FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh výfukové vačky pro motorovou brzdu

Design of Exhaust Cam for Engine Brake

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2020

Michal BEDRNÍK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Radek Tichánek, Ph.D

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bedrnik** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **473696**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh výfukové vačky pro motorovou brzdu.

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Exhaust Cam for Engine Brake

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte výfukovou vačku pro dvoutaktní motorovou brzdu dle zadané geometrie mechanismu. Proveďte návrh zdvihové křivky ventilu vyplývající z požadavku funkce motoru v režimu motorové brzdy. Sestavte kinematický a kvazi-dynamický model mechanismu v GT VTDesign. Vypočtěte obrys vačky, zkontrolujte její vyrobitelnost a sestavte dokumentaci pro výrobu. Pro mechanismus navrhněte ventilovou pružinu a proveďte analýzu sil působících v mechanismu.

Seznam doporučené literatury:

Robert L. Norton, Cam Design and Manufacturing Handbook
Gamma Technologies, Dokumentace k programům GT-SUITE

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Radek Tichánek, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2020** Termín odevzdání bakalářské práce: **15.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Radek Tichánek, Ph.D.	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

23.6.2020 — Datum převzetí zadání

Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Anotační záznam

Jméno autora:	Michal Bedrník
Název práce:	Návrh výfukové vačky pro motorovou brzdu
Anglický název:	Design of Exhaust Cam for Engine Brake
Rozsah práce:	
	56 stran
	22 obrázků
	2 tabulky
	19 grafů
Akademický rok:	2019/2020
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Radek Tichánek, Ph.D
Klíčová slova:	vačka, motorová brzda, zdvih, rychlost, zrychlení, pružina, rozvodový systém
Key words:	cam, engine brake, lift, velocity, acceleration, spring, valvetrain

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem vačky pro výfukový ventil dvoutaktní dekompresní motorové brzdy. Úkolem práce bylo provést rešerši navrhování vaček a motorových brzd. Dále byla dle zadaných parametrů navržena zdvihová křivka výfukového ventilu v programu VTDESIGN. Následně je v tomto programu podle zadaných parametrů proveden návrh pružiny. Nakonec byly provedeny kinetická a kvazi-dynamická analýza a následné vyhodnocení jejich výsledků. Součástí práce jsou výkresy vačkové hřídele a navržené ventilové pružiny.

Abstract

This bachelor thesis deals with the design of a cam for the exhaust valve of a two-stroke decompression engine brake. The task of the work was to search for the design of cams and engine brakes. Furthermore, the lift curve of the exhaust valve in the VTDESIGN program was designed according to the specified parameters. Subsequently, a spring design is performed in this program according to the entered parameters. Finally, kinetic and quasi-dynamic analysis and subsequent evaluation of their results were performed. The work includes drawings of a camshaft and designed valve spring.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: "Návrh výfukové vačky pro motorovou brzdu" vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 5.7.2020

……

(podpis autora)

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce Ing. Radku Tichánkovi, Ph.D za pomoc při tvorbě, poskytnutí studijních materiálů a časté konzultování problematiky práce.

Obsah

1. Úvod 9
2. Vačka 10
2.1. Dělení vaček 11
2.2. Návrh vačky 12
3. Odlehčovací brzdy 17
3.1. Obecný princip 17
3.2. Druhy odlehčovacích brzd 17
3.3. Motorová brzda 19
3.4. Způsoby zvýšení výkonu motorové brzdy 20
3.5. Dvoutaktní dekompresní motorová brzda 22
4. Seznámení se softwarem GT-SUITE 25
4.1. GT-POST 25
4.2. VTDESIGN 26
4.2.1. CAMDESIGN 26
4.2.2. VALVETRAIN 29
4.2.3. SPRINGDESIGN 31
5. Zadané parametry a postup návrhu 32
5.1. Profil vačky 32
5.2. Geometrie rozvodového systému 36
5.3. Návrh pružiny 37
6. Výsledky práce 40
6.1. Kinematická analýza 40
6.2. Kvazi-dynamická analýza 44
7. Závěr 51
8. Seznam použitých zdrojů 52
9. Použité zkratky a cizí výrazy 53

10. Seznam obrázků 54

11. Seznam tabulek 56

12. Seznam příloh 56

1. Úvod

Má bakalářská práce se zabývá návrhem profilu vačky pro rozvodový mechanismus výfukového ventilu motorové brzdy nákladního automobilu. Cílem této práce je navrhnout vyrobitelný profil vačky, který zároveň zajišťuje požadovaný zdvih ventilu, pokud je motor v režimu brzdy. Pro návrh vačky jsem využil programu VTDESIGN od společnosti Gamma Technologies.

Tato vačka je určena pro dvoutaktní dekompresní motorovou brzdu, což je systém, který vytváří zápornou práci motoru pomocí rozvodového mechanismu.

Vačka je navrhována na základě zadaných dat, která vycházejí z komplexních simulací. Požadovaná zdvihová křivka musí splňovat určenou výšku zdvihu a počet zdvihů. Dále se zabývám návrhem ventilové pružiny, aby měla ideální vlastnosti pro správnou funkci rozvodového mechanismu.

Pro navržený profil je v práci provedena kinematická analýza a nakonec i kvazi-dynamická analýza.

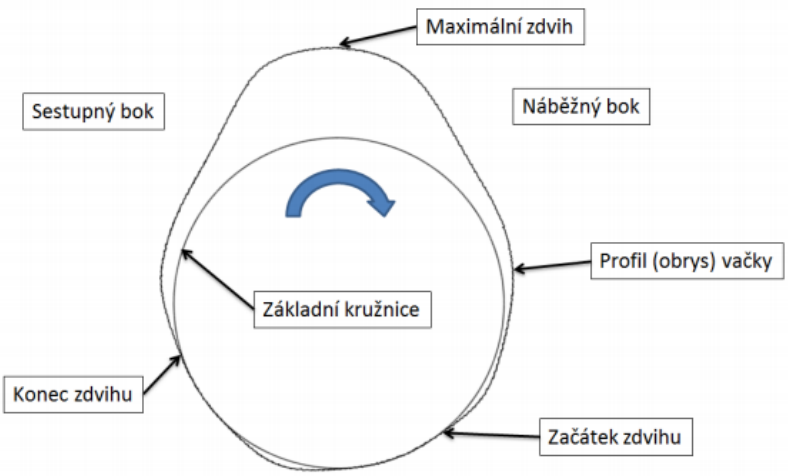
V teoretické části této práce jsem se zaměřil na proces návrhu vačky a způsob vytváření zdvihové křivky. Poté následuje kapitola o motorových brzdách. V další kapitole představuji software, pomocí kterého profil vačky a pružinu navrhuji. V následující kapitole popisuji zadané hodnoty a průběh návrhu zdvihové křivky. V předposlední kapitole se zabývám vyhodnocením výsledků kinematické a kvazi-dynamické analýzy. V závěru je pak zhodnoceno, jak se podařilo určený úkol splnit.

2. Vačka

Má bakalářská práce je zaměřená na návrh profilu vačky. V této kapitole se zaměřím na teoretické poznatky o vačkách.

Vačka je součást mechanismu, která převádí rotační pohyb na posuvný v přesně daném okamžiku. Využití vaček je velmi široké a jsou součástí strojků na holení nebo šicích strojů. V největší míře se však nacházejí jako ovládací prvky ventilů u spalovacího motoru, což je i případ, kterým se ve své práci zabývám. V tomto případě je vačka součástí vačkového hřídele, který sdružuje několik vaček pro jednotlivé ventily. [13]

Princip přeměny pohybu je velmi jednoduchý. Profil vačky je dán požadovaným počtem zdvihů a jejich velikostí. Vačka rotuje určitými otáčkami. S vačkou musí být vždy v kontaktu zdvihátko, které je umístěno v posuvné vazbě a vytváří požadovaný posuvný pohyb, který v případě této práce otevírá výfukový ventil. Nulový zdvih vačky je dán základní kružnicí. Na obrázku 1 je znázorněn jednoduchý profil vačky pro ilustraci. Podle smyslu otáčení (modrá šipka) rozpoznáme na profilu vačky náběžný bok, kdy se zdvih zvětšuje až do místa, kde je rozdíl mezi základní kružnicí a profilem největší. Zde se nachází maximální zdvih vačky. Poté se zdvihátko pohybuje se zmenšováním zdvihu po sestupném boku až ke konci zdvihu. [2]

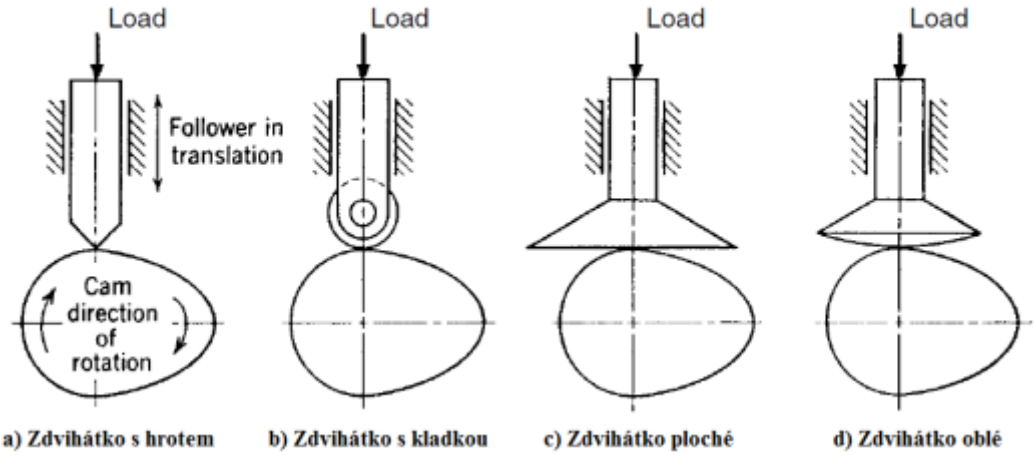


Obrázek 1: Popis profilu vačky[2]

2.1. Dělení vaček

Základní dělení vačkových systémů.

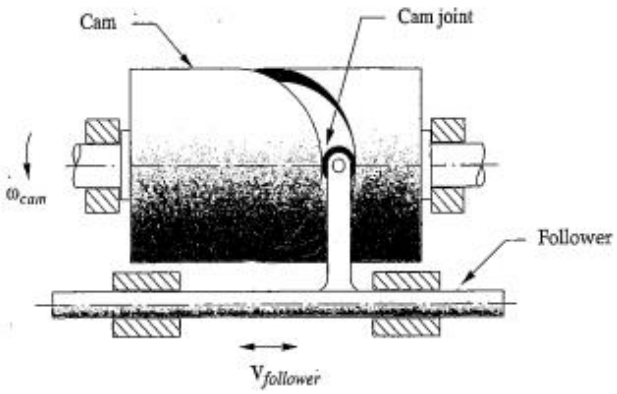
- Podle zdvihátka: s hrotem, kladičkový zvedák, ploché, oblé (Obr. 2)



Obrázek 2: Typy zdvihátek [10]

V bakalářské práci se zaměřím na přenos pomocí kladičkového zvedáku. Ten je nejpoužívanější, protože u něj dochází k nejmenšímu tření a má tedy nejdelší životnost.

- Podle přenosu pohybu: radiální, axiální

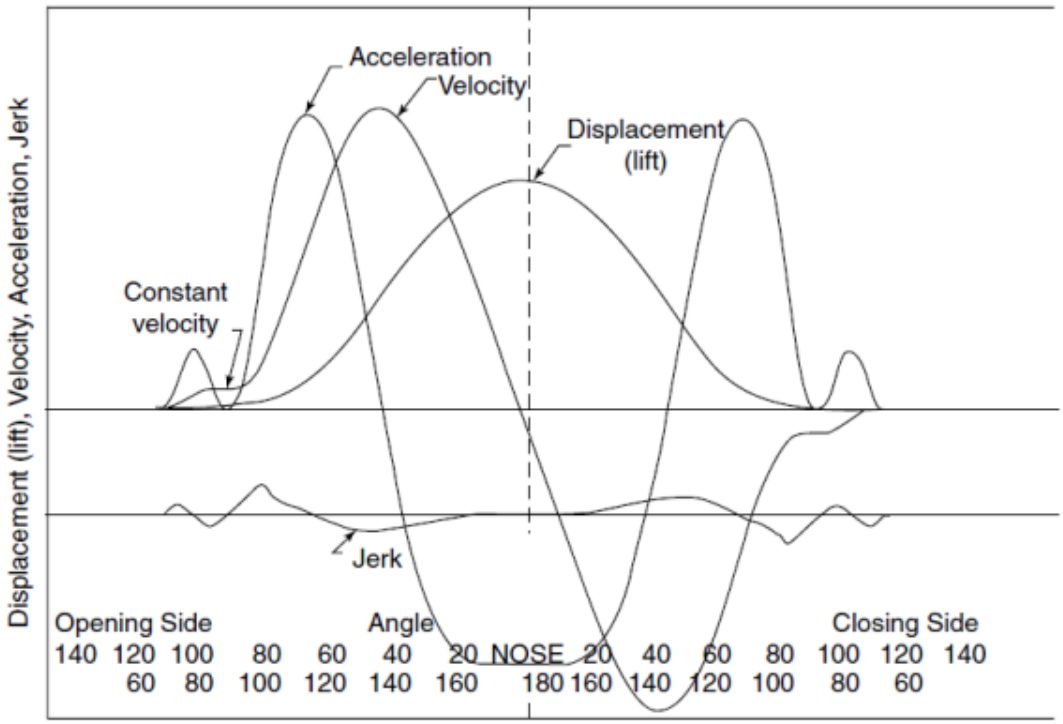


Obrázek 3: Axiální přenos pohybu [13]

Nejčastěji se pro svou jednoduchost a kompaktnost používají radiální vačky, kdy je pohyb sledovače v radiálním směru. Dále existují vačky, kdy je pohyb zdvihátka paralelní s osou rotace vačky (Obr. 3).

2.2. Návrh vačky

Při návrhu profilu vačky se pracuje se zdvihovou křivkou vačky (lift) a dále s křivkami jejich derivací – rychlost (velocity), zrychlení (acceleration) a ryv (jerk), jejichž příklad lze vidět na obrázku 4. Profil je navrhován tak, aby měl co nejlepší průtok, minimální tlakovou ztrátu a aby se ventil rychle a spojitě otevíral. Pro zamezení nežádoucích rázů a tím způsobeného rychlejšího opotřebení a zničení rozvodového systému se navrhuje zdvihová křivka tak, aby byla spojitá nejméně třetí derivace (jerk). [1], [13]



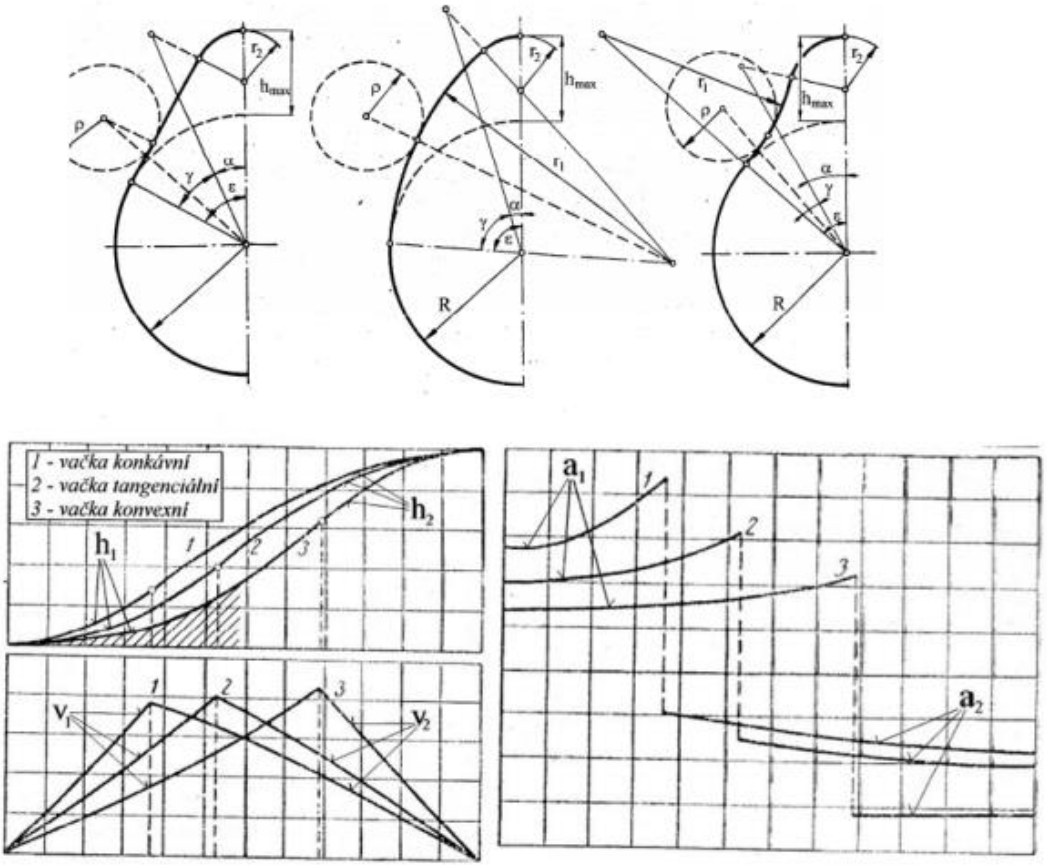
Obrázek 4: Zobrazení zdvihové křivky a jejich derivací (spojitý průběh) [5]

Nespojitost zrychlení vzniká v případě, kdy je profil vačky tvořen jednoduchými oblouky a přímkami. Pro spojité zrychlení a následně další derivace se zdvih skládá z několika druhů křivek, které je možno snadno derivovat, například sinusovky, paraboly a mocninné funkce. [1]

V této práci se zabývám návrhem vačky pro kladičkový zvedák. Ten je výhodný pro nižší ztráty třením, menší opotřebení a možnosti větší plnosti vačky. [13]

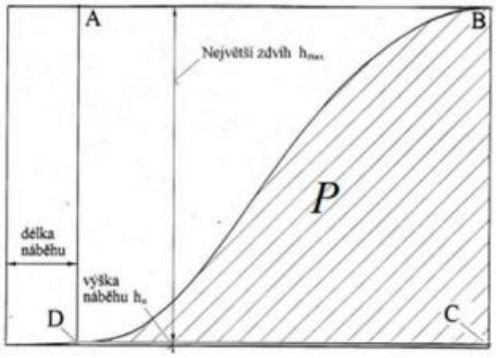
Pro kladičkový zvedák lze použít tři druhy boku vačky (Obr. 5):

- tangenciální – bok tvořen rovnou plochou
- konvexní – bok tvořen vypuklou plochou
- konkávní – bok tvořen vydutou plochou (nutno dodržet podmínku, aby poloměr boku byl větší, než poloměr zvedáku) [1]



Obrázek 5: Druhy boků vaček a křivky zdvihu (h), rychlosti (v) a zrychlení (a) [1]

Další charakteristickou vlastností vačky je poměrová plnost zdvihové křivky, což je plocha pod křivkou k celkové ploše vymezené daným obdélníkem (Obr. 6). Důležitým bodem návrhu je také náběh pro vymezení ventilové vůle, který umožňuje mírný náběh funkčního zdvihu vačky. Tato část je důležitá i v sestupné části zdvihové křivky, kdy zajišťuje správné dosednutí ventilu do sedla a jeho dosedací rychlost. [2]



Poměrná plnost $p = \frac{P}{plocha(ABCD)}$

Obrázek 6: Zobrazení poměrové plnosti a náběhu pro vymezení ventilové vůle [2]

Pro návrh zdvihové křivky se využívá několika způsobů. Základním pravidlem pro návrh profilu vačky je, že první dvě derivace (rychlost a zrychlení) musí být spojité a třetí derivace (jerk) nabývá konečných hodnot. [13]

Dříve se obrys vačky navrhoval na základě polynomických funkcí. Tímto způsobem šlo navrhnout poměrně jednoduchý tvar. Ten však dosahoval dostatečných parametrů k fungování vačky za vysokých otáček, protože měl spojitou rychlost, zrychlení a další derivace. Při této metodě se používal například vztah pro výšku zdvihu h:

$$h = c_0 + c_2x^2 + c_px^p + c_qx^q + c_rx^r + c_sx^s,$$

kdy p, q, r a s jsou: p = 2n+2, q = 4n+2, r = 6n+2, s = 8n+2 a n je celé kladné číslo (n=2÷6), které upravuje maximální hodnotu zrychlení, c_0 je konstanta upravující zdvih a zbývající konstanty c_2 až c_s jsou dány složitějšími zlomky obsahujícími p, q, r, s a úhel vačky ε. Tento způsob byl dříve náročný, protože hodnoty členů c_2 až c_s se mohly lišit až o padesát řádů. V současnosti se používá pro předběžné návrhy kvůli své jednoduchosti, avšak pro konečné řešení návrhu se používá komplexnějších metod. [9]

Vytvořit zdvihovou křivku tak, aby byla spojitá i křivka zrychlení je také možné, pokud se poskládá z částí funkcí, které lze snadno derivovat, například části sinusovky, paraboly, elipsy, atp. U tohoto postupu je však problém při napojení jednotlivých úseků. Toto napojení se určí pomocí stejných okrajových podmínek na jednotlivých hranicích úseků zleva a zprava, což vede na soustavu rovnic, díky kterým lze křivku určit. [9]

Ke komplexnějšímu navrhování profilu vačky je možno využít metodu konečných diferencí. Tato metoda využívá diferencí konečné velikosti, jejichž šířka je odvozená od úhlu vačky. Tu je možno rozdělit například po půl stupních a každé této délce pak přiřadit hodnotu zdvihu, popřípadě vyšších derivací. Hodnotu první diference, která nám představuje rychlost, získáme tak, že od hodnoty zdvihu daného úseku odečteme hodnotu zdvihu úseku předešlého. Obdobným způsobem se postupuje u dalších diferencí. Při navrhování vačky se většinou pracuje s druhou diferencí (zrychlením), ze kterého se určí rychlost a zdvih. Díky této metodě můžeme kontrolovat hodnoty na výkresu, nahradit chybějící části na základě předpokladu spojitosti a plynulosti křivky, určit druh boku vačky, plynule napojit křivky zrychlení u nesouměrných boků vaček a konstruovat vačky prakticky s libovolným zrychlením. Tento způsob byl nevýhodný pouze kvůli nutnosti bezchybné práce a také časové náročnosti. Tyto nevýhody jsou odstraněny mechanizací výpočtu. [9]

Pro složitější profil vačky lze také využít funkce spline, která umožňuje křivku proložit body, které byly získány například měřením. Volená křivka pak body přímo prochází nebo je míjí v bezprostřední blízkosti. Existují různé druhy funkcí spline, které mají různé vlastnosti, tudíž v některých případech křivka body procházet nemusí. Využití funkce spline je výhodné, protože dané body od sebe mohou být v libovolné vzdálenosti. Samotná funkce pak může vypadat následovně:

$$S(x) = y = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0.$$

Do tohoto vztahu se poté posupně dosazují trojice bodů (např. A, B, C; B, C, D), čímž dostaneme jednotlivé parametry a následně konkrétní rovnici pro daný úsek. Jelikož by navrhování křivek na papíře tímto způsobem bylo časově velmi náročné, využívá se speciálních programů, které dokážou křivky vykreslit okamžitě i v případě posunutí některého z bodů. [9]

V současné době se pro návrh složitých profilů vaček vyžadujících velikou přesnost užívá speciálních programů, které umožňují pozorovat a upravovat zdvihovou křivku a zároveň i její derivace. V této práci jsem pracoval v programu VTDESIGN od Gamma Technologies, který umožňuje upravovat křivku až v její čtvrté derivaci. Dále je v něm možno navrhnout ventilovou pružinu a provést kinematickou a kvazi-dynamickou analýzu. Dalšími podobnými programy jsou například CamEdit od REX controls s.r.o. nebo MechDesigner od PS Motion. [3], [4], [9]

3. Odlehčovací brzdy

3.1. Obecný princip

Odlehčovací brzdy neboli retardéry, se používají u velkých kolových dopravních prostředků, například u autobusů nebo nákladních automobilů. Retardéry jsou určeny ke zpomalování rychlosti daného prostředku, například při jízdě z dlouhého svahu, protože by jinak mohlo hrozit přehřátí třecích brzd. Kvůli tření totiž vznikají velmi vysoké teploty, a tak dochází ke značnému snížení účinnosti třecích brzd. Provozní (třecí) brzda je proto určena k zastavení vozidla, ale pro delší kontinuální brždění je použit právě retardér. Jeho užití je výhodné i z ekonomického hlediska. Díky retardéru nedochází k příliš rychlému opotřebení provozní brzdy, čímž se snižují náklady na servis vozidla a zároveň prodlužuje provozní čas, kdy může vozidlo fungovat. Retardér by měl být navržen tak, aby měl větší účinnost při vyšší rychlosti vozidla. Odlehčovací brzda slouží pouze ke zpomalení vozidla, proto ji nelze využít jako brzdu parkovací. Retardér přeměňuje kinetickou energii na teplo, primárně bez tření pevných součástí. [2], [11]

3.2. Druhy odlehčovacích brzd

Všechny odlehčovací brzdy jsou v kategorii pomocných brzdných systémů k provozním brzdám. U těchto brzd dochází ke kontinuálnímu konání práce a brzdný moment zde není vyvíjen třením mezi dvěma plochami, jako u kotoučových brzd. Díky tomu je opotřebení těchto brzd velmi malé. [11]

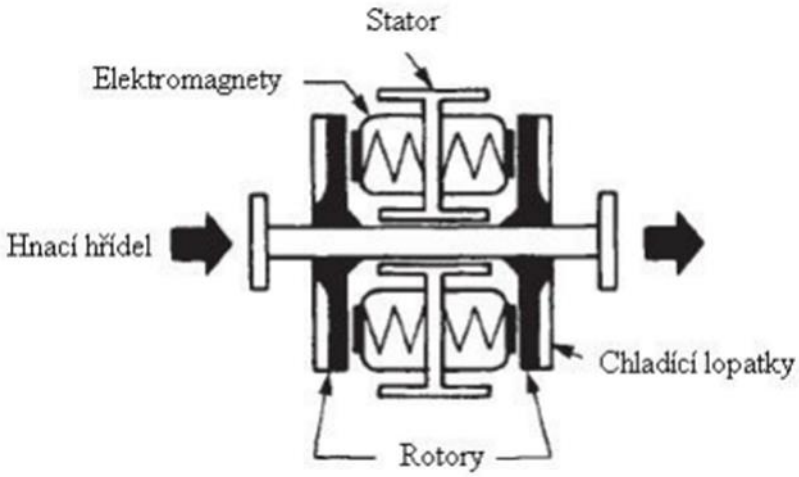
Retardéry můžeme rozdělit do čtyř hlavních skupin a to na motorové brzdy, výfukové brzdy, hydrodynamické brzdy a elektromagnetické brzdy. [11]

Motorová brzda vytváří zápornou práci, kterou koná motor, podobně jako kompresor. Dále se jí budu zabývat v další části, jelikož je vačka navrhovaná v této práci určena právě pro tento druh brzdy. [11]

Výfuková brzda pracuje na obdobném principu, kdy je ve výfukovém potrubí přidán ventil (klapka), který se zavře pouze v režimu brzdy.

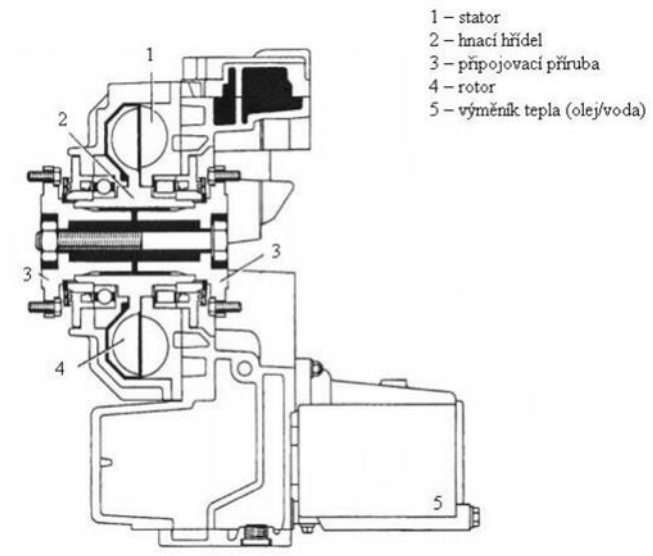
Zároveň dojde k zastavení přívodu paliva. Motor se pak v podstatě promění na nízkotlaký kompresor. Práce vyprodukovaná při kompresi pístem tvoří brzdný moment na klikovou hřídel, která přenáší brzdný účinek na převodovku a kola. Pro funkčnost musí být zařazen co nejnižší rychlostní stupeň dle rychlosti vozidla. [11]

Elektromagnetická brzda není závislá na samotném motoru. Brzdný moment je tvořen magnetickými tažnými silami a vzniká díky vířivým proudům vyvolaných rotorem a statorem s elektromagnety. Její schéma je na obrázku 7. [11]



Obrázek 7: Elektromagnetická brzda [11]

Hydrodynamická brzda je nejdražší druh retardéru, protože se jedná o konstrukčně nejnáročnější řešení. Kinetická energie je zde pomocí rotoru převedena na tepelnou energii do oleje, který slouží jako pracovní kapalina v brzdě. Součástí retardéru jsou také lopatky statoru, které zpomalují proudění oleje, čímž zároveň zpomalují rotaci rotoru, který je napojen pomocí převodovky na kola vozu. Brzdný účinek lze snadno ovlivnit množstvím pracovní kapaliny v brzdě. Výhodou hydrodynamické brzdy je relativně tichý chod, malá hmotnost a nezávislost na motoru vozidla. Na obrázku 8 je znázorněna hydrodynamická brzda. [11]



Obrázek 8: Hydrodynamická brzda [11]

3.3. Motorová brzda

Motorová brzda je konstrukční řešení, které umožňuje změnit hnací agregát vozu (motor) na hnaný agregát. Motor tak koná zápornou práci místo kladné. Existuje několik druhů motorových brzd. Pro všechny platí, že fungují pouze se zařazeným rychlostním stupněm. [2]

U osobních automobilů se často používá brzdění motorem, kdy například při jízdě z kopce nestlačujeme plynový pedál při zařazeném rychlostním stupni. Díky tomu nedochází k přísunu paliva do válců, takže motor nemá zdroj energie k tomu, aby fungoval v režimu hnacího agregátu. Motor tedy koná zápornou práci a působí brzdnou silou proti pohybu automobilu. Ten se dále pohybuje díky setrvačné síle, případně díky tíhovému zrychlení při jízdě z kopce. [2]

Brzdný moment v motoru vzniká z dvou hlavních důvodů. Prvním jsou mechanické ztráty, které nastávají v kontaktech všech vzájemně pohyblivých dvojic, například kontakt pístních kroužků se stěnou válce. Dalším důvodem je tlaková práce. [2]

V případě benzínového motoru vznikne v první fázi (sání) při ubrání plynu v důsledku malého otevření škrticí klapky nad válcem nižší tlak, než jaký je v klikové skříni pod pístem, čímž brzdí pohyb pístu. V důsledku malého otevření klapky se však tlaky postupně vyrovnají. Dále motor koná zápornou práci v druhé fázi (kompresi) při stlačování vzduchu ve válci. Tato práce je však motorem vykonána kladně ve třetí fázi expanzi, protože válec se v tomto případě chová jako pneumatická pružina. U dieselového motoru je princip brzdění obdobný. [2]

Tento typ motorové brzdy lze využívat u osobních automobilů, ale pro velká nákladní vozidla je nedostatečný, protože je při výrobě motoru kladem důraz na minimalizaci mechanických ztrát a brzdná síla by tak nebyla dostatečná. Proto se navrhují různá řešení pro zvýšení brzdného výkonu. Jedním z nich je i dekompresní brzda, pro kterou je navržená vačka, která je cílem této práce.

3.4. Způsoby zvýšení výkonu motorové brzdy

Jedním z nejjednodušších řešení pro zvýšení brzdného výkonu motorové brzdy je výfuková klapka (Obr. 9). Při zapnutí motorové brzdy se téměř uzavře, díky čemuž zůstane ve výfukovém potrubí pouze malá štěrbina. Z tohoto důvodu dojde k nárůstu tlaku ve výfukovém systému mezi válcem a klapkou, a proto je pístu kladen větší odpor ve čtvrté fázi (výfuk) čtyřdobého cyklu. Tím tedy dochází ke zvýšení brzdné práce, kterou je možno regulovat různým otevřením klapky. [2]

Obrázek 9: Výfuková klapka firmy CZM [12]

Dalším komplexnějším řešením je dekompresní motorová brzda. Díky tomuto řešení se eliminuje efekt pneumatické pružiny mezi kompresním a expanzním zdvihem u čtyřdobého spalovacího motoru. První druhy dekompresních brzd byly využívány od šedesátých let a jejich hlavním výrobcem je firma Jacobs Manufacturing Company. Tímto druhem motorové brzdy se budu zabývat v další kapitole, protože pro její inovaci byla navrhována výfuková vačka, která je předmětem bakalářské práce. [2]

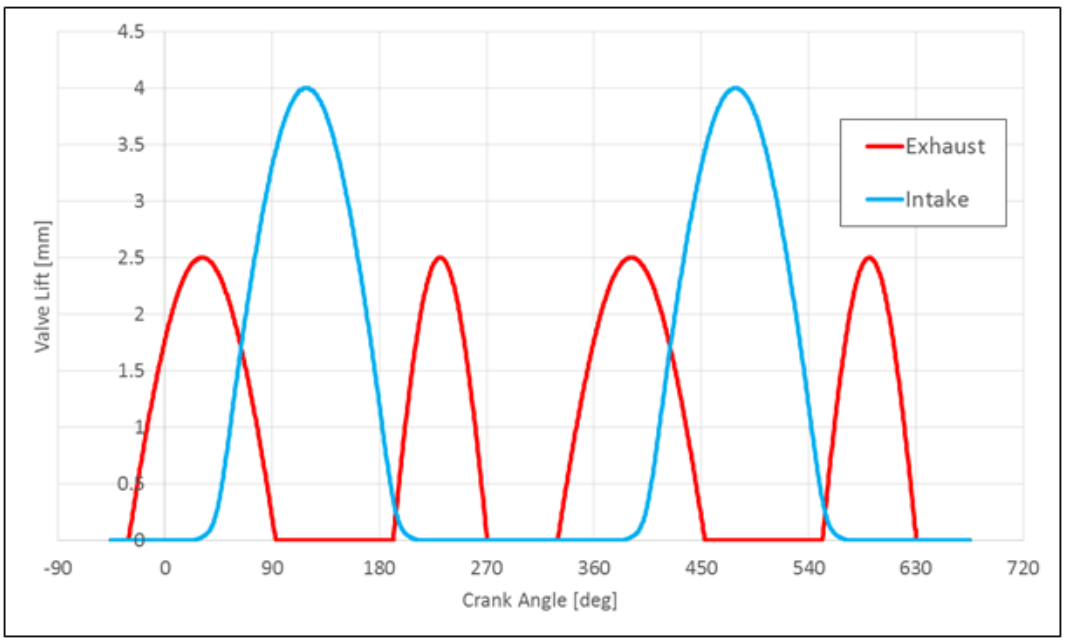
3.5. Dvoutaktní dekompresní motorová brzda

Dekompresní brzda odvádí stlačený vzduch při kompresním zdvihu výfukovým ventilem, díky čemuž není energie vedena pístem na klikovou hřídel a motor tak nekoná kladnou práci. Stlačovanému vzduchu je tak umožněna dekomprese. U tohoto typu odlehčovací brzdy je velmi důležité správné načasování otevírání ventilu, které je zajištěno dle výrobce speciálním rozvodovým systémem, který je většinou mechanicko-hydraulický. Zatím nejvýkonnější typ dekompresní brzdy je dvoutaktní motorová brzda, pro kterou byla navržena vačka v této práci. [7]

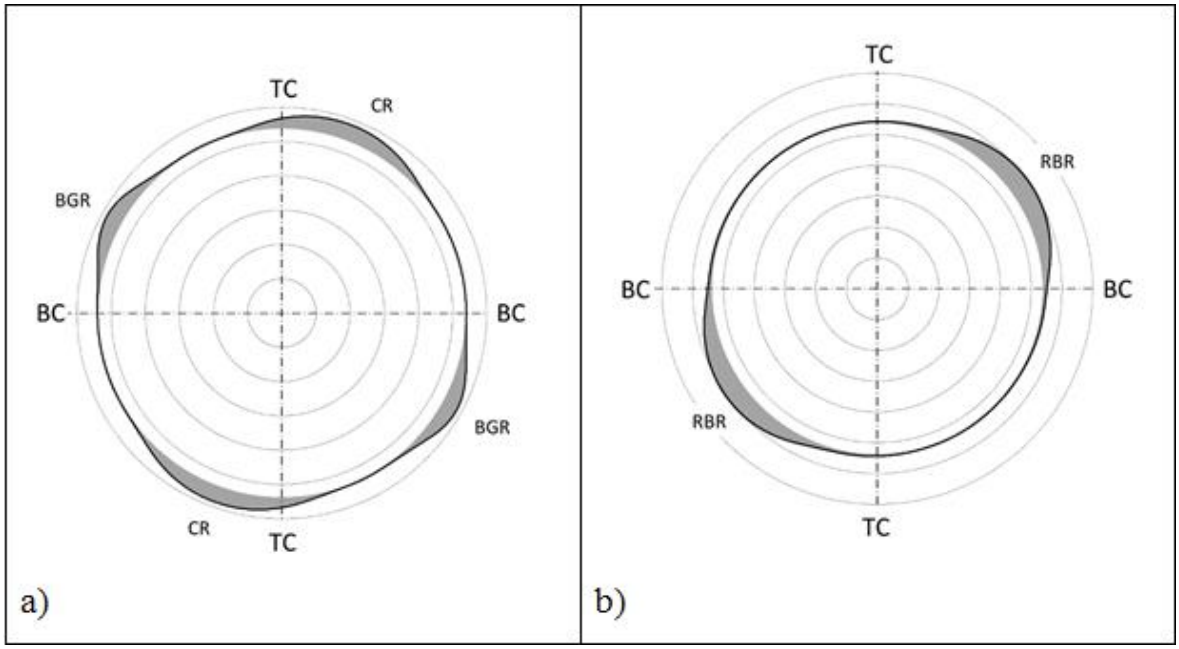
Válce motoru vybaveného dvoutaktní motorovou brzdou jsou opatřeny dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily. V režimu se spalováním se ventily otevírají standardně dle čtyřdobého cyklu spalovacího motoru. Když je motor přepnut na režim motorové brzdy, otevírají se pouze sací a výfukový ventil podle vaček motorové brzdy. [7]

Oba ventily mají na rozdíl od klasického cyklu rozdílnou zdvihovou křivku. Sací ventil funguje podobně jako klasický sací ventil, slouží k tomu, aby se do válce dostal vzduch a mohlo tak dojít ke kompresi (brždění). Ventil koná během jedné otáčky vačky dva zdvihy, které jsou označovány jako Rebreather Lift. [7]

Výfukový ventil koná během jedné otáčky vačkové hřídele čtyři menší zdvihy. První koná těsně po horní úvrati po kompresi, čímž dojde k dekompresi vzduchu ve válci. Toto načasování je znázorněno v obrázku 10, kdy se píst nachází v horní úvrati právě v počátku. Maximální zdvih výfukového ventilu je pak přibližně při natočení o 30° po horní úvrati, čehož jsem využil i při kvazi-dynamické analýze. Tento zdvih je označován jako Compression Release – CR (uvolňující kompresi). Další zdvih slouží ke zvýšení tlaku, když se píst pohybuje z dolní úvratě. Toto je umožněno zvýšeným tlakem ve výfukovém potrubí, protože do něj byl uvolněn plyn z válců při CR zdvihu. Daný zdvih je označován jako Brake Gas Recirculation – BGR (recirkulace brzdících plynů). Na obrázku 11 jsou zobrazeny tvary výfukové a sací vačky. [7]



Obrázek 10: Závislost zdvihové křivky sacího ventilu (modrá křivka) a výfukového ventilu (červená křivka) na úhlu natočení klikové hřídele (počátek při první horní úvrati - komprese) [7]



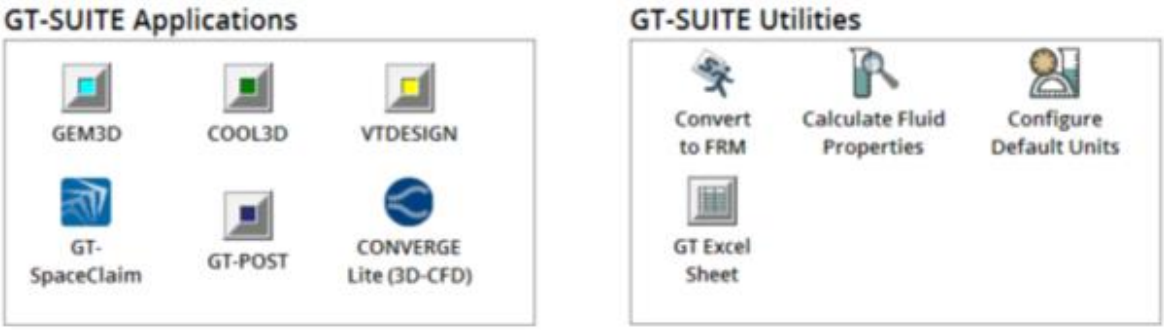
Obrázek 11: Profil výfukové a) a sací b) vačky [7]

Dvoutaktní motorová brzda je účinný brzdný systém, který zvyšuje maximální brzdný výkon a také zajišťuje maximální brzdný moment při nízkých otáčkách motoru. Je to ideální řešení pro velké dieslové motory, u kterých je nutné zajistit maximální brzdný výkon a zároveň minimální mechanické ztráty. Pro správné fungování brzdy je nutné velmi přesné načasování zdvihů jednotlivých ventilů. [7]

4. Seznámení se softwarem GT-SUITE

V této kapitole se budu věnovat představení softwaru GT-SUITE od firmy GAMMA TECHNOLOGIES, protože jsem ho převážně využíval pro svůj návrh výfukové vačky.

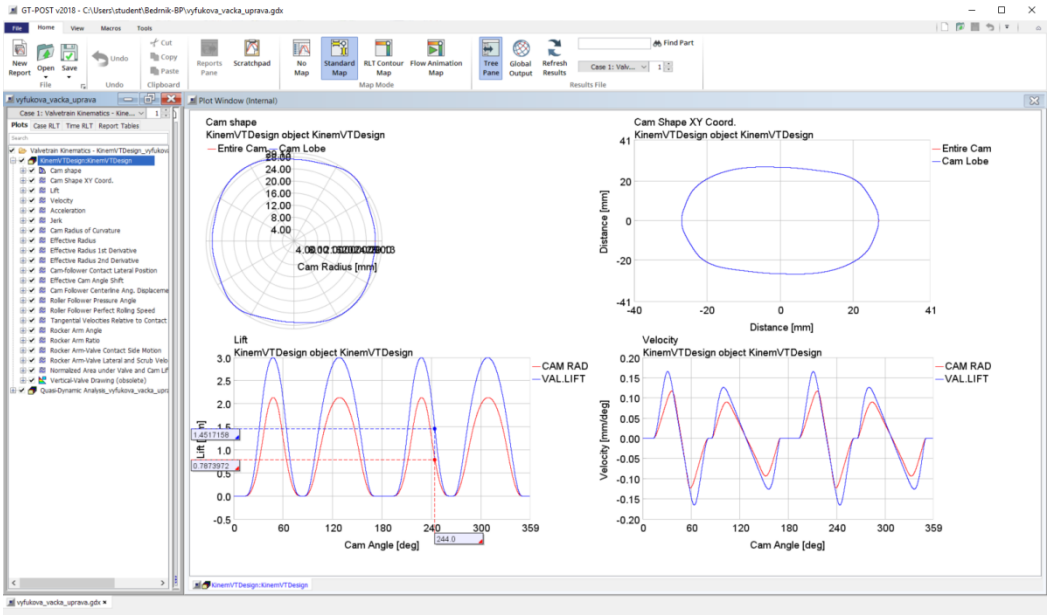
GT-SUITE je souhrnné označení pro balíček aplikací a nástrojů, které tvoří simulační nástroj pro mnoho aplikací v navrhování a testování spalovacích motorů a automobilů. Jednotlivé fyzikální objekty jsou zde označovány jako prvky, které jsou seskupeny v několika knihovnách dle typu, například: knihovna toků, mechanická knihovna, chemická knihovna, atd. Dále je v Softwaru GT-SUITE obsaženo několik aplikací a nástrojů, které usnadňují tvorbu modelů a jejich následné simulování a vyhodnocení výsledků simulace. Dále se zaměřím na ty programy, které jsem využíval k práci. [2]



Obrázek 12: Aplikace a nástroje v GT-SUITE

4.1. GT-POST

GT-POST je program sloužící k přehlednému vyhodnocení výsledků. Dle dané simulace nabízí porovnání výsledků mnoha veličin. Výsledná data ukazují jejich závislost pomocí interaktivních grafů. Data jsou kompatibilní s dalšími programy, například MS EXCEL.



Obrázek 13: Rozhraní programu GT-POST

4.2. VTDESIGN

V programu VTDESIGN probíhala hlavní náplň této bakalářské práce, proto jej popíšu podrobněji. Tento program je rozdělen na tři základní prostředí. První prostředí umožňuje grafický návrh profilu vačky (CAMDESIGN), v dalším se určí typ rozvodového systému (VALVETRAIN) a třetí prostředí slouží k návrhu ventilové pružiny (SPRINGDESIGN). [4]

4.2.1. CAMDESIGN

V této části VTDESIGNu je prováděn samotný návrh zdvihové křivky. Lze tu vytvořit zdvihovou křivku ventilu i vačky. Tvorbu křivky je zde možno provést pomocí tří základních schémat. [4]

4.2.1.1. Polynom

Prvním způsobem pro jednodušší profily vaček je návrh pomocí polynomů. Zdvihová křivka se zde tvoří pomocí několika polynomů různých řádů s danými vazbami v jejich napojení. Pro získání požadovaného zdvihu a jeho derivací (rychlost, zrychlení, ryv) je třeba užít určitých hodnot v určitých úhlech podél zdvihové křivky. Křivka se dále upravuje pomocí změny jednotlivých koeficientů v polynomu. [4]

$$Lift = a_0 x_n^0 + a_1 x_n + a_2 x_n^2 + a_3 x_n^3$$

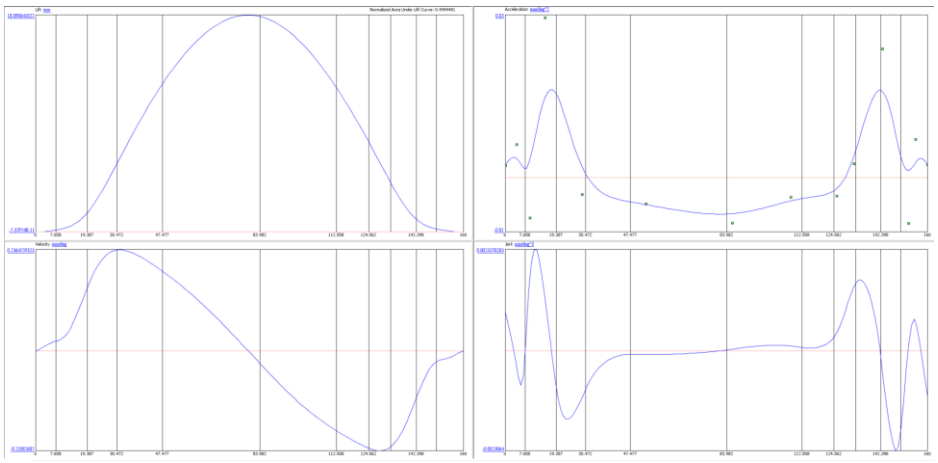
$$Velocity = a_1 \frac{x_n^0}{\Delta x} + 2a_2 \frac{x_n}{\Delta x} + 3a_3 \frac{x_n^2}{\Delta x}$$

$$Acceleration = 2a_2 \frac{x_n^0}{\Delta x^2} + 6a_3 \frac{x_n}{\Delta x^2}$$

Obrázek 14: Příklad polynomu určeného k návrhu zdvihové křivky a jejích derivací [4]

4.2.1.2. B-spline

Další možností navrhování zdvihové křivky je užití B-spline. To nám umožňuje tvořit křivku pouze definováním křivky druhé derivace (zrychlení). Křivka B-spline je definována několika body a úseky s určitými vlastnostmi a uzlovými body můžeme pohybovat ve směru osy x i y. [4]



Obrázek 15: Návrh zdvihové křivky pomocí B-spline [4]

4.2.1.3. Hybrid spline

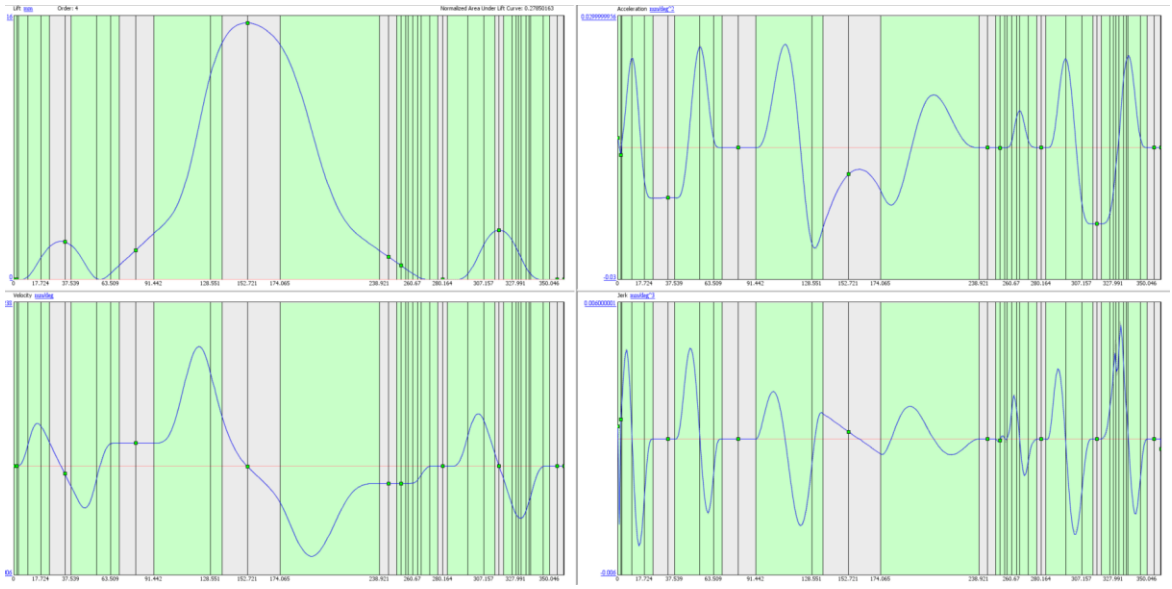
Metoda, která umožňuje nejvíce volnosti při tvorbě zdvihové křivky, se nazývá hybrid spline. Pomocí této metody byla navržena výfuková vačka v této práci, proto ji popíšu podrobněji. Toto schéma návrhu je kombinací polynomů a B-splinu. Zdvihovou křivku je zde možno upravovat až v její čtvrté derivaci (snap) a při návrhu se používají derivace křivky zdvihu, kterými jsou rychlost (1. derivace), zrychlení (2. derivace), ryv (3. derivace) a snap (4. derivace). Při navrhování je nutno určit, do jaké derivace

má být zdvihová křivka spojitá, díky čemuž určíme, v jaké nejvyšší derivaci se bude křivka upravovat. Základní úpravy křivek derivací se provádějí pomocí bodů, které prokládají křivku, a úseků (dwell), na které je křivka dělená.

Dwell je speciální úsek křivky, kde křivka derivace, ve které je úsek definován, nabývá konstantní hodnoty. Pokud je nutné mít konstantní zrychlení v určitém úseku, využiji zde právě funkce dwell. Rychlost v dané části bude mít lineární závislost a zdvihová křivka kvadratickou. V úsecích s konstantní hodnotou se v nižších derivacích, než je úsek definován, používají polynomy. U úseku dále můžeme předepsat, jestli bude hodnotu udávat levá, či pravá strana nebo střed. [4]

Body slouží k určení konkrétní hodnoty v určitém úhlu. Dají se podle nich určit například maximální hodnoty vrcholků zrychlení nebo obecně poupravit průběh. Můžeme zde využít tří druhů bodů, a to vrcholových (peak point), kotevních (anchor point) a obecných bodů (general point). [4]

Hodnoty jednotlivých bodů nebo konstantních úseků, případně jejich hranice lze upravovat pomocí tabulky nebo přímo myší v grafickém rozhraní programu. Na obrázku 16 je znázorněná tvorba zdvihové křivky a příslušných derivací. Na první straně je zdvih a první tři derivace křivky. Pokud bychom chtěli zobrazit další derivace, můžeme na ně přepnout tlačítkem v menu programu. Šedou barvou jsou na obrázku znázorněny jednotlivé úseky s konstantní hodnotou (dwelly). V zelených částech se pak na černých hranicích nacházejí různé body, které upravují průběh křivky. [4]

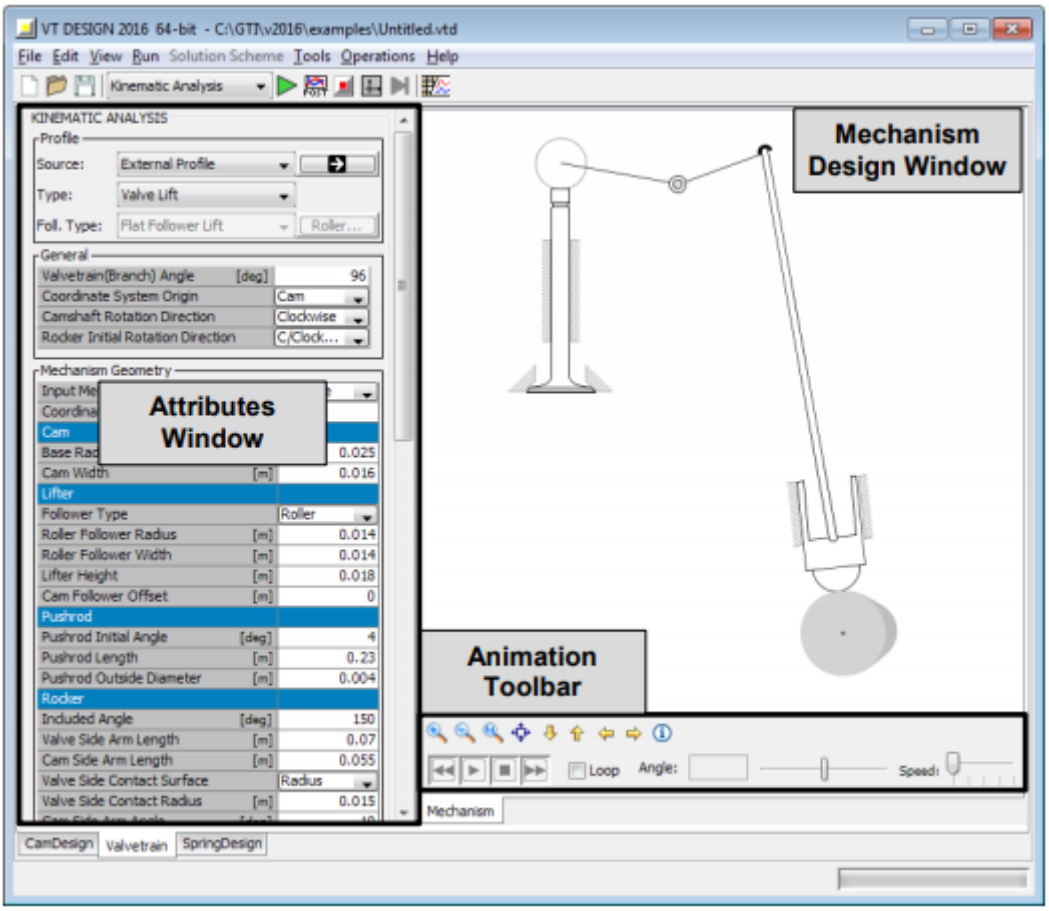


Obrázek 16: Tvoření zdvihové křivky pomocí hybrid spline v CAMDESIGNU

Můžeme zde tvořit buď zcela novou křivku, nebo využít již připravených křivek, které se v programu již nacházejí a pouze je upravovat přidáním nebo odebráním bodu a podobně. Dále je možné vložit externí profil, na který se snažíme křivku co nejvhodněji proložit. Této možnosti jsem využil ve své práci, kdy jsem předlohovou křivku navrhl pomocí programu MS EXCEL. Dále je možno této vlastnosti využít například při úpravě existujícího profilu.

4.2.2. VALVETRAIN

Prostředí VALVETRAN slouží k definování geometrie rozvodového mechanismu. Můžeme si zde vybrat z několika nejčastěji používaných druhů rozvodových mechanismů a poté doplnit konkrétní parametry mechanismu do tabulky. Program ze zadaných parametrů přímo vykresluje orientační schéma rozvodového mechanismu. [4]

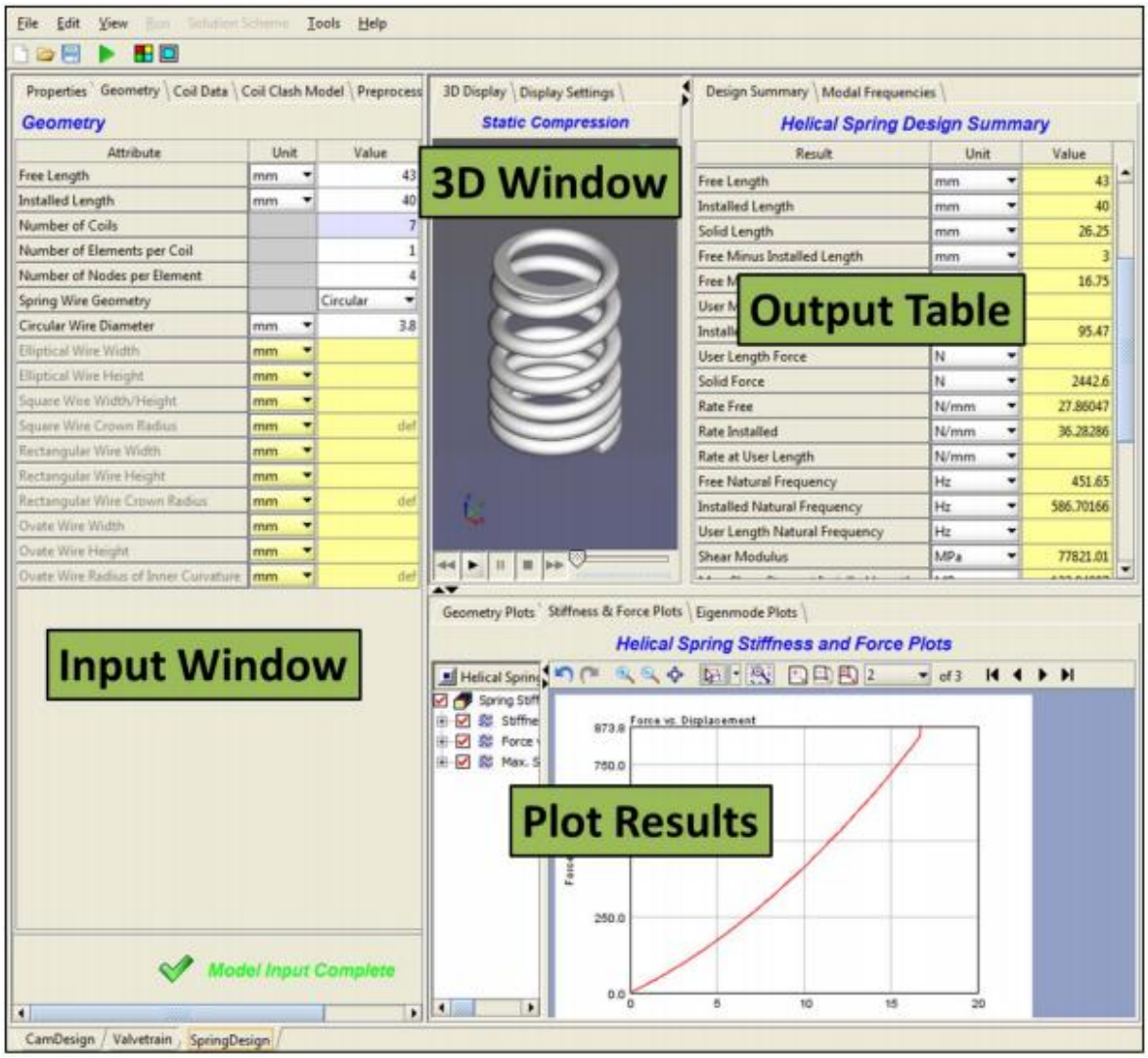


Obrázek 17: Prostředí VALVETRAIN, vlevo tabulka s parametry, vpravo schéma mechanismu [4]

V tomto prostředí (Obr. 17) lze následně provést kinematickou analýzu, díky které dostaneme výsledky nutné pro zjištění funkčnosti návrhu. Program umožní vykreslit finální zdvihovou křivku ventilu, vačky a následných derivací. Dále tímto způsobem zjistíme celkový profil vačky a její poloměry zaoblení, podle kterých zjistíme, jestli je vačku možné vyrobit. Po doplnění charakteristiky pružiny a případně ještě dalších parametrů, jako například tlaku ve válci nebo tuhosti vahadla můžeme provést kvazi-dynamickou analýzu, která určí působení sil a momentů v rozvodovém systému. [4]

4.2.3. SPRINGDESIGN

Toto prostředí (Obr. 18) slouží k návrhu ventilové pružiny. Po zadání potřebných parametrů, jako jsou geometrické rozměry, tuhost pružiny a průběh zatížení, program přímo vykreslí 3D model pružiny a určí chování modelu pružiny v čase. Data jsou poté využita k výpočtům kvazi-dynamické analýzy. [4]



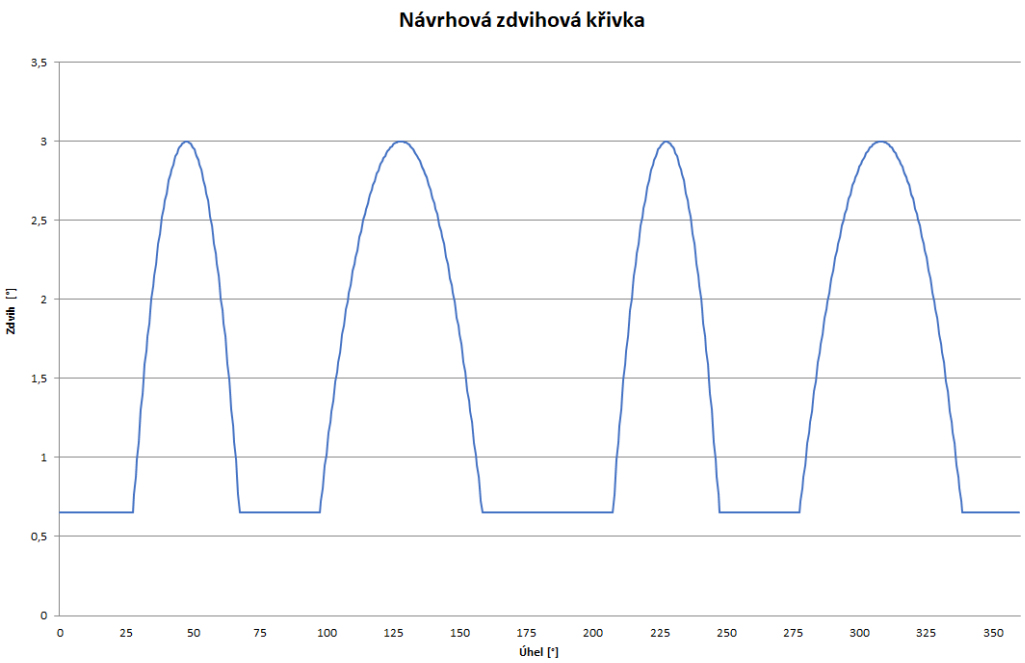
Obrázek 18: Prostředí SPRINGDESIGN, nalevo tabulky pro zadání parametrů, uprostřed zobrazení 3D modelu pružiny, vpravo tabulka s výstupními daty a dole grafické výsledky při zatěžování pružiny [4]

5. Zadané parametry a postup návrhu

V této kapitole se zaměřím na požadavky pro návrh profilu výfukové vačky a dalších částí rozvodového mechanismu. Dále upřesním zadané parametry pro vačku, geometrii rozvodového mechanismu a požadavky na ventilovou pružinu. Celý vačkový mechanismus je navrhován pro dvoutaktní motorovou brzdu řadového dieselového šestiválce pro těžké nákladní automobily.

5.1. Profil vačky

Pro návrh profilu výfukové vačky existuje několik parametrů. Maximální zdvih u výfukového ventilu by měl být okolo 3 mm. Na profilu vačky jsou celkem čtyři zdvihy, dva pro recirkulaci brzdných plynů (BGR) a dva pro uvolnění tlaku ve válci (CR). Tyto zdvihy mají být souměrně rozloženy na obvodu vačky. Zároveň mají být i zdvihy souměrné podle svého vrcholu. Dále jsem vycházel z ventilové vůle 0,65 mm a zadaných hodnot v této úrovni, které zároveň ohraničovaly jednotlivé zdvihy ventilu. Na základě těchto parametrů jsem mohl vytvořit modelovou zdvihovou křivku v programu MC EXCEL (Obr. 19), kterou jsem použil jako předlohu pro zdvihovou křivku ve VTDESIGNU.



Obrázek 19: Zobrazení návrhové zdvihové křivky s ventilovou vůlí

Křivky jednotlivých zdvihů jsem vytvořil pomocí parabolické závislosti druhého stupně. Pro BGR zdvih jsem využil vztah:

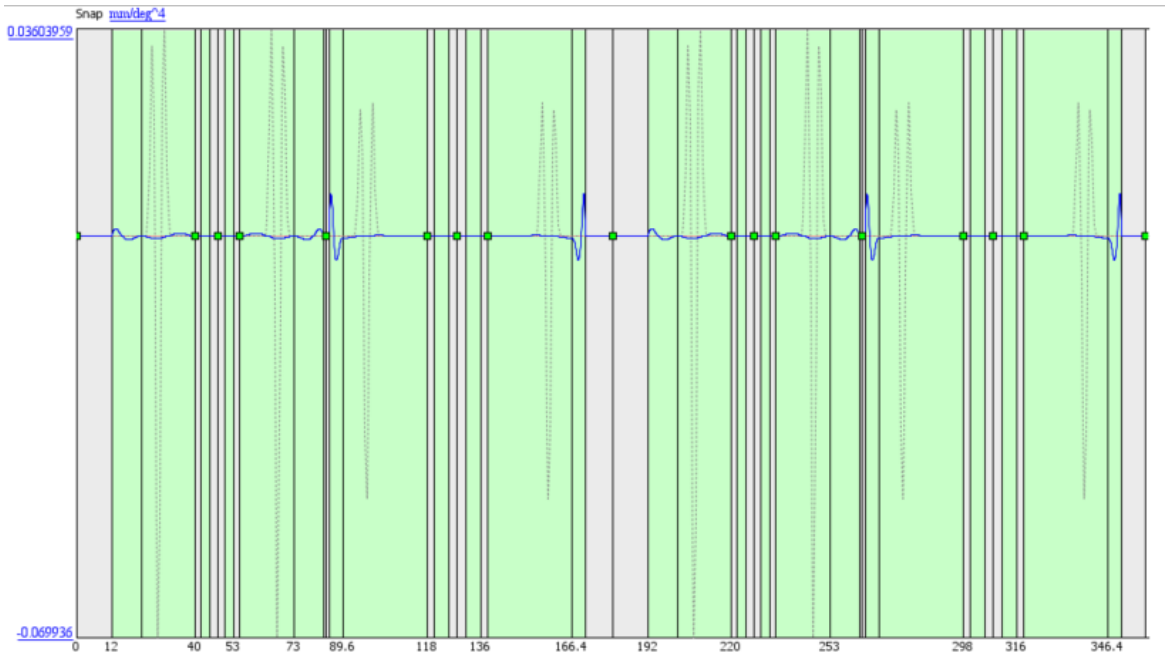
$$y = ((-\frac{2{,}35}{400}) \cdot x \cdot (x - 40)) + 0{,}65.$$

Pro CR zdvih s vyšší plností byl využit vztah:

$$y = ((-\frac{2{,}35}{930{,}25}) \cdot x \cdot (x - 61)) + 0{,}65.$$

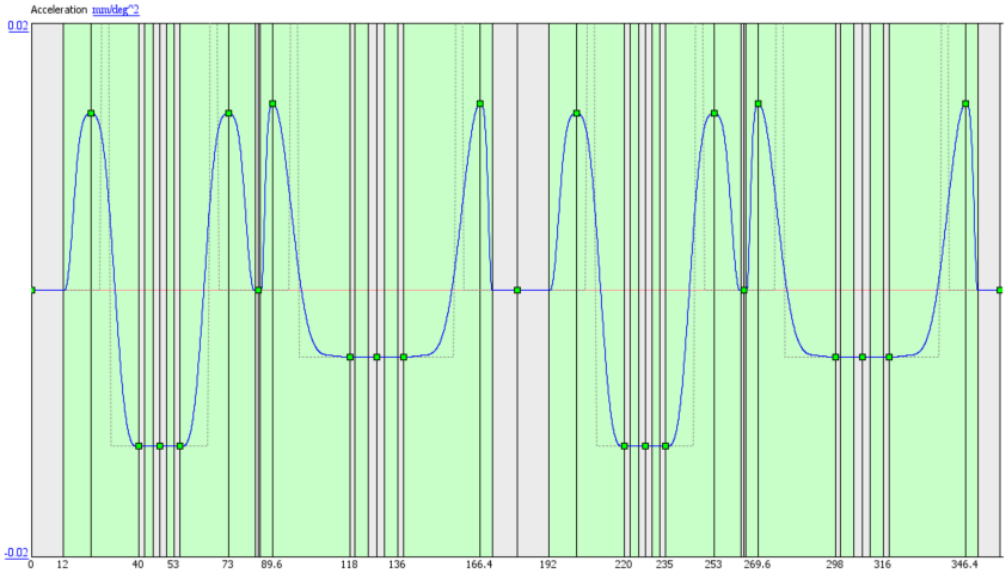
Konkrétní hranice, které jsem při tvorbě vačky využil, byly 27,5° - 67,5° pro první BGR zdvih a 97,5° - 158,5° pro první CR zdvih. Další dva zdvihy jsou symetrické, proto pro zjištění jejich hranic stačí přičíst 180° k zadaným hodnotám. Maximální výšku zdvihu jsem pro oba typy určil 3 mm. Tato hodnota je dána kompromisem mezi šířkou zdvihu a zrychlením ventilu. Kdyby byl zdvih vyšší, hodnota zrychlení by přesáhla povolenou mez. Aby nedocházelo k poničení částí rozvodového systému, byl mi zadán rozsah pro první derivaci (od -0,2 do 0,2 mm/stup) a pro druhou derivaci (od -0,015 do 0,024 mm/stup^2).

Při tvorbě samotné zdvihové křivky jsem nejprve užil několika úseku s konstantní hodnotou – dwellů, které jsem definoval na čtvrté derivaci zdvihové křivky (snap). Funkci střední dwell jsem použil k určení středu všech zdvihů a zároveň k dosednutí zdvihové křivky na základní kružnici vačky. Poté jsem využil pravých a levých dwellů k úpravě jednotlivých zdvihů (Obr. 20).



Obrázek 20: Čtvrtá derivace zdvihové křivky s definovanými dwelly v programu VTDESIGN

Poté jsem ke snížení maximálního zrychlení a k celkovému vyhlazení křivky druhé derivace užil vrcholových bodů (peak point), které jsem vložil na obě strany každého zdvihu (Obr. 21).



Obrázek 27: Druhá derivace zdvihové křivky s vrcholovými body v místech s maximálním kladným zrychlením a dwelly definovanými ve vyšší derivaci

Od modelové křivky se zdvihová křivka liší svou spojitostí ve vyšších derivacích a také tím, že musí vždy mezi jednotlivými zdvihy dosednout na základní kružnici vačky. Na obrázku 22 můžeme vidět, že zdvihová křivka (modrá čára) není totožná s modelovou křivkou (oranžová čára).

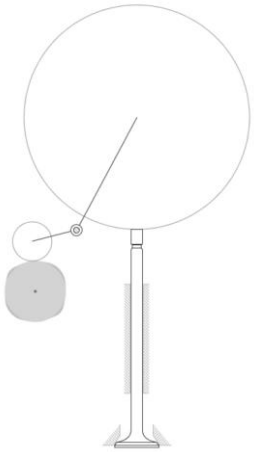
Obrázek 22: Zdvihová křivka ventilu s modelovou křivkou

5.2. Geometrie rozvodového systému

Návrh vačky probíhá pro konkrétní prototyp dieselového motoru, proto jsem dostal veškerá data geometrie rozvodového systému zadaná. V tabulce 1 jsou zadané parametry uvedeny a na obrázku 23 je schéma rozvodového systému.

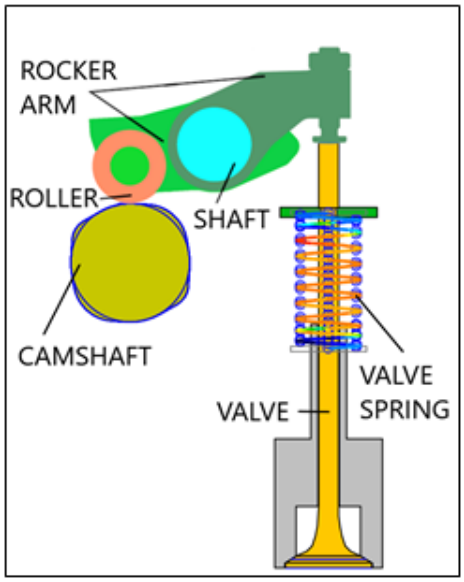
Tabulka 1: Geometrické parametry rozvodového systému

Vačka	
Poloměr základní kružnice	27 mm
Šířka vačky	24,4 mm
Vahadlo a zdvihátko	
Úhel ramen vahadla	132,46°
Délka ramene vahadla u ventilu	113,87 mm
Délka ramene vahadla u vačky	40,48 mm
Poloměr kladičkového zvedáku	17,5 mm
Kontaktní povrch pro ventil	Poloměr
Poloměr kontaktního povrchu	100 mm
Šířka kladičkového zvedáku	19,4 mm
Vzdálenost středu vačky a středu rotace vahadla	65,5934 mm
Úhel ventilové části vahadla	61,96°
Posunutí ramene vahadla na straně ventilu	0,02 mm
Ventil	
Výška ventilu	194 mm
Úhel ventilu	90°
Poloměr ventilu	39 mm



Obrázek 23: Schéma rozvodového systému výfukové vačky

Reálný tvar rozvodového systému je však odlišný. Na rameni vahadla u ventilu se nachází šroub, kterým je možno nastavit například vůli ventilové pružiny a jehož dosedací plocha na ventil má právě poloměr 100 mm. V prostředí valvetrain se však vykreslí celá kružnice dle zadaných dat. Na obrázku 24 je znázorněn rozvodový systém tak, jak by měl vypadat v provozu.



Obrázek 24: Rozvodový systém výfukové vačky - na oranžovém ventilu je nasazená ventilová pružina, zeleně jsou zde znázorněná ramena vahadla na modré hřídeli, červeně znázorněn je kladičkový zvedák a žlutě vačková hřídel

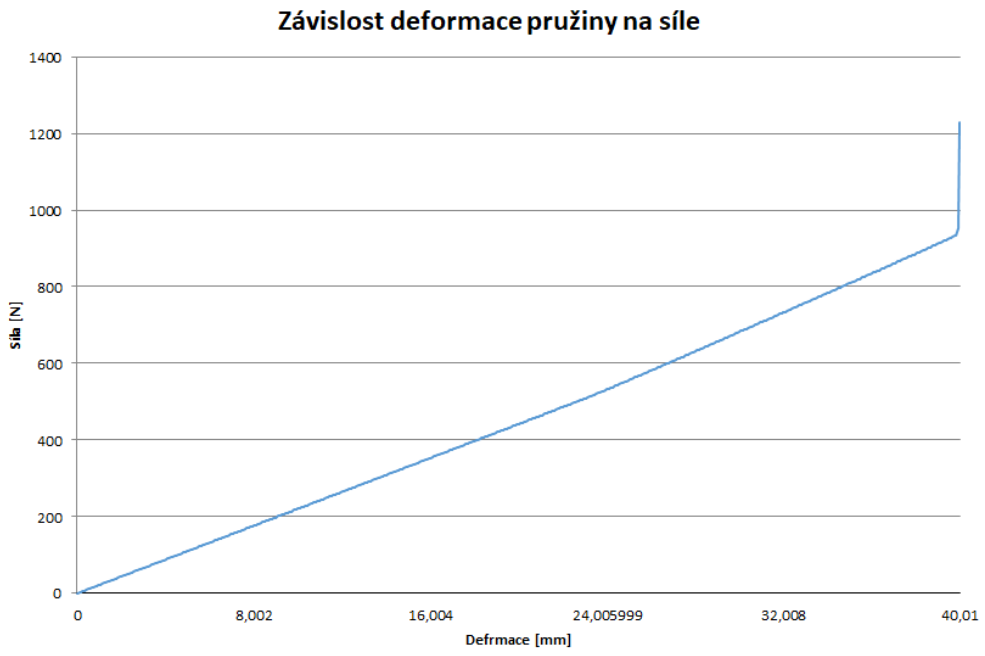
5.3. Návrh pružiny

Navrhování pružiny probíhalo v prostředí SPRINGDESIGN na základě zadaných rozměrů pružiny a požadavku přímo úměrné deformace pružiny na působící síle. V tabulce 2 jsou sepsány zadané hodnoty pro pružinu.

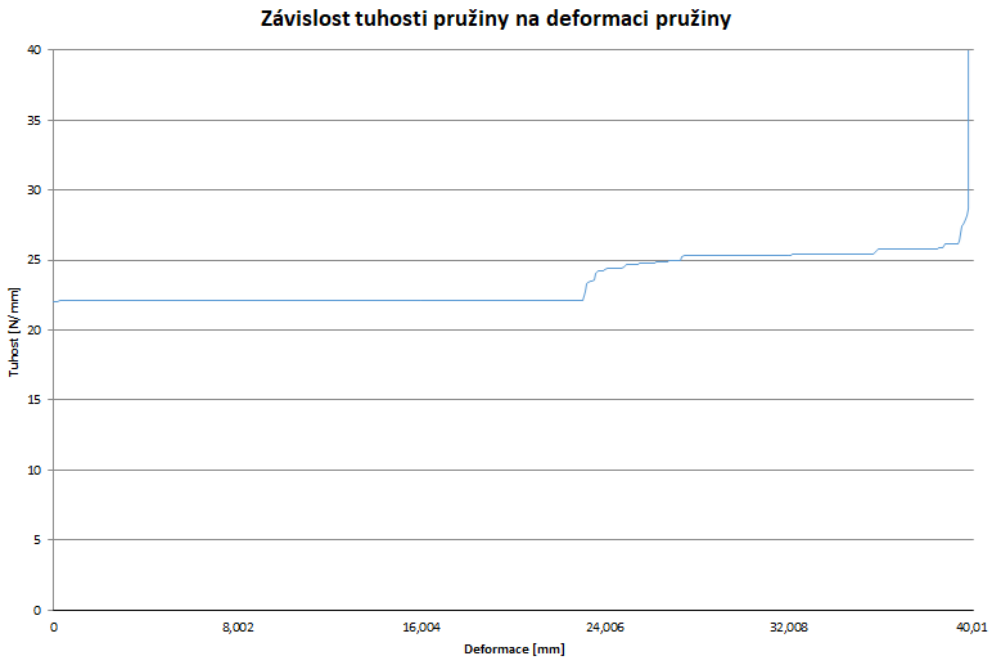
Tabulka 2: Zadané parametry pro pružinu

Geometrie pružiny	
Volná délka	87,8 mm
Instalovaná délka	64,5 mm
Počet závitů pružiny	10
Poloměr drátu pružiny	4,5 mm
Poloměr závitu	29,5 mm
Další vlastnosti	
Hmotnost pružiny	112,35 g
Počáteční poměr aktivních závitů	21,97 N/mm
Neaktivní závity nahoře	1,5
Neaktivní závity dole	1,5

Dále byla zadána závislost síly na deformaci a tuhosti na deformaci (obrázky 25 a 26).

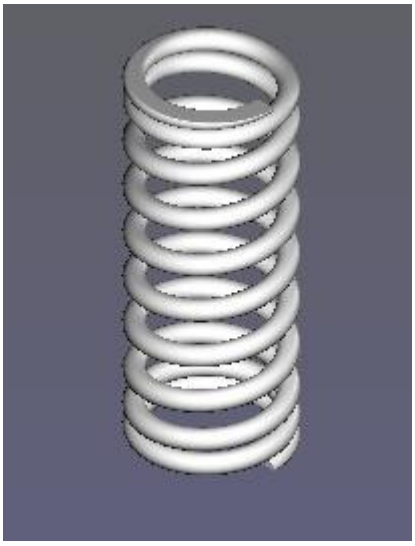


Obrázek 25: závislost síly na deformaci pružiny



Obrázek 26: Závislost tuhosti na deformaci pružiny

Na obrázku 26 můžeme vidět, že při relativně velkých deformacích se bude tuhost pružiny zvyšovat. Po vložení zadaných hodnot a úpravě několika parametrů program vygeneruje model pružiny. Pomocí těchto dat jsem byl schopen vytvořit výkres dané ventilové pružiny (Ventilová pružina, 02). Kvazi-dynamickou analýzou jsem dále ověřil vhodnost pružiny pro můj případ výfukové vačky. Na obrázku 27 je vygenerovaný 3D model pružiny.



Obrázek 27: 3D model pružiny v nezatíženém stavu

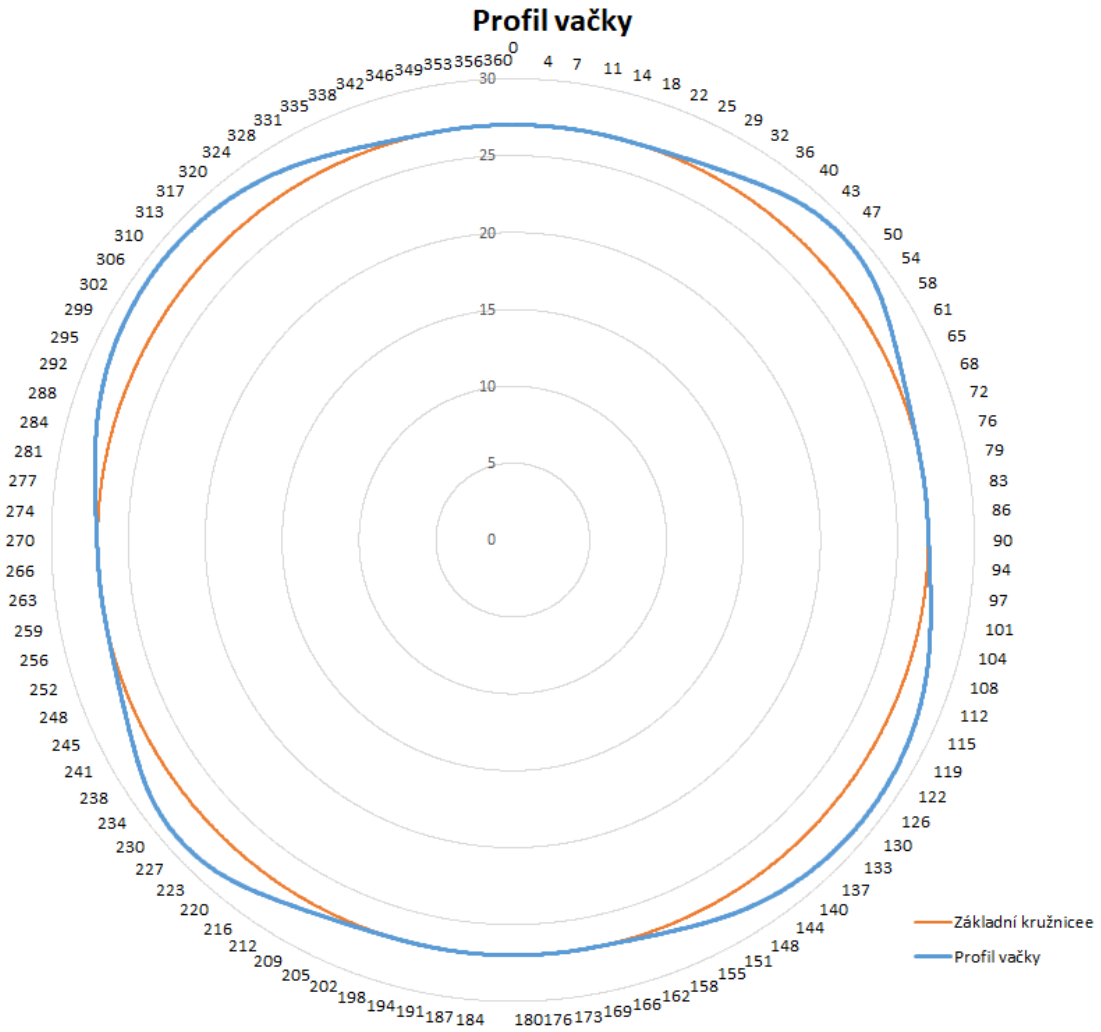
6. Výsledky práce

V této kapitole bakalářské práce se zaměřím na výsledky, které jsem získal provedením kinematické a kvazi-dynamické analýzy a zhodnotím vyrobitelnost a funkčnost výfukové vačky.

6.1. Kinematická analýza

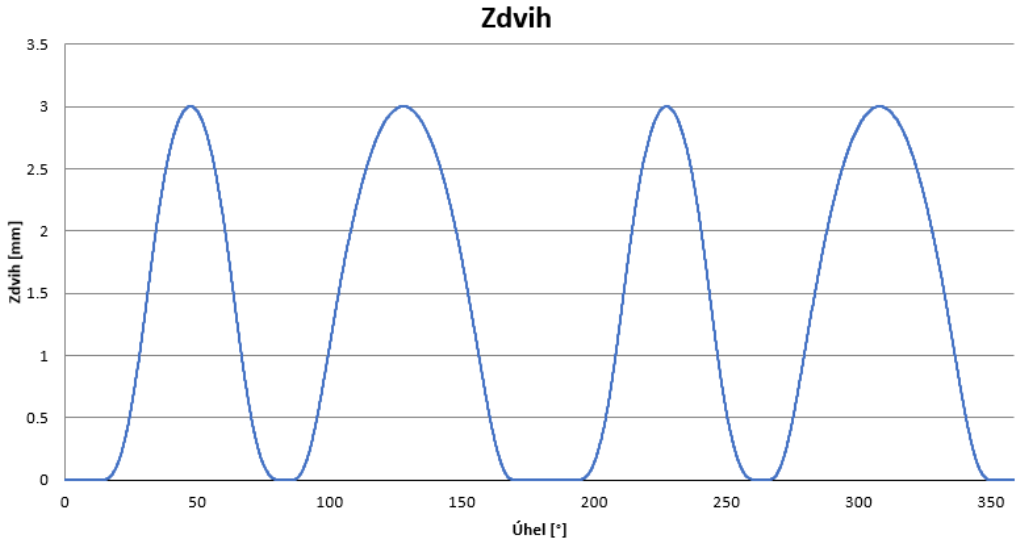
V této části nejprve zhodnotím výsledky kinematické analýzy, která vychází z navržené zdvihové křivky výfukové vačky a ze zadaných geometrických parametrů rozvodového systému.

Jako první zhodnotím profil vačky (obr. 28). Z obrázku je patrné, že je vačka opravdu souměrná po 180°, což byla jedna z podmínek zadání.



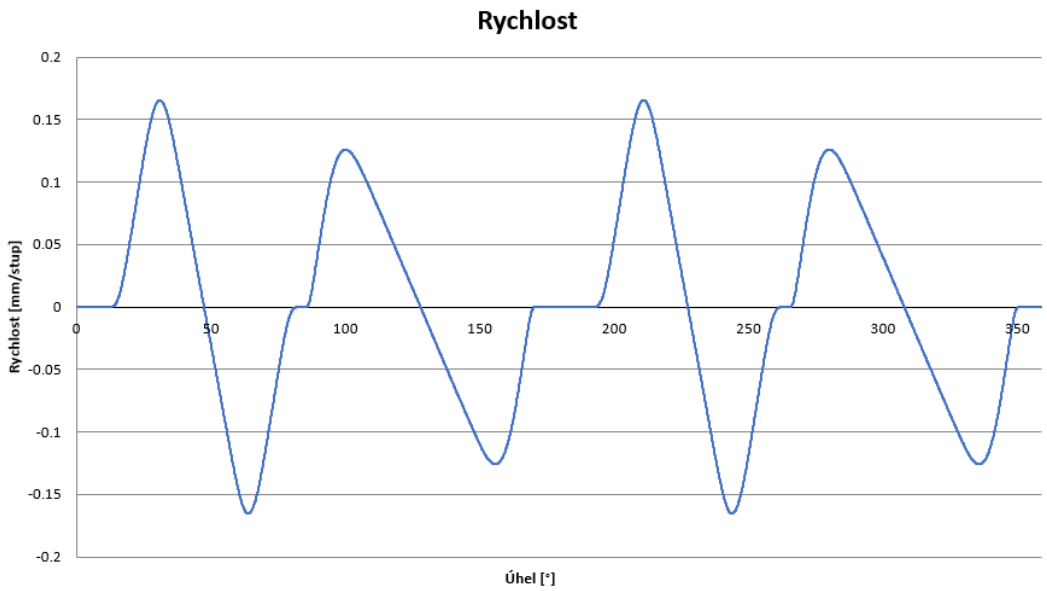
Obrázek 28: Tvar výfukové vačky

Souměrnost je však lépe vidět na samotné zdvihové křivce ventilu, kde jsem zároveň ověřil maximální zdvih ventilu, a to 3 mm. Dále je na obrázku 29 ukázáno, že mezi jednotlivými zdvihy se ventil úplně uzavírá a křivka dosedne na základní kružnici vačky.



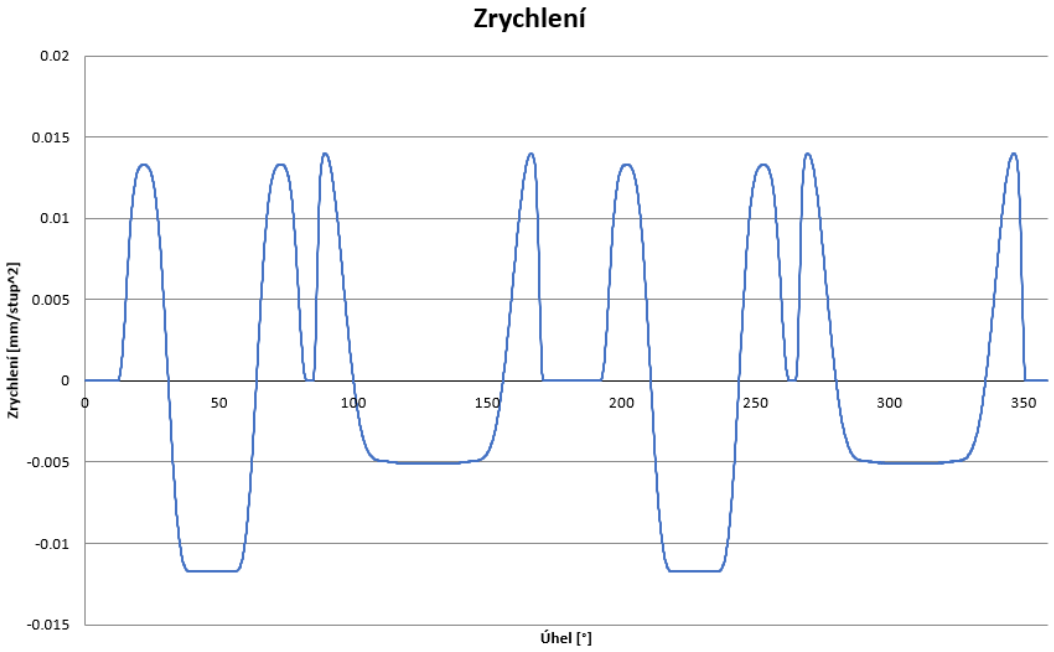
Obrázek 29: Křivka zdvihu ventilu

Průběh rychlosti, který je znázorněn na obrázku 30, je opět symetrický a nejvyšší hodnoty jsou v zadaných mezích. Maximální hodnota rychlosti ventilu pro 2700 otáček za minutu je 1,34 m/s.



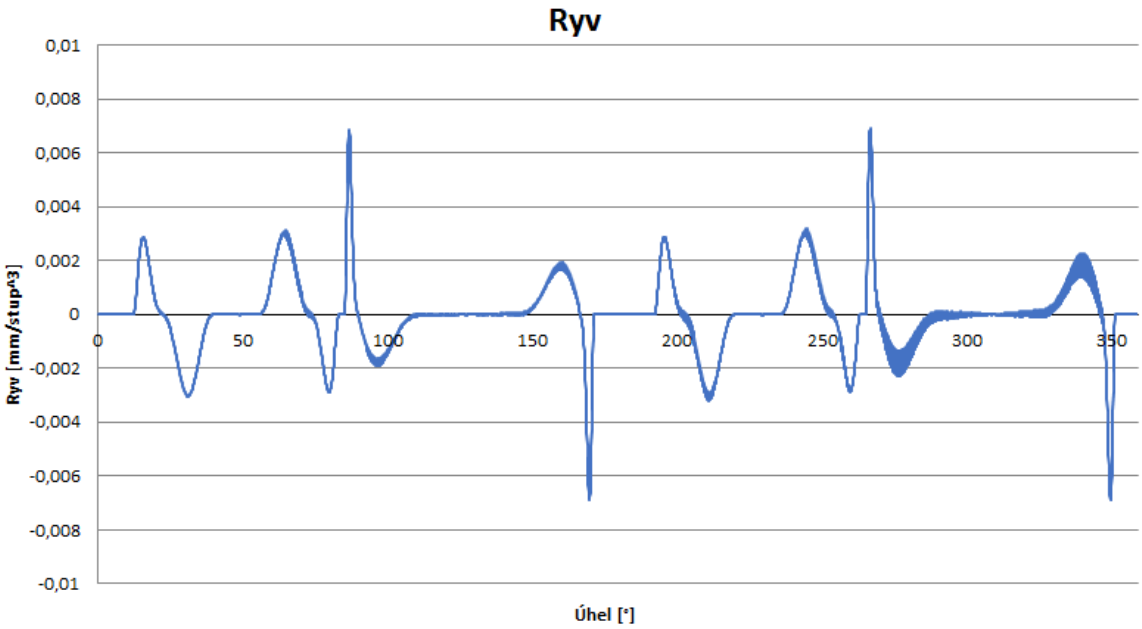
Obrázek 30: První derivace, rychlost ventilu

Pro druhou derivaci, tedy křivku zrychlení (obr. 31), bylo požadováno, aby maximální kladné zrychlení dosáhlo nejvýše 0,025 mm/stupeň^2 , což bylo v mém návrhu splněno. Pro záporné zrychlení měla být výchylka ještě menší (-0,015 mm/stupeň^2), aby nedocházelo k přetěžování pružiny. Z tohoto důvodu bylo také vhodné, aby byl průběh zrychlení při jednotlivých zdvizích co „nejoblejší“, protože by jinak docházelo k nežádoucím rázům v mechanismu, a tedy poničení stykových ploch v mechanismu, například plochy na vačce nebo kladičkovém zvedáku. Obě tyto podmínky byly rovněž splněny. Nejvyšší otáčky, na které musí být mechanismus dimenzován, jsou 2700 ot/min. Aby nedošlo k poničení rozvodového systému, musí být maximální zrychlení ventilu 1000 m/s^2. V CAMDESIGNU jsem zjistil, že maximální dosažená hodnota zrychlení v mém návrhu je 918,5 m/s^2, což splňuje požadavky.



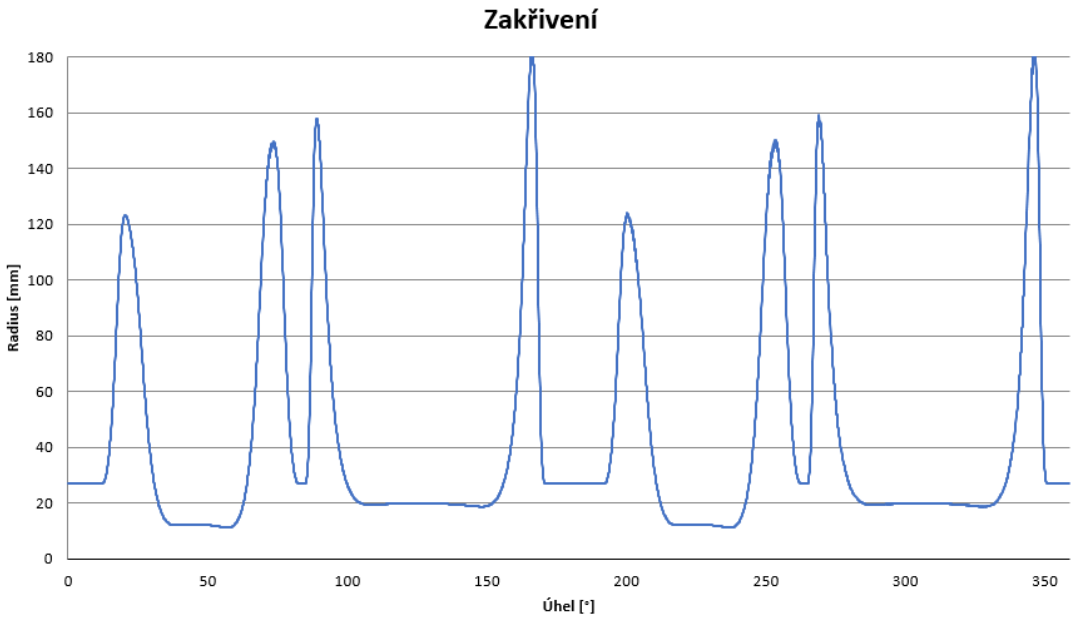
Obrázek 31: Druhá derivace, zrychlení ventilu

Pro třetí derivaci (ryv) je důležité, aby byla spojitá a nedocházelo k příliš vysokým hodnotám extrémů. Na obrázku 32 můžeme vidět, že hodnoty extrémů dosahují pouze tisícin mm/stupeň^3, což splňuje podmínky a nebude tak docházet k nežádoucím rázům.



Obrázek 32: Třetí derivace, ryv na ventilu

Pro zakřivení profilu vačky platí jediná, ale zato velmi důležitá podmínka. Nejmenší možný konvexní poloměr vačky je 150 mm, což je podmínka vyrobitelnosti, jelikož je to právě poloměr brusného kotouče tvořícího profil vačky. V mém návrhu jsou všechny poloměry zakřivení kladné, proto je podmínka splněna a vačka je plně vyrobitelná.



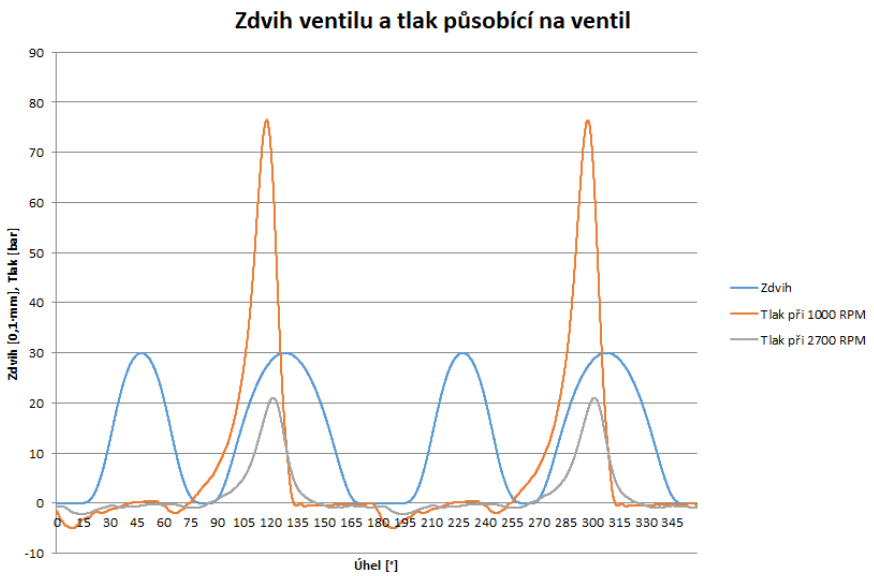
Obrázek 33: Poloměr zakřivení vačky

6.2. Kvazi-dynamická analýza

V této části práce se zaměřím na výsledky kvazi-dynamické analýzy. Je součástí programu VTDESIGN a na základě zadaných geometrických parametrů rozvodového systému, vlastností ventilové pružiny a zadaných fyzikálních vlastností systému umožňuje provést základní silový a momentový rozbor. Díky tomu můžeme zjistit, za jakých podmínek jsou části rozvodového systému nejvíce namáhány, a určíme průběhy zatížení.

Výsledky analýzy jsou důležité pro dvě krajní hodnoty a to pro 1000 otáček za minutu, kdy dosahuje vysokých hodnot tlak ve válci, který působí na ventil, a pro maximální hodnotu otáček, na kterou je brzda dimenzována (2700 otáček za minutu). Při těchto otáčkách samotná brzda nebude používána, protože by nevyvíjela potřebný brzdný výkon. Uvedené hodnoty otáček jsou otáčky klikové hřídele.

Průběhy tlaku ve válci a ve výfukovém potrubí byly zadány pro obě varianty. Odečtením tlaku ve výfukovém potrubí od tlaku ve válci dostaneme výsledný tlak působící na ventil. Průběhy tlaků pro 1000 RPM a 2700 RPM (otáček za minutu) jsou společně se zadaným časováním znázorněny na obrázku 34.

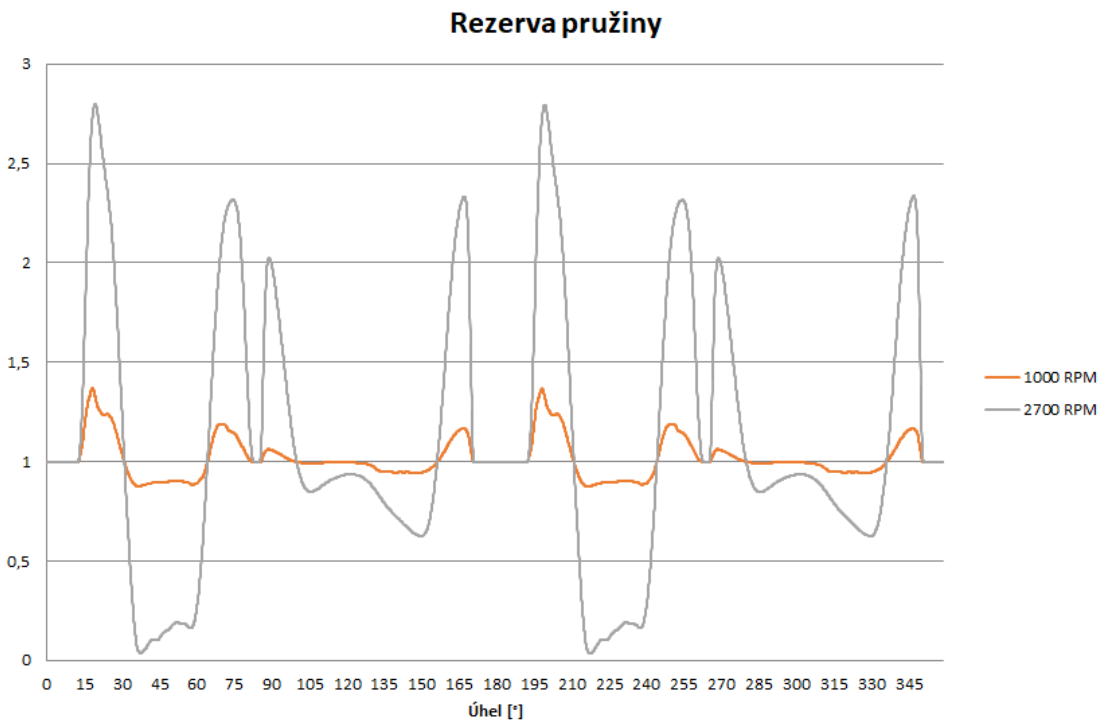


Obrázek 34: Znázornění tlaků působících na ventil při 1000 RPM a 2700 RPM a jejich časování k zdvihu vačky

Křivka, která je pojmenována Rezerva pružiny (Spring margin), popisuje poměrové působení síly pružiny a sil vzniklých pohybem součástí rozvodového systému a udává rezervu pružiny. V případě, kdy je rezerva pružiny rovná 0, dochází k oddělení zdvihátka a povrchu vačky a hrozí tedy poničení mechanismu. [14] Je popsána vztahem:

$$Rezerva\ pružiny = \frac{F_{pruž} - M \cdot a}{F_{pruž}},$$

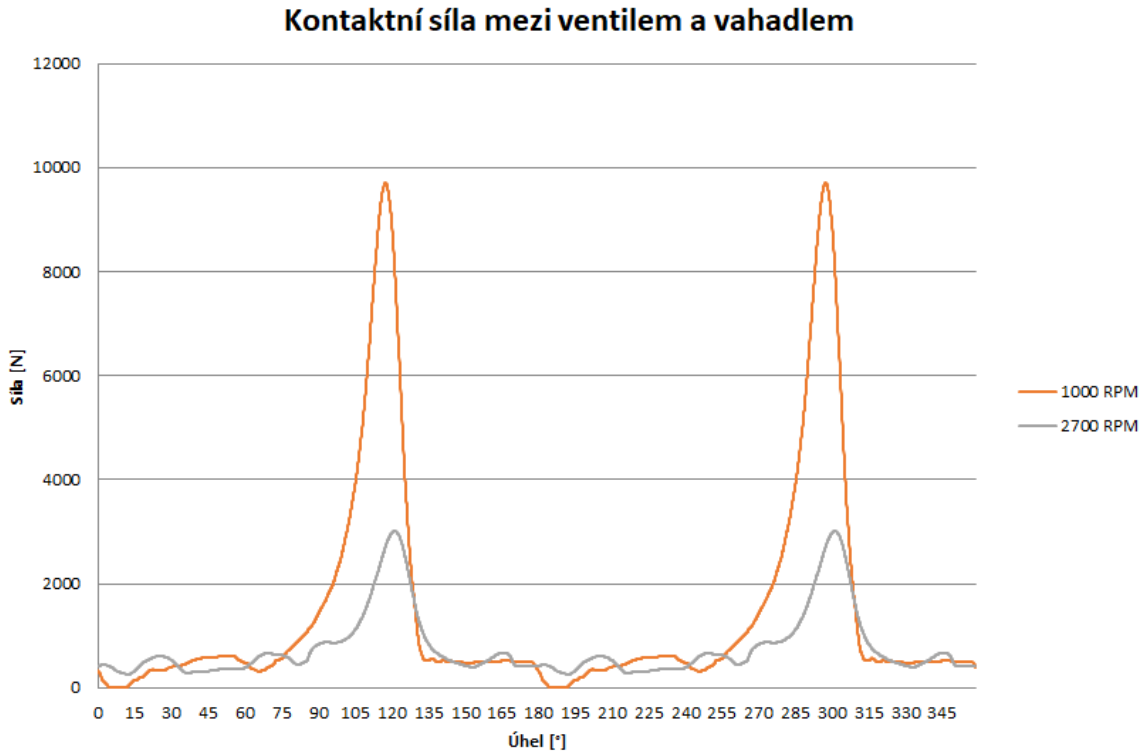
kdy $F_{pruž}$ je síla pružiny v každém úhlu natočení vačky, M je efektivní hmota rozvodového systému a a je zrychlení ventilu. Z obrázku 35 je patrné, že nejrizikovější místo je v případě 2700 RPM u BGR zdvihů. Zde je rezerva velmi nízká, okolo 0,05. Hodnota 2700 otáček za minutu pro brzdu je pouze teoretická a slouží pro maximální dimenzování rozvodového mechanismu, takže brzda této hodnoty za provozu nedosáhne. Maximální funkční otáčky pro brzdu jsou 2100 RPM, kdy je rezerva dostatečná. Pro zvýšení rezervy při těchto vysokých otáčkách by bylo nutno užít pružinu s vyšší tuhostí nebo snížit záporné zrychlení na BGR zdvizích.



Obrázek 35: Zobrazení Rezervy pružiny pro 1000 RPM a 2700 RPM

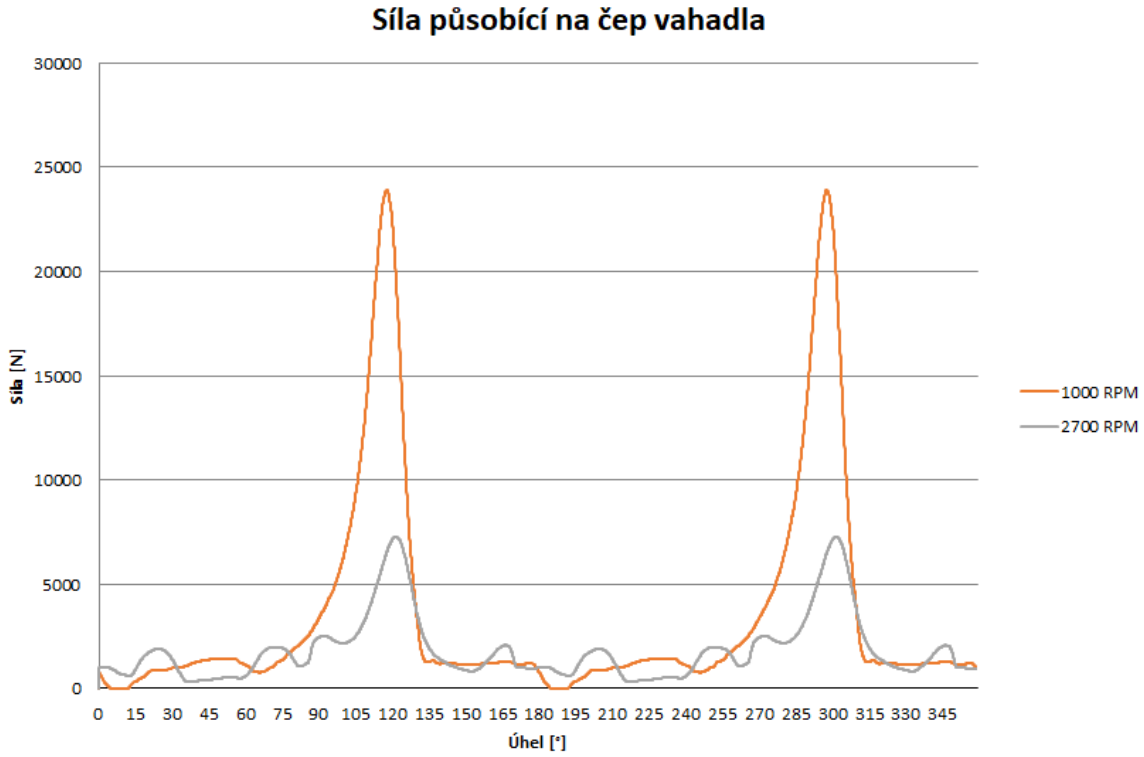
Pro následující grafy, které znázorňují silové či momentové zatížení, jsou průběhy zatížení podobné. K největšímu zatížení vždy dochází při zdvihu pro uvolnění komprese ve válci, kdy se ventil otevírá do silného protitlaku a působí tak na něj velká tlaková síla. Z grafů je patrné, že velikost otáček má oproti tlakovým silám působícím na ventil malý vliv.

Na obrázku 36 je znázorněn průběh síly, která působí mezi stykovou plochou vahadla a horní ploškou na dříku ventilu. Kvůli vysokému tlaku ve válci při otevírání ventilu dosahuje síla při 1000 otáčkách za minutu až 9,5 kN.

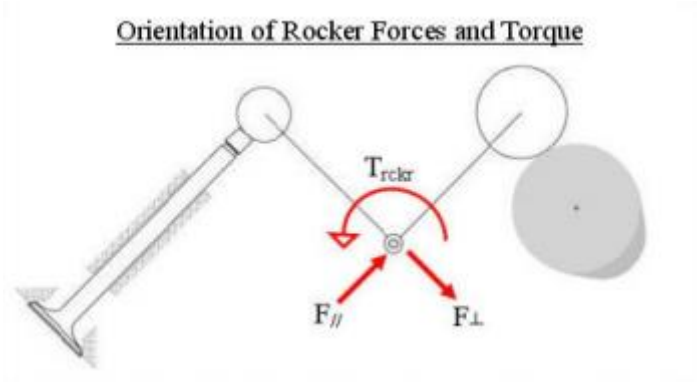


Obrázek 36: Zobrazení průběhu kontaktní síly mezi vrškem ventilu a vahadlem při 1000 RPM a 2700 RPM

Na obrázku 37 je zobrazen průběh celkové síly působící na čep vahadla. Jedná se o součet sil působících rovnoběžně s osou ventilu a sil působících kolmo na osu (obr. 38). Jelikož je čep jedna z nejvíce zatížených částí, dosahují zde síly vysokých hodnot, a to až 24 kN. Těchto hodnot je opět dosaženo při otevírání ventilu při CR zdvihu.

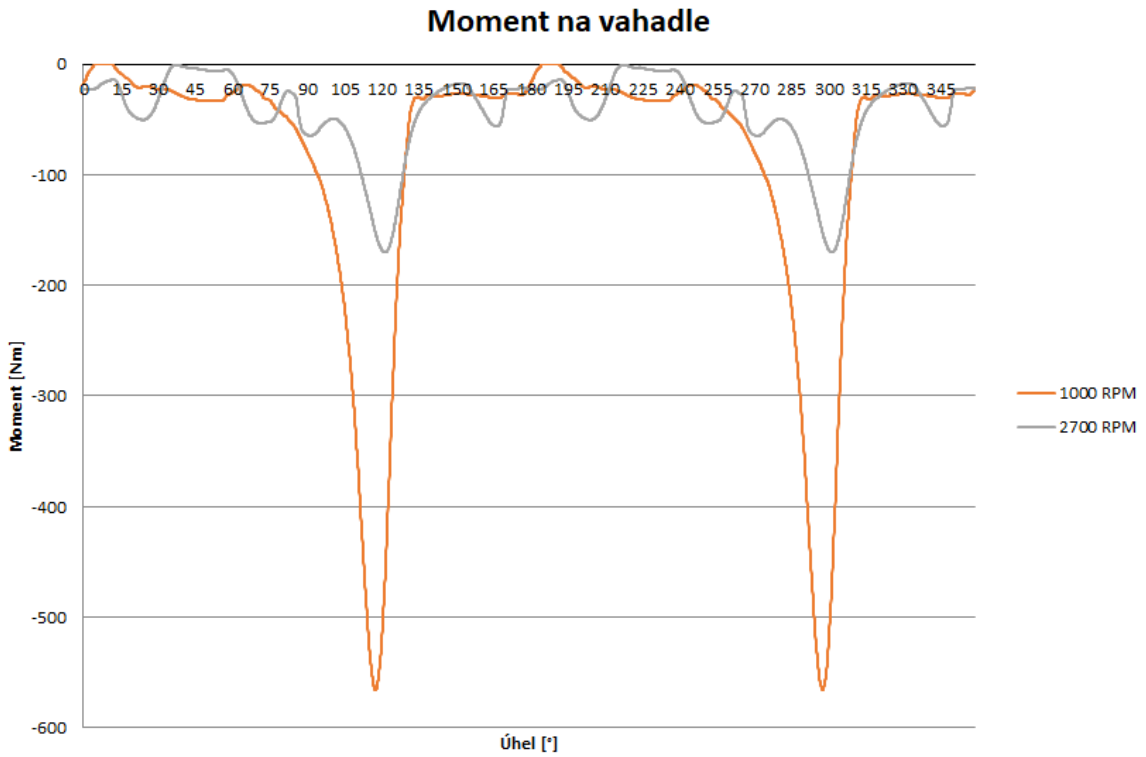


Obrázek 37: Zobrazení průběhu síly působící na čep vahadla při 1000 RPM a 2700 RPM



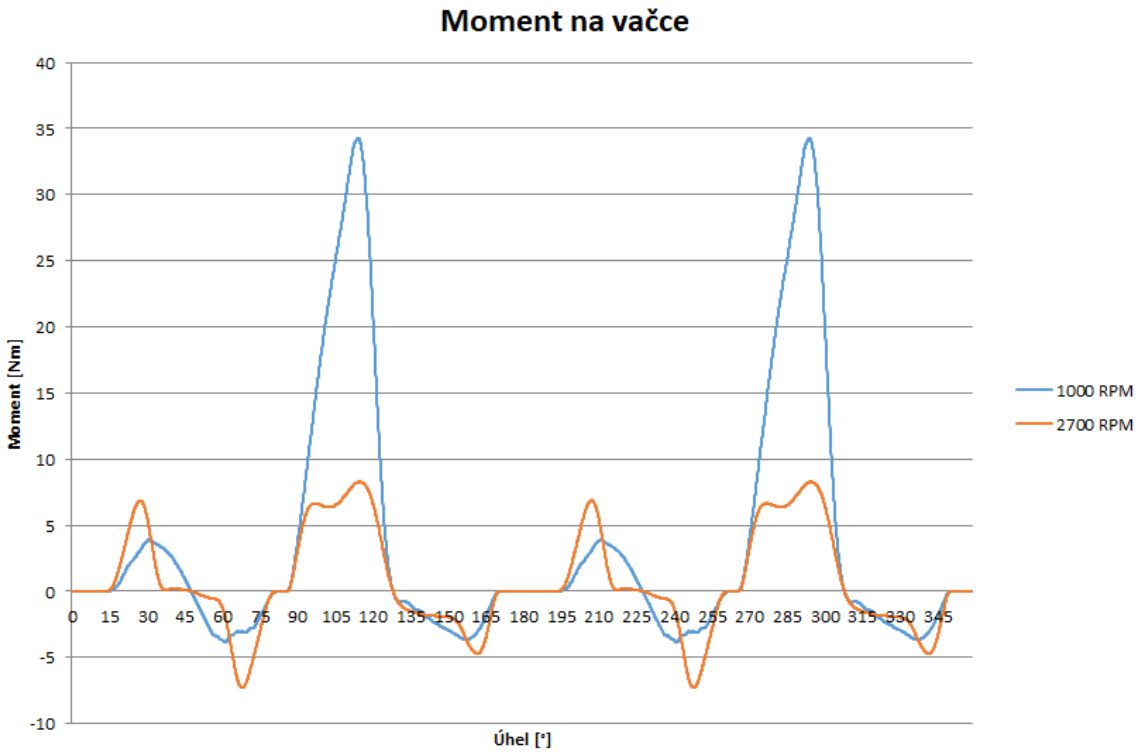
Obrázek 38: Zobrazení orientace sil působících na čep vahadla momentu přenášeného vahadlem

Na obrázku 39 je zobrazen moment přenášený vahadlem na čepu vahadla. Vzhledem k orientaci momentu zobrazené na obrázku 38 nabývá moment záporných hodnot. Zatížení je zde totiž vytvářeno převážně přetlakem ve válci. Moment je opět nejvyšší v případě zdvihů pro uvolnění stlačeného vzduchu ve válci. Tento moment je poměrně vysoký, ale vzhledem k průřezu vahadla (16,8 mm x 23 mm) a délkách jeho ramen (113,87 mm, 40,48 mm), je jeho maximální deformace pouze několik desetin milimetrů, přibližně 0,85 mm.



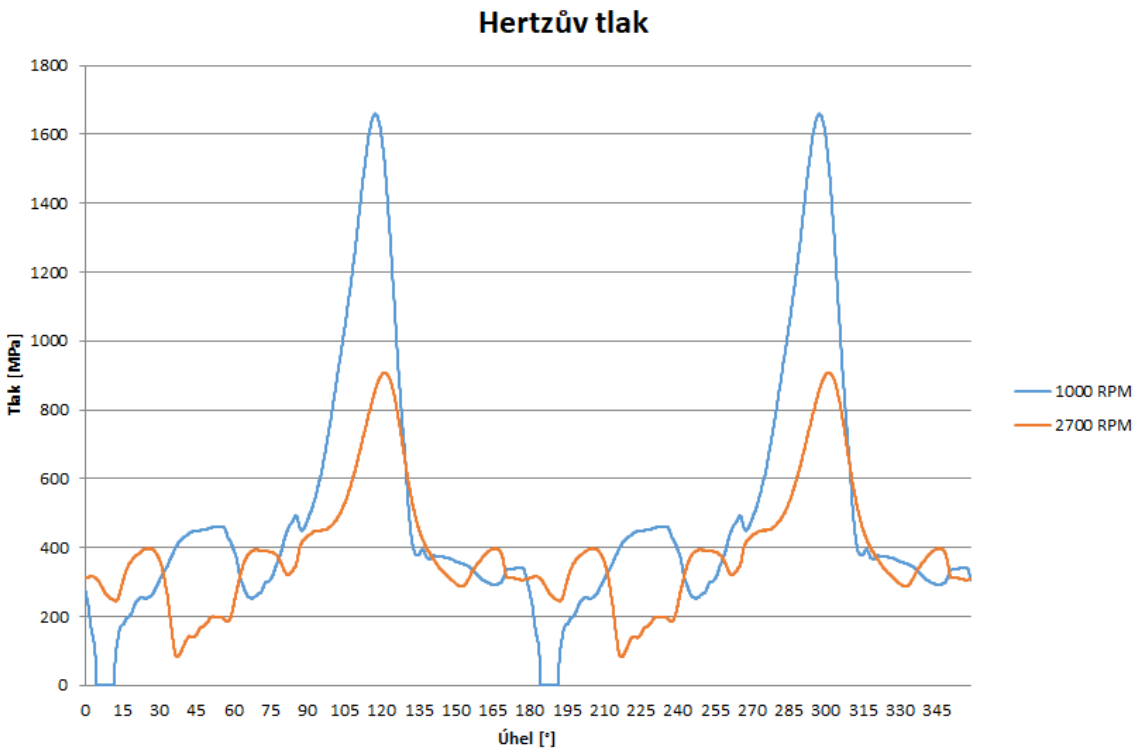
Obrázek 39: Zobrazení ohybového momentu působícího na vahadlo při 1000 RPM a 2700 RPM

Na obrázku 40 je znázorněn moment, kterým vačka působí na zdvihátko v průběhu jedné otáčky vačkové hřídele. Maximálních hodnot je opět dosaženo, když je rozvodový systém zatěžován přetlakem ve válci při CR zdvihu. Dále je zde patrné, že k lokálním maximům dochází i v případě náběžné a sestupné hrany každého zdvihu.



Obrázek 40: Zobrazení momentu, kterým výfuková vačka působí na kladičkový zvedák při 1000 RPM a 2700 RPM

K popsání zatížení povrchu vačky a kladičkového zdvihátka je nejvhodnější Hertzova kontaktní teorie. Pomocí ní je možné za určitých podmínek určit napětí, kterým je styková plocha mezi vačkou a kladičkovým zvedákem zatížena. Toto napětí se nazývá Hertzův tlak. Na obrázku 41 je zobrazen průběh maximální hodnoty Hertzova tlaku v závislosti na úhlu natočení vačky. Vzhledem k tomu, že je zde hodnota napětí tak vysoká (až 1660 MPa), je nutno užít tvrdou ocel, například indukčně kalenou ocel AISI 4340. [13]



Obrázek 41: Zobrazení průběhu maximálního Hertzova tlaku působícího mezi kladičkovým zvedákem a vačkou při 1000 RPM a 2700 RPM

Celkový průběh zatížení u výše uvedených grafů se nachází v případě 2700 otáček za minutu v relativně nízkých mezích. Avšak pro 1000 otáček za minutu, kdy je při kompresi tlak ve válci mnohem vyšší, je velké i zatížení rozvodového systému. Z tohoto důvodu musí být vyroben z pevných materiálů. Zatížení je možné snížit úpravou časování výfukových vaček, což by ale snížilo účinnost motorové brzdy.

7. Závěr

V rámci bakalářské práce jsem navrhl zdvihovou křivku výfukového ventilu pro dvoutaktní motorovou brzdu. Navržené zdvihy odpovídají zadaným parametrům. Dále jsem provedl kinematickou analýzu, abych ověřil vyrobitelnost vačky a maximální zrychlení ventilu. Obě tyto možnosti splňují požadavky. Na základě zadaných dat jsem vytvořil návrh ventilové pružiny a poté provedl kvazi-dynamickou analýzu rozvodového systému. Díky analýze jsem zjistil, jaké síly na mechanismus působí. Jelikož se ventil při CR zdvihu otevírá, když je ve válci velmi vysoký tlak, je mechanismus zatěžován relativně velkými silami, a proto musí být vyroben z kvalitních materiálů.

Podle zadání jsem vytvořil dokumentaci pro výrobu vačkové hřídele (Výkres 01) a výkres ventilové pružiny (Výkres 02).

8. Seznam použitých zdrojů

[1] Pohonné jednotky II- Scholz: dostupné z http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2419

[2] HAHN, Milan. *NÁVRH VAČKY PRO MOTOROVOU BRZDU* [online]. PRAHA, 2018 [cit. 2020-02-04]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/80087/F2-DP-2018-Hahn-Milan-CVUT.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Diplomová práce. ČVUT FAKULTA STROJNÍ. Vedoucí práce Ing. Radek Tichánek, Ph.D.

[3] *REXYGEN* [online]. PRAHA: REX Controls, 2019 [cit. 2020-02-04]. Dostupné z: https://www.rexygen.com/doc/CZECH/MANUALS/CamEdit/CamEdit__CZ.html

[4] GAMMA TECHNOLOGIES. 2018. GT-SUITE: VTDESIGN

[5] Harold A. Rothbart, Cam Design Handbook, McGRAW-HILL 2004: ISBN 0-07-143328-7

[6] A Study of Two-Stroke Engine Braking for HD Diesel Engines, Zhou Yang, Jacobs Vehicle Systems

[7] DEVELOPMENT OF 2-STROKE ENGINE BRAKE USING THERMODYNAMIC AND MECHANICAL SIMULATION MODELS, Ondřej Bolehovský, Radek Tichánek

[8] GT-SUITE, Valvetrain Application Manual, Gamma Technologies inc. https://www.vutbr.cz/www__base/zav__prace__soubor__verejne.php?file__id=126227

[9] HONCŮ, Jan. *Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I*. Technická univerzita v Liberci. Katedra částí a mechanismů strojů: Liberec: Technická univerzita, 2004, 2004. ISBN 80-7083-793-4

[10] NEPOVÍM, Lukáš. *ADAPTACE ZAŘÍZENÍ NA ZKOUŠENÍ TLUMIČŮ PRO ZKOUŠKY KONTAKTNÍ ÚNAVY DYNAMICKY ZATĚŽOVANÝCH PLOCH*. Brno, 2017. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

[11] BRECL, Lukáš. *Odlehčovací brzdy užitkových vozidel*. Brno, 2016. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

[12] Automobilovedily24. *Automobilovedily24* [online]. Praha: https://www.automobilovedily24.cz/, 2020 [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: https://www.automobilovedily24.cz/czm/15082143

[13] NORTON P.E., Robert L. *CAM DESIGN and Manufacturing Handbook*. New York: Industrial press, 2002. ISBN 0-8311-3122-5

[14] Návrh obrysu vačky pro zážehový motor. Praha, 2019. Bakalářská práce. ČVUT v Praze. Vedoucí práce Ing. Radek Tichánek,Ph.D.

9. Použité zkratky a cizí výrazy

Zkratka	Anglický výraz	Český výraz
CR	Compression release	Uvolnění komprese
BGR	Brake gas recirkulation	Recirkulace brzdných plynů
-	Rebreather lift	Sací zdvih
RPM	Revolutions per minute	Otáčky za minutu
-	Lift	Zdvih
-	Velocity	Rychlost
-	Acceleration	Zrychlení
-	Jerk	Ryv
-	Dwell	Úsek s konstantní hodnotou
-	Spring Margin	Rezerva pružiny
MS EXCEL	-	Microsoft Excel
GT-SUITE	-	Soubor programů od GAMMA TECHNOLOGIES

10. Seznam obrázků

Obrázek 1: Popis profilu vačky [2]……10

Obrázek 2: Typy zdvihátek [10]……11

Obrázek 3: Axiální přenos pohybu [13]……11

Obrázek 4: Zobrazení zdvihové křivky a jejich derivací (spojitý průběh) [5]……12

Obrázek 5: Druhy boků vaček a křivky zdvihu (h), rychlosti (v) a zrychlení (a) [1]……13

Obrázek 6: Zobrazení poměrové plnosti a náběhu pro vymezení ventilové vůle [2]……14

Obrázek 7: Elektromagnetická brzda [11]……18

Obrázek 8: Hydrodynamická brzda [11]……19

Obrázek 9: Výfuková klapka firmy CZM [12]……21

Obrázek 10: Závislost zdvihové křivky sacího ventilu (modrá křivka) a výfukového ventilu (červená křivka) na úhlu natočení klikové hřídele (počátek při první horní úvrati - komprese) [7]……23

Obrázek 11: Profil výfukové a) a sací b) vačky [7]……23

Obrázek 12: Aplikace a nástroje v GT-SUITE……25

Obrázek 13: Rozhraní programu GT-POST……26

Obrázek 14: Příklad polynomu určeného k návrhu zdvihové křivky a jejích derivací [4]……27

Obrázek 15: Návrh zdvihové křivky pomocí B-spline [4]……27

Obrázek 16: Tvoření zdvihové křivky pomocí hybrid spline v CAMDESIGNU……29

Obrázek 17: Prostředí VALVETRAIN, vlevo tabulka s parametry, vpravo schéma mechanismu [4]……30

Obrázek 18: Prostředí SPRINGDESIGN, nalevo tabulky pro zadání parametrů, uprostřed zobrazení 3D modelu pružiny, vpravo tabulka s výstupními daty a dole grafické výsledky při zatěžování pružiny [4]……..31

Obrázek 19: Zobrazení návrhové zdvihové křivky s ventilovou vůlí……..32

Obrázek 20: Čtvrtá derivace zdvihové křivky s definovanými dwelly v programu VTDESIGN……34

Obrázek 27: druhá derivace zdvihové křivky s vrcholovými body v místech s maximálním kladným zrychlením a dwelly definovanými ve vyšší derivaci……34

Obrázek 22: Zdvihová křivka ventilu s modelovou křivkou……35

Obrázek 23: Schéma rozvodového systému výfukové vačky……36

Obrázek 24: Rozvodový systém výfukové vačky - na oranžovém ventilu je nasazená ventilová pružina, zeleně jsou zde znázorněná ramena vahadla na modré hřídeli, červeně znázorněn je kladičkový zvedák a žlutě vačková hřídel……37

Obrázek 25: závislost síly na deformaci pružiny……38

Obrázek 26: Závislost tuhosti na deformaci pružiny……38

Obrázek 27: 3D model pružiny v nezatíženém stavu……..39

Obrázek 28: Tvar výfukové vačky……..40

Obrázek 29: Křivka zdvihu ventilu……41

Obrázek 30: První derivace, rychlost ventilu……41

Obrázek 31: Druhá derivace, zrychlení ventilu……..42

Obrázek 32: Třetí derivace, ryv na ventilu……43

Obrázek 33: Poloměr zakřivení vačky……..43

Obrázek 34: Znázornění tlaků působících na ventil při 1000 RPM a 2700 RPM a jejich časování k zdvihu vačky……..44

Obrázek 35: Zobrazení Rezervy pružiny pro 1000 RPM a 2700 RPM……..45

Obrázek 36: Zobrazení průběhu kontaktní síly mezi vrškem ventilu a vahadlem při 1000 RPM a 2700 RPM……..46

Obrázek 37: Zobrazení průběhu síly působící na čep vahadla při 1000 RPM a 2700 RPM……47

Obrázek 38: Zobrazení orientace sil působících na čep vahadla momentu přenášeného vahadlem……47

Obrázek 39: Zobrazení ohybového momentu působícího na vahadlo při 1000 RPM a 2700 RPM……48

Obrázek 40: Zobrazení momentu, kterým výfuková vačka působí na kladičkový zvedák při 1000 RPM a 2700 RPM……..49

Obrázek 41: Zobrazení průběhu maximálního Hertzova tlaku působícího mezi kladičkovým zvedákem a vačkou při 1000 RPM a 2700 RPM……50

11. Seznam tabulek

Tabulka 1: Geometrické parametry rozvodového systému……36

Tabulka 2: Zadané parametry pro pružinu……37

12. Seznam příloh

Výkres 01: Hřídel s výfukovými vačkami

Výkres 02: Ventilová pružina