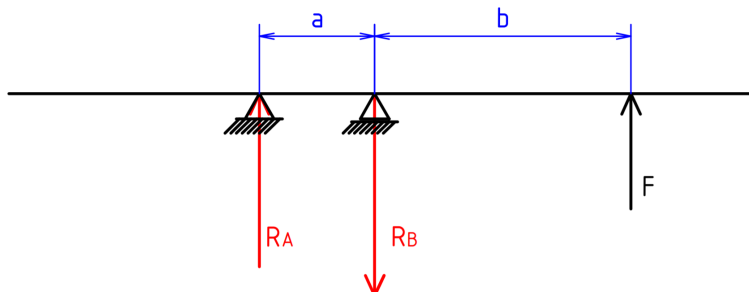
$$P_{mech} = M_k \cdot \omega = M_k \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (9)$$

$$P_{mech} = 424,105 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{12\,000 \cdot \pi}{30} = 532,946 \text{ W}$$

## 7.2 Návrh ložisek

### Výpočet reakcí v ložiskách:

Na obrázku 17 je hřídel zobrazena schematicky jako nosník se dvěma podpěrami v umístění ložisek a zatížením silou  $F$  od síly proudu vzduchu. Na obrázku 19 je možné vidět v řezu 3D modelem hřídel ze stejného pohledu jako je kreslen tento nosník.



Obrázek 17: Zobrazení hřídele jako nosníku s vnější silou a reakcemi v ložiskách

Rozměry z obrázku 17 jsou následující:

$$a = 20 \text{ mm}$$

$$b = 44,5 \text{ mm}$$

Pro součty sil v rovině  $y$ :

$$\Sigma F_y : R_A - R_B + F = 0 \quad (10)$$

Pro součty momentů v rovině  $y$  vztaženým k bodu B platí:

$$\Sigma M_B : F \cdot b - R_A \cdot a = 0 \quad (11)$$

$$R_A = \frac{F \cdot b}{a} = \frac{7,711 \cdot 44,5}{20} = 17,157 \text{ N} \quad (12)$$

$$R_B = R_A + F = 17,157 + 7,711 = 24,868 \text{ N} \quad (13)$$



### Výpočet trvanlivosti ložisek:

Byla zvolena kuličková ložiska dvou velikostí: SKF 619/9 (ložisko A) a SKF 618/9 (ložisko B). Různé velikosti ložisek byly zvoleny z důvodu snazší montáže bez potřeby umístění pojistného kroužku pro díru do ložiskového domku mezi ložiska, jak je viditelné z obrázku 19. Základní dynamické únosnosti vybraných ložisek a mocnitél pro kuličková ložiska jsou následující:

$$C_A = 2,34 \text{ kN} = 2\,340 \text{ N}$$

$$C_B = 0,871 \text{ kN} = 871 \text{ N}$$

$$m = 3$$

Jelikož axiální síla působící na hřídel je nulová, je možné považovat ekvivalentní dynamická zatížení rovna reakcím:  $P_A = R_A$  pro ložisko A a  $P_B = R_B$  pro ložisko B.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (14)$$

Ložisko A:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{2\,340}{17,157}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 12\,000} = 3\,523\,635 \text{ hod.}$$

Ložisko B:

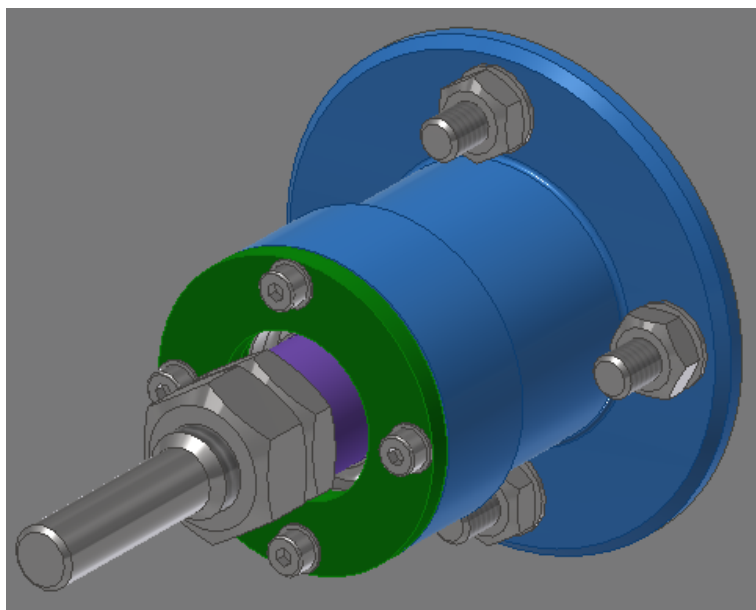
$$L_{10hB} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{871}{24,868}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 12\,000} = 59\,676 \text{ hod.}$$

### 7.3 Návrh hřídele a ložiskového domku

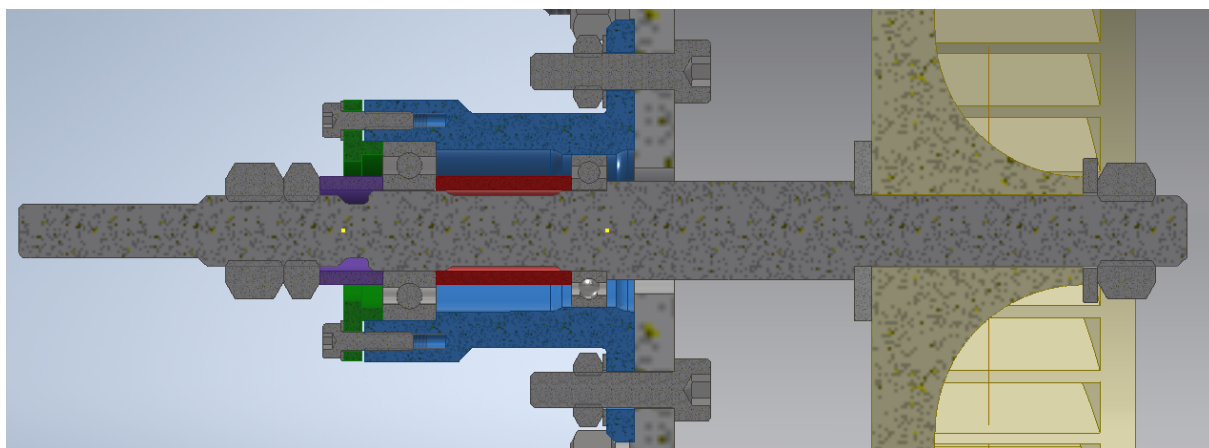
Ložiskový domek (obrázek 18) vyrobený z hliníku nahradí ložiska generátoru na dané straně základní desky. Základní desku bude potřeba modifikovat: zvětšit díru pro hřídel z průměru 9 mm na 14 mm a vyfrézovat středící zahloubení pro ložiskový domek o hloubce 0,5 mm.

Ložiska na hřídeli jsou zajištěna pomocí kontra matic M8 a dvojicí rozpěracích trubek. V domečku je axiálně zajištěno velké ložisko pomocí osazení a víčka. Malý průměr ložisek 9 mm byl volen z důvodů zmenšení úhlu zkroucení a použití hřídelové spojky s generátorem o průměru 6 mm. Rotor je zajištěn maticí M8 a opírá se o přesnou podložku.

Pro obráběné komponenty byla vypracována výkresová dokumentace, kterou je možné nalézt v příloze. Dále byla provedena kontrola namáhání hřídele v softwaru MITCalc [34], kde bylo zjištěno, že na hřídeli bude příliš velké maximální zkroucení a maximální průhyb, bylo by tedy vhodné na návrhu ještě pokračovat a eliminovat tyto problémy, výpis je k nalezení v příloze.



Obrázek 18: 3D model ložiskového domku



Obrázek 19: Řez 3D modelem sestavy

## 8 Měření izoentropické účinnosti radiální rovnotlaké turbíny

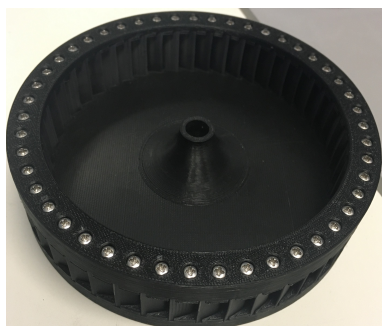
Měření probíhalo na OTH Amberg, na trati, kde byly měřeny i další experimenty, například autory Weiß a kol. [35]. Měření bylo uskutečněno na sestavách vyrobených podle návrhu popsáno v kapitole 6 (obrázek 21, obrázek 22). Pracovní látkou byl vzduch o teplotě 20°C. Konvergentní trysky a rotor byly vyrobeny ve dvou verzích odlišnými metodami 3D tisku a z různých materiálů: SLA (vytvřování pryskyřice) a SLS (nylon, spékání prášku). Na obrázku 20a je zobrazen SLA rotor, obrázek 20b zobrazuje SLS rotor. Rotory byly zatím vyrobeny pouze ve verzi se čtyřiceti dvěma lopatkami. Na obrázku 21 je fotografie sestavy se SLS tryskami a SLA rotorem, na obrázku 22 je zobrazena verze se SLA tryskami a SLA rotorem. Verze rotoru z SLA byla výrobcem upravena z důvodu úspory materiálu a skládá se ze čtyřiceti čtyř kusů sešroubovaných dohromady. U obou druhů trysek byl mezi tryskami zapojen ventil, kterým bylo možné uzavřít tok vzduchu do jedné z trysek, měření se zavřeným ventilem bylo provedeno ale pouze se SLS tryskami. Odběr tlaku pro měření byl u SLA trysek ve spojce hadic typu T mezi tryskami z důvodu náchylnosti dílu na poškození, zatímco u SLS trysek byl měřen tlak přímo v komorách před tryskou. Cílem měření bylo stanovit hodnoty izoentropické účinnosti v závislosti na otáčkách pro jednotlivé kombinace rotorů a trysek a porovnat jejich hodnoty.

Jako zátěž bylo použito zařízení pro řízené měření, zatěžování a maření stejnosměrného proudu s tranzistory pracujícími v lineární oblasti. Bylo tedy možné regulovat zatížení generátoru a tím také otáčky rotoru, bližší popis je dostupný z [36]. Generátorem byl motor Turnigy Aerodrive SK3 - 5065-236KV určený pro RC modely letadel.

Měření probíhalo při admisních tlacích 130 kPa; 140 kPa; 150 kPa; 160 kPa a okolním tlaku 96,5 kPa. Tlakové poměry tedy byly 1,35; 1,45; 1,55; 1,66.

Byl měřen elektrický výkon, ze kterého byl podle vztahu (2) vypočítán mechanický výkon na hřídeli expandéru. Ze vztahu (4) byl určen izoentropický výkon tekutiny. Výsledná izoentropická účinnost expandéru byla určena podle vztahu (3). Otáčky byly měřeny z frekvence napětí na svorkách generátoru. Účinnost generátoru byla určována pomocí online nástroje Ecalc [37], nejprve byla vytvořena 2D mapa účinnosti v závislosti na otáčkách a kroutícím momentu na hřídeli. Hodnoty z mapy byly zpětně iterovány, aby je bylo možné použít pro hodnoty elektrického výkonu motoru generátorovém režimu.

Při zpracování dat byl pro každou konfiguraci vykreslen graf jako na obrázku 23, na něm byly nalezeny jednotlivé intervaly, kde se hodnoty otáček a výkonu pohybovaly okolo podobných hodnot a bylo možné tedy uvažovat ustálený stav. Pro jednotlivé ustálené stavy byly zprůměrovány naměřené hodnoty, ze kterých byl proveden výpočet izoentropických účinností. Pro potřebné hodnoty měrných entalpií a hustot vzduchu byl využit doplněk programu Excel CoolProp [38].

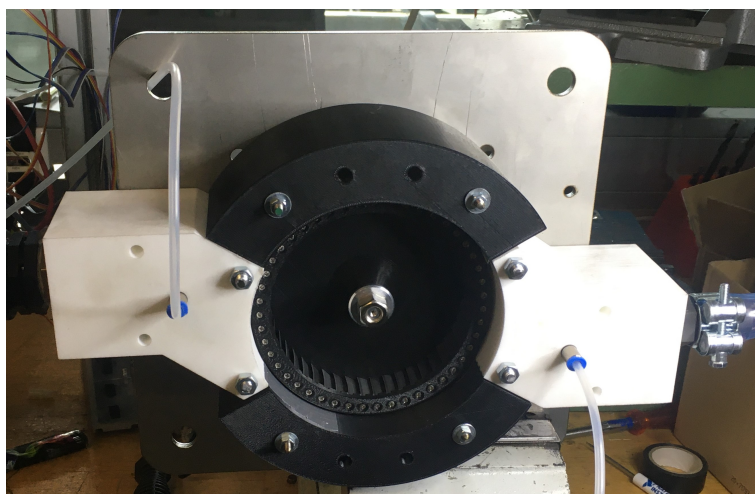


(a) SLA rotor

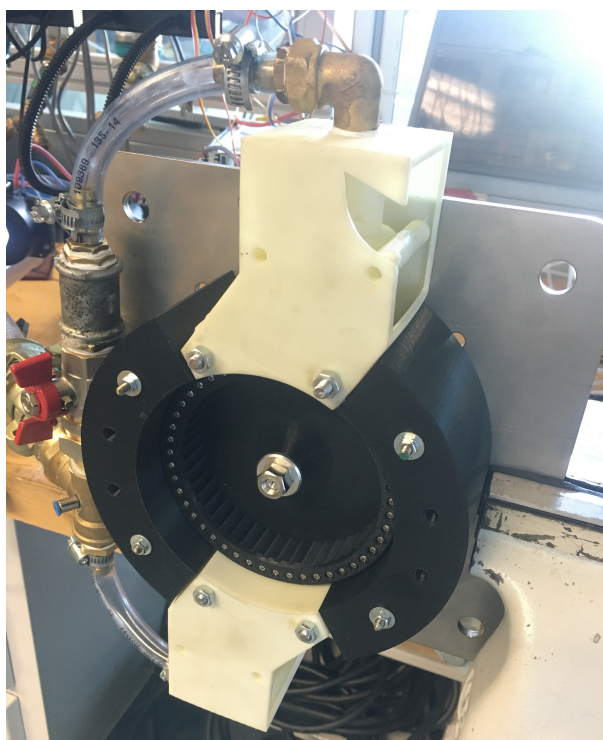


(b) SLS rotor

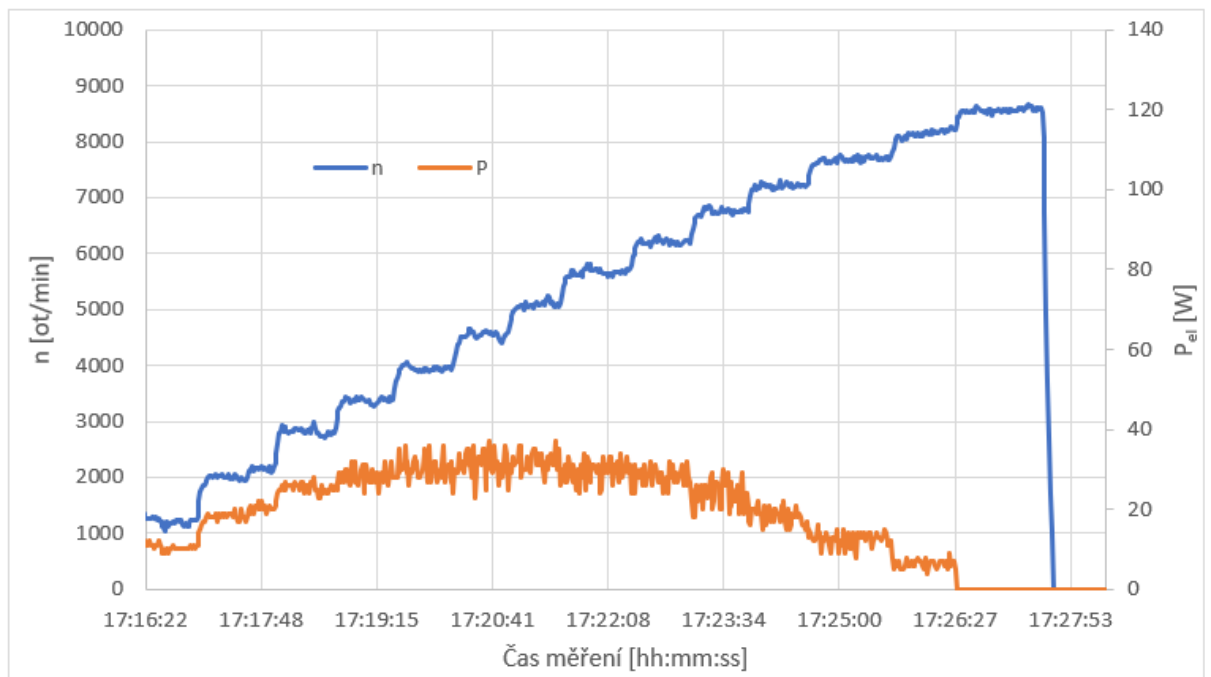
Obrázek 20: Fotografie obou verzí rotorů



Obrázek 21: Sestava se SLS tryskami a SLA rotorem



Obrázek 22: Sestava se SLA tryskami a SLA rotorem



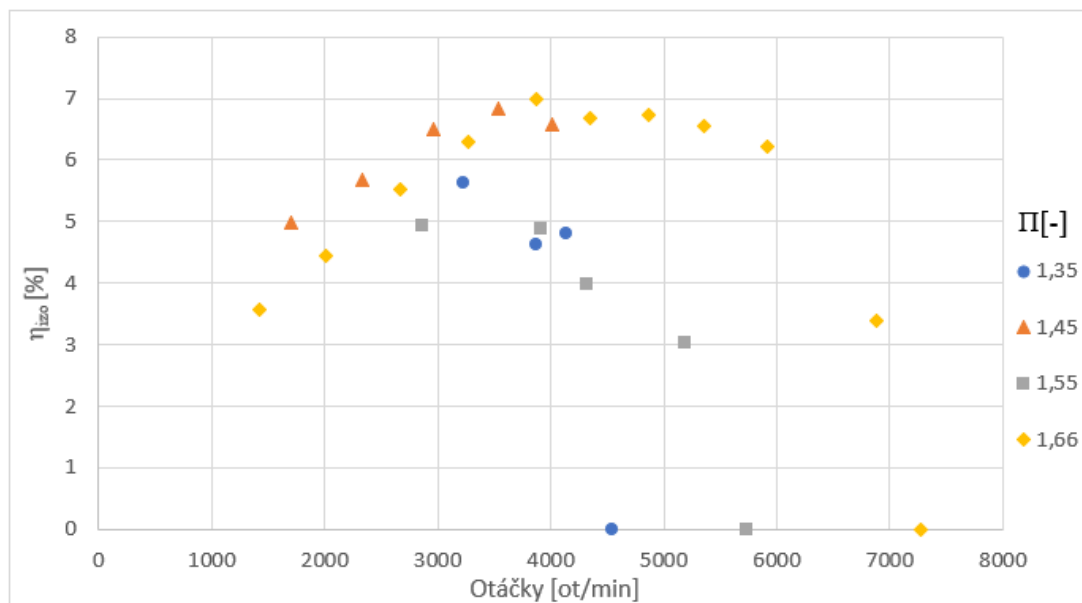
Obrázek 23: Ukázka grafu dat z měření, jedná se o závislosti otáček  $n$  na čase a elektrickém výkonu  $P_{el}$  generátoru čase pro 1 SLS trysku a SLA rotor

## 8.1 Přesnost měření

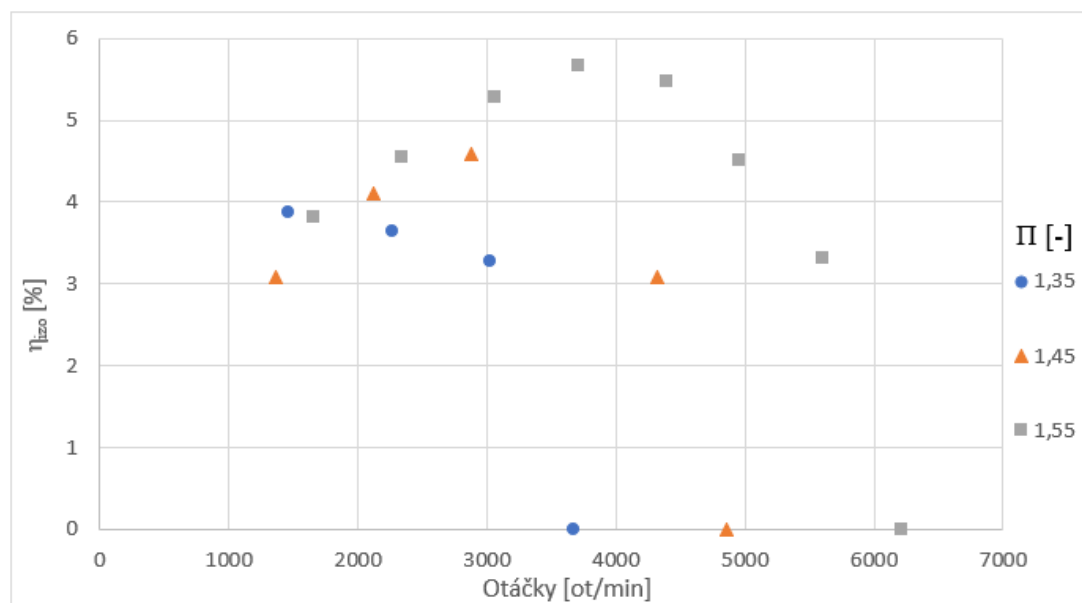
Vzhledem k charakteristice experimentů pro účely ověření funkce a předběžná data nebyla provedena detailní analýza nepřesnosti. Více informací o nepřesnostech použitých zařízení je možné nalézt v článcích [36, 35].

## 8.2 Výsledky experimentálního měření

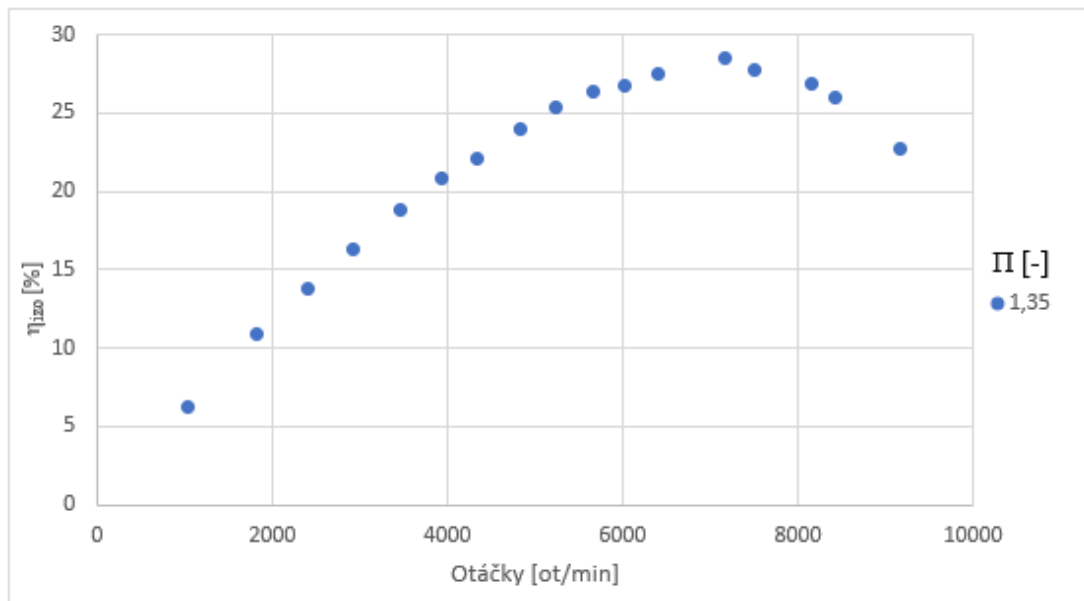
Na obrázcích 24 až 29 jsou zobrazeny grafy závislosti izoentropické účinnosti na otáčkách pro různé kombinace materiálů trysek a rotorů.



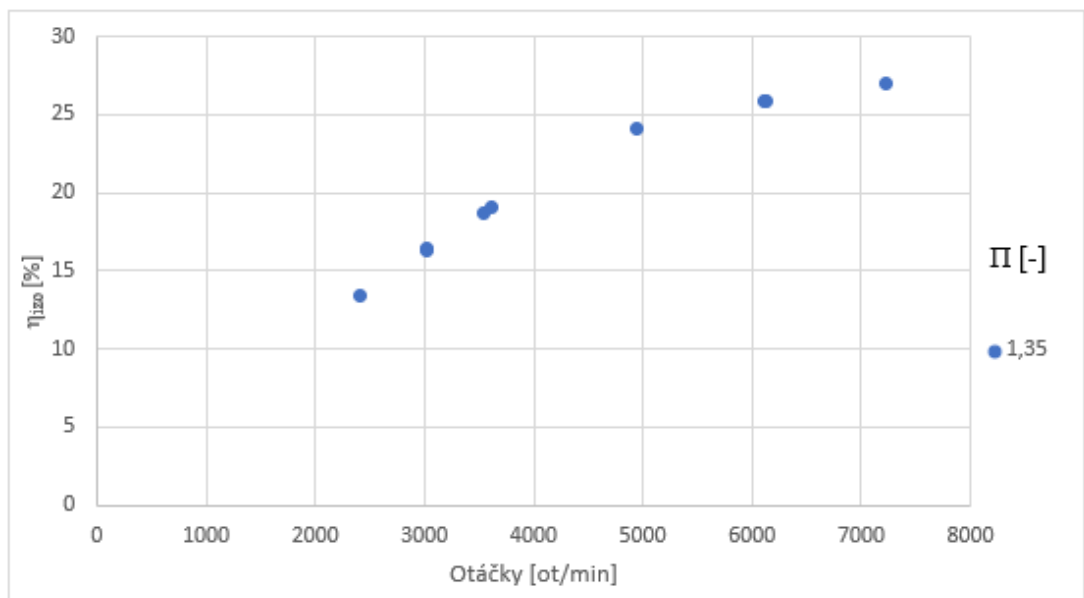
Obrázek 24: Měření se SLA tryskami a SLA rotorem



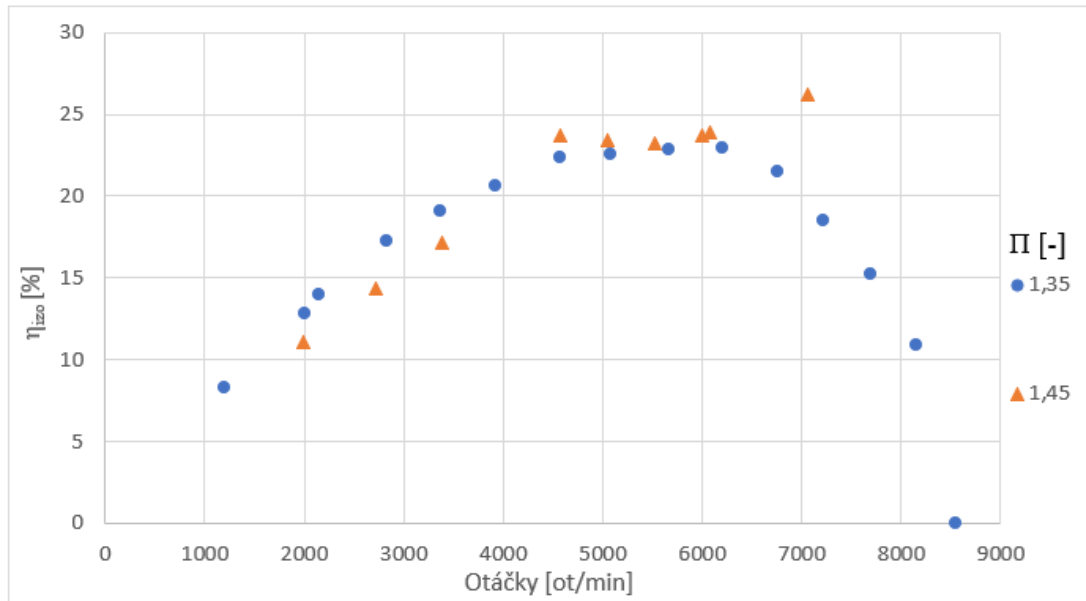
Obrázek 25: Měření se SLA tryskami a SLS rotorem



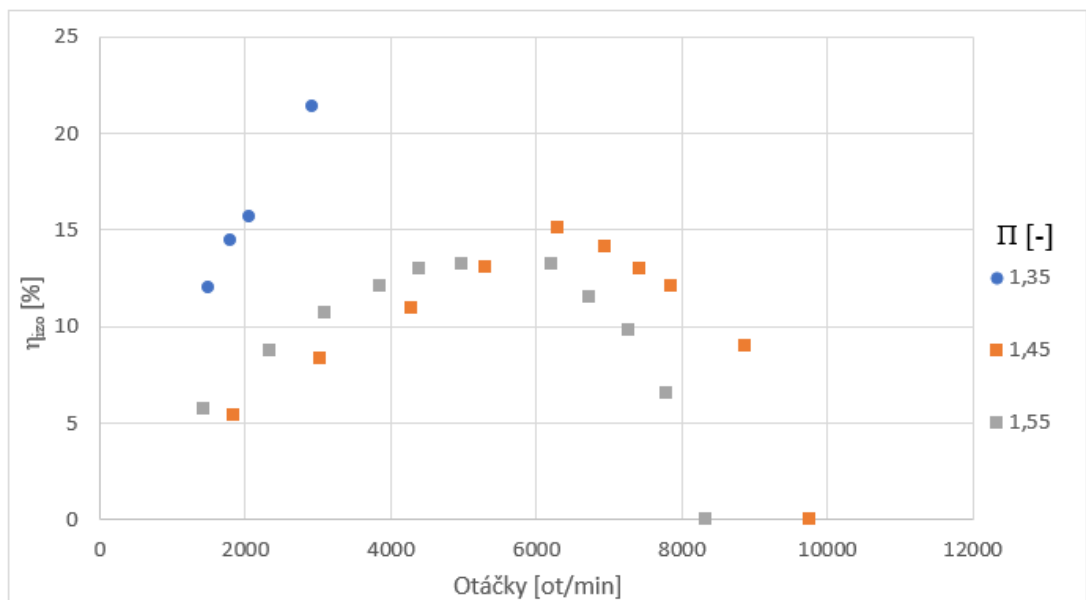
Obrázek 26: Měření se SLS tryskami a SLA rotorem



Obrázek 27: Měření se SLS tryskami a SLS rotorem



Obrázek 28: Měření s jednou SLS tryskou a SLA rotorem



Obrázek 29: Měření s jednou SLS tryskou a SLS rotorem



V tabulce 3 jsou shrnuty maximální dosažené hodnoty izoentropických účinností pro použité komponenty a tlakový poměr spolu s otáčkami, výkonem a hmotnostním tokem, při kterých bylo hodnoty dosaženo. V prvním řádku tabulky jsou pro srovnání výsledky 1D modelu (není součástí této práce). Při porovnání návrhových parametrů s naměřenými hodnotami v je patrné, že při tlakovém poměru 1,35, při kterém by měly být hmotnostní toky podobné se jejich hodnoty podstatně liší. Pro dvě SLA trysky je relativní odchylka naměřené hodnoty od předpokládané 66,7% a pro dvě SLS trysky 30%. Takto velká odchylka může znamenat, že koeficienty použité při výpočtu hmotnostního toku tryskami (výpočet není součástí této práce) se liší od reálných koeficientů z měření. Naměřený mechanický výkon byl podstatně nižší, než předpokládaný, pro největší naměřenou hodnotu výkonu pro dvě SLS trysky a SLA rotor při tlakovém poměru 1,35 byla relativní odchylka naměřené hodnoty od vypočtené 72,8%. Naměřené izoentropické účinnosti byly také podstatně menší, než předpokládaná hodnota, nejvíce se této hodnotě blížila konfigurace se dvěma SLS tryskami a SLA rotorem, kdy byla relativní odchylka naměřené hodnoty od předpokládané 52,5%.

Použité komponenty	$P_{mech}$ [W]	$\eta_{izo}$ [%]	$n$ [ot/min]	$\Pi$ [-]	$\dot{m}$ [kg/s]
Výsledky 1D modelu pro nominální provoz	532,9	60	12 000	1,4	0,03
2 SLA trysky, SLA rotor	14,2	5,6	3 224	1,35	0,01
	27,4	6,8	3 540	1,45	0,013
	25,1	4,9	2 861	1,55	0,015
	45,4	7	3 867	1,66	0,016
2 SLA trysky, SLS rotor	9,8	3,9	1 461	1,35	0,01
	18,3	4,6	2 873	1,45	0,013
	28,8	5,7	3 704	1,55	0,015
2 SLS trysky, SLA rotor	144,7	28,5	7 161	1,35	0,021
2 SLS trysky, SLS rotor	136,8	27	7 229	1,35	0,021
1 SLS tryska, SLA rotor	59,7	22,9	6 206	1,35	0,011
	93,7	23,9	6 075	1,45	0,013
1 SLS tryska, SLS rotor	55,687	21,37	2 923	1,35	0,011
	80,38	15,111	6 298	1,45	0,015
	51,892	13,226	6 209	1,55	0,013

Tabulka 3: Maximální hodnoty izoentropických účinností a parametry při kterých jich bylo dosaženo

### 8.3 Diskuze experimentálních výsledků

Z tabulky 3 je patrné, že při použití trysek z materiálu SLS byla izoentropická účinnost expandéru výrazně vyšší než při použití trysek z materiálu SLA. Důvodů může být několik. U trysek bylo použito různé spojení hadic a různé hadicové násadce, u trysek SLA mohlo docházet k tlakovým ztrátám v armatuře, jelikož tlak u nich byl měřen ve spojce (typ T) hadic a ne přímo v komoře před tryskou jako u SLS trysek. Dalším problémem mohly být nepřesnosti způsobené velkými tolerancemi 3D tisku, kvůli kterým vznikla hrana mezi kruhovým vedením a tryskou, jelikož se hrana nacházela přibližně 5 mm od hrdla trysky, byl podél ní axiálně odváděn vzduch. Takto tomu bylo u obou druhů trysek,

ale materiál SLS bylo možné upravit pilníkem a srazit hranu, zatímco u SLA hrozilo poškození stěny. Proto bylo nutné u SLA trysek hranu ponechat a mohla tedy způsobit větší ztráty.

SLA rotor dosahoval pro jednotlivá nastavení tlakových poměrů vyšších účinností, než SLS rotor, výjimkou byl pouze případ se SLA tryskami a SLS rotorem při  $\Pi = 1,55$ , kdy dosáhl větší účinnosti SLS rotor.

Nejvyšší izoentropické účinnosti 28,512% bylo dosaženo při použití SLS trysek a SLA rotoru, při otáčkách 7 161 ot/min, tlakovém poměru 1,35 a hmotnostním toku 0,021 kg/s. Pro tuto kombinaci nebyly, v důsledku rezonančního kmitání, zatím měřeny jiné tlakové poměry.

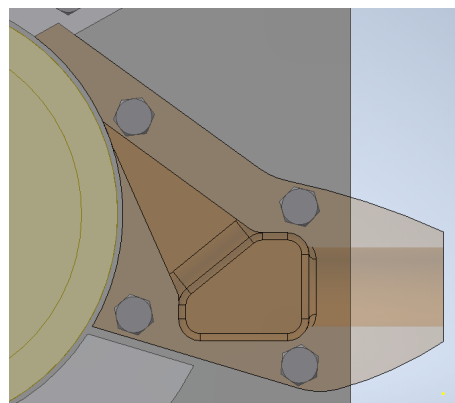
Nejvyšších otáček naprázdno 9 753 ot/min bylo dosaženo s jednou SLS tryskou a SLS rotorem, při tlakovém poměru 1,55 a průtoku 0,015 kg/s. Je nutné podotknout, že otáčky naprázdno nebyly měřeny pro všechny komponenty, jelikož autor měl podezření, že podle zvuku expandéru již přibližně od hranice 9 000 ot/min mohlo docházet ke kontaktu rotoru se statorem a při zvýšení otáček by hrozilo poškození expandéru.

## 9 Závěrečná doporučení

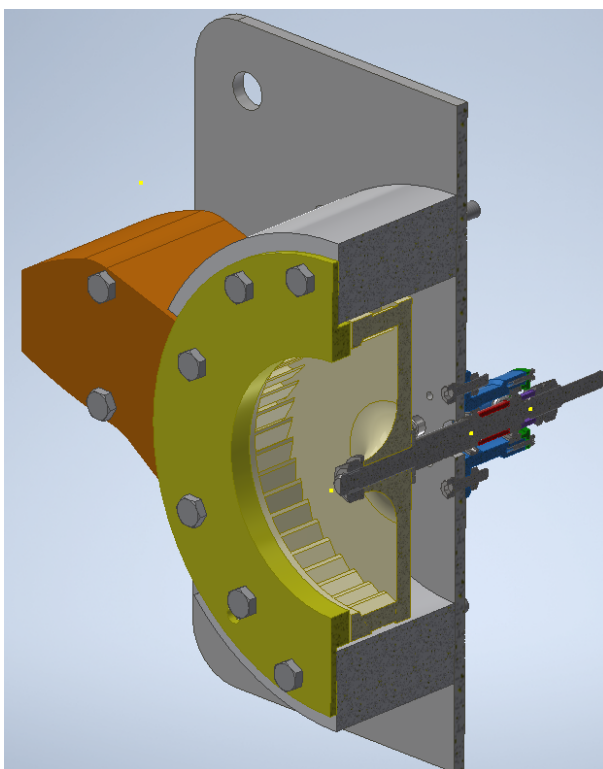
Při měření byly zjištěny některé nedostatky návrhu z kapitoly 6, které by bylo potřeba upravit, pokud by se tato sestava někdy znovu vyráběla. Velkým problémem byla již zmíněná hrana za hrdlem trysky, jelikož je ale důsledkem výrobních tolerancí 3D tisku, není ji možné úplně eliminovat. Výhodné by mohlo být ji posunout dále od výstupu trysky prodloužením těla trysky po obvodu rotoru (obrázek 30).

Další ztráty byly způsobeny únikem vzduchu v axiálním směru vůlí mezi statorem a rotorem, k jejich potlačení by bylo možné pomocí zakrytí této mezery 3D tištěným dílem tvaru mezikruží (obrázek 31), pod který by bylo vhodné umístit těsnění.

Komponenty konvergentní tryska a kruhové vedení byly v kapitole 6 navrženy robustní stavby, jelikož autor chtěl mít jistotu, že při měření nedojde k jejich poškození. Při měření bylo zjištěno, že díly jsou dostatečně pevné a je možné upravit jejich tvar a zlevnit tak jejich výrobu. Dále je možné zmenšit tloušťku součástek od základní desky ze 70 mm na 68,5 mm.



Obrázek 30: 3D model vylepšení konvergentní trysky



Obrázek 31: Řez sestavou s 3D tištěným kruhovým krytem

## 10 Závěr

Byla provedena rešerše turboexpandérů o výkonech 1-10 kW a srovnání dosažených výsledků experimentů od různých autorů. Z rešerše lze sumárně říci, že je obtížné přesáhnout hranici 70% izoentropické účinnosti, ale je možné této hodnoty dosáhnout u všech zmíněných typů turboreexpandérů v tabulce 1. V experimentech kde bylo této hodnoty izoentropické účinnosti dosaženo se otáčky expandéru pohybovaly v řádech destitisíců ot/min.

Byl navržen experimentální vzduchový radiální rovnotlaký turboexpandér a díly potřebné pro jeho jednoduché uložení a správnou funkci během experimentu. Hlavní komponenty byly navrženy jako 3D výtisky.

Bylo navrženo uložení expandéru na samostatném hřídeli v ložiskách, s ložiskovým domkem a byla vypracována výkresová dokumentace potřebná pro výrobu této sestavy (v příloze) s kontrolou hřídele v softwaru MitCalc (v příloze). Tento návrh by mohl sloužit jako inspirace při implementaci podobného expandéru do ORC systémů.

Expandér byl vyroben a zprovozněn, byly měřeny účinnosti expandéru pro různé komponenty z různých materiálů (SLA, SLS). Nejvyšší dosažená izoentropická účinnost byla 28,512% při otáčkách 7 161 ot/min, byly použity trysky z plastu SLS a rotor ze SLA. Nejvyšší dosažené otáčky byly 9 753 ot/min, nebylo tedy dosaženo návrhových otáček 12 000 ot/min, protože hrozilo poškození expandéru. Celkově nebylo dosaženo návrhových parametrů, jak viditelné z tabulky 3, všechny sledované parametry byly ve skutečnosti výrazně nižší než vypočtené parametry z 1D modelu.

V téměř všech experimentech uvedených v rešerši bylo dosaženo vyšší účinnosti, než v experimentu provedeném v rámci této práce. Je ale možné provést řadu vylepšení, které by mohly posunout hodnotu účinnosti výše, jako například lepším tvarem těla trysky, přesnější výrobou nebo použitím krytu zabraňujícímu únikům proudu vzduchu v axiálním směru. Bylo by vhodné navrhnout rotor s vyšší tuhostí, čímž by se zabránilo jeho elastické deformaci, a kontaktu se statorem a bylo by možné dosažení vyšších otáček.

## Seznam obrázků

1	Jednoduchý Rankinův cyklus [1] . . . . .	4
2	T-s diagram pro jednotlivé pracovní látky: (a) mokré, (b) izoentropické, (c) suché [2] .	5
3	Schéma pracovního cyklu scroll expandéru [3] . . . . .	6
4	Pohled na 3D model šroubového expandéru . . . . .	7
5	Schéma čtyřlamelového expandéru vyrobeného modifikací pneumatického motoru [3] .	7
6	3D model rotoru a statoru axiální turbíny s částečným ostřikem [10] . . . . .	8
7	a) Radiální turbína b) Rotor c) Dýza d) Labyrintové těsnění [12] . . . . .	9
8	a) Schéma obou okruhů b) T-s diagram ORC-ORC tepelného čerpadla [21] . . . . .	13
9	3D model MTG-c-kit [18] . . . . .	15
10	Profil statoru a rotoru [10] . . . . .	16
11	Grafické porovnání izoentropické účinnosti a tlakového poměru jednotlivých expandérů	19
12	3D model sestavy s pozicemi . . . . .	21
13	3D model rotoru . . . . .	22
14	Rozdílné geometrie rotorů podle počtu lopatek . . . . .	22
15	Model a schéma dýzového segmentu . . . . .	23
16	3D model základní desky . . . . .	23
17	Zobrazení hřídele jako nosníku s vnější silou a reakcemi v ložiskách . . . . .	25
18	3D model ložiskového domku . . . . .	27
19	Řez 3D modelem sestavy . . . . .	27
20	Fotografie obou verzí rotorů . . . . .	29
21	Sestava se SLS tryskami a SLA rotorem . . . . .	29
22	Sestava se SLA tryskami a SLA rotorem . . . . .	29
23	Ukázka grafu dat z měření, jedná se o závislosti otáček $n$ na čase a elektrickém výkonu $P_{el}$ generátoru čase pro 1 SLS trysku a SLA rotor . . . . .	30
24	Měření se SLA tryskami a SLA rotorem . . . . .	31
25	Měření se SLA tryskami a SLS rotorem . . . . .	31
26	Měření se SLS tryskami a SLA rotorem . . . . .	32
27	Měření se SLS tryskami a SLS rotorem . . . . .	32
28	Měření s jednou SLS tryskou a SLA rotorem . . . . .	33
29	Měření s jednou SLS tryskou a SLS rotorem . . . . .	33
30	3D model vylepšení konvergentní trysky . . . . .	36
31	Řez sestavou s 3D tištěným kruhovým krytem . . . . .	36

## Seznam tabulek

1	Tabulka hlavních parametrů popsaných experimentů . . . . .	18
2	Základní zadané parametry expandéru . . . . .	21
3	Maximální hodnoty izoentropických účinností a parametry při kterých jich bylo dosaženo	34

## Seznam použité literatury

1. TSCHANCHE, Bertrand F.; PÉTRISSANS, Mathieu; PAPADAKIS, George. Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2014, č. 39, s. 1185–1199 [cit. 2019-10-19]. ISSN 1364-0321. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.139>.
2. BAO, Junjiang; ZHAO, Li. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, č. 24, s. 325–342 [cit. 2019-10-14]. ISSN 1364-0321. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>.
3. QIU, Guoquan; LIU, Hao; RIFFAT, Saffa Riffat. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2014, č. 39, s. 3301–3307 [cit. 2019-11-19]. ISSN 1364-0321. Dostupné z DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.06.008>.
4. WEISS, Andreas P.; POPP, Tobias; MÜLLER, Jonas; HAUER, Josef; BRÜGGEMANN, Dieter; PREISSINGER, Markus. Experimental characterization and comparison of an axial and a cantilever micro-turbine for small-scale Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2018, roč. 140, s. 235–244 [cit. 2019-12-03]. ISSN 13594311. Dostupné z DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2018.05.033](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.033).
5. WEISS, Andreas P. Volumetric expander versus turbine - which is better choice for small ORC plants? *3 rd International Seminar on ORC Power Systems* [online]. 2015 [cit. 2019-12-03]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/profile/Ahmed\\_Daabo/post/Why\\_did\\_you\\_chose\\_the\\_type\\_of\\_axial\\_turbine\\_expander\\_for\\_10KW\\_ORC\\_system/attachment/59d659a279197b80779af0cd/AS%3A543202874986496%401506521065594/download/22+%281%29.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Ahmed_Daabo/post/Why_did_you_chose_the_type_of_axial_turbine_expander_for_10KW_ORC_system/attachment/59d659a279197b80779af0cd/AS%3A543202874986496%401506521065594/download/22+%281%29.pdf).
6. QUOILIN, Sylvain. *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. [online]. Liège, Belgie, 2011 [cit. 2019-12-03]. Disertační práce. Energy systems research unit Aerospace a Mechanical engineering department University of Liège.
7. LEMORT, Vincent; GUILLAUME, Ludovic; LEGROS, Arnaud; DECLAYE, Sébastien; QUOILIN, Sylvain. A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems: Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies [online]. 2013 [cit. 2019-12-02]. Dostupné z: <https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/147369/1/p259v2.pdf>.
8. LEIBOWITZ, H.; SMITH, I.K.; STOSIC, N. Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* [online]. 2006 [cit. 2019-12-02]. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/IMECE/proceedings-abstract/IMECE2006/47640/521/320851>.
9. Pneumatický lamelový motor. *Deprag.com* [online] [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <https://www.deprag.com/cs/pneumaticke-motory/technicke-informace/funkce/pneumaticky-lamelovy-motor/>.

10. SEUME, J. R.; PETERS, M.; KUNTE, H. Design and test of a 10kW ORC supersonic turbine generator. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. 2017-03-01, roč. 821 [cit. 2019-12-09]. ISSN 1742-6588. Dostupné z DOI: 10.1088/1742-6596/821/1/012023.
11. SUN, Hongchuang; QIN, Jiang; YAN, Peigang; HUANG, Hongyan; HUNG, Tzu-Chen. Performance evaluation of a partially admitted axial turbine using R245fa, R123 and their mixtures as working fluid for small-scale organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* [online]. 2018, roč. 171, s. 925–935 [cit. 2019-12-11]. ISSN 01968904. Dostupné z DOI: 10.1016/j.enconman.2018.06.048.
12. SHAO, Long; ZHU, Jie; MENG, Xiangrui; WEI, Xinli; MA, Xinling. Experimental study of an organic Rankine cycle system with radial inflow turbine and R123. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2017, roč. 124, s. 940–947 [cit. 2019-11-30]. ISSN 13594311. Dostupné z DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.06.042.
13. LI, L.; GE, Y.T.; TASSOU, S.A. Experimental Study on a Small-scale R245fa Organic Rankine Cycle System for Low-grade Thermal Energy Recovery. *Energy Procedia* [online]. 2017, roč. 105, s. 1827–1832 [cit. 2019-12-25]. ISSN 18766102. Dostupné z DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.531.
14. PEI, Gang; LI, Yunzhu; LI, Jing; JI, Jie. An experimental study of a micro high-speed turbine that applied in Organic Rankine Cycle. In: *2010 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference* [online]. Chengdu, China: IEEE, 2010, s. 1–4 [cit. 2019-11-19]. ISBN 978-1-4244-4812-8. ISSN 2157-4839. Dostupné z DOI: 10.1109/APPEEC.2010.5449529.
15. PEI, Gang; LI, Jing; LI, Yunzhu; WANG, Dongyue; JI, Jie. Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle. *Energy* [online]. 2011, roč. 36, č. 5, s. 3215–3223 [cit. 2019-11-30]. ISSN 03605442. Dostupné z DOI: 10.1016/j.energy.2011.03.010.
16. GUILLAUME, Ludovic; LEGROS, Arnaud; DESIDERI, Adriano; LEMORT, Vincent. Performance of a radial-inflow turbine integrated in an ORC system and designed for a WHR on truck application: An experimental comparison between R245fa and R1233zd. *Applied Energy* [online]. 2017, roč. 186, s. 408–422 [cit. 2019-11-26]. ISSN 03062619. Dostupné z DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.03.012.
17. BYKUĆ, Sebastian; BREŃKACZ, Łukasz; ŻYWICA, Grzegorz. START-UP research on the laboratory micro CHP ORC test stand: 3 rd International Seminar on ORC Power Systems [online]. 2015 [cit. 2019-12-22]. Dostupné z: <http://www.brenkacz.com/images/publications/Bykuc%5C%20Brenkacz%5C%20Zywica%5C%20-%5C%202015%5C%20-%5C%20Start-up%5C%20research.pdf>.
18. WEISS, Andreas P.; HAUER, Josef; POPP, Tobias; PREISSINGER, Markus. Experimental investigation of a supersonic micro turbine running with hexamethyldisiloxane. *36th Meeting of Departments of Fluid Mechanics and Thermodynamics* [online]. 2017 [cit. 2019-12-22]. Dostupné z DOI: 10.1063/1.5004384.



19. PAN, Lisheng; WANG, Huaixin. Experimental Investigation on Performance of an Organic Rankine Cycle System Integrated with a Radial Flow Turbine. *Energies* [online]. 2019, roč. 12, č. 4 [cit. 2019-12-23]. ISSN 1996-1073. Dostupné z DOI: 10.3390/en12040724.
20. SAIAI, Pattanachok; CHAITEP, Sumpun; BUNDHURAT, Damorn; WATANAWANYOO, Pipatpong. An Experimental Investigation of Vapor Generator Characteristics in a Low-pressure Turbine Engine. *Indian Journal of Science and Technology* [online]. 2014, č. 7, s. 1130–1136 [cit. 2019-12-24]. ISSN 0974-5645. Dostupné z: [https://scholar.googleusercontent.com/scholar?q=cache:-v1HCEa-mIMJ:scholar.google.com/+An+Experimental+Investigation+of+Vapor+Generator+Characteristics+in+a+Low-pressureTurbine++Engine.&hl=cs&as\\_sdt=0,5](https://scholar.googleusercontent.com/scholar?q=cache:-v1HCEa-mIMJ:scholar.google.com/+An+Experimental+Investigation+of+Vapor+Generator+Characteristics+in+a+Low-pressureTurbine++Engine.&hl=cs&as_sdt=0,5).
21. DEMIERRE, Jonathan; FAVRAT, Daniel; SCHIFFMANN, Jürg; WEGELE, Johannes. 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* [online]. 2014, roč. 44, s. 91–100 [cit. 2019-12-24]. ISSN 01407007. Dostupné z DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.04.024.
22. CHO, Soo-Yong; CHO, Chong-Hyun. An experimental study on the organic Rankine cycle to determine as to how efficiently utilize fluctuating thermal energy. *Renewable Energy* [online]. 2015, roč. 80, s. 73–79 [cit. 2019-12-26]. ISSN 09601481. Dostupné z DOI: 10.1016/j.renene.2015.01.066.
23. YAGOUB, W.; DOHERTY, P.; RIFFAT, S.B. Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2006, roč. 26, č. 14-15, s. 1604–1610 [cit. 2019-12-26]. ISSN 13594311. Dostupné z DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.11.021.
24. NGUYEN, V.M.; DOHERTY, P.S.; RIFFAT, S.B. Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2001, roč. 21, č. 2, s. 169–181 [cit. 2019-12-26]. ISSN 13594311. Dostupné z DOI: 10.1016/S1359-4311(00)00052-1.
25. ALSHAMMARI, Fuhaid; PESYRIDIS, Apostolos; KARVOUNTZIS-KONTAKIOTIS, Apostolos; FRANCHETTI, Ben; PESMAZOGLOU, Yagos. Experimental study of a small scale organic Rankine cycle waste heat recovery system for a heavy duty diesel engine with focus on the radial inflow turbine expander performance. *Applied Energy* [online]. 2018, roč. 215, s. 543–555 [cit. 2019-12-27]. ISSN 03062619. Dostupné z DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.01.049.
26. KACZMARCZYK, Tomasz Z.; ŻYWICA, Grzegorz; IHNATOWICZ, Eugeniusz. Experimental study of a low-temperature micro-scale organic Rankine cycle system with the multi-stage radial-flow turbine for domestic applications. *Energy Conversion and Management* [online]. 2019, roč. 199 [cit. 2019-11-30]. ISSN 01968904. Dostupné z DOI: 10.1016/j.enconman.2019.111941.
27. LI, Maoqing; WANG, Jiangfeng; HE, Weifeng; GAO, Lin; WANG, Bo; MA, Shaolin; DAI, Yiping. Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123. *Renewable Energy* [online]. 2013, roč. 57, s. 216–222 [cit. 2019-11-27]. ISSN 09601481. Dostupné z DOI: 10.1016/j.renene.2013.01.042.

28. PU, Wenhao; YUE, Chen; HAN, Dong; HE, Weifeng; LIU, Xuan; ZHANG, Qi; CHEN, Yitung. Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2016, roč. 94, s. 221–227 [cit. 2019-11-30]. ISSN 13594311. Dostupné z DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.120.
29. YUE, Chen; HUANG, Ying; WU, Ya. Experimental Study of Low-temperature Organic Rankine Cycle with Axial Flow Turbine. *Energy Procedia* [online]. 2015, roč. 75, s. 1583–1589 [cit. 2019-12-02]. ISSN 18766102. Dostupné z DOI: 10.1016/j.egypro.2015.07.363.
30. 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* [online]. 2015, roč. 90, s. 643–651 [cit. 2019-12-24]. ISSN 03605442. Dostupné z DOI: 10.1016/j.energy.2015.07.092.
31. KLONOWICZ, Piotr; BORSUKIEWICZ-GOZDUR, Aleksandra; HANAUSEK, Paweł; KRYŁŁOWICZ, Władysław; BRÜGGEMANN, Dieter. Design and performance measurements of an organic vapour turbine. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2014, roč. 63, č. 1, s. 297–303 [cit. 2019-12-25]. ISSN 13594311. Dostupné z DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.018.
32. LI, Maoqing; WANG, Jiangfeng; HE, Weifeng; WANG, Bo; MA, Shaolin; DAI, Yiping. Experimental Evaluation of the Regenerative and Basic Organic Rankine Cycles for Low-Grade Heat Source Utilization. *Journal of Energy Engineering* [online]. 2013, roč. 139, č. 3, s. 190–197 [cit. 2019-12-26]. ISSN 0733-9402. Dostupné z DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000120.
33. JEŽEK, Jan; VÁRADIOVÁ, Blanka; ADAMEC, Josef. *Mechanika tekutin*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000.
34. *MITCalc: Strojírenské, průmyslové a technické výpočty* [online] [cit. 2020-06-30]. Dostupné z: [http://www.mitcalc.com/index\\_cz.htm](http://www.mitcalc.com/index_cz.htm).
35. WEISS, Andreas P.; ZINN, Gerd. Micro turbine generators for waste heat recovery and compressed air energy storage. *15th conference on Power System Engineering, Thermodynamics Fluid Flow* [online]. 2016 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: [https://www.oth-aw.de/files/oth-aw/Forschung/Institute/kwk/es2016\\_3993\\_apw110516\\_final.pdf](https://www.oth-aw.de/files/oth-aw/Forschung/Institute/kwk/es2016_3993_apw110516_final.pdf).
36. NOVOTNÝ, Václav; VITVAROVÁ, Monika; KOLOVRATNÍK, Michal; STUNOVÁ, Barbora Bryski; VODIČKA, Václav; ŠPALE, Jan; ZIKMUND, Petr; DRAŠNAR, Martin; SCHASTLIVTSEVA, Elzaveta. Design and manufacturing of a metal 3D printed kW axial turboexpander. *Turbomachinery Technical Conference and Exposition* [online]. 2019 [cit. 2020-07-08]. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-abstract/GT2019/58714/V008T26A023/1067178>.
37. *Ecalc: torqueCalc* [online] [cit. 2020-07-08]. Dostupné z: <https://www.ecalc.ch/torquecalc.php>.
38. *CoolProp* [online] [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <http://www.coolprop.org/>.

## Seznam použitých symbolů

$a$	[mm]	osová vzdálenost ložisek
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha hrdla trysky
$b$	[mm]	vzdálenost působíště síly $F$ od ložiska B
$C$	[kN]	základní dynamická únosnost
$C_A$	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska A
$C_B$	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska B
$d$	[mm]	vnitřní průměr lopatkování expandéru
$D$	[mm]	vnější průměr lopatkování expandéru
$F$	[N]	síla proudu vzduchu působící na lopatku
$F_y$	[N]	síla ve směru osy $y$
$h_1$	[J · kg <sup>-1</sup> ]	měrná entalpie na vstupu do expandéru
$h_{2izo}$	[J · kg <sup>-1</sup> ]	měrná entalpie na výstupu expandéru, pokud by expanze proběhla izoentropicky
$h_t$	[mm]	výška hrdla trysky
$h_r$	[mm]	výška na výstupu z kanálu rotoru
$L_{10h}$	[hod.]	základní trvanlivost ložiska
$L_{10hA}$	[hod.]	základní trvanlivost ložiska A
$L_{10hB}$	[hod.]	základní trvanlivost ložiska B
$m$	[-]	mocnitel pro kuličková ložiska
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostní tok expandérem
$M_B$	[Nm]	ohybový moment vzhledem k ložisku B
$M_k$	[Nmm]	kroucí moment na hřídeli rotoru
$n$	[ot/min]	otáčky expandéru
$p_1$	[kPa]	tlak na vstupu do expandéru
$p_2$	[kPa]	tlak na výstupu z expandéru
$P$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$P_A$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A
$P_B$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B
$P_{el}$	[W]	elektrický výkon generátoru
$P_{izo}$	[W]	izoentropický výkon
$P_{mech}$	[W]	mechanický výkon na hřídeli expandéru
$Q_0$	[kW]	celkový tepelný výkon výparníku
$R_A$	[N]	reakce v ložisku A
$R_B$	[N]	reakce v ložisku B
$r$	[mm]	vnější poloměr rotoru
$r_{stř}$	[mm]	střední poloměr lopatkování
$u$	[mm]	obvodová rychlost na vnějším poloměru trubiny
$v_1$	[m/s]	relativní rychlost proudu vzduchu dopadajícího na lopatku
$v_2$	[m/s]	výstupní relativní rychlost proudu vzduchu z kanálu rotoru

$\alpha_2$	[°]	výstupní úhel proudu vzduchu z rotoru
$\eta_{izo}$	[%]	izoentropická účinnost expandéru
$\eta_{ORC}$	[%]	termodynamická účinnost ORC systému
$\eta_{gen}$	[%]	účinnost generátoru
$\rho_{vzd}$	[%]	hustota vzduchu při 20°C [38]

## Seznam příloh

- Příloha 1 - Výkres sestavy radiální rovnotlaké turbíny (na flash disku)
- Příloha 2 - Výkres základní desky (na flash disku)
- Příloha 3 - Výkres hřídele (na flash disku)
- Příloha 4 - Výkres ložiskového domku (na flash disku)
- Příloha 5 - Výkres víčka (na flash disku)
- Příloha 6 - Výkres rozpěrací trubky I (na flash disku)
- Příloha 7 - Výkres rozpěrací trubky II (na flash disku)
- Příloha 8 - Výkres podložky pod rotor (na flash disku)
- Příloha 9 - Kusovník (na flash disku)
- Příloha 10 - Výpis kontroly hřídele ze softwaru MitCalc (na flash disku)