



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110094489 A

(43)申请公布日 2019.08.06

(21)申请号 201910338644.4

G06F 17/50(2006.01)

(22)申请日 2019.04.25

(71)申请人 北京航天发射技术研究所

地址 100076 北京市丰台区南大红门路1号

申请人 中国运载火箭技术研究院

(72)发明人 张磊 赵一民 高丽丽 张斌
张顺 柳春旺 单红波 李洪彪
霍春景 赵焱明 王忠 刘懿敏
胡习明 苏辛 胡文俊 赵民
江思荣 王旭 赵敬民 杨必武

(74)专利代理机构 北京天方智力知识产权代理
事务所(普通合伙) 11719

代理人 谷成

(51)Int.Cl.

F16H 57/04(2010.01)

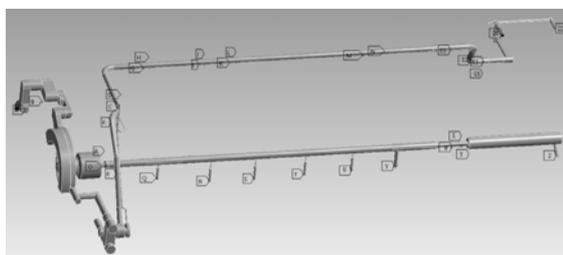
权利要求书2页 说明书8页 附图1页

(54)发明名称

大功率机械变速器主动润滑装置及方法

(57)摘要

本发明公开了一种大功率机械变速器主动润滑装置及方法,其中装置包括齿轮泵、主油路和支油路。其中方法包括以下步骤:建立主传动部件的热力学仿真分析模型,计算设计工况下的齿轮及轴承的载荷和受力情况,计算各个产热点的产热量及总热量,计算热平衡温度下对应润滑系统的流量需求,计算各润滑点对应的热平衡流量需求及总的流量需求,获得最高车速工况各润滑点分配的流量,建立液压仿真分析模型,将各润滑点的仿真流量与热平衡所需流量进行对比,通过修改油道或增加局部阻尼,使各润滑点所分配流量接近于热平衡所需流量。其目的是为了提供一种大功率机械变速器主动润滑装置及设计方法,使其能够满足大功率机械变速器的实际使用要求。



1. 一种大功率机械变速器主动润滑装置,其特征在于:包括齿轮泵、主油路、第一支油路、第二支油路和第三支油路,所述齿轮泵与主油路连接,所述主油路上连接有第一支油路、第二支油路和第三支油路,所述第一支油路、第二支油路和第三支油路并联布置,所述第一支油路用于润滑中间轴前轴承,所述第二支油路用于润滑换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副、二档齿轮副、主轴后轴承、中间轴后轴承、行星轮轴承、取力器输入轴轴承和取力器输出轴轴承,所述第三支油路用于润滑主轴前轴承、四档被动齿轮圆柱滚子轴承、三档被动齿轮滚针轴承、二档被动齿轮滚针轴承、一档被动齿轮滚针轴承、倒档被动齿轮滚针轴承、行星轮圆柱滚子轴承、副箱高低挡同步器、副箱低档同步环与锥体、副箱高档同步环与锥体和副箱深沟球轴承。

2. 根据权利要求1所述的大功率机械变速器主动润滑装置,其特征在于:所述第一支油路上设有与所述中间轴前轴承相对应的出油口。

3. 根据权利要求2所述的大功率机械变速器主动润滑装置,其特征在于:所述第二支油路上分别设有与换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副、二档齿轮副、主轴后轴承、中间轴后轴承、行星轮圆柱滚子轴承、取力器输入轴轴承和取力器输出轴轴承依次对应的出油口。

4. 根据权利要求3所述的大功率机械变速器主动润滑装置,其特征在于:所述第二支油路上与换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副和二档齿轮副依次对应的出油口均设为两个,所述第二支油路上与行星轮轴承相对应的出油口设为三个。

5. 根据权利要求4所述的大功率机械变速器主动润滑装置,其特征在于:所述第三支油路上分别设有与主轴前轴承、四档被动齿轮圆柱滚子轴承、三档被动齿轮滚针轴承、二档被动齿轮滚针轴承、一档被动齿轮滚针轴承、倒档被动齿轮滚针轴承、行星轮圆柱滚子轴承、副箱高低挡同步器、副箱低档同步环与锥体、副箱高档同步环与锥体和副箱深沟球轴承依次对应的出油口。

6. 根据权利要求5所述的大功率机械变速器主动润滑装置,其特征在于:所述第三支油路上与主轴前轴承相对应的出油口设为两个。

7. 一种大功率机械变速器主动润滑方法,其特征在于,包括以下步骤:

根据大功率机械变速器传动系统的布置形式,建立主传动部件的热力学仿真分析模型,根据仿真计算设计工况下的齿轮及轴承的载荷和受力情况,

根据主传动部件主传动部件的载荷、转速、润滑介质特性,计算各个产热点的产热量,总产生的热总量 ΣQ ,根据公式(1)计算热平衡温度下对应润滑系统的流量需求,计算各润滑点对应的热平衡流量需求及总的流量需求 ΣL ,

$$L_i = \frac{\Delta Q_i}{1.67 \times 10^{-2} \rho_{oil} c_{oil} \Delta \theta_{oil}} \quad (1)$$

式(1)中, L_i —润滑流量, ρ_{oil} —润滑油密度, c_{oil} —润滑介质比热容, $\Delta \theta_{oil}$ —液压油散热器中温差的近似值,

根据大功率机械变速器主动润滑系统的工作原理,建立液压仿真分析模型,

以最高车速工况,模拟得到液压系统各部分的压力,根据总的流量和各部分压力可获得各润滑点分配的流量,将各润滑点分配的流量与热平衡所需流量进行对比,调整液压系

统管路设计以保证所分配流量接近热平衡所需流量。

8. 根据权利要求7所述的大功率机械变速器主动润滑方法,其特征在于:所述设计工况为最高车速工况和额定工况。

9. 根据权利要求8所述的大功率机械变速器主动润滑方法,其特征在于:所述主传动部件为齿轮和轴承。

10. 根据权利要求9所述的大功率机械变速器主动润滑方法,其特征在于:所述公式(1)中, $c_{oil} = (1.7 \sim 2.1) \times 10^3$ 。

大功率机械变速器主动润滑装置及方法

技术领域

[0001] 本发明涉及机械传动及液压控制领域,特别是涉及一种适用于大功率机械变速器的主动润滑装置及方法。

背景技术

[0002] 机械变速器运转过程中,由于齿轮啮合摩擦功率损失、各种轴承摩擦功率损失,以及齿轮和轴承的搅油损失等,都会产生大量的热,而如果这部分热量不能通过润滑系统进行及时的冷却,就会在齿轮和轴承表面产生积聚的温升,从而造成齿面的胶合破坏和轴承的烧蚀等问题。而随着特种车辆底盘对高速、重载和高可靠性要求的不断提升,以往单纯依靠非主动润滑的常规机械式变速器已无法满足实际的使用要求。

发明内容

[0003] 本发明要解决的技术问题是提供一种大功率机械变速器主动润滑装置及方法,其能够满足大功率机械变速器的实际使用要求。

[0004] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,包括齿轮泵、主油路、第一支油路、第二支油路和第三支油路,所述齿轮泵与主油路连接,所述主油路上连接有第一支油路、第二支油路和第三支油路,所述第一支油路、第二支油路和第三支油路并联布置,所述第一支油路用于润滑中间轴前轴承,所述第二支油路用于润滑换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副、二档齿轮副、主轴后轴承、中间轴后轴承、行星轮轴承、取力器输入轴轴承和取力器输出轴轴承,所述第三支油路用于润滑主轴前轴承、四档被动齿轮圆柱滚子轴承、三档被动齿轮滚针轴承、二档被动齿轮滚针轴承、一档被动齿轮滚针轴承、倒档被动齿轮滚针轴承、行星轮圆柱滚子轴承、副箱高低挡同步器、副箱低档同步环与锥体、副箱高档同步环与锥体和副箱深沟球轴承。

[0005] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第一支油路上设有与所述中间轴前轴承相对应的出油口。

[0006] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第二支油路上分别设有与换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副、二档齿轮副、主轴后轴承、中间轴后轴承、行星轮圆柱滚子轴承、取力器输入轴轴承和取力器输出轴轴承依次对应的出油口。

[0007] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第二支油路上与换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副和二档齿轮副依次对应的出油口均设为两个,所述第二支油路上与行星轮轴承相对应的出油口设为三个。

[0008] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第三支油路上分别设有与主轴前轴承、四档被动齿轮圆柱滚子轴承、三档被动齿轮滚针轴承、二档被动齿轮滚针轴承、一档被动齿轮滚针轴承、倒档被动齿轮滚针轴承、行星轮圆柱滚子轴承、副箱高低挡同步器、副箱低档同步环与锥体、副箱高档同步环与锥体和副箱深沟球轴承依次对应的出油口。

[0009] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第三支油路上与主轴前轴承相对应的出油口设为两个。

[0010] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,包括以下步骤:

[0011] 根据大功率机械变速器传动系统的布置形式,建立主传动部件的热力学仿真分析模型,根据仿真计算设计工况下的齿轮及轴承的载荷和受力情况,

[0012] 根据主传动部件主传动部件的载荷、转速、润滑介质特性,计算各个产热点的产热量,总产生的热总量 ΣQ ,根据公式(1)计算热平衡温度下对应润滑系统的流量需求,计算各润滑点对应的热平衡流量需求及总的流量需求 ΣL ,

$$[0013] \quad L_i = \frac{\Delta Q_i}{1.67 \times 10^{-2} \rho_{oil} c_{oil} \Delta \theta_{oil}} \quad (1)$$

[0014] 式(1)中, L_i —润滑流量, ρ_{oil} —润滑油密度, c_{oil} —润滑介质比热容, $\Delta \theta_{oil}$ —液压油散热器中温差的近似值,

[0015] 根据大功率机械变速器主动润滑系统的工作原理,建立液压仿真分析模型,

[0016] 以最高车速工况,模拟得到液压系统各部分的压力,根据总的流量和各部分压力可获得各润滑点分配的流量,将各润滑点分配的流量与热平衡所需流量进行对比,调整液压系统管路设计以保证所分配流量接近热平衡所需流量。

[0017] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,其中所述设计工况为最高车速工况和额定工况。

[0018] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,其中所述主传动部件为齿轮和轴承。

[0019] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,其中所述公式(1)中, $c_{oil} = (1.7 \sim 2.1) \times 10^3$ 。

[0020] 本发明大功率机械变速器主动润滑装置及方法通过计算不同工况下齿轮和轴承的发热量来匹配各部位齿轮和轴承热平衡条件下所需要的润滑流量。依据总的润滑流量需求,确定齿轮泵的排量。通过对变速器主动润滑系统的仿真,优化改进润滑系统油路和管径,从而使各部位齿轮和轴承润滑点的仿真流量与需求流量趋于一致。并且增加了主动润滑装置,以对大功率机械变速器内的齿轮和轴承进行润滑,以满足实际使用要求。

[0021] 下面结合附图对本发明作进一步说明。

附图说明

[0022] 图1为本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置的结构示意图。

具体实施方式

[0023] 如图1所示,本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置包括齿轮泵、主油路、第一支油路、第二支油路和第三支油路,所述齿轮泵与主油路连接,所述主油路上连接有第一支油路、第二支油路和第三支油路,所述第一支油路、第二支油路和第三支油路并联布置,所述第一支油路用于润滑中间轴前轴承,所述第二支油路用于润滑换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副、二档齿轮副、主轴后轴承、中间轴后轴承、行星轮轴承、取力器输入轴轴承和取力器输出轴轴承,所述第三支油路用于润滑主轴前轴承、四档被动齿轮圆柱

滚子轴承、三档被动齿轮滚针轴承、二档被动齿轮滚针轴承、一档被动齿轮滚针轴承、倒档被动齿轮滚针轴承、行星轮圆柱滚子轴承、副箱高低挡同步器、副箱低档同步环与锥体、副箱高档同步环与锥体和副箱深沟球轴承。

[0024] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第一支油路上设有与所述中间轴前轴承相对应的出油口。

[0025] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第二支油路上分别设有与换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副、二档齿轮副、主轴后轴承、中间轴后轴承、行星轮圆柱滚子轴承、取力器输入轴轴承和取力器输出轴轴承依次对应的出油口。

[0026] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第二支油路上与换挡盒、常啮合齿轮副、四档齿轮副、三档齿轮副和二档齿轮副依次对应的出油口均设为两个,所述第二支油路上与行星轮轴承相对应的出油口设为三个。

[0027] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第三支油路上分别设有与主轴前轴承、四档被动齿轮圆柱滚子轴承、三档被动齿轮滚针轴承、二档被动齿轮滚针轴承、一档被动齿轮滚针轴承、倒档被动齿轮滚针轴承、行星轮圆柱滚子轴承、副箱高低挡同步器、副箱低档同步环与锥体、副箱高档同步环与锥体和副箱深沟球轴承依次对应的出油口。

[0028] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑装置,其中所述第三支油路上与主轴前轴承相对应的出油口设为两个。

[0029] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,包括以下步骤:

[0030] 根据大功率机械变速器传动系统的布置形式,建立主传动部件的热力学仿真分析模型,根据仿真计算设计工况下的齿轮及轴承的载荷和受力情况,

[0031] 根据主传动部件主传动部件的载荷、转速、润滑介质特性,计算各个产热点的产热量,总产生的热总量 ΣQ ,根据公式(1)计算热平衡温度下对应润滑系统的流量需求,计算各润滑点对应的热平衡流量需求及总的流量需求 ΣL ,

$$[0032] \quad L_i = \frac{\Delta Q_i}{1.67 \times 10^{-2} \rho_{oil} c_{oil} \Delta \theta_{oil}} \quad (1)$$

[0033] 式(1)中, L_i —润滑流量, ρ_{oil} —润滑油密度, c_{oil} —润滑介质比热容, $\Delta \theta_{oil}$ —液压油散热器中温差的近似值,

[0034] 根据大功率机械变速器主动润滑系统的工作原理,建立液压仿真分析模型,

[0035] 以最高车速工况,模拟得到液压系统各部分的压力,根据总的流量和各部分压力可获得各润滑点分配的流量,将各润滑点分配的流量与热平衡所需流量进行对比,调整液压系统管路设计以保证所分配流量接近热平衡所需流量。

[0036] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,其中所述设计工况为最高车速工况和额定工况。

[0037] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,其中所述主传动部件为齿轮和轴承。

[0038] 本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法,其中所述公式(1)中, $c_{oil} = (1.7 \sim 2.1) \times 10^3$ 。

[0039] 下面结合具体实施例对本发明中的大功率机械变速器主动润滑方法作详细说明。

[0040] a) 根据变速器传动系统的布置形式,建立齿轮和轴承的热力学仿真分析模型,根据仿真计算设计工况(最高车速及额定工况)计算齿轮及轴承的载荷和受力情况。

[0041] b) 根据大功率机械变速器主动润滑系统工作原理,建立液压仿真分析模型,如图1所示,各润滑点位含义如表1所示。

[0042] 表1润滑系统边界条件列表

[0043]

序号	代号		润滑油流向
1	A	Inlet1	压力油入口
2	B	Outlet1	中间轴前轴承
3	C	Outlet2_1	换挡盒
4	D	Outlet2_2	换挡盒
5	E	Outlet3_1	常啮合齿轮副
6	F	Outlet3_2	常啮合齿轮副

[0044]

7	G	Outlet4_1	四档齿轮副
8	H	Outlet4_2	四档齿轮副
9	I	Outlet5_1	三档齿轮副
10	J	Outlet5_2	三档齿轮副
11	K	Outlet6_1	二档齿轮副
12	L	Outlet6_2	二档齿轮副
13	M	Outlet7	主轴后轴承
14	N	Outlet8	中间轴后轴承
15	O	Outlet9	主轴前轴承
16	P	Outlet10	主轴前轴承
17	Q	Outlet11	四档被动齿轮圆柱滚子轴承
18	R	Outlet12	三档被动齿轮滚针轴承
19	S	Outlet13	二档被动齿轮滚针轴承
20	T	Outlet14	一档被动齿轮滚针轴承
21	U	Outlet15	倒档被动齿轮滚针轴承
22	V	Outlet16	行星轮圆柱滚子轴承
23	W	Outlet17	副箱高低挡同步器
24	X	Outlet18	副箱低档同步环与锥体
25	Y	Outlet19	副箱高档同步环与锥体
26	Z	Outlet20	副箱深沟球轴承
27	Q1	Outlet21	取力器输入轴前轴承
28	Q2	Outlet22	取力器输出轴前轴承
29	Q3	Outlet23	取力器输出轴后轴承
30	X1	Outlet24_1	行星轮轴承
31	X2	Outlet24_2	行星轮轴承
32	X3	Outlet25	行星轮轴承

[0045] 齿轮泵将润滑从油底壳吸入,进入压力油入口(Inlet1),经增压后进入润滑装置的主油路,主油路上以并联的方式连接有第一支油路、第二支油路和第三支油路,第一支油路、第二支油路和第三支油路上均设有出油口以润滑大功率机械变速器的齿轮和轴承,具体如下:第一支油路用于中间轴前轴承润滑(Outlet1);第二支油路中一个小支路润滑换挡盒(Outlet2_1、Outlet2_2),而第二支油路中间轴油路依次润滑常啮合齿轮副(Outlet3_1、

Outlet3_2)、四档齿轮副(Outlet4_1、Outlet4_2)、三档齿轮副(Outlet5_1、Outlet5_2)、二档齿轮副(Outlet6_1、Outlet6_2)、主轴后轴承(Outlet7)和中间轴后轴承(Outlet8),该油路在副箱部分主要润滑行星轮轴承(Outlet24_1、Outlet24_2、Outlet25),油路进入取力器后,依次润滑取力器输入轴轴承(Outlet21、Outlet22)和取力器输出轴轴承(Outlet23);第三支油路位于主轴内部,依次润滑主轴前轴承(Outlet9)、主轴前轴承(Outlet10)、四档被动齿轮圆柱滚子轴承(Outlet11)、三档被动齿轮滚针轴承(Outlet12)、二档被动齿轮滚针轴承(Outlet13)、一档被动齿轮滚针轴承(Outlet14)、倒档被动齿轮滚针轴承(Outlet15)、行星轮圆柱滚子轴承(Outlet16)、副箱高低挡同步器(Outlet17)、副箱低档同步环与锥体(Outlet18)、副箱高档同步环与锥体(Outlet19)、副箱深沟球轴承(Outlet20)。

[0046] c) 依据标准GBZ 22559.2,根据主传动部件(齿轮和轴承)的载荷、转速、润滑介质特性,计算各个产热点的产热量 Q_1 、 Q_2 …… Q_{22} ,总产生的热总量 ΣQ ;根据公式(1)计算热平衡温度下对应润滑系统的流量需求,计算各润滑点对应的热平衡流量需求 L_1 、 L_2 …… L_{13} ,及总的流量需求 ΣL ,结果见表2。

$$[0047] \quad L_i = \frac{\Delta Q_i}{1.67 \times 10^{-2} \rho_{oil} c_{oil} \Delta \theta_{oil}} \quad (1)$$

[0048] 式中, L_i —润滑流量, ρ_{oil} —润滑油密度, c_{oil} —润滑介质比热容,对应齿轮油 $c_{oil} = (1.7 \sim 2.1) \times 10^3$ 。 $\Delta \theta_{oil}$ —液压油散热器中温差的近似值 $\Delta \theta_{oil}$,通常在额定功率下连续运行: $\Delta \theta_{oil} = 10 \sim 15^\circ\text{C}$ 。

[0049] 最高车速工况下,各齿轮和轴承的发热量、热平衡需求流量与仿真流量,如表2所示。

[0050] 表2最高车速工况产热量及润滑流量需求

[0051]

工况	部位	产热量 (W)	需求流量 (L/min)	润滑仿真流 量 (L/min)
最高车 速工况	中间轴前轴承	Q1	L1	Outlet1
	换挡盒	Q2	L2	Outlet2_1 Outlet2_2
	常啮合齿轮副	Q3	L3	Outlet3_1 Outlet3_2
	四档齿轮副	Q4	L4	Outlet4_1 Outlet4_2
	三档齿轮副	Q5	L5	Outlet5_1 Outlet5_2
	二档齿轮副	Q6	L6	Outlet6_1 Outlet6_2
	主轴后轴承	Q7	L7	Outlet7
	中间轴后轴承	Q8	L8	Outlet8
	主轴前轴承	Q9	L9	Outlet9 Outlet10
	四档圆柱滚子轴承	Q10	L10	Outlet11
	三档滚针轴承	Q11	L11	Outlet12
	二档滚针轴承	Q12	L12	Outlet13
	一档滚针轴承	Q13	L13	Outlet14
	倒档滚针轴承	Q14	L13	Outlet15
	行星排圆柱滚子轴承	Q15	L15	Outlet16
	副箱高低挡同步器	Q16	L16	Outlet17
	副箱低档同步环与锥体	Q17	L17	Outlet18
	副箱高档同步环与锥体	Q18	L 8	Outlet19
	副箱深沟球轴承	Q19	L19	Outlet20
	取力器输入轴前轴承	Q20	L20	Outlet21 Outlet22
	取力器输出轴后轴承	Q21	L21	Outlet23
	行星轮轴承	Q22	L22	Outlet24_1 Outlet24_2 Outlet25
总量	ΣQ	ΣL	inlet1	

[0052] d) 以最高车速工况, 模拟得到的液压系统各部分的压力, 根据总的流量和各部分压力, 可获得各润滑点分配的流量, 将各点分配流量与热平衡所需流量进行对比。调整液压

系统管路设计以保证所分配流量接近热平衡所需流量,必要时可在润滑系统管路中设置阻尼孔调整流量分配。

[0053] 根据总的流量和各部分压力可获得各润滑点分配的流量,其计算公式为:

$$[0054] \quad Q = \mu A (2P/\rho)^{0.5}$$

[0055] 式中 Q —流量 (m^3/s), μ —流量系数,与阀门或管的形状有关,取值 $0.6 \sim 0.65$, A —面积 (m^2), P —通过阀门前后的压力差 (Pa), ρ —流体的密度 (Kg/m^3)。

[0056] 本发明大功率机械变速器主动润滑装置及方法通过计算不同工况下齿轮和轴承的发热量来匹配各部位齿轮和轴承热平衡条件下所需要的润滑流量。依据总的润滑流量需求,确定齿轮泵的排量。通过对变速器主动润滑系统的仿真,优化改进润滑系统油路和管径,从而使各部位齿轮和轴承润滑点的仿真流量与需求流量趋于一致。并且增加了主动润滑装置,以对大功率机械变速器内的齿轮和轴承进行润滑,以满足实际使用要求。

[0057] 本发明大功率机械变速器主动润滑装置及方法根据特种车辆的使用工况,确定大功率机械变速器各轴承的润滑方式,计算轴承的转速和扭矩,计算典型工况下各部位齿轮和轴承的发热量,对热平衡条件下的总润滑流量需求,及各部位齿轮和轴承的润滑流量分配进行估算。根据特种车辆大功率机械变速器总润滑流量需求,确定齿轮泵的排量,依据各部位齿轮和轴承的润滑流量需求,建立润滑系统仿真分析模型,通过各部位齿轮和轴承润滑点的仿真流量与热平衡需求流量的对比,优化润滑管路设计,使两者尽量贴近。

[0058] 以上所述的实施例仅仅是对本发明的优选实施方式进行了描述,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作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。

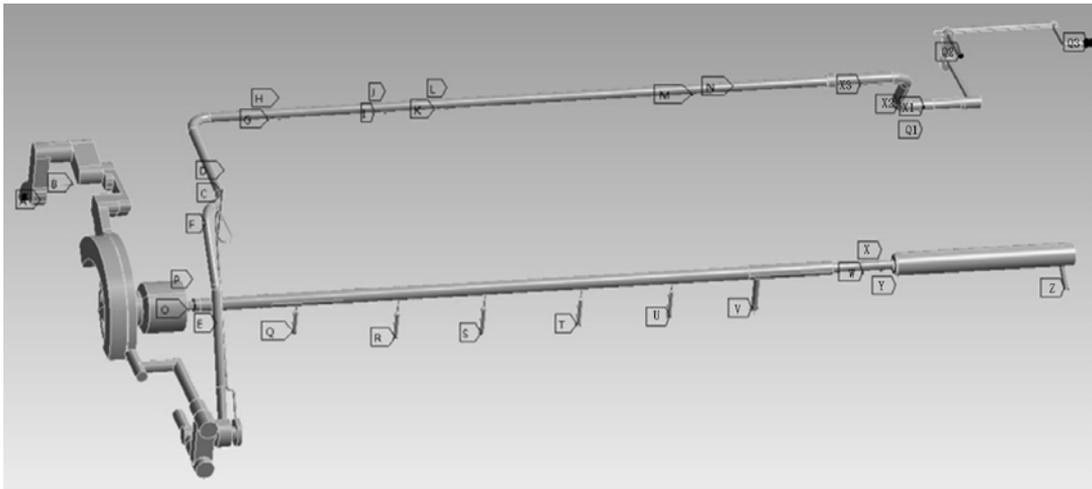


图1