

单级式缓降器优化设计^①

毛 正 祥

(机电系)

摘 要 缓降器是一种用于高层建筑的新型救生装置。本文根据单级式缓降器的工作原理及结构特点,提出了该类型缓降器优化设计的数学模型,并应用离散优化设计方法作了实例计算。最后,就设计中有关问题作了简要说明。

关键词 缓降器,救生装置,离散优化设计

1 概 述

缓降器是一种用于高层建筑的新型救生装置。遇险时,首先将缓降器悬挂在室内或走廊尽头的窗口边、阳台上或屋顶预设的支架上;然后避难者系上吊带固定在安全绳的一端并跳离危险位置;避难者就会在缓降器的控制下,以安全速度($V=0.16\sim 1.5\text{m/s}$)降至地面。与此同时,安全绳的另一端又升至缓降器悬挂处,其余的避难者可仿此操作,直至全部脱险为止。它无需任何动力,仅借助避难者的自重就可以连续交替地将避难者引导到地面。

机械缓降器有单级式、多级式、行星式等多种结构型式。典型的单级式缓降器结构示意图如图1所示。

它是由绳轮、单级增速器和离心调速器三部分组成。由于单级式缓降器与其它型式的缓降器相比,具有工作可靠、结构简单、工艺性好、造价低廉等明显优点,故以它应用较为广泛。本文根据单级式缓降器的工作原理及结构特点,提出了该类型缓降器优化设计的数学模型,并应用离散优化设计方法作了实例计算。最后,就设计中有关问题作了简要说明。

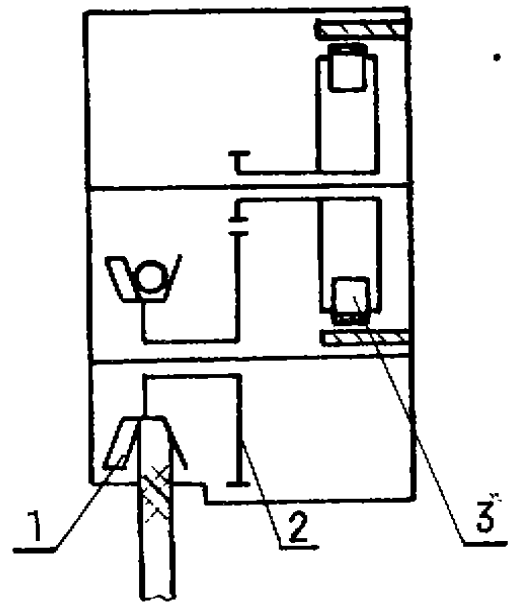


图 1

1—绳轮 2—单级增速器 3—离心调速器

2 优化设计数学模型

^①本文1990年6月8日收到

2.1 设计变量

缓降器设计必须保证避难者在复杂的火灾环境中, 能可靠地以安全速度下降至地面。这取决于两方面因素: 1) 安全绳与滑轮之间不得打滑; 2) 选择一合理的结构参数和运动参数。由于第一种因素完全由绳轮的结构设计来确保, 故缓降器优化设计的设计变量主要由缓降器的结构参数和运动参数组成。

由图1知, 单级式缓降器的主要结构参数有: 绳轮直径 d (由所采用的航空钢丝绳最小挠曲直径确定), 大、小齿轮的齿数 Z_2 、 Z_1 , 模数 m 、齿宽 b_1 以及根据齿轮的工作情况选择的齿轮变位系数 X_{a1} 、 X_{a2} 。

又由离心调速器的运动原理可知: 必须合理确定离心调速器的转速 n_1 、离心块的质量 M' 和刹车毂半径 R , 它们是决定避难者下降速度的基本运动参数。而调速器的转速 n_1 与增速器的增速比 $1/i = Z_1/Z_2$ 密切相关, 离心块的质量 M' 与刹车毂半径 R 密切相关, 因此 i 、 R 是影响避难者降落速度的主要运动参数。

应当指出, 不同的结构参数需和相应的运动参数相匹配, 才能获得最优的设计效果。因此, 在设计单级式缓降器时必须将以上两种参数综合考虑。

将以上参数用向量表示, 即得单级式缓降器优化设计和设计变量:

$$\begin{aligned} X &= [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T \\ &= [Z_1, i, m, b_1, R, X_{a1}, X_{a2}]^T \end{aligned} \quad (1)$$

2.2 目标函数

为了尽量降低缓降器的生产成本, 并保证在危急情况下配置操作简便、轻巧, 故缓降器优化设计首先应追求的一个目标是: 缓降器的重量应该最轻, 或其体积应该最小, 即第一个分目标函数为

$$F_1(X) = \sum_{i=1}^2 V_i = V_1 + V_2 \quad (2)$$

式中:

V_1 —增速器体积, 由下式计算:

$$V_1 = \frac{\pi}{4} b_1 m^2 Z_1^2 (1 + i^2)$$

V_2 —离心式调速器体积, 由下式计算:

$$V_2 = \pi b_2 R^2$$

另外, 缓降器必须能适用于不同性别、不同年龄, 不同体质和不同心理状态的避难者。而影响避难者心理状态的主要因素是避难者的下降速度。因此, 缓降器优化设计追求的第二个目标是: 缓降器在额定负荷作用下, 其安全绳的实际降落速度必须尽量接近最佳降落速度, 即

$$F_2(X) = |V - V^*| \quad (3)$$

式中:

V —缓降器安全绳的实际下降速度, 由下式计算

$$V = \sqrt{\frac{d^2 M_1 \eta g}{4Gr\mu Z R i^3}}$$

其中:

G —单个离心块重 kg

r —离心块质心半径 mm

μ —摩擦面材料摩擦系数

Z —离心块数量

R —刹车毂内圆半径 mm

$i = z_2 / z_1$

d —绳轮中径 mm

M_1 —主动力矩

η —传动效率

V^* —最佳降落速度。由不同性别、年龄和不同体质的人,经反复试验确定。

$V^* = 1$ 米/秒

综合上述两个方面,则单级式缓降器优化设计总的目标函数可用以上两个目标函数的线性组合表示,

$$F(X) = \sum_{n=1}^2 W_n F_n(x) \quad (4)$$

式中:

W_n 为平衡各分目标函数数量级的加权因子,它由下式计算:

$$W_n = 1 / [\Delta f_n]^2 \quad (n=1,2)$$

其中: Δf_n 为分目标函数 F_n 的容限。

2.3 约束条件

为使避难者能按最佳速度降落,并确保缓降器工作安全可靠,缓降器设计应满足强度、耐磨性、散热等限制条件,同时还须兼顾制造工艺、材料供应等方面提出的要求。根据缓降器的工作原理,以及有关的设计规范,设计计算方法和国家标准,缓降器应满足以下约束条件:

(1) 满足齿轮弯曲强度条件,应有

$$S_{F1} \geq S_{Fmin} \text{ 和 } S_{F2} \geq S_{Fmin}, \text{ 即}$$

$$g_1(X) = S_{Fmin} - \min\{S_{F1}, S_{F2}\} \leq 0 \quad (5)$$

式中:

S_{F1} 、 S_{F2} —齿轮弯曲强度的计算安全系数,由下式计算

$$S_{Fi} = \frac{\sigma_{Fim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F0}} \cdot \frac{Y_{detIT} \cdot Y_{RelIT} \cdot Y_I}{K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \quad (i=1,2)$$

式中有关符号的意义及计算公式可参阅文献[1]。

S_{Fmin} —弯曲强度的最小安全系数,由文献[1]按高可靠性要求选择 S_{Fmin} 值。

(2) 满足齿轮接触强度条件,应有

$S_{H1} \geq S_{Hmin}$ 和 $S_{H2} \geq S_{Hmin}$, 即

$$g_2(\mathbf{X}) = S_{Hmin} - \min\{S_{H1}, S_{H2}\} \leq 0 \quad (6)$$

式中:

S_{H1}, S_{H2} —齿面接触强度的计算安全系数, 由下式计算

$$S_{Hi} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_{Ho}} \cdot \frac{Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_Y}{\sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}} \quad (i=1,2)$$

S_{Hmin} —齿面接触强度的最小安全系数, 其值由文献[1]确定。

(3) 保证齿轮加工时不根切, 应有

$$X_{i1} \geq X_{i1min} \quad \text{和} \quad X_{i2} \geq X_{i2min}, \text{即}$$

$$g_3(\mathbf{X}) = X_{i1min} - X_{i1} \leq 0 \quad (7)$$

$$g_4(\mathbf{X}) = X_{i2min} - X_{i2} \leq 0 \quad (8)$$

式中:

X_{i1min}, X_{i2min} —保证齿轮加工时不被根切的最小变位系数, 由下式计算

$$X_{iimin} = \frac{17 - Z_i}{17} \quad (i=1,2)$$

(4) 保证必要的齿顶厚, 应有

$$S_a \geq [S_a] \quad \text{即}$$

$$g_5(\mathbf{X}) = [S_a] - S_a \leq 0 \quad (9)$$

式中:

S_a —变位齿轮的齿顶厚, 其值由下式计算

$$S_a = d_a \left[\frac{\pi + 4x \operatorname{tg} \alpha}{2Z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right]$$

$[S_a]$ —为保证齿顶强度变位齿轮所必须保证的齿顶厚度。

$$[S_a] = (0.25 \sim 0.4)m$$

(5) 保证必要的重合度, 应有

$$\varepsilon > [e], \text{即}$$

$$g_6(\mathbf{X}) = [e] - \varepsilon \leq 0 \quad (10)$$

式中:

ε —变位齿轮传动的重合度, 由下式计算,

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[Z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') + Z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha') \right]$$

$[e]$ —为保证传动的平稳性变位齿轮传动必须保证的重合度。

(6) 保证啮合时不产生干涉, 应满足小轮齿根不干涉条件

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{Z_2}{Z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - X_{i1})}{Z_1 \sin 2\alpha}$$

和大轮齿根不干涉条件

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{Z_1}{Z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - X_{i2})}{Z_2 \sin 2\alpha}$$

即有

$$g_7(X) = \operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha' - \frac{4(h_a^* - X_{t1})}{Z_1 \sin 2\alpha} + \frac{Z_2}{Z_1} (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha') \leq 0 \quad (11)$$

$$g_8(X) = \operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha' - \frac{4(h_a^* - X_{t2})}{Z_2 \sin 2\alpha} + \frac{Z_1}{Z_2} (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha') \leq 0 \quad (12)$$

式中:

α —齿形角 $\alpha = 20^\circ$

α' —变位齿轮传动的啮合角.

α_{a_i} —为齿顶压力角.

相应的计算公式及取值情况可参阅文献[2].

(7) 对增速器传动比取值范围的限制, 应有

$$\left[\frac{1}{i}\right]_{\min} \leq \frac{1}{i} \leq \left[\frac{1}{i}\right]_{\max} \quad \text{即}$$

$$g_9(X) = \left[\frac{1}{i}\right]_{\min} - \frac{1}{i} \leq 0 \quad (13)$$

$$g_{10}(X) = \frac{1}{i} - \left[\frac{1}{i}\right]_{\max} \leq 0 \quad (14)$$

式中:

$$\left[\frac{1}{i}\right]_{\min}, \left[\frac{1}{i}\right]_{\max} \quad \text{—增速器允许的最小增速比及最大增速比.}$$

(8) 对大齿轮尺寸的限制

缓降器的平面布局同田径场跑道图形一样, 由一个矩形和两个半圆形组成, 这两个半圆形的中心距由齿轮的强度条件确定, 而两个半圆的半径应设计得尽可能一致, 因此, 增速器大齿轮的分度圆直径与调速器刹车毂内径尺寸应尽可能接近, 以达到减小缓降器体积的目的, 这时有

$$\begin{aligned} |d_2 - 2R| &\leq \Delta \quad \text{即} \\ g_{11}(X) &= |d_2 - 2R| - \Delta \leq 0 \end{aligned} \quad (15)$$

式中:

d_2 —大齿轮分度圆直径.

Δ —设计者确定的一个差值.

(9) 调速器刹车片压强必须小于石棉橡胶材料的许用值, 应有

$$\begin{aligned} P &< [P] \quad \text{即} \\ g_{12}(X) &= P - [P] \leq 0 \end{aligned} \quad (16)$$

式中:

p —调速器刹车片压强, 由下式计算.

$$p = \frac{M_{ij}}{R^2 b_2 \varphi \mu Z}$$

其中:

M_{ij} —调速器上摩擦阻力矩 kgfmm

z —离心块数量 rad

φ —离心块包角

b_2 —离心块宽度

μ —摩擦系数

$[pv]$ —石棉橡胶材料的许用压强值。

(10) 调速器刹车片 pv 值必须小于许用值, 这时应有

$$pv < [pv] \quad \text{即}$$

$$g_{13}(X) = pv - [pv] \leq 0$$

(17)

式中:

pv —调速器刹车片 pv 值, 由下式计算。

$$pv = \frac{n_1 \pi M_{ij}}{30 R b_2 \varphi \mu Z}$$

其中:

n_1 —调速器转速 min^{-1}

$[pv]$ —石棉橡胶材料的许用值。

(11) 设计变量的边值条件, 即

$$Z_{1\min} \leq Z_1 \leq Z_{1\max}$$

$$i_{\min} \leq i \leq i_{\max}$$

$$m_{\min} \leq m \leq m_{\max}$$

$$b_{1\min} \leq b_1 \leq b_{1\max}$$

$$R_{\min} \leq R \leq R_{\max}$$

$$X_{i1\min} \leq X_{i1} \leq X_{i1\max}$$

$$X_{i2\min} \leq X_{i2} \leq X_{i2\max}$$

3 优化设计方法和程序框图

上述建立的数学模型中, 齿数 Z_1 必须是整数; 模数 m 必须为符合国家标准 (GB1356—78) 所给定系列内的离散值; 又为了尽量降低生产成本刹车毂是用热轧无缝钢管车制而成, 故设计变量 R 也只能为离散值, 因此, 缓降器设计是一个离散变量优化设计问题, 对此问题采用了混合离散变量优化方法 $MDCP$ 进行计算, 该算法的程序框图如图 2 所示。

缓降器优化设计程序中凡需反复调用的部分如齿轮强度计算; 有关系数的计算; 传动尺寸的计算; 约束条件; 目标函数……等都作为公用子程序块调用, 在每轮迭代结束时, 根据终止准则进行检验, 直到满足收敛精度要求为止, 即可获得完全符合工程要求的最优解。

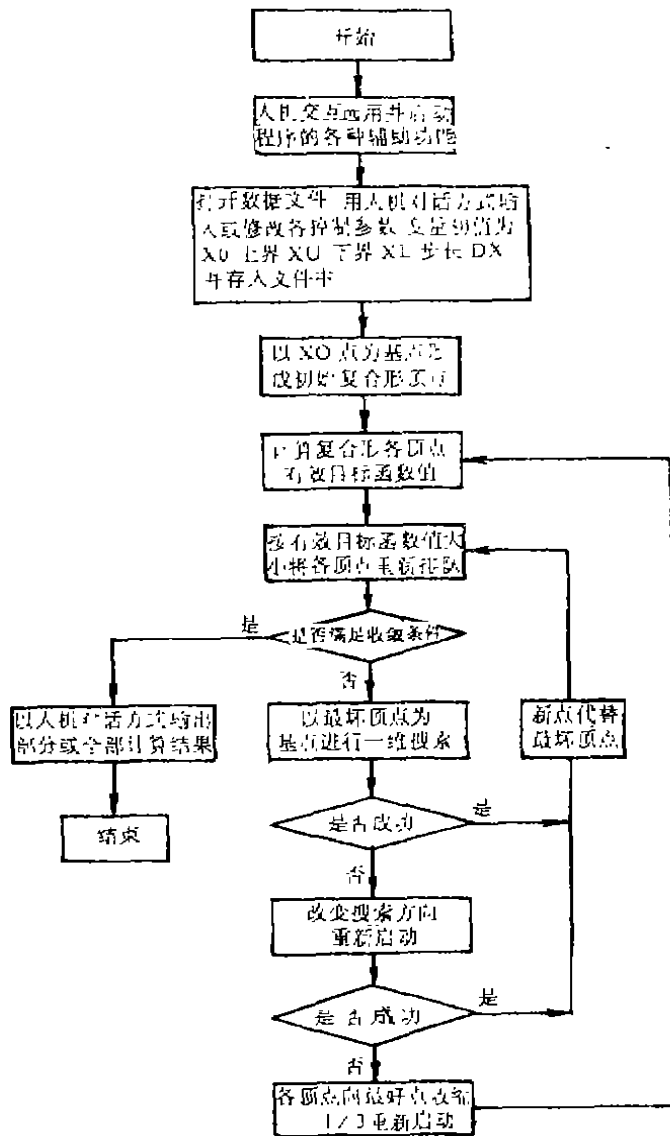


图2 MDCP 组合适算法的逻辑框图

4 计算实例

程序调试完毕后, 在 IBM PC/AT, 机上对用传统方法设计的缓降器重新作了优化设计。实际设计时, 考虑到缓降器断齿破坏会直接造成人身伤亡的严重后果, 故取 $S_{Fmin} = 1.5$ (其失效概率低于 $1/10000$), $S_{Hmin} = 1$ (其失效概率低于 $1/100$), 使 $S_{Fmin} > S_{Hmin}$; 另外取 $[S_s] = 0.25m$, $[\epsilon] = 1.2$, $[1/i]_{min} = 1/6$, $[1/i]_{max} = 1/4$, 误差值 $\Delta = 0.5mm$, $[p] = 3kgf/cm^2$, $[pv] = 25kg \cdot m/cm \cdot s$; 小齿轮齿数取值范围

$10 < Z_1 < 15$; 模数 m 取值的离散系列为 (1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.25, 2.5); 又由于齿轮轴支承在筒板结构上, 刚性较差, 齿宽不宜过大, 取齿宽系数 $\phi_d = 0.2 \sim 0.6$; R 取值的高散系列为 (84, 90, 96, 98, 102, 108, 114); 选择变位系数应力求降低齿面的滑动率, 以减轻磨损及齿面破坏, 变位系数的取值须满足 $X_{a1} > +0.412$ 、 $X_{a2} > -1.35$ 。缓降器原始方案和优化方案的变量值和部分计算结果如表 1 所示。

表 1 缓降器原始方案和优化设计方案部分计算结果

方 案	设计变量 X 值							目标函数下降率		
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	$\frac{F(X_0) - F(X^*)}{F(X_0)} \times 100\%$		
	Z_1	i	m	b_1	R	x_{a1}	x_{a2}	$F_1(x)$	$F_2(x)$	$F(x)$
原始方案	12	5.58	1.5	10	50	0.47	0.052			
优化方案		5.82	1.25			0.58	0.62	13.8%	2.8%	14.1%

* 由于优化设计方案已为某消防器材厂采用, 故部分设计变量的取值不宜公开。

5 结 论

1) 缓降器经优化后, 使其重量下降了 13.8%。对于单台产品, 由于本身重量较轻, 意义似乎不大, 但缓降器是一种批量较大的产品, 因此就整体而言, 优化设计后的产品有较大的经济意义。另外, 缓降器具有较小的体积和重量, 不但平时可方便地置于挂具盒内, 还最大限度地方便了紧急情况时的配置操作。

缓降器经优化后, 安全绳的降落速度由 0.969m/s 提高到 0.996m/s, 更加接近经反复试验所确定的最佳降落速度 $V^* = 1\text{m/s}$ 。

2) 对于降落速度的要求, 本文处理为分目标函数 $F_2(X)$, 实际上也可处理为约束条件, 形成另一种型式的数学模型。前一种处理效果较好, 其理由是在约束优化设计中, 优化设计点往往落在较多的约束函数的交集上, 或者交集附近, 因此若处理成约束条件, 缓降器实际降落速度往往偏离最佳速度, 而按分目标函数处理时, 可避免这一现象的发生。

3) 本文提出的单级式缓降器优化设计的思路和程序设计要点, 完全适合其它形式的缓降。

参 考 文 献

- 1 中华人民共和国国家标准, 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法, GB3480—83, 中国标准出版社, 1986
- 2 机械工程手册. 齿轮传动, 机械工业出版社, 1982
- 3 陈立周. 关于约束非线性混合离散变量优化设计方法及软件包 MOD 的研究. 科技报告. 北京科技大学, 1987

(编辑: 刘家凯)

OPTIMUM DESIGN OF ONE-STAGE DESCENDING LIFELINE

Mao Zhengxiang

(Department of Mechanical and Electrical Engineering)

ABSTRACT The descending lifeline is a new type of lifesaving device used in high buildings. Based on the principle of operation and structure, the mathematical model for the optimum design of one-stage descending lifeline is established in this paper. A practical design example is calculated with a method of discrete variable optimum design. Some problems in design are discussed briefly.

KEY WORDS descending lifeline, lifesaving device, discrete variable optimum design