文章编号:1671-5497(2005)04-0451-06

载货汽车发动机飞轮壳加强筋布置的优化设计

徐 岩, 杨志军, 陈宇东, 陈塑寰

(吉林大学 机械科学与工程学院, 长春 130022)

摘 要:论述了载货汽车发动机飞轮壳加强筋的布置优化设计。在布置优化过程中,以应力约束条件下加强筋的最小重量为目标函数,将加强筋布置在应变能(或应力)较高的位置。利用加强筋单元应变能灵敏度给出了飞轮壳加强筋优化位置的搜寻方法,即通过确定加强筋单元的使用效率来决定应该被删除的无效单元。在迭代设计过程中,应用一种高效的重分析方法提高了计算速度。该方法与传统设计方法相比,大大缩短了优化设计周期,提高了设计精度。

关键词:工程力学; 发动机飞轮壳; 加强筋; 布置优化设计; 有限元系统

中图分类号:O242.21; U463 **文献标识码**:A

Layout Optimization of Stiffeners for Engine's Flywheel Housing of Trucks

XU Yan, YANG Zhi-jun, CHEN Yu-dong, CHEN Su-huan

(*College of Mechanical Science and Engineering*, *Jilin University*, *Changchun* 130022, *China*)

Abstract: The layout optimization of stiffeners for engine flywheel housing of a truck was discussed. In the layout optimization, the minimum weight of stiffeners was taken as the objective function with the stress constrain, the stiffeners was placed at the locations with high energy(or stress). To identify the element and efficiency so that the inefficiently elements of stiffeners can be removed, the sensitivity of the strain energy of stiffeners was introduced, and a search criterion for locations of stiffeners was given. In each iterative design, a high efficiency reanalysis method was used to reduce computational effort. Compared with traditional optimization, the proposed method can greatly reduce optimization effort and improve design precision.

Key words: engineering mechanics; engine's flywheel housing; stiffeners; layout optimization; finite element system

0 引 言

汽车的承载系统和动力传动系统的工作情况很复杂,特别是大吨位载货汽车,在满载、驱动、紧急制动等工况下要承受很大的载荷,因此对结构强度有很高的要求。发动机飞轮壳是汽车的重要部件之一,它联结着发动机本体和离合器、变速器总成,一般商用汽车的发动机后悬置支架也安装在飞轮壳左右两侧。在紧急制动情况下,过大的载荷有可能使飞轮壳损坏,导致整个动力传动系统无法工作。目前在中国汽车行业,对于发动机飞轮壳结构设计通常是采用SAE标准。在破坏情况出现后,设计师通常根据经验采用两种办法来更改设计:一是将壳体加厚,二是根据试验结果

收稿日期:2004-12-10.

基金项目:吉林省科技发展重点项目(20040330-2);吉林大学"985工程"汽车工程科技创新平台资助项目.

作者简介:徐岩(1973-),男,博士研究生.研究方向:振动理论和应用.E-mail:xuyan@rdc.faw.com.cn

通讯联系人:陈塑寰(1934-),男,教授,博士生导师.研究方向:结构动态设计理论.E-mail:chensh@jlu.edu.cn

在出现断裂的位置布置加强筋。前者属于参数设计,后者属于拓扑设计[1~5]。工程技术人员已经认识到,与参数设计相比,拓扑优化设计可更有效地改进设计,而且已取得了许多重要成果[6~9]。

本文讨论了汽车发动机飞轮壳加强筋的布置优化设计。在加强筋布置优化设计过程中,首先把未加筋的飞轮壳结构取为初始设计;根据其应变能(应力)分布,在高应变能(应力)区布置尽可能多的加强筋,并取做参考结构;为了识别加强筋单元使用的有效性,可引入加强筋单元应变能灵敏度的概念,即删除或增加一个加强筋单元所产生的应变能的变化。应用加强筋单元灵敏度的概念很容易识别哪些加强筋无效,并从结构中删除,从而确定加强筋单元的最优位置。在加强筋拓扑优化过程中必须不断删除或增加加强筋的单元数量,使其有限元分析模型的自由度数目增加,这就使问题变得更加复杂。为了减少在每一次迭代设计中的计算时间,作者利用一种快速重分析方法,采用 Guyan 凝聚技术,使新增加的自由度包含在分析模型中,并得到初始求解向量,然后用迭代组合近似(ICA)方法来改进求解向量。最后给出某载重汽车发动机飞轮壳加强筋布置设计的例子。

1　结构拓扑修改的静力重分析方法

初始结构的有限元方程为:

$$\boldsymbol{K}_0\boldsymbol{r}_0 = \boldsymbol{R}_0 \tag{1}$$

式中:$\boldsymbol{K}_0$ 为初始结构的刚度矩阵;$\boldsymbol{R}_0$ 和 $\boldsymbol{r}_0$ 分别为其载荷和位移向量。

在加强筋布局设计过程中由于删除或增加加强筋单元数,使其有限元方程变为:

$$(\boldsymbol{K}_0 + \Delta\boldsymbol{K})\boldsymbol{r} = \boldsymbol{R} \tag{2}$$

还可以写成:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{K}_0 + \Delta\boldsymbol{K}_{NN} & \Delta\boldsymbol{K}_{NM} \\ \Delta\boldsymbol{K}_{MN} & \Delta\boldsymbol{K}_{MM} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{r}_N \\ \boldsymbol{r}_M \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{R}_N \\ \boldsymbol{R}_M \end{Bmatrix} \tag{3}$$

式中:$\Delta\boldsymbol{K}$ 为刚度的相应增量;$\boldsymbol{r}_N$ 为原始自由度的位移;$\boldsymbol{r}_M$ 为新增自由度的位移。

从方程(3)可得:

$$\begin{cases} (\boldsymbol{K}_0 + \Delta\boldsymbol{K}_{NN})\boldsymbol{r}_N + \Delta\boldsymbol{K}_{NM}\boldsymbol{r}_M = \boldsymbol{R}_N \\ \Delta\boldsymbol{K}_{MN} + \Delta\boldsymbol{K}_{MM}\boldsymbol{r}_M = \boldsymbol{R}_M \end{cases} \tag{4}$$

由方程(4)的第二式得:

$$\boldsymbol{r}_M = \Delta\boldsymbol{K}_{MM}^{-1}(\boldsymbol{R}_M - \Delta\boldsymbol{K}_{MN}\boldsymbol{r}_N) \tag{5}$$

将方程(5)代入方程(4)中的第一式,得:

$$(\boldsymbol{K}_0 + \Delta\boldsymbol{K}_{NN} - \Delta\boldsymbol{K}_{NM}\Delta\boldsymbol{K}_{MM}^{-1}\Delta\boldsymbol{K}_{MN})\boldsymbol{r}_N = \boldsymbol{R}_N - \Delta\boldsymbol{K}_{NM}\Delta\boldsymbol{K}_{MM}^{-1}\boldsymbol{R}_M \tag{6}$$

如果取

$$\Delta\boldsymbol{K}_{MM}^{-1} = \boldsymbol{V}_M^{\mathrm{T}}\boldsymbol{V}_M \tag{7}$$

则在方程(2)中的 $\Delta\boldsymbol{K}$ 变为:

$$\Delta\boldsymbol{K} = \Delta\boldsymbol{K}_{NN} - \Delta\boldsymbol{K}_{NM}\Delta\boldsymbol{K}_{MM}^{-1}\Delta\boldsymbol{K}_{MN} = \Delta\boldsymbol{K}_{NN} - (\boldsymbol{V}_M^{-\mathrm{T}}\Delta\boldsymbol{K}_{MN})^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{V}_M^{-\mathrm{T}}\Delta\boldsymbol{K}_{MN}) \tag{8}$$

最后将方程(6)写成:

$$(\boldsymbol{K}_0 + \Delta\boldsymbol{K})\boldsymbol{r}_N = \boldsymbol{R} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{R} = \boldsymbol{R}_N - \Delta\boldsymbol{K}_{NM}\Delta\boldsymbol{K}_{MM}^{-1}\boldsymbol{R}_M \tag{10}$$

下面给出求解 $\boldsymbol{r}_N$ 的重分析方法。

(1) 组合近似法(CA)

初始位移 $\boldsymbol{r}_0$ 可由下式求出:

$$\boldsymbol{r}_0 = \boldsymbol{K}_0^{-1}\boldsymbol{R}_0 \tag{11}$$

CA 方法中基向量 $\boldsymbol{r}_i$ 可由下式得到:

$$\begin{cases} \boldsymbol{r}_i = -\boldsymbol{K}_0^{-1}\Delta\boldsymbol{K}\boldsymbol{r}_{i-1} = -\boldsymbol{B}\boldsymbol{r}_{i-1},\ i = 1,2,3 \\ \boldsymbol{B} = -\boldsymbol{K}_0^{-1}\Delta\boldsymbol{K} \end{cases} \tag{12}$$

其基向量矩阵 $\boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}$ 定义为:

$$\boldsymbol{r}_{\mathrm{B}} = [\boldsymbol{r}_0, \boldsymbol{r}_1, \boldsymbol{r}_2, \boldsymbol{r}_3] \tag{13}$$

计算刚度矩阵及载荷向量在 $\boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}$ 中的投影:

$$\boldsymbol{K}_R = \boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{r}_{\mathrm{B}},\ \boldsymbol{R}_R = \boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{R} \tag{14}$$

由下式计算向量 $\boldsymbol{y}$:

$$\boldsymbol{K}_R\boldsymbol{y} = \boldsymbol{R}_R \tag{15}$$

最后得到修改结构的位移:

$$\boldsymbol{r} = \boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}\boldsymbol{y} \tag{16}$$

(2) 迭代的组合近似法(ICA)

当 $\Delta\boldsymbol{K}$ 较大时,CA 方法在求解方程(10)时不能得到良好的近似解,有必要使用下面的迭代组合近似方法。迭代方法中的初始解为:

$$\boldsymbol{V}_0 = \boldsymbol{K}_0^{-1}\boldsymbol{R} \tag{17}$$

令

$$\Delta\tilde{\boldsymbol{K}} = \frac{1}{p}\Delta\boldsymbol{K} \tag{18}$$

式中:p 是迭代次数。式(19)给出了迭代次数 p 的计算公式:

$$p = \frac{\|\Delta\boldsymbol{K}\|_f}{\|\boldsymbol{K}_0\|_f \times 10\%} \tag{19}$$

式中:$\|\cdot\|_f$ 是矩阵的 Frobenius 范数。

令

$$\boldsymbol{V}_0^{(0)} = \boldsymbol{V}_0 \tag{20}$$

$$\Delta\boldsymbol{K}^{(1)} = \Delta\tilde{\boldsymbol{K}} \tag{21}$$

对于 $k = 1, 2, \cdots, p$,计算:

$$\boldsymbol{V}_1^{(k)} = -\boldsymbol{K}_0^{-1}\Delta\boldsymbol{K}^{(k)}\boldsymbol{V}_0^{(k-1)},$$

$$\boldsymbol{V}_2^{(k)} = -\boldsymbol{K}_0^{-1}\Delta\boldsymbol{K}^{(k)}\boldsymbol{V}_1^{(k)}$$

$$
\begin{aligned}
\boldsymbol{V}_3^{(k)} &= -\boldsymbol{K}_0^{-1}\Delta\boldsymbol{K}^{(k)}\boldsymbol{V}_2^{(k)}\\
\boldsymbol{V}_{\mathrm{B}}^{(k)} &= [\boldsymbol{V}_0^{(k-1)},\boldsymbol{V}_1^{(k)},\boldsymbol{V}_2^{(k)},\boldsymbol{V}_3^{(k)}]\\
\boldsymbol{K}_R^{(k)} &= \boldsymbol{V}_{\mathrm{B}}^{(k)\mathrm{T}}(\boldsymbol{K}_0+\Delta\boldsymbol{K}^{(k)})\boldsymbol{V}_{\mathrm{B}}^{(k)}\\
\boldsymbol{R}_R^{(k)} &= \boldsymbol{V}_{\mathrm{B}}^{(k)\mathrm{T}}\boldsymbol{R}\\
\boldsymbol{K}_R^{(k)}\boldsymbol{y}^{(k)} &= \boldsymbol{R}_R^{(k)}\\
\boldsymbol{V}_0^{(k)} &= \boldsymbol{y}_0^{(k)}\boldsymbol{V}_0^{(k-1)}+\boldsymbol{y}_1^{(k)}\boldsymbol{V}_1^{(k)}+\\
&\quad \boldsymbol{y}_2^{(k)}\boldsymbol{V}_2^{(k)}+\boldsymbol{y}_3^{(k)}\boldsymbol{V}_3^{(k)}\\
&= \boldsymbol{V}_{\mathrm{B}}^{(k)}\boldsymbol{y}^{(k)}\\
\Delta\boldsymbol{K}^{(k+1)} &= \Delta\boldsymbol{K}^{(k)}+\Delta\tilde{\boldsymbol{K}}
\end{aligned}
\tag{22}
$$

最后得到方程(9)的近似解为:

$$\boldsymbol{r} = \boldsymbol{V}_0^{(p)} \tag{23}$$

2　应变能单元灵敏度和加强筋优化位置的搜索方法

为了识别加强筋的使用效率,需要引入加强筋应变能单元灵敏度。单元应变能灵敏度定义为:

$$\Delta E_i = \frac{1}{2}\boldsymbol{u}_i^{\mathrm{T}}K_i^{\mathrm{e}}\boldsymbol{u}_i \tag{24}$$

式中:$\boldsymbol{K}_i^{\mathrm{e}}$ 为加强筋第 i 个单元的刚度矩阵;$\boldsymbol{u}_i$ 为第 i 个单元的位移向量;ΔE_i 为从参考结构中删除加强筋第 i 个单元的应变能灵敏度。

通过方程(24)可以求得加强筋所有单元的应变能灵敏度,并定义:

$$\boldsymbol{p} = [\Delta E_1,\Delta E_2,\cdots,\Delta E_{NN}] \tag{25}$$

$$\Delta D_i = \Delta E_i/\max[\Delta E_1,\Delta E_2,\cdots,\Delta E_{NN}] \tag{26}$$

式中:NN 为加强筋的单元数;$\max[\Delta E_1,\Delta E_2,\cdots,\Delta E_{NN}]$为向量 $\boldsymbol{p}$ 中的最大元素;ΔD_i 为无量纲比值,用来确定加强筋的单元哪些要保留,哪些要删除。

确定发动机飞轮壳加强筋最优位置的准则可以定义为:

$$\Delta D_i > \Delta D_c \tag{27}$$

式中:ΔD_c 是确定发动机飞轮壳加强筋优化布置的阀值,当第 i 个单元的计算结果满足优化准则(27)时,该单元将被保留,反之被删除。

3　飞轮壳加强筋布置优化方法

发动机飞轮壳加强筋布置优化的目的是寻找加强筋的拓扑,即在具有应力约束的条件下,使加强筋的重量为最小

$$
\begin{cases}
\min & M\\
\mathrm{s.\,t.} & \sigma_{\max} \leqslant \sigma_{\max}^{*}
\end{cases}
\tag{28}
$$

式中:M 为加强筋的质量;$\sigma_{\max}^{*}$为相应的阀值。

飞轮壳结构加强筋布局优化方法如下:

第 1 步:将飞轮壳结构(未加筋)离散为有限元系统,并求解有限元方程(1)以获得位移和应变能。

第 2 步:根据飞轮壳结构(未加筋)的应变能梯度分布情况,给出加强筋的数量和布局的初始方案,或称为参考结构。

第 3 步:用 ICA 方法对参考结构作快速重分析,得到其位移向量 $\boldsymbol{r}$ 以及单元应变能。

第 4 步:用方程 (24) 计算第 k 次迭代时加强筋上 i 个单元应变能灵敏度 $\Delta E_{k,i}$:

$$\Delta E_{k,i} = \frac{1}{2}\boldsymbol{r}_{k,i}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}_i\boldsymbol{r}_{k,i} \tag{29}$$

式中:$\boldsymbol{K}_i$ 为加强筋上第 i 个单元的刚度矩阵,$\boldsymbol{r}_{k,i}$ 为其位移向量。

第 5 步:应用优化准则 (27)来确定加强筋的单元是否被保留,在第 k 次迭代时的阀值 ΔD_{ck} 由下式确定:

$$\Delta D_{ck} = \Delta D_{c,k-1} + \Delta D_{cc} \tag{30}$$

随着阀值的提高,飞轮壳加强筋单元不断被删除,直到获得优化结果。优化过程需要指定 2 个参数:初始化删除比值 ΔD_{c0};删除比值的增加步长 ΔD_{cc}。

第 6 步:用 ICA 方法更新位移向量和,并计算加强筋应变能。

第 7 步:计算结构单元应力,如果下式满足,则优化达到,否则重复第 4 ~6 步。

$$\sigma_{\max} \leqslant \sigma_{\max}^{*} \text{ 或 } \Delta M < \varepsilon \tag{31}$$

式中:$\sigma_{\max}^{*}$为预先指定阀值;ΔM 为第 k 次迭代时所删除加强筋的质量;ε 是给定的任意小值。

4　加强筋布置优化设计的具体算例

发动机飞轮壳联结发动机本体与离合器外壳,在满载、紧急制动工况下承受很大载荷。建立某载货质量为 14 000 kg 车的发动机飞轮壳初始结构有限元模型,见图 1。由 40 878 块体单元组成,包含 82 514 个节点和 495 084 个自由度,材料为铸铁,壳体外径为 0. 522 m,材料的杨氏模量为 1.47×10^{11} Pa,许用应力为 $\sigma_{\max}^{*}=9.8\times10^{7}$ Pa。

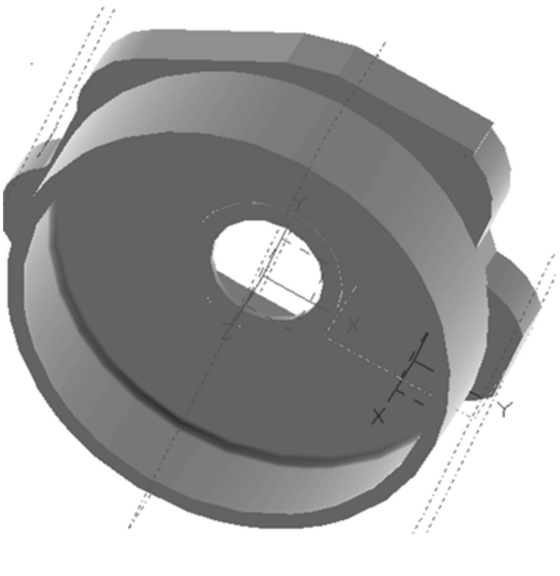

图 1　初始结构的有限元模型

Fig. 1　Finite element model of the initial structure

该车型的发动机最大输出扭矩为 1060 N · m，变速器一挡速比为 8.25，驱动桥减速比为 5.833，驱动轮的滚动半径为 0.509 m。由此可以推算出在紧急制动情况下，动力传动系统所要承受的反作用力为 51 000 N，它经过传动轴、变速器、离合器外壳垂直、均布作用于发动机飞轮壳后端面，飞轮壳后端面面积为 0.035 m^2。

为了对该发动机飞轮壳提出合理的优化设计方案，首先对飞轮壳初始结构进行有限元分析（见图 2），得到其最大位移为 1.43×10^{-3} m；总体应变能为 1.554 J（见图 3），最大主应力为 1.99×10^8 Pa；而铸铁材料的许用应力为 9.8×10^7 Pa，可见结构的强度不够，会出现断裂现象。按初始结构的应变能较大处来布置结构加强筋，即沿圆周方向，在飞轮壳内表面的下半圆长度上布置结构加强筋（见图 4）。加强筋的横截面为矩形，与飞轮壳内表面接触的底边长为 0.01 m，与飞轮壳侧壁内表面接触的边长为 0.02 m，横截面面积为 0.0002 m^2。共计增加 2880 块体单元，5813 个节点和 34 878 个自由度，从而得到了拓扑优化设计的参考结构。再对飞轮壳参考结构进行重分析（见图 5），结构的最大主应力为 1.87×10^8 Pa，远远大于飞轮壳材料的许用应力，因此必须进一步优化设计。

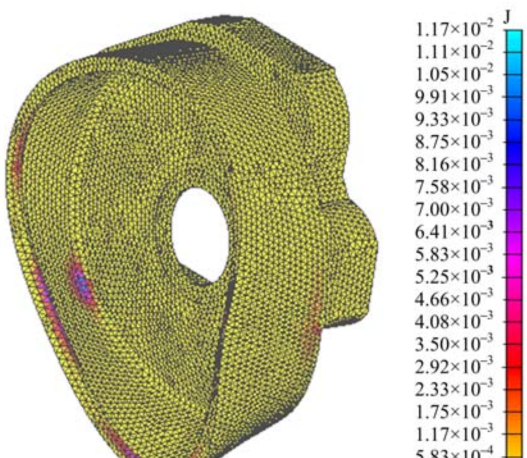

图 2　初始结构的应变能

Fig. 2　Strain energy of the initial structure

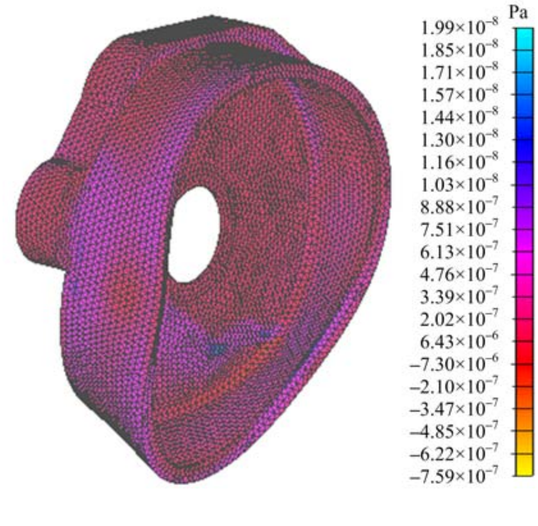

图 3　初始结构的应力

Fig. 3　The stress of initial structure

利用方程（24）可以求出参考结构的单元应变能灵敏度。根据优化准则（27），取 ΔD_{c1} = 0.005，对飞轮壳参考结构进行第一次迭代优化，

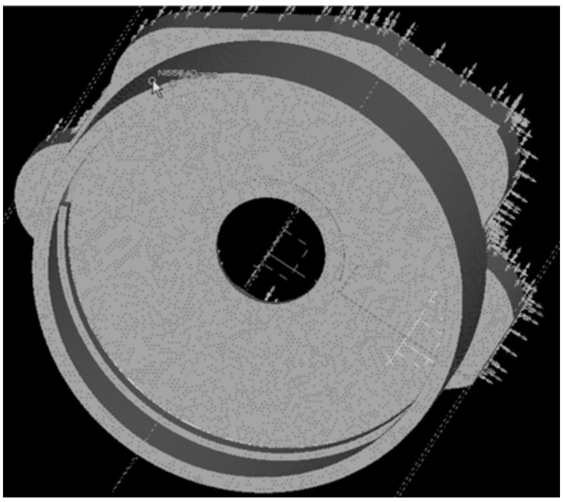

图 4　参考结构有限元模型

Fig. 4　Finite element model of reference structure

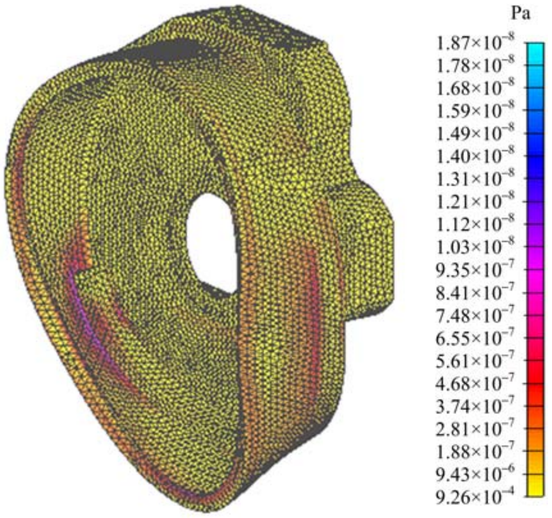

图 5　参考结构的应力

Fig. 5　The stress of reference structure

加强筋中共有 1120 个单元被删除(见图 6),飞轮壳结构的最大主应力从 1.87 × 10^8 Pa 下降为 1.20 × 10^8 Pa(见图 7)。由于最大主应力仍然超过材料的许用应力,还要经过第二次迭代,取 $\Delta D_{cc}=0.005$,则 $\Delta D_{c2}=0.01$,加强筋中共有 871 个单元被删除(见图 8),飞轮壳结构的最大主应力下降为 8.81 × 10^7 Pa,达到发动机飞轮壳优化设计的要求(见图 9)。优化设计的迭代过程中删除比值 ΔD_{ck} 及应力的具体数值见表 1。

可见经过 2 次迭代,保留飞轮壳结构半圆水平线以下、左右两侧各 15°范围内的加强筋,即可达到发动机飞轮壳优化设计的要求,获得优化设计结果。

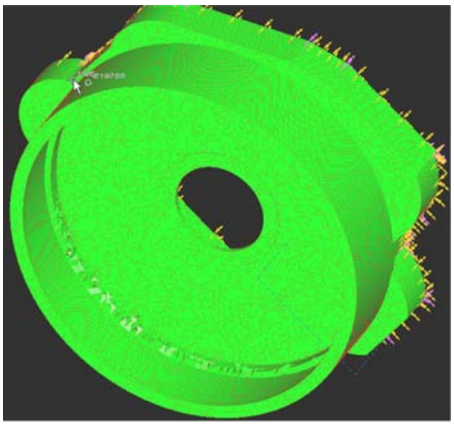

图 6　第一次迭代后的有限元模型

Fig. 6　The finite element model after one iteration

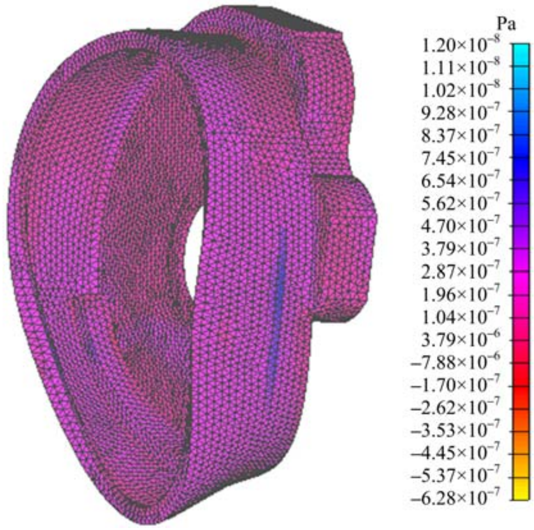

图 7　第一次迭代后结构的应力

Fig. 7　The structural stress after one iteration

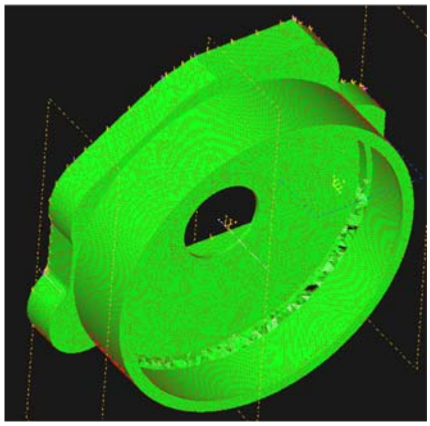

图 8　第二次迭代后的有限元模型

Fig. 8　The finite element model after two iterations

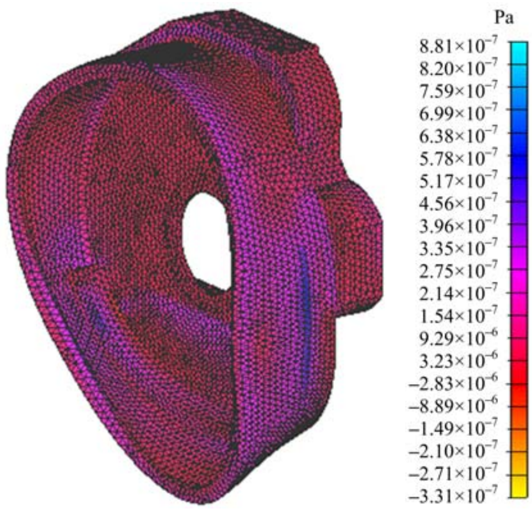

图 9　第二次迭代后结构的应力

Fig. 9　The structural stress after two iterations

表 1　飞轮壳加强筋布置优化设计迭代过程

Table 1　Iterative process of layout optimization of stiffeners

	初始结构	参考结构	第一次迭代	第二次迭代
阀值 ΔD_{ck}	–	–	0.005	0.01
加强筋单元数目（删除数目）	0	2880	1760（1120）	889（871）
最大主应力/Pa	1.99×10^{8}	1.87×10^{8}	1.20×10^{8}	8.81×10^{7}

5　结束语

作者对发动机飞轮壳加强筋的布置进行了优化设计,得到了满意的结果。计算证明,应用加强筋单元应变能灵敏度能很好地识别哪些筋应该保留或删除,从而得到加强筋的布置优化。这种加强筋的布置优化设计方法相对于传统的设计方法,可以大大缩短优化设计周期,提高优化设计精度。对于汽车关键零部件的优化设计有重要的应用价值。

参考文献:

[1] LIU Z S, CHEN S H. Reanalysis of Static Response and Its Design Sensitivity of Locally Modified Structures [J]. Communications in Numerical Methods in Engineering, 1992, 8: 797 – 800.

[2] NOOR A K. Recent Advances and Applications of Reduction Methods [J]. Applied Mechanics Reviews, 1994, 47(5): 125 – 146.

[3] ROZVANY Gin, BENDOSE M P, KIRSCH U. Layout Optimization of Structure [J]. Applied Mechanics Reviews, 1995, 48(2): 41 – 118.

[4] LIANG P, CHEN S H, HUANG C. Moor-enrose Inverse Method of Topological Variation of Finite Element Systems [J]. Computers and Structures, 1997, 62: 243 – 251.

[5] LIAN H D, YANG X W, CHEN S H. Two-step Method for Static Topological Reanalysis [J]. AIAA Journal, 2002, 40(1): 172 – 174.

[6] CHEN S H, HUANG C, LIU Z S. Structural Approximate Reanalysis for Topological Modifications of Finite Element Systems [J]. AIAA Journal, 1998, 36(9): 1760 – 1762.

[7] CHEN Su-huan, YANG Zhi-jun. A Universal Method for Structural Static Reanalysis of Topological Modifications [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004, 61: 673 – 686.

[8] ABU KASIM A M, TOPPING B H V. Static Reanalysis: A review [J]. Journal of Structural Engineering, 1987, 113(6): 1029 – 1045.

[9] KIRSCH U. Combined Approximations – a General Approach for Structural Optimization [J]. Struct Multidisc Optim, 2000, 20: 97 – 106.

(责任编辑　陈永杰)