

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

DVOUSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ VOZIDLOVÉHO MOTORU

KSD 134

Petr P l e š e k

Vedoucí práce : Ing. Ladislav Bartoněek, VŠST Liberec

Konzultant : Doc.Ing. Stanislav Beroun, CSc., VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran : 51
Počet tabulek : 0
Počet obrázků : 9
Počet výkresů : 8
Počet jiných příloh : 3

DT 621.436

11. května 1987

Mistopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci 11.5.1987

P. Plešek

P. Plešek

Vysoká škola: strojní a textilní,
Liberec

Fakulta: strojní

Katedra: strojů průmysl. dopravy

Školní rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Petra P l e š k a

obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Dvoustupňové přepínání vozidlového motoru

Zásady pro vypracování:

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Pro zvýšení výkonu motoru M 638 n.p. LIAZ ověřte možnost dvoustupňového přepínání. Při řešení se zaměřte zejména:

1. teoretické posouzení jednotlivých možností dvoustupňového přepínání jak pro vozidlové tak i stacionární použití motoru.
2. výběr vhodného systému uspořádání a teoretický výpočet pracovního oběhu motoru.
3. provozní ověření navrženého řešení v laboratorních podmínkách
4. ekonomické zhodnocení zvoleného řešení.

V 73/87 5

Rozsah grafických prací: dle řešení

Rozsah průvodní zprávy: cca 40 stran textu vč. výpočtů

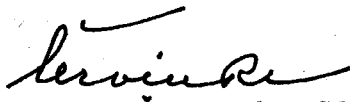
Seznam odborné literatury: ČERVINKA, O. a kol.: Pohonné jednotky. Skripta VŠST, Liberec 1985
HOFMAN, K.: Turbodmychadla a vozidlové turbíny. Skripta VUT, Brno 1981
KOŽOUŠEK, J.: Spalovací motory. SNTL Praha 1981
ZINNER, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. New York 1975


Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček
Konzultant: Ing. Stanislav Beraun, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 29. listopadu 1985

Termín odevzdání diplomové práce: dle harmonogramu




Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.
Děkan

v Liberci dne 29. listopadu 1985

PŘEDMLUVA

Přepřňování spalovacích motorů turbodmychadly tvoří výraznou součást modernizačních a inovačních procesů vývoje pístových spalovacích motorů. Prudký rozvoj techniky přepřňování v současné době můžeme pozorovat ve všech průmyslově vyspělých zemích světa - v tomto směru hraje ČSSR v rámci RVHP významnou roli nejen výzkumem, vývojem a výrobou přepřňovaných motorů, ale i plnicích agregátů. Turbopřepřňování spalovacích motorů přináší zvýšení jejich výkonu a ekonomiky provozu, projevující se snížením měrné spotřeby paliva a obsahu škodlivých exhalací ve výfukových plynech, což je v souladu i s hlavními směry rozvoje našeho národního hospodářství a ochrany životního prostředí pro příští léta.

1. ÚVOD

1.1. Možnosti zvyšování efektivního výkonu spalovacího motoru

Efektivní výkon pístového spalovacího motoru je dán vztahem:

$$P_e = i \cdot V_z \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \text{ [W]} \quad /1/$$

kde je

- $i[-]$... počet válců spalovacího motoru
- $V_z[m^3]$... zdvihový objem jednoho válce
- $p_e[Pa]$... střední efektivní tlak na píst
- $n[1/s]$... otáčky motoru
- $\tau[-]$... otáčkový činitel, vyjadřující počet otáček motoru potřebných pro 1 expanzní zdvih /pro dvoudobý motor $\tau=1$, pro čtyřdobý $\tau=2$ /

Ze vztahu /1/ plyne, že efektivní výkon motoru je možno zvýšit:

- a/ zvětšením jeho konstrukčních rozměrů - počtu válců nebo zdvihového objemu
- b/ rychloběžností motoru, tedy zvýšením počtu otáček
- c/ zvýšením středního efektivního tlaku na píst

Zvětšováním konstrukčních rozměrů motoru roste zároveň i jeho hmotnost a tím i cena, počet otáček je omezen druhem a určením spalovacího motoru, rychlostí hoření, ekonomičností, dynamickými a životnostními problémy. Z tohoto rozboru vyplývá, že jedinou možností pro podstatnější zvětšení výkonu motoru je zvýšení středního efektivního tlaku. To je možné docílit spálením většího množství paliva, ze kterého se uvolní větší množství energie, jež se přivede do tepelného oběhu motoru. To, pro dokonalé hoření paliva, předpokládá dodávku většího hmotnostního množství vzduchu, což je účelem přeplňování.

1.2. Definice a rozlišení přeplňování dle ČSN

Podle ČSN 09 0022 je motor s přeplňováním, jinak též přeplňovaný motor, spalovací motor pístový, jehož válce jsou plněny vzduchem o vyšším tlaku než atmosférickém / čehož se dosahuje plnicím dmychadlem /.

ČSN 09 0022 dále rozlišuje přeplňování takto:

1. N í z k o t l a k é s plnicím tlakem do 0,15 MPa se zvětšením výkonu až o 50%
2. S t ř e d o t l a k é s plnicím tlakem / 0,15 - 0,18 / MPa se zvětšením výkonu o / 50 - 75 / %
3. V y s o k o t l a k é s plnicím tlakem nad 0,18 MPa se zvětšením výkonu o více než 75%

- Toto členění není vždy zachováno, zvláště v zahraniční literatuře, kde se pojem středotlakého přeplňování vypouští.

Uvedená norma uvádí, že dělítkem mezi nízkotlakým a vysokotlakým přeplňováním je plnicí tlak 0,15 MPa. U čtyřdobých motorů tomu odpovídá zvýšení výkonu až o 80%, u dvoudobých asi o 30%. Názor na tuto otázku není jednoduchý / je nutné poznamenat, že vztahy mezi plnicím tlakem a zvýšením výkonu nejsou vždy ve shodě s uvedenou normou /.

1.3. Zařízení pro přeplňování spalovacích motorů

Zařízení používané pro přeplňování spalovacích motorů je možno dělit:

1. Podle stupně stlačení π_k :

$$\pi_k = \frac{\text{tlak výstupní}}{\text{tlak vstupní}}$$

- a/ ventilátory: $1,0 < \pi_k < 1,1$
- b/ dmyhadla: $1,1 < \pi_k < 3,0$
- c/ kompresory: $3,0 < \pi_k$

2. Podle způsobu práce:

a/ dmyhadla objemová

- pístová
- rotační

b/ dmyhadla proudová

- axiální
- radiální

3. Podle způsobu pohonu:

a/ s cizím pohonem

b/ s mechanickým pohonem od motoru

c/ s turbínou na výfukové plyny

1.3.1. Objemová dmyhadla

V této skupině dmyhadel jsou uvedena pouze ta dmyhadla, jichž se nejčastěji používá - pístová, Rootsovo dmyhadlo a šroubové dmyhadlo.

1.3.1.1. Pístové dmyhadla

Tato dmyhadla jsou nejstarším typem používaným při přeplňování. Jejich výhodou je, že se jejich izoentropická účinnost s otáčkami téměř nemění a dodávka vzduchu je úměrná otáčkám. Nevýhodou pístových dmyhadel je, že nejsou vhodná pro vysoké otáčky s ohledem k velkým setrvačným silám pohybujících se hmotností, mají poměrně složitou konstrukci, velké rozměry a při práci dochází k zaolejování vzduchu. Proto se prakticky uplatňují jen u velkých dvoudobých lodních motorů, které mají velmi nízké otáčky.

1.3.1.2. Rootsovo dmychadlo

Toto dmychadlo patří do skupiny dmychadel objemových rotačních. S ohledem na tvar rotoru bývá toto dmychadlo někdy nazýváno zubovým. Ke stlačení vzduchu, nejdříve uzavřeného a dopravovaného v prostoru mezi zuby rotoru / viz obr. 1 /, dochází naráz až při spojení mezizubového prostoru s výtlačným kanálem. Tato skutečnost je i příčinou značného hluku Rootsova dmychadla. Výhodou tohoto dmychadla je poměrně malá závislost isoentropické účinnosti na otáčkách a dodávka vzduchu je přímo úměrná otáčkám. Nevýhodou je poměrně malá účinnost, závislá na vůli mezi zuby rotoru, značný hluk a tlaková pulzace ve výtlačku.

1.3.1.3. Šroubové dmychadlo

Podobně jako Rootsovo dmychadlo má šroubové dmychadlo malou změnu účinnosti s otáčkami a dodávka vzduchu je rovněž úměrná otáčkám. Otáčky šroubového dmychadla: $n = / 30 - 165 / 1/s$ a stlačení plnicího vzduchu: $\eta_k = 1,7 - 4,5$. Nevýhodou je náročná výroba a velká citlivost na zvětšení vůli mezi rotory.

Šroubové dmychadlo je znázorněno na obr. 2.

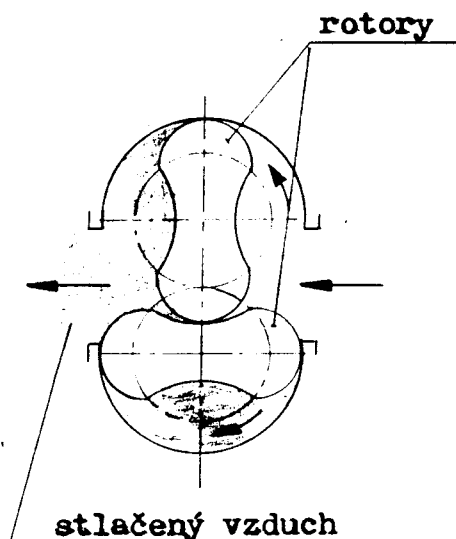
1.3.2. Proudová dmychadla

Dle směru proudění komprimovaného média byla dmychadla rozdělena na axiální a radiální.

1.3.2.1. Axiální dmychadla

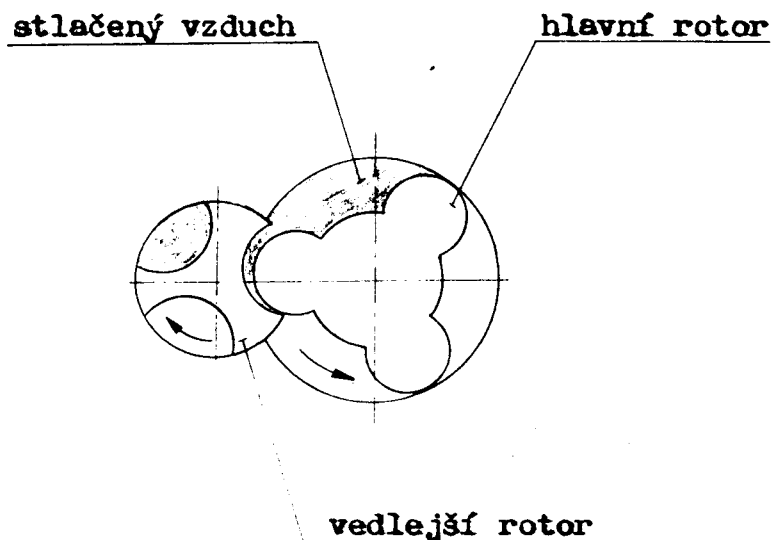
Axiální dmychadla se pro přeplňování v současné době téměř nepoužívají. Tato dmychadla pracují při vysokých obvodových rychlostech a tedy i otáčkách. Jsou vhodné pro velké hmotnostní průtoky,

obr.1: Rootsovo dmyhadlo



obr.2: Šroubové dmyhadlo

Hlavní a vedlejší rotor dmyhadla jsou vinuty ve šroubovici. Pootočením obou rotorů dochází k uzavírání vzduchu do mezirotorových prostorů a při axiálním pohybu vzduchu k jeho stlačení.



ale v jednom axiálním stupni se dosahuje relativně malého stupně stlačení, používá se proto víceúhňových kompresorů, které jsou ovšem rozměrově velké, výrobně složité a tedy i drahé. Ojediněle se jich používá jak s mechanickým pohonem, tak ve spojení s axiální turbínou na výfukové plyny.

1.3.2.2. Radiální dmychadla

Radiálních dmychadel se pro svou jednoduchou konstrukci, malou hmotnost a relativně nízké výrobní náklady používá při přeplňování spalovacích motorů nejvíce. Vzduch dodávaný radiálním kompresorem není znečištěn olejem, poněvadž s mazacími okruhy nepřijde vůbec do styku. K nevýhodám radiálních kompresorů patří nutnost provozu při značně vysokých otáčkách, aby se dosáhlo požadovaného stlačení plnicího vzduchu a přitom nenarůstaly příliš rozměry kompresoru.

1.3.3. Pohon dmychadel

1.3.3.1. Plnicí dmychadlo s cizím pohonem

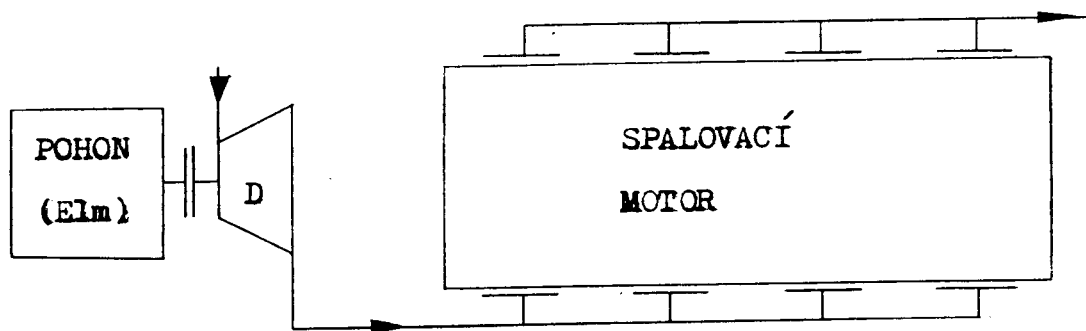
Dmychadla s cizím pohonem / viz obr. 3 / se zařazují výjimečně ve zvláštních případech, zpravidla jako záloha tehdy, kdy havárie dmychadla nesmí být příčinou vyřazení motoru z provozu.

Plnicí dmychadlo je v tomto případě poháněno vlastním zdrojem energie - např. elektromotorem, jiným motorem apod. Na motor, k jehož přeplňování je určeno, není dmychadlo polohově vázáno.

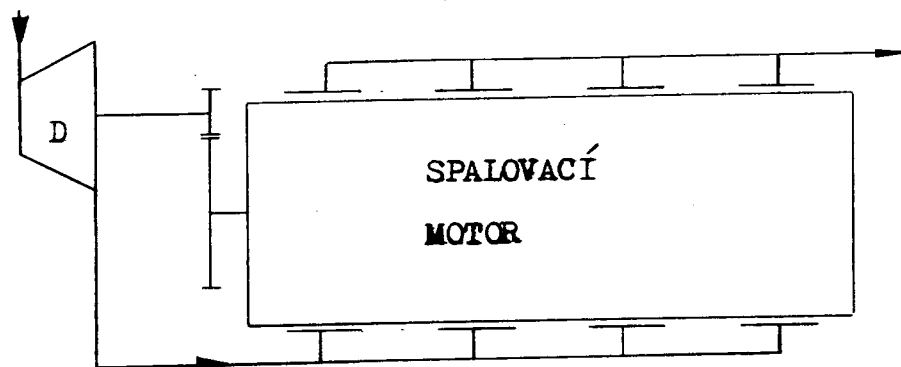
1.3.3.2. Plnicí dmychadlo s mechanickým pohonem od motoru

Toto dmychadlo je poháněno motorem pomocí mechanického pohonu a jeho otáčky jsou určitým násobkem otáček motoru / viz. obr. 4 /. Spotřebuje však dosti značnou část energie od motoru a proto se používá pro malé plnicí tlaky.

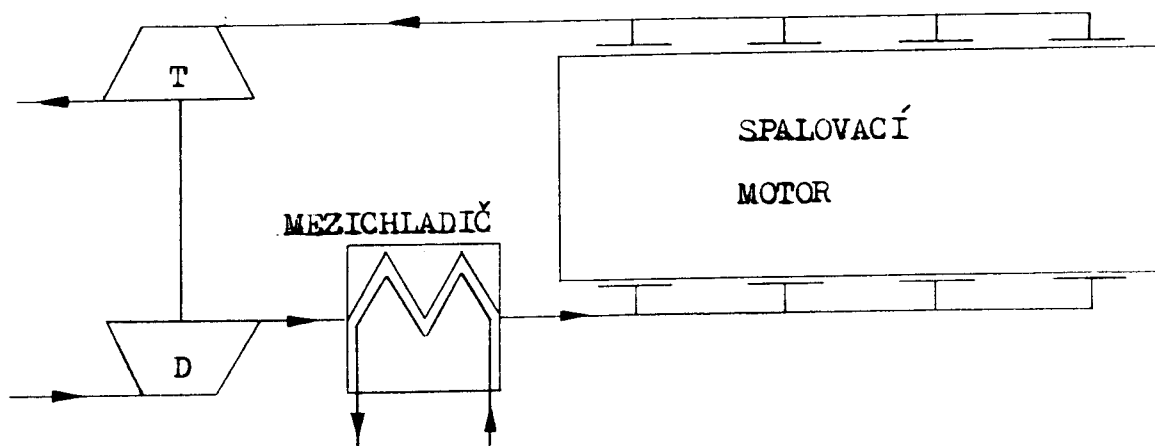
obr.3: Dmyhadlo s cizím pohonem



obr.4: Dmyhadlo s mechanickým pohonem od motoru



obr.6: Schéma přeplňování motoru s mezichladičem plnicího vzduchu a pohonem dmyhadla turbínou na výfuk. plyny



1.3.3.3. Plnicí dmychadlo s pohonem turbínou na výfukové plyny

U tohoto druhu dmychadel se používá energie výfukových plynů motoru k pohonu turbíny na výfukové plyny, které pohání dmychadlo / viz. obr. 5 /. V současné době je turbodmychadlo nejrozšířenějším plnicím agregátem a jeho rozvoj podmínil celosvětový rozvoj techniky přeplňování. Byl uskutečněn nejen vlastní vývoj těchto vysokootáčkových lopatkových strojů, ale i vývoj vysoce žárupevných materiálů, jež snášejí dostatečně dlouho extrémní namáhání při vysokých teplotách. Turbodmychadla pro přeplňování motorů malých výkonů - většinou vozidlových - jsou vyráběna s jednostupňovým radiálním kompresorem, spojeným s jednostupňovou radiální turbínou do stlačení plnicího vzduchu $\pi_k = 3,5$. Pro motory větších výkonů - železničních, stacionárních, lodních - se používá turbodmychadel většinou s jednostupňovým radiálním kompresorem a jednostupňovou, zřídka vícestupňovou, axiální turbínou do maxim. stlačení plnicího vzduchu $\pi_k = 4$.

1.3.4. Chlazení plnicího vzduchu

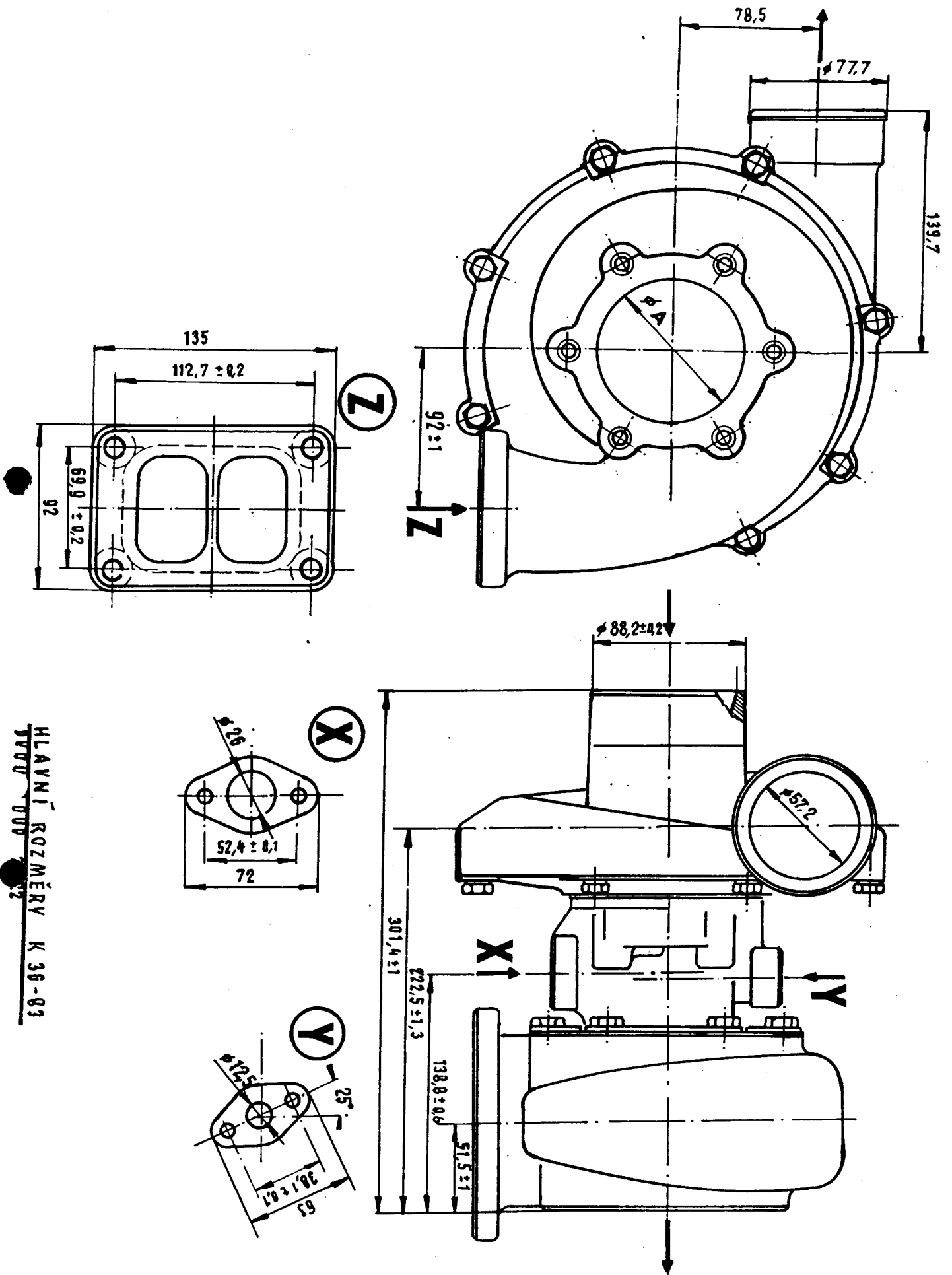
Jak bylo uvedeno, hlavním účelem přeplňování je dopravit do válce větší hmotnostní množství vzduchu, aby mohlo být spáleno větší množství paliva, a tím i získán větší výkon.

Nezbytným průvodním jevem většího stoupaní tlaku je i značné zvýšení teploty plnicího vzduchu. Zde pak dochází k rozporu, kdy na jedné straně zvyšujeme tlak plnicího vzduchu, abychom do válce dopravili jeho větší hmotnostní množství, na druhé straně však účinnost tohoto snažení maříme, protože vzduch o vyšším tlaku je teplejší, a tedy i relativně lehčí a řidší - tím by se účinnost přeplňování snižovala. Je proto nutné zabránit nežádoucímu oteplení vzduchu, čehož lze dosáhnout v chladičích plnicího vzduchu / mezichladičích /. Tato zařízení se umísťují mezi dmychadlo a motor, vzduch je v nich ochlazován vodou nebo vzduchem / viz obr. 6 /.

Výše ochlazení plnicího vzduchu při použití chladiče vzduchu je závislá:

a/ na velikosti chladiče, tj. na velikosti chladičí plochy

obr. 5 : Turbodmychadlo



HLAVNÍ ROZMĚRY K 36-83
VVV 000 2

- b/ na druhu chladicího média
- c/ na vstupní teplotě chladicího média
- d/ na poměru hmotnostního toku chlazeného vzduchu a chladicího média
- e/ na druhu a účinnosti chladiče

Kromě zvýšení hustoty plnicího vzduchu sechlazení plnicího vzduchu u přeplňovaného motoru projevuje tímto:

- Při stejné dodávce paliva se sníží teplotní a tlaková hladina celého oběhu přeplňovaného motoru a tím i maximální spalovací teploty a tlaky.

- Zmenší se tepelné a částečně i mechanické namáhání motoru a tím je z pevnostního hlediska možné zvýšení výkonu motoru.

- V důsledku snížení teplotní hladiny oběhu motoru a proplachem chlazeného vzduchu se sníží teploty výfukových plynů.

- Výkon přeplňovaného motoru je méně závislý na teplotě okolí, jejíž vliv na teplotu plnicího vzduchu se částečně sníží.

U motorů bez chlazení plnicího vzduchu se sníží výkon motoru o 1% při zvýšení teploty v sání kompresoru asi o 3 K.

- Podle výše chlazení plnicího vzduchu se sníží měrná spotřeba paliva o 3 až 5% při jmenovitém výkonu motoru.

- Zvýšení jmenovitého výkonu přeplňovaného motoru chlazením činí 10 až 35%.

Chlazení plnicího vzduchu je nejjednodušší a nejučinnější cestou ke zlepšení parametrů přeplňovaných motorů vznětových i zážehových.

1.4. Přeplňování - vývoj a současnost

Přeplňování je spojeno s vývojem naftových motorů téměř od počátku vzniku. K vlastnímu přeplňování, ovšem v podstatně menší míře než dnes, dochází později u motorů čtyřdobých - používalo se dmychadel s mechanickým pohonem od motoru. Určitý kvalitativní zvrat nastává s vynálezem turbodmyhadla krátce před 1. světovou válkou. Jeho výhod však v té době nemohlo být využito pro tehdejší

technicko - výrobní důvody a jeho uplatnění spadá až do 30. let, kdy také nastává skutečný rozvoj přeplňování motorů.

V současné době přeplňování turbodmychadly na výfukové plyny je hlavním směrem při zvyšování výkonu pístových spalovacích motorů, především vznětových. Poněmadž se při přeplňování turbodmychadly využívá energie výfukových plynů spalovacího motoru, které pohání turbínu turbodmychadla, a zmenšují se ztráty, spojené s výměnou náplně, dochází ke zlepšení energické bilance spalovacího motoru, zvýšení termické účinnosti a snížení specifické spotřeby paliva. U vozidlových motorů ještě přistupuje zlepšení momentové charakteristiky a tím pružnosti motoru, jehož výsledkem je zlepšení jízdních vlastností vozidla. Tyto a další výhody přeplňování na jedné straně mají na straně druhé mnoho dosud ještě plně nevyřešených problémů jak při návrhu vlastního motoru, tak při návrhu a vývoji plnicího agregátu a při řešení vzájemné spolupráce přeplňovaného spalovacího motoru a turbodmychadla.

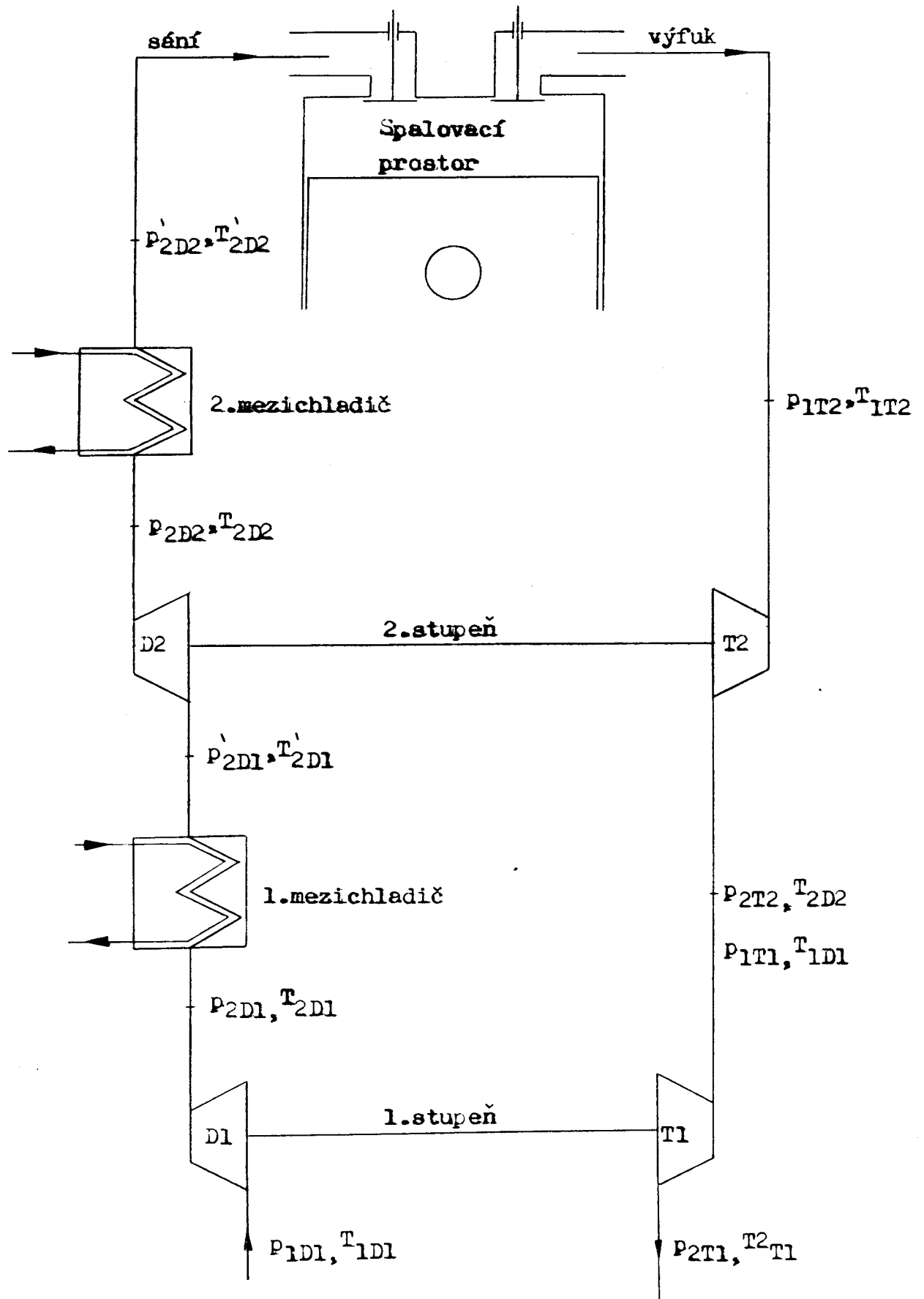
Nejvíce využívané v současné době je přeplňování vznětových motorů čtyřdobých, a to jak v provedení pro silniční či dráhová motorová vozidla, tak pro pracovní stroje a v provedení lodním. Přeplňování dvoudobých vznětových motorů je podstatně obtížnější než u motorů čtyřdobých, a proto se těchto motorů používá především pro větší jednotkové výkony do 40 i více MW v lodním provedení. Přeplňování zážehových, především benzinových motorů, je s ohledem na potíže související s nebezpečím vzniku detonačního spalování a menší hospodárnosti omezeno pouze na letecké pístové motory a na motory závodních automobilů sportovního charakteru.

Klasické jednostupňové přeplňování není ovšem jediným možným řešením zvyšování jejich výkonu. Existují i zvláštní způsoby přeplňování, mezi něž se řadí přeplňování dvoustupňové.

1.5. Dvoustupňové přeplňování

Pro dosažení co nejvyšší účinnosti motoru s vysokým stupněm přeplňování je třeba na straně turbíny co nejlépe využít energii výfukových plynů a na straně dmychadla co nejvíce snížit práci, potřebnou na stlačení plnicího vzduchu.

obr.7: Schéma dvoustupňového přepřívání motoru



Použití turbodmychadel s jedním dmyhadlovým a turbínovým stupněm umožňuje jejich snadnou přizpůsobitelnost různým motorům a provozním podmínkám. Nelze však u nich dosáhnout tak vysokých účinností, jako při rozdělení komprese a expanze do dvou stupňů.

Realizace dvoustupňového provedení v jednom turbodmychadle je z konstrukčních a montážních důvodů velmi obtížná a z výrobních nákladů, při malosériové výrobě, nevýhodná. Používá se proto dvou jednostupňových, sériově vyráběných turbodmychadel, řazených do série, jak je znázorněno na obr. 7. Při tomto sériovém řazení je možné chlazení vzduchu - mezi oběma kompresorovými stupni i mezi 2. kompresorovým stupněm a vstupem do motoru. V turbíně se využije část tepelných ztrát, vzniklých v turbíně 2. stupně. Optimálním rozdělením poměrného stlačení mezi oba kompresorové stupně lze dosáhnout toho, že pro celkové stlačení v obou stupních bude třeba minimální kompresní práce.

2. DVOUSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU M 638 n. p. LIAZ

2.1. Technické parametry motoru

Motor - pro výzkum je určen šestiválcový, řadový, vznětový vodou chlazený motor M 638, jehož hlavní technické parametry jsou:

vrtání / zdvih	130 / 150 mm
obsah válců	11,94 l
kompresní poměr	15 : 1
maximální otáčky	2000 1/min
počátek dodávky paliva	27 + 2 před HÚ
mazací olej	M 6 ADS
vstřikovací čerpadlo	PV 6B 11k 215g - N 6822 V 5051
vstřikovací trysky	DOP 115S 535c

Motor M 638 při jednostupňovém přeplňování /dmychadlem kkk/ dosahuje těchto parametrů:

výkon: $P_e = 212,5 \text{ kW}$ při $n = 2000 \text{ 1/min}$

měrná spotřeba paliva: $m_{pe} = 228 \text{ g/kW.h}$

Při dvoustupňovém přeplňování by měl motor dosáhnout těchto parametrů:

výkon: $P_e = 270 \text{ kW}$ při $n = 2000 \text{ 1/min}$

měrná spotřeba paliva: $m_{pe} = 230 \text{ g/kW.h}$

2.2. Návrh dmychadel pro dvoustupňové přeplňování motoru M 638

2.2.1. Celkový stupeň stlačení

Celkový stupeň stlačení /v obou stupních/ je možno určit z charakteristiky hltnosti motoru /viz obr. 8/, kde:

V_z ... zdvihový objem motoru [dm^3]

n_M ... otáčky motoru [l/min]

η_D ... dopravní účinnost [-]

\dot{m}_v ... hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]

Pro daný motor:

$$V_z = 11,9459 \text{ dm}^3$$

$$n_M = 2000 \text{ 1/min}$$

$$\eta_d = 0,94 \text{ (zjištěno předběžným výpočtem)}$$

Vztah pro výpočet hmotnostního průtoku vzduchu:

$$\dot{m}_v = \lambda \cdot \dot{m}_p \cdot L_o \quad [\text{kg/s}] \quad /2/$$

kde je: λ ... součinitel přebytku vzduchu
 L_o ... teoretické /stechiometrické/ množství vzduchu, potřebné ke spálení 1 kg paliva
 \dot{m}_p ... množství paliva, dodané do spalovacího prostoru motoru za jednotku času

Pro daný motor:

$$\lambda = 2$$

$$L_o = 14,45 \text{ kg vzduchu / kg paliva (pro naftu)}$$

Vztah pro výpočet množství paliva:

$$\dot{m}_p = \frac{m_{pe} \cdot P_e}{1000 \cdot 3600} \quad [\text{kg/s}] \quad /3/$$

kde je: $m_{pe} = 230 \text{ g/kW.h}$
 $P_e = 270 \text{ kW}$

dosažením hodnot do vztahu /3/:

$$\dot{m}_p = \frac{230 \cdot 270}{1000 \cdot 3600} = 0,01725 \text{ kg/s}$$

Z vypočtených a daných hodnot lze tedy vypočítat dle vztahu /2/ potřebný hmotnostní průtok vzduchu:

$$\dot{m}_v = 2 \cdot 0,01725 \cdot 14,45 = 0,4849 \text{ kg/s}$$

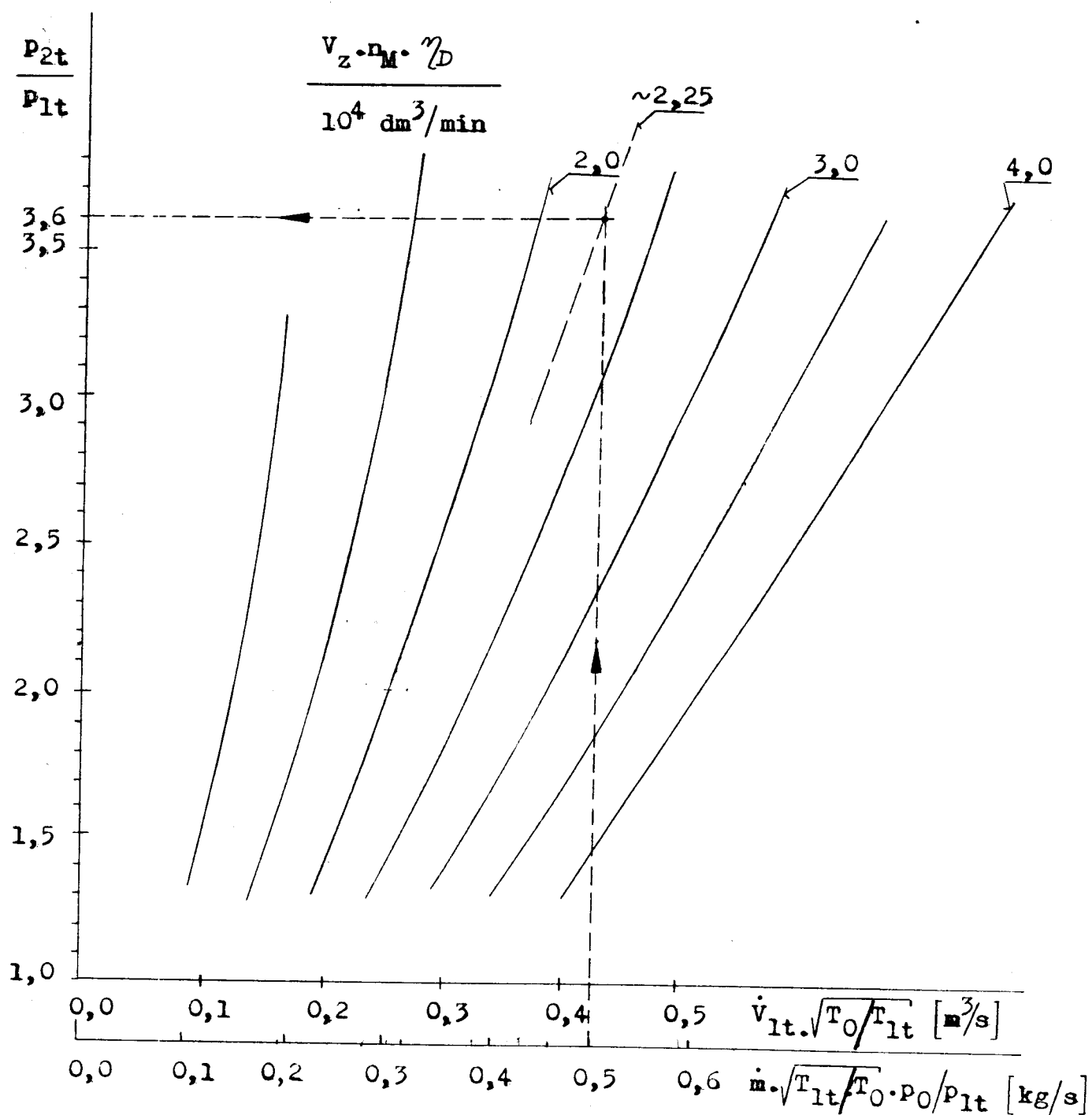
obr.8: Charakteristika hltnosti motoru

P_0, T_0 ... tlak a teplota vzduchu okolního prostředí

P_{1t}, T_{1t} ... tlak a teplota na vstupu do dmyhadla 1.stupně

P_{2t}, T_{2t} ... tlak a teplota na výstupu ze dmyhadla 2.stupně

$$P_0 \doteq P_{1t} \quad ; \quad T_0 \doteq T_{1t}$$



Pro určení čáry hltnosti motoru je použit vztah:

$$\frac{V_z \cdot n_M \cdot \eta_d}{10^4} \quad /4/$$

Dosažením:

$$\frac{V_z \cdot n_M \cdot \eta_d}{10^4} = \frac{11,9459 \cdot 2000 \cdot 0,94}{10^4} = 2,246$$

Z obr. 8 je patrné odečtení potřebného celkového stupně stlačení π_{kc} pro vypočtené hodnoty hmotnostního průtoku vzduchu a hltnosti motoru.

Odečtená hodnota: $\pi_{kc} = 3,6$

2.2.2. Optimální rozdělení celkového stupně stlačení

Optimálním rozdělením celkového stupně stlačení do dvou kompresorových stupňů lze dosáhnout toho, že pro celkové stlačení bude třeba minimální kompresní práce.

Celkové stlačení v obou stupních kompresorů:

$$\pi_{kc} = \pi_{k1} \cdot \pi_{k2} \quad /5/$$

kde je: π_{k1} ... poměrné stlačení v 1. kompresorovém stupni /dmychadlo MNA/

π_{k2} ... poměrné stlačení ve 2. kompresorovém stupni /dmychadlo 3665/

- Tlakové ztráty v obou mezichladičích nejsou uvažovány, protože ve srovnání s výstupními tlaky z obou dmychadel jsou velmi malé.

2.2.2.1. Poměrné stlačení v 1. kompresorovém stupni

Pro optimálním stupeň stlačení v 1. kompresorovém stupni platí vztah:

$$\pi_{k1 \text{ opt}} = \left(\frac{T_{2D1}}{T_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \cdot \frac{\eta_{pol}}{2} \cdot \sqrt{\pi_{kc}} \quad /6/$$

kde je: T_{2D1}' ... teplota za 1. mezichladičem plnicího vzduchu
 /viz obr. /
 T_0 ... teplota vzduchu okolního prostředí, daného baro-
 metrickými podmínkami
 \mathcal{H} ... adiabatický exponent
 η_{pol} ... polytropická účinnost dmyhadla
 π_{kc} ... viz /5/

pro daný výpočet:

$$T_{2D1}' = 340 \text{ K ... voleno}$$

$$T_0 = 294,15 \text{ K}$$

$$\mathcal{H} = 1,4$$

η_{pol} ... odečtena z charakteristiky dmyhadla MNA /1. kom-
 presorový stupeň/ za použití iterační metody:

Postup zjištění hodnot $\pi_{k1 opt}$ a η_{pol} iterační metodou:

1. Volba $\pi_{k1 opt}(i)$
2. Pro $m_v = 0,5 \text{ kg/s}$ a $\pi_{k1 opt}(i)$ odečtena z charakteristiky dmy-
 hadla MNA izoentropická účinnost η_{iso} , která svojí hodnotou
 přibližně odpovídá polytropické účinnosti η_{pol}
3. Dosazením hodnoty $\eta_{iso} \sim \eta_{pol}$ do vzorce pro výpočet $\pi_{k1 opt}$
 se vypočítá výsledná hodnota $\pi_{k1 opt}(i+1)$
4. Postup bylo nutno opakovat tak dlouho, dokud chyba mezi zvolenou a vypočtenou hodnotou $\pi_{k1 opt}$ nespĺnila podmínku:

$$|\Delta| = \frac{|\pi_{k1 opt}(i+1)| - |\pi_{k1 opt}(i)|}{|\pi_{k1 opt}(i+1)|} < |0,01| \quad /7/$$

Výsledek získaný iterační metodou:

$$\pi_{k1 opt} = 2,31$$

$$\eta_{iso} = 0,77$$

Kontrola dosazením do výrazu /6/:

$$\pi_{k1 opt} = \left(\frac{340}{294,15} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot \frac{0,77}{2} \cdot \sqrt{3,6} = 2,31$$

- Tuto teoretickou hodnotu poměrného stlačení je nutno upravit, a to z důvodu tepelného spádu na obou mezichladičích plnicího vzduchu /viz další výpočet/.

Skutečná /výpočtová/ hodnota poměrného stlačení v 1. kompresorovém stupni tedy bude:

$$\pi_{k1 sk} = 2,15$$

V dalším textu je výraz $\pi_{k1 sk}$ nahrazen výrazem π_{k1}

2.2.2.2. Poměrné stlačení ve 2. kompresorovém stupni

Ze vztahu /5/ lze dopočítat skutečnou hodnotu poměrného stlačení ve 2. kompresorovém stupni:

$$\pi_{k2} = \frac{\pi_{kc}}{\pi_{k1}} = \frac{3,6}{2,15} \doteq 1,67$$

2.2.2.3. Tepelné poměry na 1. kompresorovém stupni a 1. mezichladiči plnicího vzduchu

Práce, potřebná ke stlačení pracovní látky v 1. dmyhadle, je dána vztahem:

$$w_{sk1} = \frac{w_{ad1}}{\eta_{iso1}} \quad /8/$$

kde je: η_{iso1} ... izoentropická účinnost dmyhadla MNA /viz 2.2.2.1./

w_{ad1} ... práce, potřebná ke stlačení ideálního plynu /t.j. pracovní látka bez vnitřních ztrát/ v 1. dmyhadle za předpokladu nulové změny kinetické energie a izolované soustavy

Vztah pro výpočet práce, potřebné ke stlačení ideálního plynu:

$$w_{ad1} = c_p \cdot (T_{2D1ad} - T_0) \quad /9/$$

kde je: c_p ... měrné teplo plynu při konstantním tlaku
 T_0 ... viz vysvětlivky výrazu /6/
 $T_{2D1 ad}$... teplota ideálního plynu na výstupu dmychadla
 1. stupně

Pro daný výpočet:

$$c_p = 1,0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_0 = 294,15 \text{ K}$$

$$T_{2D1 ad} = 364 \text{ K}$$

... odečteno z diagramu T - s
 pro počáteční hodnoty,
 t.j. barometrické podmínky:
 $p_0 = 0,1013 \text{ MPa}$
 $T_0 = 294,15 \text{ K}$
 a tlak na výstupu z 1. dmy-
 chadla:

$$p_{2D1} = \pi_{k1} \cdot p_0 \quad /10/$$

kde je: p_0 ... viz výše uvedený text
 π_{k1} ... viz 2.2.2.1.

Dosazením:

$$p_{2D1} = 2,15 \cdot 0,1013 = 0,2178 \text{ MPa}$$

Dosazením hodnot do vztahu /9/:

$$w_{ad1} = 1,0 (364,0 - 294,15) = 69,85 \text{ kJ/kg}$$

Dosazením získaných hodnot do vztahu /8/:

$$w_{sk1} = \frac{69,81}{0,77} = 90,7 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná teplota pracovní látky na výstupu dmychadla MNA:

$$T_{2D1 sk} = \frac{w_{sk1}}{c_p} + T_0 \quad /11/$$

Dosazením výše uvedených hodnot:

$$T_{2D1 SK} = \frac{90,7}{1,0} + 294,15 = 384,85 \text{ K}$$

$$T_{2D1 SK} = 385 \text{ K}$$

V dalším textu je výraz $T_{2D1 SK}$ nahrazen výrazem T_{2D1}

Pro tepelný spád na 1. mezichladiči plnicího vzduchu platí:

$$\Delta t_1 = T_{2D1} - T_{2D1}' \quad /12/$$

kde je: T_{2D1} ... viz výše uvedený text
 T_{2D1}' ... viz 2.2.2.1.

Dosazením:

$$\Delta t_1 = 385 - 340 = 45^\circ\text{C}$$

2.2.2.4. Tepelné poměry na 2. kompresorovém stupni a 2. mezichladiči plnicího vzduchu

Práce, potřebná ke stlačení pracovní látky ve 2. dmychadle je dána vztahem:

$$W_{SK2} = \frac{W_{ad2}}{\eta_{iso2}} \quad /13/$$

kde je: η_{iso2} ... izototropická účinnost dmychadla 3566
 W_{ad2} ... práce, potřebná ke stlačení ideálního plynu ve 2. dmychadle za předpokladu nulové změny kinetické energie a izolované soustavy

Vztah pro výpočet práce, potřebné ke stlačení ideálního plynu:

$$W_{ad2} = c_p (T_{2D2 ad} - T_{2D1}') \quad /14/$$

kde je: c_p ... viz vysvětł. /9/
 T_{2D2ad} ... teplota ideálního plynu na výstupu dmyhadla
 2. stupně
 T_{2D1}' ... viz vysvětł. /6/

Pro daný výpočet:

$$c_p = 1,0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_{2D1}' = 340 \text{ K}$$

$$T_{2D2ad} = 394 \text{ K}$$

... odečteno z diagramu T - s
 pro počáteční hodnoty, t.j.
 $p_{2D1}' \equiv p_{2D1}$; T_{2D1}'
 a tlak na výstupu ze 2. dmy-
 hadla:

$$p_{2D2} = \pi_{kc} \cdot p_0 \quad /15/$$

kde je: π_{kc} ... viz 2.2.2.
 p_0 ... viz vysvětł. /9/

Dosazením:

$$p_{2D2} = 3,6 \cdot 0,1013 = 0,3647$$

Dosazením získaných hodnot do vztahu /14/:

$$w_{ad2} = 1,0 (394,0 - 340,0) = 54,0 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropickou účinnost η_{iso2} dmyhadla 2. stupně /3566/ lze
 odečíst z charakteristiky tohoto dmyhadla /viz příloha/ pro sou-
 řadnice:

$$\dot{m}_v \sqrt{T_{2D1}' / T_0} \cdot \frac{p_{2D1}}{p_0} \quad /16/$$

$$\pi_{k2} = 1,67 \text{ (viz 2.2.2.2)}$$

kde je: \dot{m}_v ... viz /2/
 T_{2D1}' ... viz vysvětł. /6/
 T_0 ... viz vysvětł. /6/
 p_{2D1} ... viz /10/
 p_0 ... viz vysvětł. /9/

Dosazením:

$$m_v \sqrt{T_{2D1}' / T_0} \frac{p_0}{p_{2D1}} = 0,5 \cdot \sqrt{340 / 293,15} \cdot \frac{0,1013}{0,2178} \doteq 0,250$$

Pro dané souřadnice lze odečíst izoentropickou účinnost:

$$\eta_{iso2} \doteq 0,77$$

Dosazením do původní rovnice:

$$w_{sk2} = \frac{54,0}{0,77} \doteq 70,13 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná teplota na výstupu ze 2. dmyhadla:

$$T_{2D2SK} = \frac{w_{sk2}}{\eta_{iso2}} + T_{2D1}' \quad /17/$$

kde je: w_{sk2} ... viz předch. text
 η_{iso2} ... viz předch. text
 T_{2D1}' ... viz vysvětl. /6/

Dosazením do rov. /17/:

$$T_{2D2SK} = \frac{70,13}{0,77} + 340 = 410,13 \text{ K} \quad /18/$$

V dalším textu je výraz T_{2D2SK} nahrazen výrazem T_{2D2}
Pro tepelný spád na 1. mezichladiči plnicího vzduchu platí:

$$\Delta t_2 = T_{2D2} - T_{2D2}' \quad /19/$$

kde je: T_{2D2} ... viz předchozí text
 T_{2D2}' ... teplota za 2. mezichladičem plnicího vzduchu,
voleno:
 $T_{2D2}' = 365 \text{ K}$

Dosazením:

$$\Delta t_2 = 410,13 - 365 = 45,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 \doteq 45^\circ\text{C}$$

Z výsledků tepelného spádu na obou mezichladičích plnicího vzduchu ($\Delta t_1 = \Delta t_2 = 45^\circ\text{C}$) plyne výhoda možného použití stejných mezichladičů. Uvažujeme-li případné možné oteplení vzduchu za mezichladičem, které dle experimentálních měření je přibližně 5°C , pak skutečný tepelný spád na obou chladičích by byl $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ /při vozidlovém použití je tato hodnota běžně dosahována/.

2.2.3. Účinnost komprese

Poměrné zlepšení účinnosti komprese u dvoustupňového přeplňování oproti jednostupňovému je dáno vztahem:

$$\chi = \frac{2\sqrt{\frac{T_{2D1}'}{T_0}} \pi_{kc}^{\frac{\beta-1}{2\beta}} \cdot \frac{1}{\eta_{iso}} - \frac{T_{2D1}'}{T_0} - 1}{\left(\frac{p_{2D2}}{p_0}\right)^{\frac{\beta-1}{\beta}} \cdot \frac{1}{\eta_{iso}} - 1} \quad /20/$$

Dosazením veličin z předchozích vztahů:

$$\chi = \frac{2\sqrt{\frac{340}{293,15}} \cdot 3,6^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}} \cdot \frac{1}{0,77} - \frac{340}{293,15} - 1}{\left(\frac{0,3647}{0,1013}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot \frac{1}{0,77} - 1} = 0,9387$$

- Tento výsledek znamená zlepšení kompresní práce u dvoustupňového přeplňování oproti jednostupňovému /za předpokladu stejného celkového stupně stlačení/ asi o 6,13%.

2.3. Výpočet teoretického oběhu motoru M 638

Pozn.: teoretický oběh motoru je znázorněn na obr. 9

2.3.1. Tlak na počátku kompresního zdvihu

Tlak na počátku kompresního zdvihu lze stanovit dle vzorce:

$$p_a = 0,95 \cdot p_k \quad /21/$$

kde je: $p_k \equiv p_{2D2} \doteq 0,3667 \text{ MPa}$

Dosažením:

$$p_a = 0,95 \cdot 0,3667 \doteq 0,3464 \text{ MPa}$$

2.3.2. Teplota na počátku kompresního zdvihu

Teplotu na počátku kompresního zdvihu lze stanovit ze vztahu:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \xi_1 \cdot \overset{\circ}{v}_{zb} \cdot T_r'}{1 + \overset{\circ}{v}_{zb}} \quad /22/$$

kde je:

T_k	...	teplota vzduchu za 2. mezichladičem plnicího vzduchu
ΔT	...	hodnota ohřevu plnicího vzduchu
ξ_1	...	součinitel odpovídající poměru měrného tepla při teplotě T_a a měrného tepla nasávaného vzduchu při teplotě T_r' /při stálém tlaku/ a součiniteli přebytku vzduchu
$\overset{\circ}{v}_{zb}$...	součinitel zbylých spalín
T_r'	...	teplota zplodin hoření v počátku sacího zdvihu, po expanzi se snižuje tato teplota na teplotu T_r'

Pro daný výpočet:

$$\begin{aligned} T_k &\equiv T_{2D2} = 365 \text{ K} \\ \Delta T &= 15 \text{ K} \\ \xi_1 &\doteq 1,0 \end{aligned}$$

Součinitel zbylých spalin lze vypočítat ze vztahu:

$$\eta_{zb} = \xi_3 \cdot \frac{T_k + \Delta T}{\xi_1 \cdot T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot p_r} \quad /23/$$

kde je: ξ_3 ... součinitel uvažující dodatečné plnění válce
 T_k ... viz předch. text
 ΔT ... viz předch. text
 ξ_1 ... viz předch. text
 ε ... kompresní poměr motoru /viz 2.1./
 p_a ... viz vztah /21/
 ξ_2 ... souč. uvažující vypláchnutí spalovacího prostoru při překrytí ventilů
 T_r ... viz předch. text
 p_r ... tlak zplodin na počátku sacího zdvihu

Pro daný výpočet:

$$\xi_3 = 1,0$$

$$\varepsilon = 15$$

Souč. ξ_2 se vypočte ze vztahu:

$$\xi_2 = \frac{1}{e^{\eta_D} - 1} \quad /24/$$

kde je: e ... základ přirozených logaritmů
 η_D ... dopravní účinnost

Dopravní účinnost lze vypočítat dle vztahu prof. Orlina:

$$\eta_D = \xi_3 \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left(1 - \frac{\xi_1 \cdot \xi_2 \cdot p_r}{\varepsilon \cdot p_a} \right) \quad /25/$$

$\xi_1, \varepsilon, T_k, \Delta T$... viz předch. text
 p_a, p_k ... viz 2.3.1.

Tlak zbylých spalin ve válci:

$$p_r = 1,05 p_v \quad /26/$$

kde je: p_v ... tlak výfukových plynů

Tlak výfukových plynů lze vyjádřit vztahem:

$$p_v = \frac{p_k}{1,3} \quad /27/$$

kde je: p_k ... viz 2.3.1.

Dosazením:

$$p_v = \frac{0,3647}{1,3} = 0,2805 \text{ MPa}$$

Dosaz. do vztahu /26/:

$$p_r = 1,05 \cdot 0,2805 = 0,2945 \text{ MPa}$$

Ze vztahů /24/ a /25/ je zřejmé, že $\xi_2 = f(\eta_D)$ a zároveň $\eta_D = f(\xi_2)$
Pro obě rovnice je nutno použít iterační metodu řešení:

1/ Volba $\eta_D(i)$

2/ Dosaz. zvolené hodnoty do vztahu /24/ se získá $\xi_2(i)$

3/ Výpočet $\eta_D(i+1)$ pomocí $\xi_2(i)$

Požadavek na přesnost výpočtu:

$$|\Delta| = \frac{|\eta_D(i+1)| - |\eta_D(i)|}{|\eta_D(i+1)|} < |0,002| \quad /28/$$

Výsledek:

$$\eta_D = 0,9420$$

$$\xi_2 = 0,6389$$

Kontrola výsledku:

$$\xi_2 = \frac{1}{e^{0,942} - 1} = 0,6389$$

$$\eta_D = 1,0 \cdot \frac{15}{15-1} \cdot \frac{0,3647}{0,3647} \cdot \frac{365}{365+15} \left(1 - \frac{1,0 \cdot 0,6389 \cdot 0,2945}{15 \cdot 0,3647} \right) = 0,9420$$

Teplota zplodin hoření T_r lze vypočítat ze vztahu:

$$T_r = \frac{p_r (T_k + \Delta T)}{\beta_m \cdot p_a \cdot E} \left[\varepsilon \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{\frac{1}{m}} - \xi_2 \right] \quad /29/$$

kde je: $p_r, T_k, \Delta T, \varepsilon, \xi_2$... viz předch. text
 p_a ... viz 2.3.1.
 p_b ... tlak na konci expanze
 β_m ... součinitel molární změny čerstvé směsi

Pro daný výpočet:

$$m = 1,5$$

$p_b = 1,0576 \text{ MPa}$... volená hodnota, na konci výpočtu oběhu se kontroluje, odchylka nesmí být větší než 5%

Součinitel E lze vypočítat ze vztahu:

$$E = \varepsilon - \xi_2 \cdot \xi_1 \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \quad /30/$$

Dosažením výše uvedených hodnot:

$$E = 15 - 0,6389 \cdot 1,0 \cdot \left(\frac{0,2945}{0,3464} \right)^{\frac{1}{1,5}} = 14,427$$

Součinitel molární změny čerstvé směsi:

$$\beta_m = \frac{M_z}{M_e} \quad /31/$$

kde je: M_z ... množství spalin při spálení 1 kg paliva při $\lambda = 2$ /dle zadání/
 M_e ... molové množství čerstvé směsi

Hodnotu M_z lze vypočítat ze vztahu:

$$M_z = M_o + (\lambda - 1) \cdot L_m \quad /32/$$

kde je: M_0 ... molové množství vzduchu
 L_m ... molové stechiometrické množství vzduchu

pro daný výpočet:

$$M_0 = 0,5260 \text{ kmol}$$

$$L_m = 0,4952 \text{ kmol/kg}$$

Dosazením hodnot do vztahu /32/:

$$M_z = 0,5260 + (2-1) \cdot 0,4952 = 1,0212 \text{ kmol}$$

Hodnotu M_e lze vypočítat ze vztahu:

$$M_e = 2 \cdot L_m \quad /33/$$

Dosazením výše uvedených hodnot:

$$M_e = 2 \cdot 0,4952 = 0,9904 \text{ kmol/kg}$$

Dosaz. vypočtených hodnot do vztahu /31/:

$$\beta_m = \frac{1,0212}{0,9904} = 1,0311$$

Dosazením vypočtených hodnot do vztahu /29/:

$$T_r = \frac{0,2945 (365 + 15)}{1,0311 \cdot 0,3464 \cdot 14,427} \cdot \left[15 \cdot \left(\frac{1,0576}{0,2945} \right)^{1,5} - 0,6389 \right] = 749,97 \text{ K}$$

Dosazením do vztahu /23/ pro výpočet součinitele zbylých spalin:

$$\eta_{zb}^q = 1 \cdot \frac{365 + 15}{1 \cdot 749,97} \cdot \frac{0,2945}{15 \cdot 0,3464 - 0,6389 \cdot 1 \cdot 0,2945} = 0,029797$$

Zplodiny hoření v počátku sacího zdvihu expandují a jejich teplota T_r se mění na teplotu T_r' , kterou lze stanovit ze vztahu:

$$T_r' = T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{n_r' - 1}{n_r'}} \quad /34/$$

kde je: T_r ... viz předchozí výpočet
 p_a ... viz 2.3.1.
 p_r ... viz 2.3.2.
 n'_r ... polytropický exponent

pro daný výpočet:

$$n'_r = 1,3$$

Dosazením do vztahu /34/:

$$T_r' = 749,97 \left(\frac{0,3464}{0,2945} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 778,59 \text{ K}$$

Dosazením získaných hodnot do vztahu /22/ lze vypočítat hodnotu teploty na počátku kompresního zdvihu:

$$T_a = \frac{365 + 15 + 1 \cdot 0,029797 \cdot 778,59}{1 + 0,029797} = 391,53 \text{ K}$$

2.3.3. Tlak na konci expanze

Hodnota tlaku na konci expanze se zpočátku volí a po ukončení výpočtu oběhu kontroluje /viz vysvětl. /29//.

Platí:

$$p_b = (2,5 + 4) p_k \quad /35/$$

kde je: p_k ... viz /21/

Volená hodnota:

$$p_b = 2,9 p_k \quad /36/$$

Dosazením:

$$p_b = 2,9 \cdot 0,3647 = 1,0576 \text{ MPa}$$

2.3.4. Teplota na počátku spalování

Teplotu na počátku spalování lze vypočítat ze vztahu:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad /37/$$

kde je: T_a ... viz 2.3.2.
 ε ... viz 2.1.
 n_1 ... polytropický exponent komprese

Polytrop. exp. komprese lze vyjádřit vztahem:

$$n_1 = 1 + \frac{R_m (T_c - T_a) \cdot (1 + \nu_{zb})}{(U_{sc} + \nu_{zb} \cdot U_{zc}) - (U_{sa} + \nu_{zb} \cdot U_{za})} \quad /38/$$

kde je: T_a, ν_{zb} ... viz 2.3.3.
 R_m ... molární plynová konstanta
 U_{sc} ... vnitřní energie čerstvé směsi na konci komprese /bod "c"/
 U_{zc} ... vnitřní energie zplodin na konci komprese
 U_{sa} ... vnitřní energie čerstvé směsi na začátku komprese /bod "a"/
 U_{za} ... vnitřní energie zplodin na začátku komprese

Pro vyjádření vnitřních energií platí vztahy:

$$U_{sc} = C_{vs} \cdot t_c \quad /39/$$

$$U_{zc} = C_{vz} \cdot t_c \quad /40/$$

$$U_{sa} = C_{vs} \cdot t_a \quad /41/$$

$$U_{za} = C_{vz} \cdot t_a \quad /42/$$

kde je: t_c, t_a ... viz předchozí text
 C_{vs} ... střední molární měrné teplo vzduchu
 C_{vz} ... střední molární měrné teplo zplodin

Pro střední molární měrné teplo zplodin platí vztah:

$$C_{vz} = C_{vo} - r_2 (C_{vo} - C_{vs}) \quad /43/$$

kde je: c_{vo} ... střední molární měrné teplo zplodin
při $\lambda = 1$
 r_a ... objemová část přebytku vzduchu
 c_{vs} ... viz předchozí text

Pro výpočet vztahu /43/:

c_{vo} ... odečítá se z tabulek pro příslušnou teplotu
 c_{vs} ... odečítá se z tabulek pro příslušnou teplotu

Objemovou část přebytku vzduchu lze vypočítat ze vztahu:

$$r_a = \frac{(\lambda - 1) \cdot L_m}{M_z} \quad /44/$$

kde je: λ ... viz 2.2.
 M_z, L_m ... viz vysvětl. vztahu /32/

Dosazením:

$$r_a = \frac{(2 - 1) \cdot 0,4952}{1,0212} \approx 0,4849$$

Pro teplotu na začátku komprese /viz 2.3.2./ lze z tabulek určit:

$$c_{vs} = 20,865 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

$$c_{vo} = 22,594 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

Dosazením hodnot do vztahu /43/:

$$c_{vz} = 22,594 - 0,4849 (22,594 - 20,865) \approx 21,756 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

Pro vnitřní energii čerstvé směsi na začátku komprese tedy platí /dosaz. do vztahu/41//:

$$u_{sa} = 20,865 \cdot 118,38 \approx 2469,98 \text{ kJ/kmol}$$

Vnitřní energie zplodin na začátku komprese:

$$u_{z0} = 21,756 \cdot 118,38 = 2575,43 \text{ kJ/kmol}$$

Ze vztahu /38/ je patrné, že $n_1 = f(T_c)$ a ze vztahu /37/ vyplývá, že zároveň $T_c = f(n_1)$. Pro určení hodnot exponentu n_1 a teploty T_c je tedy nutno použít iterační metodu řešení:

1. Volba exponentu $n_1(i)$
2. Výpočet teploty T_c /dle vztahu /37//
3. Výpočet vnitřní energie u_{sc}, u_{zc} /vztah /39/, /40//
4. Výpočet $n_1(i+1)$ /dosaz. do vztahu /38//

Požadovaná přesnost výpočtu:

$$|\Delta| = \frac{|n_1(i+1) - n_1(i)|}{|n_1(i+1)|} < 0,02 \quad /45/$$

Výsledek řešení:

$$n_1 = 1,362$$

$$T_c = 1043,54 \text{ K}$$

Kontrola výpočtu:

$$T_c = 391,53 \cdot 15^{1,362-1} = 1043,54 \text{ K}$$

$$u_{sc} = 22,623 \cdot 770,39 = 17428,50 \text{ kJ/kmol}$$

$$u_{zc} = [25,374 - 0,4849(25,374 - 22,623)] = 18520,20 \text{ kJ/kmol}$$

$$n_1 = 1 + \frac{8,314(1043,54 - 391,53) \cdot (1 + 0,029797)}{(17,428 + 0,029797 \cdot 18520,20) - (2469,98 + 0,029797 \cdot 2575,43)}$$

$$n_1 = 1,362$$

2.3.5. Tlak na počátku spalování

Tlak na počátku spalování lze vyjádřit vztahem:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad /46/$$

kde je: p_a ... viz 2.3.1.
 ε ... viz 2.1.
 n_1 ... viz 2.3.4.

Dosažením hodnot do uvedeného vztahu:

$$p_c = 0,3464 \cdot 15^{1,362} = 13,8489 \text{ MPa}$$

2.3.6. Maximální tlak oběhu

Maximální tlak oběhu je nutno v této fázi výpočtu volit, ve vztahu pro kontrolu tlaku p_b /na konci výpočtu oběhu/ je obsažena též hodnota maximálního tlaku oběhu p_z - tím se jeho volba kontroluje.

$$\text{Volba: } p_z = 15,0 \text{ MPa} \quad /47/$$

Protože naftové motory pracují na principu smíšeného oběhu, u kterého přivedené teplo je využíváno nejen ke zvýšení vnitřní energie, ale i k mechanické práci na úseku $z z'$ /viz obr. 9/, je tedy nutno vypočítat stavové veličiny v bodě z' .

Z obr. 9 je zřejmé, že:

$$p_{z'} = p_z = 15,0 \text{ MPa} \quad /48/$$

2.3.7. Teplota spalování při maximálním tlaku oběhu

Teplotu v bodě z je možno vyjádřit vztahem:

$$t_z = \frac{D}{c_{vz} + R_m} \quad /49/$$

kde je: c_{vz} ... viz 2.3.4.
 R_m ... viz 2.3.4.

Pro daný výpočet platí:

$$D = \frac{1}{\beta_e} \left[\frac{\psi \cdot H_u}{M_e (1 + \nu_{zb}^0)} + \frac{u_{sc} + \nu_{zb}^0 \cdot u_{zc}}{1 + \nu_{zb}^0} + R_m \cdot \nu^0 \cdot T_c - 273 \cdot \beta_e \cdot R_m \right]$$

kde je: ψ ... součinitel aktivního vývinu tepla
 H_u ... dolní výhřevnost paliva /nafta/
 M_e, ν_{zb}^0 ... viz 2.3.1.
 T_c, u_{sc}, u_{zc} ... viz 2.3.4.
 β_e ... součinitel molární změny pracovní směsi
 ν^0 ... stupeň izochorického spalování

Hodnoty pro výpočet:

$$\psi = 0,75$$

$$H_u = 42480 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel molární změny pracovní směsi:

$$\beta_e = \frac{\beta_m + \nu_{zb}^0}{1 + \nu_{zb}^0} \quad /50/$$

kde je: β_m, ν_{zb}^0 viz 2.3.1.

Dosažením hodnot do vztahu /50/:

$$\beta_e = \frac{1,0311 + 0,029797}{1 + 0,029797}$$

Vztah pro výpočet stupně izochorického spalování:

$$\nu^0 = \frac{p_z}{p_c} \quad /51/$$

kde je: p_z ... viz 2.3.6.
 p_c ... viz 2.3.5.

Dosaz. hodnot do vztahu /51/:

$$\nu^0 = \frac{15,0}{13,8489} = 1,0831$$

Dosaz. do vztahu /49/:

$$D = \frac{1}{1,0281} \left[\frac{0,75 \cdot 42480}{0,9904(1+0,029797)} + \frac{17428,5 + 0,029797 \cdot 18520,2}{1+0,029797} \right. \\ \left. + 8,314 \cdot 1,0831 \cdot 1043,54 - 273 \cdot 1,0281 \cdot 8,314 \right] \\ D = 54197,38$$

Ze vztahů /43/ a /49/ je zřejmé, že $t_z = f(c_{vz})$ a zároveň $c_{vz} = f(t_z)$. Pro řešení je tedy nutno použít iterační metody řešení:

1. Volba $t_z(i)$
2. Výpočet c_{vz} za použití zvolené teploty
3. Výpočet $t_z(i+1)$ dosazením do vztahu /48/

Chyba mezi zvolenou a vypočtenou hodnotou teploty musí splňovat podmínku:

$$|\Delta| = \frac{|t_z(i+1)| - |t_z(i)|}{|t_z(i+1)|} < 0,02 \quad /52/$$

Výsledek:

$$t_z = 1562,4^\circ\text{C} \\ c_{vz} = 26,375 \text{ kJ/kmol.K}$$

Pro výpočet teploty v bodě z' platí vztah:

$$T_{z'} = \frac{T_z \cdot \beta \cdot \nu^{\beta}}{\beta_m} \quad /53/$$

kde je: $T_z = t_z + 273,15 = 1835,55 \text{ K}$
 β_m ... viz 2.3.1.
 ν ... viz 2.3.7.
 β ... stupeň izobarického spalování

Hodnotu stupně izobarického spalování lze vypočítat dle vztahu:

$$\beta = \frac{T_z (\beta_m + \nu_{zb}^{\beta})}{\nu \cdot T_c (1 + \nu_{zb}^{\beta})} \quad /54/$$

kde je: T_z ... viz předchozí
 β_m ... viz 2.3.1.
 ν_{zb} ... viz 2.3.1.
 ν ... viz 2.3.7.
 T_c ... viz 2.3.4.

Dosažením hodnot do vztahu /53/:

$$\beta = \frac{1835,55 (1,0311 + 0,029797)}{1,0831 \cdot 1043,54 (1 + 0,029797)} = 1,67305$$

Dosažením do vztahu /52/:

$$T_z' = \frac{1835,55 \cdot 1,67305 \cdot 1,0831}{1,0311} = 3225,84 \text{ K}$$

Objem v bodě z':

$$V_z' = \frac{V_b}{\delta} \quad /55/$$

kde je: V_b ... objem v bodě b
 δ ... stupeň expanze

Pro daný výpočet:

$$V_b = V_a = \frac{\varepsilon \cdot V_z}{(\varepsilon - 1) i} \quad /56/$$

kde je: ε ... viz 2.1.
 V_z ... viz 2.1.
 i ... počet válců

Dosažením do vztahu /56/:

$$V_b = V_a = \frac{15 \cdot 11,94}{(15 - 1) \cdot 6} = 2,132 \text{ dm}^3$$

Stupeň expanze lze vypočítat dle vztahu:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\beta} \quad /57/$$

kde je: ε ... 2.1.
 β ... viz předchozí

Dosazením do vztahu /57/:

$$\delta = \frac{15}{1,67305} \doteq 8,9657$$

Dosazením do vztahu /55/:

$$V_{z'} = \frac{2,1320}{8,9657} \doteq 0,2378 \text{ dm}^3$$

Pro doplnění výpočtu:

Objem v bodě c lze vypočítat ze vztahu:

$$V_c = \frac{V_z}{i(\varepsilon - 1)} \quad /58/$$

kde je: ε, V_z ... viz 2.1.
 i ... viz předchozí

Dosazením do vztahu /58/:

$$V_c = \frac{11,94}{6 \cdot (15 - 1)} \doteq 0,1421 \text{ dm}^3$$

2.3.8. Teplota na konci expanze

Teplotu na konci expanze /bod b/ lze vyjádřit vztahem:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \quad /59/$$

kde je: δ, T_z ... viz 2.3.7.
 n_2 ... polytropický exponent expanze

Pro polytropický exponent expanze platí:

$$n_2 = 1 + \frac{R_m (T_z - T_b)}{C_{vzb} \cdot T_z + (\psi_b - \psi) H_u} \cdot u_{zb} \quad /60/$$

$$\frac{Me (\beta_m + v_{zb}^2)}{u_{zb}}$$

Pro daný výpočet:

R_m ... viz 2.3.4.
 T_z, ψ ... viz 2.3.7.
 Me, β_m, v_{zb} ... viz 2.3.1.
 $\psi_b = 0,9$

Pro výpočet u_{zb} platí obdobné vztahy jako v kapitole 2.3.4.

$$u_{zb} = C_{vzb} \cdot t_b \quad /61/$$

$$C_{vzb} = C_{vo} - r_2 (C_{vo} - C_{vs}) \quad /62/$$

kde C_{vo} a C_{vs} jsou svojí hodnotou závislé na velikosti t_b

Je zřejmé, že $T_b = f(n_2)$ a zároveň $n_2 = f(T_b)$.

Řešení je možné za použití iterační metody výpočtu:

1. Volba $n_2(i)$
2. Výpočet T_b
3. Výpočet $n_2(i+1)$ pomocí vypočtené teploty T_b

Chyba při iteraci musí splňovat podmínku:

$$|\Delta| = \frac{|n_2(i+1)| - |n_2(i)|}{|n_2(i+1)|} < 0,002 \quad /63/$$

Výsledek iterační metody:

$$n_2 = 1,180$$

$$T_b = 1236,8 \text{ K}$$

Kontrola dosazením do vztahů /59/ a /60/:

$$T_b = \frac{1835,55}{8,9657^{1,180-1}} = 1236,8 \text{ K}$$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 (18435,6 - 1236,8)}{2638,56 \cdot 1835,55 + (0,9 - 0,75) 42480} - [27,1 - 0,4849 (27,1 - 23,9)] 963,7$$
$$0,9904 (1,0311 + 0,029797)$$

$$n_2 = 1,180$$

2.3.9. Tlak na konci expanze a teplota zbylých spalin ve válci - kontrolní výpočet

Hodnota tlaku na konci expanze:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}$$

/64/

kde je: p_z ... viz 2.3.5.
 δ ... viz 2.3.7.
 n_2 ... viz 2.3.8.

Dosazením:

$$p_b = \frac{15,0}{8,9657^{1,180}} = 1,125 \text{ MPa}$$

Od zvolené hodnoty tlaku na začátku výpočtu /viz kapitola 2.3.3./ se vypočtená hodnota liší přibližně o 5% - výpočet z tohoto hlediska vyhovuje.

Teplota zbylých spalin ve válci se dá vyjádřit vztahem:

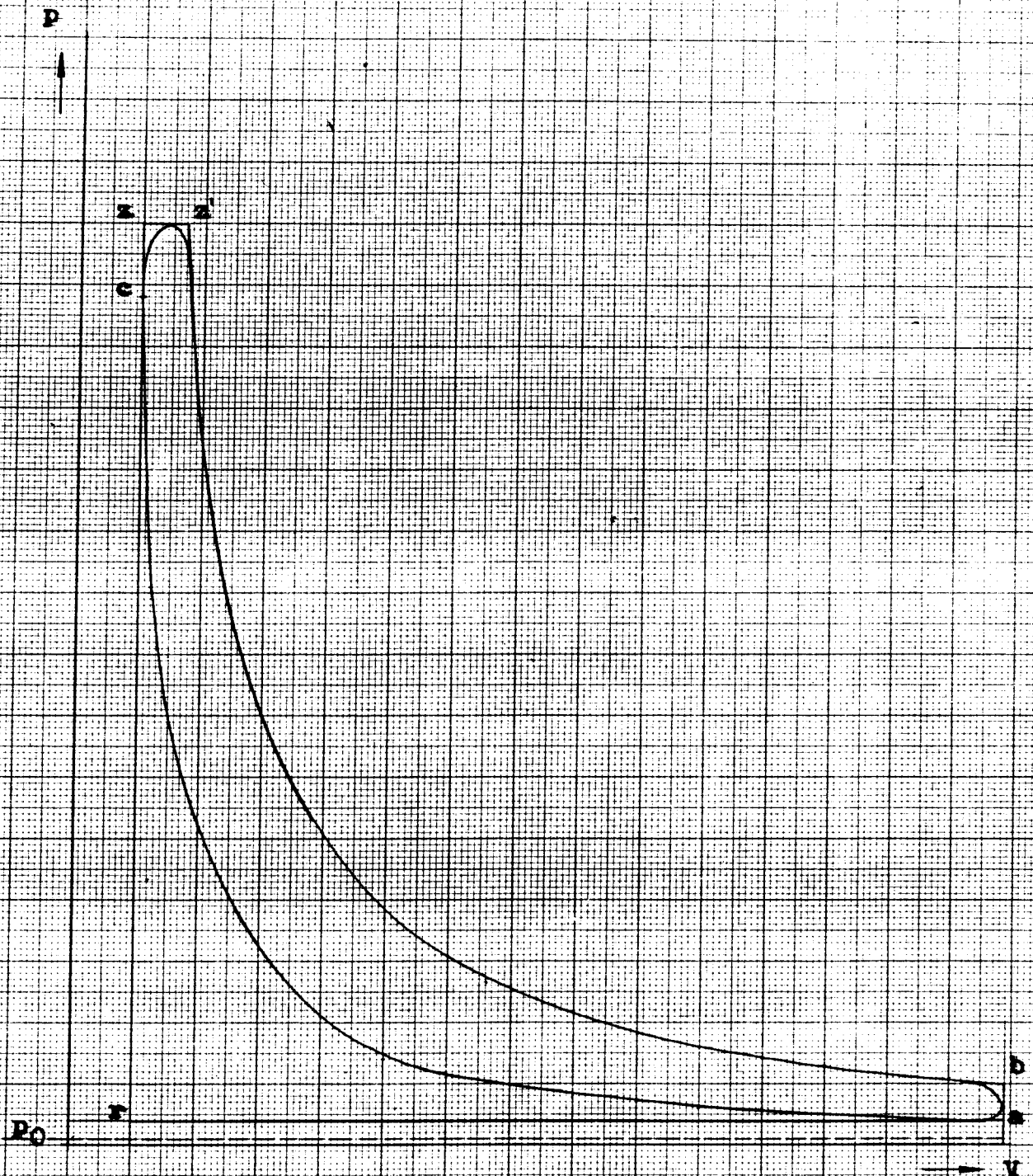
$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$

/65/

obr.9: Teoretický oběh motoru M 638 s dvoustupňovým přeplňováním

$$p_p : 1 \text{ mm} \approx 0,1 \text{ MPa}$$

$$m_v : 1 \text{ mm} \approx 0,014286 \text{ dm}^3$$



kde je: T_b ... viz 2.3.8.
 p_b ... viz předchozí
 p_r ... viz 2.3.2.

Dosažením:

$$T_r = \frac{1236,8}{\sqrt[3]{\frac{1,126}{0,2945}}} \doteq 791,18 \text{ K}$$

Od původní hodnoty se tato hodnota liší asi o 4,9% - výpočet z tohoto hlediska vyhovuje.

2.4. Návrh turbin pro dvoustupňové přepřňování motoru M 638

Příkon kompresoru turbodmychadla musí být kryt výkonem turbíny, tedy:

$$P_k = P_T$$

/66/

kde je: P_k ... příkon kompresoru turbodmychadla
 P_T ... výkon turbíny

Příkon kompresoru turbodmychadla 1. stupně:

$$P_{k1} = w_{sk1} \cdot \dot{m}_v$$

/67/

kde je: w_{sk1} ... viz 2.2.2.3.
 \dot{m}_v ... 2.2.1.

Dosažením do rov. /67/:

$$P_{k1} = 90,7 \cdot 0,5 = 45,35 \text{ kW}$$

Obdobně pro příkon kompresoru 2. stupně:

$$P_{k2} = w_{sk2} \cdot \dot{m}_v$$

/68/

kde je: ω_{sk2} ... viz 2.2.2!4.
 \dot{m}_v ... viz 2.2.1.

Dosazením do vztahu /68/:

$$P_{k2} = 70,13 \cdot 0,5 = 35,065 \text{ kW}$$

Výkon turbíny kompresoru 2. stupně:

$$P_{k2} = P_{T2} = \dot{m}_T \cdot H_{iso2} \cdot \eta_{T2} \cdot \eta_m \quad /69/$$

kde je: \dot{m}_T ... hmotnostní průtok turbínou
 H_{iso2} ... isoentropický spád na turbíně 2. stupně
 η_{T2} ... zdánlivá účinnost turbíny 2. stupně
 η_m ... mechanická účinnost turbodmyhadla

Pro daný výpočet:

$$\eta_m = 0,96$$

Zdánlivá účinnost turbíny:

$$\eta_{T2} = \beta \cdot \eta_{isoT2} \quad /70/$$

kde je: β ... součinitel výkonu turbíny
 η_{isoT2} ... isoentropická účinnost turbíny 2. stupně

Pro uvedený vztah platí:

$$\beta = 1,3$$

Isoentropická účinnost turbíny 2. stupně:

$$\eta_{isoT2} = \frac{T_{1T2} - T_{2T2}}{T_{1T2} \left[1 - \left(\frac{p_{2T2}}{p_{1T2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad /71/$$

kde je: T_{1T2} ... teplota před turbínou 2. stupně
 T_{2T2} ... teplota za turbínou 2. stupně
 p_{2T2} ... tlak za turbínou 2. stupně

p_{1T2} ... tlak před turbinou 2. stupně
 γ' ... exponent isoentropy výfuk. plynů

Pro daný výpočet:

$$\gamma' = 1,35$$

$$T_{1T2} = 750 \text{ K} = T_r \quad (\text{viz 2.3.2})$$

$$p_{1T2} = 0,2805 \text{ MPa} = p_v \quad (\text{viz 2.3.2})$$

Isoentropický spád lze vypočítat ze vztahu:

$$H_{iso2} = c_p' \cdot T_{1T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2T2}}{p_{1T2}} \right)^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}} \right] \quad /72/$$

kde je: c_p' ... specifické teplo výfuk. plynů při konst. tlaku - ostatní viz výše

Pro výpočet: $c_p' = 1,13 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Hmotnostní průtok oběma turbinami lze vypočítat ze vztahu:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_v + \dot{m}_p \quad /73/$$

kde je: \dot{m}_v ... viz 2.2.1.
 \dot{m}_p ... hmotnostní spotřeba paliva

Pro daný výpočet:

$$\dot{m}_p = 230 \text{ g/kW.h} = 0,01725 \text{ kg/s}$$

Dosazením hodnot do vztahu: /73/:

$$\dot{m}_T = 0,5 + 0,01725 = 0,52 \text{ kg/s}$$

Pro turbinu 1. stupně platí obdobné vztahy jako pro turbinu 2. stupně:

$$P_{K1} = P_{T1} = \dot{m}_T \cdot H_{iso1} \cdot \eta_{T1} \cdot \eta_m \quad /74/$$

$$\eta_{T1} = \beta \cdot \eta_{isoT1} \quad /75/$$

$$\eta_{\text{ISO}T1} = \frac{T_{1T1} - T_{2T1}}{T_{1T1} \left[1 - \left(\frac{p_{2T1}}{p_{1T1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad /76/$$

$$h_{\text{ISO}1} = c_p \cdot T_{1T1} \left[1 - \left(\frac{p_{2T1}}{p_{1T1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad /77/$$

kde je: $T_{1T1}, p_{1T1} \dots$ teplota a tlak před turbinou 1. stupně
 $T_{2T1}, p_{2T1} \dots$ teplota a tlak za turbinou 1. stupně

Pro výpočet platí /viz obr. 7/:

$$p_{2T2} = p_{1T1} \quad /78/$$

$$T_{2T2} = T_{1T1} \quad /79/$$

Pro umožnění výpočtu je uvažován vztah:

$$\eta_{\text{ISO}T1} = \eta_{\text{ISO}T2} = \eta_{\text{ISO}} \quad /80/$$

Absolutní tlak za turbinou 1. stupně je oproti atm. tlaku zvětšen o odpor tlumiče /= 5 kPa/:

$$p_{2T1} = 106,3 \text{ kPa}$$

Pro ostatní výrazy ve vztazích pro turbinu 1. stupně platí též hodnoty jako u turiny 2. stupně.

K řešení soustavy rovnic a získání potřebných výsledků je použito iterační metody:

1. Volba $p_{2T2} (= p_{1T1})$
2. Výpočet $\eta_{\text{ISO}T2} (= \eta_{\text{ISO}T1})$ ze vztahů /69/, /70/, /72/, /73/ :

$$\eta_{\text{ISO}T2} = \frac{P_{T2}}{m_T \cdot c_p \cdot T_{1T2} \left[1 - \left(\frac{p_{2T2}}{p_{1T2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \cdot \beta \cdot \eta_m \quad /81/$$

3. Výpočet T_{1T1} ($= T_{2T2}$) ze vztahů /73/, /74/, /75/, /77/:

$$T_{1T1} = \frac{P_{T1}}{\dot{m}_T \cdot c_p \cdot \eta_{isOT1} \left[1 - \left(\frac{p_{2T1}}{p_{1T1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \beta \cdot \eta_m} \quad /82/$$

4. Výpočet η_{isOT2} pomocí vztahu /71/

Odchylka od hodnoty η_{isOT2} vypočtené ve 2. a 4. iteračním kroku nesmí být větší než $|\Delta| < 0,04$

Výsledek:

$$p_{2T2} = p_{1T1} = 0,1878 \text{ MPa}$$

$$\eta_{isOT2} = \eta_{isOT1} = 0,6967$$

$$T_{1T1} = T_{2T2} = 698,56 \text{ K}$$

Pro vlastní návrh turbin z průtokové charakteristiky turbin /viz příloha/ je nutno určit:

1. Poměry tlaků

$$\frac{p_{1T2}}{p_{2T2}} = \frac{0,2805}{0,1878} = 1,494 \dots \text{ turb. 2. stupně} \quad /83/$$

$$\frac{p_{1T1}}{p_{2T2}} = \frac{0,1878}{0,1063} = 1,767 \dots \text{ turb. 1. stupně} \quad /84/$$

2. Poměrná čísla hmotnostních toků turbinami:

$$\frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{1T2}}}{p_{1T2}} = \frac{0,52 \sqrt{750}}{2,805} = 5,077 \frac{\text{kg/s} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{bar}} \quad /85/$$

$$\frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{2T2}}}{p_{2T2}} = \frac{0,52 \sqrt{698,56}}{1,878} = 7,318 \frac{\text{kg/s} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{bar}} \quad /86/$$

Z uvedených výsledků je patrné odečtení typů turbin /viz příloha/:

Turb. 1. stupně ... 39.22

Turb. 2. stupně ... 25.22

3. ZÁVĚR

Vzhledem ke svým výhodám a možnostem představuje dvoustupňové přeplňování kvalitativně vyšší krok v procesu vývoje pohonných spalovacích jednotek.

Důležitým předpokladem úspěchu a tedy i praktického uplatnění dvoustupňového přeplňování však nemohou být pouze teoretické studie, i když jsou nezbytným prvotním základem, ale musí to být zejména náročné praktické zkoušky nejprve ve zkušebnách a později ve vlastním provozu. Teoretické zjednodušující předpoklady jsou, jak praxe ukazuje, ve srovnání se skutečnými ději někdy natolik hrubé, že dost dobře není možné správně odhadnout reálný výsledek tohoto systému.

3.1 Ekonomické zhodnocení

Vezmeme-li za základ zhodnocení měrnou výrobní cenu motoru, pak vzhledem k tomu, že motor M 638 má výrobní náklady 54 500.- Kčs a max. jmenovitý výkon 212,5 kW, je hledaným ukazatelem hodnota 256.50 Kčs/kW. Budeme-li předpokládat stálost tohoto ukazatele, pak by výrobní cena motoru M 638 s výkonem 270 kW byla 69 247.- Kčs. To znamená, že rozdíl výrobních cen je částka, kterou je možno vynaložit na náročnější příslušenství motoru. Je zcela zřejmé, že tato částka může bez problémů pokrýt cenu 2. turbodmychadla, 2. mezichladiče plnicího vzduchu a propojovacího potrubí.

Možnosti dvoustupňového přeplňování nejsou touto cestou zdaleka vyčerpány, existuje řada dalších způsobů, avšak zapojení se do dnešního trendu přeplňování dmychadly na výfukové plyny řazených v sérii může znamenat další úspěch ve vývoji československých spalovacích motorů řady M, n. p. LIAZ.

Obsah

1. Úvod

1.1 Možnosti zvyšování efektivního výkonu spalovacího motoru

1.2 Definice a rozlišení přeplňování dle ČSN

1.3 Zařízení pro přeplňování spalovacích motorů

1.3.1 Objemová dmychadla

1.3.1.1 Pístová dmychadla

1.3.1.2 Rootsovo dmychadlo

1.3.1.3 Šroubové dmychadlo

1.3.2 Proudová dmychadla

1.3.2.1 Axiální dmychadla

1.3.2.2 Radiální dmychadla

1.3.3 Pohon dmychadel

1.3.3.1 Plnicí dmychadlo s cizím pohonem

1.3.3.2 Plnicí dmychadlo s mechanickým
pohonem od motoru

1.3.3.3 Plnicí dmychadlo s turbínou
na výfukové plyny

1.3.4 Chlazení plnicího vzduchu

1.4 Přeplňování - vývoj a současnost

1.5 Dvoustupňové přeplňování

2. Dvoustupňové přeplňování motoru M 638 n.p.LIAZ

2.1 Technické parametry motoru

2.2 Návrh dmychadel pro dvoustupňové přeplňování motoru M 638

2.2.1 Celkový stupeň stlačení

2.2.2 Optimální rozdělení celkového stupně stlačení

2.2.2.1 Poměrné stlačení v 1.kompresorovém
stupni

2.2.2.2 Poměrné stlačení ve 2.kompresorovém
stupni

2.2.2.3 Tepelné poměry na 1.kompresorovém
stupni a 1.mezichladiči plnicího
vzduchu

2.2.2.4 Tepelné poměry na 2.kompresorovém
stupni a 2.mezichladiči plnicího
vzduchu

2.2.3 Účinnost komprese

2.3 Výpočet teoretického oběhu motoru M 638

2.3.1 Tlak na počátku kompresního zdvihu

2.3.2 Teplota na počátku kompresního zdvihu

2.3.3 Tlak na konci expanze

2.3.4 Teplota na počátku spalování

2.3.5 Tlak na počátku spalování

2.3.6 Maximální tlak oběhu

2.3.7 Teplota spalování při maximálním tlaku oběhu

2.3.8 Teplota na konci expanze

2.3.9 Tlak na konci expanze a teplota zbylých

spalin ve válci - kontrolní výpočet

2.4 Návrh turbín pro dvoustupňové přeplňování motoru M 638

3. Závěr

3.1 Ekonomické zhodnocení

Příloha

Seznam použité literatury

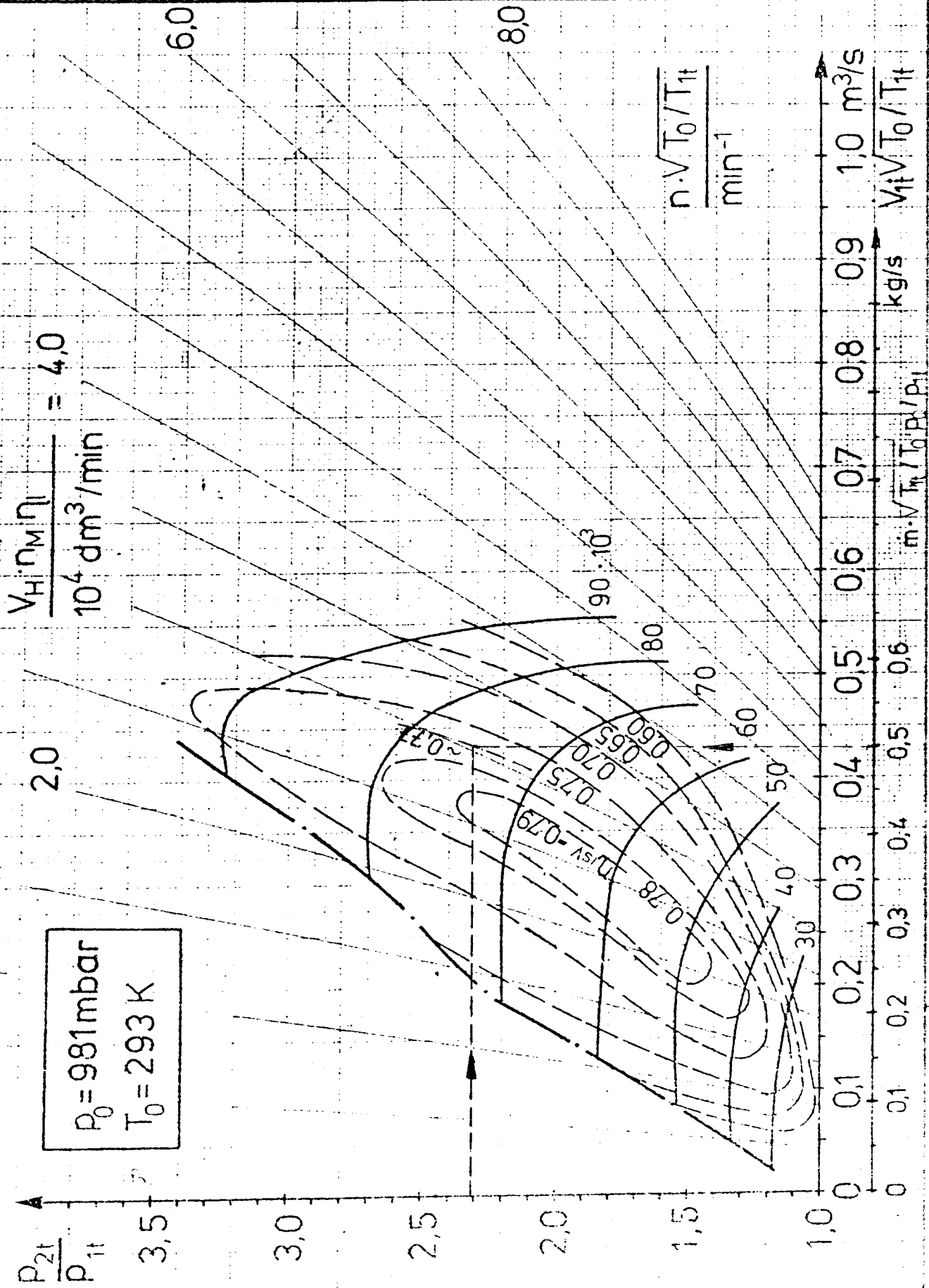
- Beroun, S. : Příslušenství pohonných jednotek.
Skripta VŠST, Liberec 1983
- Červinka, O. a kol. : Pohonné jednotky.
Skripta VŠST, Liberec 1985
- Hofmann, K. : Turbodmychadla a vozidlové turbíny.
Skripta VUT, Brno 1981
- KOLEKTIV : Výzkum funkčních vlastností vznětového motoru se sníženou kompresí.
/Výzkumná zpráva/ Liberec,
Katedra strojů průmyslové dopravy
VŠST Liberec 1977
- Hájek, L. : Dvoustupňové přeplňování vznětových vozidlových motorů.
/Diplomová práce/ Liberec 1985.
65 s. - VŠST. Fakulta strojní.
- Firemní materiály : KKK



Aktiengesellschaft
 Kühle, Kopp & Kausch
 Frankenthal/Pfalz

Verdichterkennfeld

4070 MNA



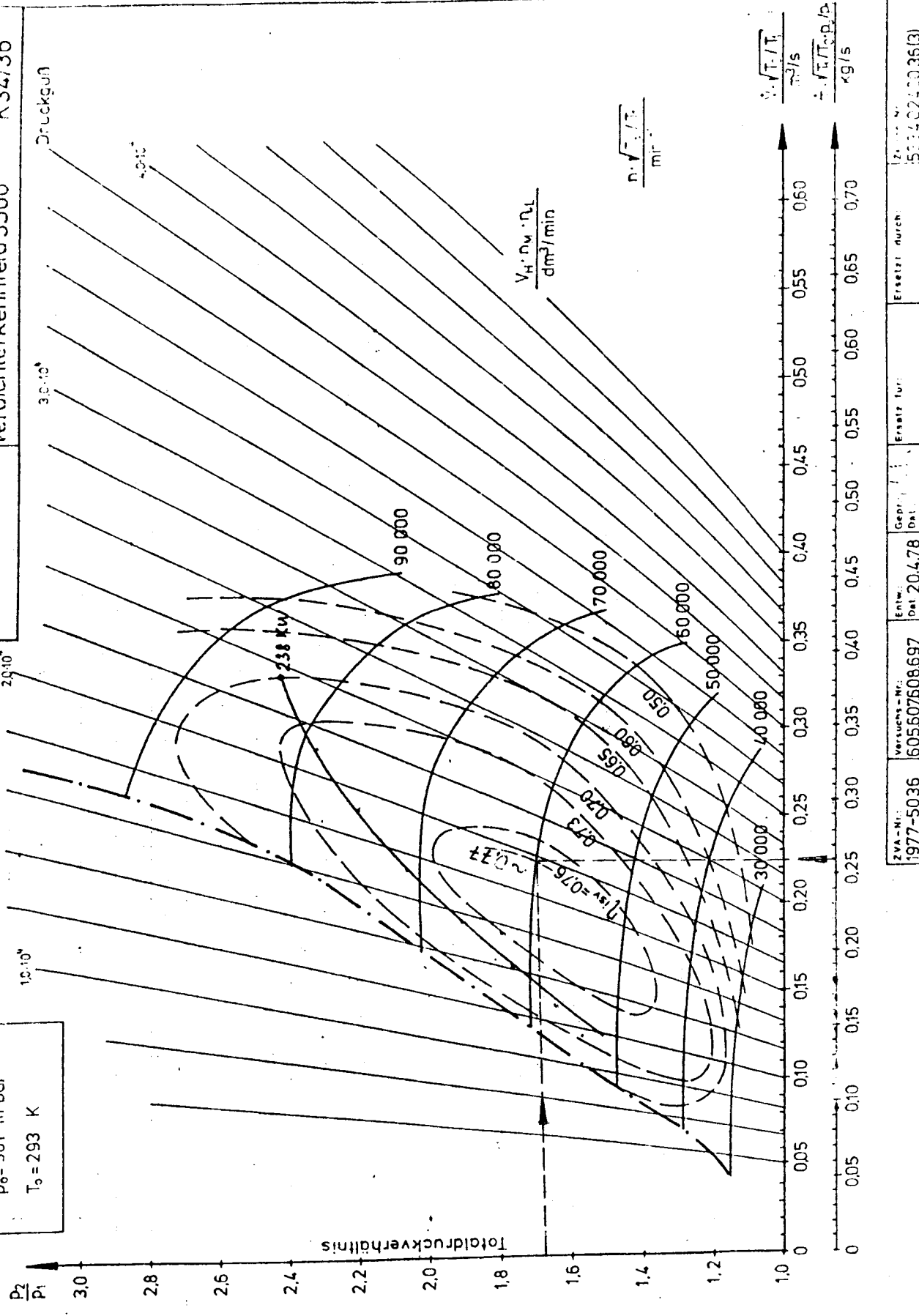
Zeichnung (7) @ alte Bezeichnung: 4070ND

Entw. Meh Datum: 2.12.82	Geogr. Zeich. Datum: 23.12.82	Nr. 1979-5009 275/19:86/2789/00	Ersatz für 5336 024 0022(3)	5336 024 00 27
-----------------------------	----------------------------------	------------------------------------	--------------------------------	----------------

Standardbedingungen:
 $P_0 = 981 \text{ m bar}$
 $T_0 = 293 \text{ K}$

Antinggesellschaft
 Klemm, Kropf & Kautsch
 D 8710 Frankfurt/Main

Abgasturbo-lader
 Verdichterkennfeld 3566
 K34/36



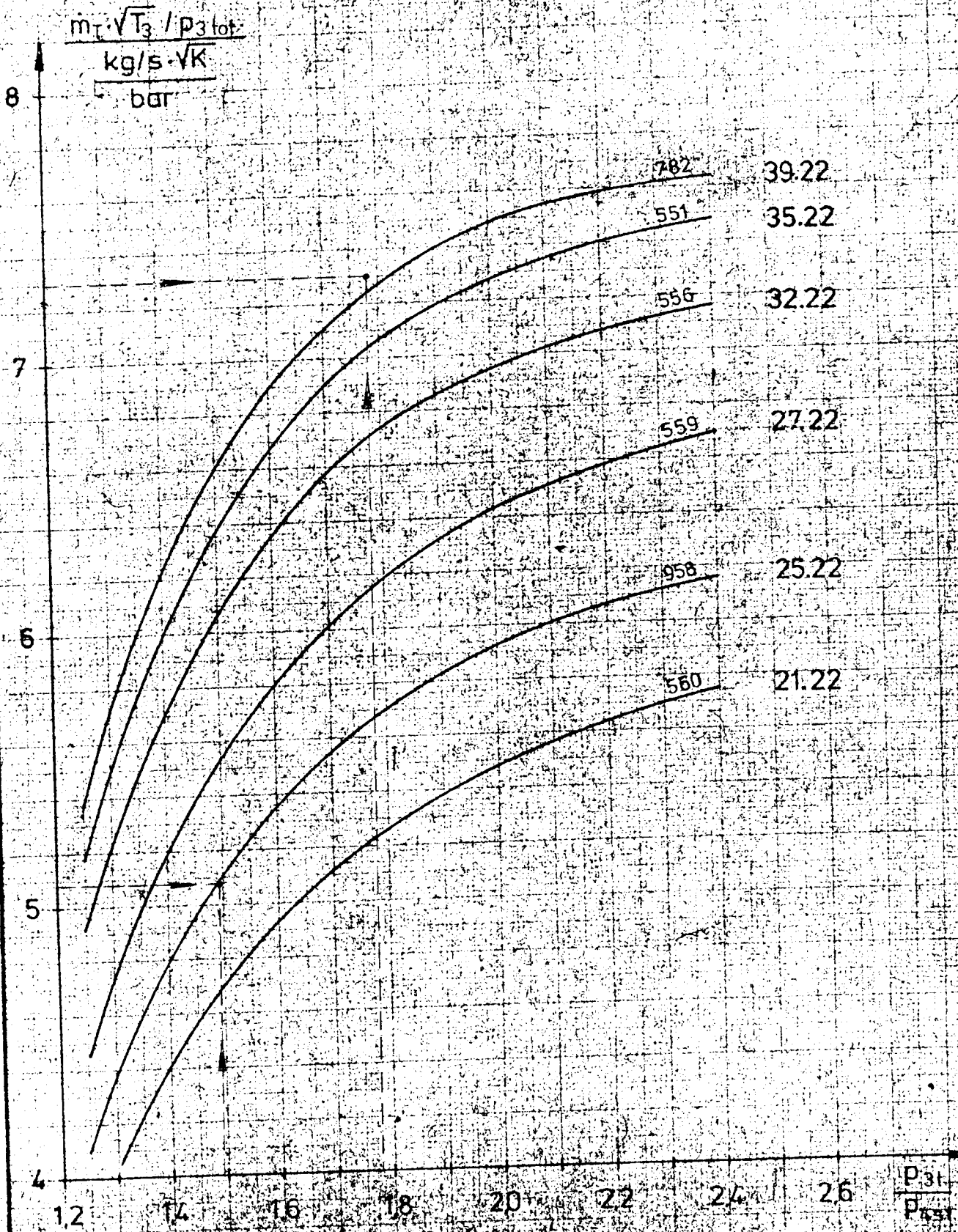
ZVA-Nr.	1977-5036	Versuchs-Nr.	605607408697	Entw.		Gepr.		Erstellt durch		Zust. Nr.	55140210036(B)
				Dat.	20.4.78	Dat.					



Aktiengesellschaft
Kühle, Köpp & Kausch
 Frankenthal / Pfalz

Turbinen-Durchsatz
 Turbinengehäuse Zwillingsstrom

Baugröße
K 36



Ⓐ Original neu erstellt, 39.22 ergänzt 25.4.78 Rh
 Ⓑ 39.22 korrigiert 21.6.78 Rh *JKS*
 Ⓒ 25.22 ergänzt 27.7.78 Rh *JKS*

Entw. Dat.: 25.4.78	Gepr. Dat.: <i>JKS</i>	Ersatz (Üb.) Dat.: ZVA76-5020	Ersatz (dreh.) Dat.: <i>JKS</i>	Zeichn. Nr. 53 36 024 2011 (4) c
------------------------	---------------------------	----------------------------------	------------------------------------	-------------------------------------