



# (12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 115949716 B

(45) 授权公告日 2023.05.09

(21) 申请号 202310218653.6

F16H 57/023 (2012.01)

(22) 申请日 2023.03.09

F16H 57/02 (2012.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 115949716 A

(56) 对比文件

CN 107143636 A, 2017.09.08

CN 106989155 A, 2017.07.28

(43) 申请公布日 2023.04.11

CN 108278348 A, 2018.07.13

(73) 专利权人 北京理工大学

CN 107152510 A, 2017.09.12

地址 100081 北京市海淀区中关村南大街5号

CN 106369136 A, 2017.02.01

CN 107143638 A, 2017.09.08

(72) 发明人 孙钦鹏 彭增雄 吴维 胡纪滨

GB 1181526 A, 1970.02.18

JP H10122336 A, 1998.05.15

(74) 专利代理机构 北京盛询知识产权代理有限公司 11901

审查员 张向磊

专利代理师 蔺巍

(51) Int. Cl.

F16H 47/04 (2006.01)

F16H 57/021 (2012.01)

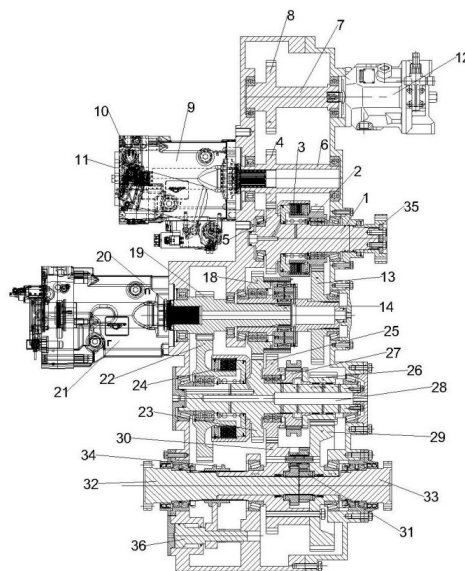
权利要求书3页 说明书8页 附图11页

(54) 发明名称

高速工程车辆液压机械复合无级传动装置

(57) 摘要

本发明属动力传动技术领域,具体公开高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,包括液压调速回路、分汇流机构、机械路输入传动机构、液压段定轴齿轮传动机构、液压机械段定轴齿轮传动机构、高低档换挡机构、差速器总成,具备低速作业所需的超低稳定车速,同时具备高速行驶的高传动效率。本发明的各工作段连续变速,液压元件的速度连续变化,离合器无速差切换,操纵简单,传动效率高,所需液压元件的功率较小。



1. 高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,包括液压调速回路、分汇流机构、机械路输入传动机构、液压段定轴齿轮传动机构、液压机械段定轴齿轮传动机构、高低档换挡机构、差速器总成;

所述液压调速回路包括双向变量泵(9)、补油泵(10)、变量马达(21),所述双向变量泵(9)与所述变量马达(21)组成闭式液压回路,所述补油泵(10)维持所述闭式液压回路的低压压力并为所述双向变量泵(9)、变量马达(21)提供控制油压;

所述分汇流机构包括单个行星排,机械路动力从第一行星架(16)输入,液压路功率从太阳轮(15)输入,液压机械段功率由齿圈(17)输出;

所述机械路输入传动机构包括第一齿轮(2)、第一离合器(3)、第五齿轮(13);

所述液压段定轴齿轮传动机构包括第七齿轮(19)、第八齿轮(22)、第二离合器(24);

所述液压机械段定轴齿轮传动机构包括第六齿轮(18)、第九齿轮(23);

所述高低档换挡机构包括高低档齿套(27)、第十齿轮(25)、第十一齿轮(26);

所述差速器总成包括差速器(31)、第十三齿轮(30)、第十二齿轮(29)、差速锁(34)、第一输出轴(32)、第二输出轴(33);

所述高低档换挡机构用于切换低档模式和高档模式,所述低档模式用于作业工况,所述高档模式用于高速行驶,所述低档模式、高档模式均包括两个工作段,第一个工作段为纯液压段,第二个工作段为分矩汇速形式的液压机械段,所述纯液压段用于起步、作业和倒车,所述液压机械段用于低速行驶工况。

2. 根据权利要求1所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述低档模式的所述纯液压段,所述高低档齿套(27)处于L位置,所述第二离合器(24)接合、所述第一离合器(3)分离,发动机输入功率经过输入轴(1)、第三齿轮(5)、第二齿轮(4)传递到所述双向变量泵(9),所述双向变量泵(9)的功率经过所述变量马达(21)传递到所述第七齿轮(19)、第二离合器(24)、第十一齿轮(26)、第十二齿轮(29)、差速器(31),输出到所述第一输出轴(32)、第二输出轴(33)。

3. 根据权利要求2所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述低档模式的所述液压机械段,所述高低档齿套(27)处于L位置,所述第二离合器(24)分离、所述第一离合器(3)接合,发动机一部分功率经过所述输入轴(1)、第三齿轮(5)、第二齿轮(4)传递到所述双向变量泵(9),所述双向变量泵(9)的功率经过所述变量马达(21)传递到所述太阳轮(15),发动机另一部分功率经过所述输入轴(1)、第一离合器(3)、第一齿轮(2)、第五齿轮(13),输入到所述第一行星架(16),两路功率汇合后,经过所述齿圈(17)、第六齿轮(18)、第九齿轮(23)、第二离合器(24)、第十一齿轮(26)、第十二齿轮(29)、差速器(31),输出到所述第一输出轴(32)、第二输出轴(33)。

4. 根据权利要求1所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述高档模式的所述纯液压段,所述高低档齿套(27)处于H位置,所述第二离合器(24)接合、所述第一离合器(3)发动机输入功率经过输入轴(1)、第三齿轮(5)、第二齿轮(4)传递到所述双向变量泵(9),所述双向变量泵(9)的功率经过所述变量马达(21)传递到所述第七齿轮(19)、第二离合器(24)、第十齿轮(25)、第十三齿轮(30)、差速器(31),输出到所述第一输出轴(32)、第二输出轴(33)。

5. 根据权利要求4所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述

高档模式的所述液压机械段,所述高低档齿套(27)处于H位置,所述第二离合器(24)分离、所述第一离合器(3)接合,发动机一部分功率经过所述输入轴(1)、第三齿轮(5)、第二齿轮(4)传递到所述双向变量泵(9),所述双向变量泵(9)的功率经过所述变量马达(21)传递到所述太阳轮(15),发动机另一部分功率经过所述输入轴(1)、第一离合器(3)、第一齿轮(2)、第五齿轮(13),输入到所述第一行星架(16),两路功率汇合后,经过所述齿圈(17)、第六齿轮(18)、第九齿轮(23)、第二离合器(24)、第十齿轮(25)、第十三齿轮(30)、差速器(31),输出到所述第一输出轴(32)、第二输出轴(33)。

6. 根据权利要求2所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述第一离合器(3)的主动部分、第三齿轮(5)与所述输入轴(1)固定连接,所述第一齿轮(2)与所述第一离合器(3)的被动部分固定连接并转动套设在所述输入轴(1)外侧,所述第三齿轮(5)与所述第二齿轮(4)相啮合,所述双向变量泵(9)通过花键固定连接有液压泵轴(6),所述第二齿轮(4)固定套设在所述液压泵轴(6)外侧,所述双向变量泵(9)后端安装有所述补油泵(10)以及润滑泵(11),作业泵(12)通过花键固定连接有作业泵轴(7),所述作业泵轴(7)外侧固定套设有第四齿轮(8),所述第四齿轮(8)与所述第三齿轮(5)啮合;

所述第一齿轮(2)与所述第五齿轮(13)啮合,所述第五齿轮(13)固定套设在机械路输入轴(14)外侧,所述第一行星架(16)与所述机械路输入轴(14)固定连接,所述变量马达(21)通过花键固定连接有马达轴(20),所述太阳轮(15)、第七齿轮(19)固定套设在所述马达轴(20)外侧,所述齿圈(17)与所述第六齿轮(18)固定连接,所述第六齿轮(18)与所述第九齿轮(23)啮合,所述第七齿轮(19)与所述第八齿轮(22)啮合;

所述第八齿轮(22)与所述第二离合器(24)的主动部分固定连接,所述第二离合器(24)的被动部分固定连接有所述第九齿轮(23)以及中间轴(28),所述高低档齿套(27)固定套设在所述中间轴(28)外侧,所述第十齿轮(25)、第十一齿轮(26)转动套设在所述中间轴(28)外侧,所述第十齿轮(25)与所述高低档齿套(27)的高档位置固定连接,所述第十一齿轮(26)与所述高低档齿套(27)的低档位置固定连接;

所述第十齿轮(25)与所述第十三齿轮(30)啮合,所述第十一齿轮(26)与所述第十二齿轮(29)啮合,所述第十二齿轮(29)、第十三齿轮(30)与所述差速器(31)固定连接,所述差速器(31)的两个输出端分别与所述第一输出轴(32)、第二输出轴(33)固定连接。

7. 根据权利要求1所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述差速器(31)包括输出大齿轮(301)、输出小齿轮(302)、长行星轮(303)、短行星轮(304)、第二行星架(305),所述第十二齿轮(29)、第十三齿轮(30)与所述差速器(31)壳体固定连接,所述长行星轮(303)、短行星轮(304)转动设置在所述第二行星架(305)上,所述长行星轮(303)与所述输出大齿轮(301)啮合,所述短行星轮(304)与所述输出小齿轮(302)啮合,所述第一输出轴(32)与所述输出小齿轮(302)固定连接,所述第二输出轴(33)与所述输出大齿轮(301)固定连接。

8. 根据权利要求6所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述输入轴(1)、机械路输入轴(14)、中间轴(28)、第一输出轴(32)、第二输出轴(33)均采用圆锥滚子轴承进行支撑,作业泵轴(7)由第一轴承(101)、第二轴承(102)进行支撑,所述第一轴承(101)、第二轴承(102)均为球轴承,所述液压泵轴(6)由第三轴承(103)、第四轴承(104)进行支撑,所述第三轴承(103)为球轴承,所述第四轴承(104)为圆柱滚子轴承,所述输入轴

(1)由第五轴承(105)、第六轴承(106)进行支撑,所述第五轴承(105)、第六轴承(106)均为圆锥滚子轴承,所述第一离合器(3)由第七轴承(107)、第八轴承(108)进行支撑,所述第七轴承(107)、第八轴承(108)均为球轴承,所述机械路输入轴(14)由第九轴承(109)、第十二轴承(113)进行支撑,所述第九轴承(109)、第十二轴承(113)均为圆锥滚子轴承,所述第六齿轮(18)由第十轴承(111)、第十一轴承(112)进行支撑,所述第十轴承(111)、第十一轴承(112)均为球轴承,所述第一行星架(16)由行星轮滚针(110)进行支撑,所述马达轴(20)由第十三轴承(114)、第十四轴承(115)进行支撑,所述第十三轴承(114)、第十四轴承(115)均为圆柱滚子轴承,所述中间轴(28)由第十五轴承(116)、第二十三轴承(124)进行支撑,所述第十五轴承(116)、第二十三轴承(124)均为圆锥滚子轴承,所述第十一齿轮(26)内圈固定连接第十七轴承(118),所述第十一齿轮(26)两侧分别接触设置有第十六轴承(117)、第十八轴承(119),所述第十六轴承(117)、第十七轴承(118)、第十八轴承(119)内圈均固定套设在所述中间轴(28)外侧,所述第十齿轮(25)内圈固定连接第十九轴承(120)、第二十轴承(121),所述第十九轴承(120)、第二十轴承(121)均为球轴承,所述第十九轴承(120)、第二十轴承(121)内圈均固定套设在所述中间轴(28)外侧,所述第二离合器(24)内毂固定连接第二十一轴承(122)、第二十二轴承(123),所述第二十一轴承(122)、第二十二轴承(123)均为球轴承,所述第二输出轴(33)外侧固定套设有第二十四轴承(125)、第二十五轴承(126)、第二十七轴承(128),所述第二十四轴承(125)、第二十五轴承(126)为圆锥滚子轴承,所述第二十七轴承(128)为滚针轴承,所述第一输出轴(32)外侧固定套设有第三十轴承(131)、第三十一轴承(132)、第二十八轴承(129),所述第三十轴承(131)、第三十一轴承(132)为圆锥滚子轴承,所述第二十八轴承(129)为滚针轴承,所述差速器(31)外侧固定套设有第二十六轴承(127)、第二十九轴承(130),所述第二十六轴承(127)、第二十九轴承(130)均为圆锥滚子轴承。

9. 根据权利要求6所述的高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,其特征在于,所述输入轴(1)端部固定连接输入法兰(35),所述输入法兰(35)与所述作业泵(12)位于同一侧,所述双向变量泵(9)与所述变量马达(21)位于同一侧,所述差速锁(34)上设置有差速锁操纵机构(36)。

## 高速工程车辆液压机械复合无级传动装置

### 技术领域

[0001] 本发明属动力传动技术领域,尤其涉及高速工程车辆液压机械复合无级传动装置。

### 背景技术

[0002] 目前,非道路车辆工程车辆普遍都是低速车速,一般车速不超过40km/h,可满足大多数工程应用。但在一些特殊场合,例如军用工程车辆、及时救援工程车辆,需要高速行驶,满足时效的特殊用途。因此,目前的工程车辆传动系统必须经过较大的改进,才能满足高速行驶的要求。

[0003] 工程车辆作业时,需要稳定的车速控制,以及超低的稳定车速要求,这需要传动系统具有爬行挡位,具备非常宽的传动比范围,并且能保证作业工程中的车速稳定。

[0004] 对于工程车辆,传统的机械传动不能实现无级调速,无法实现超低稳定车速。液力机械传动技术,由于存在低效液力元件变矩器,最高传动效率低于75%,并且车速是随负荷变化而改变,无法实现精确的车速和位置控制。液压传动具备无级调速的功能,适合于工程车辆,但传动效率较低,无法高速行驶的要求。

[0005] 工程车辆高速化是军用工程机械的发展趋势,可以保证工程机械车辆与装备车辆共同行进,提高保障效率,在弹药装卸、工事修筑、架桥、铺路、挖战壕等工况下,能及时响应军事需求,可以做到跟随主战装备共同部署的目的。国外,美军、英军均配备了高速军用工程机械车辆,在海湾战争、伊拉克战争中,为保障提供了巨大的支撑。

[0006] 目前我国工程机械采用的液压传动、液力机械传动技术,存在效率低,很难满足工程车辆高速行驶的要求,需要发展高速工程机械的传动形式。

[0007] 液压机械复合无级传动通过机械功率和液压功率的复合,可实现高效的无级传动,使发动机维持稳定的负荷,提高燃油经济性,成为工程车辆传动系统的发展方向之一,国内外工程机械厂家积极开展该传动系统的研究。

### 发明内容

[0008] 本发明的目的是提供高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,包含一个高低挡切换模式,低速用于作业工况,高速用于高速行驶工况。高速和低速模式均包含一个液压段和一个液压机械段。利用液压调速回路和机械回路的复合,液压路只传递部分的功率,实现了高传动效率及无级调速。相比于传统的装载机液力机械动力换挡变速箱,本发明可大幅提高传动装置的传动效率,并可使发动机常工作于经济转速区间,降低工程车辆的油耗和噪音水平。

[0009] 为实现上述目的,本发明提供了如下方案:高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,包括液压调速回路、分汇流机构、机械路输入传动机构、液压段定轴齿轮传动机构、液压机械段定轴齿轮传动机构、高低档换挡机构、差速器总成;

[0010] 所述液压调速回路包括双向变量泵、补油泵、变量马达,所述双向变量泵与所述变

量马达组成闭式液压回路,所述补油泵维持所述闭式液压回路的低压压力并为所述双向变量泵、变量马达提供控制油压;

[0011] 所述分汇流机构包括单个行星排,机械路动力从第一行星架输入,液压路功率从太阳轮输入,液压机械段功率由齿圈输出;

[0012] 所述机械路输入传动机构包括第一齿轮、第一离合器、第五齿轮;

[0013] 所述液压段定轴齿轮传动机构包括第七齿轮、第八齿轮、第二离合器;

[0014] 所述液压机械段定轴齿轮传动机构包括第六齿轮、第九齿轮;

[0015] 所述高低档换挡机构包括高低档齿套、第十齿轮、第十一齿轮;

[0016] 所述差速器总成包括差速器、第十三齿轮、第十二齿轮、差速锁、第一输出轴、第二输出轴;

[0017] 所述高低档换挡机构用于切换低档模式和高档模式,所述低档模式用于作业工况,所述高档模式用于高速行驶,所述低档模式、高档模式均包括两个工作段,第一个工作段为纯液压段,第二个工作段为分矩汇速形式的液压机械段,所述纯液压段用于起步、作业和倒车,所述液压机械段用于低速行驶工况。

[0018] 优选的,所述低档模式的所述纯液压段,所述高低档齿套处于L位置,所述第二离合器接合、所述第一离合器分离,发动机输入功率经过输入轴、第三齿轮、第二齿轮传递到所述双向变量泵,所述双向变量泵的功率经过所述变量马达传递到所述第七齿轮、第二离合器、第十一齿轮、第十二齿轮、差速器,输出到所述第一输出轴、第二输出轴。

[0019] 优选的,所述低档模式的所述液压机械段,所述高低档齿套处于L位置,所述第二离合器分离、所述第一离合器接合,发动机一部分功率经过所述输入轴、第三齿轮、第二齿轮传递到所述双向变量泵,所述双向变量泵的功率经过所述变量马达传递到所述太阳轮,发动机另一部分功率经过所述输入轴、第一离合器、第一齿轮、第五齿轮,输入到所述第一行星架,两路功率汇合后,经过所述齿圈、第六齿轮、第九齿轮、第二离合器、第十一齿轮、第十二齿轮、差速器,输出到所述第一输出轴、第二输出轴。

[0020] 优选的,所述高档模式的所述纯液压段,所述高低档齿套处于H位置,所述第二离合器接合、所述第一离合器发动机输入功率经过输入轴、第三齿轮、第二齿轮传递到所述双向变量泵,所述双向变量泵的功率经过所述变量马达传递到所述第七齿轮、第二离合器、第十齿轮、第十三齿轮、差速器,输出到所述第一输出轴、第二输出轴。

[0021] 优选的,所述高档模式的所述液压机械段,所述高低档齿套处于H位置,所述第二离合器分离、所述第一离合器接合,发动机一部分功率经过所述输入轴、第三齿轮、第二齿轮传递到所述双向变量泵,所述双向变量泵的功率经过所述变量马达传递到所述太阳轮,发动机另一部分功率经过所述输入轴、第一离合器、第一齿轮、第五齿轮,输入到所述第一行星架,两路功率汇合后,经过所述齿圈、第六齿轮、第九齿轮、第二离合器、第十齿轮、第十三齿轮、差速器,输出到所述第一输出轴、第二输出轴。

[0022] 优选的,所述第一离合器的主动部分、第三齿轮与所述输入轴固定连接,所述第一齿轮与所述第一离合器的被动部分固定连接并转动套设在所述输入轴外侧,所述第三齿轮与所述第二齿轮相啮合,所述双向变量泵通过花键固定连接有液压泵轴,所述第二齿轮固定套设在所述液压泵轴外侧,所述双向变量泵后端安装有补油泵以及润滑泵,作业泵通过花键固定连接有作业泵轴,所述作业泵轴外侧固定套设有第四齿轮,所述第四齿轮与

所述第三齿轮啮合；

[0023] 所述第一齿轮与所述第五齿轮啮合，所述第五齿轮固定套设在机械路输入轴外侧，所述第一行星架与所述机械路输入轴固定连接，所述变量马达通过花键固定连接有马达轴，所述太阳轮、第七齿轮固定套设在所述马达轴外侧，所述齿圈与所述第六齿轮固定连接，所述第六齿轮与所述第九齿轮啮合，所述第七齿轮与所述第八齿轮啮合；

[0024] 所述第八齿轮与所述第二离合器的主动部分固定连接，所述第二离合器的被动部分固定连接有所述第九齿轮以及中间轴，所述高低档齿套固定套设在所述中间轴外侧，所述第十齿轮、第十一齿轮转动套设在所述中间轴外侧，所述第十齿轮与所述高低档齿套的高档位置固定连接，所述第十一齿轮与所述高低档齿套的低档位置固定连接；

[0025] 所述第十齿轮与所述第十三齿轮啮合，所述第十一齿轮与所述第十二齿轮啮合，所述第十二齿轮、第十三齿轮与所述差速器固定连接，所述差速器的两个输出端分别与所述第一输出轴、第二输出轴固定连接。

[0026] 优选的，所述差速器包括输出大齿轮、输出小齿轮、长行星轮、短行星轮、第二行星架，所述第十二齿轮、第十三齿轮与所述差速器壳体固定连接，所述长行星轮、短行星轮转动设置在所述第二行星架上，所述长行星轮与所述输出大齿轮啮合，所述短行星轮与所述输出小齿轮啮合，所述第一输出轴与所述输出小齿轮固定连接，所述第二输出轴与所述输出大齿轮固定连接。

[0027] 优选的，所述输入轴、机械路输入轴、中间轴、第一输出轴、第二输出轴均采用圆锥滚子轴承进行支撑，作业泵轴由第一轴承、第二轴承进行支撑，所述第一轴承、第二轴承均为球轴承，所述液压泵轴由第三轴承、第四轴承进行支撑，所述第三轴承为球轴承，所述第四轴承为圆柱滚子轴承，所述输入轴由第五轴承、第六轴承进行支撑，所述第五轴承、第六轴承均为圆锥滚子轴承，所述第一离合器由第七轴承、第八轴承进行支撑，所述第七轴承、第八轴承均为球轴承，所述机械路输入轴由第九轴承、第十二轴承进行支撑，所述第九轴承、第十二轴承均为圆锥滚子轴承，所述第六齿轮由第十轴承、第十一轴承进行支撑，所述第十轴承、第十一轴承均为球轴承，所述第一行星架由行星轮滚针进行支撑，所述马达轴由第十三轴承、第十四轴承进行支撑，所述第十三轴承、第十四轴承均为圆柱滚子轴承，所述中间轴由第十五轴承、第二十三轴承进行支撑，所述第十五轴承、第二十三轴承均为圆锥滚子轴承，所述第十一齿轮内圈固定连接有所第十七轴承，所述第十一齿轮两侧分别接触设置有第十六轴承、第十八轴承，所述第十六轴承、第十七轴承、第十八轴承内圈均固定套设在所述中间轴外侧，所述第十齿轮内圈固定连接有所第十九轴承、第二十轴承，所述第十九轴承、第二十轴承均为球轴承，所述第十九轴承、第二十轴承内圈均固定套设在所述中间轴外侧，所述第二离合器内毂固定连接有所第二十一轴承、第二十二轴承，所述第二十一轴承、第二十二轴承均为球轴承，所述第二输出轴外侧固定套有所第二十四轴承、第二十五轴承、第二十七轴承，所述第二十四轴承、第二十五轴承为圆锥滚子轴承，所述第二十七轴承为滚针轴承，所述第一输出轴外侧固定套有所第三十轴承、第三十一轴承、第二十八轴承，所述第三十轴承、第三十一轴承为圆锥滚子轴承，所述第二十八轴承为滚针轴承，所述差速器外侧固定套有所第二十六轴承、第二十九轴承，所述第二十六轴承、第二十九轴承均为圆锥滚子轴承。

[0028] 优选的，所述输入轴端部固定连接有所输入法兰，所述输入法兰与所述作业泵位于

同一侧,所述双向变量泵与所述变量马达位于同一侧,所述差速锁上设置有差速锁操纵机构。

[0029] 与现有技术相比,本发明具有如下优点和技术效果:

[0030] (1)采用液压与机械的功率复合,液压路只传递部分功率,大部分功率通过机械路传递,实现高传动效率及无级变速,可提高作业效率和降低发动机的油耗。

[0031] (2)采用2段连续式,第一段为纯液压,用于起步和低速倒车,前进和倒车切换不需要离合器,可实现平滑切换,一方面提高作业效率,另一方面降低了离合器操纵元件的磨损。第二段为液压机械段,较传统液力机械动力换挡变速箱和液压传动,提高了传动效率。

[0032] (3)通过高低档齿套,切换高低档模式,满足高速工程车辆高速行驶的要求,结构简单可靠。

[0033] (4)全程无级调速,可使发动机常工作于经济转速,提高了燃油经济性,降低了发动机的噪声。

[0034] (5)可实现段间离合器的零速差切换,提高了离合器摩擦片的寿命;段间切换只操纵1个离合器,简化了换挡逻辑和操纵系统的设计。

[0035] (6)由于液压调速系统的存在,可实现动力换挡,先接合下一段的离合器,再松开上一段的离合器,保证动力的不中断输出,提高了作业效率。

[0036] (7)采用了圆柱齿轮差速器结构,有效缩短了轴向空间。

## 附图说明

[0037] 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案,下面将对实施例中所需要使用的附图作简单地介绍,显而易见地,下面描述中的附图仅仅是本发明的一些实施例,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动性的前提下,还可以根据这些附图获得其他的附图:

[0038] 图1为本发明传动简图;

[0039] 图2为本发明轴系布置图;

[0040] 图3为本发明差速器传动方案;

[0041] 图4为本发明轴承布置图;

[0042] 图5为本发明剖切示意图;

[0043] 图6为本发明剖切展开图;

[0044] 图7为本发明马达调速图;

[0045] 图8为本发明马达工作压力图;

[0046] 图9为本发明马达动力因数图;

[0047] 图10为本发明行星元件转速图;

[0048] 图11为本发明离合器速差图;

[0049] 图12为本发明传动效率图。

[0050] 其中,1、输入轴;2、第一齿轮;3、第一离合器;4、第二齿轮;5、第三齿轮;6、液压泵轴;7、作业泵轴;8、第四齿轮;9、双向变量泵;10、补油泵;11、润滑泵;12、作业泵;13、第五齿轮;14、机械路输入轴;15、太阳轮;16、第一行星架;17、齿圈;18、第六齿轮;19、第七齿轮;20、马达轴;21、变量马达;22、第八齿轮;23、第九齿轮;24、第二离合器;25、第十齿轮;26、第



十一齿轮;27、高低档齿套;28、中间轴;29、第十二齿轮;30、第十三齿轮;31、差速器;32、第一输出轴;33、第二输出轴;34、差速锁;35、输入法兰;36、差速锁操纵机构;37、第一行星轮;101、第一轴承;102、第二轴承;103、第三轴承;104、第四轴承;105、第五轴承;106、第六轴承;107、第七轴承;108、第八轴承;109、第九轴承;110、行星轮滚针;111、第十轴承;112、第十一轴承;113、第十二轴承;114、第十三轴承;115、第十四轴承;116、第十五轴承;117、第十六轴承;118、第十七轴承;119、第十八轴承;120、第十九轴承;121、第二十轴承;122、第二十一轴承;123、第二十二轴承;124、第二十三轴承;125、第二十四轴承;126、第二十五轴承;127、第二十六轴承;128、第二十七轴承;129、第二十八轴承;130、第二十九轴承;131、第三十轴承;132、第三十一轴承;301、输出大齿轮;302、输出小齿轮;303、长行星轮;304、短行星轮;305、第二行星架。

### 具体实施方式

[0051] 下面将结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0052] 为使本发明的上述目的、特征和优点能够更加明显易懂,下面结合附图和具体实施方式对本发明作进一步详细的说明。

[0053] 参照图1-图12,本发明提供高速工程车辆液压机械复合无级传动装置,包括液压调速回路、分汇流机构、机械路输入传动机构、液压段定轴齿轮传动机构、液压机械段定轴齿轮传动机构、高低档换挡机构、差速器总成;

[0054] 液压调速回路包括双向变量泵9、补油泵10、变量马达21,双向变量泵9与变量马达21组成闭式液压回路,补油泵10维持闭式液压回路的低压压力并为双向变量泵9、变量马达21提供控制油压;

[0055] 分汇流机构包括单个行星排,机械路动力从第一行星架16输入,液压路功率从太阳轮15输入,液压机械段功率由齿圈17输出;

[0056] 机械路输入传动机构包括第一齿轮2、第一离合器3、第五齿轮13;

[0057] 液压段定轴齿轮传动机构包括第七齿轮19、第八齿轮22、第二离合器24;

[0058] 液压机械段定轴齿轮传动机构包括第六齿轮18、第九齿轮23;

[0059] 高低档换挡机构包括高低档齿套27、第十齿轮25、第十一齿轮26;

[0060] 差速器总成包括差速器31、第十三齿轮30、第十二齿轮29、差速锁34、第一输出轴32、第二输出轴33;

[0061] 本装置采用行星机构进行液压功率和机械功率的汇流,高低档换挡机构用于切换低档模式和高档模式,低档模式用于作业工况,高档模式用于高速行驶,低档模式、高档模式均包括两个工作段,第一个工作段为纯液压段,第二个工作段为分矩汇速形式的液压机械段,纯液压段用于起步、作业和倒车,液压机械段用于低速行驶工况。

[0062] 采用液压功率和机械功率无级复合技术,传动效率高,满足超低稳定车速的作业需求,以及高速行驶所需的高传动效率。

[0063] 本装置可实现动力换段,段间衔接时,可先接合下一段的离合器,再分离上一段的

离合器,实现动力的不中断传递,保证动力传输的不中断,提高作业效率,并保证换段的舒适性。

[0064] 进一步优化方案,低档模式的纯液压段,高低档齿套27处于L位置,第二离合器24接合、第一离合器3分离,发动机输入功率经过输入轴1、第三齿轮5、第二齿轮4传递到双向变量泵9,双向变量泵9的功率经过变量马达21传递到第七齿轮19、第二离合器24、第十一齿轮26、第十二齿轮29、差速器31,输出到第一输出轴32、第二输出轴33。

[0065] 液压段可实现零速起步,减少第一离合器3、第二离合器24起步的滑摩过程,提高了零部件的可靠性;同时液压段输出转速可精确可控,有利于低速装载过程中的精确位置控制,更适合工程车辆的使用工况。

[0066] 倒车与纯液压段的功率传动路线相同,只是通过调整双向变量泵9的变量方向,实现变量马达21的方向改变。

[0067] 进一步优化方案,低档模式的液压机械段,高低档齿套27处于L位置,第二离合器24分离、第一离合器3接合,发动机一部分功率经过输入轴1、第三齿轮5、第二齿轮4传递到双向变量泵9,双向变量泵9的功率经过变量马达21传递到太阳轮15,发动机另一部分功率经过输入轴1、第一离合器3、第一齿轮2、第五齿轮13,输入到第一行星架16,两路功率汇合后,经过齿圈17、第六齿轮18、第九齿轮23、第二离合器24、第十一齿轮26、第十二齿轮29、差速器31,输出到第一输出轴32、第二输出轴33。

[0068] 进一步优化方案,高档模式的纯液压段,高低档齿套27处于H位置,第二离合器24接合、第一离合器3分离,发动机输入功率经过输入轴1、第三齿轮5、第二齿轮4传递到双向变量泵9,双向变量泵9的功率经过变量马达21传递到第七齿轮19、第二离合器24、第十齿轮25、第十三齿轮30、差速器31,输出到第一输出轴32、第二输出轴33。

[0069] 进一步优化方案,高档模式的液压机械段,高低档齿套27处于H位置,第二离合器24分离、第一离合器3接合,发动机一部分功率经过输入轴1、第三齿轮5、第二齿轮4传递到双向变量泵9,双向变量泵9的功率经过变量马达21传递到太阳轮15,发动机另一部分功率经过输入轴1、第一离合器3、第一齿轮2、第五齿轮13,输入到第一行星架16,两路功率汇合后,经过齿圈17、第六齿轮18、第九齿轮23、第二离合器24、第十齿轮25、第十三齿轮30、差速器31,输出到第一输出轴32、第二输出轴33。

[0070] 本发明的换段逻辑如表1所示。

[0071] 表1 本发明的环段逻辑

工况	档位	第二离合器 24	第一离合器 3	高低档齿套 27
[0072] 低速挡工况	液压段	√		L
	液压机械段		√	L
	倒车段	√		L
高速挡工况	液压段	√		H
	液压机械段		√	H
	倒车段	√		H

[0073] 进一步优化方案,第一离合器3的主动部分、第三齿轮5与输入轴1固定连接,第一齿轮2与第一离合器3的被动部分固定连接并转动套设在输入轴1外侧,第三齿轮5与第二齿

轮4相啮合,双向变量泵9通过花键固定连接在液压泵轴6,第二齿轮4固定套设在液压泵轴6外侧,双向变量泵9后端安装有补油泵10以及润滑泵11,作业泵12通过花键固定连接在作业泵轴7,作业泵轴7外侧固定套设有第四齿轮8,第四齿轮8与第三齿轮5啮合;

[0074] 第一齿轮2与第五齿轮13啮合,第五齿轮13固定套设在机械路输入轴14外侧,第一行星架16与机械路输入轴14固定连接,变量马达21通过花键固定连接在马达轴20,太阳轮15、第七齿轮19固定套设在马达轴20外侧,齿圈17与第六齿轮18固定连接,第六齿轮18与第九齿轮23啮合,第七齿轮19与第八齿轮22啮合;

[0075] 第八齿轮22与第二离合器24的主动部分固定连接,第二离合器24的被动部分固定连接在第九齿轮23以及中间轴28,高低档齿套27固定套设在中间轴28外侧,第十齿轮25、第十一齿轮26转动套设在中间轴28外侧,第十齿轮25与高低档齿套27的高档位置固定连接,第十一齿轮26与高低档齿套27的低档位置固定连接;

[0076] 第十齿轮25与第十三齿轮30啮合,第十一齿轮26与第十二齿轮29啮合,第十二齿轮29、第十三齿轮30与差速器31固定连接,差速器31的两个输出端分别与第一输出轴32、第二输出轴33固定连接。

[0077] 输入轴1中心与第一输出轴32、第二输出轴33中心拉开一定距离,方便工程车辆的总体布置。

[0078] 进一步优化方案,差速器31包括输出大齿轮301、输出小齿轮302、长行星轮303、短行星轮304、第二行星架305,第十二齿轮29、第十三齿轮30与差速器31壳体固定连接,长行星轮303、短行星轮304转动设置在第二行星架305上,长行星轮303与输出大齿轮301啮合,短行星轮304与输出小齿轮302啮合,第一输出轴32与输出小齿轮302固定连接,第二输出轴33与输出大齿轮301固定连接。

[0079] 进一步优化方案,输入轴1、机械路输入轴14、中间轴28、第一输出轴32、第二输出轴33均采用圆锥滚子轴承进行支撑,作业泵轴7由第一轴承101、第二轴承102进行支撑,第一轴承101、第二轴承102均为球轴承,液压泵轴6由第三轴承103、第四轴承104进行支撑,第三轴承103为球轴承,第四轴承104为圆柱滚子轴承,输入轴1由第五轴承105、第六轴承106进行支撑,第五轴承105、第六轴承106均为圆锥滚子轴承,第一离合器3由第七轴承107、第八轴承108进行支撑,第七轴承107、第八轴承108均为球轴承,机械路输入轴14由第九轴承109、第十二轴承113进行支撑,第九轴承109、第十二轴承113均为圆锥滚子轴承,第六齿轮18由第十轴承111、第十一轴承112进行支撑,第十轴承111、第十一轴承112均为球轴承,第一行星架16由行星轮滚针110进行支撑,马达轴20由第十三轴承114、第十四轴承115进行支撑,第十三轴承114、第十四轴承115均为圆柱滚子轴承,中间轴28由第十五轴承116、第二十三轴承124进行支撑,第十五轴承116、第二十三轴承124均为圆锥滚子轴承,第十一齿轮26内圈固定连接在第十七轴承118,第十一齿轮26两侧分别接触设置有第十六轴承117、第十八轴承119,第十六轴承117、第十七轴承118、第十八轴承119内圈均固定套设在中间轴28外侧,第十齿轮25内圈固定连接在第十九轴承120、第二十轴承121,第十九轴承120、第二十轴承121均为球轴承,第十九轴承120、第二十轴承121内圈均固定套设在中间轴28外侧,第二离合器24内毂固定连接在第二十一轴承122、第二十二轴承123,第二十一轴承122、第二十二轴承123均为球轴承,第二输出轴33外侧固定套设有第二十四轴承125、第二十五轴承126、第二十七轴承128,第二十四轴承125、第二十五轴承126为圆锥滚子轴承,第二十七轴

承128为滚针轴承,第一输出轴32外侧固定套设有第三十轴承131、第三十一轴承132、第二十八轴承129,第三十轴承131、第三十一轴承132为圆锥滚子轴承,第二十八轴承129为滚针轴承,差速器31外侧固定套设有第二十六轴承127、第二十九轴承130,第二十六轴承127、第二十九轴承130均为圆锥滚子轴承。

[0080] 进一步优化方案,输入轴1端部固定连接有输入法兰35,输入法兰35与作业泵12位于同一侧,双向变量泵9与变量马达21位于同一侧,差速锁34上设置有差速锁操纵机构36。

[0081] 差速器31可以满足工程车高速行驶工况下,前后轴所需的差速,差速器31选择圆柱齿轮结构,缩短了轴向空间,差速锁34可以在低速作业工况下进行锁定。差速锁操纵机构36与离合器的操纵阀集成设计,差速锁操纵机构36通过液压力推动差速锁34拨叉及齿套,实现差速器31的锁定及解锁。

[0082] 本发明的变量马达21速度连续变化,可以实现无速差换段;最高压力42MPa,可充分利用市场上可选购的液压泵及液压马达。

[0083] 本发明的最大动力因数0.6,可满足军用工程车辆的最大爬坡度的要求,覆盖民用工程车辆领域。

[0084] 本发明的行星排元件的转速以及行星轮的转速均在常用工程设计范围内,技术难度可控。

[0085] 本发明的最大离合器速差均在常用工程设计范围内,技术难度可控。

[0086] 在本发明的描述中,需要理解的是,术语“纵向”、“横向”、“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”、“内”、“外”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本发明,而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作,因此不能理解为对本发明的限制。

[0087] 以上所述的实施例仅是对本发明的优选方式进行描述,并非对本发明的范围进行限定,在不脱离本发明设计精神的前提下,本领域普通技术人员对本发明的技术方案做出的各种变形和改进,均应落入本发明权利要求书确定的保护范围内。

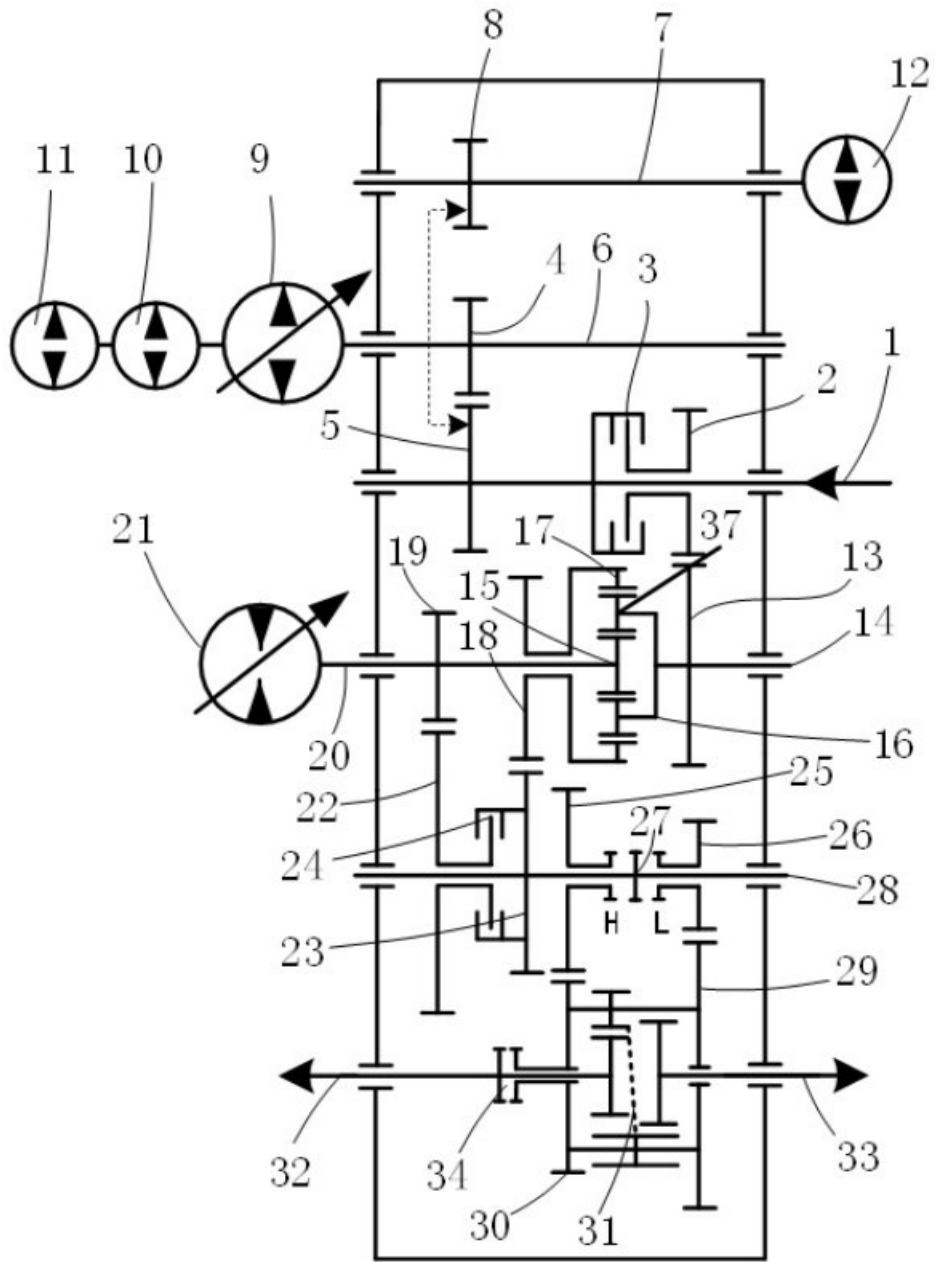


图 1

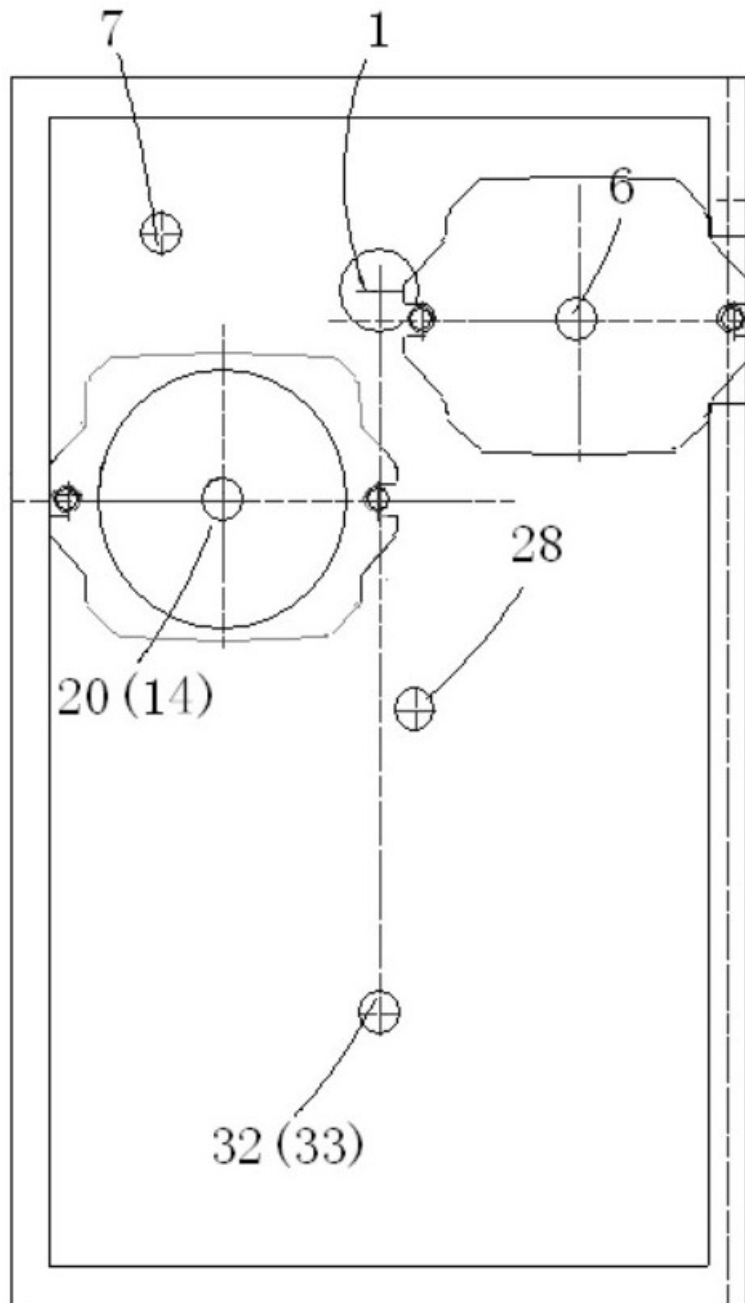


图 2

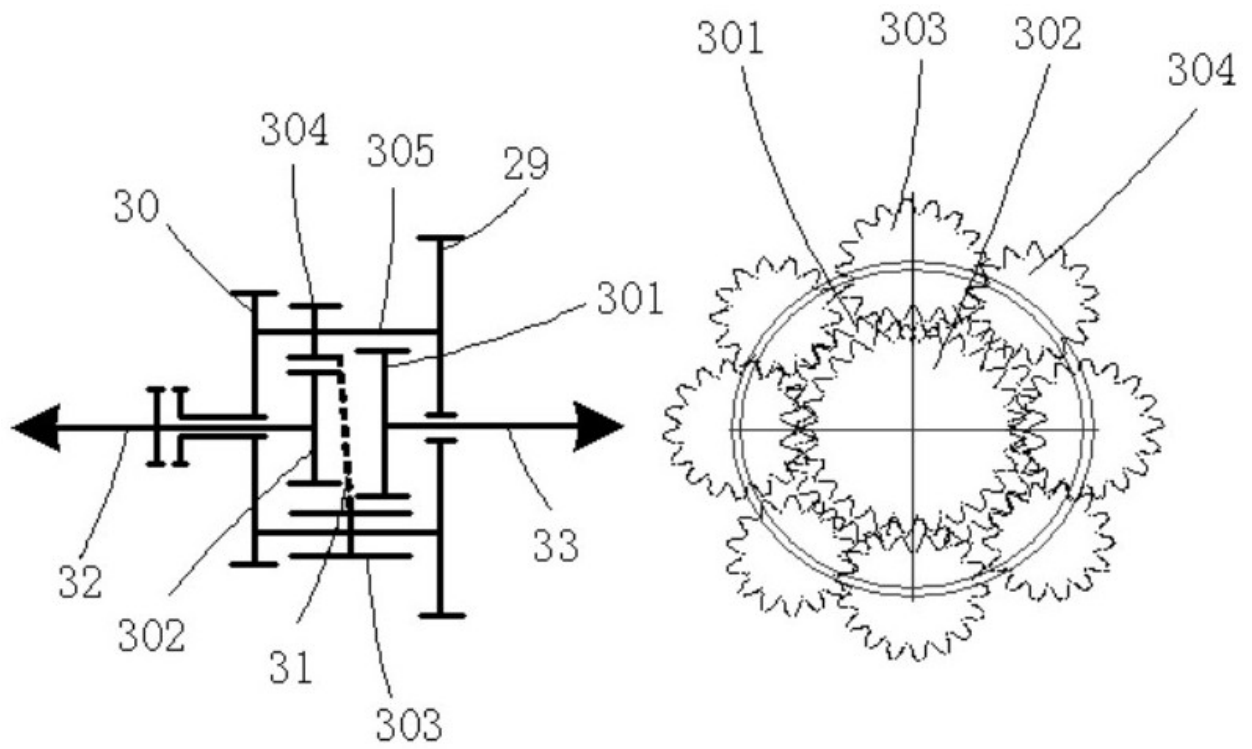


图 3

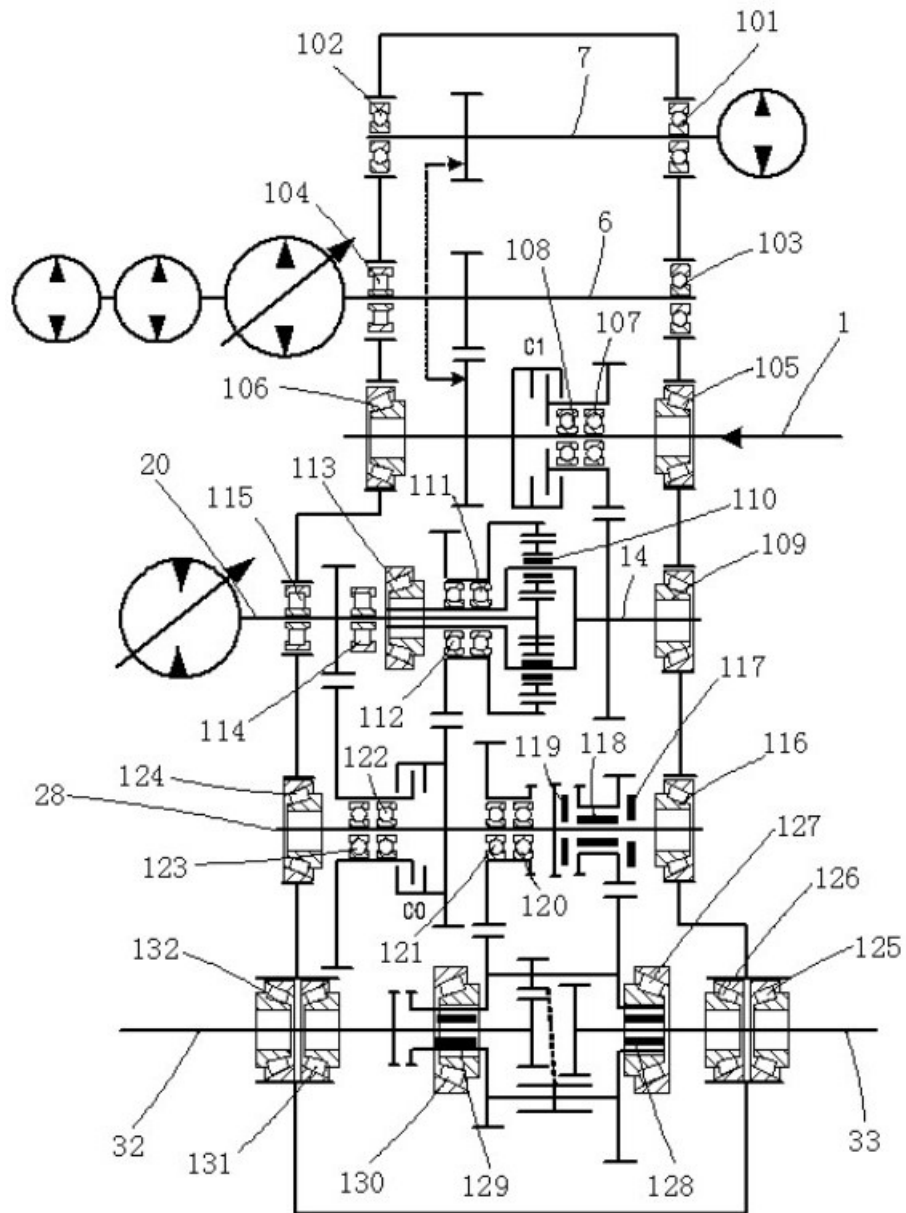


图 4



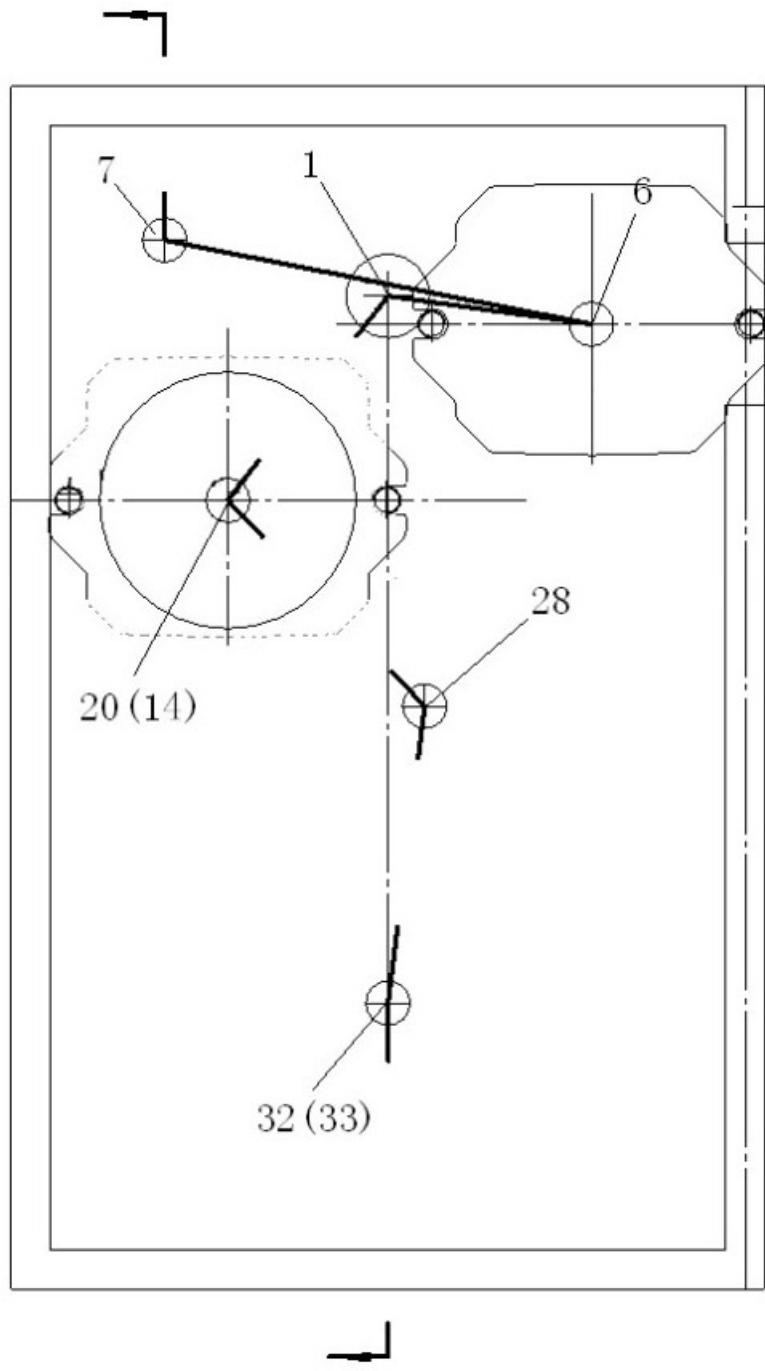


图 5

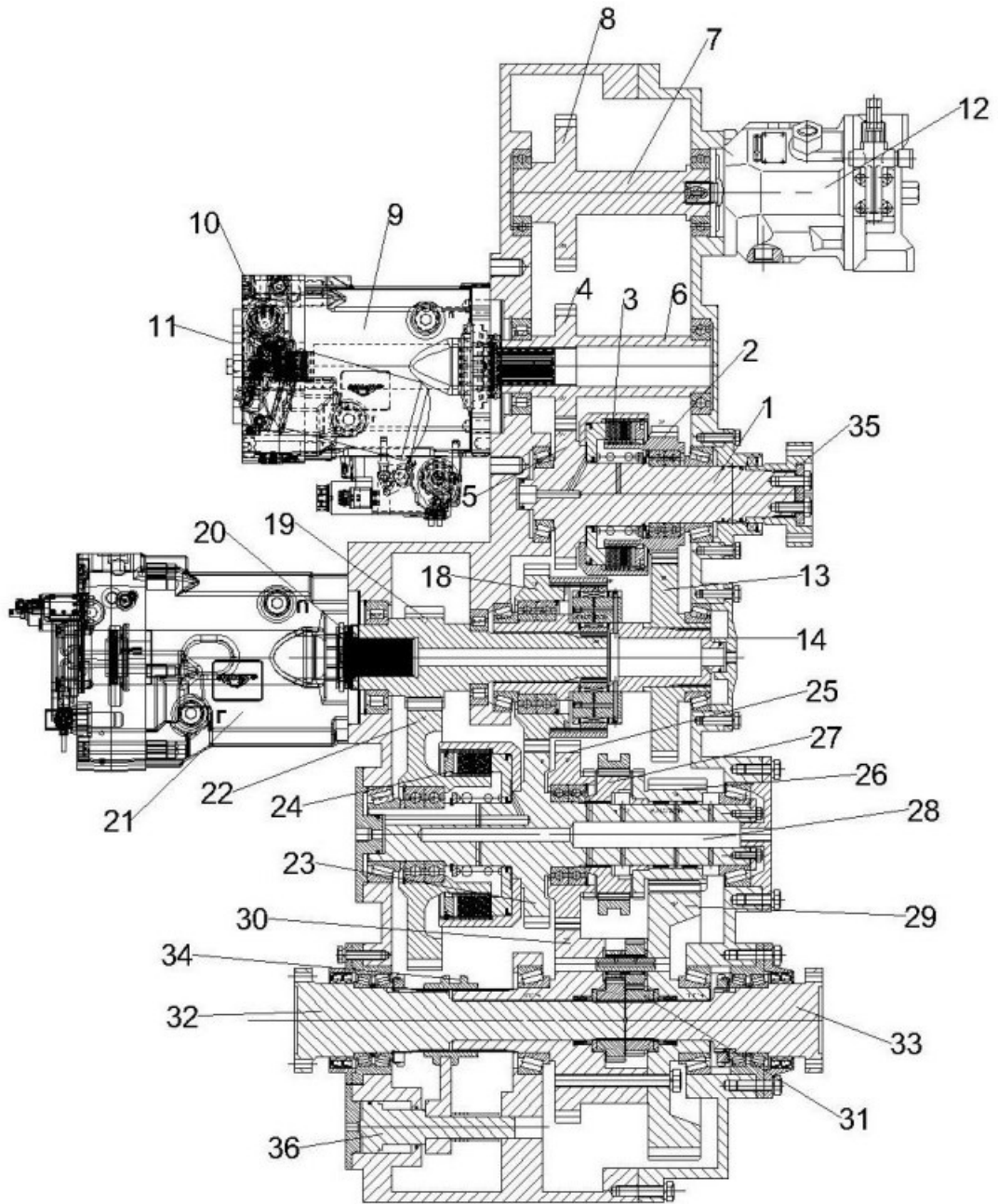


图 6

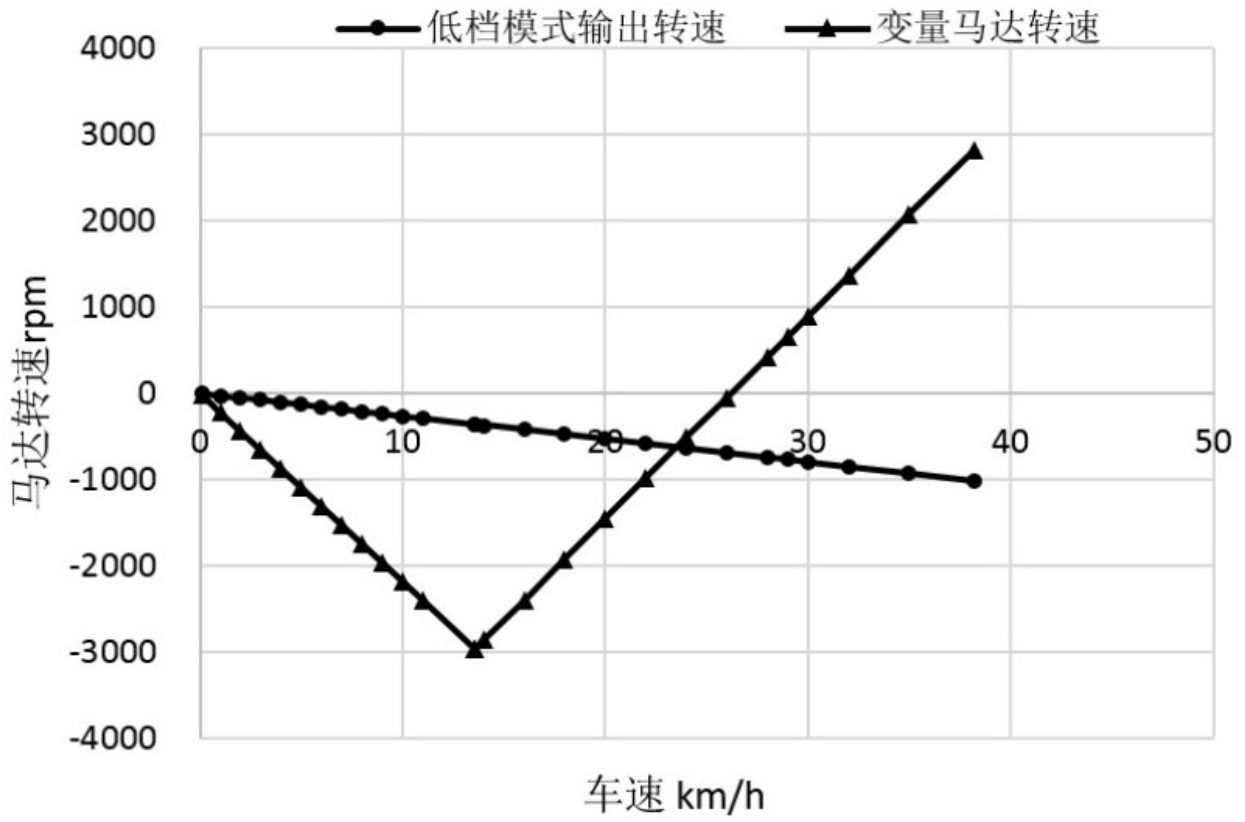


图 7

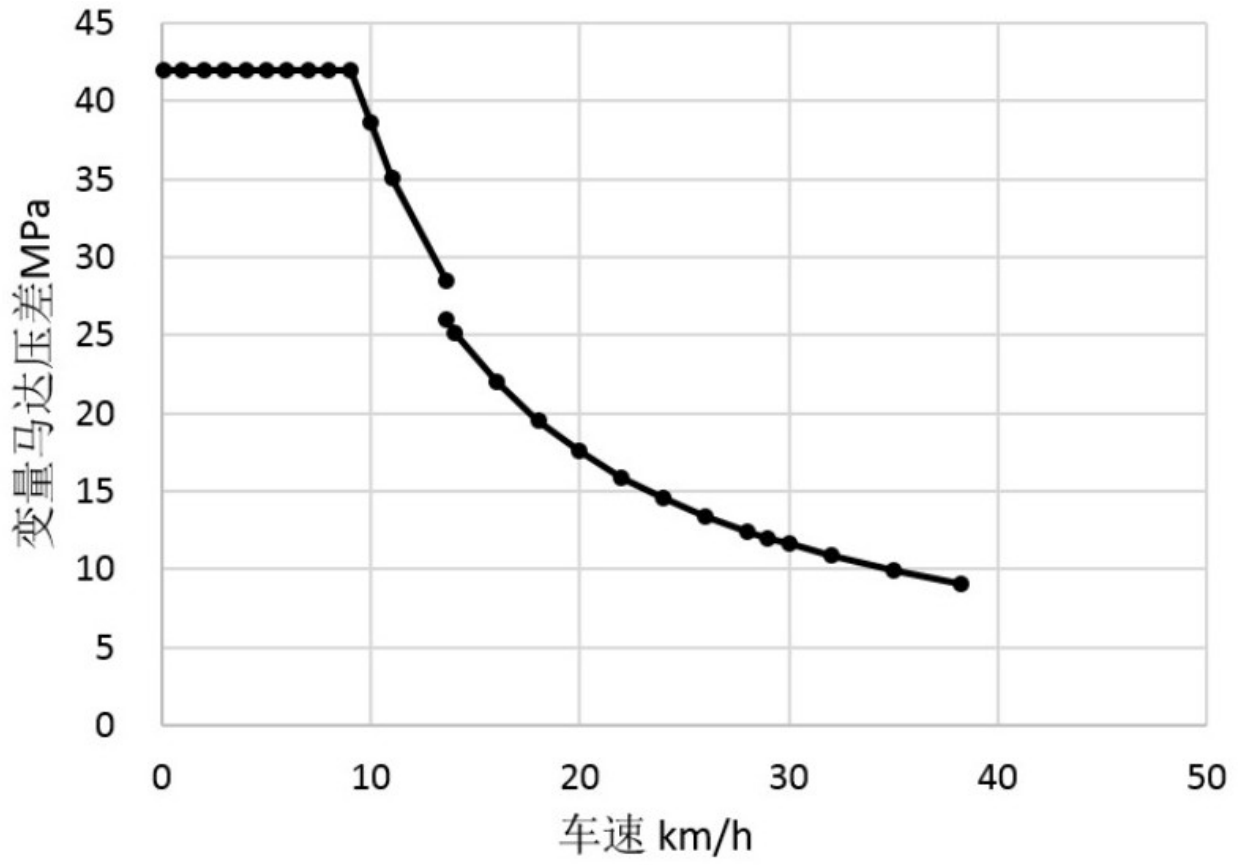


图 8

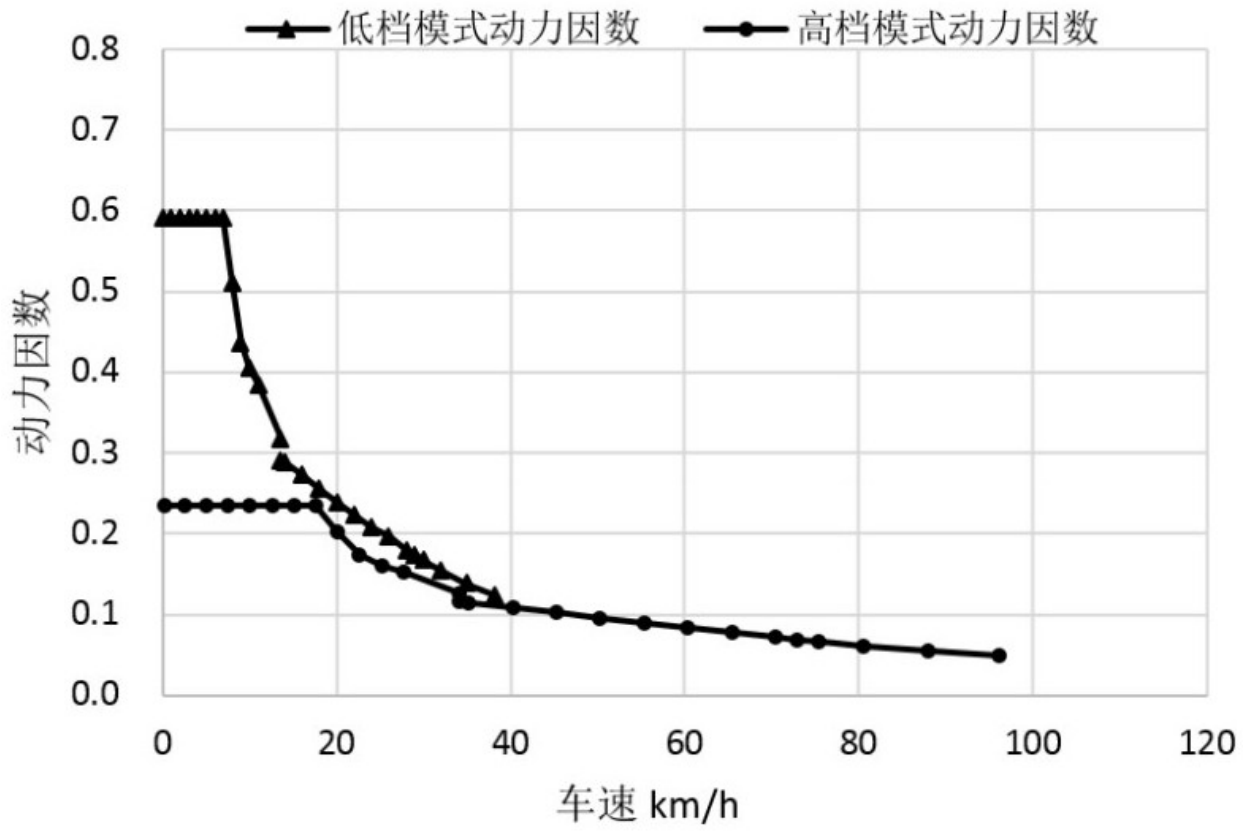


图 9

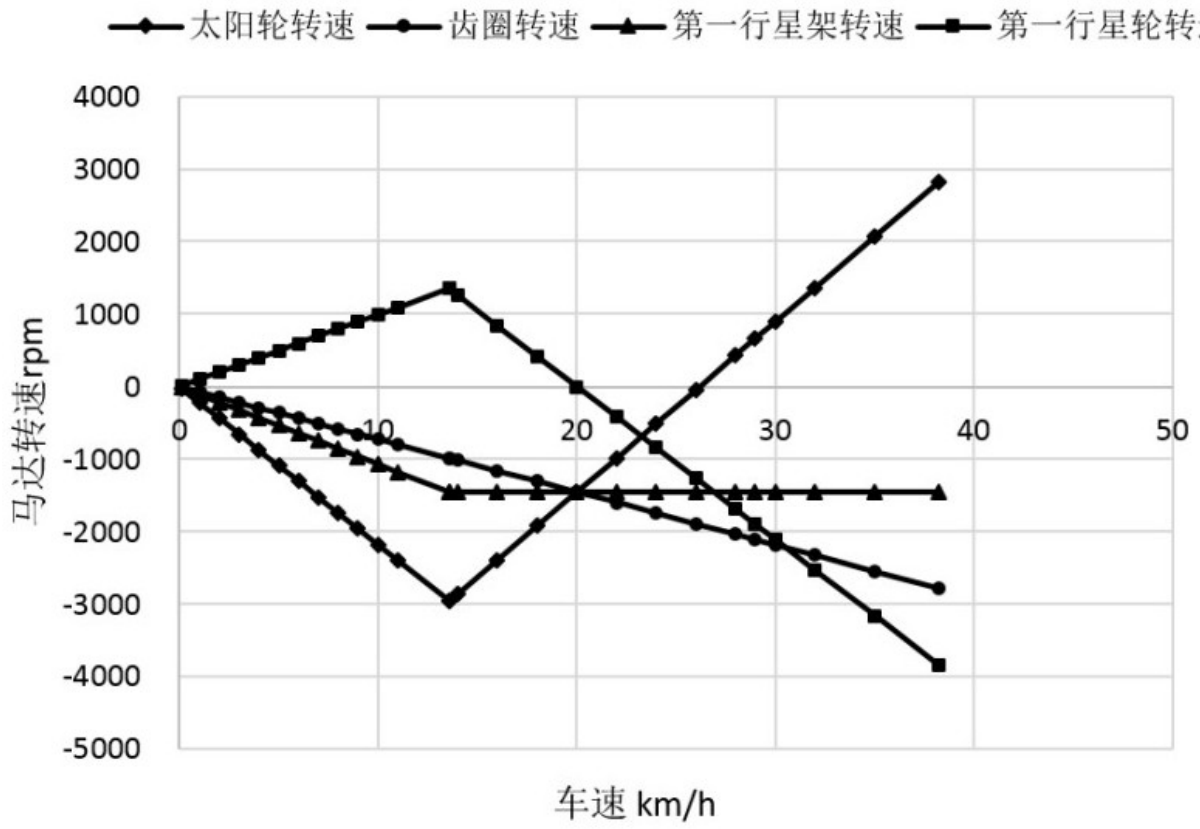


图 10

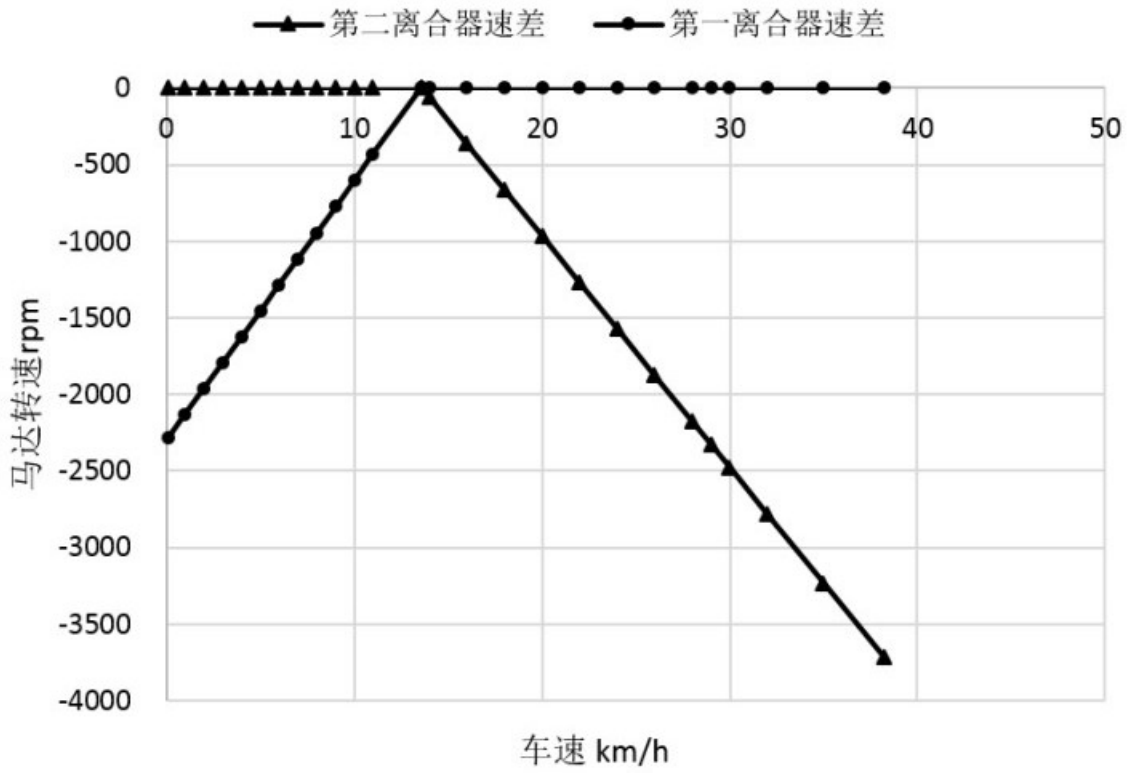


图 11

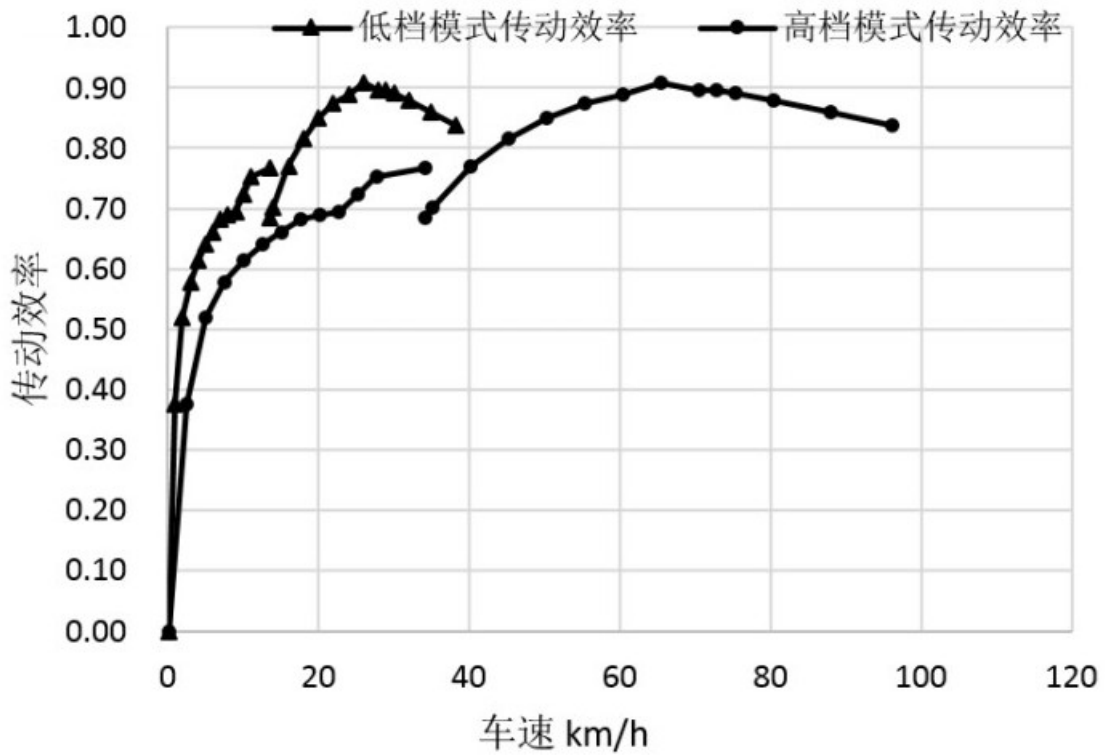


图 12