



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KOGENERAČNÍ JEDNOTKY PRO TEPLÁRENSTVÍ

COGENERATION UNITS FOR THE HEATING INDUSTRY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Kašpar

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Jakub Kašpar**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Kogenerační jednotky pro teplárenství

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kogenerační jednotka (dále KJ) slouží pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla při využití různých kapalných a plyných paliv. Předmětem práce bude především popsat výkonově velké KJ, které lze využít nejen v teplárenství při dodávkách tepla do soustavy centrálního zásobování teplem.

Cíle bakalářské práce:

- využití KJ v rámci energetického mixu ČR,
- popis a konstrukce různých typů KJ,
- bilanční tepelný model KJ pro spalování ZP a ZP+H₂.

Seznam doporučené literatury:

DVORSKÝ, E. a P. HEJTMÁNKOVÁ. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-7300-118-7.

KRBEK J, OCHRANA L. a B. POLESNÝ. Zásobování teplem a kogenerace. Vyd. 1. Brno: PC-DIR Real; 1999.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce na téma *Kogeneračních jednotek pro teplárenství* se v první části zabývá potenciálním přínosem v energetickém mixu ČR. Dále je představen základní princip a konstrukce plynových kogeneračních jednotek. A v poslední části je vypracovaný matematicko-fyzikálně-chemický model, který je schopný predikovat hodnoty provozních parametrů kogenerační jednotky za předpokladu spalování směsi zemního plynu s vodíkem o různých koncentracích. Model byl sestaven na základě technického listu skutečného motorgenerátoru MTU 20V4000 GS o elektrickém výkonu 2 538 kW, který je určen pro spalování zemního plynu. Podle výpočtů bylo zjištěno, že se zvyšujícím se podílem vodíku v palivu celková účinnost kogenerační jednotky klesá. Zároveň je nutné pro udržení konstantního elektrického výkonu zvyšovat příkon v palivu.

Klíčová slova

Kogenerační jednotky, kogenerace, vodík

ABSTRACT

The bachelor thesis on the topic of *Combined heat and power units for central heating systems* focuses on the potential benefits of CHP units within energy mix of the Czech Republic. Furthermore, it describes basic functional principle and construction of gas CHP units. In the last part there is developed mathematical-physical-chemical model, which is able to predict the operating parameters of the CHP unit, assuming the combustion of a mixtures of natural gas and hydrogen, while the hydrogen concentration changes. The model was compiled on the basis of the technical sheet of the real motor generator MTU 20V4000 GS with an electrical output of 2,538 kW, which is designed for natural gas combustion. According to the calculations, it was found that the overall efficiency of the cogeneration unit decreases as the hydrogen concentration in fuel increases. At the same time, it is necessary to increase the power input of the fuel to maintain constant electric power.

Key words

CHP units, combined heat and power, hydrogen

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KAŠPAR, Jakub. *Kogenerační jednotky pro teplárenství*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139320>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *rešeršně-výpočetní* práci na téma **Kogenerační jednotky pro teplárenství** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

19.5. 2022 v Brně

Jakub Kašpar

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Petrovi Kracíkovi Ph.D. za připomínky a cenné rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále děkuji svým kolegům z firmy GENTEC za ochotu sdělit znalosti z praxe a za poskytnutí potřebných dokumentů. Nakonec děkuji také své rodině za jejich trpělivost a podporu.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Energetický mix ČR a kogenerační jednotky	12
1.1 Energetický mix ČR.....	12
1.2 Energetická strategie EU	12
1.3 Role KJ v energetickém mixu ČR	14
2 Základní charakteristika kogeneračních jednotek	16
2.1 Charakteristika KJ.....	16
2.2 Turbokompresor.....	19
2.3 Termodynamické cykly spalovacích motorů	20
2.4 Proces spalování	23
3 Termodynamický model KJ spalující směs zemního plynu s H ₂	25
3.1 Stechiometrický výpočet.....	27
3.2 Termodynamický výpočet motoru	34
3.3 Výpočet turbokompresoru a tepelných výměníků	41
3.4 Optimalizace	47
3.5 Model spalování zemního plynu s vodíkem v KJ.....	48
3.6 Výsledky a shrnutí výpočtového modelu.....	49
ZÁVĚR.....	54
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	56
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	59

ÚVOD

V dnešní době jsou energie, jako je elektřina a teplo, jednou ze základních komodit. Sociologickými průzkumy [1] bylo prokázáno, že již po několika dnech výpadků této základní infrastruktury dochází k výrazné destabilizaci společnosti. Z těchto důvodů je energetika jedním z hlavních pilířů civilizace.

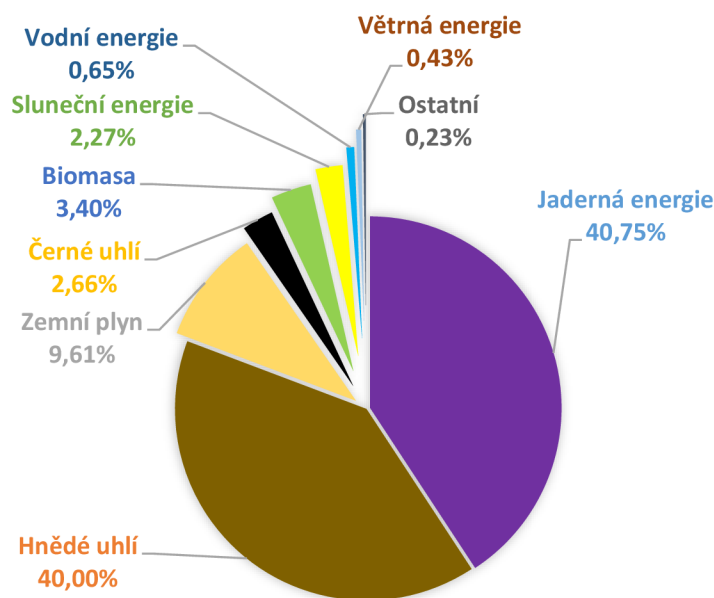
Dosud byly elektřina a teplo vyráběny převážně z neobnovitelných zdrojů, které jsou producenty skleníkových plynů podílejících se na oteplování Země. S vědomím těchto potenciálních následků a omezených zásob neobnovitelných zdrojů došlo k obratu trendu celosvětové energetiky. V současnosti je vyvíjena snaha pro vytvoření udržitelných a efektivních technologií, mezi které se řadí společná výroba elektřiny a tepla označující jako tzv. kogenerace. Součástí této technologie jsou kogenerační jednotky, dále také KJ. Ty mohou využívat vícero kapalných a plyných paliv, ale z naprosté většiny se pro energetické účely jedná o zařízení poháněná plynovými spalovacími motory. Proto se bude tato bakalářská práce zabývat pouze plynovými kogeneračními jednotkami. Kogenerační jednotky disponují svou vysokou účinností transformace paliva, a může tak hrát významnou roli v současném turbulentním vývoji energetiky. U kolem této bakalářské práce je posoudit potenciál KJ, představit jejich základní konstrukci a principy fungování, a zároveň vytvořit výpočetní model, který bude schopen predikovat provozní parametry KJ při spalování různých směsí zemního plynu s vodíkem.

1 Energetický mix ČR a kogenerační jednotky

Optimální energetický mix je základním předpokladem každého moderního státu. Za takový je považován mix, jehož zdroje jsou dostatečně diverzifikovány a nehrozí tak, že bude daný stát závislý pouze na jednom způsobu získávání energií. Jeho podoba je dána geograficky, historicky, ale i politicky.

1.1 Energetický mix ČR

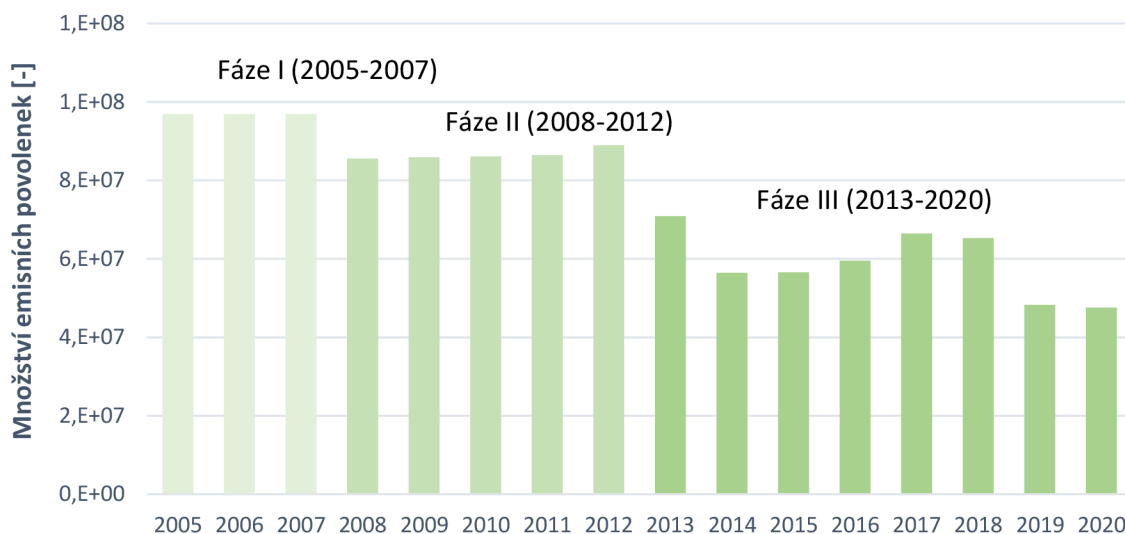
Česká republika se řadí mezi země s přebytkovou výrobou elektřiny a její strategie je postavena převážně na elektrárnách využívajících Rankinův-Clausiusův cyklus. Tyto elektrárny se všeobecně označují jako tepelné a použití paliva je pro ně variabilní, resp. u R-C cyklu nezáleží na tom, jaké palivo do systému dodá potřebné teplo. Dalším principem získávání energie v ČR je Ericssonův-Braytonův oběh, který je navržen pro ušlechtlejší typy paliv, jako je zemní plyn nebo lehké topné oleje. Za Ericssonovým-Braytonovým oběhem následují obnovitelné zdroje skládající se z biomasy, sluneční, vodní a větrné energie. Biomasa je většinou spalována v tepelných elektrárnách nebo zužitkována v bioplynových stanicích. Procentuální rozdělení jednotlivých zdrojů výroby elektřiny v ČR pro rok 2020 je zobrazeno na obr. 1.



Obr. 1 Energetický mix České republiky za rok 2020 [2]

1.2 Energetická strategie EU

Od roku 2004 je Česká republika součástí Evropské unie, což s sebou přináší řadu závazků. Jedním z nich je aktivní účast na systematickém snižování vypouštění oxidu uhličitého do atmosféry, který se podílí na globálním oteplování Země. Kromě nepřímých způsobů snižování emisí, jako jsou úsporná opatření a zvyšování efektivity výroby energií, dochází i k přímým způsobům. V roce 2005 se zavedl systém vydávání emisních povolenek, dále European Union Allowance, resp. EUA. V principu jde o přiřazování určitého množství EUA konkrétním subjektům a postupného snižování tohoto množství. Celý průběh jejich vydávání je rozdělen do čtyř fází zobrazených v grafu na obr. 2. [3]



Obr. 2 Grafické znázornění objemů EUA vydaných v ČR v jednotlivých letech [3]

Evropské emisní povolenky jsou obchodovatelné na trhu. Významní producenti, kterým nestačí přidělené EUA jsou nuceni k jejich dokoupení. Subjekty, které vlastní naopak přebytek povolenek, je mohou prodávat se ziskem. Tato skutečnost tak vytváří přirozený trend obecného snižování emisí a podniky jsou nuceny k modernizaci jejich energetických zařízení za účelem snížení nákladů na emisní povolenky.



Obr. 3 Vývoj ceny evropské emisní povolenky [EUR/tCO₂] [4]

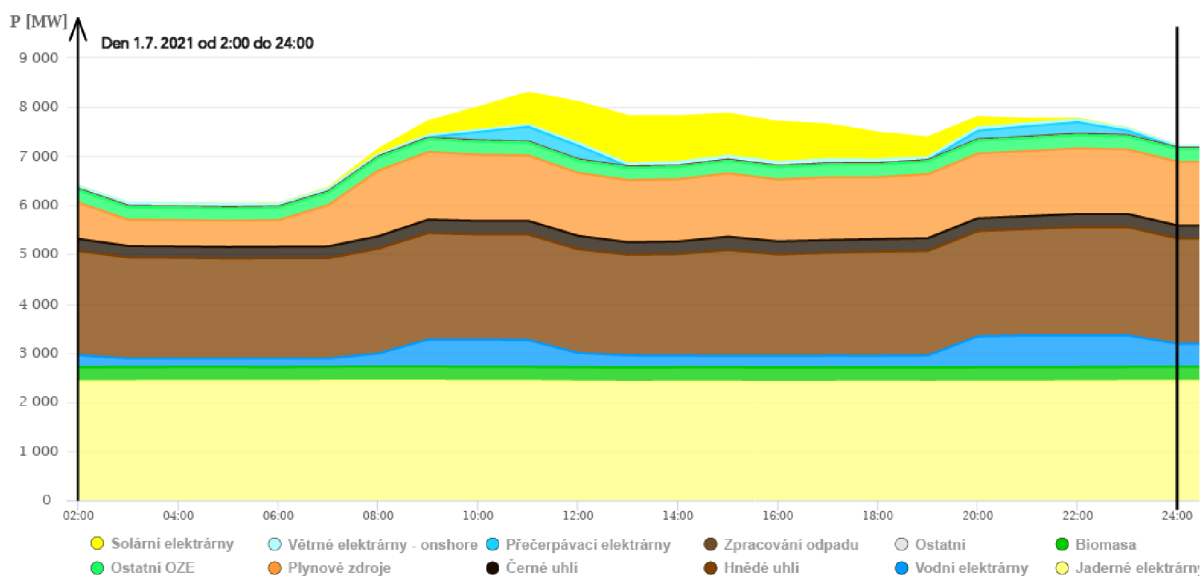
Cenu emisní povolenky ovlivňuje velké množství faktorů, a jak je patrné z obr. 3, její cena v posledních letech výrazně roste. Podle několika studií se dá říci, že cenu ovlivňuje makroekonomická situace, ceny energií, stav klimatu a CER (certified emission reduction – mezinárodní emisní limity dané Kjótským protokolem). [5]

Dalším nástrojem ke snižování uhlíkové stopy v Evropě je koncepce „Green Deal for Europe“, jenž si stanovila za cíl, do roku 2030 produkovat 55 % oxidu uhličitého

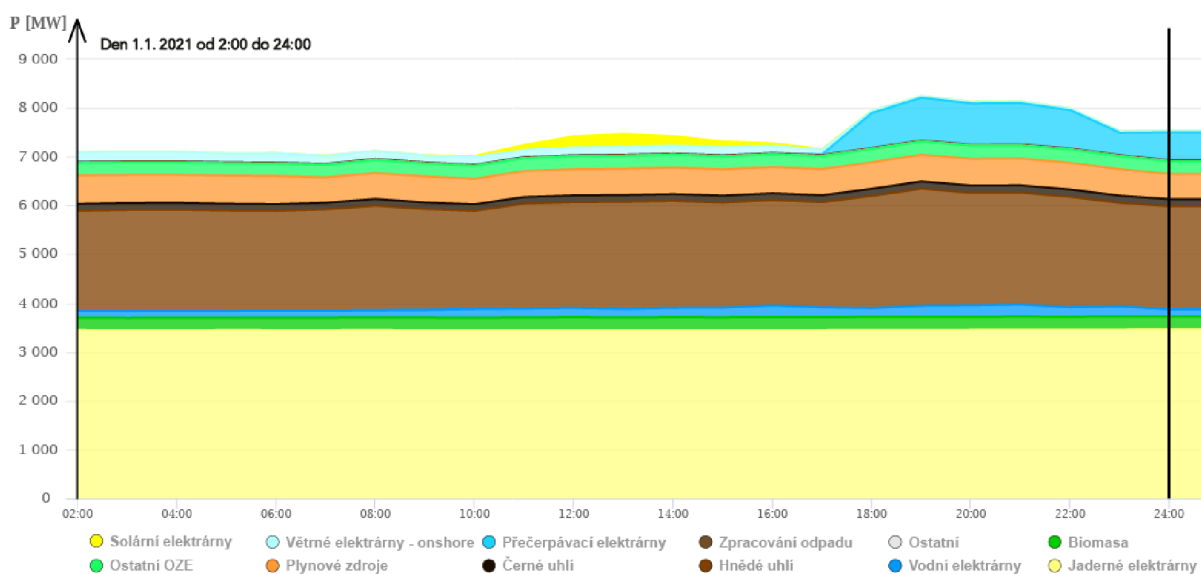
ve srovnání s rokem 1990. [6] Tento milník je jakýmsi mezistupněm k uhlíkové neutralitě do roku 2050. Důraz je kladen na budování obnovitelných zdrojů energie, dále OZE, podporu vývoje nových technologií, zvyšování účinnosti transformace energie a integrování digitalizovaného trhu s energiemi. Tímto se energetika odklání od své tradiční podoby malého množství velkých centralizovaných zdrojů a stává se z ní decentralizovaná síť mnoha malých zařízení.

1.3 Role KJ v energetickém mixu ČR

Při provozu elektrifikační soustavy je zpravidla kladen důraz na stabilitu přenášeného výkonu. Zvyšující se podíl OZE v energetickém mixu tuto stabilitu periodicky, a v některých případech i neperiodicky, narušuje. Tím způsobuje výkyvy výroby energie v určitých obdobích v rámci roku či jednoho dne, jak lze vyzorovat z grafů na obr. 4 a obr. 5.



Obr. 4 Denní graf produkce elektřiny podle zdrojů v červenci [7]



Obr. 5 Denní graf produkce elektřiny podle zdrojů v lednu [7]

Tyto nerovnosti je potřeba kompenzovat energetickými zařízeními, které mají krátký čas najíždění do plného výkonu. Relativně rychlou odezvou vynikají oproti ostatním zdrojům kogenerační jednotky, vodní elektrárny a spalovací turbíny. Nevýhodou spalovacích turbín

však je, že jsou častým najížděním opotřebovávány, a snižuje se tak jejich životnost. Vodní elektrárny v současnosti dosahují téměř maximálního počtu kvůli komplikované legislativě společně s nedostatkem vhodných míst instalace a není u nich prostor pro rozšiřování, které by bylo pro českou energetiku relevantní. Ani jedna z těchto nevýhod se netýká kogeneračních jednotek, které jsou na časté startování konstrukčně přizpůsobeny a zároveň mohou být umístěny téměř do jakékoliv technicky vybavené místnosti či strojovny. Díky tomu je zvýšen potenciál využití kogeneračních jednotek v energetickém mixu ČR. Kromě tohoto bodu dále disponují rychlou dobou výstavby oproti komplexnějším energetickým zařízením vyžadující rozsáhlé zázemí (chladicí věže, úpravna vody apod.). Avšak je nutné podotknout, že u KJ se jedná o nižší instalované výkony v porovnání s výstavbou jiných energetických zařízení (např. bloky jaderných elektráren a bloky spalující biomasu). Dále lze jednoduše škálovat výkon, který je možné průběžně navyšovat. Hlavním omezujícím faktorem výstavby KJ je totiž prostor k výstavbě a objemový průtok plynové přípojky či produkce plynu (bioplynové stanice, ČOV, skládky komunálního odpadu apod.). Nevýhodou je časté a pravidelné servisní kontroly, vyšší poruchovost (tedy nižší spolehlivost) a vyšší počet zaměstnanců obsluhy na jednotku výkonu v porovnání s ostatními energetickými zdroji. [8]

Celková účinnost KJ se pohybuje kolem 90 % při kombinované výrobě elektřiny a tepla a nabízí se tak koncept transformace českých tepláren ve formě náhrady starých plynových kotlů za rentabilnější kogenerační jednotky, protože kombinovaná výroba tepla a elektřiny snižuje citlivost ekonomiky provozu na růst cen emisních povolenek. Při růstu emisní povolenky se cena tepla výrazně nemění a produkce z plynových kotlů se tak dostává do znevýhodněné pozice. Zatímco elektřina reaguje na cenu povolenky přímo, a tak lze skrze KJ vytvořit přijatelnější ekonomické prostředí. V rámci snížení uhlíkové stopy je také v plánu spalování vodíku v KJ. To je realizovatelné po drobných konstrukčních úpravách. Jeden z možných scénářů by bylo akumulování vodíku při přebytcích ze solární energie a následné spálení v KJ pro vyrovnání výkyvů během zimy a ranních a večerních hodinách, kdy se produkce z OZE snižuje. [8]

2 Základní charakteristika kogeneračních jednotek

Kogenerační jednotka, dále KJ, je tepelný systém přeměňující chemickou energii paliva na teplo a elektřinu prostřednictvím motorgenerátoru. Konstrukčně se podobá velkému agregátu, přičemž je zařízení obstaráno systémem pro zachycení odpadního tepla. Díky tomu se energie paliva transformuje s vysokou účinností a produktem je teplo i elektřina zároveň. Kogenerační jednotky jsou rentabilní od 20 kW elektrického výkonu. Podle kritéria elektrického výkonu je lze dělit na následující skupiny [9]:

- Mikro kogenerační jednotky 20–75 kW
- Malé kogenerační jednotky 75–250 kW
- Střední kogenerační jednotky 250–600 kW
- Velké kogenerační jednotky 600–37,000 kW

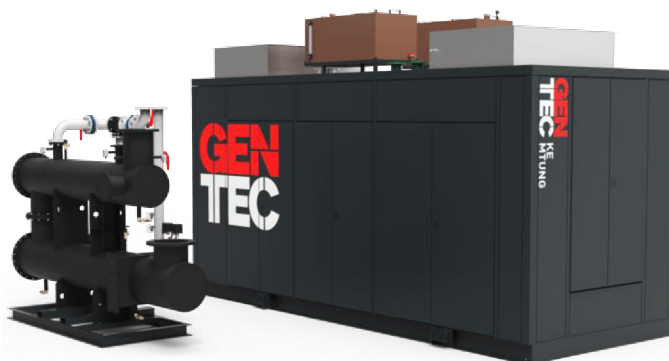
Toto rozdělení není dogma a každý výrobce své kogenerační jednotky dělí své portfolio svým vlastním způsobem. Dalo by se říci, že horní hranice je omezena pouze výkonem samotného spalovacího motoru, který je limitován převážně fyzikálními vlastnostmi materiálů z hlediska pevnostních charakteristik.

2.1 Charakteristika KJ

Konstrukce KJ odpovídá konkrétním požadavkům zákazníka a nelze přesně definovat, jak by měla její podoba vypadat. Jeden ze znaků je způsob provedení jako například zhotovení na rámu, v kapotě a v kontejneru. Konstrukce na rámu vyhovuje především prostorům s nízkými nároky na hygienické limity hluku a lze ji umístit do jakékoliv technicky zařízené místnosti, která již disponuje odhlučněnými stěnami. Díky absenci odhlučnění KJ se jedná o levnější variantu, ale to pouze za předpokladu, že už je pro ni zhotoven vhodný prostor. Modifikací rámu lze vytvořit kapotovou verzi, která je již vybavena odhlučněním a její hlavní výhodou je kompaktnost a snadná a rychlá instalace. Pro venkovní instalace je nutné kogenerační jednotku vestavět do kontejneru, který zajišťuje vhodné podmínky pro normální provoz. Často je používán například v bioplynových stanicích nebo u čističek odpadních vod, kde není k dispozici technická místnost. [10]



Obr. 6 Ukázka rámového provedení [11]



Obr. 7 Ukázka kapotového provedení [12]

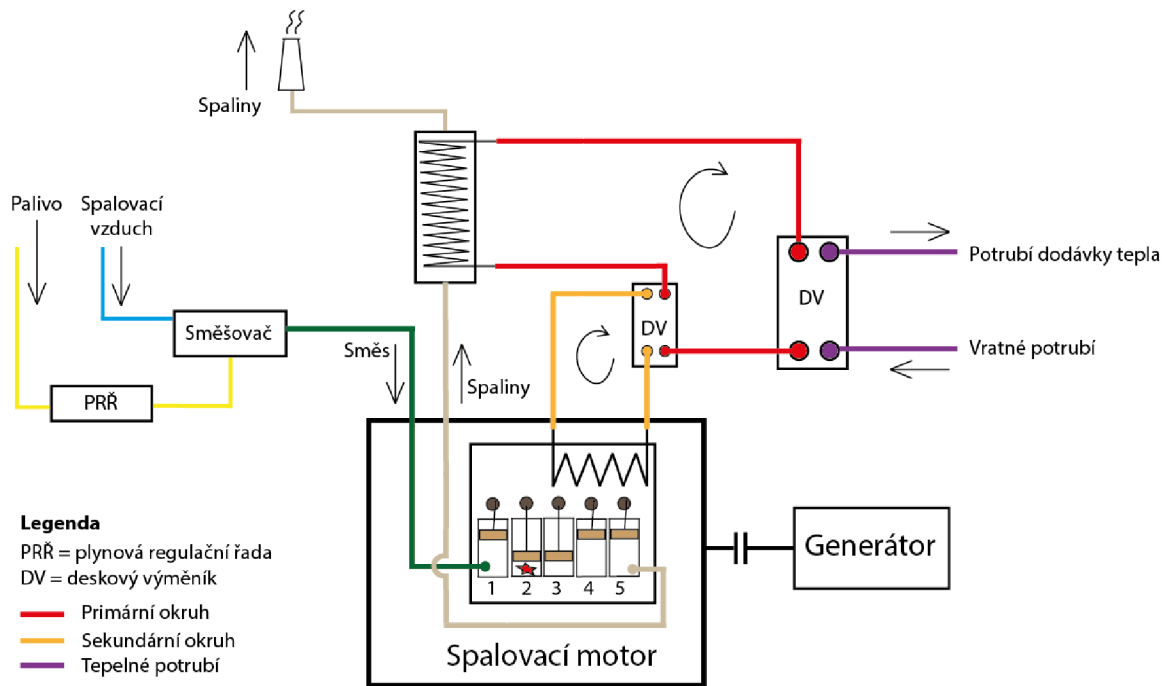


Obr. 8 Ukázka kontejnerového provedení [13]

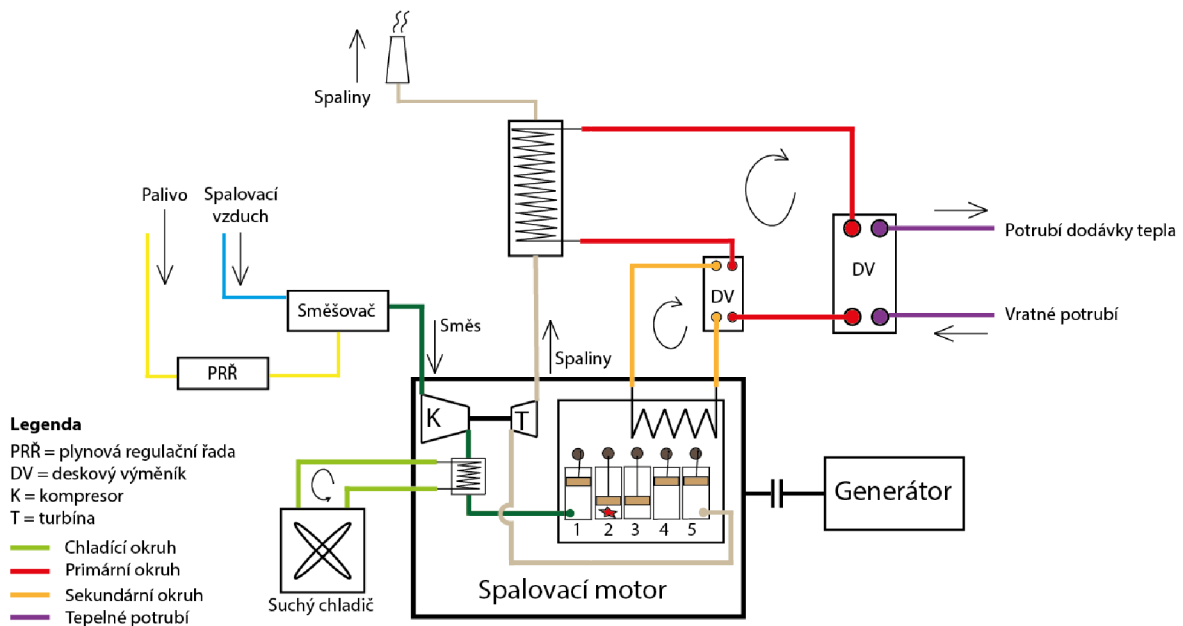
Dalším znakem, jak rozlišovat KJ, je teplárenský modul. Ten je definován vztahem (2.1-1) [14], kde P_{el} [kW] je elektrický výkon, P_t je tepelný výkon, E [kWh] je množství vyrobené elektřiny a Q_{UV} [kWh] je množství vyrobeného tepla. Pro energetická zařízení vyrábějící pouze teplo platí, že je u nich teplárenský modul roven nule. Naopak v případě elektráren produkujících výhradně elektřinu je teplárenský modul v nekonečných hodnotách.

$$\sigma = \frac{P_{el}}{P_t} = \frac{E}{Q_{UV}} \quad (2.1-1)$$

Na obr. 9 a obr. 10 jsou zobrazeny dvě nejčastější varianty procesního zapojení KJ. Jejich základními prvky je plynová řada, spalovací pístový motor, generátor a tepelné výměníky. Před vstupem do motoru je nutné předpřipravit spalovací směs, tak, aby měla odpovídající tlak, teplotu a poměr paliva se vzduchem. To zajišťuje plynová řada skládající se z plynového filtru, tlakových snímačů, průtokoměru, regulátoru tlaku a uzavíracích armatur. Následně je plyn prostřednictvím směšovače přimícháván do nasávaného spalovacího vzduchu a tato spalovací směs dále vstupuje do motoru. Vždy se jedná buď o atmosférický, nebo přeplňovaný spalovací motor. Tyto typy motoru se od sebe liší tlakem směsi nasávané do pístu motoru. V případě, že se jedná o přeplňovaný motor, prochází směs přes turbokompresor, který směsi zvýší tlak, a do motoru se dostane více paliva. Díky tomu je vyšší příkon v teple dodaném do KJ, což vede ke zvýšení mechanického výkonu. Komprimace směsi s sebou nese zvýšení její teploty, vlivem které se snižuje účinnost motoru. Proto se směs za kompresorem chladí na maximální teplotu prostřednictvím suchého chladiče. V některých případech lze teplo využít na přehřev vody vratného potrubí, jestliže se jedná o vyšší chladicí výkony.

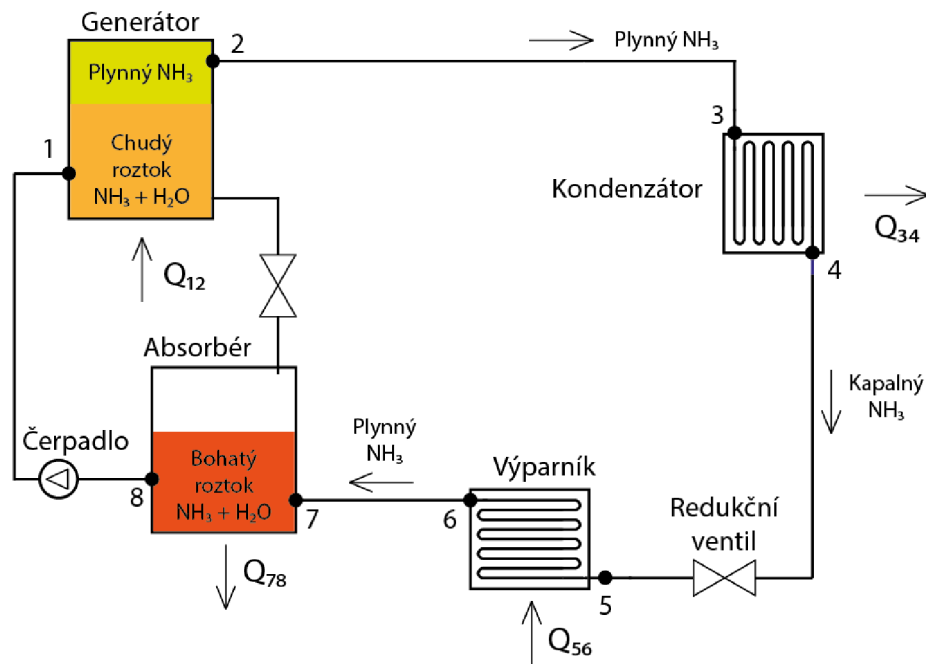


Obr. 9 Schéma kogenerační jednotky s atmosférickým motorem [15]

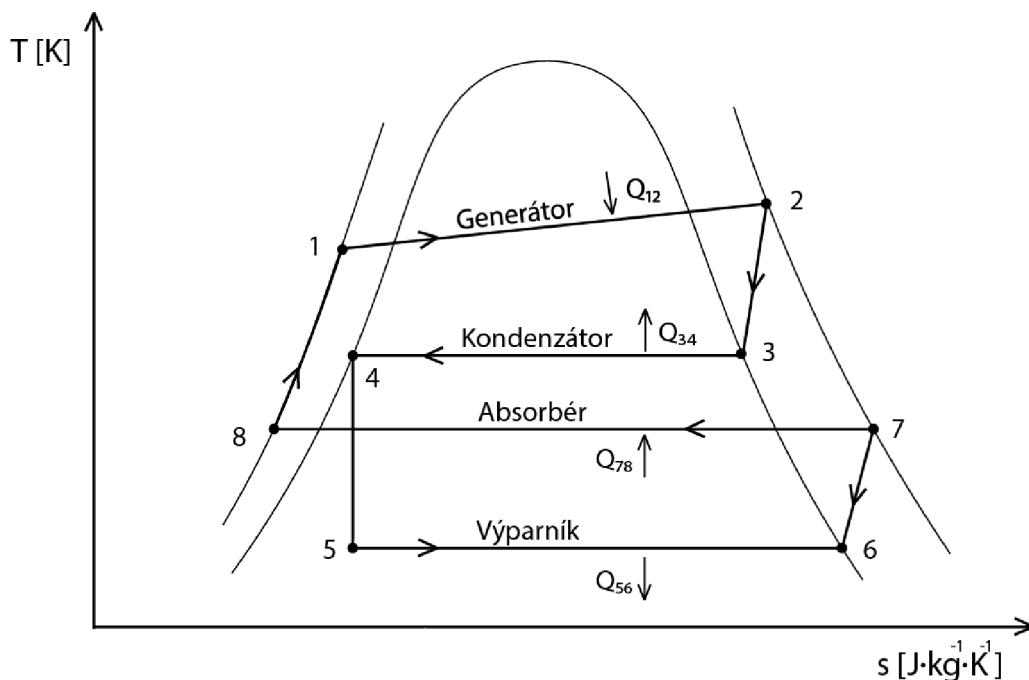


Obr. 10 Schéma kogenerační jednotky s přeplňovaným motorem [16]

Teplu z kogenerační jednotky nemusí být přímo využíváno pro centrální zásobování teplem, ale lze místo toho vyrábět chlad prostřednictvím absorpčních jednotek (viz obr. 11). Ty jsou založeny na chladícím cyklu popsaném v T-s diagramu na obr. 12. Základem tohoto oběhu je standardní chladicí cyklus používaný v lednicích. Ty fungují na principu využití výparného tepla, které je spotřebováno při změně kapalně fáze média na plynné. Absorpční cyklus narozdíl od toho navíc využívá absorpční teplo, které je potřebné k uvolnění chladiva z chudého roztoku, jak je zobrazeno na obr. 11.



Obr. 11 Zjednodušené schéma absorpční jednotky [17] - upraveno



Obr. 12 T-s diagram chladicího cyklu s absorpcí [18]

2.2 Turbokompresor

Přeplňované motory ke kompresi nejčastěji využívají spalínové turbodmychadlo zobrazené ve schématu na obr. 10. To se skládá z kompresoru a turbíny vzájemně spojenými hřídeli. Na turbíně spaliny konají technickou práci prostřednictvím entalpického spádu při zanedbání vstupní a výstupní kinetické energie média, viz obr. 13. Hodnoty práce se uvažují kladné. V případě turbíny práce ze systému odchází a u kompresoru práce do systému přichází,

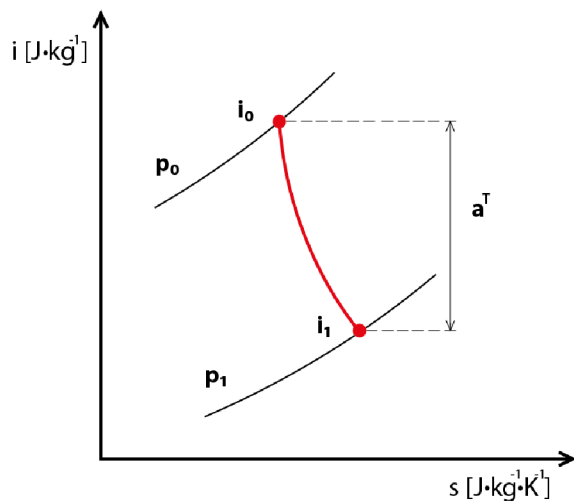
resp. se spotřebovává. Tato skutečnost je ve vztazích zohledněna přemístěním členů a vztahy se neřídí podle standardní znaménkové konvence. Kompresi směsi je znázorněna na obr. 14, přičemž je opět zanedbána vstupní a výstupní kinetická energie média. Z těchto diagramů vychází rovnice (2.2-1) a (2.2-2). Přenášená práce hřídelí podléhá mechanickým ztrátám v ložiscích, z čehož je vyvozena rovnice (2.2-3).

$$a^T = i_0 - i_1 \quad (2.2-1)$$

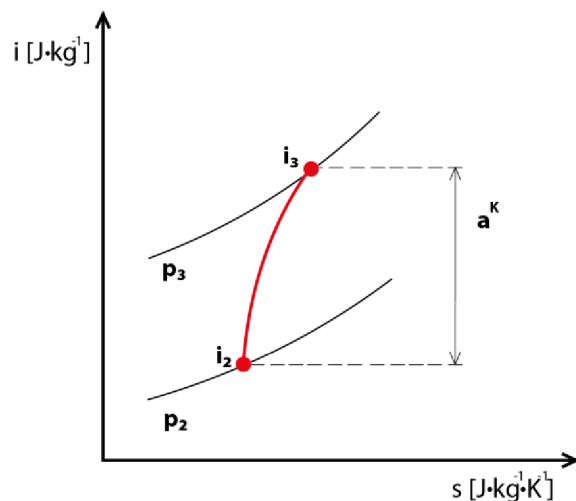
$$a^K = i_3 - i_2 \quad (2.2-2)$$

$$a^K = \eta_m \cdot a^T \quad (2.2-3)$$

Kde a^T [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná práce na turbíně,
 i_0 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná entalpie spalin za motorem,
 i_1 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná entalpie spalin za turbínou,
 a^K [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná práce na kompresoru,
 i_2 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná entalpie směsi před kompresí,
 i_3 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná entalpie směsi po kompresi,
a η_m [-] je mechanická účinnost.



Obr. 13 Zobrazení i-s diagramu expanze



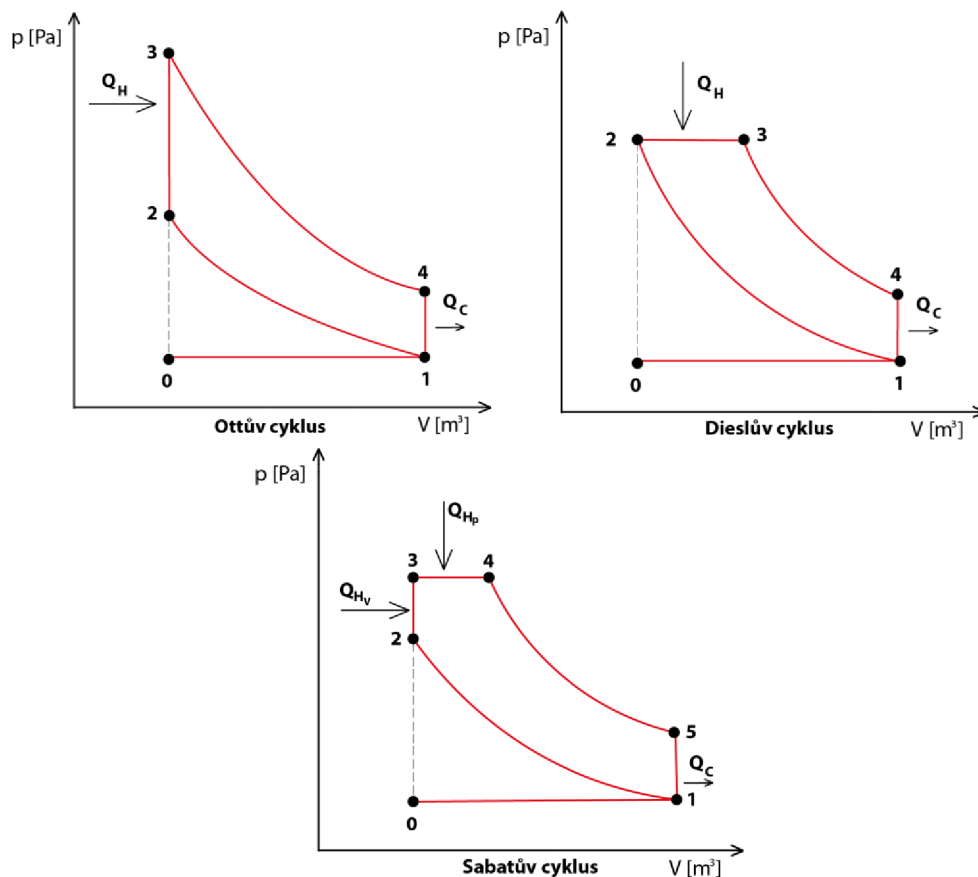
Obr. 14 Zobrazení i-s diagramu komprese

2.3 Termodynamické cykly spalovacích motorů

Pístový spalovací motor je objemový stroj vyznačující se periodickým konáním práce. Funguje na základě Ottova, Dieselova nebo Sabatova cyklu, což jsou termodynamické tepelné oběhy, které se od sebe vzájemně liší především přívodem tepla či iniciací zahoření směsi. Ottův cyklus je specifický přívodem tepla za konstantního objemu, a naopak Dieselův oběh teplo přijímá za konstantního tlaku. Sabatův (smíšený) cyklus kombinuje dva předchozí oběhy. Teplo je v něm přiváděno nejdříve za konstantního objemu a následně za konstantního tlaku. V současnosti nahradil původní Dieselův oběh a v praxi se lze běžně setkat spíše s Ottovým a Sabatovým cyklem.

Existují tři přístupy řešení spalovacích motorů [19]:

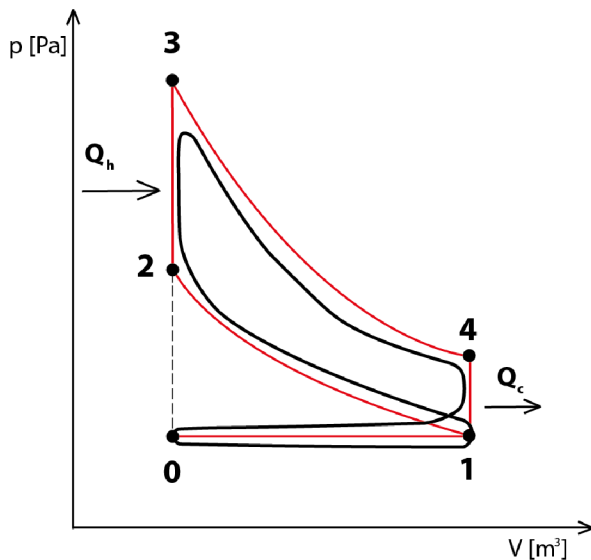
- Ideální spalovací motor
 - Pracovním médiem je ideální 2 atomový plyn v uzavřené soustavě.
 - Oběh je dokonale vratný.
 - Uvažuje se adiabatická komprese a expanze ($\Delta Q = 0$).
 - Poissonova konstanta κ a měrné tepelné konstanty c_p a c_v jsou konstantní.
 - Teplo je dodáváno za konstantního objemu/tlaku, nebo za konstantního tlaku i obejmu.
 - Teplo je odváděno za konstantního objemu, nebo za konstantního tlaku a teploty.
 - Neuvažují se energetické ztráty třecími silami ani ztráty netěsnostmi.
- Teoretický spalovací motor
 - Pracovním médiem je skutečný plyn a dochází k jeho výměně.
 - Uvažuje se polytropická komprese a expanze ($\Delta Q \neq 0$).
- Skutečný spalovací motor
 - Pracovním médiem je skutečný plyn a dochází k jeho výměně.
 - Uvažuje se polytropická komprese a expanze ($\Delta Q \neq 0$).
 - Poissonova konstanta κ a měrné tepelné konstanty c_p a c_v jsou závislé na teplotě a tlaku.
 - Teplo je dodáváno a odebíráno během nestabilního tlaku a objemu.
 - Zohledňuje se teplotní a pevnostní namáhání.



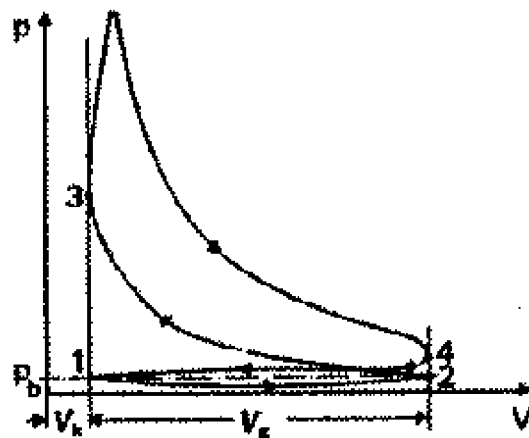
Obr. 15 Ukázka ideálních cyklů spalovacích motorů [20]

Tepelné cykly motorů respektují termodynamické zákony a skládají se z ideálních vratných dějů (pouze v případě ideálního motoru). Kvůli vysoké teplotě vzplanutí zemního plynu (575–640 °C [21]) se pro plynové motory nejčastěji používá Ottův cyklus, u kterého zajišťuje zapálení směsi elektrický výboj svíčky. Na počátku ideálního cyklu probíhá sání směsi (0-1), kdy je otevřen sací ventil a výfukový je zavřený. Během sání se neuvažují tlakové ztráty a píst se pohybuje z horní úvratě do dolní. Následně se sací ventil uzavře a dochází k adiabatické kompresi (1-2), při které se spotřebovává objemová práce ze setrvačnicku. Píst se pohybuje z dolní do horní úvratě a ve válci se zvyšuje teplota a tlak. Dále dojde k zažehnutí směsi (2-3) prostřednictvím elektrického výboje svíčky. Zažehnutím dochází k izochorickému přívodu tepla za konstantního objemu, což se projevuje jako exploze. Tou dobou je píst v horní úvratě a vlivem vysokého tlaku dochází k expanzi zplodin (3-4), kdy se koná práce. Dále dochází k nucenému izochorickému odvodu tepla (4-1). Během děje 3-4 se píst pohybuje směrem k dolní úvratě a poté dochází k výfuku přes otevřený výfukový ventil. Po skončení cyklu se vše periodicky opakuje.

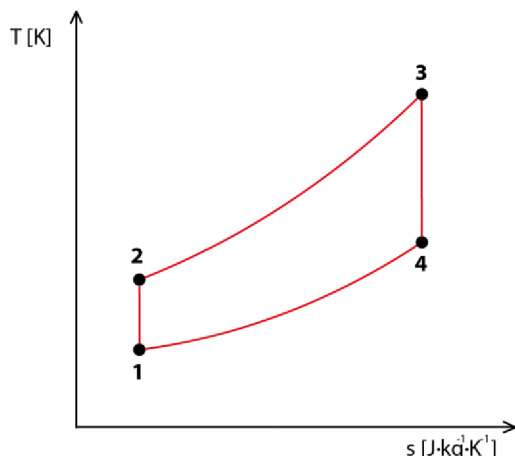
Průběh skutečného Ottova cyklu je značně komplikovanější. Dochází při něm k tlakovým, třecím a tepelným ztrátám. Uvažuje se s nedokonalou výměnou plynů během výfuku a sání. Při explozi dochází k nedokonalému spalování paliva a nedochází k vratným dějům. Na obr. 16 je zobrazeno, jak se tyto vlivy podepíší na průběhy v p-V diagramu, černou křivkou. Diagram je spíše ilustrační a pro přesnější znázornění by bylo nutné provést experimentální měření. Pro konkrétní spalovací motor by následně vznikl tzv. indikátorový diagram viz obr. 17.



Obr. 16 Srovnání p-V diagramu ideálního a reálného Ottova cyklu [19]



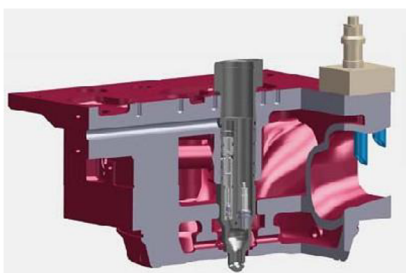
Obr. 17 Ukázka indikátorového diagramu [22]



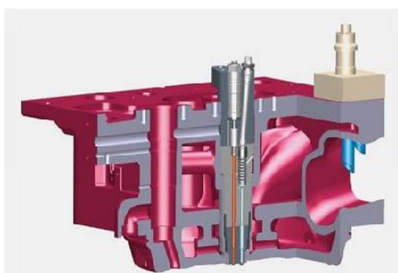
Obr. 18 Zobrazení T - s diagram ideálního Ottova cyklu [23]

2.4 Proces spalování

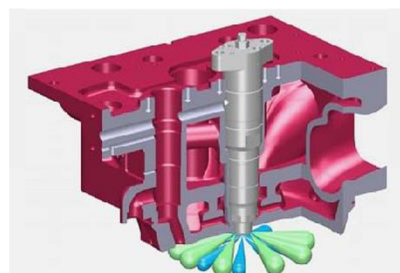
Přívod tepla je dán hořením paliva. Dochází při něm k oxidaci hořlavých složek kyslíkem. Jak už bylo výše zmíněno, Ottův cyklus využívá pro iniciaci hoření elektrický výboj. Zbývající dva oběhy využívají samovznícení vstřikem za vysokého tlaku (Dieselův cyklus) nebo zapálení směsi sekundárním palivem (Sabatův cyklus). Tyto metody zapalování platí výhradně pro plynové spalovací motory, a v případě jiných paliv se mohou lišit. Příklady těchto metod jsou zobrazeny na obr. 19, obr. 20 a obr. 21.



Obr. 19 Zapálení jiskrou [24]



Obr. 20 Zapálení sekundárním palivem [24]

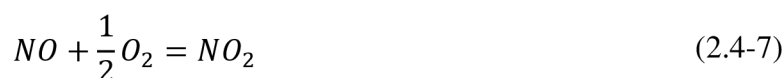
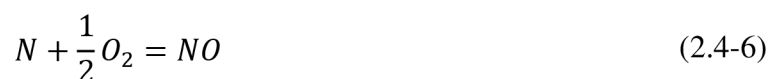


Obr. 21 Zapálení vysokotlakým vstřikem [24]

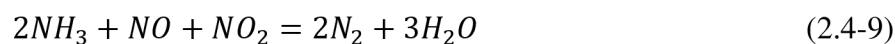
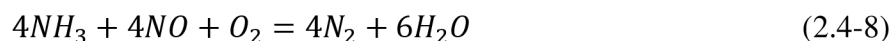
Zapálením paliva je do směsi dodána aktivační energie, díky které se rozběhne řetězová reakce hoření. Množství vzduchu potřebné ke spálení paliva je dáno stechiometrickým množstvím vzduchu. To vychází z jednotlivých reakčních rovnic hořlavých složek, jako je rovnice (2.4-1), která se vztahuje ke spalování metanu. Pro uskutečnění reakce v celém objemu válce, je nutné dodat více vzduchu, než je jeho stechiometrické množství, což se označuje jako přebytek spalovacího vzduchu. Toto opatření se používá za účelem, co nejdokonalějšího promíchání molekul. Tím se zvyšuje pravděpodobnost, že přijde každá molekula metanu do kontaktu s kyslíkem, a dojde tak k reakci. Při hoření metanu dochází k jeho rozkladu na atom uhlíku a dvě molekuly H_2 . Vodík oxiduje dle rovnice (2.4-2) za vzniku vodní páry. Uhlík oxiduje v rámci dvou reakcí. V první fázi je zoxidován na oxid uhelnatý podle rovnice (2.4-3) a v druhé fázi na oxid uhličitý podle rovnice (2.4-4). V případě, že nedojde k dokonalému smísení reaktantů, dojde k tzv. nedokonalému spalování a druhá fáze oxidace uhlíku neproběhne. Výsledným produktem reakce je tedy oxid uhelnatý. Jedná se o toxický, skleníkový plyn, který se považuje za emisní látku a podléhá regulacím. [25]



Dalšími znečišťujícími látkami jsou například oxidy dusíku (NO_x). Podle toho, jak vznikají, se rozdělují na promptní, palivové a termické. Promptní se tvoří na hranici plamene ze vzdušného dusíku působením volných uhlovodíkových radikálů a jejich tvorba je tímto poměrně omezena. Palivové vznikají z hoření sloučeniny dusíku přítomných v palivu, k čemuž při hoření metanu ani zemního plynu nedochází. Nejzásadnějším přispěvatelem těchto emisí jsou termické oxidy dusíku NO_x , které rostou exponenciálně společně se zvyšující se teplotou. Vlivem vysoké teploty dochází k disociaci vzdušného dusíku N_2 na samostatný dusík podle rovnice (2.4-5), kde E je tepelná energie. Následně dojde k oxidaci dusíku za vzniku oxidu dusnatého podle rovnice (2.4-6) a dále ke vzniku oxidu dusičitého podle rovnice (2.4-7). Za emise NO_x se považují všechny oxidy dusíku včetně oxidu dusného N_2O . [26]



K redukci výše popsaných emisí dochází prostřednictvím oxidačního katalyzátoru (CO) a metody SCR (NO_x). Oxidační katalyzátor funguje na principu dodání kyslíku v kombinaci s katalyzátorem, který vyvolá reakci popsanou v rovnici (2.4-4). Funkci katalyzátoru plní drahé kovy typu platina, rhodium či paladium. [27] V případě metody SCR naopak dochází k redukční reakci, kdy jsou oxidy dusíku přeměňovány zpět na vzdušný dusík. K tomu dochází za pomoci vstřiku močoviny mezi spaliny, která se přemění na amoniak. Ten následně reaguje s oxidy dusíku dle rovnic (2.4-8) až (2.4-10).



Emise CO a NO_x jsou hlavními sledovanými látkami vypouštěnými z kogeneračních jednotek a v průběhu let se jejich přípustné limity snižují. V současnosti platí pro spalování zemního plynu v KJ s plynovým motorem následující maximální koncentrace. Pro CO je to 650 mg/m_N^3 a pro NO_x je to 500 mg/m_N^3 [28]. V některých případech stačí jejich množství regulovat prostřednictvím množství spalovacího vzduchu. Avšak při současných zpřísnujících se opatření je nutné využívat k tomu i systémy kombinující SCR metodu společně s oxidačním katalyzátorem.

3 Termodynamický model KJ spalující směs zemního plynu s H₂

Pro sestavení a ověření matematicko-fyzikálně-chemického modelu bude využit konkrétní motorgenerátor MTU 20V4000 GS s elektrickým výkonem 2538 kW, který se používá v kogeneračních jednotkách. Tato KJ spaluje zemní plyn, přičemž pro ni platí parametry z tab. 1. V navrhovaném modelu se nezohledňují skutečné tepelné ztráty dle gradientu teplot v jednotlivých bodech bloku motoru, nedokonalá výměna pracovního média, nedokonalé spalování, dynamika spalování zemního plynu či vodíku, většina tlakových ztrát a skutečné hodnoty fyzikálních veličin závislých na teplotě a tlaku. Dále se nezohledňuje skutečný průběh změn stavových veličin (p , T a V) Ottova cyklu. Zároveň se zanedbávají provozní výchyly jmenovitých parametrů způsobené startováním motoru a jiné výchyly, které jsou způsobeny vnějšími vlivy, nebo náhodnými jevy. Další nezbytné parametry v tab. 2 byly odhadnuty na základě diskuze s vedoucím bakalářské práce.

Tab. 1 Okrajové podmínky – parametry převzaté z technického listu kogenerační jednotky [29]

Obecné parametry			
Otáčky motoru	n	1 500	min ⁻¹
Elektrický výkon	P_{el}	2538	kW
Mechanický výkon	P_{mech}	2 600	kW
Příkon v palivu	\dot{Q}_{in}	5 955	kW
Hmotnostní průtok spalovacího vzduchu	\dot{M}_{vz}	12 973	kg · h ⁻¹
Hmotnostní průtok spalin	\dot{M}_{sp}	13 409	kg · h ⁻¹
Tepelný výkon motor	\dot{Q}_m	1 411	kW
Tepelný výkon spalin	\dot{Q}_{sp}	1 290	kW
Chladicí výkon směsi za kompresorem	\dot{Q}_{ch}	217	kW
Teplota spalin za spalínovým výměníkem	t_D	120	°C
Parametry motoru			
Počet válců	v	20	–
Celkový zdvihový objem	V_z	95,3	l
Kompresní poměr	ε	12,5	–
Maximální teplota směsi před válcem	t_1	50	°C
Parametry nasávaného vzduchu			
Relativní vlhkost spalovacího vzduchu	φ	30	%
Teplota spalovacího vzduchu	t_A	25	°C
Atmosférický tlak	p_A	101 325	Pa
Parametry spalin			
Teplota spalin za spalínovou turbínou	t_C	423	°C
Objemový průtok spalin	$\dot{V}_{sp,suché}$	9 442	m _N ³ · h ⁻¹
Referenční koncentrace NO _x	$C_{NO_x,ref}$	250	mg · m _N ⁻³
Referenční koncentrace CO	$C_{CO,ref}$	1 000	mg · m _N ⁻³
Referenční hodnota kyslíku ve spalinách	$x_{O_2,ref}$	0,05	–

Tab. 2 Odhadnuté parametry

Tlaková ztráta chladiče směsi	Δp_{ch}	1 000	Pa
Tlaková ztráta spalínového výměníku	Δp_{spv}	5 900	Pa
Mechanická účinnost turbokompresoru	η_m	0,98	–
Tlak spalin na výstupu z komína	p_D	101 325	Pa

Na začátek se z jmenovitých výkonů a příkonu v palivu uvedené v tab. 1 vypočítají účinnosti, ztrátový tepelný výkon a účinnost generátoru. Tyto hodnoty budou později použity pro hodnocení vymodelovaných výsledků. Elektrická účinnost η_{el} [–] se zjistí podle vztahu (2.4-1) dosazením P_{el} a P_{mech} , tepelná účinnost η_t podle vztahu (2.4-2) dosazením \dot{Q}_m a \dot{Q}_{sp} a celková (teplárenská) účinnost η_c podle vztahu (2.4-3) dosazením η_{el} (2.4-1) a η_t (2.4-2). Dále se spočítá ztracený tepelný výkon \dot{Q}_z podle vztahu (2.4-4) dosazením \dot{Q}_{in} , P_{mech} , \dot{Q}_m , a \dot{Q}_{sp} a nakonec se vypočítá účinnost transformace mechanického výkonu na elektrický výkon η_G dle vztahu (2.4-5). [20]

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{2538}{5955} = 0,4262 = 42,62 \% \quad (2.4-1)$$

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_m + \dot{Q}_{sp}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{1411 + 1290}{5955} = 0,4536 = 45,36 \% \quad (2.4-2)$$

$$\eta_c = \eta_{el} + \eta_t = 0,4262 + 0,4536 = 0,8798 = 87,98 \% \quad (2.4-3)$$

$$\dot{Q}_z = \dot{Q}_{in} - (P_{mech} + \dot{Q}_m + \dot{Q}_{sp}) = 5955 - (2600 + 1411 + 1290) = 654 \text{ kW} \quad (2.4-4)$$

$$\eta_G = 1 - \frac{P_{mech} - P_{el}}{P_{mech}} = 1 - \frac{2600 - 2538}{2600} = 0,9762 = 97,62 \% \quad (2.4-5)$$

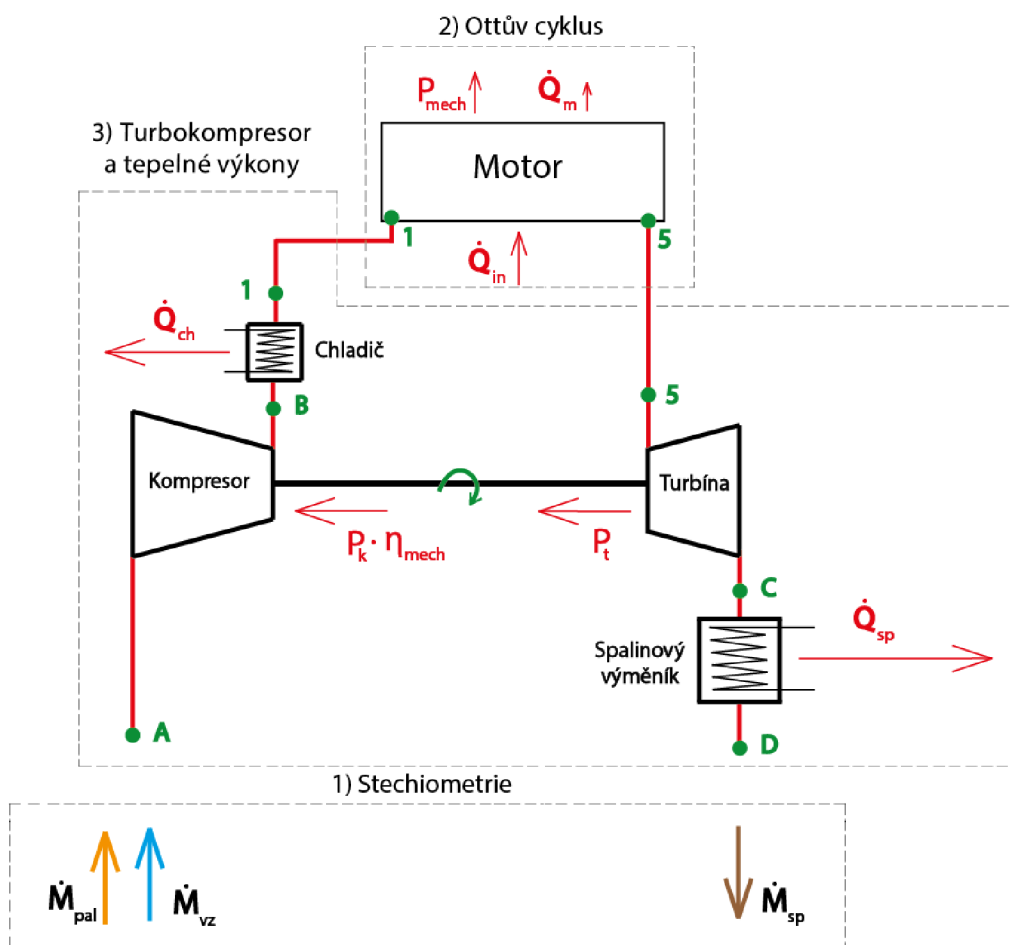
Základní zjednodušené schéma, jakožto podklad pro návrh modelu, je uvedeno na obr. 22. V první řadě se sestaví validační model, jehož součástí bude výpočet dalších klíčových veličin, a současně bude mít za cíl dopočítat se stejných hodnot, které jsou v tab. 1. S největší pravděpodobností dojde k výrazným odchylkám a bude muset dojít k optimalizaci. Validované veličiny jsou P_{mech} , \dot{Q}_{in} , \dot{M}_{sp} , \dot{Q}_m , \dot{Q}_{sp} , t_c a t_D . Po dosažení přípustných odchylek se proměnné parametry označí za okrajové podmínky, a tak vznikne konečný výpočetní model schopný počítat hlavní parametry při různé koncentraci vodíku se zemním plynem.

Postup řešení validačního modelu je rozdělen do tří částí podle obr. 22, z nichž každá na příklad pohlíží z jiné perspektivy. Předmětem první části je obor stechiometrie, v kterém se řeší toky vstupujících/vystupujících směsí a jejich složek/molekul. Účelem této části je zjistit hmotnostní zastoupení jednotlivých složek w_i [–], za účelem pozdějšího určení fyzikálních vlastností směsí. Zároveň se zde také rozebírají jednotlivé reakce spalování hořlavých složek, které mají vliv na složení spalin. Ve validačním modelu je uvažován při spalování pouze zemní plyn.

Druhá část výpočtu se zaměřuje na průběh Ottova cyklu, v kterém dochází ke změnám stavových veličin, jakými jsou – termodynamická teplota T [K], tlak p [Pa] a měrné entalpie i [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]. Změny jsou závislé na hmotnosti pracovní směsi m [kg] a fyzikálních vlastnostech pracovní směsi $f(T, p, w_i)$, zároveň na teplotě T_1 a geometrii válce udávající objemy pracovní látky V [m^3] v různých bodech (V_1, V_2, V_3, V_4). Současně změny stavových veličin závisí na sdílení energií mimo uzavřený neizolovaný systém Ottova cyklu dle 1. termodynamického zákona (konání/spotřeba práce, tepelná výměna, změna vnitřní

energie). Tato výpočtová část vychází ze znalosti stavových veličin ve stavu 1 a znalosti sdílení tepla do okolí prostřednictvím tepelného výkonu motoru \dot{Q}_m z tab. 1. Předmětem validace bude potvrzení hodnoty mechanického výkonu P_{mech} .

V poslední části se stanovují výpočetní vztahy pro validaci tepelných výkonů \dot{Q}_m , \dot{Q}_{sp} . Série vztahů jsou rozvětveny na dva úseky, kdy první úsek začíná v bodě A a končí v bodě 1. Druhý úsek se řeší od bodu 5 do bodu D. Současně s tím se tyto dva úseky propojí rovnicí definující přenos mechanických výkonů/prací přes hřídel turbokompresoru z podkapitoly 2.2, viz rovnice (2.2-3). Chladicí výkon chladiče směsi \dot{Q}_{ch} je konstantní vstupní hodnotou ve validační, optimalizační i výpočetní části modelu.



Obr. 22 Zjednodušené schéma řešené KJ

3.1 Stechiometrický výpočet

Pro stechiometrický výpočet jsou převzaty parametry spalovacího vzduchu nasávaného z okolí KJ z tab. 1, konkrétně jeho tlaku p_A [Pa], teploty t_A [°C] a relativní vlhkosti φ [%]. Stejně tak je z tab. 1 převzat hmotnostní tok vzduchu \dot{M}_{vz} [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$].

V závislosti na parametrech vzduchu se z online webové kalkulačky [30] odečte hmotnostní zastoupení jednotlivých složek (N_2 , O_2 , H_2O), přičemž se ostatní složky vzduchu neuvažují, protože je jejich zastoupení příliš malé, a na další výpočet nemají zásadní vliv. V rovnici (3.1-1) je zobrazena funkce, podle které se $w_{i,vz}$ odečítají. V rovnici (3.1-2) je ilustrační odečtení této funkce pro hmotnostní zastoupení kyslíku $w_{O_2,vz}$ [-]. Dále se spočítají jednotlivé hmotnostní toky složek $\dot{M}_{i,vz}$ [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$] podle vztahu (3.1-3), kde index i označuje

složku N_2 , O_2 a H_2O . Ilustrační výpočet hmotnostního průtoku dusíku $\dot{M}_{N_2,vz}$ je zobrazen v rovnici (3.1-4). Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.

$$w_{i,vz} = f(p_A; t_A; \varphi) \quad (3.1-1)$$

$$w_{N_2,vz} = f(p_A; t_A; \varphi) = 0,7666 = 76,66 \% \quad (3.1-2)$$

$$\dot{M}_{i,vz} = w_{i,vz} \cdot \dot{M}_{vz} \quad (3.1-3)$$

$$\dot{M}_{N_2,vz} = w_{N_2,vz} \cdot \dot{M}_{vz} = 0,7666 \cdot 13\,409 = 10\,279,34 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-4)$$

Tab. 3 Parametry spalovacího vzduchu

Složka	Hmotnostní zastoupení	Hmotnostní tok
i [-]	$w_{i,vz}$ [%]	$\dot{M}_{i,vz}$ [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]
Dusík (N_2)	76,660	9 945,49
Kyslík (O_2)	22,900	2 970,69
Voda (H_2O)	0,438	56,82

Další sledovanou vstupní látkou je palivo, které společně s nasávaným vzduchem tvoří spalovací směs. Ve validačním modelu je palivem zemní plyn, jehož objemové složení x_i [-] hořlavých a nehořlavých látek, je odečteno dle složení běžného transitního zemního plynu, viz tab. 4.

Tab. 4 Objemové složení transitního zemního plynu [31]

Složka	Objemové zastoupení	
i [-]	$x_{i,pal}$ [%]	$x_{i,pal}$ [-]
Metan (CH_4)	98,39	0,9839
Etan (C_2H_6)	0,44	0,0044
Propan (C_3H_8)	0,16	0,0016
Butan (C_4H_{10})	0,07	0,0007
Pentan (C_5H_{12})	0,03	0,0003
Dusík (N_2)	0,84	0,0084
Oxid uhličitý (CO_2)	0,07	0,0007

Dále se objemová složení $x_{i,pal}$ z tab. 4 převedou na hmotnostní zastoupení složek v palivu $w_{i,pal}$ vztahem (3.1-5) dosazením molárních hmotností z tab. 5. Ilustrační výpočet $w_{CH_4,pal}$ (3.1-15) se spočítá dosazením $x_{i,pal}$ z tab. 4 a M_{m_i} z tab. 5. [20]

$$w_{i,pal} = \frac{M_{m_i} \cdot x_{i,pal}}{\sum M_{m_i} \cdot x_{i,pal}} \quad (3.1-5)$$

$$w_{CH_4,pal} = \frac{M_{m_{CH_4}} \cdot x_{CH_4,pal}}{\sum M_{m_i} \cdot x_i} \quad (3.1-6)$$

$$w_{CH_4,pal} = (16,04 \cdot 0,9839) \cdot$$

$$\cdot (16,04 \cdot 0,9839 + 30,07 \cdot 0,0044 + 44,10 \cdot 0,0016 +$$

$$+ 58,12 \cdot 0,0007 + 72,15 \cdot 0,0003 + 28,01 \cdot 0,0084 + 44,01 \cdot 0,0007)^{-1}$$

$$w_{CH_4,pal} = 0,9674 = 96,74 \%$$

Tab. 5 Molární hmotnosti molekul [32] a jejich výhřevnosti [33].

Složka	M_{m_i} [kg · kmol ⁻¹]	Q_i [kJ · kg ⁻¹]
Metan (CH ₄)	16,04	50 009
Etan (C ₂ H ₆)	30,07	47 794
Propan (C ₃ H ₈)	44,10	46 357
Butan (C ₄ H ₁₀)	58,12	45 752
Pentan (C ₅ H ₁₂)	72,15	45 357
Vodík (H ₂)	2,02	119 550
Dusík (N ₂)	28,01	–
Oxid uhličitý (CO ₂)	44,01	–
Voda (H ₂ O)	18,04	–
Kyslík (O ₂)	32,00	–
Oxid uhelnatý (CO)	28,01	–
Oxid dusnatý (NO)	30,01	–

Pro stanovení hmotnostních toků složek paliva je zapotřebí znát hmotnostní tok paliva \dot{M}_{pal} . Ten je odvozen ze zákona zachování hmoty. Vypočítá se dle vztahu (3.1-7) v ilustračním výpočtu (3.1-8) dosazením \dot{M}_{sp} a \dot{M}_{vz} z tab. 1. Následuje výpočet hmotnostních toků jednotlivých složek paliva $\dot{M}_{i,pal}$ podle vztahu (3.1-9). K ilustračnímu výpočtu $\dot{M}_{CH_4,pal}$ se dojde rovnicí (3.1-10) dosazením $w_{CH_4,pal}$ (3.1-6) a \dot{M}_{pal} (3.1-8). Díky tomu se vypočítá příkon v palivu \dot{Q}_{in} podle vztahu (3.1-11). Ilustrační výpočet \dot{Q}_{in} je zobrazený v rovnici (3.1-12), do které se dosadilo $\dot{M}_{i,pal}$ (3.1-9) a Q_i z tab. 5. Příkon v palivu slouží k určování dodaného tepla v ději 2–3 a bude ho využito v podkapitole 3.2. [20]

$$\dot{M}_{pal} = \dot{M}_{sp} - \dot{M}_{vz}. \quad (3.1-7)$$

$$\dot{M}_{pal} = 13\,409 - 12\,973 = 436 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-8)$$

$$\dot{M}_{i,pal} = w_{i,pal} \cdot \dot{M}_{pal} \quad (3.1-9)$$

$$\dot{M}_{CH_4,pal} = w_{CH_4,pal} \cdot \dot{M}_{pal} = 0,9674 \cdot 436 = 421,79 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-10)$$

$$\dot{Q}_{in} = \sum \frac{\dot{M}_{i,pal} \cdot Q_i}{3600} \quad (3.1-11)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{in} = & \frac{421,79 \cdot 50009}{3600} + \frac{3,54 \cdot 47794}{3600} + \frac{1,89 \cdot 46357}{3600} + \\ & + \frac{1,09 \cdot 45752}{3600} + \frac{0,58 \cdot 45357}{3600} \quad (3.1-12) \\ & \dot{Q}_{in} = 5951,74 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pozn.: Hmotnostní tok spalin \dot{M}_{sp} se pro zjednodušení v rovnici (3.1-7) považuje za okrajovou podmínku a následně je \dot{M}_{sp} vypočítáno podle rovnice (3.1-51) s ohledem na reakce, které probíhají během spalování.

Následuje smíchání paliva se vzduchem, a tedy sloučení hmotnostních toků složek paliva $\dot{M}_{i,pal}$ a vzduchu $\dot{M}_{i,vz}$. Získají se tím hmotnostní toky složek spalovací směsi $\dot{M}_{i,směs}$ dle vztahu (3.1-13). Ilustrační výpočet $\dot{M}_{N_2,směs}$ (3.1-14) je vypočítán dosazením $\dot{M}_{N_2,vz}$ (3.1-4) a $\dot{M}_{N_2,pal}$ (3.1-9). Zároveň se spočítá celkový hmotnostní tok směsi $\dot{M}_{směs}$ (3.1-16)

ze vztahu (3.1-15) dosazením \dot{M}_{pal} (3.1-7) a \dot{M}_{vz} z tab. 1. Pro stanovení fyzikálních vlastností směsi se určí hmotnostní zastoupení složek směsi $w_{i,směs}$ dle vztahu (3.1-17). Ilustrační výpočet $w_{N_2,směs}$ (3.1-18) se spočítá dosazením $\dot{M}_{N_2,směs}$ (3.1-14) a $\dot{M}_{směs}$ (3.1-16). [20]

$$\dot{M}_{i,směs} = \dot{M}_{i,vz} + \dot{M}_{i,pal} \quad (3.1-13)$$

$$\dot{M}_{N_2,směs} = \dot{M}_{N_2,vz} + \dot{M}_{N_2,pal} = 9945,49 + 6,29 = 9951,78 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-14)$$

$$\dot{M}_{směs} = \dot{M}_{vz} + \dot{M}_{pal} \quad (3.1-15)$$

$$\dot{M}_{směs} = 12\,973 + 436 = 13\,409 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-16)$$

$$w_{i,směs} = \frac{\dot{M}_{i,směs}}{\dot{M}_{směs}} \quad (3.1-17)$$

$$w_{N_2,směs} = \frac{\dot{M}_{N_2,směs}}{\dot{M}_{směs}} = \frac{9951,78}{13409} = 0,7422 \quad (3.1-18)$$

Následně dojde k převodu hmotnostních toků složek směsi $\dot{M}_{i,směs}$ (3.1-13) na molární toky složek směsi $\dot{N}_{i,směs}$ [kmol/h] podle vztahu (3.1-19) prostřednictvím molárních hmotností složek M_{m_i} z tab. 5. Ilustrační výpočet $\dot{N}_{N_2,směs}$ (3.1-20) je vypočítán dosazením $\dot{M}_{N_2,směs}$ (3.1-14) a $M_{m_{N_2}}$ z tab. 5. Tímto výše uvedeným postupem řešení složení spalovací směsi se došlo k výsledkům v tab. 6. [34]

$$\dot{N}_{i,směs} = \frac{\dot{M}_{i,směs}}{M_{m_i}} \quad (3.1-19)$$

$$\dot{N}_{N_2,směs} = \frac{\dot{M}_{N_2,směs}}{M_{m_{N_2}}} = \frac{9951,78}{28,01} \cong 355,29 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-20)$$

Tab. 6 Vypočítané hodnoty pro spalovací směs

Složka i	$\dot{M}_{i,směs}$ [kg · h ⁻¹]	$\dot{N}_{i,směs}$ [kmol · h ⁻¹]	$w_{i,směs}$ [-]
N ₂	9951,78	355,25	0,7422
O ₂	2970,69	92,84	0,2215
CO ₂	0,82	0,019	0,000061
H ₂ O	56,82	3,15	0,0042
CH ₄	421,80	26,29	0,0315
Ethan	3,54	0,11758	0,000264
Propan	1,89	0,04276	0,000141
Butan	1,09	0,01871	0,000081
Pentan	0,58	0,00802	0,000043
SUMA	≈13 409	≈477,74	≈1

Dále se postupuje k výpočtu složení spalin, do kterého se nejprve započítá množství emisí podle parametrů technického listu z tab.1 resp. z koncentrace $C_{NO_x,ref}$ a $C_{CO,ref}$ pro objemový referenční podíl kyslíku $x_{O_2,ref}$ a objemový průtok suchých spalin $\dot{V}_{sp,suché}$. Nejdříve se referenční koncentrace emisí převede na skutečnou koncentraci C_i [mg · m⁻³] vztáženou na objem suchých spalin za normálních podmínek $\dot{V}_{sp,suché}$ rovnicí (3.1-22), kde objemový podíl kyslíku ve spalinách $x_{O_2,sp}$ [-] je iterační a odhaduje se, viz rovnice (3.1-21).

Ilustrační výpočet C_{CO} (3.1-23) se spočítá dosazením $x_{O_2,ref}$ z tab. 1 a $x_{O_2,sp}$ (3.1-21). Dále se z koncentrace C_i a $\dot{V}_{sp,suché}$ vypočítá hmotnostní tok znečišťující látky $\dot{M}_{i,emise}$ ze vztahu (3.1-24). Ilustrační výpočet pro $\dot{M}_{CO,emise}$ (3.1-25) se spočítá dosazením $\dot{V}_{sp,suché}$ z tab. 1 a C_{CO} (3.1-23). [35]

$$x_{O_2,sp,odhad} = 0,08 \quad (3.1-21)$$

$$C_i = C_{i,ref} \cdot \frac{0,21 - x_{O_2,sp}}{0,21 - x_{O_2,ref}}, \quad (3.1-22)$$

$$C_{CO} = 1000 \cdot \frac{0,21 - 0,08}{0,21 - 0,05} = 812,5 \text{ mg} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (3.1-23)$$

Pozn.: Tato hodnota je pouze prvotním kvalifikovaným odhadem, který bude díky následnému iteračnímu výpočtu zpřesněn.

$$\dot{M}_{i,emise} = \dot{V}_{sp,suché} \cdot C_i \quad (3.1-24)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_{CO,emise} &= \dot{V}_{sp,suché} \cdot C_{CO} \\ \dot{M}_{CO,emise} &= 9\,442 \cdot 812,5 = 7\,671\,625 \text{ mg} \cdot \text{h}^{-1} \cong 7,67 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (3.1-25)$$

Následně se spočítají molární toky emisních látek $\dot{N}_{i,emise}$ [$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$] ze vztahu (3.1-26) za pomoci $\dot{M}_{i,emise}$ (3.1-24) a M_{m_i} z tab. 5. Ilustrační výpočet $\dot{N}_{CO,emise}$ se spočítá v rovnici (3.1-27) dosazením $\dot{M}_{CO,emise}$ (3.1-25) a $M_{m_{CO}}$ z tab. 5. [34]

$$\dot{N}_{i,emise} = \frac{\dot{M}_{i,emise}}{M_{m_i}} \quad (3.1-26)$$

$$\dot{N}_{CO,emise} = \frac{\dot{M}_{CO,emise}}{M_{m_{CO}}} = \frac{7,67}{28,01} \cong 0,27 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-27)$$

Po zjištění molárních toků emisí se dojde k rozsahům reakcí vzniku těchto molekul. Předpokládá se, že do reakce nevstupují žádné emisní složky, a tak je jejich molární tok na vstupu $\dot{N}_{i,vstup}$ rovný nule. Dle této okrajové podmínky a molárních toků $\dot{N}_{i,emise}$ (3.1-26) se spočítá rozsah reakcí $\xi_{r,emise}$ [$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$] podle vztahu (3.1-29) vyjádřeného z rovnice (3.1-28). Kde ν_π je stechiometrický koeficient, index r je označení reakce, $\xi_{r,emise}$ je rozsah dané reakce podílející se na tvorbě emisí a $\dot{N}_{i,emise}$ jsou molární toky emisních složek vzniklých prostřednictvím reakcí z rovnic (3.1-34) a (3.1-35). Ilustrační výpočet $\xi_{CO,emise}$ (3.1-30) se spočítá dosazením $\dot{N}_{CO,emise}$ (3.1-27) a koeficientu ν_{CO} odečteného z rovnice (3.1-35). Index π u stechiometrického koeficientu označuje, před jakou molekulou se koeficient v reakční rovnici nachází. [34]

$$\xi_{r,emise} = \frac{\dot{N}_{i,emise} - \dot{N}_{i,vstup}}{\nu_\pi} \quad (3.1-28)$$

$$\xi_{r,emise} = \frac{\dot{N}_{i,emise}}{\nu_\pi} \quad (3.1-29)$$

$$\xi_{CO,emise} = \frac{\dot{N}_{CO,emise}}{\nu_{CO}} = \frac{0,27}{2} = 0,135 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-30)$$

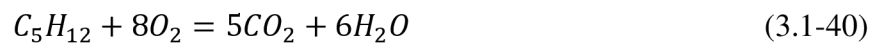
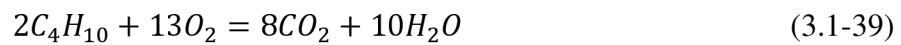
Dále se obdobným způsobem dojde k rozsahům reakcí hoření. Zde se naopak předpokládá dokonalé spalování všech hořlavých molekul, a tak jsou molární toky těchto složek na výstupu $\dot{N}_{i,výstup}$ nulové. Za tohoto předpokladu se podle vztahu (3.1-31) vyjádří rovnice (3.1-32), kde $\xi_{r,hoření}$ je rozsah dané reakce hoření a $\dot{N}_{i,směs,hořl.}$ z tab. 6. Označení $\dot{N}_{i,směs,hořl.}$ poukazuje pouze na molární toky složek směsi, které oxidují prostřednictvím

reakčních rovnic (3.1-36) až (3.1-40). Ilustrační výpočet $\xi_{CH_4,hoření}$ (3.1-33) se spočítá dosazením koeficientu v_{CH_4} z (3.1-36) a $\dot{N}_{CH_4,hoření}$ (3.1-19). [34]

$$\xi_{r,hoření} = \frac{\dot{N}_{i,pal} - \dot{N}_{i,výstup}}{v_{\pi}} \quad (3.1-31)$$

$$\xi_{r,hoření} = \frac{\dot{N}_{i,směs,hořl}}{v_{\pi}} \quad (3.1-32)$$

$$\xi_{CH_4,hoření} = \frac{\dot{N}_{CH_4,hoření}}{v_{CH_4}} = \frac{26,29}{1} = 26,29 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.1-33)$$



Tab. 7 Výsledky ξ_r [$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$]

$\xi_{CH_4,hoření}$	26,2923
$\xi_{C_2H_6,hoření}$	0,0588
$\xi_{C_3H_8,hoření}$	0,0428
$\xi_{C_4H_{10},hoření}$	0,0094
$\xi_{C_5H_{12},hoření}$	0,0080
$\xi_{NO,emise}$	0,0314
$\xi_{CO,emise}$	0,1347

Prostřednictvím všech vypočítaných rozsahů se zjistí molární toky složek spalin $\dot{N}_{i,sp}$. Existují dvě různé rovnice, které se aplikují dle toho, jestli se jedná o výpočet $\dot{N}_{i,sp}$ složky plnicí roli reaktantu či produktu. Pro reaktanty platí následující vztah (3.1-41). Podle něj se vypočítá ilustrační výpočet $\dot{N}_{O_2,sp}$ (3.1-43) ze vztahu (3.1-42) dosazením $\dot{N}_{O_2,směs}$ z tab. 6, ξ_r z tab. 7. a dosazením koeficientů v_r odečtených z rovnic (3.1-34) až (3.1-40). Do sumace je nutné zahrnout veškeré reakce, na kterých se daná molekula podílí, včetně přiřazení příslušných koeficientů v_r . [34]

Pro molekuly, které plní funkci produktů platí rovnice (3.1-44). Uvažuje se pouze s hořením, protože molární toky produktů reakcí tvořící emise jsou již vypočítány z rovnice (3.1-26). Ilustrační výpočet $\dot{N}_{CO_2,sp}$ (3.1-46) se spočítá dle vztahu (3.1-44) dosazením $\dot{N}_{CO_2,směs}$ z tab. 6, ξ_r z tab. 7. a dosazením koeficientů v_r odečtených z rovnic (3.1-36) až (3.1-40). Následně lze dopočítat iterační hodnotu $x_{O_2,sp}$ (3.1-48) podle rovnice (3.1-47) a uzavřít tak cyklický vztah dle následujícího obecného vzorce za pomoci iterační funkce v Microsoft Excel. [34]

$$\dot{N}_{i,sp} = \dot{N}_{i,směs} - \sum_r (v_r \cdot \xi_{r,hoření/emise}) \quad (3.1-41)$$

$$\dot{N}_{O_2,sp} = \dot{N}_{O_2,směs} - \sum_r (v_r \cdot \xi_{r,hoření/emise}) \quad (3.1-42)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{N}_{O_2,sp} &= \dot{N}_{O_2,směs} - (v_{CH_4} \cdot \xi_{CH_4,hoření} + v_{NO} \cdot \xi_{NO,emise} + \\ &+ v_{CO} \cdot \xi_{CO,emise} + v_{C_2H_6} \cdot \xi_{C_2H_6,hoření} + \\ &+ v_{C_3H_8} \cdot \xi_{C_3H_8,hoření} + v_{C_4H_{10}} \cdot \xi_{C_4H_{10},hoření} + \\ &+ v_{C_5H_{12}} \cdot \xi_{C_5H_{12},hoření}) \end{aligned} \right\} \quad (3.1-43)$$

$$\begin{aligned} \dot{N}_{O_2,sp} &= 92,837 - 2 \cdot 26,292 - 0,031 - \\ &- 0,135 - 7 \cdot 0,059 - 5 \cdot 0,0428 - \\ &- 13 \cdot 0,009 - 8 \cdot 0,008 \\ \dot{N}_{O_2,sp} &\cong 39,279 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned}$$

$$\dot{N}_{i,sp} = \dot{N}_{i,směs} + \sum_r (v_r \cdot \xi_{r,hoření}) \quad (3.1-44)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{N}_{CO_2,sp} &= \dot{N}_{CO_2,směs} + \sum_r (v_r \cdot \xi_{r,hoření}) \\ \dot{N}_{CO_2,sp} &= \dot{N}_{CO_2,směs} + v_{CH_4} \cdot \xi_{CH_4,hoření} + v_{C_2H_6} \cdot \xi_{C_2H_6,hoření} + \\ &+ v_{C_3H_8} \cdot \xi_{C_3H_8,hoření} + v_{C_4H_{10}} \cdot \xi_{C_4H_{10},hoření} + v_{C_5H_{12}} \cdot \xi_{C_5H_{12},hoření} \end{aligned} \right\} \quad (3.1-45)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{N}_{CO_2,sp} &= 0,82 + 26,292 + 4 \cdot 0,059 + \\ &+ 3 \cdot 0,0428 + 8 \cdot 0,009 + 5 \cdot 0,008 \\ \dot{N}_{CO_2,sp} &\cong 27,588 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (3.1-46)$$

$$x_{i,sp} = \frac{\dot{N}_{i,sp}}{\sum \dot{N}_{i,sp}} \quad (3.1-47)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{O_2,sp} &= \frac{\dot{N}_{O_2,sp}}{\sum \dot{N}_{i,sp}} \\ x_{O_2,sp} &= \frac{39,279}{355,22 + 39,27 + 26,79 + 56,4 + 0,06392 + 0,27389} \\ x_{O_2,sp} &\cong 0,0821 \cong 8,21 \% \end{aligned} \right\} \quad (3.1-48)$$

Závislost cyklického výpočtu:

$$x_{O_2} \rightarrow C_{NO_x}; C_{CO} \rightarrow M_{NO_x}; M_{CO} \rightarrow N_{NO_x}; N_{CO} \rightarrow \xi_{emise,i} \rightarrow N_i \rightarrow x_{O_2}$$

Po vypočítání molárních toků jednotlivých složek ve spalinách $\dot{N}_{i,sp}$ se dle vztahu (3.1-49) vypočítají hmotnostní toky jednotlivých složek $\dot{M}_{i,sp}$. Ilustrační výpočet $\dot{M}_{CO_2,sp}$ viz (3.1-50) po dosazení $\dot{N}_{CO_2,sp}$ (3.1-46) a M_{m_i} z tab. 5. Následně se vypočítá celkový hmotnostní tok spalin \dot{M}_{sp} podle vztahu (3.1-51) po dosazení $\dot{M}_{i,sp}$ (3.1-49). Ilustrační výpočet \dot{M}_{sp} je zobrazen v rovnici (3.1-52). Po iteračním výpočtu se hodnoty ustálí na hodnotách v tab. 8. Hodnoty nemusí odpovídat výsledkům v ilustračních výpočtech, protože do ilustračních výpočtů byly dosazovány zaokrouhlené hodnoty a zároveň byly odečteny až po dokončení iterace.

$$\dot{M}_{i,sp} = \dot{N}_{i,sp} \cdot M_{m_i} \quad (3.1-49)$$

$$\dot{M}_{CO_2,sp} = 27,588 \cdot 44,01 \quad (3.1-50)$$

$$\dot{M}_{sp} = \sum_i \dot{M}_{i,sp} \quad (3.1-51)$$

$$\dot{M}_{sp} = \sum_i \dot{M}_{i,sp} = 9950,9 + 1256,78 + 1178,99 + 1016,14 + 1,89 + 7,54 \quad (3.1-52)$$

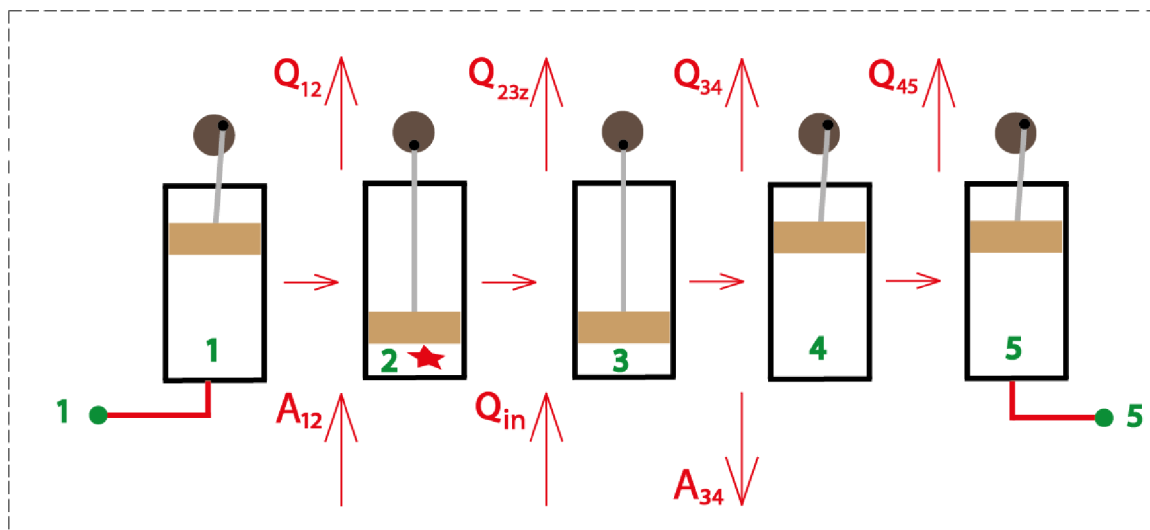
$$\dot{M}_{sp} = 13\,412,24 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Tab. 8 Vypočítané hodnoty spalin

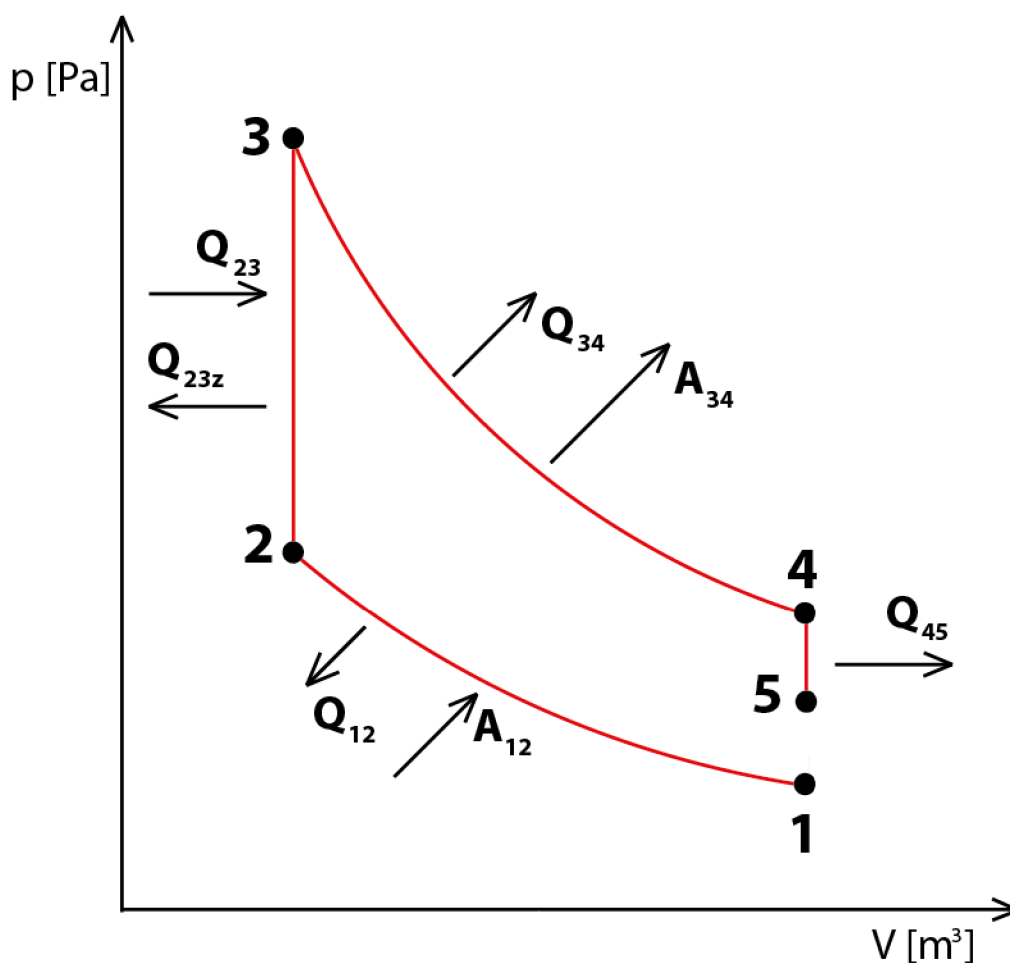
Složka i	$\dot{N}_{i,sp}$ [kmol · h ⁻¹]	$x_{i,sp}$ [%]	$\dot{M}_{i,sp}$ [kg · h ⁻¹]	$w_{i,sp}$ [%]
N_2	355,218	74,310	9950,899	74,193
O_2	39,276	8,216	1256,776	9,370
CO_2	26,789	5,604	1178,994	8,790
H_2O	56,404	11,800	1016,135	7,576
NO	0,063	0,013	1,886	0,0141
CO	0,269	0,056	7,544	0,0562

3.2 Termodynamický výpočet motoru

Po stechiometrii následuje výpočet tepelného cyklu motoru dle obr. 23. Tato část se vztahuje pouze k výpočtu jednoho válce motoru pro danou elementární hmotnost pracovní směsi m [kg]. Pro zjednodušení výpočtu je nutné některé poznatky z podkapitoly 2.3 zanedbat. Ottův cyklus se uvažuje bez sací a výfukové fáze, při které dochází k tlakovým a tepelným ztrátám. Tento zjednodušený Ottův cyklus je zobrazen na obr. 24 společně s vyznačenými energetickými toky.



Obr. 23 Detailní zobrazení motoru z obr. 22



Obr. 24 Upravený p - V diagram Ottova cyklu pro zjednodušený výpočet

Před řešením samotného Ottova cyklu se skrz rovnici (3.2-1) vypočítá doba jednoho cyklu τ_c [s]. Doba jednoho cyklu poslouží pro přepočítávání výkonů na energie a ke spočítání elementární hmotnosti.

$$\tau_c = 2 \cdot \frac{60}{n} \quad (3.2-1)$$

$$\tau_c = 2 \cdot \frac{60}{1500} = 0,08 \text{ s} \quad (3.2-2)$$

Následně se spočítají objemy válce v jednotlivých bodech Ottova cyklu za pomoci zdvihového objemu V_z z tab. 1. Zdvihový objem motoru se přepočítá na zdvihový objem jednoho válce $V_{z,válce}$ dle rovnice (3.2-3), viz rovnice (3.2-4). Následně se vypočítá škodný prostor $V_{šp,válce}$ (3.2-6) podle vztahu (3.2-5) dosazením ε z tab. 1 a $V_{z,válce}$ (3.2-4). Zároveň se z obr. 24 odvodí rovnice (3.2-7) a (3.2-8), z čehož se následně vypočítají jednotlivé objemy V_1 , V_2 , V_3 a V_4 viz rovnice (3.2-7) a (3.2-9). [19]

$$V_{z,válce} = \frac{V_z}{v \cdot 1000} \quad (3.2-3)$$

$$V_{z,válce} = \frac{95,3}{20 \cdot 1000} = 4,765 \text{ l} = 4,765 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.2-4)$$

$$V_{\dot{s}p,válce} = \frac{V_{z,válce}}{\varepsilon - 1} \quad (3.2-5)$$

$$V_{\dot{s}p,válce} = \frac{4,765 \cdot 10^{-3}}{12,5 - 1} \cong 0,414 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.2-6)$$

$$V_{\dot{s}p,válce} = V_2 = V_3 = 0,414 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.2-7)$$

$$V_1 = V_4 = V_{\dot{s}p,válce} + V_{z,válce} \quad (3.2-8)$$

$$V_1 = V_4 = V_{\dot{s}p,válce} + V_{z,válce} = 0,414 \cdot 10^{-3} + 4,765 \cdot 10^{-3} = 5,179 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.2-9)$$

Řešení adiabatické komprese 1-2 vychází ze vstupních hodnot ε , t_1 , V_1 p_1 . Kompresní poměr ε a teplota t_1 se dosazuje z tab. 1, objem V_1 je vypočítaný z rovnice (3.2-9) a tlak p_1 se vypočítá dle vztahu (3.2-24) vyjádřeného ze stavové rovnice (3.2-23).

Pro výpočet ze stavové rovnice chybí neznámé hodnoty elementární hmotnost m [kg], měrné plynové konstanty spalovací směsi r_1 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] a T_1 [K]. Teplota t_1 z tab. 1 se převede na termodynamickou teplotu T_1 podle rovnice (3.2-10). Dále se vypočítá elementární hmotnost pracovní látky m (3.2-13) podle vztahu (3.2-12) dosazením v z tab. 1, $\dot{M}_{směs}$ (3.1-16) a τ_C (3.2-2). [20]

$$T = 273,15 + t \quad (3.2-10)$$

$$T_1 = 273,15 + t_1 = 273,15 + 50 = 323,15 \text{ K} \quad (3.2-11)$$

$$m = \frac{\dot{M}_{směs} \cdot \tau_C}{v \cdot 3600} \quad (3.2-12)$$

$$m = \frac{13\,409 \cdot 0,08}{20 \cdot 3600} = 0,0149 \text{ kg} \quad (3.2-13)$$

Následně je nutné zjistit fyzikální vlastnosti pro dané pracovní látky. Tyto veličiny se odečtou z tabulek [32] jako funkce jejich teploty a tlaku viz rovnice (3.2-14) a (3.2-15). Z tabulek je možné odečíst pouze hodnoty pro jednotlivé molekuly i , a tak se pro směsi tyto veličiny zjišťují prostřednictvím váženého průměru vztahem (3.2-16), kde $X(a, b)$ je fyzikální veličina směsi a X_i je fyzikální veličina vztažená pro danou složku. Veličiny jsou závislé na obecných parametrech a a b . Jako ilustrační výpočet vztahu (3.2-16) se spočítá c_{p_1} za pomoci $c_{p_{i_1}}$ ze vztahů (3.2-14) a (3.2-16). Dále se vypočítá měrná plynová konstanta r_1 (3.2-22) podle vztahu (3.2-21), kde c_p [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku a c_v [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu, dosazením c_{p_1} a c_{v_1} ze vztahů (3.2-14), (3.2-15) a (3.2-16). Nakonec se vypočítá p_1 (3.2-25) podle vztahu (3.2-24) dosazením V_1 (3.2-9), T_1 (3.2-11), m (3.2-13) a r_1 (3.2-22). [20]

$$c_{p_i} = f(p_i; T_i) \quad (3.2-14)$$

$$c_{v_i} = f(p_i; T_i) \quad (3.2-15)$$

$$X(a, b) = \frac{\sum_i X_i(a, b) \cdot w_i}{\sum_i w_i}, \quad (3.2-16)$$

$$c_{p_{N_2}}(p_1; T_1) = 1043,99 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.2-17)$$

$$c_{v_{N_2}}(p_1; T_1) = 744,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.2-18)$$

$$c_{p_1}(p_1; T_1) = \frac{\sum_i c_{p_i}(p_1; T_1) \cdot w_i}{\sum_i w_i} \quad (3.2-19)$$

$$c_{p_1}(p_1; T_1) = \frac{0,7422 \cdot 1043,99 + 0,2215 \cdot 925,93 + 0,000061 \cdot 883,80}{1} + \left. \begin{array}{l} + \frac{0,0042 \cdot 4180,94 + 0,0315 \cdot 2301,84 + 0,000264 \cdot 1874,25}{1} + \\ + \frac{0,000141 \cdot 1822,29 + 0,000081 \cdot 1888,16 + 0,000043 \cdot 2437,21}{1} \end{array} \right\} \quad (3.2-20)$$

$$c_{p_1}(p_1; T_1) = 1071,07 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$r = c_p - c_v \quad (3.2-21)$$

$$r_1 = c_{p_1} - c_{v_1} = 1071,14 - 772,79 = 298,35 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.2-22)$$

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (3.2-23)$$

$$p_1 = \frac{m \cdot r_1 \cdot T_1}{V_1} \quad (3.2-24)$$

$$p_1 = \frac{0,0149 \cdot 298,35 \cdot 323,15}{5,179 \cdot 10^{-3}} \cong 277\,377 \text{ Pa} \quad (3.2-25)$$

Při polytropických dějích probíhá tepelná výměna s okolím KJ, daná okrajovou podmínkou \dot{Q}_m z tab. 1. Tento odvod tepla se rozloží na Q_p podle rovnice (3.2-26), kde Q_p [J] je teplo uvolněné pro daný děj p , prostřednictvím procentuálních koeficientů k_p . Koeficienty k_p se pro každý děj odhadují, viz tab. 9.

Tab. 9 Koeficienty rozdělení

Děj p [-]	k_p [-]
1-2	30
2-3	10
3-4	30
4-1	30

Uvolněné teplo Q_{12} (3.2-28) se vypočítá podle vztahu (3.2-26) dosazením \dot{Q}_m a v z tab. 1, τ_c (3.2-2) a k_p z tab. 9. Dále pro tepelnou výměnu polytropických dějů platí rovnice (3.2-29) a z té se vyjádří vztah (3.2-30) definující specifické teplo polytropického děje c_n . Pro pokračování výpočtů bude zapotřebí další iterační výpočet, v kterém se odhaduje hodnota T_2 (3.2-31) a p_2 (3.2-32). Iterace je nutná kvůli cyklickým vztahům při výpočtu tepla Q_{12} a pro odečtení fyzikálních vlastností z tabulek. Po stanovení odhadu se tedy pokračuje výpočtem c_n (3.2-33) podle vztahu (3.2-30) dosazením T_1 (3.2-11), m (3.2-13), Q_{12} (3.2-28) a T_2 (3.2-31). [20]

$$Q_p = \frac{k_p}{100} \cdot \frac{1000 \cdot \dot{Q}_m \cdot \tau_c}{v} \quad (3.2-26)$$

$$Q_{12} = \frac{k_{1-2}}{100} \cdot \frac{1000 \cdot \dot{Q}_m \cdot \tau_c}{v} \quad (3.2-27)$$

$$Q_{12} = \frac{30}{100} \cdot \frac{1000 \cdot 1411 \cdot 0,08}{20} = 1693,2 \text{ J} \quad (3.2-28)$$

$$Q = m \cdot c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.2-29)$$

$$c_n = \frac{Q}{m \cdot (T_2 - T_1)} \quad (3.2-30)$$

$$T_{2,odhad} = 650 \text{ K} \quad (3.2-31)$$

$$p_{2,odhad} = 7\,400\,000 \text{ Pa} \quad (3.2-32)$$

$$c_{n_{12}} = \frac{Q_{12}}{m \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{1693,2}{0,0149 \cdot (950 - 323,15)} \cong 181,28 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.2-33)$$

Za tím následuje výpočet střední hodnoty $\bar{c}_{V_{12}}$ (3.2-35) podle vztahu (3.2-34) dosazením c_{V_1} , c_{V_2} z rovnic (3.2-15) a (3.2-16). Dále se vypočítá κ_{12} (3.2-37) podle vztahu (3.2-36) dosazením $\bar{c}_{p_{12}}$ a $\bar{c}_{V_{12}}$ ze vztahů (3.2-14), (3.2-15), (3.2-16) a (3.2-34). Nakonec se vypočítá polytropický exponent n_{12} (3.2-39) podle vztahu (3.2-38) dosazením $c_{n_{12}}$ (3.2-33) a $\bar{c}_{v_{12}}$ (3.2-35) a κ_{12} (3.2-37).

$$\bar{X}(x_1, x_2) = x_1 + \frac{x_2 - x_1}{2} \quad (3.2-34)$$

Vztah platí když: $x_1 < x_2$

$$\bar{c}_{V_{12}} = c_{V_1} + \frac{c_{V_2} - c_{V_1}}{2} = 772,79 + \frac{963,41 - 772,79}{2} \quad (3.2-35)$$

$$\bar{c}_{V_{12}} = 868,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\kappa = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_v} \quad (3.2-36)$$

$$\kappa_{12} = \frac{\bar{c}_{p_{12}}}{\bar{c}_{V_{12}}} = \frac{1169,43}{868,1} = 1,347 \quad (3.2-37)$$

$$n_{12} = \frac{c_{n_{12}} - \bar{c}_{v_{12}} \cdot \bar{\kappa}_{12}}{c_{n_{12}} - \bar{c}_{v_{12}}} \quad (3.2-38)$$

$$n_{12} = \frac{181,28 - 868,1 \cdot 1,35}{181,28 - 868,1} \cong 1,44 \quad (3.2-39)$$

Díky znalosti stavu 1 se dojde ke stavu 2 prostřednictvím vztahů definující polytropickou kompresi. Tlak p_2 (3.2-42) se vypočítá podle vztahu (3.2-40) dosazením ε z tab. 1, p_1 (3.2-25) a n_{12} (3.2-39). Dále se vypočítá T_2 (3.2-43) podle vztahu (3.2-41) dosazením ε z tab. 1, T_1 (3.2-11) a n (3.2-39). Poté lze vypočítat spotřebovaná práce ke kompresi A_{12} (3.2-45) [J] podle vztahu (3.2-44) dosazením V_1 (3.2-9), p_1 (3.2-25), p_2 (3.2-42), Q_{12} (3.2-28), κ_{12} (3.2-37) a n_{12} (3.2-39). Práce a teplo se uvažují vždy kladné. Jestli se jedná o práci/teplo odcházející ze systému či nikoliv, vyjde z kontextu výpočtu nebo to bude explicitně uvedeno. Dále se vypočítá měrná entalpie i_1 (3.2-47) [J · kg⁻¹] a i_2 (3.2-48) z rovnice (3.2-46) dosazením T_1 (3.2-11), T_2 (3.2-41) a c_{p_1} , c_{p_2} (3.2-14), (3.2-16). [20]

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_{12}} \quad (3.2-40)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_{12}-1} \quad (3.2-41)$$

$$p_2 = 277\,377 \cdot 12,5^{1,3} \cong 7\,396\,963 \text{ Pa} \quad (3.2-42)$$

$$T_2 = 323,15 \cdot 12,5^{1,3-1} \cong 689,4 \text{ K} \quad (3.2-43)$$

Přehled cyklických výpočtů:

$$p_2, T_2 \rightarrow \bar{c}_{v_{12}}, \bar{\kappa}_{12} \rightarrow n_{12} \rightarrow p_2, T_2$$

$$T_2 \rightarrow c_{n_{12}} \rightarrow n_{12} \rightarrow T_2$$

$$A_{12} = \left| \frac{\kappa_{12}}{\kappa_{12} - 1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{12}-1}{n_{12}}} \right) - Q_{12} \right| \quad (3.2-44)$$

$$A_{12} = \left| \frac{1,347}{1,347 - 1} \cdot 277377 \cdot 5,179 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 - \left(\frac{7396963}{277377} \right)^{\frac{1,44-1}{1,44}} \right) - 1693,2 \right| \quad (3.2-45)$$

$$A_{12} \cong 11\,324,77 \text{ J} \quad (3.2-46)$$

$$i = c_p \cdot T$$

$$i_1 = c_{p_1} \cdot T_1 = 1071,139 \cdot 323,15 \cong 346\,138,57 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-47)$$

$$i_2 = c_{p_2} \cdot T_2 = 1267,73 \cdot 689,4 \cong 873\,973,06 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-48)$$

Po ději 1–2 nastává izochorický přívod tepla 2–3. Zde se nejprve vypočítá množství přiváděného tepla Q_{in} (3.2-50) ze vztahu (3.2-49) dosazením v z tab. 1, \dot{Q}_{in} (3.1-11) a τ_c (3.2-2), dále ztracené teplo do okolí $Q_{23,z}$ (3.2-51) ze vztahu (3.2-26) dosazením \dot{Q}_m a v z tab. 1, k_{1-2} z tab. 9 a τ_c (3.2-2). Poté se vypočítá skutečný přívod tepla Q_{23} (3.2-53) ze vztahu (3.2-52) dosazením Q_{in} (3.2-50) a $Q_{23,z}$ (3.2-51). Dále se vypočítá i_3 (3.2-55) podle vztahu (3.2-54) dosazením m (3.2-13) i_2 (3.2-48) Q_{23} (3.2-53). Následuje výpočet teploty T_3 (3.2-57) podle vztahu (3.2-56) dosazením i_3 (3.2-55) a c_{p_3} (3.2-14), (3.2-16). Poté se ze stavové rovnice (3.2-23) vyjádří vztah (3.2-58) a spočítá se podle něj tlak p_3 (3.2-59) dosazením V_3 (3.2-7), m (3.2-13), r_3 (3.2-21), T_3 (3.2-57). [20]

$$Q_{in} = \frac{1000 \cdot \dot{Q}_{in} \cdot \tau_c}{v} \quad (3.2-49)$$

$$Q_{in} = \frac{1000 \cdot 5951,74 \cdot 0,08}{20} \cong 23\,806,96 \text{ J} \quad (3.2-50)$$

$$Q_{23,z} = \frac{k_{2-3}}{100} \cdot \frac{1000 \cdot \dot{Q}_m \cdot \tau_c}{v} = \frac{10}{100} \cdot \frac{1000 \cdot 1411 \cdot 0,08}{20} \cong 564,4 \text{ J} \quad (3.2-51)$$

$$Q_{23} = Q_{in} - Q_{23,z} \quad (3.2-52)$$

$$Q_{23} = 23806,96 - 564,4 = 23\,242,56 \text{ J} \quad (3.2-53)$$

$$i_3 = i_2 + \frac{Q_{23}}{m} \quad (3.2-54)$$

$$i_3 = 873973,06 + \frac{23242,56}{0,0149} \cong 2\,433\,876,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-55)$$

$$T = \frac{i}{c_p} \quad (3.2-56)$$

$$T_3 = \frac{i_3}{c_{p_3}} = \frac{2433876,4}{1405,2} \cong 1\,732 \text{ K} \quad (3.2-57)$$

$$p_3 = \frac{m \cdot r_3 \cdot T_3}{V_3} \quad (3.2-58)$$

$$p_3 = \frac{0,0149 \cdot 298,98 \cdot 1992,8}{0,414 \cdot 10^{-3}} \cong 21\,443\,307,8 \text{ Pa} \quad (3.2-59)$$

Postup výpočtů polytropické expanze je totožný s postupem polytropické komprese. Z předem zadaných/spočítaných hodnot m ; p_3 ; V_3 ; T_3 , \dot{Q}_m ; k_{3-4} se vypočítá Q_{34} (3.2-61) podle vztahu (3.2-60) dosazením \dot{Q}_m a v z tab. 1, k_{3-4} z tab. 9 a τ_C (3.2-2), dále $c_{n_{34}}$ (3.2-64) podle vztahu (3.2-30) dosazením m (3.2-13), T_3 (3.2-57), Q_{34} (3.2-61) a T_4 (3.2-63). Zároveň se dojde k Poissonově konstantě κ_{34} (3.2-65) dosazením $\bar{c}_{p_{34}}$ a $\bar{c}_{v_{34}}$ z rovnic (3.2-14), (3.2-15), (3.2-16), (3.2-34) závisející na $p_{4,odhad}$ (3.2-62) a $T_{4,odhad}$ (3.2-63), které jsou po iteraci nahrazeny hodnotami p_4 (3.2-70) a T_4 (3.2-71). Dále se vypočítá polytropický exponent n_{34} (3.2-67) podle vztahu (3.2-66) dosazením $c_{n_{34}}$ (3.2-64), $\bar{c}_{v_{34}}$ (3.2-15), (3.2-16) a κ_{34} (3.2-65). Ze stavové rovnice se zjistí p_4 (3.2-70) podle vztahu (3.2-68) dosazením V_3 (3.2-7), V_4 (3.2-9), p_3 (3.2-59), n_{34} (3.2-67). K vykonané práci A_{34} (3.2-73) se dojde vztahem (3.2-72) dosazením V_3 (3.2-7), p_3 (3.2-59), p_4 (3.2-70), Q_{34} (3.2-61) a κ_{34} (3.2-65). Nakonec se vztahem (3.2-46) zjistí měrná entalpie i_4 (3.2-74) dosazením c_{p_4} z rovnic (3.2-14), (3.2-16) a T_4 (3.2-71). [20]

$$Q_{34} = \frac{k_{3-4}}{100} \cdot \frac{1000 \cdot \dot{Q}_m \cdot \tau_C}{v} \quad (3.2-60)$$

$$Q_{34} = \frac{30}{100} \cdot \frac{1000 \cdot 1411 \cdot 0,08}{20} = 1693,2 \text{ J} \quad (3.2-61)$$

$$p_{4,odhad} = 730\,000 \text{ Pa} \quad (3.2-62)$$

$$T_{4,odhad} = 850 \text{ K} \quad (3.2-63)$$

$$c_{n_{34}} = \frac{Q_{34}}{m \cdot (T_3 - T_4)} = \frac{1693,2}{0,0149 \cdot (1\,732 - 850)} \cong 120,84 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.2-64)$$

$$\kappa_{34} = \frac{\bar{c}_{p_{34}}}{\bar{c}_{v_{34}}} = \frac{1318,1}{1017,9} = 1,295 \quad (3.2-65)$$

$$n_{34} = \frac{c_{n_{34}} - \bar{c}_{v_{34}} \cdot \bar{\kappa}_{34}}{c_{n_{34}} - \bar{c}_{v_{34}}} \quad (3.2-66)$$

$$n_{34} = \frac{120,84 - 1017,95 \cdot 1,297}{120,84 - 1017,95} \cong 1,337 \quad (3.2-67)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{n_{34}} \quad (3.2-68)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{n_{34}} \quad (3.2-69)$$

$$p_4 = 21443307,8 \cdot \left(\frac{0,414 \cdot 10^{-3}}{5,179 \cdot 10^{-3}}\right)^{1,337} \cong 731\,601,3 \text{ Pa} \quad (3.2-70)$$

$$T_4 = 1700 \cdot \left(\frac{0,414 \cdot 10^{-3}}{5,179 \cdot 10^{-3}}\right)^{1,337-1} \cong 725,6 \text{ K} \quad (3.2-71)$$

$$A_{34} = \left| \frac{\kappa_{34}}{\kappa_{34} - 1} \cdot p_3 \cdot V_3 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{n_{34}-1}{n_{34}}}\right) - Q_{34} \right| \quad (3.2-72)$$

$$A_{34} = \left\{ \frac{1,295}{1,295 - 1} \cdot 21443307,8 \cdot 0,414 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 - \left(\frac{731601,3}{21443307,8} \right)^{\frac{1,337-1}{1,337}} \right) - 1693,2 \right\} \quad (3.2-73)$$

$$A_{34} \cong 20\,644,74 \text{ J}$$

$$i_4 = c_{p_4} \cdot T_4 = 1230,98 \cdot 725,6 \cong 893\,199,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-74)$$

Přehled cyklických výpočtů:

$$p_4, T_4 \rightarrow \bar{c}_{v_{34}}, \bar{k}_{34} \rightarrow n_{34} \rightarrow p_4, T_4$$

$$T_4 \rightarrow c_{n_{34}} \rightarrow n_{34} \rightarrow T_4$$

Jestliže je známa práce A_{12} a A_{34} , je možné vypočítat celkovou mechanickou práci vykonanou jedním pístem za jeden tepelný oběh A_o (3.2-76) podle vztahu (3.2-75) dosazením A_{12} (3.2-45) a A_{34} (3.2-73). Následně se z A_o vypočítá mechanický výkon motoru P_{mech} (3.2-78) podle vztahu (3.2-77) dosazením v z tab. 1, τ_c (3.2-2) a A_o (3.2-76).

$$A_o = A_{34} - A_{12} \quad (3.2-75)$$

$$A_o = 20\,644,74 - 11\,324,77 = 9319,97 \text{ J} \quad (3.2-76)$$

$$P_{mech} = \frac{v \cdot A_o}{1000 \cdot \tau_c} \quad (3.2-77)$$

$$P_{mech} = \frac{20 \cdot 9319,97}{1000 \cdot 0,08} \cong 2329,99 \text{ kW} \quad (3.2-78)$$

Po expanzi následuje nucený odvod tepla 4–5, u kterého se vypočítá poslední bod Ottova cyklu – měrná entalpie i_5 ze vztahu (3.2-81). Pro její vypočítání se zjistí teplo Q_{45} (3.2-80) dosazením \dot{Q}_m a v z tab. 1, k_{4-5} z tab. 9 a τ_c (3.2-2) do vztahu (3.2-79). K ilustračnímu výpočtu i_5 (3.2-82) se dojde dosazením m (3.2-13), i_4 (3.2-74) a Q_{45} (3.2-80).

$$Q_{45} = \frac{k_{4-5}}{100} \cdot \frac{1000 \cdot \dot{Q}_m \cdot \tau_c}{v} \quad (3.2-79)$$

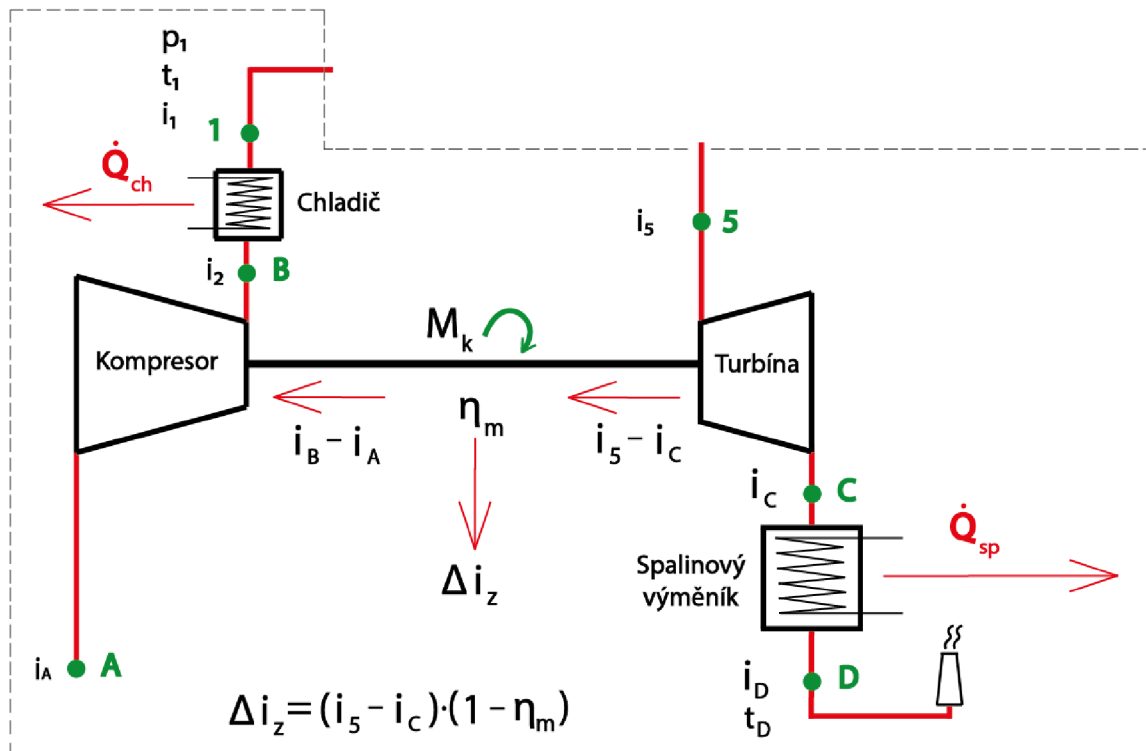
$$Q_{45} = \frac{30}{100} \cdot \frac{1000 \cdot 1411 \cdot 0,08}{20} = 1693,2 \text{ J} \quad (3.2-80)$$

$$i_5 = i_4 - \frac{Q_{45}}{m} \quad (3.2-81)$$

$$i_5 = 893\,199,09 - \frac{1693,2}{0,0149} = 779\,561,50 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-82)$$

3.3 Výpočet turbokompresoru a tepelných výměníků

Poslední část je zaměřena na výpočet měrné práce kompresoru a^K [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] a turbíny a^T [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$], společně s tepelným výkonem \dot{Q}_{sp} [kW] spalínového výměníku a teplotu spalín T_D [K] vycházejících komínem viz obr. 25.



Obr. 25 Schéma KJ pro třetí část výpočtu

Pro bod 1 se spočítá i_1 (3.3-1) dle vztahu (3.2-46) dosazením T_1 (3.2-11) a $c_{p1}(p_1; T_1)$ z rovnic (3.2-14), (3.2-16) závislých na p_1 (3.2-25) a T_1 (3.2-11).

Dále se dojde k tlaku p_B (3.3-3) dosazením do vztahu (3.3-2) tlakovou ztrátu Δp_{ch} z tab. 2 a p_1 (3.2-25). Společně s tím se vypočítá chladičem odvedené teplo Q_{ch} (3.3-5) podle vztahu (3.3-4) dosazením chladičového výkonu \dot{Q}_{ch} a v z tab. 1 společně s dosazením τ_c (3.2-2). Nakonec se vypočítá měrná entalpie i_B (3.3-7) dle vztahu (3.3-6) dosazením i_1 (3.3-1), Q_{ch} (3.3-5) a m (3.2-13). [20]

$$i_1 = c_{p1} \cdot T_1 = 1071,14 \cdot 323,15 = 346\,138,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-1)$$

$$p_B = p_1 + \Delta p_{ch} \quad (3.3-2)$$

$$p_B = 277\,377 + 1\,000 = 278\,377 \text{ Pa} \quad (3.3-3)$$

$$Q_{ch} = \frac{\dot{Q}_{ch} \cdot 1000 \cdot \tau_c}{v} \quad (3.3-4)$$

$$Q_{ch} = \frac{217 \cdot 1000 \cdot 0,08}{20} = 868 \text{ J} \quad (3.3-5)$$

$$i_B = i_1 + \frac{Q_{ch}}{m} \quad (3.3-6)$$

$$i_B = 346\,138,9 + \frac{868}{0,0149} = 404\,393,93 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-7)$$

Následně se zjistí stavové veličiny v bodě A. K měrné entalpii i_A (3.3-9) se dojde podle vztahu (3.2-46) dosazením T_A (3.3-8) a $c_{pA}(p_A; T_A)$ z rovnic (3.2-14), (3.2-16) závislých na p_A a t_A z tab. 1. Teplota t_A se převede na T_A (3.3-8) dle vztahu (3.2-10).

$$T_A = 273,15 + t_A = 273,15 + 25 = 298,15 \text{ K} \quad (3.3-8)$$

$$i_A = c_{pA} \cdot T_A = 1065,51 \cdot 298,15 \cong 317\,681,81 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-9)$$

Je-li známa měrná entalpie i_A a i_B , lze dopočítat měrnou kompresorovou práci a^K (3.3-11) dle vztahu (3.3-10) dosazením i_A (3.3-9) a i_B (3.3-7). Z měrné kompresorové práce a^K (3.3-11) a η_m z tab. 2 lze následně spočítat měrná práce turbíny a^T (3.3-13) podle vztahu (3.3-12) dosazením η_m z tab. 2 a a^K (3.3-11). [19]

$$a^K = i_B - i_A \quad (3.3-10)$$

$$a^K = 404\,393,93 - 317\,681,81 = 86\,712,12 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-11)$$

$$a^T = \frac{a^K}{\eta_m} \quad (3.3-12)$$

$$a^T = \frac{86\,712,12}{0,98} \cong 88\,481,76 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-13)$$

Po dokončení výpočtů v úseku A–1 se pokračuje počítáním úseku 5–D. Z bodu 5 do bodu C se vypočítá měrná entalpie i_C (3.3-15) podle vztahu (3.3-14) dosazením a^T (3.3-13) a i_5 (3.2-82). Následně se vypočítá tlak p_C (3.3-17) dle vztahu (3.3-16) dosazením p_D a Δp_{spv} z tab. 2.

$$i_C = i_5 - a^T \quad (3.3-14)$$

$$i_C = 779\,561,50 - 88\,481,76 = 691\,079,74 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-15)$$

$$p_C = p_D + \Delta p_{spv} \quad (3.3-16)$$

$$p_C = 100\,000 + 5900 = 105\,900 \text{ Pa} \quad (3.3-17)$$

Dále se spočítá T_C (3.3-20) dle vztahu (3.3-19) dosazením i_C (3.3-15) a $c_{pC}(p_C, T_C)$ ze vztahů (3.2-14) a (3.2-16). Pro zjištění c_{pC} se T_C odhaduje dle (3.3-18). Teplotu T_C (3.3-20) je nutné přepočítat na t_C dle vztahu (3.3-21). Zároveň se vypočítá i_D (3.3-23) podle vztahu (3.2-46) dosazením $c_{pD}(p_D, T_D)$ z rovnic (3.2-14), (3.2-16) a dosazením T_D (3.3-22) ze vztahu (3.2-10) po dosazení t_D z tab. 1.

$$T_{C,odhad} = 450 \text{ K} \quad (3.3-18)$$

$$T_C = \frac{i_C}{c_{pC}} \quad (3.3-19)$$

$$T_C = \frac{671\,853,74}{1178,85} = 569,92 \text{ K} \quad (3.3-20)$$

$$t = T - 273,15 = t_C = T_C - 273,15 = 569,92 - 273,15 = 296,37 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.3-21)$$

$$T_D = 273,15 + t_D = 273,15 + 120 = 393,15 \text{ K} \quad (3.3-22)$$

$$i_D = 1\,178,85 \cdot 393,15 = 463\,464,88 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-23)$$

Pokračuje se vypočítáním odvedeného teplo Q_{sp} (3.3-25) dle vztahu (3.3-24) dosazením i_C (3.3-15), i_D (3.3-23) a m (3.2-13). A nakonec se vypočítá \dot{Q}_{sp} (3.3-27) dle vztahu (3.3-26) dosazením v z tab. 1, τ_C (3.2-2) a Q_{sp} (3.3-25). [20]

$$Q_{sp} = (i_C - i_D) \cdot m \quad (3.3-24)$$

$$Q_{sp} = (671\,853,74 - 463\,464,88) \cdot 0,014\,9 = 3\,104,99 \text{ J} \quad (3.3-25)$$

$$\dot{Q}_{sp} = \frac{Q_{sp} \cdot v}{1000 \cdot \tau_C} \quad (3.3-26)$$

$$\dot{Q}_{sp} = \frac{3\,104,99 \cdot 20}{1000 \cdot 0,08} = 776,25 \text{ kW} \quad (3.3-27)$$

Při znalosti entalpií i_A a i_D je možné vypočítat tepelný výkon vycházející komínem formou horkých spalin $\dot{Q}_{k,z}$. Dojde se k němu podle vztahu (3.3-28) dosazením v z tab. 1, τ_c (3.2-2), m (3.2-13), i_A (3.3-9) a i_D (3.3-23). Díky $\dot{Q}_{k,z}$ se následně vypočítá komínová ztráta δ_k podle vztahu (3.3-29) dosazením \dot{Q}_{in} (3.1-11) a $\dot{Q}_{k,z}$ (3.3-28). Pro lepší hodnocení modelu v následující podkapitole 3.6 se navíc vypočítá δ_o označující ostatní ztráty podle rovnice (3.3-30).

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{k,z} &= \frac{(i_D - i_A) \cdot m \cdot v}{1000 \cdot \tau_c} \\ \dot{Q}_{k,z} &= \frac{(432113,39 - 317681,89) \cdot 0,0149 \cdot 20}{1000 \cdot 0,08} = 426,26 \text{ kW} \end{aligned} \right\} \quad (3.3-28)$$

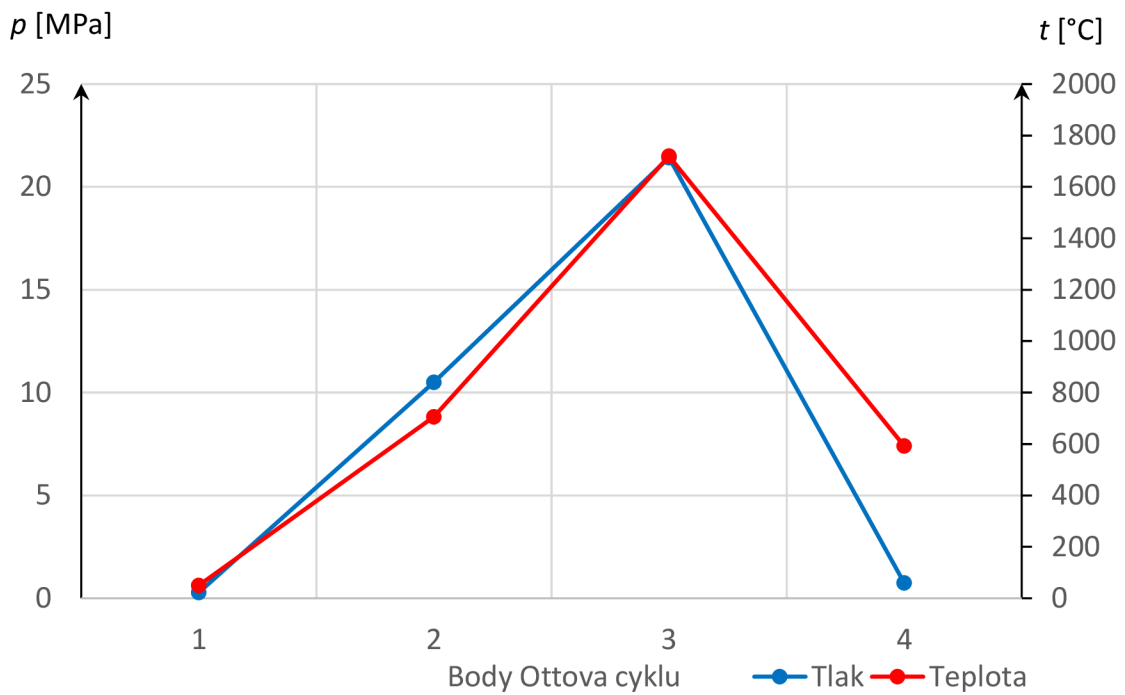
$$\delta_k = \frac{\dot{Q}_{k,z}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{426,26}{5955} = 0,0716 = 7,16 \% \quad (3.3-29)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_o &= 100 - \left(\eta_c + \delta_k + \frac{P_{mech} - P_{el}}{\dot{Q}_{in}} \right) \\ \delta_o &= 100 - \left(87,98 + 7,16 + \frac{2\,600 - 2538}{5955} \right) = 4,85 \% \end{aligned} \right\} \quad (3.3-30)$$

Pozn.: Poslední člen v rovnici (3.3-30) popisuje energetické ztráty na generátoru, které jsou konstantní.

Tab. 10 Přehled hodnot vypočítaných stavových veličin

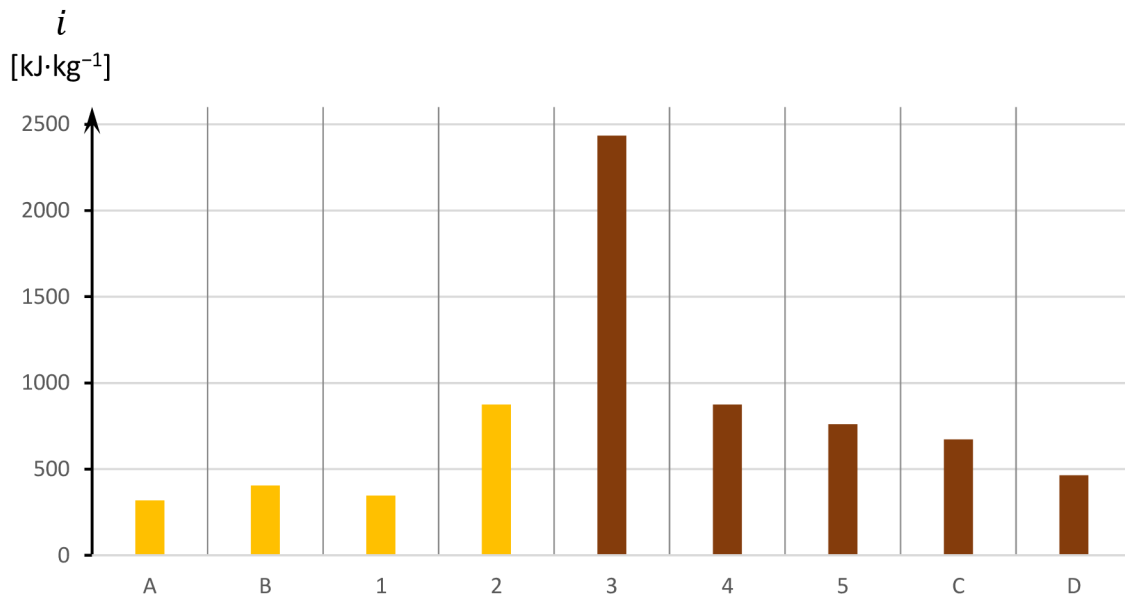
	p [kPa]	V [l]	T [K]	t [°C]
1	277,38	5,179	323,15	50
2	7 396,96	0,414	689,40	416,25
3	21 443,31	0,414	1 732,00	1 458,85
4	731,60	5,179	725,60	452,45



Obr. 26 Průběh entalpie pracovních látek

Tab. 11 Měrné entalpie v jednotlivých bodech schématu

Body schématu	i [kJ · kg ⁻¹]
A	317,68
B	404,39
1	346,14
2	873,97
3	2 433,88
4	873,97
5	760,34
C	671,85
D	463,46



Obr. 27 Průběh měrných entalpií pracovních látek podle jednotlivých bodů

Pozn.: Oranžová barva reprezentuje spalovací směs a hnědá barva spaliny, které vznikají po shoření v ději 2–3.

Pro vyšší přesnost optimalizace se navíc zavede parametr Q_C (3.3-34) spočítaný dle vztahu (3.3-33) dosazením \dot{Q}_{sp} v z tab. 1, τ_C (3.2-2) a \dot{Q}_Z (3.3-32) ze vztahu (3.3-31), kde se dosadí \dot{Q}_{in} , P_{mech} , \dot{Q}_m a \dot{Q}_{sp} z tab. 1. Tato veličina definuje množství energie, které vychází z Ottova cyklu ve formě zvýšené teploty pracovní látky oproti stavu v bodě 1. Druhá varianta, kterou se dá Q_C (3.3-36) vypočítat, je podle vztahu (3.3-35) dosazením m (3.2-13), i_1 (3.2-47) a i_5 (3.2-82).

$$\dot{Q}_Z = \dot{Q}_{in} - (P_{mech} + \dot{Q}_m + \dot{Q}_{sp}) \quad (3.3-31)$$

$$\dot{Q}_Z = 5955 - (2600 + 1411 + 1290) = 654 \text{ kW} \quad (3.3-32)$$

$$Q_C = \frac{(\dot{Q}_{sp} + \dot{Q}_Z) \cdot \tau_C}{v} \quad (3.3-33)$$

$$Q_C = \frac{(1290 + 654) \cdot 0,08}{20} = 7,776 \text{ kJ} \quad (3.3-34)$$

$$Q_C = (i_5 - i_1) \cdot m \quad (3.3-35)$$

$$Q_C = (760\,335,5 - 346\,138,57) \cdot 0,0149 = 6\,171,53 \text{ J} = 6,171 \text{ kJ} \quad (3.3-36)$$

Odchylka x_θ [%] mezi vypočítanými a převzatými hodnotami validovaných veličin se určí dle vztahu (3.3-37), kde index θ označuje danou veličinu, a_θ je převzatá hodnota validované veličiny z tab. 1. a b_θ je spočítaná validovaná veličina. Odchylka pro P_{mech} se vypočítá dle ilustračního výpočtu $x_{\theta P_{mech}}$ v rovnici (3.3-38) dosazením $a_{P_{mech}}$ z tab. 1 a $b_{P_{mech}}$ (3.2-78).

$$x_\theta = 100 \cdot \frac{b_\theta - a_\theta}{a_\theta} \quad (3.3-37)$$

$$x_{P_{mech}} = 100 \cdot \frac{b_{P_{mech}} - a_{P_{mech}}}{a_{P_{mech}}} = 100 \cdot \frac{2329,99 - 2600}{2600} = -10,385 \% \quad (3.3-38)$$

Řešení odchylky teplot (např. t_c) dle vztahu (3.3-37) by nemělo příliš dobrou vypovídající hodnotu. Proto se budou odchylky teplot měřit na základě odchylek jejich entalpií ze vztahu (3.2-46). Vypočítá se a_{i_c} (3.3-23) podle vztahu (3.2-46) dosazením $c_{p_c}(p_c, T_c)$ ze vztahů (3.2-14), (3.2-16) a dosazením T_c (3.3-22) ze vztahu (3.2-10), kde se dosazuje t_c z tab. 1. Po zjištění všech odchylek lze z tab. 12 vypožorovat, že je validovaný model relativně přesný z hlediska stechiometrického výpočtu (\dot{M}_{sp} a \dot{Q}_{in}), ale to neplatí pro ostatní hodnoty, kde došlo k výrazným chybám.

$$T_{c,odhad} = 700 \text{ K}$$

$$T_c = 273,15 + t_c = 273,15 + 423 = 696,15 \text{ K} \quad (3.3-39)$$

$$a_{i_c} = 1168,166 \cdot 696,15 = 813\,218,76 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3-40)$$

Tab. 12 Vyhodnocení validovaných veličin

Validované parametry θ	a_θ	Odkaz	b_θ	Odkaz	x_θ [%]
P_{mech}	2 600,00	tab. 1	2 329,99	(3.2-78)	-10,385
\dot{Q}_{in}	5 955,00	tab. 1	5 951,74	(3.1-12)	-0,055
\dot{M}_{sp}	13 409,00	(3.1-52)	13 412,24	(3.1-52)	+0,024
\dot{Q}_{sp}	1 290,00	tab. 1	776,25	(3.3-27)	-39,826
t_c	423,00	tab. 1	296,37	(3.3-21)	–
i_c	813 218,76	(3.3-40)	671 853,74	(3.3-15)	-17,383
Q_c	7,78	(3.3-34)	6,17	(3.3-36)	-20,690

3.4 Optimalizace

Za účelem zpřesnění modelu je nutné provést optimalizaci. Její princip spočívá ve volbě vhodných proměnných parametrů, které zredukuje odchylky na minimum, a zároveň jich bude nejmenší možný počet, jelikož při příliš vysokém počtu proměnných parametrů by se těžce hledala vhodná kombinace hodnot. Pro optimalizaci byly zvoleny proměnné parametry t_D (bude se tedy měnit teplota, na kterou se mají vychladit spaliny) a předpřipravené parametry k_p z tab. 9. Proměnný parametr t_D je současně i validovanou hodnotou, a tak je při optimalizaci v zájmu přesnosti modelu, aby byla tato hodnota stanovena co nejbližší k hodnotě z tab. 1. Po sérii změn parametrů byla optimalizace dokončena na hodnotách vypsanych v tab. 13. Dosazením těchto parametrů, do celého postupu validačního příkladu, vychází v tab. 14 konečné hodnoty s minimálními odchylkami vůči parametrům z technického listu. Po vypočítání těchto odchylek lze usoudit, že je model dostatečně přesný na to, aby byla zahájena poslední část, kterou je počítání hlavních parametrů pro spalování zemního plynu s vodíkem.

Tab. 13 Výsledné optimalizační parametry

k_{1-2}	20
k_{2-3}	14
k_{3-4}	40
k_{4-5}	26
t_D	125,5 °C

Tab. 14 Vyhodnocení validovaných veličin

Validované parametry θ	a_θ	Odkaz	b_θ	Odkaz	x_θ [%]
P_{mech}	2 600,00	tab. 1	2 599,87	(3.2-77)	-0,005
\dot{Q}_{in}	5 955,00	tab. 1	5 951,74	(3.1-12)	-0,055
\dot{M}_{sp}	13 409,00	(3.1-52)	13 412,24	(3.1-52)	+0,024
\dot{Q}_{sp}	1 290,00	tab. 1	1 289,54	(3.3-26)	-0,036
t_C	423,00	tab. 1	401,88	(3.3-21)	–
i_C	813 218,76	(3.3-40)	784 413,03	(3.3-14)	-3,542
Q_C	7,78	(3.3-34)	7,85	(3.3-35)	+0,900
t_D	120,00	tab. 1	125,5	tab. 13	–
i_D	432113,39	(3.3-23)	438 201,09	(3.2-46)	+1,410

3.5 Model spalování zemního plynu s vodíkem v KJ

V této části je zapotřebí optimalizační model mírně upravit a vytvořit tak konečný výpočetní model. Hlavní nadstavbou je přimíchávání vodíku prostřednictvím hmotnostního zastoupení složek paliva $w_{i,pal}$ podle tab. 15 a vztahů (3.5-1), (3.5-2), kde X označuje hmotnostní zastoupení zemního plynu $w_{ZP,pal}$ a Y označuje hmotnostní zastoupení vodíku $w_{H_2,pal}$. Volením proměnných X a Y v tab. 15 se mění procentuální složení vodíku ve spalovací směsi, a to ovlivňuje hmotnostní zastoupení jednotlivých složek paliva $w_{i,pal}$.

$$w_{iZP,pal} = \frac{X}{100} \cdot \frac{M_{m_i} \cdot x_{i,pal}}{\sum M_{m_i} \cdot x_{i,pal}} \quad (3.5-1)$$

$$w_{H_2,pal} = \frac{Y}{100} \quad (3.5-2)$$

Tab. 15 Hmotnostní rozdělení vodíku a zemního plynu v palivu		
Zemní plyn [%]	Vodík [%]	ZP/H ₂
X	Y	$X \cdot Y^{-1}$
Podmínka: $X + Y = 100$		

Při přimíchávání bude docházet k navýšení příkonu vlivem vyšší výhřevnosti vodíku. Proto bude hlavním proměnným parametrem při zadávání výpočtu hmotnostní průtok paliva \dot{M}_{pal} . Tento parametr se mění tak dlouho, dokud není mechanický výkon P_{mech} rovný hodnotě z tab. 1 a to s tolerancí $\pm 0,01$ kW.

Druhá nadstavba se týká tepelného výkonu motoru \dot{Q}_m , který byl dosud považován za neměnnou okrajovou podmínku. Aby bylo možné počítat jeho hodnotu, zavedou se místo toho jiné okrajové podmínky Ω_p [-]. Ty vyjadřují míru sdílení tepla v probíhajícímu Ottově cyklu daného děje v závislosti na množství dodávaného tepla ve formě paliva Q_{in} . Závislost vychází z předpokladu, že se při zvyšování Q_{in} zvyšuje teplotní gradient bloku motoru a tím se zvýší i přestup tepla. Výpočet Ω_p je popsán v rovnici (3.5-3). Po vypočítání se použijí jako nové okrajové podmínky ve vztahu (3.5-4), dle kterého se počítá teplo odebrané z děje Q_p . Z toho se následně vypočítá \dot{Q}_m za pomoci vztahu (3.5-5). Ilustrační výpočet Ω_{12} viz (3.5-6), Q_{12} viz (3.5-7) a \dot{Q}_m viz (3.5-8). Při nezměněných parametrech nemá na výsledek výše uvedený přepočet vliv. Dále se bude \dot{Q}_m při spalování směsi ZP s vodíkem měnit.

$$\Omega_p = \frac{Q_p}{Q_{in}} \quad (3.5-3)$$

$$Q_p = Q_{in} \cdot \Omega_p \quad (3.5-4)$$

$$\dot{Q}_m = \frac{\sum_p Q_p \cdot v}{1000 \cdot \tau_c} \quad (3.5-5)$$

$$\Omega_{12} = \frac{Q_{12}}{Q_{in}} = \frac{1128}{23806,945} = 0,047381 \quad (3.5-6)$$

$$Q_{12} = Q_{in} \cdot \Omega_{12} = 1128 \text{ J} \quad (3.5-7)$$

$$\dot{Q}_m = \frac{\sum_p Q_p \cdot v}{1000 \cdot \tau_c} = \frac{(1128 + 790,2 + 2257,6 + 1467,44) \cdot 20}{1000 \cdot 0,08} = 1410,81 \text{ kW} \quad (3.5-8)$$

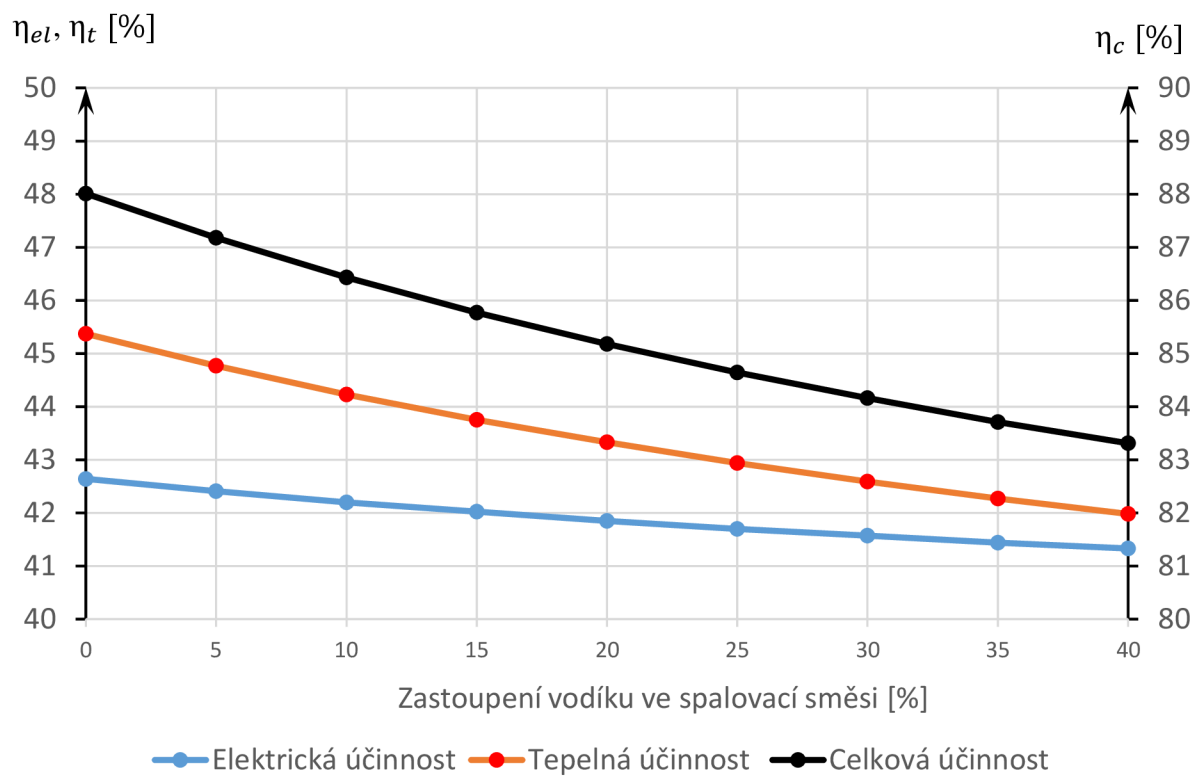
Pozn.: Výsledek se neshoduje s hodnotou \dot{Q}_m z tab. 1 kvůli zaokrouhlení dosazovaných hodnot.

3.6 Výsledky a shrnutí výpočtového modelu

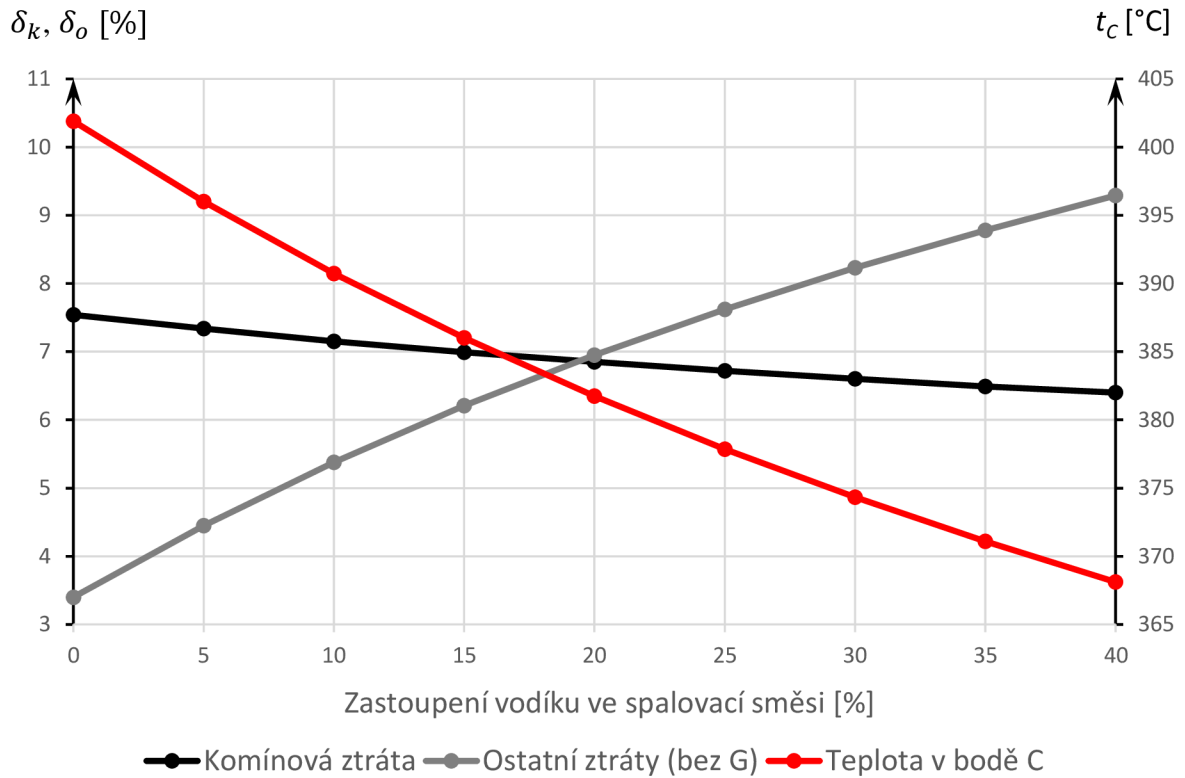
Po úpravách validačního modelu podle podkapitoly 3.4 a 3.5 dojde k vypočítání hlavních parametrů v závislosti na hmotnostním zastoupení vodíku ve směsi paliva. Vodík je do paliva přimícháván v rozsahu od 0 do 40 hmotnostních procent. Dle tohoto modelového nastavení se vypočítaly všechny hodnoty. V tab. 16 jsou uvedeny pouze ty klíčové, které jsou vhodné pro další posouzení. Některé korelující parametry byly graficky zobrazeny na obr. 28, obr. 29 a obr. 31. Zároveň je na obr. 30 vyobrazený průběh změny příkonu v palivu společně s tepelnými výkony v závislosti na přimíchávání vodíku do spalovací směsi. Mezi hlavní sledované vypočítané hodnoty se neřadí elektrický výkon P_{el} , protože nemá vypovídající hodnotu, jelikož je pouze závislý na konstantních hodnotách P_{mech} a η_G .

Tab. 16 Vypočítané parametry pro spalování daných směsí

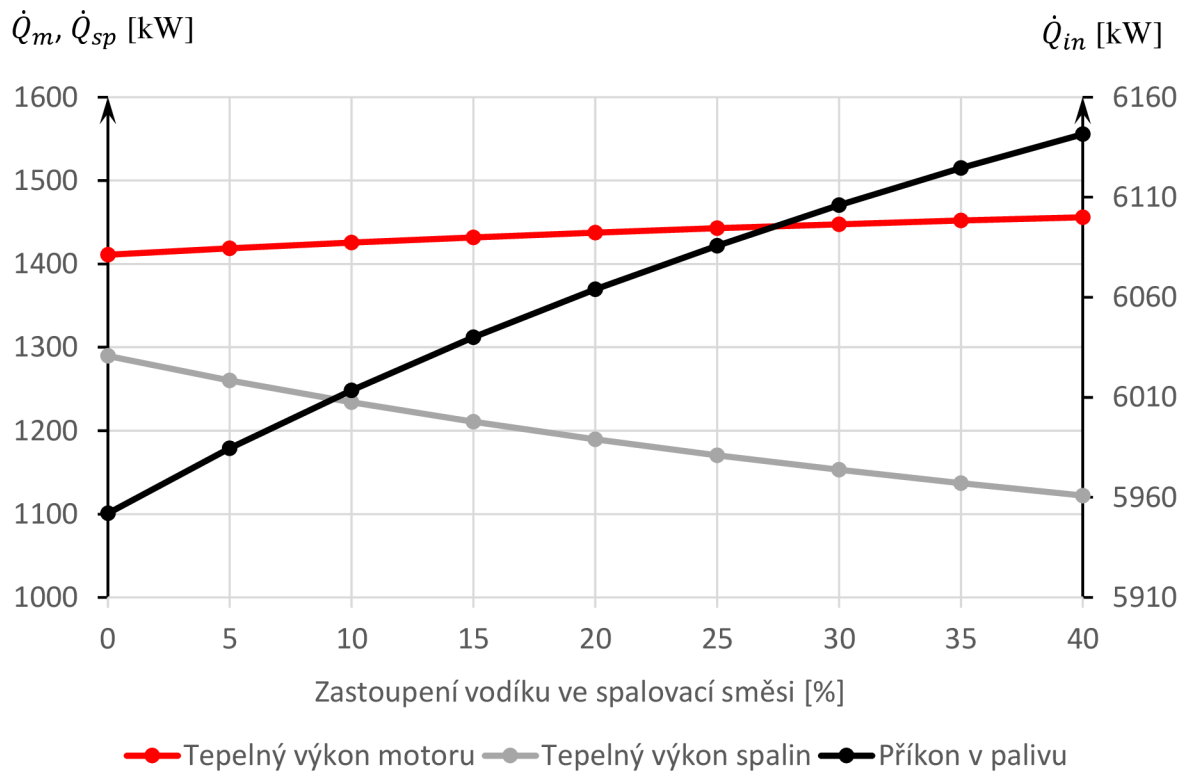
w_{H_2}	η_{el}	η_t	δ_k	δ_o	\dot{M}_{pal}	\dot{Q}_{in}	\dot{Q}_m	\dot{Q}_{sp}	t_c	η_c
[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[kg·h ⁻¹]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[%]
0,00	42,64	45,37	7,54	3,40	436,02	5952,01	1411,06	1289,66	401,90	88,01
0,05	42,41	44,77	7,34	4,45	409,10	5984,58	1418,79	1260,45	396,01	87,18
0,10	42,20	44,23	7,15	5,38	385,32	6013,51	1425,64	1234,24	390,73	86,43
0,15	42,02	43,75	6,99	6,21	364,20	6040,04	1431,93	1210,86	386,01	85,77
0,20	41,85	43,33	6,85	6,95	345,29	6064,08	1437,63	1189,72	381,74	85,18
0,25	41,70	42,94	6,72	7,62	328,25	6085,81	1442,78	1170,46	377,85	84,64
0,30	41,57	42,59	6,60	8,23	312,84	6106,02	1447,58	1153,01	374,33	84,16
0,35	41,44	42,27	6,49	8,78	298,82	6124,59	1451,98	1137,03	371,10	83,71
0,40	41,33	41,98	6,40	9,29	286,00	6141,51	1455,99	1122,26	368,11	83,31



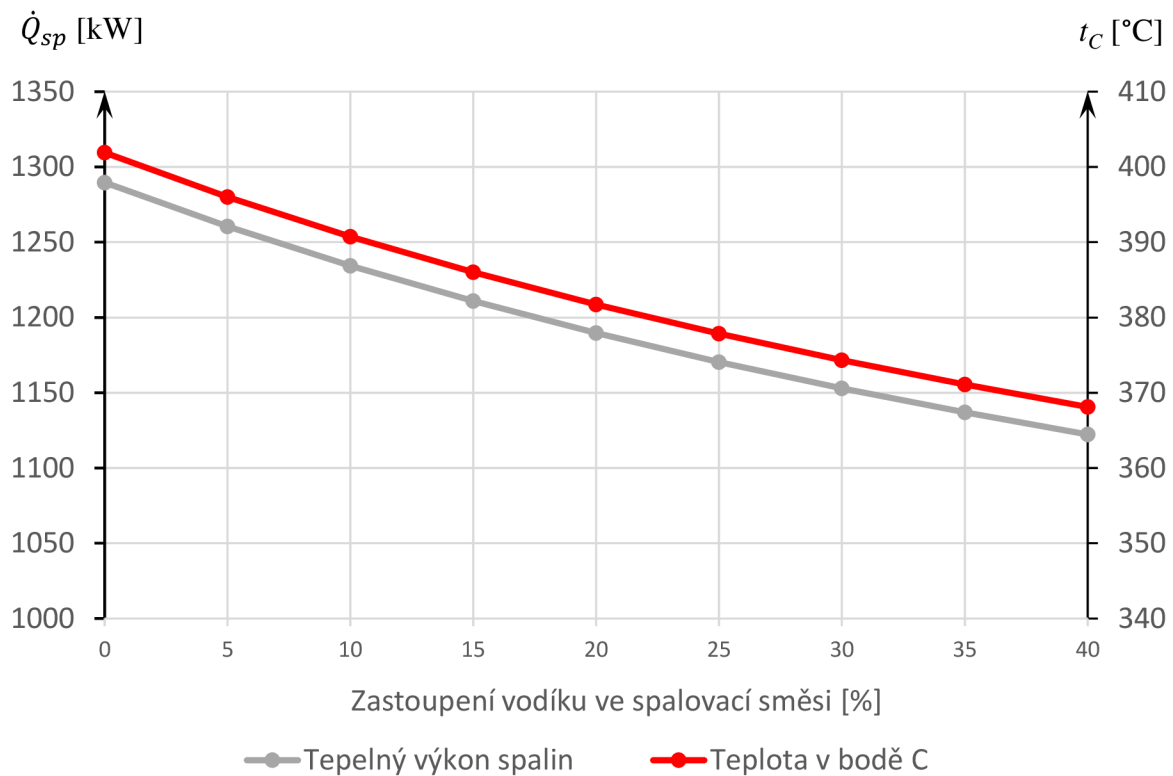
Obr. 28 Průběh účinností v závislosti na hmotnostním zastoupení vodíku



Obr. 29 Průběh ztrát KJ a teploty v bodě C v závislosti na hmotnostním zastoupení vodíku



Obr. 30 Zobrazení změny tepelných výkonů a příkonu v paliva v závislosti na hmotnostním zastoupení vodíku



Obr. 31 Zobrazení korelace teploty v bodě C s tepelným výkonem spalinového výměníku

V podkapitole 3.2 je stanoveno, že se v Ottově cyklu předpokládá intenzivnější přestup tepla vlivem vyšší spalovací teploty při spalování zemního plynu s vodíkem. Není jisté, že byl tento předpoklad zcela správný a závisí na dalším množství faktorů, které nejsou postiženy ve vytvořeném modelu. Díky této úvaze pravděpodobně koreluje tepelný výkon motoru společně s příkonem v palivu na obr. 30. Tepelný výkon spalin \dot{Q}_{sp} a teplota t_C spolu podle výsledků na obr. 31 také korelují. Se snižující teplotou t_C se snižuje energetický potenciál spalin a tím se také zmenšuje tepelný výkon spalin \dot{Q}_{sp} při vychlazení spalin na teplotu 125,5 °C. Korelací těchto dvou veličin se potvrzuje správnost výpočtů dle výše zmíněného předpokladu z podkapitoly 3.5.

Model zanedbává skutečnost, že s přibývajícím vodíkem ve spalovací směsi se mění stechiometrické množství spalovacího vzduchu λ [kg/h]. Nabízí se tedy doplnit závislost hmotnostního průtoku spalovacího vzduchu \dot{M}_{vzd} na zastoupení vodíku v palivu. Při změně λ by se lineárně zvýšilo \dot{M}_{vzd} , jehož hodnota by byla zadaná v rovnici (3.6-1) jako funkce $\dot{M}_{vzd}(\alpha, \lambda)$. Směrnice této funkce by byla daná konstantou, resp. okrajovou podmínkou, přebytku spalovacího vzduchu α [-] a proměnnou hodnotou λ (w_{H_2}).

$$\dot{M}_{vzd} = \alpha \cdot \lambda(w_{H_2}) \quad (3.6-1)$$

Dále je také zanedbána změna koncentrace emisních látek. Bylo by tedy možné počítat se snižující se koncentrací emisí C_{CO} , díky spalování menšího množství paliva s obsahem uhlovodíků. Koncentrace C_{NO_x} by se pravděpodobně měnila také, ale není jednoznačné, zda by klesala. Vznik oxidů dusíku je totiž z velké míry ovlivněn teplotou spalování, která se při spalování uhlovodíků s přibývajícím vodíkem zvyšuje [36]. Výpočet C_{CO} by se stanovil dle studie [37] a snižování zastoupení zemního plynu ve směsi. Výpočet C_{NO_x} by se stanovil dle

závislosti růstu C_{NO_x} na spalovací teplotě ve studii [38]. K realizování těchto úprav nedošlo vzhledem k potenciálnímu přesažení rozsahu standardní bakalářské práce.

Další úpravou modelu pro obecné zpřesnění by bylo možné doplnit do matematického modelu chybějící závislosti definující všechny body Ottova cyklu. Dle experimentálních dat spalování zemního plynu s vodíkem by se vytvořila určitá závislost, a ta by se do modelu následně zakomponovala. Podobně by se postupovalo s ostatními body v části výpočtu turbodmychadla a tepelných výkonů.

Poslední a pravděpodobně nejpřesnější variantou, by bylo experimentální měření. Pro spalování jednotlivých směsí by se sestavily indikátorové diagramy motoru a změřily další parametry pro část 3.3, včetně tepelných a tlakových ztrát. Současně s tím by se změřily koncentrace emisí. Dle těchto dat by bylo možné vytvořit soubory funkcí predikující výpočtové parametry. Na základě toho by se sestavil výpočetní model.

ZÁVĚR

V kapitole 1 byl stručně představen energetický mix ČR a faktory, které jej ovlivňují. Podle energetické strategie Evropské Unie, jejíž je Česká republika členem, lze usoudit, že se bude česká energetika pohybovat směrem k zelenějším technologiím a bude se zaměřovat na decentralizaci zdrojů společně s jejich zefektivňováním. To proběhne prostřednictvím rozvíjení technologií o nižších instalovaných výkonech s vysokou účinností transformace energie paliva. Součástí této modernizace budou z velké části obnovitelné zdroje energie, které způsobují výkyvy přenášeného elektrického výkonu. To je za potřeby kompenzovat energetickými zařízeními, které jsou schopny rychlého najíždění. Jedním z těchto zařízení může být kogenerační jednotka, která je pro tyto účely ve srovnání se spalovacími turbínami či vodními elektrárnami nejvhodnější. Oproti vodním elektrárnám není náročná na lokalitu, kde se instaluje, a zároveň se narozdíl od spalovací turbíny vlivem rychlých a častých najíždění významně neopotřebovává. Je tedy téměř jisté, že si kogenerační jednotky najdou v energetickém mixu svoje místo. Spíše záleží v jak velkém rozsahu budou používány. To bude pravděpodobně záviset na dostupnosti a ceně zemního plynu, protože i přes možnosti použití bioplynu a další alternativních plynů zemní plyn stále zůstává stěžejním palivem pro KJ.

Dále se lze v kapitole 2 dočíst toho, jak jsou KJ rozlišovány, jaké jsou jejich základní konstrukční provedení a na jakém principu funguje hlavní část KJ – plynový spalovací motor, společně s detailním popisem spalování a tvorby emisí.

V poslední kapitole 3 je představen postup sestavení výpočtového modelu pro predikování provozních parametrů KJ při spalování zemního plynu s vodíkem o různých hmotnostních koncentracích. Při výpočtu se vycházelo z technického listu skutečného motorgenerátoru firmy MTU s dvacetiválcovým spalovacím motorem spalující zemní plyn. V první řadě byl na základě vstupních hodnot vytvořen validační model. Tento model dosahoval velmi vysokých odchylek v rámci desítek procent. Pro snížení těchto odchylek došlo k optimalizaci za pomoci stanovení okrajových podmínek. Po optimalizaci došlo ke snížení odchylek na úroveň v řádech desetin až tří procent. Dále následovalo vytvoření konečného výpočtového modelu přizpůsobeného pro počítání se spalováním vodíku, kdy je zachován mechanický výkon KJ a hodnotí se ostatní parametry.

Po sérii výpočtů spalování směsi zemního plynu s vodíkem pro koncentrace nula až čtyřicet procent hmotnostního zastoupení vodíku byly zaznamenány výsledky. Z těchto výsledků bylo zjištěno, že s přibývajícím vodíkem v palivu klesá elektrická, tepelná i celková účinnost. Společně s tím klesá i komínová ztráta δ_k a ostatní ztráty δ_o (radiální teplo pláště motoru, tepelné ztráty potrubí) naopak rostou. Vzhledem k vyšší výhřevnosti vodíku klesá hmotnostní průtok paliva, ale zároveň roste příkon v palivu. Z toho lze vyvodit, že spalování s vodíkem je pro tento model energeticky náročnější, protože ke konání stejného mechanického výkonu motor potřebuje větší příkon v palivu.

Model je v některých ohledech značně zjednodušen a obsahuje řadu odchylek. Tyto chyby jsou s nejvyšší pravděpodobností způsobeny nezohledněním tepelné ztráty dle skutečného gradientu teplot v jednotlivých bodech bloku motoru, předpokladem dokonalé výměny pracovního média a dokonalého spalování. Zároveň se neuvažuje s komplexností dynamiky spalování zemního plynu či vodíku, s tlakovými ztrátami a nebere se v úvahu ani skutečný průběh změn stavových veličin (p , T a V) Ottova cyklu, které jsou místo toho nahrazeny jednotlivými body (1, 2, 3, 4, 5). Další nepřesnosti vznikají po úpravě na optimalizační a výpočetní model vlivem neměnného přívodu spalovacího vzduchu \dot{M}_{vzd} a neměnných emisních koncentrací C_{NO_x} , C_{CO} . Návrh opatření pro snížení nepřesností je sepsán v podkapitole 3.6.

Postup sestavení modelu byl vypracovaný na základě vlastního postupu a logických úvah autora, společně s řadou diskuzí s vedoucím práce. Není tedy v žádném případě dogmatem

a má velký prostor pro zdokonalení, může ale rozhodně posloužit, jako předloha pro sestavení sofistikovanější a exaktnější verze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MATTHEWMAN, Steve a Hugh BYRD. Blackouts: a sociology of electrical power failure. 2014, s. 17.
- [2] *Statistika: Národní energetický mix* [online]. Praha: OTE, 2020 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://www.ote-cr.cz/cs/statistika/narodni-energeticky-mix>
- [3] *EU Emissions Trading System (ETS)* [online]. Brusel, Belgie: European Environment Agency, 2021 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/dashboards/emissions-trading-viewer-1>
- [4] *EU Carbon Permits* [online]. Trading Economics, 2022 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://tradingeconomics.com/commodity/carbon>
- [5] CHUNG, Chune, Minkyu JEONG a Jason YOUNG. The Price Determinants of the EU Allowance in the EU Emissions Trading Scheme. *Sustainability*. 2018, roč. 10, č. 11, s. 29. ISSN 2071-1050. Dostupné z: doi:10.3390/su10114009
- [6] *Sdělení komise evropskému parlamentu, radě, evropskému hospodářskému a sociálnímu výboru a výboru regionů empty*. Brusel, Belgie: Evropská komise, 2021, Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX%3A52021DC0550>
- [7] *Energostat* [online]. Třebíč: O ENERGETICE, 2021 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/energostat>
- [8] KLEIN, Václav. *Role kogenerace v transformaci energetiky* [firemní literatura]. Brno: GENTEC s.r.o., 2021.
- [9] *Kogenerační jednotky* [online]. Výčapy: Tedom, 2022 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotky/>
- [10] *Konfigurátor kogenerační jednotky* [online]. Brno: Gentec, 2022 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://gentec.cz/konfigurator-jednotky/>
- [11] *Kogenerační jednotka KE-MNG 50 eco-AE* [online]. Brno: Gentec, 2022 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://gentec.cz/produkt/ke-mng-50-eco-ae/>
- [12] *Kogenerační jednotka KE-MTUNG 700-ASE* [online]. Brno: Gentec, 2022 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://gentec.cz/produkt/ke-mtung-700-ase-k/>
- [13] *Kogenerační jednotka KE-MTUNG 850-BSE* [online]. Brno: Gentec, 2022 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://gentec.cz/produkt/ke-mtung-850-bse/>
- [14] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, s. 281 : il. ISBN 80-7300-118-7.
- [15] ŠEBESTA, Petr. *PID Kogenerační jednotky KE-MNG 200*. Brno, 2020.
- [16] ŠEBESTA, Petr. *PID Kogenerační jednotky KE-MNG 260 eco*. Brno, 2020.
- [17] *How Vapour Absorption Refrigeration System Works* [online]. Nové Dillí, Indie: Academic Gain Tutorials, 2020 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=1p6dgGVnS2w>
- [18] GIANNETTI, Niccolò, Arnas ARNAS, Andrea ROCCHETTI a Kiyoshi SAITO. Thermodynamic Analysis of Irreversible Heat-transformers. *Makara Journal of Technology*. 2015, roč. 19, č.2, s. 90-96. ISSN 2356-4539. Dostupné z: doi:10.7454/mst.v19i2.3142

- [19] KRACÍK, Petr. *Základy energetiky II: Pístové spalovací motory* [přednášková prezentace]. Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství, VUT, Brno, 2022.
- [20] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [21] *Bezpečnostní list dle dle (ES) zemní plyn odorizovaný* [online]. Praha: Pražská plynárenská distribuce, 2017, roč. 2015, č. 830. Dostupné také z: https://www.ppdistribuce.cz/sites/default/files/23/bl_zemni_plyn_ppda.s_2017.pdf
- [22] *Spotřeba a emise* [online]. Brno: Mjauto autodíly, 2021 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: https://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/fer_mo14/obrazy14.htm
- [23] PROCTOR, Charles L. Internal Combustion Engines. *Encyclopedia of Physical Science and Technology*. Elsevier, 2003, s. 33-44. ISBN 9780122274107. Dostupné z: doi:10.1016/B0-12-227410-5/00350-1
- [24] *Natural Gas Engines* [online]. DieselNet Technology Guide, 2020 [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_natural-gas.php#intro
- [25] BALÁŠ, Marek. *Stavba a provoz energetických zařízení: Kotle na plynná paliva* [přednášková prezentace]. Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství, VUT, Brno, 2021.
- [26] BALÁŠ, Marek. *Ochrana životního prostředí: Vznik a snižování emisí oxidů dusíku* [přednášková prezentace]. Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství, VUT, Brno, 2022.
- [27] Funkce katalyzátoru. *Cleantaxx* [online]. Rynholec: F. T. G. spol., 2022 [cit. 2022-01-23]. Dostupné z: <https://www.dpf-ftg.cz/funkce-katalyzatoru>
- [28] ČESKÁ REPUBLIKA. *Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečištění a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší*. In: . Praha, 2020, ročník 2012, 151/2012, číslo 415.
- [29] MTU - A ROLLS-ROYCE SOLUTION. *Technical Specification and Scope of Supply GG20V4000D1 (MTU 20V4000 GS)*. 2020, 30.
- [30] *Water moisture content of humid air calculator* [online]. Harelbeke, Belgium: Quadco' Engineering, 2022 [cit. 2022-04-13]. Dostupné z: <https://www.quadco.engineering/en/know-how/cfd-calculate-water-fraction-humid-air.htm>
- [31] Složení zemních plynů. *Tzb-info* [online]. Praha, 2022 [cit. 2022-03-27]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/89-slozeni-zemnich-plynu>
- [32] H. BELL, Ian, Jorrit WRONSKI, Sylvain QUOILIN a Vincent LEMORT. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2014. Dostupné z: doi:10.1021/ie4033999
- [33] *Heat of combustion* [online]. Wikimedia Foundation, 2022 [cit. 2022-04-21]. https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_of_combustion#Lower_heating_value
- [34] TOUŠ, Michal. *Modelování procesů: Materiálové bilance s reakcemi* [přednášková prezentace]. Ústav procesního inženýrství, Fakulta strojního inženýrství, VUT, Brno, 2021.
- [35] ELBL, Patrik. *Ochrana životního prostředí: Emisní koncentrace* [přednášková prezentace]. Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství, VUT, Brno, 2022.

- [36] MISHRA, S. Adiabatic flame temperature of hydrogen in combination with gaseous fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*. 1989, roč. 14, č. 11, s. 839-844. ISSN 03603199. Dostupné z: doi:10.1016/0360-3199(89)90021-9
- [37] KEKEC, Kenan Bilgin a Serhat KARYEYEN. H₂ – CH₄ blending fuels combustion using a cyclonic burner on colorless distributed combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2022, roč. 47, č. 24, s. 17. ISSN 03603199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2021.08.118
- [38] HODZIC, Nihad, Anes KAZAGIC a Sadjit METOVIC. Influence of over fire air system on NO_x emissions: An experimental case study. *Thermal Science*. 2019, roč. 23, č. 3. ISSN 0354-9836. Dostupné z: doi:10.2298/TSCI180619238H

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Popis
a^T	$J \cdot kg^{-1}$	měrná práce turbíny
a^K	$J \cdot kg^{-1}$	měrná práce kompresoru
A_{12}	J	spotřebovaná práce při kompresi 1-2
A_{34}	J	vykonaná práce při expanzi 3-4
A_o	J	vykonaná práce tepelným oběhem
a_θ	-	validační veličina
b_θ	-	validovaná veličina
C_{CO}	$mg \cdot m_N^{-3}$	koncentrace CO ve spalínách
$C_{CO,ref}$	$mg \cdot m_N^{-3}$	koncentrace CO ve spalínách pro referenční obsah kyslíku $x_{O_2,ref}$
$c_{n_{12}}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	specifické teplo polytropického děje 1-2
$c_{n_{34}}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	specifické teplo polytropického děje 3-4
C_{NO_x}	$mg \cdot m_N^{-3}$	koncentrace NO_x ve spalínách
$C_{NO_x,ref}$	$mg \cdot m_N^{-3}$	koncentrace NO_x ve spalínách pro referenční obsah kyslíku $x_{O_2,ref}$
$c_{p,i}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku média pro složku i
$\bar{c}_{p_{12}}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	střední hodnota měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku média v ději 1-2
$\bar{c}_{p_{34}}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	střední hodnota měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku média v ději 3-4
$c_{v,i}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu média pro složku i
$\bar{c}_{v_{12}}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	střední hodnota měrné tepelné kapacity za konstantního objemu média v ději 1-2
$\bar{c}_{v_{34}}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	střední hodnota měrné tepelné kapacity za konstantního objemu média v ději 3-4
E	kWh	množství vyrobené elektřiny
i	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie
i_1	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě 1
i_2	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě 2
i_3	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě 3
i_4	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě 4
i_5	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě 5
i_A	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě A
i_B	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě B
i_C	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě C
i_D	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie v bodě D
k_{1-2}	-	koeficient rozdělení tepla sdílení tepla válce motoru pro děj 1-2
k_{2-3}	-	koeficient rozdělení tepla sdílení tepla válce motoru pro děj 2-3
k_{3-4}	-	koeficient rozdělení tepla sdílení tepla válce motoru pro děj 3-4
k_{4-5}	-	koeficient rozdělení tepla sdílení tepla válce motoru pro děj 4-5
k_p	-	koeficient rozdělení tepla sdílení tepla válce motoru pro děj p
m	kg	elementární hmotnost pracovního média v jednom válci
$\dot{M}_{i,emise}$	$kg \cdot h^{-1}$	hmotnostní průtok emisní složky ve spalínách
$\dot{M}_{i,sp}$	$kg \cdot h^{-1}$	hmotnostní průtok složky ve spalínách
$\dot{M}_{i,směs}$	$kg \cdot h^{-1}$	hmotnostní průtok složky ve spalovací směsi
$\dot{M}_{i,vz}$	$kg \cdot h^{-1}$	hmotnostní průtok složky spalovacího vzduchu
$M_{m,i}$	$kg \cdot kmol^{-1}$	molární hmotnost složky

\dot{M}_{pal}	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	hmotnostní průtok paliva
\dot{M}_{sp}	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	hmotnostní průtok spalin
\dot{M}_{vz}	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	hmotnostní průtok spalovacího vzduchu
n	–	polytropický exponent
n_{12}	–	polytropický exponent pro děj 1-2
n_{34}	–	polytropický exponent pro děj 3-4
$\dot{N}_{i,emise}$	$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$	molární průtok emisní složky ve spalinách
$\dot{N}_{i,směs}$	$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$	molární průtok složky ve spalovací směsi
$\dot{N}_{i,sp}$	$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$	molární průtok složky ve spalinách
$\dot{N}_{i,vstup}$	$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$	molární průtok složky vstupující do reakce
$\dot{N}_{i,výstup}$	$\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$	molární průtok složky vystupující z reakce
p	Pa	tlak
p_1	Pa	tlak v bodě 1
p_2	Pa	tlak v bodě 2
p_3	Pa	tlak v bodě 3
p_4	Pa	tlak v bodě 4
p_A	Pa	tlak v bodě A
p_B	Pa	tlak v bodě B
p_C	Pa	tlak v bodě C
p_D	Pa	tlak v bodě D
P_{el}	kW	elektrický výkon
P_{mech}	kW	mechanický výkon
Q_{12}	J	teplo uvolněné během děje 1-2
Q_{23}	J	teplo přijaté během děje 2-3
$Q_{23,z}$	J	teplo uvolněné během děje 2-3
Q_{34}	J	teplo uvolněné během děje 3-4
Q_{45}	J	teplo uvolněné během děje 4-5
Q_c	J	teplo odejmuté ve formě horkých spalin
Q_{ch}	J	teplo uvolněné z elementární hmotnosti m ve chladiči
\dot{Q}_{ch}	kW	chladičí výkon chladiče spalovací směsi
Q_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	výhřevnost složky
Q_{in}	J	dodané teplo do jednoho válce během děje 2-3
\dot{Q}_{in}	kW	tepelný výkon dodávaný do motoru
$\dot{Q}_{k,z}$	kW	tepelný výkon komínové ztráty KJ
\dot{Q}_m	kW	tepelný výkon motoru
Q_p	J	teplo dodané/uvolněné při ději p
Q_{sp}	J	teplo uvolněné z elementární hmotnosti m ve spalinovém výměníku
\dot{Q}_{sp}	kW	tepelný výkon spalin ve spalinovém výměníku
Q_{UV}	kWh	množství vyrobeného tepla
\dot{Q}_z	kW	tepelný ztrátový výkon KJ
r_1	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná plynová konstanta
T	K	termodynamická teplota
t_1	°C	teplota v bodě 1
T_1	K	termodynamická teplota v bodě 1
T_2	K	termodynamická teplota v bodě 2
T_3	K	termodynamická teplota v bodě 3

T_4	K	termodynamická teplota v bodě 4
t_A	°C	teplota v bodě A
t_C	°C	teplota v bodě C
T_C	K	termodynamická teplota v bodě C
t_D	°C	teplota v bodě D
v	–	počet válců spalovacího motoru
V_1	m ³	objem válce v bodě 1
V_2	m ³	objem válce v bodě 2
V_3	m ³	objem válce v bodě 3
V_4	m ³	objem válce v bodě 4
\dot{V}_{sp}	m _N ³ · h ⁻¹	objemový průtok suchých spalin
$V_{šp}$	m ³	objem škodného prostoru motoru
$V_{šp,válec}$	m ³	objem škodného prostoru ve válci motoru
V_z	m ³	zdvihový objem motoru
$V_{z,válec}$	m ³	zdvihový objem válce motoru
v_π	–	stechiometrický koeficient před obecnou molekulou π v reakční rovnici
$w_{i,sp}$	–	hmotnostní zastoupení složky i ve spalinách
$w_{i,vz}$	–	hmotnostní zastoupení složky i ve spalovacím vzduchu
$X(a, b)$	–	obecná funkce závislá na proměnných a a b
$x_{i,pal}$	–	objemové zastoupení složky v palivu
$x_{O_2,ref}$	–	referenční objemové zastoupení kyslíku ve spalinách
x_θ	%	odchylka veličiny θ
δ_k	%	komínová ztráta
δ_o	%	ostatní ztráty
Δp_{ch}	Pa	tlaková ztráta chladiče spalovací směsi
Δp_{spv}	Pa	tlaková ztráta spalínového výměníku
ε	–	kompresní poměr spalovacího motoru
η_c	%	celková účinnost KJ
η_{el}	%	elektrická účinnost KJ
η_G	%	účinnost generátoru
η_m	%	mechanická účinnost turbokompresoru
η_t	%	tepelná účinnost KJ
κ_{12}	–	střední hodnota Poissonovy konstanty pro děj 1-2
κ_{34}	–	střední hodnota Poissonovy konstanty pro děj 3-4
$\xi_{r,emise}$	kmol · h ⁻¹	rozsah reakce podílející se na vzniku emisí
$\xi_{r,hoření}$	kmol · h ⁻¹	rozsah reakce hoření
τ_C	s	doba jednoho Ottova cyklu
φ	%	relativní vlhkost nasávaného vzduchu
Ω_{12}	–	okrajová podmínka pro sdílení tepla při ději 1-2
Ω_{23}	–	okrajová podmínka pro sdílení tepla při ději 2-3
Ω_{34}	–	okrajová podmínka pro sdílení tepla při ději 3-4
Ω_{45}	–	okrajová podmínka pro sdílení tepla při ději 4-5
Ω_p	–	okrajová podmínka pro sdílení tepla při ději p