

# 基于循环功率流的变速器行星轮系效率分析\*

吴石<sup>1</sup>, 赵成睿<sup>1</sup>, 于广滨<sup>2</sup>, 周熠阳<sup>1</sup>, 徐田恬<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨理工大学机械动力工程学院 哈尔滨, 150080) (2. 哈尔滨工业大学机电工程学院 哈尔滨, 150001)

**摘要** 基于行星轮系作为自动变速器(automatic transmissions, 简称 AT)动力传递的核心部件,在传动效率、传动比范围和承载能力方面具有明显优势,提出了基于循环功率流的变速器行星轮系效率分析方法。首先,基于超图理论和变速器动力传递路线图,建立 4 排行星轮系的三角形超图;其次,基于行星轮系自旋转理论,建立齿轮啮合摩擦损失和轴承摩擦损失模型,以及变速器 2 挡位的转速、转矩矩阵;最后,分析了在无损失和考虑 2 种损失状态下 2 挡位节点功率和传动比以及其他挡位的循环功率和效率,并对 9 挡位自动变速器(nine-speed AT, 简称 9AT)的输出行星排进行实验验证。实验结果表明:考虑 2 种损失状态下,3 挡位行星轮系的动力传递齿圈输出功率损失最大,约占该齿圈总输出功率的 16%;4 挡位的循环功率与输入功率的比值增加最大,增大了 4%;不同转速和转矩下效率的最大误差为 4.62%。可见,采用所提出方法能够准确有效地得到变速器工作时的功率损失和效率。

**关键词** 9 挡位自动变速器;行星齿轮系;功率流;循环功率;传动效率

**中图分类号** TH132.46

## 引言

随着对车辆动力性、经济型和舒适性要求的不断提高,AT 技术向多挡位、高效率 and 轻量化方向发展<sup>[1-3]</sup>。变速器是汽车传动系统的核心部件之一,在工作过程中各零部件之间会不可避免地发生相互摩擦和碰撞等,造成系统功率损失。功率损失过大会直接影响变速器的传动效率和零部件的性能及寿命<sup>[4]</sup>。

目前,学者们对行星轮系的功率流和传动效率进行了大量研究<sup>[5-10]</sup>。Kwon 等<sup>[10]</sup>对直升机传动系统的循环功率流进行分析,得到了循环功率对功率分配的影响因素。Chen<sup>[11]</sup>分析了分流式行星轮系的功率流。Yang 等<sup>[12]</sup>基于超图原理建立了行星轮系齿轮副之间的模型,对二自由度混合动力汽车传动系统进行分析,得到了功率流分析中每个齿轮副之间的关系。Del 等<sup>[13]</sup>研究指出,虽然学者们基于图论对传动系统进行了分析,但还需说明复杂行星轮系中各构件与功率流之间的关系。Zhang 等<sup>[14]</sup>以双速行星轮系为研究对象,基于虚功理论提出了一种适用于多工况下行星轮系功率流及传动效率的计算方法,对行星轮系传动效率的计算结果进行了验证。以上传动系统的功率流分析多是在无损失的情况下进行,难以得到多自由度复杂行星轮系的准确传动

效率。

笔者以新型 9AT 复杂行星轮系为例,提出了基于循环功率流的变速器行星轮系效率分析方法。首先,基于超图理论根据 9AT 各挡位的动力传递路线,建立其三角形超图;其次,基于行星轮系自旋转理论,建立齿轮啮合损失和轴承摩擦损失模型以及变速器 2 挡位的转速、转矩矩阵;最后,分析无损失状态和有损失状态下 2 挡位功率和传动比,以及各挡位的转速、转矩、功率和效率,为提高行星齿轮系传动效率奠定基础。

## 1 9AT 传递路线及其超图

以一款新型 9AT 作为研究对象,该变速器包含有 4 组行星排、6 个液压执行换挡元件、9 个前进挡和 1 个倒挡。图 1 为 9AT 行星齿轮系结构简图。表 1 为 9AT 行星齿轮系换挡逻辑。表 1 中: $C_1, C_3, C_5$  为离合器; $B_2, B_4, B_6$  为制动器;+ 表示该挡位下运行的元件。图 2 为 9AT 行星齿轮系工作原理简图。

根据图 1 及表 1,绘制 9AT 行星齿轮系超图如表 2 所示。基本三角形超图中字母与简图中的太阳轮、行星架、内齿圈相互对应,传动比  $k$  为矢量,方向是从主动齿轮到被动齿轮。传动比表达式为

\* 国家重点研发计划资助项目(2019YFE0121300)

收稿日期:2023-03-10;修回日期:2023-05-21

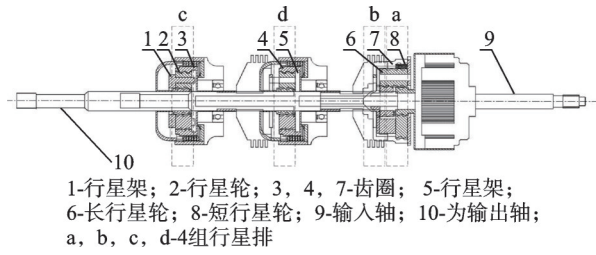


图 1 9AT 行星齿轮系结构简图  
Fig.1 9AT planetary gear train structure schematic

表 1 9AT 行星齿轮系换挡逻辑

**Tab.1 Shift logic table of nine-speed AT transmission**

挡位	离合器			制动器		
	C <sub>1</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>5</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>6</sub>
1	-	+	-	-	+	+
2	-	+	-	+	-	+
3	+	+	-	-	-	+
4	+	-	+	-	-	+
5	+	+	+	-	-	-
6	-	+	+	+	-	-
7	-	+	+	-	+	-
8	-	-	+	+	+	-
9	+	-	+	-	+	-
R	+	-	-	-	+	+

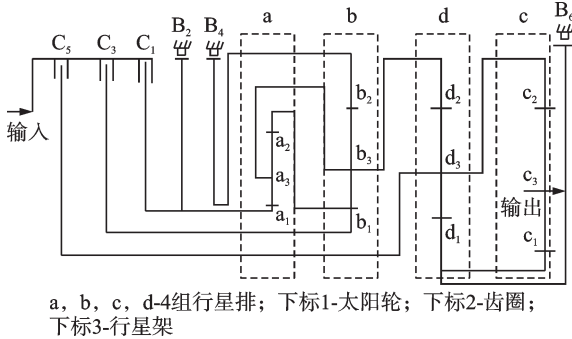


图 2 9AT 行星齿轮系工作原理简图  
Fig.2 9AT planetary gear train working principle schematic

表 2 9AT 行星齿轮系超图

**Tab.2 Chart of epicyclic gear trains in different gears of 9AT**

挡位	动力传递路线图	超图
2		
7		

$$k = \text{sign} \left( \frac{Z_R}{Z_S} \right) \quad (1)$$

其中: sign 表示  $k$  的符号;  $Z_R$  为齿圈齿数;  $Z_S$  为太阳轮齿数;  $k$  是由太阳轮和行星轮系的旋向决定的。

在表 2 中, 连接轴由多个重合节点表示, 这些重合节点被定义为表示不同基本三角形超图中连接轴的组节点, 与制动器连接的节点使用填充圆表示<sup>[9]</sup>。

## 2 功率流和循环功率建模

### 2.1 行星齿轮系齿轮啮合和轴承摩擦损失模型

齿轮啮合损失和行星轮轴承摩擦损失来自行星轮到太阳轮或行星架的相对运动。因此, 在计算齿轮啮合损失和轴承摩擦损失时, 需计算自旋转相对运动的功率。齿轮磨擦损失功率的表达式为

$$P_{mn} = T_{mn}(\omega_{mn} - \omega_{m3}) \quad (2)$$

其中:  $T_{mn}$  为节点的转矩;  $\omega_{mn}$  为节点转速;  $\omega_{m3}$  为行星架的转速。

轴承磨擦损失的表达式为

$$P_{\text{gear}, mn} = P_{mn} \mu_{g, mn} H_{v, mn} \quad (3)$$

其中:  $P_{mn}$  为自转相对功率;  $\mu_{g, mn}$  为啮合摩擦因数;  $H_{v, mn}$  为齿轮损耗因子, 取决于齿轮的几何形状。

假设啮合区域每个接触点的平均摩擦因数为 0.03~0.08。节点  $mn$  处的摩擦力矩表达式为

$$M_{r, mn} = \mu_{r, mn} F_{r, mn}^{e_1} d_{r, mn}^{e_2} \quad (4)$$

其中:  $\mu_{r, mn}$  为轴承摩擦因数;  $F_{r, mn}^{e_1}$  为轴承内径;  $e_1, e_2$  为轴承类型系数;  $d_{r, mn}^{e_2}$  为等效动态轴承载荷。

轴承摩擦因数可通过轴承出厂信息确定。节点  $mn$  中由于轴承摩擦导致的轴承功率损失的表达式为

$$P_{r, mn} = M_{r, mn} \omega_{mn} \quad (5)$$

### 2.2 2 挡位转速建模

根据 willis 方程, 以速度方程和边界条件建立 9 AT 速度方程。以 2 挡位为例, 其速度方程为

$$\begin{cases} \omega_{b_1} = k_b \omega_{b_2} + (1 - k_b) \omega_{b_3} \\ \omega_{d_1} = k_4 \omega_{d_2} + (1 - k_4) \omega_{d_3} \\ \omega_{c_1} = k_c \omega_{c_2} + (1 - k_c) \omega_{c_3} \\ \omega_{a_1} = k_a \omega_{a_2} + (1 - k_a) \omega_{a_3} \\ \omega_{b_1} = \omega_{01} \\ \omega_{b_3} = \omega_{d_2} \\ \omega_{d_2} = \omega_{a_3} \\ \omega_{d_3} = \omega_{c_2} \\ \omega_{c_3} = \omega_{02} \\ \omega_{d_1} = 0 \\ \omega_{a_1} = 0 \\ \omega_{b_1} = \omega_{a_2} \end{cases} \quad (6)$$

其中： $\omega_{01}$ 和 $\omega_{02}$ 分别为输入速度和输出速度； $k_i$ 为特征系数； $\omega_{i1}$ 为太阳轮转速； $\omega_{i3}$ 为行星架转速； $\omega_{i2}$ 为齿圈转速； $i$ 为a,b,c,d 4组行星排。

速度方程可改写为矩阵形式

$$K\omega = F \quad (7)$$

其中： $K$ 为简单行星轮系特征参数的系数矩阵； $\omega$ 为速度矢量； $F$ 为常数矢量。

$K$ 和 $F$ 的表达式分别为

$$K = \begin{bmatrix} -11 - k_a k_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -11 - k_b k_b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -11 - k_c k_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -11 - k_d k_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$F = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \omega_{01} \ 0 \ 0 \ 0 \ \omega_{02} \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

每个节点的速度可通过矩阵运算得到,即

$$\omega = K^{-1}F \quad (8)$$

### 2.3 2挡位扭矩建模

忽略齿轮传动中的功率损失,基于三角形超图建立2挡位的转矩平衡方程,即

$$\begin{cases} T_{b_1} + T_{b_2} + T_{b_3} = 0 \\ T_{b_1}\omega_{b_1} + T_{b_2}\omega_{b_2} + T_{b_3}\omega_{b_3} = 0 \\ T_{c_1} + T_{c_2} + T_{c_3} = 0 \\ T_{c_1}\omega_{c_1} + T_{c_2}\omega_{c_2} + T_{c_3}\omega_{c_3} = 0 \\ T_{d_1} + T_{d_2} + T_{d_3} = 0 \\ T_{d_1}\omega_{d_1} + T_{d_2}\omega_{d_2} + T_{d_3}\omega_{d_3} = 0 \\ T_{a_1} + T_{a_2} + T_{a_3} = 0 \\ T_{a_1}\omega_{a_1} + T_{a_2}\omega_{a_2} + T_{a_3}\omega_{a_3} = 0 \\ T_{b_3} + T_{d_2} + T_{a_3} = 0 \\ T_{d_3} + T_{c_2} = 0 \\ T_{b_1} + T_{a_2} = 0 \\ T_{a_2} = T_0 \end{cases} \quad (9)$$

其中： $T_0$ 为系统的输出扭矩； $T_{i1}$ 为太阳轮转速； $T_{i3}$ 为行星架转速； $T_{i2}$ 为齿圈转速； $i$ 为a,b,c,d 4组行星排。

式(9)中扭矩方程改写为矩阵形式

$$IT = D \quad (10)$$

其中： $I$ 为速度矩阵； $T$ 为转矩矢量； $D$ 为常数矢量。

$I, D$ 的表达式分别为

$$I = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \omega_{a_1} & \omega_{a_2} & \omega_{a_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega_{b_1} & \omega_{b_2} & \omega_{b_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_{c_1} & \omega_{c_2} & \omega_{c_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_{d_1} & \omega_{d_2} & \omega_{d_3} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ T_0]^T$$

所有元件上的扭矩可通过矩阵运算得到,即

$$T = I^{-1}D \quad (11)$$

### 2.4 功率流与循环功率建模

根据转速方程和扭矩方程,得到每个节点的无损失功率表达式为

$$P_{mn} = \omega T \quad (12)$$

其中： $\omega$ 为速度矢量； $T$ 为转矩矢量。

功率 $P$ 具有方向,图3为功率流向图。其方向符合以下规定:如果 $P_{mn} > 0$ ,则功率由节点 $ij$ 流入三角形;如果 $P_{mn} < 0$ ,则功率由节点 $ij$ 流出三角形;如果 $P_{mn} = 0$ ,则功率流过节点 $ij$ 。

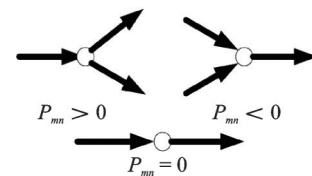


图3 功率流向图

Fig.3 Power flow diagram

由于在整个传动过程中伴随功率损失,主要表现为齿轮啮合功率损失和轴承摩擦功率损失,因此每个节点的功率为

$$P_{sj} = P_{mn} - P_{g,mn} - P_{r,mn} \quad (13)$$

由于行星齿轮传动系统中的循环功率将导致额外的功率损失,并增加传动部件受力,因此循环功率对传动系统的效率影响至关重要。当系统中具有封闭回路时,可能会产生循环功率。计算循环功率时需找出原始节点功率。如果搜索过程返回到原始节点,则搜索节点经过的路径为循环回路,循环功率就等于原始节点功率,即

$$P_s = P_{mn} \quad (14)$$

根据节点的功率以及节点处的啮合摩擦损失和轴承摩擦损失功率,可得到系统的效率为

$$\eta = 1 - \frac{\sum_{m=a}^N \sum_{n=1}^3 |P_{mn}|}{P_{in}} \quad (15)$$

### 3 功率流和循环功率分析

#### 3.1 无损失的功率流和循环功率分析

笔者以 2 挡位为例,对其功率流和循环功率进行分析。从图 2 和表 2 可知,9AT 2 挡位的动力传递路线图为输入  $\rightarrow b_1/a_2 \rightarrow a_3/b_3/d_2 \rightarrow d_3/c_2 \rightarrow c_3 \rightarrow$  输出。表 3 为系统参数。

表 3 系统参数  
Tab.3 System parameter

参数	行星排			
	a	b	c	d
特性参数	1.95	1.54	2.94	2.63
太阳轮齿数	57	63	32	38
齿圈齿数	111	97	94	100
行星轮齿数	27	17	31	31
行星轮个数	4	4	3	3
$\rho$	30	30	20	25
模数 $m$	3	—	—	—
压力角 $\alpha$	20	—	—	—
摩擦因数	0.000 61	—	—	—

2 挡位为低速挡,随着负载的变化,每个元件的功率变化很大。假设输出转速为  $-245 \sim 245 \text{ r/min}$ ,负载扭矩范围为  $-10 \sim 10 \text{ kN}\cdot\text{m}$ ,根据式(1),(6),(9)和式(12),代入表 3 数据,可以得到输入和输出元件的功率。

2 挡位输出节点的功率范围如图 4 所示。可以看出:单行星轮系 a 为差动轮系,用于调节负载速度和功率的输入;单行星轮系 b 和 d 为动力分体式轮系,其部分功率与单行星轮系 c 的功率汇集。

在恒转矩情况下,系统都能保持恒转矩输出,这一特性可用于恒转矩应用。在努力提高系统性能时,元件  $b_1$  中的功率在幅度和方向上急剧变化,应避免这种情况。

根据式(16)计算任意 2 个元件的传动比为

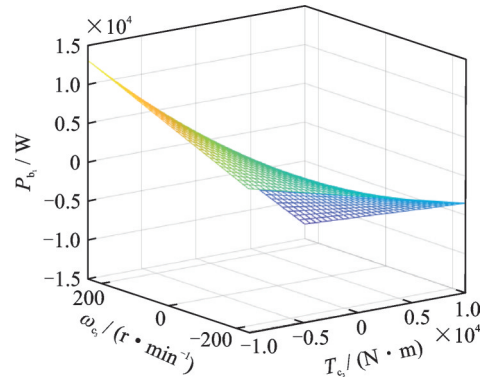


图 4 2 挡位输出节点的功率范围  
Fig.4 Power range of the second gear node

$$R_{mn,ij} = \frac{\omega_{mn}}{\omega_{ij}} \quad (16)$$

其中: $R_{mn,ij}$ 为任意 2 个元件的传动比; $mn$ 表示一个元件; $ij$ 表示另一个元件。

2 挡位  $c_3$  输出传动比如图 5 所示。可以看出,节点  $b_1$  的负载传动比相对稳定,这意味着简单行星轮系 b 和 c 中各元件的功率分配是平衡的。简单行星轮系 b 和 c 主要用于获得更高的承载能力,图中的载荷由行星齿轮系 b 和 c 分担,用于降低每个元件上的扭矩,以提高系统的负载能力。因此,通过调整元件  $a_2$  和  $b_1$  的速度可获得负载的速度。

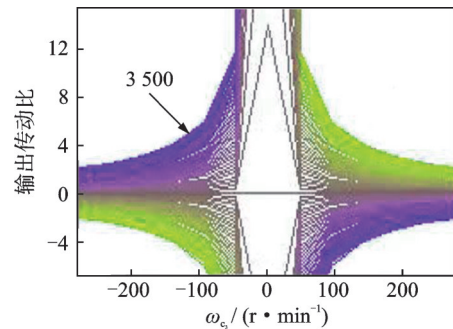


图 5 2 挡位  $c_3$  输出传动比  
Fig.5 Second gear  $c_3$  output gear transmission ratio

根据式(11)和式(12),以 2 挡位的动力传递路线为例,对转速、转矩和功率进行无量纲化处理,其公式为

$$P = \frac{P_{mn}}{P_{in}} = \frac{T_{mn} \omega_{mn}}{T_{in} \omega_{in}}, T = \frac{T_{mn}}{T_{in}}, \omega = \frac{\omega_{mn}}{\omega_{in}}$$

无损失状态下各挡位元件的转速、转矩和功率如图 6 所示。可以看出,行星轮系各元件在不同挡位下的转速、转矩会发生变化, $a_1$  元件转速变化最大,最高转速为 3.8,最低为  $-2.2$ ;中间元件  $c_2$  的转矩变化最大,最大时为 1.2,最小时为  $-1$ ;输出元件  $c_3$  的转速、转矩和功率变化稳定。

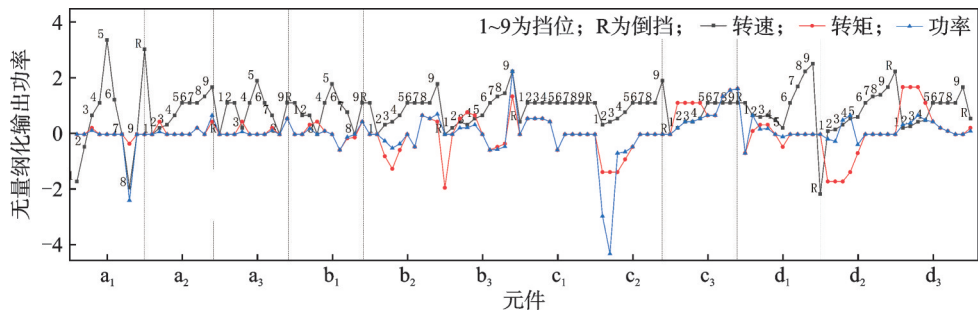


图6 无损失状态下各挡位元件的转速、转矩和功率

Fig.6 Speed, torque and power of each gear element under lossless condition

3.2 考虑损失的功率流和循环功率分析

在变速器行星齿轮系中,行星轮系的主要损失包括齿轮啮合的摩擦损失和行星轴承的摩擦损失。2挡位系统的输出功率为输入功率减去所有节点的损耗功率。考虑损失的2挡位元件功率范围如图7所示。从图7(a)可以看出,转速与转矩不变,各元件的功率范围降低,磨损增大,系统的功率降低,元件的强度也随之降低。从图7看出,在传动过程中 $a_2$ 和 $b_1$ 由于受到啮合损失和轴承摩擦损失的影响,其功率范围分别降低了1.6%和0.5%。

根据式(6),(9),(13)和(15),得到考虑损失后任意2个元件的传动比。图8为考虑损失的2挡位 $c_3$ 输出传动比。可以看出, $a_2, b_1$ 与负载的传动比在

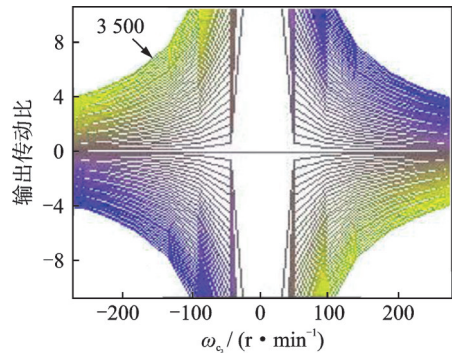
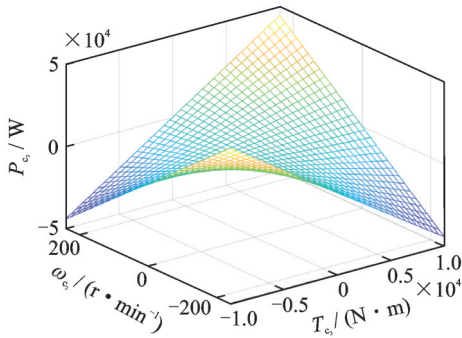


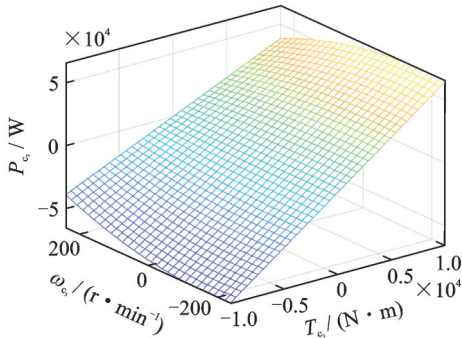
图8 考虑损失的2挡位 $c_3$ 输出传动比

Fig.8 The transmission ratio of the second gear  $c_3$  output considering the loss



(a) 考虑损失2挡位元件 $c_3$ 功率范围

(a) Consider loss of second gear position node  $c_3$  power range



(b) 考虑损失2挡位元件 $a_2$ 功率范围

(b) Consider loss of second gear position node  $a_2$  power range

图7 考虑损失的2挡位元件功率范围

Fig.7 Power range of second gear node considering loss

不同功率流和摩擦损失条件下会发生很大变化。假设 $b_1$ 的速度为3500 r/min,则 $c_3$ 与 $b_1$ 的比率变低。

行星轮系结构参数和传动比不合理,会使循环功率增大,造成传动效率降低。损失状态下各挡位元件的转速、转矩和功率如图9所示。可以看出,5挡位下行星轮系各元件的功率变化最低,3挡位的元件 $c_2$ 功率损失最大,从-3.6降到-3,损失功率约占 $c_2$ 总功率的16%。

损失状态下各行星排的耦合转速、转矩和循环功率如图10所示。可以看出,3挡位的循环功率存在于b排,4挡位的循环功率存在于c排,7挡位和9挡位的循环功率存在于d排,且3,4和7挡位为顺时针循环功率,9挡位为逆时针循环功率。考虑损失后,5挡位在a排行星轮系的耦合转速变大,各挡位c排行星轮系都存在耦合转矩,2挡位a排行星轮系的耦合转矩变化最大。

4 损失和循环功率对挡位效率的影响

4.1 循环功率对效率的影响

2种主要损失之和与无损失状态下循环功率与输入功率之比如图11所示。考虑齿轮啮合损失和轴承摩擦损失时,继续增大循环功率的占比。其中:2挡位

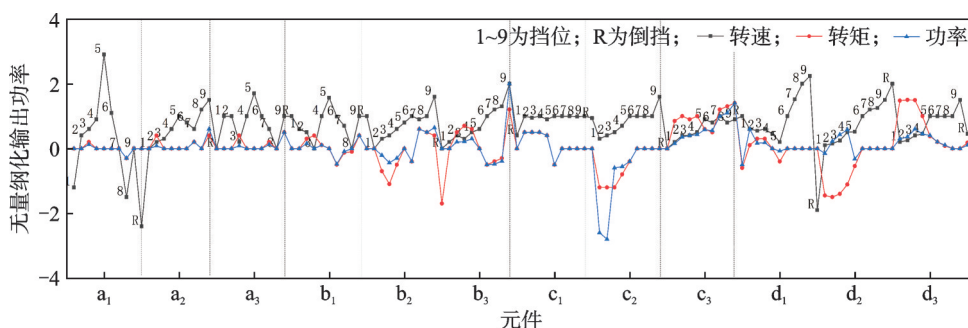


图 9 损失状态下各挡位元件的转速、转矩和功率

Fig.9 Speed, torque and power of each gear element under loss condition

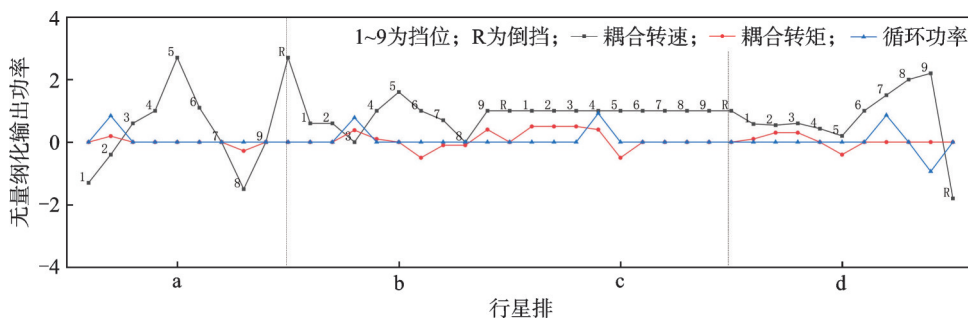


图 10 损失状态下各行星排的耦合转速、转矩和循环功率

Fig.10 Coupling speed, torque and cycle power of each planetary row under loss condition

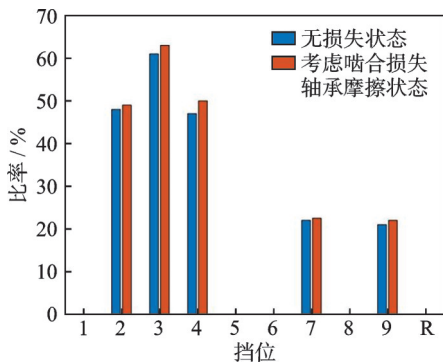


图 11 循环功率与输入功率之比

Fig.11 Ratio of cycle power to input power

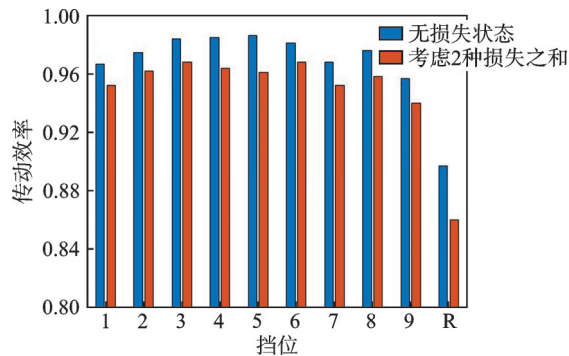


图 12 各挡位的传动效率

Fig.12 Transmission Efficiency of each gear position

增大约 1.5%,3挡位增大约 2.7%,4挡位增大约 4%,7挡位增大约 0.5%,9挡位增大约 0.8%。可见,循环功率占比增大,功率损失也随之增大,效率降低。

### 4.2 啮合摩擦损失和轴承摩擦损失对效率的影响

发生齿轮啮合摩擦损失和轴承摩擦损失时,其摩擦因数、输入转速和输入转矩对效率<sup>[12]</sup>的影响呈线性变换。随着摩擦因数的增加,系统的总效率和啮合摩擦效率随着转速的增加而逐渐降低,摩擦因数对效率的影响最大,输入转矩对效率影响最小。考虑 2 种主要损失之和与无损失状态下各挡位的传动效率如图 12 所示。可以看出,综合考虑 2 种损失后,倒挡的效率最低且从 89.2% 降到 85.8%。

## 5 实验

笔者基于等效实验原理进行变速器效率测试实验。将三相变频电机等效为汽车动力系统,磁粉制动器等效为汽车变速器的负载。该实验设备主要包括电控箱、磁粉制动器、变速箱、三相变频电机、测试台、柔性联轴器和转速转矩传感器等。设备主要参数如表 4 所示。

实验测试台如图 13 所示。以 AT 的输出行星排为实验对象,负载扭矩为 20 N·m。首先,通过工作台对三相变频电机进行转速调节,不同输入转速下的输出转速如表 5 所示,记录输出转矩数值;然后,进行转矩调节,不同输入转矩下的输出转矩如表 6 所示。

表 4 设备主要参数

Tab.4 Main parameters of equipment

设备名称	型号	参数
三相变频电机	YVP-112M-6	额定功率为 2.2 kW
变速箱	9AT 变速器	-
传感器	PK80B	量程为 200 N·m
磁粉制动器	YSB-1.2	-
测试台	LY-CS05	-



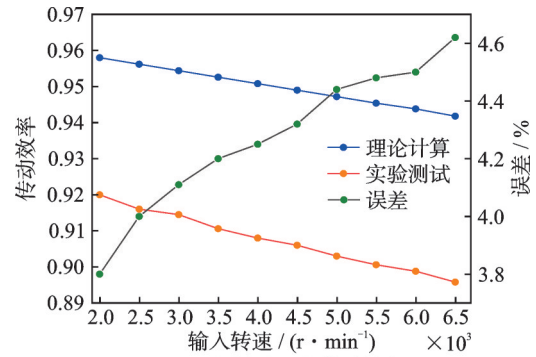
1-磁粉制动器; 2, 4, 6, 8-柔性联轴器; 3-变速箱; 5, 7-转速转矩传感器; 9-三相变频电机

图 13 实验测试台

Fig.13 Experimental test bench

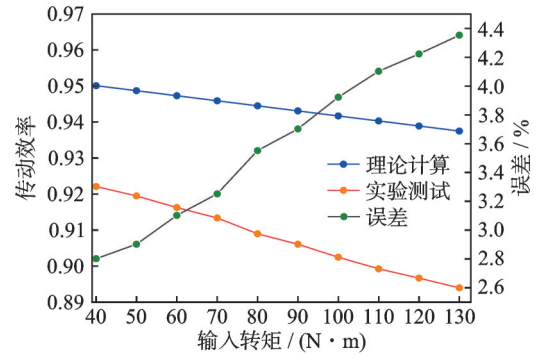
通过式(15)得到不同转速和转矩对传动效率的影响如图 14 所示。可见,随着变速器转速和转矩的增大,传动系统的效率逐渐降低,其中转矩对效率的影响大于转速,理论计算和实验测试的误差也随之增大。在不同转速下理论计算和实验测试的传动效

率最大相差 4.62%,不同转矩下二者的传动效率最大相差 4.35%。误差产生的原因主要是实验系统和理论计算所采用的行星轮系在结构上略有不同,没有考虑行星轮系内的润滑。



(a) 不同转速下的传动效率

(a) Transmission efficiency at different speeds



(b) 不同转矩下的传动效率

(b) Transmission efficiency at different torques

图 14 转速和转矩对传动效率的影响

Fig.14 Effect of speed and torque on transmission efficiency

表 5 不同输入转速下的输出转速

Tab.5 Output speed at different input speeds

r/min

参数	数值									
输入转速	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000	4 500	5 000	5 500	6 000	6 500
实际输出转速	1 852	2 304	2 889	3 342.5	3 765	4 110.45	4 664	5 120.24	5 598.4	6 030.65

表 6 不同输入转矩下的输出转矩

Tab.6 Output torque at different input torques

N·m

参数	数值									
输入转矩	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
实际输出转矩	34.42	43.92	53.3	62.46	72.62	81.94	89.01	98.3	107.43	116.51

## 6 结 论

1) 研究发现,9AT 2挡位  $a_1$  元件的转速变化最大。考虑齿轮啮合和轴承摩擦损失,2挡位的输入

元件  $a_2$  和  $b_1$  的功率范围分别降低了 1.6% 和 0.5%。5挡位行星轮系各元件的功率变化最低。3挡位的元件  $c_2$  功率损失最大,损失功率约占  $c_2$  总功率的 16%。降低动力传递过程中各部件扭矩的变化幅

值,增大输出排行星轮系的功率分配,可以减小4排行星轮系传动过程中的功率损失。

2) 循环功率存在于2,3,4,7和9挡位,其中:2,3,4和7挡位为顺时针循环功率;9挡位为逆时针循环功率。5挡位在a排行星轮系的耦合转速变化最大,为2.9。损失后,4挡位的循环功率占比增加最大,增大约4%。优化行星轮系的传动比可以降低循环功率。

3) 齿轮啮合损失是影响传动效率的主要影响因素,5挡位的啮合摩擦损失功率损失最大,其传动效率由98.1%降到96.2%。实验测试下,不同转速的理论计算和实验测试的传动效率最大相差4.62%,不同转矩下二者的传动效率最大相差4.35%。对行星轮系齿轮进行修行,可以减小啮合摩擦功率损失。

#### 参 考 文 献

- [1] WANG C. The effect of planetary gear/star gear on the transmission efficiency of closed differential double helical gear train[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(21): 4215-4223.
- [2] HO T, HWANG S J. Configuration synthesis of novel hybrid transmission systems using a combination of a ravigneaux gear train and a simple planetary gear train [J]. Energies, 2020, 13(9): 2333.
- [3] CHEN X, ZHANG P, MIN X, et al. Study on power split characteristics of planetary multistage face gear transmission device and its effect to drive efficiency under variable speed working condition [J]. Mechanical Sciences, 2020, 11(1): 173-182.
- [4] DONG P, LIU Y, TENBERGE P, et al. Design and analysis of a novel multi-speed automatic transmission with four degrees-of-freedom[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 108: 83-96.
- [5] DU M, YANG L. A basis for the computer-aided design of the topological structure of planetary gear trains [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 145: 103690.
- [6] HABERMEHL C, JACOBS G, NEUMANN S. A modeling method for gear transmission efficiency in transient operating conditions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 153: 103996.
- [7] DIEZ-IBARBIA A, FERNANDEZ-DEL-RINCON A, GARCIA P, et al. Assessment of load dependent friction coefficients and their influence on spur gears efficiency[J]. Meccanica, 2018, 53(1): 425-445.
- [8] SHANMUKHASUNDARAM V R, RAO Y V D, REGALLA S P. Algorithms for detection of degenerate structure in epicyclic gear trains using graph theory[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(11): 1-16.
- [9] 申勇, 章翔峰, 周建星, 等. 多级齿轮传动裂纹故障频率分析与特征提取[J]. 振动、测试与诊断, 2022, 42(2): 328-334.  
SHEN Yong, ZHANG Xiangfeng, ZHOU Jianxing, et al. Multi-stage gear transmission frequency analysis and feature extraction under crack action[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(2): 328-334. (in Chinese)
- [10] KWON K, JO J, MIN S. Multi-objective gear ratio and shifting pattern optimization of multi-speed transmissions for electric vehicles considering variable transmission efficiency[J]. Energy, 2021, 236: 121429.
- [11] CHEN C. Power flow and efficiency analysis of epicyclic gear transmission with split power[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 59: 96-106.
- [12] YANG F C, FENG J, ZHANG H. Power flow and efficiency analysis of multi-flow planetary gear trains[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 92: 86-99.
- [13] DEL P G, PENNASTRI E, VALENTINI P P. Kinematic and power-flow analysis of bevel gears planetary gear trains with gyroscopic complexity [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 70: 523-537.
- [14] ZHANG W, YANG J, ZHANG W. Influence of a new type of two-speed planetary gear automatic transmission on the performance of battery electric vehicles [J]. Energies, 2022, 15(11): 4162.



**第一作者简介:** 吴石,男,1971年8月生,博士、教授。主要研究方向为机械动力学和在机测量等。曾发表《凸曲面拼接模具球头铣刀的瞬时铣削力预测》(《振动、测试与诊断》2020年第40卷第5期)等论文。

E-mail: wushi971819@163.com