

摘 要

本文以东风大力神型号重卡的主减速器作为研究对象,通过查阅文献资料和现场调研,了解目前国内外载货汽车的主减速器发展现状、工作原理和机械结构。本文首先主减速进行了总体方案设计。在此基础上,重点对原先的单级主减速器设计改变成双级主减速器,可以使减速器的整体结构布局更加的合理紧凑,工作时性能也更加可靠。另外双级主减速器的结构组成主要是由两个减速齿轮副,只要保证规定的间隙数值,其传动比例大于单级主减速器。而且这样设计的结构可以减少噪音量,使用时的机械磨损量少,增加寿命时间,对双级主减速器进行了结构设计、受力分析以及强度计算,保证双级主减速器安全稳定性。同时绘制了主减速器中的圆柱齿轮,锥齿轮的零件图和主减速器装配图。

关键词: 主减速器; 减速齿轮副; 参数设计; 合理性

ABSTRACT

In this paper, the main reducer of Dongfeng Hercules type heavy truck is taken as the research object. Through consulting literature and field investigation, the development status, working principle and mechanical structure of the main reducer of truck at home and abroad are understood. In this paper, the overall scheme of main deceleration is designed first. On this basis, the original single-stage main reducer design is changed into a two-stage main reducer, which can make the overall structure layout of the reducer more reasonable and compact, and the performance is more reliable. In addition, the structure of the two-stage main reducer is mainly composed of two reduction gear pairs, as long as the specified clearance value is guaranteed, its transmission ratio is greater than the single-stage main reducer. Moreover, the structure designed in this way can reduce the amount of noise, reduce the amount of mechanical wear during use, increase the life time, and carry out the closure design, force analysis and strength calculation of the two-stage main reducer to ensure the safety and stability of the two-stage main reducer. At the same time, the reduction gear of the main reducer is drawn and the assembly drawing of the main reducer is drawn.

Key Words: main reducer; Reduction gear pair; Parameter design; rational

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 研究目的	1
1.2 国内外现状研究	1
1.2.1 国外研究现状	1
1.2.2 国内研究现状	2
1.3 现有问题分析	2
第 2 章 主减速器的选择	4
2.1 主减速器的方案选择	4
2.2 主减速器的设计要求	4
2.3 主减速器的齿轮选择	5
第 3 章 主减速器的基本参数设计	6
3.1 主减速器的参数	6
3.2 主减速齿轮载荷计算	7
3.3 一级主减速齿轮参数计算	9
3.3.1 传动比计算	9
3.3.2 节圆直径参数计算	9
3.3.3 齿轮端面模数计算	9
3.3.4 齿轮端宽计算	9
3.3.5 锥齿轮螺旋方向	9
3.3.6 锥齿轮螺旋角的选择	10
3.3.7 锥齿轮压力角的选择	10
3.3.8 锥齿轮参数表	10
3.4 二级主减速齿轮参数计算	10
3.4.1 齿轮弯曲强度设计	10
3.4.2 二级主减速齿轮参数表	11
3.5 一级主动锥齿轮设计计算	12

3.6 中间轴设计计算	13
第 4 章 主减速器的结构校核	14

4.1 一级主减速齿轮校核	14
4.1.1 锥齿轮校核	14
4.1.2 齿轮弯曲强度校核	15
4.1.3 齿轮接触强度校核	15
4.2 二级主减速齿轮校核	16
4.2.1 齿轮弯曲强度校核	16
4.2.2 齿轮接触强度校核	16
4.3 锥齿轮轴校核	17
4.4 中间轴校核	18
第5章 主减速器三维建模	20
5.1 Pro/E 软件简介	20
5.2 主减速零件三维建模	20
5.2.1 锥齿轮零件设计	20
5.2.2 中间轴零件设计	21
5.2.3 二级传动主动齿轮零件设计	21
5.3 主减速器装配	22
结 论	24
参考文献	25
致 谢	26

第 1 章 绪 论

1.1 研究目的

随着经济的快速发展，基础设施的建设需求与日俱增，大吨数载货汽车的需求量也开始快速增长。再这样的经济发展之中，汽车产业已经不知不觉中已经成为国家实体经济中的重要支柱，成为衡量国家现代化工业的重要标准^[1]。在这样的重要经济建设下，东风风神等自卸载货汽车也是汽车现代化工艺的体现，目前国内的自主研发的自卸车发展状况非常迅速^[2]，其销售量据调查已经达到了 15 万辆左右，占据全球重卡载货汽车的一半市场以，其销售增长率呈现上升趋势，较上一年的销售量增加了 20%左右^[3]。

对于汽车的动力性能的最佳体现取决于汽车发动机的性能以及传动效率。优秀的汽车发动机的参数设计需要传动系统的合理选择^[12]，虽然底盘设计也很重要，但是相较于发动机而言还是稍逊一筹。合理的传动系统可以提高发动机的运转效率，是燃料的使用效率增高，减少发动机齿轮的磨损程度，使发动机的使用寿命大幅度提高^[13]。目前汽车的传动系统设计之中最为重要的就是驱动桥的设计，是汽车传动系统的核心部件。根据相关的调查报告可以得知，汽车故障率基本上有将近 25%发生在驱动桥部件中^[14]，而主减速器作为驱动桥机构的组成部件，其意义是非常关键的。主减速器的设计性能优秀否直接影响汽车的动力性能，燃油效率以及操作控制的稳定性、安全性、行车过程中的噪音含量，还直接影响发动机的使用寿命长短等诸多问题。所以本论文将针对主减速器这一关键部件进行合理的参数设计，做到发动机的传比效率最优化。

1.2 国内外现状研究

1.2.1 国外研究现状

由于国外的汽车产业发展时间较早，已经形成了规模的发展体系，其中以欧美日韩为代表的汽车产业建设尤为成功。他们对于主减速器的设计使用更加成熟。

其中戴姆勒公司通过 In-Soo Suh 等测试方法对主减速器进行设计优化，通过测出车内行驶时的噪音量与发动机传动系统扭矩值，探究改进主减速器的优化^[4]。

伟世通公司的设计人员利用 EDS 软件优化主减速器的齿轮结构，分析齿轮传递时的能量损耗，并基于这样的分析现状建立动力学模型，分析主减速器的传动系统，研究在传动过程中发动机的齿轮啮合噪音量，根据分析结果对主减速器的结构进行迭代设计计算^[5]。

外国的科研者 Tadashi Takeuchi 和 Kazuhide Togai 等人通过 CAE 建模仿真分析主减速器中的齿轮主要问题是出自于啮合过程中传动比误差所导致的^[6]

。这样分析主减速器中的齿轮传动问题更加合理规范。另外国外的加工工艺已经采取了电脑化编程，采用模块化设计，直接进行产品的配套化生产，生产效率更加高效，适合现在的工业化体系发展。

1.2.2 国内研究现状

与国外的长期对汽车产业的研究制造不同，我国对汽车产业发展时间较晚，对于发动机的主减速器研究开始的就更加晚了。直到 1978 年前后，我国才开始通过对发动机等机械设备的疲劳值测试，形成相关的理论体系^[7]。到上世纪末，我国才针对发动机的驱动桥部分提出相应的检测方法理论以及标准规定值等，为后续的重卡主减速器设计提供了相关的理论依据^[8]。

在近几年时间，长春理工大学的郭岩通过对比的科研手法对现有的主减速器进行改进开发设计，对主减速器的布局结构进行理论的计算，在计算修改的之后对主减速器加以道路试验、台架试验等，加快了主减速器的结构设计过程^[9]。

东风公司的科研人员通过设计开发一款独立悬架的重型驱动桥，其设计的构思精妙，对于汽车运行时的稳定性以及安全性有着大幅度的提高^[10]。

哈尔滨工业大学的科研人员通过研究齿轮传动效率在不同的工作情况下的变化，必将其变化融入到弹性接触理论之中，通过齿轮啮合时的冲击力以及冲击角，建立相应的动力学模型。用动力模型描述齿轮啮合在不同工作状态下的稳态分析以及瞬态分析。在进行一系列实验之后，其数据表明在冲击力大的场合，齿轮的啮合的瞬态啮合力大于稳态啮合力数值，导致其冲击时间更长。而且冲击力在不同的工作环境中会改变齿轮的啮合周期，会增大齿轮的摩擦力，加强对切向齿轮的冲击作用，缩短齿轮的使用寿命，为后续的主减速器的两个减速齿轮副提供设计参考及思路^[11]。

目前国内的汽车设计过程所采用的方法还是非常传统的，通过设计出初步的发动机，在进行一些列的道路测试以及各种实验。再根据顾客的需求进行改进，再进行测试，如此反复的设计与测试过程无疑中加剧了成本的消耗，对人力物力也是极大的浪费，而且这样修改而成的主减速器虽然达到了客户的需求，但实际上发动机与传动系统的搭配并不是很合理的，没有达到设计的最佳情况。目前国内有部分企业开始使用计算机对设计的发动机进行仿真模拟试验，这样那个可以减少人力物力的消耗，还可以使设计的数据最大合理化，提高重卡汽车的动力性能以及燃油效率，相信在这样的设计体系之下，重卡的主减速器的发展会突飞猛进。

1.3 现有问题分析

目前的汽车驱动桥系统功率在传动过程中存在很多的损失问题，其传动效率的主要损失是由主减速器所导致的。目前主减速器在工作时所导致传递功率减少的主要原因是主减速器齿轮、轴承在啮合过程中所产生的机械以及压液力损失。所以主减速器的设计好坏直接影响汽车的动力性能以及燃油效率。本论文将通过对东风大力神的设计参数对主减速器进行设计，并通过建立相关的仿真模型对设计的主减速器进行传动效率分析，并进行优化改进。

第 2 章 主减速器的选择

2.1 主减速器的方案选择

汽车发动机的重要组成部件就是驱动桥机构，它位于汽车传动系统的末端，其功能主要是传递变速箱所产生的转矩，将其转矩的力分配至汽车的行驶轮之中，为汽车的运行提供动力。而且驱动桥机构除了传递转矩之外还将肩负着路面与车底盘之间的间隙的调节功能，防止车在运行中出现底盘与路面出现磕碰情况。而驱动桥机构的核心部件就是主减速器总成，不同设计情况下的主减速器的结构是非常不同的，目前市场上主要流行的主减速器设计方案有中央减速器以及轮边减速器两种，其设计方案方式是由减速器所安置的位置决定的。如果按照减速器上的齿轮辐数目还可以分成单级主减速器以及双级主减速器。目前单级主减速器在市场上主要用于轿车以及轻型的载货汽车等，而重型载货汽车主要使用双级主减速器，原因是双级主减速器的传动比大，传动效率更佳，可以保证发动机中的燃料使用率。

而本文设计的东风大力神载货汽车则是一款重型载货汽车，所以在主减速器的选择上应该选择双级主减速器，适用于重卡这样的大型载货汽车。

2.2 主减速器的设计要求

现在的市场上主减速器在经历更新换代，面对汽车行业以及国家政策下的高标准要求，主减速器的发展方向主要这个方面发展：

- (1) 使用性能更佳，传动效率高。
- (2) 进行模块化设计，方便组装。
- (3) 设计不再单一化，面对不同的车型可以有着不同的设计方案。

其规定的设计标准如下：

(1) 在面对汽车的设计要求之下所进行设计的主减速器应该让汽车的动力性能大幅度提高以及使燃料的使用效率更强。

(2) 双级主减速器在设计过程中应该保证结构布局的合理，结构尺寸紧凑，在运行过程中保证一定的离地间隙，防止磕碰；另外齿轮在进行啮合运动时所产生的噪音小，不影响驾驶员的状态。

- (3) 适用于各个道路情况以及各个天气状况的使用。

(4) 所设计的双级主减速机在校核强度的保证下, 应该保证其整体质量的轻便, 较少燃料使用。

(5) 设计结构简单, 可以进行整体流水线加工, 方便安装以及维修。

2.3 主减速器的齿轮选择

目前的主减速器中的两个减速齿轮副在设计中所采用的齿轮不同, 其第一级齿轮使用的螺旋锥齿轮, 齿轮角度一般是 90° 的交角, 这样的齿轮布局放置可以使主减速器承受更大的冲击力, 而且该齿轮在啮合过程中所产生的噪音更少, 充分啮合的情况也可以保证发动机的运行更加稳定, 其传动效率比可以高达 99%, 加工制造工艺简单, 在运行的过程中不需要外设润滑装置, 减少成本的消耗。

第二级齿轮采用的是圆柱齿轮, 其齿轮的轴线都是呈现垂直状态, 这样的齿轮在布局设计中可以在第一级齿轮传递后将转矩更加平稳的传递, 还可以增加主减速器整体的强度, 提高接触强度。而且在圆柱齿轮的设计之中, 若是将齿轮的齿轮数减少, 其传动效率还将提高, 这样的设计将车与地面的间隙扩大, 但是目前圆柱齿轮的加工制造工艺难度较大, 制造精度高。

第 3 章 主减速器的基本参数设计

3.1 主减速器的参数

本论文设计的东风大力神载货汽车是重卡汽车，选取的型号为 DFL3258A21，其结构参数如表 3-1 所示：

表 3.1 东风大力神（DFL3258A21）载货汽车参数表

项目	符号	设计规格
驱动形式 Z_1		6x4
整车重量/t		11.91
总质量/t		25
轮胎规格		12.00-20
发动机最大马力		350
最大输出功率/kw		257kw
最大输出功率转速		1900rpm
最大扭矩		1600n.m
最大扭矩转速		1100-1500rpm
变速器传动比	i_1	5.3
	i_2	0.7
车轴距		4050±1350m
最高时速/km/h	v_{max}	80km/h

根据表格数据可以发现，该款重卡汽车采用的轮胎规格是 12.00-20，可以计算得出轮胎的直径：

$$D = 1.2m = 1200mm \quad (3-1)$$

面对重卡汽车的设计，将其发动机最大输出功率转速用 n_g 表示，计算重卡的传动比：

$$i_0 = 0.377 \frac{D n_g}{2v_{max} i_2} \quad (3-2)$$

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

D——轮胎直径；

n_g ——最大输出功率转速；

V_{\max} ——最高时速；

i_2 ——变速器最大传动比；

对所得的传动比 i_0 进行校核计算，其公式如下：

$$i_0 = (0.367 \sim 0.469) \frac{Dn_g}{2v_{\max} i_2 i_{FH} i_{LB}} \quad (3-3)$$

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

D ——轮胎直径；

n_g ——最大输出功率转速；

V_{\max} ——最高时速；

i_2 ——变速器最大传动比；

i_{FH} ——其余变速器传动比，取 $i_{FH}=1$ ；

i_{LB} ——轮边传动比，取 $i_{LB}=1$ ；

另外根据相关表格查询，取功率浮动系数为 0.45，将轮胎直径、转速、最高时速等参数代入，所以 i_0 的计算=9.16，其传动比大于设计规定的 7.6，所以本论文设计采用双级主减速器的设计。

所以根据相关规定，二级传动比 i_{02} 与一级传动比 i_{01} 的比率在 0.5—2.1 之间。所以本文选取的比值为 1.1，其一级传动比的齿轮齿数大多选择在 9-15 之间，所以本文为了设计的要求，选择齿数 $z_1=11$ ，则可以计算 $i_{01}=2.89$ ，则 $i_{02} = \frac{i_0}{i_{01}} = 3.17$ ，则可以得出实际传动比 $i_0=9.16$ 。

3.2 主减速齿轮载荷计算

重卡汽车在运行时，其设计的主减速器要受到极大的冲击力，所以需要对主减速器里的减速齿轮副进行载荷计算，保证设计的合理性，公式如下：

$$T_{yzm} = T_{z\max} \cdot i_{Tl} \cdot K_0 \cdot \eta_T / n \quad (3-4)$$

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

T_{yzm} ——最大的额定载荷；

$T_{z\max}$ ——转矩最大值；

i_{Tl} ——传动齿轮比， $i_{Tl} = i_0 \cdot i_1 = 48.55$ ；

η_T ——传动效率，本文取 0.9；

K_0 ——安全参数，本文取 1；

n ——驱动桥数，本文取 1；

由公式（3-4）得知，将最大转矩 1600 带入式中，再代入其他参数，计算结果为：

$$T_{yzm} = T_{zmax} \cdot i_{Tl} \cdot K_0 \cdot \eta_T / n = 69912 \text{ N.m}$$

$$T_{yzn} = \frac{G_2 \cdot K_1 \cdot D}{2 \cdot \eta_{LB} \cdot i_{LB}} \quad (3-5)$$

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

G_2 —— 车辆在超载时的负荷值；

K_1 —— 道路安全系数，取决于轮胎规格的安装，本文取 0.85；

D —— 轮胎直径；

$n_{LB} i_{LB}$ —— 安全参数，本文取 1；

由于大力神该款重卡采取的的规格是 6x4，总质量为 25t，后桥允许载重 16t，所以满载时，前轴分配载荷为 36%，后轴为 64%，计算前后轴载荷：

$$G_1 = 0.36 \times 25 = 9 \quad (3-6)$$

$$G_2 = 0.64 \times 25 = 16 \quad (3-7)$$

将计算结果代入（3-5）之中，得到 $T_{yzn} = 81600 \text{ N.m}$

经过上述的计算，比较 T_{yzm} 与 T_{yzn} 值的大小，选择 $T_{yzm} = 69912$ 作为最大的额定载荷进行检验，计算主减速器的平均转矩值：

$$T_{yz} = \frac{(G + G_n) \cdot D}{2 \times i_{LB} \cdot \eta_{LB} \cdot n} (f_1 + f_2 + f_3)$$

$$= \frac{(25 \times 1000 \times 10 + 0) \times 1.2}{2 \times 1 \times 1} (0.018 + 0.8 + 0) \quad (3-8)$$

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

G —— 车辆总重量为 25t；

G_n —— 使用挂车时的重量，本文无挂车，取 0；

D —— 轮胎直径；

f_1 —— 道路摩擦系数，本文在满载时取 $f_1 = 0.018$ ；

f_2 —— 汽车上坡时系数，本文在满载时取 $f_2 = 0.8$ ；

f_3 —— 发动机参数，本文在满载时取 $f_3 = 0$ ；

将计算结果代入（3-8）之中，所得最大应载荷计算量为 122700N.m。

3.3 一级主减速齿轮参数计算

3.3.1 传动比计算

在本论文的双级主减速器的设计过程中，一级传动比 i_{01} 小于二级传动比 i_{02} ，所以在齿轮齿数的选择之上，一级主动齿轮的齿数应该大于二级齿轮齿数，再上述文章中，我们将一级齿轮齿数 z_1 选择的值为 11，所以二级齿轮齿数应该 $z_2=11 \times 2.89=31.79$ ，查阅手册将齿数 z_2 设定为 29 个，所以实际传动比 $i_{01} = \frac{z_2}{z_1} = 2.64$ ， $i_{02} = \frac{i_0}{i_{01}} = 3.47$ 。

3.3.2 节圆直径参数计算

在进行节圆直径的参数计算过程中，需要对通过转矩确定应力载荷，其中使用的应力载荷应选取 T_{yzm} ，用计算应力载荷较小进行计算，其公式如下：

$$d_2 = K_{d_2} \cdot \sqrt[3]{T_j} \quad (3-9)$$

上述公式中，各个参数所代指的意义如下：

K_{d_2} ——计算设计轴的直径系数，通常取值范围为 13-16 之间；

T_j ——计算使用的转矩值，使用 $\frac{T_{yzm}}{i_{02}} = 69912/3.47=20147.55\text{N.m}$ ，所计算的值就是主减

速器的第一级齿轮受最大应力载荷所承受的转矩值：

将计算结果一级各个参数代入 (3-9) 之中，得到 $d_2 = K_{d_2} \cdot \sqrt[3]{T_j} = 353.74 \sim 435.39\text{mm}$ ，为后续计算方便考虑，将 d_2 定值为 400mm。

3.3.3 齿轮端面模数计算

通上述计算所得的 d_2 定值为 400mm，所以可以得出端面模数 $mt=d_2/z_2=14$ 。

3.3.4 齿轮端宽计算

齿轮齿面宽度 $b=0.155d_2=400 \times 0.155=62\text{mm}$ ，所以齿轮宽度取值 62mm。

3.3.5 锥齿轮螺旋方向

根据相关的设计规范，齿轮再搭配使用的时候，一般主动锥齿轮的螺旋方向为左旋，从动锥齿轮的螺旋方向为右旋，这样才可以保证齿轮在运行时啮合性的良好，可以起到相

相互作用力的效果。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/215340302224011132>