

# JG

## 中华人民共和国建筑工业行业标准

JG/T 5076.1—1996

---

### 振动压路机减振系统设计规范

Design standard for the  
isolating system of the vibratory rollers

1996-03-12 发布

1996-08-01 实施

---

中华人民共和国建设部 发布

# 目 次

1 主题内容与适用范围 .....	( 1 )
2 引用标准 .....	( 1 )
3 术语及符号 .....	( 1 )
4 参数域 .....	( 7 )
5 减振设计程序 .....	( 7 )
6 压路机减振分类及减振代码 .....	( 9 )
7 主减振系统模型的生成 .....	( 14 )
8 压路机的质量分配原则与振动轮的尺寸 .....	( 15 )
9 工作频率、名义振幅 .....	( 22 )
10 减振器的变形与受力 .....	( 28 )
11 六心协调 .....	( 31 )
12 发动机、驾驶室的减振设计原则 .....	( 35 )
13 振荡压路机减振设计 .....	( 36 )
14 减振器的设计 .....	( 36 )
附录 A 橡胶减振器的参数系列及型谱(补充件) .....	( 37 )
附录 B $M-B_m$ 曲线的计算(补充件) .....	( 41 )
附录 C $f_0-X_0$ 关系曲线计算(补充件) .....	( 42 )
附录 D 压路机减振系统设计计算参数(补充件) .....	( 44 )
附录 E 减振器设计计算参数(补充件) .....	( 45 )
附录 F 振动功率计算(参考件) .....	( 47 )
附录 G 关于振动轴承寿命的说明(参考件) .....	( 50 )

# 中华人民共和国建筑工业行业标准

## 振动压路机减振系统设计规范

JG/T 5076.1—1996

Design standard for the  
isolating system of the vibratory rollers

### 1 主题内容与适用范围

本标准规定了压路机减振设计的程序、基本准则以及减振参数的选择。  
本标准适用于振动压路机和振荡压路机(以下合称压路机)。

### 2 引用标准

- GB 321 优先数和优先数系
- GB 2822 标准尺寸
- GB 8419 土方机械 司机座椅振动试验方法和限值
- GB 10680 振动压路机用橡胶减振器技术条件
- JG/T 5076.2 振动压路机减振系统检验规范

### 3 术语及符号

#### 3.1 术语

##### 3.1.1 压路机的总体坐标系及描述压路机位置的各种平面

压路机的总体坐标系见图1。

“E面”，垂直于振动轮轴线，将振动轮对等地分为两半的平面；

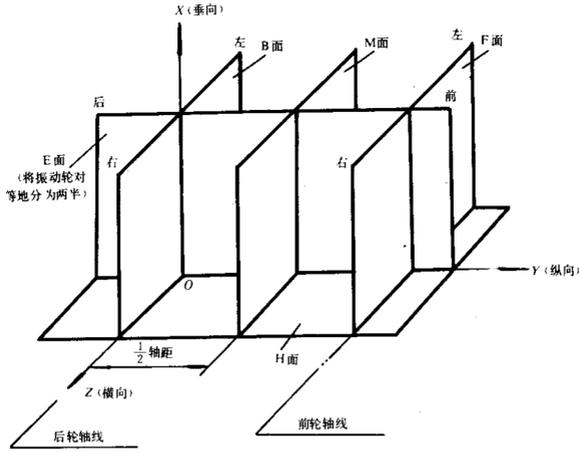
“B面”，垂直于“E面”，与后轮轴心线重合的平面；

“F面”，垂直于“E面”，与前轮轴心线重合的平面；

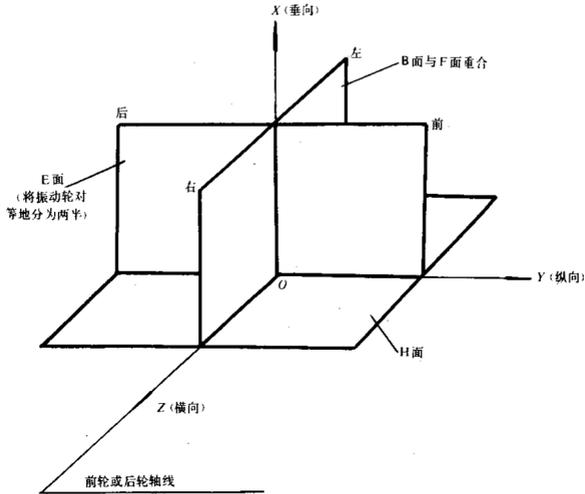
“M面”，平行于“B面”、“F面”，在二分之一轴距处；

“H面”，通过振动轮轴线，与地面平行的面。

当压路机只有一个轮子时，B面与F面自然重合。



(a) 两轮振动压路机



(b) 单轮振动压路机

图1 压路机的总体坐标系

3.1.2 减振器的拉压轴

指通过减振器中心,垂直于两端板的轴线,见图2。

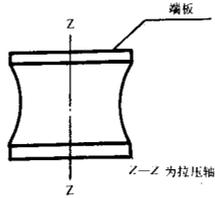


图2 减振器的拉压轴

3.1.3 减振器的形状

减振器的形状以垂直于拉压轴的橡胶实体的横断面来区分。对于压路机主减振系统用的减振器主要有:

- 圆形减振器;
- 方形减振器;
- 矩形减振器。

3.1.4 减振器承载方式

3.1.4.1 压缩方式

减振器所承受的载荷中心线与拉压轴重合,见图3(a)。

3.1.4.2 剪切方式

减振器所承受的载荷垂直于拉压轴,见图3(b)。

3.1.4.3 斜置式

减振器的压缩轴与水平面成 $\theta$ 夹角,载荷线垂直于水平面,见图3(c)。对于斜置式,减振器应配对使用。

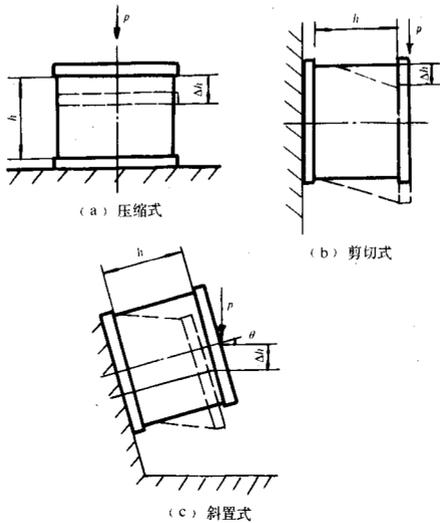


图3 减振器承载方式

3.1.5 名义尺寸

减振器橡胶实体尺寸的算术平均值。

3.1.6 线性临界载荷(简称线性载荷)

当减振器所承受的载荷不大于线性临界载荷时,应变与应力之间呈线性关系。

3.1.7 名义固有频率

指减振器上所承受的的质量的重力刚好达到线性载荷时的固有频率。

3.1.8 极限载荷

使减振器发生破坏的载荷。

3.1.9 表观弹性模量

用成形的减振器测得的橡胶弹性模量。

3.2 符号

3.2.1 尺寸

$D$ ——振动轮轮径,cm;

$L$ ——振动轮轮宽,cm;

$B_{eq}$ ——压路机等效尺寸,cm;

$R$ ——减振器布置圆半径,cm;

$l_e$ ——激振器偏心块的偏心距离,cm。

3.2.2 质量

$M_{over}$ ——压路机整机质量,kg;

$M$ ——振动轮分配质量,kg;

$M_1$ ——上车质量,kg;

$M_2$ ——下车质量,kg;

$m_c$ ——机架质量,kg;

$m_E$ ——发动机质量,kg;

$m_D$ ——驾驶室质量,kg;

$m_e$ ——激振器偏心块的偏心质量,kg。

3.2.3 频率与振幅

$\omega_0$ ——激振器角频率,rad/s;

$f_0$ ——工作频率,Hz;

$X_0$ ——名义振幅,mm;

$x_1$ ——上车位移,mm;

$X_1$ ——上车振幅,mm;

$x_2$ ——下车位移,mm;

$X_2$ ——下车振幅,mm。

3.2.4 减振器总刚度与变形

$K_{xx}$ ——减振器垂向总动刚度,N/cm;

$K_{xXS}$ ——减振器垂向总静刚度,N/cm;

$\delta$ ——减振器垂向静变形,cm;

$N_0$ ——减振器安装块数,块;

$N_D$ ——驱动边减振器安装块数,块;

$K_{xxL}$ ——振动轮左侧减振器垂向动刚度,N/cm;

$K_{xxR}$ ——振动轮右侧减振器垂向动刚度,N/cm。

3.2.5 力

- $P_1$ ——上车重力,N;
- $P_2$ ——下车重力,N;
- $P$ ——振动轮分配重力,N;
- $S_p$ ——减振器受力,N;
- $R_p$ ——行走阻力,N;
- $D_p$ ——牵引力,N;
- $F$ ——激振力,N;
- $F_0$ ——激振力幅值,N。

3.2.6 系数

- $r_{over}$ ——质量分配系数;
- $r_m$ ——上下车质量比;
- $r_L$ ——轮宽轮径比;
- $r_f$ ——频率计算系数;
- $r_G$ ——载荷系数;
- $\bar{r}_R$ ——平均行走阻力系数;
- $\bar{r}_O$ ——平均附着系数;
- $\bar{r}_D$ ——牵引力系数;
- $r_w$ ——整机重心偏差系数;
- $r_{w_1}$ ——上车重心偏差系数;
- $r_{w_2}$ ——下车重心偏差系数;
- $r_p$ ——激振力中心偏差系数;
- $r_K$ ——刚度中心偏差系数。

3.2.7 坐标值

- $Z_{CW}$ ——整机重心的横向坐标值,cm;
- $Z_{CW_1}$ ——上车重心的横向坐标值,cm;
- $Z_{CW_2}$ ——下车重心的横向坐标值,cm;
- $Z_{CK}$ ——刚度中心的横向坐标值,cm;
- $Z_{CP}$ ——激振力中心的横向坐标值,cm;
- $Z_{KR}$ ——振动轮右侧减振器到E面的距离,cm;
- $Z_{KL}$ ——振动轮左侧减振器到E面的距离,cm。

3.2.8 橡胶减振器符号,见表1。

表1 橡胶减振器符号

符号	单位	意义	解 释
$h$	mm	名义高度	
$d$	mm	名义直径	
$b, t$	mm	名义边长	
$H$	mm	安装高度	

续表 1

符 号	单 位	意 义	解 释
$\epsilon$	—	减振器的应变	指减振器在力 $p$ 作用下的静变形量 $\Delta h$ (见图 3) 与其名义尺寸高度 $h$ 之比, 即 $\epsilon = \frac{\Delta h}{h}$
$\epsilon_N$	—	压缩应变	减振器承受压缩载荷时的应变
$\epsilon_G$	—	剪切应变	减振器承受剪切载荷时的应变
$K_S$	N/cm	静刚度	指按 GB 10680 中所规定的方法测得的刚度, 即 $K_S = \frac{p}{\Delta h}$
$K_{SN}$	N/cm	压缩静刚度	$K_{SN} = K_N/\eta$
$K_{SG}$	N/cm	剪切静刚度	$K_{SG} = K_G/\eta$
$K$	N/cm	动刚度	减振器在承受动载荷时, 刚度值要发生变化, 其值要大于静刚度值。这个载荷受动载荷时的实际刚度值称为减振器的动刚度
$K_N$	N/cm	压缩动刚度	$K_N = ijr^2h$
$K_G$	N/cm	剪切动刚度	$K_G = jrd = jr^2h$
$\eta$	—	动刚度系数	$\eta = \frac{K}{K_S}$
$P_G$	N	剪切线性载荷	指当 $\epsilon_G = 25\%$ 时的载荷
$P_N$	N	压缩线性载荷	指当 $\epsilon_N = 15\%$ 时的载荷
$f_{nN}$	Hz	压缩名义固有频率	$f_{nN} = 0.411 \sqrt{\frac{980}{h}}$
$f_{nG}$	Hz	剪切名义固有频率	$f_{nG} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{980}{h}}$
$L_L$	N	拉伸极限载荷	意义同 GB 10680 中的拉伸破坏载荷
$L_N$	N	压缩极限载荷	指当橡胶内的压缩应力达到 2.95 MPa 时的载荷, $L_N = 230d_n^2$
$L_G$	N	剪切极限载荷	指当橡胶内的剪切应力达到 1.47 MPa 时的载荷, $L_G = 115 d_n^2$
$H_s$	—	橡胶硬度	指减振器橡胶切片的邵尔 A 硬度
$d_{eq}$	mm	等效直径	指将减振器的断面面积等效成一个圆的面积后, 这个圆的直径 $d_{eq} = d$ 圆形减振器 $d_{eq} = \sqrt{4b \cdot t/\pi}$ 方形和矩形减振器
$r$	—	细高比	减振器的名义直径或等效直径与名义高度之比, 它代表了减振器的稳定性。对于任何减振器有: $r = d_{eq}/h$ $1.33 \leq r \leq 4.00$

续表 1

符 号	单 位	意 义	解 释
$\lambda$	—	长宽比	$\lambda = l/b$
$G$	MPa	剪切模量	指橡胶材料的剪切模量 $G = 0.1166e^{0.024F}$
$i$	—	形状系数	代表减振器表观弹性模量与橡胶材料剪切模量之间差异的一个量,它只与减振器的形状有关 对于圆形减振器: $i = 3.6[1 + 0.1031r^2]$ 对于方形或矩形减振器: $i = 3.6 \left\{ 1 + 0.5725 \left[ \frac{bt}{(b+t)h} \right]^2 \right\}$ $= 3.6 \left[ 1 + 0.4496 \frac{\lambda}{(\lambda+1)^2} r^2 \right]$
$G_s$	MPa	表观剪切模量	$G_s = G$
$E_s$	MPa	表观压缩模量	$E_s = iG$
$j$	MPa	减振器的模数	$j = \frac{\pi}{4} \eta G$ 减振器的模数与减振器的动刚度成正比 $25 \leq j \leq 100$

#### 4 参数域

根据减振参数的整个变化范围划分成八个参数域,分别用代号 A、B、C、D 和 a、b、c、d 来表示。这八个参数域分为四个等级,见表 2。

表 2 参数域的级别划分

级别	参数域	减振设计的合理性	与其他参数的配套性	经济性	备 注
优先选用	A、a	最合理	很容易配套	最经济	在 A 域与 a 域重合时,只标出 A 域
可以选用	B、b	合理	容易配套	经济	
不宜选用	C、c	可行但不合理	不容易配套	不经济	
不得选用	D、d	不可行	不能配套	浪费	

#### 5 减振设计程序

见图 4。框图中数字为标准中的章条号。

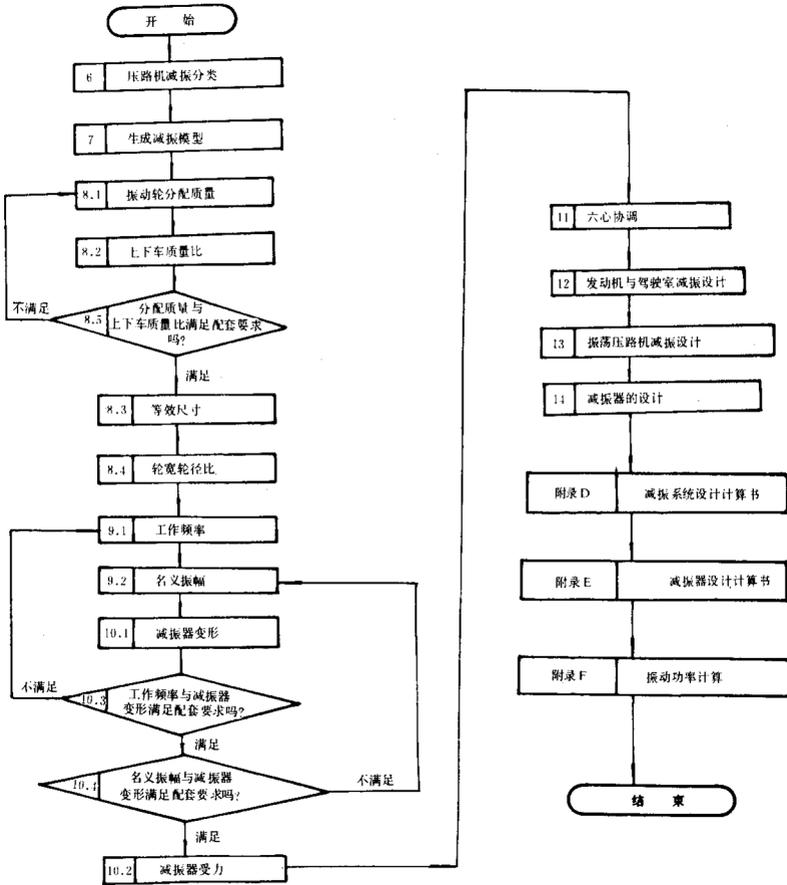


图 4 减振设计程序框图

6 压路机减振分类及减振代码

6.1 减振分类

由于压路机的类型不同,其减振参数选择范围也不相同,因此在进行压路机的减振设计时,应首先对其进行减振分类。

6.2 减振分类的方法和减振代码

压路机减振分类的方法和减振代码见表3及图5~图14。

表3 压路机的减振分类及减振代码

基本特征	机架特征	轮子特征	振动轮特征	示意图	减振代码
手扶	—	单轮(或有小支承轮)	单振	图5	HS
	铰接式	两个钢轮	双驱双振	图6	HA
	整体式	两个钢轮	双驱双振	图7	HR
轮胎驱动 自行式	铰接式	一个振动轮 两个驱动轮胎	不驱动	图8	ST
			驱动		STD
双驱双振 自行式	铰接式	两个钢轮	双驱双振	图9	SAD
	整体式	两个钢轮	双驱双振	图10	SRD
单轮振动 自行式	整体式	两个钢轮	后轮振动并驱动	图11	SRB
			前轮振动并驱动	—	SRF
拖式	—	两个钢轮		图12	T
组合式	铰接式	一个振动轮,三个以上的光面轮胎		图13	CA
	整体式		前轮振动(钢轮)	—	CRF
			后轮振动(钢轮)	图14	CRB

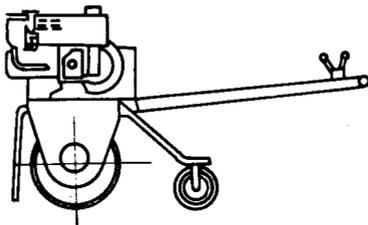


图5 HS类压路机

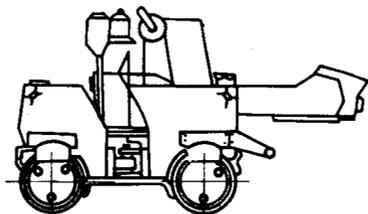
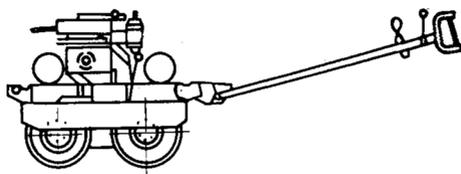
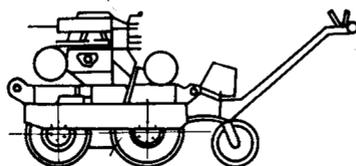


图 6 HA 类压路机

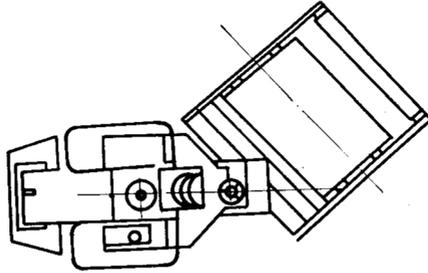
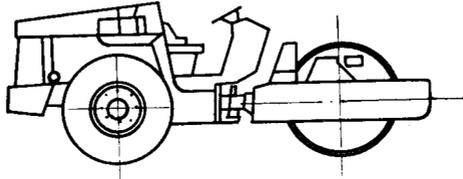


(a) 不带转向机构

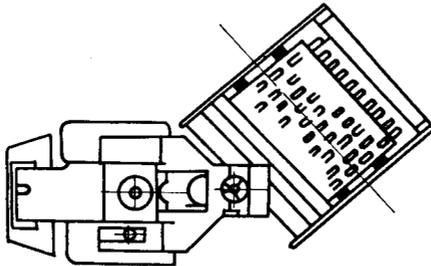
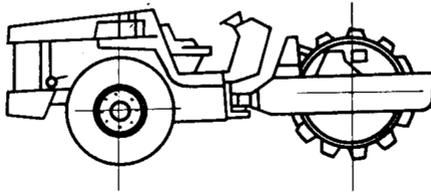


(b) 带转向机构

图 7 HR 类压路机



(a) 光轮



(b) 凸轮

图 8 ST 和 STD 类压路机

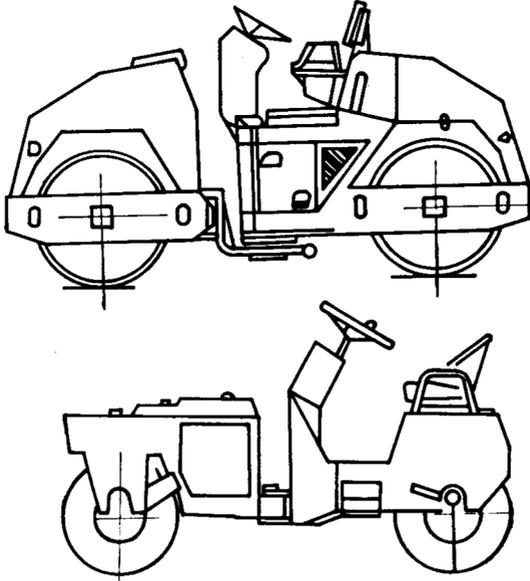


图 9 SAD 类压路机

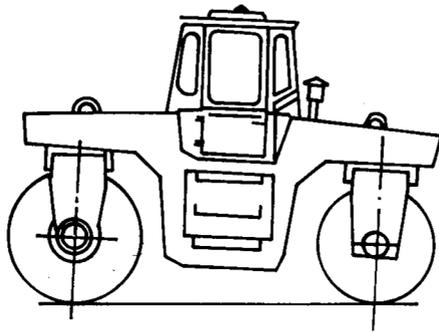
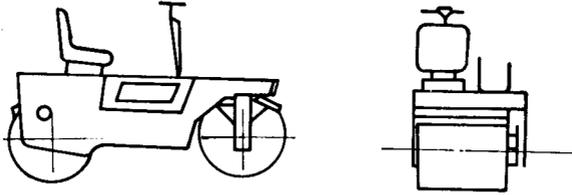
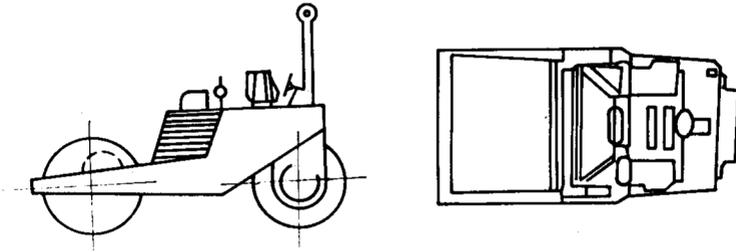


图 10 SRD 类压路机



(a) 前后轮等宽



(b) 前后轮不等宽

图 11 SRB 类压路机

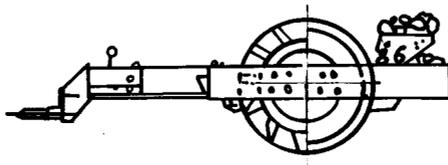


图 12 T 类压路机

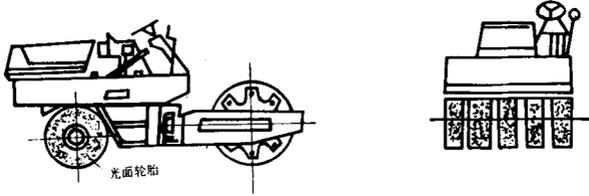


图 13 CA 类压路机

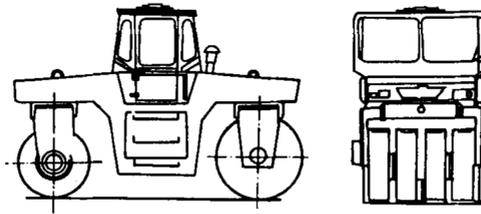


图 14 CRB 类压路机

### 7 主减振系统模型的生成

压路机主减振系统模型见图 15 和表 4。

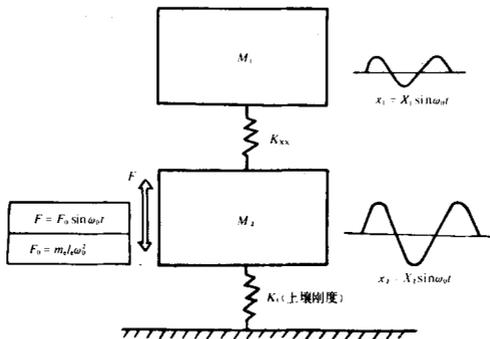


图 15 压路机的主减振系统模型

表 4 压路机主减振系统模型的生成方法

压路机减振代码	形成原则	上车质量 $M_1$	下车质量 $M_2$	等效尺寸 $B_{eq}$
HS	将整机简化成一个模型	整个上车质量	振动部分质量	$\sqrt{DL}$
HR	将整机简化成一个模型	整个上车质量	整个振动部分质量	$2(\sqrt{DL})$
HA	从铰接点处分开将整机简化成两个模型	上车在每个振动轮上的分配质量	各振动部分的质量	对于每一个振动轮 $\sqrt{DL}$
T	将整机简化成一个模型	整个上车质量	振动部分质量	$\sqrt{DL}$
SRD	将整机简化成两个模型	上车在每个振动轮上的分配质量	各振动部分的质量	对于每个振动轮 $\sqrt{DL}$
SRB CRF SRF CRB	将整机简化成一个模型	上车在振动轮上的分配质量	振动部分质量	$\sqrt{DL}$
ST CA STD	将整机简化成一个模型	上车在振动轮上的分配质量	振动部分质量	$\sqrt{DL}$
SAD	从铰接点处分开将整机简化成两个模型	上车在每个振动轮上的分配质量	各振动部分的质量	$\sqrt{DL}$
其他	按与本表相似的机型处理			

8 压路机的质量分配原则与振动轮的尺寸

8.1 振动轮分配质量

8.1.1 振动轮分配质量按公式(1)计算:

$$M = r_{over} \cdot M_{over} \dots\dots\dots (1)$$

式中:  $M$ ——振动轮分配质量,kg;

$r_{over}$ ——分配系数;

$M_{over}$ ——压路机工作质量,kg。

8.1.2 分配系数  $r_{over}$ 按表 5 选取。

表 5 分配系数  $r_{over}$ 的参数域

压路机减振代码	分配系数 $r_{over}$																					
	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.71	0.67	0.63	0.60	0.56	0.53	0.50	0.47	0.45	0.425	0.40	0.3750	0.3350	0.315	0.30	
CRF CRB SRF SRB					D	C	B	A	b	c	d											
STD SRD SAD CA HA					D	C	B	A	b	c	d											
ST						D	C	B	A	b	c	d										
T	a	d																				
HR	a	b	c	d																		
HS	a	b	c	d																		

8.2 等效尺寸

当确定了振动轮分配质量  $M$  之后,对于不同的压路机,分别由图 16~图 22 确定等效尺寸  $B_{eq}$ 。  
图 16~图 22 的  $M-B_{eq}$  曲线可以外推,公式见附录 B(补充件)。

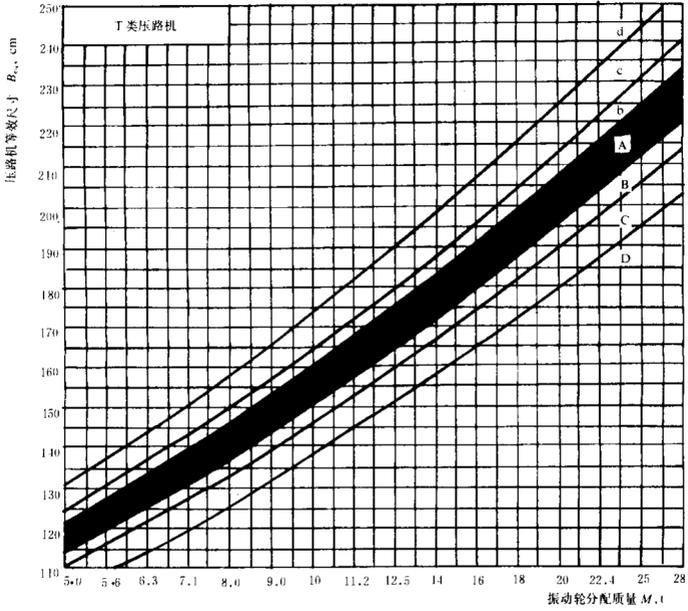


图 16  $M-B_{eq}$  曲线

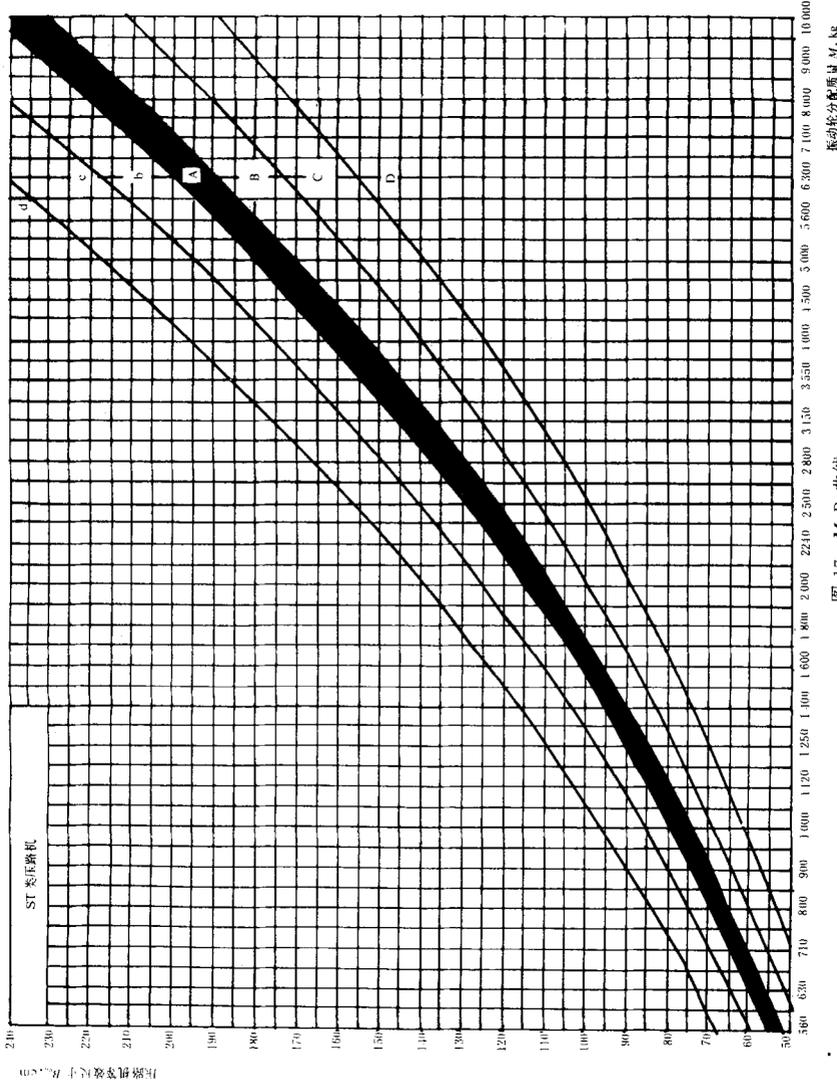


图 17 M-E<sub>90</sub>曲线

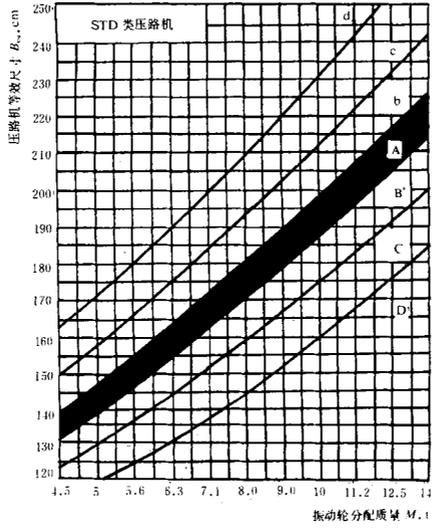


图 18  $M-B_{eq}$  曲线

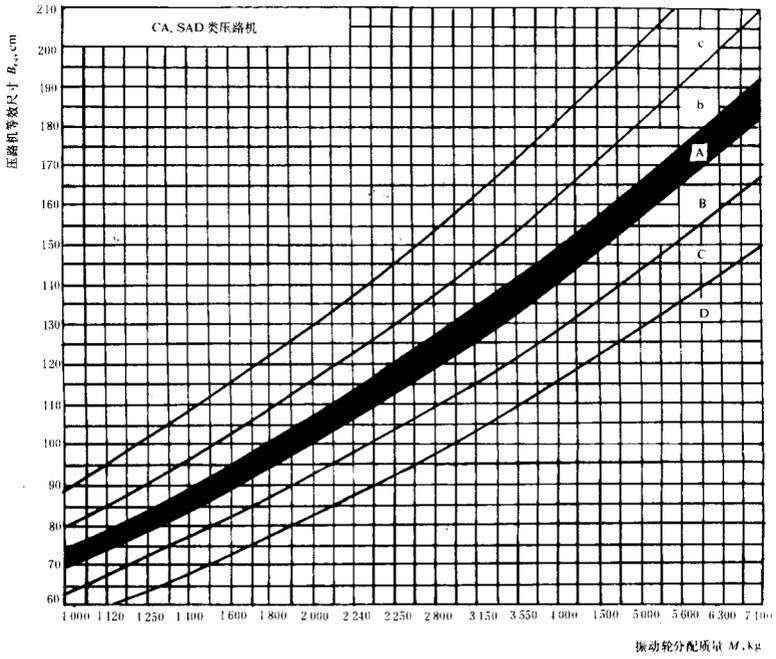


图 19  $M$ - $B_{eq}$  曲线

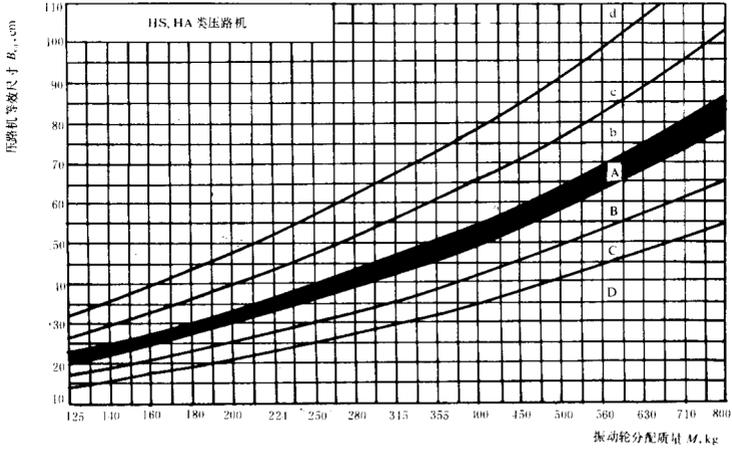


图 20  $M-B_{eq}$  曲线

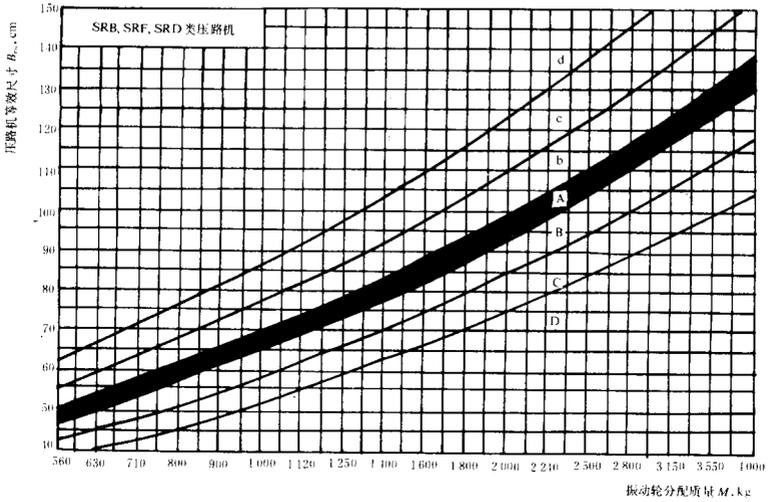


图 21  $M-B_{eq}$  曲线

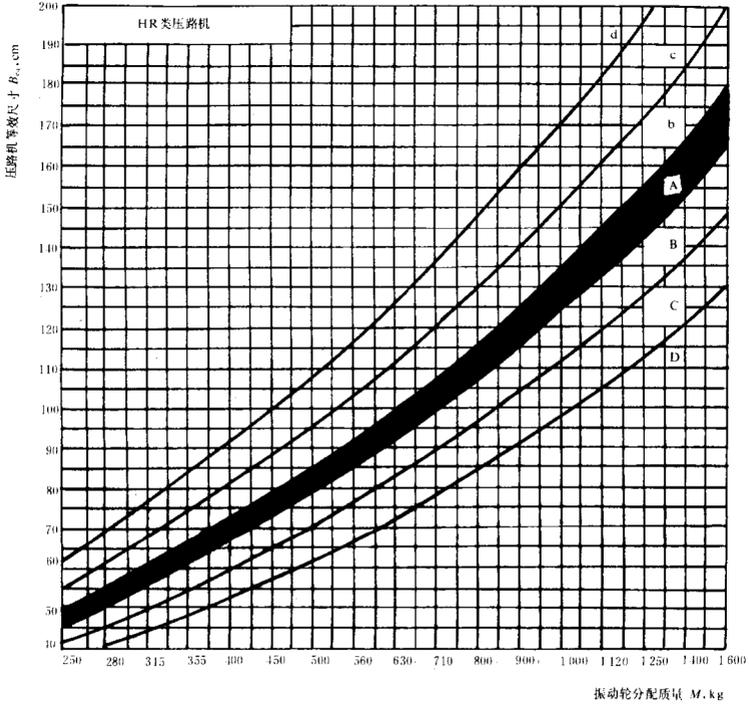


图 22  $M-B_m$  曲线

8.3 上下车质量比

8.3.1 上下车质量比按公式(2)计算:

$$r_m = M_1/M_2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:  $r_m$ ——上下车质量比;

$M_1$ ——上车质量,kg;

$M_2$ ——下车质量,kg。

8.3.2 上下车质量比  $r_m$  按表 6 选取。

表 6 上下车质量比  $r_m$  的参数域划分

压路机减振代码	上下车质量比 $r_m$																	
	0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1.0	1.12	1.25	1.4	1.6	1.8	2.0	2.24	2.5	3.15
T			d	c	b	A		B		C		D						
ST	c	b	A		B		C		D									
STD	d	c	b	A		B		C		D								
HS HA			d	c	b	A		B		C		D						
CRB CRF CRD SRB SRF SRD			d	c	b		A		B		C		D					
CA SAD		d	c	b	A		B		C		D							
HR	d	c	b	A		B		C		D								

8.4 轮宽轮径比

8.4.1 轮宽轮径比按公式(3)计算:

$$r_L = L/D \dots\dots\dots(3)$$

式中:  $r_L$ ——轮宽轮径比;

$L$ ——振动轮轮宽,cm;

$D$ ——振动轮轮径,cm。

8.4.2 轮宽轮径比  $r_L$  按表 7 选取。

表 7 轮宽轮径比  $r_L$  的参数域划分

压实材料	轮宽轮径比 $r_L$																	
	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.32	1.25	1.18	1.12	1.06	1.00	0.95	0.90					
沥青混凝土面层	C	B	A		b		c		d									
沥青混凝土基层	C	B	A		b		c		d									
沥青混凝土面层和基层	C	B	A		b		c		d									
土壤填方	C	B	A		b		c		d									
土壤填方和沥青混凝土基层	C	B	A		b		c		d									
碎石填方	D	C	B		A		b		c		d							
土壤填方和碎石填方	D	C	B		A		b		c		d							
所有材料	D	C	B		A		b		c		d							

8.5 质量分配系数  $r_{over}$  与上下车质量比  $r_m$  的配套要求

质量分配系数  $r_{over}$  与上下车质量比  $r_m$  不得采用配套方案:

B 与 c; c 与 B

9 工作频率、名义振幅

9.1 工作频率

9.1.1 压路机的工作频率按公式(4)计算:

$$f_0 = r_f \sqrt{B_{eq}/M_2} \dots\dots\dots(4)$$

式中:  $f_0$ ——工作频率,Hz;

$r_f$ ——频率计算系数;

$B_{eq}$ ——压路机等效尺寸,cm。

9.1.2 频率计算系数按表 8 选取。

表 8 频率计算系数  $r_i$  的参数域划分

压实材料	频率计算系数 $r_i$														
	75	85	95	106	118	132	150	170	190	212	236	265	300	335	375
碎石填方	d	c	b		A	B	C	D							
土壤填方		d	c	b		A	B	C	D						
沥青混凝土基层			d	c	b		A	B	C	D					
沥青混凝土面层				d	c	b		A	B	C	D				
碎石填方和土壤填方		d	c	b		A	B	C	D						
土壤填方和沥青混凝土基层			d	c	b		A	B	C						
沥青混凝土基层和面层				d	c	b		A	B	C					
所有材料				d	c	b		A	B	C	D				

9.1.3 按公式(4)计算出的工作频率如果小于 20 Hz,应核查是否会引起下述共振:

- a. 铰接式压路机铰接点的共振,一般固有频率为 12~18 Hz。
- b. 发动机减振系统的共振,一般固有频率为 9~12 Hz,设计得不好时可达 12~18 Hz。
- c. 驾驶室减振系统的共振,一般固有频率为 6~10 Hz,设计得不好时可达 10~14 Hz。

9.2 名义振幅

9.2.1 由 9.1 条确定了工作频率  $f_0$  后,可按压路机所需要压实材料的不同种类,分别由图 23~图 26〔计算公式见附录 C(补充件)〕确定名义振幅  $X_0$ 。

9.2.2 在图 23~图 26 的  $X_0$  至  $f_0$  平面上,参数域依次按 D、C、B、A、b、c 和 d 的顺序变化,压实效果逐渐变好,而振动轴承的寿命将缩短,见附录 G(参考件)。设计时应在两者之间综合考虑。

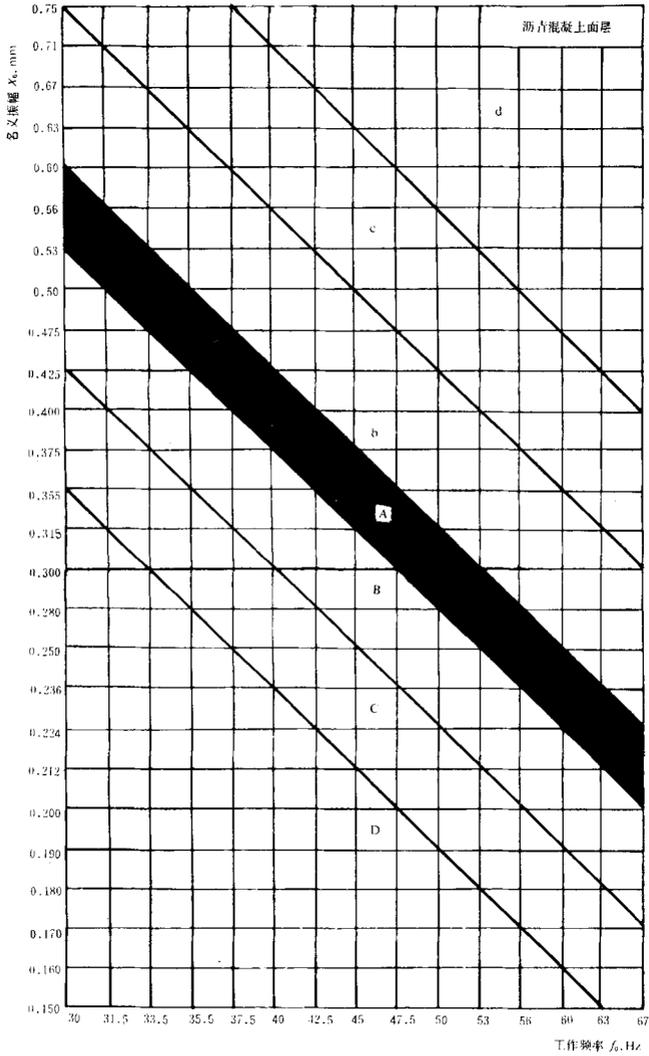


图 23  $f_0$ - $X_0$  曲线

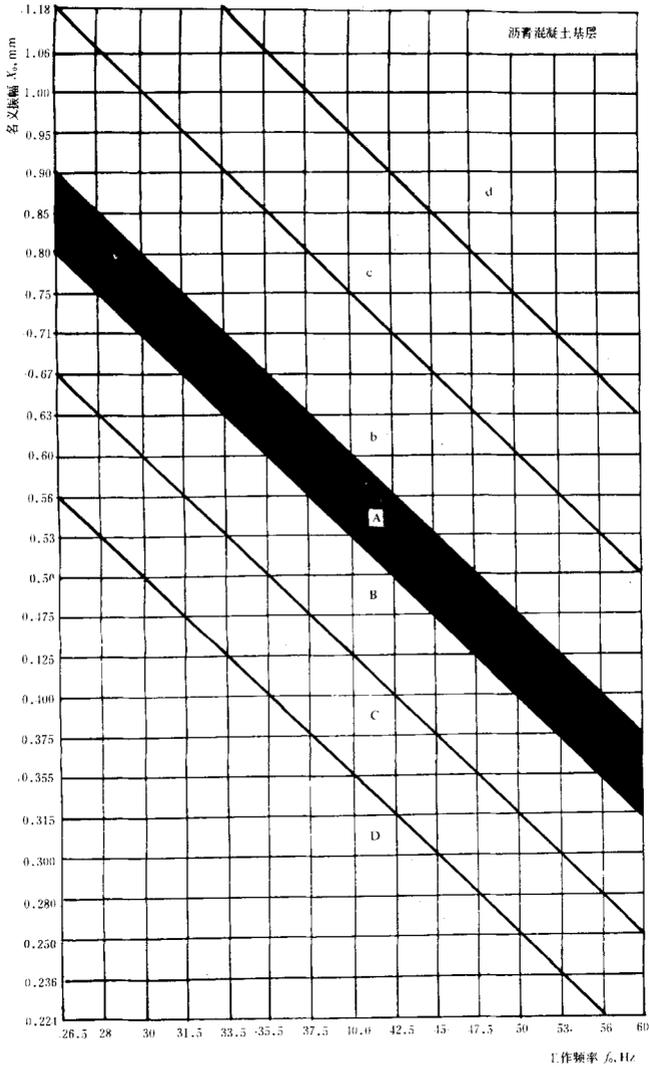


图 24  $f_0-X_0$  曲线

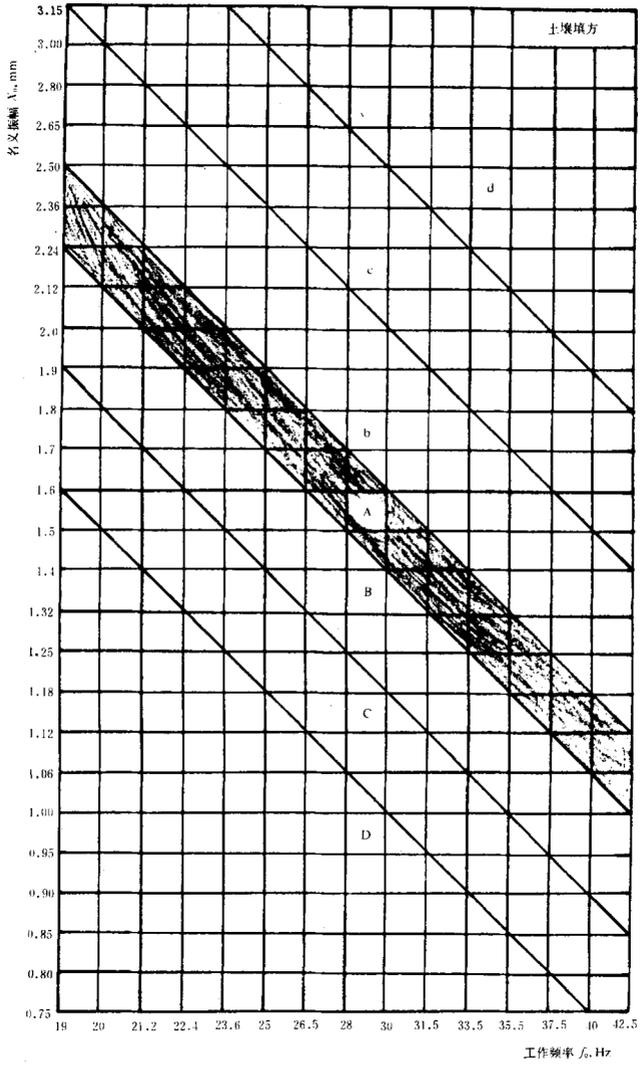


图 25  $f_0$ - $X_0$  曲线

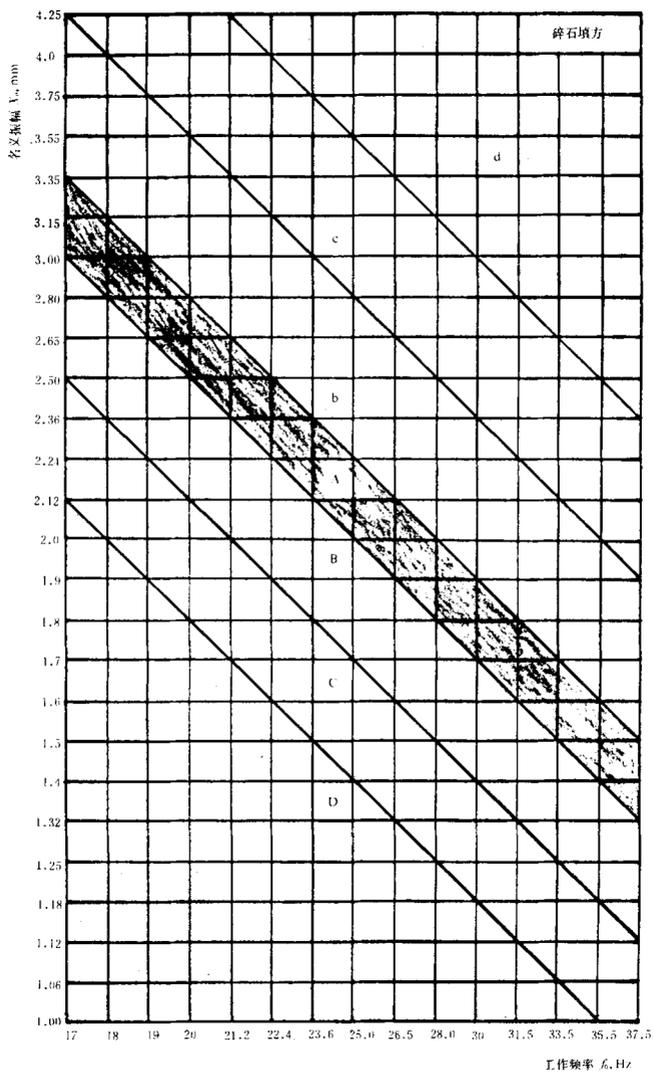


图 26  $f_0$ - $X_0$  曲线

10 减振器的变形与受力

10.1 减振器的垂向静变形

10.1.1 在上车重力的作用下,减振器的垂向静变形按公式(5)计算:

$$\delta = M_1 \cdot g / K_{XXS} \dots\dots\dots(5)$$

式中:  $\delta$ ——减振器的垂向静变形,cm;

$g$ ——重力加速度,取  $g=9.8 \text{ m/s}^2$ ;

$K_{XXS}$ ——压路机减振器垂向总静刚度,N/cm。

10.1.2 减振器的垂向静变形  $\delta$  按表 9 选取。

表 9 减振器垂向静变形量  $\delta$  的参数域划分

压路机减振代码	减振器垂向静变形量 $\delta$ ,cm																			
	0.56	0.63	0.67	0.71	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5	1.6	1.7	
HS			D	C	B	A	a	b	c	d										
HR CRD CRF SRB SRF				D	C	B	A	a	b	c	d									
HA SRD SRF					D	C	B	A	a	b	c	d								
CA SAD STD						D	C	B	A	a	b	c	d							
ST							D	C	B	A	a	b	c	d						
T								D	C	B	A	a	b	c	d					

10.2 减振器的受力

10.2.1 减振器不承受驱动扭矩时的受力

10.2.1.1 振动轮的行走阻力按公式(6)计算:

$$R_p = \bar{r}_R \cdot M \cdot g \dots\dots\dots(6)$$

式中:  $R_p$ ——振动轮行走阻力,N;

$\bar{r}_R$ ——平均行走阻力系数,按表 10 选取。

表 10 平均行走阻力系数  $\bar{r}_R$

振动轮轮径 D cm	压路机减振代码						
	T	SAD CA	ST	STD	SRD SRB SRF CRB CRF	HS HA	HR
20						0.42	
21.2						0.40	
22.4						0.39	
23.6						0.37	
25						0.36	0.35
26						0.35	0.34
28						0.34	0.33
30						0.33	0.32

续表 10

振动轮轮径 <i>D</i> cm	压路机减振代码						
	T	SAD CA	ST	STD	SRD SRB SRF CRB CRF	HS HA	HR
31.5						0.32	0.31
33.5						0.31	0.30
37.5					0.42	0.29	0.28
40			0.40		0.40	0.28	0.27
42.5		0.41	0.38		0.39	0.27	0.26
45	0.41	0.38	0.36	0.41	0.37	0.26	0.25
47	0.41	0.36	0.34	0.38	0.36	0.25	0.24
50	0.38	0.34	0.33	0.36	0.35	0.24	0.23
53	0.36	0.33	0.32	0.34	0.34	0.24	0.22
56	0.34	0.32	0.31	0.33	0.33	0.23	0.21
60	0.33	0.31	0.30	0.32	0.31	0.22	0.20
63	0.32	0.30	0.29	0.31	0.31	0.22	0.19
67	0.31	0.29	0.28	0.30	0.30	0.21	0.19
71	0.30	0.28	0.27	0.29	0.29	0.21	0.18
75	0.29	0.27	0.26	0.28	0.28	0.20	0.17
80	0.28	0.26	0.25	0.27	0.27	0.20	0.17
85	0.27	0.25	0.24	0.26	0.26	0.19	0.16
90	0.26	0.25	0.24	0.25	0.25	0.19	0.15
95	0.26	0.24	0.23	0.24	0.24	0.18	0.15
100	0.25	0.23	0.22	0.24	0.24	0.18	0.14
106	0.24	0.23	0.22	0.23	0.23	0.17	
112	0.23	0.22	0.21	0.22	0.22	0.17	
118	0.23	0.22	0.21	0.22	0.21	0.17	
125	0.23	0.21	0.20	0.21	0.21		
132	0.22	0.21	0.19	0.21	0.20		
140	0.22	0.20	0.19	0.20	0.20		

续表 10

振动轮轮径 D cm	压路机减振代码						
	T	SAD CA	ST	STD	SRD SRB SRF CRB CRF	HS HA	HR
150	0.21	0.20	0.18	0.19	0.19		
160	0.21	0.19	0.18	0.19	0.19		
170	0.20	0.18	0.17	0.18	0.18		
180	0.20	0.18	0.17	0.18	0.18		
190	0.19	0.17	0.16	0.17	0.17		
200	0.19	0.17	0.16	0.17	0.17		
212	0.18	0.16	0.15	0.16	0.16		
224	0.18	0.16	0.15	0.16	0.16		
236	0.17			0.16	0.15		

注：表中的数据是假设  $M$ 、 $B_{eq}$  两参数在 A 域(见 8.2 条)的情况下得到的,若:

$M$ 、 $B_{eq}$  在 B 域,则  $\bar{r}_R$  增加 10%;

$M$ 、 $B_{eq}$  在 C 域,则  $\bar{r}_R$  增加 20%;

$M$ 、 $B_{eq}$  在 b 域,则  $\bar{r}_R$  减小 10%;

$M$ 、 $B_{eq}$  在 c 域,则  $\bar{r}_R$  减小 20%。

10.2.1.2 每块减振器的受力按公式(7)计算:

$$S_p = \sqrt{(M_1 g)^2 + R_p^2} / N_0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中:  $S_p$ ——减振器的受力, N;

$N_0$ ——减振器安装块数, 块。

10.2.1.3 当减振器承受剪切载荷时,其剪切线性载荷按公式(8)计算:

$$P_G = S_p / r_G \quad \dots\dots\dots (8)$$

式中:  $P_G$ ——减振器剪切线性载荷, N;

$r_G$ ——载荷系数,按表 11 选取。

表 11 载荷系数  $r_G$  的参数域划分

振动轮	载荷系数 $r_G$																			
	0.75	0.775	0.80	0.825	0.85	0.875	0.90	0.925	0.95	0.975	1.00	1.03	1.06	1.09	1.12	1.15	1.18	1.20	1.25	
不驱动						d		c		b	A	B	C	D						
驱动		d	c	b	A	B	C	D												

10.2.2 减振器承受驱动扭矩时的受力

10.2.2.1 振动轮作驱动轮时,产生的挂钩牵引力按公式(9)计算:

$$D_p = \bar{r}_0 \cdot g \cdot M \quad \dots\dots\dots (9)$$

式中:  $D_p$ ——牵引力, N;

$\bar{r}_0$ ——平均附着系数,当振动轮不包橡胶时,  $\bar{r}_0 = 0.48$ ; 当振动轮有橡胶包面时,  $\bar{r}_0 = 0.67$ 。

10.2.2.2 振动轮驱动边每块减振器的受力按公式(10)计算:

$$S_p = \frac{1}{N_D} \sqrt{\frac{1}{2}(gM_1)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{D}{R} \cdot D_p\right)^2} \dots\dots\dots(10)$$

式中:  $S_p$ ——驱动边每块减振器的受力, N;  
 $R$ ——驱动边减振器布置圆半径, cm;  
 $N_D$ ——驱动边减振器安装块数, 块。

10.2.2.3 将公式(10)计算出的每块减振器的受力代入公式(8), 计算出剪切线性载荷  $P_G$ 。

10.3 频率系数  $r_f$  与减振器变形  $\delta$  的配套要求

不得采用:  $r_f$  为 b 和  $\delta$  为 C 的配套方案。

10.4 名义振幅  $X_0$  与减振器变形  $\delta$  的配套要求

不得采用:  $X_0$  为 b 和  $\delta$  为 C 的配套方案。

## 11 六心协调

### 11.1 六心

六心是指振动轮的几何中心、下车重心、上车重心、激振力中心、刚度中心和整机重心。

### 11.2 下车重心与激振力中心的协调

11.2.1 下车重心偏差系数按公式(11)计算:

$$r_{w_2} = 1000 \times \frac{Z_{CW_2}}{L} \dots\dots\dots(11)$$

式中:  $r_{w_2}$ ——下车重心偏差系数;

$Z_{CW_2}$ ——下车重心到 E 面(见图 1)的横向坐标值, cm。

11.2.2 下车重心偏差系数按表 12 选取。

11.2.3 激振力中心偏差系数按公式(12)计算:

$$r_p = 1000 \times \frac{Z_{CP}}{L} \dots\dots\dots(12)$$

式中:  $r_p$ ——激振力中心偏差系数;

$Z_{CP}$ ——激振力中心到 E 面(见图 1)的横向坐标值, cm。

11.2.4 激振力中心偏差系数按表 12 选取。

11.2.5 下车重心偏差系数  $r_{w_2}$  和激振力中心偏差系数  $r_p$  应符合:

$$\begin{aligned} |r_{w_2}| &\geq |r_p| \\ r_{w_2} \cdot r_p &\geq 0 \end{aligned}$$

表 12 下车重心偏差系数  $r_{w2}$  和激振力中心偏差系数  $r_p$  的参数域划分

压路机 减振代码	偏差系数 类别	偏 差 系 数																		
		-12.5	-10	-8	-6.3	-5	-4	-3.15	-2.5	-2	0	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10	12.5
HR	激振力中心偏差系数 $r_p$				d	c	b	a			A		B	C	D					
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$			d	c	b	a				A		B	C	D					
HS HA	激振力中心偏差系数 $r_p$		d	c	b	a				A		B	C	D						
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$	d	c	b	a					A		B	C	D						
SRB SRF CRB CRF	激振力中心偏差系数 $r_p$			d	c	b	a			A		B	C	D						
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$		d	c	b	a				A		B	C	D						
SRD	激振力中心偏差系数 $r_p$			d	c	b	a			A		B	C	D						
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$			d	c	b	a			A		B	C	D						
SAD STD CA	激振力中心偏差系数 $r_p$				d	c	b	a		A		B	C	D						
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$				d	c	b	a		A		B	C	D						
ST	激振力中心偏差系数 $r_p$					d	c	b	a	A	B	C	D							
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$					d	c	b	a	A	B	C	D							
T	激振力中心偏差系数 $r_p$						d	c	b	a	A	B	C	D						
	下车重心偏差系数 $r_{w2}$						d	c	b	a	A	B	C	D						

11.3 上车重心、整机重心和刚度中心的协调

11.3.1 上车重心偏差系数按公式(13)计算:

$$r_{w1} = 1000 \times \frac{Z_{cw1}}{L} \dots\dots\dots(13)$$

式中:  $r_{w1}$ ——上车重心偏差系数;

$Z_{cw1}$ ——上车重心到 E 面(见图 1)的横向坐标值,cm。

11.3.2 上车重心偏差系数按表 13 选取。

11.3.3 整机重心偏差系数按公式(14)计算:

$$r_w = 1\,000 \times \frac{Z_{CW}}{L} \dots\dots\dots(14)$$

式中:  $r_w$ ——整机重心偏差系数;

$Z_{CW}$ ——整机重心到 E 面(见图 1)的横向坐标值,cm。

11.3.4 整机重心偏差系数按表 13 选取。

11.3.5 刚度中心偏差系数按公式(15)计算:

$$r_k = 1\,000 \times \frac{Z_{CK}}{L} \dots\dots\dots(15)$$

$$Z_{CK} = \frac{1}{K_{XX}}(K_{XXR}Z_{KR} + K_{XXL}Z_{KL})$$

式中:  $r_k$ ——刚度中心偏差系数;

$Z_{CK}$ ——刚度中心到 E 面(见图 1)的横向坐标值,cm;

$K_{XX}$ ——减振器垂向总动刚度,N/cm;

$K_{XXR}$ ——振动轮右侧减振器垂向动刚度,N/cm;

$K_{XXL}$ ——振动轮左侧减振器垂向动刚度,N/cm;

$Z_{KR}$ ——振动轮右侧减振器到 E 面的距离,cm;

$Z_{KL}$ ——振动轮左侧减振器到 E 面的距离,cm。

11.3.6 刚度中心偏差系数按表 13 选取。

11.3.7 上车重心偏差系数  $r_{w1}$ 和刚度中心偏差系数  $r_k$  应按如下方案配套:

AA、aa、BB、bb。

表 13 上车重心偏差系数  $r_{w1}$ 、整机重心偏差系数  $r_w$  和刚度中心偏差系数  $r_k$  的参数域划分

压路机减振代码	偏差系数类别	偏差系数																								
		-63	-50	-40	-31.5	-25	-20	-16	-12.5	-10	-8	-6.3	-5	0	5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63
HR	上车重心偏差系数 $r_{w1}$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	整机重心偏差系数 $r_w$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	刚度中心偏差系数 $r_k$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
HS HA	上车重心偏差系数 $r_{w1}$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	整机重心偏差系数 $r_w$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	刚度中心偏差系数 $r_k$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
SRB SRF CRB CRF	上车重心偏差系数 $r_{w1}$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	整机重心偏差系数 $r_w$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	刚度中心偏差系数 $r_k$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
SRD	上车重心偏差系数 $r_{w1}$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	整机重心偏差系数 $r_w$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	刚度中心偏差系数 $r_k$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
SAD STD CA	上车重心偏差系数 $r_{w1}$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	整机重心偏差系数 $r_w$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	刚度中心偏差系数 $r_k$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
ST T	上车重心偏差系数 $r_{w1}$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	整机重心偏差系数 $r_w$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														
	刚度中心偏差系数 $r_k$	d	c	b	b	a	a	a	A	B	C	D														

12 发动机、驾驶室的减振设计原则

12.1 当振动轮的工作频率小于 20 Hz 时,不得对发动机和驾驶室进行弹性支承。

12.2 当安装发动机和驾驶室的机架(见图 27)质量与发动机或驾驶室质量不符合公式(16)和(17)的要求时,不得对发动机或驾驶室进行弹性支承。

$$m_c/m_E \geq 4 \quad \dots\dots\dots(16)$$

$$m_c/m_D \geq 4 \quad \dots\dots\dots(17)$$

式中:  $m_c$ ——机架质量,kg;  
 $m_E$ ——发动机质量,kg;  
 $m_D$ ——驾驶室质量,kg。

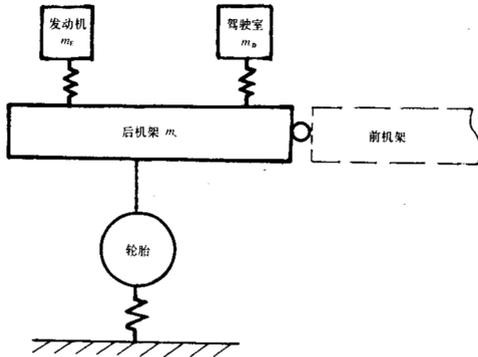


图 27 发动机与驾驶室的弹性支承

12.3 下列发动机不得采用弹性支承:

- a. 四冲程中的单缸发动机;
- b. 四冲程中均匀点火的双缸发动机;
- c. 二冲程中的单缸发动机。

12.4 下列发动机无须采用弹性支承:

- a. 四冲程中 6 缸及 6 缸以上的发动机;
- b. 二冲程中 8 缸及 8 缸以上的发动机。

12.5 下列发动机可采用刚性支承或弹性支承:

- a. 四冲程中的不均匀点火的双缸发动机;
- b. 四冲程中的 3 到 5 缸发动机;
- c. 二冲程中的 2 到 6 缸发动机。

12.6 当发动机安装了弹性支承后,其橡胶减振器的垂向固有频率应在 9~14 Hz 之间。

12.7 若对发动机进行了弹性支承,则不必对驾驶室进行弹性支承;若对驾驶室进行了弹性支承,则不必对发动机进行弹性支承。

### 13 振荡压路机减振设计

对于同时具有振动和振荡功能的压路机,按振动压路机进行减振设计。

对于单纯的振荡压路机,只需考虑发动机和驾驶室的减振设计。

### 14 减振器的设计

橡胶减振器的参数系列及型谱应符合附录 A(补充件)的规定。

#### 14.1 减振器参数的确定

##### a. 确定初始参数

初始参数至少要在图 28 上两个不同的参数集上各确定一个参数,一般先按第 10 章确定橡胶减振器剪切刚度  $K_G$  及剪切线性载荷  $P_G$ ,但在减振器的布置空间比较紧张的情况下,也可以按实际的空间尺寸先确定出橡胶减振器等效直径  $d_{eq}$  和剪切刚度  $K_G$ 。

b. 由已知的两个参数在图 28 上查出模具号,除特殊需要或不得以外,最好选优先型谱。

c. 从已查出的模具号上向四周映射,查出所有的参数。

#### 14.2 减振器的实体尺寸

当确定了减振器的模具号之后,就可以确定减振器的实体尺寸。

确定橡胶的实体尺寸时,应保证橡胶的各名义尺寸与由 14.1 确定的名义尺寸的误差不超过  $\pm 3\%$ 。

#### 14.3 减振器的工作图

减振器设计的最后一步工作是绘制工作图,工作图包括三个部分:

a. 减振器的结构图;

b. 减振器的参数表;

c. 减振器的技术要求。

##### 14.3.1 减振器的结构图应按机械制图的要求绘制,且应符合:

a. 橡胶实体的外形不得有棱角,圆角不得小于  $R3$ ,一般应大于  $R5$ ;

b. 金属与橡胶粘接表面粗糙度值  $R_a$  不大于  $12.5 \mu\text{m}$ 。

##### 14.3.2 减振器的参数表应绘制在工作图的右上角,其内容应符合附录 E(补充件)的规定。

##### 14.3.3 减振器的工作图上必须标注如下技术条件:

a. 金属粘接橡胶的表面不得有焊渣、尖角、毛刺和缩孔等缺陷;

b. 金属粘接橡胶的表面不得有油污和锈蚀,在粘接前应进行清洗;

c. 以下项目应在出厂前按 GB 10680 进行抽检。

拉伸极限载荷  $L_L$ ;

剪切静刚度  $K_{SG}$ ;

压缩静刚度  $K_{SN}$ 。

附录 A  
橡胶减振器的参数系列及型谱  
(补充件)

本附录规定了振动压路机主减振系统用橡胶减振器(以下简称减振器)的参数系列及型谱。

A1 减振器的参数系列

A1.1 减振器的名义固有频率系列

A1.1.1 减振器名义固有频率的系列应符合 GB 321 中规定 R10 和 R20 的优先数系列。

R10 系列:2.50,3.15,4.00,5.00,6.30,8.00,10.0;

R20 系列:2.50,2.80,3.15,3.55,4.00,4.50,5.00,5.60,6.30,7.10,8.00,9.00,10.00。

A1.1.2 名义固有频率的设计值与系列值之间的误差应在±6%以内。

A1.2 细高比系列

A1.2.1 细高比系列应符合 GB 321 中规定 R10 和 R20 的优先数系列。

R10 系列:1.60,2.00,2.50,3.15,4.00;

R20 系列:1.40,1.60,1.80,2.00,2.24,2.50,2.80,3.15,3.55,4.00。

A1.2.2 细高比的设计值与系列值之间的误差应在±60%的范围以内。

A1.3 减振器模数系列

A1.3.1 减振器模数系列应符合 GB 321 中规定 R5 和 R10 的优先数系列。

R5 系列:25.0,40.0,53.0,100;

R10 系列:25.0,31.5,40.0,50.0,63.0,80.0,100。

A1.3.2 减振器模数的设计值与系列值之间的误差应在±12.5%的范围以内。

A1.4 减振器的安装高度系列

减振器的安装高度系列应符合 GB 2822 的 R40 系列。

A1.5 矩形减振器长宽比  $\lambda$  系列

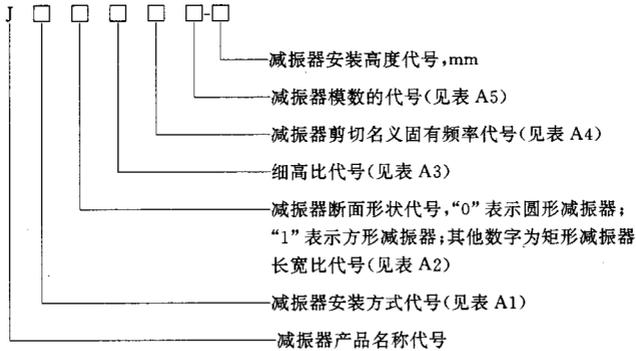
第一系列:1.60,2.50;

第二系列:1.25,1.60,2.00,2.50,3.15。

A2 减振器型号及标记

A2.1 减振器型号

减振器的型号由 6 位代号和减振器安装高度代号组成,之间用“-”线隔开,各代号图示如下:



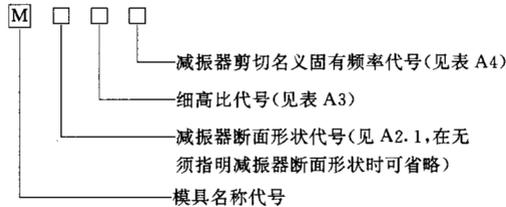
A2.2 标记示例

细高比  $r$  为 2.5, 剪切名义固有频率  $f_{ag}$  为 3.15 Hz, 模数  $j$  为 40 MPa, 安装高度为 100 mm, 安装方式为双头螺栓的圆形橡胶减振器:

橡胶减振器 JA 0030-100 JG/T 5076.1

A3 减振器的模具号

A3.1 减振器的模具号由四个代号组成, 图示如下:



A3.2 标记示例

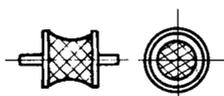
a. 细高比  $r$  为 2.5, 剪切名义固有频率  $f_{ag}$  为 3.15 Hz 的圆形减振器模具:

减振器模具号 M003 JG/T 5076.1

b. 细高比  $r$  为 2.5, 剪切名义固有频率  $f_{ag}$  为 3.15 Hz 的减振器模具:

减振器模具号 M03 JG/T 5076.1

表 A1 减振器安装方式代号

安装方式	代号	示 例	
		圆 形	方 形 矩 形
双头螺栓	A		无

续表 A1

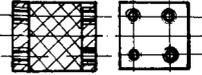
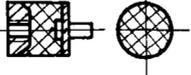
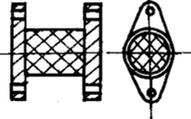
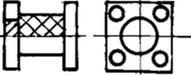
安装方式	代号	示 例	
		圆 形	方 形 矩 形
双头螺孔	B		
螺栓螺孔	C		无
橡胶外螺栓 (2孔)	D		无
橡胶外螺栓 (4孔)	E		无

表 A2 矩形减振器长度比代号

序号	长宽比 $\lambda$	代号
1	1.25	4
2	1.60	2
3	2.00	6
4	2.50	3
5	3.15	5

表 A3 细高比代号

序号	细高比 $r$	代号	序号	细高比 $r$	代号	序号	细高比 $r$	代号
1	1.40	9	5	2.24	6	9	3.55	7
2	1.60	2	6	2.50	0	10	4.00	1
3	1.80	8	7	2.80	5			
4	2.00	4	8	3.15	3			

表 A4 剪切名义固有频率代号

序号	频率 $f_{nc}$ , Hz	代号	序号	频率 $f_{nc}$ , Hz	代号	序号	频率 $f_{nc}$ , Hz	代号
1	2.50	1	4	3.55	5	7	5.00	4
2	2.80	7	5	4.00	0	8	5.60	8
3	3.15	3	6	4.50	6	9	6.30	2

表 A5 模数代号

序号	模数 $j$ , MPa	代号	序号	模数 $j$ , MPa	代号	序号	模数 $j$ , MPa	代号
1	25.0	2	4	50.0	6	7	100	3
2	31.5	4	5	63.0	1			
3	40.0	0	6	80.0	5			

#### A4 减振器的型谱

##### A4.1 型谱与模具号之间的关系

在模具号中包含了减振器形状、细高比  $r$  及剪切名义固有频率  $f_{nc}$ ，而  $r$  和  $f_{nc}$  又可以确定减振器的名义直径  $d$ 、等效直径  $d_{eq}$  及名义高度  $h$ 。因此，模具号就是减振器的型谱。

##### A4.2 减振器的最小型谱

最小型谱的含义包括：

- a. 最优选；
- b. 最常用；
- c. 覆盖细高比  $r$  及剪切名义固有频率  $f_{nc}$  的参数范围所需要的模具最少。

各种减振器的最小型谱见表 A6。

表 A6 减振器的最小型谱

序号	圆形减振器	方形减振器	矩形减振器
1	000	100	200 300
2	001	101	201 301
3	002	102	202 302
4	010	110	210 310
5	011	111	211 311
6	012	112	212 312
7	020	120	220 320
8	021	121	221 321
9	022	122	222 322

##### A4.3 优选型谱

由细高比代号小于等于 4、剪切名义固有频率的代号小于等于 4 交叉组成的型谱为优选型谱，其型谱列于表 A7。

优选型谱包含了最小型谱。

表 A7 减振器优选型谱的一部分(另一部分为最小型谱)

序号	圆形减振器	方形减振器	矩形减振器	序号	圆形减振器	方形减振器	矩形减振器
1	003	103	203 303	9	032	132	232 332
2	004	104	204 304	10	033	133	233 333
3	013	113	213 313	11	034	134	234 334
4	014	114	214 314	12	040	140	240 340
5	023	123	223 323	13	041	141	241 341
6	024	124	224 324	14	042	142	242 342
7	030	130	230 330	15	043	143	243 343
8	031	131	231 331	16	044	144	244 344

附录 B

$M-B_{eq}$  曲线的计算

(补充件)

B1 图 16 所示的 T 类压路机  $M-B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2688}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2716}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2731}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2761}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2779}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2813}}$$

B2 图 17 所示的 ST 类压路机  $M-B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2416}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2473}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2516}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2549}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2597}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2656}}$$

B3 图 18 所示的 STD 类压路机  $M-B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2549}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2585}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2622}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2652}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2688}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2736}}$$

B4 图 19 所示的 SAD 类压路机  $M-B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2453}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2516}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2527}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2613}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2639}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2670}}$$

B5 图 20 所示的 HS、HA 类压路机  $M$ - $B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2196}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2287}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2386}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2445}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2571}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2717}}$$

B6 图 21 所示的 SRB、SRF、SRD 类压路机  $M$ - $B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2477}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2540}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2623}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2653}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2697}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2766}}$$

B7 图 22 所示的 HR 类压路机  $M$ - $B_{eq}$  曲线,自上而下各条曲线的计算公式为:

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2119}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2185}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2246}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2283}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2334}}$$

$$B_{eq} = (\lg M)^{\frac{1}{0.2396}}$$

### 附录 C

#### $f_0$ - $X_0$ 关系曲线计算

(补充件)

C1 图 23 的  $f_0$ - $X_0$  曲线,自上而下各曲线的计算公式为:

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 1.867$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 1.413$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 1.050$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 0.945$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 0.750$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 0.636$$

C2 图 24 的  $f_0-X_0$  曲线,自上而下各曲线的计算公式为:

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.533$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.000$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 1.600$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 1.413$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 1.133$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 0.947$$

C3 图 25 的  $f_0-X_0$  曲线,自上而下各曲线的计算公式为:

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 5.000$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 4.000$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 3.200$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.800$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.360$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.000$$

C4 图 26 的  $f_0-X_0$  曲线,自上而下各曲线的计算公式为:

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 8.283$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 4.667$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 3.733$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 3.333$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.833$$

$$\frac{1}{15}X_0f_0 = 2.333$$

**附录 D**  
**压路机减振系统设计计算参数**  
(补充件)

- D1 压路机的减振分类按表 D1 填写。  
D2 压路机减振系统设计计算的参数按表 D2 填写。

表 D1 压路机的减振分类

压路机型号		
压路机外形图		
压路机特征 (按表 3 填写)	机架特征	
	轮子特征	
	振动轮特征	
压路机减振代码		

表 D2 压路机减振系统设计计算参数

项 目	符号	单位	设计值	参数域
总重	$W$	kg		
振动轮轮宽	$L$	cm		
振动轮轮径	$D$	cm		
轮宽轮径比	$r_L$	—		
等效尺寸	$B_{eq}$	cm		
振动轮分配质量	$M$	kg		
分配系数	$r_{000}$	—		
上车质量	$M_1$	kg		
下车质量	$M_2$	kg		

续表 D2

项 目	符号	单位	设计值	参数域
上下车质量比	$r_m$	—		
频率计算系数	$r_f$	—		
工作频率	$f_0$	Hz		
名义振幅	$X_0$	mm		
减振器变形	$\delta$	cm		
减振器垂向总静刚度	$K_{xss}$	N/cm		
平均行走阻力系数	$\bar{r}_R$	—		
行走阻力	$R_F$	N		
平均附着系数	$\bar{r}_O$	N		
牵引力	$D_F$	N		
每块减振器受力	$S_P$	N		
减振器剪切线性载荷	$P_G$	N		
下车重心偏差系数	$r_{w2}$	—		
激振力中心偏差系数	$r_P$	—		
上车重心偏差系数	$r_{w1}$	—		
整机重心偏差系数	$r_w$	—		
刚度中心偏差系数	$r_K$	—		
发动机型号	—	—		
发动机弹性支承状态	—	—		
发动机质量	$m_E$	kg		
驾驶室质量	$m_D$	kg		
机架质量	$m_C$	kg		
驾驶室弹性支承状态				

附 录 E  
减振器设计计算参数  
(补充件)

E1 减振器设计计算参数按表 E1 填写。

表 E1 减振器设计计算参数

序号	项 目	符号	单位	数值
1	减振器编号	—	—	
2	模数	$j$	MPa	
3	橡胶硬度	$H_s$	邵尔(A)	
4	动刚度系数	$\eta$	—	
5	减振器形状	—	—	
6	橡胶体名义高度	$h$	mm	
7	橡胶体名义直径	$d_{eq}$	mm	
8	橡胶体名义边长×宽度	$t \times b$	mm	
9	细高比	$r$	—	
10	形状系数	$i$	—	
11	剪切动刚度	$K_G$	N/cm	
12	剪切静刚度	$K_{SG}$	N/cm	
13	压缩动刚度	$K_N$	N/cm	
14	压缩静刚度	$K_{SN}$	N/cm	
15	剪切线性载荷	$P_G$	N	
16	压缩线性载荷	$P_N$	N	
17	剪切极限载荷	$L_G$	N	
18	压缩极限载荷	$L_N$	N	
19	拉伸极限载荷	$L_L$	N	
20	剪切名义固有频率	$f_{0G}$	Hz	
21	压缩名义固有频率	$f_{0N}$	Hz	
22	剪切许用变形	$\Delta h_G$	mm	
23	压缩许用变形	$\Delta h_N$	mm	
24	剪切承载时拉压轴方向预紧量下限	$\Delta_{min}$	mm	
25	剪切承载时拉压轴方向预紧量上限	$\Delta_{max}$	mm	

附录 F  
振动功率计算  
(参考件)

在进行了减振设计后,可按本附录进行压路机的振动功率计算。

F1 振动轮的储备能量

按公式(F1)计算振动轮的储备能量。

$$E_R = 2 \times 10^{-6} M_2 (\pi f_0 X_0)^2 \quad \dots\dots\dots (F1)$$

式中:  $E_R$ ——振动轮储备能量, J;  
 $M_2$ ——下车质量, kg;  
 $f_0$ ——工作频率, Hz;  
 $X_0$ ——名义振幅, mm。

F2 单周期输出能量

振动轮在每个振动周期内输出的能量称为单周期输出能量,按公式(F2)计算。

$$E_{OUT} = r_{OUT} E_R \quad \dots\dots\dots (F2)$$

式中:  $E_{OUT}$ ——单周期输出能量, J;  
 $E_R$ ——振动轮储备能量, J;  
 $r_{OUT}$ ——输出系数,按 F3 确定。

F3 输出系数

输出系数按公式(F3)计算。

$$r_{OUT} = e_f \cdot e_m \cdot e_x \quad \dots\dots\dots (F3)$$

式中:  $e_f$ ——频率影响系数,其变化范围按表 F1 查取,在进行功率计算时按表 F2 查取;  
 $e_m$ ——质量影响系数,按表 F3 查取;  
 $e_x$ ——振幅影响系数,按表 F4 查取。

表 F1 频率影响系数  $e_f$  变化范围

频率计算系数 $r_f$ 参数域		d	c	b	A	B	C	D
压实的材料	碎石填方	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.18	0.18~ 0.112	0.112~ 0.071	0.071~ 0.045
	土壤填方	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.18	0.18~ 0.112	0.112~ 0.071	0.071~ 0.045
	沥青混凝土基层	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.18	0.18~ 0.112	0.112~ 0.071	0.071~ 0.045
	沥青混凝土面层	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.18	0.18~ 0.112	0.112~ 0.071	0.071~ 0.045
	碎石填方和土壤填方	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.224	0.224~ 0.14	0.14~ 0.09	0.09~ 0.056
	土壤填方和沥青混凝土基层	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.224	0.224~ 0.14	0.14~ 0.09	0.09~ 0.056
	沥青混凝土基层和面层	0.56~ 0.50	0.50~ 0.45	0.45~ 0.28	0.28~ 0.224	0.224~ 0.14	0.14~ 0.09	0.09~ 0.056
	所有材料	0.45~ 0.40	0.40~ 0.335	0.335~ 0.28	0.28~ 0.224	0.224~ 0.14	0.14~ 0.09	0.09~ 0.056

表 F2 计算功率时频率影响系数  $e_f$

频率计算系数 $r_f$ 参数域		d	c	b	A	B	C	D
压实的材料	碎石填方	0.56	0.50	0.45	0.28	0.18	0.112	0.071
	土壤填方	0.56	0.50	0.45	0.28	0.18	0.112	0.071
	沥青混凝土基层	0.56	0.50	0.45	0.28	0.18	0.112	0.071
	沥青混凝土面层	0.56	0.50	0.45	0.28	0.18	0.112	0.071
	土壤填方和碎石填方	0.56	0.50	0.45	0.28	0.224	0.14	0.09
	土壤填方和沥青混凝土基层	0.56	0.50	0.45	0.28	0.224	0.14	0.09
	沥青混凝土基层和面层	0.56	0.50	0.45	0.28	0.224	0.14	0.09
	所有材料	0.45	0.40	0.335	0.28	0.224	0.14	0.09

表 F3 质量影响系数  $e_m$

$M-B_m$ 关系参数域	d	c	b	A	B	C	D
质量影响系数 $e_m$	0.925	0.95	0.975	1	1.03	1.06	1.09

表 F4 振幅影响系数  $e_a$

$f_0-X_0$ 关系参数域	d	c	b	A	B	C	D
振幅影响系数 $e_a$	0.80	0.90	1	1.03	1.06	1.09	1.12

**F4 平均功率**

平均功率是指一个振动周期时间内的功率,按公式(F4)计算。

$$\bar{W} = \frac{1}{1\ 000} f_0 E_{OUT} \dots\dots\dots(F4)$$

式中:  $\bar{W}$ ——平均功率,kW。

**F5 峰值功率**

**F5.1** 由于振动轮在每个振动周期内并不总是与地面相接触的,振动轮能量的输出是在小于一个周期的一小段时间内完成的,因此,峰值功率远大于平均功率。

**F5.2** 峰值功率按公式(F5)计算。

$$W_p = r_p \bar{W} \dots\dots\dots(F5)$$

式中:  $W_p$ ——峰值功率,kW;

$r_p$ ——峰值功率系数,按表 F5 查取;

$\bar{W}$ ——平均功率,kW。

表 F5 峰值功率系数  $r_p$

频率计算系数 $r_f$ 参数域	d	c	b	A	B	C	D
峰值功率系数 $r_p$ 变化范围	2~2.5	2.5~3.15	3.15~4	4	4~5	5~6.3	6.3~8
计算功率时 $r_p$ 的取值	2.5	3.15	4	4	5	6.3	8

**F6 有效值功率**

按公式(F6)计算有效值功率。

$$W_{rms} = r_{rms} \cdot \bar{W} \dots\dots\dots(F6)$$

式中:  $W_{rms}$ ——有效值功率,kW;

$r_{rms}$ ——有效功率系数,按表 F6 查取;

$\bar{W}$ ——平均功率,kW。

表 F6 有效功率系数  $r_{rms}$

频率计算系数 $r_f$ 参数域	d	c	b	A	B	C	D
有效功率系数 $r_{rms}$ 变化范围	1.4~1.6	1.6~1.8	1.8~2	2	2~2.24	2.24~2.5	2.5~2.8
计算功率时 $r_{rms}$ 的取值	1.6	1.8	2	2	2.24	2.5	2.8

**F7 振动功率计算**

振动功率计算值按表 F7 填写。

表 F7 振动功率计算值

项 目	符号	单位	数值	参数域
工作频率	$f_0$	Hz		
名义振幅	$X_0$	mtm		
下车质量	$M_2$	kg		

续表 F7

项 目	符号	单位	数值	参数域
频率计算系数	$r_f$			说明： 进行振动系统设计时，系统的功率应大于有效功率，最好不大于峰值功率
等效尺寸	$B_{eq}$	cm		
振动轮分配质量	$M$	kg		
振动轮储备能量	$\dot{E}_R$	J		
频率影响系数	$e_f$	—		
质量影响系数	$e_m$	—		
振幅影响系数	$e_x$	—		
单周期输出能量	$E_{OUT}$	J		
平均功率	$\bar{W}$	kW		
峰值系数	$r_p$	—		
峰值功率	$W_p$	J		
有效功率系数	$r_{rms}$	—		
有效功率	$W_{rms}$	J		
输出系数	$r_{OUT}$	—		

附 录 G

关于振动轴承寿命的说明

(参考件)

由于振动轴承的寿命与其所承受的能量成反比，所以当振动轮的结构和振动轴承的型号不变时，增大工作频率  $f$ ，或名义振幅  $X_0$ ，振动轴承的寿命将缩短。图 G1 和图 G2 给出了振动轴承的相对寿命，其中  $B_{0.6}$  是工作频率为 30 Hz，名义振幅为 1.4 mm 时的参考寿命。

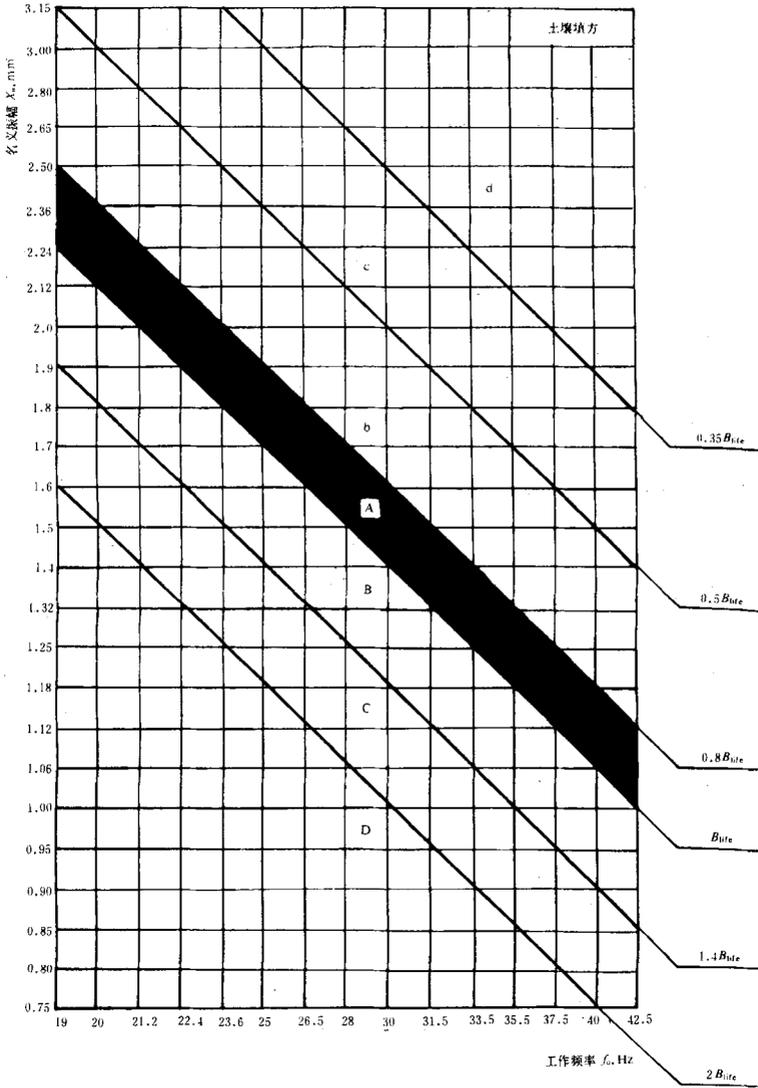


图 G1  $f_0$ 、 $X_0$  与  $B_{ite}$

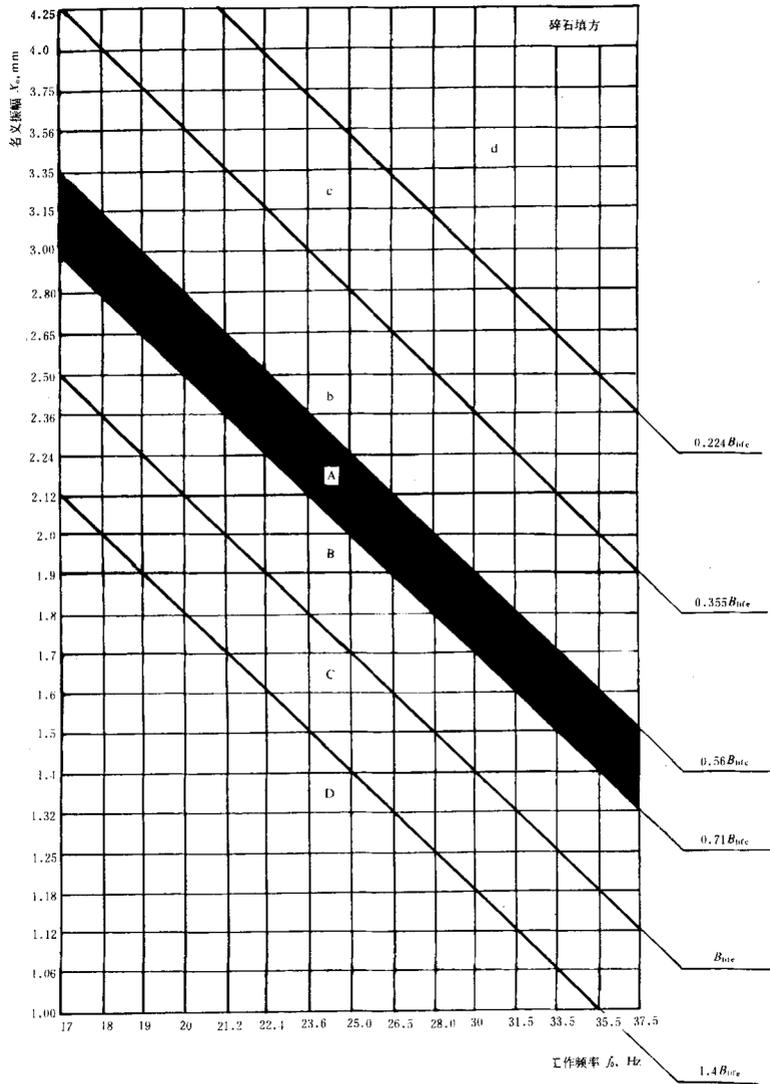


图 G2  $f_0$ 、 $X_0$  与  $B_{life}$

**附加说明：**

本标准由中华人民共和国建设部标准定额研究所提出。

本标准由建设部机械设备与车辆标准技术归口单位北京建筑机械综合研究所归口。

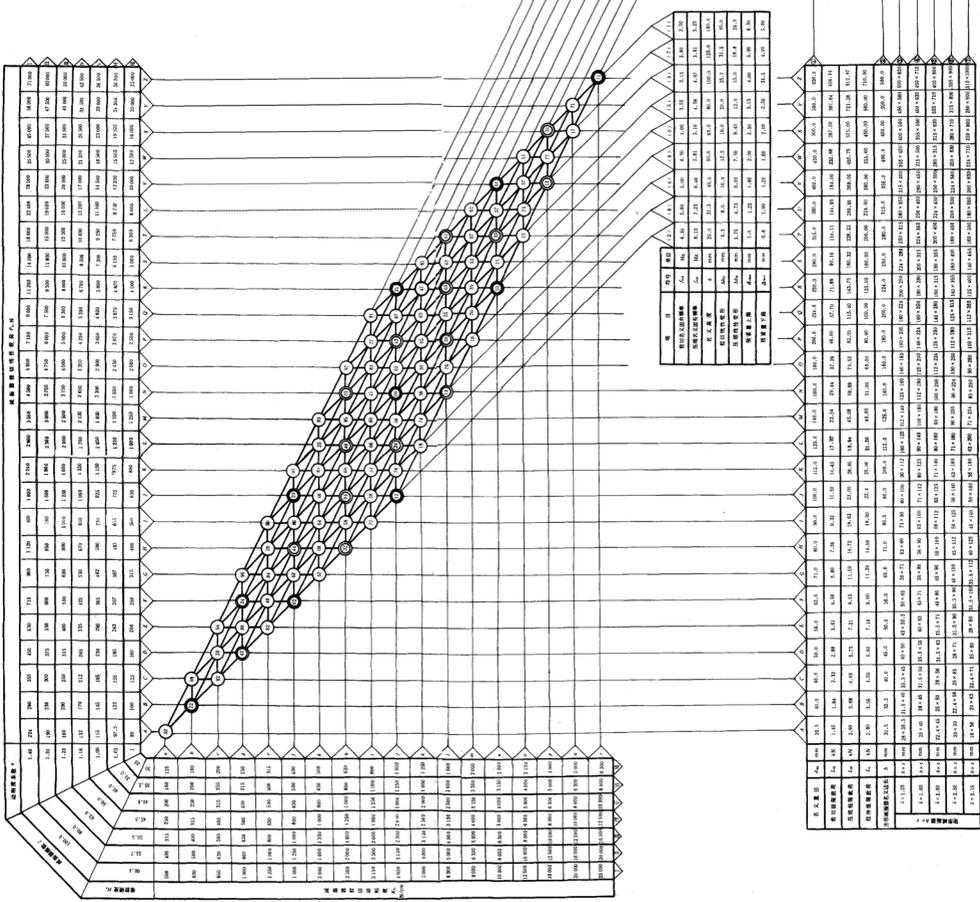
本标准由建设部长沙建设机械研究院负责起草。

本标准起草人孟凯。

说明:

1. 图中数字为换算系数。
2. 图中数字为换算系数。
3. 图中数字为换算系数。
4. 图中数字为换算系数。
5. 图中数字为换算系数。
6. 图中数字为换算系数。

注: 图中数字为换算系数。



节点号		单元号	
节点号	单元号	节点号	单元号
1	1	1	1
2	2	2	2
3	3	3	3
4	4	4	4
5	5	5	5
6	6	6	6
7	7	7	7
8	8	8	8
9	9	9	9
10	10	10	10
11	11	11	11
12	12	12	12
13	13	13	13
14	14	14	14
15	15	15	15
16	16	16	16
17	17	17	17
18	18	18	18
19	19	19	19
20	20	20	20
21	21	21	21
22	22	22	22
23	23	23	23
24	24	24	24
25	25	25	25
26	26	26	26
27	27	27	27
28	28	28	28
29	29	29	29
30	30	30	30
31	31	31	31
32	32	32	32
33	33	33	33
34	34	34	34
35	35	35	35
36	36	36	36
37	37	37	37
38	38	38	38
39	39	39	39
40	40	40	40
41	41	41	41
42	42	42	42
43	43	43	43
44	44	44	44
45	45	45	45
46	46	46	46
47	47	47	47
48	48	48	48
49	49	49	49
50	50	50	50
51	51	51	51
52	52	52	52
53	53	53	53
54	54	54	54
55	55	55	55
56	56	56	56
57	57	57	57
58	58	58	58
59	59	59	59
60	60	60	60
61	61	61	61
62	62	62	62
63	63	63	63
64	64	64	64
65	65	65	65
66	66	66	66
67	67	67	67
68	68	68	68
69	69	69	69
70	70	70	70
71	71	71	71
72	72	72	72
73	73	73	73
74	74	74	74
75	75	75	75
76	76	76	76
77	77	77	77
78	78	78	78
79	79	79	79
80	80	80	80
81	81	81	81
82	82	82	82
83	83	83	83
84	84	84	84
85	85	85	85
86	86	86	86
87	87	87	87
88	88	88	88
89	89	89	89
90	90	90	90
91	91	91	91
92	92	92	92
93	93	93	93
94	94	94	94
95	95	95	95
96	96	96	96
97	97	97	97
98	98	98	98
99	99	99	99
100	100	100	100