

橡胶履带牵引车辆改进设计（无极自动变速器方案设计）

摘 要

设计了一种液压机械无级变速器，该装置由一个单行星排机构、变量泵-定量马达构成的液压传动系统和多档有级变速箱组成。在分析液压机械传动形式和液压传动类型的基础上，确定了拖拉机的总体传动方案，对液压元件及机械参数的选择方法进行了阐述，分析了变速器的无级调速特性。绘制了理论牵引特性曲线，分析比较了改进前后牵引特性。装有液压机械无级变速器的拖拉机实现了速度的连续无极变化，在任何牵引力时，发动机都在接近于满负荷点工作，大大提高了拖拉机的生产效率和燃油经济性。

为了研究液压机械无级变速传动装置的特性，以东方红 1302R 拖拉机机械液压无级变速器为对象，建立起速比与变量泵和定量马达的排量比、液压功率分流比、传动效率的关系式，绘制其特性曲线，给出各段工况下的功率流向，分析循环功率存在条件及其对变速机构输出的影响。分析结果表明，行星排特性参数、变量泵和定量马达排量比是影响变速机构速比、液压功率分流比、功率及效率等特性的主要设计参数；机械液压无级变速器具有可控的无极调速特性。

关键词：拖拉机，液压机械传动，无级变速器，特性分析

CHARACTERISTICS ANALYSIS OF HYDRO-MECHANICAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION OF TRACTOR

ABSTRACT

To study the characteristics of hydro-mechanical continuously variable transmission device , based on the hydro-mechanical continuously variable transmission (HMCVT) of Donganghong 1302R tractor, the relation formulas of speed ratio of HMCVT with displacement ratio of variable hydraulic motor (MF) , hydraulic power distributing ratio and transmission efficiency are established. The characteristic curves of HMCVT are drawn. The power flow direction of each range is presented. The existing conditions of circulation power and its influence on mechanism out put are analyzed. The analysis results show that the characteristic parameter of planetary ear train and displacement ratio of PV and MF are the main design parameters that influence on the characteristics of speed ratio ,hydraulic power distributing ratio and efficiency of HMCVT ;the HMCVT has the characteristics of stepless speed regulation and high efficiency

This main gearbox design is the two-axis gearbox, and the three-axis gearbox compared to its simple structure, compact, Except maximum block (not directly block), the other of the block of higher transmission efficiency, low noise, the manufacture and use of low cost; Gearbox shift structure of the sliding gear shift, it is relatively simple structure, convenience. Input shaft and output shaft rectangular spline shaft, the gear is also used rectangular key to input or output shaft linked. Farm tractor gearbox in the design, Main Gearbox transmission ratio is the basis for determining the main users of agricultural operations in the course of speed needs and the needs of tractor work to be determined, therefore, the current design of the first tractor to determine the

structure of the transmission system, then divided speed, thereby delimiting the 3 km/h ~ 9km/h and 9km/h ~ 30 km/h speed of the two main areas, calculate and determine each block's speed and the transmission ratios, the design process to determine the necessary structural components, Bearing under which the need to use a deep groove ball bearings and cylindrical roller bearings these two types of bearings, and then the final structure of its various components of the check, and eventually met the requirements of design.

KEY WORD: tractor, gearbox ratio, continuously variable transmission, hydro-mechanical transmission , Characteristics analysis

符号说明

z_i : 第 i 个齿轮

i_{ij} : 第 i 和第 j 个齿轮的传动比

m : 齿轮模数 m_n

T_i : 第 i 轴的转矩 $N \cdot m$

Z : 齿数

η : 机械效率

α : 节点处压力角 $^\circ$

α' : 啮合角 $^\circ$

σ_w : 弯曲应力 MPa

σ_j : 接触应力 MPa

n_{ed} : 发动机标定转速 r/min

r_d : 驱动轮动力半径 mm

$T_{e\max}$: 发动机最大输出扭矩 $N \cdot m$

T_j : 名义计算载荷 $N \cdot m$

z_H : 配合齿轮的总齿数

E : 弹性模量 MPa

F_{ri} : 第 i 档颈向力 N

F_{rli} : 第 i 档左侧颈向力 N

F_{r2i} : 第 i 档右侧颈向力 N

A_2 : 中心距 mm

v_{lj} : 拖拉机第 j 挡理论工作速度 r/min

目 录

第一章 前言	1
§ 1.1 对变速器的要求	1
§ 1.2 变速器的分类.....	1
第二章 传动方案的确定	4
§ 2.1 传动方案的选择.....	4
§ 2.2 传动方案的比较.....	4
§ 2.3 传动方案的分析.....	6
第三章 传动参数的确定	9
§ 3.1 初步确定各段特性参数.....	9
§ 3.2 中心距的选择及传动比的分配及齿轮齿数的选择.....	11
§ 3.3 重新计算前进段的转速和突变点 e	12
§ 3.4 倒挡的计算	13
§ 3.5 计算各段的功率分流比.....	14
第四章 齿轮的校核	16
§ 4.1 低速级齿轮的校核.....	16
§ 4.1.1 校核齿面的接触强度.....	16
§ 4.1.2 校核齿根弯曲疲劳强度	17
§ 4.2 倒挡第一级齿轮传动的校核.....	17
§ 4.2.1 校核齿面的接触强度.....	18
§ 4.2.2 校核齿根弯曲疲劳强度.....	18
§ 4.3 各段齿轮参数.....	19
第五章 离合器的选择	21
§ 5.1 行星轮系离合器的计算.....	21
§ 5.1.1 离合器 C1 的计算	21
§ 5.1.2 离合器 C2、C3、C4 的计算.....	22
§ 5.2 前进、倒档离合器的计算.....	23
第六章 液压传动系统的选择	24
§ 6.1 液压马达的选择.....	24

§ 6.1 液压泵的选择.....	24
第七章 结论	25
参考文献.....	26
致谢.....	28

 齿轮零件图.dwg

 装配图6.15.dwg

 装配图6.18.dwg

 装配图6.26.dwg

如需 cad 图等其他文件，请加 q: 1985639755

第一章 前言

汽车上广泛使用活塞式发动机，其输出转矩和转速变化都和小，而汽车在行驶时所遇到的复杂的道路条件和使用条件要求汽车的驱动力和车速能在相当大的范围内变化。为此，在汽车传动系统中设置了变速器。

§ 1.1 对变速器的要求

变速器用来改变发动机传到驱动轮上的转速和转矩，目的是在原地起步、爬坡、转弯、加速等各种情况下，使汽车获得不同的牵引力和速度，同时使发动机在最有利的工况范围内工作。变速器设有空挡，可在发动机、汽车活
行或停车时使发动机的动力停止向驱动轮传输。变速器设有倒挡，使汽车获得倒退能力。必要时还有动力输出装置。

对变速器提出如下基本要求：

- 1) 保证汽车有必要的动力性和经济性。
- 2) 设置倒挡，使汽车能倒退行使，
- 3) 设置动力输出装置，需要时能进行功率输出。
- 4) 工作可靠。汽车行驶过程中，变速器不得有跳挡、乱挡以及换挡冲击等现象发生。
- 5) 变速器应当有高的工作效率及工作噪音低。

除此之外，变速器还应满足轮廓尺寸和质量小、制造成本低、拆装维修方便等要求。

§ 1.2 变速器的分类

变速器由变速传动机构和操纵机构组成。按变速方式可分为有级变速器和无级变速器两种。

有级变速包括定轴有级变速和行星有级变速。是指在一定转速范围内，能够实现若干固定、不连续的转速变化。工作可靠，传动比准确，采用多轴传动时变速范围大，但不能在运转中变速，不易选择最佳转速值。

无级变速器包括液力变矩式无级变速器，纯机械无级变速器、液压机械无级变速器等。是指再一定转速范围内，能够实现任意连续的转速变化。可在运转中变速。操作简单，变速快，能够选择最佳转速值，传动平稳；但变速范围较小，传动比不准确。为了扩大变速范围，无级变速器还可与有级变速串联使用。因为设计任务为设计无级自动变速器，所以这里只对无级变速作简单的介绍。

液力机械自动传动系统是用液力变矩器（或耦合器）代替离合器，用行星齿轮变速器代替普通圆柱齿轮组合而成的自动控制系统。液力自动变速器有一个液力变矩器和几套行星齿轮组成。液力变矩器主要有泵轮 P （作为输入主动件由发动机带动）、涡轮 T （作为输出从动件）和导 R （作为固定反作用件起增扭作用）组成。工作中如果变矩器中的导轮做自由转动时，变矩器就变成耦合器工作，转矩不会放大；如果变矩器前的离合器 C 结合，变矩器中涡轮和泵轮就锁死连成一体，变矩器不在独立工作，发动机动力直接经离合器、行星齿轮变速器输出，此时液力自动变速器的效率最高（因为此时无液力传动的损失），行星齿轮变速器的作用是进一步放大传动比和改变输出的旋转方向。液力自动变速器的结构和类型很多。

机械无级变速器有带式无级传动和牵引环式无级传动两种。带式无级传动，它有三角胶带（金属带）和两个可变节径的带轮组成。早期用金属带式的，由于橡胶带的使用寿命不可能太长，传递的转矩也不可能太大，因而这是困扰它的主要问题。现今所采用的钢带的 CVT 其传递的功率可以达到 $150KW$ 。此类已在国内外的一些乘用车上采用。牵引环无级传动是由于数学超环面主动盘于超环面从动盘之间配置着可在两者之间运动的滚子，而运动滚子在从动盘的角度连续可变，从而实现无级变速，又可以称作可无限变速的机械无级变速器。有资料认为，它的突出优点是，不需要像 CVT 那样使用工艺复杂，造价昂贵的金属传动带。而且这种 IVT 可以传递很大的转矩。目前国外的很多国家都在研究开发。机械无级变速器所能传递的功率小，多用于功率较小的汽车上。

液压机械无级变速传动是一种液压功率流和机械功率流并联的新型的传动装置，通过机械传动实现通高效率，通过液压传动与机械传动相结合实现无级变速。目前国外先进的拖拉机及工程车辆的传动系统已经开始采用改装置。液压机械无级变速传动装置有几种结构形式，主要由单行星排、变量泵

一定量马达（变量马达）、有级自动变速器或多行星排、变量泵一定量马达（变量马达）构成。其中前者的机构比较简单，后者的结构比较复杂。由于这种无级变速器是由机械和液压共同作用才实现无级变速的，当液压传动功率占总功率比较大时，整个传动系统的效率相对较低（比纯液压实现无级变速的传动装置的效率高）

第二章 传动方案的确定

§ 2.1 传动方案的选择

由于设计任务要求设计的变速器应用于履带式拖拉机，这种拖拉机需要的扭矩比较大。而通过概述可以了解，液力变矩式无级变速器的机械效率较低；机械无级变速器的传递变速器的设计采用液压机械式。并且这种变速器国外已经成功运用于拖扭矩较小，并且造价也很高；机械液压式无级变速器可以根据调节液压分流比来实现较大的扭矩和效率。所以采用机械液压式无级变速器的设计方向。

§ 2.2 传动方案的比较

液压机械式无级变速器分为单行星排式和多行星排式两种。

图 1-1 为双行星排式的机械液压无级变速器的传动方案原理图。

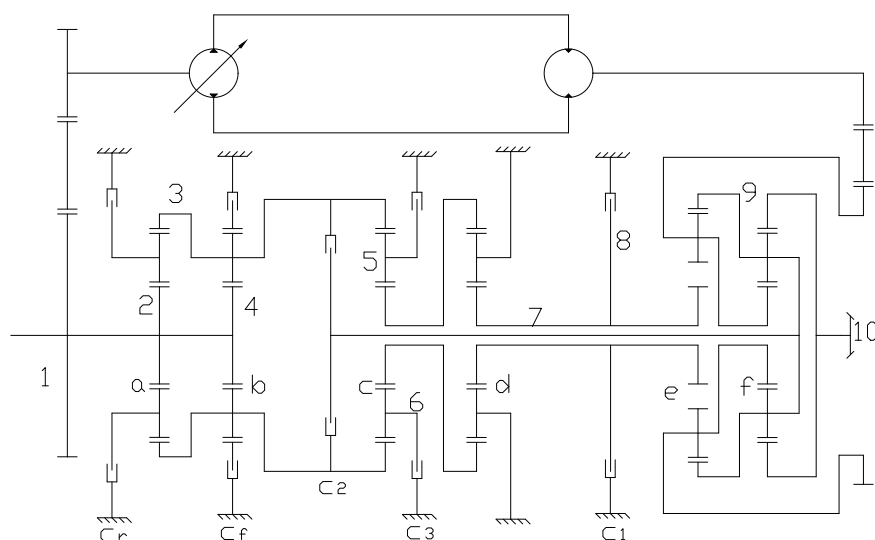


图 2-1

它基本由机械传动、液压传动和动力差动合成三部分组成。机械部分由 a、b、c、d 四个行星排组成，行星排 d 的行星架固定，有 5 个换挡元件， C_R ， C_F ， C_3 ， C_1 为制动件， C_2 为离合器，行星排 a，b 组成的机构主要

起换向作用，**c**，**d** 组成的机构主要起变速作用，机械部分形成两个前进挡和两个倒退挡以及一个输出转速为零的挡。液压部分由变量泵、液压马达及控制部件等组成闭式液压传动系统，通过电液伺服机构来控制变量泵和液压马达的斜盘角度的变化，以改变液压输出流量的大小从而实现液压传动无级变速。机械传动和液压传动通过差动轮系合成。

图 1-2 为单行星排式的机械液压无级变速器的传动原理图。

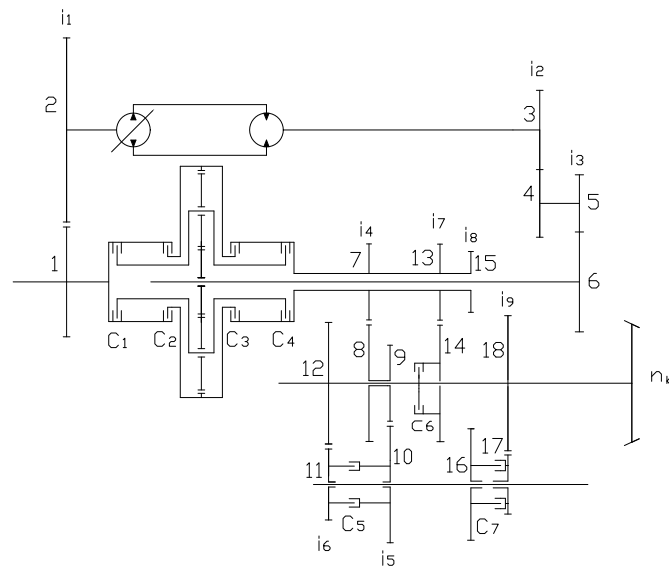


图 2-2 单行星排无级变速传动方案

该方案由一个单排行星机构，变量泵—定量马达构成的液压传动系统和多挡有级变速箱组成。发动机输出功率分成野鸭工；发动机输出分成液压功率和机械功率两路，液压功率经由液压传动系统将功率传给行星排的太阳轮 **S**，机械功率通过离合器 **C1** 或 **C2** 传到行星排的齿圈 **R** 上或行星架 **C** 上，然后两种功率经由行星排汇总后，通行星架或齿圈通过闭合离合器 **C3** 或 **C4** 传递到多挡有级边速箱的输入轴上。根据离合器结合状态的不同，随着变量泵和液压马达的排量比的变化。变速器前进方向有四个变速段构成，倒车方向有两个变速段构成。

对两种方案进行比较，双行星排式无级变速传动方案动力由太阳轮输入，齿圈输出，每次换挡只需操纵两个执行机构，操纵简单，组成的元件转速低，换挡平稳，但结构复杂，齿轮种类较多，工艺要求高，加工复杂；单行星排式无级变速传动方案结构简单，齿轮种类少、加工量小，以太阳轮输入，行星排、齿圈输出，强度高，传递扭矩大，换挡平稳，但每次换挡需要操纵三

个执行机构，较为复杂。综上所述，选择单行星排式的无级传动方案进行设计，其操纵性能上的不足可以通过对变速器的操纵机构改进来弥补。

§ 2.3 传动方案的分析

选定单行星排无级变速传动方案，如图 1-2 所示。

设 n_0 、 n_b 、 n_s 、 n_r 、 n_c 、 n_d 分别为变速器输入轴、输出轴、太阳轮、齿圈、行星架以及多挡有级变速箱输入轴的转速，行星排特性参数为 K ， $K=Z_r/Z_s$ （ Z_r 为齿圈齿数， Z_s 为太阳轮齿数）， e 为变量泵和液压马达的排量

比，取 $i_2' = i_2 \cdot i_3$ ，分析各段速度的传动路线，将各段离合器的开合状态列表 1-1 如下所示：

表 2-1 离合器结合状态注：

段（挡）位		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
前进	HM_1	-	+	-	+	+	-	-
	M_1	-	+	+	-	+	-	-
	HM_2	+	-	+	-	+	-	-
	HM_3	-	+	-	+	-	+	-
	M_2	-	+	+	-	-	+	-
	HM_4	+	-	+	-	-	+	-
倒车	HM_1	-	+	-	+	-	-	+
	M_1	-	+	+	-	-	-	+
	HM_2	+	-	+	-	-	-	+

① “+”表示离合器接合，“-”表示离合器分离

② M、HM 分别表示纯机械挡、液压机械段。

由行星齿轮各构件的运动关系（ $n_s + kn_r - (1+k)n_c = 0$ ），推导出各段的

速度特性。

1) HM_1 段

令 $i'_3 = i_4 \cdot i_5 \cdot i_6$ ，则有：

$$n_{b1} = \frac{(k + \frac{e}{i_1 i'_2}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i'_3} \quad (\text{式 2-1})$$

2) HM_2 段

$$n_{b2} = \frac{(k+1 - \frac{e}{i_1 i'_2}) \cdot n_0}{k i'_3} \quad (\text{式 2-2})$$

3) HM_3 段

$$n_{b3} = \frac{(k + \frac{e}{i_1 i'_2}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_7} \quad (\text{式 2-3})$$

4) HM_4 段

$$n_{b4} = \frac{(k+1 - \frac{e}{i_1 i'_2}) \cdot n_0}{k i_7} \quad (\text{式 2-4})$$

5) 倒挡 HM_1 段

令 $i'_{\text{倒}} = i_8 \cdot i_9 \cdot i_{10} \cdot i_{11}$ ，则有：

$$n_{b\text{倒}1} = \frac{(k + \frac{e}{i_1 i'_2}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i'_{\text{倒}}} \quad (\text{式 2-5})$$

6) 倒挡 HM_2 段

$$n_{b\text{倒}2} = \frac{(k+1 - \frac{e}{i_1 i'_2}) \cdot n_0}{k i'_{\text{倒}}} \quad (\text{式 2-6})$$

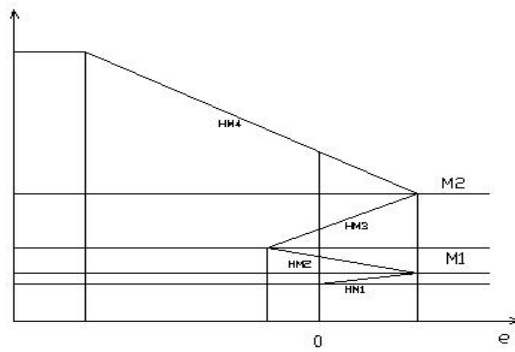


图 2-3 各段变速器输出转速与 e 的关系特性图

以上各式表示了液压机械无级调速特性。当各齿轮副的传动比、行星排特性参数给定时，可得到液压机械无级变速器各段速比随变量泵和定量马达排量比 e 的变化特性曲线（如图 1-3）。可以看出，当变量泵和定量马达排量比 e 在 -1 到 +1 范围内变化时，变速器的速比连续无级变化。

第三章 传动参数的确定

§ 3.1 初步确定各段特性参数

前进挡各段特性参数的确定

根据图 2-3 所示, 由各段变速器输出转速与 e 的关系特性的变化规律, 参照 (式 1-1) ~ (式 1-4), 列出各段方程式:

$$HM_1 \text{ 段} \quad n_{b0} = \frac{(k + \frac{e_0}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_3'} \quad (\text{式 3-1})$$

$$n_{b1} = \frac{(k + \frac{e_1}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_3'} \quad (\text{式 3-2})$$

$$HM_2 \text{ 段} \quad n_{b1} = \frac{(k+1 - \frac{e_1}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{ki_3'} \quad (\text{式 3-3})$$

$$n_{b2} = \frac{(k+1 - \frac{e_2}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{ki_3'} \quad (\text{式 3-4})$$

$$HM_3 \text{ 段} \quad n_{b2} = \frac{(k + \frac{e_2}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_7} \quad (\text{式 3-5})$$

$$n_{b3} = \frac{(k + \frac{e_3}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_7} \quad (\text{式 3-6})$$

$$HM_4 \text{ 段} \quad n_{b3} = \frac{(k+1 - \frac{e_3}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{ki_7} \quad (\text{式 3-7})$$

$$n_{b4} = \frac{(k+1 - \frac{e_4}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{ki_7} \quad (\text{式 3-8})$$

由式 3-2 和式 3-3 联立可以推出 $e_1 = i_1 \cdot i_2'$

由式 3-4 和式 3-5 联立可以推出 $e_3 = i_1 \cdot i_2'$

令 $z_1 = 43$, $z_2 = 27$, 则 $i_1 = 0.6279$, 另一侧取二级齿轮传动, $i_2' = i_2 \cdot i_3$,

取 $z_3 = 48$, $z_4 = 30$, $z_5 = 42$, $z_6 = 36$ 则 $i_2' = 0.5375$; 所以 $i_1 \cdot i_2' = 0.6279 \times 0.5375 = 0.336$

查《拖拉机设计手册》表 24-2-4 NGW 行星齿轮传动的齿数组合, 取

$$z_r = 58, z_s = 19, z_c = 20, \text{ 则 } K = \frac{Z_R}{Z_S} = \frac{58}{19} = 2.9$$

由设计任务书已知:

中央传动比 $i_0 = 2.73$, 末端传动比 $i_m = 6.091$, 车轮半径 $r = 0.346$,

发动机转速 $n_0 = 2300 \text{ r/min}$, 车辆最低车速 $v_{\min} = 3 \text{ km/h}$, 最高车速

$$v_{\max} = 30 \text{ km/h}$$

由车速公式 $v = 0.377 \cdot \frac{n_0 \cdot r}{i_g \cdot i_0 \cdot i_m}$ 和传动公式 $n_b = \frac{n_0}{i_g}$ 得:

$$v = 0.377 \cdot \frac{n_b \cdot r}{i_0 \cdot i_m}, \quad \Rightarrow \quad n_b = \frac{v \cdot i_0 \cdot i_m}{0.377 \cdot r}, \text{ 将数据代入, 得:}$$

$$n_{b0} = \frac{v_{\min} \cdot i_0 \cdot i_m}{0.377 \cdot r} = \frac{3 \times 2.73 \times 6.091}{0.377 \times 0.346} = 382.43 \text{ r/min}$$

$$n_{b4} = \frac{v_{\max} \cdot i_0 \cdot i_m}{0.377 \cdot r} = \frac{30 \times 2.73 \times 6.091}{0.377 \times 0.346} = 3824.3 \text{ r/min}$$

$$\text{由 (式 3-1), } n_{b0} = \frac{(k + \frac{e_0}{i_1 i_2}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_3'}, \text{ 其中 } e_0 = 0,$$

$$\Rightarrow i_3' = \frac{k \cdot n_0}{(1+k) \cdot n_{b0}} = \frac{2.9 \times 2300}{(1+2.9) \times 382.43} = 4.47$$

$$\text{由 (式 3-2), } n_{b1} = \frac{(k + \frac{e_1}{i_1 i_2}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_3'}, \text{ 其中 } e_1 = i_1 \cdot i_2'$$

$$\text{则} \Rightarrow n_{b1} = \frac{n_0}{i_3'} = \frac{2300}{4.47} = 514.54 \text{ } r/\text{min}$$

$$\text{设 } n_{b3} = 2000 \text{ } km/h, \text{ 则由 (式 3-6)} \quad n_{b3} = \frac{(k + \frac{e_3}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_7}, \text{ 其中}$$

$$e_3 = i_1 \cdot i_2', \text{ 则} \Rightarrow i_7 = \frac{n_0}{n_{b3}} = \frac{2300}{2000} = 1.15$$

$$\text{由 (式 3-8)}, \quad n_{b4} = \frac{(k+1 - \frac{e_4}{i_1 i_2'}) \cdot n_0}{k i_7}, \text{ 代入 } i_3 = 1.15, \text{ 则有:}$$

$$e_4 = -0.576$$

联立 (式 3-4) 和 (式 3-5)

$$\begin{cases} n_{b2} = (1+k - \frac{e_2}{i_1 i_2'}) \cdot \frac{n_0}{k \cdot i_3'} \\ n_{b2} = (k + \frac{e_2}{i_1 i_2'}) \cdot \frac{n_0}{(1+k) \cdot i_7} \end{cases} \quad \text{解得:} \quad \begin{cases} e_2 = -0.41 \\ n_{b2} = 885.98 \end{cases}$$

列出各段 n_b 和 e :

$$\begin{array}{ll} n_{b0} = 393.61 & e_0 = 0 \\ n_{b1} = 514.54 & e_1 = 0.336 \\ n_{b2} = 885.98 & e_2 = -0.41 \\ n_{b3} = 2000 & e_3 = 0.336 \\ n_{b4} = 3824.3 & e_4 = -0.576 \end{array}$$

§ 3.2 中心距的选择及传动比的分配及齿轮齿数的选择

根据拖拉机变速器中心距设计经验公式 $A = K_a \cdot \sqrt[3]{T}$, 式中, 取

$$K_a = 16, \quad T = 9550 \cdot \frac{102}{382.43 \times 4.54} = 562.28$$

$$\therefore A = K_a \cdot \sqrt[3]{T} = 16 \times \sqrt[3]{562.28} = 132.05$$

中心矩应该取大一些, 根据东方红 1302R 生产线要求, 取 $A = 157.5$, 即为多

档自动变速器的输入轴与输出轴的距离。

选取齿轮模数 m_n 。由拖拉机齿轮模数经验公式 $m_n = (0.4 \sim 0.6)\sqrt[3]{T}$ ，得：

$$m_n = 0.6 \cdot \sqrt[3]{T} = 0.6 \times \sqrt[3]{562.28} = 4.95, \text{ 取 } m_n = 5$$

由齿轮传动中心距 $a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ ，代入数据，整理得： $(z_7 + z_8) = 63$ ；

$$\text{试取 } z_7 = 23, \quad z_8 = 40, \text{ 则有 } i_4 = \frac{z_8}{z_7} = \frac{40}{23} = 1.74$$

前面说过，令 $i'_3 = i_4 \cdot i_5 \cdot i_6$ ， i'_3 是前进档第一挡的传动比，分为三级传动，

$$\text{且 } i_4 = 1.74, \text{ 则 } i_6 \cdot i_5 = \frac{i'_3}{i_4} = \frac{4.47}{1.74} = 2.569, \text{ 取 } A_1 = 210, \text{ 即为多挡自动}$$

变速部分的输入轴与中间轴的中心距；取模数 $m_n = 5$ ，根据中心距

$$A_1 = \frac{m}{2}(z_7 + z_8) = 210 \text{ 试取 } z_9 = 24, \quad z_{10} = 60, \text{ 则 } i_5 = 2.50,$$

$$\text{试取 } z_{11} = 42, \quad z_{12} = 42, \text{ 则有 } i_6 = 1,$$

$$\text{重新计算 } i'_3 = i_6 \cdot i_4 \cdot i_5 = 1.74 \times 2.50 \times 1 = 4.35$$

§ 3.3 重新计算前进段的转速和突变点 e

把 $e_0 = 0$ ， $e_1 = e_3 = i_1 i'_2 = 0.336$ ， $n_0 = 2300$ ， $n_{b4} = 3824.3$ ， $k = 2.9$ ， $i_4 = 1.74$ ， $i_5 = 2.50$ ， $i_6 = 1$ 代入式 3-1～式 3-8 中，得出各段的转速和突变点的数值，列表 3-1 如下：

表 3-1 各段的转速和突变点

$n_{b0} = 375.06$	$e_0 = 0$
$n_{b1} = 529.95$	$e_1 = 0.336$
$n_{b2} = 863.35$	$e_2 = -0.27$
$n_{b3} = 1619.72$	$e_3 = 0.336$
$n_{b4} = 3824.3$	$e_0 = -0.929$

由（表 3-1）可根据（式 3-6）算出高速级的传动比 $i_7 = \frac{n_0}{n_{b3}} = \frac{2300}{1619.72} = 1.42$ ，

从而根据中心距配高速级齿轮齿数，得 $z_{13} = 26$ ， $z_{14} = 37$

由以上参数可以画出变速器输出转速与 e 的关系特性图（如图 3-1）。

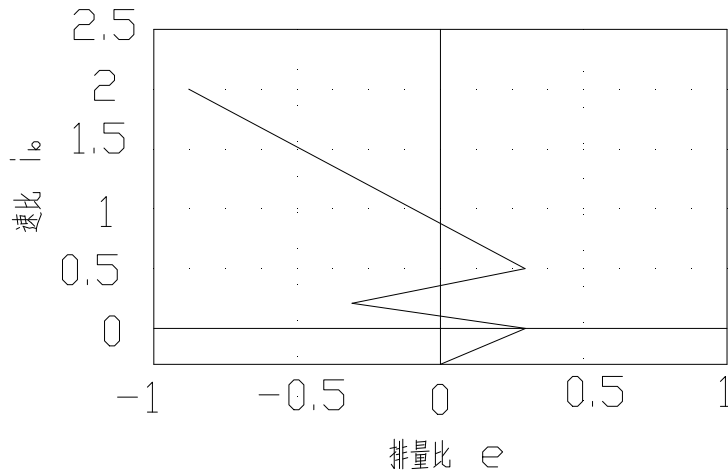


图 3-1 各段变速器输出转速与 e 的关系特性图

§ 3.4 倒挡的计算

由传动方案可知倒挡与前进挡具有相同的传动方式，列出各端传动方程式如下：

$$n_{b0} = \frac{(k + \frac{e_0}{i_1 i_2}) \cdot n_0}{(1 + k) \cdot i_{\text{倒}}} \quad (\text{式 3-9})$$

$$n_{b1} = \frac{(k + \frac{e_1}{i_1 i_2}) \cdot n_0}{(1+k) \cdot i_{\text{倒}}} \quad (\text{式 3-10})$$

$$n_{b1} = \frac{(k+1 - \frac{e_1}{i_1 i_2}) \cdot n_0}{ki_{\text{倒}}} \quad (\text{式 3-11})$$

$$n_{b2} = \frac{(k+1 - \frac{e_2}{i_1 i_2}) \cdot n_0}{ki_{\text{倒}}} \quad (\text{式 3-12})$$

由式 $v = 0.377 \cdot \frac{n_0 \cdot r}{i_g \cdot i_0 \cdot i_m}$ ，将 $i_0 = 2.73$ 、 $i_m = 6.091$ 、 $r = 0.346$ 、 $v_{\min} = 2$ 、

$v_{\max} = 6$ 及 $n_b = \frac{n_0}{i_g}$ 代入可得

$$n_{b0} = 254.96, \quad n_{b2} = 764.87, \quad i_{\text{倒}} = 6.82$$

取倒档为二级传动，取 $i = \sqrt[3]{6.82} = 2.61$ ，根据东方红 1302R 生产线选取第一轴与中间轴的中心距 $A_2 = 185$ ，取模数 $m = 5$ ，试取 $z_{15} = 23$ ， $z_{16} = 51$ ， $z_{17} = 40$ ， $z_{18} = 44$ ，

$$\text{则 } i_{\text{倒}} = \frac{44 \times 51}{23 \times 40} = 2.431$$

，将以上结果代入（式 3-9）～（式 3-12），

表 3-2 倒档各段的转速和突变点

$n_{b0} = 262.44$	$e_0 = -0.60$
$n_{b1} = 338.18$	$e_1 = 0.336$
$n_{b2} = 764.87$	$e_2 = -0.94$

令 $e_0 = -0.60$ 可得得出各段的转速和突变点的数值，列表 3-2 如右图：

§ 3.5 计算各段的功率分流比

通过前面的分析可知， HM_1 和 HM_3 具有相同的液压功率分流比表达式， HM_2 和 HM_4 具有相同的液压功率分流比表达式。各段液压功率分流比的公式如下：

1) HM_1 和 HM_3 段

$$\rho = -\frac{M_s n_s}{M_d n_d} = \frac{e}{k \cdot i_1 \cdot i_2 + e} \quad (\text{式 3-13})$$

2) HM_2 和 HM_4 段

$$\rho = -\frac{M_s n_s}{M_d n_d} = -\frac{e}{(1+k) \cdot i_1 \cdot i_2 - e} \quad (\text{式 3-14})$$

把表 3-1、表 3-2 中前进档、倒退档各段的转速和突变点各端 e 的变化范围代入以上两式，可得各段液压功率分流比，列表 3-3 如下：

表 3-3 各段液压功率分流比

档位	速度特性 e	功率分流比 ρ
前进 HM_1 段	0~0.336	0~24.32%
前进 HM_2 段	0.336~-0.273	-32.45%~17.34%
前进 HM_3 段	-0.27~0.36	-39.33%~24.32%
前进 HM_4 段	0.336~-0.929	32.45%~41.92%
倒档 HM_1 段	0~0.336	0~24.32%
倒档 HM_2 段	0.336~-0.94	-32.45%~41.11%

用图形表示如图 3-2

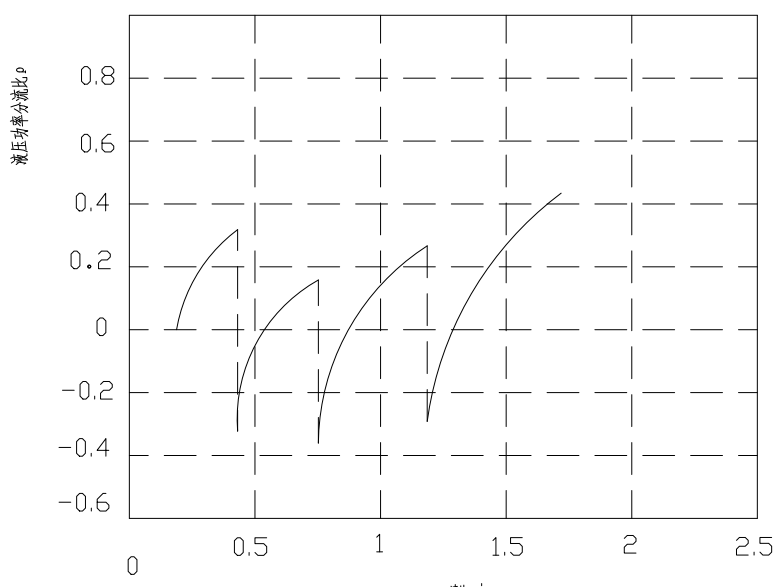


图 3-2 各段液压功率分流比

第四章 齿轮的校核

齿轮是变速器的极其重要的零件，没有齿轮变速器就不能实现变速（针对本变速器而言）。齿轮的寿命直接关系的变速器的寿命，所以齿轮的寿命和强度是至关重要的。拖拉机的工作环境恶劣，对变速器的要求更高。所以变速器设计的合理与否对拖拉机影响很大。齿轮的校核是对齿轮的强度和寿命进行理论的计算，这些计算都是根据经验公式进行的，它和实际很接近。通过前面计算，将各档位齿轮参数列表 4-1 如下

表 4-1 各挡齿轮齿数

段位	液压马达-液压泵 段			低速级			高速 级	倒档	
齿数	$z_1 = 43$	$Z_3 = 48$	$Z_5 = 42$	$Z_7 = 23$	$Z_9 = 40$	$Z_{11} = 42$	$Z_{13} = 26$	$Z_{15} = 23$	$Z_{17} = 40$
齿数	$z_2 = 27$	$Z_4 = 30$	$Z_6 = 36$	$Z_8 = 20$	$Z_{10} = 60$	$Z_{12} = 42$	$Z_{14} = 37$	$Z_{16} = 51$	$Z_{18} = 44$

§ 4.1 低速级齿轮的校核

由前面计算已知 $m=5$ $Z_7 = 23$ $Z_8 = 40$

传动比为 $i_7 = \frac{40}{23} = 1.74$

齿宽 $b = \phi_d \cdot D_{f11} = 0.2 \times 23 \times 5 = 23mm$

§ 4.1.1 校核齿面的接触强度

$$\delta_H = Z_E \times Z_H \times Z_\epsilon \sqrt[3]{\frac{F_c \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta (u+1)}{b \cdot d \cdot u}} \leq \delta_{Hp}$$

$$\text{而 } \delta_{Hp} = \frac{\delta_{H\lim}}{\delta_{H\min}} = \frac{\delta_{H\lim} \cdot Z_N \cdot Z_\omega}{\delta_{H\lim}}$$

查图表 9—4 $\delta_{H\min} = 1400$

查图表 9—12 $z_N = 1.15$

$$\sigma_{HP} = \frac{1400 \times 1.15 \times 1.1}{1} = 1771 \text{ MPa} \quad \delta_H = Z_E \times Z_H \times Z_\varepsilon \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta (u+1)}{b \cdot d \cdot u}}$$

查图表 9—32 $Z_E = 189.8$

查图表 9—8 $Z_H = 2.51$

查图表 9—11 $Z_\varepsilon = 0.75$

$$\text{由 } \varepsilon_\alpha = [Z_1 \cdot (\tan \alpha_1 - \tan \alpha) + Z_2 (\tan \alpha_2 - \tan \alpha)] / 2 \pi = 1.204$$

$$F_t = \frac{2000T}{d} = \frac{2000 \times 440}{115 \times 1.74} = 4379.8 \text{ N}$$

由表 9—29 $K_A = 1.5$

由图 9—6 $K_V = 1.56$

由表 9—30 $K_\alpha = 1.06$

由图 9—7 $K_\beta = 1.02$

$$\sigma_H = 189.8 \times 2.51 \times 0.75 \times \sqrt{\frac{4379.8 \times 1.5 \times 1.56 \times 1.06 \times 1.02 \times 2.42}{115 \times 23 \times 1.74}} = 862.46 \text{ MPa} \leq 1771 \text{ MPa}$$

§ 4. 1. 2 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot F_A \cdot K_V \cdot k_\alpha \cdot K_\phi \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}{b \times m_f} \leq \sigma_{FP}$$

由图 9—4 $\sigma_{F\lim} = 500$

由图 9—10 $Y_n = 1.3$

图 9—17 $Y_X = 0.85$

由图 9—31 $S_{F\min} = 1$

由图 9—18 $Y_{sr} = 0.92$

$$\sigma_{FP} = \frac{500 \times 1.3 \times 0.85}{0.92 \times 1} = 600 \text{ MPa} \quad \sigma_F = \frac{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta}{bm_f} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

由图 9—3 $Y_F = 2.7$

由图 9—14 $Y_\varepsilon = 1.32$

由图 9—15 $Y_\beta = 0.95$

$$\sigma_{FP} = \frac{4379.8 \times 1.5 \times 1.56 \times 1.06 \times 1.02}{23 \times 15} \times 2.7 \times 0.82 \times 1 = 71.11 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP}$$

故低速级齿轮安全

§ 4. 2 倒挡第一级齿轮传动的校核

$$m=5 \quad Z_{15}=23 \quad Z_{16}=51 \quad \text{传动比为} \quad i_7 = \frac{51}{23} = 2.217$$

$$b = \phi_d \cdot D_{f11} = 0.2 \times 23 \times 5 = 23mm$$

§ 4.2.1 校核齿面的接触强度

$$\delta_H = Z_E \times Z_H \times Z_\varepsilon \sqrt[2]{\frac{F_c \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta (u+1)}{b \cdot d \cdot u}} \leq \delta_{Hp}$$

$$\text{而 } \delta_{Hp} = \frac{\delta_{H \lim}}{\delta_{H \min}} = \frac{\delta_{H \lim} \cdot Z_N \cdot Z_\omega}{\delta_{H \lim}}$$

$$\text{查图表 9—4} \quad \delta_{H \min} = 1500 \quad \text{查图表 9—12} \quad z_N = 1.15$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1500 \times 1.15 \times 1.1}{1} = 1897.5 MPa$$

$$\delta_H = Z_E \times Z_H \times Z_\varepsilon \sqrt[2]{\frac{F_c \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta (u+1)}{b \cdot d \cdot u}}$$

$$\text{查图表 9—32} \quad Z_E = 189.8 \quad \text{查图表 9—8} \quad Z_H = 2.5$$

$$\text{查图表 9—11} \quad Z_\varepsilon = 0.8862$$

$$\text{由 } \varepsilon_\alpha = [Z_1 \cdot (\tan \alpha_1 - \tan \alpha) + Z_2 (\tan \alpha_2 - \tan \alpha)] / 2\pi = 1.204$$

$$F_t = \frac{2000T}{d} = \frac{2000 \times 440}{115 \times 2.43} = 3149.04 N$$

$$\text{由表 9—29} \quad K_A = 1.5 \quad \text{由图 9—6} \quad K_V = 1.15$$

$$\text{由表 9—30} \quad K_\alpha = 1.1 \quad \text{由图 9—7} \quad K_\beta = 1.206$$

$$\sigma_H = 189.8 \times 2.51 \times 0.75 \times \sqrt{\frac{3149.06 \times 1.5 \times 1.56 \times 1.1 \times 1.206 \times 3.21}{115 \times 23 \times 2.21}} = 827 MPa \leq 1897.5 MPa$$

§ 4.2.2 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{F_c \cdot F_A \cdot K_V \cdot k_\alpha \cdot K_\phi \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}{b \times m_f} \leq \sigma_{Fp}$$

$$\text{由图 9—4} \quad \sigma_{F \lim} = 500 \quad \text{由图 9—10} \quad Y_n = 1.3$$

$$\text{图 9—17} \quad Y_X = 0.85 \quad \text{由图 9—31} \quad S_{F \min} = 1$$

$$\text{由图 9—18} \quad Y_{sr} = 0.92$$

$$\sigma_{FP} = \frac{500 \times 1.3 \times 0.85}{0.92 \times 1} = 600 MPa \quad \sigma_F = \frac{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta}{bm_f} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

由图 9—3 $Y_F = 2.95$ 由图 9—14 $Y_\varepsilon = 0.706$

由图 9—15 $Y_\beta = 1$

$$\sigma_{FP} = \frac{3149.06 \times 1.5 \times 1.56 \times 1.06 \times 1.02}{23 \times 15} \times 2.95 \times 0.706 \times 1 = 56.58 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP}$$

故倒档齿轮是安全的

§4.3 各段齿轮参数

通过对齿轮的校核可知所有齿轮都满足强度要求，列出各段齿轮基本参数如表 4-2:

表 4-2 每个齿轮的基本参数

齿轮 编号	模数 (mm)	齿 数	h_a^*	c	α	分度圆 直径 (mm)	齿顶圆直 径 (mm)	齿根圆直 径 (mm)	齿宽 (mm)
z_1	5	43	1	0.25	20°	215	225	202.5	23
z_2	5	27	1	0.25	20°	135	145	122.5	23
z_3	5	48	1	0.25	20°	240	250	227.5	23
z_4	5	30	1	0.25	20°	150	160	137.5	23
z_5	5	42	1	0.25	20°	210	220	197.5	23
z_6	5	36	1	0.25	20°	180	190	167.5	23
z_7	5	23	1	0.25	20°	115	125	102.5	28
z_8	5	40	1	0.25	20°	200	210	187.5	28
z_9	5	24	1	0.25	20°	120	130	107.5	28
z_{10}	5	60	1	0.25	20°	300	310	287.5	30
z_{11}	5	42	1	0.25	20°	210	220	197.5	28
z_{12}	5	42	1	0.25	20°	210	220	197.5	30
z_{13}	5	26	1	0.25	20°	130	140	117.5	28
z_{14}	5	37	1	0.25	20°	185	195	172.5	30
z_{15}	5	23	1	0.25	20°	115	125	102.5	28
z_{16}	5	51	1	0.25	20°	255	265	242.5	30

z_{17}	5	40	1	0.25	20°	200	210	187.5	28
z_{18}	5	44	1	0.25	20°	220	230	207.5	30

第五章 离合器的选择

离合器是一种可以通过各种操控方式，实现主从动部分在同轴线上传动运动和动力时具有结合或分离功能的装置。离合器有各种不同的用途，在本次设计中，离合器作用在于控制各段齿轮的啮合，它可以根据各工况的要求实现接合或分离，以改变传动件的工作状态，达到改变传动比的目的。因此，离合器对于机械液压式无级变速器邮政极其重要的地位。

本次设计的是湿式摩擦离合器，湿式摩擦离合器因有油液的润滑和冷却作用，有效地控制了摩擦表面的温度并可以显著减少摩擦表面的磨损，因此它对提高离合器的可靠性和使用寿命有显著的效果，使用寿命可达干式离合器的 5—6 倍。所以湿式摩擦离合器可以适应恶劣的工作条件（频繁的结合，重负荷下起步等）下使用。湿式摩擦表面的摩擦系数较小，但由于湿式可大大提高许用比压，因此可通过增加压紧力使摩擦片的尺寸减少，仅增加了操纵力故应用比较广泛。

§ 5.1 行星轮系离合器的计算

§ 5.1.1 离合器 C1 的计算

由行星齿轮的结构选定离合器内外径：

$$D_2 = 174 \quad D_p = 212 \quad D_1 = 250$$

$$T_t = 9550 \times \frac{106}{2300} \times \frac{1}{3} = 146.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{计算转矩} \quad T_C = \beta T_t = 146.7 \times 1.5 = 220 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{摩擦片的对数:} \quad m \geq \frac{8T_C}{\pi(D_1^2 - D_2^2)D_p\mu P_p}$$

摩擦片的材料选用铜基粉末冶金，由表 6—3—17 得 $\mu = 0.1$

$$P_p = 400 \quad \therefore m \geq \frac{8 \times 220 \times 10^3}{\pi(25^2 - 17.4^2) \times 21.2 \times 400 \times 0.1} = 2.1 \quad \text{取} \quad m = 4$$

$$\text{许用转矩的传递} \quad T_{CP} = \frac{1}{8\beta} \pi(D_1^2 - D_2^2)D_p \cdot m \cdot \mu \cdot P_p \cdot K_1 \cdot K_T$$

查表 6—3—32 得 $K_1 = 0.79$ $K_V = 1.28$ $K_T = 1$

代入计算得 $T_{CP} = 515.6 \geq 366.7$

压紧力的计算 $Q = \frac{2T_C}{D_p \mu m} = \frac{220 \times 2 \times 10^3}{116 \times 0.14 \times 10} = 2.7 \times 10^4 N$

摩擦的压强 $P = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} = 25.35 \leq 28$

摩擦离合器的摩滑功和发热量的计算：

$$A_m = \frac{J_1 J_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2(J_1(1 - \frac{T_t}{T_C}) + J_2(1 - \frac{T_0}{T_C}))}$$

一次终了时的平均温度 $t_p = t_0 + \delta t = t_0 + \frac{\alpha_1 A_m}{mc}$

一次终了时多盘离合器接合时的温升 $\delta t = \frac{\alpha_1 A_m}{mc} \leq \delta t_p$

用油冷却的湿式离合器循环油的温升为 $\delta t = \frac{\sum A_m}{60 \rho_c q} \leq \delta t_p$

§ 5.1.2 离合器 C2、C3、C4 的计算

同理§5.1.1，查«机械设计手册»选取合适系数，分别计算出离合器 C2、C3、C4 的各项参数，列表 4-1 如下：

表 5-1 行星轮系离合器的基本参数

离合器	外径	内径	平均直径	摩擦片数
C2	$D_1 = 360$	$D_2 = 290$	$D_p = 325$	M=6
C3	$D_1 = 380$	$D_2 = 290$	$D_p = 330$	M=6
C4	$D_1 = 250$	$D_2 = 174$	$D_p = 212$	M=4

§ 5.2 前进、倒档离合器的计算

前进档分为高速级和低速级，各级的离合器因为承受的转矩不同而在尺寸、承载等参数上存在差异。计算方法如§4.1.1，将各离合器计算结果列表 5-2 表示如下

离合器	外径	内径	平均直径	摩擦片数
C5	$D_1 = 186$	$D_2 = 115$	$D_p = 168$	M=14
C6	$D_1 = 184$	$D_2 = 138$	$D_p = 161$	M=10
C7	$D_1 = 196$	$D_2 = 165$	$D_p = 180$	M=14

表 5-2 行星轮系离合器的基本参数

第六章 液压传动系统的选择

液压传动系统通常有三种类型：定量泵-定量马达，变量泵-定量马达，变量泵-变量马达。定量泵-定量马达传动形式采用溢流调速，液压损失大，且不容易实现自动控制，但结构比较简单；变量泵-定量马达传动形式采用变量泵容积调速，液压损失小，可实现自动控制；变量泵-变量马达传动形式泵和马达都采用变量容积调速，调速范围宽，从而可用简单的差动轮系结构及较少的调速段实现较宽范围的无极调速。考虑到液压元件的成本问题，本设计采用变量泵-定量马达构成的液压传动系统。

§ 6.1 液压马达的选择

根据设计任务书所给已知条件，发动机标定功率 $P_e=106\text{Kw}$ ，转速 $n=2300\text{r/min}$ ； $T_e=9549 \times 106 / 2300 = 440.13$

行星轮各构件传递扭矩比为 $T_s:T_c:Tr=1:K:-(k+1)=1:2.9:-3.9$

液压马达的排量计算：

1) 行星架输出时， $T_s = \frac{1}{k} \cdot T_c$ ，当 T_c 最大时 T_s 最大，则有：

$$T_{s\max} = 440.13 / 2.9 = 142.44 \quad , \quad \text{液 压 马 达 输 出 扭 矩}$$
$$M_e = T_s / i_2 = 142.44 / 0.55 = 258.98$$

2) 齿圈输出时， $M_e = T_s / i_2 = 107.61 / 0.55 = 195.66$

∴ 马达所需最大转矩 $M_e = 258.98$

$$\text{马达排量 } v_g = \frac{258.98 \times 2\pi}{40} = 40.66 \quad ,$$

故选用 90 系列 042MF 的轴向柱塞马达。

§ 6.2 液压泵的选择

同理 § 6.1，液压泵的排量计算方法不变，可根据排量选取 90 系列 042MF 的柱塞变量泵。

第七章 结论

- (1) 液压机械无级变速器是一种新型的无级变速传动装置。该装置变速范围宽，传递功率大，效率高，传动平稳，能很好的适应拖拉机复杂多变的作业工况。
- (2) 液压传动与机械传动相结合，实现拖拉机的无级变速，使发动机始终工作在最大功率点且不受负载变化的影响，有利于提高拖拉机的作业效率和燃油经济性

参考文献

- [1] 徐立友, 志立, 张明柱, 李言. 拖拉机液压机械无级变速器的特性分析. 中国农业大学学报, 2006, 5
- [2] 张明柱, 周志立, 徐立友. 农业拖拉机用多段液压机械无级变速器设计[J]. 农业工程学报, 2003, 19(6):118—121
- [3] 田全忠. 液压机械传动在大功率拖拉机上的应用分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2001, 2: 31—33
- [4] 郭晓林, 苑士华, 张银彩, 胡纪滨, 杨树军. 等比式液压机械无级变速器设计与仿真. 机床与液压, 2006, 8
- [5] 徐立有, 周志立, 张明柱, 李言. 拖拉机液压机械无级变速器设计. 农业工程学报, 2006,
- [6] 侯国勇, 苑士华. 液压机械无级变速器的速比调节规律研究. 工程机械, 2004, (6)
- [7] 田全忠, 陈树声, 查正维, 史金钟. 液压机械无级变速传动系统计算和分析. 拖拉机与农用运输车, 2005, 6
- [8] 徐立有, 周志立, 张明柱, 李言. 拖拉机液压机械无级变速传动系统与发动机的合理匹配. 农业工程学报, 2006, 9
- [9] 孙桓, 陈作模主编. 机械原理. 第六版. 高等教育出版社, 2001
- [10] 胡纪滨, 赵然, 丛振刚. 液压机械无极传动的自动控制研究. 北京理工大学学报, 2002, 8
- [11] 蒋小华, 秦大同, 胡建军. 液力机械自动变速传动综合控制策略. 重庆大学学报, 2006, 27 (9): 1-9
- [12] 余荣耀, 孙冬野, 秦大同. 机械自动变速系统动力性换挡控制规律. 农业机械学报, 2006, 37 (4): 1-4
- [13] 郭立书, 葛安林, 张泰, 岳英杰. 电控机械式自动变速器换挡过程控制. 农业机械学报, 2003, 34 (2): 1-3
- [14] 吉林工业大学, 北京农机学院, 洛阳农机学院, 湖北农机学院, 镇江农机学院, 河北工学院 合编. 拖拉机地盘结构设计图册. 机械工业出版社. 1974

- [15] 重型车辆自动变速技术及发展趋势. 重庆大学学报(自然科学版), 2003, 26 (10): 10-14
- [16] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计. 北京: 机械工业出版社, 1993
- [17] 田全忠. 液压机械传动在大功率拖拉机上的应用分析. 拖拉机与农用运输车, 2001, 2: 31-33
- [18] 张月相, 赵英君. 汽车自动变速器原理与检修. 哈尔滨: 黑龙江科学技术出版社, 2005
- [19] 车辆传动系统分析
- [20] 机械设计手册编委会. 机械设计手册. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2004 年

致 谢

在学院领导，指导老师的帮助和指导下，为期十周的毕业设计结束了。院里给我们提供了设计教室，创造了良好的设计环境。设计过程中，指导老师给我们充分的督促和鼓舞，督促我们的设计工作，检查我们的设计进度，使我们的设计能够很好的完成。

在准备资料的过程中，图书馆的教职工总是不厌其烦的提供他们的热情帮助。在此感谢他们为我们提供了一个良好的查询资料的环境。

最后，还要感谢这两年中，指导、教育过我的各位老师和领导，通过这两年教育和指导，我掌握了不少新的知识。它必将为我以后步入社会，踏上工作岗位打下了良好的基础，在此再次表示衷心的感谢！

由于能力和水平有限，设计中难免有一些不足之处，希望大家不吝指便能及时的发现和改正错误，使我不断的得以提高和进步