



$$L_{HM} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Dobór wielkości łożyska

Koncepcja obliczeń i niezawodność łożysk.....	50
Nośności i trwałość	51
Obciążenia dynamiczne i trwałość	51
Obciążenia statyczne	51
Dobór wielkości łożysk na podstawie równań trwałości	52
Trwałość nominalna.....	52
Trwałość nominalna wg SKF	52
Współczynnik modyfikacji trwałości a_{SKF}	53
Warunki smarowania – stosunek lepkości κ	59
Uwzględnienie wpływu dodatków EP	61
Wskaźnik stopnia czystości η_c	62
Przypadek szczególny – współczynnik korekcyjny a_{23}	68
Obliczenia trwałości przy zmiennych warunkach pracy.....	70
Wpływ temperatury roboczej.....	71
Wymagana trwałość nominalna	71
Obciążenie dynamiczne łożyska	73
Obliczenia obciążeń dynamicznych łożyska	73
Równoważne obciążenie dynamiczne łożyska.....	74
Wymagane obciążenie minimalne.....	75
Dobór wielkości łożyska na podstawie nośności statycznej.....	76
Równoważne obciążenie statyczne łożyska.....	76
Wymagana nominalna nośność statyczna.....	77
Sprawdzenie nośności statycznej.....	77
Przykłady obliczeń	78
Narzędzia obliczeniowe SKF	82
Katalog Interaktywny SKF.....	82
SKF bearing beacon	82
Orpheus	82
Beast	83
Inne oprogramowanie.....	83
Usługi doradztwa technicznego SKF.....	84
Zaawansowane programy komputerowe.....	84
Badania trwałości SKF.....	85

Dobór wielkości łożyska

Wielkość łożyska, jakie ma być użyte w danym zastosowaniu, jest początkowo dobierana na podstawie nośności łożyska w stosunku do występujących obciążeń oraz wymagań w zakresie trwałości i niezawodności. W tablicach łożysk podano wartości nominalnej nośności dynamicznej C i nominalnej nośności statycznej C_0 . Zarówno warunki obciążeń dynamicznych, jak i statycznych muszą być niezależnie sprawdzone. Obciążenia dynamiczne powinny także być sprawdzone w oparciu o reprezentatywne spektrum obciążeń działających na łożysko. Spektrum obciążeń powinno obejmować wszelkie możliwe obciążenia szczytowe, które mogą wystąpić podczas pracy urządzenia. Obciążenia statyczne to nie tylko te działające na łożysko pozostające w spoczynku lub obracające się bardzo powoli ($n < 10$ obr/min), ale także uwzględniające silne obciążenia udarowe (obciążenia bardzo krótkotrwałe).

Koncepcja obliczeń i niezawodność łożysk

W równaniu trwałości nominalnej SKF, oprócz naprężeń wynikających z obciążeń wewnętrznych, pod uwagę brane są też naprężenia związane z nierównościami powierzchni, smarowaniem i kinematyką współpracujących powierzchni tocznych. Uwzględnienie wpływu tego złożonego układu naprężeń na trwałość łożyska pozwala lepiej przewidzieć rzeczywiste zachowanie łożyska w danym rozwiązaniu konstrukcyjnym.

Ze względu na swą złożoność, szczegółowy opis tej teorii wykracza poza ramy niniejszego katalogu. Z tego względu w rozdziale zatytułowanym „Trwałość nominalna wg SKF” została przedstawiona jedynie uproszczona („katalogowa”) wersja teorii. Umożliwia ona użytkownikowi lepsze niż dotychczas wykorzystanie zawartego w łożysku potencjału trwałości, optymalizację wymiarów łożyska i rozeznanie wpływu smarowania i zanieczyszczeń na trwałość eksploatacyjną łożyska.

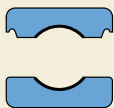
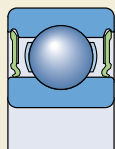
Zmęczenie materiału na powierzchniach tocznych jest zwykle główną przyczyną uszkodzeń łożysk tocznych. Z tego względu kryterium oparte na zmęczeniu bieżni uważa się zazwyczaj za wystarczające przy doborze wielkości łożyska dla danego zastosowania. Normy międzynarodowe, jak ISO 281, są oparte na zjawisku zmęczenia metalu współpracujących powierzchni tocznych. Należy jednak pamiętać, że kompletne łożysko to złożony system, którego trwałość zależy od trwałości poszczególnych elementów takich, jak koszyk, środek smarowy, uszczelnienie (\rightarrow rys. 1). Teoretycznie, optymalną trwałość eksploatacyjną można uzyskać jeżeli trwałość wszystkich powyższych elementów jest taka sama.

Innymi słowy, trwałość obliczeniowa będzie odpowiadać trwałości eksploatacyjnej łożyska tylko wówczas, gdy trwałość elementów towarzyszących będzie większa od trwałości obliczeniowej łożyska. Do elementów towarzyszących zaliczamy: koszyk, uszczelnienie, środek smarowy. W praktyce dominującym czynnikiem jest zmęczenie materiału.

Rys. 1

Trwałość łożyska

$$L_{\text{łożyska}} = f(L_{\text{bieżni}}, L_{\text{elementów tocznych}}, L_{\text{koszyka}}, L_{\text{smaru}}, L_{\text{uszczelnienia}})$$



Nośności i trwałość

Obciążenia dynamiczne i trwałość

Nominalna nośność dynamiczna C jest przyjmowana do obliczeń dynamicznie obciążonych łożysk, to znaczy dla doboru łożysk obracających się pod obciążeniem. Wielkość ta wyznacza obciążenie łożyska, przy którym łożysko uzyska trwałość nominalną wg ISO 281:1990 równą 1 000 000 obrotów. Zakłada się, że obciążenie jest stałe co do wartości i kierunku oraz, że jest ściśle promieniowe dla łożysk poprzecznych i ściśle osiowe dla łożysk wzdłużnych.

Wartości nominalnej nośności dynamicznej dla łożysk SKF są wyznaczone zgodnie z procedurami określonymi w normie ISO 281:1990. Nośności podane w niniejszym katalogu odnoszą się do łożysk wykonanych ze stali chromowej, obrabianych cieplnie do uzyskania trwałości co najmniej 58 HRC i pracujących w normalnych warunkach.

Łożyska klasy SKF Explorer charakteryzują się istotnymi ulepszeniami w zakresie materiału i technologii produkcji stosowanej przez SKF. Przy wyznaczaniu ich nośności dynamicznych zostały uwzględnione współczynniki korekcyjne zgodnie z ISO 281:1990.

Trwałość łożyska tocznego może być określona jako

- liczba obrotów lub
- liczba godzin pracy przy danej prędkości obrotowej,

którą łożysko jest w stanie wytrzymać zanim pojawią się pierwsze oznaki zużycia zmęczeniowego (łuszczenie, wykruszanie) na jednym z pierścieni lub elementów tocznych.

Praktyczne doświadczenia wykazały, że pozornie identyczne łożyska, pracujące w tych samych warunkach, osiągają różne trwałości. W związku z tym konieczne było przy obliczaniu wielkości łożyska dokładniejsze ustalenie pojęcia „trwałości”. Wszystkie informacje podane przez SKF, dotyczące nośności dynamicznej, odnoszą się do trwałości, jaką osiągnie lub przekroczy 90 % pewnej dużej liczby pozornie jednakowych łożysk.

Rozróżnia się jeszcze kilka innych pojęć „trwałości” łożysk. Jednym z nich jest „trwałość eksploatacyjna”, która jest rzeczywistą trwałością osiągniętą przez określone łożysko do momentu zniszczenia. Należy pamiętać, że trwałość pojedynczego łożyska może być wyznaczona tylko

statystycznie. Obliczenia trwałości odnoszą się do całej populacji łożysk i założonego poziomu niezawodności, np. 90 %. Ponadto, w praktyce często przyczyną zniszczenia łożyska nie jest zmęczenie materiału lecz zanieczyszczenia, zużycie, niewspółosiowość, korozja lub uszkodzenie koszyka, środka smarowego albo uszczelnienia.

Innym pojęciem „trwałości” jest „trwałość dokumentacyjna” (ang. specification life). Trwałość ta jest określana przez organa nadzoru, przykładowo na podstawie hipotetycznych obciążeń i prędkości obrotowych narzuconych przez określone instytucje. Jest to zwykle wymagana trwałość nominalna L_{10} oparta na doświadczeniu w zakresie porównywalnych łożyskowań.

Obciążenia statyczne

Nominalna nośność statyczna C_0 jest wykorzystywana do obliczeń wówczas, gdy łożyska

- obracają się bardzo powoli ($n < 10$ obr/min)
- wykonują powolne ruchy oscylacyjne
- pozostają nieruchome pod obciążeniem przez dłuższy okres czasu.

Bardzo ważne jest także sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa w odniesieniu do krótkotrwałych obciążeń, takich jak obciążenia udarowe lub śpiętrzenia obciążeń działających na obracające się łożyska (obciążone dynamicznie) lub na łożyska pozostające w spoczynku.

Zgodnie z normą ISO 76:1987 nominalna nośność statyczna odpowiada obciążeniu statycznemu, które powoduje powstanie pomiędzy bieżnią a najbardziej obciążonym elementem tocznym naprężeń stykowych o wartości

- 4 600 MPa dla łożysk kulkowych wahlowych
- 4 200 MPa innych łożysk kulkowych
- 4 000 MPa łożysk wałeczkowych.

Przy tym naprężeniu łączne trwałe odkształcenie elementu tocznego i bieżni wynosi 0,0001 średnicy elementu tocznego. Zakłada się, że obciążenia są ściśle promieniowe dla łożysk poprzecznych i ściśle osiowe dla łożysk wzdłużnych.

Weryfikacja obciążeń statycznych łożyska polega na sprawdzeniu statycznego współczynnika bezpieczeństwa dla danego zastosowania, określonego wzorem

Dobór wielkości łożyska

$$s_0 = C_0/P_0$$

gdzie

C_0 = nominalna nośność statyczna, kN

P_0 = równoważne obciążenie statyczne, kN

s_0 = statyczny współczynnik bezpieczeństwa

Do wzoru na równoważne obciążenie statyczne należy podstawić największe możliwe obciążenie łożyska. Dalsze informacje dotyczące zalecanych wartości współczynnika bezpieczeństwa i jego obliczania znajdują się w rozdziale „Dobór wielkości łożyska na podstawie nośności statycznej”, zaczynającym się na **stronie 76**.

Dobór wielkości łożysk na podstawie równań trwałości

Trwałość nominalna

Zgodnie z ISO 281:1990 trwałość nominalna łożyska wynosi

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

W przypadku łożysk pracujących ze stałą prędkością obrotową często wygodniej wyznaczyć trwałość wyrażoną w godzinach korzystając z równania

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

gdzie

L_{10} = trwałość nominalna (dla niezawodności 90 %), miliony obrotów

L_{10h} = trwałość nominalna (dla niezawodności 90 %), h

C = nominalna nośność dynamiczna, kN

P = równoważne obciążenie dynamiczne łożyska, kN

n = prędkość obrotowa, obr/min

p = wykładnik równania trwałości

= 3 dla łożysk kulkowych
= 10/3 dla łożysk wałeczkowych

Trwałość nominalna wg SKF

W przypadku nowoczesnych łożysk wysokiej jakości trwałość nominalna może znacznie odbiegać od rzeczywistej trwałości eksploatacyjnej. Trwałość eksploatacyjna danego łożyskowania zależy bowiem od wielu czynników, takich jak smarowanie, poziom zanieczyszczeń, niewspółosiowość, właściwy montaż oraz środowisko pracy.

Z tego względu norma ISO 281:1990/Poprawka 2:2000 zawiera, oprócz równania trwałości nominalnej, także równanie trwałości zmodyfikowanej. We wzorze tym występuje współczynnik korekcyjny uwzględniający warunki smarowania, zanieczyszczenie łożyska i granicę wytrzymałości zmęczeniowej materiału.

Norma ISO 281:1990/Poprawka 2:2000 pozwala jednocześnie producentom łożysk proponować odpowiednią metodę wyznaczania współczynnika modyfikacji trwałości na podstawie warunków pracy łożyska. Proponowany przez SKF współczynnik modyfikacji trwałości a_{SKF} wykorzystuje koncepcję granicznego obciążenia zmęczeniowego P_u podobną do koncepcji stosowanej w obliczeniach innych części maszyn. Wartości granicznego obciążenia zmęczeniowego są podane w tablicach wyrobów. Ponadto, współczynnik modyfikacji trwałości a_{SKF} uwzględnia warunki smarowania (stosunek lepkości κ) i stopień zanieczyszczeń (wskaźnik stopnia czystości η_c), które są odzwierciedleniem warunków pracy łożyskowania.

Zgodnie z normą ISO 281:1990/Poprawka 2:2000 równanie trwałości nominalnej wg SKF ma następującą postać

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

W przypadku łożysk pracujących ze stałą prędkością trwałość można wyznaczyć w godzinach korzystając z równania

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

gdzie

L_{nm} = trwałość nominalna wg SKF (dla niezawodności $100 - n^1$ %) miliony obrotów

L_{nmh} = trwałość nominalna wg SKF (dla niezawodności $100 - n^1$ %) h

L_{10} = trwałość nominalna (dla niezawodności 90 %), miliony obrotów

a_1 = współczynnik niezawodności
(→ **tablica 1**)

a_{SKF} = współczynnik modyfikacji trwałości SKF
(→ **wykresy 1 do 4**)

C = nominalna nośność dynamiczna, kN

P = równoważne obciążenie dynamiczne łożyska, kN

n = prędkość obrotowa, obr/min

p = wykładnik równania trwałości
= 3 dla łożysk kulkowych
= 10/3 dla łożysk wałeczkowych

Czasami wygodniej jest podawać trwałość łożyska w jednostkach innych niż miliony obrotów czy godziny pracy. Przykładowo, trwałość łożysk w maźnicach kolejowych często wyrażana jest w kilometrach przebiegu. W celu ułatwienia obliczeń w **tablicy 2, strona 58**, zostały podane najczęściej stosowane jednostki i ich przeliczniki.

Współczynnik modyfikacji trwałości

a_{SKF}

Jak już wcześniej wspomniano, współczynnik ten jest zależny od stosunku granicznego obciążenia zmęczeniowego (P_U/P), warunków smarowania (stosunek lepkości κ) oraz stopnia zanieczyszczenia łożyska (η_c). Wartości współ-

czynnika a_{SKF} można odczytać z czterech wykresów, zależnie od rodzaju łożyska, na których został on przedstawiony w funkcji η_c (P_U/P) dla standardowych łożysk SKF oraz łożysk w wykonaniu SKF Explorer przy różnych wartościach stosunku lepkości κ :

Wykres 1: Łożyska kulkowe poprzeczne, **strona 54.**

Wykres 2: Łożyska wałeczkowe poprzeczne, **strona 55.**

Wykres 3: Łożyska kulkowe wzdłużne, **strona 56.**

Wykres 4: Łożyska wałeczkowe wzdłużne, **strona 57.**

Wykresy te zostały sporządzone dla typowych wartości współczynnika bezpieczeństwa, normalnie związanego z granicą zmęczenia, jak dla innych elementów mechanicznych. Ze względu na przyjęte uproszczenia przy obliczaniu trwałości nominalnej wg SKF nie ma sensu stosowanie współczynnika a_{SKF} o wartości powyżej 50, nawet jeżeli warunki pracy są precyzyjnie określone.

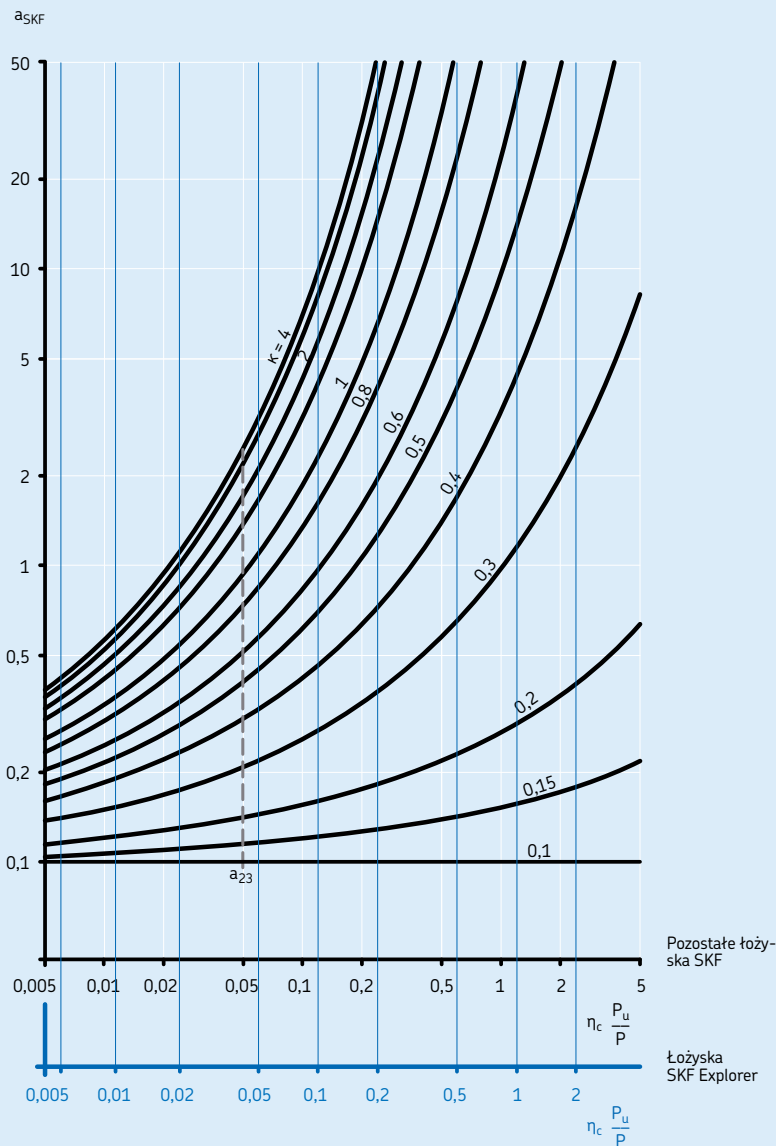
Tablica 1

Wartości współczynnika niezawodności a_1

Nieza-wodność %	Prawdopod.- uszkodzenia n %	Trwałość nominalna wg SKF L_{nm}	Współ- czynnik a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

¹⁾ Współczynnik n oznacza prawdopodobieństwo uszkodzenia w procentach, tj. różnicę między wymaganym poziomem niezawodności a 100 %

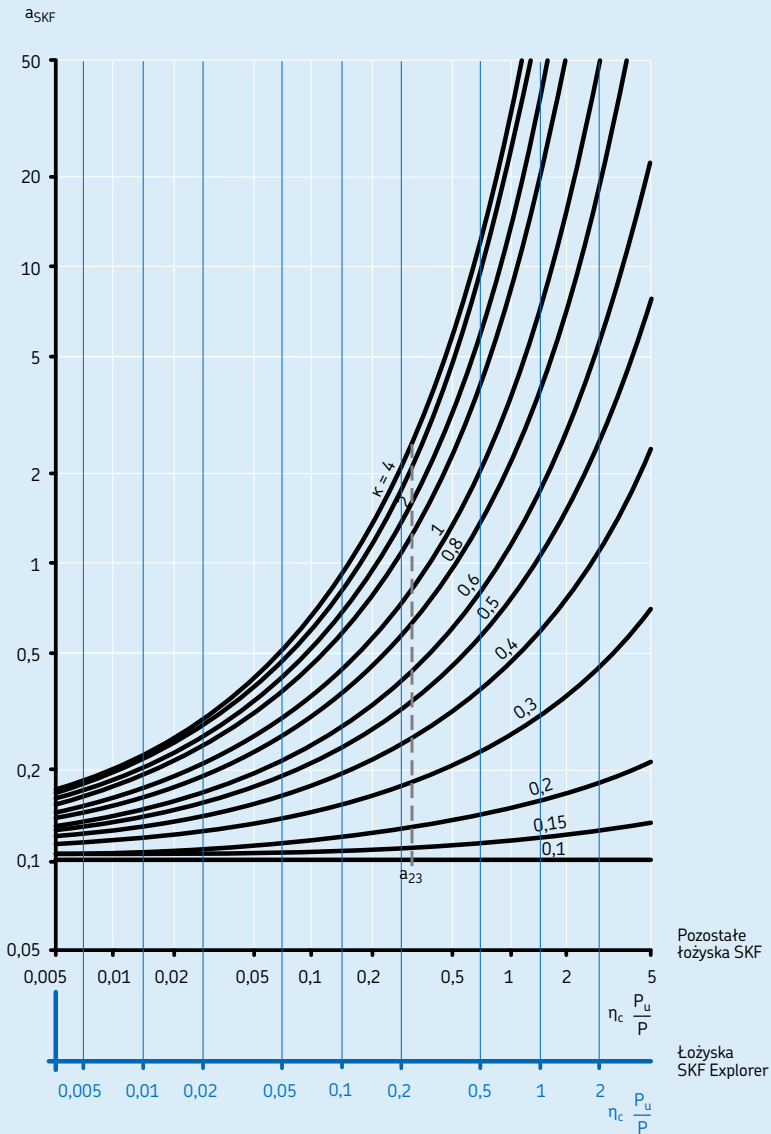
Współczynnik a_{SKF} dla łożysk kulkowych poprzecznych



Jeśli $\kappa > 4$, to należy korzystać z krzywej dla $\kappa = 4$

Jeśli wartość $\eta_c (P_u/P)$ dąży do zera, to a_{SKF} dąży do 0,1 dla wszystkich wartości κ

Linia przerywana umożliwia odczyt starego współczynnika $a_{23}(\kappa)$ gdzie $a_{SKF} = a_{23}$

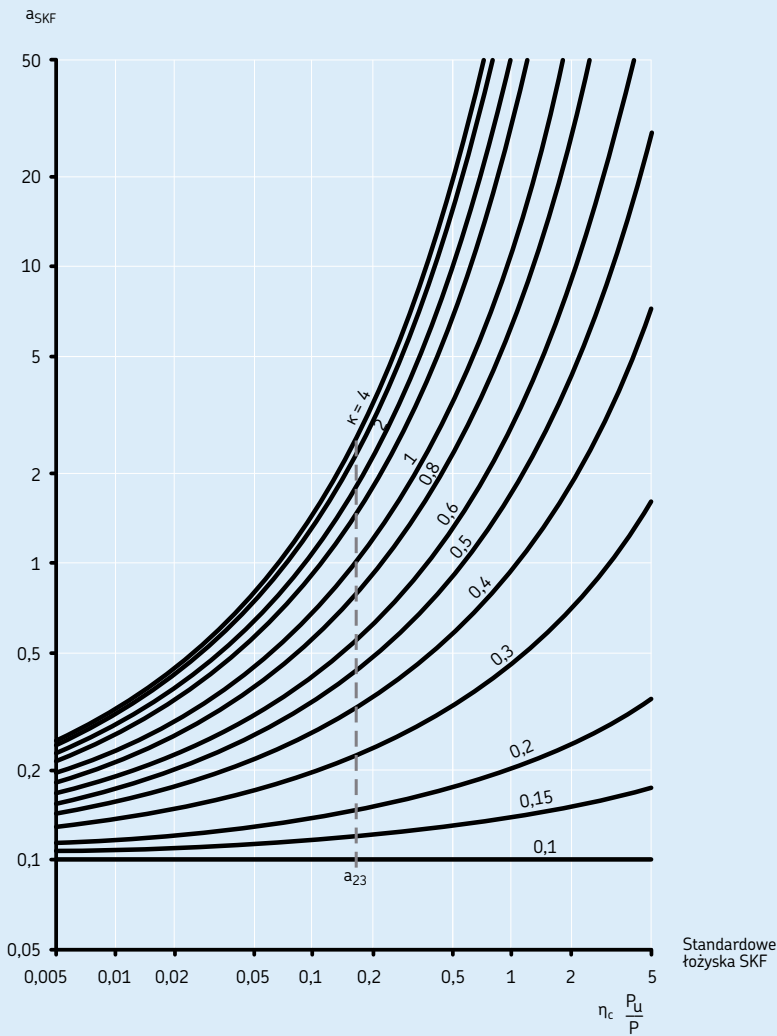
Współczynnik a_{SKF} dla łożysk walczkowych poprzecznych

Jeśli $\kappa > 4$, to należy korzystać z krzywej dla $\kappa = 4$

Jeśli wartość η_c (P_L/P) dąży do zera, to a_{SKF} dąży do 0,1 dla wszystkich wartości κ

Linia przerywana umożliwia odczyt starego współczynnika a_{23} (κ) gdzie $a_{SKF} = a_{23}$

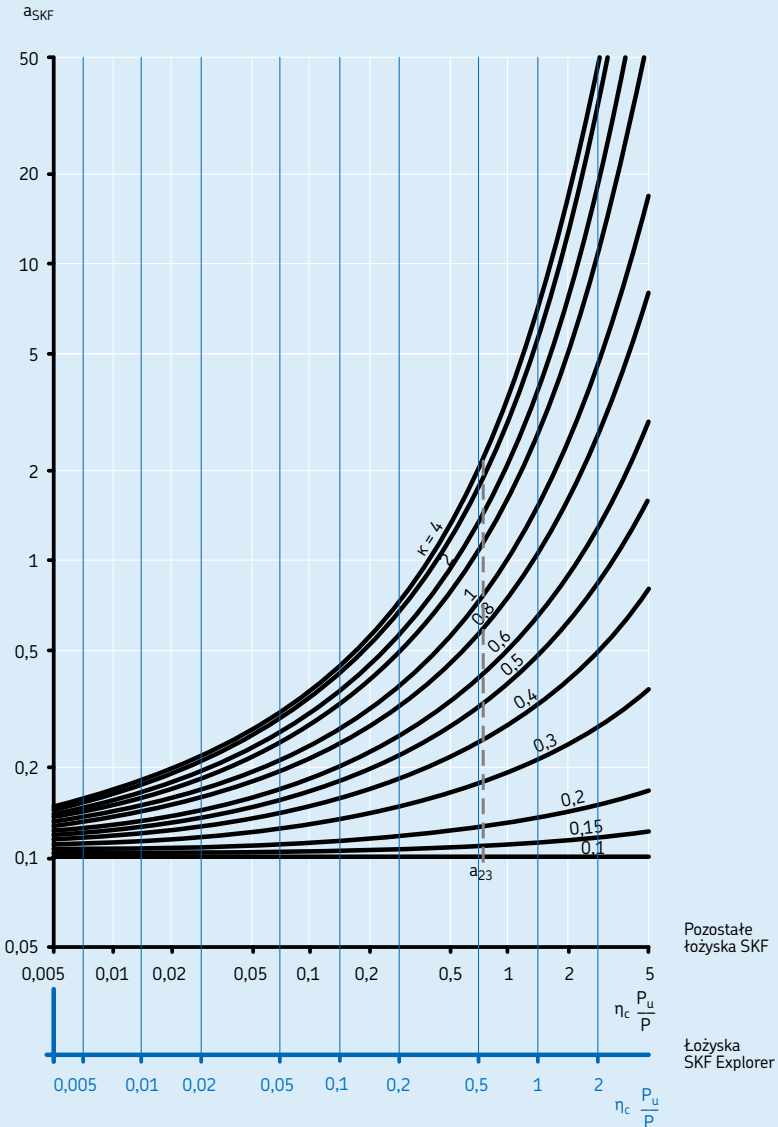
Współczynnik a_{SKF} dla łożysk kulkowych wzdłużnych



Jeśli $\kappa > 4$, to należy korzystać z krzywej dla $\kappa = 4$

Jeśli wartość $\eta_c (P_u/P)$ dąży do zera, to a_{SKF} dąży do 0,1 dla wszystkich wartości κ

Linia przerywana umożliwia odczyt starego współczynnika $a_{23} (\kappa)$ gdzie $a_{SKF} = a_{23}$

Współczynnik a_{SKF} dla łożysk wałeczkowych wzdłużnych

Jeśli $\kappa > 4$, to należy korzystać z krzywej dla $\kappa = 4$

Jeśli wartość $\eta_c (P_u/P)$ dąży do zera, to a_{SKF} dąży do 0,1 dla wszystkich wartości κ

Linia przerywana umożliwia odczyt starego współczynnika $a_{23}(\kappa)$ gdzie $a_{SKF} = a_{23}$

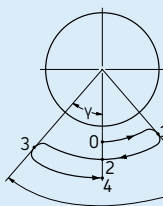
Dobór wielkości łożyska

Obliczenia współczynnika modyfikacji trwałości a_{SKF}

Programy inżynierskie SKF – „SKF Bearing Select” lub „Katalog Interaktywny SKF”, dostępne na stronie internetowej www.skf.com – znacznie ułatwiają wyznaczenie współczynnika a_{SKF} . Ponadto, firma SKF opracowała także bardziej zaawansowane programy wykorzystujące równanie trwałości SKF już na poziomie analizy obciążeń w strefie kontaktu. Pozwala to uwzględnić inne czynniki wpływające na trwałość łożyska, takie jak: niewspółosiowość, ugięcie wału czy odkształcenie oprawy (→ rozdział „Narzędzia obliczeniowe SKF”, początek na **stronie 82**).

Tablica 2

Współczynniki przeliczeniowe jednostek trwałości łożysk



Cały cykl oscylacji = 4γ ,
tj. od punktu 0 do punktu 4

Jednostka	Współczynnik przeliczeniowy		Miliony przejechanych kilometrów	Miliony oscylacji ¹⁾
	Miliony obrotów	Godziny pracy		
1 milion obrotów	1	$\frac{10^6}{60 n}$	$\frac{\pi D}{10^3}$	$\frac{180}{2 \gamma}$
1 godzina pracy	$\frac{60 n}{10^6}$	1	$\frac{60 n \pi D}{10^9}$	$\frac{180 \times 60 n}{2 \gamma 10^6}$
1 milion kilometrów	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60 n \pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2 \gamma \pi D}$
1 milion cykli oscylacji¹⁾	$\frac{2 \gamma}{180}$	$\frac{2 \gamma 10^6}{180 \times 60 n}$	$\frac{2 \gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1

D = średnica koła pojazdu, m

n = prędkość obrotowa, obr/min

γ = amplituda ruchu oscylacyjnego (kął maksymalnego wychylenia od położenia środkowego), stopnie

¹⁾ Nie dotyczy małych amplitud ($\gamma < 10$ stopni)

Warunki smarowania – stosunek lepkości κ

Skuteczność środka smarowego zależy głównie od stopnia oddzielenia powierzchni styku łożyska. Jeśli ma powstać odpowiedni film smarowy przenoszący obciążenie, środek smarowy musi mieć minimalną lepkość w temperaturze roboczej. Warunki smarowania opisuje stosunek lepkości κ czyli stosunek lepkości rzeczywistej v do lepkości wzorcowej v_1 zapewniającej poprawne warunki smarowania, przy czym obie te wartości są lepkościami kinematycznymi w temperaturze pracy (→ rozdział „Dobór oleju”, początek na **stronie 252**).

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

gdzie

κ = stosunek lepkości

v = rzeczywista lepkość kinematyczna środka smarowego, mm^2/s

v_1 = lepkość wymagana, zależna od średnicy łożyska i prędkości obrotowej, mm^2/s

Warunkiem powstania odpowiedniego filmu smarowego między współpracującymi powierzchniami jest zachowanie przez środek smarowy pewnej minimalnej lepkości w temperaturze pracy. Wartość lepkości wymaganej v_1 , niezbędnej do prawidłowego smarowania można wyznaczyć z **wykresu 5, strona 60**, korzystając ze średnicy średniej łożyska $d_m = 0,5(d + D)$, oraz prędkości obrotowej łożyska n , obr/min. Wykres ten został uaktualniony w oparciu o najnowsze odkrycia z zakresu trybologii łożysk tocznych.

Jeśli znana jest temperatura robocza na podstawie doświadczenia lub może być wyznaczona w inny sposób, to odpowiadającą jej lepkość w międzynarodowo znormalizowanej temperaturze odniesienia 40 °C można wyznaczyć z **wykresu 6, strona 61**, albo obliczyć. Wykres ten został sporządzony dla wskaźnika lepkości 95. W **tablicy 3** zostały podane klasy lepkości zgodnie z normą ISO 3448:1992 wraz z lepkościami granicznymi w temperaturze 40 °C. Niektóre rodzaje łożysk, np. łożyska baryłkowe, łożyska stożkowe oraz łożyska baryłkowe wzdłużne charakteryzują się, w analogicznych warunkach pracy, wyższą temperaturą roboczą niż inne

rodzaje łożysk, takie jak łożyska kulkowe zwykłe czy łożyska walcowe.

Tablica 3

Klasyfikacja lepkości wg ISO 3448

Klasa lepkości wg ISO	Lepkość kinematyczna przy 40 °C		
	średnia	min	max
–	mm^2/s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Dobór wielkości łożyska

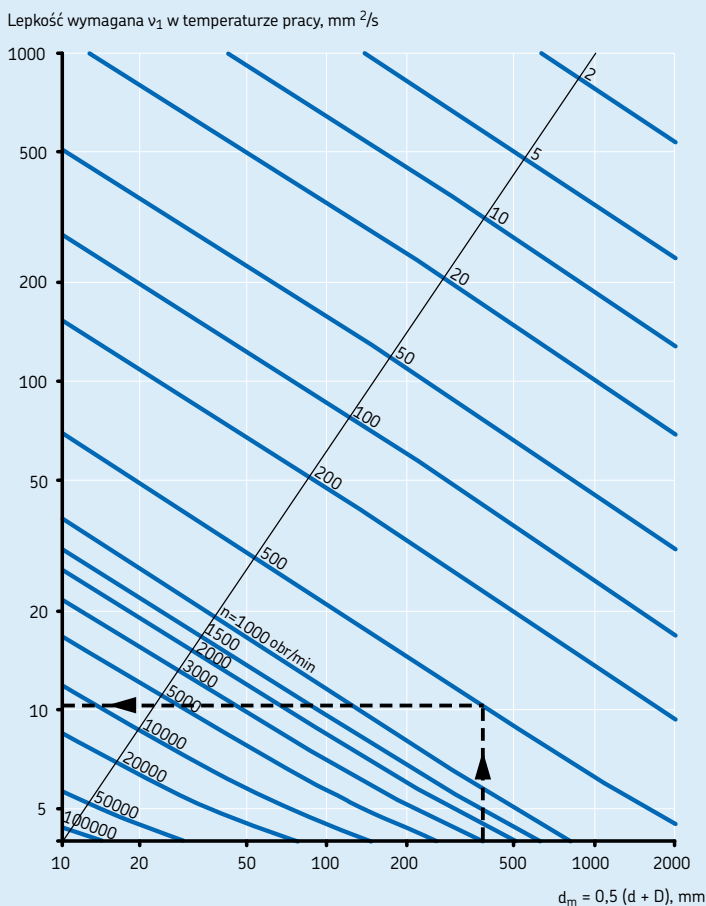
Przykład obliczeń

Łożysko o średnicy otworu $d = 340$ mm i średnicy zewnętrznej $D = 420$ mm ma pracować przy prędkości $n = 500$ obr/min. Po obliczeniu $d_m = 0,5 (d + D)$, $d_m = 380$ mm, z **wykresu 5**, odczytujemy, że wymagana lepkość środka smarowego w temperaturze roboczej v_1 wynosi około 11 mm²/s. Korzystając z **wykresu 6**, oraz zakładając, że temperatura robocza łożyska wynosi 70 °C, odczytujemy, że odpowiedni będzie olej o klasie lepkości ISO VG 32, którego

rzeczywista lepkość v w temperaturze odniesienia 40 °C wynosi co najmniej 32 mm²/s.

Wykres 5

Wymagana lepkość kinematyczna v_1 w temperaturze pracy



Uwzględnienie wpływu dodatków EP

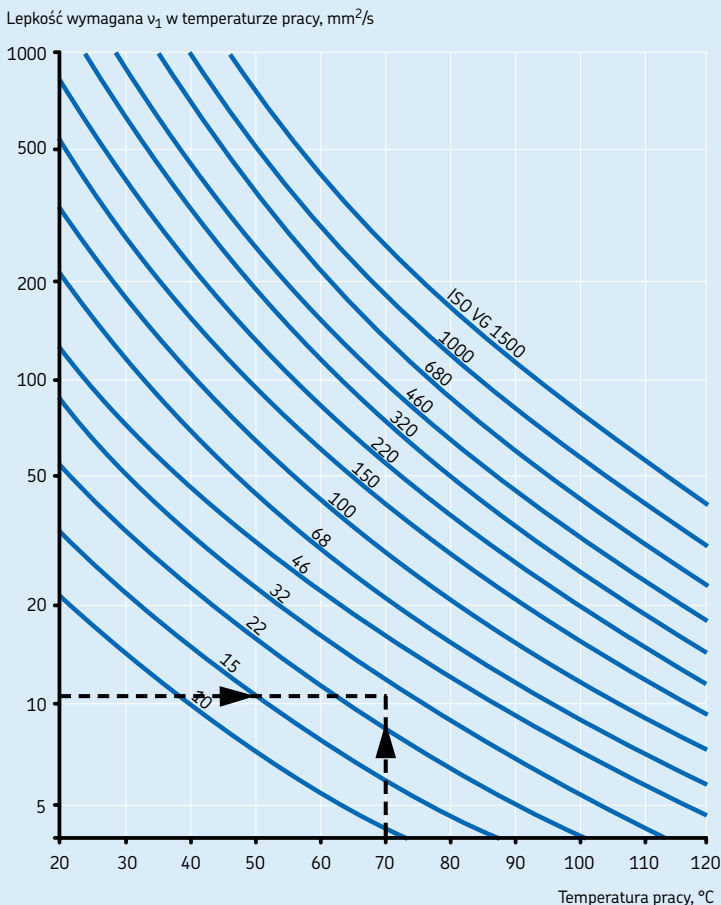
Wiadomo, że niektóre dodatki typu EP obecne w smarach mogą wydłużyć trwałość eksploatacyjną łożyska w warunkach niewystarczającego smarowania, tj. gdy $\kappa < 1$ i wskaźnik stopnia czystości $\eta_c \geq 0,2$, zgodnie z DIN ISO 281 Poprawka 1:2003. Można wówczas w obliczeniach podstawić wartość $\kappa = 1$ jeżeli stosowany jest smar ze sprawdzonymi dodatkami typu EP. W takiej sytuacji współczynnik modyfikacji trwałości a_{SKF} nie powinien być większy niż 3 oraz nie mniejszy niż

a_{SKF} wyznaczony dla normalnych środków smarowych.

W pozostałych sytuacjach, do wyznaczenia współczynnika modyfikacji trwałości a_{SKF} należy stosować rzeczywistą wartość κ dla danego łożyskowania. W przypadku silnego zanieczyszczenia, tj. dla wskaźnika stopnia czystości $\eta_c < 0,2$, ewentualny pozytywny wpływ dodatków EP wymaga sprawdzenia. Należy również odwołać się do informacji dotyczących wpływu dodatków EP podanych w rozdziale „Smarowanie”, początek na **stronie 229**.

Wykres 6

Wyznaczanie lepkości kinematycznej v w temperaturze odniesienia (klasyfikacja wg ISO VG)



Wskaźnik stopnia czystości η_c

Wskaźnik ten został wprowadzony w celu uwzględnienia stopnia zanieczyszczenia smaru w obliczeniach trwałości łożyska. Wpływ zanieczyszczeń na trwałość zmęczeniową łożyska zależy od wielu parametrów włączając wielkość łożyska, względną grubość filmu smarowego, wielkość i rozkład stałych cząstek zanieczyszczeń, rodzaj zanieczyszczeń (miękkie, twarde). Wpływ tych parametrów na trwałość łożyska ma charakter złożony i trudny do oceny, toteż istotny problem stanowi wyznaczenie dokładnych wartości η_c , które miałyby ogólne znaczenie. Orientacyjne wytyczne można jednak znaleźć w **tablicy 4**.

Jeżeli łożysko pracowało już w danym rozwiązaniu i wcześniej prowadzone obliczenia

trwałości okazały się prawidłowe, można wykorzystać wcześniejszą wartość współczynnika korekcyjnego a_{23} do obliczenia odpowiadającej mu wartości η_c , tak aby obliczony współczynnik a_{SKF} odpowiadał współczynnikowi a_{23} . Sposób postępowania został opisany w rozdziale „Przykład szczególny – współczynnik korekcyjny a_{23} ” na **stronie 68**.

Należy zauważyć, że w powyższy sposób można wyznaczyć tylko przybliżoną wartość wskaźnika stopnia czystości η_c . Inna, bardziej reprezentatywna, metoda wyznaczania wartości wskaźnika η_c polega na określeniu najpierw stopnia zanieczyszczenia środka smarowego, a dopiero na jego podstawie wyznaczeniu wartości wskaźnika η_c .

Tablica 4

Warunki eksploatacji	Wskaźnik η_c ¹⁾ dla łożysk o średnicy	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Największa czystość Wielkości cząstek obcych porównywalne z grubością filmu smarowego Warunki laboratoryjne	1	1
Wysoka czystość Olej filtrowany przez bardzo drobny filtr Warunki typowe dla łożysk fabrycznie smarowanych na cały okres trwałości z dwiema uszczelkami gumowymi	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normalna czystość Olej filtrowany przez drobny filtr Warunki typowe dla łożysk fabrycznie smarowanych na cały okres trwałości z dwiema blaszkami ochronnymi	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Lekkie zanieczyszczenie Środek smarowy lekko zanieczyszczony	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Typowe zanieczyszczenie Warunki typowe dla łożysk bez zintegrowanych uszczelnień; filtry zgrubne, cząstki zużytego metalu, wnikanie cząstek zanieczyszczeń	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Duże zanieczyszczenie Silnie zanieczyszczone środowisko pracy, łożyskowanie bez odpowiedniego uszczelnienia.	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Bardzo duże zanieczyszczenie W bardzo ekstremalnych warunkach wartości η_c mogą być poza skalą, co oznacza większy spadek trwałości niż wynika to z wzoru na L_{nm}	0	0

¹⁾ Skala η_c odnosi się tylko do typowych zanieczyszczeń cząstkami stałymi. Nie uwzględniono zanieczyszczeń wodą lub innymi płynami, szkodliwych dla trwałości łożysk. W przypadku bardzo dużego zanieczyszczenia ($\eta_c = 0$), uszkodzenie nastąpi na skutek zużycia ściernego, a trwałość użytkowa łożyska może być mniejsza od trwałości nominalnej

Klasyfikacja zanieczyszczeń i liczba znamionowa filtru wg ISO.

Znormalizowana metoda klasyfikacji stopnia zanieczyszczeń w układach smarowania została opisana w normie ISO 4406:1999. Pozwala ona określić klasę czystości oleju na podstawie liczby cząstek zanieczyszczeń w pobranej próbce (→ **tablica 5 i wykres 7**, na **stronie 65**).

Jedną z metod określania klasy czystości oleju do smarowania łożysk polega na liczeniu cząstek zanieczyszczeń pod mikroskopem. Wyznaczane są dwie wartości poziomu czystości, odpowiadające cząstkom $\geq 5 \mu\text{m}$ oraz $\geq 15 \mu\text{m}$. Druga metoda wykorzystuje automatyczne liczniki cząstek i mierzy poziom czystości dla trzech rozmiarów cząstek: $\geq 4 \mu\text{m}$, $\geq 6 \mu\text{m}$ oraz $\geq 14 \mu\text{m}$.

Tablica 5

Klasyfikacja ISO – oznaczenia klas czystości

Liczba cząstek na mililitr oleju powyżej	Liczba cząstek na mililitr oleju do	Oznaczenie klasy
2 500 000		> 28
1 300 000	2 500 000	28
640 000	1 300 000	27
320 000	640 000	26
160 000	320 000	25
80 000	160 000	24
40 000	80 000	23
20 000	40 000	22
10 000	20 000	21
5 000	10 000	20
2 500	5 000	19
1 300	2 500	18
640	1 300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1
0,00	0,01	0

Przy określaniu klasy zanieczyszczeń podawane są wówczas trzy wartości poziomu czystości.

Przykładowe określenia klasy zanieczyszczeń dla olejów smarowych to –/15/12 (A) lub 22/18/13 (B), **wykres 7** na **stronie 65**.

Olej oznaczony jako A zawiera w jednym miliilitrze od 160 do 320 cząstek o rozmiarach $\geq 5 \mu\text{m}$ oraz od 20 do 40 cząstek $\geq 15 \mu\text{m}$. Idealnym rozwiązaniem byłoby ciągłe filtrowanie olejów smarowych, ale sensownością stosowania układu filtrującego zależy od porównania kosztów takiego układu z korzyściami wynikającymi ze zwiększonej trwałości łożyska.

Liczba znamionowa filtru jest miernikiem skuteczności filtru. Skuteczność filtrów określa się podając ich liczbę znamionową lub tzw. wskaźnik redukujący β , który jest związany z daną wielkością cząstek. Im większa wartość β tym skuteczniej filtr zatrzymuje cząstki o określonej wielkości. Z tego względu istotną jest więc nie tylko wartość β , ale także wielkość cząstek, którym ta wartość odpowiada. Liczba znamionowa filtru β określana jest jako stosunek liczby cząstek o określonej wielkości przed filtrem do liczby takich cząstek za filtrem. Do obliczeń służy poniższy wzór

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2}$$

gdzie

β_x = liczba znamionowa filtru dla cząstek o wielkości x

x = wielkość cząstki, μm

n_1 = liczba cząstek w jednostce objętości (100 ml) większych niż x, przed filtrem

n_2 = liczba cząstek w jednostce objętości (100 ml) większych niż x, za filtrem

Uwaga

Liczba znamionowa filtru β jest podawana zawsze dla konkretnej wielkości cząstek w μm , np. β_3 , β_6 , β_{12} , itd. Przykładowo, określenie „ $\beta_6 = 75$ ” oznacza, że tylko jedna na 75 cząstek o wielkości $6 \mu\text{m}$ lub większej przedostanie się przez filtr.

Wyznaczenie η_c przy znanym poziomie zanieczyszczeń

W przypadku smarowania olejowego, jeżeli znany jest stopień zanieczyszczenia – czy to wyznaczony zgodnie z ISO 4406:1999, na podstawie metody mikroskopowej lub metody z wykorzystaniem automatycznego licznika cząstek, czy też podany jako parametr systemu smarowania obiegowego – to można na podstawie tej informacji określić wartość wskaźnika stopnia czystości η_c . Należy pamiętać, że wskaźnik η_c nie może być wyznaczony wyłącznie na podstawie pomiaru zanieczyszczenia oleju. Zależy on bowiem w dużym stopniu od warunków smarowania, tj. κ i wielkości łożyska. Przedstawiona poniżej uproszczona metoda określania wskaźnika η_c jest zgodna z normą DIN ISO 281/Poprawka 4:2003. Wartość wskaźnika stopnia czystości η_c jest wyznaczana na podstawie klasy zanieczyszczenia (lub parametrów filtrowania w danym układzie), średniej średnicy łożyska $d_m = 0,5 (d + D)$ oraz stosunku lepkości κ dla danego łożyska (→ wykresy 8 i 9, strona 66).

Wykresy 8 i 9 służą do wyznaczenia wartości wskaźnika η_c dla smarowania obiegowego i dotyczą różnych stopni filtracji oleju oraz klas zanieczyszczeń. Podobne wyniki można uzyskać dla smarowania zanurzeniowego jeżeli poziom zanieczyszczeń kąpieli olejowej jest praktycznie stały. Jeżeli jednak liczba cząstek zanieczyszczeń w kąpieli olejowej rośnie na skutek zużycia lub przedostawania się zanieczyszczeń z zewnątrz, to wg DIN ISO 281/Poprawka 4:2003 ma to wpływ na wartość wskaźnika η_c dla systemu smarowania zanurzeniowego.

W podobny sposób można wyznaczyć η_c dla smarowania smarem plastycznym, ale znacznie trudniej określić wówczas poziom zanieczyszczeń. W praktyce stosowane jest więc uproszczone rozwiązanie.

Wykresy 10 i 11, strona 67, pozwalają wyznaczyć wartość wskaźnika η_c dla smarowania smarem plastycznym w warunkach wyjątkowej i normalnej czystości.

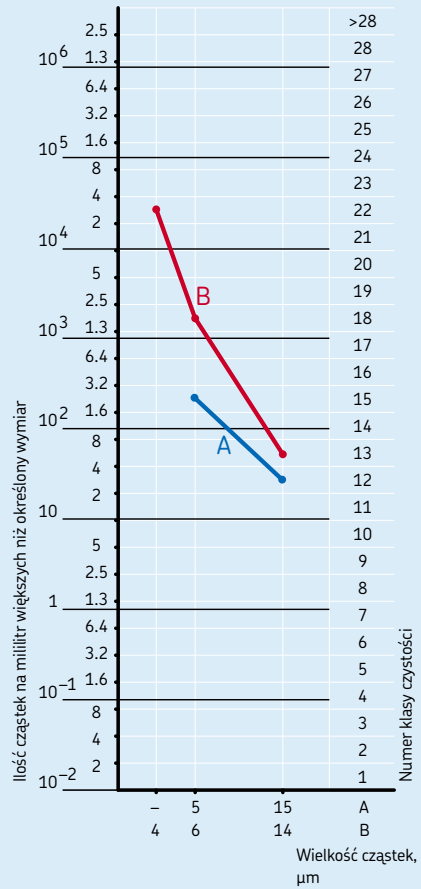
W przypadku innych stopni zanieczyszczeń przy smarowaniu obiegowym, zanurzeniowym lub smarem plastycznym prosimy odwołać się do normy DIN ISO 281/Poprawka 4:2003 lub skonsultować się z doradcą technicznym SKF.

Pewne wskazania na temat znacznego wpływu zanieczyszczeń na trwałość zmęczeniową można uzyskać na podstawie następującego przykładu. Łożyska kulkowe zwykłe 6305,

z uszczelnieniami i bez, były badane w silnie zanieczyszczonym środowisku (skrzynia biegów ze znaczną ilością zanieczyszczeń). Nie stwierdzono uszkodzeń uszczelnionych łożysk i badania zostały przerwane ze względów praktycznych, gdy trwałość uszczelnionych łożysk była co najmniej 30 razy większa niż trwałość łożysk nieuszczelnionych. Trwałość łożysk nieuszczelnionych wyniosła około 0,1 nominalnej trwałości obliczeniowej L_{10} , co odpowiada wskaźnikowi $\eta_c = 0$ jak to przedstawiono w **tablicy 4, strona 62**.

Wykresy 1 do 4, zaczynające się na **stronie 54**, wskazują na znaczny wpływ czystości środka smarowego na trwałość łożyska (gwałtowne zmniejszanie się współczynnika a_{SKF} wraz ze spadkiem wskaźnika η_c). Stosowanie łożysk z integralnym uszczelnieniem jest bardzo dobrym i tanim sposobem zapewnienia należytej czystości wewnątrz łożysk.

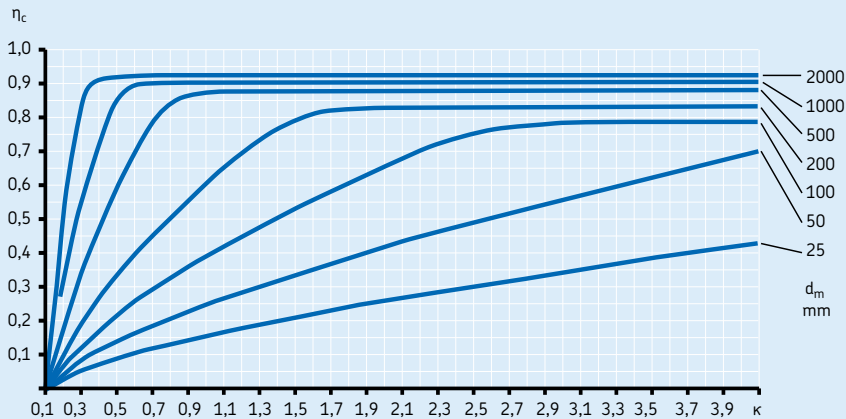
Klasyfikacja ISO i przykłady zliczania cząstek



A = zliczanie cząstek pod mikroskopem (-/15/12)
 B = automatyczne zliczanie cząstek (22/18/13)

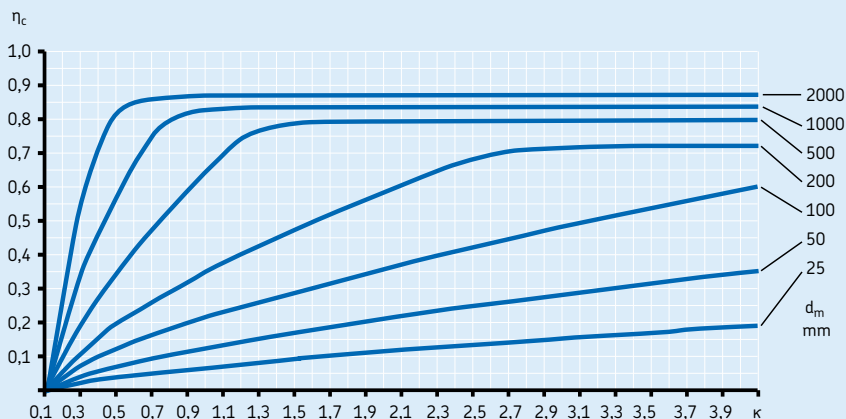
Wykres 8

- Wskaźnik stopnia czystości η_c dla:
- smarowania olejowego typu obiegowego
 - klasy zanieczyszczeń cząstkami stałymi -/15/12 wg ISO 4406:1999
 - liczby znamionowej filtra $\beta_{12} = 200$

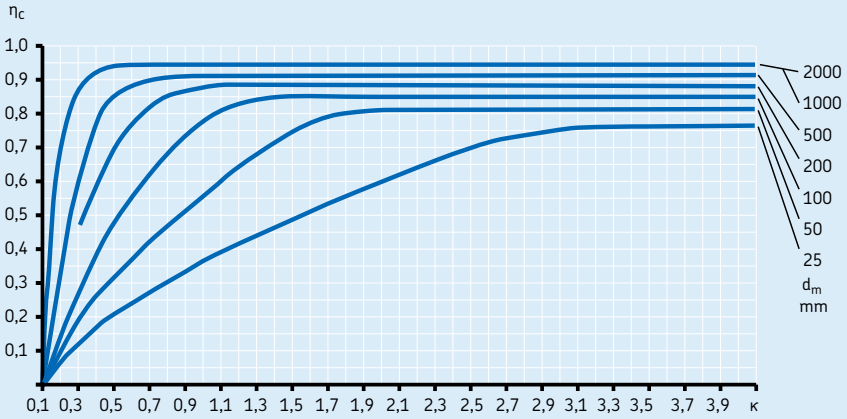


Wykres 9

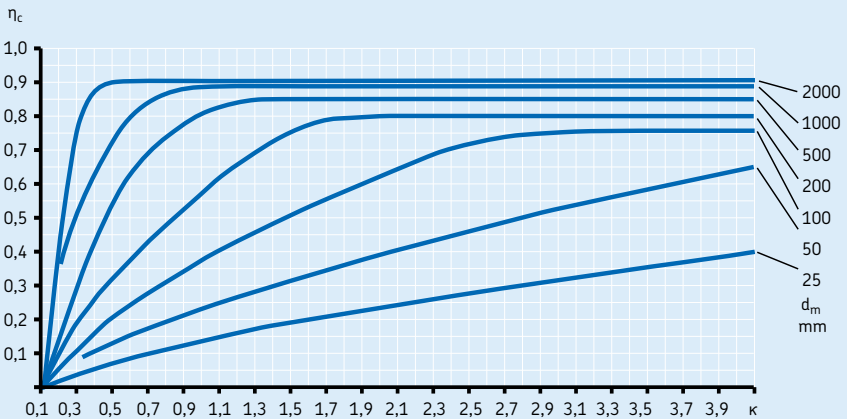
- Wskaźnik stopnia czystości η_c dla:
- smarowania olejowego typu obiegowego
 - klasy zanieczyszczeń cząstkami stałymi -/17/14 wg ISO 4406:1999
 - liczby znamionowej filtra $\beta_{25} = 75$



Wskaźnik stopnia czystości η_c dla smarowania smarem plastycznym, największa czystość



Wskaźnik stopnia czystości η_c dla smarowania smarem plastycznym, normalna czystość



Przypadek szczególnie – współczynnik korekcyjny a_{23}

We wcześniejszych wydaniach katalogu SKF do korekty trwałości nominalnej wykorzystywany był współczynnik a_{23} uwzględniający wpływ materiału i smarowania. Współczynnik ten został wprowadzony w 1975 r.

W normie ISO 281:1990/Poprawka 2:2000 tego typu korekta trwałości traktowana jest jako przypadek szczególnie bardziej ogólnego współczynnika modyfikacji trwałości a_{SKF} . Korekta przy pomocy współczynnika a_{23} wiąże się z konkretną wartością „stosunku zanieczyszczeń do obciążeń” $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ stosowanego przez SKF w wykresach do wyznaczenia współczynnika modyfikacji trwałości a_{SKF} . Ze względu na fakt, że współczynnik a_{23} zależy tylko od stosunku lepkości κ jego wartość można odczytać z **wykresów 1 do 4**, dla współczynnika a_{SKF} , zaczynających się na **stronie 54**, pod warunkiem, że dokonamy odczytu dla wartości $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$. W ten sposób można wyznaczyć wartość wskaźnika stopnia czystości η_c

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P)$$

Położenie punktu na osi odciętych odpowiadającego $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ zaznaczono linią przerywaną, a w **tablicy 6** podane zostały jego wartości dla łożysk standardowych i łożysk klasy SKF Explorer. Przykładowo, dla łożysk kulkowych zwykłych w wykonaniu standardowym odpowiednia wartość η_c wynosi

$$\eta_c = \frac{0,05}{P_u/P}$$

Dla wartości „stosunku zanieczyszczeń do obciążeń” $[\eta_c (P_u/P)]_{23} = 0,05$ na **wykresie 1, strona 54**, $a_{SKF} = a_{23}$ i wartość a_{23} można odczytać z wykresu a_{SKF} w punkcie przecięcia krzywej dla danej wartości κ pionowej linii przerywanej. Do obliczenia trwałości służy wówczas uproszczony wzór

$$L_{nm} = a_1 a_{23} L_{10}$$

gdzie

L_{nm} = trwałość nominalna wg SKF (dla niezawodności 100 – n %), miliony obrotów

L_{10} = trwałość nominalna wg SKF (dla niezawodności 90 %), miliony obrotów

a_1 = współczynnik niezawodności (→ **tablica 1, strona 53**)

a_{23} = współczynnik korekcyjny uwzględniający materiał i smarowanie, dla $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ (→ **wykresy 1 do 4**, zaczynające się na **stronie 54**)

Tablica 6

Stosunek zanieczyszczeń do obciążeń $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$

Rodzaj łożyska	Stosunek $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ dla standardowych łożysk SKF	
	łożysk SKF Explorer	
Łożyska poprzeczne		
łożyska kulkowe	0,05	0,04
łożyska wałeczkowe	0,32	0,23
Łożyska wzdłużne		
łożyska kulkowe	0,16	–
łożyska wałeczkowe	0,79	0,56

Stosując współczynnik korekcyjny a_{23} zakładamy, że naprężenia odpowiadają warunkowi $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$. Jeżeli rzeczywista wartość $\eta_c (P_u/P)$ dla łożyska jest większa lub mniejsza od wartości $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ to trwałość obliczeniowa zostanie przeszacowana lub niedoszacowana. Innymi słowy, w przypadku dużych obciążeń i silnego zanieczyszczenia albo małych obciążeń i wysokiej czystości, współczynnik korekcyjny a_{23} nie uwzględnia warunków pracy łożyska we właściwy sposób.

Dla standardowych łożysk pracujących przy obciążeniu $C/P = 5$ warunkiem uzyskania $a_{SKF} = a_{23}$ jest utrzymanie wartości wskaźnika czystości η_c w zakresie od 0,4 do 0,5. Jeżeli stopień zanieczyszczenia łożyska jest większy (mniejsza wartość η_c), to stosowanie współczynnika a_{23} do obliczeń prowadzi do przeszacowania trwałości łożyska. Z tego względu SKF zaleca stosować do racjonalnego doboru wielkości łożyska wyłącznie metodę opartą na współczynniku a_{SKF} .

Znajomość zależności pomiędzy współczynnikami a_{23} i a_{SKF} jest przydatna do przeliczenia łożyskowań zaprojektowanych tradycyjnie z wykorzystaniem współczynnika a_{23} na bardziej ogólny współczynnik a_{SKF} . W praktyce, wiele prawidłowo działających rozwiązań konstrukcyjnych, obliczonych dawniej na podstawie współczynnika korekcyjnego a_{23} , można łatwo przeliczyć na odpowiadający im współczynnik a_{SKF} .

W tym celu należy wyznaczyć wartość wskaźnika stopnia czystości η_c dla danego łożyskowania na podstawie wartości „stosunku zanieczyszczeń do obciążeń” $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ podanej w **tablicy 6**. Otrzymana w ten sposób wartość η_c jest dobrym przybliżeniem rzeczywistej wartości wskaźnika h_c . Bardziej precyzyjne określenie wskaźnika czystości jest możliwe przy pomocy klas czystości oleju opisanych w rozdziale „Wyznaczenie η_c przy znanym poziomie zanieczyszczeń” **strona 64**. Patrz także przykład obliczeń 2 na **stronie 78**.

Obliczenia trwałości przy zmiennych warunkach pracy

W sytuacji, gdy obciążenie łożyska jest zmienne w czasie zarówno co do wartości, jak i kierunku, a ponadto zmieniają się też prędkość, temperatura, warunki smarowania i poziom zanieczyszczeń, nie można bezpośrednio obliczyć trwałości łożyska bez wykonania pośredniego kroku, polegającego na wyznaczeniu obciążenia równoważnego, odpowiadającego zmiennym warunkom obciążenia. Ze względu na złożoność układu wyznaczenie tego pośredniego parametru jest trudne i nie ułatwia przeprowadzenia obliczeń.

Z tego powodu, przy zmiennych warunkach pracy, konieczne jest pewne uproszczenie widma obciążeń lub cykli pracy łożyskowania i wyodrębnienie skończonej liczby prostszych przypadków obciążeń (→ wykres 12). W przypadku ciągle zmieniającego się obciążenia można zliczać obciążenia i na tej podstawie zbudować widmo obciążeń w postaci wykresu przypominającego nieco histogram. Szerokość słupków na wykresie, odpowiadających poszczególnym obciążeniom, jest proporcjonalna do udziału liczby obrotów przy danych warunkach w łącznej liczbie obrotów łożyska. Należy pamiętać, że duże i średnie obciążenia mają znacznie większy wpływ na trwałość łożyska niż małe obciążenia. Z tego względu wszelkie obciążenia udarowe i inne krótkotrwałe spiętrzenia obciążeń powinny zostać uwzględnione na wykresie obciążeń nawet jeżeli występują rzadko i tylko przez niewielką liczbę obrotów.

W obrębie każdego przedziału cykli obciążenia można określić średnie obciążenie i warunki pracy. Ponadto, liczba obrotów dla danego obciążenia musi być odniesiona do łącznej liczby obrotów podczas pracy łożyska. Jeżeli oznaczymy przez N_1 liczbę obrotów przy obciążeniu P_1 , a przez N łączną liczbę obrotów, to ułamek $U_1 = N_1/N$ będzie wykorzystywany przy uwzględnieniu trwałości obliczeniowej L_{10m1} , odpowiadającej warunkom obciążenia P_1 . W przypadku zmiennych warunków pracy, spodziewaną trwałość łożyska można wyznaczyć z wzoru

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}} + \dots}$$

gdzie

L_{10m} = trwałość nominalna (przy niezawodności 90 %), miliony obrotów

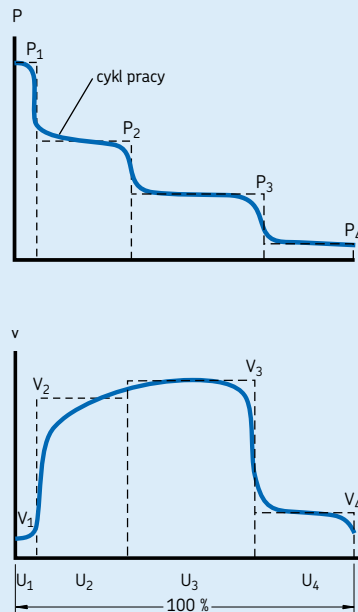
$L_{10m1}, L_{10m2}, \dots$ = cząstkowe trwałości nominalne (przy niezawodności 90 %) odpowiadające poszczególnym stałym obciążeniom 1, 2, ..., miliony obrotów

U_1, U_2, \dots = udział względny warunków 1, 2, ...

Uwaga: $U_1 + U_2 + \dots + U_n = 1$

Możliwość stosowania powyższej metody zależy w dużym stopniu od dostępności reprezentatywnego wykresu obciążeń dla danego łożyskowania. Należy pamiętać, że wykres ten można sporządzić na podstawie typowych warunków pracy lub standardowych cykli pracy dla analogicznych przypadków.

Diagram 12



Wpływ temperatury roboczej

Wymiary pracujących łożysk ulegają zmianie podczas pracy w wyniku zmian strukturalnych zachodzących w materiale. Wielkość tych zmian zależy od temperatury, czasu i naprężeń.

W celu uniknięcia niepożądanych zmian wymiarowych podczas pracy materiały łożyskowe są poddawane specjalnemu procesowi obróbki cieplnej, tzw. stabilizacji wymiarowej (→ **tablica 7**).

Zależnie od rodzaju łożyska, zalecana temperatura robocza dla standardowych łożysk wykonanych ze stali hartowanej na wskroś lub stali hartowanych indukcyjnie wynosi od 120 do 200 °C. Podawane maksymalne temperatury robocze są ściśle związane z procesem obróbki cieplnej. Dodatkowe informacje na ten temat można znaleźć w częściach informacyjnych katalogu dotyczących poszczególnych produktów.

Jeżeli normalna temperatura pracy łożyska jest wyższa od zalecanej temperatury maksymalnej, to należy zastosować łożysko o wyższej klasie stabilizacji.

W przypadku zastosowań, w których łożyska przez cały czas pracują w podwyższonej temperaturze może zachodzić potrzeba skorygowania ich nominalnej nośności dynamicznej.

Więcej informacji można uzyskać od doradców technicznych SKF.

Zadowolająca praca łożysk w podwyższonych temperaturach zależy również od tego, czy wybrany środek smarowy zachowa swoje właściwości oraz czy zastosowane zostały odpowiednie materiały na uszczelnienia, koszyki itp. (→ rozdział „Smarowanie”, początek na **stronie 229**,

oraz „Materiały na łożyska toczne”, początek na **stronie 138**).

Generalnie, w przypadku łożysk pracujących w temperaturach wymagających wyższej klasy stabilizacji niż S1 prosimy o kontakt z działem doradztwa technicznego SKF.

Wymagana trwałość nominalna

Wyznaczanie wielkości łożyska zazwyczaj polega na sprawdzeniu założonych obciążeń dynamicznych z wymaganą trwałością nominalną łożyskowania. Zależy ona zwykle od rodzaju maszyny i wymagań dotyczących czasu eksploatacji i niezawodności w eksploatacji. W przypadku braku doświadczenia można skorzystać z wartości podanych w **tablicach 8 i 9**, na **stronie 72**.

Tablica 7

Stabilizacja wymiarowa	
Klasa stabilizacji	Stabilizacja do temp.
SN	120 °C
S0	150 °C
S1	200 °C
S2	250 °C
S3	300 °C
S4	350 °C

Tablica 8

Wytyczne doboru wymaganej trwałości nominalnej dla różnych rodzajów maszyn i urządzeń

Rodzaj maszyny lub urządzenia	Wymagana trwałość godzinny pracy
Sprzęt gospodarstwa domowego, maszyny rolnicze, narzędzia, aparaty medyczne	300 ... 3 000
Maszyny o krótkich okresach pracy lub używane z przerwami: ręczne elektronarzędzia, wciągarki wielokrążkowe, maszyny budowlane	3 000 ... 8 000
Maszyny o krótkich okresach pracy lub używane z przerwami, o dużej niezawodności działania: windy, dźwigi do transportu drobnicy	8 000 ... 12 000
Maszyny pracujące 8 godzin na dobę, nie w pełni wykorzystane: przekładnie napędów ogólnego przeznaczenia, silniki elektryczne przemysłowe, kruszarki obrotowe	10 000 ... 25 000
Maszyny pracujące 8 godzin na dobę, w pełni wykorzystane: obrabiarki, maszyny do drewna, maszyny na liniach produkcyjnych, żurawie do ładunków masowych, dmuchawy, przenośniki taśmowe, maszyny drukarskie, separatory i wirówki	20 000 ... 30 000
Maszyny do pracy ciągłej przez całą dobę: przekładnie do walcarek, maszyny elektryczne średniej mocy, sprężarki, maszyny wyciągowe, pompy, maszyny włókiennicze	40 000 ... 50 000
Urządzenia w siłowniach wiatrowych: wał główny, mechanizm obrotu głowicy, mechanizm ustawiania łopat, łożyskowanie generatora	30 000 ... 100 000
Urządzenia wodociągowe, piece obrotowe, skrzętki kablowe, elementy napędu statków oceanicznych	60 000 ... 100 000
Maszyny do pracy przez całą dobę, o wysokich wymaganiach w zakresie niezawodności pracy: maszyny elektryczne dużej mocy, generatory w elektrowniach, pompy i wentylatory kopalniane, łożyska tunelowe statków oceanicznych	> 100 000

Tablica 9

Wytyczne doboru wymaganej trwałości dla łożysk i zestawów kołowych pojazdów szynowych

Rodzaj pojazdu	Wymagana trwałość miliony km
Wagony towarowe (wg UIC przy stałe działającym maksymalnym obciążeniu osi)	0,8
Pojazdy komunikacji publicznej: pociągi podmiejskie, wagony metra, lekkie kolejki szynowe i tramwaje	1,5
Wagony pasażerskie dla ruchu dalekobieżnego	3
Wagony silnikowe dla ruchu dalekobieżnego	3 ... 4
Lokomotywy spalinowe lub elektryczne dla ruchu dalekobieżnego	3 ... 5

Obciążenie dynamiczne łożyska

Obliczenia obciążeń dynamicznych łożyska

Obciążenia działające na łożyska mogą być wyznaczone zgodnie z zasadami mechaniki, jeżeli znane są siły zewnętrzne (tzn. siły wynikające z przenoszonej mocy, siły robocze, siły bezwładności) lub są one możliwe do wyliczenia. Przy obliczaniu składowych obciążenia pojedynczego łożyska przyjmuje się – ze względu na uproszczenia – wał jako belkę na sztywnych podporach, wolnych od momentu utwierdzenia. Nie uwzględnia się również odkształceń sprężystych łożyska, oprawy lub korpusu maszyny, jak również momentu powstającego w łożyskach przy odkształceniu sprężystym wału.

Powyższe założenia upraszczające są konieczne, aby umożliwić obliczenie łożyskowania za pomocą powszechnie dostępnych kalkulatorów kieszonek. Podobne uproszczenia przyjęto w standardowych metodach obliczania nośności i obciążeń równoważnych.

Obliczenie obciążeń łożysk na podstawie teorii sprężystości jest możliwe bez wymienionych uproszczeń, ale wymaga ono złożonych programów obliczeniowych. Łożysko, wał i oprawa są traktowane wówczas jako odkształcalne elementy układu sprężystego.

Siły zewnętrzne, które wynikają np. z ciężaru własnego wału i zamocowanych na nim części lub z ciężaru pojazdu, podobnie jak inne siły bezwładności, są albo znane, albo mogą być obliczone. Większe trudności występują przy wyznaczeniu sił wynikających z pracy urządzeń (np. siły nacisku w walcarkach, siły tnące w obrabiarkach), sił uderowych oraz nadwyżek dynamicznych spowodowanych niewyważeniem. Konieczne jest wówczas szacunkowe ustalenie tych sił w oparciu o doświadczenia zebrane na podstawie wcześniej skonstruowanych urządzeń i ich łożyskowni.

Przekładnie zębate

W przekładniach zębatych, teoretyczne siły międzyzębne można obliczyć znając przenoszoną moc i charakterystykę zazębienia. Przy obliczaniu obciążeń łożyska należy jednak również wziąć pod uwagę dodatkowe siły dynamiczne powstające zarówno w samej przekładni, jak i od strony doprowadzenia i odbioru napędu.

Te dodatkowe siły są spowodowane odchyłkami kształtu zazębienia i niewyrównoważeniem obracających się elementów. Ponieważ obecnie wszystkie przekładnie, ze względu na stawiane im wymagania cichobieżności, są wykonywane z dużą dokładnością, siły te z reguły są tak małe, że można je pominąć przy obliczeniach łożysk.

Siły dodatkowe, które zależą od rodzaju i sposobu pracy sprzęgniętych z przekładnią maszyn, mogą być wyznaczone tylko przy znanych warunkach pracy przekładni. Ich wpływ na trwałość nominalną łożysk można określić za pomocą tzw. współczynników warunków pracy, uwzględniających zarówno obciążenia uderowe, jak i sprawność przekładni. Wartości tych współczynników dla różnych warunków pracy są z reguły podawane w publikacjach technicznych, wydawanych przez producentów przekładni.

Przekładnie pasowe

W przekładniach pasowych w celu obliczenia obciążenia wałów lub łożysk trzeba uwzględnić naciąg pasa (siła obwodowa) zależny od przenoszonego momentu. Siłę naciągu pasa trzeba pomnożyć przez współczynnik zależny od rodzaju pasa, jego napięcia wstępnego i dodatkowych sił dynamicznych. Producenci pasów zwykle podają niezbędne wartości współczynników. W przypadku braku takich danych można przyjmować następujące wartości współczynnika

- dla pasków zębatych = 1,1 do 1,3
- dla pasków klinowych = 1,2 do 2,5
- dla pasków płaskich = 1,5 do 4,5

Większe wartości należy przyjmować przy małych odległościach między wałami, dużych obciążeniach uderowych, jak również dla dużych sił napięcia pasów.

Równoważne obciążenie dynamiczne łożyska

Jeśli obciążenie F działające na łożysko – obliczone przy zastosowaniu poprzednich informacji – odpowiada wymaganiom określonym przy omawianiu nośności dynamicznej C , to znaczy gdy obciążenie jest stałe co do wielkości i kierunku, działa ściśle promieniowo dla łożyska poprzecznego oraz ściśle osiowo i współśrodkowo dla łożyska wzdłużnego, wówczas $P = F$ i obciążenie to może być bezpośrednio podstawione do równań trwałości.

We wszystkich pozostałych przypadkach należy najpierw obliczyć równoważne obciążenie dynamiczne. Jest ono określone jako obciążenie hipotetyczne, stałe co do wielkości i kierunku, działające promieniowo dla łożysk poprzecznych lub osiowo i współśrodkowo dla łożysk wzdłużnych, a które ma taki sam wpływ na trwałość łożyska, jak obciążenia rzeczywiste działające na to łożysko (→ rys. 2).

Łożyska poprzeczne są często obciążone jednocześnie działającymi siłami: promieniową i osiową. Jeśli siła wypadkowa jest stała co do wielkości i kierunku, to równoważne obciążenie dynamiczne P można wyznaczyć z następującego równania

$$P = X F_r + Y F_a$$

gdzie

P = równoważne obciążenie dynamiczne, kN

F_r = obciążenie promieniowe łożyska, kN

F_a = obciążenie osiowe łożyska, kN

X = współczynnik przeliczeniowy obciążenia promieniowego

Y = współczynnik przeliczeniowy obciążenia osiowego

W łożyskach poprzecznych jednorzędowych obciążenie osiowe wpływa na równoważne obciążenie dynamiczne P dopiero wówczas, gdy stosunek F_a/F_r przekracza wartość e . W łożyskach poprzecznych dwurzędowych należy natomiast uwzględnić nawet niewielkie obciążenia osiowe.

Te same ogólne zależności mają również zastosowanie do łożysk baryłkowych wzdłużnych, które mogą przejmować zarówno siły osiowe, jak i promieniowe. Dla łożysk wzdłużnych, które mogą być obciążone tylko osiowo, a więc np. dla łożysk kulkowych wzdłużnych i łożysk walcowych wzdłużnych, powyższy wzór może być uproszczony pod warunkiem, że obciążenie działa współśrodkowo wzdłuż osi łożyska, a wówczas

$$P = F_a$$

Wszystkie dane niezbędne do obliczenia równoważnego obciążenia dynamicznego podane są w tekście poprzedzającym każdy rozdział tabelarycznej części katalogu lub w samych tablicach wyrobów.

Zmienne obciążenie łożyska

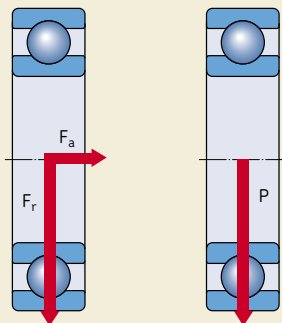
W wielu przypadkach wielkość obciążenia działającego na łożysko zmienia się w czasie. Trzeba wówczas zastosować wzór na trwałość łożyska przy zmiennych warunkach pracy (→ strona 70).

Średnia wartość obciążenia podczas cyklu

Podczas każdego cyklu obciążenia warunki pracy mogą nieco różnić się od nominalnych. Jeśli prędkość i kierunek działania obciążenia są stałe, a tylko jego wielkość zmienia się stopniowo od wartości najmniejszej F_{\min} do wartości największej F_{\max} (→ wykres 13), to średnią wartość obciążenia oblicza się z równania

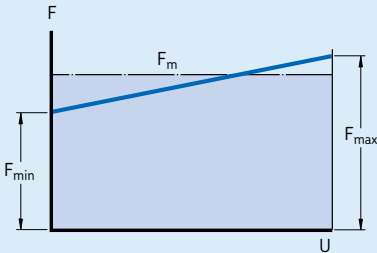
$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 F_{\max}}{3}$$

Rys. 2



Wykres 13

Uśrednianie obciążenia



Obciążenie wirujące

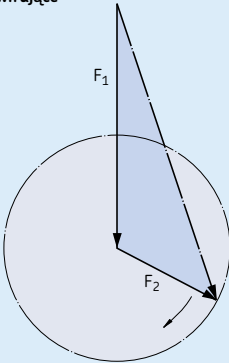
Jeżeli obciążenie działające na łożysko, jak to pokazano na **wykresie 14**, składa się z równocześnie działającego obciążenia stałego co do wartości i kierunku F_1 (np. ciężar wirnika) i obciążenia F_2 , stałego co do wielkości ale obracającego się (np. w wyniku niewyrównoważenia silnika), to obciążenie średnie można obliczyć z równania

$$F_m = f_m (F_1 + F_2)$$

Wartość współczynnika f_m można odczytać z **wykresu 15**.

Wykres 14

Obciążenie wirujące



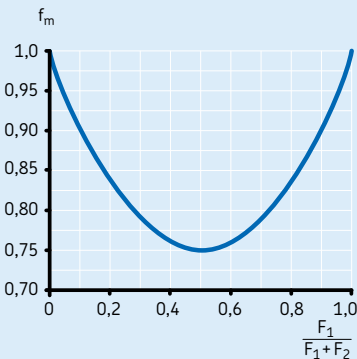
Wymagane obciążenie minimalne

Przy bardzo małych obciążeniach związek pomiędzy obciążeniem a trwałością eksploatacyjną jest mniej widoczny. O uszkodzeniu łożyska decydują inne czynniki niż zmęczenie materiału.

Aby zapewnić pracę łożyska bez poślizgów, musi być ono poddane określonemu minimalnemu obciążeniu. W praktyce przyjmuje się, że obciążenie minimalne dla łożysk wałeczkowych wynosi 0,02 C, a dla łożysk kulkowych odpowiada ono 0,01 C. Obciążenie minimalne ma szczególne znaczenie dla łożysk poddawanych wysokim przyspieszeniom lub pracujących przy prędkościach przekraczających 50 % prędkości granicznej podawanej w tablicach wyrobów (→ rozdział „Prędkości i drgania”, początek na **stronie 107**). Jeżeli nie można zapewnić minimalnego obciążenia, to warto rozważyć możliwość wykorzystania łożysk typu NoWear (→ **strona 943**).

Zalecenia dotyczące obliczania wymaganego obciążenia minimalnego są podane w tekście poprzedzającym każdy rozdział tabelarycznej części katalogu.

Wykres 15



Dobór wielkości łożyska na podstawie nośności statycznej

Wielkość łożyska powinna być dobrana na podstawie nośności statycznej C_0 , a nie na podstawie wymaganej trwałości, gdy spełniony jest jeden z następujących warunków:

- Łożysko nie obraca się i jest poddane trwale lub okresowo obciążeniu udarowemu.
- Łożysko wykonuje powolne ruchy oscylacyjne lub przestrzenne ruchy nastawne pod obciążeniem.
- Łożysko obraca się pod obciążeniem z bardzo małą prędkością ($n < 10$ obr/min) i nie jest wymagana jego wysoka trwałość (równanie trwałości w tym wypadku, dla danego obciążenia równoważnego P , pozwoliłoby na dobranie łożyska o tak małej nośności dynamicznej C , że łożysko to byłoby znacznie przeciążone w eksploatacji).
- Łożysko obraca się i oprócz normalnych obciążeń roboczych musi przenosić podczas części obrotu również obciążenia udarowe.

We wszystkich tych przypadkach obciążenie dopuszczalne łożyska jest określone nie przez zmęczenie materiału lecz przez trwałe odkształcenia spowodowane obciążeniem w miejscach styku elementów tocznych z bieżnią. Obciążenia w stanie spoczynku lub przy powolnych ruchach oscylacyjnych, jak również obciążenia udarowe wolno obracającego się łożyska, które działają tylko podczas części obrotu, powodują spłaszczenia na elementach tocznych oraz wgłębienia na bieżniach. Wgłębienia te mogą być rozmieszczone nieregularnie na bieżni lub też równomiernie w miejscach odpowiadających odległościom elementów tocznych. Jeżeli obciążenie będzie działało podczas kilku obrotów łożyska, to odkształcenia te będą równomiernie rozłożone na całej bieżni. Trwałe odkształcenia mogą powodować drgania w łożysku, hałaśliwą pracę i zwiększone opory tarcia. Istnieje też ryzyko zwiększenia luzu w łożysku lub zmiany pasowania.

W jakim stopniu te wtórne zjawiska mogą ograniczyć funkcjonowanie łożyska, zależy od wymagań stawianych łożyskowaniu w danym przypadku zastosowania. Dlatego też, dobierając łożysko o odpowiednio dużej nośności

statycznej, należy sprawdzić, że nie wystąpią odkształcenia trwałe lub też wystąpią one w bardzo ograniczonym zakresie, jeśli ma zostać spełnione choć jedno z następujących wymagań

- wysoka niezawodność
- cichobieżność (np. w silnikach elektrycznych)
- niski poziom drgań podczas pracy (np. w obrabiarkach)
- stały moment tarcia (np. w przyrządach pomiarowych i urządzeniach badawczych)
- niski moment tarcia rozruchowego pod obciążeniem (np. w żurawiach).

Równoważne obciążenie statyczne łożyska

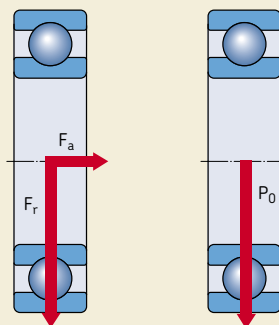
Obciążenia statyczne, składające się z obciążenia promieniowego i osiowego, muszą być przeliczone na równoważne obciążenie statyczne. Jest ono określone jako takie obciążenie (promieniowe dla łożysk poprzecznych i osiowe dla łożysk wzdłużnych), które spowoduje identyczne maksymalne obciążenie elementów tocznych jak obciążenie rzeczywiste. Równoważne obciążenie statyczne łożyska oblicza się z ogólnej zależności

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

gdzie

P_0 = równoważne obciążenie statyczne łożyska, kN
 F_r = składowa promieniowa obciążenia statycznego (patrz dalsze objaśnienia), kN

Rys. 3



F_a = składowa osiowa obciążenia statycznego (patrz dalsze objaśnienia), kN

X_0 = współczynnik przeliczeniowy obciążenia promieniowego

Y_0 = współczynnik przeliczeniowy obciążenia osiowego

Uwaga

Obliczając P_0 , należy zawsze podstawiać do wzoru składowe promieniową i osiową największego występującego obciążenia (→ rys. 3) Jeśli obciążenie statyczne działa na łożysko z różnych kierunków, zmienia się wielkość składowych obciążenia. W tym przypadku należy użyć do obliczeń składowych obciążenia, które dają największe równoważne obciążenie statyczne P_0 .

Wszystkie dane potrzebne do obliczenia równoważnego obciążenia statycznego można znaleźć w tekście poprzedzającym każdy rozdział tabelarycznej części katalogu lub w samych tabelach.

Wymagana nominalna nośność statyczna

Przy wyznaczaniu wielkości łożyska na podstawie nośności statycznej wychodzi się z określonego statycznego współczynnika bezpieczeństwa s_0 , jako stosunku nośności statycznej C_0 do równoważnego obciążenia statycznego P_0 , obliczając w ten sposób wymaganą nośność statyczną łożyska.

Wymaganą nominalną nośność statyczną C_0 można wyznaczyć z zależności

$$C_0 = s_0 P_0$$

gdzie

C_0 = nominalna nośność statyczna, kN

P_0 = równoważne obciążenie statyczne, kN

s_0 = statyczny współczynnik bezpieczeństwa

Oparte na doświadczeniu orientacyjne wartości statycznego współczynnika bezpieczeństwa s_0 dla łożysk kulkowych i waleczkowych wykorzystywanych w różnych zastosowaniach, wymagających prawidłowej pracy zostały podane w **tablicy 10**. W podwyższonych temperaturach nośność statyczna łożysk zmniejsza się. Więcej informacji dostarczamy na życzenie.

Sprawdzenie nośności statycznej

W odniesieniu do łożysk obciążonych dynamicznie, które zostały dobrane na podstawie równania trwałości, należy przy znanym równoważnym obciążeniu statycznym P_0 dodatkowo sprawdzić czy nośność statyczna jest wystarczająca wykorzystując zależność

$$s_0 = C_0/P_0$$

Jeżeli otrzymana wartość s_0 jest mniejsza niż wartość zalecana (→ **tablica 10**), wówczas trzeba wybrać łożysko o większej nośności statycznej.

Tablica 10

Wytczne doboru wartości statycznego współczynnika bezpieczeństwa s_0

Warunki pracy	Łożyska obracające się				Łożyska nie obracające się			
	Wymagania dotyczące cichobieżności nieznaczne		normalne		wysokie		wysokie	
	łożyska kulkowe	łożyska waleczkowe	łożyska kulkowe	łożyska waleczkowe	łożyska kulkowe	łożyska waleczkowe	łożyska kulkowe	łożyska waleczkowe
Spokojne, brak drgań	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normalne	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Wyraźne obc. udarowe ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Dla łożysk barytkowych wzdłużnych zaleca się $s_0 \geq 4$

¹⁾ W przypadku obciążeń udarowych, o bliżej nieznanej wielkości, należy przyjmować wartości s_0 nie mniejsze niż podane w tablicy. Jeżeli jednak obciążenia udarowe dają się dokładniej wyznaczyć, można przyjmować mniejsze wartości s_0 .

Przykłady obliczeń

Przykład 1

Łożysko kulkowe zwykłe 6309 klasy SKF Explorer ma pracować z prędkością 3 000 obr/min przy stałym obciążeniu promieniowym $F_r = 10$ kN. Łożysko ma być smarowane olejem o lepkości kinematycznej $\nu = 20$ mm²/s temperaturze roboczej. Wymagana niezawodność wynosi 90 % i zakłada się, że warunki pracy są bardzo czyste. Jakie będą trwałość nominalna łożyska i trwałość nominalna wg SKF?

a) Trwałość nominalna dla niezawodności 90 % wynosi

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Z tablicy wyrobów odczytujemy dla łożyska 6309, $C = 55,3$ kN. Ponieważ obciążenie jest ściśle promieniowe, $P = F_r = 10$ kN (→ „Równoważne obciążenie dynamiczne łożyska” na **stronie 74**).

$$\begin{aligned} L_{10} &= (55,3/10)^3 \\ &= 169 \text{ milionów obrotów} \end{aligned}$$

można też obliczyć trwałość w godzinach pracy ze wzoru

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

$$\begin{aligned} L_{10h} &= 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 169 \\ &= 940 \text{ h} \end{aligned}$$

b) Trwałość nominalna wg SKF dla niezawodności 90 % wynosi

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

- Ponieważ wymagana jest niezawodność 90 %, oblicza się trwałość L_{10m} przyjmując $a_1 = 1$ (→ **tablica 1, strona 53**).
- Z tablicy wyrobów dla łożyska 6309, $d_m = 0,5 (d + D) = 0,5 (45 + 100) = 72,5$ mm.

- Z **wykresu 5, strona 60**, odczytujemy, że dla prędkości 3 000 obr/min wymagana lepkość kinematyczna w temperaturze roboczej $\nu_1 = 8,15$ mm²/s. Stąd $\kappa = \nu/\nu_1 = 20/8,15 = 2,45$.
- Ponownie z tablicy wyrobów $P_u = 1,34$ kN i $P_u/P = 1,34/10 = 0,134$. Ponieważ warunki pracy są bardzo czyste $\eta_c = 0,8$ a $\eta_c P_u/P = 0,107$. Używając skali SKF Explorer odczytujemy z **wykresu 1, strona 54**, dla $\kappa = 2,45$ wartość $a_{SKF} = 8$. Podstawiając do równania trwałości wg SKF otrzymujemy

$$\begin{aligned} L_{10m} &= 1 \times 8 \times 169 \\ &= 1\,352 \text{ milionów obrotów} \end{aligned}$$

lub w godzinach pracy ze wzoru

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 n} L_{10m}$$

$$\begin{aligned} L_{10mh} &= 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 1\,352 \\ &= 7\,512 \text{ h} \end{aligned}$$

Przykład 2

Łożysko kulkowe zwykłe 6309 klasy SKF Explorer opisane w przykładzie 1 pracuje w łożyskowaniu obliczonym kilka lat temu w oparciu o współczynnik korekcyjny a_{23} . Łożysko z powodzeniem pracowało w tym zastosowaniu. Należy ponownie przeliczyć trwałość łożyska w odniesieniu do współczynnika a_{23} oraz współczynnika a_{SKF} (na podstawie praktycznych doświadczeń dotyczących tego zastosowania), tj. $a_{SKF} = a_{23}$. Na koniec proszę wyznaczyć wartość wskaźnika η_c odpowiadającą poziomowi zanieczyszczeń łożyskowania przy założeniu $a_{SKF} = a_{23}$.

- Ponieważ $\kappa = 2,45$, używamy krzywej odpowiadającej tej wartości κ i w punkcie przecięcia z linią przerywaną a_{SKF} odczytujemy wartość współczynnika modyfikacji trwałości korzystając z **wykresu 1 na stronie 54**. Wartość $a_{23} \approx 1,8$ odczytujemy na osi pionowej a_{SKF} . Uwzględniając fakt, że łożyskowanie to spełniało dotychczas stawiane wymagania możemy bezpiecznie założyć, że $a_{SKF} = a_{23}$, a więc

$$L_{10mh} = a_{23} L_{10h} = a_{SKF} L_{10h}$$

$$L_{10mh} = 1,8 \times 940 = 1690 \text{ h}$$

- Wskaźnik η_c odpowiadający takiemu współczynnikowi modyfikacji trwałości obliczamy na podstawie **tablicy 6** na **stronie 68** i stosunku obciążeń dla łożyska 6309 klasy SKF Explorer wynoszącego $P_u/P = 0,134$

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23}/(P_u/P) = 0,04/0,134 = 0,3$$

Przykład 3

Istniejące łożyskowanie ma zostać ponownie przeanalizowane. Łożysko kulkowe zwykłe 6309-2RS1 klasy SKF Explorer z uszczelnieniami i wypełnione smarem pracuje w analogicznych warunkach, jak opisano w przykładzie 2 ($\kappa = 2,45$). Należy sprawdzić łożyskowanie ze względu na poziom zanieczyszczeń, żeby stwierdzić czy jest możliwe ograniczenie kosztów przy założeniu, że wymagana trwałość wynosi 3 000 godzin pracy.

- Łożysko wypełnione smarem i fabrycznie uszczelnione charakteryzuje się wysoką czystością i z **tablicy 4** na **stronie 62**, odnajdujemy wartość $\eta_c = 0,8$. Dla $P_u/P = 0,134$, $\eta_c (P_u/P) = 0,107$, oraz $\kappa = 2,45$ korzystając ze skali SKF Explorer odczytujemy z **wykresu 1** na **stronie 54**, $a_{SKF} = 8$.

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ h}$$

- Chcąc sprawdzić czy możliwe jest zastosowanie tańszego rozwiązania w rozpatrywanym łożyskowaniu wybrano łożysko 6309-2Z klasy SKF Explorer z blaszkami ochronnymi. Poziom zanieczyszczeń można określić jako normalną czystość, a zatem z **tablicy 4** na **stronie 62**, $\eta_c = 0,5$. Dla $P_u/P = 0,134$, $\eta_c (P_u/P) = 0,067$, oraz $\kappa = 2,45$ korzystając ze skali SKF Explorer odczytujemy z **wykresu 1** na **stronie 54**, $a_{SKF} \approx 3,5$.

$$L_{10mh} = 3,5 \times 940 = 3\,290 \text{ h}$$

Wniosek: w rozpatrywanym łożyskowaniu można zastosować tańsze rozwiązanie polegające na zastąpieniu łożyska z uszczelnieniami stykowymi łożyskiem z blaszkami ochronnymi.

Warto zauważyć, że obliczając trwałość zmodyfikowaną z wykorzystaniem współczynnika korekcyjnego a_{23} nie można byłoby przeprowadzić

powyższej analizy. Ponadto, nie zostałyby osiągnięta wymagana trwałość (\rightarrow przykład 2, trwałość obliczona za pomocą współczynnika korekcyjnego a_{23} wynosiła tylko 1 690 godzin pracy).

Przykład 4

Łożysko kulkowe zwykłe 6309, wykorzystywane w przykładzie 1, pracuje w łożyskowaniu obliczanym kilka lat temu za pomocą współczynnika korekcyjnego a_{23} . W praktyce okazuje się, że łożyska ulegają uszkodzeniom. Należy przeanalizować projekt łożyskowania, żeby określić sposób zwiększenia jego niezawodności.

- Najpierw trzeba wyznaczyć trwałość na podstawie współczynnika a_{23} . Odnajdując punkt przecięcia pionowej linii przerywanej dla współczynnika a_{23} z krzywą odpowiadającą $\kappa = 2,45$, odczytujemy z **wykresu 1** na **stronie 54**, na osi rzędnych a_{SKF} wartość $a_{23} \approx 1,8$.

$$L_{10mh} = a_{23} \times L_{10h} = 1,8 \times 940$$

$$= 1\,690 \text{ h}$$

- Wartość wskaźnika η_c odpowiadającą powyższej wartości współczynnika korekcyjnego a_{23} można obliczyć na podstawie **tablicy 6** na **stronie 68** wiedząc, że $P_u/P = 0,134$

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23}/(P_u/P) = 0,04/0,134 = 0,3$$

- Analiza mikroskopowa próbki oleju pobranej z łożyskowania wykazała, że klasa czystości oleju wg ISO 4406:1999 wynosi $-/17/14$. Zanieczyszczenia były efektem głównie zużycia ściernego łożyska. Takie warunki można określić jako „typowe zanieczyszczenie”. Korzystając z **tablicy 4** na **stronie 62** oraz z **wykresu 9** na **stronie 66**, wyznaczamy $\eta_c = 0,2$. Dla $P_u/P = 0,134$, $\eta_c (P_u/P) = 0,0268$, oraz $\kappa = 2,45$ odczytujemy z **wykresu 1** na **stronie 54** korzystając ze skali SKF Explorer $a_{SKF} \approx 1,2$.

$$L_{10mh} = 1,2 \times 940 = 1\,130 \text{ h}$$

Dobór wielkości łożyska

- Stosując łożysko 6309-2RS1 klasy SKF Explorer ze zintegrowanymi uszczelnieniami stykowymi można ograniczyć poziom zanieczyszczeń i uzyskać warunki pracy odpowiadające „wysokiej czystości”. Z **tablicy 4 na stronie 62**, $\eta_c = 0,8$. Dla $P_U/P = 0,134$, $\eta_c (P_U/P) = 0,107$, oraz $\kappa = 2,45$ korzystając ze skali SKF Explorer odczytujemy z **wykresu 1 na stronie 54**, $a_{SKF} = 8$.

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ h}$$

Wniosek: w rozpatrywanym przypadku poziom zanieczyszczeń jest znacznie większy niż określałyby to wskaźnik czystości $\eta_c = 0,3$ odpowiadający starej teorii obliczeń opartej na współczynniku a_{23} . Rzeczywiste warunki pracy są typowe dla zanieczyszczonych przekładni przemysłowych i odpowiadają wskaźnikowi $\eta_c = 0,2$ stosowanemu do obliczenia współczynnika a_{SKF} .

Powyższa analiza może wyjaśnić przyczynę uszkodzeń występujących w danym łożyskowaniu. Zastosowanie łożyska SKF Explorer 6309-2RS1 ze zintegrowanymi uszczelnieniami stykowymi powinno poprawić niezawodność i rozwiązać problem.

Przykład 5

Cykl pracy uszczelnionego łożyska barytkowego SKF Explorer 24026-2CS2/VT143, stosowanego w silnie obciążonym urządzeniu transportowym w hucie stali został opisany w poniższej tabeli.

Obciążenie statyczne dla tego łożyskowania wyznaczono stosunkowo dokładnie, uwzględniając siły bezwładności podczas operacji załadunku i obciążenia udarowe związane z przypadkowym rozładunkiem.

Należy sprawdzić obciążenia dynamiczne i statyczne w analizowanym łożyskowaniu, przyjmując wymaganą trwałość łożyska L_{10mh} 60 000 godzin i minimalną wartość statycznego współczynnika bezpieczeństwa $s_{0\text{ req}} = 1,5$.

- Z tablicy wyrobów i wstępu do rozdziału nt. łożysk barytkowych odnajdujemy:

Nośności nominalne:

$$C = 540 \text{ kN}; C_0 = 815 \text{ kN}; P_u = 81,5 \text{ kN}$$

Wymiary:

$$d = 130 \text{ mm}; D = 200 \text{ mm},$$

$$\text{więc } d_m = 0,5 (130 + 200) = 165 \text{ mm}$$

Wypełnienie smarem: smar na bazie oleju mineralnego z dodatkami typu EP i zagęszczaczem w postaci mydła litowego, klasa konsystencji NLGI 2, zakres dopuszczalnej temperatury pracy od -20 do $+110$ °C, lepkość oleju bazowego w temperaturach 40 i 100 °C wynosi odpowiednio 200 i 16 mm²/s.

Przykład 5/1

Warunki pracy

Etap cyklu pracy	Równoważne obciążenie dynamiczne	Udział w czasie pracy	Prędkość	Temperatura	Równoważne obciążenie statyczne
–	kN	–	obr/min	°C	kN
1	200	0,05	50	50	500
2	125	0,40	300	65	500
3	75	0,45	400	65	500
4	50	0,10	200	60	500

- Przeprowadzamy poniższe obliczenia lub odczytujemy poszczególne wartości:
 1. v_1 = lepkość wymagana, mm^2/s
(→ **wykreś 5 na stronie 60**) – na podstawie: d_m i prędkości
 2. v = lepkość rzeczywista, mm^2/s
(→ **wykreś 6 na stronie 61**) na podstawie lepkości środka smarowego w $40\text{ }^\circ\text{C}$ i temperatury roboczej
 3. κ = stosunek lepkości – obliczany (v/v_1)
 4. η_c = wskaźnik stopnia czystości
(→ **tablica 4 na stronie 62**) – „Wysoka czystość”, łożysko uszczelnione: $\eta_c = 0,8$
 5. L_{10h} = trwałość nominalna wyznaczona zgodnie z równaniem na **stronie 52** – na podstawie: C, P i n
 6. a_{SKF} = z **wykreśu 2 na stronie 55** – na podstawie: skala SKF Explorer, η_c , P_u , P i κ
 7. $L_{10mh1,2, \dots}$ = trwałość nominalna wg SKF obliczona zgodnie z równaniem na **stronie 52** – na podstawie: a_{SKF} oraz $L_{10h1,2, \dots}$
 8. L_{10mh} = trwałość nominalna wg SKF wyznaczona z wzoru na **stronie 70** – na podstawie $L_{10mh1}, L_{10mh2}, \dots$ oraz U_1, U_2, \dots

Trwałość nominalna wg SKF wynosi 84 300 godzin i przekracza wymaganą trwałość eksploatacyjną, a więc wynik sprawdzenia obciążeń dynamicznych jest pozytywny.

Na koniec trzeba jeszcze sprawdzić statyczny współczynnik bezpieczeństwa.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{815}{500} = 1,63$$

$$s_0 = 1,63 > s_{0 \text{ req}}$$

Powyzsza nierowność świadczy o pomyślnym wyniku kontroli bezpieczeństwa statycznego. Ze względu na dokładne określenie obciążenia statycznego, stosunkowo mała różnica pomiędzy obliczeniowym a wymaganym statycznym współczynnikiem bezpieczeństwa nie ma znaczenia.

Przykład 5/2

Wyniki obliczeń

Etap cyklu pracy	Równoważne obciążenie dynamiczne	Lepkość wymagana v_1	Lepkość rzeczyw. v	$\kappa^{1)}$	η_c	Trwałość nominalna L_{10h}	a_{SKF}	Trwałość nominalna wg SKF L_{10mh}	Udział w czasie-pracy U	Ostateczna trwałość nominalna wg SKF L_{10mh}
–	kN	mm^2/s	mm^2/s	–	–	h	–	h	–	h
1	200	120	120	1	0,8	9 136	1,2	11 050	0,05	84 300
2	125	25	60	2,3	0,8	7 295	7,8	57 260	0,40	
3	75	20	60	3	0,8	30 030	43	1 318 000	0,45	
4	50	36	75	2	0,8	232 040	50	11 600 000	0,10	

¹⁾ Smar plastyczny z dodatkami EP

Narzędzia obliczeniowe SKF

SKF posiada jedno z najbardziej zaawansowanych narzędzi do modelowania i symulacji dostępnych w przemyśle łożyskowym. Począwszy od prostych i łatwych w użyciu narzędzi opartych na wzorach podanych w Katalogu Głównym SKF, aż po najbardziej zaawansowane systemy do obliczeń i symulacji, pracujące na wieloprocesorowych systemach komputerowych.

Filozofia firmy polega na opracowaniu szerokiej gamy oprogramowania dostosowanego do wymagań różnych użytkowników. Od stosunkowo prostych narzędzi kontrolnych dla projektantów, przez średnio zaawansowane analizy, aż po najbardziej zaawansowane symulacje dotyczące projektowania łożysk i całych maszyn. W miarę możliwości oprogramowanie to może być wykorzystywane w terenie na przenośnych komputerach klientów lub inżynierów SKF, stacjonarnych komputerach osobistych lub stacjach roboczych. Ponadto, bardzo duża uwaga poświęcana jest możliwości integracji i współpracy poszczególnych systemów.

Katalog Interaktywny SKF

Katalog Interaktywny SKF to proste w użyciu narzędzie do doboru i obliczeń łożysk. Umożliwia on wyszukiwanie łożysk na podstawie oznaczeń lub wymiarów, a ponadto pozwala obliczyć proste łożyskowania. Zastosowane metody obliczeń są oparte na Katalogu Głównym SKF.

Katalog Interaktywny umożliwia także generowanie rysunków łożysk, które można następnie wstawić do rysunków tworzonych przez klienta w większości powszechnie stosowanych programów typu CAD.

Katalog Interaktywny SKF zawiera informacje nie tylko na temat łożysk tocznych, ale także informacje dotyczące zespołów łożyskowych, opraw łożyskowych, łożysk ślizgowych i uszczelnień.

Katalog Interaktywny SKF jest dostępny w internecie na stronie www.skf.com.

SKF bearing beacon

SKF bearing beacon jest najnowszym oprogramowaniem wykorzystywanym przez inżynierów SKF do poszukiwania najlepszych rozwiązań łożyskowych dla klientów. Oprogramowanie to jest następcą programu BEACON.



Zastosowana w nim technologia umożliwia modelowanie w środowisku trójwymiarowym układów sprężystych zawierających także inne elementy określone przez klienta. SKF bearing beacon łączy w sobie zdolność do modelowania typowych układów mechanicznych (z wykorzystaniem wałów, kół zębatych, opraw itp.) z precyzyjnym modelem łożyska, co umożliwia dokładną analizę zachowania się układu w wirtualnym środowisku. Program wykonuje też obliczenia zmęczeniowe łożysk tocznych w oparciu o trwałość nominalną wg SKF. SKF bearing beacon jest wynikiem kilku lat pracy w dziedzinie badań i rozwoju w ramach SKF.

Orpheus

Narzędzie obliczeniowe Orpheus pozwala badać i optymalizować dynamikę łożysk pod względem hałasu i drgań w krytycznych zastosowaniach łożysk (np. silniki elektryczne, przekładnie zębate). Program ten może być stosowany do rozwiązywania skomplikowanych układów nieliniowych równań ruchu dla kilku łożysk i ich elementów towarzyszących, takich jak koła zębate, wały i oprawy.

Orpheus pozwala zrozumieć i wpłynąć na zachowanie układu, obejmującego też łożyska, w warunkach dynamicznych przy uwzględnieniu błędów kształtu (falistość) i montażu (niewspółosiowość). Dzięki temu inżynierowie SKF mogą określić najbardziej odpowiedni rodzaj i wielkość łożyska oraz dobrać właściwe warunki zabudowy i napięcia wstępnego dla danego łożyskowania.

Beast

Beast jest oprogramowaniem symulacyjnym, które pozwala inżynierom SKF symulować różne zjawiska dynamiczne wewnątrz łożyska. Program ten można traktować jak wirtualne stanowisko prób służące do dokładnej analizy sił, momentów itp., występujących w łożysku praktycznie w każdych warunkach obciążeń. Umożliwia to „testowanie” nowych koncepcji i projektów w krótszym czasie oraz uzyskanie większej ilości informacji w porównaniu z tradycyjnymi testami na stanowiskach prób.

Inne oprogramowanie

Poza opisanymi powyżej programami, SKF opracował specjalnie dedykowane programy, które umożliwiają naukowcom SKF opracowanie łożysk z optymalnie wykończoną powierzchnią w celu zwiększenia trwałości łożyska w szczególnie trudnych warunkach. Programy te pozwalają wyznaczyć grubość filmu smarowego w warunkach elastohydrodynamicznego smarowania. Dodatkowo, wyznaczana jest lokalna grubość filmu smarowego z uwzględnieniem deformacji trójwymiarowej struktury nierówności powierzchni i jej wpływu na spadek trwałości zmęczeniowej łożyska.

Inżynierowie SKF korzystają w swojej pracy także z narzędzi uzupełniających w postaci dostępnych na rynku programów pozwalających wykonywać analizy metodą elementu skończonego lub analizy dynamiki złożonych układów mechanicznych. Narzędzia te są zintegrowane z własnym oprogramowaniem SKF, co umożliwia ich szybsze powiązanie z danymi i modelami klientów.

Usługi doradztwa technicznego SKF

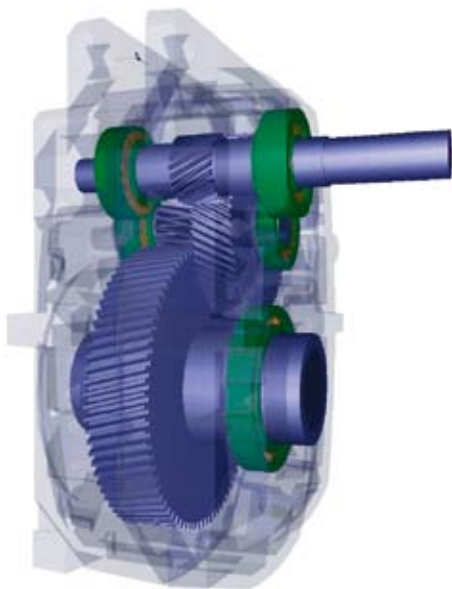
Podstawowe informacje niezbędne do obliczenia i zaprojektowania wężła łożyskowego można znaleźć w niniejszym katalogu. Istnieją jednak przypadki zastosowań, w których szczególnie ważne jest możliwie dokładne przewidzenie oczekiwanej trwałości łożyska, albo ze względu na brak wystarczającego doświadczenia z podobnymi łożyskowaniami, albo szczególnie znacznie mają czynniki ekonomiczne i/lub niezawodność działania. W takich przypadkach zaleca się konsultacje z Działem Doradztwa Technicznego SKF. Świadczy on usługi w zakresie obliczeń i symulacji z wykorzystaniem najnowszych programów komputerowych wspieranych prawie stuletnim doświadczeniem zdobytym na całym świecie w dziedzinie wirujących elementów maszyn.

Dział doradztwa zapewnia wsparcie z wykorzystaniem całej wiedzy SKF. Specjaliści SKF mogą

- przeanalizować problemy techniczne
- zaproponować odpowiednie rozwiązanie systemowe
- dobrać odpowiedni system smarowania i zoptymalizować działania w zakresie obsługi maszyn.

Dział Doradztwa Technicznego SKF zapewnia nowe podejście w kwestii usług serwisowych dotyczących maszyn i instalacji, przeznaczonych dla producentów maszyn i ich użytkowników. Przykładowe zalety korzystania z usług serwisowych to:

- Krótszy czas projektowania i szybsze wypuszczenie produktu na rynek.
- Ograniczenie kosztów dzięki badaniom na wirtualnych modelach przed rozpoczęciem produkcji.
- Poprawa łożyskowań przez ograniczenie poziomów hałasu i drgań.
- Poprawa stosunku mocy do masy urządzeń.
- Wydłużenie trwałości eksploatacyjnej przez poprawę smarowania lub uszczelnienia.



Zaawansowane programy komputerowe

Dział Doradztwa Technicznego SKF dysponuje zaawansowanym oprogramowaniem, które może być wykorzystane do

- modelowania kompletnych węzłów łożyskowych złożonych z wałów, opraw, przekładni zębatych, sprzęgieł itp.
- analizy statycznej, tj. wyznaczania odkształceń sprężystych i naprężeń w elementach układów mechanicznych
- analizy dynamicznej, tj. wyznaczania i symulacji drgań w układach pracujących w realnych warunkach („testy wirtualne”)
- wizualnej i animowanej prezentacji ugięć konstrukcji i jej elementów
- optymalizacji kosztów układu, trwałości eksploatacyjnej, poziomu drgań i hałasu.

Zaawansowane oprogramowanie wykorzystywane przez Dział Doradztwa Technicznego SKF do obliczeń i symulacji zostało krótko opisane w rozdziale „Narzędzia obliczeniowe SKF” na **stronie 82**.

W celu uzyskania dalszych informacji na temat usług oferowanych przez Dział Doradztwa Technicznego SKF prosimy o kontakt z najbliższym oddziałem SKF.

Badania trwałości SKF

Badania trwałości prowadzone przez SKF są skoncentrowane w Centrum Badawczo-Rozwojowym SKF w Holandii. Tamtejsze stanowiska badawcze są unikalne w przemyśle łożyskowym pod względem nowoczesności i ilości. Centrum wspiera także działy badawcze zlokalizowane przy głównych zakładach produkcyjnych SKF.

SKF prowadzi też badania w rzeczywistych warunkach. Ich celem jest ciągłe usprawnianie wyrobów firmy. Niezbędne jest też poznanie, zrozumienie i sformułowanie podstawowych praw fizyki rządzących zachowaniem łożysk jako funkcji zmiennych wewnętrznych i zewnętrznych. Zmienne te mogą dotyczyć właściwości materiału, wewnętrznej geometrii łożyska i tolerancji, konstrukcji koszyka, niewspółosiowości, temperatury i innych warunków pracy. Jednakże, wiele istotnych czynników ma charakter dynamiczny, a nie statyczny. Przykładami mogą być: topografia współpracujących powierzchni, struktura materiału, geometria wewnętrzna i właściwości środka smarowego. Czynniki te ulegają ciągłym zmianom podczas pracy łożyska.

SKF prowadzi badania w rzeczywistych warunkach, żeby

- zagwarantować osiągi podawane w katalogach wyrobów
- sprawdzać jakość łożysk SKF pochodzących z normalnej produkcji
- badać wpływ środków smarowych i warunków smarowania na trwałość łożyska
- wspierać rozwój teorii dotyczącej zmęczenia w strefie styku elementów tocznych
- porównywać wyroby konkurencji.

Ścisłe kontrolowane procedury testowe, w połączeniu z dokładnymi analizami z wykorzystaniem najnowocześniejszego sprzętu prowadzonymi po zakończeniu badań, pozwalają badać różne czynniki i ich wzajemne interakcje w systematyczny sposób.

Łożyska SKF Explorer o podwyższonych parametrach roboczych są przykładem zastosowania tak zdobytej wiedzy i optymalnego dobrania parametrów różnych czynników w oparciu o analityczne modele symulacyjne zweryfikowane praktycznymi badaniami łożysk i ich elementów.

