

**СИМУЛАЦИОННО МОДЕЛИРАНЕ НА НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ НА
МОТОВИЛКА НА ДВГ**

Веселин Михайлов¹, Диян М. Димитров²

Технически Университет – Варна

Катедра: ¹Транспортна техника и технологии; ²Техническа механика

Abstract: In present article loading of connecting rod of diesel engine is determined by using Solidworks Motion Analysis module. Comparison between analitically calculated forces and Solidworks results shows good agreement. The maximal bias is lower than 10%. Loading from Motion Analysis study at angle of cranck shaft 368° is extracted and stress distridution is determined. Maximal equivalent stress value at engine speed 4500min⁻¹ (full loading) is 247MPa and at engine speed 1500min⁻¹ (full loading) is 341MPa.

Key words: connecting rod, stress state, solidworks

1. Въведение

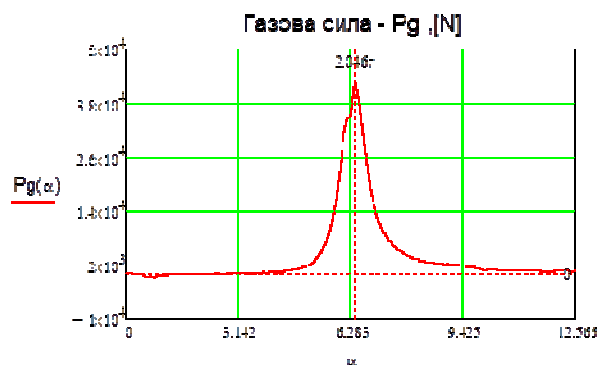
Мотовилката в двигателя служи да преобразува възвратно постъпателното движение на буталото във въртеливо движение на колянвия вал. Тя извършва сложно равнинно движение и е натоварена от различни по големина и посока сили. Това основно са инерционните и газовите сили. Инерционните сили са функция на честотата на въртене и ъгъла на завъртане на колянвия вал (КВ). Газовите сили са функция на налягането и площта на буталото. Налягането в цилиндъра от своя страна зависи от горивния процес. При настоящото изследване за прототип е използван двигател Perkins Prima 65. Основни характеристики на двигателя и стойностите на определени параметри, имащи отношение към настоящето изследване са показани в табл.1.

Табл.1 Двигател Perkins Prima 2.0D

| № | Параметър | Стойност |
|----|-----------------------------|---|
| 1. | Ходов обем | $V_h=1993\text{cm}^3$ |
| 2. | Мощност | $N_e=46\text{kW}$ при 4500min^{-1} |
| 3. | Въртящ момент | $M=122\text{Nm}$ при 2500min^{-1} |
| 4. | Брой цилиндри, конфигурация | 4, редови |
| 5. | Диаметър на цилиндъра | $D=84,5\text{mm}$ |
| 6. | Ход на буталото | $S=88,9\text{mm}$ |
| 7. | Маса на буталото | $m_b=0.862\text{kg}$ |
| 8. | Маса на буталния | $m_{bb}=0.242\text{kg}$ |

| | болт | |
|-----|---|----------------------|
| 9. | Маса на мотовилката | $m_m=0.957\text{kg}$ |
| 10. | Дължина на мотовилката | $L_m=144.5\text{mm}$ |
| 11. | Отношение на радиуса към дължината на мотовилката | $\lambda=0.308$ |
| 12. | относително изместване | $k=0.022$ |

Тъй като целта на настоящето изследване е да се определят точно реалните сили действащи на мотовилката, използваме реално заснета крива на налягане в цилиндъра – фиг.1.



Фиг.1. Газова сила при $n=4500\text{min}^{-1}$, пълно натоварване на двигателя

Силите действащи на мотовилката пресмятаме по методика описана в [2] Инерционната сила от праволинейно движещите се маси може да бъде получена

от зависимостите за определяне хода на буталото:

$$(6) \quad S_m(\alpha) := R \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos(2\alpha)) - \lambda \cdot \kappa \cdot (\sin(\alpha)) + \frac{\lambda^2 \cdot \kappa^2}{2(1 + \lambda)} \right]$$

където: R -радиус на коляното;
 α - ъгъл на завъртане на коляновия вал;
 λ -отношение на дължината на радиуса към дължината на мотовилката; $\lambda=R/L_M$;
 L_M – дължина на мотовилката;
 κ - относително изместване; $\kappa=a/R$
 a – изместване на оста на цилиндъра, спрямо оста на коляновия вал(КВ), $a=1\text{mm}$.

След диференциране на горния израз получаваме съответно скоростта (2)- и ускорението (3) на буталото. Умножавайки ускорението по масата m_j , която е сума от масите на буталото, буталния болт и горната половина на горната глава на мотовилката, получаваме инерционната сила P_j (4).

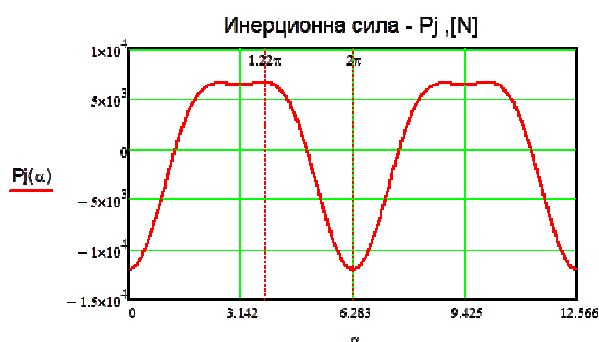
$$(7) \quad v(\alpha) := \omega \cdot R \cdot \left(\sin(\alpha) - \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin(2 \cdot \alpha) - \lambda \cdot \kappa \cdot \cos(\alpha) \right)$$

$$(8) \quad a(\alpha) := \omega^2 \cdot R \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) + \lambda \cdot \kappa \cdot \sin(\alpha))$$

$$(9) \quad P_j(\alpha) := -m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (\cos(\alpha) - \lambda \cdot \cos(2\alpha) - \lambda \cdot \kappa \cdot \sin(\alpha))$$

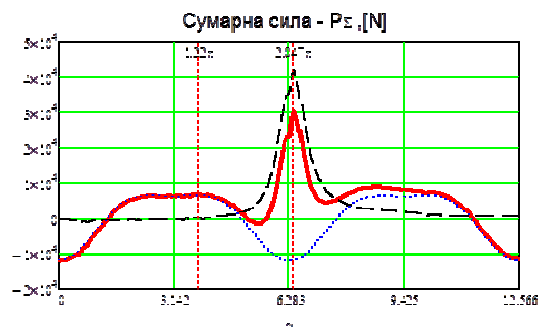
На фиг.2 е показана инерционната сила при честота на въртене $n=4500\text{min}^{-1}$ и маса $m_j=0.94\text{kg}$.

В този случай $P_{j\text{max}}=6576\text{N}$ и $P_{j\text{min}}=-11988\text{N}$.



Фиг.2. Инерционна сила при $n=4500\text{min}^{-1}$

Сумарната сила, която действа по оста на буталото е равна на сумата от инерционната и газовата сила – фиг.3. Вижда се, че инерционната и газовата сила са с различни знаци и оттам максималната сумарна сила е по-малка от максималната газова.



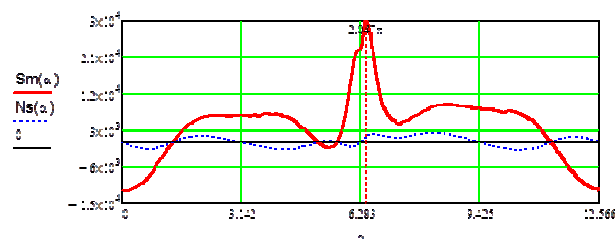
Фиг. 3. Сумарна, инерционна и газова сила при $n=4500\text{min}^{-1}$,

Максималната сумарна сила е при 6.43rad или 368°KB и е с големина $P_{\Sigma}=30566\text{N}$. За сравнение максималната газова сила в този случай е $P_g=42339\text{N}$. От фигурата може да се направи извода, че мотовилката би била по-малко натоварена при режим с максимално натоварване и максимална честота на въртене сравнен с режим при максимално натоварване и минимална честота на въртене.

За да се определи натоварването на различни елементи на коляно-мотовилковия механизъм е необходимо сумарната сила да се разложи на две компоненти и да се пренесе нейното действие. Сумарна сила действа под ъгъл β (който от своя страна е функция на ъгъла на завъртане на КВ α) спрямо оста на мотовилката. Сумарната сила, действаща в горната глава на мотовилката, може да бъде разложена на странична сила N_s (5) и на сила по оста на мотовилка S_m (6):

$$(10) \quad N_s(\alpha) := \text{tg} \beta (\alpha) \cdot P_{\Sigma} (\alpha)$$

$$(11) \quad S_m(\alpha) := \frac{P_{\Sigma} (\alpha)}{\cos \beta (\alpha)}$$



Фиг. 4. Странична сила и сила по оста на мотовилката при $n=4500\text{min}^{-1}$

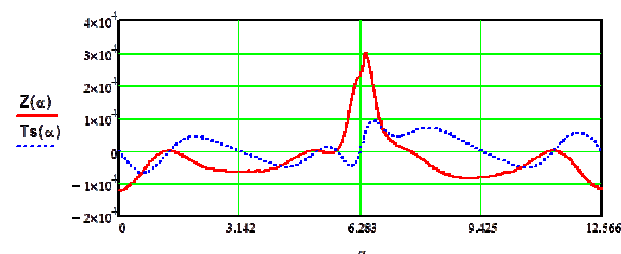
Силата S_m натоварва мотовилката на натиск, когато е с положителен знак, и на опън съответно при отрицателни стойности. Страничната сила натоварва мотовилката на огъване. От фигурата може да се предположи, че максималните напрежения ще са при ъгъл 368°KB , когато мотовилката е подложена на максимален натиск, а също и на огъване. След тази точка силата на огъване расте, но силата на натиск намалява с по-голям градиент.

Силата S_m , действаща по остта на мотовилката, може да бъде пренесена и приложена в центъра на голямата глава на мотовилковата шийка и да бъде разложена на две компоненти:

- нормална сила Z , действаща по радиуса на коляното (7);
- тангенциална сила T_s , действаща перпендикулярно на радиуса на коляното (8).

$$(12) \quad Z(\alpha) := \frac{P_z(\alpha)}{\cos\beta(\alpha)} \cdot (\cos\beta(\alpha) \cdot \cos(\alpha) - \sin(\alpha) \cdot \sin\beta(\alpha))$$

$$(13) \quad T_s(\alpha) := \frac{P_z(\alpha)}{\cos\beta(\alpha)} \cdot (\sin(\alpha) \cdot \cos\beta(\alpha) - \cos(\alpha) \cdot \sin\beta(\alpha))$$



Фиг.5. Нормална Z и тангенциална сила T_s при $n=4500\text{min}^{-1}$

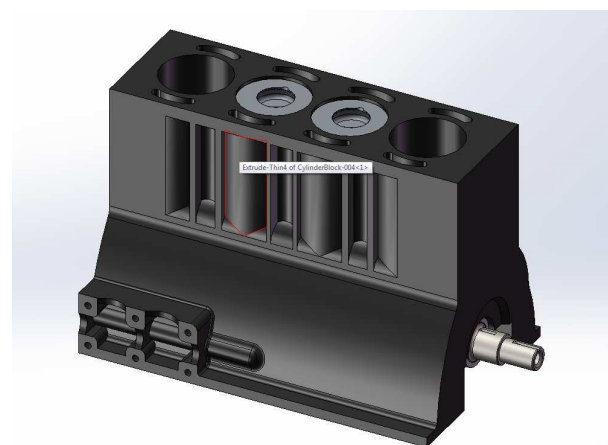
Долната глава на мотовилката е натоварена и от центробежната инерционна сила от въртящите се маси PR_{mot} . Тя е насочена навън от остта на въртене на коляновия вал и при постоянна ъглова скорост тя е постоянна по големината

$$(14) \quad P_{R,mot} := -m_{mk} \cdot R \cdot \omega^2,$$

където m_{mk} - приведена маса на мотовилката към оста на мотовилковата шийка.

2. Създаване на модел за изследване по метода на крайните елементи (МКЕ)

За създаване геометрията на буталото, буталния болт, мотовилката, коляновия вал и цилиндровия блок е използвана CAD/CAE системата SolidWorks. След задаване на материал на отделните елементи, програмата автоматично пресмята масата и инерционните моменти. Масата на моделираните детайли е сравнена с масата на реалните, тъй като е важен параметър за определяне на истинските инерционни сили. Отклонението е под 2%. На фиг. 6 е показан сглобен целия механизъм. При по-нататъшните фигури с цел по-голяма прегледност цилиндровия блок няма да бъде изобразяван.



Фиг. 6. CAD модел на коляно-мотовилковия механизъм на двигател Perkins Prima 65

При определяне на напреженията в мотовилката може да се подходи по два начина. Първият е да се пресметнат аналитично силите в даден момент от завъртане на коляновия вал и да се въведат ръчно в модела на мотовилката [2,3]. Вторият подход е да се използва модулът Motion Analysis, който може да определи автоматично при зададена честота на въртене инерционните сили и реакциите в определени опори. Подобен подход е използван в [4]. В този модул може да бъде зададена и външна сила, действаща на механизма. В нашия случай това е газовата сила, действаща върху буталото. Тя е зададена чрез импортиране на текстов файл със 7200 точки.

Вторият подход има много предимства, тъй като може автоматично да се пресметнат силите във всеки един момент, могат да бъдат автоматично прехвърлени като натоварване в модула Simulation (пресмятания по метода на крайните елементи). Това например би позволило да се пресметнат напреженията в мотовилката за всеки един момент от завъртане на колянвия вал, въпреки че това би отнело дълго време за изчисляване. Това време зависи от производителността на компютъра. При компютър с параметри процесор- Intel core 2 duo 1.8 Ghz, 1.5GB RAM, това време е от порядъка на 18 часа. При използването на компютърни симулации първо трябва да се провери адекватността на модела и едва след това да се правят параметрични изследвания. За

целта първо проверяваме дали получените резултати от симулацията отговарят на тези от аналитичните пресмятания. Сравнени са резултатите за ускорение на буталото, опорни реакции в горната глава на мотовилката само от инерционните сили и опорни реакции в горната глава на мотовилката от инерционните сили и газовата сила. Резултатите са представени в табл.2. Знаците на силите се разминават поради различната координатна система в SolidWorks.

Ускорението на буталото се определя с висока точност, като грешката е под 2%. Има по-голямо разминаване при определяне на опорните реакции. Тази област изисква по-подробно изследване. Все пак грешката е под 10% и може да се приеме, че модела е адекватен.

Табл.2 Сравнение на получените стойности за силите на натоварване на мотовилката

| | °KB | Резултат комп. симулации (SolidWorks) | Резултат аналит. пресмятания (Mathcad) | Грешка, [%] |
|---|-----|---------------------------------------|--|-------------|
| Ускорение на буталото, [m/s ²] | 220 | -6913 | 6994 | -1,15 |
| | 360 | -12907 | 12753 | 1,2 |
| | 368 | -12720 | 12551 | 1,34 |
| Инерционна сила в малката глава на мотовилка, [N] | 220 | -5943,5 | 6573 | -9,57 |
| | 360 | 11092 | -11987 | -7,47 |
| | 368 | 10975 | -11798 | -6,98 |
| Сумарна сила, [N] | 220 | -6188 | 6816 | -9,21 |
| | 360 | -23302 | 22945 | 1,55 |
| | 368 | -30656 | 30497 | 0,52 |
| | 720 | 11155 | -11935 | -6,35 |

3. Резултати от изследванията

Разгледани са следните 2 работни режима на двигателя:

1. $n=4500\text{min}^{-1}$ натоварване- пълно

2. $n=1500\text{min}^{-1}$ натоварване- пълно

Второто натоварване се приема поради това, че при максимална газова сила, инерционната има противоположна посока - фиг. 3. При една и съща газова сила, натоварването на мотовилката ще бъде по-голямо при по-малка инерционна сила. За изработка на мотовилки най-често се използват стомани [5]. Материалът, който е

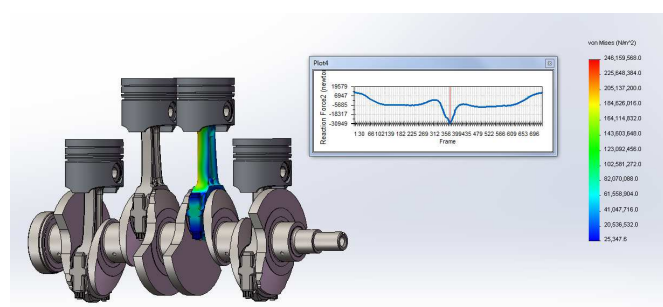
избран за мотовилката е легирана стомана със следните параметри, табл.2.

Табл.2 Еластични константи и механични свойства на легирана стомана.

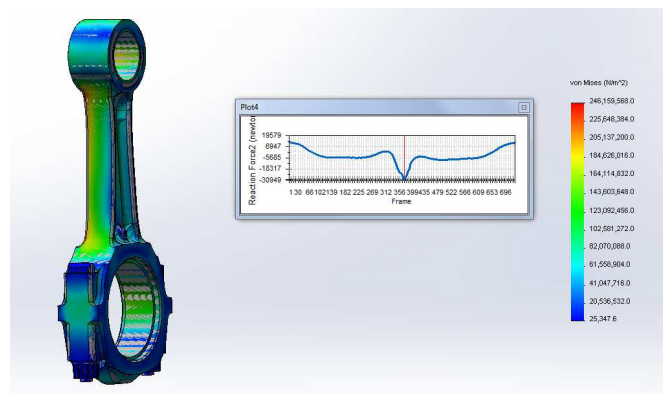
| | |
|------------------------|---------------------------|
| Модул на еластичност | $E=210\text{ GPa}$ |
| Плътност | $\rho=7700\text{ kg/m}^3$ |
| коэф. на Поасон | $\mu=0,28$ |
| Якост на опън | 723MPa |
| Граница на провлачване | 620MPa |

При първия случай на натоварване максималните напрежения се получават при 368°KB имат стойност 247MPa, коеф. на сигурност 2.52. От фиг.9 може да се определи, че максималните напрежения са в прехода между стеблото и малката глава на мотовилката.

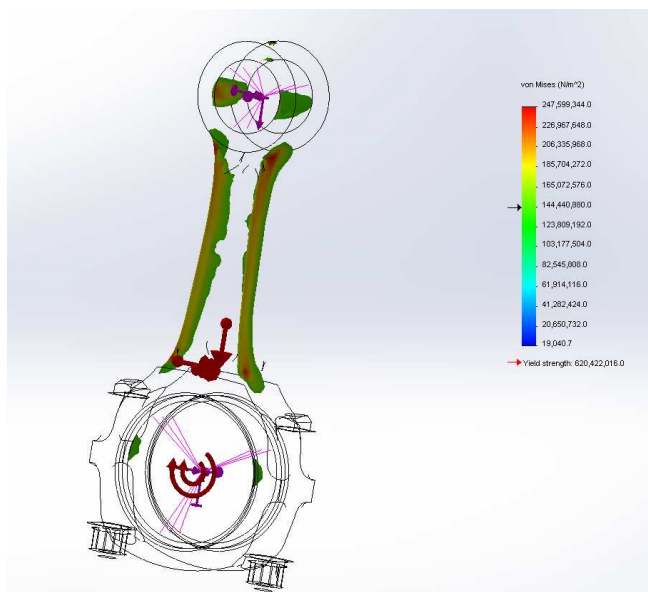
При втория случай на натоварване максималните напрежения се получават при 368°KB имат стойност 341MPa, коеф. на сигурност 1.81. Натоварените части са стеблото, переходите, както и вътрешната средна част на малката глава на мотовилката.



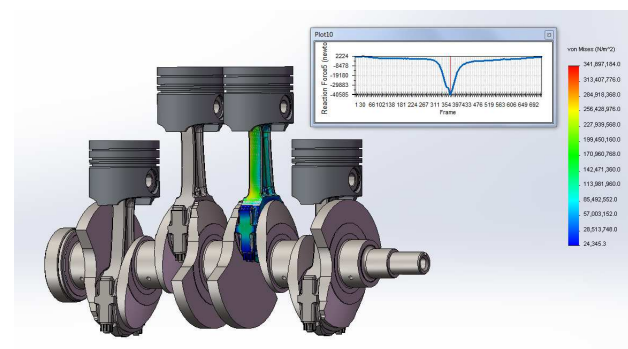
Фиг. 7. Еквивалентни напрежения, $n=4500\text{min}^{-1}$, 368°KB



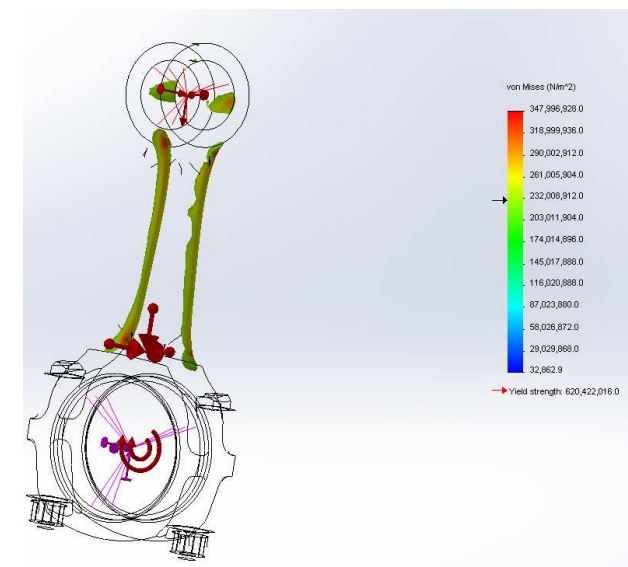
Фиг. 8. Еквивалентни напрежения, $n=4500\text{min}^{-1}$, 368°KB



Фиг. 9. Еквивалентни напрежения, $n=4500\text{min}^{-1}$, 368°KB



Фиг. 10. Еквивалентни напрежения, $n=1500\text{min}^{-1}$, 368°KB



Фиг. 11. Еквивалентни напрежения, $n=1500\text{min}^{-1}$, 368°KB

3.Изводи

В настоящото изследване е направен анализ на силите действащи на мотовилка на ДВГ по МКЕ с помоща на Motion Analysis модул на Solidworks. Направеното е сравнение с аналитично пресметнатите сили показва, че модела е адекватен като грешката е под 10%. Показано е разпределението на напреженията при два работни режима в позиция 368°KB, където силата на натоварване е най-висока.

Литература:

- [1] В. Севастакиев, В. Живков, Е. Маринов, Динамика и трептения на ДВГ, Техника, София, 1986, стр.413
- [2] Ramani H., Analysis of Connecting Rod under Different Loading Condition Using Ansys Software, International Journal of Engineering Research & Technology, Vol. 1 Issue 9, November-2012
- [3] TOLIYA, Priyank D.; TRIVEDI, Ravi C.; CHOTAI, Nikhil J. Design and finite element analysis of aluminium-6351 connecting rod. In: International Journal of Engineering Research and Technology. ESRSA Publications, 2013.
- [4] DONG, Qiangbing; LIANG, Zheng. Force and Stress Analysis of Connecting Rod bushing. IJEART, Volume-1, Issue-3, September 2015, pp.23-27
- [5] Ilija E., K. Tutton, G. Lanni, “Overview of Properties of the Materials Used to Manufacture Connecting Rods.” PM World Congress, Yokohama, Japan, October (2012)

За контакти:

9010 Варна, ул. “Студентска”1
Технически университет –Варна,

Катедра: Транспортна техника и технологии

Ас. инж. Веселин Михайлов
e-mail: v_mihaylov@tu-varna.bg

Катедра: Техническа Механика
Гл. ас.д-р Диян Минков Димитров
e-mail: dm_dimitrov@tu-varna.bg