

# RV 减速器动力学仿真及其最大接触力的计算<sup>\*</sup>

朱 梦<sup>1</sup> 张 方<sup>1</sup> 秦远田<sup>1</sup> 蒋 祺<sup>1</sup> 郑美珠<sup>2</sup>

(1. 机械结构力学及控制国家重点实验室 南京 210001; 2. 昆山光腾智能机械有限公司 昆山 215300)

**摘 要:**目前, RV 减速器在工作了若干小时后, 拆开整个精密仪器, 发现针齿磨损严重, 油液中有很多铁屑。在工作状态下, 摆线盘针齿碰撞时的磨损问题亟待解决。采用 Adams 仿真技术研究 RV 减速器的动力学特性, 重点研究其速度特性和针齿与摆线盘啮合时的接触特性。通过理论推导计算出减速器主要部件的角速度以及基于赫兹公式编程计算啮合时最大接触力, 从传动比和最大接触力两个方面验证仿真模型的正确性。通过两种方法研究最大接触力, 确定了啮合时最大接触力的位置和接触力的大小, 为后续减小啮合时的接触力、优化设计摆线盘提供理论指导。

**关键词:**动力学特性; 仿真; 接触力

**中图分类号:** TN102      **文献标识码:** A      **国家标准学科分类代码:** 520.604

## Dynamic simulation of RV reducer and calculation of maximum contact force

Zhu Meng<sup>1</sup> Zhang Fang<sup>1</sup> Qin Yuantian<sup>1</sup> Jiang Qi<sup>1</sup> Zheng Meizhu<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing 210001, China;

2. Kunshan Quanta Machinery Co., Ltd., Kunshan 215300, China)

**Abstract:** Adams simulation technology is used to study the dynamic characteristics of the RV reducer, and the characteristics of the speed reducer and the contact characteristics between the cycloid gear and the cycloid gear are studied. The angular velocity of the main parts of the reducer is calculated by theoretical derivation. The maximum contact force of the program is based on Hertz formula. The correctness of the simulation model is verified from two aspects: the transmission ratio and the maximum contact force. After studying the maximum contact force by two methods, the position of the maximum contact force and the contact force are determined, which provides theoretical guidance for the reduction of the contact force and the optimal design of the cycloid disk.

**Keywords:** dynamic characteristics; simulation; contact force

### 1 引言

RV 减速器具有体积小、重量轻、传动平稳、寿命长、传动效率高等一系列优点, 已经被应用于各个工业领域<sup>[1]</sup>。然而我国对 RV 减速器的研究起步较晚, 对摆线针齿啮合行星传动的理论和实验研究远不如对渐开线齿轮传动的研究那样充分<sup>[2]</sup>。同时, 整个结构比较复杂, 有很多传动轴承, 传动轴承在振动过程中具有丰富的非线性动力学特征<sup>[3]</sup>, 传动精度不好保证, 工作一定时间后, 箱体油液中有很多的铁屑, 分析得出是针齿碰撞磨损剥落<sup>[4]</sup>。近年来, 学者主要对 RV 减速器的动力学特性进行研究。在产品的设计过程中, 经常采用“先设计再分析, 若不满足要

求, 再设计, 再分析”的迭代研制模式<sup>[5]</sup>。工程师们可以在计算机上建立机械系统的模型, 伴之以三维可视化处理, 模拟在现实环境下系统的运动和动力特性, 并根据仿真结果精化和优化系统的设计与过程借助于虚拟样机技术, 研究 RV 减速器的动力学特性<sup>[6]</sup>。相比对传统的对物理样机进行实验, 虚拟样机技术能够大大缩短研究、设计的周期, 节约研究成本。论文理论分析摆线针轮啮合时的接触力的计算, 并通过基于 Adams 的虚拟样机技术验证计算方法的可靠性。

### 2 RV 减速器传动比的计算

RV 减速器有两种输出形式: 1) 针齿壳固定, 输出轴

收稿日期: 2017-02

<sup>\*</sup> 基金项目: 国家自然科学基金(51305197)、机械结构力学及控制国家重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题(0115K01)项目资助

转动作为输出;2)输出轴固定,针齿壳转动作为输出。针对第一种输出形式进行分析,其传动比的计算如下:

$$R = 1 + \frac{Z_p Z_b}{Z_s} \quad (1)$$

$$i = \frac{1}{R} \quad (2)$$

式中: $Z_p$  为行星轮齿数, $Z_s$  为中心轮齿数, $Z_b$  为摆线轮齿数, $i$  为传动比。

RV 减速器虚拟样机速度的理论计算结果如表 1 所示。

表 1 RV 减速器速度理论计算结果表

名称	符号	单位	数值
行星轮齿数	$Z_p$	个	36
中心轮齿数	$Z_s$	个	12
摆线轮齿数	$Z_b$	个	39
传动比	$i$	无	1/121
输入转速	$V_{in}$	( $r \cdot \min^{-1}$ )	1 815
行星轮转速	$V_p$	( $r \cdot \min^{-1}$ )	600
输出盘转速	$V_{out}$	( $r \cdot \min^{-1}$ )	15

表 1 中的行星轮转速是行星轮相对于行星架,也就是输出盘的速度。负号表示与输入转速方向相反。

### 3 RV 减速器针齿和摆线轮啮合时最大接触力的编程计算

在实际工程中,摆线盘都需要修形,否则易出现机构卡死的情况,同时在安装过程中会存在安装误差。为了简化计算,考虑未修形、忽略安装误差。未修形的标准齿形的摆线盘,理论上在啮合时会有一半的针齿进入啮合状态。在摆线轮施加的力矩为  $M_a$ ,由于摆线轮与针齿齿的接触变形  $\omega$  及针齿的弯曲变形  $f$ ,摆线轮转过  $\beta$  角度。在力矩的作用下,最大接触力的计算公式为:

$$F_{max} = \frac{4M_a}{K_1 R_z Z_a} = \frac{2.2M_v}{K_1 R_z Z_a} \quad (3)$$

式中: $M_a$  为作用在单个摆线盘上的力矩,考虑两个摆线盘受力的不均,通常  $M_a = 0.55M_v$ ;  $M_v$  为作用在输出轴上的力矩; $Z_a$  为摆线轮的齿数。

$$F_i = F_{max} \sin\theta_i \quad (4)$$

式中: $F_i$  为第  $i$  个啮合传力的针齿处的作用力, $\theta_i$  为第  $i$  个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线与转臂  $\overline{O_b O_a}$  之间的夹角( $^\circ$ )。

根据三角关系可以得出:

$$\sin\theta_i = \frac{\sin\varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i}} \quad (5)$$

式中: $\varphi_i$  为第  $i$  个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线与转臂  $\overline{O_b O_a}$  之间的夹角( $^\circ$ )。

$$\text{令 } y(\varphi_i) = \frac{\sin\varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i}}, \text{ 对 } y(\varphi_i) \text{ 求导, 并}$$

$y(\varphi_i)' = 0$ , 得  $\cos\varphi_i = K_1$  或  $\cos\varphi_i = \frac{1}{K_1}$  (短幅系数  $< 1$ , 舍弃这个解), 验证了最大接触力出现在最接近  $\varphi = \arccos K_1$  的针齿处。

忽略其他小变形,则在摆线盘各啮合点的公法线方向的总变形  $\omega + f$  或在待啮合点法线方向的位移应为:

$$\delta_i = l_i \beta \quad (i = 1, 2, \dots, Z_b/2) \quad (6)$$

式中: $l_i$  为第  $i$  个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线至摆线轮中心  $O_a$  的距离, $\beta$  为加载后,由于传力零件的变形所引起的摆线轮的转角(rad)。

$l_i$  的计算公式如下所示:

$$l_i = r_a \frac{\sin\varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i}} \quad (7)$$

式中: $r_a$  为摆线轮的节圆半径, $r_a = aZ_a$ ;  $K_1$  为短幅系数,  $K_1 = aZ_b/R_z$ , 其中  $a$  为偏心距; $R_z$  为针齿分布圆的半径。

在接触力最大的处也有最大的针齿和摆线盘的接触变形  $\omega_{max}$  以及最大的针齿弯曲变形  $f_{max}$ 。这个啮合点公法线到摆线轮中心  $O_a$  的距离为  $l_{max}$ , 经过一系列的推导。

$$\delta_i = l_i \beta = \frac{\delta_{max} \sin\varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i}} \quad (8)$$

摆线轮未修形时,摆线轮上的力矩由一半的针齿传递,由力矩平衡条件可知。

$$M_a = \sum_{i=1}^{Z_b/2} F_i l_i \quad (9)$$

把式(3)~(8)代入式(9)得:

$$M_a = F_{max} \sum_{i=1}^{Z_b/2} \frac{\delta_i \sin\varphi_i r_a}{\delta_{max} \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i}} \quad (10)$$

$$\text{令 } Q = \sum_{i=1}^{Z_b/2} \frac{\delta_i \sin\varphi_i}{\delta_{max} \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi_i}}, \text{ 则:}$$

$$F_{max} = \frac{M_a}{Q} = \frac{0.55M_v}{Q} \quad (11)$$

式中: $\delta_{max} = \omega_{max} + f_{max}$ , 具体的计算过程参见赫兹公式。

$$\omega = \frac{2F}{\pi L} \left[ \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left( \frac{1}{3} + \ln \frac{4R_1}{b} \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left( \frac{1}{3} + \ln \frac{4R_2}{b} \right) \right] \quad (12)$$

式中: $F$  为两圆柱接触时的作用力,单位 N; $L$  为圆柱的长度,单位 mm; $\mu_1, \mu_2$  分别为两圆柱的泊松比; $E_1, E_2$  分别为两圆柱的弹性模量,单位  $N \cdot \text{mm}^{-2}$ ;  $R_1, R_2$  分别为两圆柱的半径,单位 mm。

$$b = 1.60 \sqrt{\frac{F}{L} K_D \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (13)$$

本文把  $R_1$  作为摆线盘的半径,即啮合点的曲率半径  $\rho$ :

$$\rho = \frac{R_z (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\varphi)}{K_1 (Z_b + 1) \cos\varphi - (1 + Z_b K_1^2)} \quad (14)$$

若  $\rho < 0$ , 齿廓外凸,  $K_D = 2|\rho| r_z / (|\rho| + r_z)$ , 其中  $r_z$

为针齿半径,单位 mm;若  $\rho > 0$ ,齿廓内凹,  $K_D = 2\rho r_z / (\rho - r_z)$ 。

在计算  $\omega_{\max}$  时,  $F$  的值取在式(3)中计算得到的  $F_{\max}$ ,  $\rho$  取值在  $\cos\varphi_i = K_1$  处的曲率半径。

针齿销两端支撑在固定的针齿壳上,中间部分与摆线轮啮合。故可将针齿销看作简支梁,并对其弯曲变形进行分析。由材料力学相关原理得:

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} l^3}{48E_2 J} \frac{31}{64} \quad (15)$$

式中:  $l$  为针齿的长度,单位 mm;  $J = \frac{\pi r_z^4}{4}$ 。

通过以上计算可以得到初始的最大接触力和最大变形量,不断迭代循环,计算得到最终的最大接触力,计算流程如图 1 所示<sup>[7]</sup>。

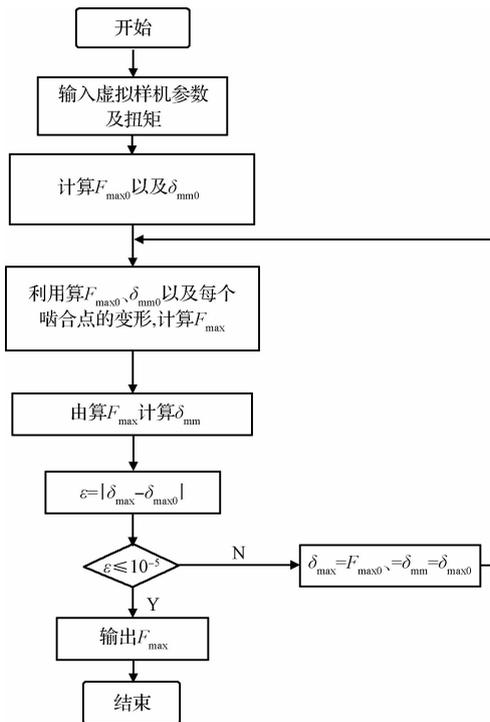


图 1 编程流程

编程需要输入的参数如表 2 所示。

表 2 计算最大接触力所需参数表

名称	符号	单位	数值
针齿数目	$Z_b$	个	40
偏心距	$a$	mm	1.5
针齿分布圆半径	$R_z$	mm	76.5
摆线盘厚度	$L$	mm	11.8
针齿高度	$l$	mm	24
针齿半径	$r_z$	mm	3
输出轴扭矩	$M_e$	$N \cdot mm$	1 019 000

计算得到的最大接触力的变化趋势如图 2 所示。

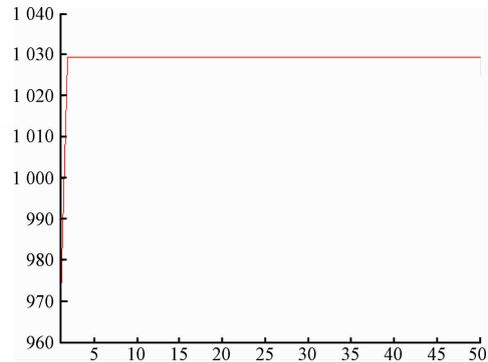


图 2 针齿与摆线盘啮合时的最大接触力

从图 2 可以看出  $F_{\max} = 1\ 030\ N$ 。

## 4 Adams 动力学仿真

### 4.1 RV 减速器仿真模型的建立

利用 Solidworks 软件分别对摆线盘、曲柄轴、中心轮、行星轮、针齿壳、针齿,行星架、输出盘等零件建模。其中重点是摆线盘的建模,采取先画出摆线轮廓再拉伸,最后切除孔的方式<sup>[8-9]</sup>。在建模过程中去除螺栓、销等紧固件,删去倒角、孔等不影响传动特性的细节,省略轴承、后续在 Adams 中用旋转副来模拟轴承的运动状态。理解各零件的运动关系,将各零件装配成整体,并进行干涉检查,为下一步导入 Adams 做准备。在装配时先完成子装配体,再进行整体的装配。

### 4.2 Adams 的模型导入

#### 4.2.1 Adams 初始条件的设置

设置工作栅格,确保导入模型后有好的视图状态;单位,采用国际单位制;重力方向;修改刚体的质量、材料参数、泊松比,让各部分零件的材料特性与实际样机保持一致<sup>[10]</sup>。

#### 4.2.2 约束的建立<sup>[11]</sup>

约束的建立是为了反映结构的运动状态,主要包括: 1) 旋转副,中心轮相对于大地的旋转副、行星架相对于大地的旋转副、中心轮相对于行星架的旋转副、3 个行星轮相对于行星架的旋转副、左右摆线盘分别与 3 个行星轮间的旋转副。2) 齿轮副,齿轮副的建立需要两个齿轮副和齿轮间啮合的啮合点,因此要事先计算啮合点的坐标。其中涉及到的旋转副是:中心轮相对于行星架的旋转副以及行星轮相对于行星架的旋转副,相应得到 3 个齿轮副。3) 固定副,行星架和输出盘通过螺栓连接,没有相对运动,因此将两者设置固定副。同时将针齿和针齿壳固定。4) 接触关系,左右摆线盘分别和针齿设置接触关系,采用 Solid to Solid 的接触形式。冲击函数的应用主要通过设置刚度系数、阻尼、力指数、穿透深度,在本算例中,取刚度  $k = 70\ 000$ ,阻尼  $C = 0.1$ ,力指数  $e = 1.5$ ,穿透深度  $d = 0.1$ 。

表3 设置约束副表

名称	运动副主体1	运动副主体2	运动副位置
旋转副1	中心轮	大地	中心轮质心
旋转副2	行星架	大地	行星架质心
旋转副3	中心轮	行星架	中心轮质心
旋转副4	行星轮	行星架	行星轮质心
旋转副5	左摆线盘	曲柄轴(行星架)	曲柄左凸轮中心
旋转副6	右摆线盘	曲柄轴(行星架)	曲柄右凸轮中心
齿轮副	旋转副3	旋转副4	第一级减速啮合点
固定副1	行星轮	曲柄轴	行星轮质心
固定副1	针齿壳	针齿	针齿壳质心

#### 4.2.3 驱动的设置

输入转速的设置:给输入轴恒定的输入转速1 815 r/min。负载的设置:由于该虚拟样机模型是刚体模型,在进行动力学仿真时需要施加负载<sup>[12]</sup>,同时加入负载有利于减小结构的振动,施加1 019 000 N·mm的扭矩。

#### 4.3 仿真结果

分析输入轴、行星轮、输出盘的角速度变化曲线以及针齿与摆线盘啮合时接触力的变化。

输入转速为10 890 °/s,即1 815 r/min,与理论值的相对误差为0,如图3所示。

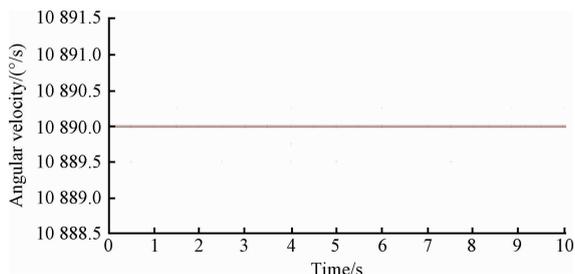


图3 中心轮的输入转速

从图4中可以看出,转速为3 600 °/s,即600 r/min,与理论值的相对误差为0。

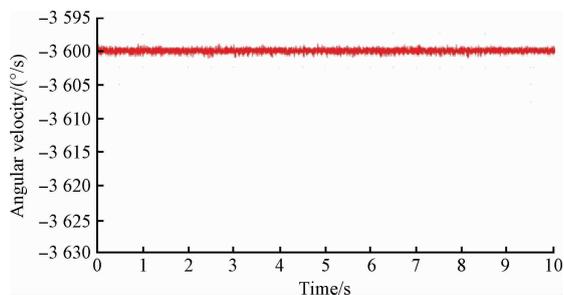


图4 行星轮质心相对于输出盘转速

从图5中可以看出,转速为90 °/s,即15 r/min,与理论值得相对误差为0。运动速度的仿真结果满足理论计算,验证了仿真计算的可靠性。

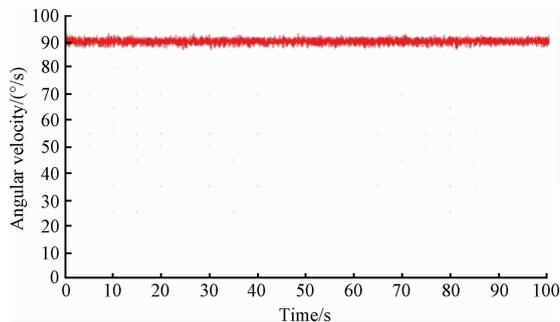


图5 输出盘质心的输出转速

从图6中可以看出,忽略个别与总体差异较大的接触力,总体范围内,大致上 $F_{max}=1\ 100\ N$ ,与编程计算相差不大,从最大接触力的角度验证了仿真的可靠性。

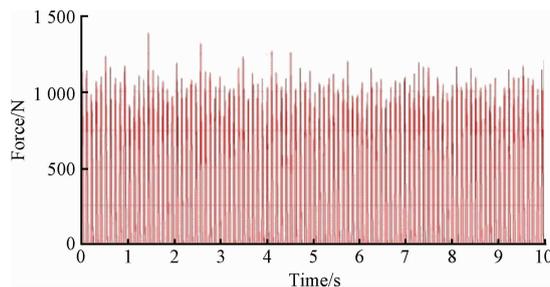


图6 任意针齿与摆线盘啮合时接触力的变化曲线

## 5 结论

从传动比和最大接触力的角度,验证了Adams仿真的可靠性。基于赫兹公式,理论推导了接触力的计算方法,并用仿真确定推导的可靠性。在推导过程中考虑了变形、加入了迭代过程,相比原始的计算公式更加准确。以上研究不仅确定了最大接触力的大小,还确定了其位置,为后续研究RV减速器尤其是摆线盘的动力学特性、减小啮合时的碰撞力、优化结构性能延长使用寿命提供理论依据,在后续优化算法中可以采用粒子群算法<sup>[13-14]</sup>。然而,仿真过程为了节省计算时间,省略了轴承,理论计算没有考虑摆线盘修形和安装误差等,计算结果和实际工作状态还是有出入,最大接触力的计算过程有待优化。

### 参考文献

- [1] 黄兴,何文杰,符远翔. 工业机器人精密减速器综述[J]. 机床与液压,2015,43(13):1-6.
- [2] 肖君君. RV减速器的动态特性理论分析[D]. 大连:大连交通大学,2009.
- [3] 陈运胜. 发电机传动轴承的异常振动谱特征提取算法[J]. 国外电子测量技术,2016,35(5):20-23,38.
- [4] 焦卫东,蒋永华,施继忠,等. 一种旋转机械系统耦合故障诊断的新方法[J]. 仪器仪表学报,2016,37(7):1449-1456.

- [5] 杨新民,杨海根. 动力学参数化可视化仿真软件研究与设计[J]. 电子测量技术,2016,39(12):15-20,26.
- [6] 姚娟. 基于虚拟样机技术的减速器动力学仿真研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2008.
- [7] 戴文婷. 摆线针轮减速器实体建模和啮合特性分析[D]. 天津:天津大学,2014.
- [8] 韩林山,董运福. 基于 SolidWorks 的 2K-V 型减速机摆线轮的三维参数化设计[J]. 华北水利水电学院学报,2011,40(6):87-89.
- [9] 李泽强,卢阳,杨立光,等. 机器人用摆线减速器关键零部件建模与装配[J]. 装备制造技术,2015(1):24-27.
- [10] 陈来利,姚辰龙,王海生. 基于 ADAMS 的 RV 减速器虚拟样机设计及仿真分析[J]. 机械工程师,2013(9):102-105.
- [11] 姜振波. 机器人用 RV 减速器动力学性能分析[D]. 大连:大连交通大学,2010.
- [12] 华顺刚,余国权,苏铁明. 基于 ADAMS 的减速器虚拟样机建模及动力学仿真[J]. 机械设计与研究,2006,22(6):47-52.
- [13] SUN T, XING F, YOU ZH. Research on dynamic performance of star tracker [J]. Instrumentation, 2015,2(1):17-26.
- [14] 许斌杰,王耀南. 电动汽车增程器运行优化的改进粒子群算法研究[J]. 电子测量与仪器学报,2016,30(9):1397-1404.

## 作者简介

朱梦,1993 年出生,工学硕士,主要研究方向为结构动力学。

(上接第 25 页)

- [4] 杨阳. 基于 LMS 算法的自适应滤波器的设计[J], 沈阳理工大学学报,2011,30(2): 92-94.
- [5] 蔡娟,李东新. 基于优化 k 均值建模的运动目标检测算法[J]. 国外电子测量技术,2016,35(12):20-23.
- [6] 韩勇,赵宇红. 耦合 MMSE 和 WEDM 幅度谱估计的语音增强方法[J]. 国外电子测量技术,2016,35(10):25-29.
- [7] 张敬茂,沈艳霞. 基于小波核相似度量函数的谱分割算法[J]. 电子测量与仪器学报,2016,30(12):1845-1852.
- [8] 李曼. MATLAB 中实现基于 LMS 算法语音信号去噪[J]. 电脑知识与技术,2014,10(11X):7650-7652.
- [9] 王海峰,陈伟,黄秋元. 基于 LMS 算法自适应噪声抵消器的分析研究[J]. 计算机与数字工程,2009,37(3):85-87.
- [10] 石艳丽,谭忠吉,于海霞. 基于 LMS 算法自适应噪声抵消系统的仿真研究[J]. 电子测量技术,2009,32(6):95-97.
- [11] 周俊,刘丽川,杨继平. 基于 K-均值聚类与小波分析的声发射信号去噪[J]. 石油化工高等学校学报,2013,26(3):69-73.
- [12] 袁鹏飞,杨燕翔,廖国军,等. 语音去噪 LMS 自适应滤波器算法的改进[J]. 电子设计工程,2011,19(1):80-83.
- [13] 李善姬,尹沧涛. 一种基于改进 LMS 算法的语音消噪方法[J]. 测控技术,2010,29(10):35-37.
- [14] 董胡,谭乔来. 基于改进的小波阈值函数语音增强方法[J]. 计算机系统应用,2015,24(8):160-164.
- [15] 杨桂芹,徐红莉. 基于最大信息熵的小波包阈值去噪语音增强算法[J]. 测控技术,2011,30(10):12-14.

## 作者简介

陈景良,1991 年出生,硕士研究生,研究方向为语音信号处理。

E-mail:312278359@qq.com