

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra strojů průmyslové dopravy
obor
Konstrukce strojů a zařízení
zaměření
Konstrukce pístových spalovacích motorů

Optimalizace turbodmychadla pro vodíkový šestiválcový motor

Optimisation of turbocharger for six cylinder gas internal
combustion engine

KSD – DP – 478

Michael FENKL

Vedoucí diplomové práce:
Konzultant diplomové práce:

Doc. Ing. Celestýn SCHOLZ Ph.D.
Ing. Hynek DROZDA
Ing. Pavel BRABEC

Rozsah práce:

Počet stran : 79
Počet obrázků : 48
Počet tabulek : 8
Počet příloh : 6
Počet výkresů : 0

2005

Označení DP: KSD – DP – 478

Řešitel: Michael FENKL

Optimalizace turbodmychadla pro vodíkový šestiválcový motor.

ANOTACE:

Diplomová práce se zabývá návrhem turbodmychadla pro vodíkový motor. Jsou v ní popsány některé výpočtové metody používané pro výpočet turbodmychadla. Dále je zde popsán simulační software GT – Power, který je součástí softwaru GT – suite V 6.0. Výpočtovou simulací je zde srovnáván vliv kombinace turbodmychadla na parametry motoru.

Optimisation of turbocharger for six cylinder gas internal combustion engine

ANNOTATION:

This thesis deals with project turbocharger for gas engine. In the thesis some calculating methods for calculation turbocharger are presented. Simulating software GT-power is represented (described). Compare of simulated effects of turbocharger on engine parameters are included in the thesis.

Klíčová slova: MOTOR, VODÍK, PŘEPLŇOVÁNÍ, TURBODMYCHADLO

Zpracovatel: TU v Liberci, KSD

Dokončeno: 2005

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků DP:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121 / 2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

7.1.2005

Michael FENKL

Hlavní 123

Krásno

357 47

.....

Poděkování:

Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Celestýnu Scholzovi Ph.D. a konzultantům Ing. Hynkovi Drozdovi a Ing. Pavlovi Brabcovi za poskytnutý čas a odbornou pomoc. Dále děkuji Ing. Miloši Poláškovu Ph.D. za cenné informace a rady k výpočtovému softwaru GT-Power a Prof. Ing. Stanislavu Berounovi Csc. za jeho odbornou pomoc.

OBSAH:

SEZNAM OZNAČENÍ:	8
1. ÚVOD	11
2. UVEDENÍ DO PROBLÉMU OPTIMALIZACE PŘEPLŇOVÁNÍ	12
2.1. DOSTUPNÉ VÝPOČTOVÉ METODY	14
2.1.1. ZINNEROVA METODA	15
2.1.2. OBEH 95.5	18
2.1.3. TLAK MACRO-1101.XLS	20
2.1.4. GT-SUITE	21
2.2. EXPERIMENTÁLNÍ METODY PRO OPTIMALIZACI TURBODMYCHADLA.	24
3. DATA MOTORU LIAZ ML 363ENE	28
3.1. EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	31
4.PŘEDBĚŽNÉ VÝPOČTY	38
5. OPTIMALIZAČNÍ VÝPOČTY	40
5.1. VYTVOŘENÍ A ODLADĚNÍ MODELU	49
5.2. SIMULACE PROVOZNÍCH BODŮ ZA POUŽITÍ RŮZNÝCH KOMBINACÍ TURBODMYCHADEL	54
6. ZÁVĚR	61
PŘÍLOHA 1	63
PŘÍLOHA 2	66

PŘÍLOHA 3	69
PŘÍLOHA 4	74
PŘÍLOHA 5	76
PŘÍLOHA 6	77
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:.....	79

Seznam označení:

a	[kJ/kmol*K]	konstanta plynu
b	[kJ/kmol*K ²]	konstanta plynu
c	[kJ/kmol*K ³]	konstanta plynu
c _p	[kJ/kg*K]	měrná tepelná kapacita izobarická
c _v	[kJ/kg*K]	měrná tepelná kapacita izochorická
c _{sp}	[m/s]	střední pístová rychlost
d	[kJ/kmol*K ⁴]	konstanta plynu
D	[mm]	průměr
D _M	[mm]	vrtání motoru
h	[mm]	výška
H _u	[MJ/kg]	výhřevnost paliva
i	[-]	počet válců
K ₁	[-]	konstanta
K _x	[-]	součinitel udávající odvedené teplo z válce motoru
L _t	[kg/kg]	teoretické množství vzduchu
m	[kg/s]	hmotnostní množství
m _f	[-]	molární hmotnostní podíl
M	[g]	hmotnost na zdvih
M _m	[kmol]	molární hmotnost
n	[1/min.]	otáčky
p	[kPa]	tlak
P	[kW]	výkon
Q	[J]	teplo
r	[kJ/kg*K]	měrná plynová konstanta
R	[J/kmol*K]	univerzální plynová konstanta
S	[mm ² ; cm ²]	plocha
t	[°C]	teplota
T	[K]	termodynamická teplota
V	[mm ³]	objem
x	[-]	rychlostní poměr
Z	[mm]	zdvih
α _{hp}	[W/m ² *K]	součinitel přestupu tepla hlavy a pístu

α_{potr}	[W/m ² *K]	součinitel přestupu tepla potrubí
α_v	[W/m ² *K]	součinitel přestupu tepla válce
α	[-]	součinitel propláchnutí motoru
β	[-]	pulsační součinitel
ε	[-]	kompresní poměr
δ	[-]	součinitel vlivu průměru válce na množství odvedeného tepla z válce motoru
Δ	[-]	rozdíl
ζ	[-]	konstanta
ζ_{zb}	[-]	součinitel zbytkových plynů
η	[-]	účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
μ	[-]	průtokový součinitel
π	[-]	poměr tlaků
ρ	[kg/m ³]	hustota
τ	[s]	čas
ψ	[-]	průtoková funkce

Seznam indexů:

b	barometrický
c	celkový
CH	chemický
D	dmychadlo
e	efektivní
E	expanze
hp	hlava válce a čelo pístu
H2	vodík
H2O	voda, vodní pára
i	indikovaný
iz	izoentropický
k	kompresní

kl	klapky
kl_eqv	klapky ekvivalentní
krit	kritický
m	mechanický
mc	mechanický motoru
M	motor
MCH	mezichladič
nom	nominální
N2	dusík
odhad	odhad
O2	kyslík
p	průtokový
potr	potrubí
pl	plnící
předané	předané
red	redukovaný
směs	směs
spalin	spalin
T	turbína
TD	turbodmychadlo
tl	tlumič
v	válec
VO	úhel otevření výfukového ventilu
z	zdvihový
zb	zbytkový
_1	pro jeden válec
1	stav před dmychadlem; turbínou
2	stav za dmychadlem; turbínou
3	stav za mezichladičem
s	stav ve válci
488	při 488° pootočení klik. hřídele

1. Úvod

Blížící se vyčerpání fosilních paliv, zejména ropy a zemního plynu, které se předpokládá v období kolem poloviny 21. století, má za důsledek hledání alternativních paliv pro spalovací motory. Jedním z vhodných paliv se zdá být vodík, zejména také pro jeho takřka nevyčerpatelné zásoby ve vodě, vysokou hustotu energie (vztaženo na jednotku hmotnosti) a jeho ekologii (spaliny téměř nezatěžují životní prostředí). Zatím není zcela jasná technologie, která by byla nejvhodnější pro výrobu vodíku především z hlediska ceny a dostatečné produkce. Další nedořešené problémy jsou distribuce vodíku, jeho skladování, a to vše především s ohledem na bezpečnost.

Technologií výroby vodíku je celá řada. V dnešní době se vodík vyrábí petrochemickými procesy zemního plynu včetně zplyňování uhlí (90 % produkce), a nebo elektrolýzou z vody. Také je získáván jako vedlejší produkt nebo součást plynů odcházejících z rafinerií, koksáren a elektrochemické produkce na bázi vodných roztoků anorganických kyselin nebo solí. Velkým příslibem do budoucna je pro jeho neomezenou výrobu projekt výstavby ITER (Mezinárodní termonukleární experimentální reaktor). Zde by měl být vedlejším produktem vodík vznikající disociací vody při ochlazování reaktoru.

Také vývoj motorů a vozidel se spalovacími motory na vodíkové palivo není zdaleka dokončen a zabývají se jím univerzity, výzkumné ústavy, ale také přední světoví výrobci automobilů. U vozidel se jedná především o konstrukci palivové nádrže, její umístění ve vozidle a o bezpečnost při případném úniku vodíkového paliva. U motorů je to především průběh hoření vzhledem k součiniteli přebytku vzduchu, druh a způsob vefukování paliva a také přeplňování vodíkových motorů, kterým se budeme zabývat v této práci.

Cílem práce je optimalizace turbodmychadla s mezichlazením plnicího vzduchu pro motor spalující stlačený vodík. Optimalizace bude provedena pomocí dostupných výpočtů, simulačních programů a výpočetního modelu, který bude verifikován se skutečně naměřenými daty získanými z experimentů prováděných v laboratoři KSD v souvislosti s výzkumným záměrem a grantovým projektem.

2. Uvedení do problému optimalizace přeplňování

Diplomová práce se zabývá optimalizací turbodmychadla pro motor LIAZ ML 636 ENE spalující vodík. Turbodmychadlo musí být schopno spolupracovat s vodíkovým motorem, který bude spalovat extrémně chudou směs. Vysoká chudost směsi musí být zachována k dosažení nízkých obsahů NO_x. Chceme-li ovšem tento požadavek splnit musíme navrhnout vhodnou kombinaci turbíny a dmychadla. Dmychadlo musí zajistit dostatečnou dodávku vzduchu pro spalovací motor, aby se dosáhlo požadované vysoké chudosti směsi. Zároveň turbína musí zajistit dostatečný výkon pro pohon dmychadla, který získá přeměnou potenciální energie obsažené ve výfukových plynech ve formě tepelné a tlakové energie. Dalším požadavkem je, aby měl motor při zadaném režimu požadovaný výkon. Výkon je podle rovnice (1) dán množstvím dodaného paliva.

$$P_e = m_{H2_p} \cdot H_u \cdot \eta_c \quad (1)$$

Tyto dva požadavky se navzájem ovlivňují, jak je patrné ze vztahu (2).

$$\lambda = \frac{m_{vzduch_p}}{m_{H2_p} \cdot L_t} \quad (2)$$

Chudost směsi je závislá na hmotnostním průtoku vzduchu, hmotnostním průtoku paliva a na teoretickém množství vzduchu potřebném ke spálení 1 kilogramu paliva L_t (pro vodík = 34,78 kg/kg). Požadujeme-li, aby měl motor požadovaný výkon musíme mu tuto energii dodat ve formě paliva. Tím se nám zvětší jmenovatel, a proto musíme dodat více vzduchu, abychom udrželi λ na požadované hodnotě chudosti. Musíme také počítat s mechanickými a tepelnými ztrátami, které nám zvýší spotřebu paliva, ale také s proplachem spalovacího prostoru, který zvýší spotřebu vzduchu.

Ze strany turbíny je při velmi chudých směsích poměrně nízká teplota spalin, a proto je k dispozici malé množství tepelné energie ve výfukových plynech, která by se dala na turbíně převést na mechanickou energii k pohonu dmychadla. Mechanická energie od turbíny musí být větší než je energie potřebná pro pohon dmychadla. Z této úvahy vychází také první rovnice turbodmychadla, která je dále uvedena (7).

Pro dodávku, pokud možno co největšího množství vzduchu do válce, předpokládáme použití co nejvyšší možné velikostní řady dmyhadla. Toto dmyhadlo bude mít ovšem vyšší příkon. Zvýšení množství vzduchu ve válci bude mít za následek zvýšení spalovacích tlaků p_{\max} a středního indikovaného tlaku p_i , což je vhodné pro zvýšení celkového výkonu. Zároveň se ovšem v důsledku zvýšení tlaků zvýší mechanické odpory, mechanické namáhání ojnice, ojnicích a hlavních ložisek. Zvýšením tlaků za dmyhadlem vzroste teplota vzduchu a sníží se jeho hustota. V mezichladiči bude zapotřebí ochlazovat vzduch z vyšší teploty na teplotu sání. Také se zhorší průtok přes hydraulické odpory, kterými jsou zúžení a zakřivení sacího traktu, průtok vzduchu ventily a škrťací klapkou.

Ze strany turbodmyhadla, kde je umístěna turbína, je proto vhodné použít menší velikostní řady. Předpokládáme, že menší turbínou a vyšším expanzním poměrem dosáhneme vysokých otáček turbíny. Turbína bude dvoustupová a bude se jednat o impulsní přeplňování, čemuž také odpovídá výfukové potrubí. Bude-li však tlakový poměr vysoký, může dojít k ucpání mezilopatkových kanálků a následné nestabilitě provozu turbíny. Také by se měl minimalizovat odvod tepla z výfukových plynů v důsledku sdílení tepla mezi plyny, výfukovým potrubím a skříní turbíny. Nesmí ovšem dojít k překročení teplot, které by poškodily turbínu. Tato situace může nastat v případech, kdy se po vysoké zátěži motor zastaví.

Zmiňované předpoklady budou do jisté míry ovlivňovat optimalizaci celého turbodmyhadla. Proto bude zapotřebí zaměřit se na určité hodnoty. Tyto hodnoty budou:

- dosažení požadovaného p_i motoru
- dosažení optimálního η_{iz} u dmyhadla a turbíny.

První hodnotu zajistíme vyšší dodávkou vzduchu a paliva do válce, zvýšením p_{\max} a rychlostí hoření paliva. Druhou hodnotu, která se týká přímo turbodmyhadla dosáhneme vhodným tlakovým poměrem při daném průtoku podle charakteristiky daného dmyhadla.

Postup optimalizace bude proveden předběžným výpočtem plnicích tlaků a následným ověřením výsledků formou simulace výpočtového modelu ověřeného experimentem na skutečném motoru LIAZ ML 636 ENE.

Pro tvorbu výpočtového modelu a následnou simulaci jsme se rozhodli použít komerční výpočtový software GT – suite v6.0.0 obsahující modul GT-power, který je určen pro výpočet pracovního oběhu motoru. Ověření modelu bylo provedeno pro turbodmychadla, které byly namontovány na motor a změřeny.

První turbodmychadlo bylo velikostní řady K – 36 4064MNA 21.21. U tohoto turbodmychadla je předpoklad, že při nízkých zatíženích a vysoké chudosti palivové směsi bude nízká dodávka vzduchu způsobená nízkou entalpií výfukových plynů a tím i nízkou obvodovou rychlostí turbínového kolečka.

Druhé turbodmychadlo bylo velikostní řady K – 28 3470MOA 20.29. U tohoto turbodmychadla byl předpoklad, že při vysokém zatížení dmychadlo nebude schopno dodávat, vzhledem k jeho malým rozměrům, požadované množství vzduchu.

Bylo předpokládáno, že optimální řešení bude ležet někde mezi výše uvedenými velikostními řadami a s největší pravděpodobností bude zapotřebí kombinace různých velikostních řad dmychadla a turbíny.

2.1. Dostupné výpočtové metody

V dnešní době se k výpočtům turbodmychadel využívají softwary od jednoduchých programů, vytvořených v softwaru Microsoft Excel nebo jiných programech, až po drahé komerční softwary určené přímo pro výpočet motorů. Jednodušší programy, které si může uživatel vytvořit sám se většinou omezují na oddělený propočet termodynamického oběhu v motoru a oběhu v turbodmychadle a to při značném zjednodušení. Oba oběhy se však navzájem ovlivňují. Zanedbávají se zde například tlakové ztráty způsobené prouděním sacím a výfukovým traktem, mechanické ztráty závislé na zatížení motoru, polytropické změny při spalování paliva ve válci apod. Tyto ztráty se zde většinou zadávají odhadem jako konstanty, které jsou pro všechny režimy stejné. U složitějších, většinou komerčních softwarů, se tyto ztráty dopočítávají například na základě zadaného režimu, geometrie potrubí, natočení klikového hřídele, polohy pístu vzhledem k horní úvratí apod. Mezi tyto softwary patří také program GT – Power. Další obdobný komerční software pro výpočet motorů je KIVA. Z těch jednodušších je to program Obeh 95.5 (vytvořen na ČVUT Praha), nebo program Tlak macro-1101.xls (vytvořen pomocí softwaru Microsoft Excel na Technické Univerzitě v Liberci).

Obecně lze říci, že spolupráce motoru a turbodmychadla je spolupráce objemově pracujícího stroje (s přetržitým provozem) a strojem proudovým (s nepřetržitým provozem). Řešení této úlohy je obtížné a používá se několik výpočtových postupů, například Zinnerův diagram [3].

2.1.1. Zinnerova metoda

Výkon kompresoru a současně i jeho otáčky se nastaví na základě rovnovážného stavu mezi výkonem turbíny a dmychadla. Tento stav závisí na otáčkách a zatížení motoru. Zinnerova metoda [3] je vhodná pro případy, kdy se mají stanovit změny parametrů motoru. Pro provozní bod motoru platí tyto provozní podmínky:

1. užitečný výkon turbíny se rovná užitečnému příkonu dmychadla,
2. hmotnostní množství prošlé turbínou je v určitém vztahu k hmotnostnímu množství vzduchu dodaného kompresorem. Není-li turbodmychadlo regulováno, jedná se zpravidla o součet průtoku vzduchu a množství paliva.

Pro tento výpočet musíme znát tlak, teplotu v sání a před turbínou, které můžeme odhadnout nebo dopočítat. Dále musíme vhodným způsobem určit veškeré účinnosti.

Rovnost výkonů je dána následujícími vztahy:

$$P_D = P_T \tag{3}$$

Výkon dmychadla je roven

$$P_D = \frac{c_{p_vzduch}}{\eta_{DiZ}} \cdot T_{D1} \cdot \left(\frac{T_{D2iZ}}{T_{D1}} - 1 \right) \cdot m_{D_p} \tag{4}$$

Tento vztah lze upravit pomocí Mayerovy rovnice a rovnice pro poměr tlaků a teplot na tvar:

$$P_D = \frac{1}{\eta_{Diz}} \cdot \frac{\kappa_{vzduch}}{\kappa_{vzduch}^{-1}} \cdot r_{vzduch} \cdot T_{D1} \cdot \left[\left(\frac{p_{D2}}{p_{D1}} \right)^{\frac{\kappa_{vzduch}^{-1}}{\kappa_{vzduch}}} - 1 \right] \cdot m_{D_p} \quad (5)$$

Pro výkon turbíny se použije obdobný vztah:

$$P_T = \frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1} \cdot r_{spalin} \cdot T_{T1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)^{\frac{\kappa_{spalin}^{-1}}{\kappa_{spalin}}} \right] \cdot m_{T_p} \cdot \eta_{Tiz} \cdot \eta_m \cdot \beta \quad (6)$$

Pulzační součinitel β udává poměr izoentropického výkonu turbíny při pulzním provozu turbíny k izoentropickému výkonu při rovnotlakém provozu.

Dosazením rovnice (5) a (6) do rovnice (3) a úpravou rovnice dostaneme vztah pro poměr tlaků na dmychadle, což je první rovnice turbodmychadla.

$$\frac{p_{D2}}{p_{D1}} = \left[1 + \frac{m_{T_p}}{m_{D_p}} \cdot K_1 \cdot \zeta \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)^{\frac{\kappa_{spalin}^{-1}}{\kappa_{spalin}}} \right] \right]^{\frac{\kappa_{vzduch}}{\kappa_{vzduch}^{-1}}} \quad (7)$$

kde

$$K_1 = \frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1} \cdot \frac{\kappa_{vzduch}^{-1}}{\kappa_{vzduch}} \cdot \frac{r_{spalin}}{r_{vzduch}} \quad (8)$$

$$\zeta = \frac{T_{T1}}{T_{D1}} \cdot \eta_{Tiz} \cdot \eta_{Diz} \cdot \eta_m \cdot \beta \quad (9)$$

Pro další postup se použije rovnice pro hmotnostní průtok plynů, což je druhá rovnice turbodmychadla. Tato rovnice zahrnuje odpory při průtoku spalín turbínou.

$$m_{T_p} = \mu \cdot S_{redT} \cdot \psi_T \cdot \rho_{T1} \cdot \sqrt{T_{T1} \cdot r_{spalin}} \cdot \sqrt{2} \quad (10)$$

Průtoková funkce je rovna (platí pro podkritické proudění)

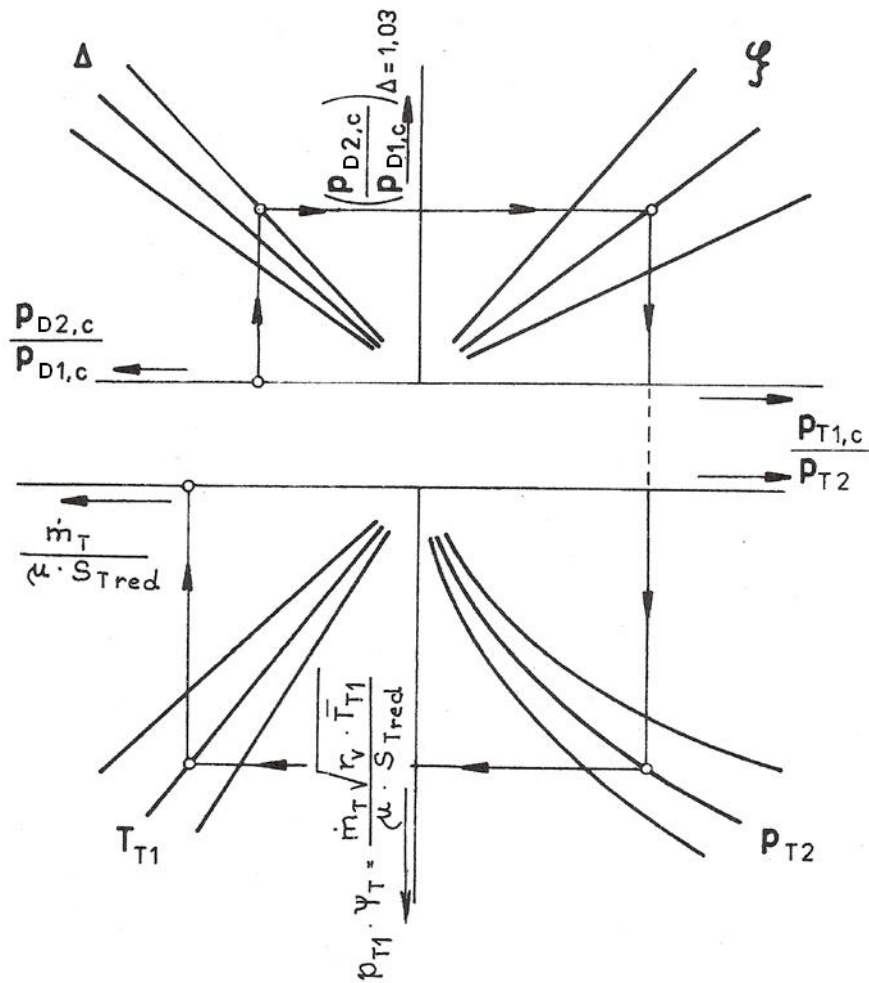
$$\psi_T = \sqrt{\frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1}} \cdot \left[\left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)^{\frac{2}{\kappa_{spalin}}} - \left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)^{\frac{\kappa_{spalin} + 1}{\kappa_{spalin}}} \right] \quad (11)$$

Po úpravě rovnice (10) a dosazení ze stavové rovnice za ρ_{T1} , dostaneme funkci tlakového poměru v turbíně:

$$f\left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}}\right) = p_{T1} \cdot \psi_T = \frac{m_{T_p} \cdot \sqrt{T_{T1} \cdot r_{spalin}}}{\mu \cdot S_{redT} \cdot \sqrt{2}} \quad (12)$$

Rovnice (7) a (12) je možno sestavit do Zinnerova diagramu, který je schematicky znázorněn na obr. 1. První kvadrant umožňuje řešit celkové tlakové poměry v dmychadle z celkového tlakového poměru v turbíně a naopak. Pro křivky vypočtené z (7) je možné v této části tlakové poměry vztahovat na celkové nebo statické tlaky. Ovšem pro výpočet průtokové funkce je nutno dosadit celkový tlak před turbínou a statický tlak za turbínou. Proto se také musí v rovnici (7) počítat s těmito tlaky. V rovnici (12) se však dosazuje tlak před turbínou statický. V dolní části je vynesena závislost tlakového poměru v turbíně na daném hmotnostním průtoku spalín turbínou a určité teplotě spalín před turbínou s tlakem za turbínou jako parametrem. Pro zjednodušení dalších výpočtů je v diagramu vlevo dole vynesena poměr hmotnostního průtoku spalín k redukovanému průřezu turbíny jako funkce teploty výfukových plynů před turbínou.

Diagram se hodí zejména ke sledování změn rovnovážného stavu. V tomto případě je přípustné pracovat místo s celkovými tlaky pouze se statickými.



obr. 1 Schéma Zinnerova diagramu.

2.1.2. OBEH 95.5

Program [15] je přednostně určen pro modelování čtyřdobých naftových motorů s přímým vstřikem. Tento program lze – pokud budeme akceptovat určité nepřesnosti – použít i pro posouzení zážehových motorů. Pro vysokotlakou část oběhu plynových zážehových motorů je určen speciální program. Dílčí děje (spalování, přestup tepla, teploty stěn, průtok ventily a turbínou, ztráty v lopatkových strojích, mechanické ztráty apod.) jsou respektovány poloempirickými závislostmi, které jsou založeny jednak na zobecněných výsledcích měření, jednak obvykle na známém výsledku měření jednoho konkrétního stavu počítaného motoru nebo motoru jemu podobnému. Jedná se tedy vždy o porovnávací výpočty při extrapolaci parametrů z jednoho známého stavu.

Program využívá kvazistacionární (bezesměrný) model motoru a plnicí skupiny. Model válce je jednozónový, bilancuje se hmotnost, látkové složení a energie. Kvazistatický je i model potrubí, ve kterém se používají nádoby konečného objemu pro nátrubek spojující plnicí potrubí s válcem a sekci výfukového potrubí s větším počtem připojených válců. Tlak za kompresorem a chladičem plnicího vzduchu se považuje za konstantní.

Lze zadat i dvoustupňové přeplňování, výkonovou turbínu nebo i mechanicky hnané dmychadlo. Model turbodmychadla zahrnuje axiální i radiální turbínu a odstředivý kompresor s radiálními i zakřivenými lopatkami. V případě potřeby je možno přímo interpolovat v zadané charakteristice kompresoru a počítat parametry chladiče plnicího vzduchu z jeho geometrie. Charakteristika turbíny se zadává vždy. Pokud se plnicí tlak a výfukový protitlak zadá s ohledem na možnou rezonanci v sacím nebo výfukovém traktu, lze modelovat oběh nepřepřehňovaného motoru. Model nebere v úvahu setrvačné síly a tedy ani vlnové děje v potrubí. Rezonanční a kombinované přeplňování není proto možné v programu řešit.

Program je doplněn možností regulace dávky paliva pro udržení středního tlaku nebo přebytku vzduchu na požadované hodnotě. Rovněž je možno automatickou změnou předstihu nebo zážehu udržovat maximální tlak spalování.

Pro systém přeplňování je možno zvolit tři regulační režimy:

- a) Režim konstantního průřezu turbíny s danou účinností turbíny i kompresoru a s výpočtem plnicího tlaku.
- b) Režim požadovaného plnicího tlaku a dané (vypočtené) účinnosti turbodmychadla s výpočtem potřebného průřezu turbíny (přiřazení turbodmychadla pro požadovaný plnicí tlak).
- c) Režim požadovaného plnicího tlaku, daného průřezu turbíny a dané (vypočtené) účinnosti turbíny s výpočtem potřebné účinnosti kompresoru (výhodné pro první přiblížení při hledání potřebného průřezu turbíny nebo pro mechanicky hnané dmychadlo).

Program produkuje též zobecněné střední parametry výměny náplně válce a turbodmychadla, použitelné jako zpřesňující součinitele velmi jednoduchých a operativních stacionárních modelů přeplňování, které nalézají uplatnění nejen při dalším modelování, ale i při přímém elektronickém řízení motoru na základě výpočtu potřebných parametrů z přímo měřitelných hodnot.

Po numerické stránce je to soustava až 13 obyčejných diferenciálních rovnic, které jsou řešeny modifikovanou Eulerovou metodou 2. řádu s předem daným, po oblastech měněným krokem. Integrální parametry, z nichž některé ovlivňují přímo mezioběhovou iteraci počátečních podmínek jsou integrovány dle Simpsonova pravidla.

Program je zapsán v jazyce FORTRAN 77 (Microsoft PC verze).

2.1.3. Tlak macro-1101.xls

Tento program [14] je určen pro základní termodynamický výpočet pracovního cyklu čtyřdobých spalovacích motorů vhodný pro nepřepřítňované motory (spolupráci s turbodmychadlem neřeší). Výpočet využívá vstupních konstant, které jsou odhadnuty a zadávány uživatelem. Jedná se o střední hodnoty tlaku a teploty v plnicím a výfukovém potrubí. Průběhy těchto stavových veličin zatím program neumí řešit. Výsledky proto nejsou zcela přesné, ale jsou postačující pro získání prvotních informací o provozních a termodynamických parametrech motoru. Výstupy výsledků jsou formou tabulek a grafů nejdůležitějších veličin oběhu. Program, kromě tepelného oběhu, také počítá silové namáhání klikového mechanismu. Velmi zjednodušeně též počítá střední teplotu povrchu vložky válce a střední teplotu povrchu hlavy válce. Program je také připraven na výpočet oběhu s recirkulací výfukových plynů.

Výpočet celého oběhu probíhá s krokem výpočtu $\Delta\alpha_{kh}=1^\circ$. V každém výpočtovém kroku je provedena kalkulace několika postupných změn. Stavové veličiny pro výchozí krok jsou zadávány uživatelem. Pro další krok jsou použity výsledky z předchozího kroku. Látkové vlastnosti jsou počítány pomocí vloženého programu podle teploty v daném kroku. Objemová změna ve výpočtovém kroku je řešena jako kombinace adiabatické a izochorické změny. Adiabatická změna objemu je počítána na počátku podle stavových veličin známých z předchozího kroku a na konci jsou určeny, na základě energetické bilance, nové stavové veličiny pro další

krok. Izochorická změna od přestupu tepla mezi náplní válce a stěnou válce je počítána podle Eichelberga nebo Woschniho. Přívod tepla hořením je počítán podle Wiebeho charakteristické rovnice se zřetelem na změny látkových vlastností náplně válce v důsledku přeměny paliva ve spaliny. Hmotnostní změna náplně válce pro fázi výměny obsahu válce je kalkulována pro časový interval výpočtového kroku.

Výpočtový program počítá dva na sebe navazující cykly:

1. cyklus je zjednodušený, vychází z odhadnutých údajů o stavu náplně v dolní úvrati a v průběhu expanze (podle zadaných údajů o časování motoru) přechází do výpočtu výměny obsahu válce: látkové vlastnosti se v tomto cyklu kalkulují podle Schülleho vztahu pro dvouatomové plyny;

2. cyklus začíná výpočtem plnění válce a dochází v něm k zpřesňování údajů o stavu pracovní náplně válce pro výpočet nového cyklu (s látkovými vlastnostmi podle reálných složek náplně): výsledek výpočtu tohoto pracovního oběhu lze v případě většího rozdílu v hodnotách stavu náplně v dolní úvrati (na konci plnění válce) znovu vložit do zadávaných hodnot a celý výpočet obou pracovních cyklů opakovat.

2.1.4. GT-SUITE

GT-Suite [12] patří mezi komerční výpočtové softwary od firmy Gamma technologies. Tato firma spolupracuje na vývoji s CD adapco Group v těsné vazbě na potřeby výrobních firem. Gamma technologies je přední vývojovou firmou CAE softwarů pro vývoj automobilů, motorů a hnacích ústrojí. GT-Suite je první produkt, který umožňuje simulaci takzvaného „virtuálního motoru, vozidla nebo hnacího ústrojí“. GT-Power je jeden z módů skupiny GT-Suite, která mimo jiné obsahuje módy GT-Cool, GT-Fuel, GT-Drive, GT-Vtrain a GT-Crank. Je to nejrozšířenější simulační nástroj používaný výrobci motorů a automobilů. Jeho hlavní výhody jsou: široká oblast použitelnosti a schopnost integrace s ostatními módy GT-Suite a tím i možnost získat celkový pohled na takzvaný „virtuální motor“. GT-Power je možno použít pro simulaci všech typů motorů. Dále také řeší jednodimenzionální dynamický průtok plynu v sacím a výfukovém potrubí. Je také možné jeho rozšíření při integraci se softwary STAR-CD, Fluent, Simulink a MS/Excel. To je často zapotřebí při řešení pulzačního proudění se zpětným směrem proudění v potrubí motoru. Při tomto propojení je možno řešit také proudění ve všech třech dimenzích. GT-Power je

konstruovaný k použití pro ustálený stav stejně jako pro dynamickou simulaci a je velice podobný softwaru Simulink.

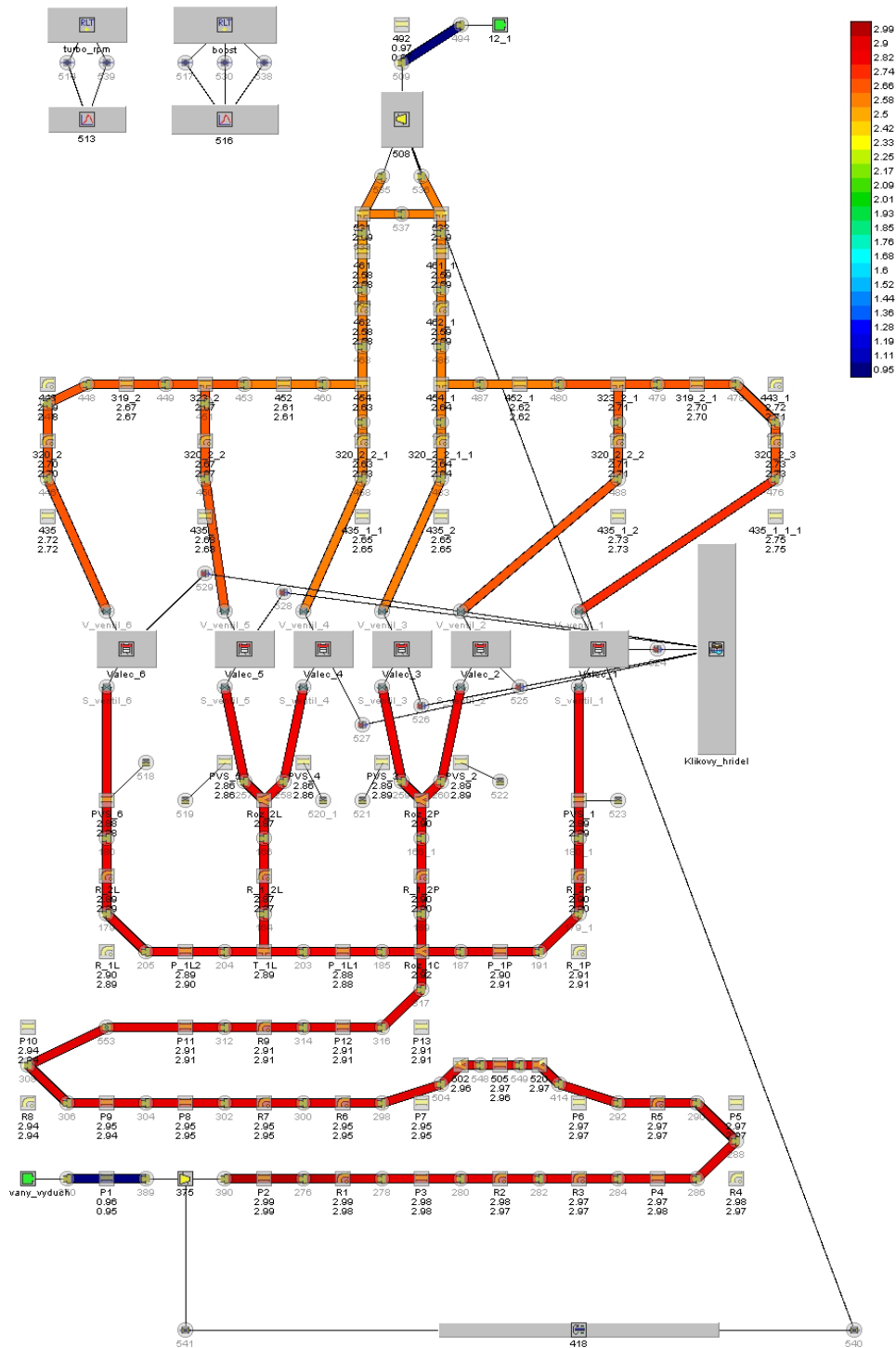
Práce v prostředí GT-Poweru probíhá ve třech hlavních částech: preprocessing, procesing a postprocessing.

První částí je preprocessing (příprava modelu). V této části se sestavuje model motoru v uživatelském prostředí softwaru GT-Power, kde se sestavuje takzvaná „mapa“. Tato mapa se sestavuje z předem předdefinovaných komponentů, které jsou uloženy v knihovně (Template library). Tyto komponenty se dále musí nastavit podle požadovaných vlastností. Také se zde nastavují hodnoty, které chceme vypočítat a ve výsledcích zobrazit. Poté se jednotlivé bloky musí správně propojit podle určitých pravidel.

Po správném nastavení a propojení bloků můžeme nastavit spuštění výpočtu. Zde se nastavují pravidla, které závisí na způsobu zpřesňování výsledku. Buď podle času nebo podle počtu cyklů. Nastavuje se například maximální chyba iterace, počet iterací, doba trvání.

V druhé části, procesingu (výpočtu), se po celkovém nastavení může spustit výpočet. Ten probíhá v programu DOS. Jako první proběhne celková kontrola správnosti nastavení a propojení všech použitých bloků. Je-li kontrola bezchybná, spustí se první krok výpočtu. Nedojde-li během následujících kroků výpočtu k nestabilitě výpočtového modelu a výsledky konvergují k ustálenému stavu, výpočet se zastaví až po dokončení požadovaného počtu kroků nebo po dosažení požadované přesnosti konvergence. Je-li chyba v modelu, výpočet se vůbec nespustí a nahlásí se chyba bloku a chybějící nebo chybná hodnota. Při nestabilitě výpočtu se výpočet zastaví.

Poslední část je postprocessing (prohlížení výsledku), které je možné v módu GT-Post. V tomto módu můžeme vykreslovat grafy výsledků, které jsme zadaly počítat. Dále zde můžeme sledovat hodnoty v jednotlivých prvcích motoru. Například si můžeme nechat vypsát tlaky, průtoky vzduchu a výkony jednotlivých válců. Na schématu obr. 2 je možné také sledovat tlaky v sacím potrubí, hustotu v jednotlivých částech, rychlost proudění apod.



obr. 2

Na takto sestaveném modelu můžeme posoudit kvality motoru. Ovšem k ověření a nastavení některých bloků jsou zapotřebí hodnoty zjištěné měřením na podobném motoru nebo odhad těchto hodnot. Jedná se například o hodnoty charakterizující zákon hoření, kde se nastavuje úhel pootočení klikového hřídele od horní úvrati při vyhoření 50% směsi a úhel pootočení klikového hřídele, kdy vyhoří

10% – 90% směsi. Tyto hodnoty jsou závislé na mnoha parametrech, a proto se velmi špatně počítají a ještě hůře odhadují. Dále je zapotřebí mít k dispozici potřebná data pro nastavení jednotlivých komponentů. Pokud tato data k dispozici nemáme, pak se musí odhadovat podle zkušenosti. Proto konečný výsledek může být těmito nepřesnostmi částečně zkreslený.

2.2. Experimentální metody pro optimalizaci turbodmychadla

Chceme-li optimalizovat turbodmychadlo pomocí experimentů, musí tomu předcházet alespoň přibližný výpočet, který nám určí základní parametry turbodmychadla. Těmi jsou :

1. požadované množství vzduchu dodávané dmychadlem,
2. množství spalin procházející turbínou,
3. poměr tlaků v dmychadle,
4. poměr tlaků v turbíně.

Množství vzduchu lze určit úpravou rovnice (2) na základě požadovaného přebytku vzduchu. Množství paliva spočítáme ze vzorce (13), kde musíme znát výhřevnost paliva H_u [MJ/kg] , požadovaný výkon P_e [kW] a celkovou účinnost motoru η_c [-]. Pro vodík je $H_u = 120$ MJ/kg.

$$m_{H2_p} = \frac{P_e}{H_u \cdot \eta_c} \tag{13}$$

Průtokové množství spalin turbínou je rovno podle rovnice (14) součtu množství vzduchu a množství paliva, není-li turbodmychadlo regulováno odpouštěním.

$$m_{spalin_p} = m_{vzduchu_p} + m_{H2_p} \tag{14}$$

Na základě takto vypočtených hodnot jsme schopni vybrat přibližnou velikostní řadu dmychadla a turbíny pro daný provozní bod motoru.

Určení potřebného poměru tlaků v dmychadle a v turbíně může být zjištěno experimentálně. Ovšem tlak, který je potřebný pro dosažení požadovaného výkonu motoru s daným přebytkem vzduchu za dmychadlem musí být dostatečně vysoký, aby se ve válci v dolní úvrati dosáhlo naplnění vzduchem. Zároveň také provozní bod dmychadla nesmí ležet za mezí pumpování.

Samotné experimentální měření se provádí na motoru, pro který chceme optimalizovat turbodmychadlo a který je vhodně přizpůsobený pro snímání a měření veličin potřebných k vyhodnocení vhodnosti turbodmychadla. Na sacím a výfukovém traktu se musí provést konstrukční změny, které umožní připojení různých turbodmychadel. V našem případě jsme sací potrubí upravili mezikusy z pryže, které jsme upevnili objímkami na straně vstupu do dmychadla i na výstupu z dmychadla obr 3.

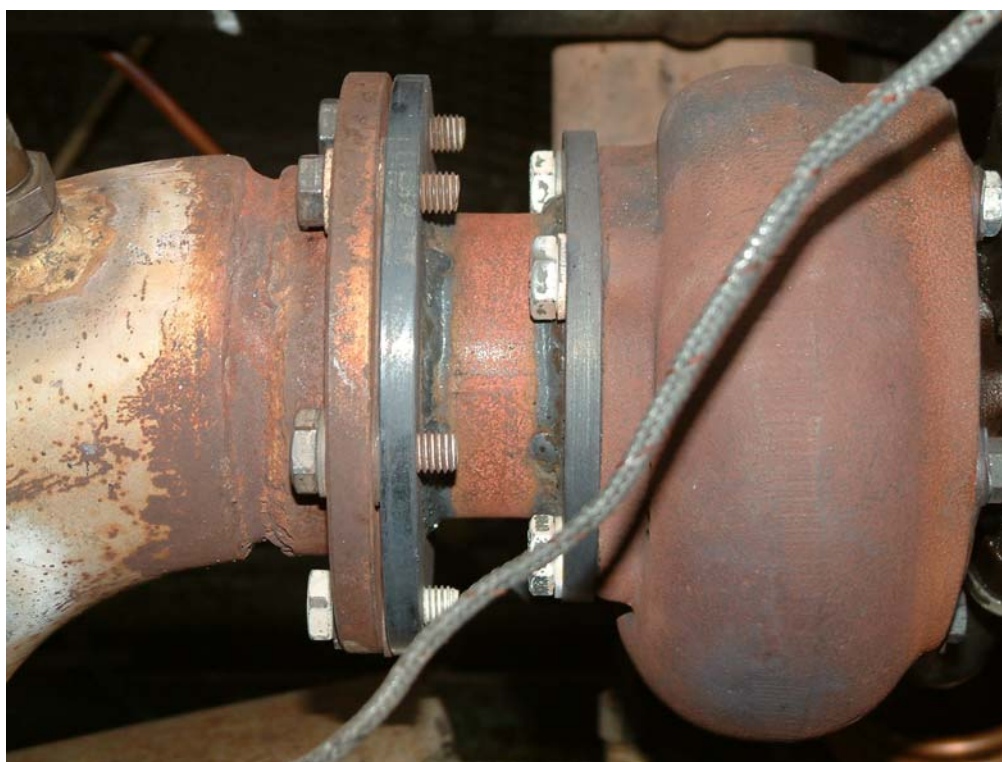


obr. 3 Úprava sacího potrubí.

Stejným způsobem samozřejmě nelze řešit problém i na straně turbíny z důvodu vysokých teplot. Proto jsme na vstupu do turbíny vyrobili redukci, která je vidět na obrázku obr. 4. Na výstupu jsme připojení vyřešili přírubou obr. 5.



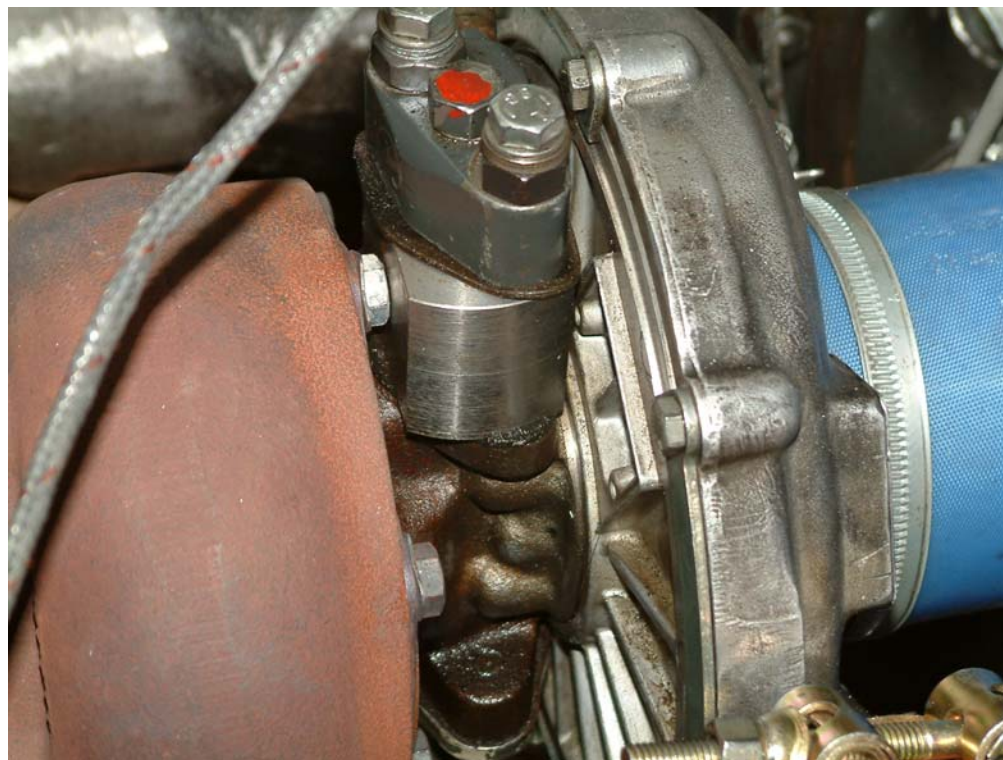
obr. 4 Úprava výfukového potrubí na vstupu do turbíny.



obr. 5 Úprava výfukového potrubí na výstupu z turbíny.

Dále se také musí provést vhodné úpravy pro přívod tlakového oleje k mazání turbodmychadla. To jsme vyřešili opět vhodnou redukcí obr.6.

Po připojení turbodmychadla se na motoru měří v provozních bodech motoru výkonnostní parametry motoru, přebytek vzduchu, tlaky, teploty, průtoky vzduchu a spalin.



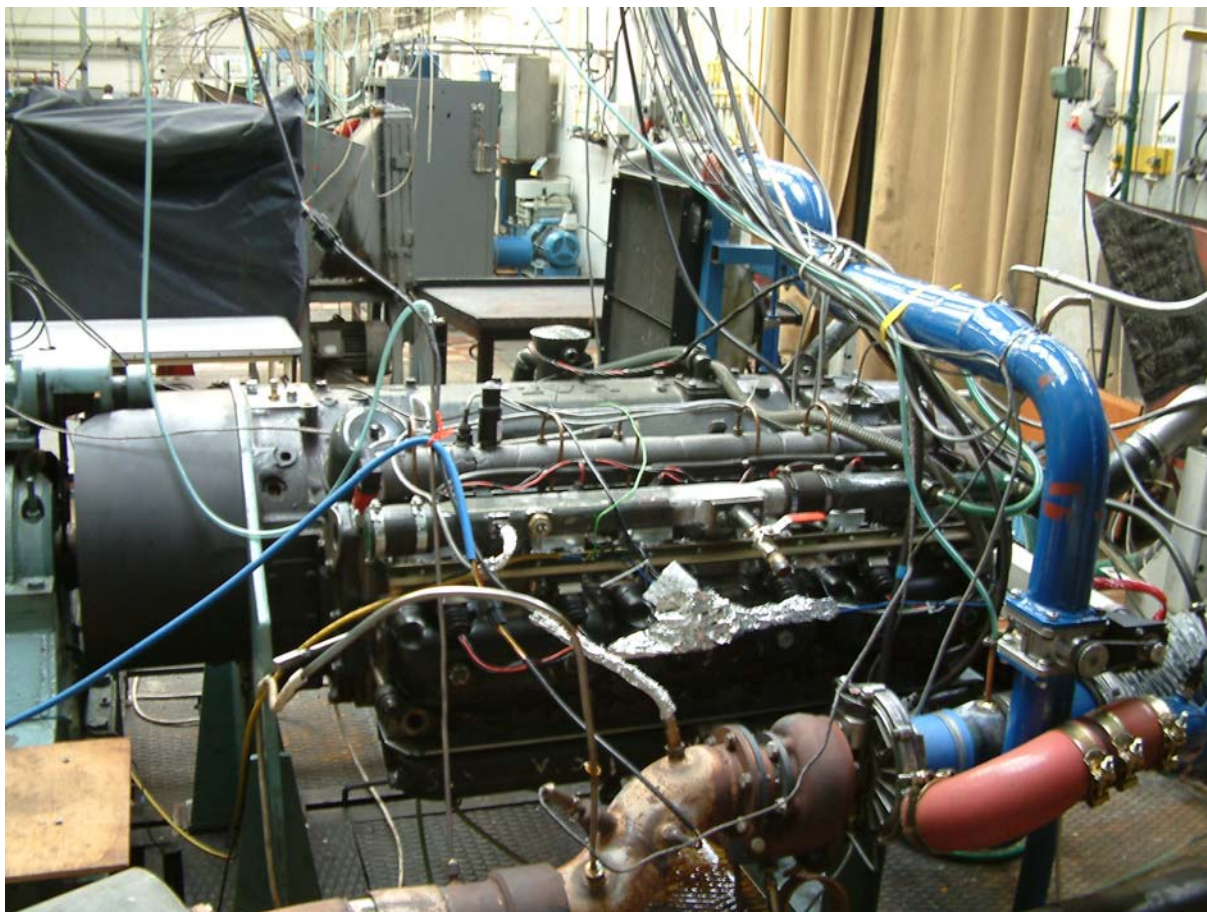
obr. 6 Přívod tlakového oleje.

Je důležité, aby turbodmychadlo nepracovalo v nestabilní oblasti. Proto je pro správné vyhodnocení nezbytné, abychom dokázali v průběhu měření snímat zejména tlak i teplotu před a za dmychadlem a turbínou, hmotnostní nebo objemový průtok vzduchu dmychadlem a průtokový množství paliva. Z těchto hodnot lze vypočítat poměry tlaků v dmychadle, v turbíně a průtok spalin turbínou. Potom můžeme určit z mapy dmychadla na základě stlačení a hmotnostního nebo objemového průtokového množství provozní bod dmychadla. Ten nesmí ležet za hranicí pumpování nebo v její blízkosti. To lze také ovlivnit vhodnou regulací. Dále z této mapy můžeme určit, při jakých otáčkách dmychadlo pracuje a s jakou izoentropickou účinností. Stejně tak můžeme určit pracovní bod turbíny.

Z hmotnostního průtoku sacím a výfukovým potrubím a poměrů tlaků můžeme určit vhodnost turbodmychadla pro daný provozní bod motoru. Samozřejmě také záleží na celkové spolupráci turbodmychadla s motorem a zda se dosahuje při použití měřeného turbodmychadla požadovaných parametrů motoru.

3. Data motoru LIAZ ML 363ENE

Jedná se o sériový motor LIAZ ML 636 1.2C obr. 7, který byl na katedře KSD v rámci výzkumně vývojových projektů upraven pro spalování vodíku a zemního plynu, popřípadě dalších plynů a jejich směsí [7].



obr. 7 Měřicí stanoviště s motorem LIAZ ML 636 1.2C

Motor je šestiválcový ležatý s vefukem plynu do válce. Každý válec je osazen vefukovací jednotkou a elektromagnetickým ventilem Servojet SP-010 pro dávkování plynu. Další důležitou částí palivové soustavy je odlehčovací zpětný ventil, který je umístěný za tryskou vefukovače. Palivo je k vefukovačům přiváděno lištou, v níž je tlak udržován dvoustupňovým tlakovým regulátorem OPW/Sherex A2006. Tlakový regulátor je osazen bezpečnostním elektromagnetickým stopventilem pro uzavření přívodu plynu, snímačem vstupního tlaku a elektromagnetickým ventilem ohřevu regulátoru chladicí kapalinou, který je ovládán řídicí aplikací na PC.

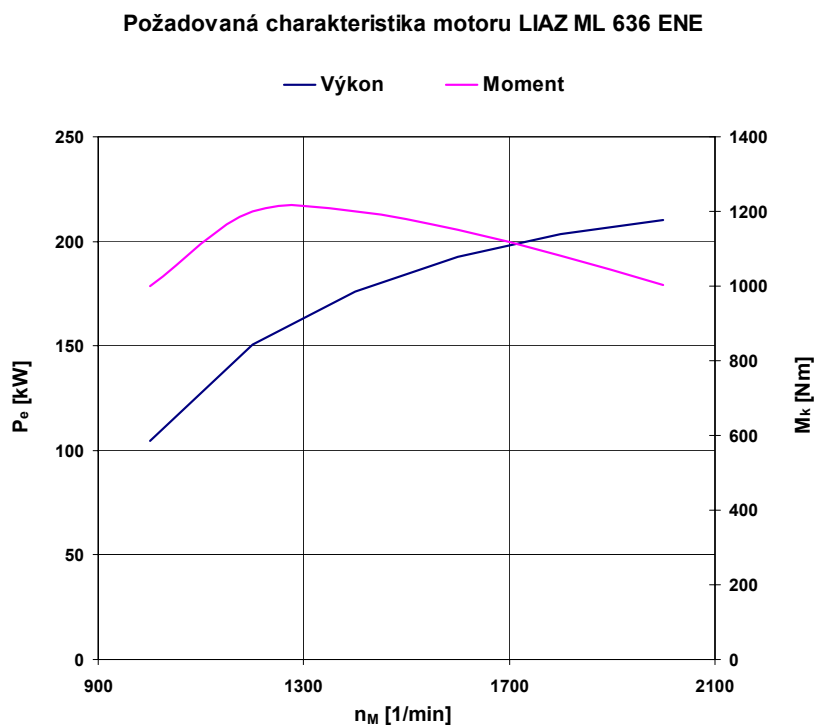
Zapalovací soustava je modulárního typu. Každý válec je osazen zapalovací cívkou Bosch s integrovaným vysokonapětovým vedením.

Palivová a zapalovací soustava je řízena dvěma řídicími jednotkami od firmy MIPE, které využívají společného snímače polohy vačkového hřídele. Jednotky jsou propojeny přes sériový port RS232 s PC, kde lze ve zkušebním režimu zadávat požadované provozní parametry.

Motor je umístěn v laboratoři KSD na měřicím stanovišti s elektrickým dynamometrem. Stanoviště je vybaveno elektronickým systémem sběru naměřených dat. Aplikace sběru a archivace dat je naprogramována prostředím Contro/Web 2000 a obstarává i některé řídicí funkce.

Rozvod plynu k měřicímu stanovišti je realizován vysokotlakým rozvodem (4 MPa) a je pro zemní plyn a vodík. Oba přívody jsou vybaveny přesnými průtokoměry MicroMotion Elite CFM010, ze kterých jsou hodnoty průtoků snímány systémem elektronického sběru dat.

Označení motoru je LIAZ ML 636 ENE a jeho požadované a geometrické parametry jsou:



obr. 8

Požadované výkonnostní parametry:

n [1/min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Mt [Nm]	1000	1200	1200	1150	1080	1002,5
Pe [kW]	104,7	150,8	175,9	192,7	203,6	210

tabulka 1

Vrtání	D	130 mm
Zdvih pístů	Z	150 mm
Zdvihový objem motoru	V_{ZM}	11.946 dm ³
Kompresní poměr	ϵ	12
Jmenovitý výkon	P_e	210 kW
Jmenovité otáčky	n_j	2000 min ⁻¹
Časování: sací ventil otvírá sací ventil zavírá výfukový ventil otvírá výfukový ventil zavírá		3° před HÚ 44° po DÚ 53° před DÚ 7° po HÚ
Mezichladič		Karosa, ventilátor 450 mm, klínové řemeny
Katalyzátor		-
Zapalovací systém		DELCO
Zapalovací svíčky		Brisk G 1BR12S

tabulka 2

3.1. Experimentální měření

Na tomto motoru se provedlo několik měření s dvěma typy turbodmychadel, jejichž cílem bylo získat první poznatky o spolupráci motoru s turbodmychadlem. Pro zjištění vlivu velikostní řady dmychadla na dodávku vzduchu a výkon motoru byla použita odlišná turbodmychadla.

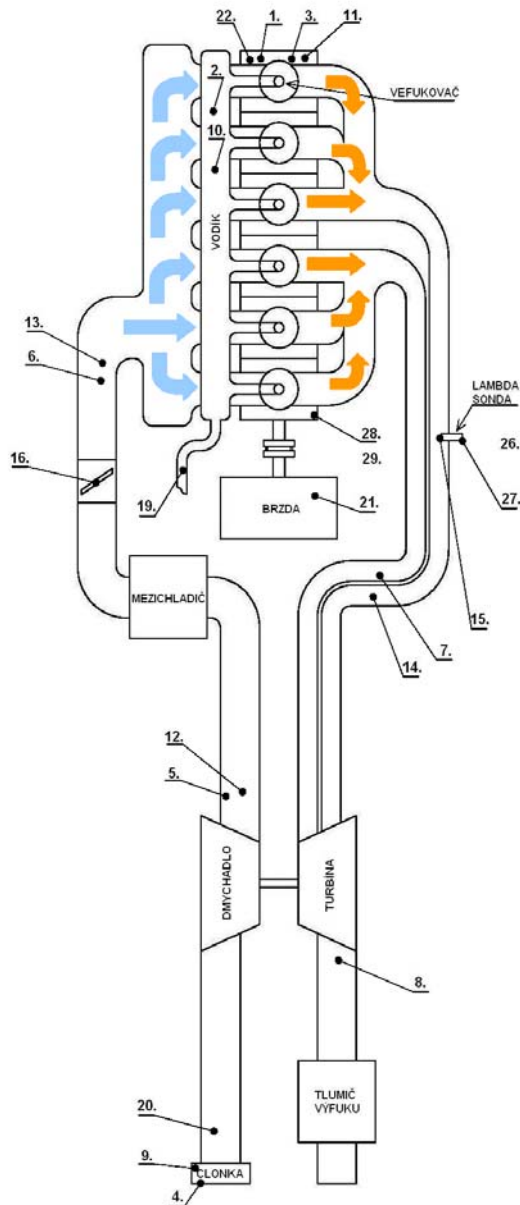
Při měření byly snímány následující veličiny v místech podle obr. 9. Některá místa týkající se měření teploty a tlaku jsou označena také přímo ve schématu GT-Poweru obr. 26:

1. teplota vody [°C],
2. teplota plynu před vefukovačem [°C],
3. teplota oleje [°C],
4. teplota nasávaného vzduchu [°C],
5. teplota vzduchu za dmychadlem [°C],
6. teplota vzduchu v sání [°C],
7. teplota spalín před turbínou [°C],
8. teplota spalín za turbínou [°C],
9. tlak na clonce sání [Pa],
10. tlak plynu před vefukovačem [bar],
11. tlak oleje [kPa],
12. tlak vzduchu za dmychadlem [kPa],
13. tlak vzduchu v sání [kPa],
14. tlak spalín před turbínou [kPa],
15. zbytkový kyslík [%],
16. otevření škrťící klapky [%],
17. barometrický tlak [bar],
18. relativní vlhkost [%],
19. průtokové množství vodíku [kg/h],
20. průtokové množství vzduchu [kg/h],
21. točivý moment [Nm],
22. otáčky motoru [1/min.],
23. počátek vefuku [°KH] (nastavuje se na vefukovači),
24. délka vefuku [°KH] (nastavuje se na vefukovači),
25. předstih zážehu [°KH] (nastavuje zapalovací soustava),
26. chudost směsi [-] (dopočítává se),

27. napětí na kyslíkové sondě [V].

Dále pomocí čtyřkanálového indimetry od firmy AVL s označením AVL Indimeter 619 byla prováděna indikace 150 cyklů pracovního oběhu šestého válce motoru. Zde jsme měřili :

28. průběh tlaku v závislosti na pootočení klikového hřídele [bar].



obr. 9

Nedostatkem při měření bylo, že se neměřily otáčky oběžného kolečka turbodmychadla, což je technicky náročné. Dále také nebyly měřeny teploty a tlaky za mezichladičem, což jsou poměrně důležité hodnoty, ze kterých by se dala zjistit data mezichladiče.

První použité turbodmychadlo bylo velikosti K – 36 4064 MNA s turbínou 21.21. Hodnoty z vybraných měření jsou v tabulce 3. V příloze 1 jsou také uvedeny průběhy tlaků, průběhy přestupu tepla z paliva a rychlosti hoření v bodech 1, 4 a 7 zjištěné indikací.

Druhé použité turbodmychadlo bylo velikosti K – 28 3470 MOA s turbínou 20.29. Pro připojení musely být vyrobeny muzikusy spojující vstup a výstup z turbíny s výfukovým potrubím. Také se muselo upravit připojení přívodu a odvodu tlakového oleje pro mazání kluzných ložisek. Hodnoty z vybraných měření jsou v tabulce 4

Tabulky vybraných provozních bodů s turbodmychadlem K - 36 4064 21.21

bod	otáčky motoru [1/min.]	kroučící moment [Nm]	Výkon motoru [kW]	lambda změřená [-]	lambda dopočtená [-]	množství vzduchu [kg/h]	množství paliva [kg/h]	t. vzduchu za dmych. [°C]	t. vzduchu v sání [°C]	t. spalin před turb. [°C]
1	1400	195	28,59	1,901	2,04	250	3,521	35,77	35,34	435
2	1402	205	30,10	2,085	2,25	282	3,605	34,91	36,47	458
3	1400	415	60,84	1,891	2,04	394	5,551	44,27	37,02	481
4	1200	400	50,27	1,905	2,07	329	4,555	40,71	37,18	435
5	1200	400	50,27	2,100	2,29	360	4,523	42,90	37,02	431
6	1200	500	62,83	1,920	2,09	388	5,329	46,45	37,73	464
7	1595	205	34,24	1,910	2,04	292	4,111	42,63	38,40	488

(dokončení tabulky)

t. spalin za turbínou [°C]	p. vzduchu za dmych. [kPa]	tlak v sání [kPa]	p. spalin před turb. [kPa]	bar. tlak [Pa]	indikovaný tlak [bar]	max. spal. Tlak [bar]	vyhoření 10% pal. [°KH]	vyhoření 50% pal. [°KH]	vyhoření 90% pal. [°KH]	otevření klapky [%]
389	7,55	-28,06	5,24	96900	3,09	28,74	-2,17	6,12	30,85	19
410	6,38	-33,47	4,14	96900	3,29	29,24	-1,32	7,69	30,25	17
431	18,02	0,78	12,24	96900	5,66	47,96	-2,76	4,13	32,89	29
383	12,24	-2,60	8,66	96900	5,52	46,51	-3,88	3,27	36,2	27
390	13,97	3,52	9,71	96900	5,41	44,20	-1,91	6,3	31,61	32
417	18,27	13,22	11,74	96900	6,50	53,27	-2,5	4,24	31,53	41
443	9,09	-32,38	6,20	96900	3,26	28,06	1,3	9,03	32,54	18

tabulka 3

Tabulky vybraných provozních bodů s turbodmychadlem K - 28 3470 20.29

bod	otáčky motoru [1/min.]	kroučící moment [Nm]	Výkon motoru [kW]	lambda změřená [-]	lambda dopočtená [-]	množství vzduchu [kg/h]	množství paliva [kg/h]	t. vzduchu za dmych. [°C]	t. vzduchu v sání [°C]	t. spalin před turb. [°C]
1	1400	195	28,59	1,890	2,03	250	3,537	41,72	33,91	416
2	1400	205	30,05	2,120	2,35	289	3,534	42,21	34,37	452
3	1400	415	60,84	1,890	2,07	405	5,628	58,65	35,91	478
4	1200	400	50,27	1,910	2,07	336	4,653	55,73	39,06	460
5	1200	400	50,27	2,120	2,37	367	4,460	56,16	39,55	436
6	1200	500	62,83	1,910	2,09	392	5,377	62,39	41,27	462
7	1600	200	33,51	1,890	2,01	297	4,245	54,02	40,87	480

(dokončení tabulky)

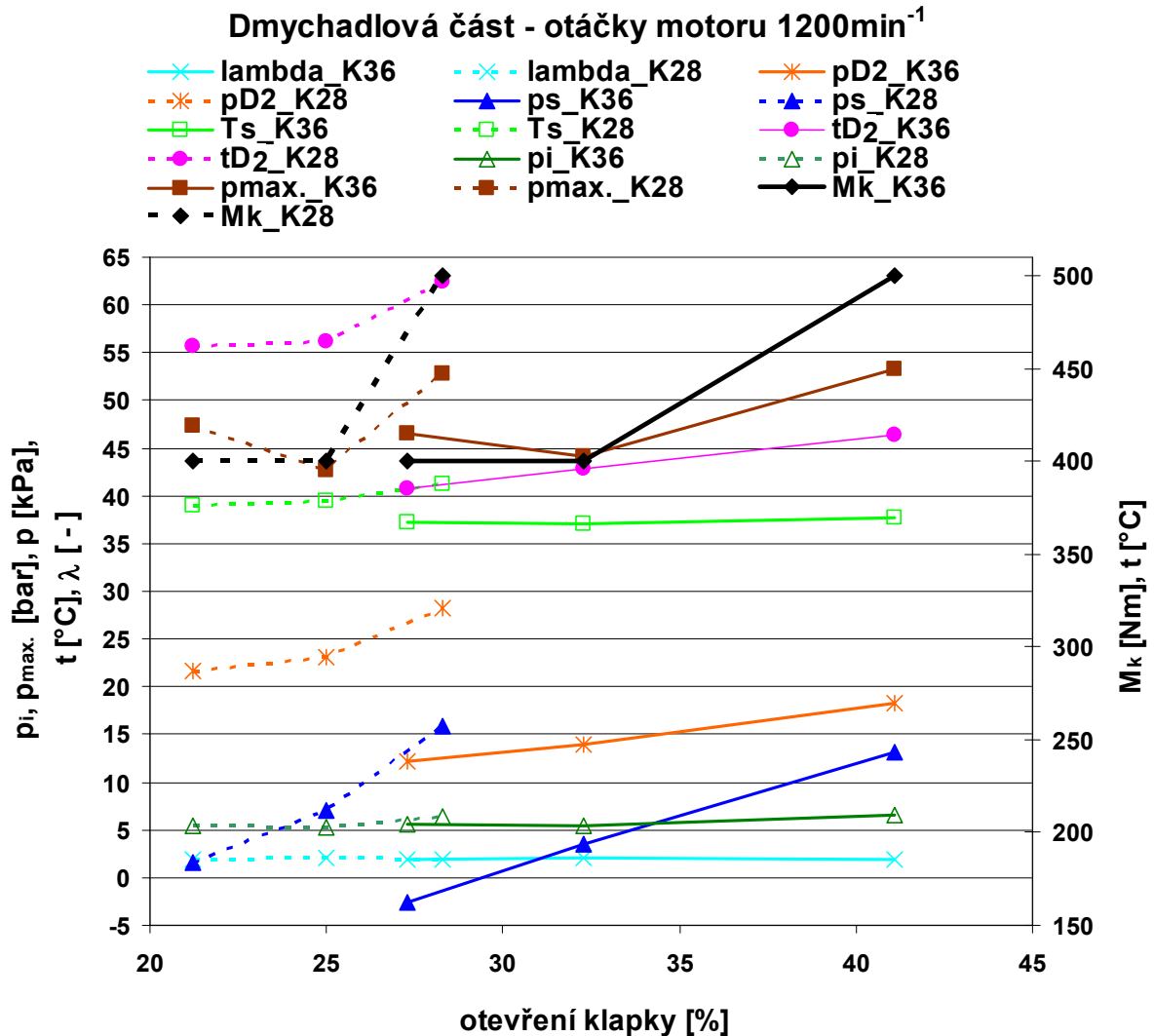
t. spalin za turbinou [°C]	p. vzduchu za dmych. [kPa]	tlak v sání [kPa]	p. spalin před turb. [kPa]	bar. tlak [Pa]	indikovaný tlak [bar]	max. spal. Tlak [bar]	vyhoření 10% pal. [°KH]	vyhoření 50% pal. [°KH]	vyhoření 90% pal. [°KH]	otevření klapky [%]
355	13,97	-25,52	12,55	97860	3,14	29,72	-2,74	5,44	33,26	16
390	12,28	-32,25	10,04	97860	3,20	26,97	0,24	10,5	30,86	13
417	30,00	3,12	24,88	97860	5,69	48,38	-2,37	4,72	31,7	22
416	21,70	1,61	17,20	97860	5,45	47,29	-4,34	2,73	37,17	21
396	23,03	6,96	19,72	97860	5,24	42,67	-1,23	7,49	30,81	25
409	28,24	15,83	23,61	97860	6,38	52,81	-1,83	5,1	30,59	28
427	17,54	-29,20	14,79	97860	3,28	30,30	-0,74	6,99	31,86	15

tabulka 4

Tyto hodnoty byly použity pro verifikaci a odladění výpočtového modelu sestaveného v softwaru GT – Power.

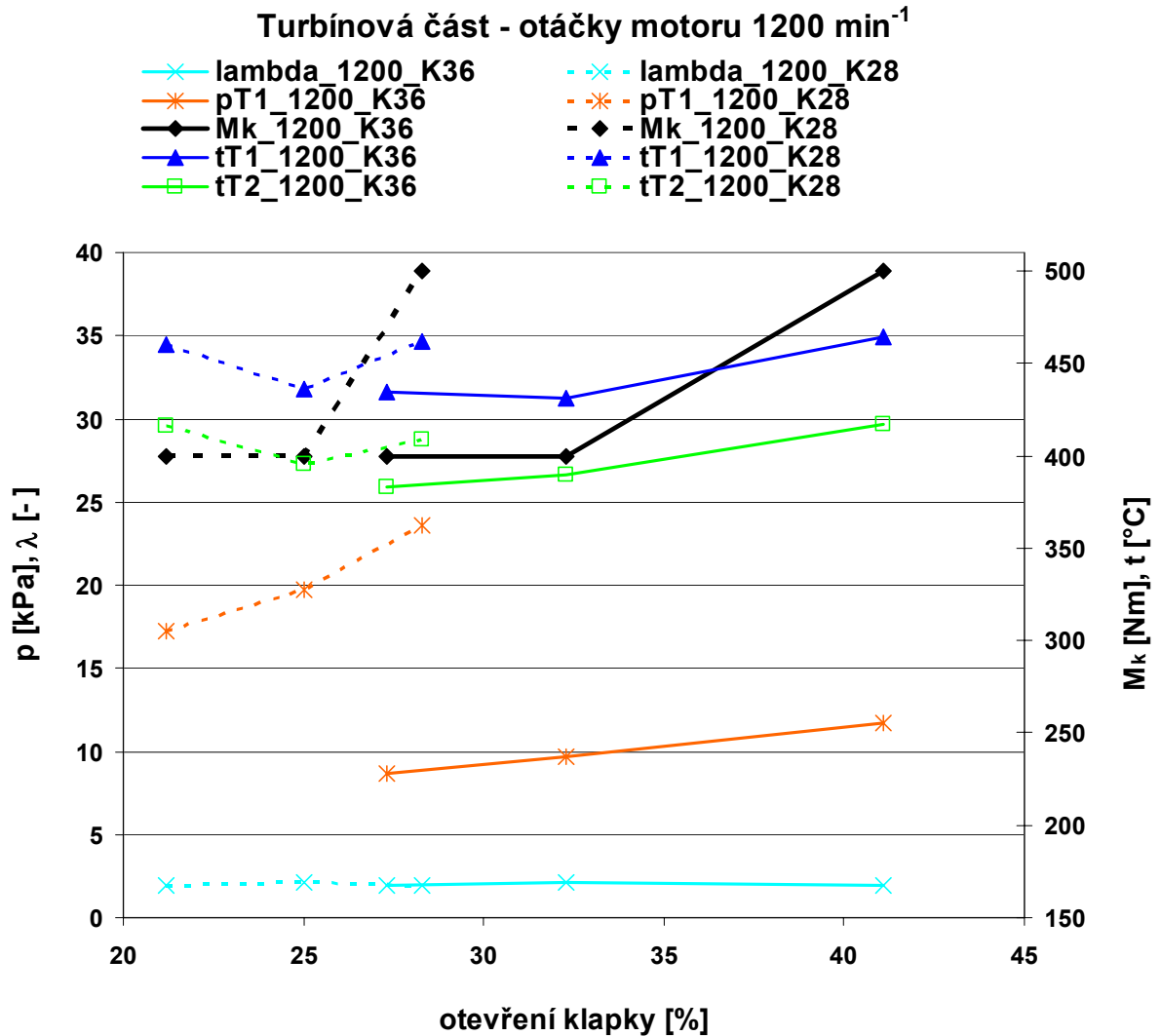
Zajímavé je i porovnání těchto naměřených hodnot pro obě turbodmychadla v závislosti na otevření klapky. Podobné závislosti rozšířené o vliv druhu paliva (zemní plyn – vodík) byly vytvořeny pracovníky KSD [8]. Pro vodíkové palivo jsou závislosti naměřených hodnot vyneseny v následujících grafech, rozdělených podle dmychadlové a turbínové části.

V jednotlivých provozních bodech byly nastaveny stejné hodnoty otáček motoru, zátěže, přebytku vzduchu.



obr. 10

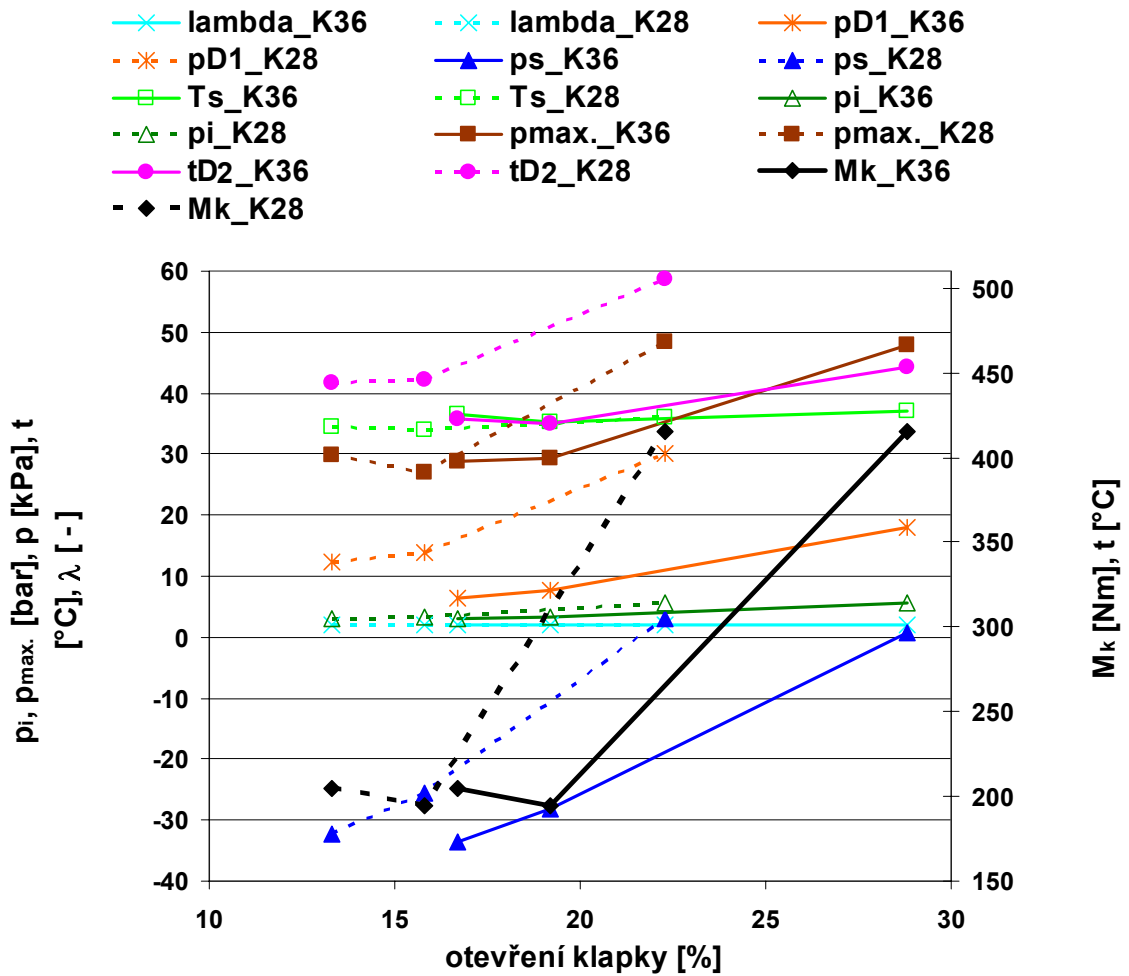
Z obr. 10 je patrné že pro dosažení stejného točivého momentu motoru postačí při použití turbodmychadla K28 mnohem menší otevření škrtící klapky. Dále menší turbodmychadlo dosahuje mnohem vyšších tlaků a teplot za dmychadlem, takže bude zapotřebí vyššího ochlazení v mezichladiči. Maximální spalovací tlaky jsou srovnatelné. Dmychadlo K28 pracuje při vyšších otáčkách protože musí při menším rozměru dodat stejné množství vzduchu jako dmychadlo K36.



obr. 11

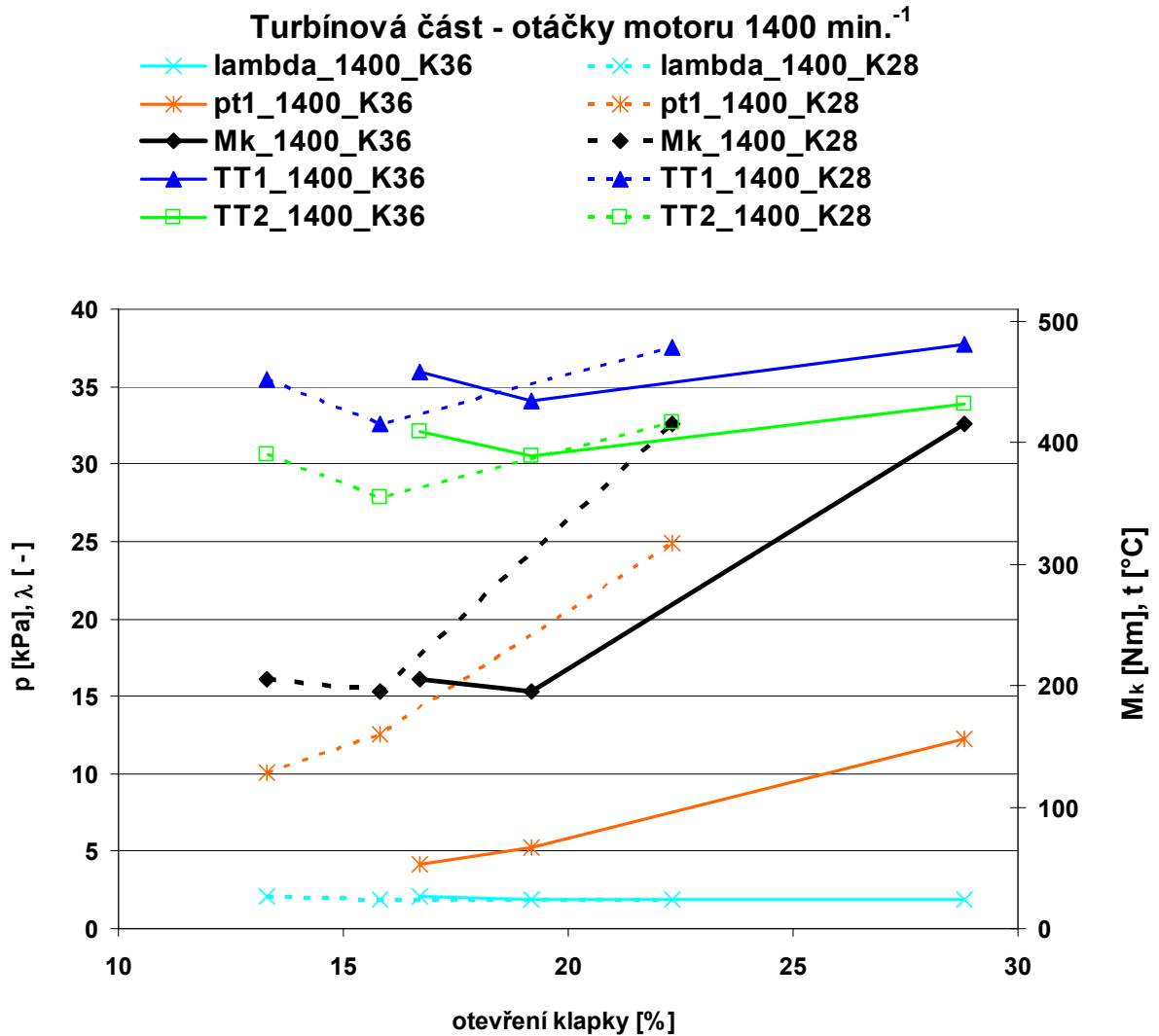
Z grafu na obr. 11 je patrné, že pro obě turbodmychadla jsou teploty před a za turbínou přibližně srovnatelné. Tlak před menší turbínou je vyšší, což je zapříčiněno menšími rozměry a větším průtočným odporem turbíny.

Dmyhadlová část - otáčky motoru 1400 min.⁻¹



obr. 12

Na obr. 12 je vidět, že tlaky za dmyhadlem se k sobě mírně přiblížily a také rozdíl v otevření klapky je menší. Je však pravděpodobné, že pro vyšší otáčky motoru a vyšší zátěž už nám dmyhadlo K28 nebude schopno dodávat potřebné množství vzduchu pro požadovaný točivý moment.



obr. 13

Z obr. 13 je patrný vyšší tlak před menší turbínou a dá se předpokládat, že s rostoucími otáčkami a rostoucím výkonem bude tento trend pokračovat.

4. Předběžné výpočty

Pro tyto zjednodušené výpočty bylo zapotřebí znát, kromě parametrů motoru, také látkové vlastnosti plynů a spalín v závislosti na teplotě pro daný přebytek vzduchu $\lambda = 2,5$. Proto byl nejprve výpočtem podle [9] proveden výpočet těchto hodnot, který je uveden v příloze 2.

Podle tohoto výpočtu jsou uvažovány hodnoty látkových vlastností plynů v závislosti na teplotě i v následujícím výpočtu. Tento výpočet je pro předběžné určení plnicího tlaku a teploty vzduchu, proto je zde počítáno pouze se statickými tlaky. Na základě tlakového poměru v dmychadle a průtoku vzduchu lze určit provozní bod v charakteristice dmyhadla. Dále určíme teplotu na konci expanze před otevřením výfukového ventilu. Tato teplota je zde vypočtena podle 1. zákona termodynamiky, kde se zanedbá kinetická energie. Výpočet je pro rovnotlaký provoz. Z této teploty lze vypočítat tlak před otevřením ventilu. Z předpokladu, že tlak za turbínou bude roven přibližně barometrickému z první rovnice turbíny určíme tlakový poměr v turbíně. Z teploty a tlaku na konci expanze a tlaku před turbínou lze vypočítat teplotu před turbínou. Ze známého průtokového množství spalin lze vypočítat z druhé rovnice turbodmyhadla redukovaný průřez turbíny a následně určit její velikost. Výpočet je uveden v příloze 3.

Stejný výpočet jsme provedli pro otáčky motoru 2000 min^{-1} , efektivní výkon 210 kW přebytek vzduchu 2,5. Pro tento výpočet jsme změnilí tyto hodnoty :

$$P_e := 210 \text{ kW} \quad n_M := 2000 \frac{1}{\text{min}} \quad \Delta T_{MCH} := 111 \text{ K} \quad \Delta p_{MCH} := 12 \text{ kPa} \quad \Delta p_{tj} := 10 \text{ kPa} \quad c_{p_spalin} := 1.255 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\kappa_{spalin} := 1.326 \quad \zeta_{zb_1} := 0.114 \quad \eta_c := 0.348 \quad \eta_j := 0.445 \quad \eta_{mc} := 0.85 \quad \eta_{pl} := 0.92$$

Výsledky obou výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.

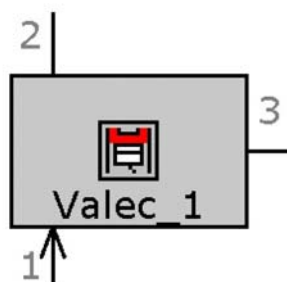
M_k [Nm]	P_e [kW]	n_M [min. ⁻¹]	p_s [kPa]	T_s [K]	π_D [-]	$m_{D_p_red}$ [kg/s]	p_{T1} [kPa]	T_{T1} [K]	π_T [-]	$m_{T_p_red}$ [kg/s]	S_{T_red} [cm ²]
1200	175.9	1400	297	348	3.086	0.363	291	744	2.82	3.45	9.424
1002.5	210	2000	266	357	2.834	0.437	284	723	2.63	4.182	11.407

tabulka 5

5. Optimalizační výpočty

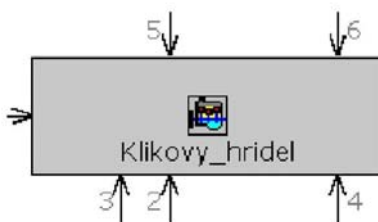
Software GT-Power byl již popsán v Kapitole 2.1.2.3. Zaměříme se pouze na sběr dat pro nastavení jednotlivých bloků, sestavení mapy a odladění modelu.

Základními bloky jsou válcová jednotka obr. 14 a klikový mechanismus obr. 15. V bloku válcové jednotky obr.16 se nastavují hodnoty geometrie válce, náplň válce, přestupy tepla, zákon hoření, teploty stěn apod.



Schématická zobrazení válcové jednotky v mapě

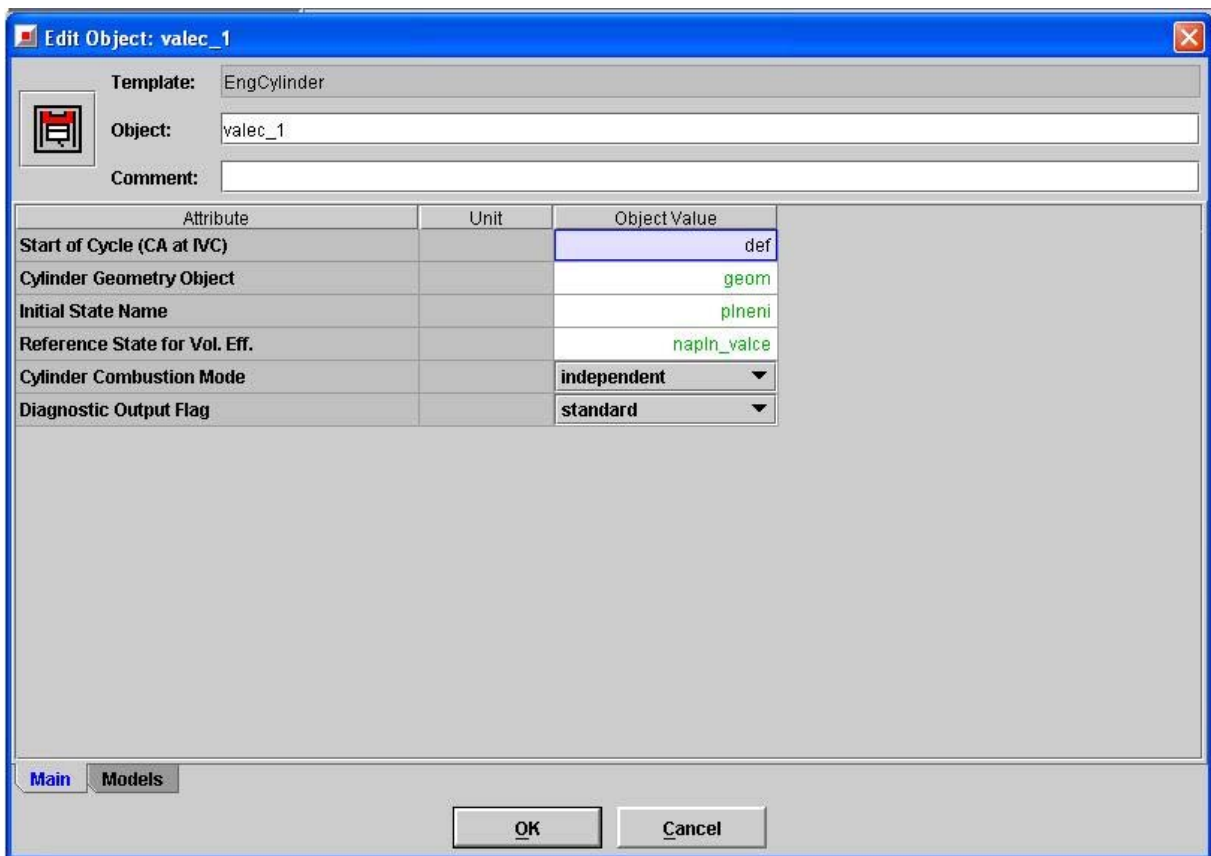
obr. 14



Schématické zobrazení klikového hřídele v mapě

obr. 15

V GT-Poweru je u některých bloků důležité dbát při propojování portů (vstupů a výstupů) na správné číslování. U válcové jednotky jsou první porty pro připojení ventilů a poslední je obvykle pro připojení klikového mechanismu. Port nula je pro připojení vstřikovače.

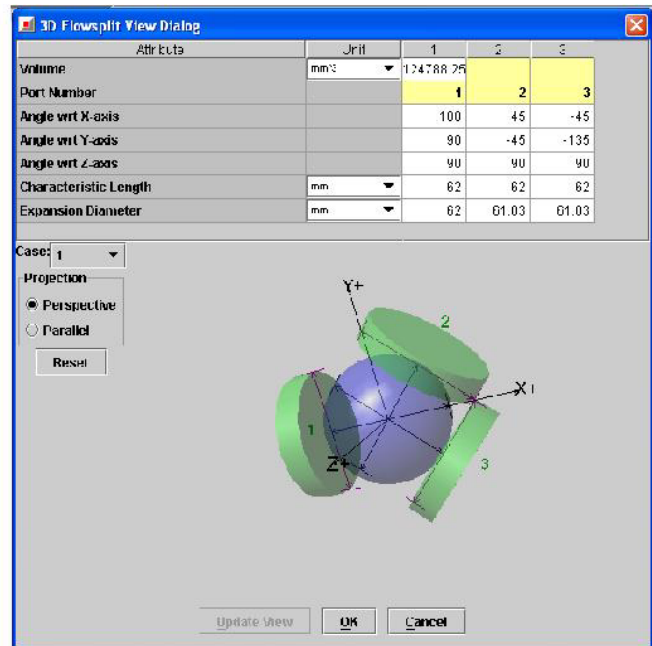
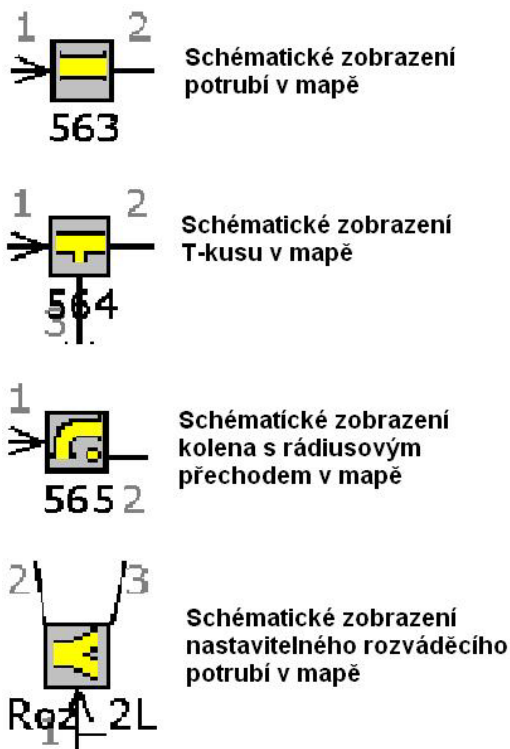


obr. 16

Při řešení nastal problém pouze při nastavování zákona hoření, který je pro každý režim motoru jiný. Zákon hoření byl určen z naměřených hodnot 10%, 50% a 90% vyhořelého paliva, eventuelně jejich odhadů pro vyšší zatížení. Zákonem hoření je zde dán i předstih zážehu.

V bloku klikového hřídele se nastavují hodnoty typu motoru (dvoudobý, čtyřdobý), počet válců, konfigurace válců, otáčky motoru, pořadí a interval zapalování apod.

Další částí modelu je sací a výfukové potrubí, které se sestavuje z přímého potrubí, kolen, T-kusů a nastavitelného rozváděcího potrubí obr. 17.



Trojrozměrné zobrazení nastavitelného rozváděcího potrubí

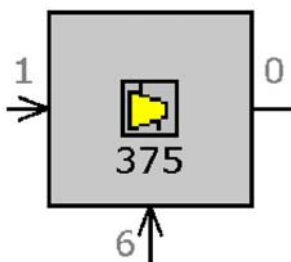
obr. 17

Části potrubí se definují teplotou stěn, koeficientem pro přestup tepla, geometrií apod. Nevýhodou je že v GT-Poweru lze zadávat pouze kruhový průřez potrubí. Správné nastavení geometrie potrubí je důležité pro jednodimenzionální dynamický výpočet průtoku látky potrubím.

U potrubí je port jedna a následující pro vstup a výstup z potrubí. Port nula je pro připojení vstřikovače.

Pro nastavení dmyhadla obr. 18 je zapotřebí zadat mapu kompresoru, do které se zadávají: referenční tlak, referenční teplota, plynová konstanta a data dmyhadla. V našem případě bylo zapotřebí digitalizovat data dmyhadla, která byla k dispozici pouze v tištěné podobě. Jednalo se o hmotnostní průtok vzduchu, otáčky dmyhadla, poměr tlaků a účinnost.

U dmyhadla je port jedna a následující pro vstup do dmyhadla a poslední pro připojení hřídele. Port nula je pro výstup z dmyhadla.



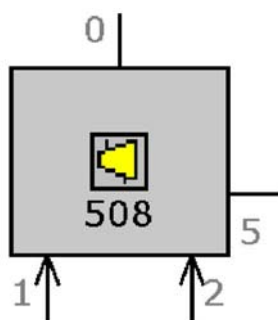
Schématické zobrazení dmyhadla v mapě

obr. 18

Obdobné nastavení je také pro turbínu obr. 19. Zde se ovšem zadávají hodnoty redukovaného průtokového množství spalin, redukované otáčky, poměr tlaků a účinnost turbíny.

Připojení turbíny je obdobné jako připojení dmyhadla.

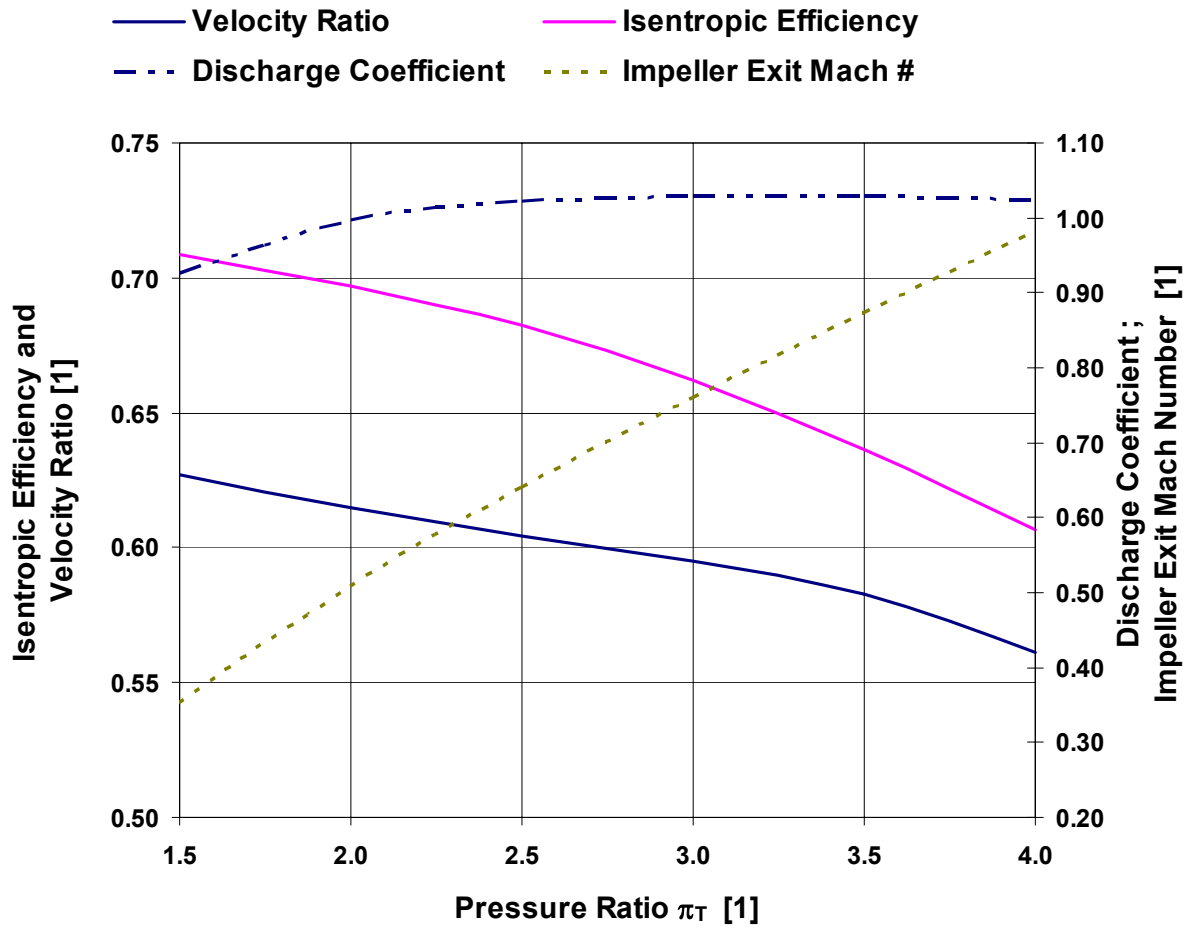
Data pro poměr tlaků a množství spalin při optimálním provozu byla opět k dispozici pouze v tištěné podobě, a proto jsme je museli opět digitalizovat. Hodnoty otáček a účinnosti nebyly k dispozici vůbec, a proto musely být dopočítány. Výpočet byl proveden na základě měření, která prováděl prof. Macek z ČVUT Praha v ČZ – Strakonice pro turbínu K36 35.22 a poskytnul nám jej. Výsledky měření jsou uvedeny v grafech na obr. 20, 21 a 22.



Schématické zobrazení turbíny v mapě

obr. 19

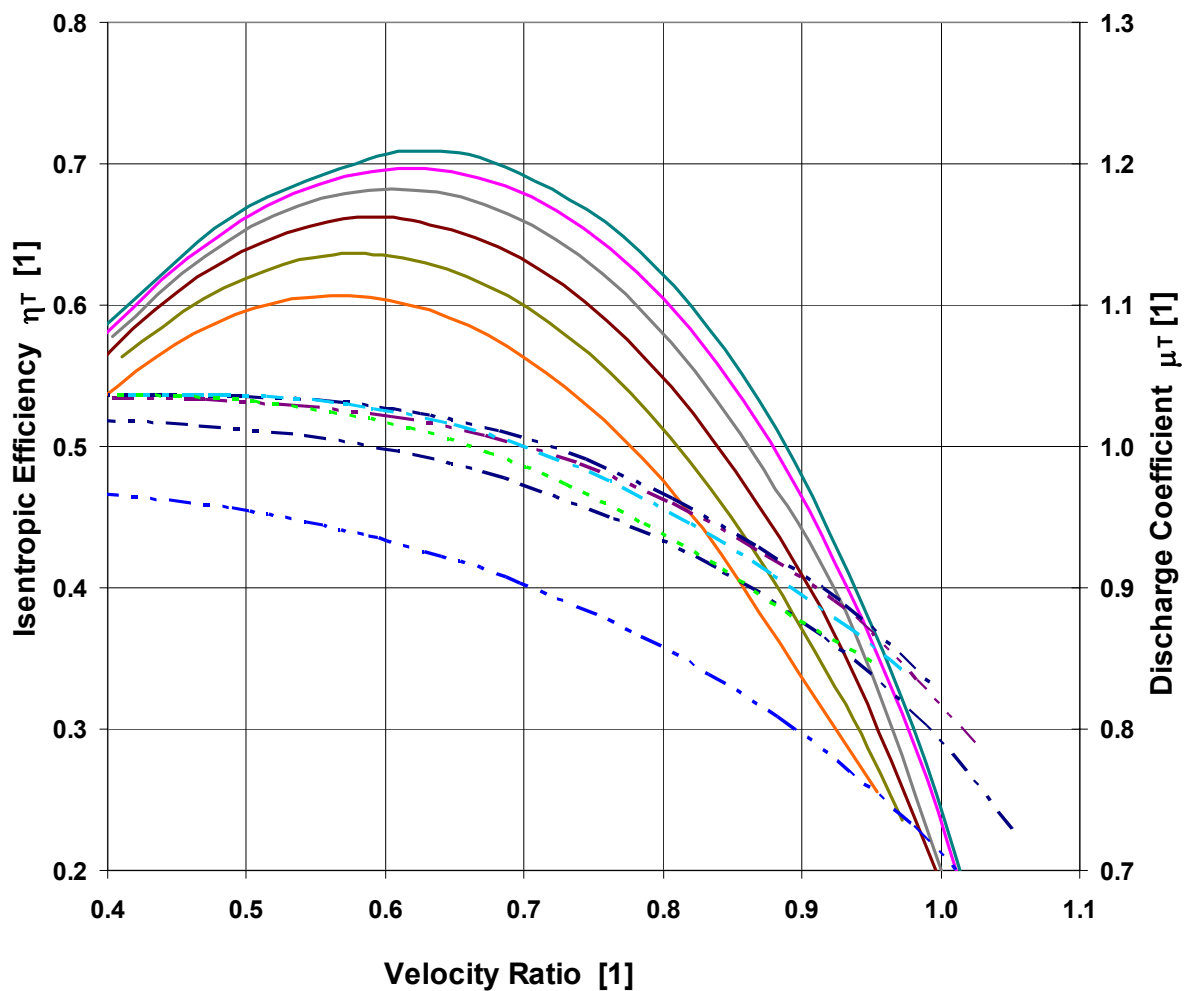
Radial Turbine at High Pressure Ratio Optimum Velocity Ratio



obr. 20

Velocity Characteristics of Radial Turbine

- Isentropic Efficiency at Pressure Ratio=1.5
- Isentropic Efficiency at Pressure Ratio=2.0
- Isentropic Efficiency at Pressure Ratio=2.5
- Isentropic Efficiency at Pressure Ratio=3.0
- Isentropic Efficiency at Pressure Ratio=3.5
- Isentropic Efficiency at Pressure Ratio=4.0
- - - Discharge Coefficient at Pressure Ratio=1.5
- - - Discharge Coefficient at Pressure Ratio=2.0
- - - Discharge Coefficient at Pressure Ratio=2.5
- - - Discharge Coefficient at Pressure Ratio=3.0
- - - Discharge Coefficient at Pressure Ratio=3.5
- - - Discharge Coefficient at Pressure Ratio=4.0



obr. 21

Z obr. 20 byla pro zvolený poměr tlaků odečtena hodnota optimálního rychlostního poměru. Z toho byl dále vypočítány otáčky turbíny n_{TD} v daném bodě, pomocí vzorce (15)

$$x = \frac{\pi \cdot D_{2T} \cdot n_{TD}}{\sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_{T1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}} \quad (15)$$

Z obr. 21 byla pro daný optimální rychlostní poměr x_{nom} a tlakový poměr odečtena hodnota optimální izoentropické účinnosti turbíny η_{Tnom} a hodnota optimálního průtokového součinitele μ_{Tnom} .

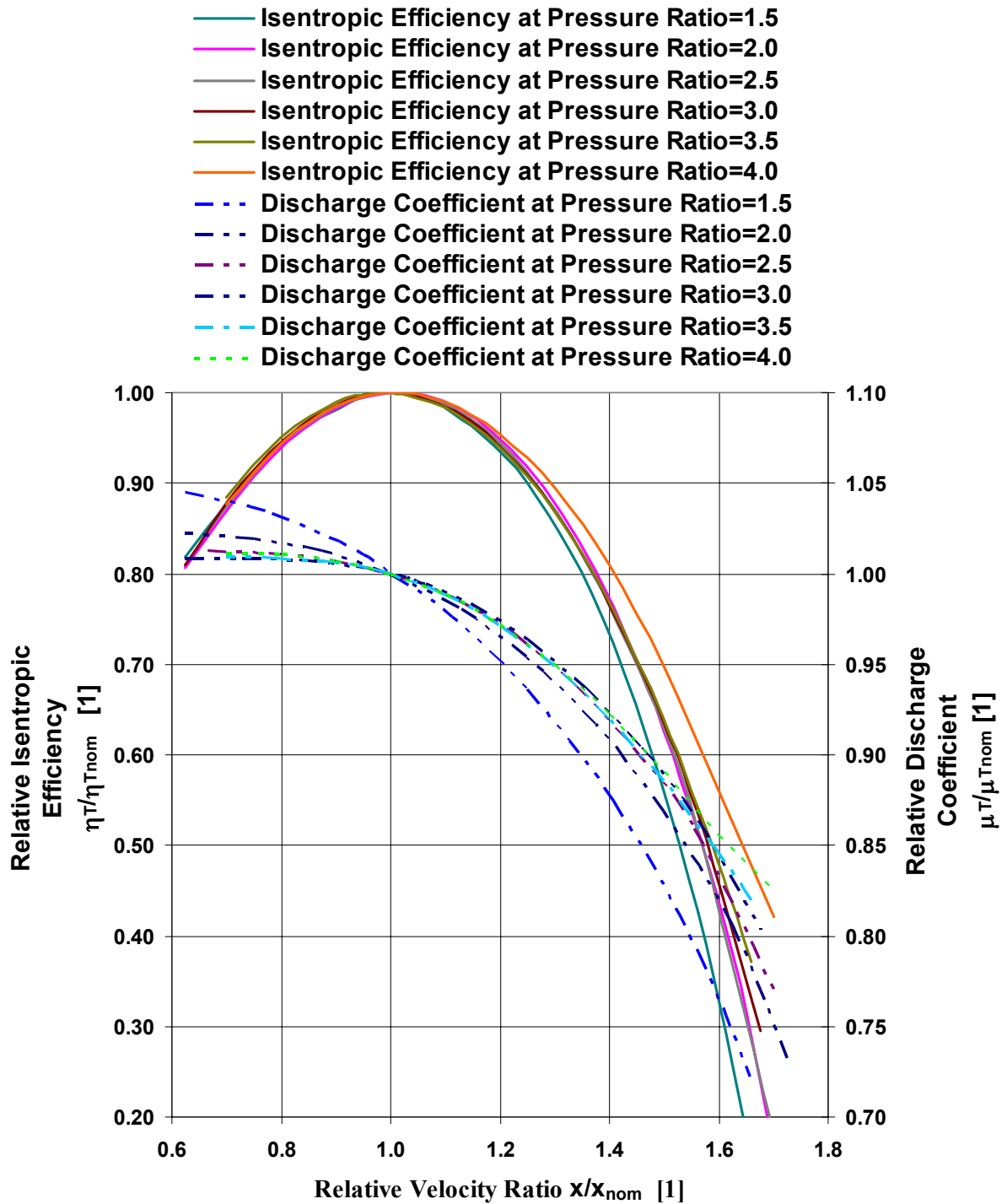
Dále byly pro konstantní otáčky dmyhadla a proměnný poměr tlaků dopočítány hodnoty rychlostních poměrů x v ostatních bodech. Z těchto hodnot byl vypočítán poměr x/x_{nom} a z obr. 22 odečten poměr η_T/η_{Tnom} a μ_T/μ_{Tnom} . Z těchto hodnot byly bez problémů vypočítány izoentropická účinnost a průtokový součinitel při konstantních otáčkách a proměnném tlakovém poměru.

Dále bylo zapotřebí dopočítat průtok spalin turbínou pro konstantní otáčky mimo nominální hodnotu v závislosti na proměnném poměru tlaků podle druhé rovnice turbodmyhadla

$$m_{T_p} = \mu \cdot S_{redT} \cdot \psi_T \cdot \rho_{T1} \cdot \sqrt{T_{T1} \cdot r_{spalin}} \cdot \sqrt{2} \quad (16)$$

Z této rovnice se vyjádří nejprve S_{redT} tím, že se zvolíme při $\pi_T=2$, $\mu=1$. Tak určíme plochu, ke které budeme vztahovat výše vypočtené průtokové součinitele pro proměnný poměr tlaků.

Relative Velocity Characteristics of Radial Turbine



obr. 22

Pro tento výpočet byl v programu Microsoft Excel vytvořen jednoduchý program, do kterého se zadá charakteristika turbíny, průměr turbínového kolečka a dopočítají se hodnoty otáček turbíny a hodnoty izoentropické účinnosti. Tento soubor (výpočet_iz_úč.xls) je v příloze na CD.

Dalším blokem je ventil obr. 23. Zde se zadává referenční průměr ventilu, vůle ventilu, úhel natočení vačkového hřídele při maximálním zdvihu, průběh zdvihu ventilu, referenční plocha při otevření v závislosti na natočení vačkového hřídele a průtokové odpory. Pro poslední dvě jmenované hodnoty je tvůrci programu vytvořený soubor v Microsoft Excel pro výpočet těchto hodnot.



Schématické zobrazení ventilu v mapě

obr. 23

Škrťící klapka obr. 24 se nastavuje zadáním, úhlu natočení škrťící klapky, průměrem, který je vypočítaný podle vzorce (17)

$$D_{kl_eqv} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{kl}}{4} - D_{kl} \cdot h_{kl} \right)} \quad (17)$$

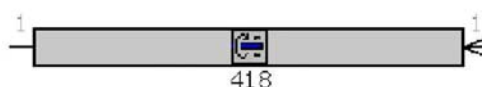
a ztrátou při průtoku při průtoku škrťící klapkou.



Schématické zobrazení škrťící klapky v mapě

obr. 24

Hřídel spojující dmychadlo a turbínu obr. 25 se nastavuje zadáním otáček, které se pouze odhadnou a během jednotlivých kroků výpočtu se upřesňují, momentem setrvačnosti a třením.

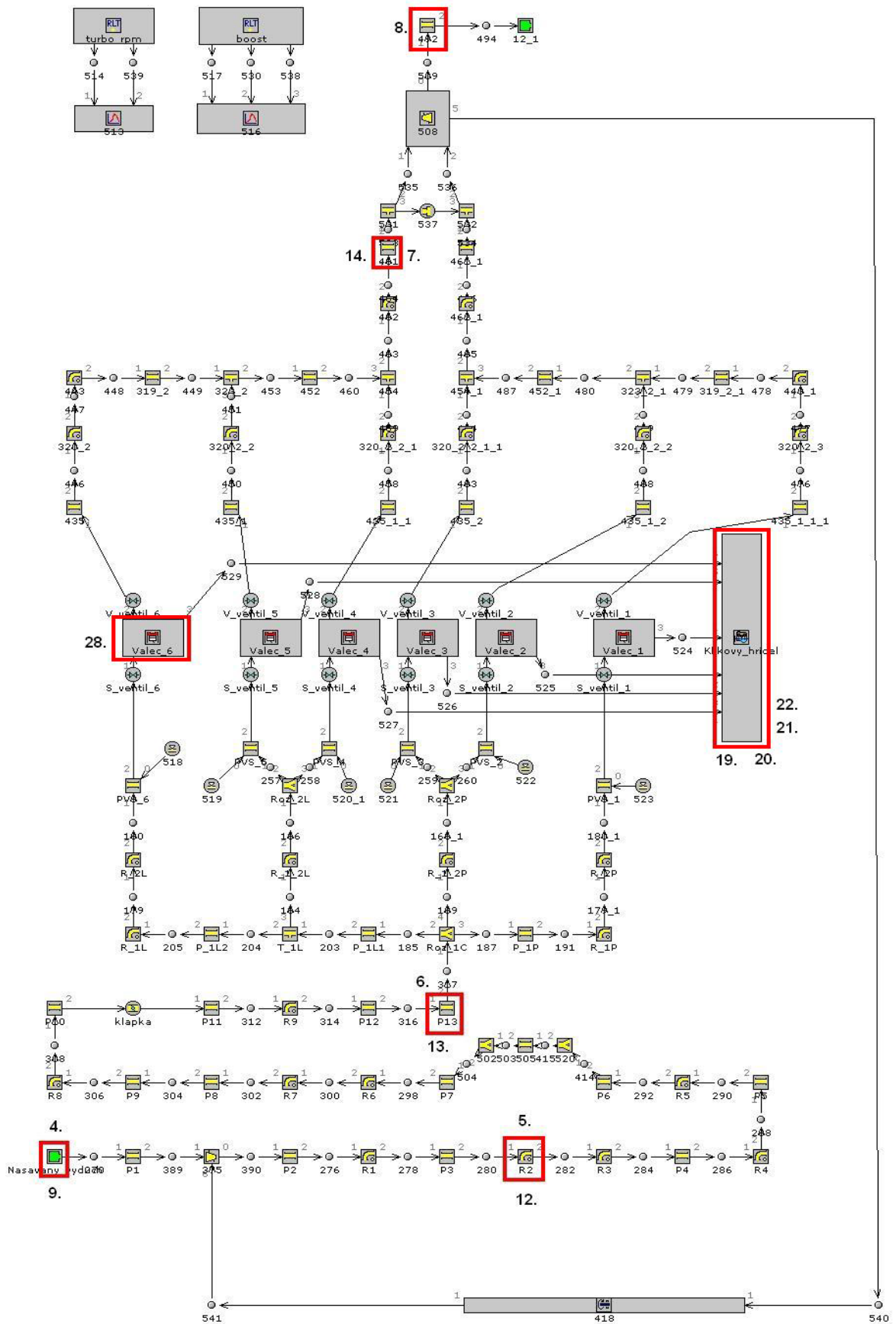


Schématické zobrazení hřídele v mapě

obr. 25

5.1. Vytvoření a odladění modelu

Pro odladění modelu jsme zvolili tři provozní body (1,4 a 7 podle tabulky 5), které byly změřeny s turbodmychadlem K36 4064 MNA 21.21. Turbodmychadlo řady K36 bylo vybráno z důvodu dostupnější a kvalitnější dokumentace. Místa, ve kterých byly hodnoty měřeny jsou označeny na obr. 26 dle seznamu v kapitole 3. Střední indikovaný tlak a maximální tlak ve válci se při měření vyhodnocoval z průběhu tlaku zjištěného indikací šestého válce jako střední hodnota ze souboru 150 pracovních cyklů. Při nastavování provozního bodu v modelu se zadávala hodnota barometrického tlaku, teplota nasávaného vzduchu, přebytku vzduchu, otáček motoru a zákona hoření. Součinitel přebytku vzduchu byl vypočten z hmotnostního průtoku vzduchu a paliva podle rovnice (2).



obr. 26

V následujících tabulkách jsou porovnány výsledky experimentálního měření a výsledky simulace. Hodnoty simulace jsou odečítány ve stejných místech, ve kterých byly měřeny. V příloze 1 jsou uvedeny průběhy tlaků v bodech 1,4 a 7, které se dají porovnat s naměřenými, viz. příloha 1

Tabulka hodnot pro bod 1

Turbodmychadlo K36 4064 21.21		naměřené hodnoty	výsledky výpočtu	rozdíl hodnot [%]
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.05	24.10	0.19
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	34.91	36.41	4.31
teplota vzduchu v sání	[°C]	36.47	33.77	7.39
teplota spalin před turbínou	[°C]	458.40	494.38	7.85
teplota spalin za turbínou	[°C]	409.60	390.81	4.59
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.73	96.90	0.18
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	103.28	105.67	2.31
tlak v sání	[kPa]	63.43	77.77	22.60
tlak spalin před turbínou	[kPa]	101.04	104.42	3.34
barometrický tlak	[kPa]	96.90	96.90	0.00
množství paliva	[kg/h]	3.521	3.517	0.117
množství vzduchu	[kg/h]	250.13	249.84	0.12
kroučící moment efektivní	[Nm]	195.00	195.51	0.26
otáčky motoru	[1/min.]	1400	1400	0
přebytek vzduchu dopočtený	[-]	2.04	2.04	0.00
Maximální tlak ve válci	[bar]	28.74	31.55	9.78
Střední indikovaný tlak	[bar]	3.09	2.99	3.30

tabulka 6

Tabulka hodnot pro bod 4

Turbodmychadlo K36 4064 21.21		naměřené hodnoty	výsledky výpočtu	rozdíl hodnot [%]
teplota vzduchu na clonce	[°C]	25.47	25.50	0.10
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	40.71	45.95	12.88
teplota vzduchu v sání	[°C]	37.18	34.57	7.02
teplota spalin před turbínou	[°C]	434.67	484.38	11.44
teplota spalin za turbínou	[°C]	383.47	382.81	0.17
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.60	96.90	0.31
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	109.14	115.24	5.59
tlak v sání	[kPa]	94.30	109.47	16.08
tlak spalin před turbínou	[kPa]	105.56	109.75	3.97
barometrický tlak	[kPa]	96.90	96.90	0.00
množství paliva	[kg/h]	4.555	4.611	1.222
množství vzduchu	[kg/h]	328.73	332.77	1.23
kroučící moment efektivní	[Nm]	400.00	405.93	1.48
otáčky motoru	[1/min.]	1200	1200	0
přebytek vzduchu	[-]	2.07	2.08	0.01
Maximální tlak ve válci	[bar]	46.51	48.76	4.84
Střední indikovaný tlak	[bar]	5.52	5.11	7.44

tabulka 7

Z tabulky vidíme, že největší chyba je při porovnání hodnot tlaku a teploty v sání. To je způsobeno nepřesným zadáním klapky, ke které, kromě jejího průměru, nebyla k dispozici žádná dokumentace. Proto jsme použili průtokové odpory z podobné klapky. Množství vzduchu protékajícího klapkou je zachované. V celku lze považovat model za dostatečně reprezentativní a použitelný pro simulace provozních bodů sledovaného motoru, které nebylo možné dosud z nejrůznějších důvodů ověřit.

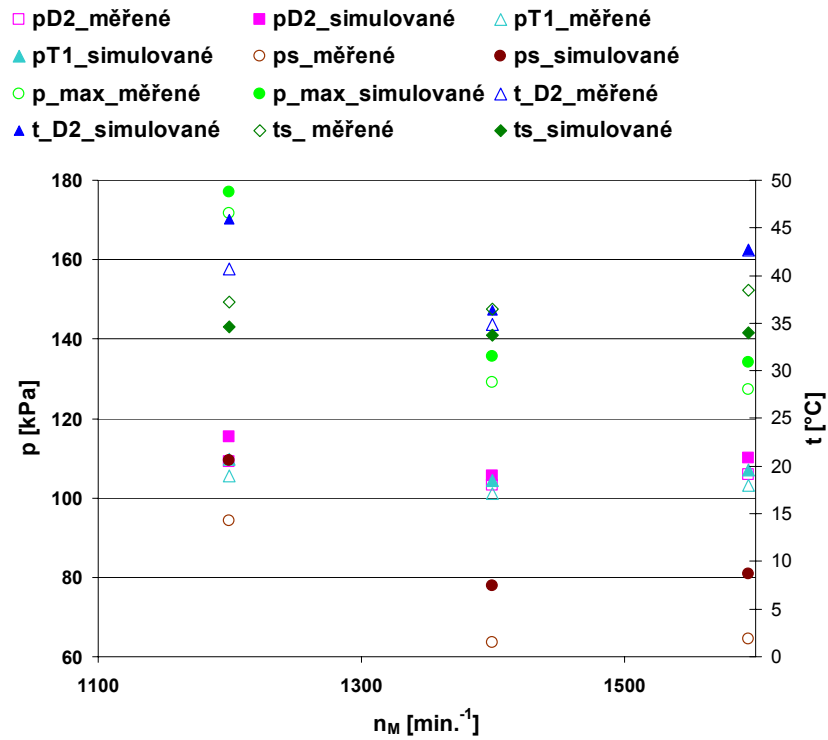
Tabulka hodnot pro bod 7

Turbodmychadlo K36 4064 21.21		naměřené hodnoty	výsledky výpočtu	rozdíl hodnot [%]
teplota vzduchu na clonce	[°C]	26.69	26.69	0.01
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	42.63	42.64	0.03
teplota vzduchu v sání	[°C]	38.40	33.97	11.54
teplota spalin před turbínou	[°C]	488.00	517.79	6.10
teplota spalin za turbínou	[°C]	443.00	408.65	7.75
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.66	96.90	0.25
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	105.99	110.14	3.91
tlak v sání	[kPa]	64.52	80.83	25.27
tlak spalin před turbínou	[kPa]	103.10	106.90	3.69
barometrický tlak	[kPa]	96.90	96.90	0.00
množství paliva	[kg/h]	4.111	4.104	0.180
množství vzduchu	[kg/h]	292.20	291.71	0.17
kroučící moment efektivní	[Nm]	205.00	206.33	0.65
otáčky motoru	[1/min.]	1595	1595	0
přebytek vzduchu	[-]	2.04	2.04	0.01
Maximální tlak ve válci	[bar]	28.06	30.94	10.25
Střední indikovaný tlak	[bar]	3.26	3.04	6.77

tabulka 8

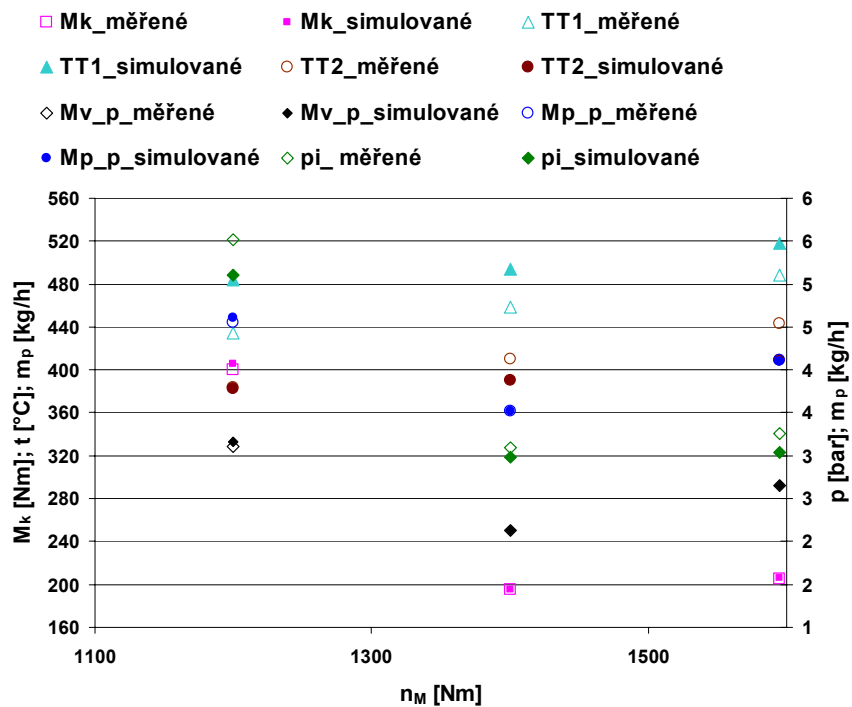
Pro názornost jsou některé naměřené hodnoty vyneseny v grafech na obr. 27 a 28 společně s hodnotami simulace.

Srovnání naměřených a simulovaných hodnot



obr. 27

Srovnání naměřených a simulovaných hodnot



obr. 28

5.2. Simulace provozních bodů za použití různých kombinací turbodmychadel

Po odladění modelu a digitalizaci dat turbín a dmychadel jsme přešli k simulaci provozních bodů s různými kombinacemi turbodmychadel. Tyto simulace jsme prováděli na vnější charakteristice motoru pro otáčky 1400min.^{-1} a 2000min.^{-1} s plně otevřenou klapku.

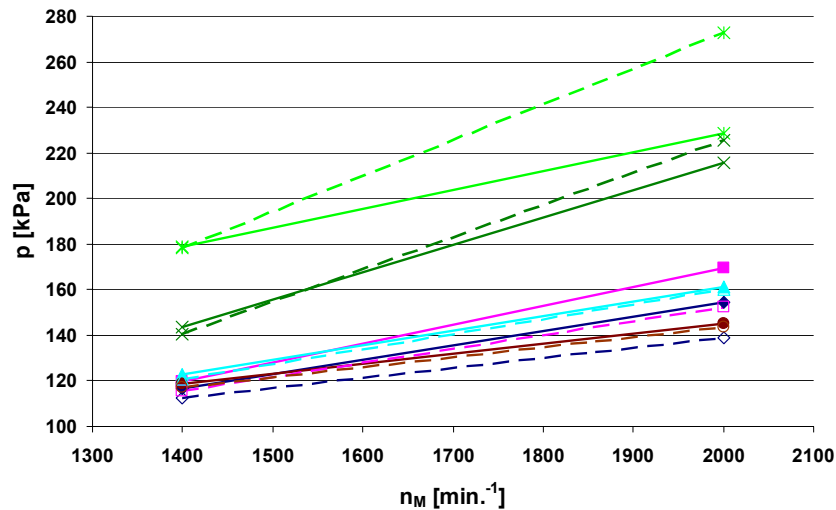
První simulace v těchto režimech byla provedena pro součinitel přebytku vzduchu 2,5 s turbodmychadly K36 4064MNA 21.21 a K28 3470MOA 20.22.

Při měření turbodmychadla řady K28 byla použita podle štítku turbína K28 20.29. K této turbíně se však nepodařilo sehnat původní charakteristiku a výrobce dodal charakteristiku pouze pro podobnou turbínu K28 20.22, která byla použita pro výpočetní simulace.

Další varianty turbodmychadel byly velikostní řady K27 v kombinaci s dmychadlem K27 2266G a turbíny velikostní řady K27 10.21; 21.21; 13.27; 21.27. Cílem kombinací turbínové části turbodmychadla K27 bylo zjištění vlivu velikosti průtočné plochy a průměru kola turbíny na parametry motoru. Výsledky simulace pro přebytek vzduchu 2,5 jsou uvedeny v příloze 3. Výsledné hodnoty jsou také vyneseny do grafu na obr. 29 a 30.

Tlak za dmychadlem a před turbínou

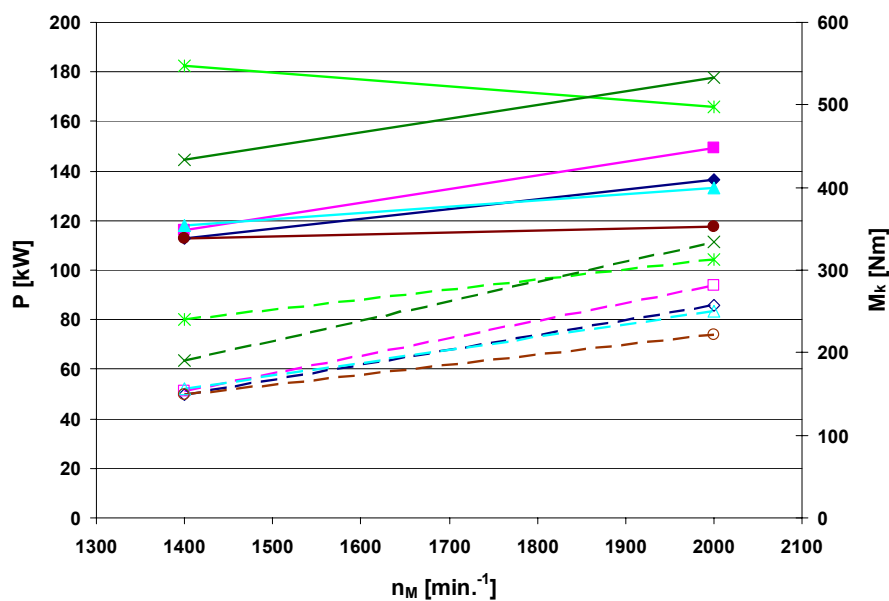
- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| ◆ K36 4064MNA 21.21 - pT1 - 2,5 | ■ K28 3470MOA 21.29 - pD2 - 2,5 |
| * K27 2266G 10.21 - pD2 - 2,5 | ▲ K27 2266G 21.21 - pD2 - 2,5 |
| * K27 2266G 13.27 - pD2 - 2,5 | ● K27 2266G 21.27 - pD2 - 2,5 |
| ◇ K36 4064MNA 21.21 - pT1 - 2,5 | □ K28 3470MOA 21.29 - pT1 - 2,5 |
| * K27 2266G 10.21 - pD2 - 2,5 | ▲ K27 2266G 21.21 - pT1 - 2,5 |
| * K27 2266G 13.27 - pT1 - 2,5 | ○ K27 2266G 21.27 - pT1 - 2,5 |



obr. 29

Efektivní výkon a efektivní točivý moment motoru

- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| ◇ K36 4064MNA 21.21 - Pe - 2,5 | □ K28 3470MOA 21.29 - Pe - 2,5 |
| * K27 2266G 10.21 - Pe - 2,5 | ▲ K27 2266G 21.21 - Pe - 2,5 |
| * K27 2266G 13.27 - Pe - 2,5 | ○ K27 2266G 21.27 - Pe - 2,5 |
| ◆ K36 4064MNA 21.21 - Mk - 2,5 | ■ K28 3470MOA 21.29 - Mk - 2,5 |
| * K27 2266G 10.21 - Mk - 2,5 | ▲ K27 2266G 21.21 - Mk - 2,5 |
| * K27 2266G 13.27 - Mk - 2,5 | ● K27 2266G 21.27 - Mk - 2,5 |

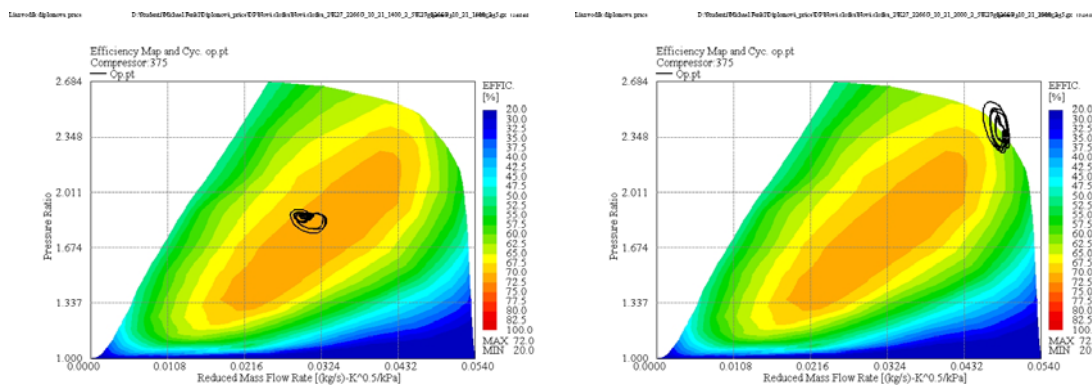


obr. 30

Z grafu je vidět, že při použití turbodmychadla řady K36 jsou tlaky před turbínou a za dmychadlem nízké. To je pravděpodobně zapříčiněno vysokou hltností turbodmychadla a především velkým vstupním průřezem. Proto také výkon a točivý moment motoru nedosahují požadovaných hodnot.

Naopak při použití turbodmychadla K27 2266G 10.21, které má mnohem menší hltnost a také menší vstupní průřez se dosahují vyšší tlaky před turbínou a za dmychadlem. S tím roste také výkon a točivý moment motoru. Ovšem dmychadlo K27 - 2266G není schopné dodat pro otáčky 2000 min^{-1} dostatečné množství vzduchu pro dosažení požadovaného výkonu při zachování extrémně vysoké chudosti směsi. To lze vidět při zakreslení provozního bodu do mapy dmychadla. Na těchto obrázcích černá čára vykresluje, jak výpočet GT-Poweru konvergoval k rovnovážnému stavu celého modelu.

Turbodmychadlo K27 - 2266G 10.21



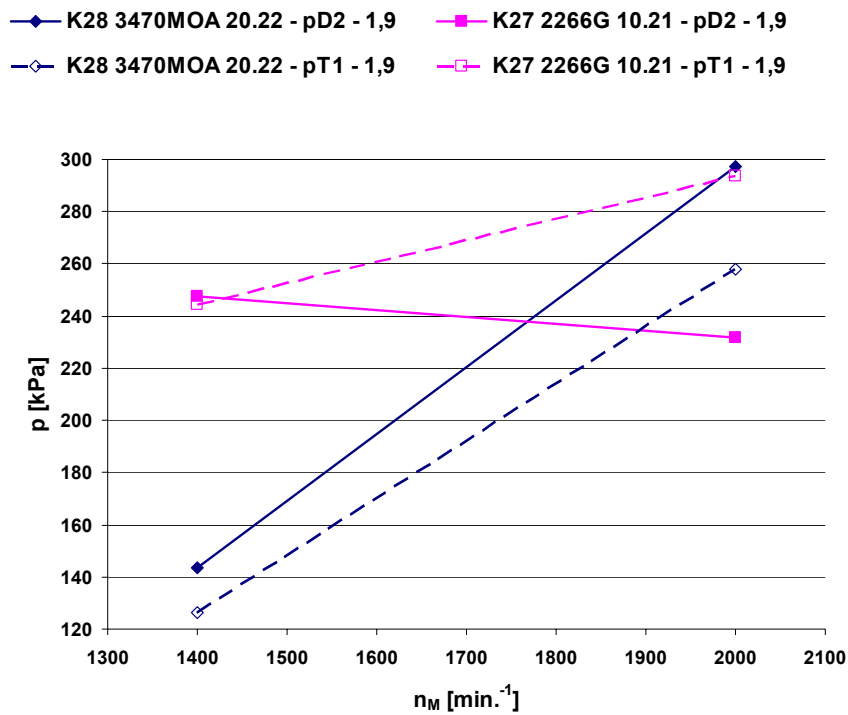
obr. 31 Bod v char. dmych. 1400 min^{-1}

obr. 32 Bod v char. dmych. 2000 min^{-1}

Z těchto dvou obrázků obr. 31 a 32 je patrné, že při otáčkách 1400 min^{-1} se provozní bod pohybuje v místě nejvyšší izoentropické účinnosti. Při otáčkách 2000 min^{-1} je bod již téměř mimo mapu dmychadla. To má za následek pokles točivého momentu a výkonu v důsledku nedostatečné dodávky vzduchu.

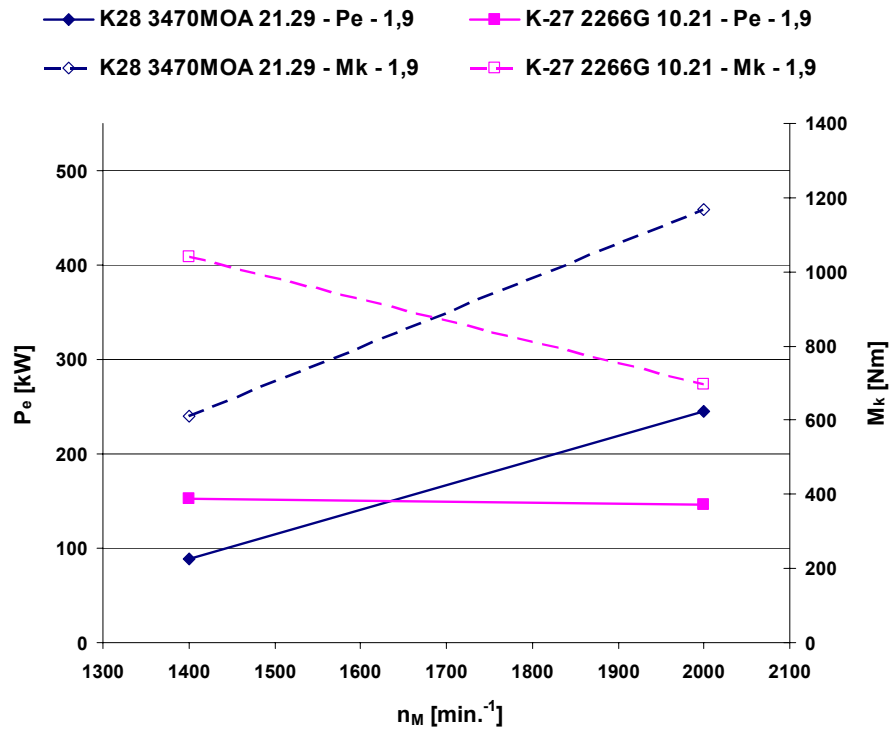
Pro dosažení požadovaného točivého momentu, respektive výkonu motoru, byl snížen přebytek vzduchu na 1,9 a simulační výpočet byl opakován pro turbodmychadla K28 – 3470 MOA 20.22 a K27 – 2266G 10.21. Výsledky simulace jsou v příloze 4. V obr. 33 a 34 jsou opět vyneseny p_{D1} , p_{T1} , P_e a M_k v závislosti na otáčkách motoru.

Tlak za dmychadlem a tlak před turbínou



obr. 33

Efektivní výkon a efektivní točivý moment motoru

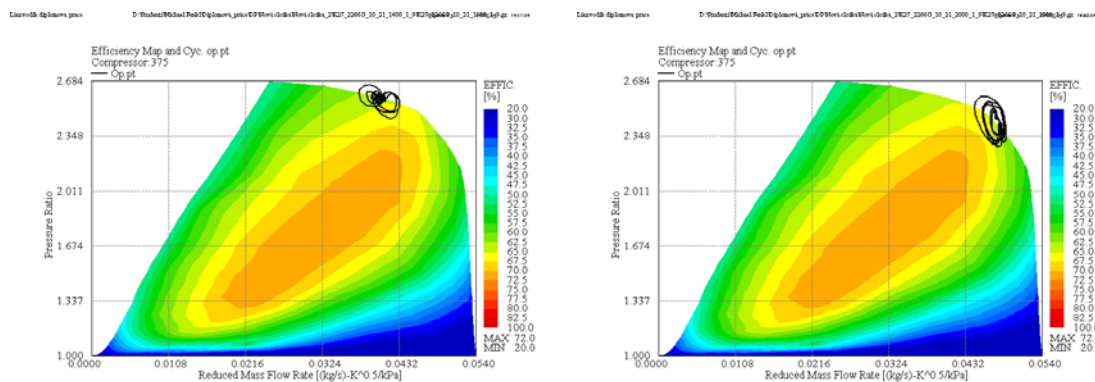


obr. 34

Z těchto grafů na obr. 33 a 34 vidíme, že při použití turbodmychadla řady K27 se zvýšil točivý moment při otáčkách 1400 min^{-1} . Z obr. 35 lze vidět, že provozní bod je na kraji charakteristiky dmychadla. Při otáčkách 2000 min^{-1} se provozní bod dostane již opět mimo mapu dmychadla – obr. 36.

S turbodmychadlem řady K28 se podařilo dosáhnout při otáčkách 2000 min^{-1} požadovaný výkon, ale točivý moment je při otáčkách 1400 min^{-1} o polovinu nižší než je požadovaný moment.

Turbodmychadlo K27 - 2266G 10.21

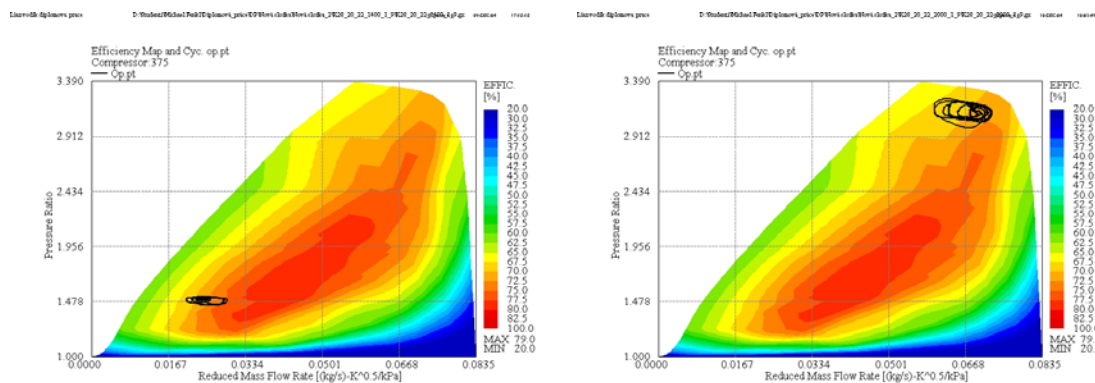


obr. 35 Bod v char. dmych. 1400 min^{-1}

obr. 36 Bod v char. dmych. 2000 min^{-1}

V mapě turbodmychadla K28 3470MOA se podle obr. 37 a 38 pohybuje poměrně v dobrém poli izoentropické účinnosti.

Turbodmychadlo K28 3470MOA 20.22

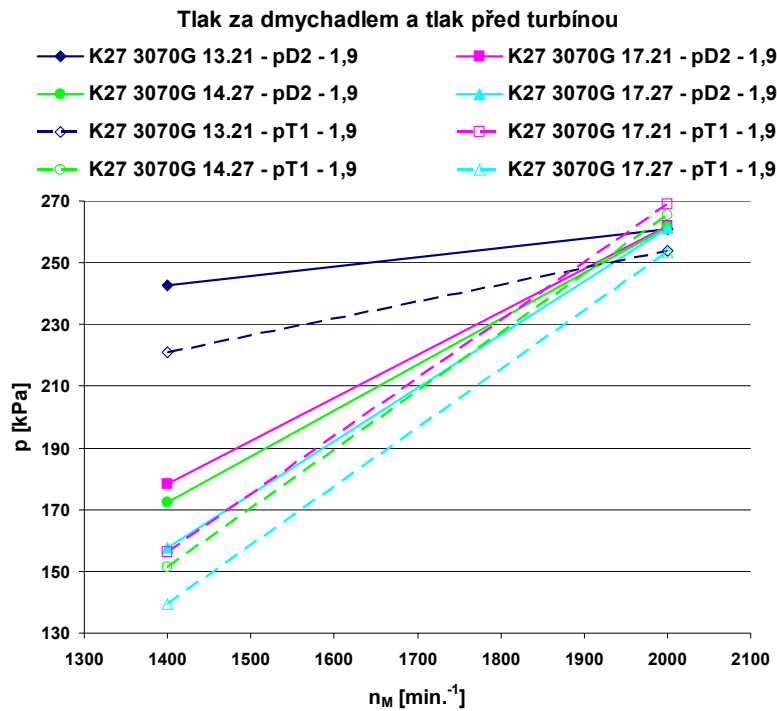


obr. 37 Bod v char. dmych. 1400 min^{-1}

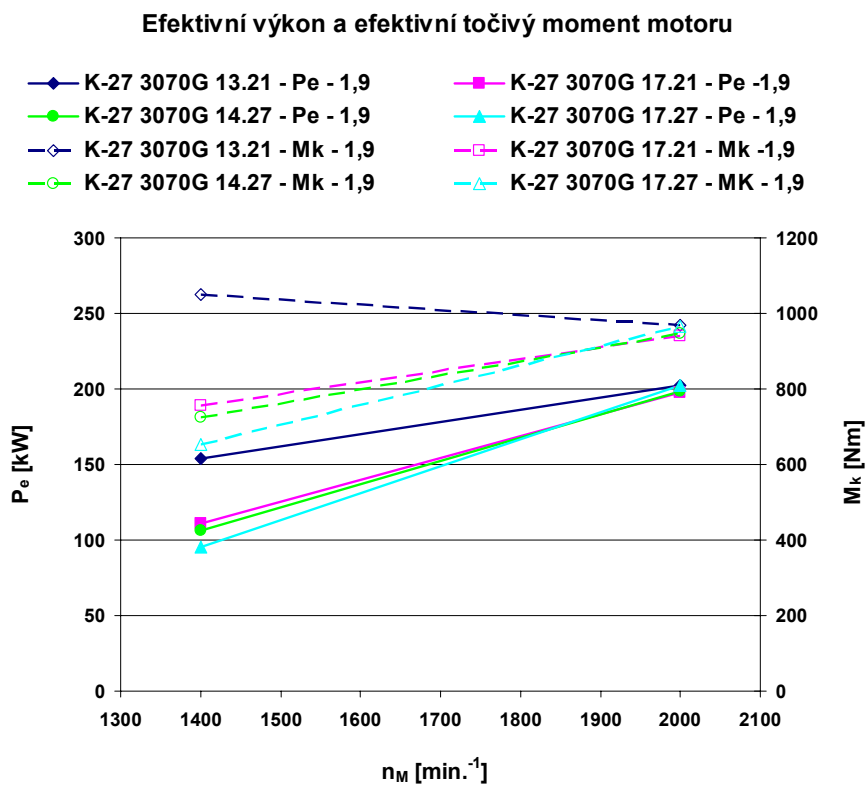
obr. 38 Bod v char. dmych. 2000 min^{-1}

Pro další simulaci použijeme větší dmychadlo K27 3070G a kombinace turbín 13.21 14.27, 17.27 a 17.27.

Výsledky této simulace jsou uvedeny v příloze 5. V grafech na obr. 39 a 40 je vyneseno p_{D1} , p_{T1} , P_e a M_k v závislosti na otáčkách motoru.



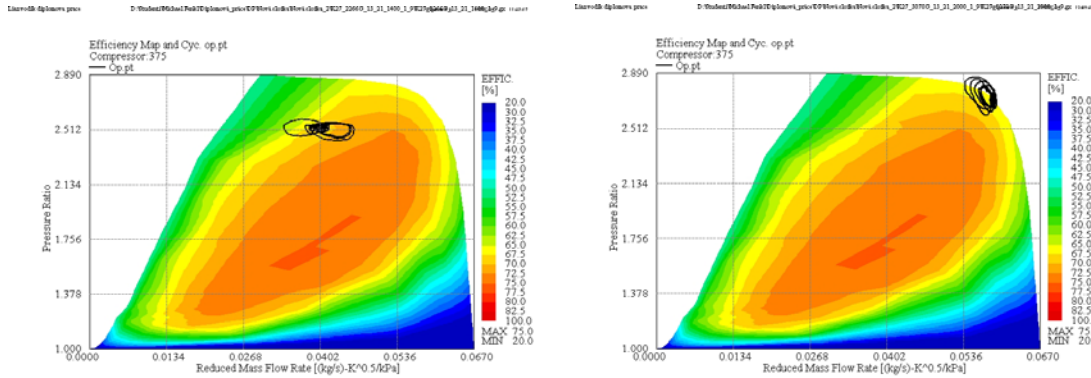
obr. 39



obr. 40

Z obr. 42, 44, 46 a 48 vidíme, že při otáčkách 2000 min^{-1} se provozní bod pohybuje opět na okraji charakteristiky dmychadla, což by mohlo naznačovat, že i toto dmychadlo je malé. Ovšem s turbodmychadlem K27 3070G 13.21 jsme se nejvíce přiblížili k požadovaným parametrům.

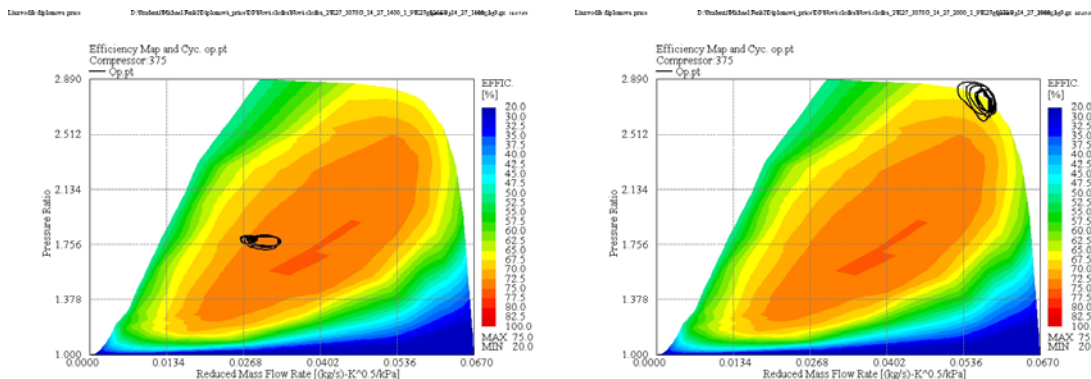
Kombinace s turbínou K27 13.21



obr. 41 Bod v char. dmych. 1400 min^{-1}

obr. 42 Bod v char. dmych. 2000 min^{-1}

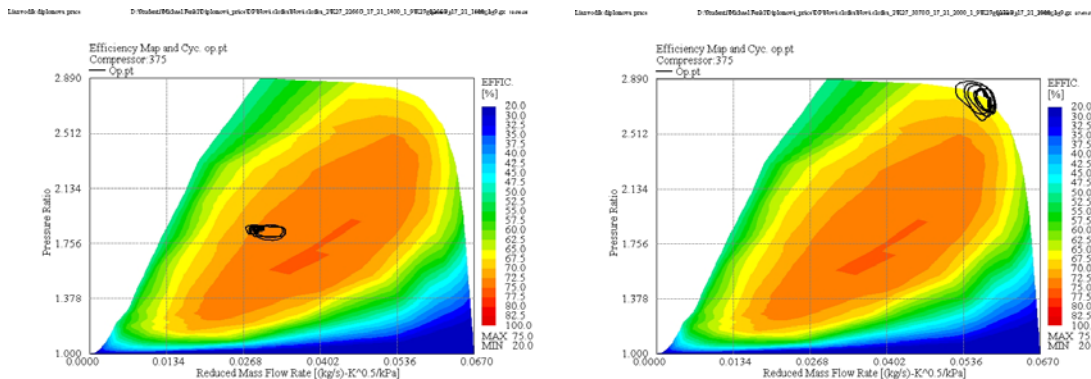
Kombinace s turbínou K27 14.27



obr. 43 Bod v char. dmych. 1400 min^{-1}

obr. 44 Bod v char. dmych. 2000 min^{-1}

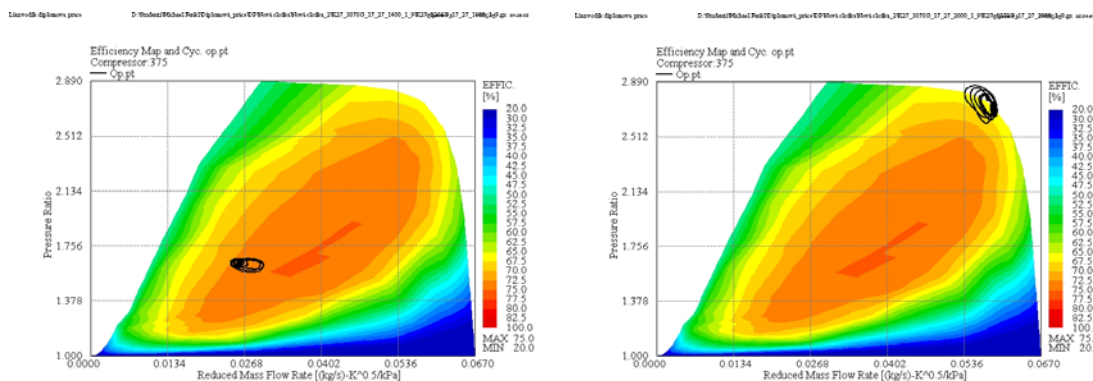
Kombinace s turbínou K27 17.21



obr. 45 Bod v char. dmych. 1400 min^{-1}

obr. 46 Bod v char. dmych. 2000 min^{-1}

Kombinace s turbínou K27 17.27



obr. 47 Bod v char. dmych. 1400 min.⁻¹ obr. 48 Bod v char. dmych. 2000 min.⁻¹
Úplné výsledky všech simulací jsou uvedeny v příloze na CD.

6. Závěr

Z této práce je patrné, že pro dosažení požadovaného výkonu motoru při zachování požadované vysoké chudosti směsi je zapotřebí dodat do válce velké množství vzduchu. Tím ovšem vzroste tlak v sání. K dosažení vysokého tlaku v sání potřebujeme také dosáhnout vysokého tlakového poměru v dmychadle. Tím vzroste příkon dmychadla, který je zapotřebí pokrýt výkonem turbíny. Důležité je také zajistit, aby nebyly překročeny maximální spalovací tlaky. To lze docílit vhodnou regulací.

Z provedených simulací je patrné, že při použití turbodmychadla řady K27 a přebytku vzduchu 1,9 se k požadovanému výkonu přiblížíme nejvíce při použití největšího dmychadla, které je ve výrobním programu ČZ – Strakonice z řady K27, což je dmychadlo K27 3070G a turbíny 13.21.

Vhodné se zdá být také původní turbodmychadlo řady K28 od firmy KKK typ K28 3074MOA, které dosahovalo požadovaný výkon při jmenovitých otáčkách, ale poloviční točivý moment oproti požadovanému. Tento nedostatek by bylo možné zlepšit použitím turbíny K28, která by měla menší vstupní průřez. K turbínám K28 nebyla dostupná potřebná dokumentace. Při simulaci turbín řady K27 vzrostl výkon právě při použití turbíny s menším vstupním průřezem. Má to za následek zvýšení tlaku před turbínou a tím i zvýšení tlakového poměru v turbíně.

Další možnosti dosažení požadovaného výkonu jsou následující:

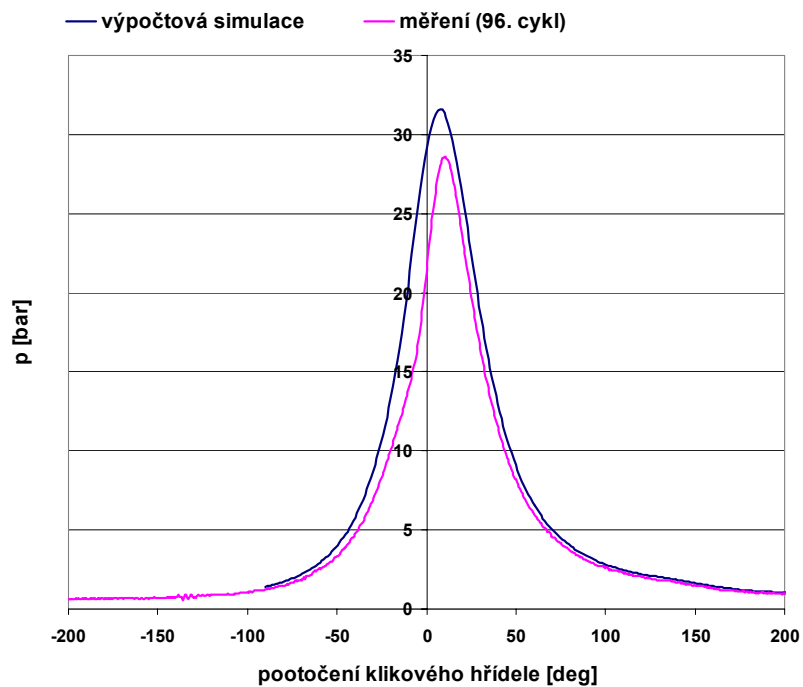
1. snížení součinitele přebytku vzduchu a regulací turbíny,
2. použití dvoustupňového přeplňování,

3. konstrukční úprava turbodmychadla.

- ad. 1 Snížením součinitele přebytku vzduchu se ovšem zvýší spotřeba paliva a zvýší se také množství oxidu dusíku. Vhodnou regulací turbodmychadla dosáhneme určitého zvýšení parametrů motoru, ale s největší pravděpodobností bude zapotřebí současně měnit součinitel přebytku vzduchu.
- ad. 2 Použitím dvoustupňového přeplňování dosáhneme vyššího stupně stlačení a tím i vyššího tlaku v sání. V tomto případě nemusí být poměr tlaků v jednotlivých stupních vysoký. Nevýhodou by byl poměrně velký konstrukční zásah do sacího a výfukového potrubí.
- ad. 3 Konstrukční úpravou turbodmychadla, kdy by se vhodným způsobem provedla kombinace velkého dmychadla s malou turbínou. Ovšem i zde může nastat problém dosažení točivého momentu 1000Nm při otáčkách 1000 min.^{-1}

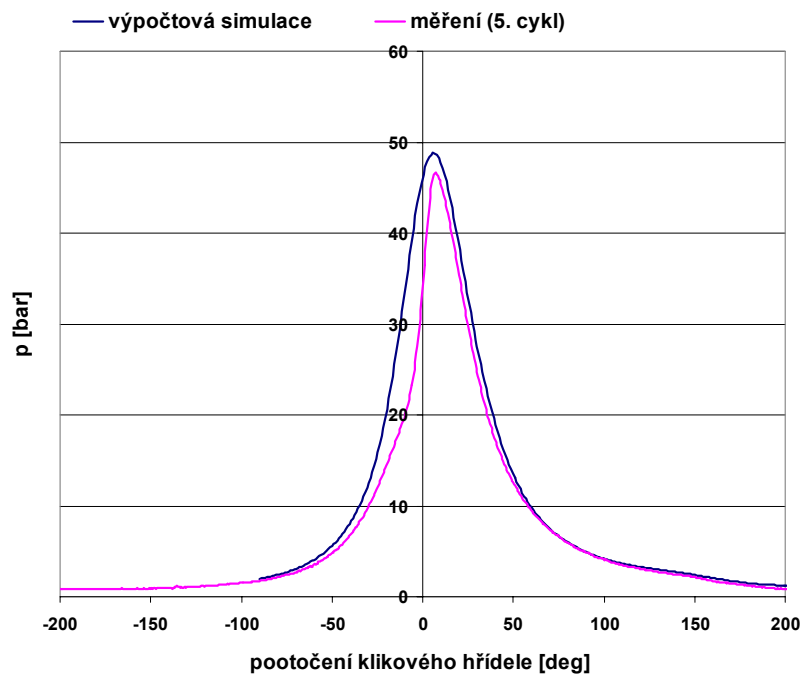
Příloha 1

Průběh tlaku změřený a vypočtený pro bod 1



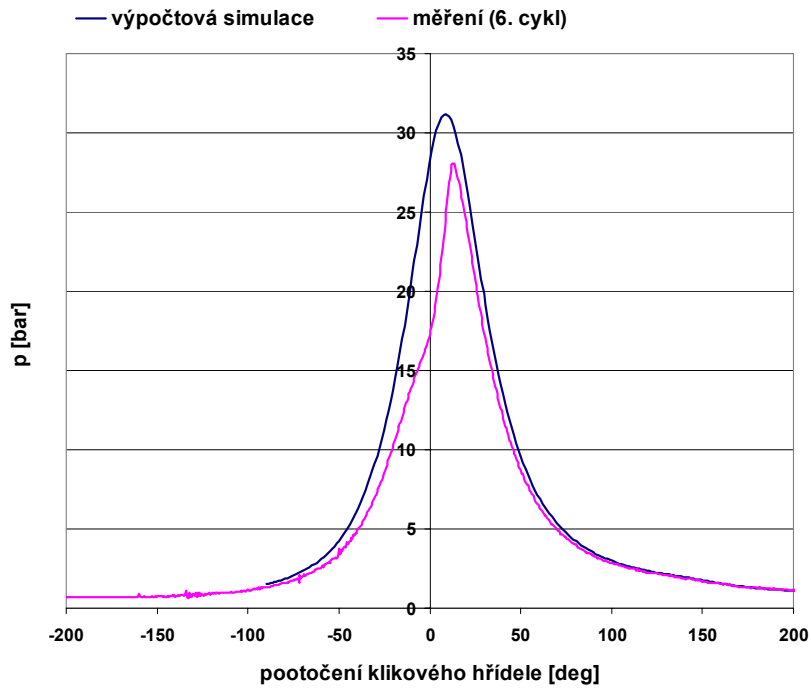
p – α diagram – bod 1

Průběh tlaku změřený a vypočtený pro bod 4



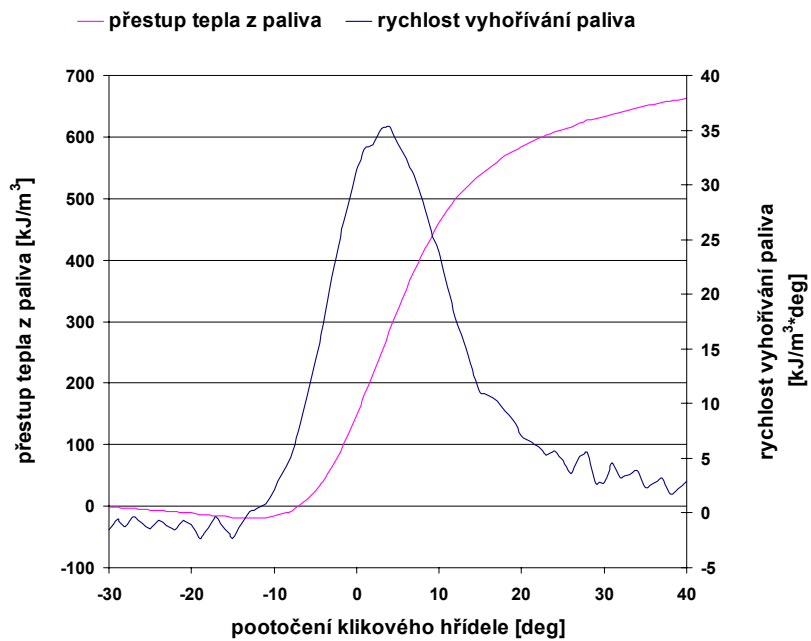
p – α diagram – bod 4

Průběh tlaku změřený a vypočtený pro bod 7

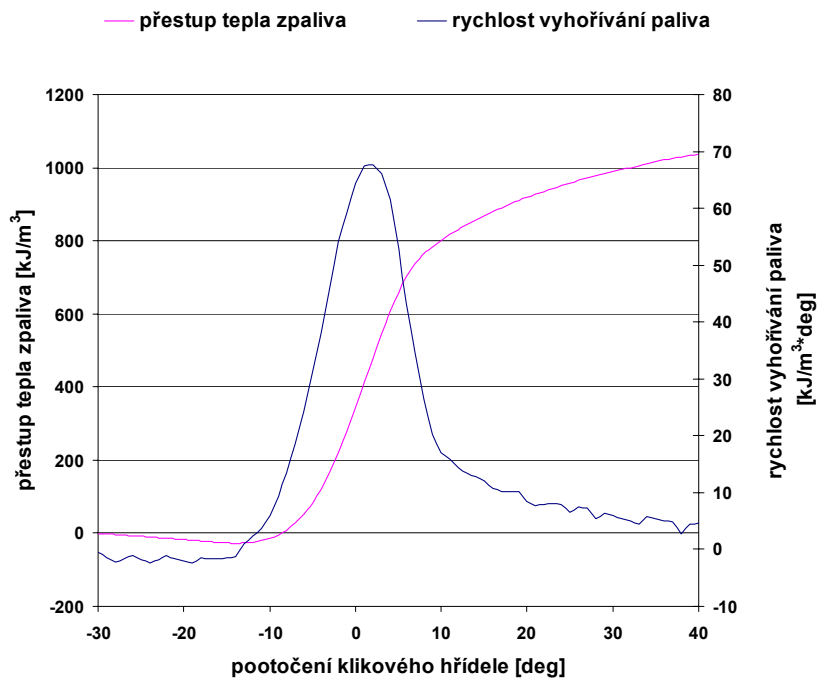


p – α diagram – bod 7

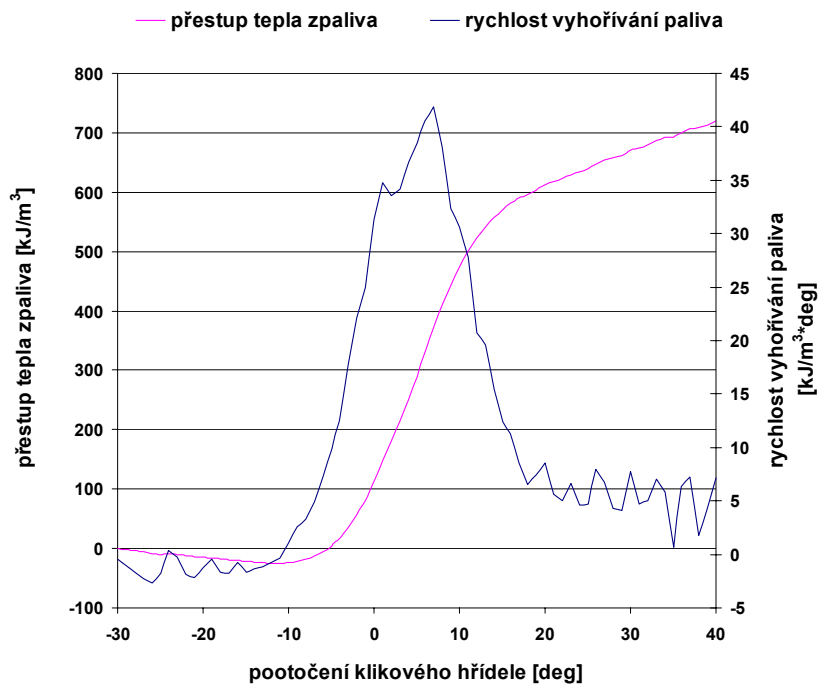
bod 1



bod 4



bod 7



Příloha 2

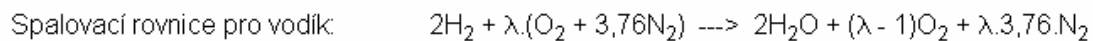
Výpčet izobarické a izochorické měrné tepelné kapacity a výpočet Poissonovy konstanty podle [9].

Molární hmotnosti jednotlivých složek podle [2]:

Prvek	H ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	Vzduch
Molární hmotnost [kg/kmol]	2.016	32	28.02	18	28.98

$$R := 8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \quad \lambda := 2.5 \quad T := 273\text{K}, 274\text{K} \dots 1800\text{K}$$

směs spaliny



Molární hmotnost směsi vodíku a vzduchu:

$$M_{m_směs} := 2 \cdot M_{m_H_2} + \lambda \cdot (M_{m_O_2} + 3,76 \cdot M_{m_N_2}) \quad M_{m_směs} = 347,42 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Molární hmotnostní podíly jednotlivých složek směsi:

$$m_{f_H_2_směs} := \frac{2M_{m_H_2}}{M_{m_směs}} \quad m_{f_O_2_směs} := \frac{\lambda M_{m_O_2}}{M_{m_směs}} \quad m_{f_N_2_směs} := \frac{\lambda 3,76 M_{m_N_2}}{M_{m_směs}}$$

$$m_{f_H_2_směs} = 0,012 \quad m_{f_O_2_směs} = 0,23 \quad m_{f_N_2_směs} = 0,758$$

Molární hmotnost spalín:

$$M_{m_spalín} := 2M_{m_H_2O} + (\lambda - 1)M_{m_O_2} + \lambda \cdot 3,76 \cdot M_{m_N_2} \quad M_{m_spalín} = 347,388 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Molární hmotnostní podíly jednotlivých složek spalín:

$$m_{f_H_2O_spalín} := \frac{2M_{m_H_2O}}{M_{m_spalín}} \quad m_{f_O_2_spalín} := \frac{(\lambda - 1)M_{m_O_2}}{M_{m_spalín}} \quad m_{f_N_2_spalín} := \frac{\lambda 3,76 M_{m_N_2}}{M_{m_spalín}}$$

$$m_{f_H_2O_spalín} = 0,104 \quad m_{f_O_2_spalín} = 0,138 \quad m_{f_N_2_spalín} = 0,758$$

Izobarické tepelné kapacity v závislosti na teplotě pro jednotlivé složky:

x	a _x [kJ/kmol·K]	b _x [kJ/kmol·K ²]	c _x [kJ/kmol·K ³]	d _x [kJ/kmol·K ⁴]
H ₂	29.11	-0.1916*10 ⁻²	0.4003*10 ⁻⁵	-0.8704*10 ⁻⁹
O ₂	25.84	1.520*10 ⁻²	-0.7155*10 ⁻⁵	1.312*10 ⁻⁹
N ₂	28.9	-1.571*10 ⁻²	0.8081*10 ⁻⁵	-2.873*10 ⁻⁹
H ₂ O	32.24	0.1923*10 ⁻²	1.055*10 ⁻⁵	-3.595*10 ⁻⁹

$$c_{p_x}(T) = \frac{a_x + b_x \cdot T + c_x \cdot T^2 + d_x \cdot T^3}{M_{m_x}}$$

Izobarická tepelná kapacita spaliny:

$$c_{p_spalín}(T) := m_{f_H_2O_spalín} \cdot c_{p_H_2O}(T) + m_{f_O_2_spalín} \cdot c_{p_O_2}(T) + m_{f_N_2_spalín} \cdot c_{p_N_2}(T)$$

Izochrické tepelné kapacity v závislosti na teplotě:

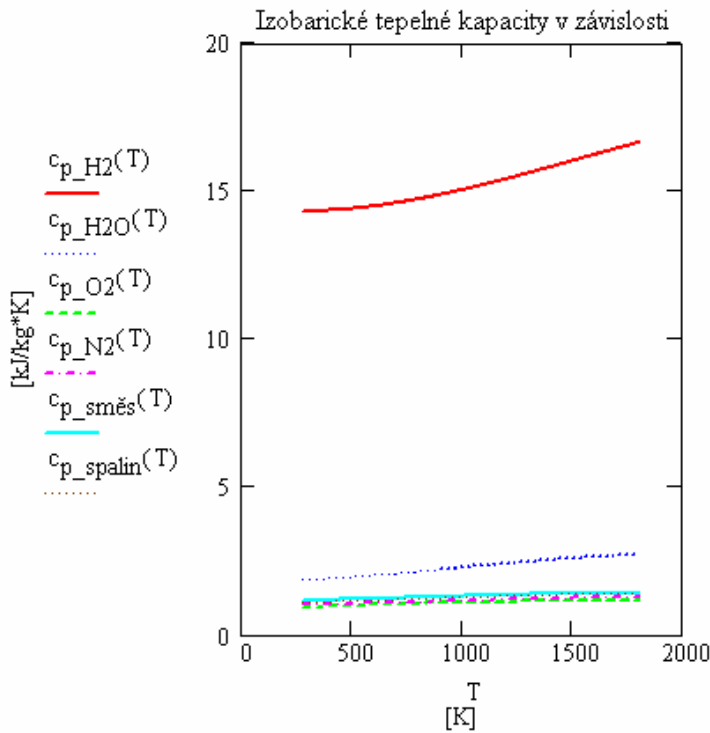
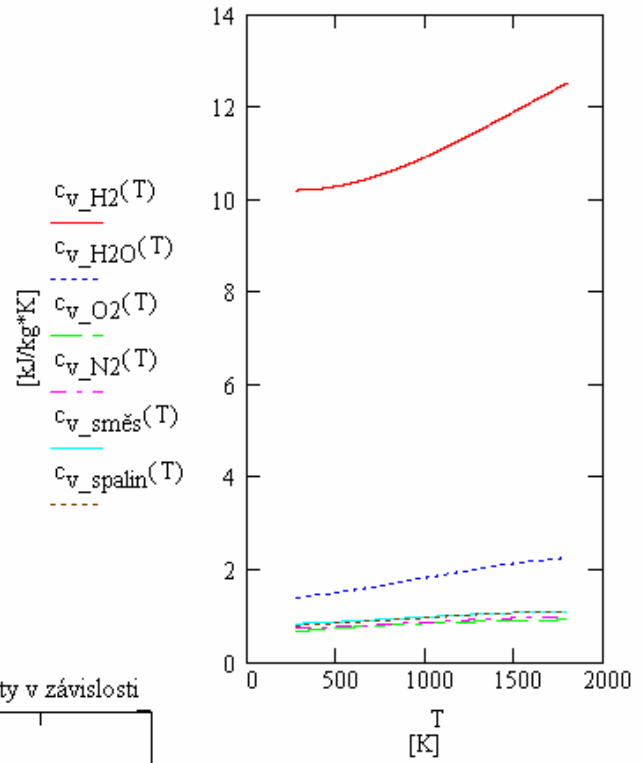
$$c_{v_x}(T) = c_{p_x}(T) - \frac{R}{M_{m_x}}$$

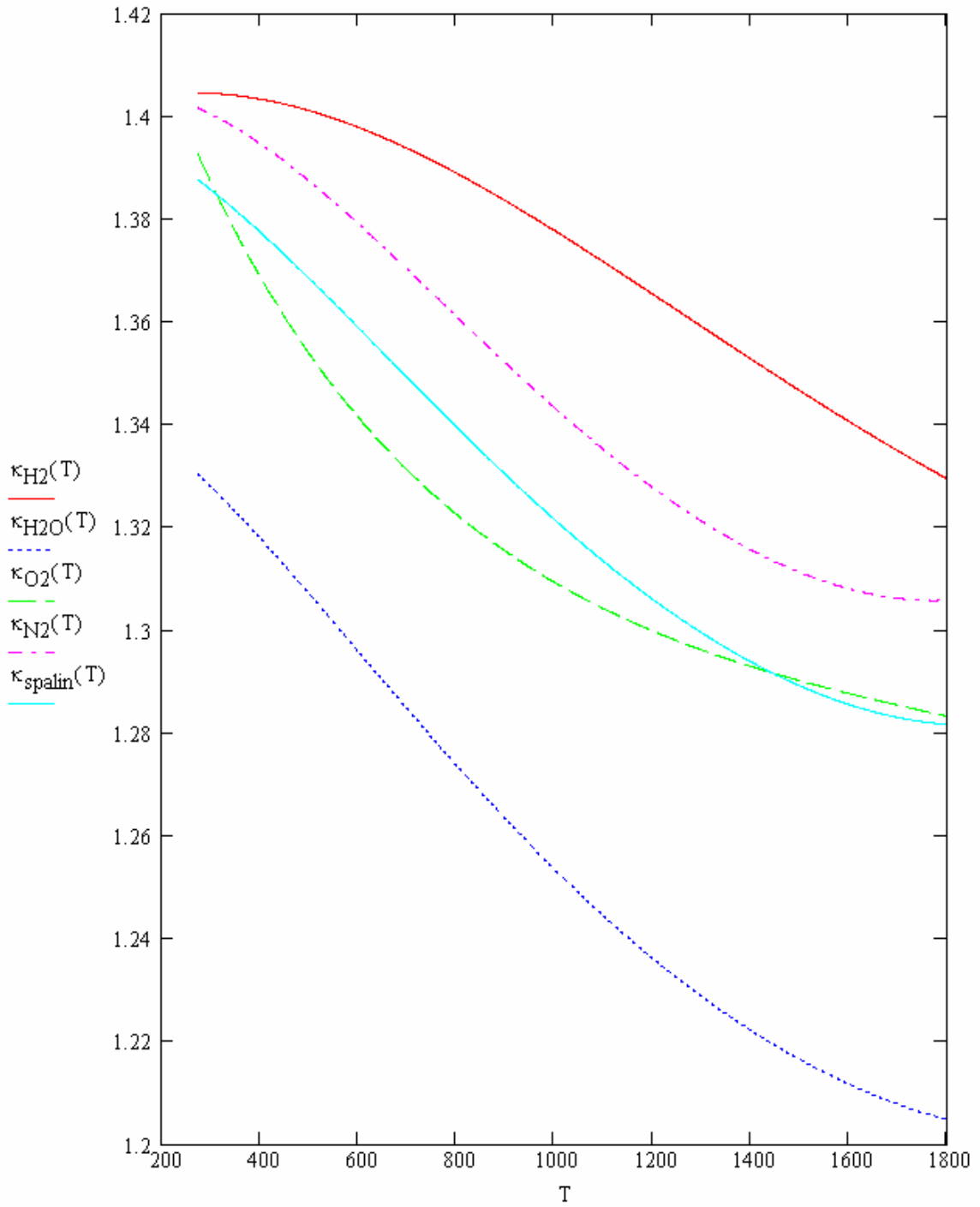
Izochorická tepelná kapacita pro spaliny:

$$c_{v_spalin}(T) := m_{f_H2O_spalin} \cdot c_{v_H2O}(T) + m_{f_O2_spalin} \cdot c_{v_O2}(T) + m_{f_N2_spalin} \cdot c_{v_N2}(T)$$

Poissonovy konstanty v závislosti na teplotě:

$$\kappa_x(T) = \frac{c_{p_x}(T)}{c_{v_x}(T)}$$





Příloha 3

Zadané hodnoty:

$$D_M := 130\text{mm} \quad Z_M := 150\text{mm} \quad Z_{488_VO} := 128.26\text{mm} \quad i := 6 \quad \varepsilon := 12 \quad n_M := 1400 \frac{1}{\text{mi}}$$

$$P_e := 175.9\text{kW} \quad \lambda := 2.5 \quad H_u := 120 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad L_t := 34.78 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \quad \zeta_{zb_1} := 0.074 \quad \alpha := 0.04$$

$$\eta_i := 0.45 \quad \eta_{CH} := 0.98 \quad \eta_{mc} := 0.88 \quad \eta_{pl} := 0.905 \quad \eta_{Diz} := 0.75 \quad \eta_{Tiz} := 0.68$$

$$\eta_c := 0.358 \quad \eta_m := 0.97$$

$$\Delta p_{tl} := 5\text{kPa} \quad \Delta p_{MCH} := 5.2\text{kPa} \quad T_{zb_spalin} := 600\text{K} \quad p_b := 98\text{kPa} \quad p_{D1} := 98\text{kPa}$$

$$\Delta T_{MCH} := 124\text{K} \quad T_{H2} = 313\text{K} \quad T_{D3_odhad} = 328\text{K} \quad T_0 = 300\text{K} \quad T_{D1} = 300\text{K}$$

$$r_{H2} := 4124.17 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad r_{vzduch} := 286.9 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad r_{spalin} := 308.734 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p_H2} := 14.323 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{p_vzduch} := 1.0048 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{p_spalin} := 1.24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\kappa_{vzduch} := 1.3996 \quad \kappa_{spalin} := 1.331$$

$$\alpha_v := 100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \alpha_{hp} := 200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \alpha_{potr} := 60 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$T_v = 415\text{K} \quad T_{hp} = 455\text{K} \quad T_{potr} = 323\text{K} \quad D_{potr} := 62\text{mm}$$

Výpočet plnicího tlaku:

$$V_{z_1} := \frac{\pi \cdot D_M^2}{4} \cdot Z_M \quad V_{c_1} := V_{z_1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad V_{k_1} := V_{c_1} - V_{z_1}$$

$$V_{z_1} = 1.991 \text{ dm}^3 \quad V_{c_1} = 2.172 \text{ dm}^3 \quad V_{k_1} = 0.181 \text{ dm}^3$$

Potřebné množství paliva na jeden válec:

$$m_{H2_p_1} := \frac{P_e}{i \cdot H_u \cdot \eta_c \cdot \eta_{CH}} \quad M_{H2_1} := \frac{2m_{H2_p_1}}{n_M}$$

$$m_{H2_p_1} = 2.507 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \quad M_{H2_1} = 0.0597 \text{ gr}$$

Potřebné množství vzduchu dodané dmychadlem pro jeden válec:

$$m_{\text{vzduch}_p_1} := \lambda \cdot m_{\text{H2}_p_1} \cdot L_t \quad M_{\text{vzduch}_1} := \frac{2m_{\text{vzduch}_p_1}}{n_M}$$

$$m_{\text{vzduch}_p_1} = 217.97 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \quad M_{\text{vzduch}_1} = 5.19 \text{ gr}$$

Zbytkové spaliny v jednom válci:

$$\zeta_{\text{zb}_1} = \frac{M_{\text{zb}_1}}{M_{\text{vzduch}_1} + M_{\text{H2}_1}} \quad M_{\text{zb}_1} := \zeta_{\text{zb}_1} \cdot (M_{\text{vzduch}_1} + M_{\text{H2}_1}) \quad M_{\text{zb}_1} = 0.388 \text{ gr}$$

Objemové podíly náplně jednoho válce:

$$V_{c_1} = \frac{M_{\text{vzduch}_1} \cdot T_s \cdot r_{\text{vzduch}}}{\rho_s} + \frac{M_{\text{H2}_1} \cdot T_s \cdot r_{\text{H2}}}{\rho_s} + \frac{M_{\text{zb}_1} \cdot T_s \cdot r_{\text{spalin}}}{\rho_s}$$

Přestup tepla z potrubí:

$$S_{\text{potr}} := \frac{4 \cdot V_{z_1}}{D_{\text{potr}} \cdot i} \quad \tau := \frac{180}{360n_M} \quad Q_{\text{potr}} := \alpha_{\text{potr}} \cdot S_{\text{potr}} \cdot (T_{\text{potr}} - T_{\text{D3_odhad}}) \cdot \tau$$

$$S_{\text{potr}} = 2.141 \text{ dm}^2 \quad \tau = 0.021 \text{ s} \quad Q_{\text{potr}} = -0.138 \text{ J}$$

Přestup tepla z hlavy válce a čela pístu:

$$S_{\text{hp}} := 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_M^2}{4} \quad \tau := \frac{180}{360n_M} \quad Q_{\text{hp}} := \alpha_{\text{hp}} \cdot S_{\text{hp}} \cdot (T_{\text{hp}} - T_{\text{D3_odhad}}) \cdot \tau$$

$$S_{\text{hp}} = 2.655 \text{ dm}^2 \quad \tau = 0.021 \text{ s} \quad Q_{\text{hp}} = 14.449 \text{ J}$$

Přestup tepla z válce:

$$S_v := \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D_M \cdot Z_M \quad \tau := \frac{180}{360n_M} \quad Q_v := \alpha_v \cdot S_v \cdot (T_v - T_{\text{D3_odhad}}) \cdot \tau$$

$$S_v = 3.063 \text{ dm}^2 \quad \tau = 0.021 \text{ s} \quad Q_v = 5.71 \text{ J}$$

Celkové teplo přivedené z okolí:

$$Q_{\text{celk}} := Q_{\text{potr}} + Q_{\text{hp}} + Q_v \quad Q_{\text{celk}} = 20 \text{ J}$$

Izobarická měrná tepelná kapacita pro spaliny při $T = 600\text{K}$:

$$c_{p_spalin} := 1.169 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{předané}} := \frac{M_{\text{vzduch}_1} \cdot c_{p_vzduch} \cdot T_{\text{D3_odhad}} + M_{\text{H2}_1} \cdot c_{p_H2} \cdot T_{\text{H2}} + M_{\text{zb}_1} \cdot c_{p_spalin} \cdot T_{\text{zb_spalin}} + Q_{\text{celk}}}{M_{\text{vzduch}_1} \cdot c_{p_vzduch} + M_{\text{H2}_1} \cdot c_{p_H2} + M_{\text{zb}_1} \cdot c_{p_spalin}} - T_{\text{D3_odhad}}$$

$$T_{\text{předané}} = 20 \text{ K}$$

Teplota ve válci v dolní uvrati:

$$T_s := T_{D3_odhad} + T_{předané} \quad T_s = 348 \text{ K}$$

Tlak ve válci v dolní uvrati:

$$p_s := \frac{(M_{vzduch_1} \cdot \gamma_{vzduch} + M_{H2_1} \cdot \gamma_{H2} + M_{zb_1} \cdot \gamma_{spalin}) \cdot T_s}{V_{c_1}} \quad p_s = 297 \text{ kPa}$$

Základní termodynamické děje probíhající v plnicím potrubí motoru:

$$\begin{aligned}
 p_{D2} &:= p_s + \Delta p_{MCH} & T_{D3} &:= T_{D1} \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{Diz}} \cdot \left[\left(\frac{p_{D2}}{p_{D1}} \right)^{\frac{\kappa_{vzduch}-1}{\kappa_{vzduch}}} - 1 \right] \right] - \Delta T_{MCH} \\
 p_{D2} &= 302 \text{ kPa} & T_{D3} &= 328 \text{ K} \\
 T_s &:= T_{D3} + T_{předané} & T_{D3} &:= T_s - T_{předané} \\
 T_s &= 348 \text{ K} & T_{D3} &= 328 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Parametry dmyhadla:

$$\begin{aligned}
 \pi_D &:= \frac{p_{D2}}{p_{D1}} & m_{D_p} &:= m_{vzduch_p_1} \cdot i & m_{D_p_red} &:= m_{D_p} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{D1}}} \cdot \frac{p_b}{p_{D1}} \\
 \pi_D &= 3.086 & m_{D_p} &= 0.363 \frac{\text{kg}}{\text{s}} & m_{D_p_red} &= 0.363 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Výpočet turbíny:

$$\begin{aligned}
 c_{sp} &:= 2 \cdot Z_M \cdot \eta_M & K_x &:= -0.0027223 \cdot \left(\frac{\text{s}}{\text{m}} \right)^2 \cdot c_{sp}^2 + 0.037556 \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}} \cdot c_{sp} + 0.05378 \\
 c_{sp} &= 7 \frac{\text{m}}{\text{s}} & K_x &= 0.183 \\
 \delta &:= \frac{12.5}{\text{m}^2} \cdot D_M^2 - \frac{0.83334}{\text{m}} \cdot D_M + 0.87334 & \delta &= 0.976 \\
 \beta &:= -0.00003179 \cdot \left(c_{sp} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}} \right)^3 + 0.0026665 \cdot \left(c_{sp} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}} \right)^2 - 0.039554 \cdot \left(c_{sp} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}} \right) + 1.251 & \beta &= 1.094 \\
 \mu &:= 0.44643 + \frac{0.55357}{\beta} & \mu &= 0.952
 \end{aligned}$$

Teplota ve válci před otevřením výfukového ventilu

$$t_E := \frac{m_{H2_p_1}}{m_{H2_p_1} + m_{vzduch_p_1}} \cdot \frac{\kappa_{spalin} - 1}{r_{spalin}} \cdot H_u \cdot \left[(1 - K_x \cdot \delta) + \frac{m_{vzduch_p_1}}{m_{H2_p_1}} \cdot \frac{1}{H_u} \cdot \frac{r_{vzduch}}{\kappa_{vzduch} - 1} \cdot t_s - \eta_i \cdot \eta_{CH} \right]$$

$$t_E = 612.9 \text{ st}_C \quad T_E = 885.9 \text{ K}$$

Objem ve válci před otevřením výfukového ventilu

$$V_{488_VO_1} := \frac{\pi \cdot D_M^2}{4} \cdot Z_{488_VO} + V_{k_1}$$

$$V_{488_VO_1} = 1.883 \text{ dm}^3$$

$$m_{T_p} := i \cdot (m_{vzduch_p_1} + m_{H2_p_1})$$

$$m_{T_p} = 0.367 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Tlak ve válci na konci expanze:

$$p_E := \frac{M \cdot T_E \cdot r_{spalin}}{V_{488_VO_1}}$$

$$p_E = 818.763 \text{ kPa}$$

$$p_{T2} := p_b + \Delta p_{tl}$$

$$p_{T2} = 103 \text{ kPa}$$

Tlak před turbínou (odhad): $p_{T1} := 290.5 \text{ kPa}$

Expanzní poměr (odhad): $\pi_T := \frac{p_{T1}}{p_{T2}}$

$$T_{T1} := T_E \cdot \left[1 - \frac{\kappa_{spalin} - 1}{\kappa_{spalin}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{T1}}{p_E} \right) \right] \right]$$

$$T_{T1} = 743.79 \text{ K}$$

Izobarická měrná tepelná kapacita pro spaliny při $T = 744.31 \text{ K}$: $c_{p_spalin} := 2.104 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Poissonova konstanta pro spaliny při $T = 744.31 \text{ K}$:

$$\kappa_{spalin} := 1.345$$

$$T_{T2} := T_{T1} \cdot \left[1 - \eta_{Tiz} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)^{\frac{\kappa_{spalin} - 1}{\kappa_{spalin}}} \right] \right]$$

$$k_1 := \frac{r_{spalin}}{r_{vzduch}} \cdot \frac{\kappa_{vzduch} - 1}{\kappa_{vzduch}} \cdot \frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1}$$

$$T_{T2} = 625.67 \text{ K}$$

Z první hlavní rovnice turbodmychadla vypočítáme expanzní poměr:

$$\pi_{1T} := \left[1 - \frac{m_{D_p}}{m_{T_p}} \cdot \frac{1}{k_1} \cdot \frac{T_{D1}}{T_{T1} \cdot \eta_{Diz} \cdot \eta_{Tiz} \cdot \eta_m \cdot \beta} \cdot \left(\pi_D \frac{\kappa_{vzduch} - 1}{\kappa_{vzduch}} - 1 \right) \right]^{-\left(\frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1} \right)}$$

$$\pi_{1T} = 2.82$$

$$\pi_T = 2.82$$

$$\pi_{T_krit} := \left(\frac{\kappa_{spalin} + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1}} \quad \pi_{T_krit} = 1.86$$

Průtoková funkce:

$$\psi_T := \sqrt{\frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1} \cdot \left[\left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{2}{\kappa_{spalin} - 1}} - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa_{spalin} + 1}{\kappa_{spalin}}} \right]} \quad \psi_T = 0.441$$

$$\psi_{Tkrit} := \sqrt{\frac{\kappa_{spalin}}{\kappa_{spalin} - 1} \cdot \left[\left(\frac{2}{\kappa_{spalin} + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa_{spalin} - 1}} - \left(\frac{2}{\kappa_{spalin} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{spalin} + 1}{\kappa_{spalin}}} \right]} \quad \psi_{Tkrit} = 0.477$$

Z druhé hlavní rovnice turbodmychadla:

$$S_{T_red} := \frac{m_{T_p} \cdot \sqrt{T_{T1} \cdot r_{spalin}}}{\mu \cdot \psi_T \cdot \rho_{T1} \cdot \sqrt{2}} \quad S_{T_red} = 9.424 \text{ cm}^2$$

$$m_{T_p_red} := m_{T_p} \cdot \frac{\sqrt{T_{T1}}}{\rho_{T1}} \quad m_{T_p_red} = 3.45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\sqrt{\text{K}}}{\text{bar}}$$

Příloha 4

Dmychadlo turbína		K36 4064MNA 21.21	K28 3470MOA 20.29	K-27 2266G 10.21	K-27 2266G 21.21	K-27 2266G 13.27	K-27 2266G 21.27
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.1	24.1	24.1	24.1	24.1	24.1
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	45.95	49.30	101.75	53.25	71.65	49.52
teplota vzduchu v sání	[°C]	39.15	40.87	47.99	40.93	41.38	40.83
teplota spalin před turbínou	[°C]	440.59	447.21	472.03	447.89	456.64	446.07
teplota spalin za turbínou	[°C]	349.91	352.66	337.96	350.22	345.72	351.17
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	116.71	119.60	179.04	122.76	143.74	118.72
tlak v sání	[kPa]	115.28	118.13	176.77	121.18	141.89	117.19
tlak spalin před turbínou	[kPa]	112.57	115.43	178.29	120.84	140.48	117.18
barometrický tlak	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9
množství paliva	[kg/h]	4.671	4.774	7.001	4.874	5.720	4.709
množství vzduchu	[kg/h]	406.13	415.14	608.82	423.84	497.40	409.48
kroučící moment efektivní	[Nm]	338.44	347.80	547.24	354.13	433.99	338.38
kroučící moment indikovaný	[Nm]	440.78	449.93	657.97	456.98	539.87	440.64
Výkon efektivní	[kW]	49.62	50.99	80.23	51.92	63.63	49.61
Výkon indikovaný	[kW]	64.62	65.96	96.46	67.00	79.15	64.60
otáčky motoru	[1/min.]	1400	1400	1400	1400	1400	1400
přebytek vzduchu	[-]	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Maximální tlak ve válci	[bar]	44.922	44.407	61.966	46.248	54.322	44.684
Střední indikovaný tlak	[bar]	4.600	4.703	6.281	4.767	5.640	4.595
Tlakový poměr v dmychadle	[-]	1.21	1.24	1.86	1.27	1.49	1.23
průtok dmychadlem	(kg/s)	0.113	0.115	0.169	0.118	0.138	0.114
příkon dmychadla	[kW]	2.66	3.12	13.89	3.68	6.99	3.11
Tlakový poměr v turbíně	[-]	1.19	1.22	1.86	1.27	1.47	1.24
redukovaný průtok turbínou	(kg/s)- K ^{0.5} /kPa	0.0309	0.0303	3363.8500	0.0291	0.0288	0.0294
Výkon turbíny	[kW]	2.85	3.34	14.89	3.96	7.48	3.35

Hodnoty pro $n_M = 1400 \text{ min.}^{-1}$ a $\lambda = 2,5$

Dmyhadlo turbína		K36 4064MNA 21.21	K28 3470MOA 21.29	K-27 2266G 10.21	K-27 2266G 21.21	K-27 2266G 13.27	K-27 2266G 21.27
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.1	24.1	24.1	24.1	24.1	24.1
teplota vzduchu za dmyhadlem	[°C]	76.69	91.77	153.19	89.39	139.58	76.37
teplota vzduchu v sání	[°C]	44.66	48.39	53.33	44.73	53.42	43.56
teplota spalin před turbínou	[°C]	491.22	508.40	541.11	502.13	525.08	495.58
teplota spalin za turbínou	[°C]	376.57	374.50	350.95	374.11	357.36	377.89
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9
tlak vzduchu za dmyhadlem	[kPa]	154.32	169.30	228.43	160.98	215.66	145.23
tlak v sání	[kPa]	150.88	164.81	223.43	157.23	210.70	141.86
tlak spalin před turbínou	[kPa]	138.73	152.62	272.73	159.92	225.33	143.59
barometrický tlak	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9	96.9
množství paliva	[kg/h]	8.330	9.009	11.141	8.452	10.972	7.659
množství vzduchu	[kg/h]	724.33	783.37	968.67	734.98	954.03	665.96
kroučící moment efektivní	[Nm]	409.38	448.25	498.14	398.95	532.79	353.00
kroučící moment indikovaný	[Nm]	524.99	565.40	622.69	514.86	656.01	466.74
Výkon efektivní	[kW]	85.74	93.88	104.33	83.56	111.59	73.93
Výkon indikovaný	[kW]	109.96	118.42	130.42	107.83	137.39	97.75
otáčky motoru	[1/min.]	2000	2000	2000	2000	2000	2000
přebytek vzduchu	[-]	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Maximální tlak ve válci	[bar]	59.166	63.224	82.250	55.318	79.025	54.109
Střední indikovaný tlak	[bar]	5.471	5.890	6.297	4.869	6.745	4.833
Tlakový poměr v dmyhadle	[-]	1.61	1.75	2.38	1.67	2.25	1.51
průtok dmyhadlem	(kg/s)	0.201	0.218	0.269	0.205	0.266	0.185
příkon dmyhadla	[kW]	11.16	15.19	36.46	14.09	32.19	10.24
Tlakový poměr v turbíně	[-]	1.46	1.61	2.84	1.68	2.35	1.51
reduovaný průtok turbínou	(kg/s)- K ^{0.5} /kPa	0.0431	0.0425	0.0303	0.0382	0.0357	0.0385
Výkon turbíny	[kW]	11.84	16.08	42.80	15.32	34.66	11.06

Hodnoty pro $n_M = 2000 \text{ min.}^{-1}$ a $\lambda = 2,5$

Příloha 5

Dmychadlo turbína		K28 3470MOA 20.29	K-27 2266G 10.21
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.1	24.1
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	71.90	162.14
teplota vzduchu v sání	[°C]	43.64	53.23
teplota spalin před turbínou	[°C]	555.82	600.24
teplota spalin za turbínou	[°C]	429.33	402.72
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.9	96.9
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	143.67	247.76
tlak v sání	[kPa]	141.97	244.81
tlak spalin před turbínou	[kPa]	126.24	244.17
barometrický tlak	[kPa]	96.9	96.9
množství paliva	[kg/h]	7.474	12.335
množství vzduchu	[kg/h]	493.76	815.12
kroučící moment efektivní	[Nm]	609.48	1040.98
kroučící moment indikovaný	[Nm]	717.25	1165.12
Výkon efektivní	[kW]	89.35	152.62
Výkon indikovaný	[kW]	105.15	170.82
otáčky motoru	[1/min.]	1400	1400
přebytek vzduchu	[-]	1.9	1.9
Maximální tlak ve válci	[bar]	59.419	100.570
Střední indikovaný tlak	[bar]	7.544	12.252
Tlakový poměr v dmychadle	[-]	1.49	2.57
průtok dmychadlem	(kg/s)	0.136	0.226
příkon dmychadla	[kW]	6.89	32.87
Tlakový poměr v turbíně	[-]	1.34	2.55
redukovaný průtok turbínou	(kg/s)- K ^{0.5} /kPa	0.0352	0.0302
Výkon turbíny	[kW]	6.88	35.96

Hodnoty pro $n_M = 1400 \text{ min.}^{-1}$ a $\lambda = 1,9$

Dmychadlo turbína		K28 3470MOA 21.29	K-27 2266G 10.21
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.1	24.1
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	180.29	154.05
teplota vzduchu v sání	[°C]	58.31	53.30
teplota spalin před turbínou	[°C]	648.21	658.05
teplota spalin za turbínou	[°C]	433.93	426.35
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.9	96.9
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	297.51	231.78
tlak v sání	[kPa]	291.05	226.98
tlak spalin před turbínou	[kPa]	257.92	293.71
barometrický tlak	[kPa]	96.9	96.9
množství paliva	[kg/h]	20.292	14.411
množství vzduchu	[kg/h]	1341.36	952.31
kroučící moment efektivní	[Nm]	1167.39	695.52
kroučící moment indikovaný	[Nm]	1305.74	822.57
Výkon efektivní	[kW]	244.50	145.67
Výkon indikovaný	[kW]	273.47	172.28
otáčky motoru	[1/min.]	2000	2000
přebytek vzduchu	[-]	1.9	1.9
Maximální tlak ve válci	[bar]	119.982	88.633
Střední indikovaný tlak	[bar]	13.663	8.358
Tlakový poměr v dmychadle	[-]	3.11	2.41
průtok dmychadlem	(kg/s)	0.377	0.265
příkon dmychadla	[kW]	61.58	36.09
Tlakový poměr v turbíně	[-]	2.72	3.06
redukovaný průtok turbínou	(kg/s)- K ^{0.5} /kPa	0.0479	0.0303
Výkon turbíny	[kW]	66.59	52.54

Hodnoty pro $n_M = 2000 \text{ min.}^{-1}$ a $\lambda = 1,9$

Příloha 6

Dmychadlo turbína		K-27 3070G 13.21	K-27 3070G 17.21	K-27 3070G 14.27	K-27 3070G 17.27
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.1	24.1	24.1	24.1
teplota vzduchu za dmychadlem	[°C]	152.80	99.23	94.53	82.65
teplota vzduchu v sání	[°C]	54.12	53.11	52.99	52.64
teplota spalin před turbínou	[°C]	594.92	573.01	570.79	565.24
teplota spalin za turbínou	[°C]	408.76	425.16	426.06	428.20
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9
tlak vzduchu za dmychadlem	[kPa]	242.53	178.34	172.39	157.67
tlak v sání	[kPa]	239.56	176.12	170.24	155.70
tlak spalin před turbínou	[kPa]	220.88	156.21	151.27	139.57
barometrický tlak	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9
množství paliva	[kg/h]	12.276	9.115	8.808	8.044
množství vzduchu	[kg/h]	811.20	602.29	582.02	531.53
kroučící moment efektivní	[Nm]	1048.56	755.56	726.03	652.13
kroučící moment indikovaný	[Nm]	1179.18	876.35	845.88	769.68
Výkon efektivní	[kW]	153.73	110.77	106.44	95.61
Výkon indikovaný	[kW]	172.88	128.48	124.01	112.84
otáčky motoru	[1/min.]	1400	1400	1400	1400
přebytek vzduchu	[-]	1.9	1.9	1.9	1.9
Maximální tlak ve válci	[bar]	99.462	73.150	8.914	64.472
Střední indikovaný tlak	[bar]	12.441	9.237	70.660	8.102
Tlakový poměr v dmychadle	[-]	2.52	1.85	1.79	1.63
průtok dmychadlem	(kg/s)	0.225	0.167	0.162	0.148
příkon dmyhadla	[kW]	30.48	13.25	12.01	9.14
Tlakový poměr v turbíně	[-]	2.31	1.65	1.59	1.47
redukovaný průtok turbínou	(kg/s)- K ^{0.5} /kPa	0.0331	0.0344	0.0343	0.0340
Výkon turbíny	[kW]	32.23	13.99	12.69	9.66

Hodnoty pro $n_M = 1400 \text{ min.}^{-1}$ a $\lambda = 1,9$

Dmyhadlo turbína		K-27 3070G 13.21	K-27 3070G 17.21	K-27 3070G 14.27	K-27 3070G 17.27
teplota vzduchu na clonce	[°C]	24.1	24.1	24.1	24.1
teplota vzduchu za dmyhadlem	[°C]	168.10	168.74	168.58	168.19
teplota vzduchu v sání	[°C]	53.87	53.83	53.84	54.79
teplota spalin před turbínou	[°C]	645.39	648.88	648.02	645.62
teplota spalin za turbínou	[°C]	433.53	430.00	430.81	433.53
tlak vzduchu na clonce	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9
tlak vzduchu za dmyhadlem	[kPa]	260.92	261.94	261.70	261.08
tlak v sání	[kPa]	255.03	256.13	255.87	255.19
tlak spalin před turbínou	[kPa]	253.77	269.02	265.34	253.55
barometrický tlak	[kPa]	96.9	96.9	96.9	96.9
množství paliva	[kg/h]	17.527	17.363	17.404	17.509
množství vzduchu	[kg/h]	1158.24	1147.40	1150.09	1157.06
kroučící moment efektivní	[Nm]	967.52	942.08	948.32	966.18
kroučící moment indikovaný	[Nm]	1100.17	1074.66	1080.92	1098.82
Výkon efektivní	[kW]	202.64	197.31	198.62	202.36
Výkon indikovaný	[kW]	230.42	225.08	226.39	230.14
otáčky motoru	[1/min.]	2000	2000	2000	2000
přebytek vzduchu	[-]	1.9	1.9	1.9	1.9
Maximální tlak ve válci	[bar]	104.415	104.062	104.147	104.360
Střední indikovaný tlak	[bar]	11.473	11.171	11.244	11.460
Tlakový poměr v dmyhadle	[-]	2.73	2.73	2.73	2.73
průtok dmyhadlem	(kg/s)	0.322	0.319	0.319	0.321
příkon dmyhadla	[kW]	48.51	48.27	48.33	48.49
Tlakový poměr v turbíně	[-]	2.66	2.82	2.78	2.66
redukovaný průtok turbínou	(kg/s)- K ^{0.5} /kPa	0.0421	0.0395	0.0401	0.0421
Výkon turbíny	[kW]	56.25	58.74	58.16	56.17

Hodnoty pro $n_M = 2000 \text{ min.}^{-1}$ a $\lambda = 1,9$

Seznam použité literatury:

- [1] Macek, J. – Kliment, V.: Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory. Praha, ČVUT 2001.
- [2] Macek, J. – Suk, B.: Spalovací motory I. Praha, ČVUT Praha 2003.
- [3] Kliment, V.: Naftový motor přeplňovaný turbodmychadlem. Praha, SNTL 1989.
- [4] Hep, S. – Polóni, M.: Preplňovanie spaľovacích motorov. Bratislava, SVŠT 1990.
- [8] Bartoníček, L.: Přeplňování pístových spalovacích motorů. Liberec, TU v Liberci 2004.
- [6] Středa, I.: Základy rovnovážné termodynamiky. Liberec, TU v Liberci 2001.
- [7] Scholz, C. – Svoboda, M. – Drozda, H. – Blažek, J.: Plynový DISI autobusový motor. In.: XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol. Str. 241 – 246. Liberec, TU v Liberci 2003. ISBN 80-7083-742-X.
- [8] Scholz, C. – Drozda, H. – Blažek, J.: Optimalizace parametrů motoru s injektáží plynného paliva do válce. In.: XXXV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol. Str. 68 – 74. Brno MZLU, Brno 2004. ISBN 80-7157-776-6.
- [9] Blažek, J. – Zuhdí, S.: Properties of chosen substance depending on temperature. Liberec, TU Liberec 2001. SM 393/2001.
- [10] Kliment, V.: Základní výpočty pro návrh přeplňování spalovacích motorů turbodmychadlem. 1999
- [11] Manuál k softwaru GT-suite V 6.0.
- [12] <http://www.gtisoft.com>
- [13] <http://www.cd-adapco.com/products/gtpower.htm>
- [14] Manuál k programu Tlakmacro-1101.xsl
- [15] Horna, P. - Studie šestiválcového přeplňovaného motoru na plynné vodíkové palivo. Diplomová práce KSD –DP-396
- [16] Kliment, V.: Základní výpočty pro návrh přeplňování spalovacích motorů turbodmychadlem. Praha. ČVUT Praha 2004. Z 04 – 03.