



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## KLIKOVÝ MECHANISMUS DVOUDOBÉHO AUTOMOBILNÍHO MOTORU

CRANK TRAIN OF A TWO-STROKE AUTOMOTIVE ENGINE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Matej Štrba**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.**

**BRNO 2023**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Matej Štrba</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

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:

### **Klikový mechanismus dvoudobého automobilního motoru**

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

Práce výpočtově–konstrukčního charakteru zaměřená na konstrukční model a výpočtové modelování klikového mechanismu zážehového řadového tříválcového motoru historického osobního automobilu.

#### **Cíle diplomové práce:**

Stručně představit historii motorů Wartburg. Detailněji technicky popsat zvolený dvoudobý zážehový řadový tříválcový motor. Na základě dílů skutečného výchozího motoru vytvořit dostupnými metodami digitální konstrukční model klikového mechanismu. Z konstrukčního modelu odvodit variantu se zvýšeným výkonem. Posoudit a případně upravit konstrukční vyvážení obou variant klikového mechanismu. S využitím simulačních nástrojů stanovit síly od tlaku plynů působící na písty obou variant. Sestavit pokročilý výpočtový model dynamiky klikového mechanismu a stanovit zatížení jeho částí. Zhodnotit dosažené výsledky a porovnat obě varianty mezi sebou.

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

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.

BELL, A., G. Two-Stroke Performance Tuning. 2nd edition. Sparkford: Haynes Publishing, 1999. 271 s. ISBN 978-1-8596-0619-3.

DIXON, J., C. The High-Performance Two-Stroke Engine. Sparkford: Haynes Publishing, 2005. 290 s. ISBN 1-84425-045-8.

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

VYKOUKAL, R. Dvoudobé motory vozidlové: Theorie, výpočet a konstrukce. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1957. 342 s.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 483 s.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Predmetom tejto diplomovej práce je analýza a porovnanie trojvalcových dvojdobých motorov so zdvihovým objemom 1000 cm<sup>3</sup> vozidla Wartburg 353. Úvodom práce je rešerš, ktorá pojednáva o histórii výroby a vývoja automobilov v Eisenachu počas druhej polovice 20. storočia. Hlavným predmetom skúmania je motor, ktorému je venovaná drvivá väčšina práce. Použitím dostupných simulačných nástrojov stanovená indikácia tlaku vo valci, kľukový hriadeľ dvoch variantov motorov je podrobený analýze vyváženia, pomocou metódy MBS je vyhotovená dynamická analýza z hľadiska torzného kmitania a zaťaženia ložísk, následne sú oba varianty porovnané.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

Dvojdobý motor, vyvažovanie motora, trojvalcový motor, zaťaženie ložísk, torzné kmitanie, Wartburg, MBS simulácia

## ABSTRACT

The subject of this diploma thesis is the analysis and comparison of three-cylinder two-stroke engines with a displacement of 1000 cm<sup>3</sup> of the Wartburg 353. The introduction of the thesis is a research that discusses the history of car production and development in Eisenach during the second half of the 20th century. The main subject of research is the engine, to which the vast majority of work is devoted. Using the available simulation tools, the cylinder pressure indication is determined, the crankshaft of the two engine variants is subjected to balance analysis, dynamic analysis in terms of torsional vibrations and bearing load is performed using the MBS method, then the two variants are compared.

## KEYWORDS

Two-stroke engine, engine balancing, three-cylinder engine, bearing load, torsional vibrations, Wartburg, MBS simulation

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ŠTRBA, Matej. *Klíkový mechanismus dvoudobého automobilního motoru*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145865>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedúcí práce Lubomír Drápal.



## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Čestne prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením vedúceho Lubomíra Drápala s použitím uvedených informačných zdrojov uvedených v zozname

V Brne dňa 26. mája 2023

.....

Matej Štrba

## POĎAKOVANIE

Týmto chcem poďakovať v prvom rade vedúcemu mojej práce, pánovi Lubomírovi Drápalovi za ochotu, odborné pripomienky a hlavne trpezlivosť pri vypracovávaní tejto práce. Ďalej chcem poďakovať kolegovi Davidovi Matyášovi za vzájomnú pomoc a podporu v ťažkých časoch a v neposlednom rade aj svojej rodine za nekonečnú podporu. Ďakujem



# OBSAH

Úvod.....	10
<b>1 Úvod do problematiky motorov Wartburg.....</b>	<b>11</b>
1.1 História a vývoj automobilov Wartburg.....	11
1.2 Motor Wartburg 353 (vyhotovenie 1969-1988).....	14
1.2.1 Časovanie motora.....	16
1.2.2 Príprava palivovej zmesi:.....	18
1.3 Kľukový hriadeľ motora Wartburg 353.....	19
1.4 Závodná verzia motora.....	22
<b>2 Tvorba modelov a simulácií.....</b>	<b>24</b>
2.1 Modely zostavy kľukového hriadeľa.....	24
2.1.1 Piest.....	24
2.1.2 Ojnica.....	25
2.1.3 Kľukový hriadeľ.....	26
2.2 Stanovenie sily od tlakov plynov.....	28
<b>3 Analýza síl a momentov v kľukovom mechanizme.....</b>	<b>35</b>
3.1 Vnútorne sily.....	35
3.2 Vonkajšie sily.....	38
3.2.1 Zotrvačné sily rotujúcich častí.....	38
3.2.2 Momenty zotrvačných síl rotujúcich častí.....	39
3.2.3 Zotrvačné sily posuvných častí.....	39
3.2.4 Momenty zotrvačných síl posuvných častí.....	40
<b>4 Vyváženie kľukových mechanizmov motorov Wartburg.....</b>	<b>42</b>
4.1 Redukcia ojnice do troch hmotných bodov.....	42
4.2 Redukcia ojnice do dvoch hmotných bodov.....	43
4.3 Úprava CAD modelov.....	44
4.4 Vyvažovanie.....	45
4.4.1 Výpočet statického momentu.....	45
<b>5 Simulácia dynamiky kľukových mechanizmov.....</b>	<b>49</b>
5.1 Diskretizácia modelu.....	49
5.2 Craig-Bamptonova metóda.....	51
5.3 MBS simulácia.....	52
5.4 Torzné kmitanie.....	54
5.5 Zaťaženie ložísk.....	56
5.6 Analytický výpočet.....	59
<b>Záver.....</b>	<b>62</b>
<b>Použité informačné zdroje.....</b>	<b>64</b>
<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov.....</b>	<b>67</b>
<b>Zoznam príloh.....</b>	<b>70</b>

## ÚVOD

Dvojdobé motory sú dnes už prekonanou technikou, takmer v plnej miere sú postupne nahrádzané štvordobými motormi. S výnimkou záhradnej techniky, ako sú reťazové pily alebo krovinořezy, kde by použitie štvortaktného motora zvyčajne viedlo k vyššej výrobnéj cene výrobku a tiež zhoršilo pomer výkonu k hmotnosti motora, mopedov a menších terénnych motocyklov. Je to čiastočne spôsobené stále prísnejšími emisnými normami Európskej únie, ktoré by dvojdobé automobilové motory nespĺňali, nižšia životnosť z hľadiska opotrebovania valca a piestnej skupiny, zmes oleja a benzínu, vyššia špecifická spotreba v porovnaní so štvortaktnými motormi patria medzi dôvody, prečo sa táto technológia nepoužíva už niekoľko desaťročí.

V minulosti to však tak nebolo. V 20. storočí v medzivojnovom období sa dvojdobé motory používali nielen v motocykloch, ale aj v automobiloch. Dôvod bol jednoduchý, vtedajšie štvordobé motory potrebovali na dosiahnutie obdobného výkonu ako dvojdobé motory vyšší zdvihový objem, čo by malo za následok zvýšenie hmotnosti agregátu a vyššie spomínané zhoršenie pomeru výkon/hmotnosť. Vyšší špecifický výkon na jednotku objemu, vyššia spoľahlivosť vďaka nižšiemu počtu pohyblivých častí, nižšie výrobné náklady a náklady na údržbu rozhodli v prospech dvojdobých motorov v malých osobných automobiloch Zbrojovky Brno ako Disk, Z-18, nasledovaný modelom Z 4, vo vozidlách Aero 30, ale aj v automobiloch vyššej triedy ako Aero 50 alebo Z 5 Express z brnenskej Zbrojovky. Po druhej svetovej vojne bolo používanie dvojdobých automobilových motorov hlavne doménou východonemeckých automobilov, ale aj švédskych automobilov SAAB modelového radu 96, neskôr ich však nahradili štvordobé vidlicové štvorvalce.

Srdcom každého motora je kľukový hriadeľ. V dvojdobých motoroch sa používa najmä lisovaný kľukový hriadeľ. Medzi výhody patrí ľahká vyrobiteľnosť, vysoká spoľahlivosť, ako aj ľahká výmena poškodených komponentov. Medzi jeho nevýhody patrí vplyvom malého lisovacieho presahu možnosť pretočenia ramena voči čapu počas vyššieho namáhania, vyššie náklady na repas, ktorú musia vykonať odborné dielne. Kľukový hriadeľ jednovalcových motorov je zostavený pomerne jednoducho a jeho oprava je zvyčajne uskutočniteľná v často garážových podmienkach. Opravy viacvalcových motorov bývajú oveľa komplikovanejšie. Okrem výmeny poškodených častí, následného lisovania je potrebné zabezpečiť správne natočenie ramien v závislosti na poradí zážihu, aj ich centrovanie je časovo a fyzicky náročné.

Východonemecký automobil Wartburg bol od začiatku výroby poháňaný trojvalcovým dvojdobým motorom so zdvihovým objemom  $900 \text{ cm}^3$ , neskôr  $992 \text{ cm}^3$ . V priebehu rokov došlo ku konštrukčným zmenám na automobile aj na samotnom motore, čo viedlo k zvýšeniu výkonových parametrov, a teda k zmenám v konštrukcii kľukového hriadeľa.

Predmetom práce je analýza výkonových variantov motorov Wartburg, modelovej rady 353 z hľadiska vyváženia kľukového mechanizmu, zaťaženia ložísk motora a torzných kmitov kľukového hriadeľa. Vyváženie motora je dôležité pre životnosť komponentov motora, ktoré v prípade nevyváženia vedú k zníženiu ich životnosti a taktiež majú negatívny vplyv na komfort posádky.

# 1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY MOTOROV WARTBURG

## 1.1 HISTÓRIA A VÝVOJ AUTOMOBILOV WARTBURG

Spoločnosť Farzeugfabrik Eisenach AG založil v roku 1896 Henrich Ehrhardt. Spočiatku vyrábala len bicykle, neskôr aj spaľovacie motory, ktoré poháňali obrnené transportéry, automobily či mikrobuses. V roku 1898 bol prvýkrát predstavený ich prvý automobil, ale tento prototyp sa do výroby nikdy nedostal. V roku 1928 sa spoločnosť stala súčasťou BMW Group. Po druhej svetovej vojne, keď sa Eisenach ocitol vo východnej časti Nemecka pod sférou vplyvu Sovietskeho zväzu, museli byť autá s označením BMW premenované na EMW kvôli protestom výrobcu BMW. V roku 1953 sa výroba IFA/DKW F9 presunula zo saského Zwickau do Eisenachu. Týmto modelovým radom sa začala éra výroby automobilov strednej triedy s dvojdobými trojvalcovými motormi. [1]

Modelový rad 311, vid'. Obr. 1, vyrábaný v rokoch 1956 až 1965, bol vybavený trojvalcovými dvojdobými motormi so zdvihovým objemom  $900\text{ cm}^3$  s výkonom 27 kW. Motor bol chladený kvapalinou s termosifónovým okruhom. Prípravu zmesi zabezpečoval horizontálne montovaný jednokomorový karburátor BVF H362 s priemerom difúzoru 36 mm. Zapalovanie bolo realizované doskou s trojicou prerušovačov bez odstredivého regulátora predstihu vmontovanej do domca pripevneného na blok motora. Každý valec mal samostatnú zapalovaciu cievku. Podvozok bol rámovej konštrukcie, ktorú si automobily Wartburg ponechali až do konca svojej výroby v roku 1991. Pérovanie zaisťovali priečne uložení listové pružiny doplnené kvapalinovými tlmičmi. [2]



Obr. 1 Wartburg 311 [3]

Vozidlo so štvorstupňovou nesynchronizovanou manuálnou prevodovkou ovládanou radiacou pákou pod volantom dosahovalo rýchlosť 115 km/h, roku 1959 dostal model 311 synchronizáciu druhého, tretieho a štvrtého prevodového stupňa. O brzdenie sa staral jednookruhový brzdový systém s bubnovými brzdami s priemerom bubnov 230 mm, na prednej náprave v usporiadaní duplex a na zadnej náprave v usporiadaní simplex. V roku 1962 bol motor modernizovaný zvýšením zdvihového objemu na 992 cm<sup>3</sup> a výkonu na 33 kW, bol vybavený obehovým čerpadlom chladiacej kvapaliny umiestneným na zadnej strane hlavy valcov, vďaka ktorému klesol objem chladiacej kvapaliny v celom okruhu, zvýšila sa účinnosť chladenia aj kúrenia priestoru pre posádku. Automobil sa vyrábala v rôznych karosárskych variantoch v najvyššom počte vyrobených kusov ako štvordverový sedan, trojdverové kombi, ale aj dvojdverový roadster či pick-up nazvaný Trans. Vo verzii roadster bolo vyrobených menej ako 500 kusov s označením 313/1, vid' *Obr. 2*, s výkonom motora 37 kW. K dispozícii bola aj odnímateľná laminátová strecha typu hardtop.



*Obr. 2* Wartburg 313/1 [4]

V roku 1965 bol na trh uvedený inovovaný model 311 s označením 312. Karoséria bola identická s predchádzajúcim modelom, ale pohonná jednotka spolu s podvozkom boli modernizované pre nadchádzajúci modelový rad 353. Podvozok mal nezávislé zavesenie všetkých kolies na vinutých pružinách s kvapalinovými tlmičmi, došlo k zmene sa výfukového systému aj ku zmene prípravy zmesi, bol použitý jednokomorový spádový karburátor BVF 36F1-11.

Model 353 na *Obr. 3* sa začal vyrábať v roku 1966 a vyrábala sa až do roku 1988. Motor výkonu 37 kW dostal v roku 1969, zvýšenie výkonu bolo dosiahnuté použitím inej konštrukcie ramien kľukového hriadeľa a jednokomorovým spádovým karburátorom s priemerom difúzora 40 mm. V roku 1975 sa zmena dotkla brzdového systému, kde bol jednookruhový hlavný brzdový valec

nahradený dvojokruhovým a predná náprava bola osadená kotúčovými brzdami so štvorpiestovými brzdovými strmeňmi zhodnými s vozidlom Škoda 130. O 10 rokov neskôr model 353 dostal náporové chladenie s chladičom a elektrickým ventilátorom zo Škody 105/120, tým pádom sa chladič presunul z pozície za motorom do priestoru prednej masky. Model 353 zotrval až do konca svojej výroby v použití zapalovania s prerušovačom, i keď v roku 1984 firma uviedla na trh bezkontaktné tranzistorové zapalovanie EBZA 2s predávané ako príslušenstvo, do sériovej výroby sa nedostalo kvôli vysokej poruchovosti – až 5%.

Wartburg dostal v roku 1988 štvordobý motor od koncernu VW montovaný do modelov Polo a Golf so zdvihovým objemom 1272 cm<sup>3</sup> a výkonom 43 kW s označením 1.3. Po páde Berlínskeho múru pokračovala výroba modelu Wartburg 1.3 ďalšie dva roky, až do roku 1991. Opel v tom roku kúpil továreň a vyrábala modely Corsa.



Obr. 3 Wartburg 353 [6]

Tab. 1 Prehľad motorov a ich parametrov [7]

Model	W900	W900	W1000	W1000	W353	W353
Rok výroby	1956	1961	1962	1965	1966	1969
Vrtanie [mm]	70		73,5			
Zdvih [mm]	78					
Kompresný pomer [-]	6,8 : 1	7,5 : 1			7,8 : 1	

Model/rok	W900/1956	W900/1961	W1000/1962-1965; W353/1966	W353/1969
Nominálny výkon [kW] pri otáčkach [min <sup>-1</sup> ]	27,2 pri 4000	29,4 pri 4000	33,1 pri 4200	37,8 pri 4250
Maximálny točivý moment [N·m] pri otáčkach [min <sup>-1</sup> ]	81,4 pri 2200	83,4 pri 2250	93,2 pri 2750	98,1 pri 3000
Spotreba [l/100 km] pri 100 km/h	9,8	9,7	9,5	

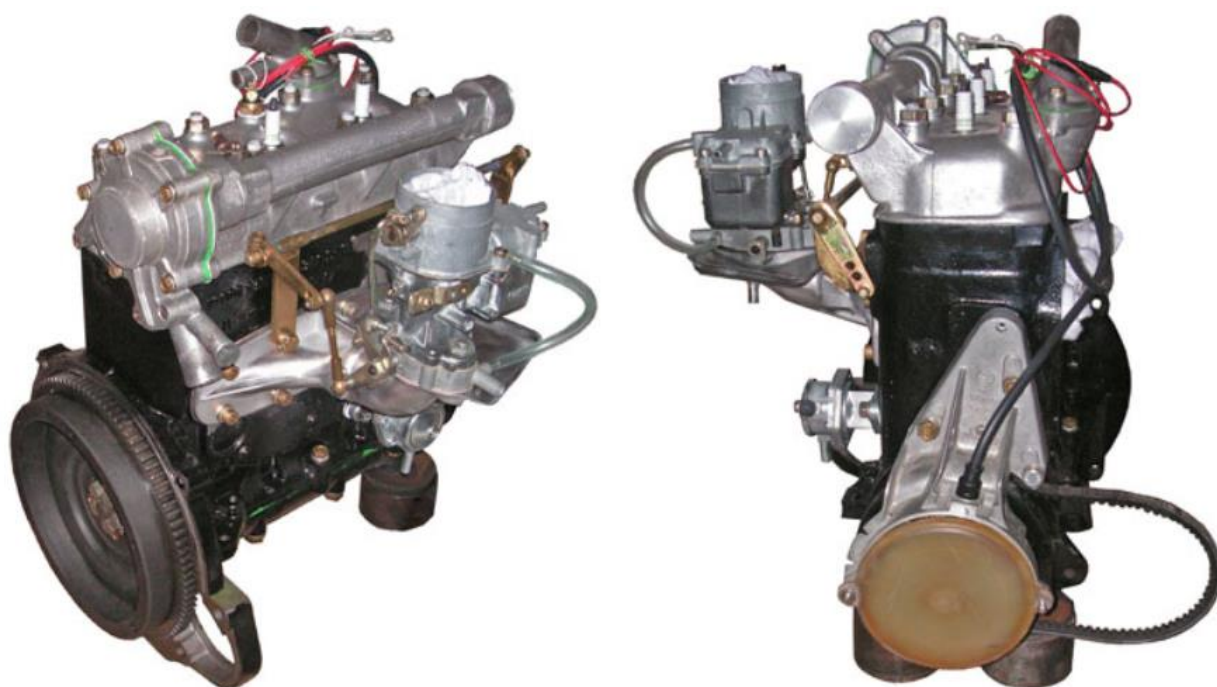
## 1.2 MOTOR WARTBURG 353 (VYHOTOVENIE 1969-1988)

Motor Wartburg 353 je dvojdobý trojvalcový zážihový motor zdvihového objemu 992 cm<sup>3</sup> s vratným vyplachovaním chladený kvapalinou. Valce motora sú v jednom bloku spolu s horizontálne delenou kľukovou skriňou. Blok motora je opracovaný zo šedej liatiny normy ČSN 42 2425, hlava valcov je vyrobená zo zliatiny hliníka. Oba tieto komponenty sú odliate do pieskovej formy.



Obr. 4 Hlava valcov modelu 353 [8]

Hlava valcov obsahuje komoru s termostatom a čerpadlo chladiacej kvapaliny umiestnené v zadnej časti hlavy a poháňané klinovým remeňom z remenice kľukového hriadeľa cez hriadeľ, ktorý je priebežný po celej dĺžke hlavy. Spaľovací priestor v hlave má polguľovitý tvar, ale jej dno je sploštené. Každý valec obsahuje jeden sací kanál ústiaci do kľukovej skrine, jeden pár prepúšťacích kanálov a jeden výfukový kanál. Všetky sú ovládané piestom, tzn. úplne symetrické s hornou alebo dolnou úvratou. Motor je mazaný olejovou hmlou oddelenej od zmesi benzínu a oleja, kde zmiešavací pomer stanovený výrobcom je 50 : 1. O prípravu zmesi sa stará karburátor BVF 40 F1-11, neskôr F2-11 s upraveným okruhom voľnobežnej zmesi. V roku 1982 ho nahradil spádový dvojkomorový karburátor JIKOV rady SEDR, sacie potrubie bolo vybavené predohrevom. Zapaľovanie je realizované tromi prerušovačmi na spoločnej doske umiestnenej do schránky namontovanej na bloku motora. Zapaľovanie nie je vybavené regulátorom predstihu, takže sa nastavuje pevný predstih pre celý otáčkový rozsah. Každý z trojice prerušovačov je prepojený so samostatnou zapaľovacou cievkou.



Obr. 5 Upravený motor Wartburg pre použitie v motorovom člne [9]

Motory Wartburg 353 boli obľúbené nielen vo vozidlovom prevedení, ale často boli upravované ako pohonná jednotka do motorových člnov, ako vidno na Obr. 5, kde bol pohon vodného čerpadla vyradený z činnosti a namiesto neho bolo často používané externé elektrické vodné čerpadlo. Konštruktéri monopostov objavili skrytý výkonový potenciál tohto motora, a tak začali vznikať monoposty rôznych výrobcov práve s týmto motorom. Najznámejším je monopost Hela Wartburg F3. Jednalo sa o jednomiestny monopost s motorom uloženým uprostred a pohonom zadnej nápravy. Motor dosahoval výkon 75 kW pri 5000 min<sup>-1</sup> s najvyšším točivým momentom 125 Nm pri 4000 min<sup>-1</sup>. Monopost dosahoval rýchlosť 200 km/h. Monopost súťažil v kategórii F3 do 1000 cm<sup>3</sup>. Tento konkrétny monopost na Obr. 6 je možné vidieť v Automúzeu Terezín.



Obr. 6 Monopost Hela Wartburg F3 [10]

### Základné rozmery motora

- Vrtanie: 73,5 mm
- Zdvih: 78 mm
- Kompresný pomer (teor.): 7,8 : 1
- Kompresný pomer kľukovej skrine: 1,55 : 1
- Dĺžka ojnice: 144,5 mm
- Výška piestu: 89 mm
- Rozteč valcov: 94,76 mm
- Výška bloku: 236,34 mm

#### 1.2.1 ČASOVANIE MOTORA

- Poradie zapalovania: 1-2-3; predstih 22° pred hornou úvrat'ou - pevný
- Motor disponuje rozvodom piestom, teda je doba otvorenia kanálov symetrická voči hornej resp. dolnej úvrati



Vo valci boli posuvným meradlom zmerané výšky hrán kanálov voči dosadacej ploche pre hlavu valcov, následné boli tieto hodnoty prepočítané na dobu otvorenia kanálu podľa nasledujúcich vzťahov do jednotiek stupňov natočenia kľukového hriadeľa.

Vzťah pre výpočet sania:

$$\text{acos}\left(\frac{t_s^2 + r^2 - l^2}{2t_s r}\right), \quad (1)$$

$$t_s = r + l + c + h_p + h_k, \quad (2)$$

kde  $r$  je dĺžka zalomenia kľukového hriadeľa,  $l$  je dĺžka ojnice, teda osová vzdialenosť veľkého a malého oka,  $c$  je vzdialenosť hornej hrany koruny piestu v hornej úvrati od hornej roviny bloku motora (záporná hodnota  $c$  vyjadruje presah piestu voči hornej roviny bloku),  $h_p$  je výška piestu,  $h_k$  je vzdialenosť hornej hrany kanála od hornej roviny bloku – u sacieho kanálu s rozvodom piestom sa počíta s dolnou hranou kanálu.

Pre výpočet časovania výfuku a prepúšťania sa použije rovnaký vzťah s odlišne definovanou hodnotou  $t$ :

$$\text{acos}\left(\frac{t^2 + r^2 - l^2}{2tr}\right) \quad (3)$$

$$t = r + l + c - h_k \quad (4)$$

Tab. 2 Vypočítané časovanie motora

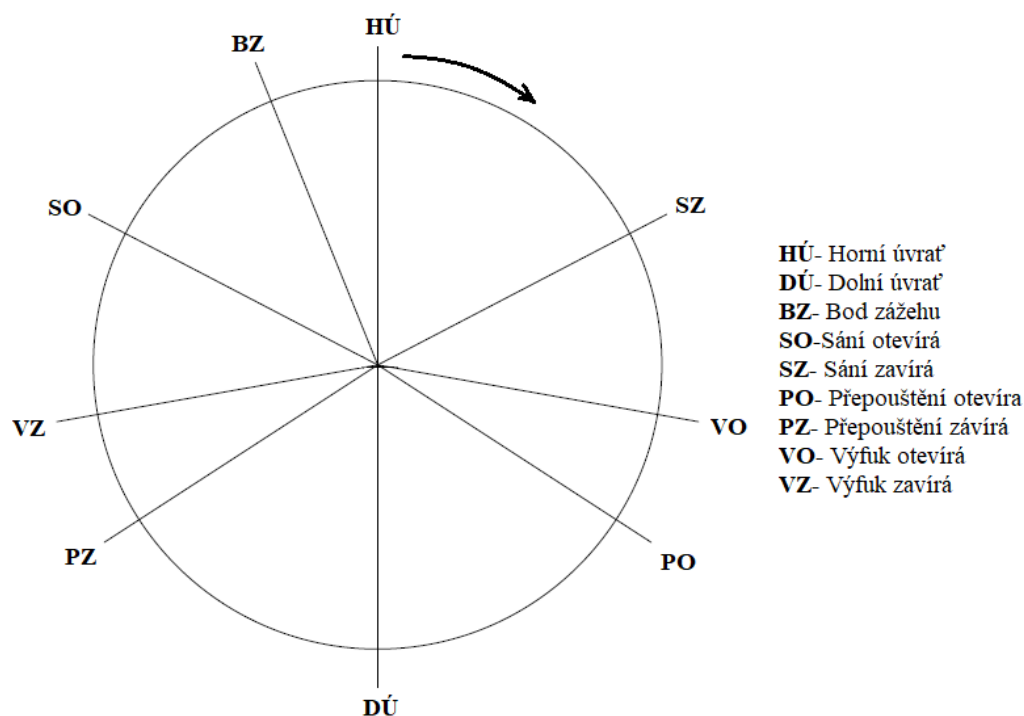
	Časovanie motora Wartburg 353 / 37 kW		
	Sací kanál	Prepúšťací kanál	Výfukový kanál
Počiatok otvorenia kanála	62,50° pred hornou úvrťou	123,33° za hornou úvrťou	100,05° za hornou úvrťou
Celková doba otvorenia kanála	125,02°	113,34°	159,91°

Vypočítané hodnoty časovania v Tab. 2 dokazujú, že časovanie motora bolo podobné so súrodeneckým motorom iného výrobcu automobilov v NDR – Trabantom.

Tab. 3 Porovnanie časovania motorov Wartburg 353 a Trabant 601

	Wartburg 353	Trabant 601
Sanie	125,02°	180,16°
Prepúšťanie	113,34°	109,76°
Výfuk	159,91°	144,77°

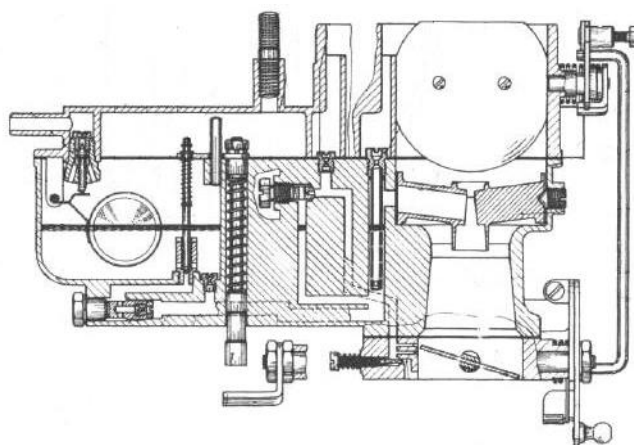
Vyššia hodnota časovania sania u Trabanta je spôsobená použitím rotačného šúpatka bloku motora. Nižšie hodnoty časovania prepúšťania s výfuku majú za následok nižšiu hodnotu výkonu na objem 1000 cm<sup>3</sup>, ktorý je u Trabanta 31,98 kW na 1000 cm<sup>3</sup> a u Wartburga 37,90 kW na 1000 cm<sup>3</sup>.



Obr. 7 Časovací diagram motora Wartburg 353

### 1.2.2 PRÍPRAVA PALIVOVEJ ZMESI:

Palivová zmes sa pripravuje spádovým jednokomorovým karburátorom BVF 40F1-11 a jeho neskoršími variantmi. Posledným typom bol dvojkomorový karburátor Jikov 32 SEDR. Palivo z nádrže sa dostáva do karburátora cez membránové palivové čerpadlo, ktoré používa podtlak z kľukovej skrine na čerpanie paliva.



Obr. 8 Schéma karburátora BVF 40F1-11[11]

Technické údaje karburátora BVF 40F1-11

- Priemer sacieho hrdla: 40 mm
- Difúzor: 30 mm
- Hlavná tryska: 1,25 mm
- Vyrovnávací vzdušník: 2,20 mm
- Voľnobežná tryska: 0,9 mm
- Voľnobežný vzdušník: 1.5 mm
- Výška hladiny paliva: 25 mm

### 1.3 KLUKOVÝ HRIADEL' MOTORA WARTBURG 353

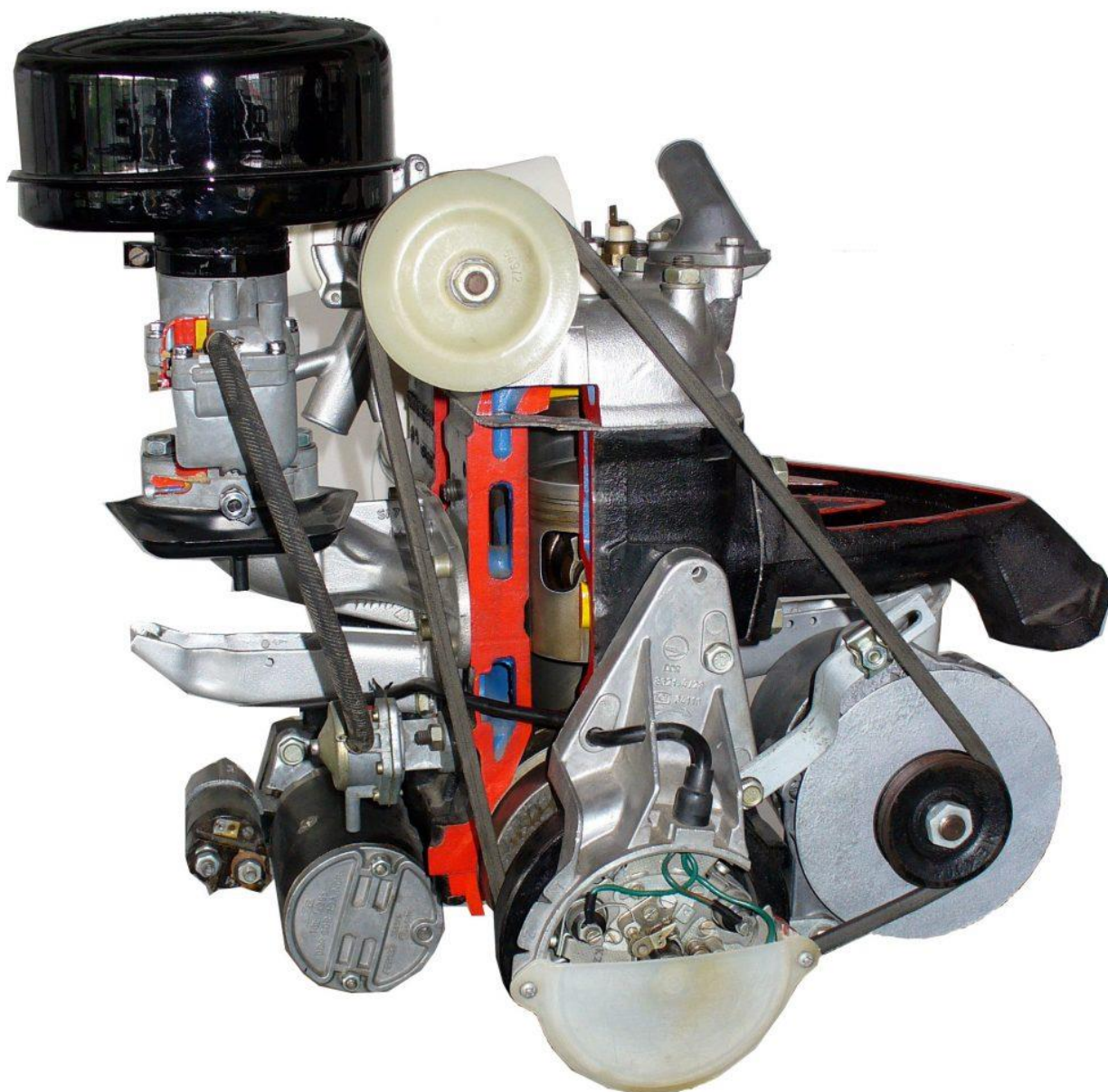


Obr. 9 Porovnanie variantov kľukových hriadel'ov – vľavo 33 kW, vpravo 37 kW [12] [13]

V modelovom rade 353 existujú dva výkonové varianty vid'. *Tab. 1*, a teda dva varianty kľukového hriadeľa. Oba majú rovnaký počet súčastí, z ktorých sú zložené, rovnaké ložiská, líšia sa iba konštrukciou ramien kľukového hriadeľa a spôsobom utesnenia prednej a zadnej strany bloku motora. Staršia verzia výkonového variantu s výkonom 33 kW mala prednú a zadnú časť motora utesnenú radiálnymi hriadel'ovými tesneniami. Novšia verzia, ako aj variant motora s výkonom 37 kW boli utesnené radiálnym labyrintovým tesnením.

Ramená kľukového hriadeľa sú zhotovené z výkovkov z cementačnej ocele 16MnCr5, ich čelá sú brúsené, čo umožňuje merať odchýlky čelného hádzania pri centrovaní zlisovaného kľukového hriadeľa. Hlavné a ojnicné čapy sú rovnako vyrobené z cementačnej ocele triedy 14 alebo 16 normy ČSN. Ich povrch je cementovaný, následne zakalený a brúsený pre zabezpečenie funkcie ložiskového krúžku. Ojnice sú vyrábané zápustkovým kovaním z rovnakej cementačnej ocele 16MnCr5 ako ramená, prierez drieku ojnice má tvar písmena I, ktorý plynule prechádza do veľkého a malého oka ojnice eliminujúc tak nežiadúce koncentrátoary napätia. Povrch veľkého oka býva vždy cementovaný a kalený do hĺbky až 0,6 mm, následne brúsený, čím je vytvorený veľký krúžok ojnicného ložiska. Malý krúžok potom tvorí ojnicný čap. U motorov staršej konštrukcie, napr. Aero 500 a následne Aero 30 a Aero 50 bolo do veľkého oka ojnice zalisované radiálne valčekové ložisko. Takto navrhnutá ojnica mala veľké zástavbové rozmery z dôvodu veľkého priemeru veľkého oka ojnice a lisovaním kaleného ložiskového krúžku vznikalo pnutie, ktoré mohlo viesť k prasknutiu oka ojnice.

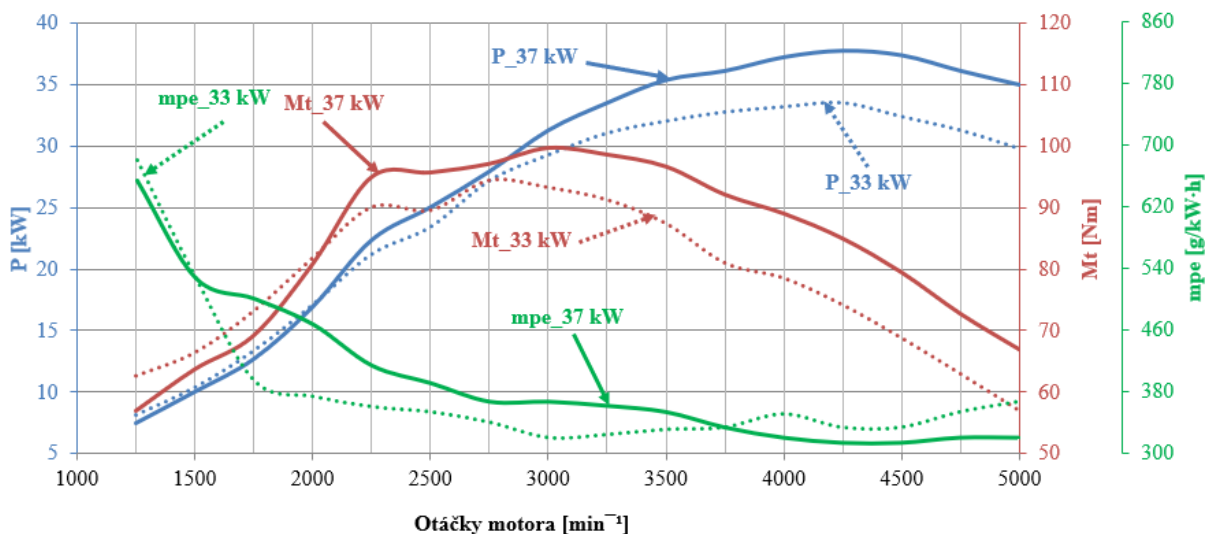
Malé oko ojnice môže aj nemusí byť tepelne upravené, nižšie výkonové verzie motora Wartburg 900 boli opatrené bronzovým puzdrom zalisovaným do malého oka ojnice, ktoré bolo vystružené na požadovaný rozmer. Do malého oka boli následne vyvítané mazacie otvory. Vďaka tejto konštrukcii bol mazací pomer benzínu a oleja stanovený na 33 : 1. Výkonnejšie motory radu 353 mali malé oko cementované a kalené a namiesto bronzového puzdra bolo osadené ihličkové ložisko s ocelovou klietkou, čo umožnilo znížiť pomer benzínu a oleja na 50 : 1.



Obr. 10 Motor Wartburg 353 37 kW v reze [14]

Piestny čap je z dôvodu usporiadania kanálov vo valci jednostranne zaslepený podobne ako u motocykla JAWA 350, aby nedochádzalo k prepojeniu výfukového a prepúšťacieho

kanála, jeho povrch je rovnakým spôsobom cementovaný a kalený, bočné plochy sú brúsené pre obmedzenie opotrebovania axiálnych poistných krúžkov.



Obr. 11 Vonkajšia otáčková charakteristika motorov Wartburg 353 [15]

Variant s výkonom 37 kW mal na rozdiel od 33 kW plne kruhové ramená kľukového hriadeľa, ktorými bol dosiahnutý vyšší kompresný pomer v kľukovej skrini, teda v priestore pod piestom. Zníženie objemu škodlivého priestoru lepšie kompenzovalo absenciu nesymetrického časovania sania, keď mimo oblasť rezonancie tlakových pulzácií nasávaná zmes unikala naspäť do karburátora. Výhoda sa prejavila pri vyšších otáčkach, ale pri nižších otáčkach dochádzalo v dôsledku vyššieho pretlaku v kľukovej skrini k značnému úniku čerstvej zmesi do výfuku. Preto s variantom 33 kW, kde ramená nie sú plne kruhové a teda vyšší objem škodlivého priestoru, v otáčkach do 2000 min<sup>-1</sup> má tento variant vyšší točivý moment a nižšiumernú efektívnu spotrebu v porovnaní s 37 kW variantom.

Tab. 4 Rozmery a ostatné parametre kľukového hriadeľa

Parameter	Hodnota	Jednotka
Priemer ramien	128	[mm]
Šírka ramien	22	[mm]
Priemer ojnicného čapu	29	[mm]
Dĺžka ojnicného čapu	63,60	[mm]
Priemer veľkého oka ojnice	39	[mm]
Priemer piestneho čapu	20	[mm]
Dĺžka piestneho čapu	62	[mm]
Priemer malého oka ojnice	24	[mm]
Šírka ojnice	19,60	[mm]
Hmotnosť ojnice	0,361	[kg]

Hlavné ložiská kľukového hriadeľa boli použité podľa normy ČSN 02 4630 s označením 6209 C3, tj. so zväčšenou radiálnou vôľou. Hlavné ložisko na pozícii č.4 (pri zotrvačníku) je kvôli zachyteniu axiálnych síl od spojkového ložiska opatrené drážkou pre poistný krúžok. Ojničné ložiská sú valčekové s priemerom valčekov 5 mm unášané duralovou klietkou, ktorá býva častou príčinou deštrukcie kľukového hriadeľa. Pri následnej repasi sa používajú pomedené ocelové klietky.

#### 1.4 ZÁVODNÁ VERZIA MOTORA

V roku 1959 Heinz Melkus navrhol monopost Formula Junior, ktorý bol vybavený motorom Wartburg s výkonom 51 kW a zdvihovým objemom 992 cm<sup>3</sup>, nasledovaná verziou s výkonom 66 kW, ktorý bol dosiahnutý zvýšením kompresného pomeru na 9,5 : 1 a ladeným výfukom a dvojicou horizontálnych karburátorov. Na návrhu karosérie s rázvorom 2450 mm, dĺžkou 4000 mm, šírkou 1700 mm a výškou 1070 mm sa podieľali priemysloví návrhári z vysokej školy výtvarného umenia v Berlíne. Koeficient odporu vzduchu prvého prototypu činil 0,364 a jeho čelná plocha mala 1,52 m<sup>2</sup>. [17]



Obr. 12 Melkus RS1000 [16]

Zväčšením vrtania zo 73,50 mm na 78 mm dosiahli zdvihový objem 1119 cm<sup>3</sup>, pričom výkon motora ostal nezmenený, ale zlepšil sa priebeh točivého momentu. Táto verzia motora zdieľala takmer všetky komponenty s motorom Wartburg, tj. blok motora, kľukový hriadeľ s ojnicami a piestami, zapalovanie a zotrvačník. Motor bol vybavený tromi šupátkovými karburátormi BING s priemerom difúzora 30 mm. Polguľovitý spaľovací priestor bol nahradený ľadvinovým spaľovacím priestorom s jednou sviečkou na valec. Motor s prevodovkou bol umiestnený pred zadnou nápravou.

Rám automobilu ako aj nápravy pochádzali z Wartburga, došlo však na skrátenie dráh vinutých pružín, boli namontované masívne gumové dorazy a zadná náprava bola doplnená o priečny stabilizátor. Wartburg 353 taktiež poskytol hrebeňové riadenie spolu s bubnovými brzdami, ktorých bubny boli rebrované, pre lepší odvod tepla a vyrobené z horčíkovej zliatiny s ocelovou vložkou.



Obr. 13 Hlava valcov s ľadvinovitým spaľovacím priestorom [18]

Oproti sériovému motoru mal motor Melkus iné časovanie výfuku a sania – zo  $160^\circ$  na  $166^\circ$  celkovej doby otvoreného výfukového kanála a zo  $125^\circ$  na  $142^\circ$  celkovej doby otvoreného sacieho kanála, povrchy kanálov boli leštené. S týmto upraveným motorom dokázal Melkus RS1000 zrýchliť na 100 km/h len za 12 sekúnd a dosiahol maximálnu rýchlosť 160 km/h, 66 kW verzia dosiahla rýchlosť až 190-210 km/h.



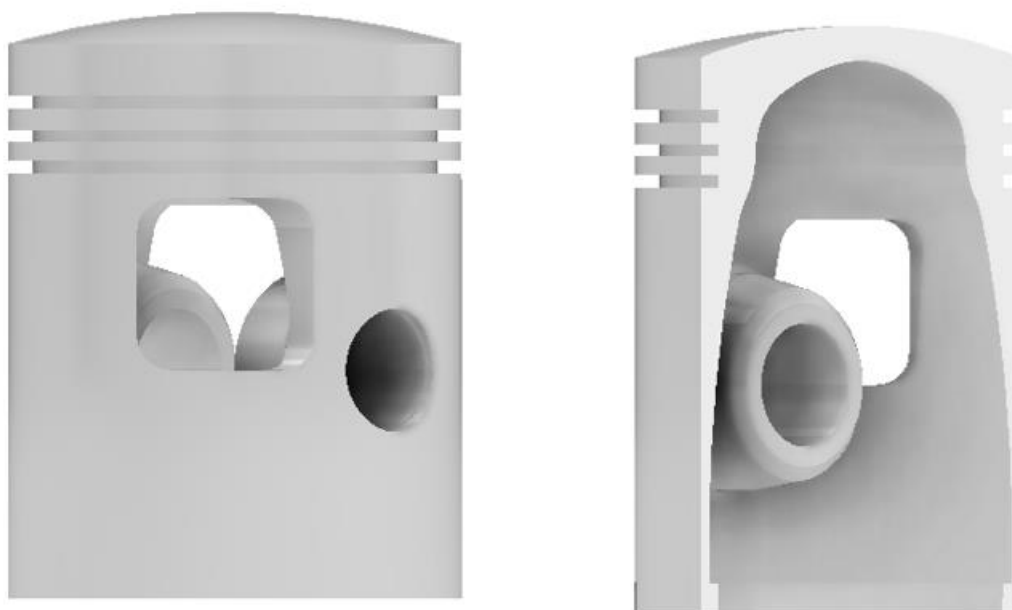
Obr. 14 Motor Melkus RS1000 [17]

## 2 TVORBA MODELOV A SIMULÁCIÍ

### 2.1 MODELY ZOSTAVY KLUKOVÉHO HRIADELA

#### 2.1.1 PIEST

Prvým predmetom modelovania je piest s tromi drážkami pre tesniace piestne krúžky a dvomi okienkami pre prechod zmesi z kľukovej skrine do prepúšťacích kanálov. Vnútny objem piestu musí byť čo najmenší, aby znižoval škodlivý priestor v kľukovej skrini, ale zároveň by nemal negatívne ovplyvňovať hmotnosť samotného piestu. Hrúbka steny piestu po úroveň náliatku pre piestny čap je asi 3 mm, smerom k drážkam pre piestne krúžky začína narastať. Piest musí prenášať tlak expandujúcich plynov na kľukový mechanizmus a pritom viesť ojnicu, musí mať tvarovú stálosť pri mechanickom a tepelnom zaťažení, mal by mať čo najmenšie trecie straty a zároveň by mal byť tak tesný, aby vo všetkých prevádzkových režimoch zabezpečoval tichý chod. Použitým materiálom býva hliníková zliatina s prísadou kremíku a medi AlSi10CuMg pre lepšie mechanické a trecie vlastnosti za vyšších teplôt.



Obr. 15 Piest motora Wartburg 353

Piestne krúžky sú vyrobené podľa normy ČSN ISO 6621-3 zo šedej liatiny, s výškou piestneho krúžku 2 mm a so zámkom s vnútorným poistením proti pootáčaniu sa piestneho krúžku, čo by malo za následok zachytenie časti piestneho krúžku o hranu kanálu a následne jeho zlomenie by spôsobilo deštrukciu motora. Piestne krúžky pre takto starý motor vyrába aj naďalej firma Piston Rings Komárov a.s.



Tab. 5 Vlastnosti modelu piestu

Rozmer	Hodnota
Priemer piestu [mm]	73,5
Výška piestu [mm]	89
Kompresná výška piestu [mm]	52,85
Otvor pre piestny čap [mm]	20
Hrúbka piestneho krúžku [mm]	2
Hmotnosť piestu [kg]	0,397

### 2.1.2 OJNICA

Ojnica je najnamáhavejšia súčasť kľukového mechanizmu, jej namáhanie je kombinované a mení sa v priebehu uhlového natočenia kľukového hriadeľa. Je namáhaná silou od tlakov plynov pôsobiacou jej malé oko spôsobujúcej namáhanie na vzper a zároveň zotrvačnou silou piestnej skupiny a jej vlastnej hmotnosti namáhanou na ohyb. Je vyrobená zápusťkovým kovaním z cementačnej ocele 16MnCr5, pričom povrch malého a veľkého oka je cementovaný a kalený, slúžiac neskôr ako vonkajší ložiskový krúžok.



Obr. 16 Ojnica

Tab. 6 Vlastnosti modelu ojnice

Rozmer	Hodnota
Osová dĺžka ojnice [mm]	144,5
Priemer malého oka [mm]	24
Priemer veľkého oka [mm]	29
Šírka ojnice [mm]	19,6
Hmotnosť ojnice [kg]	0,361
Poloha ťažiska od veľkého oka [mm]	69,692

Skutočná poloha ťažiska vzhľadom k veľkému oku je u skutočnej ojnice 69 mm.

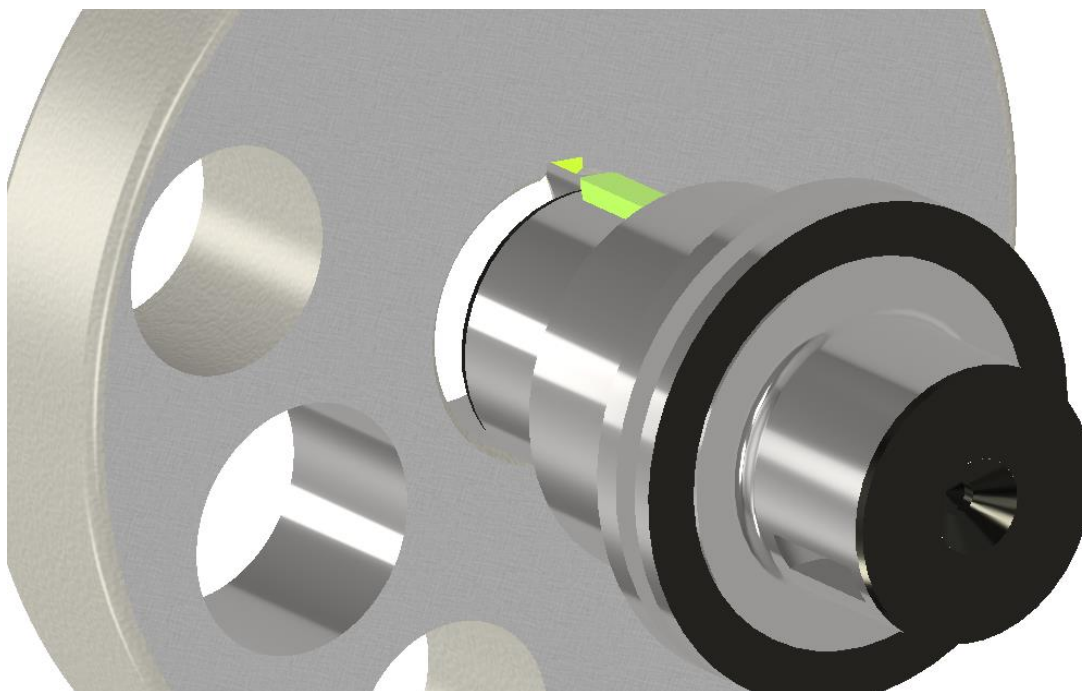


Obr. 17 Skutočná poloha ťažiska ojnice

### 2.1.3 KĽUKOVÝ HRIADEL

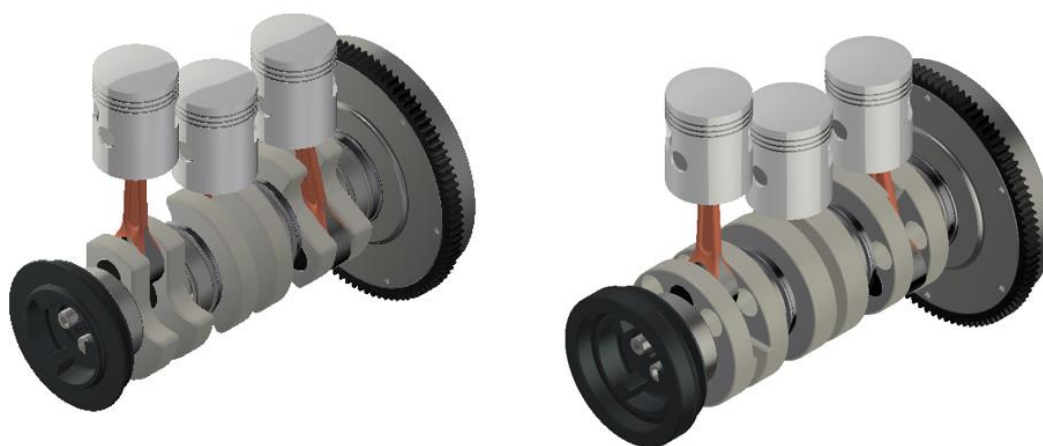
Predlohou modelovania kľukového hriadeľa bol reálny kľukový hriadeľ rozlisovaný na jednotlivé komponenty, ktoré sú následne modelované. Jeho rozmery sú dané vrtaním, zdvihom a osovou vzdialenosťou valcov. Je uložený v štyroch radiálnych guľôčkových ložiskách so zväčšenou radiálnou vôľou C3, axiálne poistený ložiskom štvrtého hlavného čapu s drážkou pre poistný krúžok. Ojnice sú axiálne vedené kľukovým hriadeľom a sú uložené v radiálnych valčekových ložiskách v duralovej klietke s radiálnou vôľou 0,01 až 0,02 mm. Mazanie ložísk je zabezpečené kvapôčkami oleja rozptýlenými v palive. Povrchy hlavných a ojničných čapov sú cementované a kalené, následne lisované s presahom 0,08 až 0,12 mm do rovnako upravených otvorov v ramenách. Hlavné čapy sú voči ramenám polohované woodruffovým perom aby bolo

zabezpečené správne natočenie ramien voči sebe vid'. *Obr. 18*, pero a drážka sú zvýraznené žltou farbou. Pero neprenáša žiaden točivý moment, o prenos sa stará napätosť v lisovanom spoji.



*Obr. 18* Polohovanie hlavného čapu voči ramenu

Na prednom konci je pomocou dvoch skrutiek M10x16 pevnostnej triedy 10K (dnes 10.9) namontovaná remenica pre pohon alternátora a vodného čerpadla. Variant motora 37 kW má na remenicu s tlmičom torzných kmitov. Na zadnom konci je piatimi skrutkami M10x20 pevnostnej triedy 12K (dnes 12.9) upevnený zotrvačník s ozubeným vencom.



*Obr. 19* Modely variantov 33 a 37 kW

Tab. 7 Rozmery a hmotnosti zostáv kľukových hriadeľov

Rozmer	Hodnota
Priemer čapu hlavného ložiska [mm]	45
Šírka čapu hlavného ložiska [mm]	19
Priemer čapu ojnicného ložiska [mm]	29
Šírka čapu ojnicného ložiska [mm]	19,6
Priemer hlavného čapu lis. spoja [mm]	32
Šírka lisovaného spoja	21
Vzdialenosť os valcov [mm]	94,76
Hmotnosť celej zostavy – 33 kW [kg]	25,391
Hmotnosť celej zostavy – 37 kW [kg]	29,192

## 2.2 STANOVENIE SILY OD TLAKOV PLYNOV

Pre analýzu torzného kmitania a zaťaženia ložísk bolo potrebné stanoviť budiace sily od tlakov plynov. Prvá možnosť bola upraviť hlavu valcov vyvrtaním a vyrezaním závitú pre indikačnú sondu, keďže ide o dvojdobý motor, podobná úprava by musela prebehnúť aj v prípade kľukovej skrine. Výsledný tlak by tak vznikol rozdielom tlakov vo valci a v kľukovej skrini. Táto možnosť pripadala do úvahy len vtedy, ak by bol k dispozícii funkčný a zdravý motor, ideálne osadený v aute a odbrzdený na valcovej skúšobni. Druhá možnosť bola osadenie motora na elektrovírivý dynamometer, v tomto prípade by museli byť vyrobené prípravky na montáž motora do skúšobného rámu a výroba redukčnej príruby medzi zotrvačnik a spojku dynamometra. Posledná možnosť spočívala v modelovaní oboch variantov motorov v programe GT-Suite, ktorá bola z hľadiska časovej a finančnej náročnosti najvyhovujúcejšia.

Na vytvorenie týchto modelov bude potrebné poznať niektoré parametre, ktoré výrobca motorov nikde v literatúre neuvádza, takže bude potrebné ich zmerať na motore. Tieto parametre zahŕňajú aj kompresný pomer v kľukovej skrini. Meranie je rozdelené na niekoľko častí:

- Meranie objemu vnútornej časti piestu
- Meranie objemu prepúšťacích kanálov
- Meranie objemu kľukovej skrine

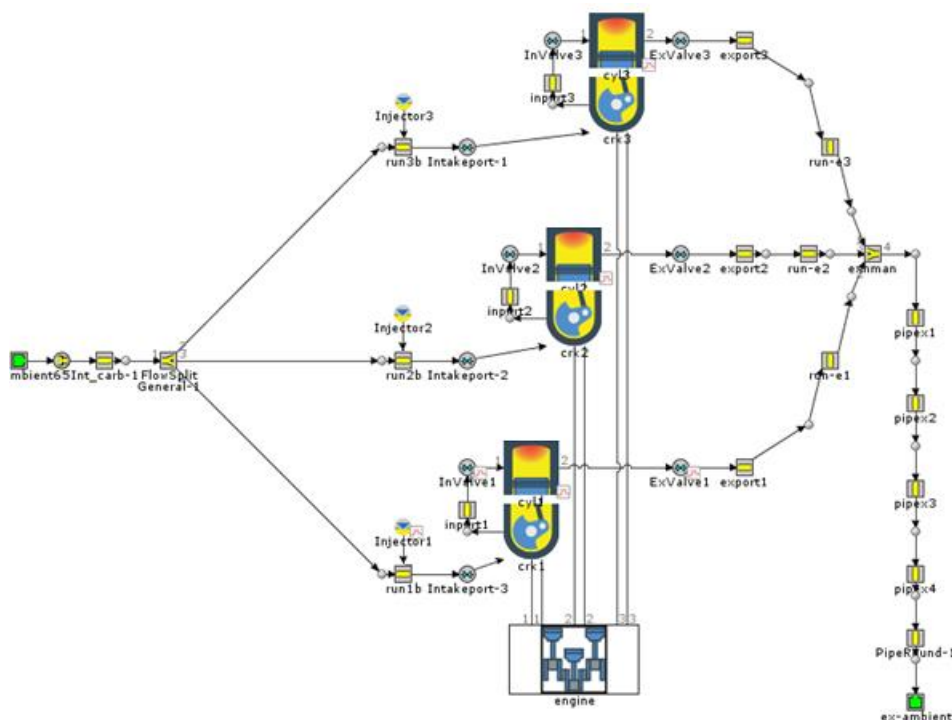
Meranie objemu vnútornej časti piestu spočívalo v zaslepení okienok pre prechod zmesi do prepúšťacích kanálov, vložení piestneho čapu a postupnom nalievaní kvapaliny – olej nízkej viskozity pomocou striekačky dovnútra piestu. Podobný postup prebiehal aj pri meraní vnútorného objemu prepúšťacích kanálov. Vstupný aj výstupný otvor bol prelepený páskou a pomocou striekačky a ihly postupne napĺňaný olejom. Následne bol zmeraný aj objem kľukovej skrine pri polohe piestu v hornej úvrati. Olej bol napúšťaný cez sací kanál priamo do kľukovej skrine, kým jeho hladina nedosiahla spodnú hranu sacieho kanála. K tomuto objemu musí byť pripočítaný objem priestoru s výškou sacieho kanála. Všetky objemy boli následne sčítané a bol vypočítaný kompresný pomer 1,46 : 1 pre motor s výkonom 33 kW. Kompresný pomer pre motor s výkonom 37 kW bol vypočítaný na základe rozdielov objemov ramien kľukového hriadeľa, vnútorná konštrukcia kľukovej skrine ostala nezmenená, činí 1,55 : 1.

Ďalším rozmerom, ktorý bude potrebný pre modelovanie v GT-Suite sú rozmery kanálov a jednotlivých sacích a výfukových potrubí. Stanovenie rozmerov kanálov spočívalo v prelepení kanálov papierovou maliarskou páskou a tuhou z ceruzky sa prechádzalo po hrane kanálu, následne bol tvar obťahnutý perom pre lepšiu čitateľnosť.



Obr. 20 Tvary kanálov

Posuvným meradlom boli jednotlivé rozmery odmerané a hodnoty zadané do programu. Na tvorbu modelu bol použitý model dvojdobého trojvalcového motora zo záložky „Tutorials and examples“, ktorý bol upravený na základe komponentov reálneho motora. Najväčšou zmenou bola náhrada jazýčkového sacieho ventilu za sanie s rozvodom piestom a zmena sekvenčného priameho vstrekovania za kontinuálne vstrekovanie do sacieho potrubia.



Obr. 21 Model motora Wartburg v prostredí GT-Suite

Pri modelovaní bola uvažovaná teplota steny valca na hodnote 450K, vyššia teplota by spôsobila narušenie celistvosti olejového filmu.

Pre model horenia bola použitá šablóna využívajúca Wiebeho funkciu. Wiebeho model popisuje hmotnostný zlomok spálenej zmesi  $x_b$  v závislosti na natočení kľukového hriadeľa  $\alpha$  [21]:

$$x_b(\varphi) = 1 - \exp \left[ -a_w \left( \frac{\alpha - \alpha_s}{\alpha_d} \right)^n \right] \quad (5)$$

Kde  $\alpha_s$  vyjadruje uhol natočenia kľukového hriadeľa od počiatku uvoľňovania tepla,  $\alpha_d$  vyjadruje dobu uvoľňovania tepla v stupňoch natočenia kľukového hriadeľa [21],  $a$  a  $n$  sú parametre Wiebeho funkcie a sú závislé na použitom palive [22].

Najprv bol potrebný nastaviť atribút „AnchorAngle50%“, ktorý predstavuje dobu horenia zmesi v jednotkách stupňov natočenia kľukového hriadeľa, kedy je spálených 50% zmesi. Druhým atribútom je „Duration 10% to 90%“ vyjadrujúci dobu horenia zmesi v stupňoch natočenia kľukového hriadeľa medzi 10 až 90% spálenej zmesi.

Tab. 8 Hodnoty pre model vývinu tepla

Wiebeho exponent [-]	Anchor angle 50% [°]	Duration 10% to 90% [°]
2	3,96 - 13,39	10 - 21,65

Hodnoty Anchor angle 50% a Duration 10% to 90% v Tab. 8 boli volené z uvedených intervalov tak, aby boli dosiahnuté požadované parametre.

Prestup tepla vyjadruje tepelný tok pri horení zmesi do steny valca, v tomto modeli je uvažovaný Woschniho prestup tepla.

V ľavej (sacej) polovici modelu je prvok Environment, ktorý predstavuje okolité prostredie, t.j. vzduch o atmosférickom tlaku a teplote 20°C, a prvok Orifice, ktorý slúži na meranie prietoku vzduchu potrebného na riadenie vstrekovania. Nasleduje prvok PipeRound s priemerom a dĺžkou karburátora na skutočnom motore, potom prvok FlowSplitGeneral, ktorý predstavuje zberné sacie potrubie, ktoré rozdeľuje prívod vzduchu do sacích kanálov, ktoré sú opatrené kontinuálnym vstrekovateľom. Sací kanál ovládaný piestom predstavuje ValvePortConn, ktorý je spojený s kľukovou skriňou EngCrankcase prepojenou s valcommotora EngCylinder. Vo valcoch sú opäť umiestnené prvky ValvePortConn, ktoré predstavujú jeden pár prepúšťacích kanálov a výfukový kanál. Pravá strana - výfuková pozostáva hlavne z prvkov PipeRound a jedného prvku FlowSplitGeneral, ktorý predstavuje zberné výfukové potrubie. Diskretizačné dĺžky všetkých prvkov boli nastavené na 10 mm.

V modeloch sú uvažované trecie straty na základe Chan-Flynnovho modelu trenia, výsledkom nasledujúcej rovnice je stredný trecí tlak  $FMEP$  [23]:

$$FMEP = FMEP_{const} + A_F p_{cyl,max} + B_F c_{p,m} + C_F c_{p,m}^2 \quad (6)$$

Kde  $FMEP_{const}$  je konštantná časť stredného trecieho tlaku,  $A_F$  je koeficient najvyššieho tlaku vo valci,  $p_{cyl,max}$  je najvyššia hodnota tlaku vo valci,  $B_F$  je koeficient strednej piestovej rýchlosti,  $c_{p,m}$  je najvyššia stredná piestová rýchlosť a  $C_F$  je koeficient štvorca strednej piestovej rýchlosti [23].

Hodnoty uvedených koeficientov sú stanovené podľa odporučených hodnôt v Tab. 9.

Tab. 9 Vstupné hodnoty pre výpočet stredného trecieho tlaku

$FMEP_{const}$ [bar]	$A_F$ [-]	$B_F$ [-]	$C_F$ [-]
0,4	0,0	0,045	0,0

Tab. 10 Vstupné hodnoty sania pre oba varianty

33 kW	„Karbúrátor“	Potrúbie ku kanálu	Sací kanál
Priemer vstup [mm]	34	40	40
Priemer výstup [mm]	34	40	40
Dĺžka [mm]	200	218	83
37 kW	„Karbúrátor“	Potrúbie ku kanálu	Sací kanál
Priemer vstup [mm]	36	40	40
Priemer výstup [mm]	36	40	40
Dĺžka [mm]	160	218	83

Tab. 11 Vstupné hodnoty výfuku pre oba varianty

33 kW	Výfukový kanál	Zvod	Potrúbie
Priemer vstup [mm]	35	35	43
Priemer výstup [mm]	35	35	43
Dĺžka [mm]	40	190	1000
37 kW	Výfukový kanál	Zvod	Potrúbie
Priemer vstup [mm]	35	35	43
Priemer výstup [mm]	35	35	43
Dĺžka [mm]	40	140	1000

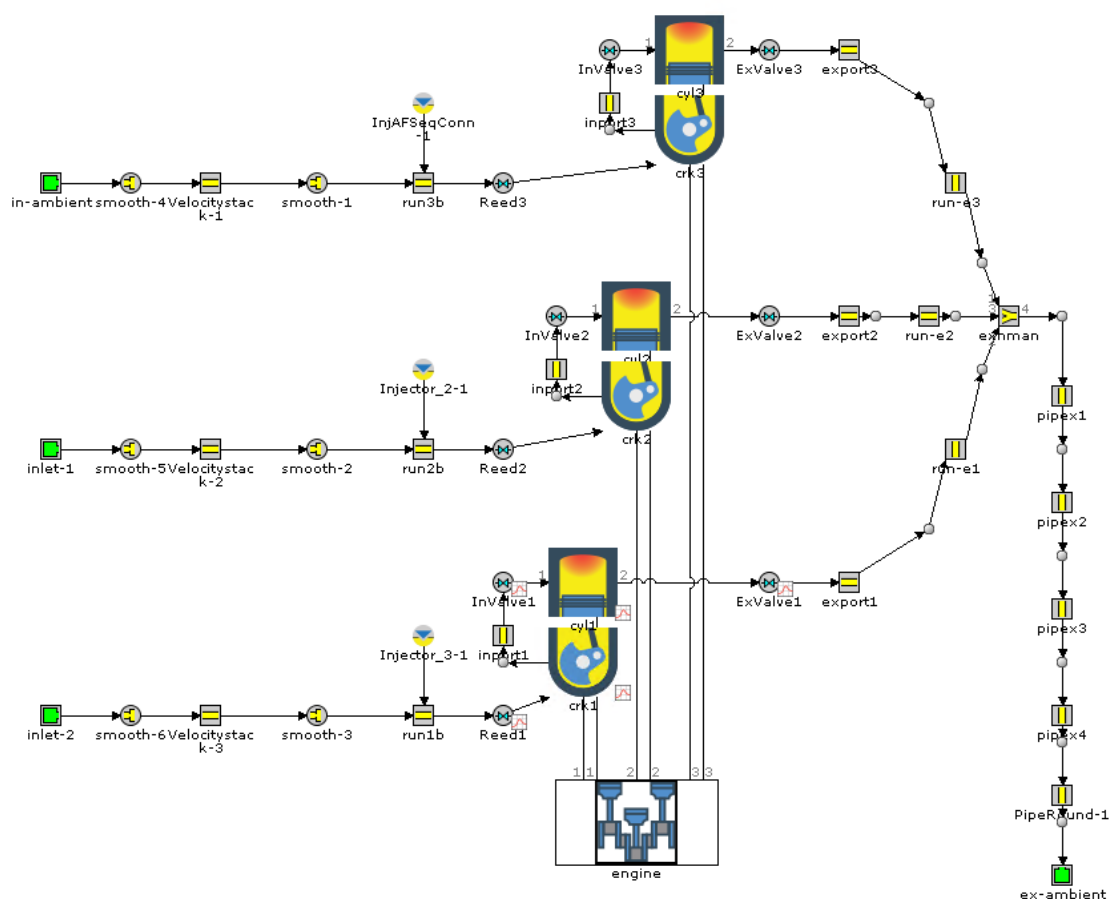


Obr. 22 Sacie a výfukové potrubie [19] [20]

Napriek modelovaniu prvkov podľa reálneho motora neboli dosiahnuté požadované parametre. Optimalizáciou prvkov na sacej a výfukovej strane bolo dosiahnutých priaznivejších parametrov a boli vytvorené varianty modelov s výkonom 33 a 37 kW.

Výsledkom týchto simulácií sú priebehy točivého momentu a výkonu vid'. *Obr. 24* pre porovnanie s priebehmi skutočných motorov na *Obr. 11* a priebehy tlakov vo valci a v kľukovej skrini v rozsahu od  $1000 \text{ min}^{-1}$  do  $5000 \text{ min}^{-1}$  s krokom  $100 \text{ min}^{-1}$  ako vstupné dáta pre simuláciu dynamiky kľukového mechanizmu v programe Virtual Dynamics.

Kvôli záujmu o úpravy dvojdobých motorov bol pokusne vymodelovaný aj motor so zvýšeným výkonom, inšpirovaný motorom Melkus, jeho výsledné parametre nebudú v ďalších častiach uvažované. Modelovanie tohoto motora môže priniesť inšpiráciu pre stavbu skutočného závodného motora. Pôvodné sanie sériového motora bolo nahradené tromi samostatnými sacími potrubiami ústiace do sacieho kanála s jazýčkovými ventilmi. Oproti modelom motorov 353 má inak navrhnutý výfuk.



*Obr. 23* Schéma modelu motora so zvýšeným výkonom

Modelovanie modelu Melkus prebiehalo rovnako ako predchádzajúcich modelov, jednotlivé parametre boli zadávané na základe dostupných zdrojov. Oproti pôvodným modelom, kde výfuk za zberným potrubím tvorí trubka priemeru 43 mm a dĺžky 1000 mm by motor Melkus nedosahoval parametrov o toľko vyšších. Bol navrhnutý výfuk s expanznou komorou



dostupných rozmerov. S použitím tak modelovanej výfukovej sústavy nastával prepád točivého momentu v oblasti  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Optimalizáciou výfukovej sústavy bol tento problém odstránený.

Takto namodelovaný motor dosiahol maximálny výkon  $51 \text{ kW}$  pri  $3700 \text{ min}^{-1}$  a maximálny točivý moment  $148 \text{ Nm}$  pri  $2600 \text{ min}^{-1}$ , ako je vidieť na Obr. 25. Na závodný motor sú tieto parametre dostačujúce, ale maximálne hodnoty výkonu a momentu by sa mali nachádzať vo vyšších otáčkach. To len dokazuje, aké dôležité je použiť správne navrhnutý výfukový systém pre daný motor.

Tab. 12 Parametre sania modelu motora so zvýšeným výkonom

[mm]	Sací lievnik	Potrubié	Jazyčkový ventil
Priemer vstup	52	38	Valve Reference diameter= 77 mm
Priemer výstup	45	38	
Dĺžka	35	218	

Jazyčkový ventil bol modelovaný použitím prvku „Discharge Coefficient“ ako funkciu tlakového spádu a časovej konštanty pre aproximáciu dynamiky ventilu.

Tab. 13 Parametre výfuku modelu motora so zvýšeným výkonom

[mm]	Výf. kanál	Zvod	Potrubié	Expanzný kužel	Rezonátor	Rekukčný kužel	Výstupné potrubie
Priemer vstup	40	45	35	35	195	195	45
Priemer výstup	45	45	35	195	195	45	45
Dĺžka	50	293	150	300	248	248	465

Diskretizačná dĺžka bola opäť volená na hodnotu  $10 \text{ mm}$ . Diskretizáciou sa rozumie rozdelenie veľkého komponentu na menšie časti s cieľom zlepšenia presnosti výpočtu. Existujú dve možnosti diskretizačných prístupov:

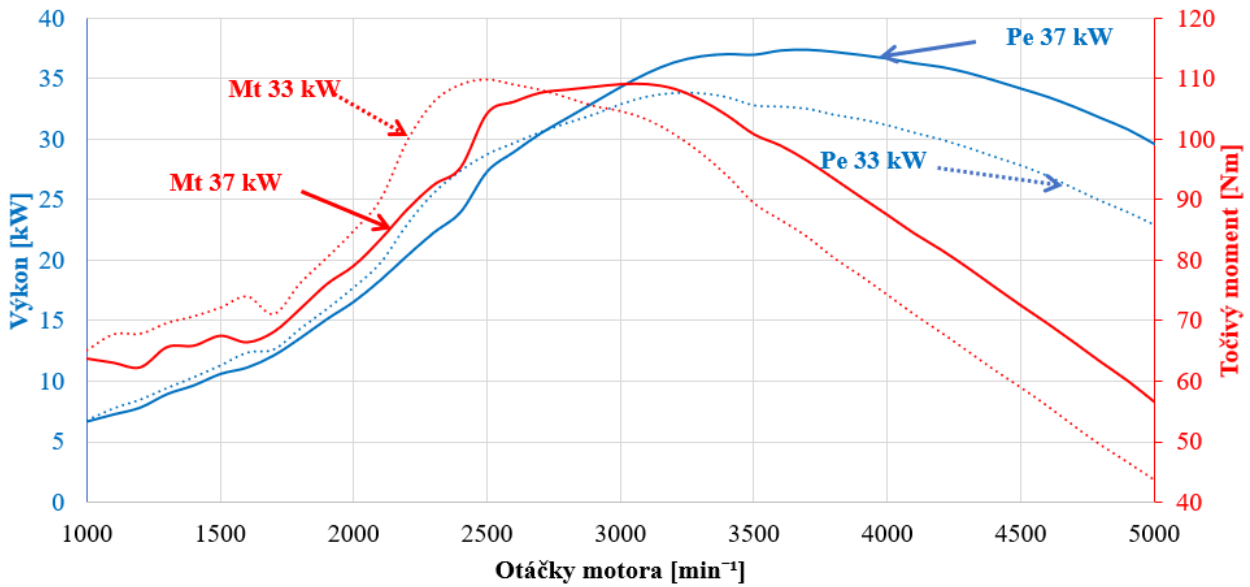
- rozdeliť systém na viacero rôznych komponentov
- diskretizácia jedného prvku do viacerých podprvkov, ktoré vykonávajú svoje vlastné výpočty

Ak je potrubie diskretizované, t.j. diskretizačná dĺžka je menšia ako dĺžka potrubia, výsledok je rovnaký, ako keby sa namiesto jedného dlhého použilo niekoľko kratších potrubí.

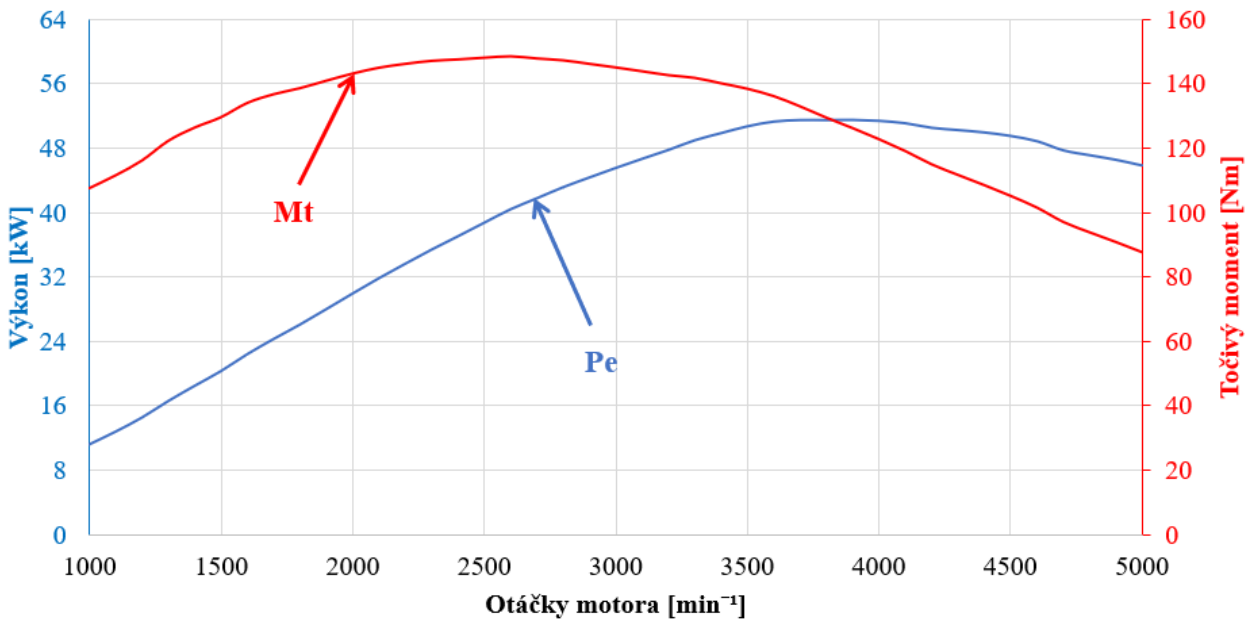
Hrubá diskretizácia (vyššia hodnota dĺžky diskretizácie) má za následok kratší čas simulácie, ale s nižšou presnosťou. Jemná diskretizácia je opakom, výsledky simulácie sú presnejšie, ale čas výpočtu je oveľa vyšší. Cieľom je dosiahnuť dobrý kompromis medzi presnosťou a dĺžkou simulácie.

Pre simuláciu cyklov spaľovacieho motora sú odporúčanými hodnotami diskretizačnej dĺžky sania približne 0,4-násobku vrátenia valca a pre výfuk 0,55-násobok vrátenia. Rozdiel medzi

odporúčanými hodnotami pre nasávanie a výfuk je spôsobený rozdielom rýchlosti zvuku v dôsledku rozdielnej teploty stien potrubí.



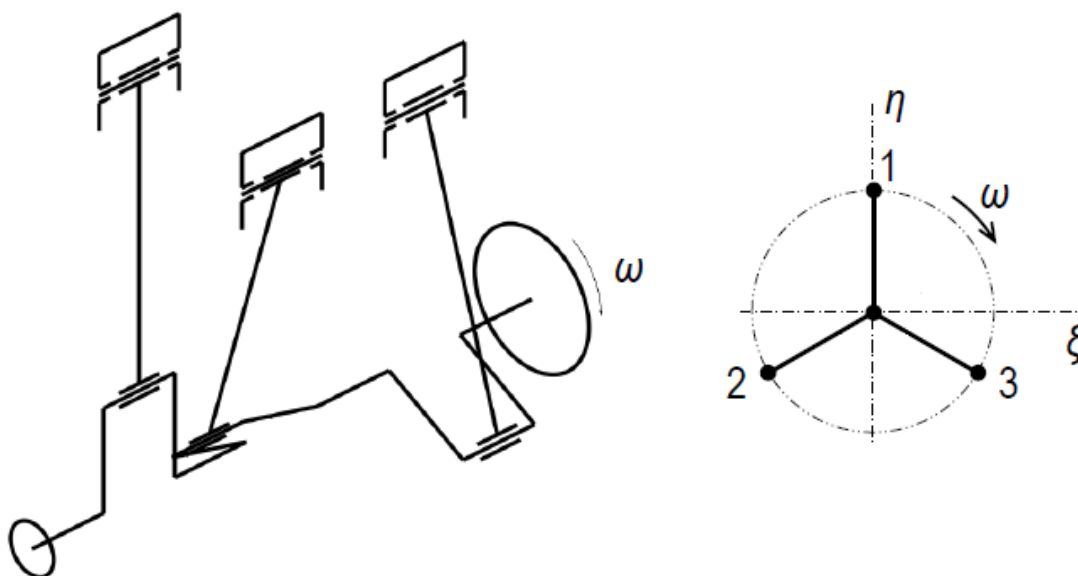
Obr. 24 Priebeh výkonu a točivého momentu modelov 33 a 37 kW



Obr. 25 Priebeh výkonu a točivého momentu motora so zvýšeným výkonom

### 3 ANALÝZA SÍL A MOMENTOV V KL'UKOVOM MECHANIZME

Vnasledujúcej kapitole je spracovaná výpočtová analýza priebehu síl a točivého momentu pôsobiacich na kl'ukový mechanizmus. Tieto sily možno rozdeliť na vnútorné sily (primárne) a vonkajšie sily (sekundárne).



Obr. 26 Schéma kl'ukového mechanizmu Wartburg a poradie zážihu [27]

#### 3.1 VNÚTORNÉ SILY

Premena tepelnej energie ukrytej v palive na mechanickú prácu sa deje prostredníctvom síl vyvolaných tlakom expandujúcich plynov, ktoré uvádzajú do pohybu kl'ukový mechanizmus a vytvárajú točivý moment. Priebeh tlakov vo valci motora je známy z predchádzajúcej kapitoly. Výslednú silu vypočítame pomocou jednoduchého vzťahu:

$$F_p = \frac{\pi d^2}{4} (p_v - p_s), \quad (7)$$

kde  $d$  je vrtanie valca,  $p_v$  je tlak vo valci,  $p_s$  je tlak v kl'ukovej skrini.

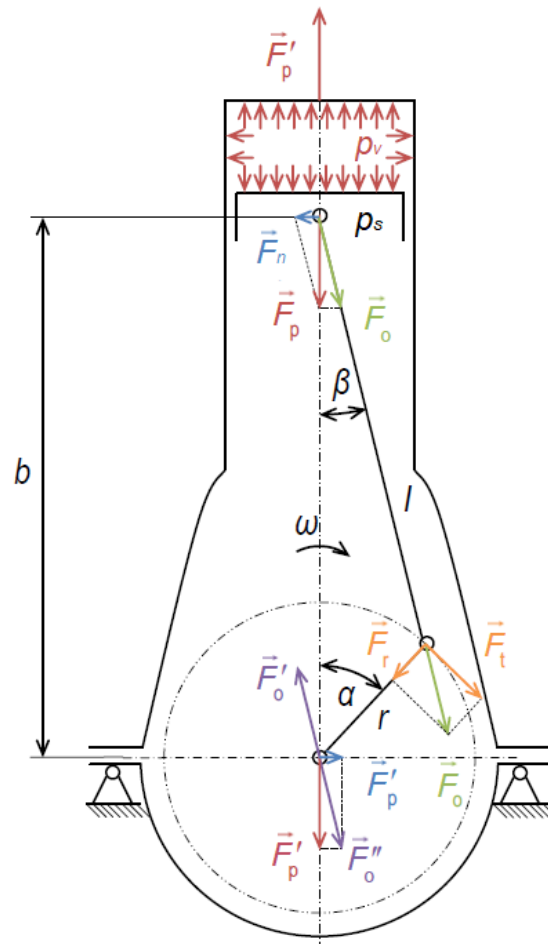
Sila  $F_p$  pôsobiaca v osi valca sa prenáša na dno spaľovacieho priestoru a dno piestu, odkiaľ sa prenáša na piestny čap a ďalej na ojniciu, kde je jej nositeľka totožná s osou ojnice [26].

$$F_o = \frac{F_p}{\cos(\beta)}, \quad (8)$$

kde  $\beta$  je úhel odklonu ojnice, ktorý sa počítá pomocou tohoto vzťahu:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin(\alpha)\right), \quad (9)$$

kde  $r$  je klukový polomer,  $l$  je dĺžka ojnice (osová vzdialenosť veľkého a malého oka ojnice),  $\alpha$  je uhol natočenia klukového hriadeľa [26].



Obr. 27 Znáznornenie síl a momentov v klukovom mechanizme [26]

V dôsledku vychýľovania ojnice sa sila od tlaku plynov  $F_p$  rozkladá v piestnom čape na silu v ojnici  $F_o$  a na normálovú silu  $F_n$  a prenáša sa prostredníctvom piestu na stenu valca. Jej veľkosť je určená vzťahom:

$$F_n = F_p \operatorname{tg}(\beta) \quad (10)$$

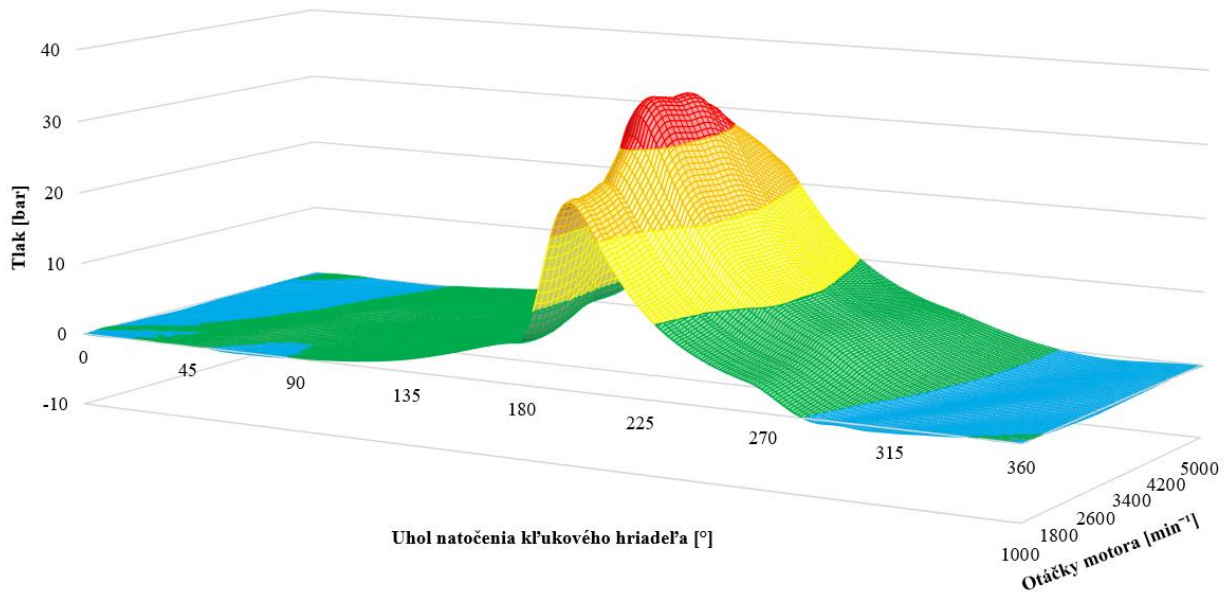
Normálová sila  $F_n$  pôsobí na rameno  $b$ , čo je vzdialenosť osi rotácie klukového hriadeľa od osi piestneho čapu a vytvára tak klopný moment  $M_{kl}$ . Tento moment je zachytený pružným uložením motora a má rovnakú veľkosť a priebeh ako točivý moment  $M_t$ , avšak pôsobí v opačnom smere.

Posunutím sily  $F_o$  po jej nositeľke do ojničného čapu, rozložíme túto silu na jej radiálnu a tečnú zložku:

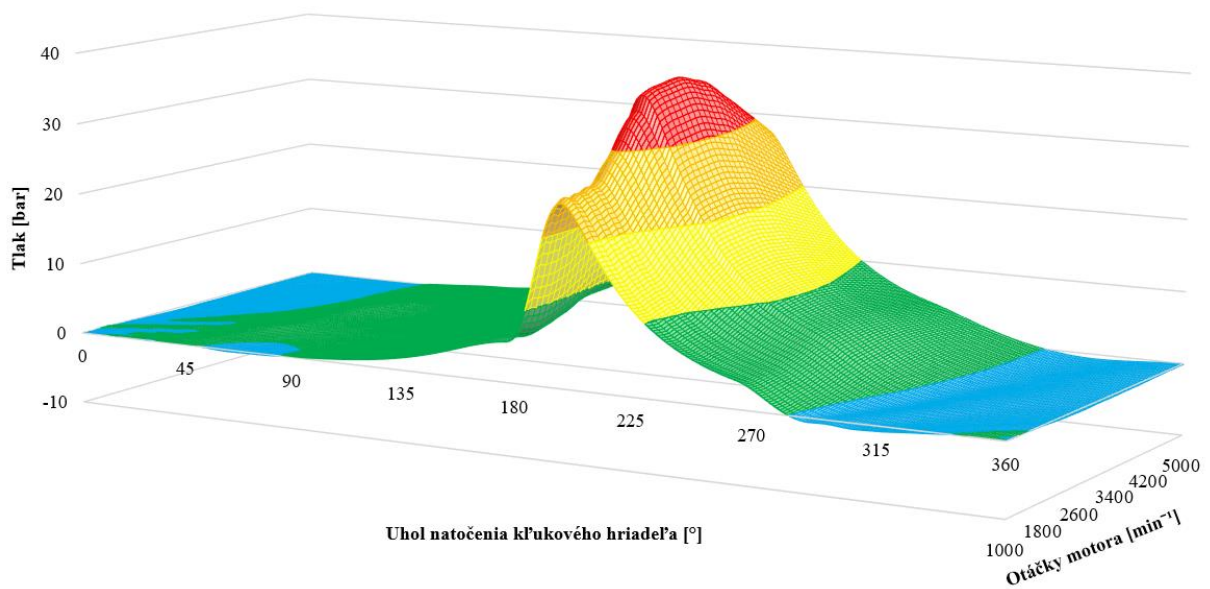
$$F_r = F_o \cos(\alpha + \beta) \quad (11)$$

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta) \quad (12)$$

Tečná zložka  $F_t$  pôsobí na rameno  $r$  a vytvára tak točivý moment  $M_t$ .



Obr. 28 Priebek spaľovacích tlakov v jednotlivých otáčkach – 33 kW



Obr. 29 Priebek spaľovacích tlakov v jednotlivých otáčkach - 37 kW

### 3.2 VONKAJŠIE SILY

Počas otáčania kľukového hriadeľa sa v motore vytvárajú zotrvačné sily, ktoré sú zdrojom nepríjemných vibrácií. Zotrvačné sily sú rozdelené na zotrvačné sily rotujúcich častí a zotrvačné sily Posuvných častí.

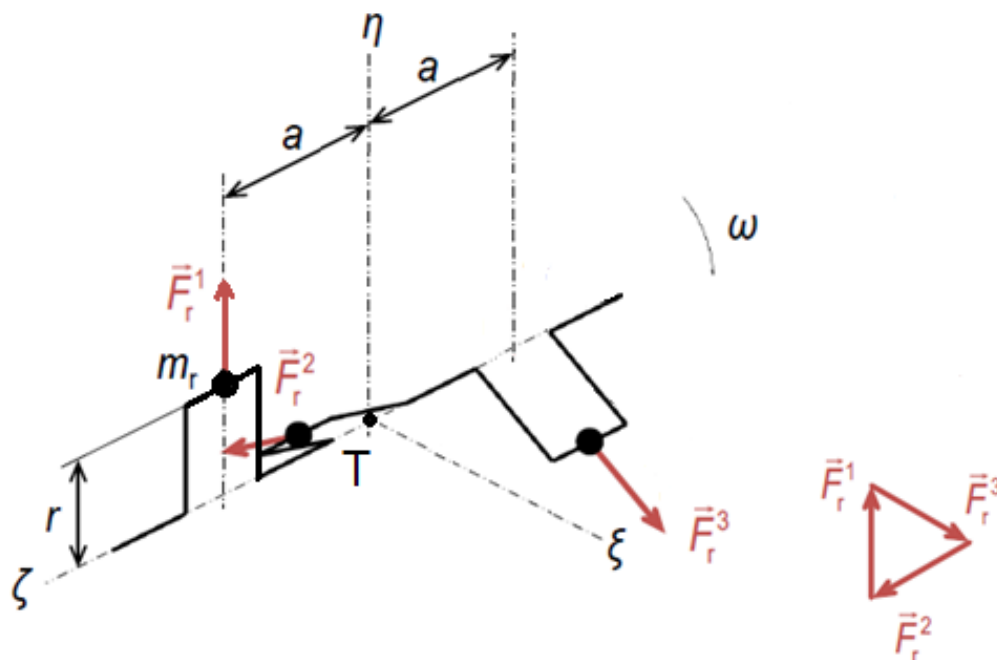
#### 3.2.1 ZOTRVAČNÉ SILY ROTUJÚCICH ČASTÍ

Zotrvačná sila rotujúcich častí je vyvolaná otáčajúcimi sa časťami kľukového hriadeľa (hmota ramien, hmota rotačných častí ojnice spolu s ložiskovou zostavou). Behom jednej otáčky kľukového hriadeľa nemení svoju veľkosť, iba smer, leží v rovine ramena kľukového hriadeľa a jej veľkosť rastie s druhou mocninou otáčok. V prípade zalomenia ramien do pravidelnej hviezdice (po 120°), sú tieto sily prirodzene vyvážené, čo vyjadruje vzťah [27]:

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\xi}^i = 0 + m_r r \omega^2 \cos 30^\circ - m_r r \omega^2 \cos 30^\circ = 0 \quad (13)$$

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ = 0 \quad (14)$$

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_r^i = \vec{0} \quad (15)$$



Obr. 30 Znáozornenie zotrvačných síl rotujúcich častí (upravené z [26])

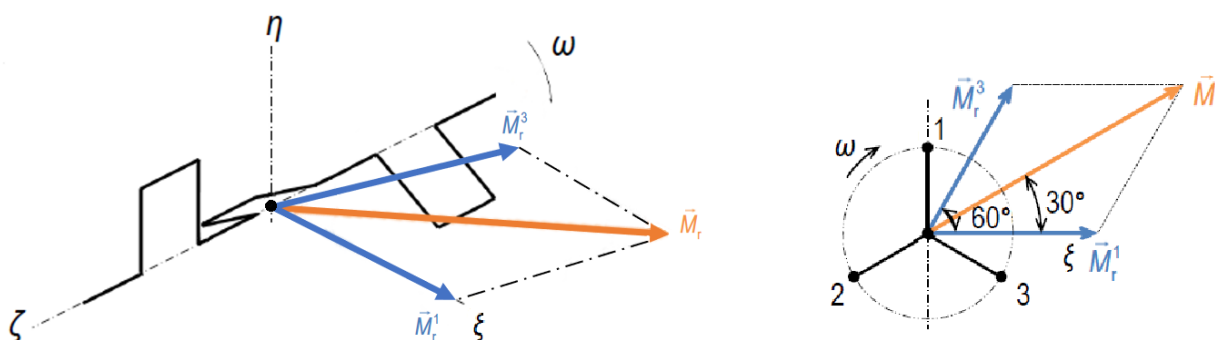
### 3.2.2 MOMENTY ZOTRVAČNÝCH SÍL ROTUJÚCICH ČASTÍ

Aj napriek tomu, že výslednica zotrvačných síl rotujúcich častí je nulová, pôsobia na rameno  $a$  o veľkosti rozteče valcov a vytvárajú točivé a klopné momenty, ktoré majú tendenciu vychýľovať kľukový hriadeľ von z uloženia a negatívnym spôsobom vplyvajú na uloženie motora. Tieto momenty nemenia v priebehu otáčania kľukového hriadeľa svoju veľkosť (otáčky hriadeľa musia byť konštantné), menia iba svoj smer. Ak je zvolený vzťažný bod k týmto momentom ťažisko hriadeľa, je možné tieto moment vyjadriť ako [27]:

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 a + 0 - m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ = -m_r \omega^2 a (1 + \cos 60^\circ) \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\zeta}^i = 0 + 0 + m_r r \omega^2 a \sin(60^\circ) = m_r \omega^2 a \sin 60^\circ \quad (17)$$

$$|\vec{M}_r| = \sqrt{3} m_r \omega^2 a \quad (18)$$



Obr. 31 Znáročenie momentov zotrvačných síl rotujúcich častí (upravené z [26])

V dvojdobých motoroch s kompresiou v kľukovej skrini sú tieto pozdĺžne točivé momenty vyvážené protizávažiami na všetkých ramenách kľukového hriadeľa – tzv. silové vyváženie. U dvojdobého zážihového motora je použitie momentového vyváženia nevhodné, pretože vývažky sú umiestnené na ramenách krajných zalomení.

### 3.2.3 ZOTRVAČNÉ SILY POSUVNÝCH ČASTÍ

Zotrvačná sila posuvných častí je spôsobená hmotnosťou piestnej skupiny a posuvnej časti ojnice, t.j. z častí, ktoré vykonávajú priamočiary vratný pohyb. Táto sila nemení svoj smer (jej nositeľka je identická s osou valca), ale počas otáčky mení svoj zmysel a veľkosť.

$$F_{s,p} = (m_{ps} + m_{po}) a_p \quad (19)$$

kde  $F_{s,p}$  je zotrvačná sila posuvných častí,  $m_{ps}$  je hmotnosť piestnej skupiny,  $m_{po}$  je hmotnosť posuvnej časti ojnice,  $a_p$  je zrýchlenie piestu [26]:

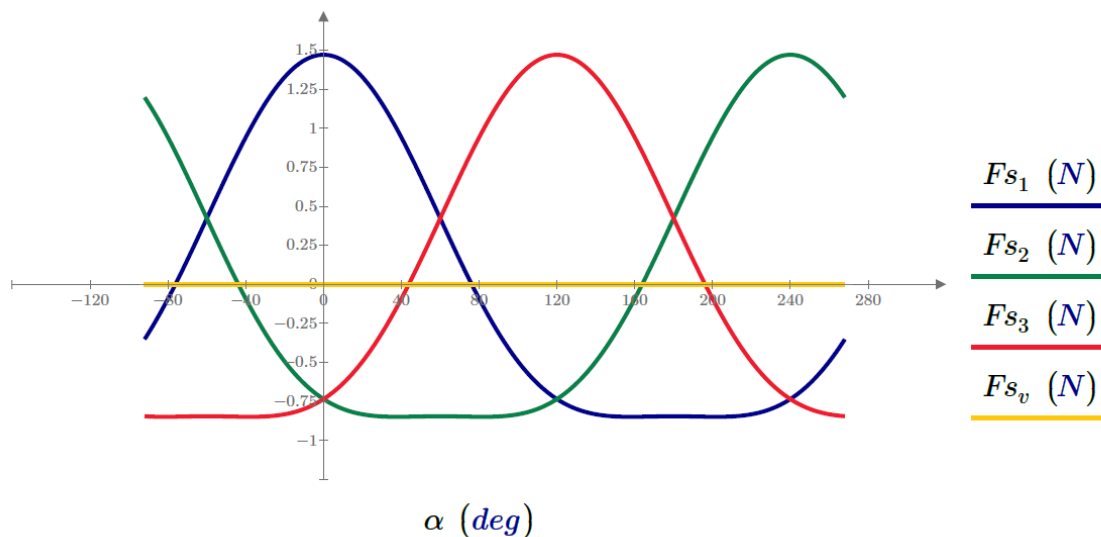
$$a_p = r\omega^2 \left( \cos(\alpha) + \frac{r}{l} \cos(2\alpha) \right) \quad (20)$$

kde  $\omega$  je uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_{sI}^l = m_p r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = \vec{0} \quad (21)$$

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_{sII}^l = \frac{r}{l} m_p r \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = \vec{0} \quad (22)$$

Rovnako ako v prípade zotrvačných síl rotujúcich častí, zotrvačné sily posuvných častí prvého a druhého rádu, s pravidelným usporiadaním ramien, sú vyvážené – ich výslednica je nulová.



Obr. 32 Priebeh zotrvačných síl posuvných častí a ich výslednica

### 3.2.4 MOMENTY ZOTRVAČNÝCH SÍL POSUVNÝCH ČASTÍ

Na rozdiel od zotrvačných síl posuvných častí sú ich momenty podobne ako momenty zotrvačných síl rotujúci častí nenulové a nevyvážené. Zotrvačné sily posuvných častí vytvárajú klopné momenty okolo osi  $\xi$ . Prejavujú sa ako vibrácie, ktoré sa prenášajú cez gumokovové uloženie motora na karosériu, cestujúci vplyvom týchto vibrácií pociťujú znížený komfort počas jazdy. Momenty zotrvačných síl posuvných častí prvého rádu je možné vyvážiť buď čiastočne vyvážením kľukového hriadeľa, remenice a zotrvačníka, alebo použitím jedného vyvažovacieho hriadeľa u trojvalcového motora, ktoré sa otáčajú uhlovou rýchlosťou kľukového hriadeľa, ale použitie vyvažovacích hriadel'ov je nákladnejšie na výrobu motora, a preto sa pre trojvalcové motory s nízkym zdvihovým objemom s nižším výkonom používa variant čiastočného

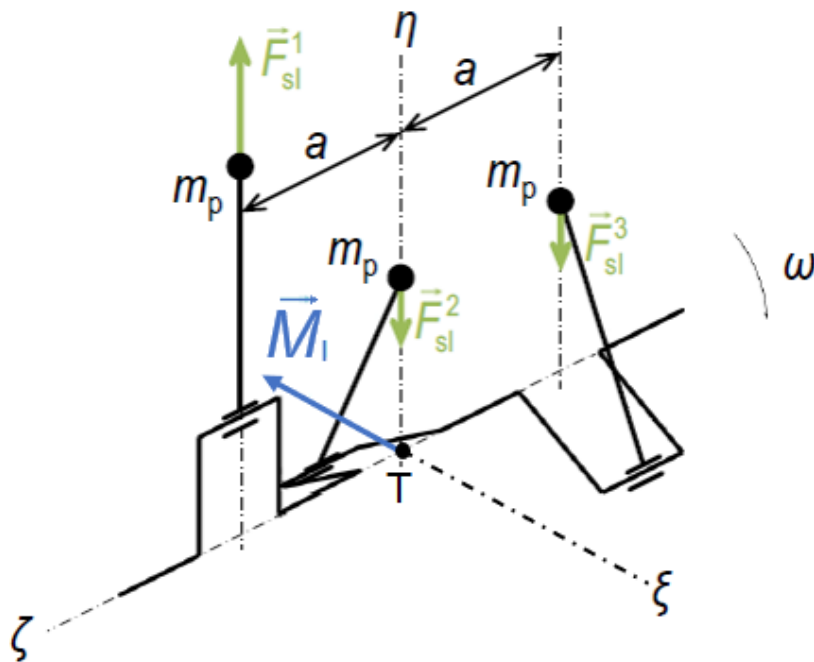


vyváženia. Momenty zotrvačných síl posuvných častí druhého radu sa často kvôli náročnosti a malého vplyvu na vibrácie nevyvažujú.

$$\sum_{i=1}^3 \vec{M}_{sl}^i = m_p r \omega^2 a [\cos(\alpha + 240^\circ) - \cos \alpha] \quad (23)$$

$$\vec{M}_I = \sqrt{3} m_p r \omega^2 a \sin(\alpha + 300^\circ) \quad (24)$$

Najvyššie hodnoty  $M_I$  sú dosiahnuté dosadením  $\alpha = 150^\circ$ .



Obr. 33 Výsledný moment zotrvačnosti posuvných častí [26]

## 4 VYVÁŽENIE KLŮKOVÝCH MECHANIZMOV MOTOROV WARTBURG

V tejto kapitole bude skúmané, ako boli vyvážené klukové mechanizmy výkonových variantov 33 a 37 kW. Konkrétne ide o vyváženie momentov zotrvačných síl rotujúcich častí a posuvných častí prvého rádu. Keďže ide len o čiastočné vyváženie, kvôli absencii vyvažovacích hriadeľov nebude skúmané vyváženie momentov zotrvačnosti posuvných síl druhého rádu.

Vyvažovanie delíme na statické a dynamické. Cieľom statického vyváženia je umiestniť ťažisko klukového hriadeľa do jeho osi rotácie. Cieľom dynamického vyváženia je umiestnenie hlavnej osi zotrvačnosti do osi rotácie, teda aby deviačné momenty boli nulové alebo sa nule blížili.

### 4.1 REDUKCIA OJNICE DO TROCH HMOTNÝCH BODOV

Ojnica vykonáva obecný pohyb, kde veľké oko koná rotačný pohyb a malé oko translačný pohyb. Pri dynamickej analýze klukového hriadeľa je potrebné vykonať redukciu ojnice do dvoch alebo troch hmotných bodov, ktoré slúžia na výpočet zotrvačných síl rotačných a posuvných častí. Model ojnice bol vytvorený podľa skutočnej ojnice, takže poloha ťažiska modelu bude takmer identická s polohou skutočnej ojnice.

Redukciou hmotností ojnice sa rozumie nahradenie telesa (ojnice) sústavou pevne spojených hmotností, ktorých poloha a hmotnosti musia byť také, aby statické a dynamické účinky tejto sústavy boli ekvivalentné účinkom reálneho telesa.

Platí:

$$m_{oj} = m_1 + m_2 + m_T \quad (25)$$

$$m_1 A = m_2 B \quad (26)$$

$$J_T = m_1 A^2 + m_2 B^2 \quad (27)$$

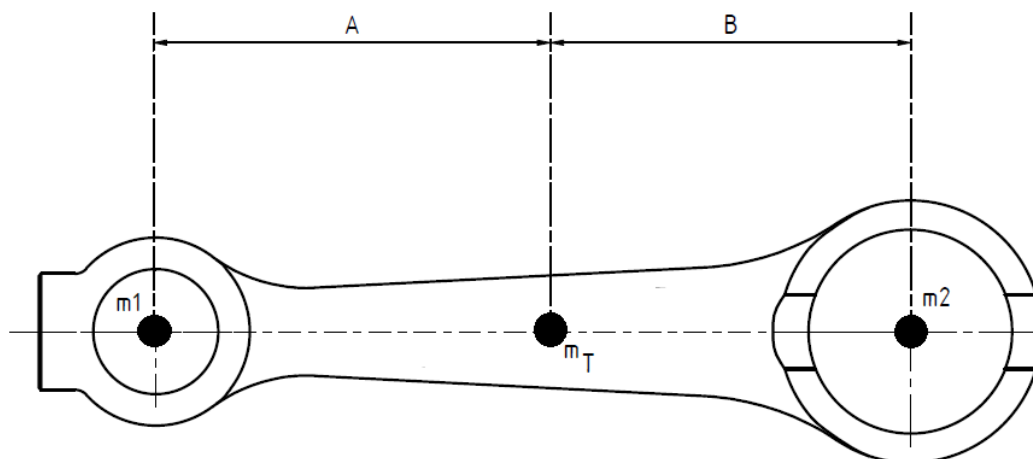
kde  $m_{oj}$  je hmotnosť ojnice,  $m_1$  je zredukovaná hmotnosť ojnice v strede malého oka,  $m_2$  je zredukovaná hmotnosť ojnice v strede veľkého oka,  $m_T$  je zredukovaná hmotnosť v ťažisku ojnice,  $A$  je vzdialenosť ťažiska ojnice od malého oka,  $B$  je vzdialenosť ťažiska ojnice od veľkého oka,  $J_T$  je moment zotrvačnosti ojnice k ťažisku [26].

Po úprave vzťahov dostaneme:

$$m_1 = \frac{J_T}{A(A+B)} \quad (28)$$

$$m_2 = \frac{J_T}{B(A+B)} \quad (29)$$

$$m_T = m_{oj} - (m_1 + m_2) \quad (30)$$



Obr. 34 Redukcia ojnice do troch hmotných bodov

Tab. 14 Namerané a vypočítané hodnoty

$m_{oj}$ [g]	360,977
$A$ [mm]	74,808
$B$ [mm]	69,692
$m_1$ [g]	137,99
$m_2$ [g]	148,427
$m_T$ [g]	74,56
$J_T$ [kg·m <sup>2</sup> ]	0,001491642

V tomto prípade, ak je hmotnosť ťažiska ojnice  $m_T$  nenulová, pôsobí v ťažisku prídavný moment zotrvačnosti  $\Delta J_{oj}$  [26]:

$$\Delta J_{oj} = m_{oj}(AB - i_{oj}^2) \quad (31)$$

$$i_{oj} = \sqrt{\frac{J_T}{m_{oj}}}, \quad (32)$$

kde  $i_{oj}$  je polomer zotrvačnosti ojnice

## 4.2 REDUKCIA OJNICE DO DVOCH HMOTNÝCH BODOV

Po redukcii ojnice do troch hmotných bodov je nasledujúcim krokom redukcia do dvoch hmotných bodov, kde sa hmotnosť ťažiska ojnice rozdelí pomocou momentovej rovnováhy a pripočíta sa ku:

1. Hmotnému bodu posuvných častí sústredených v malom oku ojnice
2. Hmotnému bodu rotujúcich častí sústredených vo veľkom oku ojnice

Pre redukciu do dvoch bodov platí:

$$m_{po} = m_1 + m_T \frac{A}{(A + B)} \quad (33)$$

$$m_{ro} = m_2 + m_T \frac{B}{(A + B)} \quad (34)$$

kde  $m_{po}$  je redukovaná hmotnosť posuvných častí ojnice a  $m_r$  je redukovaná hmotnosť rotujúcich častí ojnice

Tab. 15 Výsledky redukcie ojnice do dvoch hmotných bodov

$m_{po}$ [g]	176,59
$m_{ro}$ [g]	184,39

Pre kontrolu správnosti výpočtu je možné vykonať súčet hmotností posuvných a rotujúcich častí ojnice, čo by malo viesť k celkovej hmotnosti ojnice, v tomto prípade je tomu skutočne tak, súčtom je hmotnosť 360,98 g. Rozdiel oproti vstupnej hodnote je spôsobený chybou zaokrúhlenia.

### 4.3 ÚPRAVA CAD MODELOV

Na určenie stavu vyváženia je potrebné upraviť modely klukových hriadeľov. Z týchto modelov sú odstránené ojnice, piestne skupiny, zotrvačník, remenica, labyrintové tesniace krúžky a aj ložiská. Podiely rotujúcej časti ojníc boli nahradené krúžkami s ekvivalentnou hmotnosťou, teda hmotnosťou rotujúcich podielov ojníc s ojničnými ložiskami vid' Obr. 35.

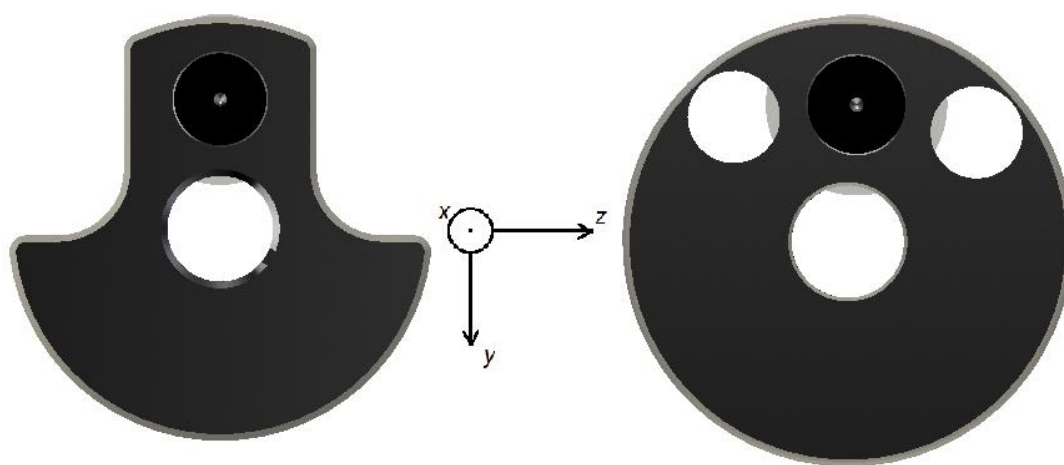


Obr. 35 Rotujúce podiely ojníc nahradené ekvivalentnými krúžkami

## 4.4 VYVAŽOVANIE

### 4.4.1 VÝPOČET STATICKÉHO MOMENTU

Na získanie momentov zotrvačných síl rotujúcich častí bolo potrebné rozdeliť modifikovaný kľukový hriadeľ na jednotlivé zalomenia. Z každého zalomenia je získaná hmotnosť (rovnakú pre všetky tri zalomenia) a polohu ťažiska. Vynásobením polohy ťažiska zalomenia a jeho hmotnosti dostaneme statický moment. Súčinom statického momentu a druhej mocniny uhlovej rýchlosti vyjde zotrvačná sila rotujúcich častí. Ak sú hodnoty zotrvačných síl pre každé zalomenie rovnaké, v prípade usporiadania ramien kľukového hriadeľa do pravidelnej hviezdice je výslednica týchto síl nulová, čím je kľukový hriadeľ staticky vyvážený.



Obr. 36 Zalomenie oboch výkonových variantov

Tab. 16 Poloha ťažísk jednotlivých zalomení

Číslo zalomenia [-]	Poloha ťažiska [y ; z] [mm]	
	Variant 33 kW	Variant 37 kW
1	[2,684 ; 0,018]	[2,372 ; 0,018]
2	[-1,341 ; 2,322]	[-1,184 ; 2,051]
3	[-1,341 ; -2,322]	[-1,184 ; -2,051]

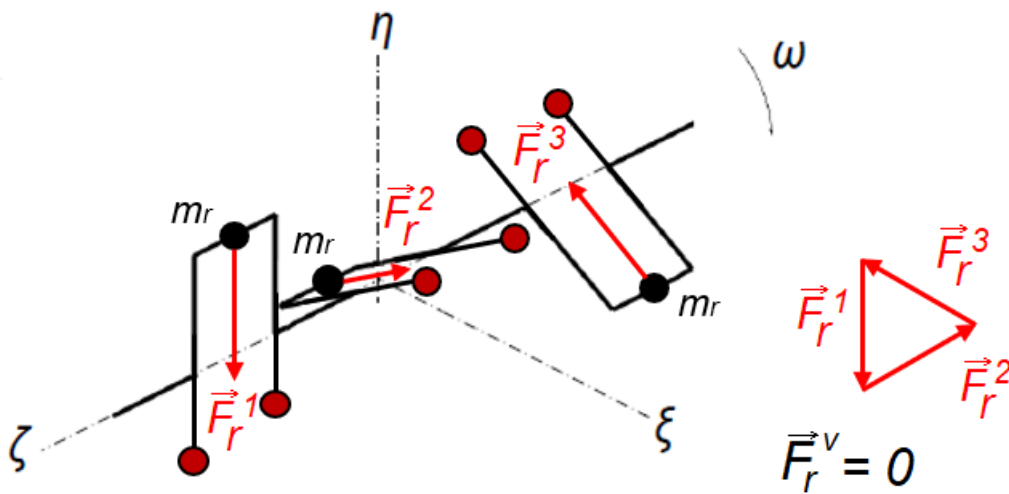
Tab. 17 Statické momenty zalomení

Číslo zalomenia [-]	Statický moment [kg·mm]	
	Variant 33 kW	Variant 37 kW
1	9,332	10,605
2	9,322	10,592
3	9,322	10,592

Rozdiel vo veľkosti statického momentu prvého zalomenia voči ostatným dvoj je spôsobený absenciou drážky pre pero v zotrvačníku, do ktorého sa lisuje prvý hlavný čap, čo by sa v praxi riešilo odvrútaním materiálu na ramene.

Pokiaľ bude zanedbaný malý rozdiel v statickom momente prvého zalomenia, výslednica týchto zotrvačných síl bude nulová.

Vektory zotrvačných síl zobrazuje Obr. 37.



Obr. 37 Znárodnenie zotrvačných síl rotujúcich častí

Výslednica deviačných momentov rotujúcich častí je vypočítaná podľa vzťahu

$$M_{rot} = \sqrt{3} M_{st} a, \quad (35)$$

kde  $M_{st}$  je statický moment zalomenia a  $a$  je vzdialenosť osí valcov.

Ďalším krokom je výpočet deviačného momentu posuvných síl I. rádu pri uvažovaní jednotkovej uhlovej rýchlosti, pričom oba výkonové varianty majú zhodnú hmotnosť piestnej skupiny aj posuvnej časti ojnice.

$$M_{pos} = \sqrt{3}(m_{ps} + m_{po})ra \sin 45^\circ \quad (36)$$

Tab. 18 Výsledné hodnoty deviačných momentov

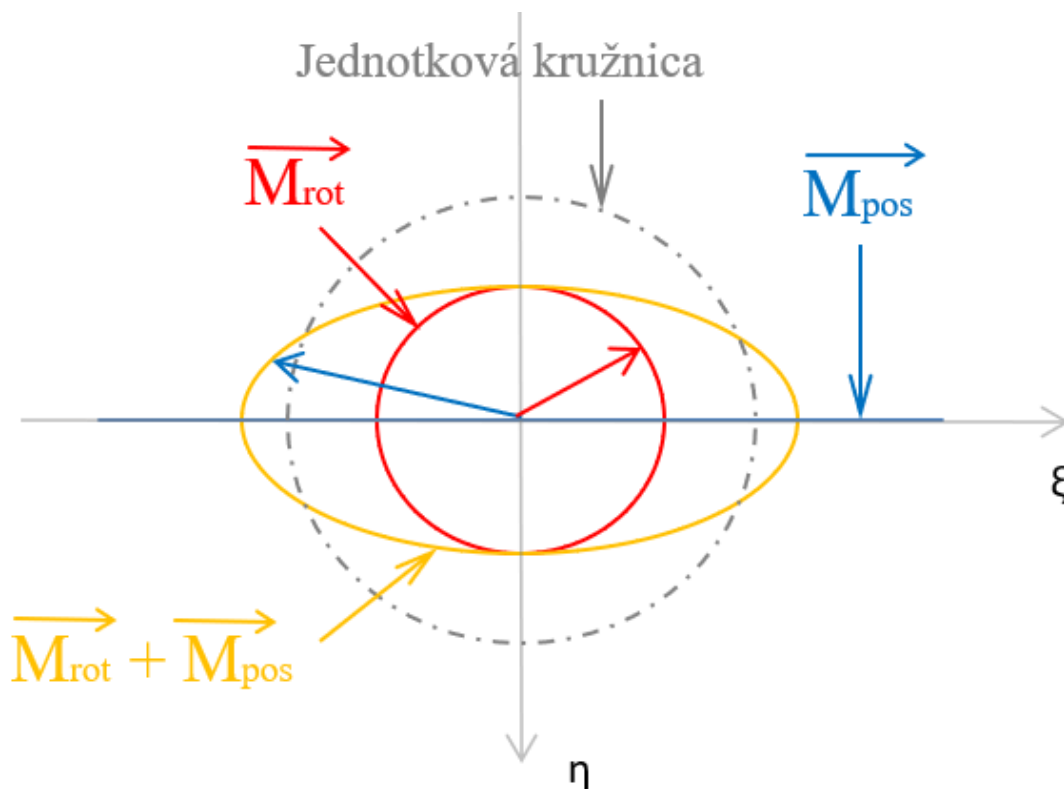
	33 kW	37 kW
$M_{rot}$ [kg·mm <sup>2</sup> ]	1530,01	1738,46
$M_{pos}$ [kg·mm <sup>2</sup> ]	4595,28	4895,28

Podielom deviačného momentu rotujúcich častí a deviačného momentu posuvných síl je pomerné čiastočné vyváženie momentu zotrvačných síl I. rádu vypočítané v *Tab. 19*.

*Tab. 19* Vyváženie momentu zotrvačných síl I. rádu

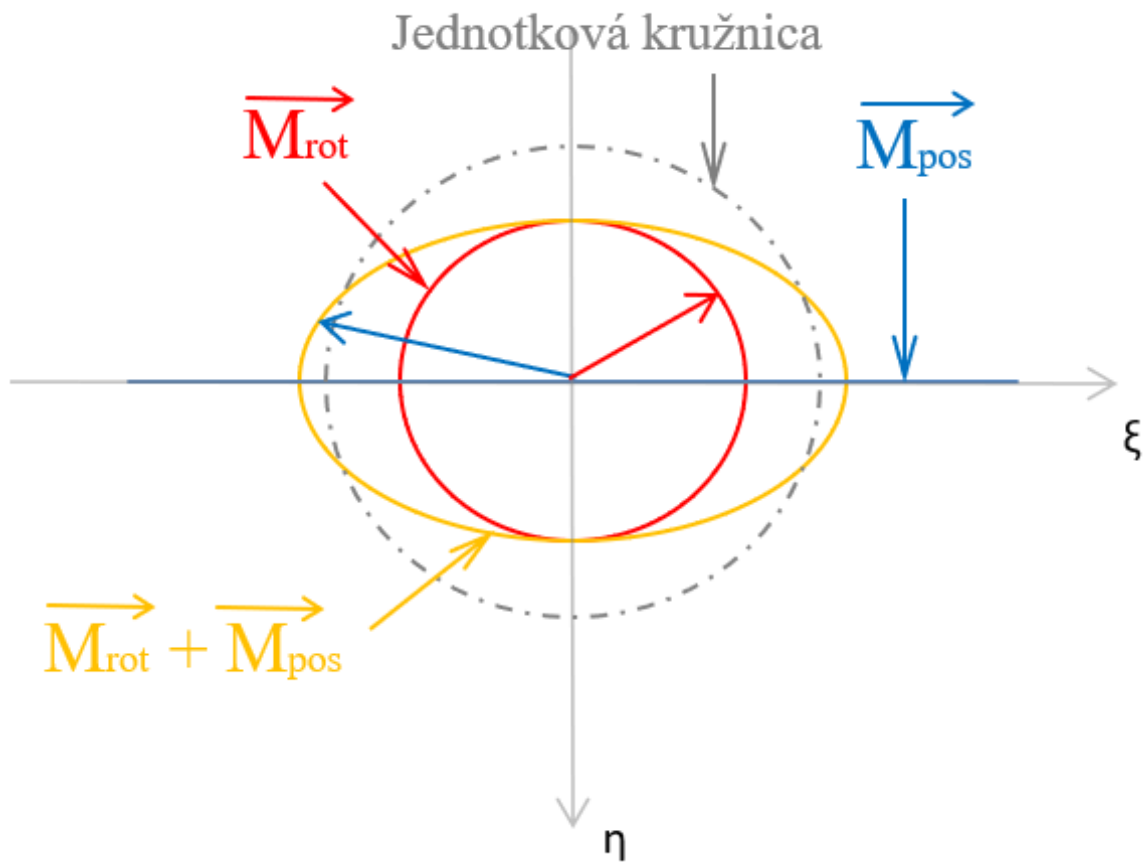
Variant 33 kW	Variant 37 kW
33,295 %	37,831 %

V praxi to znamená, že čím je percento vyváženia vyššie, tým lepšie sú vyvážené spomínané deviačné momenty. V praxi to znamená, že vibrácie, zachycované v uloženiach motora, sú prenesené zo smeru tiažovej sily motora do kolmého smeru, čo je v prípade prenosu vibrácií do karosérie priaznivejšie, z čoho vyplýva, že variant 37 kW je vyvážený o niečo lepšie.



*Obr. 38* Vyvažovací diagram variantu 33 kW

Červená kružnica v grafoch vyjadruje polohu vektora zotrvačných síl rotujúcich častí, modrá úsečka vyjadruje polohu vektora zotrvačných síl posuvných častí, žltá elipsa je vektorovým súčtom oboch výsledkov. Červená resp. modrá šípka znázorňuje polohu vektora zotrvačných síl rotujúcich resp. posuvných častí pri polohe piestu prvého valca v hornej úvrti. Čiastočné zlepšenie vyváženia je možné zvýšením hmotností vývažkov napr. vyvrtaním určitého množstva otvorov do spodnej časti ramien a nalepením, prípadne navarením záslepiek z materiálu o vyššej hustote ako materiál ramien, prípadne znížením deviačného momentu zotrvačných síl posuvných častí I. rádu.



Obr. 39 Vyvažovací diagram variantu 37 kW



## 5 SIMULÁCIA DYNAMIKY KL'UKOVÝCH MECHANIZMOV

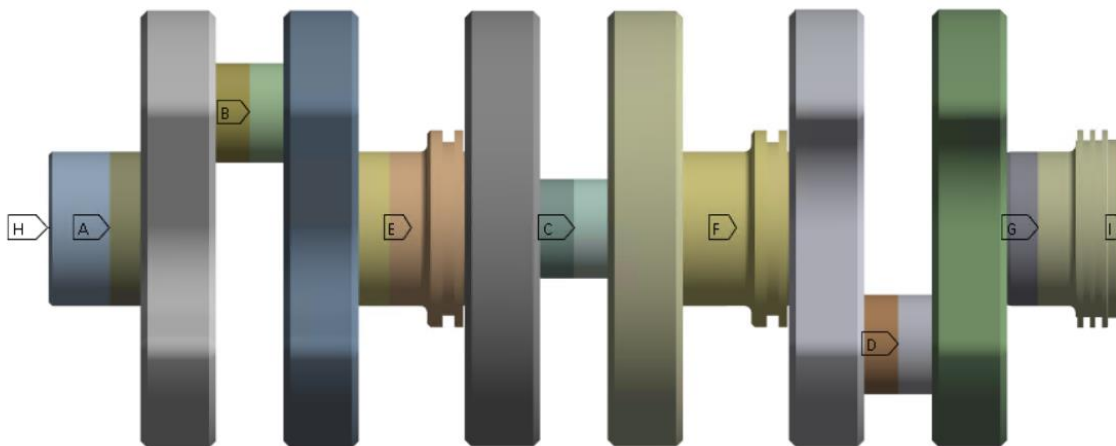
Stanovenie zaťaženia kl'ukového mechanizmu sa zakladá na kombinácii modelov riešených pomocou metódy konečných prvkov (MKP) a softvérom pre simuláciu dynamiky sústavy telies (MBS). Tento softvér využíva geometriu súčasti na stanovenie skúmaných parametrov na rozdiel od analytického prístupu, ktorý sa opiera o prútové predpoklady. Výpočet sa rozdeľuje do týchto častí:

- Diskretizácia modelu
- Tvorba uzlov rozhrania a vytvorenie prútových náhrad
- Simulácia dynamiky s takto modálne redukovaným pružným telesom

### 5.1 DISKRETIZÁCIA MODELU

Týmto pojmom sa rozumie tvorba modelu pomocou metódy konečných prvkov. Tá spočíva v rozdelení objemového telesa na určitý počet prvkov. Parametre potrebné pre nasledujúce kroky simulácie sa určujú v uzloch rozhrania.

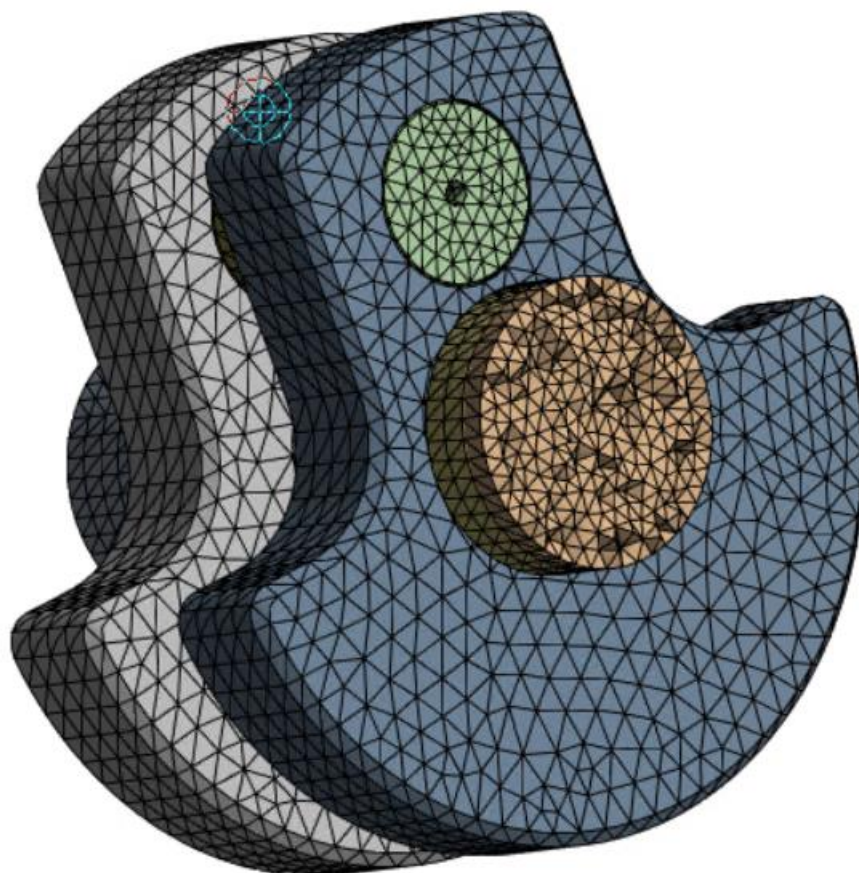
Vstupnými dátami pre MKP je geometria vychádzajúca z predom vytvorených CAD modelov. Používaným softvérom pre danú diskretizáciu sa stal Ansys Workbench. V jeho podprograme „SpaceClaim“ je importovaný formát modelu kl'ukových hriadeľov vo formáte *step*, ktorých sú hlavné a ojničné čapy rozrezané rovinou symetrie kolmej na os rotácie čapov. Aby bola zachovaná celistvosť modelu, musí byť použitý príkaz „Share Topology“, kde sa označili plochy vzniknuté rezmi jednotlivými rovinami.



Obr. 40 Rozrezaný model kl'ukového hriadeľa s uhlami rozhrania

V ďalšom podprograme „Mechanical“ je daným komponentom priradený materiál a v plochách vytvorených rovinami rezov sú vložené uzly rozhrania A-D pre hlavné a ojničné čapy, uzol H pre predný koniec kl'ukového hriadeľa, kde je montovaná remenica a uzol I pre zadný koniec, pre montáž zotrvačníka. V týchto uzloch sa vytvárajú prútové náhrady, ktoré sú nehmotné,

absolútne tuhé a reprezentované prútovým prvkom typu MPC184, v prípade Ansys Mechanical je to prvok „Beam“.



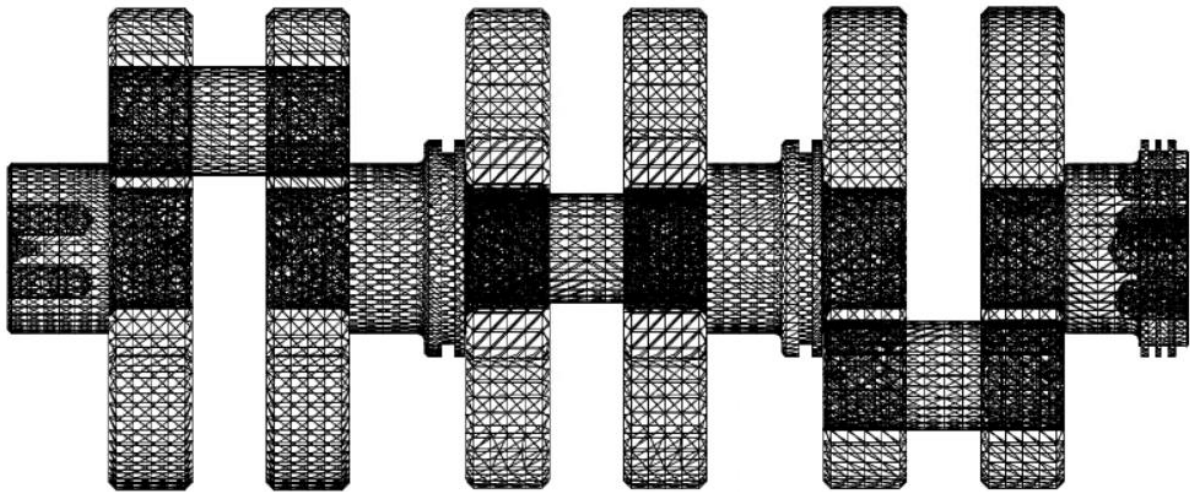
Obr. 41 Náhľad siete v blízkosti uzlu rozhrania

Pre modely s prútovými náhradami je potrebné vytvoriť sieť. Pre celý model je použitá metóda sieťovania štvorstennými prvkami. Veľkosť prvku je potrebné voliť takú, aby celkový čas výpočtu nebol príliš dlhý, ale zároveň aby veľkosť siete významne neovplyvňovala dosiahnuté výsledky. V tomto prípade je použitá veľkosť 3 mm na rozrezaných čapoch a 5 mm na ramenách. Pri použití veľkosti prvkov 3 mm na ramenách bol celkový počet prvkov a uzlov príliš vysoký a program odmietol výpočet dokončiť, z dôvodu obmedzenia použitej licencie.

Výstupom tejto simulácie je mimo iné aj súbor „Modal Neutral File“ (.*mnf*) ktorý bude potrebný pre náhradu tuhého telesa kľukového hriadeľa, modelovaného MBS softvérom, pružným telesom. Samotný Ansys Mechanical nedokáže tento súbor vytvoriť automaticky pri výpočte, je potrebné v príkazovom riadku zadať makro, ktoré tvorbu *mnf* súboru umožní.

Tab. 20 Počet prvkov a uzlov siete

	Variant 33 kW	Variant 37 kW
Počet prvkov [-]	224257	225284
Počet uzlov[-]	335720	341609



Obr. 42 Sieť modelu variantu 33 kW

## 5.2 CRAIG-BAMPTONOVA METÓDA

Tvorbu potrebného *mnf* súboru zaisťuje práve Craig-Bamptonova metóda, ktorá spočíva vo významnej redukcii stupňov voľnosti diskretizovaného telesa. Bez použitia tejto metódy by diskretizované teleso obsahovalo veľké množstvo stupňov voľnosti, čo by vyústilo k veľkému objemu dát a dlhému výpočtovému času. Táto metóda sa opiera o predpoklad, že reálnu deformáciu pružného telesa je možné aproximovať pomocou lineárnej kombinácie vlastných tvarov, ďalší predpoklad je malá deformácia pružného telesa.

$$u(t) = \sum_{i=1}^m \varphi_i q(t) \quad (37)$$

kde  $u$  je deformácia pružného telesa,  $m$  je počet modálnych tvarov,  $\varphi_i$  je  $i$ -tý vlastný tvar,  $q$  je modálna súradnica



Obr. 43 Deformácia a jej aproximácia súčtom tvarov telesa [33]

Pri metóde Craig-Bampton rozlišujeme dva základné tvary:

- Väzobné tvary – sú to statické tvary, ktoré sú získané budením každého stupňa voľnosti uzlu rozhrania jednotkovým posuvom alebo natočením, pričom je zamedzený pohyb všetkých ostatných uzlov rozhrania
- Normálové tvary – sú to skutočné vlastné tvary pružného telesa, ktoré boli získané modálnou analýzou pružného telesa so zamedzením pohybu všetkých uzlov rozhrania tohto telesa

Výhodou je dostatočne presná aproximácia už pri relatívne malom počte základných tvarov.

Nevýhodou tejto metódy je nediagonálna matica hmotnosti v pohybovej rovnici, ktorá je potrebná pre efektívnu časovú integráciu, tá však zvyšuje časovú náročnosť výpočtu.

### 5.3 MBS SIMULÁCIA

Pod skratkou MBS sa rozumie Multi-Body System. Pre potreby simulácie je v tomto prípade využívaný softvér ADAMS, resp. jeho nadstavba Virtual Dynamics, výstupom z týchto simulácií sú priebehy zaťaženia ložísk a torzného kmitania.

Tvorba modelu kľukového mechanizmu začína definovaním jeho rozmerov a momentov zotrvačnosti jednotlivých komponentov, ktoré sú určené CAD modelmi. Pre variant 37 kW je potrebné vytvoriť model tlmiča torzných kmitov a definovať jeho vlastnosti, najmä torznú tuhosť a modul pružnosti v šmyku gumového prvku. Gumový prvok je mäkký na dotyk, preto je na základe odporúčenia vedúcim práce použitý modul pružnosti 1.8 MPa. Torzná tuhosť je počítaná nasledovne podľa vzťahu:

$$c_t = \frac{\pi G_d (d_2^4 - d_1^4)}{32h} \quad (38)$$

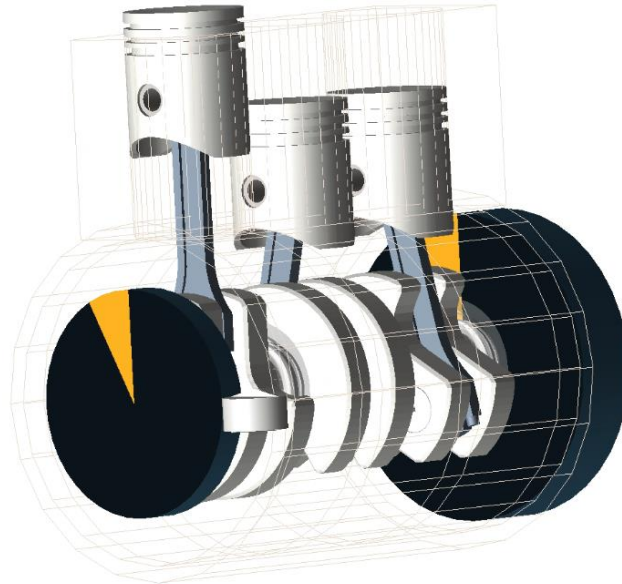
kde  $c_t$  je torzná tuhosť,  $G_d$  je modul pružnosti v šmyku,  $d_1$  je vnútorný priemer gumového prvku,  $d_2$  je vonkajší priemer gumového prvku,  $h$  je šírka gumového prvku

Vypočítaná hodnota torznej tuhosti vyšla 13841,531 N·m·rad<sup>-1</sup>, spolu s odporúčenou hodnotou stratového uhlu 5,14° a zanedbaným vplyvom teploty je tlmič torzných kmitov definovaný. Hlavné ložiská sú vybrané z obsahovej knižnice programu ADAMS, nakoľko sa jedná o rozmerovo štandardné ložiská. Ojnicné ložiská sú modelované na základe reálnych (CAD) modelov, kde sa zadávajú rozmery a počet valivých elementov a radiálna vôľa. Následne je modelovaný tuhý blok motora a taktiež sú definované budiace účinky, teda sily od tlakov plynov stanovené zo simulácie v GT-Suite.

Po vymodelovaní kompletného kľukového mechanizmu je potrebné nahradiť tuhý kľukový hriadeľ pružným. Použitie tuhého hriadeľa je možné v prípade, kedy výstupom simulácie nie je analýza kmitania alebo zaťaženia jeho častí, pričom je vyžadované zachovanie zotrvačných účinkov, ktoré ovplyvňuje dynamické správanie ostatných telies. Pre náhradu tuhého telesa pružným sa používa modálne redukované teleso, konkrétne súbor *mnf* spomínaný v predchádzajúcej kapitole, s použitím pomerného modálneho tlmenia odporúčeného vedúcim práce. Jednotlivé uzly rozhrania modálne redukovaného telesa sú pri vkladaní ukotvené do deliacich rovín čapov tuhého telesa, v prípade správnej rozmerovej definície je táto operácia úspešná.

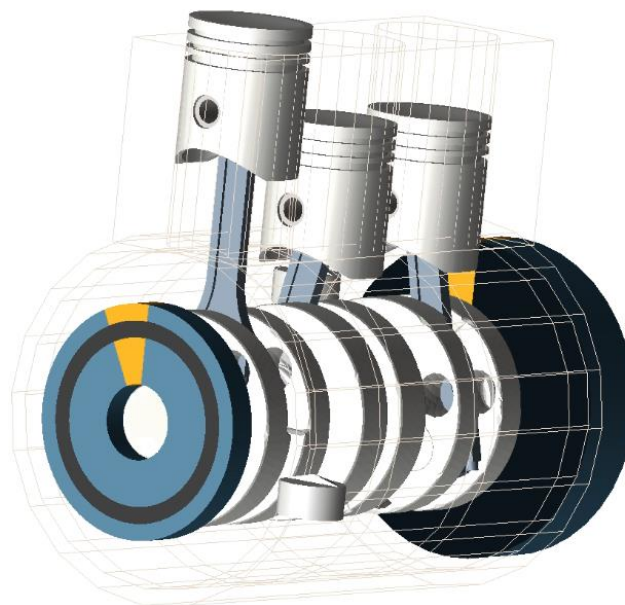
Takto vyhotovený model je pripravený pre simulácie. Je zvolená analýza kľukového mechanizmu v ustálenom stave. Je zvolený rozsah otáčok od 1000 do 5000 min<sup>-1</sup> s otáčkovým

krokom  $100 \text{ min}^{-1}$ , pre každý otáčkový krok je vykonaná simulácia 20 cyklov, pričom 19 cyklov slúži na ustálenie systému a vyhodnotí sa posledný 20. cyklus.



Obr. 44 Model variantu 33 kW v prostredí Virtual Dynamics

Variant 33 kW je modelovaný s pevnou remenicou, ktorú reprezentuje prvok rovnaký ako jednodotný zotrvačník. Variant 37 kW je analogicky modelovaný s prvkom „Rubber Torsional Damper“ predstavujúci remenicu s tlmičom torzných kmitov.



Obr. 45 Model variantu 37 kW v prostredí Virtual Dynamics

## 5.4 TORZNÉ KMITANIE

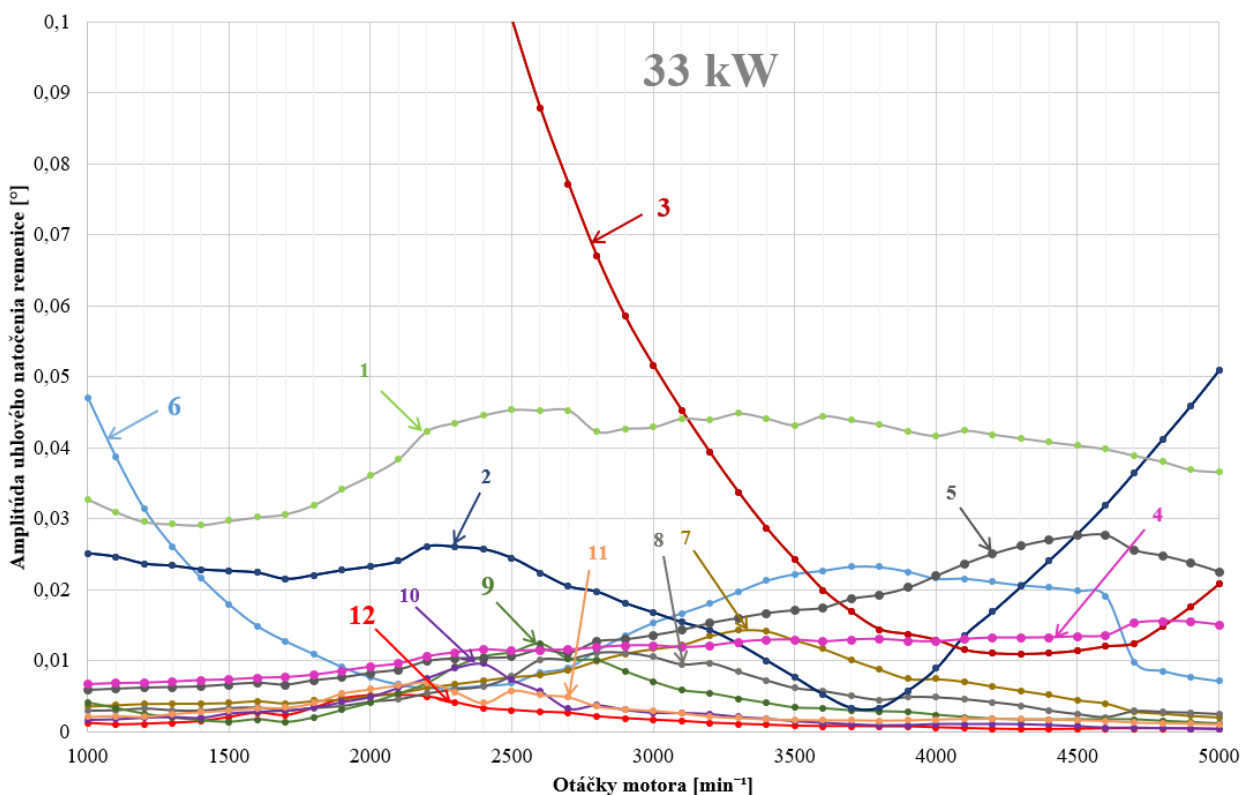
Torzné kmitanie pôsobiace v osi kľukového hriadeľa je vyvolané časovou premenlivosťou točivého momentu síl od tlakov plynov v spaľovacom priestore a momentu od zotrvačných síl posuvných častí, to je potom prenesené na kývanie kľukového hriadeľa, ktoré je dané nerovnomernosťou chodu, spôsobujúce kolísanie otáčok motora, a na statické natočenie hriadeľa vplyvom strednej zložky tangenciálnych síl na jednotlivých ojnicných čapoch [34]. V tomto prípade je vyhodnocované z priebehu uhlovej rýchlosti remenice bez použitia tlmiča torzných kmitov resp. s použitím tlmiča torzných kmitov. Uhlová rýchlosť sa rozdelí na rovnomerné otáčanie kľukového mechanizmu s konštantnými otáčkami a na statické uhlové natočenie, následne sa harmonickou analýzou rozloží na súčet sínusových funkcií. Dvojdobý motor koná prácu každý zdvih, preto platí:

$$\kappa = k \quad (39)$$

$$k = 1, 2, 3, \dots, n$$

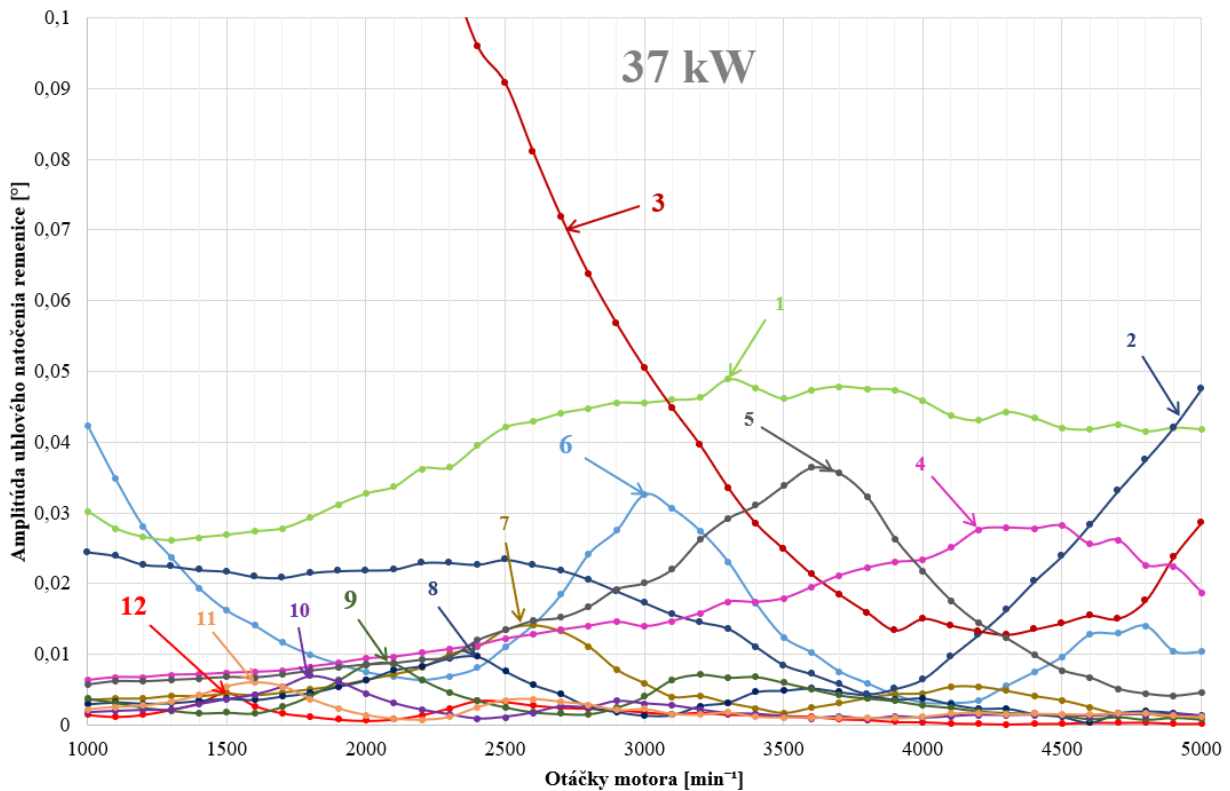
kde  $\kappa$  [-] je rad harmonickej zložky a  $k$  [-] je počet periód harmonickej zložky

Pre trojvalcový dvojdobý motor sú teda rady harmonickej zložky s najvýznamnejším vplyvom (hlavné) rady násobkov čísla 3,  $\kappa=3, 6, 9, 12, \dots$ . Násobkom radou harmonickej zložky  $\kappa$  a otáčok zodpovedajúcim maximálnej hodnoty amplitúdy sú rezonančné otáčky kľukového hriadeľa buď jednouzlového alebo dvojuzlového kmitania.



Obr. 46 Amplitúdy harmonickej zložiek uhlovej výchylky remenice variantu 33 kW

Z priebehu amplitúd na Obr. 46 vyplýva, že variant 33 kW dosahuje v prevádzkovom spektre otáčok iba jednouzlového kmitania, pričom rezonančné otáčky jednouzlového kmitania v prevádzkovom spektre otáčok začínajú harmonickým radom 6. Najvýznamnejším radom spôsobeným nerovnomernosťou chodu je rad 3 nasledovaný radom 6.



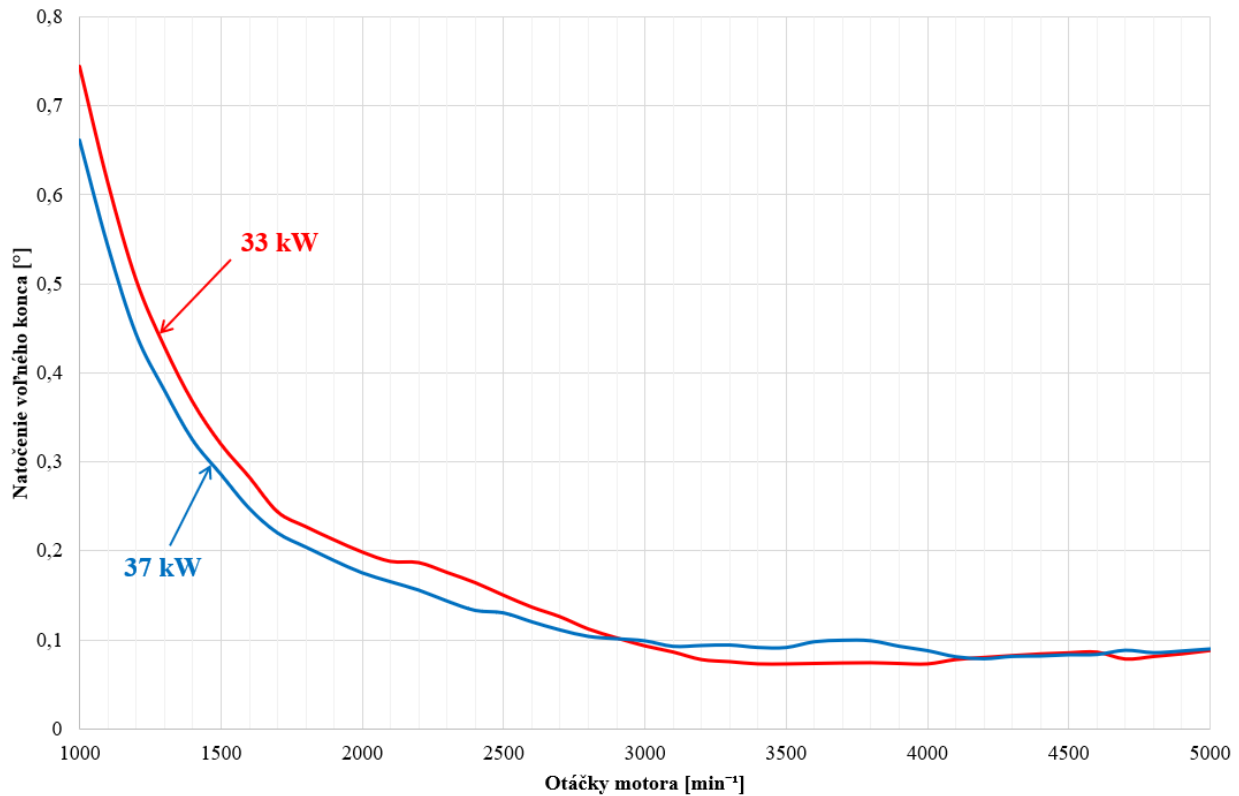
Obr. 47 Amplitúdy harmonických zložiek uhlovej výchylky remene pre variant 37 kW

Z grafu na Obr. 47 vyplýva, že na rozdiel od variantu 33 kW kde sa vyskytovalo iba jednouzlové kmitanie sa u 37 kW variantu vyskytuje aj kmitanie dvojuzlové. Rady 3 a 6 sú opäť najvýznamnejšími čo sa nerovnomernosti chodu týka. Na jednotlivých amplitúdach je možné nájsť maximálne hodnoty v daných otáčkach a spočítať tak rezonančné otáčky klukových hriadeľov.

Tab. 21 Vypočítané hodnoty rezonančných otáčok jednouzlového resp. dvojuzlového kmitania

33 kW			37 kW		
$\kappa$ [-]	$n_{rez,1}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$n_{rez,2}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\kappa$ [-]	$n_{rez,1}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$n_{rez,2}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
6	22500	-	6	18000	28800
7	23450	-	7	18200	28700
8	22800	-	8	19200	28800
9	23400	-	9	18450	28800
10	24000	-	10	18000	29000
11	24200	-	11	17000	28600
12	24000	-	12	18000	28800
Priemer	23478,85	-	Priemer	18121,43	28785,71

Z vypočítaných hodnôt v *Tab. 21* vyplýva, že variant 33 kW dosahuje jednouzlového kmitania v prevádzkovom rozsahu otáčok od harmonického radu  $\kappa=5$  a vyšších, zatiaľ čo u 37 kW variantu sa jednouzlové kmitanie vyskytuje už od radu 4 a dvojuzlové kmitanie od radu 6 a vyšších.



Obr. 48 Polovica rozkmitu oboch variantov

Pomocou polovice rozkmitu je možné posudzovať nerovnomernosť chodu motora a deformačné torzné kmitanie hriadeľa. Najväčší podiel na tejto nerovnomernosti má rad harmonickej zložky 3. So zvyšujúcimi sa otáčkami klesá nerovnomernosť chodu, ako je možné vidieť na grafe na *Obr. 48*. Variant 33 kW bez tlmiča torzných kmitov má do 2900 min<sup>-1</sup> o niečo vyššiu nerovnomernosť než výkonnejší variant, čo môže byť spôsobené nižšou hmotnosťou kľukového hriadeľa, napriek tomu má práve 37 kW variant v oblasti od 2900 min<sup>-1</sup> do 4100 min<sup>-1</sup> vyššiu nerovnomernosť chodu, čo môže byť spôsobené torznou deformáciou kľukového hriadeľa a až od 4100 min<sup>-1</sup> sú oba variantami hodnotami na podobnej úrovni.

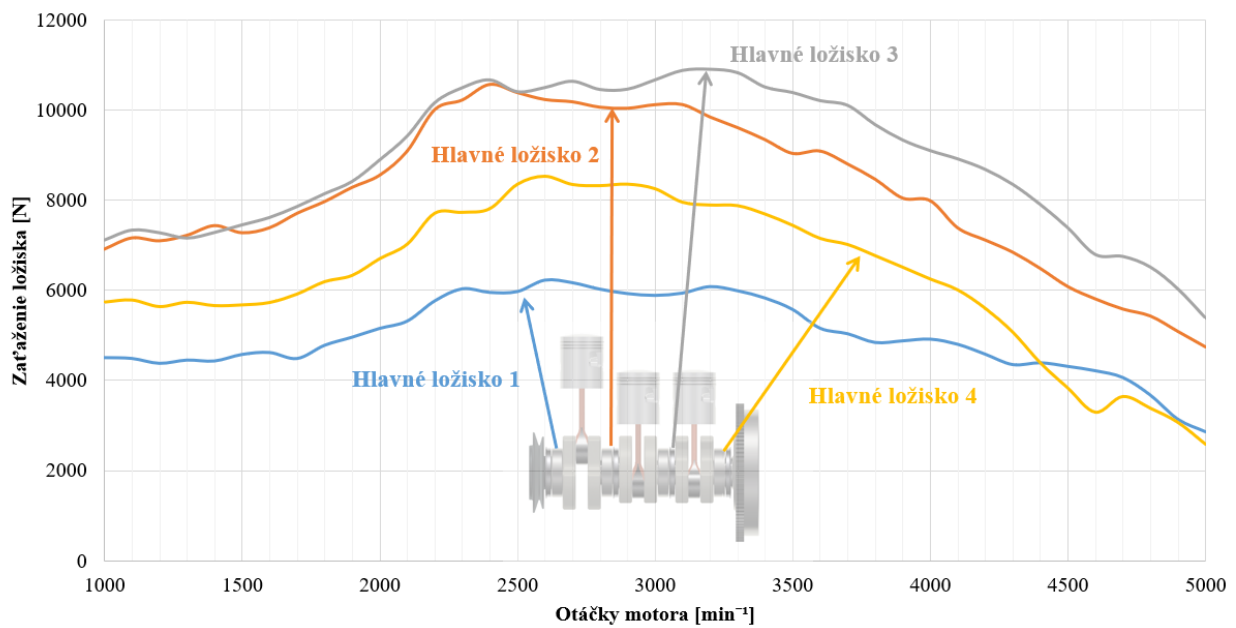
## 5.5 ZAŤAŽENIE LOŽÍSK

Ďalším predmetom porovnania výkonových variantov Wartburga 353 je silové zaťaženie hlavných a ojničných ložísk. Zaťaženie ložísk sa mení v závislosti na priebehu tlaku v spaľovacom priestore naprieč otáčkovým spektrom motora a so zvyšujúcimi sa hodnotami otáčok, s ktorými narastajú veľkosti zotrvačných síl a momentov od posuvných aj rotujúcich častí kľukového mechanizmu.

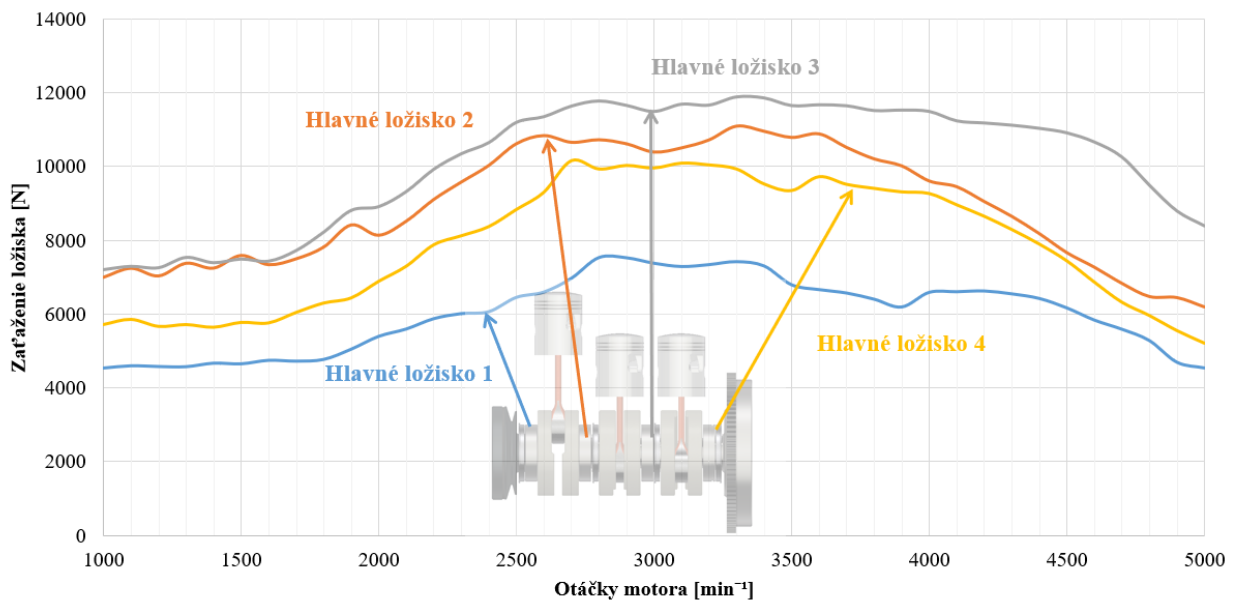


Zaťaženie ložísk je možné prezentovať pomocou maximálnej hodnoty výsledníc síl v smere osi valca a v smere kolmom naprieč celým otáčkovým spektrom a pomocou polárnych diagramov, ktoré znázorňujú priebeh síl v rámci jedného cyklu – u dvojdobých motorov v rámci jednej otáčky kľukového hriadeľa.

Ako zobrazuje graf na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, najviac zaťaženým hlavným ložiskom je tretie ložisko (prvé ložisko leží na strane remenice, analogicky štvrté ložisko sa nachádza na strane zotrvačníka), s najvyššou hodnotou zaťaženia 10898 N pri 3200 min<sup>-1</sup>. Do 2500 min<sup>-1</sup> je priebeh zaťaženia tretieho ložiska podobný s priebehom druhého ložiska. Naopak ložisko s najnižším zaťažením je prvé ložisko s maximálnou hodnotou 6229 N pri 2600 min<sup>-1</sup>.



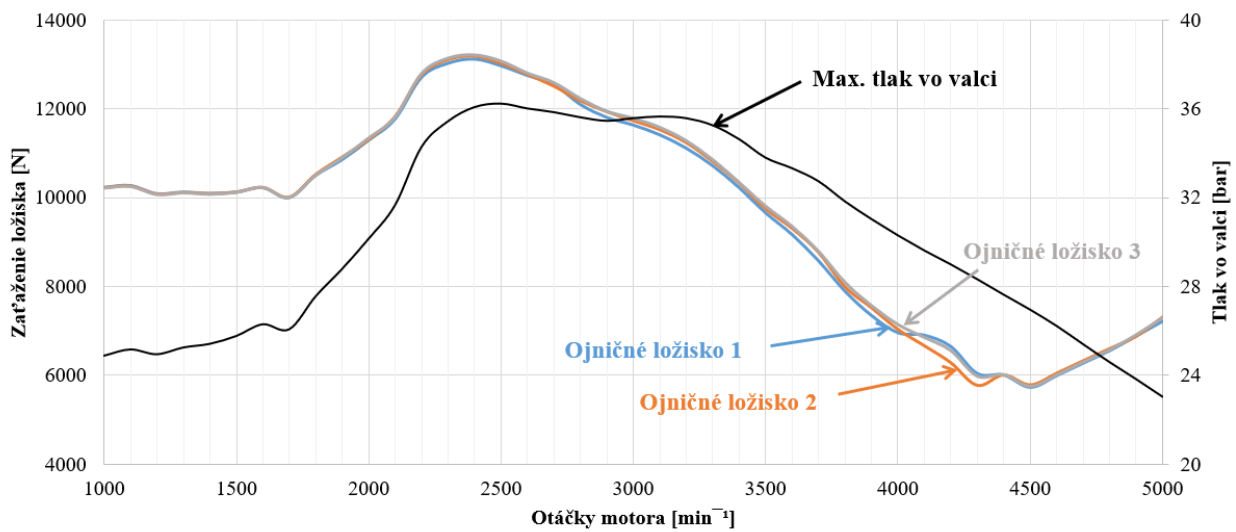
Obr. 49 Priebeh zaťaženia hlavných ložísk variantu 33 kW



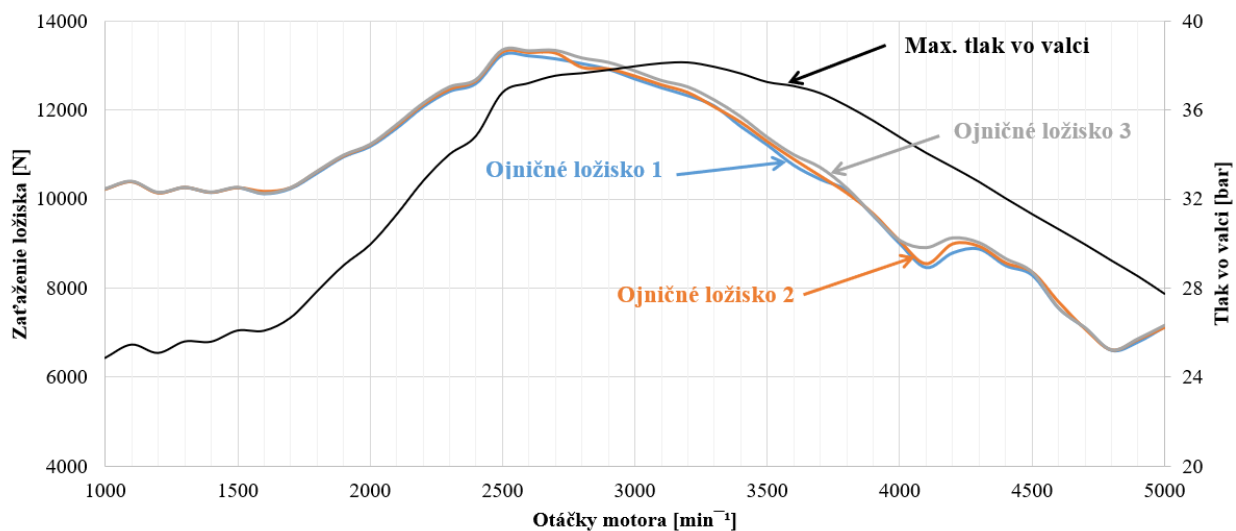
Obr. 50 Priebeh zaťaženia hlavných ložísk variantu 37 kW

Pri minimálnych otáčkach  $1000 \text{ min}^{-1}$  je priebeh zaťaženia ložiska ovplyvnený najmä silami od tlakov plynov v spaľovacom priestore, v otáčkach  $2500 \text{ min}^{-1}$ , kde sa nachádza najvyšší točivý moment a v otáčkach nominálneho výkonu začína byť priebeh zaťaženia ovplyvnený do vyššej miery zotrvačnými silami posuvných a rotujúcich častí. Pri maximálnych otáčkach by bol vplyv zotrvačných síl výrazne dominantnejší.

Rovnako ako v predchádzajúcom variante, aj v 37 kW verzii je najviac zaťažené tretie hlavné ložisko s maximálnym zaťažením  $11893 \text{ N}$  pri  $3300 \text{ min}^{-1}$ . Naopak najmenej zaťaženým ložiskom je opäť prvé hlavné ložisko s maximálnym zaťažením  $7533 \text{ N}$  pri  $2800 \text{ min}^{-1}$ . Viditeľný prepád maximálneho zaťaženia prvého hlavného ložiska na Obr. 50 v otáčkach od  $3500 \text{ min}^{-1}$  do  $4000 \text{ min}^{-1}$  je spôsobený chybou nastavenia riešiča.



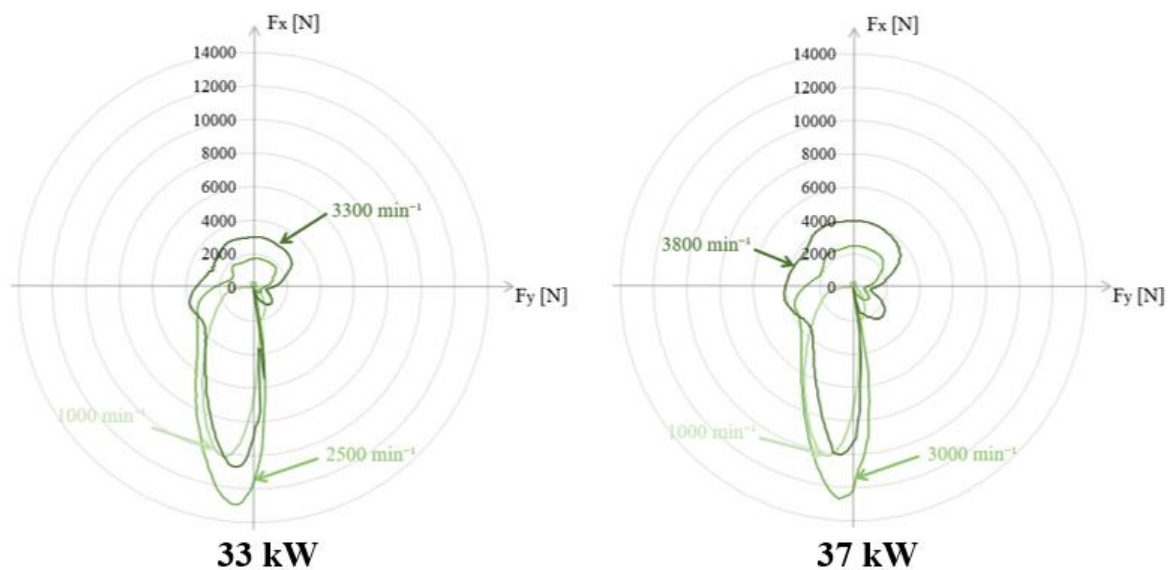
Obr. 52 Priebeh zaťaženia ojničných ložísk 33 kW



Obr. 51 Priebeh zaťaženia ojničných ložísk 37 kW

Priebehy zaťaženia všetkých troch ojnicných ložísk by mali vyjsť zhodné, tj. krivky by sa mali prekrývať. Drobné nezrovnalosti sú zreteľné na *Obr. 52* najmä v rozmedzí otáčok  $4000 \text{ min}^{-1}$  až  $4300 \text{ min}^{-1}$  a sú spôsobené chybou riešiča. Najvyššiu hodnotu zaťaženia  $13214 \text{ N}$  majú tieto ložiská v  $2400 \text{ min}^{-1}$ , následne s klesajúcim točivým momentom klesá aj silové zaťaženie. So zvyšujúcimi sa otáčkami naberajú vyšší vplyv zotrvačné sily posuvných a rotujúcich častí, pričom od  $4500 \text{ min}^{-1}$  sa tieto sily stávajú dominantnou zložkou silového zaťaženia.

Situácia je podobná aj na *Obr. 51* kde sa v určitých otáčkových bodoch nachádzajú nezrovnalosti v priebehu zaťaženia spôsobené chybou riešiča. Kvôli odlišnému priebehu maximálneho tlaku v spaľovacom priestore, kde ten tlak klesá s rastúcimi otáčkami pomalšie ako u  $33 \text{ kW}$  variantu, vplyv zotrvačných síl začína byť dominantný až od  $4800 \text{ min}^{-1}$ . Nárast veľkosti zotrvačných síl je zreteľný na *Obr. 53*, najmä v porovnaní veľkostí zotrvačných síl pri  $3300 \text{ min}^{-1}$  a  $3800 \text{ min}^{-1}$ .



*Obr. 53* Polárne diagramy zaťaženia ojnicných ložísk

## 5.6 ANALYTICKÝ VÝPOČET

Hlavným cieľom analytického výpočtu je overiť dosiahnuté výsledky z MBS simulácie. Pre analytický výpočet boli uvažované zjednodušujúce predpoklady ako tuhý kl'ukový hriadeľ a konštantná uhlová rýchlosť behom jedného cyklu. Z tohto dôvodu boli modely upravené, kl'ukový hriadeľ je uvažovaný ako tuhé teleso, tzn. v súbore *mnf* boli deaktivované jeho vlastné tvary a MBS simulácia prebehla znovu. Predmetom analytického výpočtu je zaťaženie ojnicných ložísk a sú použité nasledujúce vzťahy [35]:

$$F_p = p_{sp} S_p, \quad (40)$$

$$F_{s,p} = -(m_{ps} + m_{po}) a_p, \quad (41)$$

$$F_o = \frac{F_p + F_{s,p}}{\cos(\beta)}, \quad (42)$$

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta), \quad (43)$$

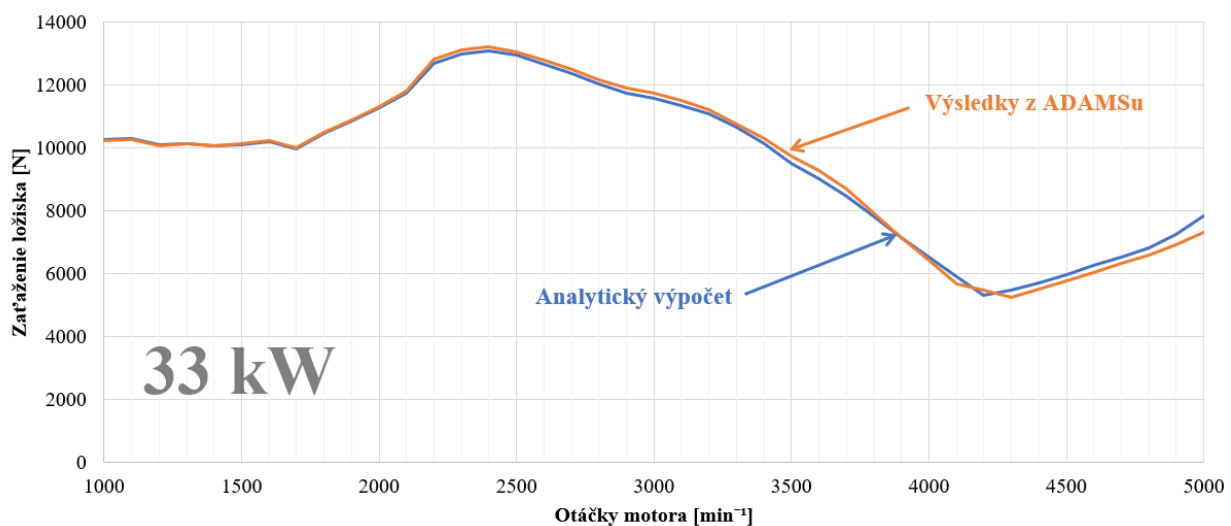
$$F_r = F_o \cos(\alpha + \beta), \quad (44)$$

$$F_{s,r} = -r\omega^2 m_{rot}, \quad (45)$$

$$F_{r,o} = F_r + F_{s,r} \quad (46)$$

$$F_{ol} = \sqrt{F_t^2 + F_{r,o}^2}, \quad (47)$$

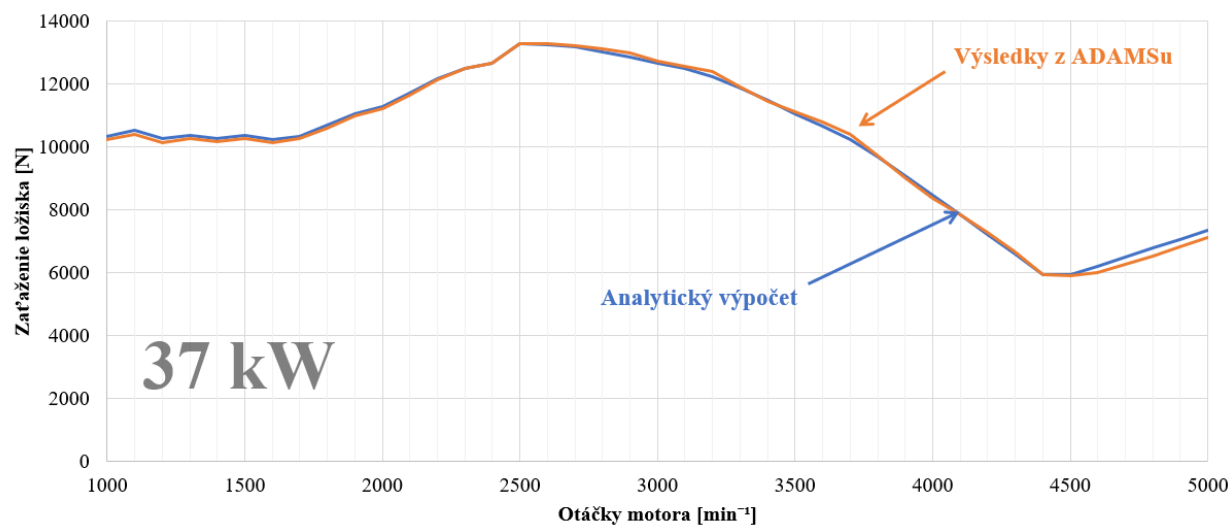
kde  $F_p$  je sila od tlakov plynov,  $p_{sp}$  je tlak v spaľovacom priestore,  $S_p$  je plocha dna piestu,  $F_{s,p}$  je zotrvačná sila posuvných častí,  $m_{ps}$  je hmotnosť posuvných častí piestnej skupiny,  $m_{po}$  je hmotnosť posuvnej časti ojnice,  $a_p$  je zrýchlenie piestu,  $F_o$  je sila pôsobiaca v ojnici,  $F_t$  a  $F_r$  je jej tečná a radiálna zložka,  $F_{s,r}$  je zotrvačná sila rotujúcich častí,  $r$  je dĺžka zalomenia,  $\omega$  je uhlová rýchlosť hriadeľa,  $m_{rot}$  je hmotnosť rotujúcich častí ojnice a ojničného ložiska,  $F_{r,o}$  je výsledná radiálna sila zaťažujúca ojničné ložisko a  $F_{ol}$  je výsledná sila zaťažujúca ložisko.



Obr. 54 Porovnanie výsledkov analytického výpočtu a simulácie variantu 33 kW

Z Obr. 54 a Obr. 55 vyplýva, výsledky simulácie sa do značnej miery blížia výsledkom analytického výpočtu s minimálnym rozdielom, ktorý zrejme bude spôsobený nie príliš vhodným nastavením riešiča. Podľa analytického výpočtu od otáčok 4200 min<sup>-1</sup> začínajú naberať dominantný vplyv zaťaženia zotrvačné sily.

U 37 kW variantu je situácia podobná, oba výsledky sa veľmi nelíšia. Z tohto porovnania vyplýva, že ak zaťaženia ojničných ložísk získaných simuláciou vyšli takmer totožne ako v analytickom výpočte, je možné tvrdiť, že zaťaženie hlavných ložísk sa naozaj reálnym hodnotám blížia.



Obr. 55 Porovnanie výsledkov analytického výpočtu a simulácie variantu 37 kW

## ZÁVER

Diplomová práca sa v rešeršnej časti zaoberala históriou automobilov Wartburg, prehľadom modelových rád spolu so zaujímavými automobilmi, ktoré zdieľali určitú techniku z Wartburga ako napríklad Melkus RS1000 alebo monopost Hela Wartburg F3. Pre pokračovanie vo vypracovaní tejto práce boli pre porovnanie zvolené dva motory modelovej rady 353, konkrétne dvojdobé trojvalce s výkonom 33 kW a 37 kW. V tejto kapitole bol podrobne vykonaný rozbor oboch výkonových variantov motorov, oba varianty zdieľajú niektoré komponenty ako napríklad blok motora, tým pádom zdieľajú aj rovnaké časovanie, zapalovanie a zberné výfukové potrubie. Líšia sa najmä rozdielnym priemerom difuzéru karburátora, hlavami valcov s rozdielnymi kompresnými pomermi a v neposlednom rade rozdielnou konštrukciou kľukových hriadeľov. Práve nimi sa zaoberá praktická časť práce. Rozdiel spočíva v rozdielnej konštrukcii ramien, ktoré u dvojdobého motora vyplňajú škodlivý priestor v kľukovej skrini a ich konštrukcia má významný vplyv na vyváženie motora. Kľukový hriadeľ je uložený na štyroch radiálnych guľôčkových ložiskách, tj. ložisko je umiestnené za každým zalomením, jednotlivé kompresné priestory sú utesnené radiálnymi labyrintovými tesneniami, čím je zabezpečená takmer nekonečná životnosť oproti radiálnym britovým tesneniam, najčastejšie z materiálu NBR. Variant 37 kW je vybavený remenicou pre pohon príslušenstva s tlmičom torzných kmitov.

V druhej kapitole boli na základe reálnych súčastí kľukových hriadeľov vymodelované CAD modely oboch výkonových variantov spolu s ojnicami a piestami. Pre získanie priebehu tlakov plynov v spaľovacom priestore bola zvolená simulácia v programe GT-Suite, kde boli vytvorené termodynamické modely oboch výkonových variantov. Pre záujem o úpravy dvojdobých motorov bol vymodelovaný motor vychádzajúci z predlohy motora Melkus alebo spomínaného monopostu Hela F3, bol vytvorený za účelom zistenia možných dosiahnuteľných výkonových parametrov. S použitím podobných úprav ako spomínané predlohy je možné dosiahnuť pri zdvihovom objeme  $992 \text{ cm}^3$  ako spomínané predlohy je možné dosiahnuť 51 kW pri  $3700 \text{ min}^{-1}$ , ale pri použití vhodnejšej konštrukcie výfuku je možné maximálny výkon presunúť do vyšších otáčok, čo je pre závodný motor charakteristické.

V nasledujúcich dvoch kapitolách boli uvedené teoretické základy kinematiky a vyvažovania kľukového mechanizmu, kde boli výkonové varianty 33 kW a 37 kW porovnávané z hľadiska čiastočného vyváženia momentu zotrvačných síl prvého radu. Výpočet dokázal, že variant 37 kW s ťažšími protizávažiami má tieto momenty vyvážené lepšie s rozdielom pomerného vyváženia 4,53 % oproti 33 kW variantu. Zlepšenie vyváženia tohto variantu by bolo možné dosiahnuť zvýšením hmotnosti protizávažia alebo znížením hmotnosti posuvných častí, tzn. znížením hmotnosti piestnej skupiny použitím piestu s dvomi drážkami na piestny krúžok namiesto troch, odľahčením piestu a piestneho čapu odberom materiálu, odbrúsením prídavného materiálu nad horným okom ojnice, pričom musí byť u všetkých troch ojnic zachovaná hmotnosť aj poloha ťažiska, teda odľahčovať ojnice v rámci jednej triedy.

Konštrukčné modely kľukových mechanizmov boli v programe Workbench modálne redukované pre následné použitie takto modálne redukovaného telesa v MBS simulácii, kde boli využité priebehy tlakov v spaľovacom priestore vychádzajúce z termodynamickej simulácie v predchádzajúcej kapitole. V MBS simulácii boli skúmané dynamické zaťaženia hlavných a ojnicových ložísk spolu s uhlovou rýchlosťou, ktorá sa rozdelila na rovnomerné otáčanie kľukového mechanizmu s konštantnými otáčkami a na statické uhlové natočenie, následne sa harmonickou analýzou rozložila na súčet sínusových funkcií. Z grafických dát vyplýva, že u oboch variantov majú najvýraznejší vplyv amplitúdy harmonického radu 3 a 6 a to najmä v nízkych otáčkach, kde je nerovnomernosť chodu vyššia. Ďalej z grafov vyplýva, že u variantu

33 kW sa v prevádzkovom spektre otáčok vyskytuje iba jednouzlové kmitanie, zatiaľ čo u 37 kW sa vyskytuje aj dvojuzlové, čo znamená, že 33 kW variant má vyššie rezonančné otáčky prvého vlastného tvaru ako 37 kW, nasledujúci výpočet túto teóriu potvrdil. Hodnoty rezonančných otáčok prvého vlastného tvaru pre 33 kW sú  $23478,85 \text{ min}^{-1}$  a pre 37 kW sú  $18121,43 \text{ min}^{-1}$ , druhého vlastného tvaru 37 kW sú  $28785,71 \text{ min}^{-1}$ . Tieto hodnoty sa nachádzajú ďaleko za prevádzkovým rozsahom otáčok, to znamená, že harmonické rady 1, 2, 3 sa v tomto rozsahu nevyskytujú. U variantu 37 kW sa začína vyskytovať harmonický rad 4, u 33 kW z dôvodu vyššej vlastnej frekvencie sa začína prejavovať až rad 5 nasledovaný vyššími radmi, ktoré majú nižšiu výdatnosť.

Variant 37 kW bol simulovaný v pôvodnom prevedení, teda s tlmičom a následne bez neho v prípade poškodenia (oddelenia) navulkanizovaného kovového krúžku od gumového prvku. Výsledky sa nachádzajú v *Prílohe 5*. Z týchto výsledkov vyplýva, že pre nižšie harmonické rady  $\kappa$  1-3 sa prakticky nič nemení, veľkosť amplitúdy ostatných radov pri rezonančných otáčkach ostáva takmer rovnaká, zvýšila sa však hodnota rezonančných otáčok pre rad 5, 6, 9. Ďalším rozdielom je zvýšenie amplitúdy medzi rezonančnými otáčkami jednouzlového a dvojuzlového kmitania u verzie bez tlmiča torzných kmitov.

Napriek modelovaniu bloku motora ako tuhé teleso sa výsledky torzných kmitov môžu blížiť skutočnosti, avšak významnejšie odchýlky je možné očakávať v zaťažení hlavných ložísk.

Najvyššie hodnoty zaťaženia ojnicných ložísk oboch variantov nie sú až tak rozdielne, 13214 N pre 33 kW a 13339 N pre 37 kW, teda s rozdielom 125 N. S rastúcimi otáčkami klesá zaťaženie od síl od tlakov plynov a rastie zaťaženie od zotrvačných síl rotujúcich a posuvných častí.

U hlavných ložísk oboch variantov je najviac zaťažené tretie ložisko a najmenej prvé ložisko v poradí od polohy prvého ložiska na strane remenice.

Rozdiel výsledkov dosiahnutých simuláciou MBS a analytickým výpočtom je v prijateľných hodnotách. Pre toto porovnanie musel byť modálne redukovaný kľukový hriadeľ upravený deaktiváciou jeho vlastných tvarov, čím sa správal ako tuhý, čo je jeden zo zjednodušujúcich predpokladov analytického výpočtu, spolu s konštantnou uhlovou rýchlosťou. Porovnanie výsledkov simulácie a analytického výpočtu dokázalo, že výsledky simulácie sa blížila analytickému výpočtu v prípade, ak je pri simulácii použité vhodné nastavenie riešiča.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] História automobilky a automobilov WARTBURG. In: WARTBURG [online]. 2007 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <http://wartburg.sk/historia.html>
- [2] KUNŠTÁTSKÝ, Tomáš. Wartburg 311. In: EuroOldtimers.com [online]. 2000 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.eurooldtimers.com/cze/historie-clanek/1218-wartburg-311.html>
- [3] Wartburg 311. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 5 August 2009 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Wartburg\\_311](https://en.wikipedia.org/wiki/Wartburg_311)
- [4] PECÁK, Radek. Perla socialistického autopřemyslu vznikla komunistům na truc. Legendární wartburg slaví 60 let. In: *Aktuálně.cz* [online]. 22. 3. 2016 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://zpravy.aktualne.cz/ekonomika/auto/foto-wartburg-zanikajici-a-znovu-obnovovana-znacka-pred-60-l/r~7916f898ef4411e584160025900fea04/>
- [5] LISSE, Jürgen. *Fahrzeuglexikon: Wartburg*. Erweiterte Nachauflage. Gornau: Bildverlag Böttger GbR, 2007. ISBN 9783937496207.
- [6] Wartburg 353. In: Mototechna [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.mototechna.cz/wartburg/353/car.html?id=202201149&promo=classic-sold>
- [7] DRŠATA, Jindřich. Přehled dosud vyráběných motorů. In: DRŠATA, Jindřich. Údržba a opravy vozů Wartburg 900 1000 312 353. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1975, s. 39.
- [8] RAPP, Martin. 3-Zylinderkopf-unten. In: Wiki.W311.info [online]. 2005, 7. April 2013 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <http://wiki.w311.info/index.php?title=Datei:353-3-Zylinderkopf-unten.jpg>
- [9] Overhauled boat engine. In: LDM-Tuning [online]. c2003-2023 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://www.ldm-tuning.de/en/wartburg\\_353/spare\\_parts/engine/](https://www.ldm-tuning.de/en/wartburg_353/spare_parts/engine/)
- [10] Hela Wartburg F3. In: Auta5P [online]. c2000-2023, 2021 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://auta5p.eu/muzea/automuzeum\\_terezin\\_2021/terezin\\_02.php](https://auta5p.eu/muzea/automuzeum_terezin_2021/terezin_02.php)
- [11] Karburátor BVF 40F1-11. In: Trabitechnik.com [online]. c1998-2023, 20. 10. 2007 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://trabitechnik.com/index.php?page=22&lang=de&page\\_number=16](https://trabitechnik.com/index.php?page=22&lang=de&page_number=16)
- [12] Křukový hriadel' variantu 33 kW. In: Ostmobile [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.ostmobile-shop.de/p/kurbelwelle-45ps-halbwange-kolbenbolzen-nadelgelagert-fuer-wartburg-353-barkas-b1000-3530352777>
- [13] Křukový hriadel' variantu 37 kW. In: Ostmobile [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.ostmobile-shop.de/p/kurbelwelle-vollwange-50ps-mit-kolbenringabdichtung-wartburg-353-312-b1000-5310350104>





- [14] BURMESTER, Claus. Motor Wartburg 353 v reze. In: Kfz-Lehrer [online]. Hamburg, 24. Januar 2017 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://kfz-lehrer.de/wartburg-353-3zyl-2takt-motor-51-w/>
- [15] Vonkajšia otáčková charakteristika motorov Wartburg 353 [online]. In: . 2001 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.w353.cz/db/krivky4550.htm>
- [16] MAREK, Antonín. Melkus RS 1000: Východoněmecký supersport dostal motor z Wartburgu. In: AutoRoad.cz [online]. 2017 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://autoroad.cz/historie/87071-melkus-rs-1000-vychodonemecky-supersport-dostal-motor-z-wartburgu>
- [17] PAVLŮSEK, Ondřej. Melkus RS 1000: Supersport z NDR. In: Auto.cz [online]. Praha: Czech News Center, c2001-2023, 7. 5. 2007 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/melkus-rs-1000-supersport-z-ndr-1531>
- [18] Melkus - Zylinderkopf [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <http://melkus-rs1000.de/restoration/>
- [19] Sacie potrubie. In: Sausewind [online]. [2011] [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.sausewind-shop.com/saugrohr-bvf-vergaser-wartburg-p353-b1000>
- [20] Výfukové potrubie. In: Ostautoteile [online]. c2022 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://ostautoteile.de/Wartburg-Ersatzteile/Motor-Getriebe-38/Abgaskruemmer-W353.html>
- [21] FERGUSON, Colin R., KIRKPATRICK, Allan T. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.
- [22] FORBELSKÝ, A. Simulace přechodového režimu spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída
- [23] Gamma.Technologies.GT-Suite *Help*. Stuttgart: Gamma Technologies GmbH, ©2023. Verzia 2022.
- [24] Gamma.Technologies.GT-Suite. *Engine Performance Application Manual*. Stuttgart: Gamma Technologies GmbH, ©2023. Verzia 2022.
- [25] Gamma.Technologies.GT-Suite. *Flow Theory Application Manual*. Stuttgart: Gamma Technologies GmbH, ©2023. Verzia 2022.
- [26] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí. Síly a momenty v klikovém mechanismu.: Studijní podklady k předmětu QHL. Brno, 2020
- [27] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí. Vyvažování řadových motorů - tříválec.: Studijní podklady k předmětu QHL. Brno, 2020
- [28] RAUSCHER, Jaroslav. Vozidlové motory: Studijní opory. VUT FSI Brno, 2004.

- [29] VYKOUKAL, Rudolf. Dvoudobé motory vozidlové: Theorie, výpočet a konstrukce. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1957. 342 s.
- [30] BELL, A., G. Two-Stroke Performance Tuning. 2nd edition. Sparkford: Haynes Publishing, 1999. 271 s. ISBN 978-1-8596-0619-3.
- [31] DIXON, J., C. The High-Performance Two-Stroke Engine. Sparkford: Haynes Publishing, 2005. 290 s. ISBN 1-84425-045-8.
- [32] NOVOTNÝ, Pavel. Klikový mechanismus-část 1-kmitání: Studijní podklady k předmětu QMO. Brno, 2020.
- [33] MSC.Software, ADAMS 2017.2. Help. Newport Beach (CA), 2017
- [34] DRÁPAL, L. Klikové ústrojí s vysokou mechanickou účinností. Brno, 2021. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Pištěk.
- [35] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír Drápal. Hnací ústrojí. Točivý moment, Zatížení částí klikového mechanismu.: Studijní podklady k předmětu QHL. Brno, 2020

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

BING		BING Vergaser – Západonemecký výrobca karburátorov
BMW		Bayerische Motoren Werke
BVF		Berliner Vergaser Fabrik
CAD		Computer-Aided Design
ČSN		Česká státní norma
DKW		Dampf Kraft Wagen
EBZA		Elektronische Batterie Zündanlage
EMW		Eisenacher Motorenwerk
FMEP		Friction Mean Effective Pressure – stredný trecí tlak
IFA		Industrieverband Fahrzeugbau
ISO		International Organization for Standardization
JAWA		Janáček-Wanderer – výrobca motocyklov
MBS		Multi-body System
MKP		Metóda konečných prvkov
mnf		Modal Neutral File
NBR		Nitril-Butadien-Rubber – materiál na výrobu gumových tesnení
NDR		Nemecká demokratická republika
SEDR		Označenie typovej rady karburátora firmou Jikov České Budějovice
VW		Volkswagen
$a$	[mm]	Vzdialenosť osí valcov
$a_p$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrýchlenie piestu
$a_w$	[-]	Parameter Wiebeho funkcie
$A$	[mm]	Vzdialenosť ťažiska od osi malého oka ojnice
$A_F$	[-]	Koeficient najvyššieho tlaku v spaľovacom priestore
$B$	[mm]	Vzdialenosť ťažiska od osi veľkého oka ojnice
$B_F$	[-]	Koeficient strednej piestovej rýchlosti
$c$	[mm]	Vzdialenosť hornej hrany koruny piestu od hornej hrany bloku motora
$c_{p,m}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Stredná piestová rýchlosť
$c_t$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Torzná tuhosť gumového prvku tlmiča torzných kmitov
$C_F$	[-]	Koeficient kvadrátu strednej piestovej rýchlosti
$d$	[mm]	Vrtanie valca
$d_l$	[mm]	Vnútorý priemer gumového prvku tlmiča torzných kmitov

$d_2$	[mm]	Vonkajší priemer gumového prvku tlmiča torzných kmitov
$F_n$	[N]	Sila od tlakov plynov pôsobiaca v piestnom čape na stenu valca
$F_o$	[N]	Sila pôsobiaca v ojnici
$F_{ol}$	[N]	Sila pôsobiaca na ojničné ložisko
$F_p$	[N]	Sila od tlakov plynov
$F_r$	[N]	Radiálna zložka sily pôsobiacej v ojnici
$F_{r,o}$	[N]	Výsledná radiálna sila zaťažujúca ojničné ložisko
$F_{s,I}$	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí I. radu
$F_{s,II}$	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí II. radu
$F_{s,p}$	[N]	Celková zotrvačná sila posuvných častí
$F_{s,r}$	[N]	Zotrvačná sila rotujúcich častí
$F_t$	[N]	Tečná zložka sily pôsobiacej v ojnici
$F_x$	[N]	Sila pôsobiaca v osi valca
$F_y$	[N]	Sila pôsobiaca v osi kolmej na os valca
$G_D$	[MPa]	Modul pružnosti v šmyku gumového prvku tlmiča torzných kmitov
$h$	[mm]	Šírka gumového prvku tlmiča torzných kmitov
$h_p$	[mm]	Výška piestu
$h_k$	[mm]	Vzdialenosť hornej hrany kanála od hornej roviny bloku motora
$i_{oj}$	[mm]	Polomer zotrvačnosti ojnice
$J_{oj}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Prídavný moment zotrvačnosti ojnice
$J_T$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment zotrvačnosti ťažiska ojnice
$k$	[-]	Počet periód harmonickej zložky
$l$	[mm]	Osová vzdialenosť osí malého a veľkého oka ojnice
$m_{oj}$	[g]	Hmotnosť ojnice
$m_{pe}$	[g·kW·h <sup>-1</sup> ]	Merná efektívna spotreba
$m_{po}$	[g]	Hmotnosť posuvných častí ojnice
$m_{ps}$	[g]	Hmotnosť posuvných častí piestnej skupiny
$m_r$	[g]	Hmotnosť rotujúcich častí
$m_{ro}$	[g]	Hmotnosť rotujúcich častí ojnice
$m_T$	[g]	Hmotnosť sústredená v ťažisku ojnice
$m_1$	[g]	Hmotnosť posuvných častí ojnice pri redukcii do troch hm. bodov
$m_2$	[g]	Hmotnosť rotujúcich častí ojnice pri redukcii do troch hm. bodov
$M_I$	[N·mm]	Moment posuvných síl I. radu

$M_{kl}$	[N·mm]	Klopný moment
$M_{pos}$	[kg·mm <sup>2</sup> ]	Výsledný deviačný moment posuvných síl I. radu
$M_r$	[N·mm]	Moment rotujúcich častí
$M_{rot}$	[kg·mm <sup>2</sup> ]	Výsledný deviačný moment rotujúcich častí
$M_{st}$	[kg·mm]	Statický moment
$M_t$	[N·m]	Točivý moment motora
$n$	[-]	Parameter Wiebeho funkcie závislý na použítom palive
$n_{rez\_1}$	[min <sup>-1</sup> ]	Rezonančné otáčky prvého vlastného tvaru
$n_{rez\_2}$	[min <sup>-1</sup> ]	Rezonančné otáčky druhého vlastného tvaru
$p_{cyl\_max}$	[bar]	Najvyšší tlak v spaľovacom priestore
$p_s$	[bar]	Tlak v kľukovej skrini
$p_v$	[bar]	Tlak vo valci
$p_{sp}$	[bar]	Tlak v spaľovacom priestore
$P$	[kW]	Výkon motora
$q$	[-]	Modálna súradnica
$r$	[mm]	Dĺžka zalomenia (polovica zdvihu)
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha dna piestu
$t$	[mm]	Parameter potrebný k výpočtu časovania výfuku a prepúšťania
$t_s$	[mm]	Parameter potrebný k výpočtu časovania sania
$u$	[-]	Statický tvar funkcie
$x_b$	[-]	Hmotnostný zlomok spálenej zmesi
$\alpha$	[deg]	Uhol natočenia kľukového hriadeľa
$\alpha_d$	[deg]	Doba uvoľňovania tepla
$\alpha_s$	[deg]	Počiatočný uhol uvoľňovania tepla
$\beta$	[deg]	Uhol odklonu ojnice
$\kappa$	[-]	Rad harmonickej zložky
$\varphi$	[-]	Modálny tvar funkcie
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa

## ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1 – Grafická príloha motorov Wartburg.....	1
Príloha 2 – p-V diagramy.....	4
Príloha 3 – Výpočty.....	6
Príloha 4 – Porovnanie zaťaženia ložísk.....	13
Príloha 5 – Porovnanie torzného kmitania s tlmičom a bez.....	15