



АНАЛИЗА ОПТЕРЕЋЕЊА КЛИПА МОТОРА СУС ПРИМЕНОМ МЕТОДЕ  
КОНАЧНИХ ЕЛЕМЕНАТА

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE PISTON USING  
MECHANICAL APPROACH

Далибор Фехер, Јован Дорић, Факултет техничких наука, Нови Сад

Област – МАШИНСТВО

**Кратак садржај** – Клипни механизам је витални сегмент сваког клипног мотора СУС и као такав он представља најодговорнију а уједно и најоптерећенију склоп мотора. Због тога је сврсисходно одредити оптерећења и деформације одговарајућих компоненти истог. Конкретно у оквиру рада, врши се моделовање, анализа оптерећења и оптимизација клипа дизел мотора применом методе коначних елемената.

**Кључне речи:** Дизел мотор, Клип, Метод коначних елемената, Оптимизација

**Abstract** – Slider-crank mechanism is vital segment of every reciprocating IC engine. It is also most loaded and most important assembly. Because of that, it is useful to determine load and deformation of its components. In this paper can be found load analysis and optimisation of a diesel engine piston with use of finite element method.

**Keywords:** Diesel engine, Piston, Finite Element Method, Optimisation

1. УВОД

Клипни механизам представља средство конверзије изворног осцилаторно-транслаторног кретања у жељено ротационо кретање које се остварује на излазу из мотора. Наизменично транслаторно кретање врши клип. Кретање настаје посредством експанзије гасова унутар цилиндра изнад клипа, делујући на чело клипа и потискивајући га, вршећи механички рад. Поменута експанзија гасова је последица сагоревања горива унутар цилиндра. Услед њиховог сагоревања ослобађа се велика количина енергије која доводи до драстичног пораста притиска у радном простору, нарочито када је реч о дизел моторима.

Компонента најизложенија дејству притиска је клип те је из тог разлога сам клип погодан за анализу. Како би се спровела анализа оптерећења клипа неопходно је познавати конструктивне параметре, кинематику и динамику клипног механизма.

НАПОМЕНА:

Овај рад проистекао је из мастер рада чији ментор је био др Јован Дорић, ванр. проф.

2. ТОПЛОТНИ ПРОРАЧУН МОТОРА

Топлотни прорачун, мотора чији су основни параметри дати табелом 1, врши се са циљем стицања података о стању материје унутар радне запремине цилиндра (индикаторски  $p$ - $V$  дијаграм), и дефинисања кинематских параметара клипног механизма (табела 2.).

Табела 1. Параметри мотора

Параметар	
Тип мотора	Четворотактни усисни дизел мотор
Намена мотора	Погон путничког возила
Номинална снага ( $N_e$ )	61 kW
Номинални број обртаја ( $n_e$ )	4400 o/min
Степен сабијања ( $\epsilon$ )	22

Табела 2. Кинематски параметри клипног механизма

Параметар	Вредност
Кинематски фактор ( $\lambda_k$ )	0,3
Ход клипа ( $S$ )	72 mm
Номинални бр. Обртаја ( $n_e$ )	4400 min <sup>-1</sup>
Полупречник колена коленастог вратила ( $R$ )	36 mm
Дужина клипњаче ( $L$ )	120 mm
Угаона брзина ( $\omega$ )	460,53 s <sup>-1</sup>

3. КИНЕМАТИКА КЛИПНОГ МЕХАНИЗМА

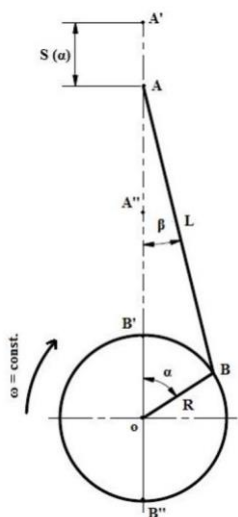
Циљ прорачуна кинематских параметара је дефинисање одговарајућих података неопходних за спровођење динамичке анализе механизма, као и симулације оптерећења клипа.

3.1. Положај клипа

До израза за положај клипа (1) у функцији угла коленастог вратила долази се уз помоћ геометријских зависности клипног механизма представљених сликом 1 [1].

$$S(\alpha) = R(1 - \cos \alpha) + \frac{R\lambda_k}{4}(1 - \cos 2\alpha) \quad (1)$$

Прорачун се изводи за сваких 5°КВ како би крајњи резултати динамичке анализе клипног механизма били што прецизнији.



Слика 1. Геометрија клипног механизма [1]

### 3.2. Брзина клипа

До израза за брзину клипа (2), у зависности од положаја вратила, долази се диференцирањем израза за пређени пут клипа (1) [1].

$$v_{(\alpha)} = R\omega \sin \alpha + R\omega \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\alpha = v_{I(\alpha)} + v_{II(\alpha)} \quad (2)$$

### 3.3. Убрзање клипа

Вредности убрзања употребљавају се за прорачунавање инерцијалних сила праволнијски покретних маса. Израз неопходан за прорачунавање убрзања (3) може се извести двоструким диференцирањем израза за положај (2), по времену [1].

$$a_{(\alpha)} = R\omega^2 \cos \alpha + R\omega^2 \lambda_k \cos 2\alpha = a_{I(\alpha)} + a_{II(\alpha)} \quad (3)$$

## 4. ДИНАМИКА КЛИПНОГ МЕХАНИЗМА

Силе које делују на клипни механизам могу се поделити на: силу услед дејства притиска гасова, инерцијалну силу, силу трења, силу земљине теже и корисног отпора који механизам савладава.

Како је исувише сложено рачунски дефинисати коефицијенте трења унутар мотора током рада, сила трења се занемарује.

Сила теже која делује на елементе клипног механизма такође се занемарује код брзоходних мотора. Ово упрошћење је могуће јер је сила теже значајно мања у односу на инерцијалне и силе услед дејства притиска гасова.

### 4.1. Сила услед дејства притиска гасова

Апсолутни притисак који влада изнад чела клипа у цилиндру дефинисан је индикаторским  $p$ - $V$  дијаграмом.

Са супротне стране клипа, односно у моторској кућици влада приближно атмосферски притисак, из тог разлога се сила услед дејства притиска гасова прорачунава применом следећег обрасца (4) [1]:

$$F_g [N] = (p_\alpha - p_o) \cdot A_k = p_g \cdot A_k \quad (4)$$

## 4.2. Инерцијалне силе покретних маса клипног механизма

Као последица променљивог кретања покретних делова механизма, јављају се инерцијалне силе. Масе покретних елемената механизма усвајају се на основу сличних, већ изведених конструкција. Приближни односи између масе појединих елемената и површине клипа, дефинисани су на основу статистичких података [1].

Како је расподела масе клипног механизма сложена због комплексности раванског кретања клипњаче, врши се редукција маса на осовиницу  $m_o$ , односно на рукавац коленастог вратила  $m_r$ .

Вредност сила инерције ротационих маса одређује се према обрасцу [1]:

$$F_{ir} = -m_r \cdot a_r = -m_r \cdot R \cdot \omega^2, \quad (5)$$

а силе инерције које потичу од кретања транслаторно осцилаторних маса, израчунавају се применом следећег израза [1]:

$$F_{io} = -m_o \cdot a. \quad (6)$$

### 4.3. Резултујућа сила на клипу

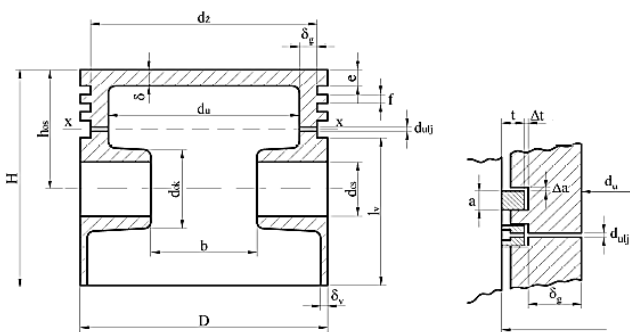
Знајући да се правац дејства инерцијалне силе поклапа са правцем дејства силе притиска гасова, резултанта ове две силе се може одредити алгебарским сабирањем [1]:

$$F_{r(\alpha)} = F_{g(\alpha)} + F_{io(\alpha)}$$

Резултујућу силу на осовиници клипа  $F_r$ , могуће је разложити на силу у правцу клипњаче  $F_{knj}$  и силу нормалну на осу клипа  $F_n$ .

## 5. ИЗРАДА МОДЕЛА КЛИПА

Конструктивне димензије клипа (Слика 2.) усвајају се на основу већ постојећих концепција [2].



Слика 2. Конструктивне димензије клипа [3]

Израда иницијалног тродимензионалног модела клипа према усвојеним димензијама врши се применом софтвера Autodesk Inventor.

Како би резултати анализе били што релевантнији, израђују се модели комплетне клипне групе како би се запазило њихово дејство на клип. Оформљеним моделима (Слика 3.) компонената додељују се одговарајући материјали (Табела 3.).

Табела 3. Материјали компоненти клипне групе

Компонента	Материјал	Ознака (DIN)
Клип	Легура алуминијума	AlSi12Cu
Клипни прстенови	Сиви лив	GG 26
Осовиница	Челик за цементацију	16MnCr5



Слика 3. Модел клипне групе и њених компоненти

## 6. АНАЛИЗА И ОПТИМИЗАЦИЈА КЛИПА

Симулација оптерећења модела клипа се врши анализом дејства силе притиска гасова, односно дејства осталих чланова клипне групе на клип. Моделовање оптерећења се врши за положај коленастог вратила при којем се остварује максималан притисак гасова прорачунат у оквиру топлотног прорачуна. Анализирају се напонско стање и деформације клипа а потом се врши оптимизација и анализа оптимизованог модела клипа.

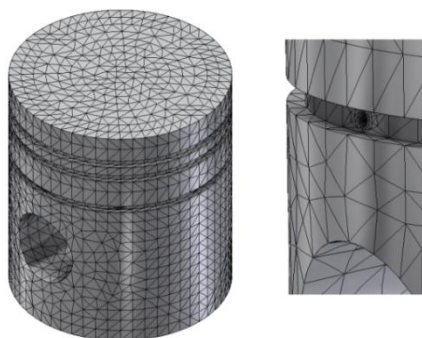
### 6.1. Мрежа коначних елемената

Модел је иницијално неопходно поделити на коначне елементе одговарајућих карактеристика које су представљене табелом 4.

Табела 4. Карактеристике коначних елемената

Параметар	Вредност
<i>Average Element Size</i>	0,05
<i>Minimum Element Size</i>	0,10
<i>Grading Factor</i>	1,5
<i>Minimum Turn Angle</i>	60°

Сликом 4. (лево) представљена је мрежа формирана на основу претходно дефинисаних параметара, односно оптимизација облика и димензија елемената коју врши софтвер у складу са геометријом модела (десно).

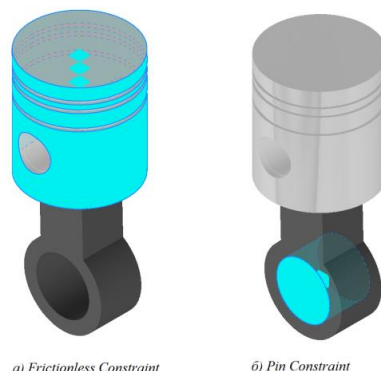


Слика 4. Мрежа коначних елемената

### 6.2. Апликација сила и ограничења

Симулација се врши за читав склоп клипне групе како би било запажено дејство осталих чланова на клип. Неопходно је моделовати клипњачу чија је улога да изазове реакцију у правцу њене осе. Како она има помоћну улогу, за постављање ограничења, није неопходно вршити њен прорачун.

Клипњача је моделирана као лако круто тело а њен отклон у односу на осу цилиндра је  $1,49^\circ$ . Примењена ограничења клипа су „Frictionless Constraint“ и „Pin Constraint“ (Слика 5.). На тај начин се симулира реакција цилиндра, односно реакција осовинице и клипњаче.



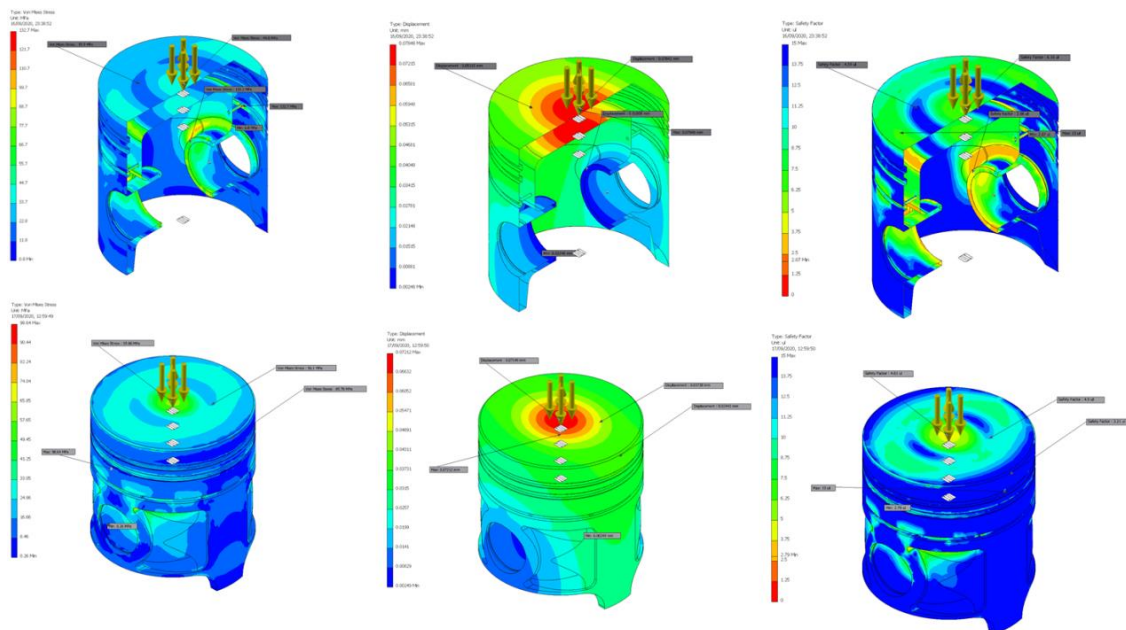
Слика 5. Примењена ограничења

Као узроци оптерећења аплицирају се притисак који делује на површину чела клипа и инерцијална сила. Инерцијална сила се дефинише уз помоћ функције „Gravity“, при чему се за вредност убрзања уноси убрзање клипа у тренутку максималног притиска гасова ( $9872 \text{ m/s}^2$ ). Убрзање клипа је супротно усмерено у односу на дејство силе услед притиска гасова. Максимални притисак изнад чела клипа ( $12,569 \text{ MPa}$ ) остварује се при положају коленастог вратила од  $365^\circ$ .

### 6.3. Резултати и оптимизација

Запажа се да се зоне повишених напона код немодификованог клипа налазе на челу клипа, унутрашњој страни чела клипа, у пресеку жљеба уљног клипног прстена и окцу клипа (Слика 6.). Највећу деформацију клипа трпи чело. Степен сигурности је параметар који показује колики је однос напона који се јављају у одређеним критичним зонама клипа и напона еластичности материјала који је усвојен за клип. Степен сигурности који се најчешће усваја у аутомобилској индустрији за овај тип прорачуна креће се у интервалу од 2 до 3. Како је за материјал клипа усвојена легура алуминијума, као меродавни степен сигурности усваја се 2,5 [4]. Зона чији степен сигурности не задовољава усвојени критеријум је зона у пресеку жљеба уљног клипног прстена.

Са циљем остваривања повољнијег напонског стања, стања деформација и масе, врши се оптимизација. Оптимизација се врши итеративном методом скидањем, односно додавањем материјала у карактеристичним зонама.



Слика 6. Графички приказ резултата симулације иницијалног (горе) и оптимизованог (доле) клипа

Табела 5. Упоредне екстремне вредности параметара од значаја

Зона		Вон Мајсесов напон	Деформација	Степен сигурности
Чело клипа	Немодификован	44,6 МПа	0,078 mm	6,16
	Модификован	59,66 МПа	0,072 mm	4,61
Унутрашњост чела клипа	Немодификован	59,9 МПа	0,059 mm	4,59
	Модификован	56,1 МПа	0,037 mm	4,9
Окце	Немодификован	103,2 МПа	0,018 mm	2,66
	Модификован	80,24 МПа	0,02 mm	3,43
Пресек на месту жљеба клипног прстена	Немодификован	132,7 МПа	0,029 mm	2,03
	Модификован	98,64 МПа	0,023 mm	2,79

Спровођењем симулације након оптимизације добијају се значајно повољнији резултати. Вредности степена сигурности, а самим тим и екстремне вредности напона, су повољније за све карактеристичне зоне осим за чело клипа (Табела 5.). Како је степен сигурности чела клипа и пре оптимизације био далеко изнад усвојеног граничног степена сигурности, вишак материјала је елиминисан са циљем смањења укупне масе клипа. Захваљујући томе остварено је смањење масе клипа са 0,748 g на 0,703 g, односно клип је приближно 6% лакши.

## 7. ЗАКЉУЧАК

На основу резултата који су добијени применом софтвера, закључило се да су најоптерећенији делови клипа: чело, окца и пресек клипа на месту жљеба за уљни клипни прстен. Итеративном методом извршена је оптимизација клипа са циљем побољшања његових својстава. Као резултат оптимизације умањене су екстремне вредности параметара од значаја: Вон Мајсесови напони (35%), деформације (8%) и маса клипа (6%), док је минимални степен сигурности повишен (27%). Битно је напоменути да се реалне вредности оптерећења могу стећи тек након израде и испитивања клипа у реалним условима.

Даљи правци испитивања могу бити оријентисани ка анализи преосталих елемената клипног механизма,

као и имплементацији термичког утицаја како би се стекла шира слика о целокупним оптерећењима.

## 8. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Миодраг Ц. Живковић, "Мотори са унутрашњим сагоревањем II део", Београд, 1980.
- [2] Живота Д. Шешић, Трипо М. Тодоровић, "Конструкција мотора", Нови Сад, 1976.
- [3] Richard van Basshuysen, Fred Schäfer, "Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives", Wiesbaden, Germany, 2002.
- [4] Rahul D. Raut, Satish Mishra, "Stress Optimization of S.I. Engine Piston", Faribad, India 2015.

### Kratka biografija:



**Далибор Фехер** рођен је у Новом Саду 1997. год. Дипломски рад на Факултету техничких наука из области Моторних возила – Конверзија моторног возила у електрично одбранио је 2019. год.  
контакт: daliborfeher@gmail.com



**Јован Дорич** рођен је у Новом Саду 1983. год. Докторирао је на Факултету техничких наука 2012. год., а од 2017. год. је у звању ванредног професора. Област интересовања су мотори СУС и моторна возила.  
Контакт: jovan\_d@uns.ac.rs