

SKUTKI ŚCIERNEGO ZUŻYCIA ZĘBÓW W PRZEKŁADNIACH ŚLIMAKOWYCH

Henryk G. SABINIAK

Katedra Techniki Ogrzewczej i Wentylacyjnej Politechniki Łódzkiej
Politechnika Łódzka, 90-924 Łódź, Al. Politechniki 6, tel. (+42) 6313521, fax. 6313516,
e-mail sabinia@ktoiw.p.lodz.pl

Streszczenie

Skutkiem ściernego zużycia zębów podczas pracy przekładni zębatej jest utrata masy współpracujących kół zębatach. Utrata masy następuje na powierzchni roboczej pracujących zębów. Powoduje pomniejszenie grubości zębów, a przez to wzrost w nich naprężeń. Jeżeli proces zużycia ściernego zębów nie jest kontrolowany, to prowadzi on zawsze do przekroczenia naprężeń dopuszczalnych i w konsekwencji do zniszczenia przekładni. Zużycie ścierne zębów przekładni ślimakowej jest najczęściej występującą granicą, która limituje czas eksploatacji lub przenoszone przez nią obciążenie. Przekroczenie dopuszczalnego ściernego zużycia zębów przekładni, a tym samym nadmierne pomniejszenie grubości zębów, które wystąpi po określonej ilości godzin pracy przekładni, będzie zawsze skutkowało w ostateczności awarią. Dlatego dobrze jest znać granicę bezpieczeństwa pracy przekładni ślimakowej ze względu na zużycie ścierne jej zębów.

Słowa kluczowe: przekładnia ślimakowa, zużycie ścierne, granica bezpieczeństwa.

THE EFFECTS OF ABRASIVE WEAR OF TEETH IN THE WORM GEARS

Summary

The effect of abrasive wear of teeth during work of a tooth gear is losing mass by the cooperating gear wheels. The loss of mass takes place at the working surface of the teeth. It results in reduction of teeth thickness and in consequence in the increase of tension in the teeth. If the process of abrasive wear of teeth is not controlled, it always leads to exceeding the limit of tension and in consequence to destroying the gear. Abrasive wear of teeth in worm gears is the most frequent limit to the exploitation time or to the carried load. Exceeding the permissible abrasive wear of teeth in worm gears, and in consequence excessive decrease of the teeth thickness after a specific number of the gear's working hour will always lead to final break-down. Thus it is worth knowing what the safety limit of a worm gear work is with respect to the abrasive wear of its teeth.

Keywords: worm gear, abrasive wear, safety limit.

1. ŚCIERNE ZUŻYCIE ZĘBÓW W PRZEKŁADNIACH ŚLIMAKOWYCH

Skutkiem ściernego zużycia zębów podczas pracy przekładni zębatej jest utrata masy współpracujących kół zębatach. Utrata masy następuje na powierzchni roboczej pracujących zębów. Powoduje pomniejszenie grubości zębów, a przez to wzrost w nich naprężeń. Jeżeli proces zużycia ściernego zębów nie jest kontrolowany, to prowadzi on zawsze do przekroczenia naprężeń dopuszczalnych i w konsekwencji do zniszczenia przekładni.

Obliczenia mające na celu ustalenie współczynnika bezpieczeństwa ze względu na zużycie ścierne są najbardziej kłopotliwe i zmuszają do wyznaczenia wszystkich granic obciążalności przekładni ślimakowych [3].

Przekroczenie dopuszczalnego ściernego zużycia zębów przekładni, a tym samym nadmierne pomniejszenie grubości zębów, które wystąpi po

określonej ilości godzin pracy przekładni, będzie zawsze skutkowało w ostateczności awarią. Dlatego dobrze jest znać granicę bezpieczeństwa pracy przekładni ślimakowej ze względu na zużycie ścierne jej zębów.

2. WSPÓŁCZYNNIK BEZPIECZEŃSTWA

Współczynnik bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów przekładni ślimakowej jest definiowany jako:

$$S_w = \frac{\delta_{w \lim n}}{\delta_{w n}} \geq S_{w \min} \quad (1)$$

gdzie: $\delta_{w \lim n}$ – dopuszczalna wartość ściernego zużycia na roboczych powierzchniach zębów w przekroju normalnym [mm],
 $\delta_{w n}$ – ścierne zużycie bocznej powierzchni zębów koła ślimakowego w przekroju normalnym [mm].

Minimalna wartość tego współczynnika powinna wynosić

$$S_{w \min} = 1,1 \quad (2)$$

3. ŚCIERNE ZUŻYCIE POWIERZCHNI ZĘBÓW

W przypadku wyznaczania współczynnika bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów przekładni ślimakowej brane jest pod uwagę, tylko zużycie powierzchni roboczych zębów koła ślimakowego, podobnie jak przy wyznaczaniu granicy obciążalności przy występowaniu pittingu powierzchni roboczych zębów kół. Wynika to z różnicy właściwości materiałów stosowanych na ślimaki i koła ślimakowe. Zakłada się, że ścierne zużycie zębów ślimaka jest pomijalnie małe. Twardość brązu stosowanego na koła ślimakowe w porównaniu ze stałą nawęglaną i hartowaną (ślimaki) jest znacznie mniejsza. Zatem, twardość powierzchni roboczych zębów koła ślimakowego ma tutaj decydujące znaczenie. Żle przeprowadzony proces odlewniczy brązu przeznaczonego na wieńce koła ślimakowego z góry przekreśla jego zastosowanie [2]. W Polsce z produkowanych brązów, praktycznie na wieńce koła ślimakowego stosuje się tylko trzy gatunki i według obecnych wymogów [3], [4] musi ten brąz być odlewany odśrodkowo. Przewidywany ubytek grubości powierzchni roboczej zęba koła ślimakowego w przekroju normalnym w czasie eksploatacji oszacowuje się z zależności:

$$\delta_{w_n} = J_w \cdot S_{w_m} \quad (3)$$

gdzie: J_w – intensywność zużycia [-],

S_{w_m} – zużycie ścierne, przy wymaganej trwałości (czasie eksploatacji) pracy przekładni ślimakowej [mm].

Zużycie ścierne S_{w_m} uzależnione jest w głównej mierze od liczby cykli N_L i nacisków herzowskich występujących w styku [5].

4. ZUŻYCIE ŚCIERNE

Obliczenie zużycia ściernego zębów koła ślimakowego S_{w_m} umożliwia zależność empiryczna:

$$S_{w_m} = \frac{s^* \cdot \sigma_{Hm} \cdot a \cdot N_L}{E_{red}} \quad (4)$$

gdzie: s^* - parametr średniej drogi poślizgu [-],

σ_{Hm} - średnie naprężenia herzowskie w styku [N/mm²],

a - odległość osi przekładni [mm],

N_L - liczba cykli [-],

E_{red} - zredukowana wartość modułu sprężystości [N/mm²].

Określenie wielkości zależności wchodzących do wzoru (4) nie jest czynnością najprostszą. Toteż każdą z wielkości omówiono oddzielnie.

5. MODUŁ SPRĘŻYSTOŚCI

Zredukowaną wartość modułu sprężystości E_{red} należy przyjmować z tabeli 1 pamiętając, że dla stali z której wykonywane są ślimaki przyjęto, że moduł sprężystości wynosi $E=210\ 000$ [N/mm²].

Tabela 1. Moduły sprężystości i liczby Poisson'a dla brązów i żeliw stosowanych na koła ślimakowe

| Materiał koła ślimakowego | B 101 | B 102 | BA 1054 | P 70-02 | P 55-04 |
|--------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| E_2 [N/mm ²] | 83 300 | 88 100 | 115 600 | 171 000 | 124 000 |
| ν [-] | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,3 | 0,3 |
| E_{red} [N/mm ²] | 134 521 | 139 923 | 167 727 | 207 147 | 171 350 |

6. LICZBA CYKLI

Liczbę cykli N_L wejścia w zazębienie ze ślimakiem koła ślimakowego w założonym czasie eksploatacji określa zależność

$$N_L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{u} \quad (5)$$

gdzie: L_h – założona trwałość pracy przekładni [h],

u – rzeczywiste przełożenie przekładni [-],

n_1 – prędkość obrotowa wału ślimaka [obr/min].

7. NAPRĘŻENIA HERZOWSKIE

Średnie naprężenie w styku pomiędzy współpracującymi zębami ślimaka i koła ślimakowego opisuje zależność:

$$\sigma_{Hm} = \frac{40}{\pi a} \sqrt{\frac{10 \cdot \rho_m^* \cdot T_2 \cdot E_{red}}{a}} \quad (6)$$

gdzie: ρ_m^* - jest parametrem geometrycznym przekładni ślimakowej zależnym od zarysu powierzchni bocznej zębów. I tak, jeżeli zarys zębów przekładni ślimakowej jest prostokreślny to:

$$\rho_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01z_2 - 0,083 \right) \left(\frac{b_{2H} + \sqrt{2q_1 - 1}}{m_{x1}} + \frac{q_1 + \frac{50(u+1)}{u}}{15,9 + 37,5q_1} \right) \quad (7)$$

gdzie z kolei;

x_2 – współczynnik przesunięcia zarysu [-],

z_2 – liczba zębów koła ślimakowego [-],

b_{2H} – szerokość wieńca koła ślimakowego [mm],

m_{x1} – moduł zazębienia [mm],

$$q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} - \text{iloraz średnicowy [-]},$$

$$d_{m1} - \text{średnia średnica ślimaka [mm]}.$$

Natomiast gdy zarys zębów ślimaka jest kołowo-wklęsły lub kołowo-wypukły to:

$$\rho_m^* = 1,03 \left\{ 0,31 + 0,78 \frac{x_2}{u} + 0,008 z_2 - \right. \quad (8)$$

$$\left. 0,065 \frac{b_{2H}}{m_{x1}} + \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{8,9} + \frac{q_1 + \frac{50(u+1)}{u}}{20,3 + 47,9q_1} \right\}$$

8. PARAMETR DROGI POŚLIZGU

Parametr średniej drogi poślizgu jest także uzależniony od geometrii ząbienia i dla zarysów prostokrotnych wyznacza się go z zależności:

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot u + \frac{5,6}{\text{tg} \gamma_{m1}} \quad (9)$$

gdzie: γ_{m1} - kąt pochylenia zwojów ślimaka na jego średniej średnicy [°],

a dla zarysów krzywoliniowych zębów ślimaka kołowo - wypukłych i kołowo - wklęsłych z zależności:

$$s^* = 0,94 + 0,25 \cdot u + \frac{6,7}{\text{tg} \gamma_{m1}} \quad (10)$$

9. INTENSYWNOŚĆ ZUŻYCIA

Teraz możemy powrócić do wzoru (3) i zająć się zależnościami umożliwiającymi określenie intensywności zużycia:

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \quad (11)$$

gdzie: J_{OT} - średnia intensywność zużycia [-],
 W_{ML} - wskaźnik zależny od zastosowanego środka smarnego i gatunku brązu koła ślimakowego [-].

Równanie określające średnią intensywność zużycia przy założeniu, że przekładnia ślimakowa smarowana jest olejem mineralnym przyjmuje postać:

$$J_{OT} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-3,1} \leq 4 \cdot 10^{-7} \quad (12)$$

Gdy przekładnia smarowana jest olejem syntetycznym z rodziny poliglikoli to średnia intensywność zużycia opisana jest wzorem

$$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24} \quad (13)$$

Przy czym parametr K_W z kolei opisany jest prostą zależnością

$$K_W = h_{\min m} \cdot W_S \quad (14)$$

Procedura wyznaczania średniej grubości filmu olejowego $h_{\min m}$ już nie jest taka prosta. Opisano ją dokładnie w [5]. Natomiast parametr W_S określany jako wskaźnik struktury smarowania; dla olejów mineralnych należy przyjmować

$$W_S = 1 \quad (15)$$

a dla olejów syntetycznych

$$W_S = \frac{1}{\eta_{OM}^{0,35}} \quad (16)$$

gdzie: η_{OM} - lepkość dynamiczna czynnika smarującego odniesiona do temperatury i ciśnienia otoczenia (patrz rozdział 8) [Ns/m²].

Jeśli chodzi natomiast o wskaźnik materiałowo-smarny W_{ML} , to należy przyjąć go z tabeli 2. Pamiętać należy przy tym, że jeżeli zastosowano inne materiały na koła ślimakowe lub inne środki smarne od opisywanych dotychczas [2], [6], [7], to koniecznym jest przeprowadzenie badań porównawczych. W chwili obecnej brak jest jeszcze wyników badań i ich interpretacji dla innych materiałów niż to podano w tabeli 2.

Tabela 2. Wskaźnik materiałowo-smarny W_{ML}

| Materiał* koła ślimakowego | Rodzaj środka smarnego | | |
|----------------------------------|------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | Olej mineralny | Poliglikol EO : PO = 0 : 1 | Poliglikol EO : PO = 1 : 1 |
| B 101 | 1,0 ¹⁾ | 1,2 ¹⁾ | 2,3 ²⁾ |
| B 102 | 1,6 ¹⁾ | 1,5 ¹⁾ | - |
| B 1054 | 2,5 ³⁾ | - | - |

* Ślimak w badaniach określających wskaźnik materiałowo-smarny W_{ML} był wykonany ze stali 15HN, nawęglany powierzchniowo i hartowany do twardości 58 ± 2 HRC.

- ¹⁾ Z przeprowadzonych dotychczas badań wynika, że błąd w określeniu wskaźnika materiałowo-smarnego mieści się w granicach ± 25 %.
- ²⁾ W tym przypadku otrzymane wyniki zamykały się w jeszcze większym obszarze błędów ± 30 %.
- ³⁾ Wartość $W_{ML} = 2,5$ można przyjmować tylko wtedy jeżeli $h_{\min m} < 0,07 \mu\text{m}$. Dla większych wartości $h_{\min m} \geq 0,07 \mu\text{m}$, należy założyć, że $J_W \cong \text{const}$ i wynosi $6 \cdot 10^{-7}$ [mm].

10. DOPUSZCZALNE ZUŻYCIE POWIERZCHNI ZĘBÓW

Formy zużycia ściernego mogą przybierać różną postać. Zużycie ściernie powierzchni roboczych zębów koła ślimakowego może dotyczyć głównie wierzchołków zębów, powodując ich zaostrenie i zmniejszanie się ich wysokości w późniejszej fazie eksploatacji.

Zużycie ściernie może powodować nadmierne pocienienie podstawy zęba, a tym samym doprowadzić do jego złamania. Obydwie formy zużycia ściernego zębów koła ślimakowego są

niewłaściwe i zależą w głównej mierze od montażu [8]. Niewłaściwe ustawienie koła ślimakowego względem ślimaka może zniweczyć całą możliwą pracę konstruktora i wykonawców poszczególnych elementów. Zakładając prawidłowe wykonanie poszczególnych elementów przekładni ślimakowej, poprawny montaż i wstępną eksploatację, ściernie zużycie będzie następowało na całej roboczej powierzchni zęba równomiernie, a współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zęba $S_{F \min}$ [9] zostanie osiągnięty, jako warunek ściernego zużycia po wymaganym okresie eksploatacji przekładni

$$\delta_{w \lim n} = \Delta S \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (17)$$

gdzie: ΔS – zużycie ściernie zęba [mm].

Jednakże dopuszczalne zużycie ściernie uzależnia się najczęściej od modułu zębów i odnosi się do przekroju normalnego.

$$\delta_{w \lim n} = m_{x1} \left(\frac{\pi}{2} - 2 \operatorname{tg} \alpha_o \right) \cos \gamma_{m1} \quad (18)$$

gdzie: α_o – kąt przyporu [°].

W czasie eksploatacji przekładni ślimakowej nie powinno nastąpić nadmierne ściernie zużycie zębów koła ślimakowego. To zużycie nie może nastąpić przed wymianą oleju lub łożysk, które to wymiany wynikają z normalnej eksploatacji przekładni. Czasookres trwałości oleju i łożysk powinien być tak dobierany w procesie projektowania, żeby był on podwielokrotnością trwałości zazębienia. Powinna być to liczba naturalna. Jeżeli znamy lub założymy dopuszczalne zużycie masy koła ślimakowego, a dokładniej zębów koła ślimakowego to wtedy dopuszczalne zużycie możemy określić z zależności:

$$\delta_{w \lim n} = \frac{\Delta m_{\lim}}{A_{pl} \cdot \rho_{kol}} \quad (19)$$

gdzie: Δm_{\lim} – masowe zużycie ściernie zębów koła ślimakowego [mg],
 A_{pl} – sumaryczna powierzchnia zębów koła ślimakowego [mm²],
 ρ_{kol} – masa właściwa brązu użytego na koło ślimakowe [mg/mm³].

Powierzchnię pracujących zębów koła ślimakowego określa się z zależności

$$A_{pl} = \frac{2 \cdot d_{m1} m_{x1} z_2 \arcsin \left(\frac{b_{2H}}{d_{a1}} \right)}{\cos \gamma_{m1} \cdot \cos \alpha_o} \quad (20)$$

gdzie: d_{a1} – zewnętrzna średnica wierzchołków zębów koła ślimakowego [mm].

Masę właściwą dla najczęściej stosowanych brązów i żeliw na koła ślimakowe zamieszczono w tabeli 3.

Tabela 3. Masa właściwa niektórych brązów i żeliw

| Materiał koła ślimakowego | B 101 | B 102 | BA 1054 | P 70-02 | P 55-04 |
|------------------------------------|-------|-------|---------|---------|---------|
| ρ_{kol} [mg/mm ³] | 8,8 | 8,8 | 7,4 | 7,0 | 7,0 |

Jednak najczęściej przy określaniu dopuszczalnego zużycia zębów koła ślimakowego wykorzystuje się dwie podstawowe wielkości geometryczne związane z przekładnią ślimakową, które w dość prosty sposób opisują to zużycie, a mianowicie;

$$\delta_{w \lim n} = 0,3 \cdot m_{x1} \cdot \cos \gamma_{m1} \quad (21)$$

Reasumując całość i uporządkowując dość żmudne procedury wyznaczania współczynnika bezpieczeństwa obciążalności przekładni ślimakowych ze względu na zużycie ściernie występujące w czasie ich eksploatacji przedstawiony zostanie przykład.

11. PRZYKŁAD

Obliczyć wartość współczynnika bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów przekładni ślimakowej o następujących danych:

- zarys zębów ślimaka ewolwentowy,
- odległość osi $a = 100$ mm,
- prędkość obrotowa wału ślimaka $n_1 = 1500$ obr/min,
- rzeczywiste położenie przekładni $u = 41/2$,
- przekładnia smarowana olejem syntetycznym z rodziny poliglikoli o lepkości $\nu_{40} = 220$ mm²/s, $\nu_{100} = 37$ mm²/s,
- korpus żeliwny, uzębrowany, chłodzony wentylatorem umieszczony na wale ślimaka,
- moc przenoszona przez przekładnię $P_{zm} = 4,5$ kW,
- moment obrotowy na wale koła ślimakowego $T_2 = 587,57$ Nm,
- temperatura otoczenia $\theta_o = 20$ °C,
- szerokość wieńca koła ślimakowego $b_{2H} = 30$ mm,
- średnica podziałowa koła ślimakowego $d_{2m} = 164$ mm,
- kąt pochylenia zwojów ślimaka na jego średniej średnicy $\gamma_{m1} = 12,53$ °,
- średnia średnica ślimaka $d_{m1} = 36$ mm,
- moduł osiowy $m_{x1} = 4$ mm,
- liczba zębów koła ślimakowego $z_2 = 41$,
- strata mocy w zazębieniu [10] $P_{vz} = 589$ W,
- sprawność zazębienia [10] $\eta_z = 0,883$,
- współczynnik przesunięcia zarysu $x_2 = 0$,
- ślimak nawęglany i hartowany do twardości 58 ± 2 HRC, wykonany ze stali 15HN,
- koło ślimakowe wykonane z brązu B 101,
- założony czas eksploatacji przekładni $L_h = 25000$ h.

12. OBLICZENIA

Dopuszczalne ścierne zużycie zębów koła ślimakowego wyznaczamy ze wzoru (21)

$$S_{w \lim n} = 0,3 \cdot 4 \cdot \cos 15^\circ 53' = 1,17 \text{ [mm]}$$

Bardziej kłopotliwe jest jak już wspomniano określenie teoretycznego ściernego zużycia bocznych roboczych powierzchni zębów (3). Najpierw wyznaczmy ścierne zużycie $S_{w m}$ przy wymaganej trwałości przekładni ślimakowej, a następnie intensywność zużycia J_w .

W tym celu określamy wartość parametru średniej drogi poślizgu (9)

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot 20,5 + \frac{5,6}{\operatorname{tg} 12^\circ 53'} = 29,53,$$

następnie parametr geometryczny ρ_m^* przekładni ślimakowej (7), przy czym

$$q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} = \frac{36}{4} = 9$$

$$\rho_m^* = 1,03 \left(\frac{0,4 + \frac{0}{20,5} + 0,01 \cdot 41 - 0,083 \frac{30}{4}}{\sqrt{2 \cdot 9 - 1} \frac{9 + \frac{50(20,5+1)}{20,5}}{6,9} + \frac{15,9 + 37,5 \cdot 9}{15,9 + 37,5 \cdot 9}} \right) = 0,99$$

a zatem średnie naprężenia w styku (6)

$$\sigma_{Hm} = \frac{40}{\pi \cdot 100} \sqrt{\frac{10 \cdot 0,99 \cdot 588 \cdot 134521}{100}} = 356,48 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

Liczba cykli koła ślimakowego w czasie eksploatacji przekładni wyniesie (5)

$$N_L = \frac{60 \cdot 25000 \cdot 1500}{20,5} = 109756100.$$

Ostatecznie zużycie ścierne (4)

$$S_{w m} = \frac{29,53 \cdot 356,48 \cdot 100 \cdot 109756100}{134521} = 858889306,7 \text{ [mm]}$$

Teraz należy określić intensywność zużycia (11). To z kolei wymaga wyznaczenia temperatury koła ślimakowego podczas pracy przekładni. W tym celu wyznaczamy współczynniki a_1 i a_0 .

Współczynnik a_1 i a_0 dla korpusu żeliwnego chłodzonego powietrzem opisują zależności:

$$a_1 = 0,039 \left(\frac{n_1}{60} + 2 \right)^{0,34} \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{-0,17} u^{-0,22} (a - 48)^{0,34}$$

$$= 0,039 \left(\frac{1500}{60} + 2 \right)^{0,34} \left(\frac{220}{100} \right)^{-0,17} 20,5^{-0,22} (100 - 48)^{0,34}$$

$$= 0,1943$$

$$a_0 = 0,081 \left(\frac{n_1}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{0,41} (a + 32)^{0,63} =$$

$$= 0,081 \left(\frac{1500}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \left(\frac{220}{100} \right)^{0,41} (100 + 32)^{0,63}$$

$$= 23,2353$$

Temperatura równowagi w misie olejowej w czasie pracy przekładni będzie wynosić

$$\theta_s = \theta_0 + a_1 \left(\frac{T_2}{a} \right) + a_0 = 20 + 0,1943 \frac{588}{\left(\frac{100}{63} \right)^3} +$$

$$23,2353 = 71,8 [^\circ\text{C}]$$

Temperaturę koła ślimakowego określimy z zależności

$$\theta_M = \theta_s + \Delta\theta,$$

gdzie przyrost temperatury $\Delta\theta$ opisany jest wzorem

$$\Delta\theta = \frac{P_{vz}}{\alpha_L \cdot A_R}$$

Jeżeli prędkość obrotowa wału ślimaka jest większa lub równa 150 [obr/min] to

$$\alpha_L = C_K(1940 + 15n_1),$$

przy czym należy przyjmować $C_K = 1$ [10], gdy koło ślimakowe nurza się w oleju. Zatem mamy

$$\alpha_L = 1(1940 + 15 \cdot 1500) = 24440.$$

Powierzchnię chłodzenia przekładni ślimakowej A_R opisuje zależność empiryczna

$$A_R = b_{2H} \cdot d_{2m} \cdot 10^{-6} = 30 \cdot 164 \cdot 0,000001 = 0,00492.$$

Zatem temperatura koła ślimakowego wynosi

$$\Delta\theta = \frac{589}{24440 \cdot 0,00492} = 4,9 [^\circ\text{C}]$$

i

$$\theta_M = 71,8 + 4,9 = 76,7 [^\circ\text{C}].$$

Znając temperaturę koła ślimakowego w warunkach równowagi cieplnej pracy przekładni ślimakowej wyznaczamy lepkość kinematyczną i dynamiczną oleju dla tej temperatury i ciśnienia otoczenia

$$\nu_M = 10^{(10^A \log(\theta_M + 273) + B)}$$

gdzie:

$$A = -13,129 \log \left(\frac{\log(\nu_{40} + 0,7)}{\log(\nu_{100} + 0,7)} \right) =$$

$$= -13,129 \log \left(\frac{\log(220 + 0,7)}{\log(37 + 0,7)} \right) = -2,262$$

oraz

$$B = \log(\log(\nu_{40} + 0,7)) - 2,496 A =$$

$$= \log(\log(220 + 0,7)) - 2,496(-2,262) = 6,016$$

Tym samym lepkość kinematyczna

$$\nu_M = 10^{(10^{-2,262 \log(76,7+273)+6,016})} = 67,3 \text{ [mm}^2 \text{/s]},$$

a lepkość dynamiczna

$$\eta_{OM} = \frac{\nu_M \cdot \rho_M}{1000} = \frac{67,3 \cdot 0,9}{1000} = 0,061 \text{ [Pa s]}.$$

Parametr W_s obliczamy ze wzoru :

$$W_s = \frac{1}{0,061^{0,35}} = 2,66.$$

To z kolei umożliwia obliczenie parametru K_w (14).

Procedurę wyznaczania średniej minimalnej grubości filmu olejowego bardzo dokładnie przedstawiono w pracy [5]. Wartość średniej minimalnej grubości filmu olejowego dla tej przekładni wynosi [5] $h_{\min n} = 0,23$ [μm].

$$K_w = 0,23 \cdot 2,66 = 0,612$$

A to już umożliwia obliczenie średniej intensywności zużycia (92)

$$J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot 0,612^{-2,24} = 381,5 \cdot 10^{-12}.$$

Ostatecznie intensywność zużycia (89)

$$J_w = 381,5 \cdot 10^{-12} \cdot 1,2 = 457,8 \cdot 10^{-12}.$$

Wskaźnik materiałowo-smarny przyjęto $W_{ML} = 1,2$, mając na uwadze błąd jakim może być on obarczony.

Zatem ściernie zużycie bocznej powierzchni zębów koła ślimakowego w przekroju normalnym w wymaganym okresie eksploatacji wyniesie:

$$\delta_{w_n} = 457,8 \cdot 10^{-12} \cdot 858889306,7 = 0,393$$
 [mm]

Współczynnik bezpieczeństwa ściernego zużycia zębów tej przekładni ślimakowej wynosi (1):

$$S_w = \frac{1,170}{0,393} = 2,98$$

LITERATURA

- [1] Sabiniak H.G.: Odporność na pitting ząbienia ślimakowego. Przegląd Mechaniczny. Nr 7 - 8. 2001. s. 26-30.
- [2] Sabiniak H.G. - Badania przekładni ślimakowych o elementach współpracujących z różnych materiałów. Trybologia. Rok XV. Nr 4. 1985. s. 17-21.
- [3] Woźniak K., Sabiniak H. G.; - Projektowanie przekładni ślimakowych. Przegląd Mechaniczny. Nr 9. 1989. s. 25-28.
- [4] Sabiniak H. G., Woźniak K.; - Analityczna ocena trwałości ścierniej przekładni ślimakowej. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Nr 2-3. (82-83) 1990. s. 227-234.
- [5] Sabiniak H.G.: Ściernie zużycie zębów, a grubość filmu olejowego w ząbieniu ślimakowym. Przegląd Mechaniczny. Nr 10. 2002. s. 38-41.
- [6] Sabiniak H. G.; - Wpływ rodzaju oleju na sprawność przekładni zębatych. Przegląd Mechaniczny. Nr 15. 1994. s. 15-18.
- [7] Sabiniak H.G. - Prędkość poślizgu w ząbieniu ślimakowym. V Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna. POLTRIB'99. Tribologia dla eksploatacji. Szczyrk 16-18 czerwiec 1999. S. 263 ÷ 268.
- [8] Sabiniak H.G.: Montaż i docieranie przekładni ślimakowych. Przegląd Mechaniczny nr 24/1984.
- [9] Sabiniak H.G.; Granica obciążalności przekładni ślimakowych ze względu na wytrzymałość stopy zęba koła ślimakowego. Przegląd Mechaniczny. Nr 11. 2002. s. 37-40.
- [10] Kornberger Zb.; - Przekładnie ślimakowe. Wyd. Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1971.



Henryk Grzegorz SABINIĄK pracuje na stanowisku profesora nadzw. Politechniki Łódzkiej. Kieruje Katedrą Techniki Ogrzewczej i Wentylacyjnej. Jest Członkiem Balkon Academy of Sciences, New Culture and Sustainable Development oraz sekcji Nawigacji (1998), Polski Komitet Normalizacyjny – Komisja Przekładni Zębatych (1997), Prezydium Oddziału PAN w Łodzi Komisji Ochrony Środowiska i Gospodarki Komunalnej (2003), Dyplomowany Rzecznik SIMP (NOT) w specjalnościach; - gospodarka paliwowo-smarownicza, napędy (1980).

W swojej pracy zajmuje się konstrukcją, technologią i eksploatacją przekładni zębatych ze szczególnym ukierunkowaniem na ząbienia hipoidalne. Badaniem właściwości tworzyw sztucznych stosowanych w instalacjach i ich współpraca z innymi materiałami. Optymalizacją energetyczną i głośności pracy wentylatorów. Wymianą i stratami ciepła. Autor dwóch monografii, trzech patentów oraz 137 artykułów w czasopiśmie krajowych i zagranicznych oraz na konferencjach w kraju i zagranicą. Ma na swoim koncie ponad 300 opracowań technicznych (projekty maszyn, dokumentacje techniczne i eksploatacyjne, ekspertyzy) z dziedziny budowy maszyn, napędów, wentylacji, klimatyzacji i ogrzewnictwa.