

Analiza uravnoteženosti klipnih motora

Topličanec, Hrvoje

Undergraduate thesis / Završni rad

2010

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:212527>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-09-01**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje
Katedra za motore i vozila

ZAVRŠNI RAD

Analiza uravnoteženosti klipnih motora

Voditelj rada:
prof. dr. sc. Ivan Mahalec

Hrvoje Topličanec
0035151873

U Zagrebu, srpanj 2010.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno, uz znanje stečeno tijekom preddiplomskog studija na sveučilištu Strojarsva i Brodogradnje u Zagrebu, koristeći se pri tome navedenom literaturom. Zahvaljujem se svom voditelju rada, profesoru dr. sc. Ivanu Mahalecu na mentorstvu i pruženoj pomoći.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Hrvoje TOPLIČANEC**

Mat. br.: 0035151578

Naslov: **Analiza uravnoteženosti klipnih motora**

Opis zadatka:

Klipni motori s cilindrima u V-rasporedu zahtijevaju manji ugradbeni volumen od rednih motora. Kod putničkih automobila više klase posljednjih je godina naročito popularan motor V-6, kojim pojedini proizvođači zamjenjuju čak i 6-cilindarske redne motore, te pritom navode da su njihovi novi V-6 motori bolje uravnoteženi od rednih 6-cilindarskih motora (npr. Mercedes).

S druge strane, primjenom smanjivanja dimenzija uz istovremeno povećanje punjenja cilindra, te uz primjenu novih visokoučinskih komponenata (viši tlakovi ubrizgavanja goriva, dvostruko prednabijanje i sl. - postupak poznat pod nazivom *downsizing*) značajno raste snaga 4-cilindarskih motora, koji na taj način postaju konkurencijom 6-cilindarskima.

U radu treba provesti analizu uravnoteženosti sljedećih motora:

- 4-cilindarski redni motor s rasporedom koljena pod 90° u usporedbi s 4-cilindarskim motorom V- 90° ,
- 6-cilindarski redni motor u usporedbi s 6-cilindarskim motorom V- 90° .

Kao rezultat analize treba izračunati stupanj neujednačenosti k indiciranog momenta motora. Za brzinu vrtnje od 6000 min^{-1} i vrijednost stupnja nejednolikosti $\delta = 1/200$ treba izračunati aksijalnu duljinu zamašnjaka oblika šupljeg valjka vanjskog/unutarnjeg promjera 300/150 mm izrađenog od kovanog čelika.

Polazni podaci:

- svi motori imaju isti cilindarski sklop (promjer cilindra i hod klipa, klip, klipnjaču) (dimenzije i mase odabrati u dogovoru s mentorom)
- brzina vrtnje: 3000, 6000, 9000 min^{-1}
- punjenje cilindra kod svih brzina vrtnje je isto i odgovara indikatorskom dijagramu koji se primjenjuje na vježbama iz motora..

U radu se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu studentskih projekata, kao i posebnih pravila za završne i diplomske radove. Navesti upotrebljavanu literaturu i ostale izvore te možebitno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

11. prosinca 2009.

Rok predaje rada:

Prosinac 2010.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Ivan Mahalec

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Hrvoje Topličanec
 ANALIZA URAVNOTEŽENOSTI KLIPNIH MOTORA

SAŽETAK

U ovom radu prikazana je analiza nekoliko konfiguracija klipnih motora s unutarnjim izgaranjem za pogon cestovnih motornih vozila na temelju zakonitosti mehanike i kinematike klipnog mehanizma. Da bi se omogućila usporedba rezultata, svi motori dijele isti cilindarski sklop. Razlika je samo u broju cilindara i njihovoj konfiguraciji, te izvedbi koljenastog vratila. Iako u zadatku stoji da treba provesti analizu pri tri različite brzine vrtnje, to je područje prošireno na šest različitih brzina vrtnje radi kasnije usporedbe. Kao dodatak, analizirana je i uravnoteženost s obzirom na inercijske sile i momente oscilirajućih masa na temelju već spomenutih zakonitosti. Analiza ne bi bila potpuna bez četverocilindarskog rednog motora, najčešće prisutnog u osobnim vozilima, pa je iz tog razloga i taj motor obrađen. Svaka analizirana konfiguracija motora popraćena je primjerom vozila u koje je motor ugrađen. Nakon analize provedena je usporedba sličnih konfiguracija motora, te zatim usporedba svih konfiguracija zajedno.

U zaključku su navedene konfiguracije s najboljim karakteristikama, te njihova primjena u skladu sa današnjim trendovima razvoja motora za osobna vozila.

FSB, Zagreb, 30. svibnja 2010.

SADRŽAJ

<i>Popis slika</i>	I
<i>Popis tablica</i>	III
<i>Fizikalne veličine</i>	IV
<i>Indeksi</i>	VI
<i>Kratice</i>	VI
1. UVOD	1
2. KLIPNI MEHANIZAM	2
2.1. RADNI PROCES	2
2.2. ELEMENTI KLIPNOG MEHANIZMA	4
<i>Vrste gibanja</i>	5
2.3. KINEMATIKA KLIPNOG MEHANIZMA	6
<i>Put klipa</i>	6
<i>Brzina klipa</i>	9
<i>Ubrzanje klipa</i>	10
2.4. SILE U KLIPNOM MEHANIZMU, MOMENT I SNAGA MOTORA	12
<i>Sile u klipnom mehanizmu</i>	15
<i>Moment i snaga motora</i>	18
<i>Stupanj neujednačenosti indiciranog momenta</i>	19
3. URAVNOTEŽIVANJE MOTORA	20
3.1. VEKTORSKI PRIKAZ INERCIJSKIH SILA.....	21
3.2. MOGUĆNOST URAVNOTEŽIVANJA SILA INERCIJE	22
<i>Uravnoteživanje sila inercije 1. reda</i>	23
<i>Uravnoteživanje sila inercije 2. reda</i>	24
3.3. ZAMAŠNJAK	27
<i>Potreban moment inercije</i>	27
<i>Stupanj nejednolikosti hoda</i>	28
<i>Zamašnjak s dvije mase</i>	29
4. KONFIGURACIJE MOTORA	31
4.1. BROJ I RASPORED CILINDARA.....	31
<i>Jednoklipni motori</i>	31
<i>Višeklipni motori</i>	32
<i>Smjer vrtnje i smjer brojenja cilindara</i>	32
<i>Redoslijed i razmaci paljenja</i>	33
4.2. OBLICI KLIPNJAČA V MOTORA	34
5. ANALIZA URAVNOTEŽENOSTI	35
<i>Pretpostavke i polazni podaci</i>	35
<i>Viši redovi sila inercije</i>	38
<i>Analiza rednih motora</i>	39
<i>Analiza V motora</i>	40
5.1. REDNI MOTOR, 4 CILINDRA, KV 180°	42
<i>Uravnoteženost sila inercije</i>	42
<i>Dobiveni podaci za motor: R4, KV 180</i>	44
<i>Volkswagen 1,4L TSI Twincharger</i>	45
5.2. REDNI MOTOR, 4 CILINDRA, KV 90°.....	47
<i>Uravnoteženost sila inercije</i>	47

SADRŽAJ

<i>Dobiveni podaci za motor: R4, KV 90</i>	49
<i>Yamaha YZF R1 2010.</i>	50
5.3. V MOTOR (V-90°), 4 CILINDRA, KV 180°	52
<i>Uravnoteženost sila inercije</i>	52
<i>Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 180</i>	54
<i>Honda VFR 750F</i>	55
5.4. V MOTOR (V-90°), 4 CILINDRA, KV 360°	56
<i>Uravnoteženost sila inercije</i>	56
<i>Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 360</i>	58
<i>Honda VFR 750R (RC30)</i>	59
5.5. REDNI MOTOR, 6 CILINDARA, KV 120°	60
<i>Uravnoteženost sila inercije</i>	60
<i>Dobiveni podaci za motor: R6, KV 120</i>	62
<i>BMW S54B32</i>	63
5.6. V MOTOR (V-90°), 6 CILINDARA, KV 90° (+30°).....	64
<i>Uravnoteženost sila inercije</i>	64
<i>Dobiveni podaci za motor: V6-90°, KV 90(+30)</i>	67
<i>Mercedes-Benz M272 E35</i>	68
6. USPOREDBA ANALIZIRANIH MOTORA	69
6.1. USPOREDBA – 4 CILINDRA	70
6.2. USPOREDBA – 6 CILINDARA	71
6.3. USPOREDBA – SVI MOTORI	73
7. ZAKLJUČAK	75
LITERATURA	76

Popis slika

<i>Slika 2.1.</i> Klipni sklop motora sa razmakom koljena na KV od 90° [1]	2
<i>Slika 2.2.</i> Četiri takta u 4T motoru: USIS, KOMPRESIJA, EKSPANZIJA i ISPUH [2].....	3
<i>Slika 2.3.</i> Poprečni presjek 4T motora [2]	4
<i>Slika 2.4.</i> Vrste gibanja elemenata klipnog mehanizma [3].....	5
<i>Slika 2.5.</i> Shema geometrije klipnog mehanizma [2].....	6
<i>Slika 2.6.</i> Put klipa u ovisnosti o zakretu KV za različite vrijednosti λ [3]	8
<i>Slika 2.7.</i> Crveno: put klipa; Plavo: prvi harmonik; Zeleno: drugi harmonik [2].....	8
<i>Slika 2.8.</i> Brzina klipa u ovisnosti o zakretu KV za različite vrijednosti λ [3]	9
<i>Slika 2.9.</i> Plavo (debeli linija): srednja brzina klipa [2]	10
<i>Slika 2.10.</i> Ubrzanje klipa u ovisnosti o zakretu KV za različite vrijednosti λ [3]	11
<i>Slika 2.11.</i> Crveno: ubrzanje klipa, odnosno oscilirajućih masa m_{osc} [2].....	11
<i>Slika 2.12.</i> Shematski prikaz klipnog mehanizma [2]	12
<i>Slika 2.13.</i> Sila plinova, F_{pl}	13
<i>Slika 2.14.</i> Sile na klip i koljenasto vratilo [3]	13
<i>Slika 2.15.</i> Oscilirajuće i rotirajuće mase klipnog mehanizma [3].....	14
<i>Slika 2.16.</i> Sile inercije oscilirajućih masa.....	15
<i>Slika 2.17.</i> Rezultirajuća sila na klip.....	16
<i>Slika 2.18.</i> Indicirani i srednji indicirani moment.....	18
<i>Slika 3.19.</i> Reakcije u osloncima motora uslijed djelovanja sila inercije i sila plinova [4]	20
<i>Slika 3.20.</i> Težište T motora i zvijezda koljena [4].....	20
<i>Slika 3.21.</i> Prikaz sila inercije 1. i 2. reda pomoću rotirajućih vektora	21
<i>Slika 3.22.</i> Protuuteg na KV uravnotežuje vektor koji rotira u smjeru rotacije KV.....	22
<i>Slika 3.23.</i> Protuutezi za uravnoteživanje sila inercije 1. reda	23
<i>Slika 3.24.</i> Mehanizam za uravnoteživanje sila inercije 2. reda i njihovih momenata sa osovina razmaknutim po visini za iznos h (Mitsubishi) [3]	24
<i>Slika 3.25.</i> Lijevo: uravnoteživanje sila inercije 2. reda kod 4 CIL, 4T rednog motora: Desno: djelovanje razmaka h na amplitudu pomaka motora oko uzdužne osi [4]	25
<i>Slika 3.26.</i> Utjecaj mehanizma za uravnoteživanje sila inercije 2. reda, 4 CIL, redni motor [3]..	26
<i>Slika 3.27.</i> Gore: moment; Dolje: kutna brzina – jednocilindarskog 4T motora [4]	27
<i>Slika 3.28.</i> Zamašnjak s dvije mase [3]	30
<i>Slika 3.29.</i> Utjecaj zamašnjaka s dvije mase na motor i mjenjač [3].....	30
<i>Slika 4.30.</i> Konfiguracije klipnih motora s obzirom na broj i raspored cilindara [2].....	31
<i>Slika 5.31.</i> Lijevo: dijagram tlaka (indikatorski dijagram) u stvarnom motoru, tj. realni proces; Desno: rad realnog procesa W_i manji je od rada idealnog procesa W_i [2].....	35
<i>Slika 5.32.</i> Promjena tlaka u ovisnosti o zakretu KV	36
<i>Slika 5.33.</i> Dimenzije šupljeg valjka	37
<i>Slika 5.34.</i> Referentna i suprotna ravnina pravog V motora, te odgovarajuće inercijske sile.....	40
<i>Slika 5.35.</i> Referentna i suprotna ravnina nepravog V motora, te odgovarajuće inercijske sile .	41
<i>Slika 5.36.</i> R4, KV 180: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata	42
<i>Slika 5.37.</i> R4, KV 180: suma sila inercije, prije i poslije uravnoteženja pomoću sklopa dodatnih osovina s utezima	43
<i>Slika 5.38.</i> R4, KV 180: indicirani moment.....	44
<i>Slika 5.39.</i> R4, KV 180: promjena amplitude indiciranog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora (najmanja vrijednost amplitude pri 4500 min ⁻¹).....	45
<i>Slika 5.40.</i> Volkswagen-ov motor R4, KV 180, 1,4l TSI „Twincharger“ [6].....	46
<i>Slika 5.41.</i> R4, KV 90: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata	47

Slika 5.42. R4, KV 90: suma sila inercije.....	48
Slika 5.43. R4, KV 90: indicirani moment.....	49
Slika 5.44. Amplitude krivulja indiciranog momenta kod R4, KV 90 i KV 180 motora.....	50
Slika 5.45. Lijevo: YZF R1 „crossplane“ radilica; Desno: konvencionalna „flatplane“ radilica [7]	50
Slika 5.46. Motocikl Yamaha YZF R1 2010. [7].....	51
Slika 5.47. V4-90°, KV 180: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata.....	52
Slika 5.48. V4-90°, KV 180: suma sila inercije u koordinatnom sustavu (x-y).....	53
Slika 5.49. V4-90°, KV 180: indicirani moment.....	54
Slika 5.50. Motocikl Honda VFR 750F iz 1986. godine [8].....	55
Slika 5.51. V4-90°, KV 360: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata.....	56
Slika 5.52. V4-90°, KV 360: suma sila inercije u koordinatnom sustavu (x-y), prije i poslije provedenog „normalnog uravnoteženja“.....	57
Slika 5.53. V4-90°, KV 360: indicirani moment („big bang“).....	58
Slika 5.54. Motocikl Honda VFR 750R (RC30) iz 1988. godine [8].....	59
Slika 5.55. R6, KV 120: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata.....	60
Slika 5.56. R6, KV 120: suma sila inercije.....	61
Slika 5.57. R6, KV 120: neuravnoteženost viših redova sila inercije.....	61
Slika 5.58. R6, KV 120: indicirani moment.....	62
Slika 5.59. BMW-ov motor R6, KV 120 u M izvedbi, S54B32 [6].....	63
Slika 5.60. V6-90°, KV 90(+30): vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata.....	64
Slika 5.61. V6-90°, KV 90(+30): suma horizontalnih komponenata inercijskih sila.....	66
Slika 5.62. V6-90°, KV 90(+30): suma vertikalnih komponenata inercijskih sila.....	66
Slika 5.63. V6-90°, KV 90(+30): indicirani moment.....	67
Slika 5.64. Mercedes-ov motor V6-90°, KV 90(+30), M272 E35 [9].....	68
Slika 6.65. Stupanj neujednačenosti M_i , četverocilindarski motori.....	70
Slika 6.66. Aksijalna duljina zamašnjaka, četverocilindarski motori ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$).....	71
Slika 6.67. Stupanj neujednačenosti M_i , šestercilindarski motori.....	72
Slika 6.68. Aksijalna duljina zamašnjaka, šestercilindarski motori ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$).....	72
Slika 6.69. Stupanj neujednačenosti M_i , svi motori.....	73
Slika 6.70. Aksijalna duljina zamašnjaka, svi motori ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$).....	74

Popis tablica

Tablica 3.1. Postotak veličine sile inercije ovisno o redu [4]	22
Tablica 3.2. Stupanj nejednolikosti δ strojeva raznih namjena [4].....	29
Tablica 4.3. Smjer brojenja cilindara i mogući redosljedi paljenja [2].....	33
Tablica 4.4. Oblici klipnjača V motora [4].....	34
Tablica 5.5. Ulazni podaci za cilindarski sklop (dimenzija poprečne površine cilindra A izračunata je iz ostalih vrijednosti)	36
Tablica 5.6. Ulazni podaci za zamašnjak	37
Tablica 5.7. Dobiveni podaci za motor: R4, KV 180 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)	44
Tablica 5.8. Dobiveni podaci za motor: R4, KV 90 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)	49
Tablica 5.9. Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 180 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)	54
Tablica 5.10. Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 360 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$).....	58
Tablica 5.11. Dobiveni podaci za motor: R6, KV 120 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$).....	62
Tablica 5.12. Dobiveni podaci za motor: V6-90°, KV 90(+30) ($n=6000 \text{ min}^{-1}$).....	67
Tablica 6.13. Dobivene vrijednosti stupnja neujednačenosti M_i	69
Tablica 6.14. Dobivene vrijednosti aksijalne duljine zamašnjaka ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$)	69

Fizikalne veličine

a	[m/s ²]	- ubrzanje
A	[m]	- površina
D, d	[m]	- promjer cilindra
D_z, d_z	[m]	- vanjski / unutarnji promjer zamašnjaka
E	[J]	- kinetička energija
F_{in}	[N]	- inercijska sila
F_{klpnj}	[N]	- sila u klipnjači
F_n	[N]	- normalna sila
F_{pl}	[N]	- sila uslijed tlaka plinova u cilindru
F_r	[N]	- radijalna sila
F_t	[N]	- tangencijalna sila
h	[m]	- hod klipa mjeren od GMT
H	[m]	- hod klipa od GMT do DMT
h_z	[m]	- aksijalna duljina zamašnjaka
J	[kg m ²]	- moment inercije
l	[m]	- duljina klipnjače
m	[kg]	- masa
M	[Nm]	- zakretni moment motora
M_e	[Nm]	- efektivni moment motora
M_i	[Nm]	- indicirani moment motora
m_k	[kg]	- masa klipa
$m_{klpnj, osc}$	[kg]	- oscilirajući dio mase klipnjače
$m_{klpnj, rot}$	[kg]	- rotirajući dio mase klipnjače
m_{kp}	[kg]	- masa klipnih prstenova
m_{osc}	[kg]	- oscilirajuća masa
m_{osig}	[kg]	- masa osigurača osovinice klipa
m_{rot}	[kg]	- rotirajuća masa
n	[min ⁻¹]	- brzina vrtnje
p	[Pa]	- tlak
p_{cil}	[Pa]	- tlak u cilindru
P_i	[W]	- indicirana snaga motora
$p_{i, sred}$	[MPa]	- srednji indicirani tlak]

Analiza uravnoteženosti klipnih motora

$p_{\text{kuć}}$	[Pa]	- tlak u kućištu motora
Q_1	[J]	- dovedena toplina
Q_2	[J]	- odvedena toplina
T		- takt motora
t	[s]	- vrijeme
v	[m/s]	- brzina
V	[m ³]	- ukupni volumen cilindra
V_H	[m ³]	- radni volumen cilindra
V_K	[m ³]	- kompresijski volumen cilindra
W_i	[J]	- indicirani rad
W_t	[J]	- idealni rad
z		- broj cilindara
α	[°]	- kut zakreta koljena KV
β	[°]	- kut klipnjače od uzdužne osi cilindra
γ_v	[°]	- kut razmaka cilindara kod V motora
δ		- stupanj nejednolikosti hoda kutne brzine
Δ	[m]	- debljina klipnjače kod V motora
δ_v	[°]	- kut razmaka letećih rukavaca kod V motora
η_m		- mehanički stupanj korisnosti motora
λ		- omjer klipnjače $\lambda = r / l$
ρ	[kg/m ³]	- volumna gustoća
ω	[rad/s]	- kutna brzina

Indeksi

cil	- cilindar
i	- indicirani
in	- inercijski
klpnj	- klipnjača
kuć	- kućište
osc	- oscilirajući
oslon	- oslonac motora
pl	- plin
rot	- rotirajući
sred	- srednje

Kratice

4T	- četverotakti (motor)
DMT	- donja mrtva točka
GMT	- gornja mrtva točka
IK	- izgaranje kraj
IO	- ispuh otvara
IP	- izgaranje početak
IZ	- ispuh zatvara
KV 180	- koljenasto vratilo sa koljenima pod 180°
KV	- koljenasto vratilo
R4	- redni motor / 4 cilindra
R4, KV 180	- primjer motora (redni četverocilindarski sa koljenima na radilici razmaknutima za 180°)
REF	- referentni red cilindara (V motor)
SUP	- suprotni red cilindara (V motor)
UO	- usis otvara
UZ	- usis zatvara
V6-90°	- V motor / 6 cilindra / V kut od 90°

1. Uvod

Svaki motor se osim po izlaznoj snazi i momentu, ocjenjuje i po svojoj mirnoći rada. Motor koji se snažno trese odnosno vibrira, opterećuje ne samo svoje oslonce (nosače) već i ostatak konstrukcije vozila. S druge strane, miran rad motora osigurava dugi vijek trajanja kako motora tako i ostalih mehaničkih komponenata u vozilu. Miran rad motora uvjet je i za visoku udobnost u vožnji. Ukoliko su vibracije motora izražene, potrebno ih je prigušiti ili po mogućnosti eliminirati pomoću odgovarajućih mehanizama za uravnoteživanje. Miran, odnosno nemiran rad motora ovisi o:

- rasporedu i ukupnom broju cilindara
- neujednačenosti okretnog momenta
- veličini zamašnjaka na radilici
- uravnoteženosti u pogledu inercijskih sila oscilirajućih masa.

Zadatak je ovog rada provesti analizu uravnoteženosti nekoliko najčešće korištenih motora za pogon osobnih vozila i motocikala. Za tu svrhu odabrano je šest motora čija je upotreba u automobilskoj industriji najraširenija, te jedan motor koji predstavlja revolucionarno rješenje za pogon trkaćih motocikala koje je svoju primjenu od prošle godine našlo i u cestovnim verzijama vozila na dva kotača. Prema rasporedu i broju cilindara te obliku koljenastog vratila, obrađeni su sljedeći motori:

REDNI motori:

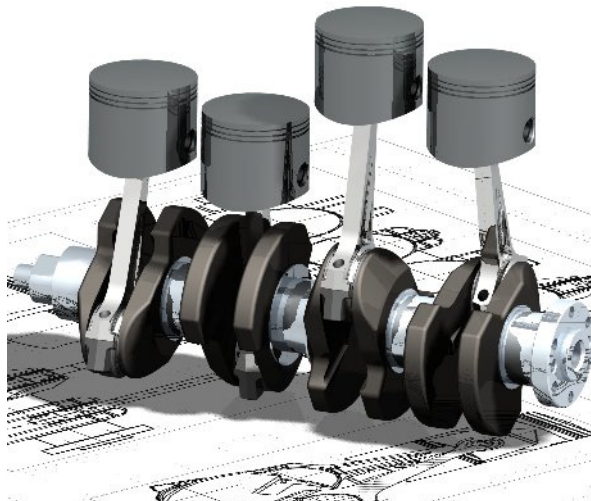
- 4 cilindra, radilica sa koljenima pod 90° – KV 90 (engl. *crossplane*)
- 4 cilindra, KV 180 (engl. *flatplane*)
- 6 cilindara, KV 120

V motori (V kut od 90°):

- 4 cilindra, KV 180
- 4 cilindra, KV 360
- 6 cilindara, KV 90 (+30)

Za svaki od ovih motora provedena je analiza uravnoteženosti, odnosno mirnoće rada u pogledu gore navedenih kriterija. Uz sve su konfiguracije motora priložene i slike i dijagrami radi lakšeg razumijevanja. Svaka je konfiguracija motora popraćena i stvarnim primjerom koji se ugrađuje u osobna vozila i motocikle, od kojih su gotovo svi primjerci višestruko nagrađivani, i od strane novinara i od međunarodnih automobilskih udruga.

2. Klipni mehanizam



Slika 2.1. Klipni sklop motora sa razmakom koljena na KV od 90° [1]

2.1. Radni proces

Radni proces [2] svih klipnih motora uvijek se sastoji od četiri ista dijela, koji slijede jedan iza drugoga uvijek jednakim redoslijedom:

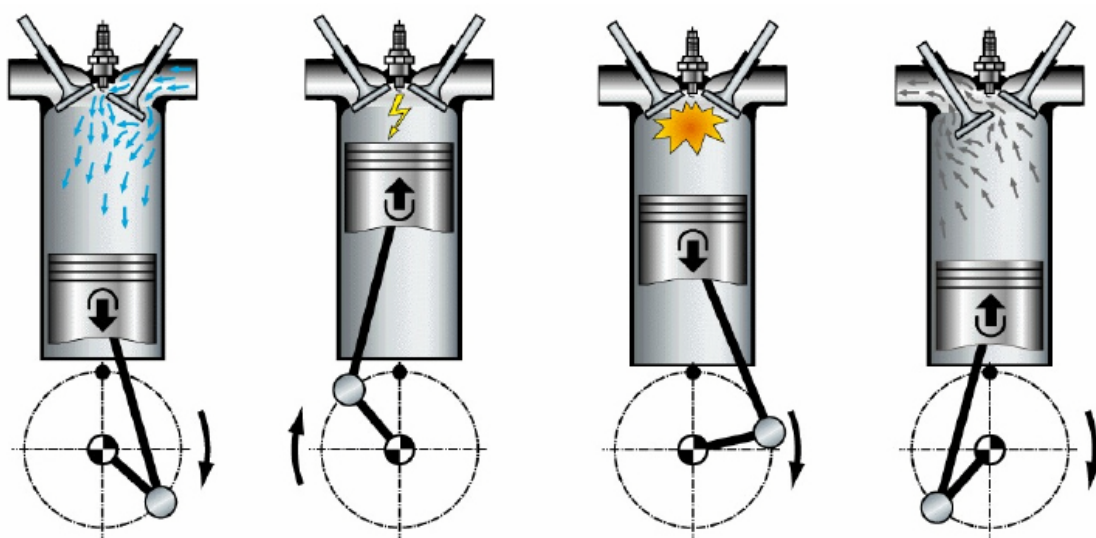
- USIS (nove radne tvari)
- KOMPRESIJA
- EKSPANZIJA (izgaranje)
- ISPUH (istrošene radne tvari)

Trajanje radnog procesa izraženo je zakretom koljenastog vratila od početne pozicije klipa, gornje mrtve točke, u smjeru vrtnje motora. Jedan takt T , definiran je kao jedno kretanje klipa od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT), i obrnuto. Taj put odgovara kutu zakreta koljenastog vratila od 180° . Prema broju taktova potrebnih za obavljanje jednog radnog procesa razlikujemo dvotaktne ($2T$) i četverotaktne ($4T$) motore. Drugim riječima, kod četverotaktnog motora svaki od četiri dijela radnog procesa traje 180° , ili jedan takt. Kod dvotaktnih motora, USIS i KOMPRESIJA, te EKSPANZIJA i ISPUH zajedno izvrše za vrijeme trajanja jednog takta. Dakle, ukupan broj stupnjeva potrebnih za odvijanje jednog radnog ciklusa kod $4T$ motora iznosi 720° .

Klipni mehanizam

Broj taktova potrebnih za izvršavanje jednog procesa diktira i konstrukcijsku izvedbu klipnog mehanizma, a to se primarno odnosi na izvedbu usisnih i ispušnih ventila te glave klipa. U ovom radu razmatrani su samo $4T$ motori.

Dva takta radnog ciklusa, USIS i ISPUH služe samo za izmjenu radne tvari i kao takvi su beskorisni za stvaranje korisnog rada. KOMPRESIJA i EKSPANZIJA služe za pretvorbu toplinske energije u mehaničku te stvaraju koristan rad. Cilj radnog procesa jest postizanje što višeg stupnja korisnog djelovanja i što potpunije izgaranje radne tvari u cilindru. Važan preduvjet za to su visoki tlakovi u cilindru motora.



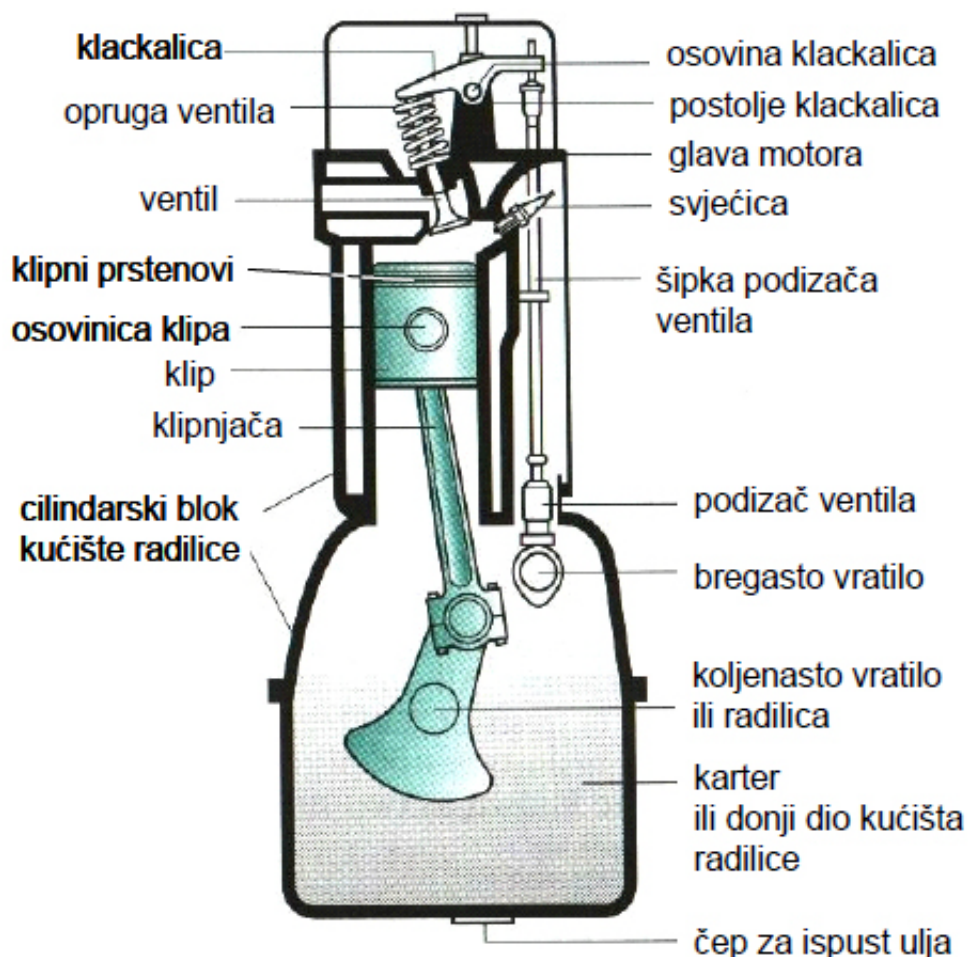
Slika 2.2. Četiri takta u $4T$ motoru: USIS, KOMPRESIJA, EKSPANZIJA i ISPUH [2]

USIS: klip se kreće od GMT do GMT te pritom zbog nastalog podtlaka u cilindru usisava svježju radnu tvar kroz usisne ventile. KOMPRESIJA: klip se kreće od DMT do GMT te radnoj tvari raste tlak i temperatura. Nešto prije GMT svjećica baca iskrnu te počinje izgaranje koje traje kratki period oko GMT. EKSPANZIJA: uslijed izgaranja, to jest dovođenja topline, radna tvar (plinovi) ekspanzira te tako tjera klip od GMT do DMT te pri tome vrši koristan rad. ISPUH: nakon ekspanzije, istrošena radna tvar se izbacuje iz cilindra kroz ispušne ventile a pri tome klip se kreće od DMT do GMT, te vraća u početni položaj kako bi cijeli radni proces krenuo ispočetka.

2.2. Elementi klipnog mehanizma

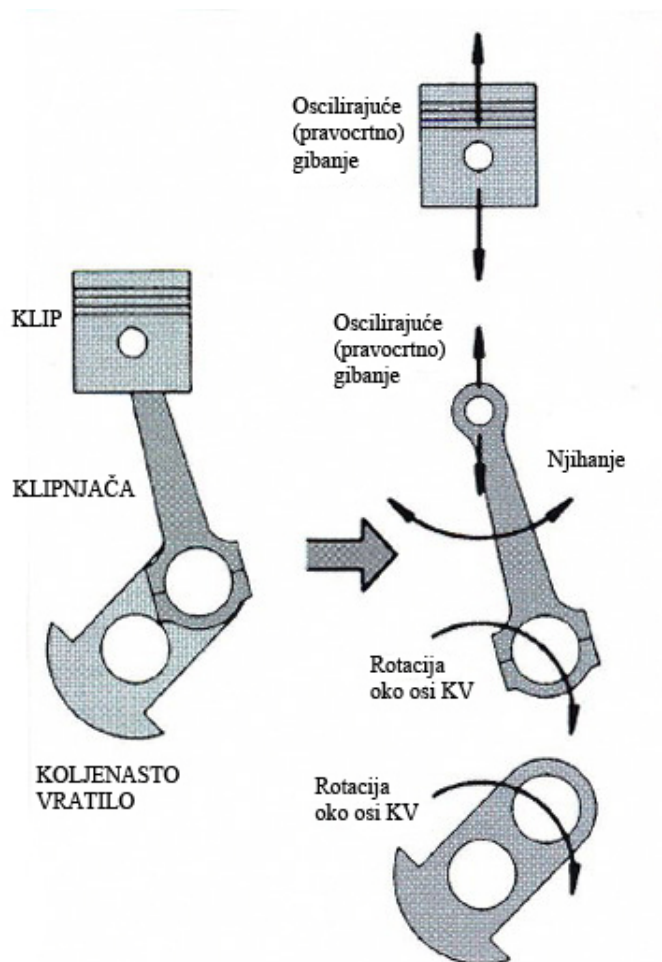
Klipni mehanizam sastavni je dio motora sa unutarnjim izgaranjem. Njegova svrha je što učinkovitije pretvaranje pravocrnog gibanja klipa u rotacijsko gibanje koljenastog vratila koje obavlja koristan rad. Takvo uzastopno gibanje rezultat je precizno podešenog termodinamičkog procesa u cilindru motora. Radi daljnjeg razmatranja i pojašnjenja kinematike klipnog mehanizma, potrebno je poznavanje osnovnih dijelova od kojih se sastoji klipni mehanizam. Sastavni elementi klipnog mehanizma su:

- klip (osovina klipa, klipni prstenovi)
- klipnjača
- koljenasto vratilo



Slika 2.3. Poprečni presjek 4T motora [2]

Vrste gibanja



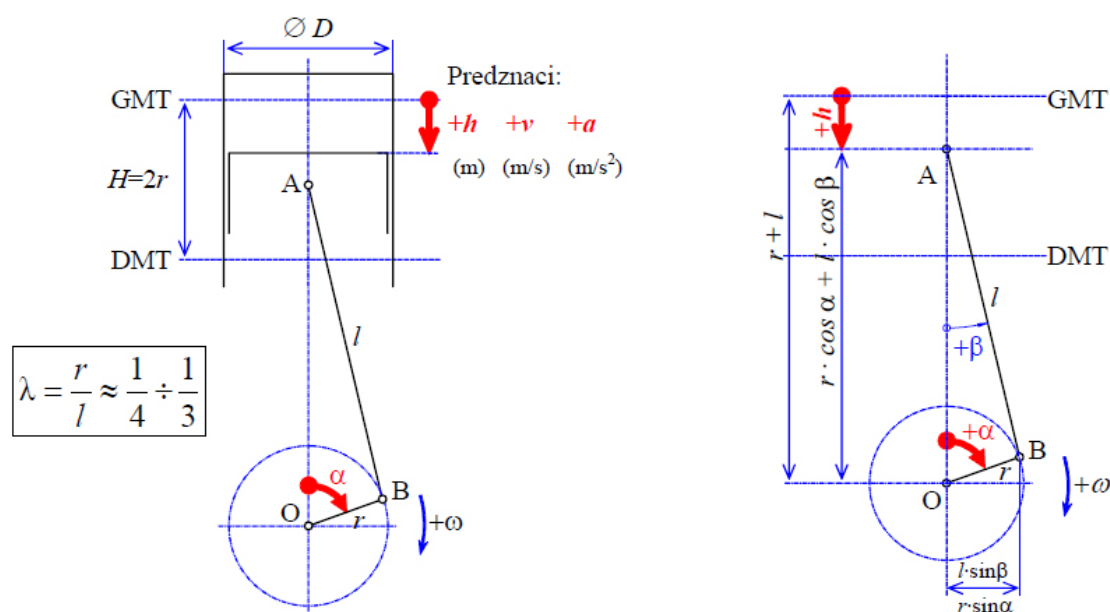
Slika 2.4. Vrste gibanja elemenata klipnog mehanizma [3]

Prema slici 1.4.:

- klip oscilira (pravocrtno) od GMT do DMT
- koljenasto vratilo rotira oko svoje osi
- dio klipnjače vezan za klip preko osovinice oscilira (pravocrtno) zajedno sa klipom
- dio klipnjače vezan za leteći rukavac koljena rotira oko osi koljenastog vratila zajedno sa koljenastim vratilom
- rezultirajuće gibanje klipnjače može se opisati kao njihanje

2.3. Kinematika klipnog mehanizma

Kao što je već spomenuto, klip se giba pravocrtno od GMT do DMT i natrag. To pravocrtno gibanje ovisi o kružnom gibanju koljenastog vratila, te se može definirati na taj način da svaki kut zakreta koljenastog vratila odgovara jednom položaju klipa. Kako se ovdje radi o pretvorbi jedne vrste gibanje u drugi, klip ne putuje jednakom brzinom već usporava kada se približava krajnjim točkama GMT i DMT, te isto tako ubrzava kada se udaljuje od njih.



Slika 2.5. Shema geometrije klipnog mehanizma [2]

Put klipa

Pomak [2] klipa h , u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila može se odrediti prema geometriji prikazanoj na slici 2.5.:

$$h = r + l - (r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \beta) = r \cdot (1 - \cos \alpha) + l \cdot (1 - \cos \beta)$$

$$l = r \cdot \cos \beta^2 + \sin^2 \beta \quad \Rightarrow \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

$$h = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{l}{r} (1 - \sqrt{1 - \sin^2 \beta}) \right] \quad (2.1)$$

Uvođenjem omjera duljine koljena KV r , i duljine klipnjače l kao geometrijske karakteristike λ :

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2.2)$$

Te zatim iz izraza za visinu trokuta OAB:

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta \quad \Rightarrow \quad \sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha$$
$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha \quad (2.3)$$

Uvrštavanjem (2.3) u (2.1) slijedi:

$$h = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \right] \quad (2.4)$$

Razvojem dijela jednadžbe (2.4) pod korijenom u MacLaurin-ov red:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - z} = f(z) \quad \Rightarrow \quad f(z) = f(0) + \frac{z}{1!} f'(0) + \frac{z^2}{2!} f''(0) + \dots$$

slijedi:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \cdot \sin^4 \alpha - \frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4 \cdot 6} \lambda^6 \cdot \sin^6 \alpha - \dots$$

Kada se gornji izraz uredi pomoću transformacijskih izraza za trigonometrijske funkcije, dobiva se oblik:

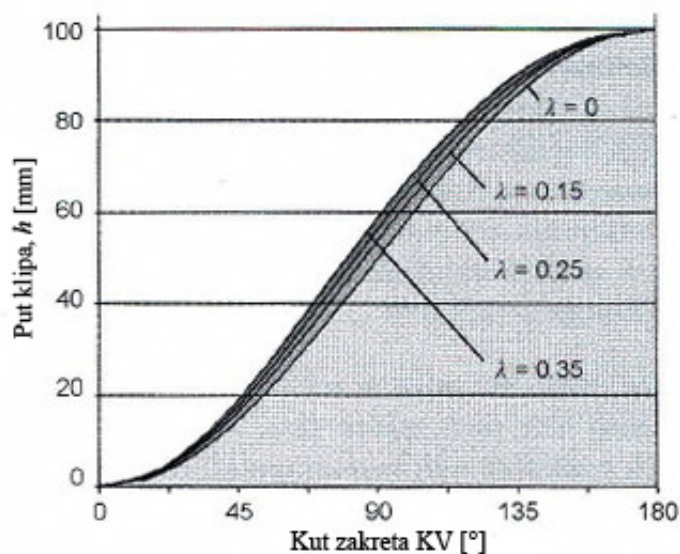
$$h(\alpha) = r \cdot \left(A_0 - A_1 \cdot \cos \alpha - \frac{A_2}{4} \cdot \cos 2\alpha - \frac{A_4}{16} \cdot \cos 4\alpha - \frac{A_6}{36} \cdot \cos 6\alpha - \dots \right) \quad (2.5)$$

- gdje su faktori $A_0, A_1, A_2, A_4, \dots$ jednaki:

$$\begin{aligned} A_0 &= 1 + \frac{1}{4} \lambda + \frac{3}{64} \lambda^3 + \frac{5}{256} \lambda^5 + \dots & A_0 &\approx 1 + \frac{\lambda}{4} \\ A_1 &= 1 & & \\ A_2 &= \lambda + \frac{1}{4} \lambda^3 + \frac{15}{128} \lambda^5 + \dots & A_2 &\approx \lambda \\ A_4 &= -\frac{1}{4} \lambda^3 - \frac{3}{16} \lambda^5 - \dots & A_4 &\approx -\frac{\lambda^3}{4} \\ A_6 &= \frac{9}{128} \lambda^5 + \dots & A_6 &\approx \frac{\lambda^5}{14} \\ A_8 &= -\frac{1}{39} \lambda^7 - \dots & A_8 &\approx -\frac{\lambda^7}{39} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Ako se uzmu u obzir samo prva dva harmonika, pogreška neće biti velika jer za vrijednost $\lambda = 0,25$ treći harmonik iznosi 0,000244. Dakle, približni izraz za pomak klipa od GMT glasi:

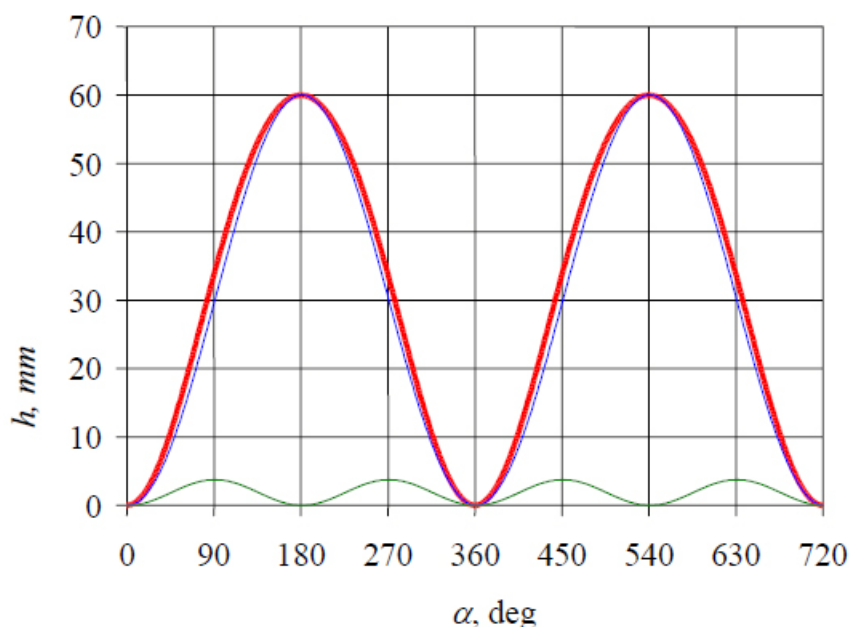
$$h \approx r \cdot \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} - \cos 2\alpha \right]$$
$$h \approx r \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (2.7)$$



Slika 2.6. Put klipa u ovisnosti o zakretu KV za različite vrijednosti λ [3]

U izrazu (2.7), dio unutar uglate zagrade $x = \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)$ odnosi se na konačnu duljinu klipnjače. Njegov iznos varira, te je u krajnjim točkama GMT i DMT jednak nuli, a najveću vrijednost poprima za kut zakreta KV od 90° .

$$x_{\max} \approx r \cdot \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 180^\circ) = r \cdot \frac{\lambda}{2} = \frac{r^2}{2l}$$



Slika 2.7. Crveno: put klipa; Plavo: prvi harmonik; Zeleno: drugi harmonik [2]

Prema slici 1.7. primjećuje se kako period ponavljanja prvog harmonika iznosi 2π , dok je period ponavljanja drugog harmonika (u ovom slučaju x) dvostruko veći i iznosi 4π .

Brzina klipa

Brzina [2] klipa v jednaka je derivaciji puta klipa h po vremenu:

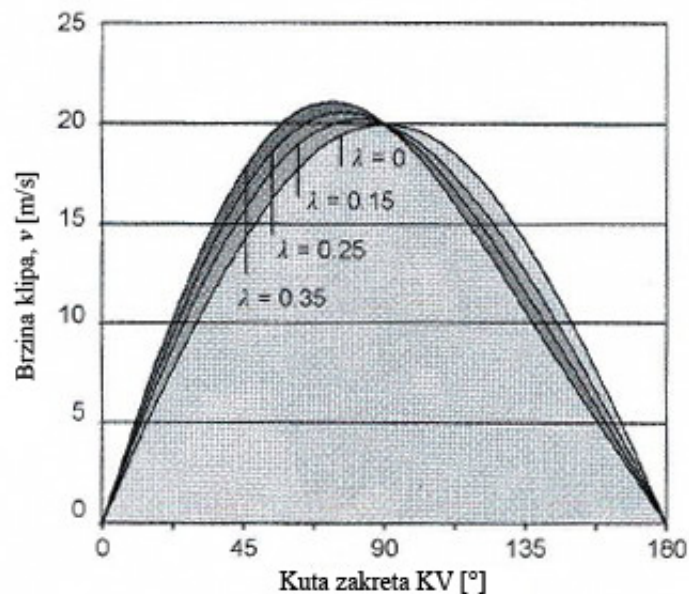
$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dh}{d\alpha} \quad (2.8)$$

Deriviranjem izraza za put klipa (2.7) dobiva se:

$$v = r \cdot \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (2.9)$$

Točan izraz za brzinu klipa dobiva se derivacijom (2.4), te iznosi:

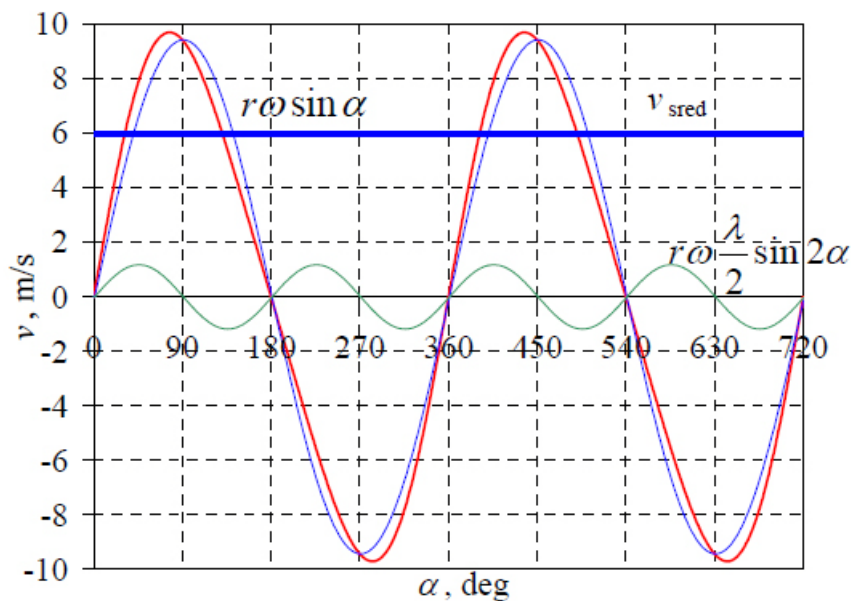
$$v = r \cdot \omega \left(\sin \alpha + \lambda \cdot \frac{\sin 2\alpha}{2\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \quad (2.10)$$



Slika 2.8. Brzina klipa u ovisnosti o zakretu KV za različite vrijednosti λ [3]

Srednja brzina klipa je vrlo važan pokazatelj izdržljivosti klipnog mehanizma, točnije sklopa klip / karike / cilindar. Računa se prema izrazu:

$$v_{\text{sred}} = 2 \cdot H \cdot n$$



Slika 2.9. Plavo (debela linija): srednja brzina klipa [2]

Ubrzanje klipa

Ubrzanje [2] klipa a jednako je derivaciji brzine klipa v po vremenu:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\alpha} \quad (2.11)$$

Derivacijom izraza (2.9) (samo prva dva harmonika) slijedi:

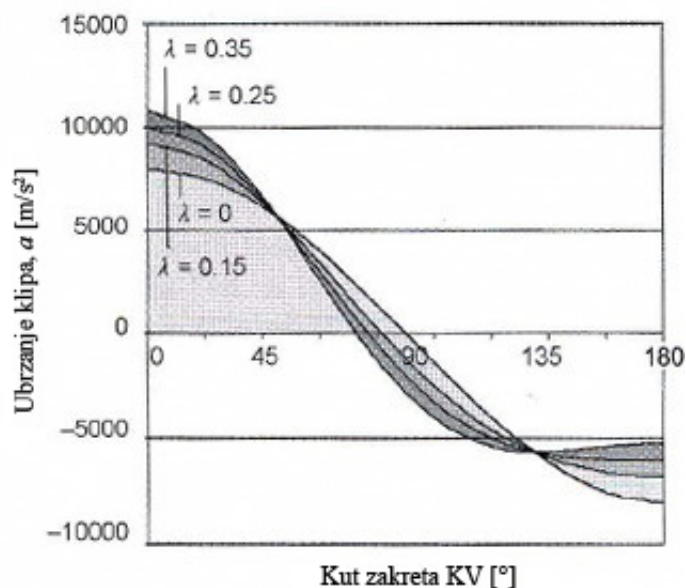
$$a = r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (2.12)$$

gdje je: $a \approx a_1 + a_2$;

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad \text{- prvi harmonik}$$

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad \text{- drugi harmonik}$$

Rastavljanje ubrzanja na harmonike posebno je važno kod izračunavanja inercijskih sila koje djeluju u klipnom mehanizmu uslijed oscilirajućih masa (pravocrtno gibanje).



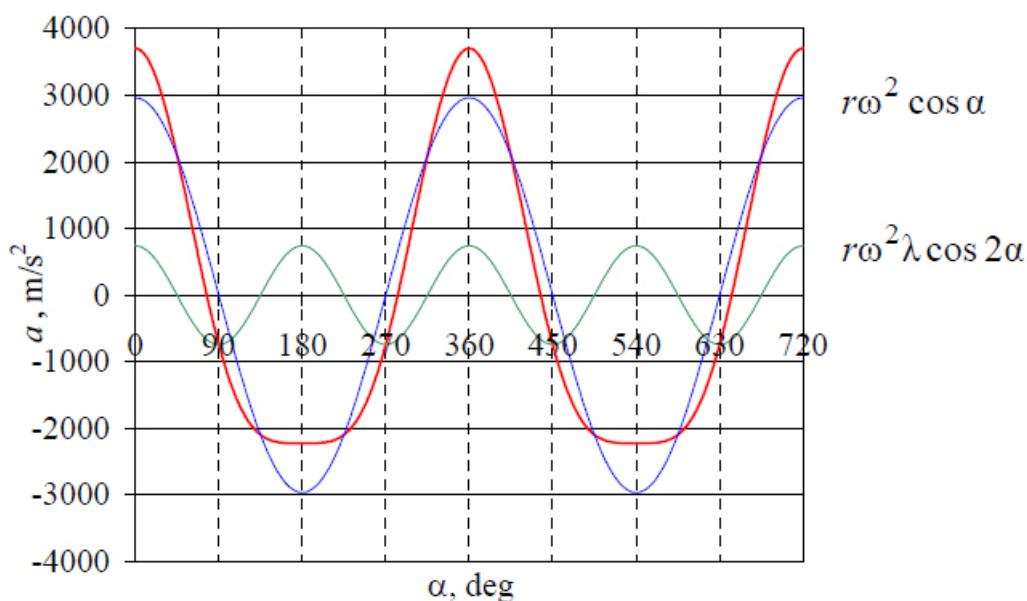
Slika 2.10. Ubrzanje klipa u ovisnosti o zakretu KV za različite vrijednosti λ [3]

U GMT i DMT kut zakreta radilice α poprima vrijednost $k \cdot \pi$, gdje je $k = 0, 1, 2, \dots$

Ako se ta vrijednost kuta zakreta KV uvrsti u izraz (2.12), dobiva se omjer ubrzanja klipa u GMT i DMT:

$$\frac{a_{\text{GMT}}}{a_{\text{DMT}}} \approx \frac{r \cdot \omega^2(1 + \lambda)}{r \cdot \omega^2(-1 + \lambda)} = \frac{1 + \lambda}{-1 + \lambda}$$

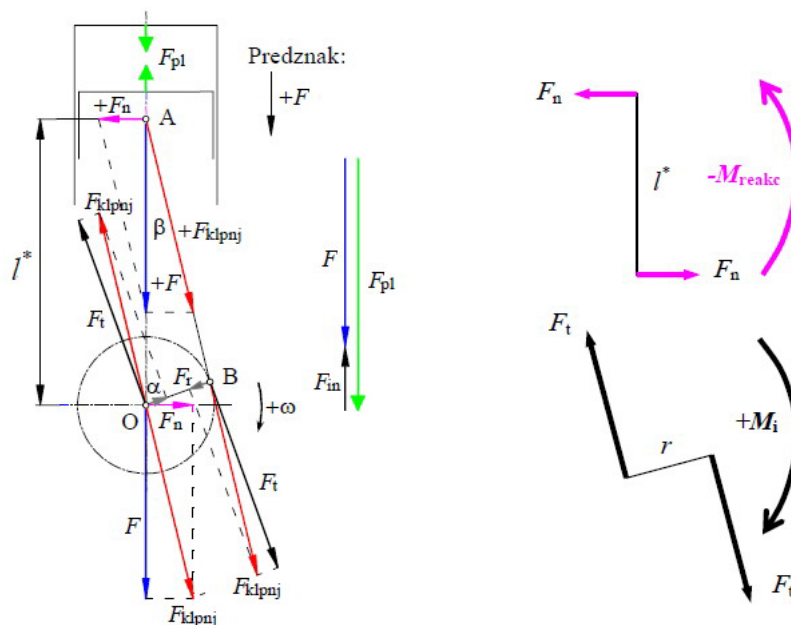
Za uobičajenu vrijednost omjera klipnjače $\lambda = \frac{1}{4}$ omjer ubrzanja iznosi: $\frac{a_{\text{GMT}}}{a_{\text{DMT}}} \approx -\frac{5}{3}$



Slika 2.11. Crveno: ubrzanje klipa, odnosno oscilirajućih masa m_{osc} [2]

2.4. Sile u klipnom mehanizmu, moment i snaga motora

U klipnom mehanizmu [2] sile nastaju djelovanjem pritiskom plinova na klip što zatim stvara sile inercije oscilirajućih i rotirajućih masa klipnog mehanizma.



Slika 2.12. Shematski prikaz klipnog mehanizma [2]

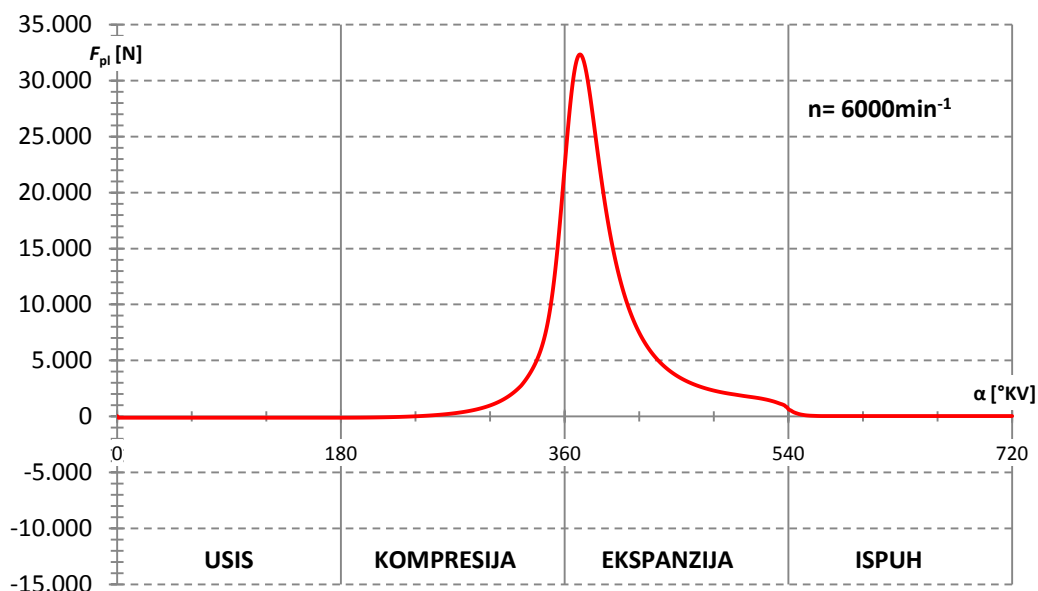
Predznaci sila prema slici 2.12.: pozitivan smjer sile F na klip podudara se sa smjerom djelovanja pritiska plinova u taktu ekspanzije. Sve sile koje nastaju uslijed djelovanja pozitivne sile F također imaju pozitivan predznak. S gornje strane na klip djeluje tlak plinova u cilindru $p_{cil}(\alpha)$, a s donje strane tlak $p_{kuć}$ u kućištu vratila. Tlak u kućištu koljenastog vratila se također mijenja u ovisnosti o kutu zakreta KV α , ali to u ovom razmatranju nije uzeto u obzir. Tangencijalna sila F_t ima pozitivan predznak ako potpomaže okretanje koljenastog vratila. Radijalna sila F_r ima pozitivan predznak kada djeluje od rukavca (koljena) klipnjače prema osi rotacije KV.

Tangencijalna sila F_t okreće koljenasto vratilo pomoću zakretnog momenta $F_t \cdot r$, a radijalna sila F_r opterećuje glavne ležajeve koljenastog vratila. U osi rotacije O dodana je i oduzeta sila u klipnjači F_{klipnj} sa čime nije narušena ravnoteža sila u klipnom mehanizmu. Moment reakcije kućišta $F_n \cdot l^*$ preuzimaju oslonci motora.

Iz slike 2.12. može se zaključiti kako je sila plinova F_{pl} uravnotežena unutar cilindra. Naime, reakcije koje stvara tlak plinova na stjenkama cilindra uravnotežene su unutar kućišta motora zbog toga što tlak djeluje na sve strane jednako unutar samog cilindra.

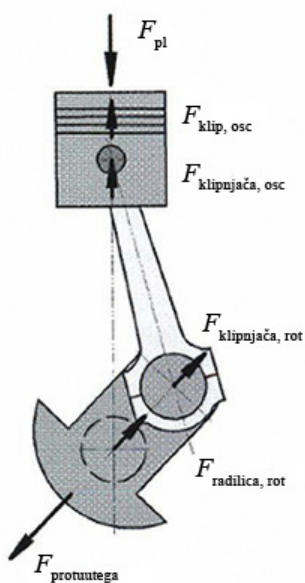
Klipni mehanizam

Moment koji proizvodi sila plinova uravnotežen je otporima u motoru i vanjskim opterećenjem na koljenastom vratilu. S druge strane, nejednolikost sile plinova ima za posljedicu nejednolikost zakretnog momenta, a to pojačava vibracije motora u osloncima i uzrok je torzijskih vibracija što kao rezultat stvara zamorne lomove koljenastog vratila.



Slika 2.13. Sila plinova, F_{pl}

Ostaje dakle, neuravnotežena samo sila inercije F_{in} oscilirajućih masa i ona izaziva vibracije koje motor kao cjelina prenosi na oslonce, to jest karoseriju motora.



Slika 2.14. Sile na klip i koljenasto vratilo [3]

Klipni mehanizam

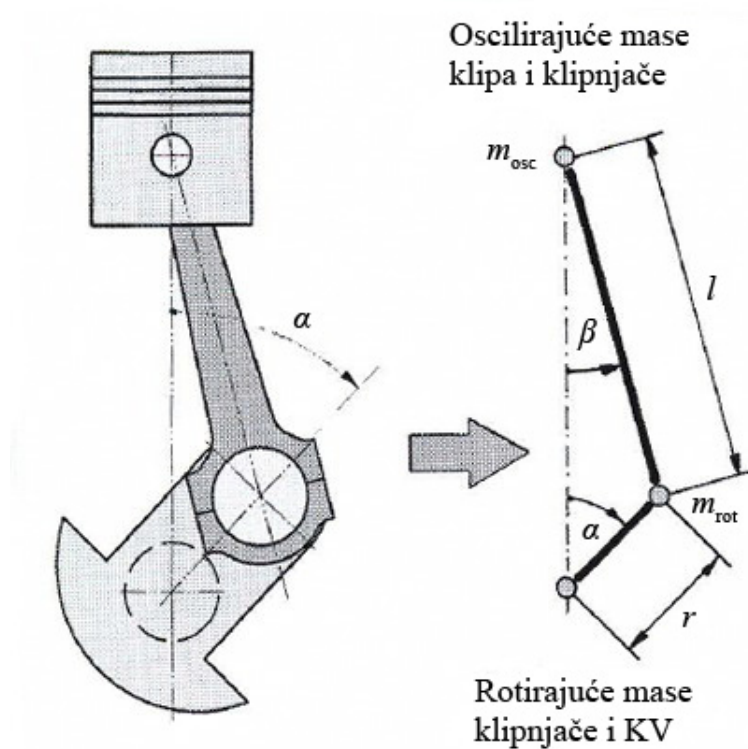
Prema slici 2.15.:

Pod sumu oscilirajućih masa m_{osc} ubrajaju se:

- m_k masa klipa
- m_{kp} masa klipnih prstenova
- m_{osov} masa osovinice
- m_{osig} masa osigurača osovinice
- $m_{klpnj, osc}$ masa dijela klipnjače koji se giba pravocrtno

Pod sumu rotirajućih masa m_{rot} ubrajaju se:

- m_{ruk} masa letećeg rukavca radilice
- m_{ra} masa koljena (ramena) radilice
- $m_{klpnj, rot}$ masa dijela klipnjače koja rotira



Slika 2.15. Oscilirajuće i rotirajuće mase klipnog mehanizma [3]

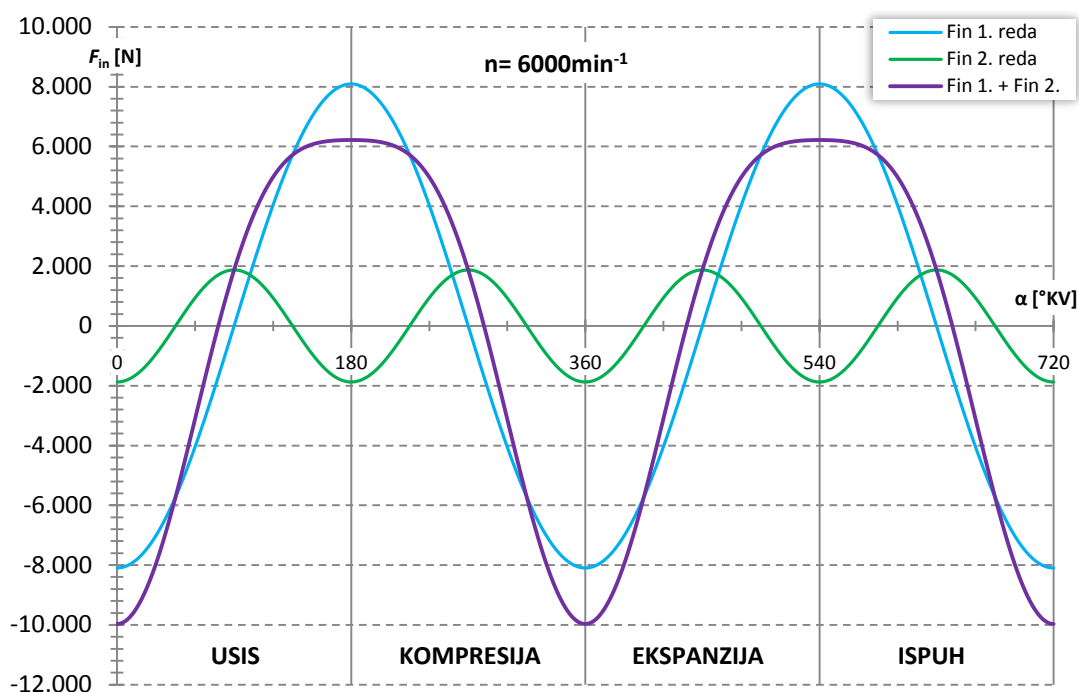
Sile u klipnom mehanizmu

Sile inercije oscilirajućih masa:

$$1. \text{ reda: } F_{in,1} = -m_{osc} \cdot a_1 = -m_{osc} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (2.13)$$

$$2. \text{ reda: } F_{in,2} = -m_{osc} \cdot a_2 = -m_{osc} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (2.14)$$

$$1.+2. \text{ reda: } F_{in} = F_{in,1} + F_{in,2} \quad (2.15)$$



Slika 2.16. Sile inercije oscilirajućih masa

Prema slici 2.16. može se zaključiti kako inercijske sile oscilirajućih masa mijenjaju svoj iznos i smjer u ovisnosti o kutu zakreta KV (analogno slici 2.7.):

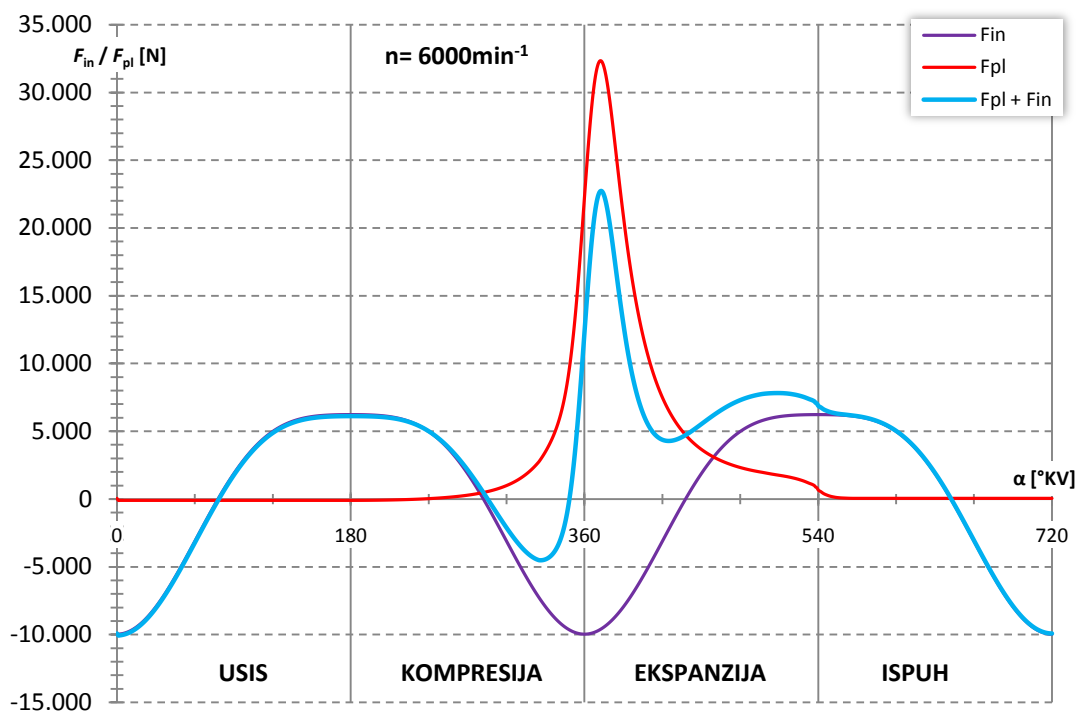
- Sile inercije 1. reda mijenjaju svoj smjer dva puta za vrijeme jednog radnog ciklusa (period ponavljanja jednak je 2π).
- Sile inercije 2. reda mijenjaju svoj smjer četiri puta za vrijeme jednog radnog ciklusa (period ponavljanja jednak je π).

Klipni mehanizam

Rezultirajuća sila na klip F sastoji se od sile plinova F_{pl} i sile inercije oscilirajućih masa F_{in} :

$$F = F_{pl} + F_{in} = [p_{cil}(\alpha) - p_{kuć}] \cdot A + F_{in} \quad (2.16)$$

gdje je A [m²] – površina poprečnog presjeka cilindra.



Slika 2.17. Rezultirajuća sila na klip

Inercijske sile u radu motora imaju i pozitivan i negativan učinak. Dok su s jedne strane nepoželjne jer umanjuju snagu klipnih motora, s druge strane one pridonose ujednačavanju izlazne snage klipnog mehanizma na taj način što se suprotstavljaju vršnim vrijednostima sile tlak plinova. Rezultat je smanjenje opterećenja, što se jasno vidi na slici 2.17.

Kod brzohodnih motora (Otto motori) veći je utjecaj sile inercije, dok je kod sporohodnih (Diesel motori) veći utjecaj sile plinova. Općenito, udio sile plinova i sile inercije ovisi o tipu termodinamičkog procesa, brzini vrtnje, te o tipu usisa (ovisno da li se rad o motoru sa prednabijanjem).

Klipni mehanizam

Sila na klipnjaču:

$$F_{\text{klpnj}} = \frac{F}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}$$

Normalna sila na bok cilindra:

$$F_n = F_{\text{klpnj}} \cdot \lambda \cdot \sin \alpha$$

Tangencijalna sila:

- komponenta uslijed pritiska plinova:

$$F_{t,\text{pl}} = [p_{\text{cil}}(\alpha) - p_{\text{kuć}}] \cdot A \cdot \sin \alpha \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}\right) \quad (2.17)$$

- komponenta uslijed sila inercije oscilirajućih masa:

$$F_{t,\text{in}} = F_{\text{in}} \cdot \sin \alpha \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}\right) \quad (2.18)$$

- rezultirajuća:

$$F_t = F_{t,\text{pl}} + F_{t,\text{in}} \quad (2.19)$$

Radijalna sila:

- komponenta uslijed pritiska plinova:

$$F_{r,\text{pl}} = [p_{\text{cil}}(\alpha) - p_{\text{kuć}}] \cdot A \cdot \left(\cos \alpha - \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}\right) \quad (2.20)$$

- komponenta uslijed sila inercije oscilirajućih masa:

$$F_{r,\text{in}} = F_{\text{in}} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}\right) \quad (2.21)$$

- uslijed centrifugalne sile rotirajućeg dijela klipnjače:

$$F_{r,\text{klpnj}} = -m_{\text{klpnj},\text{rot}} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2.22)$$

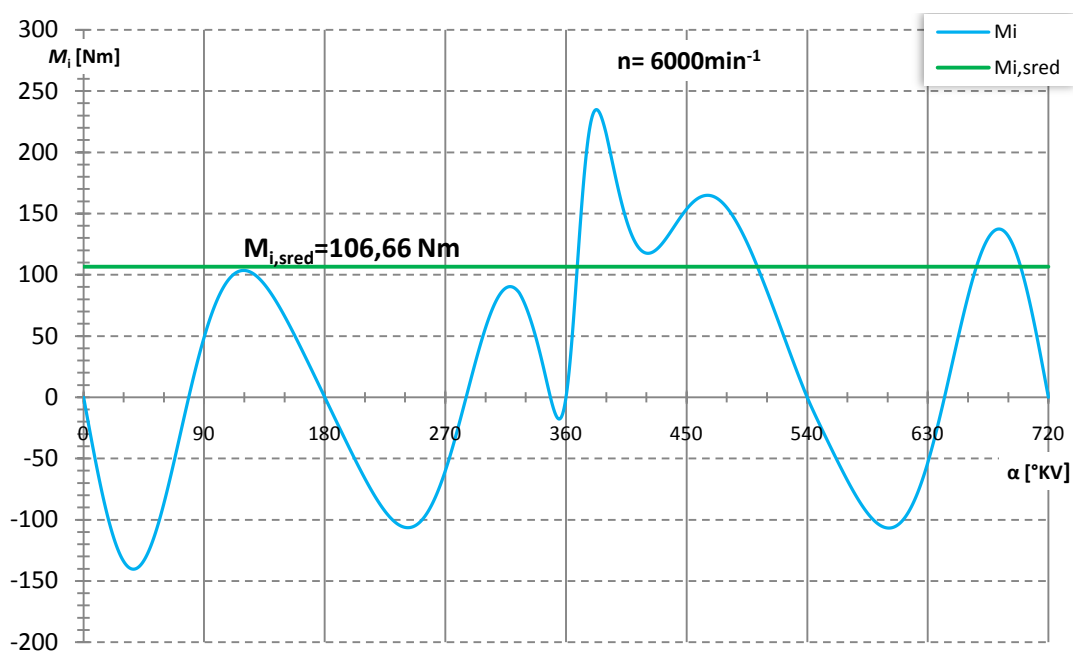
- rezultirajuća:

$$F_r = F_{r,\text{pl}} + F_{r,\text{in}} + F_{r,\text{klpnj}} \quad (2.23)$$

Moment i snaga motora

Indicirani moment motora:

$$M_i = F_t \cdot r \quad (2.24)$$



Slika 2.18. Indicirani i srednji indicirani moment

Period indiciranog momenta višecilindarskih motora identičan je periodu tangencijalne sile. Period tangencijalne sile (a time i zakretnog momenta) $4T$ motora sa z cilindara iznosi $4\pi/z$. Srednji indicirani moment tog motora jednak je:

$$M_{i,sred} = \frac{\int_0^{\frac{4\pi}{z}} M_i(\alpha) \cdot d\alpha}{\frac{4\pi}{z}} = \frac{\int_0^{\frac{4\pi}{z}} F_t(\alpha) \cdot r \cdot d\alpha}{\frac{4\pi}{z}} = F_{t,sred} \cdot r \quad (2.25)$$

Efektivni zakretni moment M_e što ga propisuje proizvođač motora jednak je upravo srednjoj vrijednosti indicirane momenta kod promatrane brzine vrtnje n , umanjen za mehaničke gubitke:

$$M_e(n) = M_{i,sred}(n) \cdot \eta_m \quad (2.26)$$

gdje je η_m – mehanički stupanj korisnosti motora.

Indicirana snaga motora kod brzine vrtnje $n[\text{s}^{-1}]$:

$$P_i = M_i \cdot \omega = M_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (2.27)$$

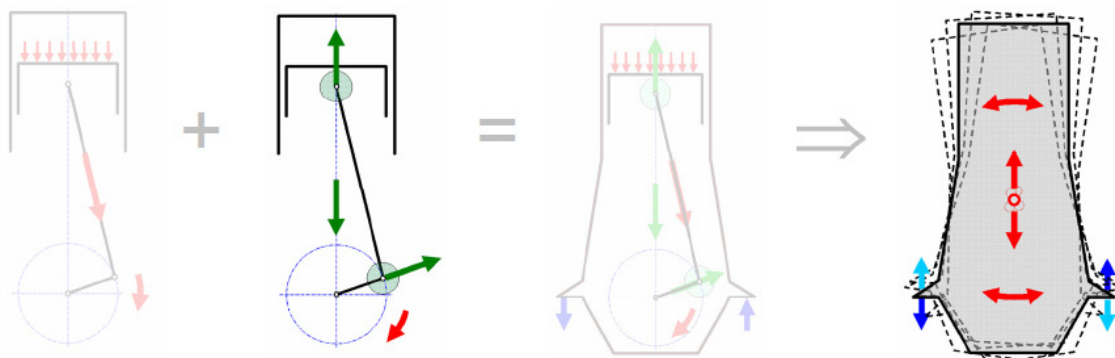
Stupanj neujednačenosti indiciranog momenta

$$k = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{\text{sred}}} \quad (2.28)$$

Stupanj neujednačenosti [2] indiciranog momenta k pokazatelj je utjecaja broja cilindara z i brzine n , na krivulju zakretnog momenta motora. Kod manjih brzina vrtnje sile plinova i sile inercije se međusobno najviše poništavaju i motor se najmirnije vrti (k je najmanji). Kod velikih brzina vrtnje utjecaj sila plinova se gotovo posve izgubi te prevladavaju sile inercije (rastu s kvadratom brzine vrtnje) pa tako raste i stupanj neujednačenosti indiciranog momenta.

Detaljniji prikaz promjene iznosa stupnja neujednačenosti indiciranog momenta ovisno o broju cilindara i brzini vrtnje, te zavisno o konfiguraciji motora prikazan je u kasnijim poglavljima što je i zadatak ovog rada.

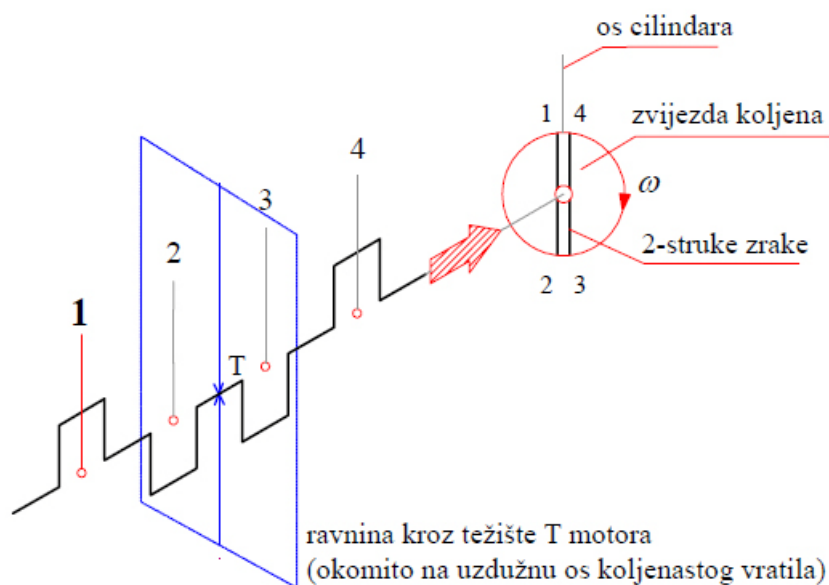
3. Uravnoteživanje motora



Slika 3.19. Reakcije u osloncima motora uslijed djelovanja sila inercije i sila plinova [4]

Kao što je već spomenuto, sile u klipnom mehanizmu izazvane su pritiskom plinova na klip te tromašću, to jest inercijom oscilirajućih i rotirajućih masa dijelova klipnog mehanizma. Povećanje broja cilindara ima za posljedicu smanjenje neujednačenosti rezultirajućeg zakretnog momenta motora i bolju međusobnu uravnoteženost inercijskih sila oscilirajućih masa klipnog mehanizma.

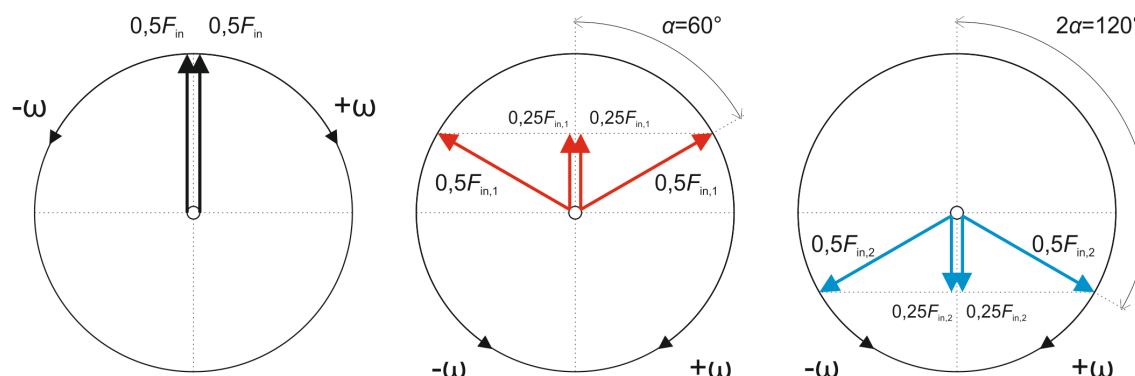
Motor može biti neuravnotežen [4] u pogledu sila inercije oscilirajućih masa i njihovih momenta oko težišta motora. U ovom razmatranju pretpostavlja se da je težište motora T na sredini uzdužne osi koljenastog vratila motora, kao što je prikazano na slici 3.20.:



Slika 3.20. Težište T motora i zvijezda koljena [4]

3.1. Vektorski prikaz inercijskih sila

Analiza sila inercije može se maksimalno pojednostaviti [4] ako se sila inercije svakog pojedinog reda prikaže pomoću dva vektora amplitude koji rotiraju suprotno jedan od drugoga. Pri tome je svaki vektor jednak polovici ukupnog iznosa inercijske sile tog reda.



Slika 3.21. Prikaz sila inercije 1. i 2. reda pomoću rotirajućih vektora

Prema slici 3.21.: vektorska suma dvaju vektora u svakom trenutku jednaka je sili inercije za promatrani red. Vektori sila inercije 1. reda poništavaju se za kut zakreta koljenastog vratila α od 90° iz razloga što u tom trenutku gledaju jedan nasuprot drugome. Kako je već ranije prikazano izrazom (2.14), kut zakreta sila inercije drugog reda jednak je dvostrukoj vrijednosti kuta α pa je iz toga vidljivo kako se vektori inercije drugog reda međusobno poništavaju za kut zakreta α od 45° .

S druge strane, vektorska suma sila inercije oba vektora jednaka je polovičnom iznosu ukupne sile inercije za kut α od 60° , odnosno 120° i sa negativnim predznakom ako se radi o vektorima sile inercije 2. reda za isti kut zakreta koljenastog vratila.

Ovakav prikaz sila inercije određenih redova omogućava analiziranje međusobne uravnoteženosti pojedinih cilindara kod višecilendarskih motora. Dovoljno je promatrati sile inercije u nekom karakterističnom položaju koljenastog vratila. Obično se kao referentni cilindar postavi prvi cilindar u gornjoj mrtvoj točki jer tada zvijezda koljena prikazuje i zvijezdu vektora inercijskih sila 1. reda. Poželjno je analizirati uravnoteženost motora postavljanjem i ostalih cilindara u motoru u referentni položaj radi eliminacije moguće pogreške kod analize samo jednog slučaja.

Uravnoteživanje motora

Za uobičajeni omjer polumjera duljine koljena KV i duljine klipnjače $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{3}$ veličina sile inercije iznosi, prema *tablici 3.1.*:

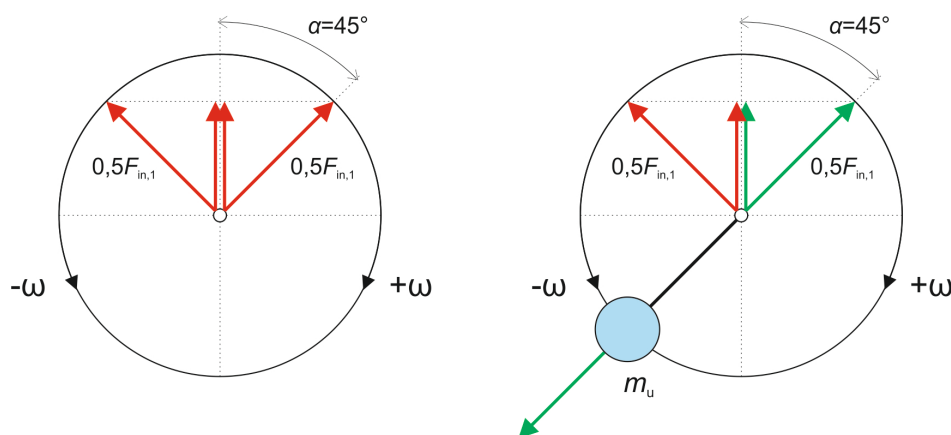
Tablica 3.1. Postotak veličine sile inercije ovisno o redu [4]

Veličina sile inercije	1. reda	2. reda	4. reda	6. reda
%	100	33	1	0,03

3.2. Mogućnost uravnoteživanja sile inercije

Uravnoteživanjem inercijskih sila nije moguće poništiti njihov iznos, već samo njihovo djelovanje prema van [4]. Uravnoteživanje smanjuje opterećenje, to jest vibracije u osloncima motora što rezultira manjim opterećenjem cijele karoserije a to se najviše odnosi na nosače motora. Uravnoteživanje se izvodi dodavanjem protusila i to:

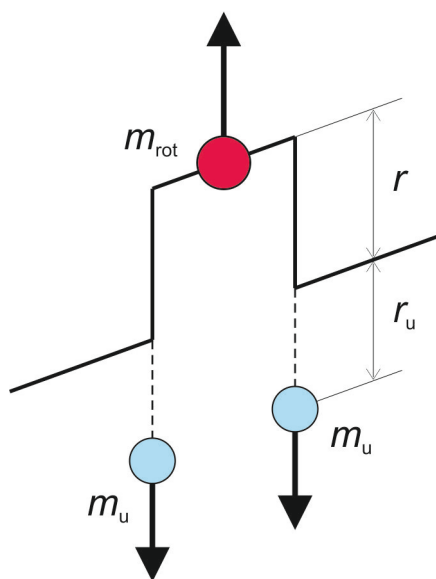
- **PROTUUTEZIMA NA KOLJENASTOM VRATILU**
 - centrifugalne sile
 - 50% sile inercije 1. reda (vektor koji rotira u smjeru rotacije KV)
- **OSOVINOM S UTEZIMA**
 - 50% sile inercije 1. reda (vektor koji rotira u suprotnom smjeru od KV)
- **PAROM OSOVINA S UTEZIMA**
 - sile inercije 2. reda



Slika 3.22. Protuuteg na KV uravnotežuje vektor koji rotira u smjeru rotacije KV

Uravnoteživanje sila inercije 1. reda

Inercijska sila rotirajućih masa, tačnije centrifugalna sila, može se uravnotežiti sa protutezima na koljenastom vratilu. Pri tome statički moment (produkt mase i udaljenosti od osi rotacije KV, r) rotirajućih masa m_{rot} i masa protutega m_u moraju biti jednaki prema slijedećoj formuli:



$$m_{rot} \cdot r = 2 \cdot m_u \cdot r_u$$

$$m_u = \frac{1}{2} m_{rot} \cdot \frac{r}{r_u} \quad (3.29)$$

Slika 3.23. Protutezi za uravnoteživanje sila inercije 1. reda

Uravnoteživanjem protutezima na koljenastom vratilu kao na *slici 3.23.* moguće je uravnotežiti samo 50% sile inercije 1. reda, i to onaj vektor koji rotira u pozitivnom smjeru, sa koljenastim vratilom. Potrebna centrifugalna sila protutega jednaka je:

$$\frac{1}{2} m_{osc} \cdot r \cdot \omega^2 = 2 \cdot m_u \cdot r_u \cdot \omega^2$$

$$m_u = \frac{1}{4} m_{osc} \cdot \frac{r}{r_u} \quad (3.30)$$

Gore opisani postupak poznat je pod nazivom „*normalno uravnoteženje*“. Ukupna masa protutega u slučaju *normalnog uravnoteženja* iznosi:

$$m_u = \left(\frac{1}{2} m_{rot} + \frac{1}{4} m_{osc} \right) \cdot \frac{r}{r_u} \quad (3.31)$$

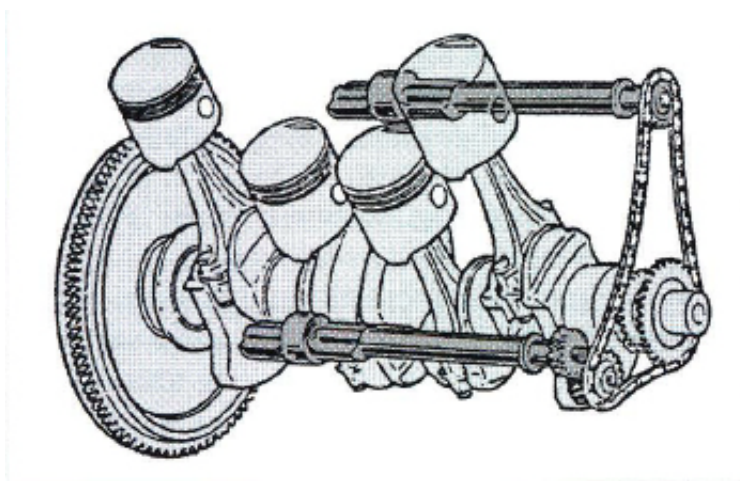
Uravnoteživanje motora

Ovakav princip normalnog uravnoteženja koristi se još od 19. stoljeća [3] kada se primjenjivao pri konstrukciji lokomotiva na parni pogon. Kako bi masa protutege bila što manja a statički moment što veći, potrebno je uteg pozicionirati što dalje od rotirajuće osi koljenastog vratila. U današnjim brzohodnim motorima s kompaktnim kućištem koljenastog vratila nema dovoljno mjesta za ovako velike utege niti dugačke rukavce za protutege na koljenastom vratilu. Iz tog razloga se u današnjim putničkim vozilima uravnotežuje 50 do 60% sila inercije oscilirajućih masa i 80 do 100% sila inercije rotirajućih masa.

Za uravnoteživanje preostalih 50% sile inercije oscilirajućih masa i njihovih momenata, koristi se princip uravnoteživanja pomoću dodatne osovine s protutezima. Ta se osovina vrti u suprotnom smjeru, jednakom brzinom kao i koljenasto vratilo. Na osovini se nalaze obično dva utega, a pogon osovine može bit preko zupčanika (češće) ili lancem i lančanicima (rjeđe).

Uravnoteživanje sila inercije 2. reda

Za uravnoteživanje sile inercije 2. reda potrebno je u motor ugraditi mehanizam sa s dvije osovine sa utezima, koje rotiraju u suprotnim smjerovima, dva puta brže od brzine koljenastog vratila. Svaka od njih uravnotežuje jedan od vektora sile inercije drugog reda koji se također vrte u suprotnim smjerovima, dva puta većom brzinom od brzine vrtnje koljenastog vratila. Pri tome je osovine potrebno razmaknuti za iznos h , tako da spreg njihovih centrifugalnih sila stvara protumoment 2. reda koji djeluje suprotno od momenta sila inercije oscilirajućih masa 2. reda, ukoliko one djeluju u motoru.



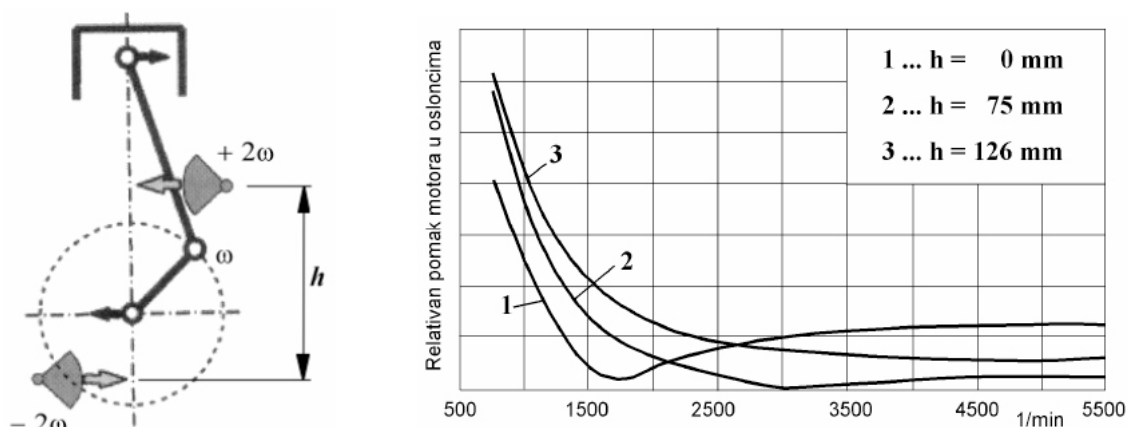
Slika 3.24. Mehanizam za uravnoteživanje sila inercije 2. reda i njihovih momenata sa osovinama razmaknutim po visini za iznos h (Mitsubishi) [3]

Uravnoteživanje motora

Sile inercije 2. reda, to jest reakcije u osloncima koje uzrokuju primjetne su pri brzinama vrtnje koljenastog vratila većim od 4000 min^{-1} [3] kao „neugodno zujanje“. Ovakve su osovine često pogonjene zupčanicima, što zahtjeva konstrukciju koljenastog vratila sa zupčanikom. Bez obzira koji pogon se odabere, često je dio istog pogonskog sklopa i pumpa za ulje.

Ležajevi tih osovina moraju biti pažljivo konstruirani zbog dvostruko veće brzine vrtnje od koljenastog vratila, dok pogonski zupčanik mora bit usklađen sa oscilacijama brzine koljenastog vratila i mogućim pomacima za vrijeme vrtnje.

Kako je prije pokazano, smjer i veličina tangencijalne sile ovise o brzini vrtnje i opterećenju, pa iz tog razloga rezultirajući spreg protumomenata 2. reda djeluje optimalno u samo jednoj radnoj točki motora (brzini vrtnje koljenastog vratila).



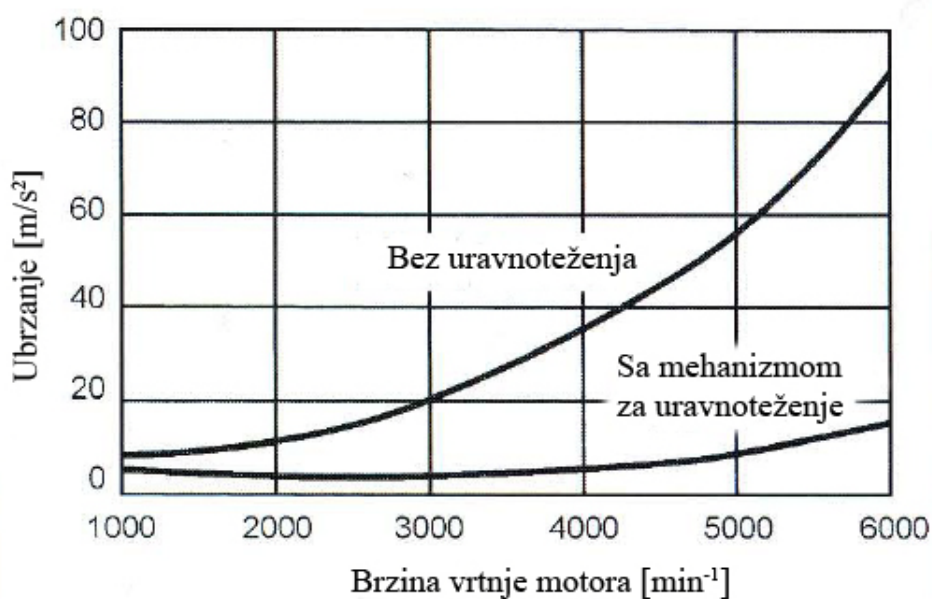
Slika 3.25. Lijevo: uravnoteživanje sila inercije 2. reda kod 4 CIL, 4T rednog motora: Desno: djelovanje razmaka h na amplitudu pomaka motora oko uzdužne osi [4]

Motori koji ne postižu velike brzine vrtnje koljenastog vratila, neće stvarati niti velika ubrzanja oscilirajućih masa pa u njih nije potrebno ugrađivati sklopove za uravnoteživanje sila i momenata 2. reda. Ukoliko se radi o brzohodnom motoru moderne konfiguracije, onda je ovakvo uravnoteživanje neophodno za normalan rad motora. Prema izrazima (2.13) i (2.14) vidljivo je kako vrijednost sila inercije raste sa kvadratom brzine vrtnje koljenastog vratila. To znači da će mali iznos inercijskih sila kod niskih brzina vrtnje, postati preveliki kod visokih brzina vrtnje koje kod motora u putničkim vozilima dosežu u krajnjim slučajevima i do 9000 min^{-1} . Pri tako visokim brzinama vrtnje se kod neuravnoteženih motora javlja velika opasnost od loma koljenastog vratila uslijed visokih amplituda torzijskih vibracija.

Uravnoteživanje motora

Čak i sa ugrađenim mehanizmom sile inercije neće nestati, ali se njihov iznos i utjecaj na rad motora može smanjiti unutar prihvatljivih granica. Kod motora sa izraženim silama i momentima inercije 2. reda važnu ulogu igraju oslonci motora koji djeluju kao elastični i prigušni elementi.

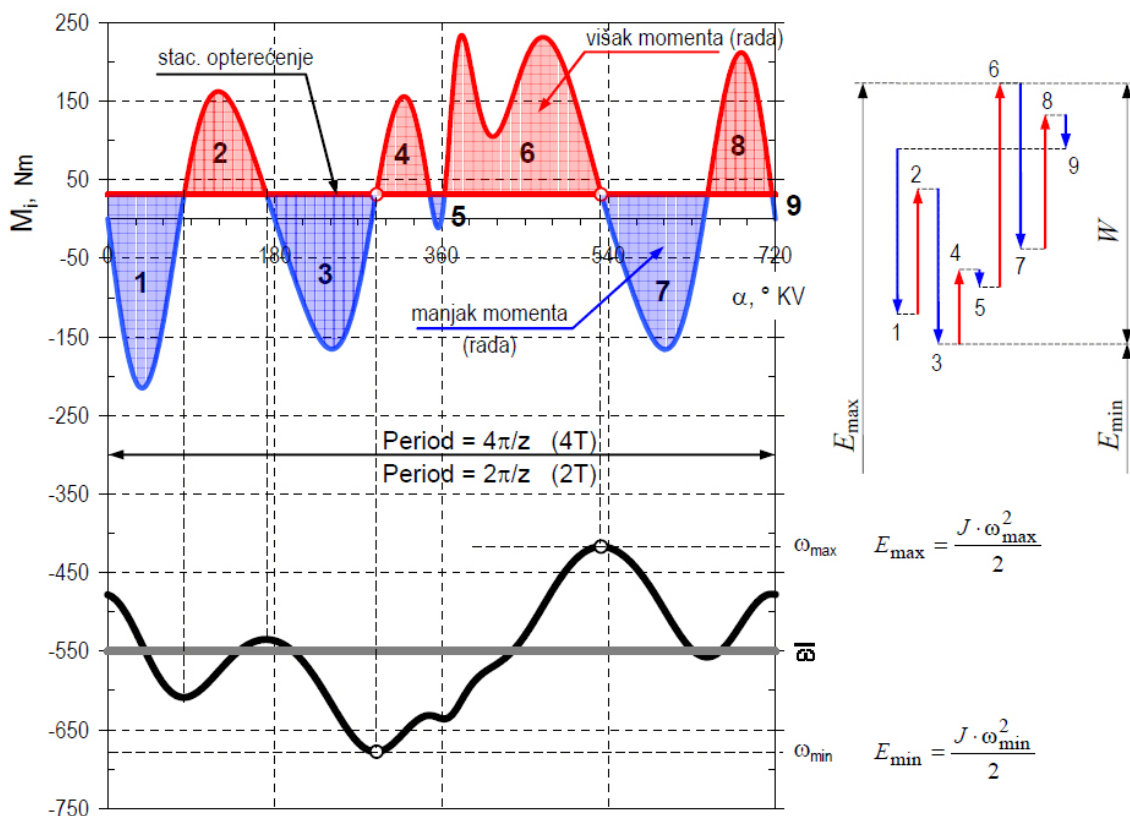
Sa konstrukcijskog i inženjerskog stajališta vidljivo je dakle, kako konfiguracija motora koja troši najmanje energije na elastične oslonce motora ili pogon mehanizama i sklopova za uravnoteživanje postiže najviši stupanj iskoristivosti. To u konačnici rezultira većim korisnim radom i većom izlaznom snagom motora. Takav je motor (teoretski), sa potpuno uravnoteženim silama i momentima inercije 1. i 2. reda sigurnije zavrtiti na visoke brojeve okretaja u minuti, bez opasnosti da će se motor razletjeti (amplitude sila inercije su daleko manje, a koljenasto vratilo nije opterećeno velikim protuutezima).



Slika 3.26. Utjecaj mehanizma za uravnoteživanje sila inercije 2. reda, 4 CIL, redni motor [3]

3.3. Zamašnjak

Potreban moment inercije



Slika 3.27. Gore: moment; Dolje: kutna brzina – jednocilindarskog 4T motora [4]

Funkcija zamašnjaka [4] jest smirivanje oscilacija brzine vrtnje koljenastog vratila uzrokovanih nejednolikim zakretnim momentom, te postizanje mirnijeg hoda motora. Kada je moment motora veći od njegove srednje vrijednosti, brzina motora se povećava sve dok se ne iscrpi višak momenta u odnosu na srednju vrijednost. Isto tako, moment koji je manji od srednje vrijednosti usporava (koči) koljenasto vratilo sve dok manjak momenta ne dosegne nulu. Najveći višak momenta postiže se pri najvećoj kutnoj brzini rotirajućih masa klipnog mehanizma. Analogno tome, najveći iznos manjka momenta postiže se pri najmanjoj kutnoj brzini. U tim kritičnim točkama, iznos kinetičke energije je najveći, odnosno najmanji. Kinetička energija zamašnjaka (i svih rotirajućih masa motora) mijenja se dakle između granica E_{\max} i E_{\min} .

Srednja kutna brzina KV:

$$\omega_{\text{sred}} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Uravnoteživanje motora

Stupanj nejednolikosti hoda:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{sred}}} \quad (3.32)$$

Rad W je u momentnom dijagramu predstavljen površinom ispod momentne krivulje koja u određenom mjerilu predstavlja rad, odnosno energiju. Iz *slike 3.27.* rad koji zamašnjak prima jednak je:

$$W = E_{\max} - E_{\min} = J \cdot \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = J \cdot \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{2} \cdot (\omega_{\max} + \omega_{\min})$$

Iz čega se dobiva izraz za moment inercije J zamašnjaka za odabrani stupanj nejednolikosti δ :

$$W = J \cdot \omega_{\text{sred}} \cdot \omega_{\text{sred}} \cdot \delta \quad \Rightarrow \quad J = \frac{W}{\omega_{\text{sred}}^2 \cdot \delta} \quad (3.33)$$

Višak rada W općenito je veći kod:

- manjeg broja cilindara
- $4T$ motora (u usporedbi sa $2T$ motorima)
- Diesellovih motora zbog velikih tlakova u cilindru i rezultirajućeg velikog zakretnog momenta

Stupanj nejednolikosti hoda

Kod klipnih motora rotirajuće mase su malih iznosa pa je tako i njihov moment inercije J malen što uzrokuje veliku nejednolikost hoda δ . Iz tog razloga se na koljenasto vratilo dodaje zamašnjak. Što je moment inercije J zamašnjaka veći, to je i nejednolikost hoda manja što uvelike pridonosi mirnijem radu motora. Zamašnjak olakšava pokretanje motora, a i samog vozila. Vozilo će lakše krenuti s mjesta pri povećanoj brzini vrtnje motora jer je tada i kinetička energija akumulirana u zamašnjaku veća.

Radni strojevi poput drobilice za kamen ili na primjer traktora, imaju velik zamašnjak kako bi savladali naglo povećanje opterećenja (otpora vožnje), a sa time i manji stupanj nejednolikosti hoda δ .

Uravnoteživanje motora

Tablica 3.2. Stupanj nejednolikosti δ strojeva raznih namjena [4]

δ	Namjena
1/20 ... 1/30	Pumpe i ventilatori
1/40	Alatni strojevi, tkalački strojevi, strojevi za papir
1/50	Mlinovi za mljevenje
1/60	Strojevi za pređenje (niži brojevi pređe)
1/100	Strojevi za pređenje (viši brojevi pređe)
1/70 ... 1/100	Istosmjerni električni generatori za motorna vozila
1/150 ... 1/200	Istosmjerni električni generatori za rasvjetu
1/300	Izmjenični električni generatori za motorna vozila (alternatori)
1/180 ... 1/300	Motori motornih vozila
do 1/1000	Avionski motori

Zamašnjak s dvije mase

Prijenos snage vozila [3] sastoji se od motora, reduktora (mjenjač brzina) i vozila samog. Vibracije koje stvara motor prenose se na ostale komponente prijenosa snage u vozilu. Te se vibracije manifestiraju kao:

- Gibanje u suprotnom smjeru, trzanje (engl. *Bucking*) – kolebanje kutne brzine
- Lupetanje, zveketanje (engl. *Chatter*)

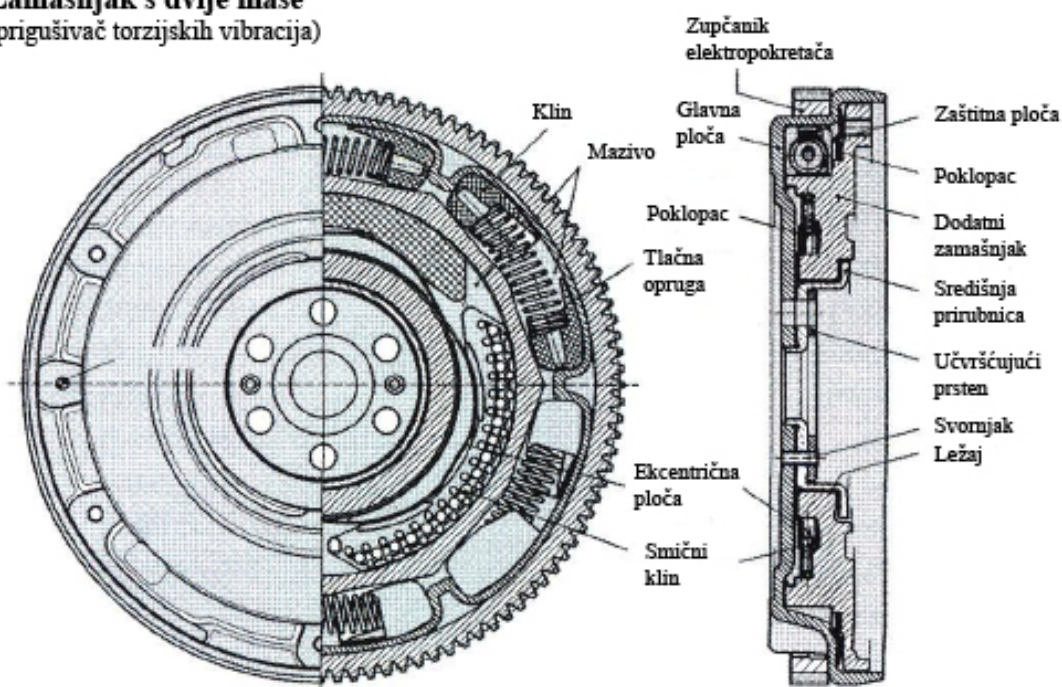
Lupetanje primarno opterećuje zupčanike i sinkronizacijske prstenove reduktora koji su trenutno izvan zahvata, te kao rezultat izaziva međusobne vibracije između spomenutih elemenata. Također, glavni prijenosni elementi snage od motora do kotača uvijaju se prilikom promjene opterećenja i isto tako stvaraju vlastite vibracije. Te su vibracije primjetne, smanjuju udobnost vožnje i stvaraju dodatna naprezanja. U svrhu smanjivanja opisanih vibracija i šuštanja automobilskeg mjenjača kod rada motora u praznom hodu te škripanja kod ubrzavanja, koriste se zamašnjaci s dvije mase. Sa takvim zamašnjakom kolebanja kutne brzine veća su kod motora, ali su istovremeno kod mjenjača znatno smanjena (*slika 3.29.*).

Zamašnjak je konstruiran na način da je jedna masa pričvršćena nepomično za radilicu motora, dok druga masa ima mogućnost djelomičnog zakretanja oko svoje osi preko torzionih opruga. Te su opruge različitih krutosti iz razloga što različite radne točke motora (brzine vrtnje koljenastog vratila) zahtijevaju različite momente inercije.

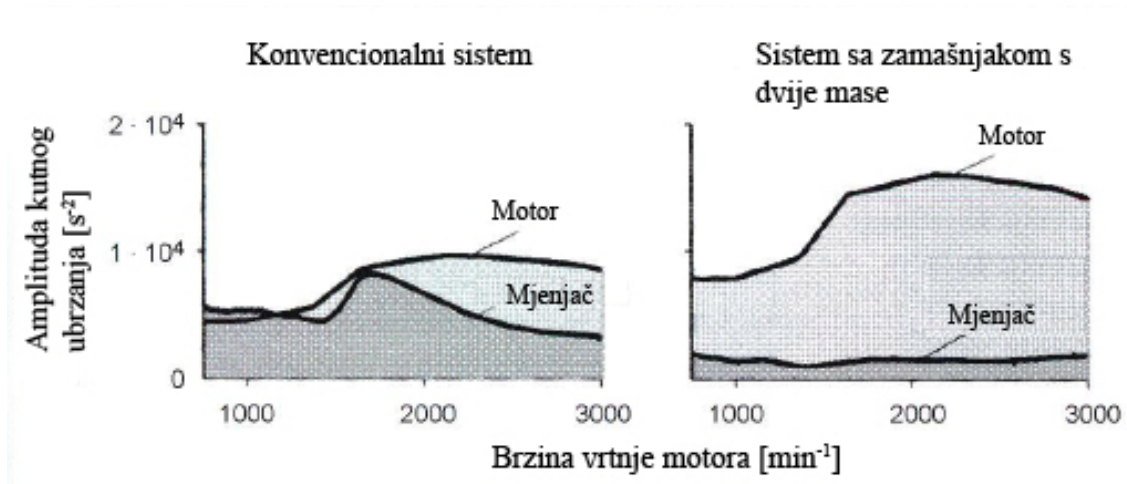
Uravnoteživanje motora

Sa takvim zamašnjakom je ne samo poboljšana udobnost vožnje, već je i reduktor (mjenjač brzina) oslobođen dodatnog oscilirajućeg momenta što produljuje njegov vijek trajanja. Zamašnjaci sa dvije mase se primarno koriste u osobnim vozilima. Danas se već mogu naći u upotrebi i zamašnjaci sa tri mase.

Zamašnjak s dvije mase (prigušivač torzijskih vibracija)



Slika 3.28. Zamašnjak s dvije mase [3]

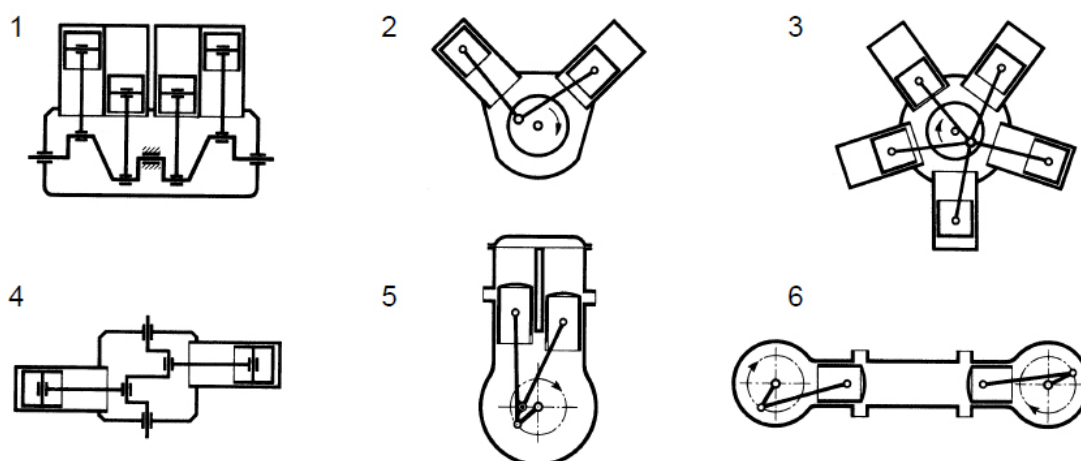


Slika 3.29. Utjecaj zamašnjaka s dvije mase na motor i mjenjač [3]

4. Konfiguracije motora

4.1. Broj i raspored cilindara

Kod jednoklipnih motora [2] radni prostor u kojem se odvija termodinamički proces, to jest stvara koristan rad, omeđen je glavom cilindra, cilindrom i klipom. Kod više klipnih motora radni prostor omeđen je cilindrom i sa više klipova (uglavnom dva klipa). Prema slici 4.30. razlikujemo nekoliko osnovnih tipova motora zavisno o njihovom broju i rasporedu cilindara.



Slika 4.30. Konfiguracije klipnih motora s obzirom na broj i raspored cilindara [2]

Jednoklipni motori

- 1) Redni motor (njem. *Reihenmotor*, eng. *In-line*) ima cilindre smještene u jednom redu, u istoj osi kao i referentni cilindar.
- 2) V motor ima cilindre smještene u dvije ravnine, međusobno pod kutom u obliku slova V. Razlikujemo prave (njem, *echter V-motor*) i neprave (njem. *unechter V-motor*), zavisno o izvedbi klipnjače i koljenastog vratila.
- 3) Radijalni (zvjezdasti) motor (njem. *Sternmotor*; eng. *Radial*) ima cilindre smještene u jednoj ili više ravnina, raspoređene oko osi koljenastog vratila za jednaki kut razmaka između cilindara.
- 4) Boxer motor (njem. *Boxermotor*) ima cilindre smještene jedan nasuprot drugome, razmahnute oko osi koljenastog vratila za kut od 180°. Svaka

Konfiguracije motora

klipnjača ima svoj leteći rukavac, ukoliko dvije klipnjače u jednom paru nasuprotnih cilindara hvataju isti leteći rukavac – tada se radi o V motoru sa V kutom između osi cilindara od 180°.

Višeklipni motori

- 5) U motor (njem. *U-Motor*, *Doppelkolbenmotor*) ima dva klipa koji se gibaju u istom smjeru.
- 6) Protuklipni motor (njem. *Gegenkolbenmotor*) ima dva klipa koji se u istom cilindru gibaju u suprotnim smjerovima.

Smjer vrtnje i smjer brojenja cilindara

Prema [2] normi DIN 73021 (vrijedi samo za motore motornih vozila) razlikuju se dva moguća smjera vrtnje.

- Vrtanja udesno: u smjeru kazaljke na satu, promatrač gleda motor u pravcu uzdužne osi radilice i to sa strane nasuprot onoj na kojoj se predaje snaga.
- Vrtanja ulijevo: u smjeru suprotnom od kazaljke na satu i to sa strane nasuprot onoj na kojoj se predaje snaga.

Prema istoj normi, cilindri se označavaju brojevima 1, 2, 3, ... onako kako su po redoslijedu smješteni u ravnini koja se na početku nalazi u vodoravnom položaju te se zakreće oko uzdužne osi radilice u smjeru kazaljke na satu. Kada se ravnina pri zakretanju poklopi s ravinom jednog reda cilindara, izbroje se svi cilindri u toj ravnini. Ta prva ravnina cilindara ujedno postaje i referentna. Nakon brojanja, ravnina se dalje zakreće u smjeru kazaljke na satu dok se ne poklopi sa ravinom novog reda cilindara. Postupak se ponavlja dok se ne pobroje svi cilindri u motoru. Promatrač pritom gleda motor u pravcu uzdužne osi koljenastog vratila, sa strane motora suprotne od one na kojoj se predaje snaga. Ako se u referentnoj ravnini nalazi više cilindara, onaj cilindar koji se nalazi najbliže promatraču dobiva najmanju početnu brojku. Ukoliko se radi o broju 1, tada se taj cilindar proglašava referentnim.

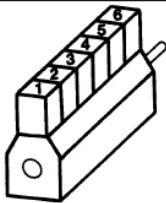
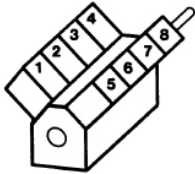
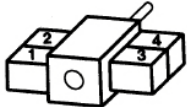
Ako se uzme za primjer Boxer motor gdje su redovi cilindara međusobno razmaknuti za 180°, ravninu ne treba zakretati već se odmah izbroje cilindri u referentnoj ravnini. Nakon toga se ravnina zakrene za tih 180° dok se ne poklopi sa drugim redom cilindara kako bi se izbrojili i preostali cilindri.

Redoslijed i razmaci paljenja

Redoslijed [2] po kojem se cilindri pale jedan za drugim zove se redoslijed paljenja. On ovisi o broju taktova T motora, broju i rasporedu cilindara te isto tako o rasporedu koljena na koljenastom vratilu ili radilici. Redoslijed paljenja rezultat je kompromisa između zahtjeva za jednakim razmacima paljenja radi što ravnomjernijeg toka rezultirajuće tangencijalne sile svih cilindara, odnosno manjeg stupnja neujednačenosti motora, δ . Redoslijed paljenja je također rezultat zahtjeva za što boljim uravnoteženjem sila i momenta sila inercije oscilirajućih masa u klipnom mehanizmu, uzimajući pri tome u obzir i namjenu motora, zahtjeve za što povoljnijim opterećenjem i jednostavnom izradom radilice odnosno koljenastog vratila. U tu svrhu potrebno je što ravnomjernije razmjestiti paljenje pojedinih cilindara duž osnovnog perioda jednog radnog procesa koji iznosi 720° za $4T$ motore.

Redoslijed paljenja dobije se tako da zvijezda koljena ostane nepomična a referentna os cilindra se zakrene suprotno od smjera vrtnje koljenastog vratila ω . Obilazeći zvijezdu 2 puna okretaja (za $4T$ motore) treba po jednom očitati svako koljeno. Pri tome u obzir treba uzeti i V kut ukoliko se radi o V motoru ili kut od 180° ukoliko se radi o Boxer motoru, te ga pribrojiti ili oduzeti od promatranom razmaku paljenja između dva cilindra, ovisno o tome da li se ti cilindri nalaze na istoj ravnini ili se prelazi s jedne ravnine cilindra na drugu.

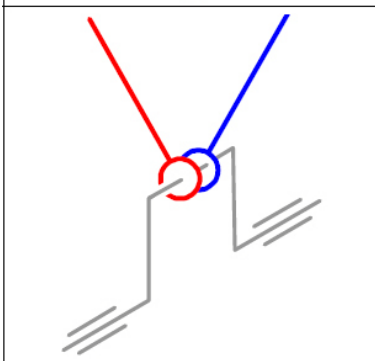
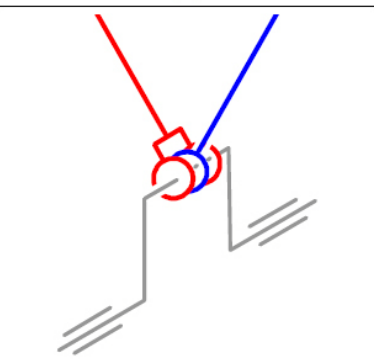
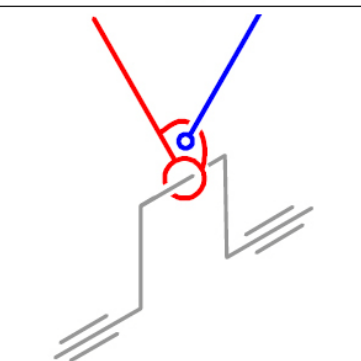
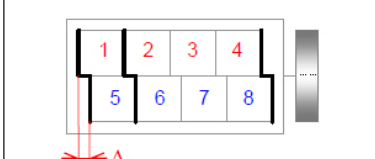

Tablica 4.3. Smjer brojenja cilindara i mogući redoslijedi paljenja [2]

oblik motora	Broj cilindara	Redoslijed paljenja (primjeri)
	4 5 6 8	1 3 4 2 ili 1 2 4 3 1 2 4 5 3 1 5 3 6 2 4 ili 1 2 4 6 5 3 1 4 2 6 5 3 ili 1 4 5 6 3 2 1 6 2 5 8 3 7 4 ili 1 3 6 8 4 2 7 5 1 4 7 3 8 5 2 6 ili 1 3 2 5 8 6 7 4
	4 6 8	1 3 2 4 ili 1 4 5 6 2 3 1 2 5 6 4 3 ili 1 5 4 8 6 3 7 2 1 6 3 5 4 7 2 8 1 8 3 6 4 5 2 7
	4	1 4 3 2

4.2. Oblici klipnjača V motora

Prema *tablici 4.4.* razlikujemo tri oblika klipnjača V motora [4]. Tehnološki je najpovoljniji oblik (a) kod kojega su dvije jednake klipnjače smještene jedna pored druge. Nedostatak takve izvedbe su savijeni pregradni zidovi što za posljedicu ima nepovoljan (iskrivljene linije) prijenos sile od vijaka koji stežu glavu cilindra prema glavnim ležajevima. Uz to, i blok motora je dulji za debljinu klipnjače Δ . Oblici klipnjača (b) i (c) koji imaju ravne pregradne zidove primjenjivali su se naročito na zrakoplovnim motorima sve do kraja Drugog svjetskog rata. Pojavom računala i numeričkih metoda u analizama naprežanja i optimiranju složenih oblika bloka motora dovelo je do toga da se danas isključivo primjenjuje oblik (a). Glavna prednost tog oblike je samo jedan oblik klipnjače u istom motoru što snižava cijenu ne samo proizvodnje nego i distribucije rezervnih dijelova.

Tablica 4.4. Oblici klipnjača V motora [4]

(a)	(b)	(c)
		
Dvije jednake klipnjače jedna pored druge	Viličasta + unutarnja klipnjača	Glavna + priključena klipnjača
 Pomaknuti cilindri, savijeni pregradni zidovi.	 Cilindri jednog V-elementa u istoj su ravnini, ravni pregradni zidovi između cilindara.	
<ul style="list-style-type: none"> + jednake klipnjače - dodatno opterećenje postolja glavnih ležajeva zbog ekscentričnog djelovanja sila vijaka glave motora - nešto dulji cilindarski blok 	<ul style="list-style-type: none"> + nešto kraći cilindarski blok + povoljnije opterećenje postolja glavnih ležajeva - komplicirane <i>nejednake</i> klipnjače - <i>različite</i> mase klipnjača - <i>različiti</i> putovi klipa kod konstrukcije (c) 	

5. Analiza uravnoteženosti

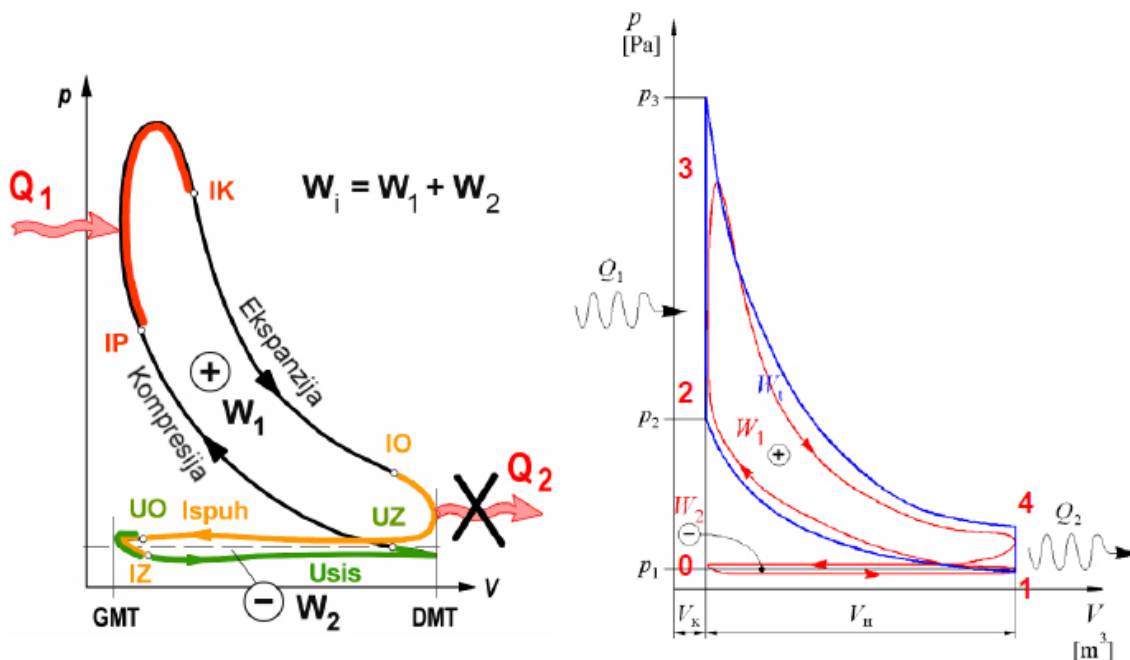
U ovom poglavlju provedena je detaljna analiza nekoliko primjera raznih konfiguracija klipnih motora. Svaki je motor popraćen stvarnim primjerom, te primjerom vozila u koji se ugrađuje. Analizirani su:

- Stupanj neujednačenosti indiciranog momenta, k
- Aksijalna duljina zamašnjaka oblika šupljeg valjaka, h_z
- Uravnoteženost u pogledu sila inercije 1. i 2. reda, te njihovih momenata

Pretpostavke i polazni podaci

Radi točne analize i kasnije usporedbe različitih konfiguracija motora definirani su polazni podaci i pretpostavke koje vrijede za svaki promatrani motor:

- Jedna od najvažnijih pretpostavki jest jednoliko punjenje cilindra pri svim brzinama vrtnje koje odgovara indikatorskom dijagramu.



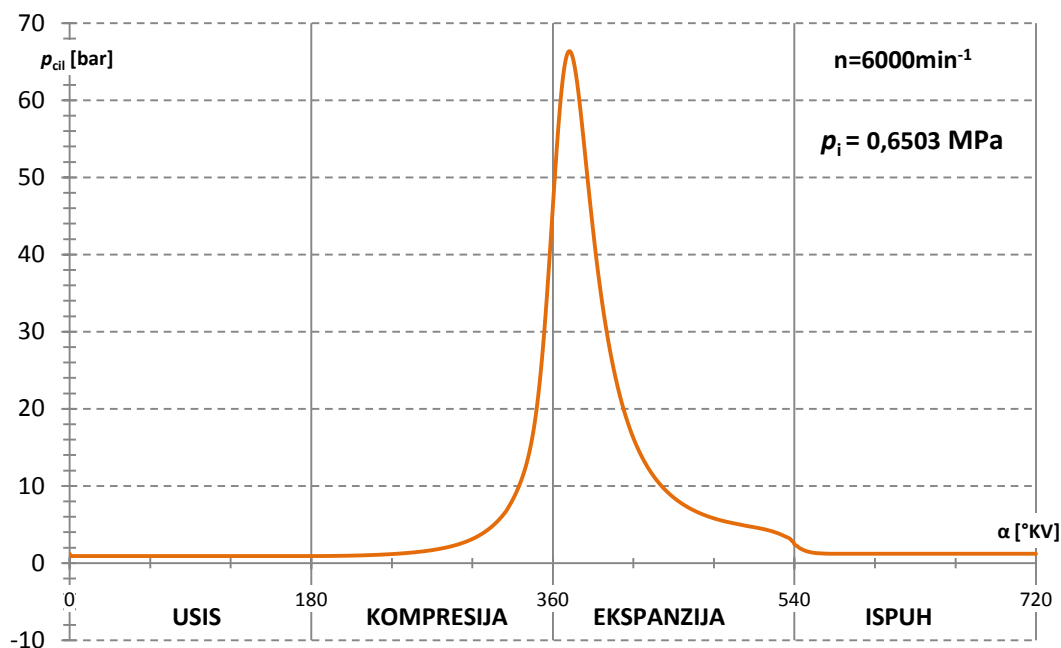
Slika 5.31. Lijevo: dijagram tlaka (indikatorski dijagram) u stvarnom motoru, tj. realni proces; Desno: rad realnog procesa W_i manji je od rada idealnog procesa W_t [2]

Prema slici 5.31.: u stvarnom (realnom) procesu može se ustvrditi dovedena toplina Q_1 koja se u proces dovodi između početka (IP) i kraja izgaranja (IK). Međutim, odvedena

Analiza uravnoteženosti

se toplina Q_2 ne smije poistovjetiti s toplinom ispušnih plinova, pa se simbolička strelica koja označava Q_2 smije nacrtati samo u referentnom idealnom procesu (desni dijagram). U realnom procesu za nju nema mjesta.

- Promjena tlaka u cilindru za promatrani cilindarski sklop, točnije promjena vrijednosti p_{cil} u izrazu (2.16) mijenja se prema slici 5.32. i jednaka je za sve brzine vrtnje (vrijednosti odgovaraju stvarnom motoru pri vrtnji od 6000 min^{-1}).



Slika 5.32. Promjena tlaka u ovisnosti o zakretu KV

- Cilindarski sklop jednak je za sve konfiguracije motora, prema tablici 5.5.:

Tablica 5.5. Ulazni podaci za cilindarski sklop (dimenzija poprečne površine cilindra A izračunata je iz ostalih vrijednosti)

Promjer cilindra, D :	79,43	[mm]
Hod klipa, H :	55,50	[mm]
Duljina klipnjače, L :	120,00	[mm]
Poprečna površina cilindra, A :	4.954,95	[mm ²]
Tlak u kućištu motora, $p_{kuć}$:	1,10	[bar]
Masa u oscilirajućem gibanju, m_{osc} :	0,739	[kg]
Masa u rotirajućem gibanju, m_{rot} :	0,471	[kg]
Stupanj nejednolikosti, $\delta=1/$:	200	
Radni volumen jednog cilindra, V_H :	275000,0	[mm ³]

Analiza uravnoteženosti

Iz ovih ulaznih podataka za cilindarski sklop može se izračunati omjer klipnjače i koljenastog vratila, prema (2.2):

$$\lambda = \frac{r}{l} = 0,231$$

- Dimenzije zamašnjaka jednake su za svaki motor, izuzev tražene aksijalne duljine:

Tablica 5.6. Ulazni podaci za zamašnjak

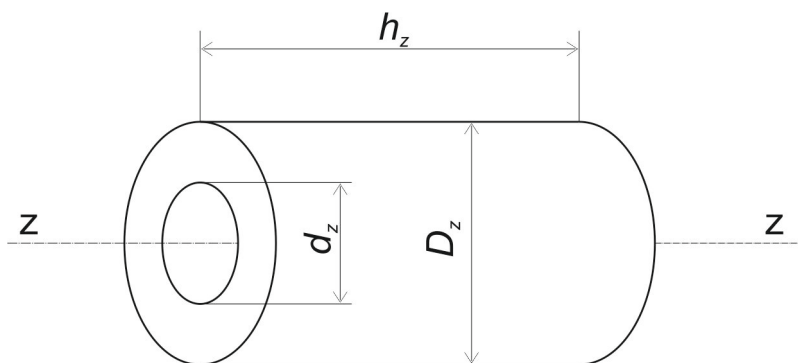
Unutarnji promjer, D_z :	300,00	[mm]
Vanjski promjer, d_z :	150,00	[mm]
Gustoća kovanog čelika, ρ :	7850	[kg/m ³]

Tražena aksijalna duljina zamašnjaka h_z dobije se iz izraza za moment tromosti šupljeg valjka [5]:

$$J_z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R^2 + r^2) = \frac{\pi}{32} \cdot (D_z^4 - d_z^4) \cdot h_z \cdot \rho \quad (5.34)$$

iz čega slijedi:

$$h_z = \frac{J_z}{\frac{\pi}{32} \cdot (D_z^4 - d_z^4) \cdot \rho} \quad (5.35)$$



Slika 5.33. Dimenzije šupljeg valjka

Viši redovi sila inercije

U svrhu prikazivanja potpune uravnoteženosti pojedinih motora [4], odnosno pri kojem redu sila inercije se tek javlja neuravnoteženost, sile inercije biti će izračunate do 8. reda (harmonika). Kako bi se došlo do točne formule za računanje sila inercije 8. reda potrebno je provesti prvu derivaciju izraza za put klipa (2.5) prema (2.8), te zatim drugu derivaciju prema (2.11):

- početni izraz (put):

$$\begin{aligned}x &= h(\alpha) = \\ &= r \cdot \left(A_0 - A_1 \cos \alpha - \frac{A_2}{4} \cos 2\alpha - \frac{A_4}{16} \cos 4\alpha - \frac{A_6}{36} \cos 6\alpha - \frac{A_8}{64} \cos 8\alpha \right)\end{aligned}\quad (5.36)$$

- prva derivacija (brzina):

$$\begin{aligned}x' &= v(\alpha) = \\ &= r \cdot \omega \cdot \left(A_1 \sin \alpha + \frac{A_2}{2} \sin 2\alpha + \frac{A_4}{4} \sin 4\alpha + \frac{A_6}{6} \sin 6\alpha + \frac{A_8}{8} \sin 8\alpha \right)\end{aligned}\quad (5.37)$$

- druga derivacija (ubrzanje):

$$\begin{aligned}x'' &= a(\alpha) = \\ &= r \cdot \omega^2 \cdot (A_1 \cos \alpha - A_2 \cos 2\alpha - A_4 \cos 4\alpha - A_6 \cos 6\alpha - A_8 \cos 8\alpha)\end{aligned}\quad (5.38)$$

Uvrštavanjem izraza (5.38) u poznati izraz za sile inercije oscilirajućih masa (2.15), točnije množenjem sa negativnom vrijednosti sume oscilirajućih masa $-m_{osc}$, slijedi konačni izraz za vrijednost sile inercije u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila:

$$F_{in} = -m_{osc} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (A_1 \cos \alpha - A_2 \cos 2\alpha - A_4 \cos 4\alpha - A_6 \cos 6\alpha - A_8 \cos 8\alpha)\quad (5.39)$$

gdje su vrijednosti A_0, A_1, A_2, A_4, A_6 i A_8 poznate iz (2.6).

Analiza rednih motora

Redni motori [1] su znatno jednostavniji za izradu od ekvivalentnih Boxer ili V motora, iz razloga što se blok motora i koljenasto vratilo mogu izraditi od jednog komada metala, te analogno tome zahtijevaju manji broj cilindarskih glava i manji broj bregastih vratila. Uz to, pregradni zidovi se nalaze između svakog cilindra dok konfiguracije Boxer i V motora imaju pregradne zidove između svaka dva cilindra. U usporedbi sa radijalnim (zvjezdastim) motorima redni su motori podosta manjih dimenzija i moguće ih je montirati u bilo kojem smjeru.

Prilikom analize uravnoteženosti u pogledu inercijskih sila oscilirajućih masa ovih motora, treba obratiti pažnju na slijedeća pravila [4]:

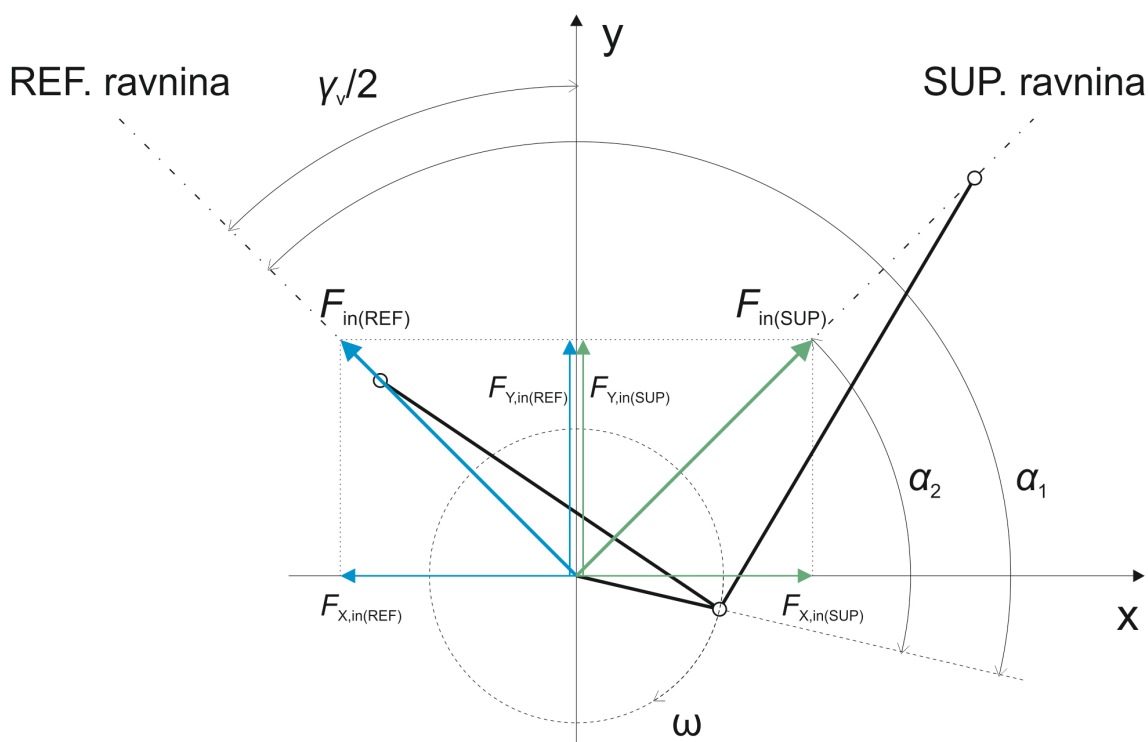
- Redoslijed i razmaci paljenja očitavaju se na taj način da zvijezda koljena ostane nepomična, a os cilindra se zakrene suprotno od osi rotacije koljenastog vratila (ω). Nakon dva puna okretaja treba po jednom očitati svako koljeno i kut razmaka između promatranih koljena. Redoslijed očitavanja predstavlja redoslijed paljenja pojedinog cilindra dok očitani kutovi predstavljaju razmake paljenja.
- Ako kod $4T$ motora s parnim brojem koljena zvijezda koljena ima dvostruke zrake, motor ima jednake razmake paljenja. Kod takvih motora sa z brojem cilindara razmak paljenja između dva cilindra iznosi:

$$\alpha_{rp} = \frac{4\pi}{z} = \frac{720^\circ}{z} \quad (5.40)$$

- Zvijezda koljena ujedno je i zvijezda sila inercije 1. reda. Pri tome je motor uravnotežen u pogledu sila inercije 1. reda ukoliko je zvijezda centralno simetrična. Ukoliko je i koljenasto vratilo uzdužno simetrično, oko težišta T, motor je uravnotežen i u pogledu momenata sila inercije 1. reda (*slika 3.20.*).

Analiza V motora

Za razliku od rednih motora gdje su svi cilindri smješteni u istoj referentnoj ravnini, kod konfiguracija V motora [4] cilindri su jednako raspoređeni u dvije ravnine razmaknute za V kut γ_v . Prema spomenutom pravilu (normi DIN 73021) za smjer vrtnje i brojanje cilindara, razlikujemo referentnu (REF) V ravninu i suprotnu (SUP) V ravninu cilindara, kao prema slici 5.34.:



Slika 5.34. Referentna i suprotna ravnina pravog V motora, te odgovarajuće inercijske sile

➤ za cilindre na referentnoj V ravnini vrijedi:

$$F_{X,in(REF)} = -F_{in(REF)} \cdot \sin \frac{\gamma_v}{2} \quad (5.41)$$

$$F_{Y,in(REF)} = F_{in(REF)} \cdot \cos \frac{\gamma_v}{2} \quad (5.42)$$

$$\alpha_1 = \alpha + \frac{\gamma_v}{2} \quad (5.43)$$

➤ za cilindre na suprotnoj V ravnini vrijedi:

$$F_{X,in(SUP)} = F_{in(SUP)} \cdot \sin \frac{\gamma_v}{2} \quad (5.44)$$

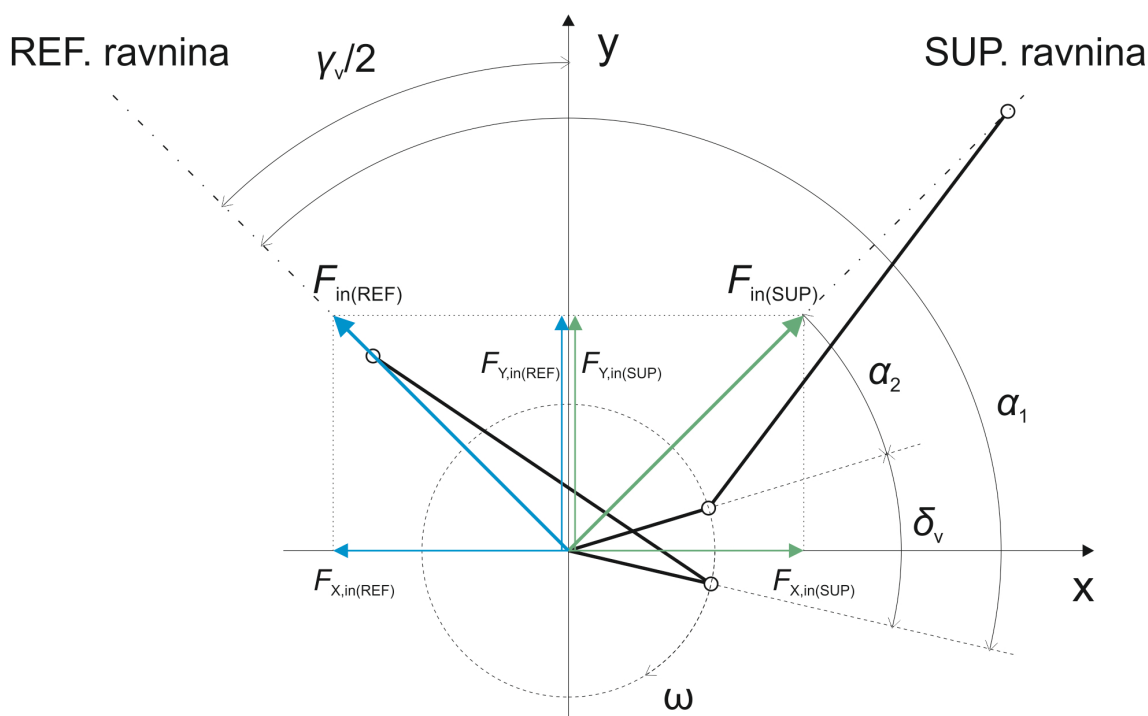
$$F_{Y,in(SUP)} = F_{in(SUP)} \cdot \cos \frac{\gamma_v}{2} \quad (5.45)$$

$$\alpha_2 = \alpha - \frac{\gamma_v}{2} \quad (5.46)$$

Analiza uravnoteženosti

Analogno rednim motorima (5.40), jednaki razmaci paljenja mogu se postići tako da V kut, γ_v bude jednak broju koji se dobije dijeljenjem perioda vrtnje od 4π (kod 4T motora) odnosno 720° , sa brojem cilindara, z . U tom slučaju se γ_v naziva još i prirodnim V kutom. Na primjer, kod V motora sa šest cilindara taj kut iznosi 120° . Ukoliko se radi o motoru sa prirodnim V kutom, tada koljenasto vratilo ima upola manji broj koljena od ukupnog broja cilindara, te se radi o pravom V motoru. Ako je iznos V kuta neka proizvoljna vrijednost (što je češći slučaj za motore sa manje od osam cilindara) a cilj je postići jednake razmace paljenja, tada je potrebno razmaknuti leteće rukavce na koljenastom vratilu za kut δ_v , kao na slici 5.35.. Takav se V motor smatra nepravim V motorom.

$$\delta_v = \pi - 2 \cdot \gamma_v \quad (5.47)$$



Slika 5.35. Referentna i suprotna ravnina nepravog V motora, te odgovarajuće inercijske sile

- izrazi za nepravi V motor analogni su pravom V motoru, izuzev kuta α_2 koji je umanjnjen za vrijednost kuta letećeg rukavca δ_v :

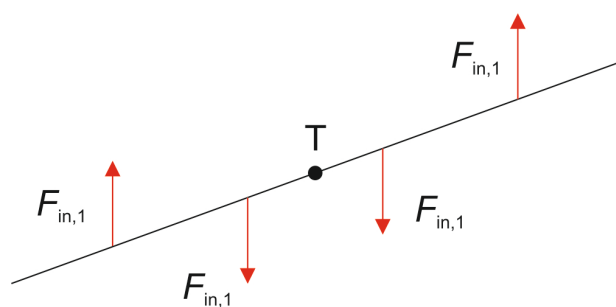
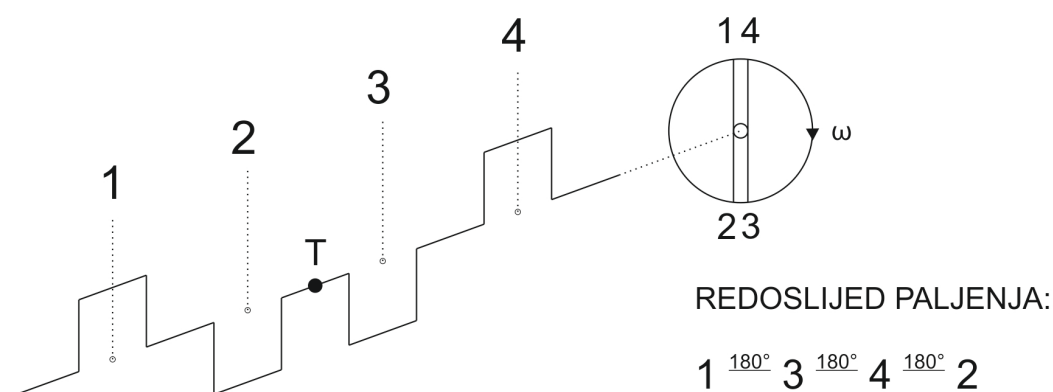
$$\alpha_2 = \alpha - \frac{\gamma_v}{2} - \delta_v \quad (5.48)$$

Ukoliko nema pomaka letećih rukavaca ($\delta_v=0$) od izuzetne je važnosti kut $\gamma_v=90^\circ$ među cilindrima kod kojega je motor moguće uravnotežiti u pogledu sila inercije 1. reda.

5.1. Redni motor, 4 cilindra, KV 180°

Uravnoteženost sila inercije

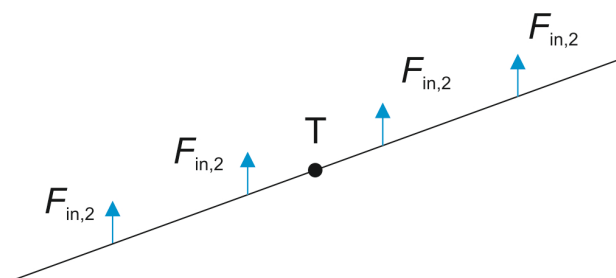
Krenuvši od konfiguracije sa jednim cilindrom, povećavajući broj cilindara, konfiguracija sa četiri cilindra prva je koja omogućava jednaki razmak paljenja i istovremeno djelovanje sile plinova u svakom taktu na zakretanje koljenastog vratila. Iz navedenih razloga redni četverocilindarski motori su najčešći izbor vozila kojima je cilj postići što veću ekonomičnost (niža potrošnja i niži troškovi proizvodnje), no može ih se naći i u nekim sportskim vozilima. Međutim, konfiguracija rednog motora sa četiri cilindra nije u potpunosti uravnotežena.



- sile inercije 1. reda:

$$\Sigma F_{in,1} = 0$$

$$\Sigma M_{in,1} = 0$$



- sile inercije 2. reda:

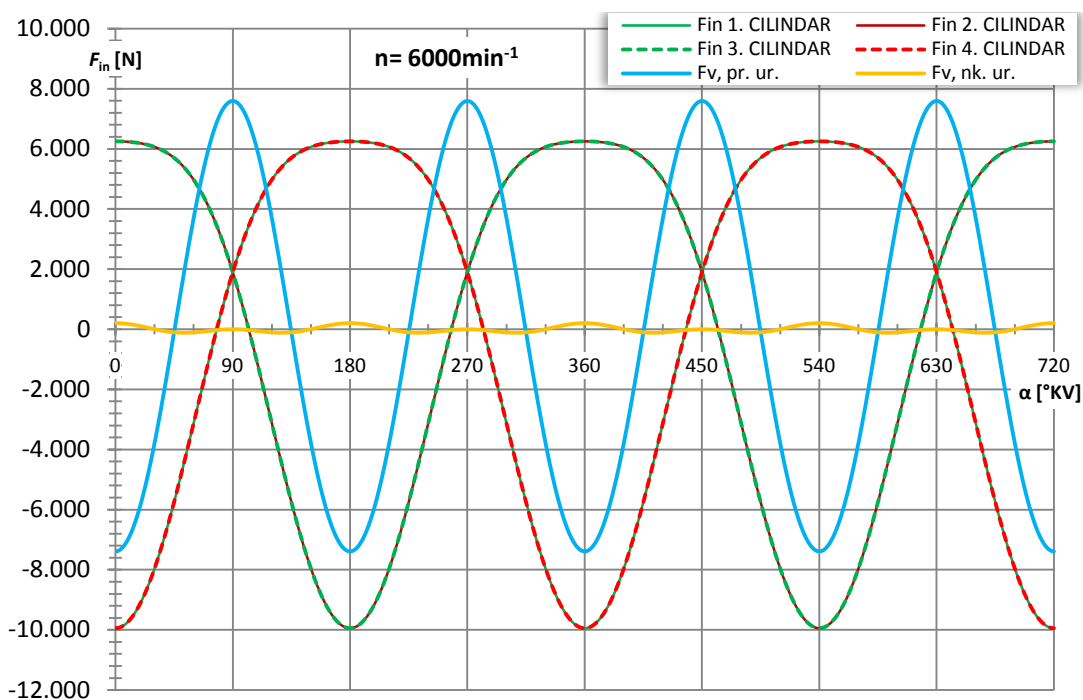
$$\Sigma F_{in,2} = 4F_{in,2}$$

$$\Sigma M_{in,2} = 0$$

Slika 5.36. R4, KV 180: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata

Analiza uravnoteženosti

Klipovi ove konfiguracije [1] motora se pri radu mimoilaze u parovima pa se sile inercije 1. reda međusobno poništavaju. Zbog nejednolikog iznosa ubrzanja u GMT i DMT dva klipa uvijek imaju veće ubrzanje od preostala dva koji se kreću u suprotnom smjeru. Kao rezultat ostaju neuravnotežene sile inercije 2. reda. Takva se neuravnoteženost tolerira kod motora volumena do 2.0l, te se sile inercije 2. reda ne uravnotežuju nego se problem vibracija rješava pomoću modernih nosača motora koji reduciraju nastale vibracije do prihvatljive razine. U motore iznad 2.0l ugrađuje se sklop osovina za uravnoteživanje sila inercije 2. reda.



Slika 5.37. R4, KV 180: suma sila inercije, prije i poslije uravnoteženja pomoću sklopa dodatnih osovina s utezima

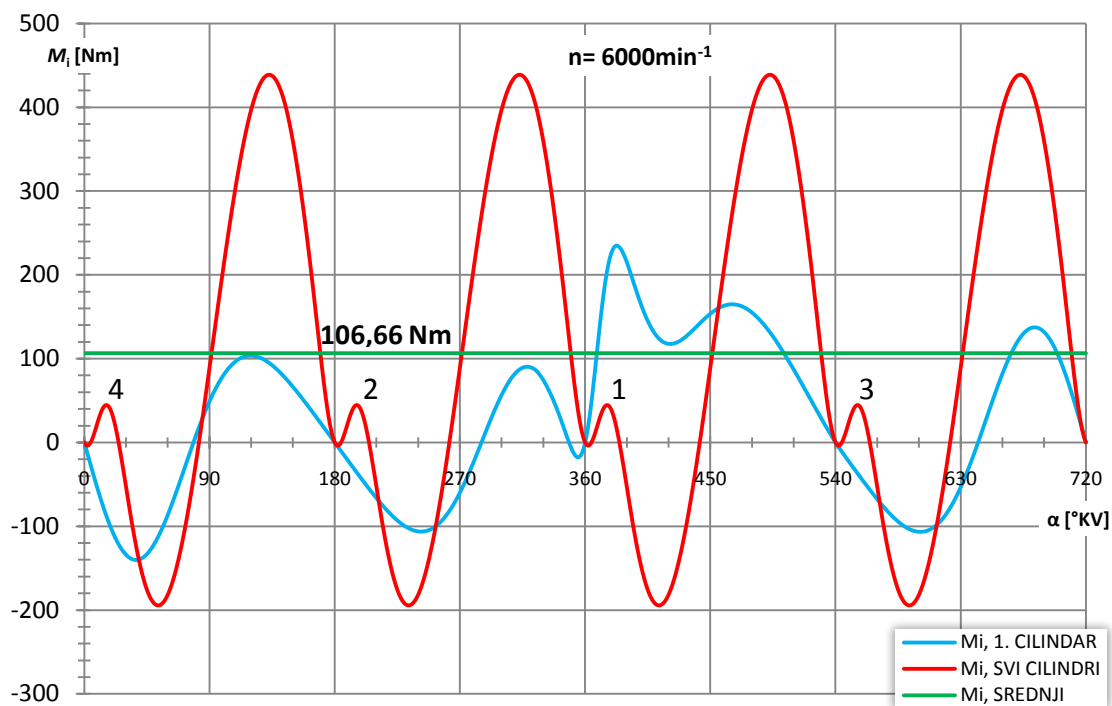
Prema slici 5.37.:

- Vidi se kako je period ponavljanja sume sila inercije jednak π , prema čemu je jasno kako sile inercije 2. reda ($F_{v, pr. ur.}$) ostaju neuravnotežene.
- Iznos amplitude sume sila inercije 2. reda približno je jednak amplitudi sile inercije 1. reda za jedan cilindar.
- Čak i nakon provedenog uravnoteženja, vidljiv je utjecaj sila inercije viših redova ($F_{v, nk. ur.}$), no te su sile prema svom iznosu zanemarivo male.

Dobiveni podaci za motor: R4, KV 180

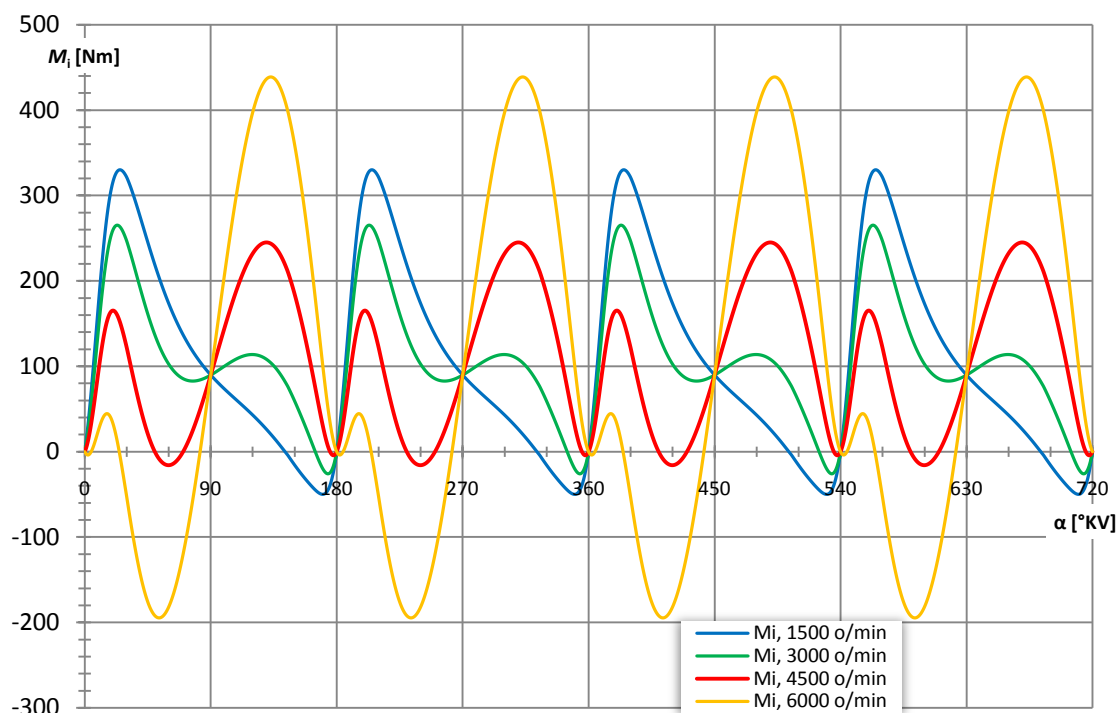
Tablica 5.7. Dobiveni podaci za motor: R4, KV 180 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)

RJEŠENJA ZA $n_2=$	6000	$[\text{min}^{-1}]$
Srednji indicirani moment motora, $M_{i,\text{sred}}$	106,66	$[\text{Nm}]$
Indicirana snaga motora, P_i	67,02	$[\text{kW}]$
Stupanj neujednačenosti M_i , k	5,937	
Indicirani rad motora, W_i	288,933	$[\text{J}]$
Moment inercije zamašnjaka, J	0,1464	$[\text{kg m}^2]$
Tražena aksijalna duljina zamašnjaka, h_z	25,012	$[\text{mm}]$



Slika 5.38. R4, KV 180: indicirani moment

Kod niskih brzina vrtnje [2] prevladavaju sile plinova, dok se kod srednjih brzina vrtnje ($4500\text{-}6000 \text{ min}^{-1}$) sile plinova i sile inercije međusobno najviše poništavaju te se motor najmirnije vrti. Kod velikih brzina vrtnje utjecaj sile plinova gotovo se posve izgubi nakon čega prevladavaju sile inercije (koje rastu s kvadratom brzine vrtnje). Prema dobivenim podacima odnosno momentnim dijagramima za različite brzine vrtnje, ovaj se motor vrti najmirnije (stupanj neujednačenosti indiciranog momenta k je najmanji) pri 4500 okretaja u minuti (slika 5.39.).



Slika 5.39. R4, KV 180: promjena amplitude indiciranog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora (najmanja vrijednost amplitude pri 4500 min^{-1})

Volkswagen 1,4L TSI Twincharger

Kao primjer uzet je Volkswagen-ov 1,4l TSI „Twincharger“ motor koji koristi i mehanički i turbokompresor. Pomoću postupka smanjenja mase i volumena (engl. *Downsizing*) s dvostrukim prednabijanjem ovaj motor postiže do 14% veću izlaznu snagu naprema većim 2,0l FSI motorima, uz istovremeno smanjenu potrošnju za 5%. Mehanički kompresor, koji se vrti 1,5 puta brzinom koljenastog vratila, uglavnom radi pri brojevima okretaja motora, do 2400 min^{-1} . Turbokompresor počinje sa efektivnim djelovanjem tek pri srednjim brzinama vrtnje, nakon čega pri 3500 min^{-1} centralno računalo, ECU (engl. *Engine Control Unit*) pomoću magnetske spojke iskapča mehanički kompresor. Rezultat je gotovo nepostojano kašnjenje odaziva turbopunjača prilikom naglog dodavanja gasa, poznatije pod nazivom „turbo rupa“.

Motor je prvi puta predstavljen 2005. godine na najvećoj svjetskoj izložbi vozila u Frankfurtu, u VW Golf-u pete generacije. Osvojio je brojne nagrade prema „Međunarodni motor godine“ [6] nagradi (engl. *International Engine of the Year*) koja se dodjeljuje od 1999. godine. To uključuje: najbolji motor u klasi od 1,0l do 1,4l volumena (2006. – 2010.), najbolji međunarodni novi motor (2009. – 2010.) te nagradu za najekonomičniji motor (2009.).



Slika 5.40. Volkswagen-ov motor R4, KV 180, 1,4l TSI „Twincharger“ [6]

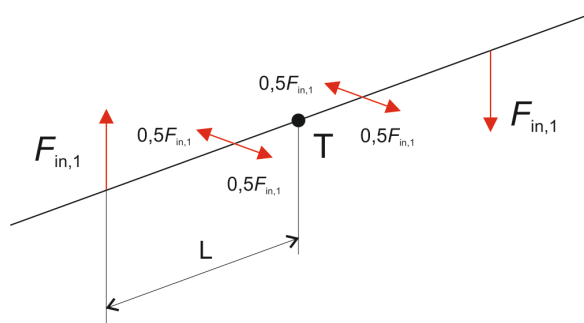
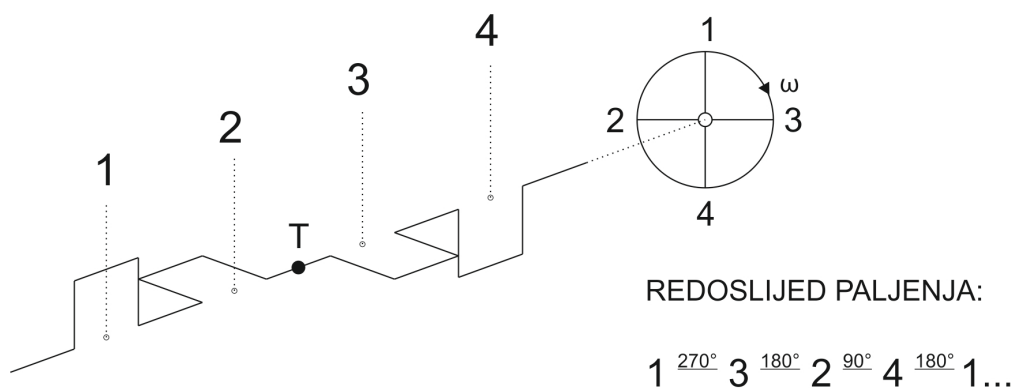
SPECIFIKACIJE:

- volumen: 1,4l
- 4 cilindra, redni, 4T
- Otto (benzinski)
- snaga: 125 kW (170 KS) pri 6000 min⁻¹
- moment: 240 Nm pri 1750-4500 min⁻¹
- potrošnja: 6.2 l / 100 km

5.2. Redni motor, 4 cilindra, KV 90°

Uravnoteženost sila inercije

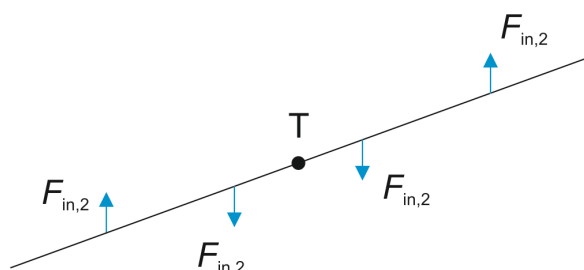
Od konfiguracija rednih motora za pogon motocikala, najrašireniji te najprodavaniji su motocikli pogonjeni motorima sa četiri cilindra. Kako se radi o motorima manjih volumena i općenito manjih gabarita, uravnoteženost ove konfiguracije (R4, KV 180) potpuno je prihvatljiva i bez primjene dodatnih osovina s utezima. Brzine vrtnje koje ovi motori postižu su izrazito visoke, a sa time i razvijena snaga. Japanska tvrtka Yamaha, poznata po proizvodnji trkaćih motora oznake „R“ (od engl. *Racing*) 2009. godine predstavila je potpuno novi motor za svoj motocikl YZF R1 2009. [7].



- sile inercije 1. reda:

$$\Sigma F_{in,1} = 0$$

$$\Sigma M_{in,1} = 2F_{in,1} \cdot L$$



- sile inercije 2. reda:

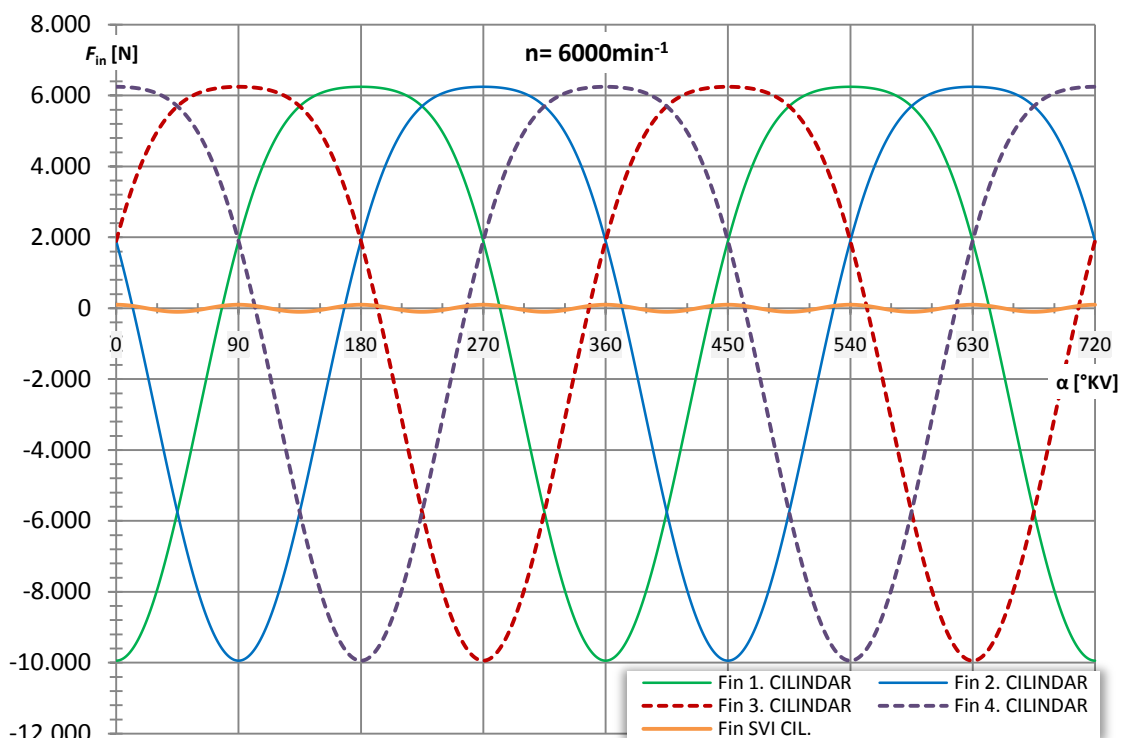
$$\Sigma F_{in,2} = 0$$

$$\Sigma M_{in,2} = 0$$

Slika 5.41. R4, KV 90: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata

Analiza uravnoteženosti

Radi se o rednom motoru sa četiri cilindra, no sa potpuno novom radilicom koja nema koljena postavljena pod 180° kao kod većine ostalih rednih četverocilindarskih motora (engl. *flatplane crankshaft*), već su koljena ove radilice međusobno razmaknuta za 90° (engl. *crossplane crankshaft*) tako da svojim rasporedom tvore križ. Rezultat ovakve konstrukcije jest neuobičajen redoslijed paljenja za ovu konfiguraciju kao i nejednaki razmaci paljenja (slika 5.41.). Ovaj je motor uravnotežen u pogledu sila inercije 1. i 2. reda, te momenata sila inercije 2. reda. Ostaju neuravnoteženi momenti sila inercija 1. reda koje je potrebno uravnotežiti pomoću dodatne osovine sa protutezima.



Slika 5.42. R4, KV 90: suma sila inercije

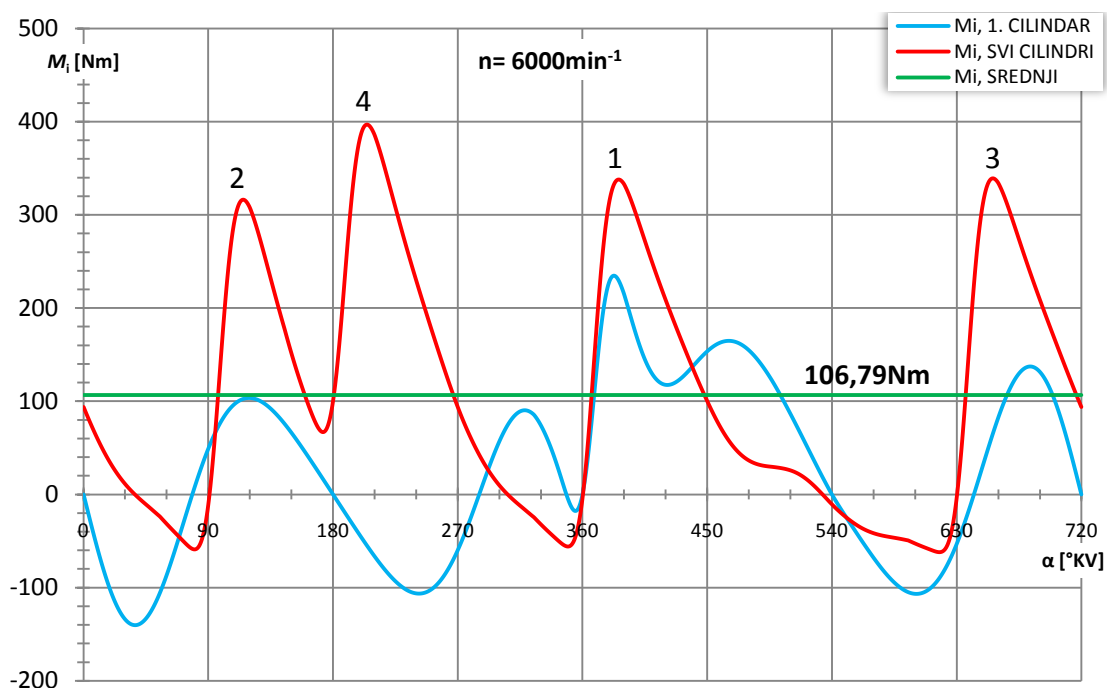
Prema slici 5.42.:

- Suma sila inercije 1. i 2. reda jednaka je nuli.
- Sile inercije 1. i 4. te 2. i 3. cilindra se ne preklapaju kao kod uobičajene radilice sa koljenima pod 180° već su sve sile inercije međusobno razmaknute za jednaki period.

Dobiveni podaci za motor: R4, KV 90

Tablica 5.8. Dobiveni podaci za motor: R4, KV 90 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)

RJEŠENJA ZA $n_2=$	6000	[min^{-1}]
Srednji indicirani moment motora, $M_{i,\text{sred}}$	106,79	[Nm]
Indicirana snaga motora, P_i	67,10	[kW]
Stupanj neujednačenosti M_i, k	4,296	
Indicirani rad motora, W_i	355,531	[J]
Moment inercije zamašnjaka, J	0,1801	[kg m^2]
Tražena aksijalna duljina zamašnjaka, h_z	30,777	[mm]

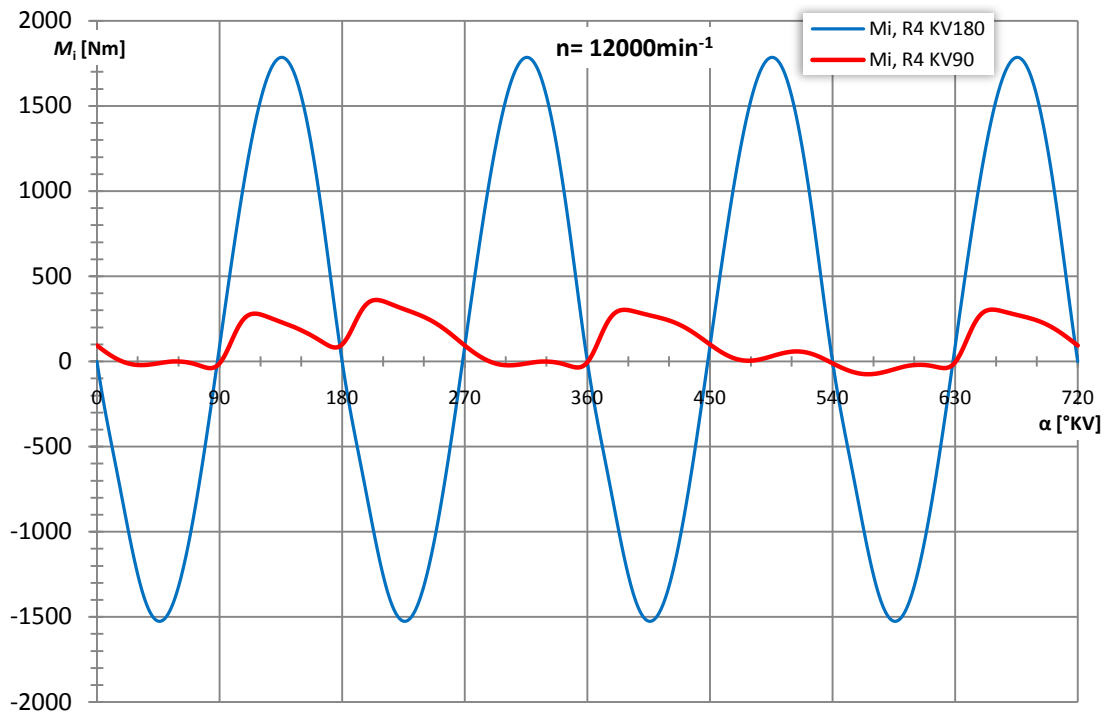


Slika 5.43. R4, KV 90: indicirani moment

Na prvi pogled čini se kako je ova konfiguracija motora potpuno nelogična. Međutim, tajna ove konfiguracije leži u kontroliranom porastu inercijskih momenata sa porastom brzine vrtnje. Naime, kod standardnog četverocilindarskog rednog motora sa jednakim razmacima paljenja amplituda indiciranog momenta naglo raste pri visokom broju okretaja (slike 5.39. i 5.44.) što se kod motocikala manifestira kao proklizavanje stražnjeg kotača prilikom vožnje u zavoju. Kod ovakve konfiguracije, sa križnom radilicom i utezima za uravnoteživanje momenata sila inercije 1. reda, inercijski momenti sva četiri cilindra se međusobno poništavaju što rezultira neobično malom

Analiza uravnoteženosti

amplitudom krivulje indiciranog momenta. Rezultat je potpuno novi osjećaj vožnje koji pruža vozaču potpunu kontrolu u zavojima.



Slika 5.44. Amplitude krivulja indiciranog momenta kod R4, KV 90 i KV 180 motora

Yamaha YZF R1 2010.

Kao primjer uzet je Yamahin motocikl YZF R1 2010, ovogodišnja verzija prvog cestovnog motocikla sa „crossplane“ radilicom i nejednolikim razmacima paljenja.



Slika 5.45. Lijevo: YZF R1 „crossplane“ radilica; Desno: konvencionalna „flatplane“ radilica [7]



Slika 5.46. Motocikl Yamaha YZF R1 2010. [7]

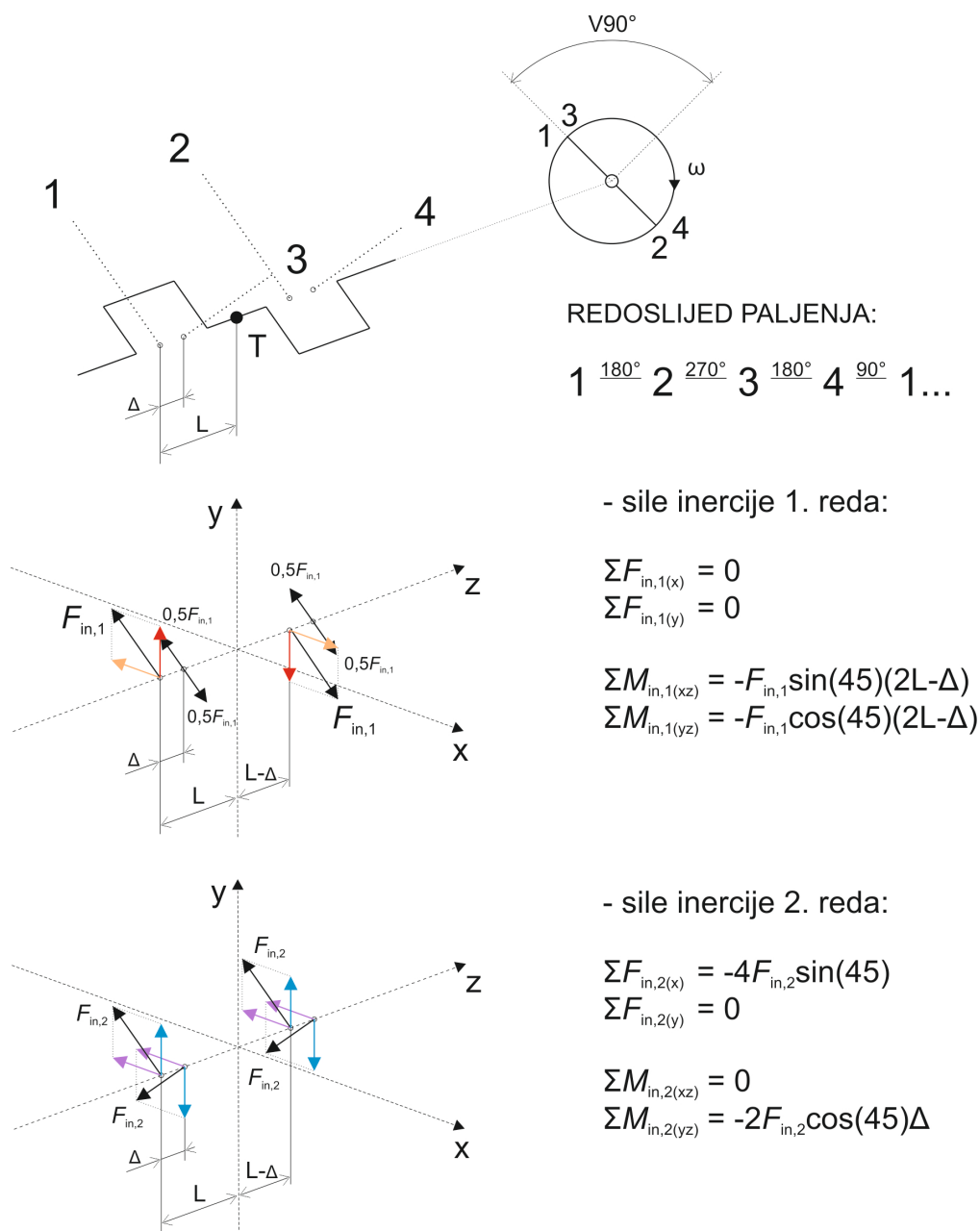
SPECIFIKACIJE:

- volumen: 998cm³
- 4 cilindra, redni, 4T
- radilica s koljenima pod 90°
- Otto (benzinski)
- masa sa svim tekućinama (motocikla): 206kg
- snaga: 133,9 kW (182 KS) pri 12500 min⁻¹
- moment: 115,7 Nm pri 10000 min⁻¹
- potrošnja: 9,4 l / 100 km

5.3. V motor (V-90°), 4 cilindra, KV 180°

Uravnoteženost sila inercije

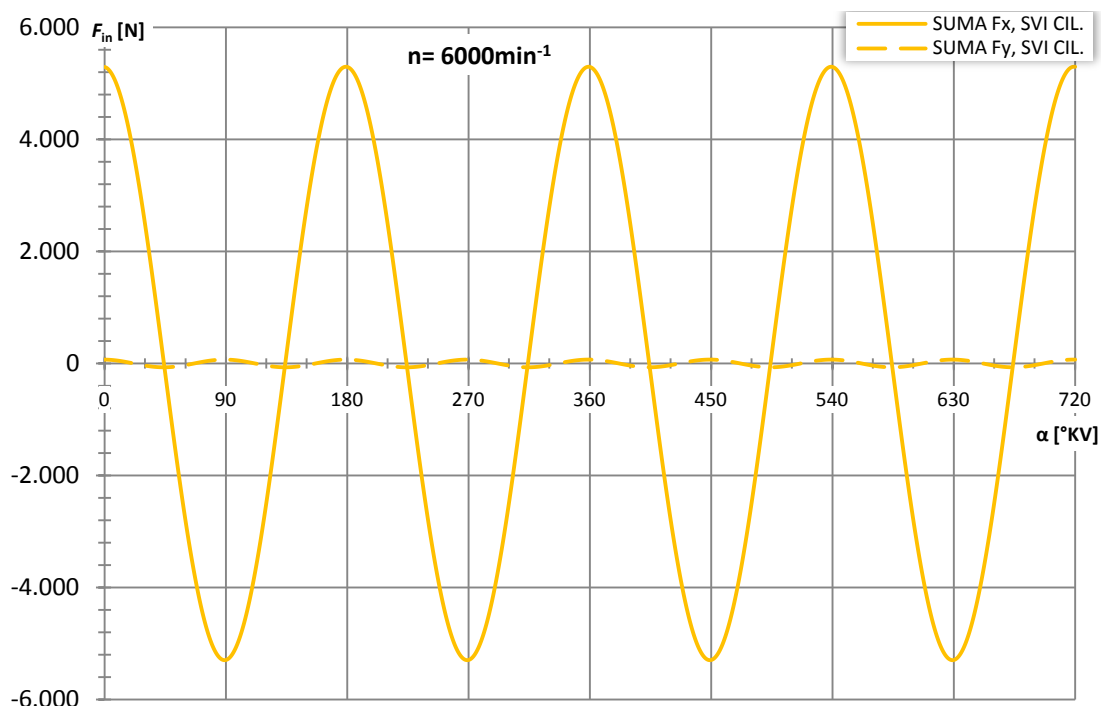
Tokom godina, V motori sa četiri cilindra pokazali su se kao pouzdano rješenje za pogon motocikala. Čak su svoju primjenu našli i u nekim cestovnim vozilima, poput Ford-ovog Taunus modela iz 1962. godine [1]. Stoga ne čudi činjenica kako su i u današnje vrijeme odmah iza rednih četverocilindarskih motora kada se traži kompaktno rješenje za pogon motocikala uz istovremeno što veću snagu.



Slika 5.47. V4-90°, KV 180: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata

Analiza uravnoteženosti

Prema slici 5.47.: V kut od 90° za ovu konfiguraciju nije prirodni kut, što rezultira nejednakim razmacima paljenja. Koljena radilice smještena su 180° međusobno jedna od druge, te iako ovaj motor karakterizira miran rad, isto ga tako karakterizira i neuravnoteženost u pogledu sila inercije i njihovih momenata.



Slika 5.48. V4- 90° , KV 180: suma sila inercije u koordinatnom sustavu (x-y)

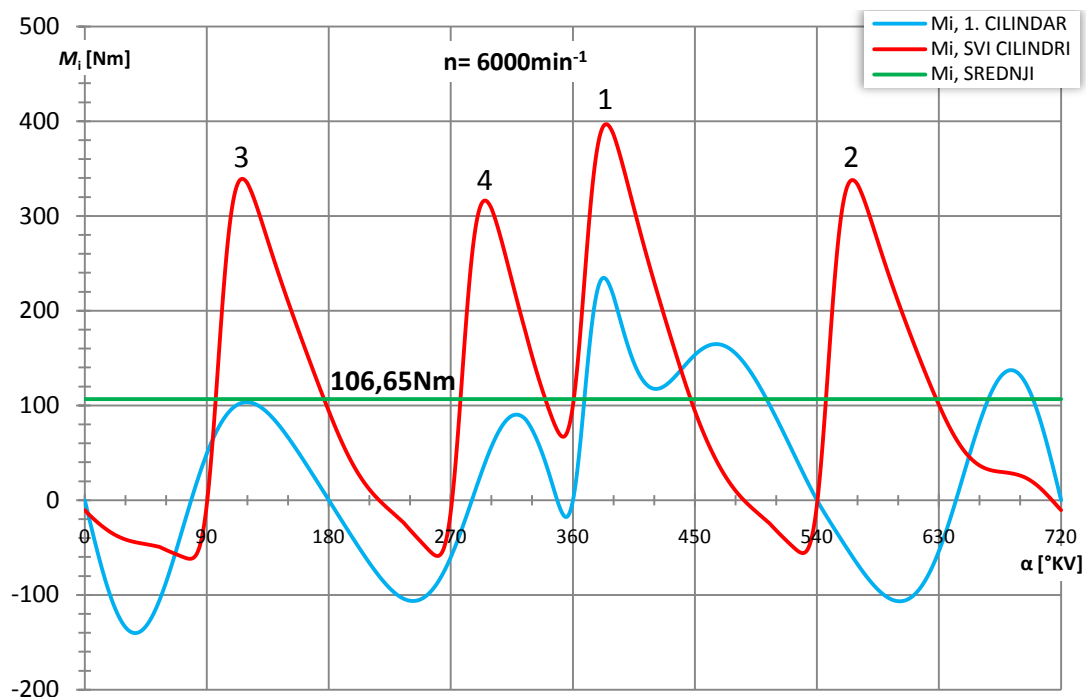
Prema slici 5.47. i 5.48.:

- Suma sila inercije 1. reda jednaka je nuli.
- Sile inercije 2. reda (period ponavljanja iznosi π , to jest sila mijenja svoj smjer četiri puta za vrijeme jednog radnog ciklusa) ostaju neuravnotežene samo u horizontalnom smjeru (x os), dok se njihove vertikalne komponente međusobno poništavaju – što se može lijepo vidjeti i na vektorskoj analizi.
- Kod ove konfiguracije ostaju neuravnoteženi momenti sila inercije 1. reda, te momenti sila inercije 2. reda uslijed djelovanja vertikalnih komponenata inercijskih sila istog reda.

Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 180

Tablica 5.9. Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 180 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)

RJEŠENJA ZA $n_2=$	6000	[min^{-1}]
Srednji indicirani moment motora, $M_{i,\text{sred}}$	106,65	[Nm]
Indicirana snaga motora, P_i	67,01	[kW]
Stupanj neujednačenosti M_i, k	4,302	
Indicirani rad motora, W_i	356,080	[J]
Moment inercije zamašnjaka, J	0,1804	[kg m^2]
Tražena aksijalna duljina zamašnjaka, h_z	30,824	[mm]



Slika 5.49. V4-90°, KV 180: indicirani moment

Honda VFR 750F

Kao tipičan primjer V4 motora sa koljenima pod 180° [8] uzet je Hondin cestovni motocikl VFR 750F „Presretač“ (engl. *Interceptor*) čija je proizvodnja trajala od 1986. do 1997. godine. Ovaj je motocikl osvojio je mnogo odličnih recenzija i nagrada za vrijeme proizvodnje, uključujući i nagradu za najbolji sportski motocikl u klasi do 750 cm^3 , šest godina za redom.



Slika 5.50. Motocikl Honda VFR 750F iz 1986. godine [8]

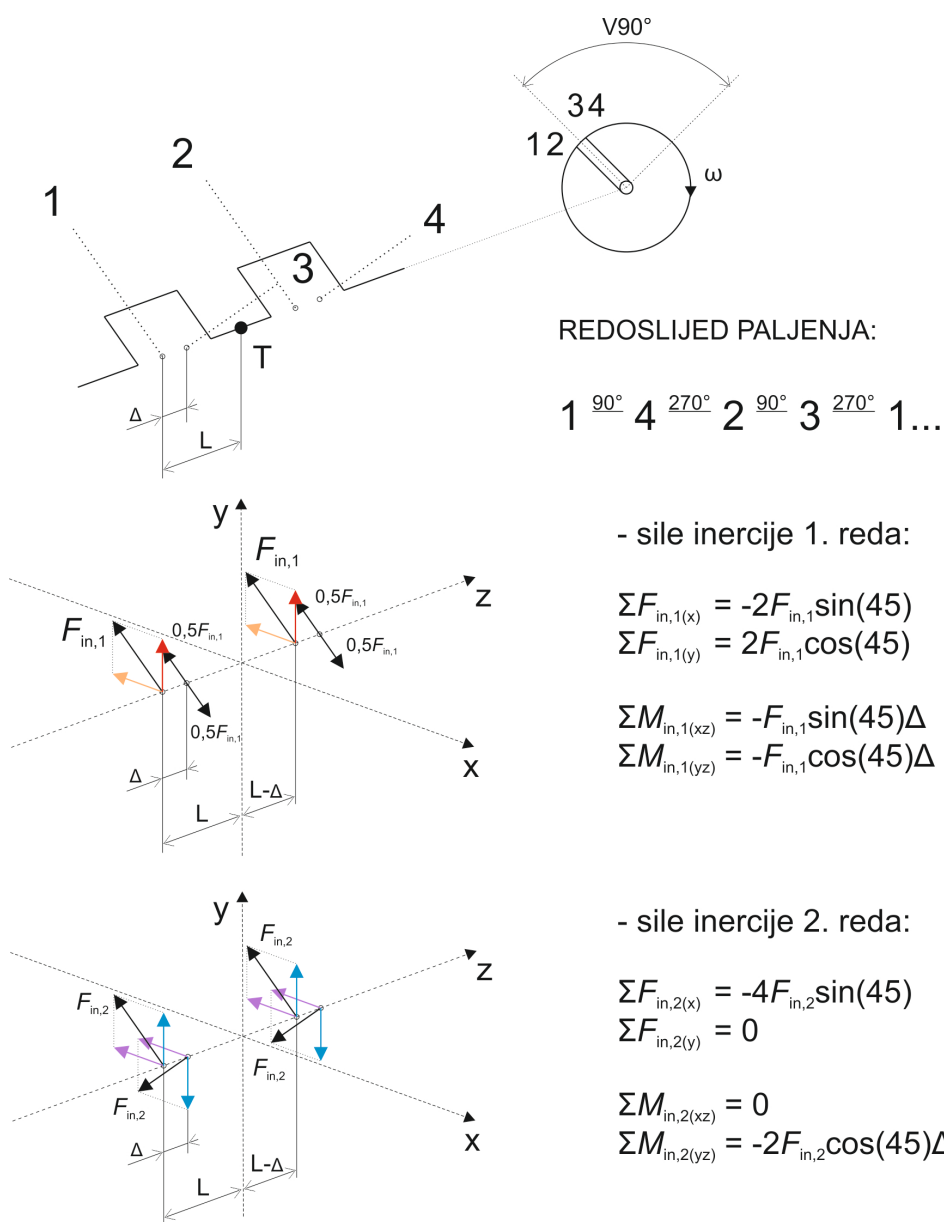
SPECIFIKACIJE:

- volumen: 748 cm^3
- 4 cilindra, V- 90° , 4T
- radilica s koljenima pod 180°
- Otto (benzinski)
- masa sa svim tekućinama (motocikla): 230kg
- snaga: 78 kW (106,5 KS) pri 10500 min^{-1}
- moment: 73 Nm pri 8000 min^{-1}
- potrošnja: 6,23 l / 100 km

5.4. V motor (V-90°), 4 cilindra, KV 360°

Uravnoteženost sila inercije

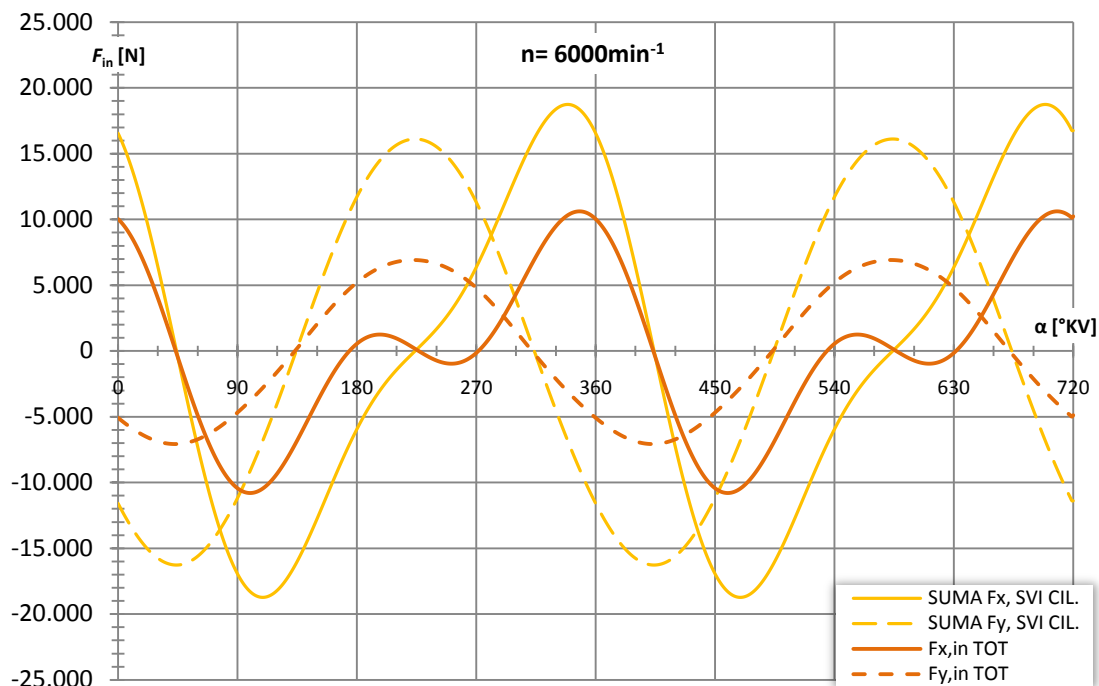
Ova konfiguracija razlikuje se od prethodne po drukčijem rasporedu koljena na radilici, karakterističnoj za trkaće motocikle. Koljena se nalaze u istoj ravnini, međusobno razmaknuta pod kutom od 360°. Ovakva konfiguracija radilice i rasporeda cilindara rezultira vrlo specifičnim redoslijedom paljenja poznatijim pod imenom „veliki prasak“ (engl. *Big Bang*) [1] koji nastaje uslijed djelovanja dva vrlo usko raspoređena takta ekspanzije.



Slika 5.51. V4-90°, KV 360: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata

Analiza uravnoteženosti

Prema slici 5.51.: kod ove konfiguracije ostaju neuravnotežene sile inercije 1. reda i njihovi momenti, dok od sila inercije 2. reda ostaju neuravnotežene samo komponente sila koje djeluju u horizontalnom (x) smjeru. Zbog razmaka između klipnjača na istom letećem rukavcu Δ , ostaju neuravnoteženi momenti vertikalnih komponenata sila inercije 2. reda. V-kut nije prirodan, što znači da niti razmaci paljenja ne mogu biti jednaki.



Slika 5.52. V4-90°, KV 360: suma sila inercije u koordinatnom sustavu (x-y), prije i poslije provedenog „normalnog uravnoteženja“

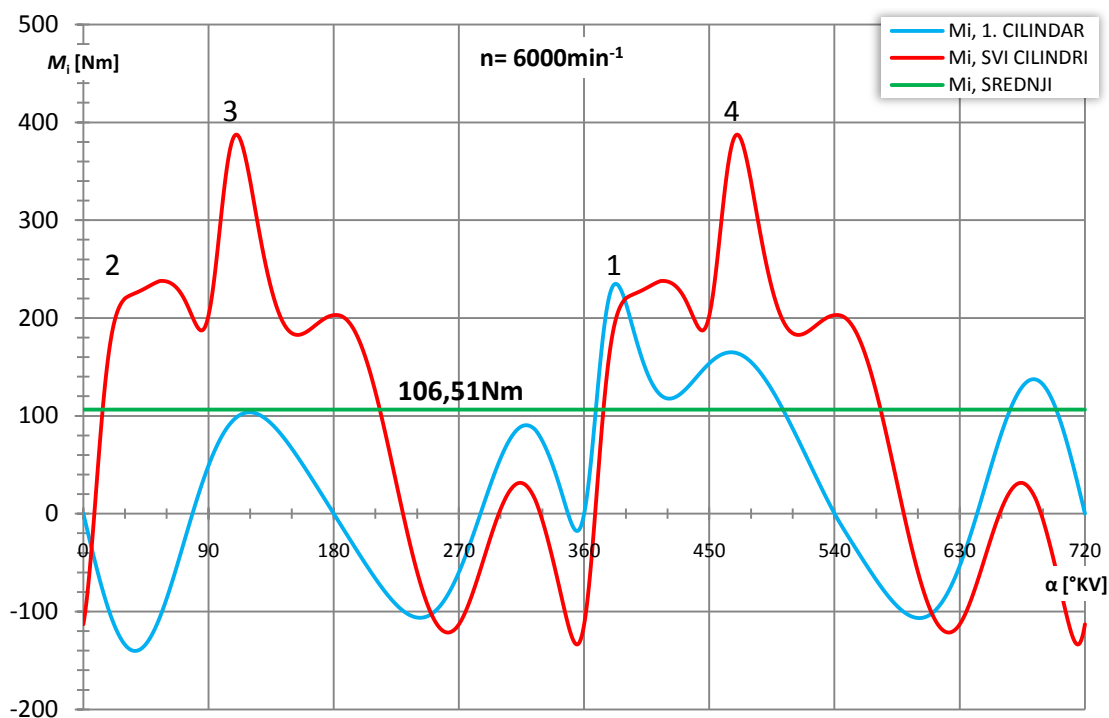
Prema slici 5.51. i 5.52.:

- Nakon „normalnog uravnoteženja“ ($F_{x,in \text{ TOT}}$ i $F_{y,in \text{ TOT}}$) potrebno je u motor ugraditi dodatnu osovinu kako bi se u potpunosti uravnotežile sile inercije 1. reda.
- Prema razlici krivulja sila inercije može se primijetiti kako u horizontalnom (x os) smjeru djeluju i neuravnotežene sile inercije 2. reda.

Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 360

Tablica 5.10. Dobiveni podaci za motor: V4-90°, KV 360 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)

RJEŠENJA ZA $n_2=$	6000	[min^{-1}]
Srednji indicirani moment motora, $M_{i,\text{sred}}$	106,51	[Nm]
Indicirana snaga motora, P_i	66,92	[kW]
Stupanj neujednačenosti M_i, k	4,893	
Indicirani rad motora, W_i	411,627	[J]
Moment inercije zamašnjaka, J	0,2085	[kg m^2]
Tražena aksijalna duljina zamašnjaka, h_z	35,633	[mm]



Slika 5.53. V4-90°, KV 360: indicirani moment („big bang“)

Prema slici 5.53.: karakteristična krivulja indiciranog momenta koja nastaje zbog vrlo malog razmaka taktova kompresije između dva cilindra. Rezultat je vrlo široka raspodjela snage koja uparena sa mjenjačem sa vrlo malim razmacima između prijenosnih omjera daje iznimno konkurentne trkaće performanse.

Honda VFR 750R (RC30)

Honda [8] VFR 750R, oznaka okvirnog nosača (engl. *frame designation*) „RC30“, bio je prvi Hondin trkaći motocikl potpuno prekriven (engl. *fully faired*) u svrhu smanjivanja otpora vožnje. Inače trkača verzija cestovnog VFR 750F, bio je dostupan Japanskom tržištu od 1987. godine u limitiranim primjercima. Zbog skoro dvostruko više prodajne cijene od 750F modela i primarno trkaće namjene, proizvodnja je obustavljena 1990. godine.



Slika 5.54. Motocikl Honda VFR 750R (RC30) iz 1988. godine [8]

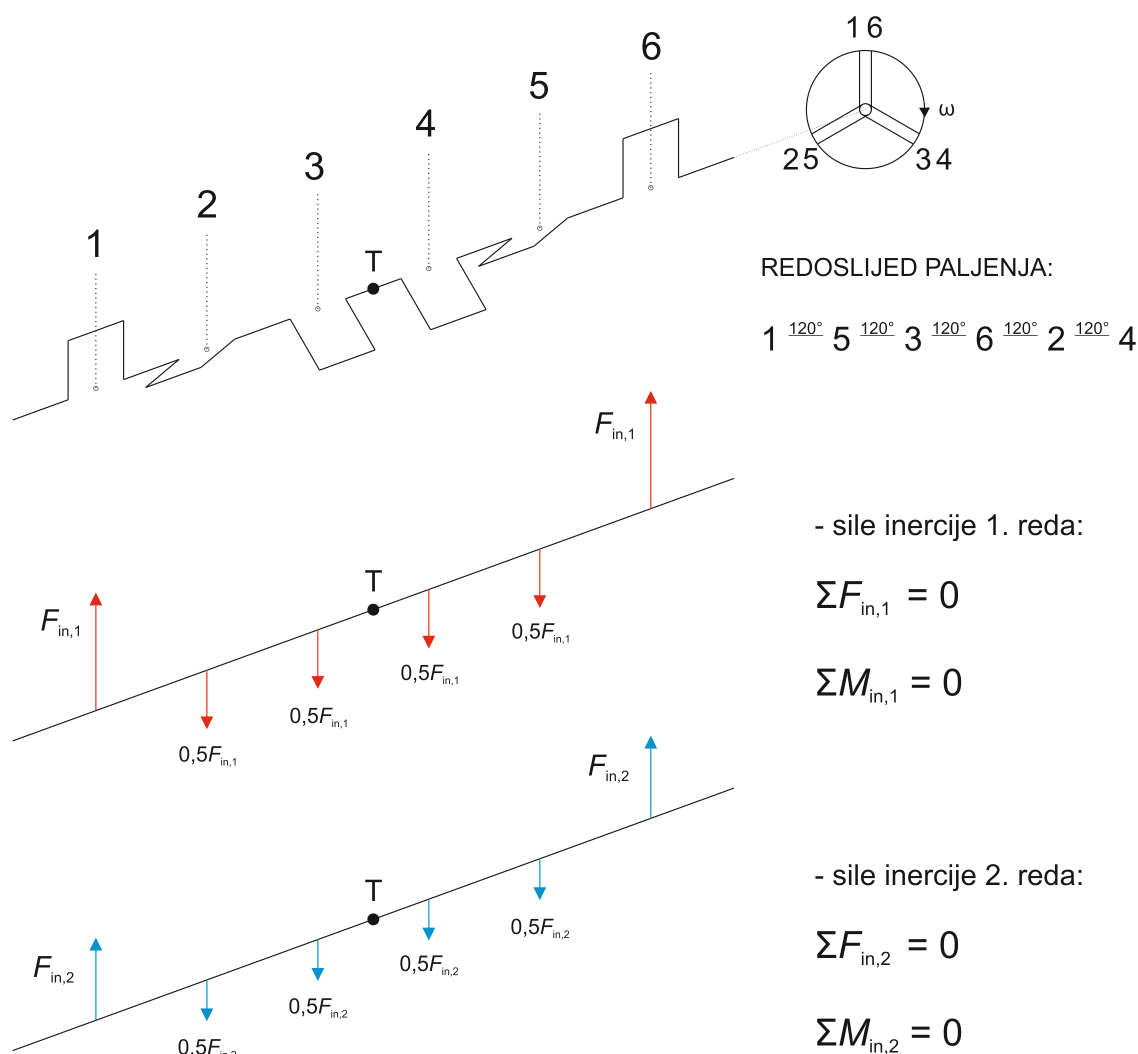
SPECIFIKACIJE:

- volumen: 748cm³
- 4 cilindra, V-90°, 4T
- radilica s koljenima pod 360°
- Otto (benzinski)
- masa sa svim tekućinama (motocikla): 222kg
- snaga: 81,8 kW (111,22 KS) pri 11000 min⁻¹
- moment: 78 Nm pri 8500 min⁻¹
- potrošnja: 6,23 l / 100 km

5.5. Redni motor, 6 cilindara, KV 120°

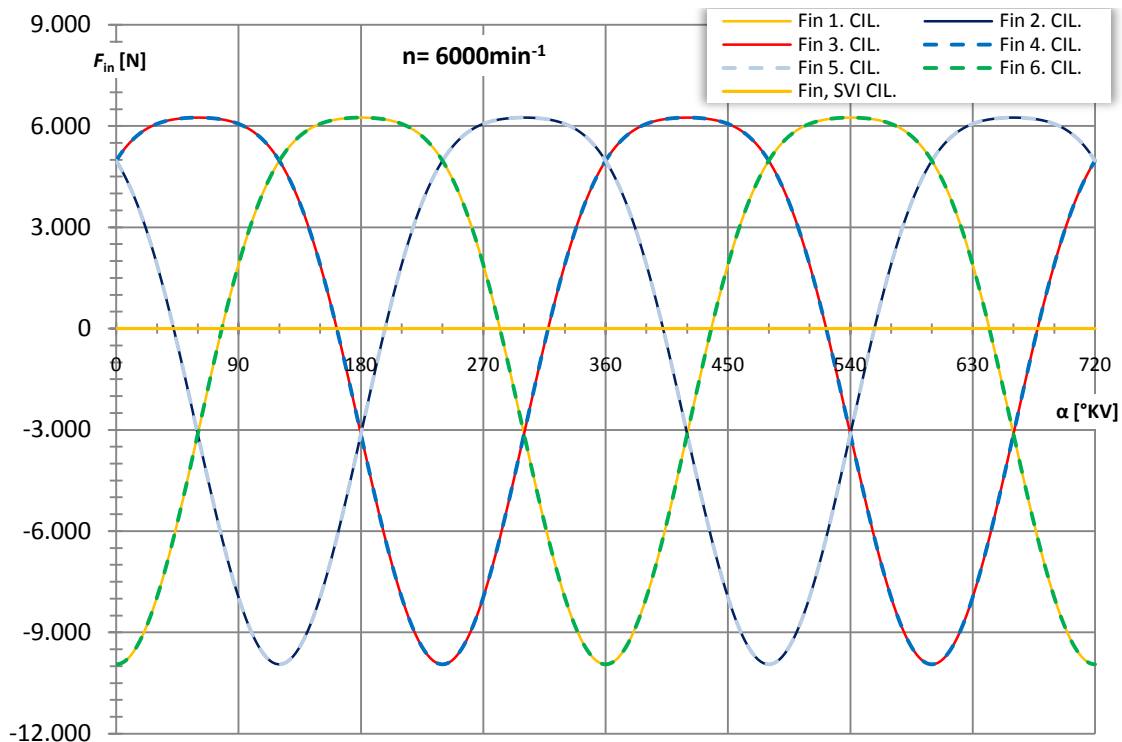
Uravnoteženost sila inercije

Ova konfiguracija predstavlja najjednostavnije rješenje klipnog motora s unutarnjim izgaranjem, potpuno uravnoteženog u pogledu sila inercije 1. i 2. reda i njihovih momenata. Obično se može naći u motorima volumena od 2,0l to 5,0l [1]. Kod motora manjih volumena troškovi održavanja postaju neopravdani u smislu cijene proizvodnje i dobivene snage. Osim jednakih razmaka paljenja i sjajne uravnoteženosti, ono što posebno krasi ove motore jest iznimno miran rad pri vrlo visokim brzine vrtnje koje ovi motori puno lakše postižu u usporedbi sa drugim, neuravnoteženim konfiguracijama. Iz tih su razloga vrlo popularni kod nekih sportskih i luksuznih vozila gdje se traži ugradnja motora sposobnih za velike brzine vrtnje sa naglaskom na uravnoteženost.

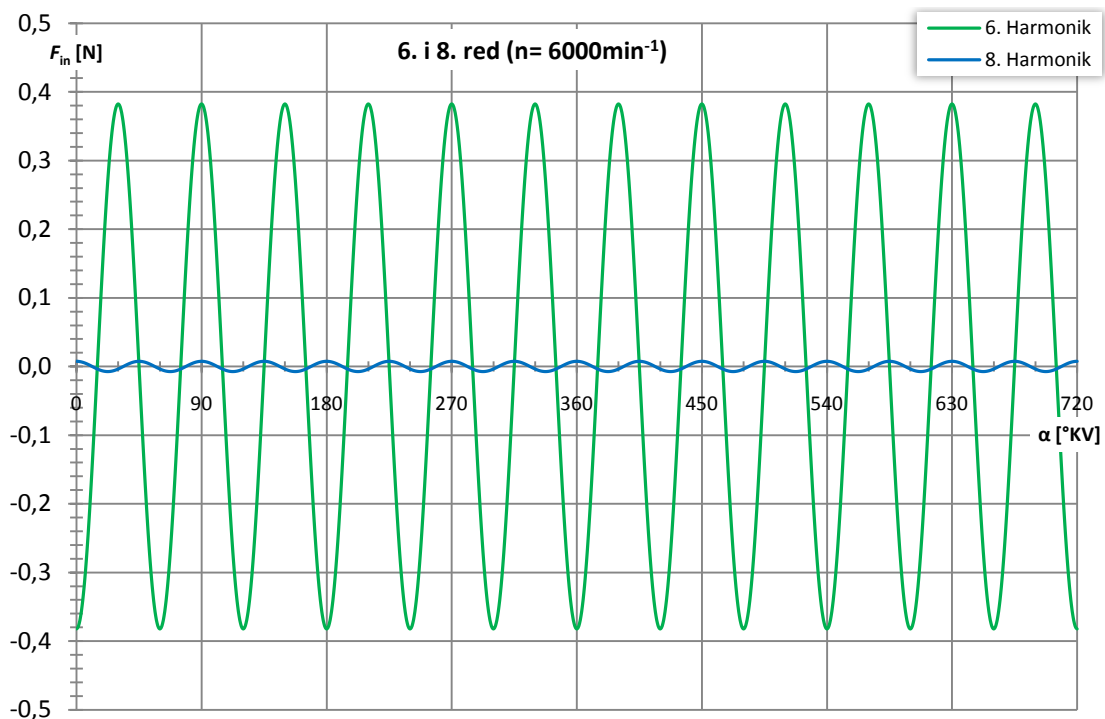


Slika 5.55. R6, KV 120: vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata

Analiza uravnoteženosti



Slika 5.56. R6, KV 120: suma sila inercije

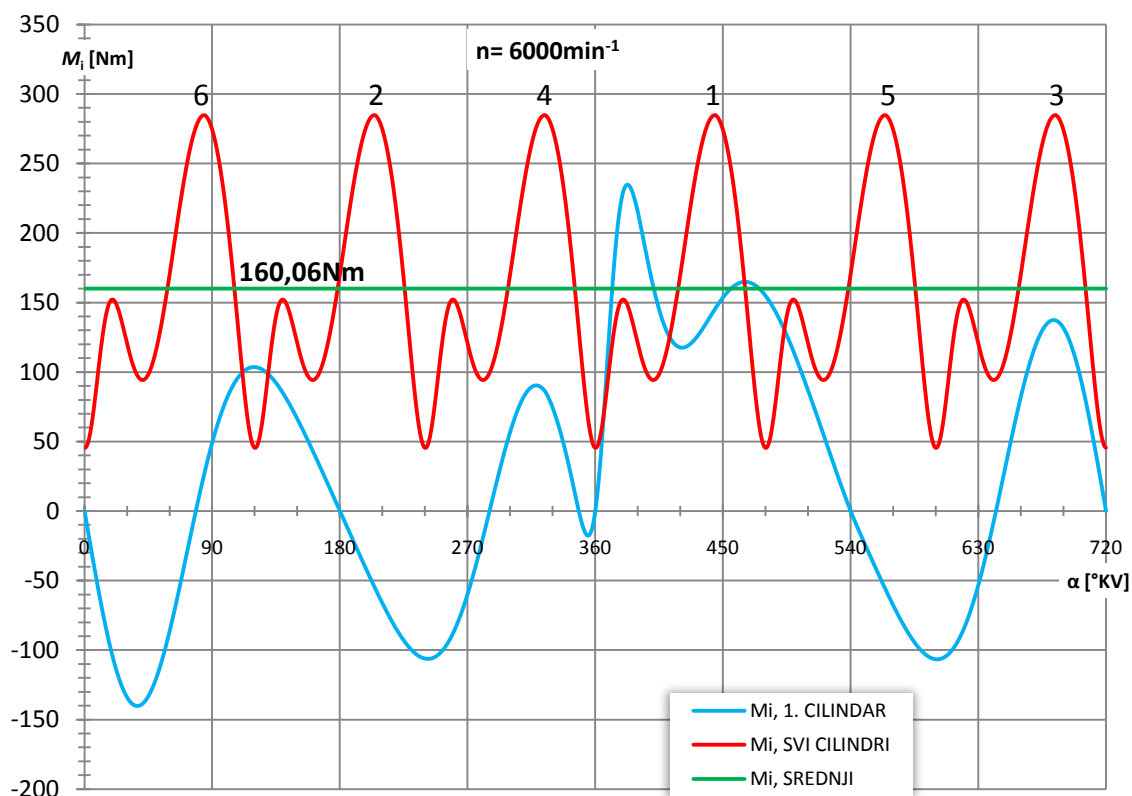


Slika 5.57. R6, KV 120: neuravnoteženost viših redova sila inercije

Dobiveni podaci za motor: R6, KV 120

Tablica 5.11. Dobiveni podaci za motor: R6, KV 120 ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)

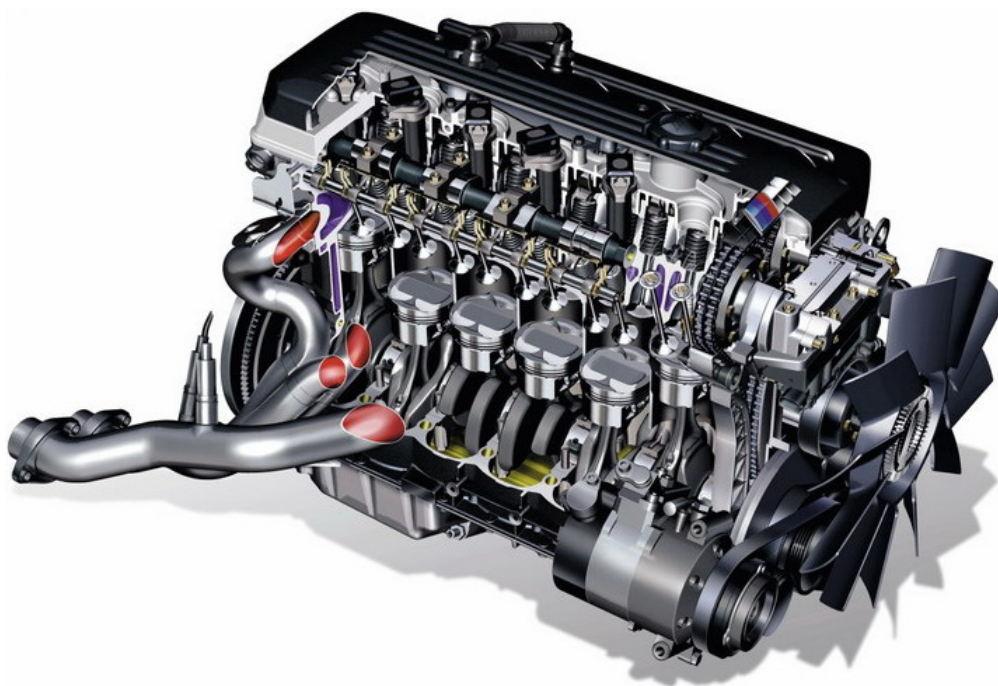
RJEŠENJA ZA $n_2=$	6000	[min^{-1}]
Srednji indicirani moment motora, $M_{i,\text{sred}}$	160,06	[Nm]
Indicirana snaga motora, P_i	100,57	[kW]
Stupanj neujednačenosti M_i, k	1,495	
Indicirani rad motora, W_i	65,252	[J]
Moment inercije zamašnjaka, J	0,0331	[kg m^2]
Tražena aksijalna duljina zamašnjaka, h_z	5,649	[mm]



Slika 5.58. R6, KV 120: indicirani moment

BMW S54B32

Tvrtka BMW proizvodi najkvalitetnije motore ove konfiguracije. Motor oznake S54B32 (modeli vozila M3, Z3, Z4, ...) koji serijski podešen iz 3,2l razvija snagu od 256 kW (343 KS) bez prednabijanja, najbolji je primjer mogućnosti ove konfiguracije klipnih motora. Kao dokaz kvalitete, prema nagradi „Međunarodni motor godine“ [6] ovaj motor proglašen je: najboljim novim motorom (2001.), najboljim međunarodnim motorom (2001.) te najboljim motorom u klasi od 3,0l do 4,0l volumena (2001. – 2006.). 2006. godine naslijedio ga je moderniji (također šesterocilindarski redni) motor oznake N54B30, sa dvostrukim turbopunjačem.



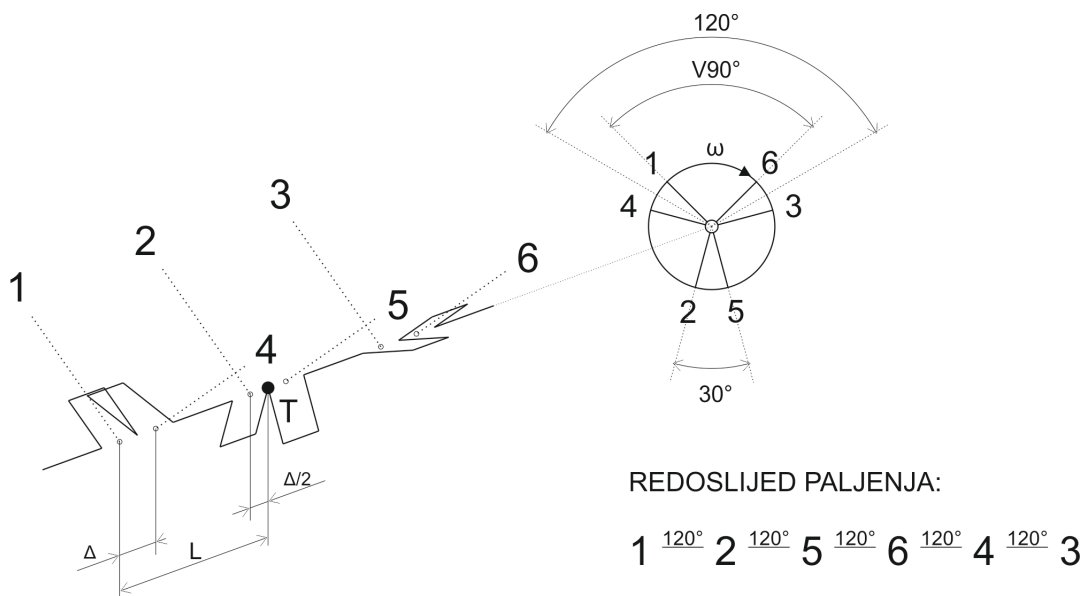
Slika 5.59. BMW-ov motor R6, KV 120 u M izvedbi, S54B32 [6]

SPECIFIKACIJE:

- volumen: 3,2l
- 6 cilindra, redni, 4T
- radilica s koljenima pod 120°
- Otto (benzinski)
- masa: 195kg
- snaga: 256 kW (343 KS) pri 7900 min⁻¹
- moment: 362 Nm pri 1500-4900 min⁻¹

5.6. V motor (V-90°), 6 cilindara, KV 90° (+30°)

Uravnoteženost sila inercije



REDOSLIJED PALJENJA:

1 120° 2 120° 5 120° 6 120° 4 120° 3

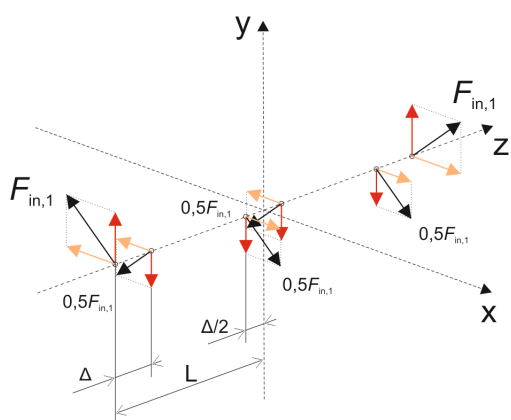
- sile inercije 1. reda:

$$\sum F_{in,1(x)} = 0$$

$$\sum F_{in,1(y)} = 0$$

$$\sum M_{in,1(xz)} = F_{in,1} \sin(45)\Delta - F_{in,1} \sin(45)(L-\Delta) - F_{in,1} \sin(45)2L$$

$$\sum M_{in,1(yz)} = 0$$



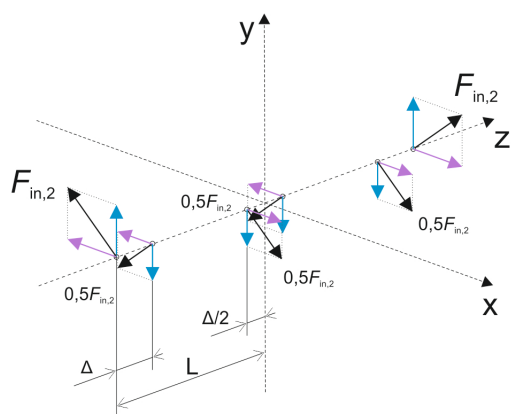
- sile inercije 2. reda:

$$\sum F_{in,2(x)} = 0$$

$$\sum F_{in,2(y)} = 0$$

$$\sum M_{in,2(xz)} = F_{in,2} \sin(45)\Delta - F_{in,2} \sin(45)(L-\Delta) - F_{in,2} \sin(45)2L$$

$$\sum M_{in,2(yz)} = 0$$



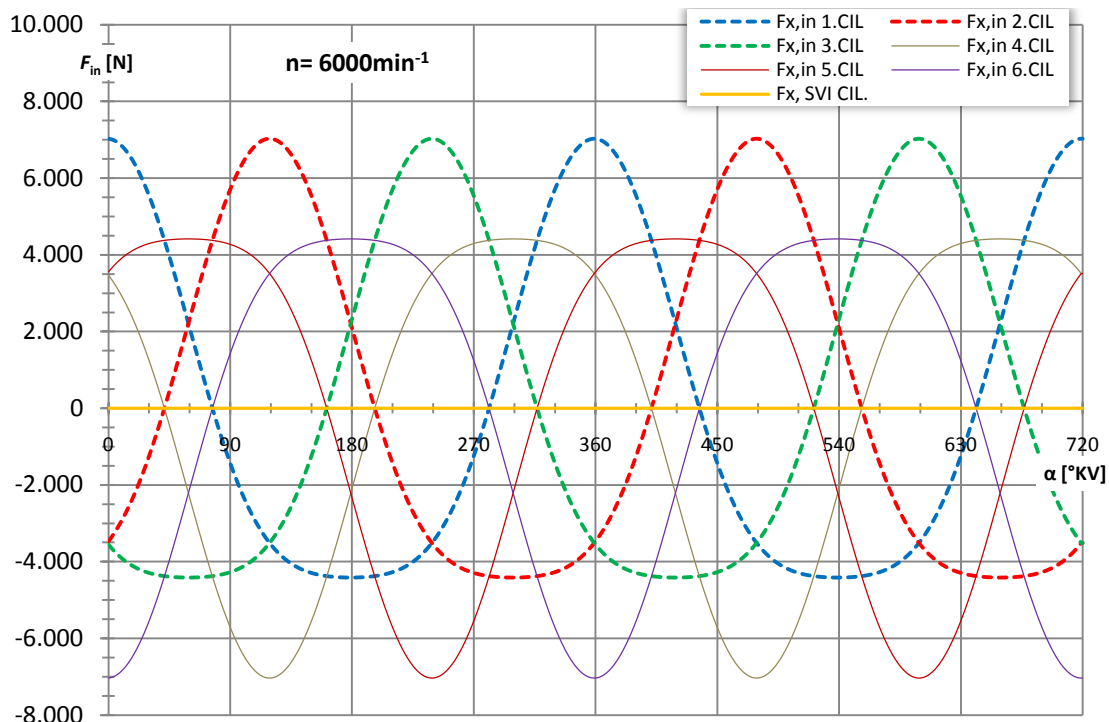
Slika 5.60. V6-90°, KV 90(+30): vektorska analiza sila inercije i njihovih momenata

Konfiguracija V motora sa šest cilindara [1] zadnjih je godina postala izričito popularna, tako da je danas u upotrebi drugi najčešći izbor (iza rednih četverocilindarskih motora) za pogon osobnih vozila. U današnje vrijeme kada se slobodan prostor za motore u vozilima sve više smanjuje a zahtjevi za snagom motora rastu, V6 konfiguracija ima veliku prednost sa svojim kompaktnim dimenzijama. Kraća je od rednog motora sa četiri cilindra te u mnogo izvedbi uža i od konfiguracija V motora sa osam cilindara (V8). Kao takva, predstavlja odličan izbor za vozila sa pogonom na prednje kotače. Iz tih su razloga mnogi proizvođači osobnih vozila uvelike zamijenili svoje redne motore sa šest cilindara sa motorima ove konfiguracije. V6 motori se danas mogu naći u osobnim vozilima srednje veličine, često kao skuplja opcija tamo gdje je redni četverocilindarski motor standardna ponuda ili kao ekonomični motor tamo gdje je V8 motor skuplja opcija.

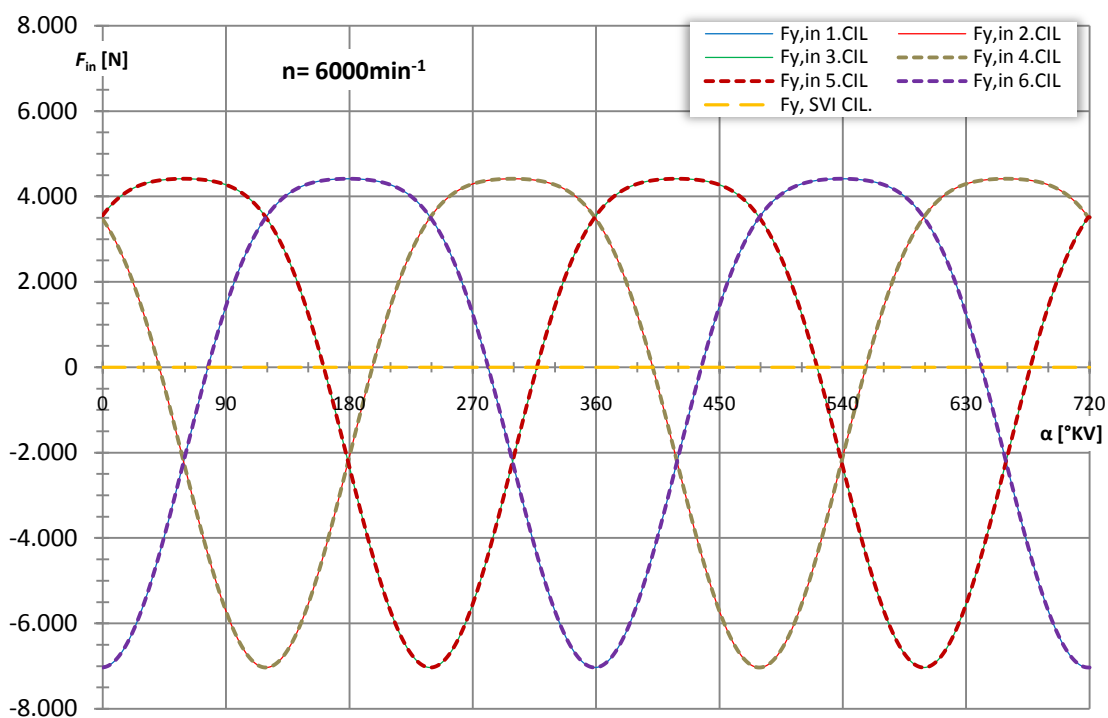
U usporedbi sa rednim motorom sa šest cilindara [1], V6 motor je kompaktniji, ima veću krutost i koljenasto vratilo je manje podložno torzijskim vibracijama. No, istovremeno je složeniji (viši troškovi proizvodnje) i nije toliko dobro uravnotežen kao redni motor. Zavisno o primjeni razlikujemo tri najčešća V kuta kod ove konfiguracije, 60°, 90°, i 120° (prirodni kut). Bez obzira da li se radi o prirodnom V kutu ili nekom proizvoljnom, ova je konfiguracija sama po sebi neuravnotežena. Prema *slici 5.60.*: sile inercije 1. i 2. reda međusobno se poništavaju, kao i momenti vertikalnih komponenata (y os) istih sila. Neuravnoteženost je rezultat djelovanja horizontalnih komponenata inercijskih sila 1. i 2. reda, koji djeluju kao tri različita sprega. Dakle može se zaključiti kako je potrebno provesti uravnoteživanje pomoću dodatnih osovina sa protutezima. Kod ove konfiguracije, sa V kutom od 90°, uravnoteživanje se izvodi pomoću dodatne osovine sa protutezima koja rotira u suprotnom smjeru od smjera vrtnje motora, dok vibracije uzrokovane momentima horizontalnih komponenata sila inercija 2. reda preuzimaju na sebe (prigušuju) moderni nosači motora (izuzev tvrtke Mercedes-Benz).

V6 sa V kutom od 90° posebno je zanimljiv sa stajališta proizvodnje. Kako bi se postigli jednaki razmaci paljenja između cilindara, leteći rukavci radilice razmaknuti su za δ_v kut od 30° što ovaj motor čini nepravim V motorom. Zanimljiva je i činjenica da ovaj motor dijeli proizvodnu i montažnu liniju sa V8 motorom (koji također ima V kut od 90°).

Analiza uravnoteženosti



Slika 5.61. V6-90°, KV 90(+30): suma horizontalnih komponenta inercijskih sila

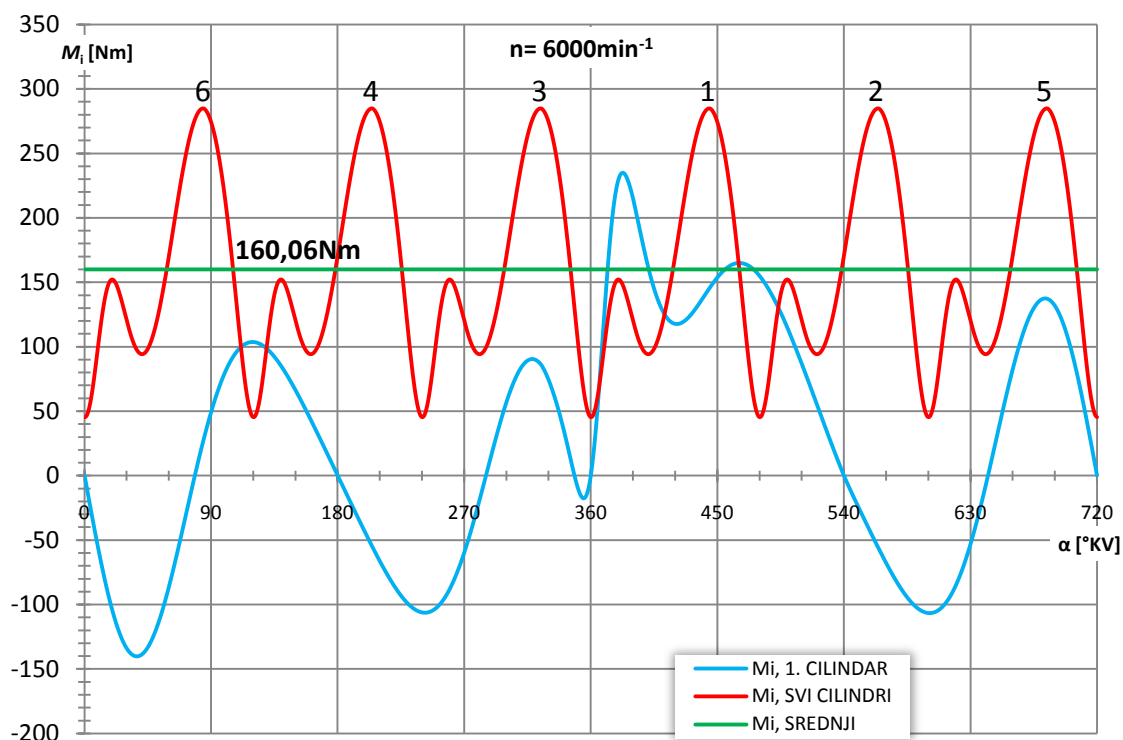


Slika 5.62. V6-90°, KV 90(+30): suma vertikalnih komponenta inercijskih sila

Dobiveni podaci za motor: V6-90°, KV 90(+30)

Tablica 5.12. Dobiveni podaci za motor: V6-90°, KV 90(+30) ($n=6000 \text{ min}^{-1}$)

RJEŠENJA ZA $n_2=$	6000	[min^{-1}]
Srednji indicirani moment motora, $M_{i,\text{sred}}$	160,06	[Nm]
Indicirana snaga motora, P_i	100,57	[kW]
Stupanj neujednačenosti M_i , k	1,495	
Indicirani rad motora, W_i	65,252	[J]
Moment inercije zamašnjaka, J	0,0331	[kg m^2]
Tražena aksijalna duljina zamašnjaka, h_z	5,649	[mm]



Slika 5.63. V6-90°, KV 90(+30): indicirani moment

Prema slici 5.58. i 5.63.: krivulje indiciranog momenta rednog i V motora sa šest cilindara identične su za istu brzinu vrtnje. Iz ovoga se jasno vidi kako na ujednačenost, odnosno neujednačenost momentne krivulje utječu isključivo razmaci paljenja ukoliko se radi o motorima sa istim cilindarski sklopom.

Mercedes-Benz M272 E35

Kao primjer odličnog V6 motora [1] uzet je motor tvrtke Mercedes-Benz oznake M272, varijanta E35 (model vozila SLK 350, 2008.). Dotični motor odraz je kvalitete Mercedes-ovih inženjera koji su otišli korak dalje kako bi ovu konfiguraciju što više približili rednom motoru sa šest cilindara. To je postignuto konstrukcijom radilice sa pomaknutim rukavcima, uravnoteženjem momenata inercijskih sila pomoću dodatne osovine smještene između dva reda cilindara, te pažljivo konstruiranim akustičnim ozvučenjem (izolacijom). U svojoj najsnažnijoj inačici E35, ovaj motor razvija snagu od 232kW (316 KS) pri 6500 okretaja u minuti.



Slika 5.64. Mercedes-ov motor V6-90°, KV 90(+30), M272 E35 [9]

SPECIFIKACIJE:

- volumen: 3,5l
- 6 cilindra, V-90°, 4T
- radilica s koljenima pod 90° (+ leteći rukavci 30°)
- Otto (benzinski)
- snaga: 232 kW (316 KS) pri 6500 min⁻¹
- moment: 360 Nm pri 4900 min⁻¹

6. Usporedba analiziranih motora

U ovom su poglavlju prikazani traženi rezultati svih šest konfiguracija motora analiziranih u prethodnom poglavlju, pri različitim brzinama vrtnje. Radi jednostavnije usporedbe, svi su rezultati prikazani tablično te je zatim dijagramima provedena usporedba traženih vrijednosti za slične konfiguracije motora. Kako bi se dodatno poboljšala analiza odnosno usporedba, broj promatranih brzina vrtnje je udvostručen.

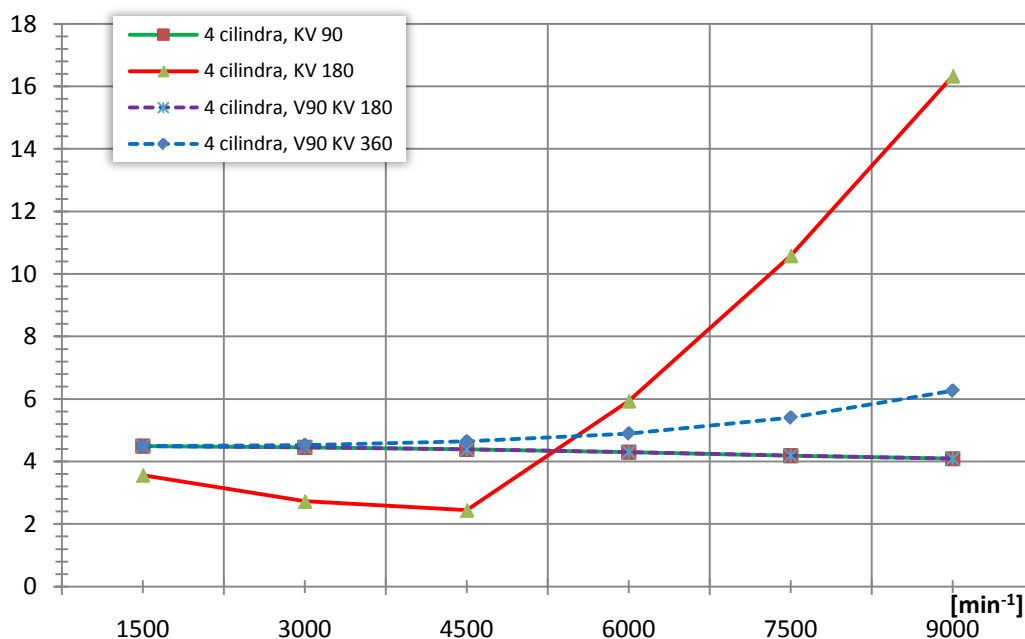
Tablica 6.13. Dobivene vrijednosti stupnja neujednačenosti M_i

n [min ⁻¹]	Koeficijent neujednačenosti, k					
	R4, KV 90	R4, KV 180	V4-90°, KV 180	V4-90°, KV 360	R6, KV 120	V6-90°, KV 90(+30)
1500	4,490	3,565	4,496	4,488	2,190	2,190
3000	4,450	2,727	4,456	4,523	1,824	1,824
4500	4,385	2,445	4,391	4,641	1,286	1,286
6000	4,296	5,937	4,302	4,893	1,495	1,495
7500	4,186	10,585	4,191	5,403	2,737	2,737
9000	4,089	16,332	4,094	6,264	4,702	4,702

Tablica 6.14. Dobivene vrijednosti aksijalne duljine zamašnjaka ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$)

n [min ⁻¹]	Aksijalna duljina zamašnjaka, h_z [mm]					
	R4, KV 90	R4, KV 180	V4-90°, KV 180	V4-90°, KV 360	R6, KV 120	V6-90°, KV 90(+30)
1500	492,118	209,809	492,880	488,777	148,044	148,044
3000	123,042	27,536	123,233	123,713	27,346	27,346
4500	54,697	18,286	54,781	57,786	7,001	7,001
6000	30,777	25,012	30,824	35,633	5,649	5,649
7500	19,707	29,713	19,738	25,924	8,062	8,062
9000	13,694	32,419	13,715	21,247	9,581	9,581

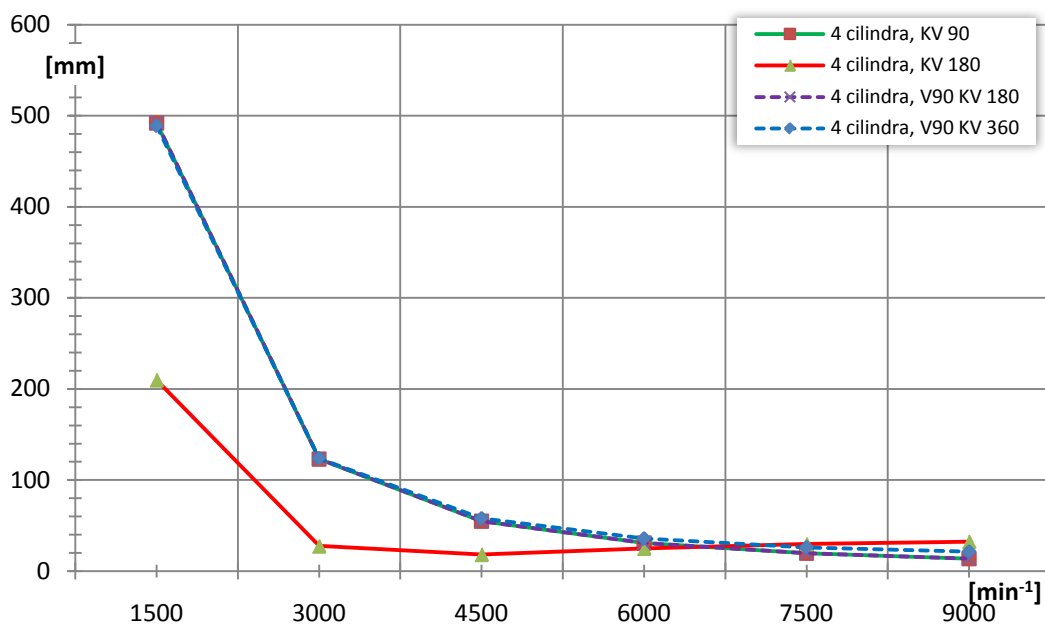
6.1. Usporedba – 4 cilindra



Slika 6.65. Stupanj neujednačenosti M_i , četverocilindarski motori

Prema slici 6.65.:

- Jedini motor u ovoj usporedbi koji se koristi za pogon osobnih vozila (R4, KV 180) u početku ima nešto nižu vrijednost stupnja neujednačenosti k . Kod niskih brzina vrtnje [2] prevladavaju sile plinova, dok se kod srednjih brzina vrtnje (4500-6000 min^{-1}) sile plinova i sile inercije međusobno najviše poništavaju i motor se najmirnije vrti. Kod velikih brzina vrtnje utjecaj sile plinova gotovo se posve izgubio te prevladavaju sile inercije (rastu s kvadratom brzine vrtnje), što rezultira naglim porastom vrijednosti stupnja neujednačenosti k .
- Vrlo lako se mogu zamijetiti slične karakteristike konfiguracija motora za pogon motocikala. To su nešto više početne vrijednosti pri nižim brojevima okretaja koje zatim neznatno rastu (trkači motor konfiguracije V90 KV 360) ili čak blago padaju kod cestovnih motocikala (V4 V90 KV 180). Taj se rezultat postiže nejednakim razmacima paljenja između cilindara.
- Motori za pogon motocikala se obično dijele u dvije klase [1], one sa snažnim momentom pri nižem broju okretaja (V motori) ili one sa snažnim momentom pri višem broju okretaja (redni motori). Yamahin revolucionarni motocikl YZF R1 iz 2009. godine uspio je premostiti razliku između ove dvije klase zbog čega vozači često izjavljuju kako ovaj motocikl za vrijeme vožnje pruža osjećaj kao da ga pogone dva različita motora.



Slika 6.66. Aksijalna duljina zamašnjaka, četverocilindarski motori ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$)

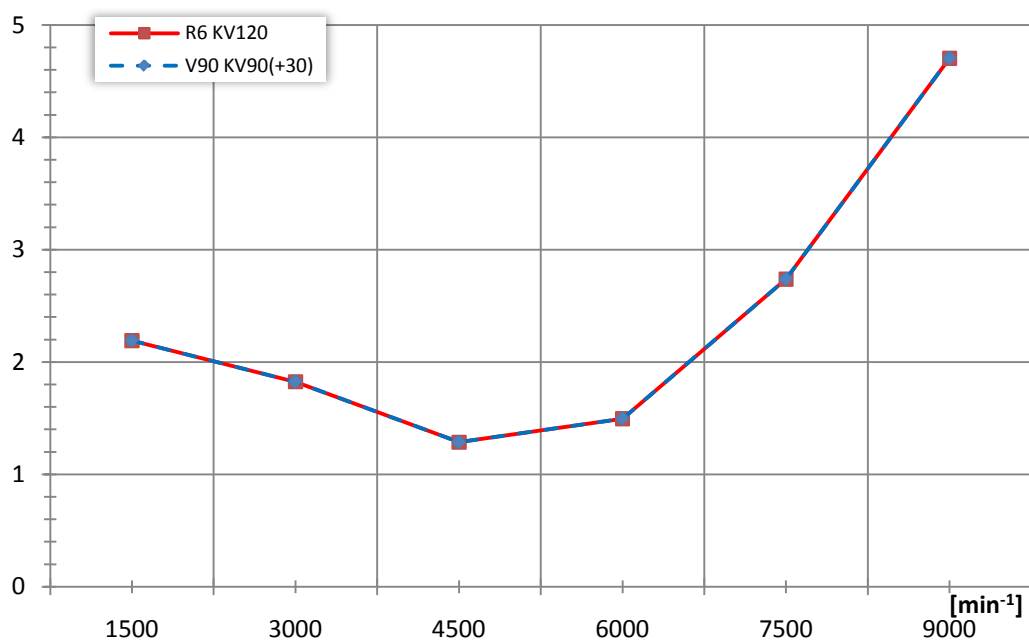
Prema slici 6.66.:

- Kao i kod prethodnog dijagrama, vrlo se lako mogu primijetiti karakteristike konfiguracija motora sličnih namjena.
- Za razliku od stupnja neujednačenosti indiciranog momenta, ovdje je u prednosti redni motor za pogon osobnih vozila (R4, KV 180). Tražena aksijalna duljina zamašnjaka za ovaj motor dvostruko je niža već u početku kod nižih okretaja u odnosu na ostale motore, te tek neznatno raste pri višim brzinama vrtnje.

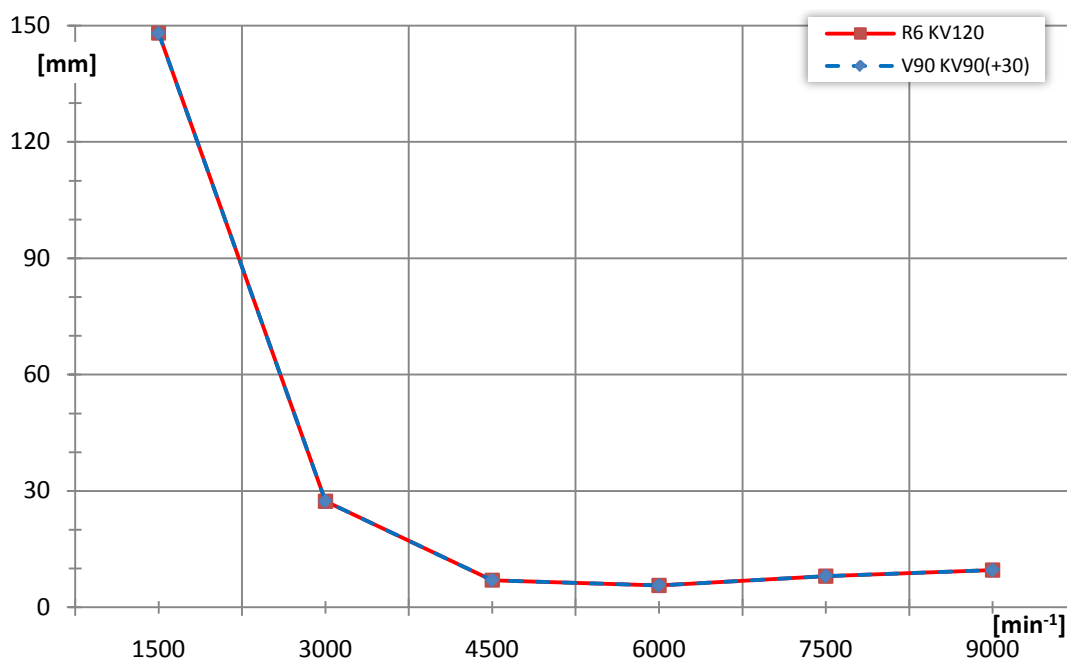
6.2. Usporedba – 6 cilindara

Kod analiziranih šestercilindarskih motora nema razlike u vrijednostima stupnja neujednačenosti k i aksijalne duljine zamašnjaka h_z , umjesto toga njihove se vrijednosti preklapaju pri svim brzinama vrtnje. Iz toga se može zaključiti kako osnovna razlika između ove dvije konfiguracije motora za pogon osobnih vozila, sa konstrukcijskog stajališta, leži u uravnoteženosti odnosno neuravnoteženosti njihovih inercijskih sila. Sa tog je stajališta motor redne konfiguracije u očitoj prednosti nad V motorom sa šest cilindara. No uz današnje moderne tehnologije proizvodnje i smjer razvoja osobnih vozila, V motori su većinom zamijenili redne motore sa šest cilindara kod osobnih automobila.

Usporedba analiziranih motora



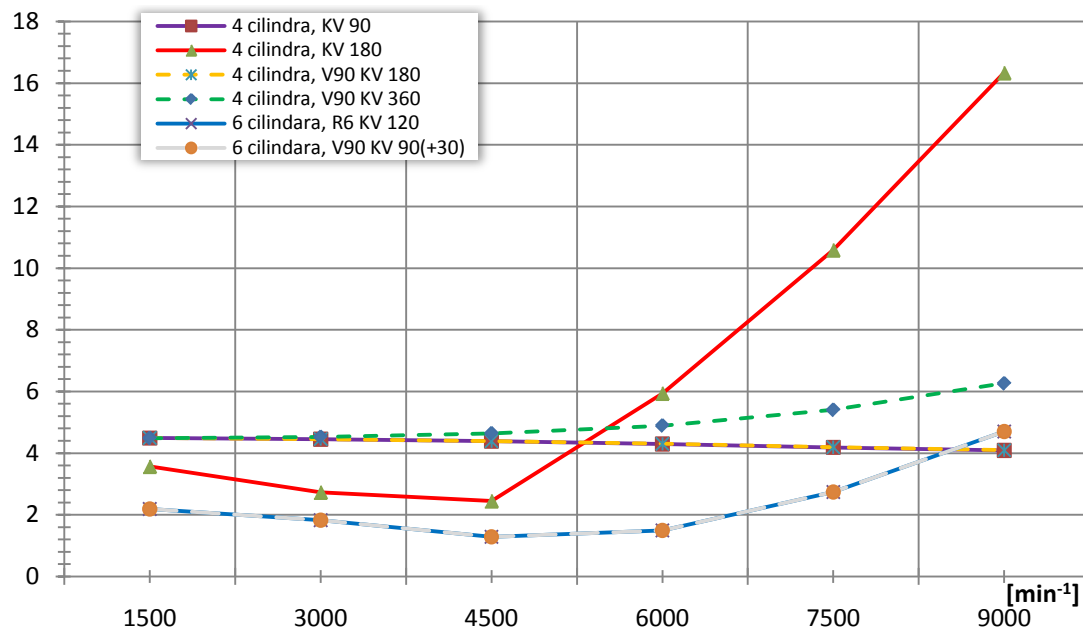
Slika 6.67. Stupanj neujednačenosti M_i , šesterocilindarski motori



Slika 6.68. Aksijalna duljina zamašnjaka, šesterocilindarski motori ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$)

Prema slici 6.67. i 6.68.: porast stupnja neujednačenosti k i aksijalne duljine zamašnjaka h_z daleko je manja od rednog motora sa četiri cilindra (R4, KV 180) iz prethodne usporedbe.

6.3. Usporedba – SVI MOTORI

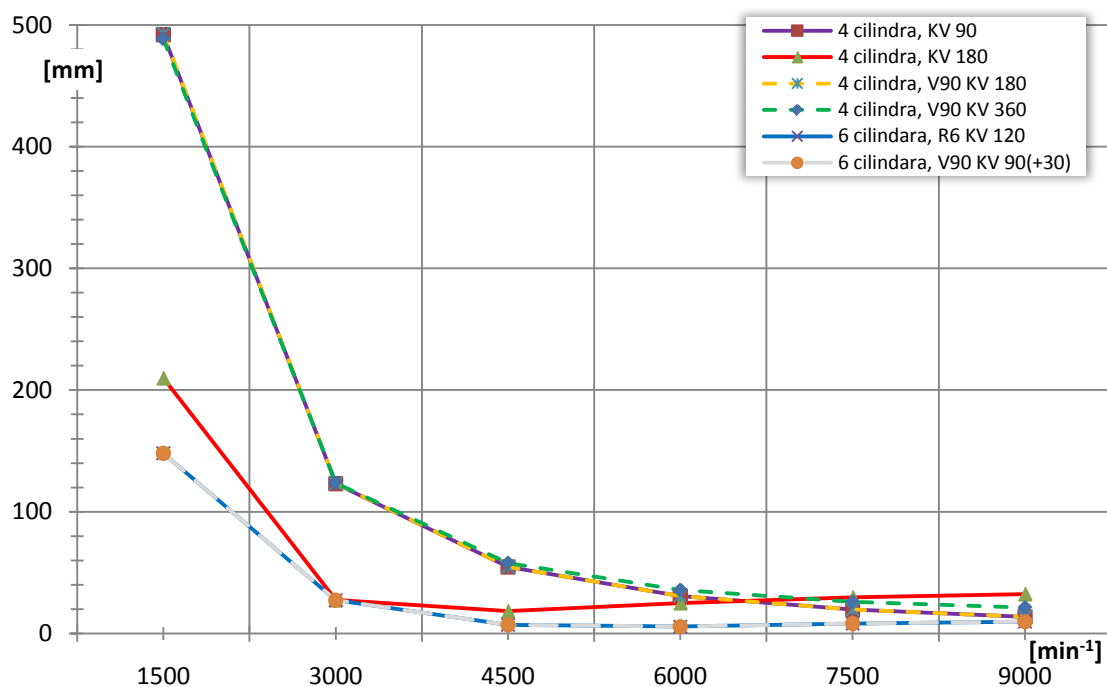


Slika 6.69. Stupanj neujednačenosti M_i , svi motori

Prema slici 6.69.:

- Kod ove usporedbe očigledna je prednost konfiguracija sa šest cilindara. Vrijednost k već je pri nižim brojevima okretaja skoro dvostruko manja od četverocilindarskog rednog motora (R4, KV 180), te najnižu vrijednost poprima pri 4500 min^{-1} . Tek pri visokom broju okretaja, malo ispod 9000 min^{-1} premašuje najniže vrijednosti četverocilindarskih motora za pogon motocikala (R4, KV 90 i V4 V90 KV 180).
- Kod konfiguracije sa četiri cilindra (4T motor) [1] svaki klip mora završiti svoj ekspanzijski takt i potpuno se zaustaviti u DMT prije nego slijedeći klip prema redoslijedu paljenja započne svoj ekspanzijski takt u GMT. Rezultat su pauze između uzastopnih ekspanzijskih taktova, to jest nejednako stvaranje zakretnog momenta na koljenastom vratilu (neravnomjerno stvaranje snage). Kod konfiguracija sa šest cilindara dolazi do preklapanja ekspanzijskih taktova, tako da svaki klip započinje svoj ekspanzijski takt prije nego što je klip prije njega završio svoju ekspanziju. Motori sa više od četiri cilindra su uravnoteženiji i karakterizira ih niži stupanj neujednačenosti k , pa se iz tog razloga ugrađuju u luksuznija vozila.

Usporedba analiziranih motora



Slika 6.70. Aksijalna duljina zamašnjaka, svi motori ($\delta=1/200$; $p_i=0,65\text{MPa}$)

Prema slici 6.70.:

- I kod ove se usporedbe jasno vidi prednost konfiguracija sa šest cilindara nad bilo kojom od četiri analizirane četverocilindarske konfiguracije.
- Nejednaki razmaci paljenja među cilindrima imaju pozitivan utjecaj na stupanj neujednačenosti indiciranog momenta kod četverocilindarskih motora (pri višim okretajima). No kada se njihov utjecaj na aksijalnu duljinu zamašnjaka uspoređi sa konfiguracijama motora sa šest cilindara i jednakim razmacima paljenja pri nižim brzinama vrtnje, prednost jednakih razmaka paljenja postaje vrlo jasna.
- Vrijednost tražene aksijalne duljine zamašnjaka drastično pada sa porastom broja okretaja, neovisno o tipu konfiguracije. Jedini od šest analiziranih konfiguracija motora kod kojega ova vrijednost značajno raste pri višim okretajima raste jest redni motor za pogon osobnih vozila (R4, KV 180). Usporedno s time, porast aksijalne duljine šesterocilindarskih motora s jednakim razmacima paljenja je zanemariv.

7. Zaključak

Prema provedenoj analizi motora za pogon osobnih vozila, samo je jedna od šest prikazanih konfiguracija gotovo idealno uravnotežena. Radi se o rednom motoru sa šest cilindara i jednakim razmacima paljenja. Jednaki razmaci paljenja i šest cilindara omogućuju preklapanje ekspanzijskih taktova između cilindara u motoru, što rezultira najmanjim stupnjem neujednačenosti okretnog momenta. Ovaj motor ujedno zahtijeva i najmanji zamašnjak, te je sa svojim rednim rasporedom cilindara uravnotežen u pogledu inercijskih sila - sve do 6. reda, čiji su iznosi zanemarivo mali. Zbog toga se vrti najmirnije čak i kod najviših brzina vrtnje. Svi ostali motori za miran rad i očekivani visoki komfor u putničkim automobilima zahtijevaju posebne mehanizme za uravnoteživanje i predstavljaju svojevrstna kompromisna rješenja s konstrukcijskog stajališta. Kao dva takva rješenja ističu se slijedeći motori: V motor sa šest cilindara, posebno popularan zadnjih godina, te redni motor s četiri cilindra koji je i dan danas najčešći izbor u automobilskoj industriji.

U današnje vrijeme kada se ugradbeni prostor za motore u vozilima sve više smanjuje, a zahtjevi za snagom motora rastu, V6 konfiguracija ima veliku prednost sa svojim kompaktnim dimenzijama, jer je kraća od rednog motora s četiri cilindra. Što se tiče uravnoteženosti i mirnog rada, ovaj motor ima isti stupanj neujednačenosti okretnog momenta te zahtijeva jednak zamašnjak kao i šesterocilindarski redni motor. Međutim, u pogledu inercijskih sila oscilirajućih masa motor V6 je daleko od gotovo idealne uravnoteženosti rednog motora s istim brojem cilindara. Pomoću razmaknutih letećih rukavaca na radilici, radi jednakih razmaka paljenja, te mehanizmima za uravnoteženje inercijskih sila i momenata, kao i zvučnom izolacijom motora moguće je postići visoku udobnost u vožnji i s V6 motorom. Tu se posebno ističe tvrtka Mercedes-Benz. Ako se u obzir uzme i nagli razvoj tih motora proteklih godina, koji je doveo do sniženja proizvodnih troškova, jasno je zašto se mnogi proizvođači odlučuju zamijeniti svoje redne šesterocilindarske motore s V6-konfiguracijama.

Uravnoteženija u pogledu inercijskih sila oscilirajućih masa, a sa stajališta proizvodnje manje komplicirana od V6 motora, je konfiguracija rednog motora s četiri cilindra, koja je ujedno i najrasprostranjenija u upotrebi. Zahvaljujući postupku smanjenja ugradbenog volumena uz istovremeni rast snage i momenta (engl. *downsizing*) npr. pomoću dvostrukog prednabijanja, upravo ovaj tip motora predstavlja optimalno rješenje za pogon osobnih vozila kojima je cilj postići što veću ekonomičnost i niske troškove proizvodnje.

Literatura

- [1] Članci: *Straight engine, Inline-four engine, Yamaha YZF-R1, V4 engine, Straight-six engine, V6 engine, Mercedes-Benz M272 engine, International Engine of the Year*
http://en.wikipedia.org/wiki/Category:Piston_engine_configurations
- [2] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, interna skripta, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [3] Van Basshuysen R., Schäfer F.: *Internal Combustion Engine Handbook*, SAE International, Warrendale, 2004.
- [4] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: *Konstrukcije motora s unutarnjim izgaranjem*, interna skripta, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2006.
- [5] Kraut B.: *Strojarski priručnik*, AXIOM, Zagreb, 1997., ISBN 953-97119-1-6
- [6] *Categories & results* (1999. – 2010.)
<http://www.ukipme.com/engineoftheyear/>
- [7] *Yamaha Technology 2009: Crossplane crankshaft*
<http://www.yamaha-motor.pl>
- [8] Članci: *Honda VFR 750 F 1986, Honda VFR 750 R / RC 30 1988*
<http://www.mbike.com/>
- [9] *The 2008 Mercedes-Benz C-Class: Engines And Transmissions*
<http://www.emercedesbenz.com/>