

汽车变速箱齿轮副的多目标离散优化

贾玉梅 苏智剑 叶元烈

(郑州工业大学机械系)

摘要 本文针对汽车变速箱的工作特点,采用逐档、分步的优化方案。建立模型时,以体积(重量)、强度、中间轴轴向力平衡为目标函数,其中强度分目标中又包括:弯曲疲劳强度、接触疲劳强度、磨损目标三个分项。优化时根据各档工作时的承载特点,用调整权系数的办法实现齿轮副的综合性能最优。全部优化变量均为离散型变量。优化方法采用离散变量的直接搜索方法MDOD。以EQ140五档变速箱的参数为算例,进行对比分析,取得了令人满意的结果。

关键词 变速箱,优化设计,MDOD

中图分类号 TH132.41

1 优化方案分析

本文选择平面三轴式最高档为直接档的五档变速箱为对象进行论述,结构方案如下图1所示。

1.1 优化目标分析

随着汽车工业的发展,变速箱的设计趋势是增大其传递功率与重量之比,并要求具有更大容量和更好的性能。一般发动机选定后,变速箱传递的功率即确定了,这样要求变速箱在具备良好的工作性能前提下体积小、重量轻就成了当然的追求目标。但是,如果优化的目标函数仅仅是在给定功率下寻求最小体积或最小重量,则在某种程度上来说忽视了对齿轮啮合性能的考虑,因而有可能导致齿轮的较早失效,或部分性能指标降低。

本文在给定功率下寻求最小体积、量小重量的同时,将重点考虑提高齿轮传动的综合性能。首先,是考虑变速箱的使用寿命(主要是齿轮的寿命),对齿轮进行强度优化。一般地,在闭式齿轮传动中,齿轮的主要失效形式有:轮齿折断、齿面点蚀、齿面胶合三种。对于变速箱,各档工作时承

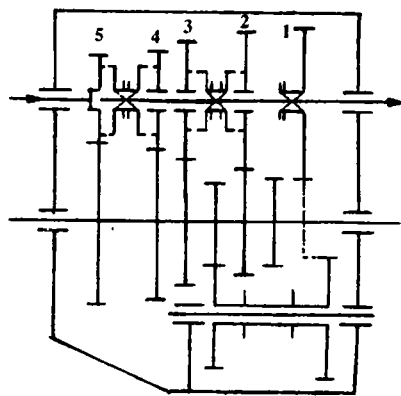


图1

河南省科技攻关资助项目。项目编号:911170103

收稿日期:1995-09-26

受的载荷不同,转速不同,因此,对不同档的齿轮进行强度计算、分析时,对应于三种失效形式的齿根弯曲疲劳强度、齿面接触疲劳强度以及齿轮传动滑动率的考虑也将各有侧重,以求设计出重量轻、强度高、性能好的齿轮副。所以,本文进行齿轮优化时,将强度作为一个分目标。表达式如下:

$$F_{\text{强度}} = a_1 \cdot \text{弯曲强度目标} + a_2 \cdot \text{接触强度目标} + a_3 \cdot \text{等磨损目标}$$

针对各档不同的工作特点,权系数 a_1, a_2, a_3 所取值不同。一般而言,低档齿轮承载大,容易发生弯曲折断,因此以强度优化或等弯曲强度设计为重点,即 a_1 取值最大;对于高档齿轮,其承载小,速度高,因此重点考虑提高抗疲劳点蚀能力,故 a_2 取值最大。

另外,齿轮传动中,由于两齿轮廓在啮合点的线速度不同,它们之间必将产生相对滑动,这样势必造成两齿廓不同程度的磨损,在高速或重载时还可能发生胶合,因此使啮合的大小齿轮最大滑动率接近相等,以使其齿根磨损接近相等,也是进行齿轮优化所要考虑的强度目标中的一部分。此外,因斜齿轮会产生轴向力,为改善中间轴轴承的受力情况,应使中间轴上轴向力尽可能平衡。

优化设计时,要综合考虑上述诸方面的问题,并兼顾变速箱齿轮参数选择的各种约束条件,利用计算机在约束域内按预定目标高速有效地优选出变速箱的最佳设计参数。总目标函数表达式为:

$$F = \omega_1 \cdot \text{体积(重量)} + \omega_2 \cdot \text{强度} + \omega_3 \cdot \text{轴向力}$$

式中: $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ —— 为各分目标权系数。

1.2 优化步骤分析

变速箱参数的选择分为两个部分:第一部分是确定变速箱档数和各档传动比。本文将其作为已知参数输入。第二部分是确定变速箱的中心距和各档齿轮参数。根据变速箱的工作情况,采用分档、分步优化的方法。建立齿轮优化数学模型时,从强度的观点考虑,选择一档和常啮合齿轮副为对象优选有关参数和确定变速箱的中心距,这是因为低档齿轮传递扭矩大,受载严重。然后在中心距已定的情况下,分别进行二档、三档、四档齿轮副的优化。整个齿轮优化采用四步来完成。

2 齿轮优化设计的数学模型

2.1 设计变量

由于本论文采用分档、分步优化,因而各档齿轮副优化设计时需要分别建立数学模型。

1) 设计变量表:

(1) 一档和常啮齿轮副优化设计变量表为:

$$\begin{aligned} X &= [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8 \ x_9 \ x_{10} \ x_{11} \ x_{12} \ x_{13}]^T \\ &= [Z_{11} Z_{12} Z_{51} Z_{52} B_1 B_5 x_{11} x_{n51} y_1 S_1 S_5 m_1 m_{n5}]^T \end{aligned}$$

(2) 二、三、四档齿轮副优化设计变量表为:

$$\begin{aligned} X &= [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T \\ &= [Z_{i1} Z_{i2} B_i x_{ni} S_i m_{ni}]^T \quad (i=2, 3, 4) \end{aligned}$$

变量表中: Z_{i1}, Z_{i2} —— 第 i 档主、从动齿轮齿数;

B_i —— 第 i 档齿轮宽(mm)

x_{ni} ——第 i 档主动齿轮法向变位系数;

y_1 ——一档齿累中心距变动系数;

S_i ——第 i 档齿轮距轴中跨处(两轴端轴承中点)距离(mm);

m_{ni} ——第 i 档齿轮法面模数(mm). ($i=1, 2, 3, 4, 5$)

说明:

(1) 所有齿轮压力角均取 20° , $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$.

(2) 变位系数:一档直齿轮采用角度变位正传动,以提高主、从动齿轮的弯曲强度和接触强度。对二、三、四档及常啮合斜齿轮采用高度变位,使小齿轮的承载能力得到提高,达到与大齿轮的齿根强度接近相等的地步。而且可以改善齿轮的磨损情况,使大小齿轮齿根的最大滑动率接近相等。同时,采用角度变位正传动和高度变位均可以减小齿轮结构的尺寸。

(3) 一档直齿轮采用角度变位时, x_1, x_2, y_1 三个变量中只有两个是独立变量。取 y_1 及 x_1 为设计变量。斜齿轮采用高度变位, $x_1 + x_2 = 0$, 故只取 x_1 为设计变量。

(4) 各档齿轮副优化时,斜齿轮螺旋角 β_i ($i=2, 3, 4, 5$) 均为非独立变量,因此不作为设计变量。这是因为:各对齿轮中心距必须相等,

$$\text{由} \quad a = \frac{m_{ni}}{2}(Z_{i1} + Z_{i2}) / \cos \beta_i = \frac{m_1}{2}(Z_{11} + Z_{12}) + y_1 m_1$$

$$\text{可得} \quad \cos \beta_i = \frac{m_{ni}}{2a}(Z_{i1} + Z_{i2}), (i = 2, 3, 4, 5),$$

所以各斜齿轮螺旋角均为导出量。

2) 设计变量的离散化

进行齿轮优化时,全部设计变量均取为离散型变量,其中分为等间隔离散变量,及非均匀间隔离散变量。

(1) 模数 m :按国家标准系列取值,是非均匀间隔离散变量。

(2) 齿数 Z :只取整数值,是等间隔离散变量,离散间隔为 1。

(3) 齿宽 B :是等间隔离散变量,离散间隔取 0.5mm 。

(4) 齿轮距轴中跨处距离 S :等间隔离散变量,离散间隔取 0.5mm 。

(5) 变位系数 x 和中心距变动系数 y_1 :均为等间隔离散变量,离散间隔取为 0.01。

2.1 目标函数

齿轮副采用多目标优化设计。目标函数包括以下四项:(1) 体积目标(变速箱径向及轴向总体尺寸);(2) 重量目标(各齿轮重量之和,可用它们占据的空间体积来表达);(3) 强度目标;(4) 轴向力目标。对于体积和重量目标在各档优化时,根据不同情况只取其一。

其中,强度目标一项中又包括:

(1) 弯曲强度目标;

(2) 接触强度目标;

(3) 等磨损目标(由齿轮传动滑动率表达)。

故各档优化的目标函数通式为:

$$\begin{aligned} F &= \omega_1 \cdot V_{\text{总}}(G_{\text{总}}) + \omega_2 \cdot Q + \omega_3 \cdot F_a \\ &= \omega_1 \cdot V_{\text{总}}(G_{\text{总}}) + \omega_2 \cdot (a_1 \cdot Q_{\text{弯曲}} + a_2 \cdot Q_{\text{接触}} + a_3 \cdot Q_{\text{磨损}}) + \omega_3 \cdot F_a \end{aligned}$$

式中: F ——总目标函数值;

$V_{\text{总}}$ ——总体体积;

$G_{\text{总}}$ ——总重量;

Q ——强度目标;

F_a ——轴向力目标;

$Q_{\text{弯曲}}$ ——弯曲强度目标;

$Q_{\text{接触}}$ ——接触强度目标;

$Q_{\text{磨损}}$ ——等磨损目标;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ ——总目标中 $V_{\text{总}}$ (或 $G_{\text{总}}$), Q, F_a 三个分目标的权系数;

a_1, a_2, a_3 ——强度分目标中 $Q_{\text{弯曲}}, Q_{\text{接触}}, Q_{\text{磨损}}$ 三个分目标的权系数。

其中,强度目标和轴向力目标表达式为:

a. 弯曲强度目标: $Q_{\text{弯曲}} = \min [\max (\sigma_{F1} / \sigma_{FP1}, \sigma_{F2} / \sigma_{FP2})]$

当追求主、从动齿轮等弯曲强度时,弯曲强度目标可写为:

$Q_{\text{等弯曲}} = \min |\sigma_{F1} / \sigma_{FP1} - \sigma_{F2} / \sigma_{FP2}|$

式中: σ_{F1}, σ_{F2} ——主、从动齿轮的计算齿根应力 (N/mm^2);

$\sigma_{FP1}, \sigma_{FP2}$ ——主、从动齿轮的许用齿根应力 (N/mm^2)。

b. 接触强度目标: $Q_{\text{接触}} = \min (\sigma_H / \sigma_{HP})$

式中: σ_H, σ_{HP} ——齿轮的计算、许用接触应力 (N/mm^2);

c. 等磨损目标: $Q_{\text{磨损}} = \min |\eta_{max1} - \eta_{max2}|$

式中: η_{max1}, η_{max2} ——主、从动齿轮的最大滑动率。

d. 中间轴轴向力平衡目标: $F_a = \min |tg\beta_1/r_i - tg\beta_5/r_{52}| \quad (i=2,3,4)$

各档齿轮优化的目标函数详细表达

式如下:

1) 一档和常啮齿轮副的优化:

本次优化的内容是确定中心距 a 和一档、常啮齿轮参数。轴承跨距 BL 为已知,因此体积目标转化为追求径向齿轮副总高 $H_{\text{总}}$ 最小。中心距 a 是影响 $H_{\text{总}}$ 的主要参数,这里重量目标不复考虑。

目标函数表达式: $F_1 = \omega_1 \cdot V_{\text{总}} + \omega_2$

$\cdot Q + \omega_3 \cdot F_a$

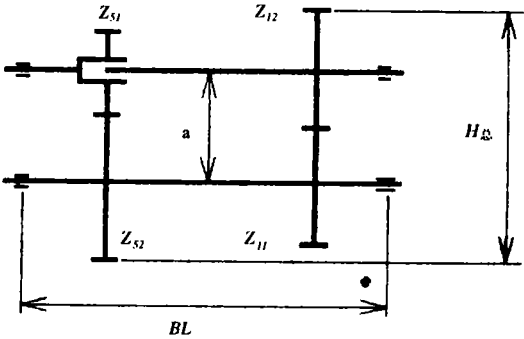


图 2

其中(1) $V_{\text{总}} = a + r'_{52} + r'_{12} = a + 1/2d'_{52} + 1/2d'_{12} = a + 1/2d_{52} + 1/2d_{12} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha}$

$$= a \left(1 + \frac{Z_{52}}{Z_{51} + Z_{52}} + \frac{m_1 \cdot Z_{12}}{2 \cdot a_0} \right)$$

式中: $a_0 = \frac{m_1}{2} \cdot (Z_{11} + Z_{12})$; $a = a_0 + y_1 m_1$

(2) $Q = 1/2Q_1 + 1/2Q_5$

式中:

$Q_1 = a_1 \cdot Q_{1\text{弯曲}} + a_2 \cdot Q_{1\text{接触}} + a_3 \cdot Q_{1\text{磨损}}$

$$= a_1 \cdot [\max (\sigma_{F11} / \sigma_{FP11}, \sigma_{F12} / \sigma_{FP12})] + a_2 \cdot [\sigma_{H1} / \sigma_{HP1}] + a_3 [\eta_{max11} - \eta_{max12}]$$

$Q_5 = a'_1 \cdot Q_{5\text{等弯曲}} + a'_2 \cdot Q_{5\text{接触}} + a'_3 \cdot Q_{5\text{磨损}}$

$$=a'_1 \cdot [\sigma_{F51}/\sigma_{FP51}-\sigma_{F52}/\sigma_{FP52}]+a'_2 \cdot [\sigma_{H5}/\sigma_{HP5}]+a'_3 \cdot [\eta_{ma51}-\eta_{ma52}]$$

(3) $F_a=tg\beta_5/r_{52}(\because \beta_1=0)$ 式中: $\beta_5=\cos^{-1}\frac{m_n(z_{51}+z_{52})}{2a}$

2) 二、三、四档齿轮副的优化:

二、三、四档的优化是在一档和常啮齿轮副优化完成后,中心距确定的情况下进行的.此时,变速箱的径向、轴向尺寸均已确定,因此轻量化的目标成为追求各齿轮总重量最小.

目标函数表达式:

$$F_i=\omega_1 \cdot G_{ig}+\omega_2 \cdot Q_i+\omega_3 \cdot F_{ai} \qquad (i=2,3,4)$$

其中(1) $G_{ig}=\left[\frac{\pi}{4}B_im_m^2(Z_{i1}^2+Z_{i2}^2)/\cos^2\beta_i\right], \beta_i=\cos^{-1}\frac{m_n(Z_{i1}+Z_{i2})}{2a}$

(2) $Q_i=a_1 \cdot Q_{i\text{等弯曲}}+a_2 \cdot Q_{i\text{接触}}+a_3 \cdot Q_{i\text{磨损}}$
 $=a_1 \cdot [\sigma_{F11}/\sigma_{FP11}-\sigma_{F12}/\sigma_{FP12}]+a_2 \cdot [\sigma_{H1}/\sigma_{HP1}]+a_3 \cdot [\eta_{ma11}-\eta_{ma12}]$

(3) $F_{ai}=|tg\beta_i/r_i-tg\beta_5/r_{52}|$

注:关于权系数的分配:

对于强度目标,由于变速箱中,按照一、二、三、四档及常啮合齿轮的顺序,所受载荷依次减小,转速依次升高,因此,按照该顺序对弯曲强度的考虑依次减弱,而对接触强度的重视越来越强.与此同时,兼而考虑等磨损目标,利用权系数的大小来体现它们各自不同的重要性.

a. 强度目标中,弯曲、接触、等磨损三个分目标的仅系数 a_1, a_2, a_3 列表如下:

数值/档位	弯曲强度 a_1	接触强度 a_2	等磨损 a_3
一档	75%	15%	10%
二档	65%	25%	10%
三档	45%	45%	10%
四档	25%	65%	10%
常啮	30%	60%	10%

表中: $\sum_{i=1}^3 a_i=1$

b. 总目标中,体积(重量)、强度、轴向力三个分目标的权系数 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$:

因为体积(重量)、强度、轴向力三个分目标具有不同的数量级,且相差悬殊,所以,将权系数划分为两部分:

$$\omega_i=\omega_{i1} \cdot \omega_{i2} (i=1,2,3); \sum_{i=1}^3 \omega_{i2}=1$$

第一部分 ω_{i1} : 使各分目标在数量级上达到一致;

第二部分 ω_{i2} : 由用户选择,来调整各分目标的重要程度.

2.3 约束条件

- 1、传动比约束(等式约束)
- 2、结构尺寸约束
- 3、边界约束条件
- 4、齿轮强度约束条件
- 5、根切约束条件
- 6、过渡曲线约束条件
- 7、齿顶厚度约束条件
- 8、重合度约束条件

3 优化方法

本论文的齿轮优化采用离散变量直接搜索方法 MDOD。它是建立在离散空间沿相对混合次梯度方向离散搜索和在某单位领域内进行组合优化查点策略基础上的一种约束非线性混合离散变量直接搜索方法。

它适用于求解如下形式优化问题：

$$\left. \begin{aligned} \min F(X), X &= [X^D, X^C]^T \in R^n = R^D \times R^C \\ D &= \{X | g_u(X) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m\} \\ X^D &= [x_1, x_2, \dots, x_p]^T \in R^D \\ X^C &= [x_{p+1}, x_{p+2}, \dots, x_n]^T \in R^C \end{aligned} \right\}$$

当优化问题存在等式约束，且不能通过消元变换去掉等式约束时，采取如下方法处理。
设 $h_j(x)=0 \quad j=1, 2, \dots, H$ ，用 $h_j(x) \leq \epsilon$ 和 $K_j(x) \geq \epsilon (j=1, 2, \dots, H)$ 替代，然后将优化问题的数学模型转化为求解如下形式问题：

$$\left. \begin{aligned} \min \Phi(X) &= \min \left\{ F(X) - R \left[\sum_{j=1}^H K_j(X) \right] \right\} \\ D &= \{X | g_u(X) \leq 0, u = 1, 2, \dots, m, m+1, \dots, m+H\} \\ X^D &= [x_1, x_2, \dots, x_p]^T \in R^D \\ X^C &= [x_{p+1}, x_{p+2}, \dots, x_n]^T \in R^C \\ X &= [X^D, X^C]^T \in R^n = R^D \times R^C \end{aligned} \right\}$$

式中： R 为权系数，其值可取为使 $F(X)$ 和 $R \left[\sum_{j=1}^H K_j(X) \right]$ 项的数量级相近， ϵ 为某一很小的正数。

MDOD 算法主要由离散搜索和查点技术两部分组成，其算法逻辑结构框图如下：

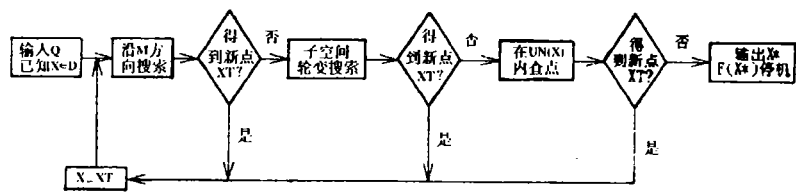


图 3 MDOD 算法的逻辑结构框图

4 实例分析

1) 初始参数

发动机最大功率：

不小于 135/3000(马力/转/分)
(即 99.29/3000KW 转/分)

发动机最大扭矩:	不小于 360/1200—1400 牛顿米/转/分				
各档传动比:	一档	二档	三档	四档	五档
	7.13	4.31	2.45	1.50	1.00
轴承跨距	$BL=355mm$				

2) 原 EQ140 参数与优化结果对比:

作者针对变速箱优化设计中经常考虑的体积、强度两种目标,通过调整各分目标的权值,提供了两种设计方案,分别以体积和强度作为主要的追求目标。表 2 列出了方案一和方案二的优化结果。

方案一:

本方案优化的目标侧重于追求体积目标的下降,其次是强度和轴向力目标。

从设计结果可看出:中心距由原来 EQ140 的 121.125mm,下降至 112mm;变速箱径向高度由 295.33mm 降至 275.11mm,降低 37.4%。在中心距 $a=112mm$ 条件下进行其它档齿轮副的优化,结果是:二、三、四档齿轮副的体积分别下降 38.3%、33.7%、35.5%,体积减小的效果是非常明显的。

同时,由于体积的大幅度减小,使得齿轮副的齿根弯曲应力和齿面接触应力均比 EQ140 略有提高;但磨损目标由于合理地优选变位系数及其它参数,使得其目标值下降非常多,尤其是二档和三档齿轮副,优化后磨损目标 $\min|\eta_{ma11}-\eta_{ma12}|$ 分别为:0.004187、0.001236,主、被动齿轮几乎达到等磨损的状态。另外,中间轴上轴向力平衡目标数量级均在 10^{-3} 。因此,各档齿轮工作时,中间轴上轴向力非常小。

从各档齿轮优化总目标结果来看,一档和常啮、二、三、四档齿轮总目标函数值分别下降 7.6%、30.4%、3.1%、0.2%,其结果是相当有效的。

方案二:

本次优化的重点在于改善齿轮的强度性能,其次考虑体积及轴向力目标。

输出结果表明,中心距由 EQ140 的 121.125mm,降至 119mm,变速箱径向高度由 295.53mm 下降为 291.69mm,缩小 1.3%。在以中心距 $a=119mm$ 为条件进行其它各档齿轮优化后,从表中可看出,各档齿轮的强度总目标均有下降,常啮、一至四档强度目标值分别下降了 6.4%、14.3%、9.8%、5.3%、0.9%。同时,二、三、四档齿轮副的体积也分别下降 17.2%、13.1%、0.5%。轴向力目标:常啮及三档与原 EQ140 差别不大,二档及四档得以很大改善,二档轴向力目标由 0.00336 下降为 0.00163,四档由 0.00168 减小到 0.000228。因此,方案二的齿轮优化结果,强度、体积、轴向力三个分目标值均比 EQ140 有所降低,即各档齿轮副的综合性能得以提高。这是齿轮优化设计的理想结果。

5 结 论

1) 本文齿轮设计采用多目标优化模型,充分考虑了齿轮传动的综合性能,通过各分目标权值的调整,来达到不同的设计要求,软件具有较强的适用性。

2) 根据工程实用优化设计的要求,齿轮优化中全部设计变量均为离散型变量,优化结果不需进行任何数据处理即可使用。

表 2

	强 度 目 标						体 积 目 标				轴 向 目 标		总 目 标		
	权 值	弯曲强度目标		接触强度目标		磨损目标		强度目标		目标值	变化量	目标值	变化量	对应于方案一	对应于方案二
		权值	目标值	权值	目标值	权值	目标值	目标值	变化量						
常 啮	EQ140		30%	0.000174	60%	0.661046	10%	0.3059	0.12727			0.003214		547019.4	142053.6
	方案一	35%	30%	0.011526	60%	0.746950	10%	0.2934	0.48097			0.002058	-5.6%	508199.9	-76.6%
	方案二	70%	30%	0.000175	60%	0.658345	10%	0.06501	0.401156			0.003279	+2%	136891.4	-3.8%
一 档	EQ140		75%	0.585689	15%	0.923096	10%	0.2905	0.60678						
	方案一		75%	0.617345	15%	0.991403	10%	0.7436	0.68608						
	方案二		75%	0.503624	15%	0.906220	10%	0.706	0.53071						
二 档	EQ140		65%	0.005970	25%	0.881550	10%	0.42250	0.26652			0.003360		288.35	191.76
	方案一	50%	65%	0.007675	25%	0.988696	10%	0.001187	0.25258			0.003460	+3%	221.17	-30.4%
	方案二	70%	65%	0.008637	25%	0.941983	10%	0.01578	0.24269			0.001634	-105.6%	171.39	-11.9%
三 档	EQ140		45%	0.00036	45%	0.80991	10%	0.10820	0.37544			0.001807		336.66	318.69
	方案一	60%	45%	0.005613	45%	0.894702	10%	0.001236	0.40526			0.001878	+3.9%	326.58	-3.1%
	方案二	70%	45%	0.001313	45%	0.788240	10%	0.13113	0.35661			0.001794	-0.7%	304.96	-4.5%
四 档	EQ140		25%	0.003970	65%	0.75870	10%	0.14506	0.508615			0.001807		467.97	469.68
	方案一	50%	25%	0.003359	65%	0.847215	10%	0.1178	0.56331			0.001585	-5.8%	467.15	-0.2%
	方案二	70%	25%	0.0009213	65%	0.77387	10%	0.009438	0.50419			0.0002276	-637%	464.63	-1.11%

3) 本文以 EQ140 的参数为实例进行检验,取得了令人满意的效果。证明了所建优化模型的正确性,以及编制程序的有效性和可靠性。

参 考 文 献

- 1 变速箱设计(上、下),长春汽车研究所,汽车技术,1972. 1
- 2 高维山,变速器,人民交通出版社,1990. 8
- 3 祝世和,EQ140 汽车变速器(上、下),汽车工程,1989(2、3)
- 4 李伟,汽车传动系及四档变速器优化设计的研究[硕],清华大学,1986. 12
- 5 吴明常,汽车变速器与同步器的优化设计[硕],清华大学,1989. 6
- 6 陈立周,工程离散变量优化设计方法——原理与应用,机械工业出版社,1989. 12
- 7 马顺利,马路,万耀青,变速器一体化优化匹配设计研究与应用,当代汽车,1991. 6
- 8 方宗德,吴序堂,乐兑谦,汽车变速箱齿轮的高强度优化设计,西安交通大学学报,vol. 22, No. 5, 1988. 10

MULTIPLE-OBJECTIVE AND DISCRETE OPTIMAL METHOD USEING IN AUTOMOBILE'S GEARS IN GEAR BOX

Jia Yumei Su Zhijian Ye Yuanlie
(zhengzhou university of technology)

Abstract: In this paper, the optimal plan of optimum each pair of gear in turn is adopted. The multiple-objective-function is composed of volume, fatigue strength of gears and force along the axis on middle axis. In the srength object, according to the character of loading on each pairs, the different importance of gear bend fatigue, contiact fatigue and fraying on the gaer surface is considred. In the optimal process, weighting coefficients are useing to get the best sythetical performance. That all of design variables are discrete. The optimal method is Method for Discrete optimazation by Direct Search (MDOD). At end, a example is given. The parameters of truck EQ140 is analysed, the result is satisfied.

Key word: gear box, optimal design, MDOD