



**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

**KONCEPCE MECHANISMU PRO OVLIVNĚNÍ  
PROUDU SPALIN NA VSTUPU DO TURBÍNY**

MECHANISM CONCEPT FOR THE EXHAUST GAS FLOW CONTROL AT THE TURBINE INLET

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Otakar Závada

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2022



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Otakar Závada</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.</b>
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:

### **Koncepce mechanismu pro ovlivnění proudu spalín na vstupu do turbíny**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Turbodmychadla využívají různé způsoby ovlivnění vstupu spalín do turbíny. Umožňují tímto zvětšit rozsah použitelných provozních režimů a lépe reagovat na aktuální požadavky spalovacího motoru. Proměnlivý průřez rozvaděče turbíny je významný způsob pro regulaci výkonu turbíny a protitlaku ve výfukovém potrubí. Některé konstrukční řešení zahrnují otáčivé lopatky, které při naklápění mění jak průtočný průřez, tak i úhel vektoru rychlosti spalín vstupujících do turbínového kola. Nová koncepce musí zohlednit velikost ovládacích sil mechanismu, třecích ztrát v kontaktních dvojicích, výrobní náklady, rozměry a hmotnost mechanismu.

#### **Cíle diplomové práce:**

Rešerše stávajících koncepcí pro ovlivnění proudu spalín do turbíny.  
Návrh nových variant koncepcí pro ovlivnění proudu spalín na vstupu do turbíny.  
Vyhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých koncepcí.

#### **Seznam doporučené literatury:**

HEISLER, H. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.

NGUYEN-SCHÄFER, H. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering Tribology. 3. vyd. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0-7506-7836-4.

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

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nových variant schopných ovlivnit proud spalin na vstupu do turbíny turbodmychadla. Cílem této diplomové práce bylo navrhnout a zhodnotit nová koncepční řešení ovlivňující proud spalin na vstupu do turbíny turbodmychadla. První část této diplomové práce je věnována rešerši stávajících řešení, a to jak těm, která se reálně využívají, tak i koncepcím, které zůstávají zatím pouze v mezích úvah. V následujících kapitolách jsou představena nová a unikátní konstrukční řešení mechanismu. Jednotlivá koncepční řešení cílí na zjednodušení celého mechanismu, a tím i snížení celkových výrobních nákladů. K porovnání a vyhodnocení jednotlivých koncepcí došlo mj. na základě výsledků multibody simulací. Výsledky ukázaly, že v tuto chvíli s ohledem na zvolená hodnotící kritéria, je nejhodnějším řešením první vlastní koncepce. V závěru jsou formulovány poznatky, které jsou nezbytné k dalšímu koncepčnímu vývoji a zdokonalení mechanismu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, multibody simulace, kontaktní vazba, CatiaV5, koncepční vývoj

## ABSTRACT

This diploma thesis is about design solution of new concepts cable of exhaust gas flow control at turbine inlet of turbochargers. Goals of this diploma thesis are to design and perform new concepts of exhaust gas flow control at turbine inlet of turbochargers. The first chapter of this diploma thesis is about search of existing mechanism designs and even mechanism designs that are not existing yet. In following chapters are introduced brand new and unique concept mechanism designs. The new concept designs are aiming on simplifying of whole mechanism and price reduction. The comparison and final evaluation are also based on result from multibody simulations. Based on criteria in this moment the best concept solution is the first own mechanism concept. In the conclusion are points needed for further improvement of own mechanism concepts.

## KEYWORDS

Turbochargers, multibody simulation, contact join, CatiaV5, concept development

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZÁVADA, Otakar. *Koncepce mechanismu pro ovlivnění proudu spalin na vstupu do turbíny* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140044>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Bc. Otakar Závada

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing Pavlu Notovnému, Ph.d. za cenné rady při vypracování závěrečné práce. Velké díky patří též Ing. Petru Škárovi, a to za technické připomínky k diplomové práci.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Variabilní mechanismy turbodmychadel .....</b>	<b>12</b>
1.1 Směr dopadu spalin na turbínové kolo .....	13
1.2 Turbodmychadlo s posuvným věncem .....	14
1.2.1 Holset VGT.....	14
1.3 Otočné lopatky VNT.....	16
1.4 Variabilní výstup turbíny .....	17
1.5 Volba koncepce.....	19
<b>2 Technická část.....</b>	<b>20</b>
2.1 Problematika mechanismu .....	20
2.2 Konstrukční řešení současného stavu VNT .....	20
2.3 První vlastní koncepce .....	23
2.3.1 Konstrukční řešení první vlastní koncepce.....	24
2.3.2 Vzájemná poloha disků.....	26
2.3.3 Předběžný návrh lopatek.....	27
2.4 Druhá vlastní koncepce.....	31
2.4.1 Konstrukční řešení druhé vlastní koncepce .....	32
2.4.2 Úpravy posuvného věnce.....	35
<b>3 Multibody Simulace.....</b>	<b>37</b>
3.1 MSC Adams.....	37
3.1.1 MSC Adams View .....	37
3.2 Multibody okrajové podmínky .....	38
3.3 Nastavení kontaktní vazby .....	41
3.4 Přehled použitých funkcí v MSC Adams View .....	46
3.4.1 Idealizovaná rotační vazba .....	46
3.4.2 Idealizovaná pevná vazba .....	46
3.4.3 Join motion .....	46
3.5 Multibody model a výsledky vnt mechanismu .....	47
3.5.1 Vliv vnějšího zatížení na ovládací moment.....	48
3.5.2 Vliv změny třecích vlastností na ovládací moment.....	49
3.5.3 Výkon aktuátoru vnt mechanismu .....	50
3.5.4 Průběh rozváděcích lopatek v závislosti na čase .....	51
3.5.5 Průběh rozváděcích lopatek v závislosti na poloze aktuátoru .....	51
3.5.6 Převodový poměr ovládacího mechanismu .....	52
3.5.7 Využití rolen .....	52
3.5.8 Průběh kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce.....	53
3.5.9 Dopad změny třecích vlastností na jednotlivé komponenty mechanismu.....	56
3.6 Multibody model a výsledky simulace první vlastní koncepce .....	58
3.6.1 Vliv vnějšího zatížení na ovládací moment.....	59
3.6.2 Vliv změny třecích vlastností na ovládací moment.....	61
3.6.3 Výkon aktuátoru první vlastní koncepce .....	62
3.6.4 Převodový poměr první vlastní koncepce.....	63
3.6.5 Poloha rotačních disků v závislosti na poloze kliky aktuátoru.....	64
3.6.6 Vymezení vůlí disků .....	64

---

3.6.7	Změna polohy disků v závislosti na změně třecích vlastností .....	66
3.6.8	Průběh úhlu disku na změnu třecích vlastností .....	67
3.6.9	Průběh kontaktní síly vnitřní kliky a disků .....	68
3.6.10	Průběh kontaktní síly vnitřní kliky a disků v závislosti na změně třecích koeficientů 68	
3.7	Multibody model a výsledky simulace první vlastní koncepce .....	69
3.7.1	Vliv vnějšího zatížení na ovládací moment druhé vlastní koncepce .....	70
3.7.2	Vliv změny třecích vlastností na ovládací moment .....	72
3.7.3	Vliv změny třecích vlastností na výkon aktuátoru .....	72
3.7.4	Vliv směru působení vnějšího zatížení na posuvný věnec .....	73
3.7.5	Vliv změny třecích vlastností na poloze posuvného věnce .....	74
3.7.6	Kontaktní síla mezi pevnými čepy a drážkami posuvného věnce .....	75
3.7.7	Kontaktní síla mezi posuvným věncem a vnitřní klikou ovládacího mechanismu	78
<b>4</b>	<b>Porovnání a hodnocení jednotlivých koncepcí .....</b>	<b>80</b>
4.1	Váha mechanismu .....	80
4.2	Výroba mechanismu .....	81
4.3	Ovládací moment mechanismu .....	82
4.4	Způsob ovlivnění proudu spalin .....	82
4.5	Vyhodnocení .....	83
<b>Závěr .....</b>		<b>84</b>
<b>Použité informační zdroje .....</b>		<b>85</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>		<b>87</b>

## ÚVOD

Turbodmychadla se na automobilovém trhu objevila především kvůli snaze zvýšit celkovou efektivitu spalovacích motorů. Trendem bylo nahradit vysokoobjemové neúsporné motory menšími a úspornějšími motory, ale přitom zachovat stejný výkon a snížit celkovou spotřebu paliva. Inženýři se stále potýkají s náročným problémem, a to jakým způsobem správně zvolit velikost turbodmychadla s ohledem na parametry konkrétního motoru. Menší motor s velkým turbodmychadlem zvládne nahradit i motor s přirozeným způsobem sání, který je ale mnohem větší. Malé turbodmychadlo sice lépe reaguje na proud spalin, ale jeho nedostatky se objevují při vyšších otáčkách spalovacího motoru. Jedním řešením je osadit motor jak malým, tak i velkým turbodmychadlem a správně distribuovat proud spalin mezi jednotlivá turbodmychadla podle příslušných požadavků. Druhým řešením je turbodmychadlo osadit mechanismem, který umožňuje turbodmychadlu pracovat v širším pásmu otáček, čímž se sníží reakční doba a zároveň turbodmychadlo dokáže vytvářet dostatečné množství stlačeného vzduchu pro správný chod spalovacího motoru. Pro správný chod emisního systému spalovacího motoru je nezbytné pracovat vždy s adekvátním množstvím stlačeného vzduchu ve spalovací komoře. Správné množství stlačeného vzduchu na výstupu turbodmychadla lze ovlivnit prostřednictvím ovládacího mechanismu na vstupu do turbíny. Proto je potřeba vyvíjet stále efektivnější mechanismy ovlivňující proud spalin v prostředí turbodmychadel. Je nutné v tomto směru nepolepovat ve vývoji, aby spalovací motory splňovaly i nadále emisní limity.

Podstatu této diplomové práce spatřuji právě v návrhu nových konstrukčních řešení, která by jednou mohla být implementována v automobilovém průmyslu. Cílem je vytvořit takové koncepční řešení, které bude konkurenceschopné. Důležitými kritérii pro tvorbu nových konstrukčních řešení je redukce jak celkového množství dílů, tak i výrobní ceny mechanismu, a to při zachování variability ovlivňování proudu spalin na turbínové kolo. Jednotlivé koncepce je nutné podrobit multibody simulacím, což umožní lépe porozumět chování mechanismu v reálných podmínkách.

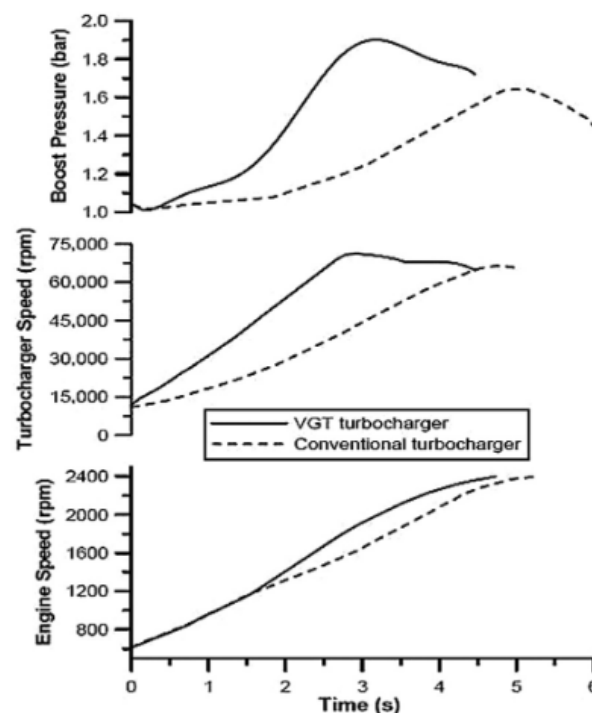
Práce vznikla v úzké spolupráci s jedním z největších výrobců turbodmychadel na světě, a to společností Garrett Advancing Motion na dedikovaném pracovišti v Brně. Tato společnost poskytla veškeré potřebné technické podklady a podněty k vypracování této diplomové práce. Nová koncepční řešení jsou porovnávána se stávajícím VNT řešením společnosti Garrett Advancing Motion.

# 1 VARIABILNÍ MECHANISMY TURBODMYCHADEL

Variabilní mechanismy turbodmychadel jsou navrhovány především k nárůstu plnicího tlaku v nízkých otáčkách, snížení odezvy, zvýšení kroutícího momentu a k redukci plnicího tlaku při vysokých otáčkách. Silným motivátorem pro vývoj variabilních mechanismů je dosažení lepší spotřeby paliva a plnění stále přísnějších emisních podmínek. Další výhodou turbodmychadel s variabilním mechanismem je zlepšení průtokových podmínek plynů v turbínové skříni, jehož výsledkem je navýšení výkonové charakteristiky turbodmychadla a jednodušší sladění s charakteristikou spalovacího motoru.

*Obr. 1* znázorňuje výhody turbodmychadla s variabilní geometrií v porovnání s konvenčním turbodmychadlem [1]. Plná čára popisuje průběh funkce turbodmychadla s variabilním mechanismem. Přerušovaná čára zobrazuje průběh konvenčního turbodmychadla. V horní části *Obr. 1* je znázorněn průběh plnicího tlaku v závislosti na čase, kde lze vidět rychlejší nárůst plnicího tlaku turbodmychadla s variabilní geometrií.

S průběhem plnicího tlaku přímo souvisí i průběh otáček turbodmychadla v čase, kdy v této konfiguraci je turbodmychadlo s variabilním mechanismem téměř o 2 vteřiny rychlejší oproti konvenčnímu turbodmychadlu [1]. Průběh otáček motoru v čase v dolní části *Obr. 1* ukazuje rychlejší nárůst. Reakcí nárůstu otáček motoru je vyšší množství spalin, jehož prostřednictvím dochází k rychlejšímu roztáčení turbodmychadla, které je díky tomu schopné dodávat vyšší plnicí tlak a motor tak je schopný pracovat efektivněji.



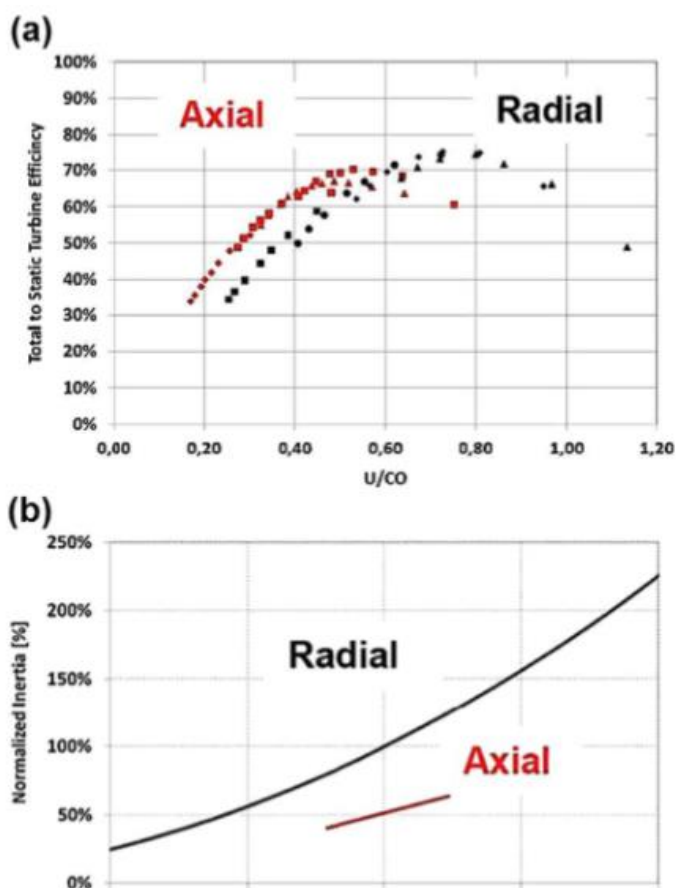
*Obr. 1.* Grafy porovnávající konvenční turbodmychadlo s VGT (Variable geometry turbocharger) [1].

## 1.1 SMĚR DOPADU SPALIN NA TURBÍNOVÉ KOLO

Na trhu jsou hlavní dva návrhy turbínových skříní. Jejich dělení je na základě směru proudění spalin, a to na radiální a axiální turbínové skříně. V případě radiálních skříní výfukové spaliny vstupují na turbínové kolo kolmo na rotorové lopatky. Spaliny jsou přesměrovány o  $90^\circ$  vlivem geometrie lopatek a následně vystupují z turbínové skříně.

Na obdobném principu funguje axiální turbínová skříň, kdy spaliny vstupují axiálně a vystupují radiálně. V případě axiální turbínové skříně spaliny vstupují pod nulovým úhlem, což přispívá k minimálnímu mechanickému napětí na lopatkách rotoru. Jako příklad axiálního rotoru stojí za zmínku Honeywell Turbo Technologies (HTT) DualBoost™, kde bylo využito nulových aerodynamických reakcí ke zjednodušení turbínových lopatek. Tímto zjednodušením se snížil moment setrvačnosti o 40 % [2].

Na Obr. 2 je ukázáno porovnání radiálního a axiálního typu ze studie K.H. Bauera [3] pro HTT. Obr. 2a znázorňuje křivky účinnosti pro oba typy rotorů, přičemž axiální rotor dominuje v nižších normalizačních rotacích. Obr. 2b znázorňuje redukovaný moment setrvačnosti axiálního rotoru vůči momentu setrvačnosti radiálního rotoru v závislosti na normalizovaném turbínovém průtoku.

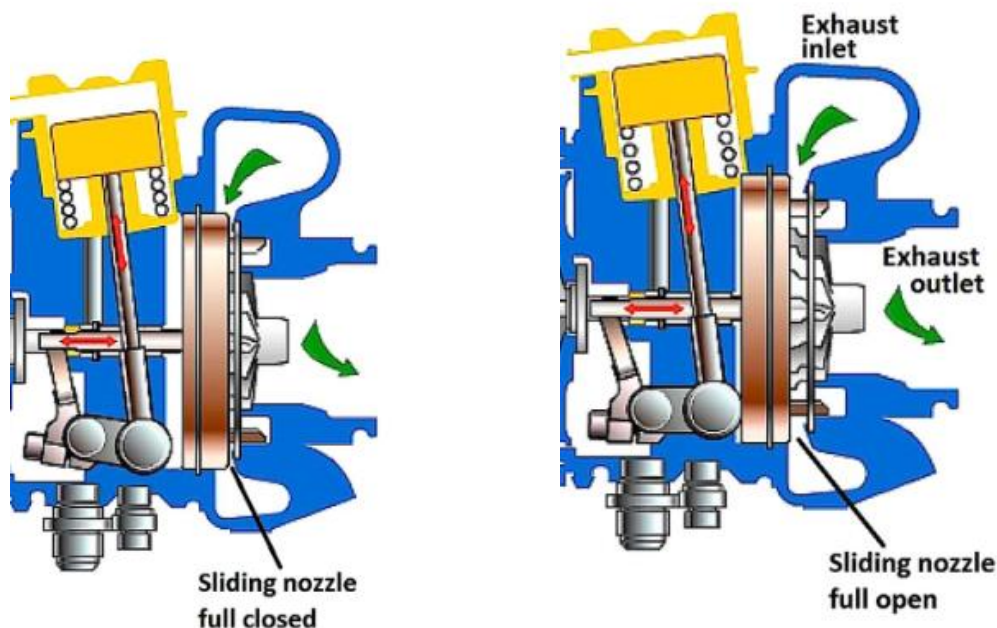


Obr. 2 Porovnání radiálního a axiálního rotoru v rámci jejich účinnosti a momentu setrvačnosti [3].

## 1.2 TURBODMYCHADLO S POSUVNÝM VĚNCEM

VGT (Variable geometry turbocharger) je jednou z nejčastěji používaných metod regulace u nákladních automobilů a autobusů. Jde o jednoduchou a velmi robustní konstrukci s poměrně objemným konstrukčním řešením. Posuvný věnec umožňuje dodávat vysoký plnicí tlak při nízkých otáčkách motoru, a proto se jedná o nejlepší řešení, pokud výfukový systém disponuje recirkulací výfukových plynů, která navyšuje využitelnosti paliva [1].

Posuvný věnec je složen z řady lopatek umístěných po obvodu věnce. Věnec je uložen na větším rádiu, než je rádius daného turbínového kola turbodmychadla (viz Obr. 3). Jednotlivé lopatky nasměrovávají spaliny na jednotlivé listy turbínového kola. Jelikož se věnec posouvá axiálně, je zástavba velmi kompaktní. Minimální množství kontaktních ploch snižuje velikost opotřebení, a tím se navyšuje celková životnost mechanismu [1]. Axiální posuv věnce řídí rychlost proudění spalin na kolo turbodmychadla. V případě, kdy je v turbodmychadle menší množství spalin, ale zároveň je potřeba vytvořit dostatečné množství stlačeného vzduchu pro efektivní fungování motoru, dojde ke zmenšení mezery v turbínové skříni a spaliny jsou tím pádem urychleny, což způsobí rychlejší rotaci turbínového kola, potažmo rotaci kola kompresorového. V případě nadměrného množství spalin dochází ke zvětšení mezery v turbínové skříni, což vede ke zpomalení proudění spalin a nedojde k poškození turbodmychadla.



Obr. 3 Schéma turbodmychadla s posuvným věncem prezentující zavřený stav (vpravo) a otevřený stav (vlevo) [15].

### 1.2.1 HOLSET VGT

Holset VGT využívá variabilní změny proudících spalin za chodu motoru. To umožňuje nastavení výkonu turbíny a poskytuje dostatek energie k pohonu kompresorového kola na požadovanou úroveň plnicího tlaku bez ohledu na to, ve kterém režimu právě spalovací motor běží. Toho je dosaženo změnou plochy a soustavou řídicích lopatek mezi centrální skříni a turbínovou skříni v prostoru, kterým jsou spaliny přiváděny na turbínové kolo.

Konstrukce je v případě Holset VGT (viz *Obr. 4*) unikátní v tom, že nedochází k rotaci lopatek jako u VNT mechanismu, ale dochází k axiálnímu pohybu věnce. VGT konstrukce zajišťuje vysokou úroveň odolnosti a spolehlivosti, která je nezbytná pro dnešní komerční aplikace. Kromě toho jsou lopatky upevněny v optimální poloze, která vytváří nejpříznivější úhel dopadu výfukových plynů na lopatky turbínového kola, čímž se zvyšuje průměrná účinnost turbíny v celém jeho provozním rozsahu [4].

Posuvný věnec s jednotlivými lopatkami mění otvor, kterým proudí výfukové plyny na kolo turbíny. Tato změna geometrie turbodmychadla zvyšuje výkon při zúžení prostoru, kterým proudí spaliny. Zmenšením prostoru se zvýší tlak ve výfukovém potrubí a dojde k navýšení otáček turbínového kola. V případě, kdy je prostor spaliny navýšen pohybem věnce, sníží se tlak výfukových plynů, což zapříčiní i snížení výkonu turbodmychadla. Díky variabilitě mechanismu lze nastavit ideální podmínky, kdy je turbodmychadlo schopné kompenzovat zvyšující se otáčky motoru. Jednotlivé polohy věnce s lopatkami si lze představit jako nekonečný počet turbodmychadel s pevnou geometrií, která jsou nastavena na nekonečný počet pracovních bodů spalovacího motoru.



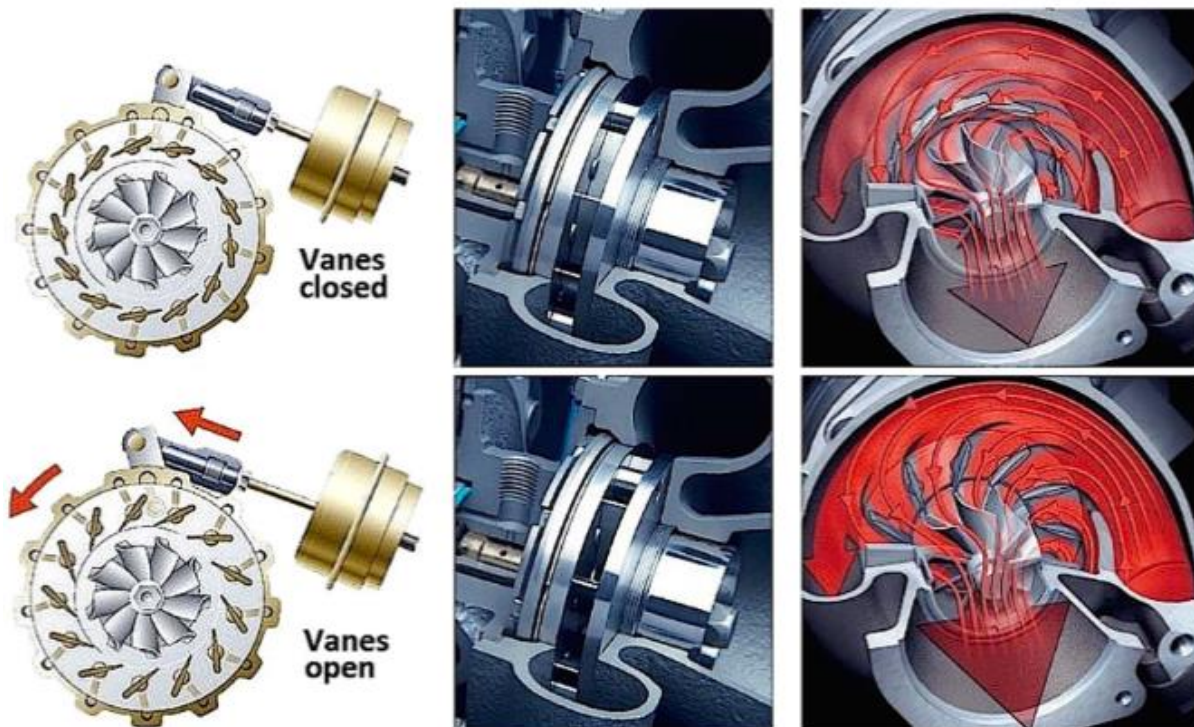
*Obr. 4* Holset VGT věnec s lopatkami [4].

### 1.3 OTOČNÉ LOPATKY VNT

V jádru se jedná o podobnou konstrukci jako u konstrukce s posuvným věncem, s tím rozdílem, že zde je věnec v turbínové skříni statický. Jednotlivé lopatky jsou mezi sebou propojeny mechanismem, který umožňuje jejich naklápění (viz *Obr. 5*), a to až do plného uzavření. Polohování lopatek umožňuje vysokou variabilitu a přesnost řízení množství spalin působících na turbínové kolo turbodmychadla. Lopatky jsou uzavřeny při nízkých otáčkách motoru, aby urychlily proud spalin. Jakmile motor produkuje větší množství spalin, dochází k otevírání lopatek. Otočné lopatky dosahují vyšší celkové efektivity než posuvný věnec [5].

Je nutné říct, že existují problémy se spolehlivostí VNT mechanismu, a to zejména v aplikacích se zážehovými motory, u kterých spaliny dosahují teplot až 1050 °C [5]. Hlavním zdrojem problémů jsou kontakty „kov na kov“, kdy může v krajní situaci dojít až k „zapečení“ kontaktů. To zapříčiní ovlivnění výkonnosti turbodmychadla a v případě překonání otáčkových limitů může dojít i k jeho poškození.

Mitsubishi Heavy Industries (MHI) podniklo výzkum [6] v oblasti nejvíce namáhaných kontaktů. Výzkum poukázal na vliv vysokých teplot, které vedou k expanzi kovových materiálů, což způsobuje razantní nárůst kontaktních tlaků, které jsou přenášeny v rámci celého mechanismu. Jedním z řešení bylo vložení prstence z jiného materiálu do věnce mechanismu. Vložený materiál má jinou tepelnou roztažnost a není tolik náchylný ke spojení jednotlivých kontaktních ploch mechanismu.

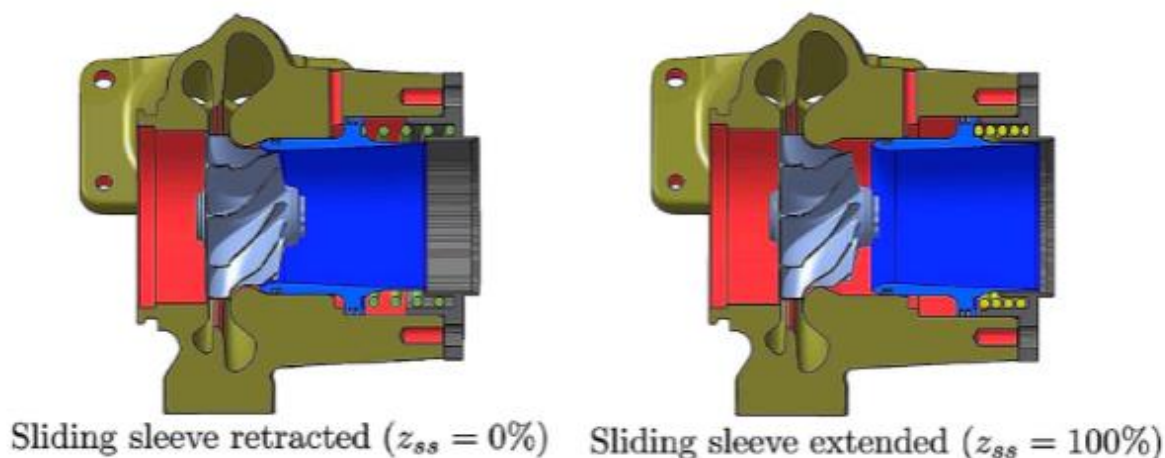


*Obr. 5* Horní řada obrázků znázorňuje směr proudění spalin a pozici trysek při zavřeném (horní) a otevřeném (spodní) stavu [16].



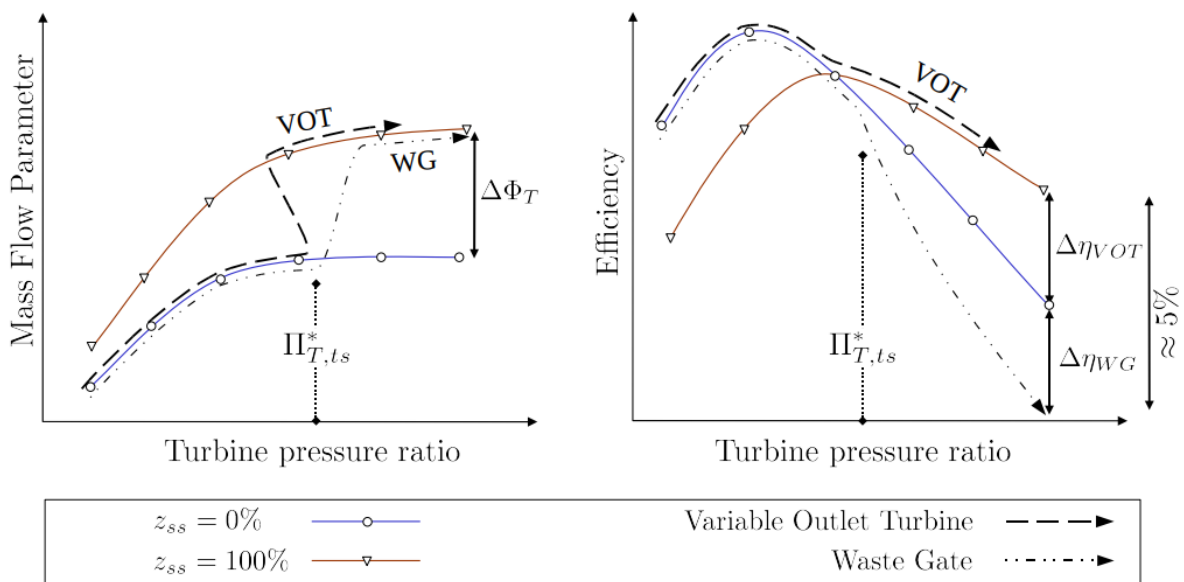
## 1.4 VARIABILNÍ VÝSTUP TURBÍNY

V případě variabilního výstupu z turbíny probíhá samotná regulace až za samotným turbínovým kolem [1]. Změna výstupní plochy je umožněna axiálním posuvem objímky přímo za turbínovým kolem. Axiální poloha objímky nastavuje průtokový průřez, hmotnostní průtok spalin, expanzní poměr, a tím je přímo i ovlivněna účinnost turbíny. Pozice objímky se během pracovního cyklu motoru plynule mění od polohy  $z_{ss}=0\%$  až do polohy  $z_{ss}=100\%$  (viz Obr. 6) podle aktuálního zatížení spalovacího motoru. Samotný pohyb věnce řídí plnicí tlak vznětových motorů. Při nízkém zatížení je věnec v poloze  $z_{ss}=0\%$ , kdy dochází k nejlepší odezvě spalovacího motoru, poskytnutí největšího plnicího tlaku a kroutícího momentu. Tato pozice věnce je držena až do určité hodnoty expanzního poměru  $\Pi_{T,ts}^*$  (viz Obr. 7). Při této hodnotě expanzního poměru se věnec posouvá do hodnoty  $z_{ss}=100\%$ .



Obr. 6 Řez turbínovou skříní využívající variabilního výstupu z turbíny v krajních polohách [1].

Na provozní charakteristice (viz *Obr. 7*) lze názorně porovnat turbodmychadlo s variabilním výstupem s turbodmychadlem osazeným obtokovým kanálem. Levá část obrázku porovnává hmotnostní průtok v závislosti na expanzním poměru turbodmychadla. Hodnota  $\Delta\Phi_T$  zobrazuje rozdíl v hmotnostním průtoku mezi krajními polohami turbodmychadla s variabilním výstupem. Výsledný průběh turbodmychadla s variabilním výstupem je vytvořen přerušovanou čarou, kdy lze pozorovat změnu při hodnotě  $\Pi_{T,ts}^*$ . V tomto bodě dochází k posuvu věnce z pozice  $z_{ss}=0\%$ . To způsobí nárůst hmotnostního toku a zároveň klesá expanzní poměr do chvíle, než věnec dosáhne pozice  $z_{ss}=100\%$ , kde následně roste hmotnostní tok i expanzní poměr. Pravá část *Obr. 7* porovnává účinnost turbodmychadla v závislosti na expanzním poměru. Průběh účinnosti turbodmychadla s pozicí věnce v  $z_{ss}=0\%$  není ovlivněna samotným mechanismem, tudíž lze jednotlivé mechanismy vůči tomuto průběhu porovnávat. Z průběhů jednotlivých ovládacích mechanismů turbodmychadla lze usoudit, že turbodmychadlo s variabilním výstupem má přibližně o 5 % lepší účinnost než turbodmychadlo s obtokovým kanálem.



*Obr. 7* Provozní charakteristika turbodmychadla s variabilním výstupem (čárkovaná čára) v porovnání s turbodmychadlem s obtokovým kanálem (čerchovaná čára) [17].

## 1.5 VOLBA KONCEPCE

S ohledem na výsledky provedené rešerše se diplomová práce bude zabývat dvěma typy koncepcí ovlivňujícími proud spalín dopadající na turbínové kolo.

První koncepce diplomové práce vychází z nabytých zkušeností o problematice daného mechanismu a problémech s tím spojených. Snahou je přinést novou ideu, jak by se daný problém v budoucnu mohl řešit. Bude se jednat o nový pohled na danou problematiku, který má za cíl být konkurenceschopný v prostředí současných řešení proudu spalín na turbínové kolo. Jednotlivé nedostatky a přednosti budou blíže rozebrány v následujících kapitolách této diplomové práce.

Druhá koncepce diplomové práce vychází z principu mechanismu posuvného věnce. Jedná se o jiný přístup v samotném pohybu věnce v axiálním směru. Při vytváření této koncepce byla vzata v úvahu robustnost a jednoduchost celého mechanismu tak, aby byly naplněny požadavky současného trhu.

Výše uvedené koncepce budou v této diplomové práci porovnány se současným stavem. Současný stav vychází z vývojové řady VNT společnosti Garrett Advancing Motion, která je více popsána v další části této diplomové práce.

## 2 TECHNICKÁ ČÁST

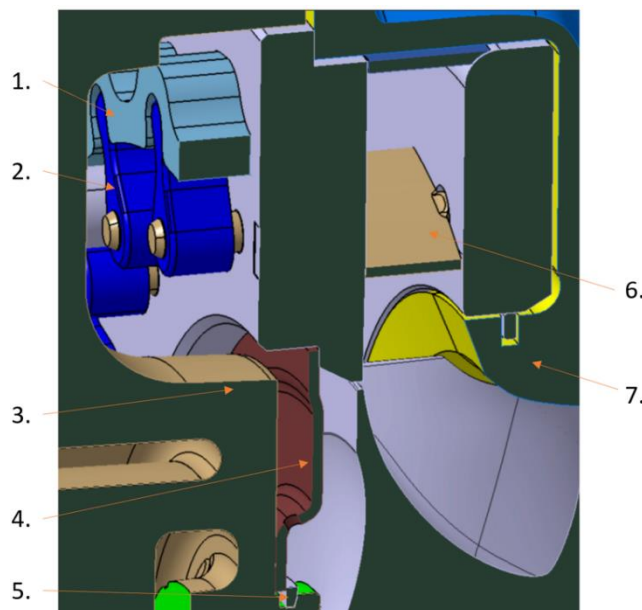
Tato část diplomové práce se zabývá jak samotným technickým řešením jednotlivých koncepcí, tak i současných technických řešení. Dochází k porovnání v rozsahu konstrukčního řešení, ale i dalších parametrů mechanismů. Na některých místech jsou porovnávací parametry uzpůsobeny, tak aby mohlo dojít k jejich přímému porovnání.

### 2.1 PROBLEMATIKA MECHANISMU

Tato kapitola se zabývá podrobnějším popisem problematiky mechanismů pro ovlivnění proudu spalin. Je třeba si uvědomit nehostinnost prostředí, ve kterém musí samotný mechanismus pracovat, a to s vysokou spolehlivostí, po dobu několika let a s množstvím ujetých kilometrů. Na celý mechanismus působí nemalé cyklické tepelné namáhání, které značně ovlivňuje velikost výrobních tolerancí a tvar jednotlivých kontaktních ploch. Samotný tvar kontaktních ploch a výrobní tolerance mají přímý vliv na tzv. „zapékání“ kontaktních ploch. Na druhou stranu, je potřeba pamatovat na pracovní tepelné okno, ve kterém spalovací motor pracuje a je nutné vzít rovněž do úvahy problematiku roztažnosti kovů. Na jedné straně stojí silné simulační programy a na straně druhé reálné testy, které dokážou odhalit nedostatky simulačních nástrojů.

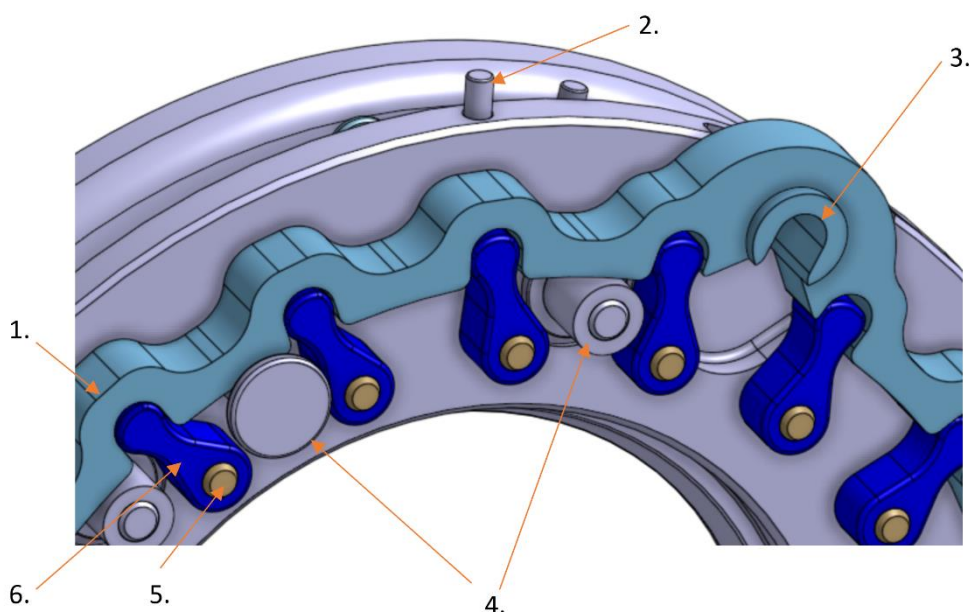
### 2.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SOUČASNÉHO STAVU VNT

Celý vnitřní mechanismus ovlivňující spaliny proudící na turbínu je do turbodmychadla vložen jako montážní celek (viz *Obr. 8*) obsahující jednotlivé prvky, které jsou již složeny jako podsestava. To umožňuje jednodušší manipulaci, montáž a v případě poruchy i snadnější servis případně výměnu. Předmontovaná sestava umožňuje i lepší distribuci výrobních kapacit a rozložení montážní linky. Poloha montážního celku v celkové sestavě turbodmychadla je zajištěna řadou upevňovacích čepů na vnějším průměru (viz *Obr. 9*), které částečně omezují montážní sestavu v pohybu. Dalším prvkem usazujícím celkovou sestavu na místě je předepnutý plech talířového tvaru, který má tendenci tlačit sestavu směrem k turbínové skříni a vymezovat toleranční vůle.



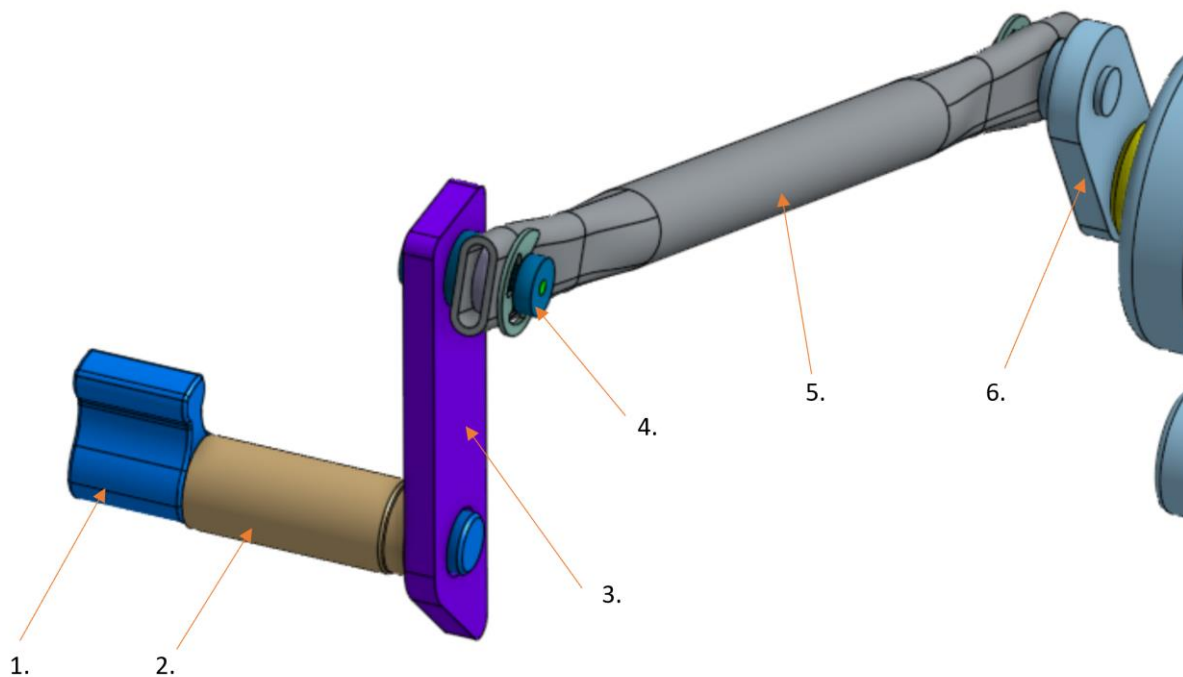
*Obr. 8* Vnější ovládací věnec, 2. Klika ovládající pohyb lopatek, 3. Centrální skříň, 4. Talířová pružina, 5. Pojistný kroužek, 6. Lopatka VNT mechanismu, 7. Turbínová skříň.

Montážní sestava (viz Obr. 9) je ovládána vnějším věncem, který svým tvarem propojuje jednotlivé páky lopatek mechanismu VNT. Věncem je uložen na dvou typech roln, které zaručují jeho polohu v prostoru. Jeden typ rolny je uložen volně na čepu, čímž je mu umožněna rotace a zároveň vymezuje mezeru mezi vnějším věncem a pevným diskem VNT mechanismu. Druhý typ rolny je vložen v pevném disku napevno a brání v sestavě mechanismu sklouznutí posuvného věnce. Tyto dva typy roln zaručují správnou polohu rotačního disku v prostoru vůči jednotlivým klikám ovládajícími naklápění lopatek. Rozmístění jednotlivých roln je mírně excentrické na průměru pevného disku. Tato excentricita napomáhá lepšímu přenosu sil na jednotlivé kliky ovládající natočení lopatek. Vliv excentricity je více popsán v dalších kapitolách diplomové práce. Jednotlivé kliky ovládající pohyb lopatek jsou napevno spojeny s hřídelí samotných lopatek. Při rotaci vnějšího věnce dochází k naklápění všech lopatek nerovnoměrně, což je více popsáno v dalších částech diplomové práce. Vnější věncem je zajištěn řadou roln s vnějším osazením pro zachování polohy vnějšího věnce i za provozu.



Obr. 9 1. Vnější věncem, 2. Upevňovací čep, 3. Prostor pro kliku vnějšího ovládání, 4. Rolny, 5. Hřídel lopatky mechanismu, 6. Kliky ovládající pohyb lopatek.

Konstrukční řešení vnějšího ovládání mechanismu VNT (viz *Obr. 10*) spojuje vnější věnec ovládacího mechanismu (viz *Obr. 9*) až k samotné klice elektrického aktuátoru, který v tomto případě ovládá a řídí celý chod mechanismu ovlivňující proud spalin na turbínové kolo. Klika vnějšího ovládání je vsazena do prostoru pro kliku vnějšího ovládání. Hřídel samotné kliky je uložena v kluzném pouzdře, které zajišťuje správnou pozici v centrální skříni turbodmychadla a zároveň utěsňuje prostor mezi spalinami a vnějším prostředím. Z praxe vyplývá, že je prostor snazší utěsnit při vzájemně rotačním pohybu dvou těles než v případě axiálního posuvu těchto dvou těles. Dále je na hřídeli napevno připojeno vnější rameno přenášející ovládací moment aktuátoru přes hřídel až na ovládací vnější věnec. Vazba mezi aktuátorem a ramenem je tvořena v podstatě profilovanou trubkou, která disponuje dostatečnou tuhostí, a to za předpokladu co nejmenší vlastní hmotnosti. Trubka s dalšími prvky ovládacího mechanismu je spojena přes čepy, které tvoří nejlepší možné řešení pro vzájemné spojení jednotlivých prvků mechanismu. Je potřeba minimalizovat třecí ztráty, opotřebení a výrobní tolerance. Jako pojistný prvek slouží pojistný kroužek na vnější straně čepu. Takto uložený čep snižuje míru tření vzájemných kontaktů. Výrobní tolerance vnějších kontaktů má značný vliv na odezvu lopatek vzhledem ke změně polohy kliky aktuátoru. Příliš velké vůle či nepřesnosti mohou vytvářet nepříjemné vibrace a hluk, což je značně nežádoucí. V praxi je nutné vytvořit ve vzájemně se ovlivňující sestavě toleranční analýzu, která umožní lepší přehled maximálních či minimálních tolerancí při stanovených výrobních odchylkách. Odladění takového množství kontaktů „kov na kov“ je i přes pokročilé simulace vždy potřeba otestovat na reálných prototypch.

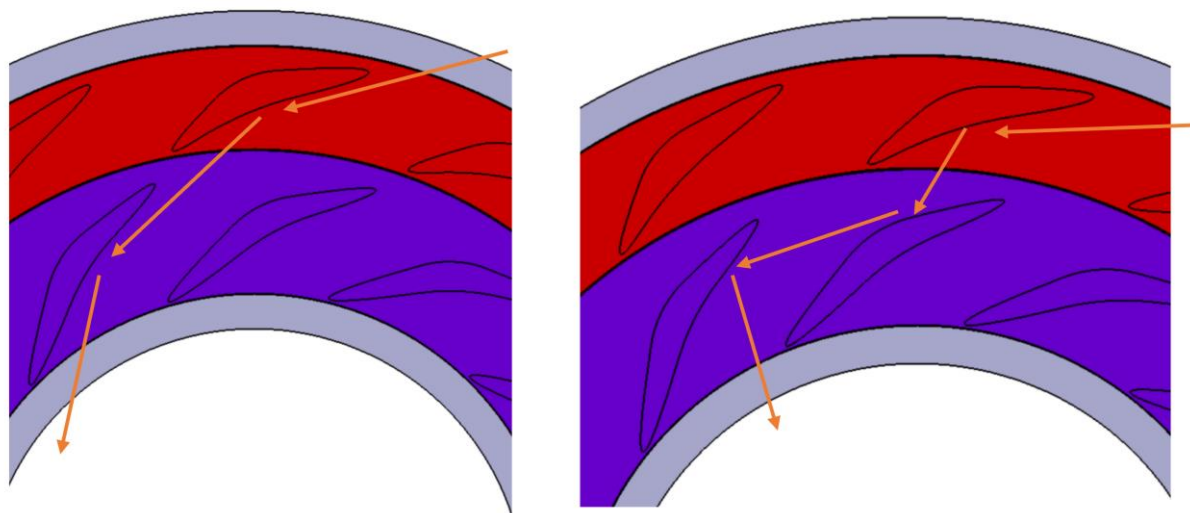


*Obr. 10* 1. Klika ovládající vnější věnec, 2. Kluzná vložka vložená v centrální skříni, 3. Klika vnějšího mechanismu, 4. Čep, 5. Profilovaná trubka, 6. Rameno aktuátoru.

Ovládací moment je přenášen přes vnější ovládací systém na vnitřní mechanismus. Velikost ramen a úhel mezi jednotlivými prvky má přímý vliv na celkový převodový poměr. Velká ramena by mohla zajistit dostatečný ovládací moment, ale je potřeba dodržet zástavbové rozměry při dané aplikaci.

## 2.3 PRVNÍ VLASTNÍ KONCEPCE

První vlastní koncepce pro ovlivnění proudu spalin na turbínu vychází z principu změny úhlu dopadajících spalin na turbínové kolo. Změna úhlu vektoru spalin dopadajících na listy turbínového kola ovlivňuje výsledný výkon turbínového kola. V rámci koncepčního návrhu jsou znázorněny na *Obr. 11* dva krajní stavy toho, jakým způsobem je zamýšlena změna proudu spalin. Jednotlivé šipky nezobrazují rychlosti proudu spalin. Pro interpretaci rychlosti proudu spalin v prostorách mezi lopatkami je nutné provést CFD simulaci.

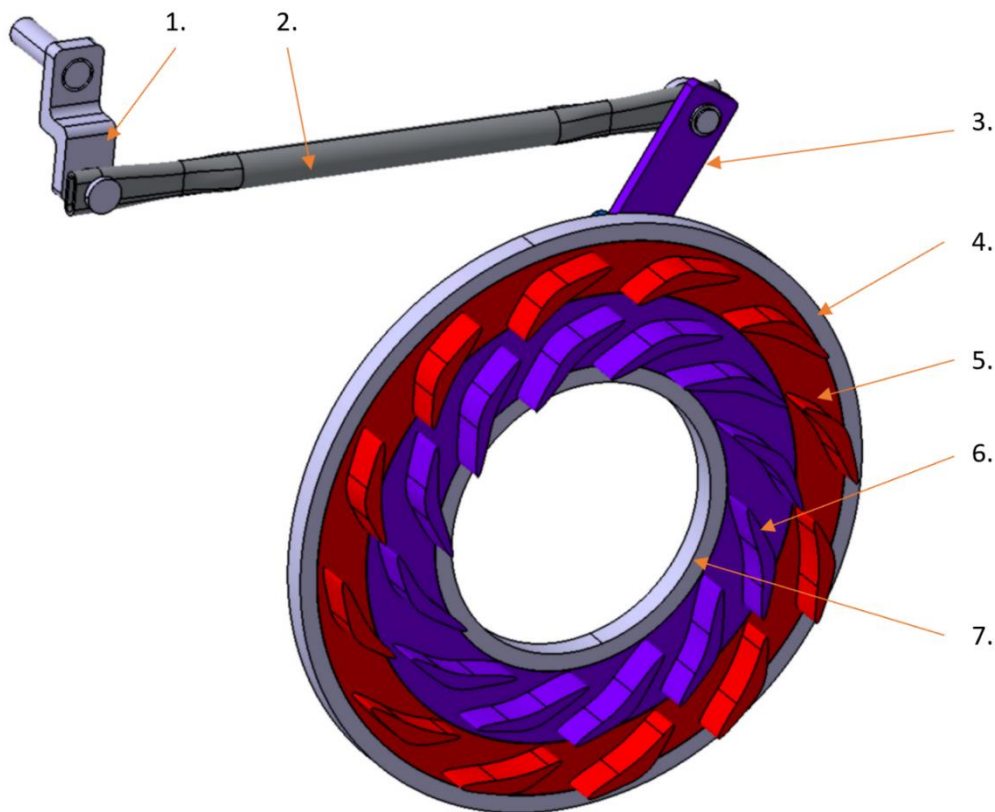


*Obr. 11* Představa proudění spalin v krajních stavech první vlastní koncepce.

Zásadní vliv na změnu úhlu dopadajících spalin na turbínové kolo má samotný tvar lopatek na jednotlivých discích první vlastní koncepce. První návrh tvaru lopatek lze určit analytickým přístupem, který je blíže popsán v kapitole 2.3.3, kde jsou uvedeny rovnice, jenž slouží k prvotnímu návrhu tvaru lopatek bez nutnosti simulačních programů. V navazujících krocích je nutné přistoupit na metodu konečných prvků a například pomocí softwaru Ansys Fluent si ověřit, zda prvotní myšlenka byla správná a nedochází zde k nadměrným turbulencím a maření kinetické energie spalin.

### 2.3.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PRVNÍ VLASTNÍ KONCEPCE

Ovládací mechanismus vychází z původního ovládacího mechanismu, a to za předpokladu stejného umístění ovládacího aktuátoru. Konstrukce vně turbínové skříně je svou podstatou stejná, jako v provedení VNT (viz *Obr. 12*). To v první fázi vývoje zjednodušuje ověření funkce, jelikož je již známé chování z VNT provedení a je možné přímo porovnat jednotlivé koncepty. Velikostí kliky aktuátoru a kliky vnějšího ovládaní lze ovlivnit převod momentu z aktuátoru až na samotnou kliku vnitřního ovládaní. Dalším podstatným faktorem je úhel mezi jednotlivými rameny, který je nastavený stejně jako u VNT provedení, a to z důvodu přímého porovnání ovládacího momentu. V tomto případě je zapotřebí výsledků ze simulace tekutin, která určí pracovní body ovládacího systému a vnější zatížení působící na ovládací systém. Poté následuje přesnější naladění ovládacího systému. Nová koncepce pro ovlivnění proudu spalin dopadajících na turbínové kolo v tuto chvíli cílí na snížení počtu dílů, snížení počtu kontaktních dvojic, zjednodušení montáže a snížení výrobních nákladů.

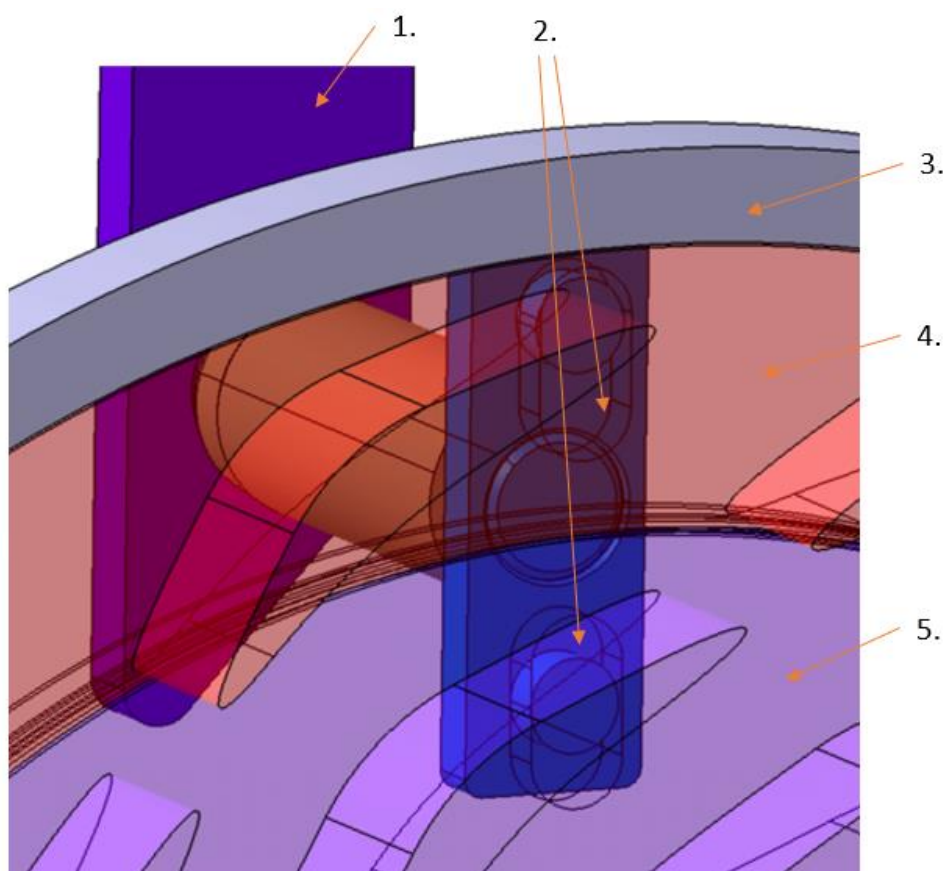


*Obr. 12* 1. Klika aktuátoru, 2. Profilovaná trubka, 3. Klika vnějšího ovládaní, 4. Ekvivalent turbínové skříně, 5. Vnější disk, 6. Vnitřní disk, 7. Ekvivalent centrální skříně.



Ovládací mechanismus, v prostoru mezi turbínovou skříní a centrální skříní, pracuje jen s dvojicí kontaktů (viz *Obr. 13*), což způsobuje jejich zásadní redukci oproti původnímu ovládacímu mechanismu VNT. Redukce kontaktních dvojic by měla mít příznivý vliv na snížení třecích ztrát, a tím pádem i snížení ovládacího momentu elektrického aktuátoru. Tím, že dochází k rotaci obou disků současně, je změna vzájemné polohy disků vůči sobě rychlejší než v případě, kdy by byl pohyblivý pouze jeden z disků. To umožňuje rychlejší změnu úhlu, a tím pádem je i potřeba menší změna úhlu kliky aktuátoru.

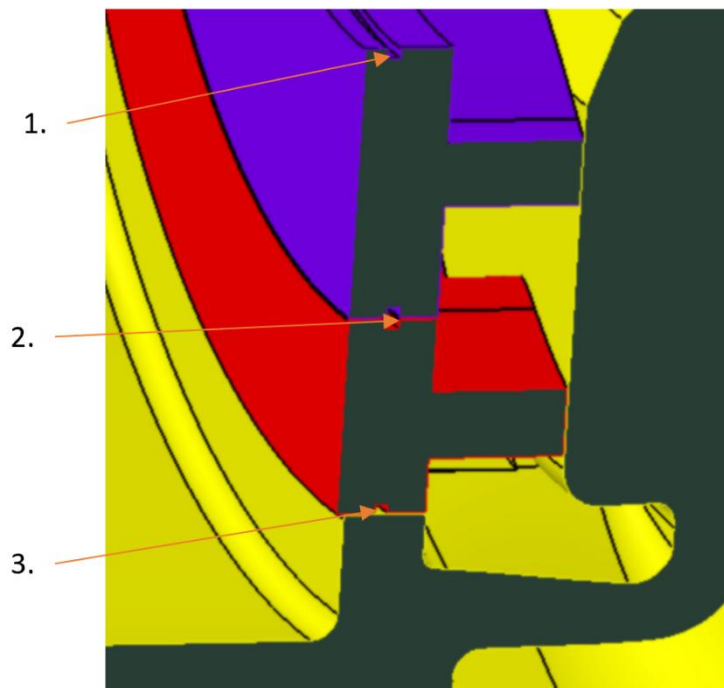
Jednotlivé disky jsou do turbodmychadla vloženy až do vrcholové sestavy, jelikož zde není potřeba dalších montážních sestav. V rámci vzájemné polohy disků vůči turbínové a centrální skříní jsou vytvořeny dva scénáře toho, jakým způsobem by daný kontakt šel konstrukčně vyřešit.



*Obr. 13* Konstrukční řešení ovládacího mechanismu, 1. Klika vnějšího ovládání, 2. Prostor v rotačních discích, 3. Ekvivalent turbínové skříně, 4. Vnější disk, 5. Vnitřní disk.

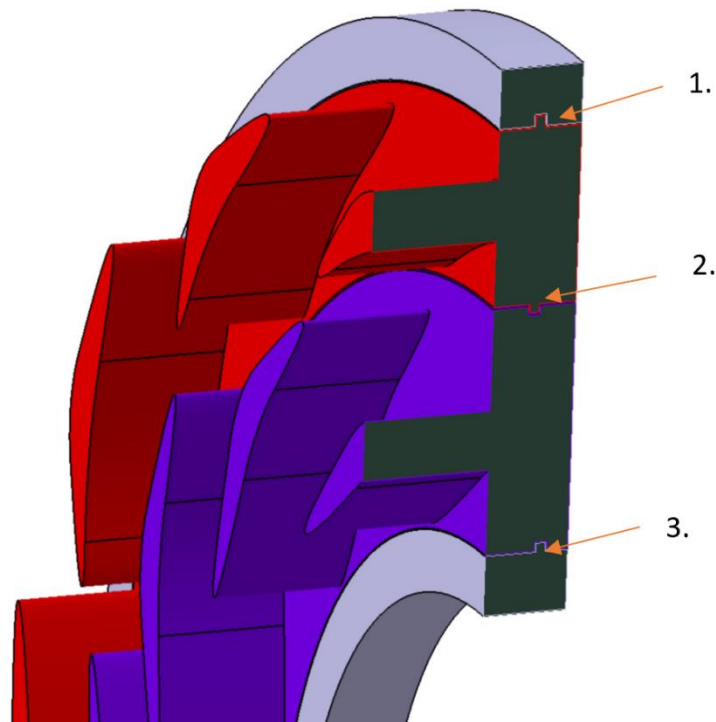
### 2.3.2 VZÁJEMNÁ POLOHA DISKŮ

Vzájemná poloha vnějšího disk vůči turbínové skříni je zajištěna pojistným kroužkem (viz *Obr. 14*), který se bude vkládat do drážky na vnějším průměru disku. Vazba mezi disky mechanismu bude zajištěna stejným způsobem. Tento způsob vazby umožní diskům vzájemné rotace na společné ose a znemožní axiální pohyb, jak vůči sobě, tak vůči turbínové skříni. Správnou volbou tvaru pojistných kroužků by mělo docházet ke stejnému efektu, jako u pístních kroužků. Tvar pojistného kroužku a drážky v rotačním disku mají redukovat usazování nečistot z proudu spalín, jelikož pohybem pojistného kroužku v drážce by docházelo k nepřetržitému odstraňování nečistot v prostoru drážky.



*Obr. 14* 1. Drážka pro pojistný kroužek mezi vnitřním diskem a centrální skříni. 2. Drážka pro pojistný kroužek mezi jednotlivými disky. 3. Drážka pro pojistný kroužek mezi vnějším diskem a turbínovou skříni.

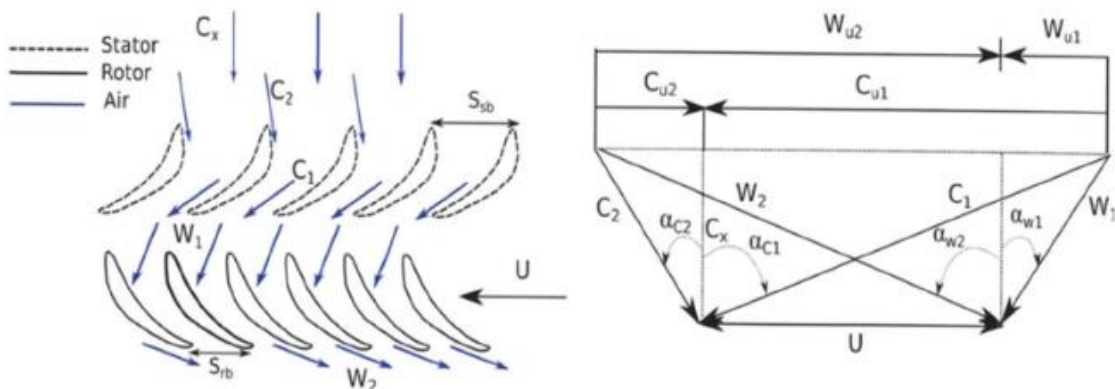
Další technické řešení umístění rotačních disků v prostoru turbodmychadla, přicházející v tomto v případě v úvahu, je s absencí pojistného kroužku jako dalšího dílu v sestavě. Vzájemná poloha rotačních disků je zajištěna tvarovými prvky (viz *Obr. 15*) na jednotlivých dílech. Tento přístup by měl zajistit omezený axiální pohyb a dostatečnou tuhost systému. Nevýhodou v tomto případě může být právě samotný tvarový spoj, kde by mohlo dojít k zanesení prostoru mezi jednotlivými prvky vnitřního mechanismu. Zanesený prostor by mohl vést k navýšení potřebného ovládacího momentu, případně by mohlo dojít k úplnému zablokování celého mechanismu, který by se tím pádem stal nefunkčním.



Obr. 15 1. Tvarová vazba mezi vnějším diskem a ekvivalentem turbínové skříně. 2. Tvarový prvek mezi jednotlivými disky. 3. Tvarový prvek mezi vnitřním diskem a ekvivalentem centrální skříně.

### 2.3.3 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH LOPATEK

V této části je popsána teorie vycházející z teorie rychlostního trojúhelníku, která napomáhá konstrukci lopatek na rotačních discích. Geometrii lopatek lze popsat pomocí různých profilů lopatek a soustavou úhlů s tím souvisejících. Rychlostní diagram (viz Obr. 16) je důležitým nástrojem pro popis rychlosti vtoku spalin na turbínové kolo turbodmychadla, který představuje rychlosti, při kterých budou lopatky na discích pracovat [7].



Obr. 16 Rychlostní diagram axiální turbíny [8].

Pro sestavení rychlostního diagramu je potřeba znát pracovní podmínky. Pracovní podmínky v rámci diplomové práce nejsou definovány, a proto se zde bude jednat pouze o teoretický návrh, jak by se postupovalo v konkrétní aplikaci.

Koeficient zatížení lze určit podle následující rovnice [9].

$$\psi = \frac{h_2 - h_1}{u^2} \quad (1)$$

Koeficient zatížení by pro turbínové kolo měl být vždy kladný. Z rovnice (1) lze zjistit rychlost, pokud je známa změna entalpie. Na základě znalosti vnějšího průměru lopatky z modelovacího softwaru a vztahu mezi rychlostí a úhlovou rychlostí, lze dopočítat neznámý parametr. Dalším krokem je výpočet vstupní rychlosti kapaliny pomocí zákona o ideálním plynu [9].

$$p = \rho R a T_{in} \quad (2)$$

$$\rho = \frac{p_{in}}{T_{in} R a} \quad (3)$$

Objemový průtok:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4)$$

Výpočet rychlosti vzduchu na základě znalosti vstupního průměru nebo na základě odhadu [9]:

$$u_{in} = Cx = \frac{\dot{V}}{A_p, cr'} \quad (5)$$

Koeficient průtoku [9]:

$$\phi = \frac{Cx}{u} \quad (6)$$

V dalším kroku, aby bylo možné vypočítat  $C1$ ,  $C2$ ,  $W1$  a  $W2$ , platí následující [9]:

$$\left(\frac{C1}{u}\right)^2 = \left[(1 - Rn) + \frac{\psi}{2}\right]^2 + \phi^2 \quad (7)$$

$$\left(\frac{C2}{u}\right)^2 = \left[(1 - Rn) + \frac{\psi}{2}\right]^2 + \phi^2 \quad (8)$$

$$\left(\frac{W1}{u}\right)^2 = \left[\frac{\psi}{2} - Rn\right]^2 + \phi^2 \quad (9)$$

$$\left(\frac{W2}{u}\right)^2 = \left[\frac{\psi}{2} + Rn\right]^2 + \phi^2 \quad (10)$$

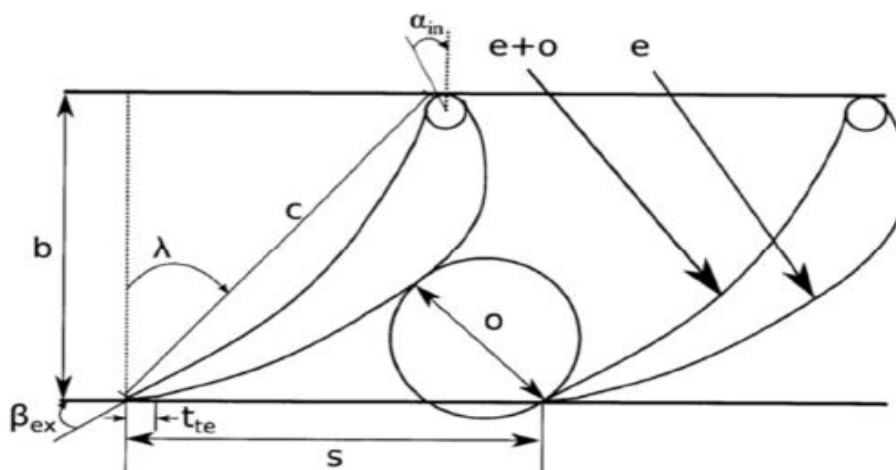
Úhly pro průchody toku se vypočítají pomocí následujících vztahů [9]:

$$\tan \alpha_{c,1} = \frac{\left[\frac{\psi}{2} + 1(1 - Rn)\right]}{\phi} \quad (11)$$

$$\tan \alpha_{c,2} = -\frac{\left[\frac{\psi}{2} + 1(1 - Rn)\right]}{\phi} \quad (12)$$

$$\tan \alpha_{w,1} = -\frac{\left[\frac{\psi}{2} - Rn\right]}{\phi} \quad (13)$$

$$\tan \alpha_{w,2} = -\frac{\left[\frac{\psi}{2} - Rn\right]}{\phi} \quad (14)$$



Obr. 17 Profil lopatky [9].

Po procesu konstrukce rychlostního trojúhelníku je dalším krokem vytvoření samotného tvaru lopatky (viz *Obr. 17*), který ukazuje parametry pro vývoj profilu lopatky. V prvním kroku je potřeba určit počet lopatek pro stator a rotor. Počet lopatek se pro turbíny volí v rozmezí 11 až 110 lopatek, a to v závislosti na velikosti turbodmychadla. Lopatky rotoru jsou obvykle zvoleny v sudém počtu, zatímco počet lopatek statoru je většinou lichý, a to především kvůli rozložení váhy rotoru, což umožňuje jeho jednodušší vyvažování. Jakmile je zvolen počet lopatek, jejich rozteč je dána rovnicí (15) [8].

$$s = \frac{\pi D}{N} \quad (15)$$

Osový průmět lze určit pomocí rovnice, když je znám roztečný průměr a je zvolen počet lopatek rotoru [9]:

$$\left(\frac{b}{s}\right)_{op} = \left[ \frac{2}{Cl_{op}} \cos^2 \beta_{ex} (\tan \alpha_{in} - \tan \beta_{ex}) \right] \quad (16)$$

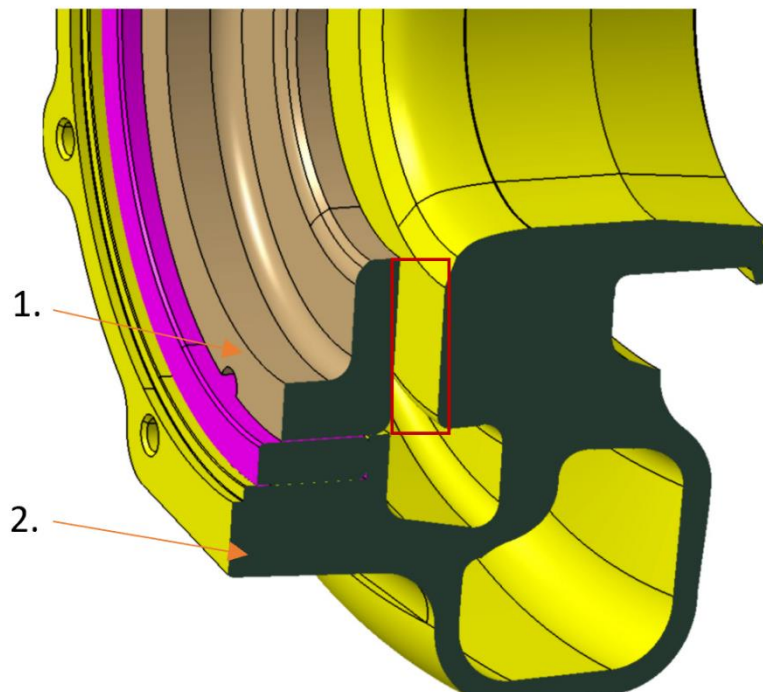
$$\cos \lambda = \frac{b}{c} \quad (17)$$

## 2.4 DRUHÁ VLASTNÍ KONCEPCE

Druhá vlastní koncepce vychází z koncepce posuvného věnce, kdy dochází ke změně průtočného prostoru. Změna prostoru mezi centrální a turbínovou skříní ovlivňuje výkon turbínového kola. Tento prostor je znázorněn na *Obr. 18* mezi věncem a turbínovou skříní. V případě, kdy je prostor zúžen, dochází k navýšení otáček turbínového kola. Pokud je mezera naopak zvětšována, dochází ke snížení výkonu turbínového kola z důvodu poklesu rychlosti proudu spalin. Stejně jako v případě VGT mechanismu od společnosti Holset [10], jsou jednotlivé pracovní body posuvného věnce představeny nekonečným počtem turbodmychadel s pevnou geometrií. V jejich případě se jedná o axiální posuv věnce, který umožňuje variabilitu průtočného průměru. Jedná se o velmi robustní mechanismus ovlivňující proud spalin v turbínové skříní dopadající na turbínové kolo.

Konstrukční řešení druhé vlastní koncepce spojuje dva odlišné mechanismy ovlivňující proud spalin dopadající na turbínové kolo turbodmychadla. Mechanismus lze rozdělit na dvě části:

- a) První část mechanismu je tvořena jednotlivými komponenty od kliky aktuátoru až po vnitřní ovládací kliku. Tato část by se dala nazvat jako ovládací mechanismus. Vnější ovládací systém využívá stejný princip jako VNT mechanismu společnosti Garrett Advancing Motion, a to z důvodu možnosti porovnat jednotlivá technická řešení, která budou více přiblížena v následujících kapitolách.
- b) Druhá část mechanismu je tvořena prvky ovlivňujícími samotný proud spalin dopadající na turbínové kolo doplněný o konstrukční prvky umožňující a zároveň omezující pohyb daných komponent.

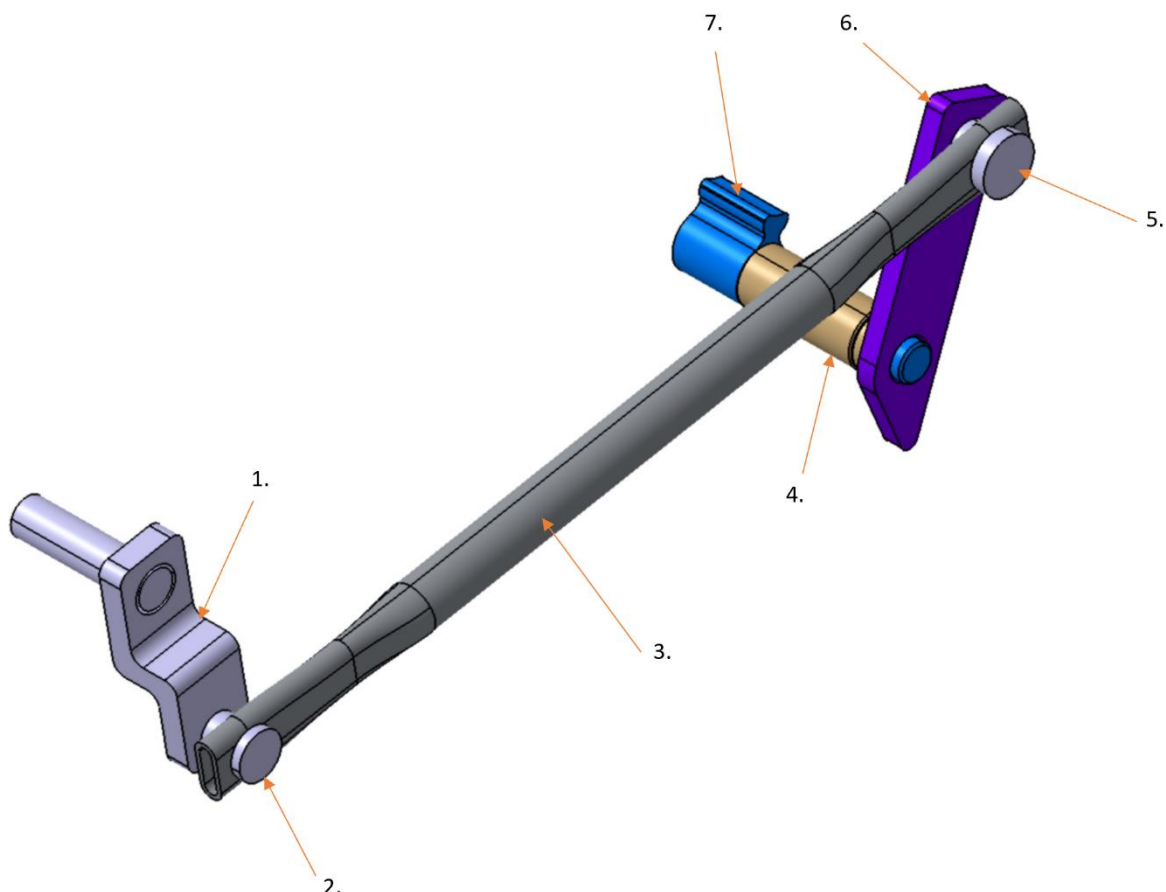


*Obr. 18* 1. Věncem ovlivňující prostor proudu spalin, 2. Turbínová skřín.

### 2.4.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DRUHÉ VLASTNÍ KONCEPCE

Vnější ovládací mechanismus (viz *Obr. 19*) je tvořen řadou prvků umožňujících správnou funkci prvků ovlivňujících proud spalin na turbínové kolo. Aktuátor je zde zobrazen pouze jako klika aktuátoru, která vytváří moment potřebný k pohybu celého mechanismu. Klika aktuátoru je přes čep spojena s profilovanou tyčí, která přenáší sílu ve své ose do bodu, kde je tyč napojena na vnější kliku ovládacího mechanismu. Spojení profilové tyče a kliky vnějšího ovládacího mechanismu je tvořeno čepovým spojením s vůlí. Klika vnějšího ovládacího mechanismu je spojena napevno s hřídelem, která rozděluje celý mechanismus na vnitřní a vnější ovládací systém. Vnější ovládací systém je od vnitřního ovládacího systému oddělen pomocí hřídele spojující jednotlivé kliky a kluzné vložky umístěné do centrální skříně. Uložení hřídele a kluzné vložky zastává dvojí funkci, a to:

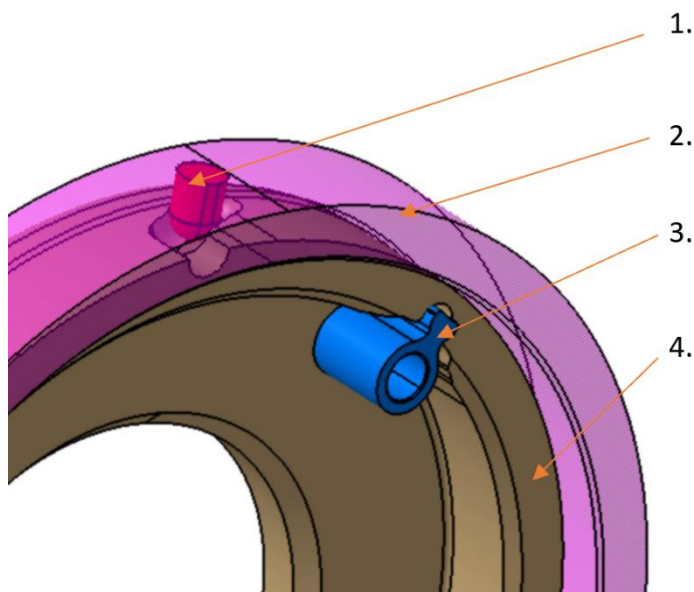
- a) Odizolovat prostor, ve kterém proudí spaliny, od okolního prostředí, kde by mohlo dojít ke kontaminaci prostředí spalinami, které neprošly emisním systémem spalovacího motoru.
- b) Vytvořit rotační bod v prostoru, kolem kterého může hřídel rotovat. Hřídel, která má na jednom konci kliku vnitřního mechanismu a na konci druhém má kliku vnějšího mechanismu, přenáší sílu do vnitřního prostoru turbodmychadla.



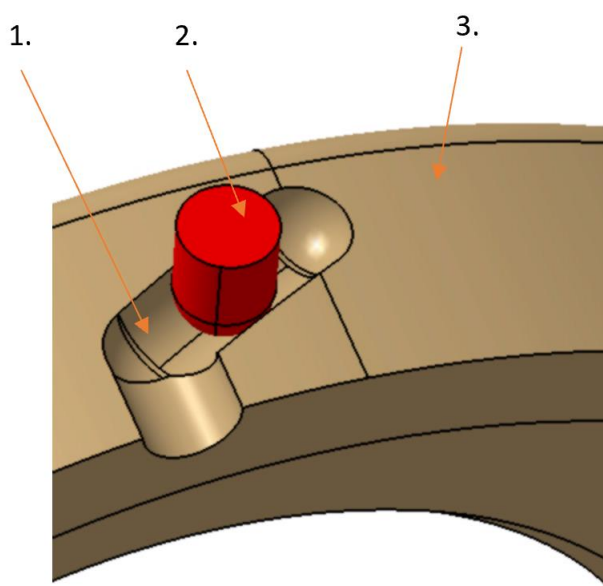
*Obr. 19* Vnější ovládací mechanismus, 1. Klika aktuátoru, 2. Čepová vazba, 3. Profilovaná trubka, 4. Kluzná vložka, 5. Čepová vazba, 6. Vnější klika, 7. Vnitřní klika.



Klika vnitřního mechanismu svou rotací pootáčí posuvným věncem (viz *Obr. 20*), který ovlivňuje proud spalín, jelikož svým pohybem zmenšuje průtočnou plochu, kterou mohou spaliny proudit na turbínové kolo. Věncem má na svém vnějším obvodu trojici drážek (viz *Obr. 21*). Drážka na vnějším průměru má stejný efekt jako závit. Dalším nezbytným prvkem pro správnou funkci celého mechanismu je trojice čepů v turbínové skříni, která tvoří pevný bod. Jednotlivé čepy zapadají do drážek na vnějším průměru věnce. Tvarový prvek (viz *Obr. 21*) na vnějším průměru rotačního disku a pevné čepy umožňují pohyb věnce směrem k turbínové skříni.

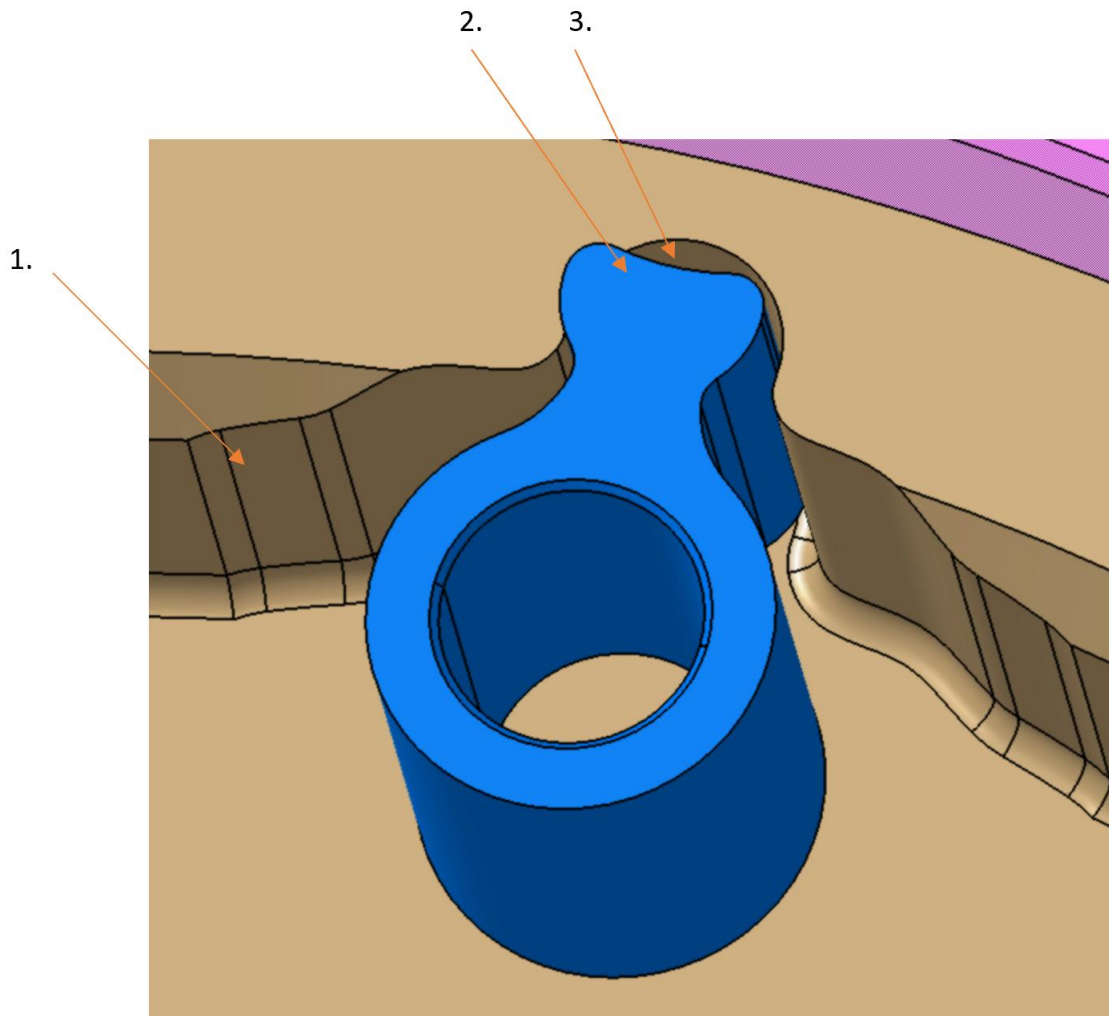


*Obr. 20* 1. Čep uložený v ekvivalentu turbínové skříně, 2. Ekvivalent turbínové skříně, 3. Vnitřní klika, 4. Posuvný věnc.



*Obr. 21* 1. Drážka na vnějším průměru posuvného věnce, 2. Pevný čep, 3. posuvný věnc.

Dalším technickým řešením, které je nedílnou součástí vnitřního ovládacího mechanismu, je kontaktní dvojice vnitřní kliky a posuvného věnce. V této kontaktní dvojici je potřeba vytvořit profil na vnitřním průměru posuvného věnce tak, aby zohlednil krajní polohy kliky mechanismu, jelikož by mohlo dojít ke kolizi jednotlivých částí. Důležité je v této kontaktní dvojici, v každé pracovní poloze, zachovat vzájemný kontakt pouze na stranách ovládací kliky. Na základě tohoto pravidla musel vzniknout upravený profil ovládací kliky, aby byla vždy dodržena tato podmínka. Pokud by daný meziprostor (viz Obr. 22 ) zanikl, mohlo by dojít k zaseknutí celého mechanismu, a tedy k jeho celkové nefunkčnosti.



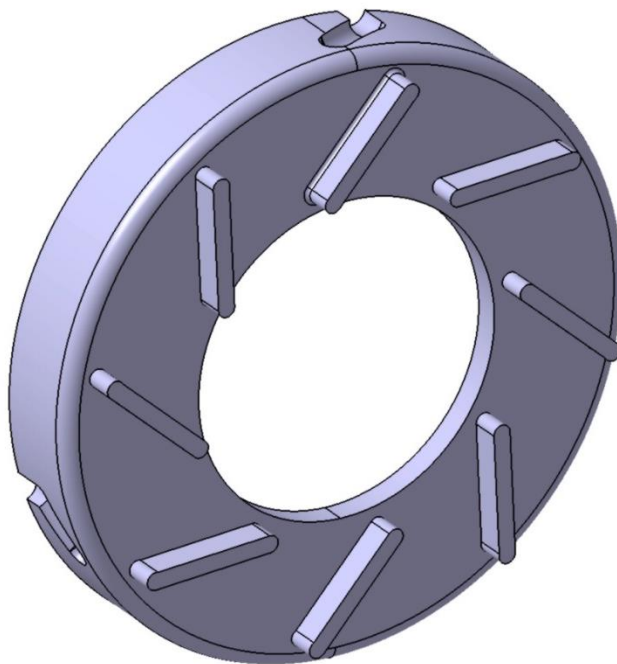
Obr. 22 1. Profil na vnitřním průměru posuvného věnce, 2. Profil hlavy ovládací kliky, 3. Meziprostor ovládací kliky a posuvného věnce.

### 2.4.2 ÚPRAVY POSUVNÉHO VĚNCE

Další modifikací druhé vlastní koncepce ovlivňující proud spalín na turbínu je úprava posuvného věnce. Vlastní geometrie posuvného věnce může pozitivně přispět k proudění spalín na turbínové kolo. Proto v tuto chvíli, bez rozsáhlých simulací tekutin, se jedná pouze o koncepty, které by mohly přispět k lepší funkci celého mechanismu. V úvahu připadají následující modifikace.

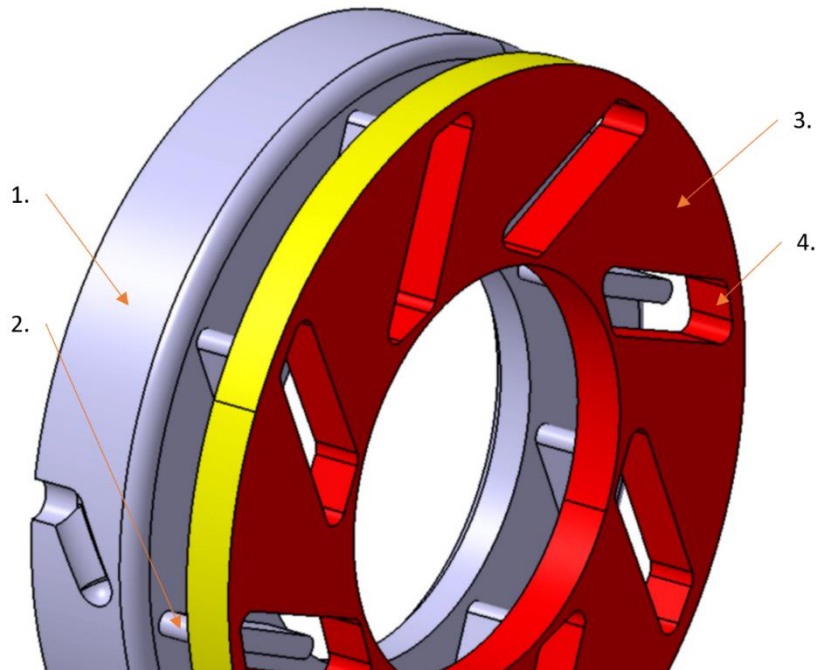
První modifikace posuvného věnce je přidáním lopatek, které usměrní proud spalín na turbínové kolo (viz *Obr. 23*). Zde připadají v úvahu dva scénáře možného fungování posuvného věnce s lopatkami:

- a) Jedním je modifikovat výšku lopatek tak, aby při minimální axiální vzdálenosti věnce a turbínové skříně byl minimalizován prostor s eliminací kolize mezi nimi, přičemž by veškerý proud spalín proudil mezerami mezi lopatkami. Toto uspořádání lopatek by mohlo mít nepříznivý vliv na proud spalín v režimech, ve kterých by posuvný věnec byl v jiné než minimální vzdálenosti od turbínové skříně.



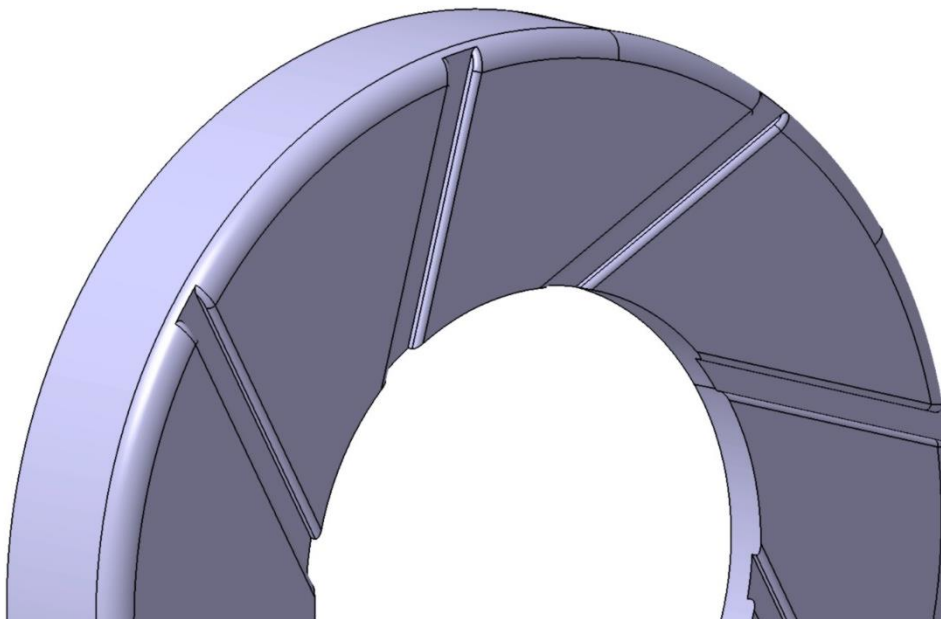
*Obr. 23* Posuvný věnec s lopatkami.

- b) Druhým je situace, kdy lopatky mají výšku mezery mezi posuvným věncem a turbínovou skříní. Tedy výška lopatky je stejná, jako šířka prostoru, kterým proudí spaliny na turbínové kolo. V tomto případě je nutná modifikace turbínové skříně tak, aby jednotlivé lopatky na posuvném věnci mohly svým pohybem zajíždět do vybraných míst v turbínové skříně (viz *Obr. 24*). Tato modifikace by měla odstranit nepříznivý vliv, který se vyskytuje, když jsou lopatky menší než prostor, kterým proudí spaliny. V tomto případě jsou zase vyšší výrobní náklady, jelikož je potřeba opracovat prostor, kam budou zajíždět jednotlivé lopatky. Proto se v tuto chvíli jedná pouze o koncepční řešení, ke kterému je potřeba důkladných simulací tekutin k určení vhodné modifikace.



Obr. 24 1. Posuvný věnec s lopatkami, 2. Lopatky posuvného věnce, 3. Ekvivalent turbínové skříně, 4. Prostor pro lopatky posuvného věnce.

Druhá modifikace posuvného věnce (viz Obr. 25) by mohla být přínosná v situaci, kdy je posuvný věnec maximálně vysunutý. Jedná se o stav, ve kterém je mezera mezi posuvným věncem a turbínovou skříní téměř nulová. Toto nastává v případě nutnosti využití proudu spalin k brždění motoru. Modifikace by měla svůj vliv na proud spalin zvyšovat pohybem zmenšujícím prostor pro proud spalin. Jednotlivé kanály v posuvném věnci by měly příznivě ovlivňovat proud spalin dopadající na turbínové kolo.



Obr. 25 Posuvný věnec s vnitřními drážkami.

## 3 MULTIBODY SIMULACE

Tato část diplomové práce se zabývá multibody simulacemi, jelikož je zapotřebí jednotlivé koncepty porovnat z hlediska ovládacího momentu a dalších parametrů mechanismu. Ovládací moment aktuátoru je jediným řídicím prvkem celého mechanismu, a proto je hodnota ovládacího momentu zásadní pro řízení mechanismu ovlivňujícího proud spalín na turbínové kolo.

### 3.1 MSC ADAMS

Jako schopný simulační program byl zvolen MSC Adams, a to na základě předchozích zkušeností ze studia.

MSC Adams je jedním z nejpoužívanějších softwarů pro řešení multibody a dynamických simulací. Samotný MSC Adams je složen z řady modulů a samostatných programů, které jsou specializovány na jednotlivé typy multibody simulací, případně na průmysl, ve kterém jsou používány. Proto je v první řadě nutností zvolit správné prostředí, které bude schopné vypočítat ovládací moment a třecí ztráty v mechanismu [11].

#### 3.1.1 MSC ADAMS VIEW

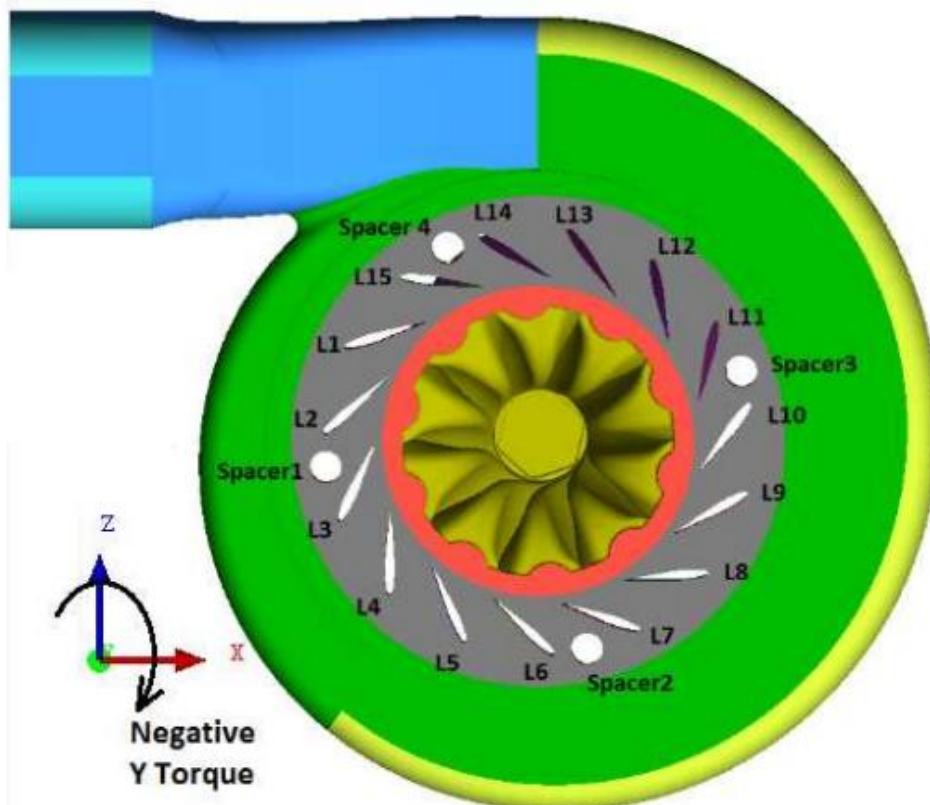
MSC Adams View poskytuje pokročilé modelování a vizualizace v jednom integrovaném prostředí. Rozhraní MSC Adams View obsahuje rozsáhlý panel nástrojů, ikon a nabídek. Jednotlivá rozhraní lze přizpůsobit potřebám daného uživatele. V 3D rozhraní lze vytvořit virtuální prototyp mechanického systému stejný jako reálný prototyp. Je možné vytvářet jednotlivé prvky mechanismu, spojovat je variací vazeb a pohánět je fyzikálně přesnými silami a pohyby. K přiblížení virtuálního prototypu k reálnému modelu lze zde využít pružiny, tlumiče a třecí kontakty ke zlepšení věrohodnosti simulace. V rámci prototypových návrhů je velikou výhodou možnost využít parametrického modelování, takže model lze snadno upravit. Pro vizualizaci poskytuje MSC Adams View možnost animovat mechanismus a zobrazit klíčové parametry simulačních dat, a to i v průběhu samotné simulace. Tímto způsobem lze identifikovat případné problémy a ihned je odstranit [11].

Na základě multibody simulací je možné získat velké množství dat, ze kterých je následně možné čerpat. Jako nejvhodnější nástroj se v tomto případě jeví právě MSC Adams View, jelikož lze modelovat přímo v daném modulu, případně je možné importovat modely z jiných CAD systémů. MSC Adams View obsahuje rozsáhlou knihovnu vazeb a spojů s možností simulace třecích sil v samotných vazbách a spojích. Pro lepší znázornění chování mechanismu dokáže vytvořit reálnou 3D simulaci. Pro další kroky v rámci koncepčního vývoje lze exportovat data pro další simulační nástroje, případně exportovat data pro reálný test. V rámci MSC Adams View je i integrovaný modul Solver a PostProcessor. Díky integraci těchto dvou modulů je možné přepočítat simulace na případnou změnu modelu jednodušeji.

### 3.2 MULTIBODY OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Diplomová práce má za cíl porovnat jednotlivé koncepce mechanismu ovlivňujícího proud spalin na turbínové kolo. Je proto nutné simulovat co možná nejreálnější podmínky, které mohou nastat za chodu mechanismu. K porovnání jednotlivých koncepcí lze využít dat získaných v multibody simulacích. Z reálného modelu byly pouze odstraněny prvky, které nemají žádný přínos, ani vliv na samotnou multibody simulaci mechanismu.

V rámci 3D modelu v prostředí MSC Adams View je nutné definovat vnější zatížení, které působí na mechanismus. Jedno z vnějších zatížení je tvořeno proudem spalin na jednotlivé lopatky mechanismu. V tomto případě je velice obtížné definovat zatížení na jednotlivé lopatky a bez CFD simulací nemožné, jelikož ani v reálných podmínkách není možné něco takového změřit přímo na zařízení. V rámci diplomové práce bylo využito dat z jiné diplomové práce, která se zaměřovala na CFD simulace proudění rozváděcím mechanismem turbodmychadla (viz Obr. 26) [12]. Z této práce bylo využito zatížení na lopatky rozváděcího mechanismu turbodmychadla. Momentové zatížení působící na lopatky rozváděcího mechanismu je rozloženo ve směru hodinových ručiček na model VNT mechanismu. Na rozváděcí lopatky turbodmychadla je potřeba zavést i zatížení silové v osách Z a X. Tyto hodnoty byly poskytnuty společností Garrett Advancing Motion. Jedná se o zjednodušení vnějšího zatížení lopatek. Momentové a silové zatížení není v průběhu reálného provozu zatěžováno konstantně nebo v jedné rovině. Z tohoto důvodu došlo ke zjednodušení vnějšího zatížení, kdy moment působící na lopatky mechanismu má konstantní hodnotu nezávislou na aktuální poloze lopatek. U silového působení došlo ke sloučení sil na základě vektorového součtu a umístění působitě do souřadného systému každé lopatky. Umístěním síly do osy souřadného systému každé lopatky zajistí, že se daná síla bude pohybovat s lopatkou, ale hodnota síly zůstane stejná.

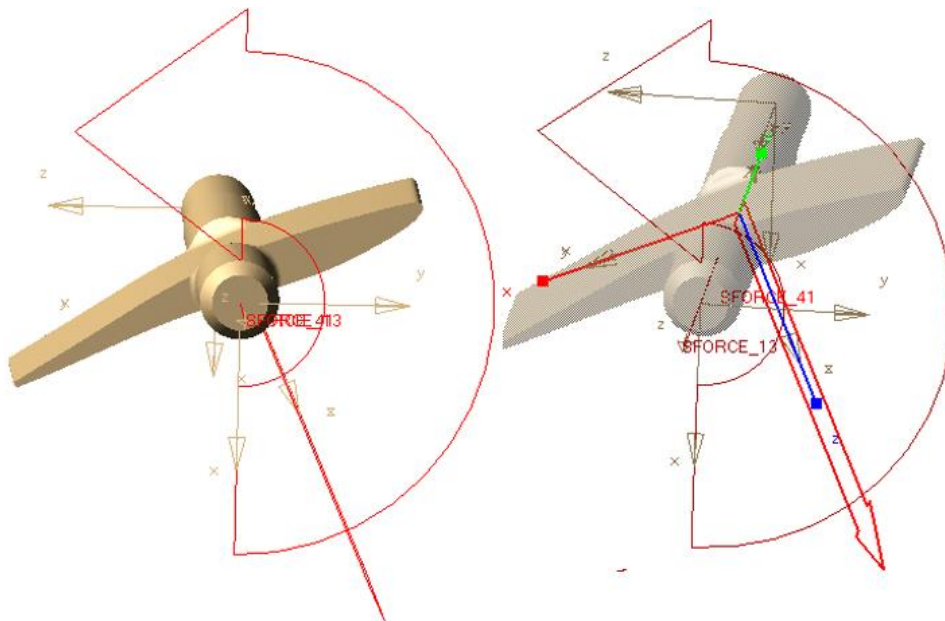


Obr. 26 Charakteristika a smysl otáčení lopatek VNT mechanismu [12].

Tab. 1 Hodnoty momentu působícího na rozváděcí lopatky [12].

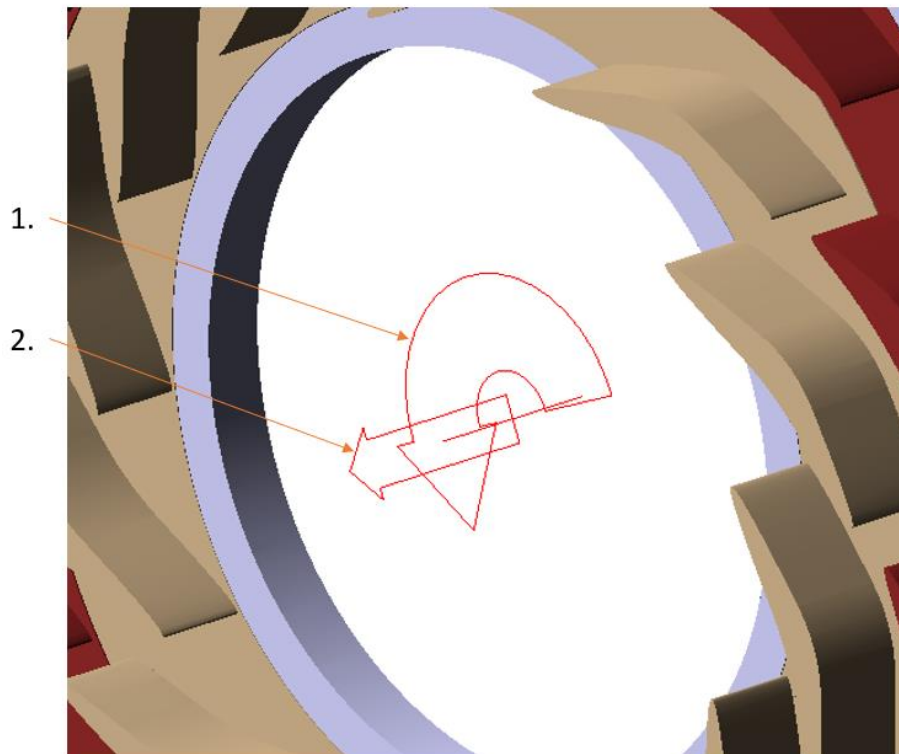
Analýza vypočtených hodnot momentu lopatek	
	[Nmm]
L1	2,1297
L2	-3,8323
L3	1,0195
L4	5,3382
L5	4,093
L6	-2,2183
L7	3,5313
L8	6,1000
L9	5,8687
L10	0,1196
L11	3,0254
L12	6,2818
L13	7,0444
L14	-0,6889
L15	0,2191

Na Obr. 27 je naznačeno, jakým způsobem je dané vnější zatížení umístěno na jednotlivé lopatky rozváděcího mechanismu. Moment z CFD analýzy je do prostředí MSC Adams View umístěn pomocí funkce „torque“. Silové působení na jednotlivé lopatky rozváděcího mechanismu vychází z interních hodnot společnosti Garrett Advancing Motion. Funkce „force“ je umístěna do souřadného systému těžiště každé z lopatek, jejichž pohybem dochází i k natáčení jejich souřadného systému, a tedy i ke změně směru, kterým působí vnější zatížení.



Obr. 27 Princip umístění točivého momentu (vlevo) a silového (vpravo) na jednotlivé lopatky rozváděcího mechanismu.

V rámci zatížení první vlastní koncepce je nutné zohlednit síly proudících spalin. Reakcí proudících spalin v prostoru mezi lopatkami vzniká reakční moment jako v případě VNT mechanismu (viz *Obr. 28*). Moment vyvolaný prouděním spalin v prostoru mezi lopatkami je aplikován na oba disky první vlastní koncepce. Druhá složka vnějšího zatížení na první vlastní koncepci je tvořena rozdílem tlaků před a za disky mechanismu, což vyvolává silové zatížení disků. Velikost momentového a silového vnějšího zatížení působící na ovládací mechanismus je dána tvarem lopatek a vlastnostmi proudících spalin, a proto bez CFD simulací není možné určit konkrétní hodnoty vnějšího zatížení.



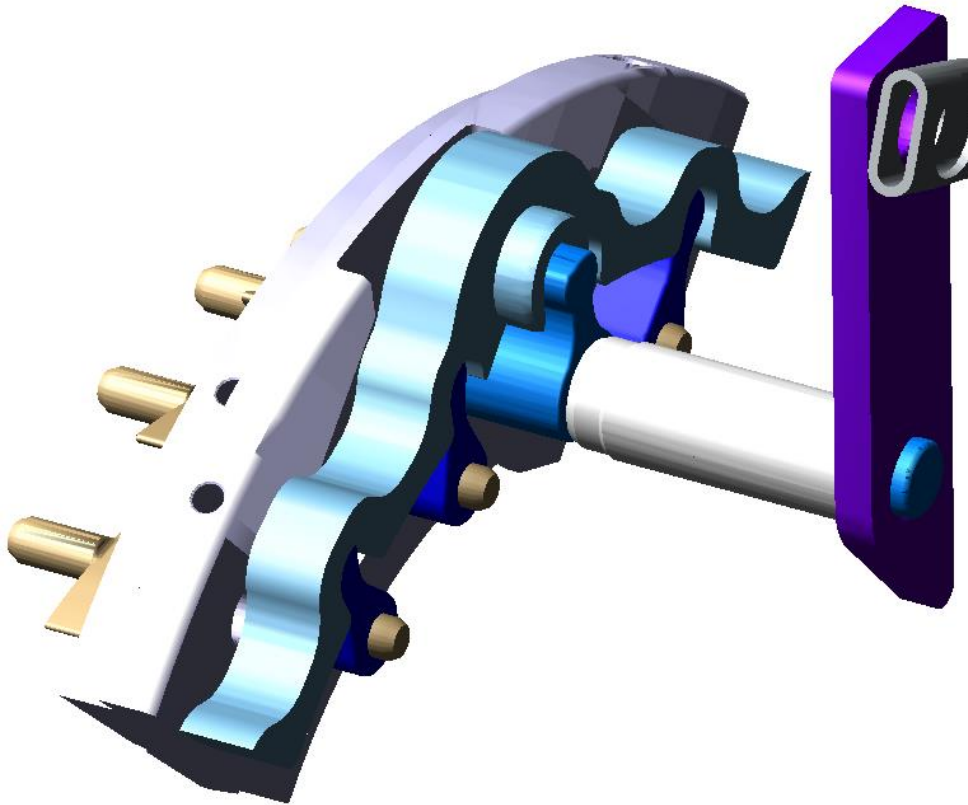
*Obr. 28*, 1. Momentové zatížení, 2. Silové zatížení.

Zatížení na druhé vlastní koncepci závisí na typu použitého posuvného věnce z kapitoly 2.4.2. V případě multibody simulací byla použita konstrukce bez jakékoliv modifikace posuvného věnce. V tomto případě je působení od proudících plynů pouze silové, a to v ose rotace posuvného věnce. Velikost síly působící na posuvný věnec je dána rozdílem tlaků spalin v místě působení na věnec a v prostoru za posuvným věncem. V rámci průběhu multibody simulace je tato hodnota konstantní. Tímto se zanáší do simulace nepřesnost, ale v rámci porovnání jednotlivých mechanismů ovlivňující proud spalin na turbínu, je tento přístup adekvátní.



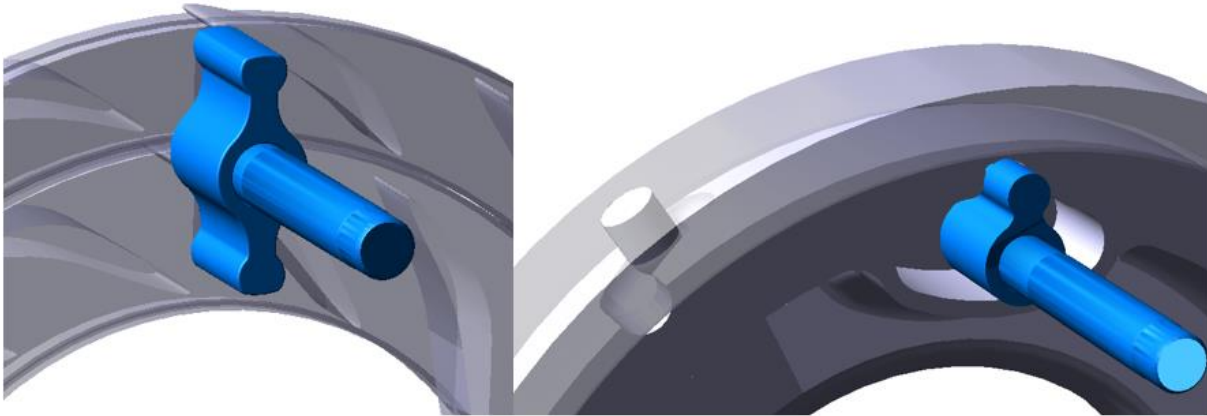
### 3.3 NASTAVENÍ KONTAKTNÍ VAZBY

Nastavení kontaktní vazby je klíčové pro správnou funkci multibody simulace v rámci diplomové práce. Jedná se o základní vazbu, která definuje správnou funkci mechanismu ovlivňujícího proud spalin na turbínové kolo. K určení správného nastavení kontaktní vazby lze přistupovat různými směry. Jedním ze směrů, jak lze danou funkci definovat, může být pevnostní analýza některého ze simulačních programů využívajících metodu konečných prvků. Dalším možným směrem, který byl využit v této diplomové práci, je vytvoření částečného modelu multibody simulace (viz *Obr. 29*). Počáteční hodnoty kontaktní vazby definuje sám MSC Adams View a je potřeba pracovat s reálnými rozsahy jednotlivých parametrů k nastavení kontaktní vazby. V rámci VNT mechanismu vznikl částečný model, kde byly nahrazeny některé kontaktní vazby ideálními vazbami tak, aby byl zřejmý efekt změn jednotlivých parametrů vazby. Hlavní pozornost byla dána na ovládací vnitřní kliku mechanismu. Jedná se o kontaktní vazbu, která je ve všech mechanismech této diplomové práce a přímo přenáší moment z aktuátoru přes vnější ovládací mechanismus až na vnitřní mechanismus.



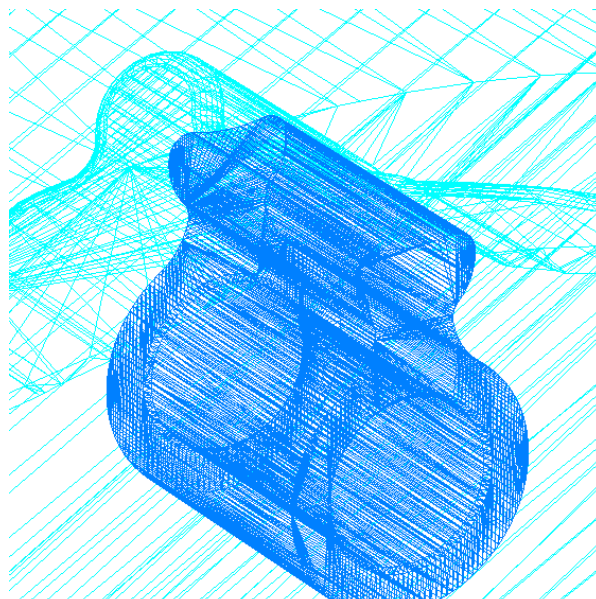
*Obr. 29* Částečný model současného stavu.

Stejným způsobem, jako v případě současného stavu mechanismu VNT, došlo k vytvoření zjednodušeného modelu mechanismu první a druhé vlastní koncepce (viz *Obr. 30*). Účel zjednodušeného modelu je stejný jako v přechozím případě.



*Obr. 30* Zjednodušený model první vlastní koncepce (vlevo) a model druhé vlastní koncepce (vpravo).

Na výsledky multibody simulace kontaktní vazby má přímý vliv i kvalita sítě jednotlivých modelů. V rámci MSC Adams View jsou jednotlivé modely naimportovány z prostředí Catia V5, a proto byla zkontrolována síť v místech kontaktních vazeb. Z *Obr. 31* lze usoudit, že síť vyexportovaných modelů z Catia V5, je dostačující na multibody simulaci kontaktních dvojic.



*Obr. 31* Kvalita sítě v místě kontaktu vnitřní kliky (modré) a posuvného věnce (tyrkysové).

Jednotlivé parametry v kontaktní vazbě [13]:

- a) Stiffness (tzv. tuhost) definuje velikost materiálové tuhosti, která je využita k výpočtu velikosti normálové síly pro působící model. Platí, že čím vyšší je hodnota stiffness, tím tužší nebo pevnější jsou tělesa v kontaktní dvojici.
- b) Force exponent (tzv. silový exponent) je využíván k výpočtu normálové síly. Exponent určuje stupeň nelinearity. Pokud je hodnota rovna 1, jedná se o lineární tuhost.
- c) Damping (tzv. tlumení), jehož hodnota určuje míru tlumení v kontaktní dvojici. Doporučeným kritériem je nastavit hodnotu zhruba o 1% vyšší než hodnotu Stiffness.
- d) Penetration depth (tzv. penetrační hloubka) určuje hodnotu, ve které bude maximální Damping. Adams Solver využívá STEP funkce k navýšení hodnoty Damping z nulové na maximální, a to v závislosti na míře penetrace jednotlivých těles.

Parametry pro nastavení kontaktní dvojice pro malé hmotnosti lze vypočítat i pomocí analytických výpočtů. Takto lze zrychlit aproximační přístup jednotlivých parametrů. Tato metoda je vhodná pro modely, u kterých hmotnost nepřesahuje 1 kg a jsou vyrobeny z oceli [13].

V rámci stanovení parametrů kontaktní vazby je připraven vzorový příklad pro železnou kouli o rádiusu 30 mm a předpokladu penetrace 0,1 % rádiusu koule [13]:

Počáteční hodnoty [13]:

Stiffness:  $K = 10^5$  N/mm

Damping:  $C = 10$  Ns/mm

Force exponent:  $e = 2,2$

Hmotnost:  $M = 4$  mg

Poloměr:  $R = 1$  mm

Vztah pro výpočet kontaktní síly [13]:

$$F = Kx_1^e \tag{18}$$

$$F = 10^5 \cdot 0,03^{2,2} \cong 45N \cong 5G \tag{19}$$

Na základě zvolené penetrace 0,1 % a získané kontaktní síly lze zpětně dopočítat hodnotu tlumení v kontaktu [13]:

$$F = Kx^e \quad (20)$$

$$K = \frac{F}{x_2^e} \quad (21)$$

$$K = \frac{5 \cdot M \cdot g}{x_2^e} \quad (22)$$

$$K = \frac{5 \cdot 4 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{0,001^{2,2}} \cong 800N/mm \quad (23)$$

Tlumení v kontaktu lze pak počítat ze vztahu pro kritické tlumení [13]:

$$C = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} \quad (24)$$

$$C = 2 \cdot \sqrt{800 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} \cong 0,1 Ns/mm \quad (25)$$

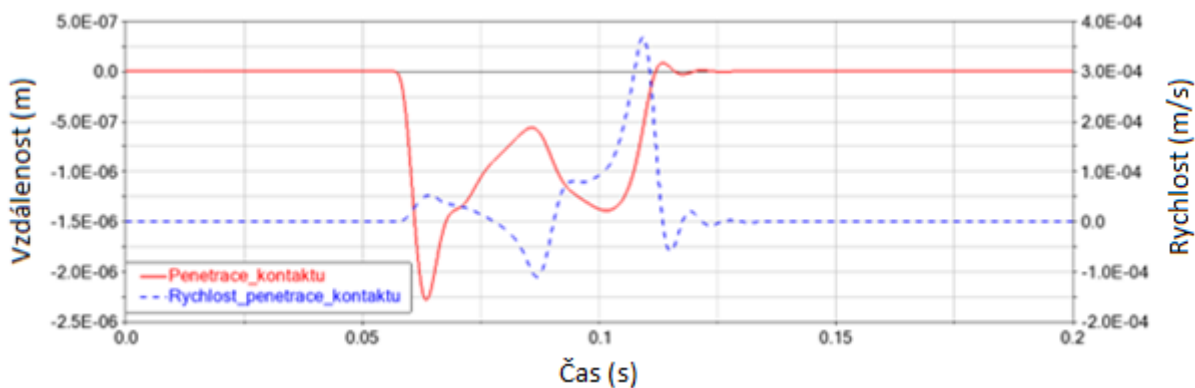
Hodnoty tuhosti a tlumení jsou pak dále odladěny pomocí simulací.

V rámci kontaktní vazby, která se má co nejvíce přiblížit reálnému kontaktu dvou těles, je třeba počítat s třením jednotlivých těles. V rámci nastavení kontaktní vazby lze rozšířit simulaci o třecí koeficienty. Simulace využívá Coulombovo tření. Definice třecích koeficientů je v tomto případě velmi obtížná. Nelze bez reálného experimentu s jistotou určit hodnoty statického a dynamického třecího koeficientu.

Normal Force	Impact
Stiffness	1.0E+08
Force Exponent	1.72
Damping	8.0E+07
Penetration Depth	5.0E-03
<input type="checkbox"/> Augmented Lagrangian	
Friction Force	Coulomb
Coulomb Friction	On
Static Coefficient	0.8
Dynamic Coefficient	0.6
Stiction Transition Vel.	0.1
Friction Transition Vel.	1.0

Obr. 32 Finální nastavení kontaktní vazby.

V rámci nastavení kontaktní dvojice by nemělo docházet k velkým penetracím jednotlivých modelů vůči sobě. Skokovité, případně náhlé změny v průběhu penetrace jsou nežádoucí a je nutné se takovému chování kontaktní vazby vyvarovat. Dalším kontrolním kritériem kontaktní vazby je rychlost, jakou nastává samotná penetrace (viz *Obr. 33*). V průběhu rychlosti penetrace nesmí docházet k prudkým nárůstům rychlosti. Tímto způsobem došlo ke kontrole všech podstatných kontaktních dvojic. Kritická hodnota penetrace byla nastavena podle předchozích zkušeností na  $-2,5E-6$  m.

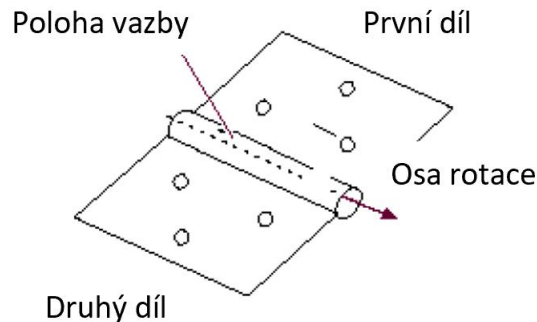


*Obr. 33* Kontrola penetrace a rychlosti penetrace kontaktní vazby.

### 3.4 PŘEHLED POUŽITÝCH FUNKCÍ V MSC ADAMS VIEW

#### 3.4.1 IDEALIZOVANÁ ROTAČNÍ VAZBA

Idealizovaná rotační vazba (viz *Obr. 34*) tvoří spojení umožňující rotace jednoho dílu vůči druhému dílu kolem společné osy. Tento typ vazby odebírá dva stupně volnosti a dovoluje pouze rotaci. Vazba může být umístěna kdekoli podél osy, kolem které bude probíhat samotná rotace [13].



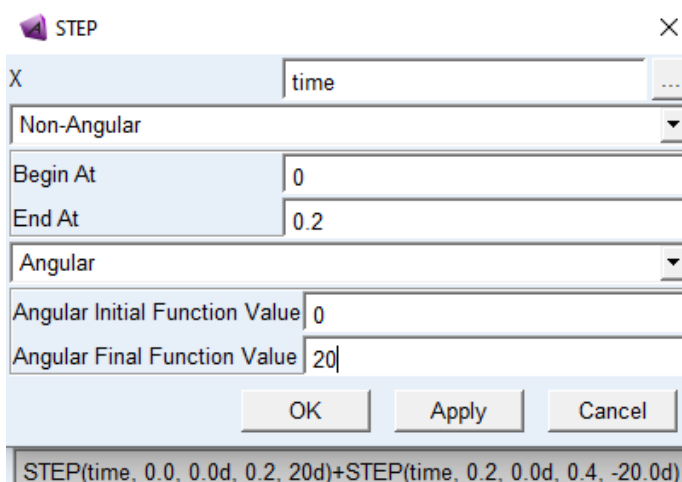
*Obr. 34* Ideálizovaná rotační vazba [13].

#### 3.4.2 IDEALIZOVANÁ PEVNÁ VAZBA

Idealizovaná pevná vazba vytváří dokonale pevné spojení dvou těles. Je zamezeno veškerému vzájemnému pohybu. Výsledkem pevné vazby je, že se dvojice těles chová jako jeden celek. Tělesa se chovají jako svařená nebo spleená a žádná síla je nerozdělí. Orientace nebo umístění pevné vazby nehraje v rámci simulace žádnou roli [13].

#### 3.4.3 JOIN MOTION

Join motion neboli pohybová vazba představuje translační nebo rotační pohyb na translační rotační nebo cylindrické vazbě. Každý pohyb vazby odebere jeden stupeň volnosti. Pohyb lze definovat pouze v jednom směru nebo rotaci. Složené pohyby je nutné definovat více funkcemi. Defaultní pohyb je dán úhlovou rychlostí, případně rychlostí definovanou délkovou jednotkou za jednotku času. Pohyb lze také definovat pomocí řady funkcí jako v případě této diplomové práce. Funkcí „STEP“ lze krokovat pohyb. Jednotlivé „STEP“ funkce lze řadit za sebe (viz *Obr. 35*) a tak vytvořit celkový složený pohyb [13].



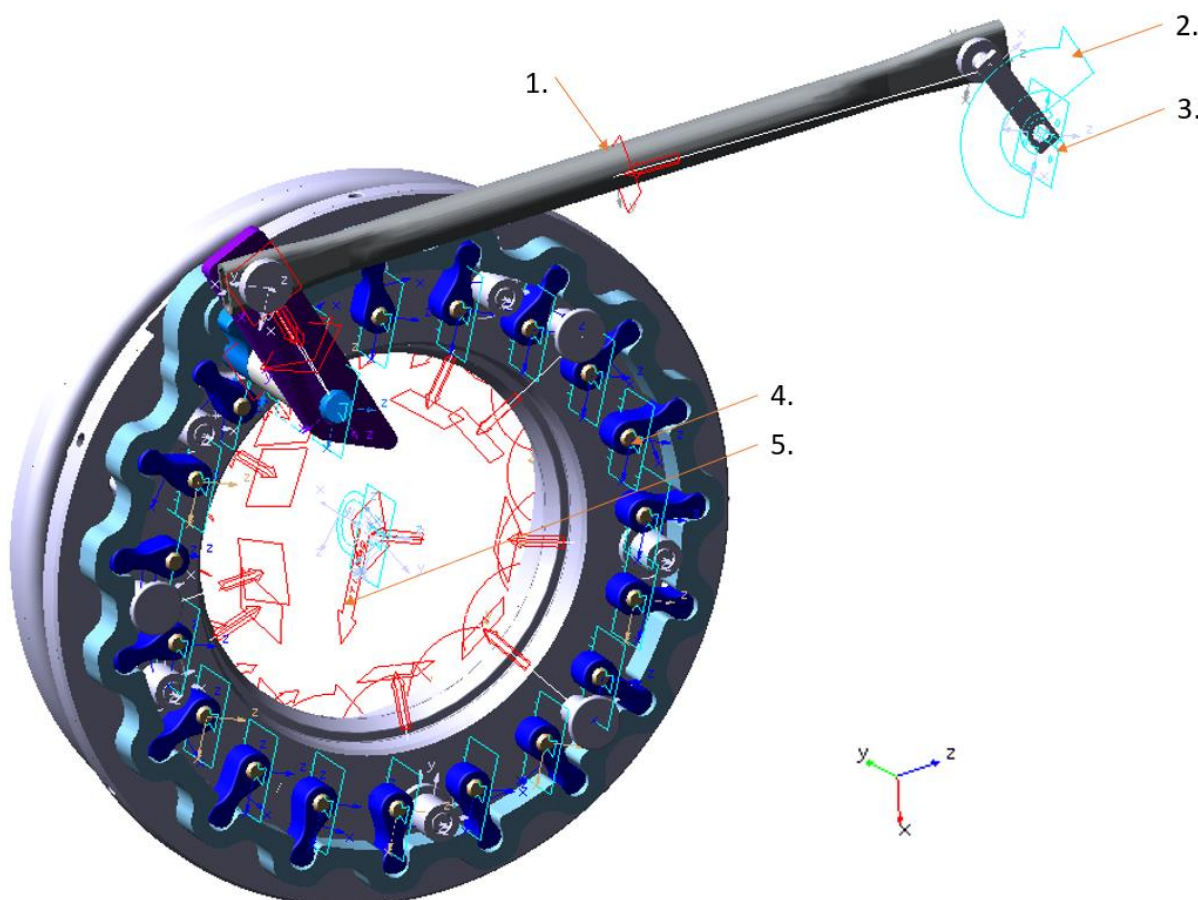
*Obr. 35* Funkce STEP (horní část)) a skládání funkce STEP (dolní část).

### 3.5 MULTIBODY MODEL A VÝSLEDKY VNT MECHANISMU

Popis modelu současného stavu slouží k jednodušší orientaci ve výsledcích simulace. V rámci sestavení celkového modelu současného stavu bylo použito:

Tab. 2 Přehled funkcí a vazeb tvořících VNT mechanismus.

Pevné vazby	33
Kontaktní vazby	81
Pohybové vazby	1
Vnější zatížení	38

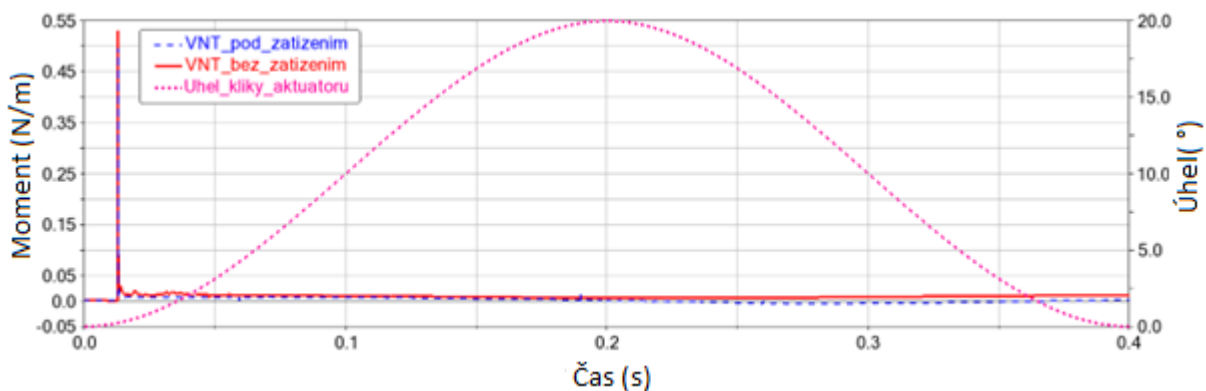


Obr. 36 Model současného stavu, 1. Zobrazení funkce kontakt, 2. Zobrazení funkce joint motion, 3. Zobrazení funkce rotační vazby, 4. Zobrazení funkce pevné vazby, 5. Smysl působení gravitačního zrychlení.

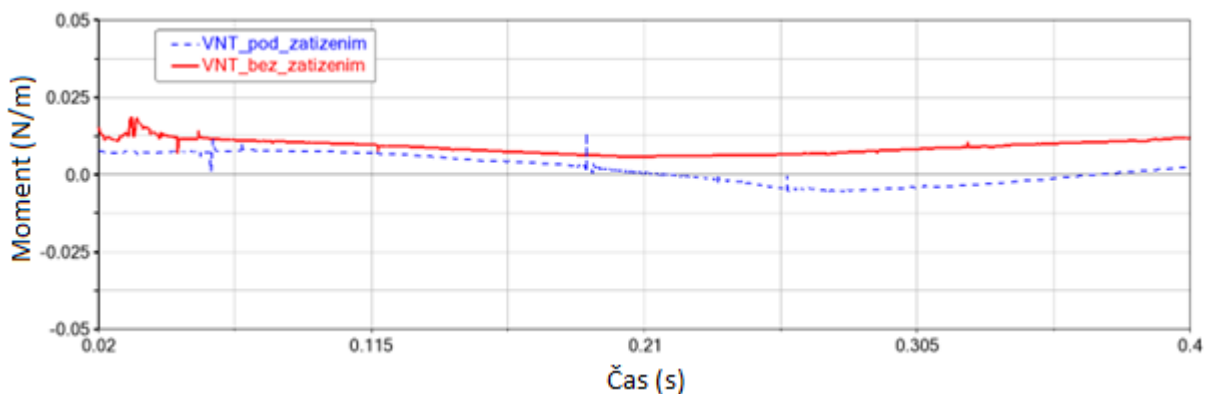
### 3.5.1 VLIV VNĚJŠÍHO ZATÍŽENÍ NA OVLÁDACÍ MOMENT

Na *Obr. 37* lze pozorovat celkový průběh ovládacího momentu aktuátoru v porovnání mechanismu, kdy je jeden s vnějším zatížením a druhý je bez vnějšního zatížení. Průběh simulace byl nastaven se statickým třecím koeficientem 0,8 a dynamickým třecím koeficientem 0,6. Projev změny třecích vlastností bude více rozebrán v následujících částech této diplomové práce.

Prvotní zpoždění ovládacího momentu je způsobeno vymežováním jednotlivých výrobních tolerancí. Toto zpoždění má hodnotu 0,01 sekundy. Daný časový úsek odpovídá pootočení kliky aktuátoru o  $0,2^\circ$ . Po vymezení výrobních tolerancí dojde k markantnímu nárůstu ovládacího momentu, a to z důvodu překonání momentu setrvačnosti celého mechanismu. Maximální ovládací moment nastává, když není mechanismus pod zatížením a nabývá hodnoty 0,53 Nm. V případě zatíženého mechanismu je maximální ovládací moment nižší, jelikož vnější zatížení napomáhá k inicializaci pohybu. Maximální moment mechanismu pod zatížením má hodnotu 0,49 Nm. Po překonání inicializace pohybu se průběh ovládacího momentu stabilizuje na hodnotu 0,01 Nm a v případě, kdy je mechanismus pod vnějším zatížením, dojde ke stabilizaci na hodnotu 0,007 Nm. V průběhu činnosti mechanismu pod zatížením se velikost momentu přepoklopí do záporných hodnot ve chvíli, kdy dochází k návratu kliky aktuátoru zpět do původní polohy. Když je mechanismus bez zatížení, dochází k mírnému poklesu ovládacího momentu (viz *Obr. 38*).



*Obr. 37* Rozdíl ovládacího momentu aktuátoru s a bez vnějšního zatížení.

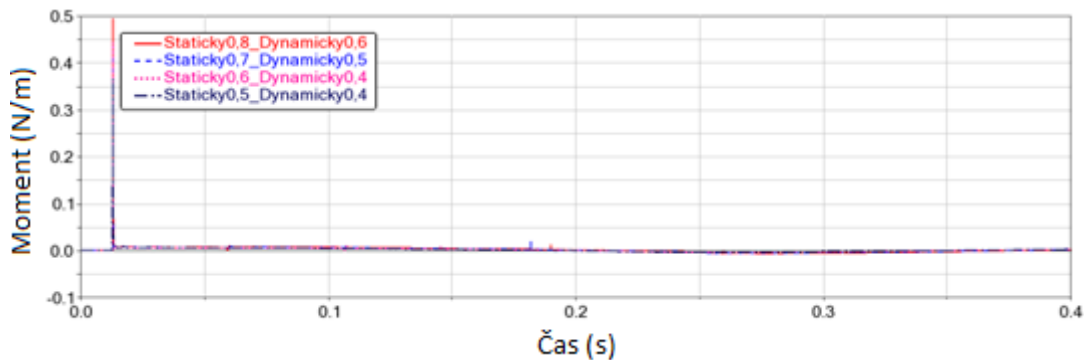


*Obr. 38* Detail průběhu ovládacího momentu původního VNT mechanismu.



### 3.5.2 VLIV ZMĚNY TŘECÍCH VLASTNOSTÍ NA OVLÁDACÍ MOMENT

V průběhu životnosti mechanismu dochází ke změně třecích koeficientů. Vnitřní ovládací systém je náchylný na usazeniny z proudu spalin a oxidaci způsobenou vysokými teplotami. Vnější ovládací systém je taktéž teplotně namáhaný, nicméně nedochází zde k vytváření usazenin z proudu spalin, ale mohou se zde vyskytovat usazeniny z prostředí spalovacího motoru. V reálném prostředí dochází k neustálé změně třecích koeficientů, kdy během času může dojít k odpadnutí některých nečistot, případně může dojít k náhodnému namazání některého z kontaktů. Proto bylo potřeba udělat analýzu, jakým způsobem je ovlivněn ovládací moment aktuátoru na změnu třecích koeficientů. Konkrétní hodnoty jsou vybrány z databáze MSC Adams View pro různé typy materiálů. Konkrétní hodnoty by bylo potřeba zjistit experimentálně. Tímto výběrem lze získat jen představu, jakým způsobem bude reagovat mechanismus právě na změny třecích vlastností. Na *Obr. 39* je znázorněn celkový průběh všech zkoušených variant. Při bližším zkoumání maximálního ovládacího momentu dochází při statickém třecím koeficientu 0,8 a dynamickém třecím koeficientu 0,6 ke snížení ovládacího momentu. Snižováním třecích koeficientů až na hodnoty statického třecího koeficientu 0,5 a dynamického třecího koeficientu 0,4 dochází ke zmenšení ovládacího momentu zhruba o 36 %.



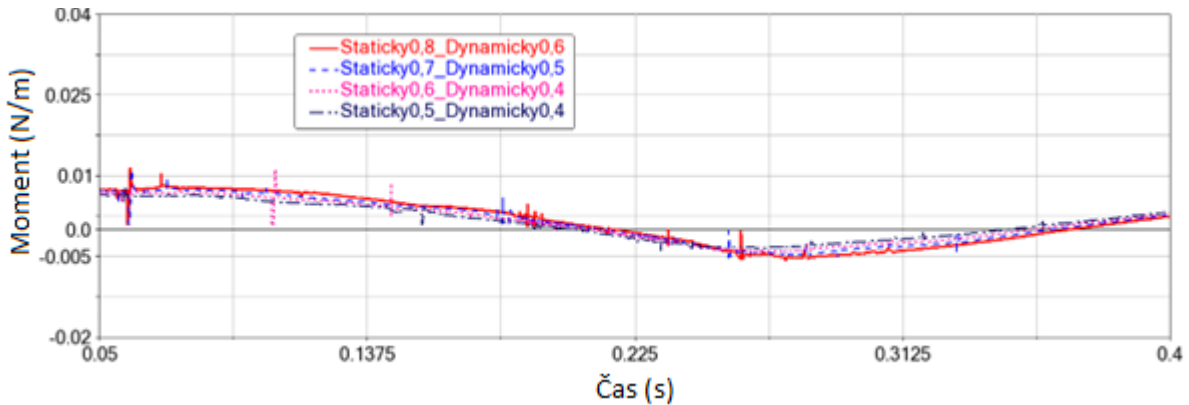
*Obr. 39* Změna ovládacího momentu aktuátoru na změnu třecích koeficientů u VNT mechanismu.

*Tab. 3* Ovládací moment v závislosti na změně třecích koeficientů VNT mechanismu.

Statický třecí koeficient	Dynamický třecí koeficient	Maximální ovládací moment [Nm]	Efektivní hodnota (RMS) [Nm]	Průměrná hodnota [Nm]
0,8	0,6	0,4953	0,0081	0,0041
0,7	0,5	0,4455	0,0073	0,0038
0,6	0,4	0,4244	0,0071	0,0035
0,5	0,4	0,3669	0,0064	0,0032

V průběhu ovládacího momentu děje platí, že nižší hodnoty třecích koeficientů mají příznivý vliv na nižší ovládací moment aktuátoru. Procentuální rozdíl se v čase mění, ale maximální rozdíl nastává v čase 0,07 sekundy, kdy je hodnota rozdílu ovládacího momentu 42 %. Tento rozdíl je dost markantní, a proto by měla být snaha držet třecí koeficienty na co nejnižších hodnotách. Z těchto důvodů je klíčové otestovat reálný mechanismus a pozorovat, jakým

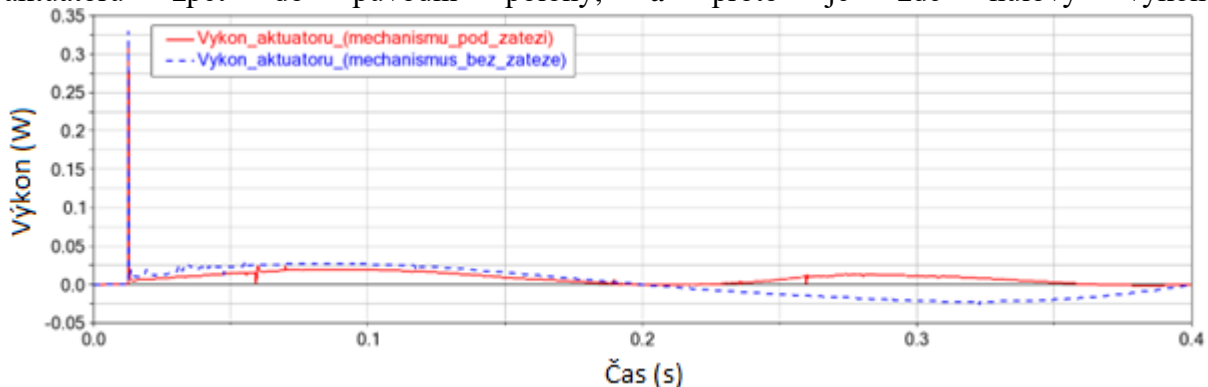
způsobem dochází během životnosti ke změnám třecích koeficientů. Tato skutečnost má za následek fakt, že je potřeba dostatečným způsobem dimenzovat ovládací moment aktuátoru. V reálné aplikaci proto dochází při startu spalovacího motoru k chodu aktuátoru do krajních poloh, aby došlo k nastavení aktuátoru na aktuální podmínky. Veškeré simulace při změnách třecích vlastností probíhaly při plném zatížení mechanismu, kde se vliv změn projevil nejvíce.



Obr. 40 Detail změny ovládacího momentu na změnu třecích koeficientů.

### 3.5.3 VÝKON AKTUÁTORU VNT MECHANISMU

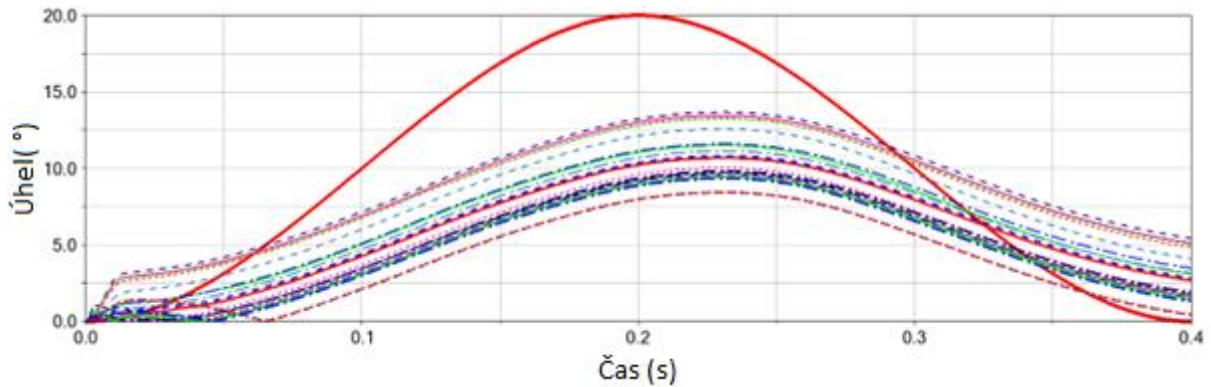
S ohledem na potřebný výkon aktuátoru (viz Obr. 41) je zřejmé, že výkon kopíruje průběh momentu v jednotlivých variantách zatížení mechanismu. V čase 0,01 sekundy dochází ke skokové změně v důsledku překonání setrvačných sil mechanismu. Maximální výkon aktuátoru při působení vnějšího mechanismu je 0,305 W. Maximální dosažený výkon aktuátoru v mechanismu, kdy nepůsobí vnější zatížení, je 0,326 W. Maximální výkon, v případě mechanismu bez zatížení, je přibližně o 7 % vyšší. V čase 0,2 sekundy dochází k návratu kliky aktuátoru zpět do původní polohy, a proto je zde nulový výkon.



Obr. 41 Průběh výkonu aktuátoru VNT mechanismu.

### 3.5.4 PRŮBĚH ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK V ZÁVISLOSTI NA ČASE

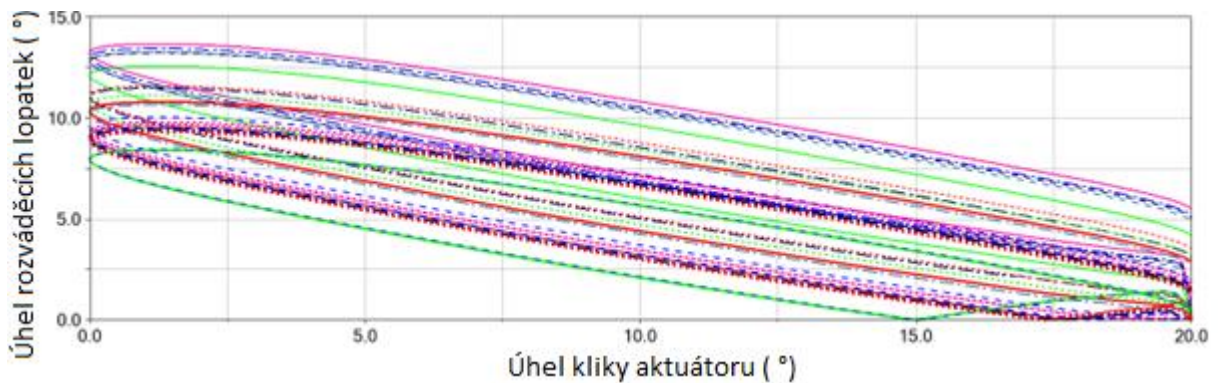
Na *Obr. 42* je znázorněn průběh polohy rozváděcích lopatek mechanismu (čerchovaně) pod zatížením v průběhu času. Na konci průběhu lze pozorovat vlastnost mechanismu, kdy se lopatky nevrací do počáteční polohy. Je to způsobeno výrobní tolerancí a způsobem namáhání daných rozváděcích lopatek, kdy reakce od proudu spalín vymezuje mezeru.



*Obr. 42* Průběh natočení lopatek (čerchovaně) v porovnání s průběhem natočení kliky aktuátoru (plně).

### 3.5.5 PRŮBĚH ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK V ZÁVISLOSTI NA POLOZE AKTUÁTORU

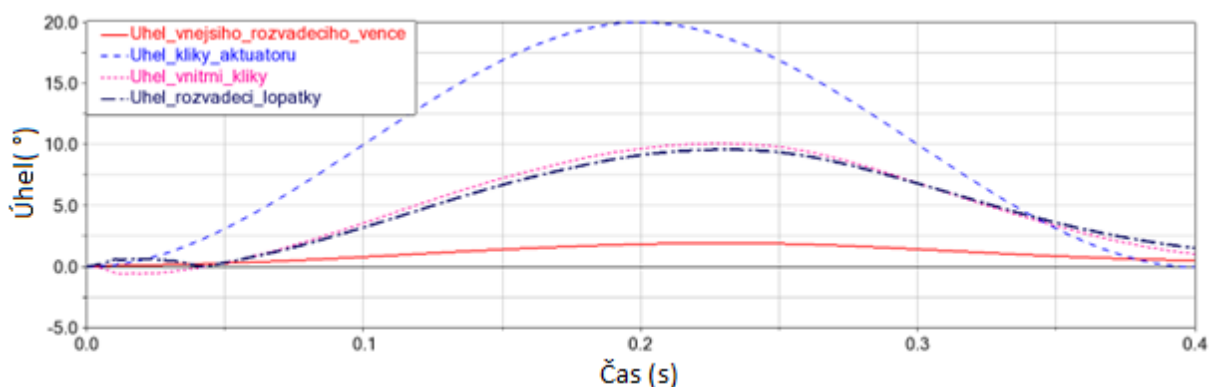
Závislost úhlu rozváděcích lopatek na úhlu kliky aktuátoru (viz *Obr. 43*) lépe znázorňuje vzájemný pohyb kliky aktuátoru a jednotlivých rozváděcích lopatek. Tuto závislost lze téměř brát jako hysterezi rozváděcího mechanismu. Je možné pozorovat, jakým způsobem dochází ke zpoždění změny úhlu na základě pohybu kliky aktuátoru.



*Obr. 43* Závislost úhlu rozváděcích lopatek na úhlu kliky aktuátoru.

### 3.5.6 PŘEVODOVÝ POMĚR OVLÁDACÍHO MECHANISMU

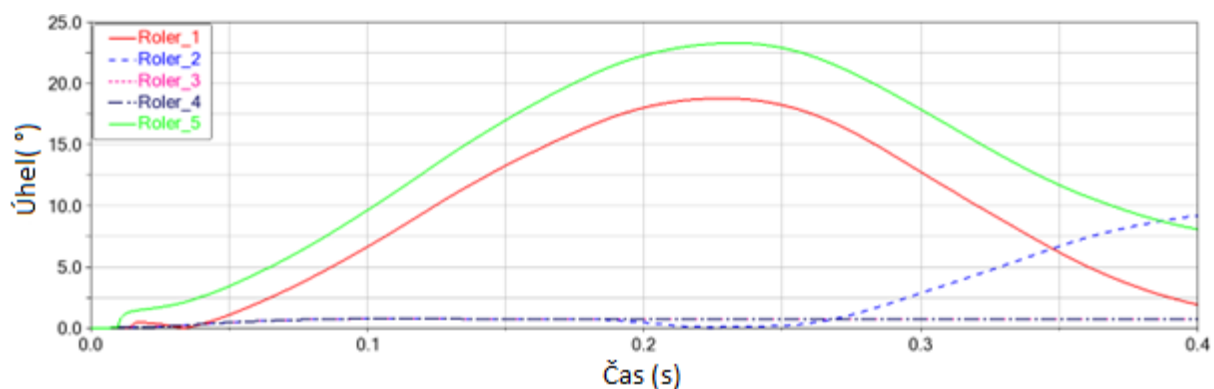
Obr. 44 zobrazuje, jakým způsobem tělesa ovládacího mechanismu reagují na pohyb kliky aktuátoru. Takto lze určit převodový stupeň celého mechanismu. Převodový stupeň kliky aktuátoru a vnitřní kliky je téměř 1:2. Převodový stupeň vnitřní kliky a vnějšího rozváděcího věnce je 5:1. Převodový stupeň vnějšího rozváděcího věnce a rozváděcí lopatky je zhruba 1:5. Z toho lze vytvořit celkový převodový poměr kliky aktuátoru a rozváděcí lopatky, který je 1:10. Převodové poměry jsou odečteny ze změny úhlů v průběhu času, přičemž tento přístup umožňuje zahrnout i jednotlivé výrobní tolerance. Dochází v průběhu pouze k mírnému zpoždění, kdy se maximální úhel rozváděcí lopatky objevuje se zpožděním 0,02 sekundy za maximálním úhlem kliky aktuátoru. Posunutí vrcholu jednotlivých komponent vůči poloze kliky aktuátoru v čase, který činí 0,02 sekundy, lze chápat jako zpoždění mechanismu na základě změny polohy kliky aktuátoru.



Obr. 44 Úhel jednotlivých těles ovládacího mechanismu VNT mechanismu.

### 3.5.7 VYUŽITÍ ROLEN

Zajímavostí konstrukčního řešení, které má vliv na rotaci rolen, na nichž leží vnější ovládací věnec, je nesouměrnost využití jednotlivých rolen. Jednotlivé rolny nejsou soustředně rozmístěny na vnitřním průměru, tudíž některé rolny jsou více využívány než jiné. Je možné pozorovat různé změny úhlů rolen (viz Obr. 45). Z průběhu grafu lze předpovídat, že vnější rozváděcí věnec nejvíce využívá 1. a 5. rolnu. Zároveň rolny číslo 3 a 4 nejsou využívány vůbec. Na rolnu číslo 2 dosedne vnější rozváděcí věnec až ke konci pohybu.

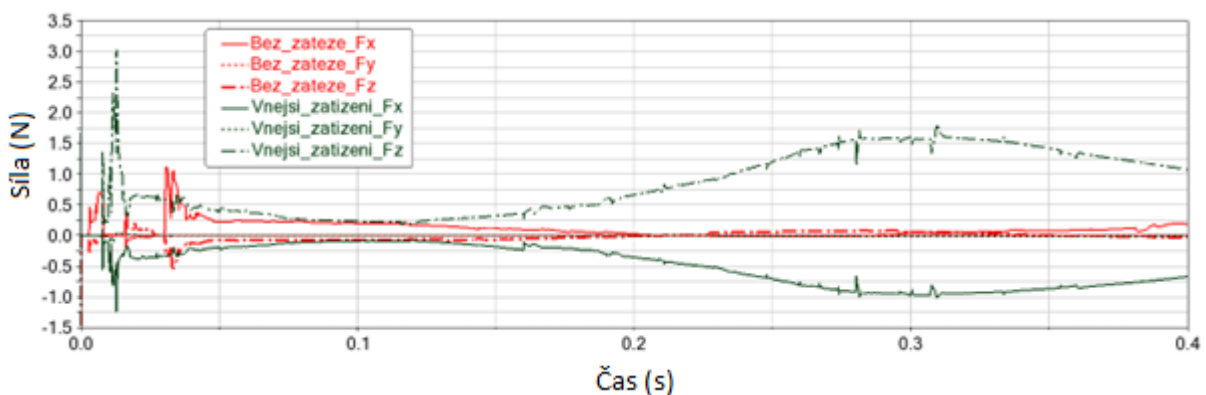


Obr. 45 Úhel rolen umístěných ve vnitřním prostoru turbodmychadla.

### 3.5.8 PRŮBĚH KONTAKTNÍ SÍLY VNITŘNÍ KLIKY A VNĚJŠÍHO VĚNCE

V rámci multibody simulace byla sledována kontaktní síla mezi vnitřní klikou a vnějším věncem ovládacího mechanismu. Ke sledování zrovna této kontaktní vazby dochází z důvodu značné důležitosti vedoucí k funkčnosti mechanismu ovlivňujícího proud spalín na turbínové kolo. Vzájemný pohyb těles a prostředí, ve kterém tato tělesa pracují, mají zásadní vliv na velikost otírání dosedacích ploch kontaktu. Nadměrné opotřebení dosedacích ploch může změnit kinematiku ovládacího mechanismu. Změna kinematiky mechanismu může vést k nesprávnému ovládní mechanismu, což může způsobit řadu potíží. V případě, kdy dojde k nadměrnému otírání, dojde ke zvětšení mezery mezi vnitřní klikou a vnějším věncem, což může způsobovat klepání celého mechanismu, jelikož bude v ovládacím mechanismu příliš velká vůle při provozu. Další nepříjemnost opotřebovaných kontaktů může nastat, když aktuátor ve svých krajních polohách plně neotevře, případně neuzavře mechanismus pro ovlivnění proudu spalín, což může vést ke snížení výkonu turbodmychadla. V krajních případech nadměrné opotřebení kontaktů může způsobit destrukci turbodmychadla, jelikož není možná dostatečná regulace a jsou překročena konstrukční kritéria.

Na *Obr. 46* je znázorněn průběh kontaktních sil v jednotlivých osách při působení vnějšího zatížení (zelené čáry) a bez vnějšího zatížení (červené čáry). Nastavení třecích vlastností kontaktní dvojice vychází z *Tab. 3*, ze které jsou použity maximální hodnoty. Orientace souřadného systému vychází z globálního souřadného systému multibody simulace (viz *Obr. 36*). Z průběhu kontaktní síly lze jasně určit vliv vnějšího zatížení na velikost této síly. Hlavní rozdíl kontaktní síly je viditelný v osách X a Z. V ose Y je rozdíl kontaktní síly zanedbatelný, jelikož se jedná o sílu působící v ose rotace vnitřní kliky a vnějšího věnce.

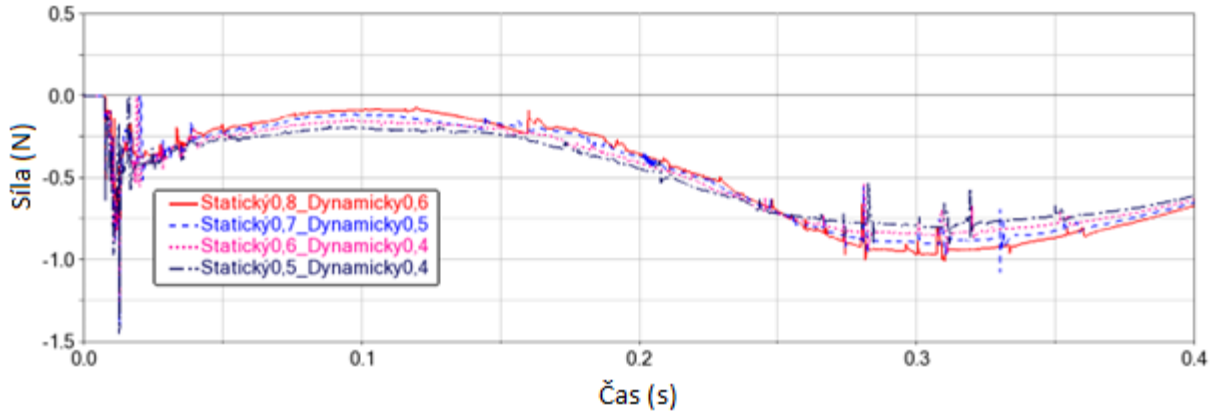


*Obr. 46* Průběh kontaktní síly mezi vnitřní klikou a vnějším věncem VNT mechanismu.

Dále byla pozorována kontaktní síla mezi vnitřní klikou a vnějším věncem při různých hodnotách třecích koeficientů. Nastavení třecích koeficientů vychází z *Tab. 3*. Pro přehlednost byly kontaktní síly rozděleny podle os, ve kterých působí.

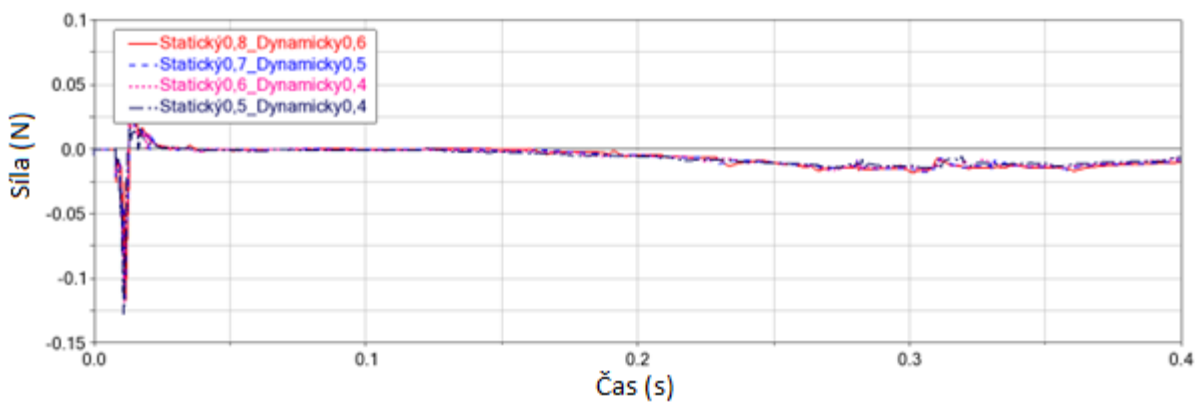
Průběh kontaktní síly v ose X, porovnávající různé hodnoty třecích koeficientů, lze názorně vidět na *Obr. 47*. Od začátku po 0,07 sekundy nepůsobí v žádném z případů žádná kontaktní síla. Tento časový úsek odpovídá času, ve kterém nedochází ke kontaktu těchto dvou těles. Poté následuje nárůst ovládacího momentu ve všech případech. Mechanismus musí překonat vnější zatížení a moment setrvačnosti jednotlivých dílů v mechanismu. V časovém intervalu 0,07 – 0,25 sekundy platí trend, kdy vyšší hodnoty třecích koeficientů mají nižší kontaktní síly v ose X. Dalším faktorem hrajícím ve velikosti kontaktní síly svou roli je i směr vnějšího

zatížení na rozváděcí lopatky a směr kterým dochází k pohybu mechanismu pro ovlivnění proudu spalín na turbínové kolo. V časovém intervalu 0,25 – 0,4 sekundy dochází k opačnému trendu než v předchozím časovém intervalu. Nižší hodnoty třecích koeficientů mají příznivý vliv na velikost kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce.



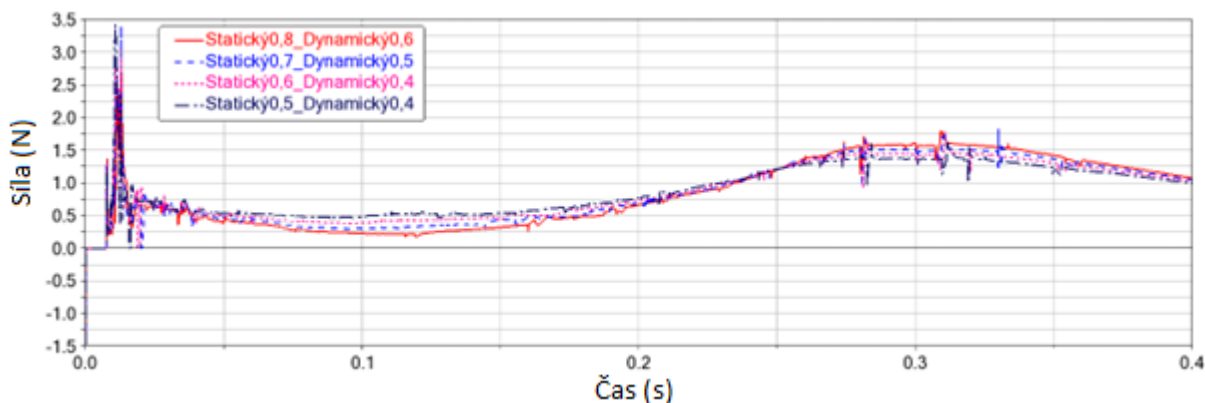
Obr. 47 Kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce v ose X při změně třecích vlastností VNT mechanismu.

Kontaktní síla vnitřní kliky a vnějšího věnce v ose Y (viz Obr. 48) se dá brát jako nezávislá na změně třecích vlastností. Jednotlivé průběhy této síly jsou vůči sobě v průběhu času téměř neměnné.



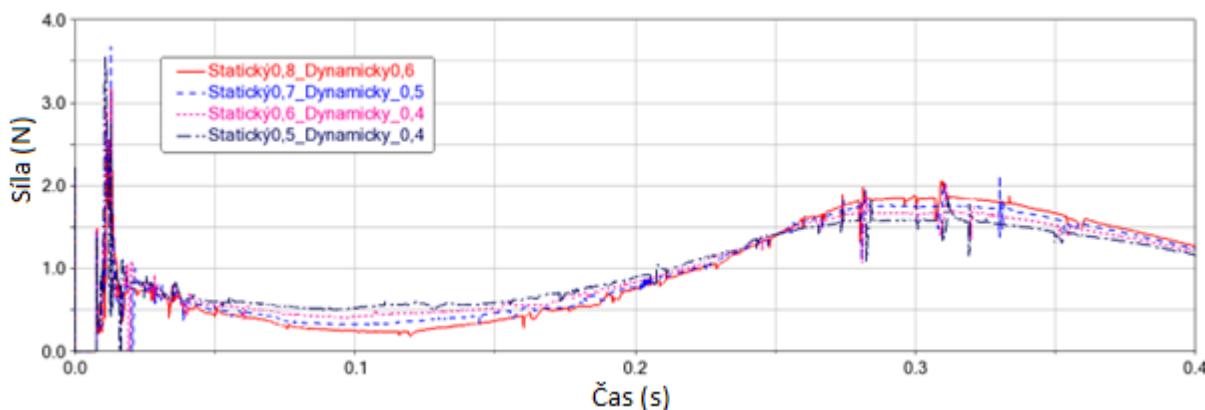
Obr. 48 Kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce v ose Y při změně třecích vlastností VNT mechanismu.

Průběh kontaktní síly v ose Z (viz *Obr. 49*) lze rozdělit na jednotlivé časové intervaly. První interval 0 – 0,07 sekundy nepůsobí v kontaktní dvojici žádné síly, jelikož ještě není vymezena vůle mechanismu. V druhém intervalu 0,07 – 0,25 sekundy dochází ke stejnému jevu, jako v průběhu kontaktní síly v ose X (viz *Obr. 47*), kdy větší hodnoty třecích koeficientů mají příznivý vliv na velikost kontaktní síly v ose Z. V čase 0,25 sekundy dochází ke zvratu a kontaktní síla roste s velikostí třecích koeficientů.



*Obr. 49* Kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce v ose Z při změně třecích vlastností VNT mechanismu.

Celková velikost kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce (viz *Obr. 50*) je zobrazena jako absolutní velikost v prostoru v závislosti na změně třecích vlastností v mechanismu ovlivňujícího proud spalín na turbínové kolo. Projev sil je složen z jednotlivých průběhů kontaktních sil v jednotlivých osách. V celkovém projevu převažuje vliv kontaktní síly v ose Z (viz *Obr. 49*).

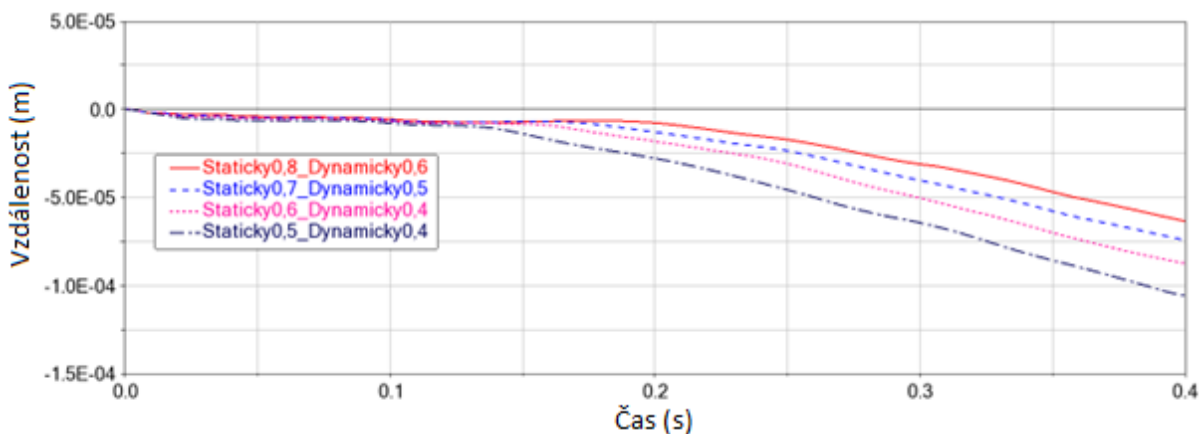


*Obr. 50* Kontaktní síly vnitřní kliky a vnějšího věnce v prostoru při změnách třecích vlastností VNT mechanismu.

### 3.5.9 DOPAD ZMĚNY TŘECÍCH VLASTNOSTÍ NA JEDNOTLIVÉ KOMPONENTY MECHANISMU

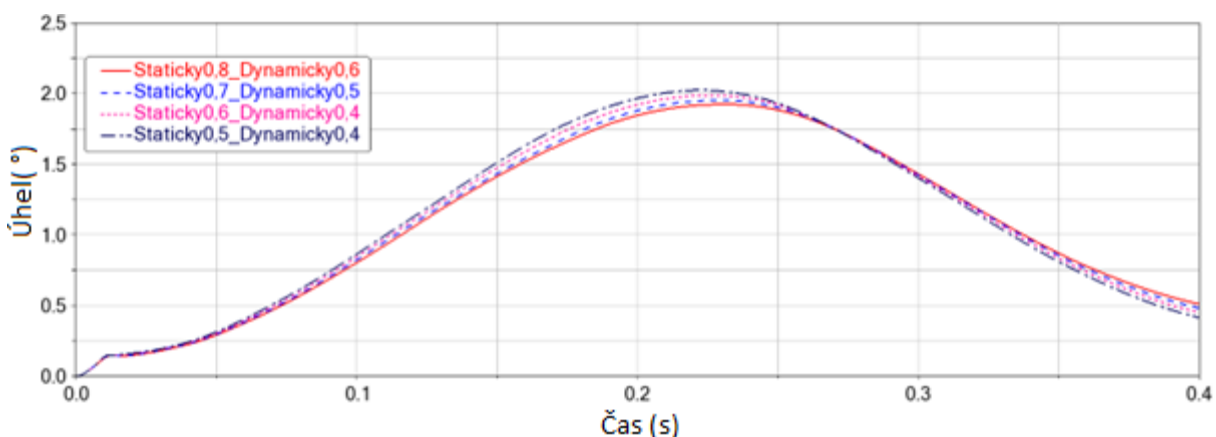
Změna třecích koeficientů má vliv i na polohu jednotlivých komponentů v ovládacím mechanismu. Není žádoucí, aby docházelo ke změnám kinematiky, případně změnám polohy rozváděcích lopatek při změně třecích vlastností mechanismu. Největší dopad třecích vlastností se projevil na vnějším věnci mechanismu VNT.

Poloha vnějšího věnce se v ose rotace, se změnou třecích vlastností, mění. Při nejvyšší hodnotě tření dochází k nejmenšímu pohybu ve směru osy rotace. Zatímco při nízkých hodnotách třecích koeficientů dochází k největší změně polohy ve směru osy rotace. Tento jev se dá přisoudit jednoduššímu smýkání vnějšího věnce na rolnách, na kterých je daný vnější věnec uložený (viz Obr. 51)



Obr. 51 Změna polohy vnějšího věnce ve směru osy rotace na změně třecích vlastností.

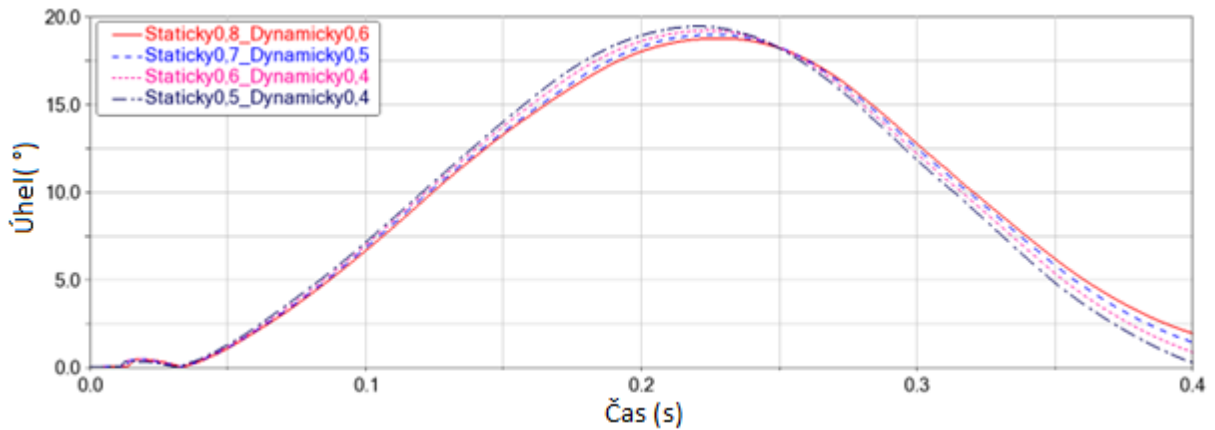
Změna třecích vlastností v rámci ovládacího mechanismu má vliv i na změnu úhlu, o který se daný vnější věnec v mechanismu posune. Zde platí pravidlo, že čím nižší hodnota třecích koeficientů, tím dochází k větší rotaci vnějšího věnce. Zatímco u simulace s vyššími hodnotami třecích koeficientů docházelo k nižším úhlovým posuvům vnějšího věnce (viz Obr. 52). Maximální rozdíl polohy mezi krajními hodnotami třecích vlastností je 1,2°.



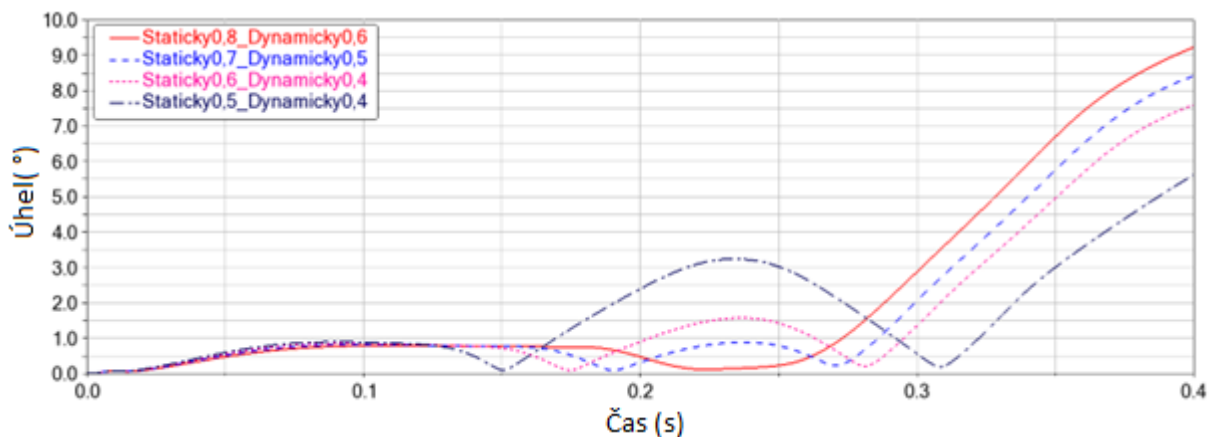
Obr. 52 Změna úhlu vnějšího věnce při různých třecích podmínkách.



Tím, jak dochází ke změně polohy vnějšího věnce, zároveň dochází i ke změnám v rámci využití jednotlivých roln, na kterých je vnější věnec uložený. Rolna číslo 1 kopíruje pohyb vnějšího věnce (viz *Obr. 53*). Zároveň k největší změně rotace rolny (viz *Obr. 54*) dochází na rolně číslo 2, která se nachází v nejvyšším bodě vnějšího věnce.

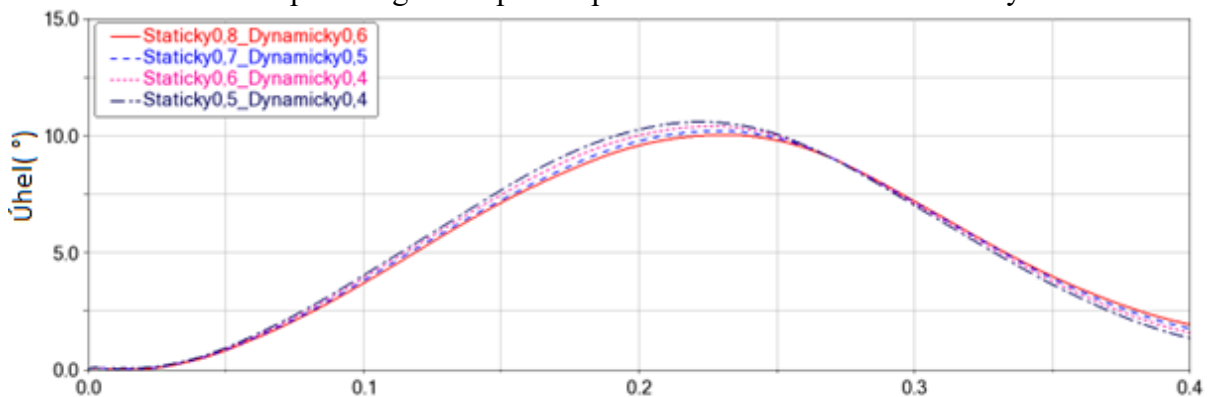


*Obr. 53* Změna úhlu rolny číslo 1 při různých třecích podmínkách.



*Obr. 54* Změna úhlu rolny číslo 2 při různých třecích podmínkách.

Změna polohy vnějšího věnce má za následek i změnu úhlu jednotlivých rozváděcích lopatek. Maximální odchylka úhlové polohy rozváděcí lopatky číslo 1 je  $0,6^\circ$ , přičemž i taková změna může mít vliv na schopnost regulovat proud spalin na turbínové kolo turbodmychadla.



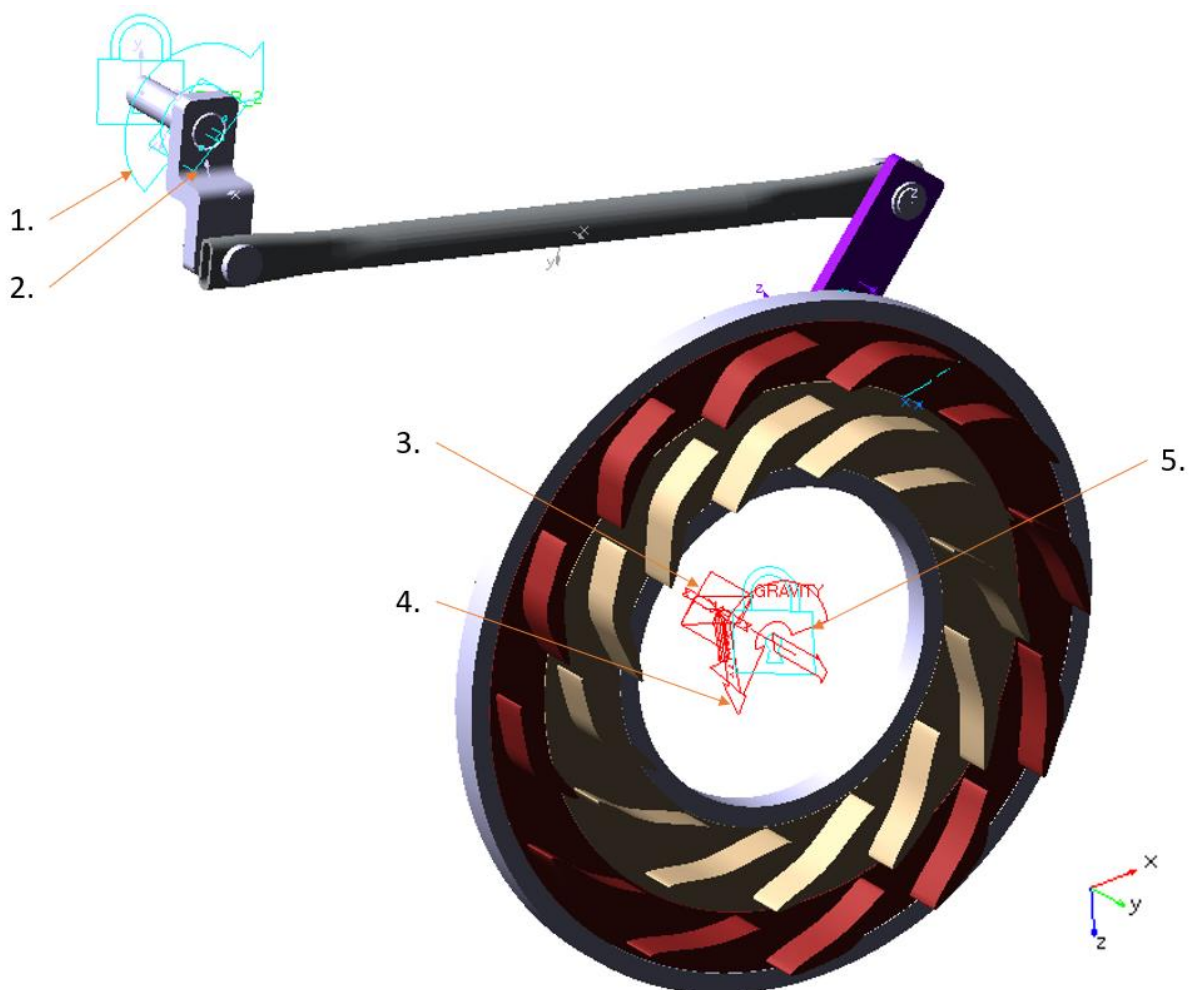
*Obr. 55* Změna úhlu rozváděcí lopatky číslo 1 na změnu třecích vlastností spojené se změnou polohy rozváděcího věnce.

### 3.6 MULTIBODY MODEL A VÝSLEDKY SIMULACE PRVNÍ VLASTNÍ KONCEPCE

K sestavení (viz *Obr. 56*) simulačního modelu první vlastní koncepce pro multibody simulace bylo použito v prostředí MSC Adams View následující:

*Tab. 4* Přehled funkcí a vazeb první vlastní koncepce.

Pevné vazby	6
Kontaktní vazby	11
Pohybové vazby	1
Vnější zatížení	4
Počet těles	12



*Obr. 56* První vlastní koncepce, 1. Symbol join motion funkce, 2. Symbol rotační vazby, 3. Symbol kontaktní vazby, 4. Směr působení gravitačního zrychlení, 5. Symbol vnějšího zatížení.

### 3.6.1 VLIV VNĚJŠÍHO ZATÍŽENÍ NA OVLÁDACÍ MOMENT

V rámci simulace první vlastní koncepce bylo nejdříve nutné vyhodnotit vliv vnějšího zatížení na mechanismus ovlivňující proud spalín na turbínu. Reakce od proudu spalín na rotační věnce způsobuje dva různé typy zatížení.

Prvním je vnější zatížení způsobující reakční moment, jenž je ovlivněn tvarem lopatek, na které bude působit proud spalín. Úhel, pod kterým bude na jednotlivé lopatky věnců působit proud spalín, ovlivňuje velikost momentového vnějšího zatížení. Z tohoto důvodu je nemožné v tuto chvíli určit konkrétní hodnoty vnějšího zatížení bez CFD simulací. Proto vznikla tabulka s hodnotami vnějšího zatížení, které sledují pouze chování mechanismu, nikoliv reálné podmínky (viz *Tab. 5*).

Druhý typ zatížení bude tvořen rozdílem tlaku působícím před a za rotačními lopatkami. Hodnotu rozdílu tlaku je momentálně nemožné odhadnout, jelikož neexistuje konkrétní CFD simulace první vlastní koncepce. I pro tento případ vznikla tabulka s hodnotami vnějšího zatížení, které sledují pouze chování mechanismu, nikoliv reálné podmínky (viz *Tab. 5*).

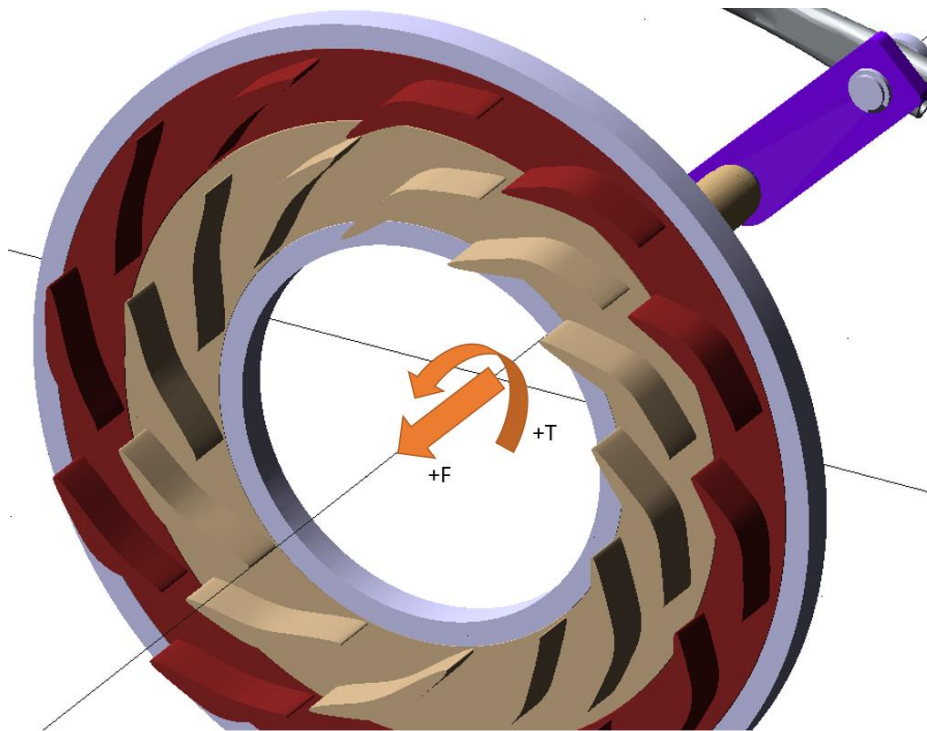
I přes absenci CFD simulace je možné alespoň odhadnout chování mechanismu při různých typech a hodnotách zatížení. Multibody simulace byla doplněna vnějším zatížením s různými hodnotami z důvodu ověření působení zatížení na mechanismus ovlivňující proud spalín. V jednotlivých simulacích docházelo ke změnám hodnot vnějšího zatížení. Při všech simulacích změny vnějšího zatížení byl statický třecí koeficient nastaven na hodnotu 0,8 a dynamický třecí koeficient byl nastaven na hodnotu 0,6.

Další modifikací ze strany vnějšího zatížení bylo zjištění vlivu silového a momentového působení. Proběhly tedy multibody simulace, kde vnější zatížení bylo tvořeno pouze jednou složkou od proudu spalín. V případě první vlastní koncepce mohlo dojít ke značnému zjednodušení umístování funkcí tvořících vnější zatížení. Vnější zatížení je tvořeno pouze dvojicí funkcí na jeden rotační věnec. Silové a momentové působení může být na každou z lopatek věnce různé, ale jelikož jsou napevno spojeny, lze působíště vnějšího zatížení sloučit a značně zjednodušit model pro multibody simulaci. Výsledky z jednotlivých simulací jsou shrnuty v *Tab. 5*.

Největší nárůst maximálního ovládacího momentu činí 446 % a dochází k němu v případě, kdy vnější zatížení má kladný směr (viz *Obr. 57*). Minimální nárůst ovládacího momentu nastává v situaci, kdy je mechanismus zatěžován pouze silovou složkou. V tomto případě nastává nárůst maximálního ovládacího momentu o 45 %. Z *Tab. 5* lze vyzorovat trend, jaký typ vnějšího zatížení bude mít největší vliv na požadavek maximálního ovládacího momentu. Největší dopad na maximální ovládací moment má situace, kdy dochází k zatěžování v kladném směru (viz *Obr. 57*). V případě, kdy je mechanismus zatížen stejnou hodnotou, ale opačným směrem, mechanismus nevyžaduje takový maximální ovládací moment. Důvodem tohoto trendu je, že v případě kladného působení vnějšího zatížení dochází k působení momentového zatížení proti směru pohybu vnějšího rotačního věnce, pokud je sledován vývojový trend průměrného ovládacího momentu. Největší vliv na tuto hodnotu má momentové zatížení, zatímco silové působení nabývá nejnižších hodnot průměrného ovládacího momentu. Zároveň lze předpokládat, na základě výsledků simulací s různými hodnotami vnějšího zatížení, rychlejší nárůst požadavku na ovládací moment v případě, kdy vnější zatížení nabývá záporných hodnot oproti případu, kdy je mechanismus zatěžován pouze kladnými hodnotami vnějšího zatížení. V reálném prostředí bude záležet na aktuálním režimu spalovacího motoru.

Tab. 5 Vliv změny vnějšího zatížení první vlastní koncepce na velikost ovládacího momentu.

Silové působení[N]	Momentové působení [Nm]	Ovládací moment (RMS)[Nm]	Průměrný ovládací moment [Nm]	Maximální ovládací moment [Nm]
0,4	0,4	0,0286	-0,0125	0,0917
0,2	0,2	0,0161	-0,0061	0,0698
0	0	0,0070	-6,10E-04	0,0168
-0,2	-0,2	0,0167	-0,0072	0,0694
-0,4	-0,4	0,0300	-0,0145	0,0854
0	0,4	0,0279	-0,0125	0,0882
0	-0,4	0,0298	-0,0147	0,0810
0,4	0	0,0044	5,77E-04	0,0244
-0,4	0	0,0650	2,56E-04	0,0298



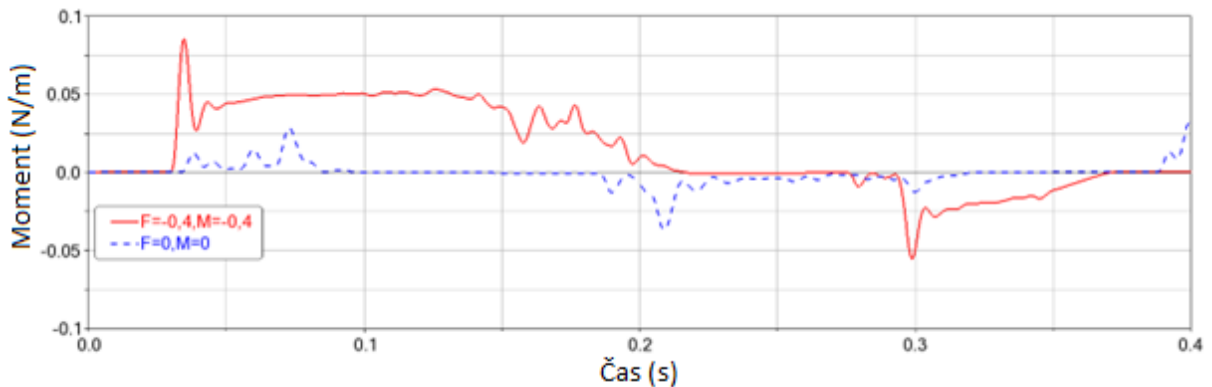
Obr. 57 Kladný směr vnějšího zatížení první vlastní koncepce.

V rámci následujících multibody simulací bylo vnější zatížení nastaveno na hodnoty:

Silové působení: -0,4 N

Momentové působení: - 0,4 Nm

V průběhu ovládacího momentu jsou jasné známky pulzace ovládacího momentu aktuátoru. Pulzace může vznikat efektem tzv. „Slip and stick phenomenon“ [14]. Další příčinou vzniku pulzace ovládacího momentu může být pohyb rotačních věnců. Rotační věnce se nepohybují pouze v ose rotace (viz *Obr. 65*), ale dochází k pohybu rotačních disků i ve směru působení gravitačního zrychlení (viz *Obr. 64*). Tím, jak dochází k vymezování výrobních vůlí, dochází ke změně třecích ploch v čase. Pro přehlednost nejsou vykresleny všechny průběhy ovládacího momentu z *Tab. 5*, ale jsou znázorněny na *Obr. 58* pouze maximální a minimální průběhy ovládacího momentu aktuátoru. Průběh maximálního ovládacího momentu tvoří hranici, za kterou se hodnoty z jiných multibody simulací nedostaly.

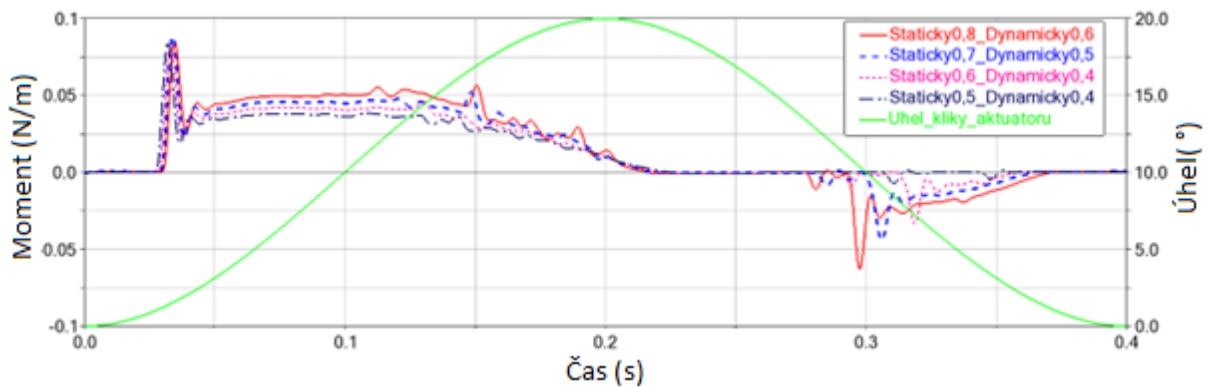


*Obr. 58* Průběh ovládacího momentu v závislosti na zatížení.

### 3.6.2 VLIV ZMĚNY TŘECÍCH VLASTNOSTÍ NA OVLÁDACÍ MOMENT

Dále je potřeba se zaměřit na vliv změny třecích koeficientů a reakce mechanismu právě na tuto změnu. V rámci předchozích multibody simulací vlivu vnějšího zatížení na mechanismus, jakož i v tomto případě, je vnější zatížení stanoveno na hodnoty z *Tab. 5*. Vnější silové zatížení má hodnotu  $-0,4$  N a vnější momentové zatížení rotačních věnců má hodnotu  $-0,4$  Nm. Důvod volby těchto okrajových podmínek je z důvodu maximálních ovládacích podmínek právě při tomto nastavení třecích kontaktů.

Z výsledků multibody simulace (viz *Obr. 59*) s různými třecími podmínkami je zřejmé, že při nižších třecích koeficientech klesá ovládací moment, zatímco při multibody simulacích s vyššími hodnotami třecích koeficientů dochází k nárůstu ovládacího momentu. V čase  $0,03$  sekundy dochází k nárůstu ovládacího momentu z důvodu překonání momentu setrvačnosti mechanismu a statického třecího koeficientu. V tomto případě rozdíl maximálních hodnot v závislosti na hodnotách třecích koeficientů je zanedbatelný, jelikož největší vliv na velikost ovládacího momentu v tomto čase má překonání momentu setrvačnosti mechanismu. V čase  $0,1$  sekundy pozvolna klesá hodnota ovládacího momentu až k nule z důvodu působení vnějšího zatížení. Tentýž jev se projevuje i v čase  $0,23 - 0,27$  sekundy (v závislosti na třecích podmínkách), kdy není potřeba využívat momentu aktuátoru a k pohybu mechanismu postačuje pouze vnější zatížení. V reálných situacích je aktuátor limitován svým maximálním zrychlením a odezvou ze senzorů. Zároveň jednotlivé komponenty v mechanismu nejsou dokonale tuhé, jako v případě multibody simulace a dojde k určitému tlumení.



Obr. 59 Ovládací moment při různých třecích podmínkách první vlastní koncepce.

Tab. 6 Hodnoty ovládacího momentu v závislosti na změně třecích vlastností první vlastní koncepce.

Statický třecí koeficient	Dynamický třecí koeficient	Maximální ovládací moment [Nm]	Efektivní hodnota (RMS) [Nm]	Průměrná hodnota [Nm]
0,8	0,6	0,0850	0,0303	0,0146
0,7	0,5	0,0884	0,0273	0,0146
0,6	0,4	0,0829	0,0244	0,0142
0,5	0,4	0,0845	0,0220	0,0139

### 3.6.3 VÝKON AKTUÁTORU PRVNÍ VLASTNÍ KONCEPCE

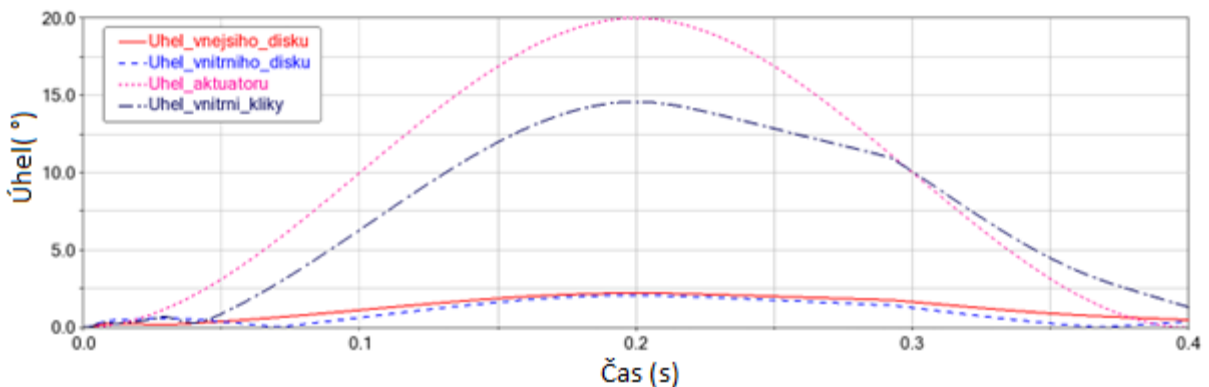
Z hlediska potřebného výkonu aktuatoru (viz Obr. 60) je zřejmé, že výkon kopíruje průběh momentu aktuatoru v čase. Kopírování ovládacího momentu vychází ze samotných jednotek výkonu v SI soustavě Nm/s. Maximální výkon aktuatoru při působení vnějšího mechanismu je 0,15 W. Maximální dosažený výkon aktuatoru v mechanismu, kdy nepůsobí vnější zatížení, je 0,067 W.



Obr. 60 Průběh výkonu aktuatoru první vlastní koncepce.

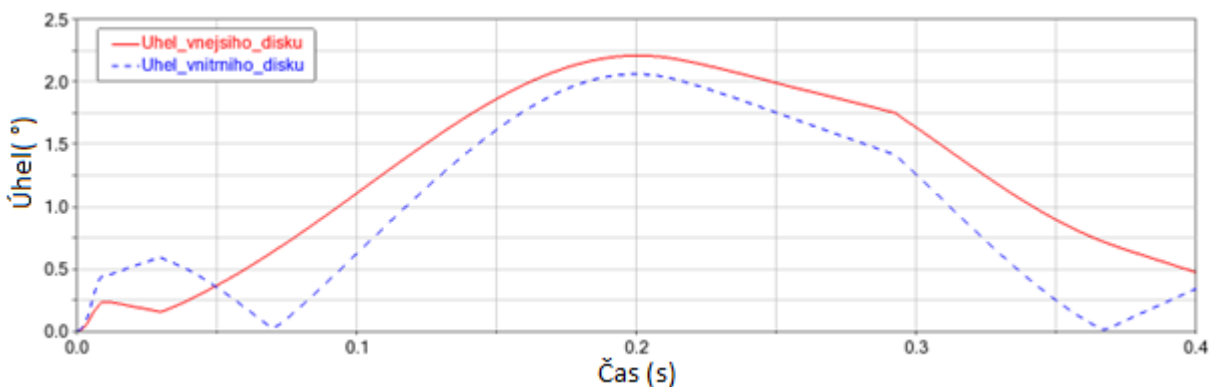
### 3.6.4 PŘEVODOVÝ POMĚR PRVNÍ VLASTNÍ KONCEPCE

Důležitým prvkem mechanismu ovlivňujícím proud spalín na turbínové kolo je sledování průběhu akčních členů mechanismu (viz *Obr. 61*) v porovnání s pohybem kliky aktuátoru. Na základě průběhu jednotlivých prvků mechanismu lze odhadnout celkový převodový poměr, který zároveň zahrnuje výrobní tolerance. V tomto případě dochází k nestálému převodovému poměru mezi klikou aktuátoru a vnitřní klikou. Přesto v čase 0,2 sekundy je převodový poměr přibližně 3:4. Celkový převodový poměr odečtený z průběhu jednotlivých komponent ovládacího mechanismu činí přibližně 1:10. Převodový poměr lze měnit velikostí ramen jednotlivých komponent, pokud by pohyb disků byl nedostatečný v závislosti na změně úhlu kliky aktuátoru.



*Obr. 61* Poloha akčních prvků mechanismu první vlastní koncepce.

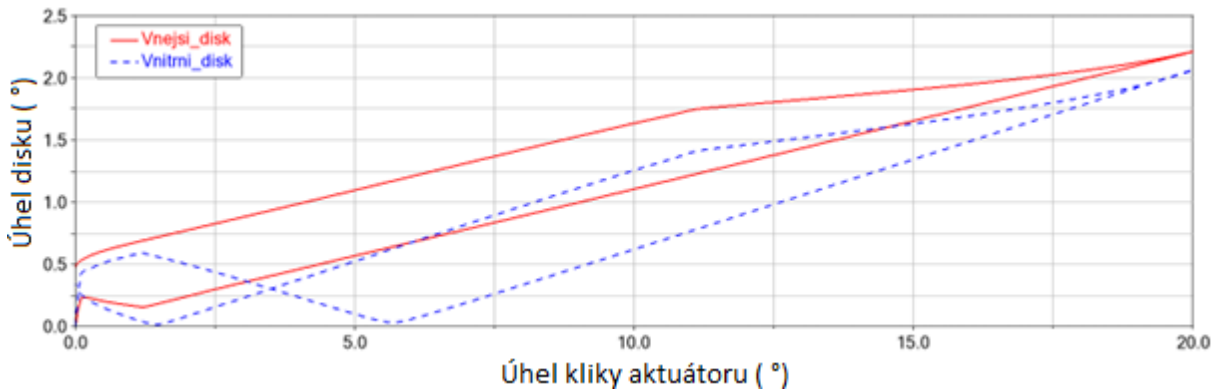
V rámci změny úhlu jednotlivých rotačních disků dochází k rozchodu polohy z důvodu rozdílného průměru, na kterém působí vnitřní klika. Současné konstrukční řešení neumožňuje synchronizaci pohybu (viz *Obr. 62*) jednotlivých rotačních disků.



*Obr. 62* Poloha disků první vlastní koncepce.

### 3.6.5 POLOHA ROTAČNÍCH DISKŮ V ZÁVISLOSTI NA POLOZE KLIKY AKTUÁTORU

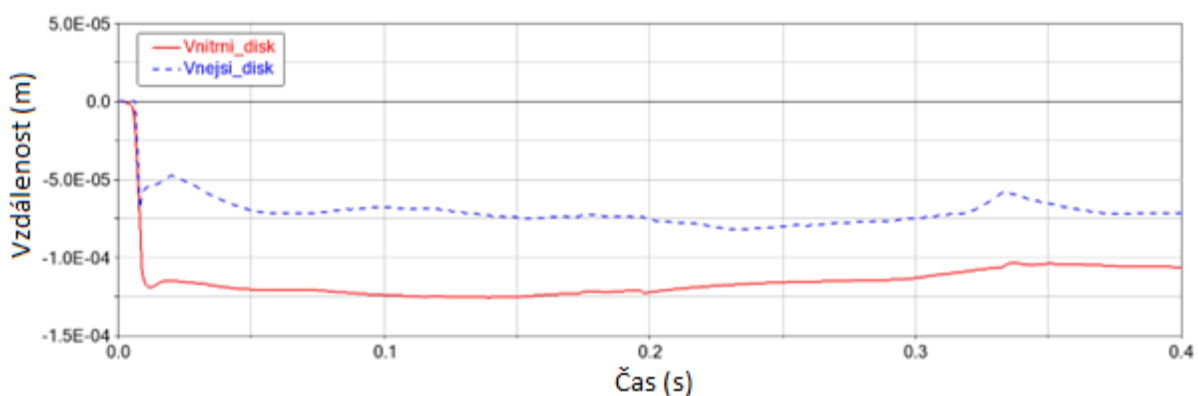
Při sledování závislosti úhlové polohy rotačních disků na úhlu kliky aktuátoru lze vyzorovat, jakým způsobem dochází ke zpoždění disků. *Obr. 63* znázorňuje hysterezi mechanismu. Při návratu kliky aktuátoru do počáteční polohy nedochází k návratu rotačních disků do počáteční polohy. Tento rozdíl polohy vzniká tolerancemi v ovládacím mechanismu a nelze jej nikdy zcela odstranit.



*Obr. 63* Poloha rotačních disků v závislosti na poloze kliky aktuátoru.

### 3.6.6 VYMEZENÍ VŮLÍ DISKŮ

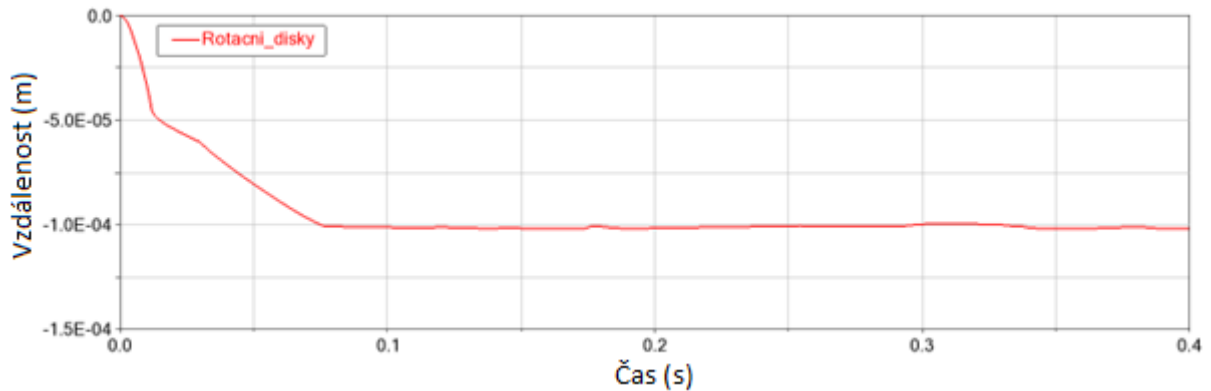
V průběhu rotace jednotlivých disků dochází i k vymezení výrobních vůlí. V případě změny polohy vnějšího disku dochází k menšímu pohybu, jelikož je nutné vymezením pouze výrobní vůle mezi vnějším diskem a ekvivalentem turbínové skříně (viz *Obr. 15*). Změna polohy vnitřního disku v ose Z (viz *Obr. 64*) nabývá téměř dvojnásobných hodnot, jelikož je nutné v tomto případě vymezením dvě mezery v mechanismu. K téměř dvojnásobnému pohybu dochází z důvodu, že jsou jednotlivé mezery nastaveny na stejnou nominální hodnotu. První mezera je tvořena tolerancí mezi jednotlivými rotačními disky. Druhá část je tvořena pohybem vnějšího disku k ekvivalentu turbínové skříně.



*Obr. 64* Poloha disků ve směru působení gravitačního zrychlení (osa Z).

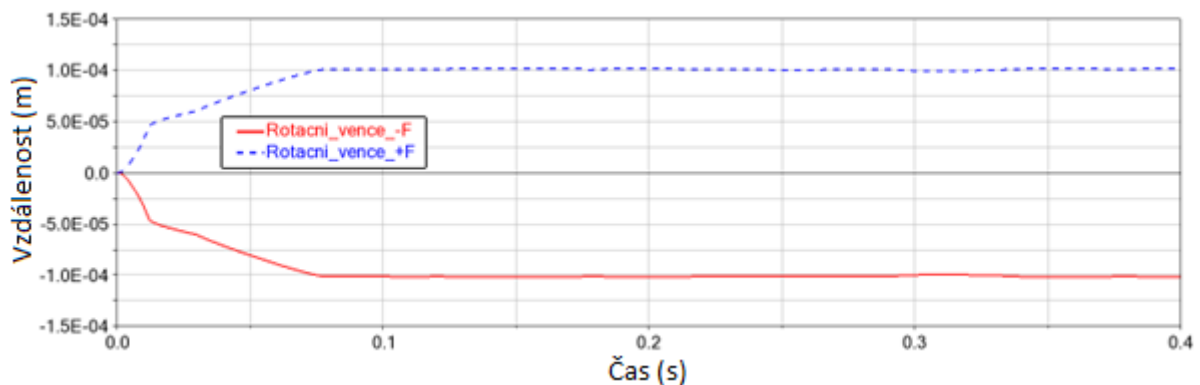


Jednotlivé výrobní tolerance se projeví i v poloze disků v ose rotace (viz *Obr. 65*). Zde taktéž dochází k vymezení vůle. Vymezování vůle ve směru osy rotace je důležité sledovat kvůli celkové spolehlivosti a správné funkčnosti mechanismu. Při nastavení příliš velké výrobní tolerance by mohlo dojít ke kolizi lopatek na rotačním disku se stěnou turbínové skříně (viz *Obr. 67*). Průběh vymezení vůle je v případě disků stejný a nedochází k vytvoření schodu, který by mohl nepříznivě ovlivňovat proud spalin dopadající na turbínové kolo.

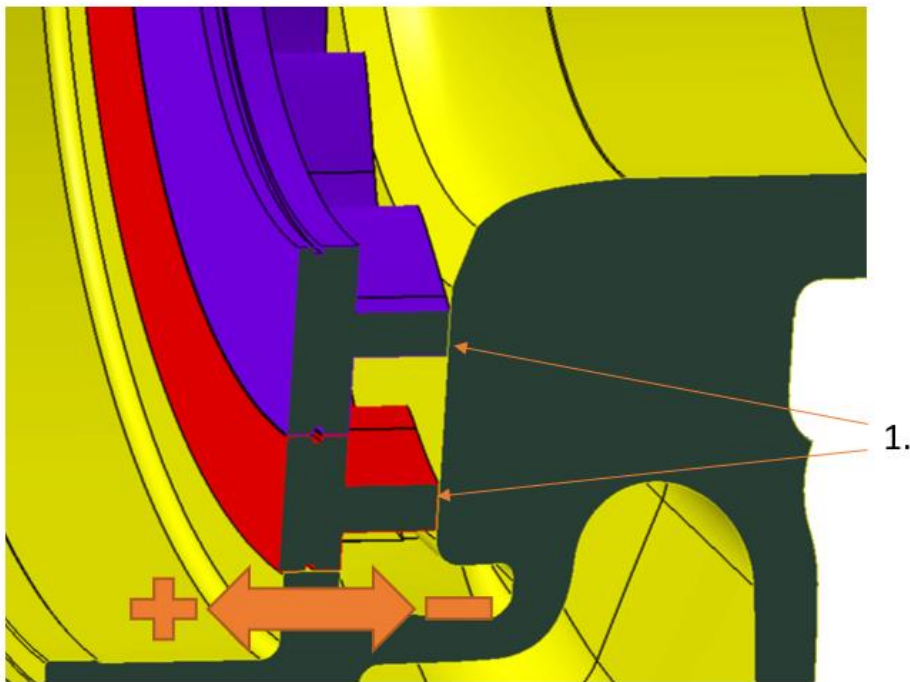


*Obr. 65* Průběh polohy disku v ose rotace (osa Y).

V případě, kdy vnější zatížení působí v opačném směru, dojde k vymezení vůle do kladných hodnot (viz *Obr. 66*). V tomto případě záporné hodnoty nabývají směrem k turbínové skříně a kladné hodnoty od turbínové skříně. CFD simulací je třeba ověřit, jakým způsobem dochází k ovlivnění proudu spalin na turbínovou skříň v krajních polohách, kdy je vymezena vůle disků v ose rotace.



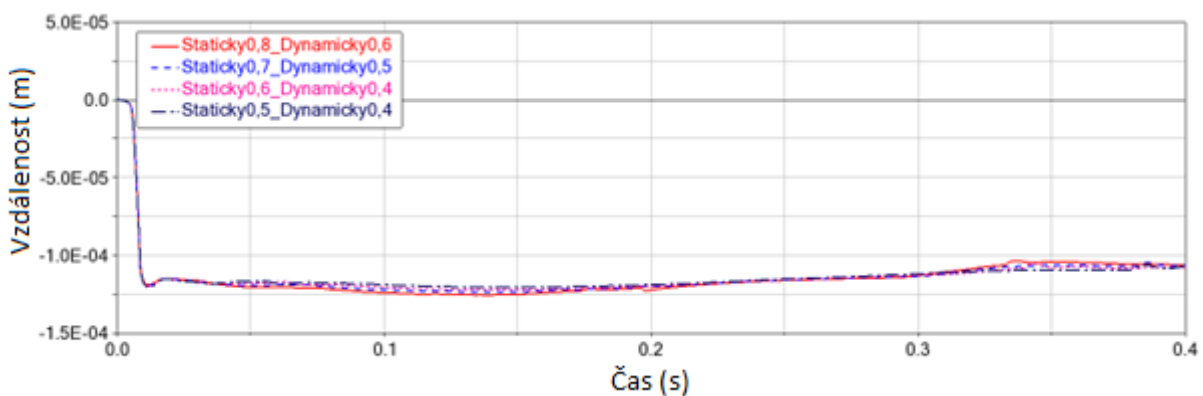
*Obr. 66* Poloha rotačních věnců v závislosti na směru působení vnějšího zatížení.



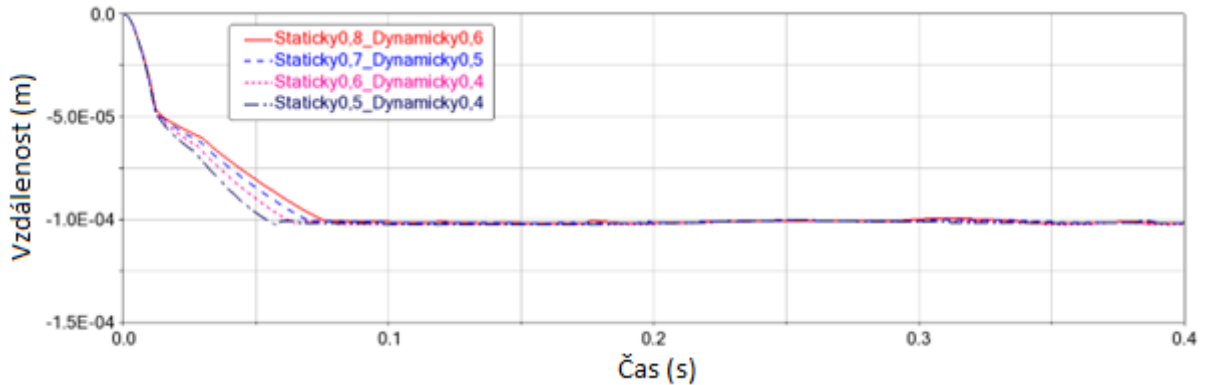
Obr. 67 1. Kritické místo k vymezení vůle.

### 3.6.7 ZMĚNA POLOHY DISKŮ V ZÁVISLOSTI NA ZMĚNĚ TŘECÍCH VLASTNOSTÍ

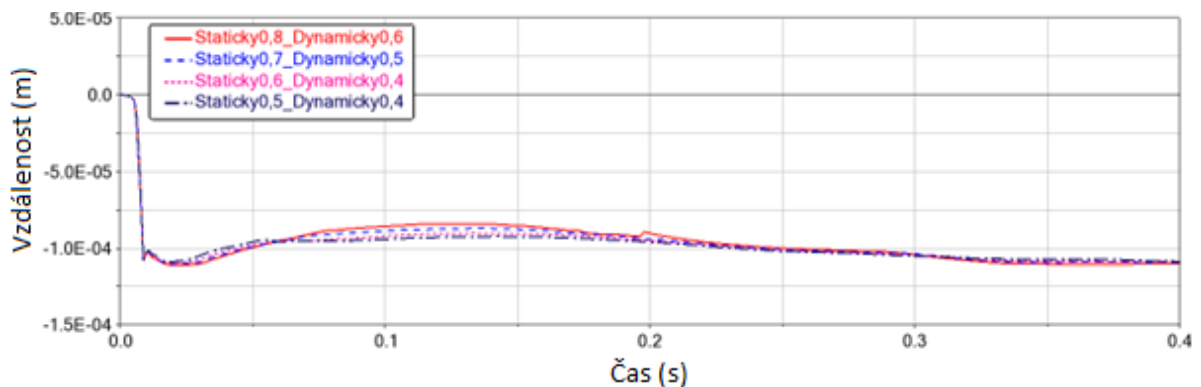
Na základě změny třecích vlastností v mechanismu první vlastní koncepce dochází k rozdílu průběhu polohy disků v čase. Změna je dána především rozdílem, jakým jsou tělesa schopná vzájemného pohybu. V případě, kdy má kontakt nižší třecí koeficienty, je vzájemný pohyb jednodušší než v případě, kdy třecí koeficienty dosahují vyšších hodnot. To umožňuje mírné změny v pohybu jednotlivých disků v čase. Pohyb vnějšího disku v jednotlivých osách souřadného systému v závislosti na změně třecích vlastností jsou znázorněny níže.



Obr. 68 Změna polohy disků v ose X v závislosti na změně třecích vlastností první vlastní koncepce.



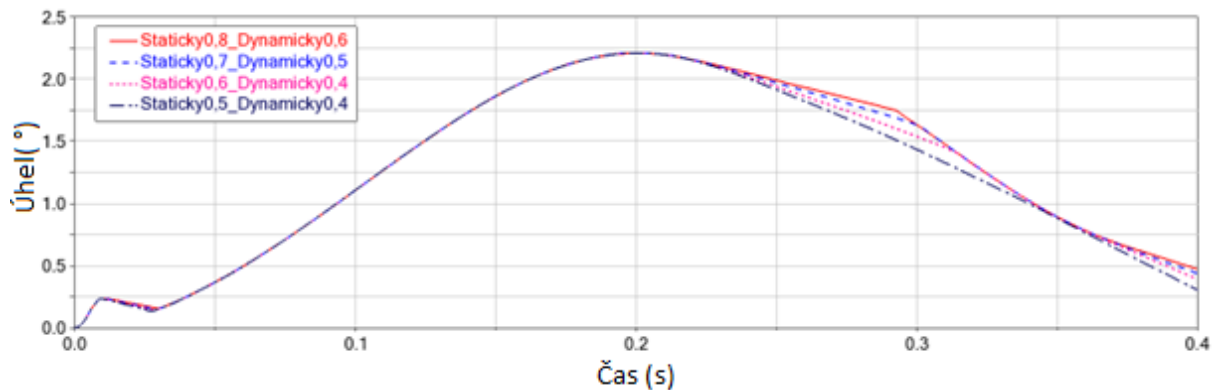
Obr. 69 Změna polohy disků v ose Y v závislosti na změně třecích vlastností první vlastní koncepce.



Obr. 70 Změna polohy disků v ose Z v závislosti na změně třecích vlastností první vlastní koncepce.

### 3.6.8 PRŮBĚH ÚHLU DISKU NA ZMĚNU TŘECÍCH VLASTNOSTÍ

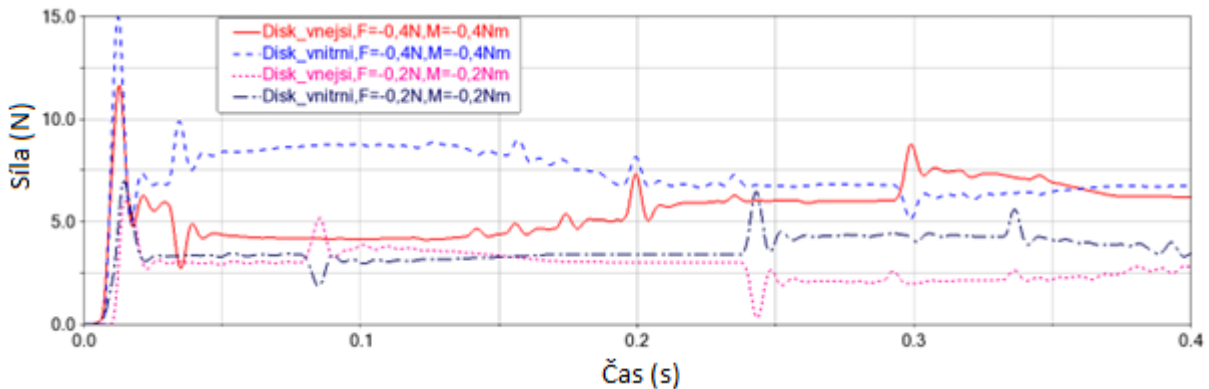
Změna polohy disku v jednotlivých osách souřadného systému v závislosti na hodnotách třecích koeficientů (viz kapitola 3.6.7) způsobuje i změnu průběhu rotace disku. Rotace disku je ovlivněna vzájemnou polohou disku a vnitřní kliky ovládacího mechanismu (viz Obr. 13). V případě, kdy jsou v mechanismu nižší hodnoty třecích koeficientů (viz Obr. 71), dojde k pohybu disků a změní se působíště vnitřní kliky, které zapříčiní mírný rozdíl v pohybu disku.



Obr. 71 Průběh úhlu disku na změnu třecích vlastností.

### 3.6.9 PRŮBĚH KONTAKTNÍ SÍLY VNITŘNÍ KLIKY A DISKŮ

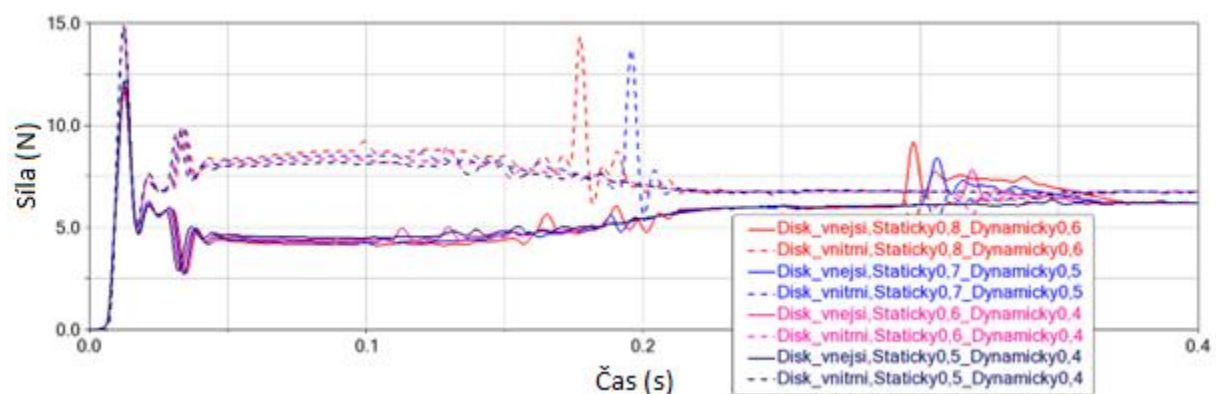
Klíčovými prvky ovládacího mechanismu jsou kontaktní dvojice vnitřní kliky a jednotlivých disků. Proto bylo nutné sledovat velikost kontaktní síly (viz *Obr. 72*) v závislosti na změně velikosti vnějšího zatížení. Z průběhu kontaktní síly lze určit jasný trend, a to že s narůstajícím vnějším zatížením dochází k navýšení této síly. Druhým zjištěním z průběhu kontaktní síly je, že dochází k větším kontaktním silám na vnitřním disku. Rozdíl kontaktních sil je dán rozdílným poloměrem, na kterém přenáší pohyb vnitřní kliky.



*Obr. 72* Průběh kontaktní síly vnitřní kliky a jednotlivých disků.

### 3.6.10 PRŮBĚH KONTAKTNÍ SÍLY VNITŘNÍ KLIKY A DISKŮ V ZÁVISLOSTI NA ZMĚNĚ TŘECÍCH KOEFICIENTŮ

Změna třecích koeficientů na celkovou velikost kontaktní síly vnitřní kliky a jednotlivých disků ovládacího mechanismu je vyobrazena na *Obr. 73*. Silové vnější působení nabývá hodnot  $-0,4$  N a momentové vnější zatížení má hodnotu  $-0,4$  Nm (viz *Tab. 5*). Průběh kontaktní síly reaguje na změnu třecích koeficientů při nižších hodnotách tření, kdy dochází i ke snížení samotné kontaktní síly. Rozdíl mezi kontaktní silou vnějšího a vnitřního disku je dán rozdílným poloměrem působení vnitřní kliky ovládacího mechanismu. V časovém intervalu  $0,17 - 0,2$  sekundy v průběhu kontaktní síly vnitřního disku dochází ve dvou případech k pulzaci kontaktní síly. Tento jev může být reakcí na chvilkové navýšení zatížení v ovládacím mechanismu.



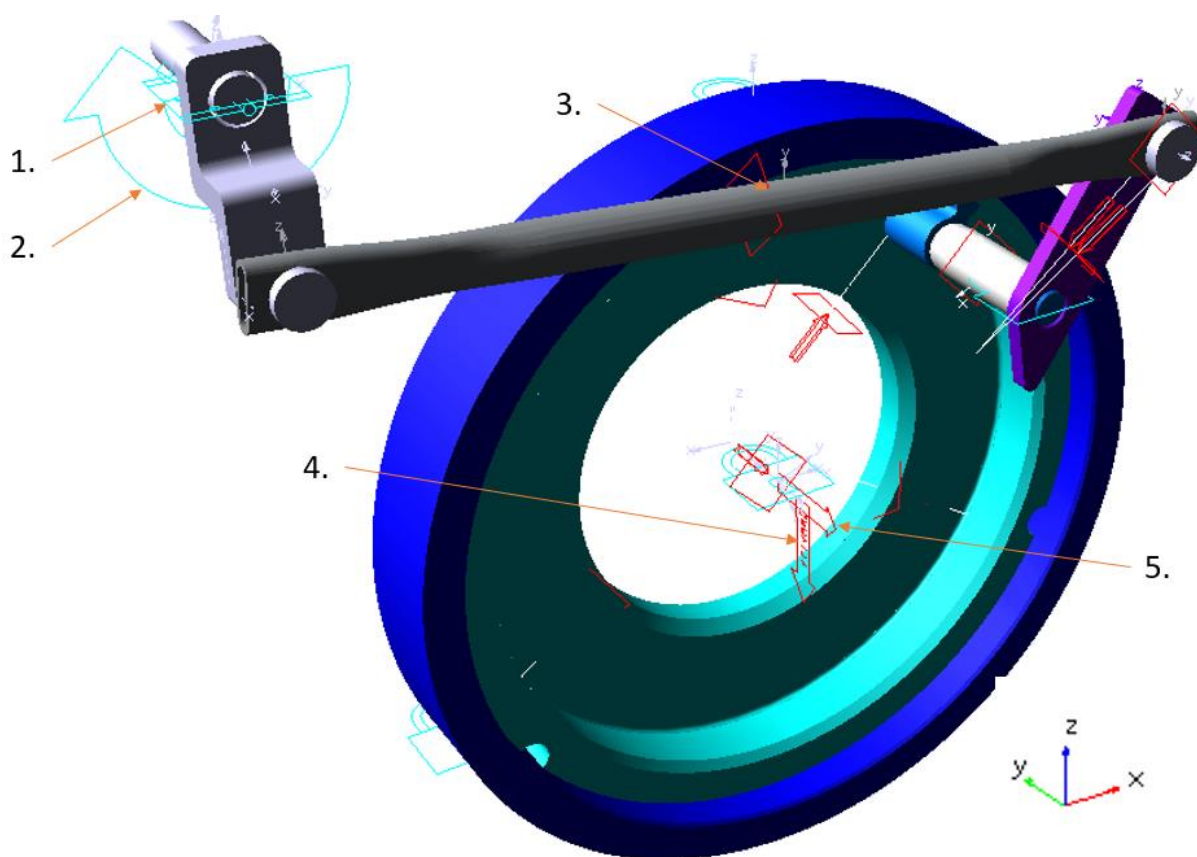
*Obr. 73* Průběh celkové kontaktní síly vnitřní kliky a disků v závislosti na změně třecích vlastností.

### 3.7 MULTIBODY MODEL A VÝSLEDKY SIMULACE DRUHÉ VLASTNÍ KONCEPCE

Simulační multibody model je v prostředí MSC Adams View tvořen z následujících funkcí a vazeb:

Tab. 7 Přehled funkcí a vazeb tvořící druhou vlastní koncepci.

Pevné vazby	8
Kontaktní vazby	10
Pohybové vazby	1
Vnější zatížení	1
Počet těles	13



Obr. 74 Druhá vlastní koncepci, 1, Symbol rotační vazby, 2. Symbol joint motion funkce, 3. Symbol kontaktní vazby, 4, Směr působení gravitačního zrychlení, 5. Kladný směr vnějšího zatížení.

### 3.7.1 VLIV VNĚJŠÍHO ZATÍŽENÍ NA OVLÁDACÍ MOMENT DRUHÉ VLASTNÍ KONCEPCE

V rámci multibody simulace druhé vlastní koncepce došlo k analýze vlivu vnějšího zatížení na chod mechanismu. Vnější zatížení od proudu spalín je závislé na zvolené konstrukci posuvného věnce z kapitoly 2.4.2. V případě multibody simulace je použit posuvný věnec bez jakékoliv modifikace. Pokud by byl zvolen posuvný věnec s lopatkami (viz *Obr. 23* nebo *Obr. 24*), proud spalín by vytvořil dvě složky vnějšího zatížení. Jednou ze složek vnějšího zatížení je momentové působení na rotační věnec. Velikost momentového zatížení je závislá na tvaru lopatek věnce a směru působení proudu spalín na jednotlivé lopatky. Druhou složkou vnějšího zatížení je silové působení způsobené rozdílem tlaků v prostoru proudu spalín a prostorem za posuvným věncem. Na posuvném věnci bez modifikací nemá jakým způsobem vznikat momentové vnější zatížení, tudíž je zde počítáno pouze se silovým vnějším zatížením. Proud spalín pouze vytváří silové působení ve směru osy rotace posuvného věnce. V rámci multibody simulace vlivu vnějšího zatížení je nutné počítat i s možností vzniku chvilkového podtlaku ve výfukovém potrubí. Na základě těchto informací vznikla tabulka s řadou kladných a záporných hodnot tak, aby bylo podchyceno chování mechanismu v závislosti na změně vnějšího zatížení. V tuto chvíli neexistuje konkrétní CFD simulace, která by určila přesné hodnoty silového působení. V rámci CFD simulace by bylo možné i vyhodnotit velikost vnějšího zatížení, které vznikne na boční straně posuvného věnce v závislosti na velikosti výsunu posuvného věnce do prostoru spalín. Tento typ zatížení je v tuto chvíli plně eliminován a není s ním dále počítáno. Veškeré hodnoty vnějšího silového zatížení jsou konstantní v průběhu celé simulace, čímž dochází k určité nepřesnosti multibody simulace, ale v tuto chvíli nejde jasně určit změny vnějšího zatížení v čase simulace.

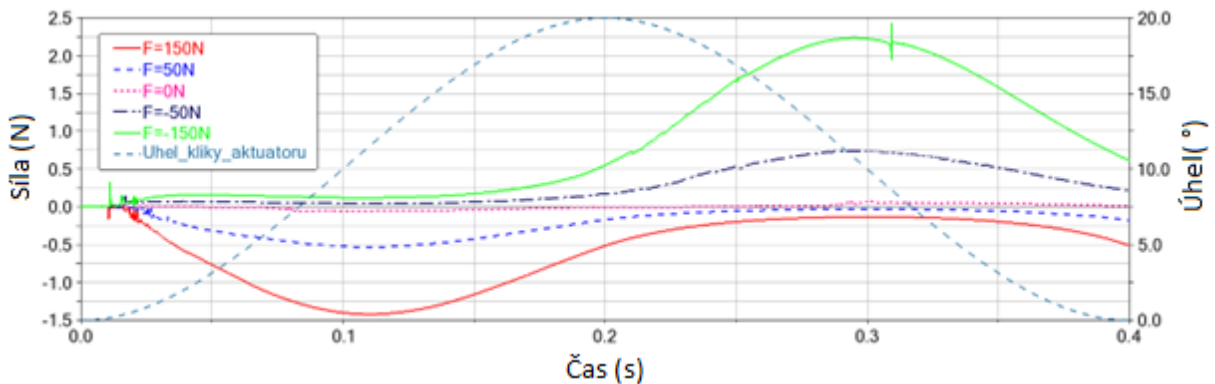
Tab. 8 Změna ovládacího momentu v závislosti na změně vnějšího zatížení druhé vlastní koncepce.

Silové působení [N]	Ovládací moment (RMS) [Nm]	Průměrná ovládací moment [Nm]	Maximální ovládací moment [Nm]
150	0,7336	-0,5683	-1,4186
50	0,2702	-0,2017	-0,5309
0	0,0340	8,24E-04	0,0774
-50	0,3788	0,2825	0,7409
-150	1,1633	0,8561	2,429

Obr. 75 ukazuje průběh ovládacího momentu aktuátoru druhé vlastní koncepce. Průběh této síly v případě, kdy je mechanismus bez vnějšího zatížení, je v porovnání s případy mechanismu pod zatížením téměř zanedbatelný. Na základě tohoto přímého porovnání lze usoudit, že vliv vnějšího zatížení je majoritním v porovnání s třecími ztrátami v mechanismu. Ve výsledku je tedy velikost vnějšího zatížení hlavní složkou tvořící velikost ovládacího momentu aktuátoru. V rámci multibody simulace bylo počítáno s různými hodnotami a směry vnějšího zatížení (viz Tab. 8). Tento přístup volby vnějšího zatížení umožňuje lépe zachytit chování mechanismu v různých pracovních režimech.

Působení kladných hodnot vnějšího zatížení v první fázi pohybu ( $0^\circ$ - $20^\circ$ ) působí proti směru pohybu aktuátoru, tudíž zde dochází k nárůstu ovládacího momentu. V druhé fázi pohybu ( $20^\circ$ - $0^\circ$ ) směr vnějšího zatížení napomáhá k navrácení kliky aktuátoru do původní polohy a velikost ovládacího momentu je dána pouze třecími ztrátami v mechanismu. Rozdíl ovládacího momentu v případě 50 N a 150 N je dán větší normálovou silou. V této fázi pohybu je ovládací moment zásadně nižší než v předchozí fázi pohybu kliky aktuátoru. Rozdíl ovládacího momentu v první fázi pohybu a druhé fázi pohybu je 10x větší v případě nejvyššího kladného působení vnějšího zatížení.

Působení záporných hodnot vnějšího zatížení v první fázi pohybu ( $0^\circ$ - $20^\circ$ ) aktuátoru napomáhá k samotnému pohybu posuvného věnce. V této fázi pohybu je velikost ovládacího momentu aktuátoru dána velikostí třecích ztrát, kdy rozdíl mezi -50 N a -150 N, je dán nárůstem normálové síly v kontaktních vazbách. V druhé fázi pohybu kliky aktuátoru ( $20^\circ$ - $0^\circ$ ) dochází k nárůstu ovládacího momentu z důvodu působení vnějšího zatížení proti směru pohybu posuvného věnce.



Obr. 75 Průběh ovládacího momentu aktuátoru v závislosti na změně vnějšího zatížení druhé vlastní koncepce.

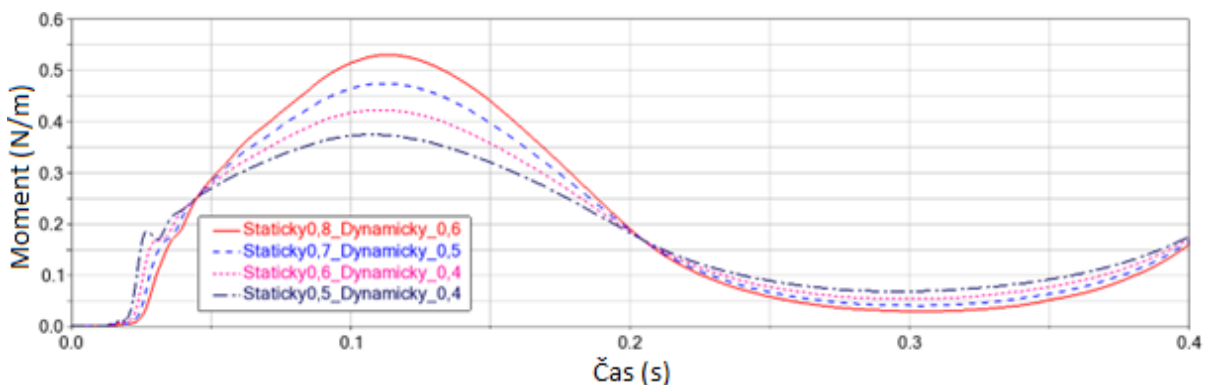
### 3.7.2 VLIV ZMĚNY TŘECÍCH VLASTNOSTÍ NA OVLÁDACÍ MOMENT

V rámci simulace vlivu změny třecích koeficientů (viz *Obr. 76*) bylo vnější zatížení nastaveno na kladnou hodnotu 50 N (viz *Tab. 8*). Průběh ovládacího momentu lze v tomto případě rozdělit na řadu menších časových intervalů, které je nutné důkladně rozebrat.

V prvním časovém intervalu (0 – 0,01 sekundy) ovládací moment nabývá malých hodnot, jelikož dochází k rozpočívání pouze vnějšího ovládacího mechanismu. V tomto časovém intervalu dochází k vymezování vůlí v ovládacím mechanismu.

Ve druhém časovém intervalu (0,01 – 0,2 sekundy) dochází k pohybu posuvného věnce, proti kterému působí vnější zatížení. Vliv změny třecích koeficientů má za účinek změnu velikosti ovládacího momentu. Hodnoty nižších třecích koeficientů umožňují využití nižších ovládacích momentů. Normálové síly v ovládacím mechanismu jsou stejné, pouze pracují s nižšími hodnotami třecích koeficientů, což zapříčiňuje snížení třecích ztrát.

Třetí časový interval (0,2 – 0,4 sekundy) pracuje s opačným trendem než intervaly předchozí. Nižší hodnoty třecích koeficientů navyšují ovládací moment aktuátoru. Nižší třecí koeficienty musí více reagovat na vliv vnějšího zatížení na posuvný věnec. Dochází ke snazšímu pohybu posuvného věnce, přičemž ovládací moment aktuátoru musí zpomalovat pohyb, který je pevně předepsaný funkcí „join motion“. Menší brzdící ovládací moment v případě vyšších koeficientů tření je způsobený vyšším mařením energie z vnějšího zatížení, tudíž není nutné posuvný věnec natolik brzdit.



*Obr. 76* Průběh ovládacího momentu v závislosti na změně třecích koeficientů druhé vlastní koncepce.

### 3.7.3 VLIV ZMĚNY TŘECÍCH VLASTNOSTÍ NA VÝKON AKTUÁTORU

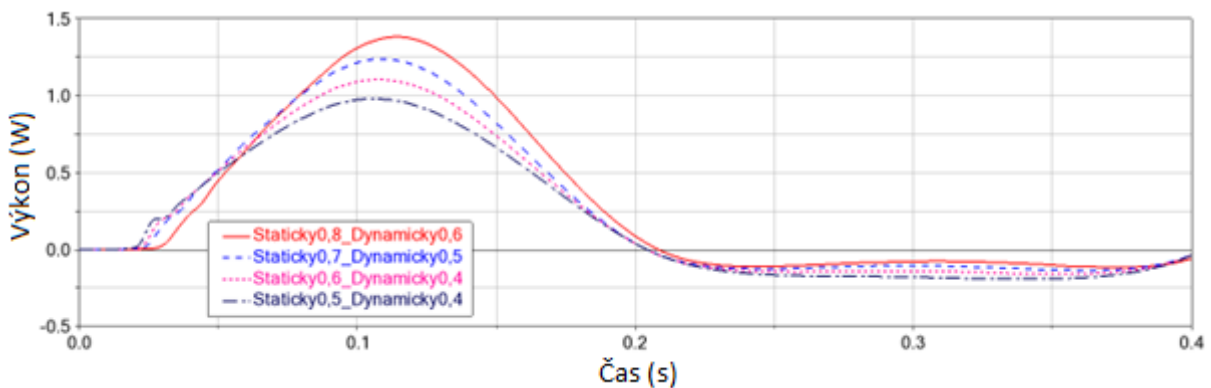
Průběh výkonu aktuátoru více přiblíží, jakým způsobem dochází k inicializaci ovládacího momentu. Jako v případě průběhu ovládacího momentu, lze i výkon rozdělit na řadu intervalů, které je nutné podrobně rozebrat.

První časový interval (0 – 0,01 sekundy) potvrzuje tvrzení z kapitoly 3.7.2 a průběh výkonu v tom časovém úseku je dostatečný k pohybu vnějšího ovládacího mechanismu a vymezení jednotlivých výrobních vůlí.

Druhý časový interval (0,01 – 0,2 sekundy) kopíruje trend ovládacího momentu. Nižší třecí koeficienty umožňují snížení výkonu aktuátoru. V průběhu životnosti mechanismu je snahou držet třecí koeficienty na co nejnižších hodnotách.



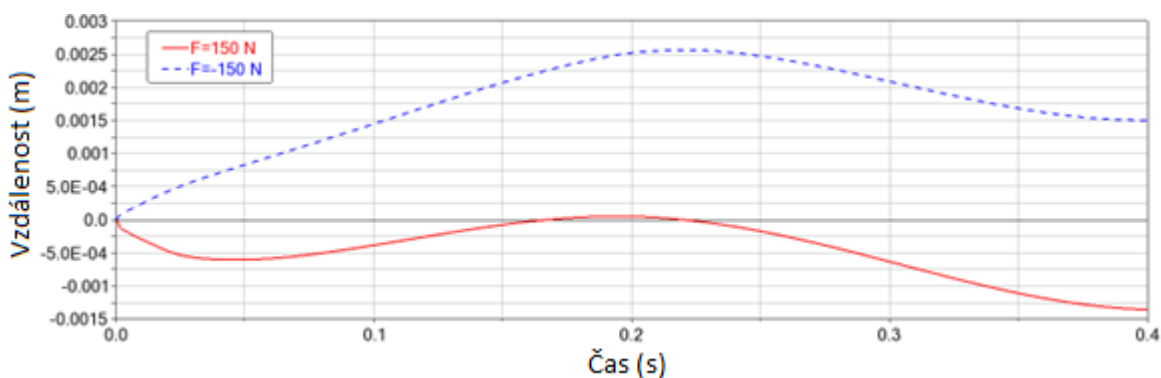
Třetí časový interval (0,2 – 0,4 sekundy) ověřuje tvrzení z předchozí kapitoly 3.7.2. Kdy v případě nižších třecích koeficientů dochází k vyšším záporným výkonům.



Obr. 77 Průběh výkonu aktuátoru v závislosti na změně třecích koeficientů.

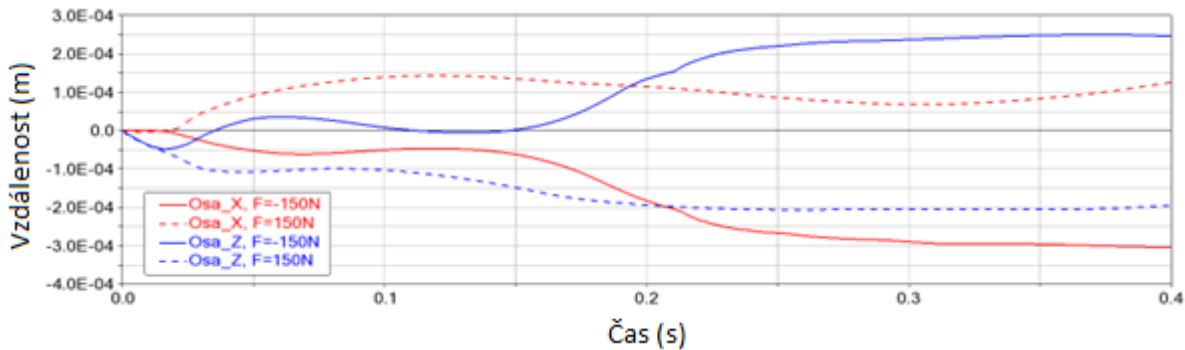
### 3.7.4 VLIV SMĚRU PŮSOBNÍ VNĚJŠÍHO ZATÍŽENÍ NA POSUVNÝ VĚNEC

Směr působení vnějšího zatížení má zásadní vliv na způsob, jakým dochází k vymezení vůle posuvného věnce ve směru rotace (osa Y, viz Obr. 78) v ovládacím mechanismu. Jelikož posuvný věnec je aktivním členem v mechanismu ovlivňujícím proud spalín na turbínové kolo, jeho poloha je zásadní ke správné funkci. Průběh posuvného věnce je dán sklonem drážky na vnějším průměru posuvného věnce (viz Obr. 21) a velikostí vůle mezi drážkou a jednotlivými čepy. V případě záporného působení vnějšího zatížení dojde k vymezení vůle posuvného věnce směrem k turbínové skříni, tedy do kladných hodnot. V případě kladných hodnot vnějšího zatížení dojde k pohybu věnce do záporných hodnot z důvodu vymezení vůle. Následně by mělo docházet k pohybu věnce směrem do kladných hodnot, ale velikost vůle je v tuto chvíli příliš velká a nedojde k pohybu věnce do kladných hodnot, jako v případě záporných hodnot vnějšího zatížení. Snaha je nastavit výrobní vůle v takové míře, kdy směr vnějšího zatížení nebude příliš ovlivňovat pohyb věnce ve směru rotace. V tuto chvíli, kdyby docházelo v průběhu pohybu posuvného věnce ke změně směru působení vnějšího zatížení, by se mohl věnec nekontrolovatelně pohybovat v závislosti na velikost výrobní vůle. Z průběhu polohy posuvného věnce v ose rotace lze tedy jasně říct, že je nutné zmenšit výrobní vůle v prostoru drážky a pevného čepu (viz Obr. 21). Zároveň je nutné zachovat výrobní vůli z důvodu tepelné roztažnosti a také z důvodu možnosti tvorby usazenin z proudu spalín v místě drážky. V případě, kdy by byla vůle příliš malá, ovládací mechanismus by byl příliš citlivý na zasekávání posuvného věnce.



Obr. 78 Pohyb věnce v ose rotace (osa Y) v závislosti na směru působení vnějšího zatížení.

V rámci vymezení výrobní vůle je důležité sledovat, jakým způsobem dochází k pohybu věnce ve směru osy X a osy Z (viz *Obr. 74*), jelikož příliš velké vychýlení směrem k jedné z os (viz *Obr. 79*) by mohlo napovědět, které pevné čepy a drážky budou nejvíce namáhané. Rozdílné namáhání čepů a drážek by mohlo být příčinou příliš velkého opotřebení a v průběhu životnosti ovládacího mechanismu by mohlo dojít ke změně pohybu posuvného věnce v prostoru.

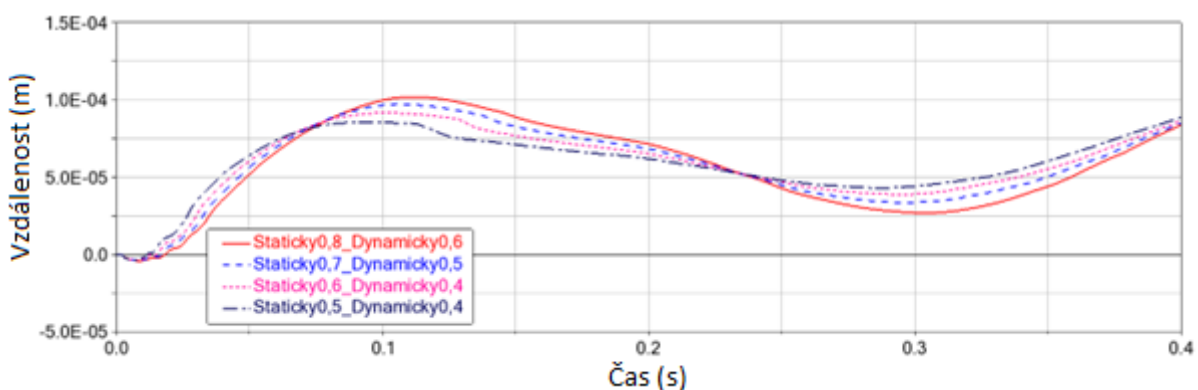


*Obr. 79* Průběh posuvného věnce druhé vlastní koncepce v ose X a ose Z.

### 3.7.5 VLIV ZMĚNY TŘECÍCH VLASTNOSTÍ NA POLOZE POSUVNÉHO VĚNCE

V rámci multibody simulace byla sledována změna polohy posuvného věnce v závislosti na změně třecích vlastností v mechanismu druhé vlastní koncepce. Změna třecích vlastností může pomoci k získání lepšího přehledu chování posuvného věnce v průběhu životnosti turbodmychadla.

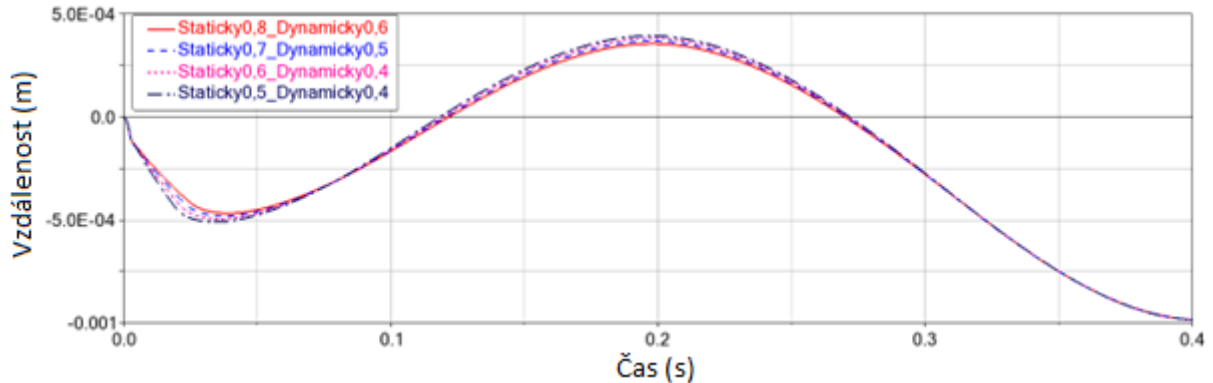
Posuv věnce je dán možností vymezení výrobních vůlí mezi pevnými čepy a drážkami posuvného věnce. Pohyb věnce v ose X (viz *Obr. 80*) při změně třecích vlastností je v řádech desetin milimetru. Taková změna polohy v prostoru by neměla mít velký vliv na proud spalin. Při nižších hodnotách třecích koeficientů je pro posuvný věnec jednodušší najít ideální polohu pevného čepu v drážce posuvného věnce, a proto dochází k většímu pohybu posuvného věnce ve směru osy X.



*Obr. 80* Poloha posuvného věnce v ose X v závislosti na změně třecích vlastností.

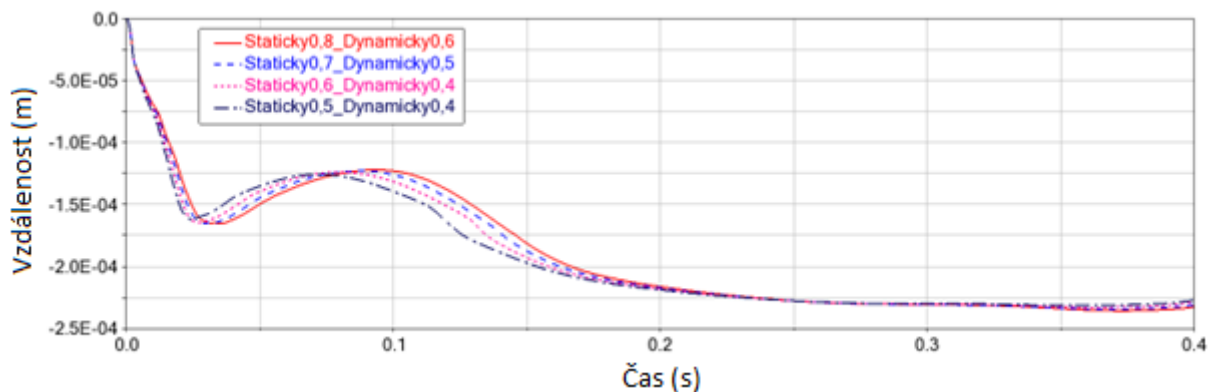
Pohyb posuvného věnce v ose Y v závislosti na změně třecích vlastností (viz *Obr. 81*) je především ovlivněn směrem působení vnějšího zatížení (viz *Obr. 75*). Jednotlivé průběhy kopírují hlavní trend, kde byly použity nejvyšší třecí koeficienty. První propad v průběhu polohy posuvného věnce v ose Y je dán vymezením vůle mezi pevným čepem a drážkou posuvného věnce. Rozdíly polohy v jednotlivých případech se liší v řádech desetin milimetru,

což je v tomto případě nutné zohlednit, pokud by byla snaha, aby posuvný věnec svým pohybem vymezil celý prostor pro proud spalin (viz *Obr. 18*). Pokud by docházelo pravidelně k nepřesnému pohybu posuvného věnce, mohlo by v průběhu životnosti turbodmychadla dojít k příliš velkému namáhání ovládacího mechanismu.



*Obr. 81* Poloha posuvného věnce v ose rotace (osa Y) v závislosti na změně třecích vlastností.

Průběh polohy posuvného věnce ve směru osy Z v závislosti na změně třecích koeficientů (viz *Obr. 82*) je dán především vymezením výrobní vůle. Směr osy Z je zároveň směrem, kterým působí na mechanismus gravitační zrychlení (viz *Obr. 74*).



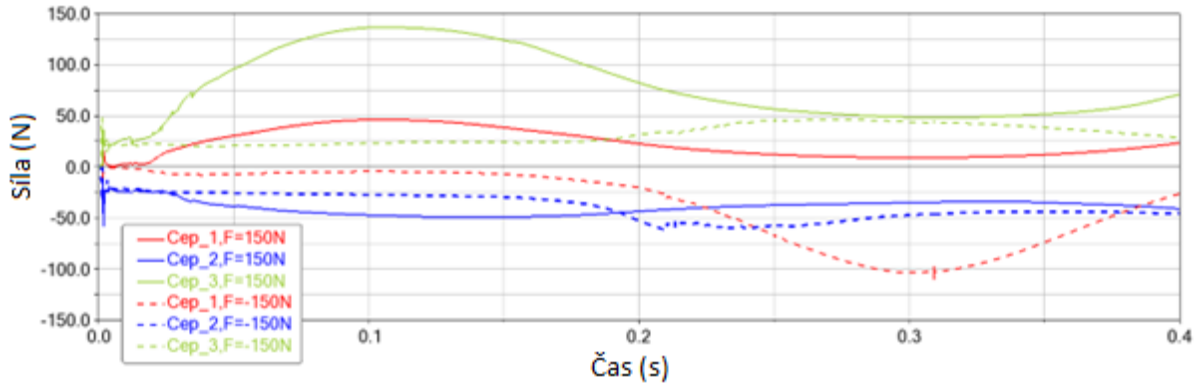
*Obr. 82* Poloha posuvného věnce v ose Z v závislosti na změně třecích vlastností.

### 3.7.6 KONTAKTNÍ SÍLA MEZI PEVNÝMI ČEPY A DRÁŽKAMI POSUVNÉHO VĚNCE

V rámci nesouměrného pohybu posuvného věnce v prostoru dochází i k nesouměrnému zatěžování pevných čepů. V rámci multibody simulace je sledována kontaktní síla na všech pevných čepích v ovládacím mechanismu na dvou případech vnějšího zatížení. Je nutné sledovat silové působení v kontaktní dvojici mezi čepy a drážkami posuvného věnce v jednotlivých osách souřadného systému. Umístění čepů je na vnějším průměru posuvného věnce vždy po  $120^\circ$  (viz *Obr. 86*).

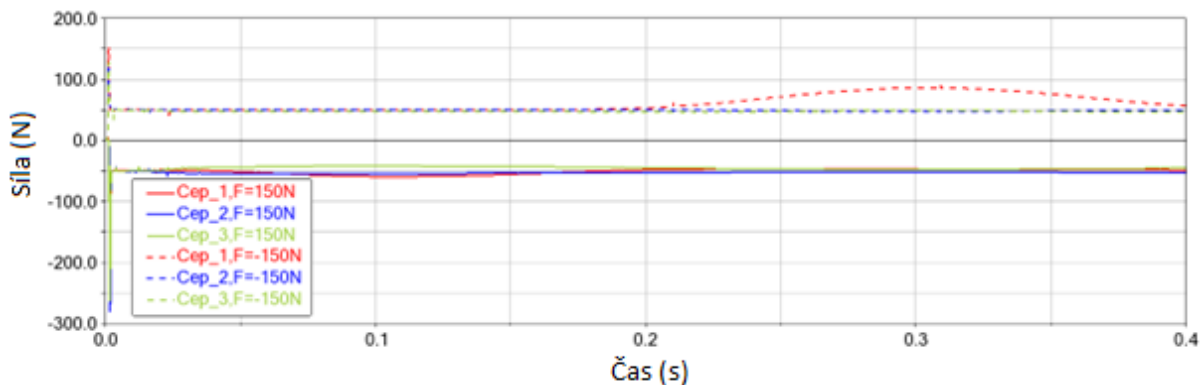
Průběh kontaktní síly na jednotlivých pevných čepích v ose X (viz *Obr. 83*) znázorňuje rozdílnost působení této síly na jednotlivé čepy. Je to dáno tím, jakým způsobem je vymezena vůle mezi pevnými čepy a drážkou v posuvném věnci. V případě, kdy je ovládací mechanismus zatížen vnějším kladným zatížením, největší kontaktní síla je na čepu 3. Kontaktní síly na čepu 1 a čepu 2 jsou téměř stejné, ale opačného znaménka. Takový průběh kontaktní síly by odpovídal pohybu posuvného věnce v kladném směru osy X. Pokud má vnější zatížení záporné hodnoty, vzniká největší kontaktní síla na čepu 1. Kontaktní síly na čepu 2 a čepu 3 jsou velmi

podobné, pouze v opačné orientaci. Na základě průběhu sil na čepu 2 a čepu 3 lze usoudit pohyb věnce v záporném směru osy X. Kontaktní síly na jednotlivých pevných čepích jsou reakcí pohybu věnce v prostoru, které jsou více popsány v kapitole 3.7.4. Vyšší hodnoty kontaktní síly jsou způsobeny samotnou váhou posuvného věnce.



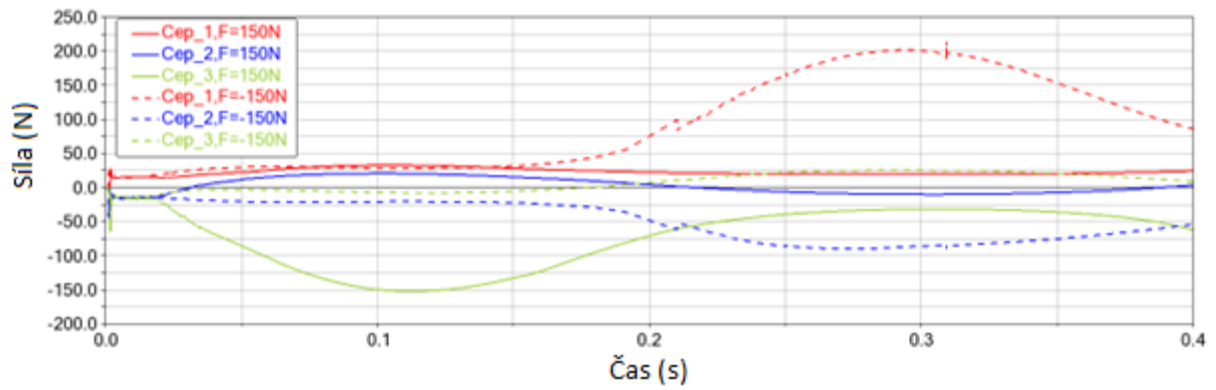
Obr. 83 Kontaktní síla v ose X jednotlivých pevných čepů a drážkách posuvného věnce.

Kontaktní síla v ose Y (viz Obr. 84) na jednotlivých pevných čepích je rozložena rovnoměrně a její hodnota se v průběhu času příliš nemění. Velikost této síly je v tomto případě 50 N na každém čepu. Tato hodnota je dána přesným rozložením vnějšího zatížení, které působí také v ose Y, a počtem pevných čepů. Prvotní skokový nárůst kontaktní síly je dán simulačním modelem. Posuvný věnec v čase 0 je volně v prostoru. Při simulaci dojde ke zrychlení posuvného věnce a následnému nárazu do jednotlivých pevných čepů. V reálném prostředí nedojde k takovému skokovému nárůstu kontaktní síly, jelikož na věnec vždy bude působit gravitační zrychlení a vůle v mechanismu bude vždy vymezena některým ze směrů.

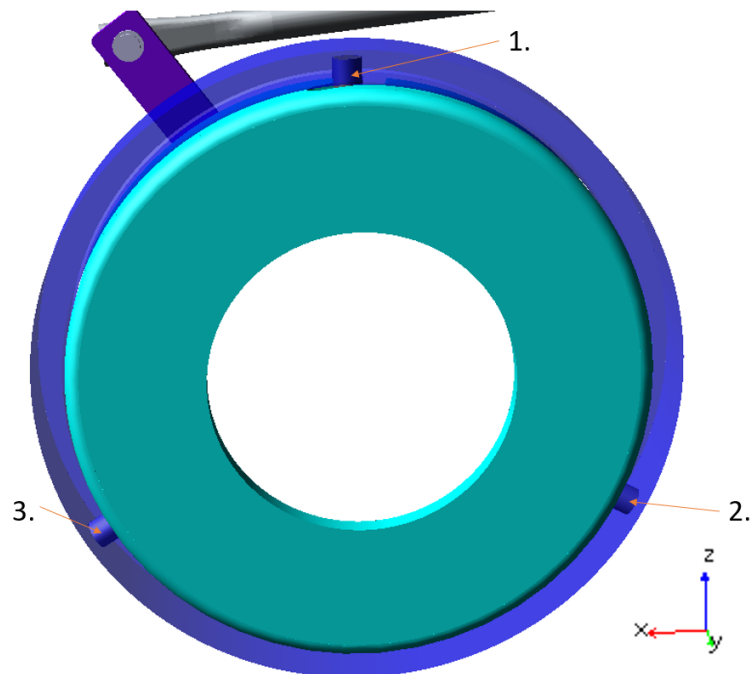


Obr. 84 Kontaktní síla v ose Y jednotlivých pevných čepů a drážkou posuvného věnce.

Průběh kontaktní síly v ose Z (viz Obr. 85) kopíruje trend kontaktní síly v ose X (viz Obr. 83). V případě kladného působení vnějšího zatížení je nejvíce zatěžovaný čep číslo 1. Stejně, jako při působení záporných hodnot vnějšího zatížení, je v tomto případě nejvíce zatěžovaný čep číslo 3. Tyto dva trendy kontaktní síly se daly očekávat i z pohybu věnce v prostoru (viz Kapitola 3.7.4)



Obr. 85 Kontaktní síla v ose Z jednotlivých pevných čepů a drážkou posuvného věnce.

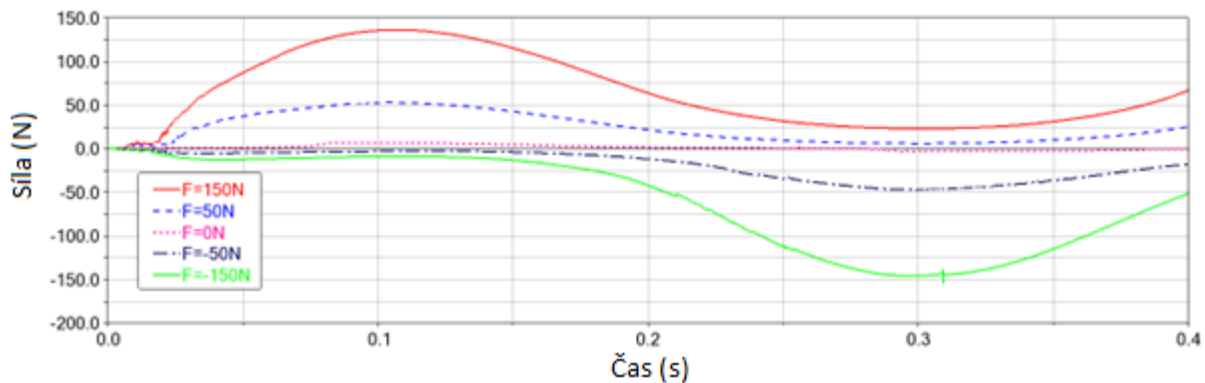


Obr. 86 Pozice pevných čepů v druhé vlastní koncepci. 1. Čep 1, 2. Čep 2, 3. Čep 3.

### 3.7.7 KONTAKTNÍ SÍLA MEZI POSUVNÝM VĚNCEM A VNITŘNÍ KLIKOU OVLÁDACÍHO MECHANISMU

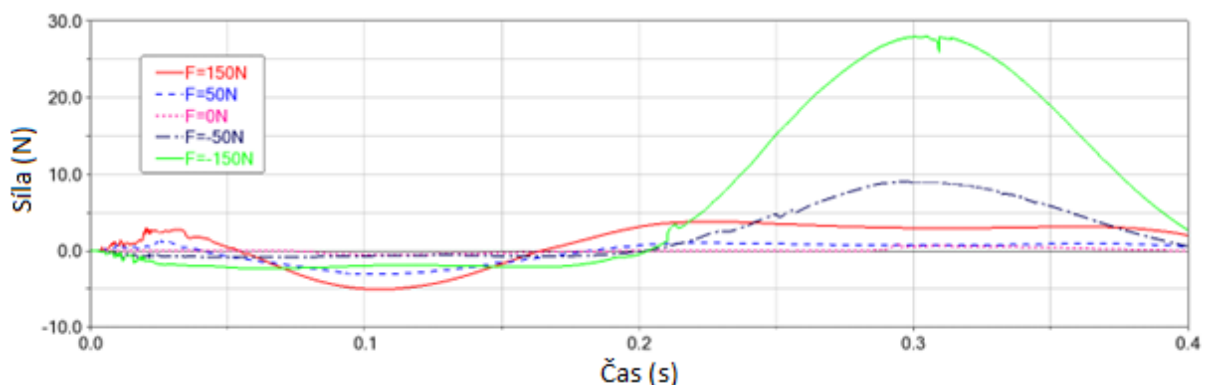
Zásadním prvkem pro správnou funkci celého mechanismu pro ovlivnění proudu spalin na turbínové kolo, je vztah vnitřní ovládací kliky a posuvného věnce. V průběhu životnosti bude docházet k otírání vzájemných kontaktů, což ovlivní fungování mechanismu. Míra kontaktní síly v kontaktní dvojici bude mít vliv na otírání kontaktů. Proto v rámci multibody simulace došlo ke sledování průběhu kontaktní síly v závislosti na změně vnějšího zatížení. Kontaktní síla je sledována v jednotlivých osách souřadného systému. Snahou je snížit velikost kontaktní síly, což lze v budoucnu učinit optimalizací geometrie kontaktní dvojice.

Průběh kontaktní síly v ose X (viz *Obr. 87*) je jednou ze složek kontaktní síly, která svým působením rotuje s posuvným věncem. Jednotlivé průběhy kopírují průběh ovládacího momentu. V případě pohybu posuvného věnce dochází ke změně kontaktní plochy vnitřní kliky a dosedací plochy posuvného věnce, což ve výsledku může zásadně ovlivnit velikost kontaktního napětí, které je dáno velikostí kontaktní plochy a velikostí kontaktní síly. Je snahou, aby při nejvyšších kontaktních silách byla zachována co největší kontaktní plocha.



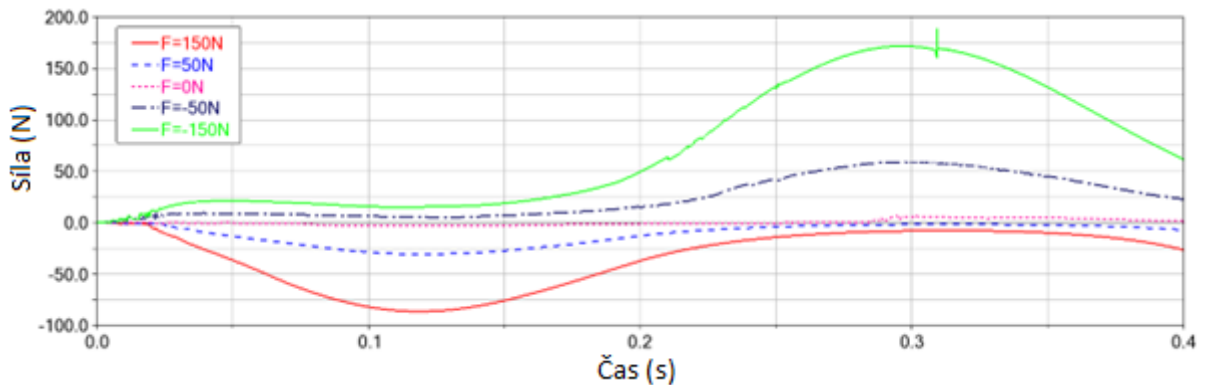
*Obr. 87* Průběh kontaktní síly v ose X v závislosti na změně vnějšího zatížení.

Velikost a průběh kontaktní síly v ose Y (viz *Obr. 88*) jsou dány smýkáním věnce po kontaktní ploše vnitřní kliky. V průběhu pohybu posuvného věnce se mění velikost kontaktní plochy mezi vnitřní klikou a posuvným věncem.



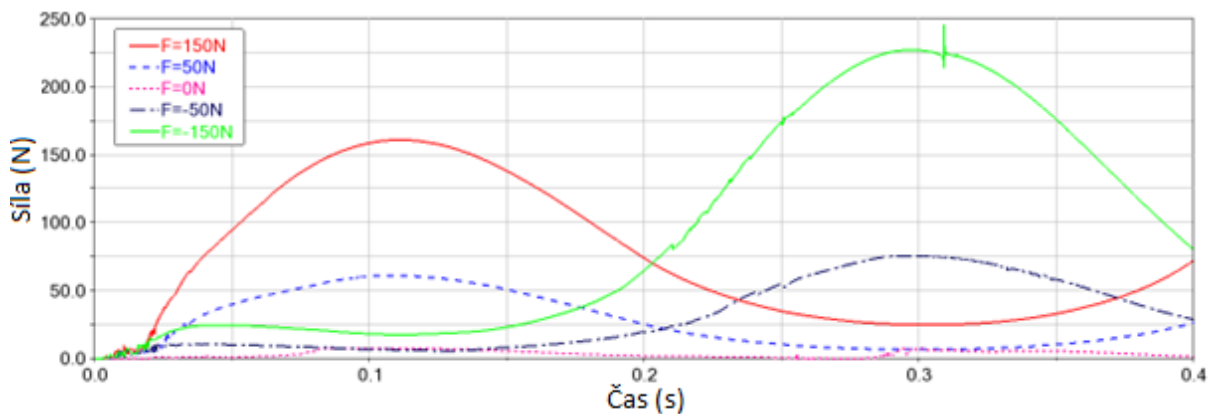
*Obr. 88* Průběh kontaktní síly v ose Y v závislosti na změně vnějšího zatížení.

Kontaktní síla v ose Z (viz *Obr. 89*) je druhou složkou způsobující pohyb posuvného věnce. Síla v ose X (viz *Obr. 87*) společně se silou v ose Z tvoří celkovou kontaktní sílu vytvářející pohyb posuvného věnce.



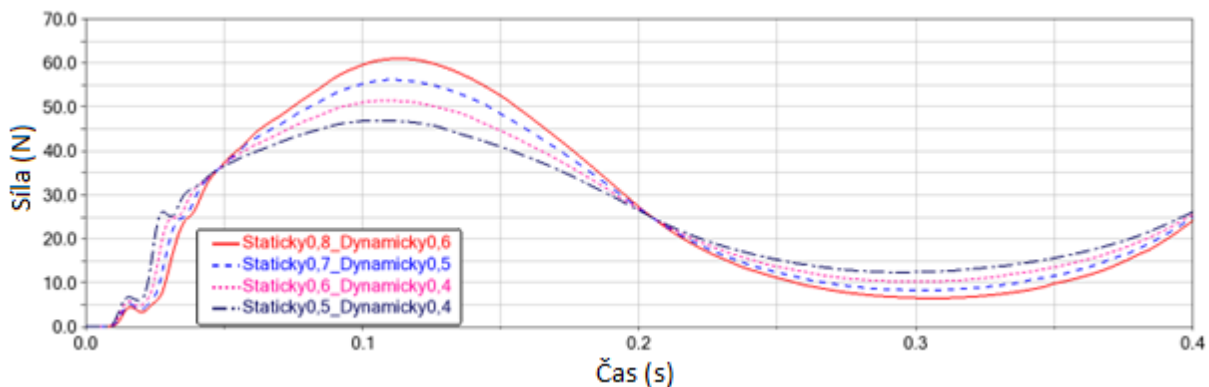
*Obr. 89* Průběh kontaktní síly v ose Z v závislosti na změně vnějšího zatížení.

Celkovou kontaktní sílu lze pozorovat na *Obr. 90*, kde dochází ke složení průběhu kontaktní síly v jednotlivých osách.



*Obr. 90* Průběh celkové kontaktní síly v závislosti na změně vnějšího zatížení.

V rámci průběhu kontaktní síly (viz *Obr. 91*) došlo ke sledování průběhu v závislosti na změně třecích vlastností. Vnější zatížení je nastaveno na kladné působení  $F=50$  N. Dochází ke stejnému efektu, jako v případě kapitoly 3.7.2, kde je tento trend průběhu blíže vysvětlen.



*Obr. 91* Průběh kontaktní síly v závislosti na změně třecích vlastností.

## 4 POROVNÁNÍ A HODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH KONCEPCÍ

V rámci vyhodnocení vhodnosti využití jednotlivých vlastních koncepcí je vhodné jejich porovnání se stávajícím řešením ovlivňujícím proud spalin na turbínové kolo. Jednotlivá porovnávací kritéria jsou blíže rozepsána v jednotlivých podkapitolách níže. Následně je vytvořena tabulka výhod a nevýhod jednotlivých konstrukčních řešení.

Kritéria byla hodnocena na stupnici od 0 do 2.

Bodové ohodnocení 0 znamená nejhorší, případně největší hodnotu.

Bodové ohodnocení 2 znamená nejlepší, případně nejmenší hodnotu.

### 4.1 VÁHA MECHANISMU

Do porovnání je nutné zahrnout také celkovou váhu mechanismu. Váha mechanismu ovlivňuje řadu parametrů. Nadbytečná váha v klíčových částech mechanismu může nepříznivě ovlivnit životnost zvýšeným zatížením dalších částí. Nadbytečná váha zároveň navyšuje cenu, což je značně nežádoucí. V praxi je nutné najít správný kompromis mezi dostatečným dimenzováním částí mechanismu k navýšení jeho životnosti a mezi celkovou cenou. Jednotlivé vlastní koncepce byly porovnávány se současným VNT mechanismem (viz *Tab. 9*). Na váhu mechanismu má zásadní vliv volba materiálů. V rámci volby materiálů byla využita interní knihovna společnosti Garrett Advancing Motion. Volba materiálů v jednotlivých současných koncepcích byla učiněna podle materiálů jako u VNT mechanismu. Z důvodu zachování interních informací jsou uvedeny pouze výsledné hmotnosti (viz *Tab. 9*). Komponenty pracující ve stejném prostředí, nezávisle na typu konstrukce, sdílejí stejně zvolený materiál. V rámci optimalizace jednotlivých koncepcí je nutné provést řadu simulací konečných prvků, které by ověřily vhodnost použitých materiálů a případnou redukci těchto materiálů. Již z prvního návrhu nových koncepcí je zřejmé snížení hmotnosti. Celkové snížení hmotnosti by se mělo příznivě odrazit na celkové ceně.

*Tab. 9* Váha jednotlivých částí mechanismů.

	VNT mechanismus	První vlastní koncepce	Druhá vlastní koncepce
Vnější ovládací mechanismus [kg]	0,135	0,125	0,133
Vnitřní ovládací mechanismus [kg]	2,749	0,852	1,471
Celková váha [kg]	2,884	0,977	1,604
Body	0	2	1

Z výsledků hodnotící tabulky nejlépe dopadla první vlastní koncepce, jelikož její provozní váha je nejmenší v porovnání se zbylými mechanismy.



## 4.2 VÝROBA MECHANISMU

Na celkovou výrobní cenu má zásadní vliv způsob výroby jednotlivých komponentů. Již během tvorby komponent je důležité uvažovat nad způsobem výroby dané části. V praxi dochází k odladění všech komponentů v konverzaci s daným dodavatelem a jeho dostupnou technologií. V některých případech dochází k uzpůsobení konstrukce tak, aby byla zachována plná funkčnost mechanismu, ale s tím, že dodavatel je schopný díky jiné konstrukci daný díl vyrobit za nižší cenu.

Další důležitou otázkou je předpokládané množství jednotlivých dílů a stádium, ve kterém se mechanismus nachází. Pokud se jedná o prototypový díl, výroba daného dílu může být zcela odlišná od finální produkční výroby stejného dílu.

Stádium jednotlivých vlastních koncepcí je prototypové, a proto je nutné k jednotlivým dílům i takto přistupovat. Jednotlivé díly budou vyrobeny v jednotkách kusů, a proto jsou konstrukčně řešeny tak, že je možná výroba konvenční třískovou metodou nebo metodou 3D tisku.

Vzájemným porovnávacím parametrem všech typů konstrukcí ovlivňujících proud spalin na turbínové kolo je v tuto chvíli množství obrobených ploch. I toto porovnání není zcela adekvátní, jelikož přesnější tolerancí narůstá i samotná cena výrobku. Jelikož přesnost jednotlivých komponent není v rámci této diplomové práce řešena, je bráno, že cena za jednotku obrobené plochy je stejná. Zároveň některé komponenty jsou vyrobeny jinou než konvenční třískovou metodou.

Z porovnání velikostí obrobených ploch v jednotlivých mechanismech (viz *Tab. 10*) vychází, že první vlastní koncepce disponuje nejmenším množstvím obrobených ploch. I přes fakt, že kontury jednotlivých lopatek (viz *Obr. 12*) jsou v tuto chvíli zamýšleny na obrobení z plného polotovaru. U druhé vlastní koncepce bude záviset na typu výsledné konfigurace. Momentální velikost obrobené plochy u druhé vlastní koncepce je počítána bez modifikace posuvného věnce. V případě VNT mechanismu je část dílů odlita a následně jsou obrobeny pouze dosedací plochy jednotlivých dílů. Tento přístup je možné aplikovat na některé komponenty první a druhé vlastní koncepce.

*Tab. 10* Velikost obrobených ploch jednotlivých mechanismů.

	VNT mechanismus	První vlastní koncepce	Druhá vlastní koncepce
Vnější ovládací mechanismus [mm <sup>2</sup> ]	87	84	82
Vnitřní ovládací mechanismus [mm <sup>2</sup> ]	9355	6934	8749
Celková plocha [mm <sup>2</sup> ]	9442	7018	8831
Body	0	2	1

### 4.3 OVLÁDACÍ MOMENT MECHANISMU

Jednotlivé mechanismy lze porovnat i na základě velikosti ovládacího momentu aktuátoru. Nižší hodnoty momentu mohou snížit požadavky na parametry aktuátoru. Průběh ovládacích momentů jednotlivých mechanismů se dá interpretovat jako požadavek pro aktuátor ke splnění předepsaného pohybu. Pro porovnání jednotlivých mechanismů, na základě ovládacího momentu, vznikla hodnotící kritéria (viz Tab. 11). Parametr průběhu ovládacího momentu hodnotí přechody v průběhu multibody simulace, jelikož je snahou mít co nejplynulejší ovládací moment.

Tab. 11 Hodnotící tabulka ovládacích momentů.

	VNT mechanismus	První vlastní koncepce	Druhá vlastní koncepce
Maximální ovládací moment	1	2	0
Ovládací moment (RMS)	2	1	0
Průměrný ovládací moment	2	1	0
Průběh ovládacího momentu	1	0	2
Body	6	4	2

Z výsledků hodnotící tabulky ovládacího momentu nejlépe dopadlo současné řešení VNT mechanismu. V případě vlastních koncepcí je ještě nutné provést CFD simulace pro přesnější míru vnějšího zatížení, které mohou změnit hodnoty a průběhy ovládacího momentu.

### 4.4 ZPŮSOB OVLIVNĚNÍ PROUDU SPALIN

Hlavním cílem jednotlivých mechanismů je ovlivnit proudění spalin na turbínové kolo. Existují dva základní způsoby, jak lze ovlivnit proud spalin v turbodmychadle. Jedním z nich je změna průtočného průřezu v prostoru turbínové skříň. Druhým způsobem, jak ovlivnit proud spalin, je změna vektoru proudu spalin. V tabulce došlo k porovnání způsobů ovlivnění proudu spalin v jednotlivých mechanismech.

V hodnotící tabulce je škála upravena pouze na lze (1 bod) nelze (0 bodů).

Tab. 12 Hodnotící tabulka ovlivnění proudu spalin.

	VNT mechanismus	První vlastní koncepce	Druhá vlastní koncepce
Změna průtočného průřezu	1	0	1
Změna vektoru spalin	1	1	1
Body	2	1	2

V rámci hodnocení jednotlivých mechanismů, na základě způsobu ovlivnění proudu spalin, nejlépe dopadl VNT mechanismu a druhá vlastní koncepce. V rámci těchto mechanismů je možnost obou způsobů ovlivnění proudu spalin v turbínové skříni. V případě první vlastní koncepce je možné proud spalin ovlivnit pouze změnou vektoru spalin.

## 4.5 VYHODNOCENÍ

V rámci porovnání jednotlivých mechanismů ovlivňující proud spalín vznikla řada hodnotících kritérií. Porovnání mechanismů v rámci jednotlivých kategorií umožní vyzdvihnout výhody, případně upozornit na nedostatky. Na základě součtu výsledků z dílčích hodnotících kritérií (viz *Tab. 13*) vyšlo jako nejlepší koncepční řešení ovlivňující proud spalín konstrukční řešení první vlastní koncepce. V rámci hodnotících kritérií pro konkrétní aplikaci je nutné stanovit i váhu jednotlivých hodnotících kritérií. Jelikož se v rámci diplomové práce nejednalo o konkrétní aplikaci, váha jednotlivých kategorií je ve výsledku stejná.

*Tab. 13* Výsledek hodnotících kritérií.

	VNT mechanismus	První vlastní koncepce	Druhá vlastní koncepce
Body	8	9	6

Hlavním přínosem rozboru jednotlivých hodnotících kritérií je vytvoření celkového pohledu na jednotlivé mechanismy. Každý mechanismus má své silné a slabé stránky.

VNT mechanismus disponuje dostatečnou stabilitou ovlivnění proudu spalín na turbínové kolo umožňující plynulou změnu průtočného průřezu a změnu vektoru spalín dopadajících na turbínové kolo. Zároveň ovládací mechanismus je značně složitý, což se odráží na celkové hmotnosti a pravděpodobně vyšších výrobních nákladech. Mechanismus pracuje s velmi malými výrobními vůlemi, což umožňuje přesné ovládání, ale přináší vyšší pravděpodobnost poruchy.

První vlastní koncepce umožňuje pouze vektorovou změnu proudu spalín, což v některých aplikacích může být nedostatečné, a tím pádem toto řešení může být nevhodné. Jedná se o robustní mechanismus s vysokým potenciálem. Je zde prostor pro řadu optimalizací v prostoru tvaru lopatek, které zde hrají zásadní roli. Přizpůsobit mechanismus na jiný typ turbodmychadla je pravděpodobně snadné, jelikož celý mechanismus je složen z malého počtu dílů.

Druhá vlastní koncepce je schopná změny průtočného průřezu. V případě některých modifikací je snaha i o změnu vektoru proudu spalín, ale toto tvrzení je nutné si ověřit simulací CFD. Jedná se o nejrobustnější mechanismus ovlivňující proud spalín na turbínové kolo, tudíž je pravděpodobná aplikace do náročných prostředí. Uzpůsobení celého mechanismu na jiný typ turbodmychadla je pravděpodobně velmi jednoduché, jelikož mechanismus disponuje malým počtem dílů a jednoduchou konstrukcí.

Na základě všech výše uvedených skutečností, a to zejména s ohledem na výsledek hodnotících kritérií, pro účely této diplomové práce, byla vyhodnocena jako nejlepší první vlastní koncepce oproti stávajícímu VNT mechanismu, který se umístil jako druhý a druhé vlastní koncepci, která skončila jako poslední.

## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo přinést nová koncepční řešení umožňující ovlivnění proudu spalin na vstupu do turbíny turbodmychadla. Hlavním cílem jednotlivých koncepcí bylo zjednodušení celého mechanismu, snížení celkového počtu jeho dílů, snížení jeho hmotnosti, a tudíž i snížení celkových výrobních nákladů tohoto mechanismu. V rámci diplomové práce vznikla dvě odlišná nová koncepční řešení mechanismu ovlivňující proud spalin na turbínové kolo.

První vlastní koncepce ovlivňuje proud spalin pomocí dvou rotačních disků s lopatkami. Stěžejní myšlenkou první vlastní koncepce je změna úhlu dopadajících spalin na lopatky turbínového kola. Přínos této nové myšlenky je hlavně v oblasti snížení celkové váhy, kdy celý mechanismus první vlastní koncepce váží v první fázi vývoje 0,977 kg. Další předností první vlastní koncepce je robustnost a jednoduchost úpravy mechanismu na jiný typ turbodmychadla. Na základě výsledků multibody simulace, kdy byl mechanismus otestován s různými hodnotami vnějšího zatížení, je zřejmé, že záporné zatížení působící na mechanismus vyvolává větší požadavek na ovládací moment aktuátoru, než v případě kladného vnějšího zatížení. V rámci sledování průběhu ovládacího momentu aktuátoru první vlastní koncepce bylo zjištěno, že největšímu ovlivnění ovládacího momentu dochází na základě působení vnějšího zatížení, zatímco vliv třecích ztrát je v mechanismu minoritní. V rámci první vlastní koncepce bude dále nutné se zaměřit na CFD simulace, a to z důvodu odladění tvaru lopatek na jednotlivých discích. Na základě výsledků CFD simulace je možné i lépe určit hodnoty vnějšího zatížení a celý proces multibody simulace opakovat s konkrétními hodnotami vnějšího zatížení.

Druhá vlastní koncepce vychází z myšlenky změny průtočného průřezu proudu spalin pohybem věnce. V rámci této diplomové práce vznikla řada modifikací posuvného věnce, které by svým konstrukčním řešením měly umožňovat i změnu vektoru proudu spalin dopadajících na lopatky turbínového kola. Druhá vlastní koncepce svým unikátním konstrukčním řešením přináší jednoduchost a robustnost, kdy celý mechanismus váží pouze 1,604 kg. Obzvláště jednoduchá konstrukce posuvného věnce by měla umožnit jednoduchou modifikaci na jiný typ turbodmychadla. Obě zmíněné výhody by měly snížit celkové náklady jak na výrobu, tak i na další vývoj mechanismu. I v případě druhé vlastní koncepce došlo k rozsáhlým multibody simulacím. Nejzásadnější přínos multibody simulací je v rámci sledování pohybu posuvného věnce ve směru osy rotace. V případě kladného působení vnějšího zatížení je výrobní vůle v mechanismu nastavena na příliš velké hodnoty a nedojde ke změně průtočného průřezu proudu spalin. V rámci dalšího vývoje je nutné se zaměřit právě na hodnoty výrobních tolerancí tak, aby byla zachována funkčnost mechanismu bez ohledu na směr působení vnějšího zatížení. Velikost ovládacího momentu aktuátoru v případě druhé vlastní koncepce je značně ovlivněna velikostí vnějšího zatížení. Vliv tření v mechanismu má minoritní podíl v průběhu velikosti ovládacího momentu. V rámci dalšího vývoje je nezbytné provést CFD simulace, a to vzhledem k nutnosti zjištění velikosti vnějšího zatížení. Následně je prostor pro odladění dílčích částí mechanismu, kdy může dojít k další redukci hmotnosti druhé vlastní koncepce.

V poslední části této diplomové práce došlo k porovnání jednotlivých vlastních koncepcí se stávajícím VNT řešením společnosti Garrett Advancing Motion. Byla vytvořena řada hodnotících kritérií, která přímo porovnávají jednotlivá konstrukční řešení mezi sebou. Na základě výsledků v jednotlivých hodnotících kritériích byla vyhodnocena jako nejvhodnější první vlastní koncepce. V případě konkrétní aplikace mechanismu je nutné vždy vytvořit jednotlivá hodnotící kritéria odpovídající požadavkům zákazníka a stanovit prioritu jednotlivých hodnotících kritérií.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FENELEY, Adam J., Apostolos PESIRIDIS a Amin Mahmoudzadeh ANDWARI. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, **71**, 959-975 [cit. 2021-12-22]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2016.12.125
- [2] *Honeywell Turbo Technologies. Gasoline DualBoost Turbochargers n.d.* [online]. [cit. 2022-01-16]. Dostupné z: <http://turbo.honeywell.com/our-technologies/gasoline-axial-dualboost-turbochargers/>
- [3] BAUER, K-H, C BALIS, G DONKIN a P DAVIES. The next generation of gasoline turbo technology. *International Wiener Mot.* [online]. Vienna, Austria, 2012 [cit. 2022-01-16].
- [4] *Holset Variable Geometry Turbochargers* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <http://www.myholsetturbo.com/vgt.html>
- [5] *Variable Geometry Turbocharger*. 2002. US-6679057-B2. Uděleno 2004-01-19. Zapsáno 2002-03-04.
- [6] JINNAI, Y., H. ARIMIZU, N. TASHIRO, M. TOJO, T. YOKOYAMA a N. HAYASHI. A variable geometry turbocharger for passenger cars to meet European union emission regulations. *Mitsubishi Heavy Indust Tech Rev* [online]. (49), 17-26 [cit. 2022-01-18].
- [7] PANAYIDES, PESYRIDIS a SARAVI. Design of a Sequential Axial Turbocharger for Automotive Application. *Energies* [online]. 2019, **12**(23) [cit. 2022-03-26]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12234433
- [8] PANAYIDES, PESYRIDIS a SARAVI. Design of a Sequential Axial Turbocharger for Automotive Application. *Energies* [online]. 2019, **12**(23) [cit. 2022-03-26]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12234433
- [9] ZUñIGA, Perez a Yoshio SAMAIZU. *Design of an axial turbine and thermodynamic analysis and testing of a K03 turbocharger* [online]. Massachusetts Institute of Technology. Department of Mechanical Engineering, 2011 [cit. 2022-03-26]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/1721.1/68540>
- [10] *Performance Development of the Holset Variable Geometry Turbocharger* [online]. [cit. 2022-01-18]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/890646>
- [11] MSC. Adams Product Catalog. *MSC Software Simulating reality* [online]. 2002 [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: <https://www.mscsoftware.com>
- [12] DRDLA, A. *CFD simulace proudění rozváděcím mechanismem turbodmychadla*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. David Svída.

- [13] ADAMS View help. In: *MSC Software* [online]. 2022 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://help.mscsoftware.com/>
- [14] YANG, B.D, M.L CHU a C.H MENQ. STICK–SLIP–SEPARATION ANALYSIS AND NON-LINEAR STIFFNESS AND DAMPING CHARACTERIZATION OF FRICTION CONTACTS HAVING VARIABLE NORMAL LOAD. *Journal of Sound and Vibration* [online]. 1998 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1305>
- [15] *Dieselclass. Turbochargers: Variable Geometry n.d* [online]. [cit. 2021-12-25]. Dostupné z: <http://dieselclass.com/EngineFiles/VGTTurbochargers9-05.pdf>
- [16] What is a Turbocharger and How Does it Work? n.d. *Solediesel.com* [online]. [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: <http://blog.solediesel.com/en/what-is-a-turbocharger-and-how-it-works/>
- [17] CHEBLI, Elias, Michael CASEY, Markus MU“LLER, Siegfried SUMSER, Gernot HERTWECK a Wolfram SCHMID. Innovative Variable Turbine Concept for Turbochargers. *Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C* [online]. ASMEDC, 2011, 2033-2043 [cit. 2022-01-18]. ISBN 978-0-7918-5467-9. Dostupné z: [doi:10.1115/GT2011-45729](https://doi.org/10.1115/GT2011-45729)

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$\dot{V}$	[kg m <sup>-3</sup> s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok
$\dot{m}$	[kg s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní průtok
A	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha
b	[mm]	Velikost axiální tětiny
c	[m s <sup>-1</sup> ]	Absolutní rychlost
C	[N s mm <sup>-1</sup> ]	Tlumení v místě kontaktu
D	[mm]	Průměr
e	[-]	Silový exponent
F	[N]	Kontaktní síla
h	[J kg <sup>-1</sup> ]	Entalpie
K	[N mm <sup>-1</sup> ]	Kontaktní tuhost
M	[kg]	Hmotnost tělesa
N	[-]	Počet lopatek
p	[kPa]	Tlak
r	[-]	Tlakový poměr
R	[mm]	Průměrná velikost dílu
Ra	[J kg <sup>-1</sup> °K <sup>-1</sup> ]	Plynová konstanta vzduchu
s	[mm]	Rozteč lopatek
s	[J °K <sup>-1</sup> ]	Entropie
T <sub>in</sub>	[°K]	Teplota
u	[m/s]	Unášivá rychlost
W	[m s <sup>-1</sup> ]	Relativní rychlost
x	[mm]	Penetrace kontaktů
α	[°]	Úhel absolutní rychlosti
β	[°]	Úhel relativní rychlosti
ρ	[kg m <sup>-3</sup> ]	Hustota tekutiny
φ	[-]	Průtokový koeficient
ψ	[-]	Koeficient zatížení
ADAMS		Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems
CFD		Computational Fluid Dynamics