

结构与可靠性

# 大功率柴油机曲轴飞轮圆锥过盈联结设计方法

班平宝<sup>1</sup>, 李向荣<sup>1</sup>, 何剑丰<sup>2</sup>, 谢 亮<sup>2</sup>, 刘福水<sup>1</sup>, 马维让<sup>3</sup>

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 华北柴油机有限公司, 河北 石家庄 050000;  
3. 北方通用动力集团, 天津 300380)

**摘 要:** 针对某型柴油机螺栓端面压紧联结方式在发动机功率进一步强化时发生了部分螺栓松脱、甚至螺栓和定位销被剪断的情况, 对该联结方式做了改进, 将原先的端面压紧联结改为圆锥过盈联结。通过经典弹性力学方法计算出合理的过盈量以保证联结的可靠性; 同时采用有限元仿真软件 ABAQUS 得到了连接面接触应力的分布情况, 验证了过盈量的合理性; 分析了危险区域的应力集中现象, 提出了降低应力集中的优化方案。

**关键词:** 大功率柴油机; 飞轮; 联结; 有限元方法

中图分类号: TK423.3+1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2014)02-0014-05

## Design Method for Cone Interference Fit between Flywheel and Crankshaft of Heavy Duty Diesel Engine

Ban Pingbao<sup>1</sup>, Li Xiangrong<sup>1</sup>, He Jianfeng<sup>2</sup>, Xie Liang<sup>2</sup>, Liu Fushui<sup>1</sup>, Ma Weirang<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;  
2. Huabei Diesel Engine Co., Ltd., Hebei Shijiazhuang 050000;  
3. China North General Power Group Co., Ltd., Tianjin 300380)

**Abstract:** With the continuously strengthening of a certain diesel engine, the bolt joint between flywheel and crankshaft met the problems that part bolts loosened, sometimes the bolt and locating pin were even cut off. To deal with this problem, the joint method was improved, and changed the original bolt joint to cone interference fit. The effective interference value was calculated by the classic formula of Stretch Mechanics in order to guarantee the reliability of the interference fit. Meanwhile, the distribution of contact stress and strain was obtained by finite element method which verified the rationality of the interference value. Moreover, the stress concentration phenomenon appeared in the dangerous area was analyzed and optimization scheme to decrease the stress concentration was proposed based on ABAQUS.

**Keywords:** large power diesel engine; flywheel; cone interference fit; finite element method

## 0 引 言

飞轮是安装在发动机曲轴上的具有较大转动惯量的蓄能器<sup>[1]</sup>, 同时通过飞轮输出曲轴扭矩, 所以飞轮与发动机曲轴的联结方式对于发动机可靠、平稳的工作至关重要。

某型号柴油机曲轴、飞轮采用螺栓端面压紧联结, 如图 1 所示。此种联结方式在发动机进一步强化功率时发生了部分螺栓松脱、甚至螺栓和定位销被剪断的情况。本文将飞轮与曲轴联结方式改为圆锥过盈联结, 以增大传递扭矩的能力; 相应地将整体式飞轮改为组合式飞轮, 以降低飞轮制造难度和

收稿日期: 2013-07-30; 修回日期: 2013-09-27

作者简介: 班平宝(1988-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为柴油机工作过程与结构设计, E-mail: banpingbao1988@126.com。

成本，如图2所示。



图1 曲轴与整体式飞轮螺栓压紧端面联结示意图

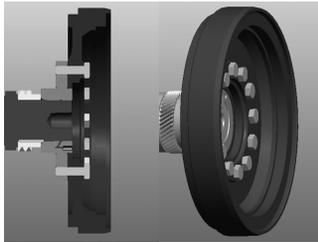


图2 曲轴与组合式飞轮锥面过盈联结示意图

圆锥过盈联结方式以其结构简单以及较高的可靠性普遍应用于柴油机联结结构中，比如曲轴与减振器的圆锥过盈联结<sup>[2]</sup>以及柴油机冷却泵的圆锥过盈联结<sup>[3]</sup>等。圆锥过盈联结结构按拆装形式可以分为两种，一种为快装式，一种为油压式。快装式圆锥过盈联结一般选择大的锥度，而油压式圆锥过盈联结结构一般选择小的锥度，如1:30、1:50、1:80，其中1:50最为常见，曲轴飞轮锥面过盈联结适用于锥度为1:50的油压式，这是由于这种联结具有较小的直径差，且拆卸容易。

### 1 曲轴飞轮圆锥过盈联结方案设计

本文以某型号柴油机为设计算例，其曲轴飞轮采用10根M16螺栓压紧端面联结，如图2所示。螺栓拧紧扭矩  $M=300$  (N·m)，扭矩系数  $k=0.13$ ，螺纹直径  $d=16$  mm，根据扭矩、预紧力及扭矩系数三者之间的关系  $M=kFd$  可得单个螺栓预紧力：

$$F=M/(kd)=300/0.13/16=144.23 \text{ (kN)} \quad (1)$$

联结的结构参数见表1。

表1 端面联结相关结构参数

端面外径 $D/\text{mm}$	端面内径 $d/\text{mm}$	端面摩擦系数 $\mu$	载荷系数 $K$	螺栓预紧力 $F/\text{kN}$
115	57	0.12	2	1442.3

中度冲击，载荷系数为2，额定转速  $n=2000$  (r·min<sup>-1</sup>)。

端面接触压强  $p_f$ ：

$$p_f=F/S=F/(0.25\pi(D^2-d^2))=184.18 \text{ (MPa)} \quad (2)$$

可传递的最大扭矩  $T_{\max}$ ：

$$T_{\max}=\int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \mu p_f 2\pi r dr = \frac{2}{3} \mu p_f \pi \int_{28.5}^{57.5} r^2 dr = 7\,724 \text{ (N}\cdot\text{m)} \quad (3)$$

额定转速  $n=2000$  (r·min<sup>-1</sup>)，载荷系数  $K=1.5$ ，安全系数  $n_f=2$ ，可传递的最大功率  $P_{\max}$ ：

$$P_{\max}=\frac{T_{\max}n}{Kn_f \times 9\,550}=539.2 \text{ (kW)} \quad (4)$$

现发动机输出功率的强化指标增大为800 kW，螺栓压紧端面联结显然不能满足较高安全系数的要求。实际上，端面上还有10个直径16 mm的螺栓孔，接触面积大为减小，在使用增摩垫后仍不能可靠工作。

所以将联结方式改进为圆锥过盈联结，在给定的包容件(飞轮轮毂)材料要求下，通过经典的弹性力学设计方法，可以初步确定圆锥过盈联结的过盈量。

#### 1.1 经典弹性力学设计方法<sup>[4]</sup>

弹性学是过盈联结的理论基础，弹性力学计算方法以其理论简单、公式严谨等优点被普遍用于圆锥过盈联结过盈量的初步设计阶段。

包容件(飞轮轮毂)材料为40Cr，弹性模量  $E$  为210 GPa、泊松比  $\nu$  为0.3、屈服强度为  $\sigma_s$  为785 MPa；被包容件(曲轴)材料为42CrMo，弹性模量  $E$  为210 GPa、泊松比  $\nu$  为0.3、屈服强度  $\sigma_s$  为930 MPa。曲轴与飞轮之间为刚性联接，中度冲击，载荷系数  $K=2$ 。相关设计参数见表2。

表2 圆锥过盈联结设计参数

额定功率 $P/\text{kW}$	800
平均结合直径 $d_f/\text{mm}$	99.2(中径)
被包容件内径 $d_i/\text{mm}$	0(实心)
包容件外径 $d_a/\text{mm}$	150
接合长度 $l_f/\text{mm}$	80
包容件表面粗糙度 $R_{za}/\mu\text{m}$	6.3
被包容件表面粗糙度 $R_{zi}/\mu\text{m}$	6.3
高压油压入时的摩擦系数 $\mu'$	0.02
锥度 $C$	1:50
扭矩储备系数 $c$	1.1
承受轴向力 $F_x/\text{kN}$	30
载荷系数 $K$	1.5

传递转矩：

$$M=9\,550 \frac{P}{n} c = 4\,202 \text{ (N}\cdot\text{m)} \quad (5)$$

径向力  $F_r$ ：

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + \left(\frac{2M}{d_f}\right)^2} = 89\,873 \text{ (N)} \quad (6)$$

传递  $M$  转矩所需最小结合压力  $p_{f\min}$ ：

$$p_{fmin} = \frac{F_i K}{\pi d_f l_f \mu} = 45.08 \text{ (MPa)} \quad (7)$$

包容件传递  $M$  转矩所需最小直径变化量  $D_{amin}$ :

$$D_{amin} = p_{fmin} \frac{d_f}{E} C_a, \quad C_a = \frac{1+q_a^2}{1-q_a^2} + v_a, \quad v_a = 0.3 \quad (8)$$

$$C_a = \frac{1+q_a^2}{1-q_a^2} + v_a = \frac{1+(99.2/150)^2}{1-(99.2/150)^2} + 0.3 = 2.9 \quad (9)$$

$$D_{amin} = 45.08 \times \frac{99.2}{210 \times 10^3} \times 2.9 = 0.062 \text{ (mm)} \quad (10)$$

被包容件传递  $M$  转矩所需最小直径变化量  $D_{imin}$ :

$$D_{imin} = p_{fmin} \frac{d_f}{E} C_i, \quad C_i = \frac{1+q_i^2}{1-q_i^2} - v_i, \quad v_i = 0.3 \quad (11)$$

$$C_i = \frac{1+q_i^2}{1-q_i^2} - v_i = 0.7 \quad (12)$$

$$D_{imin} = 45.32 \times \frac{99.2}{210 \times 10^3} \times 0.7 = 0.015 \text{ (mm)} \quad (13)$$

转载所需要的最小有效过盈量:

$$\delta_{emin} = 0.062 + 0.015 = 0.077 \text{ (mm)} \quad (14)$$

包容件不产生塑性变形所允许的最大结合压强

$p_{famax}$ :

$$p_{famax} = a\sigma_s, \quad a = \frac{1-q_a^2}{\sqrt{3+q_a^4}} = 0.315 \quad (15)$$

$$p_{famax} = 0.315 \times 785 = 247.28 \text{ (MPa)} \quad (16)$$

被包容件不产生塑性变形所允许的最大结合压强

强  $p_{fimax}$

$$p_{fimax} = c\sigma_s, \quad c = \frac{1-q_i^2}{2} = \frac{1-0}{2} = 0.5 \quad (17)$$

$$p_{fimax} = 0.5 \times 930 = 465 \text{ (MPa)} \quad (18)$$

取两者中不产生塑性变形所允许的最大结合压强的较小值:  $p_{fmax} = p_{famax} = 247.28 \text{ MPa}$ 。

包容件不产生塑性变形所允许的最大直径变化量  $D_{amax}$ :

$$D_{amax} = \frac{p_{fmax} d_f}{E} C_a = 0.339 \text{ (mm)} \quad (19)$$

被包容件不产生塑性变形所允许的最大直径变化量  $D_{imax}$ :

$$D_{imax} = \frac{p_{fmax} d_f}{E} C_i = 0.082 \text{ (mm)} \quad (20)$$

转载所需要最大有效过盈量:

$$\delta_{emax} = 0.339 + 0.082 = 0.421 \text{ (mm)} \quad (21)$$

被联接件不产生塑性变形所容许的最大过盈量为  $0.421 \text{ mm}$ 。

初选基本过盈量:

$$\delta_b = (\delta_{emin} + \delta_{emax}) / 2 = 0.249 \text{ (mm)} \quad (22)$$

保证有较多的联结件材料强度储备时取  $0.249 > \delta > 0.077$ , 初步给定过盈量  $\delta = 0.2 \text{ mm}$ 。

采用油压装拆参数的计算:

配合的结合压力:

$$S_a = 1.6R_{za}, \quad S_i = 1.6R_{zi} \quad (23)$$

$$p_f = \frac{\delta - 2(S_a + S_i)}{d_f \left( \frac{C_a + C_i}{E} \right)} = 105.75 \text{ (MPa)} \quad (24)$$

拆装油压:

$$p_x = 1.1p_f = 1.1 \times 105.75 = 116.33 \text{ (MPa)} \quad (25)$$

压入力:

$$p_{xi} = p_x \pi d_f l_f \left( \mu' + \frac{C}{2} \right) = 87.01 \text{ (kN)} \quad (26)$$

## 1.2 锥面过盈量的选配方法和校核

圆锥过盈配合主要通过被包容件的压入行程  $S$  来确定过盈量<sup>[5]</sup>:

$$S = \delta / C = 0.2 / 0.02 = 10 \text{ (mm)} \quad (27)$$

具体装配如图 3 ~ 图 6 所示。

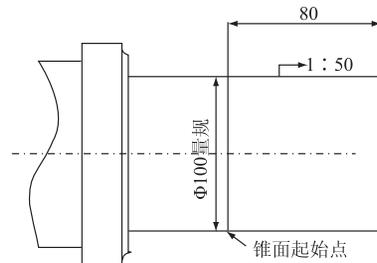


图 3 包容件(曲轴轴端)示意图

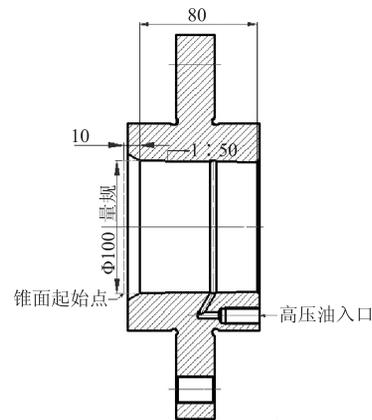


图 4 被包容件(飞轮轮毂)示意图

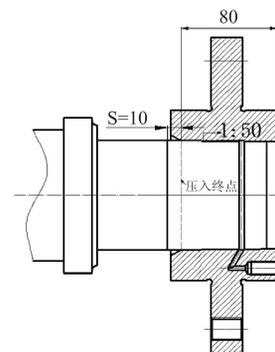


图 5 自然状态下轴毂联结示意图

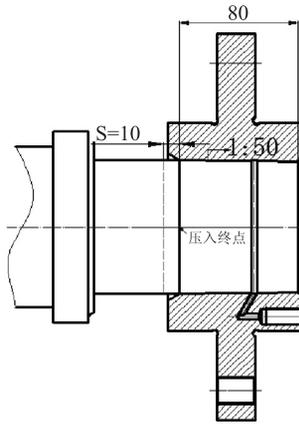


图6 压入行程 10 mm 下，轴毂装配示意图

联接件在联接长度  $l_f = 80$  mm 时可以实现传递转矩  $T$ ：

$$T_{\max} = p_f \pi \frac{d_f^2}{2} l_f \mu = 19\ 606 \text{ (N}\cdot\text{m)} \quad (28)$$

所以，联接件传递转矩安全系数：

$n_f = T_{\max} / T_c = 19\ 606 / 8\ 404 = 2.33$ ，满足安全系数要求。

因此曲轴飞轮圆锥过盈量定为 0.2 mm，理论计算传递扭矩安全系数为 2.33，组合式飞轮轮毂材料为 40Cr，而外圈可以采用铸铁，用螺栓组合联结。

## 2 曲轴飞轮圆锥过盈联结有限元分析

相比于经典的弹性力学公式设计方法，有限元方法可以更加精确地计算过盈配合中应力的分布情况<sup>[6-7]</sup>，因此本文采用有限元计算方法对曲轴飞轮圆锥过盈联结做静态应力分析，具体分析飞轮轮毂应力分布和应力集中，探讨降低高压油孔附近危险区域应力集中的措施。

### 2.1 ABAQUS 有限元计算模型

有限元分析的精度和效率与单元密度和单元几何形态之间存在密切关系，适当的网格密度以及优化的网格结构类型对仿真的计算效率和计算结果的精确性至关重要<sup>[9]</sup>。本文采用 Hypermesh 软件划分网格，单元采用二阶修正四面体单元，由于接触应力的仿真计算对于计算网格有较高的要求，本文对网格进行了自适应的加密技术，增大了接触表面的网格密度，并对每一对接触副网格都进行了点对点的处理，大大增加了仿真计算的准确性。整个模型包括 20 万个网格单元，分为曲轴轴端（被包容件）、飞轮（包容件）、飞轮外圈和连接螺栓四部分组成。有限元模型如图 7 所示。

### 2.2 边界条件

位移边界：将曲轴右侧切面及飞轮外圈端面进行全约束。

过盈载荷：曲轴飞轮圆锥面施加过盈量  $\delta = 0.2$  mm。

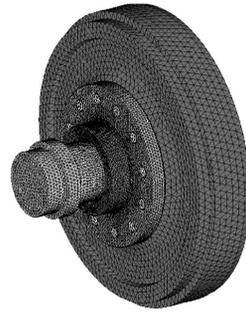


图7 曲轴飞轮端锥面过盈联结有限元计算模型

### 2.3 初步方案计算结果

图 8 显示了飞轮轮毂整体应力分布，接触面附近区域应力最大，随着远离接触表面，应力不断减小。图 9 显示了飞轮轮毂联结表面的接触应力分布情况，整个结合面的接触应力基本处于 100 MPa 左右，这与前文弹性力学计算结果基本一致。但由于曲轴和飞轮轮毂的长度不相等，弹性形变引起了边缘效应<sup>[10]</sup>，导致圆锥接触边缘应力远大于弹性力学公式得出的理论应力值。图 10 显示，由于应力集中，高压油孔和油槽周围区域应力远大于其他区域应力，特别是高压油入口和油孔连接处的最大应力达到了 795 MPa，超过了 785 MPa 的材料屈服强度，所以有必要对高压油孔的大小和位置进行优化，以达到降低应力集中的目的。

### 2.4 优化方案计算结果

将高压油螺纹孔由 M10 降低为 M8，同时增大高压油孔的周向距离，这样可以有效提高包容件的整体刚度，以降低危险区域的应力集中。

图 11 和图 12 分别显示了优化后飞轮轮毂的应力分布以及高压油孔附近区域应力集中，结果表明，优化后的模型由于整体刚度的提升，应力普遍有所下降，不过最大应力集中依然出现在高压油入口处以及油孔联接处，但降低为 689 MPa，达到了  $\sigma_s = 785$  MPa 的屈服强度要求。

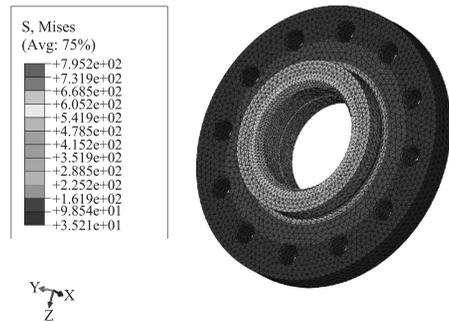


图8 飞轮轮毂等效应力分布图

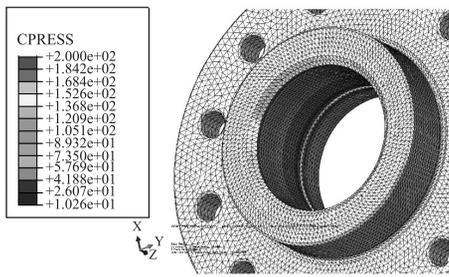


图 9 飞轮轮毂接触应力分布图

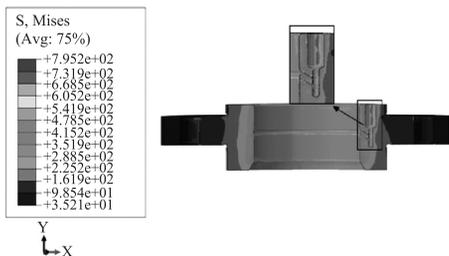


图 10 飞轮轮毂高压油孔区域应力集中分布图

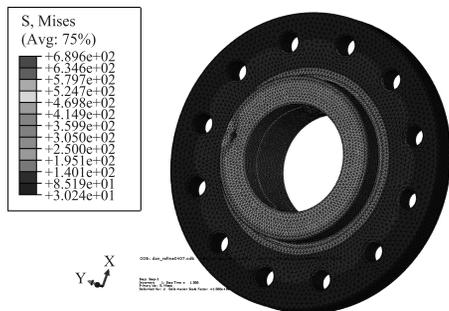


图 11 优化后飞轮轮毂等效应力分布图

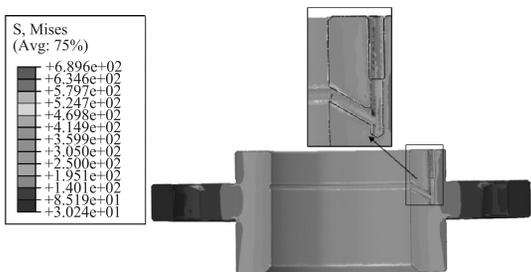


图 12 优化后飞轮轮毂高压油孔区域应力集中分布图

### 3 装配工艺

飞轮安装时用油压拆装专用工具从高压油入口注入高压油( $p_x = 116.33 \text{ MPa}$ ), 高压油通过飞轮上的油孔和轴颈上的油槽压入贴合面, 这时飞轮内径涨大, 曲轴外径缩小, 施加轴向力为 87.01 kN, 将飞轮压入 10 mm 并与齿轮侧面相互贴紧, 撤去压力保持至少 60 min, 即形成过盈结合。同样也可利用高压油拆卸, 即从高压油入口注入高压油, 飞

轮会自动脱离。

### 4 结论

(1) 曲轴飞轮圆锥过盈联结方式结构简单, 拆装方便, 可适用于大功率柴油机大扭矩输出。

(2) 经典弹性力学设计方法能简单、快速、有效地进行方案设计。通过计算, 锥度 1 : 50, 过盈量 0.2 mm, 压入长度 10 mm, 可传递扭矩 19 606 (N·m), 安全系数达到 2.33。

(3) 有限元分析法能够更详细地给出过盈联结的边缘效应和应力集中, 很好地补充经典弹性学设计方法的不足。通过计算优化了高压油孔的大小和位置, 减小了应力集中, 使设计方案满足材料强度的要求。

### 参考文献

- [1] 吴兆汉,汪长民,林桐藩,等. 内燃机设计[M]. 北京:北京理工大学出版社,1990.
- [2] 褚守云. 大功率柴油机曲轴圆锥过盈联结可靠性研究[J]. 铁道机车车辆,2007,27(3):25-27.
- [3] 陈飞. 圆锥过盈联结在柴油机冷却泵上的设计及应用[J]. 机械制造,2011,49(563):76-78.
- [4] GB/T 15755-1995,圆锥过盈配合的计算和选用[S].
- [5] 俞汉清,李晓沛. 公差与配合过盈配合计算和选用指南[M]. 北京:中国标准出版社,1990.
- [6] Dario Crococo, Massimiliano De Agostinis, Nicolo Vincenzi. Normalization of the stress concentrations at the rounded edges of a shaft-hub interference fit: extension to the case of a hollow shaft[J]. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design,2012,47(3).
- [7] 滕瑞静,张余斌,周晓军,等. 圆柱面过盈连接的力学特性及设计方法[J]. 机械工程学报,2012,48(13):160-165.
- TENG Ruijing, ZHANG Yubin, ZHOU Xiaojun, et al. Mechanical properties and design method of cylindrical interference fit[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012,38(13):160-165.
- [8] 庄茁,由小川,廖剑晖. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用[M]. 北京:清华大学出版社,2009.
- [9] Xiangting Su, Zhenjun Yang, Guohua Liu. Finite element modelling of complex 3D static and dynamic crack propagation by embedding cohesive elements in abaqus[J]. Acta Mechanica Solida Sinica,2010,23(3):271-282.
- [10] 魏延刚,宋亚昕,李健,等. 过盈配合接触边缘效应与应力集中[J]. 大连铁道学院学报,2003,24(3):4-8.