

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh úpravy turbínového spouštěče TS-20B na laboratorní
experimentální turbohřídelový motor

Autor: **Bc. Václav ŽIŽKA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jiří POLANSKÝ, Ph.D.**

Akademický rok 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Václav ŽIŽKA
Osobní číslo: S10N0032P
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba energetických strojů a zařízení
Název tématu: Návrh úpravy turbínového spouštěče TS-20B na laboratorní experimentální turbohřídelový motor
Zadávací katedra: Katedra energetických strojů a zařízení

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol postupovat dle následující osnovy práce:

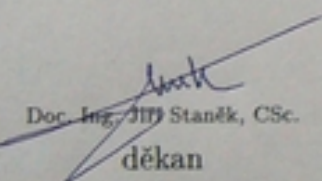
1. Úvod.
2. Analýza konstrukčních zvláštností a technických parametrů turbínového spouštěče TS-20B.
3. Výpočet tepelného oběhu turbínového spouštěče TS-20B.
4. Pevnostní výpočet disku volné plynové turbíny.
5. Návrh lůžka uchycení turbínového spouštěče TS-20B v laboratoři a jeho statický výpočet.
6. Návrh systému přívodu vzduchu do turbínového spouštěče TS-20B s ochranou před nasátím cizích předmětů a výpočet jeho rozměrů.
7. Návrh systému odvodu výstupních plynů z turbínového spouštěče TS-20B.
8. Závěr.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace 2 x A2, 2 x schéma zapojení
Rozsah pracovní zprávy: 50 - 70 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

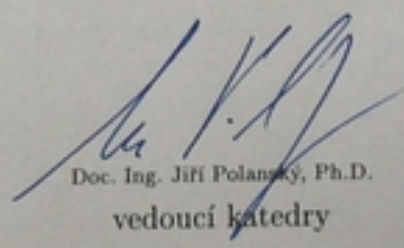
- Let-21-33/1, Motor AL-7F-1, Technický popis, MNO, Praha 1968
- Let-21-20/1, Provoz a technická obsluha motoru AL-7F-1, Kniha 1, MNO, Praha 1968
- Let-21-20/1, Provoz a technická obsluha motoru AL-7F-1, Kniha 2, MNO, Praha 1968
- Let-21-20/1, Provoz a technická obsluha motoru AL-7F-1, Kniha 3, MNO, Praha 1968
- Hocko M.: Malý průřadový motor MPM-20, VLA, Košice 2002
- Inozemcev A. A., Sandrackij V. L.: Gazoturbinyje dvigateli, Aviastrojitel', Perm, 2006
- Hocko M., Rosypál M.: Možnosti konverzie leteckých turbokompresorových motorů na energetické jednotky, Sborník příspěvků, Konference Power System, Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow, Plzeň 16. - 17. 6. 2011
- Kolektiv autorů: Konstrukce a pevnost leteckých motorů, VA AZ Brno, 1983

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.**
Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant diplomové práce: **Ing. Marián Hocko, Ph.D.**
Katedra energetických strojů a zařízení

Datum zadání diplomové práce: **3. listopadu 2011**
Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2012**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2011

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Na tomto místě bych rád vyjádřil své díky konzultantovi mé diplomové práce Ing. Mariánu Hockovi, Ph.D. za odborné rady, cenné připomínky a vstřícný přístup při konzultacích této práce.

Zvláštní poděkování patří mým blízkým, především mé rodině, která mne po celou dobu studia trpělivě podporovala ve všech směrech.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Žižka	Jméno Václav		
STUDIJNÍ OBOR	2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Polanský, Ph.D.	Jméno Jiří		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh úpravy turbínového spouštěče TS-20B na laboratorní experimentální turbohřídelový motor			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	124	TEXTOVÁ ČÁST	78	GRAFICKÁ ČÁST	18
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Zaměření této práce je na konstrukci turbínového spouštěče TS-20B, návrh lůžka jeho uchycení, přívodu vzduchu a odvodu spalin. Dále obsahuje výpočet tepleného oběhu a pevnostní výpočet disku volné plynové turbíny.
KLÍČOVÁ SLOVA	Turbínový spouštěč, TS-20B, pevnost, disk, rám, přívod vzduchu, odvod spalin, turbokompresor, letecký, energetický, zdroj, turbohřídelový

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Žižka	Name Václav		
FIELD OF STUDY	2302T013 „Design of Power Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Polanský, Ph.D.	Name Jiří		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK				

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2012
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	124	TEXT PART	78	GRAPHICAL PART	18
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis is focused on construct description of turbostarter TS-20B, design of frame for attachment, air conducting, combustion products conducting. Furthermore, the proposal contains the calculation of the thermal cycle and the strength calculation of the free gas turbine disc.
KEY WORDS	Turbostarter, TS-20B, strength, disc, frame, air conducting, combustion products conducting, turbocompressor, aircraft, energetic, source, turboshaft

Obsah

SEZNAM OZNAČENÍ.....	1
1 ÚVOD	5
2 ANALÝZA TURBÍNOVÉHO SPOUŠTĚČE TS-20B.....	8
2.1 Základní popis konstrukce a principu činnosti	8
2.2 Popis konstrukce jednotlivých částí	11
2.2.1 Elektrostartér „ST-3PT“	11
2.2.2 Vstupní ústrojí	12
2.2.3 Ochranné sítko.....	14
2.2.4 Třecí spojka	14
2.2.5 Rohatková spojka	15
2.2.6 Sestava radiálního turbokompresoru	15
2.2.7 Difuzor.....	17
2.2.8 Těleso spalovací komory.....	17
2.2.9 Plamenec.....	18
2.2.10 Palivová tryska	19
2.2.11 Zapalovací svíčka	20
2.2.12 Rozváděcí kolo turbíny.....	21
2.2.13 Věnc turbíny	22
2.2.14 Výstupní plášť	22
2.2.15 Rotor spouštěcí turbíny.....	23
2.2.16 Těleso spouštěcí turbíny	24
2.2.17 Reduktor	25
2.2.18 Výstupní spojkový mechanismus.....	27
2.2.19 Odstředivý vypínač.....	28
2.3 Systémy turbínového spouštěče.....	29
2.3.1 Palivový systém.....	30
2.3.2 Olejový systém	32
2.3.3 Systém spouštění	34
2.4 Shrnutí analýzy	34
3 VÝPOČET TEPELNÉHO OBĚHU TURBÍNOVÉHO SPOUŠTĚČE TS-20B.....	36
3.1 Parametry vzduchu před turbínovým spouštěčem.....	36
3.2 Parametry vzduchu před vstupním ústrojím motoru	37
3.3 Parametry vzduchu před radiálním kompresorem motoru	38
3.4 Parametry vzduchu za radiálním kompresorem motoru.....	38
3.5 Parametry spalin za spalovací komorou motoru.....	39
3.6 Parametry spalin za plynovou turbínou motoru	40
3.7 Parametry spalin na výstupu z motoru	41
3.7.1 Adiabatická teplota spalin na výstupu z motoru.....	41
3.7.2 Adiabatická teplota spalin na výstupu ze spouštěcí plynové turbíny	41

3.8	Parametry spalin za spouštěcí plynovou turbínou	41
3.9	Efektivní výkon motoru	42
3.10	Výkon motoru na hřídeli.....	42
3.11	Měrný výkon motoru	43
3.12	Přehled výsledků výpočtu tepelného oběhu	43
4	PEVNOSTNÍ VÝPOČET DISKU SPOUŠTĚCÍ (VOLNÉ) PLYNOVÉ TURBÍNY	47
4.1	Rozbor zatížení disku	47
4.2	Základní předpoklady a výpočtové vztahy	47
4.3	Postup výpočtu	49
4.3.1	Materiálová charakteristika	49
4.3.2	Výpočet napětí od odstředivých sil	51
4.3.3	Rozložení teploty	53
4.3.4	Výpočet složek napětí.....	56
4.3.5	Okrajové podmínky	57
4.3.6	Doporučení pro volbu výpočtových řezů	57
4.3.7	Výpočet rozložení redukovaného napětí po poloměru	58
4.3.8	Bezpečnost disku	58
4.3.9	Numerické řešení a výsledky.....	59
5	NÁVRHY ÚPRAV TURBÍNOVÉHO SPOUŠTĚČE TS-20B	61
5.1	Návrh uchycení motoru	61
5.1.1	Volba materiálu základní konstrukce rámu	61
5.1.2	Návrh základní konstrukce rámu.....	62
5.1.3	Uchycení motoru k rámu	64
5.1.4	Návrh odebírání výkonu turbínového spouštěče	66
5.1.5	Zjednodušený kontrolní výpočet únosnosti rámu.....	67
5.2	Návrh přívodu vzduchu	68
5.2.1	Možnosti snížení tlakových ztrát na vstupu do turbínového spouštěče	71
5.2.2	Výpočet minimálního průřezu potrubí přívodu vzduchu	72
5.3	Návrh odvodu spalin.....	72
6	ZÁVĚR.....	75
	POUŽITÁ LITERATURA	76
	SEZNAM PŘÍLOH.....	78

Seznam označení

Označení	Název veličiny	Jednotky
$D_{střed}$... střední průměr lopatek	[m]
E	... Youngův modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_{lp}	... odstředivá síla od lopatek	[N]
F_{zm}	... odstředivá síla od zámkové část	[N]
K_n	... součinitel bezpečnosti n-tého řezu disku	[1]
M_k	... krouticí moment	[$N \cdot m$]
Ma_0	... Machovo číslo	[1]
P	... výkon	[W]
P_{ef}	... efektivní výkon motoru	[W]
P_{vm0}	... měrný výkon motoru	[$W \cdot kg^{-1}$]
P_{v0}	... výkon motoru na hřídeli	[W]
Q_{pl}	... průtočné množství spalin	[$kg \cdot s^{-1}$]
Q_v	... průtočné množství vzduchu	[$kg \cdot s^{-1}$]
$R_{p0,2}$... napětí na mezi kluzu	[MPa]
S	... plocha	[m^2]
T	... teplota v místě řezu	[K]
T_0	... teplota na poloměru r_0	[K]
T_0	... statická teplota okolní atmosféry	[K]
T_{0c}	... celková teplota před vstupním ústrojím motoru	[K]
T_{1c}	... celková teplota před radiálním kompresorem motoru	[K]
T_{2c}	... celková teplota za radiálním kompresorem motoru	[K]
T_{3c}	... celková teplota za spalovací komorou motoru	[K]
T_{4c}	... celková teplota za plynovou turbínou motoru	[K]
$T_{4'c}$... celková teplota za spouštěcí plynovou turbínou	[K]

$T_{4'cad}$... adiabatická teplota spalin na výstupu ze spouštěcí plynové turbíny	[K]
T_{6ad}	... adiabatická teplota spalin na výstupu z motoru	[K]
T_k	... teplota na poloměru r_k	[K]
T_k^*	... teplota vzduchu za kompresorem	[K]
ΔT_k	... pokles teploty směrem ke kořeni lopatky	[K]
T_{lpk}	... teplota lopatky u kořene	[K]
T_{ochlz}	... teplota chladícího vzduchu	[K]
T_r^*	... střední teplota spalin	[K]
$T_{střed}$... střední teplota lopatky	[K]
ΔT_z	... pokles teploty vlivem přestupu tepla do disku	[K]
W_T	... měrná expanzní práce spalin v turbíně	[W · kg ⁻¹]
a	... šířka zámku na konci stopky lopatky	[mm]
b	... tloušťka disku na poloměru r	[mm]
b_k	... tloušťka disku v místě zámkové části	[mm]
c	... šířka zámku pod patou lopatky	[mm]
c_0	... rychlost letu	[m · s ⁻¹]
c_6	... rychlost spalin na výstupu	[m · s ⁻¹]
$c_{p,pl}$... specifické teplo spalin při konstantním tlaku	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
$c_{p,v}$... specifické teplo vzduchu při konstantním tlaku	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
\dot{m}	... hmotnostní průtok	[kg · s ⁻¹]
m_{lp}	... hmotnost jedné lopatky	[g]
m_{zm}	... hmotnost jednoho lopatkového zámku	[g]
n	... otáčky	[min ⁻¹]
n	... číslo výpočtového řezu	[1]
p_0	... statický tlak okolní atmosféry	[Pa]
p_{0c}	... celkový tlak před vstupním ústrojím motoru	[Pa]

p_{1c}	... celkový tlak před radiálním kompresorem motoru	$[Pa]$
p_{2c}	... celkový tlak za radiálním kompresorem motoru	$[Pa]$
p_{3c}	... celkový tlak za spalovací komorou motoru	$[Pa]$
p_{4c}	... celkový tlak za plynovou turbínou motoru	$[Pa]$
$p_{4'c}$... celkový tlak za spouštěcí plynovou turbínou	$[Pa]$
r	... měrná plynová konstanta vzduchu	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
r	... poloměr výpočtového řezu	$[mm]$
r_0	... výpočtový poloměr nultého řezu	$[mm]$
r_k	... poloměr paty zámkové části	$[mm]$
r_{Tlp}	... poloměr těžiště lopatky od středu disku	$[mm]$
r_{Tzm}	... poloměr těžiště zámku od středu disku	$[mm]$
$u_{střed}$... obvodová rychlost na středním průměru oběžných lopatek	$[m \cdot s^{-1}]$
v	... výška zámku	$[mm]$
w	... rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
z	... počet lopatek	$[1]$
Θ	... součinitel hloubky ochlazení lopatky	$[1]$
α	... úhel natočení zámkové drážky vůči ose disku	$[^\circ]$
α	... součinitel tepelná roztažnosti	$[K^{-1}]$
η_{Kc}	... celková účinnost kompresoru	$[1]$
η_{ml}	... mechanická účinnost převodu plynová turbína-kompresor	$[1]$
η_{mlI}	... mechanická účinnost převodu spouštěcí plynová turbína-reduktor	$[1]$
η_{Tc}	... celková účinnost plynové turbíny	$[1]$
η_{Tvc}	... celková účinnost spouštěcí plynové turbíny	$[1]$
η_{red}	... mechanická účinnost reduktoru	$[1]$
κ	... adiabatický exponent pro vzduch	$[1]$
κ'	... adiabatický exponent pro spaliny	$[1]$
λ	... součinitel rozdílné hodnoty napětí v tahu a tlaku	$[1]$

μ	... Poissonovo číslo	[1]
π_{Kc}	... celkový stupeň stlačení kompresoru	[1]
ρ	... hustota	[$kg \cdot m^{-3}$]
σ_D	... součinitel zachování celkového tlaku v difuzoru vstupního ústrojí	[1]
σ_{rv}	... součinitel zachování celkového tlaku v rázových vlnách	[1]
σ_r	... radiální napětí	[MPa]
σ_{red}	... redukované napětí ve výpočtovém řezu	[MPa]
σ_{rk}	... radiální napětí od odstředivých sil	[MPa]
σ_{sk}	... součinitel zachování celkového tlaku v hlavní spalovací komoře	[1]
σ_φ	... obvodové napětí	[MPa]
φ_{zr}	... součinitel ztráty rychlosti ve výstupní dýze	[1]
ω	... úhlová rychlost	[$rad \cdot s^{-1}$]

1 Úvod

Požadavky technické praxe na stále kvalitnější přípravu budoucích odborníků a inženýrů již během studií se dotýkají i Katedry energetických strojů a zařízení Fakulty strojní na Západočeské univerzitě v Plzni (v textu dále jen KKE). Pro zkvalitnění této přípravy bude sloužit i chystaná školní laboratoř s využitím malého turbohřídelového motoru. Účelem takové laboratoře je tedy vytvoření vhodných podmínek pro ukázky principů a praktického využití plynové turbíny a pro zkoumání základních termodynamických jevů doprovázejících složité procesy přeměny tepelné energie v takovémto typu tepelného stroje. Termodynamické procesy jsou již z pohledu teorie poměrně dobře popsány. Praktické úlohy jsou vzhledem k legislativě a k provozním předpisům v reálných podmínkách existujícího průmyslového energetického zařízení neuskutečnitelné. S využitím matematických a fyzikálních modelů tak mohou tyto praktické úlohy řešit studenti KKE v rámci laboratoře, kde budou náklady a organizační nároky na experimenty o mnoho nižší. Dalším cílem je snaha zachytit trend v oblasti využití malých plynových turbín jako kogeneračních decentralizovaných jednotek, pro které mohou sloužit vyřazené plynové turbíny použité u leteckých motorů. Tato diplomová práce si klade za cíl vyřešit základní otázky před samotným detailním návrhem jednotlivých částí laboratoře. Výsledkem bude základní koncepční návrh školní laboratoře s využitím malého leteckého turbohřídelového motoru, který je v principu shodný s běžně komerčně vyráběnými a používanými průmyslovými energetickými plynovými turbínami, které vycházejí svou konstrukcí z leteckých motorů, například turbíny vyráběné firmami General Electric, Mitsubishi Heavy Industries, Siemens nebo Rolls-Royce.

Letecké motory jsou z aktivní služby po celém světě vyřazovány z důvodu jejich končící životnosti, nároků na splnění přísnějších environmentálních požadavků na provoz, zvyšující se ceny pohonných hmot a ze snahy o snížení provozních nákladů a nákladů na údržbu. Snížení počtu letadel z úsporných důvodů se všeobecně děje hlavně v armádě. Kromě zmíněných příčin také dochází ke generační obměně především ve vyspělých státech, kde jsou do provozu nasazována čím dál tím technologicky vyspělejší letadla. Takto vyřazené motory mohou i přes svoji zbytkovou životnost sloužit jako pozemní energetické jednotky nebo jako zdroj náhradních dílů, protože se jedná o drahé a sofistikované zařízení vyrobené kvalitními technologiemi z vysoce legovaných materiálů především drahými a vzácnými prvky. Vyřazování z provozu platí i pro jejich pomocné pohonné jednotky (v textu dále jen APU - auxiliary power unit) nebo spouštěče.

Jedním z takto vyřazených spouštěčích motorů, a tedy vhodným objektem pro praktické úlohy, je turbínový spouštěč TS-20B velkého leteckého jednoproudého motoru AL-7F-1, který je nyní v majetku KKE (viz příloha 2 str. 83 - obr. 49). Vojenský proudový motor AL-7F-1 v různých verzích sloužil u letadel sovětské provenience, například letadel typu Su-7 a Su-9, kterých bylo vyrobeno přes 1000 kusů. Sériová výroba všech typů vycházející z prototypové verze AL-7 byla ukončena po 21 letech v roce 1974. Je tedy zřejmé, že se jedná o velký počet vyřazených kusů. Tedy i snaha o využití potenciálu spouštěče, který již neslouží svému původnímu účelu, je oprávněná a má smysl.

Turbínový spouštěč však není ze své podstaty uzpůsoben provozu v laboratoři. Proto je nejprve provedena analýza konstrukce spouštěče. Tato analýza slouží k představení spouštěče z hlediska původní funkce. Je tak ukázáno na možnosti a omezení využití při návrhu jeho úprav potřebných pro činnost v laboratoři.

Výkonový potenciál je řešen v kapitole zabývající se výpočtem tepelného oběhu. Na jeho základě je pak možné navrhnout prvky pro měření provozních parametrů turbínového spouštěče.

Ve čtvrté kapitole, věnované kontrolnímu pevnostnímu výpočtu disku spouštěcí turbíny, je výpočtem posouzena rezerva schopnosti silně tepelně a pevnostně zatíženého prvku turbínového spouštěče odolat běhu pro plánovanou delší dobu než je jeho původní při spouštění velkého leteckého motoru.

Návrhy úprav jsou pak řešeny v několika kapitolách, které odpovídají zadání, v druhé polovině diplomové práce. Jsou zaměřeny na způsob uchycení v rámu, u kterého je hlavním požadavkem bezpečnost. Další návrh se týká přívodu vzduchu potřebného pro spalovací proces. U přívodu vzduchu je požadováno zabránění vniknutí cizích předmětů, které by mohli zařízení poškodit a ohrozit tak jeho další chod, a zajištění plynulé dodávky vzduchu v dostatečném množství. V poslední kapitole je pak řešen návrh odvodu spalin od turbínového spouštěče do atmosféry. Požadavkem na všechny navrhované úpravy, s ohledem na životní prostředí, je univerzálnost s možností záměny za jiný turbínový spouštěč či APU s co nejmenšími dalšími nároky a náklady na změnu použitého vybavení a zařízení, například v případě technických problémů, které se mohou vyskytnout během provozování a které by znemožnili jeho další bezpečný provoz, nebo při vyčerpání zbytkové životnosti.

Protože se v případě TS-20B jedná o vysokootáčkovou plynovou turbínu, bude nutné při celkovém návrhu laboratoře dbát především na bezpečnost. S otáčkami souvisí i zvýšená hluchnost a vznik vibrací při provozování, které bude pomocí vhodných prostředků potřeba snížit. S ohledem na rozsah diplomové práce nejsou tedy řešeny všechny problémy. Dalšími dílčími úkoly k vyřešení jsou například redukce emisí, systémy řízení a regulace činnosti motoru, náhrada chybějících obsluhujících zařízení u vlastněného motoru umožňující bezpečné spuštění a vypnutí, systémy elektrického napájení těchto zařízení, systémy sběru a vyhodnocování dat, využití získaného krouticího momentu na výstupní hřídeli, který je nutné odvádět, a další. Tyto úkoly bude třeba pro celkové zprovoznění laboratoře vyřešit v rámci samostatných bakalářských a diplomových prací nebo v rámci aktivit KKE.

K řešení lze přistupovat dvěma způsoby. Jedním je použití originálních dílů a agregátů použitých v letecké technice. Tento postup je časově poměrně nenáročný, ale získání takovýchto dílů je velmi obtížné, protože se v řadě případů vyskytují pouze v muzeích letecké techniky a kvůli některým by bylo nutné se obrátit i do zahraničí. Druhý postup spočívá v návrhu a realizaci zcela nových komponent. Tento postup je odborně a časově velmi náročný. Podobné problémy byly již řešené na Katedře leteckého inženýrství Letecké fakulty inženýrství Letecké fakulty Technické univerzity v Košicích a tyto získané zkušenosti je možné využít i pro daný případ.

Z předpokládaného využití laboratoře pro měření v rámci zkvalitnění výuky je důležitou otázkou návrh a realizace řetězce měření. Měření základních provozních a termodynamických parametrů měřeného objektu bude realizováno pomocí základních snímačů. V návrzích bude potřebné uvažovat s umístěním a uchycením těchto snímačů. Zpracování naměřených dat bude probíhat v reálném čase. Pro jejich rychlé zpracování je tedy třeba navrhnout vhodný hardware a software. Zde opět mohou pomoci zkušenosti z úspěšně realizovaných experimentů v laboratoři malých proudových motorů na Katedře leteckého inženýrství Letecké fakulty Technické univerzity v Košicích.

Jak již bylo zmíněno, jsou jisté zkušenosti se softwarovým i hardwarovým vybavením z podobné, již existující laboratoře, a to včetně její celkové realizace, kterých lze s výhodou využít v rámci připravované laboratoře KKE. V projektu by měly být proto využity v maximální míře jako inspirace pro vlastní řešení, které bude připravované společně s Katedrou kybernetiky Fakulty aplikovaných věd Západočeské univerzity. Spolupráce s oběma katedrami bude mít za cíl vytvořit systém řízení a regulace motoru, vznik virtualizovaného kontrolního panelu, systém snímání a vyhodnocení dat a podobně.

Smyslem připravované realizace školní laboratoře turbokompresorových motorů s využitím malého leteckého turbohřídelového motoru je tedy umožnit studentům provádět praktické experimenty za přijatelných ekonomických podmínek. Jak ukázaly zkušenosti z podobného pracoviště na Katedře leteckého inženýrství Letecké fakulty Technické univerzity v Košicích, je možné v takových modelových podmínkách provádět specifické experimenty se zajímavými výsledky, které není možné v průmyslových zařízeních realizovat. Z ekonomického hlediska je pak varianta přípravy vlastního experimentálního zařízení oproti nákupu hotového řešení výhodnější.

2 Analýza turbínového spouštěče TS-20B

Následující analýza turbínového spouštěče, rozbor jeho konstrukce a popis obslužných zařízení potřebných pro vykonávání své činnosti, pro kterou byl navržen, slouží především k potřebám diplomové práce. Z tohoto důvodu je popis některých částí zjednodušen. Zjednodušení se týkají především originálního systému řízení a snímání provozních parametrů.

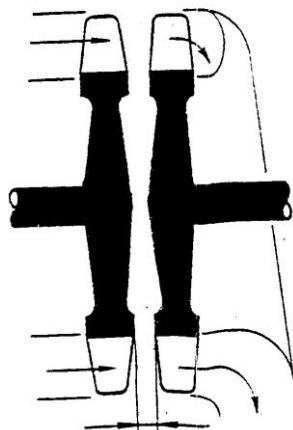
Jedná se o plynový turbínový motor malých rozměrů umístěného na skříní pohonů. Je určen pro pozemní spouštění velkého leteckého motoru AL-7F-1. Tento turbínový spouštěč pracuje jako jednorežimní. Jeho účelem je zajistit pouze roztočení velkého leteckého motoru na volnoběžný režim. Je konstruován pro velmi krátkou dobu činnosti, omezenou teplotou před turbínou.

Popis turbínového spouštěče vychází z literatury [1], [2], [3] a je doplněn o informace z autorova vlastního pozorování. Hodnoty některých parametrů uváděných v dříve používaných jednotkách jsou převedeny do soustavy jednotek SI a originální hodnoty se svými jednotkami jsou ponechány v závorkách.

2.1 Základní popis konstrukce a principu činnosti

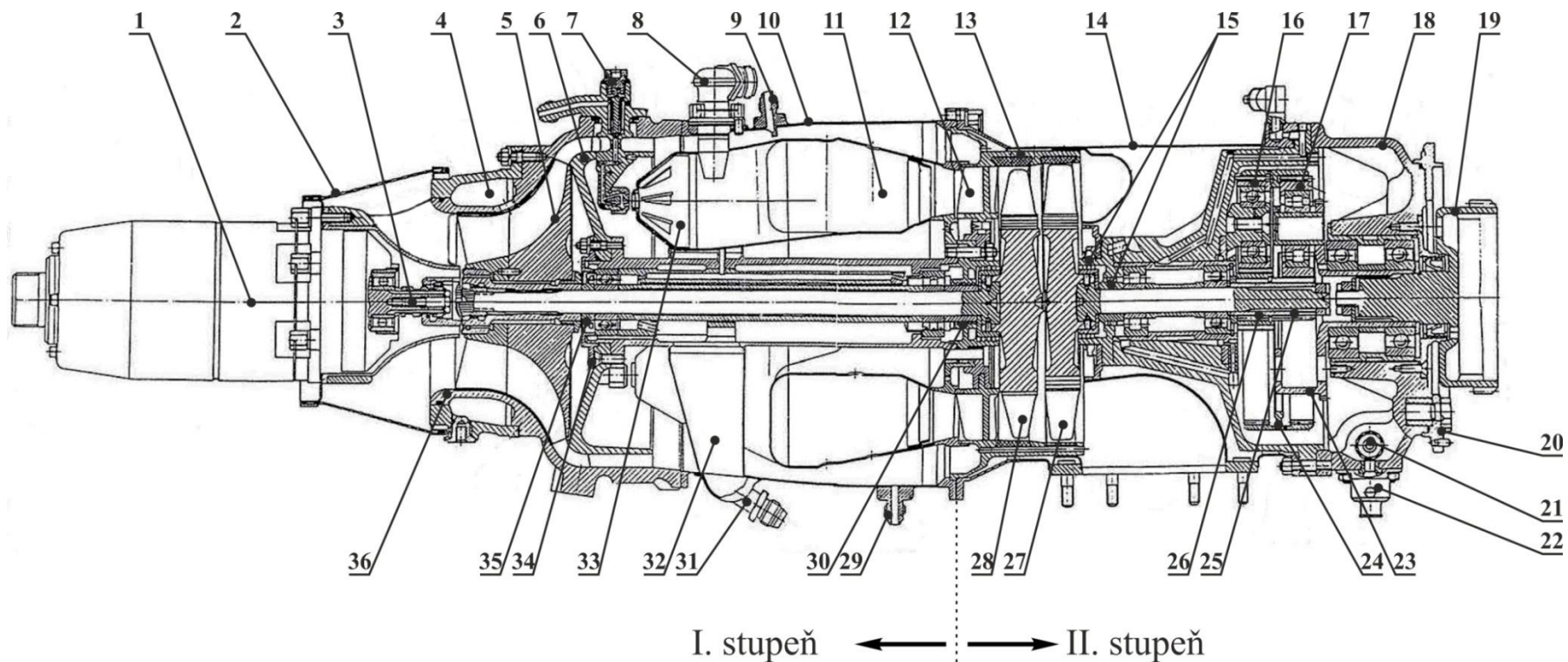
Turbínový spouštěč (obr. 2) je reaktivní turbokompresorový motor. Skládá se ze dvou stupňů, které jsou k sobě spojeny přírubou. Prvním stupněm je turbokompresor a druhým stupněm je spouštěcí turbína s reduktorem. Má jednostupňový radiální kompresor s jednostranným oběžným kolem, sdruženou spalovací komoru, jednostupňovou nechlazenou reakční plynovou turbínu, nechlazenou reakční spouštěcí turbínu bez rozváděcího kola s mechanickým výstupem přes reduktor a radiální nátrubek pro výstup spalin.

Turbína turbokompresoru a spouštěcí turbína mezi sebou nemají rozváděcí lopatky a nejsou ani mechanicky spojeny. Přenos energie je vykonán pouze proudem spalin (obr. 1), a proto se spouštěcí turbína také označuje pojmem „volná“ plynová turbína [4].



Obr. 1 - Schéma přenosu energie proudem spalin¹

¹ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]



Obr. 2 - Axiální řez turbínovým spouštěčem TS-20B²

1 – elektrostartér, 2 – ochranné sítko, 3 – spojka, 4 – protipumpážní prostor, 5 – disk kompresoru, 6 – lopatkový difuzor, 7 – palivová tryska, 8 – zapalovací svíčka, 9 – odběr tlaku, 10 – plášť spalovací komory, 11 – plamenec, 12 – rozváděcí kolo, 13 – věnec turbíny, 14 – výstupní plášť, 15 – labyrintová ucpávka, 16 – parazitní ozubené kolo, 17 – planetové ozubené kolo, 18 – těleso reduktoru, 19 – výstupní ozubené kolo s rohatkou, 20 – příruba, 21 – ejekční čerpadlo, 22 – vypouštěcí ventil, 23 – hnací ozubení odstředivého vypínače, 24 – ozubený věnec, 25 – hnací ozubené kolo, 26 – hnané ozubené kolo, 27 – spouštěcí turbína, 28 – turbína turbokompresoru, 29 – nátrubek pro odvod odpadového paliva, 30 – labyrintová ucpávka, 31 – nátrubek odvodu oleje, 32 – spodní spojovací žebro, 33 – předkomora plamence, 34 – kryt, 35 – přední odrazník, 36 – těleso vstupního ústrojí

² Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

V počáteční době rozběhu motoru otáčí kompresorem elektrostartér (1) napájený elektrickou energií z vnějšího zdroje. Okolní vzduch, který je nasáván vlivem otáčení kompresoru (5), proudí skrze vstupní ústrojí (36). Dále postupuje přes lopatky záběrníku a radiální žebra odstředivého kompresoru (5), ve kterém se stlačuje a uděluje se mu kinetická energie. Vzduch následně v bezlopatkovém a lopatkovém difuzoru (6) statoru kompresoru mění svoji kinetickou energii na tlakovou. Takto stlačený vzduch vstupuje do spalovací komory (10).

Ve spalovací komoře je vzduch rozdělen. Primární vzduch, kterého je zhruba 30%, je mísen se vstříkovaným palivem přivedeným palivovými tryskami (7). Sekundární vzduch, tvořen většinovým podílem, je přiveden do spalín vzniklých hořením po zapálení vzduchopalivové směsi elektrickou jiskrou ze zapalovací svíčky (8) v plamenci (11), aby snížil celkovou teplotu proudících spalín a tak chránil turbínový spouštěč před nepříznivou vysokou teplotou.

Spaliny ochlazené sekundárním vzduchem proudí prstencovou částí plamence na usměrňovací statorové (13) a následně rotorové lopatky prvního stupně plynové turbíny (28). Většina předané energie spalín je spotřebována v turbíně prvního stupně na pohon radiálního kompresoru. Zbylá energie je částečně využita na spouštěcí plynové turbíně (27) pro vytvoření krouticího momentu na výstupní hřídeli (19) reduktoru (18). Nevyužitá energie je prostřednictvím proudu spalín odvedena výstupním pláštěm (14) do okolní atmosféry.

Elektrostartér je odpojen automaticky pomocí speciální spojky (3) při dosažení volnoběžných otáček turbokompresoru, tedy plynová turbína vytváří svojí prací dostatečný výkon k pohonu odstředivého kompresoru. Zvýšení otáček na volnoběžné trvá zhruba jednu třetinu celkové doby činnosti turbínového spouštěče. Otáčky turbokompresoru se pak dále nemění a zůstávají tak prakticky konstantní. Spouštěcí plynová turbína své otáčky zvyšuje s narůstajícím zbytkovým výkonem neseného proudem spalín z plynové turbíny turbokompresoru. Při dosažení potřebných otáček, a tedy dosažení doby potřebného provozu turbínového spouštěče pro roztočení velkého leteckého motoru, je díky odstředivému vypínači na reduktoru přerušena přívod elektrické energie do motoru palivo-olejového čerpadla, a tím turbínový spouštěč vypnut a ukončena jeho činnost.

Základní technické údaje turbínového spouštěče:

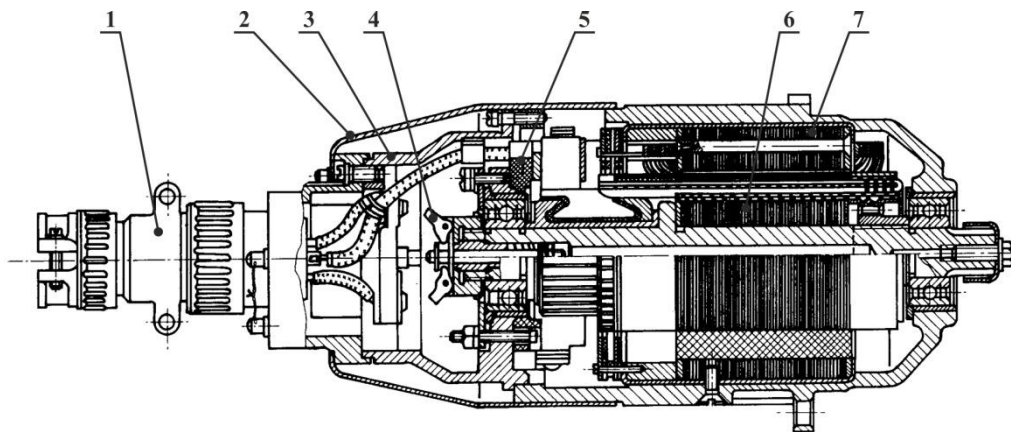
Obrysově rozměry turbínového spouštěče LxD	...	888 ±5 x 236 mm
Hmotnost bez obsluhujících zařízení	...	maximálně 39 kg
Doba nepřetržitě činnosti	...	maximálně 52 ±3 s
Maximální otáčky turbokompresoru	...	50 500 min ⁻¹
Otáčky vypnutí turbínového spouštěče podle výstupního hřídele	...	2950 +200 min ⁻¹
Krouticí moment na výstupní hřídeli	...	288,4 až 263,9 N·m (29,4 až 26,9 kp·m) při otáčkách 2000 ±25 min ⁻¹
Spotřeba vzduchu (výpočtová)	...	1,3 kg·s ⁻¹
Otáčky spouštěcí turbíny	...	při výpočtovém momentu 31 000 min ⁻¹ , maximální otáčky v době vypnutí 49 000 min ⁻¹

Teplota spalin před plynovou turbínou při maximálních otáčkách turbokompresoru	...	850°C
Maximální teplota výstupních spalin za spouštěcí plynovou turbínou	...	760°C (po dobu 2 až 3 s maximálně 900°C)
Doba doběhu turbokompresoru po vypnutí	...	minimálně 180 s
Doba mezi dvěma spuštěními a řadou spuštění	...	Minimálně 5 minut od začátku předchozího spuštění, přípustné je i po zastavení rotoru motoru. Po 5 spuštěních v řadě je nutné dodržet přestávku 15 minut pro ochlazení obsluhujících elektrických zařízení.

2.2 Popis konstrukce jednotlivých částí

2.2.1 Elektrostartér „ST-3PT“

Elektrostartér „ST-3PT“ je stejnosměrný elektromotor se sériovým buzením, dvouvoňovým napájením, slouží pro opakovanou krátkodobou činnost a je spojen pomocí příruby se vstupním ústrojím turbínového spouštěče. Je určen k roztočení turbokompresoru na volnoběžné otáčky. Po roztočení na otáčky $n = 9000 \text{ min}^{-1}$ a poté dále doprovází turbokompresor až do dosáhnutí otáček $n = 17500$ až 20500 min^{-1} . Když elektromotor dosáhne vrchní mezní hodnoty otáček je automaticky odpojen od napájecí sítě pomocí odstředivého automatu. Potom se elektromotor automaticky odpojí pomocí speciální rohatkové spojky i od turbokompresoru.



Obr. 3 – Elektrostartér „ST-3PT“³

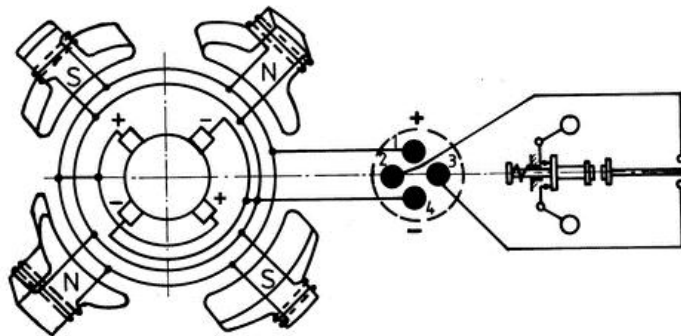
1 – kolíkový spoj, 2 – zadní plášť, 3 – příruba, 4 – odstředivý automat, 5 – držák kartáčů, 6 - rotor, 7 – tělo se zářezkou

Základní technické údaje elektrostartéru:

Směr otáčení	...	doleva (při pohledu ve směru od náhonu)
Krouticí moment na hřídeli	...	$M_{kSt} = 1,37 \text{ N} \cdot \text{m}$ (14 kg·cm)

³ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

Výkon na hřídeli	...	$P_{St} = 1,5 \text{ kW}$
Rychlost otáčení (odpovídá $M_{kSt} = 1,37 \text{ N}\cdot\text{m}$, $U = 16\text{V}$)	...	$n = 9000 \text{ min}^{-1}$
Maximální rychlost otáčení	...	$n = 20500 \text{ min}^{-1}$
Doba dosažení otáček 9000 1/min	...	15 s
Napájecí proud při jmenovitém zatížení	...	$I = 180 \text{ A}$
Maximální rozměry LxD	...	236 mm x 98 mm



Obr. 4 - Schéma elektrického zapojení elektrostartéru⁴

Provozní omezení:

Určen pro krátkodobé cykly. Cyklus se skládá ze dvou sérií. Přestávka mezi sériemi je minimálně 15 minut. Přestávka mezi cykly je do zchlazení na teplotu okolí.

První série:

- 1) Jedno zapnutí po dobu max. 11 s, přestávka min. 1 min
- 2) Tři zapnutí po dobu max. 5 s při napětí 27 V s přestávkami mezi zapnutími min. 3 min

Druhá série:

Čtyři zapnutí po dobu max. 5 s při napětí 27 V.

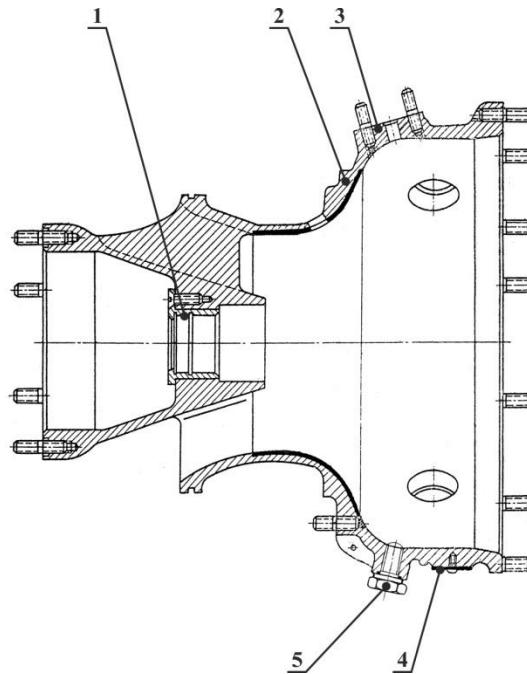
2.2.2 Vstupní ústrojí

Těleso vstupního ústrojí (2) je tvarově složitý odlitek z hliníkové slitiny tvořený usměrňovacím ústrojím, které slouží k přivodu vnějšího atmosférického vzduchu ke kompresoru, a vnějším tělesem kompresoru. Z jedné strany je upevněn elektrický spouštěč a z druhé je spojen s tělesem spalovací komory.

Na vnější části vstupního ústrojí se nachází vydutá vnitřní stěna protipumpážního prostoru, elipsovité příruby pro upevnění palivových trysek s otvorem pro jejich průchod, tabulka s výrobním číslem turbínového spouštěče (4), drenážní šroub se závitem M10x1 (5) a příruba pro odběr tlaku vzduchu (3). Drenážní otvor slouží k vypuštění odpadních kapalin při servisu turbínového spouštěče. Turbínový spouštěč však musí být při jejich vypouštění nakloněn tak,

⁴ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

aby se tento otvor stal nejnižším místem. Dále je na vstupu připevněno ochranné sítko k zabránění vniknutí cizích předmětů do kompresoru. Těleso je z vnějšku zpevněno jedním obvodovým a šesti axiálními žebry, které se nacházejí mezi protipumpážním prostorem a přírubou pro upevnění spalovací komory.



Obr. 5 - Vstupní ústrojí⁵

1 – vložka, 2 – těleso vstupního ústrojí, 3 – příruba odběru tlaku vzduchu pro signalizátor tlaku „SDUI-0,04“, 4 – identifikační tabulka, 5 – drenážní šroub

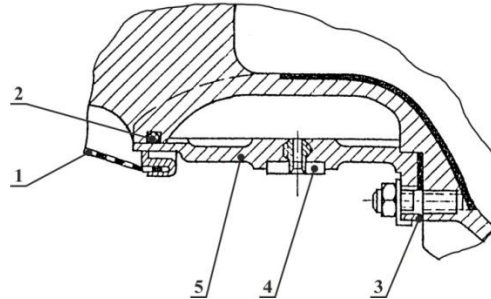
Ve střední vnitřní části vstupního ústrojí je pouzdro, které vystupuje před čelo vstupního ústrojí a je s ním spojeno pomocí tří rovnoměrně rozmístěných aerodynamických žebér. Tato žebra tak rozdělují vstupní otvor pro vstup vzduchu mezi pouzdem a tělesem na tři kanály. Vnější průměr vnitřní části pouzdra je roven vnitřnímu průměru lopatek záběrníku kompresoru, takže je umožněno plynulé proudění přiváděného vzduchu na lopatky záběrníku. Venkovní část pouzdra je opatřena přírubou pro upevnění elektrostartéru pomocí šesti šroubů. Uvnitř pouzdra je zalisována vložka (1) pro nasazení ložisek. Část vnitřního povrchu vstupního ústrojí umístěného v oblasti nad lopatkami radiálního kompresoru, je pokryta speciální směsí z klouzku (mastku). V této měkké vrstvě je umožněno kompresoru si vybrousit při prvním spuštění svoji dráhu a tak nastavit minimální vůle mezi oběžným kolem a tělesem. Uvnitř pouzdra je pak na jednom hřídeli umístěna třecí spojka a rohatkové ústrojí, které spojuje přes tuto třecí spojku elektrostartér s rotorem kompresoru.

Ze strany příruby, která je opatřena čtrnácti šrouby pro připojení spalovací komory, je vytvořeno vnitřní osazení pro umístění difuzoru. Šrouby použité na vstupním ústrojí, kromě drenážního šroubu, mají závit M6x1.

Vnější část (obr. 6) vstupního ústrojí je na počátku vstupních kanálů válcová s drážkou pro pryžový těsnící kroužek (2). Na opačné straně je osazení, ke kterému se připojuje ocelový plech (5) s navařenou přírubou tvořící vnější stěnu protipumpážního prostoru. Osazení má dosedací plochu, na kterou dosedá vložka (3) utěšňující prostor mezi čelem a plechem. Plech

⁵ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

je k osazení upevněn šesti šrouby, které jsou zašroubovány do zesílených žebér vstupního ústrojí. Z druhé strany je utěsněn pryžovým kroužkem. V plechu jsou symetricky zašroubované čtyři speciální šrouby (4) s vnitřní závitovou dírou pro upevnění vedení palivového potrubí. Ve stěně vstupního ústrojí je v místě protipumpážního prostoru vytvořeno 18 otvorů, rovnoměrně rozložených po obvodu, které spojují tento prostor s prostorem kompresoru.



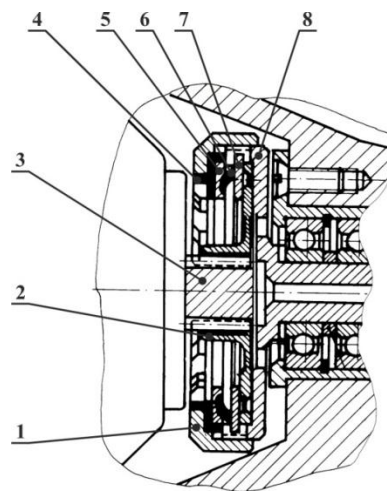
Obr. 6 - Detail sestavení protipumpážního prostoru⁶

1 – ochranné sítko, 2 – pryžové těsnění, 3 – vložka, 4 – speciální šroub, 5 - plech

2.2.3 Ochranné sítko

Ochranné sítko (viz obr. 2) ve tvaru komolého kužele slouží k zamezení vniknutí cizích předmětů ke kompresoru a chrání ho tak před možným mechanickým poškozením. Je tvořeno kovovým pletivem a kostrou z ocelových pásků, které jsou společně s pletivem bodově svařeny. Sítko je připevněno šesti šrouby, které spojují přírubu elektrostartéru se vstupním ústrojím. Na druhé straně je opřeno o čelo vstupního ústrojí.

2.2.4 Třecí spojka



Obr. 7 - Třecí spojka⁷

1 – pojistná matice, 2 – drážkované pouzdro s třecím diskem, 3 – stopka elektrického spouštěče, 4 – pojistná podložka, 5 – opěrný disk pružiny, 6 – plochá pružina, 7 – třecí disk, 8 – hřídel s třecím diskem

Třecí spojka umožňuje prokluz a tedy bezpečné spojení mezi hřídelí elektrostartéru a hřídelí rohatkové spojky, která pak přenáší moment na hřídel turbokompresoru.

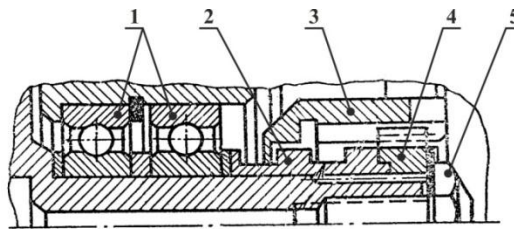
⁶ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

⁷ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

Plochy třecích disků se mažou koloidním roztokem grafitu a oleje MK-8, díky kterému je chod spojky tichý (zmenšuje vliv nepřesností při výrobě) a zamezuje spálení spojky (třecí disky jsou uzpůsobeny pro práci v roztoku), čímž se zvyšuje její životnost.

2.2.5 Rohatková spojka

Rohatka (3) je umístěna na hřídeli, na které je z jedné strany namontován mechanismus třecí spojky. Hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiskách (1), o rozměrech 12x30x8, vložených do zalisované vložky ve vstupním ústrojí. Z druhé strany je hřídel opatřena 14 evolventními drážkami s modulem 0,3, na které je nasazeno pouzdro (2) s vnějším plochým tříchodým závitem a doraz (4). Na tento závit je nasazena rohatka se třemi ozuby pro spojení s rohatkou záběrníku kompresoru. Vše je staženo šroubem (5).



Obr. 8 - Rohatková spojka⁸

1 – kuličkové ložisko, 2 – pouzdro s vnějším závitem, 3 – rohatka, 4 – doraz, 5 - šroub

Na vnitřní straně rohatky jsou vyfrézovány tři podélné drážky, do kterých zapadají zuby dorazu. Šířka drážek umožňuje při šroubovitém pohybu rohatky podél osy do záběru přesah čelních zubů rohatek spojky a záběrníku o 1,9 až 2,2 mm a při opačném pohybu ze záběru o minimálně 2 mm. Hodnota přesahu lze nastavit pootočením dorazu na evolventních drážkách. Pohyb rohatky směrem do záběru je uskutečněn působícími odstředivými silami na rohatku, které vznikají vlivem rychlého zvýšení otáček při zapnutí elektrostartéru. Krouticí moment je přenášen na rotor kompresoru pomocí evolventních drážek hřídele a zubů dorazu na rohatku, takže tříchodý plochý závit na pouzdře není namáhán.

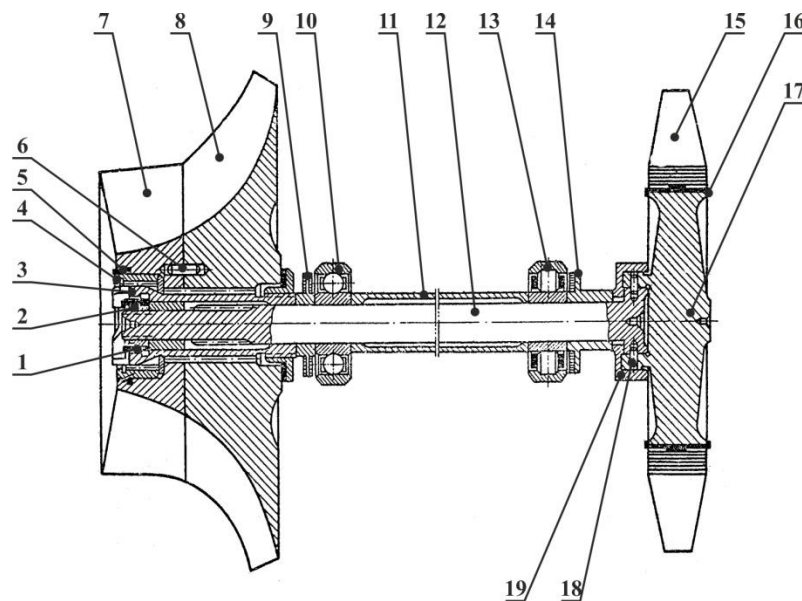
2.2.6 Sestava radiálního turbokompresoru

Oběžné kolo radiálního kompresoru je jednostranné, polozakrytého typu vyrobené jako výkovek z lehké slitiny. Je složeno ze dvou částí, vlastního kola (8) a záběrníku (7). Obě části jsou k sobě staženy rohatkou kompresoru (3) a pojištěny proti vzájemnému pootočení šesti kolíky (6). Pro předání krouticího momentu od turbíny přes hřídel na kolo je rohatka opatřena vnitřními evolventními drážkami. Záběrník je otáčející se usměrňovací zařízení, které přivádí proud vzduchu na lopatky oběžného kola. Záběrník s kolem mají shodně 20 lopatek s totožným směrem. Čelní přesah je roven 0,1 až 0,04 mm. Vnější plášť kompresoru je tvořen tělesem vstupního ústrojí. Vůle mezi tělesem a kolem kompresoru se nastavuje podložkou, která je vložena mezi těleso vstupního ústrojí a těleso spalovací komory.

Rotor turbokompresoru je uložen na dvou ložiskách. Kuličkové ložisko (10), o rozměrech 15x42x13 mm, zachycuje radiální i osové síly. Válečkové ložisko (13), stejných rozměrů jako kuličkové, umožňuje posuv v ose daný rozpínáním vlivem tepelné dilatace. Vnitřní kroužky ložisek jsou na hřídeli zajištěny pouzdry, která vymezují jejich vzájemnou polohu vůči sobě a vůči radiálnímu kompresoru a disku turbíny prvního stupně. Vnější kroužky jsou uchyceny v nosné troubě spalovací komory. Válečkové ložisko má na vnějším kroužku vytvo-

⁸ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

řenu obvodovou drážku pro válečky, zatímco vnitřní kroužek je hladký. Toto řešení umožňuje vzájemný posuv kroužků a tím získává válečkové ložisko schopnost vyrovnat délkové odchylky a posuvy vzniklé tepelnou dilatací.



Obr. 9 - Sestava radiálního turbokompresoru⁹

1 – speciální kryt, 2 – matice, 3 – rohatka, 4 – vyvažovací závaží, 5 – dělený kroužek, 6 – kolík, 7 - záběrník, 8 – oběžné kolo, 9 – přední odrazník, 10 – kuličkové ložisko, 11 – rozpěrné pouzdro, 12 – rotor turbokompresoru, 13 – válečkové ložisko, 14 – zadní odrazník, 15 – lopatky plynové turbíny, 16 – pojišťovací podložka, 17 – disk plynové turbíny, 18 – radiální kolík, 19 – pouzdro

Ze strany oběžného kola kompresoru je rotor opatřen 14 evolventními drážkami, na kterých je nasazena rohatka. Opačná strana je zesílena pro nalisování disku turbíny turbokompresoru. Zajištění disku je provedeno šesti radiálními kolíky (18), které jsou po svém vložení pojištěny proti vypadávání nalisovaným pouzdem (19). Celý zapouzdřený rotor je stažen maticí (2) zajištěnou speciální čepičkou (1). Přední (9) a zadní odrazník (8) mají na vnějším průměru vytvořené drážky pro odrážení mazacího oleje od ložisek a jeho usměrnění do odváděcí trubky při rotaci hřídele.

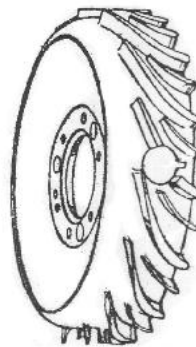
Disk plynové turbíny turbokompresoru (17) je výkovek ze žárupevné oceli a na vnějším obvodu má vyfrézováno 27 drážek stromečkového tvaru, které slouží k uchycení 27 turbínových lopatek (15) ve směru radiálního posuvu. Tyto drážky jsou pro zvětšení stykové plochy disku a lopatek vůči ose disku pootočený o 16°. Lopatky jsou vyrobeny ze žárupevné slitiny podtlakovým litím bez dalšího dodatečného povrchového opracování. Stopka a patka lopatek je frézována. Na spodní ploše stopky každé lopatky je vytvořena drážka, do které zapadá zub pojišťovací podložky (16), která má ohnuté konce přes okraj disku. Tím je lopatka zajištěna proti pohybu ve směru drážek zámku. Sada lopatek pro disk se vybírá na základě jejich hmotnosti a to tak, že rozdíl maximální a minimální hmotnosti v sadě nesmí překročit 0,6 g. Do drážek disku se ukládají lopatky systematicky tak, aby vždy rozdíl protilehlých lopatek nebyl větší než 0,2 g.

Vyvažování rotoru se provádí postupně. Nejprve se vyvažuje kompresor a poté oběžné kolo plynové turbíny prvního stupně. Kompresor se dynamicky vyvažuje na speciálním zařízení odebráním materiálu z disku a přidáváním tělísek protizávaží (4), které se zakládá do

⁹ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

vnitřního vybrání záběrníku na drážky rohatky. Proti závaží je zajištěno děleným kroužkem (5). Přípustná nevyváženost je 1 g·cm. Poté se dynamicky vyvažuje rotor s oběžným kolem turbíny umístěný na svých ložiskách, s odrazníky, s rozpěrným pouzdrem a speciálním technologickým pouzdrem, které nahrazuje oběžné kolo kompresoru. Vyvažování se provádí odebráním materiálu z disku plynové turbíny. Přípustná nevyváženost rotoru s turbínou je 1 g·cm. Po jednotlivých vyváženích je provedena kontrola celkové nevyváženosti celé sestavy turbokompresoru s přípustnou hodnotou nevyváženosti 1,5 g·cm. K sestavení dochází v tělese spalovací komory podle značek vytvořených při vyvažování.

2.2.7 Difuzor



Obr. 10 – Difuzor kompresoru¹⁰

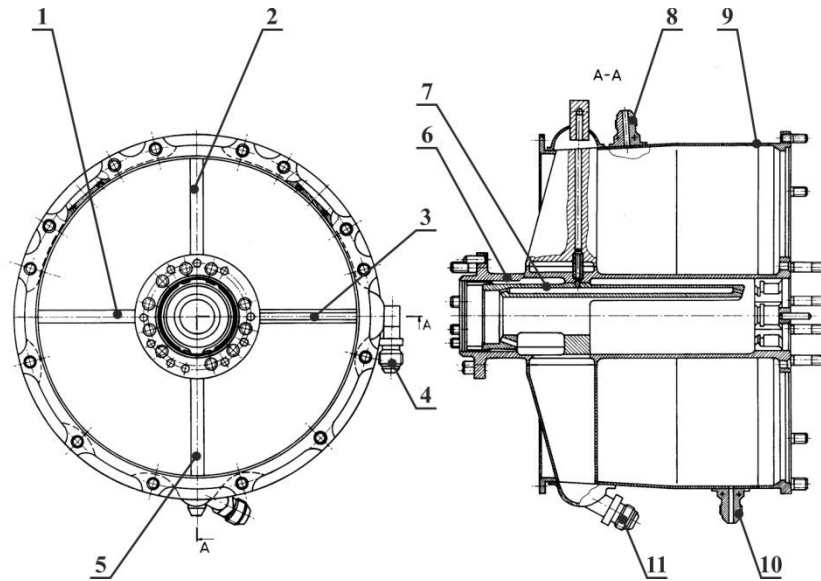
Radiálně-axiální difuzor je výkovek z lehké slitiny a má 16 dlouhých a 16 krátkých lopatek. Středění difuzoru je provedeno na přírubě nosné trouby spalovací komory, ke které je upevněn šrouby. Difuzor představuje zadní stěnu kompresoru. Podle lopatek difuzoru se středí těleso přívodu vzduchu. Čtyři lopatky difuzoru jsou symetricky protnuty otvory pro průchod palivových trysek do spalovací komory. Středění palivových trysek je provedeno v difuzoru a upevnění na tělese přívodu vzduchu

2.2.8 Těleso spalovací komory

Těleso spalovací komory je svařované ocelové konstrukce. Skládá se z vnějšího věnce (9), který je z ocelového plechu o tloušťce 1 mm, a z nosné trouby (6). Na vnější části nosné trouby jsou vyfrézovány čtyři výstupky, ke kterým jsou přivařena spojovací žebra pro vzájemné propojení těchto dvou dílů. Tři spojovací žebra (1,2,5) jsou také z ocelového plechu o tloušťce 1 mm a žebro (3) je výkovek. Žebrem (3) se přivádí olej pro mazání a chlazení ložisek rotoru turbokompresoru a žebrem (5) se olej z nosné trouby odvádí. K přírubám vnějšího věnce se z jedné strany upevňuje těleso vstupního ústrojí a z druhé strany se upevňuje druhý stupeň turbínového spouštěče s reduktorem.

Na vnějším plášti jsou v horní části, symetricky od žebra, přivařeny dvě příruby, jejichž osy svírají úhel 45° a které slouží k umístění zapalovacích svíček. Dále je v horní části pod úhlem 15° přivařeno šroubení pro odběr tlaku vzduchu (8) ze spalovací komory. V horizontální rovině, v místě přivaření žebra, je umístěno šroubení pro přívod tlakového mazacího oleje k turbínovému spouštěči (4). Ve spodní části je přivařeno šroubení pro odvod oleje z turbínového spouštěče (11) a šroubení pro odvod odpadového paliva (10).

¹⁰ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]



Obr. 11 - Těleso spalovací komory¹¹

1,2,3,5 – spojovací žebra, 4 – nátrubek přívodu maziva, 6 – nosná trouba, 7 – pouzdro pro přívod oleje k ložiskům, 8 – nátrubek odběru tlaku vzduchu do palivo-olejového čerpadla, 9 – plášť spalovací komory, 10 – nátrubek pro odvod odpadového paliva, 11 – nátrubek pro odvod oleje

Nosná trouba (6) slouží jako nosná část motoru a pro uložení turbokompresoru. Je opatřena ze dvou stran přírubami. Z jedné pro upevnění difuzoru kompresoru a víka ložiska a z druhé pro upevnění labyrintového těsnění, plamence, rozváděcího kola a regulačního kroužku. Do vnitřního prostoru nosné trouby se vkládají ložiska rotoru prvního stupně. V tomto prostoru jsou vytvořeny podélné drážky pro rozvod oleje. Uvnitř nosné trouby je umístěno rozpěrné pouzdro (7) s otvory pro přívod oleje k ložiskům. Na koncích těchto otvorů jsou vytvořeny trysky, které zajišťují přesnou dodávku oleje k ložiskům. Olej je přiváděn do turbínového spouštěče šroubením (4) a pomocí trubičky veden skrz žebro až do rozpěrného pouzdra (7). Při činnosti turbínového spouštěče se olej ložisky nerozstříkuje, protože jsou před nimi vytvořeny speciální prostory. U kuličkového ložiska tento prostor tvoří vnitřní části rozpěrného pouzdra a u válečkového ložiska speciálního kovaného pouzdra.

Vnitřní kroužek kuličkového i válečkového ložiska jsou nasazeny na hřídeli turbokompresoru. Vnější kroužek kuličkového ložiska je umístěn mezi rozpěrným pouzdem a víčkem. Vnější kroužek válečkového ložiska je zajištěn stejným způsobem. Pro zabránění vzájemného posuvu kroužků a tedy zešikmení válečkového ložiska, je mezi víčko a rozpěrné pouzdro vloženo talířové pouzdro a dvě ploché pružiny, které přitlačují vnější kroužek válečkového ložiska s přesahem 0,8 až 1,5 mm.

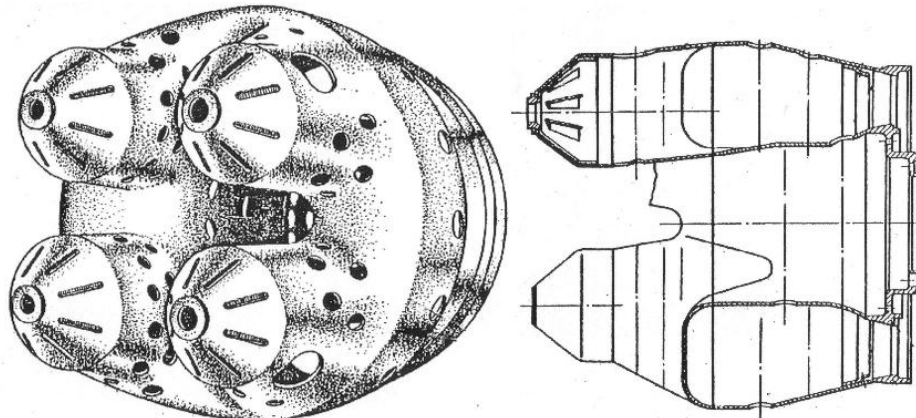
2.2.9 Plamenec

Plamenec spalovací komory vyrobený svařováním žárupevné ocelového plechu je sdruženého typu. Má čtyři trubkové předkomory a smíšenou spalovací komoru, do které předkomory vyúsťují. Jsou tak zkombinovány výhody obou základních typů spalovacích komor, kdy trubkové mají vyšší účinnost spalování a z prstence vystupuje rovnoměrné tlakové a teplotní pole. Vnější a vnitřní plášť jsou v přední části spojeny dnem se čtyřmi předkomorami kuželovitého tvaru. V zadní části má vnější a vnitřní plášť příruby. Přírubou na vnitřním plášti

¹¹ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

je plamenec spojen s nosnou troubou. Pomocí příruby na vnějším plášti je plamenec spojen s věncem turbíny.

V předních částech předkomor ve tvaru kužele jsou štěrbininy, které fungují jako vířiče pro zviření primárního proudu vzduchu vstupujícího do plamence. Ve vnějším i vnitřním plášti plamence jsou vytvořeny otvory pro přívod sekundárního vzduchu. Tím je zabezpečeno dokonalé promíchávání vzduchu s palivem a tím i jeho dokonalé hoření. Promícháváním se sekundárním vzduchem dochází k ochlazení spalin vniklých hořením a tedy snižování teploty spalin před rozváděcími a oběžnými lopatkami turbíny na teplotu nutnou pro spolehlivou funkci turbíny.



Obr. 12 – Plamenec¹²

Palivo se do plamence vstříkuje čtyřmi palivovými tryskami umístěných před plamenem skrz otvory v čelech předkomor. Ve dvou horních předkomorách jsou dva otvory pro průchod zapalovacích svíček.

2.2.10 Palivová tryska

Turbínový spouštěč má čtyři palivové jednostupňové trysky odstředivého typu.

Těleso palivové trysky je společně s přírubou odlito z oceli. Příruba následně přechází v zesílenou hlavici, ve které je vložen čistič (3) zajištěný šroubem (1) a tlačnou pružinou. Palivová tryska má hlavici opatřenou vnějším závitem, na který se našroubuje ocelová převlečná matice (4), která upevňuje vířič (6) a výstupní dýzu (7).

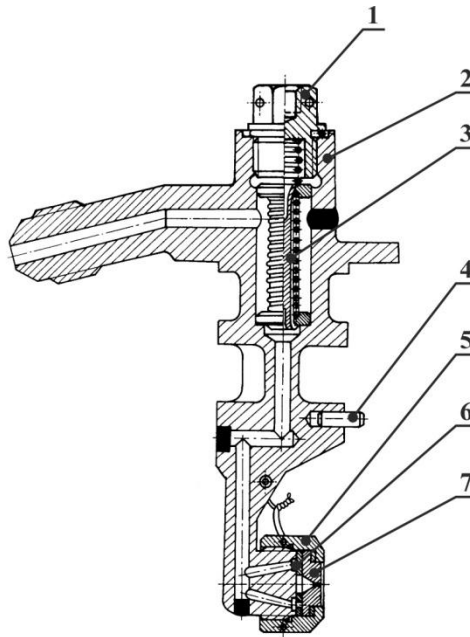
Vířič je ocelová vložka s otvorem ve svém středu a třemi bočními otvory o menším průměru. Tyto boční otvory jsou spojeny se středním tangenciálními zářezy. Palivo, které prochází těmito otvory do středního, tak získává rotační pohyb. Výstupní ocelová vložka má střední otvor, díky němuž je vstříkované palivo, následně tvořící kužel, přiváděno do plamence spalovací komory. Po sestavení se převlečná matice zajišťuje žárupevné drátem.

Čistič paliva zamontovaný v hlavici nad přírubou palivové trysky se skládá z dířku s podélnými průřezy, kterými protéká palivo. Čistič má na povrchu šroubovitou drážku, na niž je navinut drát, čímž je vytvořeno sítko zabraňující vstupu nečistot do trysky.

Zkompletovaná palivová tryska se umísťuje skrz difuzor a směřuje se proti středovému otvoru v předkomoře. Poloha je zajištěna kolíkem na palivové trysce, který zapadá do drážky v difuzoru. Upevňuje se přírubou k tělesu vstupního ústrojí. Vzdálenost mezi palivovou tryskou a čelem předkomory se seřizuje výběrem podložek vložených mezi přírubu pla-

¹² Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

mence a labyrintové těsnění. Pro zmenšení hydraulických ztrát má těleso palivové trysky v průtočné části lopatkového difuzoru aerodynamický profil shodný s profilem lopatkového kanálu difuzoru.



Obr. 13 - Palivová tryska¹³

1 – uzavírací šroub, 2 – těleso palivové trysky, 3 – čistič, 4 – kolík, 5 – převlečná matice, 6 – víříč, 7 – odstředivá dýza

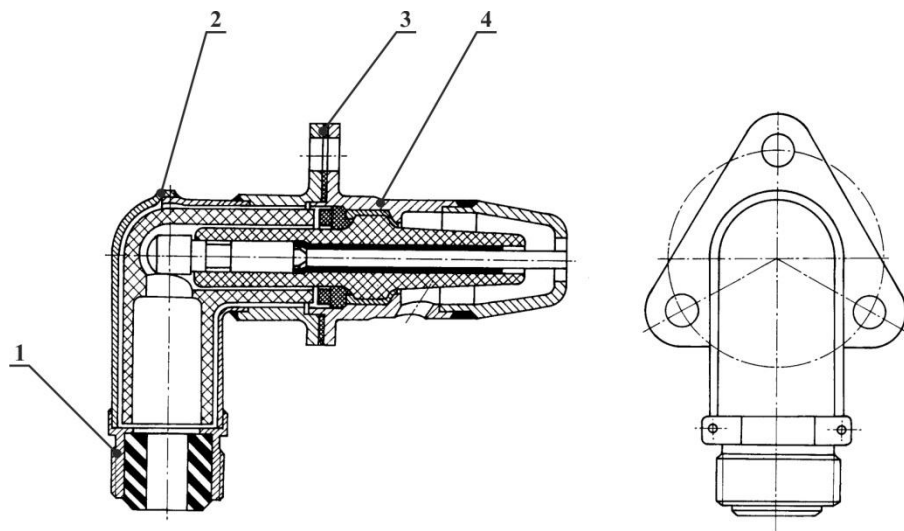
2.2.11 Zapalovací svíčka

Zapalovací svíčka „SD-110-4“ je rozebíratelná jiskrová, stíněná svíčka s keramickou izolací. Je tvořena prstencovým a střední kontaktem. U turbínového spouštěče TS-20B jsou použity dvě svíčky, které jsou přírubami spojeny s pláštěm spalovací komory a zasunuty do vrchních předkomor plamence. Na bočním povrchu tělesa svíčky je otvor o průměru 4 mm pro chlazení tělesa svíčky vzduchem. Tímto otvorem se vyfukuje i ionizovaný vzduch a k jiskrovému výboji tak dochází vně svíčky. Otvor musí být nastaven proti proudu vzduchu. Řízený elektrický výboj zapaluje v daném okamžiku rozstříkované palivo ve dvou horních komorách a ve zbylých komorách dochází k zapálení paliva prošlehem plamenů.

Základní technické údaje zapalovací svíčky:

Šířka jiskrové mezery	...	1,6±0,2 mm
Těsnost okolo střední elektrody při tlaku vzduchu do	...	0,3 MPa
Maximální napětí na zapalovací svíče	...	12 kV
Maximální přechodový odpor mezi spojem svíčky a stínícím povlakem	...	100 μΩ
Maximální přetížení při nárazu	...	6 g
Maximální hmotnost svíčky	...	0,125 kg

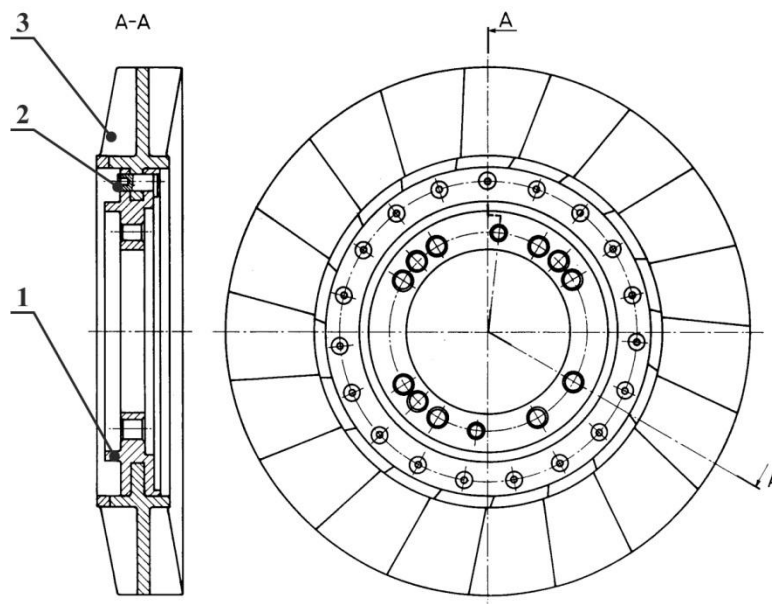
¹³ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]



Obr. 14 - Zapalovací svíčka „SD-110-4“¹⁴

1 – těsnění, 2 – koleno, 3 – podložka, 4 – těleso svíčky

2.2.12 Rozváděcí kolo turbíny



Obr. 15 - Rozváděcí věnec¹⁵

1 – disk rozváděcího kola, 2 – kolík, 3 – rozváděcí lopatka

Rozváděcí kolo převádí tlakovou a tepelnou energii proudu spalin na kinetickou a usměrňuje proud spalin na oběžné lopatky plynové turbíny. Má 19 lopatek (3) vyrobených metodou vakuového lití ze žárupevné oceli a bez dalšího opracování povrchu.

¹⁴ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

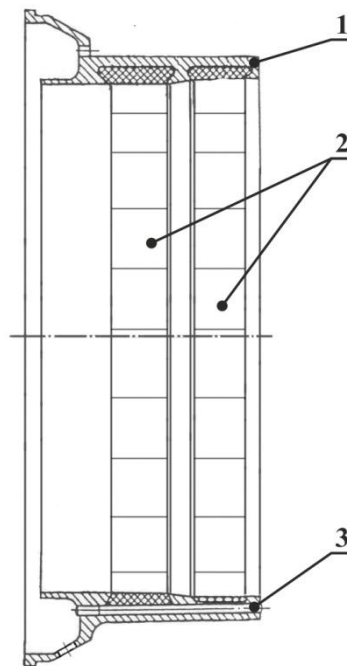
¹⁵ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

Spodní část lopatky má plochu se šikmým seříznutím a koncovku s otvorem. Lopatky se zasouvají svými koncovkami do obvodové drážky disku (1) a proti vypadnutí se zajišťují kolíky (2), které prochází otvory koncovek lopatek. Kolíky mají z jedné strany osazení a z druhé strany jsou připraveny pro rozválcování kolíku při montáži rozváděcího věnce. Plochy patek lopatek tvoří plnostěnný prstenec. Disk ze žárupevné oceli je upevněn k nosné troubě pomocí osmi závrtných šroubů. V disku jsou navíc vyrobeny dva otvory pro proudění vzduchu k chlazení disku turbíny.

2.2.13 Věnc turbíny

Věnc turbíny (1) je ze žárupevné oceli. Má dvě řady niklografitových vložek (2) rozmístěných naproti lopatkám prvního a druhého stupně plynové turbíny. Niklografitové vložky (v každé řadě jich je 24) se vkládají do rybinovitých drážek na věnci, které se upevňují pomocí zámku. Pro zabránění pohybu vložek v kruhovém směru je použito třech pojistných drátů (3). Na vnějším obvodu věnce jsou otvory, kterými prochází část sekundárního vzduchu určeného k chlazení prostoru mezi výstupním pláštěm a výstupní spirálou.

Příruba věnce turbíny upevňuje mezi přírubu tělesa spalovací komory a přírubu výstupního pláště.



Obr. 16 - Věnc turbíny¹⁶

1 – věnc turbíny, 2 – niklografitové vložky, 3 – pojistný drát

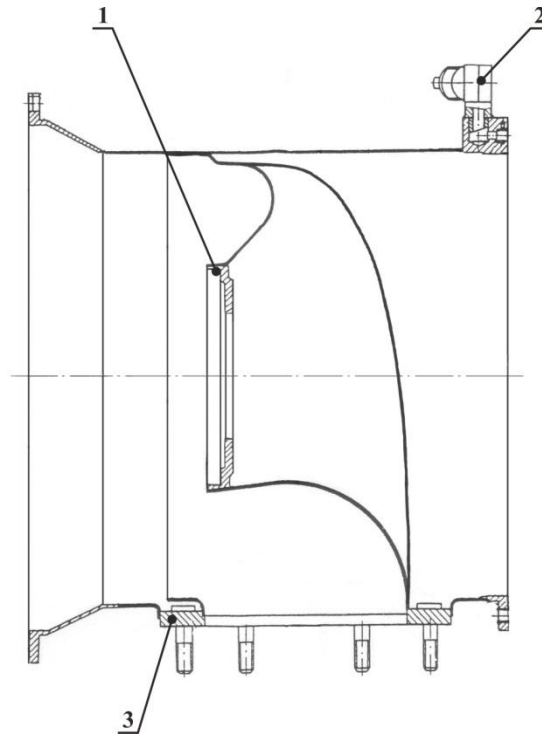
2.2.14 Výstupní plášť

Výstupní plášť je svařované konstrukce z ocelového plechu o tloušťce 1 mm. Z obou stran pláště jsou přivařeny příruby. Jedna pro upevnění tělesa spalovací komory a druhá pro upevnění tělesa spouštěcí turbíny. Uvnitř výstupního pláště je přivařena spirála s výstupní přírubou (3). Spirála je vyrobena z ocelového plechu tloušťky 0,8 mm. K této přírubě je při-

¹⁶ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

šroubováno hrdlo pro odvod spalin do atmosféry. Vnitřní čelo spirály je opatřeno přivařenou přírubou (1), kterou se výstupní plášť prostřednictvím spirály upevňuje šrouby na malou přírubu tělesa spouštěcí turbíny.

K druhé přírubě výstupního pláště je přivařeno šroubení (2), kterým se přivádí olej ke spouštěcí turbíně. Skrz plášť a spirálu je vloženo a zavařeno průchozí šroubení, které slouží pro vložení termočlánku k měření teploty spalin na výstupu z turbínového spouštěče.



Obr. 17 - Výstupní plášť¹⁷

1 – příruba spirály, 2 – šroubení přívodu oleje, 3 – výstupní příruba

2.2.15 Rotor spouštěcí turbíny

Hřídel rotoru je vyroben z legované oceli. Na jednom konci je opatřena 20 evolventními drážkami a závitem pro pojistnou matici (12) a na druhém konci je provedeno spojení s diskem plynové turbíny obdobným způsobem jako u spojení disku prvního stupně s hřídelí turbokompresoru.

Disk turbíny druhého stupně (1) je výkovek ze žárupevné oceli, který má na věnci vyfrézováno 26 drážek stromečkového typu pro uchycení lopatek (2). Tyto drážky jsou pro zvětšení stykové plochy disku a lopatek vůči ose disku pootočený o 10°.

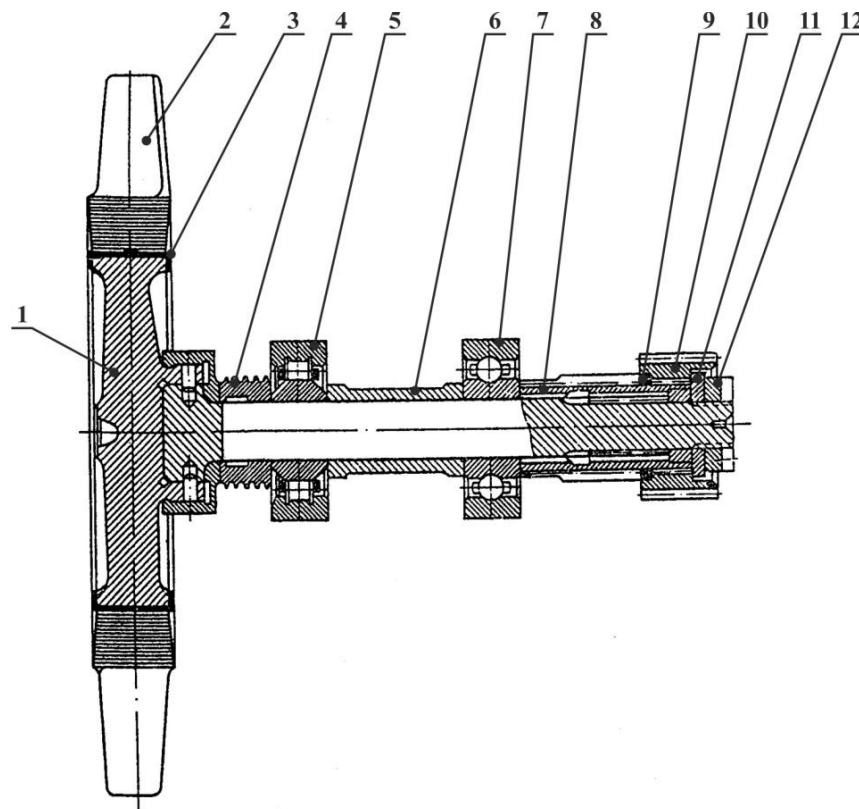
Lopatky rotoru druhého stupně jsou zhotoveny ze žárupevné slitiny technologií podtlakového lití bez dalšího dodatečného povrchového opracování. Výběr sady lopatek a systém upevnění je proveden stejně jako v případě prvního stupně.

Rotor spouštěcí turbíny je uložen na válečkovém (5) a kuličkovém ložisku (7). Válečkové i kuličkové ložisko mají shodné rozměry a to 15x42x13 mm. Válečkové ložisko má vnitřní kroužek hladký a na vnějším kroužku má vytvořenou obvodovou drážku pro zajištění válečků. Mezi vnitřní kroužky ložisek je vloženo rozpěrné pouzdro (6). Vnější kroužek kulič-

¹⁷ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

kového ložiska je proti pohybu na druhou stranu zajištěn pojistným kroužkem. Vnitřní kroužek kuličkového ložiska je zajištěn speciálním pouzdem (8) nasazeným na evolventních drážkách hřídele a vše je pak staženo maticí (12).

Speciální pouzdro zároveň představuje hnané ozubené kolo z legované oceli s vnějšími 15 evolventními zuby s modulem 1,5. Pomocí vnitřních drážek je hnané ozubené kolo v záběru s drážkami na konci hřídele rotoru druhého stupně. Část vnějších zubů má zmenšenou výšku hlavy a tvoří drážky pro nasazení hnacího ozubeného kola (10). Zuby s rozdílnou výškou jsou vzájemně odděleny drážkou pro vložení kroužku (9), který zajišťuje hnací ozubené kolo proti posuvu směrem k disku. Pohyb směrem k reduktoru je omezen podložkou (11) pod maticí. Matice je utažena momentovým klíčem na hodnotu 49 až 58 N·m (5 až 6 kp·m).



Obr. 18 - Rotor spouštěcí turbíny¹⁸

1 – disk, 2 – oběžné lopatky, 3 – pojišťovací podložka, 4 – labyrintová ucpávka, 5 - válečkové ložisko, 6 – rozpěrné pouzdro, 7 – kuličkové ložisko, 8 – speciální ozubené pouzdro, 9 – zajišťovací kroužek, 10 – hnací ozubené kolo, 11 – podložka, 12 - matice

Dynamické vyvažování je prováděno odebíráním kovu z disku. Povolena nevyváženost je 1 g·cm. Seřízení vzdálenosti kuličkového ložiska k turbíně dochází výběrem pouzdra labyrintu ze sady o sedmi různých délkách. K sestavení dochází v tělese spouštěcí turbíny podle značek vytvořených při vyvažování.

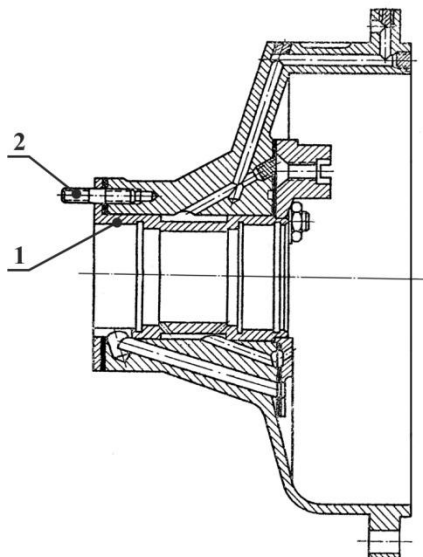
2.2.16 Těleso spouštěcí turbíny

Těleso spouštěcí turbíny je vyrobena jako odlitek z lehké slitiny. Čelo tělesa spouštěcí turbíny malého průměru má vyvrtány otvory pro závrtané šrouby k upevnění výstupní spirály a vnější labyrintové ucpávky. Uvnitř tělesa je zalisována objímka (1) pro uložení ložisek rotoru

¹⁸ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

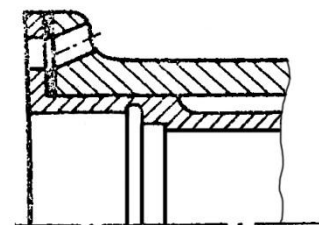
spouštěcí turbíny. Čelo tělesa spouštěcí turbíny velkého průměru je opatřeno přírubou, která je vložena mezi přírubu výstupního pláště a přírubu tělesa reduktoru. Na svislé vnitřní stěně tělesa je na průměru 60 mm kruhová drážka, do které je přiváděn olej šikmým vývrtem v tělese z prostoru objímky ložisek rotoru druhého stupně.

Vnější kroužkům ložisek spouštěcí turbíny zabraňuje v pohybu směrem k sobě objímka. V objímce jsou vytvořeny dva šikmé otvory pro přívod oleje k oběma ložiskům. Do prostoru objímky je přiváděn olej systémem šikmých vývrťů v tělese spouštěcí turbíny. Od válečkového ložiska se olej odvádí šikmým vývrtem o průměru 6 mm do prostoru reduktoru. Mezi diskem spouštěcí turbíny a válečkovým ložiskem jsou umístěny dva kroužky labyrintové ucpávky, vnitřní (4, na obr. 18) a vnější, které zamezují vtékání oleje do výstupního prostoru, ve kterém proudí spaliny, a zároveň tvoří oporu oběma kroužkům válečkového ložiska. Vzduch, který prochází skrz věnec turbíny a chladí meziprostor výstupního pláště, je odebírán otvorem o průměru 6 mm (obr. 20), který prochází tělesem spouštěcí turbíny a pak dále vnějším labyrintem. Tím se v labyrintu vytváří přetlak a olej je z prostoru před válečkovým ložiskem vyfukován šikmým vývrtem v tělese do prostoru reduktoru.



Obr. 19 - Těleso spouštěcí turbíny¹⁹

1 – objímka, 2 – závrtný šroub



Obr. 20 - Detail tělesa spouštěcí turbíny v místě vrtání pro odběr vzduchu²⁰

2.2.17 Reduktor

Reduktor (obr. 22) je umístěn v prostoru mezi tělesem spouštěcí turbíny (1) a tělesem reduktoru (12). Reduktor zajišťuje převod vysokých otáček rotoru spouštěcí turbíny na požadované výstupní otáčky. Převodový poměr mezi hřídelí rotoru druhého stupně a ramenem satelitů, tedy celkový převod reduktoru²¹ dopomala je 15,25:1. Konzola, rameno, ozubený věnec, parazitní a planetová ozubená kola jsou vyrobena z legované oceli.

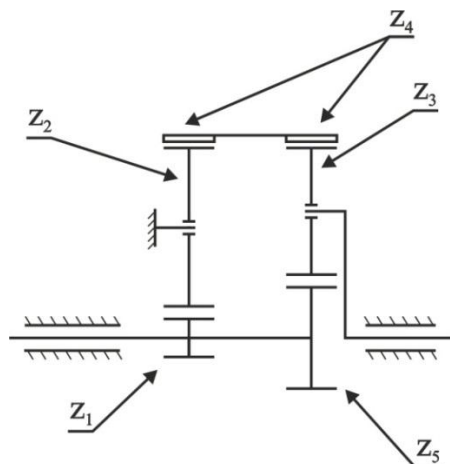
Kinematické schéma reduktoru turbínového spouštěče je na obr. 21. Reduktor turbínového spouštěče se skládá ze dvou ozubených kol (20, 19) s počtem zubů $Z_1 = 15$ a $Z_5 = 23$

¹⁹ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

²⁰ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

²¹ Převodový poměr reduktoru je řešen v příloze 1

nasazených na hřídeli rotoru spouštěcí turbíny (24), třech parazitních ozubených kol (21) s počtem zubů $Z_2 = 42$, věncového ozubeného kola (6) s vnitřním ozubením $Z_4 = 99$ s modulem 1,5 a třech planetových ozubených kol (13) s počtem zubů $Z_3 = 38$.



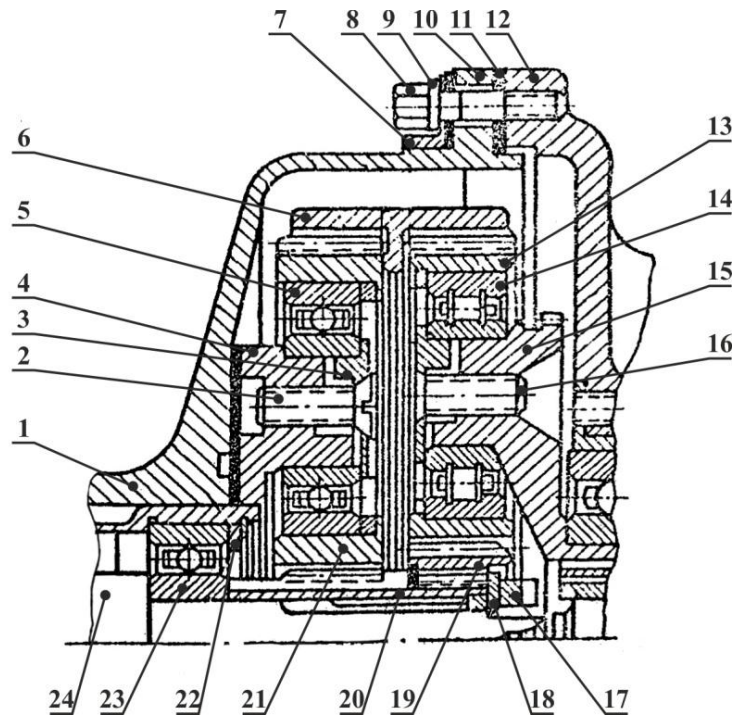
Obr. 21 - Kinematické schéma reduktoru

Ozubený věnec (6) je uložen pouze na parazitních a planetových ozubených kolech. Ozubení věnce je rozděleno na dvě poloviny prstencem, který zamezuje osový pohyb ozubeného věnce. Do věnce je po obvodu vyvrtáno 36 otvorů, které jsou rozděleny do dvou řad, vždy jedna řada pro jednu část rozděleného vnitřního ozubení. Účelem těchto otvorů odvádět olej vtlačovaný do zubových mezer, který způsobuje brzdění ozubených kol.

Konzola parazitních ozubených kol je upevněna na svislé vnitřní stěně tělesa spouštěcí turbíny pomocí třech šroubů a pojištěna dvěma zalisovanými kolíky. Konzola má rovnoměrně umístěné tři čepy (4), na kterých jsou nasazena tři kuličková ložiska (5) o rozměrech 20x47x14 mm pro parazitní ozubená kola (21). Vnitřní kroužky ložisek jsou upevněny pomocí speciální podložky (3) a šroubů (2) zašroubovaných do čel čepů. V konzole jsou dále šikmo vyvrtány dva otvory o průměru 0,7 mm, kterými je přiváděn olej z drážky na zuby hnacího ozubeného kola, a tři otvory o průměru 0,6 mm, které umožňují přívod oleje k ložiskům parazitních a planetových kol.

Rameno (15) je uloženo na dvou kuličkových ložiskách o rozměrech 35x72x17 mm. Rameno tvoří disk a prodloužení v podobě pouzdra. Na disku ramena jsou po obvodu tři čepy pro nasazení válečkových ložisek pro planetová ozubená kola. Čepy ramene jsou rozloženy pod úhly 121°, 121° a 118°, aby byl zajištěn násobný počet zubů a tím splněna podmínka smontovatelnosti planetového převodu [5]. Na čepích jsou nasazena válečková ložiska (14) o rozměrech 20x47x14 mm a vnitřní kroužky ložisek jsou zajištěny stejným způsobem jako vnitřní kroužky kuličkových ložisek parazitních kol.

Na druhé straně disku ramena je vytvořeno pouzdro s vnitřním drážkováním s počtem 26 (u 5. série 20) drážek s modulem 1. Na obvodě ramene je 120 zubů s modulem 1, které zabírají s 22 zuby ozubeného kola odstředivého vypínače.



Obr. 22 - Reduktor²²

1 – tělo spouštěcí turbíny, 2 – šroub, 3 – speciální podložka, 4 – čep, 5 – kuličkové ložisko, 6 – ozubený věnec, 7 – příruba výstupního pláště, 8 – matice, 9 – podložka, 10 – příruba tělesa spouštěcí turbíny, 11 – těsnění, 12 – těleso reduktoru, 13 – planetové ozubené kolo, 14 – válečkové ložisko, 15 – rameno, 16 – šroub, 17 – matice, 18 – podložka, 19 – hnací ozubené kolo, 20 – speciální ozubené pouzdro, 21 – parazitní ozubené kolo, 22 – pojistný kroužek, 23 – kuličkové ložisko rotoru turbíny, 24 – hřídel spouštěcí turbíny

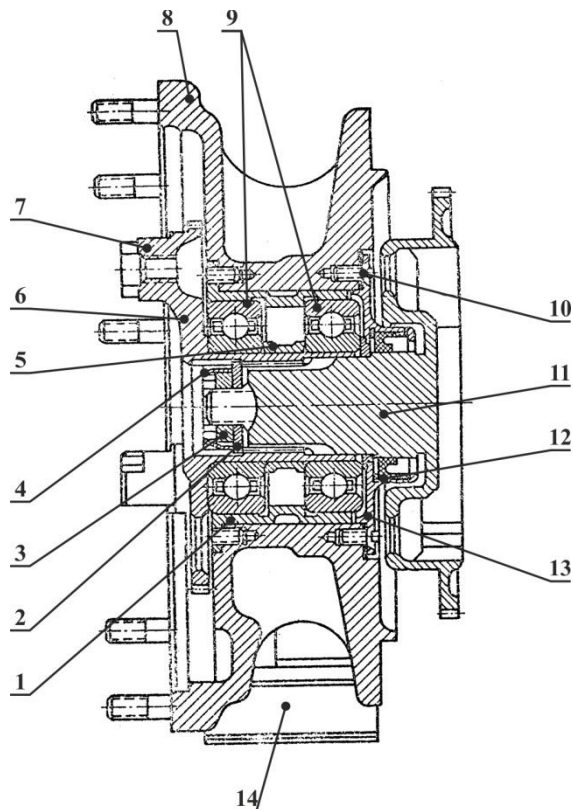
2.2.18 Výstupní spojkový mechanismus

Spojkový mechanismus slouží pro přenos krouticího momentu z ramene reduktoru na výstupní hřídel motoru pomocí speciální spojky. Těleso spojkového mechanismu je umístěno ve vnitřním prostoru tělesa reduktoru (8). Těleso reduktoru je odlito z lehké slitiny a má dvě příruby pro upevnění k tělesu spouštěcí turbíny a pro upevnění turbínového spouštěče ke spodnímu reduktoru velkého leteckého motoru. K tomu je na spodním reduktoru zašroubováno osm závrtných šroubů. Souběžně s osou turbínového spouštěče je v tělese vybrání pro upevnění tělesa odstředivého vypínače (14). Na vnější části je plocha pro upevnění schránky s miniaturním vypínačem a kolikovým spojem.

Na tělese reduktoru je vytvořeno osazení pro zalisování pouzdra pro dvě kuličková ložiska (9), ve kterých se otáčí rameno reduktoru. Vnitřní kroužky ložisek se zajišťují na nákrůžku ramene válečkem výstupního rohatkového ústrojí spojky (11). Váleček se utahuje maticí (3). Mezi kuličkovými ložisky je rozpěrné pouzdro (5).

Pro zabránění vnikání oleje ze spodního reduktoru motoru do prostoru reduktoru turbínového spouštěče je na hřídeli rohatkového ústrojí vložena těsnicí pryžová manžeta (12).

²² Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]



Obr. 23 – Výstupní spojkový mechanismus²³

1 – pouzdro, 2 – podložka, 3 – matice, 4 – speciální kryt, 5 – rozpěrné pouzdro, 6 – rameno, 7 – čep, 8 – těleso reduktoru, 9 – kuličkové ložisko, 10 – šroub, 11 – váleček výstupní rohatky, 12 – pryžová manžeta, 13 – víčko, 14 – odstředivý vypínač

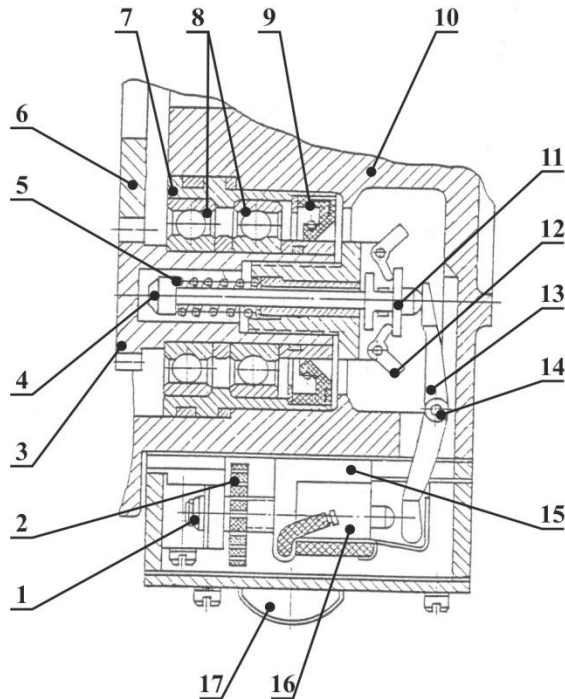
2.2.19 Odstředivý vypínač

Odstředivý vypínač je umístěn v tělese reduktoru. Je určen pro vypnutí turbínového spouštěče při roztočení hřídele velkého leteckého motoru na otáčky $n = 2800 + 200 \text{ min}^{-1}$ (otáčky výstupního hřídele turbínového spouštěče viz podkapitola 2.1). Vypnutí je provedeno rozpojením elektrického obvodu pro napájení elektromotoru palivového čerpadla 414AF-3, které tak přeruší dodávku paliva.

Odstředivý regulátor (4) se otáčí přes ozubené kolo (3) a vnější ozubení ramene reduktoru (6) spolu s výstupní hřídelí s převodovým poměrem 1:5,45. Při otáčení se závaží (12) vlivem odstředivých sil rozevírají a vysunují táhlo (11), které je drženo pružinou (5) s počáteční silou 9,81 N (1 kp). Páka (13) uložená na ose (14) slouží k přenosu síly od vysunutého táhla na tlačítko miniaturní spínače (16).

Miniaturní spínač „KV-9-A“ rozpojuje elektrický obvod při stlačení tlačítka. Tlačítko se vrací do výchozí polohy při odjištění. Spínač je umístěn na špalíku (15) mechanismu seřizování otáček a jeho spoje jsou připájeny ke kolíkovému spoji (17) na schránce mechanismu. Schránka je přimontována z vnějšku tělesa reduktoru (10). Po připájení vodičů tvoří schránka se spínačem samostatný snímací uzel.

²³ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]



Obr. 24 - Odstředivý vypínač²⁴

1 – mechanismus seřizování otáček, 2 – dělený kruh, 3 – ozubené kolo, 4 – odstředivý regulátor, 5 – pružina, 6 – rameno reduktoru, 7 – pouzdro ložisek, 8 – kuličková ložiska, 9 – těsnící manžeta, 10 – těleso reduktoru, 11 – táhlo, 12 – závaží, 13 – páka, 14 – osa, 15 – špalík, 16 – miniaturní spínač „KV-9-A“, 17 – kolíkový spoj

Otáčky, při kterých dochází k rozpojení napájecího obvodu, se seřizují mechanismem umístěným na vnější části tělesa reduktoru. Skládá se z děleného kruhu (2), špalíku (15) a miniaturního spínače. Otáčením děleného kruhu dochází k posouvání spínače na špalíku a tím se nastavuje vůle mezi spínačem a pákou a dochází ke změně nastavení otáček vypnutí. Dělený kruh má deset rovnoměrně umístěných otvorů. Dojde-li k otočení o jeden otvor, špalík se posune o 0,07 mm a tím se změní otáčky vypnutí o 40 až 45 min⁻¹. Nastavení děleného kruhu se zajišťuje drátem procházejícím otvorem v kruhu a mechanismem.

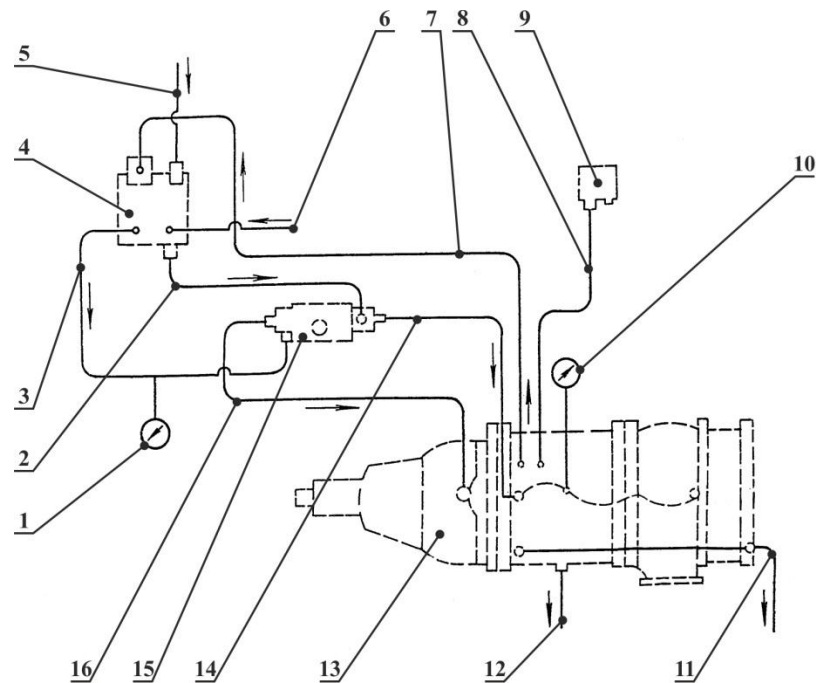
2.3 Systémy turbínového spouštěče

V této části je proveden základní popis originálního způsobu dodávky oleje a paliva do turbínového spouštěče a systém jeho spouštění. Z důvodu chybějícího palivo-olejového čerpadla a prvků zajišťujících napájení zapalovacích svíček a spouštění turbínového spouštěče, který má KKE k dispozici, je nutné v rámci projektů KKE či diplomových nebo bakalářských prací navrhnout odpovídající náhradu systému pro plynulou dodávku provozních kapalin, včetně armatur pro jejich kontrolu a řízení na základě provozních požadavků, a náhradu původního systému spouštění kromě zapalovacích svíček a elektrostartéru. Vzhledem k zadání diplomové práce jsou informace o těchto systémech jen rámcové a uvedeny pro úplnost analýzy celého turbínového spouštěče. Podrobnější popis originálních prvků palivo-olejového systému a systému spouštění je pak možné nalézt v [1] a [2].

²⁴ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

2.3.1 Palivový systém

Palivo je do čtyř palivových jednostupňových trysek umístěných v palivové komoře turbínového spouštěče dodáváno palivo-olejovým čerpadlem „414AF-3“. Palivem je benzín „B-70“, který je čerpán ze speciální palivové nádrže, která obsahuje palivo v objemu nutném pro činnost turbínového spouštěče.



Obr. 25 - Schéma palivo-olejového systému²⁵

1 – manometr pro měření tlaku paliva, 2 – olejové potrubí k elektromagnetickému ventilu, 3 – palivové potrubí k elektromagnetickému ventilu, 4 – palivo-olejové čerpadlo „414AF-3“, 5 – přívodní potrubí oleje k čerpadlu, 6 – přívodní potrubí paliva k čerpadlu, 7 – potrubí k odvodu tlaku vzduchu za kompresorem k čerpadlu, 8 – potrubí k odvodu tlaku vzduchu za kompresorem k signalizátoru tlaku „SDUI-0,04“, 9 – signalizátor tlaku „SDUI-0,04“, 10 – manometr pro měření tlaku oleje, 11 – potrubí odváděného oleje z ejekčního čerpadla, 12 – potrubí odpadového paliva, 13 – turbínový spouštěč TS-20B, 14 – přívodní potrubí oleje k olejovému rozdělovači, 15 – elektromagnetický uzavírací ventil, 16 – přívodní potrubí paliva k palivovým tryškám

Palivo-olejové čerpadlo má dvě na sobě nezávislá zubová čerpadla se společným náhonem od elektromotoru „MU-332A“ (obr. 26). Jedno slouží pro dodávku paliva a druhé pro dodávku oleje. Zubové čerpací uzly čerpadla „414AF-3“ nejsou zcela těsné. Pro zabránění samovolného pronikání a přerušení dodávky paliva a oleje do turbínového spouštěče během jeho nečinnosti slouží dvoukanálový zpětný elektromagnetický uzavírací ventil vložený do palivového a olejového potrubí na výstupu z čerpadla.

Signalizátor tlaku „SDUI-0,04“ zajišťuje zapnutí palivo-olejového čerpadla a otevření elektromagnetického uzavíracího ventilu pro průtok paliva a oleje do turbínového spouštěče na základě zvýšení celkového přetlaku vzduchu za kompresorem na hodnotu $\Delta p_{2c} = 0,0039$ MPa ($0,04 \pm 0,01$ kp·cm⁻²). Maximální chyba při zapnutí kontaktů je 0,000981 MPa ($0,01$ kp·cm⁻²). Signalizátor tak zabraňuje dodávce provozních kapalin při poruše turbokompresoru, dokud tlak nedosáhne požadovaných hodnot, a přerušuje dodávku při snížení tlaku pod uve-

²⁵ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

denou hodnotou. Svoji činností tak chrání turbínový spouštěč před tepelným poškozením v případě poruchy turbokompresoru.

V tělese samotného čerpadla jsou umístěny další regulační prvky palivo-olejového systému (obr. 26):

- ventil stálého tlaku paliva

Zabezpečuje stálý tlak paliva pro potřeby činnosti regulačních prvků čerpadla. S ventilem stálého tlaku je zakázáno manipulovat.

- regulační ventil počátečního tlaku paliva

Je určen pro zajištění dodávky paliva při spouštění turbínového spouštěče v závislosti na tlaku vzduchu za kompresorem p_2 s krátkodobým zvýšením teploty spalin na maximální hodnotu danou technickými podmínkami. Vlnovec ventilu se působením tlaku natahuje, uzavírá přepouštěcí ventil a množství dodávaného paliva se zvyšuje. Ventil má speciální profil, aby v okamžiku spouštění byl přírůstek tlaku paliva za čerpadlem menší, při působení vlnovce na zavírání ventilu, než na konci zdvihu.

- redukční palivový ventil (ventil konečného tlaku paliva)

Slouží k seřízení výkonu turbínového spouštěče, který zajišťuje přepouštění paliva za čerpadlem zpět do vstupní palivové větve. Jeho otevíráním se snižuje tlak a množství dodávaného paliva a tím se snižuje i teplota spalin, a to má za následek snížení výkonu motoru.

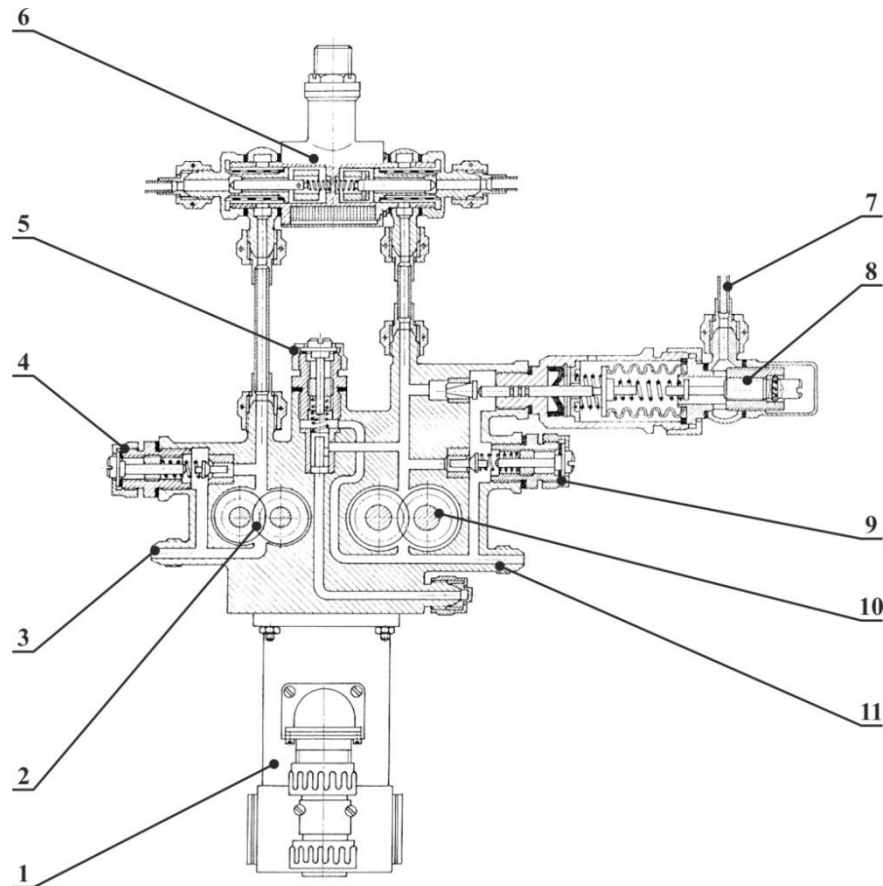
- redukční olejový ventil

Seřizuje tlak oleje na výstupu z čerpadla přepouštěním části oleje do vstupní olejové větve.

Základní údaje palivové soustavy:

Palivo	...	benzin B-70
Spotřeba paliva na jedno spuštění	...	maximálně 1,3 kg
Tlak paliva před elektromagnetickým ventilem při režimu výpočtového momentu	...	1,226 až 1,716 MPa (12,5 až 17,5 kp·cm ⁻²)
Průtok paliva při výpočtovém momentu a tlaku paliva	...	116 l·h ⁻¹

Ze zkušeností získaných z provozu u prvních sérií letounu Su-7, u kterých byla použita samostatná nádrž, bylo prokázáno, že spuštění je možné i s leteckým petrolejem. Použilo se tak stejné palivo jako u velkého leteckého motoru a to přineslo zjednodušení v palivové soustavě. Lze tedy použít i paliva PL-4, PL-6 nebo pozdější PL-7. Ze zkušeností na Katedře leteckého inženýrství Letecké fakulty Technické univerzity v Košicích je možné používat i letecký petrolej JET A-1.



Obr. 26 - Palivo-olejové čerpadlo "414AF-3"²⁶

1 – elektromotor „MU-332A“, 2 – olejové zubové čerpadlo, 3 – vstup oleje, 4 redukční olejový ventil, 5 – ventil stálého tlaku, 6 – elektromagnetický uzavírací ventil, 7 – vstup tlakového vzduchu odebíraného za kompresorem, 8 – regulační ventil počátečního tlaku paliva, 9 – redukční palivový ventil, 10 – palivové ozubené čerpadlo, 11 – vstup paliva

2.3.2 Olejový systém

Olejový systém zajišťuje přívod mazacího oleje k ložiskům a odvádí z nich teplo. Zároveň odplavuje nečistoty, chrání vnitřní části motoru proti korozi a olejový film se podílí na těsnění mazaných míst.

Systém mazání turbínového spouštěče je kombinovaného typu. Ložiska rohatkového spoje ve vstupním ústrojí se mažou konzistenčním mazivem „CIATIM-201“, které se do nich plní ve výrobním závodě. Ložiska rotoru turbokompresoru, rotoru spouštěcí turbíny a reduktor se mažou tlakovým olejem „MK-8“ nebo transformátorovým olejem. Olej je do prostoru ložisek dodáván pomocí olejových trysek. Dodávka oleje do turbínového spouštěče je po dobu jeho činnosti zajišťována palivo-olejovým zubovým čerpadlem „414AF-3“.

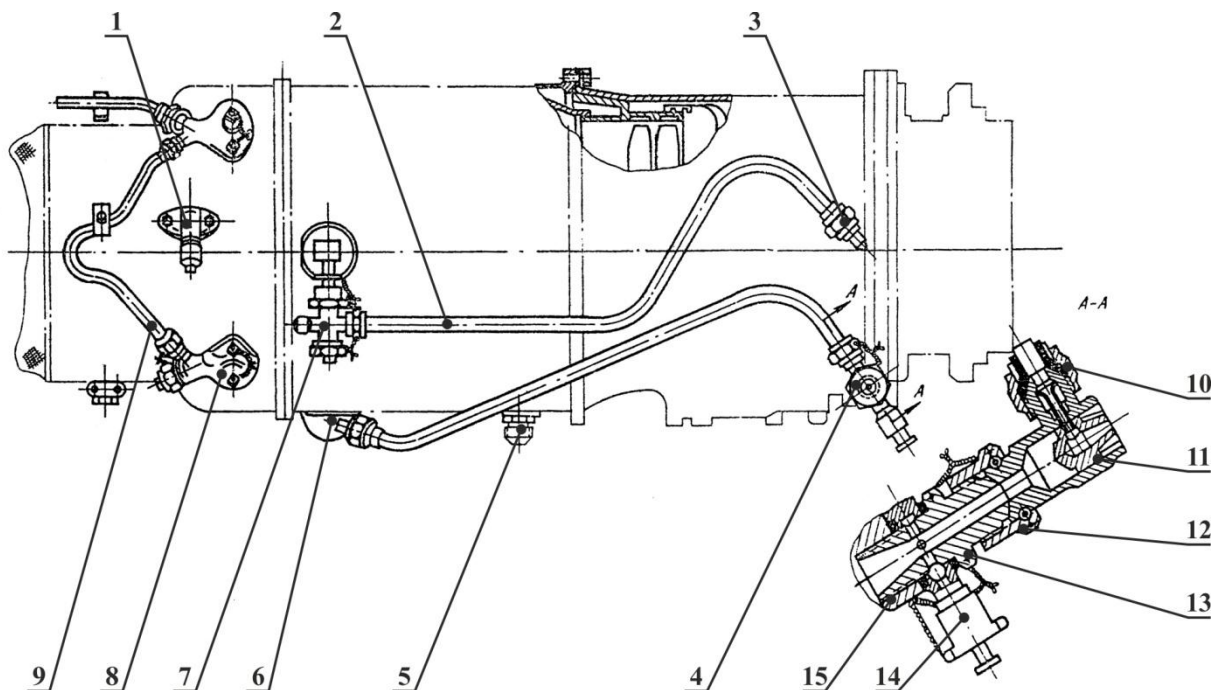
K ložiskům turbokompresoru se olej přivádí přes šroubení umístěného na plášti spalovací komory, přes vývrty horizontální žebra a zalisované pouzdro v nosné troubě. Na válečkové ložisko turbokompresoru je olej rozstříkáván do mezery mezi klecí a vnitřní kroužek ložiska tryskou zalisovanou v pouzdře. Po průchodu oleje ložiskem je odražen pomocí předního odrazníku do vyfrézovaných podélných drážek pod ložiskem do prostoru pod nosnou

²⁶ Obrázek je převzat a upraven z originálu [2]

troubou. Na kuličkové ložisko je olej přiváděn přes vývrt v pouzdře a obdobně jako u válečkového ložiska odváděn.

Olej pro mazání druhého stupně je přiváděn přes šroubení umístěného na výstupním plášti, dále postupuje vývrty v tělese spouštěcí turbíny do prstencovitého prostoru mezi objímkou ložisek a tělesem spouštěcí turbíny. Z tohoto prostoru je veden dvěma šikmými vývrty v objímce na ložiska rotoru spouštěcí turbíny a jedním vývrtem v tělese a drážkou pod konzolou na ozubená kola a ložiska reduktoru. Od válečkového ložiska je olej vyfukován vzduchem přiváděným vývrtem v tělese spouštěcí turbíny z meziprostoru výstupního pláště a odváděn šikmým vývrtem do prostoru reduktoru. Ložiska spojivového mechanismu a odstředivého vypínače jsou mazány rozstříkujícím se olejem o ozubená kola v reduktoru.

Olej je z turbínového spouštěče odčerpáván ejekčním čerpadlem (obr. 27). Vzduch prostupující z kompresoru skrz víčko kuličkového ložiska do prostoru nosné trouby se mísí s olejem a vytváří olejovou mlhu. Vzniklá mlha je vedena spodním dutým žebrem velikou rychlostí přes šroubení a vnější trubku ke šroubení ejekčního čerpadla. Druhé šroubení je spojeno se šroubením kohoutu zašroubovaným do prostoru reduktoru. Olejová mlha procházející velkou rychlostí tryskou čerpadla odnáší vlivem ejekce olej z prostoru reduktoru přes zpětný ventil do reduktoru velkého leteckého motoru. Kohout umístěný na šroubení je určen k vypuštění oleje po nezdařených spuštěních.



Obr. 27 - Vnější palivové a olejové potrubí, řez ejekčním čerpadlem²⁷

1 – odběr tlaku vzduchu za kompresorem, 2 – vnější olejové potrubí k druhému stupni, 3 – šroubení přívodu oleje, 4 – ejekční olejové čerpadlo, 5 – nátrubek pro odvod odpadového paliva, 6 – nátrubek pro odvod oleje z prvního stupně, 7 – rozdělovač oleje, 8 – palivová tryska, 9 – palivové potrubí, 10 – šroubení přívodu olejové mlhy, 11 – těleso ejekčního čerpadla, 12 – spojovací matice, 13 – sací hrdlo, 14 – vypouštěcí kohout, 15 – šroubení na výstupu z reduktoru

Základní údaje olejové soustavy:

²⁷ Obrázek je převzat a upraven z originálu [3]

Olej	...	MK-8 nebo transformátorový olej
Spotřeba oleje na jedno spuštění	...	maximálně 0,1 kg
Tlak oleje před turbínovým spouštěčem	...	0,147 až 0,264 MPa (1,5 až 2,7 kp·cm ⁻²)
Tlak oleje při teplotě okolí menší než +15 °C	...	Tlak oleje se přípouští krátkodobě zvýšit na maximálně 4 kp·cm ⁻² s následujícím snížením na původní hodnotu
Množství oleje prošlého turbínovým spouštěčem za dobu činnosti 52±3 s	...	1,6 až 2,8 kg
Průtok oleje	...	přibližně 160 l·h ⁻¹

2.3.3 Systém spuštění

Motor AL-7F-1 je vybavený zařízením, které umožňuje spuštění, činnost a kontrolu motoru při všech pracovních režimech. Spuštění motoru je prováděno pomocí turbínového spouštěče TS-20B. Proces spuštění je zahájen pokynem z kabiny letadla do automatu, který pak podle nastaveného programu po sobě jdoucích kroků celý proces řídí. Program spuštění má dvě etapy. První etapou je vlastní spuštění turbínového spouštěče pomocí vnějšího elektrického zdroje a elektrostartéru, která posléze přejde do etapy spuštění velkého leteckého motoru.

Součástí systému spuštění turbínového spouštěče je elektrostartér „ST-3PT“, dvě zapalovací svíčky „SD-110-4“, blok spouštěcích cívek, které vytvářejí potřebné napětí pro vznik elektrické jiskry, a panel spuštění obsahující programové mechanismy a elektrické vybavení. Napětí na sekundárním vinutí bloku spouštěcích cívek musí být po dobu chodu turbínového spouštěče minimálně 10 kV. Ke kontrole bezpečného průběhu spuštění slouží také termočlánek pro snímání teploty výstupních spalin, který je umístěn ve výstupním hrdle turbínového spouštěče.

Ovládání spuštění je automatické pomocí spouštěcího tlačítka. Pro činnost je nutné dodržet podmínky:

- Napětí na svorkách elektrostartéru 27V -10%
- Tlak oleje před turbínovým spouštěčem 0,147 až 0,264 MPa (1,5 až 2,7 kp·cm⁻²)
- Tlak paliva 1,226 až 1,716 MPa (12,5 až 17,5 kp·cm⁻²)

K zastavení normálně spuštěného turbínového spouštěče dochází automaticky pomocí odstředivého vypínače.

2.4 Shrnutí analýzy

Po rozboru základních principů funkce turbínového spouštěče, jeho konstrukčních uzlů a řídicích a regulačních systémů lze vyvodit následující:

- 1) Pro delší činnost by bylo nutné turbínový spouštěč provozovat se sníženými parametry, které se projeví nižším získaným výkonem.
- 2) Turbínový spouštěč poměrně ke svým rozměrům a hmotnosti vytváří velký výkon na výstupní hřídeli. Odebíraný výkon lze využívat například přímo jako mechanický pro pohon čerpadla nebo jej pomocí generátoru měnit na elektrický výkon. Je tak vhod-

ným objektem pro výzkumné účely v oblasti malých energetických zdrojů, například jako rychle startujících záloh nebo kogeneračních jednotek.

- 3) Vzhledem k jeho původnímu účelu není vhodný pro dlouhodobý provoz a ani není přizpůsoben pro provoz v laboratoři. Bude třeba navrhnout optimalizaci činnosti nebo navrhnout způsob vnějšího chlazení tak, aby se snížilo tepelné zatížení, případně upravit konstrukci pro zlepšení chlazení disku a lopatek obou plynových turbín. Z hlediska laboratorního provozu bude potřeba navrhnout systémy řízení a regulace, systém snímání provozních dat a provést návrh dalších částí umožňující spolehlivou a bezpečnou funkci v laboratoři, ve které budou probíhat experimentální měření.

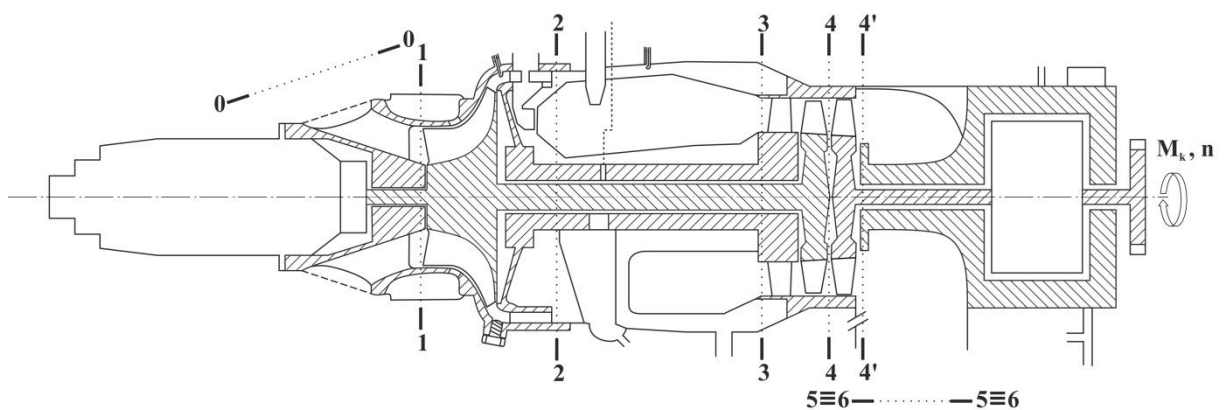
Tyto základní problémy budou řešeny v rámci projektů KKE nebo samostatných bakalářských a diplomových prací.

3 Výpočet tepelného oběhu turbínového spouštěče TS-20B

Výpočet tepelného oběhu turbokompresorového motoru je podle [4], [6], [7] a je nutné jej považovat vzhledem k některým zjednodušujícím předpokladům za přibližný. Výsledkem přibližného výpočtu tepelného oběhu jednoproudého turbohrídelového motoru je určení celkové teploty a celkového tlaku proudu vzduchu a proudu spalin v charakteristických řezech motoru. Výpočet je také proveden v programu MS Excel, kde lze snadno měnit vstupní parametry s okamžitým získáním výsledků celého výpočtu.

Motor je považovaný za pozemní a statický (nulová rychlost letu a nulová výška letu), provozovaný při maximálním režimu (maximální otáčky).

Charakteristické řezy výpočtu jsou zobrazeny na obr. 28.



Obr. 28 - Zjednodušený řez turbínovým spouštěčem TS-20B s vyznačením charakteristických řezů

Označení oblastí mezi výpočtovými řezy:

- 0 ... neovlivněná oblast atmosféry před turbínovým spouštěčem
- 0 až 1 ... vstupní podzvukové ústrojí
- 1 až 2 ... radiální jednostupňový kompresor
- 2 až 3 ... spalovací komora
- 3 až 4 ... plynová turbína prvního stupně
- 4 až 4' ... spouštěcí plynová turbína
- 4' až 5 ... výstupní soustava
- 6 ... neovlivněná oblast atmosféry za turbínovým spouštěčem

3.1 Parametry vzduchu před turbínovým spouštěčem

Z tabulky mezinárodní standardní atmosféry [8] jsou pro $H = 0$ m zjištěny následující parametry okolní atmosféry:

- statický tlak $p_0 = 101325 \text{ [Pa]}$

- statická teplota $T_0 = 288,15$ [K]

Na vstupu mezi řezy 0 a 1 není přiváděna žádná práce, protože dochází k zanedbatelné výměně tepla mezi proudícím vzduchem do motoru a okolní atmosférou, a lze tak tento proces považovat za adiabatický.

Machovo číslo:

$$Ma_0 = \frac{c_0}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_0}} \quad (3.1)$$

Kde:

c_0 ... rychlost letu ; $c_0 = 0$ [m·s⁻¹]
 κ ... adiabatický exponent pro vzduch ; $\kappa = 1,4$ [1]
 r ... měrná plynová konstanta vzduchu ; $r = 287,4$ [J·kg⁻¹·K⁻¹]

$$Ma_0 = \frac{0}{\sqrt{1,4 \cdot 287,4 \cdot 288,15}}$$

$$Ma_0 = 0 \quad [1]$$

3.2 Parametry vzduchu před vstupním ústrojím motoru

Celkový tlak v řezu 0-0:

$$p_{0c} = p_0 \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.2)$$

Celková teplota v řezu 0-0:

$$T_{0c} = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_0^2\right) \quad (3.3)$$

$$p_{0c} = 101325 \cdot \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} \cdot 0^2\right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$p_{0c} = 101325 \quad [Pa]$$

$$T_{0c} = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} \cdot 0^2\right)$$

$$T_{0c} = 288,15 \quad [K]$$

3.3 Parametry vzduchu před radiálním kompresorem motoru

U reálného vstupního ústrojí vznikají tlakové ztráty, které lze vyjádřit součiniteli zachování celkového tlaku. Jsou voleny s ohledem na nulovou rychlost letu (statický motor).

Celkový tlak v řezu 1-1:

$$p_{1c} = \sigma_{rv} \cdot \sigma_D \cdot p_{0c} \quad (3.4)$$

Celková teplota v řezu 1-1:

$$T_{1c} = T_0 + \frac{c_0^2}{2 \cdot c_{p,v}} \quad (3.5)$$

Kde:

σ_{rv}	...	součinitel zachování celkového tlaku v rázových vlnách	;	$\sigma_{rv} = 1$	[1]
σ_D	...	součinitel zachování celkového tlaku v difuzoru vstupního ústrojí	;	$\sigma_D = 0,96$ až $0,985$	[1]
$c_{p,v}$...	specifické teplo vzduchu při konstantním tlaku	;	$c_{p,v} = 1005$	[$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

Součinitel zachování celkového tlaku v difuzoru vstupního ústrojí je volen s ohledem na zvětšení hydraulického odporu vlivem umístěného sítka a vlastní konstrukci, kdy dochází k ohybu proudu vzduchu, a tím se zvyšují ztráty. Je zvolen $\sigma_D = 0,95$. Součinitel zachování celkového tlaku v rázových vlnách je při nepohybujícím se motoru $\sigma_{rv} = 1$.

$$p_{1c} = 1 \cdot 0,95 \cdot 101325$$

$$p_{1c} = 96258,75 \quad [Pa]$$

$$T_{1c} = 288,15 + \frac{0^2}{2 \cdot 1005}$$

$$T_{1c} = 288,15 \quad [K]$$

3.4 Parametry vzduchu za radiálním kompresorem motoru

Celkový tlak v řezu 2-2:

$$p_{2c} = p_{1c} \cdot \pi_{Kc} \quad (3.6)$$

Celková teplota v řezu 2-2:

$$T_{2c} = T_{1c} \cdot \left(1 + \frac{\pi_{Kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{Kc}} \right) \quad (3.7)$$

Kde:

$$\pi_{Kc} \dots \text{celkový stupeň stlačení kompresoru} \quad ; \quad \pi_{Kc} = 2,5 \quad [1]$$

$$\eta_{Kc} \dots \text{celková účinnost kompresoru} \quad ; \quad \eta_{Kc} = 0,73 \quad [1]$$

$$p_{2c} = 96258,75 \cdot 2,5$$

$$p_{2c} = 240646,88 \quad [Pa]$$

$$T_{2c} = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{2,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,73} \right)$$

$$T_{2c} = 406,28 \quad [K]$$

3.5 Parametry spalín za spalovací komorou motoru

Ve spalovací komoře dochází k přeměně chemické energie v palivu na tepelnou. Spalovací proces v ideálním případě probíhá izobaricky. U reálného procesu však dochází k mírným tlakovým ztrátám v důsledku hydraulických ztrát a přívodu tepla.

Celkový tlak v řezu 3-3:

$$p_{3c} = \sigma_{sk} \cdot p_{2c} \quad (3.8)$$

Kde:

$$\sigma_{sk} \dots \begin{array}{l} \text{součinitel zachování celkového tlaku v hlavní} \\ \text{spalovací komoře} \end{array} \quad ; \quad \sigma_{sk} = 0,92 - 0,97 \quad [1]$$

Součinitel zachování celkového tlaku v hlavní spalovací komoře je volen $\sigma_{sk} = 0,92$.

$$p_{3c} = 0,92 \cdot 240646,88$$

$$p_{3c} = 221395,13 \quad [Pa]$$

Celková teplota za spalovací komorou je dána maximální přípustnou teplotou před turbínou, která je omezena materiálem a schopností chlazení lopatek. Je určena na základě technických parametrů turbínového spouštěče TS-20B (viz kapitola 2.1).

Celková teplota v řezu 3-3:

$$T_{3c} = 1123,15 \quad [K]$$

3.6 Parametry spalín za plynovou turbínou motoru

Plynová turbína slouží pro pohon kompresoru, a proto musí platit rovnost výkonu plynové turbíny a výkonu kompresoru. Z této rovnosti jsou pak vyjádřeny vztahy pro celkový tlak a celkovou teplotu za plynovou turbínou.

Celkový tlak v řezu 4-4:

$$p_{4c} = p_{3c} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{T_{4c}}{T_{3c}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{Tc}} \right)^{\frac{\kappa'}{\kappa'-1}} \quad (3.9)$$

Celková teplota v řezu 4-4:

$$T_{4c} = T_{3c} - \frac{c_{p,v}}{c_{p,pl} \cdot \eta_{ml}} \cdot (T_{2c} - T_{1c}) \cdot \frac{Q_v}{Q_{pl}} \quad (3.10)$$

Kde:

η_{Tc}	... celková účinnost plynové turbíny	; $\eta_{Tc} = 0,8$	[1]
κ'	... adiabatický exponent pro spaliny	; $\kappa' = 1,33$	[1]
$c_{p,pl}$... specifické teplo spalín při konstantním tlaku	; $c_{p,pl} = 1158$	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
η_{ml}	... mechanická účinnost převodu plynová turbína-kompresor	; $\eta_{ml} = 0,96 - 0,98$	[1]
Q_v	... průtočné množství vzduchu	; $Q_v = 1,3$	[kg · s ⁻¹]
Q_{pl}	... průtočné množství spalín ²⁸	; $Q_{pl} = 1,3$	[kg · s ⁻¹]

Mechanická účinnost zahrnuje ztráty třením v ložiskách a závisí i na velikosti motoru. Je volena $\eta_{ml} = 0,93$. Určení účinnosti plynové turbíny závisí na počtu stupňů, na její velikosti a chlazení, a proto $\eta_{Tc} = 0,8$.

$$T_{4c} = 1123,15 - \frac{1005}{1158 \cdot 0,93} \cdot (406,28 - 288,15) \cdot \frac{1,3}{1,3}$$

$$T_{4c} = 1012,91 \quad [K]$$

$$p_{4c} = 221395,13 \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{1012,91}{1123,15} \right) \cdot \frac{1}{0,8} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}}$$

$$p_{4c} = 130636,7 \quad [Pa]$$

²⁸ Průtočné množství vystupujících spalín je u kontrolního výpočtu možné uvažovat totožné s průtočným množstvím vstupujícího vzduchu

3.7 Parametry spalín na výstupu z motoru

3.7.1 Adiabatická teplota spalín na výstupu z motoru

V případě, že by v cestě proudu spalín nestála spouštěcí turbína, lze přibližně určit statickou adiabatickou teplotu v neovlivněné atmosféře za turbínovým spouštěčem.

$$T_{\delta ad} = T_{4c} \cdot \left(\frac{p_{0c}}{p_{4c}} \right)^{\frac{\kappa'-1}{\kappa'}} \quad (3.11)$$

$$T_{\delta ad} = 1012,91 \cdot \left(\frac{101325}{130636,7} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}$$

$$T_{\delta ad} = 951,03 \text{ [K]}$$

3.7.2 Adiabatická teplota spalín na výstupu ze spouštěcí plynové turbíny

Ze statické teploty $T_{\delta ad}$ a ze znalosti rychlosti spalín na výstupu lze zpětně dopočítat celkovou adiabatickou teplotu za spouštěcí turbínou.

$$T_{4'cad} = T_{\delta ad} + \frac{c_6^2}{2 \cdot c_{p,pl} \cdot \varphi_{zr}} \quad (3.12)$$

Kde:

c_6 ... rychlost spalín na výstupu ; $c_6 = 50 - 70 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$

φ_{zr} ... součinitel ztráty rychlosti ve výstupní dýze ; $\varphi_{zr} = 0,9 \text{ [1]}$

Rychlost spalín na výstupu je nízká, protože turbínový spouštěč nevytváří žádný tah a většina práce spalín je přeměněna na mechanický výkon na hřídeli. Rychlost na výstupu je volena $c_6 = 70 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$T_{4'cad} = 951,03 + \frac{70^2}{2 \cdot 1158 \cdot 0,9}$$

$$T_{4'cad} = 953,38 \text{ [K]}$$

3.8 Parametry spalín za spouštěcí plynovou turbínou

Celkový tlak v řezu 4' - 4'c:

$$p_{4'c} = p_{4c} \cdot \left(\frac{T_{4'cad}}{T_{4c}} \right)^{\frac{\kappa'-1}{\kappa'}} \quad (3.13)$$

Celková teplota v řezu 4' - 4'c:

$$T_{4'c} = T_{4c} - (T_{4c} - T_{4'cad}) \cdot \eta_{Tvc} \quad (3.14)$$

Kde:

$$\eta_{Tvc} \quad \dots \quad \text{celková účinnost spouštěcí plynové turbíny} \quad ; \quad \eta_{Tvc} = 0,81 \quad [1]$$

$$p_{4'c} = 130636,7 \cdot \left(\frac{953,38}{1012,91} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}$$

$$p_{4'c} = 102338,22 \quad [Pa]$$

$$T_{4'c} = 1012,91 - (1012,91 - 953,38) \cdot 0,81$$

$$T_{4'c} = 964,69 \quad [K]$$

Z hlediska správné funkce motoru musí být teplota spalin na výstupu menší nebo rovna maximální dovolené teplotě. Tato dovolená teplota je omezena především použitými materiály. Je určena na základě technických parametrů turbínového spouštěče TS-20B (viz kapitola 2.1).

$$T_{4'c} \leq T_{4'd} \quad (3.15)$$

$$964,69 \leq 760 + 273,15$$

$$964,69 \leq 1033,15$$

Podmínka na výstupní teplotu je splněna.

3.9 Efektivní výkon motoru

$$P_{ef} = Q_{pl} \cdot c_{p,pl} \cdot (T_{4c} - T_{4'c}) \cdot \eta_{mll} \quad (3.16)$$

Kde:

$$\eta_{mll} \quad \dots \quad \text{mechanická účinnost převodu spouštěcí plynová turbína-reduktor} \quad ; \quad \eta_{mll} = 0,93 \quad [1]$$

$$P_{ef} = 1,3 \cdot 1158 \cdot (1012,91 - 964,69) \cdot 0,93$$

$$P_{ef} = 67515,11 \quad [W]$$

3.10 Výkon motoru na hřídeli

$$P_{v0} = P_{ef} \cdot \eta_{red} \quad (3.17)$$

Kde:

$$\eta_{red} \dots \text{mechanická účinnost reduktoru} ; \eta_{red} = 0,9 \quad [1]$$

$$P_{v0} = 67515,11 \cdot 0,9$$

$$P_{v0} = 60763,6 \quad [W]$$

3.11 Měrný výkon motoru

$$P_{vm0} = \frac{P_{v0}}{Q_{pl}} \quad (3.18)$$

$$P_{vm0} = \frac{60763,6}{1,3}$$

$$P_{vm0} = 46741,23 \quad [W \cdot kg^{-1}]$$

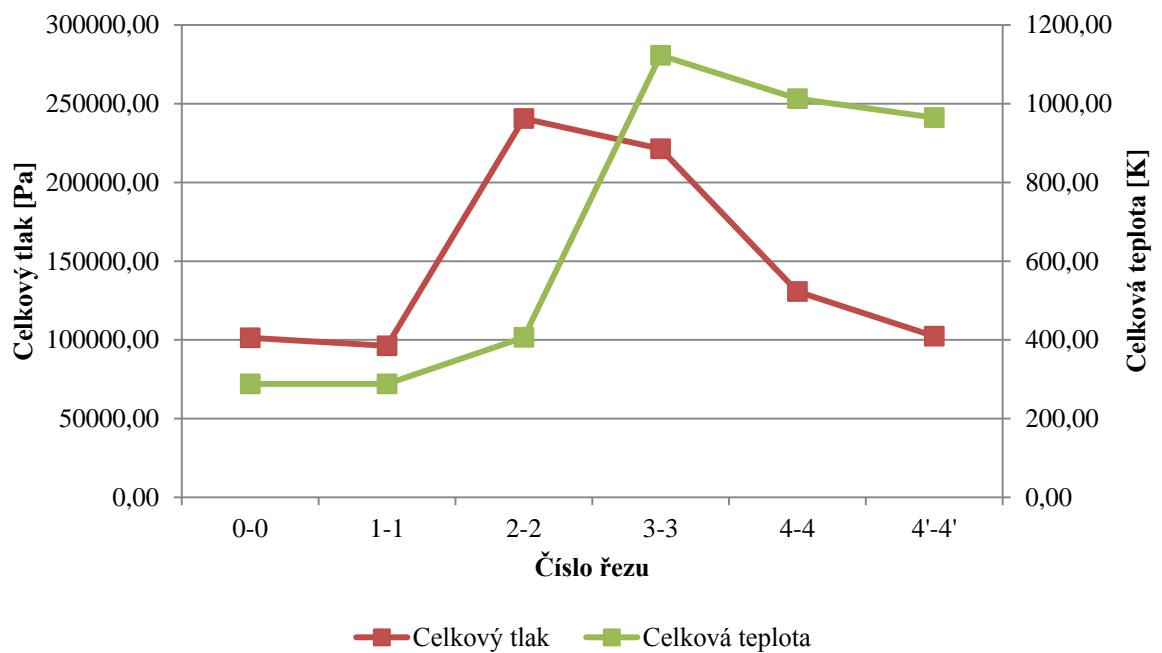
3.12 Přehled výsledků výpočtu tepelného oběhu

Výsledky výpočtu tepelného oběhu jsou uspořádány do tabulky a průběh celkových parametrů při průtoku vzduchu a spalin turbínovým spouštěčem TS-20B je zobrazen graficky. Odchylka teoretického výpočtu od skutečného stavu je získána na základě poměru teoretického výkonu k výkonu uváděného výrobcem.

Tabulka 1 - Výsledky výpočtu tepelného oběhu turbínového spouštěče TS-20B

Veličina	Hodnota	Jednotky
p_0	101325	[Pa]
T_0	288,15	[K]
M_0	0	[1]
p_{0c}	101325	[Pa]
T_{0c}	288,15	[K]
p_{1c}	96258,75	[Pa]
T_{1c}	288,15	[K]
p_{2c}	240646,88	[Pa]
T_{2c}	406,28	[K]

P_{3c}	221395,13	[Pa]
T_{3c}	1123,15	[K]
T_{4c}	1012,91	[K]
P_{4c}	130636,7	[Pa]
T_{6ad}	951,03	[K]
$T_{4'cad}$	953,38	[K]
$P_{4'c}$	102338,22	[Pa]
$T_{4'c}$	964,69	[K]
P_{ef}	67515,11	[W]
P_{v0}	60763,6	[W]
P_{vm0}	46741,23	[W · kg ⁻¹]



Graf 1 - Průběh celkových parametrů

Porovnání vypočítaného a štitkového výkonu:

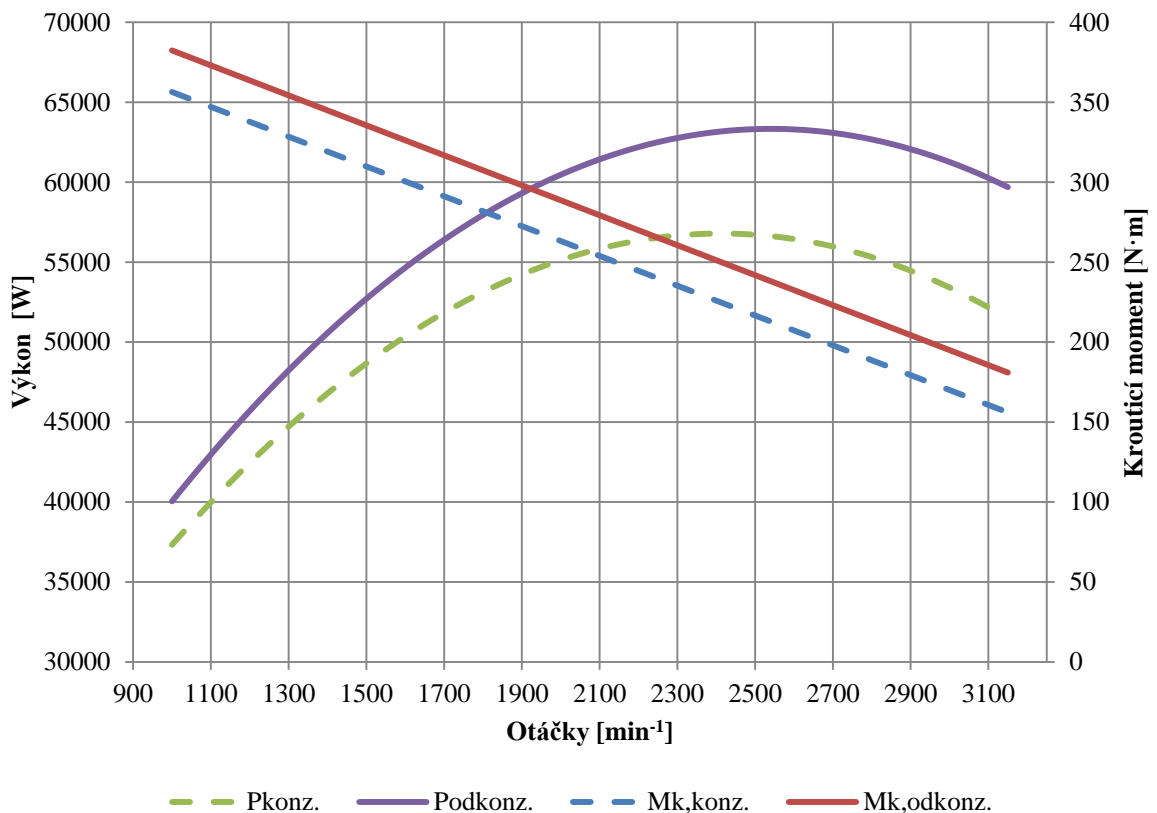
V literatuře [3] je uveden průběh krouticího momentu v závislosti na výstupních otáčkách. Tato závislost byla převedena z původních jednotek do jednotek soustavy SI, a proto je vytvořen nový graf této závislosti, který je doplněn o průběh výkonu vypočítaného podle:

$$P = M_k \cdot \omega = M_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (3.19)$$

Kde:

P	... výkon	$[W]$
M_k	... krouticí moment	$[N \cdot m]$
ω	... úhlová rychlost	$[rad \cdot s^{-1}]$
n	... otáčky	$[min^{-1}]$

V následujícím grafu (graf 2) je čárkovanou čarou znázorněn průběh krouticího momentu a jemu odpovídajícímu výkonu při odkonzervování turbínového spouštěče, kdy je vlivem konzervace v turbínovém spouštěči velké množství oleje a je tak snížena účinnost spalování a tím tepelného cyklu. Plnou čarou je pak zobrazen krouticí moment a výkon při již odkonzervovaném turbínovém spouštěči.



Graf 2 - Závislost krouticího momentu na výstupních otáčkách a průběh výkonu turbínového spouštěče

Z průběhu výkonu (viz graf 2) je možné odečíst přibližný výkon turbínového spouštěče při maximálních otáčkách výstupního hřídele, tj. $2950 + 200 \text{ min}^{-1}$.

$$P_{zad.} \doteq 60000 \text{ [W]}$$

Odchylka získaného výkonu z tepelného výpočtu od hodnoty udané výrobcem je:

$$\Delta P = \left(1 - \frac{P_{výp.}}{P_{zad.}} \right) \cdot 100 \quad (3.20)$$

$$\Delta P = \left(1 - \frac{60763,6}{60000} \right) \cdot 100$$

$$\Delta P = -1,27 \text{ [%]}$$

4 Pevnostní výpočet disku spouštěcí (volné) plynové turbíny

Disky turbín patří mezi nejdůležitější prvky k určování spolehlivosti turbínových motorů. Jejich poškození během provozu je velmi nebezpečné, protože může vést k jeho roztržení na úlomky, které mají velkou kinetickou energii a které mohou poškodit ostatní konstrukční prvky motoru nebo dokonce vnější zařízení. Proto je důležité věnovat patřičnou pozornost jejich pevnostnímu výpočtu.

V této kapitole je proveden jeden z možných způsobů statického výpočtu pevnosti disku spouštěcí (volné) plynové turbíny turbínového spouštěče TS-20B, a to metodou konečných diferencí podle literatury [9] a [10]. Výpočet je nutné považovat za přibližný, s ohledem na různé zjednodušující předpoklady, a kontrolní, protože se jedná o již existující disk. Případně jej lze využít jako výpočet prvotního návrhu pro nový disk.

4.1 Rozbor zatížení disku

Zatížení působící na disky plynových turbín, ale i axiálních kompresorů, je komplexním zatížením. Jedná se o kombinaci působení odstředivých sil rotujících hmot (disku, lopatek), tlaku spalin na plochy disku a lopatek, deformace hřídele a v případě motoru v leticím letadle i gyroskopických momentů. Kromě toho jsou disky namáhány od nerovnoměrného rozložení teploty po poloměru a tloušťce.

Odstředivé síly vlastní hmoty disku a oběžných lopatek způsobují vznik napětí v radiálním a obvodovém směru. Ve stejných směrech působí i napětí od nerovnoměrného rozložení teplot. Ke vzniku tahových a tlakových napětí v disku dochází již v případě jeho lisování na hřídel.

Kromě předchozích napětí vznikají v disku také napětí od krutu a ohybu. Krut vzniká přenosem točivého momentu působením proudu spalin na oběžné lopatky. Ohybová napětí jsou důsledkem rozdílných hodnot tlaku před a za diskem působícího na plochu disku, dále působí axiální síly od proudících spalin, nerovnoměrného rozložení teploty po tloušťce a případně i gyroskopických momentů.

Napětí od krutu je obvykle velmi malé a nezahrnuje se do výpočtů. Ohybové napětí je závislé na tloušťce disku a tak je významné především u tenkých disků. Ohyb disku od proudících spalin je obvykle vyrovnán momenty od odstředivých sil vzniklých posunutím těžišť rotujících hmot vlivem ohybu. Z tohoto důvodu se ohybová napětí také do výpočtu nezahrnují.

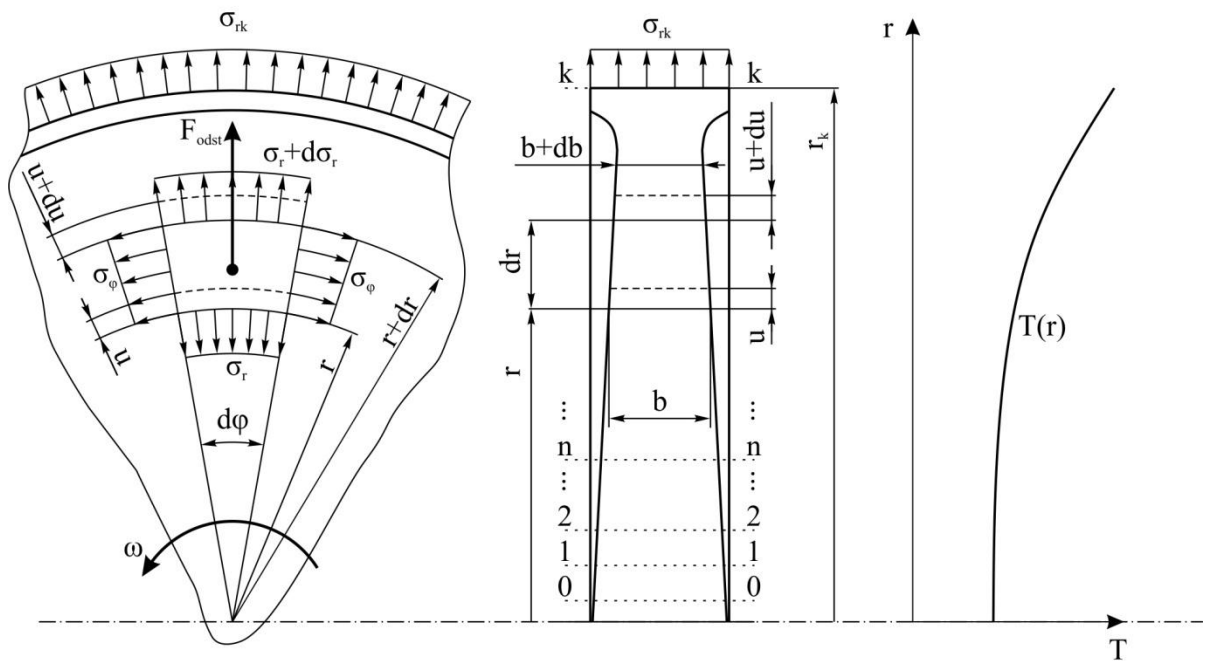
Výpočet je tedy založen na odstředivých silách vlastní hmoty disku a oběžných lopatek s uvažováním nerovnoměrného rozložení teploty podél poloměru.

4.2 Základní předpoklady a výpočtové vztahy

Před vlastním výpočtem je nejprve nutné uvést základní předpoklady:

- disk je vzhledem ke střední rovině symetrický
- teplota se mění pouze s poloměrem
- jedná se o disk z homogenního materiálu
- odstředivá síla od zámkové části disku a oběžných lopatek je rovnoměrně rozložena po vnější válcové části disku, působení těchto sil je nahrazeno radiálním napětím

- osová a smyková napětí a napětí od kmitání jsou zanedbatelná, namáhání je dvouosé
- místní tvarové účinky včetně excentrických otvorů nemají na celkovou napjatost vliv
- Poissonovo číslo se s teplotou nemění $\mu \neq \mu(T)$
- hustota se s teplotou nemění $\rho \neq \rho(T)$
- platnost výpočtu je pouze v oblasti platnosti Hookova zákona



Obr. 29 – Výpočtové schéma

Z rovnováhy nekonečně malého elementu disku na obr. 29, který je omezen dvěma válcovými plochami a dvěma axiálními rovinami, a z deformačních podmínek, vycházejí po úpravách tyto diferenciální rovnice:

$$d\sigma_r = -\sigma_r \cdot \left(\frac{db}{b} + \frac{dr}{r} \right) + \sigma_\varphi \cdot \frac{dr}{r} - \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \frac{dr}{r} \quad (4.1)$$

$$d\sigma_\varphi = \sigma_\varphi \cdot \left(-\frac{dr}{r} + \frac{dE_T}{E_T} \right) + \sigma_r \cdot \left(\frac{dr}{r} - \mu \cdot \frac{db}{b} - \mu \cdot \frac{dE_T}{E_T} \right) - \mu \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \frac{dr}{r} - E_T \cdot d(\alpha_T \cdot T) \quad (4.2)$$

Přesné řešení diferenciálních rovnic (4.1) a (4.2) je možné pouze pro tvarově jednoduché disky jako například disk konstantní tloušťky, kuželové, hyperbolické a tvary paraboly druhého řádu a jiné. Pro libovolný profil musí být tyto rovnice řešeny prostřednictvím přibližných numerických metod.

Jednou z těchto metod je i metoda konečné diference, která nahrazuje systém diferenciálních rovnic rovnicemi algebraickými. Diferenciály vyskytující se v rovnicích (4.1) a (4.2) jsou nahrazeny takto:

$$\left. \begin{aligned} d\sigma_r &\approx \Delta\sigma_r = \sigma_m - \sigma_{r(n-1)} \\ d\sigma_\varphi &\approx \Delta\sigma_\varphi = \sigma_{\varphi n} - \sigma_{\varphi(n-1)} \\ dr &\approx \Delta r = r_n - r_{n-1} \\ db &\approx \Delta b = b_n - b_{n-1} \\ dE_T &\approx \Delta E_T = E_n - E_{(n-1)} \\ d(\alpha_T \cdot T) &\approx \Delta(\alpha_T \cdot T) = (\alpha \cdot T)_n - (\alpha \cdot T)_{n-1} \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

Kde:

n	... číslo výpočtového řezu	; $n = 0, 1, 2, \dots, k$	[1]
σ_r	... radiální napětí		[MPa]
σ_φ	... obvodové napětí		[MPa]
r	... poloměr výpočtového řezu		[mm]
b	... tloušťka disku na poloměru r		[mm]
E	... Youngův modul pružnosti v tahu		[MPa]
α	... součinitel tepelná roztažnosti		[K ⁻¹]
T	... teplota v místě řezu		[K]
μ	... Poissonovo číslo		[1]

Youngův modul pružnosti a součinitel tepelné roztažnosti se již neoznačuje indexem závislosti na teplotě, protože je teplota závislá na výpočtovém řezu, a všechny veličiny jsou tak vztaženy k výpočtovému řezu n .

4.3 Postup výpočtu

Vzhledem k zatížení je vhodné provést výpočet na maximálním režimu, tedy při nejvyšších otáčkách ($\omega = \omega_{\max}$) a největším zatížení od teploty, které snižují pevnost disku. V případě vyhodnocení únavy a životnosti disku by bylo nutné vypočítat rozložení napětí i pro ostatní režimy, například režim spouštění a vypínání motoru. S ohledem na jeden výpočtový režim tak není únava a životnost součástí výpočtu pevnosti disku.

4.3.1 Materiálová charakteristika

Neznámý materiál disku spouštěcí plynové turbíny byl určen na základě předpokladu, že disky obou turbín turbínového spouštěče mají shodné materiálové složení. Předběžné určení materiálu bylo provedeno na obou discích plynových turbín (disk plynové turbíny turbo-

kompresoru – I, disk spouštěcí plynové turbíny – II). Přesné určení proběhlo, ale pouze na disku turbíny turbokompresoru, který má KKE k dispozici i jako volný kus a lze ho tak umístit do měřicího přístroje. Porovnáním všech měření byl potvrzen předchozí předpoklad.

Určení materiálu bylo provedeno pomocí dvou metod. Nejprve předběžným měřením ve firmě „Kovy a slitiny, s.r.o.“²⁹ pomocí ručního kvantometru X-MET 3000TX [11], principiálně založeným na rentgenové fluorescenci (anglická zkratka XRF), a následně bylo toto měření ověřeno dvěma měřeními v provozní laboratoři firmy „Slévárna Chomutov, a.s.“³⁰ na elektrojiskrovém spektrálním analyzátoru SPECTROLAB JrCCD [12], na základě standardu CrNi oceli. Zjištěné procentuální chemické složení je uvedeno v Tabulka 2. Protokol z elektrojiskrové analýzy je uveden v příloze 3.

Pomocí webových tabulek [13] byl nalezen jediný odpovídající materiál zjištěného složení. Nalezený materiál, označení 37Ch12N8G8MFB (druhotné označení EI481 nebo 4Ch12N8G8MFB), je ve shodě s [9] str. 274, kde je tento materiál uveden spolu s dalšími jako vhodný pro disky plynových turbín.

Tabulka 2 – Chemické složení materiálu disku³¹

Prvek	C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Mo	V	Nb	Cu
Předběžné měření I	-	-	8,5	8,1	-	-	12,8	1,2	1,5	0,5	0,1
Předběžné měření II	-	-	8,4	8,1	-	-	12,7	1,2	1,5	0,5	0,1
První měření I	0,49	0,26	8,43	7,01	<0,001	<0,001	11,64	2,97	1,61	1,034	0,19
Druhé měření I	0,47	0,39	8,25	7,16	<0,001	<0,001	12,23	2,32	1,50	0,771	0,18
Tabulková hodnota	0,34 až 0,4	0,3 až 0,8	7,5 až 9,5	7 až 9	do 0,03	do 0,035	11,5 až 13,5	1,1 až 1,4	1,25 až 1,55	0,25 až 0,45	do 0,3

S pomocí [13] a [14] jsou určeny fyzikální vlastnosti materiálu v závislosti na teplotě (viz Tabulka 3), které jsou důležité pro výpočet. Mez pevnosti R_m a mez kluzu $R_{p0,2}$ jsou určeny z [14]. Hustota této oceli je $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a Poissonovo číslo je uvažováno pro ocel $\mu = 0,3$.

²⁹ Sídlo firmy: Zaječice 50, Vrskmaň, 43111, Jirkov; www.kovyaslitiny.cz

³⁰ Sídlo firmy: Beethovenova 1269/68, 430013, Comutov; www.slevarna-cv.cz

³¹ Chemické složení je uvedeno v [%]

Tabulka 3 - Závislost charakteristických vlastností materiálu 37Ch12N8G8MFB na teplotě

$T [^{\circ}C]$	$E [MPa]$	$\alpha \cdot 10^6 [K^{-1}]$	$R_m [MPa]$	$R_{p0,2} [MPa]$
20	174 000	-	922	588
100	-	15,9	-	-
200	160 000	17,1	-	-
300	150 000	18,2	-	-
400	143 000	19,2	-	-
450	-	-	706	490
500	135 000	20,3	-	-
600	128 000	21,2	588	441
650	-	-	549	421
700	125 000	22,2	-	372
800	-	23,2	-	-
900	-	24,2	-	-

4.3.2 Výpočet napětí od odstředivých sil

Radiální napětí vzniklé odstředivými silami rotující hmoty zámkové části disku a oběžných lopatek lze určit z následujícího vztahu:

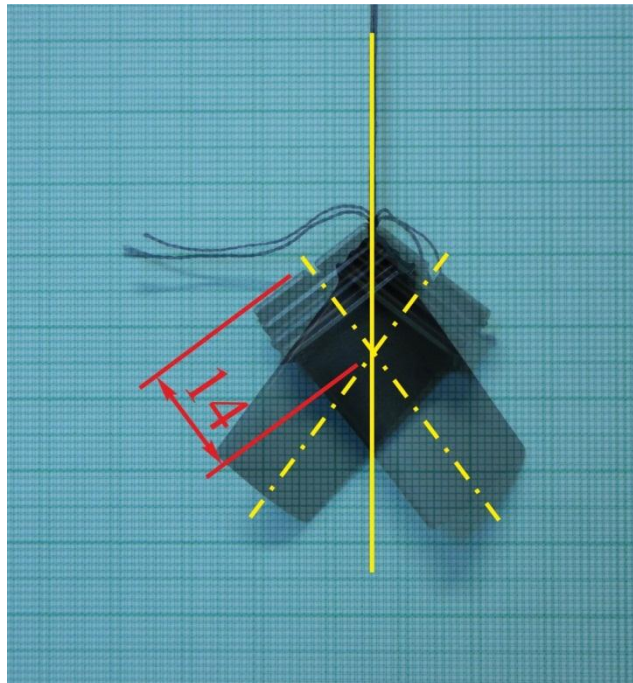
$$\sigma_{rk} = \frac{z \cdot (F_{lp} + F_{zm})}{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot b_k} = \frac{z \cdot (m_{lp} \cdot r_{Tlp} \cdot \omega^2 + m_{zm} \cdot r_{Tzm} \cdot \omega^2)}{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot b_k} \quad (4.4)$$

Kde:

σ_{rk}	... radiální napětí od odstředivých sil	$[MPa]$
z	... počet lopatek	$[1]$
F_{lp}	... odstředivá síla od lopatek	$[N]$
F_{zm}	... odstředivá síla od zámkové části	$[N]$
r_k	... poloměr paty zámkové části	$[mm]$
b_k	... tloušťka disku v místě zámkové části	$[mm]$

m_{lp}	... hmotnost jedné lopatky	$[g]$
m_{zm}	... hmotnost jednoho lopatkového zámku	$[g]$
r_{Tlp}	... poloměr těžiště lopatky od středu disku	$[mm]$
r_{Tzm}	... poloměr těžiště zámku od středu disku	$[mm]$
ω	... úhlová rychlost	$[rad \cdot s^{-1}]$

Těžiště zámkové části, které má tvar lichoběžníku, je určeno z geometrického těžiště. Těžiště lopatky je odhadnuto experimentálně. Experiment vychází z předpokladu, že osa soustavy elementárních tíhových sil při různém libovolném natočení tělesa v gravitačním poli Země prochází vždy těžištěm.



Obr. 30 - Experimentální určení těžiště

Těžiště lopatky se nachází na kolmé ose lopatky ke spodní ploše stopky lopatky ve vzdálenosti 14 mm. Hmotnost lopatky byla zjištěna jejím zvážením a je 18 g.

Poloměr těžiště zámku se určí ze vztahu:

$$r_{Tzm} = r_k + \frac{v}{3} \cdot \frac{a + 2 \cdot c}{a + c} \quad (4.5)$$

Kde:

v	... výška zámku	$[mm]$
a	... šířka zámku na konci stopky lopatky	$[mm]$

c ... šířka zámku pod patou lopatky [mm]

$$r_{Tzm} = 45 + \frac{8}{3} \cdot \frac{7 + 2 \cdot 6}{7 + 6}$$

$$r_{Tzm} = 48,89 \text{ [mm]}$$

Hmotnost jednoho zámku:

$$m_{zm} = \rho \cdot \frac{a + c}{2} \cdot v \cdot b_k \cdot \cos \alpha \quad (4.6)$$

Kde:

α ... úhel natočení zámkové drážky vůči ose disku [°]

$$m_{zm} = 0,00785 \cdot \frac{7 + 6}{2} \cdot 8 \cdot 20,3 \cdot \cos 10^\circ$$

$$m_{zm} = 8,16 \text{ [g]}$$

Napětí od odstředivých sil zámkové části disku a lopatek:

$$\sigma_{rk} = \frac{26 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 49000}{60} \right)^2 \cdot (18 \cdot (14 + 45) + 8,16 \cdot 48,89)}{2 \cdot \pi \cdot 45 \cdot 20,3}$$

$$\sigma_{rk} = 174,247 \text{ [MPa]}$$

4.3.3 Rozložení teploty

Nejspolehlivěji lze rozložení teploty disku určit experimentálně například pomocí termočlánků. Tento způsob je však velmi technicky a časově náročný. Ke stanovení teploty podél poloměru lze použít řadu výpočetních metod, které jsou svou složitostí podobné výpočtům teplot v lopatkách. K určení teploty proudících spalin přes oběžné lopatky spouštěcí turbíny je využito výsledků z výpočtu tepelného oběhu v kapitole 3.

Pro přibližné určení rozložení teploty podél poloměru disku se podle [9] obvykle používá kvadratická funkce ve tvaru:

$$T = T_0 + (T_k - T_0) \cdot \left(\frac{r - r_0}{r_k - r_0} \right)^2 \quad (4.7)$$

Kde:

T_0	... teplota na poloměru r_0	; $T_0 = 523,15$ až $573,15$	[K]
T_k	... teplota na poloměru r_k		[K]
r_0	... výpočtový poloměr nultého řezu		[mm]

Teplota disku na vnějším výpočtovém poloměru lze určit podle vztahu:

$$T_k = T_{lpk} - \Delta T_z \quad (4.8)$$

Kde:

T_{lpk}	... teplota lopatky u kořene		[K]
ΔT_z	... pokles teploty vlivem přestupu tepla do disku	; $\Delta T_z = 70$ až 100	[K]

Teplota lopatky se určí ze vztahu:

$$T_{lpk} = T_{střed} - \Delta T_k \quad (4.9)$$

Kde:

$T_{střed}$... střední teplota lopatky		[K]
ΔT_k	... pokles teploty směrem ke kořeni lopatky	; $\Delta T_k = 100$ až 200	[K]

Střední teplota lopatky se určí podle vztahu uvedeného v [9] str. 251:

$$T_{střed} = (1 - \Theta) \cdot \left(T_r^* - \frac{1}{c_{p,pl}} \cdot \left(W_T - \frac{u_{střed}^2}{2} \right) \right) + \Theta \cdot T_{ochlz} \cdot T_k^* \quad (4.10)$$

Kde:

Θ	... součinitel hloubky ochlazení lopatky		[1]
T_r^*	... střední teplota spalin		[K]
W_T	... měrná expanzní práce spalin v turbíně		[W · kg ⁻¹]
$u_{střed}$... obvodová rychlost na středním průměru oběžných lopatek		[m · s ⁻¹]
T_{ochlz}	... teplota chladícího vzduchu		[K]
T_k^*	... teplota vzduchu za kompresorem		[K]

Střední teplota spalin se určí jako aritmetický průměr teplot spalin před a za lopatkou:

$$T_r^* = \frac{T_{4c} + T_{4'c}}{2} \quad (4.11)$$

Obvodová rychlost na středním průměru lopatek:

$$u_{střed} = \frac{\pi \cdot D_{střed} \cdot n}{60} \quad (4.12)$$

Kde:

$$D_{střed} \quad \dots \quad \text{střední průměr lopatek} \quad [m]$$

$$n \quad \dots \quad \text{otáčky turbíny} \quad [\text{min}^{-1}]$$

Měrná expanzní práce spalin ve spouštěcí plynové turbíně je určena ze znalosti teploty spalin před a za turbínou, které byly již vypočítány v kapitole 3:

$$W_T = c_{p,pl} \cdot (T_{4c} - T_{4'c}) \quad (4.13)$$

Po dosazení (4.11), (4.12) a (4.13) do (4.10):

$$T_{střed} = (1 - \Theta) \cdot \left(T_r^* - \frac{1}{c_{p,pl}} \cdot \left(c_{p,pl} \cdot (T_{4c} - T_{5c}) - \frac{\left(\frac{\pi \cdot D_{střed} \cdot n}{60} \right)^2}{2} \right) \right) + \Theta \cdot T_{ochlz} \cdot T_k^* \quad (4.14)$$

Lopatky spouštěcí plynové turbíny nejsou chlazeny, pak je podle [9] $\Theta = 0$, a rovnice se zjednoduší na tvar:

$$T_{střed} = \left(\frac{T_{4c} + T_{4'c}}{2} - \frac{1}{c_{p,pl}} \cdot \left(c_{p,pl} \cdot (T_{4c} - T_{4'c}) - \frac{\left(\frac{\pi \cdot D_{střed} \cdot n}{60} \right)^2}{2} \right) \right) \quad (4.15)$$

U tak malého disku jako je disk spouštěcí turbíny dochází k rychlému prohřevu, ale maximální teploty se vyskytují pouze okamžik vlivem velmi krátké doby běhu turbínového spouštěče. Hodnota poklesu teploty směrem ke kořeni lopatky je volena 150 K, hodnota poklesu vlivem přestupu tepla do disku je volena 100 K a teplota na středu disku 573,15 K.

$$T_{střed} = \left(\frac{1012,91 + 964,69}{2} - \frac{1}{1158} \cdot \left(1158 \cdot (1012,91 - 964,69) - \frac{\left(\frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 49000}{60} \right)^2}{2} \right) \right)$$

$$T_{střed} = 988,61 \quad [K]$$

$$T_{lpk} = 988,61 - 150$$

$$T_{pk} = 838,61 \text{ [K]}$$

$$T_k = 888,61 - 100$$

$$T_k = 738,61 \text{ [K]}$$

4.3.4 Výpočet složek napětí

Dosazením konečných diferencí (4.3) do (4.1) a (4.2), a přiřazením indexu výpočtového řezu, získáme rovnice pro výpočet napětí v jednotlivých řezech:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= A_n \sigma_0 + B_n \\ \sigma_{\varphi n} &= C_n \sigma_0 + D_n \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

Bezrozměrové součinitele A_n , B_n , C_n , D_n popisují závislost radiálního a osového napětí na výpočtovém řezu, jsou funkcí bezrozměrových součinitelů β_n , γ_n , ψ_n , δ_n , λ_n , θ_n , které popisují disk ve všech výpočtových řezech z hlediska geometrie, materiálu, úhlové rychlosti (otáček) a rozložení teploty po poloměru a lze je vyjádřit takto:

$$\left. \begin{aligned} A_n &= A_{n-1} \cdot \beta_n + C_{n-1} \cdot \gamma_n \\ B_n &= B_{n-1} \cdot \beta_n + (D_{n-1} - \psi_n) \cdot \gamma_n \\ C_n &= C_{n-1} \cdot \delta_n + A_{n-1} \cdot \lambda_n \\ D_n &= D_{n-1} \cdot \delta_n + B_{n-1} \cdot \lambda_n - \mu \cdot \psi_n \cdot \gamma_n - \theta_n \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_n &= 3 - \frac{r_n}{r_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}} \\ \gamma_n &= \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 \\ \psi_n &= \rho \cdot \omega^2 \cdot r_{n-1}^2 \\ \delta_n &= 1 + \frac{E_n}{E_{n-1}} - \frac{r_n}{r_{n-1}} \\ \lambda_n &= \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 - \mu \cdot \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}} - 2 \right) \\ \theta_n &= E_{n-1} \cdot \left((\alpha \cdot T)_n - (\alpha \cdot T)_{n-1} \right) \end{aligned} \right\} \quad (4.18)$$

Z rovnic (4.16) lze vyjádřit napětí v n -tém řezu disku pomocí napětí v nultém řezu disku σ_0 . To je možné dále vyjádřit známým radiálním napětím na k -tém řezu disku σ_{rk} .

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{rk} - B_k}{A_k} \quad (4.19)$$

Výpočet je tedy nutné provést dvakrát, nejprve s odhadnutým neznámým napětím v nultém řezu tak, aby bylo možné určit bezrozměrové součinitele (4.17) a (4.18), a vyčíslit A_k a B_k . K tomu pomohou okrajové podmínky. Druhý výpočet, již se znalostí σ_0 , pak zajistí získání výsledků skutečného radiálního a osového napětí v jednotlivých řezech.

4.3.5 Okrajové podmínky

Rovnice (4.19) byla získána vyjádřením z (4.16) psané pro k -tý řez v souladu s okrajovými podmínkami pro různé typy disků:

1) Plný disk

- pro $r = 0$ je $\sigma_{r0} = \sigma_{\varphi0} = \sigma_0$
- pro $r = r_k$ je $\sigma_r = \sigma_{rk}$

2) Disk s centrálním otvorem

- pro $r = r_c$ je $\sigma_r = 0$; $\sigma_{\varphi} = \sigma_{\varphi0} = \sigma_0$; r_c - průměr otvoru
- pro $r = r_k$ je $\sigma_r = \sigma_{rk}$

3) Disk s centrálním otvorem a nalisovaný na hřídel

- pro $r = 0$ je $\sigma_r = -\sigma_{nalis}$; $\sigma_{\varphi} = \sigma_{\varphi0} = \sigma_0$
- pro $r = r_k$ je $\sigma_r = \sigma_{rk}$

Okrajové podmínky jsou nutné pro výpočet hodnot napětí v nultém řezu. Po dosazení okrajových podmínek do (4.16), získáme pro jednotlivé případy:

$$1) \quad A_0 = 1; B_0 = 0; C_0 = 1; D_0 = 0 \quad (4.20)$$

$$2) \quad A_0 = 0; B_0 = 0; C_0 = 1; D_0 = 0 \quad (4.21)$$

$$3) \quad A_0 = 0; B_0 = -\sigma_{nalis}; C_0 = 1; D_0 = 0 \quad (4.22)$$

4.3.6 Doporučení pro volbu výpočtových řezů

Volba výpočtových řezů se řídí následujícími doporučeními:

- 1) Při výpočtu pomocí výpočetní techniky by počet řezů měl být nejméně 20, při ručním výpočtu by měl být větší než 10
- 2) Při ručním výpočtu je vhodné provést výpočet ve formě tabulky, pro možnost jednoduchého zkonstruování grafů zobrazujících výsledky
- 3) U plného disku by měl být nultý řez r_0 volen v těsné blízkosti osy, tak že

$r_0 = (0,05 \text{ až } 0,1) r_k$, protože při $r_0 = 0$ nelze rovnice (4.16), respektive (4.18), řádně číselně vyjádřit

- 4) Pro disk s centrálním otvorem je $r_0 = r_c$ by měly být první dva až tři řezy voleny tak, aby bylo přibližně $r_n/r_{n-1} = (1,05 \text{ až } 1,1)$ a v ostatních $r_n/r_{n-1} = (1,2 \text{ až } 1,4)$, hustota řezů je i závislá na charakteru změny tloušťky
- 5) Pro všechny disky je doporučováno volit řezy tak, aby poměr $b_n/b_{n-1} = (0,8 \text{ až } 1,2)$

4.3.7 Výpočet rozložení redukovaného napětí po poloměru

Vzhledem k tomu, že v disku působí rovinná napětí a deformace a že materiály jsou při posuzování bezpečnosti zkoušeny jako vzorky namáhané jednoosou napjatostí při zkoušce tahem, je potřeba účinek radiálních a obvodových napětí nahradit odpovídající pevností v tahu. Náhradu lze provést redukovaným napětím podle hypotézy HMM (energetická).

Redukované napětí se určí ze vztahu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\varphi}^2 + \sigma_r^2 - \sigma_{\varphi} \cdot \sigma_r} \quad (4.23)$$

Redukované napětí je aplikováno pro centrální část disku, kde mají napětí stejné znaménko. Na okraji disku (věnec) kde dochází k výraznému poklesu teploty směrem ke středu disku má za následek vznik záporně působících obvodových napětí, takže je vhodné určit v těchto místech redukované napětí podle Mohrovy hypotézy.

$$\sigma_{red} = \sigma_r - \lambda \cdot \sigma_{\varphi} \quad (4.24)$$

Kde:

σ_{red}	... redukované napětí ve výpočtovém řezu	[MPa]
λ	... součinitel rozdílné hodnoty napětí v tahu a tlaku	[1]

Součinitel je pro předběžné výpočty volen $\lambda = 0,5$.

Redukované napětí je nutné určit pro každý výpočtový řez.

4.3.8 Bezpečnost disku

Pro odlišení je bezpečnost značena velkým písmenem

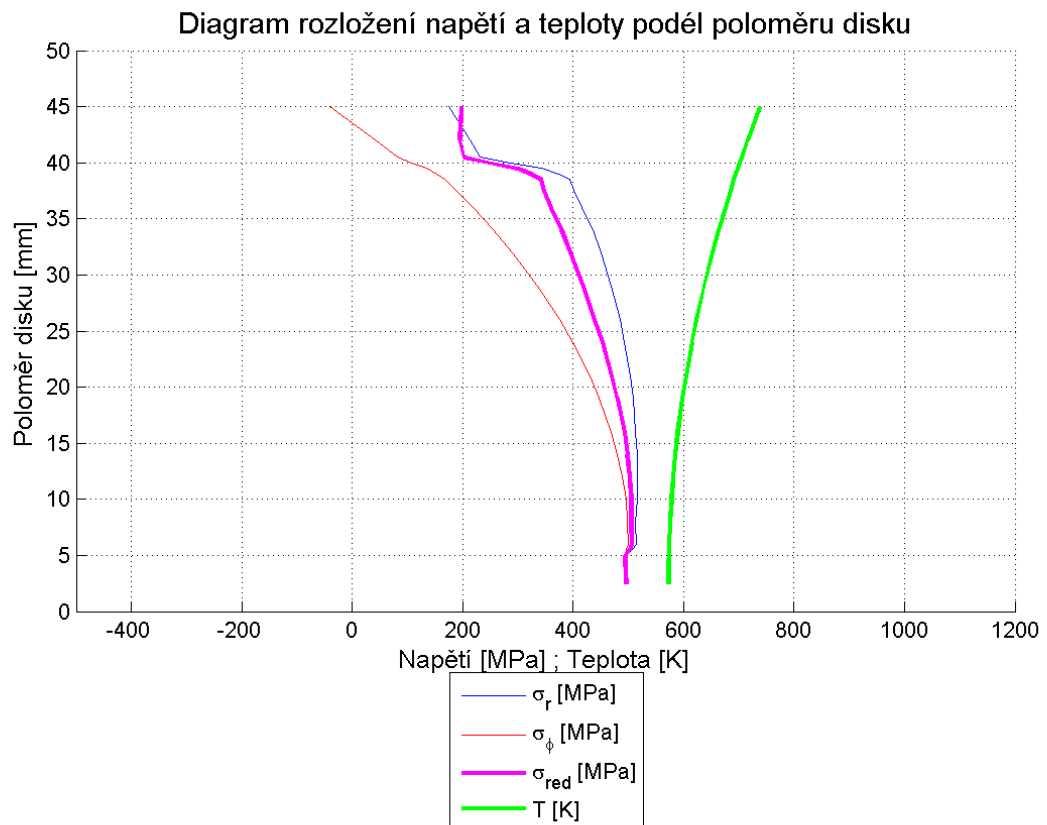
$$K_n = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad (4.25)$$

Kde:

K_n	... součinitel bezpečnosti n-tého řezu disku	[1]
$R_{p0,2}$... napětí na mezi kluzu	[MPa]

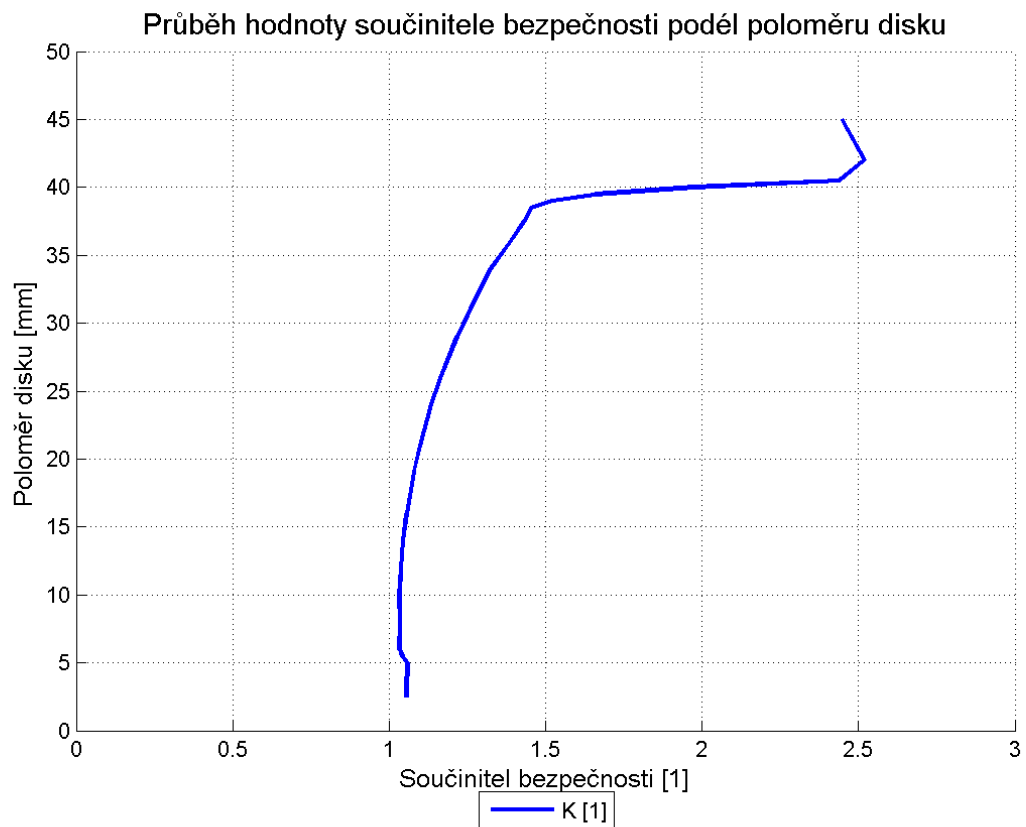
4.3.9 Numerické řešení a výsledky

Vlastní řešení pevnostní úlohy je provedeno v programovacím jazyku programu Matlab. Je vytvořen soubor se skriptem výpočtu a dále externí soubor s materiálovými veličinami závislými na teplotě, z kterého jsou informace o materiálu načítány do výpočtového skriptu. V příloze 4 je uveden zdrojový kód programu spolu s tabulkou výsledných hodnot veličin na jednotlivých poloměrech.



Graf 3 - Průběh složek napětí, redukovaného napětí a teploty podél poloměru disku

Výsledné rozložení napětí a teploty po poloměru disku je patrné z Graf 3 a součinitel bezpečnosti z Graf 4.



Graf 4 - Průběh součinitele bezpečnosti podél poloměru disku

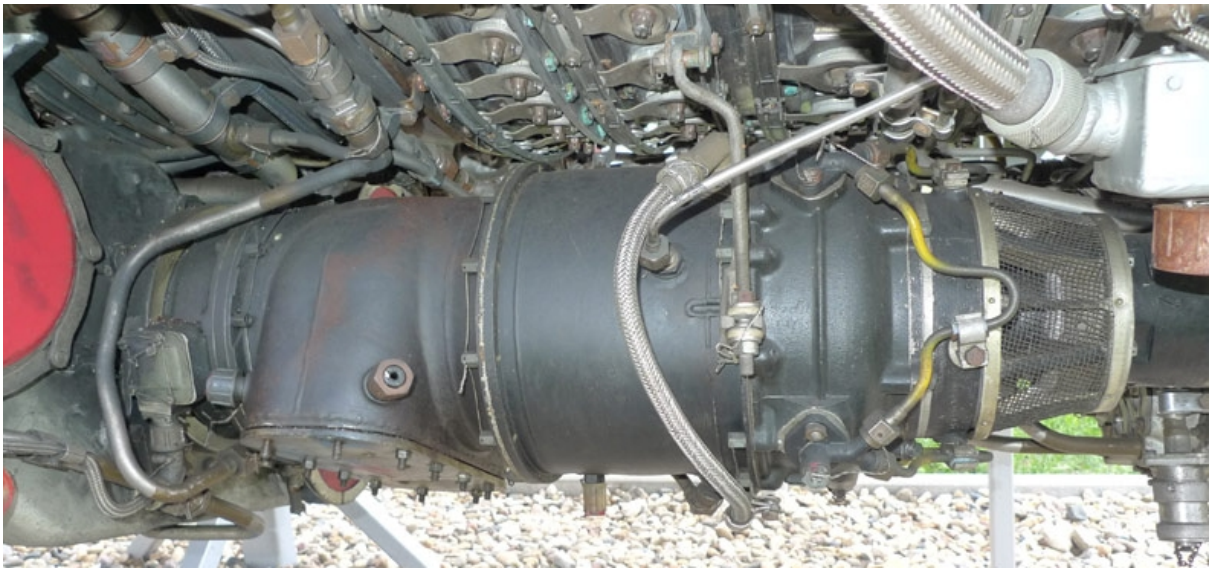
Součinitel bezpečnosti se pohybuje v rozmezí 1,06 až 2,52. Lze tedy konstatovat, že disk při daném zatížení obstojí.

Geometrie disku byla zjištěna pomocí klasických dílenských měřidel. Pokud by byl k dispozici výrobní výkres disku, mohl by být výpočet ještě zpřesněn. Měření geometrie totiž proběhlo pouze z jedné strany disku, protože, jak již bylo uvedeno, není k dispozici volný kus. Tedy se mohl silně projevit zjednodušující předpoklad o symetrii disku ke střední rovině.

5 Návrhy úprav turbínového spouštěče TS-20B

5.1 Návrh uchycení motoru

Jak již bylo uvedeno v úvodu, jednou z úprav turbínového spouštěče potřebných pro jeho zprovoznění v podmínkách školní laboratoře je i návrh způsobu jeho uchycení. Na obr. 31 je turbínový spouštěč TS-21 spouštějící velký letecký motor R-29-300 letadla MiG-23, který je v podstatě vylepšený turbínový spouštěč TS-20B. Systém upevnění je u těchto dvou spouštěčů principiálně totožný. Na tomto systému je pak založen i vlastní návrh, který tak využívá originální úchytné prvky turbínového spouštěče. Celý návrh je zpracován do podoby 3D modelů v prostředí CAD systému Catia V5R21.



Obr. 31 - Originální uchycení turbínového spouštěče TS-21³²

5.1.1 Volba materiálu základní konstrukce rámu

Základní otázkou při návrhu rámu pro uchycení turbínového spouštěče je volba použitého konstrukčního materiálu. Zvolený materiál musí zajistit dostatečnou bezpečnost při zatížení rámu a to za přijatelných ekonomických podmínek. Materiál použitý na konstrukci by měl splňovat požadavek na univerzálnost konstrukce z hlediska její možné úpravy pro jiný turbohřídelový motor nebo APU.

Materiály vhodné k použití, za definovaných požadavků, jsou ocelové [15] nebo hliníkové [16] prizmatické profily. Konstrukce z ocelových profilů je předpokládána jako svařenec a z hliníkových profilů jako šroubovaná.

³² Obrázek je převzat a upraven z originálu [20]

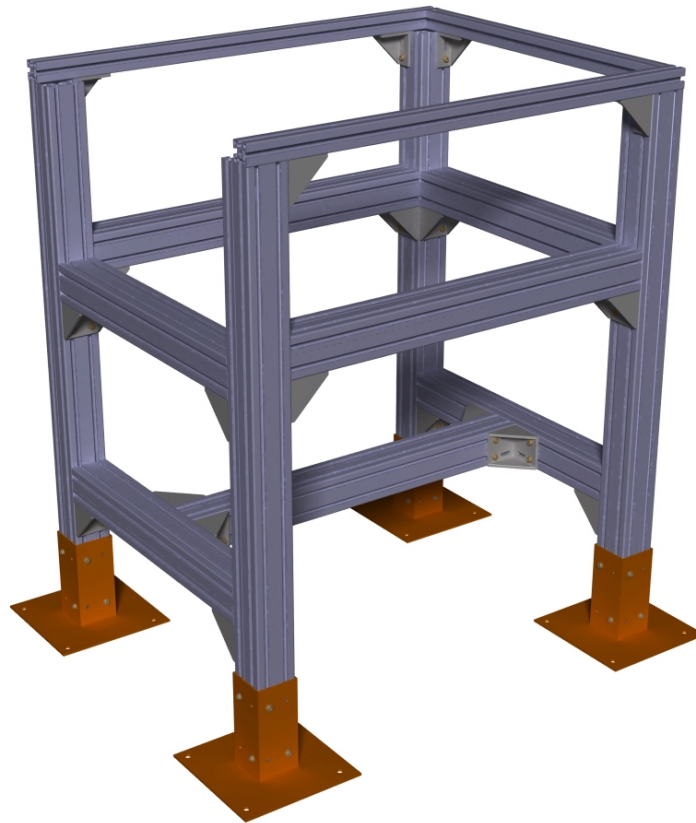
K rozhodnutí, která varianta je za daných podmínek vhodnější slouží následující přehled:

<u>Ocelový profil</u>	<u>Hliníkový profil</u>
Výhody	
<i>Materiálové vlastnosti</i>	<i>Hmotnost</i>
<i>Pořizovací cena</i>	<i>Modulárnost</i>
<i>(1 m profilu 80x80x3 – 150 Kč,</i>	<i>Jednoduchá výroba rámu svépomocí</i>
<i>1 m profilu 45x45x3 – 100 Kč)</i>	
Nevýhody	
<i>Nutnost použití přípravků pro svaření</i>	<i>Pořizovací cena</i>
<i>Výroba pouze kvalifikovaným pracovníkem</i>	<i>(1 m profilu 90x90 – 980 Kč,</i>
<i>Hmotnost</i>	<i>1m profilu 45x45 – 315 Kč)</i>
	<i>Materiálové vlastnosti</i>

Z pohledu ceny a materiálových vlastností se jeví jako výhodnější ocelová konstrukce, avšak z hlediska univerzality a ceny za výrobu takovéto konstrukce, kdy lze sestavit rám svépomocí, je výhodnější použít hliníkových profilů. Všechny motory, které se nabízejí k použití pro danou laboratoř, jsou motory, které vyvíjejí téměř nulový nebo vůbec žádný tah, a tak nároky na mechanické vlastnosti konstrukce nejsou velké. Jak ukázaly měření na existujícím zařízení na Katedře leteckého inženýrství Letecké fakulty Technické univerzity v Košicích je možné teplotní zatížení rámu, vlivem krátké doby běhu takovýchto motorů, zanedbat. Z výše zmíněných důvodů a to především z důvodu velké modulárnosti a snadnosti sestavení rámu, jsou zvoleny za konstrukční materiál hliníkové profily.

5.1.2 Návrh základní konstrukce rámu

Bude se jednat o montovaný rám (obr. 32), který bude tvořen profilovými prizmatickými nosníky o rozměrech 90x90 a 45x45 mm. Nosníky jsou vyrobeny z hliníkové slitiny Al Mg Si 0,5 F 25 podle DIN 3.3206.72 [16], jejichž povrch je pokryt přírodní vrstvou eloxu, který tak konstrukci chrání před korozi. Profily jsou vnitřně vyztuženy. Jednotlivé profily budou vzájemně spojeny za pomoci úhelníků a šroubů M8x20 s T maticí [16]. Šrouby jsou třídy pevnosti 8.8. Úhelníky zároveň splňují funkci vzpěr a zajišťují větší tuhost celé konstrukce. Umístění motoru bude ve vnitřním prostoru rámu, a tím se zvýší stabilita celé konstrukce.



Obr. 32 - Základní konstrukce rámu

Profily jsou modulární, tudíž bude možné konstrukci v případě potřeby doplnit o další konstrukční a montážní prvky nebo ji kdykoliv snadno rozebrat.

Celkové rozměry rámu bez kotvících patič budou 1345x880x1090 (VxŠxD) mm. Svou velikostí tak zajistí, že celý motor bude obklopen rámem a tím rám přesně ohraničí prostor kolem motoru. Výhodou navrhovaných rozměrů bude z pohledu ergonomie zvýšení pohodlnosti přístupu k motoru v případě montáže a ostatních prací na motoru.

Základní konstrukce navrhovaného rámu, tvořená profily o rozměru 90x90 mm, má čtyři nohy, které jsou propojeny ve třech úrovních. Spodní úroveň zvyšující tuhost rámu je tvořena dvěma příčnými a jedním podélným profilem umístěným v podélné ose rámu. Na této úrovni může být umístěna deska pro připevnění palivové a olejové nádrže, čerpadel a baterie nebo agregátu elektrického napájení elektrostartéru a ostatních obslužných zařízení. Tato deska může být složena i z profilů 45x45 mm, které tak vytvoří souvislou desku s T drážkami, ke kterým lze pak jednoduše všechna zařízení přišroubovat a libovolně je na desce umístit.

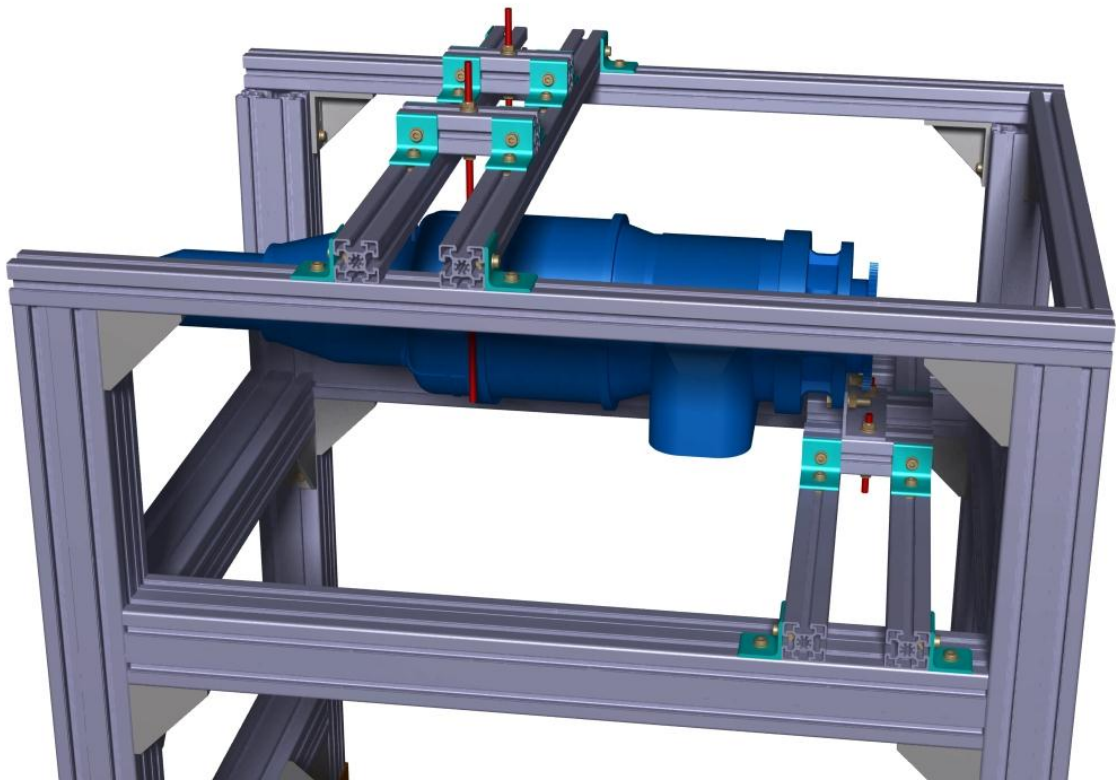
Střední úroveň je obdélníkového tvaru, který má vrcholy v opěrných nohách. Vrchní úroveň je obdobou střední s tím rozdílem, že podélné strany obdélníku jsou umístěné až na samotných vršcích opěrných nohou pro lepší přenos zatížení od uchyceného motoru a jsou tvořeny profily o rozměru 45x45 mm.

Jedna strana rámu je oproti ostatním upravena kvůli rozměrům přívodu vzduchu, který je řešen v samostatné kapitole. Vrchní úroveň má z tohoto důvodu odstraněný jeden příčný nosník a střední úroveň má na téže straně jeden nosník posunutý mírně dolů.

Rám může být na spodní straně opatřen kotvícími patičkami, které mohou být nahrazeny stavěcími nohami nebo i pojezdovými koly, případně kombinací jmenovaných prvků. Tyto prvky slouží k jednoduchému přemísťování celé konstrukce nebo k její úplné fixaci k zemi.

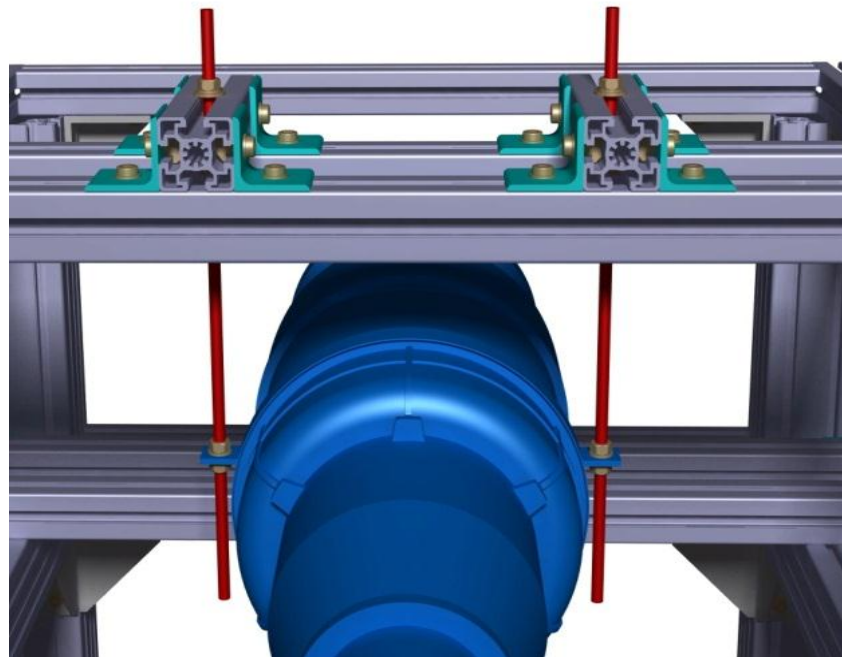
5.1.3 Uchycení motoru k rámu

Zvolený způsob využívá původních míst sloužících k připevnění turbínového spouštěče v podvěsu leteckého motoru. Uchycení je realizováno pomocí třech úchytných míst.



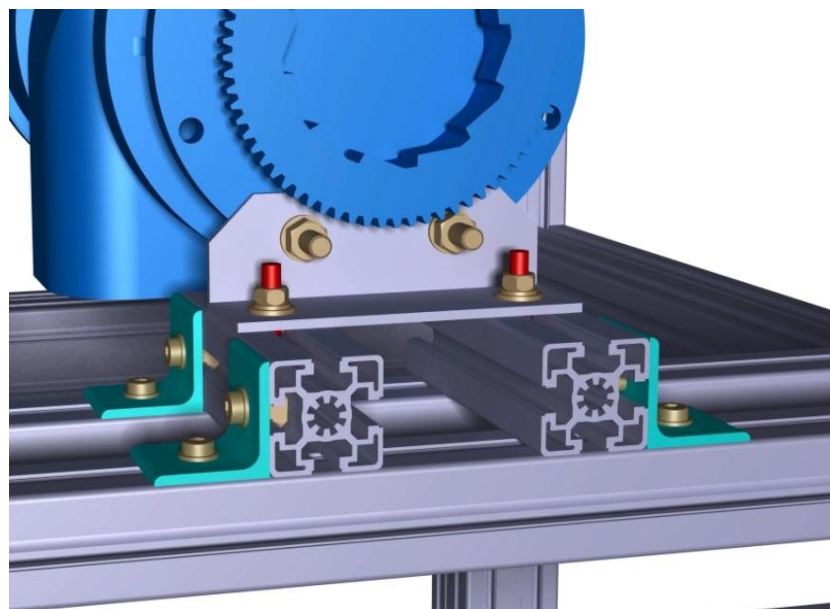
Obr. 33 - Celkový pohled na uchycení turbínového spouštěče k rámu

První dvě místa jsou v podobě dvou protilehlých destiček přivařených ke skružené a stažené páskovině umístěné na přírubovém spoji tělesa vstupního ústrojí a tělesa spalovací komory (obr. 34). K destičkám jsou pomocí čtyř matic M8 s podložkami upevněny závitové tyče se závitem M8 třídy pevnosti 8.8. Tyto tyče jsou zavěšeny na horní konstrukci, která je umístěná příčně na vrchní úrovni rámu a je možné ji posunout podél osy motoru a zároveň umožňuje i příčný pohyb uchycení jednotlivých závitových tyčí k této ose. Závitové tyče volně procházejí provrtaným krátkým profilem 45x45x150 mm a jsou s ním spojeny pomocí dvou matic M8 a sadou podložek. Spojení s hlavním rámem i vzájemné propojení nosníků vlastní konstrukce uchycení je provedeno ocelovými úhelníky 45x45x4 a šrouby s T maticemi.



Obr. 34 - Detail provedení horního uchycení

Jako třetí úchytné místo je použito příruby na tělese reduktoru u výstupní hřídele, kterou byl motor původně přišroubován ke skříni pohonů velkého leteckého motoru (obr. 35). Základní systém uchycení je totožný s horním zavěšením. Je však umístěn na střední úrovni rámu. K přírubě je dvěma šrouby M10 přišroubována jedna část pravoúhle ohnutého plechu o tloušťce 4 mm. Druhá část plechu je dvěma krátkými závitovými tyčemi a maticemi se sadou podložek spojena s dolní příčnou konstrukcí.



Obr. 35 - Detail provedení dolního uchycení turbínového spouštěče

Zvolená konstrukce pro uchycení turbínového spouštěče je rozměrově variabilní a snadno vyrobitelná. Využívá prefabrikovaných profilů z lehkých hliníkových slitin a stan-

dardních konstrukčních součástí. Umožňuje snadno upevnit turbínový spouštěč. Vlastní uchycení je pak jednoduché na výrobu, není potřeba zvlášť velké přesnosti výroby a použitím stejných profilů jako samotná konstrukce rámu výrobu zjednodušuje.

System uchycení tak splňuje požadavky variability konstrukce, v případě nahrazení zvoleného turbínového spouštěče za jiný. Dále umožňuje připevnění dalších zařízení pro měření, palivového a olejového systému, systému protipožární ochrany, zdroje napájení a řídicích prvků.

5.1.4 Návrh odebrání výkonu turbínového spouštěče

Při návrhu rámu je uvažováno i se zařízením, které bude odebírat mechanický výkon turbínového spouštěče a které bude mít vliv na zatížení rámu. Jako ukázka je zvolen převod mechanického výkonu na elektrický pomocí asynchronního motoru pracujícího v režimu jako generátor elektrické energie. Zvoleným motorem pro daný výkon je trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko 1LG4 280-2AB [17].



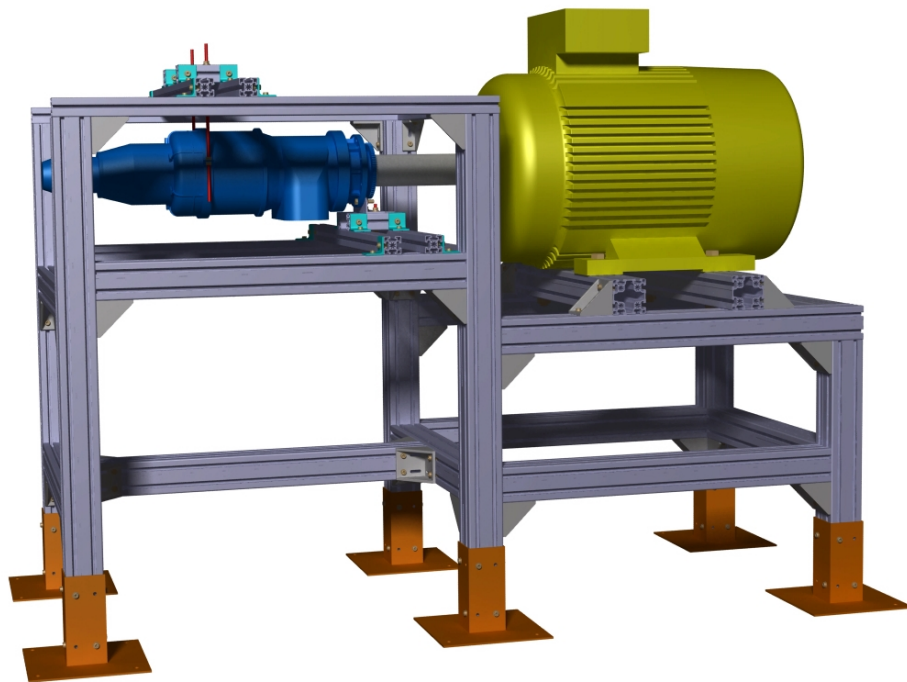
Obr. 36 - Asynchronní motor 1LG4³³

Základní údaje asynchronního elektromotoru:

Výkon	...	75 kW
Počet pólů	...	2
Jmenovité otáčky	...	2975 min ⁻¹
Jmenovitý krouticí moment	...	241 N·m
Hmotnost	...	500 kg
Velikost (vzdálenost osy hřídele od základny)	...	280 mm
Rozměry výstupní hřídele (ØDxL)	...	65x140 mm
Proud při napětí 420 V	...	126 A

Základní rám je tedy rozšířen pro uchycení tohoto elektromotoru. Pro jednoduchost konstrukce je opět použito stejných konstrukčních prvků jako u rámu pro turbínový spouštěč.

³³ Obrázek je převzat a upraven z originálu [17]



Obr. 37 - Rozšíření rámu pro uchycení elektromotoru

Přestože je výstupní disk hřídele opatřen ozubením, nelze toto ozubení použít pro přenos krouticího momentu, protože slouží pouze k pohonu některého z agregátů ve skříní pohonů velkého leteckého motoru. Spojení elektromotoru s turbínovým spouštěčem bude tedy vhodné realizovat prostřednictvím speciální rohatky se západkami, která bude v záběru s ozuby vnitřní rohatky výstupního disku turbínového spouštěče, tak jak to je řešeno původně u leteckého motoru AL-7F-1. Na obr. 38 je znázorněn příklad možného způsobu vlastního rohatko-západkového spojení, které by bylo pak otázkou konkrétního řešení v samostatné práci.



Obr. 38 - Rohatko-západkový systém³⁴

5.1.5 Zjednodušený kontrolní výpočet únosnosti rámu

Zjednodušený kontrolní výpočet únosnosti rámu byl proveden v prostředí programu ANSYS Workbench 13. Rám je podroben statickému zatížení od vlastních hmot a hmot tur-

³⁴ Obrázek je převzat a upraven z originálu [21]

bínového spouštěče a elektromotoru. Teplotní zatížení, jak již bylo uvedeno, bylo možné zanedbat, stejně tak byly zanedbány i případné vibrace. Výpočet neřeší vlastní šroubové spoje, ale pouze namáhání profilů. Přenos krouticího momentu je předpokládán v rámci společné osy rohatky nasazené na hřídeli elektromotoru a výstupní rohatky turbínového spouštěče a tedy není uvažované namáhání konstrukce, které by vzniklo například v případě použití ozubeného soukolí. Výpočet tak lze považovat za orientační, který může dále sloužit k určení okrajových podmínek při výpočtu šroubových spojů použitých na konstrukci rámu.

K vytvoření výpočetního modelu posloužila naimportovaná sestava rámu včetně všech připojených těles se zanedbáním šroubových spojů. Této sestavě byly předepsány kontaktní podmínky mezi jednotlivými prvky, spojovacími úhelníky a profilovými tyčemi. Tělesům byly přiřazeny konkrétní materiálové vlastnosti.

Materiál profilů je hliník s mezí pevnosti 250 MPa a mezí kluzu 200 MPa, modul pružnosti je $70 \cdot 10^3$ MPa. Materiál šroubů je ocel s mezí pevnosti 800 MPa, mezí kluzu 640 MPa a modulem pružnosti $210 \cdot 10^3$ MPa. Ostatní ocelové části mají předepsán materiál odpovídající konstrukční oceli 11 373 se stejným modulem pružnosti jako u šroubů, ale s mezí pevnosti 440 MPa a mezí kluzu 186 MPa

Výpočetní síť je tvořena čtyřstěny různé velikosti v závislosti na velikosti dané součástí sestavy. Plochám kotvicích patič, které budou přišroubovány k podlaze laboratoře, je nastavena podmínka pevné podpory. Nastavením směru působení gravitačního zrychlení je simulováno působení tíhových sil v gravitačním poli Země.

Grafické zobrazení výpočetní sítě a výsledků provedeného výpočtu je uvedeno v příloze 5.

Maximální redukované napětí v konstrukci bylo 32,45 MPa. Rám s bezpečností 6,16 vůči mezi kluzu materiálu profilů vyhovuje.

5.2 Návrh přívodu vzduchu

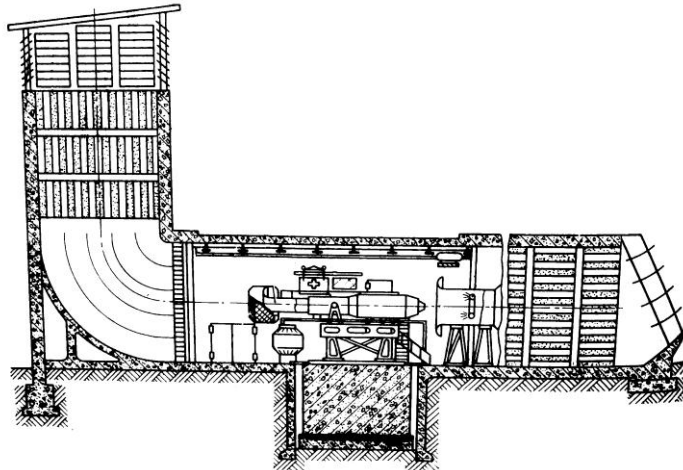
K bezpečnému provozu turbínového spouštěče musí být zajištěna plynulá dodávka čerstvého vzduchu v dostatečném množství a kvalitě. K vyřešení této podmínky provozu lze přistoupit několika způsoby:

- vzduch bude nasáván přímo z okolního prostoru
- zařízení bude umístěno ve speciálním boxu
- vzduch bude přiváděn k turbínovému spouštěči z venkovního prostředí speciálním přívodním potrubím

Spotřeba vzduchu turbínového spouštěče je poměrně vysoká (hustota vzduchu při teplotě okolí $T_0 = 288,15$ K je $\rho = 1,225$ kg·m⁻³ a objemový průtok turbínovým spouštěčem je $\dot{V} = 1,035$ m³·s⁻¹). Z toho vyplývá, že v případě umístění turbínového spouštěče bez použití zvláštního přívodu vzduchu by místnost laboratoře o objemu 60 m³ byla za dobu běhu turbínového spouštěče zcela zbavena vzduchu. To by mělo za následek nevratné poškození turbínového spouštěče vzniklou pumpáží vlivem nedostatku vzduchu. Negativním dopadem nedostatku vzduchu by bylo i ohroženo zdraví obsluhy, která by se nacházela v této místnosti. K zabránění tomuto nepřijatelnému stavu by bylo potřeba zajistit před vlastním spuštěním dostatečné větrání místnosti nebo haly, v které se bude celé zařízení nacházet. Dalším řeše-

ním, ale z pohledu provádění experimentů poměrně nepraktickým, by bylo zařízení umístit na volné prostranství.

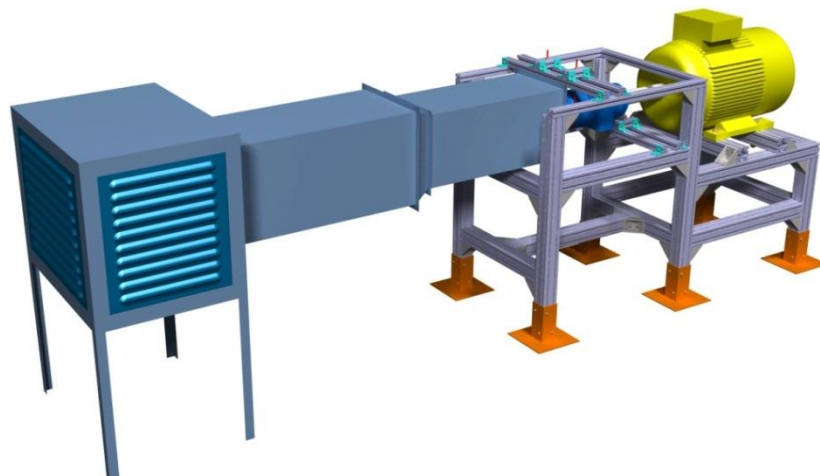
K potlačení nevýhod předchozí varianty by bylo vhodné zařízení umístit do speciálního boxu, který by byl oddělen od prostoru laboratoře. Propojení boxu s vnějším prostředím by bylo řešeno jako u zkušeben plynových turbín (obr. 39). Ovšem tento způsob je velmi náročný na zastavěný prostor a stavební práce.



Obr. 39 - Zkušebna leteckých motorů³⁵

Ideálním umístěním pro zařízení by byla samostatná místnost oddělena od řídicího panelu pancéřovým sklem, tak jak je to řešeno v případě laboratoře Katedry leteckého inženýrství Letecké fakulty Technické univerzity v Košicích. Obsluha má vizuální kontrolu nad turbínovým spouštěčem při jeho provozu a zároveň je chráněna v případě nehody. Takovýmito volnými prostory však KKE nedisponuje. Zařízení bude umístěno v halové laboratoři.

Navrhovaný způsob zajištění dostatečného množství vzduchu (obr. 40) je obdobný s přívodem vzduchu u průmyslových plynových turbín.



Obr. 40 - Systém přívodu vzduchu

Vstupní ústrojí přívodu vzduchu z vnějšího prostředí je řešeno jako plechová skříň opatřená ventilačními plechy na bočních stěnách a pro zvýšení odolnosti proti korozi je natře-

³⁵ Obrázek je převzat a upraven z originálu [22]

na ochranným nátěrem. Ventilační plechy umožňují průchod vzduchu dovnitř skříně, ale zabráňují přímému vniku nečistot nebo dešťové vody či sněhu. Plocha ventilačních otvorů musí být větší, než je plocha výstupního potrubí ze skříně. Tím budou vykompenzovány ztráty prouděním vzduchu skrz ventilační otvory. Skříň může být umístěna na nohách, přimontována na vnější stěnu budovy laboratoře nebo může být konstruována tak, že nahradí skleněnou výplň dostatečně velkého okna. Ze skříně vystupuje svým světlým průřezem předimenzovaný nátrubek čtvercového průřezu s přírubou, na který je dále napojeno potrubí z pozinkovaného plechu stejných rozměrů procházející dále do prostoru laboratoře. Předimenzování musí být navrženo tak, aby mohlo zajistit dostatečný přísun čerstvého vzduchu i pro turbínový spouštěč nebo APU s větší spotřebou vzduchu než je u TS-20B v případě jeho výměny. Minimální průřez potrubí lze určit na základě výpočtu z rovnice kontinuity. Volba čtvercového nebo případně obdélníkového průřezu potrubí je z důvodu lepšího využití prostoru kolem potrubí. S tímto je spojena snazší obestavba průchodu zdí oproti kruhovému potrubí.

Část nátrubku je zapuštěna do skříně, čímž je umožněno snadné přivaření nátrubku ke skříni a zároveň je na tuto část nasazeno ochranné síto (obr. 41) proti vniku jemnějších pevných nečistot do potrubního systému nebo až do turbínového spouštěče, které by tak mohly poškodit lopatky kompresoru nebo plynových turbín. Rozměry nátrubku musí být voleny větší s ohledem na síto a rám síta, které zmenšují průtočný průřez nátrubku.

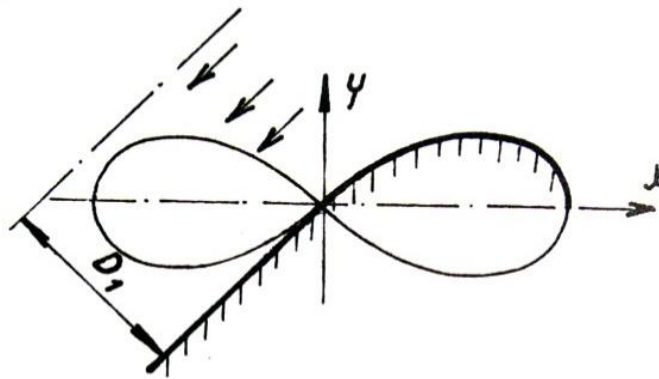


Obr. 41 - Vstup do vzduchového potrubí s ochranným sítom

S ohledem na cenu výroby takto rozměrných dílů potrubí je vhodné potrubí zredukovat ve zvoleném místě na menší průřez, který bude navržen přímo na konkrétní turbínový spouštěč nebo APU. Takto zredukané potrubí pak pokračuje až za usměrňovací ústrojí turbínového spouštěče. Před turbínovým spouštěčem TS-20B musí být vytvořen v potrubí otvor pro průchod kabelů napájení elektrostarteru. Aby turbínový spouštěč nenasával vzduch z prostoru laboratoře, musí být potrubí zaslepeno. Zaslepení je provedeno dvěma plechy s půlkruhovými výřezy pro turbínový spouštěč, které se přišroubují ke koncové přírubě posledního dílu potrubí. Vůle mezi plechy a mezi plechy a turbínovým spouštěčem je pak nutné utěsnit, například běžně dostupným silikonem.

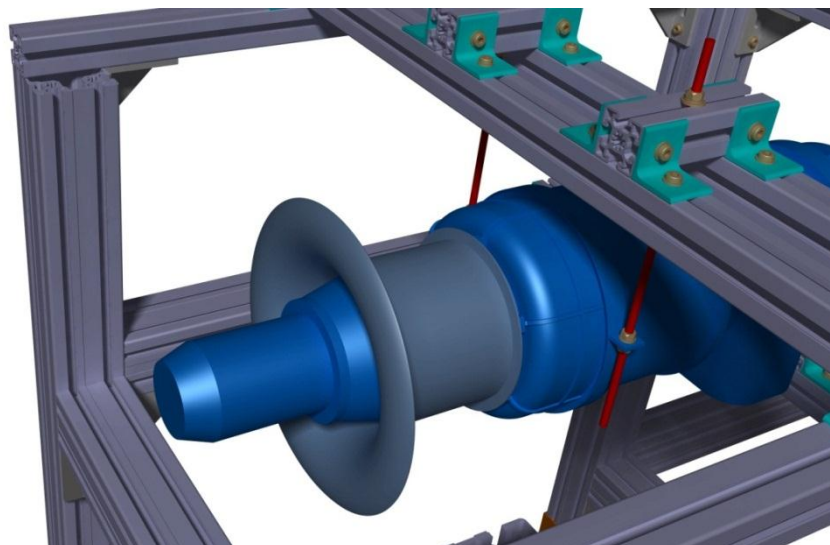
5.2.1 Možnosti snížení tlakových ztrát na vstupu do turbínového spouštěče

Pro snížení ztrát na vstupu do turbínového spouštěče je odstraněno originální sítko, které je nahrazeno velkým sítem již na vstupu do přívodního potrubí. Dalším snížením ztrát vstupního ústrojí se dosáhne použitím speciálně tvarované nátrubky přišroubované k osazení pro připevnění krycího plechu protipumpážního prostoru. Nátrubek je tvarován podle křivky Bernoulliho lemniskáty, která je popsána matematickým vztahem a která svým tvarem zajišťuje nátrubku nejnižší hydraulické ztráty.



Obr. 42 – Bernoulliho lemniskáta³⁶

Takovéto nátrubky se běžně používají u plynových turbín pro energetické účely. Vnější průměr navrženého nátrubku je zvolen na základě odhadnutého poměru vnějšího průměru k vnitřnímu průměru nátrubek použitých u průmyslových plynových turbín. Tento poměr se nachází přibližně v rozsahu 2 až 2,5. Nátrubek je tvarován podle zvolené části Bernoulliho lemniskáty (obr. 42), která byla vytvořena v programu Matlab. Vybrané body této křivky pak byly naimportovány do CAD systému Catia V5R21, v kterém je i nátrubek zvolených rozměrů vymodelován (obr. 43). Materiálem vhodným pro výrobu takto složitého tvaru může být použito například některé z plastových hmot nebo sklolaminátu.



Obr. 43 - Model nátrubku s tvarem lemniskáty

³⁶ Obrázek je převzat a upraven z originálu [22]

5.2.2 Výpočet minimálního průřezu potrubí přívodu vzduchu

Minimální průřez potrubí se určí z rovnice kontinuity:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot S \quad (5.1)$$

Kde:

\dot{m}	... hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
ρ	... hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
w	... rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
S	... plocha	$[m^2]$

Hustota vzduchu při teplotě okolí $T_0 = 288,15$ K je $\rho = 1,225$ kg·m⁻³, hmotnostní průtok vzduchu dodávaný do turbínového spouštěče je $\dot{m} = 1,3$ kg·s⁻¹. Rychlost proudění vzduchu je zvolena $w = 15$ m·s⁻¹, a to na základě hodnot volených v průmyslových vzduchotechnických zařízeních [18].

$$S = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot w}$$

$$S = \frac{1,3}{1,225 \cdot 15}$$

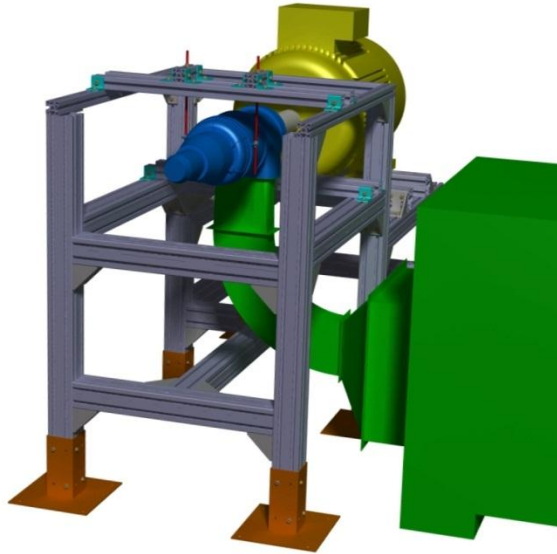
$$S = 0,0707 \quad [m^2]$$

Navržené přívodní potrubí k turbínovému spouštěči o rozměrech 400x400 mm je zvoleno kvůli rozměrům nátrubku turbínového spouštěče ve tvaru Bernoulliho lemniskáty. Svoji plochou 0,16 m² tak převyšuje minimální velikost průtočné plochy a bude tedy dostačující i ke krytí případných tlakových ztrát.

Po určení přesného umístění zařízení je výpočet konkrétního tvaru a rozměrů celého přívodního potrubí, s určením všech vzniklých tlakových ztrát, jeho způsobu uchycení a případně i návrh způsobu měření průtoku vzduchu, vhodným námětem další samostatné bakalářské nebo diplomové práce.

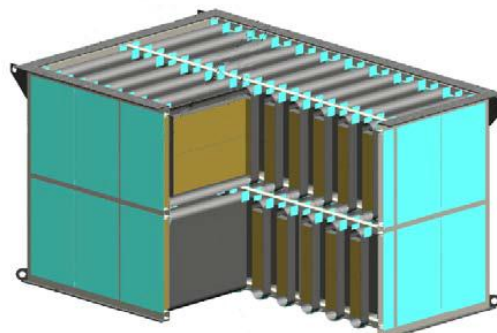
5.3 Návrh odvodu spalin

Na výstupu z turbínového spouštěče TS-20B mají spaliny ještě poměrně vysokou rychlost ($c_6 = 70$ m·s⁻¹) a teplotu (maximální dovolená teplota na výstupu je 760°C). V původním řešení byly spaliny vedeny mimo trup letadla krátkým výfukem připojeným k radiálnímu výstupnímu nátrubku turbínového spouštěče. Výstup spalin je radiální a to směrem k zemi. Orientace výstupu je dána původním umístěním turbínového spouštěče v rámci letadla a způsobu odvodu oleje z turbínového spouštěče. Spaliny z turbínového spouštěče není možné z bezpečnostních důvodů přímo vypouštět do místnosti nebo haly laboratoře, ve které se bude zařízení nacházet. Je nutné je bezpečně odvádět mimo prostor laboratoře tak, aby nemohly nijak ohrozit vlastní zařízení, prostory laboratoře a ani hliníkovou konstrukci rámu.



Obr. 44 - Potrubí pro odvod spalin

Kvůli tvaru radiálního nátrubku bude třeba vložit mezikus vytvářející přechod z průřezu tvaru obdélníku se zaoblenými rohy na čistě obdélníkový průřez. Dále bude následovat obloukový díl, který plynule odvede silně rozvířený proud spalin na hranici rámu. Ke snížení rychlosti proudu bude sloužit redukce na větší světlý průřez jako opačně použité redukce v případě přívodu vzduchu čtvercového potrubí. Tím se sníží náročnost celého rozměrového návrhu, protože se vychází z předpokladu rovnosti průtoku vzduchu a spalin, jak již bylo uvedeno ve výpočtu tepelného oběhu. Redukce je napojena na vstupní nátrubek zvláštní skříně se speciální vestavbou pro tlumení hluku výstupních spalin (obr. 45). Vestavba bude tvořena keramickým porézním materiálem ve formě desek. Snížení hluku se dosáhne i vstříkáváním vody do výstupních spalin, což snižuje i jejich teplotu a tím zvyšuje životnost keramické vestavby. Ze skříně budou pak spaliny volně vedeny komínem nad střechu laboratoře.

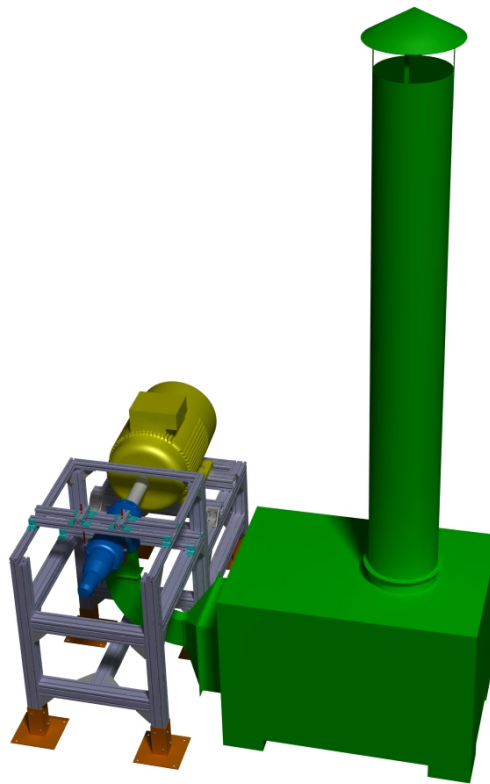


Obr. 45 – Průmyslový tlumič hluku výstupních spalin³⁷

Celé výstupní potrubí pro vedení spalin bude nutné vyrobit z plechu ze žáruvzdorné oceli, dokonale ho utěsnit a zaizolovat. Jako izolace může sloužit vysokoteplotní izolace

³⁷ Obrázek je převzat a upraven z originálu [21]

SIBRAL [19], která se běžně používá k izolaci žhacích pecí, ale může sloužit i jako protipožární clona nebo vysokoteplotní filtr. Tato vláknitá látka je dodávána ve formě rohoží i pevných desek. Její montáž se provádí jednoduchým obalením potrubí a stažením pomocí drátu.



Obr. 46 - Celkový pohled na odvod spalin

Konkrétní řešení odvodu spalin je jako v případě přívodu vzduchu vhodným námětem na samostatnou bakalářskou nebo diplomovou práci.

6 Závěr

Účelem diplomové práce „Návrh úpravy turbínového spouštěče TS-20B na laboratorní experimentální turbohřídelový motor“ bylo provést základní návrhy úprav turbínového spouštěče TS-20B velkého leteckého motoru AL-7F-1 pro potřeby připravované laboratoře malých turbohřídelových motorů. Tento turbínový spouštěč, vyřazený z aktivní služby v letectví, je již v majetku Katedry energetických strojů a zařízení Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni. Úpravy se týkají především nového systému uchycení turbínového spouštěče pro možnost zpracovávat jeho výstupní mechanický výkon, přívodu vzduchu k turbínovému spouštěči a odvodu spalin od turbínového spouštěče mimo laboratoř.

Před vytvořením vlastních návrhů úprav bylo nutné nejprve přistoupit ke konstrukčnímu rozboru turbínového spouštěče. Provedený rozbor pak může dále dobře posloužit pro potřeby Katedry energetických strojů k návrhu ostatních systémů potřebných k úplnému zprovoznění turbínového spouštěče.

Dalším úkolem bylo provést zjednodušený analytický výpočet tepelného oběhu, který umožnil ocenit termodynamické veličiny v charakteristických řezech. Výsledky výpočtu byly využity i k řešení dalších úkolů. Výpočet byl zároveň zrealizován v programu MS Excel, ve kterém lze jednoduše zkoumat vliv změny vstupních parametrů výpočtu na hodnoty termodynamických veličin a výstupní výkon turbínového spouštěče.

Na základě zadání diplomové práce byla ověřena statická odolnost disku spouštěcí (volné) plynové turbíny proti působícímu zatížení při vysoké teplotě okolí a vysokých otáčkách disku. Před výpočtem bylo zapotřebí provést rozbor materiálu reálného disku a určení vlastností materiálu v závislosti na teplotě z tabulkových hodnot. Přibližný výpočet byl proveden na základě jednoho z možných běžně používaných postupů, který byl zpracován i jako výpočetní kód programu Matlab.

Po splnění předchozích úkolů mohlo být přistoupeno k návrhu lůžka uchycení turbínového spouštěče. Lůžko je řešeno jako montovaný rám z hliníkových profilů. Do návrhu rámu je i zahrnut návrh způsobu využití mechanického výkonu turbínového spouštěče. Rám byl podroben statickému výpočtu únosnosti v programu ANSYS Workbench 13.

K úplnému zprovoznění turbínového spouštěče bylo zapotřebí vyřešit systém přívodu vzduchu k turbínovému spouštěči a systém odvodu spalin od turbínového spouštěče. Tyto systémy jsou zpracovány především jako ideový návrh, protože kompletní rozměrový návrh je pak spojen s rozhodnutím o přesném umístění celého zařízení.

K celkovému zprovoznění turbínového spouštěče TS-20B je tedy třeba vyřešit celou řadu komplexních problémů, které nelze při daném rozsahu diplomové práce zpracovat v dostatečné míře. Snahou této práce tak bylo i naznačit některá jejich možná řešení nebo směry, kudy se při jejich řešení ubírat. Jejich konkrétní teoretické a praktické řešení je možno realizovat v podobě dalších bakalářských nebo diplomových prací.

Použitá literatura

- [1] *Motor AL-7F-1, Technický popis, Let-21-33/1*. Praha: Ministerstvo národní obrany, 1968.
- [2] Hocko M. *Malý prúdový motor MPM-20*. Košice: VLA M.R.Š., 2003.
- [3] *Dvigatel 31 (serija 5) - Rukovodstvo po remontu: Remont, sborka i ispitanie turbostartera TS-20B*.
- [4] Kmoch P. *Teorie leteckých motorů I,II,III*. Brno: Univerzita obrany, Fakulta vojenských technologií, 2011.
- [5] Bolek A. , Kochman J. *Části strojů 2. svazek*. Praha: SNTL, 1990.
- [6] Hocko M. *Výpočtové cvičenie z teórie leteckých motorov: Približný výpočet tepelného obehu jednoprúdového leteckého turbokompresorového motora*. Košice, 2009.
- [7] Hocko M. *Hodnotenie stavu LTKM na základe zmeny termodynamických parametrov, Kandidátska dizertačná práca*. Košice: VLA, 2003.
- [8] Ilan Kroo, Aircraft Aerodynamics and Design Group. (2012) Standard Atmosphere Computations. [Online]. <http://aero.stanford.edu/StdAtm.html>
- [9] Lozickij P. L. *Konstrukcija i pročnosť aviacionnych gazoturbinych dvigatelej*. Moskva, 1992.
- [10] Statečný J. , Sedlář F. , Doležal Z. *Pevnost a životnost leteckých turbínových motorů - část I*. Praha: ČVUT, 1990.
- [11] Material Testing Laboratory India, TCR Engineering Test Lab. [Online]. <http://www.tcreng.com/download/products/PMI/X-MET3000TX.pdf>
- [12] SPECTROLAB Overview. [Online]. http://www.spectro.com/pages/e/p010213_lab_overview.htm

- [13] Marochnik oceli i slitin. [Online].
http://www.splav.kharkov.com/mat_start.php?name_id=21
- [14] Birger I. A. , Šorr F. B. *Termopročnosť detalei mašin*. Moskva: Mašinstrojenie, 1975.
- [15] Feron a.s. - hutní materiál, velkoobchod s hutním materiálem. [Online].
http://www.ferona.cz/cze/katalog/strom.php?id_tree=315
- [16] ALUTEC K&K, a.s. [Online]. <http://www.aluteckk.cz/>
- [17] Nízkonapěťové standardní motory 1LG4, 1LG6- Industry Automation & Drive Technologies - Siemens. [Online].
http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k15/cat_k15_2012-02_cz.pdf
- [18] Polach V , "Technika životního prostředí ," (ak. rok 2011/2012) Fakulta strojní, Katedra energetických strojů a zařízení, Plzeň, [přednáška].
- [19] KRAN-IZOL s.r.o. [Online]. <http://www.kran-izol.cz/show.php?kat=vysokoteplotni-izolace-sibral>
- [20] C-Turbines. [Online]. http://www.c-turbines.ch/TS-21_2.html
- [21] Inozemcev A. A. , Sandrackij L. V. *Gazoturbinnnye dvigateli*. Perm: Aviastrojitel, 2006.
- [22] Linhart Z. *Konstrukce leteckých motorů IV - Zkoušení motorů*. Brno: VA AZ, 1982.

Seznam příloh

PŘÍLOHA 1 – Výpočet převodového poměru reduktoru	79
PŘÍLOHA 2 – Fotodokumentace turbínového spouštěče TS-20B	82
PŘÍLOHA 3 – Protokol rozboru materiálu disku turbíny turbokompresoru	86
PŘÍLOHA 4 – Zdrojový kód pevnostního výpočtu disku a tabulka výsledků	88
PŘÍLOHA 5 – Zjednodušený kontrolní výpočet rámu	94

Volně vložené přílohy:

PŘÍLOHA 6 – Výkres sestavy uchycení turbínového spouštěče

PŘÍLOHA 7 – Výkres nátrubku tvaru lemniskáty

PŘÍLOHA 8 – DVD s obsahem:

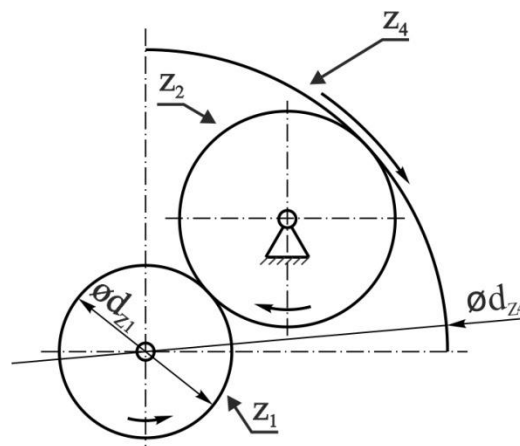
- elektronická podoba diplomové práce ve formátu *.pdf (program Adobe Reader) a *.docx (program MS Word)
- soubory 3D modelů ve formátu *.CATPart a *.CATProduct (program CATIA V5R13)
- výkres sestavy uchycení turbínového spouštěče ve formátu *.CATDrawing (program CATIA V5R13)
- výkres nátrubku tvaru lemniskáty ve formátu *.CATDrawing (program CATIA V5R13)
- soubor pro výpočet tepelného oběhu ve formátu *.xlsx (program MS Excel)
- soubory pro výpočet pevnosti disku ve formátu *.m (program Matlab)
- komprimovaný adresář ve formátu *.zip obsahující pevnostní výpočet únosnosti rámu (program ANSYS Workbench 13)
- adresář s obrázky použitými v diplomové práci

PŘÍLOHA 1

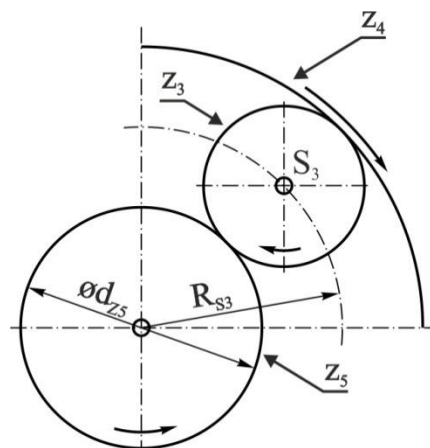
Výpočet převodového poměru reduktoru

Reduktor turbínového spouštěče TS-20B je diferenciální planetová převodovka se dvěma stupni volnosti. Ozubená kola jsou značena podle svého počtu zubů (obr. 21, kapitola 2.2.17), pro jednoduchost je zobrazeno vždy jen jedno parazitní nebo planetové kolo a všechna kola jsou reprezentována svými valivými kružnicemi. Šipkami je označen předpokládaný směr jejich otáčení. Planetová převodovka je rozdělena do dvou stupňů. První stupeň (obr. 47) je sestaven z ozubeného pouzdra nasazeného na hřídeli rotoru spouštěcí turbíny Z_1 , z parazitního ozubeného kola Z_2 , které je pevně spojeno s tělesem spouštěcí turbíny, a z ozubeného věnce Z_4 . Druhý stupeň (obr. 48) se skládá z hnacího ozubeného kola Z_5 nasazeného na ozubeném pouzdře, z planetového kola Z_3 , které je spojeno s ramenem reduktoru spojeného s výstupní hřídelí, a z ozubeného věnce Z_4 . Ozubený věnec, zajištěný proti osovému pohybu, se může volně otáčet na parazitních a planetových kolech. Rameno není pro přehlednost zobrazeno.

Z konstrukce vyplývá, že ozubené pouzdro a hnací ozubené kolo umístěné na společné hřídeli se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí.



Obr. 47 - První stupeň reduktoru



Obr. 48 - Druhý stupeň reduktoru

Otáčení ozubeného pouzdra o jednu otáčku by způsobilo, že libovolný bod na obvodu pouzdra by urazil vzdálenost L_{Z1} a libovolný bod na ozubeném věnci, umístěném na vloženém parazitním kole, by za stejný okamžik urazil opačným směrem elementární vzdálenost dL_{Z4} , danou vzájemným převodem (znaménko minus vyjadřuje změnu smyslu otáčení věnce oproti pouzdru):

$$dL_{Z4} = -L_{Z1} = -\pi \cdot d_{Z1} \quad (10.1)$$

Ve stejný okamžik se otočí i bod umístěný na ozubeném kole nasazeném na pouzdře, ale urazí vlivem změny průměru jinou vzdálenost L_{Z5} :

$$L_{Z5} = \pi \cdot d_{Z5} \quad (10.2)$$

K získání převodového poměru mezi vstupní hřídelí spouštěcí turbíny a ramenem reduktoru je potřeba určit jakou vzdálenost za stejný čas urazí planetové kolo umístěné na rameni. Je zřejmé, že střed planetového kola S_3 se bude pohybovat střední rychlostí mezi věncem Z_4 a ozubeným kolem Z_5 danou obvodovými rychlostmi těchto kol, a tedy urazí i střední vzdálenost L_{S3} danou touto rychlostí. Lze tedy napsat:

$$L_{S3} = \frac{dL_{Z4} + L_{Z5}}{2} \quad (10.3)$$

Vzdálenost L_{S3} urazí střed planetového kola na poloměru R_{S3} .

$$R_{S3} = \frac{d_{Z5} + d_{Z4}}{4} \quad (10.4)$$

Úhel, který při tom spolu s ramenem opiše, tedy bude:

$$\alpha = \frac{L_{S3}}{R_{S3}} \quad (10.5)$$

Převodový poměr je mimo jiné určen poměrem vstupního úhlu otočení k výstupnímu úhlu otočení α . Otočíme-li vstupní hřídelí o jednu otáčku, a tedy o úhel $2 \cdot \pi$, pak je převodový poměr reduktoru turbínového spouštěče:

$$i = \frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \quad (10.6)$$

Po dosazení:

$$i = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{-\pi \cdot d_{Z1} + \pi \cdot d_{Z5}}{2} \cdot \frac{d_{Z5} + d_{Z4}}{4}} \quad (10.7)$$

Po úpravě a za předpokladu, že mají všechna kola stejný modul a tedy jejich průměr odpovídá počtu zubů:

$$i = \frac{Z_5 + Z_4}{-Z_1 + Z_5} \quad (10.8)$$

$$i = \frac{23 + 99}{-15 + 23}$$

$$i = 15,25 \quad [1]$$

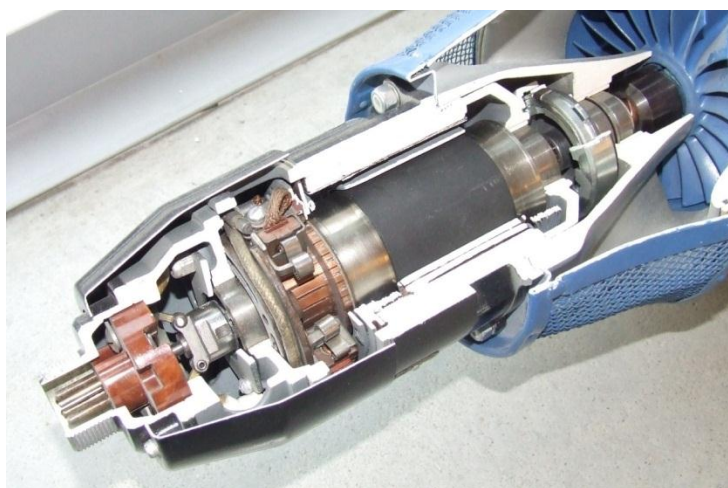
Rameno reduktoru se bude otáčet stejným směrem jako hřídel spouštěcí turbíny (s ohledem na znaménko) a pro jedno otočení ramene bude potřeba otočit hřídelí spouštěcí turbíny o 15,25 otáčky.

PŘÍLOHA 2

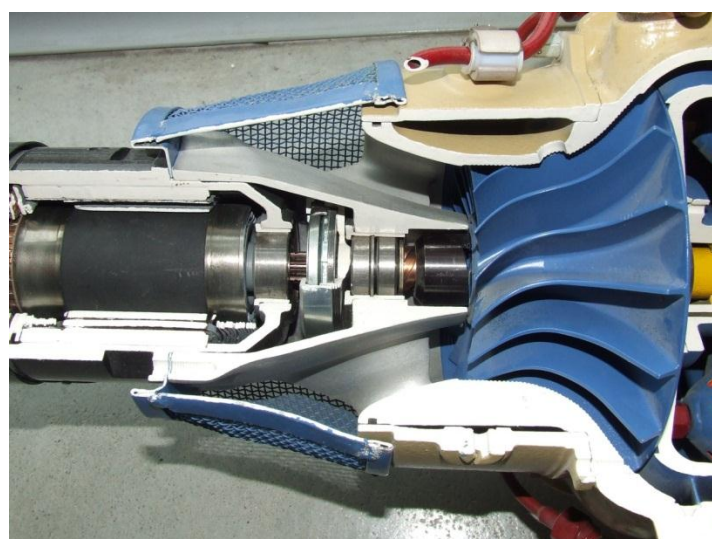
Fotodokumentace turbínového spouštěče TS-20B



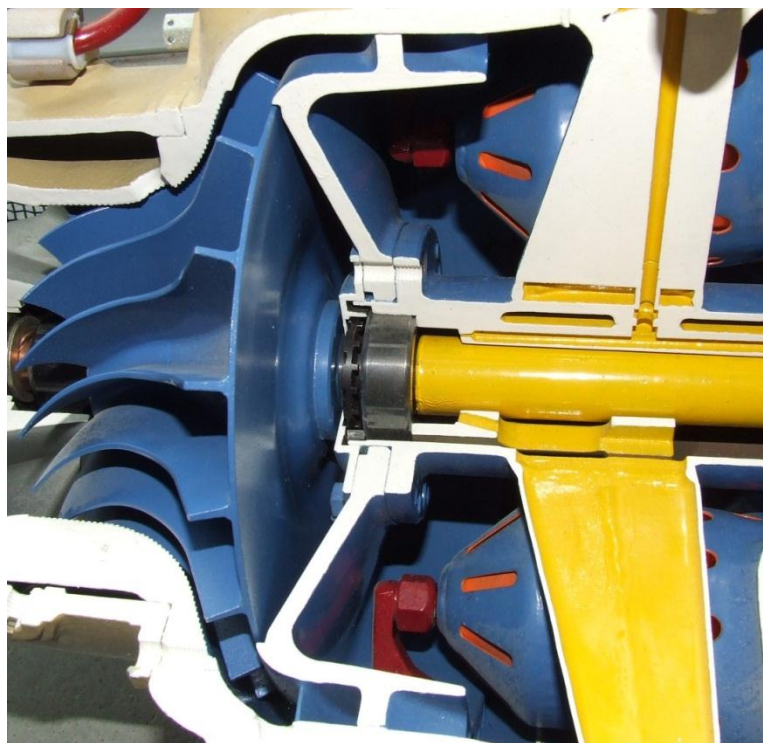
Obr. 49 - Současný stav TS-20B v majetku KKE



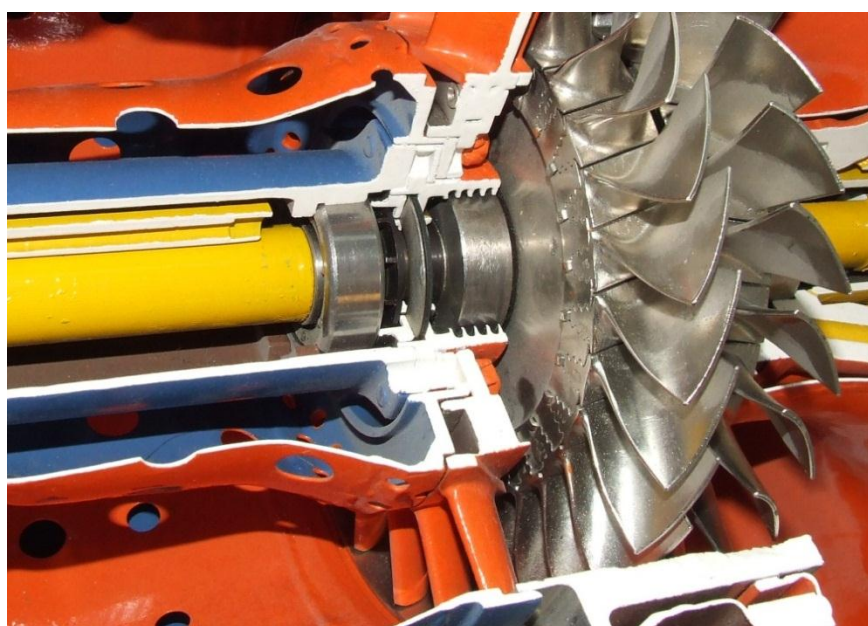
Obr. 50 - Elektrostartér



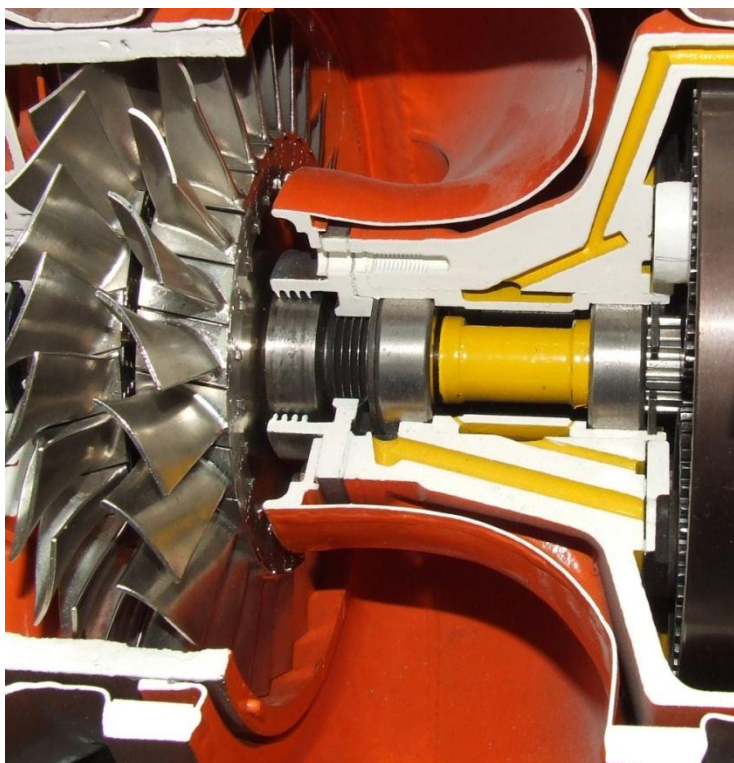
Obr. 51 - Třecí spojka s rohatkou



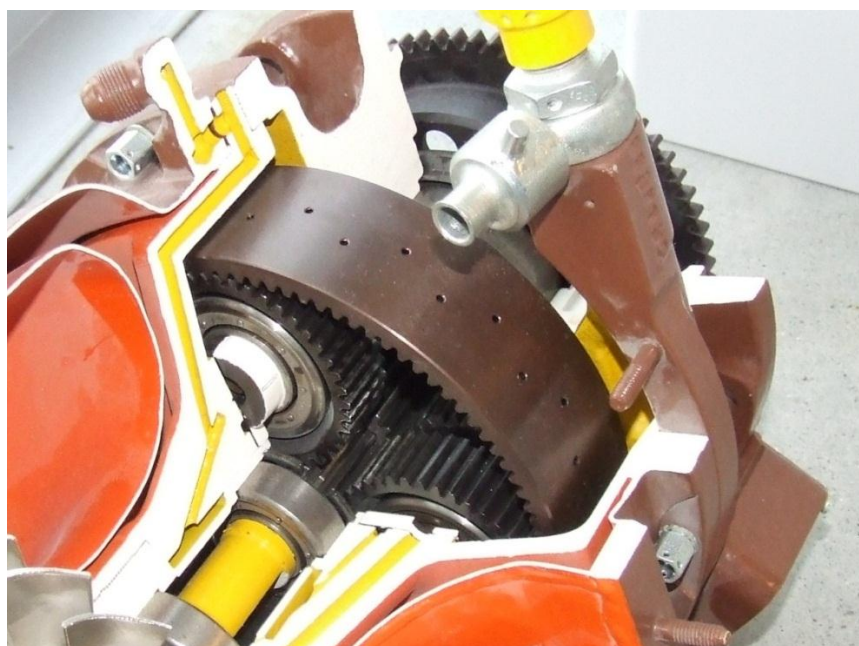
Obr. 52 - Odstředivý kompresor



Obr. 53 - Plynová turbína turbokompresoru



Obr. 54 - Spouštěcí (volná) plynová turbína



Obr. 55 - Reduktor

PŘÍLOHA 3

Protokol rozboru materiálu disku turbíny turbokompresoru

PŘÍLOHA 4

**Zdrojový kód pevnostního výpočtu disku a
tabulka výsledků**

Tabulka 4 - Výsledky výpočtu pevnosti disku spouštěcí turbíny

n	r	b	$\frac{r_n}{r_{n-1}}$	$\frac{b_n}{b_{n-1}}$	T	σ_r	σ_φ	σ_{red}	K_n
[1]	[mm]	[mm]	[1]	[1]	[K]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[1]
1	2,50	19,10	0,00	0,00	573,15	496,56	496,56	496,56	1,06
2	3,50	19,10	1,40	1,00	573,24	496,04	496,06	496,05	1,06
3	4,50	19,10	1,29	1,00	573,52	495,32	494,81	495,07	1,06
4	5,00	19,10	1,11	1,00	573,72	494,80	493,95	494,38	1,06
5	5,50	18,59	1,10	0,97	573,97	507,41	496,90	502,24	1,04
6	6,00	18,30	1,09	0,98	574,27	513,80	498,94	506,54	1,03
7	8,00	18,10	1,33	0,99	575,92	511,98	498,65	505,45	1,04
8	10,00	17,72	1,25	0,98	578,30	516,09	495,26	506,00	1,03
9	12,00	17,43	1,20	0,98	581,42	516,24	489,01	503,18	1,04
10	14,00	17,14	1,17	0,98	585,26	515,33	480,16	498,68	1,05
11	16,00	16,85	1,14	0,98	589,84	513,24	468,82	492,53	1,06
12	19,00	16,42	1,19	0,97	598,09	508,08	447,00	480,46	1,08
13	21,00	16,13	1,11	0,98	604,50	502,77	429,59	470,47	1,10
14	24,00	15,69	1,14	0,97	615,49	493,01	398,72	453,28	1,14
15	26,00	15,40	1,08	0,98	623,74	484,35	375,22	440,05	1,16
16	29,00	14,97	1,12	0,97	637,48	469,16	335,05	418,54	1,22
17	32,00	14,54	1,10	0,97	652,87	450,78	289,32	395,58	1,28
18	34,00	14,25	1,06	0,98	664,04	436,45	255,92	379,85	1,33
19	36,00	14,10	1,06	0,99	675,95	416,37	218,43	360,73	1,39
20	37,50	13,94	1,04	0,99	685,37	401,69	188,28	348,10	1,43
21	38,50	13,75	1,03	0,99	691,87	393,72	168,15	342,18	1,45
22	39,00	14,18	1,01	1,03	695,19	374,50	153,39	326,09	1,52
23	39,50	15,12	1,01	1,07	698,56	342,81	134,59	299,15	1,66
24	40,00	17,33	1,01	1,15	701,97	285,98	107,83	250,15	1,98
25	40,50	20,30	1,01	1,17	705,43	230,61	80,79	202,67	2,44
26	42,00	20,30	1,04	1,00	716,08	212,51	41,49	195,10	2,52
27	45,00	20,30	1,07	1,00	738,61	174,25	-41,25	198,12	2,45

Zdrojový kód výpočtu pevnosti disku v programu Matlab:

```
% Czech annotation: Program pro výpočet napětí v rotujícím disku plynové turbíny
% English annotation: Program for calculation of stress in gas turbine rotating
disc
%
% Autor/Author:      Bc. Žížka Václav
% Rok/Year:          2012
%
% Součást diplomové práce / Part of diploma thesis
%
%
=====
==
```

```
% === Vycistení paměti a příkazového okna ===
```

```
clc;
clear;
```

```
% === Vstupy výpočtu ===
```

```
r=[2.5 3.5 4.5 5 5.5 6 8 10 12 14 16 19 21 24 26 29 32 34 36 37.5 38.5 39 39.5 40
40.5 42 45];
b=[19.1 19.1 19.1 19.1 18.59 18.3 18.1 17.72 17.43 17.14 16.85 16.42 16.13 15.69
15.4 14.97 14.54 ...
14.25 14.1 13.94 13.75 14.18 15.12 17.33 20.3 20.3 20.3];
```

```
% hustota materialu disku
rho=7850;
```

```
% otáčky disku
n=49000;
% úhlová rychlost
omega=2*pi*n/60;
```

```
% Poissonovo číslo
mi=0.3;
% součinitel rozdílnosti napětí v tahu a tlaku
lambda2=0.5;
```

```
% napětí od odstředivých sil lopatek a zamku
sigmark=174.247;
```

```
% teplota středu disku
T0=573.15;
```

```
% teplota na vnějším poloměru
Tk=738.61;
```

```
% odhad  $\sigma_0$ 
sigma0=300;
```

```
% === Okrajové podmínky na r0 pro daný typ disku ===
```

```
A(1,1)=1;
B(1,1)=0;
C(1,1)=1;
D(1,1)=0;

% === Výpočet ===

x=length(r);

T(1,1)=T0;
T(1,x)=Tk;

% vypočet teploty podél poloměru
for i=2:(x-1),
    T(1,i)=T0+(Tk-T0)*((r(1,i)-r(1,1))/(r(1,x)-r(1,1)))^2;
end;

% výpočet materiálových vlastností v závislosti na teplotě
for i=1:x,

    Tr=T(1,i);
    [Ei,alphai,sigma02i] = EI481_37Ch12N8G8MFB(Tr);
    E(1,i)=Ei;
    alpha(1,i)=alphai;
    sigma02(1,i)=sigma02i;

end;

% výpočet součinitelů
for i=2:x,

    pomerb(1,i)=b(1,i)/b(1,i-1);
    pomerr(1,i)=r(1,i)/r(1,i-1);

    beta(1,i)=3-(r(1,i)/r(1,i-1))-(b(1,i)/b(1,i-1));

    gama(1,i)=(r(1,i)/r(1,i-1))-1;

    ksi(1,i)=rho*omega^2*r(1,i-1)^2*10^-12;

    delta(1,i)=1+(E(1,i)/E(1,i-1))-(r(1,i)/r(1,i-1));

    lambda(1,i)=(r(1,i)/r(1,i-1))-1-mi*((b(1,i)/b(1,i-1))+(E(1,i)/E(1,i-1))-2);

    phi(1,i)=E(1,i-1)*(alpha(1,i)*T(1,i)-alpha(1,i-1)*T(1,i-1));

    A(1,i)=A(1,i-1)*beta(1,i)+C(1,i-1)*gama(1,i);

    B(1,i)=B(1,i-1)*beta(1,i)+(D(1,i-1)-ksi(1,i))*gama(1,i);

    C(1,i)=C(1,i-1)*delta(1,i)+A(1,i-1)*lambda(1,i);

    D(1,i)=D(1,i-1)*delta(1,i)+B(1,i-1)*lambda(1,i)-mi*ksi(1,i)*gama(1,i)-phi(1,i);

end;
```

```
% === Výpočet skutečných napětí ===

%   prepočítané sigma0
sigma0=(sigmark-B(1,x))/A(1,x);

%   výpočet napětí, redukovaného napětí a součinitele bezpečnosti
for i=1:x,

sigmaR(1,i)=(A(1,i)*sigma0+B(1,i));
sigmaF(1,i)=(C(1,i)*sigma0+D(1,i));

if pomerb(1,i)>=0,
    sigmared(1,i)=(sigmaR(1,i)^2+sigmaF(1,i)^2-sigmaR(1,i)*sigmaF(1,i))^(1/2);
else
    sigmared(1,i)=sigmaR(1,i)-lambda2*sigmaF(1,i);
end;

k(1,i)=sigma02(1,i)/sigmared(1,i);

end;

% Vykreslení výsledků
figure('Position',[10 10 800 800]);
get(0,'screensize');
hold on;
grid on;
xlim('manual');
ylim('manual');
xlim([-500 1200]);
ylim([0 50]);
plot(sigmaR,r,'b');
plot(sigmaF,r,'r');
plot(sigmared,r,'m','LineWidth',2);
plot(T,r,'g','LineWidth',2);
title('Diagram rozložení napětí a teploty podél poloměru disku','fontsize',14);
xlabel('Napětí [MPa] ; Teplota [K]','fontsize',12);
ylabel('Poloměr disku [mm]','fontsize',12);
h=legend('sigmaR [MPa]','sigmaF [MPa]','sigmared [MPa]','T [K]','fontsize',12);
set(h,'Location','SouthOutside');
saveas(gcf,'rozlozeni_napeti','png');
hold off;

figure('Position',[10 10 800 800]);
get(0,'screensize');
xlim([0 3]);
ylim([0 50]);
hold on;
grid on;
plot(k,r,'b','LineWidth',2);
title('Průběh hodnoty součinitele bezpečnosti podél poloměru disku','fontsize',14);
xlabel('Součinitel bezpečnosti[1]','fontsize',12);
ylabel('Poloměr disku [mm]','fontsize',12);
h=legend('K [1]','fontsize',12);
set(h,'Location','SouthOutside');
saveas(gcf,'soucinitel_bezpecnosti','png');
hold off;

% Vytvoření tabulky výsledků
```

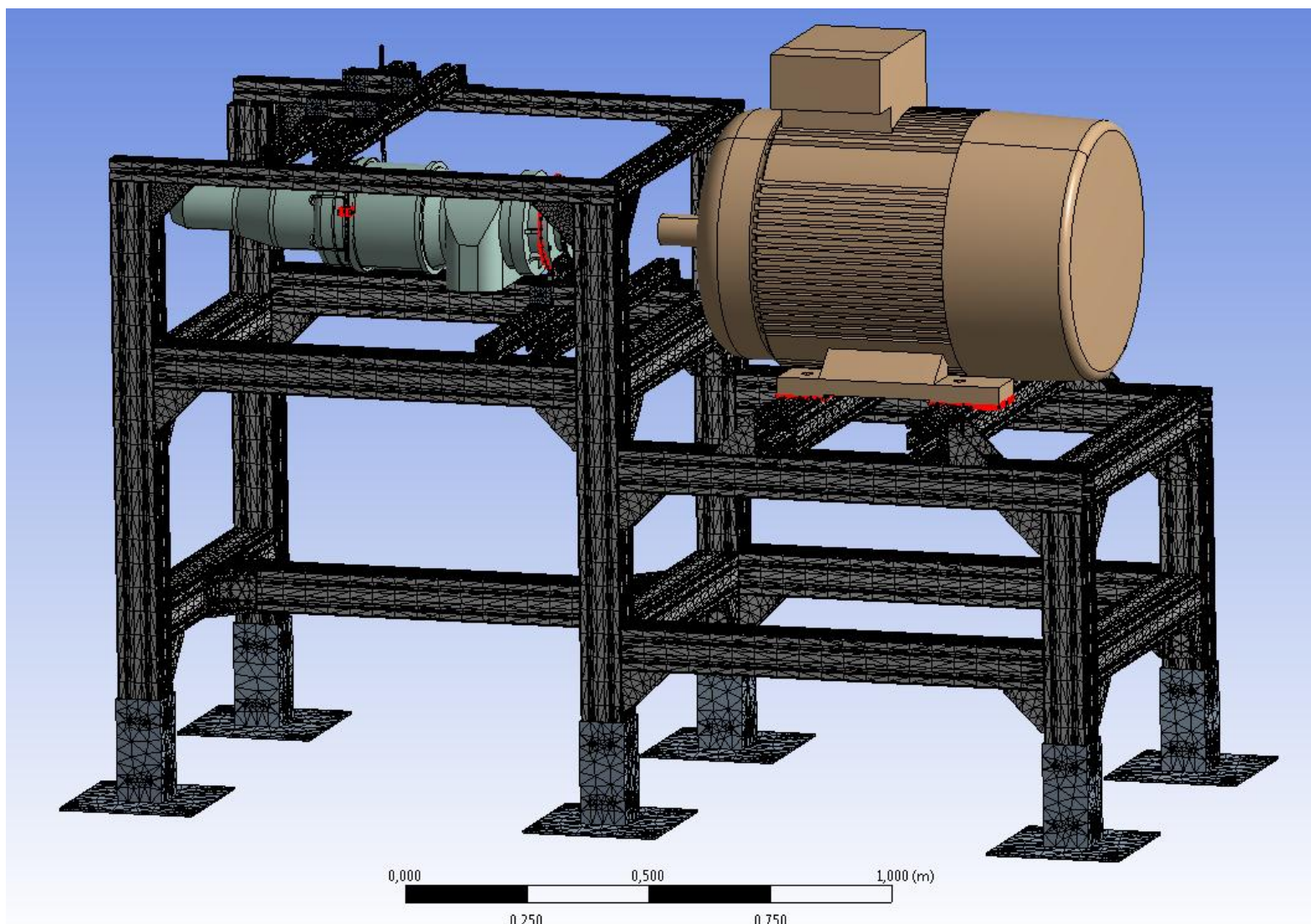
```
for i=1:x,  
M(i,1)=r(1,i);  
M(i,2)=b(1,i);  
M(i,3)=pomerr(1,i);  
M(i,4)=pomerb(1,i);  
M(i,5)=T(1,i);  
M(i,6)=sigmaR(1,i);  
M(i,7)=sigmaF(1,i);  
M(i,8)=sigmared(1,i);  
M(i,9)=k(1,i);  
end;
```

Zdrojový kód funkce pro výpočet materiálových veličin v závislosti na teplotě v programu Matlab:

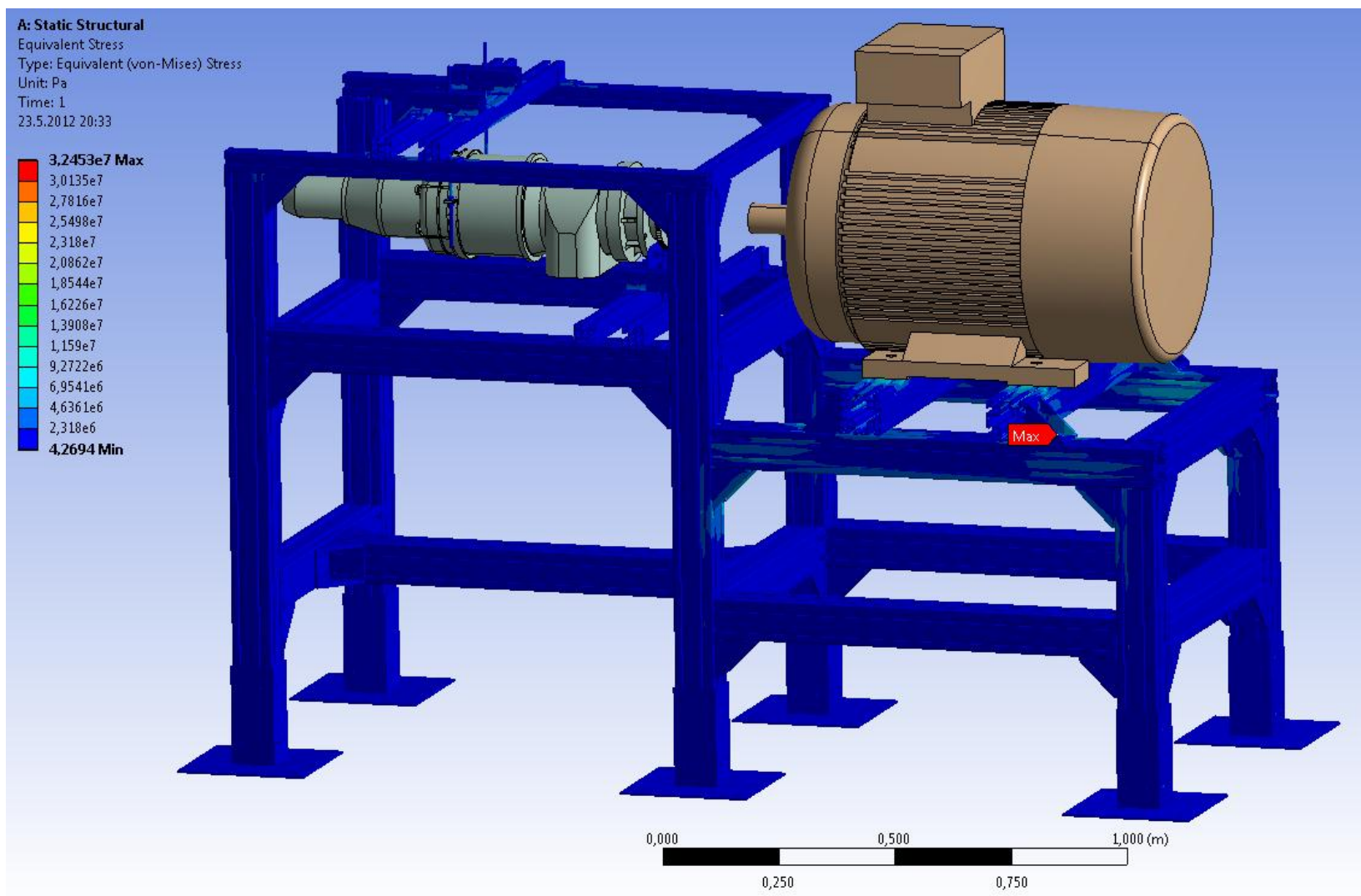
```
function [Ei,alphai,sigma02i] = EI481_37Ch12N8G8MFB(Tr)  
  
TE=[293.15 473.15 573.15 673.15 773.15 873.15 973.15];  
E=[174000 160000 150000 143000 135000 128000 125000];  
  
Talpha=[373.15 473.15 573.15 673.15 773.15 873.15 973.15 1073.15];  
alpha=[0.0000159 0.0000171 0.0000182 0.0000192 0.0000203 0.0000212 0.0000222  
0.0000232];  
  
Tsigma02=[293.15 723.15 873.15 923.15 973.15];  
sigma02=[588 490 441 421 372];  
  
Ei=interp1(TE,E,Tr,'linear');  
  
alphai=interp1(Talpha,alpha,Tr,'linear');  
  
sigma02i=interp1(Tsigma02,sigma02,Tr,'linear');  
  
end
```

PŘÍLOHA 5

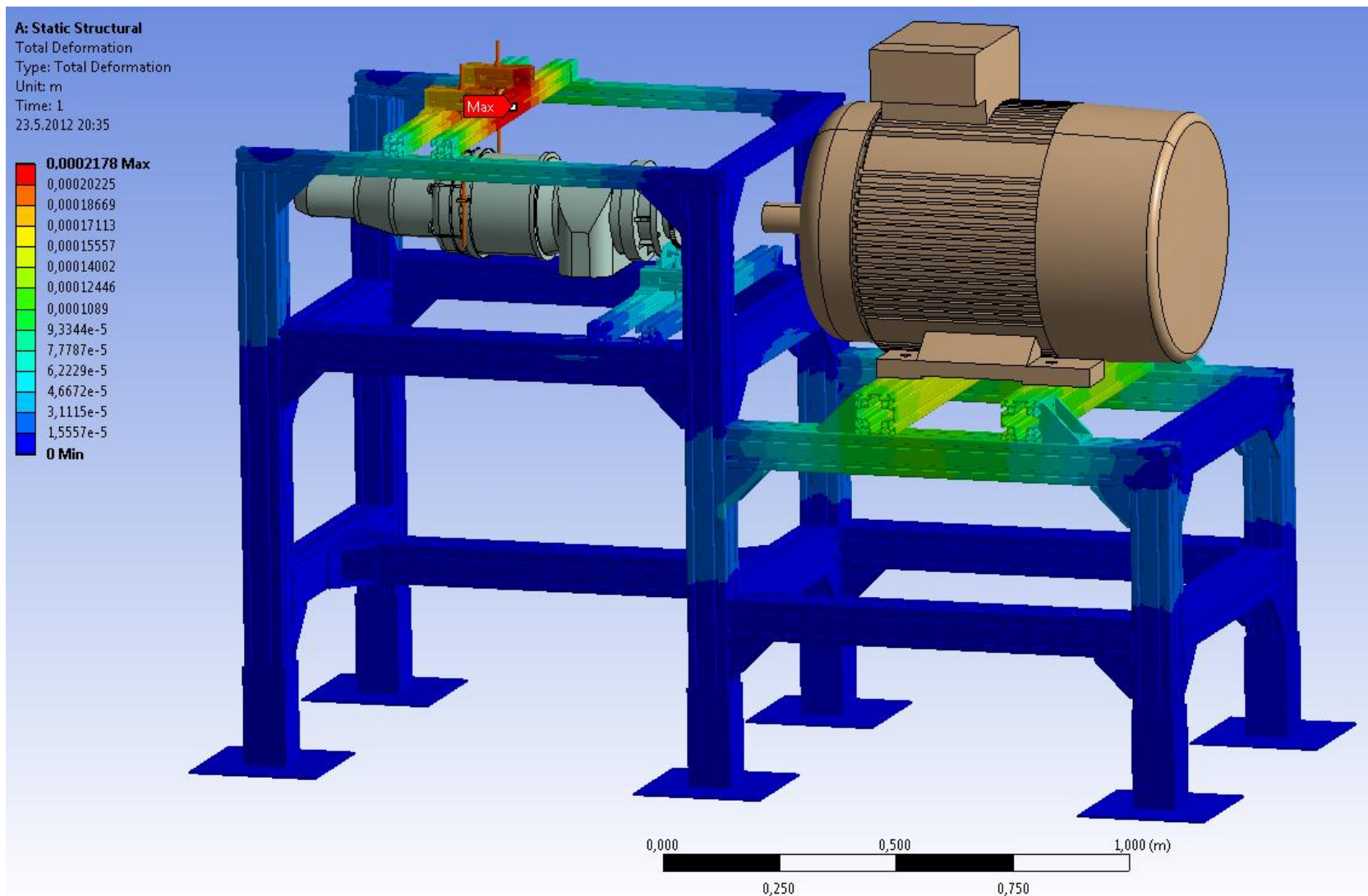
Zjednodušený kontrolní výpočet rámu



Obr. 56 – Síť konečných prvků



Obr. 57 - Redukované napětí v rámu



Obr. 58 - Celková deformace rámu

