

LABORATORIUM Z PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN

ĆWICZENIE NR 2

ZASADA DZIAŁANIA STANOWISKA MOCY ZAMKNIĘTEJ

Cel ćwiczenia:

- 1) zapoznanie się z budową i zasadą działania stanowiska mocy zamkniętej,
- 2) zapoznanie się z możliwościami wykorzystania tego stanowiska lub tylko jego zasady działania w badaniu kół i przekładni zębatych,
- 3) projekt kół-próbek do badań mających na celu wyznaczenie wytrzymałości na złamanie zmęczeniowe podstawy zęba oraz wytrzymałości na zmęczenie stykowe (wgłębienia zmęczeniowe, pitting) boku zęba.

Wprowadzenie

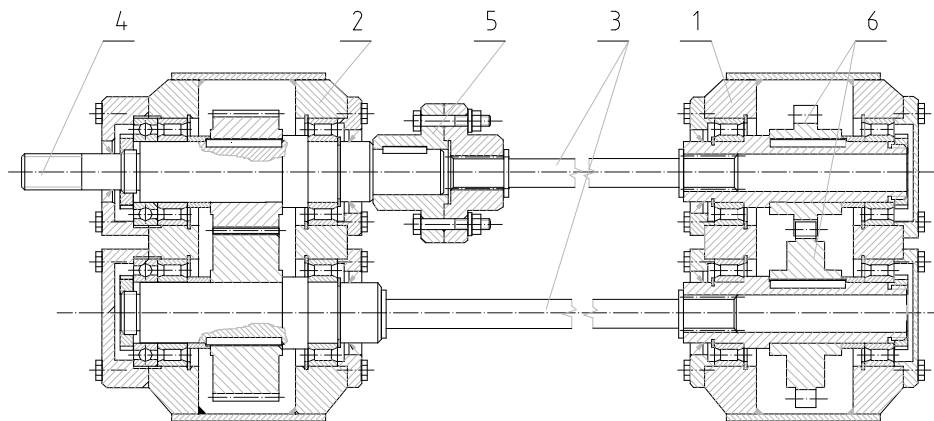
W badaniach mających na celu wyznaczenie nieograniczonej wytrzymałości na złamanie zmęczeniowe podstawy zęba σ_{Flim} , nieograniczonej wytrzymałości na wgłębienia zmęczeniowe (zmęczenie stykowe, pitting) boku zęba σ_{Hlim} oraz wytrzymałości zębów na zatarcie wymagane jest zadawanie odpowiedniego obciążenia zewnętrznego. Najlepszym stanowiskiem do takich badań okazało się stanowisko mocy zamkniętej, często nazywane stanowiskiem mocy krążącej, bowiem badania na pulsatorach i maszynach rolkowych nie odzwierciedlają dokładnie pracy zębów kół zębatych [1]. Jednym z najważniejszych elementów tego stanowiska jest zespół zadawania obciążenia. Najczęściej stosowanym jest sprzęgło napinające, pomagające skrócić wałki skracające odpowiednim momentem napinającym (skracającym). Do niedawna były także popularne wały Cardana pozwalające na zmianę momentu obciążającego bez zatrzymywania stanowiska, czyli w czasie próby [1]. Najnowsza wersja tego stanowiska stosowana w NASA z hydraulicznym sposobem zadawania obciążenia pozwala na obciążanie badanych kół momentem stałym (jak w stanowisku klasycznym z napinaniem mechanicznym ustawionym przed rozpoczęciem badania), ale przede wszystkim momentem zmiennym w sposób programowany, czyli automatycznie w trakcie prowadzenia badania (bez zatrzymywania stanowiska). Zmiana ta może następować w sposób skokowy, ciągły lub nawet losowy wg zadanego np. rozkładu prawdopodobieństwa przewyższenia obciążenia nominalnego.

Budowę przekładni mocy zamkniętej przedstawiono na rys. 1. Składa się ona z dwóch przekładni jednostopniowych dokładnie o tym samym przełożeniu, tzw. przekładni badanej i zamykającej, dwóch wałków skrotnych, sprzęgła napinającego oraz silnika elektrycznego o średniej mocy (ogólnie od 6 do 12 kW). W przekładni badanej znajdują się dwa koła badane (tzw. zębnik-próbka i koło-próbka (przeciwpróbka)), natomiast w przekładni zamykającej koła „zamykające moc” (obieg) o dużo wyższej nośności w porównaniu do kół badanych.

W projekcie normy ISO 6336/5 zaleca się następujące standardowe wymiary kół-próbek i standardowe warunki robocze do wyznaczania nieograniczonej wytrzymałości na wgłębienia zmęczeniowe (zmęczenie stykowe, pitting) boku zęba σ_{Hlim} [2]:

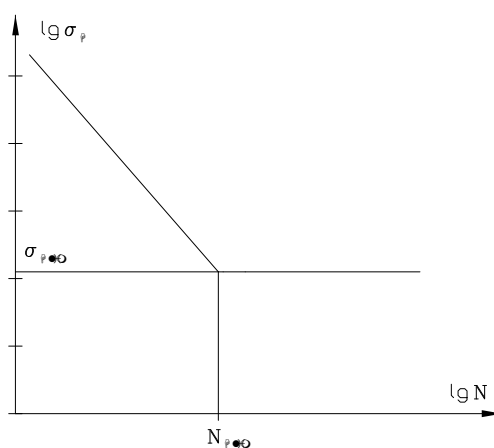
- a) odległość osi przekładni badanej i zamykającej $a = 100$,
- b) kąt pochylecia linii zęba $\beta = 0^\circ$, ($Z_\beta = 1$),
- c) moduł $m = 3 \div 5$, ($Z_x = 1$),

- d) wysokość chropowatości boków zęba $R_z = 3 \mu m$, ($Z_R = 1$),
- e) prędkość obwodowa $v = 10 m/s$, ($Z_v = 1$),
- f) lepkość oleju $\nu_{50} = 100 mm^2/s$, ($Z_L = 1$),
- g) jednakowy materiał kół-próbek współpracujących ($Z_W = 1$),
- h) klasa dokładności wykonania: 4. do 6. wg ISO,
- i) współczynniki obciążenia $K_A = K_v = K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1$.



Rys. 1. Stanowisko mocy zamkniętej 1 – skrzynka badana, 2 – skrzynka zamykająca, 3 – wałki skrętne, 4 – czop wałka do połączenia z silnikiem, 5 – sprzęgło napinające

Nieograniczona wytrzymałość na wgłębienia zmęczeniowe (zmęczenie stykowe, pitting) boku zęba σ_{Hlim} jest graniczną (maksymalną) wartością obliczeniowych naprężeń stykowych, jakie może przenieść materiał bez uszkodzeń powierzchni boku zęba w postaci wgłębien zmęczeniowych przez co najmniej graniczną (bazową) liczbę cykli N_{Hlim} (rys. 2). Graniczna liczba cykli N_{Hlim} jest początkiem zakresu nieograniczonej wytrzymałości na zmęczenie. Wartości N_{Hlim} dla różnych materiałów podano w tabeli 1.



Rys. 2. Definicja nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej

Tabela 1. Wartości N_{Hlim} dla różnych materiałów i sposobów utwardzania warstwy wierzchniej

L.p.	Materiał	N_{Hlim}
1	Stale ulepszone ($R_m \geq 800 \text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne), stale konstrukcyjne i żeliwa sferoidalne hartowane płomieniowo lub indukcyjnie, stale nawęglone	$5 \cdot 10^7$ cykli
2	Żeliwa szare, żeliwa sferoidalne (ferrytyczne), stale azotowane, stale węgloazotowane	$2 \cdot 10^6$ cykli
3	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800 \text{ MPa}$), stale ulepszone ($R_m \geq 800 \text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne), stale konstrukcyjne i żeliwa sferoidalne hartowane płomieniowo lub indukcyjnie, stale nawęglone.	dopuszczalny niewielki pitting 10^9 cykli

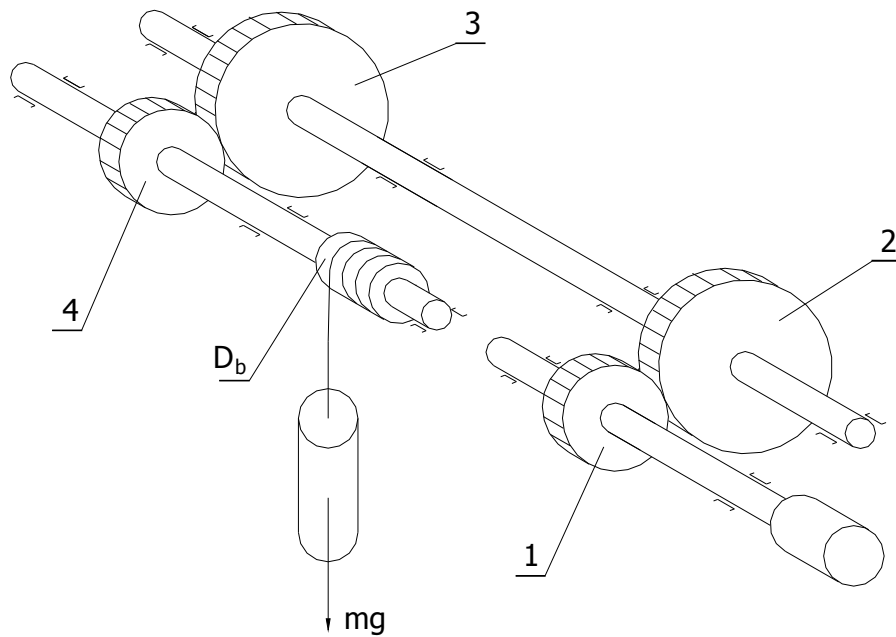
Podobnie w projekcie normy ISO 6336/5 zaleca się następujące standardowe wymiary kół próbek i standardowe warunki robocze do wyznaczania nieograniczonej wytrzymałości na złamanie zmęczeniowe podstawy zęba σ_{Flim} [2]:

- a) kąt pochylenia linii zęba $\beta = 0^\circ$, ($Y_\beta = 1$),
- b) moduł $m = 3 \div 10$, ($Y_x = 1$),
- c) współczynnik korekcji naprężeń $Y_{ST} = 2$,
- d) wysokość chropowatości podstawy zęba $R_z = 10 \mu\text{m}$, ($Y_{RrelT} = 1$),
- e) parametr $q_{ST} = 2,5$ ($Y_{\delta relT} = 1$),
- f) szerokość wieńca $b = 10 \div 50 \text{ mm}$,
- g) klasa dokładności wykonania: 4. do 7. wg ISO,
- h) współczynniki obciążenia $K_A = K_v = K_{F\beta} = K_{F\alpha} = 1$.

Nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe σ_{Flim} jest graniczną wartością obliczeniowych naprężeń gnących u podstawy zęba, jakie może przenieść materiał bez złamania zęba przez co najmniej graniczną (bazową) liczbę cykli $N_{Flim} = 3 \cdot 10^6$ przy zginaniu odzerowo tętniącym zęba. Graniczna liczba cykli N_{Flim} jest początkiem zakresu nieograniczonej wytrzymałości na zmęczenie. Wartości N_{Flim} dla różnych materiałów podano w tabeli 2.

Tabela 2. Wartości N_{Flim} dla różnych materiałów i sposobów utwardzania warstwy wierzchniej

L.p.	Materiał	N_{Hlim}
1	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800 \text{ MPa}$), stale ulepszone ($R_m \geq 800 \text{ MPa}$), żeliwa sferoidalne (perlityczne i bainityczne), żeliwa ciągliwe czarne (perlityczne), stale konstrukcyjne i żeliwa sferoidalne hartowane płomieniowo lub indukcyjnie, stale nawęglone, żeliwa szare, żeliwa sferoidalne (ferrytyczne), stale azotowane, stale węgloazotowane	$3 \cdot 10^6$ cykli



Rys. 3.

Zasada działania stanowiska mocy zamkniętej ze sprzęgłem napinającym

Zasada działania stanowiska mocy zamkniętej ściśle związana jest z pojęciem sprawności η przekładni zębatej, dlatego też na początku tego rozdziału będą wyprowadzone zależności określające sprawność:

$$\eta = \frac{N_{wyj}}{N_{wej}} = \frac{N_{wej} - N_{str}}{N_{wej}} = 1 - \frac{N_{str}}{N_{wej}} \quad \Rightarrow \quad N_{str} = (1 - \eta) \cdot N_{wej}, \quad (1)$$

lub

$$\eta = \frac{N_{wyj}}{N_{wej}} = \frac{N_{wyj}}{N_{wyj} + N_{str}} = \frac{1}{1 + \frac{N_{str}}{N_{wyj}}} \quad \Rightarrow \quad N_{str} = \frac{(1 - \eta)}{\eta} \cdot N_{wyj}, \quad (2)$$

czyli

$$N_{str} = (1 - \eta) \cdot N_{wej} = (1 - \eta) \cdot \frac{M_{wej} \cdot n_{wej}}{9550} = \frac{(1 - \eta)}{\eta} \cdot N_{wyj} = \frac{(1 - \eta)}{\eta} \cdot \frac{M_{wyj} \cdot n_{wyj}}{9550}, \quad (3)$$

gdzie N_{str} - moc tracona przez tarcie w zazębieniu kół w [kW] (pominięto moc traconą w łożyskach i na pokonywanie oporu oleju), N_{wej} , N_{wyj} - odpowiednio moc na wejściu, wyjściu przekładni zębatej w [kW], M_{wej} , M_{wyj} - odpowiednio moment wejściowy, wyjściowy w [N·m], n_{wej} , n_{wyj} - odpowiednio prędkość obrotowa wejściowa, wyjściowa w [obr/min]:

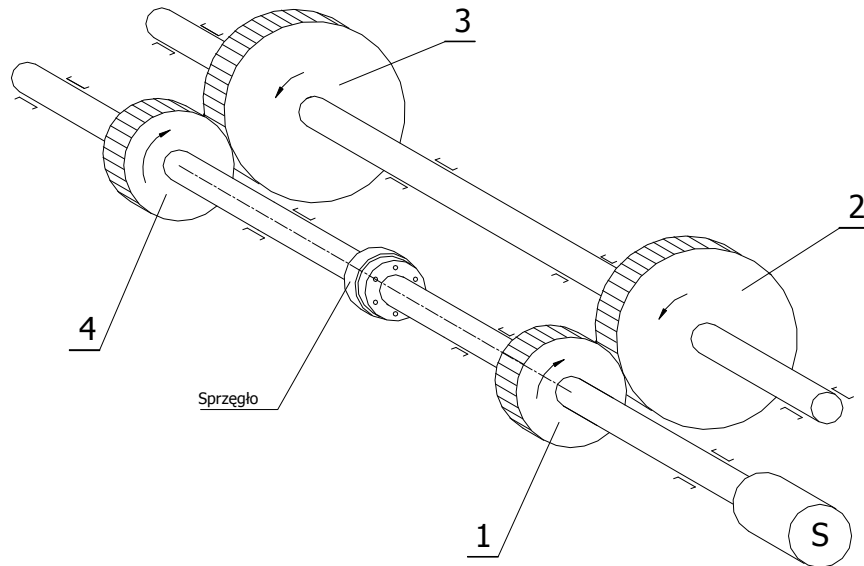
$$\omega_{wej, wyj} = \frac{\pi \cdot n_{wej, wyj}}{30} \text{ [s}^{-1}\text{]}. \quad (4)$$

Uwaga: we wzorze (1) sprawność podana jest w funkcji mocy wejściowej, natomiast we wzorze (2) w funkcji mocy wyjściowej.

Moce $\frac{M_{wej} \cdot n_{wej}}{9550}$ oraz $\frac{M_{wyj} \cdot n_{wyj}}{9550}$ nie zawsze muszą być równe mocy przekazywanej przez odpowiednie pary kół zębatach (wejściową i wyjściową). Mogą nawet przewyższać moc traconą przez silnik. Jako przykład należy rozpatrzeć dwie bardzo podobne przekładnie zębate dwustopniowe. Pierwszą jest przekładnia wciągarki (rys. 3), w której koło zębate 4 jest obciążone momentem

$$M_4 = 0,5 \cdot m \cdot g \cdot D_b, \quad (5)$$

gdzie m - masa podnoszonego ciężaru, g - przyspieszenie ziemskie, D_b - średnica bębna.

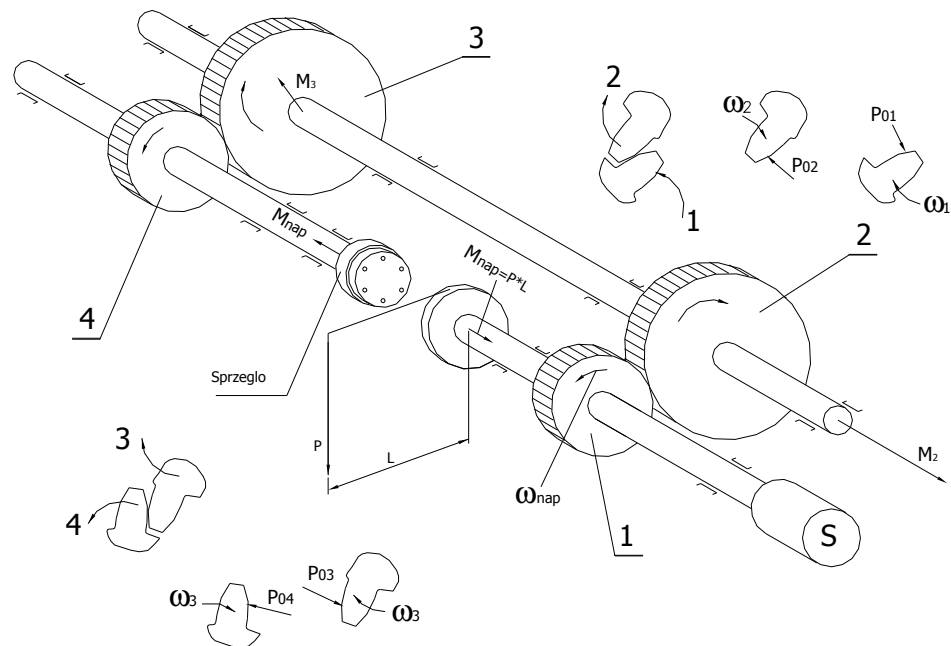


Rys. 4.

Druga przekładnia zbudowana jest z takich samych kół zębatach, tylko zamiast bębna między kołami 1 i 4 znajduje się sprzęgło dwutarczowe napinające umożliwiające skręcanie sprężyste długich wałów (tzw. skrętnych) łączących poszczególne pary kół zębatach (rys. 4, 5 i 6). Na rys. 4 przedstawiono ogólny widok tej przekładni, natomiast na rys. 5 skręcanie wałów skrętnych momentem $M_{nap} = P \cdot L$ równym momentowi obciążającemu koło 4 w poprzedniej przekładni:

$$M_{nap} = M_4 \quad (6)$$

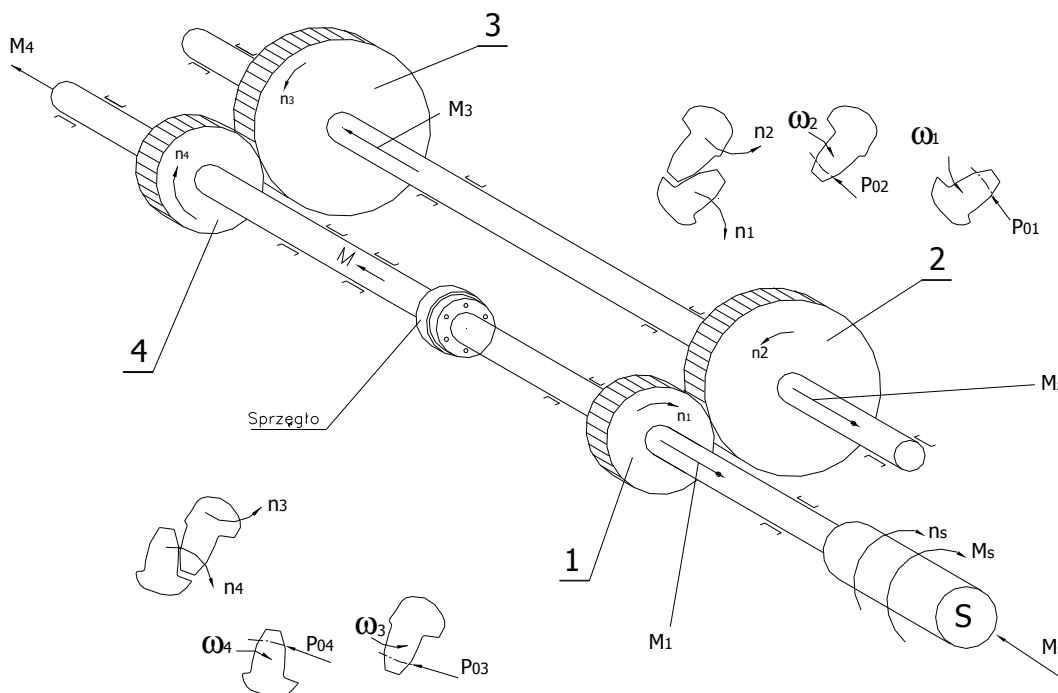
Uwaga: w czasie skręcania wałów poprzez obrót prawej tarczy sprzęgła napinającego, lewa tarcza jest unieruchomiona, czyli w wyniku skręcania tarcza prawa zostanie skręcona o pewien kąt w stosunku do tarczy lewej (unieruchomionej).



Rys. 5.

Kierunki obrotów kół oraz momenty działające na poszczególne koła podczas napinania wałków skrętnych przedstawiono na rys. 5. Dodatkowo na rysunkach pomocniczych (jako szczegóły) przedstawiono sposób zażębienia zębów współpracujących par zębów (czyli ząb koła czynnego działający na ząb koła biernego) oraz odpowiadające tym sytuacjom siły obwodowe jako siły czynne (starające się obrócić koła napędzane) oraz biernie (przeciwstawiające się obrotowi, czyli naciskowi zębów kół czynnych).

Po napięciu (skręceniu) wałków skrętnych momentem napinającym M_{nap} tarcze sprzęgła zostają skręcone. W ten sposób stanowisko zostało przygotowane do przeprowadzenia próby wytrzymałościowej. Po uruchomieniu silnika elektrycznego S rozkład momentów działających na poszczególne koła oraz usytuowanie zębów współpracujących względem siebie (na rysunkach pomocniczych) przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6.

Warunki pracy odpowiadających sobie par kół zębatach przekładni wciągarki i dwóch przekładni tworzących stanowisko mocy zamkniętej są takie same, oczywiście przy założeniu tych samych prędkości obrotowych odpowiadających sobie kół oraz równości momentów $M_{nap} = M_4$. Równe są bowiem także siły w zazębieniach, łożyskach oraz względne prędkości. Równe są więc także straty mocy tarcia w zazębieniach przekładni I i II:

$$N_{str} = \frac{M_4 \cdot n_4}{9550} \cdot \frac{(1 - \eta^2)}{\eta^2} = \frac{M_{nap} \cdot n_{nap}}{9550} \cdot \frac{(1 - \eta^2)}{\eta^2}. \quad (7)$$

Powyższa zależność odpowiada dokładnie ostatniej równości we wzorze (3) na moc straconą, tylko sprawność η jest podniesiona do kwadratu, gdyż dotyczy ona dwóch zazębień. Ponieważ w tym przypadku moc silnika pokrywa straty w przekładniach, tak więc $N_{sil} = N_{str}$, czyli:

$$M_4 = M_{nap} = \frac{9550 \cdot N_{sil}}{n_{nap}} \cdot \frac{\eta^2}{(1 - \eta^2)}. \quad (8)$$

Zakładając sprawność jednego zazębienia $\eta = 0,99$, moc silnika $N_{sil} = 10 \text{ kW}$, prędkość obrotową silnika $n_{sil} = n_{nap} = 1450 \text{ obr/min}$, moment obrotowy na zębniku-próbce badanym (czyli obciążający badany zębnik) wynosi:

$$M_4 = M_{nap} = \frac{9550 \cdot 10}{1450} \cdot \frac{0,99^2}{1 - 0,99^2} = 3243,79 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (9)$$

Jest to bardzo duży moment obciążający, gdyż aby go uzyskać w klasycznym stanowisku do badań przekładni zębatach (w tzw. układzie silnik, reduktor badany, multiplikator, prądnica jako hamulec) potrzebny jest silnik o mocy:

$$N_{sil} = \frac{n_{sil} \cdot M_{nap}}{9550} = \frac{1450 \cdot 3243,79}{9550} = 492,5 \text{ kW} \quad (10)$$

W stanowisku mocy zamkniętej wystarczył silnik o mocy $N_{sil} = 10 \text{ kW}$, czyli prawie 50 razy mniejszy.

Ponieważ $\frac{M_{nap} \cdot n_{nap}}{9550} > N_{sil}$, więc nie może to być zwykła moc (z punktu widzenia zasady zachowania energii). Jest to tzw. moc w zazębieniu.

Opis ćwiczenia

- 1) Zapoznanie się z budową stanowiska mocy zamkniętej i jego zasadą działania i obsługi (montaż kół-próbek, napięcie wałków skrętnych za pomocą sprzęgła napinającego).
 - 2) Wykonanie szkicu stanowiska oraz kół-próbek (z pomiarem).
 - 3) Projekt uzębienia kół-próbek do badań wytrzymałości zmęczeniowych stykowej (na wgłębienia zmęczeniowe, pitting) boku zęba dla wybranego materiału kół-próbek wykorzystując wzory (wg PN-ISO 6336/1/2/3) [3] (**uwaga:** wyniki obliczeń wstępnych skorygować obliczeniami sprawdzającymi):
- a) Obliczenie wstępne średnicy podziałowej d_1 z warunku stykowej wytrzymałości zmęczeniowej boku zęba:

$$d_{1obl} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{nap} \cdot (u + 1)}{\Psi_b \cdot u}} \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_B)^2 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot S_{Hmin}^2}{\sigma_{Hlim}^2}}$$

gdzie :

- σ_{Hlim} - przewidywana nieograniczona wytrzymałość powierzchni zęba standardowego koła-próbki na zmęczenie stykowe (wg tablicy 3),
- S_{Hmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie stykowe ($S_{Hmin} = 1$),
- Z_{NT} - współczynnik trwałości ($Z_{NT} = 1$),
- Z_E - współczynnik sprężystości ($Z_E = 189,8 \sqrt{MPa}$ dla pary kół stalowych lub obliczony ze wzoru na str. 50 [3],
- Z_H - współczynnik strefy nacisku obliczony ze wzoru na str. 50 [3], wstępnie przyjąć $Z_H = 2,4$,
- Z_ϵ - współczynnik wskaźnika zazębienia obliczony ze wzoru na str. 51 [3], wstępnie przyjąć $Z_\epsilon = 0,85$,
- Z_B - współczynnik miarodajnego naprężenia obliczony ze wzoru na str. 52 [3], wstępnie przyjąć $Z_B = 1$,
- współczynnik zastosowania ($K_A = 1$),
- K_v - współczynnik obciążenia dynamicznego w zazębieniu ($K_v = 1$),
- $K_{H\alpha}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż odcinka przyporu ($K_{H\alpha} = 1$),
- $K_{H\beta}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szerokości wieńca ($K_{H\beta} = 1$),
- $\Psi_b = b_1/d_1$ - współczynnik szerokości zębownika ($\Psi_b = 0,2 \div 0,3$).

Tablica 3. Wartości σ_{Hlim} dla materiałów na koła zębate (przybliżone)

Materiał	Stopień jakości	Twardość powierzchni	σ_{Hlim} [MPa]
Stale stopowe na-węglane	ML*	56 – 64 HRC	1300 – 1500
	MQ*	(56-57) – 64 HRC	1500
	ME*	(57-58) – 64 HRC	1500 – 1650
Stale do ulepszenia cieplnego, harto-	ML	48 – 58 HRC	970 – 1220
	MQ	48 – 58 HRC	1150 – 1220

wane indukcyjnie lub płomieniowo (dno wrębu hartowane)	ME	48 – 58 HRC	1150 – 1350
Stale do azotowania (bez Al), ulepszone, azotowane gazowo	ML	55 – 65,5 HRC	1120 – 1250
	MQ	55 – 65,5 HRC	1250
	ME	(55-60) – 65,5 HRC	1330 – 1450
Stale do ulepszenia cieplnego i do nawęglania, ulepszone, azotowane gazowo	ML	45 – 58 HRC	780 – 950
	MQ	45 – 58 HRC	950 – 1000
	ME	(45-49) – 58 HRC	1000
Stale do ulepszenia cieplnego i do nawęglania, ulepszone lub normalizowane, węglowodory	ML	(30-40) – 58 HRC	650 – 800
	MQ	(35-45) – 58 HRC	680 – 800
	ME	(38-45) – 58 HRC	770 – 950
Stale stopowe do ulepszenia cieplnego (C>0,32%), ulepszone	ML	200 – 365 HV10(HB)	450 – 850
	MQ	200 – 365 HV10(HB)	630 – 850
	ME	200 – 365 HV10(HB)	630 – 930
Stale niestopowe do ulepszenia (C>0,32%) ulepszone lub normalizowane	ML	120 – 210 HV(HB)	380 – 550
	MQ	120 – 210 HV(HB)	490 – 550
	ME	120 – 210 HV(HB)	490 – 610
Staliwa stopowe	ML	200 – 365 HV10(HB)	440 – 760
	MQ	200 – 365 HV10(HB)	530 - 760
	ME	200 – 365 HV10(HB)	530 – 840
Żeliwa sferoidalne	ML	200 – 300 HB	420 – 640
	MQ	200 – 300 HB	500 – 640
	ME	200 – 300 HB	500 – 700
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości w stanie znormalizowanym	ML	110 – 210 HB	300 – 410
	MQ	110 – 210 HB	310 – 410
	ME	110 – 210 HB	310 – 570
* - ML – najniższy stopień jakości, MQ – średni stopień jakości, ME – najwyższy stopień jakości materiału na koła zębate			

Tablica 4. Wartości modułów sprężystości E oraz liczb Poissona ν dla materiałów stosowanych na koła zębate

Materiał	stal	Staliwo	żeliwo sferoidalne	żeliwo szare
E [MPa]	206000	202000	173000	126000 do 118000
ν	0,3	0,3	0,3	0,3

b) Obliczenie wstępne modułu normalnego z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba:

$$m_{nobl} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{nap} \cdot S_{Fmin} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{z_I^2 \cdot \Psi_b \cdot \sigma_{Flim}}}$$

- σ_{Flim} - przewidywana nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe (wg tablicy 5),
- S_{Fmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe ($S_{Fmin} \cong 1,35$),
- Y_{NT} - współczynnik trwałości ($Y_{NT} = 1$),
- Y_{ST} - współczynnik korekcji naprężeń dla wymiarów standardowych kół-próbek ($Y_{ST} = 2$),
- $K_{F\alpha}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż odcinka przyporu ($K_{F\alpha} = 1$),
- $K_{F\beta}$ - współczynnik rozkładu obciążenia zębów wzdłuż szerokości wieńca ($K_{F\beta} = 1$),
- $Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}$ - współczynnik głowy zęba obliczony ze wzorów na str. 68 do 70, ewentualnie z wykresu B2.24 (str. 446 [2], (wstępnie przyjmując $Y_{FS} = 4,4$),
- Y_{ϵ} - współczynnik uwzględniający wskaźnik zazębienia – str. 71 [3], ($Y_{\epsilon} = 0,7$),
- Y_{β} - współczynnik uwzględniający pochylenie linii zęba ($Y_{\beta} = 1$),
- z_I - liczba zębów zębника (przyjąć).

Tablica 5. Wartości σ_{Flim} dla materiałów na koła zębate (przybliżone)

Materiał	Stopień jakości	Twardość powierzchni	σ_{Flim} [MPa]
Stale stopowe nawaęgłane	ML*	56 – 64 HRC	310 – 430
	MQ*	(56-57) – 64 HRC	430
	ME*	(57-58) – 64 HRC	430 – 550
Stale do ulepszenia cieplnego, hartowane indukcyjnie lub płomieniowo (dno wrębu hartowane)	ML	48 – 58 HRC	230 – 370
	MQ	48 – 58 HRC	360 – 370
	ME	48 – 58 HRC	360 – 430
Stale do azotowania (bez Al), ulepszone, azotowane gazowo	ML	55 – 65,5 HRC	260 – 430
	MQ	55 – 65,5 HRC	430
	ME	(55-60) – 65,5 HRC	430 – 470

Stale do ulepszenia cieplnego i do nawęglania, ulepszone, azotowane gazowo	ML	45 – 58 HRC	260 – 360
	MQ	45 – 58 HRC	360
	ME	(45-49) – 58 HRC	360 – 430
Stale do ulepszenia cieplnego i do nawęglania, ulepszone lub normalizowane, węgloazotowane	ML	(30-45) – 58 HRC	230 – 250
	MQ	(35-45) – 58 HRC	250 – 320
	ME	(38-45) – 58 HRC	290 – 390
Stale stopowe do ulepszenia cieplnego (C>0,32%), ulepszone	ML	200 –365 HV10(HB)	180 – 320
	MQ	200 –365 HV10(HB)	250 – 320
	ME	200 –365 HV10(HB)	250 – 360
Stale niestopowe do ulepszenia (C>0,32%) ulepszone lub normalizowane	ML	120 – 210 HV(HB)	130 – 210
	MQ	120 – 210 HV(HB)	190 – 210
	ME	120 – 210 HV(HB)	190 – 250
Staliwa stopowe	ML	200 –365 HV10(HB)	150 – 290
	MQ	200 –365 HV10(HB)	230 – 290
	ME	200 –365 HV10(HB)	230 – 310
Żeliwa sferoidalne	ML	200 – 300 HB	150 – 230
	MQ	200 – 300 HB	180 – 230
	ME	200 – 300 HB	180 – 250
Stale konstrukcyjne zwykłej jakości w stanie znormalizowanym	ML	110 – 210 HB	120 – 170
	MQ	110 – 210 HB	130 – 170
	ME	110 – 210 HB	130 – 230

- c) Sprawdzenie warunków wytrzymałościowych i geometrycznych (łącznie) kół-próbek do badań na pitting:

$$m_{przyj} \geq m_{obl},$$

$$d_{obl} \cong m_n \cdot z_1,$$

oraz (dla $a = 100$)

$$a \geq a_d = m_n \cdot z_1 \cdot (u + 1)$$

- 4) Projekt uzębienia kół-próbek do badań wytrzymałości zmęczeniowych na złamanie zęba u podstawy dla wybranego materiału kół-próbek wykorzystując wzory (wg PN-ISO 6336/1/2/3) [3] (**uwaga:** wyniki obliczeń wstępnych skorygować obliczeniami sprawdzającymi):
- a) Obliczenie wstępne średnicy podziałowej d_1 z warunku stykowej wytrzymałości zmęczeniowej boku

zęba:

$$d_{1obl} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{nap} \cdot (u + 1)}{\Psi_b \cdot u}} \cdot \sqrt[3]{\frac{(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_B)^2 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot S_{Hmin}^2}{\sigma_{Hlim}^2}}$$

gdzie :

- S_{Hmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie stykowe ($S_{Hmin} = 1,25$),
- pozostałe dane jak w punkcie 3a.

b) Obliczenie wstępne modułu normalnego z warunku wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba:

$$m_{nobl} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{nap}}{z_1^2 \cdot \Psi_b} \cdot \frac{S_{Fmin} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{\sigma_{Flim}}}$$

- σ_{Flim} - przewidywana nieograniczona wytrzymałość podstawy zęba na złamanie zmęczeniowe (wg tablicy 5),
 - S_{Fmin} - minimalny współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe ($S_{Fmin} = 1$),
 - pozostałe dane jak w punkcie 3b.
- c) Sprawdzenie warunków wytrzymałościowych i geometrycznych (łącznie) kół-próbek do badań na złamanie zmęczeniowe:

$$m_{przyj} \cong m_{obl},$$

$$d_{1obl} \leq m_n \cdot z_1 \cdot$$

oraz (dla $a = 100$)

$$a \geq a_d = m_n \cdot z_1 \cdot (u + 1)$$

gdzie

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

d) Obliczenia sprawdzające przyjętych parametrów kół-próbek.

Dane do projektu kół-próbek

Zaprojektować koła-próbki do wyznaczenia $\sigma_{H\lim}$ oraz $\sigma_{F\lim}$ wykonane z następującego materiału:

- 1) żeliwo sferoidalne
- 2) żeliwo szare
- 3) stal węglazotowana
- 4) stal azotowana
- 5) stale stopowe ulepszone cieplnie
- 6) stale stopowe nawęglane
- 7) stale konstrukcyjne zwykłej jakości normalizowane.
- 8) inne z tablicy 4 lub 5

Literatura

- 1) Mueller L., Przekładnie zębate-badania. WNT Warszawa 1984
- 2) Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A., Przekładnie walcowe. WKiŁ Warszawa 1992
- 3) Drewniak J. Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wyd. ATH Bielsko-Biała 2001
- 4) Drewniak J. (red.), Laboratorium badania przekładni zębatych. Wyd. ATH Bielsko-Biała 2000