

## ANALIZA WPLYWU NACISKU OSIOWEGO NA ZUZYCIE UZBROJENIA ŚWIDRÓW GRYZOWYCH

### AXIAL THRUST EFFECT ON DRILLING BITS EQUIPMENT WEAR ANALYSIS

*Przedstawiono wyniki badań zużycia uzbrojenia świdra trójgryzowego w oparciu o opracowane modele kinetyki kontaktu tribologicznego z urabianą calizną. Przeprowadzono rozwiązanie numeryczne zagadnienia, gdzie oszacowano zużycie uzbrojenia na poszczególnych wieńcach gryza w zależności od wielkości nacisku osiowego działającego na przewód wiertniczy. Wyniki rozwiązania przedstawiono na wykresach.*

**Słowa kluczowe:** zużycie, świder gryzowy, nacisk osiowy

*In the article are presented some results of tricone bit equipment wear tests basing oneself on worked out the model of tribological contact of this element with mining undisturbed soil. To confirm the validity of the model the numerical calculation of parameter mentioned above with regard to axial thrust were performed.*

**Keywords:** wear, drill, axial pressure

Jednym z ważniejszych czynników decydującym o wydajności i trwałości świdra jest zużycie ich uzbrojenia. Główną przyczyną zużywania się uzbrojenia świdra jest poślizg zębów względem calizny w otworze. Powstające przy tym zużycie zębów ma charakter zużycia ściernego w ośrodku smarnym, jakim jest płuczka wiertnicza. Modelowanie matematyczne procesu zwiercania skał oraz diagnoza (symulacja) na tej podstawie dwóch ważniejszych czynników procesu - trwałości na zużycie uzbrojenia świdra oraz jego wydajności, pozwala na zoptymalizowany wybór narzędzia.

Rozpatrzmy świder trójgryzowy (rys. 1a) z uzbrojeniem w postaci klina (rys. 1b), który pod wpływem siły osiowej wgłębia się w calizną, a pod wpływem momentu obrotowego przetacza się względem niej z pewnym poślizgiem. Na skutek tego, wstępnie płaska powierzchnia zęba o szerokości  $l$ , zaokrągla się. Zakładamy, że tworzy się przy tym powierzchnia cylindryczna zmiennego promienia  $r_t$  (rys. 1b). W celu badania kinetyki procesu zużywania się zębów stosujemy równanie różniczkowe [1]:

$$\frac{l}{v} \frac{dh(x,t)}{dt} = \Phi^{-1}(\tau) \quad (1)$$

gdzie:  $h(x,t)$  - zużycie liniowe zębów;  $v$  - prędkość poślizgu zęba względem calizny;  $t$  - czas trwania procesu trybologicznego;  $\Phi(\tau)$  - funkcja wytrzymałości frykcyjnej materiału, tzn. miara jego odporności na

zużywanie się;  $\tau$  - jednostkowa siła tarcia, przyjęta jako charakterystyka obciążenia kontaktu tribologicznego.

Wartości dyskretne parametru  $\Phi_j(\tau_j)$  (gdzie  $j=1,2,3,\dots$ ) określane są na drodze stanowiskowych badań tribologicznych według wzoru:

$$\Phi_j(\tau_j) = \frac{L}{h_j} \quad (2)$$

gdzie:  $L=vt$  - droga tarcia poślizgu;  $h_j$  - zużycie liniowe próbki na drodze  $L$  przy obciążeniu jej siłą tarcia  $\tau_j$ .

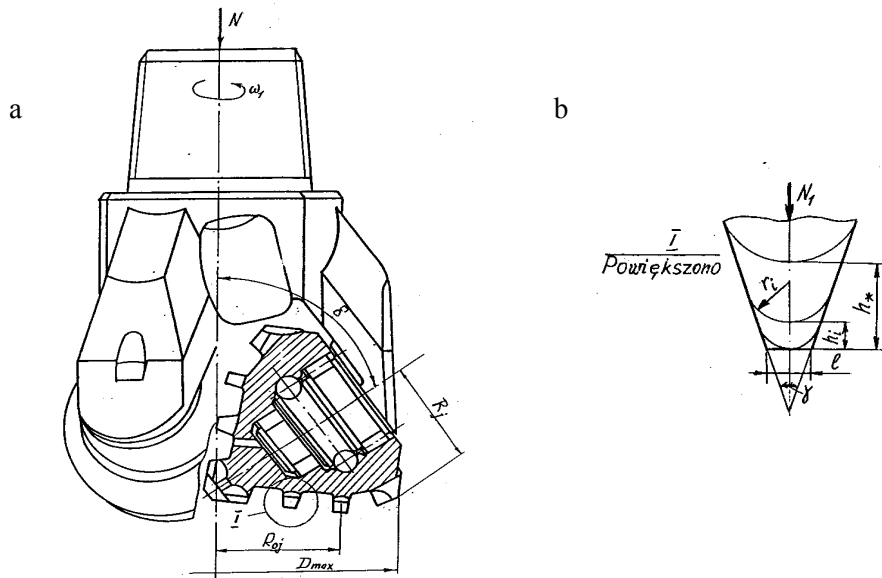
Wartości  $\Phi_j(\tau_j)$  mogą być aproksymowane funkcją następującej postaci:

$$\Phi(\tau) = A \left( \frac{\tau_t}{\tau} \right)^m \quad (3)$$

gdzie:  $A, m$  - bezwymiarowe wskaźniki wytrzymałości frykcyjnej badanego materiału w skojarzeniu tribologicznym i przyjętych warunkach badania;  $\tau_t = 0.5\sigma_{0.2}$  - granica plastyczności materiału na ścinanie;  $\sigma_{0.2}$  - umowna granica plastyczności materiału na rozciąganie.

Obciążenie styku tribologicznego, którego charakterystyką jest  $\tau$ , może być wyznaczone według prawa Coulomba:

$$\tau(x,h) = fp(x,h) \quad (4)$$



Rys. 1. Schemat świdra trójgryzowego

gdzie:  $f$  - współczynnik tarcia ślizgowego, którego wartości ustala się podczas badań doświadczalnych zużycia materiału ze skałą, lub przyjmuje się z literatury;  $p$  - naciski stykowe wyznaczone z rozwiązań odpowiednich zagadnień teorii sprężystości.

Uwzględniając w (1) wyrażenia (3,4) otrzymano równanie na obliczanie czasu kontaktu tribologicznego podczas którego osiągnięte zostanie jego zużycie dopuszczalne  $h_{**}$ , w postaci:

$$t = \frac{A\tau_t^m}{V} \int_0^{h_{**}} [fp(0, h)]^m dh \quad (5)$$

**Metoda 1**

Według analizy literaturowej, a także na podstawie własnych badań doświadczalnych zużycia uzbrojenia świdra trójgryzowego, wartość  $\tau$  zmienia się zgodnie z zależnością:

$$\tau = \tau_o e^{-c\tilde{h}} \quad (6)$$

gdzie:  $\tilde{h} = h/h_{**}$ ;  $\tau_o = \tau_{max}$  dla  $h=0$  i  $x=0$ ;  $\tau_o = fp(0,0)$ ;  $c$  - nieznaną stałą;  $h_{**}$  - dopuszczalne zużycie zęba.

Jednak podczas obracania się grzyzów, ząb styka się ze skałą tylko w przeciągu pewnej części tego obrotu. Dlatego rzeczywisty czas pracy świdra  $T$ , jaki jest potrzebny aby zęby osiągnęły zużycie  $h_{**}$ , jest większy i oblicza się według wzoru:

$$T = \frac{t}{60\tilde{t}n_2}, \quad n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi} \quad (7)$$

gdzie czas współpracy zęba z calizną przypadający na jeden obrót można określić:

$$\tilde{t} = \frac{60R_i}{n_i n_i R_{oi}} \quad (8)$$

$n_i = \frac{2\pi R_i}{s_i}$  - ilość zębów na  $i$ -tym wieńcu;  $R_{oi}$  - promień toczenia się  $i$  - tego wieńca gryza względem calizny otworu;  $R_i$  - promień  $i$  - tego wieńca gryza;  $s_i$  - skok między zębami.

Jeżeli do równania (5) podstawimy (6) oraz uwzględnimy (7) i (8) to po rozdzieleniu zmiennych i scałkowaniu otrzymamy

**- model pierwszego stopnia (1.1)**

$$T_i = \frac{AR_{oi}\tau_t^m}{60u^2 n_i R_i s_i \tau_o^m} \cdot \int_0^{h_*} e^{cm \frac{h}{h_{**}}} dh \quad (9)$$

ostatecznie

$$T_i = \frac{AR_{oi}\tau_t^m h_{**}}{60u^2 n_i R_i s_i \tau_o^m cm} \left( e^{cm \frac{h_*}{h_{**}}} - 1 \right) \quad (10)$$

gdzie:  $h_* = h \rightarrow h_{**}$  - dyskretne wartości zużycia

Przekształcając wyrażenie (10) otrzymamy funkcję zużycia  $i$  - tego wieńca  $h_i = f(T_*)$  w postaci wzoru:

$$h_i = \frac{h_{**}}{cm} \cdot \ln \left[ \frac{60T_* R_i cms_i u^2 n_i}{AR_{oi} h_{**}} \cdot \left( \frac{\tau_o}{\tau_t} \right)^m + 1 \right] \quad (11)$$

W powyższych rozważaniach przyjęto, że  $R_i = const$ , jednak w rzeczywistości ulega on zmianie ( $R_i \neq const$ ) na skutek procesu zużywania się uzbrojenia świdra gryzowego wg zależności:

$$R_i(h) = R_i - h \cos \delta \quad (12)$$

Zależność (10) przyjmie postać:

- model drugiego stopnia (1.2)

$$T_i = \frac{AR_{oi} \tau_i^m h_{**} \left( e^{\frac{cm}{h_{**}}} - 1 \right)}{60u^2 n_i (R_i - h_{**} \cos \delta) s_i \tau_o^m cm} \quad (13)$$

oraz

- model drugiego stopnia bez cosinusa (1.2')

$$T_i = \frac{AR_{oi} \tau_i^m h_{**} \left( e^{\frac{cm}{h_{**}}} - 1 \right)}{60u^2 n_i (R_i - h_{**}) s_i \tau_o^m cm} \quad (14)$$

Jeżeli w równaniu (9) uwzględnimy zależność (12) to przyjmie ona postać:

- model trzeciego stopnia (1.3)

$$T_i = \frac{AR_{oi} \tau_i^m}{60u^2 n_i s_i \tau_o^m} \cdot \int_0^{h_i} \frac{e^{\frac{cm}{h_{**}}}}{R_i - h \cos \delta} dh \quad (15)$$

oraz

- model trzeciego stopnia bez cosinusa (1.3')

$$T_i = \frac{AR_{oi} \tau_i^m}{60u^2 n_i s_i \tau_o^m} \cdot \int_0^{h_i} \frac{e^{\frac{cm}{h_{**}}}}{R_i - h} dh \quad (16)$$

## Metoda 2

Na obliczenie nacisków maksymalnych  $p(0,h)=p_{max}$  stosuje się rozwiązanie zagadnienia stykowego, w którym cylinder (zab zaokrąglony u wierzchołka) zmiennego promienia  $r_i$  (rys.1b) jest wciskany siłą  $N_i$  w jednorodną, izotropową, liniowo (sprężyście) odkształcalną półpłaszczyznę z właściwościami mechanicznymi skały. Rozwiązanie takiego zagadnienia znane jest w postaci [4]:

$$p_{i max} = \sqrt{\frac{N_i E}{r_i \pi (1-\nu^2)}} \quad (17)$$

gdzie:  $E, \nu$ - moduł Younga i liczba Poissona skały;  $N_i = N/l_z$  - obciążenie jednostkowe zęba;  $N$  - nacisk osiowy na świder;  $l_z = \sum_{j=1}^{n_j} l_{nj}$  - długość sumarycznej linii styku zębów świda z calizną;  $l_{nj}$  - długość linii styku poszczególnych zębów;  $n_j$  - liczba zębów na każdym wieńcu, jednocześnie stykających się z calizną [4].

Na podstawie analizy zależności geometrycznych (rys.1b) ustalono, że:

$$r_i = \left( \frac{l}{2} \cos \frac{\gamma_i}{2} + h \sin \frac{\gamma_i}{2} \right) \left( 1 - \sin \frac{\gamma_i}{2} \right)^{-1} \quad (18)$$

Z uwzględnieniem podanego wzoru, funkcja (17) przybiera postać:

$$p_{i max} = \sqrt{\frac{EN \left[ 1 - \sin(0.5\gamma_i) \right]}{\pi (1-\nu^2) \left[ 0.5l \cos(0.5\gamma_i) + h \sin(0.5\gamma_i) \right]}} \quad (19)$$

Jeżeli w równaniu (5) podstawimy  $p(0,h)$  w postaci (19), to po uwzględnieniu (7) i (8) otrzymamy:

- model pierwszego stopnia (2.1)

$$T_i = \frac{A \tau_i^m R_{oi}}{60 R_i s_i f^m u^2 n_i} \left[ \frac{\pi (1-\nu^2)}{EN \left( 1 - \sin \frac{\gamma_i}{2} \right)} \right]^{\frac{m}{2}} \cdot \frac{\left[ \left( h_{**} \sin \frac{\gamma_i}{2} + \frac{l}{2} \cos \frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m+1}{2}} - \left( \frac{l}{2} \cos \frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m+1}{2}} \right]}{\left( \frac{m}{2} + 1 \right) \sin \frac{\gamma_i}{2}} \quad (20)$$

Przekształcając wyrażenie (20) otrzymamy funkcję zużycia i - tego wieńca  $h_i = f(T_i)$  w postaci wzoru:

$$h_i = \frac{\left( \frac{T_i}{M_i} + D_i \right)^{\frac{2}{m+2}} - \frac{l}{2} \cos \frac{\gamma_i}{2}}{\sin \frac{\gamma_i}{2}} \quad (21)$$

gdzie:

$$M_i = \frac{R_{oi} A \tau_i^m}{60 u^2 f^m R_i n_i s_i} \left[ \frac{\pi (1-\nu^2)}{NE \left( 1 - \sin \frac{\gamma_i}{2} \right)} \right]^{\frac{m}{2}} \left[ \left( \frac{m}{2} + 1 \right) \sin \frac{\gamma_i}{2} \right]^l$$

$$D_i = \left( \frac{l}{2} \cos \frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m+1}{2}}$$

W powyższym modelu przyjęto, że  $R_i = const$ , jednak w rzeczywistości ulega on zmianie  $R_i \neq const$  na skutek procesu zużywania się uzbrojenia świda gryzowego wg zależności (12).

Zależność (20) przyjmie postać:

**- model drugiego stopnia (2.2)**

$$T_i = \frac{A\tau_i^m R_{oi}}{60f^m s_i u^2 n_i} \left( \frac{\pi(l-v^2)_{\Sigma}}{EN(1-\sin\frac{\gamma_i}{2})} \right)^{\frac{m}{2}} \cdot \frac{\left[ \left( h_* \sin\frac{\gamma_i}{2} + \frac{l}{2} \cos\frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m}{2}+1} - \left( \frac{l}{2} \cos\frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m}{2}+1} \right]}{\left( \frac{m}{2} + 1 \right) \sin\frac{\gamma_i}{2}} \quad (22)$$

oraz

**- model drugiego stopnia bez cosinusa (2.2')**

$$T_i = \frac{A\tau_i^m R_{oi}}{60f^m s_i u^2 n_i} \left( \frac{\pi(l-v^2)_{\Sigma}}{EN(1-\sin\frac{\gamma_i}{2})} \right)^{\frac{m}{2}} \cdot \frac{\left[ \left( h_* \sin\frac{\gamma_i}{2} + \frac{l}{2} \cos\frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m}{2}+1} - \left( \frac{l}{2} \cos\frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m}{2}+1} \right]}{\left( \frac{m}{2} + 1 \right) \sin\frac{\gamma_i}{2}} \quad (23)$$

Jeżeli w równaniu (5) podstawimy  $p(0,h)$  w postaci (19), to po uwzględnieniu (7) i (8) oraz zależności (12) otrzymamy:

**- model trzeciego stopnia (2.3)**

$$T_i = \frac{A\tau_i^m R_{oi}}{60f^m s_i u^2 n_i} \left( \frac{\pi(l-v^2)_{\Sigma}}{EN(1-\sin\frac{\gamma_i}{2})} \right)^{\frac{m}{2}} \cdot \int_0^{h_*} \frac{\left( \frac{l}{2} \cos\frac{\gamma_i}{2} + h \sin\frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m}{2}}}{R_i - h \cos\delta} dh \quad (24)$$

oraz

**- model trzeciego stopnia bez cosinusa (2.3')**

$$T_i = \frac{A\tau_i^m R_{oi}}{60f^m s_i u^2 n_i} \left( \frac{\pi(l-v^2)_{\Sigma}}{EN(1-\sin\frac{\gamma_i}{2})} \right)^{\frac{m}{2}} \cdot \int_0^{h_*} \frac{\left( \frac{l}{2} \cos\frac{\gamma_i}{2} + h \sin\frac{\gamma_i}{2} \right)^{\frac{m}{2}}}{R_i - h} dh \quad (25)$$

Parametry konstrukcyjne podano w tab.1 [2]. Pozostałe dane do obliczeń,  $n_1=130obr/min$ ,  $u=1.57$ ,  $f=0.3$ ,  $l_{\Sigma}=0.175m$ ,  $l=0.002m$ ,  $N=0,07;0,14;0,21;0,28MN$ , skała - granit, wartości parametrów  $\tau_s=385MPa$ ,  $\tau_o=576MPa$ ,  $E=2 \cdot 10^4 MPa$ ,  $\nu=0,25$ , przyjęto z [2,3] podobnie jak wartości  $A=1,27 \cdot 10^6$ ,  $c=1,2m$ ,  $m=1,8$  dla których, w powyższych pracach, przedstawiono metodę ich wyznaczania.

Według metody 1 obliczono na każdym wieńcu średnie zużycie  $h_i=f(T_*)$  zębów świdra wg zależności (11), oraz w oparciu o zależności (13,14,15,16) wyznaczono metodą kolejnych przybliżeń wartości funkcji  $h_i=f(T_*)$ , dla  $T_*=0; 1; 1.5; 2; 2.5 \dots 6$  godz. Wyniki rozwiązania numerycznego dla modeli 1.2 i 1.3 podano na rys. 2 a, b, c.

Według metody 2 obliczono na każdym wieńcu średnie zużycie  $h_i=f(T_*)$  zębów świdra wg zależności (21) oraz w oparciu o zależności (22,23,24,25) wyznaczono metodą kolejnych przybliżeń wartości funkcji  $h_i=f(T_*)$  również dla  $T_*=0; 1; 1.5; 2; 2.5 \dots 6$  godz. Wyniki rozwiązania numerycznego dla modeli 2.2 i 2.3 podano na rys. 3 a, b, c.

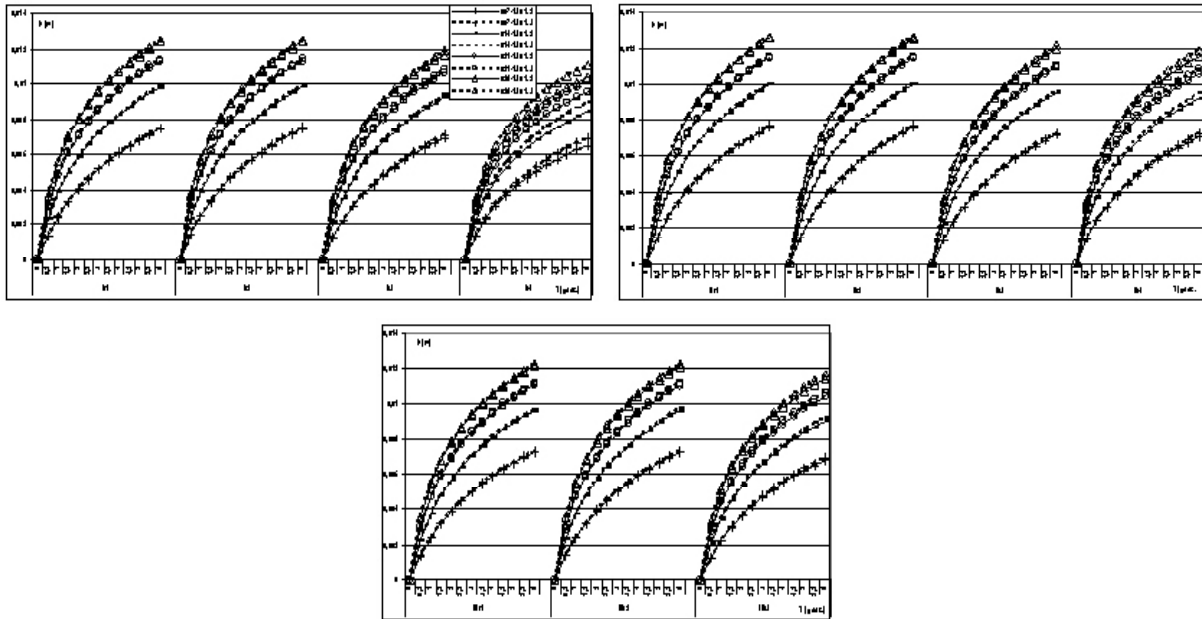
**Wnioski**

Analiza wyników rozwiązania numerycznego, zamieszczonego na rys.2 oraz rys.3, pozwala wyciągnąć następujące wnioski:

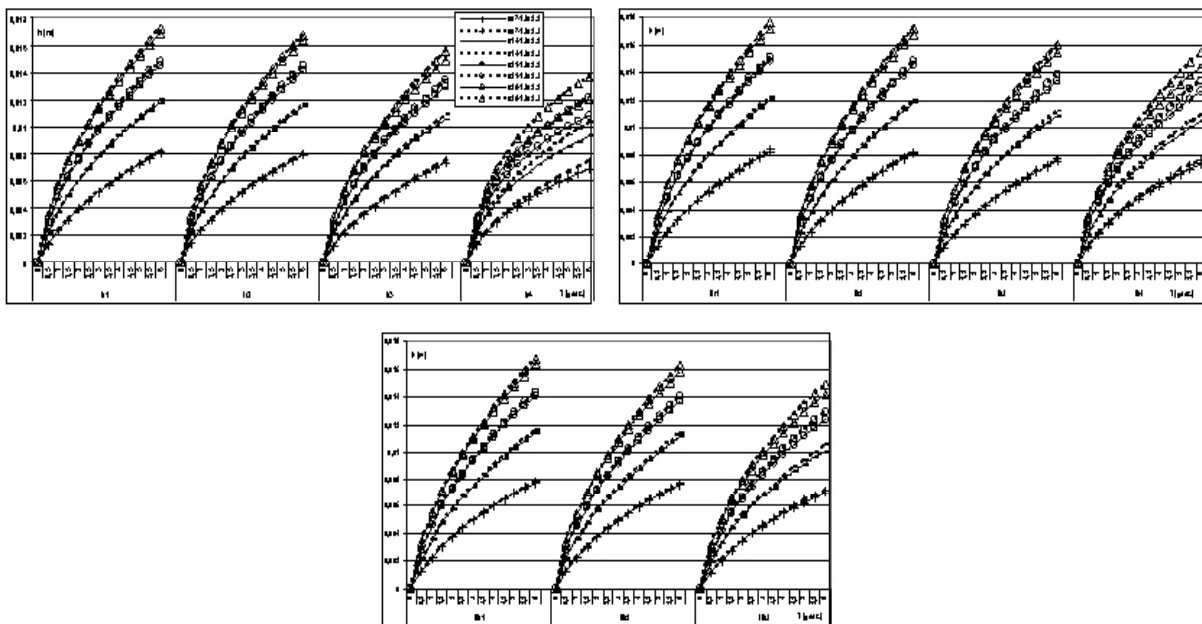
1. Dla wieńców wewnętrznych (I/4, II/4) różnica zużycia obliczona wg przedstawionych modeli

Tab. 1. Parametry świdra trójgrzywowego

grzyw/wieniec	$R_{oi}$ [mm]	$R_i$ [mm]	$n_i$ [szt.]	$\gamma_i$ [stopni]	$s_i$ [mm]	$l_m$ [mm]	$L_i$ [mm]
I/1	143	92	20	42	29.7	18	67.42
I/2	103	73	17	44.9	28.3	10	57.24
I/3	65	45	12	43.6	25.7	10	47.30
I/4	17	13	5	41.4	25.4	27	29.86
II/1	145	92	19	42	31.3	13	68.11
II/2	110	80	19	43.8	27.9	12	58.79
II/3	78	55	14	43.7	26.2	10	50.85
II/4	40	28	7	43.3	27.3	10	39.21
III/1	140	90	21	42	28.3	27	66.80
III/2	90	64	16	44	26.5	10	53.98
III/3	55	38	10	44.3	25	10	44.28



Rys. 2. Wykresy wpływu nacisku osiowego na zużycia uzbrojenia świdra trójgryzowego wg metody 1 (modele 1.2 i 1.3) dla: a) czterech wieńców na pierwszym gryzie, b) czterech wieńców na drugim gryzie, c) trzech wieńców na trzecim gryzie



Rys. 3. Wykresy wpływu nacisku osiowego na zużycia uzbrojenia świdra trójgryzowego wg metody 2 (modele 2.2 i 2.3) dla: a) czterech wieńców na pierwszym gryzie, b) czterech wieńców na drugim gryzie, c) trzech wieńców na trzecim gryzie

zwiększa się przy zwiększeniu czasu pracy  $T$  świdra w otworze.

- Zużycie zębów na wszystkich wieńcach obliczone wg metody 1 i 2, zgodnie z modelami drugiego i trzeciego stopnia są zbliżone, co

pozwała skutecznie stosować przy analizie trwałości świdrów gryzowych prostszy model drugiego stopnia.

- Opracowane modele pozwalają na jakościowe i ilościowe określenie wpływu nacisku osiowego na zużycie uzbrojenia świdra gryzowego.

**LITERATURA**

- [1] Andrejkiw A.E., Czerniec M.W.: *Oценка контактного взаимодействия трещиных деталей машин*. Kijew Nauk. Dumka, 1991. - 160 s.
- [2] Czerniec M., Jaremek P.: *Badanie trwałości uzbrojenia świerów gryzowych i ich efektywności*. Rocznik AGH, Wiertnictwo Nafta Gaz. 1999. – T.16.
- [3] Czerniec M., Jaremek P.: *Diagnoza obliczeniowa trwałości i efektywności świerów gryzowych*. II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej „Diagnostyka 2000”. Warszawa, 19 – 22.09.2000.
- [4] Czerniec M.: *Wytrzymałość stykowo – tarciova oraz trwałość systemów tribotechnicznych ślizgowych*. Lublin Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2000, s. 492.

---

**Prof. zw. dr hab. inż. Miron CZERNIEC**

**Dr inż. Piotr JAREMEK**

Instytut Technologicznych Systemów Informatycznych

Politechnika Lubelska

e-mail: m.czerniec@pollub.pl, p.jaremek@pollub.pl

---