

Badania numeryczne warunków smarowania w zazębieniach kół przekładni maszyn roboczych o dużym zakresie zmienności obciążeń

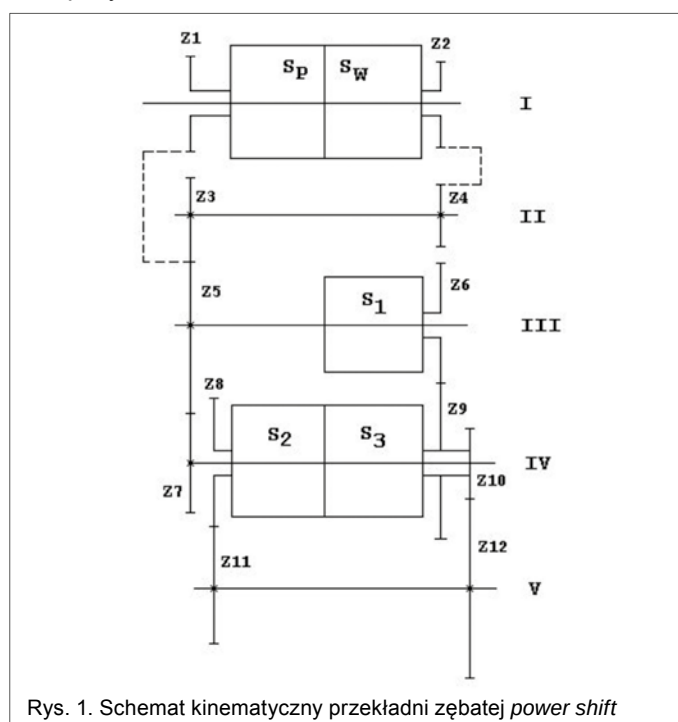
Jan Zwolak, Marek Martyna

W przekładniach zębatych stosowanych w układach napędowych maszyn roboczych, a szczególnie ładowarek i spycharek, występuje duży zakres zmienności obciążeń. Składają się na to opory jazdy maszyny połączone z oporami wynikającymi z wykonywanej pracy.

Wspomniane maszyny najczęściej stosuje się do urabiania, przewożenia i załadunku mas ziemnych, do równania terenu (tu zachodzi odpajanie gruntu, przepychanie urobku na bliskie odległości, profilowanie masy ziemnej), do kruszenia i urabiania skał przy użyciu zrywaka, zaczepu i innego specjalistycznego osprzętu.

Duży udział procentowy czasu pracy maszyny, w którym generowane są wysokie i zarazem zmienne obciążenia, sprzyja powstawaniu najczęściej występujących dwóch rodzajów uszkodzeń: złamanie zęba u podstawy oraz pitting warstwy wierzchniej ograniczonej powierzchnią czynną zarysu ewolwentowego zęba.

Autorzy publikacji przeprowadzili badania numeryczne przekładni zębatej *power shift* w zakresie identyfikacji warunków smarowania. Dobre warunki smarowania kwalifikowane jako smarowanie elastohydrodynamiczne (EHD) zwiększa znacząco odporność na zużycie pittingowe współpracujących zębów kół zębatych.



Rys. 1. Schemat kinematyczny przekładni zębatej *power shift*

Streszczenie: Jednym z ważniejszych czynników eksploatacyjnych wpływających na trwałość przekładni zębatych jest zapewnienie dobrych warunków smarowania. Kształtowanie dobrych warunków smarowania odbywa się w znacznym stopniu już na etapie projektowania przekładni. Zagadnieniom tym poświęcono badania numeryczne z optymalizacją wielokryterialną, gdzie jednym z kryteriów jest powstawanie w strefie zazębienia filmu olejowego (warstwy smarowej) o odpowiedniej grubości spełniającej warunki istnienia tarcia płynnego.

NUMERICAL ANALYSIS OF LUBRICATION CONDITIONS IN MESHING GEARS IN HEAVY MACHINERY WITH CONSIDERABLE LOAD VARIABILITY RANGE

Abstract: Major determinants of functional parameters affecting the service life of toothed gears include the adequate lubrication conditions. Lubrication conditions ought to be introduced already at the design stage. This issue is addressed in this study and supported by numerical analysis involving the multi-criterial optimization procedure, one of the criteria being the formation of oil film with the required thickness in, meeting the conditions existence of liquid friction.

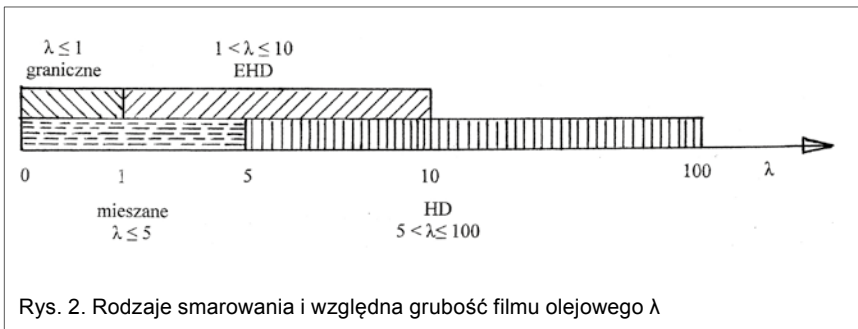
Przedmiot badań i warunki dobrego smarowania

Przedmiot badań stanowi 6-stopniowa przekładnia zębata *power shift* będąca ogniwem układu napędowego ładowarki kołowej. Schemat kinematyczny badanej przekładni przedstawiono na rys. 1.

Występujące na rysunku symbole oznaczają: z_1 – z_{12} – koła zębate; I–V – wałki, S_p – sprzęgło zapewniające włączanie biegów I, II, III (jazda do przodu), S_w – sprzęgło zapewniające włączanie biegów IV, V, VI (jazda do tyłu), S_1 – S_3 – sprzęgła służące do włączania żądanych biegów. Sprzęgła S_p , S_w nazywane są sprzęgłami kierunkowymi, natomiast sprzęgła S_1 , S_2 , S_3 sprzęgłami biegowymi.

Struktura wewnętrzna rozpatrywanej przekładni zawiera dwanaście kół zębatych składających się na siedem par, pięć wałków, trzy sprzęgła biegowe i dwa sprzęgła kierunkowe.

Pary zębate przekładni połączone są w łańcuchy kinematyczne za pomocą sprzęgieł. Przełożenia poszczególnych biegów rozpatrywanej przekładni zębatej zapisano następująco:



Rys. 3. Położenie charakterystycznych punktów przyporu na wysokości zęba

$$i_1 = z_1/z_2 \cdot z_6/z_9 \cdot z_{10}/z_{12} = 54/52 \cdot 40/50 \cdot 26/49 = 0,440$$

$$i_2 = z_1/z_2 \cdot z_5/z_7 \cdot z_{10}/z_{12} = 54/52 \cdot 52/38 \cdot 26/49 = 0,754$$

$$i_3 = z_1/z_5 \cdot z_5/z_7 \cdot z_8/z_{11} = 54/52 \cdot 52/38 \cdot 44/31 = 2,016$$

$$i_4 = z_2/z_4 \cdot z_3/z_5 \cdot z_6/z_9 \cdot z_{10}/z_{12} = 29/29 \cdot 34/52 \cdot 40/50 \cdot 26/49 = 0,277 \quad (1)$$

$$i_5 = z_2/z_4 \cdot z_3/z_5 \cdot z_5/z_7 \cdot z_{10}/z_{12} = 29/29 \cdot 34/52 \cdot 52/38 \cdot 26/49 = 0,474$$

$$i_6 = z_2/z_4 \cdot z_3/z_5 \cdot z_5/z_7 \cdot z_8/z_{11} = 29/29 \cdot 34/52 \cdot 52/38 \cdot 44/31 = 1,267$$

Przełożenia całkowite: i_1, i_2, i_3 , na które składają się przełożenia cząstkowe poszczególnych par zębatach, są przełożeniami biegów jazdy do przodu. Przełożenia: i_4, i_5, i_6 dotyczą natomiast biegów jazdy do tyłu. Znaczne zróżnicowanie w wartościach liczbowych przełożeń całkowitych, jak i cząstkowych na poszczególnych biegach sprawia, że zmieniają się istotnie warunki smarowania kształtujące powstawanie filmu olejowego w strefie międzyzębnej.

W powstawaniu filmu olejowego sprzyjające warunki spełnia znaczna prędkość styczna powierzchni czynnych współpracujących ze sobą zębów kół zębatach, wysoka wartość liczbową promieni krzywizny tych powierzchni oraz stosunkowo małe obciążenie liniowe. Na podstawie pracy [1] minimalną grubość filmu olejowego (warstwy smarowej) wyrażonej w mikrometrach wyznacza się według wzoru:

$$h_{min} = 6,16 \cdot 10^{-4} \cdot p^{-0,125} \cdot R_{zr}^{0,425} \cdot V_{sum}^{0,7} \cdot \eta_o^{0,788} \quad (2)$$

gdzie:

p – obciążenie liniowe w $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1}$;

R_{zr} – promień zredukowany w cm ;

V_{sum} – sumaryczna prędkość styczna w $\text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$;

η_o – lepkość dynamiczna oleju w cP .

Obliczona grubość filmu olejowego, jaka wystąpi pomiędzy ewolwentowymi powierzchniami współpracujących zębów kół zębatach, odniesiona do sumy nierówności tych powierzchni umożliwia określenie warunków smarowania. Przyjęta względna grubość filmu olejowego (warstwy smarowej), określona jako parametr tarcia λ [2], będzie obliczona według wzoru:

$$\lambda = h_{min} / (R_{a1} + R_{a2}) \quad (3)$$

gdzie:

R_{a1}, R_{a2} – parametry chropowatości koła 1 i koła 2;

h_{min} – minimalna grubość filmu olejowego (warstwy smarowej).

Obliczony parametr λ umożliwia dokonanie podziału smarowania na poszczególne rodzaje przedstawione na rys. 2.

Na podstawie kryteriów zamieszczonych w pracy [4] smarowanie można podzielić na: graniczne, gdy $\lambda \leq 1$; oraz smarowanie płynne, gdy $\lambda > 1$. W parach kinematycznych o ruchu toczno-ślizgowym, występującym przy współpracy zębów kół zębatach, warunki tarcia płynnego uzyskuje się poprzez smarowanie elastohydrodynamiczne (EHD) przy parametrze $1 < \lambda \leq 10$. W parach kinematycznych ślizgowych warunki smarowania płynnego zapewnia natomiast smarowanie hydrodynamiczne (HD), przy którym parametr $5 < \lambda \leq 100$.

W eksploatacji maszyn i urządzeń najczęściej występuje smarowanie mieszane, w przypadku którego parametr $\lambda \leq 5$. Występujące niekiedy zatarcie powierzchni czynnych współpracujących ze sobą zębów kół zębatach odnosi się do smarowania granicznego, przy którym parametr $\lambda \leq 1$.

Badania numeryczne jakości smarowania

Oceny jakości smarowania dokonano na podstawie obliczonej minimalnej grubości względnej filmu olejowego w strefie międzyzębnej zmieniającej się w poszczególnych punktach przyporu na wysokości czynnej zęba. Wybrane punkty, w których obliczano grubość filmu olejowego, są punktami charakterystycznymi współpracujących ze sobą kół zębatach i zostały przedstawione na rys. 3.

Punkt E_1 stanowi początek czynnej powierzchni zęba i równocześnie początek strefy dwuparowego zazębienia, która trwa do punktu B_1 . W punkcie B_1 zaczyna się strefa jednoparowego zazębienia, w której znajduje się biegun zazębienia C , zwany też tocznym punktem przyporu lub centralnym punktem zazębienia. W punkcie B_2 kończy się strefa jednoparowego zazębienia, a zaczyna się strefa dwuparowego zazębienia mająca swój koniec w punkcie E_2 położonym na wierzchołku zęba.

W każdym z wymienionych punktów obliczano wartość liczbą grubości filmu olejowego według wzoru (2) oraz względną grubość filmu olejowego według wzoru (3). Obliczenia prowadzono dla każdej pary zębatach występującej w strukturze kinematycznej na każdym biegu rozpatrywanej przekładni *power shift*.

Obliczenia względnej grubości filmu olejowego stanowią fragment kompleksowych obliczeń optymalizacyjnych przekładni, w których można wykorzystać 10 następujących kryteriów cząstkowych:

- odwrotność minimalnej czołowej liczby przyporu dla p par kół zębatach;
- maksymalny współczynnik kształtu zęba dla k kół;
- minimalna grubość zęba u wierzchołka;
- całkowita masa kół zębatach występujących w przekładni;

Tabela 1. Minimalna względna grubość filmu olejowego przy $Ra = 0,32 \mu m$

	start/stop zestaw wsp. wagowych	Para kół							KG
		$z_1:z_5$	$z_6:z_9$	$z_{10}:z_{12}$	$z_5:z_7$	$z_8:z_{11}$	$z_2:z_4$	$z_3:z_5$	
$M = 2000 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	start A	1,980	1,700	0,997	2,316	2,198	1,632	2,031	0,865
	stop A	1,886	1,573	0,846	2,137	2,107	1,515	1,868	0,794
	start B	1,980	1,700	0,997	2,316	2,198	1,632	2,031	0,893
	stop B	1,822	1,778	1,239	2,142	2,127	1,551	1,880	0,804
$M = 800 \text{ Nm}$ $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	start B	3,393	2,915	1,709	3,970	3,769	2,796	3,481	0,809
	stop B	3,242	3,197	1,989	3,871	3,633	2,805	3,317	0,745
$M = 800 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	start C	2,220	1,906	1,118	2,597	2,464	1,830	2,277	0,794
	stop C	2,362	2,191	2,146	2,793	2,473	2,150	2,386	0,662

Tabela 2. Minimalna względna grubość filmu olejowego przy $Ra = 0,63 \mu m$

	start/stop zestaw wsp. wagowych	Para kół							KG
		$z_1:z_5$	$z_6:z_9$	$z_{10}:z_{12}$	$z_5:z_7$	$z_8:z_{11}$	$z_2:z_4$	$z_3:z_5$	
$M = 2000 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	start A	0,949	0,891	0,491	1,117	1,085	0,832	0,973	0,836
	stop A	0,870	0,805	0,413	1,029	1,013	0,806	0,945	0,786
	start B	0,949	0,891	0,498	1,117	1,085	0,833	0,973	1,069
	stop B	0,939	0,982	0,768	1,096	1,106	0,851	0,961	0,932
$M = 800 \text{ Nm}$ $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	start B	1,627	1,529	0,855	1,916	1,861	1,428	1,668	0,904
	stop B	1,558	1,431	0,953	1,824	1,851	1,416	1,594	0,854
$M = 800 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	start C	1,065	1,000	0,559	1,253	1,217	0,934	1,091	1,014
	stop C	1,133	1,138	1,121	1,320	1,319	1,122	1,158	0,771

Tabela 3. Minimalna względna grubość filmu olejowego przy $Ra = 1,25 \mu m$

	start/stop zestaw wsp. wagowych	Para kół							KG
		$z_1:z_5$	$z_6:z_9$	$z_{10}:z_{12}$	$z_5:z_7$	$z_8:z_{11}$	$z_2:z_4$	$z_3:z_5$	
$M = 2000 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	start A	0,500	0,445	0,257	0,588	0,562	0,415	0,513	0,851
	stop A	0,474	0,433	0,235	0,560	0,537	0,408	0,489	0,803
	start B	0,500	0,445	0,257	0,588	0,562	0,415	0,513	1,459
	stop B	0,461	0,482	0,424	0,536	0,587	0,424	0,494	1,174
$M = 800 \text{ Nm}$ $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	start B	0,857	0,762	0,440	1,008	0,963	0,711	0,879	1,136
	stop B	0,780	0,795	0,593	0,922	0,900	0,703	0,832	1,018
$M = 800 \text{ Nm}$ $n = 1200 \text{ min}^{-1}$	start C	0,561	0,499	0,288	0,660	0,630	0,465	0,575	1,432
	stop C	0,578	0,532	0,522	0,674	0,636	0,524	0,593	1,025

- całkowity masowy moment bezwładności kół;
- zapas wytrzymałości stopy zęba σ_F ;
- zapas wytrzymałości kontaktowej powierzchni zęba σ_H ;
- równomierność wyłożenia materiałów kół;
- minimalna względna grubość filmu olejowego dla p par kół;
- liczba naruszonych ograniczeń.

Przy tak wielu kryteriach cząstkowych, często przeciwstawnych sobie, poszukuje się rozwiązań optymalnych ze względu na wybrane kryteria, wprowadzając odpowiednie współczynniki wagowe. Obliczenia względnej grubości filmu olejowego prowadzono przy następujących zestawach współczynników wagowych (kryteriów):

$$A: w_1 = 0,25, w_2 = 0,25, w_4 = 0,25, w_{10} = 0,25$$

$$B: w_1 = 0,20, w_2 = 0,20, w_4 = 0,20, w_9 = 0,20, w_{10} = 0,20 \quad (4)$$

$$C: w_1 = 0,25, w_2 = 0,25, w_9 = 0,25, w_{10} = 0,25$$

Przyjęte współczynniki wagowe odnoszą się do: w_1 – czołowej liczby przyporu, w_2 – współczynnika kształtu zęba, w_4 – całkowitej masy kół przekładni, w_9 – minimalnej wartości parametru λ , w_{10} – liczby naruszonych ograniczeń. W powstawaniu filmu olejowego duże znaczenie ma chropowatość współpracujących powierzchni zębów kół zębatych [5]. Przyjęto zatem do obliczeń parametr chropowatości

$Ra = 0,32 \mu m$, $Ra = 0,63 \mu m$ i $Ra = 1,25 \mu m$ jako parametr używany w procesie wytwarzania kół zębatych przy stosowaniu szlifowania.

W warunkach eksploatacyjnych przekładni, przy momencie wejściowym M i prędkości obrotowej n , wartości względnej grubości filmu olejowego λ , dla parametru $Ra = 0,32 \mu m$ w poszczególnych parach zębatych przedstawiono w tabeli 1. Symbol KG w tabelach 1, 2 i 3 oznacza kryterium globalne.

Przy takich samych parametrach eksploatacyjnych momentu M i prędkości obrotowej n dokonano obliczeń względnej grubości filmu olejowego, przyjmując parametr chropowatości $Ra = 0,63 \mu m$. Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli 2.

Powtórzenie obliczeń z zachowaniem poprzednich danych wejściowych i współczynników wagowych dla parametru chropowatości $Ra = 1,25 \mu m$ daje możliwość uzyskania wyników przedstawionych w tabeli 3.

Przedstawione w tabeli 4 wyniki rzeczywistej grubości filmu olejowego w charakterystycznych punktach na wysokości czynnej zęba (rys. 3) w poszczególnych parach zębatych wskazują na wagę problemu wiążącego się z zapewnieniem dobrych warunków smarowania [3]. Są to wyniki uzyskane przy obciążeniu $M = 800 \text{ Nm}$ i prędkości obrotowej $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, z parametrem chropowatości $Ra = 0,32 \mu m$ na powierzchni czynnej zębów kół zębatych.

Wartości liczbowe grubości filmu olejowego h_{min} wyrażone są w μm i odnoszą się do par zębatych w kolejności takiej jak zapisano w tabelach: 1, 2 i 3.

Tabela 4. Grubość filmu olejowego w charakterystycznych punktach na wysokości czynnej zęba w poszczególnych parach zębatych

$h_{\min}$ [μm]	Para kół						
	$z_1:z_5$	$z_6:z_9$	$z_{10}:z_{12}$	$z_5:z_7$	$z_8:z_{11}$	$z_2:z_4$	$z_3:z_5$
$h_{\min E1}$	1,302	1,156	0,589	1,733	1,665	1,138	1,322
$h_{\min B1}$	1,385	1,216	0,704	1,704	1,633	1,191	1,434
$h_{\min C}$	1,436	1,231	0,726	1,677	1,598	1,196	1,472
$h_{\min B2}$	1,462	1,244	0,759	1,646	1,563	1,191	1,509
$h_{\min E2}$	1,518	1,253	0,800	1,549	1,425	1,138	1,550

Analiza wyników

Uzyskane w badaniach numerycznych wyniki wskazują na duży stopień zróżnicowania grubości filmu olejowego powstającego w strefie międzyzębnej. W rozpatrywanej przekładni występują pary zębate, które biorą udział w przenoszeniu napędu na różnej liczbie biegów, z czym wiąże się zmiana zakresu obciążeń i prędkości występujących w jednej parze zębatej.

I tak, para zębata $z_1:z_5$ bierze czynny udział w przenoszeniu napędu na biegach: I, II i III. Narażona jest ona zatem na pełne spektrum obciążeń i prędkości, jakie występują w procesie eksploatacji. Wraz z tym zmieniają się warunki smarowania wpływające na powstawanie filmu olejowego w strefie międzyzębnej. Dochodzi tu jeszcze wpływ promienia krzywizny współpracujących powierzchni ewolwentowych zębów (we wzorze (2) parametr R_{Σ}), który jest obliczany na etapie projektowania przekładni z zastosowaniem optymalizacji wielokryterialnej.

Para zębata $z_6:z_9$ jest czynna na biegu I i IV. Występują tu duże obciążenia eksploatacyjne, co utrudnia powstawanie filmu olejowego o odpowiedniej grubości, gwarantującego smarowanie płynne.

Para zębata $z_{10}:z_{12}$ bierze czynny udział w przenoszeniu napędu na biegach: I, II, IV i V. W maszynach roboczych biegi te najczęściej są stosowane podczas prac eksploatacyjnych, a szczególnie ziemnych. Obciążenie eksploatacyjne tej pary jest największe i z racji dużej (największej) różnicy liczby zębów koła z_{10} i z_{12} powstają tu najtrudniejsze warunki smarowania, co uwiadamia się w najmniejszej grubości filmu olejowego.

Za pomocą pary zębatej $z_5:z_7$ realizowany jest napęd na biegach: II, III, V i VI. Podczas eksploatacji występują tu dobre warunki smarowania sprzyjające powstawaniu filmu olejowego o grubości zapewniającej smarowanie płynne.

Para zębata $z_8:z_{11}$ jest ogniwem w łańcuchu kinematycznym biegu III i biegu VI. W parze tej występują najmniejsze obciążenia eksploatacyjne sprzyjające powstawaniu warunków smarowania płynnego.

Para zębata $z_2:z_4$ mająca przełożenie $i = 1$ bierze udział w przenoszeniu napędu na biegach: IV, V i VI. Obciążenie eksploatacyjne tej pary jest wysokie, podobnie jak pary $z_1:z_5$. Z powodu obciążenia powstające warunki smarowania zmieniają się w bardzo dużym zakresie.

Para zębata $z_3:z_5$ przekazuje napęd na biegach: IV, V i VI. Powstające tu warunki smarowania mają tak szerokie spektrum, jak w parze zębatej $z_2:z_4$, z większym jednak obciążeniem eksploatacyjnym.

Zamieszczone na końcu poprzedniego rozdziału (tabela 4) rzeczywiste wartości liczbowe grubości filmu olejowego w punktach: E_1 , B_1 , C , B_2 , E_2 są najmniejszymi wartościami spośród

wszystkich możliwych występujących podczas eksploatacji przekładni (obciążenie M i prędkość obrotowa n).

Podsumowanie

Otrzymane wyniki w badaniach numerycznych wskazują, że najlepsze warunki smarowania (smarowanie płynne), dla przyjętych parametrów eksploatacyjnych, uzyskują pary zębate: $z_5:z_7$, $z_8:z_{11}$, z parametrem chropowatości $Ra = 0,32 \mu\text{m}$ oraz $Ra = 0,63 \mu\text{m}$. Najtrudniej uzyskać korzystne warunki smarowania dla pary zębatej $z_{10}:z_{12}$, niezależnie od przyjętego parametru chropowatości Ra , ponieważ obciążenia eksploatacyjne tej pary oraz różnica liczby zębów kół składających się na parę są największe.

Na podstawie badań własnych przeprowadzonych z użyciem wielu zestawów obciążeń i prędkości (moment obciążający i prędkość obrotowa), jak również zamieszczonych wyników w tabelach 1, 2 i 3 stwierdza się, że proces optymalizacji umożliwia zmniejszenie rozrzutu wartości liczbowych parametru λ w poszczególnych parach zębatych. Dla pary, w której występowały przed optymalizacją najgorsze warunki smarowania, uzyskano znaczny wzrost minimalnej względnej grubości filmu olejowego (dla $Ra = 0,32 \mu\text{m}$ – od 24–92%, dla $Ra = 0,63 \mu\text{m}$ – od 11–100%, a dla $Ra = 1,25 \mu\text{m}$ – od 35–81%).

Wprowadzenie do systemu obliczeniowego dodatkowego kryterium względnej grubości filmu olejowego pozwala już na etapie projektowania przewidzieć warunki smarowania przekładni.

Literatura

- [1] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press, New York 1977.
- [2] PEDRERO J.I., GARCIA – MASICA C., FUENTES A.: *Optimization of gear design by parametric analysis*. International Congress „Gear Transmissions 95”, Sofia 1995.
- [3] DĄBROWSKI L., ROTTA G., WASILCZUK M.: *Obliczeniowa dynamika płynów w analizie zagadnień smarowania hydrodynamicznego*. „Tribologia” nr 2, 2008.
- [4] ZWIERZYCKI W.: *Oleje smarowe*. Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, 1996.
- [5] WIŚNIEWSKI M.: *Prognozowanie odkształceń i czasu trwania mikrostryków nierówności dla kontaktu EHD*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, vol. 41, z. 2, 2006.

dr hab. inż. Jan Zwolak – Katedra Inżynierii i Aparatury Przemysłu Spożywczego, Uniwersytet Rolniczy w Krakowie;
dr inż. Marek Martyna – Biuro Rozwoju, HSW SA, Stalowa Wola

artykuł recenzowany