

滚动轴承的选择计算程序

杨 双 挥

(机 械 系)

提 要

本文介绍了设计滚动轴承选择计算程序时有关建立轴承数据库,在数据库中自动检索初选轴承参数,实现多种方案计算,以及图表自动检索等问题。使用本程序时,当输入一组原始数据,即可对应不同的支承形式,自动选出多种类型的轴承,打印出它们的几何尺寸、安装尺寸、性能参数,供设计者从中选定较优方案。本程序除做滚动轴承的寿命计算外,还可以做静强度校核计算和极限转速的校核计算。

一、概 述

滚动轴承是一种标准件,它的类型、尺寸系列在国家轴承标准中都做了明确规定。在机械设计中,只需根据工作条件对它进行选择使用。为此,需要解决四个方面的问题:1)选择轴承类型;2)选择轴承尺寸;3)必要时做静强度和极限转速的校核计算;4)进行组合结构设计。

在一般工作条件下,常用的轴承类型有向心球轴承(0000类)、向心园柱滚子轴承(2000、32000、42000类)、向心推力球轴承(36000、46000类)圆锥滚子轴承(7000类)、推力球轴承(8000、38000类)等。选型的依据主要是工作条件。然而,在既定的工作条件下可行的方案却可以是多样的。最好的决择办法是对可能的方案逐个进行计算,然后,根据所选各类轴承的外形尺寸、计算寿命、组合结构等进行比较,选其中较优者。

轴承尺寸的选择,主要是依据其寿命计算,一般应保证寿命计算值不低于设计要求。寿命计算公式是:

$$L_h = \frac{16667}{n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^{\epsilon} K_R$$

式中当量载荷 $P = f_p (X R + Y A)$

$$\text{可靠度系数 } K_R = \sqrt[k]{\frac{1}{0.10536} \times \ln \frac{1}{R_c}} \quad (\text{当可靠度 } R_c < 90\% \text{ 时})$$

当可靠度 $R_c > 90\%$ 时 K_R 按表1所列试验数据取值。

式中轴承转速 n ，温度系数 f_t ，载荷系数 f_r ，轴承径向载荷 R ，可靠度 R_c 皆由工作条件确定，为已知数。轴承的额定动载荷 C ，径向系数 X ，轴向系数 Y ，轴承的轴向载荷 A ，系数 k 则只能在轴承类型和尺寸确定后由轴承样本按型号查出或计算得出。因此，为做寿命计算，必须先初选轴承型号，然后检查寿命计算值，若不满足要求，则重选轴承型号，重复计算，直到该轴承寿命满足工作要求为止。

校核轴承的极限转速，是根据下列公式：

$$n \leq n_{plim}, \quad n_{olim} = f_1 f_2 n_{lim}$$

式中： n —— 轴承工作转速，为已知数

n_{lim} —— 由轴承手册中查出的极限转速

n_{plim} —— 工作条件允许的极限转速

f_1 —— 负荷系数，由图2查取

f_2 —— 负荷分布系数，由图1查取

表 1

可靠度 (%)	90	95	96	97	98	99
K_R	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

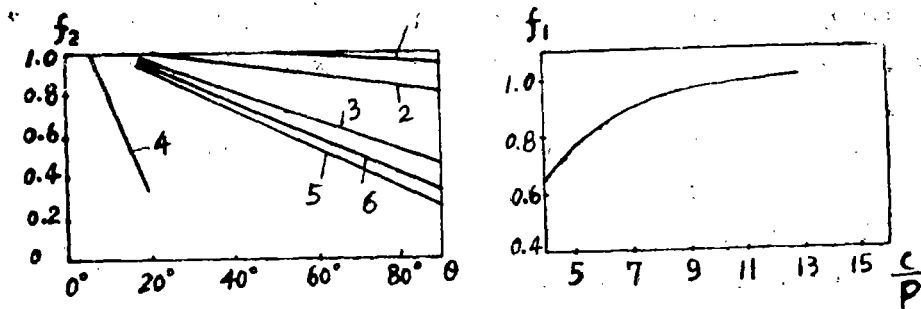


图2 负荷系数

1. 同心推力球轴承
2. 单列向心球轴承
3. 圆锥滚子轴承
4. 圆柱滚子轴承
5. 球面滚子轴承
6. 球面球轴承

图1 负荷分布系数

静强度校核公式是：

$$C_0 \geq P_0 S_0$$

当量静载荷 $P_0 = X_0 R + Y_0 A$

式中额定静负荷 C_0 ，径向系数 X_0 ，轴向系数 Y_0 都按轴承型号由轴承手册查出。安全系数 S_0 ，径向载荷 R ，轴向载荷 A 则按工作条件给出或计算得出。

轴承型号确定后，就可以参阅手册中的安装尺寸，进行组合结构设计。

可见, 为选择一副轴承, 需要反复查找手册, 反复计算, 欲做多种方案, 工作量尤其大, 用手工计算, 相当繁琐费时。

二、选择滚动轴承的程序设计

为在滚动轴承选择计算程序中实现以上功能, 应当解决以下问题:

1. 建立轴承性能数据库。本软件的数据库包含前面列出的六类常用轴承, 每个轴承有多个系列, 每个系列的直径范围由10毫米至200毫米, 计32种型号, 每种型号的主要性能参数、几何尺寸、安装尺寸全部存入。数据库的容量较大。建立数据库, 可以用READ—DATA 语句, 也可以用磁盘文件, 本软件采用了后者, 每类轴承建一个数据文件, 存入软盘, 每当计算某一类轴承时, 就把它的数据文件打开, 进行检索、计算, 用后再将文件关闭。其优点是占内存少, 检索简便、灵活。

2). 实现多种方案的计算。本软件在处理轴承类型的选择问题上是与轴的支承型式联系起来考虑的。最常用的支承型式有两种: 一是双支点单侧固定 (图3a), 二是单支点双侧固定, 另一端游动 (图3b)。对应不同的支承型式, 每输入一组原始数据, 可以自动选出表2列出的各种方案。

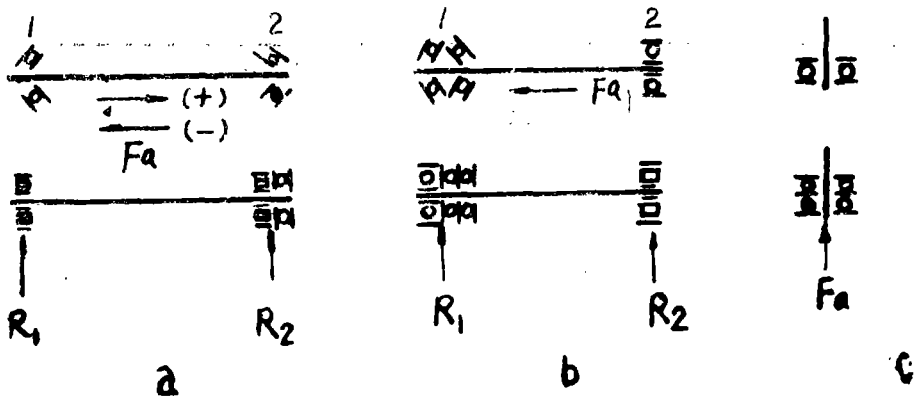


图3 轴的支承型式

3). 数据库的检索。拟在数据库中检索初选轴承的各参数, 可以有两种办法。一种是对各类轴承的各个系列都首先将最小直径的轴承做为初选轴承进行检索、计算, 若寿命不够, 则改选直径大一档的型号, 重复检索、计算, 直到满足要求为止。这样, 从每一类轴承的每个系列中, 都可以选出一副轴承来, 当然, 它们的内径很可能是不相同的。第二种办法是按初定轴颈 (即轴承内径) 从最轻系列开始检索、计算对应型号的轴承, 直到满足寿命要求为止。这样, 只能从每类轴承中选出一副来, 而所有被选中的轴承内径都是一样的。本软件采用了后种办法, 它更符合一般机械设计的程序。

本数据库是采用顺序文件。为按照既定的内径检索轴承参数, 就需要建立相应的数学模型, 以得到所要检索的行号 (S1), 空读行数 (S2), 每种类型轴承的终止检索的界限行号 (S3)。这些数学模型, 完全取决于数据库的容量。以7000类轴承为例, 其数据库含有

特轻(1)宽、轻(2)窄、中(3)窄(GB297—64)、轻宽(5)、中宽(6)、中(3)窄(GB298—64)等6个系列,每个系列有32种内径(10~200mm),即行数为32。于是可以按表3确定S1、S2、S3值。

表 2

支承型式	双支点单侧固定 (正排列或反排列)	单支点双侧固定一端游动 (固定端为正排列或反排列)	止推端 (图3C)
轴 承 类 型 选 择 方 案	1. 0000 类 2. 2000, 32000, 42000类 3. 36000 类 4. 46000 类 5. 7000 类 6. 2000和8000 类组合	固定端: 1. 36000 类 2. 46000 类 3. 7000 类 4. 2000和38000 类组合 游动端: 1. 0000 类 2. 2000, 32000 类	1. 8000 类 2. 38000 类

表 3

轴承内径 (mm)	第一次检索		重复检索		终止检索的 界限行号
	行 号	空读行数	行 号	空读行数	
d=10	S1=1				
d=12	S1=2				
d=15	S1=3	S2=S1-1	S1'=S1+32	S2'=31	S3=32×(k ₃ -1)
d=17	S1=4				
d=20	S1= $\frac{d}{k_1} + 1$				
~105					
d>105	S1= $\frac{d}{k_1} + k_2$				
~200					

注: k_1 ——两相邻轴承型号的内径差值。当 $d=20\sim105\text{mm}$ 时, $k_1=5$;

$d>105\sim200$ 时, $k_1=10$ 。

$k_2=(d>105\sim200\text{中的最小轴承所在的行数})$

(该轴承内径)
 k_1

此处: $k_2=23-\frac{110}{10}=12$

k_3 —数据库中该类轴承的系列数。

对于7000类, $k_3 = 6$

4)、系数 f_1 、 f_2 、 k_R 图线的自动检索。对 k_R (表1)数表的检索是采用线性插值的方法。对 f_1 、 f_2 图线的检索,可以将之转列成数表,按相同办法处理,但最简便的方法则是将图线拟合为相应的数学方程。本程序中的 f_1 、 f_2 图线的公式是以多项式做为最小二乘法逼近函数做出的(有标准程序),拟合的结果是:

$$f_1 = -0.244773 + 0.37833\left(\frac{c}{p}\right) - 0.054845\left(\frac{c}{p}\right)^2 + 0.005183\left(\frac{c}{p}\right)^3 \\ - 0.000332\left(\frac{c}{p}\right)^4 + 1.2191 \times 10^{-5}\left(\frac{c}{p}\right)^5 - 1.753178 \times 10^{-7}\left(\frac{c}{p}\right)^6$$

$$f_2 = 1.04 - 0.001\theta \quad (\text{向心推力球轴承})$$

$$f_2 = 1.035 - 0.0025\theta \quad (\text{单列向心球轴承})$$

$$f_2 = 1.24 - 0.047\theta \quad (\text{园柱滚子轴承})$$

$$f_2 = 1.09 - 0.007\theta \quad (\text{园锥滚子轴承})$$

θ ——负荷角

三、程序框图

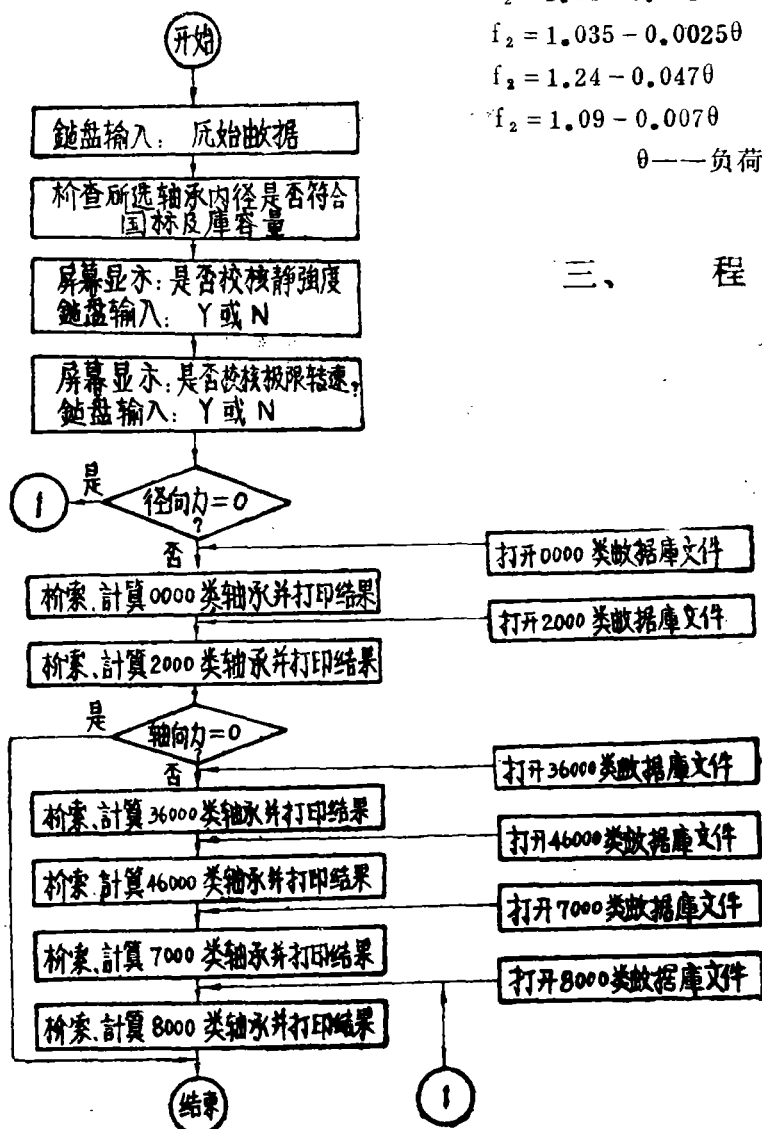


图 4

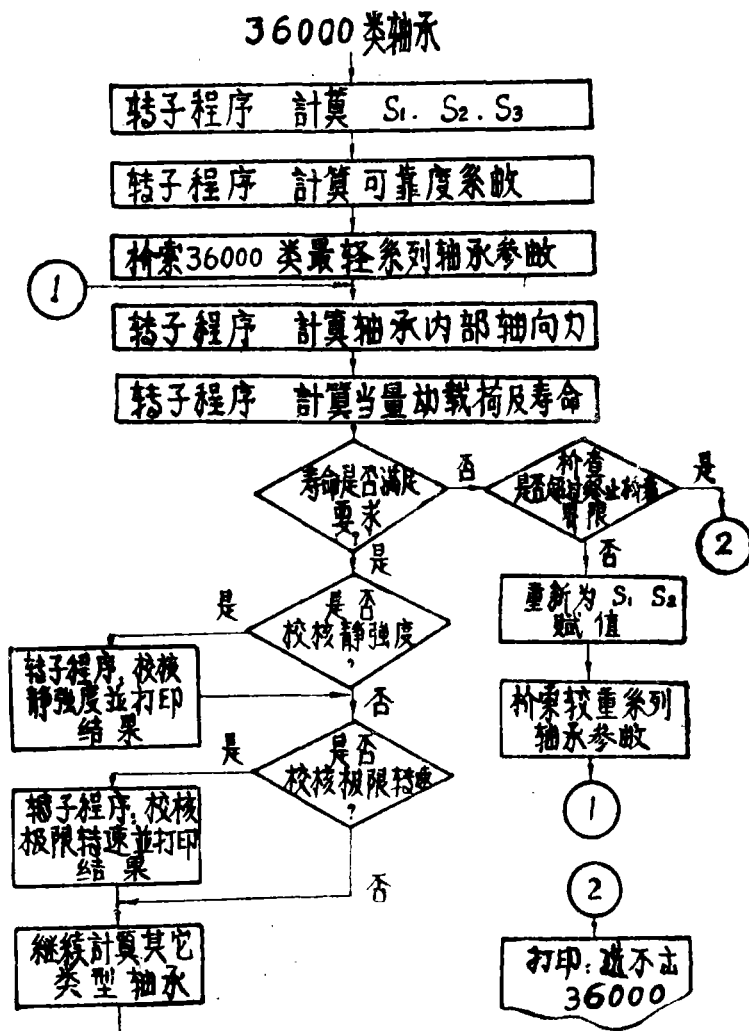


图 5

四、举 例

表 4 输入输出变量对照表

序号	符号	程序变量名	单 位	名 称	注
1	R_1	RO(1)	N	左轴承径向负荷	见图3a, b 图3a, “+”, 指向右 图3b, “-”, 指向左 图3b, 取绝对值
2	R_2	RO(2)	N	右轴承径向负荷	
3	F_a	FA	N	外部轴向力	

4	d	D	mm	轴承内径	见图3a)
		D(1)	mm	固定端轴径	见图3b)
		D(2)	mm	游动端轴径	
5	LH	LH	小时	轴承设计额定寿命	
6		U		轴承排列方式	U=1: 正排列 U="非1": 反排列
7	fp	FP		载荷系数	
8	ft	FT		温度系数	
9	n	N	转/分	轴承转速	
10		R	%	可靠度	
11		LH1	小时	轴承计算寿命	
12	R1	RM(1)	N	左轴承径向负荷	做静强度校核用。规定同序号: 1、2、3
13	R2	RM(2)	N	右轴承径向负荷	
14	Fa	FMA	N	外部轴向力	
15	So	SO		静强度安全系数	
16		KIND		轴承型号	
17		CJO	N	额定静载荷计算值	
18	Po	PO	N	当量静载荷	
19	nlim	NG	转/分	极限转速表值	脂润滑
20	nplim	NGM	转/分	工作条件下的极限转速	
21	nlim	NO	转/分	极限转速表值	油润滑
22	nplim	NOM	转/分	工作条件下的极限转速	

输出的轴承尺寸和性能参数见轴承手册。

例一: 一对轴承, 载荷 $R_1 = 5500\text{N}$, $R_2 = 6400\text{N}$, $F_A = -2700\text{N}$, 转速 $N = 1250\text{转/分}$, 运转时有轻微冲击, 预期寿命 $L_H \geq 5000\text{小时}$, 静载荷安全系数 $S_o = 1.2$, 轴径为 65mm ; 要求可靠度 $R = 90\%$, 采用双支点单侧固定型式, 正排列, 试选择轴承型号并做极限转速和静强度校核。

输入原始数据:

$RO(1) = 5500$ $RO(2) = 6400$ $FA = -2700$ $LH = 5000$ $D = 65$
 $U = 1$ $FP = 1.2$ $FT = 1$ $N = 1250$ $R = 0.9$
 $RM(1) = 5500$ $RM(2) = 6400$ $FMA = -2700$ $SO = 1.2$

输出计算结果:

KJND	DO	B	D1	D2(D3)	RG	C	LH1
113	100	18	72	93	1.2	25200	385
213	120	23	76	110	1.5	44800	1761
313	140	33	78	127	2	72600	6215

$CO = 56700$ $CJO = 7680.001$ $PO = 6400$ $CJO < CO$
 $NGM = 3975.204$ $NG = 4500$ $NOM = 4946.92$ $NO = 5600$

36213	120	23	76	110	1.5	57900	1784
36313	140	33	78	127	2	94300	6483

CO=83200 CJO=7680.001 PO=6400 CJO < CO

NGM=3918.766 NG=4300 NOM=5103.509 NO=5600

46113	100	18	72	93	1	26400	243
46213	120	23	76	110	1.5	51900	1847
46313	140	33	78	127	2	89200	9379

CO=76500 CJO=7680.001 PO=6400 CJO < CO

NGM=4001.439 NG=4300 NOM=5211.177 NO=5600

KIND	DO	B	CI	TM	A	D1	D3	D4	RG	C	LH1
2007113	100	22	19	23.3	21	73	91	95	1	50800	1641
7213	120	23	20	25	24	74	108	114	1.5	65400	4175
7313	140	33	28	36.5	29	76	125	132	2	115000	19286

CO=115000 CJO=8976 PO=7480 CJO < CO

NGM=2172.939 NG=2800 NOM=2793.778 NO=3600

KIND	DO	B	D1	D2	D4	D5	D6	D7	RG	RG1	C	LH1
2213	120	23	77	81	110	107.6	111	77	1.5	1.5	71300	22423

CO=52500 CJO=7680.001 PO=6400 CJO < CO

NGM=4275.001 NG=4500 NOM=5320.001 NO=5600

KIND	D4	DO	H	H2	D1	D2	D3	RG	RG1	A	C	LH1
38213	55	100	27	47	76	89	65	1	0.6	230	57700	75308

CO=153000 CJO=3240 PO=2700 CJO < CO

NGM=1700 NG=1700 NOM=2600 NO=2600

由计算结果看出,可以满足工作条件的轴承型号有: 313, 36313, 46313, 7313, 2213 (32213, 42213) 和8000(38000)组合。

例二: 有一蜗杆轴, 采用单支点双侧固定, 另一端游动的支承型式, 转速 $n=24$ 转/分, 要求工作36000小时, 工作平稳, 游动支承的径向载荷为1500N, 固定端支承的径向载荷为2800N, 轴向载荷9000N, 两端轴径均为45mm, 要求可靠度为90%, 选轴承型号。不做静强度和极限转速校核, 用正排列。

输入原始数据:

RO(1)=2800 RO(2)=1500 FA=9000 LH=360000 U=1