

# 簡単なころがり軸受の寿命計算方法について

宮崎県立宮崎工業高等学校 機械科 馬場 弘 教

## 1. はじめに

表題は昭和43年～44年当時「機械設計」の科目の教材研究として考えたもので、授業以外では同僚の2～3人に紹介したことがあった。軸受寿命計算方法で、教科書にあるものは理解しにくく計算はわずらわしい。指導においてただ答えを出しさえすればよいのであれば、悩むほどではないが、計算の意味を理解させようとするのには困難を感じていた。

一方実社会で実際行なわれている方法についてみてもやはり同じ方法である。

設計で寿命計算をする人は、ただ計算ができればよいのでさして疑問を持たないのかもしれないが、軸受の寿命計算を指導した経験を持つ人は、教科書や書籍等の方法に抵抗を感じたはずである。私は、(理解する事は可能だが) どうしてこんな方法をするのだろうか、もっと上手な方法があるはずだという気がした。これがこの教材研究の動機であった。

## 2. 教科書の記述

### (1) 教科書 I (工業141 実教出版 機械設計 1 改訂版)

……略……同一種類の軸受を同じ条件で回転させた時、その中の90%が耐える寿命を定格寿命という。また、定格寿命が100万回転になるような荷重  $C$  [Kgf] を基本動定格荷重という。……略

#### (a) 定格寿命の計算式

基本動定格荷重  $C$  [Kgf] の軸受に、荷重  $W$  [Kgf] を加えた時、定格寿命  $L$  ( $10^6$  回転) は、

$$\text{玉軸受では } L = (C/W)^3$$

$$\text{ころ軸受では } L = (C/W)^{10/3} \text{ であらわされる。}$$

#### (b) 速度係数

軸が  $n$  [rpm] で回転する時、500時間の定格寿命を与える荷重を  $C_n$  [Kgf] とすれば、次の式であらわされる。

$$C_n = f_n \cdot C$$

ここで  $f_n$  を速度係数といい、

$$\text{玉軸受では } f_n = (33.3/n)^{1/3}$$

$$\text{ころ軸受では、} f_n = (33.3/n)^{3/10}$$

#### (c) 寿命係数

軸が  $n$  [rpm] で回転する時、500時間の定格寿命を与える荷重  $C$  [Kgf] とその時の軸受荷重  $W$  [Kgf] との比を寿命係数という。

$$\text{寿命係数を } f_L \text{ であらわせば、} f_L = C_n/W = f_n \cdot C/W$$

であり、この時の寿命を時間であらわし、 $L_h$  時間とすれば、

$$\text{玉軸受では } L_h = 500 f_h^3$$

$$\text{ころ軸受では } L_h = 500 f_h^{10/3} \text{ となる。}$$

例題 1. 軸受荷重 250 kg f、回転速さを 1000 prn とするとき、20000 時間の寿命を持つラジアル玉軸受に必要な定格荷重を求めよ。

$$\text{解 } f_h = (L_h / 500)^{1/3} = (20000 / 500)^{1/3} = 3.42$$

$$f_n = (33.3 / n)^{1/3} = (33.3 / 1000)^{1/3} = 0.322$$

$$\therefore C = (f_h / f_n) \times W = (3.42 / 0.322) \times 260 = 2760$$

※この教科書の 2 段階で解く記述が一般的で昔から行われている方法である。

## (2) 教科書Ⅱ (工業 176 実教出版 新機械設計 1)

…略…

定格寿命 基本動定格荷重  $C$  [N] の軸受に、荷重  $W$  [N] が作用した時、定格寿命  $L$  ( $\times 10^6$ ) は次の式であらわされる

$$\text{玉軸受 } L = (C / W)^3$$

$$\text{ころ軸受では } L = (C / W)^{10/3}$$

例題 2. 基本動定格荷重 20.5 K N の玉軸受を、荷重 1.5 K N、回転速度 750 rpm で運転するとき、定格寿命 (時間) を求めよ。

$$\text{解 } L = (C / W)^3 = (20.5 / 1.5)^3 = 2553 [\times 10^6 \text{ 回転}]$$

回転速度  $n = 750 \text{ rpm}$  であるので、寿命時間は

$$L_h = L / (750 \times 60) = 2553 \times 10^6 / (750 \times 60) = 56700$$

※この記述は従来の定型化している 2 段階解法を踏襲せず、わずか 2 行のみの簡単な基本式で解いている。この方法は教科書ならではの書き方で、今までの教科書には見られない新鮮さがあり、著者のセンスが光っている。2 段階の計算手続きを必要としているが、生徒には理解させやすい。従来から「工業」の教科書には多くの人が不満を持っていたが、今後こういう基礎的・基本的な記述の教科書の出現が望まれる。

## 3. ベアリングメーカーのカatalogや技術資料の記述

…略…一般に基本動定格荷重、軸受荷重及び基本定格寿命時間の間には、

$$L = (C / P)^p \text{ の関係が成立する。}$$

ここで  $P = 3$  (玉軸受)、 $10/3$  (ころ軸受)、 $L$  : 基本定格寿命 [ $10^6 \text{ rev}$ ]

$C$  : 基本動定格荷重 [Kgf]、 $P$  : 等価荷重 [Kgf]

また、基本定格寿命を総回転数で表すよりも運転時間  $H$  [時間] で表す方が便利な場合もある。

この場合、基本定格寿命  $L$  は次式によって求める。

$$H = 500 f_h^p$$

$$f_h = f_n \times C / P = (H / 500)^{1/p}$$

$$f_n (33.3 / n)^{1/p}$$

$$C = W \times (f_h / f_n)$$

ここで H : 寿命時間 [時間]

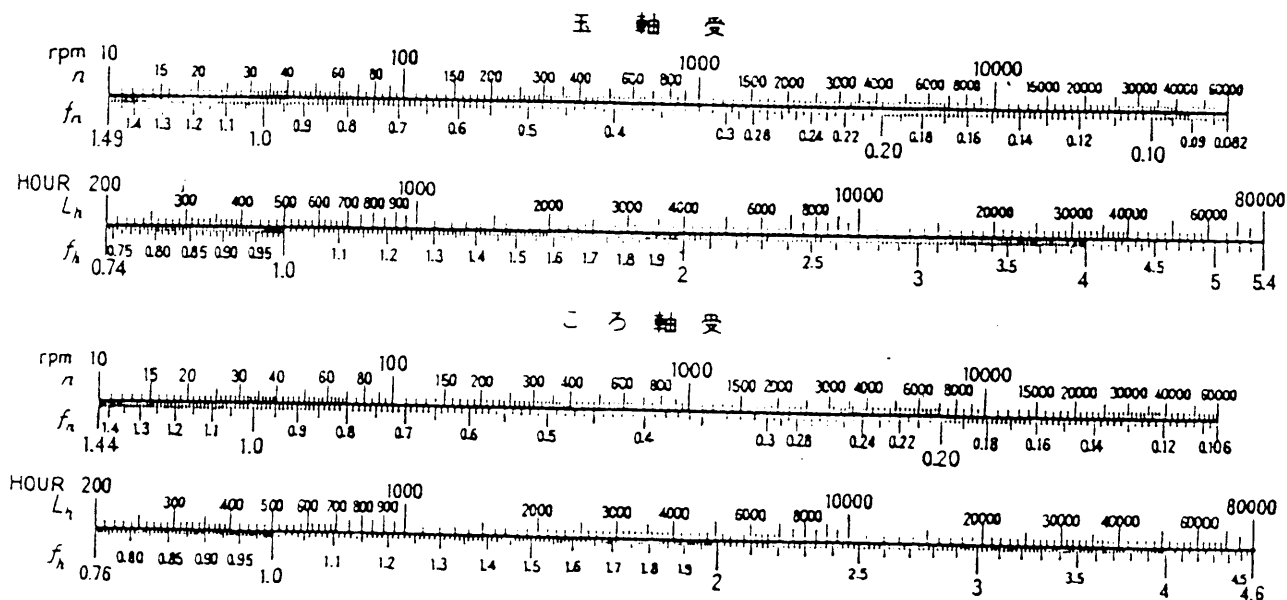
$f_n$  : 速度係数

$f_h$  : 寿命係数

n : 回転数 [rpm]

$f_n$  および  $f_h$  の値はスケールを用いるとよい。

図  $f_n$  および  $f_h$  を求めるスケール



玉軸受ところ軸受の場合の毎分回転数  $n$  に対する  $f_n$  の値、および  $L_h$  に対する  $f_h$  の値。

例題 3. 荷重が 500 [Kgf] のころ軸受を、回転速度 750rpm で運転するとき、定格寿命 (時間) を 1000 時間とするには、基本動定格荷重がいくらの軸受が必要かスケールを使用して求めよ

解 1000 時間に対する  $f_h$  : 寿命係数は、スケールより 1.23

750rpm に対する  $f_n$  : 速度係数は、スケールより 0.39

よって  $C = 500 \times 1.23 / 0.39 = 1580$  [Kgf]

#### 4. 私の方法

軸受荷重を  $W$ kgf、定格寿命を  $L$  [ $10^6$  回転]、基本動定格荷重を  $C$ kgf とすれば、次の関係がある。

$$\text{玉軸では、} L = (C/W)^3 \dots\dots\dots \text{①}$$

$$\text{ころ軸受では、} L = (C/W)^{10/3} \dots\dots\dots \text{②}$$

$$\text{①式は、} C = L^{1/3} W \dots\dots\dots \text{③}$$

$$\text{②式は、} C = L^{3/10} W \dots\dots\dots \text{④と表せる。}$$

いま、回転速度が  $n$ rpm で  $H$  時間の寿命を持つ軸受の定格寿命は、

$$L = 60 n H / 10^6 (\text{回転}) \text{ となる。}$$

よって③式は、 $C = W (60 n H / 10^6)^{1/3}$  .....⑤

④式は、 $C = W (60 n H / 10^6)^{3/10}$  .....⑥

60 n Hを総回転数Nでおきかえると⑤式⑥式は、

$C = W (N / 10^6)^{1/3}$  .....⑦

$C = W (N / 10^6)^{3/10}$  .....⑧

以上の式の変形は簡単（数Iの初歩的な知識で十分）であるが、⑤式～⑧式は、定格荷重Cについて整理してあり、しかも関係する変数C、W、nおよびHを一つの式に表している。この式により通常行なわれている二段階（fhおよびfnを求めて計算）の計算方法でなく、一段階で求める事ができ、しかもノモグラム（計算線図）化する事が可能となった。

例題4. 軸受荷重が260kgf、軸受回転数が1000rpmとすると、2万時間の寿命を持つころ軸受に必要な動定格荷重を求めよ。

$$C = 260 (60 \times 1000 \times 20000 / 10^6)^{3/10} = 2180 \text{ [kgf]}$$

## 5. ノモグラムにより求める方法

$$C = W (60 n H / 10^6)^{1/3} \dots\dots\dots⑤ \quad C = W (60 n H / 10^6)^{3/10} \dots\dots\dots⑥$$

この⑤式、⑥式による軸受寿命計算のノモグラムは別のページの通りである。実社会において、計算の手間を省くために計算スケールが用いられる事があるが、本質的には二段階の手続きを必要としていて煩わしい。このノモグラムを使用すればだれでも簡単に寿命計算が可能となる。軸受を選定する時、動定格荷重、回転数、寿命時間はある幅を持って検討されなくてはならない。このノモグラムを使用すると線図上でこれら相互の関係を多角的に検討する事ができる。これがノモグラムを使用する場合の最大メリットとなる。このようにノモグラムが従来の方法より格段に優れているので、実務的にはノモグラムによる設計が最適でないと思われる。学校教育では⑤～⑧式で指導する程度で十分であろう。

## 6. 国際規格及び日本工業規格による計算について簡単な計算方法の提案

今まで荷重をWとしてきたが、この荷重は理論的な計算値に、荷重の性格による補正等を当然考慮したものでなくてはならない。軸受に働く計算値をW。とすると、実際には振動や衝撃などのためW。より大きな荷重Wが加わる。荷重係数をf<sub>w</sub>とすれば、次の関係がある。

$$W = f_w \cdot W。$$

表1 荷重係数f<sub>w</sub>の値（一つの例）

運 転 状 態	f <sub>w</sub>	使 用 例
衝撃のない円滑な運転	1.0～1.2	電動機・工作機械など
ふつうの運転	1.2～1.5	減速機・鉄道車両など
指導や衝撃のある運転	1.5～3.0	圧延機・建設機械など

またISO及びJISの規格に示されている軸受寿命計算式によると

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (C/P)^{1/3} \text{ (玉軸受)} \cdots \cdots \cdots \textcircled{9}$$

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (C/P)^{3/10} \text{ (ころ軸受)} \cdots \cdots \cdots \textcircled{10}$$

上式で、 $a_1$  : 信頼度係数 (表2)

$a_2$  : 材料係数 (軸受鋼は1でよい特殊材料では補正)

$a_3$  : 使用条件係数 (良好な潤滑のときは1、通常は1でよい)

※Pは等価荷重とよばれるもので、荷重Wとは区別すべきであるが、ここでは混同して用いているので (教科書では簡明にするためWを、ベアリングメーカーのカatalogではPを使用している。) 区別して読んでほしい。

実は、 $L = (C/P)^3$ の基本的な関係式は信頼度90%の場合であった。90%以外のときは、基本式に信頼度等を加味した係数を乗じる。

表2 ISO及びJISによる信頼度係数 ( $a_1$ の値)

信頼度	90	95	96	97	98	99
$a_1$	1.00	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

この信頼度係数を使った計算はちょっとやっかいである。

ここで、 $\textcircled{9}$ 式は $C = (a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)^{-1/3} P L^{1/3} \cdots \cdots \textcircled{11}$ となり

$$\textcircled{10} \text{式は } C = (a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)^{-3/10} P L^{3/10} \cdots \cdots \textcircled{12}$$

$(a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)^{-1/3} = f_a$  とおくと、

$$\textcircled{11} \text{式は } C = f_a P L^{1/3} \cdots \cdots \textcircled{13}$$

$$\textcircled{12} \text{式は } C = f_a P L^{3/10} \cdots \cdots \textcircled{14}$$

通常は  $a_2 = 1$   $a_3 = 1$  だから  $a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 = a_1$  としてもよい。

$a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$  に対する  $(a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)^{-1/3} = f_a$  の値は表3に示す通り。

信頼度を加味した場合の計算は $\textcircled{13}$  $\textcircled{14}$ 式を用い表3の $f_a$ の値を使用するとよい。

表3  $a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$  に対する  $(a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)^{-1/3} = f_a$  の値

$a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$	1.00	0.80	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21	0.10
玉軸受の $f_a$	1.00	1.08	1.17	1.24	1.31	1.45	1.68	2.15
ころ軸受の $f_a$	1.00	1.07	1.15	1.21	1.28	1.39	1.60	2.00

この式は先の荷重係数と同様に「荷重」を補正して考えればよいことを示している。つまり設計のもとになる理論的な計算荷重に対して次のような係数を乗じて補正すればよい。補正した荷重をWとすると、

$$W = \text{理論荷重 (W}_0 \text{ OR P}_0) \times \text{荷重係数 (f}_w) \times \text{信頼度係数 (f}_a)$$

この方法によって信頼度係数等も取扱い難いものを、荷重に乘じる係数として統一的に処理出来るようになり、理解もしやすく計算が容易となる。

つまり、⑤⑥式をWをWに書き直して次式を得る。

$$C = W (60 n H / 10^6)^{1/3} \dots\dots\dots ⑤$$

$$C = W (60 n H / 10^6)^{3/10} \dots\dots\dots ⑥$$

← 軸受寿命計算の基本式

例題 5. 5K Nの荷重を受ける車軸の回転数が1800rpm、寿命 2 万時間、信頼度95%とするとき玉軸受の定格荷重を求めなさい。

解 表 1 より  $f_w = 1.5$  表 2 より信頼度95%のとき  $a_1 = 0.62$  表 3 より  $a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 = 0.62$  のとき  $f_a = 1.17$   $W = 5 \times 10^3 \times 1.5 \times 1.17 = 8775 \text{ (N)}$

計算で求めるには、⑤式で  $C = 8775 \times (60 \times 1800 \times 20000 / 10^6)^{1/3} = 113430$

ノモグラムでは、図示しているように線を引き同じ値を得る。

## 7. おわりに

ノモグラムはその簡便性で工学各分野において、しばしば活用されている。軸受計算において私の作成したものも実に有用なものである。ところが私が作成してすでに20年以上を経過しているが、その間私の知る限りにおいて寿命計算のモノグラムは見かけなかった。設計に携わる者にとってはこのノモグラムは喉から手の出るほど貴重なものであるだけに、私が最初に作ったとは考え難かった。私が作成する以前に当然存在しているはずだ（もしかして私が最初に作成したのかもしれない）との疑問を抱いたまま今日まで、関係機関等に相談や発表をする事なく経過した。

※静定格荷重について、本論文では簡単なので触れない。

※設計においては、Cを求める（軸受の選定）事が圧倒的に多いので、③式以降はCについての式のみ扱っている。またノモグラムを使用すればC、W、n、Hいずれを未知数（場合によっては2個でも）としても、線図上で簡単に求められる。

## 8. 補足

私の論文は以下の三点を述べている

- ① 2段階方式の寿命計算式は分りにくく、しかも煩わしく意味を見出しにくい。教育の観点からしても大いに問題だ。1段階方式であるべきだ。
- ② J I S および I S O 規格の寿命計算式は複雑で煩わしい。これに対して簡単に考える方法を提案している。
- ③ ノモグラムを作成した。設計者には有益なものなのになぜ無いのか。私が最初に作ったとは考えにくいが・・・果たしてあるのかどうか？

## 9, その後

論文調にまとめたついでに、関係の所に送り指導を受けてみました。

私の拙い論文に目を通して、もったいなくも丁寧（平均6ページ位）な返事をいただき、関係資料やコメント・指導をいただきました。返事の要旨は、

### ①千葉大 工学部機械工学科教授 岡本 純三

馬場提案に全面的に賛成 私も従来からの二段階の方法は無視してきた。一段階で求めてきた。ベアリングメーカーがわざわざ計算を面倒にする意味のない式を用いてきたのは、昔の一メーカーの提案したものを踏襲してきたからでないかと思う。ノモグラムでは2～3桁（十分）しかでないのに設計者からは無意味な桁数まで要求されるから関数電卓の時代では使用されないのだと思う。

もうひとつの理由として、ノモグラムは書籍やファイル等掲載されているものを探さなくてはならない事情もあるのではと思う。

### ②宮崎大学 応用力学講座 池田 清彦 機械工作学講座 中西 勉

いろいろ調査している。ノモグラムを見つけたので送付する。両者の違いはどうか意見を聞きたい。

### ③大阪産業大学工学部 機械工学科 教授 井垣 久

馬場の方法と同じ1段階の方法で指導している。

### ④株式会社 不二越 軸受事業部 藤原 正明

馬場論文はよく書かれている。このことに驚いている。ISO規格も馬場提案の方向にある。

### ⑤日本精工 軸受技術センター 技術企画部 平田 幸雄

教科書Ⅱの説明が一番分りやすい。現在の寿命計算式は国際的にも長く使われている経緯がある。新しい寿命の考え方も現状を生かそうとしている。

馬場の提案するノモグラムとほぼ同じものが1972年現千葉大岡本教授が機械試験所時代に「ころがり軸受けに関する計算図表」で発表しているので、新規性はない。

### ⑥NTN株式会社 軸受技術研究所 対馬 全之

現在は電卓が普及したので線図は不要になってきたのでないか。

### ⑦光洋精工株式会社 材料技術部 藤田 良樹

1段階の計算方法に賛成だ。なぜかメーカーからのノモグラムの提案は今までは無かった。

返事について

私の論文の3点について全てにわたって論及して下さったのは岡本先生でした。  
他の方は1～2点について述べてくださりました。

#### 第1点目および第2点目の計算式・計算方法について

2段階の計算方法は最近のベアリングメーカーのカatalog等から消えている  
(1段階で計算する方法を紹介しているわけでもない) 計算は設計者各自に任せているようだ。ISO規格は過去の延長線上に、 $a_1, a_2, a_3$ を導入しているが、分りにくくなるだけである。寿命計算式および計算方法は過去を引きずっていて、国際的にも永年使用されて来た経緯から容易にスッキリした方法に切り換える事ができないようだ。この矛盾をもうこれ以上続けることは愚かである。

#### 第3点目ノモグラムについて、

私が造るまでもなく既に存在していた。私の知らなかったのは資料・情報不足それに調査・勉強不足。それにしても、私が知らなかったのは逆に言うと一般に普及していないと言う事である。理由は精度の問題なのか不便さからなのか。寿命計算では有効数字1桁(+-20～30%で推定出来るだけでも計算の意味はある。現在の品質管理の技術レベルではこれが限界イッパイ)でも十分な精度といえるのに・・・計算(数値)信仰があるように思う。それにしてもノモグラムは線図上である幅をもって多角的に検討できる(まさにこれこそ設計行為でないか)という長所があるのに・・・メーカのPR不足だと私は言いたい。

機械技術研究所 資料第60号 岡本 純三著、パワー社 機械設計計算  
図表 徳久 隆義著、NACHI軸受技術ハンドブック(1960年頃)等々を  
紹介していただいた。その中でも最も優れている岡本教授のものと私のものが酷似しているが



\_\_\_\_\_

