

転がり軸受寿命試験マニュアル(2)

転がり軸受寿命研究会*

原稿受付 2007年9月14日

“トライボロジスト” 第53巻 第4号 (2008) 260~266

この記事は転がり軸受の寿命試験とその実施上の注意事項に関して解説したものであるが、本編では第3章すなわち以下の内容について述べる。

3. 試験の準備

3.1 試験機の機差の調査

3.2 試料

3.2.1 試験軸受

3.2.2 試験機部品の準備

3.2.3 潤滑剤

3.3 試験条件の設定

3.3.1 加速試験

3.3.2 荷重と回転速度

3.3.3 油膜厚さの検討

3.3.4 固形異物

3.3.5 はめあい

3.3.6 潤滑油の温度

3. 試験の準備

3.1 試験機の機差の調査

寿命試験を効率的に行うために複数の試験機を使用することが多い。その際にはあらかじめ同一グループの試験軸受を使って同一の条件で寿命試験を行い、それぞれの試験機の結果をワイブル確率紙上で比較(次節参照)し、それらの間に有意な差(機差)がないことを確認しておく必要がある。もし大きな機差が認められたら原因を十分に調査し、必要に応じて試験機の調査や改修を行うことが大切で、これを怠ると、せっかく努力して得た寿命とその分布の信頼性を低下させることになりかねない。

3.2 試料

3.2.1 試験軸受 同じ種類の軸受でも寿命には大きなばらつきがあるから、寿命は分布をもつグループとして処理する必要があり、そのためには同一グループに属する軸受をかなり多くの個数について試験することが必要である。理論的には

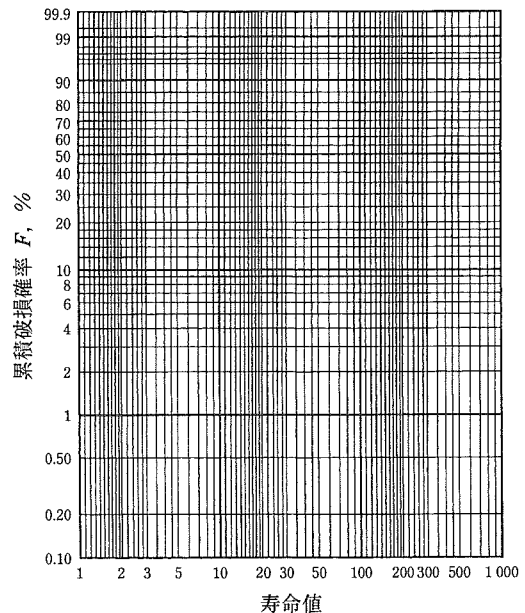


図11 ワイブル確率紙〔出典：文献5〕

*構成：岡本純三(主査, 千葉大・名), 佐藤昌夫(幹事, 神奈川大), 木村好次(東大・名, 香川大・名), 吉岡武雄(元・明治大), 似内昭夫(玉川大), 山本隆司(東京農工大), 間野大樹(産総研), 高田浩年(元・日本精工), 三田村宣品(日本精工), 佐田 隆(ジェイテクト), 前田喜久男(NTN), 高木俊行(不二越), 吉田秀司(ツバキナカシマ), 平岡和彦(山陽特殊製鋼)

2007年9月現在

Life Test Manual for Rolling Bearings (Part 2)

By Technical Committee on Life of Rolling Bearings

Key Words: rolling bearings, life test, manual, test bearings, lubricant, testing conditions, oil film thickness

表1 メジアンランクの値

j	n																
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
1	.1294	.1091	.0943	.0830	.0741	.0670	.0611	.0561	.0519	.0483	.0452	.0424	.0400	.0378	.0358	.0341	
2	.3147	.2655	.2295	.2021	.1806	.1632	.1489	.1368	.1266	.1178	.1101	.1034	.0975	.0922	.0847	.0831	
3	.5000	.4218	.3648	.3213	.2871	.2594	.2366	.2175	.2013	.1873	.1751	.1644	.1550	.1465	.1390	.1322	
4	.6853	.5782	.5000	.4404	.3935	.3557	.3244	.2982	.2760	.2568	.2401	.2255	.2125	.2009	.1905	.1812	
5	.8706	.7345	.6352	.5596	.5000	.4519	.4122	.3789	.3506	.3263	.3051	.2865	.2700	.2553	.2421	.2302	
6		.8909	.7705	.6787	.6065	.5481	.5000	.4596	.4253	.3958	.3700	.3475	.3275	.3097	.2937	.2793	
7			.9057	.7979	.7129	.6443	.5878	.5404	.5000	.4653	.4350	.4085	.3850	.3641	.3453	.3283	
8				.9170	.8194	.7406	.6756	.6211	.5747	.5347	.5000	.4695	.4425	.4184	.3969	.3774	
9					.9259	.8368	.7634	.7018	.6494	.6042	.5650	.5305	.5000	.4728	.4484	.4264	
10						.9330	.8511	.7825	.7240	.6737	.6300	.5915	.5575	.5272	.5000	.4755	
11							.9389	.8632	.7987	.7432	.6949	.6525	.6150	.5816	.5516	.5245	
12								.9439	.8734	.8127	.7599	.7135	.6725	.6359	.6032	.5736	
13									.9481	.8822	.8249	.7746	.7300	.6903	.6547	.6226	
14										.9517	.8899	.8356	.7875	.7447	.7063	.6717	
15											.9548	.8966	.8450	.7991	.7579	.7207	
16												.9576	.9025	.8535	.8095	.7698	
17													.9600	.9078	.8610	.8188	
18														.9622	.9126	.8678	
19															.9642	.9169	
20																.9659	

寿命の分布にワイブル分布^{5,6)}をあてはめるが、その結果を簡単に見るために図11のようなワイブル確率紙^{7,8)}(注：次頁)を使用し、表1のメジアンランクの値⁹⁾を使用して寿命データをプロットする。

ワイブル確率紙に表した母集団(無限個数について試験を行ったとする)の試験の結果が図12の中央の直線だとすると、その母集団から取り出した有限個数(標本)の試験をした場合には、試験結果が個数に応じた左右の限界の中に10回の内で9回入る確率(信頼度90%)であることを示している。

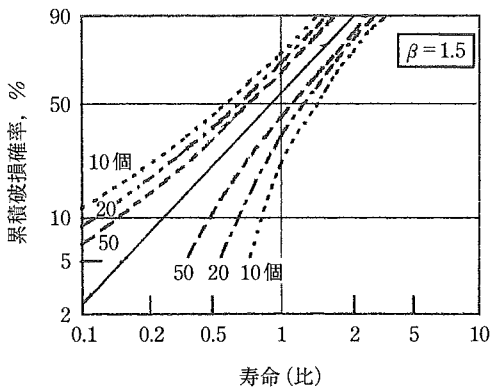


図12 90%信頼幅

このような結果から、同一グループについて最低限15個、信頼性の高い分布を得るためには50個以上の試験が必要であるといえる。なお、同一グループとは、同一ロットの材料、加工、熱処理によって製造されたものという意味であるが、これらは常に改良され進歩しているから、同じメーカーの同一型番であっても、製造ロットが異なれば寿命面では異なるものと考えておかなければならない。

寿命試験は破壊試験であるから、試験用に準備した軸受は消費される。したがってそのグループの軸受を使い切ってしまったら、寿命的に同一グループである軸受を追加入手することは不可能である。したがって試験軸受を準備するに当たっては、計画の個数で試験の目的を果たすことができるかどうか、また、試験の結果から次のテーマが発生したり展開したりする可能性があるかを十分に吟味し、途中で軸受が品切れになることを防がなくてはならない(もしそのような事態になったら、別ロットを用意して最初から同じ試験を繰り返さなければならなくなる)。

以上の理由により、同一ロットの軸受グループを使った試験計画が複数あるときには、十分であると思われる以上の数の軸受を準備しておくこと

が大切である。

3.2.2 試験機部品の準備 多数の試験軸受について寿命試験を行う場合には、軸、支持軸受、試験軸受のハウジングは消耗品と考えて予備品を

(注) W. WEIBULL は、ある分布に対して次のような関数を提唱した。すなわち、標本の強さ(ここでは寿命)を x とすると、累積密度関数(寿命が x よりも小さい確率) $F(x)$ は、

$$F(x) = 1 - e^{-ax^\beta} \quad (R1)$$

であり、したがって確率密度関数 $f(x)$ はこれを x について微分すると次のように得られる。

$$f(x) = \alpha\beta x^{\beta-1} e^{-ax^\beta} \quad (R2)$$

ここに α と β は分布によって決まる数で、 α は疲れ強さ、 β はばらつきを表し、 e は自然対数の底である。

ここで、式(R1)を変形して両辺の自然対数をとると、

$$\ln \frac{1}{1-F(x)} = ax^\beta \quad (R3)$$

もう一度自然対数をとると、次のようになる。

$$\ln \ln \frac{1}{1-F(x)} = \beta \ln x + \ln \alpha \quad (R4)$$

なお、常用対数を \log で表すと $\ln Z = 2.303 \log Z$ の関係があるから、式(R4)は次のように書くことができる。

$$\log \frac{1}{1-F(x)} = \frac{\alpha}{2.303} x^\beta \quad (R5)$$

したがって、

$$\log \log \frac{1}{1-F(x)} = \beta \log x + \log \left(\frac{\alpha}{2.303} \right) \quad (R6)$$

式(R4)と(R6)は $\ln x$ (または $\log x$) を変数とする1次式の形をしているから、XY座標においてX軸に $\ln x$ (または $\log x$) をとり、Y軸に $\ln \ln [1/(1-F(x))]$ (または $\log \log [1/(1-F(x))]$) をとると式(R1)に従う分布は傾斜 β の直線で表される。このような目盛でX軸には対応する x を表示し、Y軸には対応する $F(x)$ を表示した用紙がワイブル確率紙である。

なお、有限個数の標本の寿命分布をワイブル確率紙にプロットするには、X軸については x に対応する位置をとればよいが、Y軸上の位置 $\lambda_n = \{F(x)\}$ はあらかじめ寿命が短い方から長いものに向かって並べておき、次の式¹⁰⁾により算出する。

$$\lambda_n = 1 - 2^{-(j-1)/n} + \frac{j-1}{n-1} [2^{-(j-1)/n} - 1] \quad (R7)$$

ここに n は標本グループの全数、 j は寿命が短い方から数えた順序番号(1個目を1、 \dots 、 j 個目を j とする)である。これにより計算した値が表1である。なお、寿命データに中途打ちりのものがある場合には不完全データとして、確率論により処理¹¹⁾をする。

準備しておくことが大切である。試験軸受の着脱の繰返しや軸受取付面に生じるフレッチングなどによって試験軸受装着部分が摩耗し、真円度の低下やしめしろの減少が起きて軸ハウジングを修整・交換せざるを得なくなる。また、支持軸受も荷重を受けながら長期間運転されるので寿命に至ることがある。

これらの部品の修整・交換には時間を要することがあるので、これらはあらかじめ予備品を準備しておけば試験機の休止時間を短縮して試験効率を向上させることができる。

なお、はめあい量の管理のため、軸を試験機に取付けたまま試験軸受の取付け取外しができる専用治具や、軸が取り付けられたまま装着部の軸径が精密に測れる測定具など(試験機の構造にもよるが)を準備しておく为好都合である。

3.2.3 潤滑剤 転がり軸受の寿命は使用潤滑剤の影響を受ける。潤滑油の粘度・粘度指数が影響することは明らかになりつつあるが、それ以外の因子については影響の有無や程度はまだわかっていない。したがって潤滑剤についても軸受におけるのと同様、同じメーカーの同じ番号のものであっても、製造時期によって軸受寿命への影響度は異なるものと考えてあらかじめ試験開始前に十分な余裕をもった量の同一ロット製品を準備しておく必要がある。

なお、潤滑油は新品で未開封であっても、長期間保存すると添加剤が変質する可能性があり、開封したものや使用したものはその速度が速いので、使用限度については油メーカーの意見を聞いておくことが大切である。

3.3 試験条件の設定

3.3.1 加速試験 試験を短時間に終わらせるのは誰でも望むところである。しかし転がり軸受において加速試験は以下の理由によって困難なので、試験条件の過酷化には限界があると考えておかなければならない。

転がり軸受の寿命を短縮させるには、荷重と回転速度を厳しくすることが考えられる。しかし荷重については、実用条件下では軌道と転動体が弾性的に接触しているのに対して、ある限界荷重以上では塑性変形が発生するようになって、破壊の

メカニズムが変化する。また回転速度を高めると軸受の温度上昇が大きくなり、潤滑剤の性質の変化とそれに伴う接触状態の変化、軸受の焼付き発生などの点で限界がある。

なお、試験時間の短縮については4.4節を参照されたい。

3.3.2 荷重と回転速度 荷重と回転速度のどちらを厳しくすれば短時間で破壊を発生させられるかという問題であるが、寿命は荷重の3乗またはそれ以上に反比例するのに対し、速度のほぼ1乗に反比例するから、荷重による短縮効果の方が大きい。

そこで軸受に加える荷重であるが、基本静定格荷重 C_0 を超えないように設定しなければならない。この荷重の値は、軌道面と転動体の接触部分の塑性変形が軸受の機能を害さない程度として設定されている。ただしこの荷重で軸受が使用不可となるというのではなく、どのような用途に対しても機能を果たすような限界であるので、やや厳しい限界と見てもよい。

次に回転速度については、荷重との複合効果による軸受温度を限界とする。温度が上がり過ぎると上述のような不都合が生じる上に、温度により潤滑油は粘度が変わり、潤滑膜厚さに変化して軸受寿命に影響を与える。また、回転速度の方が荷重よりも温度を上昇させる効果が大い。したがってこの面でも回転速度を大きくする方向は不利である。

3.3.3 油膜厚さの検討 軸受の寿命には接

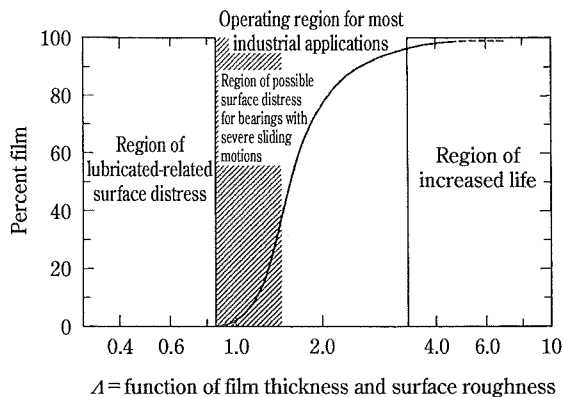


図13 油膜パラメータ Δ と油膜形成率〔出典：文献12〕

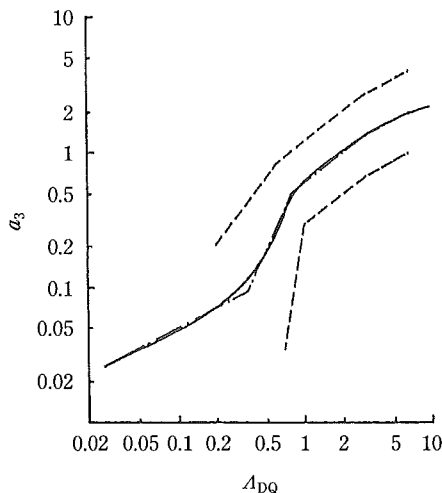


図14 油膜パラメータ Δ_{DQ} と使用条件係数 a_3 の関係〔出典：文献13〕

触面の表面粗さの合成値 σ_e に対する接触面内に形成される油膜の厚さの最小値 h_{min} の比（油膜パラメータと呼ばれ、 Δ で表される）が油膜の形成率に影響する（図13）とされ¹²⁾、実験的にも明らかになっている。つまり Δ が小さいと2面が直接接触を起こして微小な部分で応力集中を発生させ、その結果として寿命低下となるのに対し、 Δ が大きければ2面が油膜により分離されるので応力集中がなくなり、寿命が長くなるからである。TAKATA¹³⁾ によるその関係を図14に示すが、図の Δ_{DQ} はいろいろな計算式による値を基準化した油膜パラメータで、使用条件係数 a_3 は寿命の比を示す係数（ $\Delta_{DQ}=2$ で $a_3=1$ としている）である。また、鎖線は提案値で点線は信頼限界である。

油膜パラメータ Δ は次の式により求める。

$$\Delta = \frac{h_{min}}{\sigma_e} \quad (2)$$

ここに h_{min} は最小油膜厚さであり、 σ_e は接触2物体の合成粗さで、

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (3)$$

であり、 σ_1 、 σ_2 はそれぞれの物体の自乗平均粗さ Rq である。

玉軸受の h_{min} は、HAMROCK-DOWSON¹⁴⁾ による以下の無次元油膜厚さ H_{min} を求める式により計算されることが多い。

$$\left. \begin{aligned} H_{\min} &= \frac{h_{\min}}{R_x} \\ &= 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.68k}) \\ k &= 1.03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに k は接触面が円形であることによる修正係数であり、また、

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{bx}}, \quad \frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}} \quad (5)$$

であって、 r_{ax} 、 r_{ay} は片方の物体 a のそれぞれ転がり方向 x の曲率半径 (m) と、それに直角の方向 y の曲率半径 (m) である。また、 r_{bx} 、 r_{by} は相手の物体 b における曲率半径 (m) である。

さらに、

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{\eta_0 u}{E' R_x}, \quad G = \alpha E', \quad W = \frac{F}{E' R_x^2} \\ E' &= \frac{2}{(1 - \nu_a^2)/E_a + (1 - \nu_b^2)/E_b} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

であって、

η_0 : 潤滑油の大気圧における粘度 (N·s/m²)

u : 速度 (m/s)

α : 潤滑油の粘度-圧力係数 (m²/N)

F : 荷重 (N)

E : 2 物体 a, b の縦弾性係数 (N/m²)

ν : 2 物体 a, b のポアソン比

である。これらの式を使用した油膜パラメータの計算例を次編末尾の付録に示す。

なお、グリース潤滑の場合には温度の制御が困難であるが、運転中の軸受温度についてひんばんに測定・記録しておくことが大切である。

3.3.4 固形異物 接触面の間に硬い固形異物、たとえば砂ほこりや金属摩擦粉などが入ると、そこに塑性変形や応力集中を生じて疲れ破損の起点となり、著しい寿命短縮を起こさせることがある。これらの粒子の影響を求める実験は別として、一般的にはその影響を排除しなければならない。潤滑油から粒子を完全に除去することは実用的には困難であるので、寿命に影響するような大きさの、硬い粒子が軸受内に侵入することを防ぐようにする。そのためには潤滑油の流路にフィルタを入れるのが一般的であるが、それにより除去できる粒

子の最大径が 3.3.3 項で計算される最小油膜厚さ h_{\min} 以下であるようなものを選ぶ。なお、除去可能な粒子の径は小さければそれに越したことはないが、ろ過能力が低くなるためフィルタは大型になる。

グリース潤滑の場合にはフィルタは使えないので、容器から軸受に充てんする場合にはグリースおよび軸受周辺の清潔を保つように十分に注意するとともに、試験中でも空気中からの粉塵が侵入しないようにすることが必要である。

3.3.5 はめあい 軸にはめた軌道輪にラジアル方向の大荷重が加わると、荷重と反対側のはめあい面にすきまができる。それが荷重の方向に対して回転すると容易にクリープが発生し、激しいフレッチングによってはめあい面が摩耗する。クリープ対策のため軸受をねじによって締め付けたり、キーを使うなどの方法をとっても大荷重の下では全く効果がなく、クリープを防ぐ方法はしまりばめをしてすきまの発生を防ぐ以外にない。

しまりばめを行う際には、あらかじめ軸のはめあい部の直径と軸受内径を正確に測定しておく必要があるが、しめしろの必要量は荷重、温度差、表面粗さを考慮して次のように求める。

(1) 荷重を考慮したしめしろ Δd_F

荷重によってのはめあい面に生じようとするすきまを防ぐためのしめしろ Δd_F は、一般に次の式によって計算される¹⁵⁾。

$$\Delta d_F = 0.08 \sqrt{\frac{d}{B} F_r} \times 10^{-3} \quad (\text{mm}) \quad (7)$$

ここに、 d : はめあい面の直径 (mm)、 B : 軌道輪の幅 (mm)、 F_r : 荷重 (N) である。なお、大荷重の場合は次の式による結果の方がよいという説¹⁶⁾もあるので、両方の式によって計算し、大きい方の値をとるとよい。

$$\Delta d_F = 0.02 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \quad (\text{mm}) \quad (8)$$

(2) 温度差を考慮したしめしろ Δd_T

軸受を運転すると、内輪軌道からの発熱により内輪の温度が軸よりも高くなることもある。そのため熱膨張の差によりしめしろが減少するので、あらかじめその分のしめしろ Δd_T を次式により与えておく¹⁵⁾。

$$\Delta d_r = 0.0015 \Delta T \cdot d \times 10^{-3} \quad (\text{mm}) \quad (9)$$

ここに、

ΔT ：気温からのハウジング外周の温度上昇，℃

d ：はめあい面の直径，mm

であり、 0.0015×10^{-3} の値は軸と内輪との温度差が ΔT の10～15％であると考えて、鋼の線膨張係数 $0.0125 \times 10^{-3}/\text{mm}^\circ\text{C}$ の12％をとったものである。

(3) しめしろの最小値 Δd_p

はめあいの量は軸側と穴側の直径の差として求められるが、それぞれの寸法が測られる際の測定力は小さい。その結果を使ってしまればめを行うと、その締付け力が大きいために、はめあい面の表面の粗さが潰されて、有効なしめしろが減少する。したがってしまればめに当たっては、次式のように減少分を補正したしめしろ Δd_p を求めて、しめしろの最小値として使用する¹⁵⁾。

$$\Delta d_p = \frac{d+2}{d} (\Delta d_r + \Delta d_t) \quad (10)$$

なお、実際のしめしろには余裕を持って計算値よりもやや大きめの値を使用するとよい。

(4) しめしろの最大値

しめしろの最大値にはとくに厳密な値は設定されていないが、過大なしめしろによってしまればめを行うと、軸受軌道輪に大きな内部応力を発生させるために割れを発生させる恐れがあり、また、はめあい作業にも困難が生じる。経験的に直径の1/1 000以上のしめしろは有害とされている。

3.3.6 潤滑油の温度 油の粘度により最小油膜厚さが変わり、それが軸受寿命に影響することは3.3.3項に述べた通りであるが、その油の粘度は温度により大幅に変化する。その一例を図15に示す。したがって油潤滑の場合には、油温を一定に保つことが必要となる。

しかし軸受の潤滑においては、どこの位置で測った温度を油温とするかが問題である。ラジアル荷重を受け油潤滑される深溝玉軸受について各部の温度が測定された結果¹⁷⁾を図16に示すが、位置によって温度差があることがわかる。理論的に言えば、油温は玉と軌道との接触面内の温度のことを指すが、それを測ることは実際には困難であ

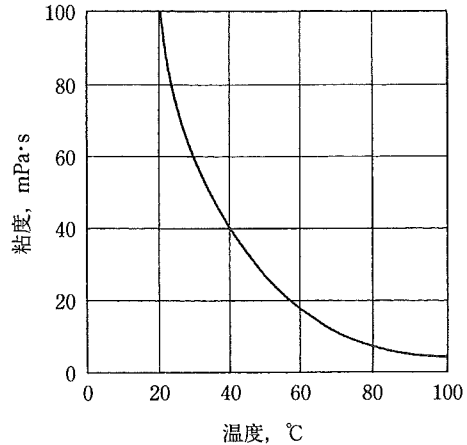


図15 温度による鉱油の粘度変化の例

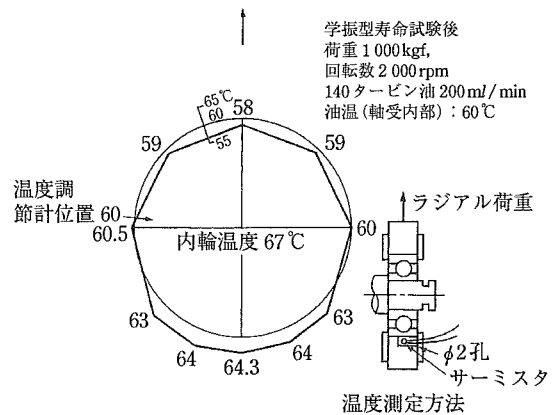


図16 外輪の温度分布の例〔出典：文献17)〕

るので、最大荷重位置に近い部分で行うことが好ましい。ただしハウジングに温度測定用の穴を開けるとときには、試験軸受の外輪外径面の負荷帯に対応する位置はできるだけ避けることが必要である。その理由は、その位置の外輪が転動体の通過のたびにたわみ、その縁に応力集中が生じて、軌道面に異常に早期のフレーキングが生じて寿命値を狂わせる可能性があるからである。そのため、ハウジングにあける温度測定用の穴は非負荷帯に開けるようにするか、または温度測定を軌道輪の負荷帯の側面で行うようにすることが好ましい。

文 献

- 5) 高田浩年・相原 了：転がり軸受の寿命と信頼性，日刊工業新聞社（2005）18。

- 6) 岡本純三：玉軸受の計算 (1999) 163.
- 7) 文献 5) と同じ, 25.
- 8) 清水茂夫：機械系のための信頼性入門, 数理工学社 (2006) 48.
- 9) L. G. JOHNSON: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, ELSEVIER (1964) 46.
- 10) 文献 9) と同じ, 31.
- 11) 文献 5) と同じ, 28.
- 12) T. A. HARRIS: The Influence of EHD Lubrication on Rolling Bearing Selection and Design, ASME Paper 71-DE-3 (1971).
- 13) H. TAKATA: Study on the Calculation Equation for the Fatigue Life of Rolling Bearings, Proc. of the International Tribology Conference, Yokohama (1995) 1375.
- 14) B. J. HAMROCK & D. DOWSON: Ball Bearing Lubrication—The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts—, John Wiley & Sons, Inc. (1981) 334.
- 15) A. PALMGREN: Grundlagen der Wälzlagertechnik, zweiten Aufl., Franck'sche Verlagshandlung. Stuttgart (1954) 115.
- 16) 曾田範宗：軸受, 岩波全書 257 (1964) 202.
- 17) 日本学術振興会転り軸受寿命第 126 委員会：ころがり軸受寿命の研究 (1986) 22.