



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ROZVÁDĚCÍ ÚSTROJÍ TURBÍNY
TURBODMYCHADLA**

VARIABLE TURBOCHARGER TURBINE GEOMETRY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Řezáč

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Bc. Vojtěch Řezáč
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Rozváděcí ústrojí turbíny turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtově–konstrukčního charakteru zaměřená na návrh rozváděcího ústrojí turbíny turbodmychadla a výpočtové ověření navržené konstrukce.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši v oblasti regulace plnicího tlaku turbodmychadla změnou geometrie statoru turbíny. Navrhnout vlastní koncept systému proměnné geometrie statoru turbíny. Navrhnout ovládací mechanismus tohoto systému až k jeho nastavovači. S využitím pokročilých metod provést simulaci zatížení částí navrženého systému, respektive simulaci ovládacích sil. V závěru shrnout dosažené výsledky a navrhnout další možný postup.

Seznam doporučené literatury:

HIERETH, H., PRENNINGER, P. Charging the Internal Combustion Engine. Wien: Springer-Verlag, 2007. 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

HOFMANN, K. Alternativní pohony. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2003. Studijní opory VUT v Brně. 73 s.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939- . ISSN 0024-8525.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukcí mechanismu proměnné geometrie statoru turbíny. V diplomové práci jsou zmapovány v současnosti používané způsoby regulace přeplňování turbodmychadlem. S ohledem na zjištěné informace jsou vytvořeny vlastní návrhy, jež jsou následně srovnávány mezi sebou a s aktuálně používaným systémem Garrett VNT a to z hlediska funkčnosti, průtočného průřezu a ovládacích sil, jež byly získány pokročilými výpočetními metodami v software ADAMS View. Na závěr je provedena diskuse, kde jsou zhodnoceny přínosy a nevýhody návrhů. Následně je navržen další možný postup v jejich vývoji.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo s variabilní geometrií, VNT, VGT, ADAMS, ovládací síly, simulace, multibody simulace, průtočný průřez, regulace průtoku turbínou.

ABSTRACT

This thesis is dedicated to design of turbocharger's boost pressure regulation using variable turbine geometry. In this thesis are mapped commonly used methods of turbine flow regulation. With respect to all information collected there were created new designs which were compared between each other and with currently used Garrett VNT system focusing on performance, flow area and operating forces which were obtained using advanced numerical methods in ADAMS View software. At the end of this thesis are presented benefits and drawbacks of each design. In the very end are presented next steps in further development.

KEYWORDS

Variable geometry turbocharger, VNT, VGT, ADAMS, operating forces, simulation, multibody simulation, flow cross section, turbine flow regulation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŘEZÁČ, V. Rozváděcí ústrojí turbíny turbodmychadla. Brno, 2022. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 104 s. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Lubomíra Drápala a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Vojtěch Řezáč

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji všem, kteří mi byli nápomocni při psaní této práce. Jmenovitě vedoucímu práce panu Ing. Lubomírovi Drápalovi, Ph.D. za vedení a usměrňování mých nápadů. Dále pak panu Ing. Petru Škarovi z firmy Garrett Motion, bez kterého by tato práce nevznikla. Mé rodině za shovívavost a trpělivost nejen při psaní této práce, zejména pak mým rodičům, a to především za podporu během mého celého studia.

Na závěr děkuji mé partnerce Kristýně, která mi byla nejen oporou při psaní a dokončování studia, ale také velice cenným a blízkým konzultantem.

OBSAH

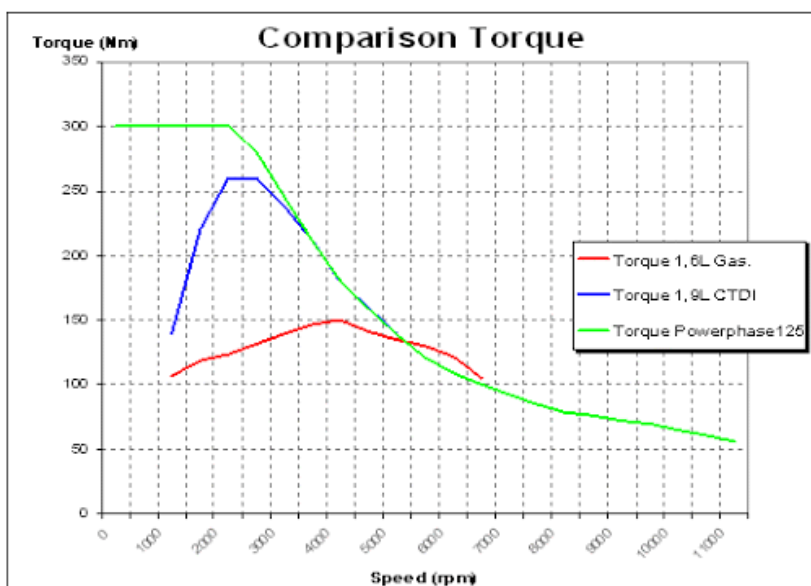
Úvod	11
1 Přepřňování pístových spalovacích motorů.....	13
2 Způsoby přepřňování PSM	15
2.1 Dynamické přepřňování	15
2.1.1 Přepřňování kmity v sacím potrubí.....	15
2.1.2 Rezonanční přepřňování (Helmholtzovo).....	17
2.2 Cizí přepřňování.....	18
2.2.1 Dmychadla s mechanickým pohonem.....	19
3 Přepřňování turbodmychadlem.....	22
3.1 Princip funkce turbodmychadla a přenos energii	24
3.1.1 Vliv přepřňování turbodmychadlem na odezvu při zatížení a akceleraci.....	25
3.1.2 Vliv přepřňování na kompresní poměr motoru	26
3.1.3 Vliv přepřňování na součinitel přebytku vzduchu	26
3.2 Konstrukce turbodmychadla	27
3.2.1 Turbínová část	27
3.2.2 Kompresorová část	28
3.2.3 Centrální část	29
3.3 Charakteristické parametry Turbodmychadla	32
3.3.1 Poměr A/R	32
3.3.2 Kompresorová mapa.....	33
3.4 Regulace Turbodmychadla	34
3.4.1 Obtokový ventil (<i>waste gate</i>)	35
3.5 Variabilní Geometrie Turbodmychadla	35
3.5.1 Variabilní šířka vstupní sekce.....	38
3.5.2 Pohyblivá klapka	38
3.5.3 Natáčení rozváděcích lopatek	39
4 Pokročilé Výpočetní metody	43
4.1 Multibody simulace	44
4.2 Simulace metodou konečných prvků	45
5 návrh konstrukčního řešení rozváděcího ústrojí turbodmychadla	46
5.1 Požadavky na návrh mechanismu	46
5.2 Popis jednotlivých konstrukčních návrhů	46
5.2.1 První návrh	46
5.2.2 druhý návrh.....	48
5.2.3 třetí návrh.....	50
5.2.4 čtvrtý návrh.....	52
5.3 Srovnání návrhů a systému natáčení rozváděcích lopatek od firmy Garrett	56
5.3.1 průtočný průřez.....	56
5.3.2 množství pohyblivých komponent, složitost konstrukce.....	59
5.3.3 těsnost systému	60
5.4 úprava návrhů	63
5.4.1 Úprava návrhu č. 3.....	63

5.4.2	Úprava návrhu č. 4	64
6	ověření návrhů pokročilými výpočetními metodami	67
6.1	Návrh č.3 – Multibody Simulace	67
6.1.1	Příprava Výpočtu Multibody Simulace.....	67
6.1.2	Výsledky Multibody Simulace.....	69
6.2	Návrh č. 3 – Pevnostní Analýza	72
6.3	Návrh č. 4 – Multibody Simulace	75
6.3.1	Příprava výpočtu multibody simulace.....	75
6.3.2	Výsledky multibody simulace.....	76
6.4	Návrh č. 4 – Pevnostní Analýza	86
7	Závěr.....	96
	Seznam použitých zkratk a symbolů	102
	Seznam příloh	104

ÚVOD

V současné době, i přes svá mnohá negativa, je pístový spalovací motor (PSM) nejrozšířenější pohonnou jednotkou v pozemní osobní i nákladní dopravě. Mezi hlavní negativní faktory se mimo jiné řadí jeho nízká účinnost, emise škodlivých zplodin, spalování fosilních paliv z neobnovitelných zdrojů a také mnohdy ne úplně vhodná momentová křivka pro provoz vozidla. [1]

Lidstvo, v čele s výrobcí automobilů, pracuje na vývoji vozidel, kde bude PSM nahrazen jiným typem pohonu. Nejčastěji používaným alternativním typem pohonu je elektromotor s akumulátorem, ve kterém se uskládá energie, kdy elektromotor spolupracuje s PSM, anebo je k pohonu vozidla využita pouze elektřina. I když se elektromotor zdá být výhodnější, než PSM – při provozu nedochází ke spotřebě fosilních paliv, elektromotor neemituje žádné škodlivé emise v místě provozování, dokáže lépe zužítkovat dodanou energii a pro provoz automobilu má vhodnější průběh momentové křivky. Přesto stále trhu s automobily dominují vozidla s PSM.



Obrázek 1 - Srovnání momentových charakteristik pohonných jednotek. Červená křivka je spalovací zážehový motor s přirozeným plněním o zdvihovém objemu 1,6 l, modrá křivka je pro přeplňovaný vznětový motor o objemu 1,9 l a modrá křivka je pro třífázový bezkartáčový elektromotor. Všechny tři motory dosahují maximálního výkonu 77 kW. [20]

Jaké faktory mohou odrazovat potenciální kupce od koupě vozidla s elektromotorem?

Cena nových vozidel poháněných elektromotorem je mnohem vyšší než cena vozidla podobné kategorie se spalovacím motorem. Pro mnohé uživatele může být rozhodující faktor omezený dojezd vozidel kombinovaný s dlouhou dobou do plného nabití a také nízkou hustotou sítě dobíjecích stanic. V neposlední řadě je situace složitější i s emisemi škodlivých zplodin, sice nedochází k jejich produkci v lidmi obydlených oblastech a vzduch ve velkých městech tak bude čistší. Bohužel výroba elektrické energie ještě není 100% „čistá“ a při její výrobě dochází i ke spalování fosilních paliv. Kontroverzi do celé situace vnáší i výroba trakčních baterií spolu s těžbou materiálů potřebných k jejich výrobě.

Přestože elektrický pohon automobilů je v současné době hojně podporován automobilkami a legislativními regulacemi, neznamená to, že vývoj PSM nejde kupředu také. V poslední době je v laické i odborné veřejnosti hojně zmiňovaným pojmem u PSM tzv. *downsizing*. Výrobci snižují zdvihový objem PSM, který tak spotřebuje méně paliva a vyprodukuje méně škodlivých emisí. Právě v souvislosti s tímto trendem se začalo hojně využívat přeplňování PSM. Díky tomu lze dosáhnout vyššího výkonu při zachování stejného zdvihového objemu PSM anebo zachovat stejný výkon při snížení zdvihového objemu motoru.

Historicky se přeplňování používalo u soutěžních závodních vozidel anebo vozidel sportovního charakteru. V té době byl nástup plnicího tlaku při přechodu z nízkých do vyšších otáček motoru mnohdy náhlý a neplynulý, tomuto jevu se říká *turbo-lag* (volně přeloženo jako zpoždění turbodmychadla). Mnohá vozidla tímto projevem byla vyhlášena, například vůz *Audi Sport Quattro S1* (obrázek č. 2) soutěžící v rallye skupině B anebo *Porsche 930 Turbo*.



Obrázek 2 - Audi Sport Quattro S1[21]

Od té doby automobilový průmysl pokročil a takto výrazný efekt zpoždění plnicího tlaku turbodmychadla na současných produkčních vozech již není. Součástí pokroku současných let je i daleko větší míra elektronického řízení motoru, které se dotknulo i přeplňování turbodmychadlem, a to zejména co se týče jeho regulace. Právě regulace plnicího tlaku turbodmychadla je stěžejním tématem této diplomové práce, kdy je cílem zhodnotit v současnosti používané systémy regulace a na základě toho navrhnout vlastní mechanismus rozváděcího ústrojí turbodmychadla.

1 PŘEPLŇOVÁNÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

V současné době je již většina motorů používaných v automobilové dopravě přeplňována. Při přeplňování se při sacím zdvihu pístu do motoru dostává vzduch o tlaku vyšším než tlaku atmosférickém [1]. Při použití vhodné regulace tak dochází ke zlepšení výkonových, ekonomických a ekologických parametrů PSM. [2]

Zvýšení výkonu motoru lze jednoduše popsat rovnicí pro výpočet efektivního výkonu motoru [1]:

$$P_e = iV_H p_e \frac{n}{30\tau} \quad (1)$$

kde i je počet válců motoru, V_H je zdvihový objem jednoho válce, p_e je střední efektivní tlak na píst, n jsou otáčky motoru a τ je otáčkový činitel vyjadřující počet otáček potřebných pro jeden pracovní cyklus (1 pro motor dvoudobý, 2 pro motor čtyřdobý). [1]

Ze vztahu (1) je jasné vidět, že efektivní výkon motoru je přímo závislý na celkovém zdvihovém objemu, otáčkách motoru a středním efektivním tlaku na píst. Je tedy zřejmé, že zvyšováním alespoň jednoho parametru lze dosáhnout vyššího výkonu motoru. Z konstrukčního hlediska však není výhodné nadměrně zvyšovat maximální otáčky motoru, kvůli ztrátám v proudění, vyšším setrvačným a třecím silám. Zvýšením zdvihového objemu se zvýší hmotnost a zastavěná plocha motoru ve vozidle. Proto se výrobci PSM soustředí na zvýšení středního efektivního tlaku přeplňováním. [2]

Úkolem přeplňování je tedy zvýšit plnicí hustotu pracovního média (ať už se jedná o směs paliva a vzduchu nebo jen o vzduch samotný). Přitom by nemělo dojít k výraznému navýšení teploty média [3]. Díky tomu, že se do spalovacího prostoru motoru dostane více vzduchu, je tak možné se vzduchem smíchat více paliva a dosáhnout tak lepší plnicí účinnosti [3]:

$$\rho_{pl} = \frac{p_e \sigma_t \lambda_{zt}}{H_u \eta_{pl} \eta_i \eta_m} \quad (2)$$

rovnice hustoty plnicího vzduchu, kde p_e je střední efektivní tlak na píst, σ_t je teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva, λ_{zt} je spalovací součinitel přebytku vzduchu v čitateli. A ve jmenovateli je H_u dolní výhřevnost paliva, η_{pl} je plnicí účinnost motoru, η_i je indikovaná účinnost motoru a η_m je mechanická účinnost motoru. [1]

Plnicí účinnost definuje, jak dobře je motor schopen naplnit se čerstvou směsí. U přeplňovaného motoru právě vyšší plnicí tlak výplachu spalovacího prostoru výrazně napomáhá, obzvláště při větším překřížení ventilů. [3]

Součinitel přebytku vzduchu se u přeplňovaných motorů, právě kvůli proplachu spalovacího prostoru, rozděluje na spalovací součinitel přebytku vzduchu λ_z a proplachovací součinitel přebytku vzduchu λ_{pr} [1]:

$$\lambda = \lambda_z + \lambda_{pr} \quad (3)$$

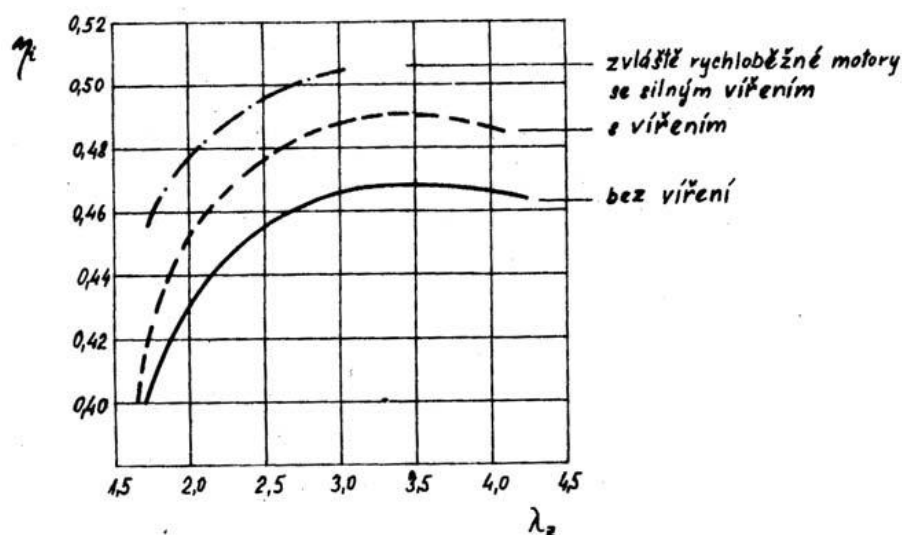
jelikož součinitel přebytku vzduchu nepřímo ovlivňuje střední efektivní tlak plynů, musíme počítat s ovlivněním středního indikovaného tlaku p_i . Růst λ_z bude výhodný, pokud poroste i indikovaná účinnost. [1]

Součinitel přebytku vzduchu slouží jako regulační činitel z hlediska teploty výfukových plynů před turbínou. Vzniká tak závislost mezi teplotou plnicího vzduchu T_{pl} , teplotou výfukových plynů T_V a součinitele přebytku vzduchu λ dle rovnice (4) [1]:

$$\lambda(T_V - T_{pl}) = konst. \quad (4)$$

součinitel přebytku vzduchu má velký vliv na ovládání teplotního spádu mezi plyny, stěnami a teploty stěn, tedy i teplotního napětí. V podstatě musí λ zajistit, aby nebyla překročena maximální teplota spalování. [1]

Na součiniteli přebytku vzduchu u zážehových motorů je závislá i indikovaná účinnost, která roste do hodnoty součinitele přebytku vzduchu mezi 3 až 3,5 a nadále pozvolna klesá. Velký vliv má také víření, jak je vidět na obrázku 3, tak současné rychloběžné motory se silným vířením, které je zapříčiněno vysokotlakým vstřikováním a přeplňováním dokonce přesahují hodnotu 50% účinnosti. [1]



Obrázek 3 - závislost indikované účinnosti (svislá osa) na součiniteli přebytku vzduchu (vodorovná osa), vyobrazení různých křivek v závislosti na výplachu spalovacího prostoru vznětového motoru. [1]

Mezi mechanické ztráty se řadí výkon odebraný příslušenstvím motoru (kompresory klimatizace, olejové čerpadlo, alternátor), dále třecí ztráty od setrvačných sil, pohon rozvodového mechanismu. Tyto ztráty nejsou nijak ovlivněny přeplňováním PSM. S růstem stupně přeplňování se však začínou zvyšovat třecí ztráty souvislé s tlakem plynů na píst. [1]

Velmi podstatně se mění ztráty souvislé s výměnou náplně válce, u čtyřdobého motoru tyto ztráty klesnou do záporných hodnot, jelikož spodní smyčka P-V diagramu motoru, kdy dochází k výměně náplně je kladná. [1]

Výhodou přeplňování, krom již zmíněného vyššího výkonu a menší zastavěné plochy motoru, v důsledku nižšího zdvihového objemu, je ještě lepší energetická bilance přeplňovaného motoru, zlepšení otáčkové a momentové pružnosti [1] a v neposlední řadě i redukce hluku z výfukového potrubí. [3]

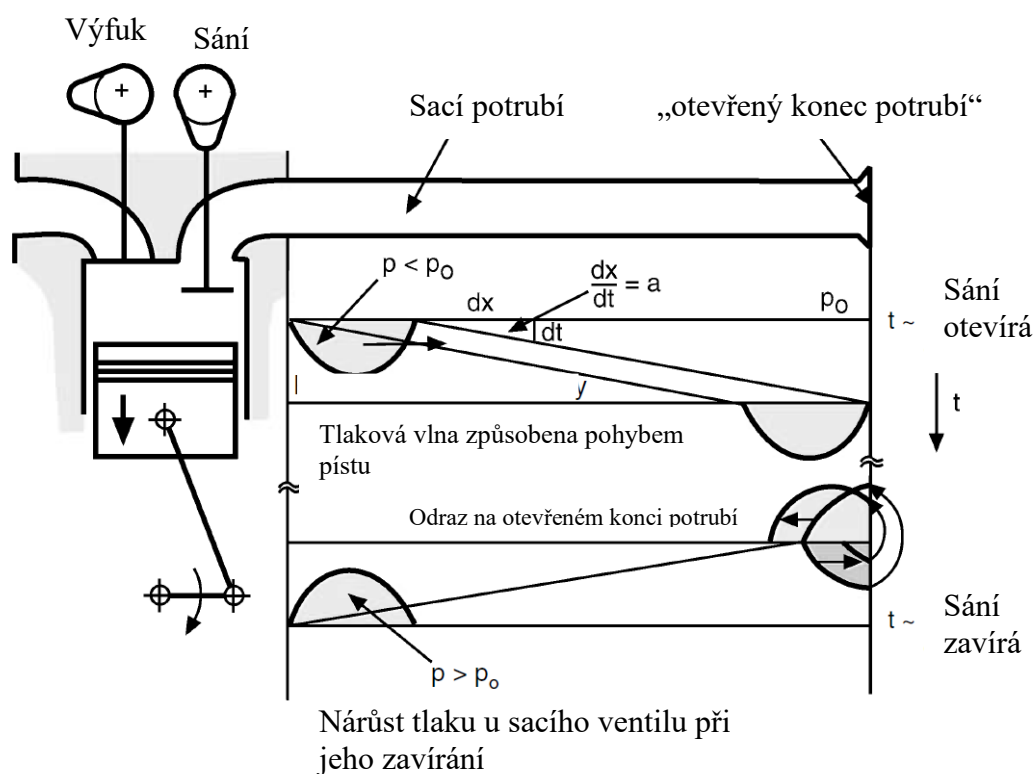
2 ZPŮSOBY PŘEPLŇOVÁNÍ PSM

Přeplňování PSM může být dosaženo hned několika způsoby, ty lze rozřadit na přeplňování dynamické a cizí.

2.1 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Výměna obsahu ve spalovacím prostoru je podpořena vhodně zkonstruovaným sacím a výfukovým potrubím, tak aby při stříhu ventilů bylo využito sníženého tlaku ve výfukovém potrubí. Tento podtlak podpoří nasávání čerstvé směsi do spalovacího prostoru motoru. [3]

V sacím potrubí podobný jev vyvolá samotný sací ventil při svém otevření. Vznikne při tom tlaková vlna, která se proudem plynů pohybuje zpět, dokud na otevřeném konci nenarazí na klidné prostředí, kde se odrazí jako přetlaková. Pokud se odražená tlaková vlna dostane k otevřenému sacímu ventilu, zlepší se plnění válce. [3, 4]

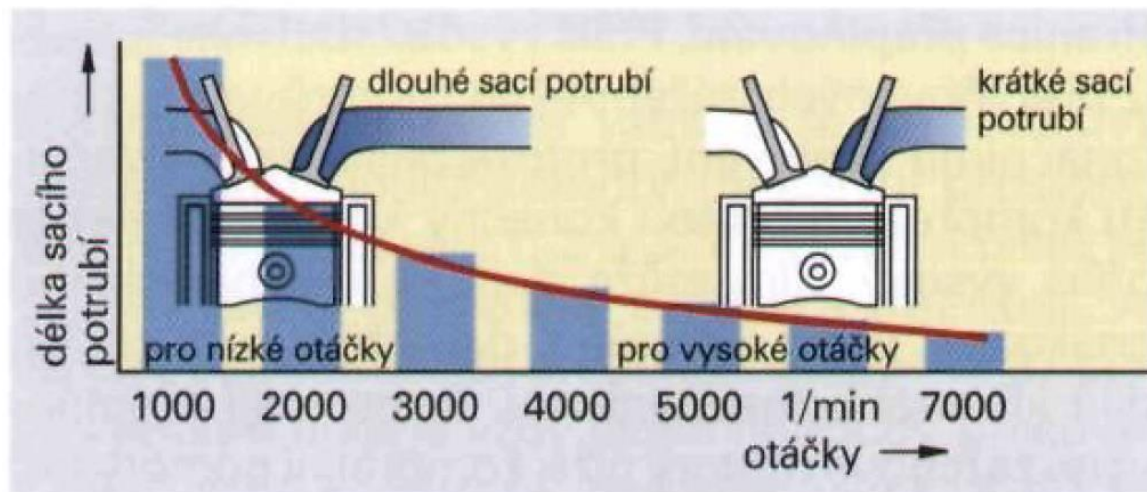


Obrázek 4 - Odras tlakové vlny na volném konci sacího potrubí. [3]

2.1.1 PŘEPLŇOVÁNÍ KMITY V SACÍM POTRUBÍ

Každý válec má samostatné sací potrubí s vhodně zvolenou délkou. Vhodná proto, že při určitých otáčkách motoru dochází k rozkmitání sloupce proudícího vzduchu v potrubí. Tyto kmity pomáhají k lepšímu plnění válce. Je však důležité brát v potaz, v jakém pásmu otáček má dojít ke zlepšení průběhu kroutícího momentu. Pro zlepšení průběhu v nízkých otáčkách je vhodné dlouhé potrubí o malém průřezu. Naopak pro vysoké otáčky, kdy je sací ventil otevřený jen na krátkou dobu a rázová vlna, aby se stihla vrátit, potřebuje při stejné rychlosti

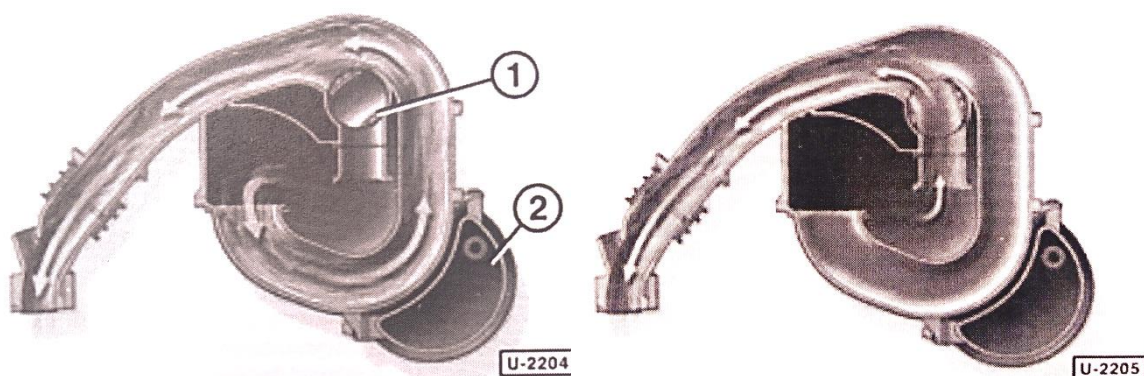
kratší vzdálenost, je vhodné, aby potrubí bylo krátké s větším průřezem. Na obrázku č. 5 je schematicky vyznačena závislost délky potrubí na rezonančních otáčkách. [4]



Obrázek 5 - závislost délky sacího potrubí na vhodných otáčkách motoru. [4]

Z předchozího odstavce je tedy zřejmé, že využití přeplňování pomocí kmitů v sacím potrubí je efektivní jen pro úzké spektrum otáček. Výrobci automobilů však přišli se systémem, kdy má sací potrubí proměnnou délku a tohoto jevu jsou tak schopni využít v širším spektru otáček.

Při použití tohoto systému se tak sací systém skládá z několika větví, které se řídí buď elektropneumaticky anebo elektronicky. V nižších otáčkách je tak použito dlouhé potrubí o menším průměru, ve vyšších otáčkách motoru klapka anebo rotační šoupátko tuto větev uzavřou. [4] Vzduch tak proudí krátkým potrubím o velkém průřezu. [5]



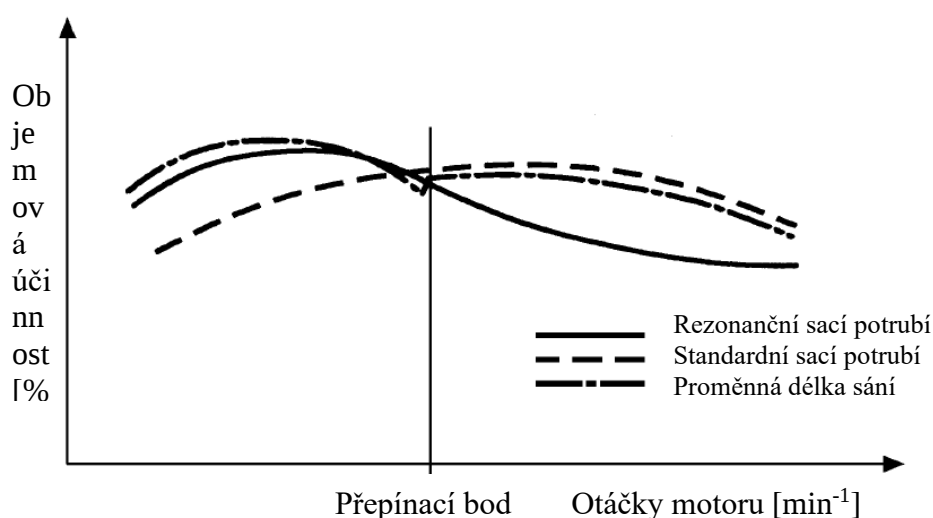
Obrázek 6 – Systém proměnné délky sacího potrubí motoru Audi 2,0 FSI AWA. Na pozici 1 je znázorněna přepínací klapka sacích drah. Vlevo poloha pro větší točivý moment, vpravo poloha pro větší výkon. [6]

Princip systému je znázorněn na obrázku 6. Ve vozidle Audi A4 tento systém přepíná na delší sací dráhu v rozmezí 2 000 – 3 700 min⁻¹, takže délka sání v těchto otáčkách příznivě ovlivňuje průběh točivého momentu. [6]

2.1.2 REZONANČNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ (HELMHOLTZOVO)

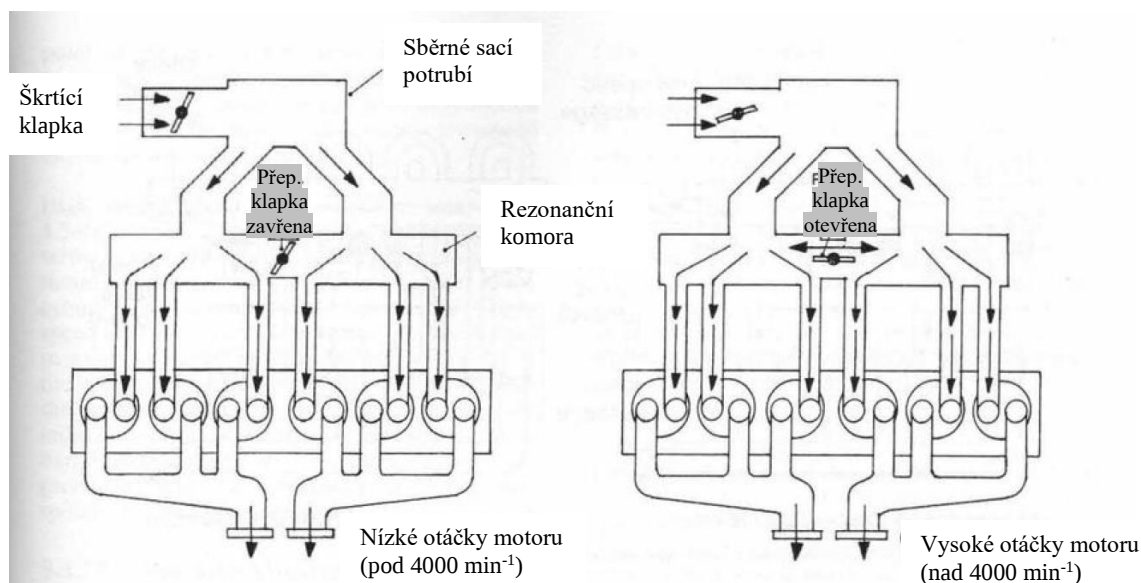
Tento typ přeplňování nastává v momentě, kdy se frekvence sání daná otáčkami shoduje s frekvencí kmitů vln ve sloupci plynu. Díky rezonanci tak dochází k dalšímu dynamickém zvýšení plnicího tlaku. [5] Pro co nejlepší využití efektu dynamického plnění je velmi vhodné tento systém zkombinovat se systémem proměnné délky sání. [7]

Systém funguje tak, že v nízkých otáčkách využívá rezonančních komor, při přechodu do vyšších otáček systém přepne na kratší okruh sání a využívá vlastní dynamiku plynů. Tento systém tak obsahuje několik klapek, které přepínají mezi rezonančními komorami a sacími trubicemi podle režimu, ve kterém se nachází. [7] Kdyby nedošlo k přepnutí z rezonančního přeplňování na dynamické, docházelo by ve vyšších otáčkách naopak ke ztrátě výkonu vlivem snížené objemové účinnosti, viz obrázky 7 a 9. [3]

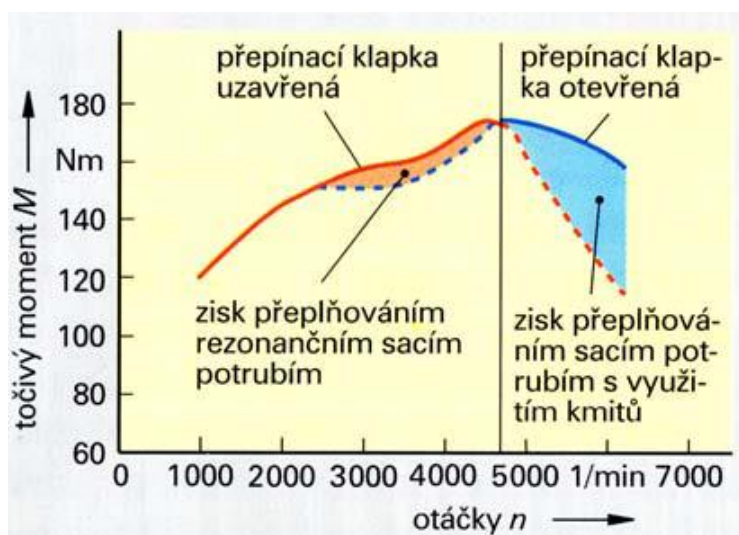


Obrázek 7 - Závislost objemové účinnosti na otáčkách motoru. [3]

Rezonanční přeplňování lze ilustrovat na případě šestiválcového řadového motoru, kde je sací potrubí každého z válců spojeno s rezonanční nádobou. V této nádobě je přepínací klapka, která odděluje sací potrubí prvních tří válců od zbylých tří válců. Škrtící klapka je pro nízké otáčky uzavřena, motor tedy pracuje v režimu využívajícím rezonanční přeplňování. Při přechodu do vyšších otáček se klapka otevře a systém začne fungovat v režimu pulzačního sacího potrubí. Dojde tak ke zvýšení točivého momentu v celém spektru otáček oproti motoru bez tohoto systému. [4] Často se tento systém používá v motorsportu, především v kategoriích, kde je zakázáno cizí přeplňování. Tyto vozy potom dosahují mnohem vyšší objemové účinnosti [8]



Obrázek 8 - Soustava rezonančního potrubí s přepínací klapkou v rezonátoru. [5]



Obrázek 9 - Graf závislosti točivého momentu na otáčkách rezonančního systému přeplňování. Přerušovanou čarou znázorněn stav, kdy by motor nebyl vybaven tímto systémem. [4]

2.2 CIZÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Na rozdíl od výše popsaných systémů přeplňování, kdy se využívalo jen vhodné konstrukce, která napomáhala výměně náplně ve spalovacím prostoru při sacím zdvihu je v tomto případě použito vnější dmyhadlo, které do válce dopravuje větší množství vzduchu, než by bylo do spalovacího prostoru dopraveno přirozeným sáním. [4]

Dmyhadla se dělí do tří základních skupin:

- S mechanickým pohonem
- S komorovým rotorem
- Bez mechanického pohonu

2.2.1 DMYCHADLA S MECHANICKÝM POHONEM

Dmychadla s mechanickým pohonem používaná v současnosti jsou většinou objemové kompresory. Objemový kompresor pracuje tak, že je vzduch nasán do kompresní komory, následně je vstupní otvor utěsněn a vzduch pokračuje dále kompresní komorou, která zmenšuje svůj objem. Tím je stlačován i vzduch, který postupně zvyšuje svůj tlak. Maximální tlak je dán tlakovým poměrem, na který byl kompresor navržen. Při dosažení maximálního tlaku se otevře vypouštěcí ventil a stlačený vzduch se nadále vydá do prostoru s nižším tlakem. [9]

Tato dmychadla jsou poháněna přímo od klikové hřídele, buď řemenem, řetězem anebo ozubenými koly. Některé systémy bývají vybaveny i spojkou, která je schopná odpojit dmychadlo od klikového hřídele (např. při volnoběhu). [7] Výhodou kompresoru je, že poskytuje plynulý nárůst plnicího tlaku, jelikož otáčky kompresoru jsou závislé na otáčkách motoru. Průběh točivého momentu je pak více lineární. Na druhou stranu, nevýhoda tohoto řešení je nemalý odběr výkonu na klikovém hřídeli při vysokých otáčkách. [8]

3.0 Liter-V6-TFSI-Motor

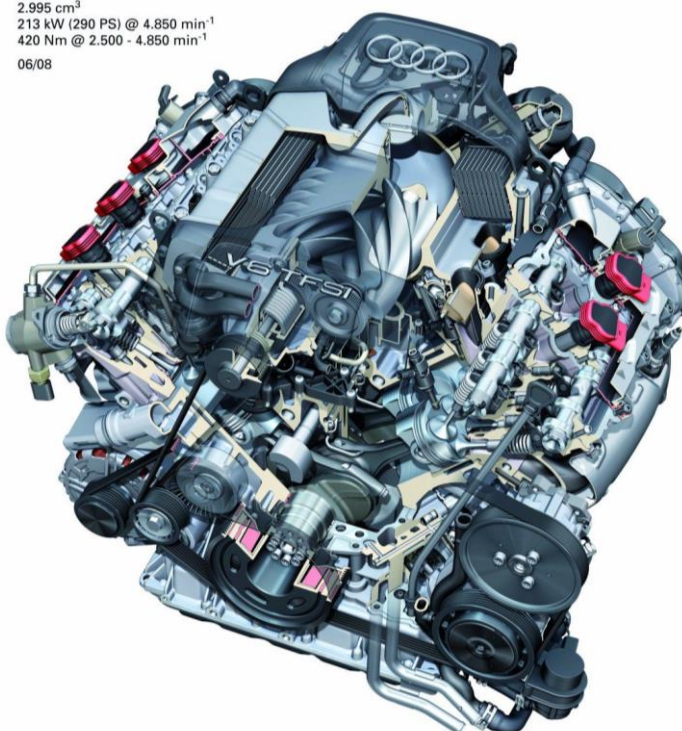
3.0 Liter-V6-TFSI-Motor mit FSI®-Benzindirekteinspritzung, kontinuierlicher Einlass-Nockenwellenverstellung, Nockenwellenantrieb per Kette und Kompressoraufladung



3.0 litre V6 TFSI engine with FSI®-petrol direct injection, variable inlet camshaft timing, chain driven camshafts, and compressor supercharger

2.995 cm³
213 kW (290 PS) @ 4.850 min⁻¹
420 Nm @ 2.500 - 4.850 min⁻¹

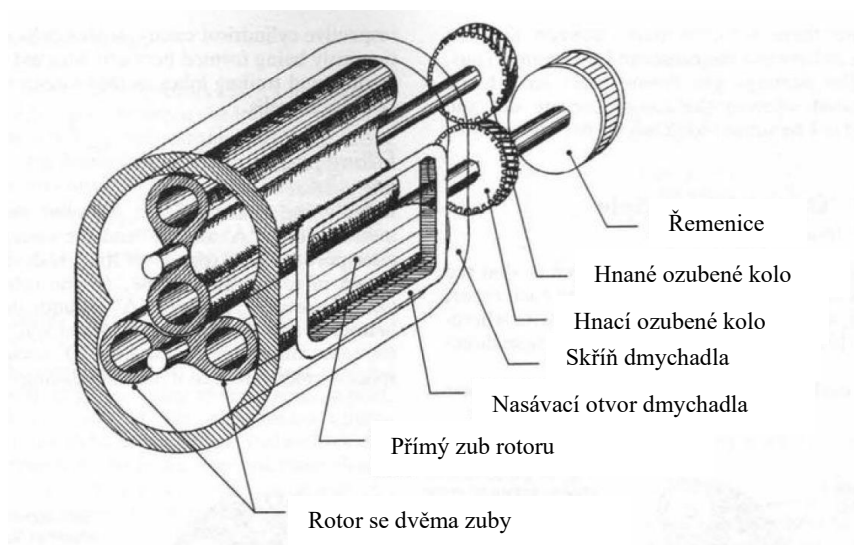
06/08



Obrázek 10 - Řez motorem Audi 3.0 TFSI V6 s dmychadlem a znázorněným pohonem dmychadla řemenem. V levém horním rohu výrobce zmiňuje parametry pohonné jednotky. [22]

ROOTSOVO DMYCHADLO

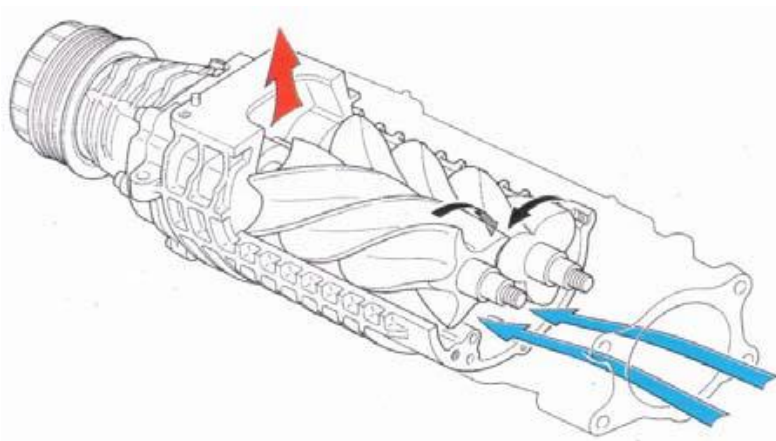
Dmychadlo se skládá ze dvou rovnoběžných hřídelí, na nichž je rotor se dvěma až čtyřmi zuby. Umístěny jsou v komoře oválného tvaru, vzduch do dmychadla vstupuje a vystupuje ve směru normály na osu hřídele rotoru. [3] O synchronizaci pohonu tak, aby o sebe rotory nekolidovaly a zapadaly do sebe se starají ozubená kola. Výhodou tohoto řešení je relativně levná konstrukce a výroba. [7] Problém je naopak vyšší hlučnost, snížená kontrola plnicího tlaku a kvůli velkým ztrátám také nízký plnicí tlak při nízkých otáčkách. [5, 8]



Obrázek 11 - Schematický řez rootsovým dmychadlem s popisem klíčových uzlů konstrukce. [5]

LYSHOLMOVO ŠROUBOVÉ DMYCHADLO

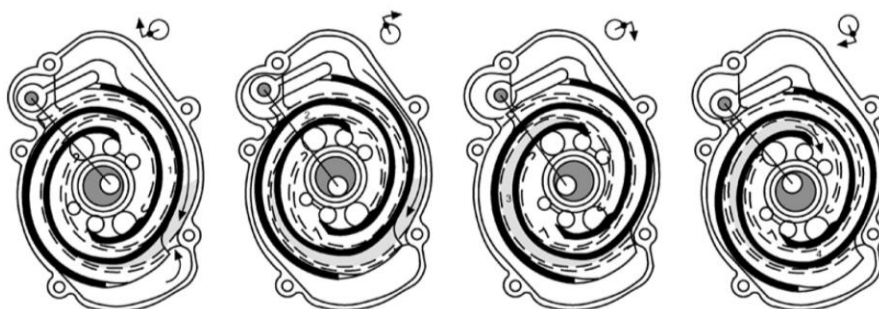
Tento typ dmychadla se stejně, jako Rootsovo dmychadlo skládá ze dvou rovnoběžných rotorů. Nejedná se však o stejné rotory, dělí se na hlavní a vedlejší rotor, kdy jsou zuby na rotorech šroubovitě zahnuté tak, že zapadají do sebe. Vzduch vstupuje a vystupuje v axiálním směru skříně dmychadla. [3] Zajímavostí je, že hlavní rotor má 1,5x vyšší otáčky než vedlejší. Oproti Rootsovu dmychadlu je mnohem náročnější výroba a je nutné počítat s vyššími momenty setrvačnosti. Na druhou stranu je Lysholmovo dmychadlo tišší, efektivnější, dosahuje vyšších otáček a tím i plnicího tlaku. [5, 8]



Obrázek 12 - Řez Lysholmovým dmychadlem. Modře naznačen vstup, rudě výstup z komory dmychadla. [7]

SPIRÁLOVÉ DMYCHADLO (G-CHARGER)

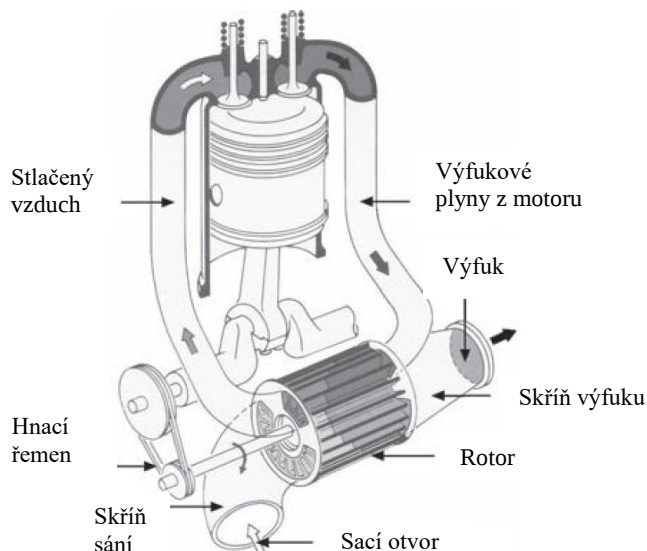
S tímto systémem přišle výrobce osobních automobilů *Volkswagen*. Dvoudílná skříň je složena z celkem čtyř pracovních komor, které jsou navzájem odděleny spirálovitými překážkami. Uvnitř dmychadla je excentricky uložený výtlačný díl dmychadla, který vykonává krouživý pohyb, i ten má spirálovité přepážky. Celé dmychadlo je poháněno z rozvodového mechanismu řemenem. [3] Tím, jak se excentrický spirálový mechanismus otáčí dochází ke zmenšování objemu jednotlivých komor a dmychadlo tak nasává vzduch. Celý systém těží z nízkého momentu setrvačnosti, nízké hlučnosti a hmotnosti. Avšak výroba je velmi náročná a životnost systému kvůli těsnění mezi segmenty spirály a skříní je redukována. [5, 7]



Obrázek 13 - Schéma pracovního cyklu spirálového dmychadla. Prerušovanou čarou je vyznačena excentricky uložená spirála. Šedou barvou vyznačen vzduch a jeho doprava ze vstupního otvoru do výstupu. [3]

COMPREX

Studený vzduch je nasáván axiálně do válcovité komory, v níž je hřídel s lopatkami poháněnými klikovým hřídelem. Z druhé strany komory je vstup pro výfukové plyny, které stlačují nasávaný vzduch. Jak se otáčí hřídel s lopatkami uzavře se na krátkou dobu vstupní otvor, vzduch je stlačen a následně se vzduch dostane k výstupnímu otvoru, analogicky na druhé straně se z dmychadla dostane ven i výfukový plyn. Při tom se vytvoří podtlaková vlna, která podpoří nasávání čerstvé směsi do komory. [3] Pro rovnoměrné plnění je systém vybaven komorami, které zmírňují puslace. [7]



Obrázek 14 – Funkční schéma Compres dmychadla se znázorněnou cestou vzduchu a spalín. [3]

3 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Běžně se účinnost PSM pohybuje okolo 30 %, zbylých 70 % energie se nenávratně ztratí, procentuálně lze ztráty vyjádřit následovně: [5]

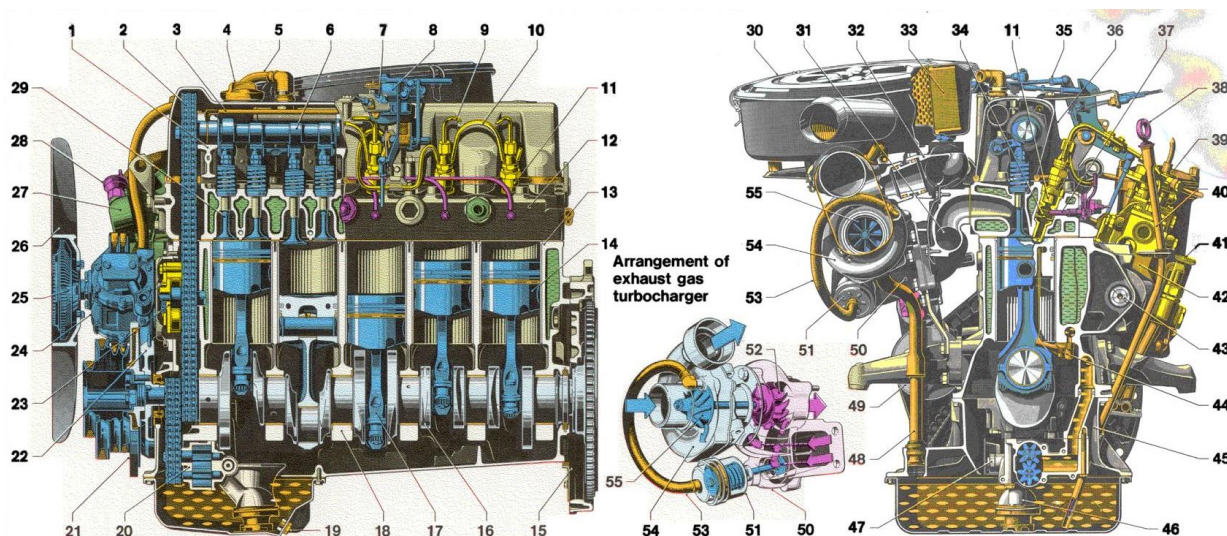
- a) Ztráta tepelné energie vlivem tření, sání a dynamiky pohybů – 7 % [5]
- b) Ztráta tepelné energie vlivem vyzařování do okolí – 9 % [5]
- c) Ztráta tepelné energie do chladicího systému motoru – 16 % [5]
- d) Ztráta tepelné energie ve výfukových plynech – 38 % [5]

Turbodmychadlo, tím že je poháněno výfukovými plyny, dokáže ještě využít ztrátovou energii a přetvořit ji v práci, kterou motor využije v dalším cyklu. [5] Motor tak dosahuje lepších výsledků, co se týče ekonomičnosti provozu a vypouštěných emisí. [10]

Bohužel použití turbodmychadla nepřináší jen výhody. Tím, že je umístěno ve výfukové části (většinou hned za sběrným potrubím), je výfukovým plynům kladen odpor větší než u motoru bez výfukového turbodmychadla. Tento jev má vliv zejména na výměnu náplně ve válci při výfukovém zdvihu. [5]

Přeplňování turbodmychadly se začalo používat již začátkem 20. století. První turbodmychadla byla použita na velkých lodních motorech. Další oblast, kde se zpočátku turbodmychadla hojně využívala, bylo letectví. S rostoucí nadmořskou výškou řídne vzduch a snižuje se tak obsah kyslíku v něm, který je důležitý pro spálení paliva. Turbodmychadlo u letadel bylo schopné tuto ztrátu kompenzovat a pomoci tak dosáhnout vyšších nadmořských výšek. Pokrok byl zaznamenán zejména ve válečném období [11]. Turbodmychadla si rychle našla cestu do závodních vozů, kde pomáhala zvýšit výkon vozidel, která překonávala rychlostní rekordy, odtud již byla jen krátká cesta k jejich implementaci do běžných vozů [2].

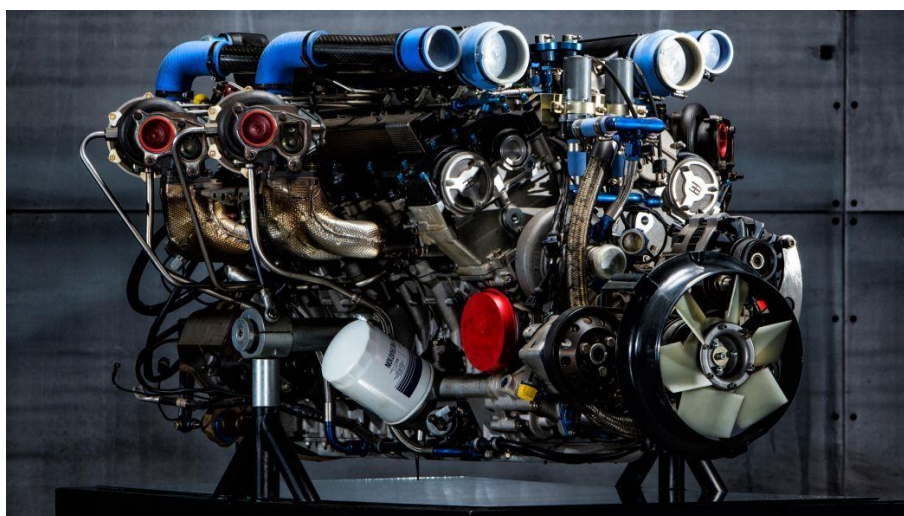
V sedmdesátých letech minulého století svět zasáhla ropná krize, což znamenalo zvýšení ceny ropy, tedy i paliv, v té době uživatelé automobilů začali více dbát na spotřebu svých vozidel. Mnoho vozidel tak nabízelo motory s menším zdvihovým objemem, které byly vybaveny turbodmychadlem. Prvním masově vyráběným vozem vybaveným turbodmychadlem byl Mercedes-Benz 300 SD [11, 12]



Obrázek 15 - Řez motorem Mercedes-Benz OM 617 A z vozidla Mercedes-Benz 300 SD.[23]

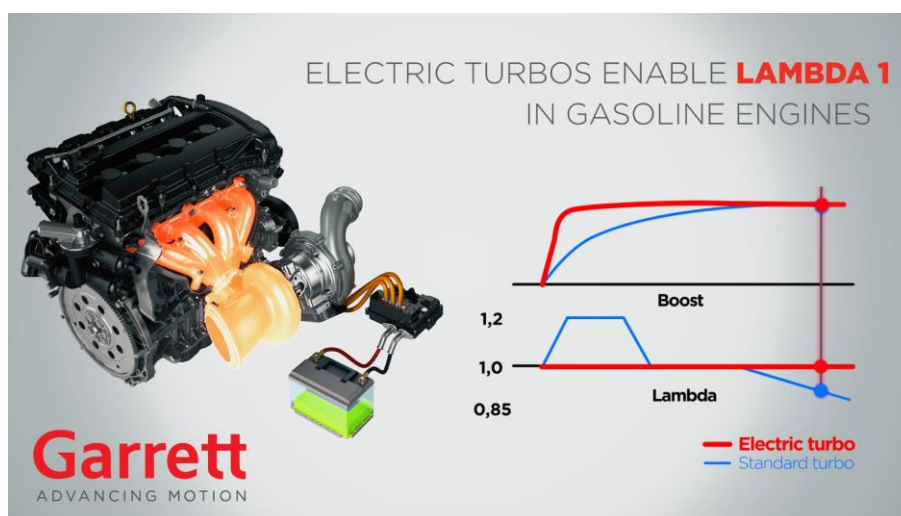
Dalším krokem ve vývoji byla aplikace turbodmychadla s variabilní geometrií. První vůz vybavený tímto systémem byla v roce 1988 *Honda Legend*. Díky tomuto systému bylo turbodmychadlo lépe využitelné v širším spektru otáček a omezila se prodleva turbodmychadla, tzv. *turbo-lag*. [11]

Jelikož je prodleva turbodmychadla nežádoucí jev, zejména u sportovních vozů, kde je nutná okamžitá odezva na sešlápnutí plynového pedálu, začali mnozí výrobci používat systém s vícero turbodmychadly. Průkopníkem byla v roce 1981 automobilka *Maserati*, s modelem *BiTurbo*. Později na voze *Bugatti EB 110* byla dokonce použita čtveřice turbodmychadel na motoru V12. [11]



Obrázek 16 - Motor V12 se čtveřicí turbodmychadel IHI z vozidla Bugatti EB 110 [24]

V současnosti a budoucnosti budou turbodmychadla pomáhat snižovat emise škodlivin ve výfukových plynech. Zejména s nástupem hybridních technologií, kdy se palubní napětí automobilů zvyšuje na 48 V, je možné pohánět turbodmychadla pomocí elektromotoru, a ještě více redukovat prodlevu turbodmychadla. [11]

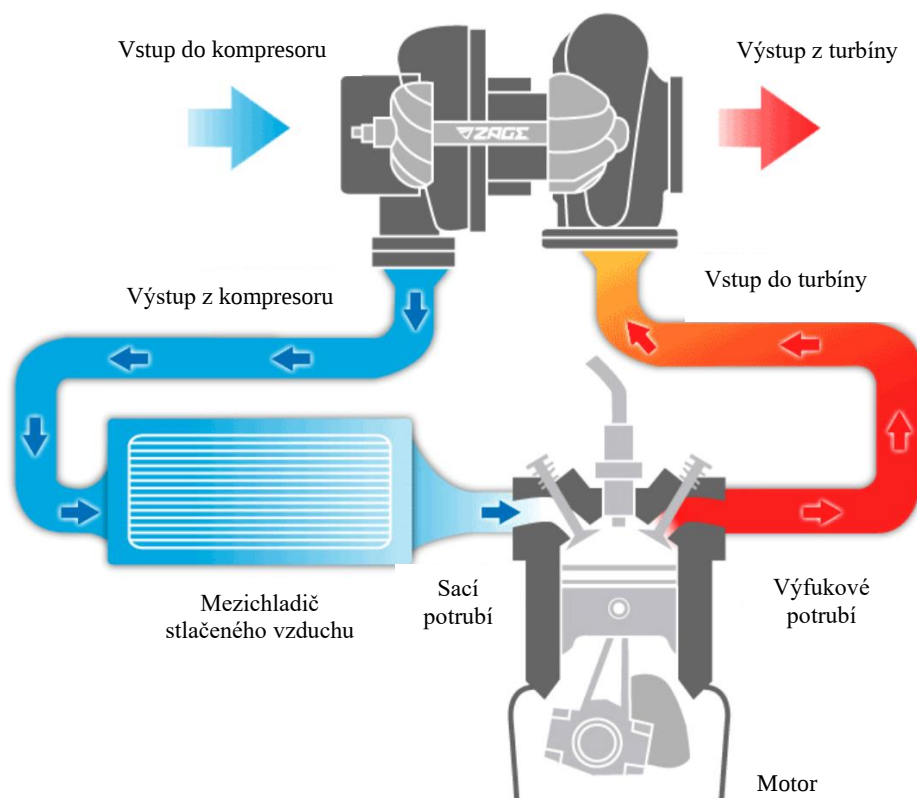


Obrázek 17 - Srovnání klasického turbodmychadla a elektronického turbodmychadla firmy Garrett. Graf srovnává plnicí tlak a směšovací poměr v závislosti na otáčkách turbodmychadla. [25]

Další prostor, pro zlepšení se nachází v regulaci turbodmychadel, zejména rozšíření variabilní geometrie lopatek turbíny i do vozidel vybavených zážehovým spalovacím motorem a také aplikace nových teple více odolných materiálů. [11]

3.1 PRINCIP FUNKCE TURBODMYCHADLA A PŘENOS ENERGII

Výfukové plyny z motoru jsou sběrným výfukovým potrubím, místo toho, aby byly odvedeny do okolí, přivedeny k turbínovému oběžnému kolu turbodmychadla. Zde výfukové plyny expandují a ochlazují se, předávají část své energie turbínovému oběžnému kolu [17]. Turbínové oběžné kolo tuto předanou energii přetváří na energii kinetickou a tepelnou [18, 19]. Výfukové plyny pak volně odchází do výfukového potrubí.



Obrázek 18 - Schéma uspořádání turbodmychadla s PSM, zakreslené proudění plynů. [17]

Turbínové oběžné kolo je uchyceno na stejné hřídeli jako kompresorové. Proto jsou otáčky obou oběžných kol stejné. V kompresorové skříni je kompresorovým oběžným kolem axiálně nasáván vzduch z atmosféry a stlačován, tím je odebrána kinetická energie rotoru. Stlačováním a přenosem tepla skrze turbodmychadlo dojde k navýšení teploty vzduchu. [19]

Stlačený vzduch pak dále pokračuje do mezichladiče, kde dojde k jeho ochlazení a tím i ke snížení hustoty vzduchu na základě stavové rovnice (5). [3] Současně však dojde k malému poklesu tlaku, vlivem ztrát v chladiči [1]:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (5)$$

kde ρ je hustota vzduchu, p je tlak vzduchu, R je plynová konstanta a T je absolutní teplota

Cílem chlazení vzduchu v mezichladiči je tedy dosažení co nejvyššího plnicího tlaku při co nejnižším nárůstu teploty. [3] Pozitivní vliv se projeví i na menším tepelném namáhání komponent sacího okruhu, což dovoluje zvýšení výkonu motoru. Při proplachu spalovacího prostoru studenou směsí se více ochladí výfukové plyny, což vede k menšímu namáhání výfukového systému. Výkon motoru je stabilnější při změně teploty okolí a při téže spotřebě paliva dosahuje vyššího výkonu motoru, až o 6 %. Především lze díky chlazení nasávaného vzduchu dosáhnout mnohem vyšších výkonů, než bez něj a tím zvýšit celkovou účinnost motoru. [1]

3.1.1 VLIV PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM NA ODEZVU PŘI ZATÍŽENÍ A AKCELERACI

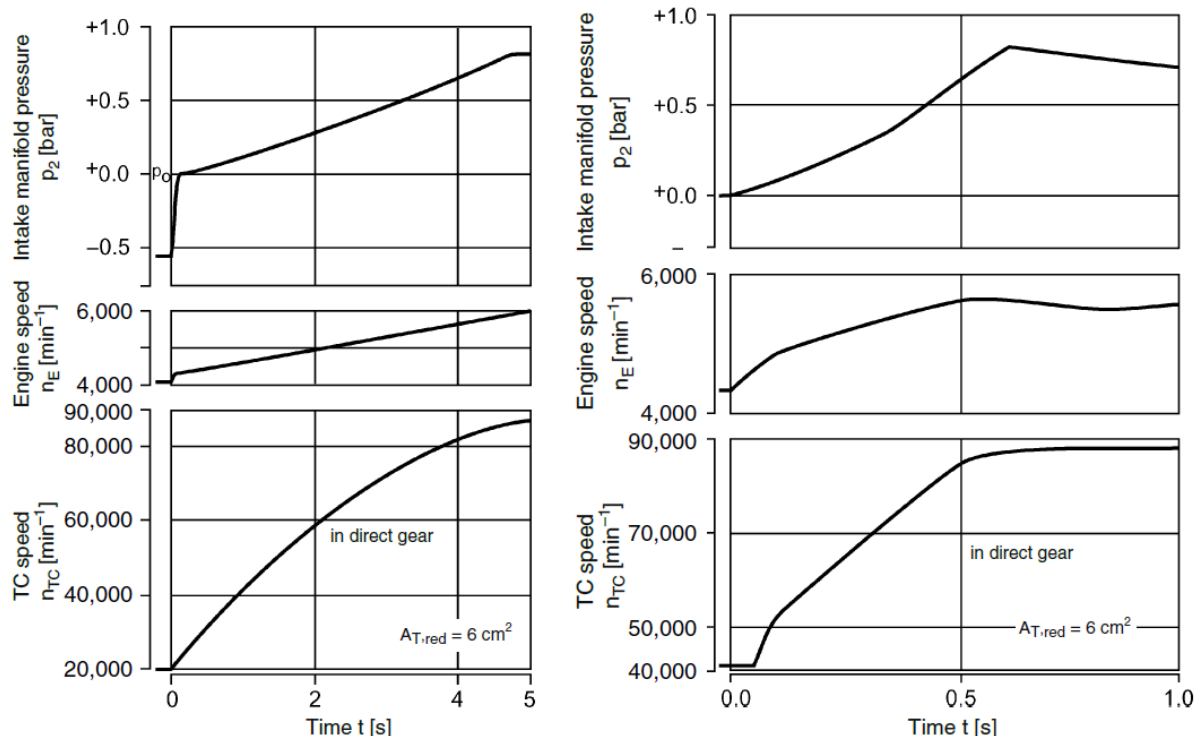
U nepřepřlňovaného motoru je průtok vzduchu závislý na poloze škrtkové klapky a na otáčkách motoru. Motory přepřlňované turbodmychadlem mimo to mají závislost i na otáčkách rotoru turbodmychadla. Například při nízkém zatížení motoru, kdy turbodmychadlem protéká malé množství výfukových plynů, znatelně poklesne tlak v sání [3].

V momentě, kdy potřebujeme přejít z nízkého na maximální zatížení – plně otevřená škrtková klapka a potřebujeme tohoto dosáhnout v co nejkratším čase, má na tento požadavek přepřlňovaný motor dlouhou odezvu. Celý proces probíhá tak, že se nejdříve otevře škrtková klapka, tlak v sacím potrubí musí dosáhnout atmosférického tlaku, do motoru musí být vstříknuto adekvátní množství paliva, současně vzroste objem a teplota výfukových plynů v turbínové části a dojde k roztočení rotoru turbodmychadla. [3]

V momentě, kdy by však tlak v sacím potrubí dosahoval alespoň hodnot atmosférického tlaku, není nutné, aby došlo k prvotnímu natlakování sacího potrubí. Navíc v tento moment mají i výfukové plyny vyšší energii a k dosažení potřebného tlaku, a tedy i maximálního výkonu dojde mnohem rychleji. [3]

Toto srovnání je názorně vidět na obrázku č. 19, kde jsou grafy porovnávající stejné motory ve stejných vozidlech v závislosti na rozdílných počátečních tlacích v sacím potrubí, a tedy i zatížení. Vlevo je motor, který se při přechodu do maximálního zatížení pohybuje ve stavu nízkého zatížení. Lze vidět, že doba potřebná pro dosažení maximálního tlaku je téměř 5 sekund, v porovnání s přibližně 0,6 sekundami u motoru, který se pohyboval ve stavu částečného zatížení, časová úspora v tento moment činí 88 %.

Lze tedy říct, že při měření charakteristik turbodmychadlem přepřlňovaného motoru velmi záleží na počátečním tlaku v sacím potrubí, který parametry motoru velmi výrazně ovlivňuje.



Obrázek 19 - srovnání prodlevy přepřňovaného motoru v závislosti na počátečním tlaku v sacím potrubí. [3]

3.1.2 VLIV PŘEPLŇOVÁNÍ NA KOMPRESNÍ POMĚR MOTORU

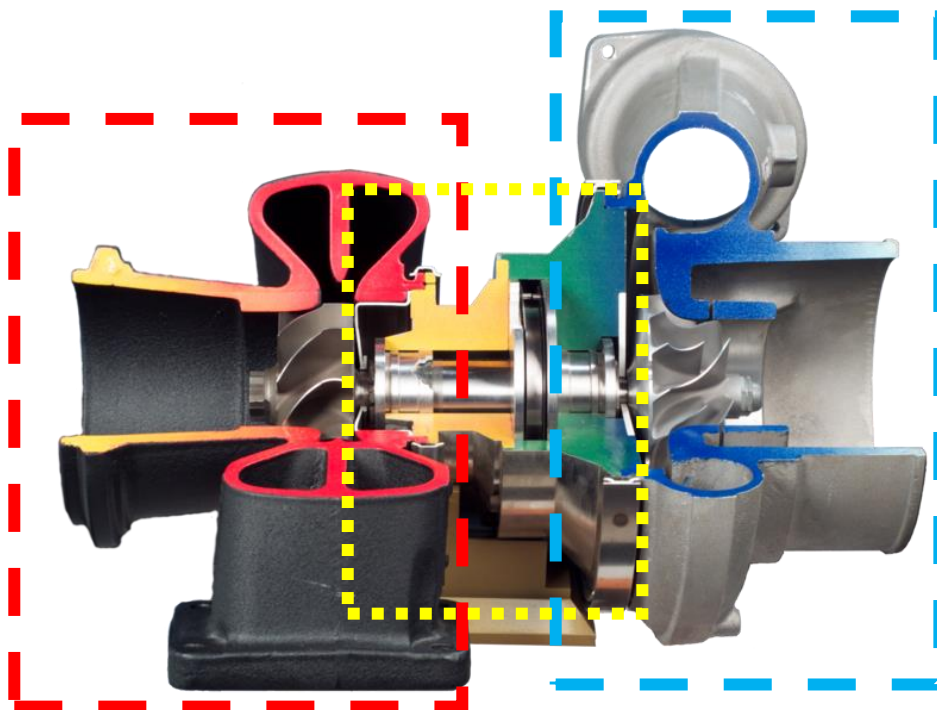
Přepřňované motory a motory nepřepřňované se liší svým kompresním poměrem. Důvodem je detonační hoření – tzv. klepání motoru [28]. K tomuto jevu by mohlo dojít kvůli zvýšenému tlaku v pracovním prostoru motoru, směs je při kompresním zdvihu dodatečně stlačena, což zapříčiní zvýšení teploty. V momentě, kdy by pak mělo dojít k zažehnutí směsi svíčkou, mohlo by dojít k zapálení směsi i v ostatních místech spalovacího prostoru, což by nepříznivě ovlivnilo šíření plamene ve spalovacím prostoru. Současně by mohlo dojít i k předčasnému zažehnutí směsi. Což je moment, kdy by se mohla směs zapálit samovolně bez přispění zapalovací svíčky. [2]

3.1.3 VLIV PŘEPLŇOVÁNÍ NA SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU

Při přepřňování dochází ke zvýšení hustoty plnicího vzduchu, pokud nedojde k úpravě dávky paliva (například v porovnání se stejným, nepřepřňovaným motorem), bude ochuzena směs. Při provozu motoru na chudou směs dochází k navýšení teploty uvnitř spalovací komory, protože je vývin tepla ve spalovacím prostoru pomalejší a stěny jsou teple vystaveny po delší dobu. Proto se opět zvyšuje pravděpodobnost detonačního spalování nebo samozápalů v motoru. Z tohoto důvodu přepřňované motory pracují v režimu bohaté směsi při plném zatížení. [28]

3.2 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo se skládá ze tří hlavních uzlů: turbínové, centrální a kompresorové části. Jednotlivým částem turbodmychadla se budu věnovat v samostatných podkapitolách.



Obrázek 20 - Základní rozdělení turbodmychadla do hlavních uzlů. Zleva – červená turbínová část, žlutá centrální část a modrá kompresorová část. [26]

3.2.1 TURBÍNOVÁ ČÁST

Hlavní komponentou turbínové části je turbínová skříň. Hlavní funkcí turbínové skříně je sbírat výfukové plyny z motoru a ty směřovat co nejefektivněji na lopatky turbínového oběžného kola tak, aby se roztáčelo. Turbínová skříň často obsahuje systém regulace plnicího tlaku. [13]

Velikost a tvar voluty turbínové skříně má vliv na výkonnostní parametry celého turbodmychadla (například na odporu kladeném výfukovým plynům, kapacitu [3]). Turbínová skříň je většinou odlévána z litiny a následně jsou její funkční plochy obráběny na přesných CNC strojích. [3, 13]

Turbínová skříň musí být schopna odolávat vysokým teplotám a také velkým tepelným šokům, a to zejména při použití u zážehových pohonných jednotek se proto používá austenitická litina s příměsí chromu a niklu. [14] Turbínová skříň mnohdy slouží i jako konstrukční prvek, kterým se turbodmychadlo přichycuje k motoru. V současnosti je mnohdy sběrné výfukové potrubí součástí turbínové skříně. [14]



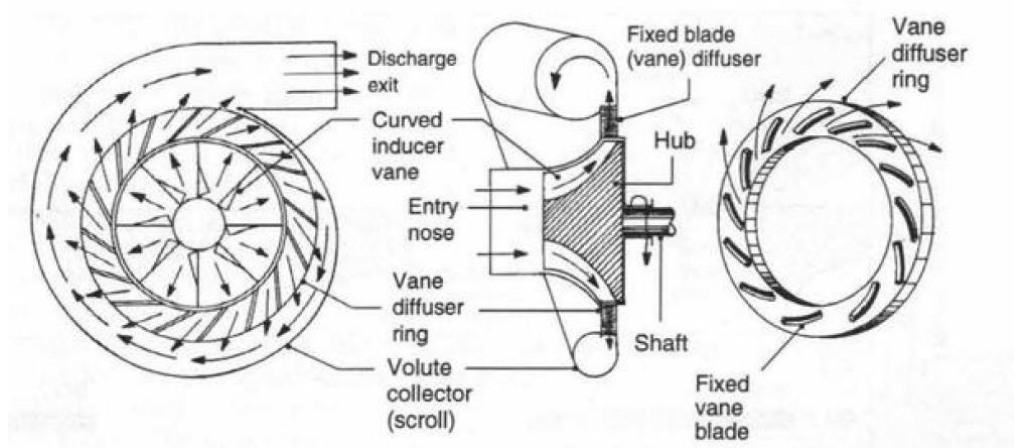
Obrázek 21 - Turbínová skříň se sběrným výfukovým potrubím a osazeným obtokovým ventilem pro motor VW 1,4 TSI. [27]

3.2.2 KOMPRESOROVÁ ČÁST

Hlavní komponentou kompresorové části je kompresorová skříň. Úlohou tohoto hliníkového nebo hořčíkového odlitku je přivést vzduch ke kompresorovému oběžnému kolu. Kompresorová skříň svým volutovým tvarem pomáhá kompresorovému oběžnému kolu vzduch stlačit a přeměnit tak kinetickou energii na tlakovou. Dále pak vzduch vede k sacím ventilům motoru. [3, 15]

Součástí kompresorové skříně může mnohdy ještě být lopatkový difuzor, který sice zvýší náročnost výroby celé skříně, ale současně lopatky rozvádí vzduch v tangenciální směru do voluty a zpomalují ho. Tím se zvýší tlak vzduchu v ruce s účinností. [2, 5]

Kompresorová skříň není tolik namáhanou komponentou, v porovnání s turbínovou skříní není vystavena vysokým teplotám výfukových plynů. Do kompresorové skříně bývá často zapracován otvor pro snímač otáček rotoru turbodmychadla, který je důležitý pro řízení a regulaci plnicího tlaku turbodmychadla. [3, 16]



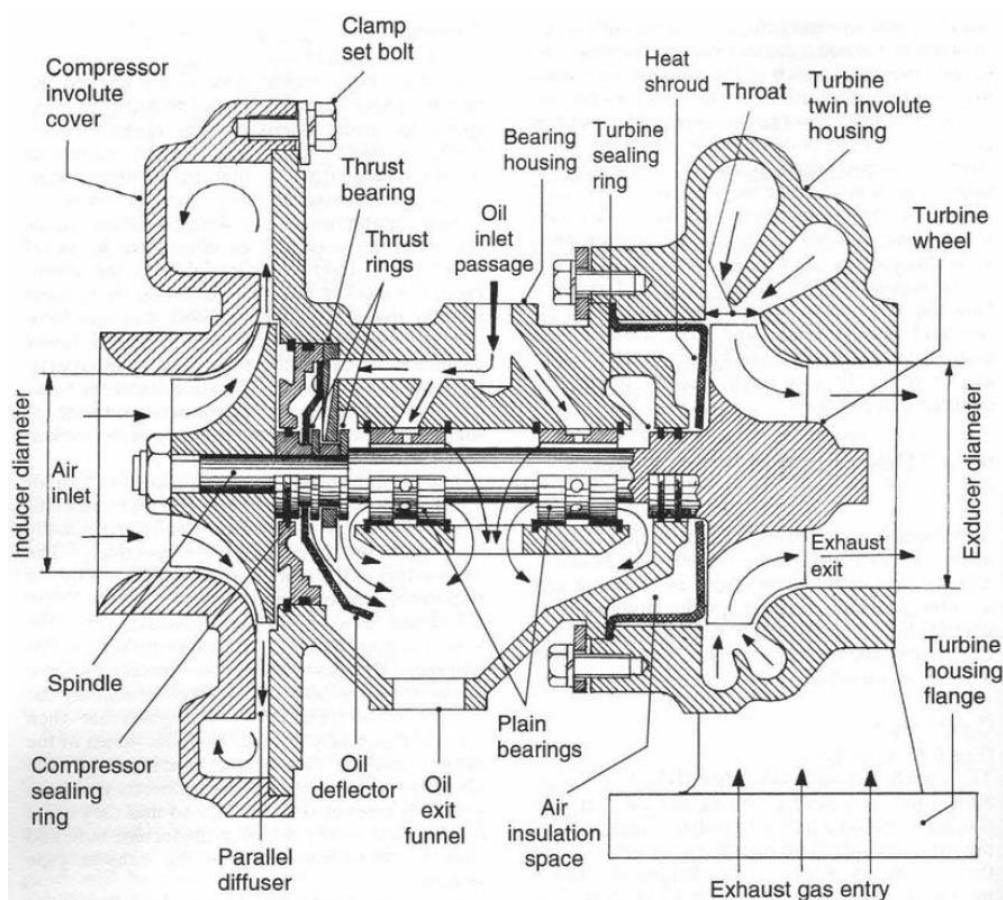
Obrázek 22 - Schéma skříně kompresoru turbodmychadla s lopatkovým difuzorem.[5]

3.2.3 CENTRÁLNÍ ČÁST

Centrální část turbodmychadla slouží pro spojení turbínové a kompresorové skříně, současně je v ní uložen rotor turbodmychadla, tepelný štít, rozvod mazacího oleje a chladicí kapaliny.

CENTRÁLNÍ LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ

Je stejně jako turbínová skříň vyrobena z litiny kvůli odolnosti proti vysokým teplotám a zachování mechanických vlastností při vyšších teplotách. K odlitku je přichycena turbínová a kompresorová skříň několika šrouby po obvodu příruby viz. Obrázek 21. [5]



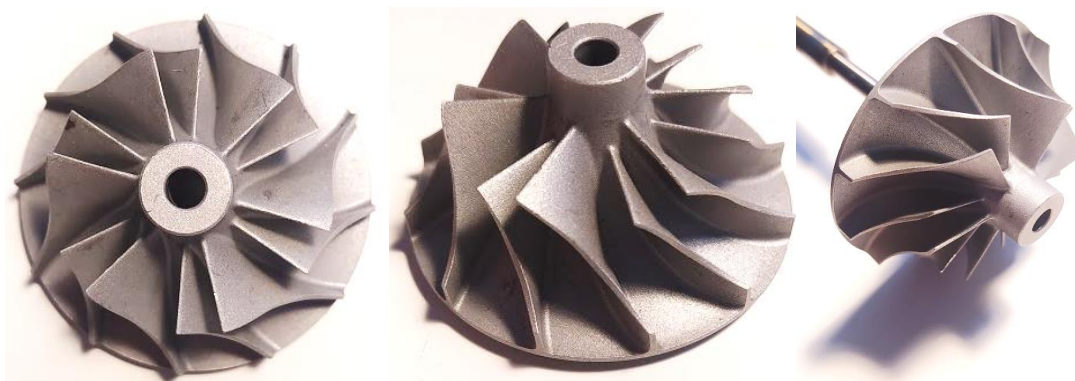
Obrázek 23 - Schéma řezu turbodmychadlem s popisky jednotlivých částí. [5]

Ložisková skříň v sobě má kanálky pro přívod tlakového oleje, který má na starosti mazání ložisek a chlazení celé sestavy. Dostatečné chlazení je důležité proto, aby nedocházelo k přepékání oleje v ložiscích a tím k jejich zadírání anebo otištění (*scoring*). Pro ochranu před teplem od výfukových plynů je mezi turbínovou a ložiskovou skříní vložen tepelný štít. [3]

Zážehové spalovací motory, mají o 200–300 °C vyšší teplotu výfukových plynů než motory vznětové. Proto jsou mnohdy ložiskové skříně turbodmychadel zážehových motorů vybaveny kanálky pro rozvod chladicí kapaliny. Často jsou u výkonných motorů použita separátní čerpadla chladicí kapaliny, které pracují nezávisle na provozu hlavního čerpadla chladicí kapaliny a turbodmychadlo se tak dochlazuje chladicí kapalinou i po zastavení motoru. [3, 5]

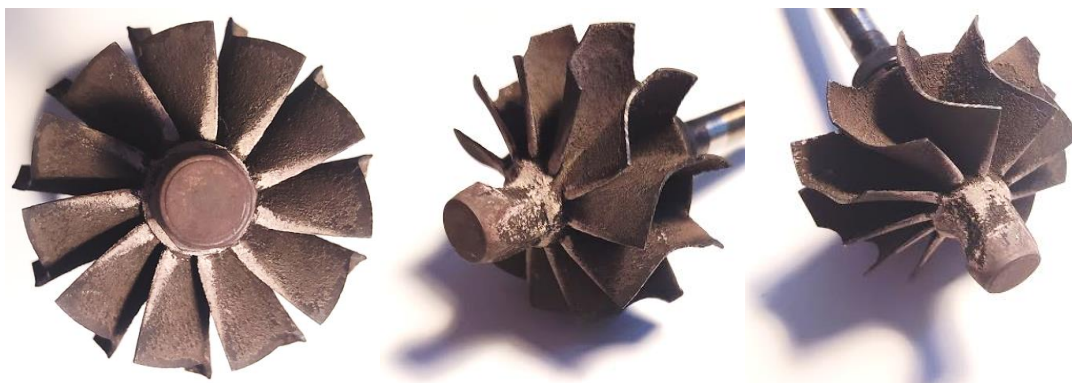
ROTOR TURBODMYCHADLA

Kompresorové oběžné kolo je v podstatě radiální kompresor, dominantní směr proudění je kolmo k ose rotace, využívá tak odstředivé zrychlení k dosažení maximálního stlačení vzduchu, oběžné kolo bývá běžně odlito z hliníkové slitiny a následně obrobeno. [2, 3]



Obrázek 24 - Fotografie kompresorového oběžného kola z turbodmychadla KKK model K03. Použito ve vozidle Audi A4 1,8T.

Turbínové oběžné kolo je radiální turbína, která musí odolávat extrémně vysokým teplotám a současně odstředivým silám vlivem vysokých otáček rotoru (klidně i $200\,000\text{ min}^{-1}$ [3]), proto se používají materiály jako inconel, speciální keramika a titanové slitiny. Radiální turbína využívá coriolisova zrychlení k navýšení tangenciální složky na náběžné hraně lopatek. Tím je umožněn provoz turbíny i bez rozváděcích elementů. [2, 3]



Obrázek 25 - Fotografie turbínového oběžného kola z turbodmychadla KKK model K03. Použito ve vozidle Audi A4 1,8T.

Oběžná kola jsou spojena s hřídelí, turbína k hřídeli bývá většinou přivařena buď laserem anebo třecím svařováním. Kompresorové oběžné kolo se na hřídel lisuje a následně je pojištěn maticí, aby bylo možné celý rotor v případě poruchy vyměnit za nový. Celý rotor se pak před použitím ve vozidle musí vyvážit staticky a dynamicky, většinu je tak dosáhnuto úběrem materiálu. [3, 5]

LOŽISKA A TĚSNĚNÍ ROTORU TURBODMYCHADLA

Ložiska běžně používaná v turbodmychadlech jsou kluzná. V motorsportu se používají i ložiska kuličková, která zachytávají síly radiální a axiální. Jejich výhodou je nižší odpor při prudké změně otáček. [16]

Kluzné ložisko je zalisováno do centrální ložiskové skříně a hřídel je obklopena tlakovým olejem, může se tak volně protáčet. Toto řešení poskytuje větší životnost a lepší tlumení. Jelikož však na kompresor a turbínu působí jiné síly, které se navzájem nevyrovnávají, je potřebné do systému přidat ještě axiální ložisko, které zamezí axiálnímu pohybu rotoru. [3]



Obrázek 26 - Fotografie axiálního a radiálního kluzného ložiska z turbodmychadla KKK model K03. Použito ve vozidle Audi A4 1,8T.

V neposlední řadě je nutné zajistit, aby nedošlo k úniku chladícího oleje do skříně kompresoru a ani turbíny. Popřípadě aby nepronikly plyny do prostoru centrální ložiskové skříně. Proto se hřídel rotoru utěšňuje pístními kroužky, které jsou pevně spojeny s ložiskovou skříní. [3]



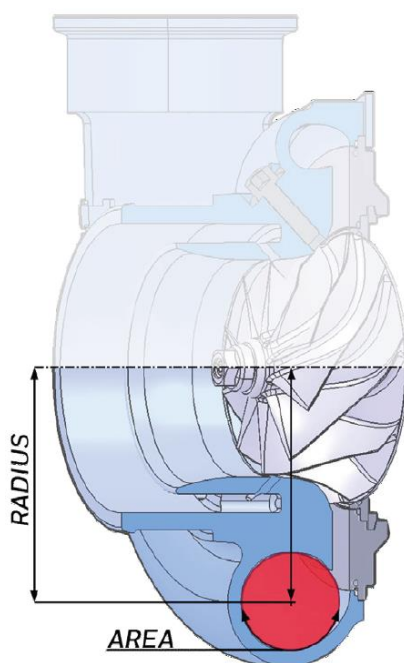
Obrázek 27 - Fotografie těsnícího segmentu kompresorové strany s kroužkem z turbodmychadla KKK model K03. Použito ve vozidle Audi A4 1,8T. Z vlastního fotoarchivu.

3.3 CHARAKTERISTICKÉ PARAMETRY TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo je komplexní komponentou současných motorových vozidel. Je tedy zřejmé, že pro správnou a požadovanou funkci motoru ve vozidle je nutné přijít s co nejvhodnějším řešením. Turbodmychadlo lze definovat několika charakteristickými parametry, kterými je vhodné se řídit při volbě vhodné varianty turbodmychadla pro daný motor.

3.3.1 POMĚR A/R

Jedná se o poměr plochy průřezu voluty ku poloměru mezi touto plochou a osou rotoru turbodmychadla. Kdy platí, že tento poměr je konstantní. Jde tedy o geometrickou charakteristiku skříně kompresoru a turbíny, oboje však ovlivňuje trošku jiným způsobem. [28]



Obrázek 28 - znázornění poměru A/R [28]

U kompresorové skříně poměr A/R ovlivňuje proudění, proto při jeho optimalizaci výrobci sahají po skříních s větším poměrem A/R pro aplikace s nižšími tlaky a naopak. Celkový vliv poměru A/R kompresorové skříně turbodmychadla je však nepatrný v porovnání s vlivem na skříně turbínovou. [28]

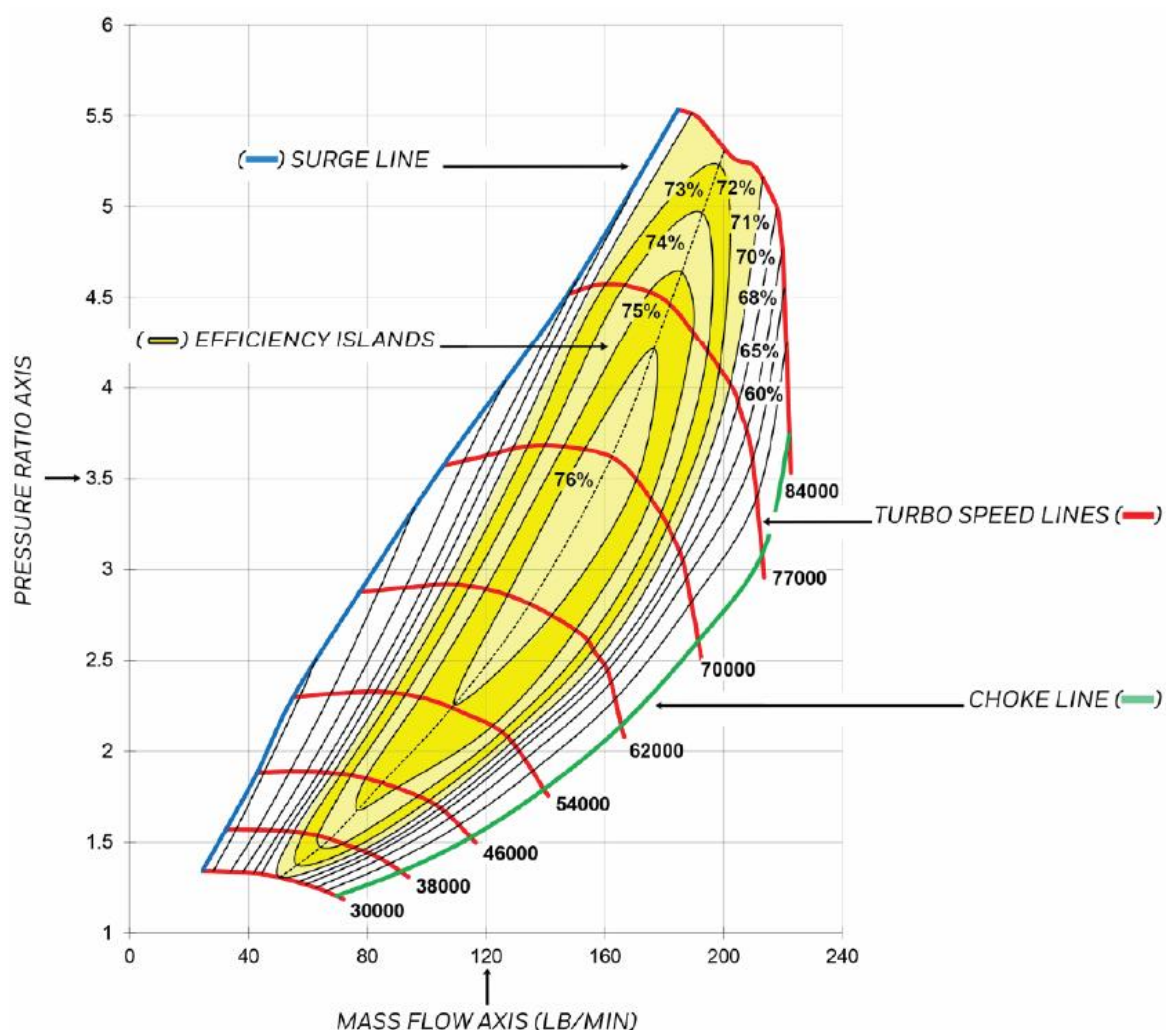
Poměr A/R je velmi důležitým parametrem u turbínové skříně. Malý poměr A/R zvýší rychlost plynů dopadajících na turbínové oběžné kolo, což příznivě ovlivňuje odezvu nárustu tlaku v nízkém zatížení. [5] Současně však ale dochází k omezení průtočné kapacity, což má za následek zvýšení proti tlaku ve sběrném výfukovém potrubí, kdy může dojít až k zahlcení potrubí. [28]

Naopak velký poměr A/R poskytuje lepší parametry ve vyšších otáčkách motoru, kdy nedojde k zahlcení. Má však problém při přechodu z nízkého do plného zatížení, kdy k nárustu tlaku

dochází pozvolněji [28]. Potom už záleží na požadavcích kladené na motor, zdali je požadován vysoký výkon anebo dobrá odezva na sešlápnutí pedálu akcelérátoru. [5]

3.3.2 KOMPRESOROVÁ MAPA

Jedná se o graf popisující charakteristiky kompresorové části turbodmychadla. V tomto grafu jsou zahrnuty výkonnostní parametry, účinnost, hmotnostní tok, schopnost vybudování plnicího tlaku a rychlost rotoru turbodmychadla, příklad mapy je k vidění na obrázku 29.



Obrázek 29 - Kompresorová mapa turbodmychadla [29]

Kompresorová mapa na svislé ose definuje tlakový poměr π_C [29]:

$$\pi_C = \frac{P_{2C}}{P_{1C}} \quad (5)$$

kde P_{2C} je absolutní tlak za kompresorem a P_{1C} je absolutní tlak před kompresorem. Na vodorovné ose je korigovaný hmotnostní tok vzduchu kompresorem, udáván v metrických jednotkách ($\text{kg}\cdot\text{min}^{-1}$) anebo imperiálních jednotkách ($\text{LB}\cdot\text{min}^{-1}$). [29]

Oblast grafu je zleva ohraničená křivkou určující mez pumpování (*surge line*). Definuje tak oblast nestabilního průtoku vzduchu kompresorem, kdy motorem požadovaný hmotnostní tok je menší, než nejmenší možný turbodmychadlem dodávaný hmotnostní tok. V tomto momentě nastává periodické obracení proudu vzduchu v sacím systému zpět ke kompresoru, které může vést k jeho destrukci. Jednou z příčin tohoto jevu může být volba příliš velkého kompresoru turbodmychadla. [29]

Zprava je mapa ohraničena křivkou definující mez nejnížší účinnosti (*choke line*). Pod touto křivkou rapidně padá účinnost kompresoru turbodmychadla. Při překročení této meze ve směru k vyššímu korigovanému hmotnostnímu toku dojde pouze k většímu stlačení a zahřátí vzduchu v kompresoru. Tento stav indikuje, že motor pro správnou funkci potřebuje turbodmychadlo s vyšším korigovaným hmotnostním tokem. [29]

Křivku pumpování a křivku meze nejnížší účinnosti spojují křivky konstantních otáček rotoru. S rostoucími otáčkami rotoru roste i tlakový poměr a korigovaný hmotnostní tok. V momentě, kdy dojde k překročení křivky nejnížší účinnosti rapidně roste rychlost rotoru a hrozí destrukce turbodmychadla. [29]

Mapa obsahuje ještě uzavřené křivky, které definují plochy účinnosti. Jedná se o oblasti definující účinnost kompresoru turbodmychadla v závislosti na tlakovém poměru a korigovaném hmotnostním toku. [29]

3.4 REGULACE TURBODMYCHADLA

V kapitole 3.1 a jejích podkapitolách je zmíněn vliv přepolňování turbodmychadlem na PSM, zejména vliv na akceleraci a změnu zatížení. Ne vždy totiž může turbodmychadlo být jen ku prospěchu věci, v momentě, kdy je od vozu požadována akcelerace a uživatel prudce sešlápně pedál akcelérátoru v režimu nízkého zatížení, nějakou dobu trvá, než motor adekvátně zareaguje a například při předjíždění poskytne vozidlu potřebnou dynamiku. [3]

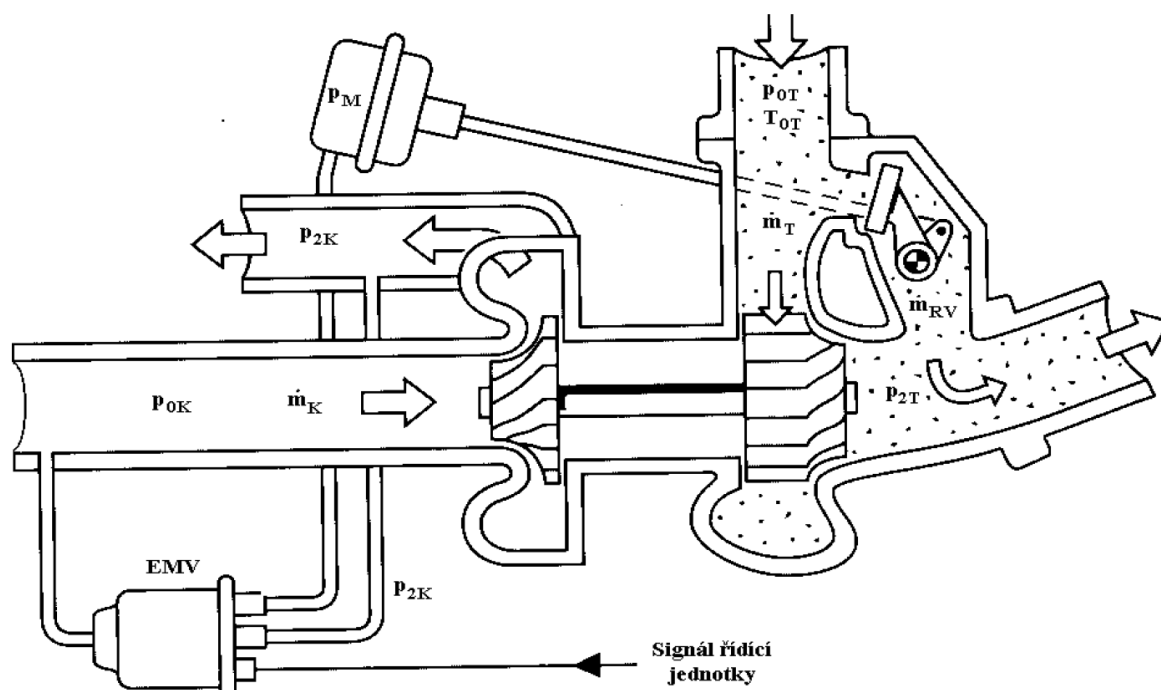
Z tohoto důvodu začali výrobci regulovat plnicí tlak turbodmychadel a tím příznivě ovlivnit nejen efektivní výkon, točivý moment a spotřebu, ale motoru dodat i potřebnou pružnost v celém spektru otáček motoru. [1] V neposlední řadě by bez regulace mohlo vlivem příliš vysokého tlaku dojít k poškození celého turbodmychadla anebo spalovacího prostoru motoru. [4]

Regulací turbínového stupně je možné velmi významným způsobem ovlivnit plnicí tlak a tím i produkovaný výkon spalovacího motoru [2]. V závislosti na konstrukční náročnosti a účinnosti existuje několik způsobů, jak na regulovat radiální kompresorový stupeň.

3.4.1 OBTOKOVÝ VENTIL (WASTE GATE)

Může být implementovaný v turbínové skříni anebo být externě předřazen vstupu do turbodmychadla. Jeho funkcí je upustit část výfukových plynů a tím omezit průtok spalín turbínou. Pro co nejlepší výsledky je potřeba, aby byla turbína co možná nejmenší, i přes vyšší ztráty [3]. Důvodem je co možná nejlepší odezva turbodmychadla v nízkých otáčkách, ve kterých turbodmychadlo není regulováno. [3]

Turbína totiž musí při počátku regulace dosáhnout otáček, kdy kompresor začíná poskytovat maximální plnicí tlak. Při překročení maximálního plnicího tlaku začne na membráně regulačního ventilu vznikat síla, která otevírá obtokový ventil [1].



Obrázek 30 - Schéma turbodmychadla s regulací pomocí obtokového ventilu. EMV je elektromagnetický ventil, který ovládá membránu v aktuátoru regulačního ventilu. [1]

V extrémních případech může být pomocí obtokového ventilu přepuštěno i 30 – 40 % všech výfukových plynů, díky čemuž turbodmychadlo nezvyšuje svoje otáčky a poskytuje stálý plnicí tlak [5].

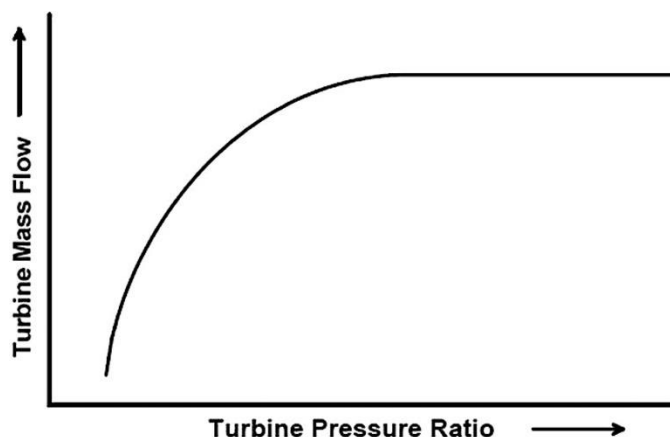
I přes svoji výhodu v jednoduché konstrukci, tedy nízké ceně a vysoké spolehlivosti, v současné době výrobci od tohoto řešení, kvůli přísnějším emisním normám, odstupují. S rostoucími otáčkami motoru roste tlak i teplota před turbínou, což také výrobcům neumožňuje posouvat se dál s výkony motorů. [1]

3.5 VARIABILNÍ GEOMETRIE TURBODMYCHADLA

Komplexnější systémy pro regulaci plnicího tlaku se snaží vyřešit nedostatky dané fyzickými parametry turbodmychadla – zejména poměrem A/R (viz. kapitola 3.3.1). Není fyzicky možné měnit rozměry turbínové skříňe tak abychom si mohli dle libosti vybrat mezi rychlou odezvou motoru anebo velkým plnicím tlakem.

Výrobci turbodmychadel se tomuto snaží přiblížit použitím variabilní geometrie turbodmychadla, kdy dochází k ovlivnění poměru A/R tím, že se mění průtočný průřez ve volutě turbínové skříně [30].

Na obrázku 31 níže je vidět nelineární závislost průtoku spalin turbínovou skříní na tlakovém poměru. Ideálně by tato křivka měla reprezentovat lineární závislost. Na grafu je však vidět, že při větších tlakových poměrech nedochází k dalšímu růstu průtoku. Limitní hodnotu maximálního průtoku lze ovlivnit použitím většího turbodmychadla, to ovšem negativně ovlivní dobu, po kterou bude průtok na limitní hodnotu stoupat. [30]



Obrázek 31 - Graf závislosti průtoku spalin turbínové skříně na tlakovém poměru turbínové skříně u turbodmychadla bez variabilní geometrie [30].

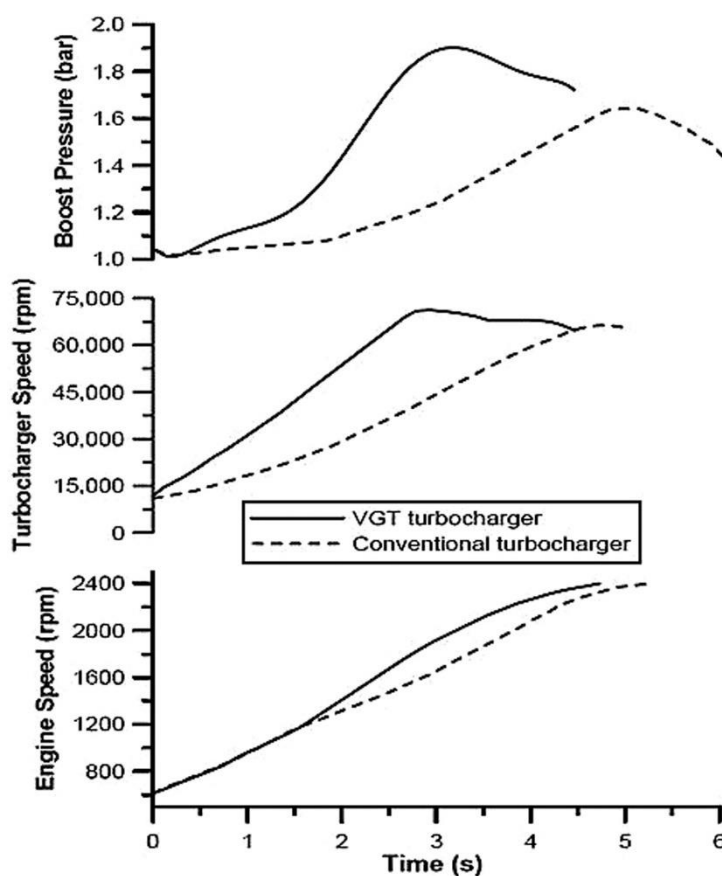
Systémy variabilní geometrie turbodmychadla jsou navrženy tak, aby poskytovaly následující benefity: zvýšený plnicí tlak v nízkých otáčkách, snížení reakčního času, zvýšení dostupného točivého momentu, regulace plnicího tlaku ve vysokých otáčkách motoru, snížení emisí spalovacího motoru, snížení spotřeby paliva a rozšíření pracovního rozsahu turbodmychadla [30].

Existuje více způsobů, jak měnit geometrii turbodmychadla, všechny však využívají pohyblivých komponent, které mění průtočný průřez turbínové skříně. Principiálně při nízkých otáčkách motoru dochází ke zmenšení průřezu, tím se zvýší rychlost spalin na které závisí jejich kinetická energie. Opačný děj probíhá při vysokých otáčkách motoru. Tento pohyb je ovládán aktuátorem, který byl historicky řízen podtlakem v sacím potrubí. V současnosti je řízení plně elektronické v závislosti na pokynech od řídicí jednotky motoru. [30]

Na obrázku 32 je znázorněné srovnání mezi turbodmychadlem plnoprůtokovým (přerušovaná čára) a turbodmychadlem s variabilní geometrií (plná čára). Měření bylo provedeno při akceleraci na druhý rychlostní stupeň u přeplňovaného vznětového řadového šestiválcového motoru o zdvihovém objemu 11 litrů. Na horním grafu je závislost plnicího tlaku na čase. Je jasné patrné že s variabilní geometrií lze dosáhnout maximálního plnicího tlaku dříve, zhruba v čase 3 sekundy o téměř 2 sekundy dříve. Pokles tlaku v tomto časovém úseku je kvůli zásahu řídicí jednotky, která zvětšila průtočný průřez, aby nedošlo k překročení maximálních otáček rotoru turbodmychadla. Není tak nutné mít s turbodmychadlem spojený obtokový ventil [30].

Prostřední graf znázorňuje otáčky turbodmychadla v závislosti na čase. Je vidět, že nárůst je téměř lineární. Přeneseně lze časovou osu vyjádřit jako tlakový poměr a protože průtok turbínou je závislý na otáčkách turbínového oběžného kola lze svislou osu reprezentovat právě průtokem. Vznikne tak graf závislosti průtoku na tlakovém poměru (viz. obrázek 31), kde se potvrzuje, že pomocí variabilní geometrie turbodmychadla se lze přiblížit ideální, lineární, závislosti. Opět je v čase okolo 3 sekund vidět zásah řídicí jednotky, která nenechá rotor překročit maximální otáčky.

Poslední graf reprezentuje závislost otáček motoru na čase. Zde je jasné patrné, že motor dosáhl maximálních otáček dříve a systém variabilní geometrie příznivě ovlivnil reakční dobu. Současně to znamená, že lze dříve řadit vyšší převodový stupeň a tak rychleji akcelarovat na požadovanou rychlost.



Obrázek 32 - Graf závislosti plicího tlaku, otáček rotoru a motoru na čase. Srovnání turbodmychadla plnopřítokového (přerušovaná) a s variabilní (plná čára) geometrii. [30]

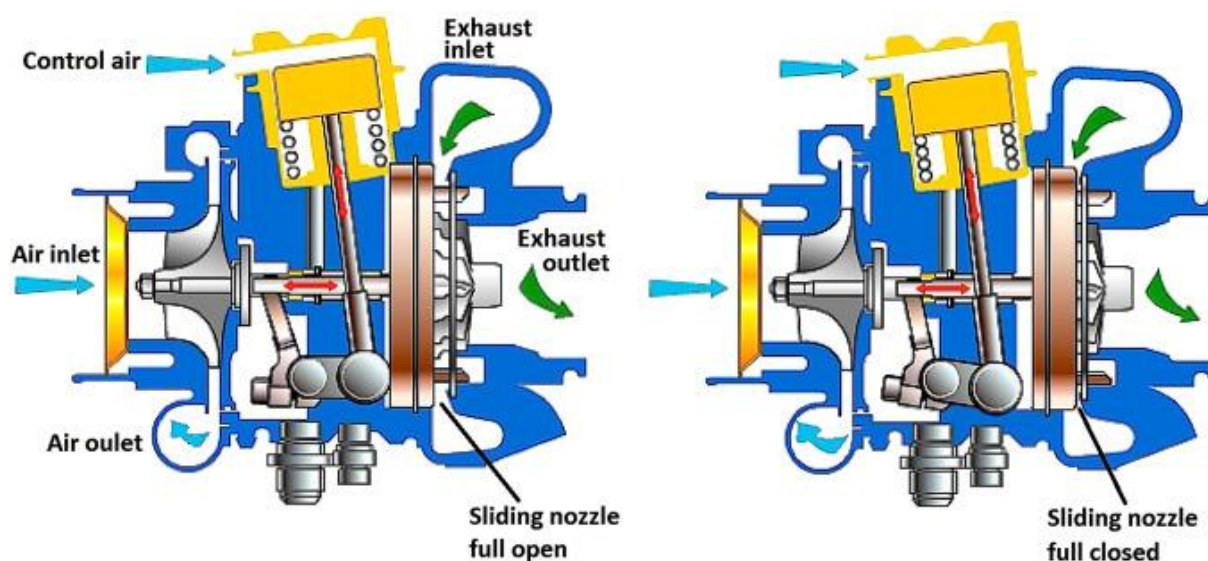
Systém variabilní geometrie však krom veškerých svých výhod nese i nevýhody. Pohyblivé komponenty mají mimo konstrukční složitosti za příčinu i netěsnosti v systému. Maximální účinnost turbíny znatelně klesá, když průtočný průřez nedosahuje optimální hodnoty. Celková účinnost turbodmychadla s variabilní geometrií je však stále vyšší, než u turbodmychadla s geometrií fixní díky většímu pracovnímu rozsahu [30].

3.5.1 VARIABILNÍ ŠÍŘKA VSTUPNÍ SEKCE

Tento typ regulace začala ke konci devadesátých let používat firma Holset pro turbodmychadla motorů nákladních vozů a autobusů [30]. Má jen jednu pohyblivou součást – axiálně posuvné rozváděcí kolo s lopatkami [1]. Tyto lopatky slouží k rozvodu spalin ve vhodném úhlu na turbínové oběžné kolo. Axiální posuv rozváděcího kola ovlivňuje průtočný průřez (dochází ke změně rychlosti proudění) v závislosti na provozních podmínkách [30]. Systém se musí vysouvat ze svého uložení a současně se zasouvat do drážky v protikusu při vysokých teplotách okolo 800 °C. Proto není ovládán tlakem z kompresoru, ale pístové jednotky jsou ovládány tlakem z brzdového systému [1]. I přes zjevnou složitost se stále jedná o poměrně kompaktní systém s minimalizovaným množstvím míst, kde může docházet k otěru [30].

Rozdíl oproti ostatním řešením spočívá v tom, že turbínou protéká celý hmotnostní tok při optimálním úhlu náběhu na turbínové oběžné kolo. To ponechává vysokou vnitřní účinnost [1]. Oproti natáčení rozváděcích lopatek (viz. níže) je konstantní úhel absolutní rychlosti na vstupu do rotoru a obvodovou rychlost ovlivňuje jen velikost absolutní rychlosti [1].

Toto řešení bylo nejdříve použito u velkých vznětových motorů užitkových vozidel právě proto, že je možné dosáhnout vyššího plnicího tlaku při nižších otáčkách motoru, navíc ve spolupráci se systémem EGR (Exhaust Gas Recirculation – recirkulace výfukových plynů) je možné dosáhnout vysoké účinnosti a tak i nízké spotřeby. U užitkových vozidel je kvůli jejich charakteru provozu požadována i vysoká spolehlivost a odolnost, kterou tento systém poskytuje [30].

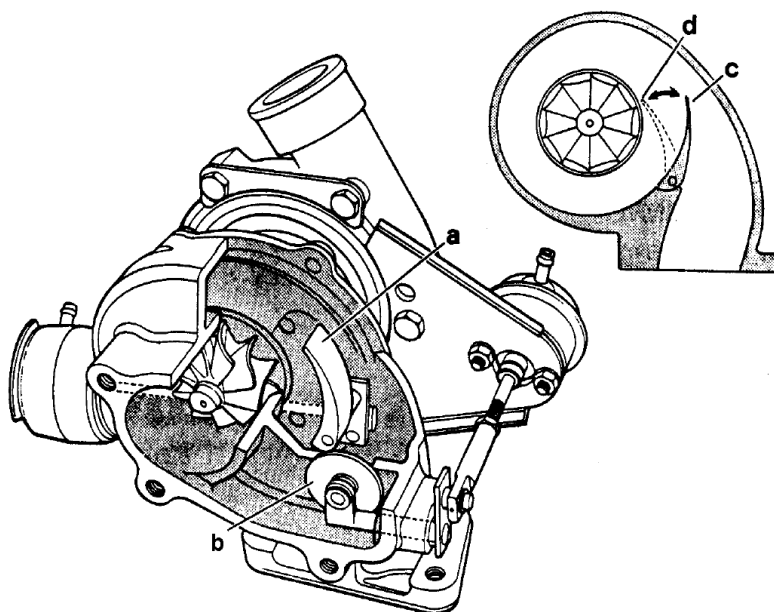


Obrázek 33 – Schéma turbodmychadla se systémem variabilní vnitřní sekce, vlevo maximální průtok spalin turbínou, vpravo maximálně regulovaný (škrcený) průtok spalin turbínou [30].

3.5.2 POHYBLIVÁ KLAPKA

V současné době již nepoužívané řešení, hojně vyvíjené v devadesátých letech dvacátého století [30]. Tato metoda mění průřez vstupního otvoru turbínové skříně, případně proud usměrňuje do kanálů ve volutě turbínové skříně. Pohyblivou částí je jedna nebo dvě směrové

klapky, vzniká tak nerovnoměrné rychlostní pole spalin podél rozváděcí spirály, to znamená omezenou účinnost [2]. Vychylování klapky v bezlopatkové turbínové skříni ovlivňuje průtočný průřez, vzdálenost středu průtočné plochy od středu rotoru (tedy poměr A/R) a úhel náběhu spalin na turbínové oběžné kolo [1]. Tuto metodu lze kombinovat i s obtokovým ventilem, firma Garrett takto učinila u turbodmychadla VAT 25. Došlo ke snížení tlaku a teploty výfukových plynů za účelem zlepšení odezvy motoru. Jak se klapka přivírá (zmenšuje průtočný průřez a zvětšuje obvodovou složku rychlosti), dochází k otevírání obtokového ventilu a odpouštění přebytečného hmotnostního toku [1].



Obrázek 34 - Turbodmychadlo Garrett VAT 25 kombinující pohyblivou směrovou klapku (pozice a) a obtokový ventil (pozice b). Vpravo nahoře znázorněné krajní pozice (c a d) [1]

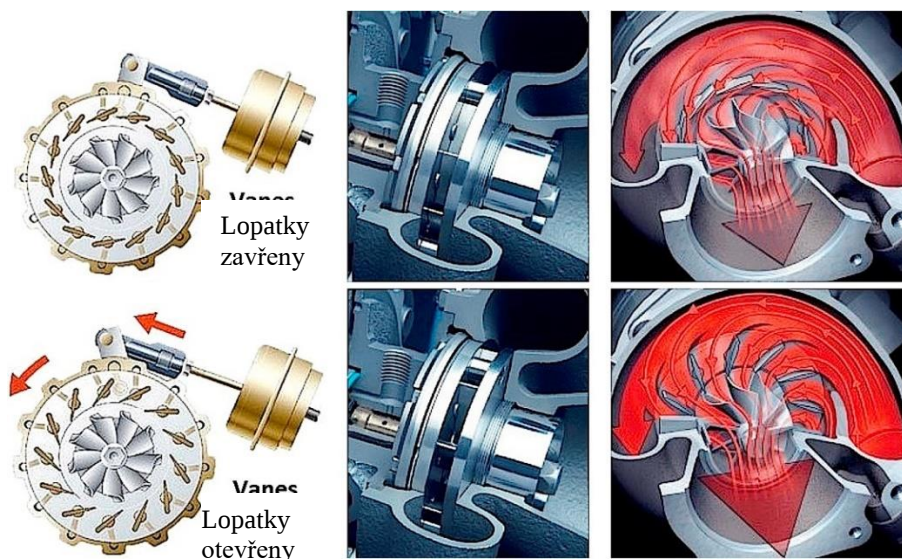
3.5.3 NATÁČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

V tomto případě turbínou protéká stále stejný, plný, hmotnostní tok spalin, na který je turbína konstrukčně navržena [1]. Okolo turbínového oběžného kola jsou v turbínové skříni rozmístěny natáčecí lopatky, které se otáčejí okolo své osy [30]. Tím, jak se otevírají a zavírají, ovlivňují průtočný průřez na výstupu z turbínové skříně a velikost spolu s úhlem absolutní rychlosti proudu vstupujícího do rotoru [1].

Princip je podobný jako u předchozích systémů, v nízkých otáčkách motoru se při zvýšení zatížení motoru lopatky přivírou, zmenší se průtočný průřez a po celém obvodu turbínového oběžného kola spaliny na její lopatky dopadají téměř pod pravým úhlem. Vzniká tím v podstatě tryska a dochází k nárustu otáček rotoru i při nízkých otáčkách motoru (malý hmotnostní tok spalin) [1]. Díky vysokým otáčkám rotoru dosáhneme vyšších plnicích tlaků a hmotnostních toků na kompresorové části turbodmychadla. [5, 30]

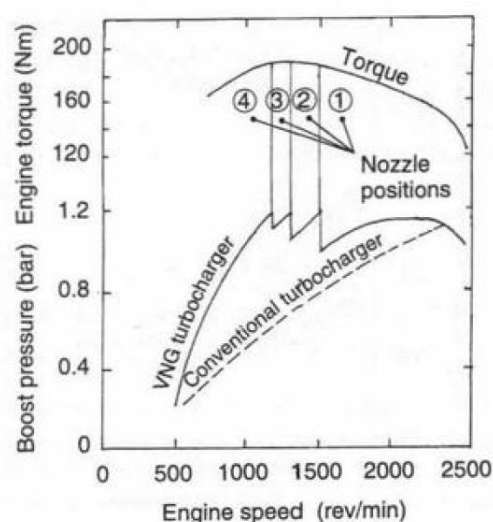
Naopak při vyšších otáčkách motoru se lopatky otevírají, zvětšují průtočný průřez na turbínové oběžné kolo a zmenšují úhel náběhu spalin tak, že dochází k jejich odvodu ven ze skříně s minimem předané energie rotoru. Dochází tak regulaci, která zamezuje poškození

turbodmychadla vysokým tlakem nebo velkými otáčkami rotoru [5], [30]. Celková účinnost tohoto systému je vyšší, než u systému variabilní šířky vstupní sekce [30].



Obrázek 35 – Systém natáčení rozváděcích lopatek. Vlevo pohled na systém samotný, uprostřed vpravo pohled na systém implementovaný v turbodmychadle (řez turbínovou skříní), na obrázku vpravo je znázorněno proudění spalín. Obrázky nahoře reprezentují pozici lopatek v zavřené pozici, dole naopak v plně otevřené pozici. [30]

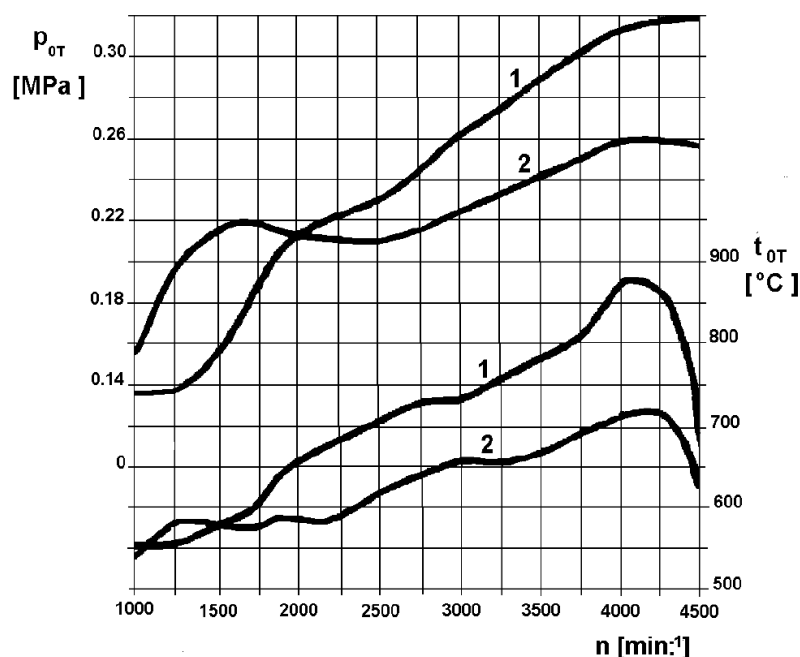
Úhel natočení lopatek se mění velice rychle v závislosti na aktuálních provozních stavech a požadavcích. Odezva motoru na sešlápnutí pedálu akcelérátoru s turbodmychadlem vybaveným tímto systémem je daleko lepší, než u turbodmychadla bez regulace [5]. Tento efekt je znázorněn na obrázku 36, kde je vidět i vliv změny natočení lopatek. Tento systém dosahuje i mnohem nižších teplot a tlaků výfukových plynů před turbínou, což má pozitivní vliv na výplach spalovacího prostoru motoru [1, 5]. Srovnání průběhu tlaků a teplot na obrázku 37.



Obrázek 36 - Srovnání charakteristik plicního tlaku mezi turbodmychadlem s variabilní geometrií lopatek (plná čára) a turbodmychadlem bez variabilní geometrie lopatek. Číslo znázorňuje pozice natočení lopatek. [5]

Možnost zvýšení výkonu motoru přechodem z regulace obtokovým ventilem na regulaci natáčením rozváděcích lopatek lze demonstrovat na motoru 1,9 TDI s rotačním vstřikovacím čerpadlem od výrobce Volkswagen. Původní motor s obtokovým ventilem dosahoval maximálního výkonu 66 kW, přechodem na systém variabilní geometrie výrobce dosáhl zvýšení maximálního výkonu na 81 kW [1].

Automobilka Porsche podobnou změnu konstrukce aplikovala i u svého modelu 911. Jejich druhý kapalinou chlazený přeplňovaný motor díky použití turbodmychadla se systémem natáčení rozváděcích lopatek oproti svému předchůdci s obtokovým ventilem dosahoval o 44 kW vyššího maximálního výkonu při zachování stejného zdvihového objemu. [31]



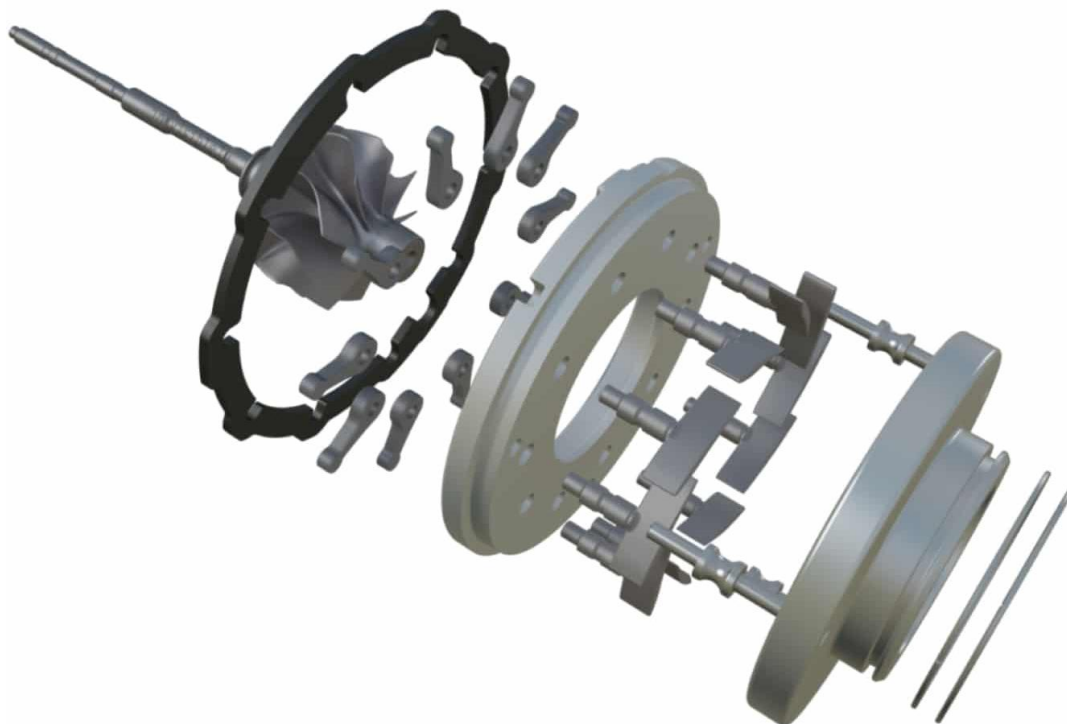
Obrázek 37 - Průběh tlaků a teplot před turbínovou skříní u motoru VW 1,9 TDI s rotačním vstřikovacím čerpadlem. Křivka 1 - původní motor s obtokovým ventilem o výkonu 66 kW, křivka 2 - upravený motor s turbodmychadlem využívající variabilní geometrii. [1]

V současnosti již tento systém není výsadou pouze vznětových motorů a zážehových motorů sportovních vozidel. Postupně je používán i v běžných osobních automobilech se zážehovými motory, například opět motory z produkce Volkswagenu EA211 EVO.

I přes značné výhody tohoto systému se dá nalézt množství nevýhod. Tou největší nevýhodou je odolnost a životnost systému. Systém (především lopatky) je celou dobu vystaven vysokým teplotám, (1000 °C – pro zážehový motor, 850 °C – pro vznětový motor [30]) a také velkým změnám teploty. Pohyblivé a statické kovové komponenty jsou v neustálém styku bez jakéhokoliv mazání a vzniká mezi nimi tření, které je umocněno vysokými teplotami a karbonovými usazeninami, systému tak může hrozit zadření. Vysoké teploty díky tepelné roztažnosti vedou ke zvětšování kontaktních tlaků mezi lopatkami a statickými součástmi. Výrobci navrhují konstrukci a materiály celého systému tak, aby tomuto jevu zamezili. [30]

V závislosti na pozici, ve které k zadření dojde tak může v lepším případě dojít k poklesu výkonu, v horším případě k přetočení rotoru a totální destrukci turbodmychadla, potažmo celého motoru [30].

Oproti systémům popsaných v předchozích kapitolách je rozdíl i v množství komponent, zejména těch pohyblivých. Zatímco v předchozích systémech byla většinou jen jedna pohyblivá komponenta, v systému natáčení rozváděcích lopatek je několik desítek pohyblivých komponent. Což má samozřejmě i negativní vliv na těsnost a při návrhu je potřeba počítat s dostatečnými výrobními vřely, aby kvůli vysokým teplotám nedošlo k zadření. Ruku v ruce s vyšším množstvím pohyblivých součástí jdou i vysoké výrobní náklady, horší zástavbové rozměry, obtížná a nákladná údržba. Rozpad sestavy na jednotlivé díly je znázorněn na obrázku 38.

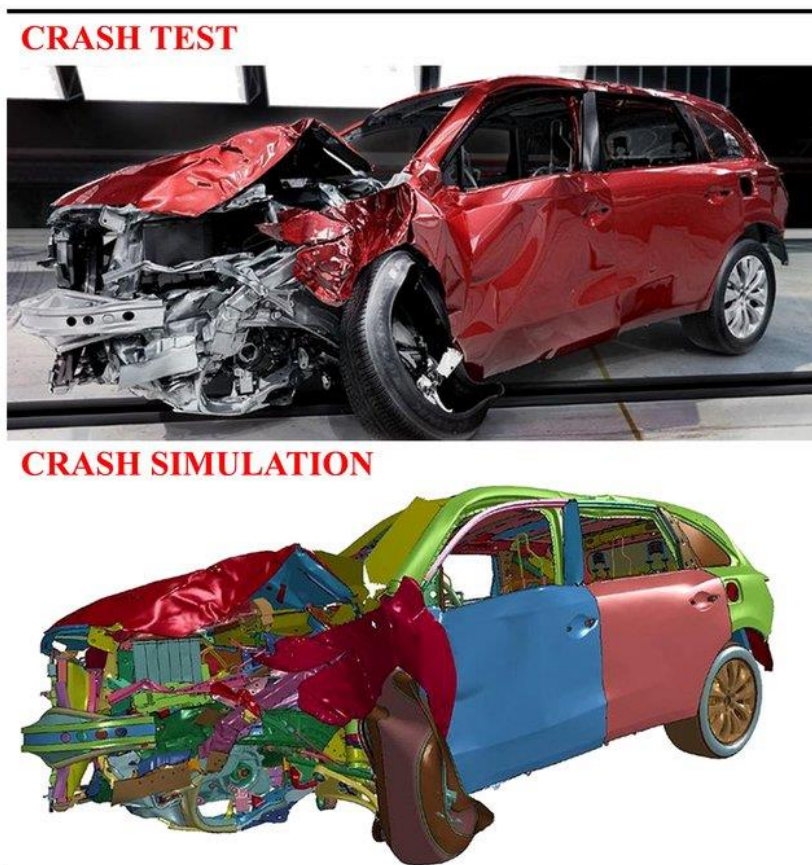


Obrázek 38 - Rozpad sestavy systému natáčení rozváděcích lopatek. Zleva – rotor, ovládací prstenec, ramínka lopatek, základová deska, lopatky, distanční podložky, přítlačná deska a pístní kroužky. [32]

Systém je ovládán aktuátorem, který dostává signály od řídicí jednotky motoru. Jeho pohyb je táhlem převáděn na ovládací rameno spojené s ovládacím prstencem. Obloukovité otvory na vnitřním obvodu prstence jsou ve styku s volným koncem ramínek lopatek, toto spojení je pohyblivé. Lopatky mají ze spodní strany hřídelku, která zapadá do díry v základové desce, jejíž výška je nižší, než délka hřídelky lopatky. Na konci hřídelky je drážkování, které odpovídá drážkování v díře ramínek, jedná se o pevný tvarový spoj, který přenáší kroutící moment z ovládacího prstence na lopatky. Distanční podložka vymezuje prostor, ve kterém se mohou lopatky volně pohybovat. Přítlačná deska celý systém uzavírá a spolu s těsníci pístními kroužky zamezuje nežádoucímu uniku plynů.

4 POKROČILÉ VÝPOČETNÍ METODY

V rámci vývoje nových produktů, je důležité ověřit si jejich funkčnost dříve, než se dostanou k zákazníkovi a předejít tak všem potenciálním problémům. Funkčnost lze ověřit fyzickým testováním již na hotovém produktu anebo častěji na prototypu. Jedná se však o velmi nákladnou metodu, kdy pro jednotlivé iterace testování musíme vytvořit daný produkt znovu. Pro uspoření času a nákladu je využíván výpočetní výkon současných počítačů a testy jsou prováděny pomocí výpočtů a simulací. Tím lze výrazně zredukovat množství fyzických testů a tedy i náklady na vývoj.



Obrázek 39 - Srovnání mezi skutečnou nárazovou zkouškou (Crash Test) a simulací téže zkoušky [33]

Princip výpočtového modelování lze zjednodušeně popsat ve čtyřech krocích:

1. **Realita** – komplexní problém anebo situace ze skutečného světa, který chceme detailně pochopit anebo vyřešit. Díky jeho složitosti tak však nelze učinit bez přílišného zobecnění anebo náročného analytického výpočtu. Je tedy voleno výpočtové modelování pomocí numerických metod. [34]
2. **Fyzikální model** – problém lze matematicky popsat např. Parciální diferenciální rovnicí. Pro rychlejší, a hlavně jednodušší výpočet je vhodné celý problém idealizovat např. linearizací materiálových charakteristik nebo stanovením neměnných okolních podmínek. V tento moment tedy vzniká první odchylka, tzv. chyba při idealizaci. [34]
3. **Numerický model** – Fyzikální model popsáný parciální diferenciální rovnicí, zejména u složitých problémů, je mnohdy časově náročné vypočítat analyticky. [35] Z tohoto důvodu vzniká tzv. diskretní popis problému např. za pomoci metody konečných

prvků. Celý model je tak rozdělen na menší prvky, kdy každý prvek ovlivňuje prvek, se kterým sousedí. Zjišťované parametry jsou tedy určovány v jednotlivých uzlových bodech. V tento moment vzniká tzv. diskretizační chyba, její vliv lze ovlivnit větším množstvím prvků, avšak za cenu náročnějšího výpočtu. [34]

4. **Diskrétní řešení** – řešení soustavy rovnic jednou z numerických metod pro řešení parciálních diferenciálních rovnic. Při jejich řešení buď volíme požadovanou přesnost výpočtu anebo počet iterací, které mají proběhnout. Zvýšením jedné z těchto veličin lze dostat přesnější výsledky a dojde tak ke snížení chyby numerického řešení, současně však vzroste náročnost výpočtu. [35]

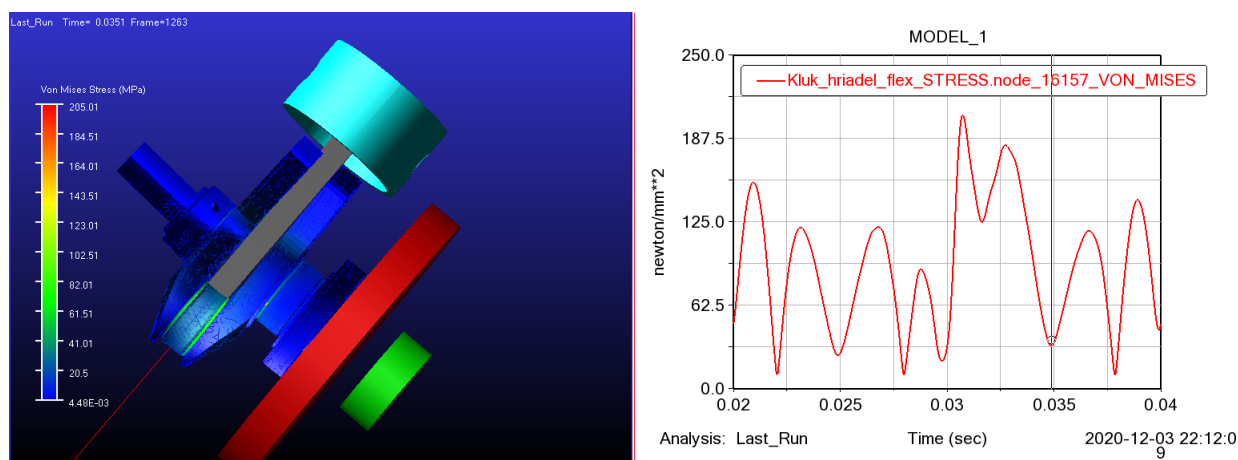
4.1 MULTIBODY SIMULACE

Používají se pro vyšetření kinematických řetězců a jejich dynamiky. Fyzikální modely se skládají z reálných objektů založených na soustavě tuhých a poddajných těles. Modely jsou nezávislé na kontinuálním modelu vyšetřovaného systému, lze tak řešit obecnější problémy než při simulaci pomocí metody konečných prvků. [36]

Modely založené na soustavách těles umožňují zavedení obecných silových účinků, jsou vhodné pro zahrnutí různých vnějších i vnitřních vlivů odlišného charakteru. [36]

Programy, které jsou určeny pro řešení Multibody Simulací, vyšetřují kinematické a dynamické veličiny, vazby a chování prostorových těles a soustav v prostoru [36]. Sestava se skládá z konečného počtu těles, která jsou definována setrvačnostními vlastnostmi – hmotnostní, polohou těžiště vůči souřadnému systému a momenty setrvačnosti [34]. Tato tělesa na sobě mají body se známou pozicí, ve kterých lze definovat kinematické vazby, pružně tlumící členy, vnější síly a momenty. Jednotlivá tělesa a základ (zem) mezi sebou spojují právě kinematické vazby a pružně tlumící členy. [36]

Multibody Modely jsou sestavovány na základě Lagrangeovy metody nelineární pohybové rovnice [34], která je následně řešena přímou numerickou integrací. [36] Tímto způsobem jsou vyšetřovány výchylky, rychlosti, zrychlení, síly a momenty jednotlivých těles kinematického řetězce. Výstupem jsou buď číselná data, grafy a nebo grafická interpretace (obrázek nebo animace) [36].



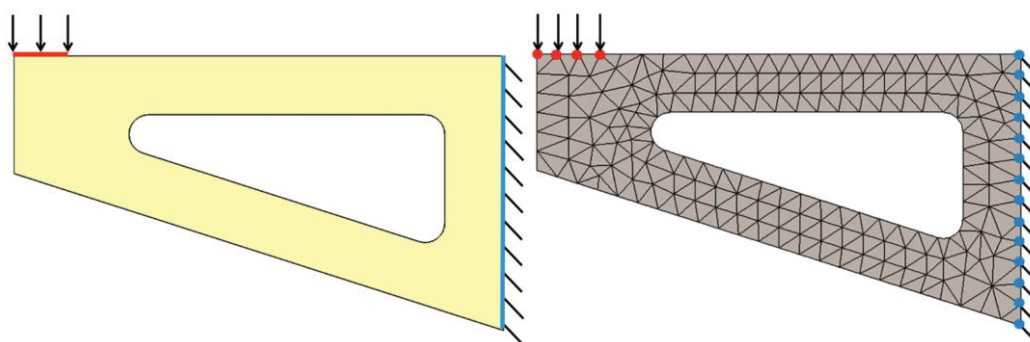
Obrázek 40 – Ilustrační znázornění Multibody Simulace v prostředí programu ADAMS. Simulace napětí na ojnicím čepu klikové hřídele v čase.

4.2 SIMULACE METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Tento druh výpočtu vychází z 3D geometrie, kterou uživatel vytvořil a chce ji nyní analyzovat z hlediska pevnosti, tepelné roztažnosti, vedení tepla a dalšího namáhání nebo jejich kombinace [37].

Metoda konečných prvků proměnné reprezentuje jako posuvy reprezentované polynomickými funkcemi, do kterých dosazuje okrajové podmínky a současně minimalizuje celkovou potenciální energii modelu [37]. Je zřejmé, že aplikací této metody na složitější geometrii by vznikla velmi složitá polynomická funkce, jejíž výpočet by zabral mnoho času. Pro aplikaci této metody a výpočet matematického modelu je tedy nutné geometrii diskretizovat (rozdělit) na menší části – prvky, u kterých lze tento způsob výpočtu aplikovat. [37]

Diskretizovaný není jen objem, ale i hmotnost, zatížení a vazby. Spojité okrajové podmínky (zatížení a vazby) jsou následně aplikovány diskrétně do uzlů jednotlivých prvků. Ze spojitěho matematického modelu o nekonečném množství stupňů volnosti tak po diskretizaci a aproximaci na jednotlivé prvky vznikne model o konečném počtu stupňů volnosti, jak je znázorněno na obrázku 41. [37]



Obrázek 41- Vlevo spojitý model se spojitým zatížením, vpravo diskretizovaný model se zatížením diskretizovaným do jednotlivých uzlů. [37]

S konečným počtem uzlů je možné vyšetřit moment kdy při aplikaci všech okrajových podmínek dojde k dosažení minimální celkové potenciální energie modelu – rovnovážnému stavu. Aplikací tohoto principu se dostáváme k základní rovnici, ze které metoda konečných prvků vychází – rovnice tuhosti v maticovém tvaru. [37]

$$\mathbf{K} \times \mathbf{d} = \mathbf{F}. \quad (5)$$

Kde $\mathbf{K}$ je matice známých tuhostí (funkce geometrie modelu, materiálových charakteristik a vazeb), $\mathbf{F}$ je vektor vnějšího silového zatížení v uzlových bodech a $\mathbf{d}$ vektor deformačních parametrů.

Následně je spočítán tenzor napětí v daném bodě souřadného systému a následně například pomocí metody HMH je program schopen dopočítat napětí v jednotlivých prvcích a určit tak, jestli analyzovaná geometrie a materiál odolají požadovanému zatížení a nenastane žádný z mezních stavů. [37]

5 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ ROZVÁDĚCÍHO ÚSTROJÍ TURBODMYCHADLA

Cílem této diplomové práce je navrhnout koncept systému proměnné geometrie turbínové skříně až po nastavovač mechanismu. Na následujících stranách budou uvedeny celkem čtyři koncepční návrhy, které budu srovnávat navzájem mezi sebou a s aktuálně používaným řešením firmy Garrett Advancing Motion, tedy systém natáčení rozvodných lopatek, jak již bylo zmíněno v kapitole 3.5.3.

5.1 POŽADAVKY NA NÁVRH MECHANISMU

Nový mechanismus by měl podobně jako ten stávající nejen měnit průtočný průřez, ale pokud možno také měnit úhel vektoru rychlosti náběhu spalín na turbínové oběžné kolo. Průtočný průřez systémem by neměl být výrazně negativně ovlivněn, alespoň by měl být zachován.

Nový koncept by měl celý mechanismus zjednodušit a snížit počet pohyblivých komponent o přibližně 30 %. Tento požadavek povede ke zvýšení životnosti systému a současně ke snížení výrobních nákladů. Případně by měl koncept nabídnout širší možnosti regulace. U všech návrhů je nutno zohlednit účinnosti a minimalizaci ztrát vlivem netěsností.

Při použití systému natáčení rozvodných lopatek je nutno nepřesáhnout ochranné pásmo rotoru. Toto pásmo se dá představit jako pomyslná kružnice souosá s osou rotoru, o celkovém průměru 106 % průměru turbínového oběžného kola. Za tuto kružnici se žádná část lopatky nesmí nikdy dostat.

Výsledek této diplomové práce by měl nastínit směr, kterým by se mohl ubírat vývoj dalších generací turbodmychadel s proměnnou geometrií, případně naopak předejít vývoji, který by vedl do „slepé uličky“.

Firma Garrett pro srovnání poskytla model aktuálně používaného systému, s dvaceti lopatkami, průměrem otvoru pro rotor 45 mm, vnějším průměrem 90 mm. Lopatka v tomto modelu má výšku (vzdálenost mezi horní a dolní plochou lopatky) 10,7 mm.

5.2 POPIS JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKČNÍCH NÁVRHŮ

S ohledem na výše zmíněné požadavky byly navrženy následující čtyři modely

5.2.1 PRVNÍ NÁVRH

První návrh snížil počet pohyblivých komponent o více než 70 %. K této redukci došlo tak, že polovina lopatek je pohyblivá a druhá polovina je statická. Ke změně průtočného průřezu dochází tak, že se pohyblivá lopatka pohybuje po kruhové trajektorii vždy mezi dvěma statickými lopatkami.

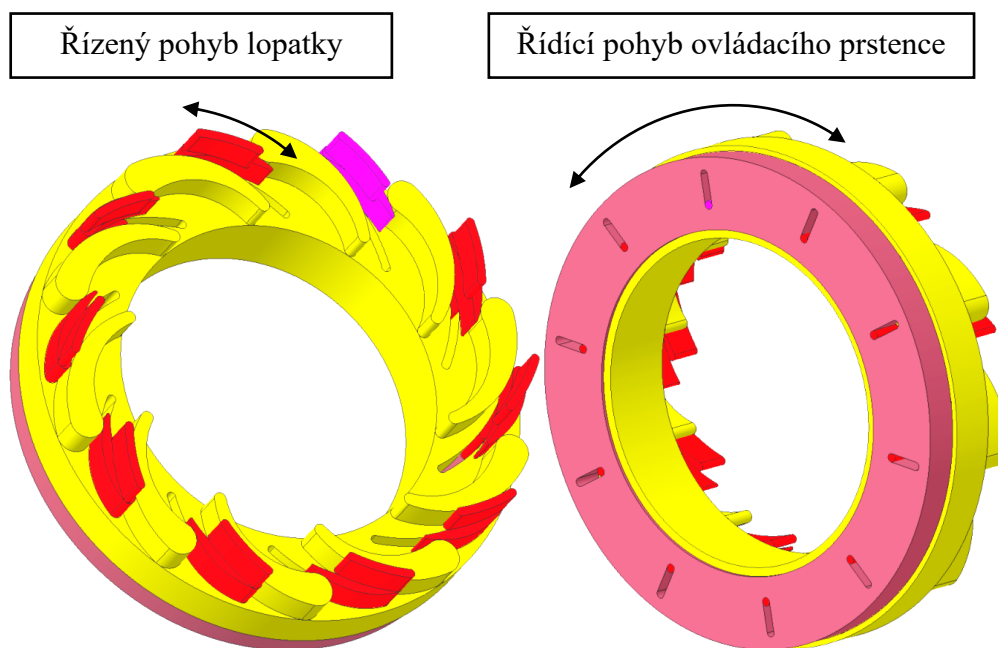
Pohyblivé lopatky se mohou pohybovat ve vyfrézované drážce statoru, do které svým tvarem zapadne kluzná plocha lopatky. Stejně tvarovaná kluzná plocha je pak i z horní strany lopatky

pro lepší vedení v drážce přítlačné desky systému. Ze spodní strany lopatky je pak ještě vyveden čep, kterým je ovládán její posuvný pohyb.

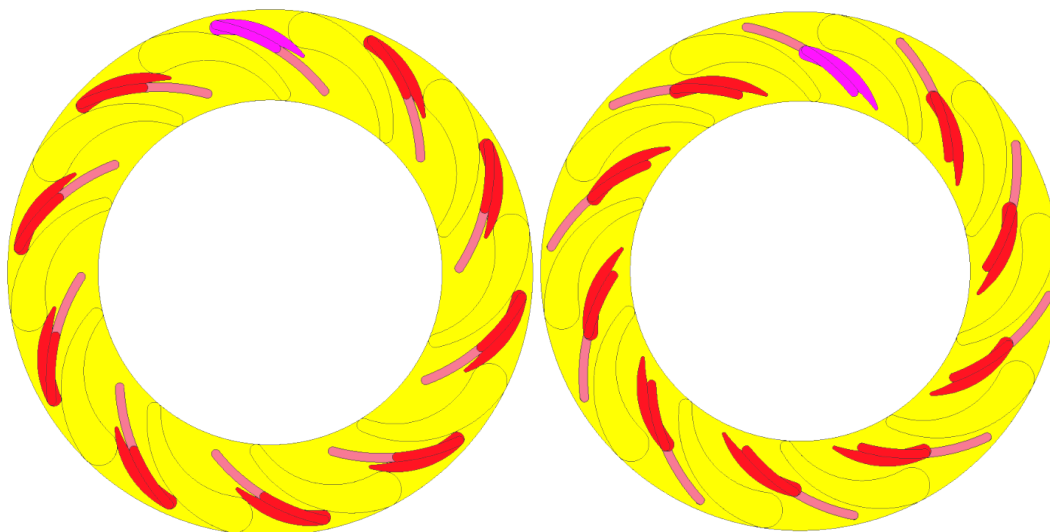
Tento čep zapadá do radiálně frézovaných drážek ovládacího prstence. Tím jak se ovládací prstenec otáčí, lopatky se vůči němu axiálně posouvají. Ve drážce statoru díky tomu, že je zakřivená se lopatka nejen posouvá vůči k turbínovému oběžnému kolu, ale také natáčí. Tím dochází k regulaci průtočného průřezu a také k úpravě vektoru rychlosti spalín.

Ovládací prstenec by byl poháněn krokovým elektromotorem, který by svůj točivý moment přenášel skrze vnější ozubení.

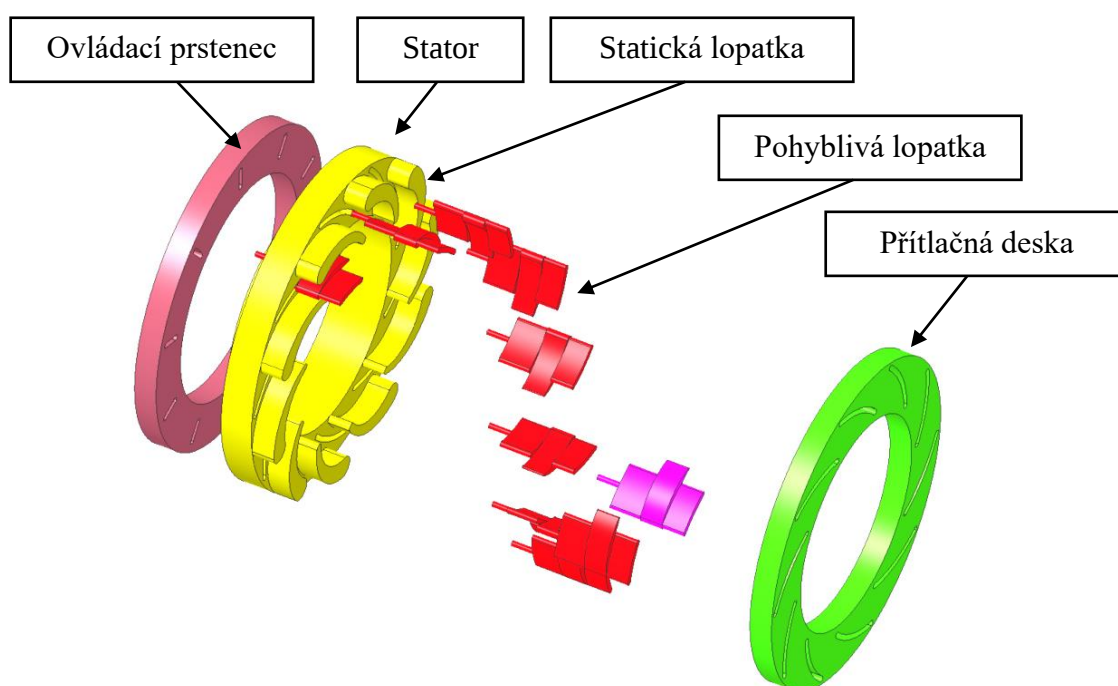
Tento systém má nevýhodu v těsnosti, kdy může docházet k profuku spalín drážkami v ovládacím prstenci a statoru. Další nevýhoda tohoto návrhu tkví v omezení průtočného průřezu. Je tak způsobeno geometrií statických a pohyblivých lopatek, je potřeba aby se v pozici maximálního omezení průtočného průřezu téměř dotkly, což negativně ovlivňuje průtočný průřez při maximálním otevření. Řešením by bylo navýšení počtu statických a pohyblivých lopatek, čímž by vznikl prostor pro úpravu celkové geometrie.



Obrázek 42 - Model prvního návrhu bez přítlačné desky. Vlevo čelní pohled, vpravo pohled zadní (směrem od nastavovače).



Obrázek 43 -Regulace průtočného průřezu. Vlevo minimální průtok, vpravo maximální průtok.



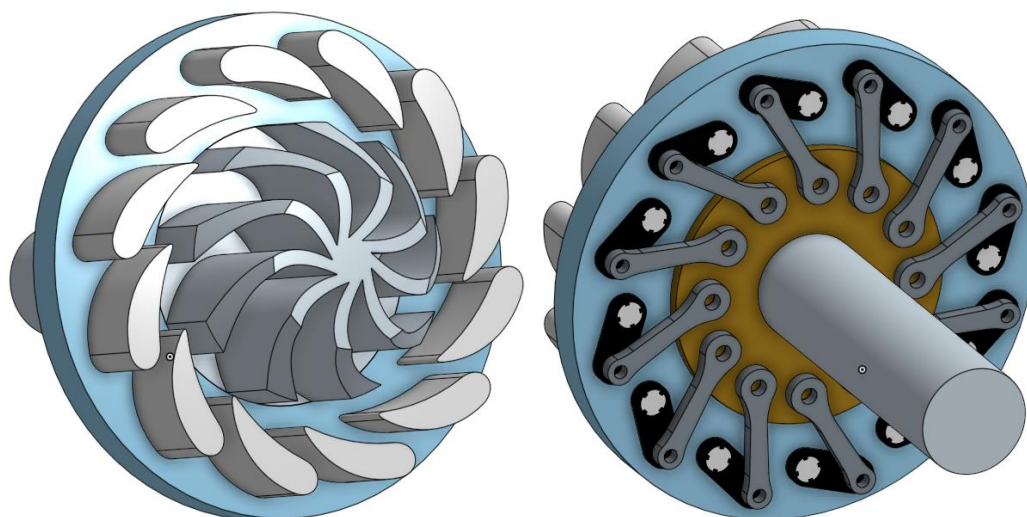
Obrázek 44 - Sestava prvního návrhu.

5.2.2 DRUHÝ NÁVRH

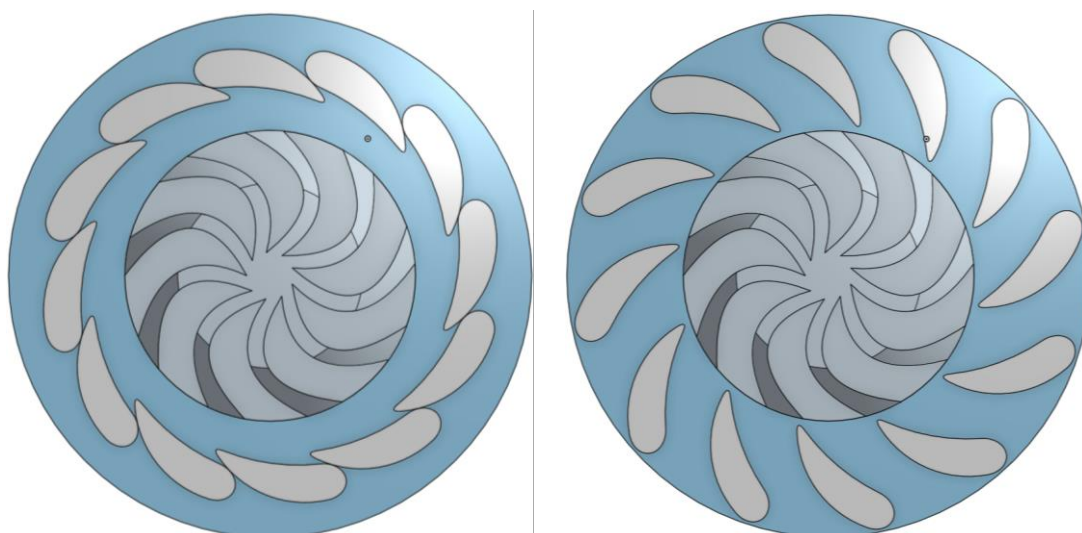
Druhý návrh byl inspirován současně využívaným systémem variabilní geometrie firmy Garrett. Změna průtočného průřezu vzniká natáčením lopatek, ke změně došlo na zadní straně. Lopatky zde nejsou ovládány prstencem umístěným na vnějším obvodu, ale rotační pohyb disku na vnitřním průměru přenáší soustava táhel a ramen.

System má méně lopatek, které jsou větší, a tedy mají i větší plochu na kterou působí tlak spalín. To znamená, že na udržení lopatky v požadované pozici je nutná větší síla, kterou lze díky většímu rameni skrze táhlo vyvinout. Ve výsledku došlo ke snížení celkového počtu pohyblivých částí mechanismu o necelých 15 %.

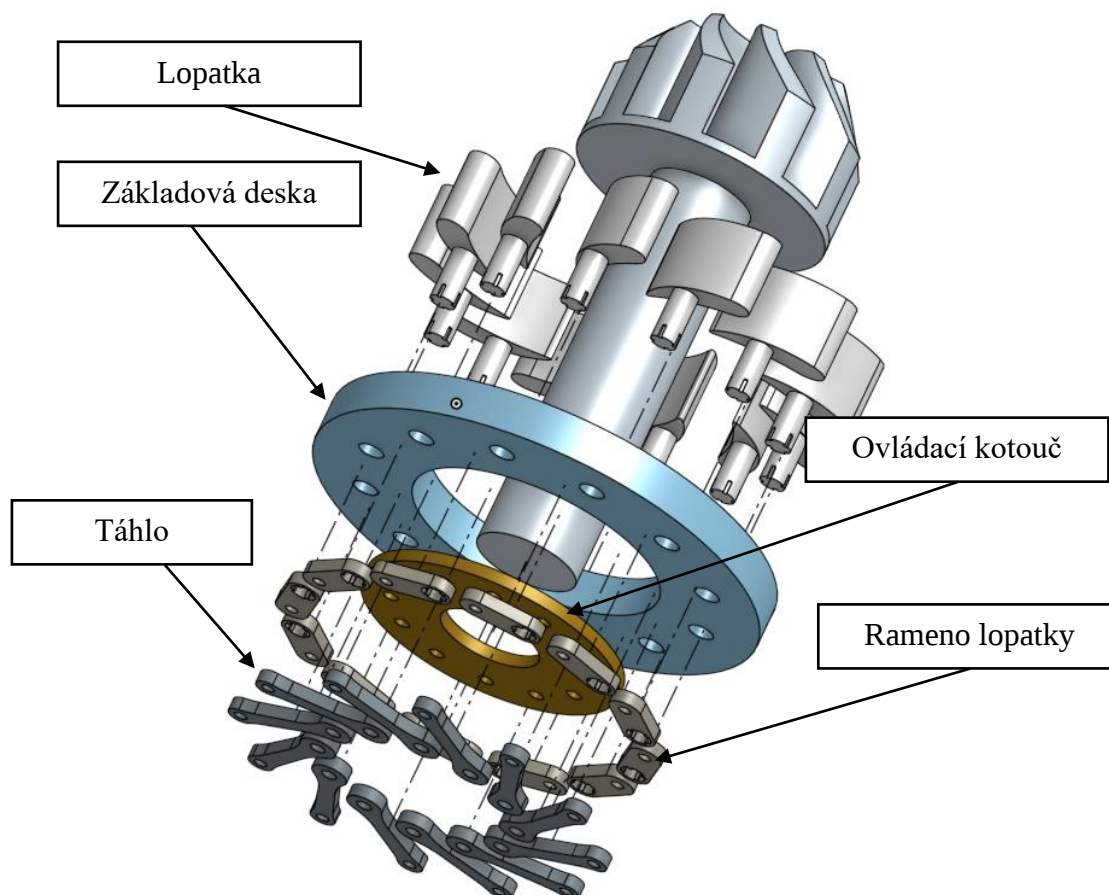
Pokud by bylo např. kvůli průtočnému průřezu nutno zvýšit počet lopatek, došlo by k dalšímu navýšení pohyblivých komponent a tím by systém nepřinášel žádné výhody. Kvůli nedostatku prostoru pro ovládání by se jednalo o krok zpět.



Obrázek 45 - Model druhého návrhu. Vlevo čelní pohled, vpravo pohled zadní (směrem od nastavovače)



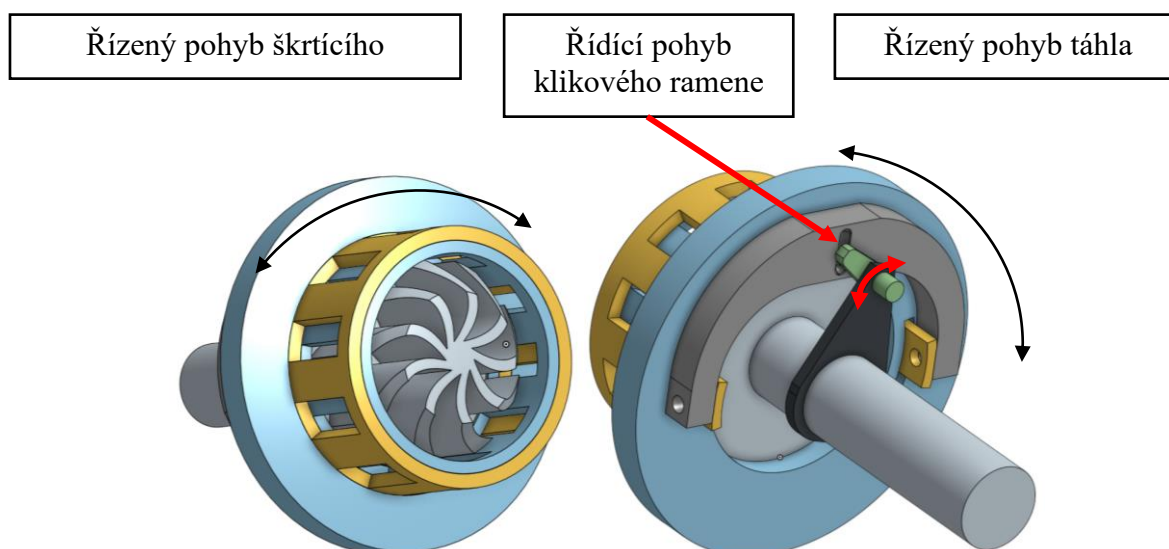
Obrázek 46 - Regulace průtočného průřezu. Vlevo minimální průtok, vpravo maximální průtok



Obrázek 47 - Sestava druhého návrhu.

5.2.3 TŘETÍ NÁVRH

U třetího návrhu bylo záměrem inspirovat se systémem, který používá firma Holset – variabilní šířka vstupní sekce. Systém je popsán v kapitole 3.5.1.



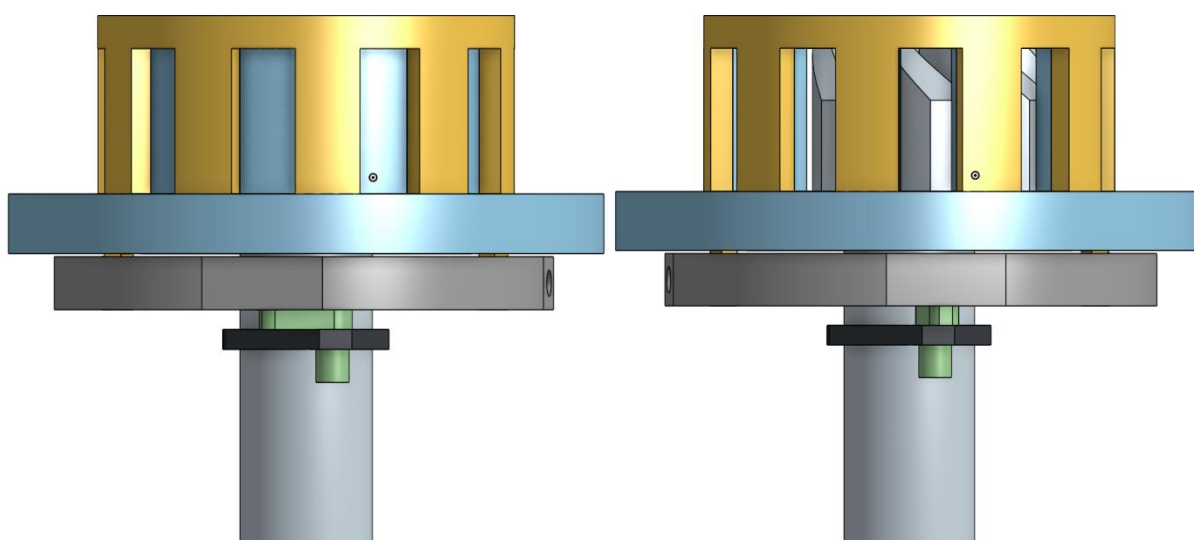
Obrázek 48 - Model třetího návrhu. Vlevo čelní pohled, vpravo pohled zadní (směrem od nastavovače).

Systém však nemá prstenec, který by se posouval v axiálním směru, nýbrž se otáčí okolo osy rotoru. Mechanismus se skládá ze dvou souosých dutých válců s otvory. Vnitřní válec je statický, spojený se základovou deskou. Na ní je kluzně uložen druhý válec, který se může otáčet okolo své osy – škrťací prstenec.

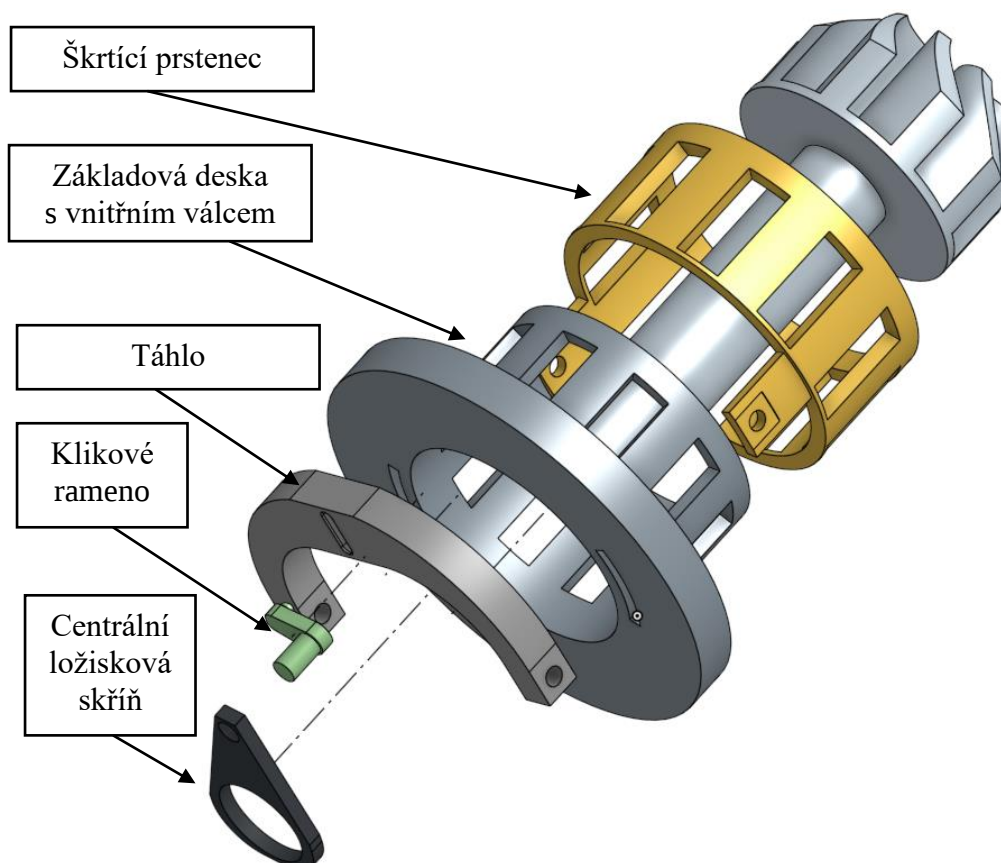
Pro regulaci průtočného průřezu jsou po obvodu obou válců otvory, které se mohou navzájem plně překrývat – maximální průtok, částečně překrývat – částečná regulace anebo se úplně uzavřít.

Pohyb škrťacího prstence je ovládán pomocí čepu na klikovém rameni a drážky v těle táhla, která je s válce spojena. Tím jak se klikové táhlo otáčí okolo své osy, opisuje její čep trajektorii kružnice, mění se jeho horizontální i vertikální souřadnice. Právě změna horizontální souřadnice řídí pohyb táhla a tím i celý regulační pohyb škrťacího prstence.

Použitím této metody regulace dojde k největší možné úspoře všech součástí turbodmychadla. Pohyblivé komponenty jsou v tomto případě jen tři – klikové rameno, táhlo a vnější škrťací prstenec.



Obrázek 49 - Regulace průtočného průřezu. Vlevo minimální průtok, vpravo maximální průtok



Obrázek 50 - Sestava třetího návrhu.

5.2.4 ČTVRTÝ NÁVRH

Poslední, čtvrtý návrh je kombinací prvního návrhu a firmou Garrett v současnosti používaného návrhu. Jedná se opět o systém s lopatkami, které však mají dva stupně volnosti. Vykonávají tedy rotační pohyb kolem vlastní osy a současně se pohybují v radiálním směru směrem od nebo k rotoru turbodmychadla.

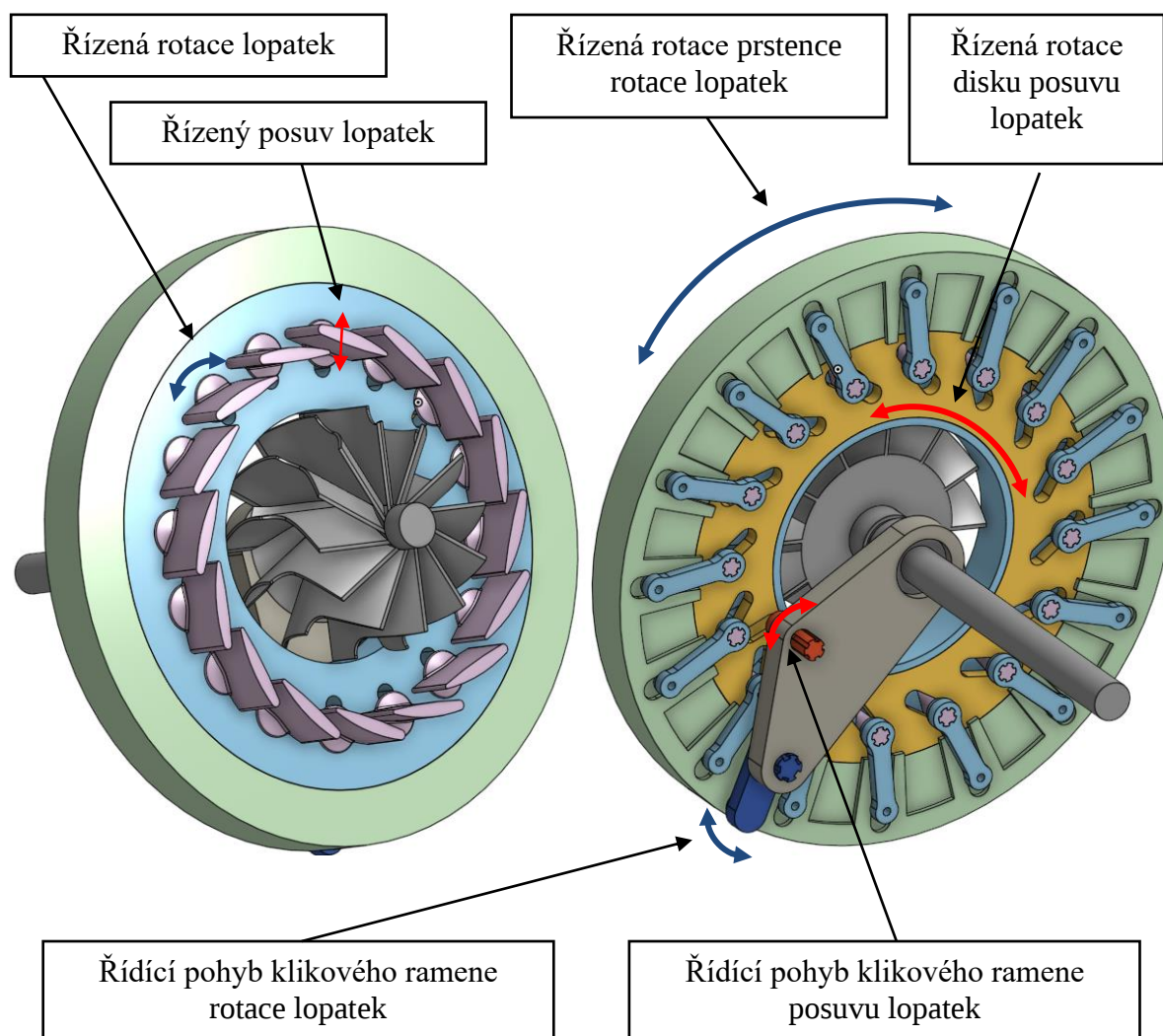
Toto řešení umožňuje použít velmi širokou škálu regulace, vzdálenost lopatek od osy rotoru se pohybuje od 30 mm do 36,5 mm, lopatky se mohou naklopit oproti tangentské pozici až o úhel 54° , tak aby byla dodržena podmínka ochranného pásma rotoru – žádná část lopatky nesmí přesáhnout kružnici o průměru 106 % průměru turbínového oběžného kola. Dostáváme tak velmi rozmanitou škálu pro regulaci turbodmychadla.

Díky tomu, že se lopatky posouvají radiálně lze jich použít méně, v tomto případě 16 kusů. I přes zjevnou složitost systému, došlo ke snížení počtu pohyblivých komponent oproti běžně používanému řešení o 11 %.

Oba pohyby lopatek, rotační i posuvný, jsou na sobě navzájem nezávislé, což bylo hlavním cílem tohoto návrhu. Lze tak na různých vzdálenostech od turbínového oběžného kola regulovat průtočný průřez. Rotace lopatek je řízena modrým klikovým ramenem rotace, to ovládá zelený prstenec rotace lopatek, který skrze táhla spojená s lopatkami nastavuje jejich úhel naklopení. Radiální posuvný pohyb řídí červené klikové rameno. Jeho čep zapadá do

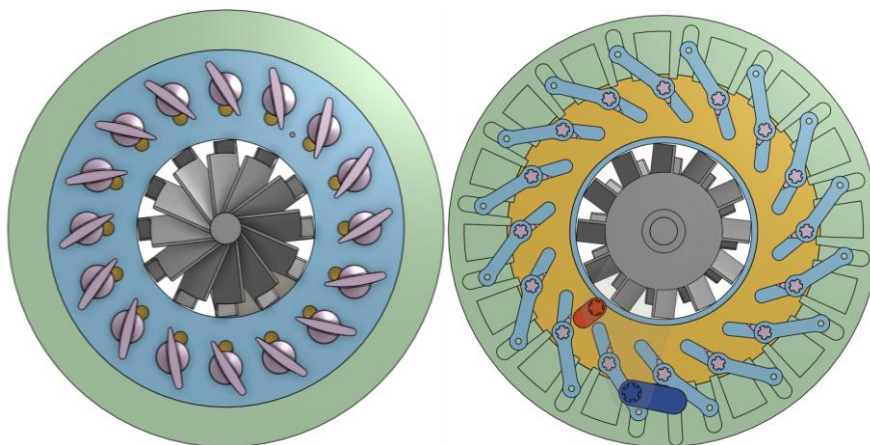
drážky na žlutém disku, tím jak se červené klikové rameno otáčí, posouvá se čep v drážce a otáčí tak žlutým diskem posuvu. Do drážek v disku posuvu jsou vedeny stopky lopatek tím, jak se disk posuvu otáčí, drážky unášejí lopatky, které jsou současně uchyceny v radiální drážce základové desky. Proto se lopatky pohybují pouze v radiálním směru.

Překryv drážek disku rotace a základové desky je kritický bod tohoto systému, kde může dojít k netěsnostem a profuku spalin do centrální ložiskové skříně. Aby se tomuto nežádoucímu jevu co nejvíce zamezilo, jsou lopatky opatřeny límcem, který drážku utěsňuje. V závislosti na namáhání stopky lopatky, zejména na stříh může v další iteraci návrhu dojít ke zmenšení jejího průměru a tím i ke zmenšení šířky drážek, což ještě více zamezí profuku spalin.

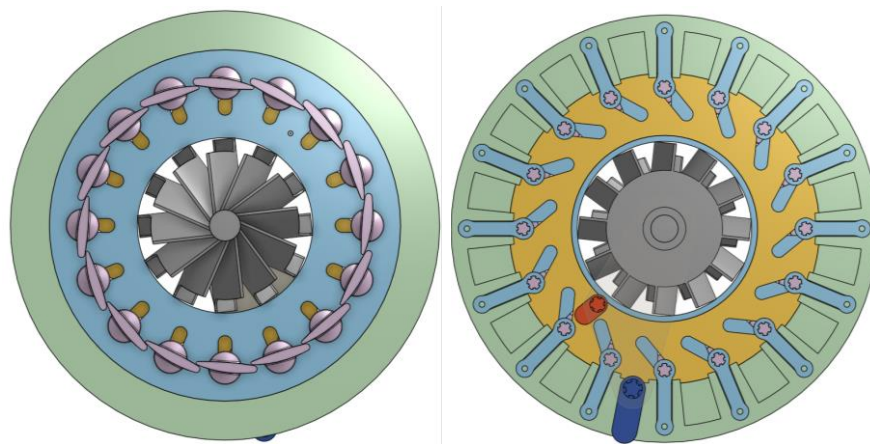


Obrázek 51 - Model čtvrtého návrhu. Vlevo čelní pohled, vpravo pohled zadní (směrem od nastavovače).

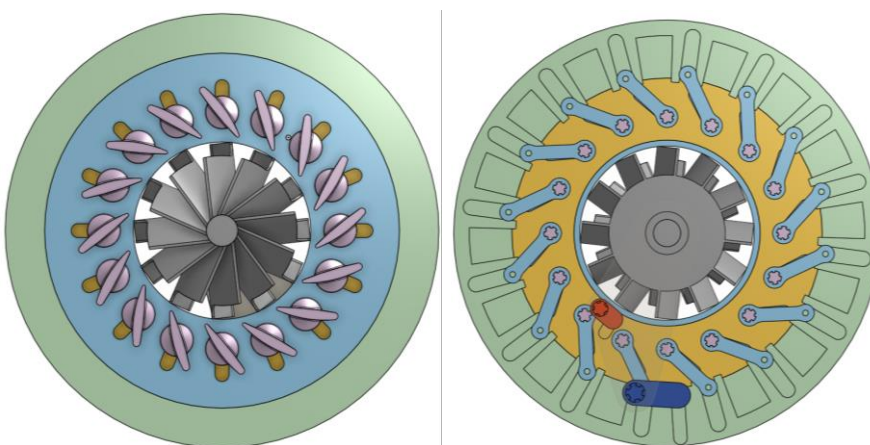
Regulace průtočného průřezu pro maximální a minimální vzdálenost i úhel natočení jsou znázorněny na následujících čtyřech obrázcích, kde je vždy k vidění pohled zepředu i zezadu.



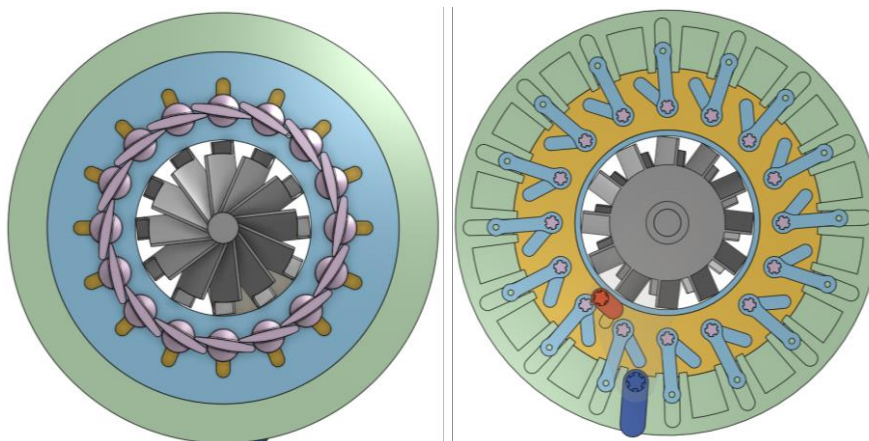
Obrázek 52 - Maximální otevření a maximální vzdálenost lopatek. Vlevo pohled zepředu, vpravo zezadu.



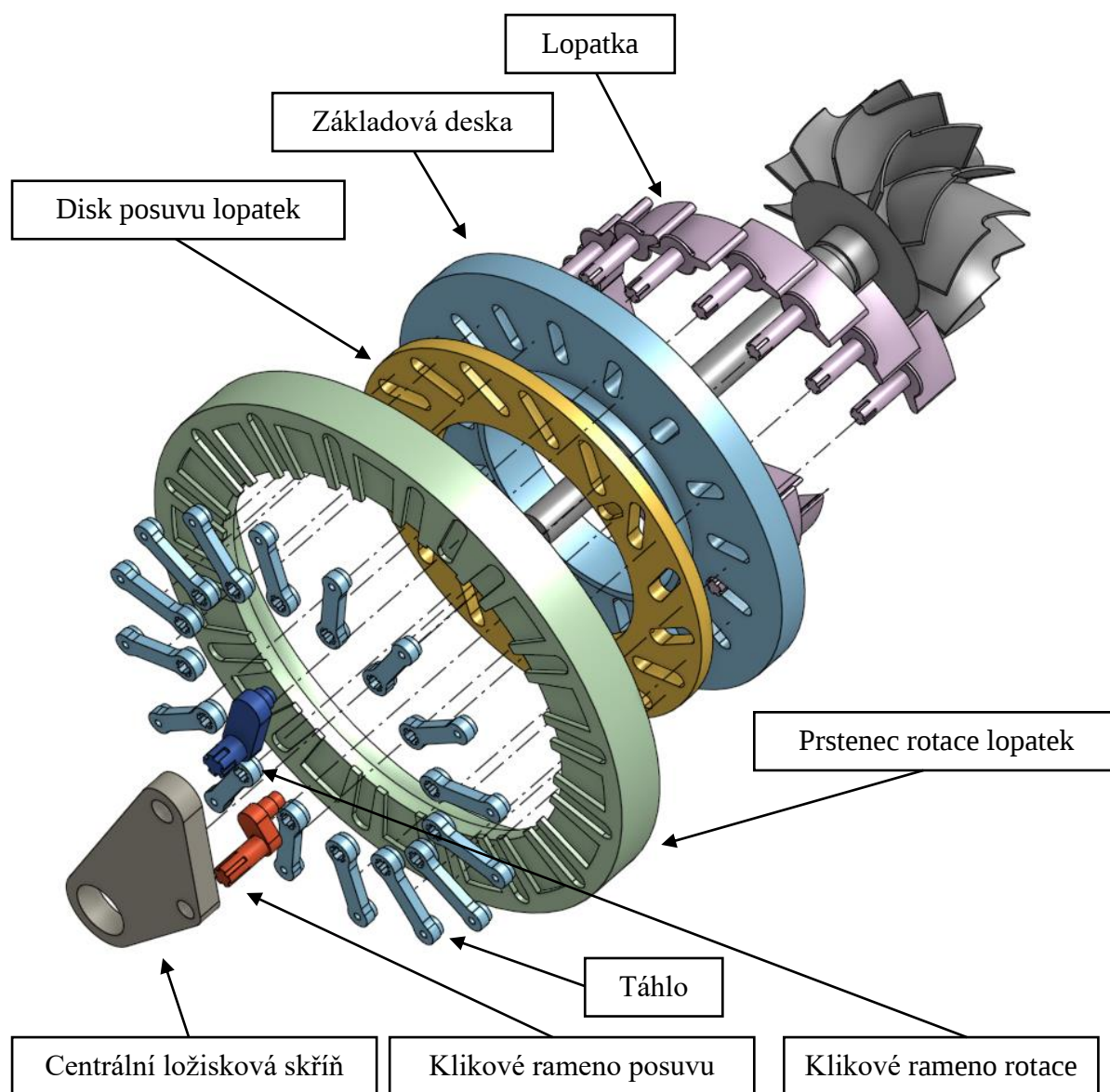
Obrázek 53 - Minimální otevření a maximální vzdálenost lopatek. Vlevo pohled zepředu, vpravo zezadu.



Obrázek 54 - Maximální otevření a minimální vzdálenost lopatek. Vlevo pohled zepředu, vpravo zezadu.



Obrázek 55 - Minimální otevření a minimální vzdálenost lopatek. Vlevo pohled zepředu, vpravo zezadu.



Obrázek 56 - Sestava čtvrtého návrhu.

5.3 SROVNÁNÍ NÁVRHŮ A SYSTÉMU NATÁČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK OD FIRMY GARRETT

Návrhy představené v kapitole 5.2 se v mnoha směrech liší od stávajícího řešení, zejména, co se způsobu regulace týče. Krom požadavku na náročnost konstrukce a na počet pohyblivých komponent je potřeba brát v potaz i další vlastnosti systémů, zejména průtočný průřez.

5.3.1 PRŮTOČNÝ PRŮŘEZ

Pokud by byl průtočný průřez oproti současnému stavu významně snížen, snížila by se i účinnost turbodmychadla, což by vedlo ke snížení výkonu spalovacího motoru, se kterým je turbodmychadlo spřaženo.

Průtočný průřez se počítá následovně:

$$S_P = a_{\text{lopatky}} \cdot h_{\text{lopatky}} \cdot n_{\text{lopatky}} \quad (6)$$

kde a_{lopatky} je minimální vzdálenost mezi lopatkami, h_{lopatky} je výška lopatky, n_{lopatky} je počet mezer mezi lopatkami, tedy počet lopatek a S_P je průtočný průřez.

Minimální vzdálenost mezi lopatkami se pro urychlení výpočtu odměřuje z CAD modelu ve stavu maximálního průtoku spalin. U návrhu č. 1 je jako vzdálenost a_{lopatky} brán součet naměřených vzdáleností mezi statickými lopatkami sousedícími s lopatkou pohyblivou.

Výška lopatek je pro možnost přímého srovnání s aktuálně používaným systémem natáčení rozváděcích lopatek od firmy Garrett (dále už jen Garrett VNT – Variable Nozzle Turbocharger) stanovena shodně na výšku $h_{\text{lopatky}} = 10,7$ mm.

Jelikož je návrh č. 3 specifický a od ostatních návrhů se liší absencí rozváděcích lopatek, byl zvolen i odlišný přístup k získání všech potřebných veličin. Vzdálenost mezi lopatkami a_{lopatky} je v tomto případě kolmý průmět vnitřní hrany otvoru ve vnitřním válci. Výška lopatky h_{lopatky} je výška okénka. A počet lopatek je nahrazen počtem okének v dutých souosých válcích.

Výpočet šířky otvoru u návrhu č. 3 lze získat použitím upraveného vztahu pro výpočet délky tětiny kružnice:

$$a_{\text{lopatky}3} = D_{\text{otvoru}} \cdot \sin\left(\frac{360}{4 \times n_{\text{lopatky}}}\right) \quad (7)$$

kde $a_{\text{lopatky}3}$ je hledaná délka tětiny pro návrh č.3, D_{otvoru} je průměr otvoru turbínového oběžného kola a n_{lopatky} je počet lopatek

Po dosazení, kde $D_{\text{otvoru}} = 45$ mm a $n_{\text{lopatky}} = 10$, získáme:

$$a_{\text{lopatky}3} = 7,04 \text{ mm}$$

V následující tabulce jsou uvedeny dosazované hodnoty a vypočítaný průtočný průřez dle vzorce (6) pro jednotlivé návrhy. U návrhu č. 4 jsou dvě hodnoty jedna pro maximální vzdálenost lopatek od rotoru, druhá pro minimální vzdálenost lopatek od rotoru:

číslo návrhu	a_{lopatky} (mm)	h_{lopatky} (mm)	n_{lopatky}	S_p (mm ²)
1	3,05	10,7	10	325,82
2	7,88	10,7	12	1011,79
3	7,04	10,7	10	753,28
4 max.	9,36	10,7	16	1602,43
4 min.	6,43	10,7	16	1100,82

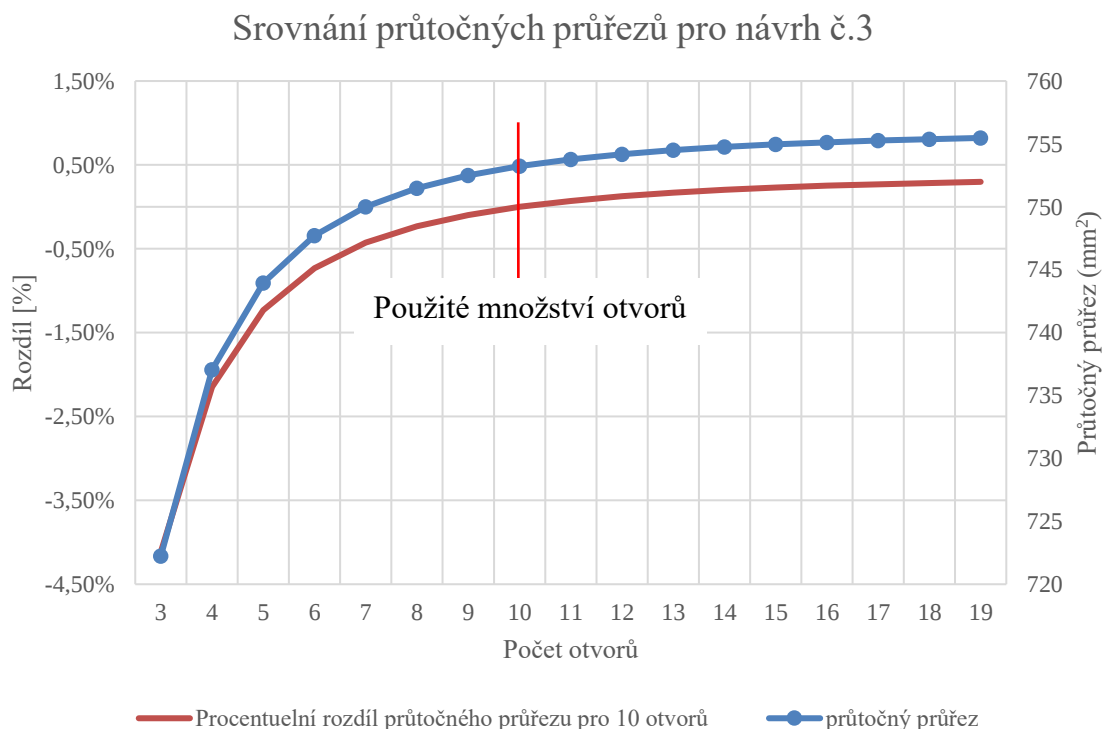
Tabulka 1- Výpočet průtočného průřezu jednotlivých návrhů

Průtočný průřez pro systém VNT Garrett na srovnávaném modelu se stejnými rozměry je po zaokrouhlení 1159 mm².

Již z tabulky 1 je jasné vidět, že návrh č. 1 má v současné podobě výrazně omezený průtočný průřez. Pro jeho zvýšení by bylo nutno navýšit počet pohyblivých a statických lopatek. Což by současně ovlivnilo i geometrii statických lopatek, které by pak průtok ovlivňovaly méně. Na základě tohoto srovnání, jeho nahrazení návrhem č.4 a dosažení velmi nízkých hodnot průtočného průřezu návrhu č.1 nebude tento návrh nadále v rámci této diplomové práce rozvíjen.

Návrh č. 3 má průtočný průřez dvojnásobný, avšak v porovnání s ostatními stále velmi omezený. Z rovnice je (6) je zřejmé, že jsou celkem tři možnosti, jak průtočný průřez ovlivnit. Je však nutno pamatovat na to, že počet otvorů n_{lopatky} a délka otvoru a_{lopatky} jsou u tohoto případu vzájemně provázány. Dle tohoto kritéria byl volen i počet otvorů pro návrh č.3.

V grafu níže je znázorněna závislost průtočného průřezu na počtu otvorů a procentuální rozdíl oproti použitému počtu deseti otvorů v modelu návrhu č.3.



Obrázek 57 – Graf srovnání průtočných průřezů v závislosti na počtu otvorů u návrhu č.3

Jak je vidět na obrázku č. 57, nižší množství otvorů výrazně negativně ovlivňuje průtočný průřez, v tomto případě je rozdíl až 4% pro mechanismus se 3-mi otvory. V momentě, kdy by počet otvorů vzrostl například na 16, vzroste průtočný průřez pouze o 0,25 %.

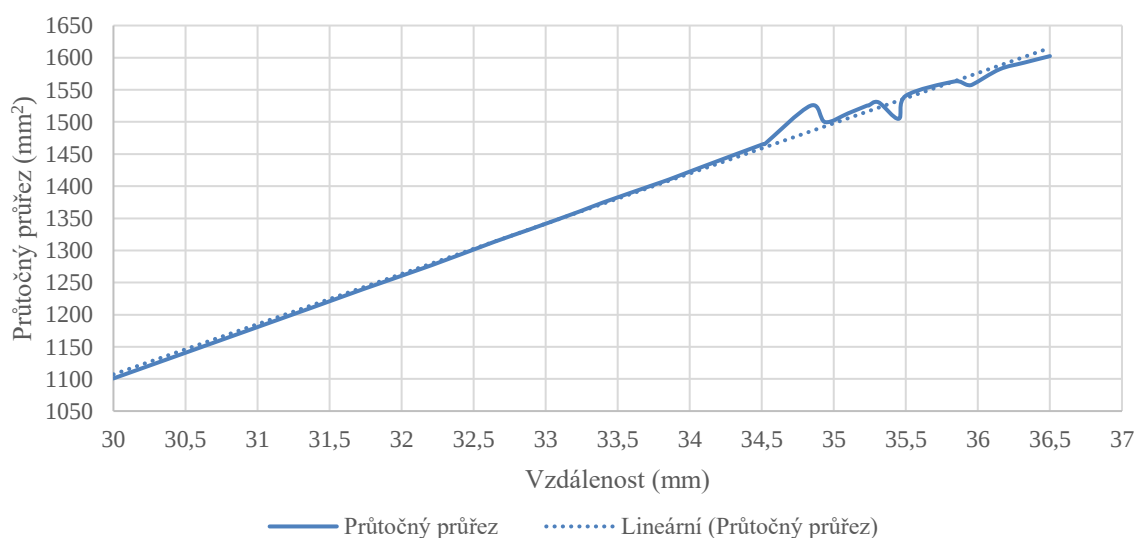
Je tedy zřejmé, že pokud bychom u tohoto návrhu chtěli zvětšit průtočný průřez a současně nemohli měnit průměr turbínového oběžného kola je jedinou cestou zvýšení otvoru pro průchod spalín. Pokud by se zvýšila výška vstupního kanálu na turbínové oběžné kolo a spolu s ní i výška vstupního otvoru vnitřního válce na 16,5 mm, bylo by dosaženo stejného průtočného průřezu, jako u srovnávaného systému Garrett VNT.

Návrh č.2 nedosahuje hodnoty průtočného průřezu 1159 mm^2 , jaký je u systému Garrett VNT. Pro jeho navýšení by byla nutná úprava geometrie lopatek tak, aby došlo ke zmenšení tloušťky jejich stěny. To by znamenalo navýšení jejich počtu, jak již bylo zmíněno v kapitole 5.2.2, toto by nepřineslo žádný užitek. Z tohoto důvodu nebude ani tento koncept nadále v této diplomové práci rozvíjen.

Jak již bylo zmíněno, u návrhu č.4 lze dosáhnout více hodnot maximálního průtočného průřezu z toho důvodu, že se lopatky mohou hýbat i v radiálním směru od rotoru. Pro základní srovnání v tabulce 1 byly zvoleny oboje krajní polohy. Při maximální vzdálenosti od středu rotoru 36,5 mm dosahuje hodnota průtočného průřezu 127,5 % průtočného průřezu srovnávaného modelu Garrett VNT. Pro minimální vzdálenost od středu rotoru 30 mm dosahuje hodnota průtočného téměř 95 %. Oboje hodnoty jsou počítány se zanedbáním vlivu límce lopatky na tento průřez.

Průtočný průřez při maximálním rozevření lopatek s rostoucí vzdáleností od rotoru roste téměř lineárně až do vzdálenosti 34,5 mm. Od této vzdálenosti od rotoru už dochází k výchyilkám. Tyto výchyilky jsou způsobeny kinematikou systému. Kdy v okrajových bodech může vlivem různých natočení prstence a disku docházet k vzájemnému ovlivňování a tím i k natáčení lopatek.

Závislost průtočného průřezu na vzdálenosti lopatek od rotoru



Obrázek 58 – Graf závislosti průtočného průřezu na vzdálenosti lopatek od rotoru

5.3.2 MNOŽSTVÍ POHYBLIVÝCH KOMPONENT, SLOŽITOST KONSTRUKCE

Dalším požadavkem po zachování hodnot průtočného průřezu byla redukce množství komponent, zejména těch pohyblivých. Ideální hodnota redukce se pohybuje okolo 30 %. Pokud budeme vycházet ze skutečnosti, že srovnávané řešení Garrett VNT s dvaceti lopatkami má dohromady 45 pohyblivých komponent, znamenalo by to, že výsledný počet pohyblivých komponent nových návrhů by se měl pohybovat okolo čísla 30.

Tím dojde ke zjednodušení celé konstrukce. Výhodou budou zejména nižší výrobní náklady. Dále nižší množství uzlů, ve kterých může dojít k poškození vlivem působení vysokých teplot, tření, zanášení karbonem a vibrací.

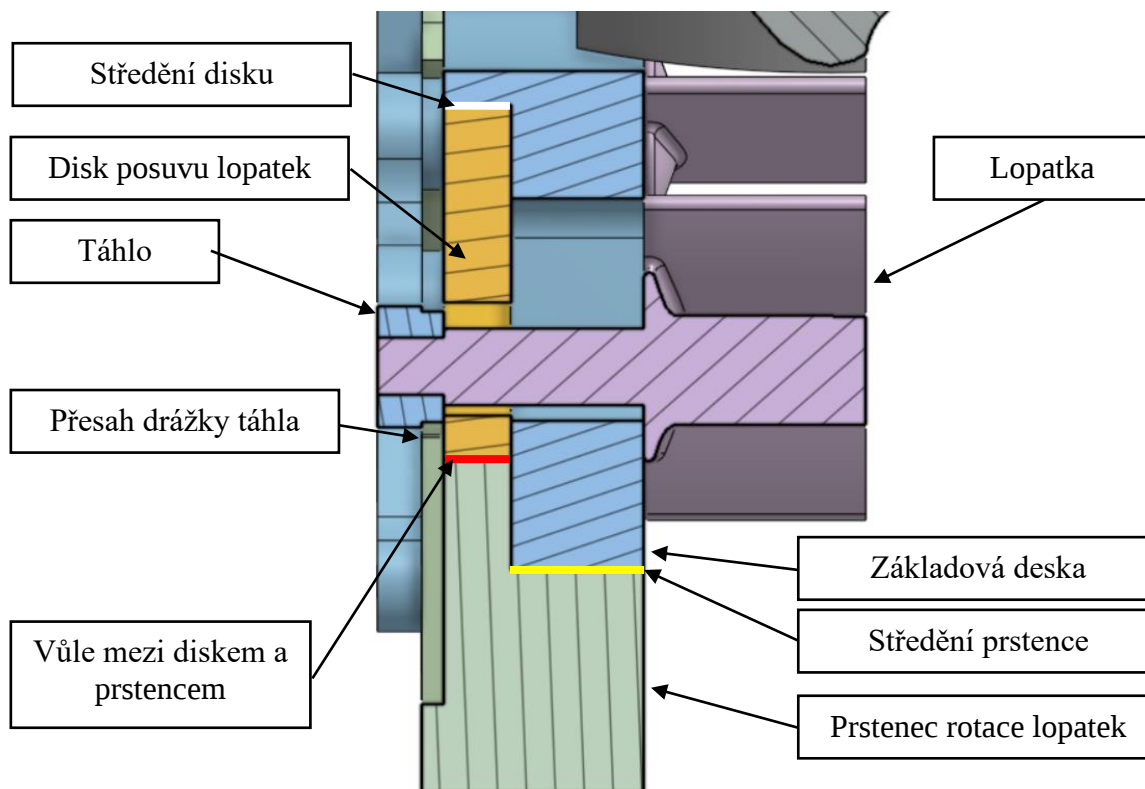
Nižší počet komponent zjednoduší a zlevní i případnou údržbu systému, kdy by nemuselo dojít k výměně celého systému, ale pouze některých částí. Pokud by musel být vyměněn celý systém, díky nižšímu počtu komponent opět tato repase nebude nákladná.

Návrh číslo 3 v tomto ohledu přináší velmi výrazné zlepšení. Pohyblivé komponenty jsou škrtkový prstenec, táhlo a klikové rameno uvnitř turbodmychadla. Vně turbodmychadla už se jedná pouze o nastavovač a jeho táhlo napojené na klikové rameno z vnějšku. Celkový počet pohyblivých komponent je tedy roven číslu pět, rozdíl oproti srovnávanému systému Garrett VNT je tedy 89 %.

Návrh číslo 4 je kvůli ovládání dvou stupňů volnosti lopatek složitější, ale díky použití menšího počtu lopatek stále došlo ke snížení počtu pohyblivých komponent o 11 %. Pohyblivé komponenty systému jsou – 16 lopatek, 16 táhel, disk posuvu lopatek, klikové rameno posuvu lopatek, prstenec rotace lopatek, klikové rameno rotace lopatek. Kvůli nezávislému ovládání obou pohybu jsou nutné i dva nastavovače a dvě táhla napojená na jednotlivá kliková ramena. Celkem tedy 40 pohyblivých komponent.

Pro širokou škálu regulace průtoku se však zvýšila složitost systému oproti srovnávanému VNT Garrett. Došlo k navýšení počtu stykových ploch, kde dochází ke tření. Z tohoto hlediska je potřeba volit vhodné materiály, povrchové úpravy a vůle. Hlavním prvkem návrhu č. 4 je základová deska, ze strany od nastavovače je okolo otvoru pro rotor příruba, na kterou je středěný disk posuvu lopatek. Na vnějším průměru základové desky je středěný disk rotace lopatek. V něm je drážka pro pohyb táhla, která přesahuje nad disk posuvu lopatek a tím jej udržuje ve své pozici. Mezi vnějším průměrem disku posuvu lopatek a vnitřním průměrem prstence rotace lopatek je vůle, aby nedocházelo k ovlivňování vzájemných pohybů a zadírání systému.

Jelikož je základová deska určena i pro středění obou posuvných součástí, je vhodným materiálem pro její výrobu šedá litina, která má samomaznou schopnost.

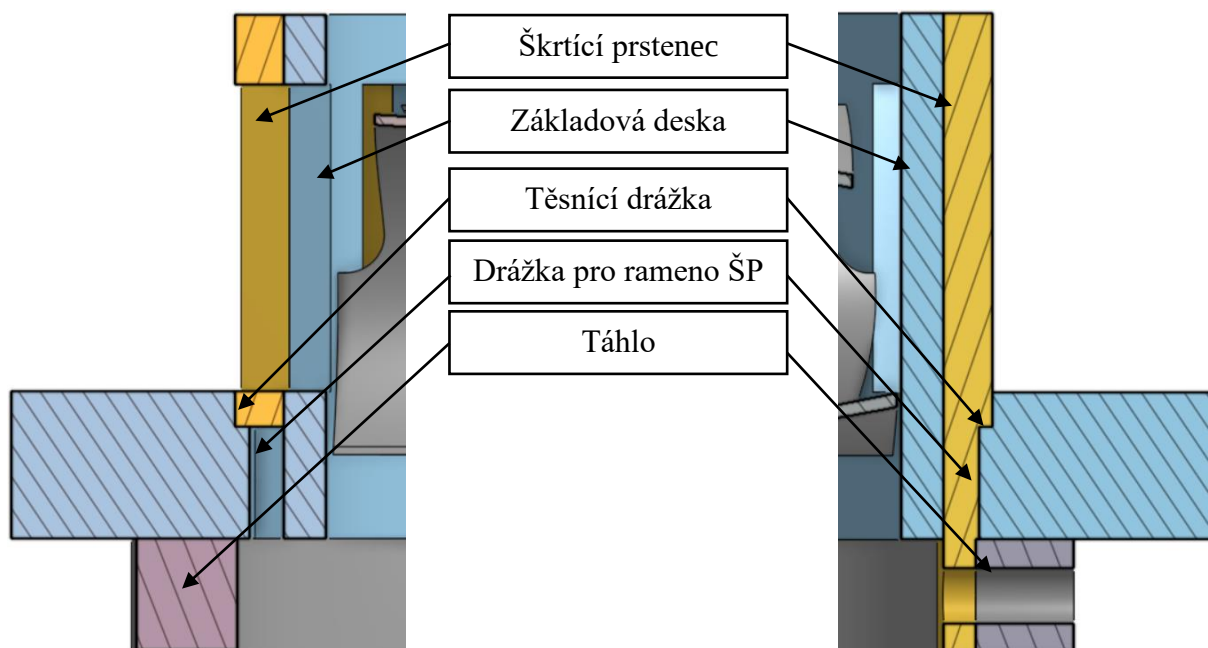


Obrázek 59 - Detail složeného návrhu č.4. Řez s popisem komponent.

5.3.3 TĚSNOST SYSTÉMU

Těsnost v současnosti používaného systému VNT Garrett je řešena pouze v místě otvorů v základové desce. Okolo hřídelky lopatek je kvůli možnosti jejich pohybu vůle. Tím vznikne otvor, do kterého nepatrná část spalin vnikne. Výrobce tomuto zabraňuje tím, že mají lopatky v místě styku se základovou deskou zvětšený průměr, tím vzniká límec, který únik spalin omezuje na minimum.

Pro zamezení profuku spalin u návrhu č.3 je posuvný škrťací prstenec usazen v drážce o hloubce 2,5 mm a šířce 3,5 mm. K profuku může dojít v místě drážky pro rameno škrťacího prstence, které je z druhé strany spojeno s táhlem ovládající pohyb škrťacího prstence. Šířka drážky pro rameno je 2,5 mm.

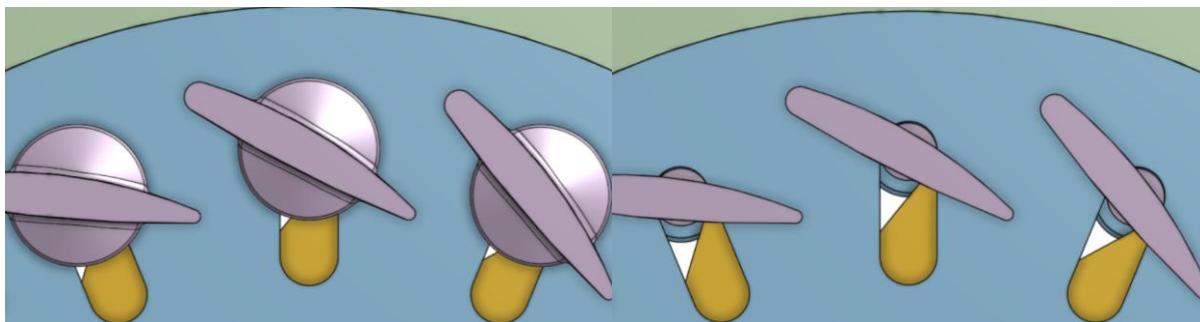


Obrázek 60 - Detail řezu sestavy návrhu č.3. Vlevo řez veden drážkou u pro rameno škrťícího prstence. Vpravo řez veden ramenem škrťícího prstence.

Návrh č.4 je díky své složité konstrukci na profuk velmi náchylný. Kvůli tomu, že se lopatky posouvají i v radiálním směru je nutné, aby v základové desce mechanismu byly drážky. Těmi spaliny pronikají dále do mechanismu. Pro ovládání radiálního pohybu je použit disk, ve kterém jsou také drážky. Tím jak se disk otáčí působí hrana drážky na hřídelku lopatky a tím dochází k jejímu posuvu.

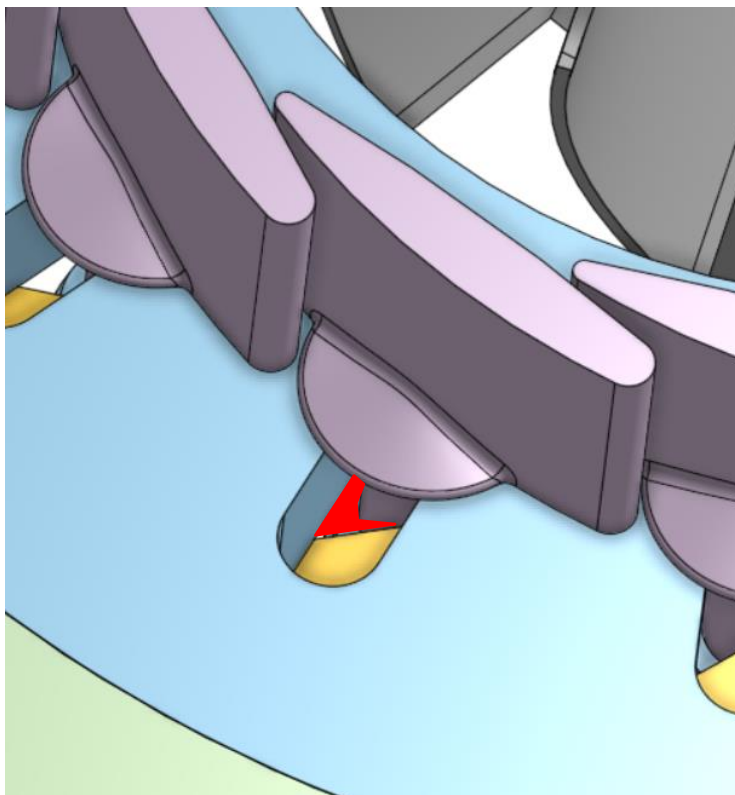
Tím, že se má lopatka i otáčet, není možné, na její hřídelku umístit jakékoliv vedení, které by dodatečně těsnilo vzniklou mezeru pro otvor. Pro zmenšení plochy pro profuk je lopatka vybavena límcem, který profuk sice omezuje, ale také jej úplně neeliminuje. V nárysu modelu je tak stále plocha, kterou mohou spaliny profukovat.

Rozdíl při použití lopatky s límcem a bez límce je ilustrován na obrázku 61. Lopatka s límcem snížila plochu, kterou dochází k profuku o 96 %. Celková plocha, kterou dochází k úniku v axiálním směru k rotoru je při použití 16-ti lopatek $3,84 \text{ mm}^2$.



Obrázek 61 - Vliv límce lopatky na těsnost systému. Bílá místa reprezentují netěsnící plochu. Vlevo varianta lopatky s límcem, celková plocha profuku $0,24 \text{ mm}^2$, vpravo varianta bez límce celková plocha profuku $4,8 \text{ mm}^2$.

K profuku spalín však nebude docházet pouze ve směru kolmém na základovou desku. V momentě, kdy budou plyny proudit okolo hrany drážky dojde ke vzniku víření a současně budou mít plyny tendenci prostupovat do místa s nižším tlakem, tedy do drážky. Plyny tak budou dále proudit vzniklým prostorem, který má plochu $4,57 \text{ mm}^2$. Dojde tak nejen k negativnímu ovlivnění účinnosti turbodmychadla, drážky a mechanismus se začnou zanášet pevnými částicemi, může dojít k úniku oleje z centrální ložiskové skříně do prostoru turbínového oběžného kola a v neposlední řadě ke zvýšení teploty v centrální ložiskové skříně, což může vést až k připékání oleje a zadření rotoru. I když se nejedná o vysoká čísla, pro další pokračování v tomto návrhu je nutné tento problém vyřešit a profuk spalín omezit.



Obrázek 62 - Místo profuku v drážce návrhu č. 4. Plocha vyznačena červeně.

5.4 ÚPRAVA NÁVRHŮ

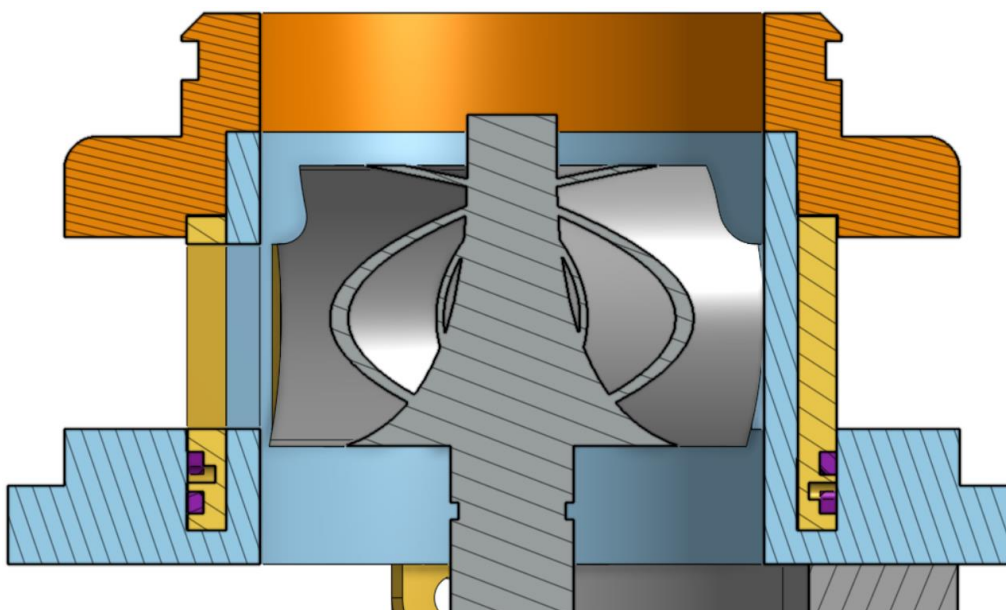
V kapitole 5.3 byly jednotlivé návrhy porovnány mezi sebou, první dva byly označeny za neperspektivní, zbylé dva potřebují ještě několik úprav, aby se svými vlastnostmi vyrovnaly současně používanému systému Garrett VNT, se kterými jsou srovnávány.

U návrhu č.3 se jednalo o změnu výšky okének pro vstup spalín k turbínovému oběžnému kole na 16,5 mm, maximální průtočný průřez v tomto momentě bude odpovídat tomu ze srovnávaného systému Garrett VNT. Pozornost bude věnována i těsnosti systému, pro její zvýšení budou do drážky škrťacího prstence uloženy těsnící pístní kroužky.

U návrhu č. 4 bude optimalizována šířka drážek pro pohyb lopatky, stejně tak i jejich délka. Záměrem bude překrýt celou drážku límcem lopatky, tak, aby se eliminoval profuk spalovacích plynů popisovaný v kapitole 5.3.3.

5.4.1 ÚPRAVA NÁVRHU Č. 3

Úprava návrhu č. 3 spočívá ve změně výšky okének na výšku 16,5 mm. Současně s tímto rozměrem byla upravena i náběžná výška turbínového oběžného kola. Díky této úpravě je průtočný průřez srovnatelný s průtočným průřezem systému VNT Garrett pro turbínové oběžné kolo stejného průměru. Pro utěsnění byla použita dvojice těsnících pístních kroužků, které neomezují pohyb škrťacího prstence. Aby se pozice pístních kroužků při otáčení škrťacího prstence neměnila a nedošlo k zákrytu mezer, byl užit zámek s čelním pojištěním. Pro úplnost byl systém dovybaven přitlačnou deskou, tak jako má systém VNT Garrett na obrázku číslo 38. Vůči škrťacímu prstenci je přitlačná deska uložena s vůlí. Přitlačná deska současně slouží i jako přechod mezi systémem variabilní geometrie turbodmychadla do turbínové skříně.



Obrázek 63 - Sestava návrhu č. 3. Shora přitlačná deska (oranžová), základová deska (modrá), škrťací prstenec (žlutá), pístní kroužky (fialová). Mezi pístními kroužky a škrťacím prstencem jsou v řezu vidět otvory pro zámek pístních kroužků.

5.4.2 ÚPRAVA NÁVRHU Č. 4

Návrh č. 4 v současné podobě nevyhovuje požadavkům na těsnost systému. Těsnosti sice pomáhá límec okolo lopatky, není však dostatečně velký na to, aby překryl celou drážku pro radiální posuv lopatek. Jeho vnější průměr je 8,3 mm a nelze jej v současném návrhu zvětšit a to proto, že na minimální vzdálenosti od osy rotory by docházelo ke kolizi límce a špičky lopatky a systém by se tak nedokázal zavřít.

Další variantou je zmenšení průměru hřídelky lopatky, což by dovolilo zmenšit šířku drážek v základové desce a v disku posuvu lopatek. V ten moment by však došlo k oslabení hřídelky v porovnání s běžně používaným průměrem. Bude nutné překontrolovat její průměr vzhledem k mezním stavům, jelikož hřídelka bude namáhána nejen kroutícím momentem, ale také smykovým napětím od styku se základovou deskou a diskem posuvu lopatek. Touto úpravou však jen omezíme profuk spalín, abychom mu zamezili, musela by alespoň jedna z drážek mít nulovou šířku.

Jako nejschůdnější varianta se jeví zkrácení radiálních drážek pro posuv lopatek tak, aby ji při jakékoliv pozici lopatky zakrýval její límec. Celková délka drážky tak musí odpovídat součtu poloměru límce lopatky a poloměru hřídelky lopatky. Se současným návrhem lopatky by tak mohla celková délka drážky být až 5,9 mm. Osová vzdálenost při průměru hřídelky 3,5 mm by tak byla 2,4 mm, což je také hodnota celkového posuvu mezi maximální a minimální vzdáleností lopatky od rotoru.

Touto úpravou dojde ke snížení maximálního průtočného průřezu, pokud by nebyla změněna minimální hodnota vzdálenosti lopatek od rotoru, lze z grafu na obrázku č. 58 odhadnout, že maximální průtočný průřez pro hodnotu 32,4 mm by se pohyboval okolo 1300 mm². Oproti současnému řešení Garrett VNT by navýšení průtočného průřezu nebylo tak znatelné. Jako vhodnější se jeví posunout i minimální hodnotu vzdálenosti lopatek od rotoru, nejen že dojde ke zvětšení minimální a maximální hodnoty průtočného průřezu, ale ve větší minimální vzdálenosti bude i více místa pro límec lopatky, což může vést k jeho zvětšení a tím prodloužení jeho chodu.

Jako minimální hodnota maximálního průtočného průřezu bude zvolena hodnota průtočného průřezu u srovnávaného systému Garrett VNT. Maximální hodnota bude o 2,4 mm větší, následně bude upravena v závislosti na geometrii. Z grafu č. 2 lze získat rovnici lineární spojnice trendu, kterou lze do vzdálenosti 34,5 mm díky lineární charakteristice grafu použít:

$$S_p = 78,161r_{\text{lopatky}} - 1237,7 \quad (8)$$

rovnice lineární spojnice trendu pro graf č.2. kde S_p je průtočný průřez a r_{lopatky} je vzdálenost osy lopatky od osy rotoru.

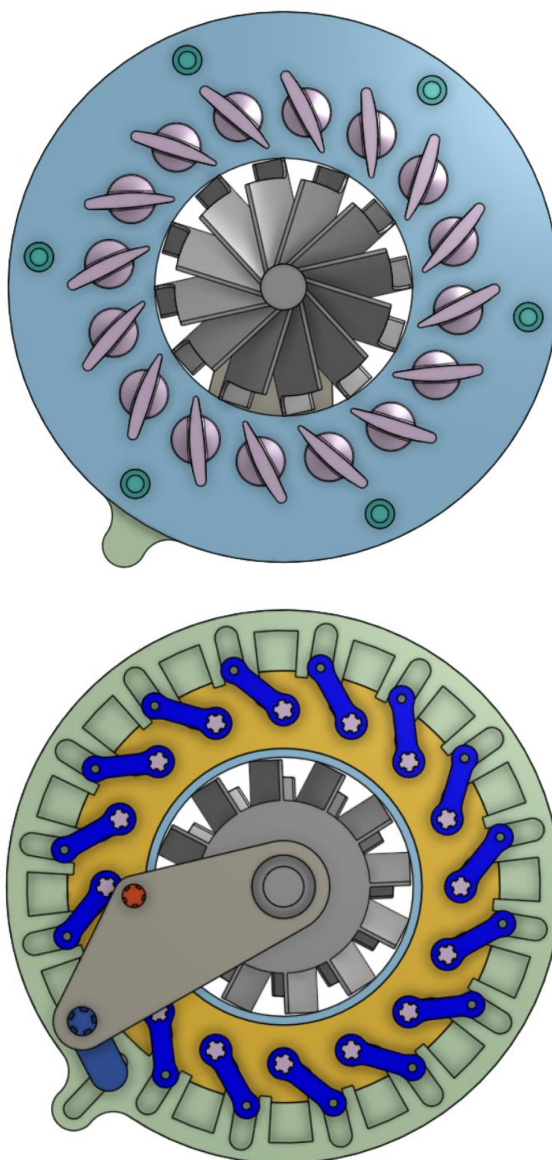
Dosažením průtočného průřezu srovnávaného systému Garrett VNT do upravené rovnice získáme vzdálenost lopatky od rotoru $r_{\text{lopatky}} = 30,66$ mm, po zaokrouhlení na 30,7 mm dostaneme průtočný průřez 1161,8 mm². Maximální vzdálenost bude 33,1 mm, kdy bude maximální průtočný průřez 1349,4 mm².

Po úpravě délky drážky je možné zvětšit vnější průměr límce na 8,6 mm, to znamená, že délka drážky i vzdálenost os se může prodloužit o 0,15 mm. Nová hodnota maximálního průtočného průřezu by tak mohla vzrůst o necelé 1 %. Nárůst v průtočném průřezu není natolik významný, aby muselo k úpravě délky drážky dojít. Na funkčnosti systému se spíše

více projeví větší překrytí drážky límcem lopatky, který pomůže k ještě větší těsnosti systému.

Díky těmto změnám došlo k celkovému zmenšení systému, původní vnější průměr celé sestavy 110 mm je nyní na hodnotě 96 mm. Změnou délky drážek bylo možné redukovat vnější průměry disku posuvu lopatek, prstence rotace lopatek a základové desky. K citelnému zkrácení došlo i u táhel, všechny tyto úpravy budou mít pozitivní vliv na dynamiku celé soustavy.

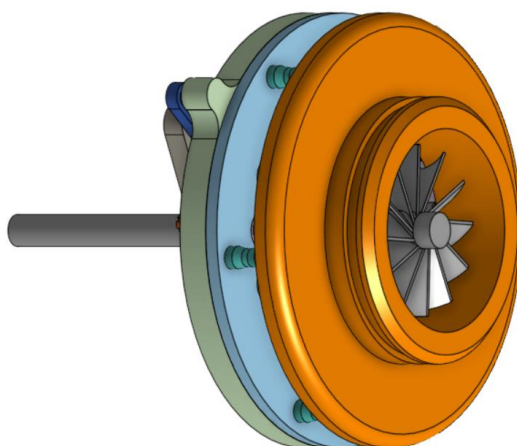
Pro úplnost návrhu byla zakomponována i přítlačná deska, stejně jako v návrhu č.3. slouží jako přechod mezi systémem variabilní geometrie a skříní turbíny. Pro její usazení byl návrh vybaven 6-ti distančními podložkami.



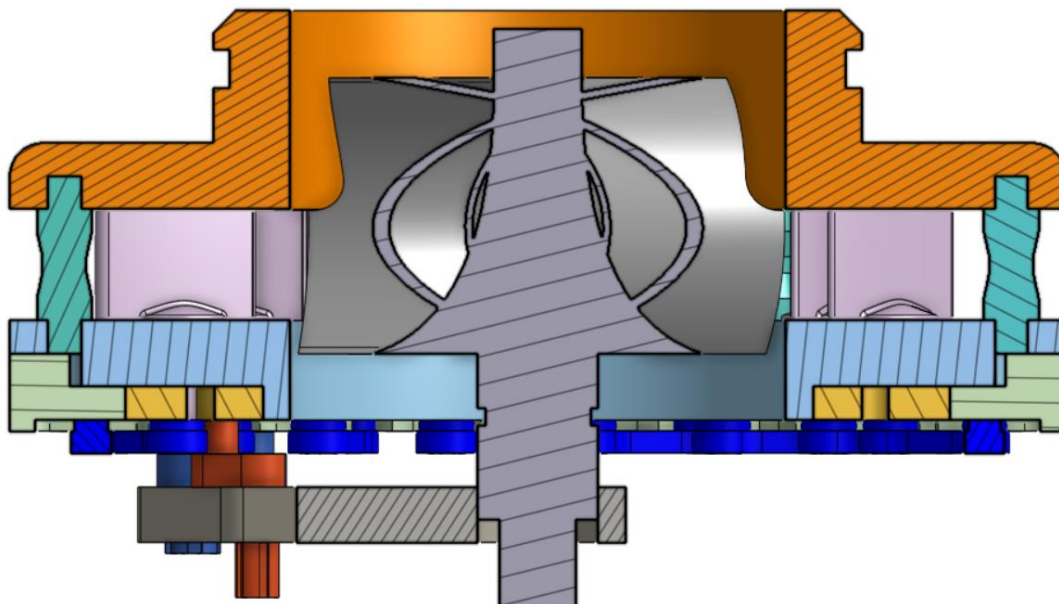
Obrázek 64 - Půdorysný pohled na návrh č.4 po úpravách. Došlo k přepracování uložení prstence rotace lopatek, límec lopatek nyní zakrývá drážku v jakékoliv pozici a pro uložení přítlačné desky je zde připraveno 6 distančních podložek.

Při úpravě modelu bylo přepracováno i uložení disku rotace lopatek. Byla zmenšena tloušťka disku o 3 mm na konečnou hodnotu 7 mm. Nyní je celý překrytý základovou deskou mimo vnější průměr základové desky vystupuje pouze část disku, ve které je umístěna drážka pro pohyb klikového ramene rotace lopatek. Středění popisované v kapitole 5.3.3 na obrázku 57 bylo zachováno. Došlo k rozšíření vnějšího tloušťky stěny příruby základové desky, na kterou je středěný disk posuvu lopatek, z 1,5 mm na 2,5 mm.

Díky zkrácení drážek byl změněn i úhel drážky v disku posuvu lopatek vůči drážce v základové desce z původních 50° na 55° . Touto změnou bylo dosaženo i zmenšení plochy profuku ilustrovanou na obrázku 60 o 32 % na $3,11 \text{ mm}^2$.



Obrázek 65 - Isometrický pohled na upravenou sestavu návrhu č.4.



Obrázek 66 - Pohled na sestavu upraveného návrhu č. 4 v řezu.

6 OVĚŘENÍ NÁVRHŮ POKROČILÝMI VÝPOČETNÍMI METODAMI

Funkčnost obou návrhů je ověřena pomocí pokročilých výpočetních metod. Dojde k přezkoumání kinematických a dynamických parametrů za pomoci softwaru Adams View od společnosti MSC. Výstupem z tohoto programu budou síly v mechanismu, jeho zrychlení a také poloha v čase.

S pomocí těchto dat budou kritické body návrhu přezkoumány i z hlediska napět'ových charakteristik vůči mezním stavům materiálu. Tato kontrola bude provedena programem Ansys Workbench.

6.1 NÁVRH Č.3 – MULTIBODY SIMULACE

6.1.1 PŘÍPRAVA VÝPOČTU MULTIBODY SIMULACE

Pro provedení multibody simulace je potřeba již vytvořený model nahrát do prostředí programu Adams View, kde bylo nutné jednotlivé části opět sestavit vzájemně vůči sobě a následně použít vhodných vazeb tak, aby byl model funkční. Pro zjednodušení výpočtu a lepší přehlednost byla do multibody simulace načtena pouze základová deska a všechny pohyblivé komponenty, jako objemová konstrukční data ve formátu *.step*.

Následně byl jednotlivým pohyblivým komponentům přiřazen materiál o známé hustotě z knihovny materiálů, kterou program disponuje. Pro tyto komponenty byla zvolena nerezová ocel o hustotě $\rho_{ocel} = 7801 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, program tyto hodnoty vyžaduje pro výpočet polohy těžiště, momentů setrvačnosti a hmotnosti. Následně je používá pro výpočet dynamických veličin.

Do modelu je dále nutné zadat veškerá silová působení. Základním silovým působením je krouticí moment, který působí na stopce klikového ramene. Jeho velikost byla určena z doby, za kterou se má mechanismus stihnout plně otevřít a zavřít. Tento pohyb by měl mechanismus zvládnout provést alespoň 10x za sekundu, čili doba nutná pro pohyb z jedné okrajové pozice do druhé je 50 ms.

Dalším silovým působením, které je potřeba do modelu zadat je tření. V programu Adams View se zadává jeho dynamická i statická hodnota jako parametr ve vazbě a v kontaktu. Kontakt v tomto modelu je zadán ve styku drážky táhla a čepu klikového ramene, které hýbe táhlem. Tím ovládá pohyb škrtkícího prstence a reguluje tak průtočný průřez. Hodnoty koeficientů statického a dynamického součinitele tření byly převzaty ze strojírenských tabulek, kde jsou následující hodnoty součinitelů tření $\mu_{S_Ocel_Ocel} = 0,78$, $\mu_{D_Ocel_Ocel} = 0,42$, $\mu_{S_Ocel_litina} = 0,4$ a $\mu_{D_Ocel_litina} = 0,23$ [38]. Tyto však hodnoty platí pro pokojovou teplotu (20 °C). Teplota turbínového oběžného kola dosahuje u zážehového motoru teploty 500 °C až 600 °C [19]. V umístění ovládacího systému variabilní geometrie turbodmychadla provozní teploty dosahují hodnot 400 °C až 450 °C [19]. Součinitel smykového tření s rostoucí teplotou klesá, ve styku ocel na ocel z hodnoty 0,78 při teplotě 20 °C na hodnotu 0,47 při teplotě 450 °C [42]. V multibody simulaci jsou použity součinitele s nejhorší možnou hodnotou, tedy při teplotě 20 °C.

Nelze však počítat s tím, že aktuátor od začátku působí svoji maximální silou a je nutné jeho silové působení tlumit při dojezdu do okrajové polohy. Je tedy nutné zadat kroutící moment jako v čase proměnnou hodnotu. Hodnota kroutícího momentu musí začínat i končit na nulové hodnotě, maximum kroutícího momentu je rovno maximálnímu kroutícímu momentu, který dokáže vyvinout aktuátor.

Pro tyto účely je nejvhodnější funkce sinus s upravenou periodou a hodnotou maximální amplitudy

$$M_k = M_{kMAX} \sin(k\pi) \quad (9)$$

Kde M_k je aktuální hodnota kroutícího momentu, M_{kMAX} je maximální hodnota kroutícího momentu vyvolaná aktuátorem a k je parametr ovlivňující dobu periody.

Výraz $k\pi$ v argumentu goniometrické funkce sinus je perioda pohybu. V návrhu č. 3 je to doba za kterou se má mechanismus z plně otevřeného stavu dostat do plně zavřeného stavu a zpět, tedy 100 ms. Z této úvahy je možné dopočítat parametr k v argumentu goniometrické funkce

$$T = (k\pi) \quad (10)$$

po úpravě

$$k = \frac{\pi}{T} \quad (11)$$

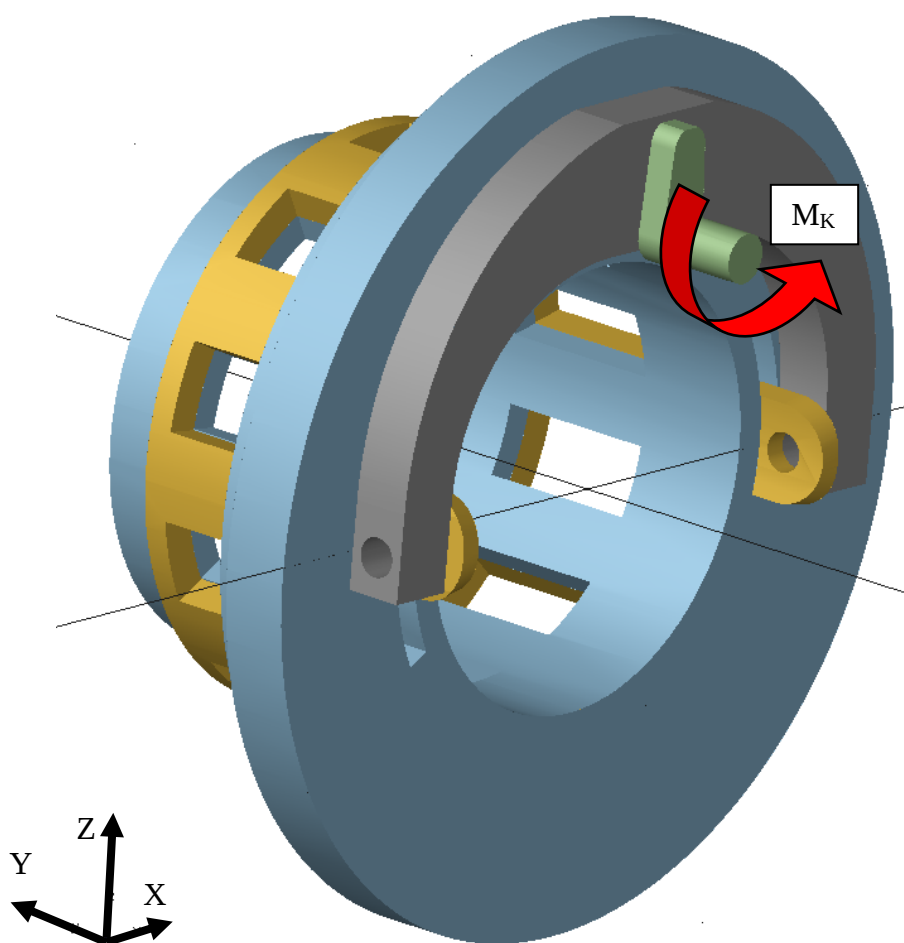
kde T je perioda pohybu a k je parametr ovlivňující dobu periody.

Po dosazení do rovnice (11) vyjde, že parametr k musí mít pro splnění podmínky hodnotu minimálně 62,83.

Výsledný kroutící moment byl následně odladěn v několika iteracích simulace mechanismu, tak aby jeho hodnota splňovala zadání a mechanismus se za 50 ms dostal z jedné krajové pozice do druhé. Výsledný maximální kroutící moment $M_{kMAX} = -0,111 \text{ Nm}$. Po dosazení parametrů do rovnice (9), vznikne goniometrická rovnice ve tvaru:

$$M_k = -0,111 \sin(62,83t) \quad (12)$$

kde M_k je aktuální hodnota kroutícího momentu a t je čas průběhu pohybu.



Obrázek 67 - Průběh simulace rotačního pohybu v prostředí softwaru ADAMS View, znázorněny jsou osy a silové zatížení

Kroutící moment této velikosti je reálná hodnota, výrobce aktuátorů Sacer ve svém produktovém katalogu uvádí, že jeho výrobky pro turbodmychadla podobné velikosti s variabilní geometrií lopatek dosahují kroutícího momentu až 0,6 Nm a rozsah pohybu je až 120°. [39]

Při výpočtu multibody simulace nebyly uvažovány síly od tlaku výfukových plynů působících na hrany oken prstence, tlak ve volutě turbíny dosahuje hodnoty až 5 bar [41], pokud by vektor proudění působil při tomto tlaku, pouze kolmo na všechny plochy oken prstence, měl by moment vyvolaný spaliny na prstenci celkovou hodnotu 7,5 Nm. Bez dodatečné simulace proudění v mechanismu však není možné určit celkovou hodnotu momentu vyvolaného silou proudících spalin, která by závisela i na úhlu natočení prstence, tedy průtočném průřezu.

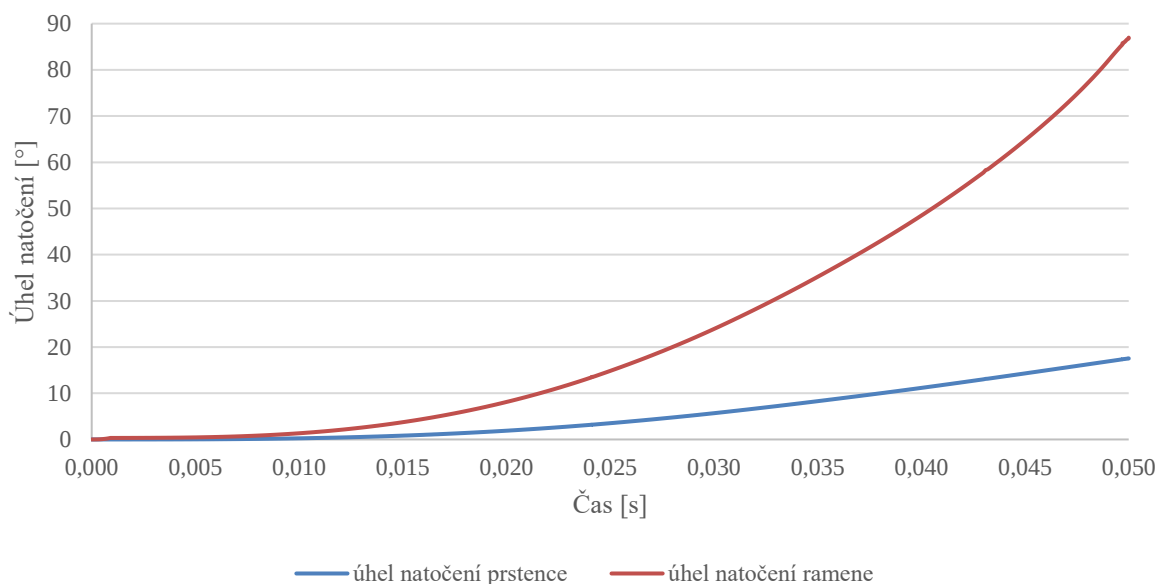
6.1.2 VÝSLEDKY MULTIBODY SIMULACE

V rámci multibody simulace budou důležité následující kinematické a dynamické parametry:

Úhlové natočení a úhlová rychlost prstence závislá na čase, bude tak zkoumán průběh pohybu jednotlivých komponent, jestli je pohyb lineární a plynulý. Tato data je dobré znát i z hlediska nastavení ovládání systému pro spolupráci se spalovacím motorem. Natočení ramene

Pro analýzu napětí v rameni rotace jsou potřeba data kroutícího momentu, který ovládá rameno a také síly působící na čep v rovině X a Z, které budou následně složeny a použity pro pevnostní analýzu smykového napětí v čepu klikového ramene.

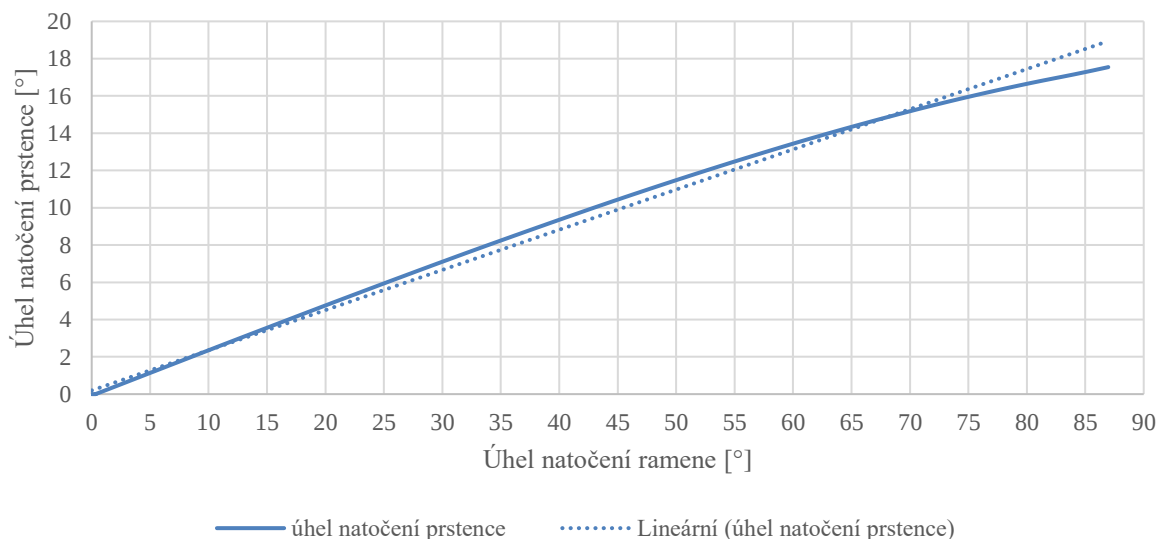
Závislost úhlu natočení na čase



Obrázek 68 – Graf Závislosti úhlu natočení prstence a ramene na čase

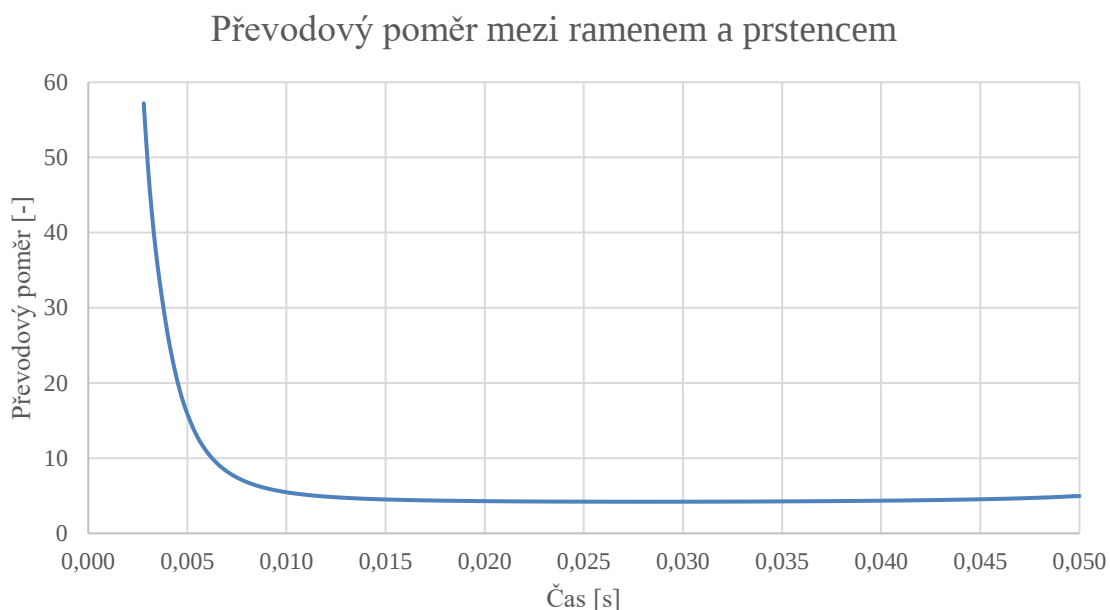
Obrázek č. 68 znázorňuje úhel natočení ramene a prstence na čase. Z grafu je patrné, že pohyb je plynulý a jak rameno, tak i prstenec svoje úhlové natočení v čase mění parabolicky.

Závislost úhlu natočení prstence na úhlu natočení ramene



Obrázek 69 – Graf závislosti úhlu natočení prstence na úhlu natočení ramene

Na obrázku č. 69 je znázorněna závislost natočení prstence na natočení ramene, při proložení bodů lineární spojnici trendu je vidět, že oba pohyby jsou na sobě téměř lineárně závislé a k největší odchylce od linearity dochází až ke konci pohybu, kde s rostoucím úhlem natočení ramene klesá úhel natočení prstence. To je způsobeno tím, že v okolí natočení ramene o 90° se rozdíl ve výchylce v ose X zmenšuje.

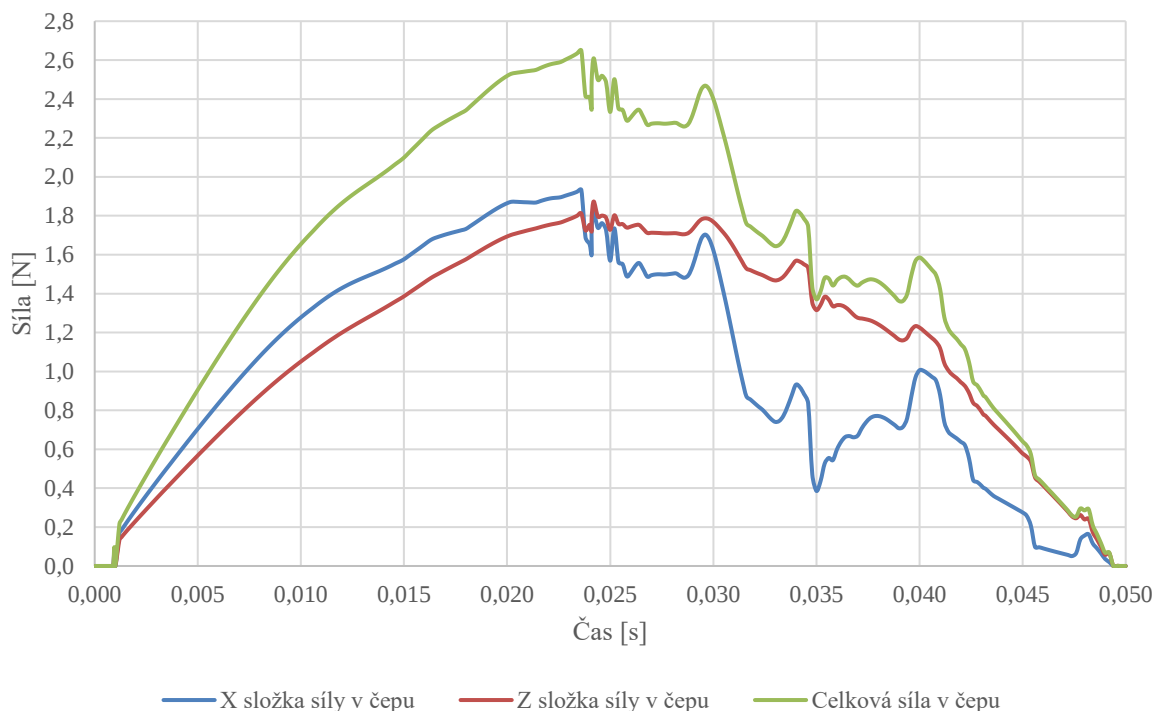


Obrázek 70 - Graf převodového poměru mezi ramenem a táhlem

Převod mezi rotací ramene a rotací prstence není konstantní, v prvních 5 ms pohybu (úhel natočení ramene $0,5^\circ$) dosahuje hodnoty okolo $4500 : 1$, v dalších 5 ms (úhel natočení ramene $1,34^\circ$) dále klesne na hodnotu $5,46 : 1$ a následně se ustálí na průměrnou hodnotu $4,5 : 1$. Velký převodový poměr je dán z především třením v mechanismu. V prvních tisícinách sekundy vlivem tření v mechanismu nedochází k rotaci ramene a není tak kvůli dělení nulou možné spočítat převodový poměr. Čep ramene následně statickou třecí sílu překoná a začne se pohybovat v drážce táhla. Mezi těmito komponenty je vůle a tak, než dojde ke kontaktu, bude převodový poměr nulový. Při kontaktu čepu s táhlem bude vysoký převodový poměr do doby, než dojde k překonání statické odporové síly, v momentě, kdy dojde k ustálení odporové síly na dynamickou, ustálí se i převodový poměr.

Pro další postup – pevnostní analýzu, je nutné zjistit kontaktní síly v čepu ramene a následně je použít pro kontrolu pevnosti v čepu. Vzhledem k jeho délce – 2 mm a počtu stupňů volnosti, také 2, nebude problémovým napětím ani krut a ani ohyb. Čep bude zatěžován především na smyk. Pro tuto analýzu jsou potřeba normálové síly působící na čep v ose X a Z. Jejich následným složením a vyhledáním jejího maxima bude získána výsledná síla pro ověření pevnosti ramene.

Silové působení v čepu ramene v závislosti na čase



Obrázek 71 - Graf silového působení v čepu ramene v závislosti na čase

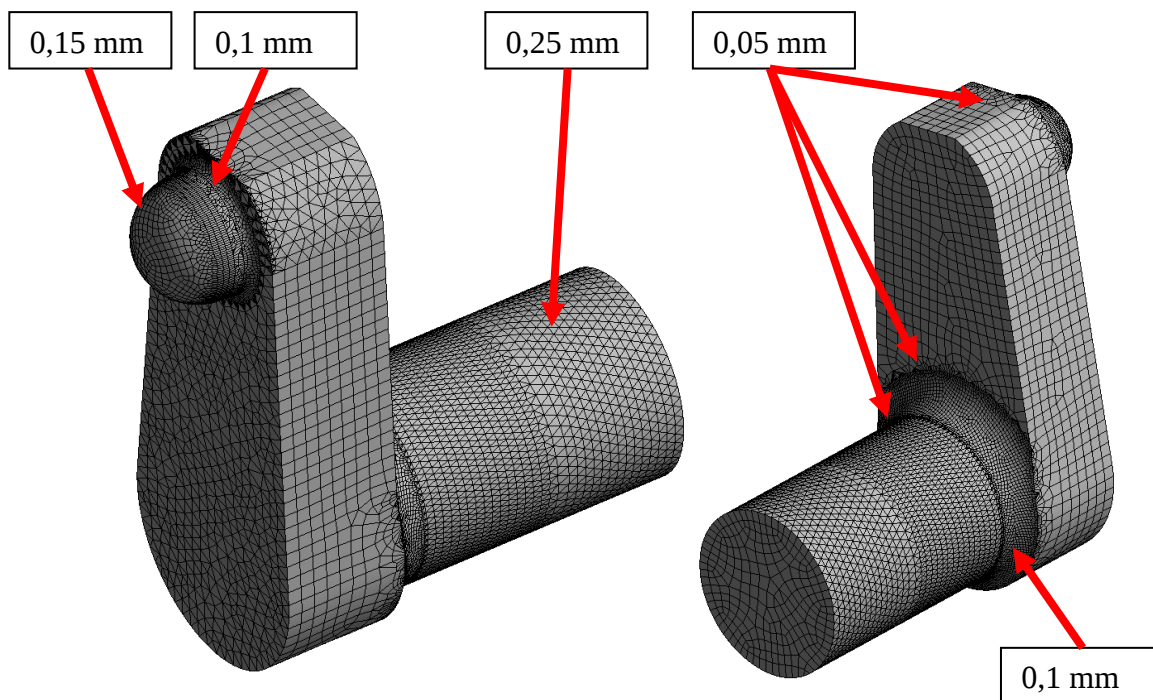
Z grafu na obrázku č. 71 je patrné, že svým tvarem zhruba do 25 ms kopíruje křivku kroutícího momentu předepsanou goniometrickou rovnicí (12) působící na stopku ramene, která v tomto intervalu roste. V intervalu od 25 ms do 50 ms velikost kroutícího momentu klesá na nulovou hodnotu. Podobně klesá i hodnota sil působících v čepu, během tohoto pohybu však dochází k výkyvům hodnoty silového působení. Vliv má setrvačnost táhla a prstence, zpomalení rotace ramene vlivem omezování kroutícího momentu je v některých momentech větší, než zpomalení rotujících součástí vlivem tření a tak dochází ke snížení kontaktních sil. Maximální vypočítaná síla v osách a její celková hodnota je: $F_X = 1,933 \text{ N}$, $F_Y = 1,874 \text{ N}$ a $F_C = 2,649 \text{ N}$.

6.2 NÁVRH Č. 3 – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

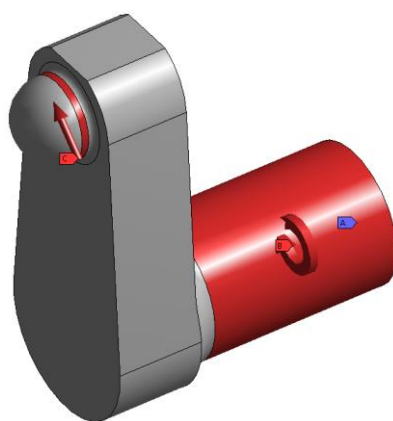
K ověření pevnosti byl použit program Ansys Mechanical. Do prostředí programu byly vloženy modely podrobené pevnostní analýze, v případě návrhu č.3 se jednalo pouze o rameno, které je v oblasti stopky namáháno krutem od kroutícího momentu $M_k = 0,111 \text{ Nm}$. Rameno je na druhé straně namáháno v místě čepu od sil $F_X = 1,933 \text{ N}$ a $F_Y = 1,874 \text{ N}$, ty působí smykové napětí v čepu a ohybové napětí na rameno. Působení těchto sil v modelu je k vidění na obrázku 67.

Rameno bylo uchyceno vetknutím (*fixed support*) v místě stopky ramene. Toto uchycení odebírá všechny stupně volnosti a dovoluje současně aplikovat kroutící moment na stopku ramene při současném minimálním ovlivnění výsledků simulace. Tato vazba je z tohoto důvodu použita u všech pevnostních simulací v tomto dokumentu. Namáhání všech dílů návrhu č. 3 i č. 4 bylo vzhledem ke zvolenému součiniteli smykového tření analyzováno při teplotě 22 °C.

Model ramene byl diskretizován prvky o velikosti hrany 0,35 mm. V kritických místech, tedy v okolí hran a na části modelu, které jsou zatíženy byla aplikována jemnější síť. Velikost prvků v místě vetknutí válce do těla ramene je 0,1 mm, stopka má hranu prvku o velikosti 0,25 mm, čep byl diskretizován prvky o hraně 0,15 mm a hrany v okolí vetknutí byly diskretizovány prvky o hraně 0,05 mm. Jako prvek sítě byla zvolena možnost Hex-Dominant, která preferuje síť tvořenou hexahedrony – šestistěny.



Obrázek 72 -Diskretizovaný model ramene návrhu č. 3. Šipky s popiskem ukazují velikost hrany prvku sítě na jednotlivých plochách.



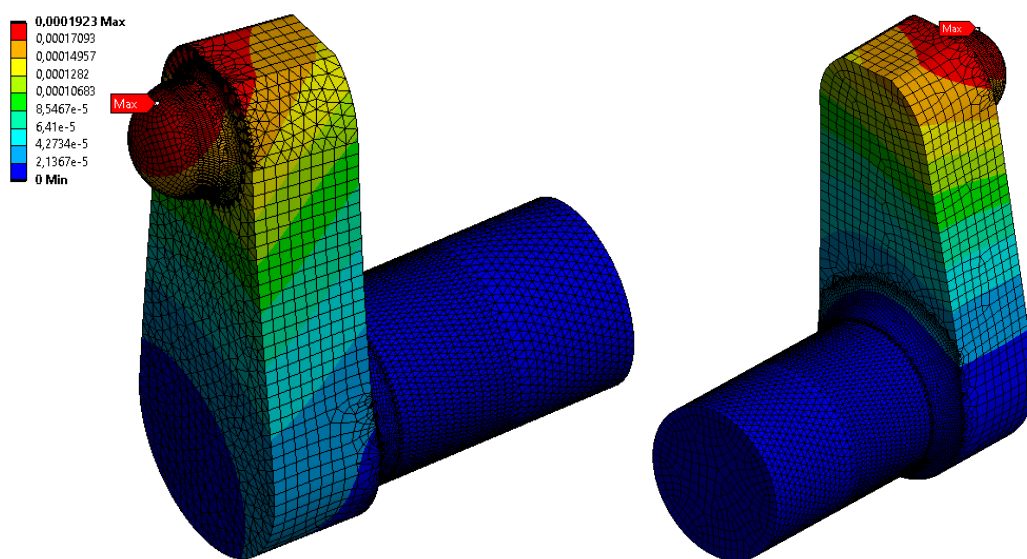
Obrázek 73 - Síly působící na model ramene návrhu č. 3

Pro ověření modelu byla kýženým výsledkem simulace celková deformace ramene – tedy výchylka jednotlivých bodů oproti nezatíženému stavu. Druhou požadovanou informací bylo napětí v rameni, na základě kterého lze určit, zda rameno odolá zatížení.

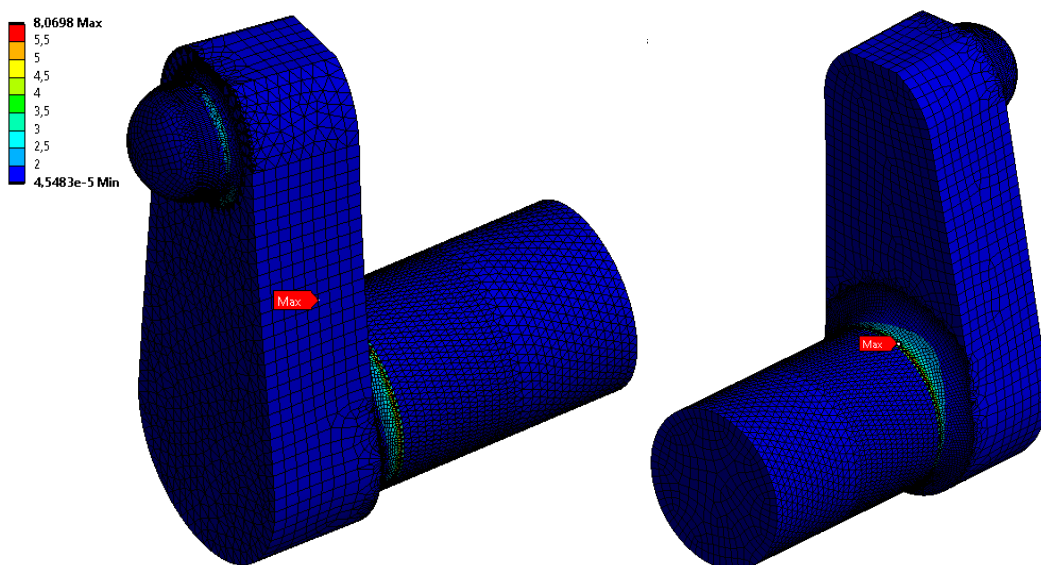
Síly, které na rameno působí jsou velmi malé a z výsledků na obrázku 68 a 69 je vidět, že rameno téměř neovlivní. Maximální deformace dosahuje hodnoty $2 \cdot 10^{-4}$ mm a maximální napětí dosahuje hodnoty 8,07 MPa, to je soustředěno do spoje mezi tělem ramene a stopkou

ramene. V tomto místě je zaoblení, avšak maximum je umístěno v přechodu zaoblení do válcové plochy stopky, z tohoto důvodu zde byla zvolena i jemnější síť, ve které se tyto vysoké hodnoty lokalizovaly. Jak je vidět na obrázku č. 75, vysoké napětí rychle přechází na nižší hodnoty

Dosažená hodnota napětí je velmi malá a téměř zanedbatelná. Při použití nerezové ocele jistě nebude dosaženo žádného z mezních stavů. Toto lze ověřit při pohledu do tabulky materiálových vlastností, kdy i oceli obvyklých jakostí dosahují meze kluzu min. 195 MPa a mez pevnosti je u této oceli (11 343.0 dle ČSN 42 0002) 310 MPa [40]. Je však potřeba brát v potaz fakt, že model stále uvažuje zjednodušené namáhání, skutečný díl bude vystaven vysokocyklové únavě, otěru v kontaktu a vysoké teplotě. Pro tento komponent bude zvolena ocel s mnohem vyšší pevností.



Obrázek 74 - Deformace ramene, jednotlivé posuvy jsou znázorněny barevnými ostrůvky. Vlevo stupnice v mm pro odečtení hodnoty posuvu.



Obrázek 75 - Napětí v rameni, znázorněno barevnými ostrůvky. Vlevo stupnice v MPa pro odečtení hodnoty napětí

6.3 NÁVRH Č. 4 – MULTIBODY SIMULACE

6.3.1 PŘÍPRAVA VÝPOČTU MULTIBODY SIMULACE

Příprava výpočtu Multibody simulace pro Návrh č. 4 probíhala podobně jako pro Návrh č. 3, která byla popsána v kapitole 6.2.1. Model byl opět seskládán z jednotlivých částí návrhu a byly zakomponovány vazby spolu s kontakty mezi komponenty. Následně byl všem komponentům přiřazen materiál o hustotě $\rho_{\text{ocel}} = 7801 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Mezi pohyblivé části mechanismu bylo nastaven součinitel smykového tření $\mu_{\text{S_Ocel_Ocel}} = 0,78$, $\mu_{\text{D_Ocel_Ocel}} = 0,42$, $\mu_{\text{S_Ocel_litina}} = 0,4$ a $\mu_{\text{D_Ocel_litina}} = 0,23$. [38]

Pro pohyb mechanismu byl aplikován kroutící moment na stopky obou ramen, jejichž hodnota byla určena postupným iterováním tak, aby se za daný časový úsek 50 ms lopatky natočily z jedné okrajové pozice do druhé. Hodnota kroutícího momentu nutná pro tento pohyb je 4,2 Nm. Požadavek na volbu ovládací síly byl takový, aby se lopatky dokázaly natočit současně s posuvným pohybem i bez něj. Paradoxně pouze pro rotační pohyb lopatek, bez jejich radiálního posuvu bylo potřeba vyvinout větší kroutící moment, než když vykonávaly pohyb složený. Při složeném pohybu stačil kroutící moment o velikosti 3,5 Nm. Důvodem nejspíš je, že společné silové působení disku posuvu a kotouče rotace pomůže překonat statickou třecí sílu dříve. Goniometrická rovnice pro ovládání ramene rotace lopatek tedy vypadá následovně:

$$M_k = -4,2 \sin(62,83t) \quad (13)$$

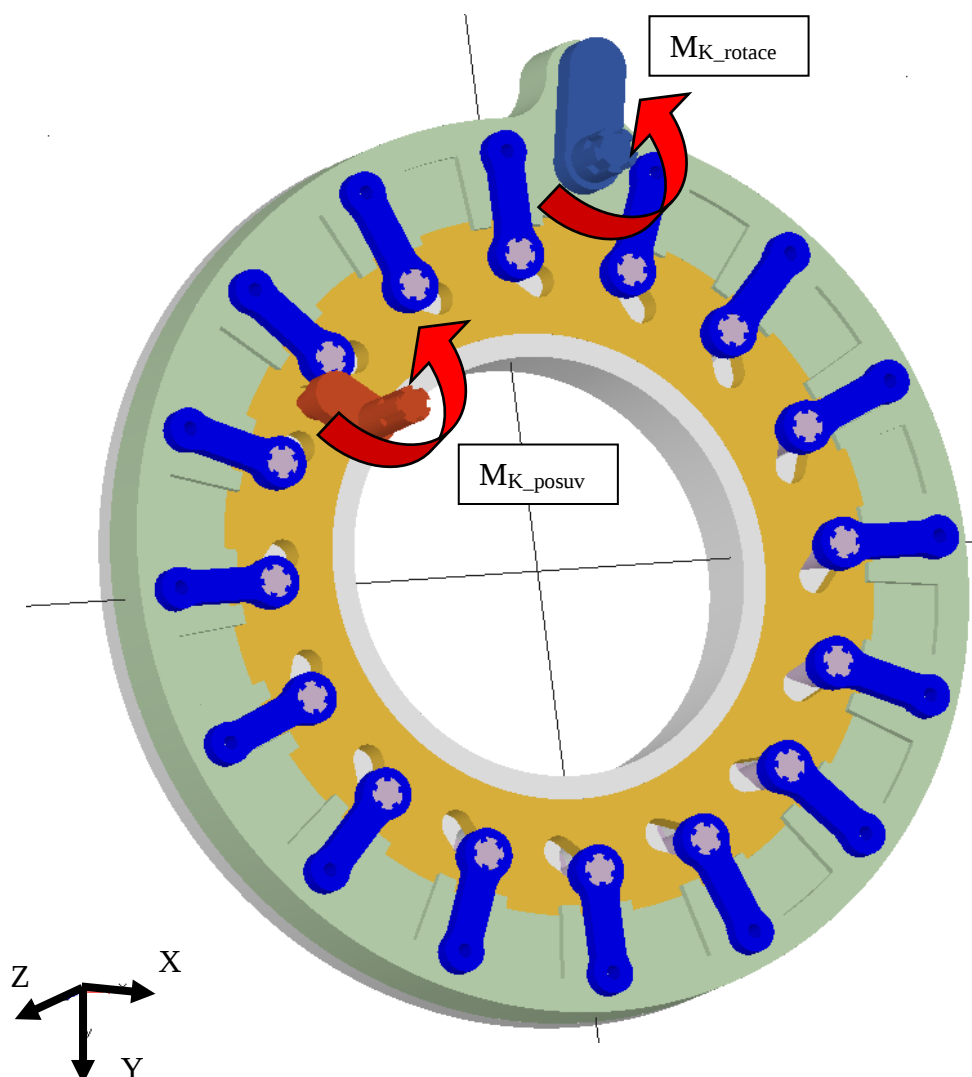
kde M_k je aktuální hodnota kroutícího momentu a t je čas průběhu pohybu.

Pro ovládání posuvu lopatek a překonání všech odporových sil bylo pro pohyb z jedné krajní pozice do druhé za 50 ms potřeba kroutícího momentu 60 Nm. Ke snížení potřebné ovládací síly však stačilo prodloužit čas pohybu na dvojnásobek, tedy 0,1 s. Díky tomu ovládací síla klesla na hodnotu 8 Nm. Jedná se o výraznou změnu v časovém úseku, vzhledem k tomu, že tato konstrukce nebyla nasazena na spalovacím motoru, nelze říci, zda-li by rychlost změny radiální vzdálenosti byla dostatečná, či nikoliv. Tato podmínka je však stále splněna pro rotaci lopatek, dokud však nebude otestován fyzický model systému v turbodmychadle ve spolupráci se spalovacím motorem, nedá se bohužel tento časový interval změny považovat za dostatečný, ale ani za nedostatečný. Goniometrická rovnice pro ovládání ramene posuvu lopatek tedy vypadá následovně:

$$M_k = -8 \sin(31,415t) \quad (14)$$

kde M_k je aktuální hodnota kroutícího momentu a t je čas průběhu pohybu.

Oproti návrhu č. 3 je viditelný výrazný rozdíl v požadavku na velikost ovládací síly. Toto je zapříčiněno konstrukcí, která má násobně více komponent a množstvím stykových třecích ploch v celém návrhu č. 4. Při pohledu do katalogu výrobce aktuátorů Sacer lze zjistit, že vyrábí akutátory, které jsou schopné vyvinout ovládací kroutící moment až o velikosti 5 Nm [39]. Což by stačilo pro ovládání rotace lopatek, bohužel pro ovládání posuvu lopatek se jedná o nedostatečnou hodnotu.



Obrázek 76 - Pohled na mechanismus návrhu č. 4 během simulace v programu ADAMS View

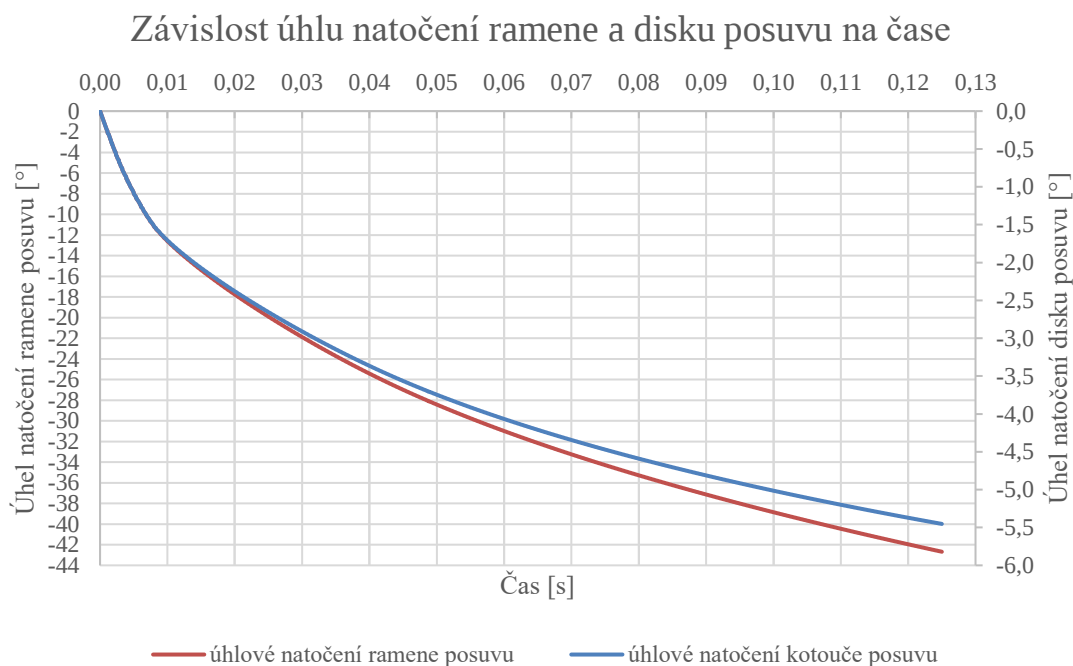
Avšak tento model aktuátoru umožňuje okamžitý kontinuální kroutící moment až o velikosti až 4,5 Nm. Této vlastnosti lze využít u obou pohybů, kdy do zadání simulace byl zadán kroutící moment přímo jako hodnota a ne jako goniometrická funkce. Aby bylo dosaženo co nejrychlejšího radiálního posuvu, bude hodnota kroutícího momentu na rameni posuvu zvolena jako maximální možná, tedy $M_{k_posuv} = 4,5 \text{ Nm}$. Hodnota kroutícího momentu působící na rameno rotace byla postupně v několika iteracích určena na hodnotu $M_{k_rotace} = 3,18 \text{ Nm}$. Při této hodnotě je splněna podmínka, kdy k rotaci lopatek z jedné krajní polohy do druhé dojde za 50 ms. Posuv lopatek v radiální směru z maximálního na minimální průměr v tomto případě zabere 0,125 s. Za jednu sekundu se tedy pozice lopatky z jedné krajové polohy do druhé a zpět může změnit nanejvýš 4x.

6.3.2 VÝSLEDKY MULTIBODY SIMULACE

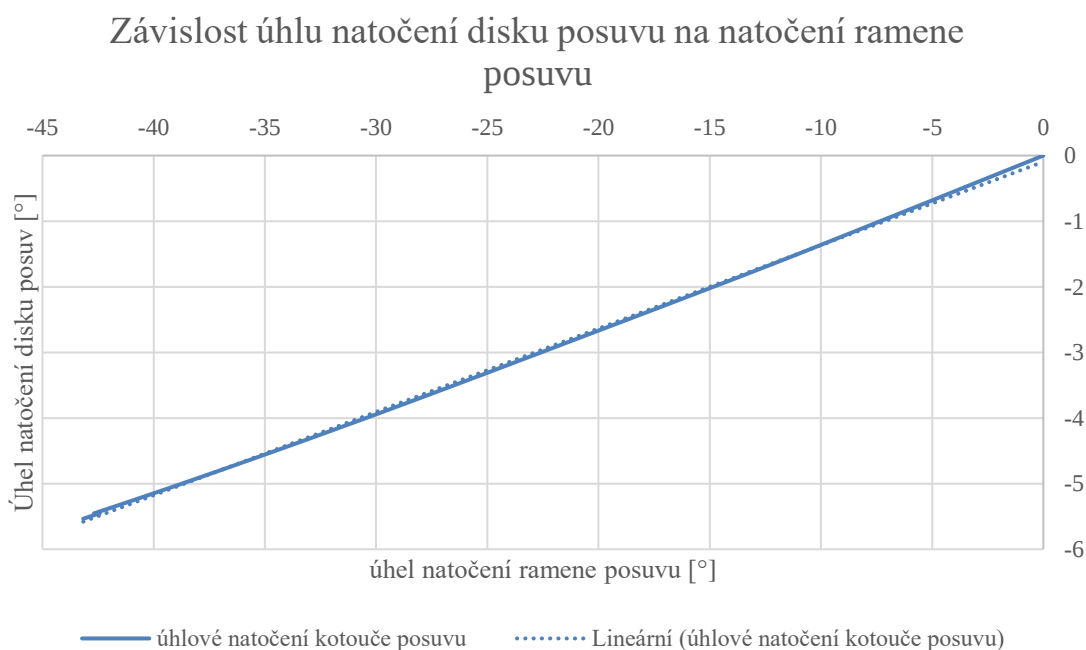
Pro analýzu mechanismu a jeho vlastností byly jako výstup multibody simulace zvoleny následující parametry:

- Úhel natočení obou ramen, disku i kotouče.
- Úhlová rychlost a zrychlení lopatky
- Radiální vzdálenost lopatky od osy rotoru
- Síly působící v kontaktech dvou a více komponent.

U nich byly posléze vytvořeny následující grafy:

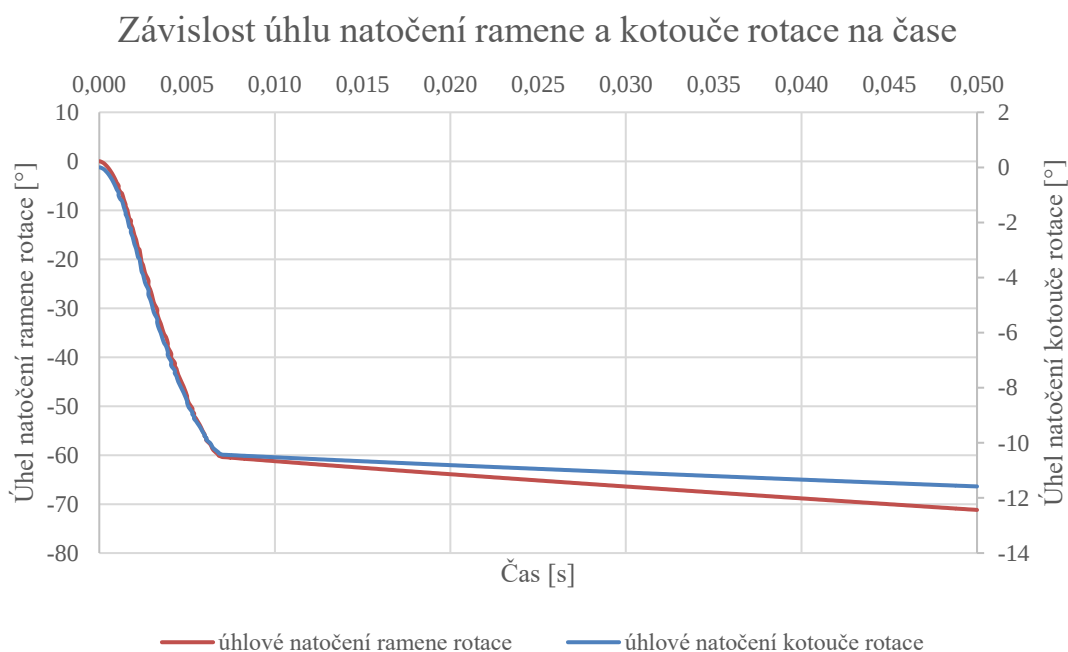


Obrázek 77 – Graf závislosti úhlu natočení ramene a disku posuvu na čase

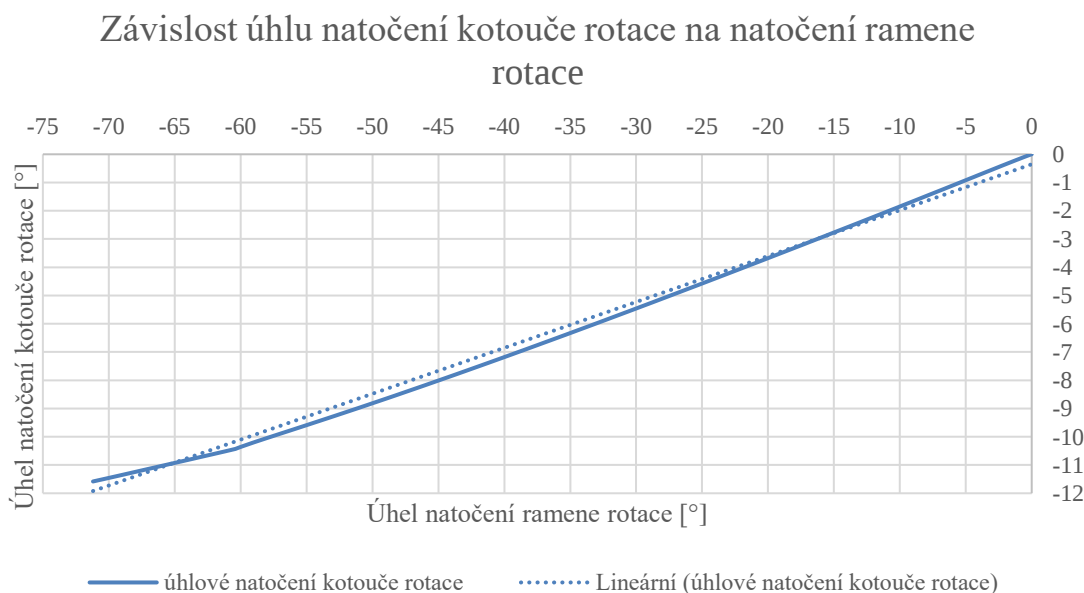


Obrázek 78 - Graf závislosti úhlu natočení disku posuvu na rameni posuvu

Z grafů na obrázku číslo 77 a 78, které popisují rotační pohyby komponent ovládajících radiální posuv lopatek je vidět, že jsou tyto pohyby na sobě téměř lineárně závislé, jak ukazuje lineární spojnice trendu. Na obrázku č. 77 je vidět, že růst úhlu natočení disku parabolicky roste.



Obrázek 79- Graf závislosti úhlu natočení ramene a kotouče rotace na čase

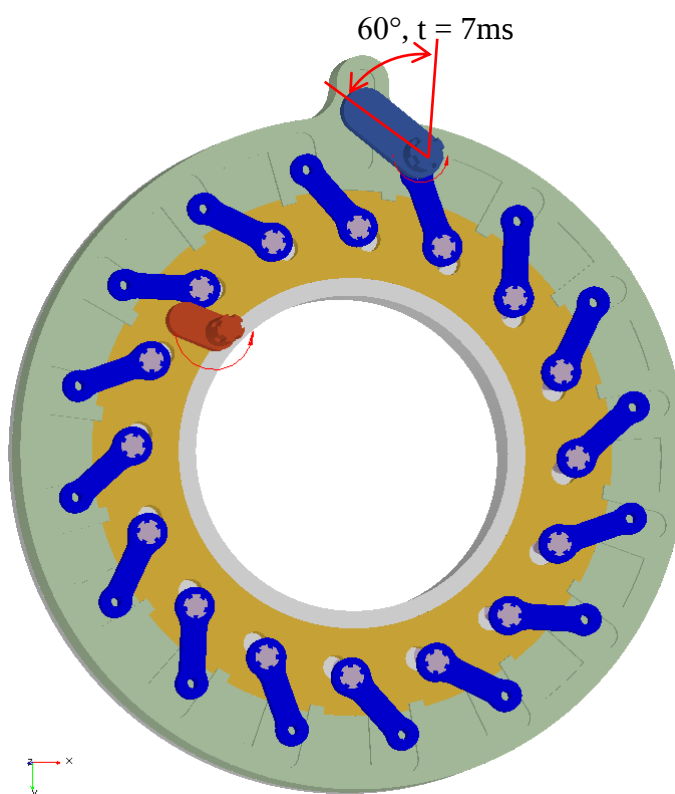


Obrázek 80 - Graf závislosti úhlu natočení kotouče rotace na úhlu natočení ramene rotace

Grafy na obrázcích č. 79 a 80 popisují pohyb ovládacích prvků rotace lopatek. Z grafu na obrázku č. 79 je patrný postupný náběh úhlové výchylky v intervalu 0-1 ms, který je způsoben překonáním statické třecí síly. V intervalu 1-7 ms naopak dochází k rychlému

nárustu úhlové výchylky o 55° na rameni rotace. Příčinou je velikost ramene síly, která působí kolmo na drážku v kotouči rotace, to se s rostoucí úhlovou výchylkou zmenšuje. V čase 7 ms, když natočení ramene dosáhne úhlu 60° dojde ke zlomu a zmenší se směrnice naklopení křivky. V tomto úhlu je z definice funkce cosinus velikost ramene poloviční a po zbytek pohybu se toto rameno zmenšuje čím dál rychleji, větší síla začíná působit ve směru drážky, což v tuto chvíli nijak výrazně nepomáhá otáčivému pohybu kotouče rotace.

Z tohoto důvodu se začnou více projevovat třecí síly, které pohyb brzdí. Na obrázku č. 80 je vidět, že závislost mezi rotací ramene a kotouče rotace se od lineární závislosti moc neodchyluje. I Zde je však patrný zlom v úhlu natočení ramene rotace o 60° , v tomto bodě s rostoucí výchylkou ramene stále roste i výchylka kotouče, avšak s daleko menším rozdílem.



Obrázek 81 - Pohled na mechanismus zezadu při úhlu natočení ramene rotace o 60°

Lze očekávat, že tento jev se promítne i do úhlu natočení lopatky, kdy rychlost jejího natočení bude závislá na pozici. Pro zjištění úhlu natočení v čase ale bylo nejdříve potřeba jej dopočítat z vypočítaných hodnot úhlové rychlosti a zrychlení, neboť v průběhu simulace nedošlo k jejímu zaznamenání. Úhel natočení lze spočítat pomocí rovnice pro rovnoměrně zrychlený pohyb v diferenciálním tvaru:

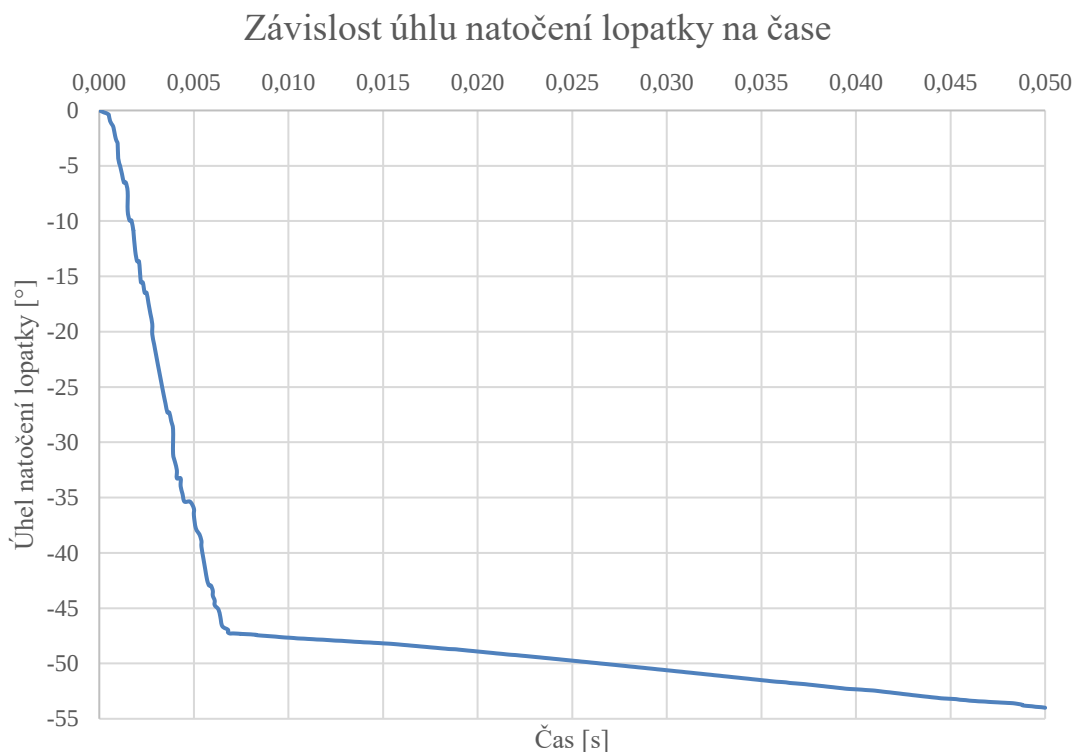
$$d\varphi_{\text{lopatky}} = \omega_{\text{lopatky}} dt + \frac{1}{2} \alpha_{\text{lopatky}} dt^2 \quad (15)$$

kde $d\varphi_{\text{lopatky}}$ je změna úhlu lopatky, ω_{lopatky} je úhlová rychlost lopatky, α_{lopatky} je úhlové zrychlení lopatky a dt je změna času.

Z rovnice (15) byl vypočítána vždy okamžitá změna úhlové výchylky lopatky. Pro získání úhlové výchylky v daném časovém úseku bylo potřeba pro každý tento časový úsek dopočítat celkovou hodnotu výchylky:

$$\{\varphi_k = \varphi_{k-1} + d\varphi\}_1^n \quad (16)$$

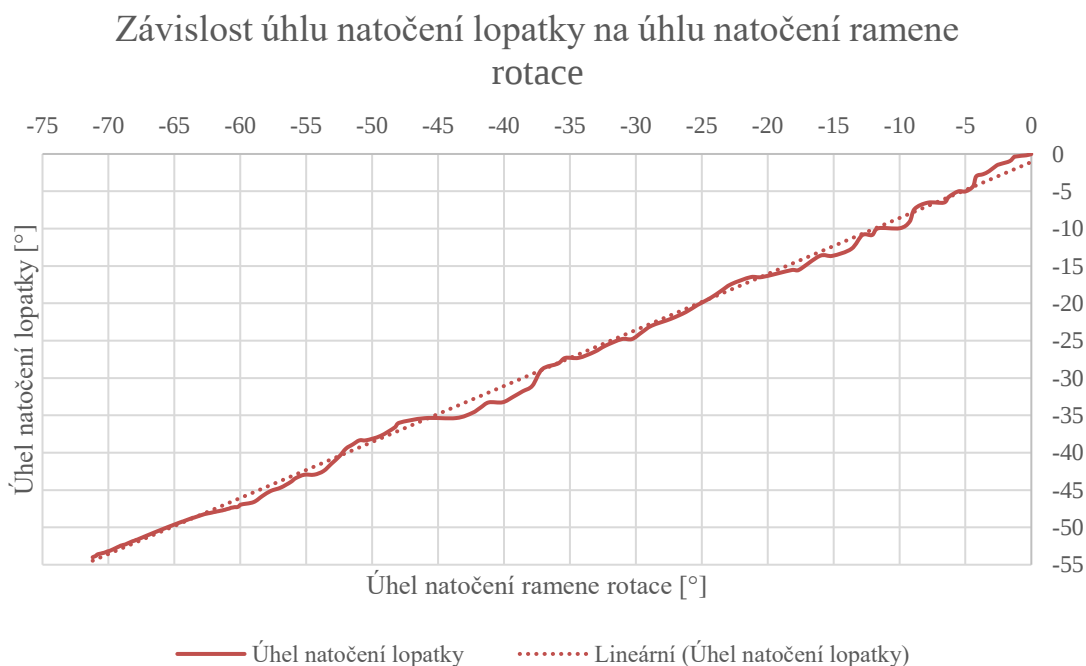
kde φ_k je úhlový výchylka lopatky pro daný čas, φ_{k-1} je výchylka lopatky z předchozího časového údaje, $d\varphi$ je změna úhlové výchylky lopatky vypočítaná rovnicí (15) a n je počet kroků výpočtu, který odpovídá počtu časových úseků.



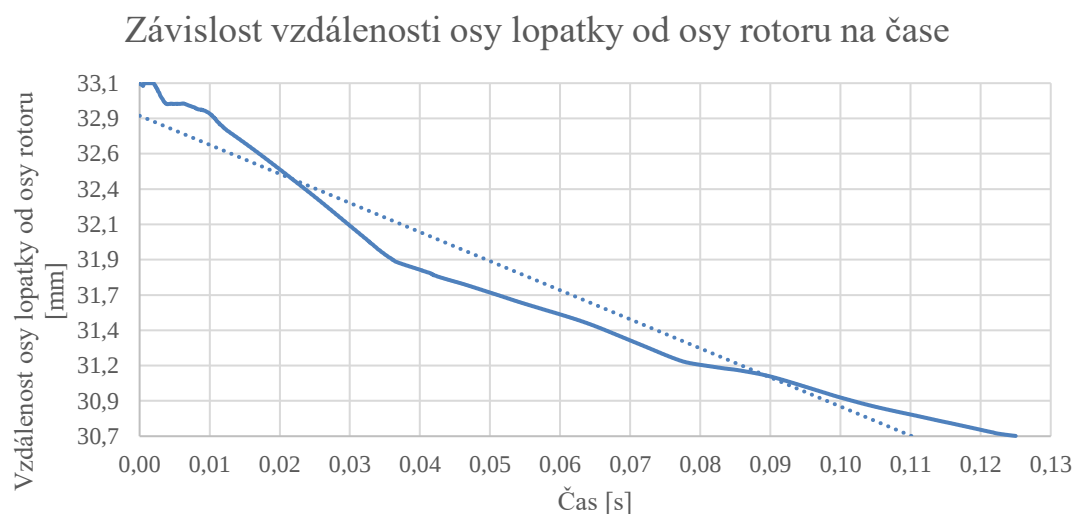
Obrázek 82 - Graf závislosti úhlu natočení lopatky na čase

Z grafu na obrázku č. 82 je ihned patrné, že svým tvarem a jeho změnou v čase odpovídá grafu na obrázku č. 79. Jelikož byla použita tuhá tělesa nemůže tomu být jinak. V intervalu natočení lopatky o 42° - 54° bude rychlost reakcí výrazně odlišná, než v intervalu do 42° natočení lopatky. Na druhou stranu v intervalu natočení lopatky 42° - 54° bude možno dosáhnout jejich preciznějšího nastavení.

Na obrázku č. 83 je graf srovnávající úhel natočení lopatky s úhlem natočení ramene rotace, tečkovaně je znázorněna lineární směrnice trendu. Opět je vidět, že hodnoty natočení okolo této hodnoty oscilují s drobnou výchylkou, která je způsobena třením v mechanismu. K ustálení výchylky došlo v úhlu natočení ramene od 60° , kde pohyb probíhá pomaleji



Obrázek 83 - Graf natočení lopatky v závislosti na natočení ramene rotace

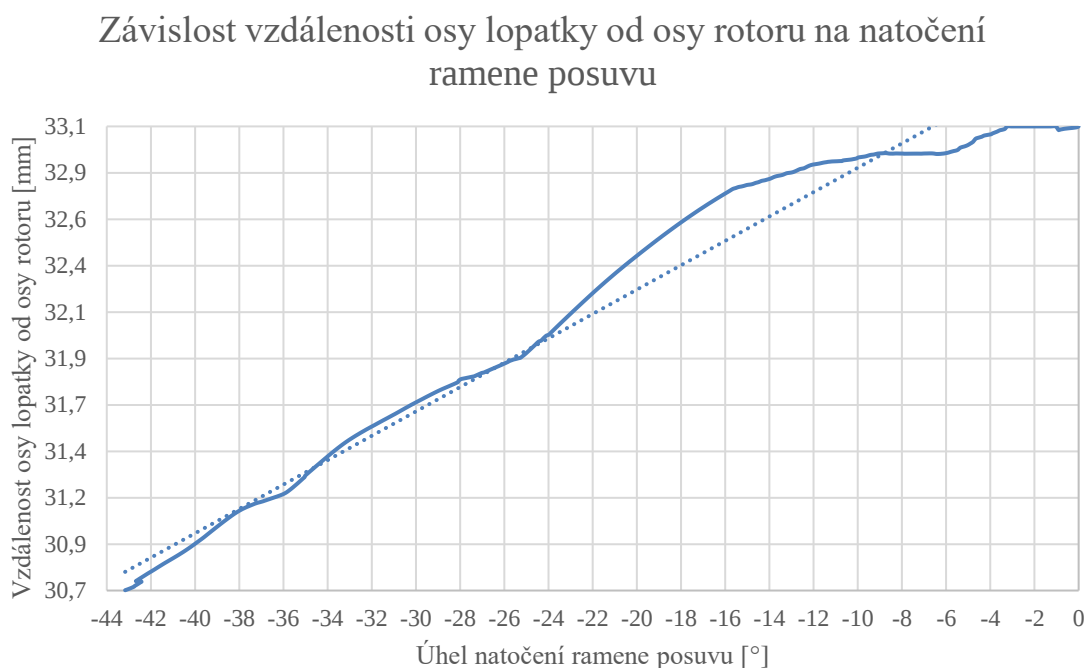


Obrázek 84 - Graf závislosti vzdálenosti osy lopatky od osy rotoru na čase

Na grafu na obrázku č. 84 je vynesena závislost vzdálenosti osy lopatky od rotoru v čase, tečkovaně je opět vynesena lineární směrnice trendu. Vzdálenost lopatky od osy rotoru se v čase mění nelineárně, v prvních 10 ms je vidět velký vliv třecích sil, než dojde k uvolnění lopatky. Vliv má i rotace lopatky, jelikož jak je z obrázku č. 82 patrné v prvních 10 ms proběhne 80 % celkové rotace lopatky. Následně se začne lopatka ke středu rotoru blížit rychleji. Od času 35 ms pohyb začne zpomalovat a čímž do jisté míry kopíruje křivku úhlového natočení ramene posuvu z grafu č. 77.

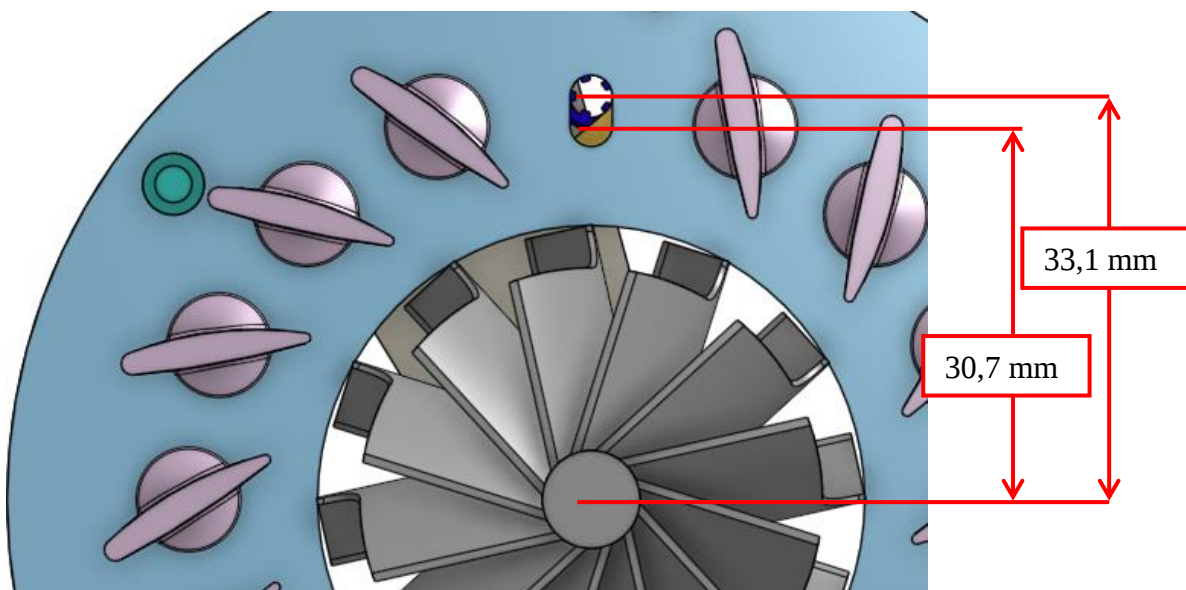
Toto chování lze ověřit na obrázku č. 84, ve kterém byla srovnána vzdálenost osy rotoru a lopatky s úhlem natočení ramene posuvu. Do úhlu natočení 9° radiální vzdálenost klesá jen

velmi málo, následně se však po překonání počátečních třecích sil vzdálenost v intervalu 9° až 25° mění velice rychle. Od hodnoty úhlu natočení 25° je i na srovnání s tečkovanou lineární směrnici trendu vidět, že došlo ke srovnání třecích a setrvačných sil a pohyb je od této chvíle velmi blízko lineárnímu pohybu.



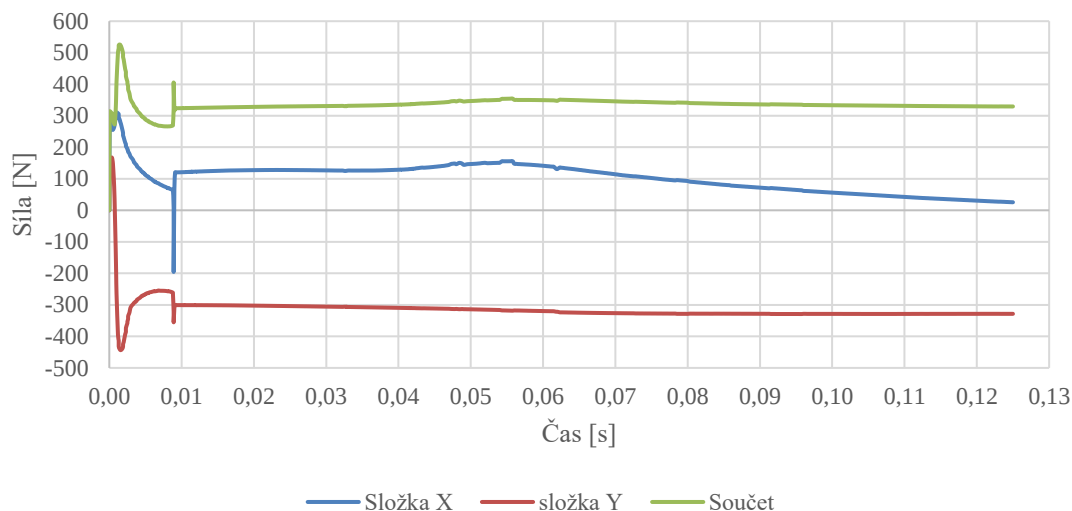
Obrázek 85 - Graf závislosti vzdálenosti osy lopatky od osy rotoru na úhlu natočení ramene posuvu

Pro ověření návrhu bude dalším krokem pevnostní analýza v programu Ansys Mechanical, jako vstup do simulace budou použity vypočítané síly v čepích obou ramen, síla působící na čep táhla a kontaktní síly a kroutící moment působící na hřídelku lopatky.



Obrázek 86 - Znázornění radiální vzdálenosti lopatky od osy rotoru

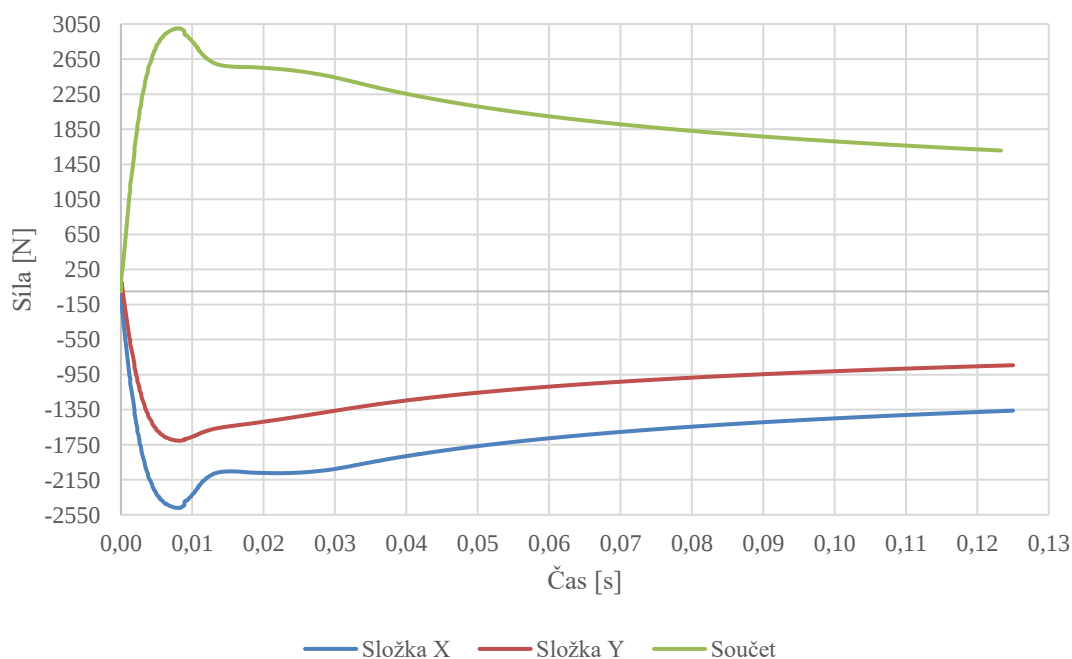
Síla působící na čep ramene rotace



Obrázek 87 - Graf síly působící na čep ramene rotace

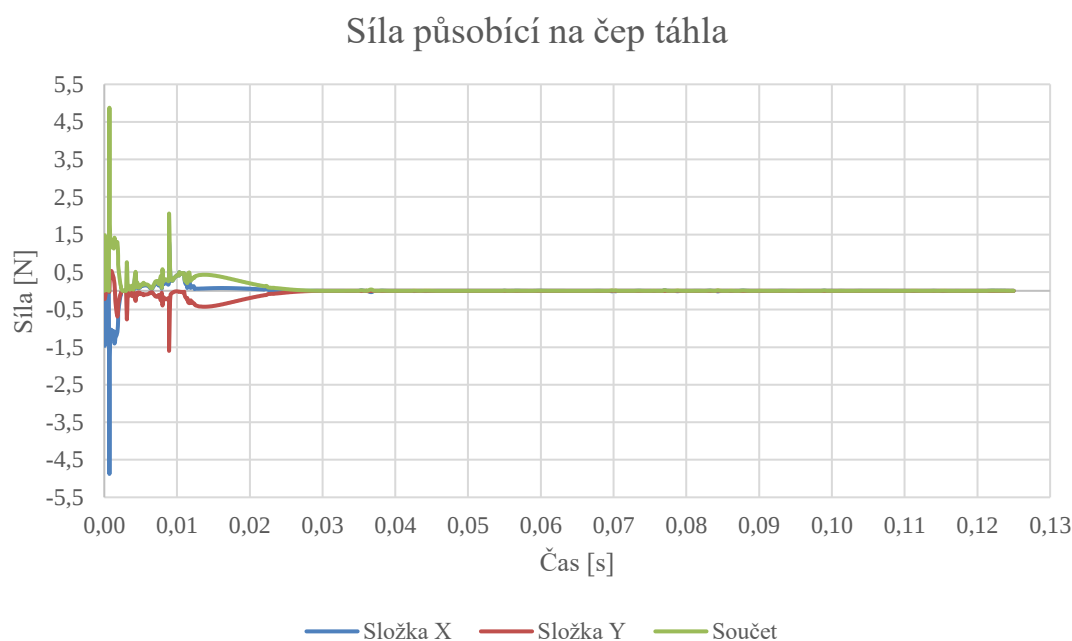
Z grafu na obrázku č. 87 je patrné, že největší síla na čep ramene rotace působí na začátku pohybu, než dojde k překonání odporů způsobených třecí silou. Po jejím překonání je vidět signifikantní pokles celkové působící síly. Síla opět naroste v blízkosti času 10 ms, tento nárůst souvisí s úhlem natočení ramene rotace do úhlu 60° a souvisí s popisem obrázku č. 79. Následně se hodnota celkové síly ustálí a je vidět již dříve popisovaný pokles síly v ose X a nárůst síly v ose Y. Maximální hodnota síly $F_{Cl} = 526,07 \text{ N}$.

Síla působící na čep ramene posuvu



Obrázek 88 - Graf síly působící na čep ramene posuvu

Podobně jako u předchozího grafu, lze u grafu na obrázku č. 88 v prvních 10 ms sledovat nárůst síly čepu až do svého maxima, kdy po složení je celková působící síla na čep $F_{C2} = 3000,78 \text{ N}$. Kdy následně v čase okolo 10 ms dojde k překonání třecí síly, tak jak již bylo popsáno u grafu na obrázku č. 85. Následně se začne působící síla zmenšovat až ke konci dosahuje poloviční hodnoty. U čepů obou ramen bylo v porovnání s čepem ramene návrhu č. 3 dosaženo o několik řádů vyšších hodnot sil působících v kontaktech. Vliv na tento jev mají třecí síly, které jsou v tomto návrhu vyšší kvůli množství třecích ploch, a i kvůli mechanismu samotnému. Kvůli velikosti těchto sil budou u ramen mimo smykového napětí v čepu podrobeny analýze i samotná ramena, která budou namáhána zejména na krut podél podélné osy symetrie.



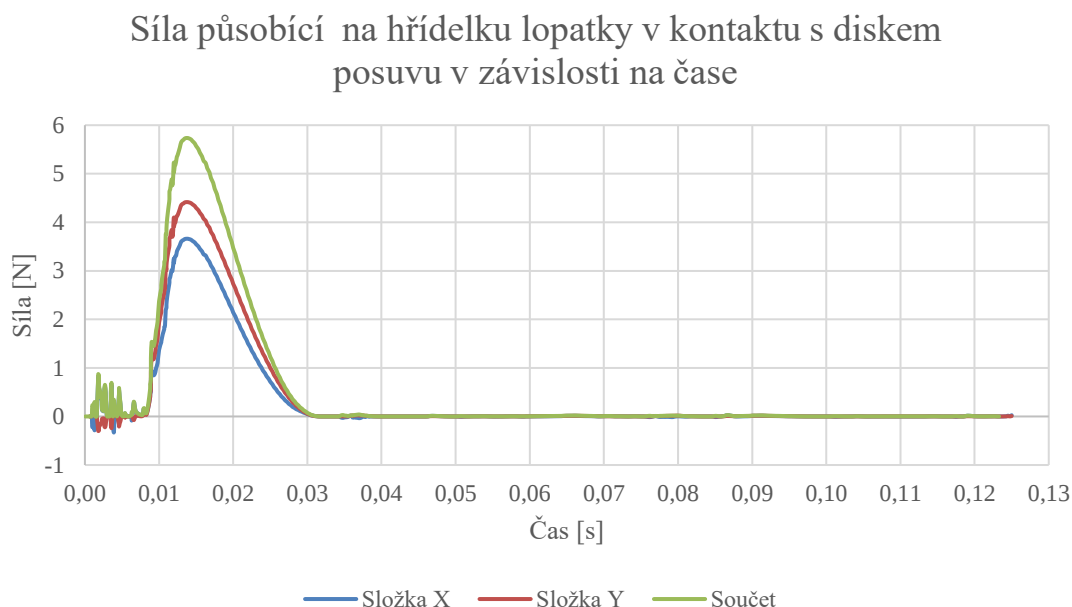
Obrázek 89 - Graf síly působící na čep táhla

Síla působící v čepu táhla – na styku s kotoučem rotace, v jehož drážce se pohybuje dosahuje svého maxima hned na začátku, kdy dochází k překonání třecích sil. Další výkyv hodnoty je v blízkosti času 10 ms, který je způsobený nárůstem složky síly v ose Y, tento výkyv je spřažen s výkyvem v grafu na obrázku č. 87. Po složení sil je hodnota maximální síly působící na čep táhla $F_{C3} = 4,88 \text{ N}$.

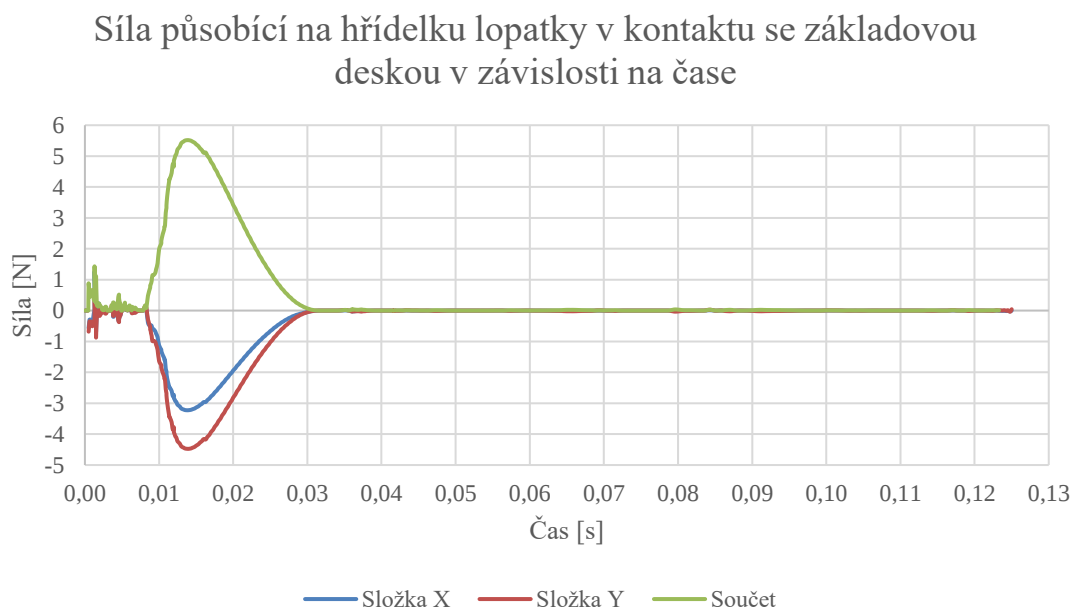
Následující grafy jsou věnovány silovému působení na lopatku. Síly, které na lopatku působí vznikly kontaktem hřídelky lopatky s diskem posuvu a se základovou deskou. Táhl, které ovládá rotaci lopatky na její hřídelku působí kroutícím momentem. Síly od proudu spalín nejsou uvažovány ze stejného důvodu, jako u návrhu č. 3. Pro stanovení sil působících na jednotlivé lopatky při jejich různém natočení a různé vzdálenosti od osy rotoru by byla nutná simulace proudění a následné dopočítání sil v závislosti na tlaku spalín a funkčního průřezu lopatky.

Graf na obrázku č. 88 znázorňuje sílu, která působí na hřídelku lopatky v místě styku se základovou deskou. Růst její hodnoty v čase okolo 10 ms koreluje se změnou vzdálenosti lopatky od osy rotoru, která v tomto čase začne rychle klesat. Síla má maximum o velikosti

$F_{C4} = 5,74 \text{ N}$ v čase přibližně 13 ms. Následně začne její velikost klesat až v čase 30 ms klesne na nulovou hodnotu, okolo které pak osciluje, hodnoty kontaktních sil se pak pohybují v tisících až v setinách Newtonu. Částečně je to způsobeno tím, že došlo k překonání třecích sil na začátku a částečně také tím, že disk lopatkám v ten moment udělil hybnost a díky zešikmenému tvaru drážek již další silové působení nemusí být tak velké.



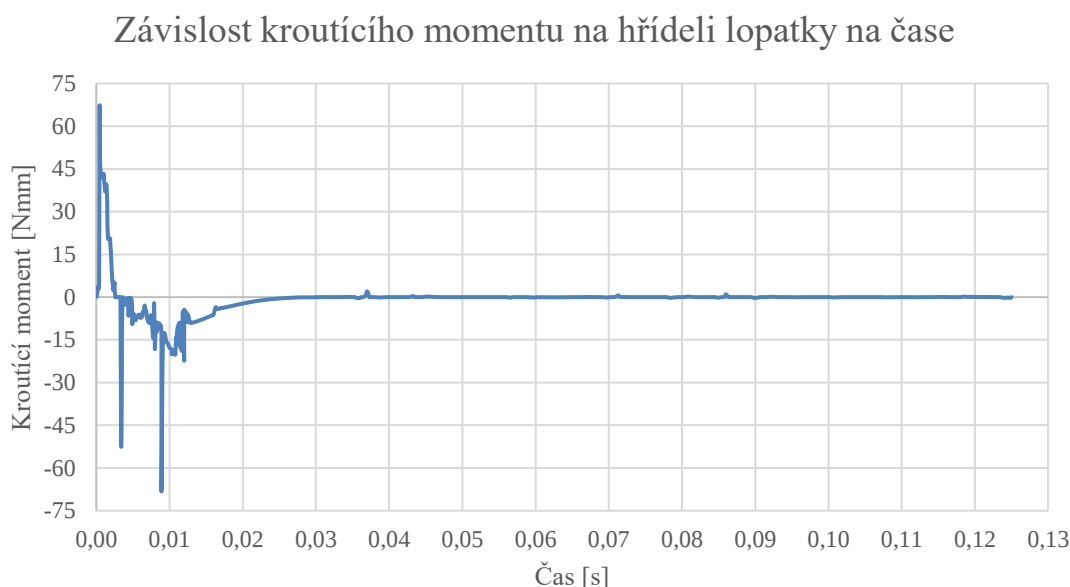
Obrázek 90 - Graf síly působící na hřídelku lopatky v kontaktu s diskem posuvu v závislosti na čase



Obrázek 91 - Graf síly působící na hřídelku lopatky v kontaktu se základovou deskou v závislosti na čase

K silovému působení v kontaktu mezi hřídelkou lopatky a základovou deskou na obrázku grafu č. 91 probíhá zejména kvůli rotaci disku posuvu. V prvních 10 ms dochází

k drobným výkyvům ve složkách sil ve směru osy X a Y. V tomto časovém úseku je však úhlová výchylka disku posuvu velmi malá, proto tedy i síla. Nárůst síly začíná od 10 ms, kdy dochází i k rozpohybování disku rotace. Průběh grafu síly a maximální hodnoty jsou velmi podobné s grafem č. 90, jen mají obrácenou hodnotu, jelikož se jedná o akci a reakci.



Obrázek 92 - Graf závislosti kroutícího momentu na hřídeli na čase

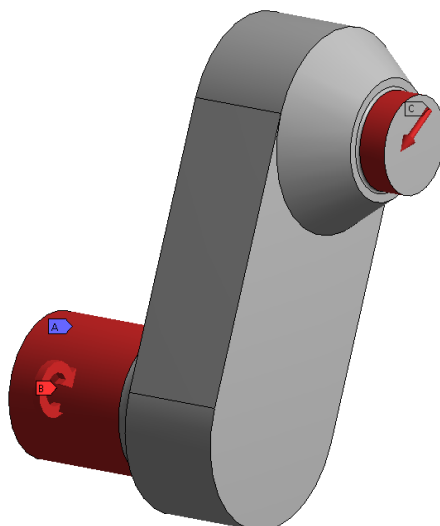
Posledním zkoumaným silovým působením je kroutící moment na hřídeli lopatky. Tento moment je vyvolán táhlem, které ovládá rotační pohyb hřídelky jeho hodnota je v prvních třech milisekundách kladná a dosahuje svého maxima $M_{Klopatka} = 0,068 Nm$. Kladných hodnot kroutícího momentu je dosaženo kvůli rotaci disku posuvu, byť je jeho rotace na začátku pohybu nízká, je stále dostatečná na to, aby se po ploše drážky snažila lopatka odvalovat. Tento pohyb v zápětí zachytí táhlo hnané kotoučem rotace a začne lopatkou otáčet ve správném směru.

6.4 NÁVRH Č. 4 – PEVNOSTNÍ ANALÝZA

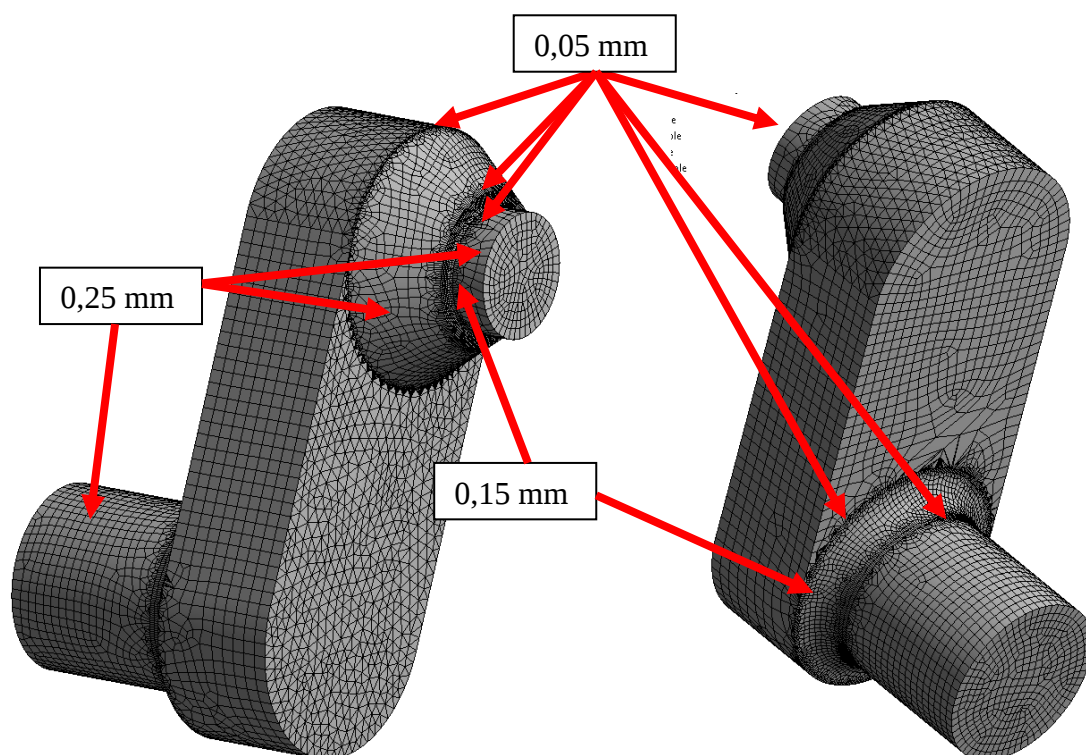
Rameno rotace je zatěžováno kontaktní silou od kotouče rotace o velikostech $F_{X1} = 289,78 N$ a $F_{Y1} = -439,7 N$. Celková síla působící na čep ramene rotace má velikost $F_{C1} = 526,07 N$. Na rameno rotace ještě působí kroutící moment od aktuátoru $M_K = 3,18 Nm$.

Rameno bylo v dalším kroku diskretizováno metodou Hex-dominant. Pro jednodušší výpočet byl model zjednodušen, z jeho stopky bylo odebráno drážkování. Rameno bylo uchyceno vetknutím (*fixed support*), odebírajícím všechny stupně volnosti tělesa.

Při generování sítě byla zvolena velikost hrany prvku 0,35 mm. Kvůli malé ploše mezikruží u čepu bylo na toto místo zvolena velikost prvku sítě 0,15 mm. Hrany čepu a stopky mají taktéž snížený rastr sítě na 0,05 mm, válcová tělesa a kónická část čepu byla diskretizována prvky o hraně 0,25 mm. Toto kombinování různých velikostí prvků sítě přispívá k rychlejšímu výpočtu při zachování dostatečně jemné sítě v místech, kde je prováděn výpočet.



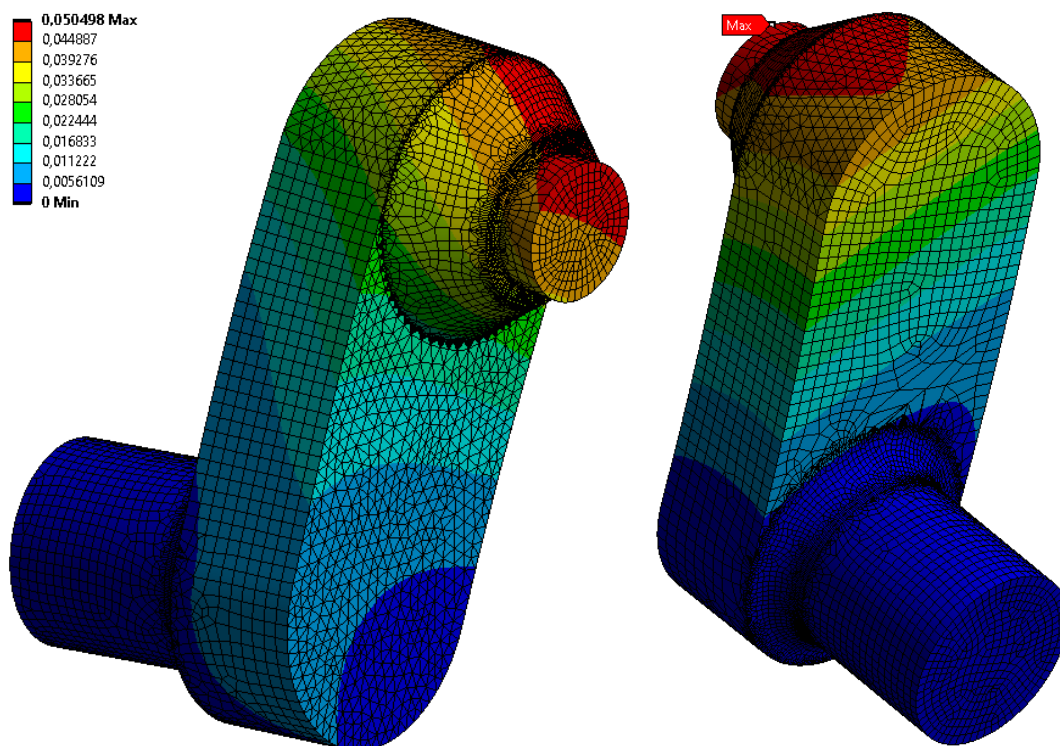
Obrázek 93 - Zatížení působící na rameno rotace návrhu č. 4



Obrázek 94 – Diskretizovaný model ramena rotace. Červené šipky ukazují na místa, kde byla změněná délka hrany prvku.

Po aplikaci zatížení a diskretizaci modelu byla provedena simulace, jejímž výstupem byla celková deformace a napětí v rameni rotace. Síly působící na rameno jsou ve srovnání se silami působícími v rameni návrhu č.3 o několik řádů vyšší, zejména kroutící moment. To se také projevilo ve výsledcích simulace. Na výsledcích deformace je patrné, že dochází k mírnému ohybu čepu i k ohybu a zkroucení celého těla ramene rotace. V místě hrany čepu

je odchylka maximální o velikosti 0,05 mm. K tomuto vychýlení dochází dle očekávání ve směru působení síly F_{C1} .



Obrázek 95 - Deformace ramene rotace. Vlevo barevná stupnice pro odečtení hodnoty deformace.

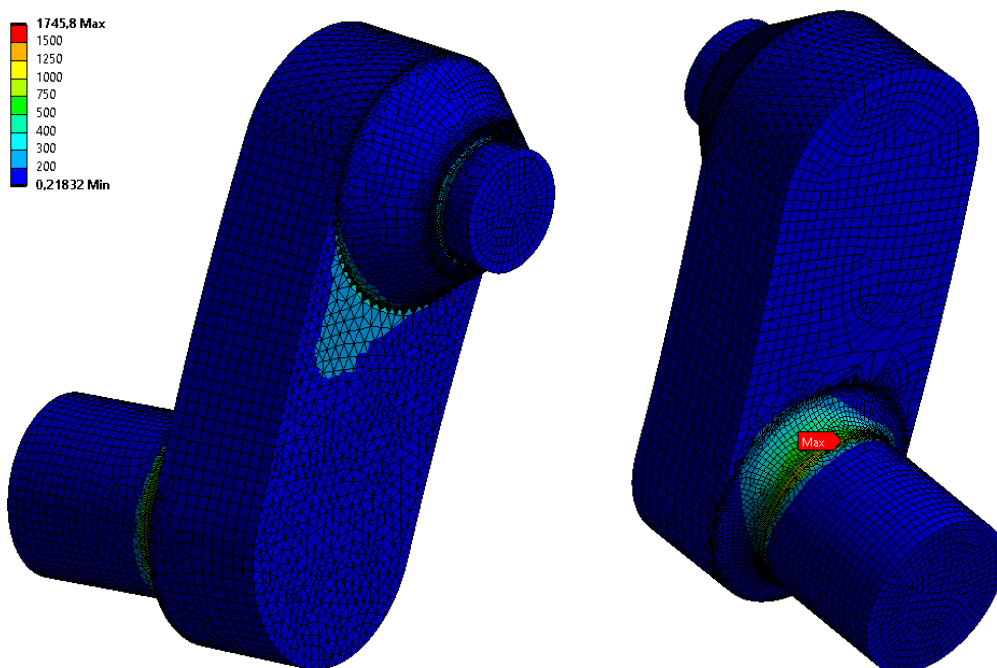
Co se týče napětí v rameni rotace vyskytují se na něm dva koncentrátoři napětí, jeden v místě přechodu stopky do těla ramene a druhý v místě přechodu čepu do těla ramene rotace. Tyto koncentrátoři jsou umístěny v přechodech ze zaoblení do válce u stopky ramene. U čepu se jedná o přechod čepu samotného do kónického. Maximální hodnota napětí je 1745 MPa, avšak napětí, které se v okolí přechodu vyskytuje rychle klesá a pohybuje se v rozpětí 400 MPa až 500 MPa. Ve zbytku téměř celého ramene napětí nepřesahuje hodnotu 200 MPa. Maximálního napětí je dosaženo především od spolčeného působení napětí od kroutícího momentu a síly působící na čep ramene. U čepu v místech přechodů taktéž dochází ke zvýšení napětí, hodnoty však nepřesahují 500 MPa.

Tyto hodnoty jsou však už vysoké a je tedy nutné s ohledem na ně volit i vhodný materiál ze kterého bude rameno rotace vyrobeno. Tento materiál by měl mít mez kluzu vyšší, než běžně se vyskytující napětí v přechodu, minimálně 500 MPa. Tomu odpovídá např. ocel 15 230.6 dle ČSN 42 0002, která má mez kluzu o hodnotě 635 MPa a mez pevnosti 780 MPa [40].

Problém s takto vysokými hodnotami napětí nastane při cyklické únavě, ocel 15 230.6 má mez únavy pro vyklický tah rovnu 370 MPa, pro ohyb 450 MPa a pro krut 265 MPa [40]. Vzhledem k tomu, že rameno je kombinovaně zatěžováno ohybem a krutem to znamená, že simulací spočítané napětí je natolik vysoké, že při cyklické únavě by velice záhy došlo k porušení soudržnosti materiálu. Z tohoto důvodu musí být buď zvolen odolnější materiál, sníženy síly působící v mechanismu a nebo upravena geometrie modelu ramene rotace.

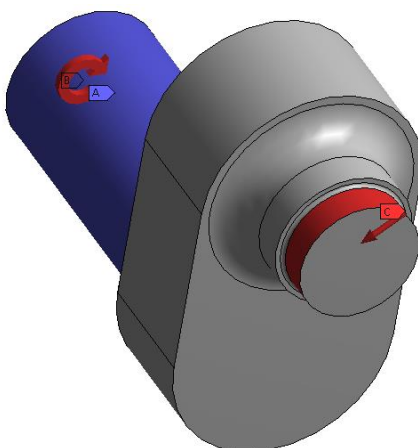
Jako vhodná úprava geometrie se jeví zesílení tloušťky těla ramene, která omezí ohyb. Zesíleny by mohly být i čep a stopka. Zejména u stopky by mohl být použit kónický přechod

podobně, jako u čepu. Došlo by tak k eliminaci napětí vzniklých kroutícím momentem vyvolaným silou působící na čep. V přechodu mezi čepem a jeho kónickou částí pomůže větší poloměr zaoblení v přechodu.



Obrázek 96 - Pevnostní analýza ramene rotace. Vlevo barevná stupnice pro určení hodnoty napětí

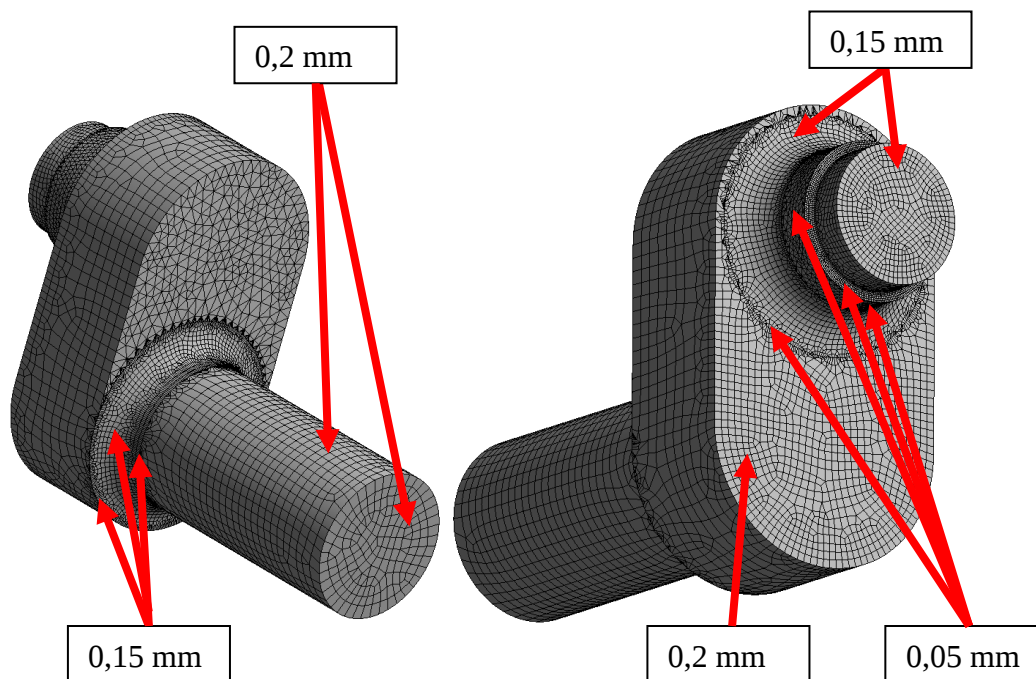
Dalším prvkem návrhu č.4, který bude podroben analýze je rameno posuvu. Vzhledem k vysokým ovládacím silám od nastavovače nutných pro posuv lopatek jsou i síly působící na tento kompaktní díl sestavy veliké. Celková síla, která působí na čep má hodnotu $F_{C2} = 3000,78 \text{ N}$ a je vyvolaná složkami síly $F_{X2} = 2470 \text{ N}$ a $F_{Y2} = -1704 \text{ N}$. Současně s ní na stopku ramene působí i vysoký kroutící moment o velikosti 4,5 Nm. Model byl uchycen v místě stopky ramene vetknutím.



Obrázek 97 - Silové působení na rameno posuvu.

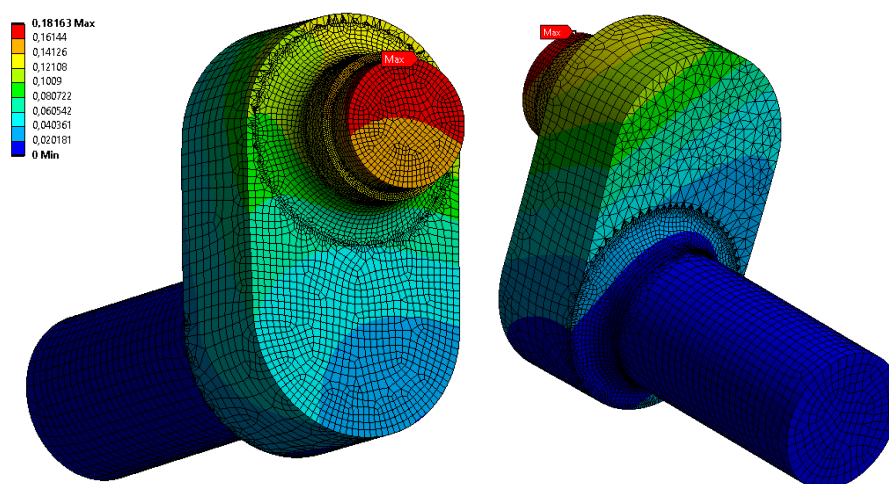
Před diskretizací prvky typu Hex-Dominant byla geometrie ramene zjednodušena. Byly odstraněny drážky pro uchycení nastavovače a odebrána zaoblení u vetknutí válcových ploch.

Na celý model byly použity prvky s délkou hrany 0,35 mm, síť byla zjemněna u mezikruží válcových ploch čepu na 0,05 mm. Další zjemnění na hodnotu hrany prvku 0,05 mm bylo použito u hran čepu a stopky. Válcové plochy a jejich čela spolu se zaoblením byla zjemněna na hodnotu hrany prvku 0,15 mm a čelní strana ramene byla disretizována prvky o hraně 0,2 mm.



Obrázek 98 – Diskretizovaný model ramene posuvu lopatek. Šipky ukazují místa, kde byla síť zjemněna.

Vliv velkých sil, které působí na rameno posuvu je znatelný již při pohledu na deformaci tělesa. Zejména síly v řádu kN, které působí na čep kvůli jeho délce vytváří velký moment, ten způsobuje zejména ohyb čepu a krut těla ramene. Hrana čela čepu je oproti nezatíženému stavu vychýlena o 0,18 mm. Tato hodnota výchylky výrazně ovlivní ovládání mechanismu, avšak při pohledu na hodnoty napětí by dříve došlo k ustříhnutí čepu a zničení celého ramene.

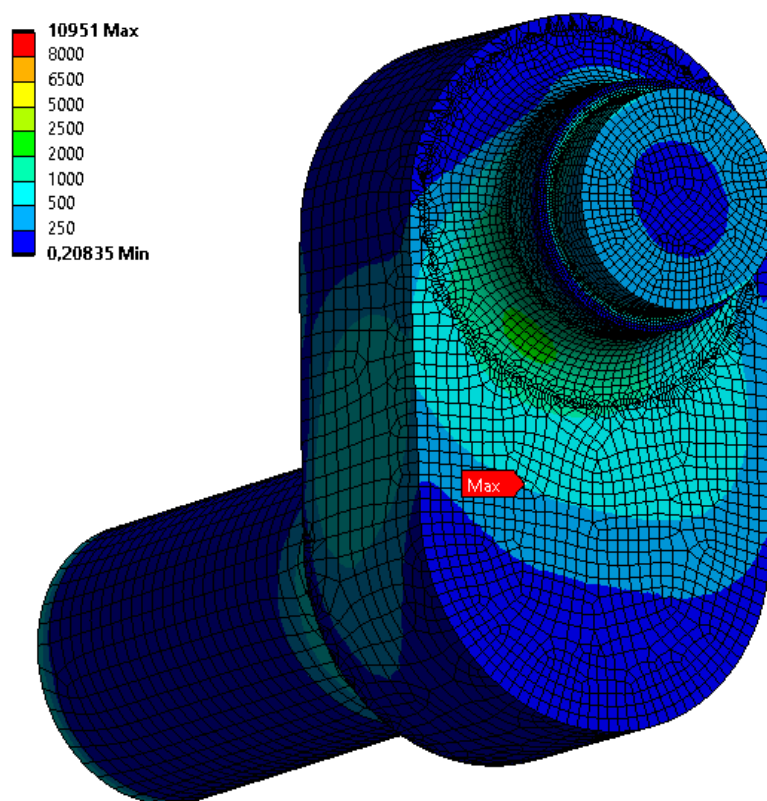


Obrázek 99 - Deformace ramene posuvu. Vlevo barevná stupnice pro přiřazení hodnoty posuvu.

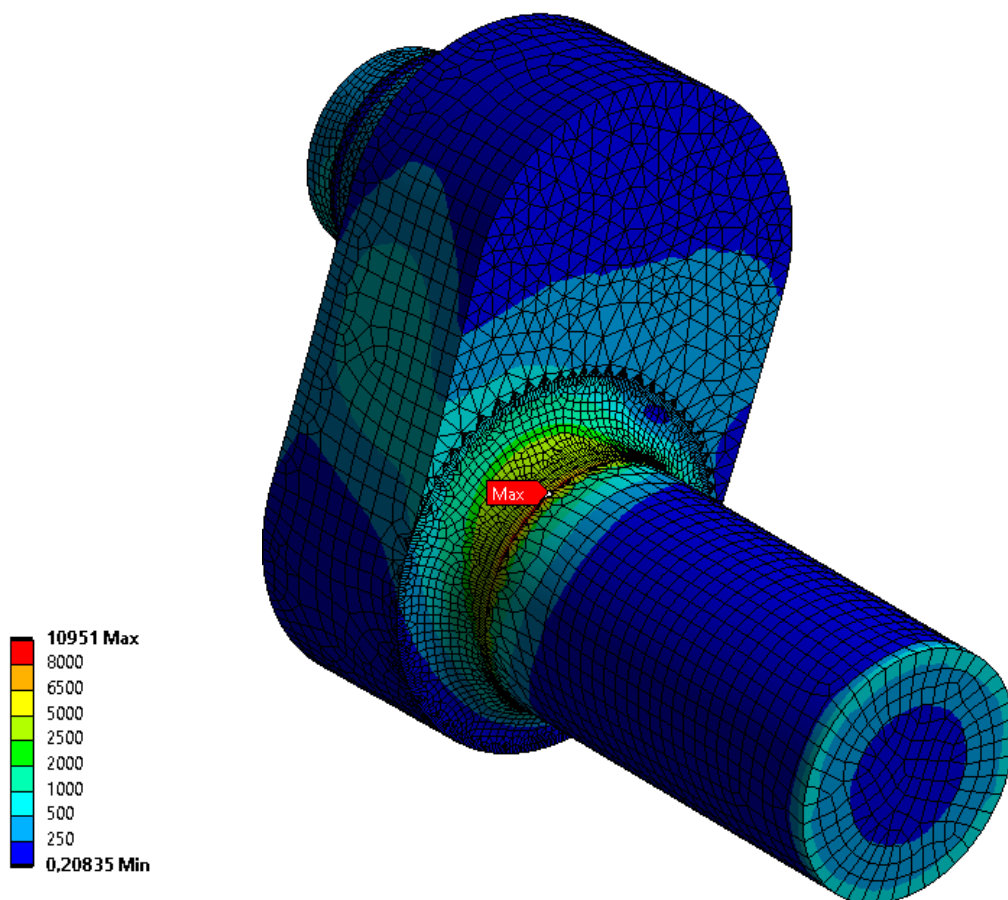
Maximální hodnota napětí ramene posuvu lopatky dosahuje hodnoty 10951 MPa. Podobně jako u ramene rotace je tato maximální hodnota v okolí přechodu z válcových ploch čepu a stopky do těla ramene kde vznikl koncentrátor napětí. Při pohledu na napětí ve zbytku čepu a těla ramene posuvu jsou však hodnoty napětí stále vysoké. V okolí čepu je rozmezí 2000 MPa až 2500 MPa, to v zaoblení klesá na hodnotu mezi 1000 MPa až 2000 MPa. Dále v těle klesá na hodnoty mezi 500 MPa až 1000 MPa. Bohužel pro tyto hodnoty napětí není možné zvolit materiál, který by namáhání o této velikosti vydržel. Ze strany stopky ramene, kde se vyskytuje nejvyšší napětí dosahuje napětí v zaoblení hodnot mezi 2500 MPa až 5000 MPa.

Takto vysokému napětí by šlo předejít zesílením tloušťky těla ramene posuvu, zkrácením osové vzdálenosti čepu a stopky a také zkrácením jeho čepu. Předejít takto vysokému napětí by šlo i redukcí sil působících v mechanismu, tomu by pomohla větší osová vzdálenost čepu a stopky, která by dovolila použít menší krouticí moment a tím snížit celkové zatížení ramene, tento jev lze pozorovat i na rameni rotace, které má osovou vzdálenost větší.

Dlouhý čep byl použit kvůli zástavbě ramene mezi táhla lopatek a lopatky samotné. Aby nedocházelo ke kolizím bylo potřeba dostat tělo ramene mimo úroveň táhel. Vedlejším účinkem je však velké rameno odporových sil, které vyvolávají velký ohybový a krouticí moment na těle ramene. Toto lze vyřešit změnou umístění ramene vůči rotoru a lopatkám. V současné konfiguraci je rozsah úhlu natočení ramene $5,5^\circ$. Je tedy možné jeho výchozí pozici změnit, zkrátit délku čepu a zvětšit jeho průměr, navrhnout masivnější tělo ramene a prodloužit osovou vzdálenost os čepu i stopky.



Obrázek 100 – Napětí v rameni posuvu lopatky, čelní pohled. Vlevo barevná stupnice pro přiřazení hodnoty napětí.

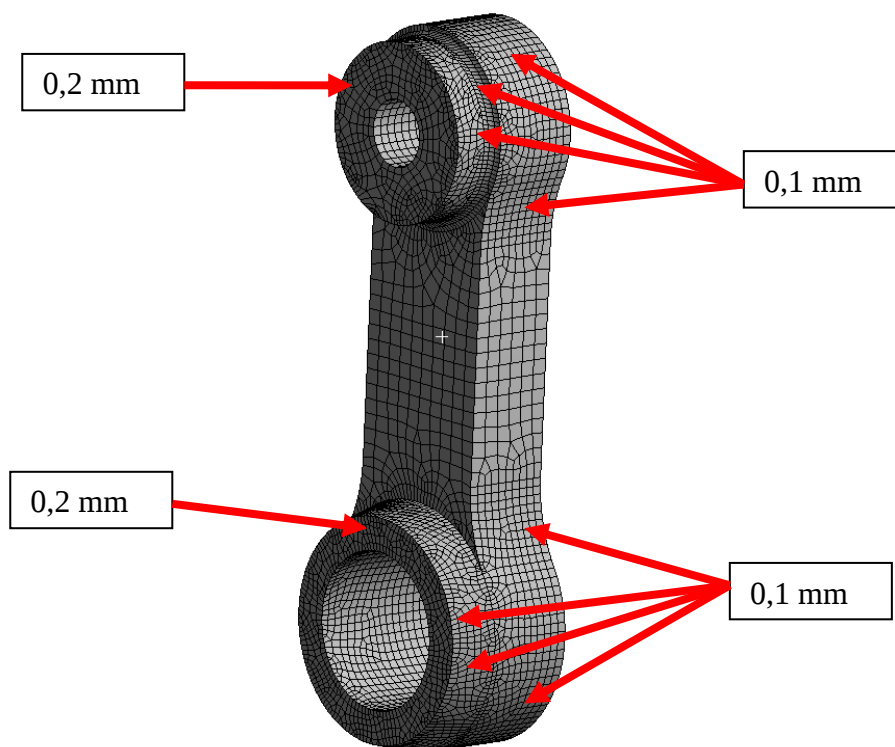


Obrázek 101 - Napětí v rameni posuvu lopatky, zadní pohled. Vlevo barevná stupnice pro přiřazení hodnoty napětí.

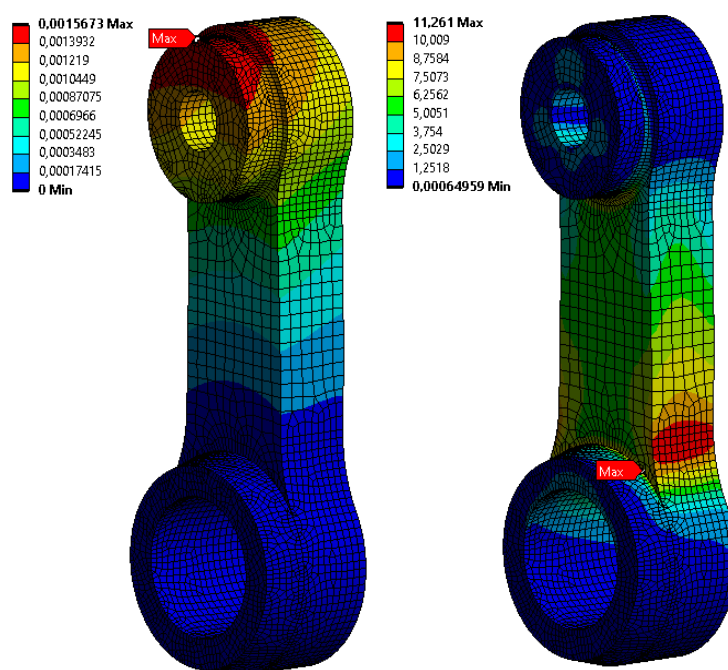
Výpočet napětí v táhlu probíhal analogicky předchozím postupům. Geometrie táhla byla zjednodušena v místě spoje táhla s hřídelí lopatky bylo odstraněno drážkování. Na táhlo působí v místě spoje s lopatkou kroutící moment o hodnotě 0,068 Nm a v kontaktu čepu táhla s kotoučem rotace působí síla $F_{C3} = 4,88 \text{ N}$, která se skládá ze složek $F_{X2} = -4,876 \text{ N}$ a $F_{Y2} = -0,028 \text{ N}$. V prostoru je model uchycen vetknutím v místě otvoru pro hřídel lopatky.

Model je následně diskretizován prvky typu Hex-dominant o velikosti hrany 0,35 mm. Hrany čepu, zaoblení a místa pro spojení s lopatkou byla diskretizována prvky o velikosti hrany 0,1 mm. Na čela čepů byly použity prvky o velikosti 0,2 mm.

Výsledná deformace i napětí dosahují nízkých hodnot. A to především kvůli nízké hodnotě síly působící na čep táhla. Síla však působí na velkém rameni, a proto lze pozorovat vyšší hodnotu napětí, téměř 11 MPa, v místě spoje dříku táhla a oka lopatky. Toto maximum je však opět v přechodu zaoblení do dříku, kde vzniká koncentrátor napětí a s rostoucí vzdáleností napětí rychle padá a ustaluje se na hodnotě mezi 9 MPa až 11 MPa. Deformace táhla je nepatrná, dosahuje hodnoty $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ a to v čepu táhla.



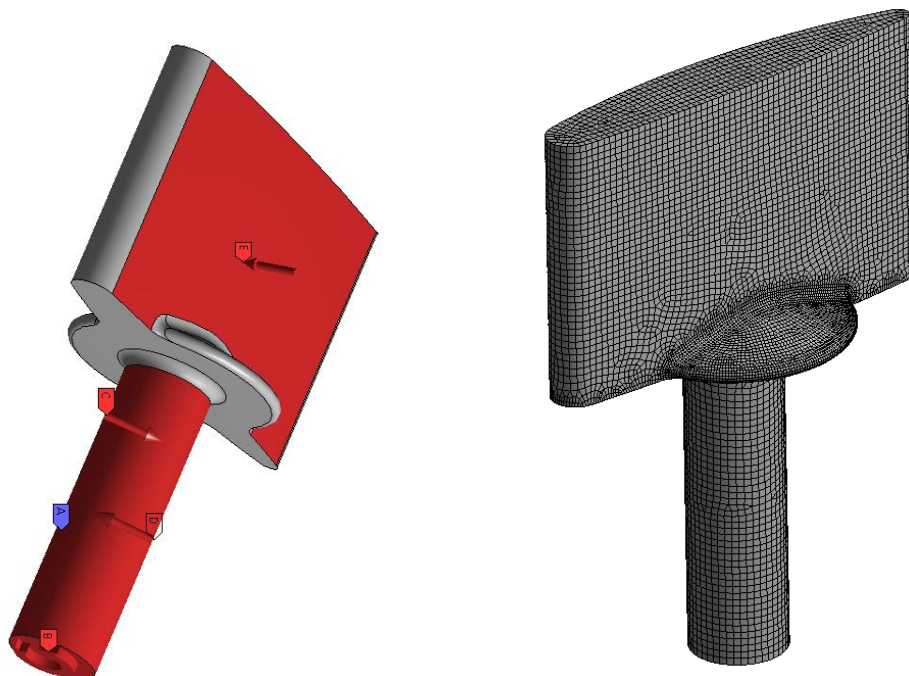
Obrázek 102 - Diskretizovaný model táhla lopatky návrhu č. 4.



Obrázek 103 - Deformace (vlevo) a napětí (vpravo) v táhle lopatky.

Lopatka je namáhána třemi různými silovými zatíženími, kroutícím momentem o velikosti $0,068 \text{ Nm}$ od táhla a dvěma kontaktními silami, které působí proti sobě ve dvou rovinách. Jedna je kontaktní síla od disku posuvu síla $F_{C4} = 5,74 \text{ N}$, která se skládá ze složek $F_{X4} = 3,66 \text{ N}$ a $F_{Y4} = 4,42 \text{ N}$. Druhá síla vzniká v kontaktu hřídele lopatky se základovou deskou, ke síla $F_{C5} = 5,52 \text{ N}$, která se skládá ze složek $F_{X5} = -3,22 \text{ N}$ a $F_{Y5} = 4,47 \text{ N}$.

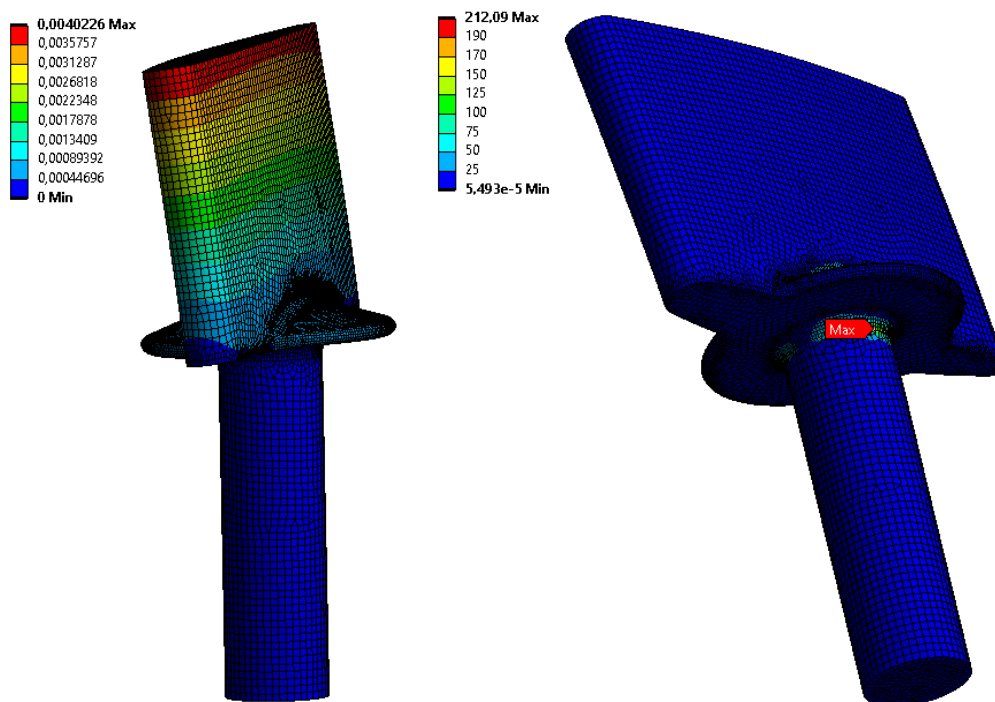
Další silou, která působí na lopatku je tlak výfukových plynů. Ten v turbíně turbodmychadla dosahuje hodnoty až 5 bar [41]. Největší silou bude působit při maximálním úhlu natočení lopatek 54° . Při tomto natočení je velikost tlaku působícího kolmo na plochu lopatky rovna 2,93 bar. Lopatka je v prostoru uchycena vetknutím za hřídel.



Obrázek 104 - Vlevo silové působení na hřídeli lopatky. Vpravo detailní pohled na disretizovaný model lopatky.

Při diskretizaci byl stejně jako u předchozích modelů zvolen prvek typu Hex-Dominant o velikosti 0,25 mm. Zaoblení a hrany lopatky byly diskretizovány menším prvkem o hraně 0,1 mm. Model hřídelky byl pro jednodušší výpočet zjednodušen a výpočet probíhal na modelu bez límce a drážky pro spojení s táhlem. Vzhledem k tomu, že síla od nastavovače působí na hřídel lopatky, zanedbání límce neovlivní výsledky výpočtu.

Deformace hřídele a napětí v něm je vzhledem k silám, které působí od mechanismu zanedbatelné, největší vliv má silové působení od tlaku výfukových plynů. Deformace je největší v horní hraně lopatky a dosahuje hodnoty $4 \cdot 10^{-3}$ mm. Maximální napětí je ve vetknutí hřídele do těla lopatky, jeho maximální hodnota je 212,1 MPa. Toto napětí je soustředěno zejména do oblasti, kde přechází hřídel do límce lopatky. Napětí však rychle klesá na hodnotu mezi 100 MPa až 125 MPa. Napětí ve většině objemu lopatky dosahuje hodnoty do 25 MPa.



Obrázek 105 – Deformace (vlevo) a napětí v lopatce (vpravo). Vlevo barevná škála pro odečtení hodnoty napětí na modelu.

7 ZÁVĚR

Byla provedena rešerše v oblasti přepřínování spalovacích motorů zejména z hlediska konstrukce turbodmychadel a regulace plnicího tlaku turbodmychadla změnou geometrie statoru turbíny. Na základě zjištěných poznatků z rešeršní části a s ohledem na požadavky, které by měl nový systém splňovat byly navrženy čtyři návrhy na nový systém regulace plnicího tlaku změnou geometrie statoru turbíny.

Tyto návrhy byly následně srovnány mezi sebou a se současným systémem VNT používaným společností Garrett Advancing Motion. Vývoj prvních dvou návrhů byl na základě prvotního srovnání zastaven, jelikož neměly žádný přínos oproti současnému systému. Zbylé dva návrhy byly upraveny tak, aby splňovaly požadavky na těsnost a maximální průtok.

Následně byly oba návrhy podrobeny multi-body simulaci v prostředí programu ADAMS View, kde byly zkoumány kinematické, dynamické a silové vlastnosti, na základě kterých byla určena potřebná ovládací síla pro pohyb mechanismu. U návrhu č. 3 bylo dosaženo běžných hodnot ovládacích sil. Pro pohyb mechanismu návrhu č. 4 bylo potřeba použít větší ovládací síly.

V poslední části dokumentu byly kritické části jednotlivých návrhů podrobeny pevnostní analýze v programu Ansys Mechanical. Jako vstupní zatížení byly použity síly vypočtené multi-body simulací. Zkoumané komponenty návrhu č. 3 byly zkonstruovány dostatečně robustně a nebylo dosaženo mezního stavu kluzu, natož pevnosti. Vzhledem k dosaženým napětím je konstrukce spíše naddimenzovaná. Do budoucna lze upravit celkovým zmenšením rozměrů, či odlehčením ramene a dalších částí mechanismu, dojde tak i ke snížení momentů setrvačnosti, čímž se ještě zmenší ovládací síly, případně dovolí rychlejší odezvu mechanismu.

U návrhu č. 4 byly v mechanismu použity větší ovládací síly, což se projevilo i při pevnostní analýze. Zejména u ramen ovládajících jednotlivé pohyby lopatek bylo dosaženo vysokých hodnot napětí, které by u ramene rotace při vhodné volbě materiálu nepřesáhly mez kluzu. Problém by však nastal při cyklickém zatěžování, kdy by mohlo dojít k porušení soudržnosti materiálu po velmi krátké době, jelikož hodnoty dosaženého napětí byly vyšší než hodnoty dovoleného únavového napětí. Napětí v rameni ovládajícím posuv lopatek v radiálním směru bylo několikanásobně vyšší, než mez pevnosti běžně dostupných materiálů. Po tomto zjištění byly oboje komponenty analyzovány a následně byly navrženy kroky jak upravit geometrii ramene, aby nedocházelo k výskytu tak vysokých napětí. Zejména se jednalo o zvětšení masivnosti ramen samotných v místě čepů, stopek a v jejich těle. Výrazně by pomohlo i zmenšení osové vzdálenosti čepu a stopky, čímž by došlo ke zmenšení ramene na kterém působí kontaktní síla a zatěžuje rameno na ohyb. To by ovšem nepříznivě ovlivnilo nutné ovládací síly pro pohyb mechanismu.

Napětí ve zbylých komponentech návrhu č. 4, které byly zkoumány nepřesáhlo žádné kritické hodnoty pro statické ani pro únavové zatěžování pro navrhovaný materiál (15 230.6 dle ČSN EN 42 0002). Při pevnostní analýze lopatky bylo simulováno i tlakové působení od výfukových plynů jejichž působení ve stavu plného otevření nešlo zanedbat. Toto působení bylo nahrazeno složkou tlakové síly od výfukových plynů působící na lopatky v maximálním úhlu otevření, kdy je plocha, na kterou výfukové plyny působí největší. Výsledné napětí v lopatce však stále dosahovalo dostatečně nízkých hodnot, aby nedošlo k jejímu poškození při statickém ani při cyklickém zatížení.

Dalším krokem u návrhu č. 3 je jeho implementace do turbínové skříně turbodmychadla a usazení ovládání v centrální ložiskové skříně turbodmychadla spolu s uchycením nastavovače. Při tomto procesu by mělo dojít i k optimalizaci geometrie jednotlivých komponent.

Před implementací návrhu č. 4 do turbodmychadla by bylo nejvhodnější snížit ovládací síly působící v mechanismu, zejména u sestavy ovládající radiální posuv lopatek. Díky tomu bude možné snížit reakční čas radiálního pohybu lopatek, nebo naopak při jeho zachování dosáhnout nižších ovládacích sil. Jedním ze způsobů, jak toho dosáhnout je již představené prodloužení ramene posuvu. Další variantou je snížení součinitele smykového tření např. povlakovou úpravou styčných ploch.

Po těchto nezbytných úpravách mechanismu se může začít pracovat na jeho zakomponování do turbínové skříně a centrální ložiskové skříně. Vzhledem k široké škále možných nastavení systému regulace průtoku spalín oproti současně používanému systému VNT bude následovat proces lazení, při kterém se v závislosti na zatížení motoru vytvoří matice úhlů natočení lopatek a jejich vzdálenosti od osy rotoru.

Návrh č. 3 je oproti konvenčnímu systému Garrett VNT výrazně jednodušší, došlo k výraznému snížení počtu pohyblivých komponent o 80%. Po úpravě výšky systému byl zachován i stejný průtočný průřez mechanismem a přidáním těsnících kroužků byla podpořena i těsnost systému. Pro ovládání systému nejsou potřeba vysoké ovládací síly, nedochází tak k nadměrnému namáhání ovládacího mechanismu. Nevýhodou je, že prstenec při regulaci nijak nemění vektor rychlosti spalín působících na lopatky oběžného kola, pouze mění průtočný průřez. Do budoucna se nabízí vybavit stator statickými lopatkami, které proud spalín navedou na oběžné kolo turbíny pod ideálním úhlem dopadu, podobně jako u systému společnosti Holset. To, že nedochází k zachytávání toku spalín naopak eliminuje jejich silové působení na systém regulace.

Návrh č. 4 v porovnání s konvenčním systémem Garrett VNT přináší výhody v široké škále možnosti nastavení regulace proudu spalín a průtočných průřezů. I díky tomu mohlo být použito menší množství lopatek, což vedlo ke snížení počtu pohyblivých komponent o 11 %. Návrh musel být upraven tak, aby splňoval požadavky na těsnost systému, došlo tedy k omezení rozsahu radiálního posuvu lopatek a vybavení lopatek těsnícím límcem. Na druhou stranu je návrh č.4 složitější právě kvůli dvěma stupňům volnosti lopatek. Pro ovládání systému jsou nutné vyšší ovládací síly, než bývá u turbodmychadel této velikosti běžné, což také způsobuje vysoké napětí v ovládacích prvcích, zejména v ramenech, která v současné konfiguraci nesplňují požadavky na bezpečnost.

Při srovnání návrhů č. 3 a č. 4 lze říci, že při současném stavu poznání, po zvážení všech pozitivních a negativních přínosů, se jako vhodnější varianta pro použití v turbodmychadlech jeví návrh č.3.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. ALTERNATIVNI POHONY. Brno: VUT FSI, 2003, 73 s., Dostupný z WWW: <http://www.ite.fine.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>
- [2] VONDRÁK, A. Spolupráce turbodmychadla a spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [3] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER, LIST, Helmut, ed. : Powertrain. Wien: SpringerWienNewYork, 2007. ISBN 1613-6349. ISSN 978-3-211-33033-3.
- [4] GSCHEIDLE, Rolf a kol. *Příručka pro automechanika*. 2. upravené vydání. Praha: Sobotáles, 2002. 637 s. ISBN 80-85920-83-2.
- [5] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [6] ETZOLD, Hans-Rüdiger. Údržba a opravy automobilů Audi A4 (B6/B7) Limousine/Avant/Cabrio. České Budějovice: Kopp, 2011. Jak na to? (Kopp). ISBN 978-80-7232-412-5.
- [7] HÁJEK, D. *Zvýšení pružnosti motoru přepřínováním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce David Svída.
- [8] DOLÁK, J. *Zvýšení pružnosti zážehového závodního motoru přepřínováním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 99 s. Vedoucí diplomové práce David Svída
- [9] Two Basic Compression Principles: Displacement Compression and Dynamic Compression. Atlas Copco [online]. North America: Atlas Copco, 2021 [cit. 2021-01-23]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/en-us/compressors/wiki/compressed-air-articles/displacement-and-dynamic-compression>
- [10] TURBO EXPLANATION. *Mitsubishi Turbocharger* [online]. Almere: MITSUBISHI TURBOCHARGER AND ENGINE EUROPE B.V, 2021 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.turbocharger.mtee.eu/turbo-knowledge/turbo-explanation/>
- [11] A HISTORY OF TURBOCHARGING. *Mitsubishi Turbocharger* [online]. Almere: MITSUBISHI TURBOCHARGER AND ENGINE EUROPE B.V, 2021, Březen 2020 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.turbocharger.mtee.eu/a-history-of-turbocharging/>
- [12] BARTONÍČEK, R. *Mechanismus pro ovládání vstupu do kompresorové skříně*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 66 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Novotný.

- [13] What is a Turbine Housing? *Turbo Technics* [online]. Brackmills: Turbo Technics, 2021, 7.3.2019 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: <https://www.turbotechnics.com/what-is-a-turbine-housing/>
- [14] TURBOCHARGER CASTING. *Ask Chemicals: We advance your casting* [online]. Hilden: ASK Chemicals, 2021 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: <https://www.ask-chemicals.com/technology/applications/turbocharger-casting>
- [15] Turbo technology: Turbocharger parts and what they do. *AET Turbos* [online]. Normanton: AET Turbos, 2021 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: <https://www.aet-turbos.co.uk/turbo-technology-turbocharger-parts-and-what-they-do/>
- [16] How a Turbocharger Works – basic. *Garrett Motion* [online]. Rolle: GARRETT MOTION, 2021 [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/basic/>
- [17] How does a turbocharger work?: Quality without compromise. *Turbo Dynamics* [online]. Christchurch: Turbo Dynamics [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://www.turbodynamics.co.uk/technical/understanding-turbochargers/>
- [18] Design and Function of a Turbocharger: Turbine. *BorgWarner* [online]. Anderson: BorgWarner Turbo Systems, 2021 [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <http://www.turbos.bwauto.com/en/products/turbochargerTurbine.aspx>
- [19] ROMAGNOLI, A., A. MANIVANNAN, S. RAJOO, M.S. CHIONG, A. FENELEY, A. PESIRIDIS a R.F. MARTINEZ-BOTAS. A review of heat transfer in turbochargers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, **79**, 1442-1460 [cit. 2021-01-26]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2017.04.119
- [20] Comparison of three different motor types. *LoudSpeaker* [online]. Vídeň: LoudSpeaker, 2010 [cit. 2021-01-23]. Dostupné z: <http://loudspeaker.klack.org/seite4.html>
- [21] Mělo nejlepší křídla na světě – Audi Sport Quattro S1! *Garáž.cz* [online]. Praha: Garáž.cz, 24.8.2018 [cit. 2021-01-23]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/melo-nejlepsi-kridla-na-svete-audi-sport-quattro-s1-572>
- [22] Audi V6 TFSI. *Pinterest* [online]. Pinterest, 2021 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/118993615128242683/>
- [23] Mercedes-Benz 300 SD. *Pinterest* [online]. Pinterest, 2021 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/446349013061766143/>
- [24] GLON, Ronan. The Bugatti EB110 showed the way for future hypercars: The wild, advanced EB110 deserves more respect. *Autoblog* [online]. Birmingham: Verizon Media, 2021, 15.8.2019 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.autoblog.com/2019/08/15/bugatti-eb110-history-analysis/#slide-2160544>
- [25] Electric Turbo Innovation. *Garrett Motion* [online]. Rolle: Garrett Motion, 2021 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/electric-hybrid/garrett-e-turbo/>

- [26] File:Turbocharger transparent background.png. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2021 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turbocharger_transparent_background.png
- [27] 53039700248 Turbine Housing For K03 03C145702P Turbochargers. *Phessio Turbo*: official online store [online]. Fengcheng City: PHESSIO TURBO OFFICIAL ONLINE SHOP, 2021 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: <https://shop.phessio.com/product/53039700248-turbine-housing/?v=928568b84963>
- [28] How a Turbocharger Works – advanced. *Garrett Motion* [online]. Rolle: GARRETT MOTION, 2021 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/advanced/>
- [29] How a Turbocharger Works – expert. *Garrett Motion* [online]. Rolle: GARRETT MOTION, 2021 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/expert/>
- [30] FNELEY, Adam J., Apostolos PESIRIDIS a Amin MAHMOUDZADEH ANDAWARI. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review [online]. Londýn, 2017 [cit. 2022-02-19]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116311807>. A Review. Brunel University london.
- [31] Turbocharger with variable turbine geometry (VTG). *70 years of Porsche Sports Cars* [online]. Stuttgart: Dr. Ing. h.c. F. Porsche, 2018 [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <https://presskit.porsche.de/anniversaries/en/70-years-porsche-sports-cars/topic/category/technische-meilensteine/items/en-turbocharger-with-variable-turbine-geometry-vtg-569.html>
- [32] Variable Geometry Turbocharger (VGT). *X-Engine: Intelligence is the ability to adapt to change* [online]. X-Engine, 2021 [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/variable-geometry-turbocharger-vgt/>
- [33] DAS, Anindya. High Strain Rate Deformation of Automotive Grade Steels [online]. Kharagpur, 2019, 324 s. [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/334479222_High_Strain_Rate_Deformation_of_Automotive_Grade_Steels. Disertační práce. Indian Institute of Technology Kharagpur. Vedoucí práce Dr. Debalay Chakrabarti.
- [34] NOVOTNÝ, Pavel. Základy Numerických Metod I.: Podpůrné materiály k přednáškám předmětu. Brno, 2019.
- [35] ČERMÁK, Libor a Rudolf HLAVIČKA. Numerické metody. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2016. ISBN ISBN978-80-214-5437-8.
- [36] HAJŽMAN, Michal. MODELOVÁNÍ POHYBU MECHANISM Ů (ADAMS). Katedra Mechaniky [online]. Plzeň: Západočeská Univerzita v Plzni, 2022 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/pavel.pdf>

- [37] KUROWSKI, Paul M., Finite Element Analysis for Design Engineers. Second edition. SAE International, 2017. ISBN-PDF 978-0-7680-8369-9. [online] Dostupné z: https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpFEADEE04/viewerType:toc//root_slug:finite-element-analysis/url_slug:finite-element-analysis?b-q=kurowski&sort_on=default&b-group-by=true&b-sort-on=default&b-content-type=all_references&include_synonyms=no (EN)
- [38] KRATINA, Jakub. SOUČINITEL TŘENÍ: Tabulka hodnot součinitele (koeficientu) smykového tření pro různé kombinace materiálů. E-konstrukér: Portál pro strojní konstruktéry [online]. Brno: Nová Média, 2017, 16.4.2013 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [39] SMART ELECTRONIC ACTUATORS: ELECTRONIC TURBO ACTUATOR. Sacer: Electronic Control Solutions [online]. Sacer, 2022, 2018 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: https://www.turbosacer.com/wp-content/uploads/2018/09/2018_Automechanika_Catalogue_Turbo_DEF_Printer-compressed.pdf
- [40] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [41] KUSZTELAN, A, Yufeng YAO, D. MARCHANT a Y. WANG. A Review of Novel Turbocharger Concepts for Enhancements in Energy Efficiency. Int. J. of Thermal & Environmental Engineering [online]. 2011, 2011(2), 75 - 82 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: doi:10.5383
- [42] PEARSON, S.R., P.H. SHIPWAY, J.O. ABERE a R.A.A. HEWIT. The effect of temperature on wear and friction of a high strength steel in fretting. WEAR [online]. 2013, 2013(1-2), 622 - 631 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: doi:2013.03.048

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm ²]	Plocha průřezu volutou turbodmychadla
$a_{lopatky}$	[mm]	Minimální vzdálenost mezi lopatkami
$Dotvoru$	[mm]	Průměr otvoru pro turbínové oběžné kolo
F_C	[N]	Složená síla ze složky X a Y
F_X	[N]	Síla působící ve směru osy X
F_Y	[N]	Síla působící ve směru osy Y
$h_{lopatky}$	[mm]	Výška lopatky
H_u	[MJ·kg ⁻¹]	Dolní výhřevnost paliva
i	[–]	Počet válců motoru
k	[s ⁻¹]	Parametr ovlivňující dobu periody
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_{kMAX}	[Nm]	Krouticí moment – maximální
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
$n_{lopatky}$	[mm]	Počet lopatek
p	[Pa]	Tlak
p_{1C}	[Pa]	Absolutní tlak před kompresorem
p_{2C}	[Pa]	Absolutní tlak za kompresorem
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak na píst
R	[J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹]	Plynová konstanta
R	[mm]	Osová vzdálenost rotoru a plochy průřezu volutou
$r_{lopatky}$	[mm]	Vzdálenost osy lopatky od osy rotoru
S_p	[–]	Průtočný průřez
t	[s]	Čas
T	[s]	Perioda
T_{pl}	[K]	Teplota plnicího vzduchu
T_V	[K]	Teplota výfukových plynů
VNT		Systém proměnné geometrie statoru společnosti Garrett Motion
$\alpha_{lopatky}$	[°·s ⁻²]	Úhlové zrychlení lopatky
λ	[–]	Součinitel přebytku vzduchu
λ_{pr}	[–]	Proplachovací součinitel přebytku vzduchu
λ_{Zt}	[–]	Spalovací součinitel přebytku vzduchu

μ_d	[-]	Součinitel smykového tření - dynamický
μ_s	[-]	Součinitel smykového tření - statický
π_c	[-]	Tlakový poměr v kompresorové mapě
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
ρ_{pl}	[kg·m ⁻³]	Plnicí hustota pracovního média
σ_t	[-]	Teoretický směšovací poměr
τ	[-]	Otáčkový činitel
$\varphi_{lopatky}$	[°]	Úhel natočení lopatky
$\omega_{lopatky}$	[°·s ⁻¹]	Úhlová rychlost lopatky
η_i	[-]	Indikovaná účinnost motoru
η_m	[-]	Mechanická účinnost motoru
η_{pl}	[-]	Plnicí účinnost motoru

SEZNAM PŘÍLOH