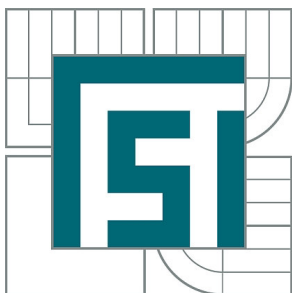


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# NÁVRH SPORTOVNÍCH VAČEK PRO MOTOCYKLOVÝ MOTOR

DESIGN OF SPORT CAMS FOR MOTORCYCLE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL ZÁVODNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Michal Závodník

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

### **Návrh sportovních vaček pro motocyklový motor**

v anglickém jazyce:

### **Design of sport cams for motorcycle engine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout vhodné vačky pro sportovní variantu motocyklového motoru.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši technických řešení rozvodů u obdobných motorů.

Analyzovat řešení sériového provedení rozvodového mechanismu.

Stanovit základní parametry nové varianty rozvodového mechanismu.

Na základě návrhu a porovnání možných řešení vybrat konečnou variantu.

Navrhnout a dokumentovat konstrukční řešení.

Posoudit vhodné povrchové úpravy z hlediska jejich možného přínosu.

Seznam odborné literatury:

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren. Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 3-528-23108-4.

Firemní literatura.

Internet.

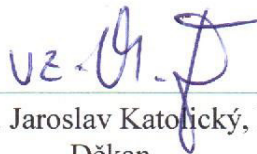
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 20.10.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan



## ABSTRAKT

Diplomová práce obsahuje teoretickou část věnující se tématu ventilových rozvodů a naměřená data motoru s jejich zpracováním. Zpracovaná data jsou použita pro vytvoření 1D simulace motoru. Následně jsou v simulaci upravovány parametry ventilového rozvodu pro zvýšení výkonu a točivého momentu. Dvě obsažené varianty mohou sloužit jako návod pro finální návrh po dalších úpravách.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Návrh profilu vačky, návrh časování, 1D simulace motoru, zvýšení výkonu, zvýšení točivého momentu

## ABSTRACT

The master thesis contains a theoretical part with the topic of valve train. It contains measured data and their processing. The processed data are used to create the 1D engine's simulation. Valve train's parameters were modified for increased power and torque. Contained two variants of changes can serve as guide for final draft because of next adjustments.

## KEYWORDS

Cams shape design, design of timing, 1D engine simulation, performance increase, torque increase





## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ZÁVODNÍK, M. *Návrh sportovních vaček pro motocyklový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 105 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.





## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu a dat poskytnutých majitelem motocyklu.

V Brně dne 25. května 2015

.....

Bc. Michal Závodník





## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc., za správné směřování diplomové práce, Ing. Miroslavu Hruškovi za konzultace a zapůjčení součástí motoru a všem vyučujícím Fakulty strojního inženýrství, kteří mi přímo či nepřímo pomohli nejen s touto prací.

Bc. Michal Závodník





## OBSAH

|                                                                                                          |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Úvod .....                                                                                               | 17 |
| 1 Ventilové rozvody pístových spalovacích motorů .....                                                   | 19 |
| 1.1 Konstrukce ventilových rozvodů .....                                                                 | 19 |
| 1.1.1 Rozvod s postranními ventily – SV – Side Valves.....                                               | 19 |
| 1.1.2 Rozvod s vysutými ventily v hlavě válců – OHV – Over head valves .....                             | 20 |
| 1.1.3 Rozvod s ventily v hlavě válců a vačkovým hřídelem na hlavě válců – OHC – Over head camshaft ..... | 20 |
| 1.1.4 Rozvod s vačkovým hřídelem v hlavě válců – CIH – Camshaft in head .....                            | 21 |
| 1.1.5 Rozvod s protilehlými ventily – IOE – Inlet over exhaust.....                                      | 22 |
| 1.1.6 Desmodromický rozvod .....                                                                         | 22 |
| 1.1.7 RCV rozvod.....                                                                                    | 22 |
| 1.2 Pohony ventilových rozvodů .....                                                                     | 23 |
| 1.3 Víceventilové rozvody .....                                                                          | 23 |
| 1.4 Součásti rozvodových mechanismů.....                                                                 | 24 |
| 1.4.1 Ventily .....                                                                                      | 24 |
| 1.4.2 Vodítka ventilů .....                                                                              | 24 |
| 1.4.3 Sedla ventilů .....                                                                                | 25 |
| 1.4.4 Ventilové pružiny .....                                                                            | 25 |
| 1.4.5 Ventilová vahadla a rozvodové páky.....                                                            | 25 |
| 1.4.6 Rozvodové tyčky a zdvihátka.....                                                                   | 26 |
| 1.4.7 Vačkové hřídele.....                                                                               | 26 |
| 1.4.8 Části profilu vačky .....                                                                          | 27 |
| 1.4.9 Vůle vačkových mechanismů.....                                                                     | 28 |
| 1.4.10 Samočinné vymezování vůle .....                                                                   | 28 |
| 2 Časování ventilů .....                                                                                 | 31 |
| 2.1 Zavírání a otvírání výfukového ventilu .....                                                         | 31 |
| 2.2 Zavírání a otvírání sacího ventilu .....                                                             | 32 |
| 2.3 Střih ventilů.....                                                                                   | 33 |
| 2.4 Přehled diagramů časování .....                                                                      | 34 |
| 2.5 Vliv časování ventilu na emise .....                                                                 | 36 |
| 2.6 Variabilní časování ventilů .....                                                                    | 36 |
| 3 Navrhování vaček .....                                                                                 | 37 |
| 3.1 Náhradní modely rozvodů .....                                                                        | 37 |
| 3.2 Tři-oblouková vačka .....                                                                            | 38 |
| 3.3 Tangenciální vačka .....                                                                             | 39 |



|        |                                                                      |    |
|--------|----------------------------------------------------------------------|----|
| 3.4    | Vačka konstantní rychlosti .....                                     | 39 |
| 3.5    | Vačka konstantního zrychlení (parabolická) .....                     | 40 |
| 3.6    | Harmonická vačka .....                                               | 41 |
| 3.7    | Jednoduchá harmonická vačka (SHM) .....                              | 42 |
| 3.8    | Cykloidní vačka .....                                                | 43 |
| 3.9    | Více-sinová vačka .....                                              | 45 |
| 3.10   | Výpočty poloměrů křivosti obrysů vaček .....                         | 46 |
| 3.11   | Plnost vačky .....                                                   | 46 |
| 3.12   | Nebezpečné harmonické složky .....                                   | 48 |
| 3.13   | Potlačování škodlivých harmonických složek zdvihové závislosti ..... | 48 |
| 3.14   | Setrvačné síly mechanismu .....                                      | 49 |
| 3.15   | Síla v kontaktu vačka zdvihátko .....                                | 49 |
| 3.16   | Konstrukce náběhu vačky k vymezení vůle .....                        | 50 |
| 3.16.1 | Náběh konstantní rychlosti .....                                     | 50 |
| 3.16.2 | Náběh proměnlivé rychlosti .....                                     | 50 |
| 3.17   | Zvláštnosti výběhu vačky .....                                       | 51 |
| 3.18   | Úvahy o ventilovém ovládacím mechanismu .....                        | 51 |
| 3.18.1 | Kritéria dobrého návrhu ovládacího mechanismu ventilů .....          | 51 |
| 3.18.2 | Porovnání přímo a nepřímo pracujících ventilů .....                  | 51 |
| 4      | Ventilové pružiny .....                                              | 55 |
| 5      | Rozvodové mechanismy obdobných motocyklů .....                       | 59 |
| 6      | Analýza současného stavu .....                                       | 61 |
| 6.1    | Měření průběhů vaček .....                                           | 61 |
| 6.1.1  | Výsledné průběhy .....                                               | 64 |
| 6.1.2  | Úpravy dat pro použití ve výpočtu .....                              | 67 |
| 6.2    | Měření závislosti pružin .....                                       | 68 |
| 6.2.1  | Montážní předpětí pružin .....                                       | 70 |
| 6.3    | Měření průtoku vzduchu v závislosti na zdvihu ventilu .....          | 71 |
| 6.5    | Závěry z naměřených hodnot .....                                     | 76 |
| 7      | Návrhy úprav .....                                                   | 77 |
| 7.1    | Sestavení modelu .....                                               | 77 |
| 7.1.1  | Model sacího traktu .....                                            | 78 |
| 7.1.2  | Model výfukového traktu .....                                        | 79 |
| 7.1.3  | Model klikového ústrojí .....                                        | 79 |
| 7.1.4  | Model ventilového rozvodu .....                                      | 80 |
| 7.2    | Ladění modelu motoru .....                                           | 83 |



|       |                                         |     |
|-------|-----------------------------------------|-----|
| 7.2.1 | Výsledné parametry motoru .....         | 84  |
| 7.3   | Návrh nového profilu .....              | 87  |
| 7.3.1 | Zvětšení zdvihu sací vačky .....        | 88  |
| 7.3.2 | Zvětšení zdvihu výfukové vačky .....    | 88  |
| 7.3.3 | Střih ventilů .....                     | 89  |
| 7.3.4 | Rozšíření úhlu otevření vaček .....     | 90  |
| 7.3.5 | Shrnutí úprav I .....                   | 90  |
| 7.3.6 | Změny profilu vaček .....               | 91  |
| 7.3.7 | Změna časování nového profilu .....     | 92  |
| 7.3.8 | Shrnutí úprav II .....                  | 95  |
| 7.4   | Obdobná simulace .....                  | 97  |
| 8     | Závěr .....                             | 99  |
| 9     | Použité informační zdroje .....         | 101 |
|       | Seznam použitých zkratk a symbolů ..... | 103 |
|       | Seznam příloh .....                     | 105 |





## ÚVOD

Diplomová práce řeší návrh možných úprav ventilového rozvodu na motoru motocyklu Aprilia RSV 1000 s cílem dosáhnout lepších parametrů točivého momentu a výkonu. Konkrétně je práce zaměřena na úpravu profilu ventilových vaček a ventilových pružin.

Práce je rozdělena na dvě části. V první části se práce věnuje problematice rozvodů čtyřdobých spalovacích motorů se zaměřením na motocyklové motory. Obsahem je shrnutí možností návrhu a úprav ventilových rozvodů. Druhá část obsahuje zprávu o měření součástí motoru před návrhem úprav. Závěry z měření jsou porovnány s požadavky zadavatele, majitele motocyklu. Z porovnání jsou určeny základní parametry nového ventilového rozvodu, které jsou dále simulacemi v programu GT-Power měněny pro získání co nejlepšího výsledku.

V práci jsou navrženy dvě možné úpravy včetně popisu postupu úprav a vlivu úprav na parametry motoru. Vzhledem k dalším možným vhodným úpravám nebyla vybrána konečná varianta.





# 1 VENTILOVÉ ROZVODY PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Za více než stoletou historii pístových spalovacích motorů se objevilo mnoho řešení ventilového rozvodu, z těch nejzajímavějších například RCV rozvod nebo desmodromický rozvod.

Účelem rozvodového mechanismu je zajistit plnění a vyprazdňování válce. Vzhledem k tomu, že hlava motoru, jejíž součástí je i rozvodový mechanismus, má velký vliv na výkon motoru, emise a kvalita spalin je v poslední době hodně významný parametr, kterému se věnuje velká pozornost. Samotná konstrukce rozvodů se u automobilů a motocyklů ustálila na dvou konstrukcích – OHV a hlavně OHC avšak občas se objeví i jiná konstrukce rozvodového mechanismu, ale většinou se příliš neprosadí.

V současných motorech převažují rozvody OHC v různých modifikacích výrobců s cílem snížení třecích ztrát a zefektivnění proudění náplně z a do válce. Často dnes motory s rozvodem OHC umožňují proměnné časování a to buď dvoustupňové, nebo plynulé.

Historicky prošel vývojem i počet jednotlivých ventilů. Objevili se motory s různým počtem ventilů v rozsahu dva až pět. Dnes se objevují motory, až na výjimky, se dvěma nebo čtyřmi ventily na válec. Platí pravidlo, že větší průřez ventilů se používá na ventily sací, ale u některých konstrukcí přeplňovaných motorů tomu tak nemusí být. Důvod pro větší průměr sacích ventilů je větší vliv ventilačních ztrát na plnění než u výfuku. [1]

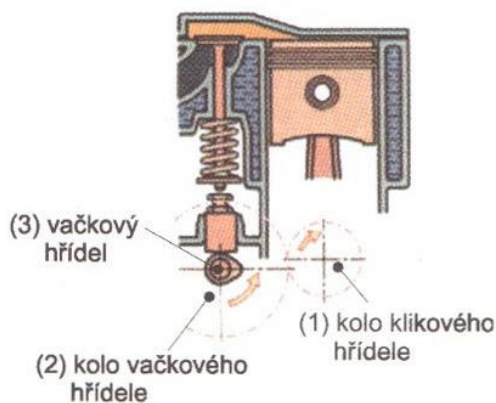
## 1.1 KONSTRUKCE VENTILOVÝCH ROZVODŮ

Jak bylo řečeno, dnešní konstrukce motocyklových a automobilových motorů využívají rozvodů OHV nebo OHC, ale například u zahradní techniky se využívá rozvod SV. Z historických důvodů jsou zde uvedeny i další konstrukce.

Z důvodu snížení dynamických efektů by měli být ventily co nejlehčí. Váčková hřídel by měla mít velký průměr hřídele s dobře upevněnými ložisky a palce by měli být co nejširší. Všechny komponenty rozvodu by měli být co nejlehčí s co největší tuhostí. [1]

### 1.1.1 ROZVOD S POSTRANNÍMI VENTILY – SV – SIDE VALVES

Tento rozvod stále nachází své uplatnění u motorů malé zahradní techniky. Výhody těchto motorů jsou jednoduchá konstrukce a malá hmotnost. Naopak je u těchto motorů problém s tvarem spalovacího prostoru a s tím související velikostí kompresního poměru. Navíc plnění



Obrázek 1-1- Schéma rozvodu SV [2]

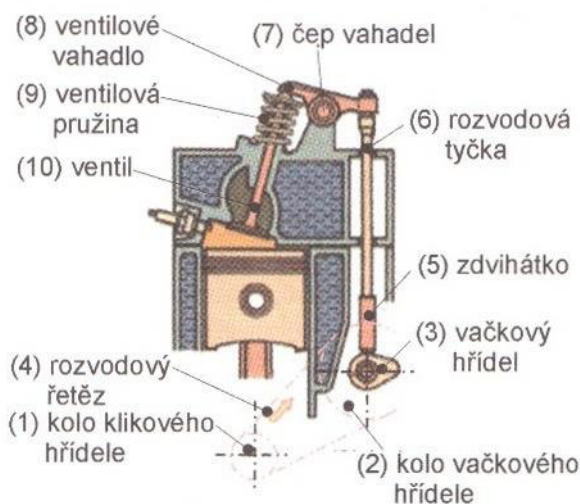


válce není zcela optimální, jelikož směs musí při proudění z nebo do válce měnit směr o téměř 180°. [2]

### 1.1.2 ROZVOD S VYSUTÝMI VENTILY V HLAVĚ VÁLCŮ – OHV – OVER HEAD VALVES

Konstrukce tohoto typu rozvodů je poměrně jednoduchá, ventily bývají umístěny nad válce nejčastěji v jedné řadě, ale je možné i uspořádání ventilů křížem. Konstrukce OHV s vyšším počtem ventilů se příliš nepoužívá. Důvodem je složitější mechanismus pro přenos pohybu. Váčkový hřídel je umístěn v blízkosti klikové hřídele v klikové skříni. O přenos pohybu z vačky na ventil se stará mechanismus složený ze zdvihátka, rozvodových tyček a vahadel. [2]

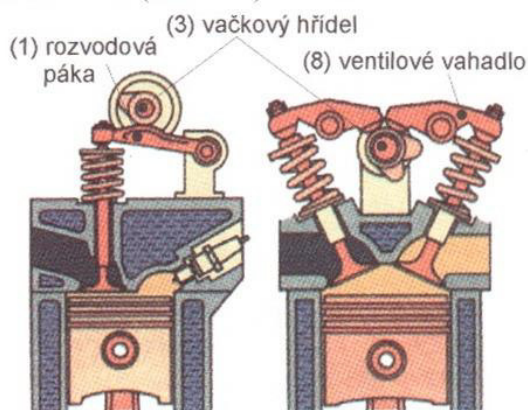
Nevýhodou této konstrukce je příliš mnoho součástí, s tím související i větší ztráty v mechanismu a větší setrvačné hmoty, které mají za následek ve vyšších otáčkách (> 8000 1/min) odskakování ventilů a tím i změnu časování. [2]



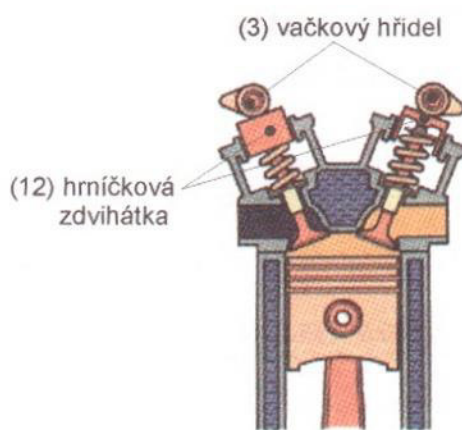
Obrázek 1-2- Schéma rozvodu OHV [2]

### 1.1.3 ROZVOD S VENTILY V HLAVĚ VÁLCŮ A VAČKOVÝM HŘÍDELEM NA HLAVĚ VÁLCŮ – OHC – OVER HEAD CAMSHAFT

Ventily jsou stejně jako u rozvodu OHV umístěny nad válcem. Rozdílné je umístění vačkového hřídele, který je nad ventily. Přenos pohybu z vačky na ventily může být proveden přímo hrníčkovými zdvihátky, vahadly nebo rozvodovými pákami. Výhodou tohoto rozvodu je malý počet součástí oproti OHV, je tedy vhodnější pro použití ve vyšších otáčkách a také má celý mechanismus menší třecí ztráty a vyšší tuhost. Nevýhodou je vyšší hlava válců a složitější konstrukce pohonu vačkového hřídele. [2]



Obrázek 1-3- Schéma rozvodu OHC [2]

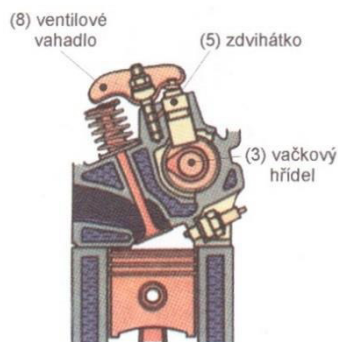


Obrázek 1-4- Schéma rozvodu DOHC [2]

Pokud je u této konstrukce použita pouze jeden vačkový hřídel na ovládání většího počtu ventilů, lze upozornit na tento fakt označením SOHC – Simple over head camshaft. Druhou variantou řešení pohonu je použití dvou vačkových hřídelů – DOHC – Double over head camshaft. [2]

#### 1.1.4 ROZVOD S VAČKOVÝM HŘÍDELEM V HLAVĚ VÁLCŮ – CIH – CAMSHAFT IN HEAD

Tato konstrukce je částečnou kombinací dvou předchozích konstrukcí, vačkový hřídel je umístěna v hlavě válců, ale na úrovni ventilů. O přenos se tedy stará obdobně jako u OHV mechanismus zdvihátka a vahadla. [2]

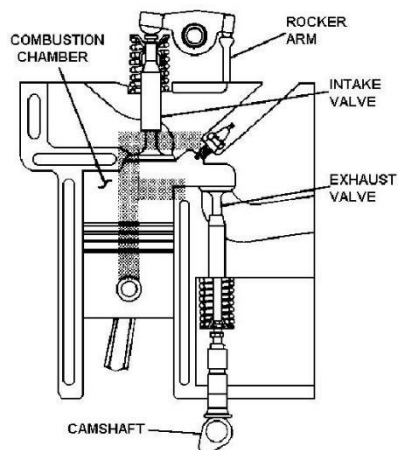


Obrázek 1-5- Schéma rozvodu CIH [2]



### 1.1.5 ROZVOD S PROTILEHLÝMI VENTILY – IOE – INLET OVER EXHAUST

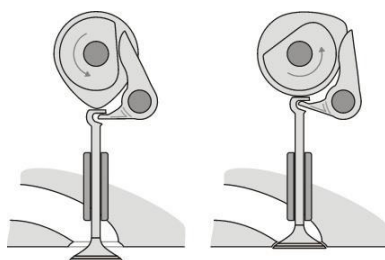
U této konstrukce je odlišné rozmístění ventilů. Sací ventily jsou umístěn jako u rozvodů OHC, výfukové ventily jsou umístěny vedle válce, jako u rozvodu SV. Pro tuto konstrukci se používá označení rozvod s F-hlavou. Tento rozvod se více prosadil pouze v Anglii v první polovině minulého století.[2]



Obrázek 1-6 - Schéma rozvodu IOE - F-hlava [3]

### 1.1.6 DESMODROMICKÝ ROZVOD

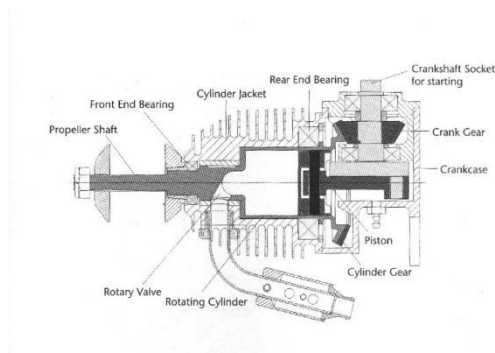
Tento rozvod má oproti všem předchozím jednu zásadní odlišnost. Tento rozvod není vybaven pružinami pro vratný pohyb ventilů a udržení kontaktu s vačkou. Tato konstrukce je navržena tak, že oba dva pohyby jsou ovládány vačkami. Touto úpravou je možné využití u motorů s velmi vysokými otáčkami. Tato konstrukce se příliš neprosadila. Nejznámější použití je u motoru motocyklů Ducati. [2]



Obrázek 1-7- Schéma desmodromického rozvodu [4]

### 1.1.7 RCV ROZVOD

Tento typ konstrukce se využívá u malých motorů do 21 cm<sup>3</sup>. U tohoto rozvodu je plášť válce poháněn od klikového hřídele s polovičními otáčkami kliky. Otvor, který je v horní části válce, slouží pro sací i výfukový ventil a současně i pro zapalování. Tato konstrukce umožňuje fungování až do 12 000 1/min, což také vede k vysokému specifickému výkonu až 75 kW/litr. Další možnou konstrukcí s podobnou funkcí je pohánění otočné části řemenem nebo řetězem s osou otáčení kolmou k ose klikového hřídele.[1]



Obrázek 1-8 - Schéma rozvodu RCV [1]

## 1.2 POHONY VENTILOVÝCH ROZVODŮ

Úkolem pohonu je také zajistit správné časování ventilů. Pohon celého rozvodu je proveden nejčastěji převodem od klikové hřídele. U čtyřdobých motorů v poměru 1:2 - otáček vačkového hřídele k otáčkám klikového hřídele. Pohon má více možností realizace:

- Ozubený řemene
- Válečkový, ozubený nebo čepový řetěz
- Ozubenými koly
- Královský hřídel
- Soustavou kinematických členů

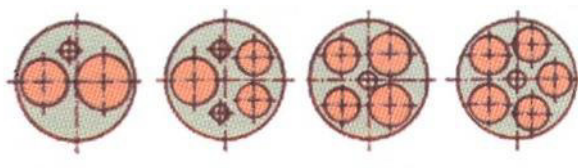
Nejčastěji se používají první tři možnosti. Výhodou řemenu je dobré tlumení kmitání, ale naopak jeho životnost není moc velká. Naopak řetěz se vyznačuje zpravidla delší životností, ale velký vliv na jeho životnost má právě kmitání hlavně klikové hřídele. Ozubená kola se používají v nejmenší míře, velkou nevýhodou tohoto řešení je náročná a nákladná údržba.

U automobilových motorů je pohon rozvodů řešen na jednom z konců klikového hřídele. U motocyklů je daleko častější umístěn pohon rozvodů na jednom ze zalomení klikové hřídele z důvodu zmenšení rozměrů motoru.

U více válcových motorů s rozvodem DOHC může být použita kombinace pohonů. Například sací vačkový hřídel je poháněn řetězem nebo řemenem od klikového hřídele a výfukový vačkový hřídel je poháněn ozubenými koly od sacího vačkového hřídele.[2]

## 1.3 VÍCEVENTILOVÉ ROZVODY

Větší počet ventilů má vliv na plnicí účinnost. Větším počtem ventilů je možné docílit většího průtočného průřezu a zároveň je možné ovlivňovat proudění náplně do válce. S větším počtem ventilů je možné snížit jejich zdvih i hmotnost, což má pozitivní vliv na setrvačné síly.[2]



Obrázek 1-9 - Možnosti uspořádání ventilů [2]



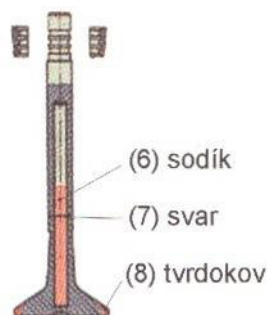
## 1.4 SOUČÁSTI ROZVODOVÝCH MECHANISMŮ

### 1.4.1 VENTILY

Na ventily jsou kladeny požadavky, aby co nejméně škrtili procházející proud směsi. Velikost průtočné plochy je ovlivněn geometrií ventilu a velikostí zdvihu. Velikost talířku ventilu je ovlivněn geometrií spalovacího prostoru. Největší průměr talířku se dosahuje u půlkulového spalovacího prostoru. [2]

Přechod talířku do dříku je obloukový, aby ventilační ztráty při proudění plynů byly nízké. Dřík ventilu je povrchově upraven, aby byl odolný vůči opotřebení a zadírání ve vodítku ventilu. Na stopce ventilu se často objevuje jedna nebo více drážek. Tyto drážky slouží k uchycení klínek ventilů, které připevňují misku pružin. [2]

Ventily jsou velmi teplotně i mechanicky namáhány, u výfukových ventilů je teplotní namáhání výraznější, proto se u výfukových ventilů používá teplotně odolnější materiál a řeší se chlazení. Teplotně odolnější materiály mají horší kluzné vlastnosti, proto se používají tzv. dvoj-kovové ventily, které mají talířek z teplotně odolného materiálu. Dřík je z materiálu, který má výhodné vlastnosti pro pohyb ve vodítku. Tyto materiály jsou pak spojeny třecím svařováním. [2]



Obrázek 1-10- Dvoj-kovový ventil se sodíkem [2]

Často jsou výfukové ventily chlazeny sodíkem, čímž je možné snížit teplotu až o 100°C. Ventil je dutý a dutina je ze 40-50% naplněna sodíkem, který taje okolo 100°C a odpařuje se od teploty 883°C. Kovový sodík dokáže v tekutém stavu přenést devětkrát více tepla než austenitická ocel, běžně používaná na výfukové ventily. Dutina se sodíkem je uzavřena stopkou, která je z materiálu vhodného pro kontakt s vahadlem případně jinou částí rozvodového mechanismu. Vytvoření sodíkových dutin i v hlavě motoru vede ještě k většímu snížení teplot. [2, 5]

### 1.4.2 VODÍTKA VENTILŮ

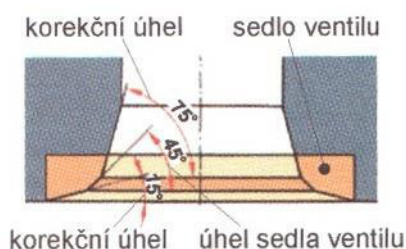
Vedení ventilů v hlavě je důležité, jelikož zajišťuje správné dosednutí ventilů do sedla. Dle materiálu hlavy se používá vedení přímo v hlavě, nebo jsou nalisována vodítka – většinou litinová nebo bronzová. Vodítka zajišťují také mazání dříků ventilů. Tento prostor musí být utěsněn, aby nedocházelo k průniku oleje do proudící náplně válce a tím ovlivnění emisí. Vůle ve vodítku je žádoucí malá, aby bylo možné dobře odvádět teplo z dříku ventilů do hlavy, tím se sníží pracovní teplota hlavy. Velká vůle nezhorší jenom odvod tepla, ale způsobí odírání dříku ventilů. Kývavý pohyb způsobený kontaktem konce dříku s vahadlem a celkově se zvýší opotřebení ventilu a vodítka. [2, 5]



### 1.4.3 SEDLA VENTILŮ

Provedení sedel ventilů se liší v závislosti na materiálu hlavy válců. U tvrdších slitin jsou sedla vytvořena přímo na hlavě válců, u měkčích slitin jsou nalisovány sedla z tvrdšího materiálu. Tvrdší a odolnější sedla umožňují také chod na bezolovnatý benzín. [2]

Úhel sedla ventilů není jednoduchý, základem je úhel stejný jako úhel talířku ventilu, většinou  $45^\circ$  (někdy  $30^\circ$ ). Pro snížení odporů proudění se na okrajích tohoto zkosení používají úhly  $15^\circ$  a  $75^\circ$ , tyto okrajové zkosení jsou určující pro šířku sedla. Šířka sedla se pohybuje v rozmezí 1,5 – 2 mm, užší sedlo lépe těsní, ale hůře odvádí teplo, u širšího sedla naopak. U výfukových sedel je situace jednodušší. Kvůli vyššímu tlaku plynů při výfukovém zdvihu nemusí být výfuková sedla tak složitě tvarována jako u sacích sedel. Tvarování hlavy, potrubí a sedel je konstruováno empiricky nebo za pomoci CFD tak, aby způsoboval minimální tlakové ztráty. [1, 2]



Obrázek 1-11 - Sedlo ventilů [2]

### 1.4.4 VENTILOVÉ PRUŽINY

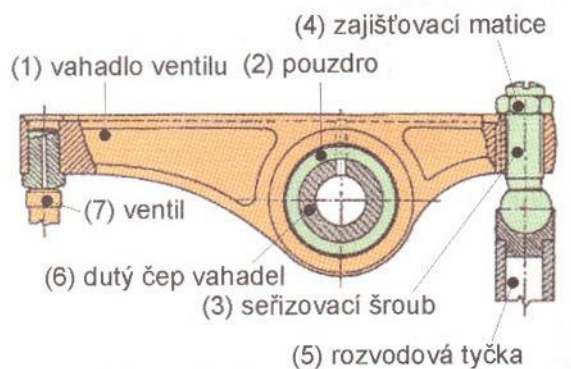
Funkcí ventilových pružin je zavírání ventilů a udržení kontaktu s vačkou, případně přitlačení do sedel. Síla pružiny musí překonávat síly působící v mechanismu a také síly vznikající rozdílem tlaků ve válci a sacím potrubí. Nejčastěji se používají vinuté válcové pružiny, občas se objevují konické nebo soudečkové pružiny. [2]

Válcové pružiny se zpravidla používají dvě, jedním důvodem je řešení stavu, kdy dojde k porušení jedné pružiny a druhým důvodem je změna vlastní frekvence pružiny. [2]

### 1.4.5 VENTILOVÁ VAHADLA A ROZVODOVÉ PÁKY

Vahadlo je dvouramenná páka, která slouží k přenášení pohybu ve ventilovém mechanismu. U OHV rozvodu z rozvodové tyčky na ventil a u OHC rozvodů z vačky na ventil, pokud není použito hrníčkové zdvihátko. Vahadlo je otočně umístěno na čepu, buď pomocí ložiska, nebo kluzného pouzdra. U rozvodu OHV je vahadlo spojeno s rozvodovou tyčkou šroubem, kterým se také nastavuje ventilová vůle. Pomocí vahadla, umístěním čepu, je možné realizovat větší zdvih ventilu při menším zdvihu rozvodové tyčky. [2, 5]

Rozvodová páka je jednoramenná páka, sloužící také k přenosu pohybu ve ventilovém mechanismu u rozvodu OHC z vačky na ventil. Páka je jednostranně uchycena na kulovém čepu. U moderních motorů se páky lisují z plechu, kvůli snížení hmotnosti a jsou vybaveny kladičkou kvůli snížení třecích ztrát. Pomocí rozvodových pák, vhodným umístěním vačky a ventilů je také možné využít převodu pák a tím docílit menších palců vačky. [2, 5]



Obrázek 1-12- Ventilové vahadlo [2]

#### 1.4.6 ROZVODOVÉ TYČKY A ZDVIHÁTKA

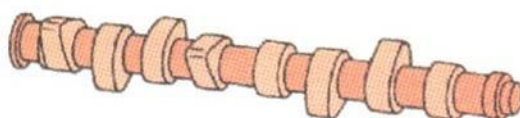
Rozvodové tyčky slouží pro přenos pohybu v mechanismu, tentokrát u rozvodů OHV, kde přenáší pohyb od zdvihátka na vahadlo. Jedná se většinou o duté trubky, které jsou na koncích upraveny pro kontakt s ostatními členy mechanismu. Například u motoru Tatra se dutina v rozvodových tyčkách využívala k přivádění oleje do hlavy motoru.

Zdvihátka jsou použity u více konstrukcí rozvodů – OHV, OHC, SV i CIH – liší se pouze tím, mezi kterými členy přenáší pohyb. Speciálním případem jsou hydraulická zdvihátka, která slouží k vymezování vůle ve ventilovém mechanismu, jeho umístění se liší podle konstrukce rozvodů.[2]

#### 1.4.7 VAČKOVÉ HŘÍDELE

Úkolem vačkové hřídele je vytvořit správně načasovaný pohyb jednotlivých zdvihů ventilů vzhledem k pohybu pístu ve válci. Profil je vhodně navržen tak, aby umožnil plynulé otevření i zavření. Na jednom vačkovém hřídeli mohou být umístěny palce pro obě skupiny ventilů – záleží na konkrétní konstrukci. [5]

Vačkové hřídele jsou nejčastěji vyráběny dvěma způsoby, buď je hřídel třískově obrobena jako jeden kus, nebo jsou jednotlivé palce nalisovány na dutou trubku. Dále mohou být také kovány nebo odlévány.[5]

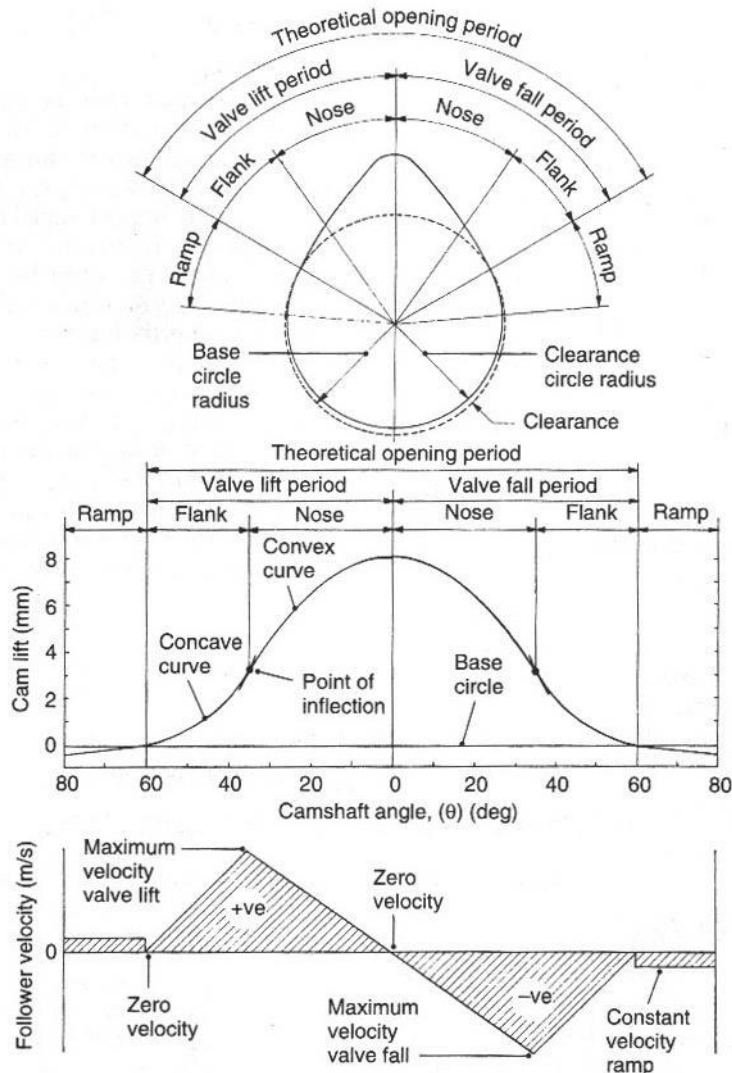


Obrázek 1-13 - Vačková hřídel [2]

Vačky jsou vyrobeny s konečnou tolerancí. Olejový film a deformace bodu kontaktu a dalších bodů ovlivňují pohyb ventilu. Jak ukazují studie, tak radiální tolerance i tolerance zdvihu mohou být významné. [1]

### 1.4.8 ČÁSTI PROFILU VÁČKY

Profil má dva boky - náběžný a úběžný nebo také otevírací a zavírací - jeden slouží k otevření a druhý k zavření ventilu. Každý bok může být rozdělen ještě na tři části. Na náběžné hraně je nejdříve počáteční přechodná fáze, která spojuje základní kružnici a palec vačky s velmi malým zdvihem. Dále je tu bok urychlující zdvihátko do maximální rychlosti. V této oblasti je také umístěn inflexní bod, kde se setkává konkávní křivka plochy s konvexní křivkou nosu. Poslední část otevírací fáze je nos, který zpomaluje zdvihátko do zastavení při maximálním zdvihu. Sílu na zpomalení v poslední fázi tvoří ventilové pružiny. Druhý bok vačky začíná zavíracím nosem, který urychluje zdvihátko z nuly na maximální rychlost, další část slouží ke zpomalení zavření, které by způsobila síla pružin. Následuje hladká fáze uzavření až do místa, kde profil přechází na základní kružnici. Při přechodu na základní kružnici je ventil plně uzavřen a k jeho otevření dojde až při další fázi otevírání.[2, 5]



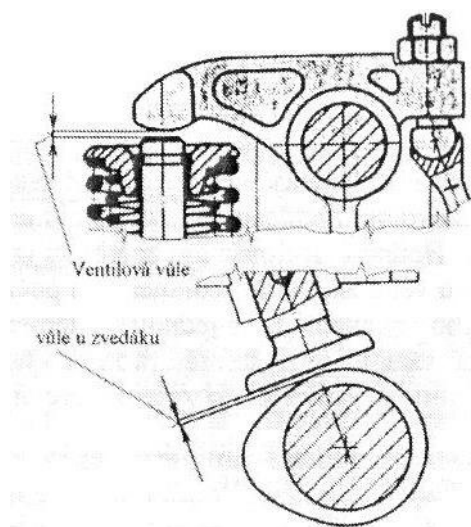
Obrázek 1-14 - Části profilu vačky [5]



#### 1.4.9 VŮLE VAČKOVÝCH MECHANISMŮ

Ve většině poháněných vačkových mechanismů se vačka otáčí neustále, proto se dá říci, že mechanismus pracuje v cyklech. Ostatní součásti mechanismu, díky působení vratných pružin, zůstávají také v nepřetržitém pohybu.[6]

U spalovacích motorů je pro ventily typické, že většinu času zůstávají v klidu. V době klidu jsou mezi jednotlivými součástmi mechanismu vůle, které se měří spárovými měrkami. U rozvodu OHV se nejlépe měří na konci dřívku ventilů, odkud také pochází pojmenování ventilová vůle. Vlivem teploty a roztažnosti jednotlivých materiálů za chodu motoru se vůle rozkládá do více složek, které jsou ve všech kontaktech součástí mechanismu. Rozložení složek je ovlivněno polohou, konstrukcí motoru i typem oleje.[6]



Obrázek 1-15 - Ventilová vůle [6]

Vůle ve ventilovém mechanismu je nechtěná ale nutná. Kvůli vůli musí být profil vačky více vzdálen od osy otáčení vačky, což má negativní vliv. Pokud by zvolená vůle byla nedostatečná, došlo by v krátkém časovém úseku k nenávratnému poškození sedla ventilu nebo talířku ventilu. [6]

#### 1.4.10 SAMOČINNÉ VYMEZOVÁNÍ VŮLE

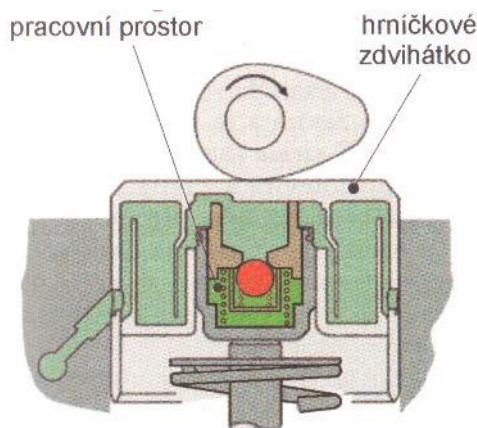
Jak bylo zmíněno, při provozu je velikost ventilové vůle nestálá. Příliš malá nebo příliš velká vůle je nežádoucí. S proměnlivou vůli se mění i okamžik počátku otevření ventilu. Proto se začali rozvíjet možnosti samočinného vymezení vůle. Nejčastěji používané samočinné vymezení využívá sloupec kapaliny (nejčastěji oleje). Vymezovací členy mohou být umístěny na více místech v rámci celého mechanismu. Pro rozvod OHC je nejčastěji jako kloub rozvodové páky, nebo součástí hrníčkového zdvihátka. Pro rozvod OHV se nejčastěji používá na jednom konci zdvihací tyček.[6]

Základem každého samočinného vymezoče jsou dva písty, které mezi sebou mají komoru naplněnou kapalinou. V oblasti základní kružnice vačky se komora naplní kapalinou. Hned jak začne zdvih, naroste tlak v komoře a uzavře ventil, pak se ventil motoru pohybuje podle zdvihátka. Samozřejmostí jsou úniky kapaliny, které zajistí při zavírání ventilu vůli mezi vačkou a zdvihátkem. Tato vůle eliminuje opotřebení a odlišnou tepelnou roztažnost, a občas eliminuje plnění komory kapalinou. [1,6]

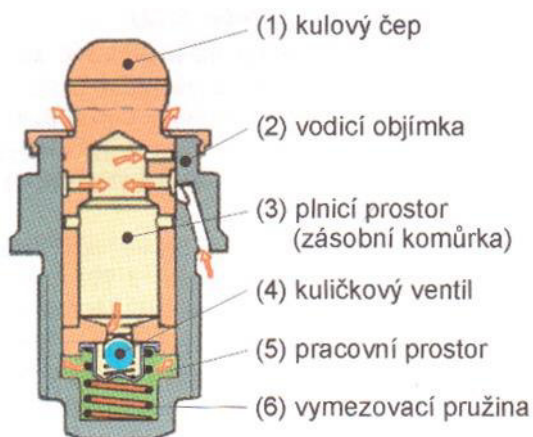


Nevýhodou je, že ventil může být déle otevřen. Pohyb ventilu je hůř definovaný a je zde vyšší tření, pokud není použita kladička. Pak jsou zdvihátka v neustálém kontaktu s vačkou. Hydraulické zdvihátko může být součástí zdvihátka u rozvodu OHV nebo jako otočný bod u rozvodu OHC využívající rozvodovou páku nebo vahadlo. Dalšími negativy jsou zvýšení hmotnosti a snížení tuhosti součástí rozvodového mechanismu. Při použití vymezovače jako kloubu rozvodové páky se tato negativa minimalizují. [1, 6]

Mezi výhody tohoto řešení patří snížení výšky náběhu, zúžení intervalu, kdy může dojít k počátku otevírání ventilů a odpadá údržba v podobě kontroly ventilové vůle. Další výhodou je možnost automatické úpravy vůle a díky stlačitelnosti oleje fungují také jako tlumič zmírňující začátek zdvihu ventilu. To dovoluje použít profilu vačky s rychlejším nárůstem. [1, 6]



Obrázek 1-16 - Hrníčkové hydraulické zdvihátko [2]



Obrázek 1-17- Hydraulická opěrka pro vymežování vůle, použití u rozvodových pák [2]





## 2 ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Časování ventilů je určené vačkou a systémem zdvihátek a je dále ovlivněno dynamickými vlivy jednotlivých součástí rozvodu, nebo prouděním plynů. [1]

V nejjednodušší formě se ventily otvírají a zavírají při horní nebo dolní úvratí. U dnešních motorů tomu tak není, výfukový ventil se otvírá dříve, než píst dosáhne dolní úvratě, a zavírá se až po dosažení horní úvratě, kdy je otevřený sací ventil, který otvírá už před horní úvratí a je zavírán také až při pohybu pístu nahoru při kompresním zdvihu. Čas, který jsou oba ventily otevřeny, se nazývá střih ventilů. Úhel otevření nebo zavření výfukového nebo sacího ventilu před případně po úvratí se nazývá úhel zpoždění.[5]

Naladění časování pro dosažení maximální plnicí účinnosti je základ pro zvýšení výkonu a zlepšení reakce motoru. Pro časování platí pár doporučení, co se týká průběhu otvírání - pět stupňů po začátku otvírání ventilu by měl být otevřen na 1% zdvihu, po 10° na 5% procent plného zdvihu a naplno by měl být otevřen až po 120° od začátku otvírání. [1, 5]

### 2.1 ZAVÍRÁNÍ A OTVÍRÁNÍ VÝFUKOVÉHO VENTILU

K zvýšení maximálního účinku vyplachování je výfukový ventil otevřen před dolní úvratí, náplň válce je stále pod tlakem. Směs je tímto tlakem hnána do výfuku a po dosažení dolní úvratě je plyn dále hnán pístem. [1, 5]

Výfukový ventil je otevřen celý výfukový zdvih a je uzavřen až po horní úvratí. Doba, po kterou jsou otevřeny oba ventily, umožňuje využití energie výfukových plynů pro vyprázdnění válce a nasátí čerstvé náplně. V případě moc velkého střihu by nedošlo k optimálnímu naplnění – nevznikne podtlak pro sání.[5]

S takovýmto časováním dojde ke snížení ztrát při výfukovém zdvihu. Současně dojde i ke zpomalení pístu na konci expanzního zdvihu, vzhledem k natočení klikové hřídele (málo efektivní oblast), není snížení výsledného točivého momentu tak velké. Výfukový ventil otvírá 40° před dolní úvratí, aby byl dostatečný čas na vypláchnutí všech spalín, ale 40° znamená zhruba 12% zdvihu. [1, 5]

Brzké otevření výfukového ventilu vede ke snížení efektivního kompresního poměru a expanzní práce, ale je to kompenzováno redukcí čerpací práce výfukového zdvihu. U vysokootáčkových motorů se používá brzké otevření výfukového ventilu, často jsou hodnoty v rozsahu 40-60° před dolní úvratí. U přeplňovaných motorů je práce ztracená dřívějším otevřením výfukového ventilu částečně vrácena prací turbíny. [1]

Uzavření výfukového ventilu je stálé za horní úvratí, ale vyšší plnicí tlak u motorů s turbodmychadlem, nebo vyšší otáčky, pro které je výkon motoru optimalizován, znamenají ještě pozdější zavírání výfukového ventilu. Výfukový ventil je často zavírán v rozsahu 10-60° po horní úvratí. Cílem je nepřipustit jakoukoliv kompresi ve válci na konci výfukového zdvihu. Čas zavření výfukového ventilu se jeví jako, že nemá vliv na množství zbytků uvíznutých ve válci nebo na zpětný proud do sacího potrubí, ale u motorů s přípravou směsi v sacím potrubí může pozdější zavření ventilů vést ke vstupu paliva přímo do výfuku. [1]



## 2.2 ZAVÍRÁNÍ A OTVÍRÁNÍ SACÍHO VENTILU

Aby bylo možné dopravit, co největší objem vzduchu do válce, je sací ventil otevřen před horní úvratí – stříh ventilů – a tak využít energii spalin k nasátí čerstvé náplně. V této fázi dochází k velice dobrému vypláchnutí vyhořelé směsi. V této fázi píst nedokáže konat dostatečnou práci na výměnu plynů. Výkon motoru je docela necitlivý na otevření sacího ventilu v rozsahu  $10\text{--}25^\circ$  před horní úvratí. Při příliš brzkém otevření sacího ventilu by se mohla část výfukových plynů dostat do sacího potrubí, čímž by došlo k ovlivnění tlaku v sacím potrubí.[1, 5]

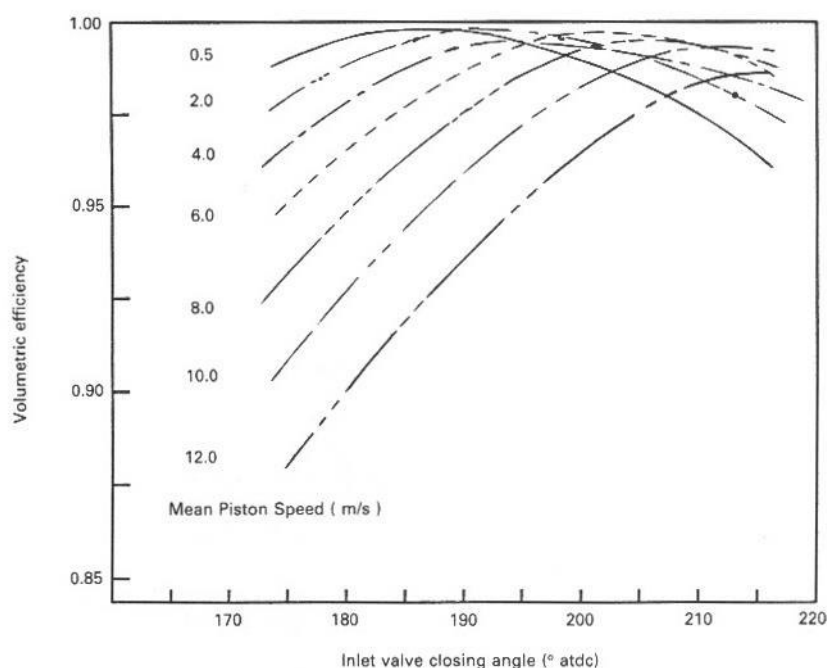
V nízkých otáčkách je nedostatečná hustota a hybnost náplně, nebo poměr palivo – vzduch k tomu, aby mohlo být využito efektu dřívějšího otevření. Vzhledem k tomu, že píst se pohybuje nahoru, dojde k částečnému vytlačení nové náplně zpět, tím je samozřejmě účinnost opět zmenšena. Toto snížení může vést až ke snížení kompresního poměru při volnoběžných otáčkách, což je výhodné pro hladký běh motoru na volnoběh.[5]

Úhel zpoždění uzavření sacího ventilu využívá setrvačnosti čerstvé náplně v sacím potrubí. Když hybnost čerstvé náplně vytvoří mírný přetlak, dojde ke zvýšení hustoty náplně v oblasti blízko pístu. Zpoždění umožňuje vyšší účinnost plnění při středních a vysokých otáčkách. [5]

Určení velikosti zpoždění po zavření je problematické. V případě velkého zpoždění (například  $80^\circ$ ) dojde k výraznému snížení plnicí účinnosti při malých otáčkách a zhoršení startování. Pro nízké otáčky je ideální hodnota okolo  $40^\circ$ . Při takto nízké hodnotě dojde k postupnému poklesu plnicí účinnosti se zvyšujícími se otáčkami. Ani jedna tato hodnota nedokáže splnit požadavky kladené na motor. Jako kompromisní řešení je hodnota někde mezi – například  $60^\circ$ . Při této hodnotě je největší nárůst plnicí účinnosti ve středních otáčkách, v nízkých otáčkách dojde k vrácení části směsi do sání, naproti tomu ve vysokých otáčkách dojde alespoň k částečnému využití setrvačnosti náplně ze sání. [1, 5]

Sací ventil může zůstat otevřený, dokud je tlak ve válci nižší než tlak v sacím potrubí. Důvod, proč tento okamžik není blízko dolní úvratí, je částečně pohyb klikového mechanismu, který dosahuje nejvyšší rychlosti pístu po  $90^\circ$  před dolní úvratí. [1]

Pro motory přepřínované turbodmychadlem při jejich hodnotícím operačním bodě, je tlak v sacím potrubí vyšší, jak tlak ve válci, který je v pořadí vyšší než tlak ve výfukovém potrubí – při těchto okolnostech vede dřívější otevření sacího ventilu ( $>30^\circ$  před HÚ) k dobrému vyplachování. Avšak při částečném zatížení u motorů s turbodmychadlem a motorů s klapkou, dřívější otevření sacího ventilu vede k velkému množství výfukových zbytků a zpětnému proudu do sacího potrubí. Následky tohoto problému jsou více znatelné u zážehových motorů a to vzrůstající rozdílností po sobě následujících cyklů spalování. U vznětových motorů je problém s prostorem, jelikož většinou je spalovací prostor vznětového motoru v pístu. [1]



Obrázek.2-1 - Závislost účinnosti plnění na úhlu zavření sacího ventilu [1]

Graf ukazuje závislost plnicí účinnosti na úhlu zavření sacího ventilu. Byl použit model, který ignoruje stlačitelnost a dynamické efekty. Střední pístová rychlost není závislá na objemu motoru, ale na otáčkách, proto je zde použita. Jak je vidět, tak při nízké rychlosti pozdější zavírání ventilu snižuje plnicí účinnost. Naproti tomu při vysokých otáčkách vede dřívější zavření sacího ventilu ke snížení plnicí účinnosti a tím se omezuje i maximální výkon. [1]

## 2.3 STŘIH VENTILŮ

Jak bylo řečeno, tato úprava zlepšuje vyplachování válce a také zlepšuje plnění ve středních a vysokých otáčkách. Bohužel střih ventilů má i negativní vliv na spaliny. Při vysokých otáčkách tento efekt není až takový problém, ale při snižování otáček, kdy se část čerstvé směsi dostane, kvůli vysoké rychlosti výfukových plynů, do výfuku. Tento problém se projeví ve spalínách větším obsahem CO a nespálených uhlovodíků.[5]

V této fázi cyklu motoru má vliv na tok plynů i škrticí klapka, která ovlivňuje velikost tlaku/podtlaku, který následně způsobuje hnaní čerstvé náplně do válce nebo naopak nechtěné nasávání výfukových plynů zpět do sacího potrubí. Dojde tak ke smíšení plynů, což způsobí zhoršení podmínek pro efektivní spálení směsi při dalším pracovním cyklu. Tento problém má stejný efekt na spaliny – větší obsah plynů indikující nedokonalé spalování – HC a CO.[5]

Velký střih ventilů umožňuje využití pulzací při plnění válce ve vysokých otáčkách. Velký střih se využívá u výkonných zážehových motorů. Přepřínované dieslové motory mohou mít také velký střih, ale zde je často limitován prostorem nad pístem v horní úvrati. [1]

Zážehových motorů s velkým střihem při částečném zatížení nebo volnoběhu trpí poklesem tlaku v sání, které je způsobeno zpětným prouděním výfukových plynů. Při plném zatížení je

spalování neekonomické, jelikož dochází k proudění čerstvé náplně do výfuku, když jsou oba ventily otevřeny. Tyto problémy nehrozí u přeplňovaných motorů s přímým vstřikování.[1]

## 2.4 PŘEHLED DIAGRAMŮ ČASOVÁNÍ

Časování jednotlivých ventilů se zobrazuje diagramy časování, kterých je více druhů. [5]

- Kruhový diagram časovací
- Spirálový diagram časovací
- Přímkový diagram časovací

Úhly otevření a zavření jednotlivých ventilů stejně jako stříh ventilů se mohou značně lišit i u motorů určených pro stejné provozní podmínky. Použití motorů může být rozděleno na čtyři skupiny. [5]

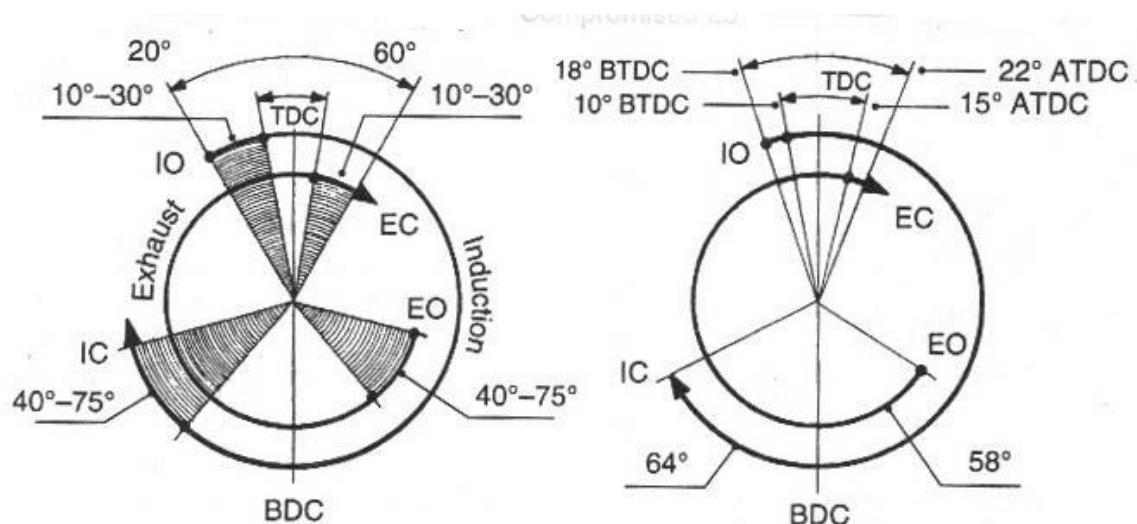
- Automobily poháněné zážehovým nebo vznětovým motorem
- Nákladní vozy a vozy pro hromadnou osobní přepravu poháněné pomaloběžnými vznětovými motory
- Průmyslové a lodní pomaloběžné vznětové motory
- Soutěžní a závodní zážehové motory

Velký počet diagramů časování pro silniční i mimo silniční použití odpovídá následujícím hodnotám. Část obrázku (Obrázek 2-2 pravý)[5]

- |                                                 |   |           |
|-------------------------------------------------|---|-----------|
| • Otevření sacího ventilu před horní úvratí     | - | 10° - 30° |
| • Zavření sacího ventilu po dolní úvratí        | - | 40° - 75° |
| • Otevření výfukového ventilu před dolní úvratí | - | 40° - 75° |
| • Zavření výfukového ventilu po horní úvratí    | - | 10° - 30° |

Typický fázovací diagram pro automobily část obrázku (Obrázek 2-2 levý) má tyto hodnoty.

- |                                                 |   |     |
|-------------------------------------------------|---|-----|
| • Otevření sacího ventilu před horní úvratí     | - | 18° |
| • Zavření sacího ventilu po dolní úvratí        | - | 64° |
| • Otevření výfukového ventilu před dolní úvratí | - | 58° |
| • Zavření výfukového ventilu po horní úvratí    | - | 22° |



Obrázek 2-2 – Fázovací diagramy - (levý) rozsah stříhu a zpoždění (pravý) typické časování pro automobily [5]

Tímto časováním vzniká 40° stříh ventilů, který umožňuje dobré vypláchnutí válce a brzký začátek plnění válce. Při takto velkém stříhu ventilů může dojít k míšení čerstvé směsi

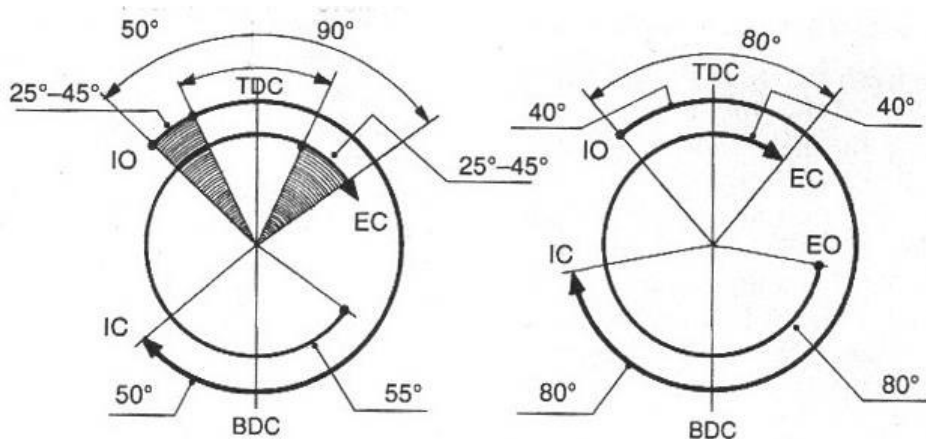
s výfukovými plyny, proto se u novějších motorů mění toto časování. Změny jsou následující, sací ventil otvírá jenom  $10^\circ$  před horní úvratí a výfuk zavírá  $15^\circ$  po horní úvratí, výsledný stříh je tedy  $25^\circ$ . Tato úprava má za následek zlepšení emisí bez velkého vlivu na výkon motoru.[5]

U vznětových motorů, kde není škrticí klapka, není tento problém se spaliny vlivem škrticí klapky. Proto zde může být přínosné pozdější zavření výfukového ventilu. Přepřňované vznětové motory mohou těžit z velkého stříhu, protože tyto motory mají vzduch jako profukovací medium. Proto může být stříh ventilů rozšířen. Omezení velikosti je hranice, kdy se začnou výfukové plyny dostávat do sání, nebo pozdní zavření výfukového ventilu začne ovlivňovat plnění válce. Velké přepřňované vznětové motory mají vlastní časovací diagram část obrázku (c), jemuž odpovídají tyto hodnoty.[5]

- Otevření sacího ventilu před horní úvratí -  $25^\circ - 45^\circ$
- Zavření sacího ventilu po dolní úvratí -  $50^\circ$
- Otevření výfukového ventilu před dolní úvratí -  $55^\circ$
- Zavření výfukového ventilu po horní úvratí -  $25^\circ - 45^\circ$

Naproti tomu závodní motory s přirozeným sáním, které pracují ve vysokých otáčkách a v relativně v malém rozsahu otáček, v kombinaci s krátkými převody převodovky, často využívají velký stříh i zpoždění obou ventilů. Jelikož zde není nutné brát v úvahu spotřebu a emise. Příklad takového časování. Část obrázku (d)[5]

- Otevření sacího ventilu před horní úvratí -  $40^\circ$
- Zavření sacího ventilu po dolní úvratí -  $80^\circ$
- Otevření výfukového ventilu před dolní úvratí -  $80^\circ$
- Zavření výfukového ventilu po horní úvratí -  $40^\circ$



Obrázek 2-3 - Fázovací diagramy (c) vznětový přepřňovaný motor (d) zážehový nepřepřňovaný závodní motor[5]

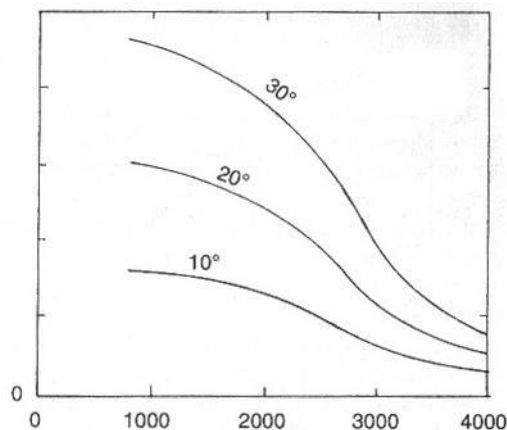
## 2.5 VLIV ČASOVÁNÍ VENTILU NA EMISE

Množství zbytků po spalování, které zůstanou ve válci, mají významný vliv na odlišnost po sobě jdoucích cyklů a na emise  $\text{NO}_x$ . [1]

Množství uvízlých zbytků po spalování narůstá se:

- Snížením tlaku v sacím potrubí
- Snížením kompresního poměru
- Zvětšením stříhu ventilů
- Poklesem rychlosti
- Nárůstem zpětného tlaku výfukových spalin

Když množství zbytků po spalování narůstá ve střední zátěži zážehového motoru, tak to znamená, že musí být více otevřená škrticí klapka, aby bylo vpuštěno více směsi. To znamená, že tlak ve válci bude vyšší a čerpací práce bude snížena. Pro ovládání množství zbytku po spalování, může být použito variabilní časování ventilů, alternativně externí přepouštění spalin – EGR. [1]



Obrázek 2-4 - Závislost emisí (HC a CO) na otáčkách a zpoždění zavření výfukového ventilu [5]

Další možností zadržení výfukových zbytků je negativní stříh ventilů. Záporný přesah je nemožný, proto se toto označení používá pro nulový stříh. Výfukový ventil může být zavřen před horní úvratí, takže spálené plyny jsou znovu stlačeny, nebo může být ventil zavřen po horní úvratí. V obou případech by měl být cíl zpozdit otevření sacího ventilu, dokud tlak ve válci neklesne na hodnotu v tlaku v sacím potrubí, takže zde nehrozí žádný zpětný tok. [1]

## 2.6 VARIABILNÍ ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Částečné splnění protichůdných požadavků na časování ventilů může u motorů s dvěma vačkami variabilní časování ventilů, které mění časování sacích ventilů s neměnným časováním výfukových ventilů, nebo mění časování sacích i výfukových ventilů. Která časování jsou měněna, závisí na použitém mechanismu změny časování. Od konstrukce je také odvislé, zda bude změna časování dvojstupňová nebo plynulá. [5]

Z textu o časování ventilů je jasné vidět, že časování ventilů je velký kompromis časování pro nízké a vysoké otáčky a malé a velké zatížení. Nepřekvapivě byla velká snaha vytvořit proměnlivé časování ventilů. Cílem variabilního časování je snížit kompromisy, může být také využito pro snížení škrticích ztrát u zážehových motorů. Když je sací ventil zavřen před dolní úvratí, nebo hodně později než normálně, pak uzavřená hmota bude redukována bez vlivu pulzací. [1]



### 3 NAVRHOVÁNÍ VAČEK

Vzhledem k vyšším otáčkám, při kterých rozvodové mechanismy spalovacích motorů pracují, je důležitá jejich odolnost vůči účinkům škodlivých kmitů. Vačka je v rozvodovém mechanismu dominantním zdrojem vibrací, jejichž vliv je nutné snížit na přijatelnou hodnotu, aby nedošlo k ovlivnění funkce (řízení výměny náplně válce). Tvarování profilu má vliv i na mnoho dalších parametrů, jako je výkon, emise, spotřeba, hluk a další. [6]

Obecně dominantním zdrojem kmitů ve vačkových mechanismech jsou síly od technologických procesů. V případě spalovacích motorů kmity vyvolávají kmitání například síly krátkodobě působící na talíře výfukového ventilů, otevírajících se do přetlaku ve válci, ale vliv této síly se ukazuje jako nepodstatný. [6]

Snahou výrobců motorů je docílit co nejlepší výměny ve válcích, dochází ke zvyšování zrychlení a tím i zvětšování sil namáhajících celý mechanismus. Následkem velkého zrychlení se zvyšuje opotřebení a hluk, což nejsou úplně žádoucí parametry při návrhu, proto jsou výsledné profily vaček kompromisem mezi ideálním plněním, opotřebením a hlučností. V některých zemích se jako parametr motorů uvádí „Valvecrash speed“, který udává otáčky, při kterých již dochází k ničení ventilového mechanismu. Tomuto problému není věnována taková pozornost u závodních motorů, kde není dlouhá životnost důležitá. Pro návrhy i optimalizace profile vaček se používá metoda konečných diferencí.[6]

Profily vaček se dají rozdělit na spojité a nespojité. Každý typ vačky je vhodný pro jinou aplikaci. Nespojitá vačka má vyšší plnost a nižší absolutní zrychlení, počáteční skokový nárůst zrychlení se projeví i na zdvihu. Spojitá vačka má nižší plnost, maximální hodnoty zrychlení jsou vyšší, ale celkový průběh je příznivější.[6]

#### 3.1 NÁHRADNÍ MODEL ROZVODŮ

Jak bylo řečeno, návrh ventilového mechanismu je výsledkem optimalizace, využívající výpočtový model, jehož správnost je ověřována měřením. Typické pro vačkový rozvodový mechanismu jsou[6]:

- Nestále otáčky vaček
- Proměnlivé vřle v mechanismu vlivem proměnlivé teploty
- Nestálý převodový poměr – nestálý poměr rychlostí jednotlivých částí rozvodů
- Obecným prostorovým pohybem, který vykonávají některé součásti

Proměnlivost těchto parametrů má za následek obtížnější výpočet pomocí náhradního výpočtového modelu. Osvědčenými modely jsou modely se soustředěnými parametry, které nahrazují pružné hmotné součásti hmotnými body, které jsou spojené nehmotnými pružinami. Při návrhu modelu je nutné dodržovat dynamickou rovnocennost – hmotnosti a statické momenty součástí a náhradních hmot by se měly rovnat. [6]

Přesnost modelu nevzrůstá se vzrůstajícím počtem bodů, z praktických důvodů naopak převládá snižování počtu bodů. Hlavním problémem je určení tuhosti pružin spojujících hmotné body. Přesnějšímu určení tuhosti pružin může posloužit zjištěné hodnoty deformací během zatěžování.[6]

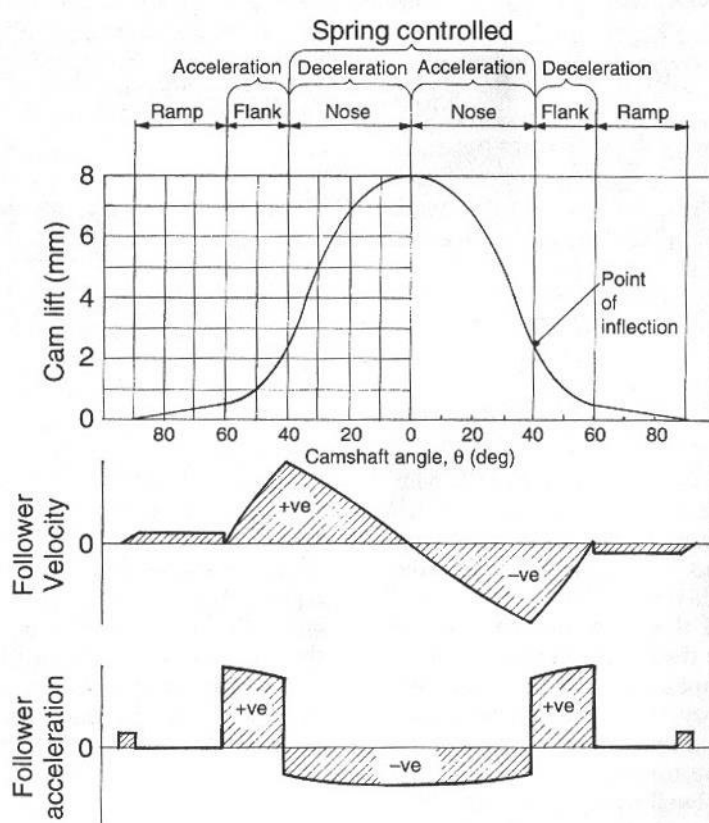
Model by měl také zahrnovat pasivní odpory, které způsobují mechanické ztráty a často tlumí kmitání. Při zavedení pasivních odporů je také nutné určit hodnotu součinitelů, což není úplně snadné, stejné jako v případě určování tuhosti pružin spojujících hmotné body. Navíc hodnoty pasivních odporů se mohou i měnit, porovnávání s měřením však ukázalo, že většinou je dostačující počítat pouze s pasivními odpory závislými na rychlosti pohybu.[6]

Využití dobrého modelu může být při zjišťování odezvy mechanismu na změnu materiálu nebo geometrických vlastností některé součásti. I při hledání optimálního profilu vaček se model osvědčil.[6]

### 3.2 TŘI-OBLOUKOVÁ VAČKA

Dříve byl tvar vačky navrhován jednoduše, jako základ byla použita základní kružnice a malá kružnice nosu, která byla přesazená o hodnotu  $E_N$ . Tyto dvě kružnice byly spojeny bokem, který tvořil oblouk o poloměru nebo výstřednosti  $E_F$ . Maximální zrychlení boku je úměrné hodnotě  $E_F$  a maximální zpomalení nosu je úměrné  $E_N$ . Normálně se hodnota poměru  $E_F/E_N$  pohybuje mezi hodnotami 2 a 3. Tyto hodnoty jsou nejlepším kompromisem pro zrychlování a zpomalování při zdvihu i při zavírání. [5]

Pro vytvoření postupného a hladkého přechodu ze základní kružnice na nos a zpět je profil doplněn dalšími oblouky, které mají za úkol, zajistit, aby počáteční a koncový zdvih byly s minimálním zrychlením. [5]



Obrázek 3-1 - průběh veličin u tří-obloukové vačky [5]

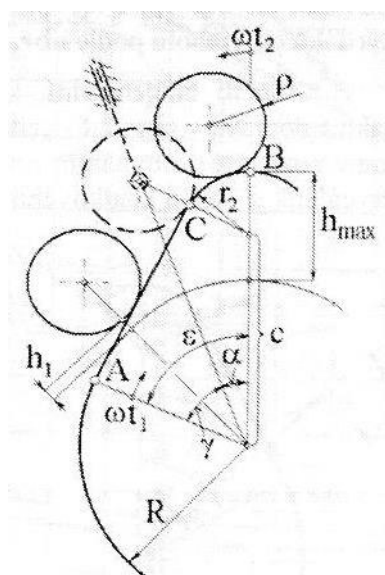
### 3.3 TANGENCIÁLNÍ VAČKA

Profil této vačky je tvořen základní kružnicí a kružnicí s poloměrem křivosti nosu a úsečkou spojující tyto dva oblouky. Zdvih této vačky vzhledem úhlu natočení vačky lze u této vačky vyjádřit rovnicemi pro jednotlivé oblasti profilu. Derivací těchto funkcí lze získat rovnice pro rychlost, zrychlení případně další derivace. U vztahu po derivaci vzrůstá složitost a už neobsahují výhradně harmonické složky.[6]

Tvar profilu – část úsečky – způsobuje při použití plochého zvedáku nespojitost rychlosti i zrychlení, proto se tato kombinace nepoužívá. Tento typ vačky se používá s kladičkovým zvedákem, jak je vidět na obrázku (Obrázek 3-2).[6]

Dříve byla výroba tohoto tvaru vačky náročnější, vzhledem k tomu, že při konstrukci se počítá s malým průměrem kladičky a pro dokončení výroby je nutno brousit vačku kotoučem o stejném průměru jako navrhovaná kladička. Při použití jiného průměru je nutno přepočítat souřadnice obrysu. Dnes s vývojem obrábění už není tento problém tak velký. [6]

### 3.4 VAČKA KONSTANTNÍ RYCHLOSTI



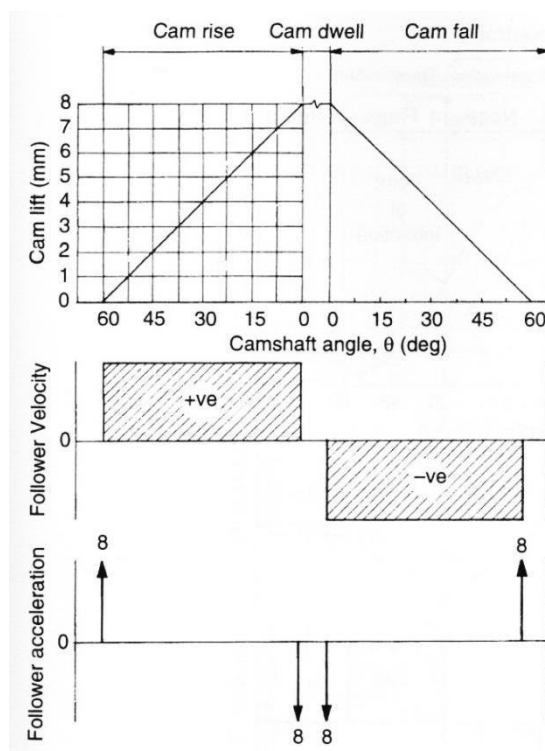
Obrázek 3-2 - Geometrie profilu tangenciální vačky [4]

Lepší způsob konstruování vaček může být získání profilu tak, že zvedací křivka boku je tvořena přímkou. Nejjednodušší profil vačky má lineární zdvih zakončený prodlevou plného zdvihu následovaný lineárním vratným zdvihem. Vzhledem k tomu, že oba boky vačky jsou stejné, je rychlost zdvihátka stejná.[5]

Nevýhodou toto profilu je proměnlivost třetí derivace (jerk) v místě přechodu základní kružnice (nulová rychlost) na oblast zdvihu s konstantní rychlostí, podobně jako na druhém konci boku při maximálním zdvihem. Při zavírání ventilu je situace stejná, při přechodu na boční křivku jsou změny rychlosti příliš náhlé. V těchto místech přechodu je nekonečné zrychlení, které se projevuje i na zdvihátku. [5]

Díky konstantní rychlosti na bočním profilu zde nejsou žádná zrychlení, ale zdvihátka jsou namáhána velkou setrvačnou silou v místech přechodu z a na lineární boční křivku. Při zavírání dochází k odskakování vlivem setrvačných sil. [5]

Vačky s jednoduchým profilem i při nízkých rychlostech vystavují zdvihátka velkému namáhání, které je doprovázeno hlukem, opotřebením a poškozením. Tento profil musí být také doplněn velmi silnými pružinami, aby se omezilo odskakování zdvihátka na začátku zavírání.[5]



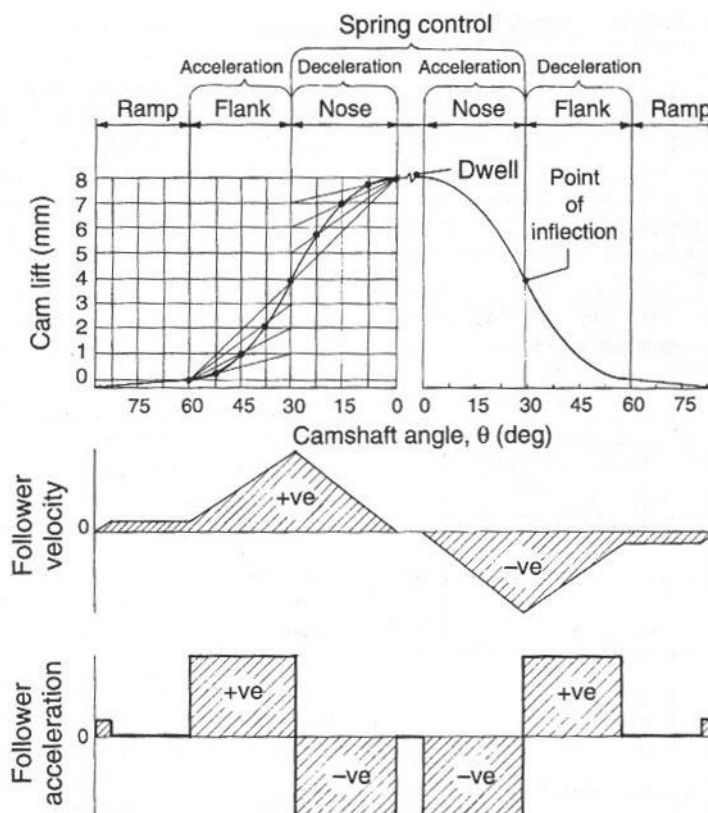
Obrázek 3-3 - Průběh veličin vačky konstantní rychlosti [5]

### 3.5 VAČKA KONSTANTNÍHO ZRYCHLENÍ (PARABOLICKÁ)

Tato vačka se nazývá parabolická z důvodu, že profil je složen ze dvou parabolických oblouků. Profil vačky je získán dělením úhlu natočení a zdvihu vačky na stejný počet oblastí, dělicími body jsou poté vedeny vodorovné a svislé přímky. Uhlopříčky jsou zde jako předpoklad začátku a konce bodů zdvihu profilu ke každé protínající vodorovné čáře na svislé čáře středního zdvihu. Body jsou zakresleny podle každé uhlopříčky, kde protíná příslušnou svislou čáru, tyto body, když se spojí, vytvoří hladkou křivku s tvarem profilu konstantního zrychlení.[5]

Jak je vidět, profil zdvihu je odvozen od dvou parabolických křivek, které se protínají v inflexním bodu. Na začátku zdvihu na konkávní části profilu, je tempo růstu rychlosti malé, ale rychle narůstá do maximální hodnoty v inflexním bodu (největší gradient). Druhou část profilu, tvořenou konvexní křivkou, začíná strmým stoupáním, které se pak redukuje na jemné stoupání, až zdvihátka dosáhne plného zdvihu a nulové rychlosti. Následně začíná zavírání a zdvihátka opět zrychluje úměrně tvaru profilu až do inflexního bodu, a poté rychlost podobnou rychlostí klesá až do nuly, kdy dojde k uzavření ventilu.[5]

Profil konstantního zpomalení nabízí nejmenší maximální zrychlení a zpomalení ze všech profilů (tj. konstantní rychlost, jednoduchá harmonická, cykloidní a více-sinová).[5]



Obrázek 3-4 - Průběh veličin vačky konstantního zrychlení [5]

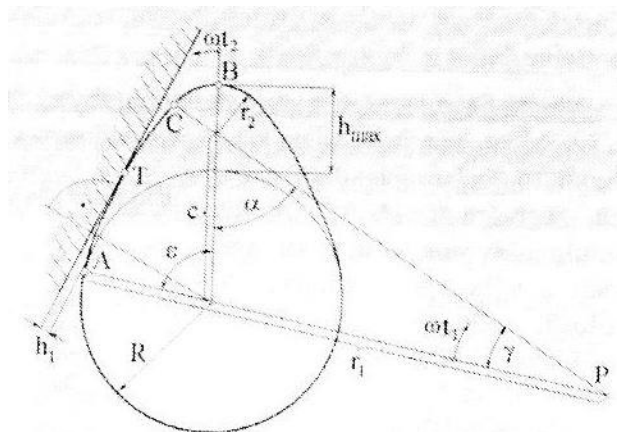
Při použití tohoto profilu je náhlý nárůst setrvačných sil působících na zdvihátko v místech, kde přechází základní kružnice na oba boky vačky a v místech přechodu maximálního zdvihu. Podobně jako v inflexních bodech, kde se mění strmost, setrvačné síly zdvihátka se okamžitě mění ze sil s pozitivním vlivem na síly způsobující odskočení. Tento stav vyžaduje použití velmi silným pružin pro udržení kontaktu vačky se zdvihátkem.[5]

### 3.6 HARMONICKÁ VAČKA

Profil vačky tvoří oblouky o poloměrech křivosti  $r_1$ ,  $r_2$  základní kružnice o poloměru  $R$ . V případě souměrné vačky jsou tyto parametry stejné pro oba boky, v případě nesouměrné, jsou stejné hodnoty pouze  $R$  a  $h_{\max}$ , výjimkou je případ, kdy zůstane stejný činný úhel otevření boku vačky  $\varepsilon$ . [6]

Název tohoto profilu plyne z rovnic vyjadřující zdvih, rychlost a zrychlení, které obsahují pouze harmonické složky. Tyto rovnice platí pouze při spojení s plochým zvedákem. Pro nesouměrnou vačku bude průběh zrychlení nespojitý nejenom na počátku zdvihu a v místě napojení oblouků, ale i v oblasti vrcholu nosu. Tato nespojitost bude způsobena různými poloměry zakřivení jednotlivých stran nosu.[6]

Profil vačky je určený poloměrem základní kružnice a výkresovou tabulkou, ve které jsou uvedeny tzv. tečné souřadnice, které udávají polohu tečny profilu vačky.[6]



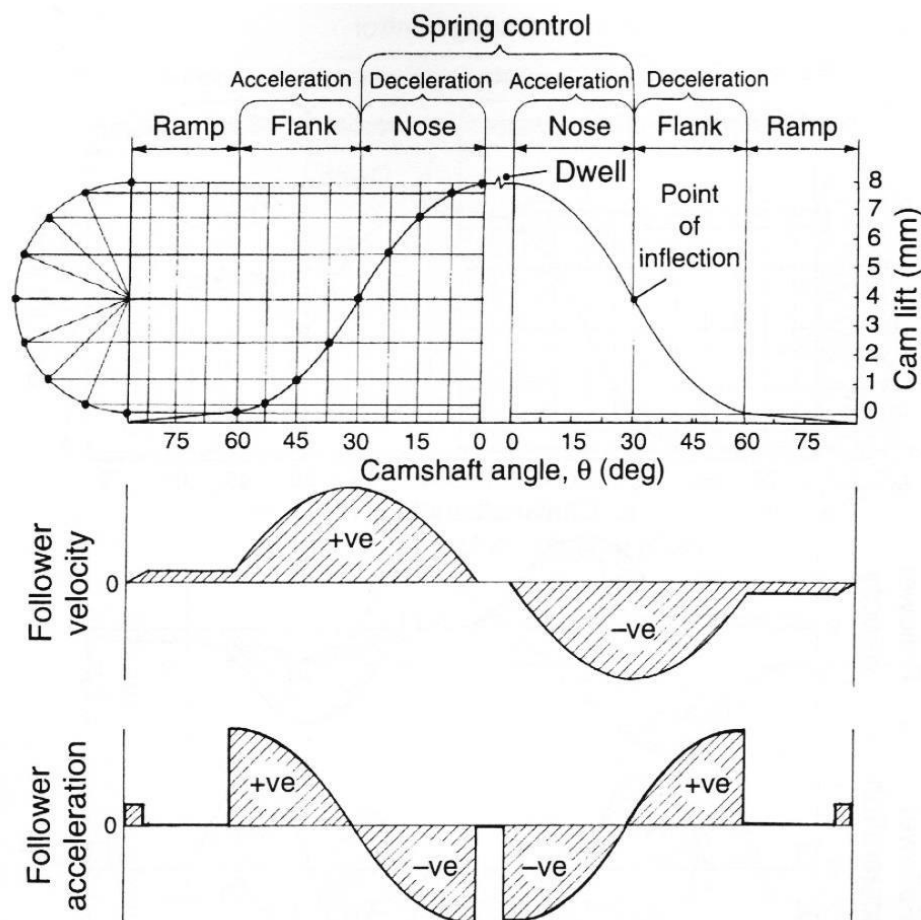
Obrázek 3-5 - Geometrie harmonické vačky

### 3.7 JEDNODUCHÁ HARMONICKÁ VAČKA (SHM)

Tento profil se získá, když se nakreslí půlkruh o poloměru stejném jako je svislý zdvih zdvihátka a rozdělí se na libovolný počet stejných částí. Rozdělení úhlu činné i nečinné části profilu vačky na stejný počet stejných částí a dokreslení svislých čar podle osy úhlu a horizontálních čar podle úhlového rozdělení půlkružnice. Body vzniknou na průsečíku čar a jejich spojením vznikne hladký profil harmonické vačky.[5]

U tohoto profilu rychlost zdvihátka v první polovině zdvihu roste do maxima, které je v inflexním bodě, pak v druhé polovině klesá k nule. Rychlost je nejvyšší, na začátku a na konci rostoucího profilu a je minimální uprostřed zdvihu (inflexní bod), kladné zrychlení a zpomalení jsou na maximum na začátku a na konci zdvihu zdvihátka. V místě inflexního bodu na obou bocích není žádné zrychlení. U zrychlení na náběžném a úběžném boku vačky se předpokládá kosinový průběh.[5]

Rychlost na tomto profilu stoupá strmě na začátku zdvihu, ale pak se hladce ohýbá k inflexnímu bodu. V místě, kde se napojují křivka nosu a boku je sklon horizontální (rychlost konstantní), pak rychlost zdvihátka jemně klesá a nakonec prudce klesá k nule při plném zdvihu zdvihátka. Výrazný nárůst a pokles rychlosti zdvihátka na začátku a na konci zdvihu způsobí to, že počáteční kladné a koncové záporné setrvačné síly budou velké a náhlé. Naproti tomu postupný nárůst a pád v rychlosti zdvihátka na příslušných stranách inflexního bodu způsobí postupnou změnu kladných setrvačných sil na záporné setrvačné síly. Výsledkem toho je velký vliv jerku, když se zdvihátko začíná zvedat a když dokončí zavírání. Bude zde také stejné odskočení a zpětný jerk jako při plném zdvihu.[5]



Obrázek 3-6- Průběh veličin jednoduché harmonické vačky [5]

### 3.8 CYKLOIDNÍ VAČKA

Cykloida je křivka, která vznikne pohybem bodu na kružnici, která se odvaluje bez prokluzování po svislé ose. [5]

Cykloidní profil vznikne, když se obvod kružnice rovná zdvihu zdvihátka. Kolo se zakreslí na začátek zdvihu. Zdvih a obvod kružnice se rozdělí na stejný počet stejných částí (například 8). Na horizontální osu se nakreslí kolmice v bodech dělení. Následně se vedle svislé osy nakreslí příslušný počet kružnic se středem na vodorovné přímce s bodem dělení osy zdvihu. Na jednotlivé kružnice se promítne podle pořadí příslušný bod z kružnice. Těmito promítnutými body se následně vedou vodorovné přímky. Cykloida vznikne proložením křivky body, které vznikly jako průsečíky vodorovných a svislých čar. [5]

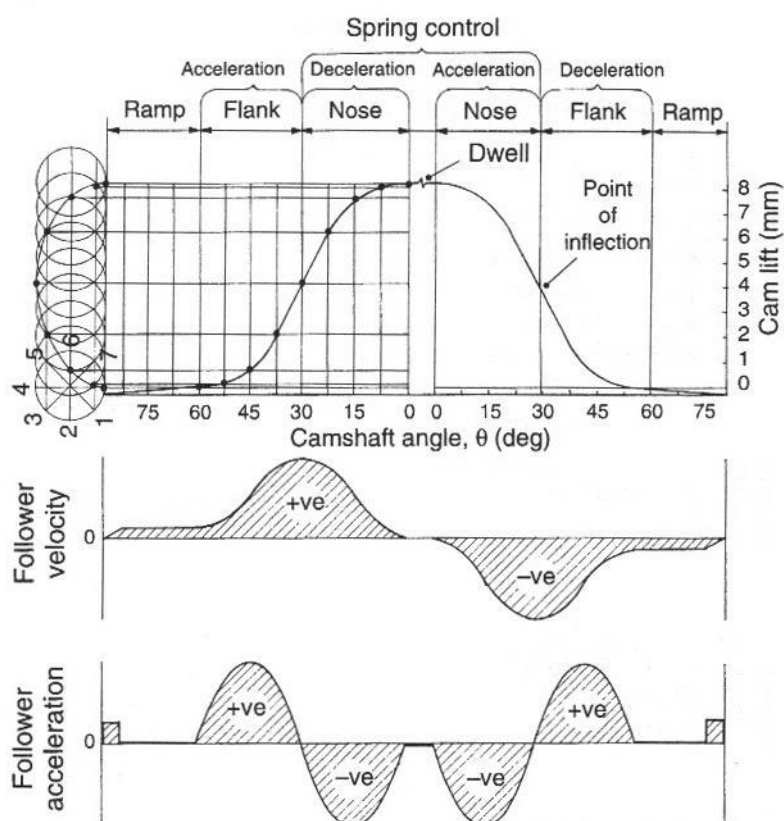
Během počáteční části zdvihu rychlost narůstá pomalu, poté roste rychleji a poté roste opět pomaleji, až se její hodnota v inflexním bodě dostane do maxima. Na začátku druhé poloviny zdvihu rychlost pomalu klesá, následně klesá rychleji, až nakonec klesne velice pomalu k nule. [5]

Na začátku roste zrychlení poměrně strmě, poté roste pomaleji až do maximální hodnoty, která nastane v inflexním bodu na náběžném boku vačky. Zrychlení se poté snižuje zrychlujícím se tempem k nule, kdy je dosažena maximální rychlost odpovídající inflexnímu bodu profilu. Zdvihátko pak zpomaluje zpočátku rychle a pak pomalu, až je dosažené

maximálního zpomalení. Na závěr je zpomalení snižováno zrychlujícím se tempem, až do maximálního zdvihu, kde je zpomalení nulové.[5]

Pro tento profil je charakteristické velmi nízké počáteční a koncové zrychlení. Pro výrobu tohoto profilu je nutné použít zařízení pracující s velice malými tolerancemi. [5]

Během zdvihu na boku vačky setrvačnost zdvihátka vytváří pozitivně působící sílu, která v první polovině roste do maxima a v druhé polovině klesá k nule. Při přechodu na nos vačky se pozitivní účinek setrvačnosti mění na negativní – možnost odskočení. Tato síla má maximum ve střední oblasti nosu a pak klesá k nule, jak se blíží k plnému zdvihu.[5]



Obrázek 3-7- Průběh veličin cykloidní vačky [5]

Je vidět, když se zdvihátko blíží k náběžnému boku, jak se tvoří pozitivní vliv síly, který rychle, ale ne okamžitě narůstá. A ke konci úběžného boku pozitivní vliv síly rychle, ale ne okamžitě, klesá k nule.[5]

Stejně jako se zdvihátko blíží ke konci intervalu otevíracího nosu a začíná interval zavírací, tak setrvačné síly mají negativní oddělovací účinek, který je rychle, ale ne okamžitě, snižován k nule. Pak na začátku zavíracího zdvihu roste stejnou rychlostí, jako klesal.[5]

Změna vlivu setrvačných sil na negativní vytváří hladký a postupný přechod, který prochází nulou v inflexním bodě.[5]

Cykloidní profil snižuje počáteční a koncový vliv zatížení na náběžném a úběžném boku a umožňuje udržení dobrého kontaktu vahadla s vačkou v oblasti nosu díky pružině.[5]



### 3.9 VÍCE-SINOVÁ VAČKA

Tento profil je odvozený z konkávních křivek, které začínají se zdvihem zdvihátka a pokračují, dokud jeho rychlost není na maximu. V tomto bodě se profil mění na konvexní křivku, která pak snižuje rychlost zdvihátka k nule při maximálním zdvihu.[5]

První část boku zvedá zdvihátko podle funkce:

$$L = -a1 * \sin b1 * \theta + c * \theta$$

Druhá část boku pokračuje ve zdvihu podle funkce:

$$L = a2 * \sin b1 * \theta$$

$L$  – zdvih zdvihátka

$\theta$  – úhel natočení vačkové hřídele

$a1, a2$  – amplituda poloviny sinusoidy příslušné prvnímu a druhému intervalu

$b1, b2$  – počet period za otáčku vačkové hřídele na prvním a druhém intervalu

$c$  – konstanta spádu přidaná k záporné půlperiodě sinusoidy zahrnující první interval

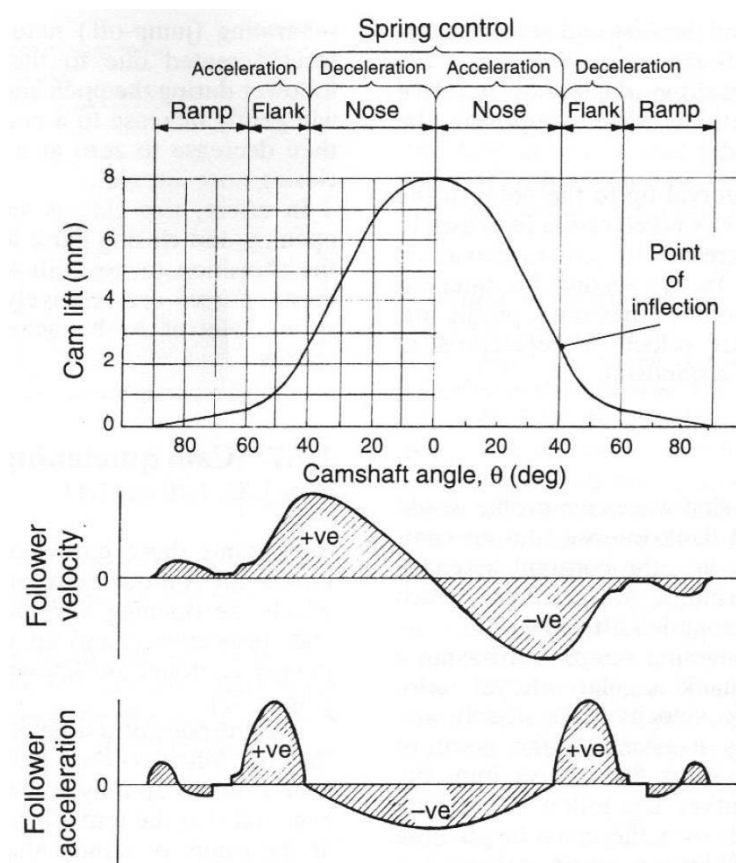
Na první části boku, po dosažení inflexního bodu, zrychlení roste k maximu a pak klesá k nule, když je dosaženo maximální rychlosti. Na druhém intervalu rychlost zdvihátka klesá do klidu vzrůstajícím tempem. [5]

Tento profil má relativně plochou křivku boku a nosu v porovnání s tři-obloukovým profilem. Profil konstantního zrychlení a jednoduchá harmonická vačka mají větší sklon ke kulaté zdvihové kontuře.[5]

Na začátku rychlost zdvihátka strmě roste a pak se ohýbá přes inflexní bod. Pak rychlost zdvihátka jemně klesá přes delší část nosu do nuly, kdy je dosaženo maximálního zdvihu. Pak přechází do záporných hodnot, když začíná zavírání ventilu, poté dosahuje maxima v inflexním bodě. Nakonec začne rychlost zdvihátka klesat velice rychle z maximální záporné hodnoty k nule v oblasti přechodu na základní kružnici.[5]

Je samozřejmé, že setrvačné síly, jsou závislé na hmotnosti zdvihátka a jeho zrychlení, které je odvozeno od rychlosti, tedy i tvaru profilu a úhlové rychlosti vačkové hřídele.[5]

Z obrázku je vidět průběh zrychlení na bocích vačky, který se podobá strmě rostoucímu oblouku, a že také zobrazuje rozsah působení pozitivních setrvačných sil zdvihátka během pohybu po bocích. Naopak, když je pohyb zdvihátka ovlivňován oblastí nosu, mají setrvačné síly negativní charakter - mohou způsobit odskakování. Setrvačné síly vniklé zpomalováním zdvihátka během pohybu po nosu vačky jemně rostou do maximální hodnoty při plném zdvihu a pak klesají k nule stejnou rychlostí na zavírací části nosu.[5]



Obrázek 3-8 - Průběh veličin více - sinové vačky [5]

Reálně je tato vačka vystavena mírnému zatížení jerku při zavírání a otvírání. Během přechodu mezi částmi nosu vačky jsou setrvačné síly způsobující odskočení malé. Profil umožňuje pružině udržet dobrý kontakt i během vysokých otáček motoru.[5]

### 3.10 VÝPOČTY POLOMĚRŮ KŘIVOSTI OBRYSŮ VAČEK

Jediné obrysy, pro které je známo jejich zakřivení, jsou harmonické a tangenciální, ale po jakékoliv modifikaci se tato možnost vytrácí, ale stále zůstává poznatek o souvislosti poloměru křivosti profilu a průběhu zrychlení. Spojitý průběh zrychlení znamená i spojitý profil a nespojitost profilu vyvolá i nespojitost v průběhu zrychlení.[6]

Velký vliv na křivost vačky má velikost poloměru základní kružnice. Poloměr křivosti v jakémkoliv místě profilu můžeme zjistit pomocí souřadnic bodů v okolí daného místa, které postačí k přesnému určení poloměru. Další možností výpočtu křivosti je využití pěti po sobě jdoucích tečných souřadnic profilu. Pro vačky s kladkou je výhodné použít postup na základě ekvidistanty.[6]

Vačka s plochým zvedákem musí mít kladné zakřivení. Negativní zakřivení znamená konkávní profil, který zdvihátko nedokáže přenést a nulové hodnoty znamenají špičku. [1]

### 3.11 PLNOST VAČKY

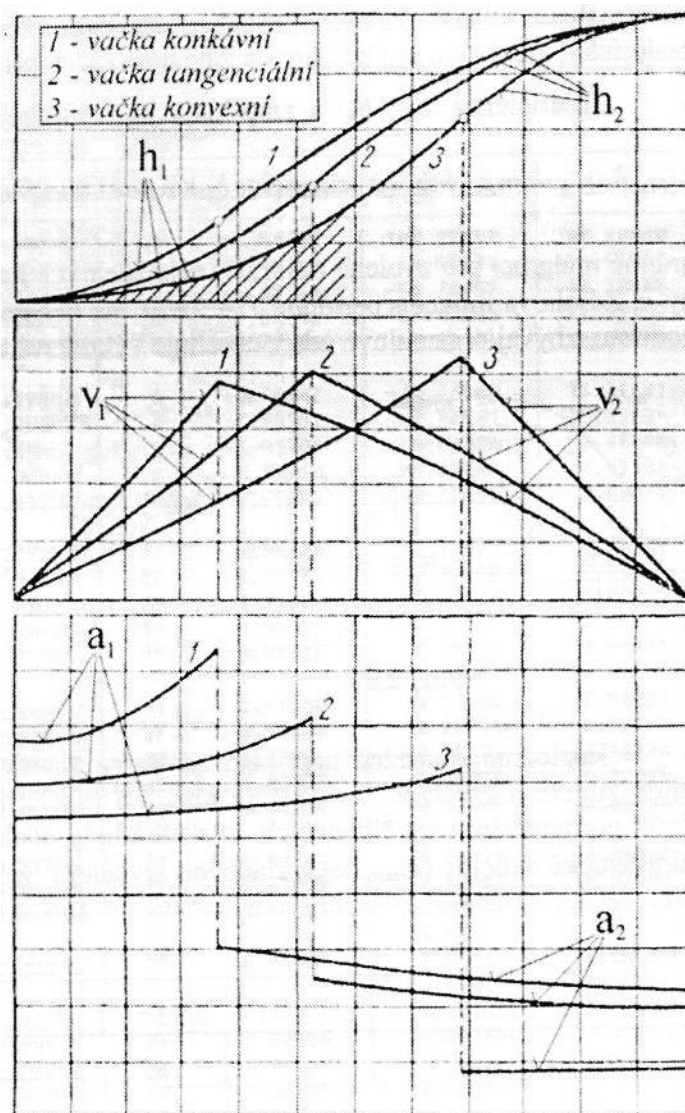
Kladičkový zvedák může být použit i pro konkávní a konvexní vačky. Jeho použití má však za následek citelné změny zdvihu v celém průběhu kromě krajních hodnot. Použitím zmíněných profilů dojde k podstatným rozdílům v průběhu zdvihu. [6]

Největším nárůst zdvihu je charakteristický pro konkávní vačku, naopak nejpomalejší je nárůst u konvexního profilu. Ideální je co nejrychlejší otevření, aby průtočný průřez byl co největší co nejdříve. Pro druhý bok je rychlé zavírání také přínosné. Díky těmto parametrům vychází pro kladičkový zvedák jako ideální konkávní vačka. Výroba těchto vaček je náročná, jelikož pro jejich dokončení je nutné použít brusný kotouč o poloměru menším, než je poloměr kladičky. Výhoda profilu stoupá s klesajícím poloměrem kladičky, čímž také rostou náklady na výrobu.[6]

Plocha pod křivkou zdvihu se také nazývá, jako plnost vačky, která je důležitá pro hodnocení. Pro srovnání se spíše používá poměrná plnost vačky, která je bezrozměrná a vyjadřuje ji vzorec:

$$P = \frac{\text{velikost plochy pod křivkou zdvihu}}{\text{maximální zdvih} * \text{činný úhel otevření vačky}}$$

Pro kladičkové zvedáky se plnost pohybuje okolo 50%, pro ploché zvedáky se plnost pohybuje kolem 60%, ale nejsou výjimkou i vyšší hodnoty.[6]



Obrázek 3-9 - Vliv tvaru vačky na další veličiny [6]



Průběh rychlosti a zdvihu je také vidět na obrázku (Obrázek 3-9), s rostoucí rychlostí se hodnoty zrychlení v první části také zvyšují a záporné hodnoty zrychlení mají nižší absolutní hodnotu. Světší rychlostí zdvihu také roste poměrná plnost. Příliš velké zrychlení rozvodového mechanismu může vést k opotřebení nebo až poškození. Z těchto poznatků se může zdát, že zvýšením poměrné plnosti se získá konstrukční výhoda – dojde ke snížení absolutní hodnoty záporného zrychlení. Ve výsledku většinou výhoda není využita, protože předpětí i tuhost pružin zůstane stejná z důvodu posunutí průběhu zrychlení v kladné oblasti.[6]

### 3.12 NEBEZPEČNÉ HARMONICKÉ SLOŽKY

Když budeme uvažovat kmitání vyvozené zdvihem vačky jako soubor nekonečna harmonických složek zdvihové funkce, můžeme některé složky zanedbat z důvodu velikosti amplitudy, jedná se o složky řádu 30 a více. U motorů s proměnlivými otáčkami mohou být kmity vyvolány více zdroji.[6]

Rozsah otáček s výskytem rezonančního kmitání lze určit vztahem:

$$n_v = \frac{60 * f_1}{\kappa}$$

$\kappa$  – řád harmonické složky

$f_1$  – frekvence nejnižších vlastních kmitů

Velikost rezonančních výchylek je závislá na vydatnosti jednotlivých amplitud. Jelikož hladký chod motoru je ohrožován několika harmonickými složkami, není situace příznivá. Pro zjištění vydatnosti jednotlivých složek se využívá Fourierova analýza.[6]

Jedním řešením problému s rezonančními jevy je nepoužívat vačky s nespojitým zrychlením a používat pouze spojitě vačky. Bohužel to spolu nese složitější výpočty a snížení poměrné plnosti a další problémy.[6]

### 3.13 POTLAČOVÁNÍ ŠKODLIVÝCH HARMONICKÝCH SLOŽEK ZDVIHOVÉ ZÁVISLOSTI

Jak bylo zmíněno, jedním řešením ke snížení velikosti harmonických složek je použití spojitých vaček, ale speciálně pro rychloběžné motory, není toto řešení dostačující. Proto se dle rozsahu pracovních otáček a hodnoty vlastní frekvence určí nebezpečné řády harmonických složek. [6]

Je několik důvodů proč nelze škodlivé složky odstranit úplně, proto se volí cesta jejich omezování. Nemožnost úplné eliminace harmonických složek je způsobena rozložením jejich složek po celé periodě, z toho plyne, že pro jejich eliminaci by bylo nutné upravit profil základní kružnice a náběhu a výběhu vačky, což by bylo bez účinku díky ventilové vůli. Úpravy samotné křivky profilu vedoucí k potlačení harmonických složek můžou znamenat změnu za hranice konvexity nebo přijatelné křivosti. I z tohoto důvodů musí být upravený profil upraven do snesitelných mezí.[6]

Úprava se skládá z harmonické analýzy, pak následuje odečtení škodlivých složek, po kterém vznikne nový průběh zrychlení, ze kterého je následně vytvořen nový profil. Úprava profilu pro potlačení škodlivých amplitud se několikrát opakuje, protože amplitudy škodlivého



zrychlení konvergují pomalu. Tyto úpravy mají samozřejmě vliv na plnost vačky. Bohužel je toto vliv negativní, jedná se o snížení plnosti každého boku o cca 1%. Úprava může mít vliv na vratné pružiny, kde původní vratná síla může být nedostačující, zatímco po optimalizaci může být dostatečná.[6]

### 3.14 SETRVAČNÉ SÍLY MECHANISMU

Jakýkoliv vratný pohyb ventilového mechanismu (ventily, zdvihátko, push rod vahadla, ...) vyvolávají setrvačné síly, které mohou být pozitivní nebo negativní. Za pozitivní síly jsou brány ty, které pomáhají přitlačovat zdvihátko k profilu vačky, naopak negativní mají snahu tyto dvě součásti od sebe oddělit. Negativní síly jsou kritické, proto musí být potlačovány ventilovými pružinami. Když jsou tyto síly velké, stane se tuhost pružin nezbytnou pro potlačení nežádoucího odskakování vlivem těchto sil. Bohužel zatížení od těchto pružin se přidává do setrvačných účinků během doby s pozitivním zrychlením nebo zpomalením, které zvyšuje namáhání vačkové hřídele a zdvihátka, a proto může způsobovat opotřebení a poškození těžce zatíženým bokům vačky a kontaktní ploše zdvihátka.[5]

Pohyb zdvihátka je ovládán jenom pozitivně od setrvačnosti jeho ložiska, na otvíracím a zavíracím obrysu vačky, během první části zdvihu a druhé části jeho zavírání, zatímco zavírací a otvírací kontakt nos-zdvihátko na druhé polovině otvíracího zdvihu a první části zavíracího zdvihu je udržován výhradně tuhostí pružin. [5]

Energie potřebná ke zrychlení počátečního zdvihu zdvihátka na boku vačky musí být stejný jako energie rozptýlená během zpomalování zdvihátka na konci zdvihu v oblasti nosu. Přiložené plochy nad a pod nulovou čarou na diagramu zrychlení a zpomalení jsou stejné. Plochy představují energii absorbovanou během zdvihu a klesání zdvihátka.[5]

Aby ventily pracovali efektivně, musí vačka splňovat dva základní požadavky

- Rychle otevírání a zavírání ventilu pro zvýšení průtoku vzduchu a vyprazdňování válce
- Nízké zpomalení když se zdvihátko blíží plnému zdvihu při otvírání a nízké zrychlení na začátku zavíracího zdvihu tak že je síla vratných pružin minimalizována

Tyto dva žádoucí požadavky jsou částečně dosaženy zkrácením bočního intervalu a prodloužením intervalu nosu během zavírání a otvírání ventilů. Proto se inflexní bod posouvá, aby interval otočení nosu byl dvakrát delší než interval otočení boku. Tímto krokem má zdvihátko vyšší počáteční zrychlení na boku, samozřejmě také větší koncové zpomalení, tím se docílí rychlého otevření a zavření ventilu. Současně se sníží zpomalení a zrychlení na obou stranách nosu a tím umožňuje udržet kontakt zdvihátka s profilem vačky s relativně malou silou pružiny. [5]

### 3.15 SÍLA V KONTAKTU VAČKA ZDVIHÁTKO

Síla v kontaktu součástí ovlivňuje napětí a tím i namáhání součástí. Pro ploché zdvihátko je poměr šířky kontaktní plochy a poloměru zakřivení roven nule. Předpoklad konečného liniového kontaktu vede k nespojitosti napětí, tyto nespojitosti mají negativní vliv na únavovou živostnost kontaktních ploch. Při předpokladu bodového kontaktu zdvihátka kulového nebo válcového tvaru s velkým poloměrem nebo vačka s druhým poloměrem zakřivení opět velkým se kontaktní plocha změní na elipsu, kde nedochází k nespojitostem napětí. Zvětšením základní kružnice vzrostou i ostatní poloměry, čímž dojde ke snížení



kontaktního napětí. Při použití zdvihátka se zakřiveným povrchem vzroste také skluzová rychlost v kontaktu, čímž bude ovlivněno mazání kontaktu. [1]

### 3.16 KONSTRUKCE NÁBĚHU VAČKY K VYMEZENÍ VŮLE

Náběh má za úkol tlumit rázy vznikající při uvádění celého mechanismu do pohybu. Pro vozidlové motory může výška náběhu být v řádu desetin milimetru -  $h_n$ . Výška se volí podle hodnoty poměru maximální ventilové vůle lomeno převodovým poměrem mechanismu. [6]

U harmonických vaček je možné náběh vyřešit dalším obloukem před činný bok. Toto řešení má za následek zpomalení otevírání ventilů, což znamená snížení plnosti vačky. Vhodné je pak při vymezování vyvolat největší rychlost, která nezpůsobí poškození povrchu součástí. Pokud má být rychlost konstantní, poté bude v některé části nulové zrychlení. V praxi se takovéto vačky hojně používají. Používají se i vačky, které mají mírně kladné nebo záporné zrychlení v oblasti náběhu. [6]

Vzhledem k tomu, že velikost ventilové vůle se mění, je okamžik počátku otevírání ventilu pohyblivý. Má to vliv i na výpočet poměrné plnosti boku vačky:

$$P = \frac{\text{plocha boku vačky bez plochy náběhu}}{\text{obdelník největšího zdvihu bez plochy náběhu}}$$

Nabízí se otázka, jak se bude chovat zdvihátka a ventil v případě, že mechanismus bude bez vůle. U mechanismu bez vůle se kmitání na zdvihátku a ventilu projeví kmitáním s vyšší frekvencí, kmitání má i velké amplitudy. Toto kmitání rychle odezní, takže pak nemá vliv na další funkci rozvodů. [6]

#### 3.16.1 NÁBĚH KONSTANTNÍ RYCHLOSTI

Nejjednodušší plochy mají stejné stoupání náběžného i úběžného boku a proto má zdvihátka konstantní rychlost zdvihu během otáčení vačky, ale trpí na okamžitou akceleraci zdvihátka v okamžiku přechodu ze základní kružnice na boky. Stoupání těchto ploch je často v rozsahu 0.0125 – 0.035 mm/° a celkový zdvih této plochy se pohybuje mezi 0.5 – 0.65 mm. Toto maximální stoupání odpovídá natočení vačkové hřídele – 20° – 50°. [5]

Když jsou použita hydraulická zdvihátka, která udržují samy velmi malou konstantní vůli, jsou použity mnohem menší výšky – 0.08 mm pro náběžný bok a 0.25 pro úběžný bok. [5]

#### 3.16.2 NÁBĚH PROMĚNLIVÉ RYCHLOSTI

Vůle zdvihátka je vymezena proměnlivou rychlostí, jak je zdviháno zdvihátka přechodovou plochou. Na začátku je rychlost velice nízká, ale rychle roste. Rychlost zdvihu je pak stále snižována, dokud nejsou vymezeny všechny vůle a ventil začíná otvírat s rychlostí, která je zhruba jednou třetinou rychlosti na ploše konstantní rychlosti. [5]

Přechod z vymezení vůle zdvihátka do počátečního nárůstu rychlosti zdvihu podle skutečného profilu zdvihu je dosažen během dvou fází. První je zde interval konstantní rychlosti, během kterého šikmina začíná růst a ve druhé fázi je interval konstantního zrychlení, který obsahuje část šikminy s malým posunem konstantní rychlosti se strmě rostoucím obrysem boku. [5]

Při nízkých otáčkách je vůle zdvihátka vymezena na začátku šikminy konstantní rychlosti, tak že velmi malá rychlost zdvihu začíná krýt interval konstantní rychlosti, který pak vede na



interval zdvihu konstantní akcelerace. Zdvih zdvihátka mívá při přechodu z vymezení vůle relativně nízkou rychlost a zrychlení, je pak vystaven vyššímu tempu na oblasti boku. [5]

S rostoucí rychlostí motoru celý ventilový mechanismus začíná být stále více stlačován a působí na něj vratné setrvačné síly ventilového mechanismu, tak že začátek zdvihu je postupně odsunut od začátku plochy konstantní rychlosti. Ve skutečnosti interval efektivního zdvihu konstantní rychlostí se zkrátí nebo změní průběh. Zdvihátka se nezačne zvedat, dokud se tlaková výchylka ventilového mechanismu nevrátí zpět ještě během intervalu nízké konstantní rychlosti. V souladu s tím začátek a konec zdvihu a zavírání přechází na náběžné a úběžné boky a bude vždy brát místo na podobné nízké rychlosti v celém rozsahu otáček motoru.[5]

### 3.17 ZVLÁŠTNOSTI VÝBĚHU VAČKY

Stejně jako při zvedání i při zavírání je důležité dodržet určitou rychlost dosedání ventilu do sedla. Při otevírání je ventilová osa téměř rovnoběžná s vodítkem. Při zavírání tomu tak být nemusí, což má také vliv na opotřebení. Pokud by na výběh byl použit stejný tvar jako po náběhu, mohlo by se stát, že šikmo se pohybující ventil by mohl začít dosedat ještě při kontaktu s činným bokem. Navíc s ohledem na opotřebení je nejvyšší rychlost dosedání menší než při otevírání. Často je tento důvod jediný a dostačující k použití nesymetrických vaček.[6]

### 3.18 ÚVAHY O VENTILOVÉM OVLÁDACÍM MECHANISMU

#### 3.18.1 KRITÉRIA DOBRÉHO NÁVRHU OVLÁDACÍHO MECHANISMU VENTILŮ

- Minimalizovat setrvačnost součástí mechanismu
- Minimalizovat rychlost tření mezi vačkou a zdvihátkem, což způsobuje problémy s mazáním
- Minimalizovat kontaktní tlak mezi vačkou a zdvihátkem, což způsobuje odírání povrchů
- Maximální tuhost ložiskového uložení vačkové hřídele
- Maximální tuhost vačky, zdvihátka, vahadla a zdvihací tyčky a dalších součástí
- Minimální délka zdvihací tyčky u vysoko umístěných vaček
- Minimální délka vahadla nebo zdvihátka ke snížení momentu setrvačnosti vahadla
- Minimální zdvih ventilu nutný pro výfuk a saní válce, což může pomoci snížení zrychlení a zpomalení vačky
- Minimální zrychlení a zpomalení zdvihu profilu vačky to umožní podobný pohyb, přenášený z vačky na ventil
- Minimální nutné zatížení pružin, jako prevenci proti odskakování při vysokých otáčkách[5]

#### 3.18.2 POROVNÁNÍ PŘÍMO A NEPŘÍMO PRACUJÍCÍCH VENTILŮ

Vysoká tuhost pružiny není vhodná jako kompenzace špatných vaček a návrhu ovládacího mechanismu. Výsledkem je jenom přetížení jednotlivých komponentů způsobujících rychlejší opotřebení. Navržený otvírací a zavírací zdvih vačky musí přesně předat do ventilu při relativně nízkých otáčkách, ale díky pružnosti v ovládacím mechanismu, ve vysokých otáčkách dynamické síly budou deformovat přenášený pohyb z vačky na ventil, takže aktuální zdvih ventilu nebude přesně odpovídat profilu vačky.[5]



S vahadlovým nebo tyčkovým ventilovým mechanismem, je zdvih ventilu násoben pákovým převodem vahadla, kdežto u přímo ovládaného – OHC využívající hrníčkové zdvihátka je zdvih ventilu stejný jako zdvih vačky. Proto musí být použity větší vačkové palce v porovnání s nepřímo ovládanými ventily při stejném zdvihu. Třetí rychlost mezi vačkou a zdvihátkem je větší u OHC vzhledem k nepřímo ovládaným mechanismům. Následkem použití větších palců je nutné použít větší poloměr hrníčkových zdvihátek, takže tento kontakt vede k rozšíření na plnou třetí délku otevírací i zavírací profilu vačky, takže zdvihátka OHC budou relativně těžší než zdvihátka nepřímo ovládaných ventilů pro stejný zdvih.[5]

Setrvačnost vahadla může být značná, ale naštěstí to je moment setrvačnosti kolem osy otáčení vahadla, takže pouze menší část působí setrvačností na celý mechanismus. Použitím rozvodových pák a využitím možností jejich převodu se sníží nejen setrvačnost ventilového mechanismu (snížení momentu setrvačnosti vahadla), ale sníží se také velikost a rychlost tření palce vačky. Moment setrvačnosti rozvodových pák je větší jak u pák rozvodu OHV. [5]

V porovnání rozsahu úrovní setrvačnosti rozvodů OHC a nepřímo ovládaných rozvodů, moment setrvačnosti obou zmíněných mechanismu OHC může být nepatrně nižší než nepřímo ovládaného mechanismu, ale rozdíl je tak malý, že nevyrovná vyšší cenu OHC konstrukce.[5]

Reálný přínos má OHC mechanismus ve zvýšené tuhosti, díky přímému ovládání hrníčkových zdvihátek a rozvodových pák, kdy přenáší zdvih na stopku ventilu v porovnání s daleko flexibilnější zdvihací tyčkou nebo vahadlem. Velmi tuhý zdvih a kompaktní ventilový mechanismus umožňují ventilům rychlejší a ještě přesnější zavírání a otvírání bez vytvoření velkých vibrací, které mohou být příčinou odskočení ventilu od sedla ventilu nebo zdvihátka od profilu vačky.[5]

Velmi tuhý OHC ovládací mechanismus dovoluje zdvihátku a ventilu sledovat přesněji navrhnutý otevírací a zavírací zdvih a pád během měnicího se zrychlení a zpomalení, zatímco s více elastickou zdvihací tyčkou malé odchylky, které nastávají ve zdvihací tyčce a vahadle, jsou dostatečné pro vznik kmitavého pohybu v pohybu po profilu vačky. Obvykle přesnější ovládání zavírání a otvírání ventilů zlepšuje vyprazdňování a plnění válce, proto malý střih ventilů může být zvolen pro zlepšení emisí bez vlivu na výkon.[5]

Ideální návrh otevíracího a zavíracího mechanismu by měl být schopen spoléhat na identické zrychlení a zpomalení modelu na ventilu, jak je vytvořen profilem vačky. To je skoro nemožné díky setrvačnosti pohybujících se komponent a malé elasticitě a nedostatečné tuhosti mechanismu, která bude vždy.[5]

Snížením pružnosti a zlepšení tuhosti hrníčkového zdvihátka OHC jako protikladu proti nepřímo ovládanému mechanismu může být srovnáván pozorováním zrychlování a zpomalování oscilací vzorové stopy v různých otáčkách vačkové hřídele a zdvihu ventilu během otvírání a zavírání. Z toho je vidět, že ani OHC nebo nepřímo ovládaný rozvod není schopen převádět pohyb z vačky přesně. Ve skutečnosti nepřímo ovládaný rozvod vytváří značný nárůst maximálního otevíracího a zavíracího zrychlení a tak místo toho aby křivka zrychlení byla hladká je na ní vidět mnoho sekundárních oscilací – díky pružnosti a flexibilitě v mechanismu. Sekundární oscilace nepřímo ovládaného mechanismu jsou mnohem větší amplitudy a jsou na nižší frekvenci než u tužšího OHC mechanismu. Flexibilnější mechanismu se zdvihací tyčkou v porovnání s mechanismem OHC s hrníčkovým zdvihátkem se projevuje mnohem větší odchylkou ve zdvihu a zavírání, než je v navrhovaném profilu.



Tyto grafy také ukazují prodloužení otevření ventilu na konci otvírání způsobené odskočením ventilu, což je zřetelnější u mechanismu se zdvihací tyčkou proti OHC.[5]

U rozvodu OHC s vahadly je reakce ventilu na otvírání a zavírání porovnatelná s oběma předchozími, pak schopnost vahadla pro zajištění minimálního zrychlení a zpomalení ventilu a dobrého sledování navrženého profilu vačky leží někde mezi přímo ovládaným OHC a rozvodu se zdvihací tyčkou.[5]



## 4 VENTILOVÉ PRUŽINY

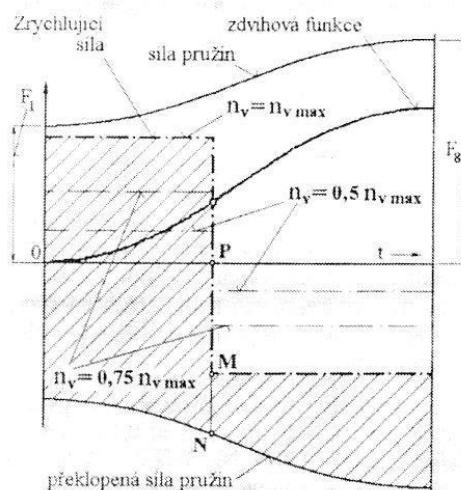
V rozvodových mechanismech se nejčastěji používají vratné pružiny z drátu s kruhovým průřezem válcového, kuželového nebo soudečkovitého tvaru. Žádoucí je co nejnižší zástavbová výška, proto je na koncích pouze jeden závěrný závit. [6]

Základem návrhu ventilových pružin je zjištění maximálních setrvačných sil při maximálních provozních otáčkách v místě, kde budou zamontovány. [6]

Tuhost vratné ventilové pružiny hraje významnou roli při tvorbě zdvihu a zavírání následující profil vačky. Když je tuhost příliš velká bude na komponenty mechanismu působit velké namáhání. Velký tlak mezi třecími plochami vačky a zdvihátka způsobí odírání způsobené přerušením mazacího filmu. [5]

Naopak, když je tuhost příliš malá, objeví se dva vedlejší efekty ve vysokých otáčkách. Za prve pružiny nebudou schopné udržet zdvihátka v kontaktu s profilem vačky. Za druhé, když se ventil zavře, relativně malé zatížení pružiny bude nedostatečné pro předcházení vlivu zaklepání ventilů, vytvořené odskakováním alespoň jednou nebo dvakrát před úplným zavřením. Proto je tuhost pružin vybrána taková, která je schopná sledovat otevírací a zavírací profil bez nadměrného opotřebení povrchu vačky a zdvihátka. [5]

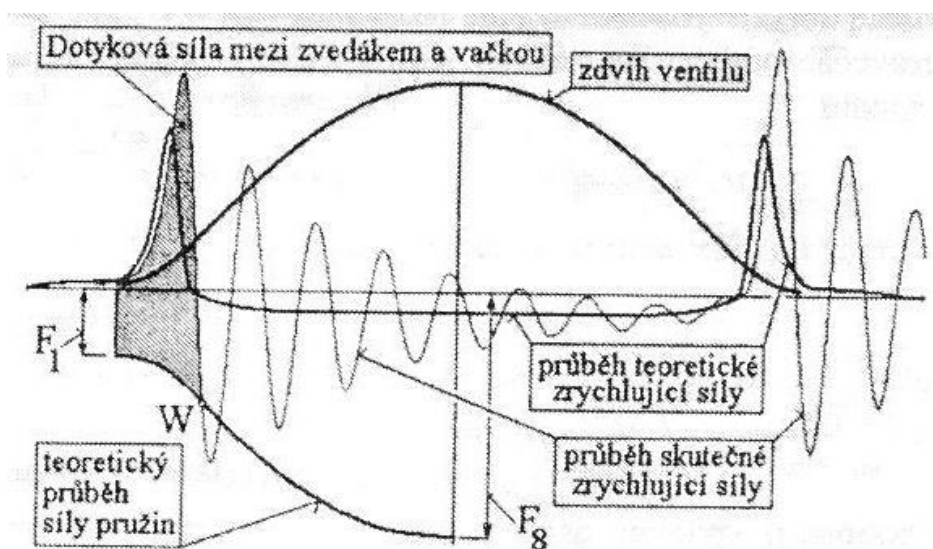
Teoretický průběh síly působící při zrychlení lze získat vynásobením hmotnosti s průběhem zrychlení na profilu vačky z modelu nebo měření. Průběh této síly je vidět na obrázku (Obrázek 4-1). V obrázku síla  $F_1$  znázorňuje hodnotou předpětí pružiny a  $F_8$  zobrazuje sílu při největším zatížení, mezi těmito hodnotami je průběh křivky podobný jako u průběhu zdvihu profilu vačky – dvě spojené paraboly. Na začátku zdvihu je hodnota síly mezi vačkou a zdvihátkem rovna součtu síly od pružiny a zrychlující síly. V druhé části – za inflexním bodem – je zrychlující síla záporná, proto se odečítá. Pro znázornění síly mezi vačkou a zdvihátkem je překlápána křivka síly od pružiny do záporných hodnot a velikost kontaktní síly se určí jako rozdíl – šrafovaná plocha. V první části se může vzniklý tlak zdát zbytečně velký, ale po překročení inflexního bodu dojde k podstatnému snížení, toto snížení je pak eliminováno dalším pokračováním, kdy tlak opět pomaleji narůstá. Jako přebytek síly vratných pružiny nad zpomalovací silou se označuje délka úsečky MN a její hodnota se udává jako procentuální podíl délky úsečky MP. [6]



Obrázek 4-1 - Průběhy sil pružiny [4]

Při zjednodušení lze sílu od pružin považovat za závislou pouze na okamžitém zdvihu, naproti tomu zrychlující síla, jak je vidět na obrázku, která klesá v závislosti na otáčkách. Z tohoto faktu lze vyvodit, že síla udržující kontakt vačky se zdvihátkem, je vždy nadměrná, což vede k vyššímu opotřebení.[6]

Pro kmitající mechanismus se vhodný přebytek síly pružiny určený z modelu může zdát nedostatečným. Následující obrázek (Obrázek 4-2) ukazuje průběh zdvihu odvozený od profilu vačky, která je spojitá. Průběh zrychlující síly už je bez skokových změn, jak tomu bylo na předchozím obrázku. Pod osou je znázorněn průběh síly vratných pružin. Při porovnání teoretické zrychlující síly se silou od pružin dojdeme k závěru, že je síla od pružin dostatečná v celém rozsahu. Pokud budeme porovnávat s vypočtenou kmitající závislostí zrychlující síly, pak je oblast s dostatečným přitlakem síly pouze na začátku – vybarvena šedě a končící bodem W. Za zmíněným bodem následuje oblast, ve které nastává odskok. K eliminaci odskoku dojde, až se kmit zrychlující síly začne zmenšovat a protne se s křivkou síly pružin. [6]



Obrázek 4-2- Porovnání sil pružiny a ostatních veličin [6]

Reálna situace je ještě složitější, kvůli kmitání závitů vinutých pružin, čímž je způsobeno kolísání velikosti síly vratných pružin, které ne vždy může být zanedbáno. Na ventilovém rozvodu se kmitání závitů projeví opakovaným otevřením ventilů, ale opotřebení tímto způsobem je mnohem menší než při rázových dějích dosedání ventilu do sedla. S odskakováním ventilů se musí počítat hlavně u motorů pracujících ve velkém spektru otáček. U těchto motorů se to nepovažuje za zásadní problém z důvodu, že při maximálních otáčkách pracují pouze zřídka. Naopak u stacionárních motorů je tento problém odstraněn použitím pružin s velkým přebytkem síly. Masovějším rozšířením rozvodových mechanismů typu OHC se výskyt problému s odskakováním ventilů snížil, hlavně díky větší tuhosti rozvodu a nižší hmotnosti jednotlivých součástí.[6]

Kmitání vačkového mechanismu může mít za následek rozkmitání pružiny na rezonanční frekvenci. Pokud se toto stane, pružina dále nerespektuje předpokládaný pohyb a její vratná síla klesá. Vlastní frekvenci pružiny s jedním pevným koncem je možné vypočítat takto:



$$\omega = \frac{1}{4} * \sqrt{\frac{k \text{ rad}}{m \text{ s}}}$$

k – tuhost pružiny

m – hmotnost pružiny

Zkušenosti ukazují, že pokud je vlastní frekvence vysoká, tak je pružina namáhána větším napětím pro danou tuhost. Použitím jedné pružiny nelze zabránit rozkmitání. Pro dvě soustředné pružiny dojde ke změně vlastní frekvence a tím se kmitání stane méně škodlivým. Kmitání může být také změněno pomocí prvku s třecím tlumením nebo nepravidelným stoupáním závitů. Při dosednutí některého ze závitů během zdvihu dojde ke změně vlastní frekvence a to zabrání rezonanci.[1]

Odskakování ventilů – příliš velká rychlost dosedání do sedla, nebo příliš malé předpětí pružin vede k porušení, hlavně u výfukových ventilů. [1]





## 5 ROZVODOVÉ MECHANIZMY OBDOBNÝCH MOTOCYKLŮ

Jak bylo zmíněno, rozvODOVÉ mechanizmy motorů pro automobily a motocykly jsou velmi podobné. Samozřejmostí je odlišné časování a další parametry jako síly pružin, na které má vliv mimo jiné i používání motocyklových motorů ve vyšších otáčkách než u automobilů. Nejčastější odlišností je řešení pohonu ventilového rozvodu z některého zalomení klikového hřídele, byla také zmíněna. Tato odlišnost je hlavně u víceválcových řadových jednotek. U dvouválců do V nejsou tak nepříznivé zástavbové rozměry, takže je možné použít pohon ventilového rozvodu z konce klikové hřídele.

Následující výčet parametrů časování, velikostí zdvihů a rozměrů ventilů byl zpracován podle podkladů majitele upravovaného motocyklu. V přehledu je několik variant motoru upravovaného motocyklu odpovídajících modelovým rokům. Dále jsou zahrnuty parametry podobných motorů jiných výrobců společně s parametry motorů se stejným objemem, ale se čtyřmi válci, kde průměry ventilů nekorrespondují s dvouválcovými, ale zdvih a časování by počtem válců nemělo být dotčeno.

Z tabulky vyplývá, že parametry podobných motorů se vcelku shodují. Průměr sacích ventilů se pohybuje okolo 40 mm a průměr výfukových ventilů je okolo 33 mm. Upravovaný motor má menší sací ventily o průměru 38 mm a výfukové ventily v průměru uvedených, tedy 33 mm. U zdvihu ventilů mají téměř všechny motory, až na pár výjimek, zdvihy v rozsahu 10 – 12 mm. Upravovaný motor se pohybuje u horní hranice se sacím zdvihem 11,8 mm a 10,6 mm výfukového zdvihu.

Otevírání sacích ventilů je u vybraných motorů v intervalu 0-30° před horní úvratí, nejčastější jsou hodnoty mezi 20-30°, extrémní hodnoty 37° patří Yamaze. Zavírání sacího ventilu je u všech motorů v rozsahu 60-70° po dolní úvratí. Časování maximálního zdvihu, je u většiny motorů se jedná o hodnoty blízké 110°.

Otevírání výfukových ventilů je načasováno kolem 60-70° před dolní úvratí. Zavírání se odehrává v intervalu 15-30° za horní úvratí. U maximálního zdvihu je situace podobná jako u sacích ventilů tedy hodnoty kolem 110°.

Nejčastěji vyskytující se stříh ventilů je v rozsahu 34-45°, extrémnější hodnoty v rozsahu 60-70° ukazují na to, že motory by měly být navrženy na vyšší otáčky, u Yamahy tomu tak je (12 000 1/min), ale u Suzuki jsou otáčky maximálního výkonu stejné jako u Aprilie RSV, tedy 9 500 1/min. Časování ventilů u motoru Yamahy R1 je více odlišné, což je způsobeno tím, že se jedná o 4 - válcový motor. Na tuto skutečnost upozorní i menší průměry ventilů



Tabulka 5-1 - Porovnání ventilových parametrů a časování obdobných motorů

| typ                       | objem [ccm] | vrtání/zdvih [mm] | průměr ventilu [mm] |    | zdvih [mm] |      | časování[°] |           |      |           |           |      | střih [°] |
|---------------------------|-------------|-------------------|---------------------|----|------------|------|-------------|-----------|------|-----------|-----------|------|-----------|
|                           |             |                   |                     |    |            |      | S           |           |      | V         |           |      |           |
|                           |             |                   | S                   | V  | S          | V    | O<br>BTDC   | Z<br>ABDC | Lobe | O<br>BBDC | Z<br>ATDC | Lobe |           |
| RSV `00                   | 997,6       | 97/67,5           | 36                  | 31 | 10,6       | 10,6 | 20          | 59        | 110  | 64        | 15        | 115  | 35        |
| RSV `01                   | 997,6       | 97/67,5           | 38                  | 31 | 11,4       | 10,6 | 20          | 62        | 111  | 64        | 15        | 115  | 35        |
| RSV `04                   | 997,6       | 97/67,5           | 38                  | 31 | 11,8       | 10,6 | 25          | 61        | 108  | 64        | 15        | 115  | 40        |
| RSV `08                   | 997,6       | 97/67,5           | 38                  | 33 | 11,8       | 10,6 | 25          | 61        | 108  | 64        | 15        | 115  | 40        |
| RSV `08<br>RR             | 997,6       | 97/67,5           | 38                  | 33 | 11,8       | 10,6 | 28          | 58        | 105  | 59        | 20        | 110  | 48        |
| Ducati<br>999 **          | 997,5       | 100/63,5          | 40                  | 33 | 10,1       | 9,8  | 4           | 56        | 116  | 53        | 11        | 111  | 15        |
| Ducati<br>999 S **        | 997,5       | 100/63,5          | 40                  | 33 | 11,7       | 10,1 | 16          | 60        | 112  | 60        | 18        | 111  | 34        |
| Ducati<br>999 R **        | 999         | 104/58,8          | 40                  | 33 | 11,7       | 10,5 | 16          | 60        | 112  | 60        | 18        | 111  | 34        |
| Ducati<br>999 R `05<br>** | 999         | 104/58,8          | 42                  | 34 | 13         | 11,5 | 21          | 53        | 106  | 60        | 20        | 111  | 41        |
| Ducati<br>1098 **         | 1098        | 104/64,7          | 42                  | 34 | 11,8       | 10,5 | 15          | 58        | 112  | 60        | 20        | 110  | 35        |
| Monster<br>900SS V2<br>** | X           | X                 | X                   | X  | 13,1       | 11,4 | 20          | 65        | 113  | 61        | 27        | 107  | 47        |
| Suzuki<br>TLS             | 995,7       | 98/66             | X                   | X  | 9,8        | 9    | 31          | 67        | 108  | 67        | 31        | 108  | 62        |
| Suzuki<br>TLR             | 995,7       | 98/66             | X                   | X  | 10,8       | 9    | 32          | 68        | 108  | 67        | 31        | 108  | 63        |
| Yamaha<br>R1 `09<br>****  | 998         | 78/52,2           | 31                  | 25 | 9,1        | 8,2  | 37          | 67        | 105  | 61        | 31        | 105  | 68        |
| RSV 07<br>***             | 1060        | X                 | X                   | X  | X          | X    | 25          | 58        | 106  | 59        | 20        | 109  | 45        |

\*\* Desmodromický rozvod

\*\*\*\* čtyřválcový motor.

\*\*\* Upravovaný motor



## 6 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU

Samotná analýza byla složena ze tří měření s vyhodnocením. První měření bylo měření zdvihu vačkových hřídelů v závislosti na natočení, druhé měření bylo měření F - z charakteristik ventilových pružin. Posledním měřením byla zjištěna závislost průtoku vzduchu na zdvihu ventilů.

### 6.1 MĚŘENÍ PRŮBĚHŮ VAČEK

Ještě před zahájením měření bylo nutné vyrobit přípravek na vačku, aby po upnutí do měřicího stroje nebylo možné její pootočení v opačném smyslu, než byla otáčena při měření. Přípravek využíval otvoru v rozvodovém kole vačky. Přípravek se skládal z ocelového pásku délky 8 cm a šroubu, který právě spojoval ocelový pásek s vačkou, za využití zmíněného otvoru. Aby po dotažení šroubu nemohlo dojít k potočení pásku byly použity vějířové podložky.

Po připevnění přípravku na vačku, byla vačka upnuta do stroje. Vačkový hřídel je dutý, tak upnutí mezi hroty nebyl žádný problém. Následným otáčením vačky dokola bylo zjištěno, zda není vačka upnuta šikmo. V případě, že se při otáčkách projevilo špatné upnutí, bylo upnutí vačky korigováno, až došlo k vyhovujícímu upnutí.



Obrázek 6-1 - Měření zdvihu vaček

Po vyhovujícím upnutí mohlo být zahájeno měření. Měření probíhalo otáčením vačky o hodnotu úhlu a změření příslušného zdvihu. V oblasti základní kružnice byla hodnota otočení 1-5°, v oblasti palce vačky byl tento krok zmenšen až na hodnoty 0,5 – 0,25°. Změřené hodnoty pro obě vačky byly zaznamenány do tabulky, aby mohly být následně zpracovány.

Zpracování změřených dat zdvihu vačky, bylo nejdříve provedeno v Excelu, korekce zdvihu a vykreslení zdvihu bylo provedeno bez problému, ale při numerickém derivování průběhu zdvihu docházelo k velkým nepřesnostem, které se projevovali v kostrbatosti průběhu jednotlivých veličin. Tyto nepřesnosti byly způsobeny malými nepřesnostmi ve změřených datech, v kombinaci s velice malou velikostí příslušného dt, pro otáčky 9500 1/min. Při zprůměrování 10 hodnot u rychlosti byl získán dostatečně hladký průběh. U dalších derivací



nebylo průměrování dostačující, proto byl zvolen jiný přístup. Proložení průběhu zdvihu Furierovou funkcí a její následná derivace byl v tomto případě vhodnější způsob zpracování dat. Tento postup vyžadoval využití prostředí Matlabu.

Data do Matlabu byla načtena ze souboru xls, průběh byl proložen Furierovou funkcí osmého řádu, vyšší řád bohužel není možné v Matlabu použít. Funkce byla následně třikrát derivována a vypočtené příslušné hodnoty průběhů jednotlivých derivací, které byly vykresleny do grafu. Ve vykreslených hodnotách, se projevilo zvlnění v oblasti, kde zdvih je nulový, proto by měly být i derivace nulové. Zvlnění bylo způsobeno omezeným řádem Furierovy funkce. Při použití vyššího řádu, by bylo docíleno nulových hodnot. Kontrola správnosti výsledku byla provedena integrací funkcí průběhu, v ideálním případě by měl být výsledek nula, v tomto případě byla nejvyšší hodnota  $3 \cdot 10^{-3}$ . Zdrojový kód pro výpočet průběhu je pro obě vačky stejný, liší se pouze v načtených datech.

Vypočtené hodnoty z Matlabu byly převedeny zpět do Excelu, kde bylo vytvořeno jejich finální vykreslení. Hodnoty na osách Y jsou poměrné k příslušným otáčkám.

Skript z Matlabu pro zpracování dat z měření vaček:

```
hold all;  
clearall;  
clc;
```

```
% načtení dat z xls
```

```
X = xlsread('data.xls','List2','B4:B683');  
Y = xlsread('data.xls','List2','D4:D683');  
Xcelkova= xlsread('data.xls','List2','B4:B680');
```

```
%proložení fourierovou funkcí
```

```
ft = fitype( 'fourier8' );  
opts = fitoptions( ft );  
[fitresult, gof] = fit( X, Y, ft, opts );
```

```
% načtení koeficientu Fouriera
```

```
cvalues = coeffvalues(fitresult);  
cnames = coeffnames(fitresult);  
output = formula(fitresult);  
for ii= 1:1:length(cvalues)  
    cname = cnames{ii};  
    cvalue = num2str(cvalues(ii));  
    output = strrep(output, cname , cvalue);  
end
```

```
% derivace průběhu zdvihu pro získání rychlosti, zrychlení a jerku
```

```
syms x  
output;  
polynomv=diff(output,x);  
polynoma=diff(polynomv,x);  
polynomj=diff(polynoma,x);
```



```
output=inline(output);
polynoma=inline(polynoma);
polynomj=inline(polynomj);
polynomv=inline(polynomv);
```

```
output1=fitresult;
polynoma1=polynoma(Xcelkova);
polynomj1=polynomj(Xcelkova);
polynomv1=polynomv(Xcelkova);
```

```
V=[polynomv1];
A=[polynoma1];
J=[polynomj1];
S=[output1(Xcelkova)'];
```

#### % vykreslení průběhů

```
subplot(4,1,1)
title('Vačka sacích ventilů');
plot(Xcelkova,S); xlim([0 360]);
plot(X,Y,'rx'); xlabel('T'); ylabel('I[mm]');
subplot(4,1,2)
plot(Xcelkova,V); xlabel('T');
ylabel('I[mm/s]'); xlim([0 360]);
subplot(4,1,3)
plot(Xcelkova,A); xlabel('T');
ylabel('I[mm/s2]'); xlim([0 360]);
subplot(4,1,4)
plot(Xcelkova,J); xlabel('T');
ylabel('I[mm/s3]'); xlim([0 360]);
```

#### % kontrolní integrace

```
syms x
IGRv=int(polynomv(x),0,360);
IGRa=int(polynoma(x),0,360);
IGRj=int(polynomj(x),0,360);
IGRv=double(IGRv);
IGRa=double(IGRa);
IGRj=double(IGRj);
IGRv
IGRa
IGRj
gof
```

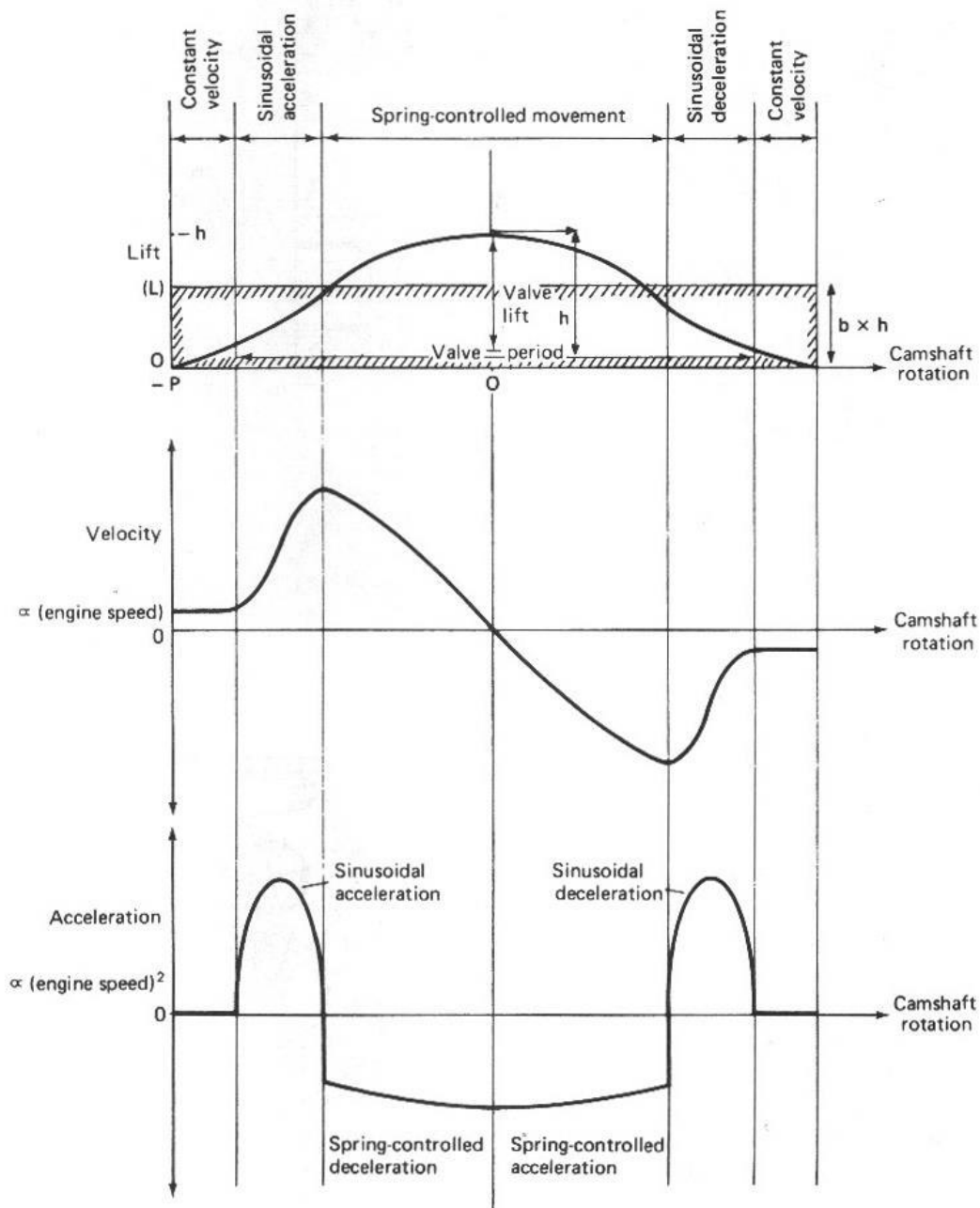
#### % uložení do excelu

```
xlswrite('result.xls',Xcelkova,'Sani','A1:A677');
xlswrite('result.xls',S,'Sani','B1:B677');
xlswrite('result.xls',V,'Sani','C1:C677');
xlswrite('result.xls',A,'Sani','D1:D677');
xlswrite('result.xls',J,'Sani','E1:E677');
```



### 6.1.1 VÝSLEDNÉ PRŮBĚHY

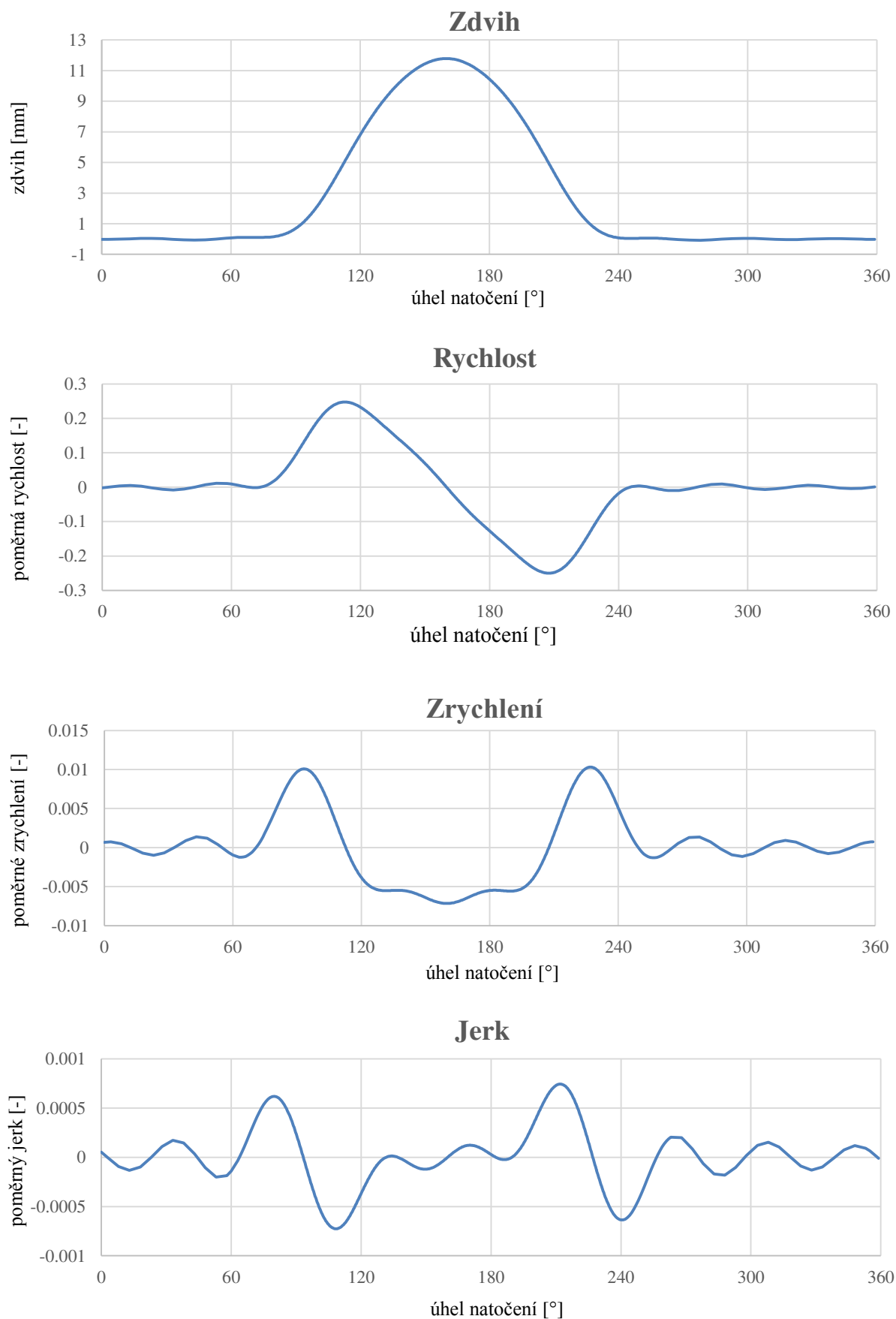
Teoretický průběh:



Obrázek 6-2 - Teoretické průběhy vačky [1]

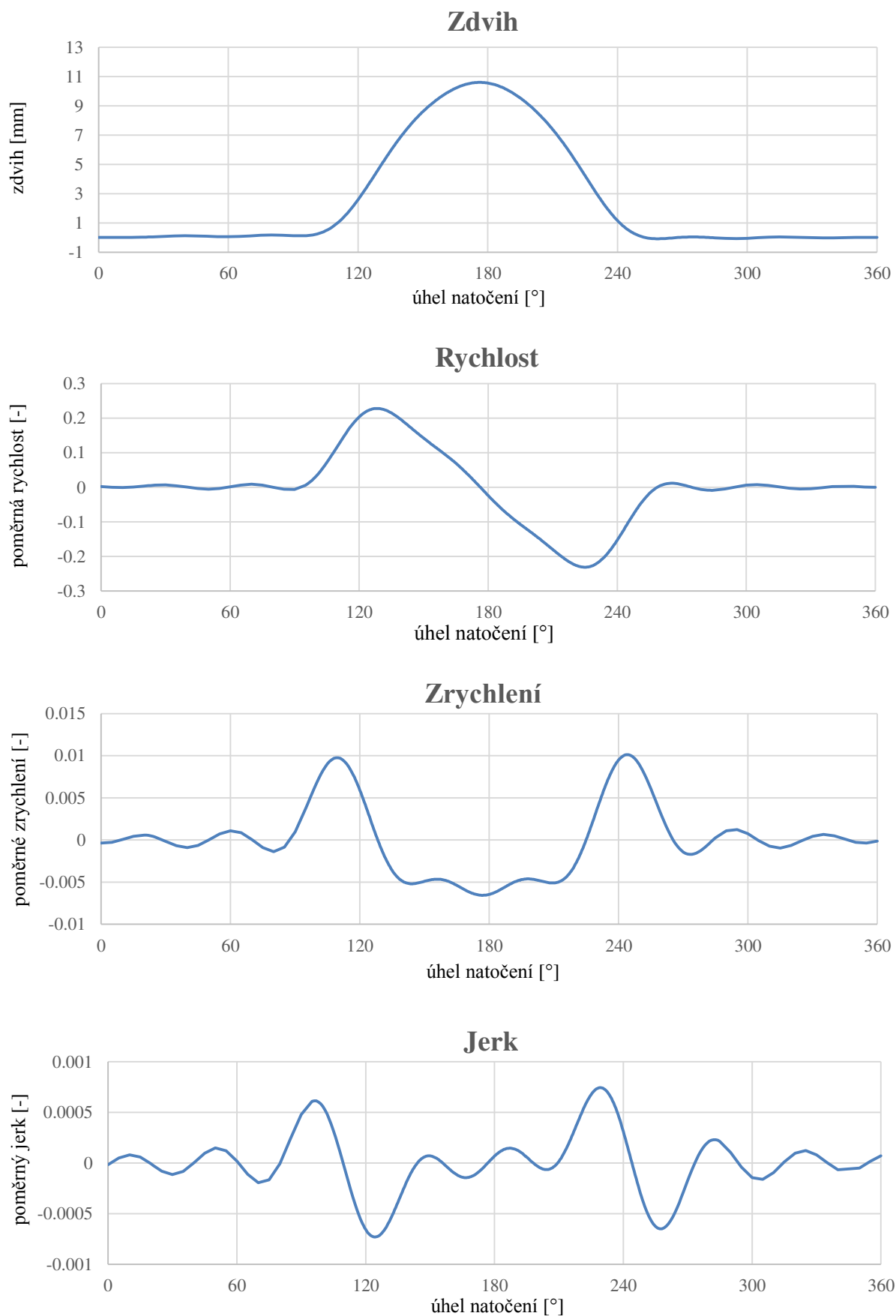


Graf 6-1- Průběhy kinematických veličin sací vačky





Graf 6-2 - Průběhy kinematických veličin výfukové vačky





### 6.1.2 ÚPRAVY DAT PRO POUŽITÍ VE VÝPOČTU

Během tvorby a ladění výpočtového modelu motoru se ukázalo, že změřená data je nutné vložit v jiném formátu. Proto byl soubor v Matlabu, původně určený pro výpočty průběhu kinematických veličin, rozšířen o další skripty, které interpolovaly průběh zdvihu na hodnoty odpovídající natočení 1° vačkové hřídele. Další krok byl ořez hodnoty nižších než 0.12 u sací vačky a 0.24 u výfukové vačky – jedná se o hodnoty ventilové vůle, které v modelu nemají žádnou roli. Poslední část skriptu byla určena pro kontrolu, zda data mají správný trend, tedy stále rostoucí k maximálnímu zdvihu a stále klesající po maximálním zdvihu.

```
% interpolace
uhel=1:1:360;
draha=interp1(Xcelkova,S,uhel);
% nulování hodnot menších než 0.12
for gf=1:1:length(uhel)
    if draha(gf)<0;
        draha(gf)=0;
    end
end
for gf=1:1:length(uhel)
    if draha(gf)<0.12;
        draha(gf)=0;
    end
end
% zjištění uhlu maximálního zdvihu
lom=160;
draha(lom)
max(draha)
% podmínky pro kontrolu trendu dat
for gf=2:1:lom
    gfj=gf-1;
    if draha(gf)<draha(gfj)
        gf
    end
end
    lom=lom+2;
for gf=lom:1:360
    gfj=gf-1;
    if draha(gf)>draha(gfj) ;
        gf
    end
end
% uložení do excelu
xlswrite('GT.xls',uhel,'Sani','A1:A360');
xlswrite('GT.xls',draha,'Sani','B1:B360');
```

Výsledná data byla opět uložena do souboru xls, ze kterého byla dále načtena do výpočtového modelu.



Obrázek 6-3 - Měření charakteristiky pružiny

## 6.2 MĚŘENÍ ZÁVISLOSTI PRUŽIN

U pružin byla měřena F-z charakteristika, tedy závislost síly na stlačení pružiny. K samotnému měření bylo využito zařízení na Ústavu konstruování, určené přímo k měření těchto charakteristik. Zařízení je upevněno na stojanové vrtačce a skládá se ze siloměru a lineárního potenciometru. Pro měření byla použita připravená kalibrace a software DeWeSoft. Kontrola kalibrace byla provedena tak, že nejnižší možná poloha na potenciometru odpovídala nule.

Měření bylo provedeno se vzorkovací frekvencí 100 Hz a doba měření byla 30 sekund. Pro každou pružinu bylo provedeno jedno měření. Pro obě ventilové pružiny bylo změřeno 15 průběhů, které pak byly použity pro výpočet. Jako jeden zdvih je bráno stlačování i odlehčování. Výstupem z těchto měření byl soubor xls s časem, zdvihem a tomu odpovídající silou.

Zpracování výstupních souborů z měření proběhlo v Excelu. Na začátku bylo nutné hodnoty změřené síly posunout o korekci. Potřeba korekce vyplynula z hodnot měření, kde při zdvihu, který byl větší než délka pružiny v nezatíženém stavu, byla hodnota několik Newtonů. Hodnota korekce byla vypočtena jako aritmetický průměr těchto prvních hodnot. V případě velké pružiny byla vypočtena korekce - 3,261477, jako průměr 334 hodnot. Pro malou pružinu byla hodnota korekce - 3,297228, vypočtena z 278 hodnot měření. Tyto hodnoty byly odečteny od všech hodnot síly v daném měření.

Dalším krokem zpracování byla separace jednotlivých zdvihů. Separace byla provedena zkopírováním částí původní tabulky do nové tabulky dle jednotlivých zdvihů. Hranice jednotlivých zdvihů byly určeny na základě rozměrů pružin v nezatíženém stavu - pro velkou pružinu – 42,2 mm a pro malou pružinu 39,5 mm. Pro kontrolu těchto bodů byly rovněž využity hodnoty síly blízké nule. Druhá hranice pro hodnoty zdvihů byla místa, kde síla

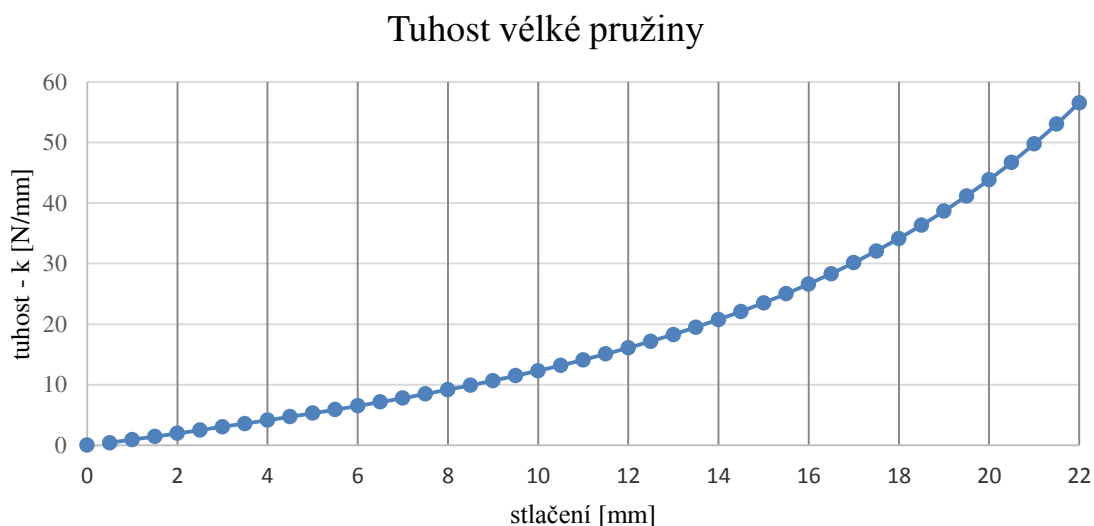


začala růst rychleji než po zbytek zdvihu – tedy hodnoty, které odpovídají místu, kde začíná docházet k dosedání závitů pružin.

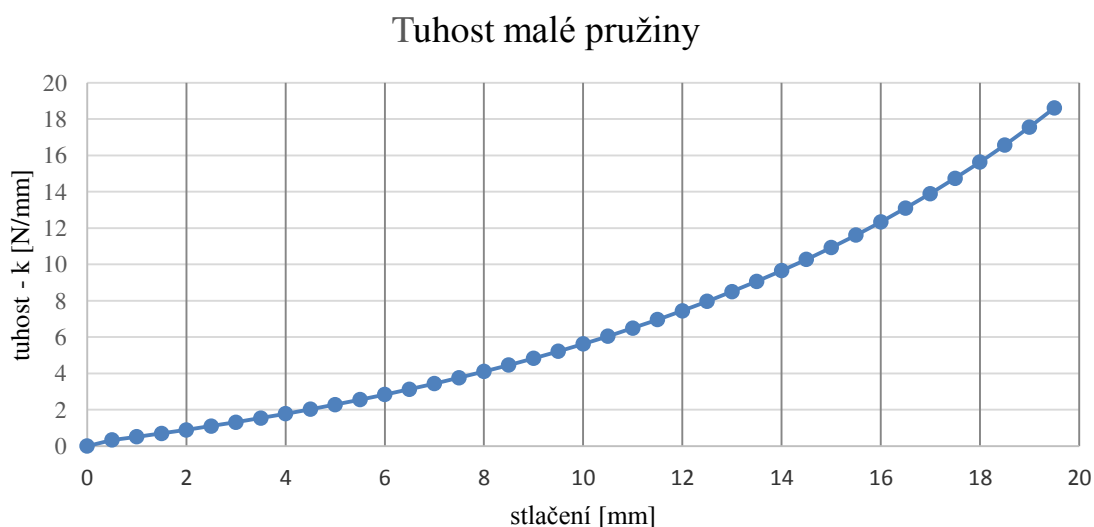
Následně byly jednotlivé zdvihy vykresleny do grafu a proloženy trendovou křivkou. Pro velkou pružinu byl použit polynomický trend třetího stupně. Tímto trendem byla pro všechny měření zaručena spolehlivost s minimem  $R=0,9991$ . Pro malou pružinu byl použit polynomický trend druhého stupně, tímto trendem byla zaručena spolehlivost s minimální hodnotou  $R=0,9997$ . Koeficienty jednotlivých rovnic trendu byly pak zprůměrovány, aby vyšel jeden výsledný průběh pro každou pružinu.

Pro získání hodnot příslušné síly byly do rovnic trendové křivky, vzniklé průměrem z patnácti měření, dosazeny hodnoty odpovídající délce pružiny. Z hodnot síly a délky pružiny byla vypočtena tuhost pružiny. Zobrazené grafy ukazují průběh tuhosti v závislosti na stlačení.

*Graf 6-3- Závislost tuhosti velké ventilové pružiny na stlačení*

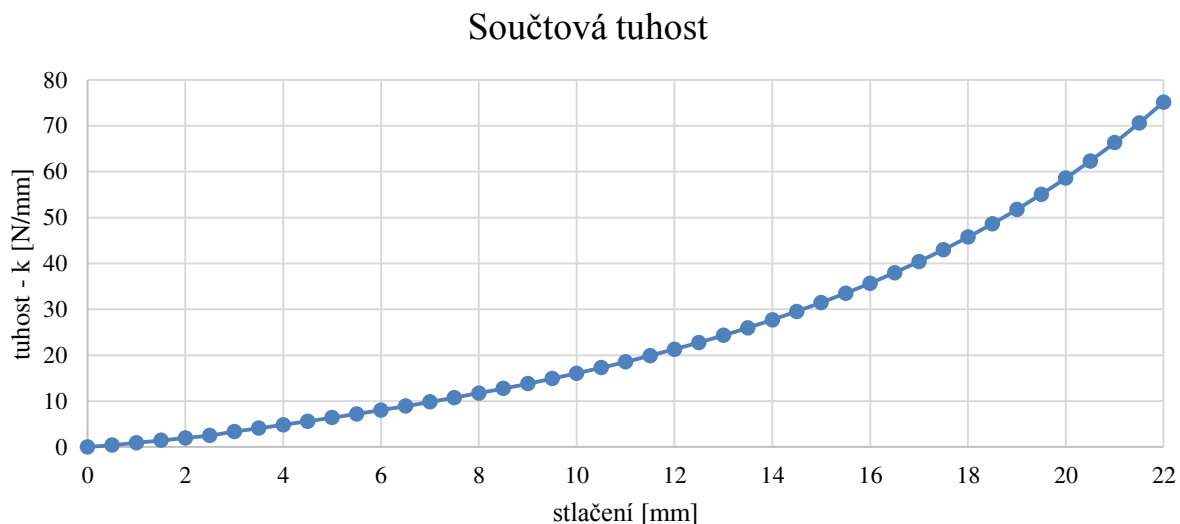


*Graf 6-4- Závislost tuhosti malé pružiny na stlačení*



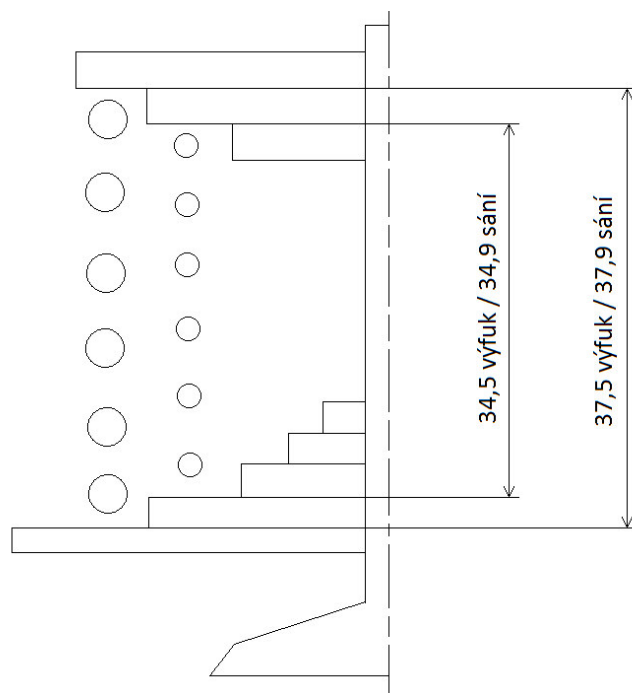
Pružiny jsou v motoru namontovány paralelně, proto výsledná tuhost byla vypočtena prostým sečtením tuhostí jednotlivých pružin. Hodnoty byly posunuty proti sobě s ohledem na délku jednotlivých pružin. Přibližně první tři milimetry stlačení je výsledná tuhost pouze tuhost velké pružiny, při větším stlačení už je tuhost součtem tuhostí pružin. Tuhost, která bude dosazena do výpočtového modelu, bude upravena vzhledem k montážnímu předpětí pružin.

Graf 6-5- Závislost tuhosti obou pružin na stlačení



### 6.2.1 MONTÁŽNÍ PŘEDPĚTÍ PRUŽIN

Pro zahrnutí montážního předpětí bylo využito dat dodaných majitelem motocyklu. Dodaná data ilustruje následující obrázek.



Obrázek 6-4 - Montážní schéma pružin

Z obrázku je možné montážní předpětí určit na základě příslušné síly ze známého stlačení pružiny. Určení předpětí vychází z faktu, že stlačení u výfukových ventilů je o 0,4 mm větší, jelikož dřív ventilu je o 0,4 mm kratší.

Tabulka 6-1- Určení montážní předpětí pružin z montážních rozměrů

| Předpětí<br>pružin       | Sání   |       | Výfuk  |       |
|--------------------------|--------|-------|--------|-------|
|                          | Velká  | Malá  | Velká  | Malá  |
| Původní<br>délka [mm]    | 42,2   | 39,5  | 42,2   | 39,5  |
| Zástavbová<br>délka [mm] | 37,5   | 34,5  | 37,1   | 34,1  |
| Stlačení [mm]            | 4,7    | 5     | 5,1    | 5,4   |
| Síla [N]                 | 176,52 | 78,06 | 191,86 | 84,44 |

Pro malou pružinu je cca 18,5 mm stlačení hranice pro dosedání závitů, což po odečtení zkrácení od předpětí – 5 a 5,4 mm omezuje maximální zdvih na 13,5 pro sací ventily a 13,1 mm pro výfukové ventily. U velké pružiny je hranice dotyku závitů okolo 19 mm. Po odečtení stlačení vlivem předpětí se maximální zdvih sníží na 14,3 pro sací ventily a 14 mm u výfukových ventilů.

### 6.3 MĚŘENÍ PRŮTOKU VZDUCHU V ZÁVISLOSTI NA ZDVIHU VENTILU

Pro toto měření bylo opět nutné vyrobit přípravek a navíc hlavu motoru upravit oproti standardní konfiguraci. Úprava hlavy spočívala v demontáži větší z pružin na každém ventilu, gufera a dalších součástí, které omezovali zdvih. Jednalo se o ocelový pásek zakrývající obě hrníčková zdvihátka sacích nebo výfukových ventilů, který byl přišroubovaný do závitů, kde jsou běžně přišroubované kryty vačkových hřídelů. Na přípravku byly vyrobeny závitové díry, pod úhlem odpovídající sklonu zdvihátek, pro šrouby velikosti M12, kterými byl ovládán zdvih jednotlivých ventilů. Konce šroubů byly vybaveny plastovými podložkami, aby během otáčení šroubů nedošlo k poškození povrchu hrníčků.



Obrázek 6-5 - Měření průtoku vzduchu v hlavě



Před zaznamenávaným měřením byla provedena dvě pokusná měření, z důvodu určení vhodného tlakového spádu. Zaznamenávané měření bylo opakováno třikrát pro každý druh ventilů. Jednou bylo provedeno měření pro tlakový spád 25mbar a zbylé dvě měření byly provedeny pro spád 30 mbar.

Naměřené hodnoty byly zaznamenány do tabulky. První úpravou byl přepočet objemového toku na hmotnostní tok. Objemový tok mohl být přepočítán na hmotnost pomocí hustoty, v závislosti na teplotě, jelikož byla zaznamenána teplota měření.

Výpočet hustoty byl proveden na základě dat závislosti hustoty vzduchu na teplotě (Tabulka 6-2), které byly nalezeny na internetu [7]. Hodnoty byly v grafu proloženy kvadratickou trendovou křivkou, která byla dále použita k přepočtu s proměnou teplotou. Výsledky jsou zaznamenány v tabulkách (Tabulka 6-3, Tabulka 6-4).

*Tabulka 6-2- Závislost hustoty vzduchu na teplotě [7]*

| Teplota | Hustota |
|---------|---------|
| -50     | 1.5826  |
| -40     | 1.5147  |
| -30     | 1.4524  |
| -20     | 1.3951  |
| -10     | 1.342   |
| 0       | 1.2959  |
| 5       | 1.2697  |
| 10      | 1.2472  |
| 15      | 1.2256  |
| 20      | 1.2047  |
| 21      | 1.2006  |
| 22      | 1.1965  |
| 23      | 1.1925  |
| 24      | 1.1885  |
| 25      | 1.1845  |
| 30      | 1.1649  |
| 35      | 1.146   |
| 40      | 1.1277  |
| 45      | 1.11    |
| 50      | 1.0928  |
| 55      | 1.0762  |

V rámci zpracování dat byl doplněn čtvrtý průběh ke každým ventilům, který odpovídá průměru dvou měření s tlakovým spádem 30 mbar. Průběhy jsou zobrazeny v grafech (Graf 6-6, Graf 6-7). Zvlnění, které jsou patrné zejména u menšího zdvihu výfukové vačky, bylo vyhodnoceno jako zanedbatelné, jelikož toto měření bylo provedeno s cílem získat průběh při velkém zdvihu.



Tabulka 6-3 - Změřené hodnoty průtoku sacími kanály

| Sací ventily                  | Spád 30 mbar      |                   | Průměr<br>30 mbar | Spád<br>25 mbar   |
|-------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
|                               | Hm. Tok<br>[kg/s] | Hm. Tok<br>[kg/s] | Hm. Tok<br>[kg/s] | Hm. Tok<br>[kg/s] |
| <b>Zdvih ventilu<br/>[mm]</b> |                   |                   |                   |                   |
| <b>15</b>                     | 0,112             | 0,112             | 0,112             | 0,100             |
| <b>14</b>                     | 0,112             | 0,111             | 0,111             | 0,100             |
| <b>13</b>                     | 0,111             | 0,110             | 0,111             | 0,099             |
| <b>12</b>                     | 0,110             | 0,110             | 0,110             | 0,100             |
| <b>11</b>                     | 0,108             | 0,107             | 0,108             | 0,098             |
| <b>10</b>                     | 0,106             | 0,103             | 0,104             | 0,092             |
| <b>9</b>                      | 0,100             | 0,095             | 0,098             | 0,087             |
| <b>8</b>                      | 0,091             | 0,083             | 0,087             | 0,074             |
| <b>7,5</b>                    | 0,086             | 0,080             | 0,083             | 0,071             |
| <b>7</b>                      | 0,081             | 0,077             | 0,079             | 0,064             |
| <b>6,5</b>                    | 0,075             | 0,071             | 0,073             | 0,059             |
| <b>6</b>                      | 0,070             | 0,064             | 0,067             | 0,056             |
| <b>5,5</b>                    | 0,066             | 0,055             | 0,061             | 0,048             |
| <b>5</b>                      | 0,060             | 0,048             | 0,054             | 0,042             |
| <b>4,5</b>                    | 0,052             | 0,040             | 0,046             | 0,035             |
| <b>4</b>                      | 0,041             | 0,035             | 0,038             | 0,031             |
| <b>3,5</b>                    | 0,035             | 0,028             | 0,031             | 0,022             |
| <b>3</b>                      | 0,030             | 0,022             | 0,026             | 0,017             |
| <b>2,5</b>                    | 0,024             | 0,016             | 0,020             | 0,012             |
| <b>2</b>                      | 0,015             | 0,011             | 0,013             | 0,008             |
| <b>1,5</b>                    | 0,011             | 0,005             | 0,008             | 0,005             |
| <b>1</b>                      | 0,002             | 0,002             | 0,002             | 0,003             |
| <b>0,5</b>                    | 0,001             | 0,001             | 0,001             | 0,001             |
| <b>0</b>                      | 0,000             | 0,000             | 0,000             | 0,000             |



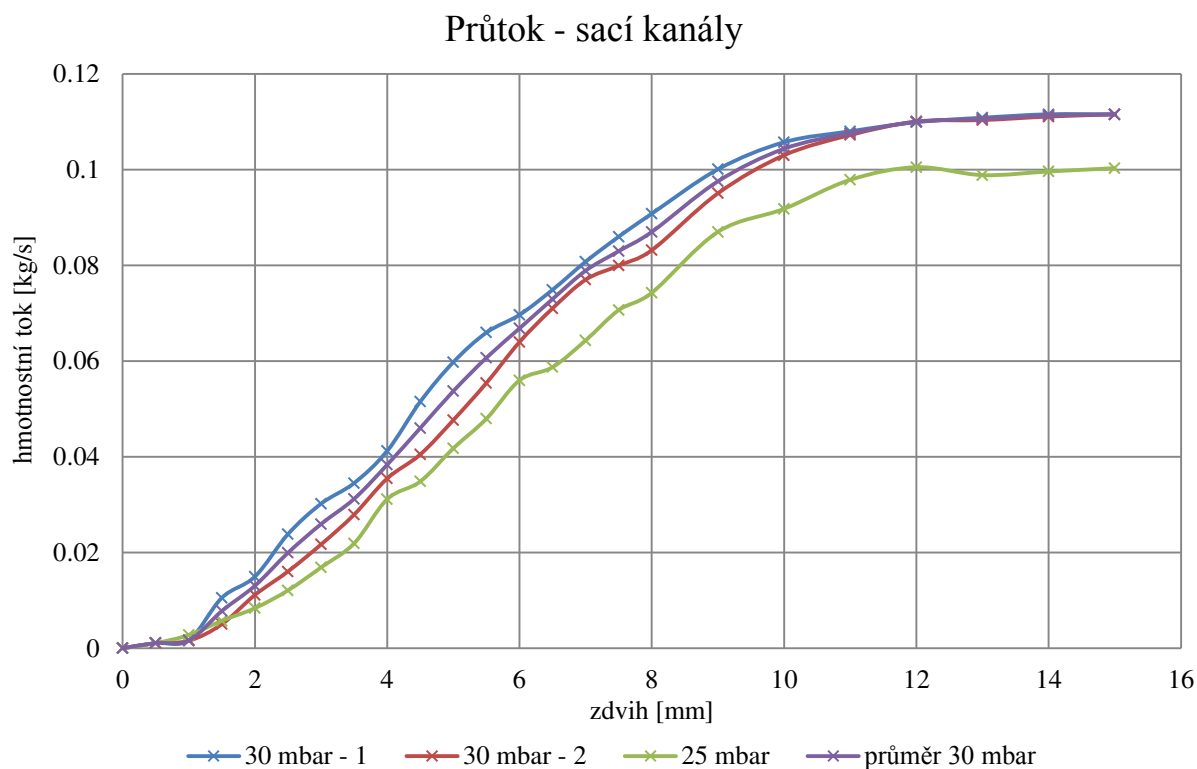
Tabulka 6-4- Změřené hodnoty průtoku výfukovými kanály

| Výfukové ventily   | Spád 30 mbar   |                | Průměr 30 mbar | Spád 25 mbar   |
|--------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Zdvih ventilu [mm] | Hm. Tok [kg/s] | Hm. Tok [kg/s] | Hm. Tok [kg/s] | Hm. Tok [kg/s] |
| 13,5               | 0,080          | 0,081          | 0,081          | 0,072          |
| 12,5               | 0,080          | 0,079          | 0,080          | 0,070          |
| 11,5               | 0,078          | 0,075          | 0,077          | 0,069          |
| 10,5               | 0,074          | 0,074          | 0,074          | 0,066          |
| 9,5                | 0,071          | 0,070          | 0,070          | 0,064          |
| 9                  | 0,068          | 0,068          | 0,068          | 0,062          |
| 8,5                | 0,065          | 0,064          | 0,065          | 0,060          |
| 8                  | 0,064          | 0,062          | 0,063          | 0,057          |
| 7,5                | 0,062          | 0,059          | 0,061          | 0,053          |
| 7                  | 0,059          | 0,055          | 0,057          | 0,051          |
| 6,5                | 0,055          | 0,051          | 0,053          | 0,049          |
| 6                  | 0,051          | 0,048          | 0,049          | 0,043          |
| 5,5                | 0,047          | 0,044          | 0,046          | 0,038          |
| 5                  | 0,040          | 0,039          | 0,040          | 0,033          |
| 4,5                | 0,030          | 0,037          | 0,034          | 0,031          |
| 4                  | 0,026          | 0,029          | 0,027          | 0,029          |
| 3,5                | 0,027          | 0,023          | 0,025          | 0,023          |
| 3                  | 0,017          | 0,015          | 0,016          | 0,017          |
| 2,5                | 0,013          | 0,011          | 0,012          | 0,012          |
| 2                  | 0,006          | 0,009          | 0,008          | 0,008          |
| 1,5                | 0,005          | 0,008          | 0,006          | 0,002          |
| 1                  | 0,003          | 0,002          | 0,002          | χ**            |
| 0,5                | 0,001          | 0,001          | 0,001          | 0,001          |
| 0                  | 0              | 0              | 0              | 0              |

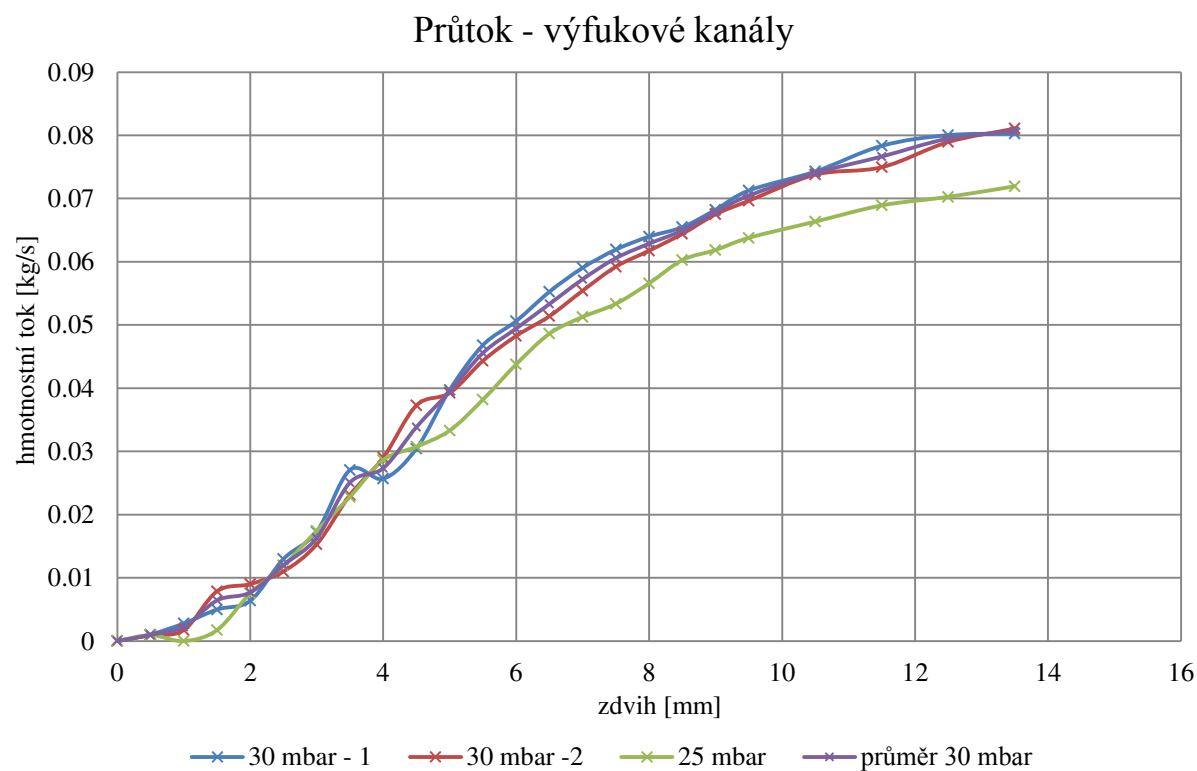
\*\* hodnota nebyla zaznamenána



Graf 6-6 - Zobrazení dat průtoku sacími kanály



Graf 6-7 – Zobrazení dat průtoku výfukovými kanály





## 6.5 ZÁVĚRY Z NAMĚŘENÝCH HODNOT

Z naměřených hodnot průtoku vzduchu sacími kanály je zřejmé, že zvětšování zdvihu sacích ventilů nebude mít velký přínos, co se týká proudění. Z naměřených hodnot průtoku je vidět, že u zdvihu většího než 12 mm je přínos každého dalšího milimetru menší, než jedno procento průtoku. Původní hodnota zdvihu – 11,8 mm pravděpodobně nebude v návrhu příliš zvětšována, důvodem je minimální přínos zvětšení zdvihu a nárůst silového zatížení s větším zdvihem.

U výfukových ventilů je situace odlišná. Naměřené hodnoty ukazují přínos okolo 5% v proudění při zvětšení o 2 mm. Při návrhu bude zahrnuté i zvětšení výfukového zdvihu, ale hodnota bude pravděpodobně menší, než zmíněné dva milimetry.

Hodnoty tuhosti pružin ovlivňují návrh nové varianty. Jedna z důležitých hodnot je maximální zdvih, při kterém začínají dosedat závity, tuhost po dotyku závitů neodpovídá vypočtenému průběhu. Maximální hodnoty cca 14 mm u sacích a 13 mm u výfukových ventilů nejsou omezující pro předpokládané nové zdvihy.

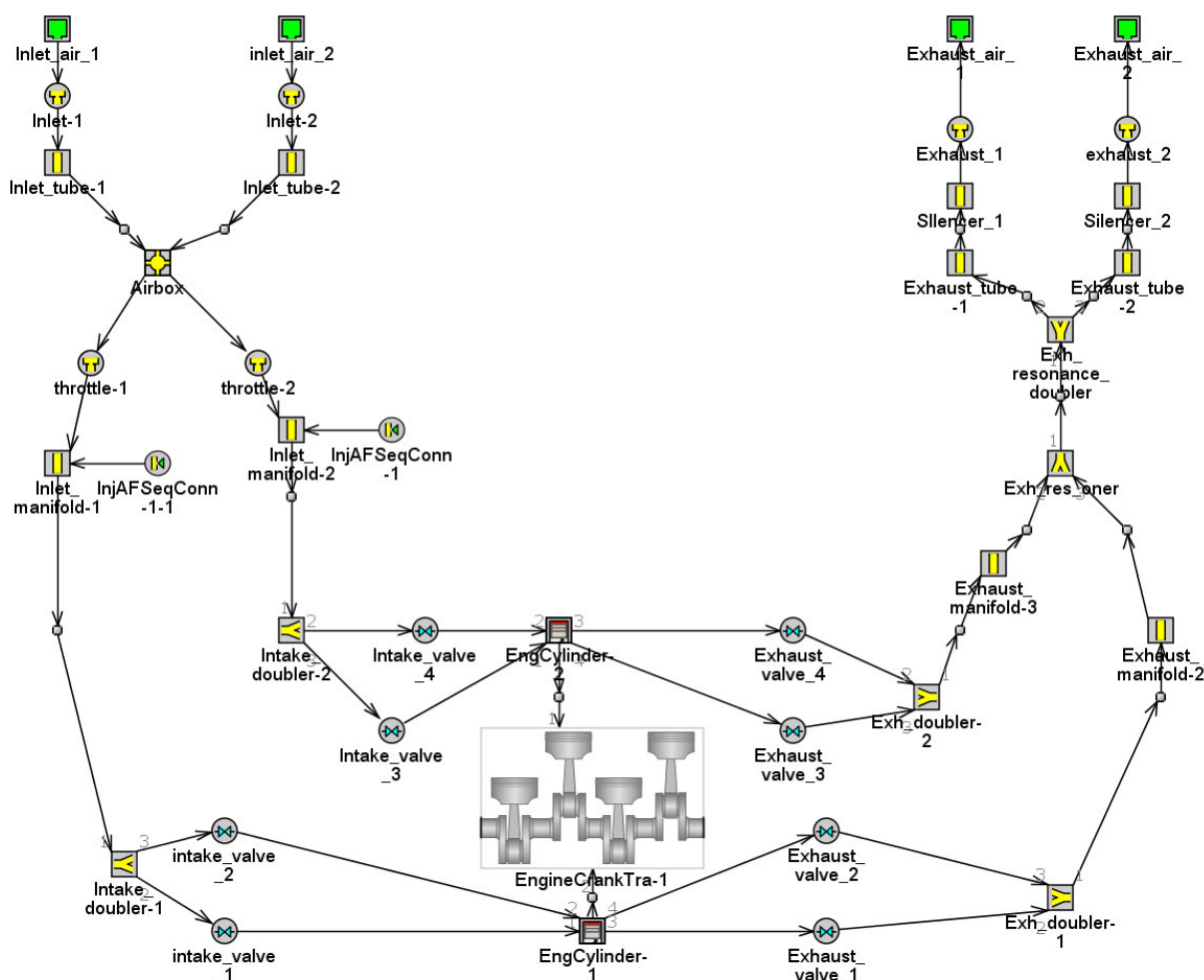
Celý návrh se soustředí na úpravu profilu vačky a výměnu pružin za tužší, případně za jednu pružinu (pravděpodobně soudečkovou nebo konickou), s cílem snížit setrvačné hmoty. Dalšími možnými úpravami jsou výměna vlastních ventilů za ventily z lehčího materiálu, lépe tvarovaná nebo výměna vodítek ventilů za vodítka s menším třením.

Jeden z návrhů majitele motocyklu počítal se zvětšením zdvihů v případě sací vačky na 12,4 mm a v případě výfukové vačky o milimetr na 11,6 mm a rozšíření úhlu otevření o 6-7° u obou vaček. I tato varianta bude zahrnuta do simulací.

## 7 NÁVRHY ÚPRAV

Výpočty úprav byly provedeny pouze simulacemi v GT-Power. V plánu byly dva druhy simulací, jedna simulace pro úpravu profilu a druhá pro úpravy dynamiky ventilových rozvodů.

První simulace určená pro optimalizaci profilu vačky byla simulací 1D modelu motoru, jehož hlavními částmi byly kompletní sání a výfukové potrubí a samotný klikový mechanismus motoru. Z této simulace byly určeny úhly otevření, zavření ventilů a velikost stříhu ventilů. Tato simulace vycházela ze změřených hodnot přímo na motocyklu. Některé hodnoty byly použity podle tutoriálu použitého softwaru. Ostatní hodnoty byly voleny na základě konzultací.



Obrázek 7-1- Model 1D simulace GT Power

### 7.1 SESTAVENÍ MODELU

Model byl sestaven na základě naměřených hodnot zdvihu váčkových profilů a průtoku sacími a výfukovými kanály hlavy válců. Hodnoty délek a průměrů potrubí sacího i výfukového traktu, velikosti airboxu a rozměry klikového mechanismu, které jsou z části uvedeny i v této práci, byly dodány majitelem motocyklu. (Tabulka 5-1).



### 7.1.1 MODEL SACÍHO TRAKTU

Na motocyklu je sací trakt motoru realizován náporovým přívodem v masce motoru, který ústí do airboxu o objemu 9 litrů, kde je umístěn i vzduchový filtr a z airboxu je vzduch do válců přiveden sacím potrubím zvlášť pro každý válec. Model byl postaven tak, aby co nejvíce odpovídal tomuto uspořádání.

Základem modelu sacího potrubí bylo určení podmínek okolního prostředí. Volba okolního tlaku a teploty vzduchu byla zvolena z části podle tutoriálových hodnot a odpovídala hodnotám běžným pro většinu měření. Hodnoty okolního prostředí byly určeny teplotou 300 K a tlakem 100 kPa. Poslední nastavená hodnota se týkala složení okolního prostředí, kde byl nastaven vzduch.

Pro výpočet sacího traktu bylo nutné stanovit také diskretizační délku potrubí. Tato délka ovlivňuje výpočet pulzací a je tedy dobré, aby její velikost byla menší než nejkratší část potrubí. Pro stanovení diskretizační délky sacího traktu bylo využito doporučení z tutoriálu a jeho hodnota byla určena na základně násobku vrtání válce, konkrétně 0,4 násobek. Pro tento model byla tedy zvolena délka 38,8 mm, která také splňuje podmínku, že je menší než délka nejkratší části sacího traktu.

Vstup do sání byl opět podle tutoriálu modelován součástí určenou pro spojování potrubí a právě pro vstup z okolního prostředí. Na tuto součást navazuje trubka s přívodem vzduchu do airboxu. Tento přívod je použit dvakrát, stejně jako je tomu na reálném motocyklu, kde každé potrubí vede z jedné strany řídítek. Rozměr vstupního otvoru je 75 mm. Tento rozměr je určen přes plochu vstupního otvoru, který má nepravidelný tvar. Na svém konci se přívodní potrubí zužuje na rozměr 65 mm a jeho délka je 500 mm.

Přívodní potrubí ústí do airboxu s objemem 9 litrů, který při úpravách majitele byl zvětšen na necelých 15 litrů. V reálném airboxu je umístěn vzduchový filtr. Jelikož v motocyklu je používán sportovní vzduchový filtr s minimální tlakovou ztrátou, není filtr ve výpočtovém modelu uvažován.

Z airboxu je vzduch veden sacím potrubím zvlášť pro každý válec. Na začátku potrubí jsou umístěny škrticí klapky. Přívod paliva je na motocyklu realizován vstřikováním do sacího potrubí, shodně je provedeno i ve výpočtovém modelu. Rozměry sacího potrubí byly změřeny a do modelu byly zadány hodnoty pro průměr vstupního otvoru 67 mm a pro výstupní otvor 47,5 mm a délku sacího potrubí 157 mm. Pro škrticí klapky byl použit stejný rozměr jako u vstupního otvoru, vzhledem k tomu, že klapky jsou provedeny pouze jako klapka v sacím potrubí. Pro škrticí klapku byl nastaven škrticí koeficient 0,95, který určuje, že při plném otevření škrticí klapky může být využito pouze 95% celého průřezu. Dále navazuje už hlava válců, která je popsána v kapitole věnující se modelu klikového ústrojí (7.1.3 Model klikového ústrojí, 7.1.4 Model ventilového rozvodu).

Přívod paliva je realizován vstřikováním. Vstřikovače jsou umístěny na sacím potrubí zhruba v polovině délky. Parametry pro vstřikování byly vztaženy k příslušným škrticím klapkám, aby byl známý průtok vzduchu, podle kterého bylo možné dávkovat palivo v příslušném nastaveném poměru. Směšovací poměr byl nastaven na 13,2:1 odpovídající  $\lambda=0,9$ . Výpočet tuto hodnotu nebral jako závaznou, ale pohyboval se v rozptylu 13:1 – 13,6:1. Pro určení polohy byly pro jednotlivé vstřikovače nastaveny příslušné válce a čas vstřikování byl nastaven na maximálně 300°, v tomto případě se jedná o tutoriálovou hodnotu, stejně jako teplota paliva a zbylé parametry vstřikování. Jako palivo byl použit benzín, dle tutoriálu.



V rámci úprav počítá majitel motocyklu i s možností použití kombinace vstřikovačů do sacího potrubí a sprchových vstřikovačů nad škrticí klapky. Toto rozšíření nebylo zahrnuto do modelu, vzhledem k tomu, že použitý výpočtový model striktně nedodržuje zadané hodnoty dávkování paliva.

### 7.1.2 MODEL VÝFUKOVÉHO TRAKTU

Na reálném motoru je výfukové potrubí provedeno dvěma trubkami, které se po stejné délce spojují a následně se opět rozpojí a pokračují dalším potrubím, které je zakončeno tlumičem výfuku.

Obdobně jako u sacího traktu bylo i u výfukového potrubí nutné určit parametry okolního prostředí. Pro okolní prostředí výfuku byly použity stejné hodnoty jako pro sací trakt, tedy teplota 300 K a tlak 100 kPa. Pro okolní prostředí bylo stejně jako u sání nastaveno složení plynu jako vzduch.

Pro výfukové potrubí bylo vhodné určit jinou diskretizační délku, než pro sací trakt. diskretizační délka byla zvolena jako 0,55 násobek vrtání válce, dle tutoriálového doporučení. Pro výfuk byla použita diskretizační délka 53,3 mm, která opět splňuje podmínku, že je kratší než nejkratší část výfukového traktu.

Průměr výfukových svodů byl určen dle průměru vyústění z hlavy na straně výfuku, kde je průřez elipsovitý, s rozměry 31 mm a 57 mm. Pro výpočtový model byl určen kruhový průměr 42 mm, jehož hodnota byla určena, tak aby byla zachována plocha průřezu jako u elipsy. Délka svodů byla změřena a u obou válců mají délku 660 mm. Délka svodového potrubí vznikla po odečtení 60 mm spojovací součástí do jednoho potrubí od změřeného rozměru na reálném výfuku – 720 mm. Na konci tohoto potrubí je po postupném zvětšování průměr 62 mm.

Z těchto svodových trubek rovnou následuje spojení výfukových potrubí do jednoho, které je v modelu realizováno spojením svodového potrubí, jednou trubicí a opět rozpojovací součástí. Spojení je realizováno na průměru 62 mm a průměr spojené části je větší, v tomto případě 72 mm. Spojovací součást má délku 60 mm ve všech třech směrech spojovaných potrubích. Společné potrubí má po celé délce průměr 72 mm a je dlouhé 180 mm. Společné potrubí bylo realizováno potrubím z důvodu lepšího výpočtu pulzací ve výfuku. Délka potrubí musela být také delší než diskretizační délka, aby bylo možné pulzace počítat. Spojení je zakončeno součástí pro rozděvení vychází z průměru trubky spojení a má stejné délky jednotlivých částí jako spojovací kus, tedy 60 mm. Průměry vycházející ze spojení jsou opět 62 mm jako před spojením potrubí.

Rozpojené potrubí pokračuje dále potrubím s průměrem 62 mm a délkou 700 mm. Potrubí je zakončeno tlumičem, který má opět průměr 62 mm a jeho délka je 400 mm. Výfuk je zakončen součástí pro zakončení, která je typově stejná jako na začátku sacího traktu, její průměr je odpovídající konci výfuku, tedy 62 mm.

### 7.1.3 MODEL KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Model klikového mechanismu byl složen z válců, ojnic a kliky. Hodnoty byly určeny na základě změřených hodnot. Klikový mechanismus byl nastaven na čtyřdobý a otáčky byly zadány jako proměnná, aby bylo při další práci možné rychle měnit nastavení otáček. Začátek cyklu byl nastaven na tutoriálovou hodnotu  $-95^\circ$  před horní úvrať. Výpočet pro jinou hodnotu



začátku cyklu neprobíhal zcela správně. U motoru byl také nastaven model tření, který z důvodu absence měřených dat byl ponechán na tutoriálových hodnotách. Jedná se o hodnoty konstant pro výpočet. Jejich zadané hodnoty jsou podle nápovědy softwaru ve středu intervalu doporučených hodnot pro výpočet.

Parametry geometrie válců byly nastaveny na základě známých hodnot – vrtání 97 mm, zdvih 67.5 mm, délka ojnice 137 mm a kompresní poměr 11.8. Dalším parametrem, který software vyžadoval, byla vzdálenost horní hrany pístu od horní hrany válce při horní úvratí. Tuto hodnotu nebylo možné změřit, ale během zkušebních výpočtů se ukázalo, že tento parametr nemá vliv na výsledky, proto byla ponechána odhadnutá hodnota 1 mm. Přesazení pístního čepu bylo nastaveno na nulu, jelikož na pístu nebylo žádné vyosení majitelem naměřeno.

V nastavení válců byl jako model hoření vybrán Wiebeho model pro zážehové motory. Parametry Wiebeho modelu byly ponechány na tutoriálových – Wiebeho exponent = 2 a úhel pro spalení 50% paliva na 5° a doba 25° pro shoření rozsahu 10-90% paliva.

U válce bylo nutné nastavit teploty jednotlivých částí a přenos tepla, jelikož tyto hodnoty nebyly měřeny, byly ponechány na standardních hodnotách softwaru a při pokusných simulacích byl zkoušen vliv jednotlivých hodnot, které neměli opět významný vliv. Hodnoty teplot hlavy byly 550 K, teplota pístu byla 590 K a 550 K pro teplotu válce. Byly zkoušeny i hodnoty o více jak 100 K vyšší, ale vliv nebyl patrný, proto byly hodnoty vráceny na původní. Pro přenos tepla byl použit model WoschniGT se standardními tutoriálovými parametry.

Bylo zde nastaveno také pořadí zapalování, které je známe z motocyklu. Konkrétně se jedná o hodnoty 0° a 300°, jedná se o standardní hodnoty pro motor do V s úhlem rozevření 60°. Úhel rozevření válců byl také zadán do modelu motoru.

Software umožňuje i nastavení momentů setrvačnosti nejen pístní skupiny, ale tyto parametry byla při výpočtu ponechány na výchozích hodnotách. Hlavním důvodem byla neznalost momentů setrvačnosti součástí mimo pístní skupinu a jejich určení by bylo příliš náročné.

#### 7.1.4 MODEL VENTILOVÉHO ROZVODU

Model ventilového rozvodu byl sestaven z rozdvíhacího se kanálu v hlavě a samotných ventilů. Pro rozdvížení byly využity stejné součásti jako u výfukového a sacího potrubí. Vstupní parametry odpovídaly konci respektive začátku sacího a výfukového potrubí. Rozměry konce příslušné jednotlivým ventilům byly stanoveny podle rozměru ventilových sedel a kanálu změřených na hlavě válce. V případě sacího ventilu se jednalo o 33,5 mm a v případě výfukového ventilu o 27 mm. Rozměry byly zvětšeny proti sériové variantě předchozími úpravami. Tyto rozměry byly použity z důvodu již provedeného měření na této hlavě, aby výsledky korespondovaly se změřenými daty.

Všechny sací ventily mají nastavené stejné parametry. Referenční průměr odpovídá průměru sedla v tomto případě tedy 33,5 mm, ventilová vůle je 0,12 mm a časování bylo určeno na základě znalosti časování – Tabulka 5-1. V softwaru bylo časování nastaveno maximálním zdvihem, který byl určen polohou 469° klikového hřídele za horní kompresní úvratí. Toto nastavení bylo kontrolováno v diagramu pomocí známého stříhu a zpoždění zavření.

Pro průběh vačky byla použita změřená data zdvihu. Pro správné načasování byly úhly zdvihu nastaveny tak, aby úhel 0° odpovídal maximálnímu zdvihu. Poté byla data nahrána do modelu a proběhlo jejich načasování – viz výše.



Ze změřených dat byly rovněž využity hodnoty průtoky sacími kanály. Software bohužel nedokáže zpracovat přímo data průtoky, proto bylo nutné přepočítat tyto hodnoty na potřebný – „Discharge coefficient“ –  $C_D$ , dle nápovědy programu. Koeficient udává jaká část z průřezu sedla je využitelná pro plnění vzduchem – snížení je způsobeno škrcením talířkem ventilu. Pro tabulku  $C_D$  koeficientu bylo nutné určit nezávislý parametr - poměr zdvihu ventilu lomeno průměrem ventilového sedla.

Bohužel při těchto výpočtech vycházela rychlost v sacím potrubí jako několikanásobek rychlosti zvuku, což není reálné. Proto byl použit výpočet pouze z částí a pro výpočet adiabatické rychlosti proudění byl použit obdobný vztah pro zužující se dýzu, jehož výsledky odpovídaly realitě.  $C_D$  koeficient byl vypočten dle vztahu (7.3) pro přímé i zpětné proudění kanály. Pro tento výpočet bylo nutné změřený objem podělit dvěma, jelikož měření probíhalo pro oba ventily a výpočet byl pouze pro jeden ventil, jelikož v modelu byly také dva ventily. Výsledný vztah byl upraven, dělením rovnice hustotou, aby bylo možné počítat s přímo měřeným objemovým tokem. Hodnoty objemového toku byl zadán průměr ze dvou měření s tlakovým spádem 30 mbar.

$$U_{is} = \sqrt{RT} * \left\{ \frac{2*\gamma}{\gamma-1} * [1 - P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad [8] (7.1)$$

$$w = \sqrt{2 * \frac{\gamma}{\gamma-1} * r * T_0 * [1 - (\frac{P_2}{P_0})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]} \quad [9] (7.2)$$

$$C_D = \frac{\dot{V}}{A_R * U_{is}} \quad [8] (7.3)$$

Kde:  $U_{is}$ ,  $w$  – *isoentropická/adiabatická rychlost*  
 $A_R$  – *referenční průtočná plocha*  
 $P = P_2/P_0$  – *tlakový poměr – využití tlakového spádu*  
 $\dot{V}$  – *objemový tok*  
 $C_D$  – *hledaný "Discharge coefficient"*  
 $R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$ ,  $r = 259,82 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  – *plynové konstanty*  
 $T_0$  – *teplota při měření – ze záznamů při měření*  
 $\gamma$  – (1,4 pro 300K)

Hodnota efektivního průřezu byla určena podle průměru sedla ventilu – pro sací ventily 33,5 mm a výfukové ventily 27 mm. Nebyl známý absolutní tlak při měření, proto byl poměr tlaků určen ze známého tlakového spádu.  $R$  a  $r$  jsou známé konstanty pro výpočty s plynem. Hodnota  $\gamma$  byla použita doporučená 1,4, jelikož teploty se pohybovaly kolem 300 K.

Pro splnění všech požadavků na zadávaná data, musela být data zadána s rovnoměrným krokem, proto jsou data v následujících tabulkách (Tabulka 7-1, Tabulka 7-2) uvedena s krokem 1mm a v tabulkách (Tabulka 6-3, Tabulka 6-4) měřených hodnot s proměnným krokem.

Stanovené hodnoty  $C_D$  koeficientu byly vloženy do parametrů ventilů ve výpočtovém modelu. Takto byla výchozí nastavení sacích ventilů jejich časováním dokončena.



Pro výfukové ventily byl postup totožný s rozdíly ve velikostí ventilové vůle, která v případě výfukových ventilů činí 0,24 mm. Samozřejmým rozdílem jsou data zdvihu a průtoku výfukovými kanály, která prošla stejnou úpravou jako data sacích kanálů a zdvihu sací vačky.

Tabulka 7-1-  $C_D$  koeficient pro sací ventily

| Zdvih ventilu [mm] | Nezávislý parametr | $C_D$ koeficient |
|--------------------|--------------------|------------------|
| 0                  | 0                  | 0                |
| 1                  | 0,030              | 0,011            |
| 2                  | 0,060              | 0,089            |
| 3                  | 0,090              | 0,18             |
| 4                  | 0,119              | 0,261            |
| 5                  | 0,149              | 0,365            |
| 6                  | 0,179              | 0,454            |
| 7                  | 0,209              | 0,537            |
| 8                  | 0,239              | 0,592            |
| 9                  | 0,269              | 0,664            |
| 10                 | 0,299              | 0,710            |
| 11                 | 0,328              | 0,732            |
| 12                 | 0,358              | 0,748            |
| 13                 | 0,388              | 0,752            |
| 14                 | 0,418              | 0,757            |
| 15                 | 0,448              | 0,758            |

\*\* hodnoty jsou zaokrouhleny, do výpočtu byly vloženy nezaokrouhlené

Tabulka 7-2-  $C_D$  koeficient pro výfukové ventily

| Zdvih ventilu [mm] | Nezávislý parametr | $C_D$ koeficient |
|--------------------|--------------------|------------------|
| 0                  | 0                  | 0                |
| 0,5                | 0,019              | 0,011            |
| 1,5                | 0,056              | 0,068            |
| 2,5                | 0,093              | 0,128            |
| 3,5                | 0,130              | 0,267            |
| 4,5                | 0,167              | 0,360            |
| 5,5                | 0,204              | 0,484            |
| 6,5                | 0,241              | 0,567            |
| 7,5                | 0,278              | 0,644            |
| 8,5                | 0,315              | 0,691            |
| 9,5                | 0,352              | 0,750            |
| 10,5               | 0,389              | 0,789            |
| 11,5               | 0,426              | 0,817            |
| 12,5               | 0,463              | 0,847            |
| 13,5               | 0,5                | 0,858            |

\*\* hodnoty jsou zaokrouhleny, do výpočtu byly vloženy nezaokrouhlené



## 7.2 LADĚNÍ MODELU MOTORU

Dříve než bylo možné začít měnit a upravovat parametry vaček, bylo nutné naladit parametry motoru tak, aby spočítané parametry motoru odpovídaly reálným hodnotám změřeným na reálném motocyklu.

Nejzásadnější problém nastala se zdvihovými křivkami jednotlivých vaček. Z neznámého důvodu došlo ke špatnému načtení zdvihové závislosti obou vaček, které se projevovalo velkými skoky v točivém momentu motoru v nízkých otáčkách (do 4000 1/min). Tento problém byl vyřešen korekčními členy. V případě sací vačky byl násobič roven 0,825 a u výfukové vačky 0.88. Hodnoty násobičů byly stanoveny dle časovacího diagramu, aby odpovídal parametrům udávanými výrobcem.

Dalším krokem bylo nastavení teploty jednotlivých částí sacího a výfukového traktu. Tyto teploty mají vliv na rychlost zvuku v daném potrubí a tím i významný vliv na výpočet pulzací. V sacím traktu byly hodnoty nastaveny na hodnoty 300-310 K a ve výfukovém traktu na 700-920°C, tutoriálové hodnoty se pohybovaly v rozsahu 450-600 K. Vzhledem k tomu, že tyto hodnoty byly určeny hrubým odhadem, byl v konečném modelu pro řešení teploty použit modul programu určený přímo na výpočet teplot jednotlivých částí a zmíněné hodnoty byly použity pouze jako výchozí hodnoty, od kterých výpočet vychází. Pro modul bylo nutné také zadat hodnoty materiálu z databáze softwaru a příslušnou emisivitu. Rozdíl vlivu konstantní hodnoty nebo počítané hodnoty byly v řádu desetin kilowattu a vzhledem k tomu, že prodloužení doby výpočtu bylo minimální, byl ve výpočtu zachován výpočet teploty v závislosti na stavu motoru.

Ani po zmíněných úpravách se nepodařilo naladit výkon a točivý moment k hodnotám odpovídající hodnotám udávaných výrobcem. Vzhledem k tomu, že některé rozměry výfukového a sacího traktu byly určeny nepřesným měřením nebo odhadem, tak bylo na většinu těchto rozměrů použito dalšího modulu použitého softwaru, který slouží k optimalizaci parametrů. Po optimalizaci všech parametrů došlo k minimálnímu navýšení výkonu o méně jak 1 kW a točivý moment byl navýšen o zhruba 2 Nm. Průběh momentu i výkonu, ale přibližně odpovídal datům změřeným na reálném motoru.

V tomto stavu byl model vyhodnocen jako dostačující. Důvodů k tomuto rozhodnutí byly více. Prvním byl fakt, že použitý software se při výpočtu chová konzervativně, proto jsou jím vypočtené hodnoty nižší. Dalším důvodem byla shoda majitelů obdobných motocyklů, že motor nikdy nedosahoval parametrů udávaných výrobcem, což ukazují i měřená data z upraveného motoru (Graf 7-3), který nedosahuje sériových parametrů. Další důvod byl ten, že účelem modelu je určit profil vačky a nárůst výkonu nikoliv jeho absolutní hodnotu. Velký vliv také může mít nedostatečná validace modelu, co se týká tření a teplot jednotlivých částí saní a výfukového potrubí.

Parametry simulace byly voleny dle doporučení tutoriálu. Byl použit typ simulace, která vychází při výpočtu vždy z předchozího vypočteného cyklu, urychlí se tím výpočet. Důležitým parametrem byl také počet iterací, aby bylo dosaženo ustáleného stavu. Nejdříve byl maximální počet iterací navyšován postupně (8 a 10 iterací), ale nakonec byla použita výrazně vyšší hodnota – 30 iterací – která převyšovala počet potřebných iterací pro všechny počítané stavy. Odchylka výpočtu byla stanovena na 1%.



Během úprav byl výpočet prováděn v rozsahu 1000-11 000 1/min s krokem 500 1/min. Pro některé významnější výpočty byl použit menší krok 100 1/min a výchozí otáčky 800 1/min, aby bylo docíleno hladších průběhů jednotlivých parametrů. V grafech jsou přesto vykresleny hodnoty až od 1000 1/min. Důvodem k tomuto kroku je fakt, že v těchto otáčkách se motor neprovozuje a jejich výpočet byl použit pro výpočet dalších otáček, tak aby odchylka výpočtu byla menší.

### 7.2.1 VÝSLEDNÉ PARAMETRY MOTORU

Parametry udávané výrobcem motocyklu:

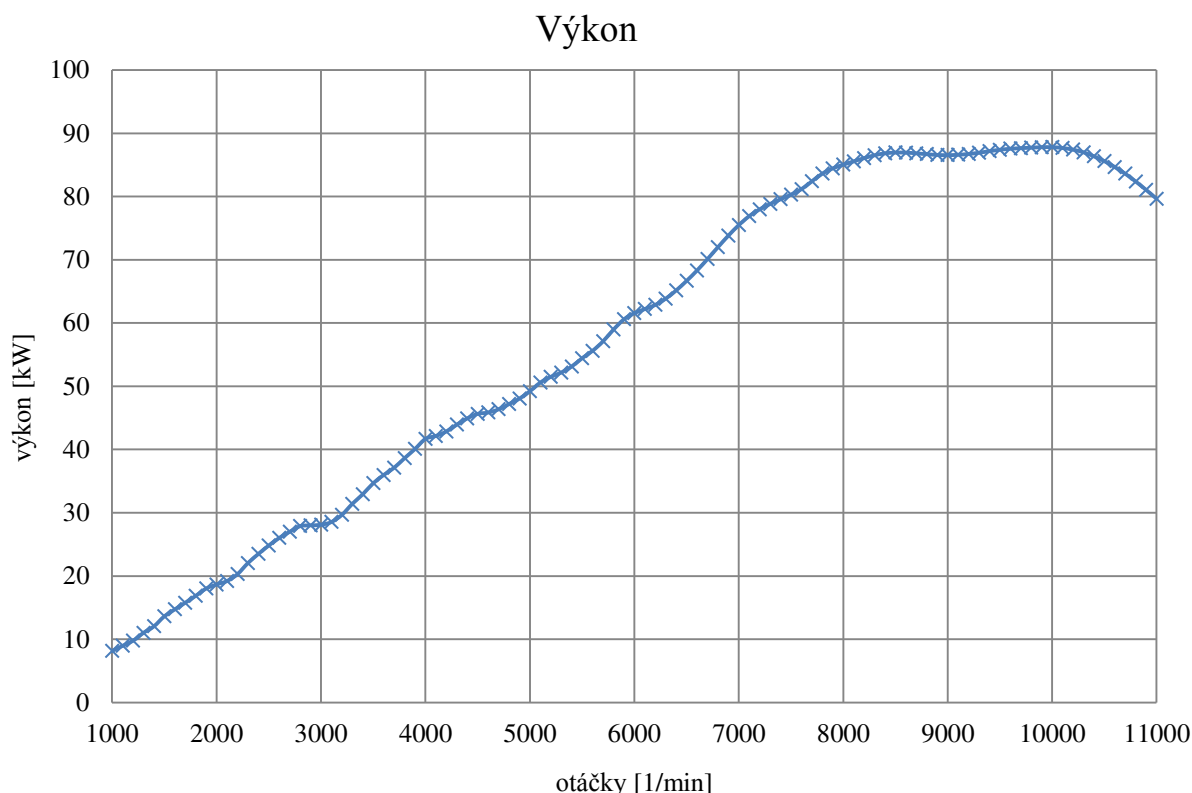
- |                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| - Výkon                   | - 102 kW / 9500 1/min |
| - Maximální točivý moment | - 107 Nm / 7500 1/min |

Hodnoty dosažené simulací:

- |                           |                          |
|---------------------------|--------------------------|
| - Výkon                   | - 88 kW / 10 000 1/min   |
| - Maximální točivý moment | - 103,5 Nm / 7 300 1/min |

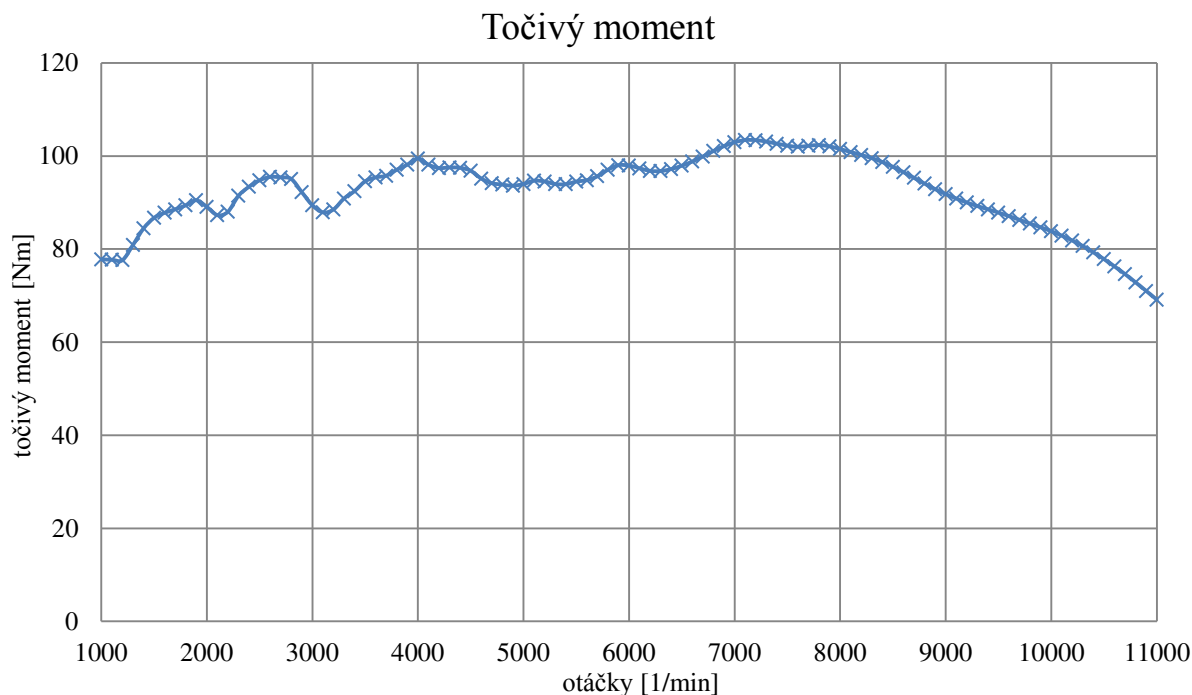
V otáčkách, kde by měly být hodnoty podle výrobce nejvyšší, se v modelu hodnoty velice přibližují uvedeným maximálním hodnotám modelu, odchylka je do jedné (87,6 kW / 9 500 1/min a 102,5 Nm / 7 500 1/min), vzhledem k velikosti chyby byly tyto hodnoty v rámci tolerance.

*Graf 7-1- Výkon sériové simulace*



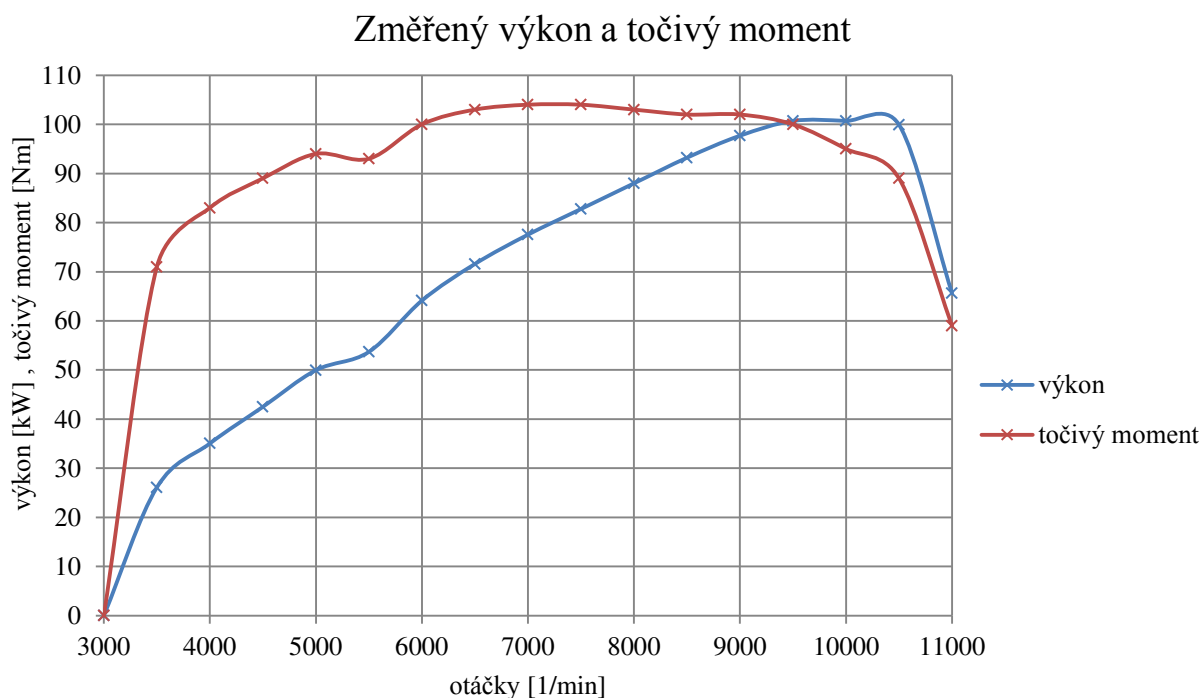


Graf 7-2 - Točivý moment sériové simulace



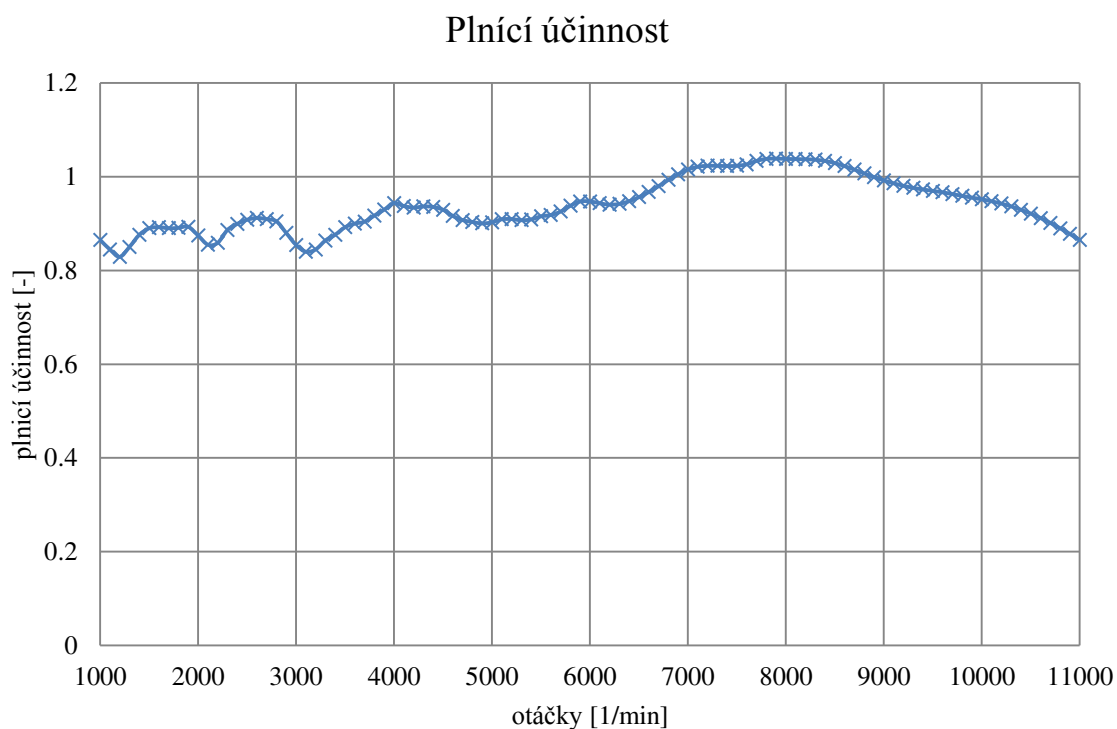
Pro porovnání průběhů výkonu a točivého momentu z reálného měření motoru je uveden graf (Graf 7-3). Motor, na kterém bylo provedeno měření, prošel úpravami, proto jsou maximální hodnoty odlišné. Průběhy výkonu a točivého momentu je podobný. Největší rozdíl je způsoben tím, že měření bylo provedeno od 3 000 1/min. Proto je v těchto místech odchylka největší. Tento graf byl poskytnut majitelem motocyklu.

Graf 7-3 - Změřený výkon a točivý moment

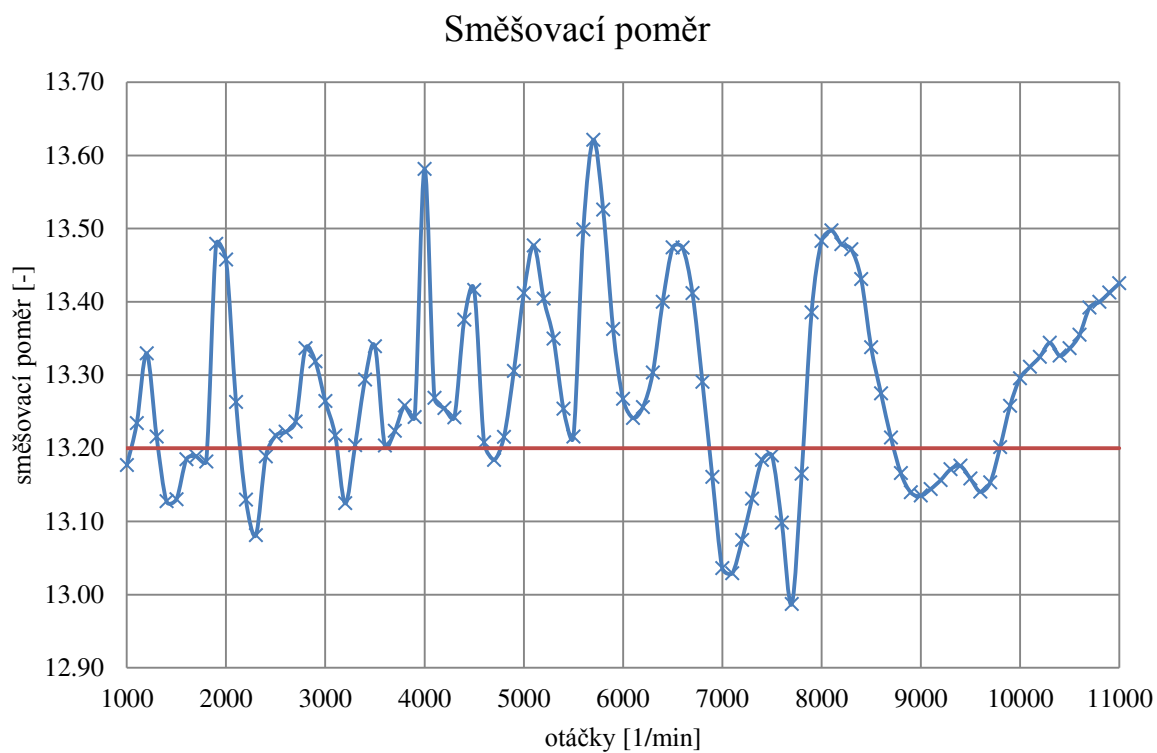




Graf 7-4- Plnicí účinnost sériové simulace



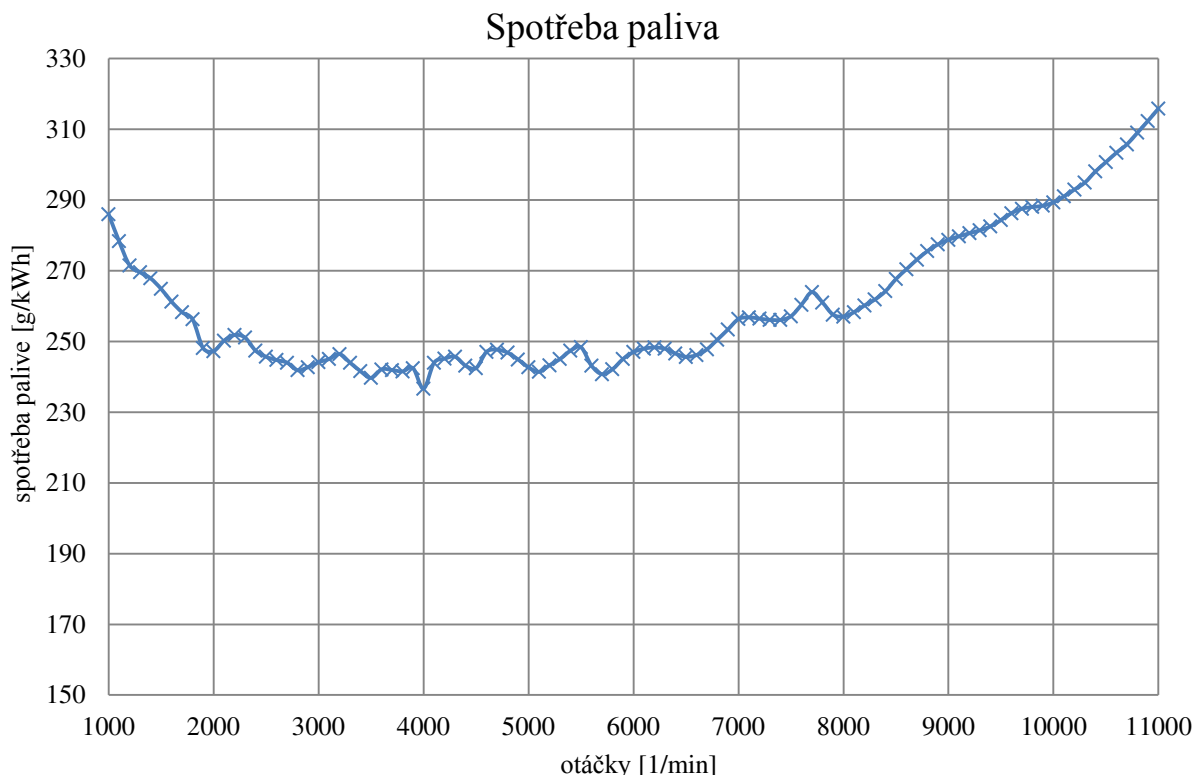
Graf 7-5- Směšovací poměr sériové simulace



Průměrná hodnota směšovacího poměru je 13,28, což je velice blízko určené hodnotě – 13,2.



Graf 7-6- Spotřeba paliva sériové simulace



### 7.3 NÁVRH NOVÉHO PROFILU

Výchozí profil byl použit sériový profil vaček, který byl pomocí multiplikátorů, které byly využity pro nastavení úhlů otevírání a zavírání. Bylo tak využito profilu, který má vhodný průběh dalších kinematických veličin.

Omezením pro nový tvar vaček je také bezpečnost a to, aby nedošlo ke kontaktu pístu s ventily a tím poškození nejenom těchto součástí. Dalším omezením zdvihu jsou naměřená data průtoku kanály, když se software dostane mimo zadaná data, neumožní výpočet, ale ze změřených dat bylo vyhodnoceno, že toto omezení nebude dosaženo.

Porovnání jednotlivých variant bylo provedeno srovnáním průběhu a hodnot několika parametrů a z variant byla vybrána ta nejpřínosnější. Sledované parametry byly výkon, točivý moment, plnicí účinnost a celkový hmotnostní tok jednotlivými ventily.

Při konzultaci s majitelem ohledně oblasti otáček, ve kterých se motor běžně provozuje, byl stanoven nový požadavek a to snížit pokles výkonu po dosažení maximální hodnoty.

Volnoběžné otáčky se u série pohybují okolo 1500 1/min. Omezovač otáček je na 11 000 1/min a řazení se provádí okolo 10 500 1/min. Při jízdě se minimální otáčky pohybují kolem 4000 1/min. Nově bylo požadováno, aby byl co nejmenší pokles výkonu do 12 000 1/min.

Pro hledání vhodných variant nebylo využito optimalizačního modulu, jelikož je možné optimalizovat s ohledem pouze na jednu veličinu. Výpočet není zcela průhledný a je časově náročnější než zvolený postup.



### 7.3.1 ZVĚTŠENÍ ZDVIHU SACÍ VAČKY

Jako první byla zvolena úprava velikosti zdvihu sací vačky. Při hledání výhodnější velikosti zdvihu byla využita data z měření průtoku vzduchu sacím potrubím. Z grafu (Graf 6-6) je vidět, že zvětšování zdvihu nad 12 mm nebude tak přínosné, jak bylo předpokládáno. Pružiny nebyly pro takový zdvih omezující.

Pro zjištění průběhu sledovaných parametrů se zvyšujícím se zdvihem bylo provedeno několik simulací se zdvihem sacího ventilu v rozsahu sériových 11,68 mm (po odečtení ventilové vůle) do 12,5 mm s krokem cca 0,12 mm což odpovídá zhruba 1% zdvihu, celkem tedy 8 simulací. Výsledky simulací byly porovnány a byla nalezena vhodná varianta. V rozsahu zdvihu byla zahrnuta i hodnota původně navrhovaná majitelem – 12,4 mm.

Hodnoty výsledků simulace byly nahrány do Excelu, jejich průběh vykreslen v grafech a na základě průběhu byla zvolena nejvhodnější velikost zdvihu. Ve vysokých otáčkách > 9000 1/min byly průběhy veličin bez významného zalomení, proto při rozhodování byla větší váha na parametrech v nižších otáčkách.

Jako nejvhodnější varianta byla zvolena hodnota 12,28 mm, celkový zdvih tedy 12,4 mm (po přičtení vůle 0,12 mm). Zvětšováním zdvihu nebylo dosažené téměř žádného přínosu. Výsledný zdvih 12,28 odpovídal koeficientu – 1.0521. Porovnání zmíněných variant v tabulce (Tabulka 7-3).

Tabulka 7-3 - Porovnání výkonu a točivého momentu v závislosti na velikosti sacího zdvihu

|                         | Sériový zdvih<br>11,68 mm | 12,28 mm | 12,61 mm |
|-------------------------|---------------------------|----------|----------|
| Maximální výkon         | 87,82                     | 89,17    | 89,23    |
| Maximální točivý moment | 103                       | 103,26   | 103,26   |

### 7.3.2 ZVĚTŠENÍ ZDVIHU VÝFUKOVÉ VAČKY

Druhé v pořadí byly simulace úprav zdvihu výfukové vačky s již upraveným zdvihem sací vačky. Dle naměřených dat průtoku vzduchu výfukovými kanály zde byl větší prostor na zvětšování zdvihu. Vypadalo to na přínosné zvětšení až k hodnotám 12,5 mm. Omezením jsou pružiny a jejich maximální zdvih bez dotyku závitů (13 mm).

Vzhledem k větší ventilové vůli – 0,24 mm a většímu rozsahu vhodných hodnot, byl zdvih jednotlivých simulací zvyšován po 2% od sériových 10,36 do 12,02 mm, opět bylo provedeno 8 simulací.

Se zvětšujícím se zdvihem výfukového ventilu klesá odpor výfukových plynů při stlačování pístem, čímž jsou sníženy ztráty a zvýšen výkon. Největší zdvih byl zvolen 12,02 mm proto, aby po přičtení ventilové vůle nebyl celkový zdvih větší než sací zdvih a byla ještě rezerva do maximálního stlačení pružiny.

Ze zmíněných důvodů byl vybrán jako nejvhodnější zdvih nejvyšší – 12,02 mm. Konstantně zvyšovaný zdvih měl zhruba konstantní nárůst výkonu. Pro každé 2% zvětšení zdvihu to bylo



cca 0,5 kW. Vypočtené hodnoty pro nový zdvih v porovnání se sériovými hodnotami jsou v tabulce (Tabulka 7-4).

*Tabulka 7-4 - Porovnání výkonu a točivého momentu v závislosti na velikosti výfukového zdvihu*

|                            | Sériový zdvih<br>10,36 mm | 12,02 mm |
|----------------------------|---------------------------|----------|
| Maximální výkon            | 89,23                     | 90,68    |
| Maximální točivý<br>moment | 103,26                    | 103,57   |

Z tabulek porovnání parametrů před a po úpravě vyplývá, že velikost zdvihu měla vliv na výkon, ale na točivý moment byl vliv minimální.

Na závěr byla provedena simulace vlivu zvětšení sacího zdvihu. Přínos by byl 0,6kW v maximu a 0,05 Nm pro maximální hodnotu, vzhledem k předpokládanému nárůstu působících sil a jejich porovnání s přínosem, byla tato úprava vyhodnocena jako méně vhodná.

### 7.3.3 STŘIH VENTILŮ

Pro určení velikosti úhlu stříhu ventilu byly využity simulace, u kterých byl měněn parametr polohy maximálního zdvihu. Po nastavení vhodných hodnot byly provedeny simulace s měnící se velikostí stříhu.

Nejdříve bylo řešeno posunutí maxima sacího zdvihu. Výchozí hodnotou zde bylo 469° klikové hřídele, tato hodnota byla nastavena podle časování sériové varianty. Hodnoty pro simulace byly v rozsahu +/- 9°.

Jako nejvhodnější hodnota byla zvolena hodnota 466°. Důvodem pro tuto volbu bylo to, že s rostoucí nebo klesající hodnotou docházelo ke snižování výkonu, ale současně ke zvyšování točivého momentu. Jelikož předchozí úpravy výkon zvýšily výrazně a moment zůstal téměř na sériové hodnotě, byla zvolena varianta s mírným poklesem výkonu, ale zvýšením točivého momentu. Výsledek není příliš zásadní, jak je vidět v tabulce (Tabulka 7-5).

*Tabulka 7-5 - Porovnání výkonu a točivého momentu v závislosti na velikosti stříhu ventilů*

|                            | Sériové časování | Upravené časování |
|----------------------------|------------------|-------------------|
| Maximální výkon            | 90,93            | 90,16             |
| Maximální točivý<br>moment | 103,48           | 103,93            |

Při hledání časování výfuky byla výchozí hodnota – 254°. Hledání časování prošlo stejným procesem jako u sací vačky. Výsledek byl stejný, tedy jakoukoliv změnou dojde ke snížení výkonu a zvýšení točivého momentu.



Pro výfuk ovšem časování nebylo změněno a bylo ponechána sériová hodnota. Výsledkem zmíněných změn v časování bylo zvětšení stříhu o 3° na 51°.

### 7.3.4 ROZŠÍŘENÍ ÚHLU OTEVŘENÍ VAČEK

Poslední část časování, která nebyla podrobena analýze bylo zavírání sacího ventilu a otevírání výfukového ventilu. Každá z těchto úprav byla provedena zvlášť.

Nejdříve byla hledána vhodnější hodnota pro zavírání sacího zdvihu. V sériové konfiguraci je zavírání na hodnotě 58° po dolní úvratí. Výše zmíněným posunutím, došlo k posunutí i této hodnoty o 3° na hodnotu 55°. Bylo tedy možné předpokládat, že posunutí na 58° bude přínosné. Výsledky simulací tomu nenasvědčovaly. Maximální zkoušené posunutí 5° mělo podobný efekt jako předchozí úpravy časování, tedy zvýšení výkonu a snížení točivého momentu. Proto byla nová hodnota posunuta pouze o 1° na 56°, přínos této varianty byl minimální. Při dalším ladění je možné přidat 1,5 kW na úkor 1 Nm u maximálních hodnot.

Pro výfuk byla výchozí hodnota otevření 59° před dolní úvratí, jak bylo řečeno upravením časování a zdvihu výfukové vačky se snižuje ztrátový výkon. Proto bylo předpokládáno, že zvětšení hodnoty otevření výfuku bude přínosné. Simulace tuto domněnku potvrdily. Ukázaly také na jeden negativní efekt, kterým bylo snížení točivého momentu v nižších otáčkách. Ze zvětšující se hodnotou úhlu otevření výfuku před dolní úvratí se také zvyšuje točivý moment ve vyšších otáčkách. Co se týká výkonu, je tendence opačná, ve vysokých otáčkách má tendenci více klesat podobně jako v nízkých otáčkách. Po vyhodnocení hodnot jednotlivých úhlu byl jako nejvhodnější varianta vybrán úhel 61°. Tato hodnota byla vybrána z důvodu, že nabízí nárůst výkonu ve velkém spektru otáček. Ve vysokých otáčkách je mírný pokles a točivý moment je téměř na stejné hodnotě.

*Tabulka 7-6 - Porovnání výkonu a točivého momentu v závislosti na velikosti úhlu otevření výfuku a zavření saní*

|                         | Sériové časování | Upravené časování |
|-------------------------|------------------|-------------------|
| Maximální výkon         | 90,16            | 90,86             |
| Maximální točivý moment | 103,93           | 103,13            |

### 7.3.5 SHRUTÍ ÚPRAV I

Na začátek zhodnocení je zobrazeno porovnání sériových hodnot a hodnot po všech úpravách.

*Tabulka 7-7 - Porovnání výkonu a točivého momentu sériové a upravené varianty*

|                         | Sériová konfigurace | Upravené časování | Rozdíl |
|-------------------------|---------------------|-------------------|--------|
| Maximální výkon         | 88                  | 90,68             | +2,68  |
| Maximální točivý moment | 103                 | 103,13            | +0,13  |



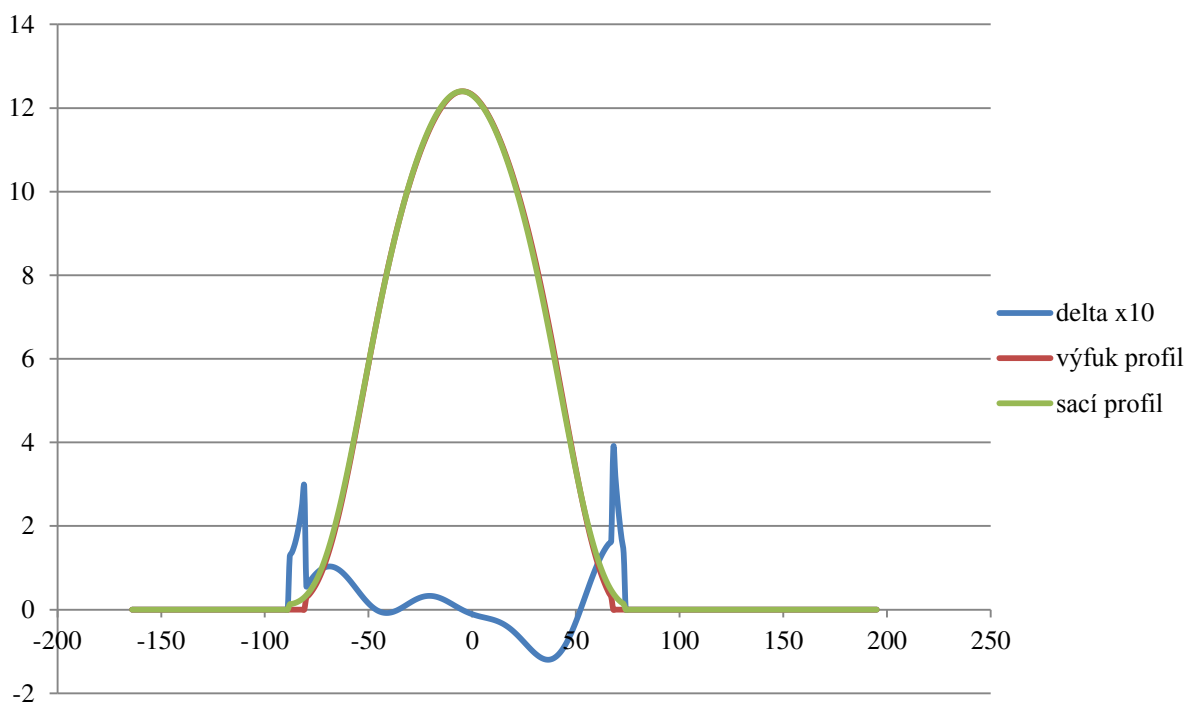
Z hodnot v tabulce (Tabulka 7-7) je patrné, že navýšení výkonu není příliš vysoké a u točivého momentu ještě menší. Proto tato varianta byla zkoušena s různými dalšími obměnami, které nabízely ještě zvětšení výkonu nebo točivého momentu, ale ani jedna nevedla k výraznějšímu posunu. Proto bylo nutné pro dosažení vyššího výkonu a momentu změnit profil jednotlivých vaček, čemuž se věnovaly další simulace. Tato varianta byla úplně zavrhnuta jako nepřínosná s ohledem na zvýšení působících sil zvětšením zdvihu a minimální přínos na parametry motoru.

### 7.3.6 ZMĚNY PROFILU VAČEK

Jako nejjednodušší řešení změny profilu bylo použití profilů sací vačky na výfukovou, při zachování dříve navrženého zdvihu a časování. Tato úprava měla za následek snížení výkonu i točivého momentu, proto tato možnost byla vyloučena. V opačném případě, tedy při použití výfukového profilu na sací vačku a zachování nově navržených parametrů byla situace jiná. Došlo při pokusné simulaci k navýšení výkonu v maximu o cca 6 kW.

Tato pokusná simulace byla určující pro další postup. Pro odhalení důvodu navýšení parametrů byly porovnány profily vaček při stejném zdvihu. Porovnání je vidět na grafu (Graf 7-7).

*Graf 7-7 - Porovnání profilu sací a výfukové vačky*



Křivka označená jako „delta x10“ v grafu (Graf 7-7) ukazuje rozdíl mezi jednotlivými profily. Pro znatelnější průběh byly hodnoty vynásobeny deseti. Hodnoty na počátku a konci zdvihu jsou zavádějící, jsou způsobeny rozdílnými vůlemi ventilů. Kladné hodnoty znamenají vyšší zdvih sacího profilu a záporné hodnoty znamenají větší zdvih výfukového profilu. Největší rozdíl je 0,4 mm. Rozdíl v profilech ukazuje, jakou tendencí by se měla řídit další úprava profilu vaček.



### 7.3.7 ZMĚNA ČASOVÁNÍ NOVÉHO PROFILU

Jako další krok bylo zvoleno hledání nových hodnot časování, aby bylo zjištěno, jak tyto hodnoty ovlivní změna profilu vačky. Pro přehlednost jsou v tabulce (Tabulka 7-8) uvedeny nové hodnoty časování a zdvihy pro původní profily před i po úpravě.

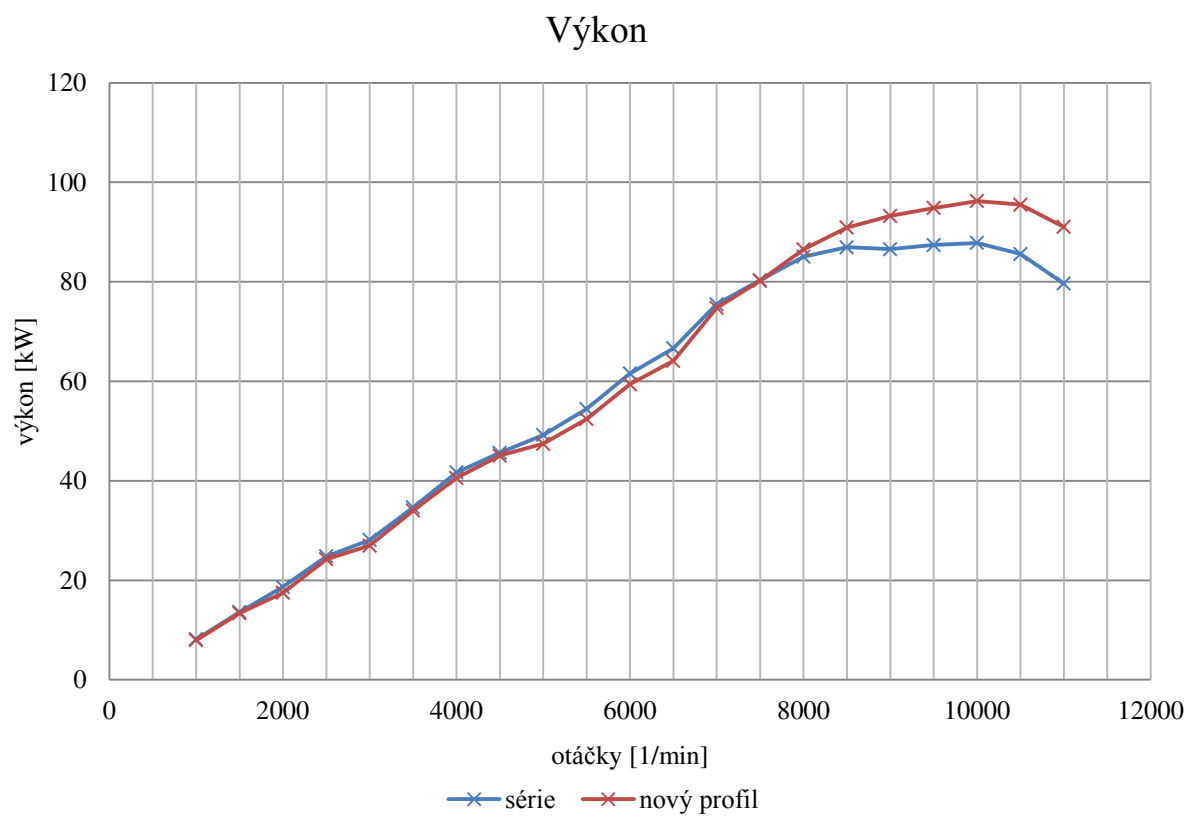
*Tabulka 7-8 - Porovnání sériových a upravených hodnot*

|                                  | Sériové<br>uspořádání | Hodnoty po<br>úpravách |
|----------------------------------|-----------------------|------------------------|
| Zdvih sací ventily [mm]          | 11,8                  | 12,4                   |
| Zdvih výfukové ventily [mm]      | 10,6                  | 12,27                  |
| Střih ventilů [°]                | 48                    | 51                     |
| Otevírání sacího ventilu [°]     | 28                    | 31                     |
| Zavírání sacího ventilu [°]      | 58                    | 56                     |
| Otevírání výfukového ventilu [°] | 59                    | 61                     |
| Zavírání výfukového ventilu [°]  | 20                    | 20                     |

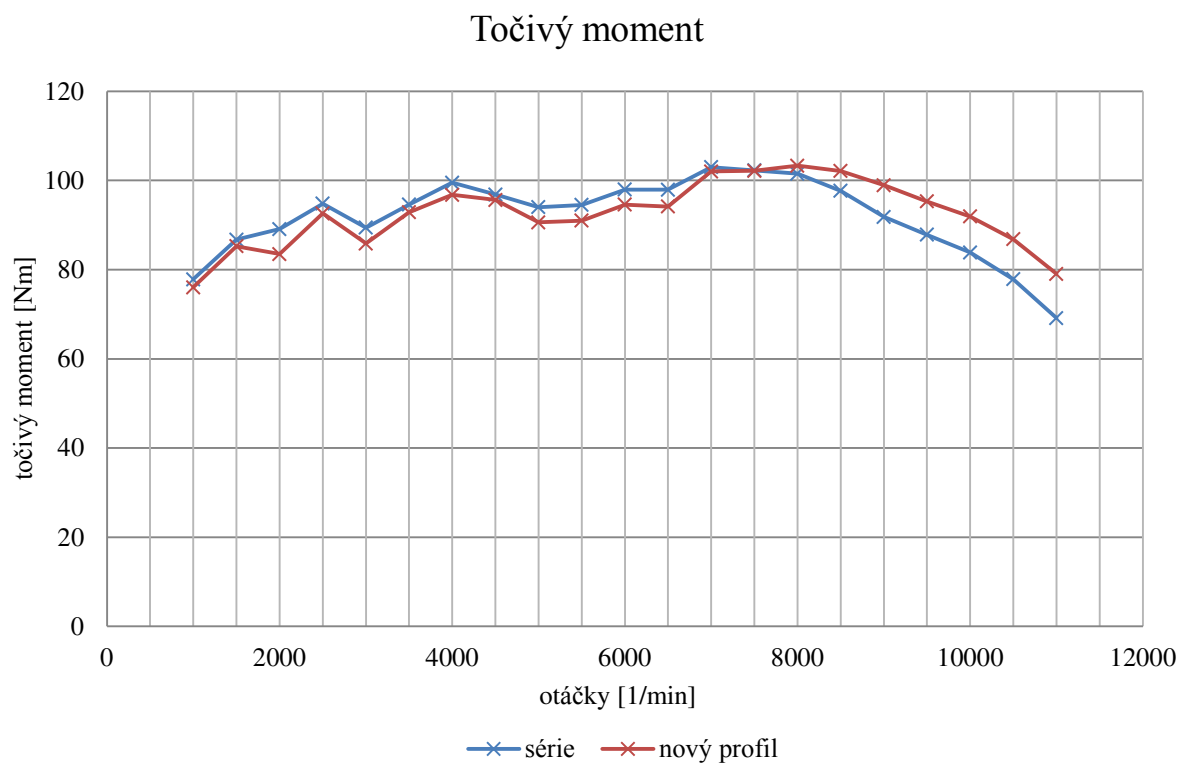
Při hledání vhodného časování byl použit odlišný postup než u předchozí varianty. Použitý postup spočíval v rozšiřování úhlu otevření jednotlivých vaček. Jako první byla provedena znovu simulace pouze s výměnou profilu, jelikož v předchozí pokusné byly měněny i jiné hodnoty. Použití výfukového profilu s sebou neslo zvýšení zvětšení ventilové vůle, aby začátek a konec profilu nebyly ovlivněny oblastí, kde se vymezuje vůle. Vzhledem k tomu, že tato úprava má vliv v této simulaci pouze na profil, nebyl zkoumán její vliv na jiné parametry. Výsledky této varianty měly významnější rozdíl oproti sériovým. V grafech (Graf 7-8, Graf 7-9) je vidět rozdíl obou variant.



Graf 7-8 - Výkon simulace s novým profilem



Graf 7-9 - Točivý moment simulace s novým profilem





Z grafů je zřejmé, že nad 8000 1/min je nový profil jednoznačně přínosný. Zvyšuje hodnoty výkonu i točivého momentu a zároveň snižuje pokles obou veličin ve vysokých otáčkách. V maximálních hodnotách je to 8,4 kW a 0,3 Nm, včetně zahrnutí předchozích úprav, po odečtení hodnot z předchozí úpravy vychází na změnu profilu 5,6 kW a 0,6 Nm. Posunutí maximálních hodnot momentu ze 7500 1/min na 8000 1/min. Od této simulace budou následující simulace počítány do 12 000 1/min.

Jako první byla provedena simulace s větším úhlem otevření výfuku před dolní úvratí, úhel byl zvětšen o 4° na 65°. Výsledkem je zvýšení výkonu i točivého momentu v otáčkách nad 9000 1/min v nižších otáčkách dochází ke snížení i nárůstu střídavě. Pokles ve vysokých otáčkách je také menší. Tyto výsledky odpovídají stejné úpravě i u předchozího profilu.

Při zmenšení úhlu otevření na 62,5° nepřekvapí výsledek, který je hodnotami mezi oběma předešlými variantami. Ovšem hodnoty jsou převážně kladné a záporné hodnoty v provozních otáčkách jsou menší než 0,1. Maximální nárůst je do 0,25 kW nebo Nm. Tato úprava by byla přínosná, ale přínos je minimální.

Na základě těchto dvou simulací bylo rozhodnuto, že hodnota zůstane na původní hodnotě 61°. Takže situace s touto úpravou je velmi podobné té situaci s původním profilem. Přínos zvětšením úhlu je, ale velmi malý.

Další krok úpravy se zabýval zpožděním zavírání sacího ventilu. Výchozí hodnota 56° byla upravena při první simulaci na 60°, následovali další simulace v rozsahu 54°-60°. Zmenšovat tento úhel není vůbec přínosné, v celém spektru otáček způsobí snížení výkonu i točivého momentu. V případech kdy byl úhel otevření zvětšován, byl vliv na parametry motoru kladný v oblasti otáček nad 8000 1/min. V nižších otáčkách znamená tato úprava pokles. Vzhledem k tomu, že nárůst parametrů ve vysokých otáčkách opět snižuje pokles výkonu i točivého momentu v maximálních otáčkách, byl tento úhel zvětšen na hodnotu 58°. Větší zvětšení znamená zvýšení parametrů v maximálních otáčkách, ale také znamená větší snížení v nižších otáčkách.

Výsledky posunutí úhlů otevírání a zavírání zhruba odpovídají předpokladu, že změna profilu nebude mít výrazný vliv na časování. I přesto byly provedeny simulace, kde byla hledána vhodnější varianta stříhu ventilů. Jelikož se nepředpokládal nějaký velký posun, byly vyzkoušeny pouze tři varianty. V jedné se jednalo o rozšíření o 1° u sacího ventilu. V druhé byl o stejný úhel rozšířen výfuk a ve třetí byly rozšířeny oba úhly otevření o 1°.

Z výsledků těchto simulací bylo rozhodnuto, že zvětšování stříhu ze strany sání nemá význam. Ze strany výfuku se jedná o lehce prospěšnou úpravu a posunutí obou hodnot o stupeň má ještě lepší výsledky než pouze posunutí výfuku. Z těchto důvodů byla jako nejlepší varianta vyhodnocena varianta posunutí obou vaček o jeden stupeň. Výsledky ukazovali na možnost posunutí výfuku o více, jak jeden stupeň. Byla tedy provedena simulace s posunutím o další stupeň.

Posunutí o dva stupně bylo opět přínosné obdobně jako o jeden stupeň, proto byla provedena simulace ještě s posunutím o 3°. Největší zkoušené posunutí, už mělo menší přínos na parametry motoru a také posouvalo záporné hodnoty do vyšších otáček, snížení nebylo příliš výrazné. Jako vhodnější bylo zhodnoceno zůstat u zvýšení pouze o 2° na hodnotu 22°. Takové posunutí znamená zvýšení parametrů dvojnásobně oproti polovičnímu posunutí. Zlepšení



parametrů je bohužel pouze ve vysokých otáčkách, maximální hodnoty zůstávají skoro na stejných hodnotách.

*Tabulka 7-9- Porovnání sériového, změněného časování a časování s novým profilem*

|                                     | Sériové<br>uspořádání | Hodnoty po<br>úpravách | Hodnoty pro nový<br>profil - sací |
|-------------------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------------------|
| Zdvih sací ventily [mm]             | 11,8                  | 12,4                   | 12,4                              |
| Zdvih výfukové ventily [mm]         | 10,6                  | 12,27                  | 12,27                             |
| Střih ventilů [°]                   | 48                    | 51                     | 53                                |
| Otevírání sacího ventilu [°]        | 28                    | 31                     | 32                                |
| Zavírání sacího ventilu [°]         | 58                    | 56                     | 58                                |
| Otevírání výfukového ventilu<br>[°] | 59                    | 61                     | 61                                |
| Zavírání výfukového ventilu<br>[°]  | 20                    | 20                     | 22                                |

### 7.3.8 SHRnutí ÚPRAV II

Před samotným výběrem varianty časování a dalším postupu byly konzultovány výsledky s majitelem motocyklu, z důvodu dalších požadavků na výsledné parametry, nebo zda je žádoucí zvýšení točivého momentu na úkor výkonu.

Změna požadovaných parametrů nenastala. Nově byla plánována další úprava, která má zásadní vliv na ventilový rozvod. Tato změna se týkala výměny ventilů za lehčí a s lepším tvarováním profilu ventilu pro dosažení většího průtoky ventilovými kanály. Vzhledem k tomu, že průtok kanály má velký vliv na navrhování nového profilu, bylo navrhování nového profilu ukončeno.

Pro ukázkou, jak může být zmíněná úprava významná, byla provedena jedna simulace se zvětšeným průtokem sacími i výfukovými kanály. Zvětšení průtoku bylo o 5%. Výsledek byl samozřejmě pozitivní. Nárůst maximální hodnoty výkonu byl o 3kW a celkově došlo ke zvýšení parametrů v celém spektru otáček.

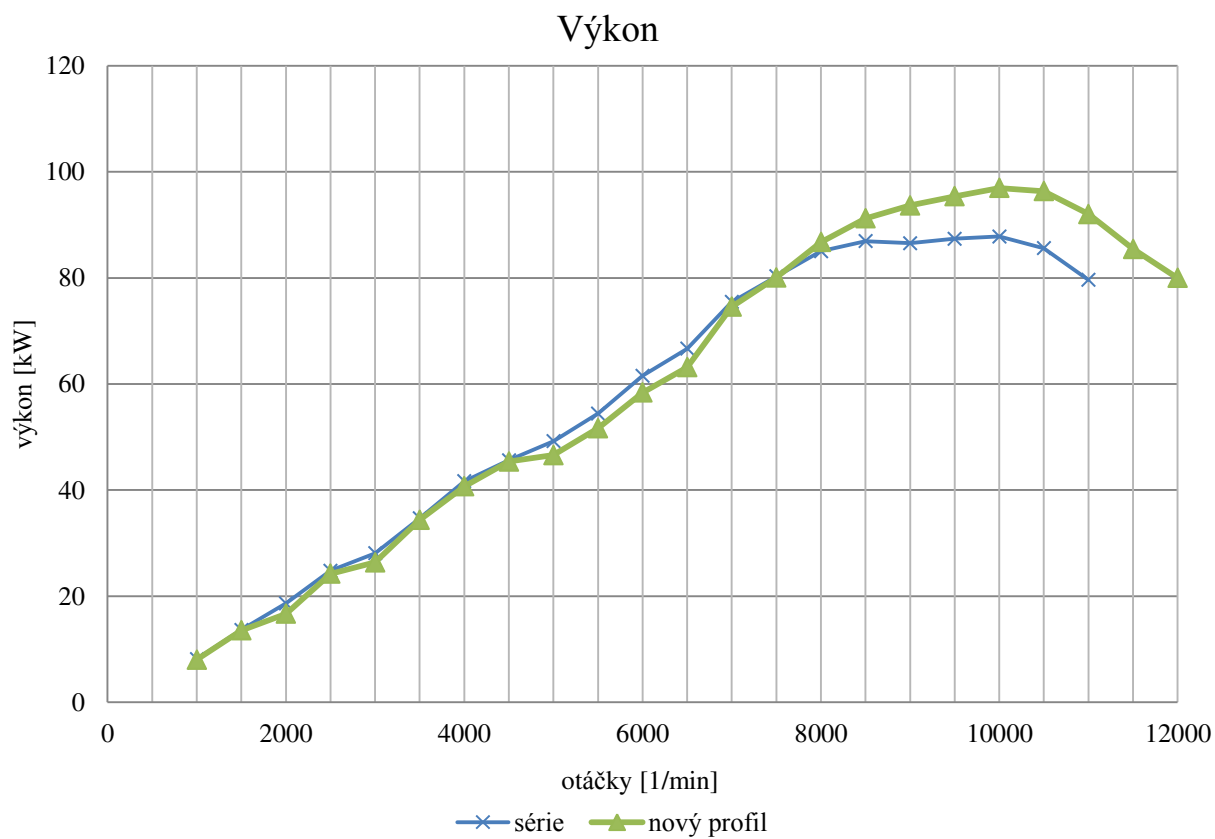
Porovnání výkonu a točivého momentu sériového uspořádání a poslední úpravy je zobrazeno v grafech (Graf 7-10, Graf 7-11). Nárůst není tak patrný jako při změně profilu, ale určité zvýšení změnou časování je a nemá takový negativní efekt jako například zvyšování zdvihu.



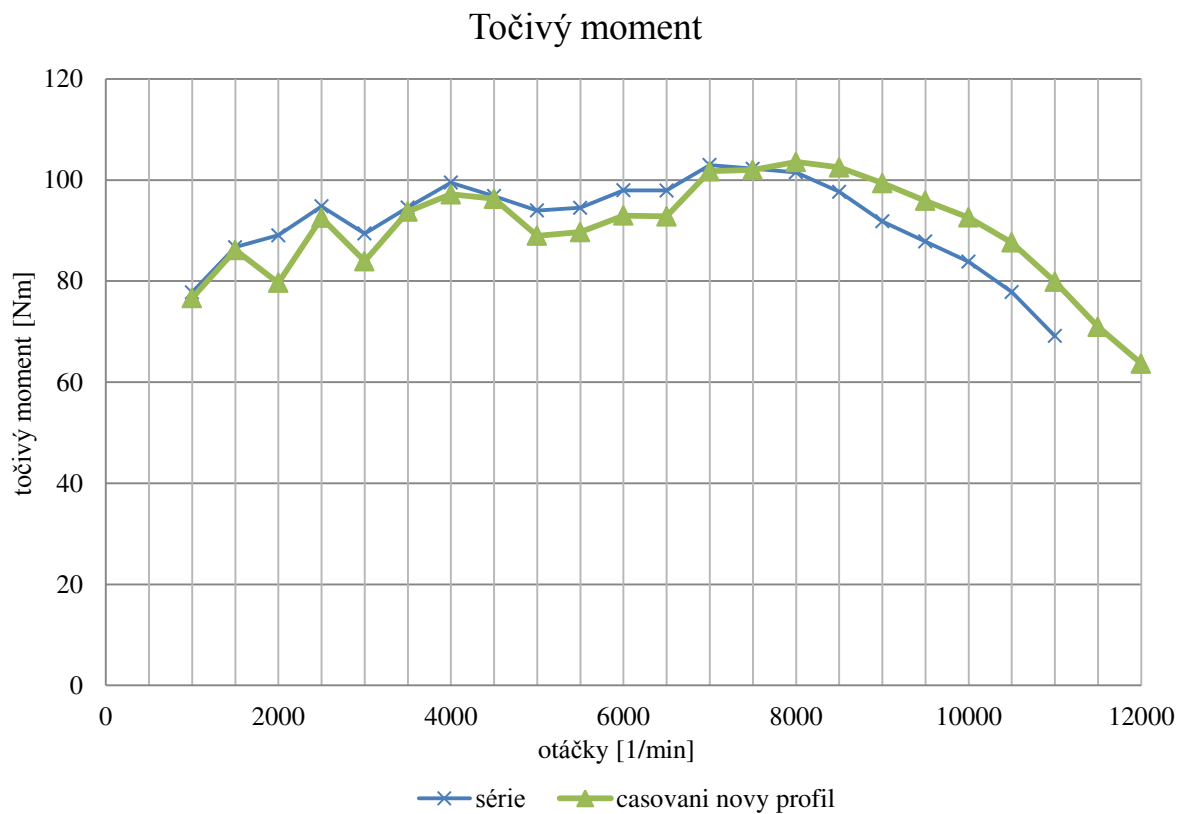
Tabulka 7-10 - Porovnání výkonu a točivého momentu série a nového profilu

|                         | Sériová konfigurace | Nový profil a upravené časování | Rozdíl |
|-------------------------|---------------------|---------------------------------|--------|
| Maximální výkon         | 88 / 10 000         | 96,96 / 10 000                  | +8,96  |
| Maximální točivý moment | 103 / 7 000         | 103,6 / 8 000                   | +0,6   |

Graf 7-10 - Porovnání výkonu série a nového profilu



Graf 7-11 - Porovnání točivého momentu série a nového profilu



## 7.4 OBDOBNÁ SIMULACE

Pro validaci výsledků byla provedena také simulace v softwaru Lotus Engine Simulation. Na základě zkušeností bylo možné předpokládáno, že při sériových parametrech budou výsledky vyšší než při stejných vstupních datech u simulace v GT-Power.

Už při sestavování simulace byl patrný rozdíl. Jednalo se zejména o chybějící širší možnosti kombinování jednotlivých bloků, které je v GT-Power možné. Pro simulaci v Lotusu bylo nutné několik parametrů upravit, především parametry sacího a výfukového potrubí. Je možné, že i tato kompromisní řešení měla vliv na výsledek.

Výsledek byl oproti předpokladům odlišný. Výsledkem simulace byly nižší maximální hodnoty jak točivého momentu (95 Nm), tak i výkonu (56 kW), kde je rozdíl velice významný. Průběhy byly podobné, ale jejich hodnoty byly nižší, podobně jako maximální hodnoty. Vzhledem k tomuto výsledku nejsou data z této simulace přiložena.





## 8 ZÁVĚR

Diplomová práce obsahuje postup a shrnutí dvou možných úprav ventilových vaček. Na základě průběžných výsledků byla naplánována další úprava, kterou byla výměna ventilů. Ventily by měly být vyměněna za odlehčené ventily s lepším tvarováním pro menší tlakové ztráty. Tato úprava je vítána, znamená snížení negativního dopadu navrhovaného zvětšení zdvihu. Společně s plánovanou výměnou pružin za jednu pružinu požadovaných parametrů může odlehčení zmíněných součástí zmenšit dopad zvýšení zdvihu na silové působení.

Z výsledků vyplývá přínos jednotlivých úprav, například zvýšení výkonu nebo točivého momentu. Největší efekt při zachování sériových profilů má zvětšení zdvihu, zejména na výkon, na točivý moment není vliv příliš velký. Točivý moment je možno zvyšovat změnami v časování, ale na úkor výkonu. Časováním je možné částečně ovlivnit posunutí maximálních hodnot do vyšších nebo nižších otáček.

Velký vliv na zvýšení výkonu má výměna profilu vačky. Byla zkoušena varianta výměny profilu sací a výfukové vačky při zachování nově navrhnutého zdvihu příslušné vačky. U výfuku použití sací vačky, mělo negativní vliv, ale u sací mělo použití výfukového profilu pozitivní efekt. V práci je také uveden graf (

Graf 7-7), který ukazuje rozdíl ve zdvihu jednotlivých vaček, je to názorná ukázka jakým směrem upravovat nebo naopak neupravovat profil vaček.

Nejdříve při zachování původních profilů bylo hledáno vhodnější časování, toto řešení nepřineslo výrazné zlepšení parametrů motoru. Po výměně profilu bylo opět provedeno několik simulací se změnami časování jednotlivých ventilů. Jedním důvodem bylo hledání vhodnější varianty a druhým důvodem bylo ověření vlivu změny profilu na časování. Ze simulací vyplynulo, že jistý vliv na časování je. Proto je vhodné po každé změně profilu provést opět simulace se změnami v časování. Vliv časování není příliš velký na maximální hodnoty, ale lze tak upravovat hodnoty v různých spektrech otáček, posouvat maximální hodnoty do vyšších nebo nižších otáček.

Validace sestaveného modelu simulace byla obtížná, jelikož nebylo možné provést měření pro ověření teplot na sacím a výfukovém traktu, zjištění hmotností jednotlivých částí a s tím souvisejícími momenty setrvačnosti. Vzhledem k jejich snížení se předpokládá možnost zvýšení maximálních otáček na 12 000 1/min. Vliv zmíněných chybějících parametrů může mít za následek rozdíl mezi parametry udávanými výrobcem a hodnotám na začátku simulace.

Vhodným dalším postupem pro zpřesnění výsledků bude ověření vstupních parametrů, které byly zadány dle tutoriálu či zanedbány. Použití jiného simulačního softwaru, který vyžaduje kompromisní změny, by mohlo vést ke zpřesnění výsledků. Jak ale ukazují výsledky ze simulace v softwaru Lotus, není toto řešení vhodné.

Lze předpokládat, že další úprava profilu vaček by snížila nebo zcela eliminovala snížení točivého momentu v rozsahu 5 000 – 7 000 1/min. Jiná úprava může snížit pokles výkonových parametrů ve vysokých otáčkách.

Přestože z práce nevyplývá žádná konečná varianta, je její obsah návodem pro další postup návrhu nového profilu.





## 9 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 4th ed. Houndmills, Basingstoke, Hampshire: Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 978-023-0576-636.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. Automobily. 4. vyd. Brno: AVID, 2007, 165 s. ISBN 978-80-903671-7-3.
- [3] Curbsideclassic.com: AutomotiveHistory: TheCurious F-HeadEngine. [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: <http://www.curbsideclassic.com/automotive-histories/automotive-history-the-curious-f-head-engine/>
- [4] Wikipedia.org: Desmodromicvalve. [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Desmodromic\\_valve](http://en.wikipedia.org/wiki/Desmodromic_valve)
- [5] HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. 4th ed. Warrendale: SAE International, 1995, ix, 794 s. ISBN 15-609-1734-2.
- [6] HONCŮ, Jan. Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-708-3793-4.
- [7] ConVERTER: Vzduch. [online]. [cit. 2015-02-16]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>
- [8] GAMMA TECHNOLOGIES. 2013. GT-SUITE: Engine Performance Tutorials. Dostupné také z: [www.gtisoft.com](http://www.gtisoft.com)
- [9] PAVELEK, Milan. 2011. Termomechanika. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

|                                |                     |                                                                                  |
|--------------------------------|---------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| $\dot{V}$                      | [m <sup>3</sup> /s] | objemový tok                                                                     |
| a <sub>1</sub> ,a <sub>2</sub> | [mm]                | amplituda poloviny sinusoidy příslušné prvnímu a druhému intervalu               |
| ABDC                           |                     | after bottom dead center – za dolní úvratí                                       |
| A <sub>R</sub>                 | [mm <sup>2</sup> ]  | referenční plocha                                                                |
| ATDC                           |                     | Aftertopdead center – za horní úvratí                                            |
| b <sub>1</sub> ,b <sub>2</sub> | [-]                 | počet period za otáčku vačkového hřídele na prvním a druhém intervalu            |
| BBDC                           |                     | before bottom dead center – před dolní úvratí                                    |
| BTDC                           |                     | before top dead center – před horní úvratí                                       |
| c                              | [-]                 | konstanta spádu přidaná k záporné půlperiodě sinusoidy zahrnující první interval |
| C <sub>D</sub>                 | [-]                 | discharge coefficient – součinitel využití průřezu sedla ventilu                 |
| CFD                            |                     | computational fluid dynamics – metoda výpočtu proudění                           |
| CIH                            | [-]                 | camshaft in head                                                                 |
| CO                             |                     | oxidy uhlíku                                                                     |
| DOHC                           | [s-1]               | double over head camshaft                                                        |
| E <sub>F</sub>                 | [mm]                | poloměr nebo výstřednost boku – 3 - oblouková vačka                              |
| EGR                            |                     | exhaust gas recirculation - recirkulace spalin                                   |
| E <sub>N</sub>                 | [mm]                | přesazení kružnice nosu – 3 - oblouková vačka                                    |
| f <sub>1</sub>                 | [Hz]                | frekvence nejnižších vlastních kmitů                                             |
| HC                             |                     | uhlovodíky – použití emise – nespálené uhlovodíky                                |
| h <sub>max</sub>               | [mm]                | maximální zdvih                                                                  |
| h <sub>n</sub>                 | [mm]                | výška náběhu vačky                                                               |
| IOE                            | [-]                 | inlet over exhaust                                                               |
| k                              | [N/m]               | tuhost pružiny                                                                   |
| L                              | [mm]                | zdvih zdvihátka                                                                  |
| m                              | [kg]                | hmotnost pružiny                                                                 |
| NO <sub>x</sub>                |                     | oxidy dusíku                                                                     |
| n <sub>v</sub>                 | [Hz]                | rozsah otáček s výskytem rezonančního kmitání                                    |
| OHC                            | [s-1]               | over head camshaft                                                               |
| OHV                            | [-]                 | over head valves                                                                 |
| P                              | [-]                 | poměrná plnost vačky, tlakový poměr                                              |
| P <sub>0</sub>                 | [Pa]                | okolní tlak                                                                      |



|               |                                         |                                         |
|---------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|
| $P_2$         | [Pa]                                    | tlak s tlakovým spádem                  |
| $R$           | [mm]                                    | poloměr základní kružnice, spolehlivost |
| $R$           | [J·K <sup>-1</sup> ·mol <sup>-1</sup> ] | plynová konstanta                       |
| $r$           | [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]  | plynová konstanta                       |
| $r_1, r_2$    | [mm]                                    | poloměr křivosti                        |
| SOHC          | [-]                                     | single over head camshaft               |
| SV            | [-]                                     | side valves                             |
| $T_0$         | [K]                                     | teplota při měření                      |
| $U_{is, w}$   | [m/s]                                   | isoentropická/adiabatická rychlost      |
| $\gamma$      | [-]                                     | konstanta - 1,4 pro 300K                |
| $\varepsilon$ | [°]                                     | činný úhel otevření boku vačky          |
| $\Theta$      | [°]                                     | úhel natočení vačkového hřídele         |
| $\kappa$      | [-]                                     | řád harmonické složky                   |
| $\omega$      | [Hz]                                    | vlastní frekvence pružiny               |



## SEZNAM PŘÍLOH

|           |                                               |
|-----------|-----------------------------------------------|
| Příloha 1 | Data měření zdvihu vaček                      |
| Příloha 2 | Data měření tuhosti pružin                    |
| Příloha 3 | Data měření průtoku potrubím hlavy            |
| Příloha 4 | Soubory pro zpracování změřených dat - Matlab |
| Příloha 5 | Simulace sériové konfigurace – GT - Power     |
| Příloha 6 | Simulace upravené konfigurace – GT - Power    |