

汽车设计丛书

BIANSUQI

# 变 速 器

高维山 主 编

张思浦 副主编

人 民 交 通 出 版 社

# 前 言

本书是汽车设计系列丛书之一，由清华大学汽车工程系部分教师及北京齿轮厂的工程技术人员，总结了多年教学工作经验和科研工作经验后，集体编写而成。

书中介绍了变速器主要零件的设计计算方法，如齿轮几何参数的确定、齿轮几何计算及强度计算、轴及轴承参数的确定、同步器结构分析及设计方法、操纵机构的结构等。同时还介绍了一些新的设计方法，如利用国标规定的齿轮强度计算方法计算变速器齿轮，用有限元法分析齿轮应力等。

全书共分九章，由清华大学汽车工程系高维山主编，北京齿轮厂张思浦为副主编。各章编者为：高维山（第二章、第四章、第五章）、黄振山（第一章）、孟昭俊（第三章）、蒋孝煜（第五章）、耿耀西（第六章）、刘玉代（第七章）、李以盛（第八章）、张思浦（第九章）。

在本书编写过程中，曾得到清华大学和一些工厂的许多同志的热情帮助、人民交通出版社的许多同志对本书的编写和出版工作做了大量工作，在此一并向他们表示衷心的感谢。

由于编者水平有限，书中一定有错漏之处，欢迎广大读者批评指正。

汽车设计丛书

变 速 器

高维山 主 编

张思浦 副主编

正文设计：崔凤莲

责任校对：王静红

人民交通出版社出版发行

(北京和平里东街10号)

各地新华书店经销

人民交通出版社印刷厂印刷

开本：787×1092 $\frac{1}{16}$  印张：10.875 插页：1 字数：245千

1990年8月 第1版

1990年8月 第1版 第1次印刷

印数：0001—2500册 定价：6.30元

ISBN 7-114-00908-9

---

U · 00577

## 内 容 提 要

本书叙述了汽车手动机械变速器的功用、要求，介绍了变速器各种结构方案，说明了变速器主要参数的确定方法、齿轮的几何计算、强度计算以及轮齿弯曲应力的有限元计算方法。介绍了各种同步器结构及锁环式同步器的工作过程、设计计算、轴承寿命验算以及各种换挡操纵机构，最后介绍了变速器的试验方法。

本书可供汽车设计、试验、研究及维修等部门工程技术人员参考，亦可作为大专院校有关专业的教学参考书。

# 目 录

<b>第一章 概论</b> .....	1
第一节 变速器的功用及要求.....	1
第二节 变速器结构方案的选择.....	2
一、两轴式和三轴式变速器.....	2
二、齿轮安排.....	3
三、换档结构形式.....	4
四、多中间轴结构.....	5
五、倒档的结构方案及倒档轴的位置.....	6
六、组合式变速器.....	7
<b>第二章 变速器主要参数的确定</b> .....	10
第一节 变速器档数及各档传动比.....	10
第二节 变速器齿轮参数的确定.....	13
第三节 齿轮修正.....	18
<b>第三章 渐开线圆柱齿轮几何尺寸的设计与计算</b> .....	22
第一节 渐开线啮合的基本知识.....	22
第二节 直齿圆柱齿轮传动几何尺寸计算.....	23
第三节 斜齿圆柱齿轮传动几何尺寸计算.....	25
第四节 控制齿厚的计算.....	26
第五节 圆柱齿轮传动啮合情况验算.....	31
<b>第四章 齿轮强度</b> .....	35
第一节 齿轮损坏形式.....	35
第二节 圆柱齿轮强度的简化计算方法.....	36
第三节 根据国标 GB3480—83 编制的汽车变速器圆柱齿轮强度计算方法.....	37
<b>第五章 有限单元法在圆柱齿轮弯曲应力计算中的应用</b> .....	48
第一节 滚切齿廓的计算方法.....	48
第二节 用轮形插刀插制齿轮齿廓的计算方法.....	52
第三节 斜齿轮齿廓的计算方法.....	57
第四节 轮齿离散化模型.....	61
第五节 边界范围及约束条件.....	67
第六节 计算实例.....	69
<b>第六章 同步器</b> .....	70
第一节 从两脚离合器换档操作法到变速器中采用同步器.....	70
第二节 惯性锁止式同步器.....	71
一、齿环式同步器.....	71

二、锁销式同步器	73
三、滑动啮合齿轮变速器的“预挂档位弹啮式”同步装置	75
第三节 同步器模型及基本参数	77
第四节 同步过程的理论分析	77
第五节 对理论分析的讨论	79
第六节 提高同步力矩的同步器	79
一、增力环式同步器	80
二、多锥面齿环式同步器	82
第七节 同步器布置的新方案	83
第八节 汽车大小和同步器设计的关系	84
第九节 同步器工作中几种失常的情况	85
一、不同步啮合导致换档冲击	85
二、摩擦锥面抱死分不开	88
三、换档过慢车速遭受损失	88
四、加在换档杆上的力过小时换不上低档	88
第十节 齿环式同步器的设计计算	89
一、齿环式同步器的基本尺寸	89
二、同步器主要零件所用材料的性能	91
三、齿环式同步器的设计计算	91
四、参考数据	95
五、小结	99
<b>第七章 变速器轴、轴承等零件的设计计算</b>	<b>101</b>
第一节 轴的设计	101
第二节 轴承的选择与计算	119
第三节 变速器壳体和盖的设计	138
<b>第八章 操纵机构</b>	<b>140</b>
第一节 功用	140
第二节 换档位置图	140
第三节 变速杆的布置	140
一、大变速杆	140
二、小变速杆	143
第四节 锁止装置	143
一、互锁装置	143
二、自锁装置	146
三、倒档锁装置	146
第五节 新型换档机构	147
一、机械-气动换档机构	147
二、电控-气动换档机构	150
三、电子-液压换档装置	152
第六节 副变速器预选换档装置	153

<b>第九章 汽车变速器试验</b> .....	154
<b>第一节 变速器传动效率试验</b> .....	155
<b>第二节 变速器疲劳寿命试验</b> .....	157
<b>第三节 变速器噪声试验</b> .....	164
<b>参考文献</b> .....	166

# 第一章 概 论

## 第一节 变速器的功用及要求

现代汽车的动力装置，几乎都采用往复式活塞式内燃机。它具有体积小，质量轻，工作可靠，使用方便等优点。但其性能与汽车的动力性和经济性之间存在着较大的矛盾。

大家知道，汽车需要克服作用在它上面的阻力，才能起步和正常的行驶。即使在平坦的柏油路上，汽车以低速等速直线行驶，也需要克服约占汽车总质量1.5%的滚动阻力。例如NJ130汽车，满载时总质量为5360kg，其滚动阻力为800N左右。若要求满载汽车在坡度为9%的道路上等速上坡行驶，仅上坡阻力就达4824N。如果用发动机直接带动汽车驱动轮，则发动机需要发出2050N·m的扭矩。而NJ130汽车发动机的最大扭矩只有205N·m，此时所产生的最大牵引力为482N，和上坡阻力相差10倍之多。显然，如此小的牵引力，不仅不能上坡行驶，即使在平坦的道路上也不能行驶。

另一方面，NJ130汽车发动机，最大功率为51.5kW，此时曲轴的转速为2800r/min。若发动机和车轮直接相连，则对应于该转速所换算的汽车速度，竟达到458km/h。显然，这样高的车速是不能实现的。

上述发动机的扭矩、转速与汽车的牵引力、车速要求之间的矛盾，靠现代汽车的内燃机本身是无法解决的。为此，在汽车传动系中设置了变速器和主减速器。即可使驱动车轮的扭矩增大为发动机扭矩的若干倍，同时又可使其转速减小到发动机转速的若干分之一。

此外，汽车的使用条件颇为复杂，变化很大。如汽车的载货量、道路坡度、路面好坏以及交通情况等。这就要求汽车的牵引力和车速具有较大的变化范围，以适应使用的需要。当汽车在平坦的道路上，以高速行驶时，可挂入变速器的高速档；而在不平的路上或爬较大的坡道时，则应挂入变速器的低速档。根据汽车的使用条件，选择合适的变速器档位，不仅是汽车动力性的要求，而且也是汽车燃料经济性的要求。例如汽车在同样的载货量、道路、车速等条件下行驶，往往可挂入较高的变速器档位，也可挂入较低的档位工作。此时只是发动机的节气门开度和转速或大或小而已，可是发动机在不同的工况下，燃料的消耗量是不一样的。一般变速器具有四个或更多的档位，驾驶员可根据情况选择合适的档位，使发动机燃料消耗量减小。

汽车在某些情况下，如进出停车场或车库，或在较窄的路上掉头等，需要倒向行驶。然而，汽车发动机不能倒转工作，因此在变速器内设有倒档。此外，变速器还设有空档，可中断动力传递，以满足汽车暂时停驶和对发动机检查调整的需要。

对变速器的要求，除一般便于制造、使用、维修以及质量轻、尺寸紧凑外，主要还有以下几点：

- ①汽车具有良好的动力性和经济性指标；
- ②具有较高的传动效率；
- ③操纵轻便，工作可靠，噪声小；
- ④具有空档和倒档。



## 第二节 变速器结构方案的选择

目前，汽车上采用的变速器结构形式是多种多样的，这是由于各国汽车的使用、制造、修理等条件不同，也由于各种类型汽车的使用要求不同所决定的。尽管如此，一般变速器的结构形式，仍具有很多共同点。

各种结构形式都有其各自的优缺点，这些优缺点随主观和客观条件的变化而变化。因此，设计人员应深入实际，收集资料，调查研究，对结构进行分析比较，并尽可能地考虑到产品的系列化、通用化和标准化，最后确定较合适的方案。

### 一、两轴式和三轴式变速器

现代汽车大多数都采用三轴式变速器。两轴式变速器只用于发动机前置、前轮驱动或发动机后置、后轮驱动的轿车上。究竟采用哪一种形式，除了汽车总布置的要求外，主要考虑以下三方面：

#### 1. 变速器的径向尺寸

两轴式变速器，它的前进档均由一对齿轮传递动力，如图 1-1 所示。当需要大的传动比时，需将主动齿轮做得小些，而将从动轮做得很大，因此两轴的中心距和变速器壳的相关尺寸也必然增大。而三轴式变速器，由两对齿轮传递动力，如图 1-2 所示。在同样传动比的情况下，可将大齿轮的径向尺寸做得小些，因此中心距及变速器壳的相关尺寸均可减小。

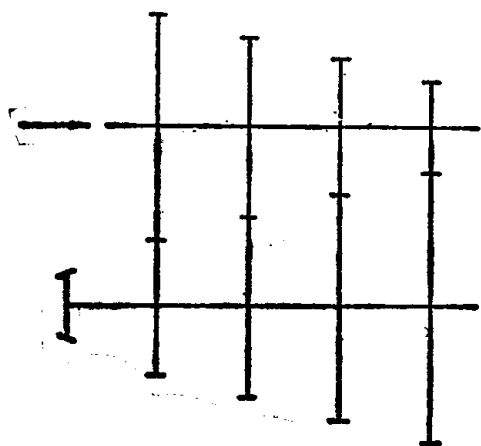


图1-1 两轴式变速器示意图

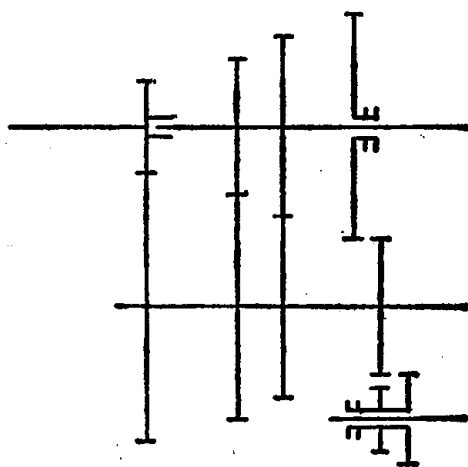


图1-2 三轴式变速器示意图

#### 2. 变速器的寿命

两轴式变速器的低档齿轮副，大小相差悬殊，小齿轮工作循环次数比大齿轮要高得多。因此小齿轮的寿命，比大齿轮的寿命短。三轴式变速器各前进档（除直接档），均为常啮斜齿轮传动，大小齿轮的径向尺寸相差较小，工作循环次数和齿轮寿命也比较接近。用直接档工作时，因第一轴与第二轴直接连在一起，齿轮只是空转，并不传递动力，故不影响齿轮寿命。

#### 3. 变速器的效率

两轴式变速器，虽然可以有等于 1 的传动比，但仍要经过一对齿轮传递动力，因此有功

率损失。而三轴式变速器，可将输入轴和输出轴直接相连，得到直接档。这种动力传递方式，几乎无功率损失，且噪声较小。

轿车、尤其是微型汽车，采用两轴式变速器比较多。这样可将变速器和主传动器组成一个整体，使传动系的结构紧凑，汽车得到较大的有效空间，便于汽车的总体布置。因此，近年来在欧洲的轿车中采用得比较多。

## 二、齿轮安排

各齿轮副的相对安装位置，对于整个变速器的结构布置有很大的影响。各档位置的安排，应考虑以下四个方面的要求：

### 1. 整车总布置

根据整车的总布置，对变速器输入轴与输出轴的相对位置和变速器的轮廓形状以及换档机构提出要求。

### 2. 驾驶员的使用习惯

有人认为人们习惯于按档的高低顺序，由左到右或由右到左排列来换档，如图1-3 b和c。但是也有人认为应该将常用档放在中间位置，而将不常用的低档放在两边，如图1-4e。

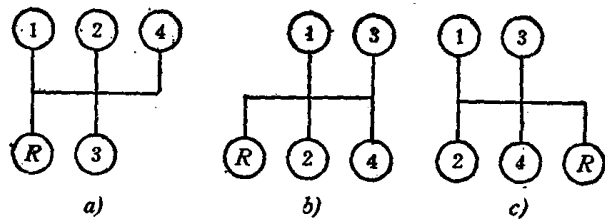


图1-3 四档变速器档位序列组合的三种方案

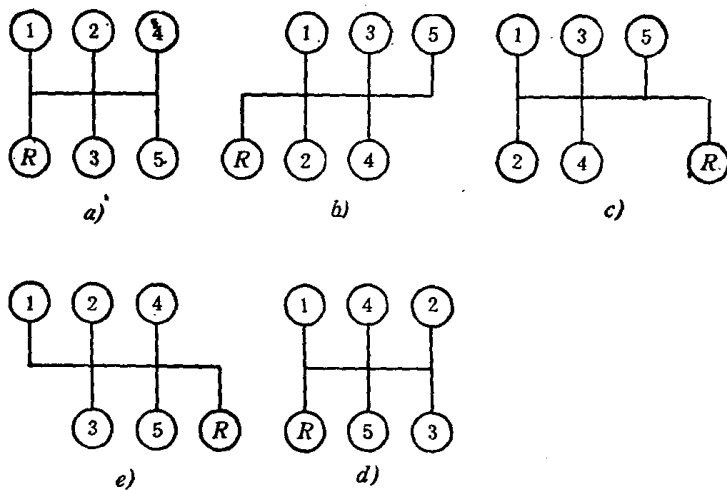


图1-4 五档变速器档位序列组合的五种方案

在五档变速器中，倒档与序列结合与不结合两者比较，前者在结构上可省去一个拨叉和一根变速滑杆，见图1-5a；后者如布置适当，则可使变速器的轴向长度缩短。

### 3. 提高平均传动效率

为提高平均传动效率，在三轴式变速器中，普遍采用具有直接档的传动方案，并尽可能地将使用时间最多的档位设计成直接档。

### 4. 改善齿轮受力状况

值得注意的是倒档，虽然它是平常换档序列之外的一个特殊档位，然而却是决定序列组合方案的重要环节。例如在四档变速器中采用的基本序列组合方案有三种，见图1-3。其中b和c是倒档与序列不结合的方案，即挂档时，需先换位再挂倒档。五档变速器采用的基本方案有五种，如图1-4所示。其中a和b是倒档与序列相结合的方案。

按习惯，倒档最好与序列不结合。否则，从安全考虑，将倒档与一档放在一起较好。

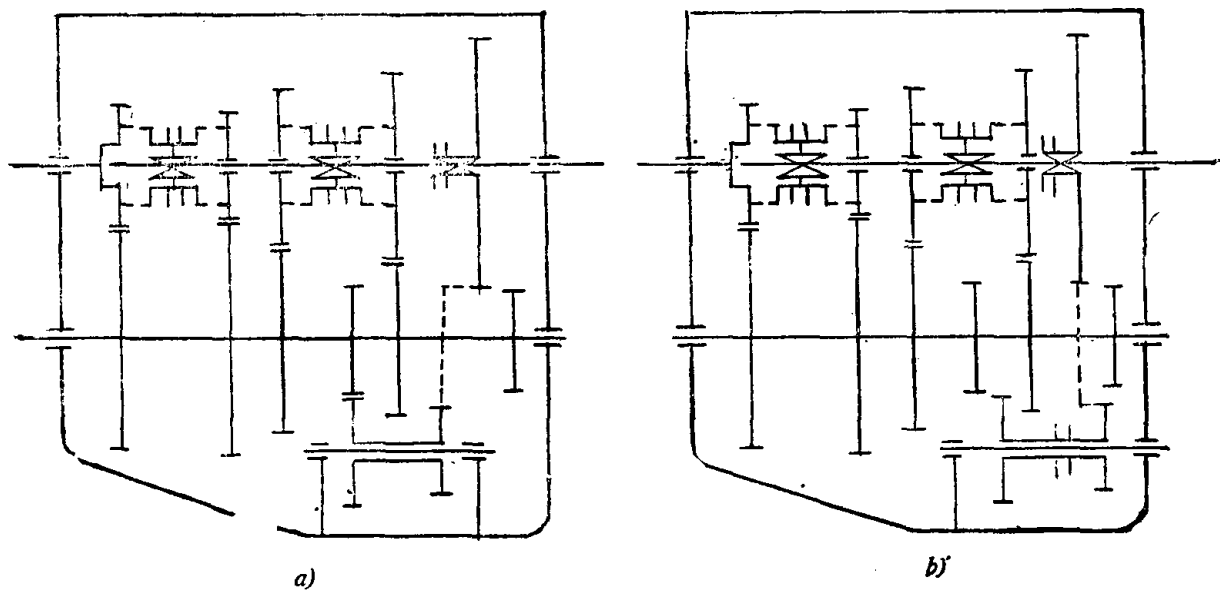


图1-5 五档变速器倒档安排

各档齿轮在变速器中的位置安排，应考虑齿轮的受力状况。承受载荷大的低档齿轮，一般安置在离轴承较近的地方，以减小轴的变形，使齿轮的重叠系数不致下降过多。变速器齿轮主要是因接触应力过高而造成表面点蚀损坏，因此将高档齿轮安排在离两支承较远处较好。该处因轴的变形而引起齿轮的偏转角较小，故齿轮的偏载也小，见图1-6。但也有个别例外，如北京BJ130轻型载货汽车变速器。

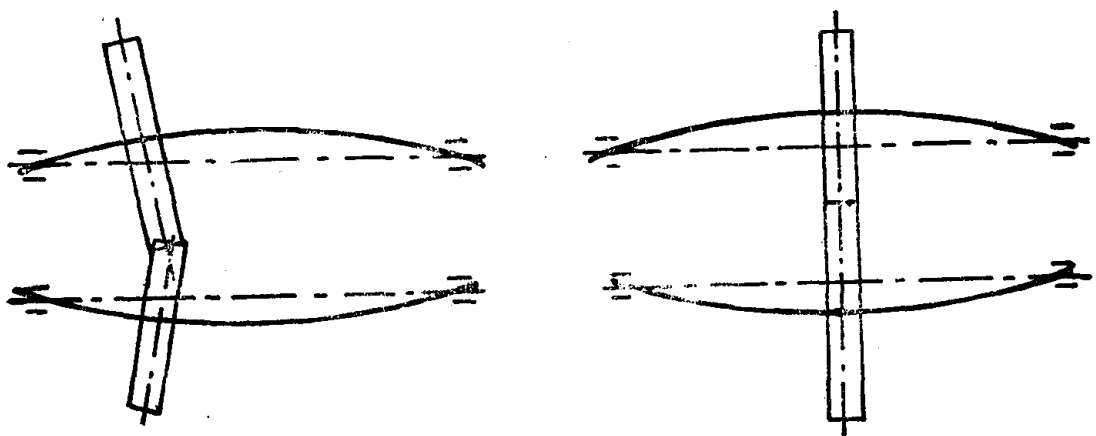


图1-6 齿轮位置的影响

### 三、换档结构形式

目前汽车上的机械式变速器采用的换档结构形式有三种：

#### 1. 滑动齿轮换档

通常是采用滑动直齿轮进行换档，但也有采用滑动斜齿轮换档的。滑动直齿轮换档的优点是结构简单、紧凑、容易制造。缺点是换档时齿端面承受很大的冲击，会导致齿轮过早损坏。并且直齿轮工作噪声大，所以这种换档方式，一般仅用在倒档上。

采用滑动斜齿轮换档，虽有工作平稳、承载能力大、噪声小的优点。但它的换档仍然避

免不了齿端面承受冲击，所以现代汽车的变速器中，前进档采用滑动齿轮换档的已甚为少见。

## 2. 啮合套换档

用啮合套换档，可将构成某传动比的一对齿轮，制成常啮合的斜齿轮。而斜齿轮上另外有一部分做成直的接合齿，用来与啮合套相啮合。这种结构既具有斜齿轮传动的优点，同时克服了滑动齿轮换档时，冲击力集中在1~2个轮齿上的缺陷。因为在换档时，由啮合套以及相啮合的接合齿上所有的轮齿共同承担所受到的冲击，所以啮合套和接合齿的轮齿所受的冲击损伤和磨损较小。

它的缺点是增大了变速器的轴向尺寸，未能彻底消除齿轮端面所受到的冲击。

## 3. 同步器换档

现在大多数汽车的变速器都采用同步器。使用同步器可减轻接合齿在换档时引起的冲击及零件的损坏。并且具有操纵轻便，经济性和缩短换档时间等优点，从而改善了汽车的加速性，经济性和山区行驶的安全性。其缺点是零件增多，结构复杂，轴向尺寸增加，制造要求高，同步环磨损大，寿命低。但是近年来，由于同步器广泛使用，寿命问题已解决。如瑞典的萨伯-斯堪尼亚(SAAB-Scania)公司，用球墨铸铁制造同步器的关键零件，并在其工作表面上镀一层钼，不仅提高了耐磨性，而且提高了工作表面的摩擦系数。这种同步器试验表明，它的寿命不低于齿轮寿命。此外，如法国的贝利埃(Berliet)，联邦德国的择孚(ZF)等公司的同步器，均采用镀钼工艺。我国北京齿轮厂在BJ212吉普车上做过试验，证明效果良好。

上述三种换档方案，可同时用在同一变速器中的不同档位上。一般的考虑原则是不常用的倒档和一档，采用结构较简单的滑动直齿轮或啮合套的形式。对于常用的档位则采用同步器或啮合套。轿车要求操纵轻便和缩短换档时间，因此多采用全同步器变速器。

## 四、多中间轴结构

在通常的三轴式变速器中，发动机的扭矩由第一轴传至第二轴，只经过一根中间轴。这种变速器在装上扭矩高于 $1200\sim 1300\text{N}\cdot\text{m}$ 的大功率的柴油机时，其齿轮、轴和轴承都要承受很大的载荷，会导致过早损坏。

近年来，国外一些重型汽车上采用了多中间轴的结构。这种变速器具有2~3根中间轴，见图1-7。如美国的孚勒(Fuller)公司于1963年就开始生产具有两根中间轴的变速器。在传递同样扭矩的情况下，变速器齿轮的宽度和质量分别减少40%和20%，变速器的整体质量及轴向尺寸也减少很多。多中间轴变速器具有质量轻、轴向长度短、承载能力大、保养费用

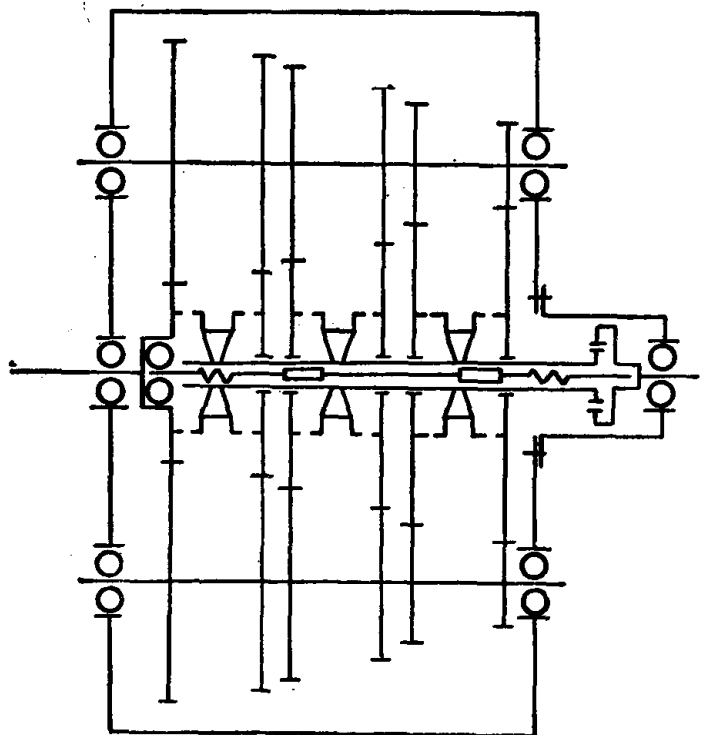


图1-7 双中间轴变速器示意图

低等优点。目前，孚勒(Fuller)公司生产的一半五档变速器和全部高于五档的变速器都采用两根中间轴。

为了使两根中间轴所承受的载荷尽量均匀，一种办法是靠制造精度的保证；另一种方法是将第二轴置于悬臂的弹性支承上，允许在径向有微小的位移。第二轴由中间轴上的齿轮支承，处于自由浮动的状态。如图 1-7 所示，图中第二轴是一根空心的花键轴，轴的两端孔内由悬臂的弹性杆支承。

另外，还有一种变速器，虽然也采用两根中间轴，但中间轴所起的作用不一样。这种变速器的两根中间轴，不是用来同时传递发动机扭矩的。而是在某一时间内，只有一根中间轴工作。这样设计的主要目的，在于缩短变速器的轴向尺寸。通常的变速器，无论是用滑动齿轮、啮合套或同步器来换档，它所需要的轴向尺寸，均集中在第二轴或一根中间轴上。而这种方案，则将其分散在两根中间轴及第二轴上，如图 1-8 所示。

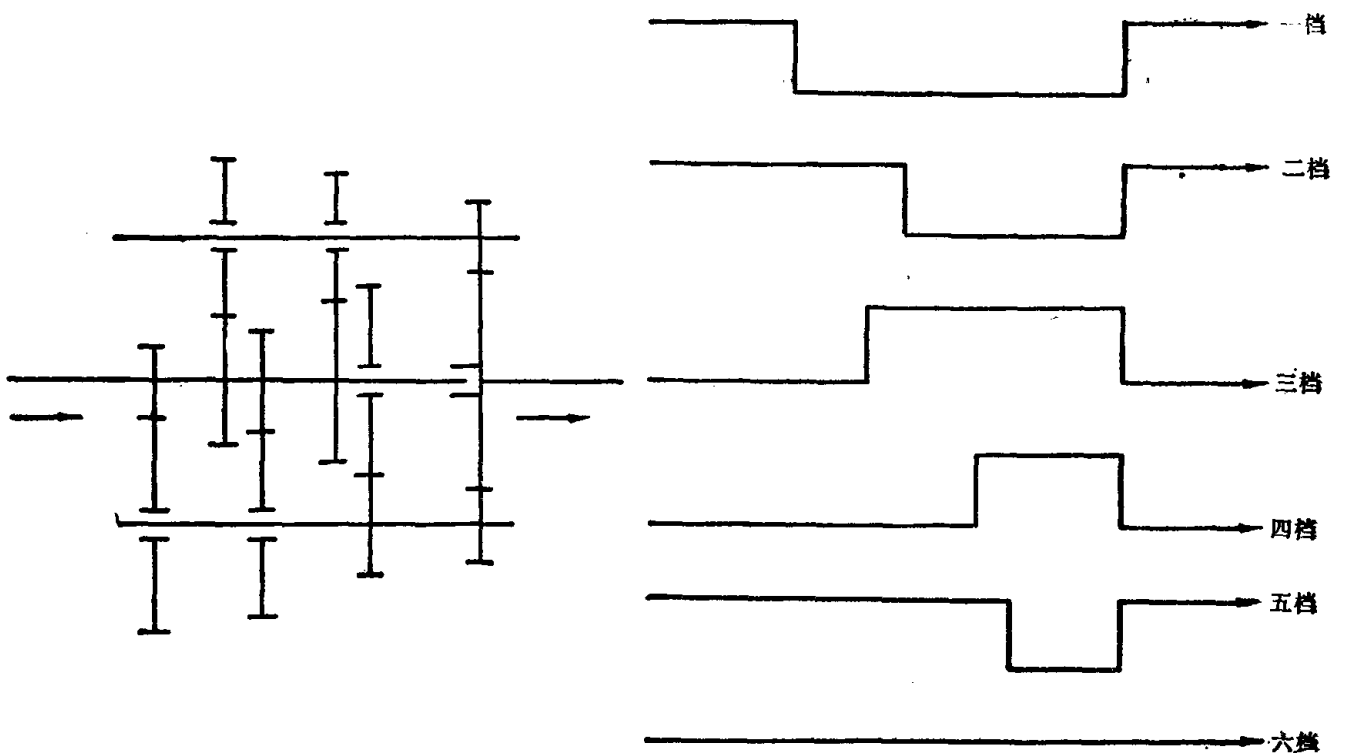


图1-8 多传动路线的双中间轴变速器示意图

这种变速器的优点是：

(1) 由于轴向尺寸小，故轴的支承跨度和轴的变形亦小。因此改善了齿轮的啮合状况，降低噪声，提高齿轮寿命。

(2) 在保证轴的一定刚度条件下，可将轴做得细些，因此可减小齿轮的径向尺寸和轴的中心距。在一般的变速器中，往往由于轴的直径较大，而不得不增大最小齿轮的直径，使得轴的中心距和变速器的壳体也相应增大。

### 五、倒档的结构方案及倒档轴的位置

倒档齿轮的结构及其轴的位置，应与变速器的整体结构方案同时考虑。在结构布置上，要注意在不挂入倒档时，不能与第二轴齿轮有啮合的状况。换倒档时能顺利换入倒档，而不和其它齿轮发生干涉。

在轿车和其它轻型汽车中，经常只采用一个倒档齿轮，结构较简单，见图1-9。载货汽车由于需要较大的倒档传动比，则多采用由两个齿轮组成的齿轮组。为缩短变速器的轴向尺寸，充分利用空间，有的汽车采用如图1-10的方案。但一档和倒档需各用一根变速滑杆，这比通常的换档机构多一根变速滑杆和拨叉，使变速器的上盖结构变得复杂。

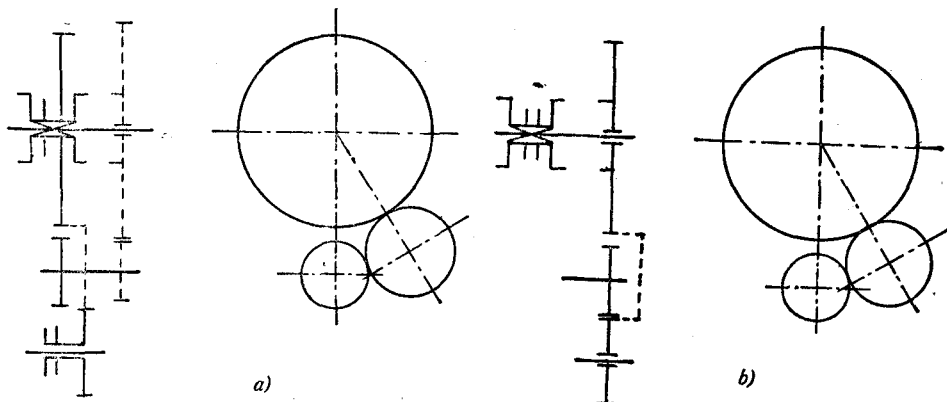


图1-9 具有一个倒档齿轮的传动示意图

倒档齿轮安排在变速器的左侧或右侧，关系到操纵杆拨动的方向和倒档轴的受力状况。挂倒档时，操纵杆向左侧（由变速器后部向前看）拨动，比较符合习惯要求。但此时倒档齿轮需安置右侧，这使倒档轴的轴承受较大的作用力。见图1-11b，反之，操纵杆向右侧拨动，虽不符合使用习惯，但可以减轻倒档轴的负荷，如图1-11a所示。

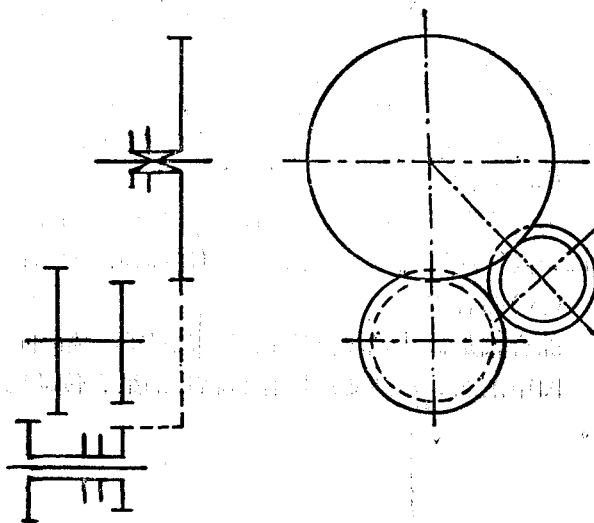


图1-10 具有两个倒档齿轮的传动示意图

## 六、组合式变速器

60年代以来，多档位的组合式变速器有很大的发展。目前，单独安装的副变速器，已经很少采用。因为驾驶员要操纵两根变速杆，很不方便。

近年来，增加载货汽车变速器的档位，是一个重要的发展趋势。这与许多因素有关，如载货汽车上更多地采用柴油发动机，平均车速和汽车总质量增加，以及要求降低燃料消耗量等。

前置副变速器常做成具有超速档的传动形式，这样可以减轻主变速器的负荷；而传动比大的副变速器则多安装在主变速器之后，这有利于减小主变速器的质量和尺寸。传动比小的副变速器，放在主变速器的前面或后面均可，视总布置的情况而定。也可兼用前置和后置副变速器。但也有与上述不同的布置，例如英国里兰(Leyland)公司生产的GB247型十档变速器。

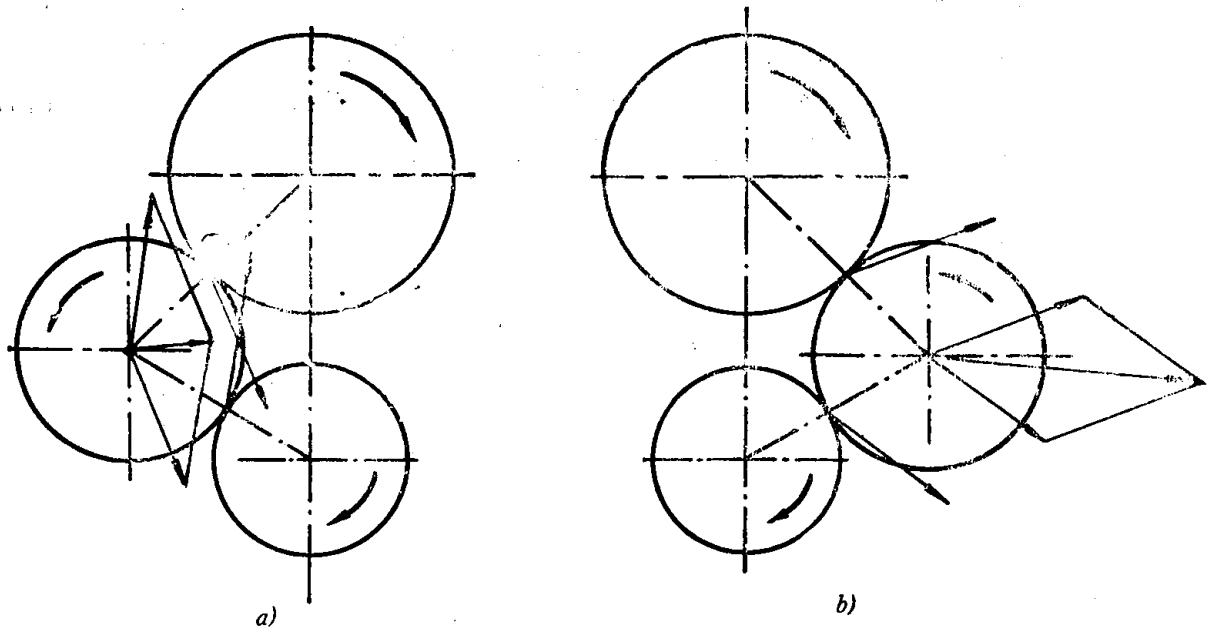


图1-11 倒档轴的位置与受力分析图

在主变速器之前装有低速档的副变速器，而在主变速器之后装有高速档的副变速器。副变速器的换档是通过装在中间轴上的啮合套进行的。

主变速和副变速器之间，传动比的搭配方式有以下几种：

(1) 插入式

主变速器各档传动比间隔较大，副变速器的传动比均匀地插入其中。主、副变速器交替换档，共同组成一个连续的传动比序列，如图1-12a所示。

(2) 分段式

主变速器各档传动比间隔较小，副变速的高、低档传动比与主变速器各档传动比，分别组成两段传动比范围，其优点是操作简便。如图1-12b所示。

(3) 综合式

综合式是插入式和分段式二者的结合，如图1-12c所示。

图中虚线表示副变速器挂高档时的组合传动比；实线表示副变速器挂低档时的组合传动比。

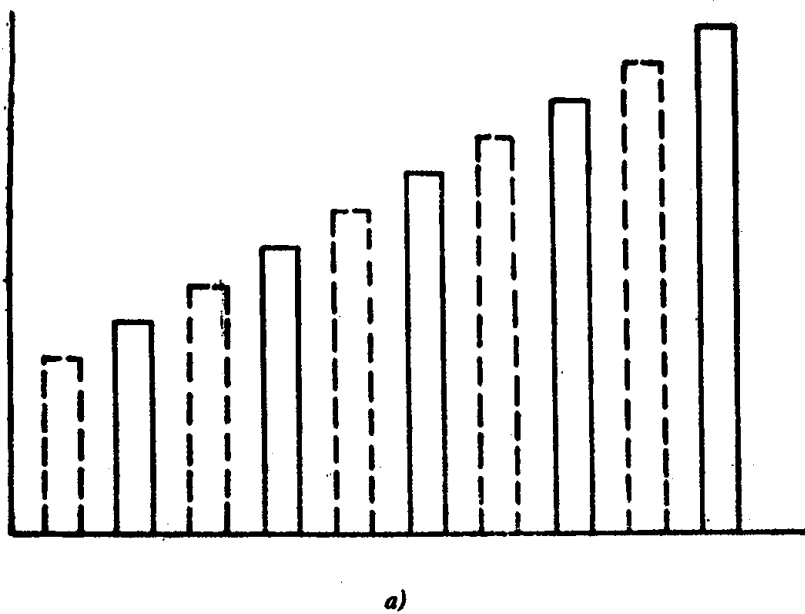
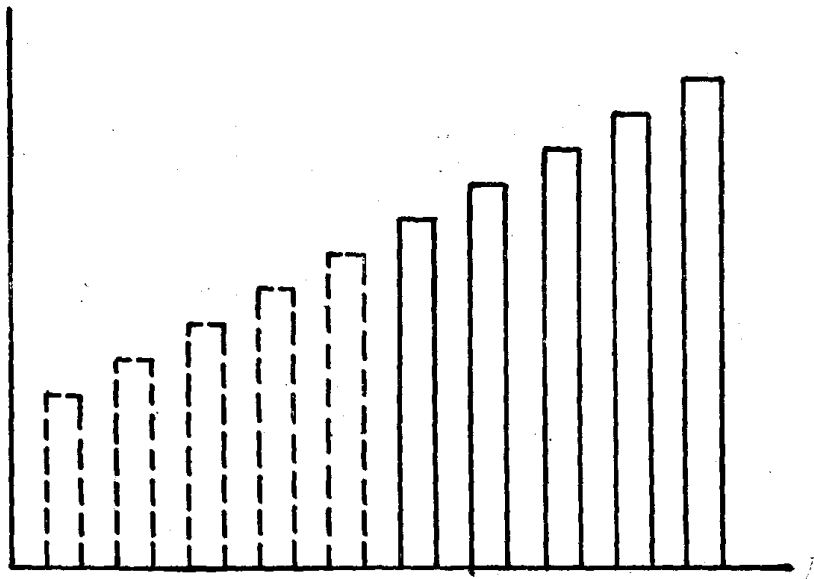
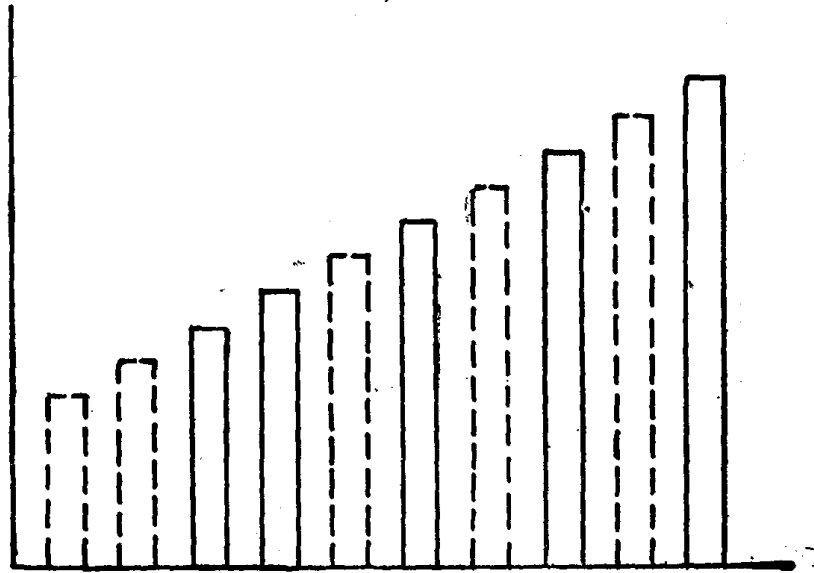


图 1-12



b)



c)

图1-12 组合式变速器传动比搭配方式



## 第二章 变速器主要参数的确定

### 第一节 变速器档数及各档传动比

变速器档数多少对汽车动力性、经济性影响很大。档数多，可以使发动机经常在最大功率附近的转速工作，而且使发动机转速变化范围小，发动机平均功率高，故可提高汽车的动力性，即提高汽车的加速能力和爬坡能力。档数多，也增加了发动机在低油耗区工作的可能性，因而提高了汽车的燃料经济性。档数多少还影响相邻的低档与高档间传动比的比值。档数多，则此比值小，换档容易。相邻的低档与高档间传动比的比值不应大于1.7~1.8。档数多的缺点是使变速器的结构复杂、质量增大、操纵不轻便等。

不同类型汽车的变速器档数也不相同。轿车由于最低档与最高档间传动比范围小，即  $i_{\max}/i_{\min}$  小，常用三档或四档变速器，但近年来为了降低油耗，变速器档数有增加的趋势。例如1981年日本丰田牌汽车样本介绍五种丰田轿车变速器，都具有四个档位。联邦德国1979年出版的汽车手册中介绍八种轿车变速器，其中有四种为四个档位。日本出版的《1985~1986 Japanese Motor Vehicles Guide Book》一书中列出的日本生产的约294种轿车手动换

国产汽车传动比

表2-1

汽车类型	型号	吨位	传动比 $i$						传动比范围 $i_{\max}/i_{\min}$	邻档传动比比值			
			$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$	$i_5$	$i_6$		$i_1/i_2$	$i_2/i_3$	$i_3/i_4$	$i_4/i_5$
轿车	SH760		3.52	2.32	1.52	1.00		3.29	3.52	1.52	1.53	1.52	
	桑塔纳 (Santana)		3.45	1.94	1.29	0.91	0.73		4.73	1.82	1.50	1.42	1.24
	切诺基 (CHEROKEE)		3.99	2.35	1.43	1.00		4.29	3.99	1.7	1.64	1.43	
轻型货车	BC122	1	5.08	2.73	1.6	1		5.46	5.08	1.86	1.71	1.6	
	BJ130	2	6.09	3.09	1.71	1.00		4.95	6.09	1.97	1.81	1.71	
	BJ130 (BC131)		5.56	2.77	1.64	1.00		5.15	5.56	2.01	1.69	1.64	
	BJ130 (BC131C)		5.56	2.77	1.64	1.00	0.79	5.15	7.04	2.01	1.69	1.64	
	NJ131 (BC133)		5.59	2.81	1.66	1.00	0.79	5.33	7.08	1.99	1.69	1.66	
中型货车	CA10B	4	6.24	3.32	1.9	1.00	0.81	6.7	7.71	1.88	1.75	1.9	1.23
	CA140	5	7.7	4.1	2.54	1.51	1.00	8.27	7.7	1.88	1.61	1.68	1.51
重型货车	JN150	8	7.64	4.27	2.6	1.59	1.00	5.95	7.64	1.79	1.64	1.64	1.59
	JN162		7.03	4.59	2.64	1.55	1.00	5.97	7.03	1.53	1.74	1.7	1.55
越野车	BJ212		3.12	1.77	1.00			3.74	3.12	1.76	1.77		
	BJ212 (BC214)		3.73	2.24	1.47	1.00		3.74	3.73	1.67	1.52	1.47	
	CA30A		7.7	4.1	2.54	1.51	1.00	8.27	7.7	1.88	1.61	1.68	1.51
	EQ240		7.48	4.31	2.45	1.54	1.00	8.19	7.48	1.74	1.76	1.59	1.54
	CQ261		7.94	4.68	2.63	1.64	1.00	7.57	7.94	1.70	1.78	1.6	1.64