

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Мотори СУС 2

Број индекса: 129/2009

Никола Н. Милојевић

Анализа механизма за потпуно уравнотежење мотора 128А.064

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Драгољуб Радоњић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба обратити пажњу на следеће:

1. Аналитички метод одређивања кинематичких и динамичких величина дезаксијалног клипног механизма мотора СУС
2. Општи принципи и поступци уравнотежења вишецилиндричних мотора СУС
3. Анализа карактеристика уравнотежености мотора 128А 064
4. Приказ механизма за потпуно уравнотежење мотора СУС
5. Конструктивни изглед механизма за потпуно уравнотежење мотора 128А.064
6. Закључци

Препоручена литература:

- [1] Д.Радонић: Предавања из Мотора СУС 2, Зимски семестар школске 2011/2012. године
- [2] Д.Радонић, Р.Пешић: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.

Крагујевац, 15.10.2012

ментор:

Др. Драгољуб Радонић, ред. проф

Резиме

Један од озбиљних недостатака клипних мотора СУС је појава неуравнотежености инерцијалних сила и моментата који делују у клипном механизму. Последица овакве појаве је повећање амплитуда осцилација које се преносе преко ослонаца мотора и трансмисије на структуру возила и тиме повећавају ниво оптерећења виталних делова и битно погоршавају конфор путника. Из тог разлога се примењују различити механизма помоћу којих је могуће остварити делимично или потпуно уравнотежење мотора. У раду је приказан и анализиран механизам за потпуно уравнотежење мотора 128A.064.

Кључне речи: инерцијалне силе, противтегови, потпуно уравнотежење.

Summary

One of the serious shortcomings of piston IC engine is the emergence of imbalances momentata and inertial forces acting on a piston mechanism. The consequence of this phenomenon is the increase in the amplitude of oscillation that is transmitted through the supports of the engine and transmission to the vehicle structure, thereby increasing the level of loading of vital and important parts of deteriorating passenger comfort. For this reason, apply different mechanisms through which it is possible to achieve partial or complete engine balancing. This paper presents and analyzes the mechanism for balancing the engine completely 128A.064.

Keywords: inertial force, counterweights, fully balancing.

Садржај

Увод.....	5
1. Аналитички поступци одређивања кинематичких величина клипног механизма.....	6
1.1. Кинематика дезаксијалног клипног механизма.....	6
2. Силе и моменти који делују на чланове клипног механизма и изазивају неуравнотеженост јено или више цилиндричних мотора.....	12
2.1. Силе и моменти притиска гасова.....	13
2.2. Инерцијалне силе и моменти.....	14
3. Анализа уравнотежености сила и момената који делују у клипном механизму.....	20
3.1. Поступци уравнотежења једно и вишецилиндричних мотора.....	23
4. Карактеристике уравнотежености мотора 128А.064, аналитичка и графичка интерпретација.....	27
4.1. Уравнотежење мотора 128А.064.....	29
5. Уређаји за потпуно уравнотежење мотора и њихов конструктивни приказ.....	34
5.1. Предлог уређаја за потпуно уравнотежење мотора 128А.064.....	39
5.2. Образложење потребних измен на мотору 128А.064.....	43
6. Закључак.....	44
Литература.....	46

Увод

Клипни мотори са унутрашњим сагоревањем су веома распрострањени у привреди. Они се користе како са стационарни погон, тако и за погон свих осталих путничких, теретних, радних и других средстава. Овако велика примена проистиче из њихових повољних особина. Мотори СУС се веома лако концептивно могу прилагодити различитим условима намене, јер се и по облику и по потребном простору могу различито градити. Њихова мала тежина и мала уградбена запремина по јединици снаге омогућиле су да се у друмском саобраћају скоро искључиво примењују клипни мотори СУС. Поред тога, од најмањих па до највећих јединица граде се за дужи погон, а при том су оне и најекономичније машине, а имају и могућност коришћења врло широког асортимана горива и то са добрим степеном искоришћења.

Оваква велика примена мотора СУС изискује примену најновијих достигнућа у истраживању и градњи мотора, имајући у виду и тенденцију развоја конструкције мотора, као и коришћење савремених достигнућа у технологији моторских маретијала и погонских материјала. Међутим, при конструкцији новог или измени већ постојећег клипног мотора, јавља се низ истоврсних процесних и конструкционих проблема који се морају решавати. У таквом раду морају се изнаћи најповољнија конструктивна решења. У данашње време захтеви за што бољим карактеристикама мотора СУС су врло велики. Почев од смањења потрошње горива, смањењу токсичности издувних гасова, уравнотежења мотора, идт.

Проблем уравнотежења клипног мотора СУС са унутрашњим сагоревањем појавио се истовремено са првом верзијом овог мотора. Пошто су клипни мотори са унутрашњим сагоревањем често примењују као погонски агрегат у друмском саобраћају и пошто је неуравнотеженост непожељна појава, то се неуравнотеженост сматра једном од великих проблема мотора СУС. У циљу провере механичких напрезања, елемената мотора, уравнотежење мотора, равномерности угаоне брзине, слике оптерећења лежаја мотора, торзионих осцилација, идт., неопходно је извршити анализу сила које се јављају у моторском механизму.

Инерцијалне силе и моменти који настају као последица убрзаног кретања појединих чланова клипног механизма преносе се на околину преко ослонца мотора изазивајући при томе вибрације одређених учестаности и амплитуда. Због негативних последица ове појаве које се пре свега, огледају у додатном оптерећењу елемената мотора и радне машине предузимају се мере у циљу уравнотежења мотора.

1. Аналитички поступци одређивања кинематичких величина клипног механизма

Клипни механизам служи за претварање праволинијског осцилаторног кретања клипа у цилиндру и обртно кретање коленастог вратила посредством клипњаче, која врши раванско кретање. Овакав кинематски склоп служи да се рад на клипу који резултира из одвијања радног циклуса, добије у виду обртног момента на излазном вратилу мотора, што је најприкладнији начин одавања снаге скоро у свим областима примене.

При одређеном стационарном брзинском режиму рада мотора може се сматрати да је угаона брзина коленастог вратила константна, с обзиром да се она путем замајца задржава у доста уским границама промене. У том случају је угао коленастог вратила α ($^{\circ} < KV$), само у функцији времена, па се све кинематски величине, тј. пут, брзина и убрзање могу изразити само у функцију угла коленастог вратила, односно времена t .

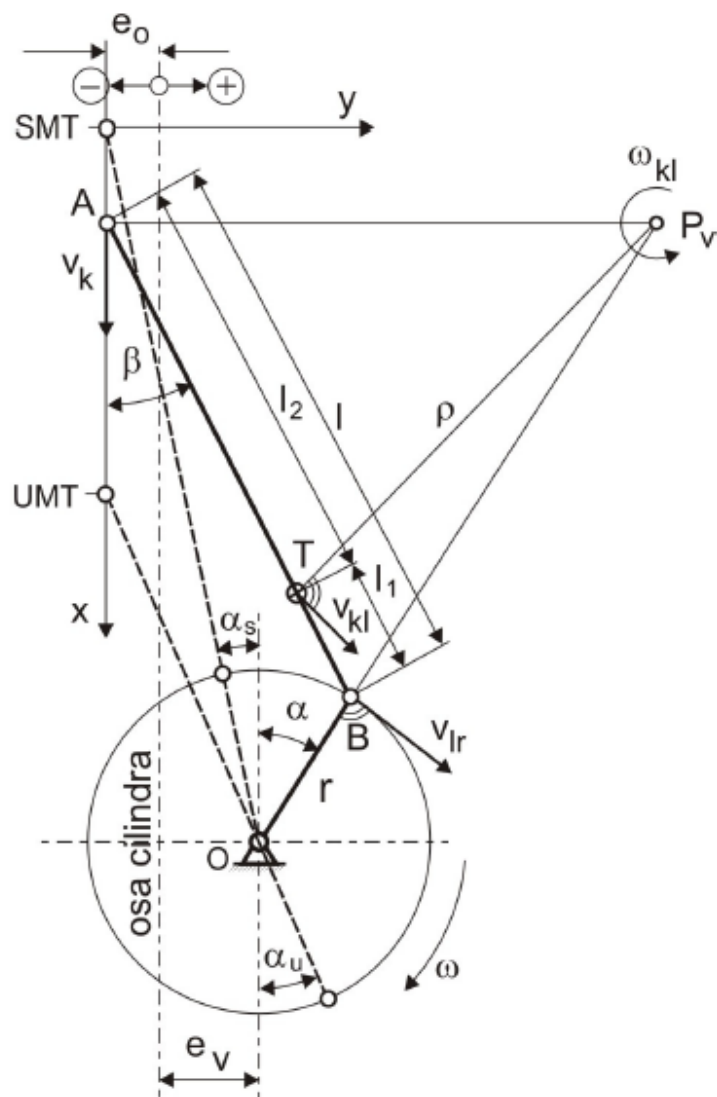
Клипни механизам може бити изведен као аксијални и као дезаксијални. Код аксијалног механизма, који се може сматрати као нормално извођење, са осом цилиндра која је у истој равни са осом коленастог вратила. И овакав клипни механизам се може сматрати као посебна врста дезаксијалног клипног механизма.

1.1. Кинематика дезаксијалног клипног механизма

Код дезаксијалног клипног механизма (сл. 1.1) оса цилиндра померена је у доносу на осу коленастог вратила, обично у смеру обртања посматрано од SMT, за извесну вредност „ e ”. Циљ дезаксирања је смањење максималне вредности нормалне силе, чиме се смањује истрошење цилиндарског склопа, а такође се смањује и шум, који је последица премештања клипа са једне на другу сртану кошуњице при промени смера нормалне силе у SMT. Код савремених брзоходних мотора повољност дезаксијалног клипног у погледу мањег истрошења је изгубила на значају, јер је са повећањем броја обртаја на истрошење у све већој мери утичу инерцијалне силе. Код савремених брзоходних мотора све већу примену има један други вид дезаксијалности, код кога су оса цилиндра и оса коленастог вратила у истој равни, али је оса осовинице клипа постављена ексцентрично, тј. дезаксирана је у односу на осу цилиндра, веће вредности нормале силе за веома малу вредност.

Дезаксијалност осе цилиндра изводи се по некад из конструктивних разлога (нпр. код паралелних цилиндара који раде на истом колену).

У случају дезаксирања осе цилиндра дезаксијалност се обично дефинише преко релативног ексцентрицитета „ k ”, који представља однос ексцентрицитета према полупречнику колена: $k = \frac{e}{r}$. Ова величина креће се у границама од 0.05 – 0.2.



Слика 1.1 – Кинематичка шема дезаксијалног клипног механизма

SMT - спољна мртва тачка,

UMT - унутрашња мртва тачка,

e_o - ексцентричност осовинице клипа,

e_v - ексцентричност коленастог вратила,

ω - угаона брзина,

ω_{kl} - угаона брзина клипњаче,

V_k - брзина клипа,

V_{kl} - брзина клипњаче,

V_{rl} - брзина лежаја рукавца,

P_v - тренутни пол брзине,

l - дужина клипњаче,

r - полупречник коленастог вратила,

T - тежиште клипњаче,

ρ - растојање од тежишта до тренутног пола

$e_v \backslash e_o$	+	0	-
+	VII 	V 	VIII
0	III 	I 	II
-	IX 	IV 	VI

Слика 1.2 – Могуће варијанте извођења дезаксијалних клипних механизма

Одређивање основних кинематичких величина: пут, брзина и убрзање карактеристичних тачака клипног механизма је потребно из два разлога:

- дефинисање инерцијалног дејства појединих чланова клипног механизма,
- одређивање закона промене запремине радног простора у току одвијања циклуса.

Дезаксијални клипни механизам, чија је кинематичка шема приказана на слици, представља систем са једним степеном слободe код кога је за независно променљиву усвојен угао α , (угао између осе ручице летећег рукавца коленастог вратила и правца осе цилиндра мерен у смеру казаљке на часовнику). При томе се као утицајни фактори уводе бездимензиони параметри:

- кинематичка карактеристика $\lambda = \frac{r}{l}$
- релативна дезаксијалност $\delta = \frac{(e_v - e_o)}{l}$
- положај тежишта клипњаче $q = \frac{l_1}{l}$

Веза између углова β и α :

$$\sin\beta = \delta + \lambda \sin\alpha$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta}$$

Угаона брзина клипњаче:

$$\omega_{kl} = \frac{d\beta}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha} = \omega \frac{\lambda \cos\alpha}{\cos\beta}$$

Бездимензиона вредност угаоне брзине клипњаче:

$$\left(\frac{\omega_{kl}}{\omega}\right) = \frac{\lambda \cos\alpha}{\cos\beta}$$

Угаоно убрзање клипњаче:

$$\varepsilon_{kl} = \frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{d\omega_{kl}}{dt} = \omega \frac{d\omega_{kl}}{d\alpha} = \omega \frac{d^2\beta}{d\alpha^2}$$

$$\left(\frac{\varepsilon_{kl}}{\omega^2}\right) = \frac{d^2\beta}{d\alpha^2}$$

$$\frac{d^2\beta}{d\alpha^2} = \frac{\lambda(\cos\alpha \sin\beta \frac{d\beta}{d\alpha} \sin\alpha \cos\beta)}{\cos^2\beta}$$

Пут клипа:

$$h = \sqrt{(r+l)^2} - \sqrt{(e_v + e_o)^2}$$

$$\left(\frac{h}{r}\right) = \frac{1}{\lambda} \sqrt{(1 + \lambda)^2 + \delta^2}$$

$$x_A = h - r \cos\alpha - l \cos\beta$$

$$x_k = \left(\frac{x_A}{r}\right) = \left(\frac{x}{r}\right) - \cos\alpha - \frac{1}{\lambda} - \cos\beta \quad *$$

Брзина клипа:

$$V_k = \frac{V_A}{r\omega} = \sin\alpha + \frac{1}{\lambda} + \sin\beta \frac{d\beta}{d\alpha} \quad *$$

Убрзање клипа:

$$a_k = \left(\frac{a_A}{r\omega^2} \right) = \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \left[\cos\beta \left(\frac{d\beta}{d\alpha} \right) + \sin\beta \frac{d^2\beta}{d\alpha^2} \right] *$$

* У литератури се често клипни механизам посматра као аксијални ($\delta=0$), код кога се пут, брзина и убрзање клипа дефинишу приближним формулама:

$$x_k = (1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha)$$

$$V_k = \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$$

$$a_k = \cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha$$

Координате тежишта клипњаче:

$$x_T = x_A + l_2 \cos\beta$$

$$y_T = l_2 \sin\beta$$

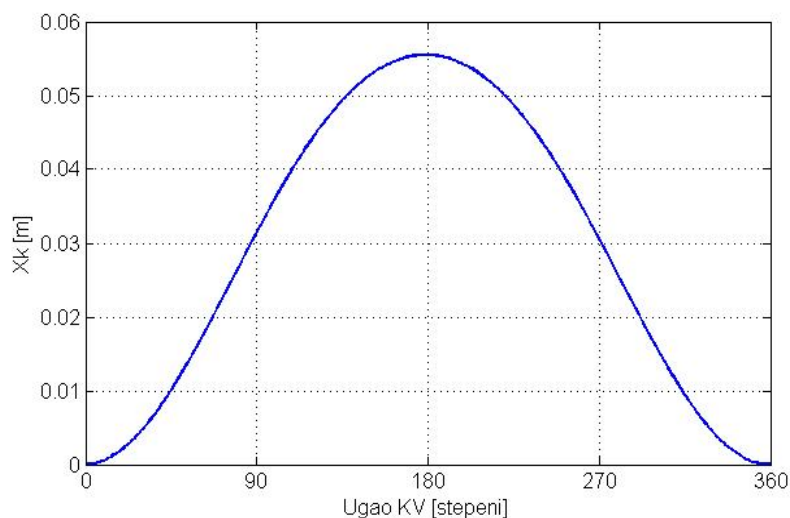
$$\left(\frac{x_T}{r} \right) = \left(\frac{x_A}{r} \right) + \frac{(1-q)}{\lambda} \cos\beta$$

$$\left(\frac{y_T}{r} \right) = \frac{(1-q)}{\lambda} \sin\beta$$

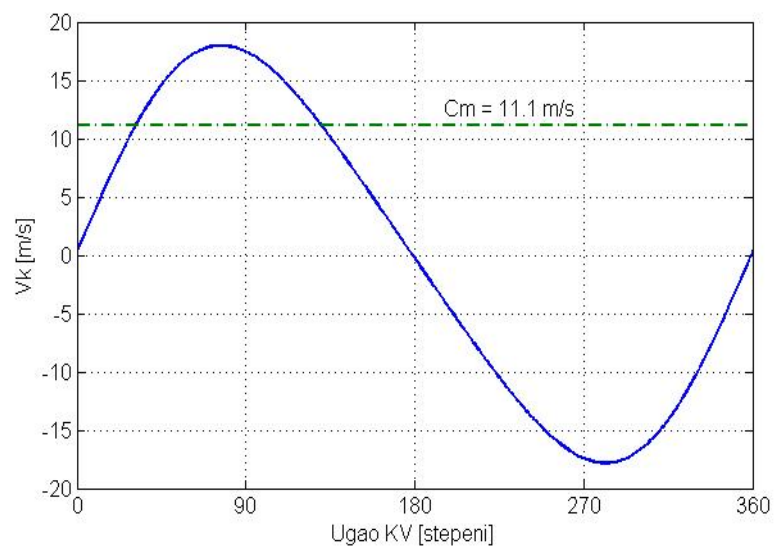
Путања тежишта клипњаче:

$$\left(\frac{x_T}{r} \right) = \left(\frac{x_A}{r} \right) + \sqrt{\left(\frac{(1-q)}{\lambda} \right)^2 - \left(\frac{y_T}{r} \right)^2}$$

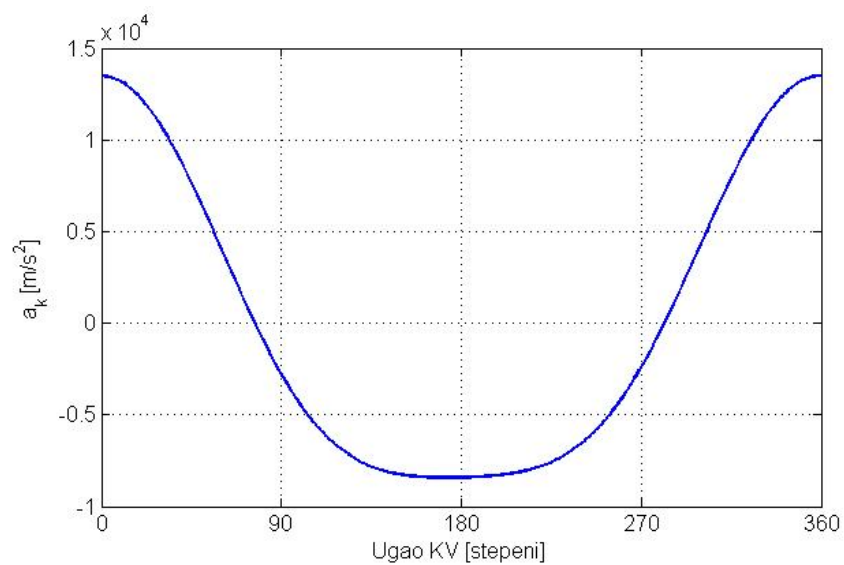
У програмском пакету **MatLab-a** (Simulink) добијене су следеће величине (дијаграми) за мотор 128A.064:



Слика.1.3 - Дијаграм пута клипа за мотор 128A.064



Слика 1.4 - Дијаграм брзине клипа за мотор 128A.064



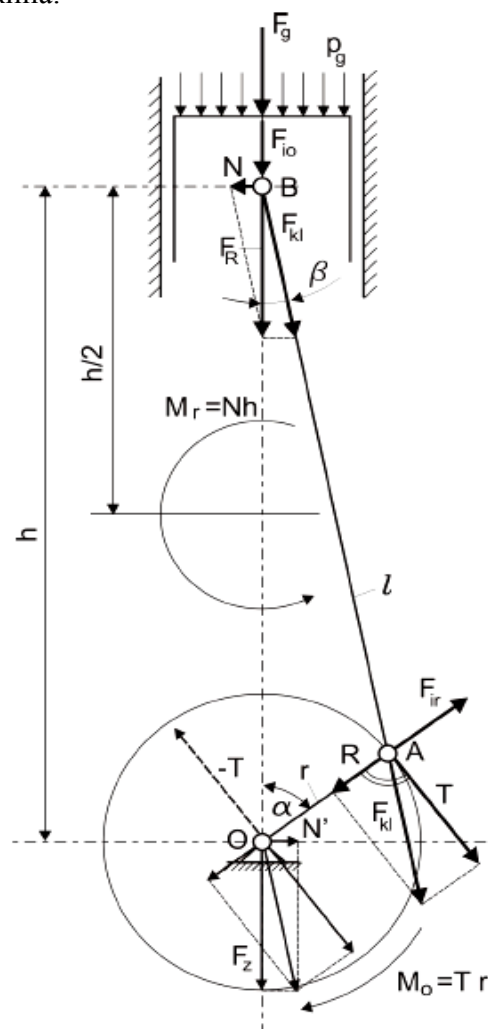
Слика 1.5 - Дијаграм убрзања клипа за мотор 128A. 064

2. Силе и момената који делују на чланове клипног механизма и изазивају неуравнотеженост једно или вишецилиндричних мотора

У циљу провере механичких напрезања елемената мотора и решавања проблема као што су: уравнотежење, равномерност рада, торзионе осцилације коленастог вратила, слика оптерећења и истрошења зглобних веза клипног механизма (лежишта и рукавца), неопходно је извршити анализу сила које се јављају у клипном механизму. При томе се мора разјаснити суштина настајања свих сила, закон њихове промене у току радног циклуса и начин испољавања њиховог дејства при раду мотора.

Све силе и моменти који делују могу се груписати на следећи начин:

- силе и моменти притиска гасова,
- инерцијалне силе и моменти,
- силе и моменти трења,
- силе и моменти тежина.



Слика 2.1 – Силе и моменти у клипном механизму мотора СУС

2.1. Силе и моменти притиска гасова

Ове силе су последица одвијања радног процеса и дејства притиска радне материје на чело клипа. Аналитички се могу одредити по формули:

$$F_g = (p_g - p_o) A_k \cdot 10^{-5} \text{ [N]}$$

где су :

p_g [bar] - притисак радне материје у цилиндру мотора у току одвијања циклуса,
 p_o [bar] - притисак у кућишту мотора испод клипа (приближно једнак притиску
околине),
 A_k [m²] - површина чела клипа.

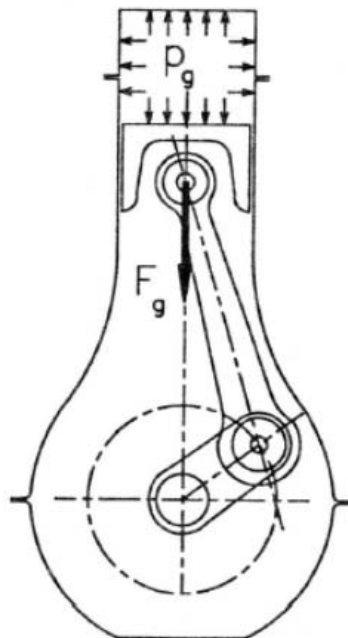
Силе притиска гасова су активне силе које на коленастом вратилу изазивају момент:

$$M_g = F_g \frac{V_k}{\omega} \text{ [Nm]}$$

где су:

V_k - [m/s] - брзина клипа,
 ω - [rad/s] - угаона брзина коленастог вратила.

С обзиром да су величине: p_g и V_k функције угла коленастог вратила α , то се силе и моменти притиска гасова такође одређују у зависности од ове променљиве.



Слика 2.2 – Дејство силе притиска гасова F_g у клипном механизму

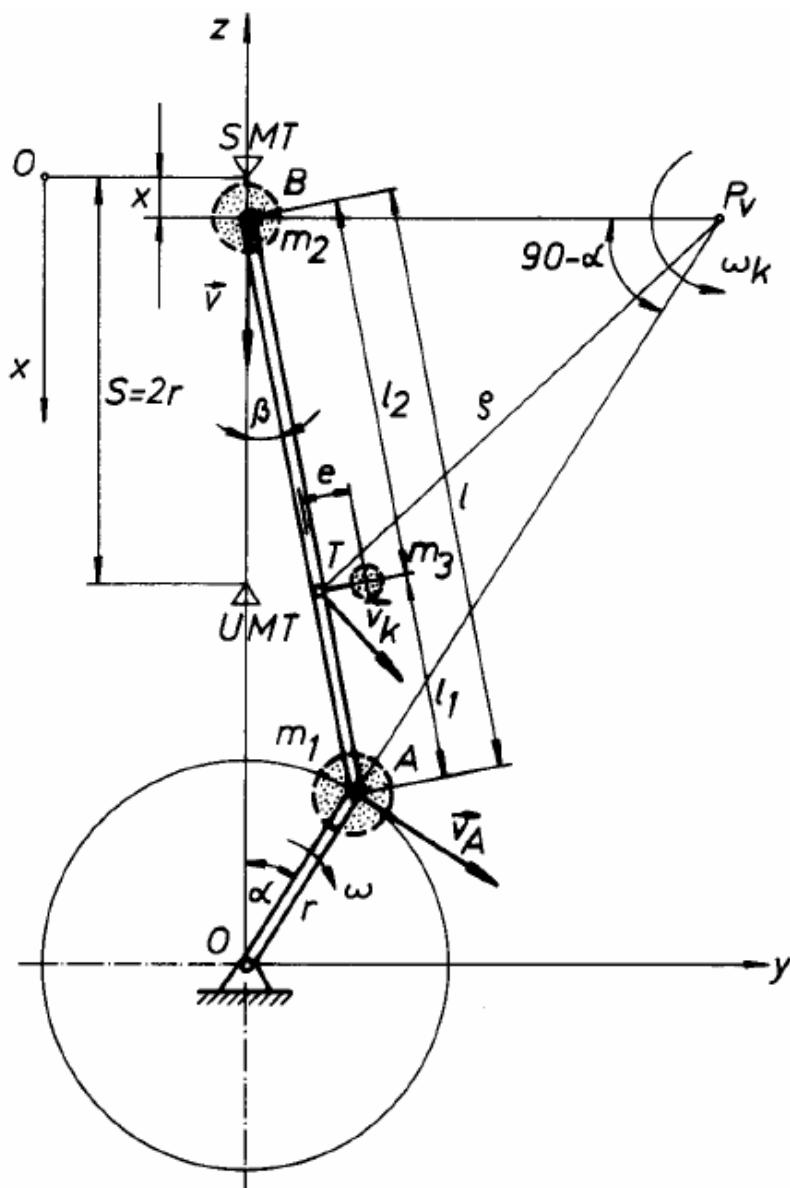
2.2. Инерцијалне силе и моменти

Ове силе се јављају као последица кретања појединих чланова клипног механизма одређеним убрзањима и могу се приказати општом формулом:

$$F_i = -m \cdot a$$

где су:

m [kg] – маса посматраног члана,
 a [m/s²] – његово убрзање.



Слика 2.3 - Редукција маса клипног механизма

За одређивање инерцијалних сила и момената елемената клипног механизма потребно је одредити њихове масе (моменте инерције) и убрзања. Уколико се посматра стварни распоред маса (реалан облик елемената клипног механизма) и узме у бзир чињеница да клип са припадајућим деловима (клипни прстенови и осовиница) врши чисто транслаторно-осцилаторно кретање, клипњача раванско кретање, а коленасто вратило обртно кретање око непомичне осе, онда је потребно познавати масу клипа са припадајућим деловима (m_k), масу клипњаче (m_{kl}) и њен момент инерције за осу која пролази кроз тежиште Т, (J_{kl}) и момент инерције коленастог вратила за осу обртања (J_{kv}).

Ове величине се углавном одређују коришћењем експерименталних метода које могу бити релативно сложене у случајевима мерења момената инерције клипњаче и коленастог вратила. Отуда се уместо стварног распореда маса често користи редуција маса у три, односно, две масе према шеми на слици 2.3. Најједноставнији и најчешћи у примени је случај редуције у две масе од којих је једна (m_2), концентрисана у осе мале песнице клипњаче (у тачки В), а друга (m_1), у осе велике песнице (у тачки А).

Маса (m_1), врши чисто обртање око непомичне осе (осе коленастог вратила) и одређена је формулом:

$$m_1 = m_{rkV} + l_2 / m_{kl}$$

где је:

m_{rkV} – маса неуравнотежених делова коленастог вратила.

Маса (m_2), врши транслаторно-осцилаторно кретање и може се одредити из израза:

$$m_2 = m_k + l_1 / m_k$$

Уобичајене вредности односа: l_1 / l и l_2 / l код аутомобилских мотора крећу се у границама: $l_1 / l = 0.2-0.3$, односно, $l_2 / l = 0.7-0.8$.

Инерцијална сила масе (m_2), која врши транслаторно-осцилаторно кретање, се одређује по формули:

$$F_{io} = - m_2 a_A = - r \omega^2 m_2 \cos \alpha - r \omega^2 m_2 \cos 2\alpha = F_{io1} + F_{io2}$$

где су:

a_A - убрзање масе m_2 ,

$F_{io1} = - r \omega^2 m_2 \cos \alpha$ - инерцијална сила првог реда,

$F_{io2} = - r \omega^2 m_2 \cos 2\alpha$ - инерцијална сила другог реда.

Маса m_1 врши кружно кретање око тачке О (осе коленастог вратила), па под претпоставком константне угаоне брзине ω , инерцијална сила F_{ir} представља центрифугалну силу која је дефинисана формулом:

$$F_{ir} = - r \omega^2 m_2$$

Као последица дејства силе гасова F_g и инерцијалних сила: F_{io} и F_{ir} , јављају се силе које делују на поједине чланове клипног механизма, које према слици 2.1, износе:

- резултујућа сила: $F_R = \pm F_g \pm F_{io}$
- нормална сила: $N = F_R \operatorname{tg} \beta$
- сила у клипњачи: $F_{kl} = F_R / \cos \beta$
- тангенцијална сила: $T = F_R \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$
- радијална сила: $R = F_R \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$
- обртни момент мотора: $M_o = T \cdot r$
- реактивни момент мотора: $M_r = N \cdot h, (M_r = - M_o)$

Да би се уочили проблеми који се јављају са дејством сила од притисака гасова F_g и инерцијалних сила F_{ir} покретних маса врши се разлагање сила моторног механизма.

Резултујућа сила. има нападну линију у осци цилиндра. Усваја се да је позитивна ако делује у правцу KV (супротно смеру осе x). Преноси се преко осовинице клипа на клипњачу, па јој је и нападна тачка у пресеку осе цилиндра и осе осовинице. Сила се разлаже у самој осовиници клипа, односно, малој песници клипњаче, на једина два могућа правца дејства, а то су: правац нормално на осу цилиндра (нормална сила) N. правац клипњаче (сила клипњаче) F_{kl} .

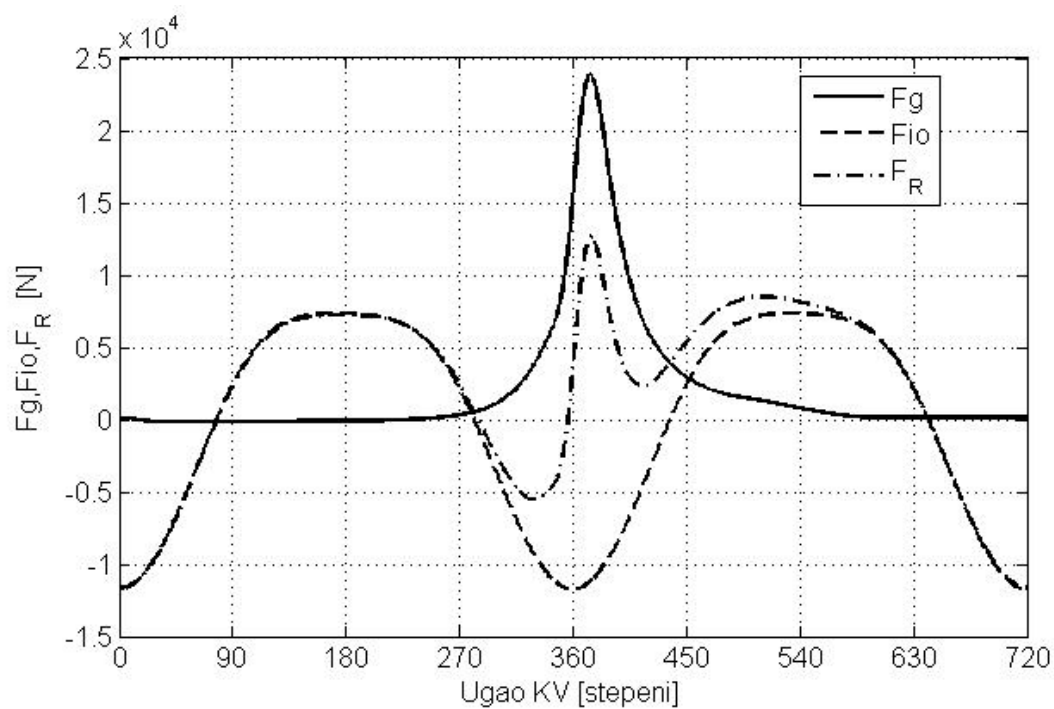
Нормална сила. Ова компонента приљубљује клип уз зид цилиндра, а како је променљивог интензитета и смера, изазива промену стране ослањања клипа о зид цилиндра. Тиме она директно утиче на трење између клипа и цилиндра и хабање додирних површина због чега је пожељно да буде што мања.

За дату вредност резултујуће силе, нормална сила може се смањити повећањем дужине клипњаче и смањењем главне кинематске карактеристике мотора λ .

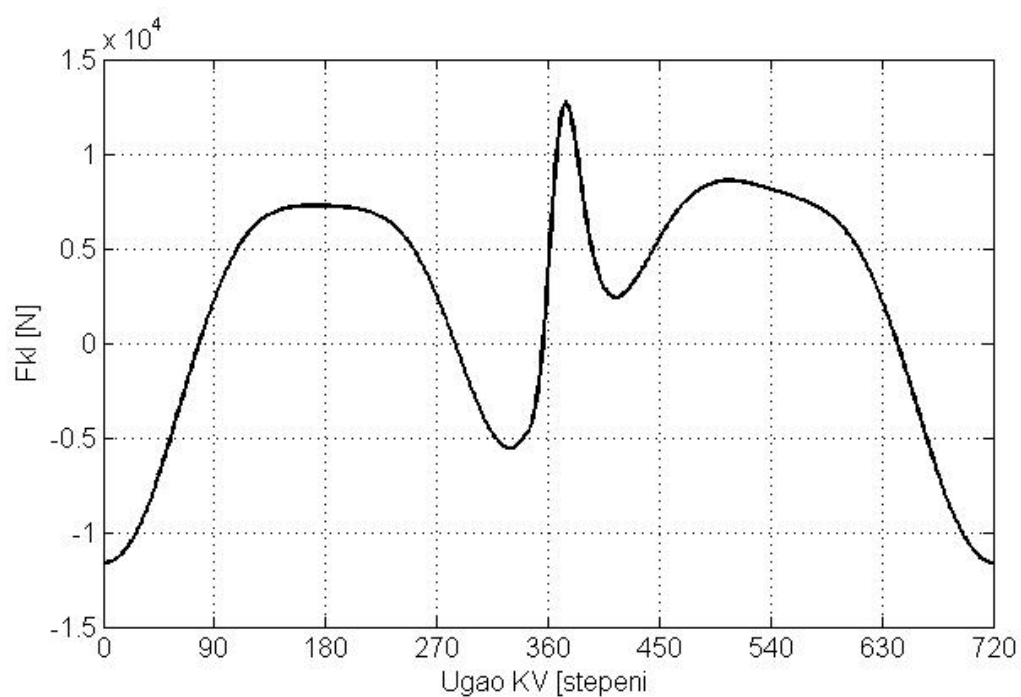
Сила клипњаче. С обзиром да је угао β релативно мали (углавном испод 10°), његов косинус је близак јединици, тако да сила клипњаче углавном следи промену резултујуће силе. До највеће разлике би дошло у близини средине хода клипа (јер је тада β највеће), међутим, тада је резултујућа сила углавном увијек мала, осим у ходу ширења.

Радијална сила, оптерећује кољенасто вратило и његове лежаче преносећи се на конструкцију кућишта и блока мотора. Као таква, она није пожељна, али је неминовна последица конфигурације клипног механизма.

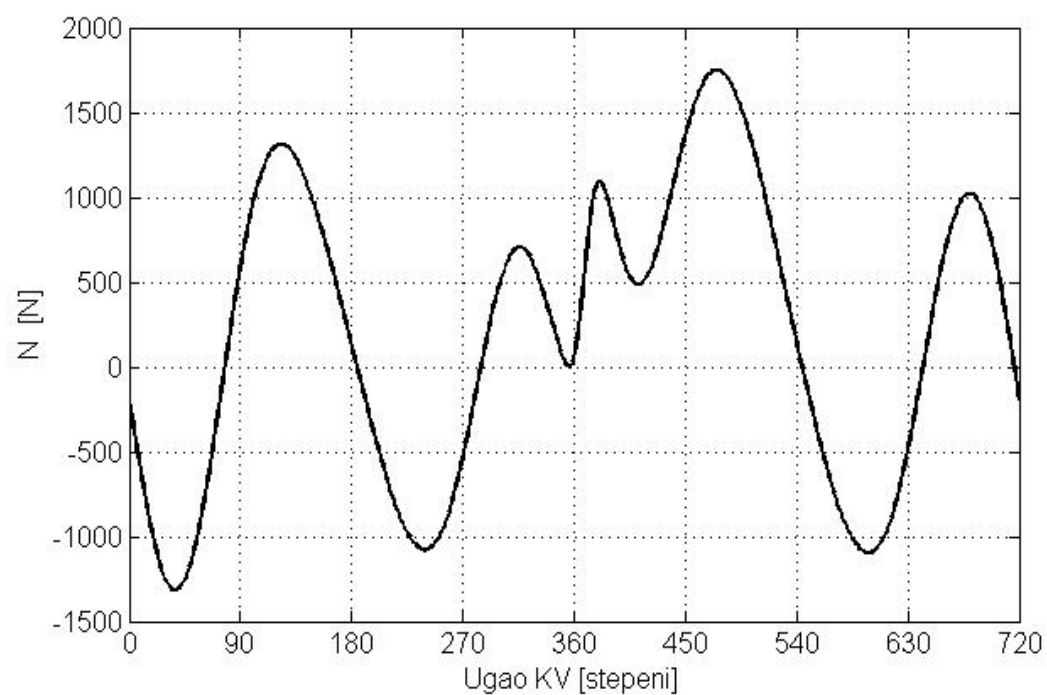
Тангенцијална сила, делујући тангенцијално, изазива обртни момент који окреће кољенасто вратило и савлађује спољни отпор.



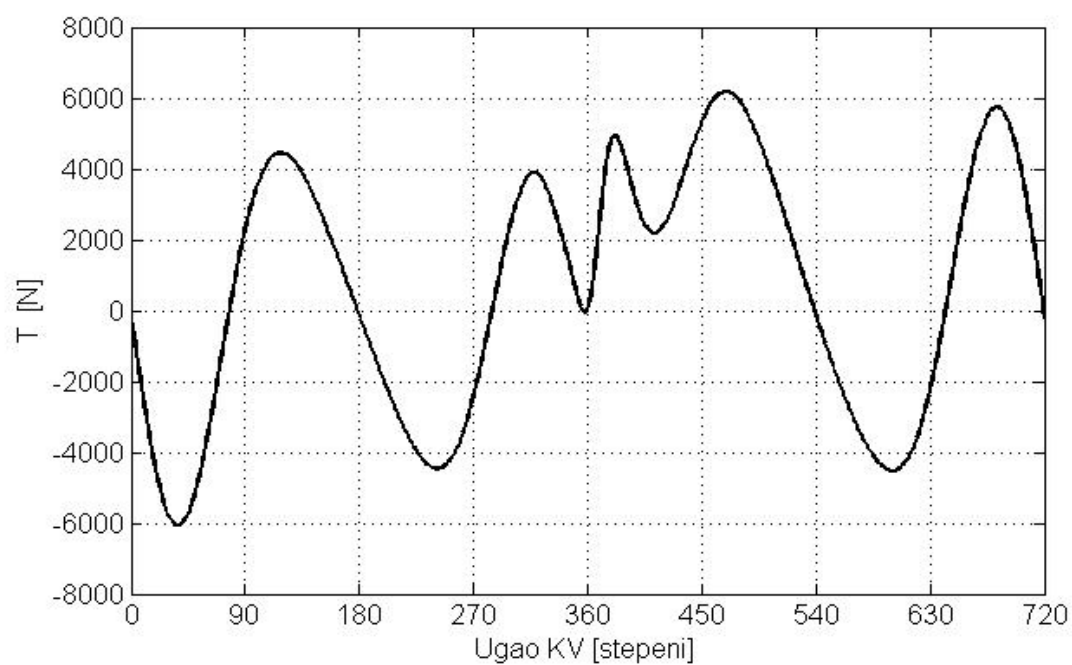
Слика 2.4 – Дијаграм силе гасова F_g , инерцијалне F_{io} и резултујуће силе F_R за мотор 128A.064



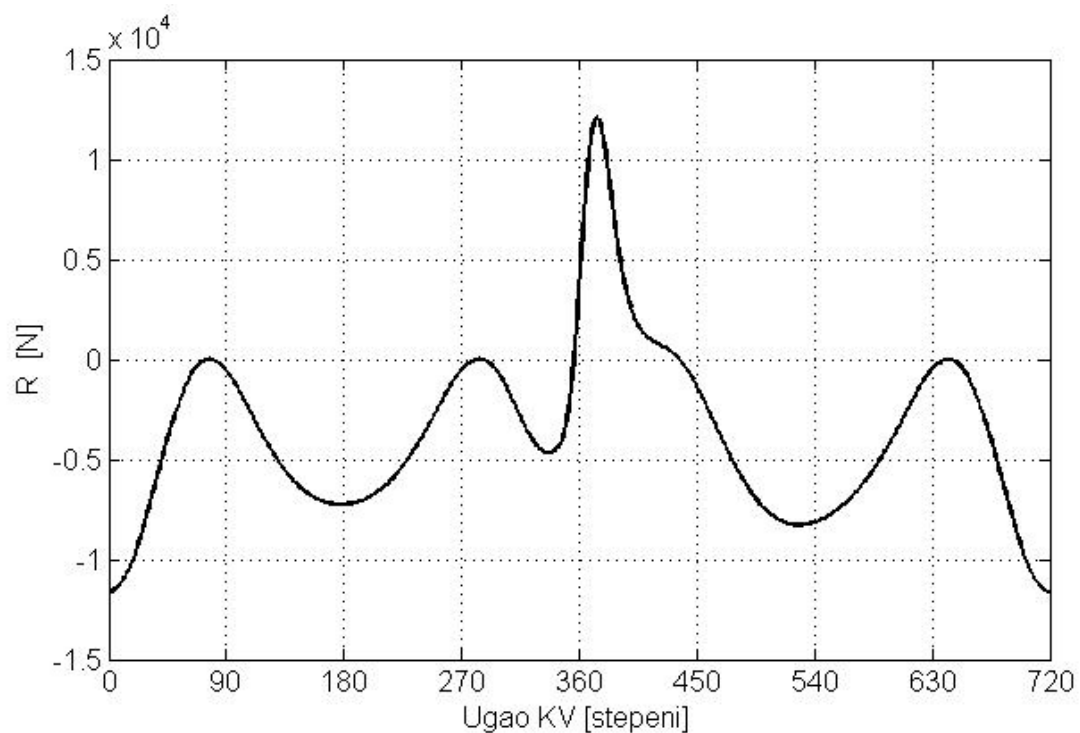
Слика 2.5 – Дијаграм силе у клипњачи F_{kl} за мотор 128A.064



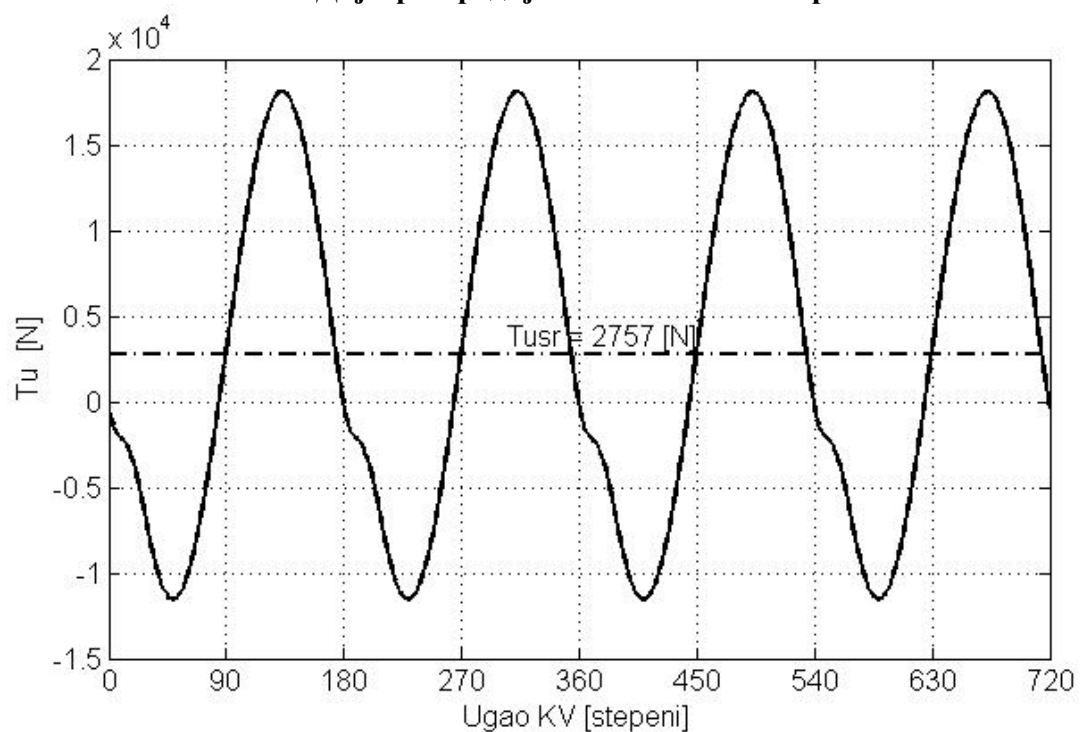
Слика 2.6 – Дијаграм нормалне силе N за мотор 128A.064



Слика 2.7 – Дијаграм тангенцијалне силе T за мотор 128A.064



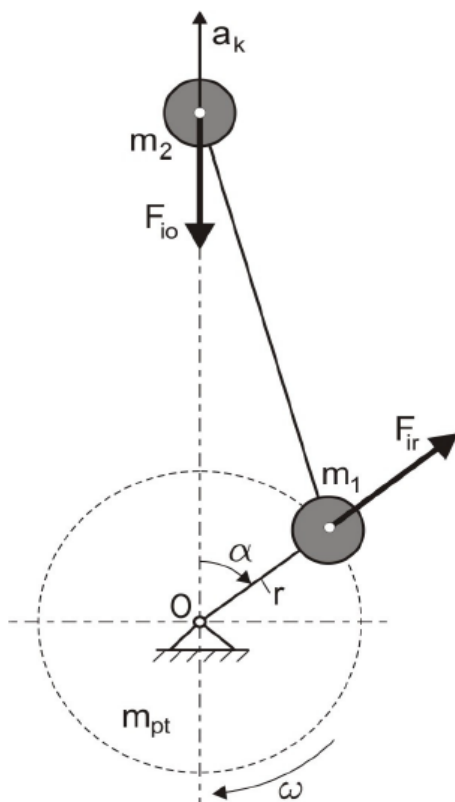
Слика 2.8 – Дијаграм радијалне силе R за мотор 128A.064



Слика 2.9 – Дијаграм укупне тангенцијалне силе T_{usr} за мотор 128A.064

3. Анализа уравнотежености сила и момената који делују у клипном механизму

Инерцијалне силе и моменти који настају као последица убрзаног кретања појединих чланова клипног механизма преносе се на околин у преко ослонаца мотора изазивајући при томе вибрације одређених учестаности и амплитуда. Због негативних последица ове појаве које се пре свега, огледају у додатном оптерећењу елемената мотора и радне машине предузимају се мере у циљу уравнотежења мотора.



Слика 3.1 – Инерцијалне силе које делују у клипном механизму

Пошто се стварни распоред маса чланова клипног механизма често замењује моделом са две концентрисане масе (сл.3.1), то њихово кретање проузрокује следеће инерцијалне силе:

- инерцијалне силе обртних (ротативних) маса:

$$F_i = - r \omega^2 m_1$$

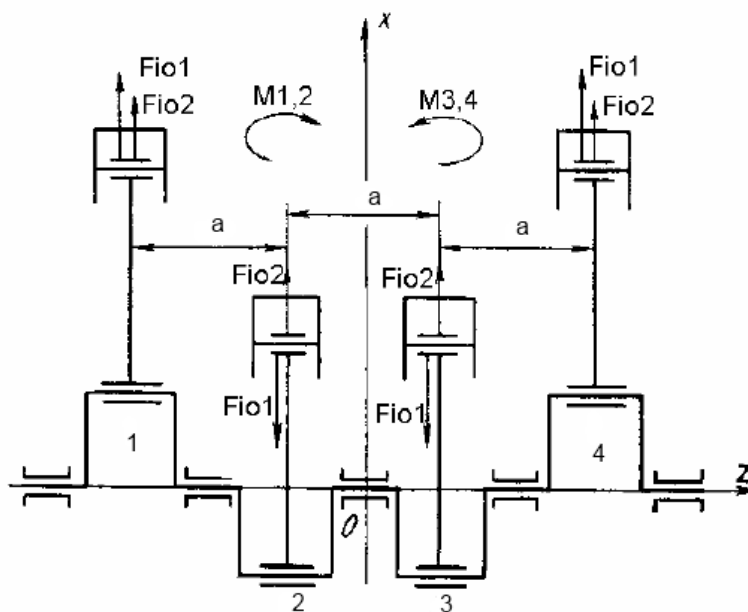
- инерцијалне силе транслаторно-осцилаторних маса:

$$F_{io} = - r \omega^2 m_2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

Као што је познато, инерцијалне силе транслаторно-осцилаторних маса се приказују као збир инерцијалних сила првог (F_{io1}) и другог (F_{io2}) реда:

$$F_{io} = F_{io1} + F_{io2}$$

Приказане инерцијалне силе се односе на једноцилиндрични мотор или један цилиндар вишецилиндричног мотора. Код вишецилиндричних мотора се осим инерцијалних сила појављују и њихови моменти који се рачунају у односу на средишну раван с тим што се моменти сила десно од средишне равни сматрају позитивним, а десно негативним (сл.3.2).



Слика 3.2 – Инерцијалне силе и моменти код четвороцилиндричног мотора

Да би се установило стање уравнотежености вишецилиндричног мотора потребно је одредити резултанте инерцијалних сила и момената појединачних цилиндара. У случајевима када су вредности тих резултанти једнаке нули мотор је природно уравнотежен, у противном, потребно је извршити додатно уравнотежење.

Анализа уравнотежености сила и момената вишецилиндричних мотора се може извршити коришћењем аналитичке или графичке методе. У оба случаја је потребно познавати распоред колена коленастог вратила, тзв. звезде првог и другог реда. Угао између колена коленастог вратила је дефинисан углом размака паљења који за четворотактне моторе износи:

$$\varphi_z = 720^\circ / i$$

где је:

i – број цилиндара

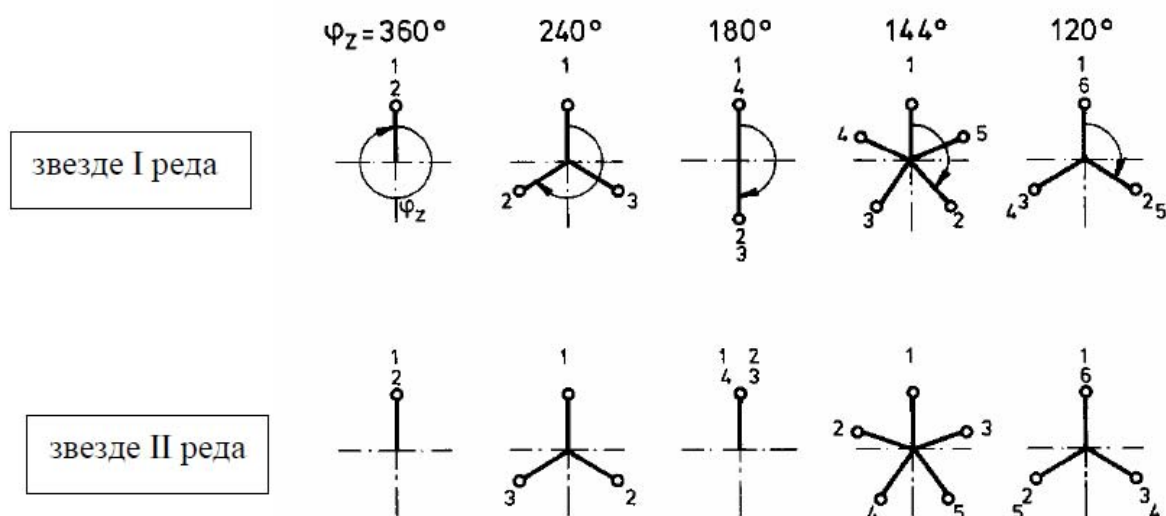
На слици 3.3 су приказани примери звезде првог и другог реда мотора са бројем цилиндара:

$i = 2, 3, 4, 5$ и 6 . Као што се са слике види, звезда првог реда приказује распоред колена кленастог вратила који је дефинисан углом φ_z , а звезда другог реда углом $2\varphi_z$.

Аналитички метод анализе уравнотежења мотора састоји се у одређивању резултанте инерцијалних сила, односно, момената свих цилиндара:

$$\sum_{i=1}^n F_i = R_F; \sum_{i=1}^n M_i = R_M$$

где R_F и R_M представљају резултанте инерцијалних сила, односно, момената. При томе у изразима за инерцијалне силе: F_{i01} и F_{i02} и одговарајуће моменте: M_{i01} и M_{i02} угао α треба заменити вредностима угла положаја колена кленастог вратила одговарајућег цилиндра који су дати на звездама првог и другог реда. Када су: $R_F=0$ и $R_M=0$, мотор је уравнотежен.

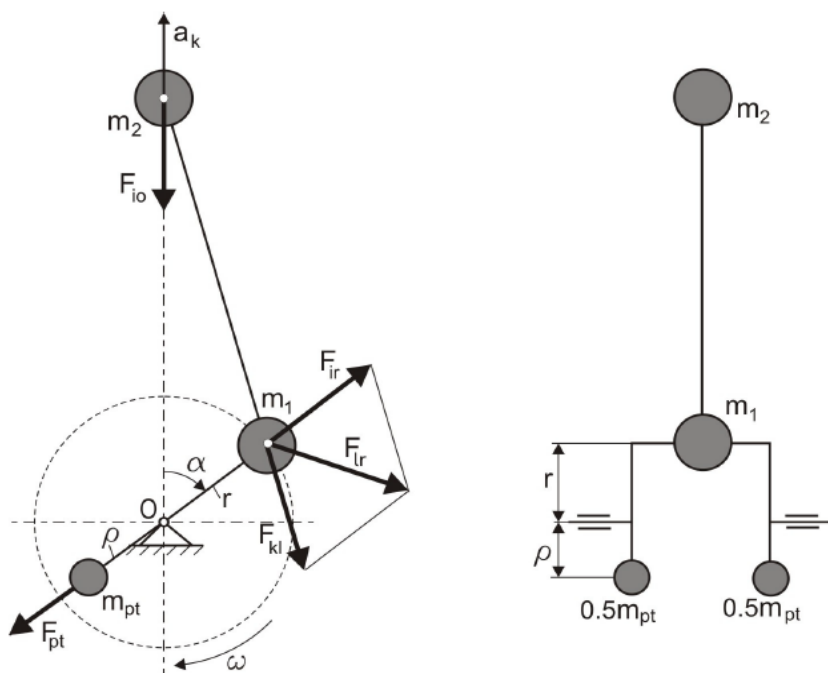


Слика 3.3 – Звезда првог и другог реда вишецилиндричних мотора

Анализа уравнотежености мотора применом графичке методе подразумева приказивање инерцијалних сила, односно, момената помоћу вектора у одређеној размери и њихово слагање у полигон користећи се при томе шемом звезде првог и другог реда. За слагање инерцијалних сила: F_{i1} и F_{i01} и њихових момената: M_{i1} и M_{i01} користи се звезда првог реда, а за силе F_{i02} и моменте M_{i02} звезда другог реда. При томе се вектори инерцијалних сила наносе по правцима одговарајућег колена од центра ка периферији звезде, а моменти сила са леве стране средишне равни од центра ка периферији, а са десне од периферије ка центру.

3.1. Поступци уравнотежења једно и вишечилиндричних мотора

Негативне последице које се јављају услед постојања неуравнотежених маса у клипном механизму захтевају предузимање мера за њихово уравнотежавање. Свака од три врсте инерцијалних сила: F_{ir} , F_{io1} , F_{io2} и њихових момената захтевају посебне поступке уравнотежавања.



Слика 3.4 – Поступак уравнотежења инерцијалних сила обртних маса противтегом

Инерцијалне силе обртних маса F_{ir} , према (сл.3.4), се могу у потпуности уравнотежити противтегом који се поставља на коленасто вратило насупрот неуравнотежене масе m_1 . Ако се претходно усвоји маса противтега m_{pt} , онда се може одредити растојање ρ , у односу на осу коленастог вратила O , на којем треба поставити противтег:

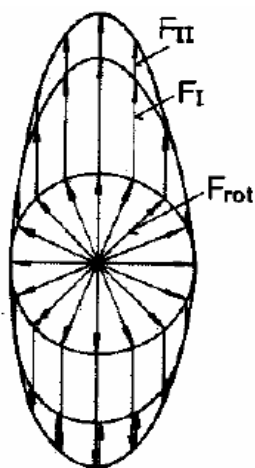
$$\rho = r \frac{m_1}{m_{pt}}$$

У неким ситуацијама се може поступити и обрнуто: за задато растојање ρ одреди се потребна маса противтега m_{pt} . Уобичајено је да се маса m_{pt} дели на две једнаке масе $\left(\frac{1}{2} m_{pt}\right)$, које се постављају на обе ручице летећег рукавца, чиме се елиминише додатни момент савијања колена коленастог вратила (сл.3.4).

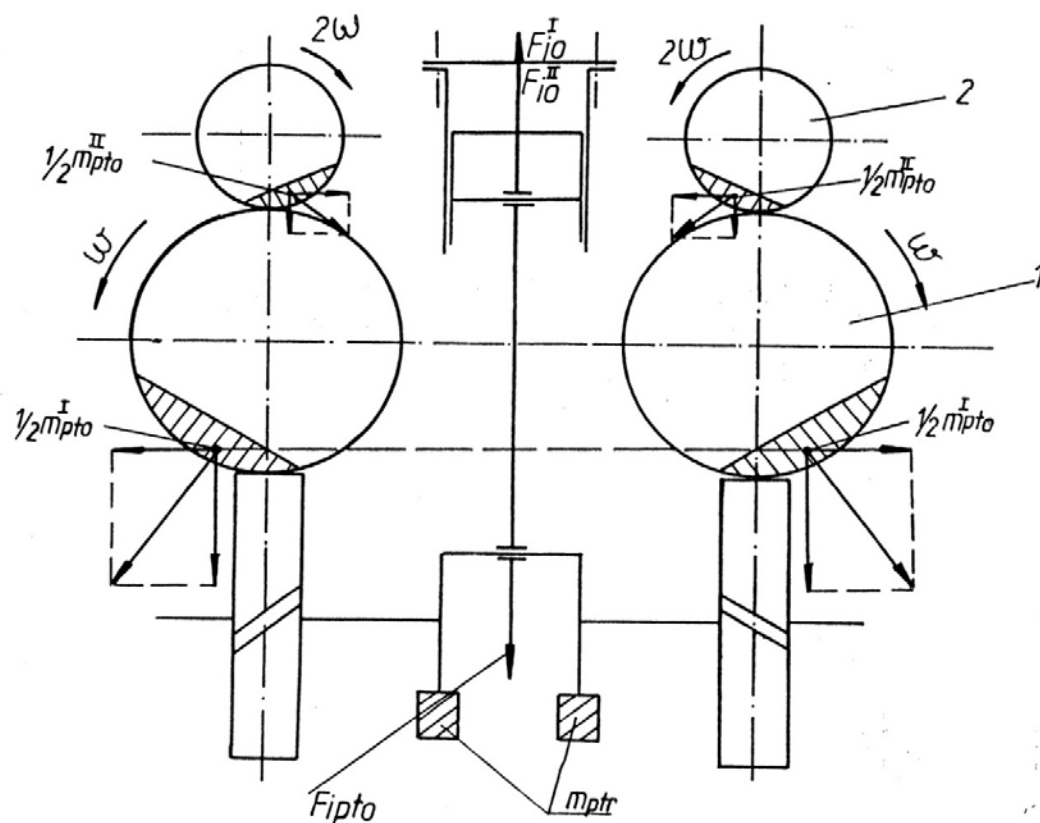
На описани начин се могу у потпуности уравнотежити инерцијалне силе обртних маса F_{ir} , с обзиром да оне на датом броју обртаја имају константну вредност која не зависи од угла

коленастог вратила, што је илустровано поларним дијаграмом на слици 3.5. Инерцијалне силе:

F_{i01} и F_{i02} се на овај начин не могу потпуно уравнотежити, већ само делимично уколико се повећа прорачуната маса против тега за одређену вредност.

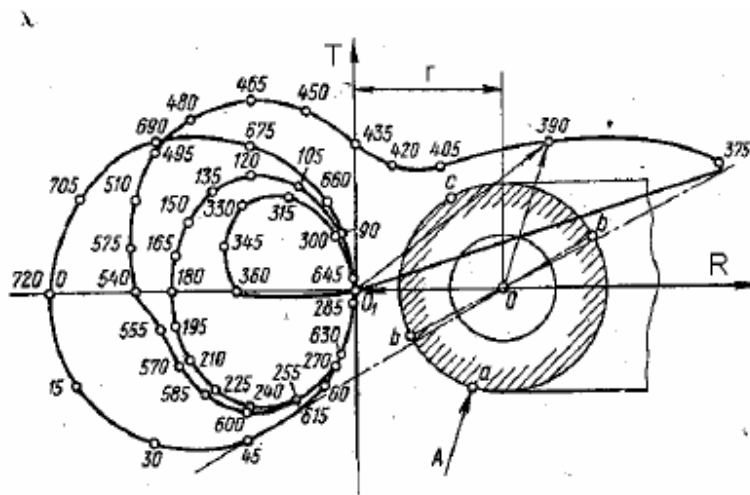


Слика 3.5 – Поларни дијаграм инерцијалних сила клипног механизма



Слика 3.6 – Шематски приказ потпуног уравнотежења праволинијских осцилаторних маса помоћу специјалних парова обртних противтегова

Поларни дијаграм, приказан на слици 3.7 може да се искористи за одређивање дијаграма хабања летећег рукавца и дефинисање зоне постављања отвора за уље.



Слика 3.7 – Поларни дијаграм оптерећења летећег рукавца коленастог вратила

Вишецилиндрични мотор је састављен од већег цилиндра са једнаким моторним механизмом, који су међусобно постављени зависно од усвојене конструктивне концепције – линијски, звездасто, у виду здеужених линија (V – мотор, бокср мотор, H – мотор) и здружених звезда. У сваком цилиндру више цилиндричних мотора делују инерцијалне силе покретних маса клипног механизма F_{ir} , F_{io1} , F_{io2} . Ове силе делују изван тежишта мотора те ће у односу на тежиште изазвати одговарајуће моменте инерцијалних сила M_{ir} , M_{io1} , M_{io2} , који теже да љуљају мотор око његовог лежишта.

Инерцијалне силе као унутрашње силе не могу изазвати померање тежишта мотора као целине. Због тога ће покретни делови, изазивајући померање тежишта тежишта свих осталих непокретних делова, тако да је у сваком тренутку тржиште свих осталих система, тј. тежишта мотора непокретно. Како је мотор преко непокретних делова (преко блока и моторске кућице) оложен на фундамент, постоље, носаче, јасно је да ће се померање непокретних делова пренети на носаче мотора изазивајући покрете и вибрације. Због тога се тежи да се код вишецилиндричног мотора избором повољног броја и распореда цилиндра постигне потпуно иравнотежење природним путем, а уколико је то немогуће, да се применом противтегова или специјалних парова обртних противтегова мотор потпуно уравнотежи.

Код потпуно уравнотеженог мотора, све инерцијалне силе и њихови моменти у сваком тренутку стоје у равнотежи. Код таквог мотора заједничко тежиште свих покретних делова остаје непомицно у току рада, па услед тога и непокретни делови остају стварно непокретни. Такви мотори раде мирно, без потреса, иако не апсолутно, јер силе и моменти који делују у мотору изазивају еластичне деформације преносних елемената и с обзиром на циклични карактер дејствујућих сила, под извесним околностима може доћи до побуђивања вибрација делова. Сем тога, при разматрању уравнотежења занемарени су утицаји од секундарног значаја (разводни механизам, пумпе за убризгавање, итд.), јер су покретне масе па инерцијалне силе тих делова занемарљиво мале. Да би код једног вишецилиндричног мотора постојало потпуно уравнотежење природним путем потребно је

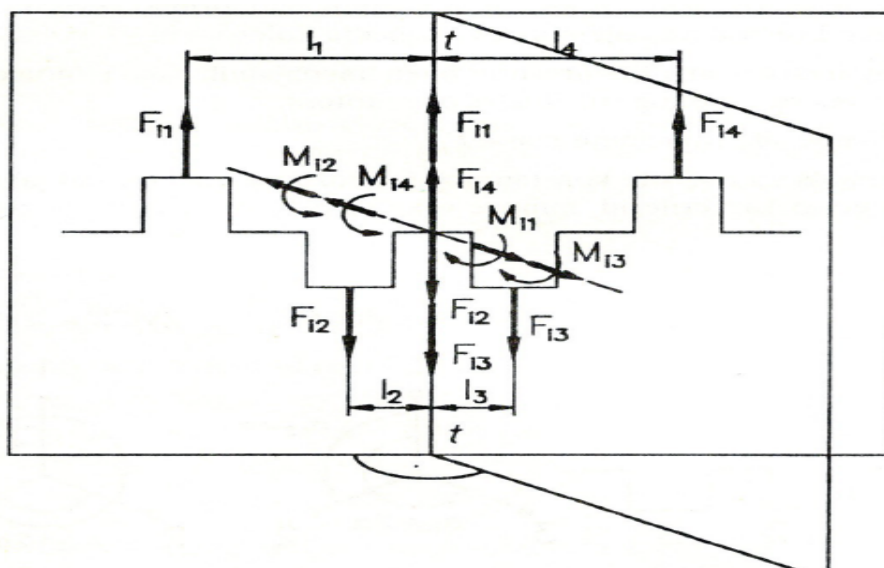
и довољно да су резултанте свих инерцијалних сила и свих момената инерцијалних сила једнаке нули, тј. :

$$\begin{aligned}\sum F_{ir} &= \sum m_r \cdot r \cdot \omega^2 = 0, \\ \sum F_{io1} &= \sum m_o \cdot r \cdot \omega^2 = 0, \\ \sum F_{io2} &= \sum m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\alpha,\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{ir} &= \sum F_{ir} \cdot l_i = 0, \\ \sum M_{ir1} &= \sum F_{io1} \cdot l_i = 0, \\ \sum M_{ir2} &= \sum F_{io2} \cdot l_i = 0.\end{aligned}$$

Овде су l_i растојања равни дејства појединих инерцијалних сила од тежине равни мотора управне на осу коленастог вратила, односно одстојање оса цилиндра од поменуте тежишне равни.

Испитивање иравнотежености вишецилиндричних мотора може се вршити аналитички, применом горњих израза, водећи рачуна о угаоном размаку појединих колена, или променом графичке методе. Проблем се своди на редукцију инерционих сила на тежишну раван управну на осу коленастог вратила и слагања ових сила преко полигона сила и налажења њихове резултанте. При редукцији инерцијалних сила јављају се и одговарајући моменти инерцијалних сила, које треба представити векторски и векторе момента сложити у тежишној равни у циљу налажења њихове резултанте.



Слика 3.8 – Редукција инерцијалних сила на тежишну раван мотора

4. Карактеристике уравнотежености мотора 128A.064, аналитичка и графичка интерпретација

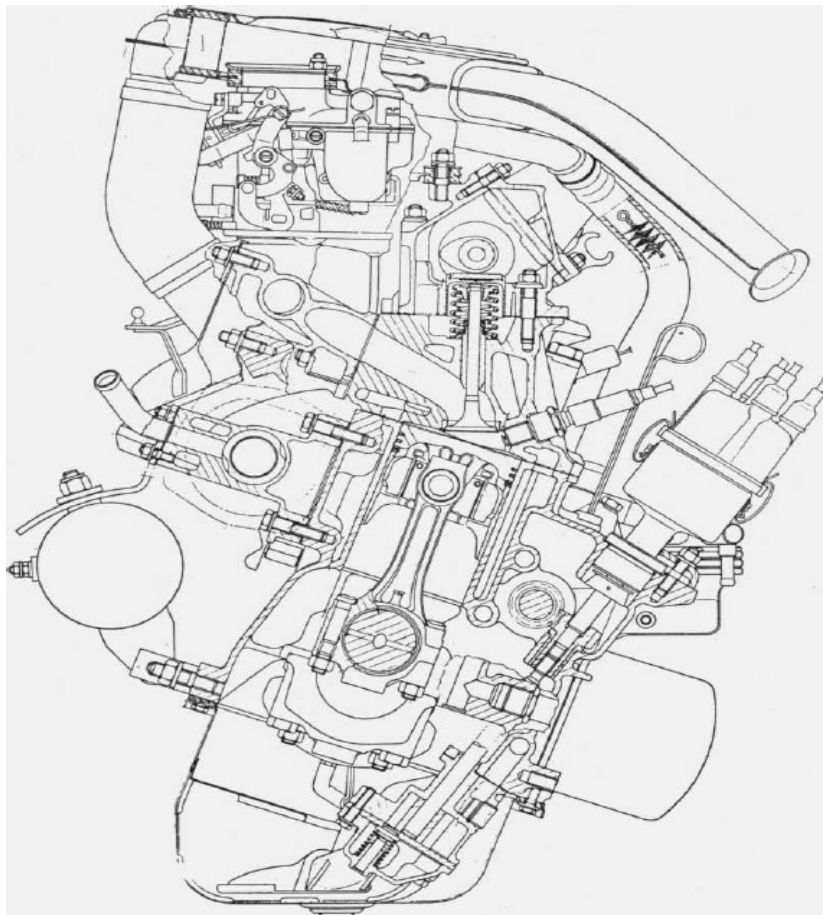
При анализи уравнотежености мотора 128A.064 потребно је предходно извршити прорачун сила на клипном механизму. А да би смо извршили прорачун потребно је познавати кинематику клипног механизма, што значи да се мора извршити и кинематички прорачун. Предпоставља се да су механизми појединих цилиндара истоветни. Не узимају се у обзир разлике у масама појединих покретних делова (које у пракси постоје), разлике у циклусима међу цилиндрима, неповољност узастопних циклуса у једном цилиндру, трење у клизним паровима, аеродинамички отпори, итд.

Основни подаци о мотору 128A.064:

За прорачун су коришћени тачни подаци гориву и подаци који се односе на конструктивне карактеристике мотора 128A.064, док су остали подаци узети у одређеним границама за ту врсту мотора:

- препоручава се ОТО мотор, са реалним цилиндром;
- површина коморе за сагоревање у глави мотора $A_{kom1} [m^2] = 0,002349$;
- температура зидова коморе у глави цилиндра $T_{zg} [K] = 400$;
- површина чела клипа $A_{kl1} [m^2] = 0.005026$;
- температура чела клипа $T_{zk} [K] = 400$;
- топлота сагоревања горива $H_s [kJ/kg] = 43995$;
- почетни притисак у цилиндру $P_{poč} [bar] = 1$;
- почетна температура у цилиндру $T_{poč} [K] = 345$;
- притисак у уисном воду $P_{us} [bar] = 0.81$;
- притисак у издувном воду $P_{iz} [bar] = 1.1$;
- корак заокретања коленастог вратила $DAL [^\circ] = 5$;
- ход клипа $S [mm] = 55.5$;
- ексцентричност осовинице клипа $e_0 [mm] = -2$;
- ексцентричност коленастог вратила $e_{kv} [mm] = 0$;
- број цилиндара $i = 4$;
- степен компресије $\varepsilon = 9.2$;
- снага мотора $P_e [kW] = 40.44$;
- број обртаја мотора $n [o/s] = 100$;
- кинематска карактеристика моторног механизма $\frac{r}{l} = 0,231$;
- угао предпаљења $\alpha_{pp} [^\circ] = 30$;
- угао трајања сагоревања $\alpha_{ts} = 70$;
- експонент – ове функције $m = 2.5$;
- коефицијент количине ваздуха $\lambda = 0.86$;
- специфична ефективна потрошња горива $g_e [g/kWh] = 305$;
- угао ранијег отварања уисног вентила $\alpha_{uo} [^\circ] = 12$;
- угао каснијег затварања уисног вентила $\alpha_{uz} [^\circ] = 52$;
- угао ранијег отварања издувног вентила $\alpha_{io} [^\circ] = 52$;
- угао каснијег затварања издувног вентила $\alpha_{iz} [^\circ] = 12$;

- преносни однос клацкалице $I_{kl} = 1$;
- максимална висина брега $H_{\max} [\text{mm}] = 9$;
- пречник усисног вентила $D_{uv} [\text{mm}] = 36$;
- пречник издувног вентила $D_{iv} [\text{mm}] = 32$;
- полупречник основног круга брега $R_o [\text{mm}] = 15$;
- полупречник врха брега $R_{vb} [\text{mm}] = 4$;
- коефицијент протока усисног вентила $M_{iu} = 0.78$;
- коефицијент протока издувног вентила $M_{ii} = 0.7$;
- релативна грешка по притиску $[\%] = 2$;
- релативна грешка по температури $[\%] = 3$;
- релативна грешка по маси пуњења $[\%] = 2$;
- угао између колена радилице $\theta [^\circ] = 180$;
- маса клипне групе $M_{klg} [\text{kg}] = 0.519$;
- маса клипњаче $M_{kc} [\text{kg}] = 0.705$;
- положај тежишта клипњаче $\frac{l_1}{l} = 0.25$;
- степен неравномерности обртања $KV = 0.02$;
- пречник венца замајца $D_z [\text{mm}] = 180$.



Слика 4.1 – Пресек мотора 128А.064

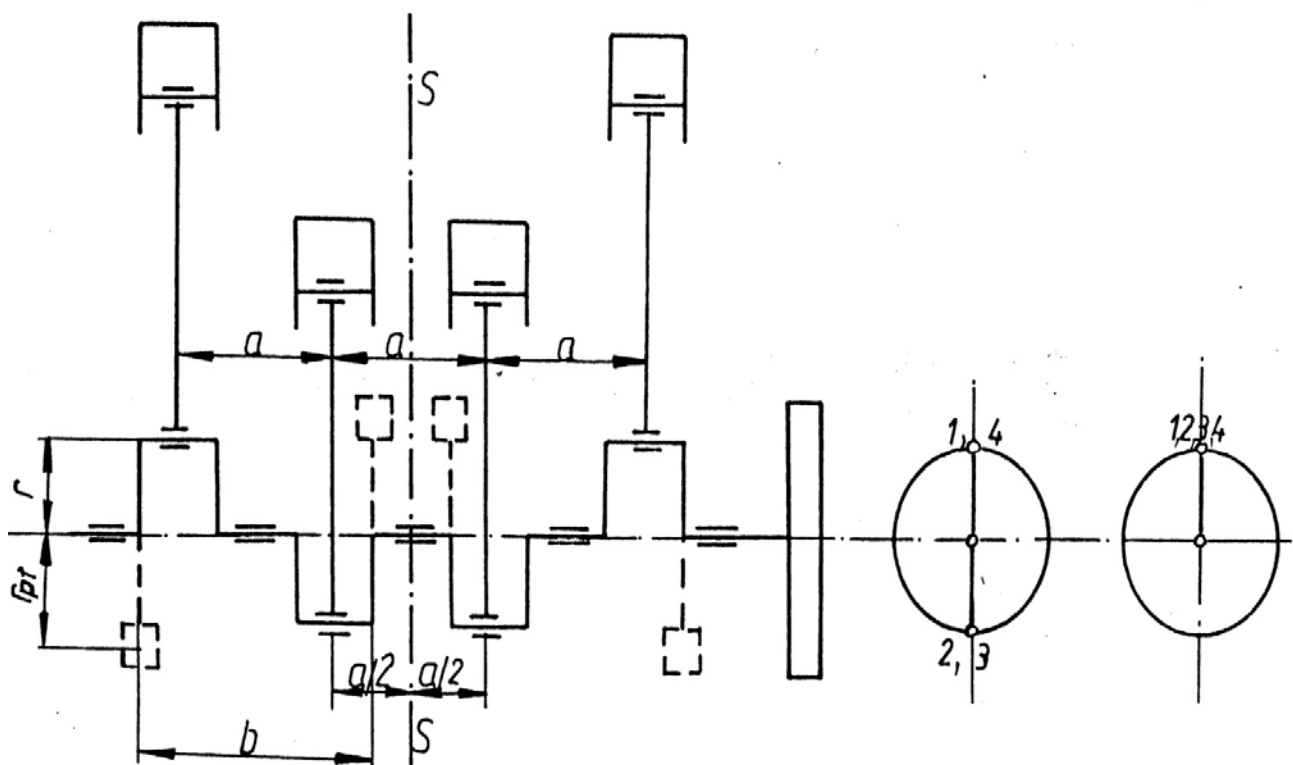
4.1. Уравнотежење мотора 128А.064

Овај мотор састављен је од четири цилиндра са једнаким моторним механизмом, који су међусобно постављени у линији. У сваком механизму делују инерцијалне силе покретних маса клипног механизма и то инерцијалне силе од праволинијских осцилаторних маса, и инерцијалне силе ротативних маса. Ове силе делују изван тежишта мотора те ће у односу на лежиште изазвати одговарајуће моменте инерцијалних сила, који теже да љуљају мотор око његовог тежишта.

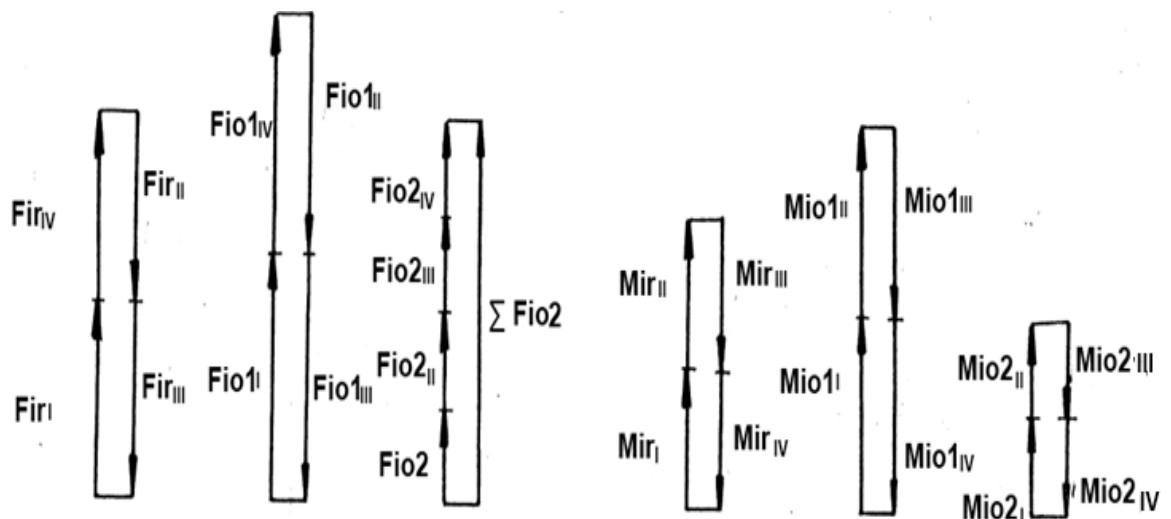
При анализи уравнотежења занемарени су утицаји од секундарног значаја (разводни механизам, пумпа за воду, итд.), јер су покретне масе па и инерцијалне силе тих делова веома мале.

Испитивање уравнотежености мотора 128А.064 може се вршити аналитички или применом графичке методе. Графичка метода се своди на редукцију инерцијалних сила на тежишну раван управну на осу коленастог вратила. При овој редукцији инерцијалних сила на тежишну раван јављају се одговарајући моменти инерцијалних сила, који се векторски представљају и ти вектори момента слажу у тежишној равни у циљу налажења њихове резултанте.

- Графичка интерпретација уравнотежења мотора 128А.064:



Слика 4.2 – Уравнотежење мотора 128А.064



$$\sum F_{ir} = 0; \quad \sum F_{io1} = 0; \quad \sum F_{io2} = 4 \cdot F_{oi2}; \quad \sum M_{ir} = 0; \quad \sum M_{ir1} = 0; \quad \sum M_{ir2} = 0.$$

Слика 4.3 – Графичка метода уравнотежења мотора 128A.064

- Аналитичка интерпретација уравнотежења мотора 128A.064:

Силе инерције праволинијских осцилаторних маса првог реда:

$$\begin{aligned} \sum \vec{F}_{io} &= \vec{F}_{ioI} + \vec{F}_{ioII} + \vec{F}_{ioIII} + \vec{F}_{ioIV} \\ \sum F_{io1} &= F_{io1I} - F_{io1II} - F_{io1III} + F_{io1IV} \\ &= m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha - m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha - m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha + m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha \end{aligned}$$

Силе инерције праволинијских осцилаторних маса другог реда:

$$\begin{aligned} \sum \vec{F}_{io2} &= \vec{F}_{io2I} + \vec{F}_{io2II} + \vec{F}_{io2III} + \vec{F}_{io2IV} \\ \sum F_{io2} &= F_{io2I} - F_{io2II} - F_{io2III} + F_{io2IV} \\ &= \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\alpha + \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\alpha + \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\alpha \\ &\quad + \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\alpha = 4 \cdot \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\alpha \end{aligned}$$

Силе инерције ротационих маса:

$$\begin{aligned}\sum \vec{F}_{ir} &= \vec{F}_{irI} + \vec{F}_{irII} + \vec{F}_{irIII} + \vec{F}_{irIV} \\ \sum F_{ir} &= F_{irI} - F_{irII} - F_{irIII} + F_{irIV} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 - m_r \cdot r \cdot \omega^2 - m_r \cdot r \cdot \omega^2 + m_r \cdot r \cdot \omega^2 = 0\end{aligned}$$

Моменти инерцијалних сила осцилаторних маса првог реда:

$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_{io1} &= \vec{M}_{io1I} + \vec{M}_{io1II} + \vec{M}_{io1III} - \vec{M}_{io1IV} \\ \sum M_{io1} &= M_{io1I} - M_{io1II} + M_{io1III} - M_{io1IV} \\ &= F_{io1I} \cdot \frac{3}{2} \cdot a - F_{io1II} \cdot \frac{a}{2} + F_{io1III} \cdot \frac{a}{2} - F_{io1IV} \cdot \frac{3}{2} \cdot a \\ &= m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot a - \frac{a}{2} + \frac{a}{2} - \frac{3}{2} \cdot a \right) = 0\end{aligned}$$

Моменти инерцијалних сила другог реда:

$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_{io2} &= \vec{M}_{io2I} + \vec{M}_{io2II} + \vec{M}_{io2III} - \vec{M}_{io2IV} \\ \sum M_{io2} &= M_{io2I} + M_{io2II} + M_{io2III} - M_{io2IV} \\ &= F_{io2I} \cdot \frac{3}{2} \cdot a + F_{io2II} \cdot \frac{a}{2} - F_{io2III} \cdot \frac{a}{2} - F_{io2IV} \cdot \frac{3}{2} \cdot a \\ &= \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot a + \frac{a}{2} - \frac{a}{2} - \frac{3}{2} \cdot a \right) = 0\end{aligned}$$

Моменти инерцијалних сила ротационих маса:

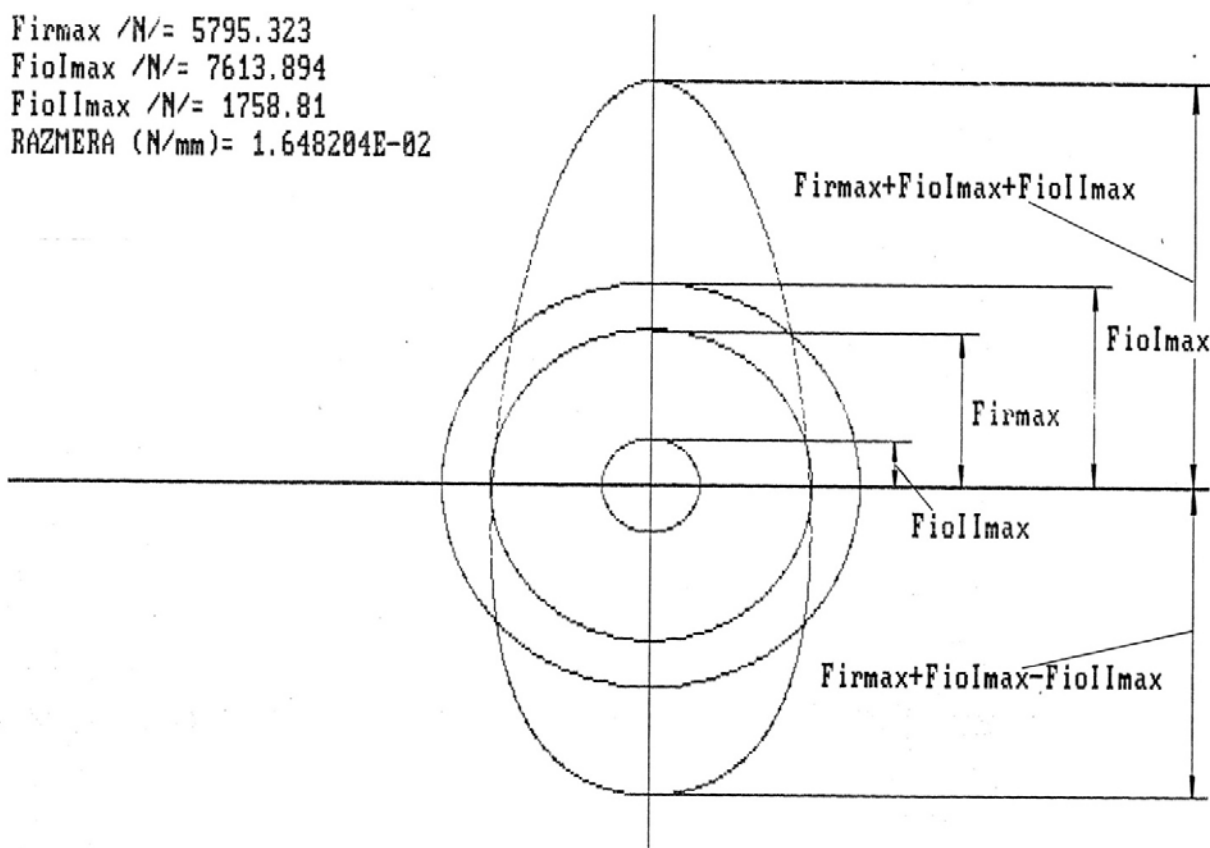
$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_{ir} &= \vec{M}_{irI} + \vec{M}_{irII} + \vec{M}_{irIII} - \vec{M}_{irIV} \\ \sum M_{ir} &= M_{irI} - M_{irII} + M_{irIII} - M_{irIV} \\ &= F_{irI} \cdot \frac{3}{2} \cdot a - F_{irII} \cdot \frac{a}{2} + F_{irIII} \cdot \frac{a}{2} - F_{irIV} \cdot \frac{3}{2} \cdot a \\ &= m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot a - \frac{a}{2} + \frac{a}{2} - \frac{3}{2} \cdot a \right) = 0\end{aligned}$$

Мотор 128А.064 је природно добро уравнотежен. Неуравнотежене инерцијалне силе другог реда се не могу уравнотежити противтеговима на коленастом вратилу, те остају неуравнотежене. Код овог мотора, пошто је брзоходни срећу се противтегови, који у овом случају служе за растерећење лежишта (сл.4.2). Маса против тегова се у овом случају рачуна:

$$m_{pt} = \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{r_{pt}} \cdot (m_r + k \cdot m_o)$$

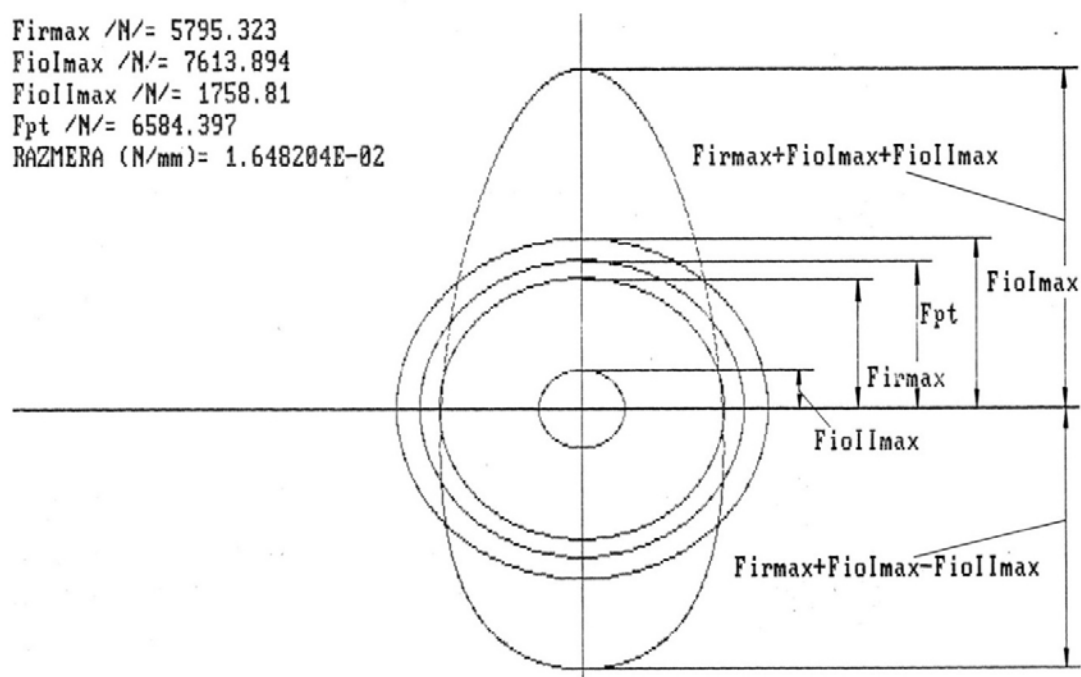
Ако посматрамо поларни дијаграм мотора 128А.064 за један цилиндар, уочава се да је поларни дијаграм инерцијалне силе од противтега круг, па је очигледно да се помоћу противтега на вратилу не може постићи потпуно уравнотежење овог мотора. Потпуно је уравнотежена ротативна инерцијална сила, док је сила F_{i01} делимично уравнотржена, а сила F_{i02} се не може уравнотежити са против теговима зато што се мења по двострукој фреквенцији.

Firmax /N/= 5795.323
 FioImax /N/= 7613.894
 FioIImax /N/= 1758.81
 RAZMERA (N/mm)= 1.648204E-02

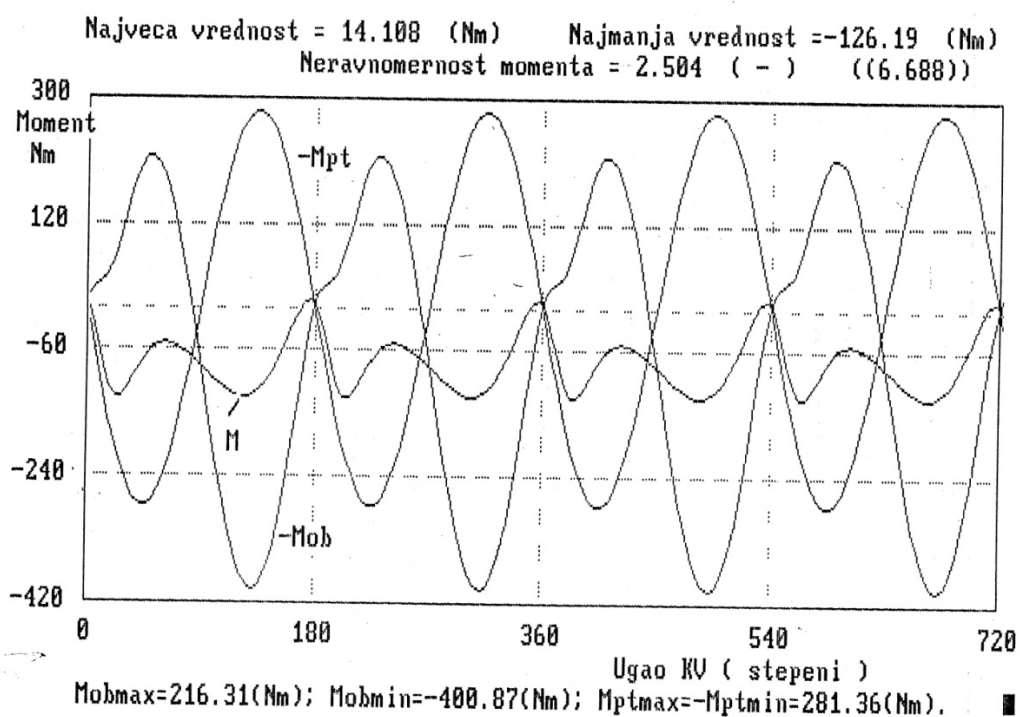


Слика 4.4 – Поларни дијаграм инерцијалних сила неуравнотеженог мотора 128А.064

Firmax /N/= 5795.323
 Fiolmax /N/= 7613.894
 FiolImax /N/= 1758.81
 Fpt /N/= 6584.397
 RAZMERA (N/mm)= 1.648204E-02



Слика 4.5 – Поларни дијаграм делимично уравнотеженог мотора 128A.064



Слика 4.6 – Дијаграм момента мотора 128A.064

5. Уређаји за потпуно уравнотежење мотора и њихов конструктивни приказ

Мотор је уравнотежен ако у току његовог рада цвоје ослонце оптерећује са константним оптерећењем. Оптерећење мора бити константно по интензитету, правцу и смеру. Мотор не може бити обртног момента који увек изаива променљиво оптерећење на ослонцима мотора. Ту неуравнотеженост можемо смањити повећањем броја цилиндра и равномерним распоредом паљења у појединим цилиндрима. Зато када говоримо о уравнотежености мотора имамо у виду остварења дозвољеног степена неуравнотежености као резултат конструктивних и технолошких мера одстрањивања узрока који изазивају неуравнотеженост.

Практично уравнотежење мотора остварује се путем избора одговарајућег бројан распореда цилиндра, полжаја колена коленастог вратила, а такође и постављањем противтегова. При томе се ради оцене уравнотежености обично разматрају силе инерције и њихови моменти прва два хармоника..

Код једно цилиндричног мотора и код мотора где се избором броја цилиндра и положаја колена коленастог вратила не могу природно уравнотежити инерцијалне силе и њихови моменти у оквиру мотора примењује се систем уравнотежења противтеговима на допунским вратилима.

Маса противтегова за уравнотежење инерцијалних сила, како је то приказано на слици 5.1, добија се из услова да је:

$$F_{io1} = 2 \cdot F_{ptr1}; \Rightarrow$$

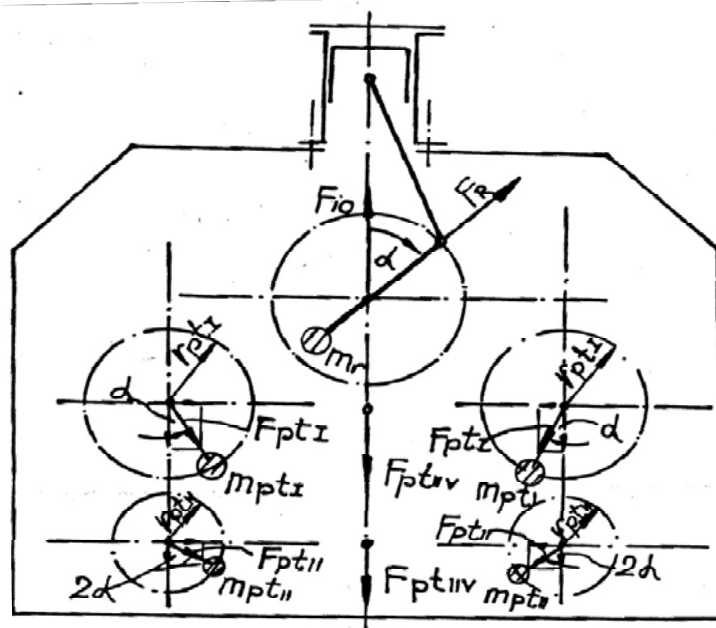
$$m_{io} \cdot r \cdot \omega^2 \cos\alpha = 2 \cdot m_{ptr1} \cdot r_{ptr1} \cdot \omega^2 \cos\alpha ;$$

$$m_{ptr1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{r_{ptr1}} \cdot m_{io}$$

$$F_{io2} = 2 \cdot F_{ptr2}; \Rightarrow$$

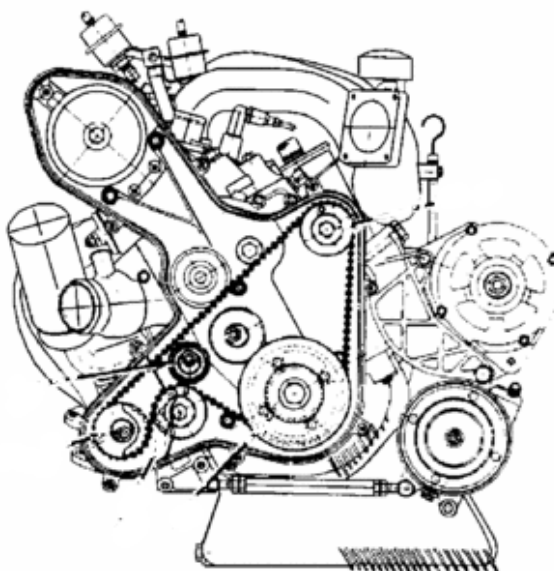
$$m_{io} \cdot r \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = 2 \cdot m_{ptr2} \cdot r_{ptr2} \cdot (2\omega)^2 \cos 2\alpha ;$$

$$m_{ptr2} = \frac{1}{8} \cdot \lambda \cdot \frac{r}{r_{ptr2}} \cdot m_{io}$$

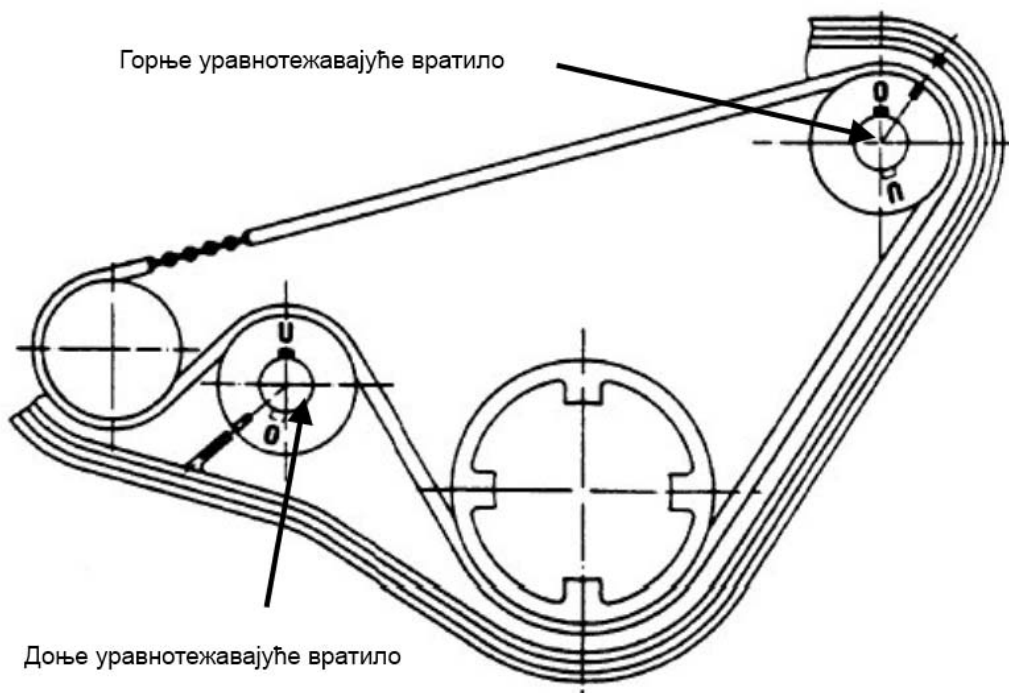


Слика 5.1 – Уравнотежење помоћу противтегова на допунским вратилима

Код мотора за возила високог комфора уводе се допунска вратила за уравнотежење сила и момената. Обично су то мотори са три, четири или пет цилиндара који су по уравнотеженоси сила и момената доста лоши. На слици 5.3 имамо пример постављања допунских полувратила за уравнотежење сила и момената. Погон је са зупчастим каишем који са обе стране има зубе, а цео механизам је звучно блокиран. Тако се поред мирнијег добије и тиши рад па је 4-цилиндар близак 6-цилиндру по комфору (Porsche 944).



Слика 5.2 – Мотор возила “Porsche 944”



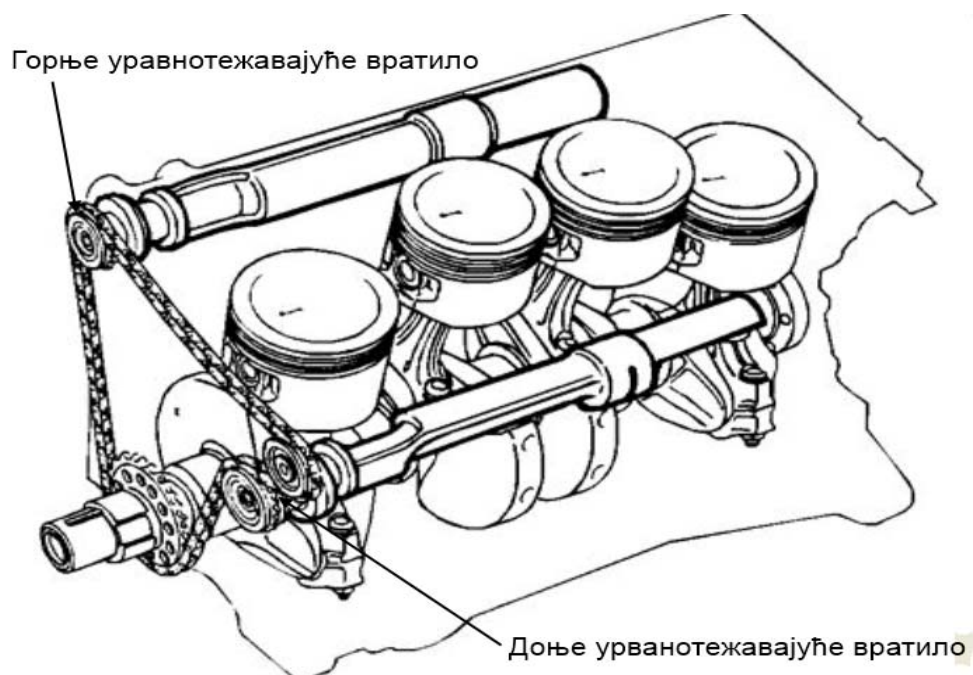
Слика 5.3 – Уравнотежење мотора “Porsche 944”

Допунска вратила се окрећу угаоним брзинама два пута већим од угаоне брзине киленастог вратила, па се њима уравнотежавају силе другог реда и момент обртања. Вертикалне компоненте сила противтегова уравнотежавају инерцијалне силе другог реда, док хоризонталне компоненте граде спрег који уравнотежава момент обртања.

Проблем погона је решен на тај начин што је зупчасти каиш назубљен са обе стране, тако да једно вратило погони друга страна каиша чиме мења смер обртања тог вратила у односу на смер обртања другог вратила и коленастог вратила. Противтегови су постављени симетрично у односу на тежишну раван мотора. Постављена су по два противтега на једном вратилу између клизних лежајева врстисл остварује се довођењем уља до средњег лежаја, а онда преко шупљине у вратилу до крајњих лежајева.

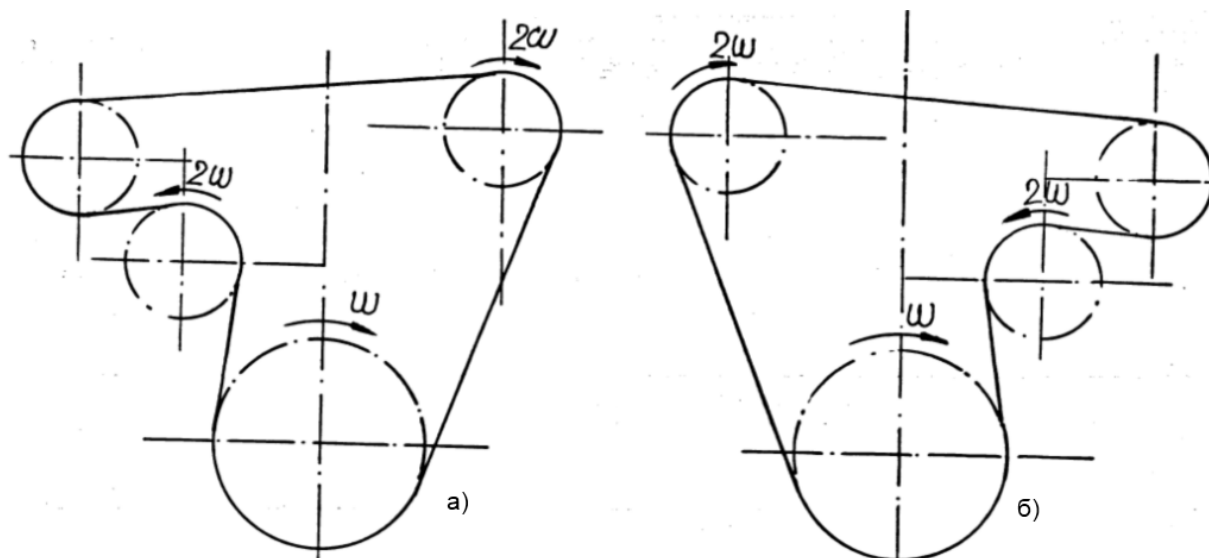
Касније неке фирме узеле ово решење од Porsche-а не знајући да је пре њега то патентирала фирма “Mitsubishi”.

Код мотора “Тиро 2.0 16 V cat.” и “Тиро 2.0 i e cat GT” копирано је предходно решење. Вратила се погоне зупчастим каишом назубљеним са обе стране који даје доста миран рад. Подмазивање клизних лежајева је као у предходном примеру, довођењем уља до средишњег лежаја, а онда преко шупљина до крајњих лежаја. Против тегови су постављени целом дужином између лежајева којих има такође три на једном вратилу.



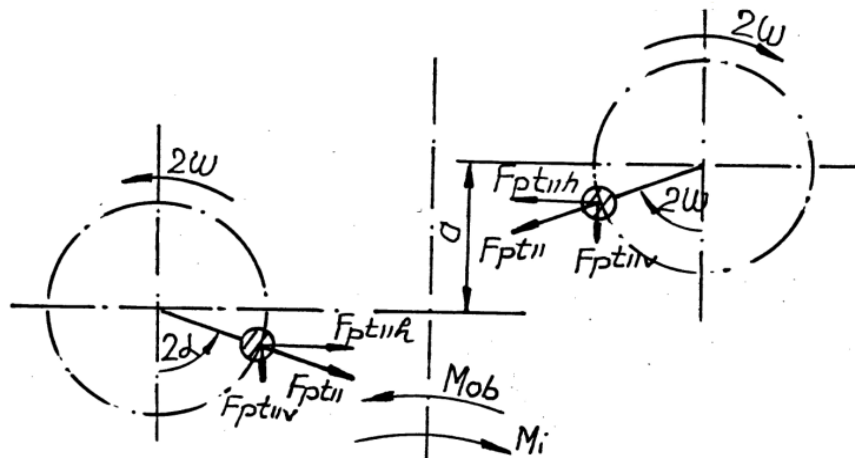
Слика 5.4 – Уравнотежење мотора „Тиро”

Шема погона допунских вратила ова два начина уравнотежења је различита. У првом случају вратило које се налази на левој страни од осе цилиндра ближе је коленастом вратилу (сл.5.5) док је у другом случају обрнуто. Да би се у другом случају уравнотежавао момент обртања, смер обртања вратила са истих страна оса цилиндра је супротан.



Слика 5.5 – Шема погона допунских вратила за моторе
а) Porsche б) Tipo

Ако извршимо анализу утицаја хоризонталних компоненти инерцијалних сила противтрга на момент обртања четвороцилиндричног мотора имамо:



$$F_{pt2h} = F_{pt2} \cdot \sin 2\alpha \Rightarrow$$

$$M_{pt2} = F_{pt2h} \cdot a = m_{pt2} \cdot r_{pt2} \cdot (2\omega)^2 \cdot a \sin 2\alpha$$

Момент обртања четвороцилиндричног линијског мотора могуће је уравнотежити односно смањити степен неуравнотежености момента зато што се m_{pt2} мења по двострукој фреквенцији, а момент обртања приближно по двострукој фреквенцији. Вратила се постављају тако да је момент од хоризонталних компоненти инерцијалних сила противтегова m_{pt2} сабран са моментом обртања, смањује његову апсолутну вредност.

За случај постављања могућег вратила са противтеговима за вредност $a = 80 \text{ mm}$, на мотору 128A.064 можемо видети да се степен неравномерности момента доста смањује. Степен неравномерности се одређује из обраца:

$$\delta = (M_{\max} - M_{\min})/M_{sr}; \text{ где је } M_{sr} = (M_{\max} + M_{\min})/2$$

Код возила последње генерације велики значај се даје комфору. Јапански стручњаци су на возилу Mazda 6 MZR-CD 2.2, направили низ захвата, који су омогућили постизање знатно бољих перформанси и повећали комфор. Уградњом две осовине за уравнотежење, мотор је постао мирнији те се могла задржати маса блока и коленастог вратила (у противном би требали бити тежи за 1,3 kg односно 1,9 kg). Миран рад и пригушење вибрација мотора обезбеђују две супротноротирајуће осовине за уравнотежење инерцијских сила другог реда, које се врте двоструко брже од коленастог вратила, а смештене су у подручју кућишта мотора. Повезане су зупчаницима, а једна од њих добија погон ланцем, од коленастог вратила. Постигнут је изузетно миран рад мотора, као код редног 6-цилиндраша, који омогућава смањење масе блока и носача мотора и повећава удобност.



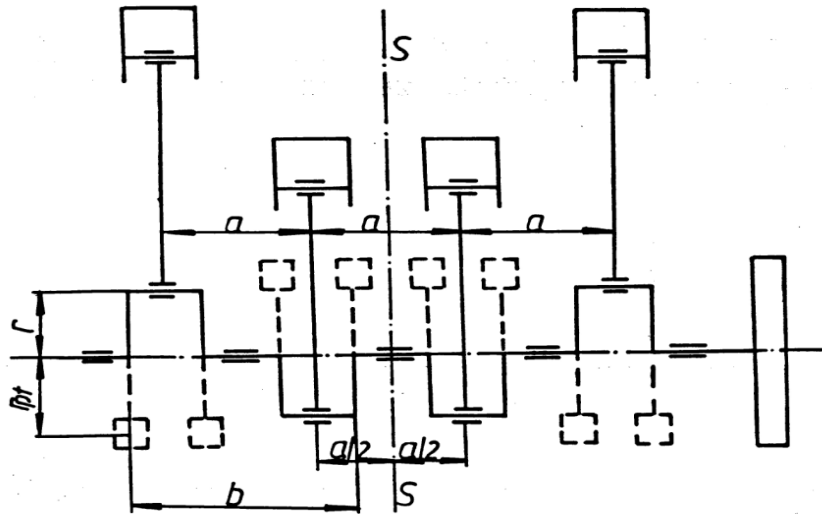
Слика 5.6 – Уравнотежење мотора „Mazda 6 MZR-CD 2.2”

5.1. Предлог уређаја за потпуно уравнотежење мотора 128A.064

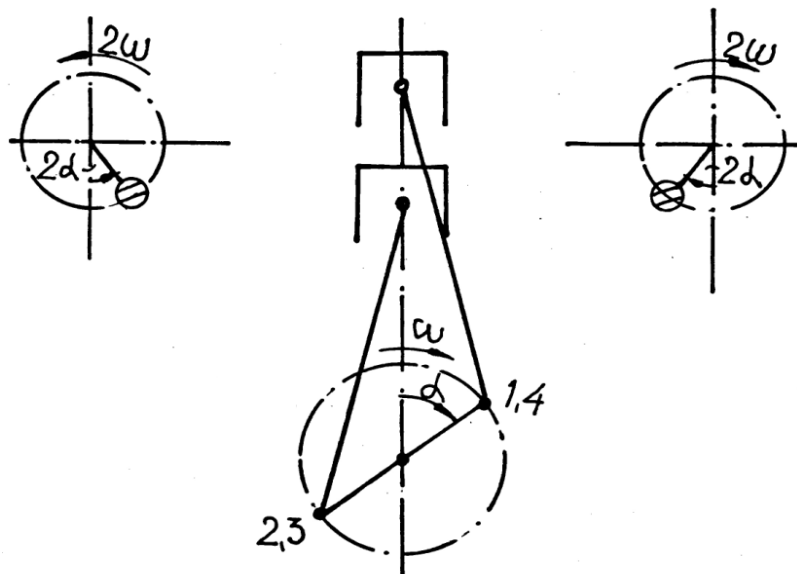
На основу извршене анализе у предходном поглављу за овај мотор 128A.064, видимо да у оквиру целог мотора остају неуравнотежене силе инерције праволинијских осцилаторних маса другог реда и момент обртања. Док силе праволинијских осцилаторних маса првог реда и ротативне инерцијалне силе остају уравнотежене у оквиру мотора не преносећи се на околину и не изазивајући вибрације. Моменти ових сила такође остају уравнотежени у оквиру овог мотора. Међутим, силе праволинијских осцилаторних маса првог реда и ротационе инерцијалне силе и моменти од инерцијалних сила, иако се у односу на околину уравнотежавају, постоје као унутрашње силе и моменти, напрежући елементе преко којих се преносе, услед чега могу да доведу до преоптерећења појединих елемената клипног механизма и до истрошења зглобних веза (лежишта и рукавца). Тако изазване еластичне деформације преносних елемената и с обзиром на циклични карактер дејствујућих сила, па под извесним околностима може доћи до побуђивања вибрација делова. Због тога се на рукацац коленастог вратила постављају против тегови који служе за растерећење лежишта.

На овом мотору могла би се изменити концепција постављања противтегова (за сваки цилиндар по један противтег), тако што би се за сваки цилиндар поставила по два противтега. Разлог за то је смањење момента савијања од центрифугалне силе противтега, а самим тим смањује се оптерећење на коленастом вратилу и на његовим лежиштима, као и на део где су смештен ослоначка лежишта.

$$m_{ptn} = \frac{1}{2} \cdot m_{pt}$$



Слика 5.7 – Начин постављања противтегова



Слика 5.8 – Шема постављања допунских вратила

Да би се потпуно уравнотежиле инерцијалне силе праволнијских осцилаторних маса другог реда потребо је поставити пар вратила са обтрним противтеговима. Тако да у сваком тренутку вертикалне компоненте инерцијалних сила од противтегова са левог и са десног вратила дају резултанту која је колинеарна са силом F_{i02} исте је величине, а супротног смера, па у сваком тренутку држи у равнотежи силу F_{i02} . Хоризонталне компоненте инерцијалних сила противтегова су супротног смера, а истог интензитета те се уравнотежавају.

Услови који морају бити испуњени постављањем ова два вратила су:

- да су им подужне осе подједнако удаљене од оса цилиндара (да се не би створио неуравнотежени момент од вертикалних компоненти инерцијалних сила противтегова),
- права која спаја подужне осе вратила не мора бити управна на осе цилиндра једино код четвороцилиндричног мотора, јер момент који би се створио од хоризонталних компоненти инерцијалних сила против тегова код четвороцилиндричног мотора би уравнотежавао момент обртања,
- противтегови на вратилу морају бити постављени тако да су симетрични у односу на тежишну раван (да не би дошло до стварања момента који би тежио да љуља мотор око осе управне на осу коленастог вратила и осе цилиндра),
- вратила морају да се обрћу угаоном брзином 2ω и то супротних смеровац

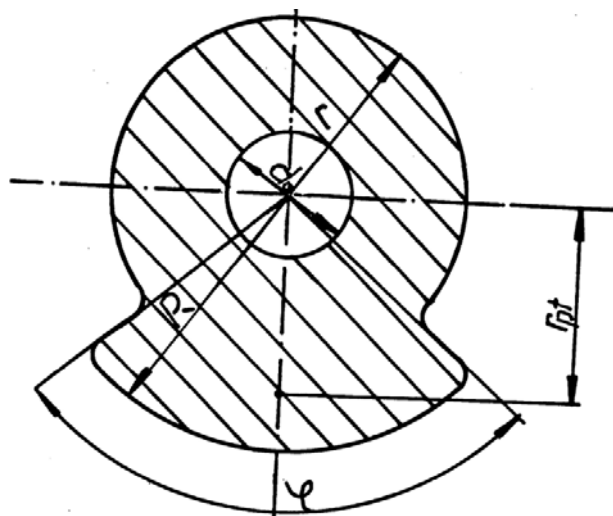
Да би се искористила постојећа конструкција мотора погон једног вратила се може остварити помћу зупчастог каиша, водећи рачуна о обвојном углу каиша на каишнику за погон брегастог вратила и каишника за погон допунског вратила. зато се поставља још један затезач.

Погон другог вратила, уз поштовање услова да се мора обтати супротном угаоном брзином, може се вршити преко пара зупчаника са косим зупцима. Зупчаници се постављају на месту где се може обезбедити њихово подназивање и што лакша уградња. Избор зупчаника са косим зупцима је из разлога што стварају малу буку при раду, али недостатак је постојање аксијалне силе, па се морају поставити аксијални клизни лежајеви, по један на сваком вратилу.

Вратила са противтеговима се постављају у глави мотора, при чему се мора радити потпуно нови одливак главе. Израђују се од челика $\check{C}$ 1220, а накнадном обрадом добија се жељени квалитет на местима где су постављени клизни лежајеви и жељени квалитет обраде зупчаника. На површинама клизних лежишта врши се термичка обрада ради отврдњавања.

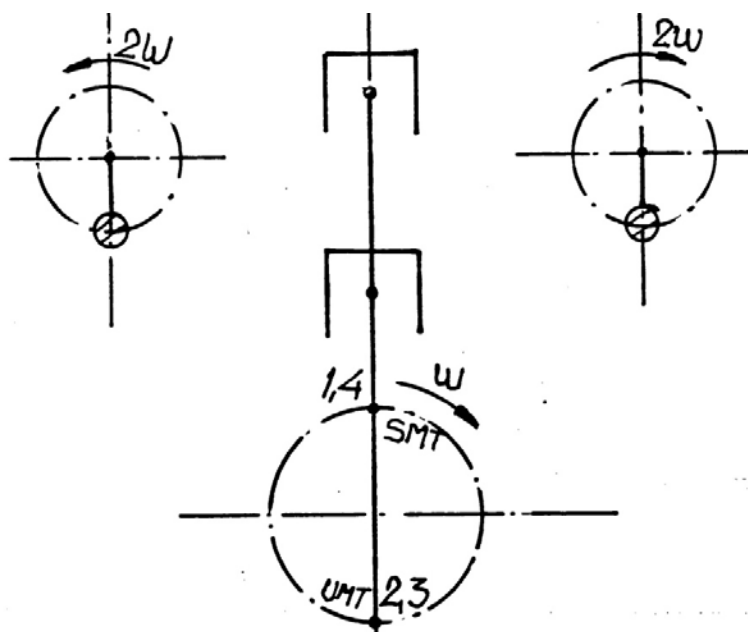
Подмазивање клизних лежајева би се вршило довођењем ижуља из већ постојећег система за подмазивање, тако што се уље доводи до брегастог вратила до средишњег лежаја, а преко шупљина у допунским вратилима до крајњих лежајева. Да би се могло остварити ово подмазивање потребно је проверити капацитет пумпе за довод уља. противтегови се постављају тако што се налазе између клизних лежајева. На једном вратилу налазе се по два противтега истих димензија. Узмемо два противтега зато што су моменти савијања вратила знатно мањи (мањи пречник вратила), јер је оптерећење равномерније распоређено и мања су оптерећења на лежајевима.

Ако би смо извршили анализу какав би облик противтега био најекономичнији и најбоље конструктивни решење (ради смањења утеошка материјала), дошло би се до закључка да је најбоље конструктивно решење избор противтега са $\varphi = 180^\circ$. Чиме се смањује габарит противтега, а могућност израде је доста повољна. Дужина противтега се добија, када се види колике су димензије вратила на том месту и размотри могућност уградње вратила.



Слика 5.9 – Избор облика противтега

Услов који треба бити испуњен при постављању вратила са противтеговима је да у тренутку, када клипови се 1,4 налазе у SMT, а клипови 2,3 у UMT, противтегови на оба вратила морају бити окренута на доле.



Слика 5.10 – Шематски приказ постављања противтегова

У односу на предходно дата решења “Porsche” и “Tipo” ово решење се разликује. Да би се користила ова решења потребно је извршити детаљну промену мотора, како би мсето за постављање вратила са обртним противтеговима одговарало што бољим конструктивним захтевима. Са већим изменама мотора погом погона би се такође лакше решавао, јер би се могао користити само зупчасти каиш који је погодан јер не ствара буку при раду, а није га потребно подмазивати као зупчанике. У том случају би се употребљавао независан систем за погон оба вратила, као у предходним случајевима. Постављање вратила тако да хоризонталне компоненте инерцијалних сила противтекова уравнотежавају момент обртања, није коришћен из конструктивних разлога.

5.2. Образложење потребних измен на мотору 128A.064

Да би могао да се примени дати систем за уравнотежење мотора потребно је на већ постојећој конструкцији извршити одређене измене.

Погон једног вратила остварује се преко зупчастог каиша па се његова предходна дужина повећава. Дужина зупчастог каиша повећава се и због постављања затезача, који има улогу да повећа обвојни угао каиша. Да би био задовољен услов да се допунска вратила обрћу два пута већим угаоним брзинама од угаоне брзине коленастог вратила, број зуба на каишнику за погон допунских вратила мора да буде два пута мањи од броја зуба на каишнику који се налази на коленастог вратилу. Узето је да је број зуба погонског каишника 22, број зуба за погон вратила са противтеговима 11, а број зуба каишника за погон брегастог вратила 44. Број зуба каишника за погон разводника паљења остаје исти, с тим што се мења пречник са 90. 957 (mm) на 86.83 (mm), да се не би пореметио преносни однос у коничномпару зупчаника. Сама промена броја зуба за исти пречник или обрнути за доводи до промене корака на зупчастом каишу. Тако са 9.525 (mm) се смањује на 9.09205 (mm), а број корака због повећања дужине каиша и свог смањења, са 116 повећава на 138.

Место где су смештена допунска вратила изискије потпуно нови одливак главе мотора. Због повећања силе у завртњима који вежу главу за блок мотора потребно је повећати пречнике завртњева. Пречник навоја се у том случају повећава и у блоку мотора. Посрављањем допунских вратила онемогућен је приступ вентилима онемогућен је приступ вентилима, па се зато са стране оставља отвор целом дужином мотора.

На месту изласка вратила, које погони зупчасти каиш, из главе постављају се заптивачи да н би цурело уље. Због постојања аксијалне силе, јер оба вратила имају зупчаник са косим зупцима, на оба вратила се поставља аксијални лежај.

Подмазивање лежајева остварује се довођењем уља до средишњег лежаја од брегастог вратила. зато се мора бушити канал за довод уља до оба вратила, који се на врху чепе. Довођењем уља до средишњег лежаја преко шупљине у допунским вратилима до крајњих лежајева врши се њихово подмазивање. Остварење оваквог подмазивања захтева проверу капацитета пумпе за довод уља. Да би се подмазивао пар зупчааника са косим зупцима у глави се такође оставља отвор за неометани доток уља.

Висина мотор се повећава па је потребно издувни систем изнети изнад поклопца главе цилиндра.

6. Закључак

Систем за потпуно уравнотежење мотора је доста компликован и скуп. До сада примењиван је на моторима за возила високог комфора. Примениле су га велике светске фирме “Mitsubishi”, “Porsche”, итд... Уградњом овог система могу се уравнотежити силе и моменти инерције, док се код четвороцилиндричног мотора може смањити степен неравномерности обртног момента.

Да би се овај систем могао уградити на мотору 128A.064, тако се њиме могу уравнотежити инерцијалне силе другог реда и умањити степен неравномерности, потребне су детаљније измене на мотору. Место где би се поставила допунска вратила, требало би да одговара свим конструктивним захтевима уградње овог система, али да се тиме не угрози рад помоћних уређаја, а самим тим конструкција мотора.

На моторима “Porsche-a”, места где су постављена допунска вратила омогућују употребу независног система за погон и то оба вратила са једним каишом назубљеним са обе стране. Избор погона са каишом је из разлога што је даје веома малу буку и миран рад, није га потребно подмазивати, а и не јавља се аксијална сила. Код датог предлога погон једног вратила је са зупчастим каишом, који се уједно користи за погон осталих, уређаја, док погон другог вратила са паром зупчаника даје аксијалну силу, па се мора уградити аксијални клизни лежај.

Степен неравномерности момента обртања у овом случају се не може смањити из разлога што су вратила постављена тако да им је права која спаја њихове подужне осе нормална на осе цилиндара, па се ствара момент од хоризонталних компоненти инерцијалних сила противтегова. Уравнотежење момента обртања могло би се извршити, када би се вратила могла поставити тако да хоризонталне компоненте инерцијалних сила противтегова стварају спрег, који ће умањити максималне вредности момента обртања. Предходна решења изведена су тако да је једно од вратила, са леве или десне стране оса цилиндра, постављено ближе кленастом вратилу, уз поштовање услова да су оба вратила односно њихове подужне осе подједнако удаљене од оса цилиндра, да се не би створио спрег од вертикалних компоненти инерцијалних сила противтегова, али се при томе мора водити рачуна о смеру обртања вратила како би се уравнотежавао момент обртања.

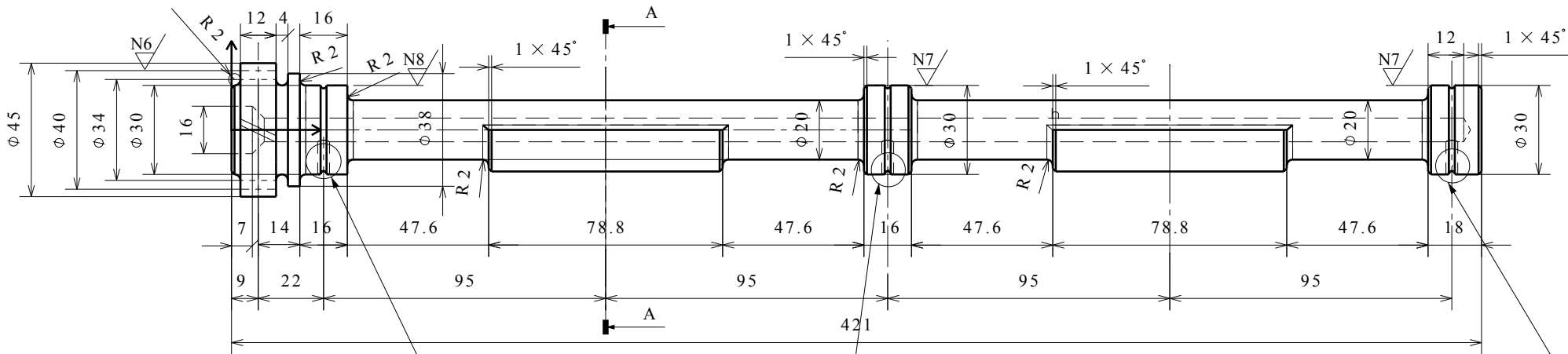
Број клизних лежајева и начин подмазивања у овом случају сличан је као код мотора Porsche”. Користе се ти лежаји, два на крајевима један у средини, јер се употребом трећег лежаја у средини смањују моменти савијања, а тиме и димензије вратила. Уље се дотура до средишњег лежаја, а онда шупљином у вратилу до крајњих лежајева.

Противтег код мотора “Tiro” постављен је целом дужином између лежајева на допунским вратилма, јер је тиме олакшана уградња. Код овог предлога због усвојених нешто већих пречника лежајева не јавља се проблем уградње, не морају се поставити целом дужином. Код „Mazda 6 MZR-CD 2.2” миран рад и пригушење вибрација мотора обезбеђују две супротноротирајуће осовине за уравнотежење инерцијских сила другог реда, које се врте двоструко брже од коленастог вратила, а смештене су у подручју уљног картера. Повезане су зупчаницама, а једна од њих добија погон ланцем, од коленастог вратила. Постигнут је изузетно миран рад мотора, као код редног 6-цилиндраша, који омогућава смањење масе блока и носача мотора и повећава удобност.

Узето у целини овај систем, бар до сад није нашао неку већу примену. Разлог за то су: велика цена, компликованост уградње, повећање габарита и тежине мотора, итд. Зато се прибегава повољном избору броја цилиндара и њихових распореда, дао што је шестоцилиндрични мотор, тако да буду природно добро уравнотежени.

Литература:

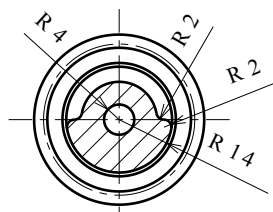
- [1] Дипломски рад: (Потпуно уравнотежење мотора; Мирко Ђокић; Машински факултет Крагујевац 1992);
- [2] Д. Радоњић; Мотори СУС 2; Предавања и вежбе; Факултет инжењерских наука Крагујевац 2012;
- [3] М. Живковић, Р. Трифуновић: Мотори са унутрашњим сагоревањем 2 део; прва свеска; Машински факултет Београд 1980;
- [4] М. Живковић: Мотори са унутрашњим сагоревањем 2 део; прва свеска; Машински факултет Београд 1980;
- [5] А. Orlin, D. Virubov и др. : Конструкција рашћот повешених и комбинираних двигатељеј; Машининстроение Москва 1972;
- [6] С. Веинивић: приричник за металце "Аутомеханичар"; Машински факултет Крагујевац;
- [7] Autoklub (интернет страница, приступљено 17.10.2012.)
http://autoklub.jutarnji.hr/template/ak_article/article-print.jsp?id=676179



Детаљ: В;
Цементација на дубини 0,5mm (HRC>48)

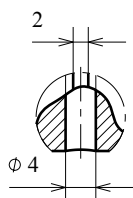
Детаљ: В;
Цементација на дубини 0,5mm (HRC>48)

Детаљ: В;
Цементација на дубини 0,5mm (HRC>48)



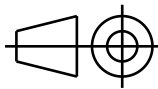
Пресек: А-А

Размера: 1:2

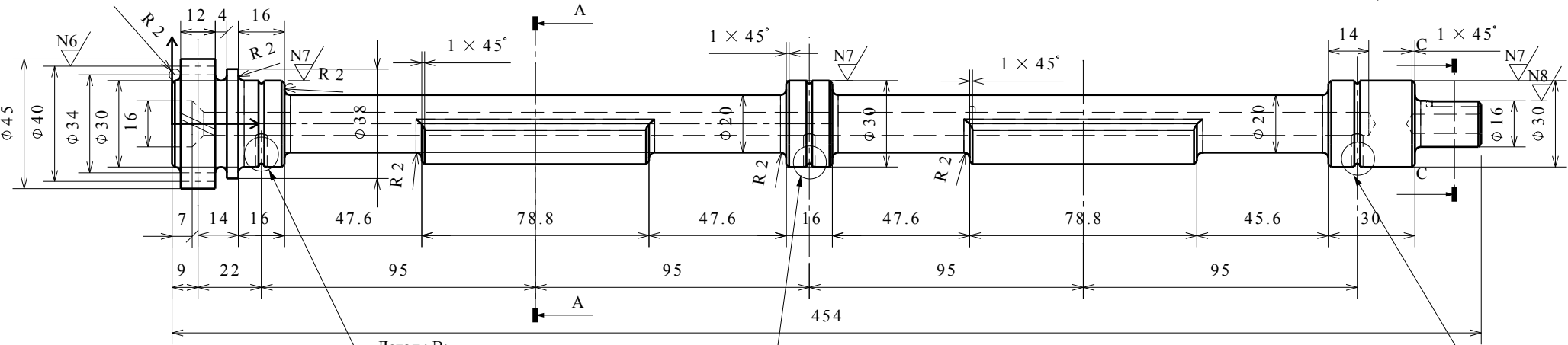


Детаљ: В
размера: 1:1

Подаци о зупчанику:		
Број зуба:	Z	15
Модул:	m_n (mm)	2,5
Ширина:	b(mm)	12
Подеони пречник:	d_o (mm)	40
Подножни пречник:	d_p (mm)	34
Темени пречник:	d_t (mm)	45

Цртао: Никола Милојевић		Напомена:		I	–
Датум: 129/2009				H	–
19.10.2012				G	–
Конструисао:				F	–
Датум:				E	–
Формат: A3		Назив дела: Вратило 1	Материјал: Č1220	D	–
Размера: 1:2	Маса: (kg)	Измене:	Лист/Листова: 1/3	C	–
	Габаритне мере: Ø45x421		B	–	
Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу			A	–	

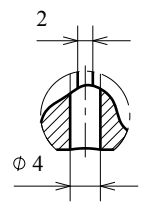
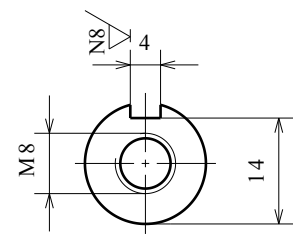
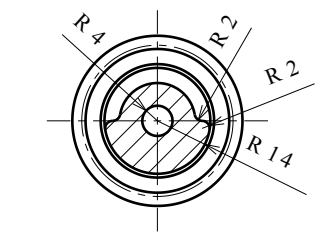
N10 / N8 / N7 / N6



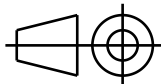
Детаљ: В;
Цементација на дубини 0,5mm (HRC>48)

Детаљ: В;
Цементација на дубини 0,5mm (HRC>48)

Детаљ: В;
Цементација на дубини 0,5mm (HRC>48)



Подаци о зупчанику:		
Број зуба:	Z	15
Модул:	m_n (mm)	2,5
Ширина:	b(mm)	12
Подеони пречник:	d_o (mm)	40
Подножни пречник:	d_p (mm)	34
Темени пречник:	d_t (mm)	45

Цртао: Никола Милојевић		Напомена:		I	–				
Датум: 129/2009				H	–				
19.10.2012				G	–				
Конструисао:				F	–				
Датум:				E	–				
Формат:		Назив дела:	Материјал:	D	–				
A3		Вратило 2		Ћ1220	C	–			
Размера:					Маса: (kg)	Измене:	Лист/Листова:	B	–
1:2					Габаритне мере: Φ45x454		2/3	A	–
Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу									

Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу

D

A

4

3

2

1

Н

Г

В

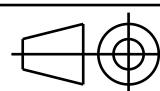
А

4

3

2

1

Цртао: Никола Милојевић		Напомена:		I	—
Датум: 129/2009				H	—
Датум: 19.10.2012				G	—
Конструисао:				F	—
Датум:		Назив дела: Шема зупчастог каиша		E	—
Формат: A3				D	—
Размера: 1:2	Маса: (kg)			C	—
Габаритне мере:	Измене:			B	—
Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу			Лист/Листова: 3/3	A	—

Карактеристични податци назубљеног ремена:	
Корак:	9,09205
Ширина:	19,05
Број корака:	138

