



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110155032 B

(45) 授权公告日 2020.09.25

(21) 申请号 201910480647.1

B60W 10/11 (2012.01)

(22) 申请日 2019.06.04

B60W 10/115 (2012.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 110155032 A

审查员 邢伟

(43) 申请公布日 2019.08.23

(73) 专利权人 吉林大学
地址 130012 吉林省长春市前进大街2699号

(72) 发明人 曾小华 宋美洁 孙可华 宋大凤
牛超凡 姜效望

(74) 专利代理机构 长春市恒誉专利代理事务所
(普通合伙) 22212

代理人 李荣武

(51) Int. Cl.

B60W 20/00 (2016.01)

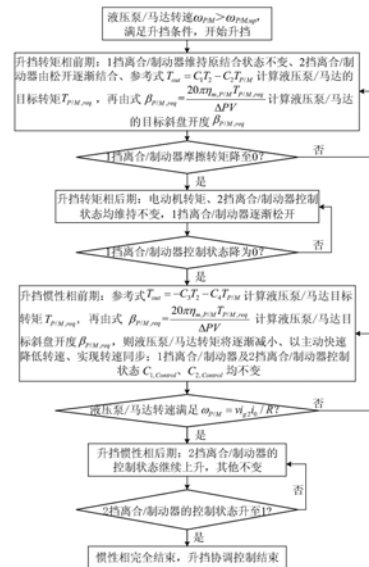
权利要求书4页 说明书13页 附图6页

(54) 发明名称

液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法

(57) 摘要

本发明公开了液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法,该方法针对行星齿轮变速耦合装置的混联式液压混动汽车在换挡时因各离合/制动器和液压泵/马达状态变化易引发冲击的现象,提出通过动力学分析建立系统力学状态空间表达式,并由系数矩阵运算处理获得换挡各阶段系统输入/输出转矩间的近似线性关系,进而确定换挡时保证输出转矩稳定的离合/制动器作动时机与液压泵/马达斜盘开度变化间的协调控制规律,最终获得液压泵/马达斜盘开度与离合/制动器状态间的协调控制方法。本方法基于系统力学关系进行分析处理、综合考虑系统各部件状态影响、可实现液压泵/马达与离合/制动器间的恰当控制,保证了混动车辆的换挡平顺性。



CN 110155032 B

1. 一种液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法,其特征在于:包括以下步骤:

步骤1,依据动力学理论建立行星齿轮变速耦合系统在换挡过渡过程的力学关系式;根据拉维娜式行星齿轮变速耦合系统中行星齿轮内部各部件以及与之相连的液压泵/马达和离合/制动器间的连接和传动关系,得到如式(1)~式(8)所示的变速耦合系统动力学关系式:

$$I_{C3}\dot{\omega}_{C3}=T_{C3}-F_3S_3-F_3R_3-F_2S_2-F_2S_3 \quad (1)$$

$$(1-k_2)\dot{\omega}_{C3}=\dot{\omega}_{S2}-k_2\dot{\omega}_{R3} \quad (2)$$

$$(1+k_3)\dot{\omega}_{C3}=\dot{\omega}_{S3}-k_3\dot{\omega}_{R3} \quad (3)$$

$$I_{S3}\dot{\omega}_{S3}=F_2S_3+F_3S_3-T_{S3} \quad (4)$$

$$I_{S2}\dot{\omega}_{S2}=F_2S_2-T_2 \quad (5)$$

$$I_{P/m}\dot{\omega}_{S3}=T_{S3}-T_{P/M} \quad (6)$$

$$I_{R3}\dot{\omega}_{R3}=F_3R_3-T_1 \quad (7)$$

$$T_{out}=T_{C3} \quad (8)$$

式中, T_{out} 为行星齿轮变速耦合系统输出转矩,Nm; T_{C3} 为拉维娜式行星排齿圈转矩,Nm; T_1 、 T_2 分别为1挡离合/制动器和2挡离合/制动器摩擦转矩,Nm; $T_{P/M}$ 、 T_{S3} 分别为液压泵/马达和大太阳轮转矩,Nm; R_3 、 S_2 、 S_3 分别为齿圈、小太阳轮和大太阳轮的节圆半径,m; F_3 、 F_2 分别为大太阳轮和小太阳轮的啮合力,N; $k_2=R_3/S_2$ 、 $k_3=R_3/S_3$ 均为拉维娜式行星排的特征参数, I_{S2} 、 I_{S3} 、 I_{R3} 、 I_{C3} 分别为小太阳轮、大太阳轮、行星架和齿圈的转动惯量, $kg \cdot m^2$; $I_{P/m}$ 为液压泵/马达的转动惯量, $kg \cdot m^2$; ω_{S3} 、 ω_{R3} 、 ω_{C3} 分别为大太阳轮、行星架和齿圈的角速度,rad/s; ω_{S2} 为小太阳轮的角速度,rad/s;

步骤2,进行换挡转矩相阶段的系统动力学分析;依据行星齿轮变速耦合系统在换挡转矩相的力学关系建立系统动力学状态空间表达式:

①在升挡转矩相期间,随着2挡离合/制动器逐渐结合,变速耦合系统输入动力经1挡传动路径逐渐转移至2挡传动路径、系统输入/输出转速关系还未发生变化,1挡离合/制动器还未动作,故有式(9):

$$\dot{\omega}_{R3}=0 \quad (9)$$

②将以上式(1)~式(9)联立整合,改写为矩阵形式可以得到式(10):

$$AX=0 \quad (10)$$

式中,A为系数矩阵,X为状态变量,且:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -S_2 - S_3 & -S_3 - R_3 & 0 & 0 & -I_{C3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & k_2 - 1 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 - k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & S_3 & S_3 & 0 & -I_{S3} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_2 & 0 & -I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -I_{P/M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_3 & 0 & 0 & 0 & -I_{R3} \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$X = [T_{out} \quad T_2 \quad T_{P/M} \quad T_1 \quad T_{C3} \quad T_{S3} \quad F_2 \quad F_3 \quad \dot{\omega}_{S2} \quad \dot{\omega}_{S3} \quad \dot{\omega}_{C3} \quad \dot{\omega}_{R3}]^T$$

步骤3,依据矩阵的初等变换相关理论对换挡转矩相的系统动力学状态空间表达式进行处理,获取关键变量间的近似线性关系:

①选取系数矩阵A的部分列向量组成部分系数矩阵 $B \triangleq [a_4 \quad a_5 \quad \dots \quad a_{12}]$;

②对部分系数矩阵B进行QR正交分解,可以得到正交矩阵Q和上三角矩阵R,即: $B=QR$;则可式(10)改写为式(11)的形式:

$$(a_1, a_2, a_3, B)X = (a_1, a_2, a_3, QR)X = 0 \quad (11)$$

③令矩阵R的元素记为 r_{ij} ,其中 i, j 为整数,且 $i, j \in [1, 9]$,令矩阵Q的最后一个列向量记为 q_9 ,将其左乘到式(11)的左右两侧,则由正交矩阵的相关性质可得式(12)如下:

$$\begin{aligned} q_9^T \cdot (a_1, a_2, a_3, QR)X &= [q_9^T \cdot a_1, q_9^T \cdot a_2, q_9^T \cdot a_3, (0, \dots, 0, \|q_9\|^2)]R]X \\ &= (q_9^T \cdot a_1, q_9^T \cdot a_2, q_9^T \cdot a_3, 0, \dots, 0, \|q_9\|^2 \cdot r_{99})X \\ &= q_9^T \cdot a_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a_3 \cdot T_{P/M} + \|q_9\|^2 \cdot r_{99} \cdot \dot{\omega}_{R3} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

④将式(9)带入式(12)可以得到:

$$q_9^T \cdot a_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a_3 \cdot T_{P/M} = 0 \quad (13)$$

⑤对上式进行整理,可以得到升挡转矩相期间行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 、2挡离合/制动器摩擦转矩 T_2 间的近似线性关系,即换挡转矩相过渡阶段行星传动变速机构内外转矩间的近似线性关系,如式(14)所示:

$$T_{out} = -\frac{q_9^T \cdot a_2}{q_9^T \cdot a_1} T_2 - \frac{q_9^T \cdot a_3}{q_9^T \cdot a_1} T_{P/M} = C_1 T_2 - C_2 T_{P/M} \quad (14)$$

式中, C_1, C_2 为带入矩阵A中的所有行星齿轮变速耦合系统参数值后由式(10)~式(14)计算所得到的常数,一般情况下均为正数;

步骤4,进行换挡惯性相阶段的系统动力学分析;依据变速耦合系统在换挡惯性相的力学关系建立系统动力学状态空间表达式:

①在换挡惯性相期间,式(1)~(8)依然成立;且换挡转矩相阶段的终止条件为转矩转移完成,即1挡离合/制动器不再传递动力、转矩降为0,如式(15)所示,它也是惯性相期间系统的约束条件;

$$T_1=0 \quad (15)$$

②将式(1)~(8)以及式(18)联立整合,改写为矩阵形式可以得到式(16):

$$A'X=0 \quad (16)$$

式中, A' 为系数矩阵, X 为状态变量,与步骤2中相同,且:

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -S_2 - S_3 & -S_3 - R_3 & 0 & 0 & -I_{C3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & k_2 - 1 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 - k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & S_3 & S_3 & 0 & -I_{S3} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_2 & 0 & -I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -I_{P/M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_3 & 0 & 0 & 0 & -I_{R3} \end{bmatrix}$$

步骤5,依据矩阵的初等变换相关理论对换挡惯性相的系统动力学状态空间表达式进行处理,获取关键变量间的近似线性关系:

①选取系数矩阵 A' 的部分列向量组成部分系数矩阵 $B' \triangleq [a'_4 \ a'_5 \ \cdots \ a'_{12}]$;

②对部分系数矩阵 B' 进行QR正交分解,可以得到正交矩阵 Q' 和上三角矩阵 R' ,即 $B' = Q'R'$,则可将式(16)改写为式(17)的形式:

$$(a'_1, a'_2, a'_3, B')X = (a'_1, a'_2, a'_3, Q'R')X = 0 \quad (17)$$

③令矩阵 R' 的元素记为 r'_{ij} ,其中 i, j 为整数,且 $i, j \in [1, 9]$,令矩阵 Q' 的最后一个列向量记为 q'_9 ,将其左乘到式(17)的左右两侧,则由正交矩阵的相关性质可得式(18)如下:

$$\begin{aligned} q_9'^T \cdot (a'_1, a'_2, a'_3, Q'R')X &= [q_9'^T \cdot a'_1, q_9'^T \cdot a'_2, q_9'^T \cdot a'_3, (0, \cdots, 0, \|q_9'\|^2)R']X \\ &= (q_9'^T \cdot a'_1, q_9'^T \cdot a'_2, q_9'^T \cdot a'_3, 0, \cdots, 0, \|q_9'\|^2 \cdot r'_{99})X \\ &= q_9'^T \cdot a'_1 \cdot T_{out} + q_9'^T \cdot a'_2 \cdot T_2 + q_9'^T \cdot a'_3 \cdot T_{P/M} + \|q_9'\|^2 \cdot r'_{99} \cdot \dot{\omega}_{R3} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

⑤对上式进行整理,可以得到换挡惯性相期间行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 、2挡离合/制动器摩擦转矩 T_2 间的近似线性关系,即换挡惯性相过渡阶段行星传动变速机构内外转矩间的近似线性关系,如式(19)所示:

$$T_{out} = -\frac{q_9'^T \cdot a'_2}{q_9'^T \cdot a'_1} T_2 - \frac{q_9'^T \cdot a'_3}{q_9'^T \cdot a'_1} T_{P/M} - \frac{\|q_9'\|^2 \cdot r'_{99}}{q_9'^T \cdot a'_1} \dot{\omega}_{R3} = -C_3 T_2 - C_4 T_{P/M} \quad (19)$$

式中, C_3, C_4 为带入矩阵 A' 中的所有行星齿轮变速耦合系统参数值后由式(15)~式(18)计算得到的常数,一般情况下均为正数;

⑥由式(14)与式(19)可得转矩相结束、惯性相开始时刻系统所满足的转矩状态为:

$$T_2 = \frac{C_2 - C_4}{C_1 + C_3} T_{P/M} \quad (20)$$

步骤6,制定换挡各阶段时各部件间的协调控制流程:

式(14)、式(19)与式(20)表明了换挡各阶段为保证行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 维持某一恒值、2挡离合/制动器的摩擦转矩 T_2 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 间所应具备的近似线性关系,以及转矩相和惯性相过渡时刻系统内部的转矩关系,依此制定换挡协调控制逻辑:

①在升挡转矩相前期,1挡离合/制动器维持原结合状态不变、2挡离合/制动器由松开逐渐结合、液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 则参考式(14)进行计算,然后再依据液压系统压力等状态参数由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度 $\beta_{P/M,req}$,即控制量;此时式(14)中 T_{out} 值的大小等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 值则由离合/制动器状态依据理论公式(22)计算:

$$\beta_{P/M,req} = \frac{20\pi\eta_{m,P/M}T_{P/M,req}}{\Delta PV} \quad (21)$$

$$T_2 = \text{sgn}(\omega_2)\mu_k C_{2,Control} F_C \frac{4(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)} \quad (22)$$

上述两式中 $\eta_{m,P/M}$ 为液压泵/马达的机械效率,可由液压泵/马达的工作状态通过对其效率MAP数表进行插值得到、或简化取常用值95%; ΔP 为液压泵/马达的工作压差,由相关液压力传感器反馈信号获得,bar; V 为液压泵/马达的最大排量,是其结构参数, m^3/r ; ω_2 为2挡离合/制动器转动盘转速,rad/s,其数值等于与之相连的小太阳轮转速即 $\omega_2 = \omega_{S2}$; μ_k 为动摩擦因数,一般取0.1; F_C 为使得离合/制动器完全结合,即 $C_{2,Control}$ 为1时对转动盘的压紧力,其取值与离合/制动器具体参数有关; r_1 为离合制动器摩擦盘内径,m; r_2 为离合制动器摩擦盘外径,m;

②当1挡离合/制动器摩擦转矩降为0时开始属于转矩相后期,液压泵/马达斜盘开度、2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 及其摩擦转矩均维持不变,1挡离合/制动器逐渐松开;

③当1挡离合/制动器完全松开时开始属于惯性相前期,参考式(19)计算液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 、并由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度 $\beta_{P/M,req}$,则 $T_{P/M,req}$ 将逐渐减小、以主动快速降低转速实现转速同步;此时式(19)中的 T_{out} 值仍等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 值仍由离合/制动器状态依据理论公式(22)计算;

④当液压泵/马达转速和当前车速开始满足高速2挡速比传动关系式(23)时,转速同步结束,开始属于惯性相后期,2挡离合/制动器的控制状态 $C_{2,Control}$ 继续增大;

$$\omega_{P/M} = \frac{vi_{g2}i_0}{R} \quad (23)$$

式中, $\omega_{P/M}$ 为液压泵/马达转速,rpm; v 为车速,m/s; i_{g2} 为后拉维娜式行星排2挡速比; i_0 为车辆主减速器速比; R 为车轮半径,m;

⑤2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 继续增大,至完全结合,惯性相完全结束,升挡协调控制结束。

液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法

技术领域

[0001] 本发明属于混联混合动力汽车技术领域,特别涉及液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法。

背景技术

[0002] 随着能源与环境问题的日益严峻,节能与新能源汽车技术成为热点。混合动力汽车由于其经济性好、续航里程长,成为研究重点方向之一。其中的混联混动车型,因可实现发动机转速、转矩的双解耦,且系统动态特性好、整车能量优化控制算法丰富多样、能够确保发动机尽可能工作在高效区域,因而油耗通常较低,得到了较多的发展应用。

[0003] 混合动力汽车通常具备多个动力源,各动力源在不同行驶工况下以最佳性能组合开展工作,实现车辆行驶和性能优化。在公交客车、中重型运输车等商用车上,为降低驱动电机的最高转矩要求通常为其配备两挡变速箱或拉维娜行星排式变速耦合系统。而对于行星齿轮变速耦合系统通常具备两个离合/制动器,在换挡时容易引起系统输出转矩波动、产生车辆冲击,影响行驶平顺性能。

[0004] 现有技术中,混合动力汽车的换挡协调控制方法多以液压泵/马达实现转速同步、发动机提供基本稳态驱动转矩,并在恰当时刻结合离合器或同步器。如中国专利公告号为CN105752076B,公告日为2018-08-24,公开了混合动力汽车的换挡调速方法和混合动力汽车的动力系统,该方法针对并联混动汽车在换挡时通过发动机转矩控制和电机调速控制来缩短换挡时间、减小动力中断,但不能实现多离合/制动器变速系统的换挡协调控制;又如中国专利公告号为CN103158708B,公告日为2016-01-13,公开了一种带AMT变速箱的混合动力汽车的换挡控制方法,该方法在换挡时需要将电机和发动机扭矩都降为零再对相关齿轮进行换挡控制,将引起动力中断影响驾乘感受;又如中国专利公布号为CN106671973A,公布日为2017-05-17,公开了混合动力汽车及其换挡控制方法和换挡控制系统,该方法所提出的换挡控制方法仅确定了混动车辆在4种不同工作模式下制定换挡策略时的参考因素及离合器的控制状态,但未说明换挡时液压泵/马达转矩大小和离合器控制状态间的具体协调控制方式;又如中国专利公开号为CN107985301A,公开日为2018-05-04,公开了基于混合动力系统的换挡系统及升挡换挡方法,该方法仅以液压泵/马达转速同步为控制目标、而未考虑电机调速时其转矩对系统动力和车辆冲击的影响,且离合器结合时机仅以换挡时间和固定的时间阈值判断,未进行离合器状态和电机转矩间的协调控制、无法保证换挡平顺性。

[0005] 综上,上述的已有混合动力汽车换挡协调方法未有针对采用拉维娜式行星齿轮变速耦合系统的混合动力汽车,也未有基于详细的动力学理论进行换挡时多离合/制动器控制状态和液压泵/马达转矩间的详细协调控制方法,不能较好的保证系统输出转矩稳定、确保车辆行驶平顺性。

[0006] 针对上述的技术不足,本发明所述的液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法,针对采用拉维娜式行星齿轮变速耦合装置的混联式混动汽车的换挡冲击现象,通过动力学分析建立系统力学状态空间表达式,并由系数矩阵运算处理获得换挡各阶

段系统输入/输出转矩间的近似线性关系,进而确定换挡期间保证输出转矩稳定的离合/制动器作动时机与液压泵/马达转矩(或斜盘开度)变化间的协调控制规律,最终制定出液压泵/马达斜盘开度与离合/制动器状态间的协调控制流程。由于本方法基于动力学理论和变速耦合系统各部件间的力学关系进行简化分析处理、综合考虑系统内外部件的状态影响,因此可实现液压泵/马达与离合/制动器间的恰当控制,保证了混动车辆的换挡平顺性、并且避免了换挡动力中断现象。

发明内容

[0007] 为解决现有技术存在的不足,本发明提供了液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法:通过动力学理论建立变速耦合系统的力学状态空间表达式,并由系数矩阵运算处理获得换挡各阶段系统输入/输出转矩间的近似线性关系,进而确定换挡期间保证输出转矩稳定的离合/制动器作动时机与液压泵/马达斜盘开度变化间的协调控制规律,最终制定出液压泵/马达斜盘开度与离合/制动器状态间的协调控制流程。因此,在动力学理论指导下建立的变速耦合系统各离合/制动器和液压泵/马达斜盘开度协调控制方法,可有效保证系统换挡期间转矩输出稳定、提高车辆行驶平顺性。

[0008] 为实现上述目的,根据本发明实施例的液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法,包括以下步骤:

[0009] 步骤1,依据动力学理论建立行星齿轮变速耦合系统在换挡过渡过程的力学关系式;根据拉维娜式行星齿轮变速耦合系统中行星齿轮内部各部件以及与之相连的液压泵/马达和离合/制动器间的连接和传动关系,得到如式(1)~式(8)所示的变速耦合系统动力学关系式:

$$[0010] \quad I_{C3}\dot{\omega}_{C3}=T_{C3}-F_3S_3-F_3R_3-F_2S_2-F_2S_3 \quad (1)$$

$$[0011] \quad (1-k_2)\dot{\omega}_{C3}=\dot{\omega}_{S2}-k_2\dot{\omega}_{R3} \quad (2)$$

$$[0012] \quad (1+k_3)\dot{\omega}_{C3}=\dot{\omega}_{S3}-k_3\dot{\omega}_{R3} \quad (3)$$

$$[0013] \quad I_{S3}\dot{\omega}_{S3}=F_2S_3+F_3S_3-T_{S3} \quad (4)$$

$$[0014] \quad I_{S2}\dot{\omega}_{S2}=F_2S_2-T_2 \quad (5)$$

$$[0015] \quad I_{P/M}\dot{\omega}_{S3}=T_{S3}-T_{P/M} \quad (6)$$

$$[0016] \quad I_{R3}\dot{\omega}_{R3}=F_3R_3-T_1 \quad (7)$$

$$[0017] \quad T_{out}=T_{C3} \quad (8)$$

[0018] 式中, T_{out} 为行星齿轮变速耦合系统输出转矩,Nm; T_{C3} 为拉维娜式行星排齿圈转矩,Nm; T_1 、 T_2 分别为1挡离合/制动器和2挡离合/制动器摩擦转矩,Nm; $T_{P/M}$ 、 T_{S3} 分别为液压泵/马达和大太阳轮转矩,Nm; R_3 、 S_2 、 S_3 分别为齿圈、小太阳轮和大太阳轮的节圆半径,m; F_3 、 F_2 分别为大太阳轮和小太阳轮的啮合力,N; $k_2=R_3/S_2$ 、 $k_3=R_3/S_3$ 均为拉维娜式行星排的特征参数, I_{S2} 、 I_{S3} 、 I_{R3} 、 I_{C3} 分别为小太阳轮、大太阳轮、行星架和齿圈的转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; ω_{S3} 、 ω_{R3} 、 ω_{C3} 分别为大太阳轮、行星架和齿圈的角速度,rad/s;

[0019] 步骤2,进行换挡转矩相阶段的系统动力学分析;依据行星齿轮变速耦合系统在换挡转矩相的力学关系建立系统动力学状态空间表达式:

[0020] ①在升挡转矩相期间,随着2挡离合/制动器逐渐结合,变速耦合系统输入动力经1挡传动路径逐渐转移至2挡传动路径、系统输入/输出转速关系还未发生变化,1挡离合/制动器还未动作,故有式(9):

$$[0021] \quad \dot{\omega}_{R3}=0 \quad (9)$$

[0022] ②将以上式(1)~式(9)联立整合,改写为矩阵形式可以得到式(10):

$$[0023] \quad AX=0 \quad (10)$$

[0024] 式中,A为系数矩阵,X为状态变量,且:

$$[0025] \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -S_2 - S_3 & -S_3 - R_3 & 0 & 0 & -I_{C3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & k_2 - 1 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 - k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & S_3 & S_3 & 0 & -I_{S3} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_2 & 0 & -I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -I_{P/M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_3 & 0 & 0 & 0 & -I_{R3} \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[0026] \quad X = [T_{out} \quad T_2 \quad T_{P/M} \quad T_1 \quad T_{C3} \quad T_{S3} \quad F_2 \quad F_3 \quad \dot{\omega}_{S2} \quad \dot{\omega}_{S3} \quad \dot{\omega}_{C3} \quad \dot{\omega}_{R3}]^T$$

[0027] 步骤3,依据矩阵的初等变换相关理论对换挡转矩相的系统动力学状态空间表达式进行处理,获取关键变量间的近似线性关系:

[0028] ①选取系数矩阵A的部分列向量组成部分系数矩阵 $B \triangleq [a_4 \quad a_5 \quad \dots \quad a_{12}]$;

[0029] ②对部分系数矩阵B进行QR正交分解,可以得到正交矩阵Q和上三角矩阵R,即: $B=QR$;则可将式(10)改写为式(11)的形式:

$$[0030] \quad (a_1, a_2, a_3, B)X = (a_1, a_2, a_3, QR)X = 0 \quad (11)$$

[0031] ③令矩阵R的元素记为 r_{ij} (整数 $i, j \in [1, 9]$),令矩阵Q的最后一个列向量记为 q_9 ,将其左乘到式(11)的左右两侧,则由正交矩阵的相关性质可得式(12)如下:

$$[0032] \quad \begin{aligned} q_9^T \cdot (a_1, a_2, a_3, QR)X &= [q_9^T \cdot a_1, q_9^T \cdot a_2, q_9^T \cdot a_3, (0, \dots, 0, \|q_9\|^2)]R X \\ &= (q_9^T \cdot a_1, q_9^T \cdot a_2, q_9^T \cdot a_3, 0, \dots, 0, \|q_9\|^2 \cdot r_{99})X \\ &= q_9^T \cdot a_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a_3 \cdot T_{P/M} + \|q_9\|^2 \cdot r_{99} \cdot \dot{\omega}_{R3} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

[0033] ④将式(9)带入式(12)可以得到:

$$[0034] \quad q_9^T \cdot a_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a_3 \cdot T_{P/M} = 0 \quad (13)$$

[0035] ⑤对上式进行整理,可以得到升挡转矩相期间行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 、2挡离合/制动器摩擦转矩 T_2 间的近似线性关系,即换挡转矩相过渡阶段行星传动变速机构内外转矩间的近似线性关系,如式(14)所示:

$$[0036] \quad T_{out} = -\frac{q_9^T \cdot a_2}{q_9^T \cdot a_1} T_2 - \frac{q_9^T \cdot a_3}{q_9^T \cdot a_1} T_{P/M} = C_1 T_2 - C_2 T_{P/M} \quad (14)$$

[0037] 式中, C_1 、 C_2 为带入矩阵A中的所有行星齿轮变速耦合系统参数值后由式(10)~式(14)计算所得到的常数,一般情况下均为正数;

[0038] 步骤4,进行换挡惯性相阶段的系统动力学分析;依据变速耦合系统在换挡惯性相的力学关系建立系统动力学状态空间表达式:

[0039] ①在换挡惯性相期间,式(1)~(8)依然成立;且换挡转矩相阶段的终止条件为转矩转移完成,即1挡离合/制动器不再传递动力、转矩降为0,如式(15)所示,它也是惯性相期间系统的约束条件:

$$[0040] \quad T_1 = 0 \quad (15)$$

[0041] ②将式(1)~(8)以及式(18)联立整合,改写为矩阵形式可以得到式(16):

$$[0042] \quad A'X = 0 \quad (16)$$

[0043] 式中, A' 为系数矩阵, X 为状态变量,与步骤2中相同,且:

$$[0044] \quad A' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -S_2 - S_3 & -S_3 - R_3 & 0 & 0 & -I_{C3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & k_2 - 1 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 - k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & S_3 & S_3 & 0 & -I_{S3} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_2 & 0 & -I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -I_{P/M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_3 & 0 & 0 & 0 & -I_{R3} \end{bmatrix}$$

[0045] 步骤5,依据矩阵的初等变换相关理论对换挡惯性相的系统动力学状态空间表达式进行处理,获取关键变量间的近似线性关系:

[0046] ①选取系数矩阵 A' 的部分列向量组成部分系数矩阵 $B' \triangleq [a'_4 \ a'_5 \ \cdots \ a'_{12}]$;

[0047] ②对部分系数矩阵 B' 进行QR正交分解,可以得到正交矩阵 Q' 和上三角矩阵 R' ,即 $B' = Q'R'$,则可将式(16)改写为式(17)的形式:

$$[0048] \quad (a'_1, a'_2, a'_3, B')X = (a'_1, a'_2, a'_3, Q'R')X = 0 \quad (17)$$

[0049] ③令矩阵 R' 的元素记为 r'_{ij} (整数 $i, j \in [1, 9]$),令矩阵 Q' 的最后一个列向量记为 q'_9 ,将其左乘到式(17)的左右两侧,则由正交矩阵的相关性质可得式(18)如下:

$$[0050] \quad \begin{aligned} q_9^T \cdot (a'_1, a'_2, a'_3, Q'R')X &= [q_9^T \cdot a'_1, q_9^T \cdot a'_2, q_9^T \cdot a'_3, (0, \cdots, 0, \|q_9'\|^2)R']X \\ &= (q_9^T \cdot a'_1, q_9^T \cdot a'_2, q_9^T \cdot a'_3, 0, \cdots, 0, \|q_9'\|^2 \cdot r'_{99})X \\ &= q_9^T \cdot a'_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a'_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a'_3 \cdot T_{P/M} + \|q_9'\|^2 \cdot r'_{99} \cdot \dot{\omega}_{R3} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

[0051] ⑤对上式进行整理,可以得到换挡惯性相期间行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 、2挡离合/制动器摩擦转矩 T_2 间的近似线性关系,即换挡惯性相过渡阶段行星传动变速机构内外转矩间的近似线性关系,如式(19)所示:

$$[0052] \quad T_{out} = -\frac{q_9^T \cdot a_2}{q_9^T \cdot a_1} T_2 - \frac{q_9^T \cdot a_3}{q_9^T \cdot a_1} T_{P/M} - \frac{\|q_9\|^2 \cdot r_{99}}{q_9^T \cdot a_1} \dot{\omega}_{R3} = -C_3 T_2 - C_4 T_{P/M} \quad (19)$$

[0053] 式中, C_3 、 C_4 为带入矩阵A'中的所有行星齿轮变速耦合系统参数值后由式(15)~式(18)计算得到的常数,一般情况下均为正数;

[0054] ⑥由式(14)与式(19)可得转矩相结束、惯性相开始时刻系统所满足的转矩状态为:

$$[0055] \quad T_2 = \frac{C_2 - C_4}{C_1 + C_3} T_{P/M} \quad (20)$$

[0056] 步骤6,制定换挡各阶段时各部件间的协调控制流程:

[0057] 式(14)、式(19)与式(20)表明了换挡各阶段为保证行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 维持某一恒值、2挡离合/制动器的摩擦转矩 T_2 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 间所应具备的近似线性关系,以及转矩相和惯性相过渡时刻系统内部的转矩关系,依此制定换挡协调控制逻辑:

[0058] ①在升挡转矩相前期,1挡离合/制动器维持原结合状态不变、2挡离合/制动器由松开逐渐结合、液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 则参考式(14)进行计算,然后再依据液压系统压力等状态参数由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度 $\beta_{P/M,req}$,即控制量;此时式(14)中 T_{out} 值的大小等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 值则由离合/制动器状态依据理论公式(22)计算:

$$[0059] \quad \beta_{P/M,req} = \frac{20\pi\eta_{m,P/M} T_{P/M,req}}{\Delta PV} \quad (21)$$

$$[0060] \quad T_2 = \text{sgn}(\omega_2) \mu_k C_{2,Control} F_C \frac{4(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)} \quad (22)$$

[0061] 上述两式中 $\eta_{m,P/M}$ 为液压泵/马达的机械效率,可由液压泵/马达的工作状态通过对其效率MAP数表进行插值得到、或简化取常用值95%; ΔP 为液压泵/马达的工作压差,由相关液压力传感器反馈信号获得,bar; V 为液压泵/马达的最大排量,是其结构参数, m^3/r ; ω_2 为2挡离合/制动器转动盘转速,rad/s,其数值等于与之相连的小太阳轮转速即 $\omega_2 = \omega_{S2}$; μ_k 为动摩擦因数,一般取0.1; F_C 为使得离合/制动器完全结合(即 $C_{2,Control} = 1$)时对转动盘的压紧力,其取值与离合/制动器具体参数有关; r_1 为离合制动器摩擦盘内径,m; r_2 为离合制动器摩擦盘外径,m;

[0062] ②当1挡离合/制动器摩擦转矩降为0时开始属于转矩相后期,液压泵/马达斜盘开度、2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 及其摩擦转矩均维持不变,1挡离合/制动器逐渐松开;

[0063] ③当1挡离合/制动器完全松开时开始属于惯性相前期,参考式(19)计算液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 、并由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度 $\beta_{P/M,req}$,则 $T_{P/M,req}$ 将逐渐减小、以主动快速降低转速实现转速同步;此时式(19)中的 T_{out} 值仍等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 值仍由离合/制动器状态依据理论公式(22)计算;

[0064] ④当液压泵/马达转速和当前车速开始满足高速2挡速比传动关系式(23)时,转速

同步结束,开始属于惯性相后期,2挡离合/制动器的控制状态 $C_{2,Control}$ 继续增大;

$$[0065] \quad \omega_{P/M} = \frac{v i_{g2} i_0}{R} \quad (23)$$

[0066] 式中, $\omega_{P/M}$ 为液压泵/马达转速,rpm; v 为车速,m/s; i_{g2} 为后拉维娜式行星排2挡速比; i_0 为车辆主减速器速比; R 为车轮半径,m;

[0067] ⑤2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 继续增大,至完全结合,惯性相完全结束,升挡协调控制结束。

[0068] 由以上技术方案可见,根据本发明的液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法,通过动力学理论建立变速耦合系统的力学状态空间表达式,并由系数矩阵运算处理获得换挡各阶段系统输入/输出转矩间的近似线性关系,进而确定换挡期间保证输出转矩稳定的离合/制动器作动时机与液压泵/马达斜盘开度变化间的协调控制规律,最终制定出液压泵/马达斜盘开度与离合/制动器状态间的协调控制流程。从而可实现液压泵/马达与离合/制动器间的恰当控制,有效保证系统换挡期间转矩输出稳定、提高车辆行驶平顺性。

[0069] 与现有技术相比,以上方案不仅对换挡期间液压泵/马达斜盘开度行合理调节,而且实现了离合/制动器的协调控制,可实现无冲击且无动力中断的混合动力汽车平顺换挡效果。

[0070] 本发明的附加方面和优点将在下面的描述中部分给出,部分将从下面的描述中变得明显,或通过本发明的实践了解到。

附图说明

[0071] 本发明的上述和/或附加的方面和优点结合下面附图对实施例的描述中将变得明显和容易理解,其中:

[0072] 图1为根据本发明实施例的混联构型液压混合动力汽车行星齿轮变速耦合系统示意图;

[0073] 图2为根据本发明实施例的换挡协调控制方法理论推导流程图;

[0074] 图3为根据本发明实施例的行星齿轮变速耦合系统升挡协调控制流程图;

[0075] 图4为根据本发明实施例的液压泵/马达斜盘开度为1时的机械效率MAP图;

[0076] 图5为根据本发明实施例的液压泵/马达斜盘开度为0.7时的机械效率MAP图;

[0077] 图6为根据本发明实施例的液压泵/马达斜盘开度为0.4时的机械效率MAP图;

[0078] 图7为根据本发明实施例的液压泵/马达斜盘开度为0.1时的机械效率MAP图;

[0079] 图8为根据本发明实施例的换挡协调控制时系统主要物理量状态趋势示意图;

[0080] 图9为未采用本发明实施例的普通换挡协调方法控制下换挡时系统状态与根据本发明实施例的换挡协调方法控制下换挡时系统状态间的效果对比图;

[0081] 图中:I、发动机;II、普通行星齿轮;III、液压泵;IV、液压油箱;V、液压泵/马达;VI、2挡离合/制动器;VII、1挡离合/制动器;VIII、变速耦合系统输出轴;IX、行星架;X、大太阳轮;XI、齿圈;XII、小太阳轮;XIII、液压控制阀;XIV、液压蓄能器。

具体实施方式

[0082] 下面详细描述本发明的实施例,所述实施例的示例在附图中示出,其中自始至终相同或类似的符号表示相同或类似的物理量或具有相同或类似意义的物理量。且下面通过参考附图所描述的实施例是示例性的,仅用于解释本发明,而不能理解为对本发明的限制。

[0083] 由于混联混合动力汽车的基本结构为本领域技术人员所悉知的,因此在此不再一一赘述,仅在附图1中给出本发明方法所针对的混动车辆动力系统示意图。

[0084] 下面参考附图来描述根据本发明实施例的液压混动汽车的行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制方法,但本发明并不限于这些实施例。

[0085] 如图1所示,为所研究的混联构型混合动力汽车行星齿轮变速耦合系统示意图,车辆动力系统包括一个普通行星排和一个拉维娜式行星排。普通行星排的太阳轮和行星架分别连接发电机与发动机,动力通过齿圈输出。拉维娜式行星排的齿圈和小太阳轮分别与1挡离合/制动器和2挡离合/制动器连接。拉维娜式行星排的行星架为其动力输出端,与变速耦合系统输出轴、以及普通行星排齿圈输出端相连,合并后的动力传递给主减速器输入端。当拉维娜式变速系统处于1挡时,1挡离合/制动器结合、2挡离合/制动器分离,液压泵/马达减速比3.9,当系统处于2挡时,1挡离合/制动器分离、2挡离合/制动器结合,液压泵/马达减速比1.9。

[0086] 在车辆由静止起步行驶时,变速耦合系统为1挡状态。随车速增高液压泵/马达转速不断增高,当液压泵/马达转速高于升挡转速阈值 $\omega_{P/M,up}$ 时变速耦合系统开始升挡,最后进入2挡状态、液压泵/马达转速降低。在车辆2挡行驶减速过程中,随车速减小液压泵/马达转速不断降低,当液压泵/马达转速低于降挡转速阈值 $\omega_{P/M,down}$ 时变速耦合系统开始降挡,最后进入1挡状态。且由于换挡持续时间较短,行驶阻力和驾驶操作变化很小,一般认为行驶需求的驱动力不变,故与普通行星排相连的动力源(发动机、发电机)控制目标和动力状态不变,即普通行星排动力输出稳定。

[0087] 如图2所示,为换挡协调控制方法理论推导流程图,该推导流程包括五步:

[0088] (1) 依据动力学理论建立行星齿轮变速耦合系统在换挡过渡过程的力学关系式;根据拉维娜式行星齿轮变速耦合系统中行星齿轮内部各部件以及与之相连的液压泵/马达和离合/制动器间的连接和传动关系,得到如式(1)~式(8)所示的变速耦合系统动力学关系式:

$$[0089] \quad I_{C3}\dot{\omega}_{C3} = T_{C3} - F_3S_3 - F_3R_3 - F_2S_2 - F_2S_3 \quad (1)$$

$$[0090] \quad (1 - k_2)\dot{\omega}_{C3} = \dot{\omega}_{S2} - k_2\dot{\omega}_{R3} \quad (2)$$

$$[0091] \quad (1 + k_3)\dot{\omega}_{C3} = \dot{\omega}_{S3} - k_3\dot{\omega}_{R3} \quad (3)$$

$$[0092] \quad I_{S3}\dot{\omega}_{S3} = F_2S_3 + F_3S_3 - T_{S3} \quad (4)$$

$$[0093] \quad I_{S2}\dot{\omega}_{S2} = F_2S_2 - T_2 \quad (5)$$

$$[0094] \quad I_{P/M}\dot{\omega}_{S3} = T_{S3} - T_{P/M} \quad (6)$$

$$[0095] \quad I_{R3}\dot{\omega}_{R3} = F_3R_3 - T_1 \quad (7)$$

$$[0096] \quad T_{out} = T_{C3} \quad (8)$$

[0097] 式中, T_{out} 为行星齿轮变速耦合系统输出转矩, Nm; T_{C3} 为拉维娜式行星排齿圈转矩,

$N_m; T_1, T_2$ 分别为1挡离合/制动器和2挡离合/制动器摩擦转矩, $N_m; T_{P/M}, T_{S3}$ 分别为液压泵/马达和大太阳轮转矩, $N_m; R_3, S_2, S_3$ 分别为齿圈、小太阳轮和大太阳轮的节圆半径, $m; F_3, F_2$ 分别为大太阳轮和小太阳轮的啮合力, $N; k_2=R_3/S_2, k_3=R_3/S_3$ 均为拉维娜式行星排的特征参数, $I_{S2}, I_{S3}, I_{R3}, I_{C3}$ 分别为小太阳轮、大太阳轮、行星架和齿圈的转动惯量, $kg \cdot m^2$; $\omega_{S3}, \omega_{R3}, \omega_{C3}$ 分别为大太阳轮、行星架和齿圈的角速度, rad/s ;

[0098] (2) 进行换挡转矩相阶段的系统动力学分析; 依据行星齿轮变速耦合系统在换挡转矩相的力学关系建立系统动力学状态空间表达式:

[0099] ①在升挡转矩相期间, 随着2挡离合/制动器逐渐结合, 变速耦合系统输入动力经1挡传动路径逐渐转移至2挡传动路径、系统输入/输出转速关系还未发生变化, 1挡离合/制动器还未动作, 故有式(9):

$$[0100] \quad \dot{\omega}_{R3}=0 \quad (9)$$

[0101] ②将以上式(1)~式(9)联立整合, 改写为矩阵形式可以得到式(10):

$$[0102] \quad AX=0 \quad (10)$$

[0103] 式中, A 为系数矩阵, X 为状态变量, 且:

$$[0104] \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -S_2 - S_3 & -S_3 - R_3 & 0 & 0 & -I_{C3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & k_2 - 1 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 - k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & S_3 & S_3 & 0 & -I_{S3} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_2 & 0 & -I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -I_{P/M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_3 & 0 & 0 & 0 & -I_{R3} \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[0105] \quad X = [T_{out} \quad T_2 \quad T_m \quad T_1 \quad T_{C3} \quad T_{S3} \quad F_2 \quad F_3 \quad \dot{\omega}_{S2} \quad \dot{\omega}_{S3} \quad \dot{\omega}_{C3} \quad \dot{\omega}_{R3}]^T$$

[0106] (3) 依据矩阵的初等变换相关理论对换挡转矩相的系统动力学状态空间表达式进行处理, 获取关键变量间的近似线性关系:

[0107] ①选取系数矩阵 A 的部分列向量组成部分系数矩阵 $B \triangleq [a_4 \quad a_5 \quad \dots \quad a_{12}]$;

[0108] ②对部分系数矩阵 B 进行QR正交分解, 可以得到正交矩阵 Q 和上三角矩阵 R , 即: $B=QR$; 则可将式(10)改写为式(11)的形式:

$$[0109] \quad (a_1, a_2, a_3, B)X = (a_1, a_2, a_3, QR)X = 0 \quad (11)$$

[0110] ③令矩阵 R 的元素记为 r_{ij} (整数 $i, j \in [1, 9]$), 令矩阵 Q 的最后一个列向量记为 q_9 , 将其左乘到式(11)的左右两侧, 则由正交矩阵的相关性质可得式(12)如下:

$$[0111] \quad \begin{aligned} q_9^T \cdot (a_1, a_2, a_3, QR)X &= [q_9^T \cdot a_1, q_9^T \cdot a_2, q_9^T \cdot a_3, (0, \dots, 0, \|q_9\|^2)R]X \\ &= (q_9^T \cdot a_1, q_9^T \cdot a_2, q_9^T \cdot a_3, 0, \dots, 0, \|q_9\|^2 \cdot r_{99})X \\ &= q_9^T \cdot a_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a_3 \cdot T_{P/M} + \|q_9\|^2 \cdot r_{99} \cdot \dot{\omega}_{R3} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

[0112] ④将式(9)带入式(12)可以得到:

$$[0113] \quad q_9^T \cdot a_1 \cdot T_{out} + q_9^T \cdot a_2 \cdot T_2 + q_9^T \cdot a_3 \cdot T_{P/M} = 0 \quad (13)$$

[0114] ⑤对上式进行整理,可以得到升挡转矩相期间行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 、2挡离合/制动器摩擦转矩 T_2 间的近似线性关系,即换挡转矩相过渡阶段行星传动变速机构内外转矩间的近似线性关系,如式(14)所示:

$$[0115] \quad T_{out} = -\frac{q_9^T \cdot a_2}{q_9^T \cdot a_1} T_2 - \frac{q_9^T \cdot a_3}{q_9^T \cdot a_1} T_{P/M} = C_1 T_2 - C_2 T_{P/M} \quad (14)$$

[0116] 式中, C_1 、 C_2 为带入矩阵 A 中的所有行星齿轮变速耦合系统参数值后由式(10)~式(14)计算所得到的常数,一般情况下均为正数;

[0117] (4) 进行换挡惯性相阶段的系统动力学分析;依据变速耦合系统在换挡惯性相的力学关系建立系统动力学状态空间表达式:

[0118] ①在换挡惯性相期间,式(1)~(8)依然成立;且换挡转矩相阶段的终止条件为转矩转移完成,即1挡离合/制动器不再传递动力、转矩降为0,如式(15)所示,它也是惯性相期间系统的约束条件:

$$[0119] \quad T_1 = 0 \quad (15)$$

[0120] ②将式(1)~(8)以及式(18)联立整合,改写为矩阵形式可以得到式(16):

$$[0121] \quad A'X = 0 \quad (16)$$

[0122] 式中, A' 为系数矩阵, X 为状态变量,与步骤2中相同,且:

$$[0123] \quad A' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -S_2 - S_3 & -S_3 - R_3 & 0 & 0 & -I_{C3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & k_2 - 1 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 - k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & S_3 & S_3 & 0 & -I_{S3} & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_2 & 0 & -I_{S2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -I_{P/M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_3 & 0 & 0 & 0 & -I_{R3} \end{bmatrix}$$

[0124] (5) 依据矩阵的初等变换相关理论对换挡惯性相的系统动力学状态空间表达式进行处理,获取关键变量间的近似线性关系:

[0125] ①选取系数矩阵 A' 的部分列向量组成部分系数矩阵 $B' \triangleq [a'_4 \ a'_5 \ \dots \ a'_{12}]$:

[0126] ②对部分系数矩阵 B' 进行QR正交分解,可以得到正交矩阵 Q' 和上三角矩阵 R' ,即 $B' = Q'R'$,则可将式(16)改写为式(17)的形式:

$$[0127] \quad (a'_1, a'_2, a'_3, B')X = (a'_1, a'_2, a'_3, Q'R')X = 0 \quad (17)$$

[0128] ③令矩阵 R' 的元素记为 r'_{ij} (整数 $i, j \in [1, 9]$), 令矩阵 Q' 的最后一个列向量记为 q'_9 , 将其左乘到式(17)的左右两侧,则由正交矩阵的相关性质可得式(18)如下:

$$\begin{aligned}
q_9'^T \cdot (a_1', a_2', a_3', Q'R')X &= [q_9'^T \cdot a_1', q_9'^T \cdot a_2', q_9'^T \cdot a_3', (0, \dots, 0, \|q_9'\|^2)R']X \\
[0129] \quad &= (q_9'^T \cdot a_1', q_9'^T \cdot a_2', q_9'^T \cdot a_3', 0, \dots, 0, \|q_9'\|^2 \cdot r_{99}')X \quad (18) \\
&= q_9'^T \cdot a_1' \cdot T_{out} + q_9'^T \cdot a_2' \cdot T_2 + q_9'^T \cdot a_3' \cdot T_{P/M} + \|q_9'\|^2 \cdot r_{99}' \cdot \dot{\omega}_{R3} \\
&= 0
\end{aligned}$$

[0130] ⑤对上式进行整理,可以得到换挡惯性相期间行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 与液压泵/马达转矩 $T_{P/M}$ 、2挡离合/制动器摩擦转矩 T_2 间的近似线性关系,即换挡惯性相过渡阶段行星传动变速机构内外转矩间的近似线性关系,如式(19)所示:

$$[0131] \quad T_{out} = -\frac{q_9'^T \cdot a_2'}{q_9'^T \cdot a_1'} T_2 - \frac{q_9'^T \cdot a_3'}{q_9'^T \cdot a_1'} T_{P/M} - \frac{\|q_9'\|^2 \cdot r_{99}'}{q_9'^T \cdot a_1'} \dot{\omega}_{R3} = -C_3 T_2 - C_4 T_{P/M} \quad (19)$$

[0132] 式中, C_3 、 C_4 为带入矩阵 A' 中的所有行星齿轮变速耦合系统参数值后由式(15)~式(18)计算得到的常数,一般情况下均为正数;

[0133] ⑥由式(14)与式(19)可得转矩相结束、惯性相开始时刻系统所满足的转矩状态为:

$$[0134] \quad T_2 = \frac{C_2 - C_4}{C_1 + C_3} T_{P/M} \quad (20)$$

[0135] 综上,即可得到换挡各阶段为保证变速耦合系统输出转矩维持恒值的液压泵/马达斜盘开度和2挡离合/制动器状态间的协调控制规律,并依次制定换挡协调控制的方法策略。以升挡为例,制定的变速耦合系统换挡协调控制流程如图3所示,其主要包括以下五步:

[0136] ①在升挡转矩相前期,1挡离合/制动器维持原结合状态不变、2挡离合/制动器由松开逐渐结合、液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 则参考式(14)进行计算,然后再依据液压系统压力等状态参数由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度 $\beta_{P/M,req}$,即控制量;此时式(14)中 T_{out} 值的大小等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 值则由离合/制动器状态依据理论公式(22)计算;

$$[0137] \quad \beta_{P/M,req} = \frac{20\pi\eta_{m,P/M} T_{P/M,req}}{\Delta PV} \quad (21)$$

$$[0138] \quad T_2 = \text{sgn}(\omega_2) \mu_k C_{2,Control} F_C \frac{4(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)} \quad (22)$$

[0139] 上述两式中 $\eta_{m,P/M}$ 为液压泵/马达的机械效率,可由液压泵/马达的工作状态通过对效率MAP数表进行插值得到、或简化取常用值95%; ΔP 为液压泵/马达的工作压差,由相关液压力传感器反馈信号获得,bar; V 为液压泵/马达的最大排量,是其结构参数, m^3/r ; ω_2 为2挡离合/制动器转动盘转速,rad/s,其数值等于与之相连的小太阳轮转速即 $\omega_2 = \omega_{S2}$; μ_k 为动摩擦因数,一般取0.1; F_C 为使得离合/制动器完全结合(即 $C_{2,Control} = 1$)时对转动盘的压紧力,其取值与离合/制动器具体参数有关; r_1 为离合制动器摩擦盘内径,m; r_2 为离合制动器摩擦盘外径,m;

[0140] 如图4所示,为四个典型斜盘开度 $\beta_{P/M}$ 取值时的液压泵/马达的机械效率MAP图,其可通过液压泵/马达的机械效率理论公式计算或由台架试验测得。数表的横纵坐标轴分别

为转速与工作压差。由MAP图插值求解机械效率时,需要输入的液压泵/马达的工作状态包括液压泵/马达的转速 $\omega_{P/M}$ 、工作压差 ΔP 和斜盘开度 $\beta_{P/M}$,其中斜盘开度为当前实际工作时的数值、可由液压泵/马达实际工作状态反馈信号获得。同时,由图4可见,在任一斜盘开度 $\beta_{P/M}$ 下,均存在一个液压泵/马达的机械效率MAP数表,即液压泵/马达的机械效率的几何形式为一簇上下层叠的曲面。

[0141] ②当1挡离合/制动器摩擦转矩降为0时开始属于转矩相后期,液压泵/马达斜盘开度、2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 及其摩擦转矩均维持不变,1挡离合/制动器逐渐松开;

[0142] ③当1挡离合/制动器完全松开时开始属于惯性相前期,参考式(19)计算液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 、并由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度 $\beta_{P/M,req}$,则 $T_{P/M,req}$ 将逐渐减小、以主动快速降低转速实现转速同步;此时式(19)中的 T_{out} 值仍等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 值仍由离合/制动器状态依据理论公式(22)计算;

[0143] ④当液压泵/马达转速和当前车速开始满足高速2挡速比传动关系式(23)时,转速同步结束,开始属于惯性相后期,2挡离合/制动器的控制状态 $C_{2,Control}$ 继续增大;

$$[0144] \quad \omega_{P/M} = \frac{v i_g i_0}{R} \quad (23)$$

[0145] 式中, $\omega_{P/M}$ 为液压泵/马达转速,rpm; v 为车速,m/s; i_g 为后拉维娜式行星排2挡速比; i_0 为车辆主减速器速比; R 为车轮半径,m;

[0146] ⑤2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 继续增大,至完全结合,惯性相完全结束,升挡协调控制结束。

[0147] 采用以上换挡协调控制方法进行混合动力汽车行星齿轮变速耦合系统换挡协调控制时,系统主要部件物理量的状态变化趋势如图4所示。图中 $t_0 \sim t_1$ 阶段为1挡状态,在 t_1 时液压泵/马达转速达到升挡阈值 $\omega_{P/M,up}$ 开始换挡。

[0148] 升挡时系统首先进入转矩相,图4中 $t_1 \sim t_2$ 阶段1挡离合/制动器维持原结合状态不变、2挡离合/制动器由松开逐渐结合。这使得2挡离合/制动器的摩擦转矩 T_2 逐渐增大、同时1挡离合/制动器的摩擦转矩 T_1 逐渐减小,即动力传递任务逐渐转移至2挡离合/制动器。由于2挡离合/制动器与液压泵/马达转矩间的速比较小,故为保证系统动力输出稳定,期间 $\beta_{P/M}$ 与 $T_{P/M}$ 将逐渐增加。

[0149] 在此期间2挡离合/制动器的控制目标为使1挡离合/制动器的摩擦转矩绝对值降为0。液压泵/马达目标转矩则由式(17)进行计算,式中 T_{out} 值等于换挡开始时刻的变速耦合系统输出转矩值、以保证系统输出转矩稳定, T_2 则由离合/制动器状态依据理论公式(28)计算。在 t_2 时刻1挡离合/制动器摩擦转矩降为0,动力传递转移完成。

[0150] $t_2 \sim t_3$ 阶段属于转矩相后期,液压泵/马达斜盘开度、2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 及其摩擦转矩 T_2 均维持不变,即动力传递状态不变,1挡离合/制动器逐渐松开。由于在此期间1挡离合/制动器的摩擦转矩为0,所以系统动力状态基本不受影响。在 t_3 时刻1挡离合/制动器的控制状态降为0,即完全松开,不再具备动力传递能力,转矩相完全结束。

[0151] $t_3 \sim t_4$ 阶段为惯性相,由于升挡后传动比将减小,因此为快速实现升挡转速同步,参考式(19)计算液压泵/马达目标转矩 $T_{P/M,req}$ 、由式(21)计算液压泵/马达目标斜盘开度

$\beta_{P/M,req}$,控制其转矩减小、以主动快速降低转速。在 t_4 时刻液压泵/马达转速和当前车速开始满足高速2挡速比传动关系,转速同步结束。

[0152] $t_4 \sim t_5$ 阶段为惯性相后期,2挡离合/制动器控制状态 $C_{2,Control}$ 逐渐上升,使其所能传递的摩擦转矩达到后备系数的设计指标,保证高速挡下的后续工作状态稳定。由于在 $t_2 \sim t_4$ 阶段2挡离合/制动器的摩擦转矩已经满足液压泵/马达的动力传递需求,因此 $t_4 \sim t_5$ 阶段系统动力传递状态变化较小。在 t_5 时刻2挡离合/制动器的控制状态 $C_{2,Control}$ 升为1,即完全结合,惯性相完全结束,升挡过程随之结束。

[0153] 降挡与升挡期间的状态对称相反、系统将首先进入惯性相,2挡离合/制动器逐渐松开、液压泵/马达斜盘开度及其转矩增大、带动转速升高。当其转速达到与车速满足1挡速比传动关系时惯性相结束、进入转矩相。在转矩相,1挡离合/制动器的控制状态首先逐渐增加到1,即完全结合。此过程中完成动力传递转移、1挡离合/制动器的摩擦转矩逐渐增大、同时2挡离合/制动器的摩擦转矩逐渐减小至0。最后2挡离合/制动器完全松开,不再具备动力传递能力,转矩相结束,降挡过程随之结束。

[0154] 如图5所示为以升挡控制为例、基于专业仿真软件结果、将未采用本发明实施例的普通换挡协调方法控制下换挡时系统状态与根据本发明实施例的换挡协调方法控制下换挡时系统状态间的效果对比。可见在升挡转矩相(32.3~32.6s左右),协调控制后开始换挡时液压泵/马达转矩增加更快、对行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 进行了较好补偿、减小了车辆主减速器端的总驱动力波动;在升挡惯性相(32.7~32.9s左右),协调控制后液压泵/马达转矩有较大的主动下降、减少了液压泵/马达转速同步产生的惯性转矩对主减速器输入转矩的影响、从而减小了车辆冲击度。同时可见,换挡期间的车速波动也明显减小,避免了换挡动力中断带来的车速变慢现象。

[0155] 可见,使用本发明换挡协调控制方法的软件仿真计算结果表明,在混动系统存在多个离合/制动器的情况下,本方法依然可以保证行星齿轮变速耦合系统输出转矩 T_{out} 可基本维持稳定、波动较小,进而可实现平顺、无动力中断的换挡控制,同时可保证较短的换挡时间,控制效果良好。

[0156] 对于配备其他结构变速耦合系统的并联、混联混动汽车,采用类似上述的方法进行换挡协调控制亦可实现类似效果。

[0157] 综上,通过动力学理论建立变速耦合系统的力学状态空间表达式,并由系数矩阵运算处理获得换挡各阶段系统输入/输出转矩间的近似线性关系,进而确定换挡期间保证输出转矩稳定的离合/制动器作动时机与液压泵/马达斜盘开度变化间的协调控制规律,最终制定出液压泵/马达斜盘开度与离合/制动器位置间的协调控制流程。可有效保证系统换挡期间转矩输出稳定、减少换挡动力中断、提高车辆行驶平顺性。

[0158] 在本说明书的描述中,参考术语“一个实施例”、“混联”或“拉维娜式行星排”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、步骤、方法或者特点包含于本发明的至少一个实施例或示例中。在本说明书中,对上述术语的示意性表述不一定指的是相同的实施例或示例。而且,描述的具体特征、步骤、方法或者特点可以在任何一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。

[0159] 尽管本文中较多的使用了诸如“变速耦合系统”、“转矩相”、“惯性相”、“离合/制动器”、“动力学状态空间表达”、“系数矩阵”、“斜盘开度”等术语,但并不排除使用其它术语的

可能性。使用这些术语仅仅是为了更方便地描述和解释本发明的本质；把它们解释成任何一种附加的限制都是与本发明精神相违背的。

[0160] 尽管已经示出和描述了本发明的实施例，本领域的普通技术人员可以理解：在不脱离本发明的原理和宗旨的情况下可以对这些实施例进行多种变化、修改、替换和变型，本发明的范围由权利要求及其等同物限定。

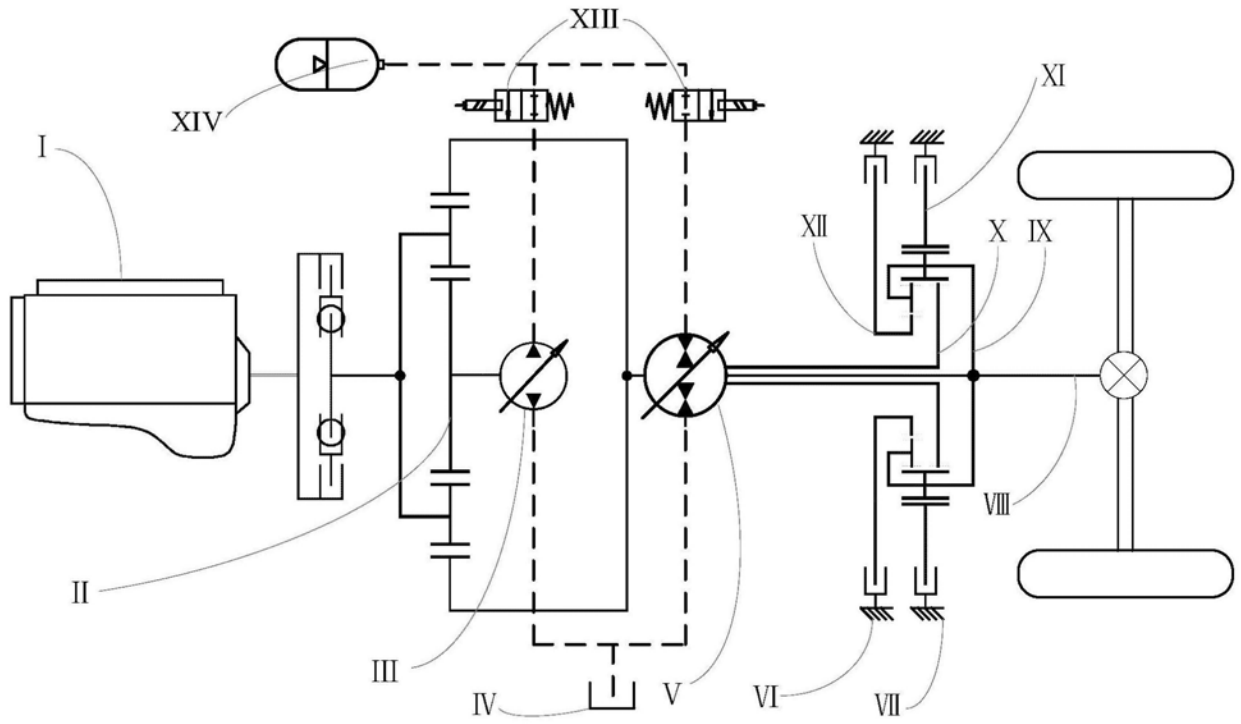


图1

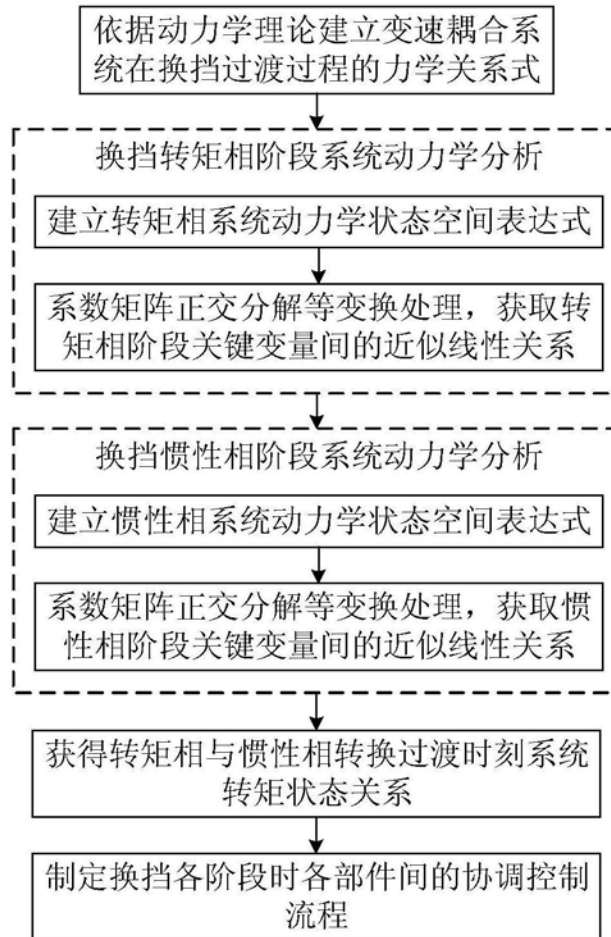


图2

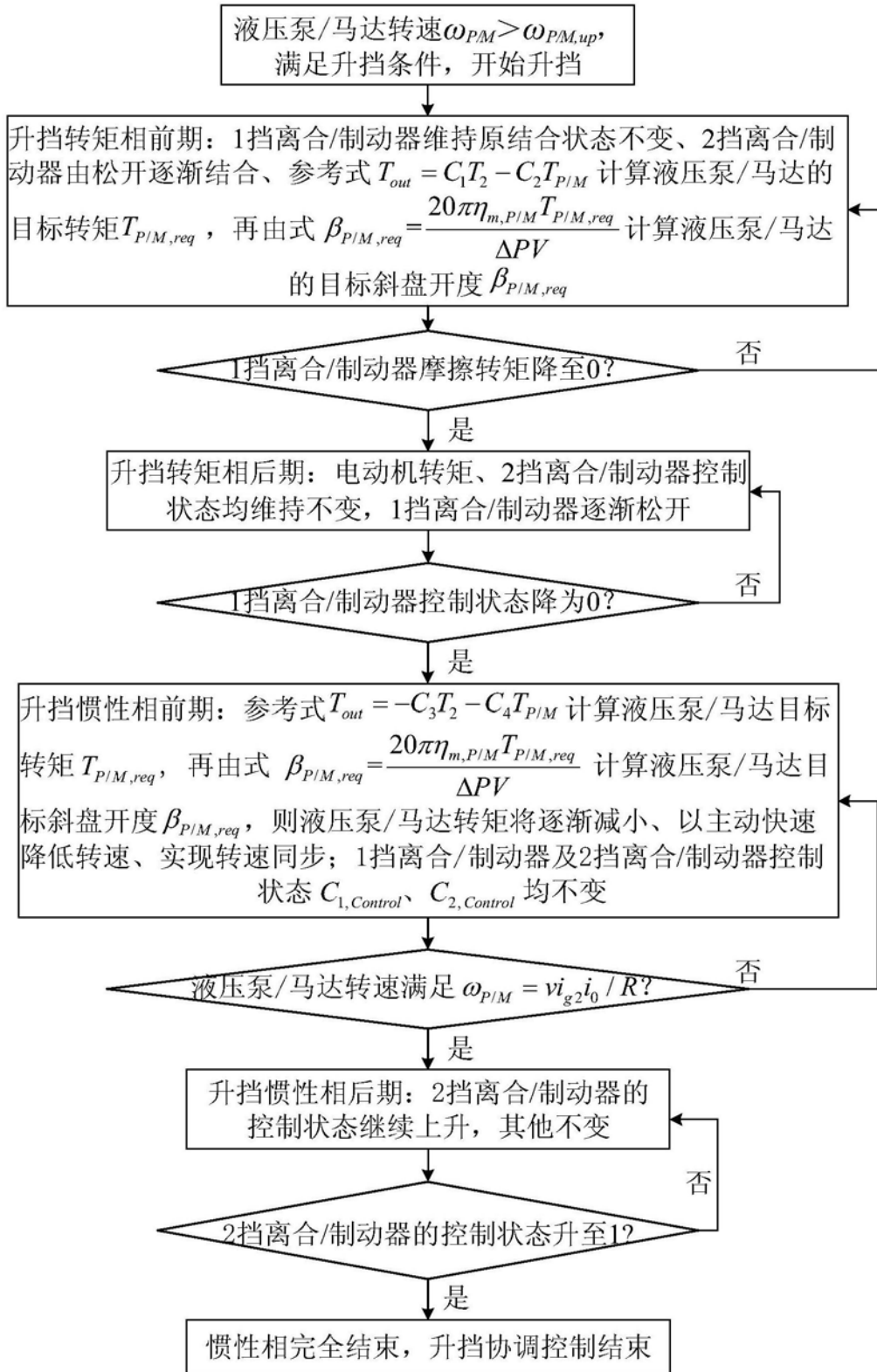


图3

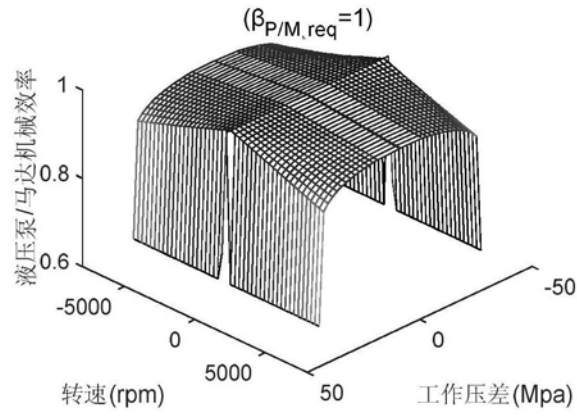


图4

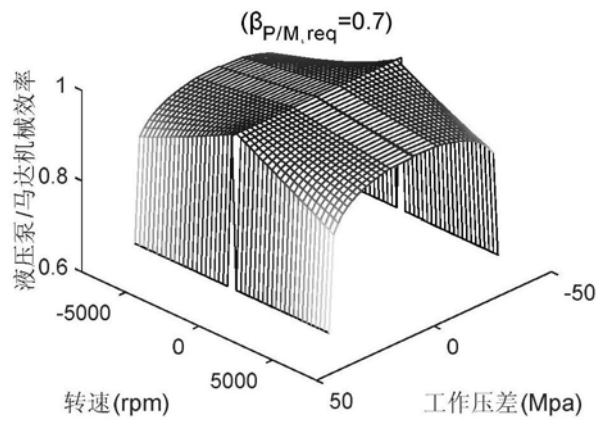


图5

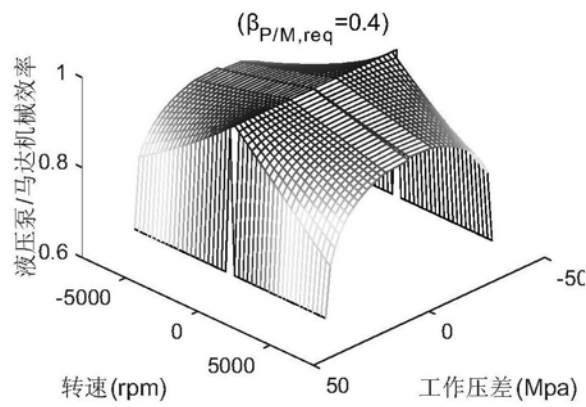


图6

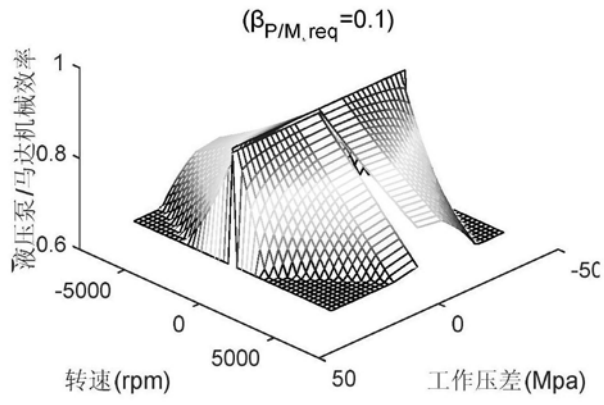


图7

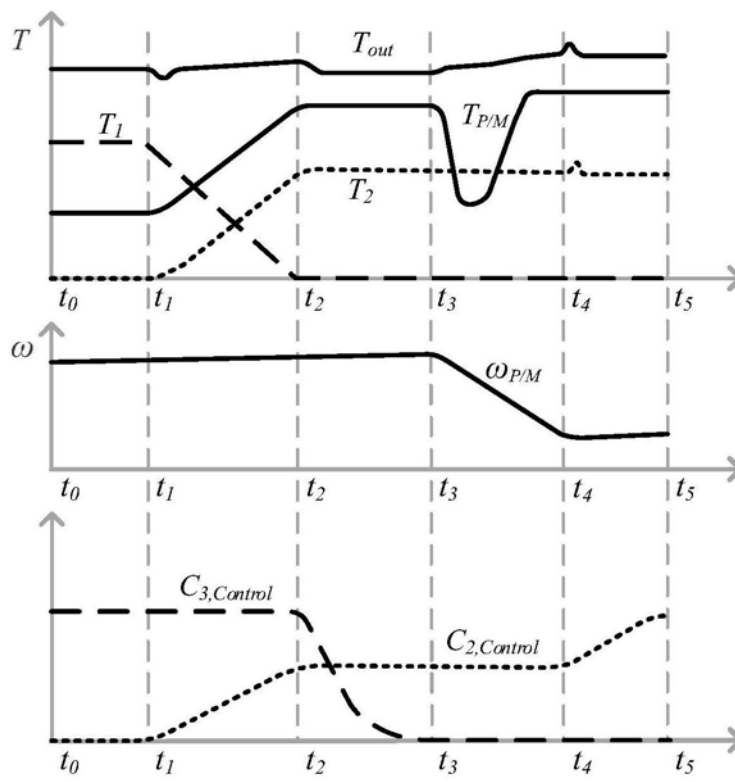


图8

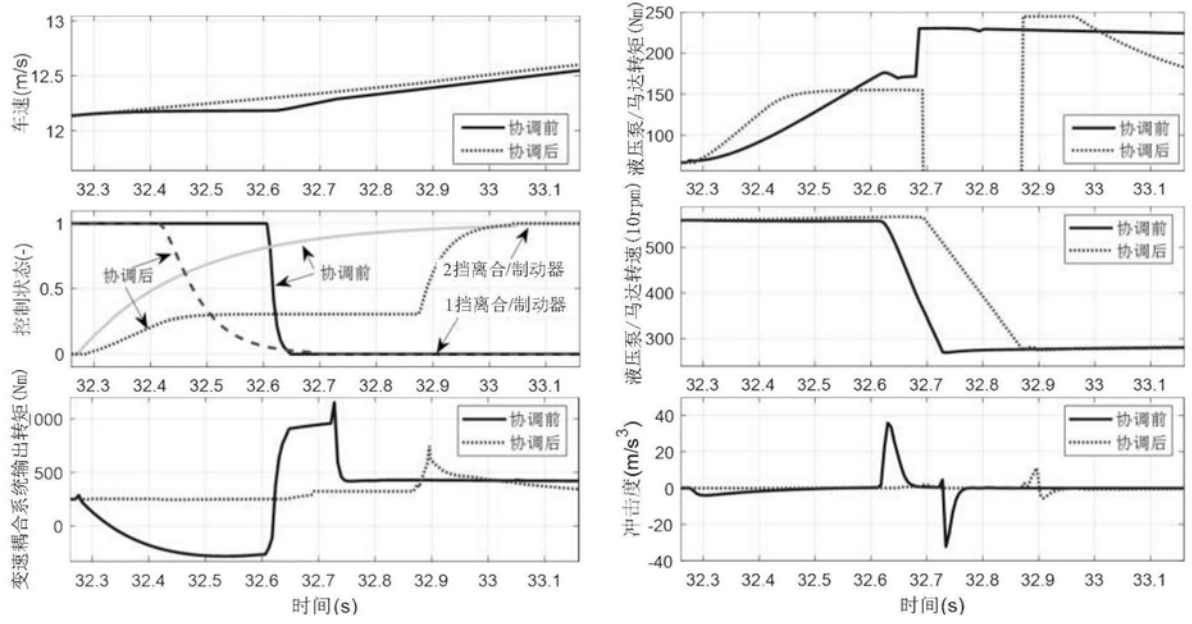


图9