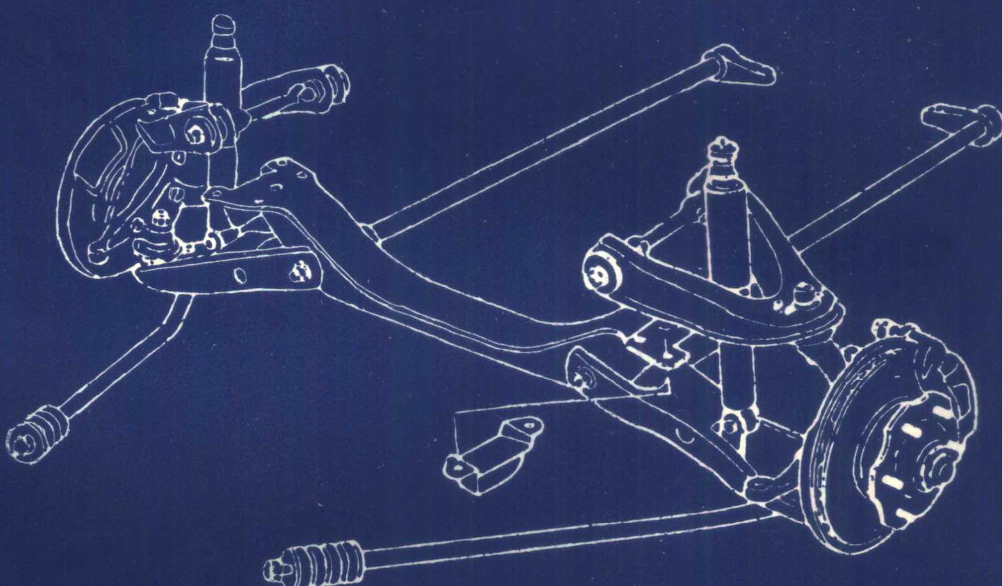
扭杆弹簧的设计和制造手册

盛景方　译



学术期刊出版社

扭杆弹簧的设计和制造手册

盛景方　译

学 术 期 刊 出 版 社

内 容 提 要

本手册专为道路车　用的高效弹簧设计制造提供了资料，内容反映了当前的设计和制造工艺水平。

全书共分八章二十二节，包括设计计算基础，端部固定的设计，装配位置的控制，材料和加工，疲劳寿命分析，稳定杆设计应用举例等。可供扭杆弹簧的设计者、制造者和使用者参阅。

扭杆弹簧的设计和制造手册

盛景方　　译

学术期刊出版社出版

（北京海淀区学院南路86号）

新华书店北京发行所发行

北京昌平县百善印刷厂排版印刷

787×1092毫米　16开本　3.5印张

1988年8月第1版　　1988年8月第1次印刷

印数：0001—2600册

ISBN　7-80045-034-1/U·2

定价：2.20元

原　序

扭杆弹簧手册于1947年出版；1966年进行了重大修改；1981年的修订本按SAE弹簧手册全部米制化方案，在公式和计算中都采用SI单位(米制)。但其基本内容并未作过多的更动，只是某些章节根据本行业目前实际情况进行一些修改。如第六章扩充了关于疲劳寿命方面的内容；第七章除详细叙述了三个扭杆弹簧的应用实例外，还给出了横置扭杆弹簧的计算方法；第八章扩充了稳定杆的内容。

弹簧委员会希望本手册将证明比已获得广大读者认可的旧版本，对扭杆弹簧的设计、制造和使用的工程技术人员会更有价值、更有帮助。委员会愿意指出，象以往在介绍其他弹簧手册时所提到的那样，本手册并不是设计或制造规范的汇编，而是为解决所遇到的扭杆弹簧问题而提供一些重要的参考资料。

参加分委员会的成员们为撰写和编辑本书耗费了大量的时间和精力，弹簧委员会在此对他们深表谢意。

译 者 前 言

本手册包括有关汽车扭杆弹簧的设计、材料、工艺、疲劳寿命与应用等部分，并反映出当代汽车扭杆弹簧制造业的现状与水平，对从事本专业的设计、制造等工程技术人员与相应科研人员均有一定参考价值，特此译出。我们相信它对提高我国汽车工业这一方面的水平会起一些作用。

原版于1947年出版，经过三十余年的应用与实践，原书不断得到修订、补充，逐渐臻于完善。本手册系按1981年原版译出。该版为最新版本，现已列为美国国家标准。

本文经史汝楫、何赐文、霍毓文等同志在百忙之中给予审校特表谢意。

由于译者水平所限，时间仓促，错误与不当之处在所难免，希广大读者能及时提出批评指正。

书号：ISBN 7-80045-034-1/U·2
定价：2.20元

目　次

第一章 引　言

扭杆弹簧被广泛用于各类装备上，从精密仪器、天平弹簧，到汽车和军用坦克的悬架弹簧。扭杆弹簧的设计在材料的有效利用（每单位弹簧材料体积所贮存的能量）、结构的复杂性，以及生产成本方面差别很大。本手册专为地面车辆用的高效弹簧的设计制造提供一些资料。不过，它也可用于其他用途的多种型式的扭杆弹簧上。

本手册修订版反映了当前的设计和制造工艺水平，并在全部定义、设计细节和规范方面都采用了国际米制单位。在国际单位制中，力不是以重力为定义的。因此，本手册按照国际单位制规定，千克(kg)只用作质量单位（代替磅-质量，或常衡制的磅），并以牛顿（N）作为力的单位（代替磅力），毫米（mm）作为长度单位。

第二章　设计计算

1. 公式中所用的符号

P＝作用于臂端并垂直于基准线的力（图2.3），N

$P_{静}$＝静载荷（在悬架计算时用以代替P），N

α＝当P作用时，基准线与臂之间的夹角（图2.3所示为正值），rad

$\alpha_{静}$＝$P_{静}$作用时的α角（图2.1所示为正值），rad

β＝当载荷为零时，基准线与臂之间的夹角(图2.1所示为正值），rad

θ＝当P作用时的扭转角（$=\alpha+\beta$），rad

$\theta_{静}$＝当$P_{静}$作用时的扭转角（$\alpha_{静}+\beta$）（图2.1），rad

$\theta_{跳动}$＝在最大工作载荷作用下，臂处于跳动位置时的扭转角（$=\alpha_{跳动}+\beta$）（图2.1），rad

d＝圆杆直径（管杆外径），mm

di＝管杆内径，mm

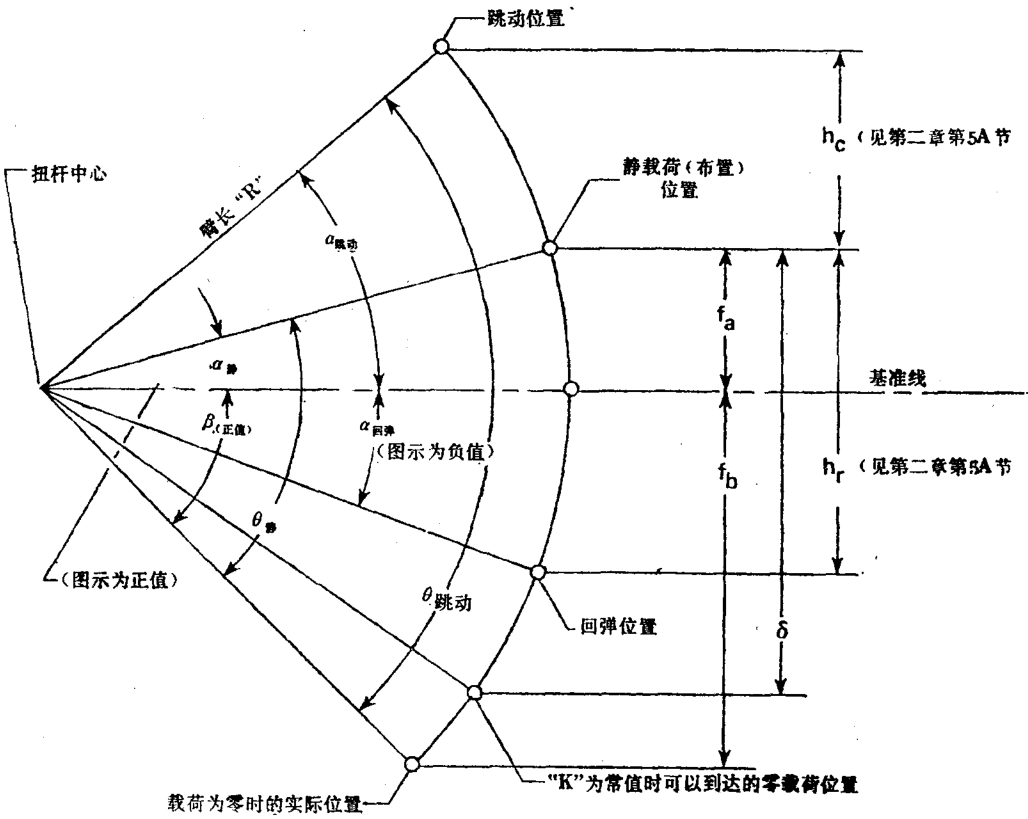


图2.1　臂端在各种载荷时的位置

d_{max}＝锥形杆大端直径，mm

d_{min}＝锥形杆小端直径，mm

t＝矩形或方形杆的高度，mm

w＝矩形杆的宽度（截面的长边），mm

L＝杆的有效长度(详见第三章第3节中的定义)，mm

R＝臂长（图2.3），mm

f＝当P作用时，臂端距基准线的挠度；按平行于P的方向（＝R·sinα）测定，图2.3所示为正值，mm

f_a＝当$P_{静}$作用时，臂端距基准线的挠度；按平行于$P_{静}$的方向（＝R·sinα）测定，图2.3所示为正值，mm

f_b＝零载荷时臂端到基准线的挠度；按平行于P的方向(＝R·sinβ)测定，mm

f_a+f_b＝从零载荷位置到静载荷位置臂端的总静挠度；按平行于$P_{静}$的方向测定，mm

δ＝臂端的有效静挠度，等于载荷除以在该载荷下的弹簧刚度，mm

T＝作用在杆上的力矩（＝PRcosα），N·mm

k＝在平行于P的方向测定的臂端弹簧刚度（变量），N／mm

k_T＝杆的扭转弹簧刚度（＝T／θ），N·mm／rad

γ＝剪切应变

G＝剪切模数(见第五章第1节)，MPa

S_s＝剪切应力，MPa

η_2＝圣维南（Saint Venant）应力修正系数（图2.2）

η_3＝圣维南刚性修正系数（图2.2）

C_1＝载荷因数
C_2＝刚度因数
C_3＝静挠度因数
} 见第二章第4节的定义

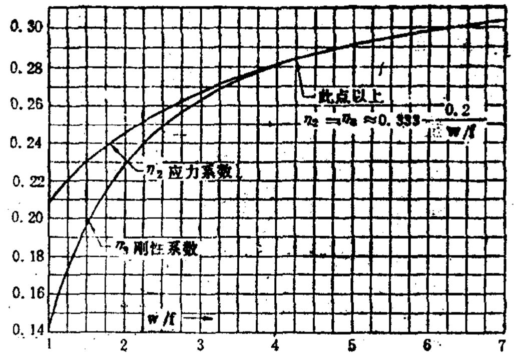


图2.2　矩形杆扭转时的圣维南(Saint Venant)系数

N_L＝叠片杆中的片数

2. 圆杆的扭转

表2.1所列计算公式适用于下列条件：

a）直杆；

b）均匀截面的实心圆杆、管状圆杆或实心圆锥形杆；

c）若为圆管，其内外径同心；

d）只承受扭转载荷；

e）若为锥形杆，其锥度为定值，d_x(在距直径为d_{min}的端部X处）＝d_{min}＋（$d_{max}-d_{min}$）·X/L。

当上述三种杆具有相同的扭转刚度K_T和相同的应力率S_s/θ时，它们之间存在着下列关系：

① 三种杆的L/d（实心锥形杆为L/d_{min}）比值相同。

②实心圆杆的体积（质量）可改用其他两种杆形中之一种来减少。

a）管状圆杆对空间的要求大于实心圆杆，因为d和L都要乘以下列系数：

$$\sqrt[3]{1/\left[1-(d_i/d)^4\right]}$$

可是上述空间的增加还是大于因d_i减小(因而系数也减小）而内部体积增大的值。

b）对于实心锥形杆，比值d_{max}/d_{min}增

表2.1 圆杆扭转时的计算公式

量 值	符 号	圆杆形状			单 位
		实心圆柱形	管状圆柱形	实心圆锥形	
扭转角	σ	$\dfrac{32TL}{\pi d^4 G}$ $\dfrac{2S_sL}{dG}$	$\dfrac{32TL}{\pi d^4 G\,[1-(d_i^4/d^4)]}$ $\dfrac{2S_sL}{dG}$	$\dfrac{32}{\pi G}\cdot\dfrac{TL}{\left[\dfrac{3D^3d^3}{D^2+Dd+d^2}\right]}$	rad
扭转刚度	k_T	$\dfrac{T}{\theta}$ $\dfrac{\pi d^4 G}{32L}$	$\dfrac{T}{\theta}$ $\dfrac{\pi d^4 G\,[1-(d_i^4/d^4)]}{32L}$	T/θ $\dfrac{\pi G}{32L}\cdot\dfrac{3D^3d^3}{D^2+Dd+d^2}$	N·mm/rad
应力	S_s	$\dfrac{16T}{\pi d^3}$ $\dfrac{\theta dG}{2L}$	$\dfrac{16T}{\pi d^3\,[1-(d_i^4/d^4)]}$ $\dfrac{\theta dG}{2L}$	$\dfrac{16T}{\pi d_x^3}$ $\dfrac{\theta G}{2Ld_x^3}\cdot\dfrac{3D^3d^3}{D^2+Dd+d^2}$	MPa
应力率	S_s/θ	$\dfrac{dG}{2L}$	$\dfrac{dG}{2L}$	变化的	MPa/rad

加时，d_{max}相对于实心圆杆d来说是增加了，但d_{min}减小的百分数更大，所以L减少了。结果是当比值d_{max}/d_{min}增大时，实心锥形杆的体积总是变得较小。

3. 矩形杆的扭转

A. 实心矩形截面直杆

对于只承受扭转载荷的实心矩形截面直杆，存在着下列关系式：

扭转角

$$\theta=\frac{TL}{\eta_3 t^3 wG}=\frac{\eta_2 S_s L}{\eta_3 tG},\ \text{rad}$$

扭转刚度

$$k_T=\frac{T}{\theta}=\frac{\eta_3 t^3 wG}{L},\ \text{N·mm/rad}$$

应力

$$S_s=\frac{T}{\eta_2 t^2 w}=\frac{\eta_3 \theta tG}{\eta_2 L},\ \text{MPa}$$

应力率

$$\frac{S_s}{\theta}=\frac{\eta_3 tG}{\eta_2 L},\ \text{MPa/rad}$$

B. 叠片直杆

对只承受扭转载荷的叠片直杆（N_L片中的每一片都具有相同的矩形截面和长度，并用同样的材料制造）可用下列关系式：

$$k_T=\frac{\eta_3 N_L t^3 wG}{L}$$

$$\frac{S_s}{\theta}=\frac{\eta_3 N_L tG}{\eta_2 L}$$

当扭杆的N_{L1}片具有t_1厚度，w_1宽度，T_1扭矩，$\eta_{2,1}$和$\eta_{3,1}$系数，N_{L2}片具有t_2，w_2，T_2，$\eta_{2,2}$和$\eta_{3,2}$及N_{L3}片……时：

扭转角

$$\theta=\frac{T_1 L}{\eta_{3,1} t_1^3 w_1 G}=\frac{\eta_{2,1} S_s L}{\eta_{3,1} t_1 G}$$

$$=\frac{T_2 L}{\eta_{3,2} t_2^3 w_2 G}=\frac{\eta_{2,2} S_s L}{\eta_{3,2} t_2 L}$$

依次类推

扭转刚度

$$k_T=\frac{T}{\theta}N_{L1}k_{T1}+N_{L2}k_{T2}+\cdots\cdots$$

$$=\frac{N_{L1}\eta_{3,1}t_1^3wG+N_{L2}\eta_{3,2}t_2^3w_2G+\cdots\cdots}{L}$$

应力

$$S_S=\frac{\eta_{3,1}\theta t_1G}{\eta_{2,1}L}=\frac{\eta_{3,2}\theta t_2G}{\eta_{2,2}L}$$

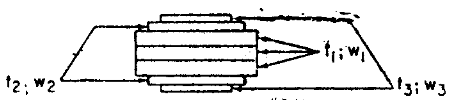
依次类推

应力率

$$\frac{S_S}{\theta}=\frac{\eta_{3,1}t_1G}{\eta_{2,1}L}=\frac{\eta_{3,2}t_2G}{\eta_{2,2}L}$$

依次类推

在实际应用中，叠片扭杆的尺寸可按下法确定：设整个扭杆的扭转刚度为k_T并具有如下图所示的截面：



根据给定的数据，可以算出所有叠片都承受最大许用应力〔$S_{S(跳动)}$〕，各片都具有同样的有效长度(L)时的最大扭转角($\theta_{跳动}$)，每片的最大许可厚度为：

$$t_{max}=\frac{\eta_2}{\eta_3}\times\frac{S_{S(跳动)}L}{\theta_{跳动}G}$$

任一片厚度大于t_{max}的叠片都可能过载。

如各片的厚度都为t_{max}，则所有叠片都会扭至同一角度$\theta_{跳动}$，并承受同样的最大应力，从而能组成最有效的弹簧，或者说重量最轻的弹簧。在大多数情况下，这是不现实的，对于叠片的厚度必须进行调整以获得所需的刚度。但应记住，要尽可能使应力接近于最大许用应力，以使弹簧重量降到最轻。

整个扭杆的扭转刚度为：

$$K_T=N_{L1}K_{T1}+N_{L2}K_{T2}+\cdots N_{Ln}K_{Tn}$$

通常这一结果与由下式（见第二章第4节）计算出的期望值并不相符：

$$k_T=\frac{PR\cos\alpha}{\alpha+\beta}$$

如果经过用载荷挠度试验进行检查后，发现刚度太低，就应增加片数。若过高，则必须改用薄的叠片，或减小叠片的宽度。

应该记住，任何叠片的厚度都不得超过t_{max}，但都应尽可能接近这个厚度。只要是比值$\eta_3/\eta_2=1$，叠片应力将不受宽度(W)改变的影响。在大多数实际应用中，即（W/t）＞3.5时仍然如此。

因此，如果叠片的宽度并不要求采用现有商品的尺寸，改变W将是调整刚度的方便途径。

如果设计上允许改变扭杆的有效长度（L），这也是调整刚度的一种办法；可是，L影响应力，而且改变L时，整个计算需要重新进行。

4. 扭杆弹簧和臂

图2.3所示为经常用于悬架系统的扭杆弹簧和臂的组合。图中的挠度f及角度α和β，是从垂直于所加载荷并通过扭杆中心的基准线测量的。当其相对于基准线的关系如图2.3所示时为正值。

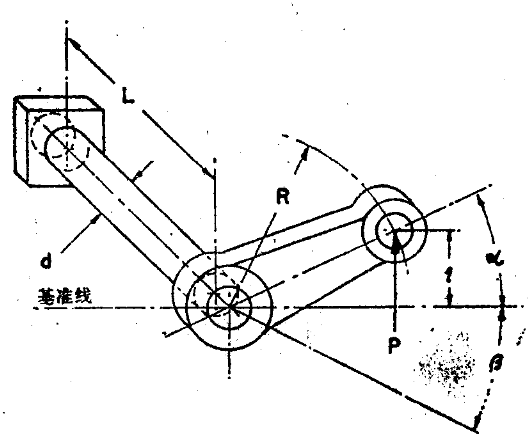


图2.3 扭杆弹簧和臂

这种机构的载荷挠度特性是非线性的，并用下列各式计算出：

$$P=\frac{T}{R\cos\alpha}$$

$$k_T=\frac{T}{\theta}$$

$$\theta=\alpha+\beta$$

$$k_T=\frac{T}{\alpha+\beta}$$

$$P=\frac{k_T(\alpha+\beta)}{R\cos\alpha}$$

$$=\frac{k_T}{R}C_1\quad\left[C_1=\frac{\alpha+\beta}{\cos\alpha}=\frac{\theta}{\cos\alpha}\right]$$

$$\frac{f}{R}=\sin\alpha$$

函数C_1对以比值f/R或$\sin\alpha$作为横坐标的关系曲线绘于图2.4上。这组曲线代表臂端的载荷-挠度线图。

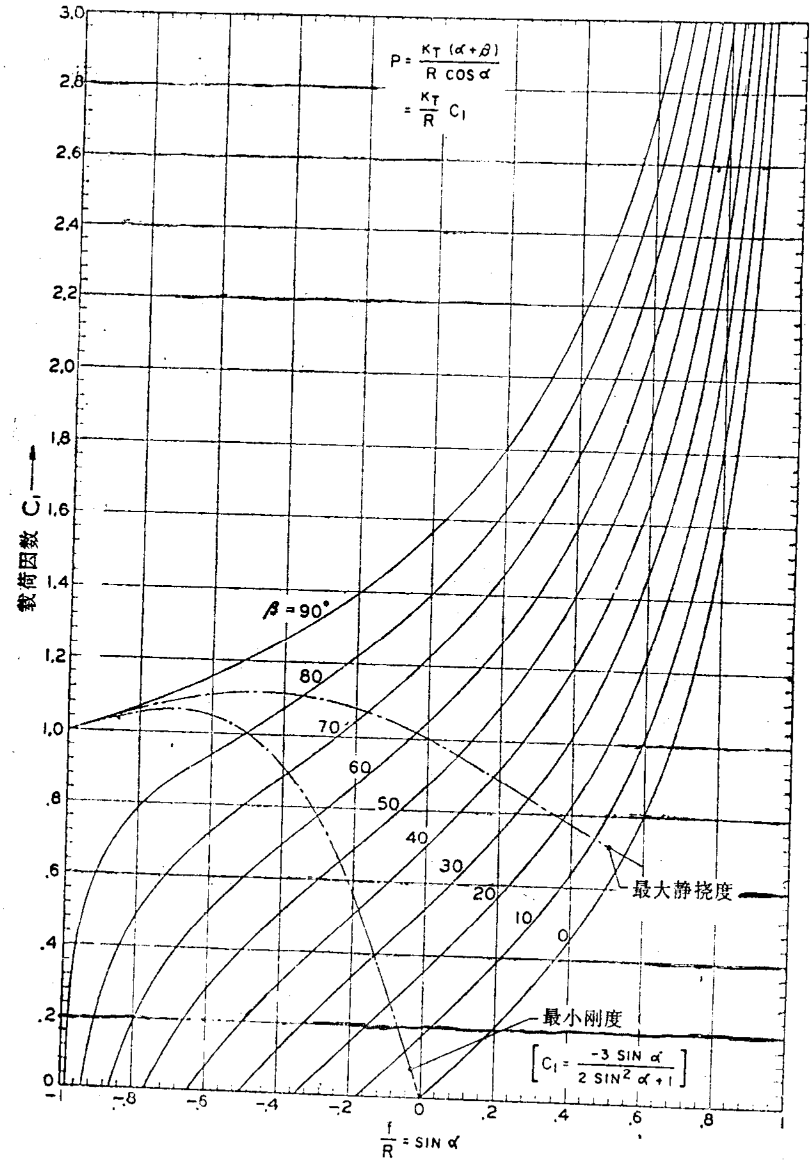


图2.4 载荷因数与挠度的关系

当$dk/df=0$或

$$C_1=\frac{-3\sin\alpha}{2\sin^2\alpha+1}$$

时，刚度最小。

从线图上可见，当$\beta=-\alpha$时，C_1等于零。

臂端的垂直刚度由$k=dP/df$给出。利用上述的P值和关系式$f=R\sin\alpha$，可得：

$$P=\frac{k_T}{R}\times\frac{(\alpha+\beta)}{\cos\alpha}$$

$$\frac{dP}{d\alpha}=\frac{k_T}{R}\left[(\alpha+\beta)\frac{\tan\alpha}{\cos\alpha}+\frac{1}{\cos\alpha}\right]$$

$$\frac{dP}{d\alpha}=\frac{k_T}{R}\left[\frac{1+(\alpha+\beta)\tan\alpha}{\cos\alpha}\right]^{①}$$

$$f=R\sin\alpha$$

$$\frac{df}{d\alpha}=R\cos\alpha$$

$$k=\frac{dP}{df}=\frac{dP}{d\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{df}$$

$$=\frac{K_T}{R^2}\times\frac{1+(\alpha+\beta)\tan\alpha}{\cos^2\alpha}$$

$$k=\frac{k_T}{R^2}\cdot C_2$$

$$C_2=\frac{1+(\alpha+\beta)\tan\alpha}{\cos^2\alpha}$$

图2.5为函数C_2对以比值f/R或$\sin\alpha$作为横坐标的关系曲线。在图上可以看出，这样的扭杆和臂的刚度决不是常值，最小刚度发生在臂的中心线处于水平线以下的位置上。当$f/R=0$时，不论β为何值，$C_2=1.0$。

当$dk/df=0$，或当$C_2=1/(2\sin^2\alpha+1)$且$\sin\alpha$为负值时，刚度最小。

在任何一点处的静挠度定义为$\delta=P/k$。利用上面的数值，静挠度

$$\delta=R\frac{\cos\alpha}{\frac{1}{\alpha+\beta}+\tan\alpha}$$

$$\delta=RC_3$$

$$C_3=\frac{\cos\alpha}{\frac{1}{\alpha+\beta}+\tan\alpha}$$

以比值f/R或$\sin\alpha$作为横坐标画出的函数C_3的曲线，如图2.6所示。曲线表示垂直静挠度与从基准线算起的垂直挠度的对比。按照定义，图2.6的横坐标值实际代表$\sin\alpha_静$或f_s/R。

当$dk/df=0$或$C_3=-3\sin\alpha$时，刚度为最小。

从图上可见，最小刚度、最大静挠度和$\beta=90°$的曲线都交于$f/R=-1.0$或$C_3=3.0$处。

附注：在前述方程式中，角度的单位以弧度（rad）表示。在图2.4～图2.6中，角度β的单位为度（°），但在用常数C_2和C_3计算载荷和刚度时，扭转刚度必须以因次N.mm/rad来表示。角度和弧度的转换，应按1rad=57.296°换算。

5. 计算举例

A.对圆杆的要求

要求根据下列给定数值，确定轿车悬架的圆形截面扭杆弹簧的直径（d）和有效长度（L）：

静载荷：　$P_静=4000N$

静载荷时的刚度：　$K=16N/mm$

臂长：　$R=400mm$

静载荷时臂的位置：$\alpha_静=7°=0.122rad$

从静载荷到跳动位置的挠度：

$h_c=100mm$

从静载荷到回弹位置（带回弹止位块）的挠度：　$h_r=125mm$

静载时应力：　$S_{s(静)}\leqslant670MPa$

跳动位置时应力：$S_{s(跳动)}\leqslant900MPa$

推荐应力值见第二章第6节。

① 原文误为$\frac{dP}{d\alpha}=\frac{k_T}{R}\left[\frac{1-(\alpha+\beta)\tan\alpha}{\cos\alpha}\right]$——译者注

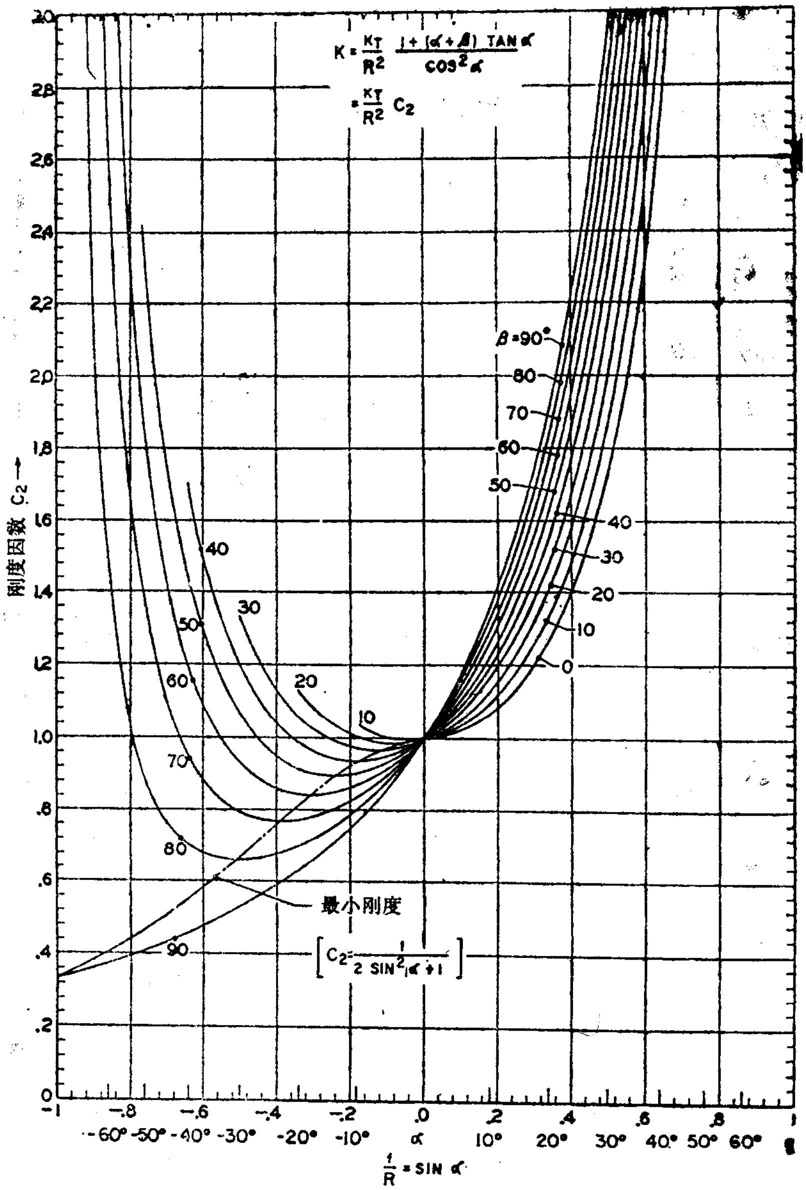


图2.5 刚度因素与挠度的关系曲线

B.圆杆计算

静载荷时的有效静挠度$\delta = 4000/16 = 250$mm。

所以，$C_3 = \delta/R = 250/400 = 0.625$。

静载荷时臂端部在水平线以上的位置（所有位置都表示在图2.1上）：

$f_a = R\sin\alpha_{静} = +0.122\times400 = +48.8$mm

从图2.6或公式

$$C_3 = 0.625 = \frac{\cos\alpha_{静}}{1/(\alpha_{静}+\beta)+\tan\alpha_{静}}$$

$$= \frac{0.993}{1/(0.122+\beta)+0.123}$$

$$\frac{1}{0.122+\beta} = \frac{0.993}{0.625} - 0.123 = 1.466$$

$$\beta = \frac{1}{1.466} - 0.122 = 0.560\text{rad} = 32^\circ$$

在图2.5中，当$f_a/R = +0.122$和$\beta = 32^\circ$

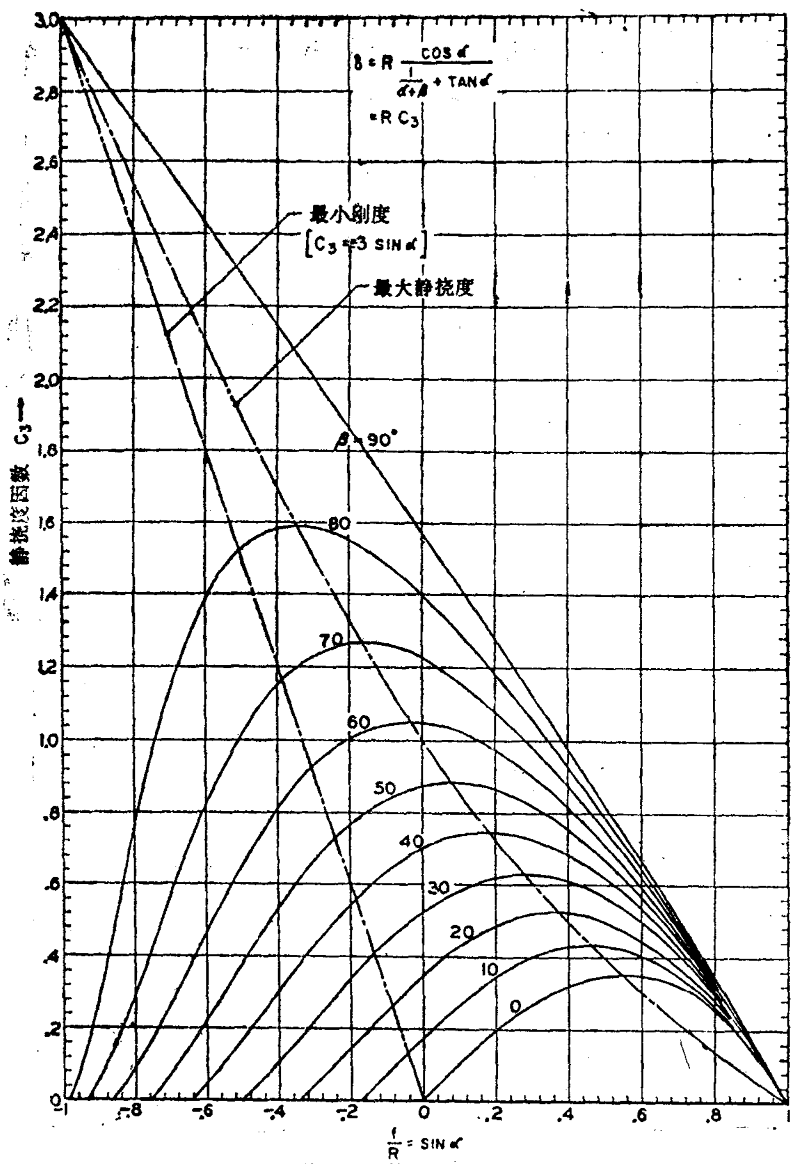


图2.6 静挠度因数与挠度的关系曲线

时，$C_2 = 1.10$。

所以，$k_T = \dfrac{kR^2}{C_2} = \dfrac{16\times400^2}{1.10}$

$= 2,327,000\text{N}\cdot\text{mm/rad}$。

用图2.4或公式复核，得：

$$P_{静} = \frac{k_T(\alpha_{静}+\beta)}{R\cos\alpha_{静}}$$

$$= \frac{2,327,000(0.122+0.560)}{400\times0.993}$$

$= 4000\text{N}$

从下式可得出在跳动位置处臂的角度

$$\sin\alpha_{跳动} = \frac{f_s + h_c}{R} = \frac{48.8+100}{400}$$

$= 0.372$

$\alpha_{跳动} = +21.8° = +0.38\text{rad}$

在回弹位置时臂的角度可从下式得出：

$$\sin\alpha_{回弹} = \frac{f_s - h_r}{R} = \frac{48.8-125}{400}$$