

Jacek SPAŁEK, Antoni SKOĆ
Politechnika Śląska, Gliwice

ANALIZA STRAT MOCY W PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie. Sprawność przekładni zębatej w znaczącym stopniu zależy od strat mocy generowanych w zazębieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach. Wielkość tych strat jest uzależniona od warunków tarcia w wymienionych węzłach konstrukcyjnych przekładni i zdefiniowana jest ogólnie przez warunki smarowania. W opracowaniu przeprowadzono syntetyczną analizę strat mocy w przekładni zębatej z kołami o ewolwentowym zarysie zębów. W szczególności przeanalizowano straty mocy w zależności od wielkości obciążenia przekładni oraz od rodzaju i lepkości oleju zastosowanego do smarowania.

ANALYSIS OF POWER LOSSES IN GEAR

Summary. Efficiency of gear depends in significant measure on power losses being occurred in meshing, bearing and sealing. An amount of these losses runs on friction conditions in named nodes of gear design and it is defined generally by means of lubrication. In the paper, there will be make an synthetic analysis of power losses in heavy loaded gears with involute profile of teeth. Particularly the press will be put on losses of power in function of transmitting load degree and in function of viscosity of lubricant.

1. Wprowadzenie

Efektywność eksploatacyjna układu napędowego maszyny zależy od szeregu parametrów techniczno-ruchowych a w tym znacząco od mocy efektywnej napędu, która wynika z ogólnej zależności:

$$P_e = P_M - P_R - P_P \quad (1)$$

gdzie:

P_e – moc efektywna napędu,

P_M – moc silnika napędzającego,

P_R – straty mocy powstające w układzie przeniesienia napędu od silnika do organu wykonawczego maszyny roboczej. Są one sumą strat cząstkowych P_{Ri} generowanych w poszczególnych węzłach kinematycznych układu, a więc:

$$P_R = \sum_{i=1}^n P_{Ri} \quad (1a)$$

Z zależności (1) wynika, że zwiększenie mocy efektywnej, można uzyskać, maksymalizując moc silnika oraz/lub minimalizując straty cząstkowe P_{Ri} wpływające na straty ogólne P_R .

Zwiększenie mocy efektywnej można też uzyskać poprzez ograniczenie poboru mocy przez urządzenia pomocnicze P_P . Ograniczenie (zmniejszenie) strat cząstkowych można osiągnąć na drodze optymalizacji struktury układu przeniesienia napędu a także w znacznym stopniu poprzez redukcję oporów tarcia w węzłach tribologicznych przekładni a więc w zazębieniach, łożyskowaniach i uszczelnieniach. Z kolei opory tarcia w tych węzłach istotnie zależą od jakości smarowania [1,7,8].

Straty mocy w przekładni zębatej P_V (zarówno klasycznej, jak i planetarnej) są sumą strat w zazębieniu P_{VZ} , łożyskowaniu P_{VL} , uszczelnieniach P_{VD} oraz układach pomocniczych (np. pompa oleju) P_{VX} , co można zapisać w postaci:

$$P_V = P_{VZ} + P_{VL} + P_{VD} + P_{VX} \quad (2)$$

Straty w zazębieniach i łożyskowaniach można uważać jako wynikające z biegu jałowego P_{VO} oraz z przenoszenia obciążenia roboczego P_{VP} , czyli

$$P_{VZ} = P_{VZO} + P_{VZP} \quad (3)$$

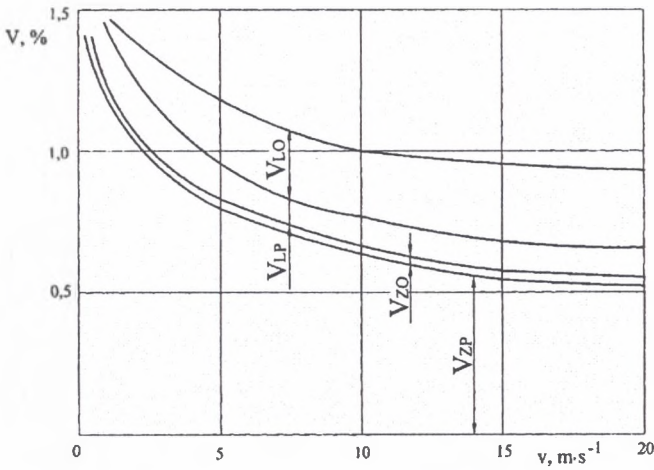
$$P_{VL} = P_{VLO} + P_{VLP}$$

Współczynnik strat ogólnych V definiowany jest zazwyczaj jako:

$$V = \left| \frac{P_V}{P_M} \right| \quad (4)$$

gdzie: P_M – moc silnika napędowego.

Na rysunku 1 dla przykładowej przekładni zębatej przedstawiono przebiegi strat przy biegu jałowym i pod obciążeniem roboczym generowane w zazębieniach i łożyskowaniach.



Rys. 1. Ilustracja strat w zazębieniach i łożyskowaniach (P_{VZ} i P_{VL}) dla przykładowej przekładni zębatej
 Fig. 1. An illustration of losses in meshing and bearing for an exemplary gear

2. Straty mocy w zazębieniu obciążonym

Straty w zazębieniu przy przenoszonej mocy nominalnej P_N można określić jako [2]:

$$P_Z = P_N \cdot \mu_{mz} \cdot H_V \tag{5}$$

gdzie:

P_Z – moc strat w zazębieniu

μ_{mz} – średni współczynnik tarcia w zazębieniu,

H_V – współczynnik strat w zazębieniu zależny od postaci zazębienia [3].

Średnią wartość współczynnika tarcia na odcinku zazębienia pary kół można określić z zależności:

$$\mu_{mz} = 0,045 \left(\frac{K_A \cdot \frac{F_{bz}}{b}}{V_{\Sigma m} \cdot \zeta_m} \right)^{0,2} \cdot \eta_M^{-0,05} \cdot X_R \cdot X_L \tag{6}$$

gdzie:

μ_{mz} – średnia wartość współczynnika tarcia zależna od rodzaju oleju; z badań wynika, że dla oleju mineralnego w klasie lepkości VG 100–220 wartość $\mu_{mz} = 0,04$, a dla olejów syntetycznych VG 68–220 wartość $\mu_{mz} = 0,028–0,037$,

K_A – współczynnik zastosowania przekładni,

F_{bt}/b – jednostkowa siła normalna w ząbieniu odniesiona do szerokości koła zębatego (długości styku zębów), w N/mm^2 ,

$v_{\Sigma m}$ – sumaryczna prędkość obwodowa $v_{\Sigma m} = 2v_W \cdot \sin \alpha_{Wt}$, w m/s ,

ζ_m – zastępczy promień krzywizny zarysów zębów, w mm :

$$\zeta_m = \frac{1}{2} d_{W1} \cdot \sin \alpha_t \frac{u}{u+1} \cdot \frac{1}{\cos \beta_b}$$

η_M – współczynnik lepkości dynamicznej strugi oleju w temperaturze roboczej (na wylocie z dyszy) przy czym $\eta_M = v_b \cdot \gamma$, $mPas$,

v_b – lepkość kinematyczna oleju w temperaturze roboczej, mm^2/s ,

γ – gęstość oleju w temperaturze roboczej (w zależności od lepkości $\gamma = 0,87-0,90 \text{ kg/dm}^3$,

X_R – współczynnik chropowatości powierzchni zębów:

$$X_R = 3,8 \left(\frac{R_a}{d_{W1}} \right)^{0,25} \text{ przy czym: } R_a = \frac{1}{2} (R_{a1} + R_{a2}), \mu m$$

X_L – współczynnik rodzaju oleju: dla oleju mineralnego $X_L = 1,0$; dla oleju polialfaoleinowego lub estrowego $X_L = 0,8$; dla oleju poliglikolowego (bezwodnego) $X_L = 0,6$.

Z powyższej analizy wynika, że:

- współczynnik tarcia zależy od rodzaju oleju smarującego. Zastosowanie oleju syntetycznego może spowodować obniżenie współczynnika tarcia w ząbieniu nawet o 40 % względem wartości uzyskiwanych dla smarowania olejem mineralnym o tej samej lepkości co olej syntetyczny,
- z analizy wzoru (6) wynika, że współczynnik lepkości η występuje w potęgce (-0,05), co oznacza, że zmiana 3-krotna lepkości oleju, np. z VG150 na VG-46, spowoduje wzrost współczynnika tarcia $3^{0,05} \cong 1,056$ czyli o 5,6 % (co dla założonej wartości $\mu_m = 0,040$ oznacza zmianę na $\mu = 0,0422$). Tak więc straty tarcia w ząbieniu obciążonym w małym stopniu zależą od lepkości zastosowanego oleju.

3. Straty w ząbieniu przy pracy przekładni bez obciążenia

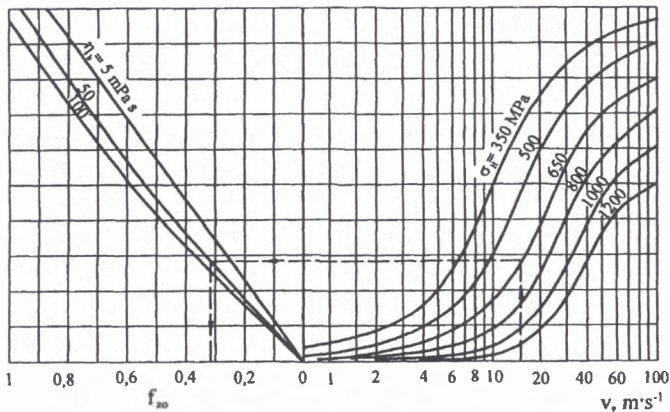
Dla przypadku smarowania natryskowego współczynnik strat tarcia w ząbieniu przy biegu jałowym (bez obciążenia) V_{ZO} można określić w odniesieniu do strat V_{ZP} podczas pracy przekładni z obciążeniem wprowadzając pojęcie współczynnika oporu biegu jałowego f_{ZO} w postaci:

$$f_{ZO} = 1 - \frac{V_{ZP}}{V_Z} \quad (7)$$

przy czym:

$$V_{ZP} = \mu_{mz} \cdot H_V$$

Na rysunku 2 przedstawiono bazujący na zależności (7) nomogram pozwalający wyznaczyć współczynnik oporu w ząbieniu podczas pracy przekładni bez obciążenia (na biegu jałowym).



Rys. 2. Nomogram dla wyznaczenia współczynnika strat tarcia w ząbieniu f_{ZO} podczas pracy przekładni bez obciążenia w zależności od wielkości charakteryzujących przekładnię przy danym obciążeniu roboczym

Fig. 2. Nomogram for determination of friction coefficient in meshing f_{zo} without service load

4. Straty mocy w łożyskowaniach

Jak już pokazano na rysunku 3, również straty mocy w łożyskowaniach P_{VL} można rozpatrywać jako sumę strat przy ruchu jałowym P_{VLO} oraz przy obciążeniu roboczym P_{VLP} (wzór 3). Ich wartość wynika z sumy momentów tarcia T przy danej prędkości kątowej ω zgodnie z zależnością:

$$P_{VL} = T \cdot \omega = (T_0 + T_1 + T_2) \omega \quad (8)$$

gdzie:

T_0 – moment tarcia łożysk nieobciążonych,

T_1 – moment tarcia łożysk obciążonych,

T_2 – dodatkowy moment tarcia wynikający z obciążenia siłą poosiową,

ω – prędkość kątowna wału.

4.1. Opory tarcia w łożyskach nieobciążonych

Występującą we wzorze wielkość momentu tarcia T_o określają kolejne zależności [5]:

– dla iloczynu $v_b \cdot n \geq 2000 \text{ mm}^2 / (\text{s} \cdot \text{min})$,

$$T_o = f_o (v_b n)^{2/3} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-10} \quad (9a)$$

– dla iloczynu $v_b \cdot n < 2000 \text{ mm}^2 / (\text{s} \cdot \text{min})$,

$$T_o = 1,6 f_o \cdot d_m^3 \cdot 10^{-8} \quad (9b)$$

przy czym:

f_o – wskaźnik zależny od rodzaju łożyska i sposobu smarowania; jego wartości [5],

v_b – lepkość kinematyczna oleju w temperaturze roboczej, mm^2/s ,

d_m – średnia średnica łożyska, mm $d_m = \frac{d+D}{2}$

n – prędkość obrotowa ruchomego pierścienia łożyska, min^{-1} .

4.2. Opory tarcia w łożyskach obciążonych

Straty mocy w łożyskach obciążonych wynikają z oporów tarcia pomiędzy elementami tocznymi oraz między elementami tocznymi a bieżniami. Wynikający z obciążenia moment tarcia T_1 można wyznaczyć korzystając z zależności [5]:

$$T_1 = f_1 \cdot F_1 \cdot d_m \quad (10)$$

gdzie:

f_1 – współczynnik oporu dla danego rodzaju łożyska i obciążenia [5]

F_1 – zastępcze obciążenie promieniowe.

Należy przy tym zauważyć, że we wzorze (10) nie występuje: lepkość oleju oraz prędkość obrotowa, co oznacza, że te parametry nie mają one istotnego wpływu na opory tarcia w łożyskach obciążonych.

Dla uwzględnienia dodatkowego momentu tarcia T_2 wynikającego z poosiowego obciążenia łożyska (wg [4]) możemy posłużyć się regułą jak niżej:

$$T_2 = f_z \cdot F_a \cdot d_m \quad (11)$$

gdzie:

f_z – współczynnik dla danego rodzaju łożysk i smarowania,

$f_z = 0,006$ dla jednorzędowych łożysk wałeczkowych smarowanych olejem,

$f_z = 0,003$ dla łożysk wałeczkowych pełnych.

Orientacyjnie opory tarcia w łożyskach można ocenić korzystając z zależności:

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu \quad (12)$$

gdzie:

μ – zastępczy współczynnik tarcia zależny od rodzaju łożyska ($\mu = 0,001-0,005$ wg [5]).

Należy zaznaczyć, że stosując wzór (12) można uzyskać zadowalające wyniki, gdy łożyska są słabo obciążone, tj. dla obciążenia $F \approx 0,1C$ oraz dla $n \approx n_g$ (gdzie: C – nośność dynamiczna, n_g – prędkość graniczna łożyska), a ponadto gdy łożyska te są dobrze smarowane i pracują w warunkach stabilnego obciążenia.

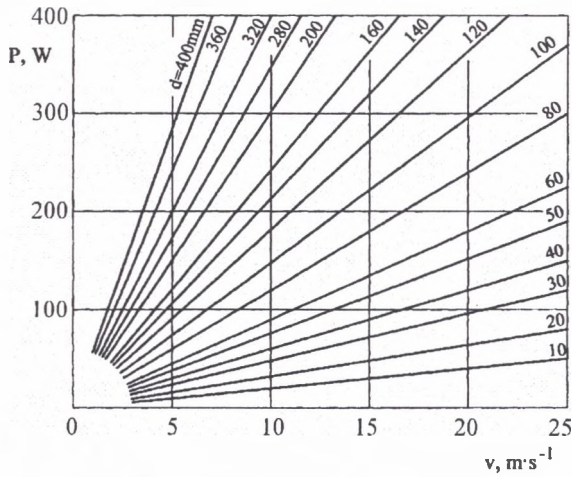
W podsumowaniu zagadnienia strat mocy wskutek tarcia w łożyskach należy stwierdzić, że duża lepkość oleju użytego do smarowania łożysk powoduje dość znaczne opory ruchu jałowego. I tak: trzykrotny wzrost lepkości ponad pewną wielkość odniesienia powoduje wzrost momentu tarcia ruchu jałowego $(3)^{0,66} = 2,065$, a więc ponad 2-krotnie. Z tego wynika, że do smarowania łożysk korzystnym jest stosowanie oleju o zmniejszonej lepkości w temperaturze roboczej.

5. Straty mocy wskutek tarcia w promieniowo-stykowych uszczelnieniach wałów

Straty tarcia w węzłach uszczelniających wały za pomocą stykowych pierścieni wargowych zależą od szeregu parametrów, jak: materiał pierścieni uszczelniających, twardość i chropowatość powierzchni wału na odcinku uszczelnianym, rodzaju i temperatury roboczej środka smarującego.

Zależności tych strat od wymienionych parametrów są określane przez producentów uszczelnień. I tak przykładowo na rysunku 3 przedstawiono uzyskane w badaniach firmy Freudenberg [6] wyniki obrazujące zależność strat mocy P_{VD} w zależności od prędkości obwodowej v i średnicy czopa wału d .

Badania przeprowadzono w temperaturze $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ dla silnikowego oleju mineralnego o klasie lepkości SAE 20, przy czym w przypadku oleju przekładniowego o klasie lepkości VG 220 otrzymane wyniki strat mocy należałoby zwiększyć o 50 %.



Rys. 3. Straty mocy tarcia P_{VD} w stykowym uszczelnieniu promieniowym w zależności od średnicy i prędkości obwodowej wału. Smarowanie olejem silnikowym SAE 20 o temperaturze 100 °C

Fig. 3. Power friction losses in radial shafts sealing

Przedstawione na rysunku 3 graficzne zależności $P_{VD} = f(v, d)$ można aproksymować wzorem:

$$P_{VD} = 0,1475 d \cdot v = 7,723 d^2 \cdot n \cdot 10^{-6} \quad (13)$$

gdzie:

P_{VD} – straty mocy w węźle uszczelniającym, W,

d – średnica wału, mm,

v – prędkość obwodowa odpowiadająca podanym na rysunku średnicom wału, m/s,

n – prędkość obrotowa wału, min^{-1} .

Rozszerzenie zakresu praktycznego wykorzystania zależności (13) wymaga uwzględnienia zarówno temperatury roboczej (temperatury natryskowego strumienia oleju lub oleju w misce olejowej przy smarowaniu zanurzeniowym) oraz klasy lepkościowej VG oleju. Według [6] można skorzystać z empirycznego wzoru jak niżej:

$$P_{VD} = \left\{ 145 - 1,6v_d + 350 \log [\log (VG + 0,8)] \right\} d^2 \cdot n \cdot 10^{-7} \quad (14)$$

gdzie:

ϑ_{ol} – temperatura oleju zasilającego strefę zazębienia, °C,

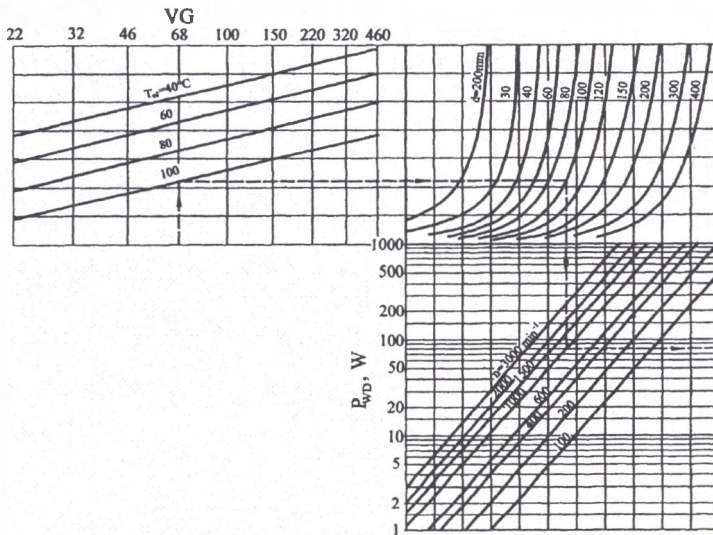
VG – klasa lepkości oleju przekładniowego; lepkość kinematyczna nominalna w temperaturze 40 °C.

Na podstawie wzoru (14) sporządzono nomogram (rys. 4) pozwalający w prosty sposób wyznaczyć straty w wargowym uszczelnieniu stykowym wału.

Przykładowo, jak to pokazano na rysunku 4, dla przekładni smarowanej olejem o temperaturze 100 °C i klasie lepkości ISO VG 68 dla uszczelnianego wału o średnicy $d=100$ mm obracającego się z prędkością obrotową $n=1000$ min⁻¹ straty mocy w uszczelnieniu wynoszą $P_{VD} \cong 80$ W.

Z analizy zależności (14) oraz rysunku 4 wynika, że straty w uszczelnieniu rosną ze wzrostem: lepkości oleju, prędkości obrotowej i średnicy wału. Również z uwagi na to, że lepkość oleju smarującego istotnie zależy od temperatury, występują znacząco większe straty w niskich temperaturach użytkowania (np. przy rozruchu).

Uwaga ta jest szczególnie ważna dla olejów smarnych charakteryzujących się niskim wskaźnikiem lepkości ($WL \leq 100$), a więc cechujących się znacznym wzrostem lepkości przy spadku temperatury.



Rys. 4. Nomogram pozwalający na wyznaczenie strat mocy tarcia P_{VD} w promieniowym uszczelnieniu stykowym wału w zależności od klasy lepkości oleju VG i temperatury t_{oil} , oraz prędkości obrotowej n wału o średnicy d

Fig. 4. Nomogram for determination of power friction losses in radial shafts sealing in function of viscosity and temperature of oil, rotational velocity and shaft diameter

6. Podsumowanie

Sprawność przekładni zębatej jest jednym z najważniejszych kryteriów oceny jakości konstrukcyjnej i eksploatacyjnej przekładni. Bardzo istotną część w sumarycznych stratach mocy generowanych w przekładni stanowią straty podczas jej pracy bez obciążenia a więc w czasie tzw. biegu jałowego. Z przeprowadzonej analizy wynika, że w ogólnym ujęciu sprawności przekładni istotnym jest uwzględnianie zarówno strat generowanych w zazębieniu jak i w łożyskach i uszczelnieniach. Jakość smarowania w przekładni jest kluczowym zagadnieniem w ograniczeniu tych strat a zatem w podnoszeniu sprawności i obniżaniu temperatury pracy przekładni

LITERATURA

1. Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.
2. Linke H.: Stirnradverzahnung: Berechnung – Werkstoffe – Fertigung. Carl Hanser-Verlag, München – Wien 1996.
3. Langenbeck K., Greiner J.: Schmierstoffsparende Zahnräder. Antriebstechnik, (28) Nr. 5, 1989.
4. Förster H. J.: Automatische Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten. Springer-Verlag, Berlin; Heidelberg, New York 1990.
5. SKF – Hauptkatalog Nr. 3200/IX, Wyd. 1986.
6. Firma FREUDENBERG: Simmerring /Radial – Wellendichtringe, Katalog Nr 100, Wyd. 1986.
7. Spałek J.: Smarowanie przekładni zębatych – zagadnienia teoretyczne. Politechnika Śląska, Gliwice 2000.
8. Spałek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie. Monografia 57. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Andrzej Skorupa