

Jan ZWOLAK*

WPLYW NIERÓWNOMIERNEGO ROZKŁADU OBCIĄŻENIA WZDŁUŻ LINII STYKU ZĘBÓW NA NAPRĘŻENIA KONTAKTOWE

THE EFFECT OF UNEVEN LOAD DISTRIBUTION ALONG THE MESHING OF THE TEETH CONTACT STRESS

Słowa kluczowe:

koła zębate, rozkład obciążeń, naprężenia kontaktowe, zmęczeniowa wytrzymałość powierzchniowa, smarowanie kół zębatych

Key words:

toothed wheel, load distribution, contact stress, strength fatigue of the surface, lubrication of gears

Streszczenie

W pracy przedstawiono zagadnienia dotyczące naprężeń kontaktowych występujących w warstwie wierzchniej zębów kół zębatych. Analizowano koła zębate występujące w rzeczywistej przekładni stosowanej w układzie napędowym łańdówek kołowych i ciągników gąsienicowych. W specjalistycznych obliczeniach inżynierskich nierównomierny rozkład obciążenia wzdłuż linii styku zębów określany jest za pomocą współczynnika $K_{H\beta}$. Wyznaczono wartości licz-

* Uniwersytet Rzeszowski, Wydział Matematyczno-Przyrodniczy, Instytut Techniki, ul. Rejtana 16c, 35-959 Rzeszów, e-mail: jazwol@neostrada.pl.

bowe tego współczynnika w zależności od klasy dokładności wykonania kół zębatach, a tym samym dokonano wartościowania stosowanej technologii w procesie obróbki wykończeniowej. W końcowej fazie pracy przeprowadzono obliczenia naprężeń kontaktowych oraz grubości filmu olejowego w strefie międzyzębnej, które umożliwiają konstruktorowi dokonanie prognozy trwałości i niezawodności zespołów napędowych na etapie projektowania z uwzględnieniem czynników technologicznych.

WPROWADZENIE

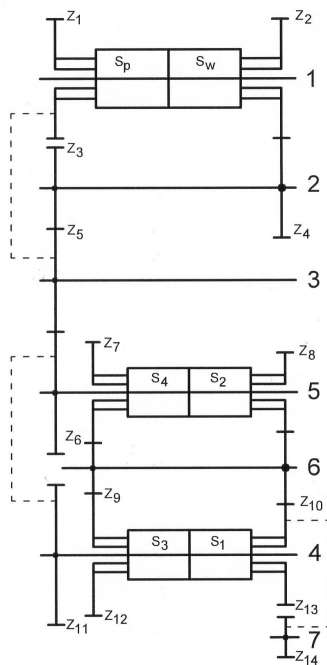
W eksploatacji przekładni zębatach naprężenia kontaktowe są jedną z głównych wielkości fizycznych stanowiących o ich trwałości. Na wartość tych naprężeń w największym stopniu wpływają siły międzyzębne wynikające z przenoszonego momentu obrotowego oraz powierzchnia styku zębów będących w przyporze. Wartości siły międzyzębnej zmieniają się na wysokości czynnej zęba wraz ze zmianą punktu przyporu oraz liczbą par zębów będących w zazębieniu. Natomiast na powierzchnię styku zębów wpływają działania zamierzone, najczęściej w postaci modyfikacji zarysu zęba oraz modyfikacji linii zęba, jak również trudne do uniknięcia błędy wykonawcze sumujące się z odchyłkami wynikającymi z odkształceń sprężystych wałów i zębów współpracujących kół zębatach.

W obliczeniach naprężeń kontaktowych błędy wykonawcze i różnego rodzaju odchyłki powstające w procesie eksploatacji przekładni zębatach ujmuje współczynnik K_{HB} , nazywany współczynnikiem nierównomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku. Współczynnik ten będzie wyznaczany w zależności od klasy dokładności wykonania kół zębatach oraz w zależności od szerokości wieńca zębatego. Zmieniające się wartości liczbowe współczynnika K_{HB} znacząco wpływają na naprężenia kontaktowe σ_H wyznaczone dla każdej pary zębatej występującej w rozpatrywanej przekładni.

PRZEDMIOT BADAŃ

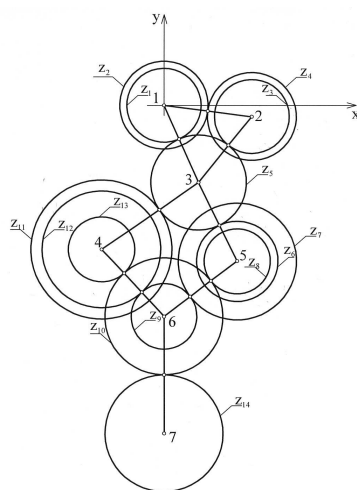
Badania przeprowadzono na 8-stopniowej przekładni zębatej typu power shift, której schemat kinematyczny w układzie osiowym przedstawiono na **Rys. 1**.

W przedstawionym schemacie przekładni wyróżnia się: 7 wałków, na których osadzonych jest łącznie 14 kół zębatach oraz 6 sprzęgieł. Na wałku 1 osadzone są sprzęgła kierunkowe S_p i S_w , które odpowiednio zapewniają jazdę do przodu i jazdę do tyłu. Na wałku 4 umieszczone są sprzęgła S_1 i S_3 zapewniające przeniesienie napędu na biegach 1 i 3 do przodu oraz na biegach 5 i 7 do tyłu. Za pomocą sprzęgieł S_2 i S_4 na wałku 5 przenoszony jest napęd na biegach 2 i 4 do przodu oraz na biegach 6 i 8 do tyłu.



Rys. 1. Schemat kinematyczny przekładni zębatej typu power shift w układzie osiowym
 Fig. 1. Kinematic diagram in axial gears transmissions power shift

W celu ułatwienia zapisu przełożeń na poszczególnych biegach rozpatrywanej przekładni wykonano dodatkowo schemat kinematyczny w układzie promieniowym, który przedstawiono na **Rys. 2**.



Rys. 2. Schemat kinematyczny przekładni zębatej typu power shift w układzie promieniowym
 Fig. 2. Kinematic diagram in radian gears transmissions power shift

Na podstawie schematu kinematycznego przedstawionego na **Rys. 1 i 2** można zapisać przełożenia na odpowiednich biegach:

$$\begin{aligned}
 i_1 &= \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_2 &= \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_3 &= \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_{12}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_4 &= \frac{z_5}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_7} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_5 &= \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_6 &= \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_{10}}{z_8} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_7 &= \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_{11}}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_{12}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}} \\
 i_8 &= \frac{z_4}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_9}{z_7} \cdot \frac{z_{14}}{z_{10}}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Biegi jazdy do przodu o przełożeniu: i_1, i_2, i_3, i_4 realizowane są za pomocą sprzęgieł: S_p, S_1, S_2, S_3 i S_4 . Natomiast w przełożeniach biegów jazdy do tyłu: i_5, i_6, i_7, i_8 biorą udział sprzęgła: S_w, S_1, S_2, S_3 i S_4 .

Analizując wzór (1) i **Rys. 2**, można zauważyć, że koła zębate: $z_1, z_2, z_3, z_4, z_6, z_7, z_8, z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{14}$ tworzą jedną parę zębatą, zazębiając się z odpowiednim kołem współpracującym. Pozostałe koła zębate: z_5, z_9, z_{10} tworzą odpowiednio: cztery pary zębate, dwie pary zębate, trzy pary zębate. Zatem koło zębate z_5 podczas określonego czasu eksploatacji będzie poddane największej liczbie cykli obciążeń. Należy zatem dążyć do równomiernego rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku zębów [**L. 1, 2, 4, 8, 9, 10**], czyli do odpowiednio małego współczynnika $K_{H\beta}$.

WSPÓŁCZYNNIK $K_{H\beta}$ NIERÓWNIOMIERNEGO ROZKŁADU OBCIĄŻENIA WZDŁUŻ LINII STYKU

Współczynnik $K_{H\beta}$ jako parametr pary zębatej, przy stosowaniu metody C2 [**L. 2, 3**] i przy przyjęciu, że $b_{cal} : b_w > 1$, obliczany jest według wzoru:

$$K_{H\beta} = 1 + F_{\beta y} \times b_w \times c_\gamma \times (2F_m)^{-1} \quad (2)$$

gdzie: $F_{\beta y}$ – czynna wypadkowa odchyłka linii styku w [μm],

b_w – szerokość wieńca zębatego oraz b_{cal} – obliczeniowa szerokość wieńca w [mm],

c_γ – sztywność wypadkowa zazębienia w [$\text{N} \times \text{mm}^{-1} \times \mu\text{m}^{-1}$],

F_m – miarodajna siła obwodowa na walcu podziałowym w [N].

Obliczenia współczynnika $K_{H\beta}$ wraz z optymalizacją prowadzono za pomocą autorskiego programu komputerowego [L. 5], w którym uwzględnia się odchyłki linii styku zębów wynikające z błędów wykonania, z odkształceń sprężystych wału, z luzów i odkształceń sprężystych w łożyskach oraz z odkształceń sprężystych obudowy [L. 2, 3, 4, 8].

W przykładzie obliczeniowym przyjęto, że szerokość wieńca każdego koła zębatego będzie równa $b_w = 50$ mm oraz moduł $m = 6$ mm. W obliczeniach stosowano ilości zębów w poszczególnych kołach zębatych przyjęte z obiektu rzeczywistego, które wynoszą: $z_1 = 22$, $z_2 = 26$, $z_3 = 22$, $z_4 = 26$, $z_5 = 28$, $z_6 = 23$, $z_7 = 34$, $z_8 = 19$, $z_9 = 19$, $z_{10} = 34$, $z_{11} = 41$, $z_{12} = 34$, $z_{13} = 19$, $z_{14} = 34$. Przyjęto też do obliczeń trzy warianty dokładności wykonania kół zębatych według ISO 1328: wariant I w 4 klasie dokładności wykonania, wariant II w klasie 6, wariant III w klasie 8. Każdej klasie dokładności wykonania przyporządkowane są odpowiednie wartości odchyłek. Wyniki obliczeń współczynnika $K_{H\beta}$ i wypadkowej odchyłki linii styku $F_{\beta y}$ przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Współczynnik $K_{H\beta}$ i odchyłka $F_{\beta y}$

Table 1. Factors $K_{H\beta}$ and deviation $F_{\beta y}$

Para zębata	Współczynnik $K_{H\beta}$ wg klasy dokładności			Odchylenie $F_{\beta y}$ wg klasy dokładności		
	4	6	8	4	6	8
$z_1:z_5$	1,223	1,226	1,234	18,247	18,498	19,131
$z_5:z_{11}$	1,244	1,248	1,256	18,766	19,017	19,648
$z_{13}:z_{10}$	1,137	1,139	1,143	20,452	20,791	21,423
$z_{10}:z_{14}$	1,156	1,158	1,163	20,452	20,791	21,423
$z_5:z_6$	1,225	1,228	1,235	18,428	18,679	19,311
$z_8:z_{10}$	1,234	1,237	1,245	18,983	19,233	19,865
$z_{12}:z_9$	1,267	1,270	1,278	20,077	20,328	20,960
$z_7:z_9$	1,461	1,467	1,481	20,068	20,318	20,950
$z_2:z_4$	1,268	1,272	1,280	19,843	20,093	20,725
$z_3:z_5$	1,250	1,253	1,261	19,827	20,078	20,711

Czynna wypadkowa odchyłka linii styku $F_{\beta y}$ [L. 2, 3] zapisana w Tabeli 1 obliczana jest według wzoru (3)

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} \quad (3)$$

znajdującym się w podprogramie obliczeń naprężeń kontaktowych [L. 5] programu „Przekładnia”.

Początkowa odchyłka linii styku $F_{\beta x}$ nie uwzględnia docierania zębów współpracujących kół, to znaczy, że jest bezwzględną wartością sumy odkształceń, przemieszczeń i odchyłek wykonawczych obydwu współpracujących kół. Parametr y_{β} we wzorze (3) przedstawia wartość, o jaką zmniejszy się odchyłka linii styku $F_{\beta x}$ w procesie samoistnie zachodzącego docierania zębów kół w początkowym okresie eksploatacji [L. 2, 3, 4, 8]. Wartość liczbowa początkowej odchyłki linii styku $F_{\beta x}$ może być wyznaczona doświadczalnie za pomocą pomiarów pośrednich bądź też analitycznie [L. 2] ze wzoru:

$$F_{\beta x} = f_{ma} + f_{sh1} + f_{sh2} + f_{be} + f_{ca} + f_{te} \quad (4)$$

gdzie:

- f_{ma} – odchyłka linii styku w [μm],
- f_{sh1} i f_{sh2} – odchyłka składowa linii styku wynikająca z odkształceń sprężystych wału oraz części wieńcowej koła 1 i koła 2 w [μm],
- f_{be} – odchyłka składowa linii styku wynikająca z luzów i odkształceń występujących w łożyskach w [μm],
- f_{ca} – odchyłka składowa linii styku wynikająca z odkształceń obudowy w [μm],
- f_{te} – odchyłka składowa linii styku wynikająca z rozkładu temperatur na szerokości wieńca koła w [μm].

W rozpatrywanej przekładni koła zębate są nawęglane i hartowane do twardości 62 HRC, co w takim przypadku w oparciu o wieloletnie badania doświadczalne autora, jak i wskazania literaturowe [L. 2, 6], przyjmuje się, że maksymalna wartość dotarcia $y_{\beta} = 3 \mu\text{m}$. Taka też wartość y_{β} została przyjęta do wyznaczenia według wzoru (3) wypadkowej odchyłki linii styku $F_{\beta y}$.

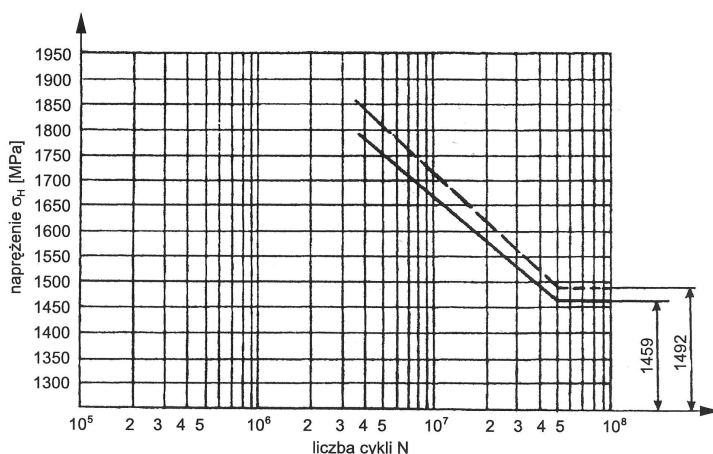
Program komputerowy „Przekładnia” [L. 5] posiada możliwości prowadzenia obliczeń z optymalizacją wielokryterialną (ilość kryteriów oraz ich wagi mogą być zmieniane), jak też jednokrotnych obliczeń bez optymalizacji. Wyniki naprężeń kontaktowych σ_H z obliczeń jednokrotnych, odnoszące się do każdej pary zębatej rozpatrywanej przekładni, przedstawiono w Tabeli 2.

Wartości liczbowe parametrów zapisanych w Tabeli 2 wynikają z obliczeń uzyskanych przy danych wejściowych na wale 1 przekładni (Rys. 1 i 2), które wynoszą: moment obrotowy $M = 2000 \text{ Nm}$, prędkość obrotowa $n = 1800 \text{ min}^{-1}$.

Tabela 2. Współczynnik $K_{H\beta}$ i naprężenia σ_H przed optymalizacjąTable 2. Factors $K_{H\beta}$ and the stress σ_H before optimization

Para zębata	Sztywność ząbienia C_γ [N*mm ⁻¹ *μm ⁻¹]	Współczynnik $K_{H\beta}$	Naprężenie σ_H [MPa]
Z ₁ :Z ₅	17,15	1,22	1123:1100
Z ₅ :Z ₁₁	18,45	1,24	1100:989
Z ₁₃ :Z ₁₀	17,94	1,13	1328:1284
Z ₁₀ :Z ₁₄	19,51	1,81	1284:1172
Z ₅ :Z ₆	17,13	1,22	1100:1106
Z ₈ :Z ₁₀	17,66	1,23	1087:1284
Z ₁₂ :Z ₉	18,84	1,25	1041:1086
Z ₇ :Z ₉	18,50	1,43	866:1086
Z ₂ :Z ₄	16,56	1,25	1042:1039
Z ₃ :Z ₅	17,70	1,23	1130:1100

Obliczone naprężenia σ_H przedstawione w **Tabeli 2** mają znacznie niższe wartości od zmęczeniowej wytrzymałości kontaktowej stali 8620 (oznaczenie według SAE) wyznaczonej doświadczalnie na stanowisku badawczym w układzie mocy krążącej [L. 7]. Krzywe Wohlera zmęczeniowej wytrzymałości kontaktowej zębów kół zębatych wykonanych ze stali 8620 przy stosowaniu dwóch metod obróbki wykończeniowej przedstawiono na **Rys. 3**.



Rys. 3. Krzywe Wohlera zmęczeniowej wytrzymałości kontaktowej zębów kół zębatych σ_{Hlim} ze stali 8620: linia ciągła – zęby nawęglane, hartowane i szlifowane, linia przerywana – zęby wiórkowane, nawęglane i hartowane

Fig. 3. Wohler curves of fatigue strength of gear tooth contact σ_{Hlim} with 8620 steel: solid line – the teeth carburized, hardened and ground, dashed line – the teeth shaving, carburized and hardened

W celu zmniejszenia różnicy pomiędzy zmęczeniową wytrzymałością kontaktową σ_{Hlim} a naprężeniami σ_H z **Tabeli 2** przeprowadzono optymalizację wielokryterialną w obliczeniach naprężeń, przy następujących kryteriach cząstkowych: maksymalizacja liczby przyporu, minimalizacja współczynnika kształtu zęba, minimalizacja grubości zęba u wierzchołka, minimalizacja masy kół, minimalizacja masowego momentu bezwładności, minimalizacja zapasu wytrzymałości stopy zęba, minimalizacja zapasu wytrzymałości boku zęba, maksymalizacja grubości filmu olejowego. Uzyskiwanie odpowiednich wartości liczbowych wymienionych kryteriów cząstkowych przy stosowaniu programu komputerowego „Przekładnia” [L. 5] uzależnione jest od przyjętych współczynników wagowych, które mogą być dowolnie zmieniane.

Przekładnia otrzymuje rozwiązanie optymalne ze względu na przyjęte kryteria, wówczas gdy wszystkie ograniczenia nałożone na zmienne decyzyjne są spełnione, a kryterium globalne osiągnięte minimum. Tak sprecyzowane warunki w rozpatrywanym przykładzie zostały spełnione przy całkowitej ilości kroków obliczeń 7 048 974 wykonanych w czasie 3434,87 sekundy. Spośród wielu wyników obliczeń wybrano takie, jak sztywność zazębienia c_γ , współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążenia $K_{H\beta}$, naprężenia kontaktowe σ_H i przedstawiono je w **Tabeli 3**.

Tabela 3. Współczynnik $K_{H\beta}$ i naprężenia σ_H po optymalizacji

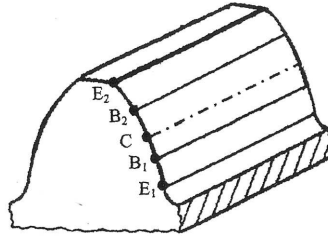
Table 3. Factors $K_{H\beta}$ and the stress σ_H after optimization

Para zębata	Sztywność zazębienia C_γ [N*mm ⁻¹ *μm ⁻¹]	Współczynnik $K_{H\beta}$	Naprężenie σ_H [MPa]
z ₁ :z ₅	18,16	1,14	1385:1350
z ₅ :z ₁₁	19,31	1,17	1350:1141
z ₁₃ :z ₁₀	18,14	1,11	1387:1347
z ₁₀ :z ₁₄	19,67	1,67	1347:1234
z ₅ :z ₆	17,93	1,16	1350:1281
z ₈ :z ₁₀	18,06	1,18	1183:1347
z ₁₂ :z ₉	19,24	1,17	1173:1224
z ₇ :z ₉	18,98	1,30	972:1224
z ₂ :z ₄	17,92	1,14	1316:1313
z ₃ :z ₅	18,44	1,15	1353:1350

Zauważalne jest, że w procesie optymalizacji parametry występujące w **Tabeli 3** uzyskały korzystniejsze wartości liczbowe w porównaniu do tych samych parametrów z **Tabeli 2**.

OBCIĄŻENIE ZAZĘBIENIA I POWSTAWANIE WARSTWY SMAROWEJ W STREFIE MIĘDZYZĘBNEJ

Naprężenia kontaktowe w poszczególnych kołach zębatych rozpatrywanej przekładni powodują głównie zmęczeniowe zużywanie warstwy wierzchniej objawiającej się w postaci pittingu. Duże znaczenie w przeciwdziałaniu zużyciu pittingowemu powierzchni współpracujących zębów kół zębatych ma smarowanie, podczas którego wytwarza się warstwa smarna (film olejowy) o zmieniającej się grubości w poszczególnych punktach przyporu. Na wysokości czynnej zazębienia wyróżniono 5 charakterystycznych punktów, których położenie przedstawiono na **Rys. 4**.



Rys. 4. Położenie charakterystycznych punktów przyporu na wysokości zazębienia

Fig. 4. Location of characteristic points buttresses at the height of the active meshing

W punkcie E_1 jest początek czynnej powierzchni zęba i równocześnie początek strefy dwuparowego zazębienia, które kończy się w punkcie B_1 . W punkcie B_1 równocześnie zaczyna się strefa jednoparowego zazębienia, do której należy toczy punkt przyporu C i dalej strefa ta kończy się w punkcie B_2 . Punkt B_2 jest równocześnie początkiem strefy dwuparowego zazębienia, która ma swój koniec w punkcie E_2 położonym na wierzchołku zęba.

Minimalną (wyrażoną w mikrometrach) grubość filmu olejowego powstającego w strefie międzyzębnej w poszczególnych punktach przyporu obliczano według wzoru [L. 11, 12]:

$$h_{\min} = 6,16 \times 10^{-4} \times p^{-0,125} \times R_{zr}^{0,425} \times v_{\text{sum}}^{0,7} \times \eta_0^{0,788} \quad (5)$$

gdzie:

- p – obciążenie liniowe w $\text{kG} \times \text{cm}^{-1}$,
- R_{zr} – zredukowany promień krzywizny w cm ,
- v_{sum} – sumaryczna prędkość obwodowa w $\text{cm} \times \text{s}^{-1}$,
- η_0 – lepkość dynamiczna oleju w cP .

W praktyce wygodnie jest posługiwać się względną grubością filmu olejowego, która została obliczona według wzoru podanego w pracy [L. 13] i określona jako parametr tarcia λ , na podstawie którego można wartościować proces smarowania.

$$\lambda = h_{\min} \times (R_{a1} + R_{a2})^{-1} \quad (6)$$

gdzie:

- h_{\min} – minimalna grubość filmu olejowego obliczona według wzoru (5),
- R_{a1}, R_{a2} – parametry chropowatości powierzchni czynnych zębów koła 1 i koła 2.

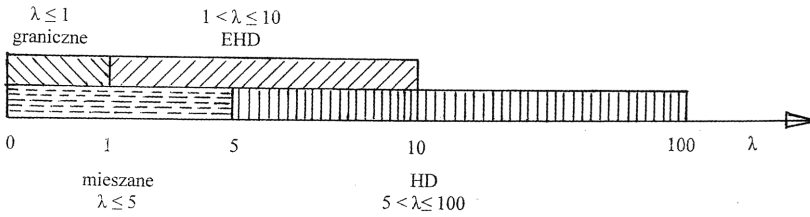
Względną grubość filmu olejowego w charakterystycznych punktach ząbienia dla poszczególnych par zębatych tworzących rozpatrywaną przekładnię zamieszczono w **Tabeli 4**.

Tabela 4. Względna grubość filmu olejowego λ

Table 4. The relative thickness of the oil film λ

Para zębata	Względna grubość filmu olejowego λ w punkcie przyporu				
	E_1	B_1	C	B_2	E_2
Z ₁ :Z ₅	1,296	1,312	1,361	1,434	1,521
Z ₅ :Z ₁₁	1,473	1,495	1,509	1,538	1,552
Z ₁₃ :Z ₁₀	0,876	0,908	0,964	1,104	1,116
Z ₁₀ :Z ₁₄	0,982	1,003	1,021	1,039	1,052
Z ₅ :Z ₆	1,278	1,321	1,398	1,446	1,488
Z ₈ :Z ₁₀	1,356	1,384	1,447	1,472	1,502
Z ₁₂ :Z ₉	1,401	1,428	1,463	1,491	1,512
Z ₇ :Z ₉	1,984	2,061	2,203	2,308	2,419
Z ₂ :Z ₄	1,434	1,468	1,502	1,563	1,594
Z ₃ :Z ₅	1,293	1,327	1,370	1,402	1,438

Przedstawione w **Tabeli 4** wartości względnej grubości filmu olejowego odnoszą się do przekładni będącej po procesie optymalizacji (wyniki obliczeniowe w **Tabeli 3**) oraz przy parametrach chropowatości $R_{a1} = R_{a2} = 0,32 \mu\text{m}$. Korzystając z parametru λ , można dokonać podziału smarowania [L. 14] na poszczególne rodzaje i przedstawić graficznie na **Rys. 5**.



Rys. 5. Rodzaje smarowania w zależności od parametru λ .

Fig. 5. Lubrication types depending on the parameter λ .

Zapis graficzny kryteriów smarowania [L. 14] wskazuje na podział: smarowanie graniczne przy $\lambda \leq 1$ oraz smarowanie płynne przy $\lambda > 1$. W parach kinematycznych o ruchu toczno-ślizgowym, występującym we współpracy zębów kół zębatach, warunki tarcia płynnego uzyskuje się przy parametrze $1 < \lambda \leq 10$. Jest to smarowanie elastohydrodynamiczne (EHD). Pary kinematyczne o ruchu ślizgowym uzyskują smarowanie płynne przy $5 < \lambda \leq 100$. W tym przypadku smarowanie określane jest jako hydrodynamiczne (EHD).

W eksploatacji maszyn i urządzeń najczęściej występuje smarowanie mieszane przy parametrze $\lambda \leq 5$. Najbardziej niebezpieczne ze względu na zatarcie powierzchni współpracujących zębów kół zębatach jest smarowanie graniczne, które charakteryzuje się względną grubością filmu olejowego $\lambda \leq 1$.

PODSUMOWANIE

Wyznaczone współczynniki $K_{H\beta}$ i odchyłki linii styku $F_{\beta y}$ w zależności od klasy dokładności wykonania kół zębatach, zapisane w **Tabeli 1** wskazują, że w klasie dokładności 4 i 6 występujące różnice są minimalne, niemające praktycznego znaczenia. Dopiero w 8 klasie dokładności dostrzega się wyraźniej niekorzystne różnice. Negatywne skutki niektórych odchyłek wykonawczych częściowo są eliminowane w obciążonych przekładniach zębatach.

Analiza wyników przed optymalizacją w **Tabeli 2** wskazuje, że najbardziej obciążona jest para zębata $z_{13} : z_{10}$, w której zęby koła z_{13} poddawane są naprężeniom $\sigma_H = 1323$ MPa, a koła z_{10} naprężeniom $\sigma_H = 1284$ MPa. Najmniejsze naprężenia kontaktowe występują w parze zębatach $z_7 : z_9$. Porównując naprężenia kontaktowe z **Tabeli 2** z wytrzymałością zmęczeniową $\sigma_{Hlim} = 1492$ MPa dla stali 8620, z której wykonane są koła zębata, zauważa się zbyt duży zapas tej wytrzymałości. Zmniejszenie zapasu wytrzymałości może być przeprowadzone na drodze optymalizacji, zmniejszając odpowiednie parametry geometryczne kół zębatach.

Wyniki obliczeń poprzez stosowanie optymalizacji wielokryterialnej przedstawione w **Tablicy 3** zostały bardziej zbliżone do zmęczeniowej wytrzymałości kontaktowej σ_{Hlim} , której wykres zamieszczono na **Rys. 3**. Optyma-

lizacja spowodowała także korzystne zmniejszenie współczynnika nierównomiernego rozkładu obciążenia $K_{H\beta}$ oraz zwiększenie sztywności zazębienia c_γ . Podobnie jak w przypadku przed optymalizacją, tak i po optymalizacji, para zębata $z_{13} : z_{10}$ poddawana jest największym naprężeniom kontaktowym, a para zębata $z_7 : z_9$ naprężeniom najmniejszym.

Analiza warunków smarowania strefy zazębienia wszystkich par zębatych wykazała, że względna grubość filmu olejowego λ jest najmniejsza w parze zębatej $z_{13} : z_{10}$. Wynika to stąd, że w parze tej występują także największe naprężenia kontaktowe σ_H , a także największa różnica w ilości zębów koła z_{13} i z_{10} , co wpływa na wartość zredukowanego promienia krzywizny współpracujących powierzchni ewolwentowych tych kół, a w konsekwencji na względną grubość filmu olejowego. Poprawa parametru λ wyznaczanego według wzoru (6) może nastąpić na przykład, obniżając chropowatość $R_{a1} = R_{a2} = 0,32$ do $R_{a1} = R_{a2} = 0,16 \mu\text{m}$.

Z reguły przekładnie zębate budowane są z kół o jednakowych modułach. Jednakże w przypadku kiedy optymalizacja wykaże duży zapas wytrzymałości kontaktowej (tu para zębata $z_7 : z_9$), warto wówczas rozważyć wariant rozwiązania konstrukcyjnego, w którym będą pary zębate o zróżnicowanych wartościach modułu.

LITERATURA

1. Park S. M., Park T. W.: Analytical Study to Estimate the Performance of the Power Shift Drive Axle for a Forklift. *International Journal of Automotive Technology*, vol. 11, nr 1, 2010.
2. ISO 6336, 1996, cz. I – III: Calculation of load capacity of spur and helical gears.
3. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKiŁ, Warszawa 1992.
4. Muller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
5. Martyna M., Zwolak J.: Program "Przekładnia". <http://www.gearbox.com.pl>.
6. Zwolak J.: Projektowanie przekładni zębatych power shift. Przegląd M., nr 2, 2008.
7. Zwolak J.: System projektowania przekładni zębatych maszyn roboczych w ujęciu konstrukcyjno-materiałowo-technologicznym. Praca hab., AGH, Kraków 2006.
8. Balcerowski J.: Analysis of wide toothed gears subjected to non-linear load distribution along the teeth width. *Machine Dynamics Problems*, vol. 24, nr 4, 2000.
9. Aslanta K., Tasgetiren S.: A study of spur gear pitting formation and life prediction. *Wear*, vol. 257, 2004.
10. Mao K., Sun Y., Bell T.: An initial approach to the link of multi layer coatings contact stresses and the surface engineered gears. *Surface and Coatings Technology*, vol. 201, issue 12, 2006.
11. Dowson D., Higginson G.R.: *Elastohydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press Ltd, New York 1977.
12. Bartz J.W.: *Lubrication of gearing*. Mechanical Engineering Publication Ltd, London 1993.

13. Pedrero J.I., Garcia-Masica C., Fuentes A.: Optimization of gear design by parametric analysis. International Congress "Gear Transmissions 95", Sofia 1995.
14. Zwierzycki W.: Oleje smarowe. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1996.

Summary

The paper presents issues concerning the contact stresses occurring in the surface layer of the teeth of gears. We analysed the gears found in the actual gear used in the drive wheel loaders and crawler tractors. Engineering calculations of uneven load distribution along the contact line of the teeth are determined by the factors $K_{H\beta}$. Assigned numerical values to these factors, depending on the accuracy performance of gears, are used for evaluating the technology used in the process of finishing. The final phase of the calculations of contact stresses and oil film thickness in the area of inter tooth, taking into account technological factors, allow the designer to make predictions concerning the durability and reliability of the propulsion systems at the design stage.