



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

**VLIV PRUŽNOSTI ROZVODOVÉHO MECHANISMU NA
POHYB VENTILU**

INFLUENCE OF THE VALVE TRAIN FLEXIBILITY TO THE SINGLE VALVE MOTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Řehůřek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Lukáš Řehůřek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**
Akademický rok: 2015/16

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:

Vliv pružnosti rozvodového mechanismu na pohyb ventilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtového charakteru zaměřená na dynamiku celého ventilového rozvodu a vzájemné ovlivnění jeho jednotlivých součástí.

Cíle diplomové práce:

Provedte rešerši v oblasti výpočtového modelování kinematiky a dynamiky ventilových rozvodů. Sestavte výpočtový model kinematiky ventilového rozvodu válcové jednotky a navrhnete vhodnou geometrii jeho součástí. Vytvořte výpočtový model dynamiky tohoto ventilového rozvodu včetně pružných těles a pomocí vybraných veličin zmapujte dynamickou odezvu systému. S využitím modálně redukovaných těles sestavte výpočtový model dynamiky celého ventilového rozvodu víceválcového motoru. Provedte simulaci, vyhodnoťte vzájemné ovlivnění ventilů jednotlivých válců a výsledky porovnejte s modelem rozvodu válcové jednotky (není nutné uvažovat buzení od nerovnoměrnosti pohonu vačkového hřídele). V závěru shrňte dosažené výsledky.

Seznam literatury:

SHABANA, A. A. Dynamics of Multibody Systems. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 374 s. ISBN 978-0-521-85011-7.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983. 488 s.

PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. 1. vydání. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je porovnání pohybu ventilu jedné sestavy (SVT) a pohybů jednotlivých ventilů kompletní sestavy s pružným vačkovým hřídelem s ohledem na dynamické vlastnosti. Součástí práce je také kinematický návrh v programu VALKIN. Dynamická část je řešena v MBS programu Virtual Engine. Na závěr jsou popsány vlivy na výsledný pohyb ventilu.

KLÍČOVÁ SLOVA

OHC, ventilový rozvod, pružná tělesa, vačkový hřídel, kinematika, dynamika, MBS, Virtual Engine

ABSTRACT

The aim of this thesis is a comparing single valve train motion (SVT) and complete valve train motion with a flexible camshaft focused on dynamic characteristics. In this thesis is also performed kinematics analysis in the VALKIN software. Dynamic analysis is solved in the MBS software Virtual Engine. Influences to the valve train motion are described in the conclusion.

KEYWORDS

OHC, valve train, flexible parts, camshaft, kinematics, dynamics, MBS, Virtual Engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Řehůřek, L. *Vliv pružnosti rozvodového mechanismu na pohyb ventilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2016

.....

Lukáš Řehůřek



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce panu Ing. Lubomíru Drápalovi a také panu Ing. Přemyslu Kuchařovi, Ph.D. ze společnosti Ricardo za jejich velmi ochotný přístup, cenné rady a poznatky při vypracování této práce. Dále bych rád poděkoval rodičům za jejich podporu během studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Ventilový rozvod	11
1.1 Druhy ventilových rozvodů	11
1.1.1 OHV	12
1.1.2 OHC.....	12
1.2 Jednotlivé části ventilového rozvodu.....	13
1.2.1 Ventil	13
1.2.2 Ventilové pružiny	14
1.2.3 Vahadla a rozvodové páky	14
1.2.4 Vačkové hřídele a vačky.....	15
2 Výpočtové metody ventilových rozvodů.....	17
2.1 Kinematika.....	17
2.1.1 Zdvihová křivka vačky	17
2.1.2 Kontaktní tlaky	19
2.1.3 Ventilová pružina	20
2.1.4 Poloměr křivosti	20
2.2 Dynamika.....	23
2.2.1 Jednoduchý model ventilového rozvodu	23
2.2.2 Model se dvěma stupni volnosti	24
2.3 Dynamika řešená v Multibody systémech	25
2.3.1 Tuhé těleso.....	26
2.3.2 Pružné těleso.....	27
2.3.3 Pohybové rovnice	28
2.3.4 Řešení pohybových rovnic v systému ADAMS.....	30
3 Kinematický návrh	33
3.1 CAD model ventilového rozvodu	33
3.2 Výpočtový model ventilového rozvodu.....	33
3.2.1 Zdvihová křivka vačky	34
3.2.2 Ventilová pružina	35
3.2.3 Kontakty	38
3.3 Kinematické veličiny	40
3.4 Profil vačky v souřadnicích x-y	42
4 Dynamika jednoho ventilu (SVT)	43
4.1 Virtual Engine.....	43
4.2 Tvorba modelu SVT	44



4.2.1	Vačka	45
4.2.2	Rolna.....	46
4.2.3	Rozvodová páka	48
4.2.4	Ventilová pružina	51
4.2.5	Ventil	52
4.2.6	Hydraulický vymezovač ventilové vůle	53
4.2.7	Kontakty	56
4.3	Výsledky simulací.....	59
5	Kompletní sestava vačkového hřídele	62
5.1	Základní rozměry motoru	62
5.2	Vačkový hřídel.....	62
5.2.1	Redukce vačkového hřídele.....	64
5.2.2	Ložiska	68
6	Vyhodnocení výsledků	70
6.1	Torzní namáhání vačkového hřídele	70
6.2	Srovnání pohybů jednotlivých ventilů	72
6.3	Poslední ventil.....	75
6.4	Vliv otáček ventilového rozvodu	78
	Závěr.....	79
	Seznam použitých zkratk a symbolů	82
	Seznam příloh.....	86

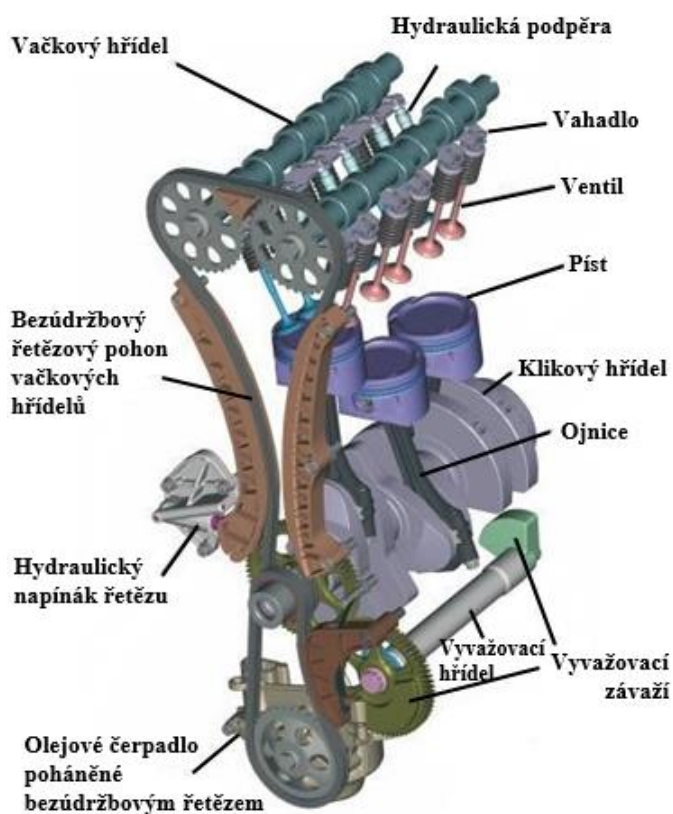


ÚVOD

Spalovací motor je stále dominantní volba pro pohon dopravních prostředků. V současné době je však snaha nahradit tento typ pohonu alternativním. Důvody jsou ekologické a také ekonomické, snížit závislost vyspělých západních zemí na nestabilních státech oblasti Blízkého východu. Dnes to jsou převážně hybridní technologie, které kombinují konvenční spalovací motor s elektrickým. Čistě elektrický pohon má problém s bateriemi, které neumožňují velké dojezdové vzdálenosti bez jejich nabití, a také pořizovací cena vozidla je zatím stále vysoká. Než dojde k odstranění těchto problémů, uplyne ještě dlouhá doba. Z tohoto hlediska je úkolem, co nejvíce zefektivnit pracovní proces spalovacího motoru, a snížit tak jeho spotřebu a emise. Na tom se nemalou měrou podílí ventilový rozvod, jehož konstrukce bývá i variabilní, aby došlo k co nejlepšímu využití v celém spektru pracovních otáček. Skutečný pohyb ventilu se od navrženého teoretického značně liší, čímž dochází ke ztrátám, snižuje se plnicí účinnost. Úkolem této práce je porovnat pohyb jednoho ventilu válcové jednotky s pohybem jednotlivých ventilů celého vačkového hřídele. Konkrétně se jedná o čtyřválcový motor se dvěma sacími ventily na válec.

1 VENTILOVÝ ROZVOD

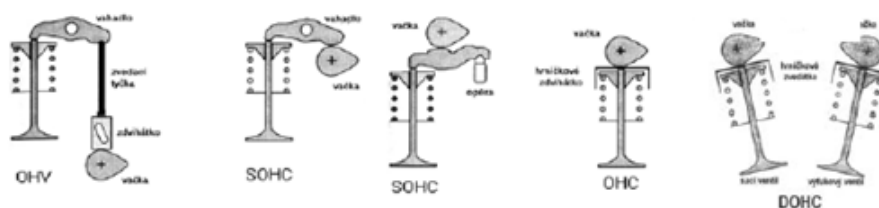
Ventilový rozvod zabezpečuje výměnu pracovní náplně spalovacího motoru a do značné míry se podílí na dosahovaném maximálním výkonu a průběhu točivého momentu. Při sacím zdvihu je otevírán sací ventil, a do válce proudí vzduch nebo směs vzduchu a paliva. Při výfukové části pracovního cyklu spalovacího motoru je otevírán výfukový ventil, a zde jsou naopak spaliny s přetlakem vytlačovány ze spalovacího prostoru. Otevření a zavření ventilu nenastává přesně v horní nebo dolní úvrati, ale s určitým předstihem nebo zpožděním. Tyto okamžiky zobrazuje tzv. diagram časování ventilů. Při neměnném otevírání a zavírání ventilů pracuje spalovací motor efektivně pouze v určitém spektru otáček. Takovýto nedostatek odstraňuje variabilní časování ventilů, kdy pomocí mechanického nebo hydraulického mechanismu, v závislosti na zatížení a otáčkách motoru, dochází ke změně zdvihu nebo časování ventilů. Na obr. 1 je ventilový rozvod s popisem jednotlivých částí včetně pohonu pomocí řetězu od klikového hřídele.



Obr. 1 Popis částí ventilového rozvodu [9]

1.1 DRUHY VENTILOVÝCH ROZVODŮ

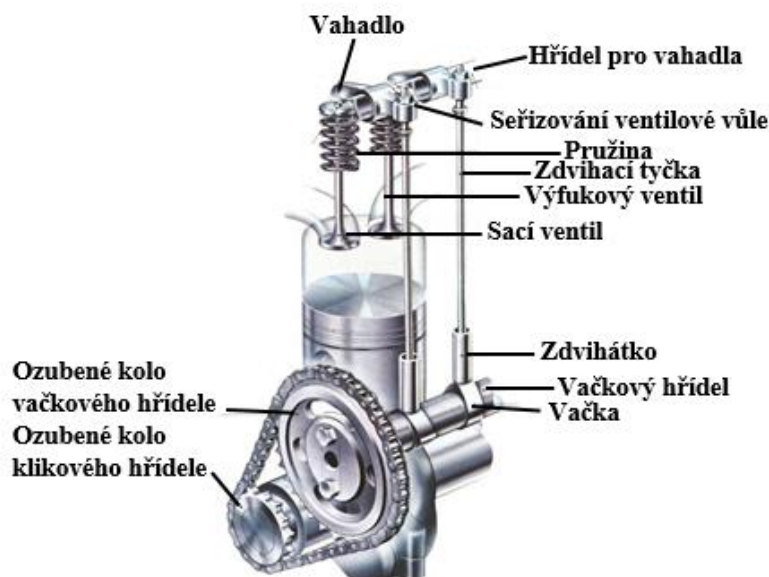
Ventilové rozvody se dělí z hlediska uspořádání jednotlivých komponent, a to hlavně umístěním váčkového hřídele. V současné době nejpoužívanější ventilové rozvody jsou zobrazeny na obr. 2.



Obr. 2 Ventilové rozvody [11]

1.1.1 OHV

Označení takto uspořádaného ventilového rozvodu je odvozeno z anglického spojení Overhead valve. Ventily jsou umístěny v hlavě válce, ale vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru. Z uspořádání vyplývá větší počet součástí, a tím pádem větší hmotnost, která ovlivňuje velikost setrvačných sil. Výhodou rozvodu je snadná demontáž jednotlivých hlav válců vznětového motoru. Přenos rotačního pohybu vačkového hřídele na translační pohyb ventilu je realizován přes vačku, zdvihátko, ventilovou tyčku na vahadlo s určitým převodem, které na druhé straně ovládá ventil. Sestava ventilového rozvodu OHV je zobrazena na následujícím obrázku. [19]



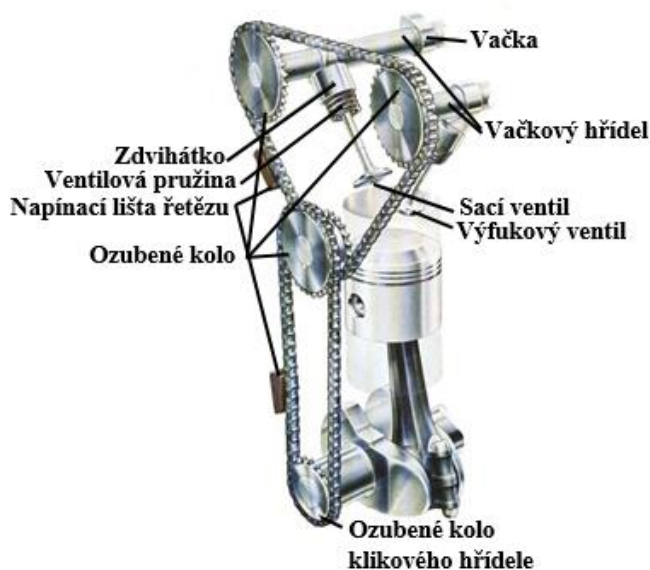
Obr. 3 Ventilový rozvod OHV [18]

1.1.2 OHC

Hlavní rozdíl oproti předchozímu uspořádání je v umístění vačkového hřídele, který je umístěn nad hlavou válců. Téma diplomové práce je zpracováno právě na rozvodu OHC. Vzhledem k menšímu počtu součástí a uspořádání má menší setrvačné síly a vyšší tuhost než rozvod OHV. Nevýhodou může být složitější konstrukce hlavy válců. Uzavírání ventilů je realizováno pomocí ventilové tlačné pružiny, která je jedním z omezujících faktorů



pro dosažení vyšších otáček, se kterými rostou i setrvačné síly. Proto musí být při kinematickém návrhu zajištěno, aby při maximálních otáčkách nebyly setrvačné síly větší, než síla pružiny. Tento omezující faktor řeší tzv. desmodronický rozvod, kde vačka otevírá i zavírá ventil. Vzhledem k nárokům na přesnost výroby se tento typ rozvodu nerozšířil. Jediný zástupce použití desmodronického rozvodu je motocyklová firma Ducati. Rozvod OHC umožňuje použití více ventilů na válec (5 a více). Ventilové rozvody OHC se dělí na DOHC, kdy jsou nad hlavou válců dva vačkové hřídele a SOHC, u kterého je pouze jeden vačkový hřídel. Příklad konstrukce DOHC je zobrazen na obr. 4. [19]



Obr. 4 Ventilový rozvod DOHC [18]

1.2 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI VENTILOVÉHO ROZVODU

Vzhledem k analýze ventilového rozvodu OHC, která je cílem této práce, budou zde stručně popsány části, z nichž se zmiňovaný rozvod skládá.

1.2.1 VENTIL

Ventil se dělí na tři základní části, dřík, talíř a stopku ventilu. Vodítko ventilu zajišťuje jeho vedení v hlavě válců. Rozlišují se dva druhy ventilů, sací a výfukové. Označení je odvozeno od fáze použití během pracovního cyklu pístového spalovacího motoru. Jeden z rozdílů je v použitém materiálu. Další rozdíl je ve větším průměru talířku sacího ventilu. Při použití více ventilů na válec je zpravidla větší počet sacích než výfukových ventilů.

Požadavky kladené na materiál ventilů vycházejí z prostředí, ve kterém má ventil plnit funkci. Je to hlavně pevnost a tvrdost, která však nesmí klesat při vysokých teplotách, a to zejména u výfukových ventilů. Dále pak velká vrubová houževnatost a korozní odolnost vůči výfukovým plynům. Materiálem je tedy ocel a její různé modifikace. První je martenzitická



ocel označení X45CrSi93 pro ventily z jednoho materiálu nebo jen jako materiál dříku pro bimetalické ventily. Pro větší tepelné a mechanické zatížení se používá X85CrMoV182. Austenitická ocel Cr-Mn se používá z ekonomického hlediska a nejvíce používaná je slitina X53CrMnNiN21-9 pro výfukové a duté ventily. Duté ventily, které se primárně používají jako výfukové, se pro snížení teploty vyplňují sodíkem. V případě, že Cr-Mn oceli po delší dobu nevydrží odolávat vysokým teplotám, zvýší se obsah niklu ve slitině. [15]

1.2.2 VENTILOVÉ PRUŽINY

Nejpoužívanější jsou válcové pružiny, při jejichž činnosti jsou namáhány krutem. Pružinu tvoří činné a závěrné závity, které jsou zbroušeny do rovné plochy, kvůli lepšímu opření o podložku. Ventilové pružiny mají za úkol přitlačovat ventil do sedla, aby utěsňoval spalovací prostor, a udržovat kontakt s vačkou. Při návrhu ventilového rozvodu je důležité se podrobně zaměřit na parametry pružiny. Při maximálních otáčkách motoru nesmějí být setrvačné síly větší než síla pružiny, rozvod by přestal plnit požadovanou funkci a mohlo by dojít k destrukci motoru. V častých případech jsou pro ventilový rozvod navrženy dvě pružiny, aby při prasknutí jedné nemohlo dojít k propadnutí ventilu. Vlastní frekvence obou pružin jsou rozdílné, aby se snížily rezonanční účinky. Kvůli zamezení zaklínění jedné pružiny do druhé, při již zmíněném prasknutí, je také smysl stoupání rozdílný. V minulosti byl použitý materiál Cr-V oceli, které nesplňovaly požadavek na pevnost v tahu při použití u silně namáhaných pružin. Z tohoto nedostatku je nahradily slitiny legované oceli Cr-Si. Pro ještě lepší vlastnosti se používají legované oceli Cr-Si-V nebo Cr-Si-Ni-V. [15]



Obr. 5 Ventilové pružiny [17]

1.2.3 VAHADLA A ROZVODOVÉ PÁKY

Vahadla jsou dvouramenné páky, které přenášejí pohyb vačky na dřík ventilu (OHC) nebo přes zdvihátko a rozvodovou tyčku na dřík ventilu (OHV).

Rozvodové páky jsou jednoramenné páky, které přenášejí přímo pohyb vačky na dřík ventilu. Na jedné straně jsou uloženy v kulovém čepu. Často bývá součástí kulového čepu i hydraulický vymezovač ventilové vůle (HLA). Pro snížení tření a opotřebení vačky je



součástí rozvodové páky valivý člen. Jedná se o kladku, která je uložena na jehlových ložiscích. Snížením tření se zároveň ale snižuje tlumení torzních vibrací přenášených na vačkový hřídel. Plocha styku páky a dříku ventilu je opracována, povrchově kalena a broušena. Pro výrobu se používá uhlíková nebo legovaná ocel kovaná v zápustce. Na obrázku pod textem je zobrazena rozvodová páka s hydraulickým vymezovačem vůle. [19]



Obr. 6 Rozvodová páka s hydraulickým vymezovačem vůle [15]

1.2.4 VAČKOVÉ HŘÍDELE A VAČKY

Vačkový hřídel zajišťuje otevírání a zavírání sacích nebo výfukových kanálů, což musí být synchronizováno s pozicí pístu. Pohon je realizován od klikového hřídele většinou ozubeným řemenem nebo válečkovým řetězem. Z důvodu odlehčení bývají vačkové hřídele duté, toho se také může využít pro rozvod oleje. Vačkový hřídel je v motoru uložen na čepích ložisek. Pro uložení se používají ložiska kluzná. Existují dvě varianty uložení vačkového hřídele, otevřené a tunelové. Otevřené má ložiska vačkového hřídele přímo na hřídeli, ložiska jsou dělená. U druhého způsobu jsou ložiskové kroužky přímo na hřídeli s tím, že jejich průměr musí být větší než maximální zdvih vačky. [19]



Obr. 7 Vačkový hřídel [16]

Vačky je možné podle tvaru rozdělit na tangenciální, harmonické, s dutým bokem a speciální. Speciální vačky se dnes používají nejčastěji, je to z důvodu splnění požadavku na průběh zdvihu a zrychlení ventilu. Zrychlení ventilu by mělo být spojitě, aby nedocházelo k rázům,



což nesplňuje harmonická vačka. Harmonická vačka je tvořena kruhovými oblouky. Tvar vačky také závisí na maximálních rychlostech otevírání a zavírání ventilu, náběžné části a sestupné části, tzv. rampách. Dalším parametrem ovlivňující tvar je například maximální negativní rádius vačky. Parametrům ovlivňujících tvar vačky se podrobněji věnuje kapitola 3, která obsahuje kinematický rozbor. Vačka má dva boky, náběhový a sestupný. Boky mohou být stejné, pak se jedná o symetrickou vačku nebo rozdílné a vačka je nesymetrická. [19]

2 VÝPOČTOVÉ METODY VENTILOVÝCH ROZVODŮ

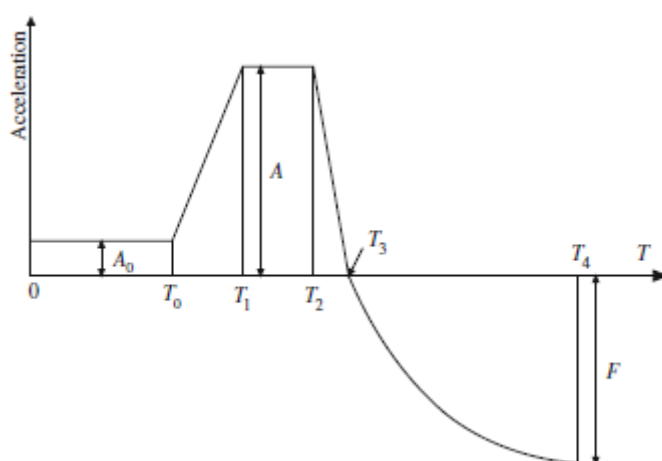
V této kapitole budou popsány výpočtové metody a modely od těch jednodušších, analytických až po složitější, které se dnes díky výkonnější výpočetní technice používají. Pro kinematiku to jsou specializované 1-D programy a v modelování dynamiky převažují Multibody systémy (MBS).

2.1 KINEMATIKA

V kinematické části návrhu ventilového rozvodu se určují průběhy kinematických veličin jako je zdvih, rychlost a zrychlení ventilu. Dále jsou to kontroly kontaktních tlaků mezi vačkou a rozvodovou pákou, a také mezi rozvodovou pákou a ventilem. Nezbytnou součástí je také kontrola ventilové pružiny, zda síla pružiny není menší než setrvačné síly při maximálních otáčkách motoru. Z hlediska výroby a kontaktu vačky s rolnou je důležitá hodnota maximálního negativního poloměru křivosti vačky.

2.1.1 ZDVIHOVÁ KŘIVKA VAČKY

Základním parametrem stanoveným v kinematické části návrhu je zdvihová křivka vačky, která společně s převodovým poměrem mechanismu udává výsledný pohyb ventilu. Návrh zdvihové křivky většinou začíná diagramem zrychlení. Křivka se skládá z několika spojitých úseků. Zbylé křivky rychlosti a zdvihu jsou získány integrací zrychlení. Křivku lze rozdělit na dvě části a to, otevírací a zavírací, které se spojují ve vrcholu vačky. Kvůli tepelné roztažnosti dříku ventilu musí být definovaná ventilová vůle, jinak by se mohlo stát, že by ventil nedosedl do sedla. Jedna z možností je navrhnout náběžnou část délky T_0 , která bude mít lineární zdvih do hodnoty vůle v bodě T_0 ve zdvihové křivce. Tento případ umožňuje konstantní počáteční zrychlení A_0 , jak je zobrazeno na následujícím obrázku. [20]



Obr. 8 Základní diagram zrychlení [20]

Takovýto průběh zrychlení se prakticky nenavrhuje, ale je vhodný pro znázornění jednotlivých částí křivky. Křivka zrychlení na obr. 8 není spojitá a způsobuje velké okamžité



změny, což vede k nežádoucím rázům a následně k destrukci ventilové pružiny. Po první části konstantního zrychlení jsou tři lineární části a poslední část je tvořena čtvrtinovou sinusovkou. V bodě T_4 je rychlost nulová a je dosažen maximální zdvih. [20]

V praxi se využívá polynomu vyššího stupně. Metoda spočívá v rozdělení poloviny křivky na šest částí, přičemž v každé je křivka zdvihu popsána polynomem 5. stupně [12]:

$$y = y_0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right) + C_2 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^5, \quad (1)$$

kde C značí koeficient polynomu, θ úhel od začátku dané části a θT délku části. Opakovaným použitím derivace jsou získány zbylé kinematické veličiny postupně pro rychlost, zrychlení a ryv [12]:

$$y\theta T = C_1 + 2C_2 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right) + 3C_3 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^2 + 4C_4 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^3 + 5C_5 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^4, \quad (2)$$

$$y\theta T^2 = 2C_2 + 6C_3 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right) + 12C_4 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^2 + 20C_5 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^3, \quad (3)$$

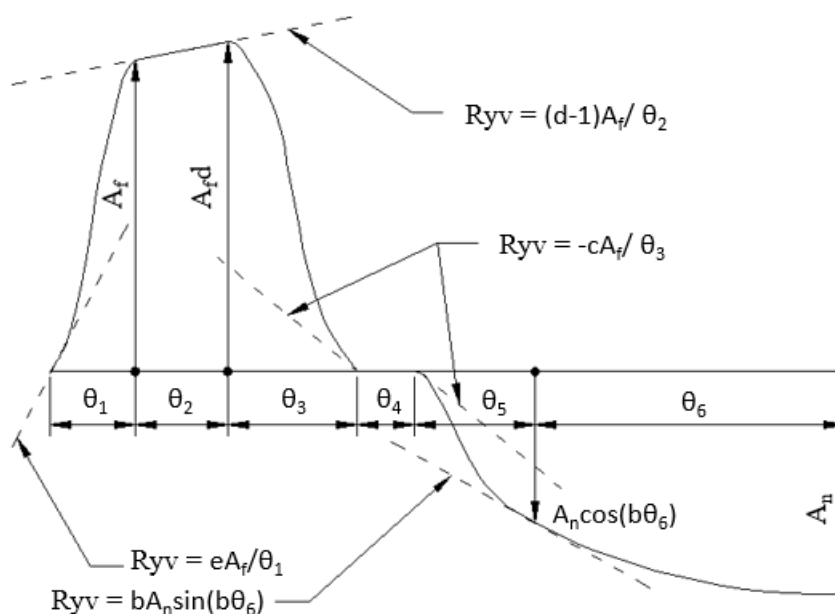
$$y\theta T^3 = 6C_3 + 24C_4 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right) + 60C_5 \left(\frac{\theta}{\theta T} \right)^2. \quad (4)$$

Následující tabulka zobrazuje okrajové podmínky pro jednotlivé části.

Tab. 1 Jednotlivé části křivky a jejich okrajové podmínky [12]

Pozice	Zdvih	Rychlost	Zrychlení	Ryv
Počátek	y_r	v_r	0	eA_f/θ_1
1 - 2	-	-	A_f	$(d-1)A_f/\theta_2$
2 - 3	-	-	$A_f d$	$(d-1)A_f/\theta_2$
3 - 4	-	-	0	0
4 - 5	-	-	0	$-cA_f/\theta_3$
5 - 6	-	-	$A_n \cos(b\theta_6)$	$bA_n \sin(b\theta_6)$
Konec	$L_{\max}$	0	A_n	0

Člen y_r v tabulce představuje výšku náběžné části a v_r rychlost náběžné části. Členy A_f a $A_f d$ představují hodnoty zrychlení boku vačky. Pro lepší vysvětlení jsou zobrazeny v následujícím obrázku navíc ještě se členem $A_n \cos(b\theta_6)$ a členy pro ryv.



Obr. 9 Zobrazené veličiny z tab. 1 [21]

2.1.2 KONTAKTNÍ TLAKY

Důležitým parametrem, který se kontroluje při kinematickém návrhu, jsou kontaktní tlaky. Součásti, mezi kterými se tlaky kontrolují, jsou dány typem rozvodu. Například u rozvodu OHC se jedná o kontakty mezi vačkou a rolnou, a také mezi rozvodovou pákou a ventilem. Řešení kontaktních tlaků je založeno na Hertzově teorii nebo numericky pomocí MKP.

Pro kontakt dvou válců, které mají rovnoběžné osy a jsou přitlačovány silou F_N , je dotyková ploška úzký obdélník šířky $2b$ a délky l . Válcové součásti jsou definovány délkou l a průměry d_1, d_2 . Pro takovýto typ kontaktu je rozložení napětí ve tvaru elipsy. Dále je nutné definovat materiálové vlastnosti obou součástí, moduly pružnosti E_1, E_2 a Poissonova čísla μ_1, μ_2 . Pro poloviční šířku b kontaktní plošky platí [14]:

$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{(1-\mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\mu_2^2)}{E_2}}{\pi l \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}}. \quad (5)$$

Pro případ kontaktu válcové plochy a rovinné plochy se jeden z průměrů položí roven nekonečnu. Nyní může být napsán vztah pro maximální Hertzův tlak [14]:

$$p_{max} = \frac{2F_N}{\pi b l}. \quad (6)$$



2.1.3 VENTILOVÁ PRUŽINA

Další součástí kinematického návrhu je stanovení parametrů ventilové pružiny. U ventilových pružin jsou důležité její tři délky. První z nich je délka ve volném stavu, druhá je instalovaná délka, která určuje hodnotu předpětí ventilové pružiny a mezní délka, kdy dojde k dosednutí závitů. Hlavním parametrem návrhu ventilové pružiny je závislost síly na stlačení pružiny. Průběh závislosti síly na stlačení ovlivňuje tuhost ventilové pružiny. Pro tuhost pružiny platí [14]:

$$k_p = \frac{G d^4}{8 D^3 n_a}, \quad (7)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku, d je průměr drátu, D je střední průměr závitů a n_a je počet činných závitů pružiny. Dále je možné definovat poměr vinutí, který vyjadřuje míru zakřivení závitů pružiny [14]:

$$C = \frac{D}{d}. \quad (8)$$

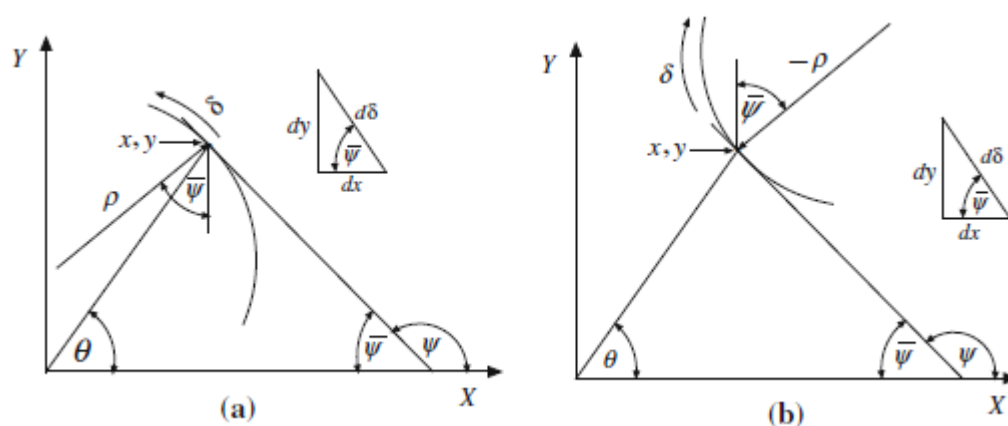
Vzhledem ke skutečnosti cyklického namáhání ventilové pružiny a vliv na dynamické chování, je důležité stanovení vlastní frekvence ventilové pružiny [12]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{n_a D^2} \sqrt{\frac{G}{2\rho_d}}, \quad (9)$$

kde ρ_d je hustota drátu. Při kinematickém návrhu se nesmí zapomenout zkontrolovat poměr mezi silou ventilové pružiny a setrvačnými silami, které musí ventilová pružina překonat, aby nedošlo ke ztrátě kontaktu mezi vačkou a rolnou. Takto kontrola se provádí při maximálních otáčkách motoru.

2.1.4 POLOMĚR KŘIVOSTI

Z hlediska výroby se také kontroluje maximální negativní poloměr křivosti vačky. Při použití ventilového rozvodu s rolnou musí mít vačka záporný poloměr křivosti. Jeho dovolená hodnota se liší s ohledem na poloměr rolly a technologické postupy výroby. Postup určení poloměru křivosti je vysvětlen pomocí následujícího obrázku.



Obr. 10 Konvexní a konkávní povrch [20]

Pro konvexní povrch v bodě definovaném souřadnicemi x, y je zaveden úhel θ , který určuje polohu jako natočení vůči ose x a úhel tečny v místě kontaktu $\bar{\psi}$. Pro infinitezimální délku křivky $d\delta$ lze napsat [20]:

$$\cos \bar{\psi} = -\frac{dx}{d\delta}, \quad (10)$$

$$\sin \bar{\psi} = \frac{dy}{d\delta}, \quad (11)$$

Pro poloměr křivosti platí [20]:

$$\rho = -\frac{d\delta}{d\bar{\psi}}, \quad (12)$$

U konkávního povrchu se mění poloměr křivosti na záporný [20]:

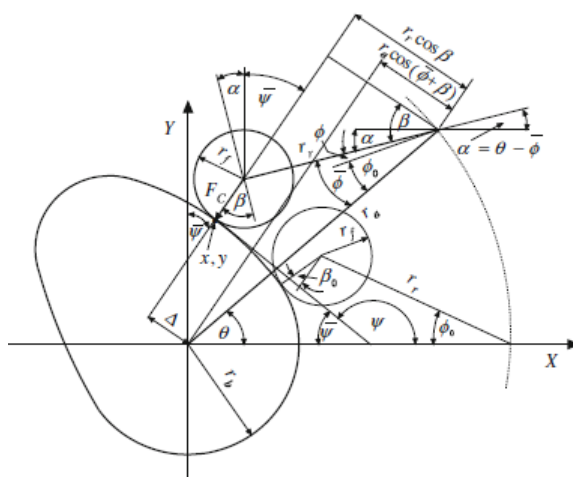
$$-\rho = \frac{d\delta}{d\bar{\psi}}, \quad (13)$$

Pomocí následujícího obrázku bude popsán postup určení poloměru křivosti mechanismu s rolnou. Předtím je nutné pomocí rovnic (10) a (12) zapsat rovnici [20]:

$$\rho \cos \bar{\psi} = \frac{dx}{d\bar{\psi}}, \quad (14)$$

a také z rovnic (11) a (13) pro konkávní povrch [20]:

$$\rho \sin \bar{\psi} = -\frac{dy}{d\bar{\psi}}, \quad (15)$$



Obr. 11 Určení poloměru křivosti [20]

Z obr. 11 vyplývají následující vztahy [20]:

$$\alpha = \theta - \bar{\phi}, \quad (16)$$

$$\bar{\Psi} = \beta - \alpha, \quad (17)$$

$$x = r_a \cos \theta - r_r \cos \alpha - r_f \sin \bar{\Psi}, \quad (18)$$

$$y = r_a \sin \theta - r_r \sin \alpha - r_f \cos \bar{\Psi}, \quad (19)$$

Zápis derivace rovnice (16) podle $\bar{\Psi}$ vypadá dle [20]:

$$\frac{d\alpha}{d\bar{\Psi}} = \frac{d\theta}{d\bar{\Psi}} - \frac{d\phi}{d\bar{\Psi}}, \quad (20)$$

a derivaci rovnice (18) je podle $\bar{\Psi}$ zapsána následovně [20]:

$$\frac{dx}{d\bar{\Psi}} = -r_a \sin\theta \frac{d\theta}{d\bar{\Psi}} + r_r \sin\alpha \frac{d\alpha}{d\bar{\Psi}} - r_f \cos\bar{\Psi}. \quad (21)$$

Derivace rovnice (19) podle $\bar{\Psi}$ je ve tvaru [20]:

$$\frac{dy}{d\bar{\Psi}} = r_a \cos \theta \frac{d\theta}{d\bar{\Psi}} - r_r \cos \alpha \frac{d\alpha}{d\bar{\Psi}} - r_f \cos \bar{\Psi}. \quad (22)$$

Pomocí rovnic (14), (18) a (21) může být vztah pro poloměr křivosti vačky napsán [20]:

$$\rho = \frac{\left[-r_a \sin \theta + r_r \sin \alpha \left(1 - \frac{d\phi}{d\theta}\right)\right] \frac{d\theta}{d\bar{\Psi}}}{\cos \bar{\Psi}} - r_f. \quad (23)$$

Z rovnic (15), (19) a (22) je vztah pro poloměr křivosti vačky [20]:

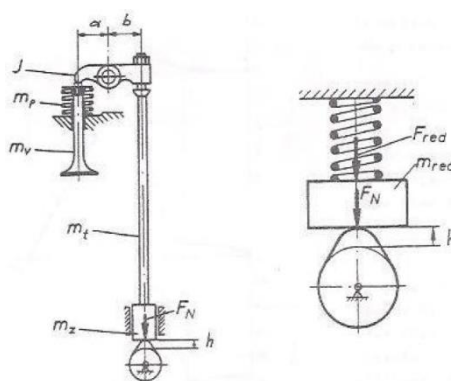
$$\rho = \frac{\left[-r_a \cos \theta + r_r \cos \alpha \left(1 - \frac{d\phi}{d\theta} \right) \right] \frac{d\theta}{d\psi}}{\sin \bar{\psi}} - r_f. \quad (24)$$

2.2 DYNAMIKA

V případě dynamického vyšetřování zdvihu, rychlosti a zrychlení průběh veličin nekopíruje křivku z kinematické části, ale kmitá kolem ní. Kmitání je způsobeno od pohonu vačkového hřídele, tedy od klikového ústrojí, dále pak torzním namáháním vačkového hřídele u víceválcové jednotky, jeho nevyvážeností a také pružností jednotlivých součástí.

2.2.1 JEDNODUCHÝ MODEL VENTILOVÉHO ROZVODU

Jednoduchý model ventilového rozvodu má jeden stupeň volnosti. V případě tohoto výpočtového modelu jsou všechny části ventilového rozvodu dokonale tuhé, kromě ventilové pružiny. U ventilových rozvodů se provádí redukce na stranu ventilu. Podmínkou pro provedení redukce je rovnost kinetické a potenciální energie původní a redukované soustavy. Také se předpokládá konstantní převod. Na následujícím obrázku je zobrazena původní a redukovaná soustava. [7]



Obr. 12 Jednoduchý model ventilového rozvodu [7]

Redukci na jeden stupeň volnosti popisuje následující rovnice a kinematická podmínka [7]:

$$\frac{1}{2} m_o v_o^2 + \frac{1}{2} J \omega^2 + \frac{1}{2} m_1 v_1^2 = \frac{1}{2} m_{red} v_o^2, \quad \frac{v_1}{b_z} = \frac{v_2}{a_v} = \omega, \quad (25)$$

kde m_o [kg] – hmotnost ventilu, talířku pružiny a 1/3 pružiny,
 m_1 [kg] – hmotnost zdvihátka a tyče,
 J [kg.r²] – moment setrvačnosti vahadla k jeho ose,
 v_1 [m/s] – okamžitá rychlost zdvihátka,
 v_o [m/s] – rychlost ventilu,



a_v [m] – rameno na straně ventilu,
 b_z [m] – rameno na straně zdvihátka.

Pro zjištění síly F_N , kterou působí vačka na zdvihátko, je potřeba sestavit pohybovou rovnici. Pohybová rovnice vychází z porovnání výkonů působících sil původní a redukované soustavy. Pro sestavení pohybové rovnice se využije základních vztahů pro výkon a sílu [7]:

$$P = Fv, \quad (26)$$

kde P [W] – výkon,
 F [N] – síla,
 v [m/s] – rychlost,

$$F = ch, \quad (27)$$

kde c [N/m] – tuhost,
 h [m] – stlačení.

Nyní může být napsána výsledná pohybová rovnice [7]:

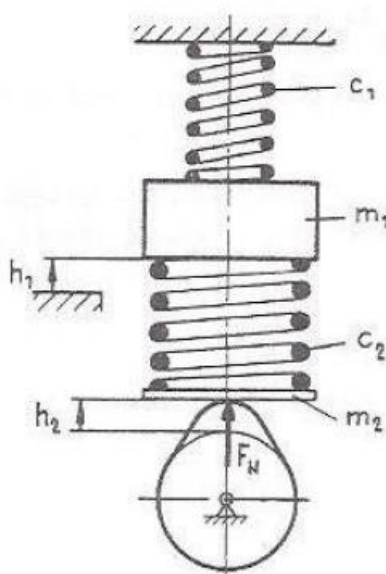
$$F_{red}v_o = -c_o(H_o + h_o)v_o - c_1(H_1 + h_1)v_1 + F_zv_1, \quad (28)$$

kde F_{red} [N] – redukovaná síla na ventil,
 F_z [N] – síla, kterou působí vačka na zdvihátko,
 c_o [N/m] – tuhost pružiny ventilu,
 c_1 [N/m] – tuhost zdvihátka,
 H_o [m] – stlačení pružiny montážním předpětím,
 H_1 [m] – stlačení pružiny zdvihátka,
 h_o [m] – okamžitý zdvih ventilu,
 h_1 [m] – okamžitý zdvih zdvihátka.

Nakonec je vyjádřena redukovaná síla pomocí 2. Newtonova zákona. Redukovaná hmotnost je dosazena z rovnice (25) a za zrychlení druhá derivace zdvihu ventilu. Takovýto jednoduchý model ventilového rozvodu může poskytnout informace o silovém kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem nebo mezi vačkou a rozvodovou pákou v případě rozvodu OHC. Je ale zřejmé, že na reálné sestavě nemusí být kontakt vždy zaručen (hlavně při vyšších otáčkách), což vyplývá z jednoduchosti uvažovaného modelu a nezahrnutí vlivu pružnosti jednotlivých součástí. [7]

2.2.2 MODEL SE DVĚMA STUPNI VOLNOSTI

Při redukci ventilového rozvodu na model se dvěma stupni volnosti jsou získány podrobnější informace než v předchozím případě. Stejně jako v předchozím případě, ale nemůžou být při redukci zahrnuty pružnosti jednotlivých součástí. Model se dvěma stupni volnosti je zobrazen na obrázku.



Obr. 13 Model se dvěma stupni volnosti [7]

Pro obr. 13 jsou sepsány pohybové rovnice pro případ $F_N > c_1 \cdot h_{10}$ [7]:

$$m_1 \ddot{h}_1 + c_1 h_1 + c_2 (h_1 - h_2) = 0, \quad (29)$$

$$m_2 \ddot{h}_2 + c_2 (h_2 - h_1) = F_z - c_1 h_{10}, \quad (30)$$

kde h_{10} vyjadřuje počáteční stlačení k vyvození síly předpětí.

2.3 DYNAMIKA ŘEŠENÁ V MULTIBODY SYSTÉMECH

V současnosti se pro řešení dynamického chování ventilového rozvodu využívají Multibody systémy. Zřejmě nejznámější komerční program je ADAMS od společnosti MSC. Z hlediska výpočtového modelování ventilového rozvodu je důležitá jeho nástavba Virtual Engine od firmy FEV.

Multibody systém je tvořen soustavou tuhých a pružných těles. Pohyb soustavy je kinematicky omezen různými typy vazeb. Například tuhé těleso má v prostoru šest stupňů volnosti, tři posuvy a tři rotace kolem každé osy. Použitím rotační vazby je tělesu odebráno pět stupňů volnosti. Dále se definují silové účinky, generátory pohybu a senzory, které slouží pro změření požadovaných veličin.

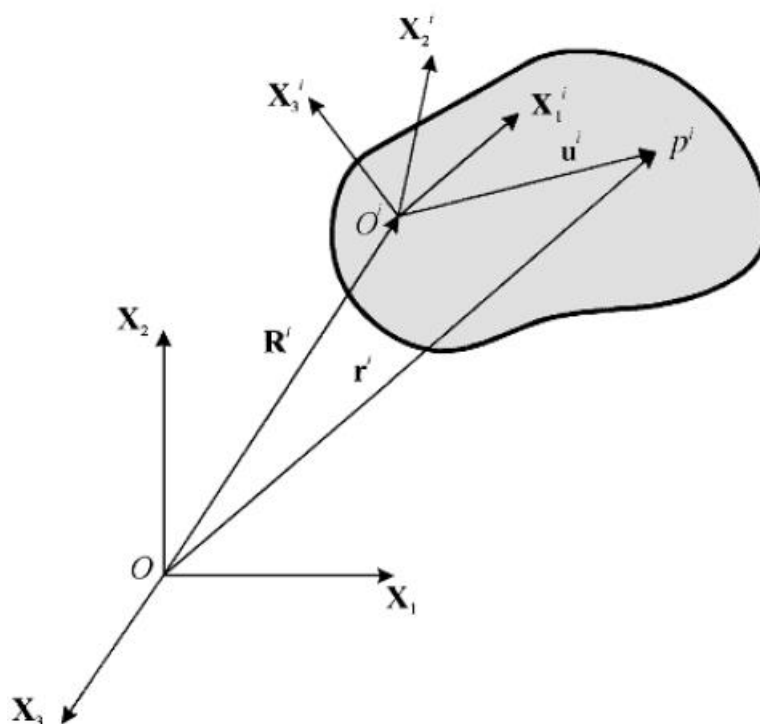
Všechny definice polohy tělesa a měření veličin, jako je například posuv, rychlost a zrychlení, musejí být vztaženy k referenčnímu souřadnému systému. Souřadný systém se skládá ze třech ortogonálních os, které jsou spojeny v počátku souřadného systému. Rozlišují se dva typy souřadných systémů. První z nich je neměnný v čase a je nazýván globální. Druhý z nich je přiřazen každému tělesu, se kterým se pohybuje. Takovýto souřadný systém je v prostředí ADAMS vytvořen pomocí tzv. markerů. Poloha souřadného systému tělesa je v každém okamžiku určena vzhledem ke globálnímu souřadnému systému.

2.3.1 TUHÉ TĚLESO

Tuhé těleso je definováno hmotností, těžištěm, tenzorem setrvačnosti a souřadným systémem tenzoru. Poloha tělesa je definována třemi translačními souřadnicemi a třemi rotačními, přičemž ADAMS primárně používá Eulerovy úhly v pořadí natočení kolem os ZXZ. U tuhého tělesa je poloha jeho dvou bodů neměnná. Poloha tělesa vzhledem k referenčnímu souřadnému systému může být zapsána pomocí maticového zápisu vektorů následovně [13]:

$$\mathbf{r}^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{u}^i, \quad (31)$$

kde $\mathbf{r}^i = [r_1^i \ r_2^i \ r_3^i]^T$ je transponovaná matice polohového vektoru bodu P^i vzhledem k počátku referenčního souřadného systému. Vektor $\mathbf{R}^i = [R_1^i \ R_2^i \ R_3^i]^T$ určuje polohu souřadného systému tělesa vzhledem k referenčnímu a vektor $\mathbf{u}^i = [u_1^i \ u_2^i \ u_3^i]^T$ definuje polohu bodu P^i vůči souřadnému systému tělesa, ve kterém tento bod leží. Vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o tuhé těleso, tak se vzdálenost bodů O^i a P^i nemění. Maticový zápis ilustruje následující obrázek.



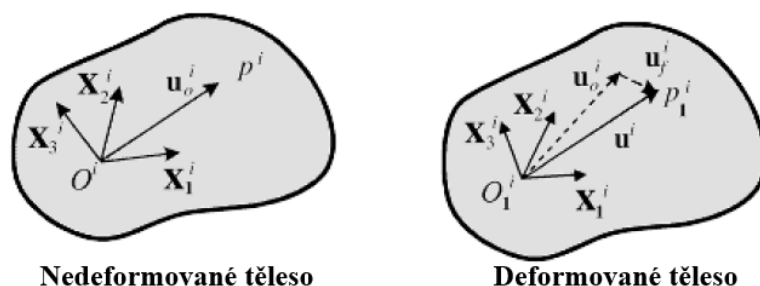
Obr. 14 Poloha bodu P^i [13]

Pro transformaci mezi dvěma zmíněnými souřadnými systémy se použije transformační matice 3 x 3. Pro rotaci kolem každé osy platí jedna matice, která se skládá z nul, jedniček a goniometrických funkcí sinus a kosinus. Například matice c_α pro rotaci kolem osy x vypadá následovně [10]:

$$c_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}. \quad (32)$$

2.3.2 PRUŽNÉ TĚLESO

Pro co největší přiblížení realitě je potřeba zahrnout do systému pružná tělesa. U pružného tělesa dochází k relativnímu pohybu dvou bodů tělesa. Z tohoto důvodu už nejsou referenční souřadnice dostatečné pro popis kinematiky deformovatelných těles. Ve skutečnosti je potřeba nekonečné množství souřadnic pro určení přesné polohy každého bodu. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny dva body O^i a P^i před deformací, tedy vzájemným posuvem.

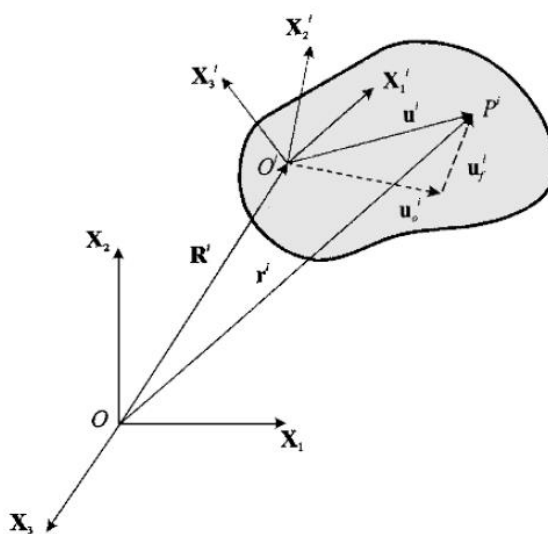


Obr. 15 Deformace tělesa [13]

Po provedení deformace tělesa, body získají novou pozici O_1^i a P_1^i . Aby bylo možno měřit relativní pohyb mezi těmito body, je na deformovaném tělese zaveden souřadný systém $X_1^i X_2^i X_3^i$ s počátkem v bodě O^i . Vzdálenost mezi body O^i a P^i určuje vektor $\mathbf{u}_o^i$, který má stejnou velikost a směr jako vektor u nedeformovaného tělesa. Dále prvku $\mathbf{u}_o^i$ je zamezen posuv a rotace vzhledem k souřadnému systému tělesa. To znamená, že vektor bude konstantní během deformace tělesa. Vektor polohy bodu P^i po deformaci lze zapsat následovně [13]:

$$\mathbf{r}^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{u}_o^i + \mathbf{u}_f^i, \quad (33)$$

kde $\mathbf{R}^i = [R_1^i \ R_2^i \ R_3^i]^T$ je vektor pozice bodu O^i , $\mathbf{u}_o^i$ je pozice bodu P^i v nedeformovaném stavu a $\mathbf{u}_f^i$ je vektor posunu bodu P^i během deformace. Rovnici (33) ilustruje následující obrázek.



Obr. 16 Souřadnice deformovaného tělesa [13]



Řešení dynamiky pružných těles vyžaduje sestavení parciálních diferenciálních rovnic. Jak už bylo zmíněno, pružné těleso má obecně nekonečné množství souřadnic, které definují polohu každého bodu. Pro redukci počtu souřadnic se využívají aproximační metody, Energetická (Rayleigh-Ritz) metoda a metoda konečných prvků (MKP). [13]

Pro zahrnutí pružných těles pomocí MKP do Multibody systému, konkrétně do již zmíněného softwaru ADAMS se používá Craig-Bamptonova metoda. Metoda předpokládá malé deformace pružného tělesa. Při ní se vychází z modální analýzy pomocí metody konečných prvků. Počet stupňů volnosti tělesa v MKP systému závisí na volbě parametrů sítě výpočtového modelu. Hlavním parametrem je počet uzlů, a každý z nich má v prostoru šest stupňů volnosti. Stupně volnosti jsou rozděleny na stupně volnosti uzlů rozhraní a vnitřních uzlů. V uzlech rozhraní jsou u redukovaného tělesa aplikovány síly a vazby. Deformace tělesa se zapíše pomocí sloupcové matice, která se skládá právě z uzlů rozhraní a vnitřních uzlů. Vlivem rozdělení stupňů volnosti je nezbytné získat dva druhy vlastních módů, které se označují jako vazebné a normální módy. Vazebné módy souvisejí s uzly rozhraní. Buzením každého stupně volnosti uzlu rozhraní pomocí jednotkového posuvu, při kterém je zamezen pohyb všech ostatních uzlů rozhraní, jsou získány statické tvary. Vazebné módy se ukládají do matice Φ^C . Normální módy jsou získány použitím modální analýzy, při které se zamezí pohyb všech uzlů rozhraní. Jedná se o skutečné vlastní módy pružného tělesa. Označují se maticí Φ^N . Všechny stupně volnosti a oba módy dává dohromady podle [5] následující rovnice:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{u}^E \\ \mathbf{u}^I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi^C & \Phi^N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}^C \\ \mathbf{q}^N \end{Bmatrix}, \quad (34)$$

kde $\mathbf{u}^E$ jsou stupně volnosti uzlů rozhraní a $\mathbf{u}^I$ vnitřních uzlů, $\mathbf{I}$ je jednotková matice a $\mathbf{0}$ značí nulovou matici. Modální stupně volnosti při vazebných módech označuje člen $\mathbf{q}^C$, který je roven $\mathbf{u}^E$, a při normálních módech $\mathbf{q}^N$. Poté může být zapsán vztah pro stupně volnosti vnitřních uzlů:

$$\mathbf{u}^I = \Phi^C \mathbf{q}^C + \Phi^N \mathbf{q}^N. \quad (35)$$

2.3.3 POHYBOVÉ ROVNICE

Mechanické chování systému popisují Lagrangeovy rovnice, při kterých se vychází z virtuálních prací sil působících na těleso. Celková virtuální práce je dána virtuální prací elastických sil a externích sil působících na těleso. Před samotným zapsáním rovnice je potřeba definovat kinetickou energii podle [13]:

$$T^i = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^i{}^T \mathbf{M}^i \dot{\mathbf{q}}^i, \quad (36)$$

kde $\mathbf{M}^i$ je symetrická matice hmotnosti, $\dot{\mathbf{q}}^i{}^T$ je sloupcový vektor a $\dot{\mathbf{q}}^i$ je řádkový vektor prvních derivací souřadnic podle času. Použití transponovaného vektoru je z důvodu maticového násobení. Lagrangeova rovnice má pro těleso i tvar [13]:



$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T^i}{\partial \dot{\mathbf{q}}^i} \right)^T - \left(\frac{\partial T^i}{\partial \mathbf{q}^i} \right)^T + \mathbf{C}_{q^i}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q}^i, \quad (37)$$

kde T je kinetická energie, $\mathbf{C}_q^T$ je Jacobián a $\boldsymbol{\lambda}$ je vektor Lagrangeových multiplikátorů. Použitím vztahu pro všeobecné síly

$$\mathbf{Q}^i = -\mathbf{K}^i \mathbf{q}^i + \mathbf{Q}_e^i \quad (38)$$

a

$$\mathbf{Q}_v^i = -\dot{\mathbf{M}}^i \dot{\mathbf{q}}^i + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial}{\partial \mathbf{q}^i} (\dot{\mathbf{q}}^{iT} \mathbf{M}^i \dot{\mathbf{q}}^i) \right]^T, \quad (39)$$

může být zapsána rovnice ve tvaru [13]:

$$\mathbf{M}^i \ddot{\mathbf{q}}^i + \mathbf{K}^i \mathbf{q}^i + \mathbf{C}_{q^i}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q}_e^i + \mathbf{Q}_v^i, \quad (40)$$

kde $\mathbf{M}$ je matice hmotnosti a $\mathbf{K}$ je matice tuhosti. Rovnice (40) je diferenciální rovnice druhého řádu, jejíž řešení musí splňovat algebraické rovnice podmínek, popisující mechanické vazby v systému. Tyto podmínky jsou popsány následujícím vektorem dle [13]:

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}, \quad (41)$$

přičemž $\mathbf{q} = [\mathbf{q}^{1T} \mathbf{q}^{2T} \dots \mathbf{q}^{n_b T}]^T$ je vektor všeobecných souřadnic, t je čas a $\mathbf{C} = [\mathbf{C}_1 \mathbf{C}_2 \dots \mathbf{C}_{n_c}]^T$ je vektor lineárně nezávislých vazebných funkcí. Rovnice (40) a (41) tvoří systém diferenciálních a algebraických rovnic, které musejí být řešeny současně. Pro systém s více tělesy to vede na náročné řešení, a tak jedinou možností je využití numerických metod. Cílem je získání matic hmotnosti, tuhosti a tlumení. Maticový zápis pohybové rovnice pro systém s více stupni volnosti vypadá následovně [5]:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{Q}, \quad (42)$$

kde $\mathbf{M}$ je matice hmotnosti:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix},$$

$\mathbf{B}$ matice tlumení:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1n} \\ b_{12} & b_{22} & \dots & b_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{n1} & b_{n2} & \dots & b_{nn} \end{bmatrix},$$



příklad matice tlumení $\mathbf{B}=\alpha\mathbf{M}+\beta\mathbf{K}$, přičemž koeficienty α , β lze stanovit například z naměřených hodnot odezvy součásti pro dvě vlastní frekvence. Matice tuhosti se zapíše následovně:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1n} \\ k_{12} & k_{22} & \cdots & k_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ k_{n1} & k_{n2} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix},$$

platí podmínka symetrie $k_{ij} = k_{ji}$. Různé tvary pohybové rovnice (42) jsou dány systémem, který popisují. Pokud systém bude volný, zatížení $\mathbf{Q}$ bude rovno nule, v případě netlumeného systému je odstraněn člen $\mathbf{B}$.

2.3.4 ŘEŠENÍ POHYBOVÝCH ROVNIC V SYSTÉMU ADAMS

Pro řešení pohybových rovnic se využívají numerické metody. Tato část je zaměřena na numerické metody, které využívá komerční software ADAMS a také jeho specializovaná nástavba pro řešení dynamiky spalovacích motorů a jejich podsystémů Virtual Engine. Jakou metodu software použije k řešení, může uživatel nastavit v řešiči. Na přesnost výsledku má velký vliv zvolený časový krok.

Metoda Runge-Kutta je první numerická metoda. Jedná se o jednokrokovou metodu. Nejvíce se používá Runge-Kutta metoda čtvrtého řádu, která v každém kroku vypočítá čtyři pomocné veličiny [5]:

$$\begin{aligned} k_1 &= hf(x_i, y_i), \\ k_2 &= hf\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}\right), \\ k_3 &= hf\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_2}{2}\right), \\ k_4 &= hf(x_i + h, y_i + k_3), \end{aligned} \tag{43}$$

kde h je časový krok. Nejdříve je potřeba zapsat veličiny dráhy a rychlosti v podobě vektoru [5]:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix}, \tag{44}$$

poté je zapsána pohybová rovnice (42) v upraveném tvaru, vynásobením celé rovnice inverzní maticí hmotnosti $\mathbf{M}^{-1}$ a na jednu stranu je dáno samotné $\ddot{\mathbf{q}}$ [5]:

$$\ddot{\mathbf{q}} = -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}\mathbf{q} - \mathbf{M}^{-1}\mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{M}^{-1}\mathbf{Q}. \tag{45}$$



Nyní se obě rovnice (44) a (45) zapíší ve tvaru [5]:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{Q} \end{bmatrix}. \quad (46)$$

Pro jednoduchost může být rovnice (46) zapsána následovně [5]:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{D}\mathbf{x} + \mathbf{Q}^* \quad (47)$$

Iterace probíhá pomocí vztahu [5]:

$$\mathbf{x}(t_i + \Delta t) = \mathbf{x}(t_i) + \frac{1}{6}(\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4), \quad (48)$$

Metoda má výhodu, že další hodnoty se určují z aktuálního stavu, takže se jedná o implicitní metodu.

Další metoda se nazývá Newmarkova metoda. Pro přesnější řešení používá koeficienty β a γ , které se volí podle toho, jaké je uvažováno zrychlení v daném časovém intervalu Δt . Hodnoty koeficientů jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tab. 2 Koeficienty β a γ [5]

Hodnota parametrů	Význam
$\beta = 0, \gamma = \frac{1}{2}$	zrychlení je konstantní a rovno $\ddot{\mathbf{q}}_t$
$\beta = \frac{1}{8}, \gamma = \frac{1}{2}$	zrychlení je od počátku doprostřed intervalu konstantní a rovno $\ddot{\mathbf{q}}_t$ a uprostřed intervalu se změní na $\ddot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t}$
$\beta = \frac{1}{6}, \gamma = \frac{1}{2}$	zrychlení se mění v intervalu lineárně od $\ddot{\mathbf{q}}_t$ do $\ddot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t}$

Pro rychlost a zrychlení v čase $t + \Delta t$ vyjádřené jako funkce posunutí v čase můžou být zapsány vztahy dle [5] následovně:

$$\dot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t} = \frac{\gamma}{\beta\Delta t}(\mathbf{q}_{t+\Delta t} - \mathbf{q}_t) - \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1\right)\dot{\mathbf{q}}_t - \Delta t\left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1\right)\ddot{\mathbf{q}}_t, \quad (49)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t} = \frac{1}{\beta\Delta t^2}(\mathbf{q}_{t+\Delta t} - \mathbf{q}_t) - \frac{1}{\beta\Delta t}\dot{\mathbf{q}}_t - \left(1 - \frac{1}{2\beta}\right)\ddot{\mathbf{q}}_t. \quad (50)$$

Nyní se rovnice (49) a (50) dosadí do pohybové rovnice a vyjádří se dráha $\mathbf{q}$ ve funkci posunutí $\mathbf{q}_{t+\Delta t}$ [5]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t} + \mathbf{K}\mathbf{q}_{t+\Delta t} = \mathbf{Q}_t, \quad (51)$$

$$\mathbf{q}_{t+\Delta t} = \bar{\mathbf{M}}^{-1}\bar{\mathbf{Q}}_{t+\Delta t}, \quad (52)$$



přičemž $\bar{\mathbf{M}}$ a $\bar{\mathbf{Q}}_{t+\Delta t}$ jsou zjednodušené tvary [5]:

$$\bar{\mathbf{M}} = \left(\frac{1}{\beta \Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{1}{\beta \Delta t} \mathbf{B} + \mathbf{K} \right) \quad (53)$$

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{Q}}_{t+\Delta t} = & \mathbf{Q}_{t+\Delta t} + \left[\left(1 - \frac{1}{2\beta} \right) \mathbf{M} + \Delta t \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) \mathbf{B} \right] \ddot{\mathbf{q}}_t + \\ & + \left[\frac{1}{\beta \Delta t} \mathbf{M} + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) \mathbf{B} \right] \dot{\mathbf{q}}_t + \left[\frac{1}{\beta \Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} \mathbf{B} \right] \mathbf{q}_t. \end{aligned} \quad (54)$$

Další metodu, kterou při řešení MBS používá, je α – metoda. V softwaru ADAMS je označena jako HHT. Jedná se modifikaci předchozí Newmarkovy metody přidáním numerického tlumení α z intervalu $(-1/3, 0)$. Modifikace pohybové rovnice má podle [5] následující tvar:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}_{t+\Delta t}) \ddot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t} + (1 + \alpha) \mathbf{P}(\mathbf{q}_{t+\Delta t}, \dot{\mathbf{q}}_{t+\Delta t}) - \alpha \mathbf{P}(\mathbf{q}_t, \dot{\mathbf{q}}_t) = \mathbf{Q}(t_\alpha), \quad (55)$$

kde $t_\alpha = (1 + \alpha)(t + \Delta t) - \alpha t$.

Poslední metodou je metoda prediktor-korektor. Jak vyplývá z názvu, metoda je založena na zvolení, předpovědi počáteční hodnoty a následně její korekci. Pro použití metody je nutný zápis pohybové rovnice ve tvaru [5]:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{f}(t, \mathbf{y}). \quad (56)$$

Prediktor Adams-Bashforth je metoda explicitní a čtvrtého řádu ve tvaru [5]:

$$y_{k+1} = y_k + \frac{\Delta t}{24} (55\mathbf{f}_k - 59\mathbf{f}_{k-1} + 37\mathbf{f}_{k-2} - 9\mathbf{f}_{k-3}) \quad (57)$$

a korektor v implicitní formě a také čtvrtého řádu [5]:

$$y_{k+1} = y_k + \frac{\Delta t}{24} (9\mathbf{f}_{k+1} + 19\mathbf{f}_k - 5\mathbf{f}_{k-1} + \mathbf{f}_{k-2}). \quad (58)$$



3 KINEMATICKÝ NÁVRH

Kinematická část návrhu byla provedena v softwaru VALKIN společnosti Ricardo. Vzhledem ke skutečnosti, že ventilový rozvod byl vyroben a konstrukční návrh není předmětem této práce, byl poskytnut CAD model, a také zdvihová křivka vačky [3]. V této části budou postupně zobrazeny průběhy kinematických veličin a zkontrolovány maximální hodnoty.

3.1 CAD MODEL VENTILOVÉHO ROZVODU

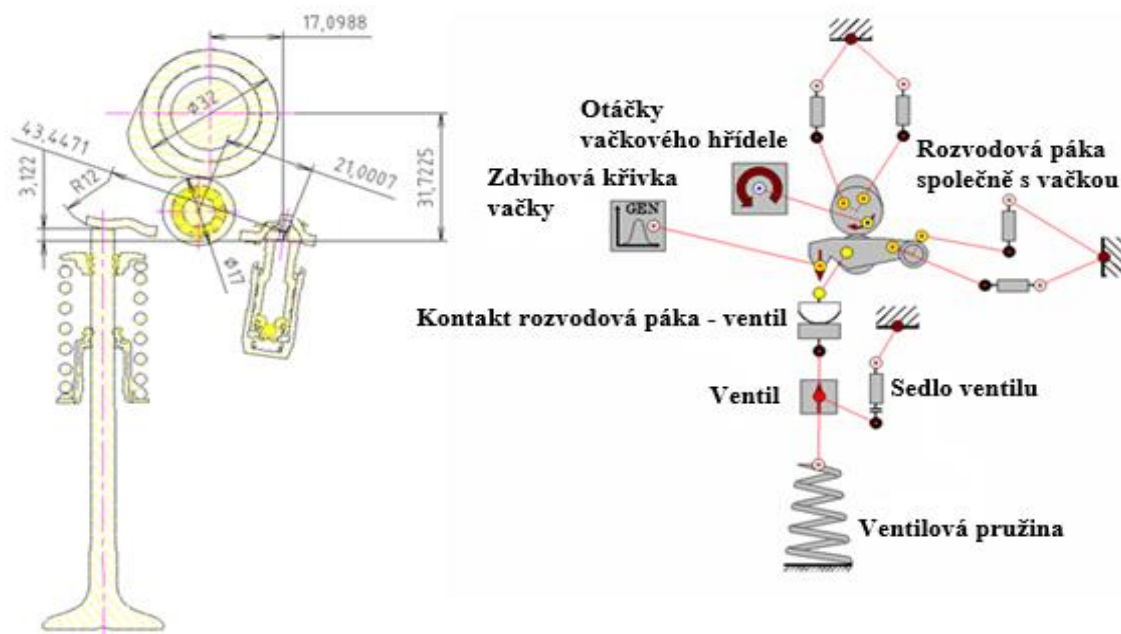
Na následujícím obrázku je zobrazen CAD model jedné ventilové jednotky, ze které bude sestaven výpočtový model. Jedná se o ventilový rozvod typu OHC, konkrétně sací část.



Obr. 17 Sestava jednoho sacího ventilu [3]

3.2 VÝPOČTOVÝ MODEL VENTILOVÉHO ROZVODU

Jak už bylo zmíněno, výpočtový model byl sestaven v programu VALKIN a kontrolní výpočty provedeny pro maximální otáčky spalovacího motoru, při níž je dosahováno maximálních hodnot kontrolovaných veličin. Geometrie, podle které byl sestaven výpočtový model, je zobrazena na následujícím obrázku spolu s výpočtovým modelem.



Obr. 18 Geometrie a výpočtový model ventilového rozvodu

V tab. 3 jsou shrnuty potřebné vstupní parametry jednotlivých částí. Pro rozvodovou páku je důležitý pouze moment setrvačnosti k ose, kolem které se otáčí. V hmotnosti vačky je zahrnuta i část vačkového hřídele. Ventil je modelován jako prvek s jedním stupněm volnosti, posuv v jedné ose, takže se pro něho zadává hmotnost všech částí, které se spolu s ním pohybují.

Tab. 3 Základní parametry jednotlivých částí

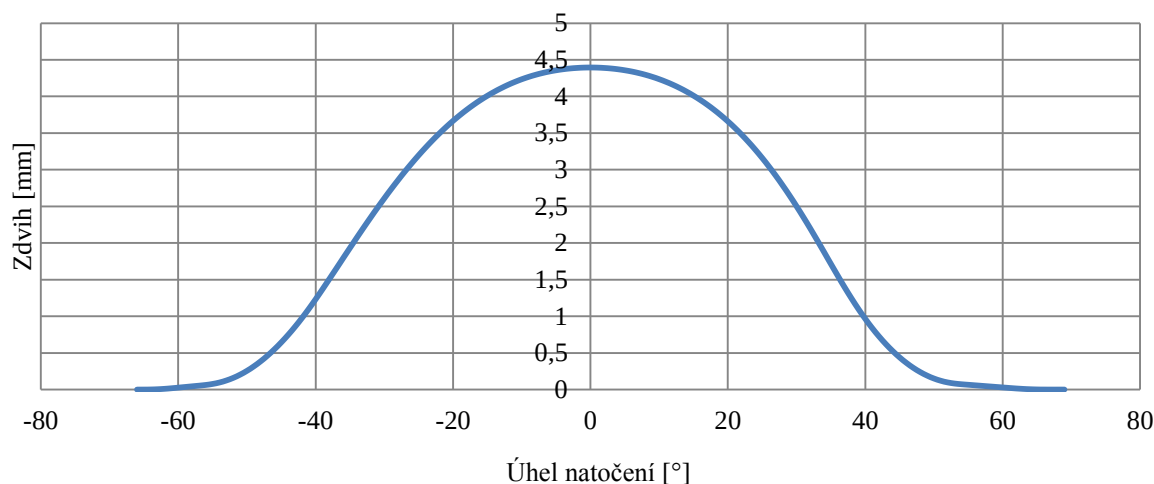
Název součásti	Parametry	
	hmotnost [kg]	moment setrvačnosti [kg·mm ²]
vačka	0,144	-
rozvodová páka	0,0423	7,5593
ventil	0,04173	-

3.2.1 ZDVIHOVÁ KŘIVKA VAČKY

Zdvihová křivka vačky a převodový poměr rozvodové páky určuje výsledný pohyb ventilu. Již vytvořená zdvihová křivka mně byla poskytnuta a vložena jako vstup do výpočtového modelu (obr. 18). U modelu bylo ještě nutné definovat poloměr základní kružnice vačky, který je 16 mm. Výsledná zdvihová křivka vačky v závislosti na úhlu natočení je zobrazena na obr. 19. Vrchol zdvihové křivky má hodnotu 4,3951 mm.



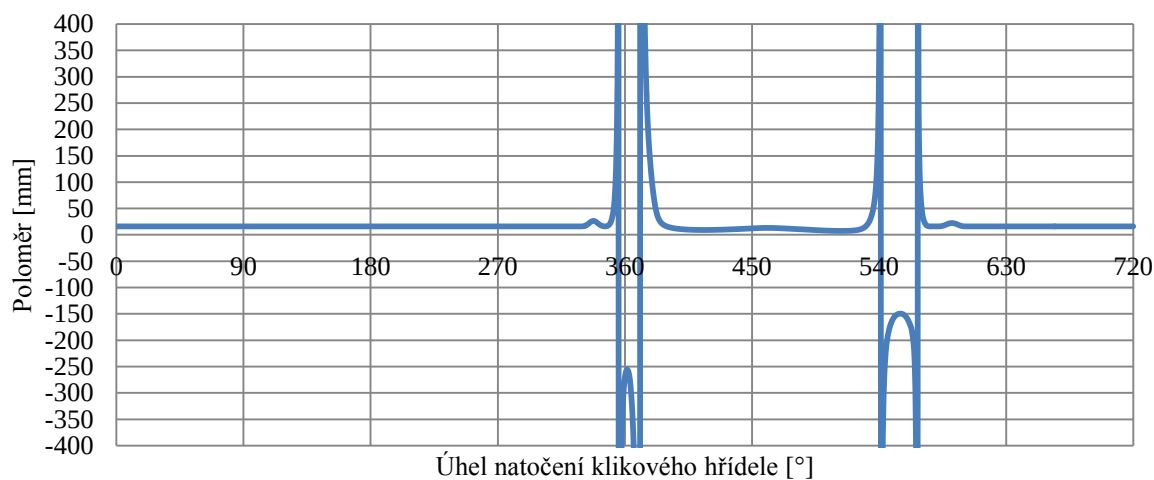
Zdvihová křivka vačky



Obr. 19 Zdvihová křivka vačky

Při návrhu konkávních vaček je také nutné zkontrolovat maximální negativní křivost vačky. Kontrola je nutná z hlediska výroby a správného odvalování rolny. Hodnota, která mi byla doporučena, by měla být minimálně -100 mm [3]. V návrhu vyšlo -149,5 mm. Zde je průběh poloměru křivosti v závislosti na natočení klikového hřídele.

Poloměr křivosti vačky



Obr. 20 Poloměr křivosti vačky

3.2.2 VENTILOVÁ PRUŽINA

Další neméně důležitou součástí je ventilová pružina. Parametry potřebné pro definici pružiny byly získány z výrobního výkresu [3] a pro přehlednost zapsány do tabulky.

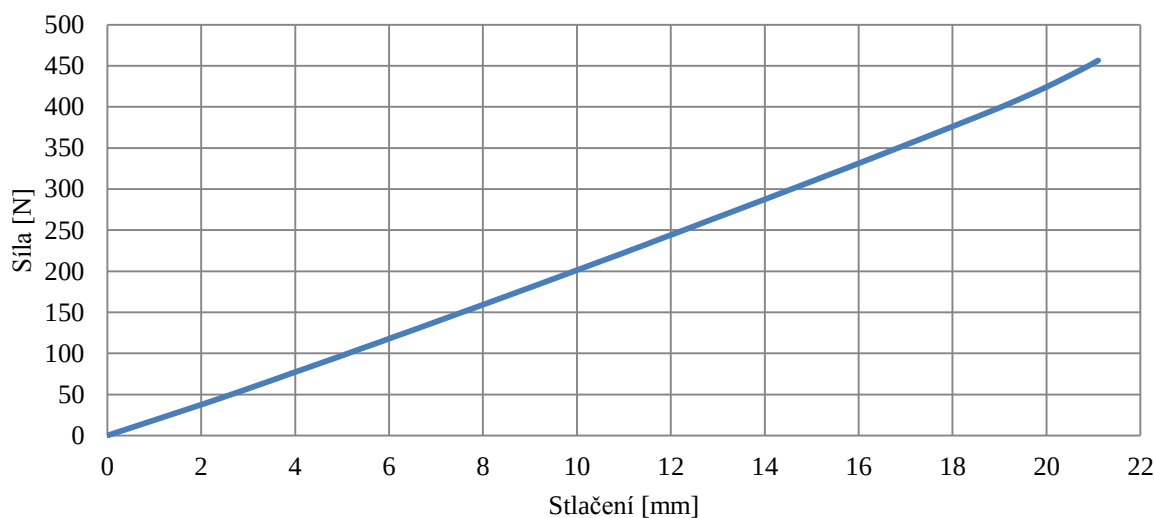


Tab. 4 Definice ventilové pružiny

Parametr pružiny	Jednotka	Hodnota
průměr drátu	[mm]	2,9
střední průměr závitu	[mm]	17,5
hustota materiálu	[kg/m ³]	7895
počet závitů	[-]	8
počet nečinných závitů	[-]	1,05
maximální stlačení	[mm]	8,9
délka v zamontovaném stavu	[mm]	34

Součástí výkresu byla také závislost síly na stlačení, která byla i jedním z požadovaných vstupních parametrů.

Deformační charakteristika pružiny

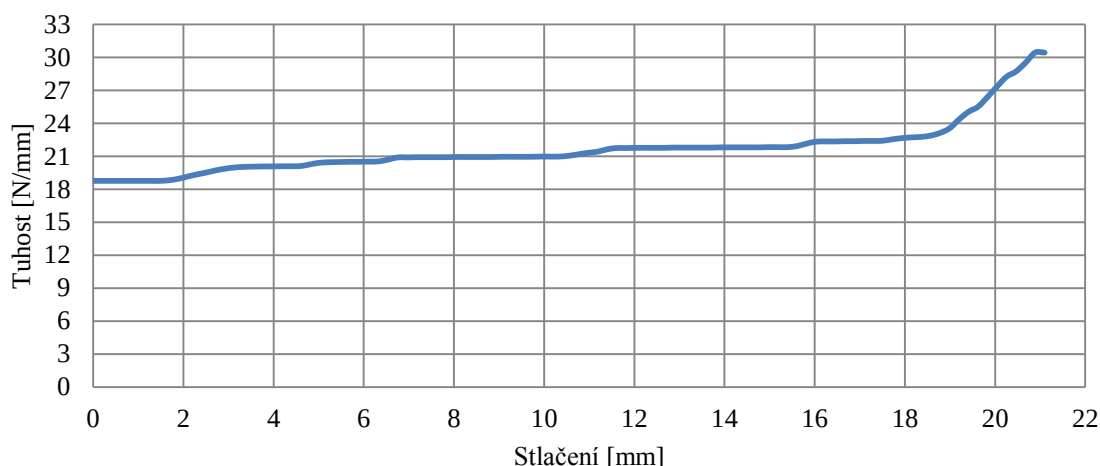


Obr. 21 Deformační charakteristika pružiny

Ve výstupu jsou poté vypsány síly v důležitých fázích stlačování pružiny. V zamontovaném stavu, označováno jako předpětí, je síla 208 N. Při maximálním provozním stlačení má síla hodnotu 404 N. Ve fázi, kdy jsou závity na sobě, je síla 456 N. Pro následné dynamické chování pružiny je důležité zjistit, s jakou vlastní frekvencí pružina kmitá při jednotlivých hodnotách stlačení. V zamontovaném stavu je vlastní frekvence 542 Hz a při maximálním stlačení je 630 Hz. Další výstupní charakteristikou kinematického návrhu je závislost tuhosti na stlačení, kterou zobrazuje průběh na následujícím obrázku.



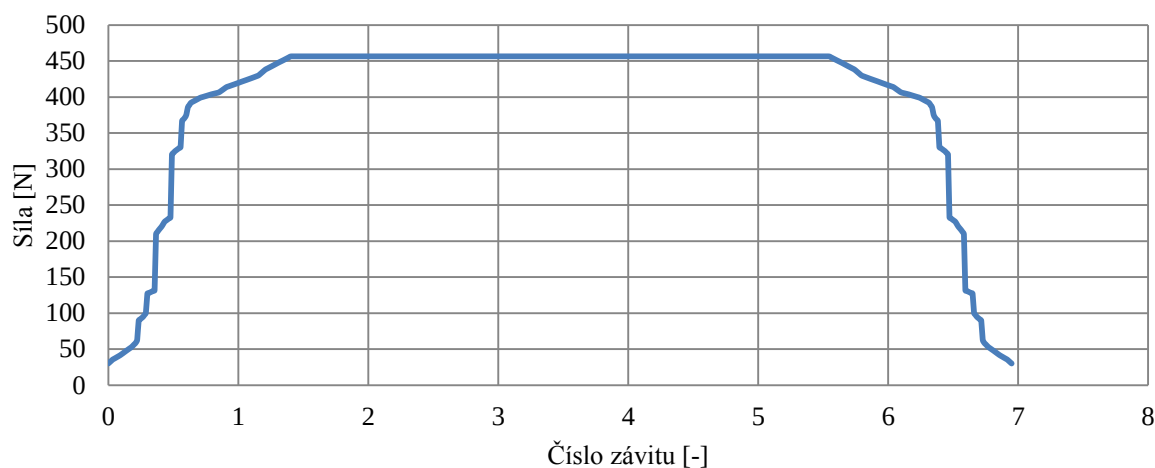
Závislost tuhosti na stlačení



Obr. 22 Závislost tuhosti na stlačení pružiny

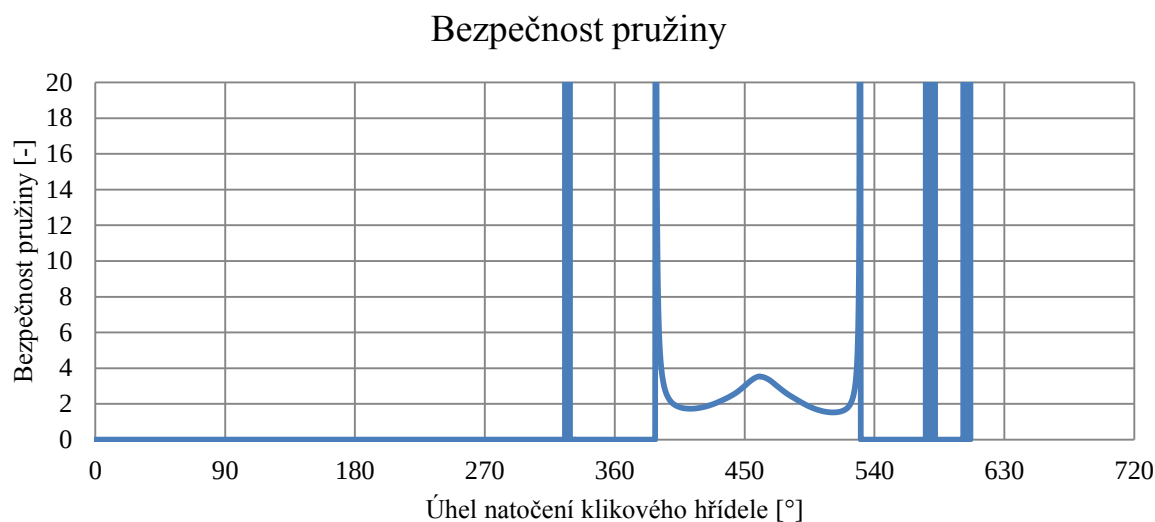
Z grafu na obr. 22 je možné pozorovat postupné dosedání závitů na sebe. V grafu se to projevuje vyšším okamžitým nárůstem tuhosti. Konečný prudký nárůst ilustruje okamžik, kdy jsou v kontaktu všechny závit. Použitý program pro kinematický návrh umožňuje znázornit velikost vzniklé síly při dosedání konkrétní části pružiny.

Dosedání závitů



Obr. 23 Průběh síly při dosedání konkrétní části pružiny

Nejdůležitější částí kinematického návrhu ventilové pružiny je tzv. „cover spring factor“. Jedná se o poměr mezi setrvačnými silami a silou pružiny. Kontroluje se pro maximální otáčky motoru, kdy jsou setrvačné síly největší. Hodnota by měla být větší než 1. Z návrhu vyšla minimální hodnota 1,524. Na následujícím grafu je zobrazen průběh hodnot zmíněného „cover spring factor“.



Obr. 24 Průběh hodnot bezpečnosti pružiny

3.2.3 KONTAKTY

V kinematickém návrhu jsou uvažovány a následně kontrolovány dva kontakty. Jedním je kontakt mezi vačkou a rolnou a druhým je kontakt mezi rozvodovou pákou a ventilem. Pro výpočet kontaktů využívá program Hertzovy teorie. Pro kontakt mezi vačkou a rolnou je nutné kromě již zmíněné zdvihové křivky a rádiusu základní kružnice vačky, zadat také šířku vačky. Vzhledem ke skutečnosti, že šířka rolny je menší, zadává se do pole její šířka. Dále je nutné zadat materiálové vlastnosti obou součástí, které jsou v kontaktu. Všechny potřebné materiálové vlastnosti shrnuje následující tabulka.

Tab. 5 Definice kontaktu vačka-rolna

Parametr kontaktu	Jednotka	Hodnota
šířka vačky v kontaktu	[mm]	7,7
modul pružnosti v tahu vačky	[GPa]	207
Poissonovo číslo vačky	[-]	0,29
modul pružnosti v tahu rolny	[GPa]	207
Poissonovo číslo rolny	[-]	0,29
poloměr povrchu rolny	[mm]	10 000

Hodnota 10 000 u poloměru povrchu rolny znamená, že se jedná o rovný povrch. Výsledný průběh kontaktního tlaku v maximálních otáčkách 5750 min^{-1} je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 25 Průběh kontaktního tlaku vačka - rolna

Pro případ, že je materiál obou kontaktních těles ocel, je podle [12] povolen maximální tlak 1250 MPa. Druhý kontakt mezi rozvodovou pákou a ventilem je opět definován materiálovými vlastnostmi, šířkou kontaktu a navíc také vzdáleností bodu dotyku od středu otáčení rozvodové páky. Jedná se o kontakt válcové a rovné plochy. Pro přehlednost je vytvořena následující tabulka.

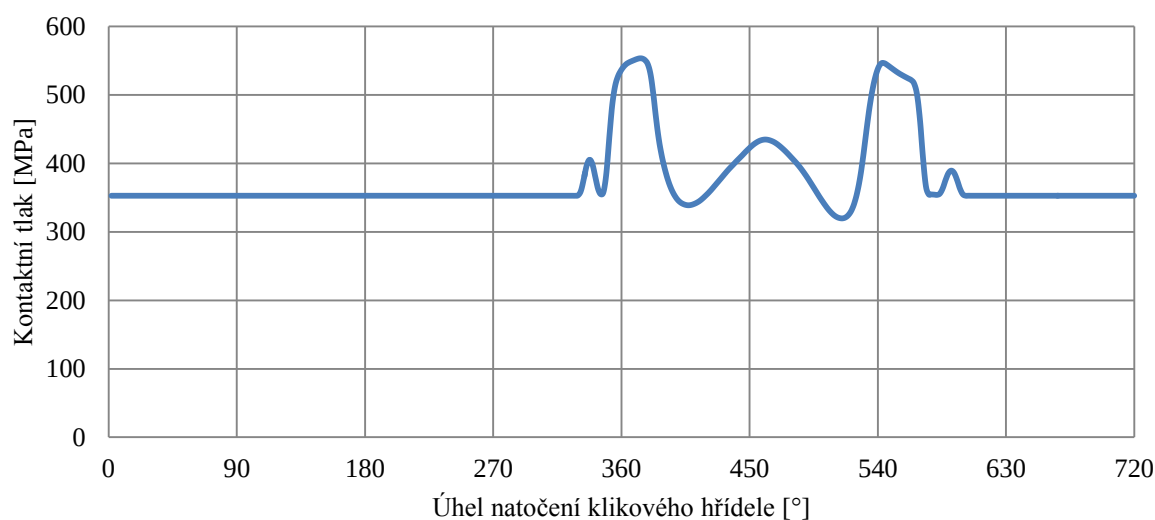
Tab. 6 Definice kontaktu rozvodová páka - ventil

Parametr kontaktu	Jednotka	Hodnota
vzdálenost bodu dotyku od středu otáčení vahadla	[mm]	42,05
šířka kontaktu	[mm]	5
modul pružnosti v tahu vahadla	[GPa]	207
Poissonovo číslo vahadla	[-]	0,29
modul pružnosti v tahu ventilu	[GPa]	207
Poissonovo číslo ventilu	[-]	0,29

Výsledný kontaktní tlak mezi rozvodovou pákou a ventilem, v závislosti na natočení klikového hřídele, je vykreslen pro maximální otáčky na následujícím obrázku.



Kontaktní tlak - rozvodová páka/ventil

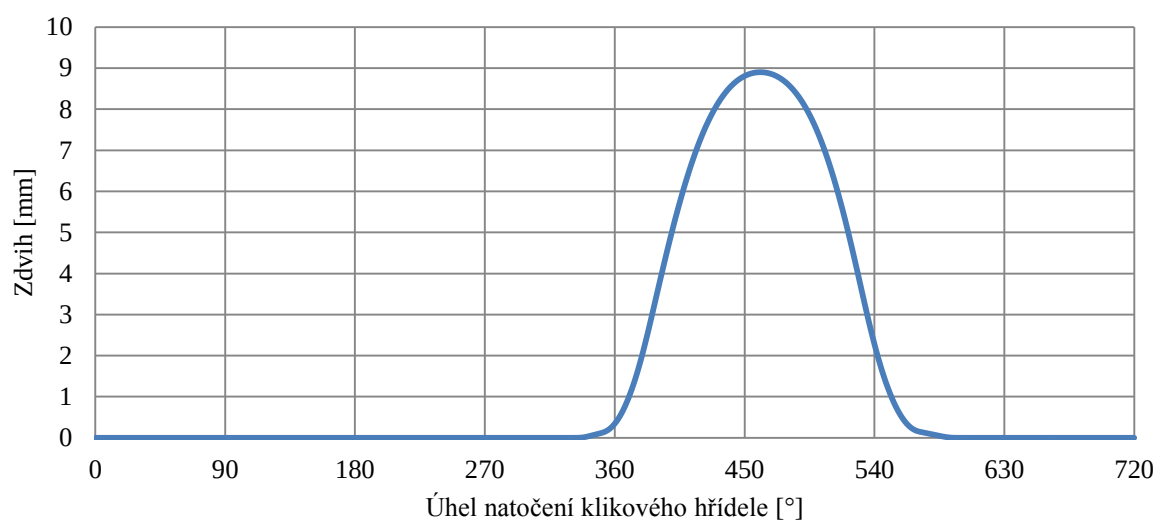


Obr. 26 Průběh kontaktního tlaku rozvodová páka - ventil

3.3 KINEMATICKÉ VELIČINY

První kinematickou veličinou je zdvih ventilu. Ten je, jak už bylo zmíněno, dán zdvihovou křivkou vačky a převodovým poměrem rozvodové páky. U zdvihu byla určena i poměrná plnost profilu vačky, která vyšla 0,5474. Maximální hodnota zdvihu je 8,992 mm a nastává v okamžiku, kdy je rychlost ventilu nulová (obr. 28).

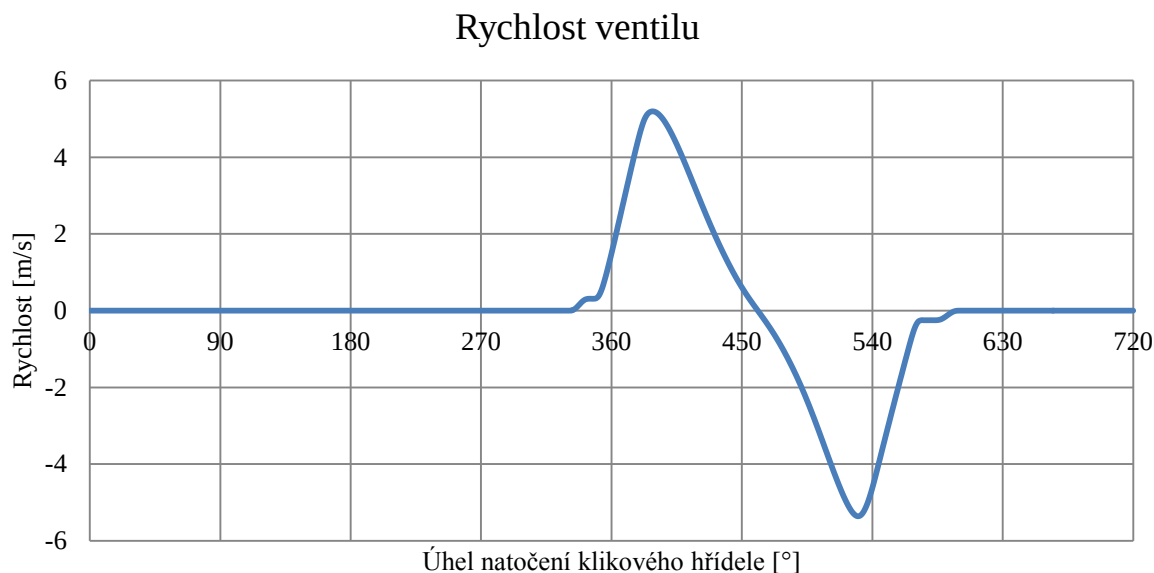
Zdvih ventilu



Obr. 27 Zdvih ventilu

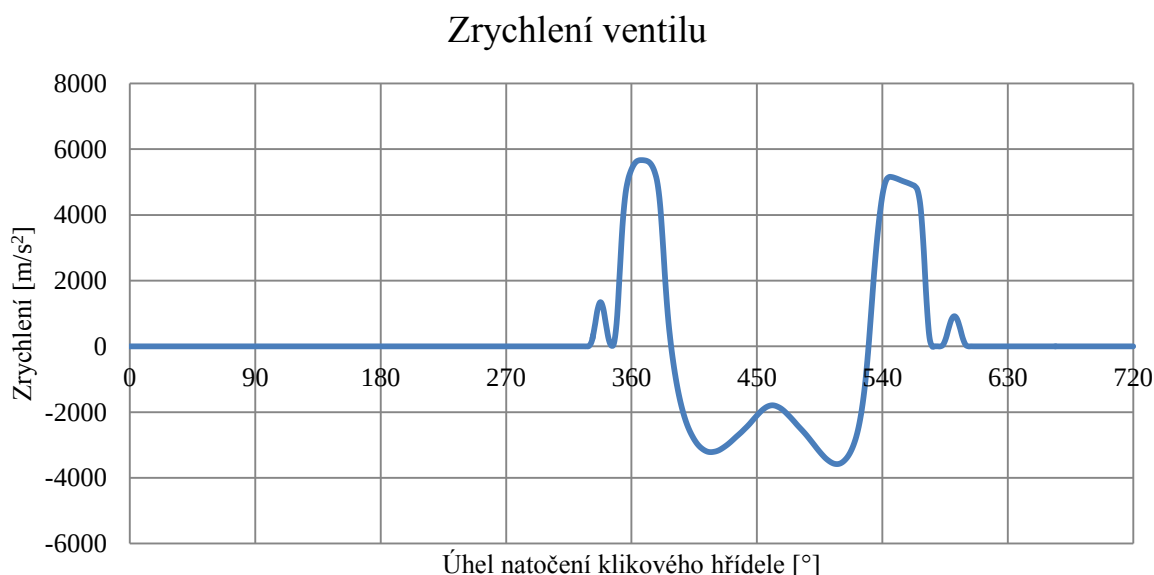


Druhou kinematickou veličinou je rychlost ventilu při maximálních otáčkách, která je získána derivací předchozí zdvihové křivky ventilu. Na průběhu rychlosti se kontrolují maximální rychlosti během otevření a zavření ventilu, tzv. rampy. Maximální rychlost při otevření ventilu je 0,31 m/s a během zavírání 0,25 m/s. Rychlosti by se měly dle [12] pohybovat okolo 0,30 m/s. Průběh rychlosti pro maximální otáčky je zobrazen na následujícím obrázku.



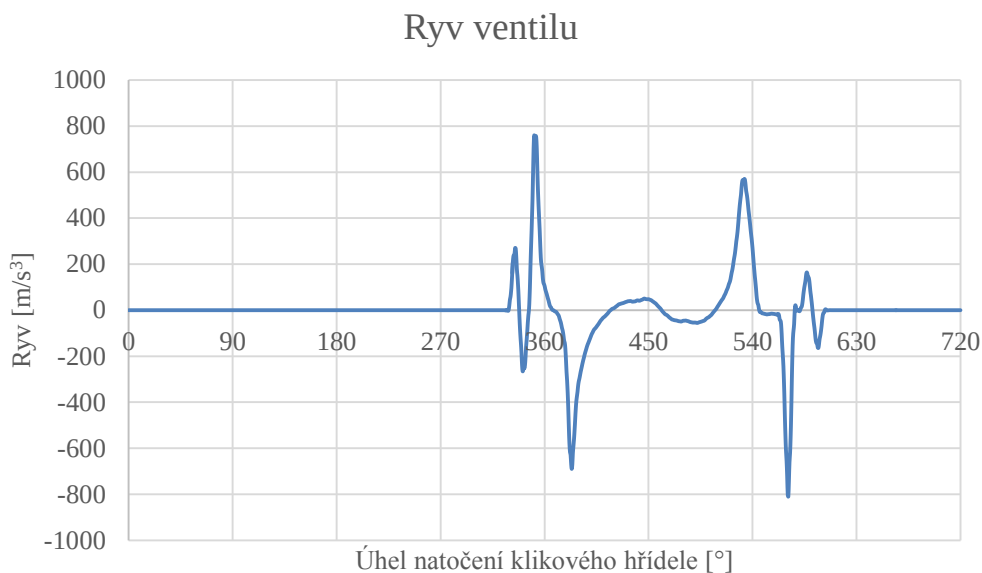
Obr. 28 Rychlost ventilu

Poslední třetí charakteristikou ventilu je jeho zrychlení, které je získáno derivací rychlosti, případně druhou derivací zdvihu.



Obr. 29 Zrychlení ventilu

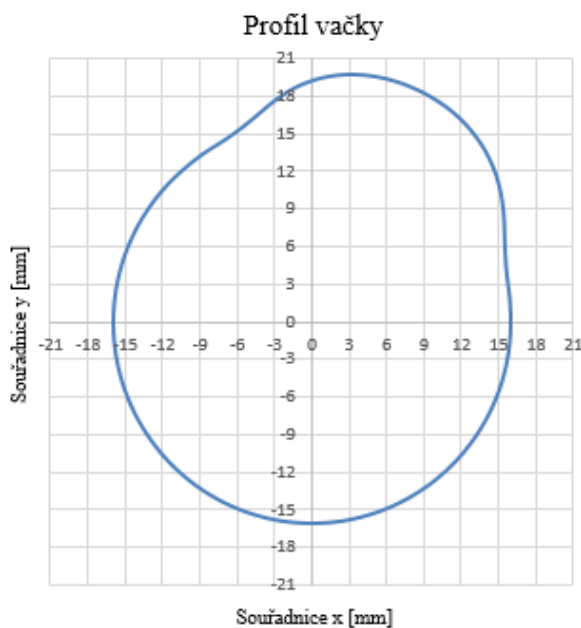
Pro úplnost kinematických veličin je na následujícím obrázku zobrazen průběh ryvu, který charakterizuje časové změny zrychlení.



Obr. 30 Ryv ventilu

3.4 PROFIL VAČKY V SOUŘADNICÍCH X-Y

Na závěr byl vyexportován celkový profil vačky, který bude vstupem do dynamické části v programu Virtual Engine. Na následujícím obrázku je zobrazen profil vačky ve tvaru x a y souřadnic. Ze souřadnic je patrný i poloměr základní kružnice vačky, který je 16 mm.



Obr. 31 Profil vačky v souřadnicích x-y

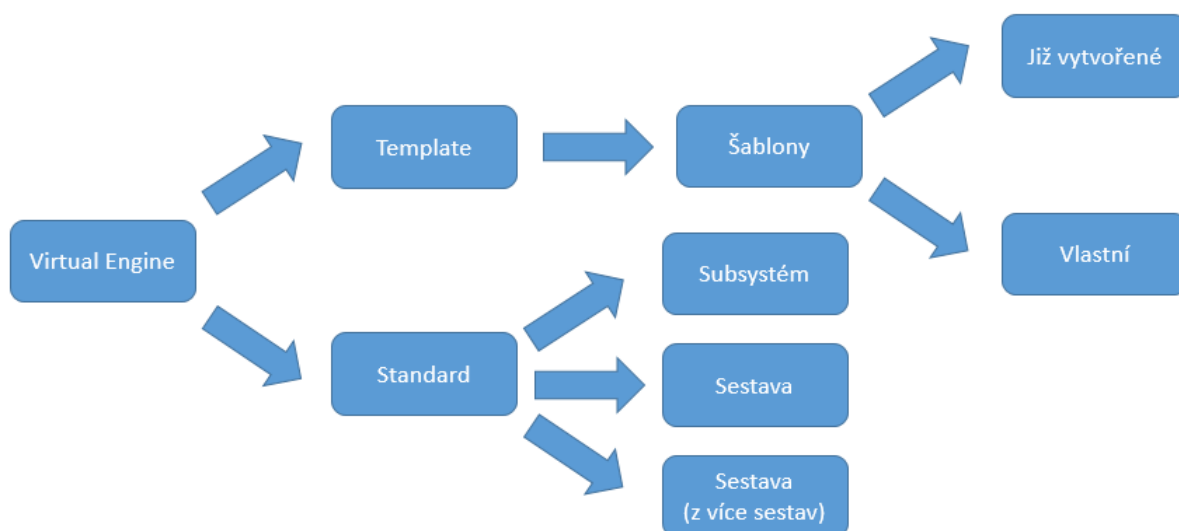


4 DYNAMIKA JEDNOHO VENTILU (SVT)

Jak už bylo zmíněno, dynamika ventilového rozvodu je analyzována v MBS programu Virtual Engine (VE). Nejdříve je analyzována sestava jednoho ventilu, což je obsahem této kapitoly. Výstupem pak budou vybrané průběhy pro porovnání s kompletní sestavou vačkového hřídele. Hodnoty tlumení jsou zadávány pro co nejlepší přiblížení k naměřeným hodnotám [3] základních kinematických veličin.

4.1 VIRTUAL ENGINE

Virtual Engine je specializovaný MBS program určený pro řešení dynamiky pohonné jednotky a jednotlivých podsystémů. Základní struktura programu se skládá ze tří částí, šablony, subsystému a sestavy. Šablona slouží k základnímu sestavení modelu a definování jeho parametrů. Šablona se následně využije pro vytvoření subsystému. Pro analýzu vytvořeného subsystému je nutné, vytvořit ze subsystému sestavu. Pro analýzu jednoho ventilu je v programu již vytvořená sestava (SVT assembly), která obsahuje pomyslné testovací zařízení pro spuštění simulace. Na následujícím obrázku je pro přehlednost zobrazena základní hierarchie programu.



Obr. 32 Hierarchie programu VE

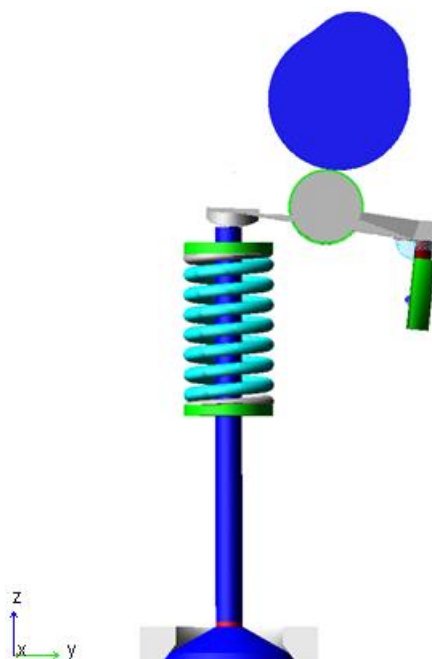
Při tvorbě modelu se používají základní prvky. Jedním z nich jsou pevné body (hardpoints), které představují souřadné systémy. Tyto souřadné systémy jsou zadány pouze polohou, nikoli orientací a mohou být připojeny pouze k základnímu tělesu (ground). Dalšími pomocnými souřadnými systémy jsou konstrukční rámy (construction frames). Konstrukční rámy navíc oproti pevným bodům nesou informaci o natočení.



Výstupní proměnné definují sledované veličiny. V šabloně se také vytvářejí vstupní a výstupní komunikátory, které slouží k výměně informací mezi jednotlivými subsystémy v rámci sestavy, a také mezi sestavou a testovacím zařízením (test rig).

4.2 TVORBA MODELU SVT

K vytvoření sestavy jednoho ventilu byla využita již předpřipravená šablona, která byla následně upravována. Základní sestavu tvoří vačka, rozvodová páka, ventil, ventilová pružina a hydraulický vymezořovač ventilové vůle. Sestava s globálním souřadným systémem, kladná osa x směřuje do papíru, je zobrazena na následujícím obrázku.



Obr. 33 Základní sestava ventilu

Nejdříve je nutné definovat základní geometrii sestavy. Základním bodem je střed vačky, který má svoji polohu danou vůči globálnímu souřadnému systému. Všechny ostatní hodnoty udávající polohu těles jsou zadávány vzhledem ke středu vačky nebo ose otáčení rozvodové páky. Poloha základních referenčních bodů těles je uvedena v tabulce.

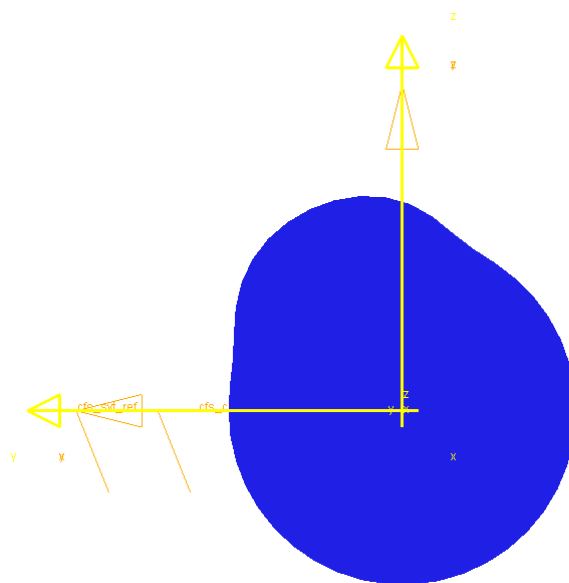
Tab. 7 Základní definice geometrie sestavy

Referenční bod	Těleso	Relativně k	Poloha [y, z]
osa otáčení	rozvodová páka	vačka	17,0988, -31,7225
cside	rozvodová páka	osa otáčení	-20,0911, 7,5505
vside	rozvodová páka	osa otáčení	-40,7305, 15,122
valve	ventil	vačka	-24,9512, -28,7982



4.2.1 VAČKA

Z programu VALKIN byl vyexportován profil vačky (kap. 3.4). Hodnoty byly vloženy do souboru, který program VE používá pro definici profilu. Dále je nutné definovat šířku vačky, její hmotnost a momenty setrvačnosti. Protože se momenty setrvačnosti definují vzhledem k těžišti, je nezbytné nejdříve zadat jeho polohu. Poloha těžiště je zadávána relativně vzhledem k lokálnímu souřadnému systému – konstrukčnímu rámu vačky. Umístěn je ve středu základní kružnice vačky. Konstrukční rám vačky je označen *cfs_cam_ref*. Informaci o poloze získává pomocí vstupního komunikátoru při vytváření subsystému. Druhý konstrukční rám se stejnou polohou, označen *cfs_svt_ref*, slouží pro umístění vačky v sestavě SVT. Vačka společně se dvěma konstrukčními rámy je zobrazena na obrázku.



Obr. 34 Vačka s konstrukčními rámy

Na hřídel je vačka umístěna pomocí markeru *attach_marker*, který se vytváří automaticky při zvolení SVT sestavy. Parametry definující vačku jsou shrnuty v tabulce tab. 8.

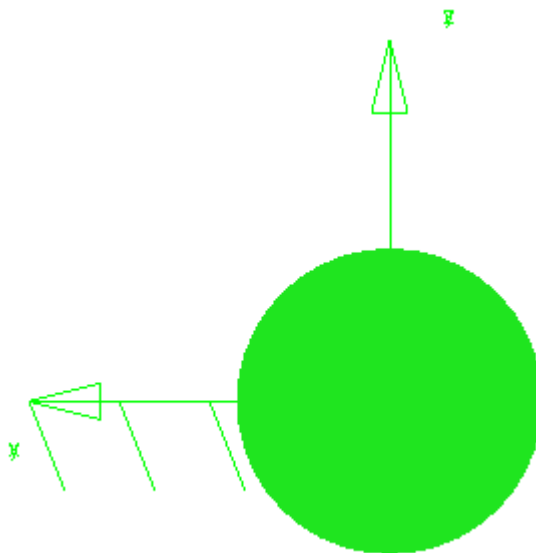
Tab. 8 Definice vačky

Parametr vačky	Hodnota
šířka [mm]	10
hmotnost [kg]	0,033
momenty setrvačnosti I_{xx} ; I_{yy} ; I_{zz} [kg.mm ²]	4,43; 3,2; 7,09
poloha těžiště x; y; z	-2,75; -0,25, 0



4.2.2 ROLNA

Model rolny byl nejdříve vložen jako tuhé těleso, kterému se definovaly základní parametry. Tuhé těleso rolny je společně s konstrukčními rámy, ke kterým se zadává poloha těžiště, zobrazeno na obrázku. Konstrukční rám rolny je označen `cfs_cam_roller`. Jeho poloha, a tím pádem také poloha rolny, je definována polohou markeru `cside` (kap. 4.2).



Obr. 35 Rolna s konstrukčními rámy

Stejně jako v předchozí kapitole pro vačku, byly i zde hodnoty zjištěny na základě CAD modelu. Základní parametry rolny obsahuje následující tabulka. Vysoká hodnota pro rádius povrchu rolny znamená, že se jedná o rovný povrch. Vzhledem k uložení rolny na valivých elementech, je mezi rolnu a rozvodovou páku umístěna vazba ložiska (constraint bearing).

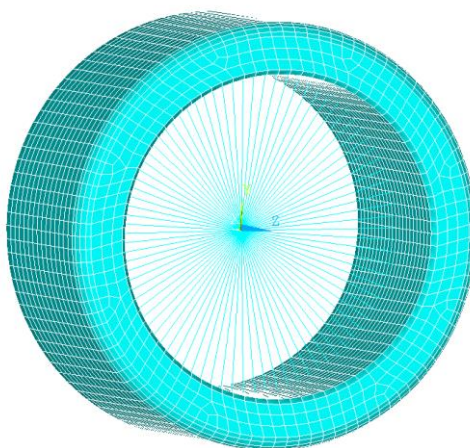
Tab. 9 Definice rolny

Parametr rolny	Jednotka	Hodnota
šířka	[mm]	7,7
poloměr	[mm]	8,488
rádius povrchu	[mm]	1000000
hmotnost	[kg]	0,12
poloha těžiště x; y; z	[mm]	0; 0, 0
momenty setrvačnosti I_{xx} ; I_{yy} ; I_{zz}	[kg.mm ²]	0,248; 0,248; 0,295

Pro co nejlepší zachycení skutečného chování tělesa, bylo tuhé těleso nahrazeno pružným. Program Virtual Engine a také ADAMS vyžadují pro definici pružných těles soubory s příponou `mnf`. Soubor s touto příponou lze získat z MKP programu ANSYS po provedení



modální analýzy a výběru uzlů, kde budou v MBS aplikovány vazby a síly. Celý tento proces je nazýván Craig-Bamptonova redukce, která byla popsána v kapitole 2.3.2. Před samotnou modální analýzou je nejdříve nutné přiřadit modelu materiál. Zvolen byl lineární izotropní materiál s hodnotou modulu pružnosti v tahu $2,1 \cdot 10^5$ MPa, Poissonovým číslem 0,3 a hustotou $7,8 \cdot 10^{-9}$ t·mm⁻³. Nezbytnou součástí je také vytvoření výpočtové sítě. Prvky sítě jsou SOLID 185 s výsledným počtem 6348 prvků a 8832 uzlů. Navíc byl vytvořen jeden uzel se souřadnicemi 0,0,0 uprostřed tělesa. Z tohoto uzlu vycházejí prvky, které spojují střed rolny s uzly na jejím vnitřním povrchu. To je zobrazeno na obr. 36. Jedná se o vícebodové vazebné prvky MPC184, Rigid Beam. Z důvodu modální analýzy jim byla přiřazena nulová hustota, aby nedošlo k velkému ovlivnění výsledných frekvencí. Vytvoření uzlu je nutné pro již zmíněnou aplikaci vazeb a sil v MBS, kde bude docházet k přenosu sil dále na rozvodovou páku.



Obr. 36 Výpočtový model rolny pro modální analýzu

Dále je vhodné porovnat hodnoty vlastních frekvencí MKP a MBS, zda nedošlo k velkému ovlivnění během redukce. Z tohoto důvodu jsou v následující tabulce zobrazeny navíc hodnoty vlastních frekvencí vložené po redukci do MBS a také jejich rozdíl v procentech.

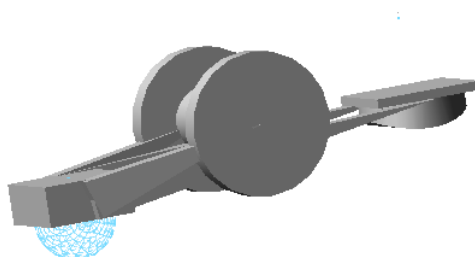
Tab. 10 Vlastní frekvence rolny

Pořadí vlastní frekvence	Hodnota vlastní frekvence MKP [Hz]	Hodnota vlastní frekvence MBS [Hz]	Rozdíl [%]
1	23020	23102	0,356
2	34477	34675	0,574
3	61982	62482	0,806
4	83085	83419	0,402
5	98763	100383	1,64
6	106236	108565	2,19



4.2.3 ROZVODOVÁ PÁKA

Postup v případě rozvodové páky byl podobný jako u rolny. Rozvodová páka byla nejdříve vložena opět jako tuhé těleso. Polohu rozvodové páky definují tři body, které slouží zároveň pro definici kontaktů. Prvním z nich je pivot. Poloha pivotu je určena relativně ke středu vačky. Zbývající dva body jsou pak vztaženy k bodu otáčení rozvodové páky, včetně polohy těžiště rozvodové páky a momentů setrvačnosti. Na následujícím obrázku je zobrazeno vahadlo jako tuhé těleso.



Obr. 37 Rozvodová páka - tuhé těleso

Pro získání parametrů definujících tuhé těleso byl opět využit CAD model včetně čepu, na kterém jsou uloženy valivé elementy. Skutečné jehlové ložisko je nahrazeno pomocí vazby constraint bearing. V tab. 11 jsou zapsány hodnoty hmotnosti, tloušťky stěn a poloha těžiště.

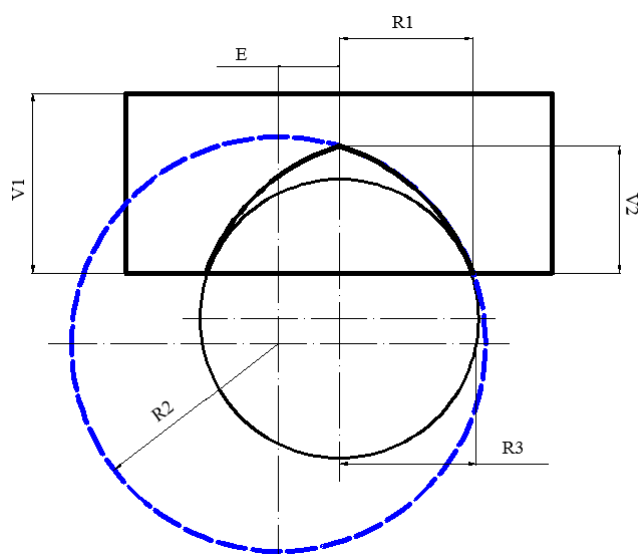
Tab. 11 Definice rozvodové páky

Parametr vahadla	Hodnota
tloušťka stěn [mm]	2,5
hmotnost [kg]	0,036
poloha těžiště x; y; z	0; -20,4; 5,8756

Momenty setrvačnosti rozvodové páky včetně deviačních jsou zadávány vzhledem k souřadnému systému, který je umístěn v bodu otáčení (pivot). Jejich hodnoty jsou zapsány v maticovém tvaru následovně:

$$I_{rp} = \begin{bmatrix} 26,6244 & 4,534 \cdot 10^{-4} & 7,302 \cdot 10^{-4} \\ 4,534 \cdot 10^{-4} & 3,252 & 5,04 \\ 7,302 \cdot 10^{-4} & 5,04 & 25,512 \end{bmatrix} \text{ kg} \cdot \text{mm}^2.$$

Dále je potřeba definovat jednotlivé části rozvodové páky určených markery, které jsou zapsány v tab. 7. V části pivotu je na obr. 37 vidět „modrá koule“. Její rozměry spolu s dalšími definují kontakt mezi rozvodovou pákou a hydraulickým vymežovačem ventilové vůle. Pro znázornění kontaktu je vytvořeno schéma s označenými zadávanými hodnotami.



Obr. 38 Definice kontaktu mezi rozvodovou pákou a HLA

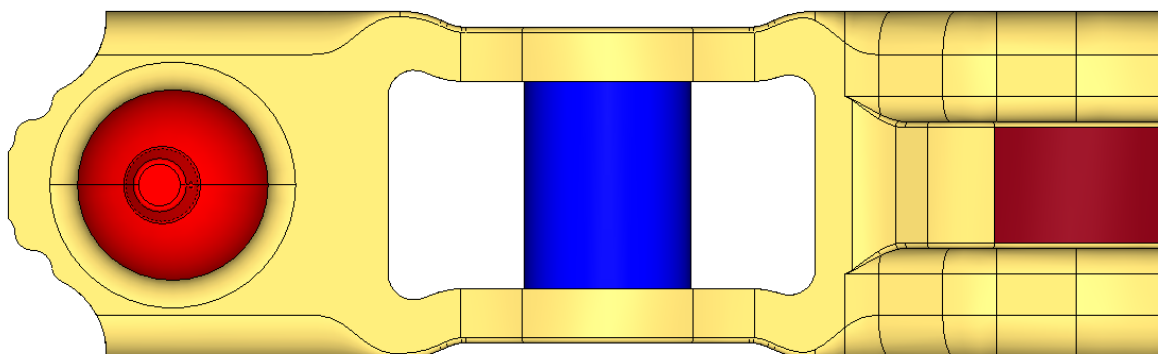
Hodnoty rozměrů z obr. 38 jsou kromě V1, která má pouze vizuální charakter, zapsány do následující tabulky. Hodnoty byly odečteny z CAD modelu.

Tab. 12 Rozměry kontaktu rozvodové páky a HLA

Rozměr	Jednotka	Hodnota
R1	[mm]	4,4183
R2	[mm]	5,7495
R3	[mm]	4,2498
V2	[mm]	5,4812

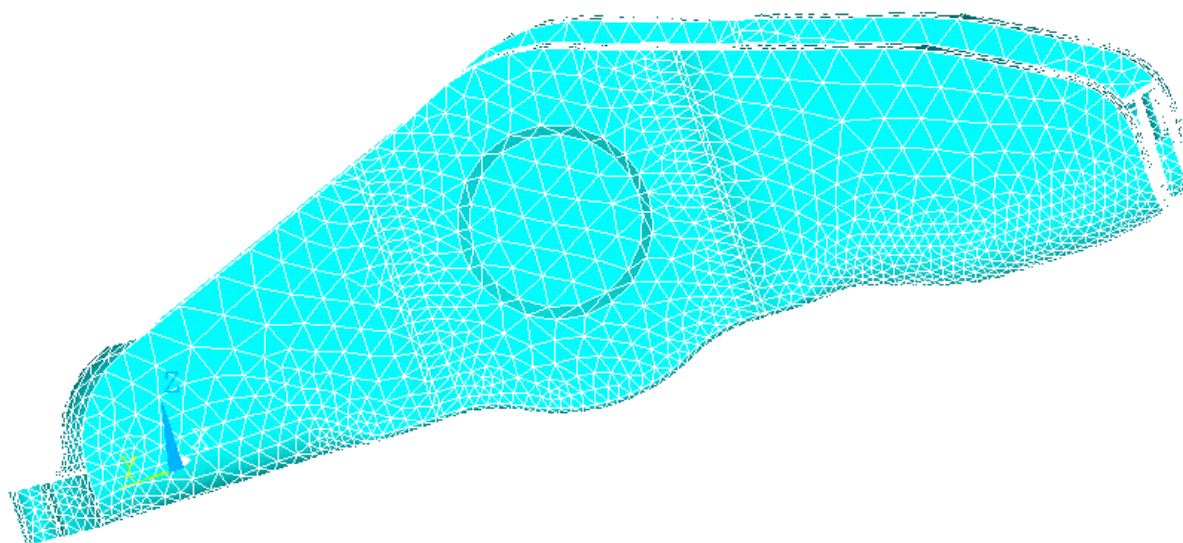
V případě cside markeru, kde se připojuje rolna a dochází zde k přenosu sil od vačky, se jedná jen o geometrické vlastnosti čepu. Zadáva se jeho délka a poloměr. Pro plochu rozvodové páky, kde je v kontaktu s ventilem, je nejdůležitější zadat poloměr povrchu, jehož střed je v referenčním vside markeru.

Tuhé těleso rozvodové páky bylo nahrazeno pružným tělesem definovaným souborem mnf. Výpočtová síť pro MKP modální analýzu byla vytvořena v programu Hypermesh. Důvodem byla lepší a detailnější práce se sítí, protože bylo nutné rozdělit a vybrat plochy, ke kterým budou připojeny prvky MPC184 vedoucí z tří důležitých markerů. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny tři plochy rozvodové páky. Plocha pro pivot má červenou barvu, plocha pro cside marker modrou barvu a hnědá plocha je připravena pro vside marker.



Obr. 39 Výběr ploch v programu Hypermesh

Z programu Hypermesh byla výpočtová síť vyexportována a načtena do programu ANSYS. Síť je tvořena prvky SOLID 187 a již zmíněnými MPC184. V MKP programu byly vytvořeny tři další uzly, které v MBS reprezentují zmiňované markery. S těmito body budou pomocí prvku Rigid beam spojeny uzly, které patří k připraveným plochám. Na následujícím obrázku je zobrazena výpočtová síť rozvodové páky po načtení do programu ANSYS.



Obr. 40 Výpočtový model rozvodové páky pro modální analýzu

Stejně jako v případě rolny, kdy byla vytvořena tabulka pro zobrazení vlastních frekvencí, jsou v následující tabulce shrnuty vlastní frekvence rozvodové páky. Také i zde jsou pro ilustraci zobrazeny hodnoty vlastních frekvencí před a po redukci. Pro lepší představu je vytvořen sloupec, který vyjadřuje procentuální rozdíl mezi nimi. Z tabulky je patrné mírné zvýšení vlastních frekvencí v MBS, což představuje zvýšení tuhosti způsobené vybráním tří uzlů před samotnou redukcí.

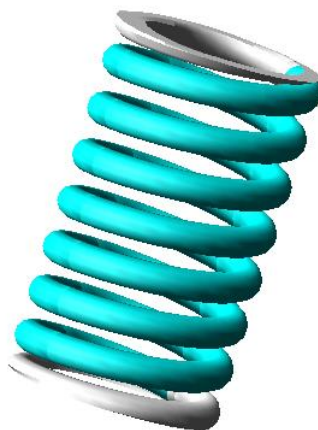


Tab. 13 Vlastní frekvence rozvodové páky

Pořadí vlastní frekvence	Hodnota vlastní frekvence MKP [Hz]	Hodnota vlastní frekvence MBS [Hz]	Rozdíl [%]
1	3264,1	3265,2	0,033
2	3783,5	3787,3	0,1
3	6868,6	6870,5	0,027
4	7122,1	7158,3	0,508
5	13846	13903	0,411
6	15683	15880,8	1,256

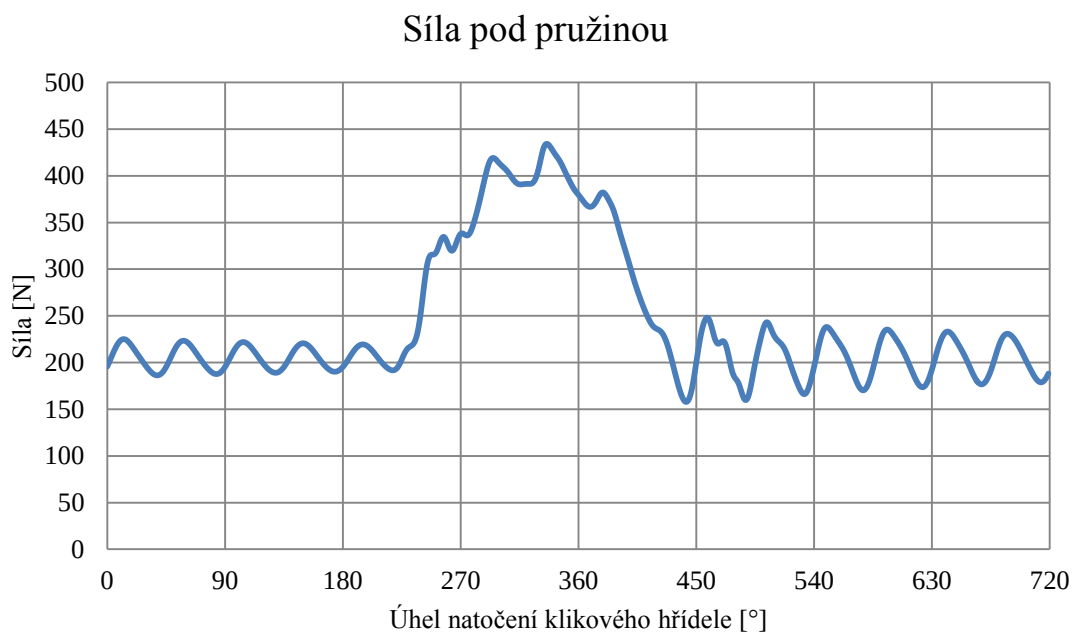
4.2.4 VENTILOVÁ PRUŽINA

Pro dynamickou část byl zvolen výpočtový model pružiny multimass spring (MMS). Jak už název napovídá, jedná se o model složen z několika hmotných částí. Části, které představují jednotlivé závitů, jsou spojeny pružinou s tlumičem a posuvnou vazbou. Přídavná síla mezi jednotlivými segmenty pružiny simuluje dosedání závitů. Proměnný parametr, který se zadává pro všechny typy modelů pružiny, je instalovaná délka. Její hodnota byla zvolena dle kapitoly 3.2.2 kinematického návrhu, 34 mm. Na obr. 41 je zobrazena pružina v prostředí MBS, kde bílou barvou jsou označené nečinné a světle modrou činné závitů ventilové pružiny.



Obr. 41 Ventilová pružina MMS

V dynamické části bylo nutné naladit pružinu tak, aby její vlastní frekvence, se kterou dokmitává po uzavření ventilu, byla shodná s frekvencí kinematického návrhu. Vlastní frekvence při instalované délce vyšla 542 Hz. Naladit lze pružinu změnou hustoty, případně modulem pružnosti ve smyku. Pro zjištění vlastní frekvence v dynamické analýze byl využit průběh síly pod pružinou. Síla pod pružinou byla měřena v zamontovaném stavu, vložená do sestavy s pružnými tělesy. Její průběh, v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, je zobrazen na obr. 42.



Obr. 42 Průběh síly pod pružinou

Pro zjištění frekvence je nutné na vodorovnou osu vynést čas. Následně je frekvence počítána z periody, kdy frekvence je rovna převrácené hodnotě periody. V postprocessoru byl průběh síly zobrazen v závislosti na čase a určen začátek a konec jedné periody. Rozdíl obou časů se rovná právě zmíněné periodě.

4.2.5 VENTIL

Výpočtový model ventilu jako pružného tělesa je pomyslně rozdělen na dvě části, talíř a dřík ventilu. Tyto části jsou spojeny pružinou a tlumičem (obr. 43).



Obr. 43 Definice pružného tělesa ventilu



Pružina definuje tuhost ventilu a tlumič jeho vlastní tlumení. Předchozí obrázek popisuje následující rovnice vyjádření síly [2]:

$$F_v = -d_v k_v - v_v b_v, \quad (59)$$

kde d_v vyjadřuje posunutí, k_v tuhost ventilu, v_v je rychlost a b_v je tlumení. Z rovnice (59) jsou pak zadávány hodnoty tuhosti a tlumení. Tuhost byla vypočítána pomocí MKP, kdy byly opět použity prvky MPC184. Spodní část talířku ventilu byla těmito prvky spojena s vytvořeným bodem. Tomuto bodu bylo předepsáno určité posunutí ve směru podélné osy ventilu. Druhou okrajovou podmínkou byly nulové posuvy horní plochy dříku ventilu. Výsledkem byla hodnota reakční síly ve vytvořeném bodě. Poté byla tuhost vypočítána podle jednoduchého vztahu:

$$k_v = \frac{F_{vr}}{x_{vr}}, \quad (60)$$

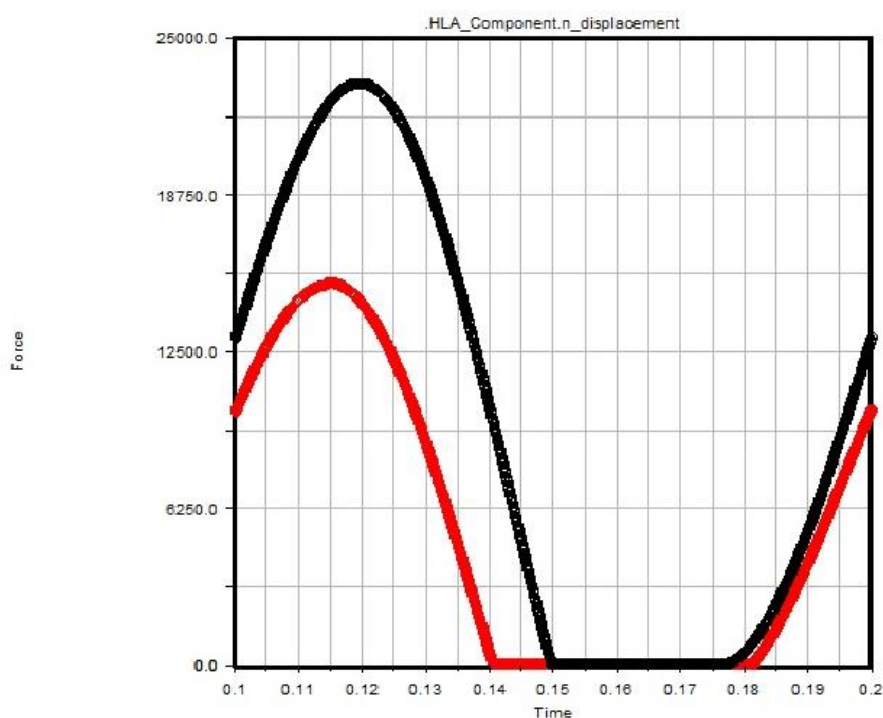
kde x_{vr} je velikost zvoleného posunutí. Hodnota tuhosti ventilu je $52000 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$. Tlumení bylo voleno k dosažení shody s měřením. Velikost byla stanovena na $1 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$. Každá část je definovaná vlastní polohou těžiště, momentem setrvačnosti a hmotností. Referenční marker pro obě části ventilu je umístěn v horní ploše dříku ventilu. Hodnoty pro část dříku jsou zapsány v následující tabulce.

Tab. 14 Definice ventilu

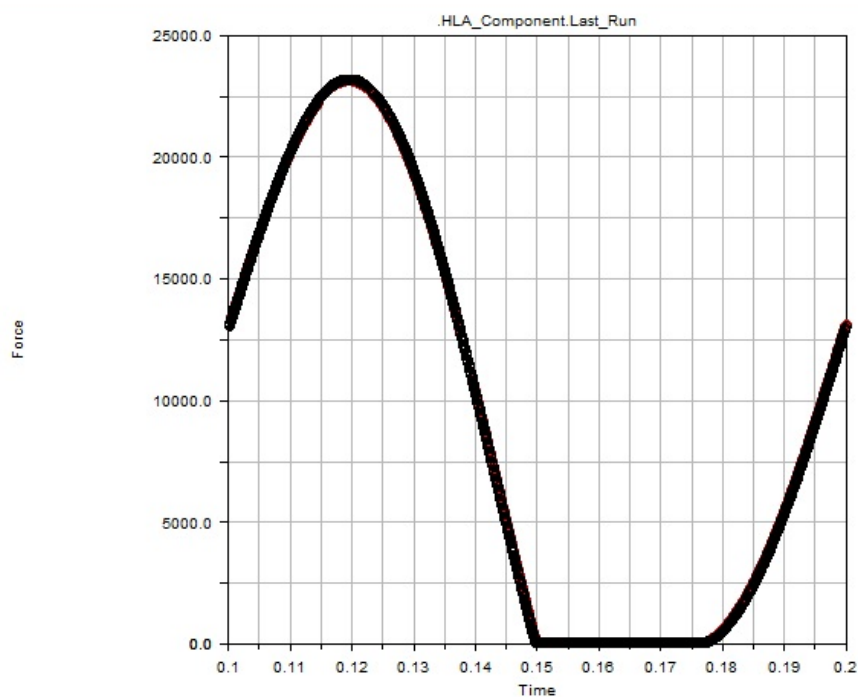
Veličina	Jednotka	Dřík	Talíř
hmotnost	[kg]	0,0166	0,0204
poloha těžiště x; y; z	[mm]	0; 0; -46,066	0; 0; -97,109
moment setrvačnosti I_{xx} , I_{yy} , I_{zz}	[kg·mm ²]	46,49; 46,49; 0,064	193,64; 193,64; 1,468

4.2.6 HYDRAULICKÝ VYMEZOVAC VENTILOVÉ VŮLE

Zřejmě nejsložitější součástí pro definici výpočtového modelu je hydraulický vymezořovač ventilové vůle (HLA). Pro tuto součást je vhodné mít k dispozici naměřená data závislosti síly na stlačení hydraulického elementu, a pomocí optimalizace VE jsou poté dopočítány hodnoty potřebných koeficientů. Závislost síly na stlačení [3] byla vložena do souboru přepsáním ukázkových hodnot ve sdílené databázi programu. Poté byla spuštěna simulace pro určení koeficientů, do které se vložil zmíněný soubor s daty. Pro spuštění simulace se zvolily počáteční, minimální a maximální hodnoty koeficientů HLA. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny dva průběhy v grafickém výstupu programu pro počáteční hodnoty koeficientů. Černou barvou je zobrazen průběh naměřených dat a červenou barvou průběh pro počáteční hodnoty koeficientů.



Po každé dokončené iteraci se aktualizuje červená křivka v grafickém výstupu. Konečný stav, kdy došlo k nalezení hodnot jednotlivých parametrů tak, aby byla shoda s poskytnutými daty, je zobrazen na následujícím obrázku. Opět jsou zde dva průběhy s tím rozdílem, že červená křivka kopíruje černou.



Obr. 45 Určení koeficientů – konečný stav

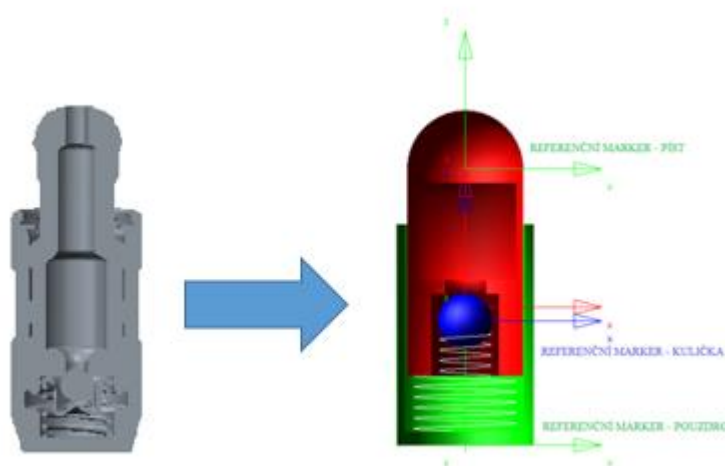


Výstupem je soubor s hodnotami koeficientů pro jednotlivé iterace. Hodnoty pro konečný stav, který je zobrazen na obr. 45, jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 15 Určené hodnoty koeficientů

Koeficient	Hodnota
c_1	0,4863
c_2	0,9228
c_3	0,8461
c_4	2,743
passage_height	0,004751
passage_length	5,138
cv_1	1577
cv_3	0,4996
cv_4	1,008
ball_travel	0,4500
checkvalve_opening_radius	0,6411
reynolds_switch	2300
air_volume_fraction	0,1216
oil_pressure_coefficient	0,1531
oil_bulk_module	1996

K referenčním markerům pístu a pouzdra, které jsou zobrazeny na obr. 46, se zadávají momenty setrvačnosti. Geometrie součásti je definována poloměrem pístu a pouzdra. Dále je také zvolen sférický tvar a poloměr kontaktní části s rozvodovou pákou.



Obr. 46 Výchozí CAD model a výpočtový model HLA

V následující tabulce jsou shrnuty všechny hodnoty, které se týkají definice geometrie pístu součásti.



Tab. 16 Definice pístu HLA

Píst HLA	Jednotka	Hodnota
hmotnost	[kg]	0,0075
moment setrvačnosti I_{xx} , I_{yy} , I_{zz}	[kg·mm ²]	1,17;1,17;0,0761
poloměr	[mm]	4,2498
poloměr sférické části	[mm]	4,25

Stejná tabulka je také pro část pouzdra.

Tab. 17 Definice pouzdra HLA

Pouzdro HLA	Jednotka	Hodnota
hmotnost	[kg]	0,0102
moment setrvačnosti I_{xx} , I_{yy} , I_{zz}	[kg·mm ²]	7,17;7,17;0,248
poloměr	[mm]	6
poloměr kuličky	[mm]	1

Pro hydraulický prvek jsou důležité vlastnosti oleje. Hlavní vlastností je viskozita oleje, která je dána typem oleje. Vybrán byl olej 5W-40 ze sdílené databáze programu. Viskozita je značně závislá na teplotě, proto je u prvku viskozity odkaz na prvek teploty. Teplota je opět proměnná veličina a pomocí vstupního komunikátoru získává informace o aktuálních otáčkách motoru, podle kterých mění svoji hodnotu. Hodnoty teploty jsou definovány pomocí již existujícího souboru ze sdílené databáze programu. Další vstupní komunikátor udává hodnotu vstupního tlaku oleje, kterým je HLA zásobován. Byla ponechána defaultní hodnota 0,3 MPa. U tohoto typu hydraulického prvku jsou dvě pružiny. Menší pružina tlačí kuličku do sedla a větší pružina se podílí na pohybu pístu. U obou pružin se definuje tuhost a předpětí. Větší pružina má tuhost 4,1 N/mm a předpětí 17,05 N [3]. U menší pružiny je tuhost 0,082 N/mm a předpětí 0,098 N [3].

4.2.7 KONTAKTY

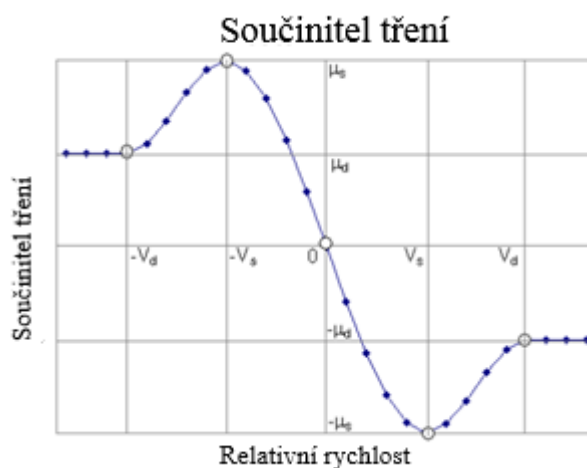
Stejně jak byly definovány a kontrolovány dva kontakty v kinematické části, tak i v dynamice jsou vytvořeny dva kontakty. Kontakt mezi dvěma tělesy v programu VE je určen pomocí modifikované impaktní funkce pro penetraci těles větší než nula. V případě, že je penetrace nulová, je nulová i kontaktní síla. Kontaktní síla je vyjádřena dle [2] následovně:

$$F_c = \max \left[s \cdot k \cdot \left(\frac{p}{s} \right)^e - c \cdot v, 0 \right], \quad (61)$$

kde s vyjadřuje koeficient impaktu. Tím se liší od standardní impaktní funkce. Člen k udává hodnotu kontaktní tuhosti, p je penetrace, e je impaktní exponent, c značí efektivní koeficient tlumení jako funkci penetrace. Koeficient tlumení je omezen maximální hodnotou pro $p \geq d$, kde d označuje hloubku penetrace. Vliv na vlastnosti kontaktu má také tření. K výpočtu třecí síly využívá program následující vztah s použitím vnitřní funkce STEP [2]:

$$F_{Tc} = F_c \cdot \text{step}(v, -v_s, -1, 1) \cdot \text{step}(|v|, v_s, \mu_s, v_d, \mu_d), \quad (62)$$

kde v je rychlost povrchů těles, v_s je skluzová rychlost (statická přechodová třecí rychlost), μ_s je statický a μ_d dynamický koeficient tření. ADAMS/Solver postupně mění koeficient tření z dynamického na statický podle toho, jak se snižuje skluzová rychlost v místě kontaktu. Pokud je skluzová rychlost rovna hodnotě nastavené pro statickou přechodovou třecí rychlost, je třecí koeficient roven μ_s . Závislost jednotlivých koeficientů je zobrazena na následujícím obrázku.



Obr. 47 Závislost třecích koeficientů na rychlosti [5]

Jedním z kontaktů je kontakt mezi vačkou a rolnou. Na výběr je několik druhů kontaktů v závislosti na geometrii obou těles. V tomto případě byla vybrána dvojice křivka-válec. Křivka je dána povrchem vačky a hodnoty pro definici křivky získává prvek kontaktu ze zadané zdvihové křivky vačky. Poloměr válce definuje poloměr rolly a jeho délka je dána šířkou rolly. Vlastní kontakt je určen zadáním některých parametrů z rovnice (61). Hlavní zadávanou veličinou je kontaktní tuhost. Pro přibližné určení tuhosti byla zvolena metoda, která vychází z Hertzovy kontaktní teorie, konkrétně Lankarani a Nikravesh model. Dle [6] je vztah pro výpočet veličiny „indentation“, která je označována jako pseudo-penetrace následující:

$$\delta_{vr} = \left(\frac{3F_N}{4\pi E_{red} R} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (63)$$

kde F_N je zatěžující síla, E_{red} je redukovaný modul pružnosti v tahu definovaný pro tělesa se stejnými elastickými materiálovými vlastnostmi dle [6] následovně:

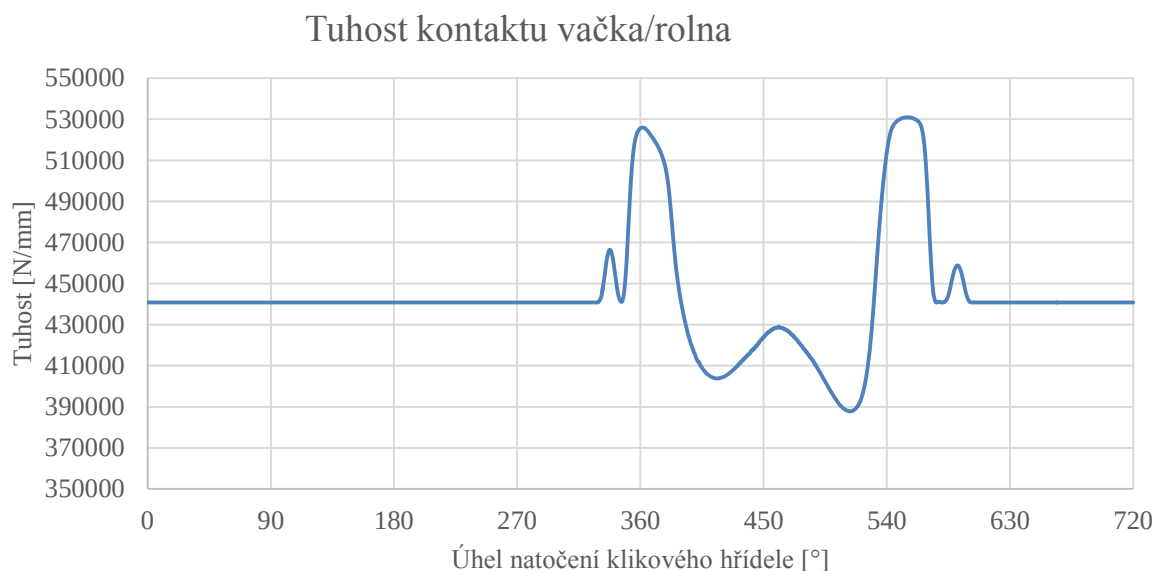
$$E_{red} = \frac{E_{1,2}}{2(1 - \mu_{1,2}^2)}. \quad (64)$$



E značí modul pružnosti v tahu a $\mu_{1,2}$ je Poissonovo číslo materiálu kontaktních těles. Veličina v rovnici (64) označena písmenem R vyjadřuje relativní křivost kontaktu. Vztah pro výpočet relativní křivosti zohledňuje, jestli je povrch vačky konvexní nebo konkávní znaménkem ve jmenovateli. Poloměr vačky v závislosti na úhlu natočení byl použit z kinematického návrhu, z průběhu na obr. 20 v kapitole 3.2.1. Konečný vztah pro redukovaný poloměr je dle [6]:

$$R = \frac{R_r R_v}{(R_r \pm R_v)}, \quad (65)$$

kde R_r je poloměr rolny a R_v je poloměr vačky. Poslední neznámou v rovnici (63) je exponent n . Jeho hodnota je pro kontakt dvou válců doporučována [6] v rozmezí 1 až 1,5. Na následujícím obr. 48 je zobrazen průběh kontaktní tuhosti v závislosti na natočení klikového hřídele pro zkušební zatížení 200N. Tuhost byla stanovena podílem síly a pseudo-penetrace z rovnice (63).



Obr. 48 Průběh kontaktní tuhosti vačka/rolna

Samotný kontakt je pak definován tuhostí, která byla vložena jako soubor s hodnotami z průběhu na obr. 48 a úhel natočení byl podle definice programu od -180° do $+180^\circ$. Další zadávanou hodnotou je exponent tuhosti. Ten určuje míru nelineární závislosti kontaktní síly na penetraci. Podle [6] je pro kontaktní dvojice ocel-ocel doporučována hodnota exponentu vyšší než 1,5. Zvolena byla hodnota 2. Následuje penetrace, jejíž hodnota je definována pro maximální hodnotu tlumení. Podle [4] byla zvolena hodnota 0,001 mm. Druhou částí kontaktu je určení třecí síly. Z rovnice (62) se zadává statický a dynamický koeficient tření. Dále také dvě rychlosti, a to skluzová a přechodová rychlost. Nápopověď k řešiči ADAMS [4] obsahuje tabulku, která určuje jednotlivé koeficienty pro kontaktní dvojice v závislosti na materiálu a mazání. Pro mazané kontakty těles se zvoleným materiálem ocel je statický součinitel tření 0,23 a dynamický součinitel tření 0,16. Hodnoty skluzové rychlosti a přechodové rychlosti byly ponechány původní.



Kontakt mezi rozvodovou pákou a ventilem je vytvořen pomocí kontaktního prvku válečkovina. Poloměr válce je dán geometrií rozvodové páky, která byla zadávána ještě pro tuhé těleso. Délka válce je určena průměrem dířku ventilu. Přibližná hodnota kontaktní tuhosti byla stanovena jako v předchozím případě pro kontakt mezi vačkou a rolnou. Celý výpočet pro oba kontakty je v Příloze 1. Rozdíl je ve velikosti poloměru kontaktní plochy ventilu, kterou tvoří rovina. Její poloměr je roven nekonečnu. Další rozdílné hodnoty, jako například tlumení nebo exponent tuhosti, jsou zaznamenány spolu s hodnotami předchozího kontaktu pro přehlednost v tabulce.

Tab. 18 Definice kontaktů

Veličina	Jednotka	Kontakt vačka-rolna	Kontakt rozvodová páka-ventil
Kontaktní tuhost	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$	soubor hodnot	593100
Exponent tuhosti	$[-]$	2	1,6
Penetrace	$[\text{mm}]$	0,001	0,001
Tlumení	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}]$	0,2	0,03

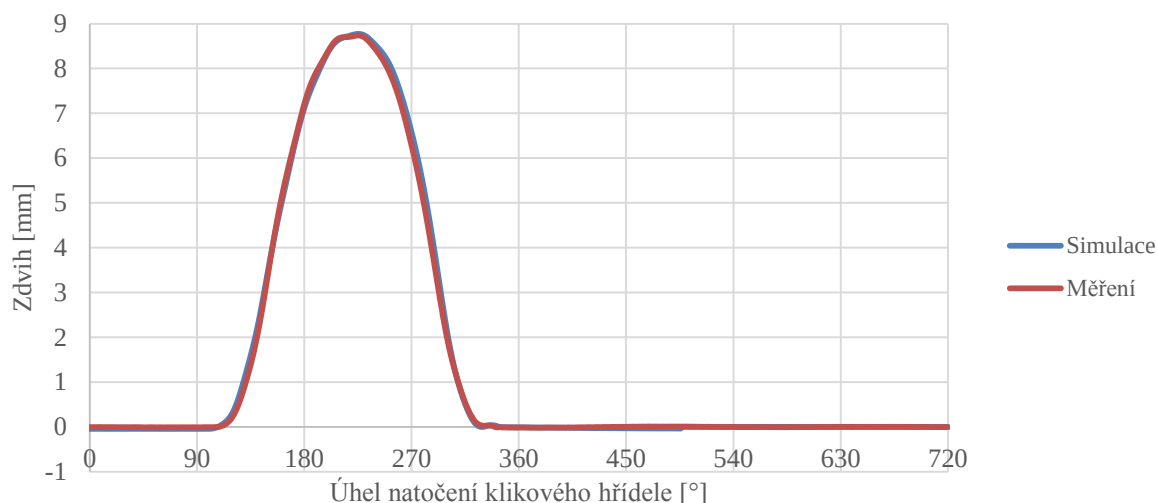
4.3 VÝSLEDKY SIMULACÍ

V této kapitole jsou uvedeny výsledky simulace sestavy jednoho ventilu. Jedná se o veličiny související s pohybem ventilu, protože budou v dalších kapitolách porovnávány s kompletní sestavou jednoho vačkového hřídele. Několikrát zmíněná naměřená data zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu jsou zde společně s průběhy simulací uvedeny pro porovnání. Zvoleny byly otáčky motoru 4000 min^{-1} . V Příloze 2 jsou navíc uvedeny průběhy pro otáčky 4500 min^{-1} . Z důvodu ustálení byla simulace nastavena na deset otáček klikového hřídele. Výsledky byly brány z osmé otáčky, od kterých se už průběhy významně neměnily.

V případě zdvihu ventilu je rozdíl mezi maximálními hodnotami 0,02 mm. Rozdíl je také patrný v ploše pod zdvihovou křivkou.



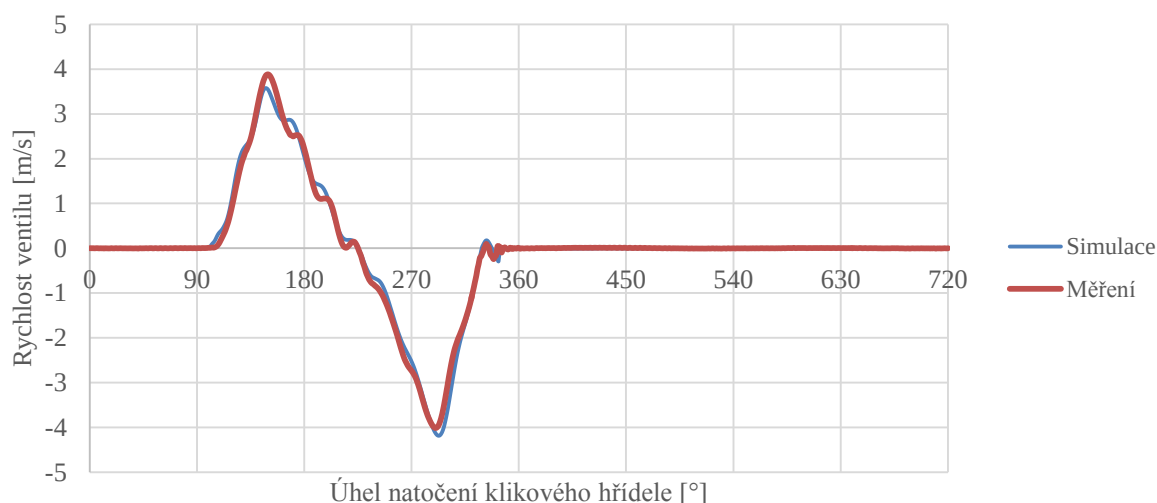
Zdvih ventilu



Obr. 49 Zdvih ventilu při 4000 min^{-1} měření a simulace

V dynamické analýze rychlosti ventilu dochází ke ztrátě ramp při otevírání a zavírání ventilu, jejichž velikosti byly kontrolovány v kinematickém návrhu. Z průběhu měření je viditelný okamžitý prudký nárůst rychlosti během otevírání ventilu, který je u simulace pozvolnější. Uzavření sacího kanálu nenastane napoprvé, ale dojde k odskočení ventilu. To se v případě průběhu rychlosti projevilo změnou směru působení a v průběhu zdvihu malým zdvihem.

Rychlost ventilu

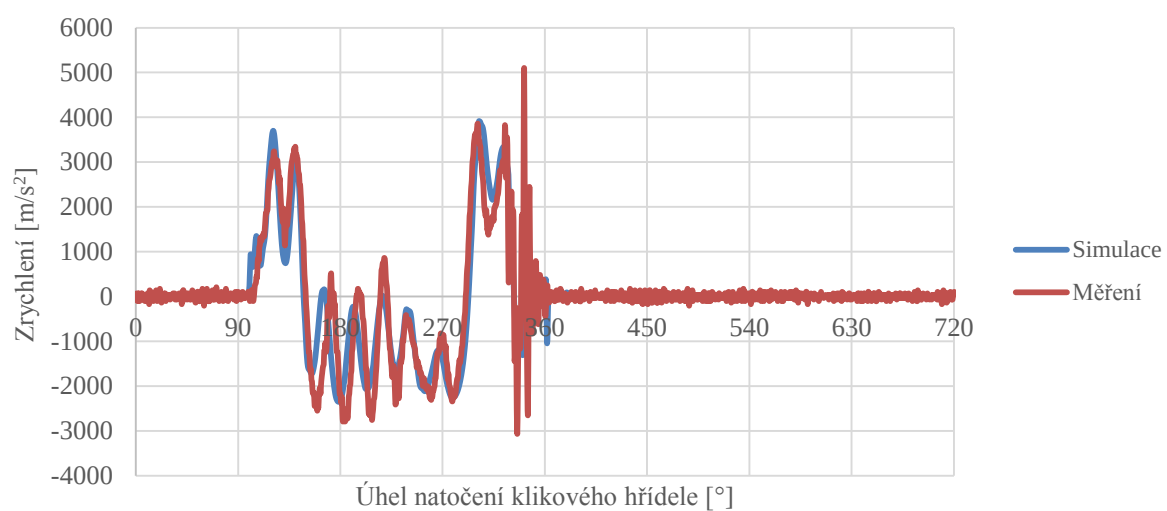


Obr. 50 Rychlost ventilu při 4000 min^{-1} měření a simulace

Z hlediska dynamického chování soustavy je důležitý průběh zrychlení ventilu, hlavně pak jeho amplitudy a frekvence kmitání. Porovnání je s naměřenými hodnotami na následujícím obrázku.



Zrychlení ventilu



Obr. 51 Zrychlení ventilu při 4000 min-1 měření a simulace



5 KOMPLETNÍ SESTAVA VAČKOVÉHO HŘÍDELE

Kapitola obsahuje postup vytváření sestavy jednoho vačkového hřídele. Pro vytvoření sestavy je použit subsystém SVT z předchozí kapitoly, který je pokaždé uložen pro jinou pozici. Pozice definuje, o jaký ventil se v celkové sestavě jedná. Další subsystém udává základní rozměry motoru. V neposlední řadě je vytvořen subsystém samotného vačkového hřídele.

5.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY MOTORU

Základní rozměry motoru se definují v kartě označené Engine global data. Po zadání základních parametrů, jako je počet válců, vrtání, zdvih, délka ojnice a axiální vzdálenost středu válců (rozteč válců), se vytvoří konstrukční rámy. Vzhledem ke skutečnosti, že jsem neměl k dispozici základní rozměry motoru (nejsou potřeba pro dané téma), byly ponechány původní hodnoty. Následně byly polohy konstrukčních rámu upraveny. Jednalo se hlavně o jejich souřadnice v ose z. Upraveny byly konstrukční rámy udávající referenční polohu jednotlivých válců, které jsou důležité při vytváření vačkového hřídele. Další konstrukční rám důležitý při vytváření sestavy vačkového hřídele je cfs_timing, který udává polohu připojení pohonu k vačkovému hřídeli.

Výstupní komunikátory získávají informace o poloze a natočení z vytvořených konstrukčních rámu jednotlivých válců. Jedním z komunikátorů je také poloha rámu pro připojení pohonu. Komunikátory pak slouží pro určení polohy středu válců při tvorbě vačkového hřídele.

5.2 VAČKOVÝ HŘÍDEL

Při vytváření vačkového hřídele je nutné nejdříve načíst základní rozměry motoru z předchozí kapitoly 5.1. Vačkový hřídel se vytváří pomocí šablony Camshaft Template Wizard. V něm se zvolí počet sacích a výfukových ventilů a jejich poloha vzhledem k referenčnímu konstrukčnímu rámu válce. Pro následné připojení jednotlivých ventilů se definují názvy výstupních komunikátorů. Všechny tyto hodnoty spolu s dalšími jsou shrnuty v tabulce na následující stránce.

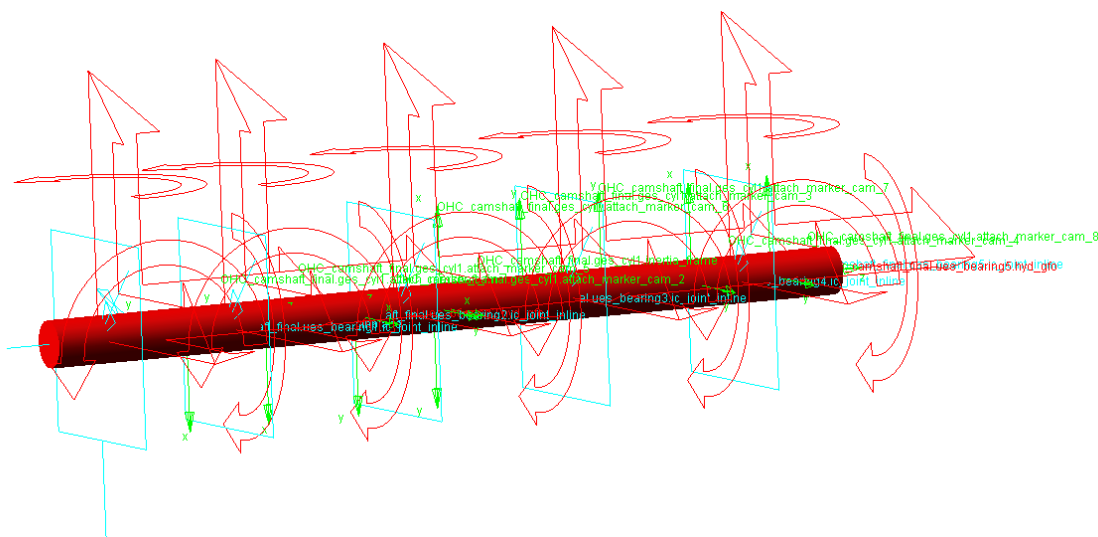
Program primárně vytvoří vačkovou hřídel složenou ze čtyř částí, pro každý válec jedna, které jsou torzně spojeny pomocí pružiny a tlumiče. V takovém případě je umožněno nahradit tuhé těleso pružným pouze pro každou část zvlášť, což je nežádoucí pro tuto práci. Došlo k odstranění tří částí vačkového hřídele, všech torzních spojení a zbylá část prvního válce byla prodloužena na celou délku vačkového hřídele. K prodloužené části byly připevněny všechny důležité konstrukční rámy zbylých tří válců.



Tab. 19 Vytvoření šablony vačkového hřídele

Parametr	Hodnota
Počet výfukových ventilů [-]	0
Počet sacích ventilů [-]	2
Poloha sacích ventilů [mm]	-21,5;21,5
Výstupní komunikátor vačkového hřídele pro připojení jednotlivých ventilů	camshaft
Výstupní komunikátor natočení vačky	svt_cam_ref
Výstupní komunikátor polohy SVT	svt_ref_loc
Výstupní komunikátor natočení SVT	svt_ref_ori
Délka vačkového hřídele [mm]	428
Poloha pohonu vzhledem k referenčnímu souřadnému systému základních rozměrů motoru (x, y)	240,0
Název vstupního komunikátoru polohy pro připojení vačkového hřídele	camshaft_location
Název vstupního komunikátoru natočení pro připojení vačkového hřídele	camshaft_orientation
Název výstupního komunikátoru vačkového hřídele pro připojení pohonu	camshaft_driver

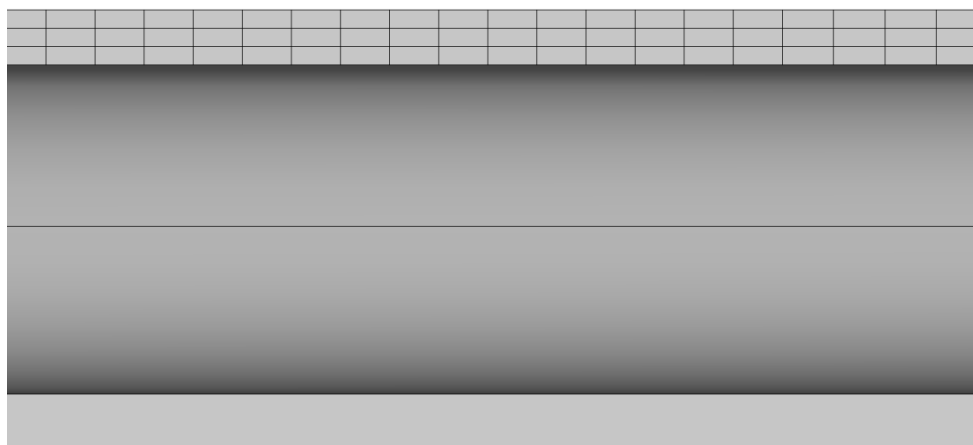
Na následujícím obrázku je zobrazen vačkový hřídel jako tuhé těleso společně s hydrodynamickými ložisky.



Obr. 52 Vačkový hřídél – tuhé těleso

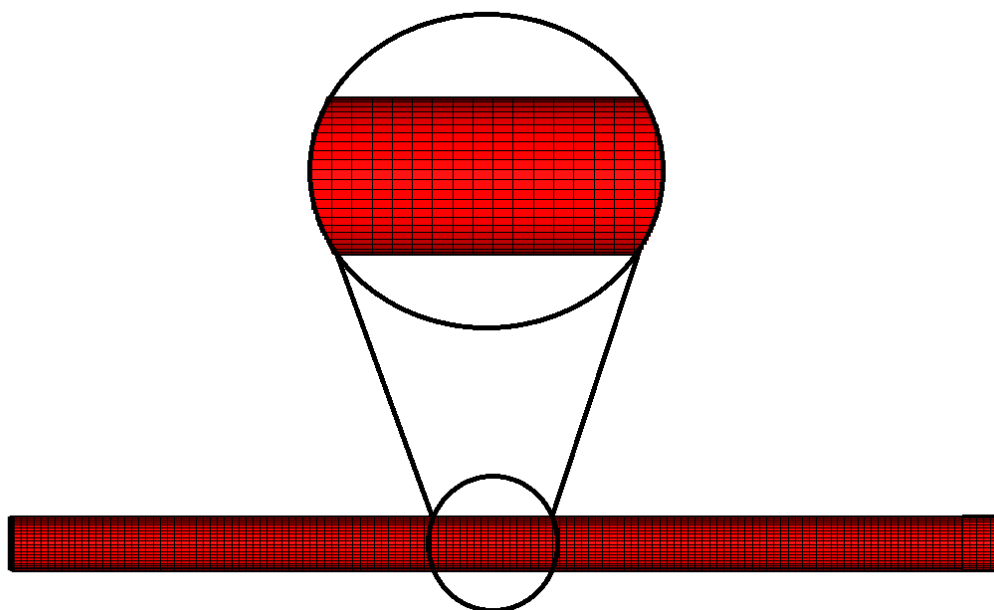
5.2.1 REDUKCE VAČKOVÉHO HŘÍDELE

Stejně jako v předchozích případech bude i zde tuhé těleso nahrazeno pružným tělesem, které je definované souborem mnf. K vytvoření výpočtové sítě byl opět použit program Hypermesh pro lepší kontrolu nad její strukturou. Síť bylo nutné vytvořit tak, aby uzly pro pozdější připojení prvků MPC184 ležely přesně nad dodatečně vytvořenými uzly pro následnou aplikaci vazeb v MBS. Nejdříve byla vytvořena 2D síť na jednom povrchu v řezu vačkového hřídele (obr. 53).



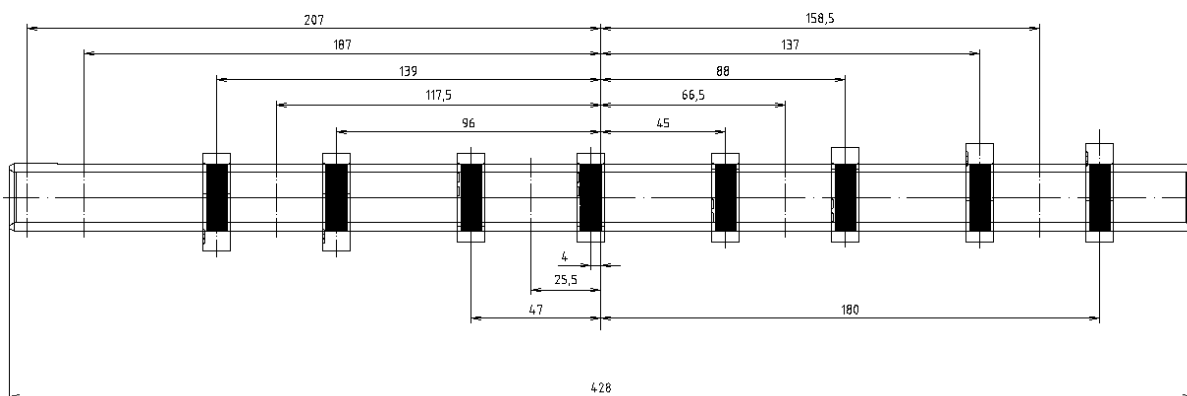
Obr. 53 Detail 2D výpočtové sítě

Pro vytvoření 3D sítě byla tato 2D síť rotována okolo podélné osy hřídele. Počet prvků na rotaci byl nastaven na padesát, to znamená počet prvků po obvodu hřídele. Program Hypermesh byl zvolen na prostředí ANSYS, takže všechny prvky mají přiřazen název daného MKP systému. Na následujícím obrázku je konečná výpočtová síť s prvky SOLID 185.



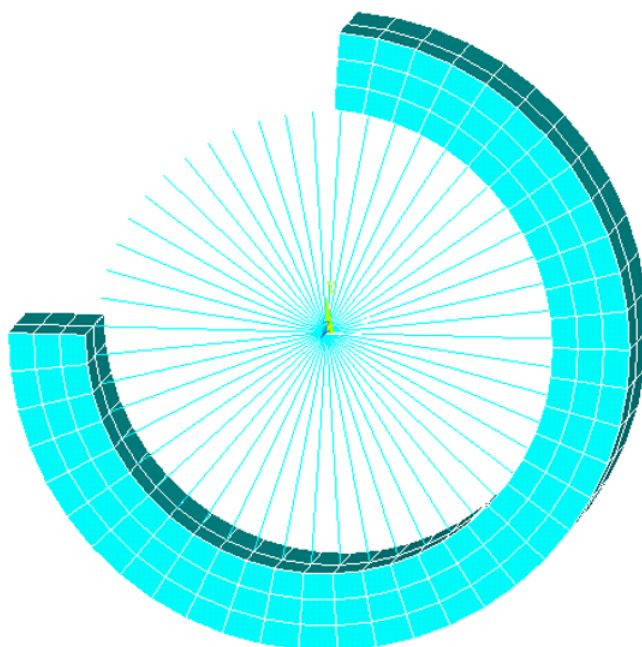
Obr. 54 Výpočtová síť vačkového hřídele

Sít' byla importována do MKP systému ANSYS, kde bylo nutné dodatečně vytvořit uzly pro připojení markerů pohonu, jednotlivých vaček a ložisek. Pro tuto skutečnost je potřeba znát souřadnici X uzlů. Obr. 55 zobrazuje vzdálenosti k jednotlivým uzlům od počátku souřadného systému, který leží uprostřed vačkového hřídele.



Obr. 55 Poloha dodatečně vytvořených uzlů

Vytvořené uzly byly spojeny pomocí prvku MPC184 s původní sítí vačkového hřídele s uzly ležící v kolmé rovině. Prvkům MPC184 byla opět přiřazena nulová hustota. Výsledek předcházejícího popisu spojení uzlů pro aplikaci vazeb je pro lepší názornost zobrazen na následujícím obrázku. Z něho je patrné uchycení prvků k vnitřní řadě uzlů. Při této variantě uchycení byly hodnoty vlastních frekvencí nejméně odlišné od provedení modální analýzy bez tuhých prvků. To znamená, že nebyla podstatně zvýšena tuhost hřídele.



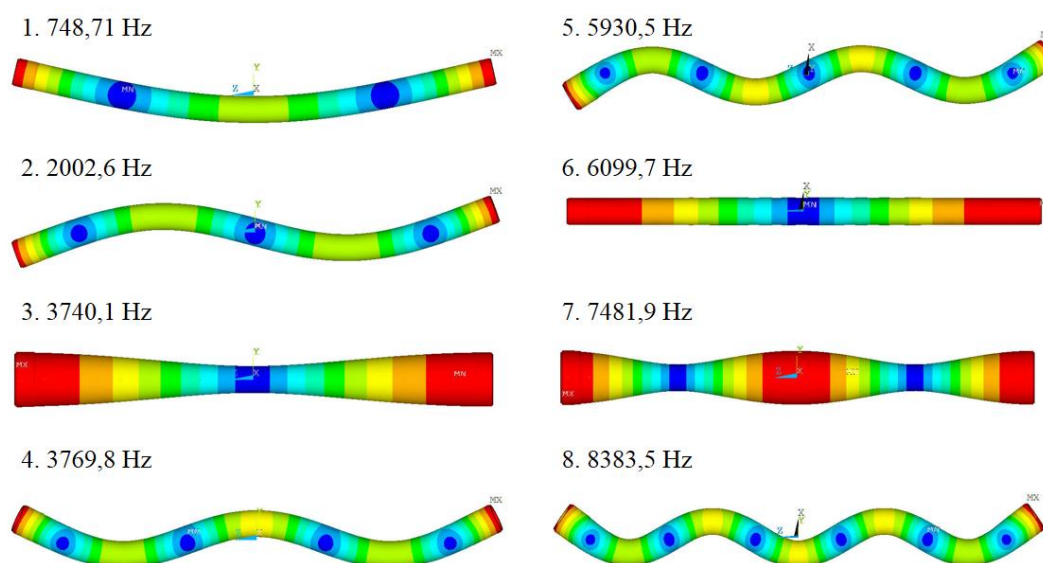
Obr. 56 Detail uchycení prvků MPC 184

Následovalo provedení modální analýzy pro zjištění vlastních frekvencí vačkového hřídele. Výsledné nenulové vlastní frekvence jsou zapsány v tabulce.

Tab. 20 Vlastní frekvence vačkového hřídele

Pořadí vlastní frekvence	Hodnota vlastní frekvence MKP [Hz]	Hodnota vlastní frekvence MBS [Hz]	Rozdíl [%]
1	748,71	748,85	0,018
2	2002,6	2003,4	0,04
3	3740,1	3749,4	0,249
4	3769,8	3785,3	0,411
5	5930,5	5976,7	0,779
6	6099,7	6132,1	0,531
7	7481,9	7591,8	1,468
8	8383,5	8512,4	1,537

Na obrázku jsou zobrazeny některé vlastní tvary a frekvence hřídele. Jedná se o tvary ohybové a torzní.

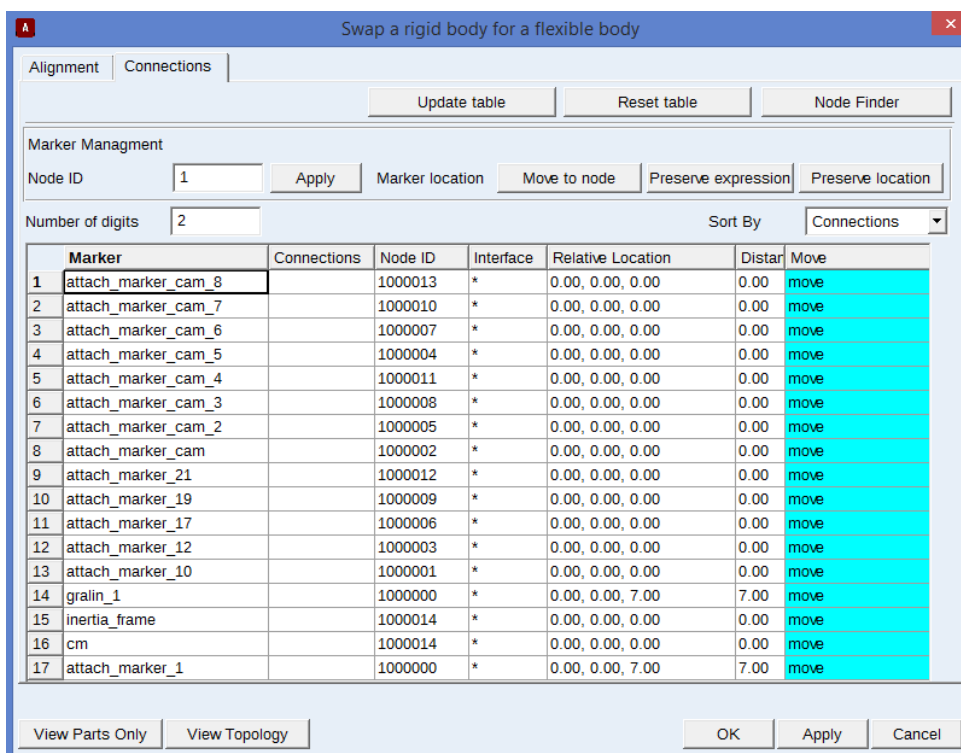


Obr. 57 Vlastní tvary a frekvence vačkového hřídele

Po provedení modální analýzy následuje export do MBS, kde se vyberou uzly pro následnou aplikaci vazeb a počet modů. Při vytváření mnf souboru je důležité věnovat pozornost jednotkám. ANSYS pracuje s tunami a metry, zatímco VE má základní jednotky kilogramy a milimetry. Z tohoto důvodu je nutné definovat převodní konstanty, pro jednotku délky je to 1000 a hmotnosti 0,001. Následně v samotném MBS programu je nezbytné, správně přiřadit uzly k jednotlivým markerům. Na obrázku je tabulka pro vložení pružného tělesa s markery nutnými pro připojení k vybraným uzlům při redukci. V posledním sloupci je zvolena možnost „move“. To znamená, že se markery ztotožní s uzly pružného hřídele. Vybrání této možnosti je důležité zejména pro marker připojení pohonu, kde je rozdíl 7 mm.

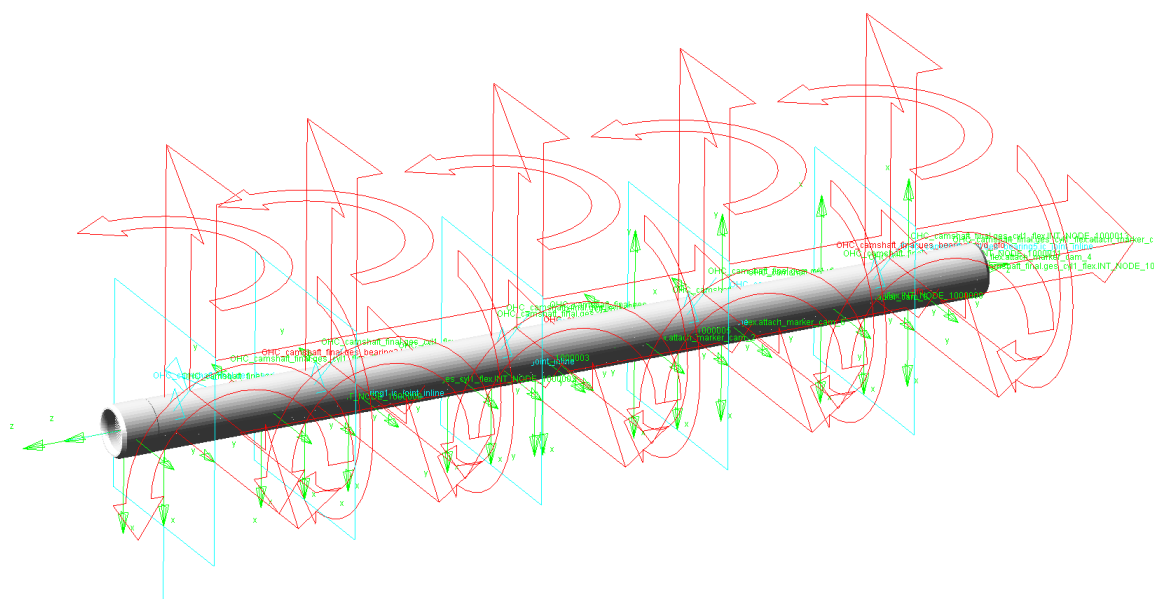


Program totiž standardně připojuje pohon ke konci hřídele, ale ve skutečnosti je střed kola pohonu ve vzdálenosti 7 mm od konce hřídele (viz obr. 58).



Obr. 58 Tabulka pro vložení pružného tělesa

Výsledkem výše popsaného postupu je pružný hřídel, který je zobrazen na následujícím obrázku včetně ložisek. Na obrázku je také vidět přiřazení markerů (zelené šipky) k důležitým uzlům. Tyto markery pak budou využity při vyhodnocování výsledků.



Obr. 59 Pružný vačkový hřídel

5.2.2 LOŽISKA

Vačkový hřídel je uložen v pěti hydrodynamických ložiscích. Jedno ložisko je mezi pohonem a prvním ventilem prvního válce a zbylé čtyři jsou vždy mezi ventily každého válce. Ložiska omezují pohyb hřídele v kolmém směru, první ložisko navíc zabráňuje pohybu v axiálním směru. MBS program nabízí několik možností hydrodynamických ložisek. Hlavní volba je mezi použitím pružných nebo tuhých ložisek. Pro oba typy je volba výpočtového přístupu, který může být 2D nebo 3D. Hlavním rozdílem je, že jeden zanedbává (2D) a druhý zahrnuje (3D) vychýlení ložiska, tedy naklopení čepu vůči pánvi. Jednodušší 2D výpočet je založen na empirickém analytickém řešení Reynoldsových rovnicích, zatímco 3D model využívá databázi řešení Reynoldsovy rovnice pro několik pracovních podmínek ložiska (excentricita a úhel vychýlení). V případě, že dané ložisko není v databázi na základě poměru průměru a délky, provede se interpolace existujících dat. Druhou možností je zvolení nového řešení Reynoldsovy rovnice. Tvar Reynoldsovy rovnice vypadá dle [5] následovně:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (66)$$

Levá strana rovnice zahrnuje tlakové členy, první člen na pravé straně je označen jako klínový a druhý je nestacionární člen.

Při vytváření ložiska se zadávají markery, které definují hřídel a pánev ložiska. Dále je to rozdíl mezi vnitřním průměrem ložiska a průměrem hřídele, označováno jako radiální vůle. Poté následuje výběr ze zmíněných výpočtových přístupů. Při zvolení axiálního ložiska se objeví nabídka pro zadání vnějšího průměru a axiální vůle. Hydrodynamické ložisko pracuje na principu vytváření olejové klínové mezery mezi dvěma relativně se pohybujícími povrchy, proto je nutné zadat také parametry samotného oleje. Princip je stejný jako v případě HLA v kapitole 4.2.6. V poslední části stanovení parametrů ložiska je typ přívodu oleje. Na výběr

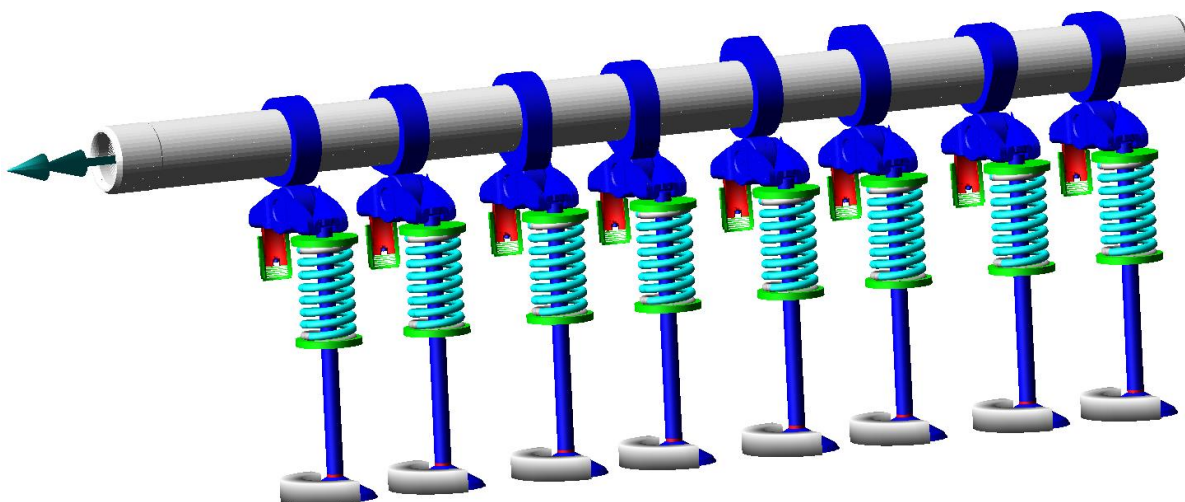


jsou tři typy, kterými jsou otvor, kapsa a drážka. V následující tabulce jsou shrnuty zvolené výše popsané veličiny.

Tab. 21 Hydrodynamická ložiska

Veličina	Jednotka	Axiální ložisko	Radiální ložisko
Vnitřní průměr	[mm]	24	24
Vnější průměr	[mm]	28	-
Délka	[mm]	13,84	13,84
Radiální vůle	[mm]	0,05	0,035
Přístup řešení	[-]	3D/nový výpočet rovnice	3D/nový výpočet rovnice
Axiální vůle	[mm]	0,1	-
Zásobování oleje	[-]	otvor	otvor
Průměr otvoru	[mm]	5	5

Celková sestava vačkového hřídele je zobrazena na následujícím obrázku.



Obr. 60 Celková sestava vačkového hřídele

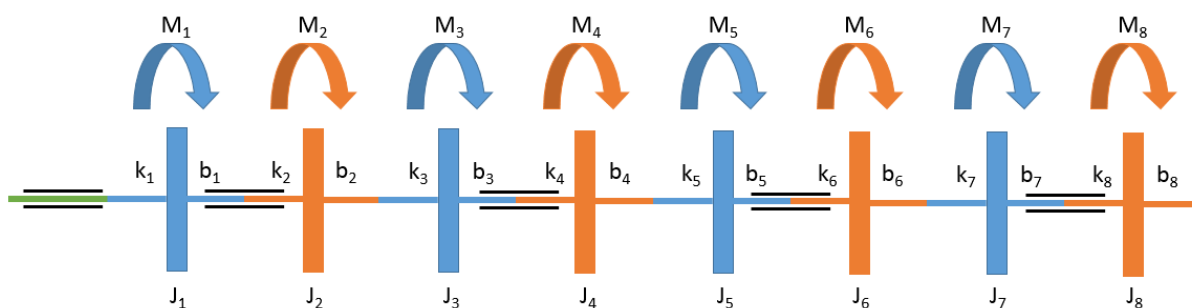


6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V této kapitole budou shrnuty a porovnány mezi sebou výsledky předchozích kapitol 4 a 5. Vyhodnocovány budou veličiny, které se určitou měrou podílejí na výsledný pohyb ventilu. Pro vyhodnocení byly vybrány stejné otáčky jako u SVT modelu 4000 min^{-1} . Případné vlivy vyšších otáček budou popsány v podkapitole 6.4.

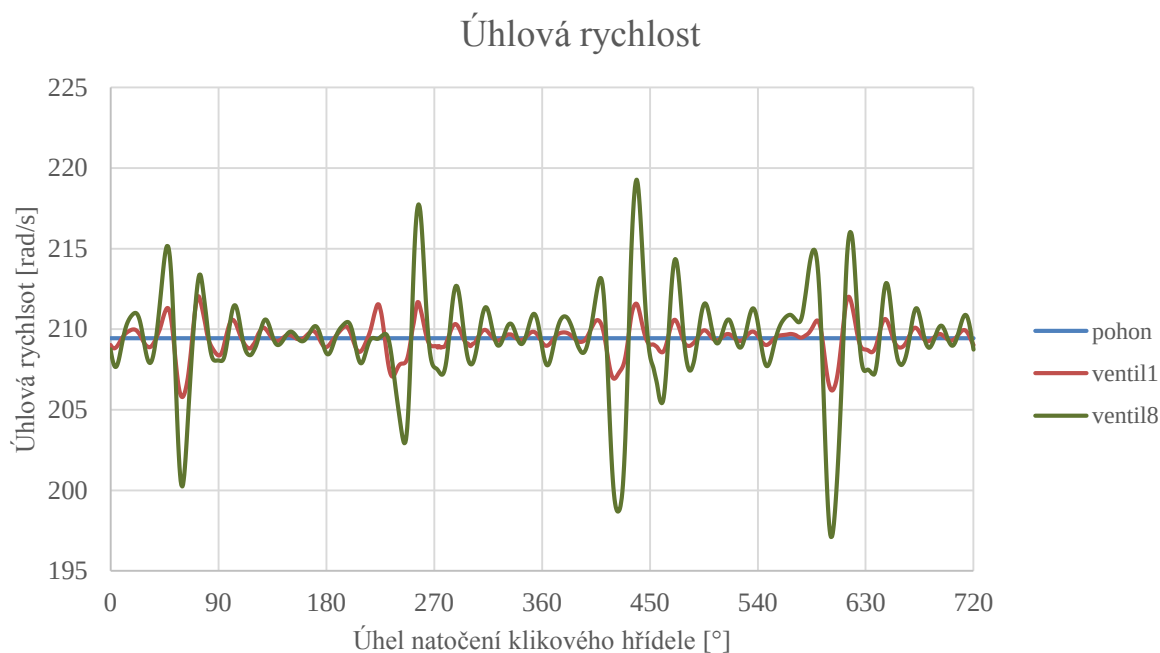
6.1 TORZNÍ NAMÁHÁNÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE

Důvod proč modelovat pružný vačkový hřídel, je zahrnutí torzního namáhání. Torzní namáhání vzniká jak časovou tak i velikostní proměnností zatěžujících momentů. Pro ilustraci je na následujícím obrázku zobrazena náhradní torzní soustava vačkového hřídele, která se skládá z jednotlivých sestav ventilů SVT řešených v kapitole 4.



Obr. 61 Náhradní torzní soustava

Veličiny $k_1, \dots, k_8$ a $b_1, \dots, b_8$ z obr. 61 označují tuhosti a tlumení jednotlivých SVT. Momenty setrvačnosti jednotlivých vaček jsou označeny $J_1, \dots, J_8$ a zatěžující momenty $M_1, \dots, M_8$. Zatěžující momenty vyplývají z pohybů ventilů, kdy jsou přes kontakty přenášeny síly. Torzní namáhání má za následek rozdílné úhlové natočení vaček prvního a posledního ventilu. Dále se projevuje nerovnoměrným chodem, který zobrazuje průběh úhlové rychlosti na následujícím obrázku, kde jsou vybrány průběhy markerů pohonu, první a poslední vačky.



Obr. 62 Průběh úhlové rychlosti vybraných markerů vaček

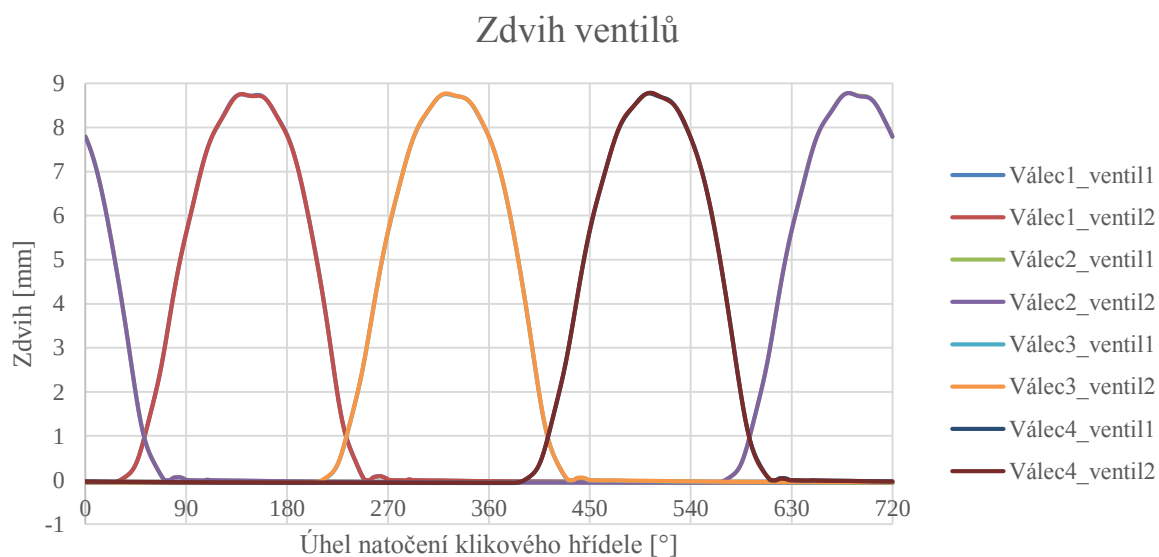
Přestože není uvažováno buzení od nerovnoměrnosti pohonu vačkového hřídele a úhlová rychlost by tedy měla být konstantní, její průběh je značně nerovnoměrný. Velikost nerovnoměrnosti se zvětšuje s rostoucí vzdáleností od pohonu, který má konstantní hodnotu úhlové rychlosti (obr. 62). Z průběhu jsou patrné čtyři větší výchylky, které jsou způsobeny otevíráním a zavíráním jednotlivých ventilů, z nichž třetí v pořadí má největší rozkmit. Tato výchylka je způsobena pohybem ventilů sousedních válců. Při pořadí přednostně voleného zapalování 1-3-4-2 se jedná o okamžik, kdy ventil třetího válce se zavírá a současně ventil čtvrtého válce se otevírá. Vliv torzního namáhání ilustrují i průběhy úhlové deformace první a poslední vačky, které jsou pro lepší představu vztaženy relativně vůči pohonu. Úhlová deformace zobrazuje výchylku ve stupních od ideálního pohybu, kdy by se vačka otáčela rovnoměrně. V průběhu úhlové deformace je vidět určité zpoždění nebo naopak urychlení vzhledem k pohonu v natočení jednotlivých vaček. Hodnoty se pohybují v tisícinách stupně až na dvě špičkové hodnoty poslední vačky, které překročily jednu desetinu stupně.



Obr. 63 Průběh úhlové deformace relativně vůči pohonu

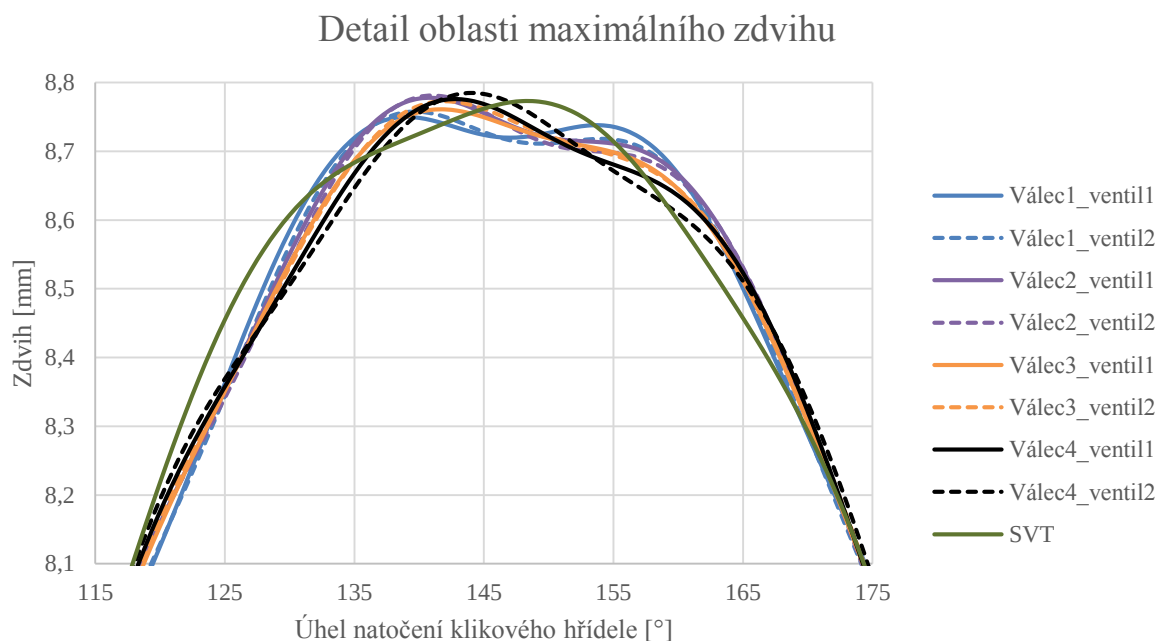
6.2 SROVNÁNÍ POHYBŮ JEDNOTLIVÝCH VENTILŮ

Nejdůležitější je vliv na výsledný pohyb ventilu, který určuje naplnění válce spalovacího motoru. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny zdvihy všech ventilů podle pořadí jejich otevírání.



Obr. 64 Průběhy zdvihů jednotlivých ventilů

Z průběhu zdvihů jednotlivých ventilů je viditelný rozdíl v oblasti maximálního zdvihu ventilů. Pro detailnější porovnání oblasti maximálního zdvihu byl vytvořen obr. 65 se zaměřením na tuto oblast. Pro tento účel byly zrušeny fázové posuny dané časováním ventilů a průběhy zdvihů jednotlivých ventilů překryty. Navíc byl k průběhům přidán i zdvih samostatného ventilu z kapitoly 4.3.



Obr. 65 Oblast maximálního zdvihu

Z detailu na předchozím obrázku jsou patrné různé deformace zdvihové křivky. Při porovnání zdvihů vzhledem k průběhu z kapitoly 4.3 jsou maximální hodnoty zdvihu dosahovány v rozdílných částech natočení klikového hřídele a navíc se jejich velikosti také liší. Jako základ k popisu oblasti maximálního zdvihu poslouží zdvihová křivka prvního ventilu, která má dva vrcholy symetrické vůči sobě. Pro ostatní zdvihové křivky ventilů platí, že s rostoucí vzdáleností od prvního ventilu dochází na jedné straně k zvětšování a na druhé straně k zmenšování vrcholu okolo pomyslného bodu uprostřed mezi vrcholy. To znamená, že maximum nenastává v polovině zdvihové křivky, jako tomu je u teoretické křivky z kinematické části, ale dříve. V porovnání s SVT simulací z kapitoly 4.3 je to zrcadlově obráceně, maximum nastává až za vrcholem teoretické zdvihové křivky, což se shoduje s naměřenými daty. Maximální hodnota je u posledního ventilu. Veličinou, která je u zdvihu sledována, je poměrná plnost profilu. Jedná se o poměr mezi plochou ideálního obdélníka a plochou pod zdvihovou křivkou [8]. Ideální obdélník je dán součinem maximální hodnoty zdvihu a úsekem ohraničeného otevřením a zavřením ventilu. Pro výpočet plochy pod zdvihovou křivkou byl využit numerický výpočet integrálu se zvolenou lichoběžníkovou metodou. Výpočet byl proveden pomocí následujícího vztahu [1]:

$$Q_T(f) = \int_a^b P_1(x) dx = \frac{b-a}{2} [f(a) + f(b)], \quad (67)$$

kde $P_1(x)$ označuje lineární polynom v intervalu $\langle a, b \rangle$, $f(a)$ funkční hodnotu v bodě a , $f(b)$ funkční hodnotu v bodě b a rozdíl $b - a$ krok výpočtu, který byl roven jedné, takže se jedná



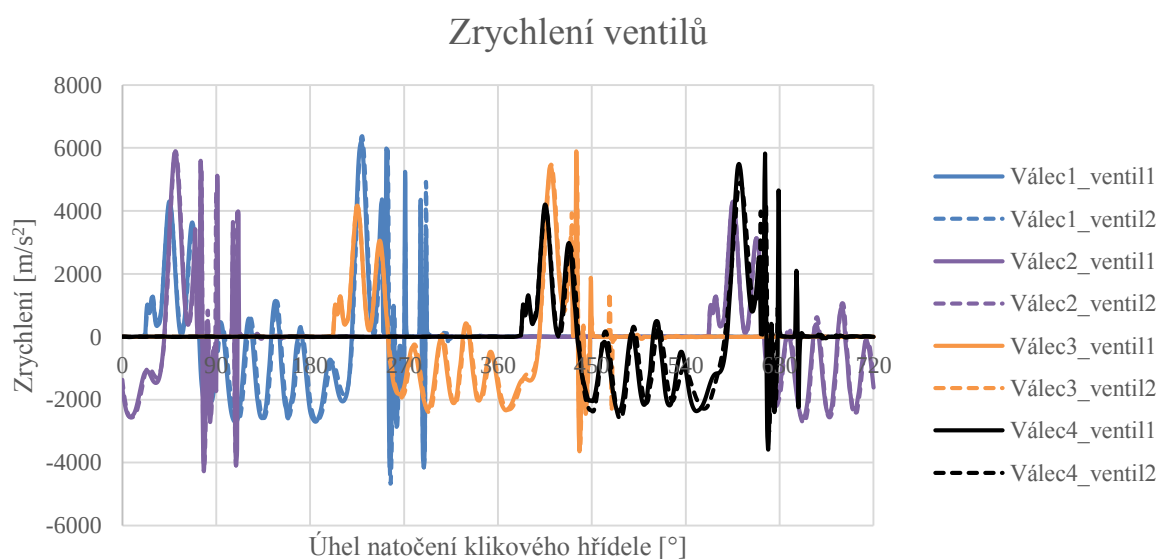
spíše o orientační hodnoty. Následně se jednotlivé dílčí výsledky sečtou a výsledkem je celková plocha pod zdvihovou křivkou. Výsledné plnosti v procentech pro každý ventil jsou shrnuty do následující tabulky.

Tab. 22 Hodnoty plnosti profilu jednotlivých ventilů

Pořadí od pohonu	Hodnota plnosti profilu [%]
1. ventil	53,4077
2. ventil	53,295
3. ventil	52,9384
4. ventil	53,2963
5. ventil	53,6195
6. ventil	53,5792
7. ventil	53,7288
8. ventil	53,6369

Dle tab. 22 se hodnoty plnosti liší maximálně o 0,7 %. Při porovnání s kinematickým návrhem (54,74 %) z kapitoly 3.3 je dosahováno menších hodnot.

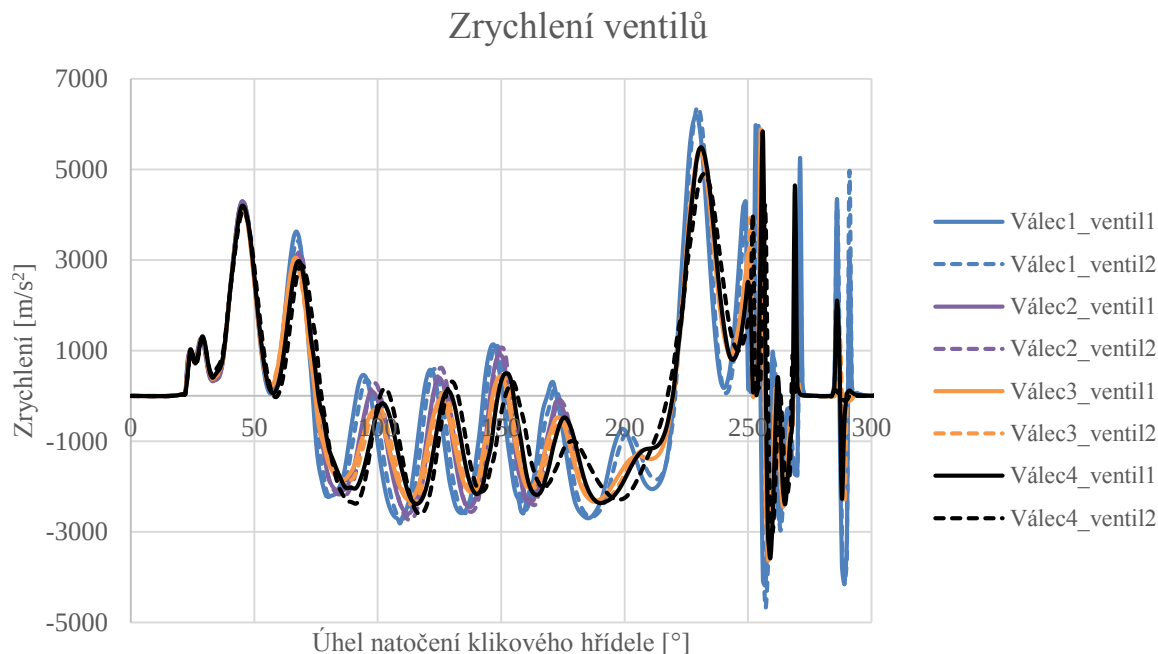
Ukazatelem vlivu dynamických vlastností celé soustavy na jednotlivé ventily je průběh jejich zrychlení. Průběhy pro jednotlivé ventily jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 66 Průběhy zrychlení jednotlivých ventilů



V průbězích zrychlení jsou na první pohled patrné odlišnosti jak v amplitudě kmitů, tak i v jejich počtu. Stejně jako v předchozím případě u zdvihu ventilů jsou dány průběhy přes sebe.



Obr. 67 Detailnější průběh zrychlení ventilů

Z obr. 67 už je i patrný fázový posuv zrychlení, který se postupně zvětšuje a největší hodnoty dosahuje u posledního ventilu. V prostřední části zrychlení, která nastává při vztažení k zdvihové křivce v třetině zdvihu ventilu, je u prvního ventilu pět kmitů. Takovýto počet kmitů je shodný s analýzou samostatného jednoho ventilu z kapitoly 4.3. S rostoucí vzdáleností pozice ventilu od pohonu dochází k postupnému zanikání pátého kmitu, až nakonec u posledního ventilu jsou pouze čtyři kmity.

6.3 POSLEDNÍ VENTIL

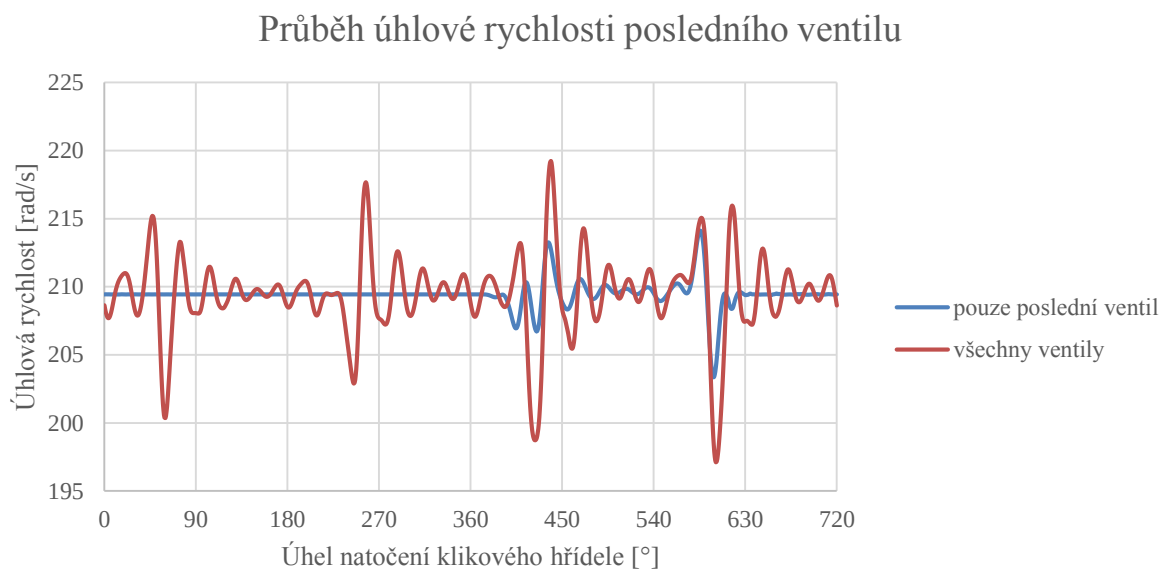
Z výsledků předchozích částí vyplývají největší rozdíly mezi prvním a posledním ventilem. Jedná se o průběhy úhlových rychlostí vaček a zejména pak zrychlení ventilů. Právě proto bude tato část věnována poslednímu ventilu a určení dominantního vlivu, který na něho působí. Nejdříve je zobrazen průběh zrychlení prvního a posledního ventilu, aby byly zřetelnější rozdíly mezi nimi.



Obr. 68 Průběh zrychlení prvního a posledního ventilu

Jak už bylo zmíněno v kapitole 6.2, je v průběhu zrychlení fázový posuv mezi prvním a posledním ventilem. Velikost fázového posuvu během otevírání a zavírání ventilu není konstantní. Jeho maximální hodnota dosahuje 9° vzhledem k natočení klikového hřídele. Největších hodnot je dosahováno zhruba od jedné třetiny začátku zdvihu až do jedné třetiny před jeho ukončením. Nižší počet kmitů značí snižující se vlastní frekvenci v závislosti na vzdálenosti od pohonu. Menší vlastní frekvence způsobuje vyšší poddajnost příslušné části vačkového hřídele vůči torznímu namáhání. K prokázání této skutečnosti byly provedeny dvě modální analýzy celé sestavy v MBS programu se zaměřením na první a poslední ventil. Pro první analýzu byla sestava pomocí natočení vačkového hřídele umístěna do takové polohy, aby byly ventily prvního válce v pracovní fázi, zhruba v polovině zdvihu. To samé bylo provedeno i pro druhou analýzu s tím rozdílem, že se jednalo o ventily posledního válce. Následně byly porovnávány jednotlivé tvary a jejich příslušné frekvence. Z výsledků vyplývá, že při torzním namáhání v místě sledovaného ventilu jsou v obou analýzách rozdílné vlastní frekvence. V prvním případě byla frekvence pro první ventil 1047 Hz, v druhém případě pro poslední ventil měla frekvence hodnotu 1005 Hz.

Co se týká případných vlivů na pohyb ventilu, tak v úvahu připadají dva vlivy, vyplývající z torzního namáhání vačkového hřídele z kapitoly 6.1. Je to buď pouze vlastní pružnost hřídele, nebo buzení od sousedních ventilů společně s pružností hřídele. Při uvažování tuhého hřídele by se neprojevil vliv sousedních ventilů. Za tímto účelem byly provedeny dvě simulace. První byla provedena standardně se všemi ventily a druhá byla pouze s posledním ventilem, zbylé byly deaktivovány. Sledovány byly dvě veličiny, zrychlení ventilu a úhlová rychlost. V každém průběhu jsou zobrazeny oba případy simulací. Prvním průběhem je úhlová rychlost na následujícím obrázku.



Obr. 69 Porovnání úhlových rychlostí v oblasti posledního ventilu

V případě aktivního pouze posledního ventilu je průběh úhlové rychlosti konstantní až do okamžiku, než se ventil začne otevírat. Během pracovní fáze ventilu však výchylky úhlové rychlosti nedosahují takových hodnot jako v případě aktivních všech ventilů. Největší rozdíl je při otevírání, kdy při všech aktivních ventilech je poslední ovlivněn zavíráním ventilů sousedního třetího válce. Druhý průběh pro porovnání zobrazuje zrychlení posledního ventilu pro oba případy.



Obr. 70 Porovnání zrychlení posledního ventilu



Průběh zrychlení potvrzuje předešlé tvrzení na základě porovnání úhlových rychlostí. V první části při otevírání ventilu dosahuje zrychlení vyšších hodnot, průběh má větší rozkmit. Větší rozkmit je způsoben již zmíněným zavíráním ventilů sousedního třetího válce. V prostřední části se už větší měrou začíná projevovat poddajnost vačkového hřídele. Počet kmitů je stejný, jak pouze pro poslední aktivní ventil, tak i pro všechny ventily. V případě poslední části uzavírání ventilu se hodnoty významně nemění. Vyhodnocení ovlivnění by tak mohlo být rozděleno do dvou částí a to tak, že v celém průběhu zrychlení se projevují oba vlivy, ale jejich dominance je v různých částech rozdílná. Na začátku je to ovlivnění sousedního válce, a dále je to už spíše poddajnost hřídele.

6.4 VLIV OTÁČEK VENTILOVÉHO ROZVODU

Všeobecně lze říci, že s rostoucími otáčkami (od 4000 min^{-1} výše) se rozdíly pozorovaných veličin mezi prvním a posledním ventilem zvětšují. To odpovídá očekávání. Rozdíl v nerovnoměrnosti úhlové rychlosti mezi prvním a posledním ventilem je vyšší. Úhlová deformace během otáčení vaček, při srovnání s výsledky kapitoly 6.1, se s otáčkami také zvětšuje. Stejně je to s fázovým posuvem v průběhu zrychlení mezi prvním a posledním ventilem, který dosahuje vyšších hodnot.



ZÁVĚR

Po krátkém teoretickém úvodu byla v kinematické části navržena geometrie ventilového rozvodu na základě poskytnutého CAD modelu. K tomu byl využit specializovaný program VALKIN. Nedílnou součástí kinematického návrhu je kontrola dovolených hodnot při nejvyšších otáčkách motoru, kdy dosahují svého maxima. Kontrolovány byly kontaktní tlaky mezi vačkou a rolnou a mezi rozvodovou pákou a ventilem. Jejich maximální velikosti vyšly menší než nejvýše přípustné hodnoty. Kontrolována byla také bezpečnost ventilové pružiny vůči setrvačným silám, aby byl v kinematickém návrhu zaručen kontakt mezi rozvodovou pákou a ventilem, a nedocházelo tak k jeho odskakování. Nejmenší bezpečnost vyšla 1,524. Následovaly průběhy kinematických veličin, kde byl stanoven maximální zdvih ventilu 8,992 mm, který je dán zdvihovou křivkou vačky a převodovým poměr rozvodové páky. V průběhu rychlosti ventilu se kontrolovala náběžná a sestupná část, tzv. rampy. V případě náběžné části byla velikost 0,31 m/s a při zavírání ventilu, tedy sestupné části, 0,25 m/s. Na závěr této části byl vyexportován profil vačky.

Dynamická část byla zpracována v MBS programu Virtual Engine. Geometrie sestavy vycházela z kinematického návrhu, stejně jako parametry pro definici ventilové pružiny. Kontaktní tuhosti byly přibližně stanoveny pomocí analytických vztahů a jejich nelinearita pak doladěna hodnotou exponentu přímo v programu. S ohledem na cíl práce byla tuhá tělesa nahrazena pružnými. Postupně byla nahrazena rolna, rozvodová páka a ventil. V případě rolny a rozvodové páky byla provedena modální analýza a následná Craig-Bamptonova redukce do MBS. Při ladění dynamických vlastností bylo využíváno poskytnutých naměřených dat. K nalezení co nejlepší shody byla měněna hlavně hodnota exponentu tuhosti a také velikost tlumení kontaktů. Při vytvoření celkové sestavy byly k vačkové hřídeli připojeny jednotlivé sestavy ventilu. Původně tuhý vačkový hřídel byl stejně jako v případě rolny nebo rozvodové páky nahrazen pomocí redukce pružným tělesem.

Cílem diplomové práce byl určit vliv pružnosti ventilového rozvodu na pohyb ventilu. Z torzního namáhání vyplývají dva podstatné vlivy na pohyb ventilu. Jedním z nich je samotná poddajnost vačkového hřídele a druhý je vliv sousedních ventilů. Už z průběhu úhlové rychlosti je patrný největší rozdíl vůči pohonu u posledního ventilu. To potvrzuje i porovnání zrychlení všech ventilů, kde dochází k fázovému posuvu. Ten dosahuje nejvyšších hodnot právě na posledním ventilu. Také dochází k postupnému zanikání páteho kmitu v prostřední fázi zrychlení. Tato skutečnost je přiřazena větší poddajnosti vzdálenější části hřídele od pohonu. Při zaměření na poslední ventil bylo zjišťováno dominantní ovlivnění pohybu ventilu. Pro jeho určení byla navíc provedena simulace pouze s posledním ventilem, ostatní byly deaktivovány. Z porovnání průběhů vyplývá, že počátek zrychlení je ovlivněn zavíráním ventilů sousedního válce. Ve zbylé části je dominantnější poddajnost vačkového hřídele.

Rozšířením této práce by mohlo být zahrnutí nerovnoměrnosti otáčení vačkového hřídele způsobené jeho pohonem. Také by z této práce mohly být použity zdvihové křivky například pro analýzu proudění náplně do spalovacího prostoru a určení případných ztrát oproti teoretickému návrhu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČERMÁK, Libor a Rudolf HLAVIČKA. *Numerické metody: Numerický výpočet derivace a integrálu*. Brno, 2006. Dostupné také z: <http://mathonline.fme.vutbr.cz/UploadedFiles/242.pdf>
- [2] FEV Software. *Virtual Engine Help*, 2014
- [3] KUCHAR, Přemysl. *Podklady k diplomové práci*, 2015
- [4] MSC Software. *MSC. ADAMS/Solver C++ User's Manual 2013*, 2013
- [5] NOVOTNÝ, Pavel. *Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II*. Brno, 2015. Přednášky z předmětu QMO. VUT Brno
- [6] PEREIRA, Cândida M., Amílcar L. RAMALHO a Jorge A. AMBRÓSIO. A critical overview of internal and external cylinder contact force models. *Nonlinear Dynamics*. 2011, 63(4), 681-697. DOI: 10.1007/s11071-010-9830-3. ISSN 0924-090x. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s11071-010-9830-3>
- [7] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní*. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.
- [8] *Poměrná plnost profilu*. [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2419>
- [9] *Popis částí ventilového rozvodu*. [online]. [cit. 2015-10-1]. Dostupné z: <http://files.htpklub.webnode.cz/200000009-d35aed4581/HTP.jpg>
- [10] PORTEŠ, Petr. *Poloha: Přednáška z předmětu QVP. VUT Brno, 2006*
- [11] RAUSCHER, J. *Vozidlové motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.
- [12] RICARDO. *VALDYN Kinematics User Manual 2015.1*, 2015
- [13] SHABANA, A. A. *Dynamics of Multibody Systems*. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 374 s. ISBN 978-0521-1154-7
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [15] SCHÄFER edited by Richard van Basshuysen and Fred. *Internal combustion engine handbook basics, components, systems, and perspectives*. Warrendale, Pa. (400 Commonwealth Dr., Wallendale PA USA): Society of Automotive Engineers, 2004. ISBN 978-076-8071-962.
- [16] *Váčkový hřídel*. [online]. [cit. 2015-10-06]. Dostupné z: <http://www.autohausaz.com/secure/partimages/1040508501.jpg>



- [17] *Ventilové pružiny*. [online]. [cit. 2015-10-03]. Dostupné z: <http://www.jayracing.com/images/S10085.jpg>
- [18] *Ventilové rozvody OHV a OHC*. [online]. [cit. 2015-09-29]. Dostupné z: <http://blog.drpower.com/wp-content/uploads/2013/08/OHC-OHV-copy.jpg>
- [19] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [20] WILIAMS, J. J. *Introduction to analytical methods for internal combustion engine cam mechanisms*. New York: Springer, c2013. ISBN 978-1-4471-4563-9
- [21] *Zrychlení ventilu s popisem okrajových podmínek*. [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.enginsoft.it/applications/automotive/img/piaggio02.png>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

0		nulová matice
a_v	[m]	rameno na straně ventilu
b	[mm]	poloviční šířka obdélníku kontaktní plochy
B		matice tlumení
b_v	[N·s·mm ⁻¹]	tlumení v pružném spojení dvou částí ventilu
b_z	[m]	rameno na straně zdvihátka
$\mathbf{C}_q^T$		Jacobián
C	[-]	poměr vinutí
c	[-]	efektivní koeficient tlumení
c_1	[N·m ⁻¹]	tuhost zdvihátka
CAD		Computer aided design (počítačem podporované projektování)
c_o	[N·m ⁻¹]	tuhost pružiny ventilu
c_α	[-]	transformační matice okolo osy x
d	[mm]	průměr drátu pružiny
D	[mm]	střední průměr závitů pružiny
d	[mm]	hloubka penetrace
d_1	[mm]	průměr prvního tělesa v kontaktu
d_2	[mm]	průměr druhého tělesa v kontaktu
DOHC		Double overhead camshaft
d_v	[mm]	posunutí v pružném spojení dvou částí ventilu
e	[-]	exponent impaktu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
E_1	[MPa]	modul pružnosti v tahu prvního tělesa v kontaktu
E_2	[MPa]	modul pružnosti v tahu druhého tělesa v kontaktu
E_{red}	[MPa]	redukovaný modul pružnosti v tahu
f	[Hz]	vlastní frekvence ventilové pružiny
F_C	[N]	kontaktní síla
F_N	[N]	síla přitlačování dvou těles
F_{red}	[N]	redukovaná síla na ventil
F_{TC}	[N]	třecí síla
F_v	[N]	síla v pružném spojení dvou částí ventilu
F_{vr}	[N]	reakční síla v uzlu ventilu



F_z	[N]	síla vačky na zdvihátka
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
h_0	[m]	okamžitý zdvih ventilu
H_0	[m]	stlačení pružiny montážním předpětím
h_1	[m]	okamžitý zdvih zdvihátka
H_1	[m]	stlačení pružiny zdvihátka
h_{10}	[mm]	stlačení k vyvození síly předpětí ventilové pružiny
HLA		hydraulický vymezovač ventilové vůle (Hydraulic Lash Adjuster)
I_{rp}	[kg·mm ²]	matice momentu setrvačnosti rozvodové páky
I		jednotková matice
J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vahadla k jeho ose
k_p	[N·m]	tuhost pružiny
k	[N·mm ⁻¹]	kontaktní tuhost
K		matice tuhosti
k_v	[N·mm ⁻¹]	tuhost v spojení pružného ventilu
l	[mm]	délka obdélníku kontaktní plochy
M		matice hmotnosti
m_1	[kg]	hmotnost zdvihátka a tyče
MBS		Multibody systems
mnf		modal neutral file
m_o	[kg]	hmotnost ventilu, talířku pružiny a 1/3 pružiny
n	[-]	exponent penetrace
na	[-]	počet činných závitů pružiny
OHC		Overhead camshaft
OHV		Overhead valve
p	[mm]	penetrace
p_{max}	[MPa]	maximální Hertzův tlak
q		vektor souřadnic
Q		matice buzení
q^C		vektor modálních stupňů volnosti při vazebných módech
q^N		vektor modálních stupňů volnosti při normálních módech
q		vektor souřadnic
R	[mm]	relativní poloměr křivosti



R_1	[mm]	poloměr kontaktní části rozvodové páky s HLA
R_2	[mm]	poloměr koule definující kontakt rozvodové páky a HLA
R_3	[mm]	poloměr kontaktní části HLA s rozvodovou pákou
r_a	[mm]	vzdálenost od osy vačkového hřídele ke středu otáčení rozvodové páky
r_b	[mm]	poloměr základní kružnice vačky
r_f	[mm]	poloměr rolny
$\mathbf{r}^i$		transponovaná matice polohového vektoru
$\mathbf{R}^i$		vektor polohy tělesa vůči referenčnímu
R_r	[mm]	poloměr rolny
r_r	[mm]	vzdálenost rolny od středu otáčení rozvodové páky
R_v	[mm]	poloměr vačky
s	[-]	koeficient impaktu
SOHC		Single overhead camshaft
SVT		Single valve train
T	[J]	kinetická energie
$\mathbf{u}^E$		vektor stupňů volnosti uzlů rozhraní
$\mathbf{u}^i$		vektor polohy bodu P^i vůči souřadnému systému tělesa
$\mathbf{u}^I$		vektor stupňů volnosti vnitřních uzlů
$\mathbf{u}_f^i$		vektor posunu bodu P^i během deformace
$\mathbf{u}_o^i$		vektor polohy bodu P^i v nedeformovaném stavu
v	[mm·s ⁻¹]	rychlost povrchů těles
v_1	[m·s ⁻¹]	okamžitá rychlost zdvihátka
V_2	[mm]	výška kontaktní části rozvodové páky s HLA
v_o	[m·s ⁻¹]	rychlost ventilu
v_s	[mm·s ⁻¹]	skluzová rychlost
v_v	[mm·s ⁻¹]	rychlost v spojení pružného ventilu
x_{vr}	[mm]	posunutí uzlu ventilu
β	[°]	úhel kontaktní síly
δ	[mm]	délka křivky vačky
δ_{vr}	[mm]	pseudo-penetrace
θ	[°]	úhel natočení vačky
λ		vektor Lagrangeových multiplikátorů
μ_1	[-]	Poissonovo číslo prvního tělesa v kontaktu



μ_2	[-]	Poissonovo číslo druhého tělesa v kontaktu
μ_d	[-]	dynamický koeficient tření
μ_s	[-]	statický koeficient tření
ρ	[mm]	poloměr křivosti vačky
ρ_d	[kg·mm ⁻³]	hustota drátu pružiny
$\bar{\psi}$	[°]	tangenta úhlu kontaktu vačky s rolnou



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Výpočet kontaktních tuhostí

P1-P2

Příloha 2 - Výsledky simulací

P1-P3