

数控机床主轴优化设计专家系统研究

刘世豪¹ 张云顺² 王宏睿³

(1. 海南大学机电工程学院, 海口 570228; 2. 东京大学生产技术研究所, 东京 1538505;

3. 南京航空航天大学机电学院, 南京 210016)

摘要: 为了提高数控机床的加工精度并促进制造业升级发展,对数控机床主轴优化设计专家系统进行了研究。基于当前丰富的数控机床主轴设计经验、机械动力学、优化方法和模糊逻辑理论,构造了主轴传动方式模糊优选法。以提高数控机床主轴的动静态性能为优化目标,通过灵敏度分析法选择设计变量,建立主轴结构多目标优化设计的数学模型,并提出一种渐进优化算法用于模型求解,得到一种新的主轴结构优化设计方法。将主轴传动方式模糊优选法和主轴结构优化设计方法进行集成,从而形成一套数控机床主轴优化设计专家系统。以一种精密数控机床主轴的多目标优化设计作为应用案例,将优化设计结果与实际情况和实验结果进行对比分析,验证了所构造的数控机床主轴优化设计专家系统的可行性。

关键词: 数控机床; 主轴; 模糊逻辑; 专家系统; 优化设计

中图分类号: TH122 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)04-0372-10

Optimization Design Expert System of CNC Machine Tool Spindle

Liu Shihao¹ Zhang Yunshun² Wang Hongrui³

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hainan University, Haikou 570228, China

2. Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Tokyo 1538505, Japan

3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to improve the machining accuracy of CNC machine tool and promote manufacturing industry upgrade development, a CNC machine tool spindle optimization design expert system was studied. On the basis of the rich CNC machine tool spindle design experience in current, mechanical dynamics, optimization method and fuzzy logic theory, a spindle transmission type fuzzy optimum seeking method was developed. Taking the dynamic and static performance of CNC machine tool spindle as optimization goals, and adopting the sensitivity analysis to choose the design variables, a mathematic model of the spindle structural multi-objective optimization design was established. A gradual optimization algorithm was put forward to solve the optimization model, and a new kind of spindle structural optimization design method was obtained. Through integrating the “spindle transmission type fuzzy optimum seeking method” with the “spindle structural optimization design method”, the CNC machine tool spindle optimization design expert system was developed. Taking the multi-objective optimization design for a precision CNC machine tool spindle as application case, the optimization design results were compared with the actual situation and the experimental results, which verified the feasibility of the CNC machine tool spindle optimization design expert system.

Key words: CNC machine tool; spindle; fuzzy logic; expert system; optimization design

引言

数控机床作为现代制造业的基础装备,在制造业转型升级过程中发挥着重要作用,其加工精度对制造水平影响较大,通过优化设计方法来提高数控机床加工精度一直是学术界和工程领域的研究热点^[1]。数控机床的组成部件较多,有针对性地研究各关键零部件的优化设计方法,对于完善机床整机的设计方案具有积极的促进作用^[2]。作为数控机床整机的关键机械部件,主轴输出的动力驱动刀具工作,主轴的动静态性能对加工精度和效率影响很大^[3]。因此,对数控机床主轴进行建模分析与优化设计是十分必要的,国内外众多学者对此展开了广泛深入的研究工作^[4-9],研究成果均促进了数控机床主轴优化设计方法的发展,也为本文的研究工作提供了有益的参考。然而,数控机床主轴的动静态性能受很多因素影响,如主轴结构的整体布局、心轴各段的直径和长度尺寸、电动机与主轴之间的传动方式、轴承和主轴的配置方式等,主轴设计是一个多领域知识耦合的复杂问题。针对以上问题,本文构造一种数控机床主轴优化设计专家系统,其原理采用模糊逻辑理论^[10]和智能优化算法分别对主轴进行配置优选和结构设计,从而提高该专家系统的智能化程度,使之便于在计算机上程序化。以一种精

密数控机床主轴的优化设计为应用案例,验证所构造的专家系统的可行性。

1 主轴传动方式模糊优选法

1.1 主轴传动方式的优选原则

数控机床工作过程中,转矩一般通过电机传递到主轴的心轴,通常有多种传动方式可选,主要包含齿轮传动(G)、带传动(B)、联轴器传动(D)和电主轴传动(M),如表 1 所示,表 1 的参数指标来源于数控机床主轴实验测试对比结果。本文采用图 1 所示的原则对电机和机床主轴心轴之间的传动方式进行优选,该优选原则的实现过程如下:

表 1 传动方式及其性能

传动类型	转矩	转速	热效应	噪声	维修性	抗振性	成本	精度
齿轮传动	良好	较差	较好	较差	一般	较好	一般	较好
带传动	较好	一般	较好	一般	较好	较好	较好	一般
联轴器传动	一般	较好	较好	较好	良好	一般	较好	较好
电主轴传动	一般	良好	一般	良好	较好	较好	一般	良好

(1) 转矩和切削力的计算

机床主轴所需的切削转矩由所承受的切削条件计算而得,并与主轴电机的规格对比。瞬态切削转矩 T_c 根据切削力学原理计算而得

$$T_c = \frac{D}{2} \sum_{j=1}^N F_{tj}(\phi_j) \quad (\phi_{st} \leq \phi_j \leq \phi_{ex}) \quad (1)$$

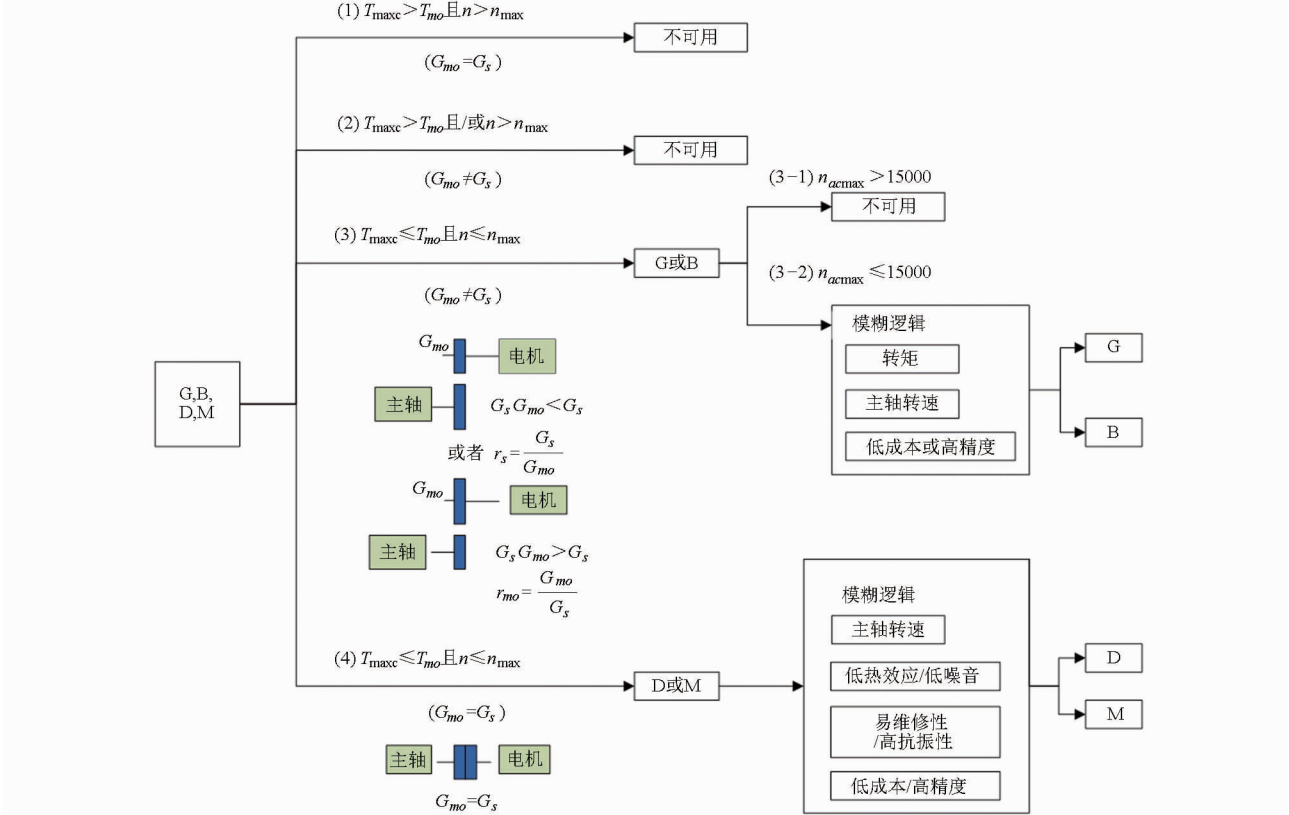


图 1 传动方式优选过程

Fig. 1 Transmission type selection process

其中

$$F_{ij}(\phi_j) = K_{tc} ah(\phi_j) + K_{te} a$$
$$h(\phi_j) = c \sin \phi_j$$

(2)

(3)

式中 D ——铣刀直径 N ——铣刀齿数
 ϕ_j ——瞬态切削角
 $\phi_{st}、\phi_{ex}$ ——刀具起始、终止切削角
 F_{ij} ——切向切削力
 a ——轴向切削深度
 $K_{tc}、K_{te}$ ——切削力系数和边界力系数,切削力系数与材料有关,可由切削实验计算而得
 c ——进给速度,mm/s
主轴电机所需的切削转矩 T_{maxc} 是各瞬态切削转矩 T_c 的最大值

$$T_{maxc} = \max(T_c)$$

(4)

切削功率 P_t 为

$$P_t = v \sum_{j=1}^N F_{ij}(\phi_j) \quad (\phi_{st} \leq \phi_j \leq \phi_{ex})$$

(5)

其中

$$v = \pi D n$$

式中 v ——切削速度
 n ——主轴输出转速

(2) 主轴电机规格的确定

为了确定主轴传动类型,首先要确定主轴电机的规格,主轴电机功率和转矩关系如图 2 所示。主轴电机功率和转矩之间的数学关系为

$$P_{mo} = \frac{2\pi}{60} n_{mo} T_{mo}$$

(6)

式中 n_{mo} ——主轴电机转速
 T_{mo} ——主轴电机转矩

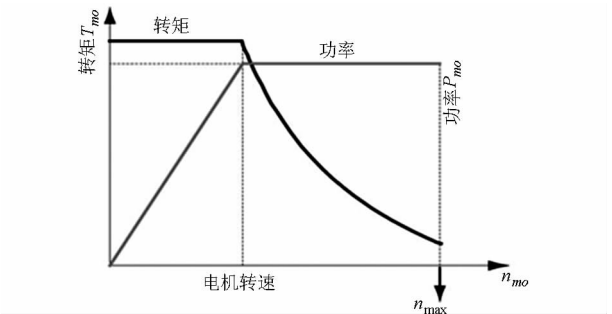


图 2 功率和转矩关系
Fig. 2 Relationship of power and torque

(3) 分类

采用最大切削转矩及其所需相应的主轴输出转速来确定主轴电机的规格,需要检查并确保最大切削转矩小于电机转矩 T_{mo} 。主轴设计过程中还要检查电机的最高转速 n_{max} 是否高于主轴在极端加工工况下的输出转速。 T_{ac} 和 n_{acmax} 分别代表主轴的实际转矩和实际最高转速,它们的计算方法如下

$$T_{ac} = T_{mo} \frac{G_s}{G_{mo}}$$

(7)

$$n_{acmax} = n_{max} \frac{G_{mo}}{G_s}$$

(8)

式中 $G_{mo}、G_s$ ——电机和主轴的尺寸
 n_{max} ——主轴电机的最大转速
表 2 给出了机床主轴传动类型的分类情况。

表 2 传动类型的分类
Tab. 2 Classification for transmission type

工作状态	齿轮	带-带 轮	联轴器 器	电主 轴	不可 用
$T_{maxc} > T_{mo}$ 且 $n > n_{max}$ ($G_{mo} = G_s$)					✓
$T_{maxc} > T_{mo}$ 且/或 $n > n_{max}$ ($G_{mo} \neq G_s$)					✓
$T_{maxc} \leq T_{mo}$ 且 $n \leq n_{max}$ ($G_{mo} \neq G_s$)	✓	✓			
$T_{maxc} \leq T_{mo}$ 且 $n \leq n_{max}$ ($G_{mo} = G_s$)			✓	✓	

(4) 模糊逻辑的应用

在分类情况中,传动类型可由“齿轮传动、带传动、联轴器传动和电主轴传动”缩减到“齿轮传动/带传动”或“联轴器传动/电主轴传动”机制。其中联轴器传动和电主轴传动在当前运用最广,其优选的模糊逻辑方法将在下文详细论述。

1. 2 联轴器传动和电主轴传动模糊优选

低热效应/低噪声:联轴器传动方式比电主轴传动方式的噪声大,但是联轴器传动方式比电主轴传动方式的散热性好。低热效应/低噪声的隶属度函数如图 3 所示,设计者必须在 1 ~ 10 选择一个整数来表示热效应和噪声之间的矛盾。

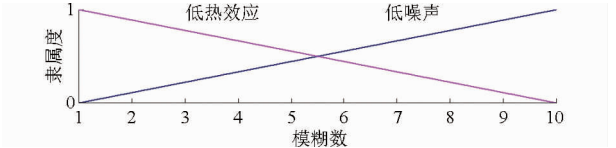


图 3 低热效应/低噪声的隶属度函数
Fig. 3 Membership function of low thermal effect vs low noise

易维修性/高抗振性:由于结构不同,联轴器传动方式比电主轴传动方式的抗振性低。另一方面,由于电主轴结构比联轴器传动部件复杂,一旦发生故障时,电主轴的维修难度相对较大。易维修性/高抗振性的隶属度函数如图 4 所示,设计者须在 1 ~ 10 选择一个整数来表示维修性和抗振性之间的矛盾。

低成本/高精度:由于结构简单的原因,联轴器传动部件的制造成本较低;与之相反地,由于设计与制造的复杂性,电主轴的成本较高。另一方面,选用联轴器传动方式时,主轴的挠度和旋转精度比电主

轴传动差。低成本和高精度的隶属度函数如图 5 所示,设计者必须在 1~10 选择一个整数来表示成本和精度之间的矛盾。

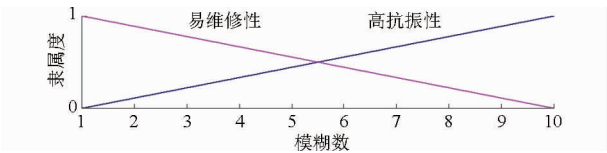


图 4 易维修性/高抗振性的隶属度函数

Fig. 4 Membership function of easy maintainability vs high vibration resistance

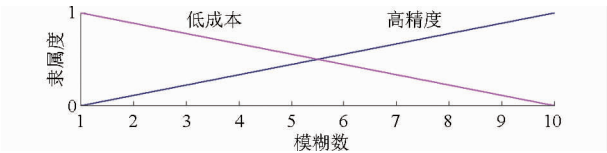


图 5 低成本/高精度的隶属度函数

Fig. 5 Membership function of low cost vs high accuracy

表 3 联轴器/电主轴传动优选的模糊规则

Tab.3 Fuzzy rules for transmission selection

序号	逻辑关系	热效应/噪声	逻辑关系	维修性/抗振性	逻辑关系	成本/精度	逻辑关系	联轴器/电主轴
1	IF	低热效应 低噪声	AND	高抗振性 易维修性	AND	低成本 高精度	THEN	联轴器 电主轴
2	IF	低热效应 低噪声	AND	高抗振性 易维修性	AND	高精度 低成本	THEN	电主轴 联轴器
3	IF	低热效应 低噪声	AND	易维修性 高抗振性	AND	低成本 高精度	THEN	联轴器 电主轴
4	IF	低热效应 低噪声	AND	易维修性 高抗振性	AND	高精度 低成本	THEN	联轴器 电主轴
5	IF	低噪声 低热效应	AND	高抗振性 易维修性	AND	低成本 高精度	THEN	电主轴 联轴器
6	IF	低噪声 低热效应	AND	高抗振性 易维修性	AND	高精度 低成本	THEN	电主轴 联轴器
7	IF	低噪声 低热效应	AND	易维修性 高抗振性	AND	低成本 高精度	THEN	联轴器 电主轴
8	IF	低噪声 低热效应	AND	易维修性 高抗振性	AND	高精度 低成本	THEN	电主轴 联轴器

表 3 阐释了模糊逻辑的整体实现过程,分别结合前文的计算方法可得到 8 个隶属度函数。这些隶属度函数进行模糊聚类计算后,得到一个最终的隶属度函数。根据最终的隶属度函数,结合上文方法计算后获得一个模糊数(DM),如果 DM 小于 5,则传动方式为传动联轴器传动;如果 DM 在 5 以上,则传动方式为电主轴。

2 主轴结构优化设计方法

数控机床主轴为了适应不同加工工况,除需要选择合适的传动方式外,还需要合理布置结构来提高其抗振性,优化主轴的几何参数使加工过程中的变形量最小化^[11]。综合考虑上述问题,按照如图 7 所示的思路研究了数控机床主轴动静态性能的多目

联轴器传动/电主轴传动:传动方式也必须模糊化处理,联轴器传动和电主轴传动的隶属度函数如图 6 所示,这些隶属度函数作为传动方式优选的依据。

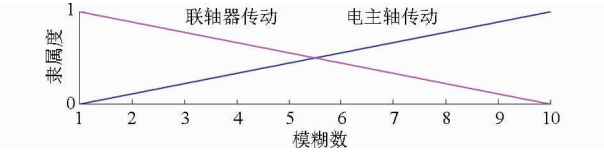


图 6 联轴器/电主轴传动的隶属度函数

Fig. 6 Membership function of coupling vs motorized

结合表 3 所示的模糊逻辑规则,通过模糊隶属度函数对“低热效应/低噪声”、“易维修性/高抗振性”、“低成本/高精度”、“联轴器/电主轴传动方式”,根据数控机床主轴的具体设计要求而进行模糊化处理。

标优化设计方法。

2.1 主轴结构优化的数学模型

数控机床主轴优化设计的数学模型包含目标函数、设计变量和约束函数^[12]。数控机床主轴的优化设计问题可表示为

$$\begin{cases} \min Y = F(X) = \{ F_1(X), F_2(X), \dots, F_m(X) \} \\ X = (x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n) \\ \text{s. t. } \begin{cases} g_u(x) \leq 0 & (u = 1, 2, \dots, k, k < n) \\ h_v(x) = 0 & (v = 1, 2, \dots, p, p < n) \end{cases} \\ x_{il} \leq x_i \leq x_{im} & (i = 1, 2, \dots, n) \end{cases}$$

(9)

式中 x_i ——设计变量
 $F_k(x)$ ——目标函数, $k = 1, 2, \dots, m$

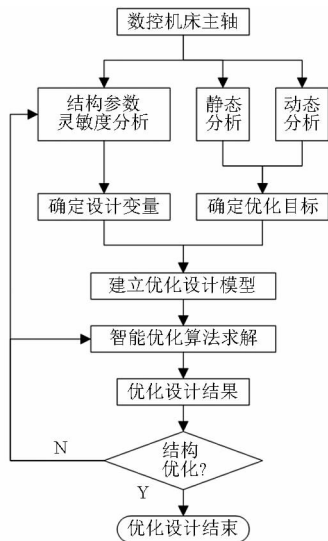


图 7 主轴优化设计思路

Fig. 7 Spindle optimization design process

$g_u(x)$ 、 $h_v(x)$ ——约束函数与等式约束函数
 x_{il} 、 x_{im} ——设计变量的下限和上限
 m 、 k 、 p 、 n ——目标函数、不等式约束函数、等式约束函数和设计变量的个数

2.1.1 优化目标函数

数控机床主轴优化设计是在满足一定加工精度和转速要求的前提下,使动静态性能达到最优目标,本文提出的数控机床主轴优化目标函数如下:

(1)高抗振性准则

在数控机床加工过程中,切削力变化、机床启停以及外界干扰均会导致主轴发生振动,为了提高主轴的抗振性,其前几阶次固有频率($f_1, f_2, \cdots, f_n$)应该尽可能高,即

$$F(X) = \min(-f_1, -f_2, \cdots, -f_n) \tag{10}$$

(2)最优静态性能准则

数控机床加工零件时,主轴在切削力的作用下会发生变形,过大的变形会降低机床的加工精度。因此,将主轴的最大变形量也作为优化目标,最大变形量应尽可能小,即

$$F(X) = \min(\delta_{\max}) \tag{11}$$

(3)最佳综合性能准则

在数控机床主轴设计过程中,通常需要同时提高其动静态性能指标,优化目标是上述各式中的几个,则目标函数为

$$F(X) = \min[F_1(X), F_2(X), \cdots, F_m(X)] \tag{12}$$

2.1.2 约束条件

数控机床主轴优化模型的约束条件较多,通常要求主轴满足强度约束条件和结构轻量化设计,即最大应力小于材料的许用应力、主轴质量需要限制在一定范围内,即

$$\begin{cases} \sigma_{\max} - [\sigma] \leq 0 \\ M - M_0 \leq 0 \end{cases} \tag{13}$$

2.1.3 设计变量

在数控机床主轴优化设计过程中,需要考虑大量参数,如主轴心轴的尺寸、主轴室的尺寸和主轴套筒的尺寸等。主轴零件的几何尺寸受很多约束,并且这些几何尺寸之间互相耦合。为了提高主轴多目标优化模型的求解效率,可通过灵敏度分析法^[13]从其几何结构参数中选择关键参数作为设计变量。

2.2 主轴结构优化的求解方法

由于数控机床主轴优化目标函数通常是非线性的,还需要考虑各种设计参数,这就导致优化求解的收敛问题。针对以上问题,本文构造了一种渐进优化算法,该算法的思想是采用响应面法减少目标函数的评价次数,响应面法是一种能减少重复次数的试验方法。本文构造的渐进优化算法由4个主要部分组成:①支持渐进优化算法的遗传算法^[14]。②全局变量的禁忌搜索^[15]。③提高收敛速度的响应面法^[16]。④进行局部搜索的改进型单纯形算法^[17]。其实施流程如图8所示,流程图的左边是全局搜索域,这与标准遗传算法的流程类似,这一部分能提供备选解,这些备选解可作为局部搜索域的初期搜索点;流程图的右边代表局部搜索域,采用改进的单纯形法获取最优解。该渐进优化算法的实现过程具体说明如下:

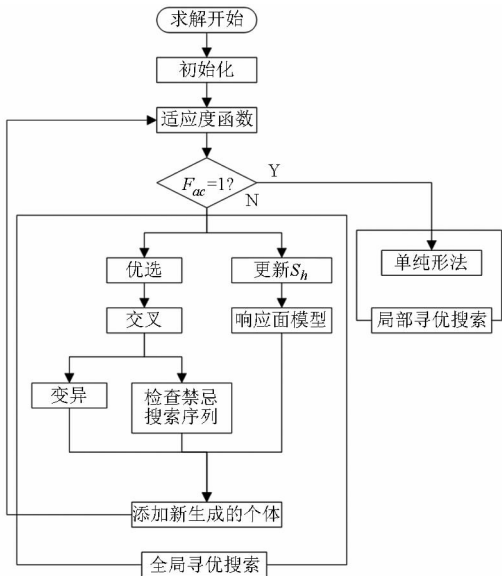


图 8 渐进优化算法流程

Fig. 8 Gradual optimization algorithm process

步骤1 设置参数组合(P_{size} 、 P_c 、 P_m 、 M_s 和 M_c)。

P_{size} 为参数组合的规模, P_c 、 P_m 分别为交叉概率和变异概率, M_s 和 M_c 分别为选择和交叉的方法。

步骤2 随机产生 n 组初始染色体 $\nu_k (k = 1, 2, \dots, P_{\text{size}})$, 即

$$\nu_k = (x_{k1}, x_{k2}, \dots, x_{kn}) \quad (14)$$

当染色体产生以后, 染色体中每个元素的变化范围满足 $x_{kj}^L \leq x_{kj} \leq x_{kj}^U$, 每个染色体都满足约束条件 $g_i(\nu_k) \geq 0$ 。如果某染色体不满足上述条件时, 那么这个染色体具有最低的适应度。

步骤3 产生初始解, 评价约束条件并设置参数的变化范围。

步骤4 构造所有个体的适应度函数。

步骤5 评估适应度 F_{ac} , 如果满足 $F_{ac} = 1$, 则进入步骤12, 否则进入步骤6。

通过 F_{ac} 确定最优解集合, F_{ac} 是评价初始解收敛的依据, 其计算方法如下

$$F_{ac} = \frac{|\mathbf{f}_{i-1}^T \mathbf{f}_i|^2}{(\mathbf{f}_{i-1}^T \mathbf{f}_{i-1})(\mathbf{f}_i^T \mathbf{f}_i)} \quad (15)$$

式中 $\mathbf{f}_i$ ——行向量

步骤6 更新 S_h

$S_h = \{(\mathbf{X}_{S_h}, F) | \mathbf{X}_{S_h} \in \mathbf{R}^N, F \in \mathbf{R}\}$, 其中 $\mathbf{X}_{S_h} = (x_1, x_2, \dots, x_N)$ 。

步骤7 进行选择 and 交叉, 并检查禁忌搜索序列。

步骤8 根据 S_h 构造响应面模型为

$$f_{rs} = a_0 + \sum_{i=1}^N a_{ii} x_i + \sum_{i=1}^N a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=2}^N \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} x_i x_j \quad (16)$$

式中, 多项式系数 a_0 、 a_{ii} 和 a_{ij} 通过最小二乘法^[18]求解获得。

步骤9 通过 S_h 训练径向基函数神经网络来近似地构造约束条件。

步骤10 采用禁忌搜索法结合响应面模型进行优化求解, 并产生一个初始解。

步骤11 变异并返回步骤4。

步骤12 采用基于改进的单纯形法的局部集中搜索法搜索最优解。

3 主轴优化设计专家系统

充分利用现有的数控机床主轴设计经验和知识, 集成前文所构造的主轴传动方式模糊优选法和主轴结构优化设计方法, 从而形成一套数控机床主轴优化设计专家系统, 如图9所示, 该专家系统能解决主轴设计过程中的非确定性问题。

数控机床主轴优化设计专家系统需要输入的数据如切削功率、切削能量由切削力计算而得, 上述数据由设计工程师输入主轴优化设计专家系统, 然后通过模糊隶属度函数进行模糊化处理。该系统以

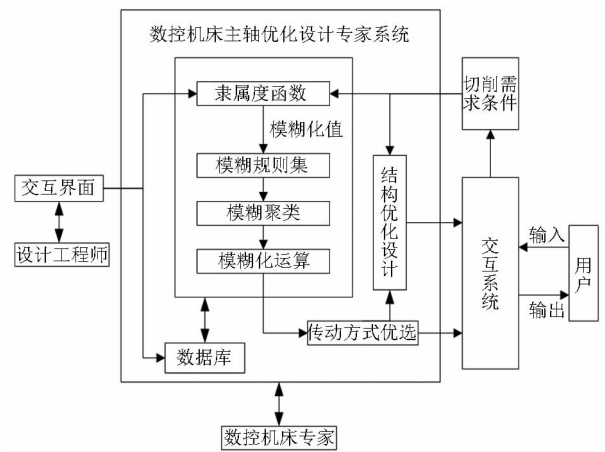


图9 主轴专家系统

Fig.9 Spindle expert system

Mamdani 法^[19]作为推理基础, 将基于最大值方法的模糊数用于聚类分析^[20]。通过对聚类分析的结果进行模糊化处理, 并获得模糊数用于主轴传动方式优选。数控机床主轴优化设计专家系统的数据库能映射到模糊系统, 并可以被设计人员访问。当模糊评价等级(如高、中、低)随着技术要求而改变的时候, 授权维护这个专家系统的人员能修改隶属度函数和数据库。

在数控机床主轴优化设计过程中, 结合优化设计专家系统和模糊逻辑来确定主轴的传动方式, 值得指出的是, 如果切削工况下所需的转速和转矩高于电机的承载能力, 专家系统会自动提示设计人员对设计方案进行改进。

为了便于运用本文构造的数控机床主轴优化设计专家系统解决实际工程问题, 制定了与之相对应的技术实施流程, 如图10所示。在数控机床主轴优化设计过程中, 该专家系统不仅能对主轴传动方式进行优选, 而且还能针对各种加工工况、制造工艺原理、切削力、结构动静态性能, 根据系统所输入的属性参数、约束条件建立数控机床主轴结构优化模型, 采用渐进优化算法对模型进行求解, 从而得到最优的设计方案。

4 应用

为了验证本文所构造的主轴优化设计专家系统的可行性, 用其对一种精密数控机床的主轴进行应用研究。本文研究的主轴的结构如图11所示, 其材料参数如表4所示。配备该主轴的机床主要用于航空零件的高效精密加工, 要求主轴的最大工作转速 20 000 r/min, 所受最大的切削力为 3 000 N。因此, 该机床主轴需要具有良好的结构配置和动静态性能, 本文也正是对此采用所构造的专家系统进行优化设计。

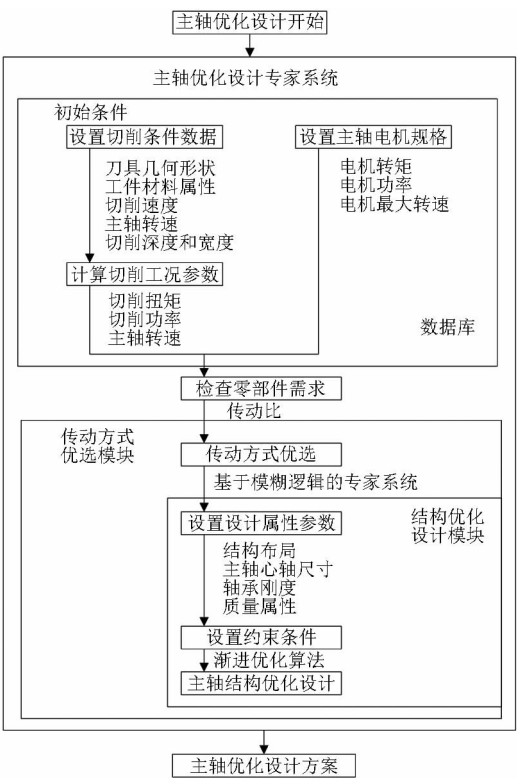


图 10 主轴专家系统应用流程

Fig. 10 Application process of spindle expert system

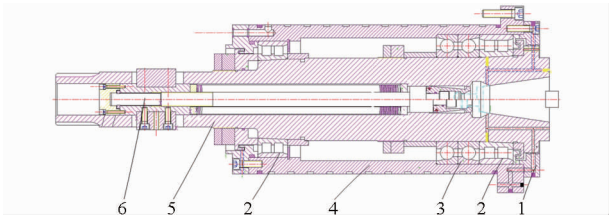


图 11 数控机床主轴

Fig. 11 Spindle of CNC machine tool

1. 法兰 2. 圆柱滚子轴承 3. 角接触球轴承 4. 冷却套
5. 心轴 6. 拉杆

表 4 材料属性

Tab. 4 Material properties

零件	材料	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比
心轴	GCr15	7 830	219	0.30
冷却套	HT300	7 300	143	0.27
拉杆	GCr15	7 830	219	0.30
轴承	SUJ2	7 810	212	0.29
法兰	HT250	7 300	130	0.27

4.1 主轴传动方式的优选

由主轴电机的功率和转矩关系图计算可知,当转速为 15 000 r/min 时,电机转矩为 8.74 N·m。另外,在加工过程中主轴所需最大切削转矩为 4.78 N·m。电机的最大转速为 20 000 r/min,切削所需的转速为 15 000 r/min。因此, $T_{\max} \leq T_{mo}$ 且 $n \leq n_{ac\max}$ ($= n_{\max}$), 从而结合主轴优化设计专家系统的优选模块计算可

知,“联轴器传动”或“电主轴传动”是可选的传动方式。

为了从“联轴器传动”和“电主轴传动”这 2 种方式中选出最优传动方式,“主轴转速”、“低热效应/低噪声”、“易维修性/高抗振性”、“低成本/高精度”需要根据设计要求输入。主轴转速根据电机最高转速而设置,在本应用实例中,模糊权数被分别设置为 7、2、6。

表 5 给出了采用数控机床主轴优化设计专家系统优选的结果,即采用联轴器传动。表 5 还给出了采用专家系统优选结果与主轴实际情况的对比,对比分析结果表明,采用本文所构造的数控机床主轴优化设计专家系统能选择合适的传动方式,也说明该专家系统是合理可行的,可作为数控机床企业的主轴设计选型参考方法。

表 5 主轴参数与优选结果

Tab. 5 Spindle parameters and selection result

性能指标	数值	模糊数	优选结果	实际情况
主轴最大转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	20 000			
低热效应/低噪声	7	4.19	联轴器	联轴器
易维修性/高抗振性	2		传动	传动
低成本/高精度	6			

4.2 结构参数多目标优化设计

数控机床主轴的零部件较多,其中,心轴结构影响到轴承的配置和间距,还影响到主轴套筒的结构等,故对主轴的动静态性能影响很大^[21]。因此,为了提高机床的加工精度,利用本文所构造的主轴专家系统对心轴结构参数进行了多目标优化设计。本文所研究的数控机床主轴的心轴是一个 11 段的阶梯轴,假设每段轴的长度为 L_i 、直径为 D_i ,其中 $i = 1, 2, \dots, 11$,如图 12 所示。

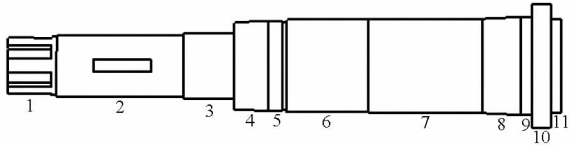


图 12 主轴的心轴结构

Fig. 12 Shaft structure of spindle

根据前文主轴传动方式的优选结果,第 1 段为联轴器联接处;结合图 12 可知,第 4、7、8 段均是轴承支撑处。将心轴各阶梯段的长度和外圆直径作为设计参数,总共为 22 个设计参数。尽管心轴的设计参数较多,但它们对主轴动静态性能指标的影响程度不尽相同,为了提高优化设计的效率和效果,本文根据灵敏度分析法求解这些设计参数对主轴固有频率、最大变形量的影响程度,结果表明 L_2 、 D_{10} 、 D_{11} 对

主轴变形量影响较大, L_2 、 L_6 对主轴固有频率影响较大。因此, 本文将 L_2 、 L_6 、 D_{10} 和 D_{11} 作为设计变量, 依次记为 x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 , 初始值和变化范围如表 6 所示。

表 6 主轴设计变量
Tab. 6 Design variables of spindle

设计变量	参数代号	初始值/mm	变化范围/mm
L_2	x_1	174. 0	160 ~ 192
L_6	x_2	112. 0	100 ~ 130
D_{10}	x_3	165. 0	160 ~ 170
D_{11}	x_4	128. 6	120 ~ 135

根据主轴灵敏度分析结果, 并结合前文所探讨的主轴结构优化设计模型, 将主轴的第 1 阶固有频率和最大变形作为优化目标, 进而得到主轴结构多目标优化设计的数学模型为

$$\left\{ \begin{array}{l} \min [F(x_1, x_2, x_3, x_4)] = \\ \min [-f_1(x_1, x_2, x_3, x_4), \delta_{\max}(x_1, x_2, x_3, x_4)] \\ \text{s. t. } \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\max}(x_1, x_2, x_3, x_4) \leq [\sigma] = 50 \text{ MPa} \\ M(x_1, x_2, x_3, x_4) \leq 65 \text{ kg} \\ 160 \text{ mm} \leq x_1 \leq 192 \text{ mm} \\ 100 \text{ mm} \leq x_2 \leq 130 \text{ mm} \\ 160 \text{ mm} \leq x_3 \leq 170 \text{ mm} \\ 120 \text{ mm} \leq x_4 \leq 135 \text{ mm} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (17)$$

在主轴专家系统的结构优化模块中, 采用渐进优化算法进行优化求解, 其中梯度目标函数和适应度不能采用解析法求解, 本文采用拟牛顿法^[22]进行迭代计算, 设计变量的有限差分梯度的最小变化为 0. 01 mm, 最终得到的优化结果为 $L_2 = 165 \text{ mm}$ 、 $L_6 = 108 \text{ mm}$ 、 $D_{10} = 170 \text{ mm}$ 、 $D_{11} = 120 \text{ mm}$, 主轴优化前后的动静态性能参数对比如表 7 所示。根据上述优化设计结果试制样机, 将优化后的心轴安装到主轴, 如图 13 所示, 该主轴的心轴与电机通过联轴器联接。

表 7 主轴性能对比
Tab. 7 Spindle performance comparison

动静态性能指标	原主轴	优化后	变化率/%
第 1 阶固有频率/Hz	155. 34	161. 71	4. 11
第 2 阶固有频率/Hz	214. 27	220. 43	2. 87
第 3 阶固有频率/Hz	342. 93	353. 76	3. 16
第 4 阶固有频率/Hz	402. 58	413. 01	2. 59
最大应力/MPa	7. 91	7. 54	- 4. 68
最大变形量/ μm	1. 45	1. 42	- 2. 07
主轴质量/kg	58. 93	55. 68	- 5. 51

由表 7 可知, 优化后的主轴的动静态性能得到提高, 并且质量减轻, 即优化设计结果合理, 从而证



图 13 优化后的主轴

Fig. 13 Optimized spindle

明本文所构造的数控机床主轴优化设计专家系统具有较高的工程实用性。

4. 3 主轴优化实验

针对上文经过优化设计所得到的数控机床主轴, 在封闭的恒温实验室进行激振实验, 研究其动态性能。数控机床主轴激振实验的原理如图 14 所示, 相应的实验设备为激振器、力传感器、三向加速度传感器、功率放大器、LMS 动态测试系统和计算机 (包括动态分析软件), 力传感器灵敏度为 0. 221 6 mV/N, 速度传感器灵敏度依次是 X 轴方向为 99. 1 mV/g、Y 轴方向为 99 mV/g、Z 轴方向为 106. 1 mV/g。

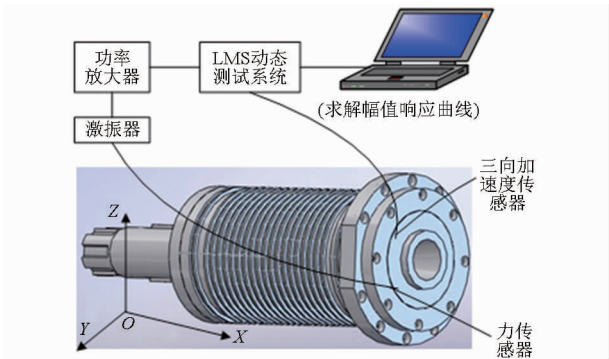


图 14 激振实验原理

Fig. 14 Principle of vibration experiment

数控机床主轴激振实验过程中的环境温度为 25℃, 实验现场如图 15 所示。实验方法如下: 采用激振器对机床主轴施加激励载荷, 激励载荷的频率变化范围为 20 ~ 800 Hz, 力传感器用于采集激励力信号并输入到 LMS 动态测试系统; 加速度传感器分别从 X、Y、Z 轴 3 个方向采集加速度响应信号并输入到 LMS 动态测试系统; LMS 动态测试系统将实验



图 15 实验现场

Fig. 15 Experimental scene

数据处理后传递到计算机上求解机床主轴的幅值响应曲线。

在实验完成后提取相应数据,利用动态分析软件在计算机上进行分析求解,即可得到机床主轴在 X 、 Y 、 Z 轴方向的振动幅值响应曲线,如图16所示。由图16可知,机床主轴在160 Hz频率附近 X 方向(这里指主轴的轴向)出现大幅度振动,410 Hz处出

现第2次大幅度振动,700 Hz出现第3次大幅度振动; Y 、 Z 方向均为主轴的径向,故其相应特性比较一致,在160、220、350、410及700 Hz处出现振型,与表7所示的主轴固有频率基本吻合,工作中应该避开这些频率,这进一步证明本文构造的数控机床主轴优化设计专家系统是合理可行的。

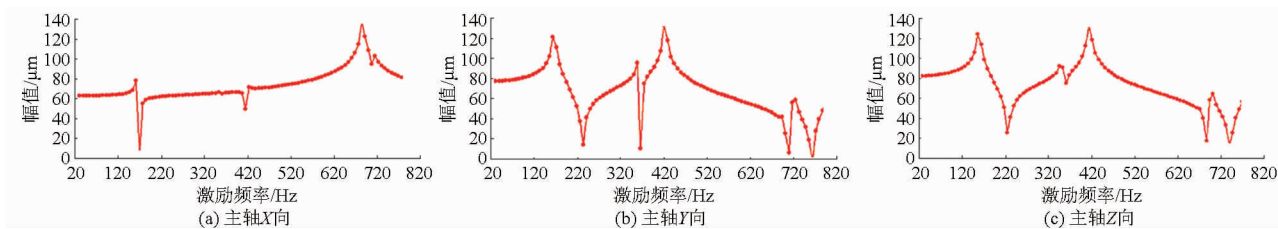


图 16 主轴振动幅值曲线

Fig. 16 Vibration amplitude curves of spindle

5 结论

(1)构造了一种数控机床主轴优化设计专家系统,该系统为当前机床设计人员提供了一种可供参考的新方法。本文构造的主轴优化设计专家系统,集成了机床设计经验、机械动力学、模糊逻辑理论以及优化设计原理和方法等知识,有利于实现数控机床主轴结构的多目标优化设计。

(2)采用模糊逻辑加以处理,当机床设计的技

术要求提高时,设计人员利用本文构造的主轴优化设计专家系统也能随之更新隶属度函数,对主轴的心轴、电机类型、传动方式和轴承配置进行优选。

(3)提出一种主轴结构多目标优化方法,设计人员提供主轴配置的初始条件和约束形式后能便捷地进行优化设计。本文采用灵敏度分析法来筛选设计变量,提高了主轴结构优化设计的效率。结合实际工程案例对所构造的数控机床主轴优化设计专家系统进行应用,通过实验验证了该系统的可行性。

参 考 文 献

- LI B T, HONG J, LIU Z F. Stiffness design of machine tool structures by a biologically inspired topology optimization method [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2014, 84: 33 - 44.
- 姜衡,管贻生,邱志成,等.基于响应面法的立式加工中心动静态多目标优化[J].机械工程学报,2011,47(11):125 - 132. JIANG Heng, GUAN Yisheng, QIU Zhicheng, et al. Dynamic and static multi-objective optimization of a vertical machining center based on response surface method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(11): 125 - 132. (in Chinese)
- XIE Hualong, WANG Qingbao, LI Jinhua, et al. The motorised spindle optimisation design of NC machine tool based on finite element method[J]. International Journal of Materials and Product Technology, 2012, 45(1 - 4): 217 - 227.
- SARHAN AHMED A D, Matsubara Atsushi. Investigation about the characterization of machine tool spindle stiffness for intelligent CNC end milling[J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2015, 34: 133 - 139.
- ALTINTAS Y, CAO Y. Virtual design and optimization of machine tool spindles[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2005, 54(1): 379 - 382.
- MASAKAZU Soshi, HARUKI Ishiguro, KAZUO Yamazakia. A study on the development of a multi-purpose spindle system for quality productive machining[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2009, 58(1): 327 - 330.
- JIANG Shuyun, MAO Hebing. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(1): 19 - 28.
- 郭辰光,王鹏家,田鹏,等.基于遗传算法的数控机床主轴优化设计方法[J].东北大学学报,2011,32(6):850 - 853. GUO Chenguang, WANG Pengjia, TIAN Peng, et al. Optimization design of CNC machine tool spindle based on genetic algorithm [J]. Journal of Northeastern University, 2011, 32(6): 850 - 853. (in Chinese)
- 陈江义,焦利明.基于多学科协同算法的机床主轴优化设计[J].郑州大学学报:工学版,2012,33(2):103 - 106. CHEN Jiangyi, JIAO Liming. Optimization design of machine tool spindle based on collaborative algorithm [J]. Journal of Zhengzhou University: Engineering Science, 2012, 33(2): 103 - 106. (in Chinese)
- 罗陆锋,邹湘军,杨洲,等.基于改进人工蜂群模糊聚类的葡萄图像快速分割方法[J].农业机械学报,2015,46(3):23 - 28. LUO Lufeng, ZOU Xiangjun, YANG Zhou, et al. Grape image fast segmentation based on improved artificial bee colony and fuzzy clustering[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(3): 23 - 28. (in Chinese)
- ZIVKOVIC Aleksandar, ZELJKOVIC Milan, TABAKOVIC Slobodan, et al. Mathematical modeling and experimental testing of

high-speed spindle behavior[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015, 77(5-8): 1071-1086.

12 YUAN Jin, WANG Kesheng, YU Tao, et al. Reliable multi-objective optimization of high-speed WEDM process based on Gaussian process regression[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, 48(1): 47-60.

13 CHENG Qiang, ZHAO Hongwei, ZHANG Guoju, et al. An analytical approach for crucial geometric errors identification of multi-axis machine tool based on global sensitivity analysis[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2014, 75(1-4): 107-121.

14 张家旭,李静. 基于遗传算法的汽车 ESP 液压系统参数辨识[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 308-313.
ZHANG Jiaxu, LI Jing. Parameter identification of automotive ESP hydraulic system based on genetic algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(8): 308-313. (in Chinese)

15 YAN Pengyu, CHE Ada, YANG Naiding, et al. A tabu search algorithm with solution space partition and repairing procedure for cyclic robotic cell scheduling problem[J]. International Journal of Production Research, 2012, 50(22): 6403-6418.

16 LIU Shihao, YE Wenhua, LOU Peihuang, et al. Structural dynamic optimization for carriage of gantry machining center using orthogonal experimental design and response surface method[J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, 2012, 33(3): 211-219.

17 王诗彬,许佳,朱忠奎. 瞬态成分参数的最小二乘法辨识及其轴承故障特征提取应用[J]. 机械工程学报, 2012, 48(7): 68-76.
WANG Shibin, XU Jia, ZHU Zhongkui. LSM-based transient parameter identification and its application in feature extraction of bearing fault[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(7): 68-76. (in Chinese)

18 MAMALIS Basilis, PANTZIOU Grammati, Dimitropoulos Georgios, et al. Highly scalable parallelization of standard simplex method on a myrinet-connected cluster platform[J]. International Journal of Computers and Applications, 2013, 35(4): 152-161.

19 ELRAGAL Hassan Mamdani, TAKAGI-Sugeno. Fuzzy classifier accuracy improvement using enhanced particle swarm optimization [J]. Journal of Intelligent and Fuzzy Systems, 2014, 26(5): 2445-2457.

20 胡启国,张鹏. 基于群策层次分析法和模糊聚类理论的改进质量功能展开研究[J]. 计算机集成制造系统, 2007, 13(7): 1374-1380.
HU Qiguo, ZHANG Peng. Improved QFD based on group decision AHP and fuzzy clustering [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2007, 13(7): 1374-1380. (in Chinese)

21 ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(2): 781-802.

22 WANG Xiang, LI Wenwei, DAI Lin. On inexact Newton methods based on doubling iteration scheme for symmetric algebraic Riccati equations[J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2014, 260: 364-374.

~~~~~

(上接第 154 页)

15 陈端,陈求稳,陈进. 考虑生态流量的水库优化调度模型研究进展[J]. 水力发电学报, 2011, 30(5): 248-256.  
CHEN Rui, CHEN Qiuwen, CHEN Jin. Review on optimization models of reservoir operation with consideration of ecological flow [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(5): 248-256. (in Chinese)

16 刘长平,叶春明. 一种新颖的仿生群智能优化算法:萤火虫算法[J]. 计算机应用研究, 2011, 28(9): 3295-3297.  
LIU Changping, YE Chunming. Novel bioinspired swarm intelligence optimization algorithm: firefly algorithm [J]. Application Research of Computers, 2011, 28(9): 3295-3297. (in Chinese)

17 KRISHNANAND K N, GHOSE D. Glowworm swarm optimization for searching higher dimensional spaces[J]. Innovations in Swarm Intelligence, 2009, 6(4): 61-75.

18 王敬,胡铁松,曾祥,等. 基于目标蓄水量的限制供水规则模型研究[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2014, 42(9): 107-111.  
WANG Jing, HU Tiesong, ZENG Xiang, et al. Simulation and optimization model for hedging rule based on target storage [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2014, 42(9): 107-111. (in Chinese)

19 黄强,万芳,邱林,等. 水库群供水调度预警系统研究及应用[J]. 水利学报, 2011, 42(10): 1161-1167.  
HUANG Qiang, WANG Fang, QIU Lin, et al. Early warning system of reservoirs for water supply dispatching and its application [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2011, 42(10): 1161-1167. (in Chinese)

20 明波,黄强,王义民,等. 基于改进布谷鸟算法的梯级水库优化调度研究[J]. 水利学报, 2015, 46(3): 341-349.  
MING Bo, HUANG Qiang, WANG Yimin, et al. Cascade reservoir operation optimization based-on improved Cuckoo search [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2015, 46(3): 341-349. (in Chinese)