



动力机械和易振设备 隔振设计及计算规程

苏联冶金及化学工业企业建造部



建筑工程出版社



动力机械和易振設備隔振設計及計算規程

(И204-55
МСПМХП)

趙鴻章 譯

苏联中央工业建筑科学研究所編

1955年11月14日苏联冶金及

化学工业企业建造部技术司核准

建筑工程出版社出版

• 1959年 •

原本說明

書 名 ИНСТРУКЦИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ И
РАСЧЕТУ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИН С ДИ-
НАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ И ОБОРУДО-
ВАНИЯ, ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО К ВИБРАЦИ-
ЯМ

著 作 Министерство строительства предприятий
металлургической и химической промышлен-
ности СССР

出 版 社 Государственное издательство литературы по
строительству и архитектуре

出版地点
及 年 份 Москва—1956

动力机械和易振设备隔振設計及計算規程

赵 鸿 章 譯

*

1959年4月第1版

1959年4月第1次印刷

5,060册

787×1092 • $1/32$ • 30千字 • 印張 $1^{9/16}$ • 定价(8) 0.17元

建筑工程出版社印刷厂印刷 • 新华書店发行 • 書号: 1013

建筑工程出版社出版(北京市西郊百万庄)

(北京市書刊出版业营业許可証出字第052号)

目 录

前 言	4
一、一般指示	5
二、有周期性扰力的机器的隔振	5
(一) 設計指示	5
(二) 隔振参数的选择	9
(三) 弹簧隔振器的計算	15
(四) 橡胶隔振器的計算	19
(五) 鋼弹簧和橡胶件組合隔振器的計算	23
(六) 隔振器的布置	26
(七) 被隔振設備迴轉振動頻率の求算	28
(八) 設備强迫振動振幅の求算	30
(九) 传到支承結構上的扰力の求算	33
三、鎚(鍛鎚和模鍛鎚)基礎的隔振层	35
四、消极隔振	41
附 录	44

前 言

本规程为动力机械与易振设备隔振设计和计算的指南。

机器的隔振是防止因机器运转时造成建筑物和构筑物振动的最有效的措施之一。隔振可将机器工作时传到支承结构上的动力荷重显著地减少，并且消除支承结构的振动对机器与易振设备的有害影响。

本规程包括有周期性扰力的机器的隔振、锻锤基础的隔振以及易振设备隔振的设计和计算说明。

本规程由苏联冶金及化学工业企业建造部中央工业建筑科学研究所动力学研究室(技术科学硕士 B.C. 馬尔德舍金編，B. I. 柯列涅夫教授校訂)編制。并經中央工业建筑科学研究所学术委员会建筑力学組审核通过。

：本规程由苏联冶金及化学工业企业建造部技术司标准設計及定額資料处編輯出版。

一、一般指示

1. 本规程包括有关隔振設計和計算的各种指示:

(1) 对于具有周期性扰力和冲击作用的机器(模鍛鎚和鍛鎚)來說, 应以减低安放机器的結構或地基的振动为目的(积极隔振);

(2) 机床, 計量仪器及其他易受振动的設備, 应以减低由支承隔振对象的結構传来的振动为目的(消极隔振)。

2. 机器、机床、仪器等的积极和消极隔振, 采用由鋼彈簧和橡胶件制作的隔振器为宜。

3. 不經計算不得采用隔振裝置。

采用隔振裝置而不經計算, 可能会使隔振对象的自然振动頻率比其强迫振动頻率低很少, 而且隔振效率不高, 如果强迫振动頻率同自然振动頻率之比接近于 1, 則隔振裝置不仅无益, 反而有害。

二、有周期性擾力的机器的隔振

(一) 設計指示

4. 进行有周期性● 扰力机器的隔振設計, 必須具备下列資料:

● 周期性力指接近于諧和性者。若周期性力按較為複雜的規律變化, 則表示擾力和時間關係的函數應展成富里哀級數, 并考慮此級數的第一諧波。至于其余諧波, 則僅只當 $i^2 P_i > P_1$ 作附帶的校核性計算時才考慮。此處之 P_1 和 P_i , 相應于第一和第 i 諧波的最高值。

(1) 注明地脚螺栓位置的机器的图紙；

(2) 机器的重量；

(3) 机器重心的位置；

(4) 有关机器工作轉数的資料，而在可变工作状况时，則需有机器轉动部件的最大和最小轉数或往复运动部件的循环数；

(5) 机器开动和停止时的轉速增减情况；

(6) 机器正常運轉时所发生的扰力和扰力矩；如果没有扰力和扰力矩的資料，則必須有机器各部件的传动系統图，并注明这些部件的重量及其几何尺寸（此乃計算慣性力大小和着力点座标所必須的），机器不平衡轉动部分的偏心矩，活塞冲程等等；

(7) 各种引接綫同机器的連接处及其规格（引接綫的用途，材料，形状，尺寸等）；

(8) 支承結構的图紙及其說明（允許靜力荷重等）；若隔振器設置在直接浇灌在土壤上的整体結構上，則需要有說明土壤的資料（允許靜压力，弹性壓縮系数，地下水位等等）以及有关相邻基础的位置和作用的資料；

(9) 对隔振所提出的要求；支承結構或土壤和被隔振机器的允許振幅值；如果难于提出允許振幅值，則应提出有关相邻房間的說明，在說明中应注意对振动敏感的工艺过程，隔振对象因受意外动力荷重及暫時靜力荷重（撞击，所加工的大型零件偏心的放置，操作人員在操縱机器时力量的影响等等）而发生的允許傾斜角度；

(10) 制作隔振器中弹性构件用的材料的规格；

(11) 各种浸蝕性因素（水、油、酸、碱等）对隔振器影响的可能性，以及隔振器設置处最高和最低气温的資料。

5. 隔振器可直接安置在机器外壳之下，也可安置在安装被隔振机器的刚性台座（或以基础代替）之下。于下列情况設置

台座：

(1) 机器外壳刚度不足时；

(2) 无台座，直接在机器外壳下安装隔振器，遇有结构上的困难时；

(3) 被隔振系统由安装在一个台座上的各单独机器所组成时；

(4) 为了减低被隔振设备的强迫振动振幅，必须增加其重量和质量惯性力矩时；

(5) 由于隔振器刚度的增加，需要增加被隔振设备的重量和质量惯性力矩，以消除设备受暂时静力荷重（见33条）发生的不允许的倾斜和减低设备受意外冲击（例如，操作人员经机器旁走动时的触动，操作时力对车床的影响等等）而发生的自然振动振幅时。

增加设备的重量，一般就要提高隔振器的承重能力总和；如果与增加设备重量成比例地增多隔振器数来提高承重能力，则设备的自然振动频率和传至支承结构上的动力值将不变。

6. 选择机器的台座结构形式时，应尽量缩短整个设备的重心和扰力作用线之间的距离。缩短该距离可减少机器迴转振动的振幅。设备的迴转振动振幅也可由增加设备的质量惯性力矩来减低。

7. 同隔振对象相接的各种引接形式应设计成柔性的，以便隔振对象的振动不致影响引接的强度，并使其刚度大大低于隔振器的刚度。如果不能实现后面这一要求，则应计算引接的刚度。

8. 隔振设计时，应考虑到隔振器的布置对机器迴转振动自振频率的影响；隔振器距离设备重心远（无论是水平或者垂直方向）就会提高迴转振动自振频率，距离近就会降低迴转振动自振频率。

9. 隔振可有两种方案:

- (1) “支承式”(图1, a), 隔振器, 设置在机器台座下面;
- (2) “悬挂式”, 隔振对象悬挂在高出台座底面的受压(图1 b)或受拉的(图1 c)隔振器上。

10. 在个别情况下, 当机器中有水平扰力时, 除用第九条所述方法之外, 亦可用将机器悬挂在铰接的吊杆(图1, d)上的办法来进行隔振。在这种情况下, 减少的只是传到支承结构上的水平力和绕垂直轴的力矩。

11. 对基础埋入土内的机器进行隔振时, 必须要做护槽, 槽内安置基础和隔振器(图1, b和c)。

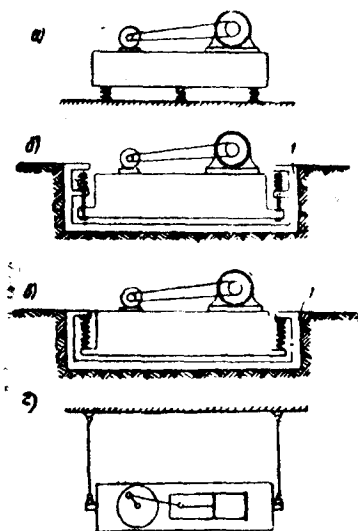


图1 机器隔振的形式

a—支承式方案; b—采用吊杆和受压弹簧的方案; 1—护槽; c—采用受拉弹簧的悬挂式方案; 1—护槽; d—有铰接吊杆的悬挂式方案

12. 布置隔振器时, 应考虑其安装和更换的方便, 并便于对其操作过程中之状况进行观察。设计隔振设施时, 必须规定出通向各隔振器的空隙或通路。

13. 对有周期扰力的机器进行隔振计算时, 要进行如下工作:

- (1) 选择隔振基本参数;
- (2) 决定隔振器中弹性构件的尺寸;
- (3) 选择隔振器的位置;
- (4) 验算被隔振设备的迴轉振动自振频率;
- (5) 验算被隔振设备的强迫振动振幅值和计算传至支承结构上的扰力。

为了进行上述计算，必须求出被隔振设备主中心惯性轴 X, Y, Z 的质量惯性力矩 J_{O_x}, J_{O_y} 及 J_{O_z} (图 2)。

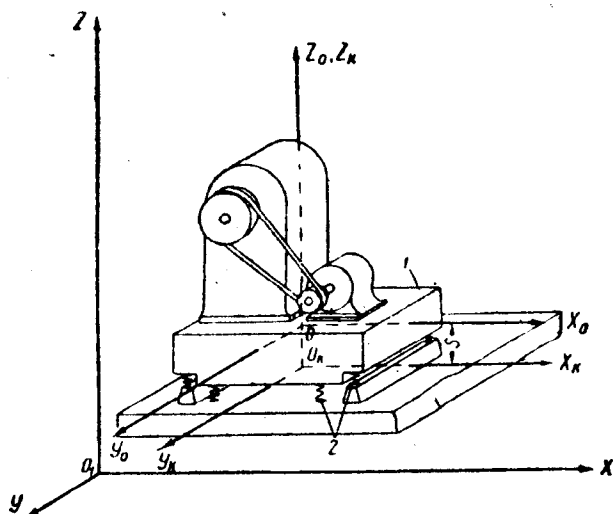


图 2 计算机器隔振时所采用坐标轴的布置图

1—被隔振设备； 2—隔振器； O —设备重心； O_K —隔振器的刚度中心；
 O_1 —坐标原点

(二) 隔振参数的选择

14. 隔振的基本参数是被隔振设备的质量值和主质量惯性力矩值，及隔振器的刚度和减幅性能。

15. 选择被隔振设备所需的质量 m 和质量惯性力矩，应使设备的振幅不超过允许值 a 。

需要预先求出设备所需的质量和惯性力矩时，被隔振设备的振幅可接近似公式 (1) 及 (2) 计算。

设备重心在 X_0, Y_0 及 Z_0 座标轴向的定向振动振幅的近似值

按下列公式求出：

$$a_{0x} = \frac{P_x}{m\omega_0^2}, \quad a_{0y} = \frac{P_y}{m\omega_0^2} \text{ 及 } a_{0z} = \frac{P_z}{m\omega_0^2} \quad (1)$$

設備對 X_0 , Y_0 及 Z_0 座標軸的迴轉振動振幅的近似值按下列公式求出：

$$\varphi_{0x} = \frac{M_{0x}}{J_{0x}\omega_0^2}, \quad \varphi_{0y} = \frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2} \text{ 及 } \varphi_{0z} = \frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2} \quad (2)$$

公式(1)及(2)中採用的符號：

P_x , P_y 及 P_z —— X_0 , Y_0 及 Z_0 軸向的擾力振幅(公斤)；

M_{0x} , M_{0y} 及 M_{0z} ——對 X_0 , Y_0 及 Z_0 軸的擾力矩振幅(公斤·公分)；

J_{0x} , J_{0y} 及 J_{0z} ——被隔振設備質量對 X_0 , Y_0 及 Z_0 軸的慣性力矩(公斤·公分·秒²)；

$m = \frac{Q}{g}$ ——整個設備的質量，等於被隔振機器和台

座的質量之和(公斤·秒²·公分⁻¹)；

Q ——被隔振設備和台座的重量(公斤)；

$g = 981 \frac{\text{公分}}{\text{秒}^2}$ ——重力加速度；

$\omega_0 = 2\pi f_0$ ——擾力的圓頻率($\frac{1}{\text{秒}}$)；

$f_0 = \frac{N}{60}$ ——擾力的頻率(赫芝^①)；

N ——機器每分鐘的轉(循環)數。

在 X_0 及 Y_0 主中心慣性軸向上被隔振對象距 X_0OY_0 平面最遠

① 赫芝是頻率的電度單位，等於每秒鐘一次的振動。

一点(振幅最大的点)的水平振幅近似值按下列公式之一求出:

$$\left. \begin{aligned} \overline{a_x} &= a_{0x} + \varphi_{0y} v_z \\ \overline{a_y} &= a_{0y} + \varphi_{0x} v_z \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: v_z —— X_0, OY_0 平面同被隔振設備距該平面最远一点之間的距离(在 Z_0 軸向上)。

已知設備的允許水平振幅值, 則設備 i 点的水平振幅按公式(3)計算, 但是用等于 Z_0 軸向上 i 点座标的 v_{zi} 值代替 v_z 。

由設備对 X_0, Y_0 及 Z_0 軸的迴轉振动(不考虑設備重心的定向振动)所引起的設備 j 点的振幅近似值可按下列公式求出:

$$\left. \begin{aligned} a_{jx} &= \varphi_{0x} u_{jx} \\ a_{jy} &= \varphi_{0y} u_{jy} \\ a_{jz} &= \varphi_{0z} u_{jz} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: u_{jx}, u_{jy} 及 u_{jz} ——从相应迴轉軸 X_0, Y_0 及 Z_0 至設備离軸最远的 j 点的距离。

如果按公式(1), (2)及(3)計算出的設備振幅大于允許振幅, 則必須設置專門的台座来增加質量 m 和慣性力矩, 如果預先就規定有台座的話則应增加台座的尺寸。

所設計的設備可按本規程第37—39条的指示对其强迫振幅进行精確的計算。

16. 积极隔振的效率(在垂直方向內)决定于传动系数:

$$\mu = \frac{P_K}{P} = \frac{1}{\alpha^2 - 1} \quad (5)$$

式中: P_K ——隔振器传至支承結構上的动力作用振幅;

P ——作用于被隔振設備上的扰力振幅;

$\alpha = \frac{\omega_0}{\omega_z}$ ——强迫振动圓頻率(扰力圓頻率) ω_0 同設備的垂直自然振动圓頻率 ω_z 之比。

如果已知传动系数值 μ ，则 α 值按公式 (5) 求出。

比值 α 在任何情况下，均应适合下面条件：

$$\alpha = \frac{\omega_0}{\omega_z} \geq 4 \quad (6)$$

由于制造能保证自然振动频率低于 2 个赫芝的隔振器在技术上有许多困难，所以在干扰力频率低于 500 次/分的机组进行隔振时，可破例采用 $\alpha \geq 3$ 。

按图 1，进行隔振时，公式 (6) 中的 ω_z 应换为 ω_x 或 ω_y ，也就是说，这种情况应属水平振动。

17. 垂直方向内全部隔振器所需的总刚度 K_z 按下列公式求出：

$$K_z = m \omega_z^2 \text{ 公斤/公分} \quad (7)$$

式中： m ——被隔振设备的质量 (公斤·秒²/公分)；

$\omega_z = \frac{\omega_0}{\alpha}$ ——设备的垂直自然振动圆频率 (秒⁻¹)，根据本规程第 16 条的指示采用。

如果只采用钢弹簧进行隔振，则将隔振器受设备重量影响而产生的静力压缩量 λ_{cr} 作为所需的刚度最为合适。动的弹簧静力

压缩量 (此时，被隔振设备将以 $f_z = \frac{\omega_z}{2\pi}$ 的频率发生振动) 按公式 (8) 或按图 3 中之图表求出：

$$\lambda_{cr} = \frac{g}{\omega_z^2} \approx \frac{25}{f_z^2} = \left(\frac{5}{f_z} \right)^2 \text{ 公分} \quad (8)$$

按图 1，进行隔振时，被隔振设备的基本特征是吊杆的长度 l ，该长度根据公式 (8) 或按图 3 之图表求出，此时以 l 值代替

λ_{cr} ， f_z 则用 $f_x = \frac{\omega_x}{2\pi}$ 或 $f_y = \frac{\omega_y}{2\pi}$ 值代替。

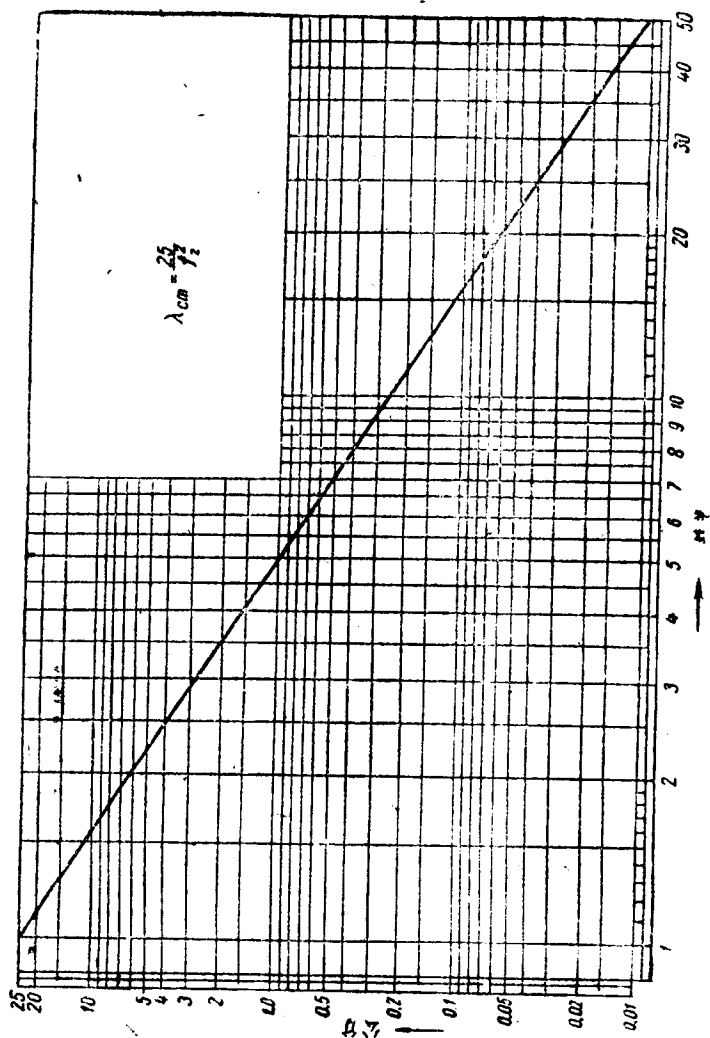


图 3 安装在弹簧隔振器上的机器的垂直自然振动频率 f_z 与弹簧静力压缩量 λ_{CT} 间的关系图

18. 为了减低设备在机器开动和停止时的振动，应规定使用有阻尼作用(减振性能)的隔振器。

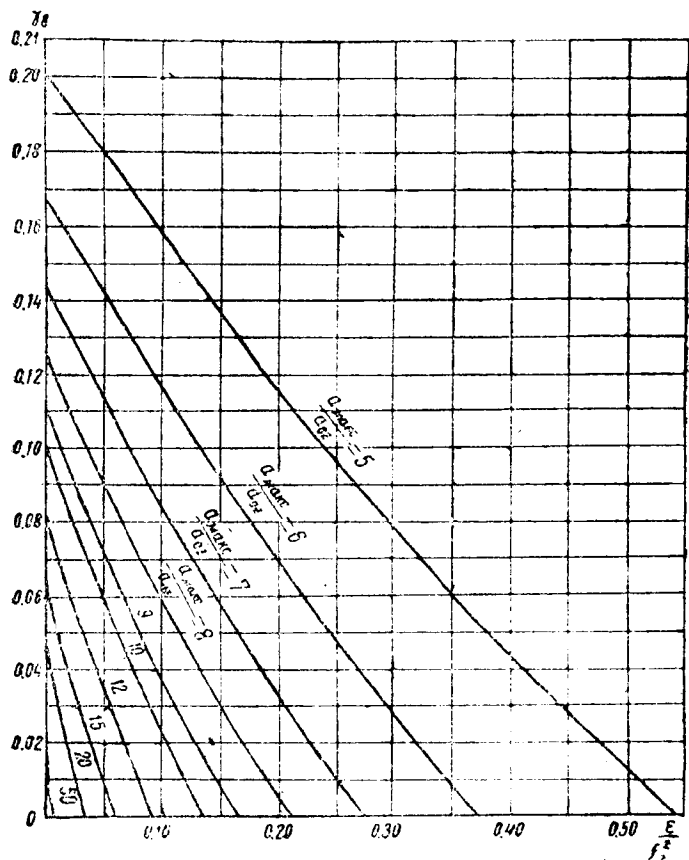


图 4 求表示隔振器阻尼作用的非弹性阻抗系数

τ_n 所需值的图表

ε —机器轉數的增減速度(赫芝/秒); f_z —機器自然振動頻率(赫芝); a_{max} —機器開動或停止時的最大振幅(公分); a_{0s} —機器工作時的垂直振幅(公分)

表示隔振器減振性能（阻尼）的非彈性阻抗系數值 γ_B ①，根據機器轉數增減速度 ϵ 及機器開動或停止時設備的最大振幅（ $a_{\text{Мак}}$ ）同機器工作時設備的垂直振幅（ a_{0z} ）的比例按圖4中的圖表求出。

知道了 ϵ 值，並已得出 $\frac{a_{\text{Мак}}}{a_{0z}}$ 的比值，就可按圖表求出所需的最小 γ_B 值。如果按圖表所得到的 γ_B 值 ≤ 0.03 ，則可採用鋼彈簧製作的隔振器； $\gamma_B > 0.03$ 時，必須採用橡膠隔振器或者鋼彈簧和橡膠件組成的組合隔振器。

通風機的隔振器可用彈簧製成，因為有連接通風機與通風管的軟管套就保證了足夠的阻尼。

（三）彈簧隔振器的計算

19. 任何彈簧，只要其剛度等於計算所需數值，均適于做彈簧隔振器。選擇彈簧的數目，要便於布置和安裝。垂直方向內全部彈簧隔振器的總剛度 K_{zn} 不應大於按公式（7）所求出的 K_z 值。計算和驗算彈簧隔振器的承重能力時，應考慮按公式（10）計算的傳到彈簧上的靜力荷重和動力荷重。

下面是關於用圓鋼條盤成的圓柱形彈簧的計算說明。

20. 垂直方向內一個彈簧的剛度 K'_{zn} 按下列公式求出：

$$K'_{zn} = \frac{K_{zn}}{n} \quad (9)$$

式中： n ——彈簧數。

21. 一個彈簧所受的計算荷重為：

$$P' = P'_{ct} + 1.5P'_{dyn} \text{ 公斤} \quad (10)$$

① γ_B 與阻尼對數遞減量 δ 和吸收系數 ψ 有關，其關係式為 $\gamma_B = \frac{\delta}{\pi} \frac{\psi}{1-\psi}$ 。

式中: P'_{CT} ——一个弹簧所受的静力荷重(公斤), 该荷重按下式求出:

$$P'_{CT} = \frac{Q}{n} \text{ 公斤} \quad (11)$$

Q ——被隔振设备的重量(公斤); 如果除弹簧之外, 还使用其它隔振器, 则公式(11)中的 Q 只表示设备传到弹簧上的部分重量[见式(37)及(38)];

$P'_{днн}$ ——被隔振机组在工作状态时传到一个弹簧上的动力荷重(公斤), 该荷重按下列公式求出:

$$P'_{днн} = a_{0z} K'_z \quad (12)$$

a_{0z} ——机组在工作转速时的垂直振幅(公分);

1.5—— $P'_{днн}$ 时, 计算弹簧材料疲劳现象的系数。

22. 计算弹簧时, 要求出钢条的直径(公分), 弹簧的平均直径 D (公分), 工作圈数 i , 总圈数 i_1 , 自由状态时弹簧的高度 H (公分)。

钢条的直径 d 按下列公式求出:

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{k P' c}{[\tau]}} \text{ 公分} \quad (13)$$

式中: $[\tau] = \frac{\tau_s}{k_0}$ ——弹簧材料的允许剪切应力(公斤/平方公分); τ_s ——受剪力时的屈服极限;
 k_0 ——安全系数, 等于1.5—2.0;

$c = \frac{D}{d}$ ——弹簧平均直径同钢条直径之比; c 值可采用4—10;

k ——按图5中的图表求出的系数。

弹簧平均直径 D 按下列公式求出: