

# 基于 CFD 的液力变矩器叶栅设计及叶片参数敏感度分析

李朴芬

(中国铁建高新装备股份有限公司 云南 昆明 650200)

**摘要:** 本文结合某型号大型养路机械传动系统单涡轮液力变矩器叶栅设计, 基于 CFD 仿真计算分别对各叶片参数下液力变矩器内流场进行数值模拟, 计算得到叶片不同参数变化后液力变矩器的性能。通过计算结果分析叶片关键参数对液力变矩器性能的影响, 进而得出叶片关键参数影响液力变矩器性能敏感度评价方法, 为液力变矩器的优化设计提供指导依据。

**关键词:** 液力变矩器; 叶栅设计; CFD; 数值模拟; 敏感度分析

## 0 引言

液力变矩器(以下简称变矩器)是大型养路机械传动系统的核心部件, 可根据负载的变化在一定范围内实现转速与转矩的无级变化, 提高车辆的通过能力, 它的性能好坏直接决定了整机的工作效率。

在设计过程中, 往往采用调整各叶轮叶片参数的方法来优化变矩器性能, 使其达到目标要求。变矩器叶片为复杂的空间曲面结构, 叶片各参数的变化对变矩器性能的影响都极为敏感。故研究叶片进出口角度、进出口半径及叶片倾斜角度等关键参数对变矩器性能优化及设计至关重要。

本文基于计算流体动力学(CFD)仿真计算, 得出各叶轮叶片关键参数对变矩器的失速变矩比 $K_0$ , 最高效率 $\eta_{max}$ 和能容系数 $\lambda_B$ 的影响结果。进而得出叶片关键参数影响变矩器性能敏感度评价方法, 可用来指导变矩器的优化设计, 以缩短变矩器的研发周期和研发成本。

## 1 变矩器叶栅设计流程

为研究各叶轮叶片不同参数变化对变矩器性能的影响, 以某型号单涡轮变矩器叶栅设计为例, 对变矩器叶片参数敏感度进行分析, 该型号单涡轮变矩器目标性能参数如表 1 所示。

### 1.1 变矩器流道及网格模型建立

该变矩器为三元件离心式变矩器, 设计时选取的循

环圆有效直径为 380mm, 泵轮叶片数为 24, 涡轮叶片数为 21, 导轮叶片数为 13。该变矩器循环圆及叶片图, 如图 1 所示。

表 1 变矩器目标参数

转速比 $i$	变矩比 $K$	效率 $\eta$	公称转矩 $M_{bg}/Nm$
0	2.68	0	230
0.1	2.48	0.248	245
0.2	2.27	0.454	243
0.4	1.83	0.732	237
0.6	1.396	0.838	220
0.8	0.995	0.796	162
0.9	0.995	0.896	115
0.973	0.995	0.968	29
1	0	0	5

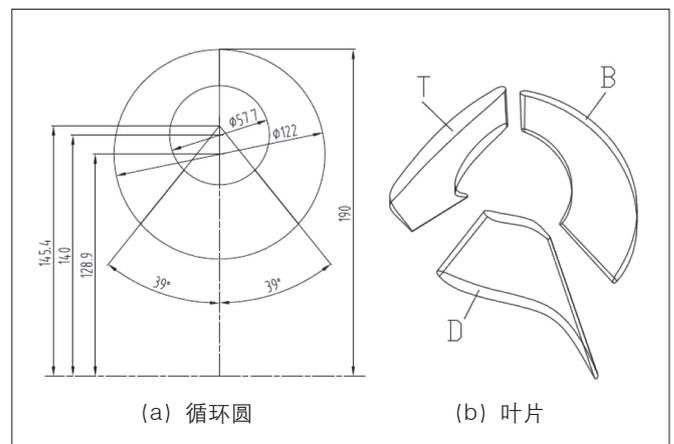


图 1 某型号单涡轮变矩器循环圆和叶片

在进行 CFD 数值模拟过程中，可将变矩器内部流道简化成一个封闭的空间进行计算。将图 1 所示的循环圆与叶片导入三维建模软件 UG 中进行布尔操作，抽取流道几何模型，将其构成的整体作为数值模拟的计算域。

将抽取出的各叶轮流道几何模型导入 ANSYS-ICEAM 中进行网格划分，由于网格质量对数值模拟稳定性和精度有很大影响，因此选用高质量的六面体结构化网格对其进行划分，并对无叶栅区域处的网格进行局部加密处理。变矩器泵轮、涡轮以及导轮的全流道网格模型，如图 2 所示。

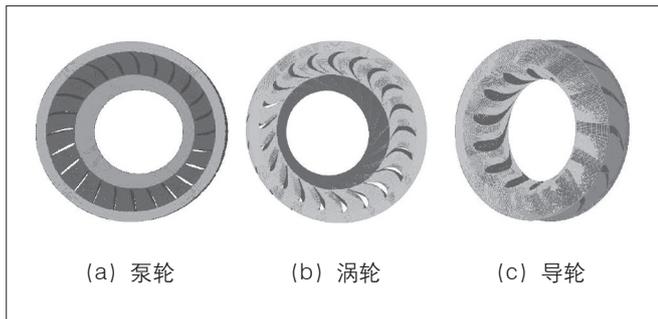


图 2 叶轮全流道网格模型

### 1.2 变矩器 CFD 仿真计算

分别将生成的全流道网格模型导入 FLUENT 软件中，应用滑移网格瞬态算法进行求解计算，如图 3 所示。计算时将各叶轮流道进出口处的面设置为 Interface 面，其余面网格设置为壁面 (Wall) 边界条件，设置泵轮输入转速为 2000r/min，工作油液密度为 832kg/m<sup>3</sup>，动力黏度为 0.0258Pa·s。

### 1.3 变矩器原始特性计算

基于 CFD 仿真计算(式 1)，可获取各转速下泵轮、涡轮以及导轮的工作转矩，通过换算可得出变矩器关键性能参数变矩比  $K_0$ 、最高效率  $\eta_{max}$  和能容系数  $\lambda_B$ 。

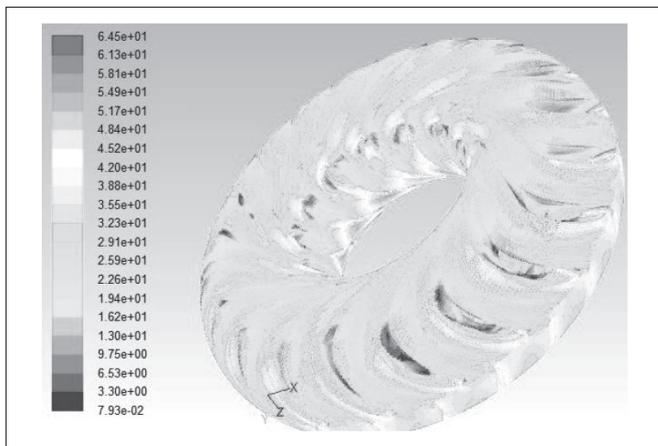


图 3 零速工况速度矢量云图

通过对比分析，可判定该变矩器性能是否达到设计范围，若结果与目标偏差较大，可经过多次优化设计，直至仿真结果达到目标要求。

$$\begin{cases} \lambda_B = \sum_{j=0}^n a_j \cdot i^j \\ K = \sum_{j=0}^n b_j \cdot i^j \\ \eta = K \cdot i \end{cases} \quad (1)$$

式中： $i$ —传动比；

$\lambda_B$ —变矩器能容；

$K$ —变矩比；

$\eta$ —变矩器效率；

$a_j$ 、 $b_j$ —拟合函数系数。

变矩器从发动机端吸收的转矩为：

$$T_B = \lambda_B \rho g n_B^2 D^5 \quad (2)$$

式中： $T_B$ —泵轮转矩 (Nm)；

$\rho$ —油液密度，取  $\rho = 833.2\text{kg/m}^3$ ；

$g$ —重力加速度，取  $g = 9.8\text{m/s}^2$ ；

$n_B$ —泵轮转速 (r/min)；

$D$ —液力变矩器循环圆有效直径 (m)。

涡轮端输出的转矩为：

$$T_T = T_B \cdot K(i) \quad (3)$$

式中： $T_T$ —泵轮转矩 (Nm)。

设计过程中结合 CFD，对各叶轮叶片参数进行修正调整，最终设计了 D380-1、D380-2、D380-3、D380-4 这四组不同性能的变矩器叶栅，如表 2 所示，其中 D380-2 号叶栅性能满足设计目标范围要求。

## 2 叶片参数敏感度分析

### 2.1 叶片关键参数

影响变矩器性能的叶片关键参数包含叶片进出口角

表 2 变矩器不同叶栅 CFD 仿真数据

叶栅型号	能容	变矩比	最高效率
	$M_{bg0}/\text{Nm}$	$K_0$	$\eta_{max}$
D380-1	258	2.22	$\geq 0.85$
D380-2	227.5	2.80	$\geq 0.85$
D380-3	203.2	2.85	$\geq 0.85$
D380-4	259.2	2.47	$\geq 0.85$

度、进出口半径、叶片数量等。各叶轮叶片关键参数，如图4所示。

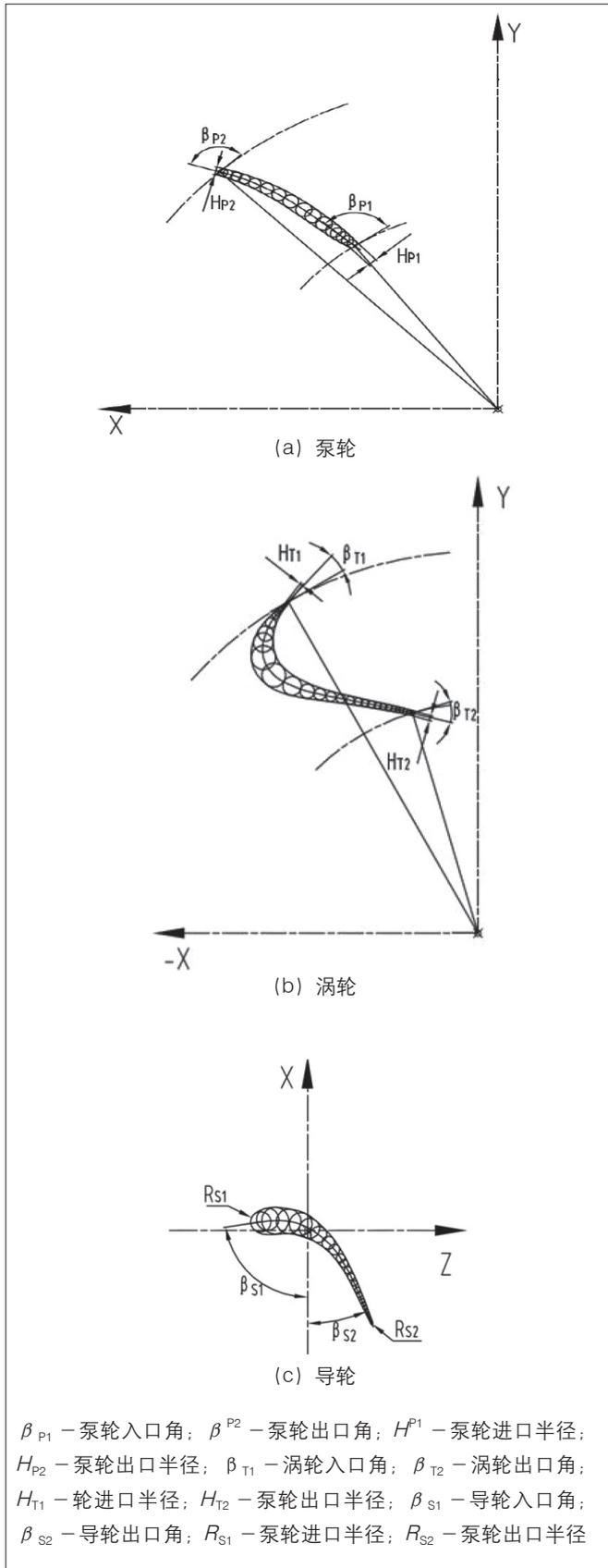


图4 叶片关键参数图

## 2.2 叶片参数敏感度分析

结合上述某型号变矩器叶栅设计过程，保持涡轮、导轮叶片参数不变前提下，通过改变泵轮叶片出口角度，得到P1、P2、P3三种泵轮叶形，如图5所示。采用CFD分别对其进行仿真计算，得出泵轮叶片出口角度变化下变矩器性能指标，计算结果如表3所示，分析得出泵轮出口角度对变矩器性能指标影响的敏感度。

由表3计算结果可知，泵轮叶片出口角变化对变矩器性能参数变矩器比 $K_0$ 及能容 $M_{bg0}$ 影响比较敏感。

同理，保持泵轮、导轮叶片参数不变前提下，通过改变涡轮叶片进、出口角度，得到不同的涡轮叶形，如图6所示。采用CFD分别对其进行仿真计算，可得出泵轮叶片进出口角度变化对变矩器性能指标影响的

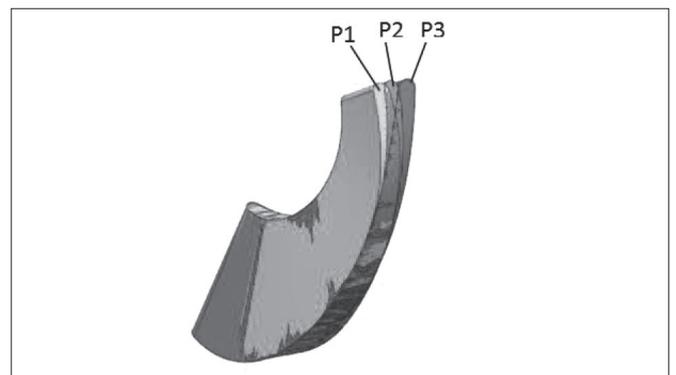


图5 不同出口角度的泵轮叶片结构图

表3 不同泵轮叶片角度的变矩器性能

泵轮	能容	变矩比	最高效率
	$M_{bg0}/Nm$	$K_0$	$\eta_{max}$
P1 ( $\beta_{P1} = 105^\circ$ )	258	2.22	$\geq 0.85$
P2 ( $\beta_{P1} = 115^\circ$ )	227.5	2.80	$\geq 0.85$
P3 ( $\beta_{P1} = 119^\circ$ )	203.2	2.85	$\geq 0.85$



图6 不同进出口角度的涡轮叶片结构图

敏感度。

同理，保持泵轮、涡轮叶片参数不变前提下，通过改变导轮叶片进、出口角度，得到不同的导轮叶形，如图7所示。采用CFD分别对其进行仿真计算，可得出导轮叶片进出口角度变化对变矩器性能指标影响的敏感度。

同理，保持涡轮、导轮叶片参数不变前提下，通过改变泵轮叶片倾斜度，如图8所示。采用CFD分别对其进行仿真计算，可得出导泵轮叶片倾斜度变化对变矩器性能指标影响的敏感度。

同理，保持涡轮、导轮叶片参数不变前提下，通过改变泵轮叶片出口半径，如图9所示。采用CFD分别对其进行仿真计算，可得出导泵轮叶片出口半径变化对变矩器性能指标影响的敏感度。

综上，利用CFD分别计算上述各叶轮叶片不同参数变化下的流道模型，整理计算结果，总结归纳改变

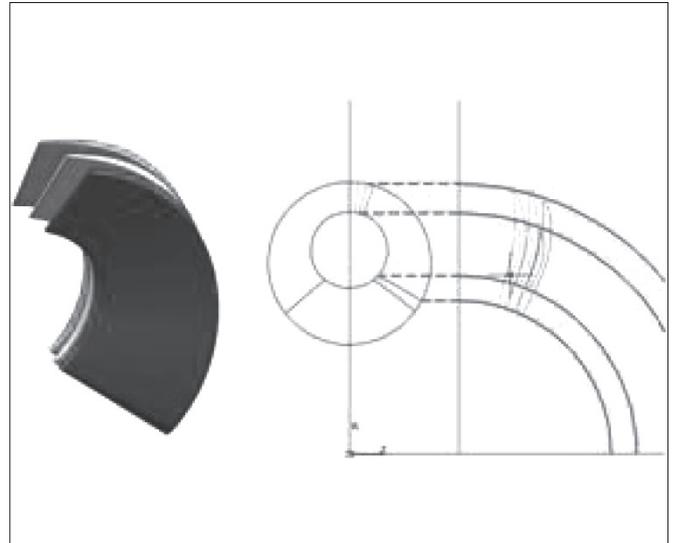


图9 泵轮叶片出口半径变化

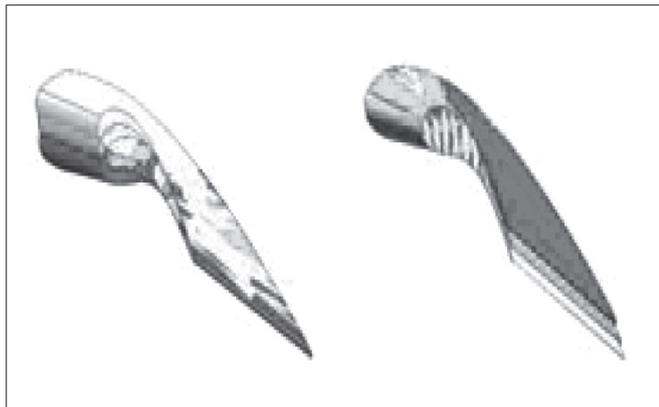


图7 不同进出口角度的涡轮叶片结构图

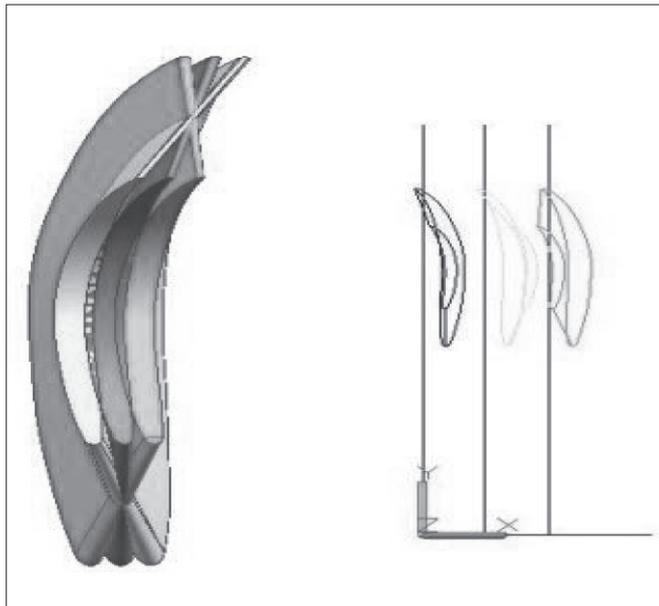


图8 泵轮叶片倾斜度

表4 关键参数对变矩器性能影响敏感度分析

叶栅参数	性能参数		
	对失速变矩比 $K_0$ 敏感度	对最高效率 $\eta_{max}$ 敏感度	对能容系数 $\lambda_B$ 敏感度
泵轮出口角 $\beta_{P2}$	+++	+	+++
泵轮入口角 $\beta_{P1}$	++	+	++
涡轮出口角 $\beta_{T2}$	++	++	++
涡轮入口角 $\beta_{T1}$	+++	++	+++
导轮出口角 $\beta_{S2}$	++	+++	++
导轮入口角 $\beta_{S1}$	++	+++	++
泵轮叶片前倾	+	+	+++
泵轮叶片后倾	+	+	+++
增大泵轮出口半径	+	++	+
减小泵轮出口半径	+	+	++

各叶片各参数后液力变矩器性能指标的变化，如表4所示。进而得出关键参数影响液力变矩器性能敏感度评价方法。

需要说明的是，表中的“+”的个数表示该关键参数对液力变矩器的性能影响的程度，例如第一行数据，失速变矩比  $K_0$  和能容系数  $\lambda_B$  为3个“+”，表示失速变矩比  $K_0$  和能容系数  $\lambda_B$  对泵轮的出口角  $\beta_{B2}$  的变化很敏感，最高效率  $\eta_{max}$  为1个“+”，说明改变液力变矩器泵轮的出口角  $\beta_{B2}$  对其最高效率  $\eta_{max}$  的变化不敏感，其他的以此类推。

### 3 结语

基于叶片设计方法和CFD仿真平台，计算得到不

同敏感度参数变化后变矩器的性能, 总结归纳了叶片关键参数对变矩器性能的影响敏感度。从表4可以得出, 失速变矩比  $K_0$  对泵轮的出口角和涡轮的入口角最为敏感; 最高效率  $\eta_{max}$  对导轮的进出口角最为敏感; 泵轮的出口角和涡轮的入口角、泵轮叶片前倾和泵轮叶片后倾对液力变矩器的能容系数  $\lambda_B$  影响最大。变矩器关键参数敏感度评价方法, 可用来指导变矩器的优化设计, 以缩短变矩器的研发周期和研发成本。

参考文献:

[1] 马文星. 液力传动理论与设计 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.  
 [2] 才委, 马文星, 刘春宝, 等. 基于三维流场计算的液力变矩器特性预测方法 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2007, 28(03): 316-319+325.  
 [3] 严鹏, 吴光强. 液力变矩器性能分析 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2004, 32(11): 1504-1507.

(上接第11页)

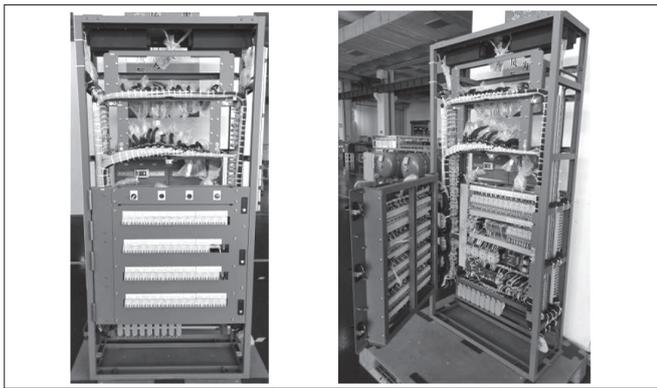


图10 小型化电气柜

经过试验验证, 柜体在经过连续振动试验后, 柜体结构无裂纹、无损伤, 外观和机械结构未发生任何损坏, 试验结果满足标准要求。

6 结语

本文以一种既有动车组车载电气控制柜为原型, 通过采用继电器逻辑单元、输入输出模块、结构优化的方式对原电气控制柜进行小型化及轻量化设计。相比原电气柜, 小型化电气柜体积减少了约50%, 质量减少了约26%, 实现了电气柜的小型化及轻量化设计, 同时小型化电气柜具有数字化、集成化、智能化特点, 为后续电气柜小型化及轻量化的研究提供了可借鉴的思路。

课题项目: 中国铁道科学研究院集团有限公司科研项目。课题名称: 时速400公里动车组关键技术研究; 课题编号: 2019YJ012。

参考文献:

[1] 秦娇梅, 李振, 盖萌. 基于冗余设计的无触点逻辑控制单元的研发 [J]. 铁道车辆, 2020, 58(11): 15-25.  
 [2] 王正斌. 简述地铁车辆LCU系统及应用 [J]. 科学大众, 2020(11): 166-167.  
 [3] 朱鹏举. 地铁车辆LCU出现的问题及解决方案 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2018, 41(4): 85-86.  
 [4] 彭驹, 袁浩智, 白春光. 城轨列车双冗余LCU系统集成技术研究及应用 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2019, 42(5): 21-24.  
 [5] 崔韬, 贾继云. 标准地铁列车电气柜布置策略及走线方案研究 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2021, 44(5): 101-104.  
 [6] 麦金森, 夕文. 铁路机车车辆运行故障监测诊断技术的研究与应用 [J]. 中国铁路, 2007(03): 56-59.

作者简介: 秦飞龙 (1986.02-), 男, 汉族, 吉林吉林人, 硕士研究生, 工程师, 研究方向: 机车车辆电气柜设计及研发; 王海琦 (1995.08-), 女, 汉族, 河北沧州人, 硕士研究生, 研究实习员, 研究方向: 机车车辆列车网络与电气控制研发。

通讯作者: 夏好广 (1987.08-), 男, 汉族, 山东德州人, 博士研究生, 副研究员, 研究方向: 机车车辆列车网络与电气控制研发。