

“高档数控机床与基础制造装备” 科技重大专项汽车制造领域 论文选编 (2018年)

工业和信息化部产业发展促进中心

2018年11月

说 明

“高档数控机床与基础制造装备”科技重大专项（以下简称数控机床专项）自 2009 年启动以来，通过产学研用相结合，突破了相关关键技术，取得了一系列阶段性成果，陆续在航空航天、汽车、发电设备、船舶等重点领域实现了批量应用。

为总结数控机床专项在汽车制造领域的关键技术研究工作，现编制数控机床专项汽车制造领域论文选编，供用户、制造企业、研究单位参考。

目 录

一、金切机床

- 1.基于切深模型的汽车曲轴轴颈巴厘线磨削精度控制, 李静 高
华钰 沈南燕 黄海涛 方明伦.....1
- 2.基于 AGA 的曲轴自动化生产车间多目标优化布局研究, 申宽
翟敬梅 张铁11
- 3.04 专项对自主共轨制造工艺技术的研究, 宋国民、吴欲龙、
夏腾飞、王先勇.....14

二、成形机床

- 4.汽车高强度结构件热冲压生产线, 曹玉 时佩林 李贵闪
胡迪.....20
- 5.铝合金顶盖充液成形工艺研究, 王平、崔礼春、马国礼、
余威.....25
- 6.不同硬化模型对铝合金板冲压成形模拟结果的影响,金飞翔
钟志平 李凤娇 孟辉.....30
- 7.板管复合充液成形工艺规划设计, 王平, 崔礼春, 马国礼,
余威, 李晶晶.....40
- 8.基于响应面模型的白车身多目标轻量化设计, 王震虎 刘开勇
方向东 李落星44
- 9.基于模拟理论的白车身静刚度计算方法, 张文韬 王震虎
方向东 杨续跃 李落星 王万林56
- 10.镁合金汽车轮毂挤压成形工艺分析及其数值模拟, 陈锴 颜银
标 徐跃66

基于切深模型的汽车曲轴轴颈巴厘线磨削 精度控制*

李静¹ 高华钰¹ 沈南燕¹ 黄海涛² 方明伦¹

(1. 上海大学 机电工程与自动化学院 上海市智能制造及机器人重点实验室 上海 200072;

2. 上海机床厂有限公司 上海)

摘要: 汽车曲轴作为发动机关键零件,其主轴颈、连杆颈巴厘线的磨削精度对发动机性能有较大影响。切入磨削过程中,成形砂轮轮廓将直接反映在曲轴轴颈上,因此研究了基于砂轮修整切深模型的成形砂轮廓形修整误差在线测量及补偿方法,通过控制砂轮廓形修整精度来保证曲轴轴颈巴厘线的磨削精度。采用声发射传感器搭建了砂轮修整过程监测系统,建立了砂轮圆弧修整过程中任意位置的声发射信号均方根值与修整切深的数学模型。通过构建切深模型参数与修整进给速度和修整圆弧中凸量的函数关系,得到了砂轮圆弧修整变参数切深模型,提高了切深模型的准确性。在此模型的基础上,提出了砂轮廓形修整误差补偿策略及实现流程。实验证明:采用变参数切深模型可以准确获得砂轮实际修整廓形,定量评定砂轮廓形修整误差,并且修整误差补偿策略能够有效地保证巴厘线廓形磨削精度。

关键词: 巴厘线 砂轮修整 切深模型 参数辨识 声发射信号

中图分类号: TG58/TH161

0 前言

曲轴是汽车发动机上的关键零件之一,需求量大,组成要素多,轮廓形状复杂,精度要求高。曲轴轴颈圆柱表面母线为具有一定公差要求的圆弧形,主轴颈呈凸形,连杆颈呈凹形,称为巴厘线(源自德文 Ballig)。主轴颈巴厘线能避免高扭矩状态下的曲轴轴颈与轴瓦出现边角接触;而连杆颈巴厘线则对动压油膜的建立有利,从而提升发动机可靠性^[1]。因此曲轴主轴颈、连杆轴颈巴厘线的磨削精度对发动机性能有较大影响。

巴厘线通常是通过砂轮进行成形修整,再由切入磨来实现的。国内的李小新等^[2]提出采用矢量切点式跟踪磨削的方法,通过改造砂轮基体结构以及磨削时调整砂轮线速度实现曲轴巴厘线的磨削。该方法不能够很好地控制巴厘线形状及尺寸,且不易操作,因此实用性不高。目前广泛应用的曲轴

随动磨削技术,通过控制 C 轴和 X 轴的联动实现一次装夹对所有主轴颈和连杆颈的磨削^[3-4],并利用成形砂轮磨削出曲轴轴颈巴厘线。因此,高效率大批量生产中汽车曲轴轴颈巴厘线的中凸或中凹量主要靠砂轮廓形的修整精度保证。

砂轮廓形在机修整通过 Z-X 轴联动的圆弧插补实现^[5],但由于曲轴磨床加工需求和配置特点,通常采用伺服电机驱动配合滚珠丝杠传动实现沿工件轴向的 Z 轴移动,其运动定位精度相对采用直线电机直驱的砂轮架进给方向的 X 轴明显较低,导致磨床 Z-X 联动插补精度较低,由此降低了砂轮轮廓的修整精度,产生曲轴轴径巴厘线加工误差。

因此,在生产节拍块、连续工作周期长的汽车发动机生产线用曲轴磨床上,为保证曲轴轴颈巴厘线的加工质量及稳定性,需要监测砂轮修形过程,以便及时补偿砂轮轮廓的修整误差,保证修整精度和修整效率。声

*国家科技重大专项资助项目(2013ZX04002031)。

发射 (Acoustic Emission, AE) 信号因其高频的特点, 可避开低频噪声的干扰且灵敏度极高, 已被广泛应用于对工件磨削及砂轮修整过程的监控^[6-11]。但此方面研究大多集中在利用声发射信号进行定性分析, 如砂轮磨损状态判别^[8-9]以及砂轮修整时与修整器的接触状态判别^[10-11], 而没有定量分析声发射信号与砂轮修整廓型的对应关系。

本文通过构建砂轮修整监测平台, 定量分析不同修整参数下声发射信号的特征值与修整切深之间的关系, 从而通过修整过程中的声发射信号廓形得到砂轮实际修整廓形的估计值, 进而获得廓形中凸量修整误差。以此为基础, 研究修整廓形中凸量补偿策略, 达到通过控制砂轮廓形修整精度保证曲轴轴颈巴厘线磨削精度的目的。

1 巴厘线磨削精度控制系统方案

曲轴轴颈巴厘线的磨削精度主要靠砂轮廓形精度保证, 切入磨削过程中砂轮廓形将直接反映在曲轴轴颈上。因此可以通过控制砂轮廓形的修整精度, 来满足曲轴轴颈巴厘线磨削精度。为此, 本文设计了如图 1 所示的砂轮廓形修整精度控制系统方案: 通过布置在修整器附近的声发射传感器及相关采集设备实时获取砂轮修整过程中的声发射信号; 在滤波等信号预处理的基础上, 基于某位置附近微小时段声发射信号均方根值与该位置实际修整切深之间的数学模型, 对砂轮实际修整廓形进行在线估计; 根据砂轮实际修整廓形与理论修整廓形, 计算补偿后的砂轮修整圆弧半径, 并更新具有中凸量误差补偿能力的砂轮修整 NC 程序; 最后通过 CNC 系统执行此修整程序, 以此保证砂轮廓形修整精度, 从而实现曲轴轴颈巴厘线磨削精度在线控制。

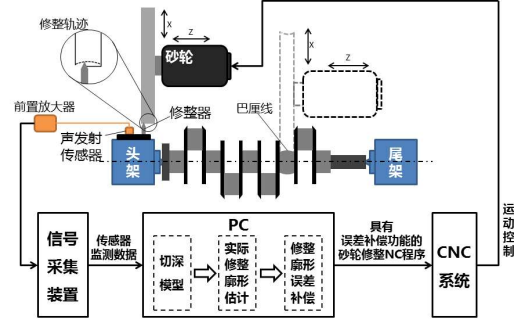


图 1 砂轮廓形修整精度的控制系统

2 基于声发射信号的砂轮圆弧廓形修整切深建模

轴颈巴厘线廓形通常为圆弧, 该圆弧的弦高即为巴厘线中的凸或中凹量。砂轮的理论修整廓形与工件巴厘线廓形相同。通过在机直接测量获得砂轮廓形的修整质量十分困难^[12], 因此采用声发射 (AE) 信号, 在砂轮修平的基础上, 通过研究 AE 信号与修整切深间的数学模型, 用某位置附近微小时段的 AE 信号均方根值来表征该位置的修整切深, 进而获得砂轮实际修整圆弧廓形, 实现其在机间接测量。

2.1 砂轮修平切深模型

磨削过程 AE 信号的均方根值与法向或切向磨削力的变化曲线相近^[13-14], 在外圆切入磨削过程中 AE 信号均方根值与磨削力成一定的比例关系^[15-16]。

而修整过程中修整器与砂轮之间的相互作用与磨削过程中砂轮与工件的关系相似, 因此修整过程中 AE 信号的均方根值与修整力之间也有类似的关系。借鉴磨削力的经验公式^[17], 砂轮修整过程中 AE 信号的均方根值与砂轮修整参数具有类似的函数关系, 其表达形式如下:

$$X_{ae} = a_0 \cdot X_{gr}^{a_1} \cdot F_z^{a_2} \cdot V_s^{a_3} \quad (1)$$

式中,

X_{ae} ——AE 信号均方根值/V;

X_{gr} ——修整切深/mm;

F_z ——Z 方向进给速度/mm·min⁻¹;

V_s ——砂轮转速/m·s⁻¹;

a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 ——待定参数。

将式(1)变形, 则修整切深可表示为

$$X_{gr} = a_0^{-\frac{1}{a_1}} \cdot X_{ae}^{-\frac{1}{a_1}} \cdot F_z^{-\frac{a_2}{a_1}} \cdot V_s^{-\frac{a_3}{a_1}} \quad (2)$$

记

$$b_0 = \lg a_0^{-\frac{1}{a_1}}, \quad b_1 = -\frac{1}{a_1}, \quad b_2 = -\frac{a_2}{a_1}, \quad b_3 = -\frac{a_3}{a_1},$$

经简化得砂轮平修时的切深模型:

$$X_{gr} = 10^{b_0} \cdot X_{ae}^{b_1} \cdot F_z^{b_2} \cdot V_s^{b_3} \quad (3)$$

2.2 砂轮圆弧修整切深模型

在圆弧修整过程中, 圆弧中凸量 $\overline{CD}$ 相较于圆弧半径 r 非常小, 基于微元法的思想, 将每一微小时段看作是沿 Z 轴方向的平修。

如图 2 所示, $\widehat{ACB}$ 为修整圆弧轨迹, C 为圆弧最高点, O 为圆弧圆心, D 为 CO 与 AB 的交点。已知修整圆弧中凸量 $\overline{CD} = a_p$, 修整圆弧宽度 $\overline{AB} = d$, 在直角 $\triangle OAD$ 中, 满足如下关系:

$$(r - a_p)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2 = r^2 \quad (4)$$

得圆弧半径

$$r = \frac{a_p^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}{2a_p} \quad (5)$$

若以 A 为圆弧起点, 某时刻修整到 P 点, 修整器沿 Z 方向运动了 z_i 距离, 此时 PC 对应的圆心角 θ 满足如下关系:

$$\sin \theta = \frac{\frac{d}{2} - z_i}{r} \quad (6)$$

根据图中的几何关系, 进给速度 F 与 Z 轴也呈 θ 角, 其 Z 轴分量

$$F_z = F \cos \theta \quad (7)$$

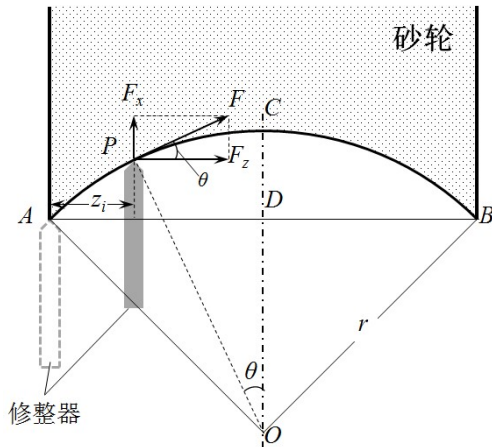


图 2 圆弧修整原理几何示意

由式(5)~(7)可得圆弧轨迹中任意位置 z_i 处的 Z 方向进给速度

$$F_z = F \frac{\sqrt{\left[a_p^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2\right] - a_p^2 (d - 2z_i)^2}}{a_p^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (8)$$

将式(8)代入式(3), 即可得到该位置砂轮圆弧修整的切深模型。

3 砂轮圆弧廓形修整切深模型的改进

3.1 砂轮圆弧廓形修整切深模型参数辨识

砂轮圆弧廓形修整过程中, AE 信号均方根值及 Z 方向进给速度均在变化, 而砂轮转速始终为恒定值, 因此切深模型中与砂轮转速有关的一项也为常系数项, 可将该项 $V_s^{b_3}$ 与常系数项 10^{b_0} 合并处理, 由此式(3)的切深模型将简化为

$$X_{gr} = 10^{b_0} \cdot X_{ae}^{b_1} \cdot F_z^{b_2} \quad (9)$$

式中, b_0 为合并后的常系数项指数, 为原 b_0 与 $b_3 \lg V_s$ 之和。

令上式两边分别取对数, 将该非线性模型转换为线性模型, 得到

$$\lg X_{gr} = b_0 + b_1 \lg X_{ae} + b_2 \lg F_z \quad (10)$$

则各参数的求解可转换为多元线性回归方程系数的求解。根据修整进给速度 F 、修整圆弧中凸量 a_p 、修整圆弧宽度 d , 利用式(8)计算出各位置 Z 方向进给速度 F_z 。同时联立修整过程中各位置附近微小时段内的 AE 信号均方根值 X_{ae} 及实际修整廓形测量值 X_{gr} 作为样本输入模型, 基于最小二乘的原则, 将求得的式(10)中系数最优值作为砂轮圆弧廓形修整切深模型参数辨识结果。

但由于圆弧修整过程的复杂性, 如不同修整参数产生的系统伺服误差不同等, 使得不同修整参数求解得到的模型参数不尽相同。若直接将模型参数定为常数, 则模型准确性不佳。因此本文将通过分析并建立模型参数与修整参数的关系, 来改进砂轮圆弧廓形修整切深模型。

3.2 修整参数对模型参数的影响

为了探究不同修整参数对模型参数的

影响,并对切深模型进行改进,本文设计了单因素试验进行分析。对标实际生产中的主轴颈巴厘线磨削,即欲将工件磨成中凸廓形,砂轮相应地需修整成中凹廓形。为了保证修整切深与廓形的准确映射,每次砂轮圆弧廓形修整之前应保证砂轮已修平。

实际应用中,砂轮转速通常根据砂轮类型和磨床能力选定后无需调整。因此本文不考虑砂轮转速变化的影响,将模型参数 b_0 、 b_1 、 b_2 均看作是进给速度 F 及修整圆弧中凸量 a_p 的函数。为此,本文分别设计了中凸量为 $6\mu\text{m}$ 、进给速度在 40mm/min ~ 150mm/min 范围变化的单因素试验及进给速度为 100mm/min 、中凸量在 $1\mu\text{m}$ ~ $12\mu\text{m}$ 范围变化的单因素试验。试验过程中砂轮转速恒定为 30m/s 。基于上小节中的参数辨识方法,根据试验结果求解得到的参数及其变化趋势分别如图 3、图 4 所示。其中图 3 为仅进给速度变化时模型参数变化趋势,图 4 为仅圆弧中凸量变化时模型参数变化趋势。

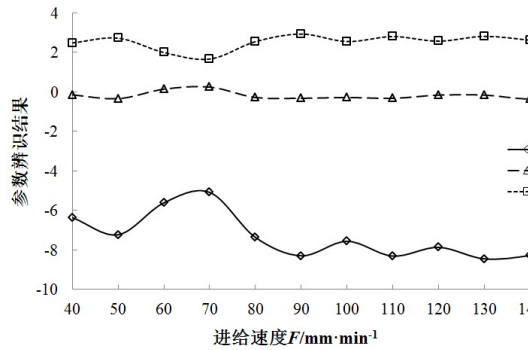


图 3 进给速度变化时参数变化趋势

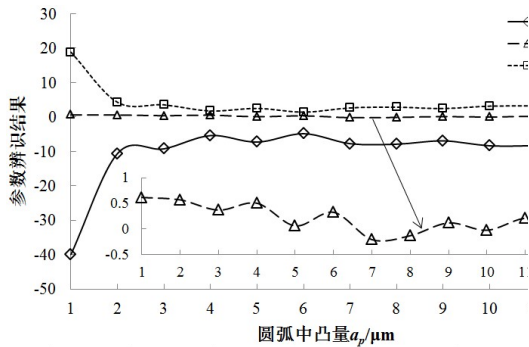


图 4 圆弧中凸量变化时参数变化趋势

图 3 结果表明:进给速度在 40mm/min 至 150mm/min 之间变化时,参数 b_1 与 b_0 变化趋势相同而与 b_2 变化趋势相反,三个参

数的变化规律基本相同:进给速度在 50mm/min 至 80mm/min 之间变化时,参数变化剧烈,在 60mm/min 至 70mm/min 间出现最值;其余位置变化平缓,基本呈高斯函数变化趋势。图 4 结果表明:圆弧中凸量在 $1\mu\text{m}$ 至 $12\mu\text{m}$ 之间变化时,参数 b_1 与 b_2 变化趋势相同而与 b_0 变化趋势相反,三个参数的变化规律基本相同:中凸量在 $2\mu\text{m}$ 以下时,参数有明显下降(上升),在 $2\mu\text{m}$ 以上时则变化平缓,基本呈幂函数变化趋势。

3.3 砂轮圆弧修整变参数切深模型

基于上节分析,分别以高斯函数及幂函数为基础,以二次多项式补充修正,对两组单因素试验的参数变化曲线进行拟合,进而建立砂轮圆弧修整变参数切深模型。

若记

$$\begin{aligned} b_0 &= f_0(F, a_p) & b_1 &= f_1(F, a_p) \\ b_2 &= f_2(F, a_p) \end{aligned}$$

则可将参数曲线拟合函数表示为以下形式

$$\begin{aligned} f_i(F, 6) &= \begin{pmatrix} A_{i1} \\ A_{i2} \\ A_{i3} \\ A_{i4} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} e^{-\frac{(F-\mu_i)^2}{\sigma_i^2}} \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \\ f_i(100, a_p) &= \begin{pmatrix} A_{i5} \\ A_{i6} \\ A_{i7} \\ A_{i8} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_p^{c_i} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

$$(12)$$

式中 $i=0, 1, 2$, 为模型参数下标; A_{i1} ~ A_{i8} 、 μ_i 、 σ_i 、 c_i 为拟合参数。

为提高切深模型的准确性,设计了如图 5 所示的砂轮圆弧修整变参数切深模型参数辨识流程:对模型估计相对误差进行补偿,计算产生新的参数,再进行参数曲线拟合,直至模型估计相对误差小于误差限 10%,可实现基于模型估计误差的参数识别结果自调整。其中新的参数基于以下规则产生:

设将参数值代入模型后估计得到的廓形中凸量为 $a_{p\text{估计}}$, 通过测量工件磨削后廓形间接得到的中凸量实际测量值为 $a_{p\text{测量}}$,

则模型估计相对误差 δ_{pre} (即估计廓形中凸量与实际测量得廓形中凸量的相对误差) 为

$$\delta_{pre} = \frac{a_{p\text{估计}} - a_{p\text{测量}}}{a_{p\text{测量}}} \quad (13)$$

由于模型中包含参数 b_0 的一项为常数项, 为方便计算, 将模型估计误差全补偿至 b_0 , 则产生的新参数值为

$$\begin{cases} b_0(j+1) = b_0(j) - \lg(1 + \delta_{pre}(j)) \\ b_1(j+1) = b_1(j) \\ b_2(j+1) = b_2(j) \end{cases} \quad (14)$$

式中 j 表示参数调整次数, $j=0, 1, 2, \dots$ 。其中 $b_0(0), b_1(0), b_2(0)$ 为上节中得到的参数。

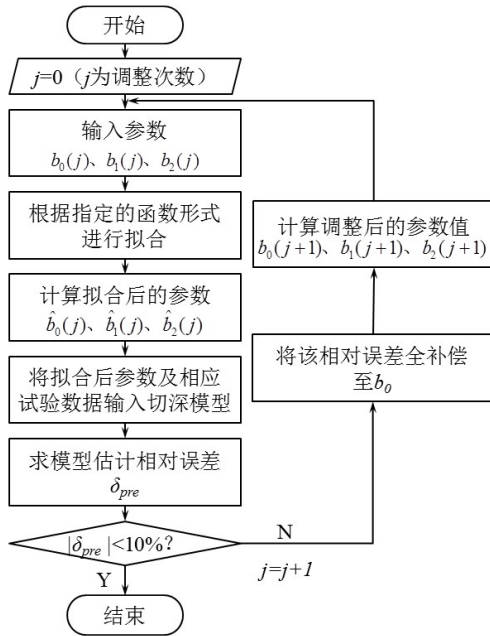


图5 砂轮圆弧修整变参数切深模型参数辨识流程

最终求得拟合后结果为

$$f_0(F, 6) = \begin{pmatrix} 2.9737 \\ 2.6283 \times 10^{-5} \\ -6.2470 \times 10^{-3} \\ -7.9191 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} e^{-\left(\frac{F-66.7770}{8.9879}\right)^2} \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$f_1(F, 6) = \begin{pmatrix} 6.4978 \\ 2.5373 \times 10^{-5} \\ -4.5671 \times 10^{-3} \\ -0.0827 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} e^{-\left(\frac{F-65.1202}{3.0764}\right)^2} \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$f_2(F, 6) = \begin{pmatrix} -1.2039 \\ -8.6757 \times 10^{-5} \\ 1.5631 \times 10^{-2} \\ 2.0766 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} e^{-\left(\frac{F-67.1194}{9.4515}\right)^2} \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$f_0(100, a_p) = \begin{pmatrix} -38.9580 \\ 0.0706 \\ -1.5768 \\ 0.5229 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_p^{-2.0653} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix} \quad (17)$$

$$f_1(100, a_p) = \begin{pmatrix} 0.7985 \\ 0.0136 \\ -0.1808 \\ -0.0181 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_p^{-0.3427} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix} \quad (18)$$

$$f_2(100, a_p) = \begin{pmatrix} 19.5703 \\ -0.0300 \\ 0.7428 \\ -1.4596 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_p^{-2.0457} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix} \quad (19)$$

依据参数拟合函数的基本函数构成, 可将上述单因素试验结果进行整合, 假定切深模型各参数具有如下数学表达形式

$$b_i = f_i(F, a_p) = \mathbf{B}_i \cdot \begin{pmatrix} e^{-\left(\frac{F-\mu_i}{\sigma_i}\right)^2} \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_p^{c_i} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix} \quad (20)$$

式中 $\mathbf{B}_i$ 为 4×4 的系数矩阵, $i=0, 1, 2$ 。

根据式(15)~(21)即可求得参数 b_0, b_1, b_2 的系数矩阵 $\mathbf{B}_0, \mathbf{B}_1, \mathbf{B}_2$, 从而可得到 b_0, b_1, b_2 关于进给速度 F 及修整圆弧中凸量 a_p 的函数表达式, 进而代入式(9)可得到砂轮圆弧修整任意位置变参数切深模型:

$$X_{gr} = 10 \begin{pmatrix} B_0 \\ B_1 \\ B_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -\frac{(F-66.7770)^2}{8.9879} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix}^T$$

$$\cdot X_{ae} \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -\frac{(F-65.1202)^2}{3.0764} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix}^T$$

$$\cdot F_z \begin{pmatrix} B_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e \\ F^2 \\ F \\ 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -\frac{(F-67.1194)^2}{9.4515} \\ a_p^2 \\ a_p \\ 1 \end{pmatrix}^T$$

式中,

$$B_0 = \begin{pmatrix} 0 & 69.9544 & 0 & 0 \\ -3.9269 & 0.0327 & -0.1870 & 0.1111 \\ 0 & -0.7304 & 0 & 0 \\ 0 & -161.1990 & 0 & 0 \end{pmatrix} \times 10^{-3}$$

$$B_1 = \begin{pmatrix} 0 & 166.6425 & 0 & 0 \\ 0.0694 & 0.0023 & -0.0221 & 0.01310 \\ 0 & -0.0015 & 0 & 0 \\ 0 & -6.6219 & 0 & 0 \end{pmatrix} \times 10^{-3}$$

$$B_2 = \begin{pmatrix} 0 & -28.0167 & 0 & 0 \\ 1.9701 & -0.0112 & 0.0866 & -0.1709 \\ 0 & 0.0086 & 0 & 0 \\ 0 & 72.0157 & 0 & 0 \end{pmatrix} \times 10^{-2}$$

4 砂轮修整廓形精度控制策略

4.1 砂轮圆弧修整中凸量误差补偿规则

根据修整过程中砂轮宽度上各位置得到的 AE 信号均方根值, 由建立的砂轮圆弧修整变参数切深模型, 可以获得连续的砂轮实际修整廓形。与砂轮理论修整廓形对比, 可以发现实际修整廓形仍近似为圆弧, 砂轮修整廓形误差整体反映在圆弧的中凸量上。由于存在伺服滞后误差以及修整笔磨损等原因, 实际修整廓形的中凸量总是小于理论修整廓形, 中凸量绝对误差 (即模型估计得到的实际中凸量与理论中凸量的绝对误差) $\varepsilon < 0$ 。因此保持修整圆弧起点和终点不变的情况下, 本文通过增大修整程序中的圆弧轨迹半径来实现砂轮廓形中凸量的补偿。

如图 6 所示, 虚线表示补偿前后的理论

修整廓形, 而实线表示补偿前后的实际修整

廓形; $\widehat{ACB}$ 为补偿前的理论修整廓形, 其圆弧圆心位于 O 点, 圆弧中凸量 $\overline{CD} = a_p$;

$\widehat{AC'B}$ 为补偿后的理论修整廓形, 其圆弧圆心位于 O' 点, 圆弧中凸量 $\overline{C'D} = a_p'$ 。根据几何关系得到的补偿前的理论圆弧半径为

$$r = \frac{a_p^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}{2a_p}$$

将补偿前后理论圆弧廓形中凸量的增量 $a_{p\text{补偿}}$ 设定为与补偿前的中凸量绝对误差 ε 相等 (即 $a_{p\text{补偿}} = |\varepsilon|$)。如图所示, 补偿后的理论圆弧中凸量 a_p' 变为 $a_p' = a_p + a_{p\text{补偿}} = a_p + |\varepsilon|$, 由 $\varepsilon < 0$, 得

$a_p' = a_p - \varepsilon$ 。因此补偿后的理论圆弧半径

$$r' = \frac{(a_p - \varepsilon)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}{2(a_p - \varepsilon)} \quad (26)$$

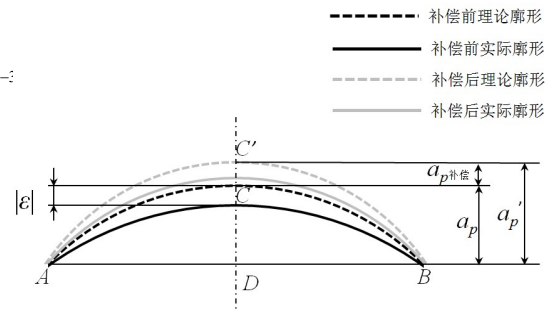


图 6 中凸量误差补偿原理几何示意

基于上节单因素试验, 进行中凸量误差补偿试验, 补偿前后试验结果如表 1 所示:

表 1 中凸量误差补偿试验方案及结果

序号	试验条件		试验结果			
			补偿前		补偿后	
	进给	理论	实际	相对	实际	相对
速度	中凸量		中凸量	误差	中凸量	误差
F/mm	a_p		$a_{p\text{估计}}$	δ	$a_{p'\text{估计}}$	δ'
$\cdot \text{min}^{-1}$	$/\mu\text{m}$		$/\mu\text{m}$	$\%$	$/\mu\text{m}$	$\%$
1	40	6	4.39	-26.88	6.11	1.77
2	50	6	5.20	-13.32	6.05	0.75
3	60	6	5.16	-14.01	6.24	4.07
4	70	6	4.82	-19.64	6.11	1.81

5	80	6	4.48	-25.33	5.88	-2.06
6	90	6	4.73	-21.16	6.07	1.11
7	100	6	4.32	-28.06	6.21	3.56
8	110	6	4.19	-30.11	6.27	4.48
9	120	6	3.69	-38.55	6.32	5.31
10	130	6	3.38	-43.62	5.91	-1.43
11	140	6	3.38	-43.69	5.97	-0.55
12	150	6	3.24	-46.01	6.23	3.90
13	100	1	0.91	-8.56	1.01	1.13
14	100	2	1.76	-11.90	1.94	-3.24
15	100	3	2.12	-29.21	3.06	1.93
16	100	4	2.57	-35.66	4.13	3.34
17	100	5	3.35	-32.91	4.97	-0.58
18	100	6	4.32	-28.06	6.22	3.71
19	100	7	5.13	-26.71	6.96	-0.53
20	100	8	5.69	-28.86	7.94	-0.72
21	100	9	5.76	-35.97	9.13	1.47
22	100	10	6.57	-34.28	10.00	-0.02
23	100	11	7.42	-32.50	11.37	3.34
24	100	12	9.10	-24.20	12.22	1.81

试验结果表明：补偿前，实际中凸量与理论中凸量相对误差较大，多数都在 20%以上；而补偿后，实际中凸量与理论中凸量的相对误差均控制在 5%以内，补偿效果良好。

4.2 砂轮廓形修整误差补偿流程

根据汽车曲轴巴厘线磨削精度控制方案，本文设计了如图 7 所示的砂轮圆弧修整中凸量误差补偿流程。其中中凸量相对误差 δ 的范围设定由以下规则确定：

已知实测廓形的相对误差 δ_{ms} （即实测廓形中凸量 $a_{p\text{测量}}$ 与理论中凸量 a_p 的相对误差）满足

$$\delta_{ms} = \frac{a_{p\text{测量}} - a_p}{a_p} \quad (27)$$

模型估计相对误差 δ_{pre} （即估计廓形中凸量 $a_{p\text{估计}}$ 与实际测量得廓形中凸量 $a_{p\text{测量}}$ 的相对误差）满足

$$\delta_{pre} = \frac{a_{p\text{估计}} - a_{p\text{测量}}}{a_{p\text{测量}}} \quad (28)$$

中凸量相对误差 δ （即由模型估计得到的实际修整廓形中凸量 $a_{p\text{估计}}$ 与理论中凸量 a_p 的相对误差）满足

$$\delta = \frac{a_{p\text{估计}} - a_p}{a_p} \quad (29)$$

结合式(27)~(28)得

$$\delta = (1 + \delta_{pre})(1 + \delta_{ms}) - 1 \quad (30)$$

根据工艺需求，实测廓形的相对误差需在 10%以内，即 $\delta_{ms} \in [-0.1, 0.1]$ ，令模型估计相对误差 $\delta_{pre} \in [-0.1, 0.1]$ ，得到中凸量控制相对误差需满足 $\delta \in [-0.19, 0.21]$ ，因此将流程判定条件中中凸量控制相对误差范围设定在 19%以内。

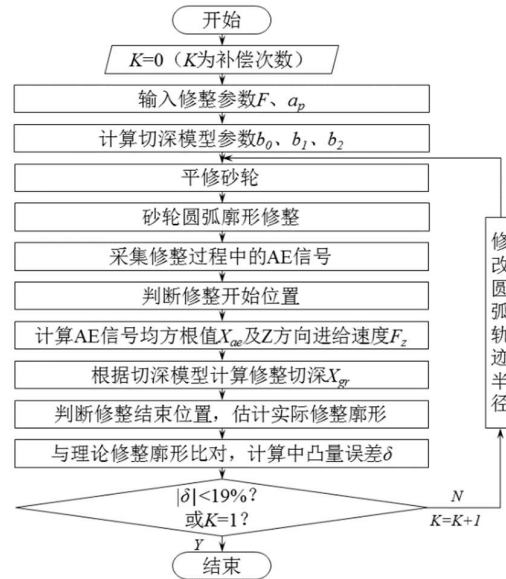


图 7 汽车曲轴巴厘线磨削精度控制流程

5 巴厘线磨削精度控制实验验证

为了完整验证轴颈巴厘线磨削精度控制方案的有效性，在偏心轴非圆磨床 H367 上进行了验证实验。如图 8 所示，实验以圆棒代替实际生产中的主轴颈，声发射传感器利用磁座吸附在修整点附近进行修整过程中 AE 信号的获取；根据砂轮修整廓形中凸量精度控制流程进行砂轮圆弧廓形修整后，对工件进行外圆切入磨削，将砂轮廓形印刻在工件上；磨削完成后，工件转移至 SE13-J10 曲轴测量机上进行实际修整廓形的测量。实验随机选取了七组修整参数，实验条件见表 2。

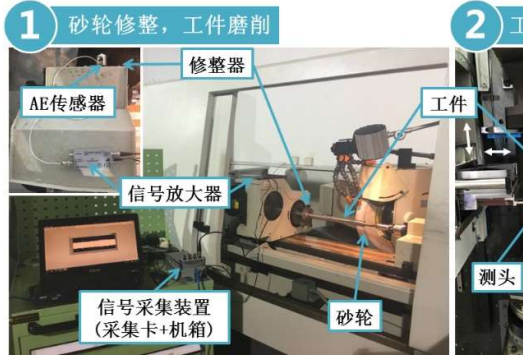


图 8 巴厘线磨削精度控制验证实验

表 2 验证实验条件

名称	值或描述
修整器形式	单点金剛笔
砂轮材质	白刚玉
工件材质	45 钢
砂轮转速 V_s	30m/s
修整圆弧宽度 d	8mm
头架转速	160rpm
AE 信号采样频率	1MHz
AE 信号放大倍率	20dB

表 3 巴厘线磨削精度控制验证实验

实验条件			实验结果							
序 号	进给速度 $F/\text{mm}\cdot\text{min}^{-1}$	理论 中凸量 $a_p/\mu\text{m}$	模型参数			模型估计结果		补偿 条件 判别	廓形测量结果	
			b_0	b_1	b_2	实际	相对		实际	相对
						中凸量	误差		中凸量	误差
1	50	6	-6.87	2.56	-0.24	5.39	-10.17	不补偿	5.5	-8.33
2	80	1	-25.62	12.07	0.39	0.87	-13.00	不补偿	0.92	-8.00
3	100	3	-7.72	2.62	0.09	2.19	-27.00	补偿	3.08	2.67
4	100	6	-7.74	2.58	-0.23	4.44	-26.00	补偿	6.12	2.00
5	100	9	-8.62	3.14	-0.20	6.39	-29.00	补偿	9.25	2.78
6	100	10	-8.65	3.22	-0.12	7.43	-25.70	补偿	9.99	-0.10
7	150	6	-8.19	2.55	-0.21	3.41	-43.17	补偿	6.35	5.83

6 结论

为实现曲轴轴径巴厘线磨削精度控制，研究了成形砂轮廓形修整误差在线监测及补偿方法，具体包括：

(1) 通过类比磨削力模型，建立了基于声发射信号的砂轮圆弧修整切深模型，从而获得了修整过程中声发射信号廓形与砂轮

在砂轮修整过程中，传感器采集的信号并不只包含由于砂轮修整而产生的有效信号，而是各种噪声与试验有效信号的交叠，对试验结果会造成影响。鉴于噪声和有效信号往往具有不同的频率分布特性，通过快速傅里叶（FFT）频谱分析[18]，对比修整前与修整时声发射信号频谱的变化，确定砂轮修整时的有效信号的频段分布范围集中在 100kHz 到 225kHz 之间。

声发射的信号强度一般选用其均方根值来表征，见式(31)。式中 $V(t)$ 为任意时刻采集的声发射信号值， T 为时间常数。本文取时间常数为 100ms。

$$X_{ae} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} [V(t)]^2 dt} \quad (31)$$

验证实验结果如表 3 所示，试验结果表明，最终廓形误差均控制在 10%以内，验证了砂轮圆弧修整切深模型的正确性，以及轴颈巴厘线磨削精度控制方案的可行性。

实际修整廓形之间的定量关系，利用声发射信号估计出砂轮实际修整廓形。

(2) 为提高切深模型的准确性，基于单因素试验结果，分析模型参数随修整进给速度和修整圆弧中凸量的变化规律，发现模型参数随前者的变化基本呈高斯函数形式，随后者变化基本呈幂函数形式。以此为基础，构建了砂轮圆弧修整变参数切深模型，并设计了模型参数辨识流程及参数产生规则，实

现了基于模型误差的参数自调整。

(3) 通过分析实际修整廓形, 确定廓形误差主要体现在圆弧中凸量上, 由此提出通过改变修整圆弧半径进行补偿的规则。并设计了砂轮圆弧修整中凸量误差自动补偿流程。

上述砂轮圆弧修整变参数切实模型及中凸量误差补偿策略通过实际修整及磨削实验验证了其在巴厘线磨削精度控制中的有效性。在具体应用中, 由于声发射传感器安装位置对采集信号有一定影响, 因此下一步将对不同安装位置采得信号对切深模型参数的影响进行研究, 以增强模型的鲁棒性。

参 考 文 献

- [1] 冯波. 曲轴机加工尺寸分析与工艺控制[J]. 柴油机设计与制造, 2008, 15(2): 46-48.
FENG Bo. Machining size analysis and process control of crankshaft[J]. Design and Manufacture of Diesel Engine, 2008, 15(2): 46-48.
- [2] 李小新, 李新文. 发动机曲轴轴颈中鼓度磨削的研究[J]. 汽车科技, 2013(3): 62-65.
LI Xiaoxin, LI Xinwen. Engine crankshaft journal mid-drum grinding discussion[J]. Auto Mobile Science & Technology, 2013(3): 62-65.
- [3] LI Jing, SHEN Nanyan, WANG Xinling. A new method of track approaching based on sectioned polynomial for crankshaft tangential point tracing grinding[C]//ICMCM 2012, December 20-21, Dubai, United arab emirates. Germany: Trans Tech Publications, 2013, 307: 261-266.
- [4] 许第洪, 孙宗禹, 周志雄, 等. 切点跟踪磨削法运动模型的研究[J]. 机械工程学报, 2002, 38(8): 68-73.
XU Dihong, SUN Zongyu, ZHOU Zhixiong, et al. Research on motion of tangential point grinding[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(8): 68-73.
- [5] 徐瑾. 任意母线砂轮修形的数控技术研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.
XU Jin. Research on numerical control technology of the correction with the free generatrix-grinding wheel[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2006.
- [6] 钱翔. 汽车发动机生产线用曲轴磨床关键技术研究[D]. 上海: 上海大学, 2016.
QIAN Xiang. Research on the key technology of the crankshaft grinding machine use on car engine production lines[D]. Shanghai: Shanghai University, 2016.
- [7] 金滩, 李平, 肖航, 等. 大中型光学元件高效精密磨削技术研究综述[J]. 机械工程学报, 2016, 52(9): 165-175.
JIN Tan, LI Ping, XIAO Hang, et al. Research summary on precision grinding technology oriented to achieve high process efficiency for large and middle-scale optic[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(9): 165-175.
- [8] Moia D F G, Thomazella I H, Aguiar P R, et al. Tool condition monitoring of aluminum oxide grinding wheel in dressing operation using acoustic emission and neural networks[J]. 2015, 37: 627-640.
- [9] LI Peijiang, YOU Ting. A study on monitoring system for grinding wheel status based on acoustic emission technology [C] //ICME 2011, April 3-4, Phuket, Thailand. Germany: Trans Tech Publications, 2011, 52-54: 2051-2055.
- [10] Wehmeier M., Inasaki I. Investigation and utilization of the acoustic emission signal for monitoring the dressing process [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2002, 216(4): 543-553.
- [11] 迟玉伦, 李郝林. 基于声发射监测的金刚石砂轮修整技术研究[J]. 制造技术与机床, 2010(9): 99-102.
CHI Yulun, LI Haolim. Study on diamond grinding wheel technology based on acoustic emission monitoring[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2010(9): 99-102.
- [12] Chen F J, Yin S H, Huang H. Profile error compensation in ultra-precision grinding of aspheric surfaces with on-machine measurement[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50(5): 480-486.

- [13] Webster J, Marinescu I, Bennett R, et al. Acoustic emission for process control and monitoring of surface integrity during grinding[J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1994, 43(1): 299-304.
- [14] TAWAKOLI T. Developments in grinding process monitoring and evaluation of results[J]. International Journal of Mechatronics and Manufacturing Systems, 2008, 1(4): 307-320.
- [15] 迟玉伦, 李郝林, 林献坤. 基于磨削力模型的外圆切入磨削声发射信号研究[J]. 精密制造与自动化, 2014(4): 52-55.
CHI Yulun, LI Haolin, LIN Xiankun. Research on the acoustic emission signal of cylindrical plunge grinding based on the grinding force model[J]. Precise Manufacturing & Automation, 2014(4): 52-55.
- [16] 姜晨, 李郝林. 基于声发射信号的精密外圆切入磨削时间评估算法及试验研究[J]. 机械工程学报, 2015, 50(5): 194-200.
JIANG Chen, LI Haolin. Algorithm and experiment of estimation of time of precision cylindrical plunge grinding based on acoustic emission signal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 50(5): 194-200.
- [17] Malkin S. 磨削技术理论与应用[M]. 蔡光起, 巩亚东, 宋贵亮, 译. 沈阳: 东北大学出版社, 2002.
Malkin S. Grinding technology theory and applications of machining with abrasives[M]. Translated by CAI Guangqi, GONG Yadong, SONG Guiliang. Shenyang : Northeastern University Press, 2002.
- [18] Dias E A, Pereira F B, Ribeiro Filho S L M. Monitoring of through-feed centreless grinding processes with acoustic emission signals[J]. Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, 2016, 94: 71-79.

基于 AGA 的曲轴自动化生产车间 多目标优化布局研究*

申 宽, 翟敬梅, 张 铁

(华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广州 510641)

摘要: 为提高车间的生产效率、降低成本, 对设备布局进行优化是十分必要的。基于物流费用最小和面积利用率最大的原则, 并增加辅助设施(上下料机器人)对布局的约束, 建立了曲轴自动化生产车间设备布局的多目标优化模型; 采用自适应遗传算法(adaptive genetic algorithm, AGA)求解该问题时, 交叉、变异概率基于 Logistic 曲线自适应调整, 有利于优胜劣汰和全局最优解的获得。与改造前的布局相比较, 加入机器人后的优化布局使物流费用降低、占地面积减小, 对企业降本增效具有一定现实意义。

关键词: 设备布局; 自适应遗传算法; 多目标优化

中图分类号: TH181; TG506

文献标识码: A

A Research of Multi-objective Optimization Based on AGA for the Facility Layout in Crankshaft Automation Workshop

SHEN Kuan, ZHAI Jing-mei, ZHANG Tie

(School of Mechanical & Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: It is necessary to optimize the facility layout, which can improve the production efficiency and reduce the cost. A multi-objective optimization model for the facility layout of crankshaft automation workshop was created: it was based on the principles of minimum material transport cost and maximum workshop area utilization, also added the constraint of auxiliary devices (loading and unloading robots). A kind of adaptive genetic algorithm (AGA) was used to find the best solution of this model. The crossover and mutation probability based on the Logistic curve could adjust adaptively, which was advantageous to the evolution and the global optimal solution. Compared with the old layout, the optimized layout including the added robots makes the logistics cost less and the footprint decrease, which has certain significance for the enterprise to reduce the cost and improve the efficiency.

Key words: facility layout; adaptive genetic algorithm; multi-objective optimization

0 引言

设备布局问题(facility layout problem, FLP)是指在一定限制条件下(如车间面积形状、物流方式等), 将生产设备在给定空间内布局, 使目标函数(如物流费用、面积使用率等)得到优化。设备布局对企业降本增效具有重要意义, 从时间成本上来看, 物料从进厂到出厂真正处于加工检验的时间仅占生产周期的 5% ~ 10%, 而 90% ~ 95% 的时间都处于搬运或等待状态^[1]; 从经济成本上来看, 物料搬运费用在生产活动总开销中所占比例高达 20% ~ 50%。良好的设备布局

能使物料更加高效顺畅的流通, 减少搬运、等待时间, 使物流费用至少降低 10% ~ 30%^[2]。

目前, 设备布局采用数学分析法建立的模型主要包括二次分配模型、二次集合覆盖模型、线性整数规划模型、混合整数规划模型等^[3]。Koopmans 和 Beckmann 于 1957 年首次提出二次分配模型^[4](quadratic assignment problem, QAP), 描述 n 个设施和 n 个地点, 要求给每个设施分配到一个位置, 并使设施之间的总流量(或费用)最小。QAP 模型的最优求解算法, 可以归为分支定界法和割平面法两类^[5]。这两种算法都需要较多的计算时间和较大的存储空间, 随着布局

收稿日期: 2017-02-13; 修回日期: 2017-03-16

* 基金项目: 国家 04 科技重大专项(2015ZX04005006); 广东省科技重大专项(2014B090921004, 2015B010918002); 中山市科技重大项目(2016F2FC0006)

作者简介: 申宽(1986—), 男, 湖北襄阳人, 华南理工大学硕士研究生, 研究方向为机床与机器人一体化、设备优化布局等, (E-mail) 270710478@qq.com; 通讯作者: 翟敬梅(1967—), 女, 辽宁鞍山人, 华南理工大学教授, 博士, 研究方向为机械系统建模与优化、机电装备与信息化、人工智能等, (E-mail) mejmzhai@scut.edu.cn。

规模的扩大,最优算法因“组合爆炸”问题已不再适用,20世纪80年代后研究者多转向元启发式算法求次优解。其中,遗传算法因其全局性并行搜索的特点,被广泛运用于QAP求解。

李爱平^[6]、赵建东^[7]、徐立云^[8]等人建立了多行直线布局的QAP模型,但所建立的模型中,行与行之间的距离均设为定值而与该行设备无关,相邻设备之间的净间距采取初始随机生成、后续算法优化的方法确定,不仅增大了运算量,最终优化结果还因为初始值的随机性而波动较大^[9]。本文从实际出发,重新定义了行与行之间以及相同行相邻设备之间的距离,并考虑增加的辅助设备(例如上下料机器人等)对原有设备优化布局的约束影响,对多行直线布局的QAP模型进行了改进。在求解QAP过程中,对简单遗传算法作了自适应改进,进化参数可以根据个体自身的优劣程度实时调整,对提高算法的效率和最优解的改善作用明显。

1 FLP的多目标优化模型

1.1 问题描述

为方便计算,对多行直线布局做出以下假设(如图1所示):①所有设备形状均为其包围矩形,忽略其细节形状及高度;②同一行设备的中心点位于一条直线上,沿X轴正方向依次排列;③零件加工工艺确定;④各行之间有物流通道,与X轴平行,宽度WP为定值。

假设有 n 台设备,给其固定编号为 $1 \sim n$,设备 i 的包围矩形沿X轴、Y轴尺寸分别为 A_i 、 B_i 。参考设备的技术文档,在其周边留出最小安全距离 H_i ,用于设置安装、操作、维修、工件缓冲区域等,相邻摆放的两个设备 i 、 j 之间的最小距离 $H_{ij} = H_i + H_j$ 。

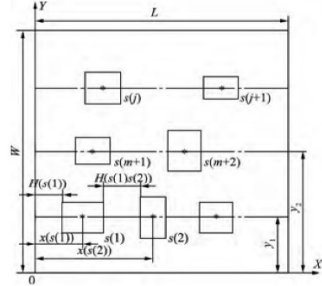


图1 线性多行设备布局示意图

在车间长度的约束下,当一个设备序列 s 确定后,则该序列在每行上的设备分布及设备中心点X轴坐标值可按如下公式递推计算:

$$x_{s(1)} = H_{s(1)} + A_{s(1)} / 2 \quad (1)$$

$$x_{s(i)} = x_{s(i-1)} + H_{s(i-1)s(i)} + (A_{s(i-1)} + A_{s(i)}) / 2, i = 2, 3, \dots, n \quad (2)$$

当 $x_{s(i)} + A_{s(i)} / 2 + H_{s(i)} > L$ 时(L 为车间长度),将设备 $s(j)$ 移至下一行第1位,并按照式(1)、式(2)继续计算设备 $s(j)$ 、 $s(j+1)$ 的X轴坐标值。

令 $h_i = H_i + B_i / 2$,各行设备的中心点Y轴坐标值可按如下公式确定: $y_1 = \max\{h_{s(1)}, h_{s(2)}, \dots, h_{s(m)}\}$,

$s(1), s(2), \dots, s(m)$ 为排在第1行的设备; $y_2 = y_1 + \max\{h_{s(1)}, h_{s(2)}, \dots, h_{s(m)}\} + WP + \max\{h_{s(m+1)}, h_{s(m+2)}, \dots, h_{s(r)}\}$, $s(m+1), s(m+2), \dots, s(r)$ 为排在第2行的设备,WP为物流通道宽度。以此类推,直至求出最后一行设备的中心点Y轴坐标值。

1.2 优化目标

通常情况下,一个好的布局方案应遵循满足工艺流程、工件尽量直线前进、减小移动距离、简化搬运作业、充分利用空间、保持生产均衡等原则。为此,本文以物流费用最小和面积利用率最大为优化目标。

根据QAP模型,物流费用 $F = (\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n p_{ij} d_{ij} q_{ij}) / 2$ 。式中, n 为设备数量; i, j 为设备编号; p_{ij} 为设备 i, j 之间的访问次数,可对加工工艺进行统计得出; d_{ij} 为设备 i, j 之间的物流距离, $d_{ij} = |x_i - x_j| + |y_i - y_j|$; q_{ij} 为设备 i, j 之间单位距离上的物流费用,根据生产实际确定,如果运输方式、工件型号相同,加工过程中工件形态质量变化不大,可视为定值。

面积利用率 $\eta = S_i / S$ 。式中, $S_i = \sum_{i=1}^n A_i B_i$,即所有设备的矩形面积之和,设备确定之后为定值; $S = (x_{\max} - x_{\min})(y_{\max} - y_{\min})$,即可以包围所有设备的最小矩形面积, $x_{\max} = \max\{x_i + A_i / 2\}$, $x_{\min} = \min\{x_i - A_i / 2\}$, $y_{\max} = \max\{y_i + B_i / 2\}$, $y_{\min} = \min\{y_i - B_i / 2\}$ 。因此,面积利用率最大问题可以转化为布局的包围矩形面积最小问题,即求 $S_{\min}$ 。

上述两个目标确定后,如何确定一个布局,使 F 、 S 均能取得理想的结果,这就是一个多目标优化问题。通常来讲,求解多目标优化问题主要有3类方法^[10]:①生成法,即先求出大量的非劣解,构成非劣解的一个子集,然后按照决策者的意图找出最终解;②交互法,先不求出很多的非劣解,而是通过分析者与决策者对话的方式逐步求出最终解;③归一法,事先要求决策者提供目标之间的相对重要程度,算法以此为依据将多目标问题转换为单目标问题求解。本文采取第3类方法,用加权法构造新的目标函数:

$$L = w_1 F / F_{\min} + w_2 S / S_{\min} \quad (3)$$

w_1, w_2 为加权因子,根据实际工程中对于物流和面积各自的侧重程度来确定,要满足加权条件 $w_1 + w_2 = 1$; F, S 各除以它们的单目标优化最优值,既消除量纲,又能反映它们偏离最优值的程度。

1.3 约束条件

(1) 所有设备不超出车间长、宽范围,即:

$$\max\{x_i + A_i / 2 + H_i\} \leq L \quad (4)$$

$$\max\{y_j + B_j / 2 + H_j\} \leq W \quad (5)$$

式(4)可由自动换行策略来保证;式(5)可对 F 和 S 设置罚函数来保证,例如:

$$S = \begin{cases} (x_{\max} - x_{\min})(y_{\max} - y_{\min}), & \text{式(5)成立} \\ C(x_{\max} - x_{\min})(y_{\max} - y_{\min}), & \text{式(5)不成立} \end{cases}$$

(2) 存在物流关系的两台设备不得跨行布置。由图1可知,假如设备 $s(1)$ 、 $s(j)$ 之间存在物流关系,则

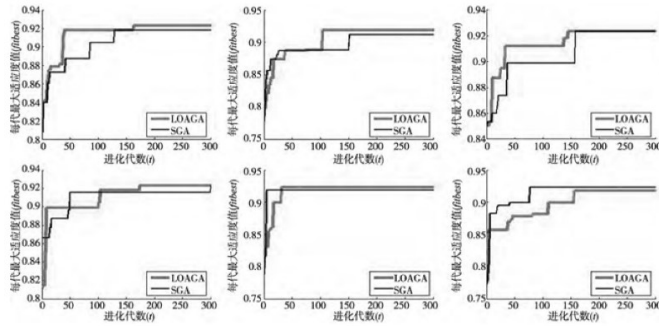


图6 SGA与LOAGA优化结果对比
 $F=96.015$ 、包络矩形面积 $S=274.9956$ ，比之前的布局分别减少了 19.1%、5.4%，较好地实现了优化布局的目标。

表2为优化之后的各设备中心点坐标。另外由图8可以看出，第1行与第3行的设备均没有物流关系，满足1.3的约束条件。

表2 布局优化后的各设备中心点坐标

设备	M8	M3	M4	M2	M7	M9
X坐标	2.300	6.665	11.420	15.855	2.550	7.200
Y坐标	2.700	2.700	2.700	2.700	10.555	10.555

设备	M1-1	MH6	M1-2	M6	M5-1	MH6	M5-2
X坐标	11.765	13.830	15.795	2.900	8.475	10.550	12.625
Y坐标	10.555	10.555	10.555	18.635	18.635	18.635	18.635

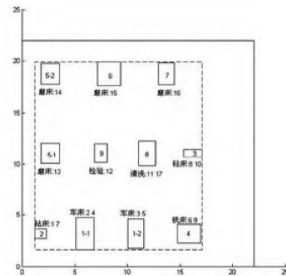


图7 加入机器人之前的S形布局

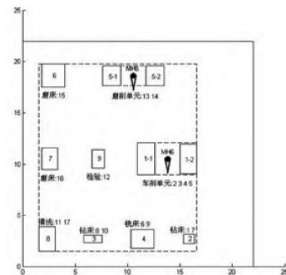


图8 加入2个机器人之后优化的布局

4 结论

本文改进了多行直线布局的 QAP 模型中行与行之间、相邻设备之间距离的定义，使之更加符合生产实际；并考虑新引入辅助设备（2 台上下料机器人）的影响，先局部单元组合再车间整体优化，尽管增加了设备但最终优化的布局更加紧凑。在求解 QAP 过程中，基于 Logistic 曲线改进的 LOAGA 优于 SGA，其原因在于 LOAGA 能够根据个体适应度值的大小，实时调整交叉、变异概率，减小“早熟”的可能性，使群体始终保持多样性，有利于优胜劣汰和全局最优解的获得。经过多目标优化，生产车间的物流费用降低 19.1%、占地面积减小 5.4%，物流费用的降低是因为总的物流距离缩短；可以预见，工件的运输时间、设备的等待时间都将缩短，因此优化的布局可以有效提高生产效率，较好地实现了降本增效的目标。

【参考文献】

- [1] 胡广华. 制造车间布局优化方法研究与系统实现 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.
- [2] Braglia M, Zanon S, Zavanella L. Layout design in dynamic environments: Strategies and quantitative indices [J]. International Journal of Production Research, 2003, 41(5): 995-1016.
- [3] 锁小红, 刘战强. 制造系统设备布局的建模理论与求解方法 [J]. 计算机集成制造系统, 2007, 13(10): 1941-1951.
- [4] 张惠珍, 马良, (西) 罗佑. 二次分配问题及其线性化技术 [M]. 上海: 上海人民出版社, 2013.
- [5] Kusiak A, Heragu S S. The facility layout problem [J]. European Journal of Operational Research, 1987, 29(3): 229-251.
- [6] 李爱平, 鄢泽耀, 谢楠, 等. 基于 NSGA-II 的多目标车间设备布局 [J]. 机械设计与研究, 2012, 28(6): 90-95.
- [7] 赵建东, 郑军, 赵琪. 基于遗传算法的 TFT-LCD 冲压生产线布局优化 [J]. 北京交通大学学报, 2013, 37(1): 172-176.
- [8] 徐立云, 杨守银, 李爱平, 等. 生产车间布局多目标优化及其仿真分析 [J]. 机械设计与研究, 2011, 27(6): 55-59.
- [9] 魏军凯, 吴芳, 戚峰. 基于遗传算法求解车间设备布局优化问题 [J]. 兰州交通大学学报, 2011, 30(3): 75-78.
- [10] 肖晓伟, 肖迪, 林锦国, 等. 多目标优化问题的研究概述 [J]. 计算机应用研究, 2011, 28(3): 805-808.
- [11] 雷英杰, 张善文, 李续武, 等. MATLAB 遗传算法工具箱及应用 [M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2005.
- [12] 徐明明, 宋宇博. LO 型曲线的自适应遗传算法研究 [J]. 电子技术应用, 2015, 41(12): 129-132.

04 专项及对自主共轨制造工艺技术的研究

宋国民、吴欲龙、夏腾飞、王先勇

(中国一汽无锡油泵油嘴研究所, 江苏, 无锡, 204063)

摘要: 本文对 04 专项一期和二期的研究内容进行了介绍, 并对自主电控高压共轨制造的核心工艺, 如精密加工、可靠性、智能制造等技术进行了研究。通过 04 专项对制造工作母机的技术攻关, 能够最大程度从制造角度推进实际产品加工工艺技术的提升, 从而实现产品质量和效率的改善。

关键词: 04 专项、制造工艺、智能制造

一、前言

国家科技重大专项是为了实现国家目标, 通过核心技术突破和资源集成, 在一定期限内完成的重大战略产品、关键共性技术和重大工程, 是我国科技发展战略中的重中之重, 组织实施重大专项, 也是党中央、国务院围绕如何提高我国自主创新能力, 推动中国制造向中国创造转变、中国速度向中国质量转变、中国产品向中国品牌转变, 建设创新型国家而做出的重要战略部署。

国家高档数控机床与基础制造装备科技重大科技专项(简称“04 专项”)有工信部牵头组织实施, 是国家 16 个专项中与制造业关系最为密切的科技重大专项, 我国 04 专项自 2009 年开始实施, 主要任务是满足航空航天、汽车、船舶、发电设备等领域用户对高档数控机床与基础制造装备的急需, 对高档数控机床与基础制造装备主机、数控系统、功能部件、共性技术等进行了总体布局和专项研究, 以提升我国的装备制造业水平, 打破国外对高档数控机床的垄断, 填补国内在相关领域的空白。

二、专项内容及目的

“电控共轨柴油喷射系统制造技术与关键装备的研发及应用”国家 04 重大专项由中国第一汽车股份有限公司无锡油泵油嘴研究所(简称“无锡泵所”)作为牵头单位承担,

该课题是数控机床专项中首个“需求导向, 用户牵引”的项目, 也是专项课题中要求最高、难度最大、子课题及参与单位最多、过程管理最为复杂的项目之一。该专项的主要任务是围绕汽车、内燃机和制造行业的核心共性技术, 即电控共轨柴油喷射技术和数控超精加工技术, 掌握电控共轨系统的关键生产工艺, 针对关键工艺技术的要求, 研制用于电控共轨系统生产制造所需的加工、装配及测试关键设备, 实现自主共轨系统工艺提升, 突破精密零件多轴复合加工、精密喷孔的电火花加工、高精度中孔座面加工、精密小孔的珩磨加工、超高压力清洗及共轨系统装配、测试等关键技术, 有针对性地形成关键装备的技术规范和工艺方案。同时在机床设备制造过程中, 解决机床结构、控制系统、传动系统、测量系统和执行系统等关键共性技术, 形成多项专有或专利技术, 提出多项技术规范与标准, 并完成机床的可靠性与精度保持性验证, 最终应用于自主电控共轨系统的生产制造, 形成行业的示范工程^[1], 该专项是从行业的角度研究关键共性技术, 提升我国的整体制造装备能力。

“电控共轨柴油喷射系统制造技术与关键装备的研发及应用”专项聚焦了汽车、内燃机和机床三大行业的两大核心技术, 即电控共轨柴油喷射技术和数控超精密加工技术, 电控共轨柴油喷射技术是实现内燃机排放升级的有效平台技术之一, 对柴油机工业具有革命性影响, 在全球制造业中加工精度要求最高, 被誉为汽车及内燃机的“大脑+心脏”。国际上掌握电控共轨技术并批量生产

的企业不到 10 家，产品涉及机械、电子、材料、流体等多个学科，电控共轨系统是当前全球汽车行业中公认的难度最大、水平最高的技术之一。本 04 专项分两期，一期涉及共轨系统零部件高精度复合加工、共轨系统零部件精密喷控加工、共轨系统精密偶件

配副和共轨系统清洁度提高与测试共性技术的研究与开发，项目研究涵盖制造工艺、检测技术、工作母机和匹配调试业务范围，共涉及 8 大类（12 台套）相关设备的研制、开发和制造，一期的主要研究内容如下图 1 所示。

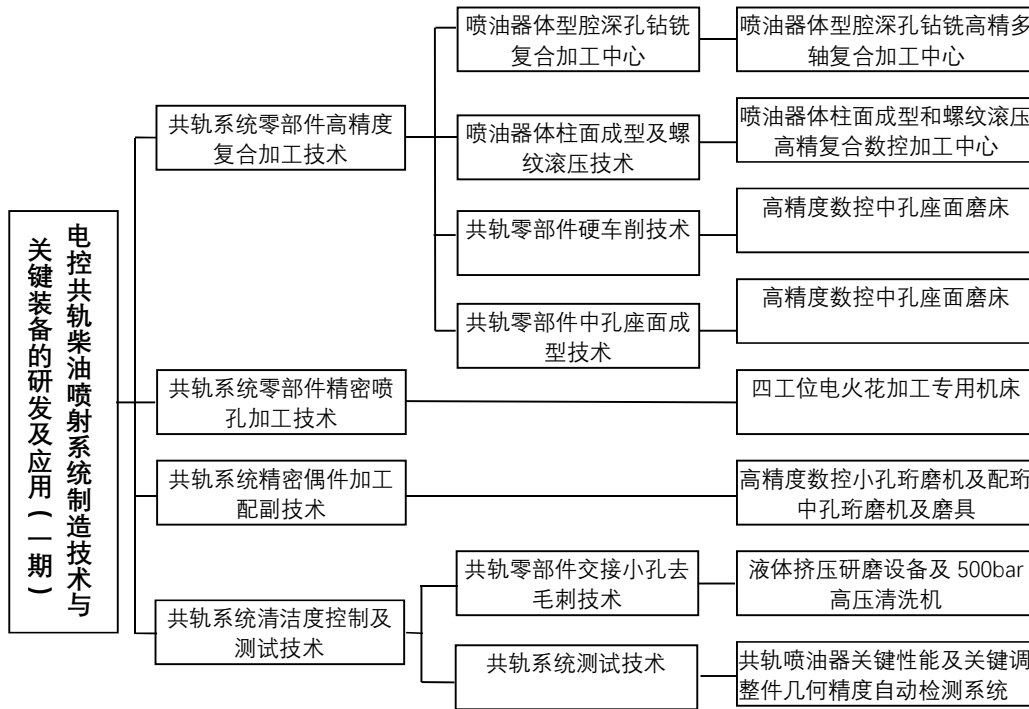


图 1：04 专项一期工艺技术及设备

04 专项一期项目主要指标对标国际同行，对精度和工艺技术的实现进行攻关和研究，经过项目组近三年的努力于 2014 年 8 月 30 日顺利通过了工信部的验收。一期项目项目验收专家组组长由西安交通大学卢秉恒院士担任，工信部装备司苏铮、张敏参加会议，一期研发的相关设备运行状态和各项技术指标良好，均已通过国家机床检测中心的检测，课题完成各类技术研究报告 67 份、标准 10 项、规范 8 项，申请专利 46 项，其中发明专利 26 项，一期项目验收时已获专利授权 18 项，各项指标达到了任务书合同书的要求。同时，经验证的工艺技术已应用于自主电控共轨系统的预批量制造，借助平台和课题的研发成果，无锡泵所建立了电控共轨试制基地和

专项设备的应用示范基地，根据设备协作制造厂预测，专项研制的相关关键设备，购置成本比进口同类产品能降低 50%左右，大幅度提升了我国装备制造业的竞争力，同时积累了精密制造相关的成套工艺技术^[2]。

无锡泵所通过承担国家 04 专项，除了在工艺技术上获得了重大突破外，在重大项目管理和人才队伍培养方面也是硕果累累，开创性地利用“33 制”项目管理，即根据业务方向，分为 3 个技术领域，每个技术领域下面 3 个相关子课题，每个子课题设定管理、牵头单位、协作厂 3 方面人员，通过“33 制”有效强化了矩阵式管理，提升了项目管理效率。同时，定期发行项目通讯，在项目组内部互通信息，确保项目顺利开展。一期项目验收总结时，验收组认为作为数控机床专项

的重大标志性项目之一，该项目是众所公认的管理优秀、运行良好、执行到位的典型案

研究具有持续性，项目组一致建议进行二期开发，并聚焦设备可靠性，补齐设备瓶颈，构建完整的电控共轨柴油喷射系统示范生

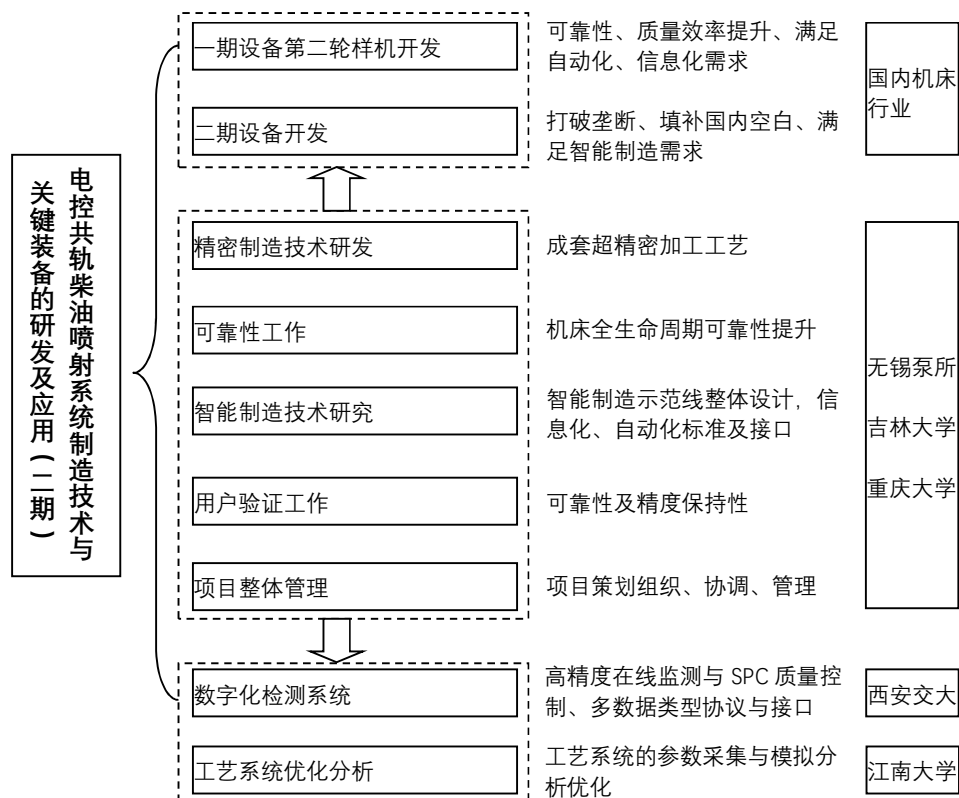


图 2：04 二期相关设备及技术框图

从上图可见，二期设备主要聚焦设备设备自动化，相关信息接口，同时最重要也是成果是否能够落地最核心的指标，设备可靠性和精度保值性，根据二期项目的技术指标，可靠性指标MTBF不低于1500小时，因此，从项目研究的内容可见，二期项目重点是在一期研究成果的基础上，解决实际问题，从而确保研究成果能够“落地”转化，并产生相应的经济效益。

三、核心攻关工艺技术

04 专项是对高档数控机床与基础制造装备的共性技术进行专项研究，其目的是提升我国装备制造业的整体竞争力，同时为确保研发产品能够运用落地，通过用户牵头这种项目模式，使得装备、产品及制造工艺整体考虑，一体化研究，确保成果一旦研发成功并可以投入应用。针对 04 专项的要求及用户需求，结合一期开发的经验和二期指标，二期主要研究以下几方面的核心技术。

3.1 精密制造技术

随着我国排放法规要求的提升，电控共轨系统的喷射压力逐步提高，目前主流的共

轨喷射压力已达到 200MPa，下一代的共轨喷射压力将达到 250MPa，甚至 300MPa，在如此高的喷射压力情况下，就要求所有零部件的制造精度得以提升，特别是偶件运动副、油嘴喷孔、微小量孔的精度要求，并且系统杂质和清洁度必须严格控制。

针对自主共轨系统，为达到微米、亚微米级的制造精度，项目组结合自主共轨现有的加工工艺要求，在 04 专项研究成果的基础上，对影响零部件精度的因素逐一分析，例如在喷油器体珩磨工艺中，为实现中孔 1 μm 以下的圆柱度，项目组利用层次分析法，对制造过程的相关因素，如珩磨速度、余量、中孔热处理后的硬度、直线度、珩磨刀具、珩磨回旋、机床介质温度等多个因素进行综合摸底和分析，并利用模拟计算和试验分析，摸索出合理的精密制造工艺参数及过程控制条件，在实际工作中不断优化和改善，逐步稳定过程能力，确保产品质量的一致性和稳定性。

就实际的精密制造技术而言，完全依靠设备提高加工精度总是有一定的限度，与此同时设备在加工过程中还存在部分随机因素影响，因此，当设备自身精度稳定，且达到设备能力时，此时若要再提高产品精度难度很大。这种情况下，就得依靠制造及过程管理，这不仅是快速响应市场需求、提高生产率、改善劳动条件的重要手段，而且是保证产品质量的有效举措，两者有密切联系。例如在喷油器计量孔板的加工过程中，为提高计量孔的初始加工精度，通过电火花加工设备来提升精度达到一定程度后很难提高，这时通过工艺研究，把计量孔板的实时测量数据反馈给电火花加工设备，并根据反馈算法，电火花设备实时调整加工参数，如回转角度、放电电流、进给速度等，通过电火花设备的实时在线调整，可消除设备加工过程中的随机误差，同时，通过质量检测数据的闭环控制，确保了计量流量孔的流量散差控制在 1%之内，满足产品设计要求。

3.2 可靠性开发

设备作为制造生产资料，从用户的角度最关心的就是设备的可靠性和精度保持性，特别是针对大批量制造的汽车产品，设备的

可靠性及正常运行尤为关键，这也是 04 专项二期需要解决的核心问题，这直接关系到后续研究成果是否能够获得市场认可和推广。

为提升设备的可靠性，在做好项目管理的同时，项目组研究人员深刻理解可靠性是设计出来的基本理念，因此一开始就把可靠性工作摆在了非常重要的位置，并将其贯穿于研发工作的各个环节，确保产品在设计开发各环节对影响可靠性的因素进行分析，二期 04 课题可靠性开发的基本流程如图 3 所示。

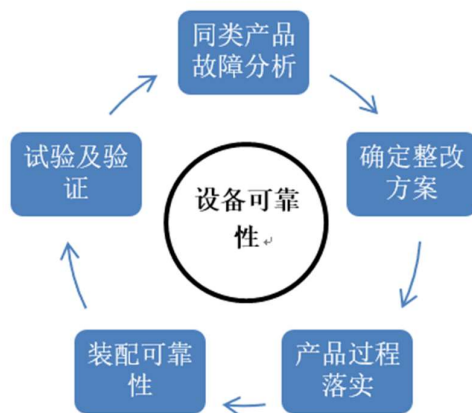


图 3：二期 04 设备可靠性工作开发流程

在进行产品开发时首先将可靠性落实到项目计划的阶段，例如在设计阶段明确关于故障信息与历史数据收集、整理、分析及可靠性增长的指标及要求，明确可靠性指标后分解到各主要功能部件，并提出相应的设计可靠性措施及对策，清晰化主要功能部件的可靠性试验验证规范，确保可靠性开发能够从设计角度形成闭环，后续跟进制造过程和使用过程的可靠性管理，这样能够做到工作环环相扣，目标明确，评价和验证方法有效。

其次在在可靠性开发方面聘请专家顾问进行指导，组织开发人员进行可靠性知识培训，让项目相关人员能够理解可靠性基本概念和方法，并能够把这种理念落实到实际的工作中。二期项目在执行过程中，组织专家、学者进行可靠性技术培训 3 次，集中可靠性技术交流 4 次，并多次到设备制造企业

现场进行可靠性技术交流和指导,聘请可靠性专家的方式使项目团队对可靠性工作有了系统全面的认识,为设备可靠性开发奠定了坚实的理论基础。

再则多次到国家机床质量监督检验中心,沟通可靠性评价及开发的相关事项,并就可靠性开发中存在的问题及时反馈交流,确保设备可靠性可测量、可评价,为后续可靠性实际用户验证奠定基础。

3.3 智能制造技术

2015年5月8日,经李克强总理签批,国务院印发《中国制造2025》规划,部署全面推进实施制造强国战略,这是我国实施制造强国战略第一个十年行动纲领。这是全球制造业格局面临重大调整,也是我国经济发展环境发生重大变化,我国目前仍处于工业化进程中,与先进国家相比还有较大差距,制造业大而不强,自主创新能力弱,关键核心技术与高端装备对外依存度高,以企业为主体的制造业创新体系不完善。04专项二期正是顺应国家这种发展形势而产生,针对智能制造的需求,在产品设计开发的初始阶段,就根据实际工艺及产品特点,有针对性地在智能车间、自动上下料、标准化接口和协议方面提出了如下规范。

(1) 根据工艺流程进行智能车间总体设计

根据自主共轨系统的工艺特点和生产流程,从设备、数据采集、大数据组织、数据挖掘分析和决策方面构建智能车间模型,并对设备布局与物流等进行了路径模拟优化,从而根据该车间模型对设备接口明确数

据类型、接口形式和传输协议等,确保设备到位后能够与智能车间进行无缝连接。

(2) 产品信息全生命周期管理

由于生产过程的各个阶段都会产生数据,特别是设备运行过程中产生的大量数据,这些数据对产品的质量和状态等都尤其重要,因此,根据智能车间的规划及设备的输出数据类型,在产品全生命周期进行信息化管理。

设计阶段——采用 PRO-E、PDM 设计与管理文档,实现设计文档数字化;

工艺阶段——采用计算机辅助工艺设计(CAPP)软件设计与管理文档,实现工艺文档的数字化管理;

制造过程——采用二维码、RFID 实现产品唯一标识,实现全过程的最终和管理,并采用数字化采集系统和产品质量数据库,存储收集到的全部信息,用户实时显示和过程决策依据。

试验阶段——采用多种可靠性评价手段确保产品质量,实验结果信息化。

(3) 智能仓储与自动化物流建设

建设物流供应链系统及自动仓库、RFID 等硬件实现物料配送自动化。

为确保智能制造相关功能能够实现,在04专项设备制造过程中,根据智能车间的要求,量身定做设备通讯和协议接口,从而逐步实现柴油机电控共轨系统智能制造,着力提高工厂智能制造水平,大幅提高产品质量及生产效率,提升企业竞争力,起到自主共轨批量生产示范和应用推广,基于智能制造的数字化车间框架如图4所示。

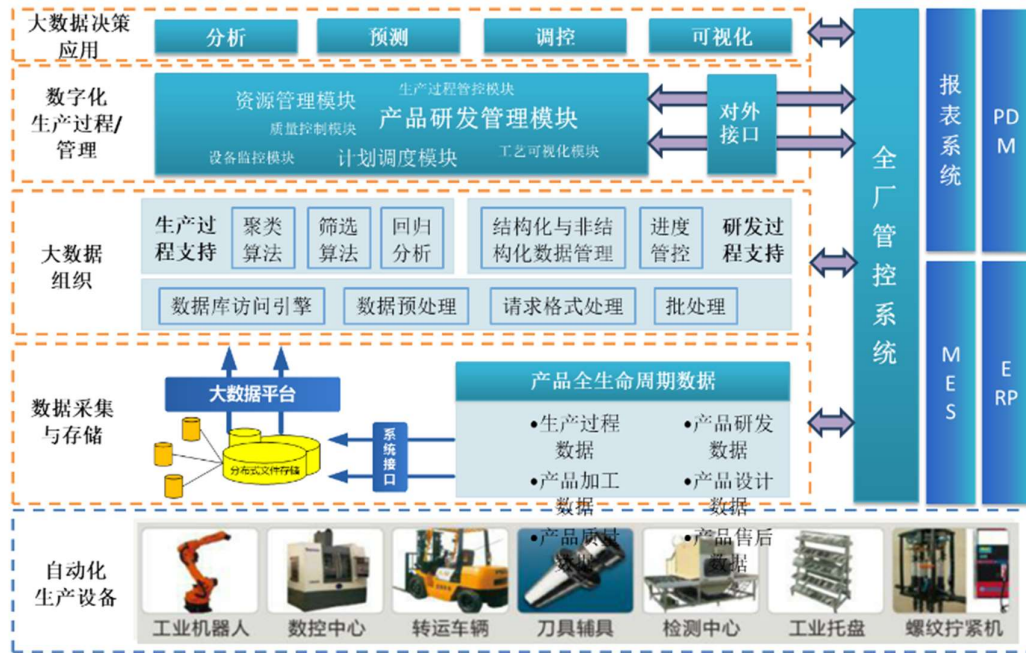


图 4：基于智能制造的数字化车间框架

四、结束语

目前项目所涉及的各类设备都处于安装调试阶段，部分设备已通过国检，按照计划 2017 年度设备将陆续到位，后续将开始维持一年以上的用户可靠性验证，并针对可靠性期间发现的各类使用问题进行持续改进和提高，并利用这些核心设备组建示范生产线，为相关行业发展提供参考和引领，最终为生产出满足用户需求的产品提供成套技术。

“电控共轨柴油喷射系统制造技术与关键装备的研发及应用”国家 04 重大专项树立了“需求导向，用户牵引”的成功典范，其“管理先行，目标明确，机制创新”的模式值得今后类似项目借鉴，“工艺技术引领，模拟计算指导，制造能力支撑”的经验已经成为 04 专项管理的一个旗帜和标杆，为实现我国到 2035 年制造业整体达到世界制造强国阵营中等水平，创新能力大幅提升的国家战略奠定基础。

参考资料

- [1]孙 洁、夏腾飞. 创自主研发之先河，搏电控共轨之未来. 现代零部件，2014（9）：P20-22
- [2]潘志军. 一汽无锡泵所承担国家课题通过验收. 农机市场，2014（9）： P47

汽车高强度结构件热冲压生产线

曹 玉 时佩林 李贵闪 胡 迪

(合肥合锻机床股份有限公司)

摘要: 介绍了国产汽车高强度结构件热冲压生产线,分析了生产线的构成,阐述了生产线的关键设备及性能指标。对生产线的性能与国外同类产品水平进行了比较,生产线的主要性能指标已达到发达国家先进产品的技术水平,甚至在某些指标上已超出国外产品。

当今全球的汽车制造业正推动汽车产品朝着绿色、低碳、节能、环保和安全的方向快速发展,汽车轻量化是实现这一发展方向的关键环节之一。据国际权威部门统计,汽车燃料约 60%消耗于汽车自重,汽车质量每减轻 10%,可降低油耗 6%~8%。对空载而言,约 70%的油耗是用在车身质量上的,而汽车车身覆盖件和结构件的重量居首位,约占汽车总重量的 30%以上。故汽车车身的轻量化对降低汽车整备质量,提高燃油经济性从而实现节能环保具有至关重要的意义。

采用热冲压成形集成控制成套装备生产线生产的汽车结构件,具有超高强度、高硬度、轻量化(厚度比普通钢板减薄可达 35%)、几乎无回弹(制造精度高)等诸多优点,技术优势十分明显。此外,冷冲压中需要多套模具多次成形的冲压件可用热成形工艺一次成形,从而减少模具数量和成形工序。由于该项技术需要在热成形的同时,给予足够的冷却速度进行淬火,因而对设备和模具方面都有特定的要求,而我国在热冲压

成形生产线成套装备生产线尚属空白。

为此,在国家科技重大专项课题“超高强度汽车结构件热冲压技术和装备生产线”的支持下,公司开展了超高强度汽车结构件热冲压技术和装备生产线的技术攻关,并采用国产关键设备自主开发了装备生产线,打破了国外技术垄断。

一、生产线构成

项目组对超高强度汽车结构件热冲压技术和装备生产线相关技术进行了创新性研究,解决了有关共性关键技术问题,研制出了具有自主知识产权的节能型环式转底防氧化加热炉、专用水冷模具和变速可调高速液压机的高速、高效、稳定可靠的中央控制的自动化生产线,如图 1 所示。整条生产线的开发,集成了液压机、工业炉、热处理、自动传送设备、冲压模具、汽车冲压工艺、系统自控等多领域的专家与技术,采用现场总线工业网络控制技术联调各个关键设备,可按照生产节拍和工艺参数,实现稳定、可靠的热成形件大

批量生产，产量达 60 万件/年。生产线具有完全自主知识产权，并具有低成本优势，可替代进口热冲压生产线。与国外同类技术和生产线相比，节能近 30%，可对预成形件进行模内淬火，解决了许多在高温状态下不能成形的复杂结构件的成形疑难问题，从而扩大热冲压成形件的应用范围，可满足汽车及航空航天等行业的市场需求。



图 1 超高强度汽车结构件热冲压技术和装备生产线

二、关键设备及性能指标

生产线由防氧化连续加热炉、高速传送装置、

高速热冲压液压机、水冷热冲压模具等关键设备组成，其系统架构如图 2 所示。

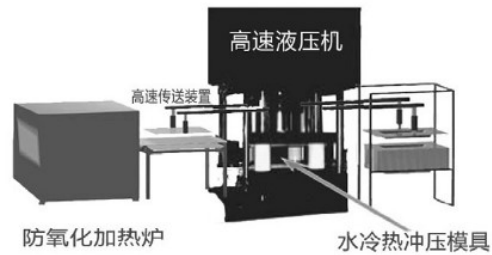


图 2 中央控制的自动化生产线示意图

1. 带有防氧化气体保护系统的节能型环式转底加热炉加热炉为电气混合环式转底方式加热，采用膨胀率极低的耐高温特殊材料作为充有防氧化气体高温加热炉的核心主轴。炉体设计过程利用红外温度测试、热电偶温度测试等技术，分析了加热炉内部的空载温度分布，确保满载温度分布达到最优。为了保证加热炉的可靠性，还针对炉内关键耐热部件的耐高温性能、热疲劳性能进行测试和验证，同时进行加热炉整体运行状态下可靠性试验，确保了加热炉在大批量生产线上的可靠性。加热炉内部结构如图 3 所示，其主要性能指标见表 1。

表1 加热炉主要性能指标

指标	单位	数值	备注
最高加热温度	/°C	980	不小于此数值
最大料片重量	(kg/批)	24	不小于此数值
加热能力	/kg/h ⁻¹	4700	不小于此数值
加热方式	/	/	电气混合
最大料片尺寸	/mm ²	1500 × 2300	
炉内料片防氧化要求：有气体保护			



图 3 加热炉内部结构

2. 高速传送装置

高速传送装置采用直线往复的复合运

动机构，简单，灵活，可靠，更便于不同产品的更换。夹持器的控制系统采用高可靠、稳定的 PLC 设备，对外关联设备均通过 Modbus 协议，使用通讯的方式进行控制与连锁。针对不同尺寸、形状和重量的汽车结构件，设计和制造了耐高温的端拾器。该端拾器与高速智能传送装置相配合，在满足工艺要求的前提下，完成高温钢板的抓取和传送工序。为实现可靠的大批量生产，在中央控制系统下，建立了高速智能传送装置的控制系統，以及附带于传送装置上的温度监测装置。此温度监测装置与模具温度监控装置等综合在一起，形成生产线上的温度采集系统，用于在生产的同时记录温度工艺参数，从而便于根据实际生产数据进行工艺优化、钢板性能预测、模具疲劳性能预测等。



图4 高速传送装置

3. 高速热冲压液压机

高速热冲压液压机主机结构利用计算机模拟分析，对整机、模具和冲压件之间的耦合刚度进行分析，使主机能够在强度、刚

性、寿命等方面充分满足要求。油缸密封设计采用“斯特封—Y型圈—导向环”密封组合方式，确保液压机在高速运转下密封效果，压力保持平稳。液压系统采用块位置的精确

闭环控制、压力闭环比例控制等控制技术，实现了比例调压、四角比例调压、压边比例滑块四角调压、变压力控制等功能。利用速度比例控制技术，有效减少了速度转换时的冲击。高速热冲压液压机可实现滑块的运动压力、位移、速度可任意设定，具有数显、数控功能，滑块运行的重复控制精度达到 $\pm 0.1\text{mm}$ 。高速热冲压液压机如图 5 所示，其



图 5 高速热冲压液压机

4. 热冲压成形专用水冷模具

对冷却速度与模面温度的关系特性、批量生产中模具表面在冷热交变条件下的疲劳破坏机制、提高模具使用寿命的制造工艺技术、水冷模具材料研制以及水冷管系成型新技术进行了研究，形成了具有内部冷却水道的热成形模具结构。对腔内壁的管路进行了优化设计，如沿热冲压件形状均匀分布的冷却水道管系等。开发出了冷却管系成型的新技术，可使管系制造成本降低，模具寿命提高，冷却水流通顺畅、温度场分布均匀，

主要性能指标如表 2 所示。

表2 高速热冲压液压机主要性能指标

指标	单位	数值	备注
最大压力	/t	800	
滑块行程	/mm	1200	
闭合速度	$/\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	700	滑块下移速度，不小于
工作台面	$/\text{mm}^2$	3200×2200	不小于该尺寸
装模高度	/mm	1000~2200	
特殊要求：能够与加热炉料片出炉节拍匹配的高速运动智能控制送料机构			

模内淬火马氏体化均匀。热冲压成形模具材料采用导热率高、热稳定性好的材料，模具型面冷却速度 $\geq 100^\circ\text{C/s}$ ，寿命达 20 万次以上。热成形专用水冷模具如图 6 所示。



图 6 热成形专用水冷模具

三、结束语

所开发的设备已在长春伟孚特汽车零部件有限公司进行了试用，效果良好。与国外同类产品相比，开发生产线主要性能指标已达到发达国家先进产品的技术水平，甚至在某些指标上已超出国外产品。表 3 为本生产线与国外生产线的性能对比。本生产线可以胜任高强度汽车结构件的热冲压，具有高效、安全、可靠、节能环保的优点。生产线的研制打破了国外的技术垄断，对振兴民族汽车制造业和零部件加工业，替代进口，

拉动机床和模具行业的生产技能提升有着重要的意义。

表 3 高速热冲压液压机主要性能指标

涉及子类项目	本生产线水平	国外同期产业化水平
加热炉:		
炉体结构	环式转底炉	箱式隧道炉
加热最高温度	$\geq 980^{\circ}\text{C}$	$\geq 980^{\circ}\text{C}$
电能消耗	节能30%	大
运动机构	耐高温变形碳化硅材料转轴	耐高温辊道
二次成形淬火	容易	难
成本	低	高
产品稳定性	好	好
高速液压机		
整机刚度	好	较好
滑块位置精度	$\pm 0.1\text{mm}$	$\pm 0.1\text{mm}$
滑块压力控制	压力闭环调压	压力闭环调压
闭合速度	$\geq 700\text{mm/s}$	$\geq 700\text{mm/s}$
工作速度	70~250mm/s	100~300mm/s
水冷模具:		
寿命	20万次	20万次
材料导热率	好	好
热稳定性	好	好
模具型面冷却速度	$\geq 100^{\circ}\text{C/s}$	$\geq 100^{\circ}\text{C/s}$

铝合金顶盖充液成形工艺研究

王平、崔礼春、马国礼、余威

(安徽江淮汽车集团股份有限公司 技术中心 安徽 合肥 230001)

摘要: 本文通过铝合金汽车顶盖充液成形过程的试验研究,分析了充液成形过程中关键工艺参数对顶盖成形性的影响,模拟成形过程中缺陷的发生位置,并对模拟结果进行了验证分析。

关键词: 充液成形; 铝合金; 工艺参数; 模拟

前言

随着社会的不断发展和科技的持续进步,人们越来越重视资源的有限性和日益扩大的环境污染给人类的健康带来的严重危害,可持续发展战略和科学发展观日益成为人们普遍关注的焦点^[1]。充液成形是一种先进的柔性成形技术^[2-3],与传统工艺方法相比具有诸多优点,它既节约了能源,降低了成本,又适应了当今产品的小批量、多品种的柔性发展方向。

1 充液成形原理

充液成形技术主要分为主动式和被动式两种,其原理如图所示,被动式充液成形:流体作为辅助手段,先在凹模内充满液体,放上拉深坯料,施加一定的压边力,凸模下行进行拉深,同时启动液压系统使液体保持一定的压力,直到拉深结束,然后抬起凸模、压边圈,取出成形零件;主动式充液成形:流体作为主动加压方式,夹持装置与板材之间一般有密封装置,以

防止液体的外泄。板材充液拉深成形技术由于流体压力介质辅助成形,可增加变形坯料与拉深凸模之间的有益摩擦,克服拉深凸模圆角部位坯料的破裂,提高零件的成形性及成形极限,具有节省工序、简化模具结构、降低成本、提高尺寸精度等优点。

相对于主动式充液成形技术,被动式充液成形技术发展和应用更为迅速,也是本文采用的主要形式^[4-5]。

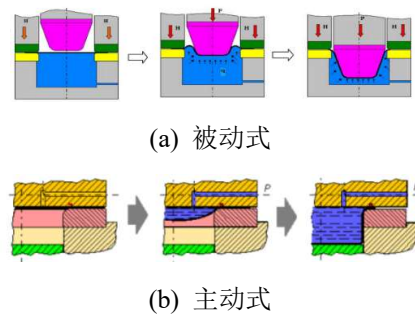


图1 板材充液成形原理

2 充液成形工艺方案设计

顶盖充液成形有两种方式可选。若在装配完成状态下观察顶盖,发现顶盖形状

与草帽类似，均由顶部和边缘组成，且除直壁段外，其余部分均为上凸形状，故取某一截面进行说明，如图 2 所示。

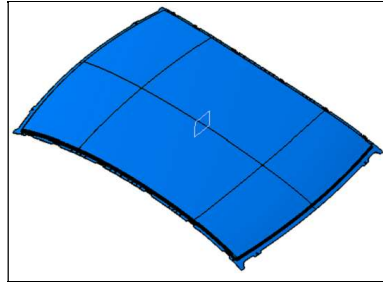


图 2 选取截面示意图

充液成形模具型面（即板料成形时形状）可分为两种情况，其一顶盖方位与装车方位相同，即顶盖顶部在顶盖边缘的上方，记为 A 型模面，如图 3 所示；其二则相反，顶盖顶部位于顶盖边缘下方，记为 V 型模面，如图 4 所示。

上述所有示意图，冲压方向均向下；

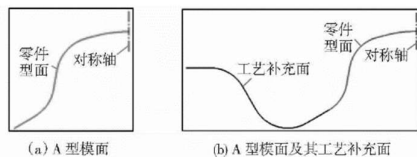


图 3 A 型模面

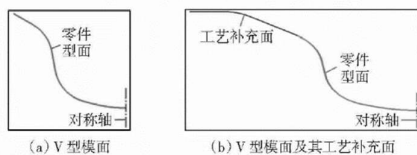


图 4 V 型模面

对于 A 型模面，在冲压过程中，板料首先贴紧顶盖顶部，在贴紧后，由于摩擦力的作用，顶盖顶部在后续工艺过程中变形量很小，因此不利于顶盖顶部获得足够的变形。另一方面，顶盖底部圆角处，经历较大拉延变形（拉延深度较大），容易产生破裂。

相反，V 型模面则可较好避免上述两个问题，其顶盖顶部拉延深度最大，有利于顶部变形，而圆角处拉延深度较小，利于圆角处的成型。

综上所述，应选用 V 型模面。

3 充液成形关键工艺参数模拟

3.1 压力加载行程的确定

根据充液成形工艺的特性，当加压后板料收到液压作用，紧紧贴在凸模上，此时由于摩擦力的作用，板料变形难度增大。而基于顶盖的成形特性（顶部需到达一定的变形量，且四个角处不能出现破裂），液压加载时间越晚越有利于顶部变形量的增大，但圆角及四边中间部分（破裂危险处）越容易出现破裂。因此需要确定压力加载时间，在凸模距最终位置为 10mm, 30mm, 50mm, 70mm 时开始加压，最大液体压力为 0.2MPa，压边力为 $1.45 \times 10^6 \text{N}$ 。分析结果如图 5 所示。随着剩余行程的增加（即加压时间提前），顶部减薄率逐渐减小，且最大减薄率先减小、后增大。为满足顶盖刚度要求，顶部变形量越大越好，而为避免破裂的出现，最大减薄率越小越好，因此加压时间越晚越好，这也与上述分析一致。根据上述分析，确定凸模行程剩余 10mm 时加液体压力较好。

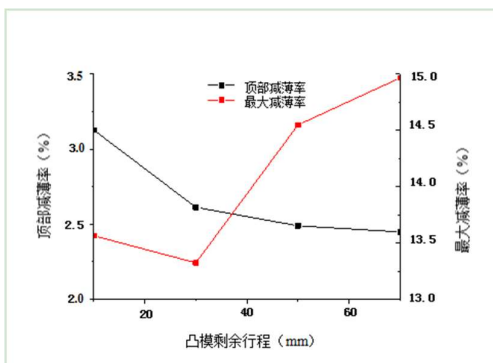


图5 压力加载行程对减薄率的影响

3.2 最大液室压力的确定

为确定最大加载压力对成形结果的影响，使用压边力为 $1.45 \times 10^6 \text{N}$ ，凸模行程最后 10mm 时加载液体压力，取最大液体压力分别为 0.2MPa、0.7MPa、2MPa 和 5MPa。分析结果如图 6 所示。由图可知，当液体压力小于 1MPa 时，顶部减薄率随着最大液室压力的增大迅速减小，最大减薄率则迅速增大，因此增大液室压力不利于顶盖的成形。当液体压力大于 1MPa 时，顶部减薄率和最大减薄率变化不大。当液体压力为 0.7MPa 时，顶部减薄率为 2.836%，略小于 3%，最大减薄率为 15.084%，略大于 15%。因此液室压力应小于 0.5MPa。

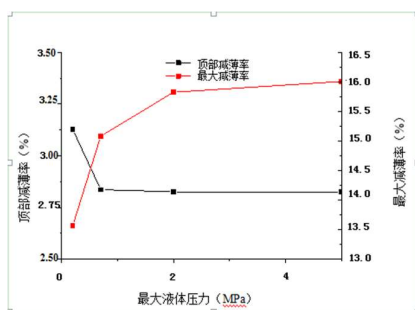


图6 最大液室压力对减薄率的影响

3.3 压边力的确定

为确定压边力对成形结果的影响，使用上述分析中较优的结果，即最大液室压力位 0.2MPa，凸模行程最后 10mm 开始加载液室压力。模拟结果如图 7 所示，可见随着压边力的增大，顶部减薄率和最大减薄率均相应增大，且顶部减薄率变化速度小于最大减薄率变化速度，由图可知，顶部减薄率增大 0.7%，而最大减薄率增大 5.14%。另外，压边力也不能过小，当压边力为 $1.00 \times 10^6 \text{N}$ 时，顶部减薄率仅为 2.59%。而压边力取 $1.45 \times 10^6 \text{N}$ 时，顶部减薄率和最大减薄率均能满足要求，故而采用该压边力。

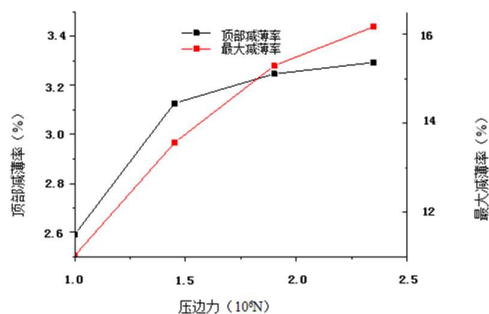


图7 压边力对减薄率的影响

4 充液成形模拟结果分析

减薄率分析如图 8 所示，可见顶部及顶角处减薄率均能满足要求，而侧壁处减薄率最大为 14.8%，即不超过 15%满足铝合金成形要求，且与顶角处减薄率接近，满足一致性要求。最大增厚出现在底角处，如图 9，其增厚量为 4.74%，此增厚量不会产生明显皱纹。

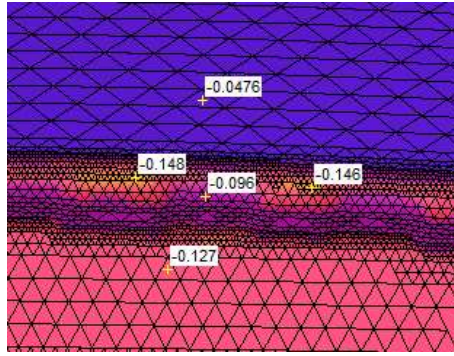


图 8 侧壁小圆角特征减薄率

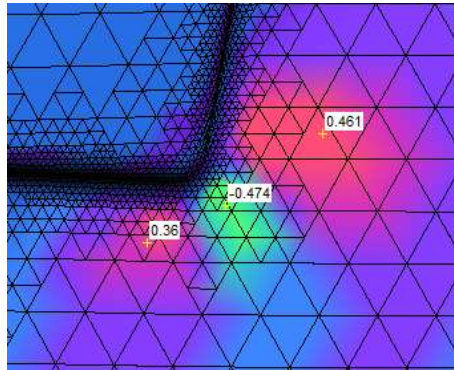


图 9 底角增厚情况

如图 10 成形极限图所示，顶部成形充分，且顶角处无破裂，但侧边有破裂危险（安全余量为 7%），根据经验，此处处于安全范围，但在后续修模过程仍应注意该区域。同时从成形极限图可以看出，底角处有轻微起皱趋势。

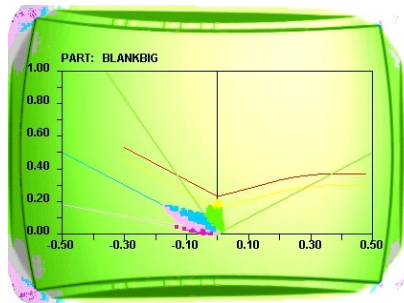


图 10 成形极限图

板料流料情况如图 11 所示，单位为 mm，由图可知，右侧板料流动量相对较少（比左侧少 3-4.5mm），尤其是左侧圆角处，板料流动较小，其对成形的影响是有利于圆角的成形，即减小圆角的破裂危险。



图 11 板料流动量

5 结论

综上所述，顶盖零件使用该工艺加工，其最大减薄率为 14.8%，最大增厚量为 4.74%，顶部变形量均大于 3%。该结果既能满足顶部变形量的要求，又没有破裂（最大减薄率为）和起皱等缺陷的产生。

参考文献：

- 1、郎利辉，许 诺，王永铭，袁 超，徐应强，

杨志恒.薄壁深腔件部分阴模充液成形技术研究[J].材料科学与工艺, 2013, 21 (6): 1-6.

2、郎利辉,王永铭. 复杂薄壁微小截面环形件的充液成形技术研究[J]. 锻压技术, 2011, 36(2): 34—38.

3、杨踊,孙淑铎,刘慧茹. 航空发动机复杂型面罩子钎充液成形技术[J]. 航空制造技术, 2010, 1(1): 91—99.

4、张帆,郎利辉,程鹏志,王韬,武海. 异形截面构件多工序充液成形工艺及过程优化[J].锻压技术, 2014, 39 (3): 42-46.

5、郎利辉,许诺,王永铭,袁超,徐应强,杨志恒,邵天巍,段新民.深腔类盒形件充液成形技术研究[J].锻压技术, 2013, 38 (2): 21-26.

不同硬化模型对铝合金板冲压成形 模拟结果的影响^{*}

金飞翔¹ 钟志平¹ 李凤娇² 孟 辉³

(1. 机械科学研究总院 北京 100044;

2. 北京机电研究所 北京 100083;

3. 长城汽车股份有限公司哈佛技术中心 保定 071000)

摘要: 研究不同塑性变形硬化模型对汽车 5182-O 铝合金板材冲压成形模拟结果的影响。采用材料单向拉伸试验得到应力应变关系曲线, 基于 Hollomon、Krupskowsky 与 Power 方程对曲线进行拟合, 建立材料室温下塑性变形硬化模型, 对厚度为 1.5 mm 和 0.85 mm 的 5182 板材进行冲压试验和有限元模拟分析, 对比分析冲压试验与模拟结果。试验与模拟结果显示, 当板料厚度为 1.5 mm 时, 板料冲压试验的成形力最大为 42.95 kN, 板料拉深深度为 30.58 mm, 基于 Power 方程计算得到的最大成形力为 41.5kN 与试验结果比较接近, Hollomon 方程计算得到的拉深深度为 30.546 mm, 板材成形厚度分布与试验结果比较接近; 当板料厚度为 0.85 mm 时, 板料冲压试验的成形力最大为 34.47kN, 板料拉深深度为 33.792 mm, 基于 Power 方程计算得到的最大成形力为 34.27 kN 与试验结果比较接近, Hollomon 方程计算得到的拉深深度为 33.636 mm, 板材成形厚度分布与试验结果比较接近。基于三种硬化模型铝合金冲压成形过程的计算模拟分析结果, 并通过与试验对比得到不同硬化模型对铝合金板材冲压成形计算模拟的影响, 进一步为汽车铝合金覆盖件在成形工艺的研究分析提供理论指导。

关键词: 铝合金; 硬化模型; 冲压成形; 有限元模拟

中图分类号: TG386

Influence of Different Hardening Model for the Simulating Results of the Aluminum Alloy Sheet Stamping

JIN Feixiang¹ ZHONG Zhiping¹ LI Fengjiao² MENG Hui³

(1. China Academy of Machinery Science and Technology, Beijing 100044;

2. Beijing Research Institute of Mechanical and Electrical Technology, Beijing 100083;

3. Technology center of Harvard, Great Wall Motor Company Limited, Baoding 071000)

Abstract: Influence of the different plastic deformation hardening model of 5182-O aluminum alloy sheet stamping effected on simulation results is investigated. The curve of stress-strain relationship is got by the uniaxial tensile test. Based on Hollomon, Krupskowsky and Power equation the plastic deformation hardening model materials is obtained with curve fitting at room temperature. The stamping experiments and finite element simulation analysis of thickness for 1.5 mm and 0.85 mm of 5182 sheet are processed. The contrastive analysis of stamping experiment and simulation results are made. The experimental and numerical results show that forming force for 42.95 kN and maximum drawing depth for 30.58 mm with the sheet thickness for 1.5 mm, the maximum forming force for 41.5 kN based on Power equation are closed to the experiment result, the drawing depth for 30.546 mm and thickness distribution based on Hollomon equation is closed to the experiment result. The experimental and numerical results show that forming force for 34.47 kN and maximum drawing depth for 33.792 mm with the sheet thickness for 0.85 mm, the maximum forming force for 34.27 kN based on Power equation are closed to the experiment result, the drawing depth for 33.636 mm and thickness distribution based on Hollomon equation is closed to the experiment result. Simulation results of aluminum alloy stamping is processed with three kinds of hardening model. Influence of the different hardening model effected on simulation results is obtained by comparing with the sheet stamping experiment of aluminum alloy. Furthermore, the theoretical guidance is provided

^{*} 国家科技重大专项(2014ZX04002-071)和国家国际科技合作专项(2015DFA51740)资助项目。20161101 收到初稿, 20170417 收到修改稿

for research and analysis of the forming process for the automotive aluminum alloy parts.

Key words: aluminum alloy; hardening model; stamping; finite element simulation

0 前言

减轻汽车重量以降低能耗,提高燃料的经济性,减少污染成为全球各大汽车厂商的重要发展方向^[1-2]。在汽车材料中,铝合金以其密度低、抗冲击性好、耐蚀性高、散热快、比强度和比刚度较高等特点而受到广泛的应用和关注^[3-4]。随着汽车铝合金零部件的应用越来越多,铝合金零部件的成形工艺与模具的开发直接关系到汽车企业的利益。随着计算机发展,有限元分析在板材成形分析得到了广泛的应用,为减少铝合金零部件的开发周期提供较为有效手段,但是如何提高有限元模拟结果的精度对于铝合金零部件的生产开发至关重要。

针对铝合金薄板冲压变形,国内外学者进行了理论和试验研究。铝合金板在冲压成形过程中,材料处于复杂应力状态下,根据不同应变路径进行试验,可确定从弹性变形阶段进入塑性变形阶段的界限。在应力空间中,空间内任一应力点 σ_{ij} 位于屈服面内时,材料处于弹性状态;当应力点 σ_{ij} 位于屈服面上时,材料发生屈服^[5]。因此准确建立材料应力应变本构关系对提高板材冲压成形的缺陷预测和数值模拟的精度具有重要的影响。KHELIFA等^[6]将各向异性弹塑性屈服准则、混合强化法则和宏观损伤力学相结合,利用有限元软件预测薄板深拉深工艺中宏观裂纹的产生,研究表明模拟结果较接近试验结果。ABDULLAH等^[7]利用锥形模具进行拉深试验与有限元模拟研究,利用材料拉伸试验数据建立MISO硬化弹塑性材料模型进行有限元模拟分析,研究表明模拟结果与试验结果吻合较好。SHABADI等^[8]针对不同厚度的AA7072铝合金的拉伸和成形性能研究,研究结果表明1 mm厚的材料表现出较好的力学性能和成形性。BANABIC等^[9]针对5182铝合金的各向异性,提出了一种与8个材料参数相关的新本构模型,并应用于材料的成形极限预测,结果与试验结果较好地吻合。JU等^[10]利用Hollomom方程拟合曲线和VPB流变曲线,通过盒形件试验与模拟研究冲压工艺参数对5182铝合金板材的成形性能的影响,研究发现如图1所示^[10],VPB流变曲线和Hollomom方程拟合曲线在有限元预测中的差异,确定了使用VPB流变曲线能够更准确地预测复杂零件的成形。

综上,虽然国内外学者针对铝合金板材的成形

性能进行了有限元模拟分析和试验研究,并进行了模拟结果与试验结果的对比分析,但大部分研究工作仅限于基于材料某种本构关系模型进行有限元分析,并与试验结果进行对比,并没有进行材料的不同本构模型对模拟结果精度影响的研究分析。

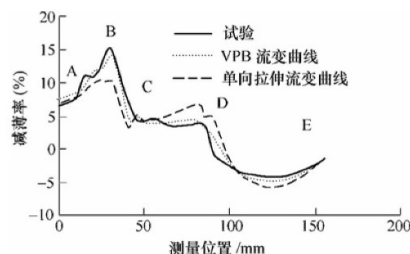


图1 拉深件减薄率分布试验与计算结果

因此,本文针对两种厚度的汽车用5182-O铝合金板材进行冲压成形数值模拟与试验研究,分析不同塑性硬化模型的模拟结果。通过数值模拟与试验结果对比,研究得到不同硬化模型对铝合金板材冲压模拟结果影响规律,为汽车铝合金零部件的成形工艺开发提供参考依据。

1 试验

1.1 试验材料

试验材料采用厚度为1.5 mm和0.85 mm的5182铝合金板,化学成分如表1所示。材料的力学性能参数由单向拉伸试验获得,拉伸试验参考GB/T 228.1-2010《金属材料拉伸试验:室温试验方法》,拉伸试验试样尺寸如图2所示^[11],图中, $a_0=0.85$ mm、1.50 mm。

表1 化学成分

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
0.06	0.17	0.04	0.23	4.68	0.03	0.03	0.007	其他

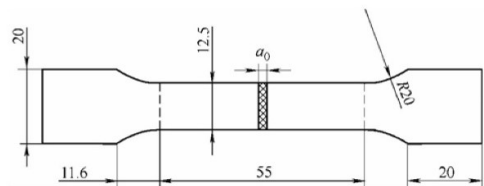


图2 拉伸试验试样(mm)

1.2 力学性能试验

针对两种厚度的5182铝合金板材,在室温下,

进行应变速率为 10^{-3} s^{-1} 的材料单向拉伸试验,得到材料的真实应力-应变曲线如图 3 所示,通过应力应变曲线得到材料力学性能参数如表 2 所示。

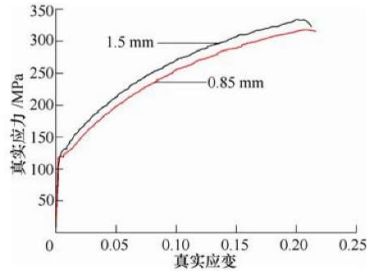


图 3 真实应力-应变曲线

表 2 力学性能参数

厚度/ mm	抗拉强度/ MPa	屈服强度/ MPa	伸长率 (%)	各向异性指数		
				横向	45°方向	纵向
0.85	260	119	23.7	0.86	0.78	0.75
1.50	275	130	23.3	0.85	0.75	0.8

由图 3 可知,材料应力应变关系曲线存在着明显弹性变形、材料屈服和塑性变形过程;同时不同厚度板材弹性变形阶段曲线变化很接近,随着厚度增加屈服强度在增加,材料塑性变形阶段,材料的塑性流动应力也在增加。因此 1.50 mm 厚的板材比 0.85 mm 的板材在塑性变形过程中的成形载荷要大。

1.3 拉深试验

试验设备采用的是德国 Zwick BUP600,试验模具参数如表 3 所示,试验装置如图 4 所示^[12]。在试验过程中,将板料涂抹好润滑剂后放置于压边圈之上,压边圈带动板料向上运动与凹模压紧,然后

表 3 试验模具参数

板料厚度/ mm	凸模直径 d_p /mm	凸模圆角半径 r_p /mm	凹模内径 D_d /mm	凹模圆角半径 r_d /mm
0.85	50 $_{-0.05}^{+0.05}$	5.0 ± 0.1	52.56 $^{+0.05}_{-0.05}$	9.1 ± 0.1
1.50			55.20 $^{+0.05}_{-0.05}$	18.6 ± 0.15

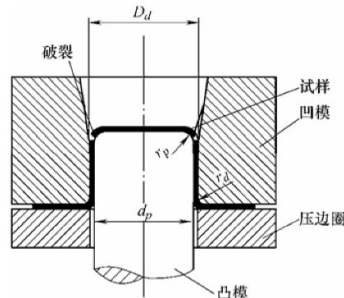


图 4 试验装置示意图

凸模向上运动,凸模速度为 0.5 mm/s,压边力为 13 kN,凸模速度和压边力保持不变。试验试样采用的是圆形板料,如图 5 所示,图中, $a=0.85 \text{ mm}$ 、1.50 mm。

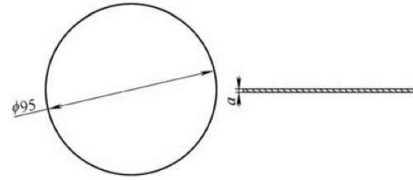


图 5 试验试样(mm)

2 材料本构

2.1 屈服准则

板料冲压成形过程常用材料屈服准则有 Vos Mises、Hill48、Barlat89。综合考虑铝合金在变形过程中的材料特性,采用 Dynaform 模拟软件中基于 Barlat-Lian 提出的屈服准则,该屈服准则适用于平面应力状态下各向异性材料的成形模拟,考虑了各向异性对材料屈服面的影响^[13]。其屈服准则表达式为

$$f = A|K_1 + K_2|^M + A|K_1 - K_2|^M + B|2K_2|^M - 2s^M \quad (1)$$

$$K_1 = (s_x + hs_y)/2 \quad K_2 = \sqrt{(s_x - hs_y)^2/4 + p^2 t_{xy}^2} \quad (2)$$

$$h = \sqrt{r_0(1+r_{90})/(1+r_0)r_{90}} \quad (3)$$

$$A = 2 - B \quad B = 2\sqrt{r_0 r_{90}/[(1+r_0)(1+r_{90})]} \quad (4)$$

$$p = 2M\sigma_y^M / \left[\left(\partial f / \partial \sigma_x + \partial f / \partial \sigma_y \right) \sigma_{45} \right] - 1 - r_{45} \quad (5)$$

式中, $\bar{\sigma}$ 为材料的屈服应力; σ_{45} 为单向拉伸时与轧制方向 45° 的屈服强度; M 为屈服准则指数; r_0 、 r_{45} 、 r_{90} 为板料轧制方向、45° 方向和垂直于轧制方向的方向各向异性指数; x 、 y 分别代表平行轧制方向、垂直轧制方向。对于铝合金体心立方材料 $M=6$, A 、 B 、 h 和 p 为各向异性的材料参数,由材料的各向异性指数 r_0 、 r_{45} 、 r_{90} 计算得到^[14]。针对薄板材料冲压成形理论计算,建立合理的材料塑性变形本构关系对提高计算的精度有重要的影响,室温下材料塑性变形应力应变关系主要由强度系数 k 和硬化指数 n 的影响,因此本文应用较为广泛的三种硬化模型。

Hollomon 方程为

$$\sigma_y = k \varepsilon^n \quad (6)$$

Krupskowsky 方程为

$$\sigma_y = k (\varepsilon_0 + \varepsilon)^n \quad (7)$$

Power 方程为

$$\sigma_y = \sigma_s + k \varepsilon^n \quad (8)$$

式中, σ_y 是材料真实应力, ε 是材料等效塑性应变, σ_s 是材料的屈服应力, ε_0 是材料屈服应变。

2.2 硬化模型的建立

在常温下, 针对板材塑性变形过程中加工硬化的影响, 建立合适硬化准则对提高板材冲压变形的模拟精度提供重要的基础数据^[15]。采用上述理论分析中的 Hollomom(H)方程、Krupskowsky(K)方程和 Power(P)方程分别建立塑性变形过程中应力 σ 与应变 ε 本构关系, 然后进行数值模拟分析对比。通过图 3 材料的真实应力-应变曲线中塑性变形阶段的数据点, 利用非线性曲线拟合方法求解硬化模型参数。根据式(6)~(8)进行曲线拟合分别得到 1.5 mm 与 0.85 mm 板料的各硬化曲线如图 6 所示, 硬化模型拟合参数如表 4 所示。

如图 6 所示, 0.85 mm 与 1.5 mm 厚的材料通过线性回归得到各硬化曲线与试验曲线, 通过比较发现 1.5 mm 板厚的 Hollomom 方程和 0.85 mm 的 Hollomom 方程与试验结果误差较小, Power 方程误

差较大。Power 方程在材料初始塑性变形阶段和变形结束阶段的应力偏大, 在中间塑性变形阶段应力比试验结果偏小。

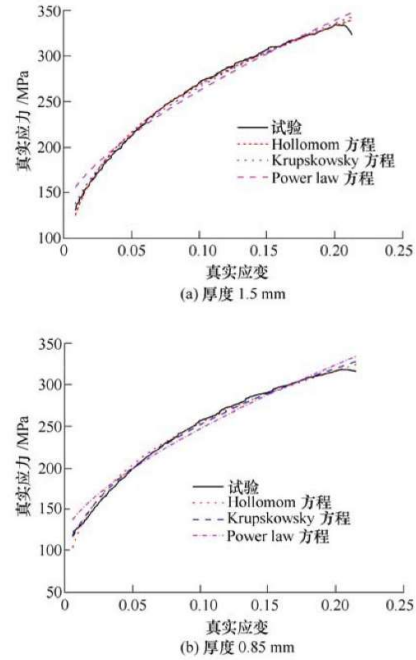


图 6 不同厚度硬化模型拟合曲线

表 4 各硬化模型的参数

试样厚度/mm	方程	硬化系数 k /MPa	硬化指数 n	屈服应变 ε_0	屈服应力 σ_s /MPa	R^2
1.5	Hollomom	548.92	0.31	—	—	0.997 5
	Krupskowsky	586.18	0.356	0.008 552	—	0.995 9
	Power	606.76	0.662	—	130	0.979 0
0.85	Hollomom	527.76	0.32	—	—	0.997 1
	Krupskowsky	563.76	0.362	0.006 735	—	0.996 9
	Power	608.31	0.68	—	119	0.980 0

3 有限元模拟分析

板材冲压是弹塑性非线性变形过程, 并且边界条件接触摩擦不稳定, 因此合理有限元模型和边界条件对模拟精度至关重要。

3.1 有限元分析模型

结合试验模具参数利用 DYNAFORM 软件建立有限元模型, 如图 7 所示。针对三种不同应力应变硬化模型的 5182 铝合金板材拉深变形进行有限元

模拟分析。数值模拟参数如表 5 所示。

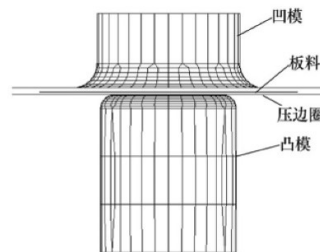


图 7 冲压成形有限元模型

表 5 数值模拟参数

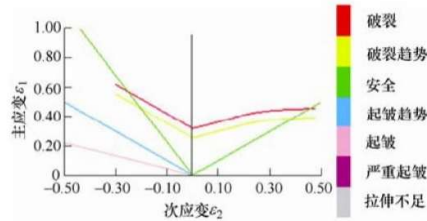
参数	数值
密度/(kg/mm ³)	2.7
弹性模量/GPa	69
泊松比	0.33
凸模(虚拟)速度/(mm/s)	500
压边力/(N/mm ²)	3.2
屈服指数 M	8
凸模与板料摩擦因数	0.15
凹模与板料摩擦因数	0.15
压边圈与板料摩擦因数	0.15

3.2 单元模型

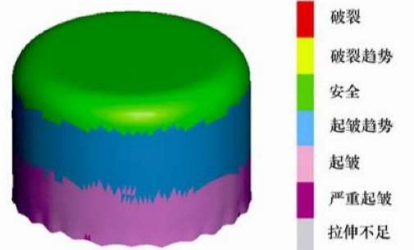
数值模拟模型采用的单元类型为四边形和三角形 BT(BELYTSCHKO-TSAY)壳单元,针对板料在成形过程中会产生复杂的变形,因此采用混合单元模型可以更好处理板料的复杂变形,从而促进计算收敛^[16-17]。在成形过程中,模具表面与板料之间的单元接触使用惩罚函数,采用 Fusion/Fission 自适应算法在模拟过程中调整每一个时间步长中的板坯网格密度,提高计算结果的精度。相比隐式算法,采用非线性动力显式算法进行板料成形的计算求解,减少计算不收敛问题,提高计算效率^[18-19]。

3.3 模拟结果

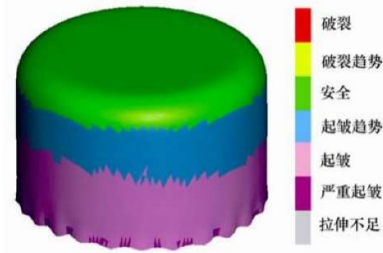
针对不同硬化模型,得到 $\phi 95$ mm 的 1.5 mm 和 0.85 mm 的铝合金板冲压成形模拟结果,如图 8 所示是 1.5 mm 和 0.85 mm 铝合金板冲压成形极限分布结果,直壁部分有起皱趋势和起皱的缺陷,端部附近还有明显的严重起皱,主要是因为成形后直壁



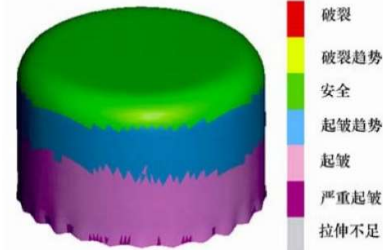
(a) 1.5 mm 厚的成形极限图



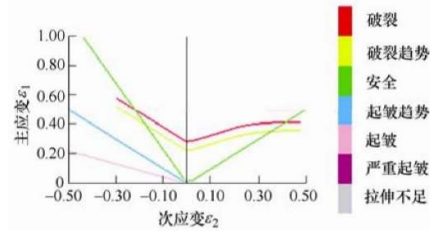
(b) 1.5 mm 厚 Hollomon 方程



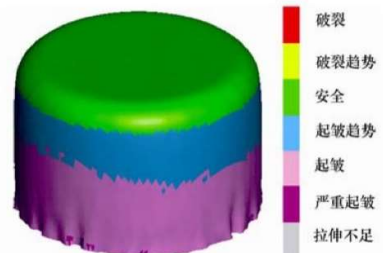
(c) 1.5 mm 厚 Krupskowsky 方程



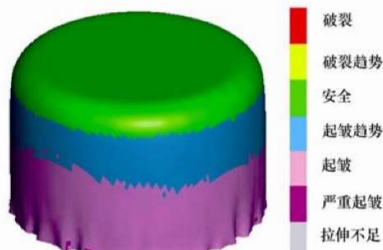
(d) 1.5 mm 厚 Power 方程



(e) 0.85 mm 厚的成形极限图



(f) 0.85 mm 厚 Hollomon 方程



(g) 0.85 mm 厚 Krupskowsky 方程

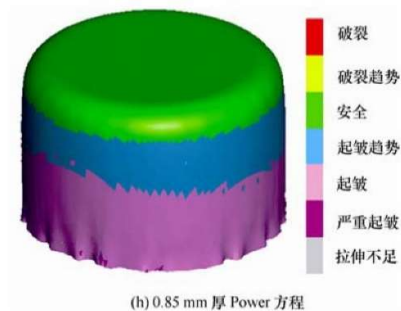


图8 $\phi 95$ mm 铝合金板材冲压模拟成形极限结果

的板料增厚,在端部局部区域板料不断积聚,板料流动受阻。如图9所示铝合金板材冲压成形模拟平均应力分布结果,结果表明,三种硬化模型计算的成形极限分布结果比较相似,但是同一厚度的板料不同塑性变形硬化模型得到的等效应力分布不同,Power 方程得到的结果较大。

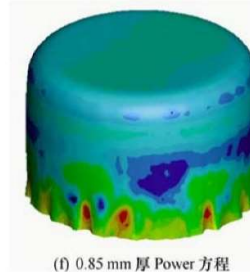
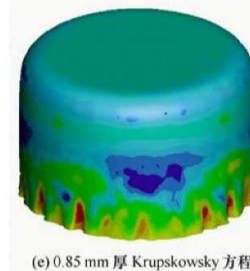
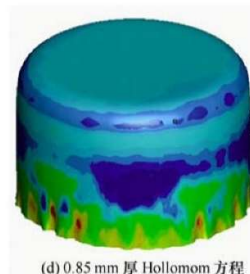
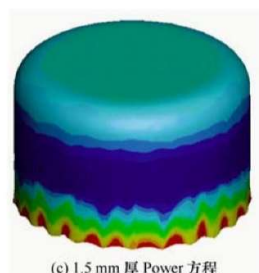
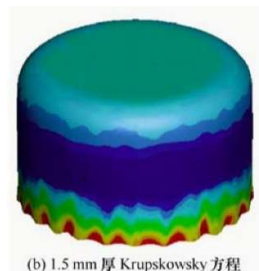
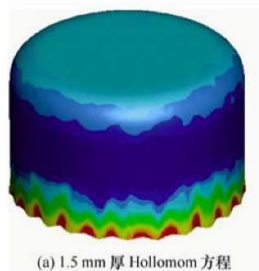


图9 $\phi 95$ mm 铝合金板材冲压模拟平均应力分布结果

4 试验与数值模拟结果对比

4.1 试验与模拟结果的测量方法

$\phi 95$ mm 的 1.5 mm 和 0.85 mm 的铝合金板成形结果如图 10 所示,板料冲压模拟和试验深度测量方法如图 11 所示,由于板料冲压变形后端面不平整,因此在测量时取 5 点进行测量得到平均值以减少误





图 10 铝合金板成形试验结果

差, 试验结果测量值减去板料厚度得到板料深度值, 模拟结果测量是通过测量板料变形后板料变形后底面节点的位移减去变形后板料端部的节点位移得到板料拉深值如表 6 所示, 然后取平均值。厚度测量的截面路径如图 12 所示试验得到试件, 沿图中标记的两个垂直截面线切割后进行厚度测量。

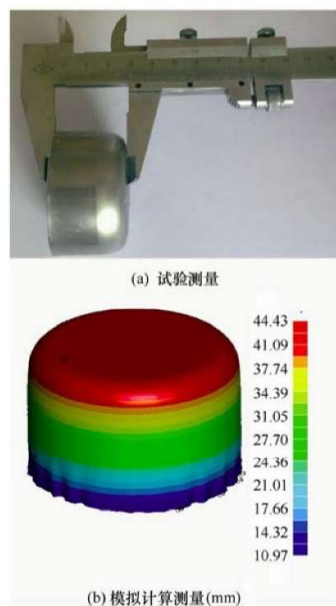


图 11 试验和计算结果的测量方法

表 6 数值模拟结果深度测量

节点号	位移/mm
2576	44.43
1767	11.30
9231	11.24
6018	11.23
1212	11.06
1218	10.97

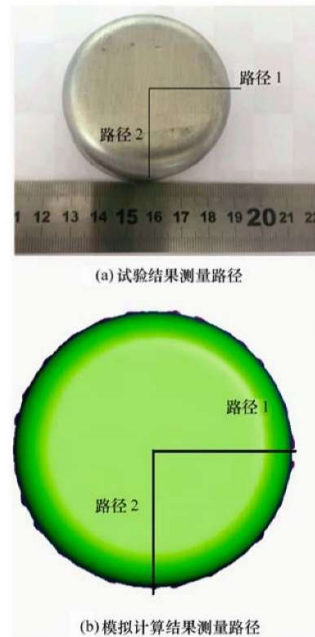
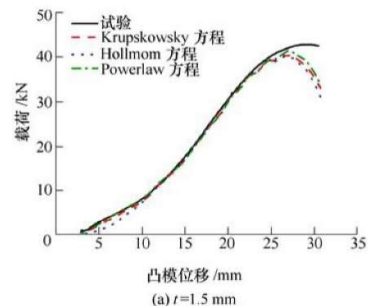


图 12 厚度测量的截面路径

4.2 试验与模拟结果分析

当板料厚度为 1.5 mm 时, 板料冲压成形力与凸模位移关系结果如图 13a 所示, 由图可知 1.5 mm 的板料冲压成形力最大为 42.95 kN, 基于 K 方程、H 方程和 P 方程计算结果为 40.76 kN、40.33 kN 和 41.5 kN。当板料厚度为 0.85 mm, 如图 13b 所示, 0.85mm 板料冲压成形力最大为 34.47 kN, 基于 K 方程、H 方程和 P 方程计算结果为 33.52 kN、33.14 kN 和 34.27 kN。由此可知, 三种方程计算分析最大成形力均比试验结果要小, 然而 P 方程最为接近, 同时由成形力随凸模位移变化曲线可知 H 方程与试验结果变化趋势最为接近。1.5 mm 厚度的板料拉深深度测量结果如表 6 所示, 0.85 mm 厚度的板料拉深深度测量结果如表 7 所示, 通过图 14 分析可知,



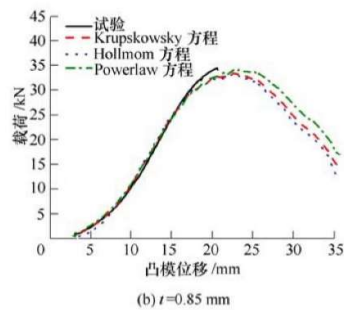
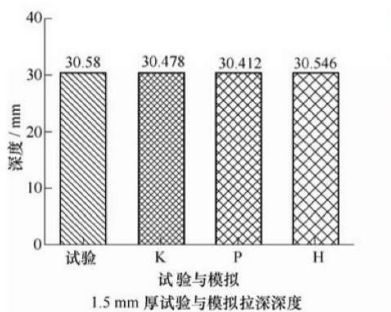


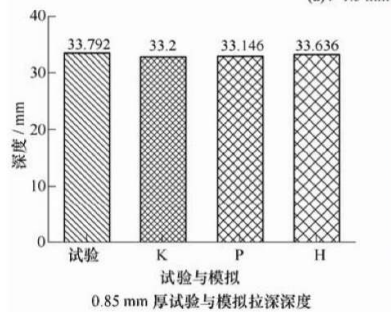
图 13 冲压成形载荷与凸模位移关系

表 6 1.5 mm 板料拉深深度试验与模拟测量结果

试件厚度/ mm	试验结果/ mm	模拟结果/mm		
		K	P	H
1.5	30.44	30.25	30.25	30.32
	30.62	30.28	30.29	30.48
	30.68	30.5	30.37	30.57
	30.64	30.55	30.55	30.59
	30.26	30.81	30.6	30.77
均值/mm	30.58	30.478	30.412	30.546



(a) $t=1.5$ mm



(b) $t=0.85$ mm

表 7 0.85 mm 板料拉深深度试验与模拟测量结果

试件厚度/ mm	试验结果/ mm	模拟结果/mm		
		K	P	H
0.85	34.85	32.88	32.92	33.55
	33.27	33.06	32.99	33.57
	33.18	33.19	33.12	33.6
	33.64	33.31	33.24	33.66
	34.02	33.56	33.46	33.8
均值/mm	33.792	33.2	33.146	33.636

1.5 mm 板料深度为 30.58，0.85 mm 厚度的板料深度为 33.792 mm，三种方程计算结果比试验结果要小，但是 H 方程计算结果最接近试验结果。1.5 mm 厚度的板料截面 1 厚度分布结果如图 15a 所示，由图可知截面 1 厚度分布与模拟计算结果有一定误差，相比较 P 方程厚度结果误差最小，同时试验的最大厚度要比计算结果大；截面 2 厚度分布结果如图 15b 所示，分布趋势与截面 1 相似，但 K 方程最大厚度与试验结果比较接近。0.85 mm 厚度的板料截面厚度分布如图 16 所示，三种方程计算的结果与 1.5 mm 厚度的板截面 2 厚度分布结果趋势一样。



试验结果



试验结果

图 14 板料拉深深度试验与模拟结果

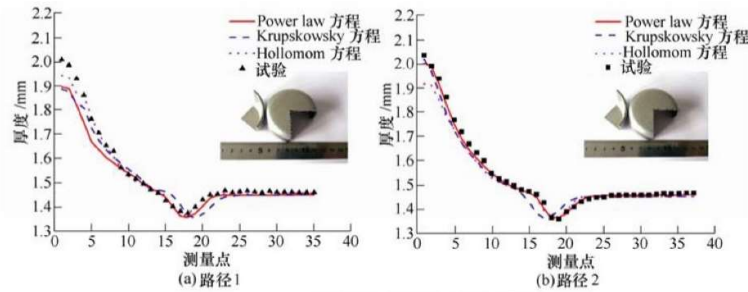


图 15 1.5 mm 板料两个路径的截面厚度分布

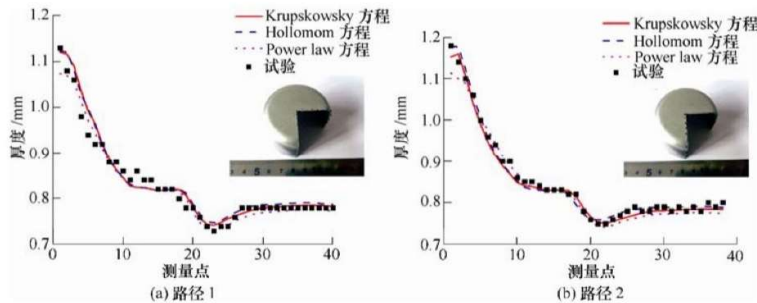


图 16 0.85 mm 板料两个路径的截面厚度分布

通过试验与计算模拟结果对比分析可知,基于三种塑性变形硬化模型计算结果与试验结果整体变化趋势相近,P 方程计算成形载荷与试验结果较为接近,H 方程计算板料深度和厚度分布结果与试验结果较为接近,综合成形结果对比分析,虽然三种硬化模型计算得到成形载荷和深度和试验结果有误差,但是相对比较小,而板料厚度分布结果明显有很大误差,因此对于铝合金板材成形选择 Hollomom 硬化方程更合适,为未来铝合金覆盖件的成形分析提供了指导。试验结果与模拟结果有一定的误差原因,可能是由于计算模拟过程中采用的是虚拟模拟速度,同时成形过程模拟采用的摩擦因数是恒定的,然而在试验过程中随着材料的变形摩擦条件可能在变,最终影响模拟结果与试验结果的误差。

5 结论

(1) 通过单向拉伸试验建立 1.5 mm 和 0.85 mm 厚的铝合金板材在塑性变形过程中的 Hollomom(H) 方程、Krupskowsky(K) 方程和 Power(P) 方程,进而为铝合金冲压成形计算模拟分析提供理论数据。

(2) 为了减少与试验误差,建立合理的铝合金板材冲压成形有限元模型,针对 1.5 mm 和 0.85 mm 厚度板材进行计算模拟分析,得到基于三种硬化模型计算结果。

(3) 通过试验与计算结果的成形力、冲压深度、成形件厚度分布对比分析,得到三种硬化模型对铝合金板材的冲压成形计算结果精度的影响,从而得到材料变形过程中 Hollomom 方程计算板料深度和厚度分布结果与试验结果较为接近,Power 方程计算的成形载荷与试验值较为接近,综合分析铝合金板材成形优先选择 Hollomom 方程。

参 考 文 献

- [1] MILLER W S, ZHUANG L, BOTTEMA J. Recent development in aluminum alloys for the automotive industry[J]. Materials Science and Engineering A, 2000, 280(1): 37-49.
- [2] 李永兵, 马运五, 楼铭, 等. 轻量化多材料汽车车身连接技术进展[J]. 机械工程学报, 2016, 52(24): 1-23.
LI Yongbing, MA Yunwu, LOU Ming, et al. Advances in welding and joining processes of multi-material lightweight car body[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(24): 1-23.
- [3] DONG G J, ZHAO C C, PENG Y X, et al. Hot granules medium pressure forming process of AA7075 conical parts[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(3): 580-591.
- [4] 李落星, 周佳, 张辉. 车身用铝、镁合金先进挤压成形技术及应用[J]. 机械工程学报, 2012, 48(18): 35-43.

- LI Luoxing, ZHOU Jia, ZHANG Hui. Advanced extrusion technology and application of aluminium, magnesium alloy for vehicle body [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(18): 35-43.
- [5] VOLK W, HOFFMANN H, SUH J, et al. Failure prediction for nonlinear strain paths in sheet metal forming[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2012, 61(1): 259-262.
- [6] KHELIFA M, OUDJENE M, KHENNANE A. Fracture in sheet metal forming: Effect of ductile damage evolution [J]. Computers&Structures, 2007, 85(3-4): 205-212.
- [7] ABDULLAH A, DHAI B, EMAD M, et al. Finite element modeling and experimental results of brass elliptic cups using a new deep drawing process through conical dies[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2014, 214(4): 828-838.
- [8] SHABADI R, SUWAS S, KUMAR S, et al. Texture and formability studies on AA7020 Al alloy sheets [J]. Materials Science & Engineering A, 2012, 558(15): 439-445.
- [9] BANABIC D, SIEGERT K. Anisotropy and formability of AA5182-O aluminum alloy sheets [J]. CIRP Annals-Manuf. Technol, 2004, 53(1): 219-222.
- [10] JU L, MAO T, MALPICA J, et al. Evaluation of lubricants for stamping of Al5182-O aluminum sheet using cup drawing test[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering-Transactions of the ASME, 2015, 137(5): 051010-051010-8.
- [11] 中国国家标准委员会, GBT 228.1, 金属材料-拉伸试验-第1部分: 室温试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
China National Standardization Committee, Metallic materials-Tensile testing- Part1: Method of test at room temperature[S]. Beijing, Standards Press of China, 2011.
- [12] 中国国家标准委员会, GBT 15825.3, 金属薄板成形性能与试验方法: 拉深与拉深载荷试验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
China National Standardization Committee, GBT 228.1, Sheet metal formability and test methods—part 3: Drawing and drawing load test[S]. Beijing: Standards Press of China, 2008.
- [13] BARLAT, LIAN J. Plastic behavior and stretchability of sheet metals, Part I: A yield function for orthotropic sheets under plane stress conditions[J]. International Journal of Plasticity, 1989(5): 51-66.
- [14] JOHN O H. LS-DYNA theory manual[R]. California: Livemore Software Technology, 2006.
- [15] SAXENA R K, DIXIT P M. Numerical analysis of damage for prediction of fracture initiation in deep drawing[J]. Finite Elem. Anal. Des., 2011, 47(9): 1104-1117.
- [16] BELYTSCHKO T, WONG B L, CHIANG H Y. Improvements in low-order shell elements for explicit transient analysis[J]. Analytical and Computational Models of Shells. ASME, 1989(3): 383-398.
- [17] WANG Hu, YE Fan, CHEN Lei, et al. Sheet metal forming optimization by using surrogate modeling techniques[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30(1): 22-36.
- [18] BELYTSCHKO T, WONG B L, PLASKACZ E J. Fission-fusion adaptivity in finite elements for nonlinear dynamics of shells [J]. Computers and Structures, 1989(33): 1307-1323.
- [19] 李淑慧, 沈洪庆, 倪啸枫, 等. 车身覆盖件冲压成形面畸变缺陷形成机理研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(6): 153-159.
LI Shuhui, SHEN Hongqing, NI Xiaofeng, et al. Mechanism of surface low during the stamping process of automobile exterior panels [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6): 153-159.

作者简介: 金飞翔, 男, 1988 年出生, 博士研究生。主要研究方向为汽车轻量化材料及先进成形技术。

E-mail: brimetamtejfx@163.com

钟志平(通信作者), 男, 1969 年出生, 博士, 研究员, 博士研究生导师。主要研究方向为板材成形、精密塑性成形、微观组织性能预测与控制等。

E-mail: zhongzhp@jds.ac.cn

板管复合充液成形工艺规划设计

王平，崔礼春，马国礼，余威，李晶晶

(安徽江淮汽车集团股份有限公司 技术中心，安徽 合肥 230001)

摘要：详细论述了充液成形车间工艺规划的主要设计内容，包括：输入条件、设计原则、工艺流程等；介绍了现代充液成形车间的主要设备组成及各自的功用，并详细介绍了充液成形设备的系统组成及各自的功用。先进合理的充液成形生产线工艺规划设计，应该充分体现出自动化水平的提高，生产节拍的提升，冲压件品质的提高及冲压件成本的降低等。

关键词：工艺规划；充液成形；设备选型；平面布局

随着社会的不断发展和科技的持续进步，人们越来越重视资源的有限性和日益扩大的环境污染给人类的健康带来的严重危害，可持续发展战略和科学发展观日益成为人们普遍关注的焦点。轻量化技术是解决这些问题的有效途径，轻量化就是通过使用轻质材料、优化结构设计来达到减重目的的一种先进制造技术^[1]。轻量化有两个主要途径：一是材料途径，就是采用铝合金、镁合金、钛合金和复合材料等轻质材料；二是结构途径，采用空心变截面、变厚度薄壁件等优化结构^[2-3]。

在国家 04 重大专项中，以江淮汽车为牵头单位，联合天津锻压、北京航空、西安嘉业、清华大学等几家单位；以某车型铝合金发盖和顶盖成形的迫切需求为切入点和目标，自主开发 5000 吨轿车车身铝合金覆盖件大吨位充液成形集成单元，掌握面向批量化生产的充液成形装备，充液-局部冲压成形模具设计和制造关键技术，以解决铝合金成形性差、表面易划伤、成品率低等难题，提高铝合金覆盖件整体结构刚度和尺寸精度，降低成本，填补国内铝合金汽车覆盖件充液成形技术及设备的空白，同时在 5000 吨设备铝合金板材充液成形的基础上拓展管梁件充液成形功能，增加 0--250MPa 超高压源，管梁件侧推系统及液压打孔系统等，具备板管复合充液成形功能。

1、工艺规划设计^[4]

1.1 设计输入

输入条件一般包括：生产纲领、生产车型、生产冲压件种类、数量及大小（设备选型依据）。

1.2 设计原则

1)、本车间为借用现有厂房，按投资最省、工艺内容简捷化的原则设计；

2)、根据工艺性分析，选择发盖内外板、顶盖及 432 扭力梁、拖曳臂管梁件进行工艺方案规划；

3)、产能规划按双班 10 万件，在产能未达纲时可安排更多自制件的生产。

1.3 工艺流程

板类件：备料—充液成形—激光切割—下线检测—（返修）—入库

管类件：备料--弯管--预成形--充液成形--激光切割--下线检测--（返修）—入库

1)、备料：

车间生产使用的原材料为定尺板料或管梁件，由材料厂直接配送。来料后存放于线首，可直接上线生产。

2)、产能核算

根据以上设计输入条件，产能核算如下：

生产纲领：60 分*16 小时*250 天

*0.75/1.5 分=120000 万次

(按冲压线
设备开动率 0.75 计算)

备注：鉴于充液设备生产节拍为 1 次/1.5 分钟；剩余产能可规划管梁件的生产。

3)、激光切割

充液成形后的板件及管梁件，激光切割机进行切边、切孔加工后下线。

4)、下线检测—(返修)—入库：

冲压件生产下线后经检测，对不合格品进行返修，后入库。

1.4 设备选型

1)、弯管机设备：

用于管梁件的送料、转管、弯管等工艺；

2)、预成形设备：

用于管梁件的预先成形，为后序的充

液成形提供需要的形状；

3)、充液成形设备：

用于铝合金板材及管梁件的充液成形，解决了铝合金板材成形困难及管梁件多层焊的问题，同时达到轻量化的目的；

4)、激光切割设备：

用于铝合金充液成形件及管梁充液成形件的切割加工，解决了充液成形件强度高，难于冲裁，修边的问题。

2、工艺物流图

本文以 JAC 国家 04 专项为例，通过板管复合充液成形平面布置图 1，展示了板管复合充液成形生产车间各功能区的主要规划范围：原材料存放区，成品件存放区，弯管区，预成形区，充液成形区及激光切割区等。

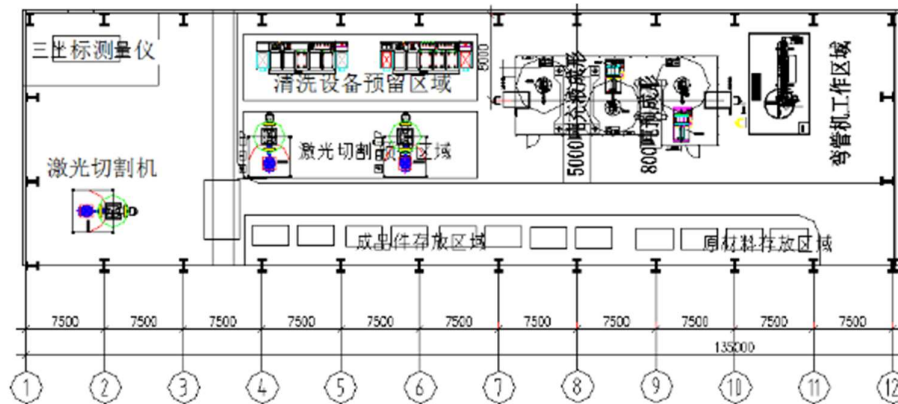


图 1 充液成形平面布局图

3、设备主要设计技术研究

所研制的充液成形设备集成单元主要由三大部分组成：5000 吨充液成形主机系统、机器人取放件系统和集成控制系统。

3.1 充液成形设备主机系统的研制技术方案

充液成形设备主机系统主要由主机、高压源系统、快速换模机构、集成控制系统等组成，

针对 5000KN 充液成形设备主机的结

构特点、工作原理，重点通过以下技术的研究来对充液成形设备主机的整体结构和性能进行总体优化设计，突破关键器件及构件设计制造关键问题，提高充液成形设备主机的整体性能；自主开发多种充液成形设备主机辅助装置，以满足充液成形工艺批量化生产需求^[5-6]。

3.2 大容积高压源结构研发的技术方案

大容积高压源系统主要由多级高压源自动转换装置、比例伺服控制系统、成形

流体介质多级过滤回收系统、大流量快速预充液系统、高压防护装置等组成，主要用来向充液成形模具或液室中加注流体介质并施加可控的液体压力^[7-8]。

多级高压源自动转换装置低压端工作介质为液压油，高压端工作介质为易清洁、防腐蚀的流体介质，一般有两个作用：一是产生目前高压元件不能够提供的高压，如超过 32MPa，二是隔离低压端的液压油和高压端的加压介质，高压端加压介质为乳化液，目前国内外相关的乳化液比例伺服元件需要特制并且性能不可靠，故采用高压源装置做为低压与高压进行能量阶梯传递的中间环节，其主要组成是通过两个串联的变截面液压缸组成，低压端加装大流量插装阀，高压端与液室相连，低压端压力通过比例流量插装阀控制来满足充液成形工艺对超高压、大流量压力调节的硬件要求。

3.3 液压系统仿真及研制的技术方案

在集成液压机液压系统与大容量高压源液压控制系统研发的基础上，通过对高压、大流量充液成形过程工况的分析，对整机液压系统、能量快速稳定释放及其散热系统进行优化设计，从而研制出一种适合对高压、大流量流体介质进行压力控制、满足汽车大型覆盖件成形及批量化生产的液压系统^[9]。

3.4 高压、大流量实时闭环控制系统及充液成形工艺知识库的技术方案

采用模块化设计技术对充液成形设备各单元动作进行分解，各元器件合理组合形成充液成形设备动作，融入高压、大容量充液成形工艺数据库存储技术以及基于模糊神经网络的控制技术等^[10]，建立大型充液成形设备主机防过冲破裂预警系统，开发液室内压力与冲压力和压边力耦合匹配控制算法，实现带内压力冲压速度恒定、提高高压源大滞后环节的快速控制，实现实时闭环控制及成形工艺参数实时显示及修改、存储技术、故障诊断技术的突

破，通过引入 profibus 现场总线技术，实现工厂综合自动化和现场设备智能化。

3.5 系统集成的技术方案

面向大批量生产的需要，对设备主机、零件定位和机器人自动上下料等装置需要进行集成，以满足批量化生产中节拍和稳定性生产的需求。通过引入 profibus 现场总线技术，有机组合各个动作环节的协调工作，研究各个环节之间的关系和动作时间的重叠，从而达到本课题研究的考核指标。

4、结论

到目前为止，3000 吨及以上吨位充液成形机设备其生产线的核心技术被外国掌控。欧美、日本等发达国家目前充液成形生产线大规模生产高品质车型的车身覆盖件。本课题研发的 5000 吨充液成形机同步拓展管梁件充液成形功能，可以满足以国家自主品牌汽车江淮汽车为代表的轿车用铝合金发罩、顶盖等覆盖件及扭力梁、拖曳臂充液成形需求，打破国外这类零部件成形技术封锁的局面，促进自主汽车工业的发展，为实现汽车的轻量化以及节能减排的目标做出贡献，填补国内铝合金汽车覆盖件及管梁件充液成形技术及设备的空白。

参考文献：

- 1、李涛，郎利辉，周贤宾. 先进板材液压成形技术及其进展[J]. 塑性工程学报，2006，13(3): 30—34.
- 2、郎利辉，许诺，王永铭，袁超，徐应强，杨志恒. 薄壁深腔件部分阴模充液成形技术研究[J]. 材料科学与工艺，2013，21(6): 1-6.
- 3、郎利辉，田鹏，程鹏志，孔德帅，罗璇，邹卫东. 汽车扭力梁充液成形技术研究[J]. 锻压技术 2014，39(4): 25-30.
- 4、王平，崔礼春，熊飞. 汽车冲压车间的

工艺规划设计[J].锻压技术, 2012, 37 (6):

135-137.

5、郎利辉, 王永铭. 复杂薄壁微小截面环形件的充液成形技术研究[J]. 锻压技术, 2011, 36(2): 34—38.

6、杨踊, 孙淑铎, 刘慧茹. 航空发动机复杂型面罩子钎充液成形技术[J]. 航空制造技术, 2010, 1(1): 91—99.

7、杨春雷, 郎利辉, 王秀凤, 王少华: 厚壁管坯零件快速充液成形过程的数值模拟[J]. 锻压技术; 2013, 38 (2): 61-64.

8、薛 勇 , 郎利辉 段江年.基于灰色系统理论的汽车横梁充液成形用坯料优化*[J].塑性工程学报, 2009, 16 (5): 59-64.

9、张 帆, 郎利辉, 程鹏志, 王 韬, 武 海. 异形截面构件多工序充液成形工艺及过程优化[J].锻压技术, 2014, 39 (3): 42-46.

10、郎利辉, 许 诺, 王永铭, 袁 超, 徐应强, 杨志恒, 邵天巍, 段新民.深腔类盒形件充液成形技术研究[J].锻压技术, 2013, 38 (2): 21-26.

基于响应面模型的白车身多目标轻量化设计

王震虎^{1,2} 刘开勇^{1,2} 方向东³ 李落星^{1,2}

(1.湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082;

2.湖南大学机械与运载工程学院, 长沙 410082;

3.重庆长安汽车欧尚研究院, 重庆 400023)

摘要:基于 MSC/NASTRAN 软件平台建立了某 MPV 车型白车身有限元模型,白车身弯扭刚度、一阶弯扭模态仿真与试验结果的误差分别为 6.9%、5.95%、1.32%和 4.41%。利用相对灵敏度分析方法选取了 19 个白车身零部件壁厚作为轻量化设计变量;然后,采用拉丁超立方试验方法和一阶响应面模型方法建立白车身重量、弯扭刚度、一阶弯扭模态的近似模型,模型的决定系数都大于 0.975。最后,以白车身重量最小和扭转刚度最大为优化目标函数,弯曲刚度和一阶弯扭模态为约束条件,采用非支配排序遗传算法对白车身进行多目标尺寸优化。优化结果表明,轻量化后的白车身基础性能变化均小于 1%,而且在不改变用材的前提下,实现白车身减重 6.4Kg。

关键字:白车身;轻量化;响应面模型;多目标;尺寸优化

中图分类号: TG156

0 前言

汽车工业的快速发展,给人们的生活带来方便的同时,也使得能源日益紧张,环境压力加剧。有关研究表明^[1-2],汽车油耗的 75%与整车重量有关,汽车重量每下降 10%,油耗下降 8%,相应的排放下降 4%。车身质量占整车质量的 30%左右,车身的轻量化对于整车的轻量化起着举足轻重的作用,正成为 21 世纪汽车技术开发的热点和前沿。白车身的刚性和模态是车身设计时需要考虑的最基本性能,它们与汽车的安全性、舒适性以及可靠性等关系密切。因此,在进行轻量化时,要重点关注轻量化对车身刚性和模态性能的影响。MPV 车型白车身通常采用承载式车身结构,如果改变白车身主断面结构、减薄各零部件的壁厚,在车身重量降低的同时,对车身的弯扭刚度

和动态性能等会产生一定的影响。

目前,实现车身轻量化的主要途径为采用高强度轻质新材料、减薄车身部件的壁厚和以车身质量最小为目标、车身刚度和模态性能为约束条件的单目标优化设计^[3-4]。然而,将白车身结构的刚性、模态和强度等性能指标只作为约束条件,待优化结果出来后再进行验算,这样得到的轻量化结果并非最优解。因此,同时考虑到车身减重与结构性能的多目标优化方法近年来越来越受到重视^[5-9]。

本文首先基于 MSC/NASTRAN 软件平台建立某 MPV 车型白车身有限元模型,并通过静刚度和自由模态试验验证有限元模型的准确性。利用相对灵敏度分析方法选取高灵敏度和负灵敏度的白车身零部件壁厚作为轻量化的设计变量;然后,采用拉丁超立方试验方法和一阶响应面模型方法建立白车身重量、弯扭刚度、一阶弯扭模态的近似模型。最后,以

白车身重量最小和扭转刚度最大为优化目标函数，弯曲刚度和一阶弯扭模态为约束条件，采用非支配排序遗传算法对白车身进行多目标尺寸优化。

1 白车身静刚度、模态仿真分析及试验验证

针对某 MPV 车型白车身采用薄板单元 QUAD4 和 TRIA3 进行网格划分，网格大小为 8mm。焊点采用 RBE2 和 ACM 单元模拟。模型材料采用钢材，杨氏弹性模量 $E=210\text{GPa}$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，密度 $\rho=7.9\times 10^3\text{Kg/m}^3$ 。整个白车身的网格节点数共 792898 个，壳单元 792515 个，其中三角形单元占单元总数的 3.24%，焊点单元 6934 个。白车身弯扭刚度和自由模态分析采用 MSC/NASTRAN 软件进行求解。

1.1 静刚度分析

白车身结构静态刚度包括弯曲刚度和扭转刚度。弯曲刚度主要用来评价承受乘员重量或货物重量时抵抗变形的能力；扭转刚度用来评价车身在不平的路面上抵抗扭转变形的能力。

(1) 弯曲刚度分析

约束左后减震器安装支座孔中心点 123 自由度，右后减震器支座安装孔中心点 13 自由度，左前减震器安装支座孔中心点 23 自由度，右前减震器安装支座孔中心点 3 自由度。加载点位置位于前悬架弹簧和后减震器接附点且垂直于纵梁位置，加载力大小左右都为 1000N，方向为 Z 轴负方向。分析完成后，位移的测点为载荷作用线的延长线与车架纵梁的

交点，计算方法如式(1)所示。

$$K_b = \frac{2F}{(Z_1 + Z_2)/2} \quad (1)$$

式中，F 为加载力， $F=2000\text{N}$ ； Z_1 和 Z_2 分别为左右测量点的 Z 向位移的绝对值，单位为 mm。

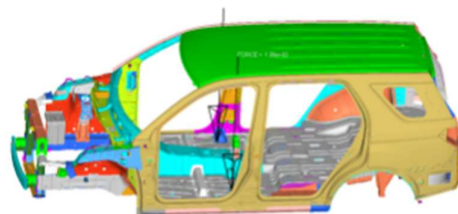


图 1 白车身弯曲刚度仿真模型

仿真分析得到白车身弯曲刚度的位移分布如图 2 所示。提取白车身两侧加载点的 Z 向位移结果分别为 0.239mm 和 0.237mm，将位移代入公式(1)可得弯曲刚度为 8403N/mm。

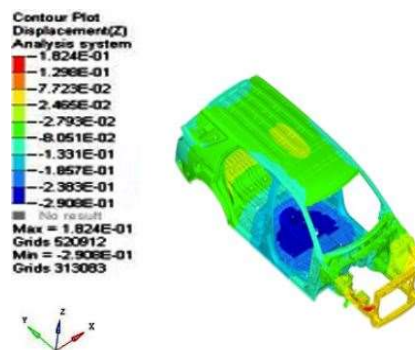


图 2 白车身弯曲刚度位移分布

(2) 扭转刚度分析

约束左后减震器安装支座安装孔中心点 123 自由度，减震器安装支座安装孔中心点 13 自由度。在前减震器安装孔中心施加 MPC 约束： $Z_{\text{left}}+Z_{\text{right}}=0$ ，2000N·m 的扭矩作用在左右减震器支座安装孔中心点之间，等效于在 Z 向施加力大小 3710N（图 3）。

图3 白车身扭转刚度仿真模型

分析完成后，位移测量点为两加载点连线垂直投影与纵梁底面交线的中点1, 2；右后减震器安装支座安装孔中心点连线垂直投影与纵梁底面交线的中点3, 4，带入式(2)可求出扭转刚度

$$Kt = \frac{2000}{(Z_1 + Z_2) / L_{12} - (Z_3 + Z_4) / L_{34}} \quad (2)$$

其中， Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 为分别为测量点Z向位移的绝对值， L_{12}, L_{34} 分别为测量点1,2和测量点3,4的距离，

$L_{12}=785\text{mm}, L_{34}=1024.9\text{mm}$ 。

仿真分析得到白车身扭转刚度的位移分布如图4所示。并提取4个测量点的位移分别为 $Z_1=0.9632\text{mm}$,

$Z_2=0.9563\text{mm}, Z_3=0.00556\text{mm}$,

$Z_4=0.009958\text{mm}$ ，利用式(2)，求得扭转刚度大小为 $844618\text{N}\cdot\text{m}$ 。

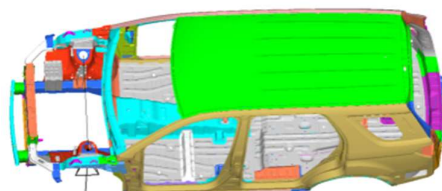


图4 白车身扭转刚度位移云图

1.2 自由模态分析

汽车在实际行驶过程中，会在发动机振动、底面凹凸不平等各种振动源的激励下产生振动。当振动源激励的频率和车身的固有频率接近时，车身会产生较大幅度的振动，对汽车的舒适性和可靠性造成非常大的影响。振动源的大部分激励都集中在较低的范围，因而需要评估白车身的低阶固有频率，特别是一阶弯曲频率和一阶扭转频率。

本文采用 Lanczos 兰索斯法计算白车身的各阶模态和振型，该方法计算效率高。分析过程中不添加任何约束，分析频率下限设为 1Hz，范围为 1-70Hz，从而避免计算前 6 阶刚体模态，节省仿真时间。计算结束后，得出白车身的一阶扭转模态为 38.09HZ(图5)，一阶弯曲模态为 44.59HZ(图6)。

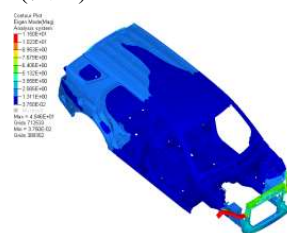


图5 白车身一阶扭转模态云图

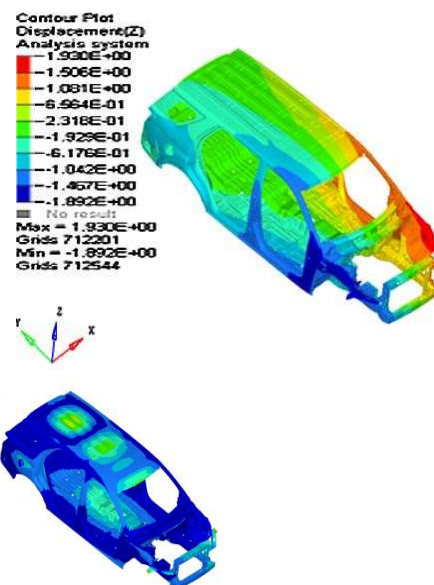


图6 白车身一阶弯曲模态云图

1.3 试验验证

通过开展静刚度和模态试验以验证白车身有限元模型的正确性。弯曲刚度试验时，将车身放置在试验台架上，用夹具约束前后悬架的连接点，在白车身上

排座椅后安装横梁处进行加载，载荷大小为 2000N。试验测点和模拟分析测点大致相同，并利用百分表测量测点的垂直位移。弯曲刚度试验测试图如图 7 所示。



图 7 白车身弯曲刚度试验测试图

扭转刚度试验时，用夹具约束后悬架弹簧与车身连接处，在前悬架处通过千斤顶施加 2000N·m 扭矩。试验测点和模拟分析测点大致相同，并利用百分表测量测点变形情况。扭转刚度试验测试图如图 8 所示。



图 8 白车身扭转刚度试验测试图

模态试验将白车身前舱和背门安装处和橡胶绳连接(图 9)。分别在右前悬架安装处以及左后悬架弹簧安装处施加激励，右前悬架处的激励点向后倾斜 45°，左后悬架弹簧处激励点垂直向上，有利于同时激励出横向、纵向以及垂向模态，采用力学传感器采集激励力

信号。车身上均匀布置有 167 个加速度传感器测点，构成的轮廓可以表现出车身的几何形状(图 10)。



图 9 白车身模态试验测试图

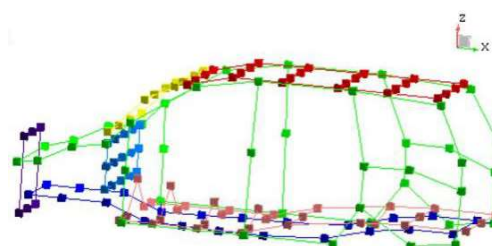


图 10 白车身模态试验测点布置

表 1 为白车身弯扭刚度、一阶弯扭模态试验与仿真结果对比。由表可知，弯曲刚度和扭转刚度的误差分别为 6.9% 和 5.95%，一阶扭转模态和一阶弯曲模态的误差分别为 4.41% 和 1.32%。4 种性能指标仿真和试验结果基本接近，仿真误差都低于 7%，表明本文建立的白车身有限元模型是准确的。

表 1 车身基础性能试验和仿真结果对比

白车身性能	仿真	试验	误差
弯曲刚度(N/mm)	8343	8965	6.90%
扭转刚度 (N·m/rad)	841249	793984	5.95%
一阶扭转模态 (HZ)	38.09	39.85	4.41%
一阶弯曲模态 (HZ)	44.59	44.01	1.32%

2 相对灵敏度分析

灵敏度分析是研究结构性能参数对结构设计参数变化的敏感性，灵敏度的

数值反应了设计变量的参数对响应性能的影响^{错误!未找到引用源。}。即

$$\text{sen}\left(\frac{u_i}{x_i}\right) = \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

(3)

对于一个线性结构，其动力学方程为

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = F(t)$$

(4)

式中，[M]、[C]、[K]分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵；{X(t)}、

{\dot{X}(t)}、{\ddot{X}(t)}分别为位移、速度和加速

度；无阻尼结构自由振动的特征方程为：

$$([K] - \lambda_n[M])\{\psi_n\} = 0$$

(5)

固有频率对设计变量的灵敏度可以通过对无阻尼自由振动特征方程式(5)的第项设计变量求偏导获得。

$$([K] - \lambda_n[M])\frac{\{\psi_n\}}{\partial x_i} + \left\{ \frac{\partial [K]}{\partial x_i} - \bar{\omega}_n \frac{\partial [M]}{\partial x_i} \right\} \{\psi_n\} = \frac{\partial}{\partial x_i} \text{单位质量增加所能带来的目标响应的性能增加。}$$

(6)

式中， λ_n 和 $\{\psi_n\}$ 是结构第阶固有频率和振型；[K]是结构刚度矩阵；[M]是结构质量矩阵。求解上式(6)得固有频率的灵敏度：

$$\frac{\partial [K]}{\partial x_i} = \frac{[K(\bar{X}^0 + \Delta x_i)] - [K(\bar{X}^0)]}{\Delta x_i} \quad (7)$$

传统采用商业软件计算的灵敏度为

车身性能对板件壁厚的灵敏度，然而车身各个零部件的形状和面积各异，增加相同厚度将会导致质量的增加也各有差异。因此，在进行尺寸优化特别是壁厚优化时，单纯的通过壁厚灵敏度并不能直观的看出质量对车身性能的影响。本文采用弯扭刚度灵敏度和模态灵敏度分别除以质量灵敏度，从而获得车身刚度性能相对板件质量的灵敏度，即：

$$R_b = \frac{S_b}{S_w}, R_t = \frac{S_t}{S_w}, R_f = \frac{S_f}{S_w}$$

(8)

式中， S_b ， S_t ， S_f ， S_w 分别为弯曲刚度灵敏度、扭转刚度灵敏度、模态灵敏度和质量灵敏度， R_b ， R_t ， R_f 分别为其相对应的相对灵敏度。从某种意义上说，相对灵敏度就是零件壁厚增加后，

单位质量增加所能带来的目标响应的性能增加。

白车身四种性能指标的相对灵敏度部分分析结果如表2所示。由表可知，刚度的相对灵敏度结果均为正值，说明增加壁厚或质量能使刚度值增加，而模态的相对灵敏度有正有负，说明壁厚或者质量增加不一定会使模态增加。

表2 白车身基础性能相对灵敏度部分分析结果

编号	名称	质量	一阶弯曲 模态/质 量	一阶扭 转模态/ 质量	弯曲刚 度/质量	扭转刚 度/质量
1	门槛内板	3.73E-03	10	17.45	5.76E+04	2.57E+06
2	B立柱下封板	3.61E-03	32.7	16.78	7.59E+04	4.27E+06

3	中门槛侧内板	2.57E-03	6.82	-3.71	7.08E+04	1.37E+06
4	后裙板外板	2.19E-03	-8.37	197.1	8.95E+04	5.30E+06
5	d 立柱下封板	1.61E-03	45.3	69.32	1.38E+05	4.31E+06
6	后轮罩封板	6.43E-03	63.9	18.42	2.75E+04	4.39E+06
7	前地板右段	5.31E-03	-0.97	7.32	5.80E+04	1.32E+06
8	前地板通道	7.49E-03	-1.44	9.84	2.91E+04	4.71E+05
9	前地板通道加强件	1.73E-03	35.9	54.4	6.42E+03	2.44E+05
10	后排座椅安装前横梁	9.60E-04	35.9	54.4	2.64E+04	2.49E+05
11	后地板	1.92E-02	34.2	12.77	2.35E+04	4.82E+06
12	后地板上横梁	2.11E-03	169	-1.19	3.71E+04	6.35E+06
13	d 立柱下角撑板	1.12E-03	23.4	48.74	2.67E+04	1.88E+06
14	变速器支架连接件	7.58E-04	-42.4	0.05	1.86E+03	5.83E+05
15	舱边梁前端加强件	2.36E-03	4.2	42.84	2.94E+03	1.32E+06
16	发动机舱边梁前段	4.08E-03	79.8	141.02	9.71E+03	3.28E+06
17	发动机舱边梁加强件	1.47E-03	-19.2	23.74	1.01E+04	2.44E+05
18	发动机仓边梁外板	1.33E-03	46.6	165.34	1.51E+04	2.74E+06
19	前轮鼓包中段	5.01E-03	0.507	8.26	4.57E+04	1.52E+06
20	发动机舱侧板	2.29E-03	112	790.87	6.55E+04	3.19E+06
21	前轮鼓包前加强件	4.58E-04	61	56.95	1.05E+05	8.82E+06
22	前壁板	7.89E-03	222	57.6	1.24E+04	1.10E+07
23	前壁板加强梁	1.17E-03	167	23	1.40E+04	4.34E+06
24	前壁板中央加强件	8.83E-04	511	6.05	7.89E+03	1.28E+07

25	发动机舱边梁后段	5.93E-03	15.7	14.52	$\frac{1.75E+0}{5}$	7.25E+05
26	发动机舱边梁中段	1.25E-03	65.6	177.58	$\frac{8.64E+0}{3}$	1.14E+06

根据相对灵敏度分析结果，筛选出了 18 个部件作为壁厚优化的部件，这些部件要求对车身刚度性能提升相对较大，或者对减重贡献较大，且优化后对汽车的碰撞性能影响较小，所筛选的部件如表 3 所示，在白车身上所处位置如图 11 所示。

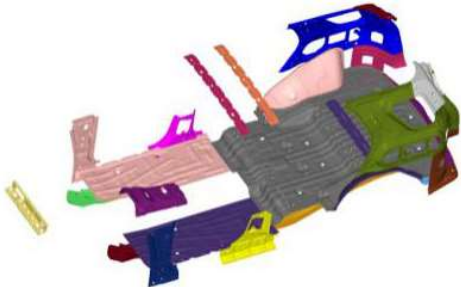


图 11 白车身尺寸优化部件

表 3 白车身尺寸优化部件

编号	名称	下限/mm	初始厚度/mm	上限/mm
1	顶盖第一支撑	0.8	1.2	1.2
2	顶盖前撑条	0.8	1.2	1.2
3	前上构件横梁	1	1.2	1.4
4	前地板通道加强件	0.8	1.2	1.2
5	发动机仓边梁	1.4	1.8	1.8
6	前地板	0.7	0.8	0.9
7	地板连接梁	1	1.2	1.4
8	后裙板内板	1	1.2	1.4
9	后立柱下封板	0.9	1	1.1
10	后轮鼓包	0.7	0.8	0.9
11	后地板上横梁	0.8	1	1.2
12	后地板后部连接件	0.7	0.8	0.9
13	后地板	0.7	0.8	0.9
14	发动机仓边梁	1.6	1.8	2
15	纵梁后端	1.6	2	2
16	后横梁侧连接件	1	1	1.4
17	后横梁连接件	1	1.2	1.4
18	前立柱加强板	1.4	1.6	1.8

3 多目标尺寸优化

采用建立基于近似模型的优化方法，可以大幅度减少仿真计算工作量，提高优化效率。通过若干次数值仿真试验得到设计变量与目标函数之间的对应关系，并建立优化的数学模型，对数学模型采用合适的优化算法求解后获得最优的结果。

3.1 拉丁超立方试验设计

试验设计的目的是为了获取样本点，以便通过样本点来建立近似模型。拉丁超立方试验设计方法的空间填充能力强，每个因素的设计空间都被均匀划分，所有因素都具有相同数目的分区，每一个因素的每个水平只被研究一次，能用较少的样本点来研究较多的因子。本文需要优化的零件壁厚设计变量共有 19 个，拉丁超立方试验次数选取设置为 100 次。表 4 为采用拉丁超立方试验设计方法获得的部分采样点。

表 4 车身零件尺寸优化的拉丁超立方实验方法采样

N570114	N570122	N512020		MASS	K-T	K-B	MODE-T	MODE-B
1	1	2						
0.85	1.04	0.99		366.151	830320	8364	38.17	44.09
0.83	0.87	1.08		361.682	815663	8006.9 4	37.9	44.06
0.92	1.16	0.89		366.959	835902	8364.5 3	38.01	44.48
0.81	1.08	0.92		363.506	831485	8049.9 3	37.9	44.07
1.02	0.91	0.94		364.147	823443	8252.1 7	38.16	43.89
1	0.94	0.87		364.854	830702	8234.5 1	38.01	44.197
0.83	1.1	1.17		366.473	832869	8159.0 7	38.06	44.5
1.15	1.11	1.02		367.655	832885	8330.2 1	38.12	44.3
1.09	1.13	1.1		366.298	831292	8223.3 2	38.08	44.04
0.94	0.73	0.81		364.195	824274	8149.2 9	37.93	44.13
0.93	0.75	0.72		367.725	841153	8336.7 7	38.2	44.1
0.95	0.78	0.88		366.859	835710.5	8359.8	38.14	44.07
1.02	0.77	0.75		365.454	830065.6 7	8400.0 9	37.99	44
0.95	0.89	0.74		368.596	847141.6 5	8370.6 7	38.08	44.61
0.99	0.86	0.9		365.181	831324.6 3	8362.3 9	37.87	43.96
1.01	0.71	0.71		368.656	838053.3	8432.6 1	38.01	43.85
1.05	0.77	0.83		366.689	831315	8427.2 9	38.18	44.47
0.98	0.81	0.83		364.466	830533	8031.8 1	38.15	43.93
0.9	0.75	0.86		365.39	832343	8191.2 9	38.08	44.18
0.91	0.76	0.89		364.542	827366	8195.7	37.92	44.39

3.2 响应面近似模型

多项式响应面近似模型采用不同阶次的多项式来近似表达响应目标与设计变量之间的函数关系，是一种回归模型，拥有数学表达式简单、收敛速度快、计算量小等特点，是目前为止得到最深入研究和最广泛运用的一种方法^{错误！}

未找到引用源。

考虑设计变量的交互作用的多项式响应面近似模型为：

$$\hat{y}(x) = a_0 + \sum_{j=1}^n a_1 x_j + \sum_{j=1}^n a_2 x_j^2 + \sum_{j=1}^n a_3 x_j^3 + \sum_{j=1}^n a_4 x_j^4 + \sum_{\substack{j=1, \\ k \neq j}}^n a_5 x_j x_k \quad (9)$$

式中， a 为多项式系数， x_j 为设计变量， n 为设计变量个数。

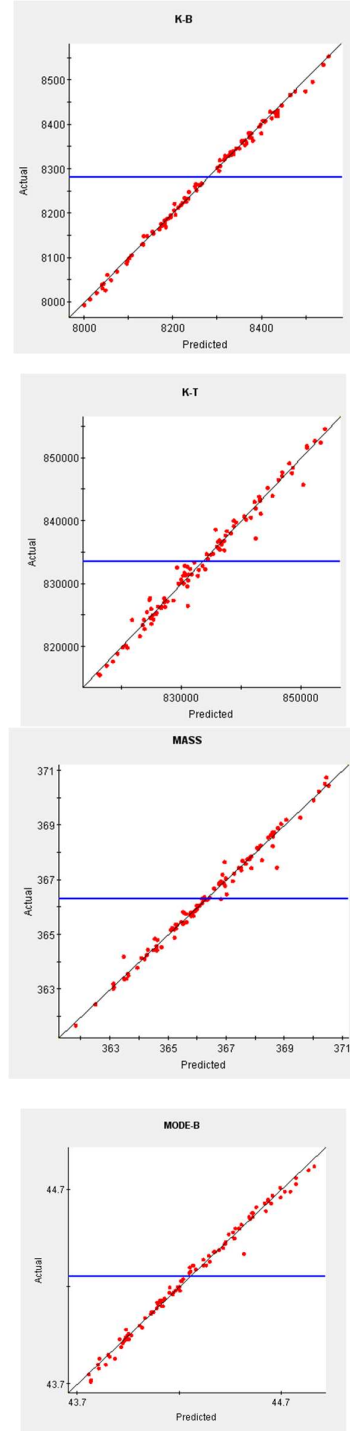
本文所采用的响应面近似模型为一阶响应面模型，根据前面采集的拉丁超立方样本点数据，建立符合计算要求的计算模型。近似模型建立成功后。采用复相关系数 R^2 来表征近似模型的逼近程度，其定义为：

$$R^2 = 1 - \frac{Q_c}{Q_z} \quad (10)$$

式中， Q_c 为残余偏差平方和； Q_z 为偏差平方和。

由于所涉及的优化变量共有 19 个，构建一阶响应面模型所需要的最少样本点数量为 20 个，而本文用拉丁超立方方法所采集的样本数共 100 个，远远超过了构建一阶响应面模型所需要的最少样本数，超出的样本数能提高近似模型的精度。由式(10)可知， R^2 越接近 1，模型的精度越高。白车身质量、弯扭刚度、一阶弯扭模态的响应面模型的拟合精度如

图 12 所示，决定系数如表 5 所示。由图 12 和表 5 可知，该响应面模型的五个性能指标的 R^2 都非常接近于 1，因此该近似模型可以用来代替真实模型计算。



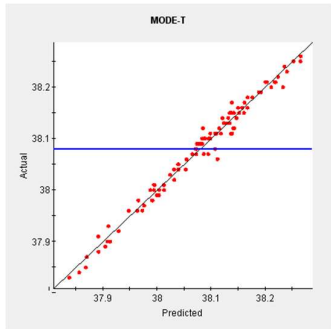


图 12 白车身 5 种性能指标近似模型的预测值与仿真值对比
(a)弯曲刚度模型；(b)扭转刚度模型；(c)质量模型；
(d)一阶扭转模态模型；(e)一阶弯曲模态模型

表 5 白车身 5 种性能指标一阶响应面模型 R² 值

名称	代号	R ² 值
弯曲刚度	K-B	0.99649
扭转刚度	K-T	0.97864
质量	MASS	0.98471
一阶弯曲模态	MODE-B	0.99199
一阶扭转模态	MODE-T	0.9813

3.3 基于遗传算法的多目标尺寸优化

由于本文研究的白车身其扭转刚度性能相比其他同类车型较低。因此，多目标尺寸优化以白车身质量最小，扭转刚度最大作为优化目标，以白车身弯曲刚度和一阶弯曲模态以及一阶扭转模态作为约束，其中，约束的值不小于初始值的 95%，将 19 个零部件的壁厚作为设计变量，得到的多目标优化的数学模型如下所示：

$$\begin{aligned} \min \quad & m \\ \max \quad & K_T \\ \text{s.t.} \quad & K_B \geq 8\,000 \text{ N/mm} \\ & f_B \geq 40 \text{ Hz} \\ & f_T \geq 35 \text{ Hz} \end{aligned}$$

采用第二代非支配排序遗传算法 (NSGA-II)对上述模型进行迭代寻优。该算法计算效率高，收敛性好，是一种高效的全局优化算法，通过引入精英策略，保留了父代种群中优秀的个体，与子代种群共同竞争，保证了优良的个体在进化中不被淘汰，提高了优化结果的精度。本文种群规模设置为 16，最大代数 40，交叉率为 0.9，一共进行了 640 次的迭代。计算得到的白车身零件尺寸优化非劣解前沿如图 13 所示。

本文优化的目的在于减轻白车身重量的同时，使得白车身的刚度性能不会损失过多。多目标优化的结果具有多种选择。由图 13 可知，在质量为 363.3kg 处，扭转刚度出现了一个扭转刚度跨度非常大的拐点，这个拐点发生在优化过程的第 556 步。优化前后，白车身 19 个设计变量的变化如表 6 所示，白车身的性能变化如表 7 所示。由表可知，经过多目标优化以后，白车身质量减少 6.4Kg，弯曲刚度下降 51N/mm，扭转刚度下降 78Nm/rad，一阶扭转模态增加 0.19Hz，一阶弯曲模态下降 0.22Hz。在不改变车身用材和实现白车身重量大幅度下降的同时，白车身基础性能的变化比例控制在 1%以内。

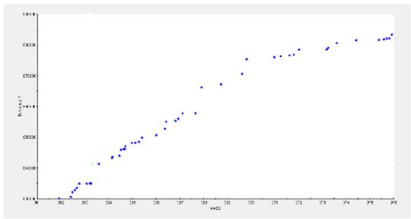


图 13 白车身轻量化优化设计变量的非劣解前沿

一阶扭	38.09HZ	37.90HZ	0.19Hz	-0.49%
转模态				
一阶弯	44.59HZ	44.37HZ	-0.22Hz	-0.49%
曲模态				
质量	369.7Kg	363.3Kg	-6.4Kg	-1.73%

4 结论

(1) 基于 MSC/NASTRAN 软件平台建立了某 MPV 车型白车身有限元模型。白车身弯扭刚度、一阶弯扭模态仿真与试验结果的误差分别为 6.9%、5.95%、1.32%和 4.41%，验证了白车身有限元模型的准确性；

(2) 利用相对灵敏度分析方法选取了 19 个白车身零部件壁厚作为轻量化设计变量；采用拉丁超立方试验方法和一阶响应面模型方法建立白车身重量、弯扭刚度、一阶弯扭模态的近似模型，模型的决定系数都大于 0.975；

(3) 以白车身重量最小和扭转刚度最大为优化目标函数，弯曲刚度和一阶弯扭模态为约束条件，采用非支配排序遗传算法对白车身进行多目标尺寸优化。轻量化后的白车身基础性能变化均小于 1%，而且在不改变用材的前提下，实现白车身减重 6.4Kg。

参考文献

[1] 刘志文, 李落星. 轻量化构件弯曲短流程工艺研究现状与进展[J]. 中国有色金属学报, 2014, 24(8): 2003-2012.

[2] 王冠, 周佳, 刘志文, 等. 铝合金汽车前碰撞横梁的轻量化设计与碰撞性能分析 [J]. 中国有色金属学报, 2012, 22(1):90-98.

[3] 韩旭, 朱平, 余海东, 等. 基于刚度和模态性能的轿车车身轻量化研究[J]. 汽车

表 6 多目标优化前后车身零部件的壁厚

编号	名称	优化前厚度 /mm	优化后厚度 /mm
5701141	顶盖第一支撑	1.2	0.8
5701221	顶盖前撑条	1.2	1
5302352	前上构件横梁	1.2	1
5120202	前地板通道加强件	1.2	0.8
5301813	发动机仓边梁	1.8	1.4
5120113	前地板	0.8	0.7
2801391	地板连接梁	1.2	1.2
2801911	后裙板内板	1.2	1
5130172	后立柱下封板	1	1
5130133	后轮鼓包	0.8	1
5130137	后地板上横梁	1	1
5130141	后地板后部连接件	0.8	0.8
5301811	发动机仓边梁	1.8	1.8
2801213	纵梁后端	2	2
2801218	后横梁侧连接件	1	1.2
2801217	后横梁连接件	1.2	1.4
5421212	前立柱加强板	1.6	1.6
8421871	D 立柱上角内板	1.2	1

表 7 白车身优化前后性能对比

白车身性能	优化前	优化后	性能变化	性能变化
弯曲刚度	8343N/mm	8292N/mm	-51N/mm	-0.61%
扭转刚度	841249Nm/rad	841171Nm/rad	-78Nm/rad	0.00%

- 工程, 2007, 29(7):545-549.
- [4] 廖鸿胡, 徐龙, 成艾国,等. 基于刚度及模态分析的某微型车车身轻量化设计[J]. 汽车技术, 2011(3):15-20.
- [5] 钱德猛, 梁林. 某轿车白车身的轻量化设计研究[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2009, 32(S1):191-193.
- [6] 王传青. 白车身前端结构—材料—性能一体化轻量化多目标协同优化设计[D]. 吉林大学, 2016.
- [7] 史国宏, 陈勇, 杨雨泽,等. 白车身多学科轻量化优化设计应用[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8):110-114.
- [8] 王登峰, 卢放. 基于多学科优化设计方法的白车身轻量化[J]. 吉林大学学报:工学版, 2015 (1): 29-37.
- [9] 杜倩倩, 陆善彬. 基于网格变形技术的车身改型多目标优化[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2016, 39(8):1031-1036.
- [10] Jackson E D, Holmén B A. Modal Analysis of Vehicle Operation and Particulate Emissions from Connecticut Transit Buses[J]. Transportation Research Record Journal of the Transportation Research Board, 2009, 2123(2123):76-87.
- [11] 张辉, 张晓静, 刘志文, 等. 横梁接头形式优化及其在白车身性能提升上的应用[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2017, 44(4): 1-8.
- [12] 杜倩倩, 陆善彬. 基于网格变形技术的车身改型多目标优化[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2016, 39(8):1031-1036.
- [13] 谢然, 兰凤崇, 陈吉清, 等. 满足可靠性要求的轻量化车身结构多目标优化方法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(4):117-124.

基于模态理论的白车身静刚度计算方法

张文韬¹ 王震虎² 方向东³ 杨续跃¹ 李落星²

王万林²

(1 中南大学材料科学与工程学院, 长沙, 410083

2 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙, 410082

3 重庆长安汽车商用车研究院, 重庆, 400023)

摘要: 文中以线性系统的模态理论为基础, 将简单矩形框架的弹性体模态与静刚度之间的关联性推广到白车身, 推导出具体的数学表达式, 再以此为依据, 改变以往基于柔度矩阵理论并利用大型试验计算静刚度的方法, 通过有限元分析直接提取各阶弹性体模态参数, 从而获取车身静态刚度。这种方法与传统静力学方法所得到的静刚度相差在 10% 以内, 这说明白车身的整体静态柔度可以用模态柔度贡献量之和表达, 且这种计算方法具有很高精度。同时计算结果表明, 各阶模态的柔度贡献量的大小可以作为低阶模态识别的重要依据。最后文中将有限元计算结果与白车身静刚度试验结果作对比, 其误差控制在 8% 以内, 其中由模态方法计算的扭转刚度误差低于 3%。

关键词: 汽车; 白车身; 静刚度; 弹性体模态; 有限元分析; 静刚度试验

中图分类号: O325; U270.2

文献标识码: A

0 引言

白车身的弹性体模态和静态刚度是衡量汽车基础性能的两项重要指标, 在很大程度上影响着整车的 NVH (噪声、振动与声振粗糙度) 性能、安全性、操纵稳定性、耐久性以及燃油经济性。白车身的低阶模态设定 (一阶弯曲、扭转模态等) 应该要尽量避免发动机怠速时的激励频率, 以免汽车行驶时发生共振; 而白车身的弯曲、扭转刚度则分别反映了汽车在承受载荷时的抗弯变形能力以及在凹凸不平路面行驶时的抗扭变形能力。两者对于整车性能目标的设定以及车身结构的设计开发有着重要意义。

国外在研究线性系统静刚度与模态、动刚度的关联性时, 一般通过试验获取系统的频率响应函数 (FRF), 再利用构建的柔度矩阵对静刚度进行计算。David Griffiths 等人^[1]研究了简单结构的弹性体模态和静刚度之间的关系, 并通过试验和有限元仿真对此加以验证; Hasan G. Pasha 等人^{[2][3][4]}通过对自由边界的频率响应函数的测定, 成功估算了简单矩形板的弯曲和扭转刚度; Endah Wahyuni 和 Tianjian Ji^[5]通过理论推导, 探明

了简单线性系统的静态刚度与模态刚度之间的关系, 并通过仿真手段加以验证。以上研究均是将一些简单的线性结构 (如简支梁、矩形框架以及矩形板) 作为研究对象, 并未将其推广至工程实践中大型复杂的线性系统。为此, J. Helsen 等人^[6]提出只通过单个模态试验获取车身静态和动态刚度的方法, 并对此进行了有限元分析验证; Jan Deleener, Peter Mas 等人^[7]详细阐述了利用 FBS (FRF Based on Substructuring) 技术以及模态测试技术获取白车身静态刚度的方法。但该获取车身静刚度的方法较为繁琐, 且耗时费力, 在试验条件尚不完备的情况下, 难以将其应用于工程实践。

为解决白车身弹性体模态与静刚度的关联性问题, 本文以线性系统的模态理论为基础, 拟将简单矩形框架模态与静刚度的关联性推广到白车身, 并改变过去基于柔度矩阵理论, 同时利用大型试验计算静态刚度的方法, 转而通过有限元仿真直接获取白车身的模态参数, 从而评估整体的静态刚度。这种方法简单高效, 在车身开发前期, 不仅能为低阶模态与刚度性能的目标设定提供重

要依据,而且能为白车身的低阶模态识别提供一种新思路。

1 基本理论

1.1 矩形框架的刚度

刚度作为一个系统的固有属性,常被用来描述系统抵抗外力所致变形的能力。然而,刚度是一个较为抽象的概念,人们很难通过直观的感受去认知一个系统的刚性究竟有多大。工程上,一般用一些具体的数值来表达系统的刚度值。例如,汽车工业上所用到的弯曲刚度和扭转刚度就是用来表征白车身抵抗弯曲和扭转变形能力的量。白车身可以看作一个大型线性系统,其某些力学特性应该与简单线性系统保持一致。因此可以通过研究简单矩形框架刚度与模态的关联性来反映车身系统的力学规律。

如图 1 所示的矩形框架结构,在其四角 1、2、3、4 位置约束其 x、y、z 方向的平动自由度,并在左右两边的中点上分别施加垂直于矩形框架平面向下且大小为 F 的力。若记 $F_5=F_6=-F$, 那么根据静力平衡,很容易得

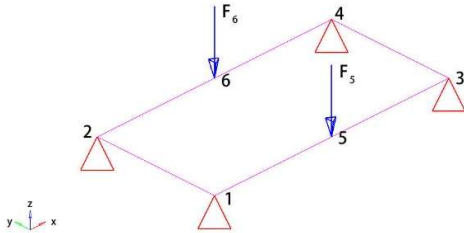


图 1 矩形框架的弯曲
Fig. 1 Frame Bending

图 2 所示是矩形框架结构的扭转工况图,在 1、2 两点施加垂直于矩形平面方向且大小相等 (均为 F), 方向相反的两个力,并约束 3、4、5 三点处 x、y、z 方向的平动自由度,其中 5 是边 L_{12} 的中点。若记 $F_1=F$, $F_2=-F$, 由静力平衡,容易得到 $F_3=-F$, $F_4=F$, 在整个框架系统中,写成向量的形式为

$$\mathbf{P} = [\Lambda \ 1, \Lambda \ -1, \Lambda \ -1, \Lambda \ 1, \Lambda \ 1]^T \mathbf{F} = \mathbf{V}_T \mathbf{F} \quad (3)$$

根据扭转刚度的定义,矩形框架的扭转

到 $F_1=F_2=F_3=F_4=F/2$ 。若将框架看作一个离散的线性系统,那么框架系统所受的外力写成向量形式

$$\mathbf{P} = \left[\Lambda \ \frac{1}{2}, \Lambda \ \frac{1}{2}, \Lambda \ \frac{1}{2}, \Lambda \ \frac{1}{2}, \Lambda \ -1, \Lambda \ -1, \Lambda \ -1, \Lambda \ -1 \right]^T \mathbf{F} = \mathbf{V}_B \mathbf{F} \quad (1)$$

弯曲刚度 K_B 一般被定义为所施加的载荷与施力点在载荷方向 (即垂直于矩形框架方向) 偏移量的比值,即

$$K_B = \frac{4F}{\frac{z_1}{2} + \frac{z_2}{2} + \frac{z_3}{2} + \frac{z_4}{2} - z_5 - z_6} \quad \text{或}$$

$$\frac{1}{K_B} = \frac{\frac{z_1}{2} + \frac{z_2}{2} + \frac{z_3}{2} + \frac{z_4}{2} - z_5 - z_6}{4F} \quad (2)$$

其中 z_1 到 z_6 分别为点 1 到 6 的垂直方向的位移。

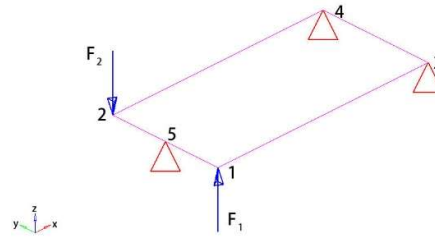


图 2 矩形框架的扭转
Fig. 2 Frame Torsion

刚度为施加于 L_{12} 端的扭矩比上 L_{12} 与 L_{34} 相对扭转角,即

$$K_T = \frac{FL_{12}}{\frac{z_1 - z_2}{L_{12}} - \frac{z_3 - z_4}{L_{34}}} \quad \text{或}$$

$$\frac{1}{K_T} = \frac{\frac{z_1 - z_2}{L_{12}} - \frac{z_3 - z_4}{L_{34}}}{FL_{12}}$$

(4)

其中 z_1 到 z_4 为 1 至 4 点的垂直位移,
 L_{12} 和 L_{34} 分别代表矩形框架前后边长。

1.2 模态与静刚度的关系

模态分析的经典定义是：将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标转化为模态坐标，使方程解耦，从而使方程组转化成由模态坐标以及模态参数表达的一组独立方程，这样有利于方程组的求解。坐标变换矩阵即为模态矩阵，其每列为各阶模态向量^[8]。一般地，对于 n 自由度线性定常系统的无阻尼自由振动有

$$M \ddot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (5)$$

M 是系统的质量矩阵， K 是系统的刚度矩阵， $\mathbf{x}$ 是位移列向量。对于复杂的线性系统，式 (5) 通常是相互耦合的微分方程组，通过一般方法很难求解甚至不能求解，因此可以令 $\mathbf{x} = \Phi\boldsymbol{\eta}$ ，其中 Φ 为系统的模态矩阵， $\boldsymbol{\eta}$ 为系统的模态坐标，从而使方程组 (5) 解耦^[9]。然后在等式两边左乘 Φ^T ，得到

$$\Phi^T M \Phi \ddot{\boldsymbol{\eta}} + \Phi^T K \Phi \boldsymbol{\eta} = \mathbf{0}$$

将 $\mathbf{x} = \Phi\boldsymbol{\eta}$ 代入方程 (9)，并同时在等式两边左乘 Φ^T ，得到

$$\Phi^T K \Phi \boldsymbol{\eta} = \Phi^T \mathbf{P} \quad \begin{bmatrix} K_{m,1} & 0 & \Lambda & 0 \\ 0 & K_{m,2} & & M \\ M & & O & M \\ 0 & \Lambda & \Lambda & K_{m,n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ M \\ \eta_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_1^T \mathbf{P} \\ \phi_2^T \mathbf{P} \\ M \\ \phi_n^T \mathbf{P} \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中 ϕ_i 为第 i 阶模态向量。当矩形框架受到 1.1 中静态弯曲力的作用时，根据式 (10)，在第 i 阶模态下有

$$K_{m,i} \eta_i = \phi_i^T V_B F = \sum_j \chi_j \phi_{j,i} F \quad (11)$$

其中 χ_j 是弯曲工况下第 j 个坐标的广义力系数。由 $\mathbf{x} = \Phi\boldsymbol{\eta}$ 或 $\mathbf{x} = \phi_1 \eta_1 + \phi_2 \eta_2 + \dots + \phi_n \eta_n$ 可知，第 j 个坐

(6)

由于 Φ 的各阶模态向量（即各阶主振型）关于质量矩阵和刚度矩阵两两相互正交，

因此 $M_m = \Phi^T M \Phi$ 为对角阵，主对角元素

为各阶模态质量； $K_m = \Phi^T K \Phi$ 同样为对角阵，主对角元素为各阶模态刚度。特别地，对于第 i 阶模态，有

$$M_{m,i} \ddot{\eta}_i + K_{m,i} \eta_i = 0 \text{ 或 } -\omega_i^2 M_{m,i} \eta_i + K_{m,i} \eta_i = 0 \quad (7)$$

即

$$K_{m,i} = \omega_i^2 M_{m,i} = (2\pi f_i)^2 M_{m,i} \quad (8)$$

其中 ω_i 、 f_i 、 $K_{m,i}$ 和 $M_{m,i}$ 分别为第 i 阶角频率、自然频率、模态刚度以及模态质量。

根据结构力学，线性系统的静力学方程为

$$K\mathbf{x} = \mathbf{P} \quad (9)$$

标 $x_j = \sum_{i=1}^n \phi_{j,i} \eta_i$ ，将式 (11) 与之联立得

$$x_j = \sum_{i=1}^n \frac{\phi_{j,i} \sum_j \chi_j \phi_{j,i} F}{K_{m,i}} \quad (12)$$

再将式 (12) 代入式 (2) 得到弯曲刚度与各阶模态参数的关系

$$\frac{1}{K_B} = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\sum_j \chi_j \phi_{j,i} \right)^2}{4K_{m,i}} \quad \text{或}$$

$$\frac{1}{K_B} = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\sum_j \chi_j \phi_{j,i} \right)^2}{4(2\pi f_i)^2 M_{m,i}} \quad (13)$$

同样地，在扭转工况下，对于第 i 阶模态有

$$K_{m,i} \eta_i = \phi_i^T V_T F = \sum_j \beta_j \phi_{j,i} F \quad (14)$$

$$\frac{1}{K_T} = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\frac{\phi_{1,i} - \phi_{2,i}}{L_{12}} - \frac{\phi_{3,i} - \phi_{4,i}}{L_{34}} \right) \sum_j \beta_j \phi_{j,i}}{K_{m,i} L_{12}} \quad \frac{1}{K_T} = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\frac{\phi_{1,i} - \phi_{2,i}}{L_{12}} - \frac{\phi_{3,i} - \phi_{4,i}}{L_{34}} \right) \sum_j \beta_j \phi_{j,i}}{(2\pi f_i)^2 M_{m,i} L_{12}} \quad (16)$$

1.3 模态与静刚度的关联性理论在白车身上的应用

前面提到，白车身作为一个大型的线性系统，类似于矩形框架结构，其应当满足式

其中 β_j 是扭转工况下第 j 个坐标的广

义力系数，将式 (14) 代入 $x_j = \sum_{i=1}^n \phi_{j,i} \eta_i$

得

$$x_j = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\phi_{j,i} \sum_j \beta_j \phi_{j,i} F \right)}{K_{m,i}} \quad (15)$$

将式 (15) 与式 (4) 联立，得到扭转刚度与各阶模态参量的关系式

(13) 与 (16) 中的关系，即白车身的静态柔度等于各阶模态柔度贡献量之和。一般地，白车身静刚度试验的测点与加载、约束点的位置并不重合，因此在利用式 (13) 与式 (16) 计算静刚度时，需同时考虑试验加载、约束位置以及测点位置的模态变形量。那么，对于白车身，以上两式分别改写作

$$\frac{1}{K_B} = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\frac{\phi_{1,i}}{2} + \frac{\phi_{11,i}}{2} + \frac{\phi_{111,i}}{2} + \frac{\phi_{1111,i}}{2} - \phi_{V,i} - \phi_{V1,i} \right) \left(\frac{\phi_{1,i}}{2} + \frac{\phi_{2,i}}{2} + \frac{\phi_{3,i}}{2} + \frac{\phi_{4,i}}{2} - \phi_{5,i} - \phi_{6,i} \right)}{4K_{m,i}} \quad (17)$$

$$\frac{1}{K_T} = \sum_{i=1}^n \frac{\left(\frac{\phi_{1,i} - \phi_{11,i}}{L_f} - \frac{\phi_{111,i} - \phi_{1111,i}}{L_f} \right) \left(\frac{\phi_{1,i} - \phi_{2,i}}{L_{12}} - \frac{\phi_{3,i} - \phi_{4,i}}{L_{34}} \right)}{K_{m,i}} \quad (18)$$

其中 $\phi_{1, i} \sim \phi_{V1, i}$ 为加载或约束点处第 i 阶 z 向模态变形量； $\phi_{1, i} \sim \phi_{6, i}$ 为测点处第 i 阶 z 向模态变形量； L_f 为前悬减振器中心之间的距离， L_{12} 与 L_{34} 分别为前测点之间与后测点之间的距离。

2 白车身静刚度计算

2.1 白车身有限元模型的建立

现将某款商用车的白车身在前处理软件中划分成 691735 个节点、673350 个单元

的离散结构, 网格单元主要包含 1D、2D、3D 以及 0D 或 rigids 几种类型, 其中 2D 壳单元占主要部分 (约占 90.3%), 主要用于模拟车身的钣金件结构。2D 网格划分采取 CQUAD4 及 CTRIA3 的混合单元形式, 网格尺寸 8~15mm, 注意控制单元的质量。胶粘连接采用 Adhesives 单元进行模拟, 钣金件之间的点焊采用 Acme 单元模拟, 另外利用 RBE2 单元并保证节点对齐来模拟缝焊。车身材料主要为钢材, 密度取 $7.85 \times 10^3 \text{kg/m}^3$, 泊松比 0.3, 弹性模量 210GPa。

2.2 基于静力学有限元分析计算白车身静刚度

白车身弯曲试验中, 一般在车身后、后减振器座处进行固定, 再在前后悬连线的中垂面上施加一对垂直向下的作用力, 施力点位于纵梁中心正上方的地板上。根据试验具

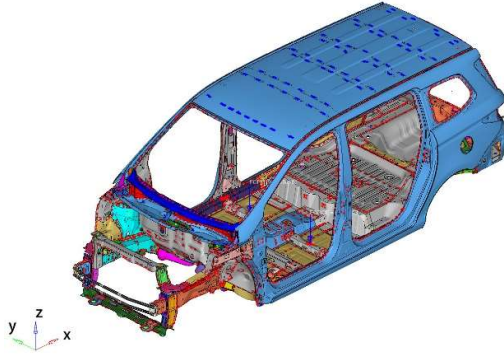


图 3 白车身有限元模型

Fig. 3 Finite Element Model of Body in White

体情况, 施加约束与载荷, 建立弯曲工况的有限元模型, 并提交计算。在计算弯曲刚度时, 选取 6 个测点: 过前、后减振器座中心铅垂面与前、后纵梁底面中心的交点 (测点 1 到 4), 以及加载点正下方的纵梁底面中心处 (测点 5 到 6)。测量这 6 个测点的 z 向位移, 分别记作 $z_1 \sim z_6$, 那么根据式 (2) 可以得到车身的弯曲刚度为 6904N/mm (弯曲柔度为 $1.448 \times 10^{-4} \text{mm/N}$)。

在扭转试验中, 一般先将车身的后减振器座或后悬架弹簧座进行固定, 然后在左、右前减振器座施加一对垂直、反向的力, 以形成力偶。根据试验具体情况, 建立扭转工况的有限元模型并进行求解。测点选取与弯曲刚度的前四个测点一致, 读取四个测点的 z 向位移, 再根据式 (4), 可以求得扭转刚度的大小为 526535N·m/rad (扭转柔度为 $1.899 \times 10^{-6} \text{rad} \cdot (\text{N} \cdot \text{m})^{-1}$)。

2.3 基于模态理论计算白车身静刚度

2.3.1 白车身模态计算

车身模态是白车身结构的固有属性, 与车身承受的外部载荷无关, 且白车身可以近似看作弱阻尼线性系统 (阻尼比通常小于 5%), 因此在模态计算时, 无需设置边界条件与阻尼系数, 直接利用 MSC.Nastran 中的 Lanczos 法进行求解, 输出时选择各阶模态最大变形量归一化。提取各阶弹性体模态参数, 前 50 阶具体数值如表 1 所示。

表 1 前 50 阶模态参数

Tab. 1 Parameters of First 50 Modes

模态阶数	频率/Hz	模态质量/t	模态刚度 /N·mm ⁻¹	模态阶数	频率/Hz	模态质量/t	模态刚度 /N·mm ⁻¹
1	17.87	1.4101E-04	1.7769E+00	13	51.75	9.0805E-03	9.6004E+02
2	19.44	1.4068E-04	2.0998E+00	14	53.29	3.2096E-03	3.5987E+02
3	24.96	8.0067E-02	1.9693E+03	15	56.32	2.6323E-02	3.2963E+03
4	30.52	5.4087E-02	1.9896E+03	16	57.78	3.1548E-03	4.1587E+02
5	30.86	3.2267E-03	1.2132E+02	17	58.56	1.0826E-03	1.4657E+02
6	41.34	4.5368E-02	3.0606E+03	18	61.85	5.8294E-04	8.8023E+01
7	41.74	1.8958E-02	1.3039E+03	19	62.58	3.9594E-03	6.1209E+02
8	42.94	1.1297E-02	8.2213E+02	20	64.46	8.4156E-04	1.3804E+02
9	43.72	4.1849E-03	3.1576E+02	21	65.70	3.3544E-04	5.7155E+01

10	47.22	1.6633E-02	1.4644E+03	22	66.84	9.1562E-03	1.6151E+03
11	49.42	4.5095E-03	4.3482E+02	23	69.37	7.5533E-04	1.4351E+02
12	50.48	4.1593E-03	4.1844E+02	24	70.24	5.7723E-03	1.1242E+03

模态阶数	频率/Hz	模态质量/t	模态刚度 /N·mm ⁻¹	模态阶数	频率/Hz	模态质量/t	模态刚度 /N·mm ⁻¹
25	72.36	5.1860E-04	1.0720E+02	38	85.48	3.8230E-04	1.1029E+02
26	72.95	2.1915E-03	4.6043E+02	39	86.47	1.2466E-03	3.6798E+02
27	74.18	6.4251E-03	1.3958E+03	40	87.94	5.4929E-04	1.6769E+02
28	75.66	3.6280E-03	8.1982E+02	41	88.30	2.7416E-04	8.4392E+01
29	77.14	3.2705E-03	7.6839E+02	42	90.04	3.6636E-03	1.1727E+03
30	78.61	5.0728E-03	1.2376E+03	43	92.90	7.1567E-05	2.4383E+01
31	79.49	3.2013E-03	7.9859E+02	44	93.44	4.0944E-04	1.4112E+02
32	81.02	2.0988E-03	5.4388E+02	45	94.16	1.5397E-03	5.3897E+02
33	81.39	1.0795E-03	2.8229E+02	46	94.36	1.2143E-03	4.2683E+02
34	82.49	4.6966E-03	1.2616E+03	47	97.10	1.4376E-03	5.3511E+02
35	82.55	1.9967E-03	5.3714E+02	48	97.69	4.9870E-04	1.8789E+02
36	83.99	3.2889E-03	9.1604E+02	49	98.65	2.1298E-03	8.1835E+02
37	84.76	1.5026E-03	4.2613E+02	50	99.84	4.6228E-03	1.8192E+03

表1详细列出了该白车身有限元模型前50阶弹性体模态的频率、模态质量和模态刚度,这三者之间的关系满足(8)式。根据白车身刚度试验以及有限元计算的实际情况,模态变形量的测点共有12个,分别为静刚

度试验时的6处加载或约束点与6处测量点。将加载、约束点记为数字I~VI,与之对应的测点记为数字1~6,可以得到表2中的12个测点各阶z向模态变形量。限于篇幅原因,这里只列出了前10阶的具体数值。

表2 12处测点的各阶模态变形量
Tab. 2 Modal Deformations at 12 Measure Points

阶数	测点I 测点 1	测点II 测点 2	测点III 测点 3	测点IV 测点 4	测点V 测点 5	测点VI 测点 6
1	2.1858E-04	-3.2059E-04	-1.7032E-04	3.0382E-04	1.1065E-04	2.4606E-04
	8.4484E-05	-6.2150E-04	-1.5659E-04	3.0248E-04	9.7609E-05	2.7525E-04
2	-3.2924E-04	3.2039E-04	3.8464E-04	-2.2051E-04	3.2088E-04	1.4742E-04
	-6.3238E-04	1.1515E-04	3.7575E-04	-2.0348E-04	3.5000E-04	1.3262E-04
3	9.2262E-03	-1.8353E-03	4.6081E-01	-4.7800E-01	1.8804E-01	-2.0996E-01
	1.0573E-02	-5.1174E-03	4.3712E-01	-4.6171E-01	1.9319E-01	-2.1557E-01
4	-4.6852E-01	4.6983E-01	2.5663E-01	-2.3737E-01	-1.7314E-01	1.8618E-01
	-3.8022E-01	3.8741E-01	2.4437E-01	-2.2843E-01	-1.5059E-01	1.6902E-01
5	3.1021E-05	1.4457E-02	-4.3344E-02	-5.1814E-02	-3.5931E-02	-3.1527E-02
	3.0146E-04	1.1772E-02	-4.4510E-02	-5.3051E-02	-3.8460E-02	-3.4267E-02
6	-4.5472E-02	-1.5310E-02	3.6750E-01	5.8841E-02	-6.7486E-02	-1.9016E-02
	7.5800E-03	-7.9996E-02	3.6195E-01	6.6977E-02	-4.3327E-02	-1.4394E-02
	1.2384E-02	2.6151E-02	-6.0398E-02	-2.3779E-01	2.3716E-02	3.9111E-02

7	4.4919E-02	-3.3596E-03	-6.5780E-02	-2.3527E-01	1.7621E-02	2.6745E-02
8	3.7443E-02	3.1995E-02	-7.4659E-04	1.0495E-02	-1.5965E-01	-1.6048E-01
	2.2064E-02	1.6577E-02	-8.8627E-03	-1.9596E-03	-1.7121E-01	-1.7159E-01
9	-3.1668E-02	-3.2163E-02	6.2664E-02	7.9761E-02	2.6638E-02	3.1372E-02
	-3.1186E-02	-3.0992E-02	6.7058E-02	8.5372E-02	3.5300E-02	3.9498E-02
10	-8.2192E-03	-1.5400E-03	1.2283E-01	-8.5814E-02	4.1340E-02	-5.1963E-02
	-8.3387E-02	8.1131E-02	1.2171E-01	-8.7237E-02	5.5933E-02	-5.7656E-02
.....						

2.3.2 基于模态理论计算白车身弯曲刚度

根据 1.3 中提到的通过模态参数计算弯曲刚度的方法, 将提取的模态数据代入式 (17), 可以得到各阶模态的柔度贡献量。表 3 为前 50 阶弯曲柔度贡献量的具体数值,

从中可以看出, 弯曲柔度在各阶分布较为离散, 与静力学方法计算的弯曲柔度相比, 6、7、8、13、15 以及 40 阶的柔度贡献量较大, 其中第 8 阶 (一阶弯曲模态) 的柔度贡献量最大, 占静力学计算值的 26.94%。

表 3 各阶弯曲柔度贡献量

Tab. 3 Modal Contributions to Bending Compliance

阶数	柔度贡献量 /mm·N ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /mm·N ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /mm·N ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /mm·N ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /mm·N ⁻¹
1	2.7267E-08	11	5.5410E-07	21	6.2305E-07	31	4.5995E-06	41	6.6694E-07
2	3.0470E-08	12	4.7791E-06	22	4.6110E-07	32	5.3832E-07	42	2.9328E-09
3	2.7679E-08	13	1.8349E-05	23	2.5211E-07	33	5.2838E-07	43	4.5188E-06
4	2.3753E-09	14	4.7873E-07	24	4.5269E-06	34	1.6093E-06	44	1.0831E-07
5	1.6758E-06	15	1.0628E-05	25	5.6918E-07	35	2.7191E-06	45	-4.8324E-10
6	5.1906E-06	16	1.0780E-09	26	1.3042E-07	36	7.2238E-07	46	1.6495E-06
7	6.4313E-06	17	3.6056E-06	27	1.6405E-07	37	2.3588E-06	47	2.1260E-07
8	3.9019E-05	18	4.5707E-08	28	5.0214E-09	38	4.4757E-07	48	7.8590E-07
9	4.3961E-07	19	3.8643E-07	29	1.7610E-07	39	5.8350E-07	49	9.7752E-11
10	7.3825E-08	20	9.3831E-08	30	1.7952E-07	40	1.0914E-05	50	6.4002E-08

将各阶弯曲柔度贡献量累加, 这样便可以得到车身弯曲工况的总柔度。由于白车身有限元模型总自由度数庞大, 很难对其各阶模态柔度贡献量逐一求解, 因此在这里只分别计算前 10 阶、前 20 阶.....前 50 阶的柔度贡献量之和, 具体数值如图 4 所示。从图 4 中可以看出, 随着计算的阶数增多, 所得的柔度值越来越逼近某一个固定的数值, 这与前面静力学计算方法获得的弯曲柔度十分接近。在计算前 10 阶时, 弯曲柔度贡献量之和与 2.2 中的弯曲柔度值相差-63.46%;

前 20 阶相差-36.59%; 前 30 阶, 相差-31.70%; 前 40 阶, 只相差-14.42%; 至前 50 阶, 差距缩小到-8.89%, 而且变化趋于平缓。因此大致可以将前 50 阶贡献量之和近似作为车身整体的弯曲柔度。这时获得的柔度约为 $1.320 \times 10^4 \text{ mm/N}$, 弯曲刚度即为弯曲柔度的倒数 7578 N/mm , 与静力学方法获取的刚度值相比, 只高出 9.76%。这一计算结果很好地证明了利用式 (17) 对白车身弯曲刚度进行的有限元仿真具有很高的准确性。

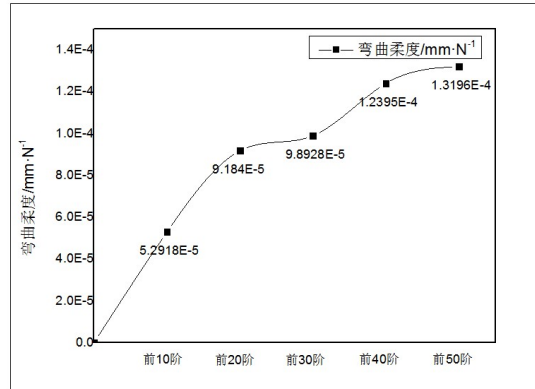


图 4 弯曲柔度曲线

Fig. 4 Curve of Bending Compliance

3.3.3 基于模态理论计算白车身扭转刚度

利用模态理论计算扭转刚度的方法与弯曲刚度类似，将各阶模态刚度（或是模态频率与模态质量）与测点的 z 向模态变形量代入式 (18)，获得扭转工况下各阶模态柔度

贡献量，具体数值见表 4。相比弯曲柔度分布情况，扭转柔度在各阶分布则相对集中，第 3 阶和第 4 阶占据静力学计算值的 75.06%，其中第 4 阶（一阶扭转模态）的柔度贡献量占 53.79%。

表 4 各阶扭转柔度贡献量

Tab. 4 Modal Contributions to Torsional Compliance

阶数	柔度贡献量 /rad·(N·mm) ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /rad·(N·mm) ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /rad·(N·mm) ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /rad·(N·mm) ⁻¹	阶数	柔度贡献量 /rad·(N·mm) ⁻¹
1	7.5765E-13	11	5.5835E-11	21	2.8704E-12	31	5.3563E-12	41	3.3028E-12
2	8.9501E-13	12	5.4330E-12	22	1.5374E-12	32	1.2562E-12	42	1.0495E-11
3	4.0413E-10	13	5.9701E-13	23	3.0714E-11	33	1.0776E-12	43	3.4506E-12
4	1.0215E-09	14	3.9857E-12	24	1.1495E-12	34	3.3852E-12	44	9.0025E-12
5	4.2735E-12	15	8.8054E-14	25	7.4618E-13	35	4.1335E-12	45	2.3827E-13
6	1.9785E-11	16	8.4116E-14	26	1.1951E-11	36	1.8969E-11	46	2.8523E-11
7	1.5428E-11	17	-4.4432E-14	27	2.3434E-11	37	1.8517E-13	47	-5.1136E-14
8	2.7569E-13	18	2.1881E-11	28	1.2815E-12	38	2.9682E-13	48	-1.6119E-13
9	9.8261E-13	19	8.0321E-14	29	2.1837E-12	39	9.3588E-14	49	1.2801E-12
10	6.0160E-11	20	2.1357E-12	30	3.5601E-14	40	4.6754E-12	50	4.3646E-12

根据表 4 中的数据求得前 10 到 50 阶的柔度贡献量之和，并作出图 5 中的柔度曲线。从图 5 中可以看出，扭转柔度曲线与弯曲柔度类似，随着计算阶数增多，扭转柔度贡献量之和逐渐逼近一固定值，这个值与前面计算的车身扭转柔度非常接近。前 10 阶，扭转柔度贡献量之和与 2.2 中的扭转柔度相差 -19.53%；前 20 阶，相差 -14.79%；前 30 阶，相差 -10.79%；前 40 阶，只相差 -8.72%；到了前 50 阶，两者之间相差只有 -5.54%，此时，扭转柔度曲线变化趋于平缓。因此，车

身整体的扭转柔度也可以用前 50 阶模态柔度贡献量之和表示。那么用模态方法计算得到的扭转柔度为 $1.794 \times 10^{-6} \text{rad} \cdot (\text{N} \cdot \text{m})^{-1}$ ，与之对应的扭转刚度的值近似为 $557392 \text{N} \cdot \text{m} / \text{rad}$ ，与静力学方法计算的值只高出 5.86%。该结果表明，基于式 (18) 对扭转刚度进行有限元计算是可行的，且具有很高的精度。

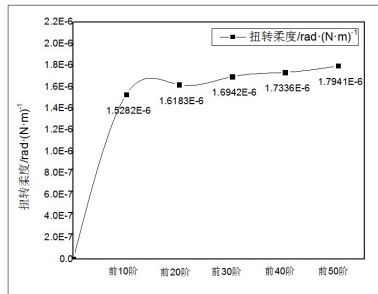


图 5 扭转柔度曲线

Fig. 5 Curve of Torsional Compliance

为了检测有限元分析结果的准确性与可靠性，对该车型样车实施了静刚度台架试验。试验的仪器主要由两部分组成：弯曲/扭转刚度试验台以及车身数据采集系统。试验时的约束与加载情况如 2.2 所述，测点布置在前、后纵梁以及门槛梁底面，左右两边对称布置，每边各 13 个测点，其中纵梁底面 8 个，门槛梁底面 5 个，弯曲、扭转试验均采用逐级加载方式，读取各个载荷下测点的 z 向位移。

3 白车身静刚度试验



图 6 弯曲试验

Fig. 6 Bending Test



图 7 扭转试验

Fig. 7 Torsion Test

表 5 是白车身静刚度的有限元分析值与此次试验值的对比。从表中可知,该样车的弯曲刚度为 7026N/mm,相比之下,通过有限元分析获得的刚度值误差较小,分别只有-1.74% (静力学方法)和 7.86% (模态方法)。该样车的扭转刚度为 543750N·m/rad,

与之相比,通过有限元计算得到的扭转刚度值的误差分别为-3.17% (静力学方法)和 2.51% (模态方法)。弯曲、扭转刚度的仿真误差均在±8%以内,因此可认为此次有限元分析是可靠的。

表 5 有限元分析值与实验值的对比

Tab. 5 Comparison of Static Stiffness Values Between FEA and Test

	试验值	静力学计算方 法	静力学计算方 法误差	模态计算方法	模态计算方法 误差
弯曲刚度/N·mm ⁻¹	7026	6904	-1.74%	7578	7.86%
扭转刚度/N·m·rad ⁻¹	543750	526535	-3.17%	557392	2.51%

4 结论

(1) 与简单线性系统相同,白车身的弯曲柔度与扭转柔度等均等于各阶模态柔度贡献量之和,计算时使用的阶数越多,结果越精确。通常情况下,只考虑前 50 阶模态参数,其计算误差就可以控制在 10%以内 (与静力学计算方法比较);

(2) 两类静态柔度在各阶模态的分布规律存在差异,弯曲柔度分布较为离散,而扭转柔度分布较为集中;

(3) 低阶模态与静刚度联系紧密,一般地,一阶弯曲、扭转模态所对应的弯曲、扭转柔度贡献比最大,在车身开发前期,对于难以识别的模态振型,这一规律可以作为低阶模态识别的重要依据。

参考文献

- [1] David Griffiths, Allan Aubert, Edward R. Green, et al. A technique for relating vehicle structural modes to stiffness as determined in static determinate tests[J]. Training, 2003.
- [2] Pasha H G, Allemang R J, Phillips A W, et al. Estimation of Bending Compliance (Stiffness) from Free-Free FRF Measurements: eBCF Theory[M]// Experimental Techniques, Rotating Machinery, and Acoustics, Volume 8. Springer International Publishing, 2015:141-155.
- [3] Pasha H G, Allemang R J, Phillips A W, et al.

Estimation of Torsional Compliance (Stiffness) from Free-Free FRF Measurements: eRCF Theory[M]// Experimental Techniques, Rotating Machinery, and Acoustics, Volume 8. Springer International Publishing, 2015:121-132.

- [4] Pasha H G, Allemang R J, Brown D L, et al. Static Torsional Stiffness from Dynamic Measurements Using Impedance Modeling Technique[M]// Dynamics of Coupled Structures, Volume 1. Springer International Publishing, 2014:307-316.
- [5] Wahyuni E, Ji T. Relationship between Static Stiffness and Modal Stiffness of Structures[J]. Iptek the Journal for Technology & Science, 2010, 21(2):1-5.
- [6] Helsen J, Cremers L, Mas P, et al. Global static and dynamic car body stiffness based on a single experimental modal analysis test[C]// 2010.
- [7] Deleener J, Mas P, Cremers L, et al. Extraction of Static Car Body Stiffness from Dynamic Measurements[J]. 2010.
- [8] 傅志方, 华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2000: 33-44.
- Fu Zhifang, Hua Hongxing. Modal Analysis Theory and Application[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2000: 33-44.
- [9] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989: 161-227.
- Ni Zhenhua. Mechanics of Vibration[M]. Xi'an: Xi'an Jiao Tong University Press, 1989: 161-227.

镁合金汽车轮毂挤压成形工艺分析及其数值模拟

陈锴, 颜银标, 徐跃

(南京理工大学 材料与工程学院, 江苏 南京 210094)

摘要: 传统镁合金汽车轮毂多为压铸生产, 但压铸工艺成本昂贵, 并且铸件具有先天性的缺陷。针对镁合金热塑性好的特点, 提出了热挤压工艺来进行镁合金轮毂的成形。根据轮毂结构设计了两种挤压成形方案及其模具结构。通过 Deform-3D 平台对不同挤压方案进行热挤压成形数值模拟与优选。最终经实验试制证明了所选挤压方案切实可行。

关键词: 汽车轮毂; 挤压成形; 工艺分析; 数值模拟; Deform-3D

中图分类号: U463.343 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2018)03-0103-03

Process Analysis and Numerical Simulation of Hot Extrusion of Magnesium alloy Wheels

CHEN Kai, YAN Yinbiao, XU Yue

(School of Material Science and Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: Traditional automobile wheels made of magnesium alloy are mostly produced by die-casting, but the defects of this process exist in the die-casting. According to its good thermo plasticity, this paper puts forward the use of hot extrusion process to form this magnesium alloy wheels and based on the analysis of its structure, prepares two extrusion forming methods and the corresponding die structure and then simulates the extrusion schemes by the Deform-3D platform. The results show the extrusion process scheme is better.

Keywords: vehicle wheel hub; extrusion forming; process analysis; numerical simulation; Deform-3D

0 引言

镁合金具有密度低、强度好、高传热系数和高阻尼系数等特点, 这使得镁合金十分适合作为汽车轮毂材料, 可以让汽车整体的行驶性能和安全性能得到较大提升^[1-2]。目前大部分镁合金轮毂主要以压铸为主, 但是压铸工艺设备成本较高造价昂贵, 使得镁合金轮毂还无法广泛地应用于汽车市场。同时, 铸件先天具有疏松、缩孔等缺陷使其性能远不如塑性加工的变形镁合金^[3]。

结合镁合金热塑性好的特点, 提出采用热挤压的方法来进行镁合金轮毂成形^[4-5]。由于轮毂零件尺寸大、结构复杂挤压难度大。因此提出坯料预成形后在一套模具中完成挤压轮毂的工艺, 设计了两种挤压方案及其模具结构并进行数值模拟, 通过 Deform-3D 软件平台对两种挤压方案进行数值模拟, 最后通过实验试制验证结果。

1 轮毂挤压方案分析

轮毂零件结构如图1所示, 该轮毂规格为5幅17英寸, 轮辐间有5个孔洞; 每根轮辐上有一个凹槽, 轮辐中心有一直径约为50 mm的中心孔; 整体结构复杂, 热挤压难度大, 并且对成形设备要求高。由轮毂零件结构不难预测在最后成形的上下轮胎座处将成为成形难点, 上线轮胎座

见图1(a)中a、b所示区域; 同时, 轮毂整体较大的尺寸将大大提高对成形设备的要求。

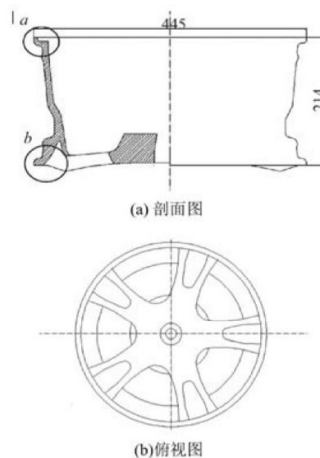


图1 轮毂结构示意图

由于镁合金热传递系数高, 所以采用等温挤压, 挤压方案1如图2所示, 将加热后的成形坯料放入凹模具中, 冲头下压后抬起即完成零件挤压, 5个轮辐间孔洞通过后机加工完成。

基金项目: 国家科技重大专项项目(2012zx04010101)

作者简介: 陈锴(1991-), 男, 福建龙岩人, 硕士, 主要从事有色金属塑性成形研究。

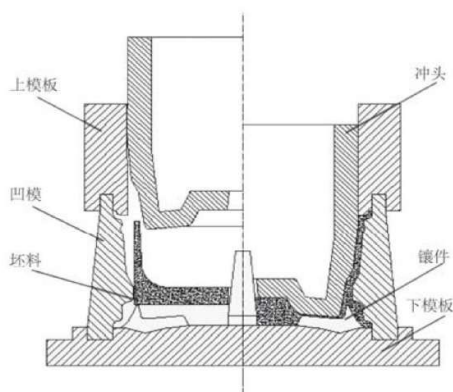


图2 挤压方案1和对应模具结构

挤压方案2如图3所示，方案中将挤压过程分成2部分，由主冲头完成轮毂底部和轮辐等主要部分，上模板完成轮毂后端阶梯形状的轮胎座部分，两次挤压均在一套模具中完成。此外，该方案需要提前完成5个轮辐间孔洞的机加工。

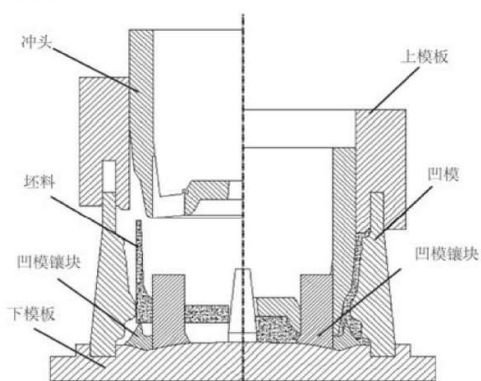


图3 挤压方案2和模具结构

2 数值模拟分析和结果

2.1 数值模拟前处理

利用 Pro/E 完成轮毂零件和对应模具的三维模型的建立，包括底板、镶块、上模具、套圈、上模板、坯料等。将建立的几何模型导入 Deform-3D 前处理模块，忽略热传递，设定坯料和模具温度为 360° 。材料物性中导入已经建立的 AZ80 材料模型，冲头下压速度为 2 mm/s ，摩擦系数为 $0.2^{[6]}$ 。

由于零件较大，为了增加运算效率，本文选取模型的 $1/5$ ，对在边界条件中进行坯料对称面设定。最后完成运算步数、步长、终止条件等软件运行参数的设定^[7-8]。挤压方案1和方案2的建模效果如图4所示。

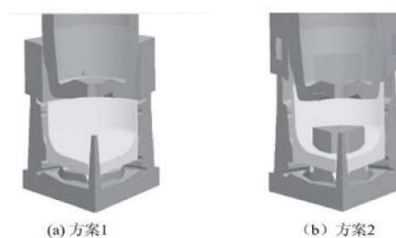


图4 挤压模具三维图

2.2 成形效果分析

图5表示两种方案数值模拟挤压终了时挤压件的成形情况。可以看出由挤压方案1成形的轮毂在前端轮辐处的轮胎座处出现了挤不满现象，并且存在不少拉裂缺陷；后端轮胎座成形困难挤不满现象更为严重，整个后端轮胎座形状不完整。



图5 两种挤压方案成形轮毂数值模拟结果

挤压方案2成形轮毂件整体形状完整，轮廓清晰，无拉裂，无折叠。挤压件在两端的胎座处都没有出现挤不满的现象。方案1中，由于反挤压困难，坯料难以挤入型腔尺寸较小、距离较远的后端，导致后端轮胎座出现严重缺陷；而方案2将后端轮胎座单独成形则较好完成了该部分的成形，同时提前在坯料上加工出轮辐孔有利于轮辐端轮胎座的成形。

对比2种方案，显然挤压方案2的成形效果远远好于挤压方案1。

2.3 等效应变分析

2种挤压方案挤压终了时，对应挤压件的等效应变分布如图6所示。由图6可知，方案1成形件较大应变主要分布在5个轮辐和轮辐间孔洞处。轮辐中段应变约为1，相邻轮辐结合部应变约为4，轮辐凹槽两侧应变约为5，轮辐端的轮胎座应变 <1 。对于方案2的成形件轮辐中段的应变 <1 ，相邻轮辐结合处应变约为1.4，轮辐凹槽两侧应变约为3，轮辐端的轮胎座应变约为1.1。

2种方案成形件应变最大区域均为轮辐间孔洞处的坯料，但是此部分材料在后续机加工中将会被切除，所以此处不做讨论。因此，对比2个方案成形件的应变场可知，除了轮辐端轮胎座位置，其余各个部分方案1的成形件的等效应变均大于方案2。

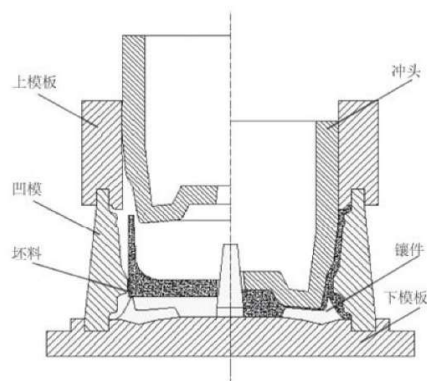


图2 挤压方案1和对应模具结构

挤压方案2如图3所示，方案中将挤压过程分成2部分，由主冲头完成轮毂底部和轮辐等主要部分，上模板完成轮毂后端阶梯形状的轮胎座部分，两次挤压均在一套模具中完成。此外，该方案需要提前完成5个轮辐间孔洞的机加工。

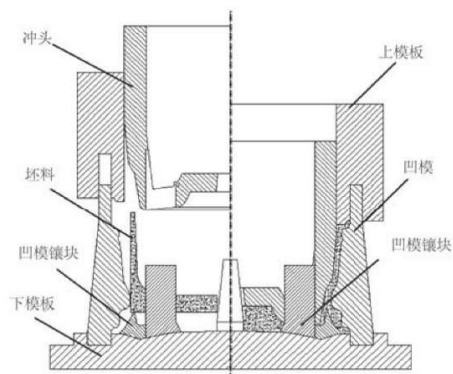


图3 挤压方案2和模具结构

2 数值模拟分析和结果

2.1 数值模拟前处理

利用 Pro/E 完成轮毂零件和对应模具的三维模型的建立，包括底板、镶块、上模具、套圈、上模板、坯料等。将建立的几何模型导入 Deform-3D 前处理模块，忽略热传递，设定坯料和模具温度为 360°。材料物性中导入已经建立的 AZ80 材料模型，冲头下压速度为 2 mm/s，摩擦系数为 0.2^[6]。

由于零件较大，为了增加运算效率，本文选取模型的 1/5，对在边界条件中进行坯料对称面设定。最后完成运算步数、步长、终止条件等软件运行参数的设定^[7-8]。挤压方案1和方案2的建模效果如图4所示。

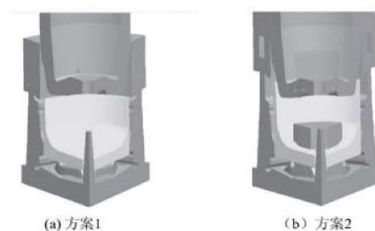


图4 挤压模具三维图

2.2 成形效果分析

图5表示两种方案数值模拟挤压终了时挤压件的成形情况。可以看出由挤压方案1成形的轮毂在前端轮辐处的轮胎座处出现了挤不满现象，并且存在不少拉裂缺陷；后端轮胎座成形困难挤不满现象更为严重，整个后端轮胎座形状不完整。



图5 两种挤压方案成形轮毂数值模拟结果

挤压方案2成形轮毂整体形状完整，轮廓清晰，无拉裂，无折叠。挤压件在两端的轮胎座处都没有出现挤不满的现象。方案1中，由于反挤压困难，坯料难以挤入型腔尺寸较小、距离较远的后端，导致后端轮胎座出现严重缺陷；而方案2将后端轮胎座单独成形则较好完成了该部分的成形，同时提前在坯料上加工出轮辐孔有利于轮辐端轮胎座的成形。

对比2种方案，显然挤压方案2的成形效果远远好于挤压方案1。

2.3 等效应变分析

2种挤压方案挤压终了时，对应挤压件的等效应变分布如图6所示。由图6可知，方案1成形件较大应变主要分布在5个轮辐和轮辐间孔洞处。轮辐中段应变约为1，相邻轮辐结合部应变约为4，轮辐凹槽两侧应变约为5，轮辐端的轮胎座应变<1。对于方案2的成形件轮辐中段的应变<1，相邻轮辐结合处应变约为1.4，轮辐凹槽两侧应变约为3，轮辐端的轮胎座应变约为1.1。

2种方案成形件应变最大区域均为轮辐间孔洞处的坯料，但是此部分材料在后续机加工中将会被切除，所以此处不做讨论。因此，对比2个方案成形件的应变场可知，除了轮辐端轮胎座位置，其余各个部分方案1的成形件的等效应变均大于方案2。

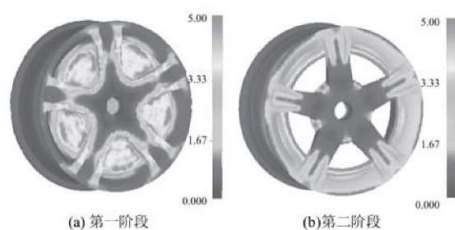


图6 轮毂等效应变分布

2.4 载荷分析

图7对比了2种挤压方案主冲头下压量和所需载荷曲线,由于方案2第二阶段的挤压力较小,这里对方案2主要讨论其第一阶段的载荷-行程关系。在图7中可以看出,坯料完全与模具接触后,所需载荷由800 t增大到4 000 t以上。在挤压前期方案1和方案2的挤压力随行程变化相差不大,但当接近挤压终了时,挤压方案1对应载荷开始急剧增大,远远高于方案2。方案2所需最大载荷约为4 500 t,而挤压方案1所需最大载荷超过7 500 t。

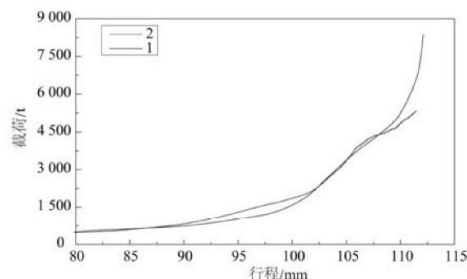


图7 上模载荷随行程变化规律

对比方案1、方案2在主冲头下压时只需要成形底部轮胎座和轮辐,避免了轮辐间孔洞处坯料的压薄,使得在最后成形轮胎座时所需的载荷要更小。

显然,方案2所需的挤压力远小于方案1,大幅降低了压力设备吨位要求。

3 实验试制

数值模拟结果表明,方案2优于方案1。所以根据制定的挤压方案2对镁合金轮毂进行热挤压实验试制,模具和坯料温度均加热至380℃,挤压速度为2 mm/s;在50 000 kN液压机上进行热挤压试制;挤压前,在凹模、凸模的表面均匀地涂上粉状石墨的水类润滑剂。

挤压完成后,最终成形轮毂如图8所示。可以看出经过后续机加工的零件整体成形良好,无明显缺陷,尺寸形状基本符合模拟结果,进一步验证改热挤压方案切实可行。



图8 热挤压成形轮毂

4 结语

1) 分析了传统铸造镁合金轮毂的缺点,提出了采用热挤压成形的方法进行复杂结构的镁合金轮毂成形,探讨成形工艺难点和原因。

2) 针对挤压成形出现的问题,设计了2种挤压成形方案 and 对应模具结构,并对其进行数值模拟分析,结果表明方案2优于方案1。

3) 通过实验试制验证了模拟结果的准确性,对实际生产具有指导意义。

参考文献:

- [1] 余琨,黎文献,王日初,等. 变形镁合金的研究、开发及应用[J]. 中国有色金属学报, 2003, 13(2): 277-288.
- [2] 丁文江,吴玉娟,彭立明,等. 高性能镁合金研究及应用的新进展[J]. 中国材料进展, 2010, 29(8): 37-45.
- [3] 高建良,章桢彦,靳丽,等. 镁合金锻造研究综述[J]. 热加工工艺, 2012, 41(15): 104-108.
- [4] 李平,陈丹团. 铝合金车轮生产与性能[J]. 轻合金加工技术, 2012, 39(11): 1-20.
- [5] Behrens B A, Schmidt I. Improving the properties of forged magnesium parts by optimized process parameters[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2007, 187(3): 761-765.
- [6] 张博,颜银标. 基于 DEFORM-3D 的铝合金支架挤压成形分析[J]. 热加工工艺, 2015(7): 167-168.
- [7] 张少杰,王明福,王志伟. 基于 DEFORM-3D 的花键成形分析[J]. 机械制造与自动化, 2011(2): 57-59.
- [8] 陈锴,颜银标,徐跃,等. 基于 Deform 的铝合金薄壁锥形件成形分析[J]. 精密成形工程, 2016(1): 63-67.

