

8 速自动变速器变速机构设计研究

彭鹏峰¹, 陈太双²

(1.广东工贸职业技术学院, 广东 广州 510550; 2.广东白云学院, 广东 广州 510450)

摘要:近年来,汽车上自动变速器的挡位数普遍由 4 速升级为 6~8 速,挡位数的增多可提高汽车行驶平顺性、经济性和动力性。文中从变速机构整体结构设计、传动比计算和挡位选择及换挡执行元件确定三方面介绍了一种 8 速自动变速器变速机构的设计方法,为自动变速器设计提供参考和借鉴。

关键词:汽车;8 速自动变速器;变速机构;行星排;传动比;离合器;制动器

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2017)01-0019-03

自动变速器作为自动换挡汽车的核心技术,其作用不言而喻。近年来,汽车上自动变速器的挡位普遍由 4 速升级为 6~8 速。挡位数的增多使汽车具有更大范围的传动比和更细密的挡间速比分配,可改善汽车的动力性、经济性和排放指标,降低高速行驶噪音,获得更加平稳的加速能力,减少换挡冲击,提高行驶平顺性。该文介绍一种 8 速自动变速器变速机构的设计方法。

1 变速机构的整体结构

自动变速器有多种形式,如辛普森、拉维娜、串并联式,其中串并联式又有前圈后架、前架后圈或两者均具备 3 种形式。如图 1 所示,8 速自动变速器变速机构是在综合辛普森式和串并联式变速机构的基础上设计的综合式四行星排变速机构。

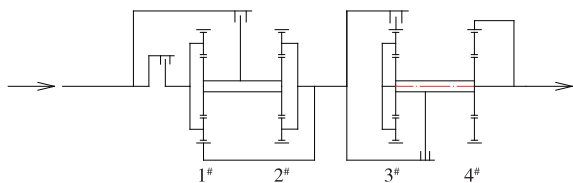


图 1 综合式四行星排变速机构示意图

该变速机构由 4 组行星排组成,分别定义为 1[#]、2[#]、3[#]、4[#] 行星排。为便于分析,分别把 1[#]、2[#] 行星排,3[#]、4[#] 行星排作为一个整体。从图 1 来看,1[#]、2[#] 行星排共用一个太阳轮,太阳轮和 1[#] 行星架作为一级输入机构(与变矩器输出轴连接),1[#] 齿圈与 2[#] 行星架相连作为一级输出构件;3[#]、4[#] 行星排共用一个太阳轮,太阳轮与 3[#] 齿圈作为二级输入机构,3[#] 行星架和 4[#] 齿圈相连作为二级输出构件,与输出轴相连。

2 传动比的计算和挡位的确定

通过改变动力输入件和输出件,综合式四行星排变速机构可能形成的挡位有 16 个,各挡位的动力传递路线见表 1。

2.1 传动比的计算

为了方便计算传动比,设 1[#] 行星排太阳轮转速为 n_1 ,齿圈转速为 n_2 ,行星架转速为 n_3 ,齿圈与太阳轮齿数比为 a_1 ;2[#]~4[#] 行星排太阳轮、齿圈、行星架转速分别为 n_4 、 n_5 、 n_6 、 \dots 、 n_{12} ,齿圈与太阳轮齿数比分别为 a_2 、 a_3 、 a_4 。

以挡位 1 为例,动力传输路线为 1[#] 太阳轮输入、2[#] 行星架输出;3[#] 太阳轮输入、3[#] 行星架输出。根据运动特性方程,有:

$$n_4 + a_2 n_5 - (1 + a_2) n_6 = 0 \quad (1)$$

$$n_7 + a_3 n_8 - (1 + a_3) n_9 = 0 \quad (2)$$

由图 1 可知 $n_5 = 0$ 、 $n_8 = 0$,代入式(1)、式(2),得:

$$i_{12} = n_4 / n_6 = 1 + a_2$$

$$i_{34} = n_7 / n_9 = 1 + a_3$$

挡位 1 的传动比为:

$$i_1 = i_{12} i_{34} = (1 + a_2)(1 + a_3)$$

按照同样的方法计算其余挡位的传动比,结果见表 1。

2.2 挡位的选择

行星齿轮机构中齿圈与太阳轮的齿数比受实际机构尺寸、轮齿和轴的强度等因素限制,一般取 2~4。结合丰田 A761E、ZF6 等变速器资料,经过多次推算,取 $a_1 = 2$ 、 $a_2 = 2$ 、 $a_3 = 3.63$ 、 $a_4 = 2.65$ 。将其代入表 1 所示各挡位传动比计算公式中,得到各挡位传动比(见表 2)。

表 1 各挡位的动力传递路线和传动比

挡位	动力传递路线	传动比 i 计算公式
1	1 [#] 太阳轮输入, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 太阳轮输入, 4 [#] 行星架输出	$i_1 = (1+a_2)(1+a_3)$
2	1 [#] 太阳轮输入, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 齿圈输入到 3 [#] 、4 [#] 太阳轮, 4 [#] 齿圈输出	$i_2 = (1+a_2)[1+(1+a_4)/a_3]$
3	1 [#] 太阳轮输入, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 齿圈输入, 3 [#] 行星架输出	$i_3 = (1+a_2)(1+1/a_3)$
4	1 [#] 太阳轮输入, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 、4 [#] 直接挡($i=1$)输出	$i_4 = 1+a_2$
5	1 [#] 行星架输入到 1 [#] 、2 [#] 太阳轮, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 太阳轮输入, 3 [#] 行星架输出	$i_5 = [1+a_2/(1+a_1)](1+a_3)$
6	1 [#] 行星架输入到 1 [#] 、2 [#] 太阳轮, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 齿圈输入到 3 [#] 太阳轮, 4 [#] 齿圈输出	$i_6 = [1+a_2/(1+a_1)][1+(1+a_4)/a_3]$
7	1 [#] 行星架输入到 1 [#] 、2 [#] 太阳轮, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 齿圈输入, 3 [#] 行星架输出	$i_7 = [1+a_2/(1+a_1)](1+1/a_3)$
8	1 [#] 行星架输入到 1 [#] 、2 [#] 太阳轮, 2 [#] 行星架输出; 3 [#] 、4 [#] 直接挡($i=1$)输出	$i_8 = 1+a_2/(1+a_1)$
9	1 [#] 、2 [#] 直接挡($i=1$)输出; 3 [#] 太阳轮输入, 3 [#] 行星架输出	$i_9 = 1+a_3$
10	1 [#] 、2 [#] 直接挡($i=1$)输出; 3 [#] 齿圈输入到 3 [#] 太阳轮, 4 [#] 齿圈输出	$i_{10} = 1+(1+a_4)/a_3$
11	1 [#] 、2 [#] 直接挡($i=1$)输出; 3 [#] 齿圈输入, 4 [#] 行星架输出	$i_{11} = 1+1/a_3$
12	1 [#] 、2 [#] 直接挡($i=1$)输出; 3 [#] 、4 [#] 直接挡($i=1$)输出	$i_{12} = 1$
13	1 [#] 行星架输入, 1 [#] 齿圈输出; 3 [#] 太阳轮输入, 3 [#] 行星架输出	$i_{13} = [a_1/(1+a_1)](1+a_3)$
14	1 [#] 行星架输入, 1 [#] 齿圈输出; 3 [#] 齿圈输入到 3 [#] 太阳轮, 4 [#] 齿圈输出	$i_{14} = [a_1/(1+a_1)][1+(1+a_4)/a_3]$
15	1 [#] 行星架输入, 1 [#] 齿圈输出; 3 [#] 齿圈输入, 3 [#] 行星架输出	$i_{15} = [a_1/(1+a_1)](1+1/a_3)$
16	1 [#] 行星架输入, 1 [#] 齿圈输出; 3 [#] 、4 [#] 直接挡($i=1$)输出	$i_{16} = a_1/(1+a_1)$

表 2 各挡位传动比

挡位	传动比	挡位	传动比	挡位	传动比
1	13.950	7	2.124	13	3.100
2	6.000	8	1.667	14	1.334
3	3.822	9	4.650	15	0.850
4	3.000	10	2.000	16	0.667
5	7.750	11	1.274		
6	3.334	12	1.000		

根据文献[6]~[7],相邻挡位之间的传动比比值应在 1.8 以下,太大会造成换挡困难,据此选择 8 个合适的传动比作为前进挡位(见表 3)。这 8 个挡位相邻挡位间的传动比比值为 1.2~1.5,同时满足高档区相邻挡位之间的传动比比值比低挡区相邻挡

位之间传动比比值小的要求。

表 3 8 个前进挡传动比

挡位	传动比	挡位	传动比
1	$i_9 = 4.650$	5	$i_{11} = 1.274$
2	$i_{13} = 3.100$	6	$i_{12} = 1.000$
3	$i_7 = 2.124$	7	$i_{15} = 0.850$
4	$i_8 = 1.667$	8	$i_{16} = 0.667$

2.3 倒挡传动路线的确定

倒挡的实现方法是变速机构中有 1 个行星排或 3 个行星排进行反向输出,则最终输出轴的旋转方向为反向。对变速机构进行结构分析,可知有 3 种动力传递路线可实现倒挡。

第一种动力传递路线为第一级传动正向输出: 2[#] 齿圈固定,动力由 2[#] 太阳轮输入、2[#] 行星架输

出;第二级传动反向输出:4[#]行星架固定,动力从4[#]太阳轮输入、4[#]齿圈输出。则第一级传动比 $i_{12}=n_4/n_6=1+a_2=3$,第二级传动比 $i_{34}=n_{10}/n_{11}=-a_4=-2.65$ 。倒挡传动比 $i_r=i_{12}i_{34}=-7.95$ 。

第二种动力传递路线为第一级传动反向输出:1[#]行星架固定,动力由1[#]太阳轮输入、1[#]齿圈输出;第二级传动正向输出:3[#]太阳轮固定,动力从3[#]齿圈输入、3[#]行星架输出。则第一级传动比 $i_{12}=n_1/n_2=-a_1=-2$,第二级传动比 $i_{34}=n_8/n_9=(1+a_3)/a_3=1.275$ 。因此,倒挡传动比 $i_r=i_{12}i_{34}=-2.55$ 。

第三种动力传递路线为第一级传动反向输出:固定1[#]行星架,动力由1[#]太阳轮输入、1[#]齿圈输出;第二级传动正向输出:固定4[#]行星架,动力由3[#]齿圈输入到太阳轮,再由4[#]齿圈输出。根据运动特性方程,有:

$$n_7+a_3n_8-(1+a_3)n_9=0 \tag{3}$$

$$n_{10}+a_4n_{11}-(1+a_4)n_2=0 \tag{4}$$

式中: $n_7=n_{10};n_{11}=n_9;n_{12}=0$ 。

根据式(3)和式(4),第二级传动比 $i_{34}=n_8/n_9=1+(1+a_4)/a_3=2$,第一级传动比 $i_{12}=n_1/n_2=-a_1=-2$ 。倒挡传动比 $i_r=i_{12}i_{34}=-4.00$ 。

根据倒挡传动比的选用范围,前两种倒挡实现方法的传动比都不符合要求,只有第三种传动比较合理。因此,取倒挡传动比 $i_r=-4.00$ 。

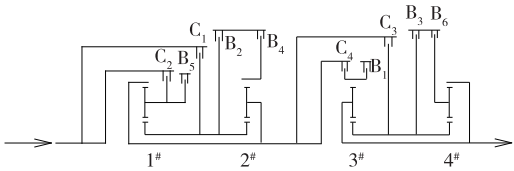
3 换挡执行元件的确定

要实现各挡位按照上述动力传递路线工作,需在变速机构上添加换挡执行元件。换挡执行元件的种类主要有离合器和制动器,离合器主要用于传动件之间的接合和分离,制动器的作用是制动或固定传动元件的运动。

布置换挡执行元件时,在满足各挡位动力传递路线的基础上应尽量减少其数量,以简化结构。下面以1挡为例介绍换挡执行元件的确定方法。

1挡动力传递路线为:1[#]、2[#]行星排直接挡($i=1$)输出;3[#]太阳轮输入,3[#]行星架输出。要实现行星排直接挡输出,需将行星排中三元件的任意两个元件锁止在一起,这样行星排作为一个整体一起旋转。因此,用离合器 C_1 和 C_2 将1[#]行星排的太阳轮和行星架与输入轴相连(见图2),此时1[#]行星排实现直接挡输出,动力从1[#]行星排的齿圈输出,由于该齿圈与2[#]行星排的行星架相连,1[#]、2[#]行星排

共用太阳轮,所以2[#]行星排也实现了直接挡输出。实现二级传动由3[#]太阳轮输入、3[#]行星架输出的方法是用一个离合器 C_3 将3[#]行星排的太阳轮与一级输出构件相连,用一个制动器 B_1 将3[#]行星排的齿圈固定。



C_1 为中低及倒挡离合器; C_2 为常接合离合器; C_3 为常用离合器; C_4 为中高及倒挡离合器; B_1 为低挡制动器; B_2 为高低挡制动器; B_3 为中挡制动器; B_4 为中低挡制动器; B_5 为倒挡制动器1; B_6 为倒挡制动器2。

图2 综合式四行星排变速机构换挡执行元件控制示意图

根据以上分析,要实现1挡动力传递路线,需用到3个离合器和1个制动器,分别为离合器 C_1 、 C_2 、 C_3 接合,制动器 B_1 接合。

按照上述分析方法实现各挡位的动力传递,共采用4个离合器和6个制动器(见图2)。各换挡执行元件的工作情况见表4,可满足各挡位工作要求。

表4 换挡执行元件的工作情况

挡位	换挡执行元件的工作情况									
	C_1	C_2	C_3	C_4	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6
1	O	O	O		O					
2		O	O		O	O				
3		O		O			O	O		
4		O	O	O				O		
5	O	O		O			O			
6	O	O	O	O						
7		O		O		O	O			
8		O	O	O		O				
倒挡	O			O					O	O

注:O表示工作。

4 结语

该文介绍了一种8速自动变速器变速机构的设计方法。首先进行变速机构整体结构设计,采用综合式四行星排变速机构,并通过机构分析和传动比计算,选择出最优的8个传动比作为前进挡挡位和
(下转第32页)

进的地方,实现资源的最大化利用。针对不满意群体对公交满意度提出改进策略有助于政府及公交企业的实施。但不论是否分群体讨论其改进策略排序,最终得到公交满意度应该改进的策略都有快速性(全程花费时间、高峰候车时间、非高峰候车时间)、舒适性(车容车况、舒适性)、便捷性(站点候车条件)。可以认为,目前乘客较为关注公交出行的舒适性及快速性,提高公交的竞争力要缩小公交与其他出行方式在舒适性、快速性、便捷性上的差距。

该文虽然分群体讨论了公交满意度的改善策略,认为针对不满意群体的改善策略更精准,但优先改进策略没有考虑其操作难度和成本。另外,利用IPA的改善策略仍然无法对单块矩阵中的策略进行单个策略排序。因此,还有待进一步完善。

参考文献:

- [1] 马莉莉,孟祥辉,张广娟.我国公共交通存在问题及对策分析[J].中国科技论文在线,2010(9).
- [2] 杨晓光,安健,刘好德,等.公交运行服务质量评价指标体系探讨[J].交通运输系统工程与信息,2010,10(4).
- [3] 刘武,李文.城市公交服务乘客满意度指数模型[J].城市交通,2007(6).
- [4] 赵琳娜,王伟,季彦婕,等.乘客差异化需求对公交出行满意度的影响[J].城市交通,2014(4).
- [5] 张丽花.基于物元分析模型的城市公共交通服务质量评价[J].公路与汽运,2013(4).

- [6] 沈玮薇,肖为周.基于SEM的轨道交通乘客满意度测评模型[J].武汉理工大学学报,2015,37(5).
- [7] Martilla J A,James J C.Importance-performance analysis[J].Journal of Marketing,1977,41(9).
- [8] Haemoon Oh.Revisiting importance-performance analysis[J].Tourism Management,2001,22(6).
- [9] Shen Weiwei,Xiao Weizhou,Wang Xin.Passenger satisfaction evaluation model for urban rail transit: a structural equation modeling based on partial least squares[J].Transport Policy,2016,46.
- [10] Laura Antonucci,Corrado Crocetta,Francesco D d'Ovidio,et al.Passenger satisfaction: a multi-group analysis[J].Qual Quant,2014,48.
- [11] 陈坚,杨亚琛,李小兵,等.基于SEM的城市公交方式选择行为模型[J].交通运输系统工程与信息,2014,14(5).
- [12] 张丽花,张好智,杨小宝.基于乘客出行链的公共交通服务质量评价研究[J].公路与汽运,2011(4).
- [13] Paul Barrett.Structural equation modelling: adjudging model fit[J].Personality and Individual Differences,2007,42(5).
- [14] 易丹辉.结构方程式模型与应用[M].北京:中国人民大学出版社,2008.
- [15] 吴明隆.结构方程式模型:Amos的操作与应用[M].重庆:重庆大学出版社,2009.

收稿日期:2016-09-30

(上接第21页)

1个最优的倒挡传动比。在此基础上,通过对动力传递路线的分析和对相关行星排的约束确定换挡执行元件的数量、种类和控制方式,使每个挡位都能得到合理控制。

参考文献:

- [1] 俞建军,陈宁.A761E自动变速器动力传递的分析及计算[J].机械传动,2012,36(4).
- [2] 朱利安,哈皮安-史密斯.现代汽车设计概论[M].北京:化学工业出版社,2007.
- [3] 杨华春.丰田A761E自动变速器的动力传递及传动比的计算[J].科技信息,2013(18).
- [4] 许爱芬,温秉权,高波.CX31自动变速器行星变速机构结构分析[J].机械传动,2014,38(1).
- [5] 尤明福,李志伟,甘伟,等.基于杠杆法的8速自动变速器传动方案的设计[J].中国机械工程,2012,23(23).
- [6] 洪永福.汽车总体设计[M].北京:机械工业出版社,

- 2015.
- [7] 王望予.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2011.
- [8] 陈培哲,孙宝忠.基于人机工程学的客车变速操纵系统设计[J].客车技术与研究,2010,32(5).
- [9] 郭兆松.U250E自动变速器行星齿轮变速机构的原理分析[J].公路与汽运,2012(4).
- [10] 刘振皓.车辆复合行星传动系统动力学特性研究[D].武汉:武汉大学,2012.
- [11] 胡宁.现代轿车自动变速器技术分析[J].汽车工程,2003,25(1).
- [12] 朱恩涌.复合行星齿轮传动系统动力学特性研究[D].武汉:武汉大学,2010.
- [13] 吴海新.轻型汽车变速器传动比设计[A].北京力学学会第20届学术年会论文集[C].2014.
- [14] 余乐.某型汽车变速器设计研究[D].长沙:湖南大学,2011.

收稿日期:2016-07-05