

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2024.221

引用格式: 刘人萍, 胡建军, 薛首志, 等. 考虑挡位组合策略的多挡变速箱仿真载荷谱获取方法[J]. 重庆大学学报, 2025, 48(7): 13-26.



# 考虑挡位组合策略的多挡变速箱仿真载荷谱获取方法

刘人萍<sup>1</sup>, 胡建军<sup>1</sup>, 薛首志<sup>1</sup>, 吕昌<sup>2</sup>, 孙丹丹<sup>2</sup>

(1. 重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室, 重庆 400044; 2. 徐州徐工传动科技有限公司, 江苏徐州 221004)

**摘要:** 目前变速箱仿真载荷谱的相关研究对驾驶员意图考虑不足, 难以全面反映变速箱挡位的受载状态。为了提高变速箱可靠性分析的准确性, 以装备 12 挡变速箱的矿用车辆为研究对象, 在动力性与经济性换挡规律的基础上, 充分考虑不同车速的许用挡位, 提出一种考虑挡位组合策略的多挡变速箱仿真载荷谱获取方法。基于矿用车辆行驶工况, 采用所提方法获得了多挡变速箱仿真载荷谱, 并与基于动力性或经济性换挡规律获得的仿真载荷谱进行对比。结果表明: 与基于换挡规律获得载荷谱的传统方法相比, 所提方法得到了不同的危险挡位。传统方法得到的危险挡位是 6 挡, 工作时间占循环工况的 53.25%, 载荷区间为 2 000~2 400 N·m 时占比最大, 为 53.14%, 所提方法得到的危险挡位是 7 挡, 工作时间占循环工况的 54.49%, 载荷区间为 2 400~2 800 N·m 时占比最大, 为 52.78%; 从载荷累积量的角度可发现, 所提方法得到的 7 挡载荷累积量较传统方法得到的 6 挡载荷累积量增加了 2.33%。研究结果证明了所提方法的有效性, 为多挡变速箱可靠性设计奠定了基础。

**关键词:** 载荷谱; 雨流计数法; 动力性换挡; 经济性换挡; 多挡变速箱

中图分类号: U463.212

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2025)07-013-14

## Simulation load spectrum acquisition method of multi-gear gearbox considering gear combination strategy

LIU Renping<sup>1</sup>, HU Jianjun<sup>1</sup>, XUE Shouzhi<sup>1</sup>, LYU Chang<sup>2</sup>, SUN Dandan<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. Xuzhou XCMG Driveline Technol Co., Ltd., Xuzhou, Jiangsu 221004, P. R. China)

**Abstract:** The current gearbox simulation load spectrum is difficult to fully reflect the load state of the gearbox gear, because driver's intention is not fully considered. In order to improve the accuracy of gearbox reliability analysis, a mining vehicle equipped with a 12 speed gearbox was taken as the research object. Based on the

收稿日期: 2024-01-06 网络出版日期: 2024-07-18

基金项目: 江苏省科技成果转化专项资金项目(BA2022033); 江苏省双创团队项目(JSSCTD202239); 重庆市技术创新与应用发展专项重点项目(CSTB2022TIAD-KPX0048)。

Supported by Jiangsu Provincial Science and Technology Achievement Transformation Special Project (BA2022033), Jiangsu Double Innovation Team Project (JSSCTD202239), and Technology Innovation and Application Development Project of Chongqing (CSTB2022TIAD-KPX0048).

作者简介: 刘人萍(2000—), 男, 硕士研究生, 主要从事车辆动力传动与控制研究, (E-mail)1564423782@qq.com。

通信作者: 胡建军, 男, 教授, 博士生导师, (E-mail)hujianjun@cqu.edu.cn。

shifting rules of power and economy, a multi-gear gearbox simulation load spectrum acquisition method considering gear combination strategy was proposed by fully considering the allowable gears of different vehicle speeds. Based on the driver conditions of mining vehicle, the proposed method was used to obtain multi-gear gearbox simulation load spectrum, and compared with the simulation load spectrum obtained based on power and economic shifting schedule. The result show that compared with the traditional method of obtaining load spectrum based on shifting schedule, the proposed method obtains different critical gears. The critical gear obtained by traditional method is 6th gear, with a working time accounting for 53.25%, and the proportion (53.14%) is the highest in the load range of 2 000 N·m~2 400 N·m. The proposed method obtains the critical gear is 7th gear, with a working time accounting for 54.49%, and the proportion is the highest (52.78%) in the load range of 2 400 N·m~2 800 N·m. From the perspective of load accumulation, it can be observed that the obtained 7th gear load accumulation of the proposed method increases 2.33% compared with the obtained 6th gear load accumulation of the traditional method. The research result prove the effectiveness of the proposed method and lay the foundation for the reliability design of multi-gear gearbox.

**Keywords:** load spectrum; rain flow counting method; power shift; economic shift; multi-gear gearbox

载荷谱是描述零件承载状况的载荷-时间历程,在确保结构的可靠安全、设计优化和疲劳分析等方面有着重要作用,已在航天、铁路、汽车等领域得到广泛应用<sup>[1]</sup>。根据获取方式不同可分为实测载荷谱和仿真载荷谱<sup>[2]</sup>,实测载荷谱通过实时或定期的采集设备监测或测量得到的载荷信息,能够真实反映系统的运行工况,有助于准确评估材料的疲劳性能和结构可靠性,但依赖于测点的布置和采集设备的完整性,并且采集时间较长、成本较高<sup>[3-4]</sup>。仿真载荷谱基于数学模型获取载荷数据,能够有效减少研发前期的投入,加快零部件的设计与校核进程<sup>[5-6]</sup>。通过调整模型中的参数和条件,可以更加全面地反映系统在实际工作时遇到的各种工况,采用仿真的方式获取载荷谱用于可靠性设计和寿命预测等在工程应用中的价值愈加显著。

变速箱作为汽车传动系统的重要组成部分,其性能直接影响整车的可靠性。为满足汽车排放和油耗标准的要求,变速箱的多挡化已成为汽车发展的重要趋势<sup>[7]</sup>。多挡变速箱有利于改善整车的动力性和燃油经济性、为驾驶员提供更加灵活的驾驶体验<sup>[8]</sup>。然而,变速箱挡位的增加使其内部结构更为复杂,挡位的频繁切换和复杂多变的路况使变速箱的零部件承受着更高的负荷,长期使用会加速零件的磨损。若零件因磨损发生疲劳失效,将极大影响变速箱的可靠性。当变速箱工作可靠性无法满足要求时,可能引发交通事故,严重威胁乘员的生命安全。因此,提供更为全面的变速箱载荷谱不仅有助于准确反映变速箱各挡位的受载状态,也为变速箱可靠性分析提供了输入基础。

许多学者对变速箱仿真载荷谱展开了广泛研究。郭都等<sup>[9]</sup>基于瞬时道路工况建立永磁同步电机的矢量控制模型,将驱动电机载荷时程作为变速箱齿轮的载荷时程,采用雨流计数法对载荷频次统计。刘根伸等<sup>[10]</sup>以某飞行汽车试验偏置复合轮变速箱作为研究对象,根据飞行汽车的典型工况编制了变速箱齿轮传动输入载荷谱。耿智博等<sup>[11]</sup>建立了五挡变速箱的三维模型,考虑不同转速、转矩及作用时间的组合得到变速箱齿轮传递载荷谱。石晓辉等<sup>[12]</sup>和张庆霞等<sup>[13]</sup>提出了一种考虑不同路况和挡位的变速箱零部件仿真载荷谱获取方法。Jiang 等<sup>[14]</sup>、Chen 等<sup>[15]</sup>和 Habermehl 等<sup>[16]</sup>基于齿轮传动系统动力学模型获取变速箱载荷时程。高康<sup>[17]</sup>和凌栋<sup>[18]</sup>分别建立了两参数经济性换挡和动力性换挡整车模型,获得变速箱载荷谱。现有关于变速箱仿真载荷谱研究主要集中在考虑不同挡位与工况组合、考虑单一换挡规律等方面,对于驾驶员在同一车速面对相同路况时选择不同挡位的操作意图的研究较少。

驾驶员在车辆行驶过程中根据当前行驶环境、车辆运行状态和驾驶员操作习惯对操纵系统采取一定的动作,由此来实现自身的驾驶操作意图。不同驾驶习惯的驾驶员在同一车速面对相同路况时会选择不同的挡位,经验丰富的驾驶员会根据当前车速与油门踏板位置选择合理的挡位,而经验不足的驾驶员在驾驶车辆过程中存在提前或延迟换挡的情况。挡位的多种选择对挡位的工作时间与变速箱载荷谱产生影响,受载更

大、工作时间更长的危险挡位将严重影响变速箱的可靠性。因此,为更准确反映变速箱各挡位受载状态,保证变速箱的可靠性,笔者以装备12挡自动变速箱的矿用车辆为研究对象,提出了一种考虑挡位组合策略的多挡变速箱仿真载荷谱获取方法,为多挡变速箱可靠性设计奠定了基础。

## 1 前向动力学仿真模型搭建

矿用车辆基本参数如表1所示,变速箱三维模型与齿轮系结构如图1所示。

表1 整车基本参数

Table 1 Basic parameters of the vehicle

参数名称	参数值	参数名称	参数值
整备质量 $m_0/\text{kg}$	34 000	发动机转速范围 $n_e/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	900~1 900
满载质量 $m_e/\text{kg}$	106 000	变速箱综合传动效率 $\eta_T/\%$	96.69
迎风面积 $A/\text{m}^2$	17.3	变速箱传动比 $i_g$	16.69, 12.92, 9.93, 7.67, 5.90, 4.57, 3.66, 2.83, 2.17, 1.68, 1.29, 1.00
空气阻力系数 $C_d$	0.85	主减速比 $i_0$	11.70
滚动阻力系数 $f$	0.02	车轮半径 $r/\text{m}$	0.737
旋转质量换算系数 $\delta$	1.05		

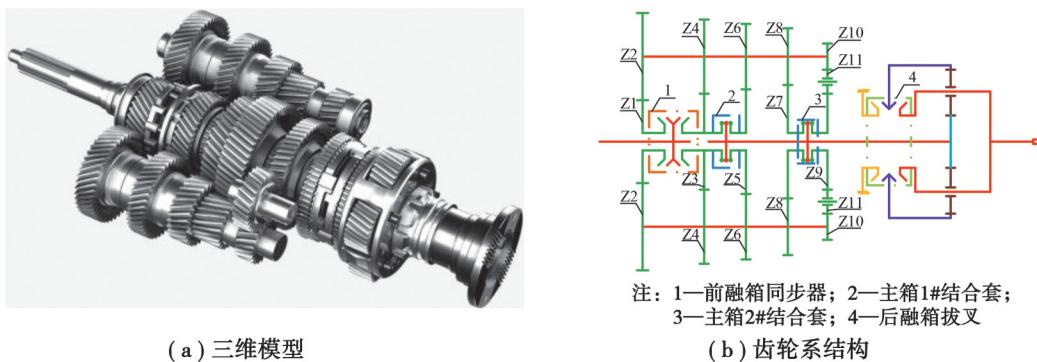


图1 变速箱三维模型与齿轮系结构

Fig. 1 Three dimensional model of transmission and gear system structure

### 1.1 驾驶员模型

采用PID控制器实现实际车速对理论车速的跟随,为

$$\alpha = K_p \Delta u + K_i \int \Delta u dt + K_d \frac{d\Delta u}{dt}, \quad (1)$$

式中: $\alpha$ 为踏板开度; $K_p$ 为比例系数; $K_i$ 为积分系数; $K_d$ 为微分系数; $\Delta u$ 为理论车速与实际车速差值。

### 1.2 发动机模型

车辆运行环境复杂,发动机大多处于非稳态工况。为保证模型的准确性,采用修正系数对发动机稳态扭矩进行修正,为

$$T_{ed} = T_e - \lambda \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (2)$$

式中: $T_{ed}$ 为发动机动态扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$ ; $T_e$ 为发动机稳态扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$ ; $\lambda$ 为扭矩下降系数,一般为0.07~0.09,文中取0.08; $\omega_e$ 为曲轴角速度, $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

### 1.3 变速箱与主减速器模型

基于变速箱齿轮系结构,采用等效原理将变速箱输入轴与输出轴的转动惯量转化为相对于主减速器输出轴的等效转动惯量,将变速箱输入轴的转矩转化为作用在主减速器输出轴的等效转矩,为

$$(J_{\text{in}} i_g^2 i_0^2 + J_{\text{out}} i_0^2 + J_{\text{final}}) \dot{\omega}_{\omega} = T_{\text{ed}} i_g^2 i_0^2 - T_{\omega}, \quad (3)$$

式中: $J_{\text{in}}$ 为变速箱输入轴转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ; $J_{\text{out}}$ 为变速箱输出轴转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ; $J_{\text{final}}$ 为主减速器与传动轴转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ; $T_{\omega}$ 为传递至轮胎的转矩,N·m; $\omega_{\omega}$ 为输出至轮胎的转速, $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

#### 1.4 整车纵向动力学模型

车辆在行驶过程中受到滚动阻力、空气阻力、坡度阻力与加速阻力,为

$$\frac{T_{\text{ed}} i_g i_0 \eta_T}{r} = mgf \cos \theta + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + mg \sin \theta + \delta m \frac{du_a}{dt}, \quad (4)$$

式中: $m$ 为整车质量,kg; $g$ 为重力加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ; $\theta$ 为坡度角; $u_a$ 为车速, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

#### 1.5 动力性与经济性换挡规律

根据动力性与经济性换挡规律制定原则绘制换挡规律曲线<sup>[19-20]</sup>,如图2所示。

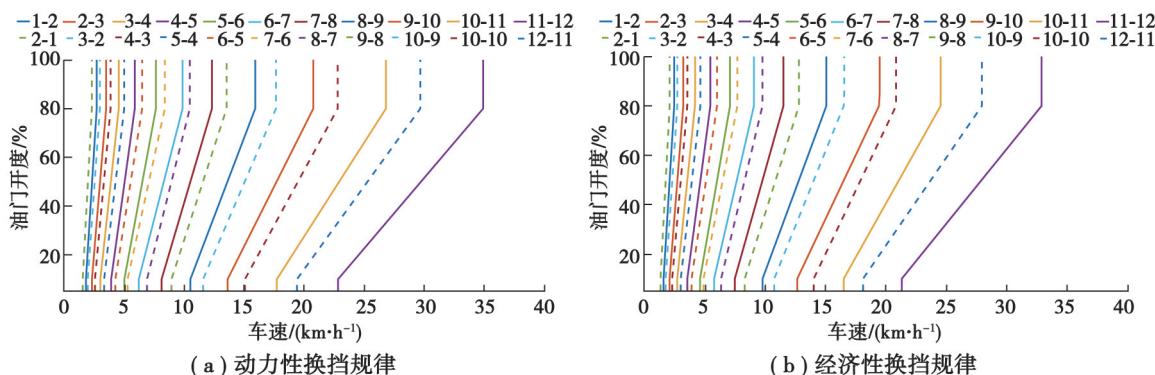


图2 满载换挡规律曲线

Fig. 2 Full load shift schedule curve

## 2 挡位组合策略

考虑驾驶员在同一车速面对相同路况时选择不同挡位的意图,提出一种考虑动力性与经济性挡位约束的挡位组合策略,具体实施如下。

1)同一车速许用挡位下以动力性挡位减1挡,经济性挡位加1挡为约束,以表征驾驶员在同一车速面对相同路况时选择不同挡位的操作意图,约束内的挡位即为目标挡位。

2)以不跳挡为原则,使不同车速下的目标挡位自由组合。

不同车速许用挡位可根据发动机转速、变速箱传动比、主减速比、车轮半径等参数计算得到,为

$$u_a = 0.377 \frac{rn_e}{i_g i_0} \circ \quad (5)$$

不同车速的许用挡位如表2所示,同一车速对应多个许用挡位,为提高挡位组合的速度,以1 s为时间步长,使不同车速的目标挡位自由组合。

表2 不同车速区间许用挡位

Table 2 Allowable gear in different speed range

车速区间/(km·h⁻¹)	许用挡位	车速区间/(km·h⁻¹)	许用挡位	车速区间/(km·h⁻¹)	许用挡位
1.4~2.5	1,2,3	5.4~7.0	5,6,7	14.5~18.9	9,10,11
2.5~3.2	2,3,4	7.0~9.0	6,7,8	18.9~24.5	10,11,12
3.2~4.1	3,4,5	9.0~11.2	7,8,9	24.5~31.9	11,12
4.1~5.4	4,5,6	11.2~14.5	8,9,10	31.9~41.1	12

挡位组合策略示意如图3所示,设时间  $t_1$  与  $t_2$  间隔为 1 s, 在不同油门开度下, 时间  $t_1$ , 速度  $v_1$  的动力性和经济性挡位都为 5 挡; 时间  $t_2$ , 速度  $v_2$  和  $v_3$  的动力性挡位分别为 5 挡和 6 挡; 时间  $t_2$ , 速度  $v_2$  和  $v_3$  的经济性挡位分别为 6 挡和 7 挡, 根据挡位组合策略原则, 速度  $v_1$  的目标挡位为 4~6 挡, 速度  $v_2$  的目标挡位为 4~7 挡, 速度  $v_3$  的目标挡位为 4~8 挡, 则速度  $v_1$  至速度  $v_2$  区间可组合的挡位结果如表 3 所示。

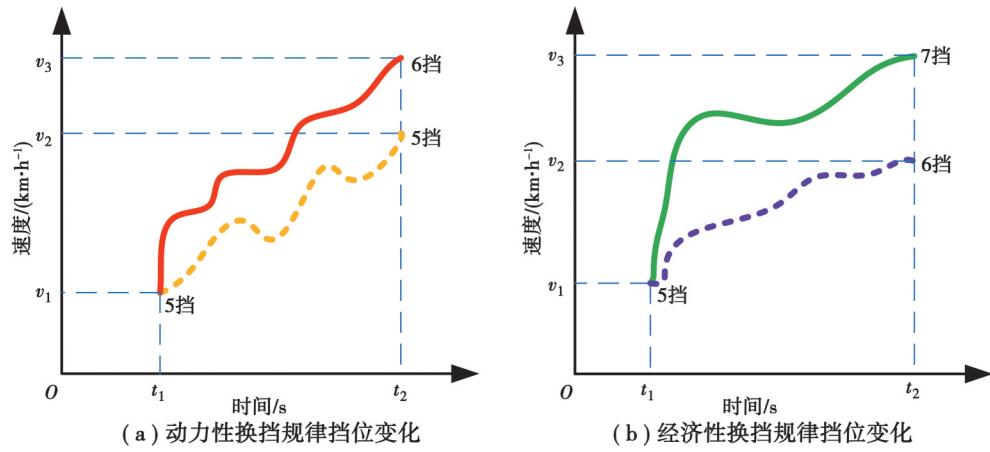


图3 挡位组合策略示意图

**Fig. 3** Schematic diagram of gear combination strategy

表3 挡位组合结果

**Table 3 Gear combination results**

挡位组合结果 1	挡位组合结果 2	挡位组合结果 3	挡位组合结果 4	挡位组合结果 5	挡位组合结果 6
维持 4 挡	4 挡换 5 挡	维持 5 挡	5 挡换 6 挡	维持 6 挡	6 挡换 7 挡

基于挡位组合策略原则与树状分类思想确定目标挡位及其使用概率,满载和空载工况目标挡位的使用概率如表 4~5 所示。

表 4 满载目标挡位使用概率

**Table 4 Use probability of full-load target gear**

表5 空载目标挡位使用概率  
Table 5 Use probability of no-load target gear

时间/s	挡位											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	1.000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	1.000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	1.000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	1.000	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	1.000	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	1.000	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0.500	0.500	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0.750	0.250	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0.458	0.458	0.084	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0.729	0.271	0	0	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

设  $T$  时刻目标挡位为  $d_1, d_2, d_3$ ,  $T+1$  时刻目标挡位为  $D_1, D_2, D_3$ , 则  $T+1$  时刻目标挡位  $D_2$  使用概率计算为

$$p_{D_2, T+1} = \frac{1}{2} p_{d_1, T} + \frac{1}{3} p_{d_2, T} + \frac{1}{2} p_{d_3, T}, \quad (6)$$

式中:  $p_{D_2, T+1}$  为  $T+1$  时刻目标挡位  $D_2$  使用概率;  $p_{d_1, T}$  为  $T$  时刻目标挡位  $d_1$  使用概率;  $p_{d_2, T}$  为  $T$  时刻目标挡位  $d_2$  使用概率;  $p_{d_3, T}$  为  $T$  时刻目标挡位  $d_3$  使用概率。

表4中, 满载工况下第6 s可能的目标挡位为4挡和5挡, 其使用概率分别为0.75、0.25; 第7 s可能的目标挡位为5挡和6挡, 其使用概率分别为0.875、0.125。根据换挡组合策略原则, 如果第6 s处于4挡时, 则第7 s换入5挡的概率为100%; 如果第6 s处于5挡时, 则第7 s换入5挡和6挡的概率分别为50%。因此, 第7 s处于5挡的概率为0.875, 同理可求解出其他可能的目标挡位及其使用概率。

### 3 载荷谱的建立

在整车基本参数相同的情况下, 基于矿用车辆循环工况(见图4)分别构建基于动力性或经济性换挡规律的载荷谱和基于挡位组合策略的载荷谱。

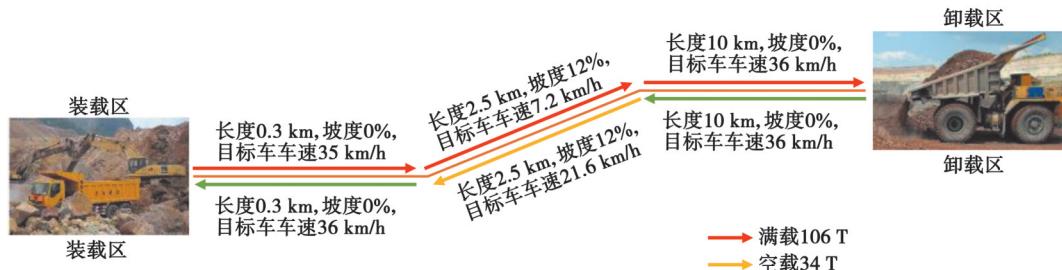


图4 行驶工况示意图

Fig. 4 Driving cycle diagram

#### 3.1 基于动力性或经济性换挡规律载荷谱的建立

为验证模型的准确性, 进行满载和空载工况下动力性与经济性换挡规律的仿真, 其前15 s的仿真结果如图5所示。

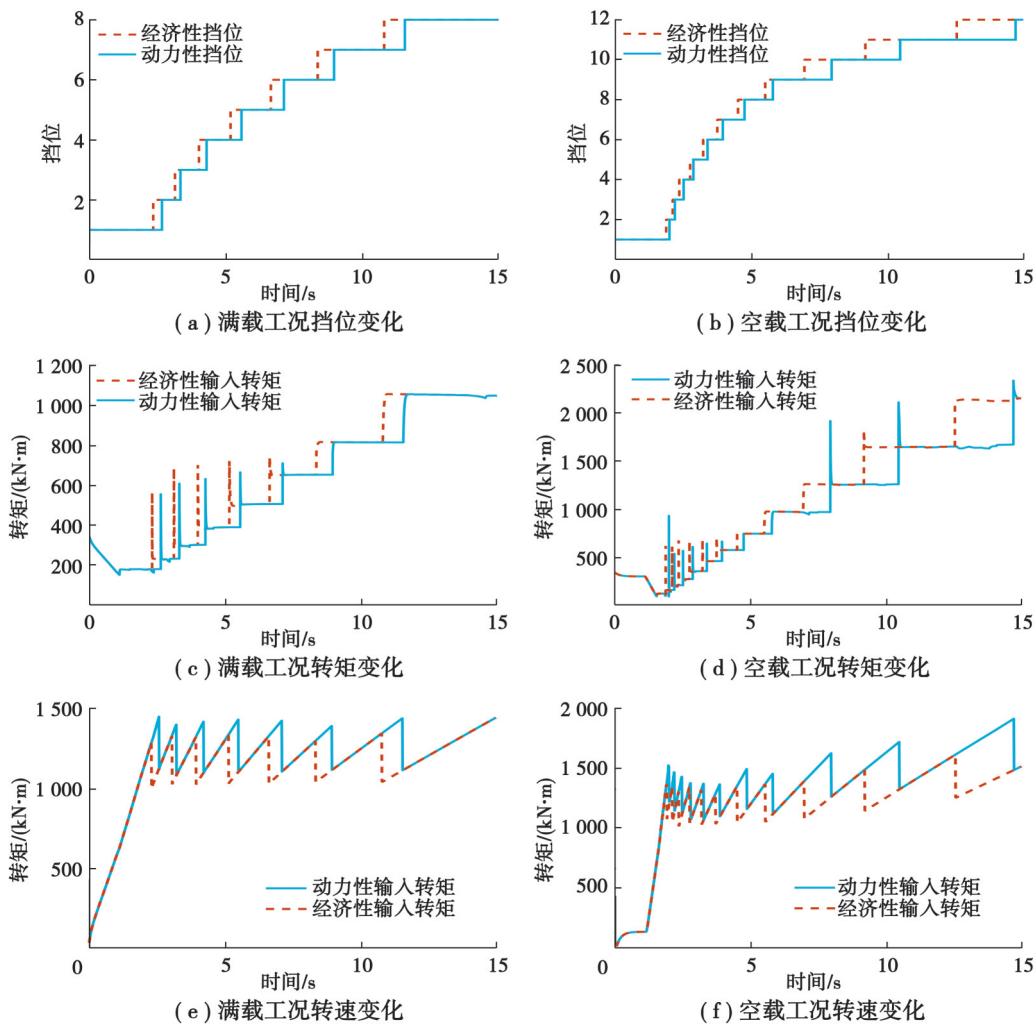


图 5 动力性与经济性换挡规律仿真结果

Fig. 5 Simulation results of power and economy shift schedule

由图 5 可知, 满载和空载工况下前 15 s 为加速阶段, 随着油门踏板和车速的增加, 挡位依次从低挡位换至高挡位, 经济性换挡比动力性换挡提前, 没有出现循环换挡与跳挡现象。变速箱输入转矩与转速也随着挡位的切换而变化。

通过上述仿真得到各挡位在满载和空载工况下的运行时间, 可计算各挡位工作时间占比, 如表 6~9 所示, 为

$$F_{d,j} = \frac{t_{d,j}}{t_a}, \quad (7)$$

式中:  $F_{d,j}$  为  $d$  挡时工作占比 ( $d=1, 2, 3, \dots, 12; j=1$  时为满载动力性换挡规律下工作时间占比,  $j=2$  时为满载经济性换挡规律下工作时间占比,  $j=3$  时为空载动力性换挡规律下工作时间占比,  $j=4$  时为空载经济性换挡规律下工作时间占比);  $t_{d,j}$  为  $d$  挡运行时间, s;  $t_a$  为循环工况时间 ( $a=1$  时为满载工况,  $a=2$  时为空载工况), s。

由表 6~9 可知, 满载动力性与经济性换挡规律下 6 挡运行时间最长, 占比分别为 53.25%、53.14%, 其次是 12 挡, 占比分别为 42.64%、43.11%。空载动力性与经济性换挡规律下 12 挡运行时间最长, 占比分别为 50.21%、51.04%, 其次是 10 挡和 11 挡, 占比分别为 29.65%、30.85%。

载荷随着路况与时间随机变化, 需要采用计数方法对仿真得到的数据进行处理。文中利用三点雨流计数法对动力性与经济性换挡规律仿真得到的载荷和转速统计计数, 计数结果包括幅值、均值与循环次数<sup>[21]</sup>, 满载工况动力性换挡规律 2 挡雨流计数结果如图 6 所示。

表6 满载动力性换挡规律下各挡位工作时间占比

Table 6 Proportion of working time of each gear under full-load power shift schedule

挡位	占比/%	挡位	占比/%	挡位	占比/%
1	0.24	5	0.12	9	0.65
2	0.06	6	53.25	10	0.81
3	0.07	7	0.33	11	1.24
4	0.10	8	0.49	12	42.64

表7 满载经济性换挡规律下各挡位工作时间占比

Table 7 Proportion of working time of each gear under full load economic shift schedule

挡位	占比/%	挡位	占比/%	挡位	占比/%
1	0.17	5	0.08	9	0.52
2	0.05	6	53.14	10	0.75
3	0.06	7	0.22	11	1.34
4	0.07	8	0.49	12	43.11

表8 空载动力性换挡规律下各挡位工作时间占比

Table 8 Proportion of working time of each gear under no-load power shift schedule

挡位	占比/%	挡位	占比/%	挡位	占比/%
1	0.16	5	0.05	9	0.55
2	0.02	6	0.06	10	29.65
3	0.03	7	16.37	11	2.49
4	0.03	8	0.38	12	50.21

表9 空载经济性换挡规律下各挡位工作时间占比

Table 9 Proportion of working time of each gear under no-load economic shift schedule

挡位	占比/%	挡位	占比/%	挡位	占比/%
1	0.13	5	0.05	9	0.44
2	0.02	6	0.05	10	0.62
3	0.02	7	16.39	11	30.85
4	0.02	8	0.37	12	51.04

通过划分不同载荷与转速区间编制多挡自动变速箱仿真载荷谱,图7~10分别表示满载和空载工况下基于动力性与经济性换挡规律得到的仿真载荷谱。可以看到,满载动力性与经济性换挡规律下工作时间最长的6挡输入转矩在2 000~2 400 N·m 占比分别为99.81%、99.80%,输入转速在1 200~1 500 r/min 占比分别为99.91%、99.87%;12挡输入转矩在1 200~1 600 N·m 占比分别为98.18%、97.20%,输入转速在1 500~1 800 r/min 占比分别为98.59%、97.84%。空载动力性与经济性换挡规律下运行时间最长的12挡输入转矩在400~800 N·m 占比分别为99.48%、98.97%,输入转速在1 500~1 800 r/min 占比分别为99.07%、98.67%;空载动力性换挡规

律下 10 挡输入转矩在 1 600~2 000 N·m 占比为 99.17%，输入转速在 1 500~1 800 r/min 占比为 99.69%；空载经济性换挡规律下 11 挡输入转矩在 2 000~2 400 N·m 占比为 98.18%，输入转速在 900~1 200 r/min 占比为 98.46%。

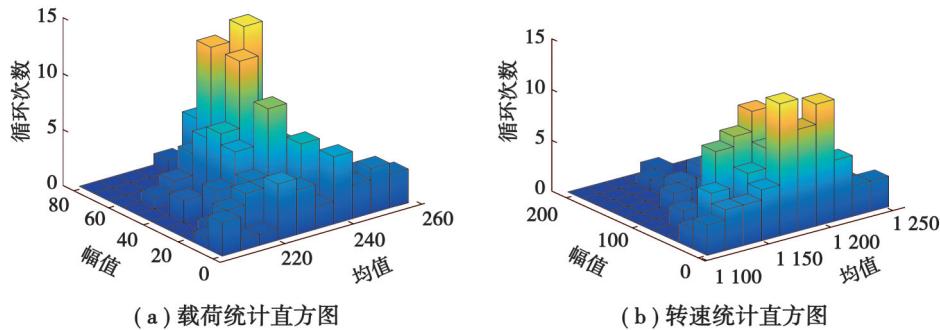


图 6 满载动力性换挡规律下 2 挡载荷与转速统计直方图

**Fig. 6 Statistical histogram of 2-gear load and speed under full-load power shift schedule**

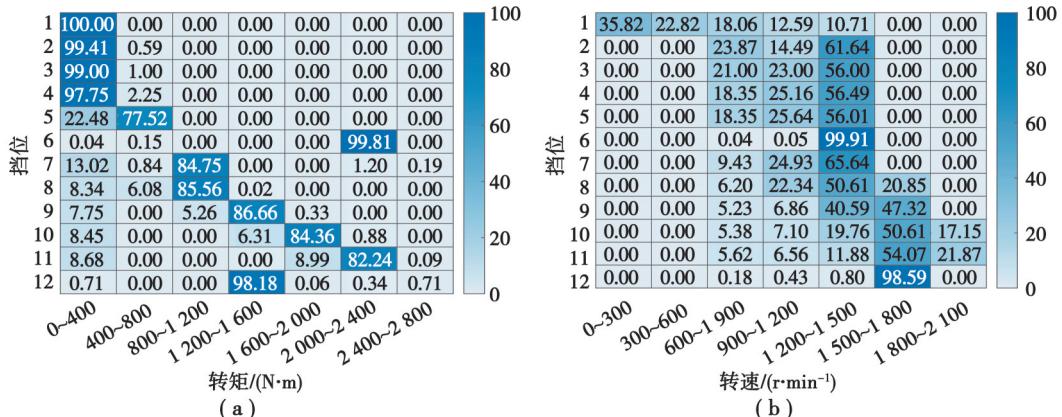


图 7 满载动力性换挡规律下变速箱载荷谱

**Fig. 7** Transmission load spectrum under full load power shift schedule

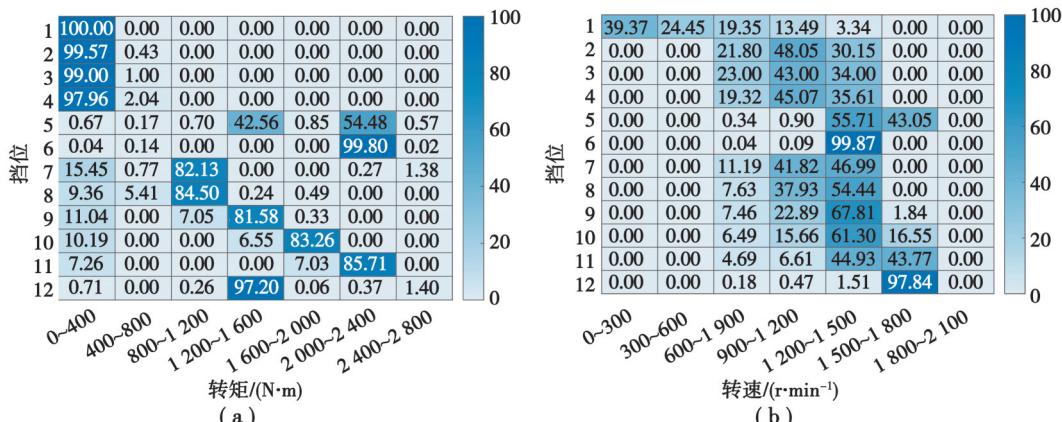


图 8 满载经济性换挡规律下变速箱载荷谱

Fig. 8 Transmission load spectrum under full-load economic shift schedule

综上可知,整车处于6挡时工作时间最长,受载最大。因此,基于动力性或经济性换挡规律来获取仿真载荷谱的传统方法得到的危险挡位是6挡。

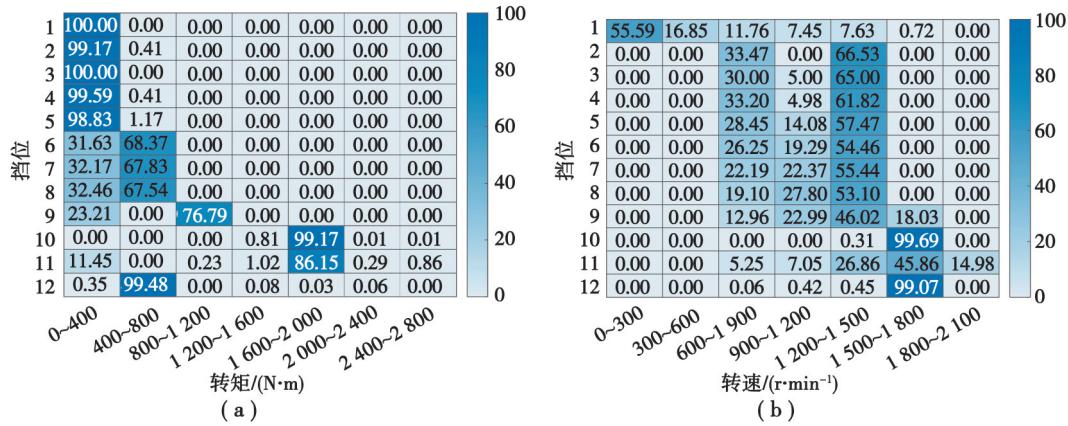


图 9 空载动力性换挡规律下变速箱载荷谱

Fig. 9 Transmission load spectrum under no-load power shift schedule

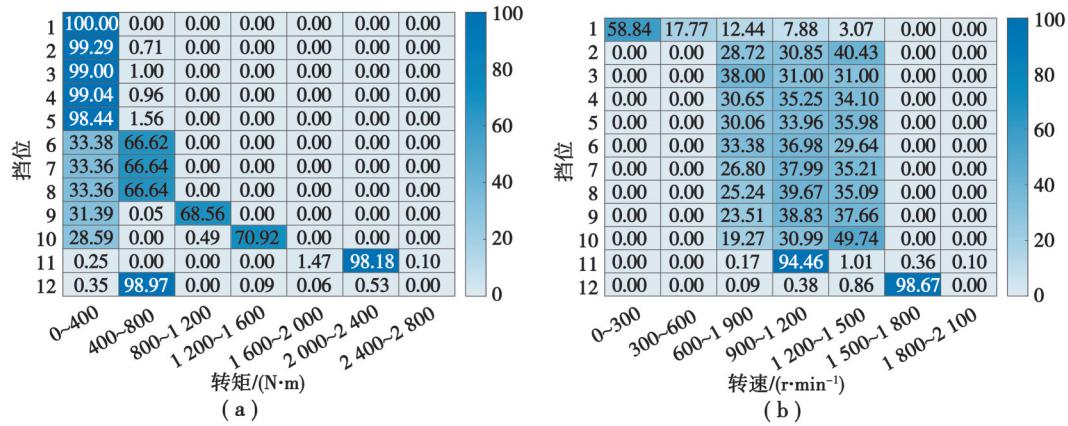


图 10 空载经济性换挡规律下变速箱载荷谱

Fig. 10 Transmission load spectrum under no-load economic shift schedule

### 3.2 基于挡位组合策略载荷谱的建立

根据前文制定的换挡规律曲线与挡位组合策略原则获取了不同时间下的目标挡位,在相同条件下进行仿真分析,然后对同一时间步长下所有组合序列中目标挡位的使用率、载荷和转速作归一化处理取其平均值,表 10~11 分别表示基于挡位组策略得到的各挡位工作时间占比。可以看到,满载挡位组合策略下 7 挡运行时间最长,占比为 54.49%,其次是 12 挡,占比为 41.73%。空载挡位组合策略下 12 挡运行时间最长,占比为 68.96%,其次是 11 挡,占比为 14.92%。

表 10 满载挡位组合策略下各挡位工作时间占比

Table 10 Proportion of working time of each gear under the full load gear combination strategy

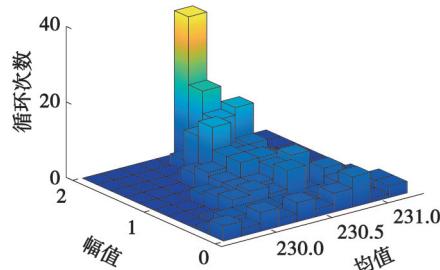
挡位	占比/%	挡位	占比/%	挡位	占比/%
1	0.12	5	0.11	9	0.57
2	0.03	6	0.18	10	0.94
3	0.09	7	54.49	11	1.26
4	0.09	8	0.39	12	41.73

上文以 1 s 为时间步长获取目标挡位,仿真得到是离散的转矩和转速点。因此,需要将离散转矩点和转速点进行多项式拟合,然后利用三点雨流计数法进行统计计数,满载工况 2 挡雨流计数结果如图 11 所示,最后编制载荷谱,如图 12~13 所示。

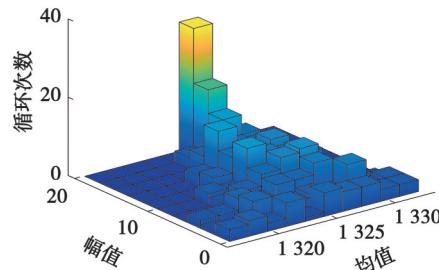
表 11 空载挡位组合策略下各挡位工作时间占比

Table 11 Proportion of working time of each gear under the no-load gear combination strategy

挡位	占比/%	挡位	占比/%	挡位	占比/%
1	0.13	5	0.14	9	0.33
2	0.13	6	0.17	10	14.49
3	0.13	7	0.20	11	14.92
4	0.14	8	0.26	12	68.96



(a) 载荷统计直方图



(b) 转速统计直方图

图 11 满载挡位组合策略下 2 挡载荷与转速统计直方图

Fig. 11 Statistical histogram of 2-gear load and speed under full-load gear combination strategy

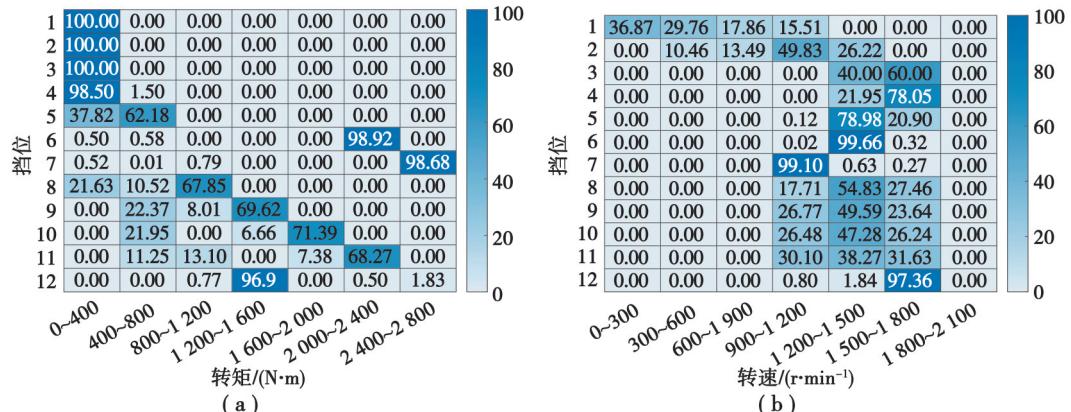


图 12 满载挡位组合策略下变速箱载荷谱

Fig. 12 Transmission load spectrum under full load based on gear combination strategy

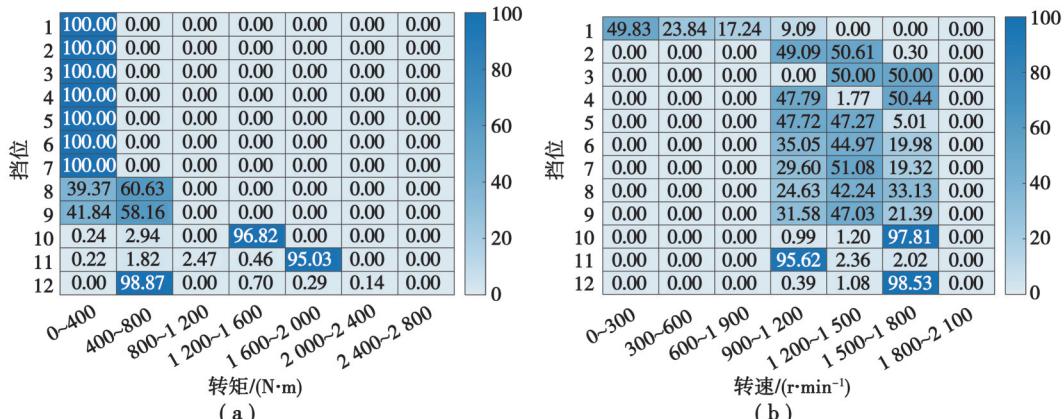


图 12 满载挡位组合策略下变速箱载荷谱

Fig. 12 Transmission load spectrum under full load based on gear combination strategy

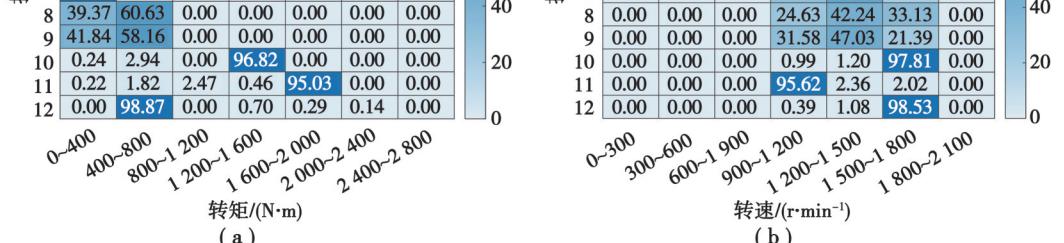


图 13 空载挡位组合策略下变速箱载荷谱

Fig. 13 Transmission load spectrum under no-load based on gear combination strategy

由图 12~13 可知,满载挡位组合策略下运行时间最长的 7 挡输入转矩在 2 400~2 800 N·m 占比为 98.68%,输入转速在 900~1 200 r/min 占比为 99.10%;12 挡输入转矩在 1 200~1 600 N·m 占比为 96.90%,输入转速在 1 500~1 800 r/min 占比为 97.36%。空载挡位组合策略下运行时间最长的 12 挡输入转矩在 400~800 N·m 占比为 98.87%,输入转速在 1500~1 800 r/min 占比为 98.53%;11 挡输入转矩在 1 600~2 000 N·m 占比为 95.03%,输入转速在 900~1 200 r/min 占比为 95.62%。

综上可知,整车处于 7 挡时工作时间最长,受载最大。因此,基于挡位组合策略来获取仿真载荷谱的方法得到的危险挡位是 7 挡。

### 3.3 仿真结果分析与比较

为验证文中所提方法的有效性,将基于动力性或经济性换挡规律获取仿真载荷谱的方法得到的危险挡位仿真结果与基于挡位组策略获取仿真载荷谱的方法得到的危险挡位仿真结果与变速箱各挡位平均载荷量进行比较,如图 14~16 所示。

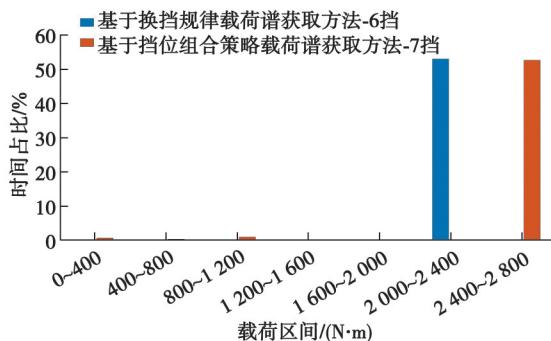


图 14 危险挡位仿真结果对比

Fig. 14 Comparison of dangerous gear simulation results

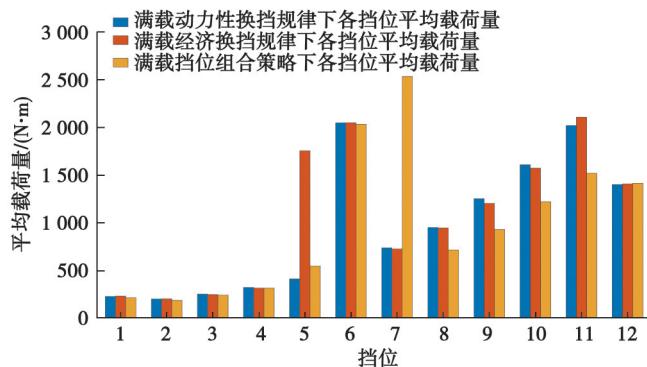


图 15 满载工况下各挡位平均载荷量对比

Fig. 15 Comparison of average load of each gear under full load condition

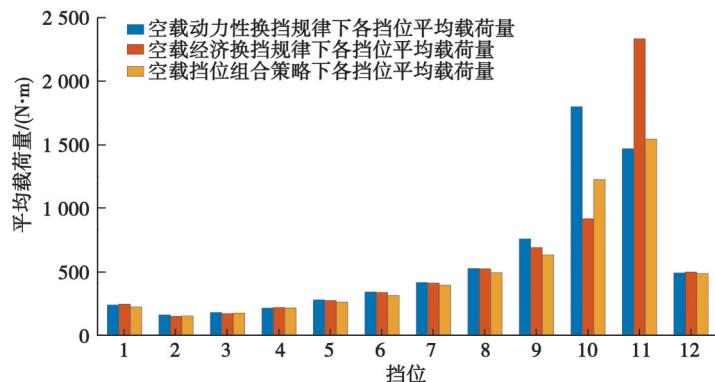


图 16 空载工况下各挡位平均载荷量对比

Fig. 16 Comparison of average load of each gear under no-load conditions

由图14可知,基于换挡规律获取载荷谱的方法得到的危险挡位6挡工作时间占循环工况的53.25%,载荷区间为2 000~2 400 N·m时占比最大,为53.14%,文中所提方法得到的危险挡位7挡工作时间占循环工况的54.49%,载荷区间为2 400~2 800 N·m时占比最大,为52.78%。从载荷累积量的角度可发现,文中所提方法得到的7挡载荷累积量较基于换挡规律获取仿真载荷谱的方法得到的6挡载荷累积量增加了2.33%。由图15~16可知,满载和空载工况下文中所提方法与基于换挡规律获取仿真载荷谱的方法得到的4挡平均载荷量差异最小,满载工况下与动力性与经济性换挡规律得到的平均载荷量相比,分别减小了2.15%、0.29%;空载工况下与动力性规律得到的平均载荷量相比,增加了0.33%,与经济性规律得到的平均载荷量相比,减少了1.87%;满载工况下7挡平均载荷量差异最大,与动力性与经济性换挡规律得到的平均载荷量相比,分别增加了244.23%、249.88%;空载工况下11挡平均载荷量差异最大,与动力性换挡规律得到的平均载荷量相比,增加了5.13%,与经济性换挡规律得到的平均载荷量相比,减少了33.84%。

## 4 结 论

为准确反映变速箱各挡位受载状况,保证变速箱的工作可靠性,考虑驾驶员在同一车速面对相同路况时选择不同挡位的操作意图,提出了一种考虑挡位组合策略的多挡变速箱仿真载荷谱获取方法,通过仿真分析,得出以下结论:

- 1)与基于动力性或经济性换挡规律来获取载荷谱的传统方法相比,文中所提方法可得到不同的危险挡位。基于传统方法得到的危险挡位是6挡,文中所提方法得到的危险挡位是7挡。
- 2)仿真结果表明,相比于传统方法获得的6挡载荷累积量,文中所提方法获得的7挡载荷累积量增加了2.33%;满载工况下4挡平均载荷量差异最小,7挡平均载荷量差异最大;空载工况下4挡平均载荷量差异最小,11挡平均载荷量差异最大。

## 参考文献

- [ 1 ] He J L, Zhao X Y, Li G F, et al. Time domain load extrapolation method for CNC machine tools based on GRA-POT model[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, 103(9): 3799-3812.
- [ 2 ] 荣兵,肖攀,周建文. 基于实测载荷谱和仿真载荷谱的底盘疲劳分析及对比[J]. 振动与冲击, 2018, 37(12): 179-186.  
Rong B, Xiao P, Zhou J W. A fatigue comparative analysis of chassis based on simulated road load spectrum and measured road load spectrum[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(12): 179-186. (in Chinese)
- [ 3 ] 于佳伟,钱春雷,郑松林,等. 基于小波变换理论的车辆实测载荷谱优化处理方法研究[J]. 汽车工程, 2020, 42(7): 965-971, 984.  
Yu J W, Qian C L, Zheng S L, et al. Research on optimized processing method for vehicle LoadSpectra measured based on wavelet transform theory[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(7): 965-971, 984. (in Chinese)
- [ 4 ] 周松,陈宇,董红亮,等. 一种新型商用车驾驶室多轴道路虚拟试验研究[J]. 中国机械工程, 2023, 34(10): 1241-1250.  
Zhou S, Chen Y, Dong H L, et al. Research on multi-axis road simulation test of a new type of commercial vehicle cab[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(10): 1241-1250. (in Chinese)
- [ 5 ] 骆清国,王旭东,张更云,等. 装甲车辆发动机载荷谱仿真与试验研究[J]. 工兵学报, 2012, 33(12): 1442-1447.  
Luo Q G, Wang X D, Zhang G Y, et al. Loading spectrum simulation and experiment study of the armored vehicle engine[J]. Acta Armamentarii, 2012, 33(12): 1442-1447. (in Chinese)
- [ 6 ] 王明乐,刘晓天,王晓乐,等. 基于蒙特卡洛采样法的汽车关键零部件载荷谱研究[J]. 试验与评价, 2018, 46(3): 1099-1110.  
Wang M L, Liu X T, Wang X L, et al. Research on load-spectrum construction of automobile key parts based on Monte Carlo sampling[J]. Journal of Testing and Evaluation, 2018, 46(3): 1099-1110.
- [ 7 ] 李春明,简洪超,李娟,等. 液力自动变速器换挡控制轨迹优化方法[J]. 工兵学报, 2020, 41(11): 2155-2169.  
Li C M, Jian H C, Li J, et al. Control trajectory optimization method of automatic transmission gear-shift[J]. Acta Armamentarii, 2020, 41(11): 2155-2169. (in Chinese)
- [ 8 ] 李聪波,单亚帅,陈睿杰,等. 电动汽车无动力中断两挡变速器换挡机构参数优化[J]. 计算机集成制造系统, 2019, 25(10): 2493-2502.  
Li C B, Shan Y S, Chen R J, et al. Parameters optimization of seamless shifting mechanism of two-speed transmission equipped in electric vehicle[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2019, 25(10): 2493-2502. (in Chinese)

- [9] 郭都, 陈星, 尹燕莉, 等. 基于电机动态模型的电动汽车高速斜齿轮动载荷计算及寿命预测[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2021, 35(12): 70-76.  
Guo D, Chen X, Yin Y L, et al. Dynamic load calculation and life prediction of high speed helical gear of electric vehicle based on motor dynamic model[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2021, 35(12): 70-76. (in Chinese)
- [10] 刘根伸, 刘怀举, 朱才朝, 等. 飞行汽车变速器齿轮传动可靠性优化设计[J]. 重庆大学学报, 2022, 45(4): 1-11.  
Liu G S, Liu H J, Zhu C C, et al. Reliability-based design optimization of flying car speed changer gear transmission[J]. Journal of Chongqing University, 2022, 45(4): 1-11. (in Chinese)
- [11] 耿智博, 肖科, 王家序, 等. 汽车变速器齿轮传动系统动态特性研究及优化[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2018, 45(8): 22-31.  
Geng Z B, Xiao K, Wang J X, et al. Analysis and optimization design on dynamic characteristic of gear transmission system of automobile transmission[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2018, 45(8): 22-31. (in Chinese)
- [12] 石晓辉, 何洋, 李文礼, 等. 基于虚拟试车场的变速器载荷模拟[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2019, 33(1): 1-9.  
Shi X H, He Y, Li W L, et al. The load simulation of transmission based on virtual proving ground[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2019, 33(1): 1-9. (in Chinese)
- [13] 张庆霞, 杜秀菊, 姜志保, 等. 正独立式机械双流变速箱的动力学仿真研究[J]. 机械传动, 2007, 31(1): 37-40, 98.  
Zhang Q X, Du X J, Jiang Z B, et al. Simulation analysis about the positive-freestanding and mechanical spilt-path transmission [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2007, 31(1): 37-40, 98. (in Chinese)
- [14] Jiang S, Li W, Xin G F, et al. Study on dynamic reliability of permanent magnet gear transmission system with wear and failure correlation[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 131: 105802.
- [15] Chen H T, Fan J K, Jing S X, et al. Probabilistic design optimization of wind turbine gear transmission system based on dynamic reliability[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(2): 579-589.
- [16] Habermehl C, Jacobs G, Neumann S, et al. Influence of drivetrain hybridization on transmission lifetime[J]. Applied Sciences, 2020, 10(20): 7086.
- [17] 高康. 电动车动力总成动态载荷加载方法研究与系统设计[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2020.  
Gao K. Research on dynamic load loading method and system design of electric vehicle powertrain[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2020. (in Chinese)
- [18] 凌栋. 多变载荷工况下自动变速器齿轮系统动态可靠性评估[D]. 重庆: 重庆大学, 2023.  
Ling D. Dynamic reliability evaluation of automatic transmission gear system under variable load conditions[D]. Chongqing: Chongqing University, 2023. (in Chinese)
- [19] You Y, Sun D Y, Qin D T. Shift strategy of a new continuously variable transmission based wheel loader[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 130: 313-329.
- [20] Lu X H, Li Z, Guo L L, et al. Optimization of gearshift MAP based on DP for vehicles with automated transmission[J]. Science China Information Sciences, 2018, 61(11): 119202.
- [21] Bai Y F, He H W, Li J W, et al. Battery anti-aging control for a plug-in hybrid electric vehicle with a hierarchical optimization energy management strategy[J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 237: 117841.

(编辑 詹燕平)