



**VEHICLE CENTER OF  
SUSTAINABLE  
MOBILITY**

## **Optimalizace návrhu pístového parního expandéru**

Zpráva pro AICTA, s.r.o.

Autoři: Ing. Vít Doleček, Ph.D.  
Prof. Ing. Jan Macek, DrSc.

Adresa: ČVUT – FS, U241  
Technická 4  
CZ-166 07 PRAHA 6

Tel. +420 2 2435-2507  
Fax: +420 2 2435-2500  
e-mail: v.dolecek@fs.cvut.cz

# Obsah

1. Úvod .....	3
2. Simulační model pístového parního expandéru.....	4
2.1. Shrnutí základních parametrů parního oběhu .....	4
2.2. Stanovení geometrických rozměrů expandéru .....	5
2.2.1. Idealizovaný oběh pístového expandéru.....	6
2.3. 1-D model pístového expandéru.....	7
2.3.1. Optimalizace časování ventilového rozvodu .....	8
2.4. Optimální varianta časování rozvodu .....	9
2.5. Parametrická studie pracovního režimu pístového expandéru .....	10
3. Závěr .....	12
POUŽITÁ LITERATURA .....	13

# 1. Úvod

Tato zpráva se zabývá optimalizací parametrů pístového parního expandéru. Parní expandér je navržen jako součást parního stroje, jehož parametry parní oběh byly navrženy v předchozí zprávě Z15-29. Parní stroj je uvažován klasické pístové konstrukce s pevným nastavením rozvodů. Zdrojem tepla je kogenerační jednotka vyobrazená na *Obr.1*, kde jsou k dispozici tepla z chlazení motorového oleje, chladicí vody motoru, plnicího vzduchu a výfukových plynů motoru. Použité médium v parním oběhu je uvažována vodní pára.

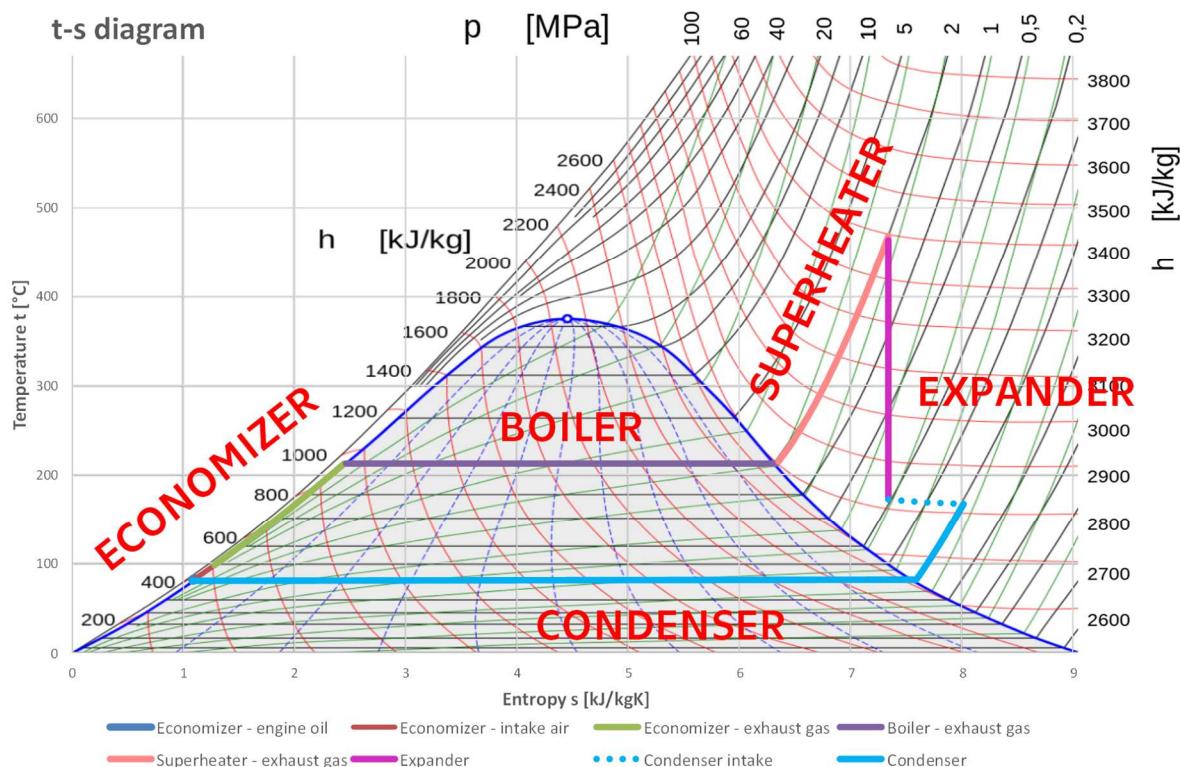


**Obr.1 – Kogenerační jednotka pro spalování zemního plynu**



		ZÁSOBNÍK	OHŘEV	EXPANDÉR	KONDENZÁTOR
Tlak	[bar]	0,5	20	0,5	0,5
Teplota	[°C]	81,3	468,4	144,1	81,3
Entropie	[kJ/kgK]	1,0912	7,3418	7,9140	1,0912
Entalpie	[kJ/kg]	340,542	3398,622	2768,764	340,542
Tepelný výkon	[kW]		764,5	-157,5	-607,1

Tab.2 – Shrnutí parametrů parního oběhu na výstupu z jednotlivých částí systému



Obr.3 – Uzavřený parní oběh s pracovním médiem - vodní párou vyneseny v T-s diagramu

## 2.2. Stanovení geometrických rozměrů expandéru

Podoba konstrukčního návrhu byla upřesněna konzultací se zadavatelem, firmou AICTOU, s.r.o. Parní expandér je uvažován jako pístový stroj. Jeho konstrukční uspořádání je stanoveno jako dvouválcový stroj s dvojčinnými písty s pevným ventilovým rozvodem. Tlakový poměr vychází jako expanze z 20 bar na 0,5 bar v kondenzátoru. Z praktického hlediska, aby expandér nemusel být příliš dlouhozdvihový, byl tlak, na který probíhá expanze zvolen 1 bar.

Z termodynamických parametrů výstupní páry po ohřevu byly vypočteny parametry po expanzi, která byla uvažována jako isoentropická. Měrný objem látky určuje, jaký objem má 1 kg. Poměr měrných objemů před a po expanzi určuje, jak procentuální velikost původního objemu vůči expandovanému. Tato hodnota je rovna plnění pístového expandéru (jak velká část zdvihového objemu je využita během fáze plnění).

Zdvihový objem pístového expandéru byl stanoven z objemového toku páry (o termodynamických parametrech na vstupu), kdy plnicí účinnost je rovna plnění parního expandéru. Volenými parametry je poměr zdvihu a vrtání válcové jednotky střední pístová rychlost. Střední pístová rychlost je omezena konstrukcí a materiálem použitých ucpávek, které

jsou klíčové pro správnou funkci parního expandéru. Střední pístová rychlost byla zvolena  $5,5 \text{ m/s}$ . Otáčky expandéru byly zvoleny s ohledem na použitý generátor  $500 \text{ min}^{-1}$ . Tabulka Tab.3 shrnuje termodynamické parametry páry a geometrii pístového expandéru.

		Vstupní pára	Výstupní pára
Tlak	[bar]	20	1
Teplota	[°C]	468,4	99,6
Hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]	5,951	0,590
Měrný objem	[m <sup>3</sup> /kg]	0,168	1,690
Entropie	[kJ/kgK]	7,342	7,342
Entalpie	[kJ/kg]	3398,622	2674,948
Objemový tok	[m <sup>3</sup> /s]	0,0420	0,4235
Vrtání	[mm]	221	
Zdvih	[mm]	328	
Počet válců	[-]	2 dvojčinné	
Stř. píst. rychlost	[m/s]	5,465	
Zdvih / Vrtání	[-]	1,4821	
Zdvihový objem	[dm <sup>3</sup> ]	50,4	
Otáčky expandéru	[1/min]	500	
Indikovaný výkon expandéru	[kW]	182,5	

**Tab.3 – Shrnutí geometrických parametrů pístového expandéru spolu s termodynamickými parametry pracovní páry**

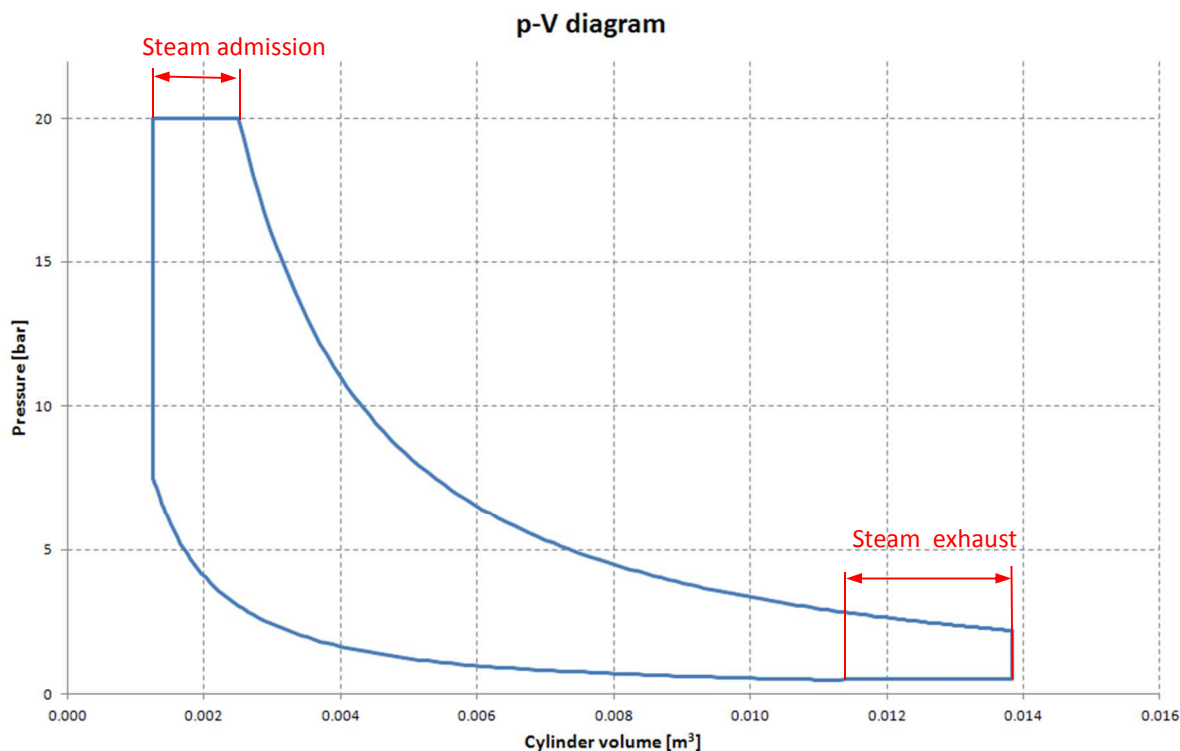
### 2.2.1. Idealizovaný oběh pístového expandéru

Idealizovaný oběh pístového expandéru se skládá z dvojice isobar o tlaku plnicí a expandované páry a dvojice isoentrop. Vyrovnání tlaku na konci expanze a komprese je naznačena dvojicí isochor. Konstrukce pístového expandéru předpokládá použití klasického klikového mechanismu, jehož kinematika určuje vztah mezi otáčivým pohybem klikové hřídele a posuvným pohybem pístu. Reálná geometrie expandéru počítá se škodným prostorem, který byl odhadnut na 10% zdvihového objemu. Velikosti škodného prostoru odpovídá ekvivalentní motorkářský parametr – kompresní poměr  $\varepsilon = 11$ . Idealizovaný p-V diagram pístového expandéru s plněním 10% zdvihu a výfukem do 80% zdvihu je vyobrazen na Obr.4.

Idealizovaný model expandéru s uvažováním výše uvedeným reálným plněním a velikostí škodného prostoru vykazuje indikovanou práci  $146,3 \text{ kW}$ .

Velikost škodného prostoru byla nastavena s ohledem na konstrukční řešení. Nastavení plnění a výfuku expandéru je možné ovlivnit časováním ventilového rozvodu. Pro jednoduchost je ventilový rozvod uvažován jako fixní, kdy případná regulace bude probíhat pomocí škrcení plnicí páry. Vyšší variability v nastavení výkonu expandéru, ale hlavně v nastavení průtoku páry, by bylo možné dosáhnout pomocí variabilního časování na plnicí straně. Kinematika variabilního časování musí umožňovat měnit pouze okamžik ukončení plnění, přičemž okamžik otevření se měnit nesmí. Variabilní rozvod by umožnil přizpůsobení spotřeby páry produkci páry, která je závislá na množství odpadního tepelného toku z kogenerační jednotky. Vyřazením škrcení je možné zvýšit celkovou účinnost parního oběhu.





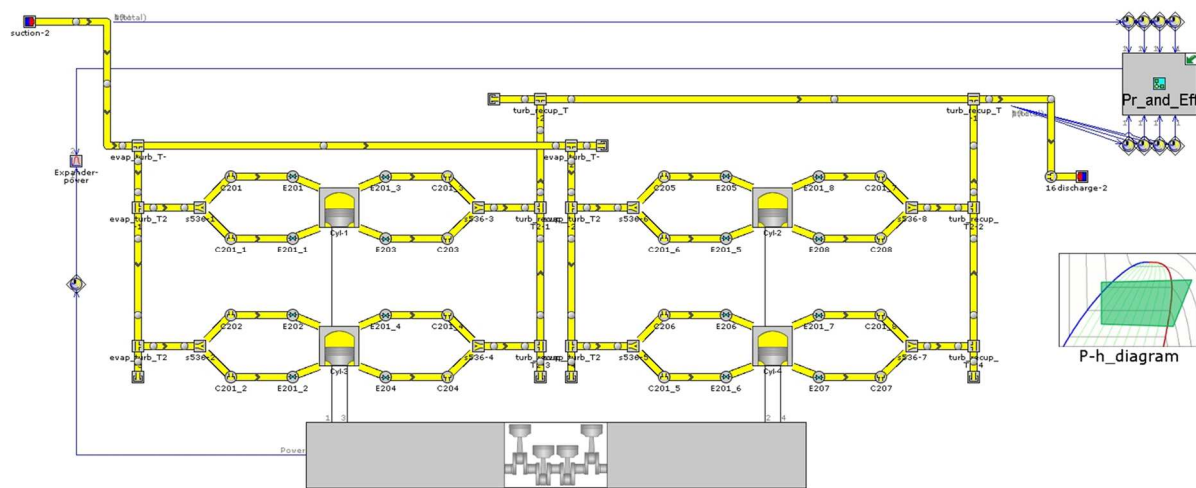
Obr.4 – Průběh idealizovaného p-V diagramu pístového expandéru s vyznačením otevření plnicího a výfukového ventilu

### 2.3. 1-D model pístového expandéru

1-D termodynamické modely jsou obvykle používány pro simulace motorů s vnitřním spalováním. Výhodou těchto modelů je relativní přesnost a nižší výpočetní náročnost. Tyto vlastnosti jsou s výhodou využívány při optimalizacích motorů. Jedním z nejrozšířenějších simulačních prostředí je programový balík GT-Suite od firmy Gamma Technologies. Pokročilé možnosti simulačního prostředí umožňují použití pro široké spektrum aplikací, včetně dvoufázových systémů chladiv. Termodynamické vlastnosti chladiv jsou počítány pomocí integrované knihovny REFPROP od National Institute of Standards and Technology (NIST) [3].

1-D model pístového expandéru (viz Obr.5) používá obdobné objekty jako modely spalovacích motorů. Liší se pouze v nastavení jednotlivých parametrů. Jako pracovní látka byla použita voda, která se v REFPROP knihovně nazývá WATER. Ve výstupním potrubí z expandéru byl nastaven tlak 0,5 bar jako okrajová podmínka. Termodynamický stav okrajové podmínky na začátku vstupního potrubí byl nastavován v závislosti na požadovaném tlakovém poměru. Model umožňuje fázové změny pouze ve výměnících a je potřeba vhodným nastavením okrajových podmínek zajistit, aby k nim nedocházelo ve válcích expandéru.

Ventilový rozvod použitý u pístového expandéru je z hlediska mechanismu podobný rozvodům u spalovacích motorů a neumožňuje změnu časování. Nastavení časování otevírání a zavírání ventilů má významný vliv na výkon pístového expandéru a hlavně jeho tepelnou účinnost. Dalším důležitým parametrem, který se změnou časování ventilů ovlivňuje, je průtok pracovní páry expandérem. Z předběžného návrhu a analýzy dostupného tepelného výkonu byl stanoven hmotnostní tok páry 0,25 kg/s. S ohledem na tento požadovaný průtok je nutné časování optimalizovat.



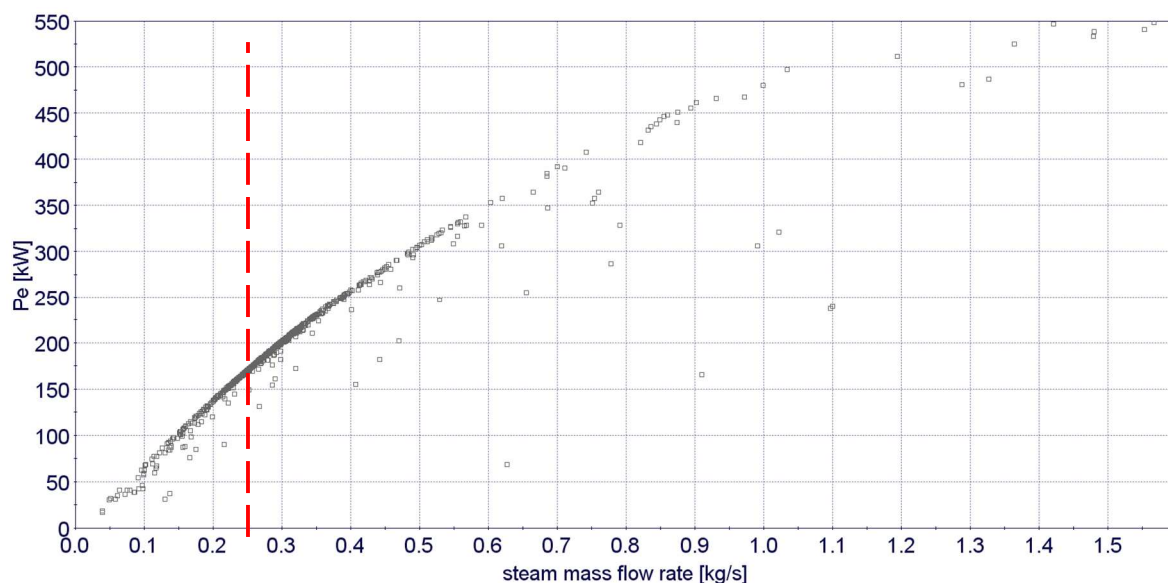
Obr.5 – 1-D model pístového expandéru v prostředí GT-Suite

### 2.3.1. Optimalizace časování ventilového rozvodu

1-D model pístového expandéru umožňuje rychlou optimalizaci parametrů modelu s ohledem na omezující parametry. Pro potřeby nastavení časování ventilového rozvodu byla upravována zdvihová křivka ventilů. Byla nastavována poloha zdvihové křivky vůči horní úvratí expandéru a modifikována délka zdvihové křivky (viz vyznačené kóty na Obr.4). Optimalizována byla admisní i výfuková vačka.

Pro optimalizace byl využit univerzální optimalizační software Mode Frontier od firmy ESTECO. Cíl optimalizace bylo maximalizovat výkon expandéru při dodržení předepsaného hmotnostního toku pracovní páry. Pro optimalizace byl využit genetický algoritmus, jehož výhoda je značná robustnost při hledání řešení.

Výsledkem optimalizací je pareto množina zobrazená na Obr.6. Požadovaný hmotnostní průtok páry je zobrazen červenou čarou. Z několika variant nastavení rozvodových dat, které splňovali předepsaný průtok páry, bylo vybráno takové, které dosahovalo nejvyšší účinnosti a tedy nejvyššího výkonu.



Obr.6 – Pareto množina optimálních nastavení ventilového rozvodu pístového parního expandéru s vyznačením požadovaného průtoku pracovní páry

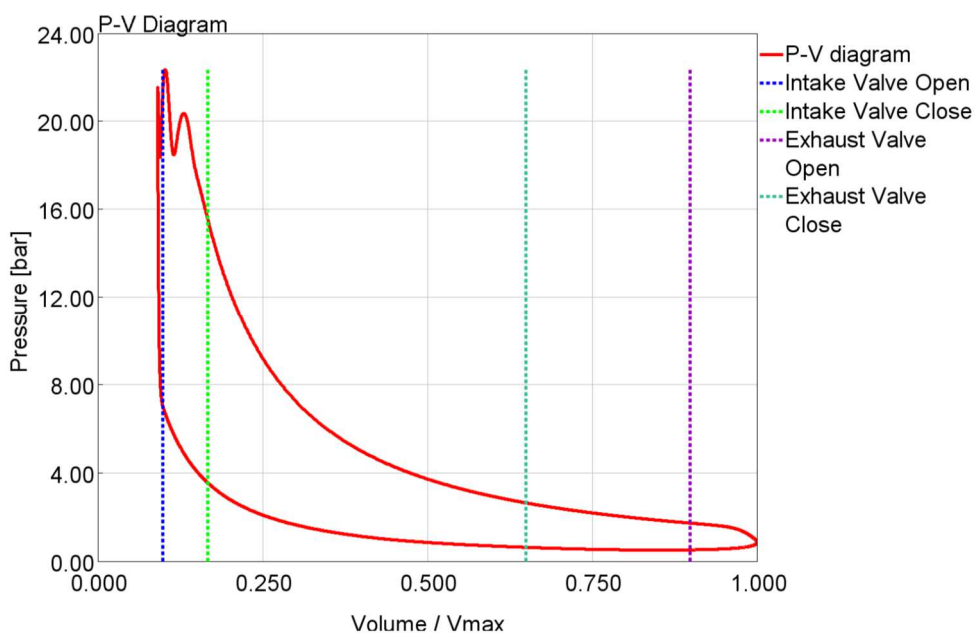


## 2.4. Optimální varianta časování rozvodu

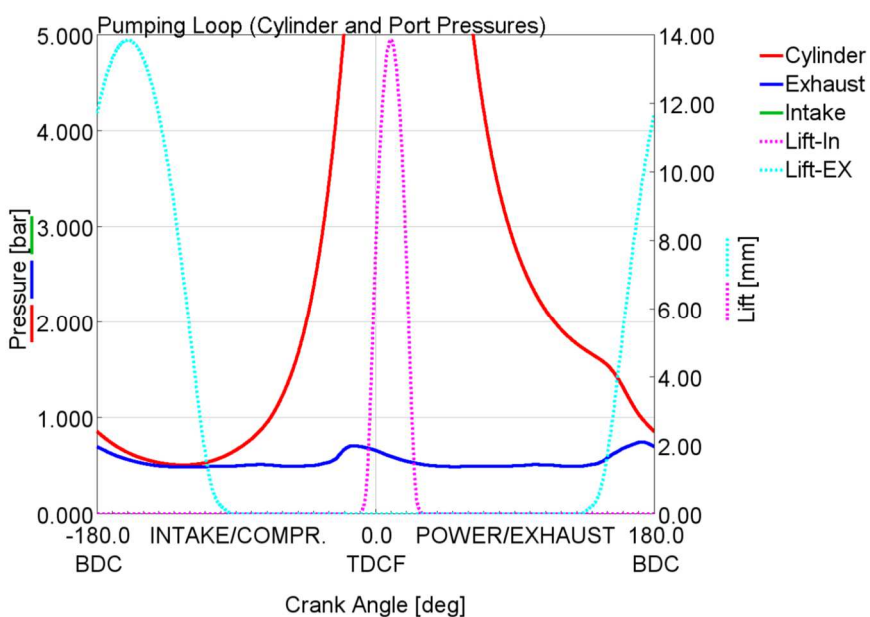
Z výsledků optimalizací byla vybrána varianta charakterizována časováním uvedeným v Tab.4. Výsledný průběh tlaku ve válci pístového expandéru je zobrazen na Obr.7 a Obr.8.

Admisní ventil otevřen	– 9 deg
Admisní ventil zavřen	29 deg
Výfukový ventil otevřen	134 deg
Výfukový ventil zavřen	266 deg

Tab.4 – Optimální nastavení rozvodových dat ventilů



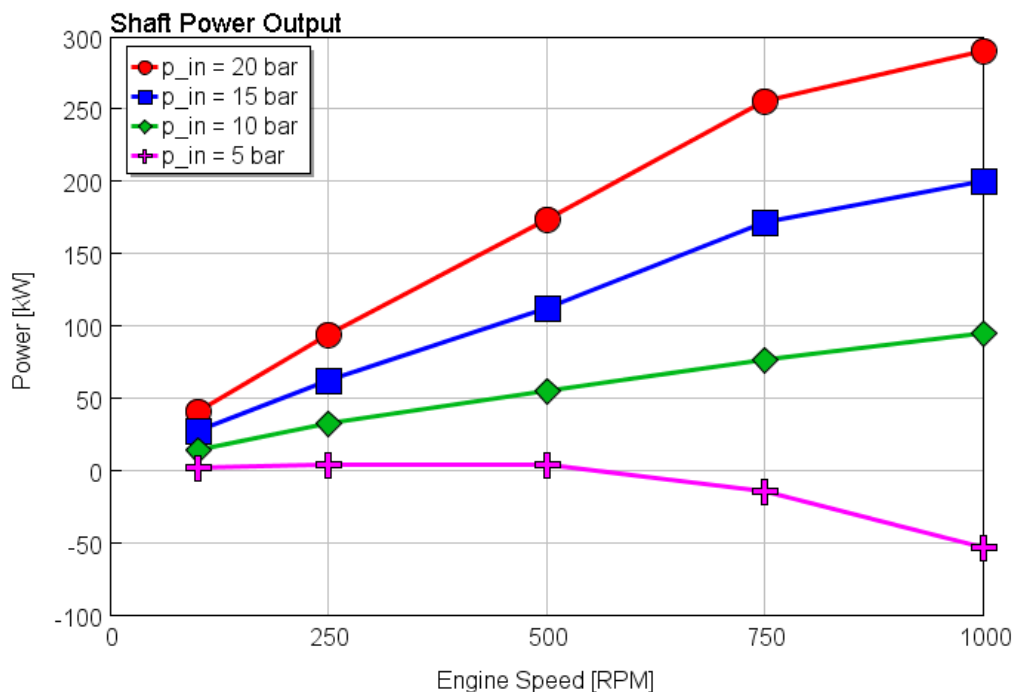
Obr.7 – p-V digram pístového parního expandéru v návrhovém bodě s použitím optimalizovaných rozvodových dat



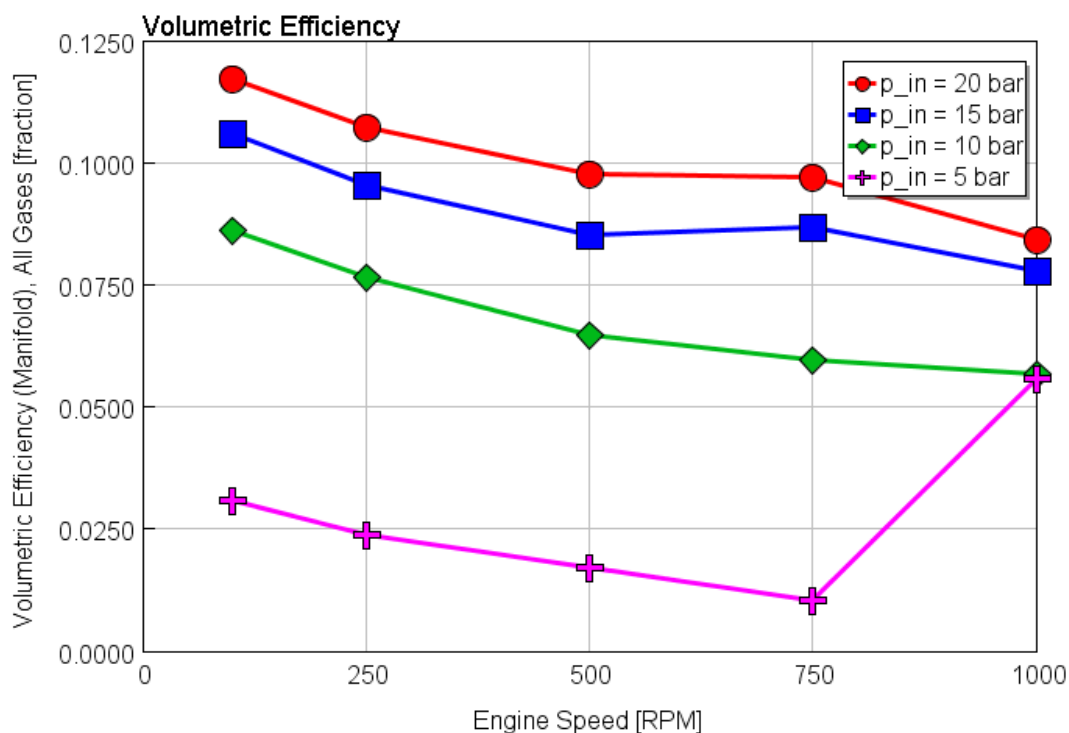
Obr.8 – p-alfa diagram pístového parního expandéru s vyznačením otevření ventilů

## 2.5. Parametrická studie pracovního režimu pístového expandéru

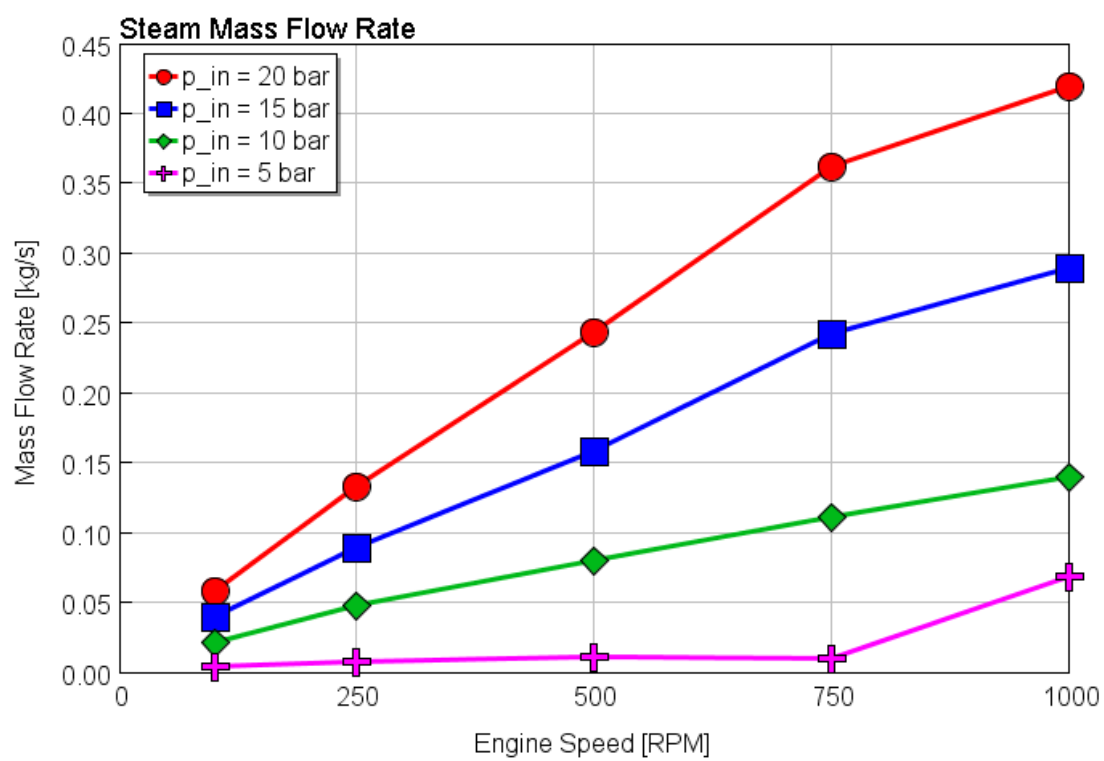
1-D model pístového parního expandéru byl využit pro simulace nenávrhových režimů, kdy je tlak páry na vstupu odlišný od požadovaných 20 bar. Vstupní tlak byl nastavován od 20 do 5 bar. Zkoumán byl taktéž vliv proměnných otáček expandéru. Výsledky simulací jsou zobrazeny na Obr.9, Obr.10 a Obr.11. Z těchto výsledků lze například usoudit, jaký bude regulační vliv škrcení páry na vstupu expandéru.



Obr.9 – Graf výkonu pístového expandéru v závislosti na otáčkách a vstupním tlaku páry



Obr.10 – Graf objemové účinnosti pístového expandéru v závislosti na otáčkách a vstupním tlaku páry



**Obr.11 – Graf hmotnostního toku páry spotřebovávaného pístovým expandérem v závislosti na otáčkách a vstupním tlaku páry**

### 3. Závěr

Návrh základních parametrů parního oběhu byl převzat z výzkumné zprávy Z15-29. Po konzultaci se zadavatelem byly specifikovány geometrické parametry parního pístového expandéru a na základě předběžných návrhů byl vytvořen 1-D výpočetní model parního pístového expandéru.

1-D výpočetní model byl využit pro optimalizaci rozvodových dat ventilů pro maximalizaci účinnosti a dodržení požadovaného hmotnostního toku páry. Ventilový rozvod neumožňuje změnu časování rozvodových dat a případná regulace bude muset být zajištěna škrcením na vstupu do expandéru.

Výpočetní model byl také využit pro parametrickou studii ukazující změnu parametrů expandéru při změně otáček a vstupního tlaku páry.

Mechanický výkon parního expandéru vychází okolo 20% odpadního tepla z kogenerační jednotky. Odpadní teplo tvoří 26,3% energie vstupující do kogenerační jednotky ve formě paliva. Celkové využití energie je okolo 5,4%, což sice není příliš vysoká hodnota, nicméně je to část energie, která sníží náklady na výrobu elektřiny v období, kdy není poptávka po teplé užitkové vodě.

Při dlouhodobém provozu za nenávrhových podmínek by bylo vhodné posoudit celkovou účinnost parní soustrojí.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Doleček, V. – Škarohlíd, M. – Horáček, M. – Macek, J. *Návrh přestavby řady vznětových středně rychloběžných motorů na duální provoz se zemním plynem*. Praha, Prosinec 2012. Výzkumná zpráva Z12-14.
- [2] Středa, I. – Sazima, M. – Doubrava, J. *Termomechanika*. Praha, ČVUT: 1992. ISBN 80-01-00818-5.
- [3] NIST (National Institute of Standards and Technology) *Výpočetní knihovna termodynamických vlastností kapalin a par REFPROP v.9.1 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties)*
- [4] Doleček, V. – Novák, M. – Petrák, M. *Concept of Piston ORC Expander*, Mendelova univerzita v Brně, Sborník conference KOKA 2013, ISBN 978-80-7375-801-1.
- [5] Doleček, V. – Škarohlíd, M. – Horáček, M. - Macek J. *Návrh přestavby řady vznětových středně rychloběžných motorů na duální provoz se zemním plynem*, ČVUT v Praze – Fakulta strojní, 2012, Výzkumná zpráva Z12-14.