

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁZEV
TITLE

PÍSTOVÝ PARNÍ MOTOR
PISTON STEAM ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

TOMÁŠ POTMĚŠIL

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. ZDENĚK NOVOTNÝ

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Potměšil

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

obor: **Energetika, procesy a ekologie (3904R030)**

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

Pístový parní motor

v anglickém jazyce:

Piston steam engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro lokální kotelnu zpracovávající biomasu navrhnete rychloběžný pístový parní motor. Kotel je schopen dodat páru s následujícími parametry.

$p_0 = 1,5 \text{ MPa}$

$t_0 = 188,29 \text{ C}$ (odpovídá sytosti pára při daném tlaku)

Požadavkem kotelny je parní motor o výkonu cca 25 KW.

Tlak páry za strojem

$p_4 = 0,1 \text{ MPa}$

Cíle bakalářské práce:

-navrhnete vhodnou koncepci parního motoru

-provedte termodynamický výpočet

-provedte konstrukční návrh (řez, popř. 3D-model), zvažte použití moderních prvků (těsnění, materiály atd.)

-porovnejte s jednostupňovou parní turbínou z hlediska termodynamické účinnosti

-zdůvodněte vhodnost použití oproti jednostupňové parní turbíně, výhody x nevýhody

Seznam odborné literatury:

Klág, J.: Parní stroje a turbíny

Novotný, Z.-Fiedler, J.: Pístový parní motor(sborník ES 2008)

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zdeněk Novotný

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 11.12.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato práce se zabývá možností použití pístového parního motoru v malých kotelnách a redukčních stanicích. Krátce popíše historii parních motorů, rozebere a vysvětlí klady i zápory různých koncepcí parních rozvodů. Zvolené koncepci parního motoru je proveden 3D model. Především je proveden termodynamický návrh parního motoru pro zadané parametry mechanického výkonu 25 kW, otáček 1500 1/min, vstupního tlaku 1,5 MPa. Navrženy jsou hlavní rozměry částí parního stroje. V poslední řadě je provedeno srovnání účinnosti parního stroje s jednostupňovou parní turbínou a zdůvodněny výhody parního motoru oproti turbíně v redukční stanici.

Annotation

The thesis is concerned with possibility of using piston steam engine in minor local steam boiler plants and steam reduction stations. Shortly describes a history of steam engines, analyses and explains positives and negatives of different control gear conceptions and then a 3D model of selected conception is formed. Mainly there is implemented a thermodynamic proposal of steam engine for defined parameters of mechanical power 25 kW, frequency 1500 rpm, input steam pressure 1,5 MPa. Main dimensions of engine parts are determined. Lastly the work compares differences between piston steam engine and single-stage steam turbine and in principle reasons advantages of steam engine in reduction station.

Klíčová slova: Parní motor, porovnávací oběh, termodynamická účinnost, výkon, redukce páry.

Keywords: Steam engine, comparative cycle, thermodynamic efficiency, power output, steam reduction

Bibliografické údaje:

Jméno a příjmení autora	Tomáš POTMĚŠIL
Název bakalářské práce	Pístový parní motor
Název v angličtině	Piston steam engine
Vedoucí bakalářské práce	Ing. Zdeněk Novotný
Rok obhajoby	2009
Počet stran	39
Fakulta	Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství

POTMĚŠIL, T. *Pístový parní motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009, s. 39. Vedoucí bakalářské práce Ing. Zdeněk Novotný.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci „Pístový parní motor“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Novotného a uvedl veškeré literární a odborné zdroje v seznamu použité literatury.

V Hustopečích dne: 26. 4. 2009

.....
Tomáš POTMĚŠIL

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu své bakalářské práce Ing. Zdeňku Novotnému za věnovaný čas, pomoc a odborné vedení mé bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat svým rodičům a prarodičům za podporu, které se mi od nich při studiu dostalo.

OBSAH

ÚVOD	10
1 HISTORIE PARNÍHO MOTORU	11
1.1 HISTORIE PARNÍHO POHONU	11
1.2 PRVNÍ FÁZE PRŮMYSLOVÉ REVOLUCE	11
1.3 DRUHÁ FÁZE PRŮMYSLOVÉ REVOLUCE	11
1.4 ATMOSFÉRICKÝ PARNÍ STROJ	11
2 VYUŽITÍ PARNÍHO MOTORU V ENERGETICE.....	12
2.1 SOUČASNÉ MOŽNOSTI VYUŽITÍ PARNÍHO STROJE V ENERGETICE	12
2.2 LOKÁLNÍ KOTELNY.....	13
2.3 REDUKČNÍ STANICE	14
3 ROZDĚLENÍ PARNÍCH STROJŮ	15
3.1 OBECNÉ ROZDĚLENÍ PARNÍCH STROJŮ	15
3.2 KONSTRUKČNÍ VARIANTY PARNÍHO STROJE.....	16
3.3 PARNÍ STROJE V ENERGETICE	16
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEDNOVÁLCOVÉHO DVOJČINNÉHO PARNÍHO MOTORU	17
4.1 KONCEPCE ROZVODU PARNÍHO STROJE	17
4.1.1 Koncepce jednoválcového dvojčinného parního stroje s rozvodem pomocí dvou šoupátek	17
4.1.2 Koncepce jednoválcového dvojčinného parního stroje s rozvodem pomocí čtyř ventilů	18
4.2 MATERIÁLY	19
4.2.1 Materiál pro těsnící kroužky	19
4.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEDNOVÁLCOVÉHO DVOJČINNÉHO PARNÍHO MOTORU S ROZVODEM POMOCÍ DVOU ŠOUPÁTEK	20
4.3.1 Diagram parního stroje	20
4.3.2 Působení páry ve válci	21
5 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET	22
5.1 VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET	22
5.2 VOLENÉ HODNOTY PRO VÝPOČET	22
5.3 KONSTRUKCE INDIKÁTOROVÉHO DIAGRAMU.....	23
5.4 STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK.....	24
5.5 VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ VÁLCE	25
5.5.1 Parametry jednotlivých komponent	25
5.5.2 Práce jednoho zdvihu	25
5.5.3 Zdvih pístu	26
5.5.4 Vrtání válce	26
5.5.5 Průměr pístní tyče	27
5.5.6 Délka ojnice	27
5.5.7 Objem válce	27
5.5.8 Zdvihový objem	27
5.5.9 Poměr ρ	27
5.6 SPOTŘEBA PÁRY.....	27
5.6.1 Objem válce při uzavření plnění	28
5.6.2 Spotřeba páry jednoho oběhu.....	28
5.6.3 Spotřeba páry za hodinu.....	28
5.7 TERMODYNAMICKÁ VNITŘNÍ ÚČINNOST	28
5.7.1 Určení entalpií jednotlivých bodů	28
5.7.2 Ideální práce.....	29
5.7.3 Práce oběhu.....	30
5.7.4 Termodynamická vnitřní účinnost	30

5.8	KONTROLA VELIKOSTI VÝKONU A PRÁCE	30
5.9	SHRNUTÍ DŮLEŽITÝCH VYPOČÍTANÝCH PARAMETRŮ	31
5.10	3D MODEL KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ PARNÍHO MOTORU S ROZVODEM POMOCÍ DVOU ŠOUPÁTEK	32
6	POROVNÁNÍ JEDNOSTUPŇOVÉ PARNÍ TURBÍNY S PÍSTOVÝM PARNÍM MOTOREM	33
6.1	ROTAČNÍ TEPELNÝ MOTOR - TURBÍNA.....	33
6.2	OBJEMOVÝ TEPELNÝ MOTOR.....	33
	ZÁVĚR.....	34
	POUŽITÉ ZDROJE.....	35
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	36
	SEZNAM OBRÁZKŮ	38
	SEZNAM TABULEK	38
	POUŽITÝ SOFTWARE.....	38
	SEZNAM PŘÍLOH.....	39

Úvod

Tato bakalářská práce bude pojednávat o možnosti využití parního pístového motoru v energetických zařízeních, jako jsou lokální teplárny, redukční stanice a malé kotelny. Jeho využití je výhodné u zařízení zpracovávajících malý tlakový spád, kde se očekává malý výkon (do 100 kW). Parní motor by mohl zaujmout místo redukčního ventilu nebo jednostupňové parní turbíny, tzv. točivé redukce, kde je jeho provoz z ekonomického hlediska výhodnější.

V první kapitole je stručně popsána historie parních pohonů a jejich vynálezců v době průmyslové revoluce, kdy byl patrný největší rozvoj parního motoru. Ten začal nahrazovat dobově dříve používané zdroje energie, jimiž byly vodní toky, tažná zvířata a lidé.

Druhá kapitola popisuje současné možnosti využití parního stroje pro energetiku. Poukazuje na nové oblasti energetiky, ve kterých se jeví použití parního stroje prospěšným.

Třetí kapitole je zaměřena na rozdělení parních motorů. Popisuje obvyklé konstrukční varianty parního motoru se zaměřením na energetiku.

Čtvrtá kapitola následně popíše dvě časté varianty rozvodů u parních motorů (PM), kde vysvětlí princip funkce vybraných rozvodů a popíše jejich konstrukci. Navrhne také použití ekonomicky a konstrukčně vhodného materiálu pro parní válec s rozvodem a moderních prvků těsnění pístu.

Pátá kapitola poskytne návrh na hlavní rozměry pístového parního motoru s rozvodem pomocí dvou šoupátek na základě provedeného termodynamického výpočtu s parametry výkonu 25 kW, otáčkami na hřídeli motoru 1500 1/min a daných termodynamických parametrech páry na vstupu a výstupu stroje. Je zde uveden porovnávací oběh ideálního a skutečného tepelného stroje, jenž vede ke zjištění vnitřní účinnosti. Pro jeden vybraný koncept parního stroje je proveden 3D model s popisem jeho částí.

V šesté kapitole je provedeno srovnání pístového parního motoru a jednostupňové parní turbíny. Jsou popsány technické i provozní problémy parní turbíny při nízkých výkonech oproti parnímu stroji. Dále je provedeno srovnání účinností tepelných motorů (rotačního x objemového).

V závěru jsou shrnuty nejdůležitější body práce, výhody a nevýhody srovnávaných tepelných motorů. Jsou zde uvedeny možné trendy v opětovném rozvoji parních strojů a jeho výroby.

1 Historie parního motoru [3,4,5,6,7]

1.1 Historie parního pohonu

Průmyslová revoluce (PR) znamenala historickou přeměnu ve výrobním způsobu, šlo o přechod od manufaktury k tovární strojové velkovýrobě. PR můžeme rozdělit do dvou fází a její období se datuje od poslední třetiny 18. století do 30. let 19. století. Nejdříve se projevila v lehkém průmyslu, zejména v textilnictví. Ve druhé fázi industrializace došlo k budování těžkého průmyslu a strojové výrobě strojů.

1.2 První fáze průmyslové revoluce

V první fázi PR sehrál nejdůležitější roli roku 1733 vynálezce tkalcovského rychločlunku, John Kay, který vyvolal následnou řetězovou reakci v odvětví výroby tkalcovských strojů. Ty nejenom nahrazovaly lidskou činnost, ale především urychlovaly proces výroby tkanin.

1.3 Druhá fáze průmyslové revoluce

Druhá fáze PR je především spojena s počátky využívání páry ve výrobě. Zavádění pracovních strojů a nových postupů při výrobě vyvolávalo vzrůstající poptávku po dalších a silnějších zdrojích energie. Lidé si uvědomovali, že nestačí jen zvyšovat rozměry žentourů, vodních kol a větrných mlýnů.

Průkopníkem v tomto směru byl Francouz Denis Papin, který roku 1690 postavil model atmosférického parního stroje. Stroj nenašel praktického využití, ale v principu ukázal správnou cestu k dalšímu vývoji.

1.4 Atmosférický parní stroj

Počátkem 18. století se objevují první zmínky o strojích na parní pohon. Prvotním podnětem pro jejich vznik byla stále rostoucí lidská potřeba přepravy vody pro účely pití, vaření, zemědělství, k hašení ohně a především k odčerpání vody z důlních štol. Horníkům při práci hrozilo permanentní nebezpečí zatopení vodou. Vodu odčerpávali ručně do věder, která vynášeli z dolu. Těžba byla neefektivní, protože jen určitá část horníků mohla pracovat na těžbě. Zařízení, které jejich činnost zefektivnilo, vynalezl roku 1712 Angličan Thomas Newcom. Atmosférický parní stroj označovaný tzv. „Ohňový stroj“, který fungoval na principu roztažnosti plynů vlivem tepla, nahradil až do té doby používané vodní kolo poháněné koňmi. Ve válci stroje expandovala pára, tím tlačila píst válce před sebou, dále došlo k ochlazení páry, které vytvořilo ve válci podtlak a píst tak zpětně tlačil do původní pozice tlak atmosféry. Účinnost stroje byla velmi nízká a pohybovala se okolo 1 %. Parní stroje byly využívány pro pohon čerpadel, generátorů, parních válců, později parních lokomotiv a parních automobilů.

Značnějšího úspěchu dosáhl Skot James Watt, který zdokonalil Newcomenův mechanismus a zkonstruoval jednočinný vahadlový parní stroj v období let 1765 – 1769.

Parní stroj se poté stal univerzálním motorem vrcholné fáze PR. Jeho obrovskou výhodou oproti dříve používaným mechanismům bylo odpoutání výroby od závislosti na hydrologických podmínkách vodních toků.

Zvyšování výkonu tím přestalo být omezeno přírodními podmínkami, což vyřešilo dobový problém zdrojů energie a umožnilo tak další rozvoj industrializace.

2 Využití parního motoru v energetice [2,7,8]

Jak již bylo v úvodu zmíněno, parní motor označovány také jako parní stroj nalézá v současnosti uplatnění ve většině středotlakých kotelen a malých redukčních stanicích, ve kterých se z různých technologických důvodů provádí redukce tlaku páry.

2.1 Současné možnosti využití parního stroje v energetice [2,7,8]

Hlavním parametrem každého energetického provozu je kromě pořizovacích nákladů a nákladů spojenými s provozem, také hospodárnost a co nejvyšší možná účinnost. To může hrát důležitou roli pro rozšíření malých pístových parních motorů určených pro redukci vodní páry. Dříve používané škrcení páry k dosažení požadovaného tlaku pomocí redukčních ventilů, je dnes považováno za zbytečné maření energie a je častěji nahrazováno k její expanzi v tepelném stroji.

Parní stroj ve spojení s generátorem elektrické energie umožňuje zajistit redukci tlaku páry (Obrázek 2-1) a získanou mechanickou energii převést na energii elektrickou.



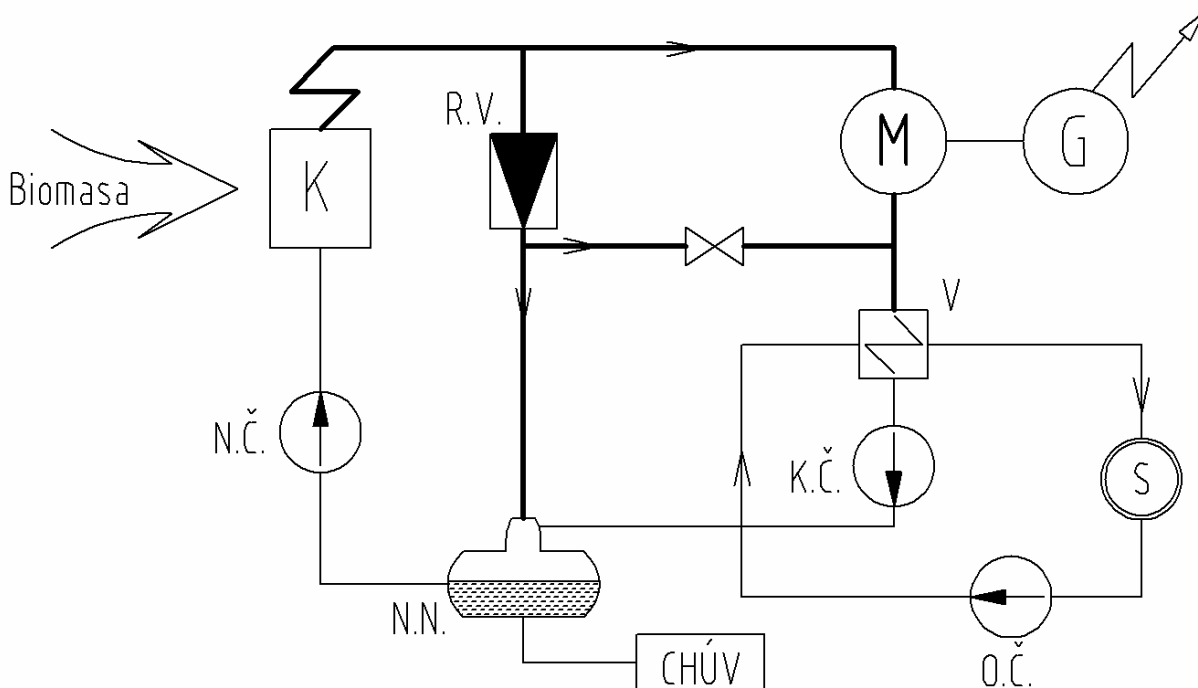
Obrázek 2- 1: Moderní parní stroj pro redukci páry
 Pramen: [8] Vlastní zpracování

V České republice, kde jsou základními zdroji energie zejména hnědé uhlí a obohacený uran, se v poslední době dostává do popředí zájmu především biomasa. Ta se označuje za důležitý článek systému při úvahách o zvyšování podílu výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie. Biomasa je obvykle energeticky využívána lokálně, a to k teplotně energetickým účelům. Náklady na dopravu a skladování některých druhů energetické biomasy představují vzhledem k její malé objemové hustotě významnou ekonomickou zátěž zdroje. Biomasa bude v ČR představovat vždy jen doplňkové palivo, ale pro lokální teplárny bude palivem hlavním. Velikost zdroje bude odpovídat spotřebě v návaznosti na místní technologii (např. čističky odpadních vod, dřevozpracující průmysl atd.). Tepelný výkon se bude pohybovat v řádu jednotek megawatt, které nenajde velké uplatnění u parních turbín.

Výhody malých jednostupňových parních turbín se při takto malých výkonech ztrácí. Parní stroj, který byl nejvíce rozšířen v 19. století při vrcholné fázi průmyslové revoluce, se proto na začátku 21. století opět vrací.

2.2 Lokální kotelny [2]

V lokálních topeništích spalujících biomasu (Obrázek 2-2) můžeme očekávat jmenovité výkony páry pouze v jednotkách tun za hodinu, obvykle při tlaku páry do 1,5 MPa a teploty do 210 °C. Tepelné výkony pak pro nejmenší stroje lze očekávat již od desítek kilowat. Je možno konstatovat, že se jak uvedené výkony, tak i parametry tlaku a teploty páry shodují s parametry používaných kondenzačních parních strojů v 19. století.



Obrázek 2- 2: Zařazení PM v teplárně na biomasu
Pramen: [2] Vlastní zpracování

K – kotel, R.V. – redukční ventil, M – parní stroj, G – synchronní generátor, S – spotřebič,
 N.N. – napájecí nádrž, V – výměník tepla, K.Č. – kondenzační čerpadlo, O.Č. – oběhové čerpadlo,
 R.V. – redukční ventil

Snaha o zisk nutí provozovatele kotelen a vytopen, při trendu zvyšování cen všech možných druhů paliv k hledání cest, jakými sníží provozní náklady. Jednou ze současně nejvyužívanějších cest je náhrada škrťících ventilů, mařících entalpii páry, tepelným expanzním strojem, vyrábějícím elektrickou energii.

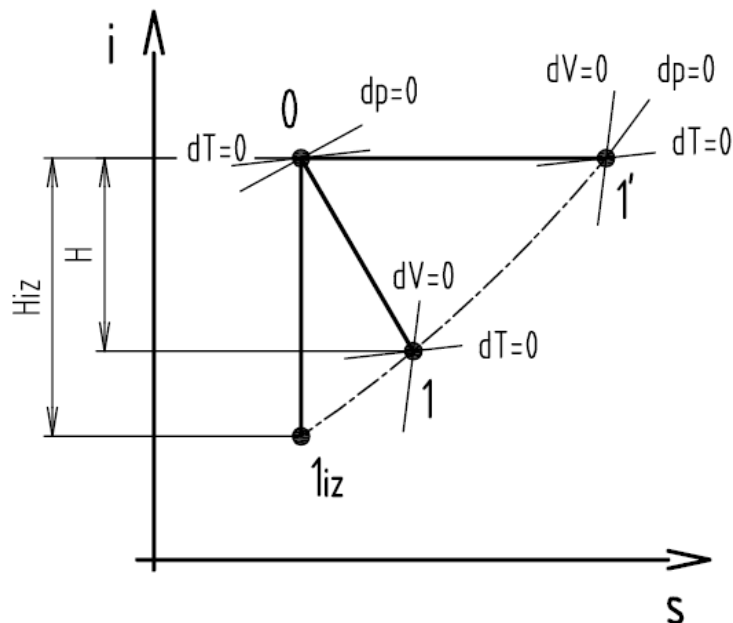
Vzhledem k nízkým stavům páry za kotlem vykazuje teplárna malý podíl výroby elektřiny k dodanému teplu (8 – 10%) je to - tzv. vynucená výroba elektrické energie.

Kotelna je však primárně určena k výrobě tepla a vyrobená elektřina zlepšuje ekonomickou bilanci celého zařízení, tudíž i jeho návratnost.

2.3 Redukční stanice [2]

V redukční stanici dochází ke škrcení páry pro dosažení požadovaného tlaku pomocí redukčních ventilů. Škrcení páry je stále častěji nahrazováno její expanzí v parním tepelném motoru. Přehřátá pára, popř. sytá pára je vedena z kotle do redukční stanice, kde se tlak páry snižuje na požadovanou hodnotu pro spotřebič či technologii. Škrcením je energie páry mařena, přestože by se mohla využít na výrobu elektrické energie. Průběh škrcení v i - s diagramu je znázorněn čarou na (Obrázek 2-3) mezi body 0 - 1'. Tento jev označujeme za izoentropický, kdy teplota páry zůstává přibližně stejná. Následně dochází k chlazení páry, které probíhá izobaricky mezi body 1' - 1.

Kdežto tepelný stroj využívá daný entalpický spád páry expanzí, tím sníží teplotu a páru není třeba dále upravovat. Pára expanduje mezi body 0 – 1.



Obrázek 2- 3: Expanze a škrcení páry v i - s diagramu
 Pramen: [2] Vlastní zpracování

H_{iz} – izoentropický spád (zidealizovaný stroj pracující beze ztrát), H – entalpický spád

3 Rozdělení parních strojů

Parní stroje můžeme dělit podle mnoha hledisek. Uvedené rozdělení obsahuje nejdůležitější parametry parních strojů související se zadáním bakalářské práce.

3.1 Obecné rozdělení parních strojů [1,2,7,8]

Rozdělení dle:

a) Konstrukce a tlaku na konci expanze

- Plnotlaké – plný tlak páry působí po celý zdvih pístu. Používány byly jen výjimečně (buchary, lisy)
- Expanzní – plnění je menší než 100 % zdvihu pístu. Využívá se expanze páry.
 - Výfukové – pára je vyfukována přímo do atmosféry
 - Kondenzační – pára je vypouštěna do kondenzátoru. Což je ekonomičtější varianta než výfukové konstrukce. Nevýhodou je ale potřeba rozsáhlejších základů = větší zastavěná plocha. A tím i vyšší pořizovací cena.

b) Polohy válců

- Ležaté – hodí se pro velké výkony
- Stojaté – pro výkony stroje obvykle do 100 kW
- Šikmé – dřívější použití u parních rýpadel a hlubidel
- Kývavé – dříve u kolesových parníků

c) Počtu válců

- Jednoválcové – obvyklá koncepce parního stroje pro energetiku
- Několikaválcové – (použití u lokomotiv)
 - Dvojčité – 2 stejné válce, pootočený oproti sobě o 90°, jeden z válců je vždy „na zdvihu“
 - Trojčité – 3 stejné válce pootočený oproti sobě o 120°, výhodou je snadné spouštění.

d) Působení páry na píst

- Jednočinné – pára působí jen na jedné straně pístu
- Dvojčinné – pára působí po obou stranách pístu, což se téměř vždy děje

e) Počtu otáček za minutu

- Volnoběžné – rozsah (150 ÷ 200 1/min)
- Rychloběžné – rozsah (200 ÷ 500 ÷ 3500 1/min)

f) Rozvodu páry

- Šoupátkové – šoupátko ovládá všechny fáze rozvodu páry (plnění, expanze, výfuk i komprese)
- Ventilové – dokonalejší nastavení rozvodu páry než u šoupátka (vyšší účinnost i cena)

3.2 Konstrukční varianty parního stroje [1,2,7]

Různé konstrukce se od sebe liší v závislosti podle charakteru použití parního stroje, výkonu a také podle prostorových dispozic strojovny. Dle umístění ve strojovně je možné rozdělit parní stroje na *stojaté* a *ležaté*. Ležaté stroje jsou určeny pro velké výkony, naproti tomu u malých výkonů (do 100 kW) je výhodnější stojatá konstrukce stroje.

Velikost získané práce závisí na tlaku, do kterého je použita pára vypouštěna. Při nižším tlaku jsou menší ztráty výfukem páry. Nejjednodušší je výfuk páry do atmosféry, účinnější je výfuk do kondenzátoru. Dělení zde na *atmosférické* a *kondenzační stroje*.

Dělení dle konstrukce parního rozvodu je takové, že pro malé výkony přichází v úvahu *pístové šoupátko* nebo *ventilový rozvod*. Rozvod značí všechny součásti, jejichž úlohou je vypouštět páru do parního válce v určitém okamžiku a zase ji z něj vypouštět.

Dle velikosti vstupního tlaku páry je voleno mezi stroji *s jedno nebo vícenásobnou expanzí*. V případě velikosti vstupního tlaku, který stroj nedokáže zpracovat při jediné expanzi, lze volit konstrukci s několikanásobnou expanzí. Pára postupně expanduje ve více válcích (2 ÷ 3 válce). Tím je dosaženo větší účinnosti cyklu při vysokých vstupních tlacích.

Dle množství dodané páry je volen *jedno nebo víceválcový stroj*. Větší množství páry lze zpracovávat v několika válcích.

Dle počtu expanzí během jedné otáčky hřídele je možno motory rozdělit na *jednočinné* nebo *dvojčinné*. V případě použití dvojčinného motoru, která je navíc i běžná, se zmenší rozměry motoru a dosáhne vyšší účinnosti. V takovém případě probíhá expanze a komprese střídavě nad pístem i pod pístem.

Výše popsané varianty lze mezi sebou kombinovat k dosažení požadovaných výkonů nebo k optimálnímu nastavení parního motoru pro zadané vstupní parametry.

3.3 Parní stroje v energetice [2]

Jak již bylo zmíněno, stroje používané v redukčních stanicích nebo malých kotelnách dosahují výkonů řadově v desítkách kilowat. Je proto vhodné volit stacionární stroj stojatý jednoválcový, který v rámci dosažení menších rozměrů válce a setrvačnicku je dvojčinné koncepce. Pro parní rozvod je zde možno použít dvou variant a to šoupátkového nebo ventilového rozvodu.

4 Konstrukční návrh jednoválcového dvojčinného parního motoru

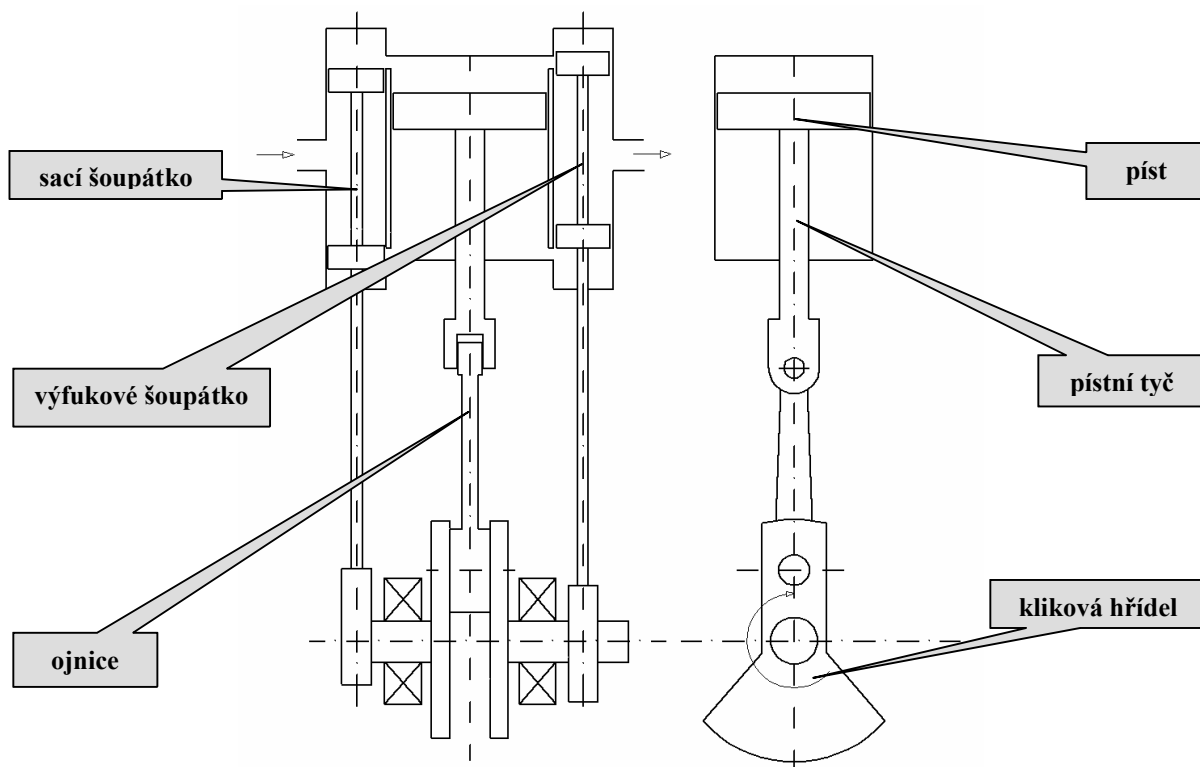
Dělení parního motoru lze provést také z hlediska konstrukce parního rozvodu. Pro účely menší kotelny na biomasu, jejíž výkon je malý a která odpovídá zadání bakalářské práce, přichází v úvahu rozvod pomocí šoupátek nebo ventilů. Uvažovaný stroj bude již zmíněné jednoválcové dvojčinné konstrukce, a to kvůli zmenšení rozměrů.

4.1 Koncepce rozvodu parního stroje

4.1.1 Koncepce jednoválcového dvojčinného parního stroje s rozvodem pomocí dvou šoupátek

Výhodou tohoto rozvodu je oproti ventilovému rozvodu jednoduchost a tím i nižší výrobní náklady.

Rozvod je tvořen pomocí dvou pístových šoupátek. Šoupátka jsou umístěna po stranách válce ovládaného táhly, jejichž oka jsou excentricky uložena oproti ose klikového hřídele. Jedno šoupátko slouží k plnění motoru pro přední i zadní pístovou stranu a druhé šoupátko slouží k ovládnutí výfuku páry z válce pro obě pístové strany. Hlavní výhodou rozvodu se dvěma šoupátky oproti šoupátku jednomu je optimální nastavení délky plnění, expanze, výfuku a komprese. Mazání pístu a šoupátek je zajištěno kapičkami obsaženými v mokré páře. V případě vyšších parametrů páry je mazání řešeno rozstříkáním oleje do proudu páry před vstupem do válce. Těsnění válce proti úniku páry je řešeno dotykovou ucpávkou.



Obrázek 4- 1: Schéma koncepce parního šoupátkového motoru
 Pramen: [2] Vlastní zpracování

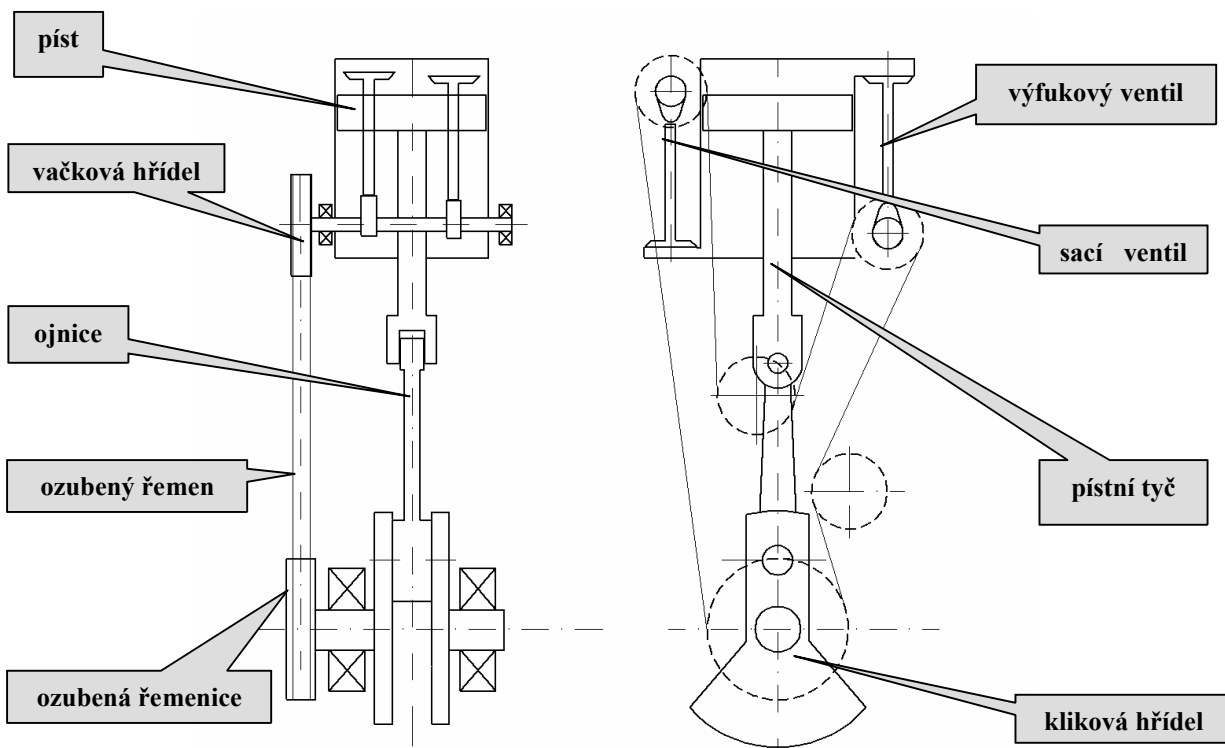
4.1.2 Koncepce jednoválcového dvojčinného parního stroje s rozvodem pomocí čtyř ventilů

Ventilové rozvody mají mnohem dokonalejší rozvádění páry než rozvody šoupátkové, neboť ventily konají méně úkonů. Oproti šoupátkům jsou lehčí konstrukce, čímž kladou poháněcímu ústrojí menší odpor a dosahují tak vyšší mechanické účinnosti.

Dalšími výhodami oproti šoupátkovému rozvodu jsou menší škodný prostor a možnost nezávisle na sobě nastavit fáze rozvodu páry. Nevýhodami jsou vyšší pořizovací cena zařízení a nevhodnost použití za vyšších otáček.

Rozvod páry je tvořen pomocí čtyř ventilů. Ventily jsou umístěny po stranách válce, ovládaného dvěma váčkovými hřídeli. Tyto hřídele jsou poháněny klikovým hřídelem pomocí ozubených řemenic a řemene. Hnací řemenice je umístěna na opačném konci klikového hřídele než je usazen setrvačnick. Hnané řemenice jsou namontovány na koncích váčkových hřídelí. Ozubený řemen je navlečen na všech třech řemenicích.

Mazání pístu ve válci zajišťuje mokrá pára obsahující kapičky. Klikové ústrojí je stejně jako u šoupátkové koncepce stroje zajištěno olejovým systémem se zubovým čerpadlem. Těsnění válce je taktéž zajištěno dotykovou ucpávkou.



Obrázek 4- 2: Schéma koncepce parního ventilového motoru
 Pramen: [2] Vlastní zpracování

4.2 Materiály [7,9,10]

Tepebné a tlakové namáhání nebude mít pro motor velké požadavky na materiál. Teplota páry vstupující do stroje se bude pohybovat okolo 200 °C při tlaku cca 1,5 MPa.

Materiál dostačující pro výrobu válce bude šedá litina. Maximální síla působící na pístovou tyč bude okolo 11 kN (při tlaku 1,5 MPa a průměru válce 9,5 cm).

Jako materiál pro píst se volí lehké slitiny hliníku a na výrobu těsnících kroužků se dříve používaly šedé jemnozrnné litiny. V dnešní době se s rozvojem moderních materiálů můžeme setkat s použitím teflonových těsnících pístních kroužků, které disponují lepšími kluznými vlastnostmi.

4.2.1 Materiál pro těsnící kroužky [9,10]

Jak již bylo zmíněno, píst je těsněn ve válci dotykově. Pro těsnící kroužky zadaných parametrů páry vhodně odpovídá materiál vyráběný firmou Economos Austria GmbH. Tato firma vyrábí těsnící kroužky ze syntetického fluoropolymeru, tzv. teflonu, který má oproti doposud používaným materiálům vynikající kluzné vlastnosti a bývá označován zkratkou PTFE „poly(tetrafluoroethylene)“.

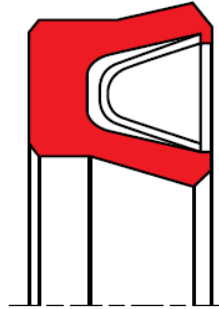
Pro potřebu parního pístového stroje můžeme použít PTFE – pístové těsnění K19-F z materiálu ECOFLON 1, jehož vlastnosti jsou popsány v (tabulka 4-1).

Toto asymetrické drážkované kruhové těsnění s ocelovou pružinou ve tvaru písmene „V“ (obrázek 4-3), dosahuje nízkého tření a výborných vlastností při suchém chodu. Je chemicky i tepelně dostatečně odolný. S jeho využitím se setkáme u ventilů, pístových kroužků, ale také v chemickém nebo potravinářském průmyslu.

Těsnění K19-F je jednostranně působící kroužek těsnící zevně, je opatřeno drážkami s různými tvary těsnících částic. Ocelové pružiny permanentně aktivují těsnící vrstvu, takže i v beztlakém stavu zaručuje absolutní těsnost.

Tabulka 4- 1: Provozní parametry
Pramen : [10] Vlastní zpracování

Material		teplota	max. rychlost	max. tlak
Těsnění	pružina			
PTFE	14.310	– 200 °C ÷ 260 °C	15 m/s	30 MPa (300bar)
PTFE +15 % glass-fibre + 5 % MoS ₂	14.310	– 200 °C ÷ 260 °C	15 m/s	30 MPa (300bar)
PTFE + 40 % Bronze	14.310	– 200 °C ÷ 260 °C	15 m/s	30 MPa (300bar)
PTFE + 25 % Karbon	14.310	– 200 °C ÷ 260 °C	15 m/s	30 MPa (300bar)
PTFE modified material with superior extrusion resistance	14.310	– 200 °C ÷ 260 °C	15 m/s	30 MPa (300bar)



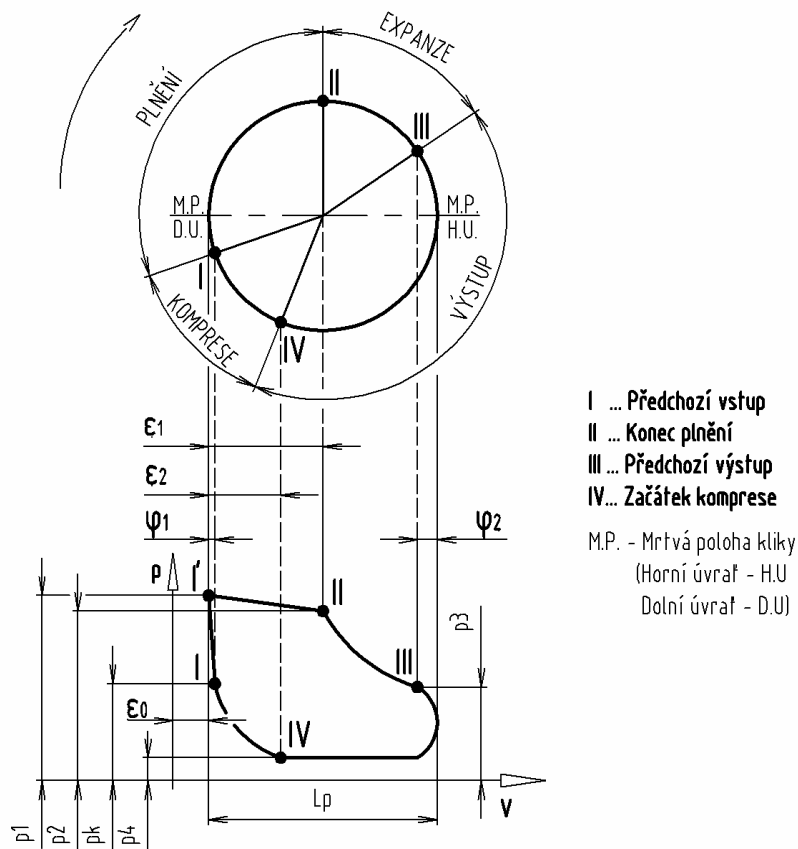
Obrázek 4- 3: Profil PTFE těsnění K19-F
Pramen: [10]Vlastní zpracování

4.3 Konstrukční návrh jednoválcového dvojčinného parního motoru s rozvodem pomocí dvou šoupátek

Zmíněná konstrukce byla zvolena pro zadané parametry kotelny na biomasu

4.3.1 Diagram parního stroje [1]

Zvolená koncepce stroje je výhodná z hlediska nižších pořizovacích nákladů, což je u těchto strojů často rozhodující. Navíc dochází k nižším ztrátám způsobeným nemožností optimálního nastavení délky plnění, expanze, výfuku a komprese (obrázek 4- 4).



Obrázek 4- 4: Princip činnosti pístového parního motoru (pro zadní pístovou stranu)
Pramen: [1,4] Vlastní zpracování

Dále (obrázek 4-4) znázorňuje diagram parního stroje pro zadní pístovou stranu. V horní části je kruhový diagram neboli tzv. *Kliková kružnice* pro nekonečnou ojnici. To je kružnice, kterou opisuje klikový čep. Její průměr je roven zdvihu pístu ($2r = L_p$). Ojnice je nekonečná z důvodu zjednodušení kreslení známých okamžiků ($I \div IV$).

Ve spodní části obrázku je zobrazen indikátorový diagram neboli tzv. *Tlakový p-v diagram*, který udává závislost tlaku na poloze pístu v okamžicích ($I \div IV$). Plocha diagramu je úměrná vykonané práci oběhu jednočinného stroje nebo dvojčinného jen pro jednu z jeho stran pístu.

Mrtvé polohy kliky jsou krajní polohy jak pístu tak i kliky, označují se jako *úvratě* (horní úvratě, dolní úvratě). Rychlost pístu v mrtvých polohách je nulová a aby se v nich stroj nezastavil, slouží k tomuto účelu setrvačnick přípojený na klikové hřídeli. Vzdálenost mezi mrtvými polohami je zdvih pístu.

Prostor mezi pístem v mrtvé poloze a víkem válce stroje se nazývá *škodný prostor* ε_0 , jeho obsah se vyjadřuje v procentech činného obsahu parního válce. Je to prostor, do kterého již nezasahuje válec a je nutný k vymezení vůlí mezi pohyblivým pístem a stacionárním víkem válce. Jeho hodnoty jsou různé podle zvoleného typu rozvodu, jak ukazuje (tabulka 4-2) s tou poznámkou, že vyšší škodný prostor zvyšuje ztráty motoru a tím snižuje celkovou účinnost.

Tabulka 4- 2: Velikost škodného prostoru podle zvoleného rozvodu
 Pramen: [1,4] Vlastní zpracování

Typ rozvodu	ε_0 [%]
Ventilový	5 ÷ 8
Válcová šoupátka	2 ÷ 4
Plochá šoupátka	5 ÷ 7
Pístová šoupátka	7 ÷ 12
Stejnoseměrný stroj	2 ÷ 3

4.3.2 Působení páry ve válci

Pára je vedena z kotle do komory sacího pístového šoupátka. Ta je pouštěna spojovacími kanály tak, že *plnění* probíhá střídavě na přední nebo zadní stranu pístovou, přičemž začátek vstupu páry je před mrtvou polohou kliky, což se označuje jako *předchozí vstup*. V obrázku 4-4 je tento moment označen bodem *I* (kóta φ_1). Válec se parou naplní jen částečně, v bodě *II* dojde ke *konci plnění* (kóta ε_1) a pára ve válci *vyexpanduje* polytropicky až do bodu *III*, kde následně dochází k *předchozímu výstupu* páry (kóta φ_2). Pára je vyfukována výfukovým šoupátkem do atmosférického tlaku. Tento moment nastane ještě před druhou mrtvou polohou pístu a je ukončen v bodě *IV*. V tomto bodě je prostor válce uzavřen šoupátkem a začíná polytropická *komprese*. Pára plní škodný prostor a dále prostor činné části válce až po bod *I* označovaného (kóta ε_2).

Předchozí vstup probíhá vždy dříve, než píst dojde do mrtvé polohy. To proto, aby tlak působící páry byl v úvratí již na maximální hodnotě dané parametry kotelní a ztrátami v parovodu. Obdobně tomu je i u *předchozího výstupu*, který začíná probíhat před úvratí, aby byl tlak ve válci již vyrovnaný s atmosférickým tlakem v okamžiku, kdy je píst v úvratí.

5 Termodynamický výpočet

Výpočet proveden pro jednoválcový pístový parní motor se dvěma šoupátky. K výpočtu je použito grafického a početního řešení.

5.1 Vstupní hodnoty pro výpočet

Výpočet je řešen na základě zadání bakalářské práce.

Vstupní tlak páry	$p_0 = 1,5 \text{ MPa}$
Vstupní teplota páry	$t_0 = 198,29 \text{ }^\circ\text{C}$ (odpovídá sytosti páry při tlaku p_0)
Tlak páry na výstupu	$p_4 = 0,1 \text{ MPa}$
Mechanický výkon	$P_m = P = 25 \text{ kW} = 25000 \text{ W}$
Otáčky	$n = 1500 \text{ 1/min} = 25 \text{ 1/min}$

5.2 Volené hodnoty pro výpočet [1]

Zde jsou uvedeny volené hodnoty dle doporučení literatury, ke konstrukci indikátorového diagramu.

Škodný prostor	$\varepsilon_0 = 11 \%$
Plnění	$\varepsilon_1 = 50 \%$
Vyplachování	$\varepsilon_2 = 35 \%$
Mocnitel	$m = 1 \dots$ v případě syté a mokré páry; $x \in (0;1)$
Úhel α	$\text{tg}\alpha = 0,25$
Úhel β	$\text{tg}\beta = 0,25$
Předchozí vstup	$\varphi_1 = 11^\circ$
Předchozí výstup	$\varphi_2 = 35^\circ$
Tlaková ztráta v parovodu	$\Delta p_0 = 0,075 \text{ MPa}$
Tlaková ztráta v rozvodu	$\Delta p_1 = 0,08 \text{ MPa}$
Součinitel činné pístové plochy	$\psi = 0,97 (-)$

5.3 Konstrukce indikátorového diagramu [1]

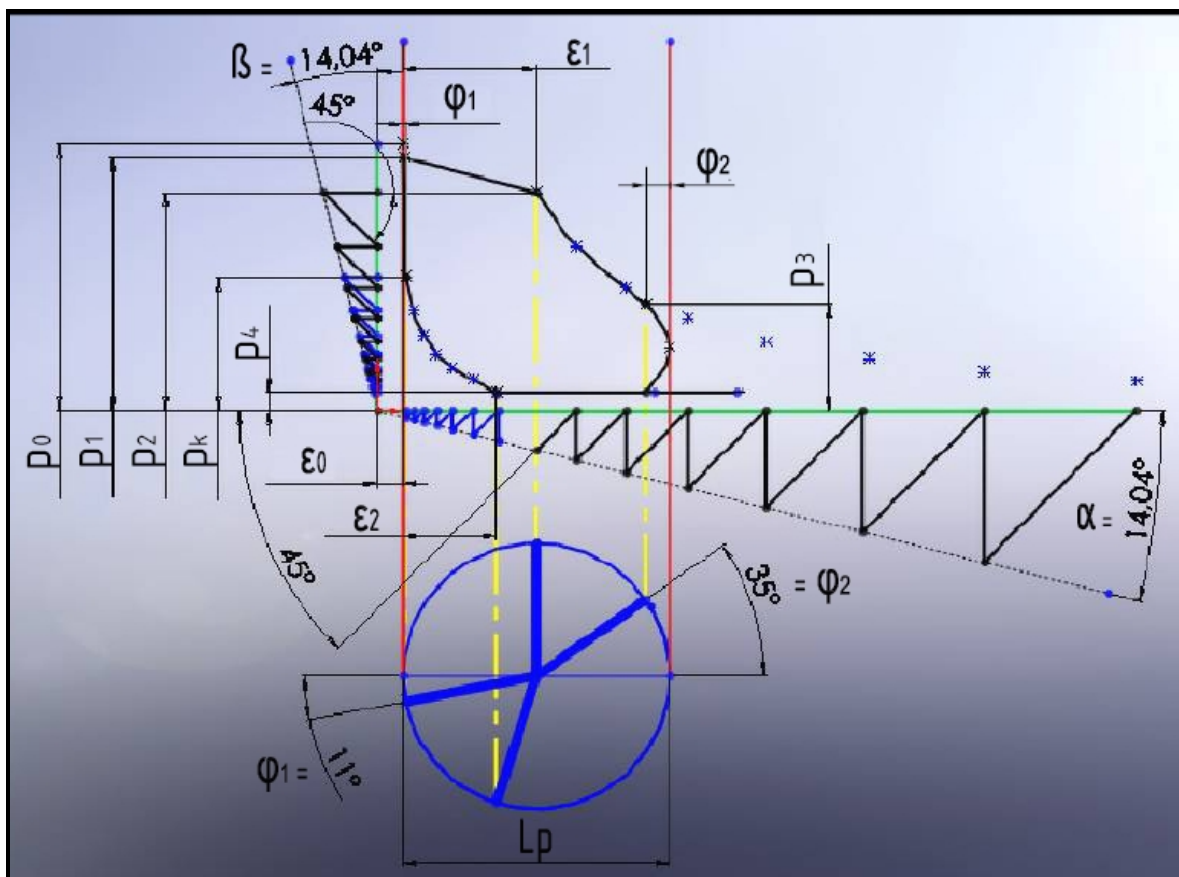
Indikátorový diagram je proveden na základě zadaných a zvolených hodnot [1]. Grafické znázornění vzniklo pomocí programu SolidWorks 2008 SP0.0. Uvedený diagram byl sestaven v souladu s doporučeným postupem podle literatury. Pro názornější popis postupu konstrukce ind.diagramu byl vytvořen výkres (Příloha 1) ze zadaných a dopočítaných hodnot.

Tlak na vstupu do rozvodu

$$p_1 = p_0 - \Delta p_0 = 1,5 - 0,075 = 1,425 \text{ MPa} \quad (1)$$

Tlak na počátku expanze (na konci plnění)

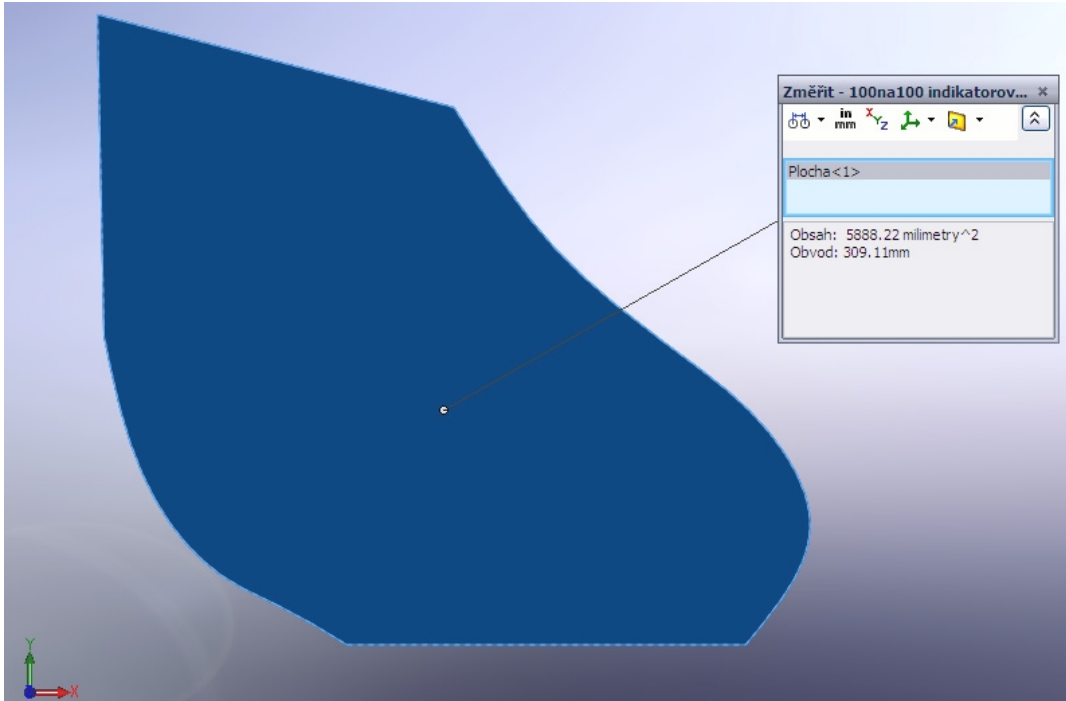
$$p_2 = p_0 - \Delta p_0 - \Delta p_1 = 1,5 - 0,075 - 0,08 = 1,345 \text{ MPa} \quad (2)$$



Obrázek 5- 1: Indikátorový a kruhový diagram
 Pramen: [1] Vlastní zpracování

5.4 Střední indikovaný tlak [1,7]

K výpočtu indikované práce je použita funkce z programu SolidWorks, která určí plochu grafu (Obrázek 5-2). Práce odpovídá ploše ohraničené křivkou z (obrázek 5-1).



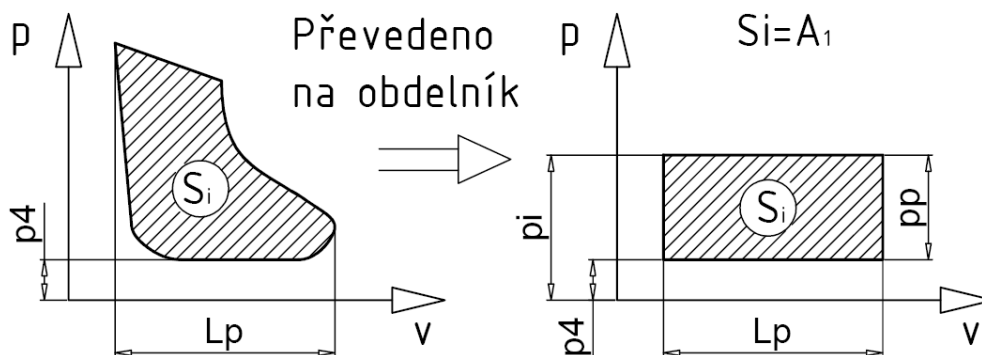
Obrázek 5- 2: Indikovaná práce
 Pramen: [1] Vlastní zpracování

Délka indikátorového diagramu

$$L_{id} = 100 \text{ mm}$$

Střední indikovaný tlak [1]

Střední indikovaný tlak je ideální stálý tlak páry na píst, kterým by se konala stejná práce jako při skutečném proměnném tlaku, jak vyplývá z (Obrázek 5-3).



Obrázek 5- 3: Střední indikovaný tlak
 Pramen: [4] Vlastní zpracování

$$p_i = p_p + p_4 \quad (3)$$

$$p_p = \frac{S_i}{L_{id}} \cdot \frac{1,5}{100} = \frac{5888,22}{100} \cdot \frac{1,5}{100} = 0,8832 \text{ MPa} = 8,7168 \text{ at} \quad (4)$$

$$p_4 = 0,1 \text{ MPa} = 0,987 \text{ at}$$

$$p_i = p_p + p_4 = 8,7168 + 0,987 = 9,70375 \text{ at} = 0,98323247 \text{ MPa}$$

5.5 Výpočet hlavních rozměrů válce

5.5.1 Parametry jednotlivých komponent

Mechanická účinnost:

$$\eta_m = 80\% = 0,8(-)$$

Počet pracovních prostor (dvojčinný stroj):

$$n_c = 2$$

Počet otáček stroje:

$$n = 1500 \text{ 1/min} = 25 \text{ 1/s}$$

Střední pístovou rychlost: (voleno podle doporučení literatury [1], pro rychloběžné stroje).

$$c_{st} = 5 \text{ m/s}$$

5.5.2 Práce jednoho zdvihu [1,7]

$$P = \frac{A_l^1 \cdot n_c}{\tau} = A_l^1 \cdot n_c \cdot n, \quad (5)$$

potom práce jednoho ideálního zdvihu bude:

$$A_l^1 = \frac{P}{n \cdot n_c} = \frac{25000}{25 \cdot 2} = 500 \text{ J} \quad (6)$$

Aby bylo na spojce dosaženo požadovaného výkonu 25 kW , musí být práce pístu navýšena o mechanickou účinnost motoru (η_m), potom skutečná práce vykonaná při zdvihu bude:

$$A = \frac{A_l^1}{\eta_m} = \frac{500}{0,8} = 625 \text{ J} \quad (7)$$

Vnitřní výkon stroje po přepočtu tedy bude:

$$P_v = A \cdot n \cdot n_c = 625 \cdot 25 \cdot 2 = 31,250 \text{ kW} \quad (8)$$

5.5.3 Zdvih pístu

$$L_p = \frac{c_{st}}{n \cdot n_c} = \frac{5}{25 \cdot 2} = 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm} \quad (9)$$

5.5.4 Vrtání válce [1]

Pro zadané hodnoty efektivního výkonu $P = 25 \text{ kW}$, zdvihu pístu L_p a otáček n , je vypočítáno vrtání válce D . Součinitel zmenšení plochy pístu $\psi = 0,97$

$$P = 25 \text{ kW} = \frac{100}{3} \text{ K} \quad \dots \text{převod jednotek [1 kW} \doteq 4/3 \text{ K]}$$

$$P_v = \frac{F \cdot c_s}{75} = \frac{P}{\eta_M} \quad [K] \quad (10)$$

$$F = p_i \cdot S \quad [Pa \cdot cm^2] \quad (11)$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \quad [cm^2] \quad (12)$$

$$P = P_v \cdot \eta_M = \frac{F \cdot c_s}{75} \cdot \eta_M = p_i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot \frac{c_s}{75} \cdot \eta_m \quad [K]$$

Z odvozené rovnice je vyjádřen vztah pro výpočet vrtání válce D .

$$D = \sqrt{\frac{P \cdot 300}{p_i \cdot \pi \cdot \psi \cdot c_s \cdot \eta_m}} \quad (13)$$

$$D = \sqrt{\frac{100/3 \cdot 300}{9,70375 \cdot \pi \cdot 0,97 \cdot 5 \cdot 0,8}} = 9,194 \text{ cm} = 91,9473 \text{ mm} = 95 \text{ mm}$$

Podle doporučení literatury [1] je rozměr vrtání válce zvýšen, resp. zaokrouhlen na 95 mm.

5.5.5 Průměr pístní tyče

$$\psi = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \Rightarrow d = D \cdot \sqrt{1 - \psi} = 95 \cdot \sqrt{1 - 0,97} = 16,45 \text{ mm} \quad (14)$$

5.5.6 Délka ojnice

$$L_o = \frac{L_p}{2} \cdot 5 = \frac{100}{5} \cdot 5 = 250 \text{ mm} \quad (15)$$

5.5.7 Objem válce

$$V_{Vcelk} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_p \cdot (1 + \varepsilon_0) = \frac{\pi \cdot 95^2}{4} \cdot 100 \cdot (1 + 0,11) = 0,0007868 \text{ m}^3 \quad (16)$$

5.5.8 Zdvihový objem

$$V_{Vmax} = S \cdot L_p \cdot \psi = \frac{\pi \cdot 95^2}{4} \cdot 100 \cdot 0,97 = 687557 \text{ mm}^3 = 0,00068756 \text{ m}^3 \quad (17)$$

5.5.9 Poměr ρ

K dalším možným parametrům hodnocení parního stroje patří poměr ρ zdvihu L_p parního stroje k vrtání válce D .

$$\rho = \frac{L_p}{D} \quad \left[\frac{m}{cm} \right]; \quad \rho \in \langle 0,008 \div 0,012 \rangle \text{ pro stojaté (vertikální) parní stroje.} \quad (18)$$

$$\rho = \frac{L_p}{D} = \frac{0,1}{9,5} = 0,01053 \quad ; \text{ odpovídá doporučenému rozmezí podle literatury [1].}$$

5.6 Spotřeba páry

V bodě II [$p_2; \varepsilon_1$] je určen měrný objem, předpokladem je pára stále sytá (na teplotě sytosti pro daný tlak p_2 [$x=1$]). Ve skutečnosti by pára měla vlivem ztrát v rozvodu suchost nižší ($x \leq 1$). Měrný objem byl změřen v programu *Pára 1.1*.

$$v_2 = f(p_2; x) = f(1,345; 1) = 0,14626 \text{ kg/m}^3$$

5.6.1 Objem válce při uzavření plnění

$$V_{V2} = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_1}{100} \cdot V_{V\max} = \frac{11 + 50}{100} \cdot 6875572 = 4194098 \text{ mm}^3 = 0,00041941 \text{ m}^3 \quad (19)$$

5.6.2 Spotřeba páry jednoho oběhu

$$m_1 = \frac{V_{V2}}{v_2} = \frac{0,00041941}{0,14626} = 0,002867563 \text{ kg} \quad (20)$$

5.6.3 Spotřeba páry za hodinu

$$\dot{m} = m_1 \cdot n \cdot n_c = 0,002867563 \cdot 25 \cdot 2 = 0,143378 \text{ kg/s} = 516,1614 \text{ kg/hod} \quad (21)$$

5.7 Termodynamická vnitřní účinnost [4]

Při výpočtu se bral v potaz ideální parní stroj, který pracuje bez ztrát.

5.7.1 Určení entalpií jednotlivých bodů

K určení parametrů jednotlivých bodů ideálního oběhu (tabulka 5-1) bylo použito programu *Pára 1.1*.

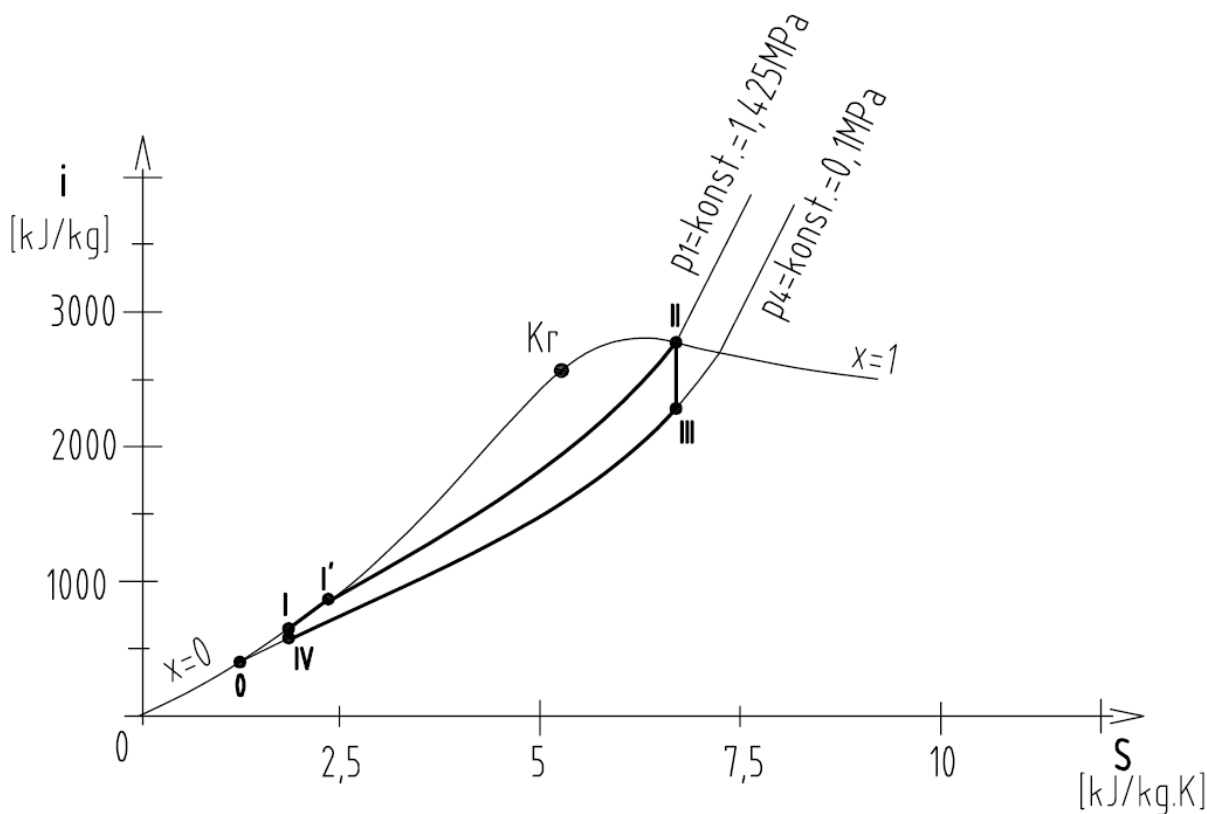
Tabulka 5- 1: Hodnoty jednotlivých bodů oběhu
 Pramen: [4] Vlastní zpracování

Bod	známé hodnoty	i [kJ / kg]	s [kJ / kgK]
0	$x = 0$; $p_0 = p_{IV}$	417,51	1,3027
I	$x = 0$; $p_I = p_K$	733,14	2,0730
I'	$x = 0$; $p_{I'} = p_I$	833,80	2,2915
II	$x = 1$; $p_{II} = p_I$	2788,30	6,4588
III	$s_{III} = s_{II}$; $p_{III} = p_I$	2339,60	6,4588
IV	$s_{IV} = s_I$; $p_{IV} = p_I$	704,66	2,7030

5.7.2 Ideální práce

Při ideální práci probíhá expanze izoentropicky, čili neuvažují se ztráty stroje způsobené přívodním parním potrubím, škrčením páry při uzavírání i otvírání kanálů nebo mechanickými částmi stroje. Na (obrázek 5.4) je znázorněno schéma porovnávacího oběhu, kde mezi body II a III probíhá izoentropická expanze.

$$A_{iz} = m_1 \cdot (i_{II} - i_{III}) = 0,002867563 \cdot (2788,30 \cdot 10^3 - 2339,60 \cdot 10^3) = 1286,67552 \text{ J} \quad (22)$$



Obrázek 5- 4: Schéma porovnávacího oběhu
Pramen: [4] Vlastní zpracování

5.7.3 Práce oběhu

Z prvního termodynamického zákona plyne, že soustava může konat práci změnou svého objemu.

$$dQ = dU + dA \qquad dA = F \cdot dl = p \cdot S \cdot dl = p \cdot dV \quad (23)$$

Z této skutečnosti vyplývá práce oběhu vypočítaná pomocí indikovaného tlaku:

$$A_1 = p_i \cdot V_{V_{\max}} = 0,98323247 \cdot 10^6 \cdot 687557 \cdot 10^{-9} = 676,02844 \text{ J} \quad (24)$$

5.7.4 Termodynamická vnitřní účinnost

$$\eta_{Tdi} = \frac{A_1}{A_{1iz}} = \frac{676,02844}{1286,67552} = 0,525407 = 52,541 \% \quad (25)$$

5.8 Kontrola velikosti výkonu a práce

Požadavkem kotelny zpracovávající biomasu byl parní motor o výkonu 25 kW.

$$P = P_v \cdot \eta_M = p_i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot \frac{c_s}{75} \cdot \eta_m = 9,70375 \cdot \frac{\pi \cdot 9,5^2}{4} \cdot 0,97 \cdot \frac{5}{75} \cdot 0,8 = 35,583 \text{ K} = 26,6875 \text{ kW}$$

Výkon navrženého parního motoru je vlivem zaokrouhlování hlavních rozměrů stroje vyšší, což ovšem podmínce kotelny vyhoví.

$$P_v = A \cdot n \cdot n_c = 625 \cdot 25 \cdot 2 = 31,250 \text{ kW}$$

$$P = P_v \cdot \eta_m = A \cdot n \cdot n_c \cdot \eta_m \Rightarrow A = \frac{P}{n \cdot n_c \cdot \eta_m} = \frac{26,6875 \cdot 10^3}{2 \cdot 25 \cdot 0,8} = 667,1875 \text{ J}$$

Z čehož vyplývá odchylka:

$$\Delta A = \frac{A_I}{A_{II}} - 1 = \frac{676,02844}{667,1875} - 1 = 1,01325 - 1 = 0,01325 \quad (26)$$

$$\Delta A = 1,325 \%$$

Odchylka 1,325% velikosti práce oběhu je zapříčiněna různými způsoby výpočtu. První výpočet vznikl na základě sestrojeného grafu v programu SolidWorks SP0.0, ze kterého byly následně odečteny hodnoty pomocí jeho implicitních funkcí. Druhý způsob použil daných termodynamických vztahů k výpočtu práce a výkonu. Velikost odchylky je možno vzhledem k zaokrouhlování určitých parametrů zanedbat.

5.9 Shrnutí důležitých vypočítaných parametrů

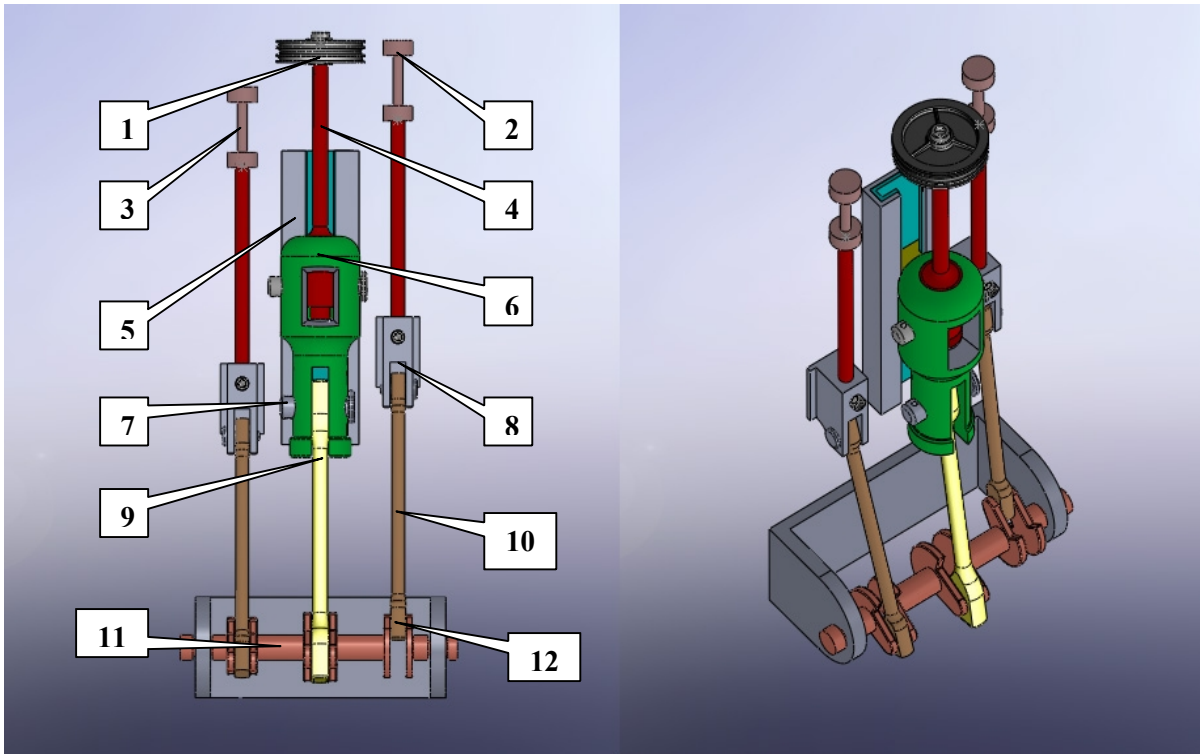
V (Tabulka 5-2) jsou uvedeny nejdůležitější parametry parního stroje, které byly v rámci předchozích podkapitol vypočítány.

Tabulka 5- 2: Souhrn vypočítaných hodnot

Veličina	Symbol	Hodnota	Rozměr
Stř. indikovaný tlak	P_i	0,9832	MPa
Zdvih pístu	L_p	100	mm
Vrtání válce	D	95	mm
Objem válce	V_{Vcelk}	0,0007868	m^3
Zdvihový objem	V_{Vmax}	0,0006875	m^3
Spotřeba páry	m_i	0,143378	kg / s
Práce ideálního oběhu	A_{iz}	1286,67552	J
Práce oběhu	A_1	676,02844	J
Termodyn. vnitř. účinnost	η_{Tdi}	52,541	%
Výkon	P	26,6875	kW

5.10 3D model klikového ústrojí parního motoru s rozvedem pomocí dvou šoupátek

Model na (obrázek 4-5) byl sestaven v programu SolidWorks 2008 SP0.0. Nejedná se o celý parní stroj, obrázek zobrazuje pohyblivé ústrojí parního stroje zvolené koncepce (viz výše). K uvedenému 3D modelu se vztahují (příloha 2, příloha 3).



Obrázek 5- 5: 3D model pohyblivého ústrojí parního stroje

Pramen: [1] Vlastní zpracování

1- píst, 2- výfukové šoupátko, 3- sací šoupátko, 4- pístní tyč, 5- jednostranné vedení křížáku, 6- křížák, 7- čep s hlavou, 8- křížák šoupátka, 9- ojnice, 10- táhlo šoupátka, 11- kliková hřídel, 12- výstředník šoupátka

6 Porovnání jednostupňové parní turbíny s pístovým parním motorem

Během průmyslového rozvoje napříč staletími byl kladen důraz na stále větší výkonové požadavky. Parní stroje se stávaly objemnějšími až do takové míry, že je z fyzikálního hlediska nešlo postavit do provozu. Rozvoj energetiky vedl k ubývání firemních strojů. Tím přechází výroba elektrické energie z vlastní do veřejné. Nakonec je parní stroj z energetiky zcela vytlačen parní turbínou, schopnou zpracovávat daleko větší tlakové spády a hmotnostní průtoky. Čili přechod z objemového tepelného stroje na stroj rotační.

Nejdéle se udržel parní stroj v dopravě, kde byl v 60. letech 20. století ze železnic stažen a nahrazen spalovacím motorem a později elektromotorem.

6.1 Rotační tepelný motor - turbína

Pokud má být ovšem parní turbína využívána v provozu, jehož parametry páry jsou nízké a pro velmi malé výkony (do 100 kW), nastává problém. Parní turbína bude pro uvedené výkony vždy jednostupňová, a tím má některá omezení limitující velikost termodynamické účinnosti. Výkon rotačního stroje nelze zmenšovat libovolně. Zvýšením otáček (zvýšením obvodových rychlostí) můžeme sice zmenšovat rozměry stroje, přesto je jeho významným limitem velikost průtočného kanálu lopatkování turbíny. Zmenšením délky lopatek se zvyšují okrajové ztráty a ztráty způsobené vnitřní netěsností. Mezi další nevýhody těchto rotačních strojů můžeme zahrnout také náchylnost ke korozi. Lopatkování a průtočné kanály jí mohou podléhat v případě, že stroj pracuje v oblasti mokré páry.

Pro turbíny s malým entalpickým spádem se používá koncepce rychloběžné turbíny s generátorem. I tak termodynamická vnitřní účinnost nepřesáhne hranici 60 %.

V současné době jsou používány tři koncepce turbín pro nízké výkony.

1. vysokootáčková radiální s převodovkou ($n \approx 10000$ 1/min),
2. vysokootáčková s frekvenčním měničem ($n \approx 30000$ 1/min),
3. axiální, přímo pohánějí generátor ($n = 1500$ 1/min)

V tomto případě je nejlevnější konstrukcí nízkootáčková turbína přímo spojená s elektrickým generátorem ($n = 3000$ 1/min = 50 Hz). Pro uvažovanou turbínu je rozsah výkonů složité realizovat. Pokud bychom přesto chtěli takovou turbínu postavit pro vypočítaný jmenovitý hmotnostní průtok páry (cca 500 kg/hod), bylo by potřeba provést parciální ostřik lopatek. Pravděpodobně by se jednalo o parciální ostřik s jednou dýzou, což by mělo za efekt, že potom termodynamická účinnost jen stěží dosáhne 30 %.

6.2 Objemový tepelný motor

Expanzní parní stroj dokáže řadu výše popsaných problémů řešit. Objemovým tepelným motorům je možno libovolně zmenšovat jak rozměry tak výkony, přičemž si dostatečně zachovávají svoji účinnost. Také nebývá náchylný k vlhkosti v páře. S vývojem nových kvalitnějších materiálů navíc dochází ke zmenšování ztrát způsobenými netěsnostmi pístu nebo pístní tyče mezi válcem motoru (kontaktní ucpávky). Pro rozsah výkonů od 10 do 100 kW se uvádí na základě garančních měření termodynamická účinnost parního stroje až 80 %, což je pro parní turbínu obdobných výkonů nedosažitelné.

Závěr

Téma této bakalářské práce dalo možnost zabývat se využitím a návrhem pístového parního motoru. Značná část práce se pak věnuje výpočtu, popisu a návrhu koncepce parního stroje s rozvodem pomocí dvou šoupátek. Jak bylo výpočtově dokázáno, objemový tepelný motor, v tomto případě pístový parní stroj, dosahuje v oblasti nízkých výkonů (udává se do 100 kW) jistě vyšší účinnosti než jednostupňová parní turbína (točivá redukce). Parní turbína by pro vypočítané hmotnostní průtoky páry musela mít parciální ostřík s jednou dýzou, což by vedlo k citelnému snížení účinnosti oproti běžným variantám. Tím by se doba návratnosti úměrně zvýšila.

S vývojem zdražování všech druhů paliv úsporná řešení přichází do řady oblastí, i tam kde by se čekala méně. Kromě většího zájmu širší veřejnosti o využívání obnovitelných zdrojů energie, mezi něž můžeme v rámci zadání bakalářské práce především zdůraznit biomasu, se do zájmu lokálních topenišť a redukčních stanic, spalujících zmíněnou surovinu, dostalo nahrazování redukčního ventilu pístovým parním strojem. Tato skutečnost souvisí s daným legislativním stavem v České republice vzniklým po vstupu do EU. Zákon totiž stanovuje vykupování energií z obnovitelných zdrojů za výhodné ceny. Je možné říci, že i proto vzrostl zájem o jejich využívání a lze tak konstatovat, že existuje ekonomicky zajímavá část trhu s parními stroji pro redukci páry do obecně udávaného elektrického výkonu 100 kW v malých kotelnách a výtopnách na biomasu.

Dalším krokem k budování pevnějšího zázemí pro toto odvětví, může být i nově nastalá situace. V rámci úmluvy OSN o klimatických změnách, se průmyslové země dohodly na snížení skleníkových plynů. Zemím byly přiděleny určité emisní povolenky, přičemž v případě překročení limitu si za další povolenky stát zaplatí. Česká republika je jedním z mála států, která povolenky nevyčerpala, a proto se je rozhodla prodat. K dnešnímu dni je již jejich prodej dohodnut, převážnou část peněz z 10 mld. korun pošlou během roku 2009 Japonci. Celkově by si měl stát přijít do konce roku 2012 na 25 mld. korun. Díky tomu se stát přiklání k investování peněz z části na podporu zateplování domů, koupí tepelných čerpadel a z části na nákup kotlů spalujících biomasu.

Zmíněným výkupem energie za zvýhodněné ceny, dochází k postupnému zvyšování podílu výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů. Pro malé výtopny, kotelny a redukční stanice, se jeví možnost využívání parních strojů za přijatelnou volbu. Výrobci turbín nedokáží skloubit odpovídající technická řešení pro velmi malé výkony s jejich nízkou cenou. Maření tepla redukčním ventilem v dobách, kdy stát nevykupoval elektřinu z obnovitelných zdrojů energie takovými částkami jako dnes, se nezdálo být dostatečným hnacím prvkem ke změně smýšlení lidí. Vyloučené byly investice do výše popsaných parních strojů určených pro redukci páry. Dnes, kdy doba přeje ekologickým úsporám a šetrným opatřením, se můžeme brzy setkat se situací, že tak jak jsou parní turbíny nedílnou součástí běžných tepláren, budou parní stroje pro redukci páry nedílnou součástí lokálních kotelů spalujících biomasu.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] KLÁG, J. *Parní stroje a turbíny – Obsluha a provoz*. Vyd. 1. Vydavatelství Práce, 1952, Praha. 319 s. Sign: 2-0297.232.
- [2] NOVOTNÝ, Z.; FIEDLER, J.: *Pístový parní motor*. "7th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow - ES 2008", Pilsen, Czech Republic, June 26 - 27. 2008.
- [3] NAVAJO: *otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2009-02-24].
WWW: <<http://prumyslova-revoluce.navajo.cz/>>.
- [4] KŘIVÁNEK, V. *Parné motory, turbokompresory a spal'ovacie turbíny*. Vyd. 3. Vydavatelství Štátne nakladateľ'stvo technickej literatúry, 1954, Bratislava. 186 s. Sign: TK-0066.490.
- [5] NOVÝ, L., et al. *Dějiny techniky v Československu [do konce 18.století]*. Vydavatelství Academia, 1974, Praha. 762 s. ISBN 509-21-857.
- [6] KRAVÁČEK, F. *Stručný přehled dějin techniky*. Vyd. 1. Vydavatelství Rektorát Univerzity Palackého v Olomouci, 1986, Olomouc. 148 s. Sign II 814.539.
- [7] HRBÁČEK, J. *Pístový parní motor*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 65 s.
- [8] Firemní katalog s.r.o. POLYCOMP. Poděbrady, 2009. [online]. [cit. 2009-03-12].
www: <<http://www.polycomp.cz/download/cz/pmvs.pdf>>.
- [9] Firemní katalog Gmbh ECONOMOS. Judenburg, 2007. [online]. [cit. 2009-03-17].
www: <<http://www.economos.com>>.
- [10] Firemní katalog s.r.o. SEAL-MARKT. [online]. [cit. 2009-03-18].
www: <<http://www.seal-mart.cz>>.

Seznam použitých symbolů

Symbol	význam	Jednotka
A	Skutečná práce	J
A_i	Práce zdvihu	J
A_{iz}	Ideální práce	J
c_s	Střední pístová rychlost	m/s
d	Průměr pístní tyče	m
D	Průměr vrtání válce	m
F	Síla	N
h_{iz}	Měrný izoentalpický spád	kJ/kg
h	Měrný entalpický spád	kJ/kg
i	Entalpie	kJ/kg
I	Rozvodný okamžik	-
I'	Rozvodný okamžik	-
II	Rozvodný okamžik	-
III	Rozvodný okamžik	-
IV	Rozvodný okamžik	-
L_p	Zdvih pístu	m
L_0	Délka ojnice	m
L_{id}	Délka indikátorového diagramu	m
m	mocnitel polytropy	-
m_1	Spotřeba páry jednoho oběhu	kg
\dot{m}	Spotřeba páry za hodinu	kg/hod
n	Otáčky	$1/min$
n_c	Počet pracovních prostor	zdvih/otáčka
p_0	Tlak v kotli	MPa
p_1	Vstupní tlak	MPa
p_2	Tlak na počátku expanze	MPa
p_3	Konečný expanzí tlak	MPa
p_4	Protitlak	MPa
p_k	Kompresní tlak	MPa
p_i	Střední indikovaný tlak	MPa
Δp_0	Tlaková ztráta škrcením v parovodu	MPa
Δp_1	Tlaková ztráta při plnění	MPa
P	Mechanický výkon	kW
P_v	Vnitřní výkon	kW
Q	Teplo	J
r	Poloměr	m

s	Měrná entropie	kJ/kgK
S	Činná plocha pístu	m^2
S_i	Indikovaná plocha diagramu	m^2
U	Vnitřní energie	J
v	Měrný objem	m^3/kg
V	Objem	m^3
V_{Vcelk}	Objem válce motoru	m^3
V_{Vmax}	Zdvihový objem motoru	m^3
x	Suchost páry	-
α	úhel související se suchostí páry	-
β	úhel související se suchostí páry	-
ε_0	Škodný prostor	% zdvihu
ε_1	Začátek plnění	% zdvihu
ε_2	Začátek komprese	% zdvihu
φ_1	Předchozí vstup páry	°
φ_2	Předchozí výstup páry	°
η_m	Mechanická účinnost	%
η_{Tdi}	Termodynamická vnitřní účinnost	%
ρ	Porovnávací kritérium stroje	-
ψ	Součinitel zmenšení plochy pístu	-
τ	Čas	s

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2- 1: Moderní parní stroj pro redukci páry	12
Obrázek 2- 2: Zařazení PM v teplárně na biomasu	13
Obrázek 2- 3: Expanze a škrcezení páry v i-s diagramu	14
Obrázek 4- 1: Schéma koncepce parního šoupátkového motoru	17
Obrázek 4- 2: Schéma koncepce parního ventilového motoru	18
Obrázek 4- 3: Profil PTFE těsnění K19-F	20
Obrázek 4- 4: Princip činnosti pístového parního motoru (pro zadní pístovou stranu).....	20
Obrázek 5- 1: Indikátorový a kruhový diagram.....	23
Obrázek 5- 2: Indikovaná práce.....	24
Obrázek 5- 3: Střední indikovaný tlak.....	24
Obrázek 5- 4: Schéma porovnávacího oběhu	29
Obrázek 5- 5: 3D model pohyblivého ústrojí parního stroje	32

SEZNAM TABULEK

Tabulka 4- 1: Provozní parametry	19
Tabulka 4- 2: Velikost škodného prostoru podle zvoleného rozvodu	21
Tabulka 5- 1: Hodnoty jednotlivých bodů oběhu	28
Tabulka 5- 2: Souhrn vypočítaných hodnot	31

POUŽITÝ SOFTWARE

- [1] Microsoft Office *Word 2003*
- [2] Autodesk *Autocad 2009*
- [3] *SolidWorks 2008 SP0.0*
- [4] Adobe *Photoshop 5.0*
- [5] Adobe *Acrobat 7.0 Professional*
- [6] *Pára 1.1*

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Konstrukce ind.diagramu ze zvolených hodnot – 4-3P11-BAK.PRÁCE

Příloha 2: Výkres montážní jednotky – 2-3P11-BAK.PRÁCE - ústrojí parního motoru

Příloha 3: Seznam položek – 4-3P11-BAK.PRÁCE - ústrojí parního motoru