

第 1 章 绪 论

1.1 选题的目的和意义

随着世界经济的不断发展,人们对施工质量的不断提高以及现代环保意识的不断增强,商品混凝土应运而生。商品混凝土的发展从根本上改变了传统上工地自制混凝土,用翻斗车或自卸车进行输送,就近使用的落后生产方式,建立起一种新的生产方式,即许多施工工地所需要的混凝土,都由专业化的混凝土工厂或大型混凝土搅拌站集中生产供应,形成以混凝土制备地点为中心的供应网。由于混凝土工厂便于应用现代电子技术,使用计算机控制生产,可以得到精确配比和均质拌合的混凝土,使混凝土质量大大提高,所以对于整个施工工程起到良好的促进作用。但是混凝土的商业化生产,势必把混凝土从厂站输送到各个需求工地,工地之间的距离不等,有些供应点甚至很远。当混凝土的输送距离(或输送时间)超过某一限度时,仍然使用一般的运输机械进行输送,混凝土就可能在运输途中发生分层离析,甚至初凝现象,严重影响混凝土质量,这是施工所不允许的。因此,为适应商品混凝土的输送,发展了一种混凝土专用运输机械——混凝土搅拌运输车。它兼有载运和搅拌混凝土的双重功能,可在运送混凝土的同时对其进行搅拌或搅动,因此能保证输送的混凝土质量,允许适应延长运距(或运送时间)。搅拌运输车主要由底盘、取力器、搅拌筒、搅拌筒驱动装置(减速器、液压传动部分)、供水系统、进料及出料系统卸料溜槽、卸料振捣器、操纵系统等组成。

而搅拌筒驱动装置是搅拌运输车的核心部件,其工作原理是将液压马达输出的转矩,通过减速器平稳可靠地以一定转速传递给搅拌筒,对混

凝土进行搅拌；卸料时，减速器反转，混凝土被筒内螺旋叶片搅动，均匀卸出。并且可保证混凝土搅拌运输车满载预拌混凝土的搅拌筒在整个运输过程中都转动，且不受汽车发动机工作转速变化、以及车辆的行走速度的影响，从而避免运输过程中出现因道路变化而使汽车速度频繁变化而导致搅拌筒的搅拌速度忽高忽低，筒内混凝土流动不均匀，从而产生严重的离析，坍塌度变大，破坏混凝土品质。因此，搅拌筒的驱动装置设计就尤为重要了。

1.2 国内外研究发展状况

1.2.1 从传动方式分析

在 70 年代以前生产的运输车，其搅拌筒的传动几乎都是采用链轮链条。因为输送车在承载运输时，用于承载搅拌筒的底盘，会随着路面的起伏而产生变形，所以搅拌筒的末级传动就只能柔性连接，才能免除底盘的变形对搅拌筒的影响。但是对于在开式传动的链条寿命，在正常使用条件下，一般只有 3 年左右，而且平时还必须对其进行润滑和保养，为了对这一薄弱环节进行改进，80 年代初经过试验和改革，开始推广搅拌筒直接驱动的结构。即为现在大多数搅拌车都已经采用的液压传动。目前主要有两种方式：一种是通过发动机驱动液压泵、液压马达，然后直接驱动搅拌筒，而不需要机械的减速机构的全液压驱动方式，另一种也是通过发动机驱动液压泵、液压马达，所不同的是液压马达必须通过机械的减速机构驱动方式，被称作液压—机械传动。从搅拌车的工况特点来看，全液压系统是最为理想的，它不但可使整个传动系统在结构和工作性能和工作性能上比较完善，而且由于省去了机械部分而使结构更加紧凑轻巧。但这种系统因搅拌筒终端驱动所需的低速大扭矩液压马达和相应的连接装置尚未完善解决，暂时还没有办法应用。而液压机械传动系统与全机械式传统系统相比，在结构上更趋合理，所以现在被广泛的应用。

1. 2. 2 从搅拌车产地方面分析

现今混凝土搅拌车以产地来区分，有以下 3 种类型：一是用国产汽车底盘，如山东斯太尔、内蒙奔驰、重庆红岩等重型车底盘，安装利用引进技术生产的驱动装置及国产混凝土贮罐。这样的配置较低，配件供应有保障，修理费用也较低，但使用中的故障率较高。二是底盘和驱动装置进口，其他在国内生产安装。这种车型的底盘可以采用日本产三菱、五十铃、日产、日野、或欧洲产奔驰、沃尔沃、依维柯、等 15t 级的汽车底盘；驱动装置的关键部件如液压泵、液压阀、液压马达等从国外名牌厂家进口；其他如混凝土贮罐等在国内生产组装。这样的配置价格高于全国产，但系统的可靠性较高，由国内生产厂家提供技术支援，配件供应可以保证，性能价格比较高，因此在国内得到比较广泛的采用。三是全进口车，质量无可非议，但价格昂贵、配件昂贵、技术服务部应及时；还有一些在东南亚拼装生产的杂牌车则质次价高，配件及服务均无障碍。

虽然上面所述的第二个产地的混凝土搅拌运输车在国内比较受欢迎，但是问题也显而易见：核心部件—搅拌筒驱动装置完全靠进口，国内企业缺乏制造和产品的研发能力，这大大的提高了产品的成本。所以混凝土搅拌运输车的核心部件研发方面的空白急需弥补，这就是未来几年的研究方向。

1. 3 设计的要求

搅拌筒驱动装置的具体要求包括：首先应满足混凝土搅拌运输车的功能要求，还要满足工作可靠、传动精度高、体积小、结构简单、尺寸紧凑、重量轻、成本低、工艺性好、使用和维护方便等要求。

1. 4 论文研究的主要内容

1) 通过对混凝土搅拌输送车的市场调研，了解国内外搅拌车传动部分的发展现状及趋势。

2) 搅拌车传动部分研究及设计。借鉴其他行业减速器、液压回路的先进技术，参考同行业的设计产品，通过对液压驱动系统和减速器的主要实现方案进行对比研究，得出最佳的液压驱动系统，并对液压系统进行了参数的匹配设计、计算、校核以及根据市场的具体情况对系统各元件进行选型。

3) 搅拌筒恒速控制系统研究。通过对比目前存在的各种恒速控制形式，并从控制性能、控制方案可实现性、性价比等多个方面进行了对比研究，最终确定出在目前情况下最合适的恒速控制方案。

4) 搅拌车液压驱动系统的冲击问题研究。通过测试重点分析了冲击问题产生的原因以及采取何种措施能够方便、有效的解决系统的冲击问题。

第二章 混凝土搅拌运输车简介

混凝土搅拌运输车是一种用于长距离输送混凝土的机械设备。它是在载货汽车或专用运载底盘上安装一种独特的混凝土搅拌装置，兼有运载和搅拌混凝土的双重功能，可以在运送混凝土的同时对其进行搅拌或搅动，以保证混凝土通过长途运输后，仍不致产生离析现象。

目前使用的汽车式混凝土搅拌运输车可以实现混凝土的搅动输送和混凝土拌和料的搅拌输送方式。一般的施工工地都设有混凝土搅拌站，所以多用预拌混凝土搅动输送的工作方式，搅拌筒做大约 $1-3\text{r/min}$ 的低速转动，输送的平均运距在 $8-12\text{km}$ 较为合适，输送时间过长，会使混凝土坍塌度降低过多，出料困难。

2.1 搅拌车分类

混凝土搅拌运输车已按装载容量的大小形成系列，按搅拌筒公称容量大小而言，搅拌车可区分为 2.5、4、5、6、7、8、9、10、 12m^3 等 10 个档次；相对于搅拌筒的几何容积来说，混凝土料的充盈率一般为 55-60%。通常，按公称容积分为一下三种：

- 1) 轻型，公称容积为 2.5 m^3 以下，由翻斗车或普通载重卡车为底盘改装而成。
- 2) 中型，公称容积为 $4-6\text{ m}^3$ ，由重型载重卡车为底盘改装而成。
- 3) 重型，公称容积为 9 m^3 以上，由大功率三轴式重型卡车为底盘制成。

虽然不同的机型在结构上有差异，但从基本结构上来看，他们都是有相对独立的混凝土搅拌装置(又称上车)和运载底盘(又称下车)两大部分组成，因此，按上述两基本组成部分的主要特征，又可将混凝土搅拌运输车作如下分类：

- 1) 按运载底盘结构形式分，有普通载货汽车底盘和专用半拖挂式底盘两种类型。

2) 按混凝土搅拌装置传动形式分, 有机械传动的混凝土搅拌输送车、液压传动的混凝土搅拌输送车和机械—液压传动的混凝土搅拌输送车。

从国内外资料来看, 大量使用的中轻型容量 ($3\sim 8\text{ m}^3$) 搅拌输送车均为重型载重汽车底盘、机械—液压传动的混凝土搅拌输送车, 采用机械传动的只有 3 m^3 以下的搅拌输送车, 而采用半拖式专用底盘只有 12 m^3 或更大容量的搅拌输送车。

本文设计的 8 m^3 搅拌运输车即采用载重汽车底盘、机械—液压传动系统。

2.2 搅拌车技术要求

混凝土搅拌输送车与其它输送车辆的明显区别在于其满载预拌混凝土的搅拌筒在整个运输过程中都必须转动, 分别完成正转进料或反转卸料以及途中搅动。输送车的恒速传动要求实际上可归结为在运输混凝土的途中搅拌筒的转动(即搅动)应当做到“一转二慢三恒速”。

转, 指的是在整个运输过程中搅拌筒必须转动。搅拌筒如若停转 10min 甚至更短的时间, 筒内的混凝土就会出现凝结、粘结的情况, 如不及时处理, 将可能造成整筒混凝土报废。

慢, 指的是搅动转速要慢。《混凝土搅拌输送车技术条件》(QC/T667-2000) 要求: 输送车从进料到输送卸料完毕, 允许的最长时间为 90min , 且搅拌筒按规定连续运转不大于 300 转。搅拌行驶时, 最高车速不得超过 50km/h 。这里所指的 300 转是一次输送全过程中搅拌筒总的转速。它包括了进料、途中搅动、卸料等多个工况下搅拌筒相应的转数。由于讲究快速进料和卸料, 实际允许途中搅动工况的搅拌筒转速就很低了。各个输送车制造厂均将自家产品的这一指标限定在 $1\sim 3\text{r/min}$ 。籍此即可防止所运混凝土搅拌过熟, 坍塌度损失过大; 又可杜绝行驶过程中因为高速旋转搅拌筒内混凝土造成的对汽车其他部件的损坏, 同时减低在此期间搅拌筒的驱动功率, 具有明显的节能意义, 也有利于发动机功率偏小的输送车加速或爬坡。

恒速, 指的是搅拌筒的搅动转速必须恒定, 不受汽车发动机工作转速变化的影响, 与车辆的行走速度无关, 从而避免运输过程中出现因道路情况变化而使汽车速度频繁变化而导致搅拌筒的搅动转速忽高忽低, 筒内混

凝土流动不均匀，破坏混凝土品质。《混凝土搅拌运输车技术条件》对混凝土均质性有所规定：运输车装入预拌混凝土，在规定的搅动转速和输送时间运送到交货地点后，混凝土质量应符合要求，即混凝土中砂浆密度的相当误差之最大允许差值为 0.8；单位体积混凝土中粗骨料质量的相对误差之最大允许差值为 5%；每罐混凝土的坍塌度差值之最大允许差值为 20mm。无疑，慢而恒定的搅动有助于直接满足上述要求。

2. 3 结构和组成原理

混凝土搅拌运输车由汽车底盘和混凝土搅拌运输专用装置组成。我国生产的混凝土搅拌运输车的底盘多采用整车生产厂家提供的二类通用底盘。运输搅拌车主要由底盘、取力器、搅拌筒（拌筒）、发动机、减速机、液压驱动系统、供水系统、装（进）料及卸（出）料系统、卸料溜槽、卸料振捣器、操作平台、操纵系统及防护设备组成。

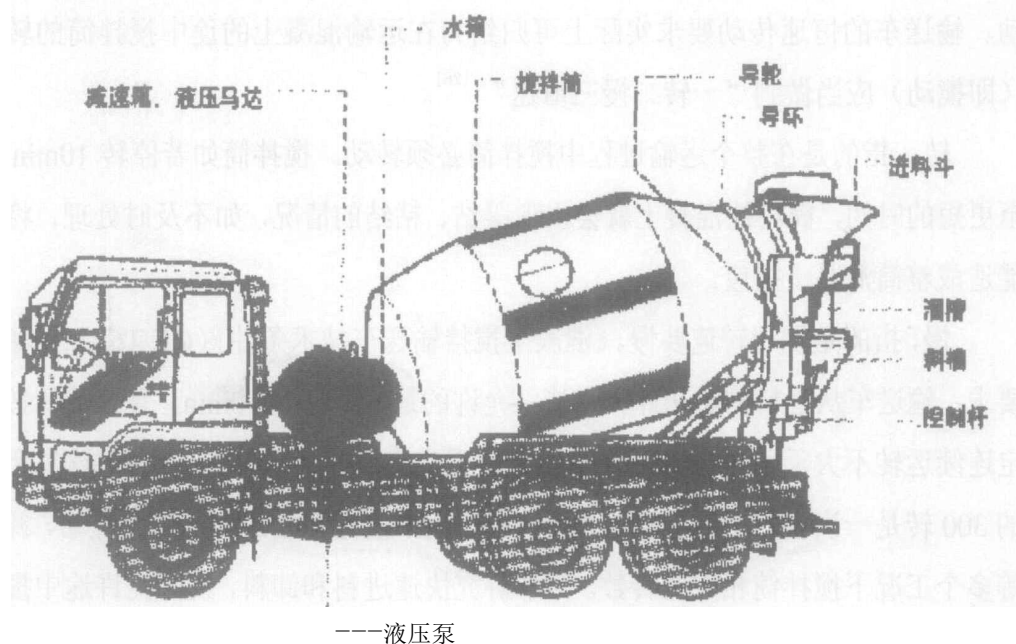


图 2.1 混凝土搅拌运输车的结构组成

其工作原理：通过取力装置将汽车底盘的动力取出，并驱动液压系统的变量泵，把机械能转化为液压能传给定量马达，马达再驱动减速机，由减速机驱动搅拌装置，对混凝土进行搅拌。因此，要求汽车底盘有足够的载重能力和强劲的输出功率：一般要求发动机要有 230kW(300 马力)以上

的功率，装载量为 $6-7\text{ m}^3$ 的混凝土搅拌输送车需选用 6X4 载质量为 15t 级的通用底盘，装载量为 $8-10\text{ m}^3$ 的需选用双前桥 8X4 载质量为 20t 级的底盘，而装载量为 $10-12\text{ m}^3$ 的则要采用 6X4 的牵引车加半挂车的方式。

2.4 搅拌运输车传动部分简介

混凝土搅拌运输车搅拌筒驱动装置主要由行星齿轮减速器、液压传动部分组成，其工作原理是将液压马达输出的转矩，通过减速器平稳可靠地以一定转速传递给搅拌筒，对混凝土进行搅拌；卸料时，减速器反转，混凝土被筒内螺旋叶片搅动，均匀卸出。并且可保证混凝土搅拌运输车满载预拌混凝土的搅拌筒在整个运输过程中都转动，且不受汽车发动机工作转速变化、以及车辆的行走速度的影响，从而避免运输过程中出现因道路变化而使汽车速度频繁变化而导致搅拌筒的搅拌速度忽高忽低，筒内混凝土流动不均匀，从而产生严重的离析，坍塌度变大，破坏混凝土品质。

驱动装置有一套液压系统，根据油液循环的方式不同，液压驱动系统可分为开式循环系统和闭式循环系统，虽然开式系统结构简单，但其能耗大，不经济，油箱容量大且液压油中容易混入空气，导致振动与噪音，因而使用寿命较短，目前在搅拌车上这类系统已逐步被淘汰。考虑到搅拌筒旋转功率大，并综合节能、控制方便等因素，采用闭式系统是合理的，它结构紧凑、油箱体积小、工作稳定，只要保证系统散热和可靠工作即可。液压驱动系统原理图如图 2.2。

搅拌筒的驱动直接从汽车发动机前端飞轮轴通过取力器获取动力，用

斜盘式变量柱塞泵、定量柱塞马达和换向阀共同组成闭式液压调速、换向回路，通过与搅拌筒接合的减速机进行增扭减速，带动搅拌筒转动，搅拌筒转速的改变是通过操纵杆调节变量柱塞泵斜盘的角度来实现的。该系统带有补油泵和集成阀块，补油泵主要负责向主回路提供冷却油液和向主泵伺服变量机构提供低压控制油，集成阀块主要是为系统提供高压溢流保护，防止损坏泵和马达，梭形阀确保工作时给主油路低压区提供一个溢流通道，并由补油溢流阀保持低压区压力，同时溢流油流经马达、泵壳体返回油箱，对泵和马达进行冲洗和冷却。

本文对液压驱动系统只是做一般性的研究，研究的重点是对行星车轮减速器的研究。减速器是混凝土搅拌运输车的核心部件，其工作原理是将液压马达输出的转矩，通过减速器平稳可靠地以一定转速传递给搅拌筒，对混凝土进行搅拌；卸料时，减速器反转，混凝土被筒内螺旋叶片搅动，均匀卸出。这种专用减速器在外形上与传统的减速器有较大差别，要求产品外观简洁、体积小、维护简便，而且由于属于重载、慢速传动系统，工况恶劣，运行中易产生振动、抖动和卡滞现象，因此在产品的动态特性、零部件的强度和刚度以及制造精度等方面要求很高。近年来国内对混凝土搅拌运输车的需求高速增长，但大部分国产搅拌运输车仍然采用国外的减速器产品。所以本设计就显得尤为重要了。

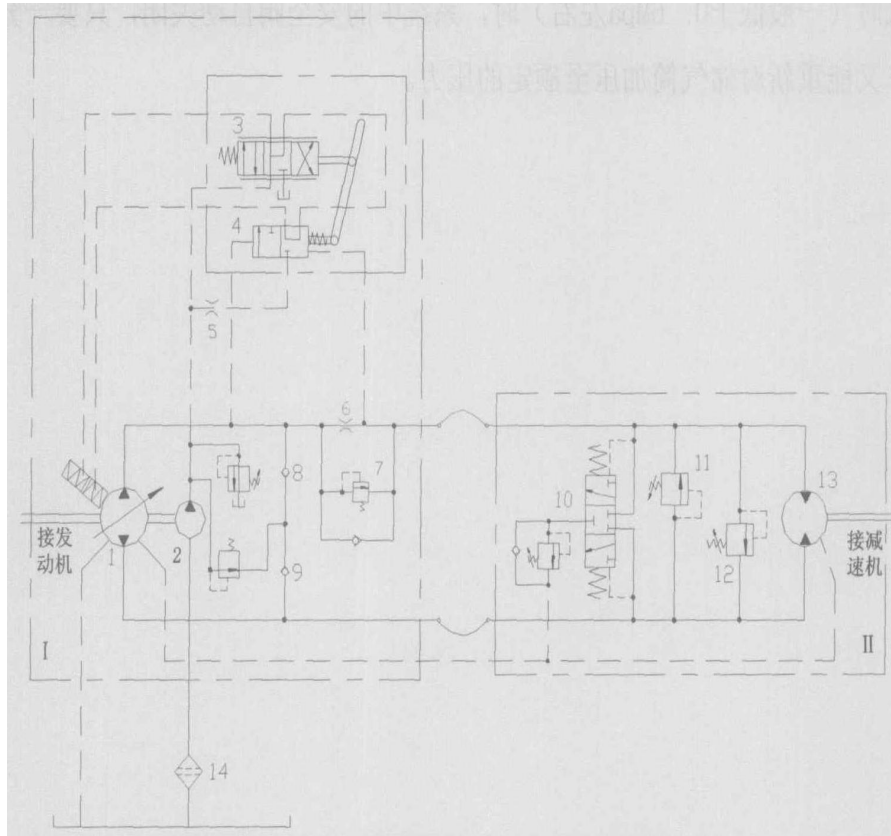


图 2.2

1-主泵 2-补油泵 3-换向阀 4-压力补偿器 5、6-控制节流口 7-顺序阀 8、9-单向阀
10-冲洗阀 11、12-双向过载保护溢流阀 13-液压马达 14-滤油器

第三章 减速器设计

3.1 减速器概述

减速器是一种动力传达机构，利用齿轮的速度转换器，将马达的回转数减速到所要的回转数，并得到较大转矩的机构。

减速器降速同时提高输出扭矩，扭矩输出比例按电机输出乘减速比，但要注意不能超出减速器额定扭矩。降速同时降低了负载的惯量，惯量的减少为减速比的平方。

一般的减速器有斜齿轮减速器(包括平行轴斜齿轮减速器、蜗轮减速器、锥齿轮减速器等等)、行星齿轮减速器、摆线针轮减速器、蜗轮蜗杆减速器、行星摩擦式机械无级变速机等等。按传动级数主要分为:单级、二级、多级;按传动件类型又可分为:齿轮、蜗杆、齿轮—蜗杆、蜗杆—齿轮等。

1)蜗轮蜗杆减速器的主要特点是具有反向自锁功能,可以有较大的减速比,输入轴和输出轴不在同一轴线上,也不在同一平面上。但是一般体积较大,传动效率不高,精度不高。

2)谐波减速器的谐波传动是利用柔性元件可控的弹性变形来传递运动和动力的,体积不大、精度很高,但缺点是柔轮寿命有限、不耐冲击,刚性与金属件相比较差。输入转速不能太高。

3)行星减速器其优点是结构比较紧凑,回程间隙小、精度较高,使用寿命很长,额定输出扭矩可以做的很大。

3.2 液压泵、液压马达的选择计算

3.2.1 搅拌功率的确定

(1)满载驱动阻力矩的确定

因混凝土在搅拌筒内的运动状态比较复杂,目前尚无统一实用的计算方法,我们从数理统计的角度对收集的一些试验数据进行分析、处理,推导出了搅拌阻力矩与搅拌容积关系的经验公式。

搅拌筒驱动阻力矩与搅拌筒搅拌容量的数据表 3.1 与图 3.5。以下搅拌驱动扭矩值均为最大值，并已考虑长时间行驶后(混凝土沉淀)，拌筒启动时的峰值。

搅拌筒驱动阻力矩与搅拌筒搅拌容量的数据表表 3.1

搅拌筒装载容量 (m³)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
搅拌驱动扭矩 (N.m)	12500	17500	23500	30000	36000	42500	46000	52000	56000	58500



图 3.1

由曲线图易知，其接近一条直线，因此可设想：

$$M = C_0 + C_1 \times V$$

式中 M —搅拌筒驱动力矩，Nm；
 V —搅拌筒装载容量，m³；

求其最小二乘拟合式：

$$\begin{bmatrix} \sum 1 & \sum V_i \\ \sum V_i & \sum V_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum M_i \\ \sum V_i \cdot M_i \end{bmatrix}$$

式中 \sum — $\sum_{i=1}^{10}$ 的缩写

解得：

$$\begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2763.64 \\ 5336.36 \end{bmatrix}$$

即： $M=2763.64+5336.36 \times V$

将我们的设计参数—搅拌容积 ($V=8$) 带入上式，得：

$$M=45454.52 \text{ Nm}$$

由前述可知，此值为搅拌筒的峰值扭矩，它出现在搅拌筒满载换向时。根据经验，此值约为稳定工况（搅动运输）的 1.2 倍强，也就是说搅拌筒的稳定工况约小于 37878.77Nm。

(2) 满载搅拌功率的确定

$$N_{\text{满载}} = (2 \times \pi \times n_1 \times M) / (60 \times 1000)$$

式中 N —搅拌筒满载最大驱动功率，KW；

n_1 —搅拌筒最大转速，14rpm；

M —搅拌筒驱动搅拌筒驱动扭矩，Nm；

$$N_{\text{满载}} = (2 \times 3.14 \times 14 \times 45454.52) / (60 \times 1000) = 66.6 \text{ KW}$$

(3) 满载搅动功率的确定

$$N_{\text{搅动}} = (2 \times \pi \times n_2 \times M) / (60 \times 1000)$$

式中 N 搅动—搅拌筒搅动驱动功率，KW；

n_2 —搅拌筒搅动转速，3rpm；

$$N_{\text{搅动}} = (2 \times 3.14 \times 3 \times 45454.52) / (60 \times 1000) = 14.3 \text{ KW}$$

3.2.2 液压马达的选取

(1) 初选系统压力

根据上述计算所得搅拌筒驱动阻力矩，并考虑到搅拌筒需有一定的扭

矩裕度，可知本题减速器的最大驱动扭矩为 60000Nm，减速比类比其他同类产品选为 100: 1。

根据液压马达输出轴的最大扭矩并综合考虑系统性、可靠性、安全性等条件，初步选定液压系统最高持续工作压力为 30Mpa。

(2) 马达的选取及功率、扭矩校核

由减速机的选取可知：

$$n_{m \max} = 14 \times 100 = 1400 \text{rpm}$$

$$M_{m \max} = 37878.77 / 100 = 378.88 \text{Nm}$$

$$q_{m \max} = 6.28 M_{m \max} / \Delta p \cdot \eta_m$$

式中 $n_{m \max}$ — 马达最大输出转速；

$M_{m \max}$ — 马达最大输出扭矩；

$q_{m \max}$ — 马达的最大排量，cc/rev；

ΔP — 马达的进出口压差，即所选的系统压力，Mpa；

η_m — 马达的机械效率， $\eta_m = 0.9$ ；

$$q_{m \max} = 6.28 \times 378.88 / 30 \times 0.9$$

$$= 88.1 \text{cc/rev}$$

根据 ARK — MESSORI 的资料，可以选取 MF89, 最高转速为 2600r/min.

马达功率校核：

$$P = (Q \times D_p \times N_t) / 600$$

式中 Q — 输入流量，L/min；

D_p — 马达最大压降，取 350bar；

N_t — 总效率，取 0.9；

$$P = (89 \times 1400 \times 350 \times 0.9) / 600 = 65.4 \text{KW}$$

马达扭矩校核：

$$M = (1.59 \times V_g \times D_p \times N_{mh}) / 100$$

式中 V_g —排量，cc/rev；

D_p —马达压降，取 300bar；

N_{mh} —机械效率，取 0.95；

$$M = 1.59 \times 89 \times 300 \times 0.95 / 100$$

$$= 403.3 \text{ Nm}$$

(4) 确定系统实际工作压力

由公式：

$$q_{m \max} = 6.28 M_{\max} / \Delta p \cdot \eta_m$$

得：

$$\Delta P = 29.7 \text{ Mpa}$$

3.2.3 液压马达的选取

确定液压泵的最大工作压力，液压泵的工作压力由负载的性质决定。

$$P_{p \max} \geq P_m + \sum \Delta P_m$$

式中 P_m ——液压马达最大工作压力，取最大值 29.7Mpa；

$\sum \Delta P_m$ ——液压泵出口到液压马达的进口之间的沿程损失和局部损失之和，取

$$\sum \Delta P_m = 0.5 \text{ Mpa};$$

$$P_{p \max} \geq P_m + \sum \Delta P_m$$

$$= 29.7 + 0.5 = 30.2 \text{ Mpa}$$

确定液压泵的流量 Q 液压泵的流量按液压马达的最大工作流量和泄漏量来确定。

$$Q = (n \times V_g \times N_{mh}) / 1000$$

$$= (1400 \times 89 \times 0.95) / 1000$$

$$= 118.37 \text{ L/min}$$

$$Q_P > KQ$$

式中 K ——系统泄漏系数， $K=1.1$ ；

$$Q_p > 1.1 \times 118.37 = 130.21 \text{ L/min}$$

从而可得：

$$q_{p \max} = Q_p / n_p = 130.21 / 1400 = 93 \text{ cc/rev}$$

选取 ARK — MESSORI 公司的 PV89 液压泵，排量为 89cc/rev，最高转速为 2600r/min。

液压泵功率校核：

$$\begin{aligned} P &= (Q_p \times D_p) / (600 \times \eta_t) \\ &= (130.21 \times 302) / (600 \times 0.9) \\ &= 72.8 \text{ KW} \end{aligned}$$

液压泵扭矩校核：

$$\begin{aligned} M &= (1.59 \times V_g \times D_p) / (100 \times \eta_{mh}) \\ &= (1.59 \times 89 \times 302) / (100 \times 0.95) \\ &= 450 \text{ Nm} \end{aligned}$$

由于所选主泵、补油泵和换向阀为集成一体的，故选定了主泵也就将补油泵和换向阀确定了。PV89 的标准补油泵压力排量为 18.03 cc/rev，补油压力为 13-25bar，我们取 18bar。

补油泵功率及扭矩校核：

$$Q = (n \times V_g \times \eta_m) / 1000$$

式中 Q —补油泵流量，L/min；

V_g —补油泵排量 18.03cc/rev；

η_m —补油泵机械效率，取 0.95；

n —补油泵转速，1400rpm；

$$\begin{aligned} Q' &= (1400 \times 18.03 \times 0.95) / 1000 \\ &= 24.0 L / \min \\ P' &= (Q' \times D') / (600 \times N'_{\text{t}}) \end{aligned}$$

式中 P' —补油泵功率；

D' —补油泵最大压降，取 18bar；

N'_{t} —补油泵总效率，取 0.9；

$$\begin{aligned} P' &= (24.0 \times 18) / (600 \times 0.9) \\ &= 0.8 \text{ KW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M' &= (1.59 \times V'_g \times D') / (100 \times N'_m) \\ &= (1.59 \times 18.03 \times 18) / (100 \times 0.95) \\ &= 5.43 \text{ Nm} \end{aligned}$$

从功率流程来看，发动机—液压泵+补油泵(73.6KW)—液压马达(66.6KW)—减速器(65.4KW)，功率依次递减，能够满足系统各元件的功率要求；同样，从扭矩流程来看，发动机—液压泵+补油泵(455.43Nm)—液压马达(403.3Nm)—减速器(378.88Nm)，扭矩依次递减，同样也是满足系统要求的。

3.3 减速器原始数据及传动方案的选择

3.3.1 本课题减速器的主要参数和所选车型

混凝土搅拌运输车搅拌筒(罐)的设计容积为 8m^3 ，最大安装角度 12° ，工作转速 $2 \sim 4 \text{ r/min}$ 和 14 r/min (卸料时的反向转速)；减速器设计传动比 100:1，最大输出转矩 60 kNm，要求传动效率高、密封性好、噪声低、互换性强。

选取车型为 SY5280GBJ，底盘为日产柴 CWB536HM、驱动方式 6×4 、整备质量 12300Kg、最大总质量 28500 Kg、外形尺寸为

8340×2490×3700mm、最小离地间隙为 240 mm，满载最高车速 50Km/h，最大爬坡度 36°，发动机型号 RG8-11，发动冷却方式为四冲程水冷 V 形 8 汽缸。

3.3.2 传动方案的确定

3.3.2.1 齿轮传动比较和选择

齿轮传动是以主动轮的轮齿依次推动从动轮来进行工作的，是现代机械中应用十分广泛的一种传动形式。齿轮传动可按一对齿轮轴线的相对位置来划分，也可以按工作条件的不同来划分。

齿轮传动的特点：

齿轮传动与其他传动的比较，具有瞬时传动比恒定工作可靠寿命长效率高可实现平行轴任意两相交轴和任意两交错轴之间的传动，适应的圆周速度和传递功率范围大。但齿轮传动的制造成本高低精度齿轮传动时噪声和振动较大，不适宜于两轴间距离较大的传动。

3.3.2.2 齿轮传动两种大的类型

轮系可由各种类型的齿轮副组成。由锥齿轮、螺旋齿轮和蜗杆蜗轮组成的轮系，称为空间轮系；而由圆柱齿轮组成的轮系，称为平面轮系。

根据齿轮系运转时各齿轮的几何轴线相对位置是否变动，齿轮传动分为两大类型：

1. 普通齿轮传动（定轴轮系）

当齿轮系运转时，如果组成该齿轮系的所有齿轮的几何位置都是固定不变的，则称为普通齿轮传动（或称定轴轮系）。在普通齿轮传动中，如果各齿轮副的轴线均相互平行，则称为平行轴齿轮传动；如果齿轮系中含有一个相交轴齿轮副或一个相错轴齿轮副，则称为不平行轴齿轮传动（空间齿轮传动）。

2. 行星齿轮传动（行星轮系）

当齿轮系运转时，如果组成该齿轮系的齿轮中至少有一个齿轮的几何轴线位置不固定，而绕着其他齿轮的几何轴线旋转，即在该齿轮系中，至少具有一个作行星运动的齿轮，则称该齿轮传动为行星齿轮传动，即行星轮系。

3.3.2.3 定轴轮系和行星轮系的比较

行星齿轮传动与普通齿轮传动相比较，它具有许多独特的优点。它的最显著的特点是：

在传递动力时它可进行功率分流：同时，其输入轴与输出轴具有同轴性，即输入轴与输出轴均设置在同一主轴线上。所以，行星齿轮传动现已被人们用来代替普通齿轮传动，而作为各种机械传动系统中的减速器、增速器和变速装置。尤其是对于那些要求体积小、质量小、结构紧凑和传动效率高的航空发动机、起重运输、石油化工和兵器等的齿轮传动装置以及需要变速器的汽车和坦克等车辆的齿轮传动装置，行星齿轮传动已得到了越来越广泛的应用。

行星齿轮传动的主要特点如下：

(1) 体积小，质量小，结构紧凑，承载能力大。一般，行星齿轮传动的外廓尺寸和质量约为普通齿轮传动的 $1/2-1/5$ (即在承受相同的载荷条件下)。

例如传动比 $i=7.15$ ，功率为 4400kw 的行星齿轮减速器与普通定轴齿轮减速器比较如下表 3.2：

项目	行星齿轮减速器	普通定轴齿轮减速器
质量/kg	3471	6943
高度/m	1.31	1.80
长度/m	1.29	1.42
宽度/m	1.35	2.36
体积/ m^3	2.29	6.09
齿宽/m	0.18	0.41
损失功率/kw	81	95
圆周速度/m/s	42.7	99.4

表 3.2

(2) 传动效率高。在传动类型恰当、合理布置的情况下，其效率值可达 $0.97-0.99$ 。

(3) 传动比大，可以实现运动的合成和分解。只要适当选择行星齿轮传动的类型及配齿方案，便可以用少数几个齿轮而获得很大的传动比。在

仅作为传递运动的行星齿轮传动中，其传动比可以达到几千。应该指出，行星齿轮在传动比很大的情况下，仍然可保持结构紧凑、质量小、体积小等许多优点。

(4) 运动平稳、抗冲击和振动的能力较强。由于采用了数个行星轮，均匀的分布在中心轮的周围，从而可使行星轮与转臂的惯性力相互平衡口同时，也使参与啮合的齿数增多，故行星齿轮的运动平稳，抗冲击能力和振动的能力较强，工作较可靠。

总之，行星齿轮传动具有质量小、体积小、传动比大及效率高(类型选用得当)等优点。行星传动不仅适用于高转速、大功率，而且在低速大转矩的传动装置上也已获得了应用。它几乎可适用于一切功率和转速范围，故目前行星传动技术已成为世界各国机械传动发展的重点之一。

从机构的自由度来分，有一个自由度的行星机构、两个自由度的行星机构和多自由度的行星机构。从结构形式来分，有 K-H-V 型、2K-H 型和 3K 型行星机构三种基本类型。其它的渐开线行星齿轮机构，都可以分解为这三种基本机构，即可以由这三种基本行星机构复台而成。

通过上述的比较，结合要求:传动比大、质量小、结构紧凑及外廓尺寸小等，我们选择行星齿轮传动作为减速器的传动型式。

3.3.2.4 选择行星机构的类型

本课题选取 2Z-X 型渐开线行星齿轮机构, 这种行星齿轮机构有两个中心轮 a, b(即 2Z)和转臂(X)，山此三个签本构件组成，故用符号 2Z-X 表示。根据转化机构的传动比端的不同，可分为两类。当 $i_{12}^h > 0$ 时，称为正号机构； $i_{12}^h < 0$ 时，称为负号机构。如图 3.2 所示，为 2Z-X 型行星机构的常见类型。

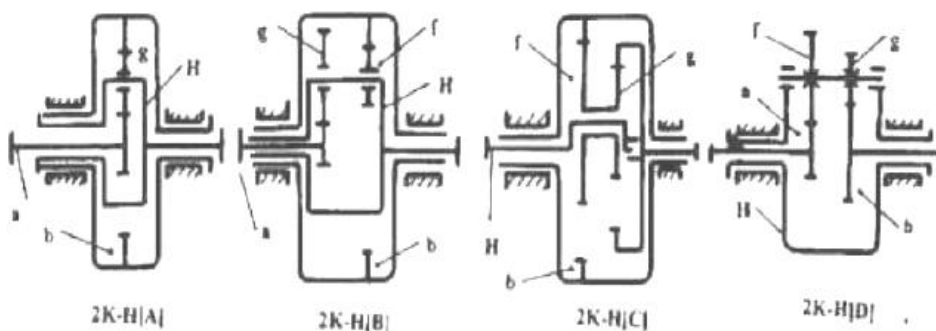


图 3.2

由于负号机构行星齿轮传动简单、制造容易，外形尺寸小，质量小，传动效率高等优点。在结构合理的条件下通常，其传动比范围为 2.8-13，传动效率为 0.97-0.99。目前该传动类型已获得了较广泛的应用。

具有双齿圈行星的负号机构，其合理的传动比范围为 7-16，传动效率仍较高；但由于采用了双齿圈行星轮，故制造安装较复杂。

具有圆锥齿轮传动的负号机构，主要用于差动行星装置。

具有双啮合的正号传动机构，啮合摩擦系数较大，故其传动效率低，一般该机构基本上不用于传递动力。

具有双内啮合的正号机构，其合理的传动比范围为 8-30，其啮合摩擦损失较小。当传动比小于 50，其传动效率可达到 0.8 以上，但随着传动比的增加，其效率值也会降低。

少齿差 2Z-X 正号机构的合理传动比范围为 30-100。但它由于具有少齿差的内啮合齿轮传动，其啮合摩擦系数较小，故该行星齿轮传动的传动效率较高，可达 0.9。

本文选取 2K-H(A) 这种传动结构，2Z-X(A) 型行星传动的传动类型为 NGW 型（具有内啮合和外啮合，同时还其有一个公共齿轮的行星齿轮传动）。

3.3.2.5 减速器结构设计

图 3.3 为所设计的减速器虚拟样机模型，主要包括前盖组件、被动轮组件、第一级行星轮总成、第二级行星轮总成、机体中部组件和法兰盘组件 6 大部分。机体间采用螺栓和销钉连接与定位，机体与内齿圈之间采用弹性套销的均载机构。为便于用户在使用时装配与拆卸，减速器主轴线与安装面设计有 15° 的倾角，法兰盘轴线可以向 X、Y 和 Z 方向摆动 $\pm 6^\circ$ ，并选用专用球面轴承作为支承。

轴承装入行星轮中，弹簧挡圈装在轴承外侧且轴向间隙 ≤ 0.2 mm，减速器最大外形尺寸 467 mm×460 mm×530 mm，总质量(不含油)为 290 kg。

3.3.2.6 传动系统设计

该减速器采用 3 级减速方案，第一级为高速圆柱齿轮传动，其余两级为 NGW 型行星齿轮传动。其中，第二、三级分别有 3 个和 4 个中空式行星轮，行星轮安装在单臂式行星架上，行星架浮动且采用滚动轴承作为支承；第二级行星架与法兰盘之间采用鼓形齿双联齿轮联轴器连接。鼓形齿双联齿轮联轴器连接，机动示意图和结构图分别如图 3.4 和 3.5 所示。

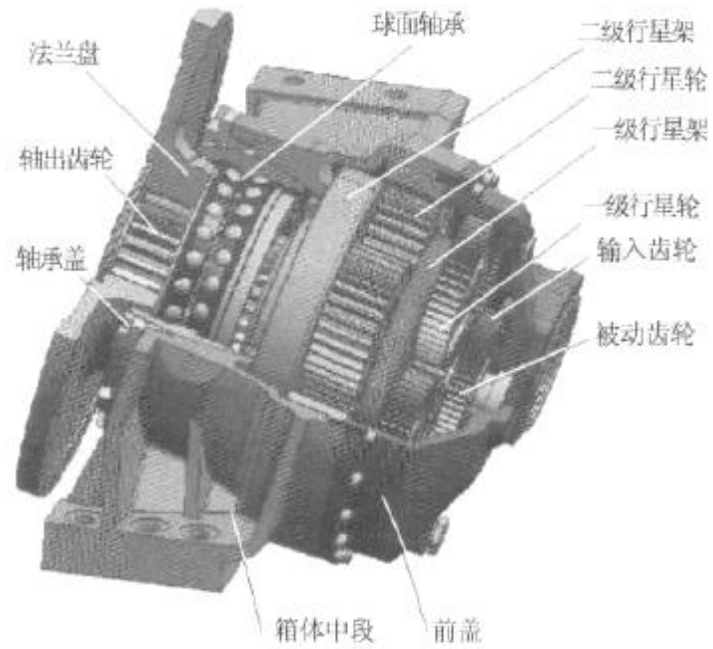


图 3.3

混凝土搅拌运输车减速器对齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度和齿面磨损等要求十分苛刻, 因此合理地选择变位系数和进行修形计算十分重要。

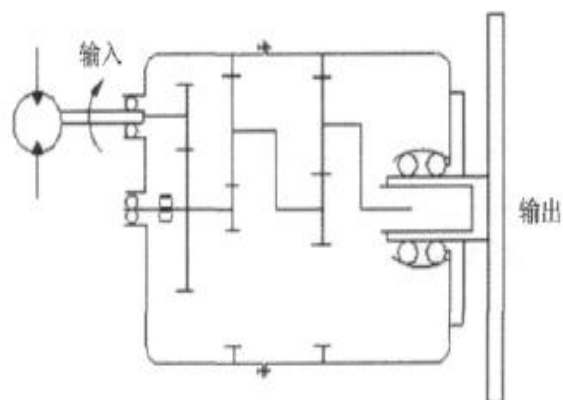


图 3.4

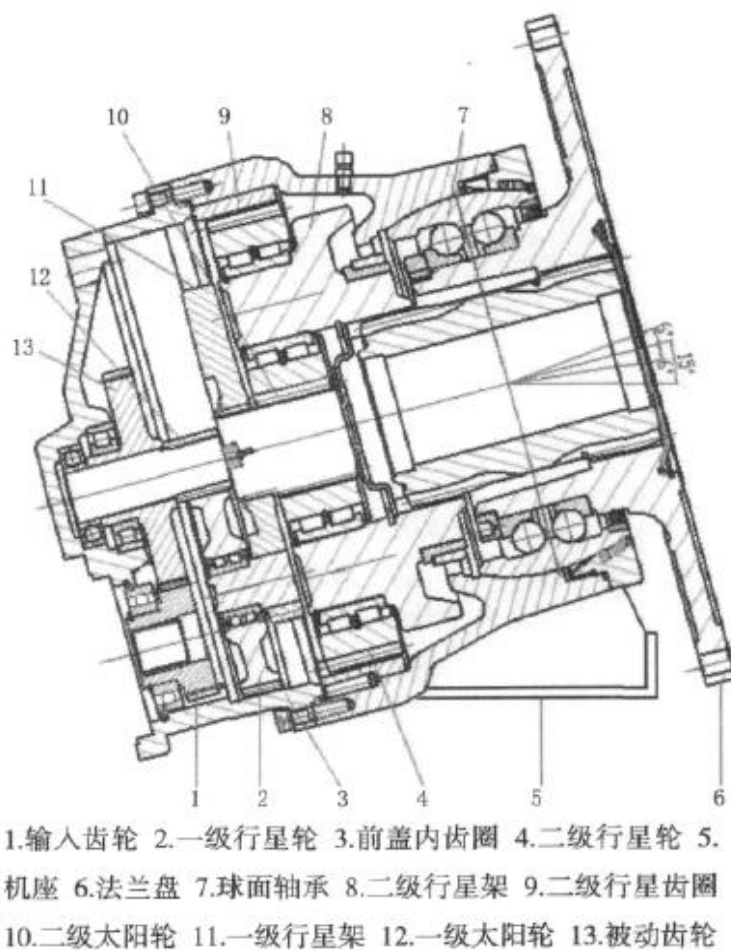


图 3.5

3.4 齿轮的设计

3.4.1 传动比的分配

多级行星齿轮传动各级传动比的分配原则是获得各级传动的等强度和最小的外形尺寸。在两级 NGW 型行星齿轮传动中，欲得到最小的传动径向尺寸，可使低速级内齿轮分度圆直径 d_{b1} 与高速级内齿轮分度圆直径 d_{b2} 之比 (d_{b2}/d_{b1}) 接近于 1，通常使 $d_{b2}/d_{b1} = 1-1.20$ 。

NGW 型两级行星齿轮传动的传动比可利用图 3.6 进行分配，图中 i_1

和 i 为高速级及总传动比， E 可按下式计算： $E = AB^3$

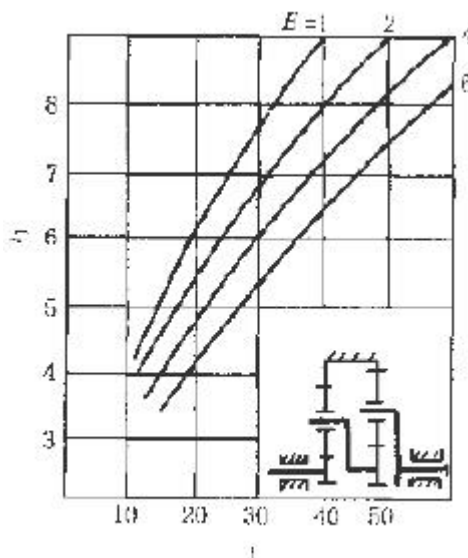


图 3.6 两级 NGW 传动比分配

式中，

$$B = \frac{d_{HII}}{d_{BI}}$$

$$A = \frac{C_{sII} \phi_{dII} K_{cII} K_{VII} K_{H\beta I} Z_{NII}^2 Z_{WII}^2 \sigma_{HlimII}^2}{C_{sI} \phi_{dI} K_{cI} K_{VI} K_{H\beta II} Z_{NI}^2 Z_{WI}^2 \sigma_{HlimI}^2}$$

式中和图中代号的角标 I 和 II 分别表示高速级和低速级；

C —为行星轮数；

K_c —为载荷分布系数；

$K_{H\beta}$ —为接触强度的载荷分布系数；

其他代号可在机械设计手册中查取。 K_V 、 $K_{H\beta}$ 及 Z_N^2 的比值可用类比法进行试凑或取三项比值的乘积：

$$\left(\frac{K_{VI} K_{H\beta I} Z_{NI}^2}{K_{VII} K_{H\beta II} Z_{NII}^2} \right) = 1.82$$

齿面工作硬化系数 Z_w 一般可取 1；

如果全部采用硬度 > 350HB 的齿较时，可取

$$\frac{Z_{v2}^2}{Z_{v1}^2} = 1$$

最后算得之 E 值如果大于 6，则取 E=6。

本题目传动比 $i=100:1$ ，该减速器采用 3 级减速方案，第一级为高速圆柱齿轮传动，其余两级为 NGW 型行星齿轮传动。其中，第二、三级分别有 3 个和 4 个中空式行星轮。第一级圆柱齿轮传动比初选为 1.97，那么剩下两级传动的 $i_{\text{总}}=100/1.97=50.76$ ，即为以下计算中的 i 值。

选择各个计算参数：

分度圆直径 (d_{b2}/d_{b1}) = 1-1.20，选 1.20 进行计算；

行星轮数 $C2/C1 = 4/3$ ；

$$\left(\frac{K_{v1} K_{H\beta 1} Z_{v1}^2}{K_{v2} K_{H\beta 2} Z_{v2}^2} \right) = 1.8-2, \text{ 取这比值为 } 2;$$

工作硬化系数 Z_w 一般可取 1；

齿面接触疲劳强度：

$$\frac{\sigma_{H\text{lim} 2}^2}{\sigma_{H\text{lim} 1}^2} \text{ 一般可取 } 1;$$

选择齿宽系数 Φ_d ，通用减速器 $\Phi_a=0.4$ ；

$\Phi_d = 0.5(i+1) \Phi_a$ ，根据计算 $i_1(7.3-9)$ 在这个范围里；

$\Phi_{d1}=0.5(8.3-10) \times 0.4=(1.66-2)$ 取 $\Phi_{d1}=1.7$ ；

$\Phi_d = 0.5(i+1) \Phi_a$ ，根据计算 $i_2(5.56-6.85)$ 在这个范围里；

$\Phi_{d2}=0.5(5.56 \sim 6.85) \times 0.4=(1.3-1.57)$ 取 $\Phi_{d2}=1.4$ ；

选择 K_c -- 为载荷分布系数 K_c ；

第一级行星齿轮为行星轮浮动， K_{c1} 取 1.15-1.2 取 1.17；

第二级行星齿轮为太阳轮浮动， K_{c2} 取 1.1-1.15 取 1.12；

$$\begin{aligned}
 E &= AB^3 \\
 &= \frac{d_{BII}}{d_{BI}} \times \frac{C_{aII} \phi_{dII} K_{cII} K_{VII} K_{H\beta II} Z_{NII}^2 Z_{WII}^2 \sigma_{HlimII}^2}{C_{aI} \phi_{dI} K_{cI} K_{VI} K_{H\beta I} Z_{NI}^2 Z_{WI}^2 \sigma_{HlimI}^2} \\
 &= 3.964
 \end{aligned}$$

根据图 3.6 可得出 $i_1=8.1176$ 那么 $i_2=50.76/8.1176=6.23$ 。

3.4.2 齿数及行星轮数的确定

第一级高速圆柱齿轮齿数的计算：

齿数比 $u=i_1=1.97$ ；

初选 $z_1=30$ ，则 $Z_2=u \times z_1=1.97 \times 30=59.1$ ，取 $Z_2=59$ ；

第二级 NGW 行星齿轮齿数的计算：

初选行星轮数 $N_w=3$ ；

确定 Z_a ，依据公式： $i_a^b H \times Z_a / N_w = C$ ，计算中 C 取整数；

$$\text{即为 } 8.1176 \times Z_a / 3 = C$$

$$Z_a = 3C / 8.1176 \quad C \text{ 取 } 46 \text{ 则 } Z_a = 17$$

确定 Z_b ，依据 NGW 型行星轮系传动比计算公式： $i_a^b H = 1 + Z_b / Z_a$

$$\text{即为 } 8.1176 = 1 + Z_b / 17$$

$$Z_b = (8.1176 - 1) \times 17$$

$$= 120.9992 \quad \text{取 } Z_b = 121$$

确定 Z_c ，依据 NGW 型行星轮系非角变位传动公式： $Z_c = Z_b - Z_a / 2$

$$Z_c = 121 - 17 / 2 = 52$$

得出第二级 NGW 行星齿轮齿数： $Z_a=17$ ， $Z_b=121$ ， $Z_c=52$

行星轮数 i_c	传动比范围			
	NCW (i_{AK}^b)	NGWN	NW (i_{AX}^b)	WW (i_{AX}^b)
3	2.1~13.7	$\frac{z_c}{z_d} \times \frac{m_c}{m_d} < 1$ 时 $i_{AX}^b = -\infty \sim 2.2$ $\frac{z_c}{z_d} > 1$ 时 $i_{AX}^b = 4.7 \sim +\infty$ (与行星轮数无关)	1.55~21	-7.35~0.88
4	2.1~6.5		1.55~9.9	-3.40~0.77
5	2.1~4.7		1.55~7.1	-2.40~0.70
6	2.1~3.9		1.55~5.9	-1.98~0.66
8	2.1~3.2		1.55~4.8	-1.61~0.61
10	2.1~2.8		1.55~4.3	-1.44~0.59
12	2.1~2.6		1.55~4.0	-1.34~0.57

表 3.3 行星轮数与传动比的关系

第三级 NGW 行星齿轮齿数的计算：

初选行星轮数 $N_w=4$ ；

确定 Z_a ，依据公式： $i_a^b H \times Z_a / N_w = C$ ，计算中 C 取整数；

$$\text{即为 } 6.23 \times Z_a / 4 = C$$

$$Z_a = 4C / 6.23 \quad C \text{ 取 } 31 \text{ 则 } Z_a = 20$$

确定 Z_b ，依据 NGW 型行星轮系传动比计算公式： $i_a^b H = 1 + Z_b / Z_a$

$$\text{即为 } 6.23 = 1 + Z_b / 20$$

$$Z_b = (6.23 - 1) \times 20$$

$$= 103.6 \text{ 取 } Z_b = 104$$

确定 Z_c ，依据 NGW 型行星轮系非角变位传动公式： $Z_c = Z_b - Z_a / 2$

$$Z_c = 104 - 20 / 2 = 41$$

得出第三级 NGW 行星齿轮齿数： $Z_a=20$ ， $Z_b=104$ ， $Z_c=41$ 。

3.4.3 变位系数的选择及齿轮几何尺寸计算

在渐开线行星齿轮传动中，合理采用变位齿轮可以获得如下效果：获得准确的传动比、改善啮合质量和提高承载能力，在保证所需传动比前提下得到合理的中心距、在保证装配及同心等条件下使齿数的选择具有较大

的灵活性。

变位齿轮有高变位和角变位，两者在渐开线行星齿轮传动中都有应用。高变位主要用于消除根切和使相啮合齿轮的滑动比及弯曲强度大致相等。角变位主要用于更灵活地选择齿数，拼凑中心距，改善啮合特性及提高承载能力。由于高变位的应用在某些情况下受到限制，因此角变位在渐开线行星齿轮传动中应用更为广泛。

在渐开线行星齿轮传动中，合理采用变位齿轮可以获得如下效果：获得准混凝土搅拌运输车减速器对齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度和齿面磨损等要求十分苛刻，因此合理地选择变位系数和进行修形计算十分重要。

常用行星齿轮传动的变位方法及变位系数可按参考文献1表3.3及图3.7, 图3.8和图3.9确定。

第一级高速圆柱齿轮变位系数的计算及几何尺寸计算

变位系数计算：

$$Z_{\Sigma}=Z_1+Z_2=30+59=89 \quad ;$$

从图3.7中P9线的上方区域初选 $X_{\Sigma}=1.6$ ；

利用图3.9可查出 $\Delta y = 0.16$ ；

所以 $y = X_{\Sigma} - \Delta y = 1.6 - 0.16 = 1.44$ ；初选模数 $m = 2.5$

$$a = (X_{\Sigma} / 2 + y) m$$

$$= 114.85$$

取 $a = 115$, $y = 1.5$ ；

根据图3.9求出 $\Delta y = 0.17$ ；

$$X_{\Sigma} = y + \Delta y = 1.5 + 0.17 = 1.67$$

在图3.8中找出 $Z_{\Sigma}/2 = 44.5$, $X_{\Sigma}/2 = 0.835$ 决定的点，由此点按L射线方向引一射线，取 $z_1 = 30$, $Z_2 = 59$ 得出：

$$X_1 = 0.78 \quad , \quad X_2 = 0.88$$

齿轮几何尺寸计算：

输入齿轮：

$$d_1 = m \times z_1 = 30 \times 2.5 = 75$$

$$\begin{aligned} d_a &= d + 2(h^* + x - \Delta y)m \\ &= 75 + 2(1 + 0.78)2.5 \\ &= 83.9 \text{ mm} \\ d_f &= d - 2(h^* + c^* - x)m \\ &= 68.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

输出齿轮：

$$\begin{aligned} d_2 &= m \times z_2 = 59 \times 2.5 = 147.5 \\ d_a &= d + 2(h^* + x - \Delta y)m \\ &= 156.9 \text{ mm} \\ d_f &= d - 2(h^* + c^* - x)m = 141.9 \text{ mm} \\ a &= 1/2 m(z_1 + z_2) \\ &= 0.5 \times 2.5 \times 89 \\ &= 110.25 \text{ 取中心距 } a = 111 \text{ mm} ; \end{aligned}$$

$\Phi a = b/a = 0.3 - 0.4$ 得出： 齿宽 $b = 39 \text{ mm}$ ；

第二级 NGW 行星齿轮变位系数的计算及几何尺寸计算

变位系数计算：

a-c 计算

$i_a^b H = 8.11 > 4$ ，则太阳轮采取正变位，行星轮和内齿圈采用

负变位

预计啮合角： $\alpha_{ac}' = \alpha_{cb} = 22^\circ$

计算未变位时中心距： $a_{dac} = m/2(Z_a + Z_c) = 85.5$

计算中心距变动系数： $y_{ac}' = Z_a + Z_c / 2 (\cos \alpha / \cos \alpha_{ac}' - 1)$
 $= 0.39$

计算中心距并取整数：

$$a = m(Z_a + Z_c / 2 + y_{ac}') = 86.67 \text{ 取 } 88$$

实际中心距变动系数： $y_{ac} = a - a_{dac} / m = 0.5$

计算啮合角： $\cos \alpha_{ac} = a_{dac} / a \cos 20^\circ$
 $= 0.923$ 得出 $\alpha_{ac} = 23^\circ$

计算总变位系数： $X_{\Sigma ac} = (Z_a + Z_c) \text{inv } \alpha_{ac}' - \text{inv } \alpha / 2 \tan \alpha$
 $= 0.61$

校核 在 3.7 中 $X_{\Sigma ac}$ 介于曲线 P6 和 P7 之间，有利于提高接触疲劳强度及抗弯强度，表示这对齿轮可用。

分配变为系数：按图 3.8 分配得 $X_a=0.34$, $X_c=0.277$.

c-b 计算

计算未变位时中心距： $a_{dcb}=m/2(Z_b+Z_c)=85.5$

计算中心距变动系数： $y_{cb}=0.5$

计算啮合角： $\cos \alpha_{cb}=a_{dcb}/a \cos \alpha$
 $=0.923$ 得出 $\alpha_{bc}=23^\circ$

计算总变位系数： $X_{\Sigma cb}=(Z_b-Z_c) \operatorname{inv} \alpha_{ac}-\operatorname{inv} \alpha / 2 \tan \alpha$
 $=0.617$

$X_b=X_{\Sigma cb}+X_c=0.894$

得出： $X_a=0.34$, $X_c=0.277$, $X_b=0.894$ 。

齿轮几何尺寸计算：

太阳轮计算：初选模数 $m=3$ ；

分度圆直径 $d=mz=54$ ；

齿顶圆直径 $d_a=d+2(h^*+x-\Delta y)m$
 $=60 \text{ mm}$ ；

齿根圆直径 $d_f=d-2(h^*+c^*-x)m$
 $=45 \text{ mm}$ ；

行星轮计算：

分度圆直径 $d=mz=121$ ；

齿顶圆直径 $d_a=d+2(h^*+x-\Delta y)m$
 $=126 \text{ mm}$ ；

齿根圆直径 $d_f=d-2(h^*+c^*-x)m$
 $=111 \text{ mm}$ ；

内齿圈计算：

分度圆直径 $d=mz=300 \text{ mm}$ ；

齿顶圆直径 $d_a=d+2(h^*+x-\Delta y)m$
 $=312 \text{ mm}$ ；

齿根圆直径 $d_f=d-2(h^*+c^*-x)m$
 $=293.4 \text{ mm}$ ；

$\Phi d=b/d_1=0.5$ ，得出 齿宽 $b=65 \text{ mm}$ ；

第三级行星齿轮变位系数的计算及几何尺寸计算

变位系数计算：

a-c 计算

$i_a^b H = 6.23 > 4$ ，则太阳轮采取正变位，行星轮和内齿圈采用负变位

预计啮合角： $j = Z_b - Z_c / Z_a + Z_c = 63 / 61 = 1.033$

所以取 $\alpha_{ac} = 24^\circ 30'$ ， $\alpha_{cb} = 19^\circ$

计算未变位时中心距： $a_{dac} = m / 2 (Z_a + Z_c) = 122$

计算中心距变动系数： $y_{ac} = Z_a + Z_c / 2 (\cos \alpha / \cos \alpha_{ac} - 1)$
 $= 0.977$

计算中心距并取整数：

$$a = m (Z_a + Z_c / 2 + y_{ac}) = 125.988 \text{ mm} \text{ 圆整后取 } 126 \text{ mm}$$

实际中心距变动系数： $y_{ac} = a - a_{dac} / m = 1$

计算啮合角： $\cos \alpha_{ac} = a_{dac} / a \cos 20^\circ$
 $= 0.90985$ 得出 $\alpha_{ac} = 24.51^\circ$

计算总变位系数： $X_{\Sigma ac} = (Z_a + Z_c) \text{inv} \alpha_{ac} - \text{inv} \alpha / 2 \tan \alpha$
 $= 1.10$

校核 在 3.7 中 $X_{\Sigma ac}$ 介于曲线 P8 和 P9 之间，有利于提高接触疲劳强度及抗弯强度，表示这对齿轮可用。

分配变为系数：按图 3.8 分配得 $X_a = 0.508$ ， $X_c = 0.6$ 。

c-b 计算

计算未变位时中心距： $a_{dcb} = m / 2 (Z_b + Z_c) = 126 \text{ mm}$

计算中心距变动系数： $y_{cb} = 0$

计算啮合角： $\cos \alpha_{cb} = a_{dcb} / a \cos \alpha$
 $= 0.93969$ 得出 $\alpha_{bc} = 20^\circ$

计算总变位系数： $X_{\Sigma cb} = (Z_b - Z_c) \text{inv} \alpha_{ac} - \text{inv} \alpha / 2 \tan \alpha = 0$

$X_b = X_{\Sigma cb} + X_c = 0.6$ ；

得出： $X_a = 0.508$ ， $X_c = 0.6$ ， $X_b = 0.6$ 。

齿轮几何尺寸计算：

太阳轮计算： 初选模数 $m=4$ ；

分度圆直径 $d=mz=80 \text{ mm}$ ；

齿顶圆直径 $d_a = d + 2(h^* + x - \Delta y)m$
 $= 92 \text{ mm}$

齿根圆直径 $d_f = d - 2(h^* + c^* - x)m$
 $= 68 \text{ mm}$

行星轮计算：

分度圆直径 $d=mz=164 \text{ mm}$

齿顶圆直径 $d_a = d + 2(h^* + x - \Delta y)m$
 $= 176.8 \text{ mm}$

齿根圆直径 $d_f = d - 2(h^* + c^* - x)m$
 $= 152.8 \text{ mm}$

内齿圈计算：

分度圆直径 $d=mz=416 \text{ mm}$

齿顶圆直径 $d_a = d + 2(h^* + x - \Delta y)m$
 $= 428.8 \text{ mm}$

齿根圆直径 $d_f = d - 2(h^* + c^* - x)m$
 $= 404.8 \text{ mm}$

$\Phi_a = b/d_1 = 0.5$ 得出 齿宽 $b=82 \text{ mm}$

3.4.4 齿轮的强度校核

通用行星齿轮减速器齿轮材料主要采用 $20CrMnTi$ 、 $20Mn_2TiB$ 、 $15MnCr5$ 、 $20MnCr5$ 、 $25MnCr5$ 、 $28MnCr5$ 。渗碳齿轮表面硬度为 $58 \sim 63HRC$ 。心部硬度为 $33 \sim 48HRC$ 。值得指出的是，采用喷丸处理、磨齿、加大齿根圆弧半径和压力角等措施能使齿轮得到强化。本题中告诉圆柱齿轮选用 $20CrMnTi$ ，行星齿轮传动中太阳轮选用 $30CrMnTi$ ，行星轮也选用 $30CrMnTi$ ，内齿圈选用 $35CrMoVA$

本节的齿轮校核以第一级高速圆柱齿轮为例

计算小齿轮传递的名义转矩 T_1

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times P / n$$

式中 P 为小齿轮传递的功率, 即为液压马达输入的功率

$$P = 65.4 \text{ KW}$$

$$n \text{ 为小齿轮转速, } n = 14 \times 100 = 1400$$

$$\begin{aligned} \text{则 } T_1 &= 9.55 \times 10^6 \times 65.4 / 1400 \\ &= 446121.4 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

按齿根弯曲强度核算齿轮模数 m

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\sigma_{FP}}}$$

式中: Y_{Fa} —为载荷作用于齿顶的齿形系数, 用以考虑齿廓形状对齿根弯曲应力 σ_F 的影响, Y_{Fa} 值可由下图 3.10 查取;

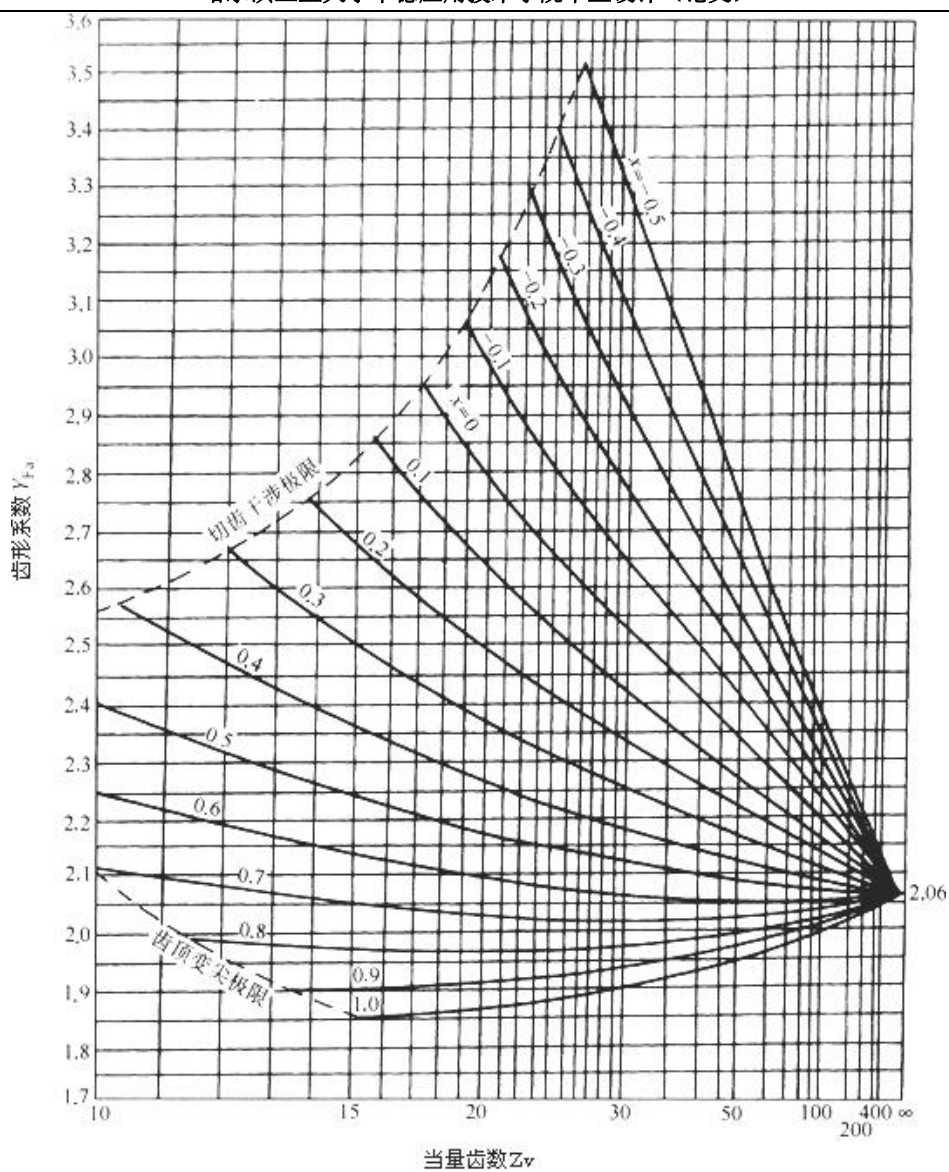


图 3.10

Y_{Sa} —应力修正系数, 其值可由下图 3.11 查取;

Y_e —重合度系数, 根据重合度 e_a 计算, 按:

$$Y_s = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \quad \text{计算。}$$

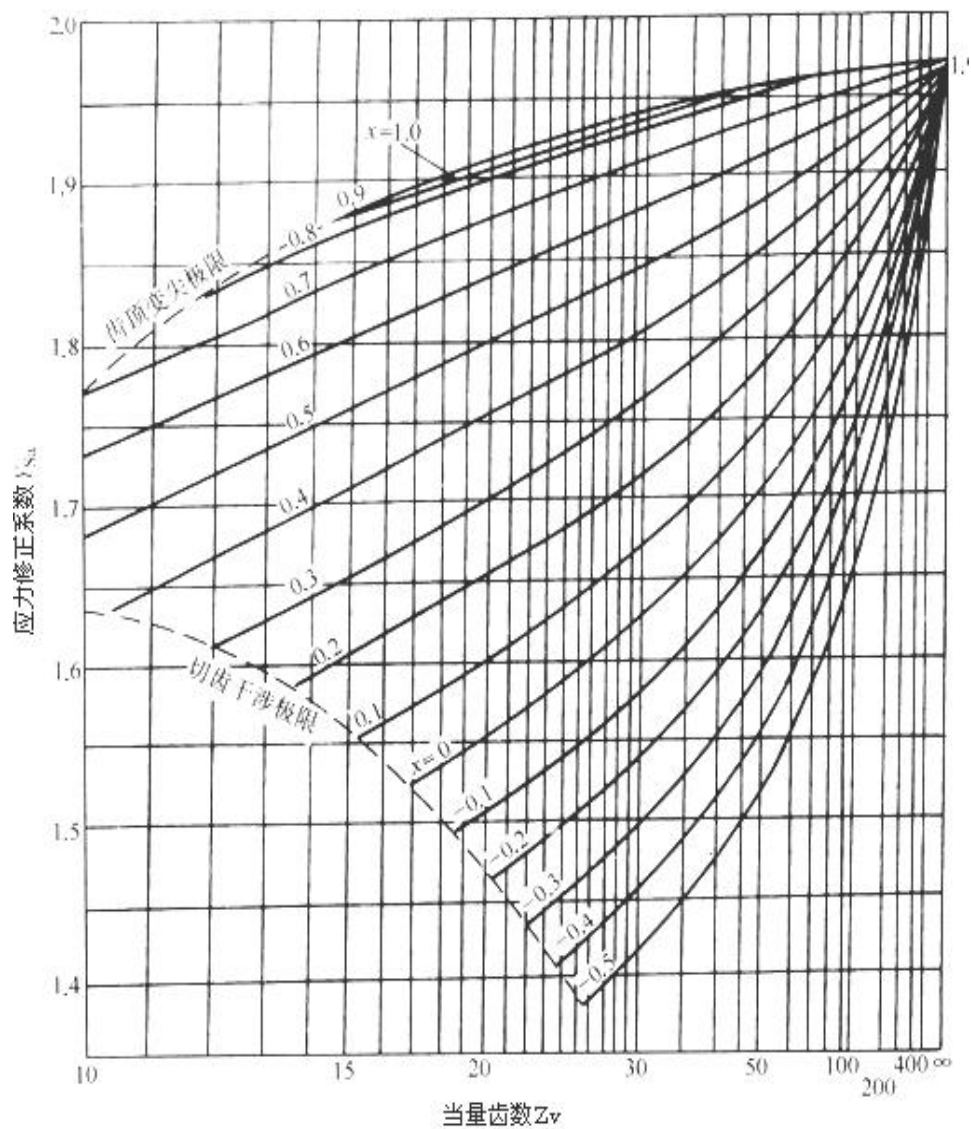


图 3.11

σ_{fp} ——许用弯曲应力，Mpa；

选配各个系数：

$$\text{载荷系数 } K = K_A K_V K_a K_\beta$$

经查取： $K_A = 1.75$ ， $K_V = 1.2$ ， $K_a = 1.1$ ， $K_\beta = 1.0$

$$K = 1.75 \times 1.2 \times 1.1 \times 1 = 2.31;$$

$\Phi d = 0.4$ ；

$Z_1=30$ ；
 Y_f 取 1.97 ；
 Y_s 取 1.94 ；
 Y_e 取 1 ；

计算模数：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\sigma_{FP}}} = 2$$

所取的模数 $m=2.5 > 2$ ，合格。

齿面接触疲劳强度校核：

齿面接触疲劳强度的校核公式为

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{KF_t u \pm 1}{bd_1 u}} \leq \sigma_{HP}$$

对于外啮合上式中的 $(u \pm 1)$ ，取正号；

式中 u ——齿数比，大齿轮齿数与小齿轮齿数比；

Z_E ——材料弹性系数 (\sqrt{MPa}) ，按下表 3.4 查取；

	大齿轮					
	材料	钢	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁	
小齿轮	E (MPa)	206000	202000	173000	126000	
	钢	206000	189.8	188.9	181.4	165.4
	铸钢	202000	---	188.0	180.5	161.4
	球墨铸铁	173000	---	---	173.9	156.6
	灰铸铁	126000	---	---	---	146.0

表 3.4

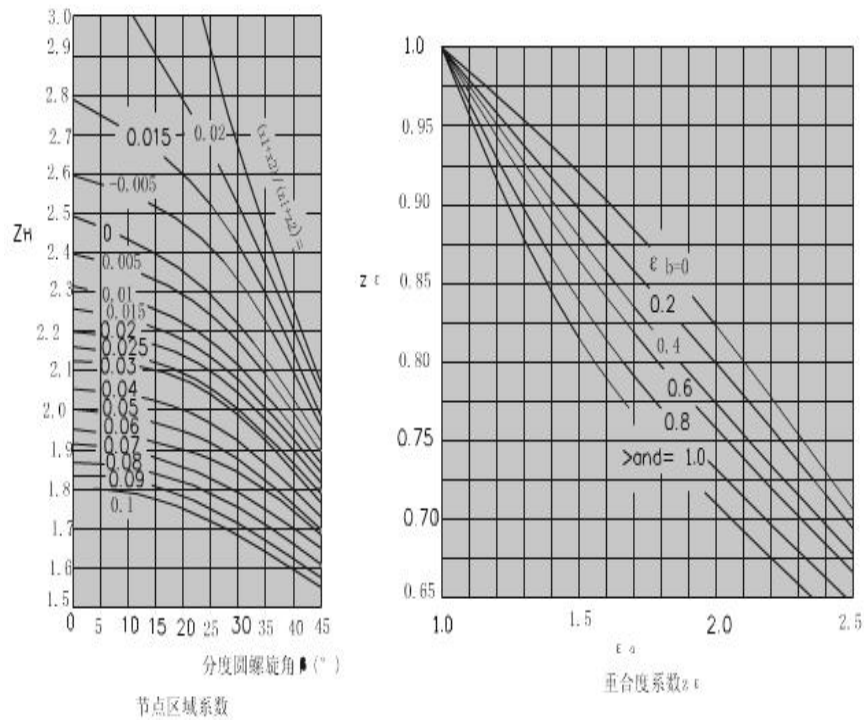


图 3.12

Z_H ---节点区域系数,考虑节点处轮廓曲率对接触应力的影响,可由图 3.12 左图查取。对于标准直齿轮, $\alpha=25^\circ$, $Z_H=2.5$;

Z_e ---重合度系数,考虑重合度对单位齿宽载荷的影响,其值可由图 3.12 右图查取;

F_t ---为齿面上的圆周力 ;

b ----齿宽 ;

选定各个参数:

$$u = 1.97 ;$$

选定大小齿轮均为铸钢 $Z_E = 188 \sqrt{MPa}$;

$$Z_H = 2.5 ;$$

$$Z_e = 0.90 ;$$

$$b = 39 \text{ mm} ;$$

$$F_t = 2 T_1 / d_1 = 11896.56 \text{ N} ;$$

$$\sigma_H = Z_F Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{KF_t u \pm 1}{bd_1 u}}$$

所以

$$= 1078.65 \text{ Mpa}$$

计算需用接触应力 σ_{FP} ；

$$\sigma_{FP} = 6 H_{min} Z_N / S_H$$

式中 $6 H_{min}$ ——试验齿轮的齿面解除疲劳极限，取 650 Mpa ；

Z_N ——接触强度计算的寿命系数，按工作 15 年，每年 300 天，每天工作 12 小时计算， $Z_N = 1.7$ ；

S_H ——接触强度计算的安全系数。一般取 $S_H = 1.0$

所以 $\sigma_{FP} = 6 H_{min} Z_N / S_H = 1105 \text{ Mpa}$

$$\sigma_H < \sigma_{FP}, \text{ 合格。}$$

3.5 轴的设计

3.5.1 轴的分类

轴是机器中的重要零件之一，用来支撑轴上的零件，并传递运动和动力。根据轴的承载情况分为转轴、心轴、传动轴三种。工作时既承受弯矩又承受转矩的轴称为转轴，转轴是机器中最常见的轴。主要是传递转矩而不承受弯矩或受弯矩很小的轴为传动轴，如汽车的传动轴。用来支撑传动零件且只承受弯矩而不受转矩的轴为心轴。心轴又可分为转动心轴和固定心轴。本题设计的减速器使用的就是典型的转轴，减速器齿轮可以与轴设计成一体或与轴分开，然后用花键、过盈配合或者滑动支撑等方式之一与轴连接。

3.5.2 轴的材料

轴的材料主要采用碳素钢和合金钢。

碳素钢价廉、对应力集中敏感性比合金钢低，应用较为广泛。对重要或承载较大的轴，宜选用 35、40、45 和 50 等优质碳素钢，其中以 45 钢最为常用，为了提高其机械性能，应进行正火或调质处理。对不重要或受力较小的轴，可采用 Q235、Q255 或 Q275 等普通碳素钢制造。

合金钢具有较高的机械性能和良好的热处理性能，但价格较贵且对应力集中比较敏感，多用于有特殊要求的轴。常用的合金钢有 20Cr、20CrMnTi、38CrMoAl、40Cr 和 40MnB 等。对于要求局部表面有较高耐磨性的轴，如与滑动轴承配合的高速轴，可采用低碳合金钢经渗碳淬火来提高轴颈的硬度。进行表面热处理和表面强化处理，对提高轴的疲劳强度有显著的效果。

必须指出的是：合金元素和热处理对钢的弹性模量影响甚微，因此用合金钢代替碳素钢或通过热处理来提高轴的刚度，并无实效。此外，合金钢对应力集中敏感性较高，因此，设计合金钢轴时，更应注意从结构上设法减少应力集中源和降低应力集中的程度，并合理地提高其表面质量。

轴的毛坯一般采用圆钢或锻件。直径相差不大的阶梯轴或光轴，可选用热轧圆钢车削而成。对尺寸较大或直径相差较大的阶梯轴，为节省材料和改善机械性能，以采用锻件毛坯为宜。

本题中轴材料采用合金钢 20Cr，并通过渗碳、淬火、回火提高轴径硬度，表面粗糙度研磨到 R1.6。查得许用弯曲应力为 90Mpa。

3.5.3 轴的设计计算

减速器输入轴设计：

1. 按扭转强度估算轴径：

经查表知：C=106 ~ 97；

n 为小齿轮转速， $n=14 \times 100=1400 \text{ r/min}$;

$P=65.4\text{KW}$ ；

$$d \geq C \sqrt[3]{P/n} = 26.3 \sim 29.6$$

由于需要安装键，必须将轴颈增大 3~5

取 $d_1=35\text{mm}$

2. 确定各段轴的直径：

轴段 1 直径最少 $d_1=35\text{mm}$;

考虑到轴在整个减速器中的安装所必须满足的条件，初定： $d_2=43\text{mm}$,

$d_3=63\text{mm}$ 。

3. 确定各轴段的长度

齿轮轮廓宽度为 49 mm ，为保证达到轴与行星齿轮安装的技术要求及轴在整个减速器中所必须满足的安装条件，初定 $L_1=24 \text{ mm}$ ， $L_2=1.5 \text{ mm}$ ， $L_3=49 \text{ mm}$ 。

按计算结果画出轴的结构草图 3.12:

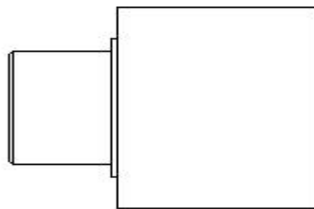


图 3.13

减速器二轴设计：

1. 按扭转强度估算轴径：

经查表知： $C=106 \sim 97$,

n 为小齿轮转速， $n_2=n_1/i=731/8.11=90.13 \text{ r/min}$ 取 91 r/min 。

$P=65.4\text{KW}$

$$d \geq C \sqrt[3]{P/n} = 32.5 \sim 35.2$$

由于需要安装键，必须将轴颈增大 3~5

取 $d_1=40\text{mm}$

2. 确定各段轴的直径：

轴段 1 直径最少 $d_1=40\text{mm}$;

考虑到轴在整个减速器中的安装所必须满足的条件，初定： $d_2=55\text{mm}$ ， $d_3=20\text{mm}$ 。

3. 确定各轴段的长度

齿轮轮廓宽度为 39 mm 和 70 mm ，为保证达到轴与行星齿轮安装的技术要求及轴在整个减速器中所必须满足的安装条件，初定 $L_1=72\text{ mm}$ ， $L_2=70\text{ mm}$ ， $L_3=13\text{mm}$ 。

按计算结果画出轴的结构草图 3.14:

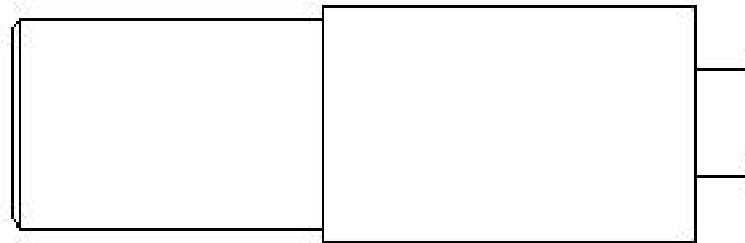


图 3.14

减速器三轴设计:

1. 按扭转强度估算轴径:

经查表知: $C=106 \sim 97$,

n 为小齿轮转速, $n_2= n_1/i=1400/1.97=90.13$ 取 91 r/min 。

$P=65.4\text{KW}$

$$d \geq C \sqrt[3]{P/n} = 39.6 \sim 44.7\text{mm}$$

由于需要安装键，必须将轴颈增大 $3 \sim 5\text{mm}$

取 $d_1=50\text{mm}$

2. 确定各段轴的直径:

轴段 1 直径最少 $d_1=50\text{mm}$;

考虑到轴在整个减速器中的安装所必须满足的条件，初定： $d_2=58\text{mm}$ 。

3. 确定各轴段的长度

齿轮轮廓宽度为 82 mm ，为保证达到轴与行星齿轮安装的技术要求及轴在整个减速器中所必须满足的安装条件，初定 $L_1=83\text{ mm}$ ， $L_2=30\text{ mm}$ 。

按计算结果画出轴的结构草图 3.15:

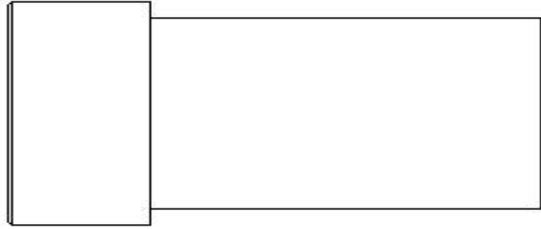


图 3.15

3.5.4 轴的校核

本题以二轴为例进行轴的校核：

1. 计算第一对圆柱齿轮 圆周力、径向力：

小齿轮圆周力：

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 446121 / 75 = 11896.56 \text{ N}$$

小齿轮径向力：

$$F_{r1} = F_{t1} \times \tan \alpha = 11896.56 \times 0.364 = 4330.35 \text{ N}$$

大齿轮圆周力：

$$F_{t2} = F_{t1} = 11896.56 \text{ N}$$

大齿轮径向力：

$$F_{r2} = F_{r1} = 4330.35 \text{ N}$$

计算第二对圆柱齿轮 圆周力、径向力：

计算转矩 T_2 ：

$$\begin{aligned} T_2 &= 9.55 \times 10^6 P / n_2 \\ &= 9.55 \times 10^6 \times 65.4 / 731 \\ &= 854451 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

圆周力： $F_{t2} = F_{t1} = 2 T_2 / d_2 = 40688.14 \text{ N}$

径向力： $F_{r2} = F_{r1} = 40688.14 \times 0.364 = 14810.48 \text{ N}$

2. 在水平面上所有力对 A 点起矩：

$$F_{t1} \times L_1 - F_{t2} \times L_2 - F_{b\text{水}} \times L_3 = 0$$

$$\text{解得: } F_{b\text{水}} = -25037.70 \text{ N}$$

由于得到的是负值，说明与预设的方向相反。

$$\text{则 } F_{a\text{水}} = F_{t1} + F_{b\text{水}} - F_{t2} = -3753.74 \text{ N}$$

由于得到的是负值，说明与预设的方向相反。

3. 在垂直面上所有力对 A 点起矩：

$$F_{r1} \times L_1 + F_{r2} \times L_2 - F_{b\text{垂}} \times L_3 = 0$$

$$\text{解得: } F_{b\text{垂}} = 11082.225 \text{ N}$$

$$\text{则 } F_{a\text{垂}} = F_{b\text{垂}} - F_{r1} - F_{r2} = -8058.605 \text{ N}$$

由于得到的是负值，说明与预设的方向相反。

4. 计算水平面上的弯矩

$$M_{H1} = F_{a\text{水}} \times L_1 = 3753.74 \times 30 = 112.62 \text{ Nmm}$$

$$M_{H2} = F_{b\text{水}} \times (L_3 - L_2) = 25037.7 \times 42 = 105.16 \text{ Nmm}$$

5. 计算垂直面上的弯矩

$$M_{V1} = F_{a\text{垂}} \times L_1 = 8058.605 \times 30 = 241.74 \text{ Nmm}$$

$$M_{V2} = F_{b\text{垂}} \times (L_3 - L_2) = 11081 \times 42 = 465.4 \text{ Nmm}$$

6. 计算合成弯矩

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = 265.75 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = 477 \text{ Nmm}$$

7. 转矩 $T = 446121.4 \text{ Nmm}$

8. 当量弯矩的计算

$$M_{\text{当}} = \sqrt{M_2^2 + (aT)^2} = (477^2 + 446^2)^{1/2} = 196 \text{ Nm}$$

轴的受力分析如图

9. 校核强度

$$\sigma_{\epsilon} = M_{\text{当}} / W = 0.1 \times d^3$$

其中 d 为承受弯矩最大处轴的轴颈，这里 $d = 55$ ，

解得 $\sigma_{\epsilon} = 76 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}] = 90 \text{ MPa}$ ，故设计的轴有足够的强度，并有一定的

余量。受力分析图如图 3.16

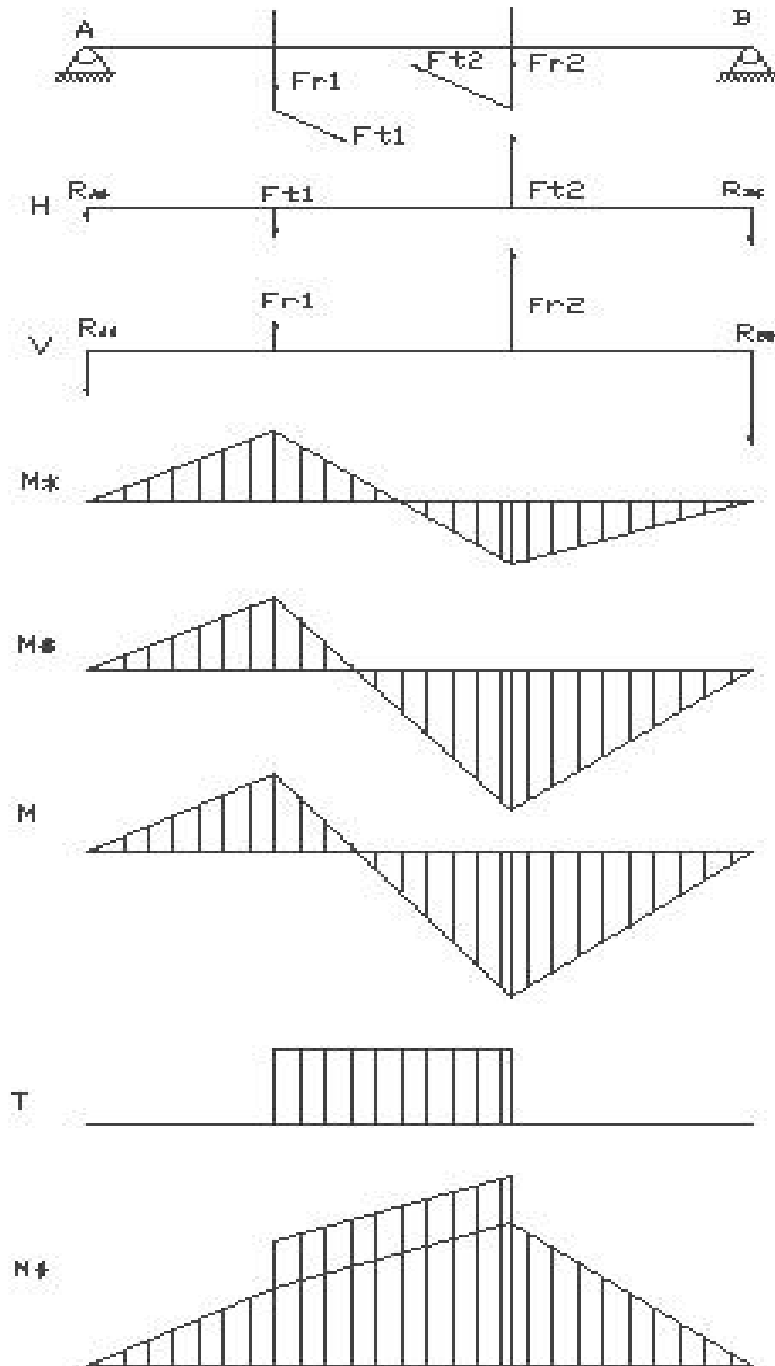


图 3.16 受力分析图

3.6 轴承的选配

3.6.1 轴承种类的选择

输入轴轴承选型：

由工作条件和轴径初选输入轴轴承为：深沟球轴承，型号为 6207。

查手册可得：6207：Cr=25.7 KN；Cor=15.3 KN。

二轴轴承选型：

由工作条件和轴径初选二轴轴承为：

圆柱滚子轴承，型号为 N208E；

滚针轴承，型号为 K20×24×10；

查手册可得：N208E：Cr=53.9 KN；Cor=33.2 KN。

查手册可得：K20×24×10：Cr=7.42 KN；Cor=11.0 KN

二级行星架轴轴承选型：

由工作条件和轴径初选行星架轴轴承为：深沟球轴承，型号为 6206。

查手册可得：6206：Cr=19.5 KN；Cor=11.3 KN。

三级行星架轴轴承选型：

由工作条件和轴径初选行星架轴轴承为：圆柱滚子轴承，型号为 N213E；

查手册可得：N213E：Cr=107 KN；Cor=71.5 KN。

3.6.2 轴承的寿命计算

本题中以二轴圆柱滚子轴承为例进行寿命计算

轴承的基本核定寿命：

$$L_h = \frac{10^6}{10n} \left(\frac{f_t c}{f_p p} \right)^{\varepsilon^{[1]}}$$

n ——轴的转速 $n=931\text{r/min}$;

f_t ——温度系数, $f_t=1$;

f_p ——载荷系数, $f_p=1.5$;

c ——基本额定动载荷, $c=53.9\text{ KN}$;

P ——当量动载荷, 由于此轴承只承受径向力和圆周力, 所以 $P=P_r$, 则 $P=(F_r^2+F_a^2)^{1/2}$ 。

$$P=(F_r^2+F_a^2)^{1/2} = 8889.5\text{ N}$$

$$\text{则 } L_h = \frac{10^6}{10n} \left(\frac{f_t c}{f_p p} \right)^{\varepsilon^{[1]}} = 89822.5\text{h}$$

已知此减速器使用 10 年, 一年按 300 计算, 两班工作制, 则预期寿命为:

$$L_h' = 8 \times 2 \times 300 \times 10 = 48000\text{h}$$

所以 $L_h=89822.5 > 48000\text{ h}$, 合格。

3.7 控制方案选择

本体采用常规的由取力器从变速器上取力, 液压传动方案是通过控制手柄改变液压泵斜盘的角度, 从而使液压泵实现双向无级变量, 在液压泵的斜盘固定的情况下, 液压泵输出流量与输入转速成正比。

这种方案是目前最普遍采用的方案。这种驱动方式没有加装搅拌筒恒速搅动装置，这主要是因为生产厂家有一种错误的看法。他们认为搅拌筒搅动时转速很低，反映在发动机转速变化时，搅拌筒转速似乎变化不大。如发动机转速为 650r/min 时，拌筒转速为 1r/min；而当发动机转速为 2000r/min 时，拌筒转速增加为 3r/min。转速增加了 3 倍多，但搅拌筒转速的绝对值只增加了 2r/min。他们所采用的减速机的减速比很大，当发动机转速改变量很小时，搅拌筒的速度不会有太大的改变，故也不会对混凝土的品质有较大的改变。

结 论

搅拌筒驱动装置是混凝土搅拌运输车的重要组成部分，本题设计的产品安全可以满足运输车使用用途。且结构紧凑、传动效率高、故障率相对较低、物美价廉等优点，其性能的好坏对车辆的性能有着直接的影响。

本次设计通过多方查找资料，并在导师的指导下先后完成了以下工作：

（1）对减速器的各种结构形式进行了详细的阐述，通过比较分析，最后根据实际情况决定采用结构紧凑、承载能力大、传动效率高、传动比大、运动平稳，抗冲击的行星齿轮减速器；

（2）对减速器各级齿轮进行设计并校核，确定齿轮参数及传动比；

（3）对减速器的轴进行设计，并对其强度进行计算及校核；

（4）通过对轴的受力分析校核从而对轴承进行选择。

本设计介绍了搅拌筒驱动装置设计的整个设计过程，并用 CAD 软件绘制了装配图和重要零件图。

参考文献

- [1] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 114-157.
- [2] 陈铁鸣. 机械设计[M]. 哈尔滨工业大学出版社, 2005: 124-237.
- [3] 王连明, 宋宝玉. 机械设计课程设计. 哈尔滨工业大学出版社, 2010.
- [3] 张国忠. 现代混凝土搅拌输送车及应用. 中国建材工业出版社, 2006.
- [4] 王宝玺, 贾庆祥. 汽车制造工艺学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [51] 饶振刚. 行星齿轮传动设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005. 55-58.
- [6] 葛志棋. 机械零件设计手册[M]. 北京: 冶金工业出版社., 1985. 195.
- [7] 陈于涛. 互换性与测量技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984. 21-27.
- [8] 大连理工大学. 机械制图[M] 高等教育出版社, 1994. 21(1): 43-45.
- [9] 马从谦, 陈自修. 渐开线行星齿轮传动设计〔姻. 北京, 机械工业出版社设计, 1987.
- [10] 葛中风. 机械设计基础〔M〕. 北京: 中央广播电视大学出版社汪 991.
- [11] 李恒权. 毕业设计指导书[M]. 青岛海洋大学出版社.
- [12] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001: 158-200.
- [13] 王大全. 汽车常用数据手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006: 15-37.
- [14] <http://www.sany.com.cn> 三一重工.
- [15] <http://www.cnki.net> 中国期刊论文检索中心.

致 谢

值此论文完成之际，首先衷心的感谢吴柏宇老师。本课题是在吴柏宇老师的悉心指导下完成的。在课题的研究过程中，吴柏宇老师提出了许多宝贵的指导性意见，才使得毕业设计顺利进行。吴柏宇老师求真务实的治学态度、诲人不倦的工作作风、平易近人的态度给我留下了深刻的印象。在吴老师身上我学到很多做学问和做人的方法，使我受益匪浅，得益终生。

此外，在设计过程中还有幸和许多同学对相关问题进行了探讨和研究，并从中得到了很多有益的启发。在此对我的同学们表示由衷的感谢。

另外，感谢学校给予我这样一次机会，能够独立地完成一个课题，并在这个过程当中，给予我们各种方便，使我们在即将离校的最后一段时间里，能够更多学习一些实践应用知识，增强了我们实践操作和动手应用能力，提高了独立思考的能力，再一次对我的母校表示感谢。

附录：

1. 行星齿轮传动的特点：

行星齿轮传动与普通齿轮传动相比较，它具有许多独特的优点。它的最显著的特点是：在传递动力时它可以进行功率分流；同时，其输入轴与输出轴具有同轴性，即输出轴与输入轴均设置在同轴轴线上。所以，行星齿轮传动现已被人们用来代替普通齿轮传动，而作为各种机械传动系统中的减速器、增速器和变速装置。尤其是对于那些要求体积小、质量小、结构紧凑和传动效率高的航空发动机、起重运输、石油化工和兵器等的齿轮传动装置以及需要差速器的汽车和坦克等车辆的齿轮传动装置，行星齿轮传动已得到了越来越广泛的应用。

行星齿轮传动的主要特点如下。

(1) 体积小，质量小，结构紧凑，承载能力大由于行星齿轮传动具有功率分流和各中心轮构成共轴线式的传动以及合理地应用内啮合齿轮副，因此可使其结构非常紧凑。再由于在中心轮的周围均匀地分布着数个行星轮来共同分担载荷，从而使得每个齿轮所承受的负荷较小，并允许这些断轮采用较小的模数。此外，在结构上充分利用了内啮合承载能力大和内齿圈本身的可容体积，从而有利于缩小其外廓尺寸，使其体积小，质量小，结构非常紧凑，且承载能力大一般，行星齿轮传动的外廓尺寸和质量约为普通齿轮传动的 $1/2 \sim 1/5$ （即在承受相同的载荷条件下）。

(2) 传动效率高由于行星齿轮传动结构的对称性，即它其有数个匀称分布的行星轮，使得作用于中心轮和转臂轴承中的反作用力能互相平衡，从而有利于达到提高传动效率的作用。在传动类型选择恰当、结构布置合理的情况下，其效率值可达 0.97-0.99。

(3) 传动比较大，可以实现运动的合成与分解只要适当选择行星齿轮传动的类型及配齿方案，便可以用少数几个齿轮而获得很大的传动比。在仅作为传递运动的行星齿轮传动中，其传动比可达到几千。应该指出，行星齿轮传动在其传动比很大时，仍然可保持结构紧凑、质量小、体积小等许多优点。而且，它还可以实现运动的合成与分解以及实现各种变速的复杂的运动。

(4) 运动平稳、抗冲击和振动的能力较强由于采用了数个结构相同的行星轮，均匀地分布于中心轮的周围，从而可使行星轮与转臂的惯性力相

互平衡。同时，也使参与啮合的齿数增多，故行星齿轮传动的运动平稳，抵抗冲击和振动的能力较强，工作较可靠。

总之，行星齿轮传动具有质量小、体积小、传动比大及效率高(类型选用得当)等优点，因此，行星齿轮传动现已广泛地应用于工程机械、矿山机械、冶金机械、起重运输机械、轻工机械、石油化工机械、机床、机器人、汽车、坦克、火炮、飞机、轮船、仪器和仪表等各个方面。行星传动不仅适用于高转速、大功率，而巨在低速大转矩的传动装置上也已获得了应用。它几乎可适用于一切功率和转速范围，故目前行星传动技术已成为世界各国机械传动发展的重点之一

随着行星传动技术的迅速发展，目前，高速渐开线行星齿轮传动装置所传递的功率已达到 20000k W，输出转矩已达到 4500kN - m, 据有关资料介绍，人们认为日前行星齿轮传动技术的发展方向如下。

(1) 标准化、多品种目前世界上已有 50 多个渐开线行星齿轮传动系列设计；而且还演化出多种型式的行星减速器、差速器和行星变速器等多品种的产品。

(2) 硬齿面、高精度行星传动机构中的齿轮广泛采用渗碳和氮化等化学热处理。齿轮制造精度一般均在 6 级以上。显然，采用硬齿面、高精度有利于进一步提高承载能力，使齿轮尺寸变得更小

(3) 高转速、大功率行星齿轮传动机构在高速传动中，如在高速汽轮中已获得日益广泛的应用，其传动功率也越来越大。

(4) 大规格、大转矩在中低速、重载传动中，传递大转矩的大规格的行星齿轮传动已有了较大的发展。

行星齿轮传动的缺点是：材料优质、结构复杂、制造和安装较困难些。但随着人们对行星传动技术进一步深入地了解和掌握以及对国外行星传动技术的引进和消化吸收，从而使其传动结构和均载方式都不断完善，同时生产工艺水平也不断提高。因此，对于它的制造安装问题，目前已不再视为一件什么困难的事情。实践表明，在具有中等技术水平的工厂里也是完全可以制造出较好的行星齿轮传动减速器。

应该指出，对于行星齿轮传动的设计者，不仅应该了解其优点，而且应该在自己的设计工作中，充分地发挥其优点，且把其缺点降低到最低的限度。从而设计出性能优良的行星齿轮传动装置。

2. 搅拌筒负荷过程分析与研究

混凝土搅拌输送车搅拌筒的驱动负载主要是扭矩。根据 8m^3 搅拌输送车的实际工况绘制了搅拌筒扭矩随时间的变化情况，如下图 1 所示：

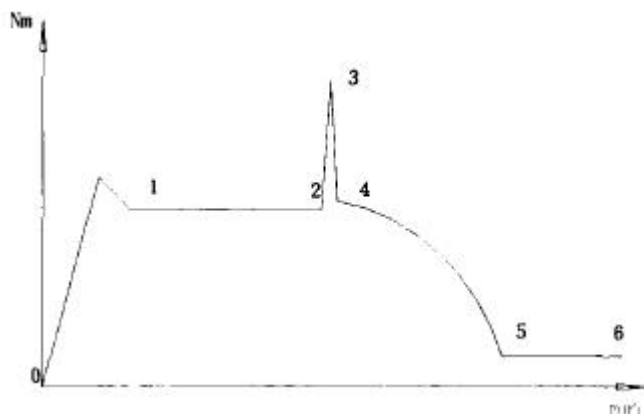


图 1

图中：

0-1 加料工序 搅拌筒以 14rpm 正转，在大约 10min 的加料时间里，搅拌筒的驱动力矩随着混凝土不断被加入而逐渐增大，在混凝土将加满时，力矩反而略有下降；

1-2 运料工序 在运途中，搅拌输送车在行驶状态，搅拌筒同时作 3rpm 的正向转动，在整个运程内，拌筒驱动力矩保持稳定；

3-4 换向工序在卸料地点，搅拌输送车停驶，搅拌筒从运拌状态制动，转入 14rpm 的反转卸料工况，搅拌筒的驱动力矩在反转开始的极短时间内陡然上升，然后迅速跌落下来；

4-5 卸料工序搅拌筒继续以 14rpm 的速度反转，驱动力矩随混凝土的卸出而逐渐下降；

5-6 空筒返回搅拌筒内加入适量清水，返程行驶中搅拌筒作 3rpm 的返向转动，对其进行清洗，到达混凝土工厂，排出污水，准备下一个循环。

从此曲线可以看出，在搅拌筒的工作循环中，其满载在反转卸料工序的开始时有极大值，这是因为搅拌筒满载驱动，附加有惯性阻力矩的原因。由此，应以运料工序中的稳定搅拌为计算工况，最后在计算驱动功率时乘上一个系数，以考虑峰值的影响。

从图中我们可以看出，载荷峰值很大，且时间很短，从而导致了严重的液压冲击，元件寿命和系统可靠性下降。鉴于液压冲击问题的重要性，我们将在完成液压系统设计后单独列一节进行讨论。

3. 搅拌筒取力方式

一般而言，搅拌筒的取力方式有以下 4 种如图 2，只有第四种是采用专用发动机驱动，其它三种都是从汽车底盘发动机取力驱动。

(1) 以载重卡车发动机为动力源，由汽车发动机前端取力。

发动机曲轴前端直接通过联轴节带动变量轴向柱塞液压泵，柱塞泵以高压油驱动定量柱塞液压马达，再经由行星传动带动搅拌筒转动。这种方式应用较早，特点是构造简单，出力大，灵活可靠，耐用和维修方便。此外，采用这种方式还可压缩搅拌筒与汽车驾驶室之间的空间，使搅拌筒的重心略向前移，汽车轴荷载的分布可更趋合理。

(2) 以载重卡车发动机为动力源，但由发动机后方飞轮轴端取力。

通过联轴节驱动变量柱塞液压泵，并进而驱动定量柱塞液压马达经由行星传动以带动搅拌筒转动。这种方式的特点是构造较为简单，布置紧凑，其效果要比第一种方案好。

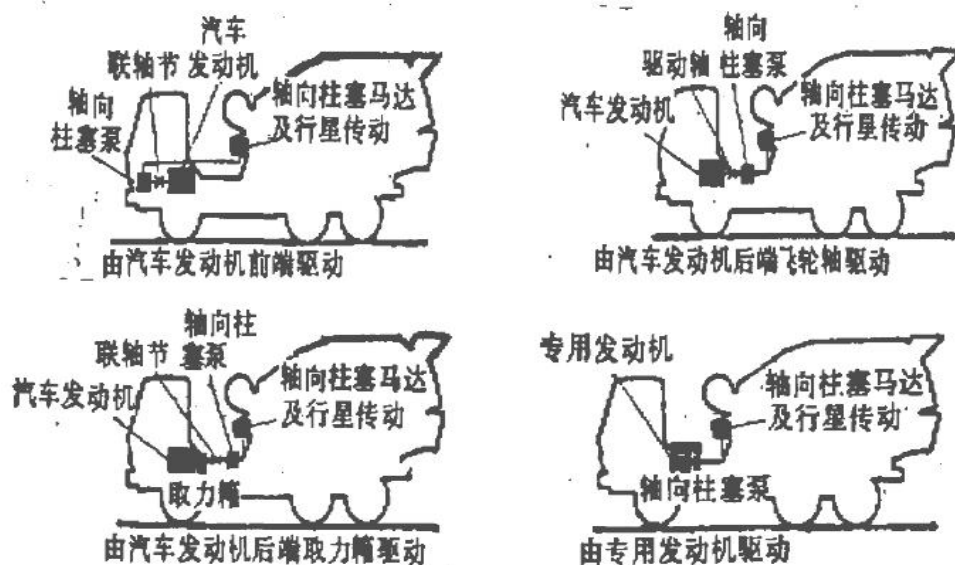


图 2

(3) 以载重卡车发动机为动力源，由发动机后端取力。

通过分动箱、离合器以带动变量轴向柱塞液压泵和定量柱塞液压马达，再通过行星传动而带动搅拌筒转动。目前这种方案应用较为广泛。

(4) 以专用发动机为动力源

优点是构造简单，不受汽车底盘发动机制约，便于保证商品混凝土的

运输和搅拌质量，但造价较高、燃油量较大、运营费用较高等缺点，搅拌车的早期发展曾有过这种配置方式，但其原因在于当时缺乏理想的全功率取力方式，随着取力器的应用，这种驱动方式已经被淘汰。如前所述，这种驱动方式对大容量的混凝土运输搅拌车还是比较适宜的。

综合分析以上四种取力方式的优缺点，考虑到本车容量不大，没有必要采用专用发动机驱动，而从发动机前端取力方案也符合简单、实用、灵活、耐用、结构紧凑的原则，确定采用第三种取力方式。