

Analiza porównawcza wybranych kształtów bieżnika pneumatycznego mechanizmu jezdnego ze względu na propagację nacisków w podłożu z zastosowaniem metody wagowo korelacyjnej

Włodzimierz Malesa

Warsaw University of Technology, Faculty of Civil Engineering, Mechanics and Petrochemistry
 Department of Mechanical Systems Engineering and Automatization
 Adress: ul. Łukasiewicza 17, 09-400 Płock, e-mail: polsw@pw.plock.pl

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono zastosowanie systemów CAD i metody elementów skończonych (MES), w analizie porównawczej propagacji nacisków w glebie pneumatycznych mechanizmów jezdnych, o różnym kształcie protektora. Wykonano model rozkładu nacisków powierzchniowych oraz ich propagacji w podłożu. Przeprowadzono optymalizację doboru kształtu bieżnika ze względu na minimalizację nacisków w glebie na wybranych głębokościach pomiarowych. Zadanie polioptymalizacji rozwiązano przy pomocy metody wagowo-korelacyjnej.

Słowa kluczowe: oddziaływanie opony na glebę, komputerowo wspomagane projektowanie, metoda elementów skończonych, propagacja nacisków w glebie, polioptymalizacja, metoda wagowo-korelacyjna.

WPROWADZENIE

Kształt bieżnika pneumatycznego mechanizmu jezdnego ma wpływ na wielkość nacisków jednostkowych występujących na powierzchni kontaktu opony z podłożem. Ma to bezpośredni związek ze zjawiskiem ich rozprzestrzeniania się w głąb ośrodka, po którym przemieszcza się układ jezdny [2, 3, 4, 6, 7, 19, 21]. Umiejętność określenia wpływu kształtu protektora na rozkład propagacji nacisków w podłożu umożliwia racjonalny dobór parametrów konstrukcyjnych elementów jezdnych (m.in. kształt opon) ze względu na minimalizację wartości nacisków lub też ograniczenie zjawiska przekraczania nośności granicznej (maszyny budowlane) [8, 9, 10, 17, 20].

Celem niniejszego opracowania było zastosowanie nowoczesnych metod modelowania cyfrowego z wykorzystaniem systemów CAD, metody elementów skończonych oraz metody wagowo-korelacyjnej (polioptymalizacja) w procesie określenia wpływu kształtu i geometrii bieżnika wybranej opony na propagację nacisków w podłożu.




Realizacja ww. problematyki z zastosowaniem MES oraz metod polioptymalizacji ma istotne znaczenie ze względów ekonomicznych, gdyż badania laboratoryjno-polowe wymagają poniesienia wysokich kosztów finansowych, ze względu na cenę urządzeń pomiarowych oraz nakłady związane z przygotowaniem terenu. Ponadto zaproponowana metodyka badań eliminuje problem sezonowości, co bezpośrednio przyczynia się do skrócenia czasu niezbędnego do wykonania analiz [5].




MODELE CYFROWE OPON

Wykonano osiem modeli cyfrowych opon na bazie rzeczywistej konstrukcji 14.9-R28/8PR Stomil Olsztyn [14], stosowanej w maszynach rolniczych. Proces modelowania cyfrowego zrealizowano z zastosowaniem systemu Inventor v13 firmy Autodesk. Każdy z wariantów opony zawierał wszystkie cechy geometryczne i materiałowe odpowiadające rzeczywistej oponie bazowej. Warianty kształtu bieżnika zostały opracowane na podstawie istniejących konstrukcji spotykanych w maszynach roboczych.

Tabela 1. Modele cyfrowe badanych opon.

Table 1. Digital models of tires

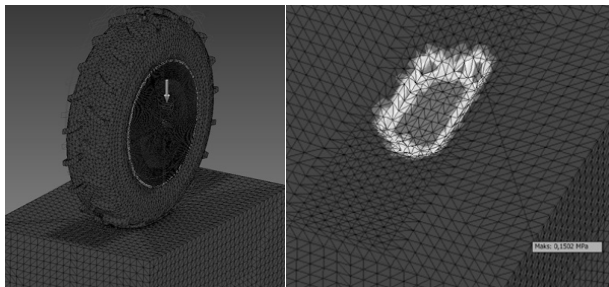
V1 – protektor łukowy		V5 – protektor prostokątny – wariant A	
V2 – protektor daszkowy		V6 – protektor prostokątny – wariant B	

V3 – protektor skośny		V7 – protektor typu kostka – wariant A	
V4 – protektor trapezowy		V8 – protektor typu kostka – wariant B	

MODEL CYFROWY KONTAKTU OPONY Z PODŁOŻEM

Opracowano cyfrowy model kontaktu opony z podłożem. W miejscach gdzie spodziewano się naturalnego styku elementów odkształcalnych wybrano powierzchnie potencjalnego kontaktu pomiędzy powierzchnią czołową wybranych elementów bieżnika opony a górną warstwą gleby. W procesie modelowania wykorzystano metodę powierzchnia do powierzchni (surface-to-surface) [23]. Wyznaczenie strefy kontaktu umożliwiło obliczenie, przy pomocy MES, cyfrowej mapy zawierającej rozkład nacisków powierzchniowych powstających między oponą i glebą oraz geometryczną postać odkształcenia podłoża [12, 13, 18, 24].

Mapa cyfrowa nacisków powstających w strefie kontaktu koła jezdne – gleba została opracowana dla każdego przypadku opony. Na rysunku nr 1 przedstawiono mapę cyfrową nacisków dla przykładowej opony (V1), odpowiadającej konstrukcji o oznaczeniu 14.9R28/8PR (wariant V1). Własności mechaniczne podłoża odpowiadały glebie piaszczysto-gliniastej. Wyznaczono maksymalną wartość nacisku w strefie kontaktu dla dwóch przypadków obciążenia koła napędowego, pionowo skierowaną siłą osiową, o wartościach: 10kN i 7kN. W modelu uwzględniono ciśnienie napompowania opony $p_0=2,25$ bara.



Rys. 1. Symulacja komputerowa oddziaływania koła napędowego na podłoże

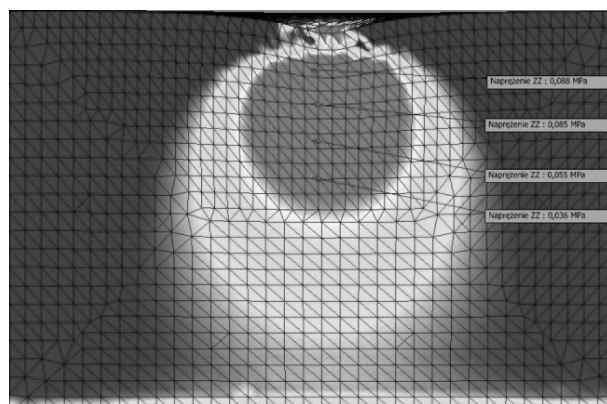
Fig. 1. Computer simulation of the impact of the drive wheel on the ground

W dalszej kolejności wyznaczono propagację nacisków w głębi ośrodka głębowego.

OBLICZENIA PROPAGACJI NACISKÓW W PODŁOŻU DLA WYKONANYCH MODELI OPON Z ZASTOSOWANIEM MES

Obliczenia MES przeprowadzono dla wszystkich badanych wariantów opon (V1 – V8), z zachowaniem jednolitych warunków brzegowych. Wyniki obliczeń rejestrowano dla czterech głębokości pomiarowych (100 mm, 200 mm, 300mm, 400mm), co odpowiadało procedurze rozmieszczenia czujników tensometrycznych na stanowisku laboratoryjnym (kanał głębowy) [14].

Poniżej przedstawiono przykładową mapę rozkładu nacisków w podłożu składowej σ_y , w płaszczyźnie prostopadłej do osi jazdy, na której znajduje się oś koła, dla przypadku obciążenia $G=10$ kN. Wyniki przedstawiono dla modelu opony o skośnej geometrii bieżnika (wariant V3).



Rys. 2. Rozkład naprężeń σ_y – wariant V3, obciążenie $G=10$ kN
Fig. 2. Stress distribution σ_y – variant V3, force $G=10$ kN

Na podstawie wyznaczonych za pomocą MES składowych naprężeń ($\sigma_y, \tau_{yx}, \tau_{yz}$) obliczono wartości σ_n , zgodnie z zależnością [22]:

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{yx}^2 + 3\tau_{yz}^2} \quad (1)$$

WYBÓR OPTYMALNEGO KSZTAŁTU PROTEKTORA ZE WZGLĘDU NA MINIMALIZACJĘ PROPAGACJI NACISKÓW W PODŁOŻU Z ZASTOSOWANIEM METODY WAGOWO-KORELACYJNEJ

W analizowanym przypadku konstrukcji opon określono osiem kryteriów q_j ($j=1, \dots, 8$) zadania polioptymalizacji [15]. Wartość kryterium q_j odpowiadała wielkości wyznaczonych naprężeń σ_n dla głębokości pomiarowych h_j ($h_1=100$ mm, $h_2=200$ mm, $h_3=300$ mm, $h_4=400$ mm) dla obciążeń osiowych G_k ($G_1=10$ kN, $G_2=7$ kN)

Dla każdego wariantu opony przyporządkowano wektor 8 liczb będących wartościami kryteriów ($q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8$).

W analizowanym zadaniu, w procesie obliczeniowym MES wyznaczono następujące współrzędne punktów: $a_{V1}, a_{V2}, a_{V3}, a_{V4}, a_{V6}, a_{V7}, a_{V3}, a_{V8}$ w przestrzeni kryterialnej ($q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8$).

Tabela 2. Współrzędne punktów (a_{V1}, \dots, a_{V8}) w przestrzeni kryterialnej (q_1, \dots, q_8)
Table 2. Coordinates of points (a_{V1}, \dots, a_{V8}) in the space criterion (q_1, \dots, q_8)

wyniki obliczeń MES	q_1 [MPa]	q_2 [MPa]	q_3 [MPa]	q_4 [MPa]	q_5 [MPa]	q_6 [MPa]	q_7 [MPa]	q_8 [MPa]
a_{V1}	119,60	86,00	59,20	42,20	83,70	60,20	41,50	29,50
a_{V2}	172,90	132,20	81,50	52,70	120,70	91,90	57,00	36,50
a_{V3}	108,37	88,58	56,11	36,37	72,12	57,56	37,74	25,24
a_{V4}	48,99	116,03	90,00	64,00	36,47	87,04	67,03	48,03
a_{V5}	49,99	122,02	91,00	65,00	30,28	85,01	63,00	45,00
a_{V6}	31,51	108,03	85,02	62,01	34,19	81,02	63,00	45,00
a_{V7}	247,65	192,02	120,61	80,17	302,49	162,05	90,02	57,03
a_{V8}	131,79	111,97	83,37	60,18	93,63	77,70	58,30	42,12

Tabela 3. Znormalizowane wartości współrzędnych punktów ($a_{V1}^N, \dots, a_{V8}^N$) w przestrzeni kryterialnej (q_1^N, \dots, q_8^N)
Table 3. Normalized values of coordinates of points ($a_{V1}^N, \dots, a_{V8}^N$) in the space criterion (q_1^N, \dots, q_8^N)

wyniki obliczeń MES	q_1^N [MPa]	q_2^N [MPa]	q_3^N [MPa]	q_4^N [MPa]	q_5^N [MPa]	q_6^N [MPa]	q_7^N [MPa]	q_8^N [MPa]
a_{V1}^N	0,4076	0,0000	0,0479	0,1331	0,1962	0,0253	0,0719	0,1340
a_{V2}^N	0,6542	0,4358	0,3936	0,3728	0,3322	0,3286	0,3684	0,3542
a_{V3}^N	0,3556	0,0243	0,0000	0,0000	0,1537	0,0000	0,0000	0,0000
a_{V4}^N	0,0809	0,2832	0,5254	0,6308	0,0227	0,2821	0,5603	0,7169
a_{V5}^N	0,0855	0,3397	0,5409	0,6537	0,0000	0,2627	0,4832	0,6216
a_{V6}^N	0,0000	0,2078	0,4482	0,5854	0,0144	0,2245	0,4832	0,6216
a_{V7}^N	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
a_{V8}^N	0,4640	0,2450	0,4226	0,5436	0,2327	0,1927	0,3933	0,5310

W dalszej kolejności dokonano zabiegu normalizacji wartości współrzędnych punktów w przestrzeni kryterialnej, zgodnie z następującą zależnością:

$$q_j^N = \frac{q_j - q^{MIN}}{q^{MAX} - q^{MIN}}, \quad (2)$$

gdzie:

$$q^{MAX} = \text{MAX}(q_j(a_{V1}), \dots, q_j(a_{V8}))$$

$$q^{MIN} = \text{MIN}(q_j(a_{V1}), \dots, q_j(a_{V8}))$$

Rozwiązanie zadania polioptymalizacji polegało na wyznaczeniu elementu „najlepszego” poprzez zastosowanie metody wagowo-korelacyjnej.

Rachunek wagowo-korelacyjny jest metodą wartościowania ocechowanych wytworów. Wytwory stanowią zbiór porównywalnych ze sobą układów. Wartościowanie wymaga, by każdy z wytworów (układów) był oznaczony miarami jakości w wybranych kryteriach. Problem polega na tym, że mają one różne wartości w kryteriach cząstkowych [16].

Dla potrzeby zadania wprowadzono następujące oznaczenia:

$i=1, \dots, 8$ – indeks wytworu (analizowany wariant opony),

$j=1, \dots, 8$ – indeks kryterium (obliczone wartości nacisków na wybranych głębokościach pomiarowych dla dwóch przypadków obciążenia (10kN i 7kN).

Wektor ocen i -tego wytworu wg j -tego kryterium ma następującą postać:

$$q_j = \begin{bmatrix} q_{1,j} \\ \vdots \\ q_{i,j} \\ \vdots \\ q_{8,j} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Macierz wartości cząstkowych dla kryteriów: przyjmuje następującą postać:

$$q = \begin{bmatrix} q_{1,1} & \dots & q_{1,i} & \dots & q_{1,8} \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ q_{i,1} & \dots & q_{i,j} & \dots & q_{i,8} \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ q_{8,1} & \dots & q_{8,i} & \dots & q_{8,8} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

W metodzie można oszacować wagi kryteriów względem, których obliczono oceny cząstkowe wariantów konstrukcji opon. Wektor wag ma następującą postać:

$$\rho = [\rho_1 \quad \dots \quad \rho_j \quad \dots \quad \rho_8]. \quad (5)$$

Metoda wagowo-korelacyjna umożliwia przekształcenia problemu skalaryzacji wielowymiarowej do problemu skalaryzacji jednowymiarowej [15]. Wyznaczono kryterium kompromisowe w oparciu o założenie, że średnia ważona współczynników korelacji kryteriów cząstkowych z kryterium kompromisowym dąży do maksimum, zgodnie z poniższą zależnością:

$$S(Q_0, Q) = \sum_{j=8}^{j=1} r(Q_0, Q_j) \times \rho_j \rightarrow \max!, \quad (6)$$

gdzie:

$S(Q_0, Q)$ – średnia ważona współczynników korelacji kryteriów cząstkowych z kryterium kompromisowym,

$r(Q_0, Q_j)$ – współczynnik korelacji między j-tym kryterium cząstkowym a kryterium kompromisowym,

ρ_j – waga j-tego kryterium cząstkowego.

Wynikiem przekształcenia, zgodnie z powyższą zależnością, jest wektor ocen kompromisowych Q_0 , następującej postaci:

$$Q_0 = \begin{bmatrix} Q_{01} \\ \vdots \\ Q_{0,i} \\ \vdots \\ Q_{08} \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Zadanie rozwiązano przy pomocy modułu solver arkusza kalkulacyjnego MS Excel. Po wprowadzeniu modelu numerycznego [11], opisanego metodą *wagowo-korelacyjną* i podstawieniu danych z tabeli nr 4 otrzymano następujące wartości Q_{0i} , dla każdego przypadku rozwiązania konstrukcyjnego. Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli nr 5. Wszystkim kryteriom przypisano wagi $\rho_j=1$.

Tabela 5. Wartości funkcji Q_{0i}

Table 5. Values of the function Q_{0i}

Oznaczenie rozwiązania konstrukcyjnego	Q_{0i}
a_{V1}	0,08366
a_{V2}	0,37369
a_{V3}	0,02133
a_{V4}	0,36100
a_{V5}	0,34615
a_{V6}	0,29380
a_{V7}	0,99294
a_{V8}	0,34657

Rozwiązaniem optymalnym w przekształconym zadaniu skalaryzacji jednowymiarowej [1] jest to, dla którego wartość funkcji Q_{0i} spełnia warunek:

$$Q^{MIN} = Q_{0i} \text{ jeżeli } \bigwedge_{1 \leq i \leq 8} Q_{0i} \geq Q^{MIN}. \quad (8)$$

Analiza wyników obliczeń zamieszczona w tabeli 5 prowadzi do wniosku, że optymalnym rozwiązaniem jest wariant V3 opony (protektor skośny). Wartość funkcji celu dla tego rozwiązania konstrukcyjnego wynosi $Q_{03}^*=0,02133$. Dla porównania, następnym w kolejności kształt bieżnika – „łukowy”, odpowiadający rzeczywistej oponie generuje wartość funkcji $Q_{01} = 0,08366$, z wynikiem blisko czterokrotnie gorszym. Najgorszym kształtem protektora ze względu na propagację naprężeń w podłożu jest geometria kostki ($Q_{07} = 0,99294$). Takie rozwiązanie konstrukcyjne można znaleźć w niektórych maszynach budowlanych oraz przeznaczonych do transportu wewnętrznego w halach produkcyjnych.

WNIOSKI

Wyniki obliczeń MES wykazują, że:

- kształt bieżnika ma wpływ na propagację nacisków w podłożu, przy czym opony ze „skośnym” protektorem generują najmniejsze wartości badanych wielkości w porównaniu z pozostałymi wariantami,
 - na wartość nacisków istotny wpływ ma parametr określający kąt nachylenia bieżnika do osi jazdy,
 - można zastąpić stosowane obecnie geometrie protektora pneumatycznego mechanizmu jezdnego rozwiązaniami wydatnie poprawiającymi negatywne aspekty oddziaływania kołowego mechanizmu jezdnego na podłoże.
- Zastosowanie systemów CAD i obliczeń MES w omawianej problematyce daje wymierne korzyści, do których należą m.in.:
- znaczne skrócenie czasu wykonywanych badań i uniezależnienie procesu badawczego od warunków pogodowych i klimatycznych,
 - odciążenie zespołu projektowego od prac zrutynizowanych i nietwórczych związanych z czasochłonnym przygotowaniem stanowisk badawczych,
 - ułatwienie wykonania analizy porównawczej badanych opon oraz rodzajów podłoża,
 - przeprowadzenie wiarygodnych badań symulacyjnych w fazie projektowania opony i układu napędowego, bez konieczności wykonywania kosztownych i czasochłonnych badań laboratoryjnych,
 - wprowadzenie cech konstrukcyjnych bieżnika, które będą generowały mniejsze naciski układu jezdnego na glebę i ich propagacje w głąb podłoża.

LITERATURA

1. **Bogucki M. 2009:** Optymalizacja doświadczalna. Wariant jednokryterialny, MOTROL Motorization and power industry of agriculture, volume 13, Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN Oddział w Lublinie, 11, 22-30.
2. **Bekker M.G. 1969:** Introduction to terrain-vehicle system, The University of Michigan Press, Ann Arbor.
3. **Jakliński L. 2006:** Mechanika układu pojazd-teren w teorii i badaniach. Wybrane zagadnienia, OWPW.
4. **Jakliński L. 1999:** Modele oddziaływania koła pneumatycznego na glebę, OWPW.
5. **Jakliński L. 2004:** Monitorowanie rozkładu nacisków jednostkowych w badaniach polowych. Technika Rolnicza, Ogrodnicza, Leśna, nr 1, 27-28
6. **Jakliński L., Pilarczyk S. 2008:** Badanie rozkładu nacisków jednostkowych w glebie z uwzględnieniem występowania podeszwy płużnej, Journal of research and applications in agricultural engineering, Poznań, vol. 53(3), 96.
7. **Jakliński L., Jasiński B., Lebert M., Krzywosiński S. 2004:** Monitoring tire-soil individual stresses as contribution to soil protection, Systemy Mikroprocesorowe w Rolnictwie Międzynarodowa Konferencja – Płock, 50-61.

8. **Jakliński L., Malesa W.:** Analiza porównawcza wybranych kształtów protektora (daszkowy i łukowy) pneumatycznego mechanizmu jezdnego ze względu na propagację nacisków w glebie z zastosowaniem metod modelowania 3D i MES w systemach CAD, Sprawozdanie z pracy statutowej nr 504P/7703/2606/001.
9. **Jakliński L., Pilarczyk S. 2007:** Analiza propagacji nacisków wybranych napędowych opon rolniczych, X Międzynarodowe Sympozjum Inżynierii Systemów Biogrotechnicznych, Płock, Zeszyt 6(15), 29-33.
10. **Kolator B. 2006:** Wybrane zagadnienia odkształceń napędowego koła pneumatycznego ciągnika rolniczego, MOTROL Motorization and power industry of agriculture, volume 13, Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN Oddział w Lublinie, 8, 118-124.
11. **Korzybski W., Malesa W. 2009:** Inżynierskie i biznesowe zastosowania arkusza kalkulacyjnego, Wyd. Novum, Płock.
12. **Król K. 2006:** Metoda elementów skończonych w obliczeniach konstrukcji, Politechnika Radomska, Wydawnictwo.
13. **Kruszewski J., Gawroński W., Wittbrodt E., Najbar F., Grabowski S. 1975:** Metoda sztywnych elementów skończonych, Arkady.
14. **Kruszewski Z., Jakliński L. 1990:** Badania porównawcze opon napędowych do ciągników rolniczych 14.9-28 8PR „Stomil” i „Good Year”, Sprawozdanie z pracy zleconej przez OZOS Stomil, Płock.
15. **Osiński Z., Wróbel J. 1995:** Teoria konstrukcji, PWN.
16. **Pogorzelski W.:** Analiza wielowymiarowej i rozmytej jakości za pomocą systemu doradczego WAKOR-2: konferencja pt. Metrologia i systemy pomiarowe – stan i perspektywy, Warszawa 15-17 listopada 1990 r.
17. **Pytka J., Szymaniak G.:** Investigations of stress state in soil under Tractor tyres, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa IV/2004, s. 172, Wydawnictwo Oddziału PAN w Lublinie.
18. **Rakowski G., Kacprzyk Z. 2005:** Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji, OWPW.
19. **Soltyński A. 1966:** Mechanika układu pojazd-teren, Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej.
20. **Szymaniak G., Pytka J. 2003:** Effects of reduced inflation pressure and ride velocity on soil surface deformation, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa III/, 236, Wydawnictwo Oddziału PAN w Lublinie.
21. **Sommer C., Lebert M., Jakliński L., Jasiński B. 2003:** Bodenschadverdichtung Strategien und physikalischen Bodenschutz. Landtechnik no. 2.
22. **Zabielski M., Malesa W. 2012:** Calculation of stress in contact of tire-soil with use of fem (finite element method), TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Vol. 12., No. 2.
23. **Zagrajek. T., Krzesiński G., Marek P. 2006:** Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Ćwiczenia z zastosowaniem systemu ANSYS, OWPW.
24. **Zienkiewicz O.C. 1972:** Metoda elementów skończonych, Arkady.

COMPARATIVE ANALYSIS WITH APPLICATION
OF THE FINITE ELEMENT METHOD OF SELECTED
SHAPES OF WHEELED UNDERCARRIAGE
DUE TO THE PROPAGATION OF PRESSURES
IN GROUNDWORK USING WEIGHT-
CORRELATION METHOD

Summary. This article presents the application of CAD systems with the use of the finite element method (FEM) in the calculation of parameters for tire-soil interaction including contact stress for different shapes of tires wheeled undercarriage. Moreover, a distribution model of surface pressures as well as calculations of stresses in the soil with the FEM application was described. The weight-correlation method of shape optimization of tires wheeled undercarriage due to the propagation of pressures in groundwork was proposed.

Key words: tire-soil interaction, computer aided design, finite element method, contact stress, stresses in soil, polioptimization, weight-correlation method.

