

闭锁式变矩器闭解锁过程动态特性的研究

A Research for Block—Deblock procedure Dynamic Characteristic of Block Type Convertor

北京理工大学车辆工程学院 过学迅 郑慕乔 项昌乐

Guo Xue Xun Zheng Mu Qiao Xiang Chang Yue

[Abstract] This paper is to use Computer Simulation technique to research dynamic transient procedure of dynamic-driving System of vehicle's fluid torque Converter having block—deblock type through object named D430 drive system, that is it's dynamic Characteristic. After Calculation and analysis obtain Some conclusion about rational value of manipulating oil pressure, oil filling time of its third stage. Character of output torque infected by the type of governor etc.

[摘要] 本文应用计算机仿真技术,研究具有闭解锁所谓D430传动系统的车辆液力变矩器的动态过程。计算并分析新得到的有关操作压力油,第三阶段充油时间,输出力矩影响特性,调速器型式等有关方面。

关键词: 闭锁式变矩器 闭锁解锁过程 动态特性 计算机仿真

Key Words: Block Type Convertor Block—Deblock procedure Dynamic Characteristic Computer simulation

在车辆液力传动系统中采用闭锁式液力变矩器,提高了传动系的平均效率,降低了平均油耗率。但是,当变矩器闭锁而成为机械传动后,液力变矩器的缓冲、减振、自动适应性等优点不复存在。而且,若不采取在闭锁离合器上加装阻尼器、单向离合器等措施,闭锁时将会产生相当大的动载荷,从而对传动系零部件造成影响。然而,目前国内车辆上所使用的闭锁式液力变矩器,及本课题所研究的D430变矩器等,都还没有考虑这一问题。因此,必须对闭锁式液力变矩器闭锁和解锁过程的动态特性进行研究,以找到影响闭、解锁性能的原因和采取相应的措施。

本文对闭锁式液力变矩器的闭、解锁动态特性进行了仿真计算,从闭锁离合器的操纵油压,闭锁时间,发动机调速器型式等方面,计算模拟和分析了对闭、解锁特性的影响。并提出了解决办法。

1. 带有闭锁式变矩器的动力传动系统动力学模型。

为进行闭、解锁过程动态模拟计算,必须按一定的假设和原则将实际动力—传动系统简化为一个当量轴上的多自由度的弹性—集中质量系统。在这个系统中,变矩器泵轮、涡轮、变速器等各质量转化成相应的若干个集中质量,用惯量表示其特征,用刚度和阻尼来表示系统中把质量联系在一起的部分的特性(图1)。其中对液力变矩器作了如下假设:

- (1) 过渡工况下液力变矩器特性与稳定工况下得到的静态特性没有区别;
- (2) 在循环圆内,工作液体的旋转速度不滞后于工作轮的速度;
- (3) 不考虑液力变矩器在偶合器工况下工作时的导轮惯性矩。

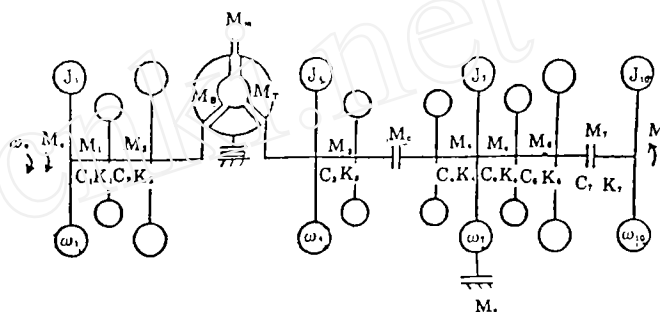


图1

- 图中: J_i —各元件的转动惯量;
 ω_i —各元素对应的角速度;
 K_i —各元素间的弹性扭转刚度;
 C_i —各弹性环节的阻尼系数;
 M_i —各元素之间的弹性扭矩;
 M_e —发动机扭矩;
 M_b —变矩器泵轮扭矩;
 M_t —变矩器涡轮扭矩;
 M_m —闭锁离合器摩擦力矩;
 M_c —换挡离合器摩擦力矩;
 M_s —制动器制动力矩;
 M_r —地面阻力矩。

根据该模型和达朗贝尔原理,即可导出其数学表达式。这已有专门文章介绍,于此不再赘述。

由于我们是研究液力变矩器闭锁的动态过程,故不考虑制动力矩的作用,且认为换挡离合器的动作及所产生的动载已结束,地面阻力矩为常数。

2. 闭锁离合器闭锁解锁过程分析

2.1 闭锁工作过程

D430液力变矩器的闭锁离合器如图2所示,由

油缸, 活塞(压盘), 主、从动摩擦片等组成。活塞右腔作用有背压 P_b , P_b 由变矩器补偿压力决定。闭锁离合器解锁时, 活塞左腔通回油, 主、从动摩擦片分离, 动力由泵轮输入, 涡轮输出。闭锁时, 活塞左腔与操纵压力油路相通, $P=P_1$, 活塞右移, 将主、从摩擦片压紧, 主、从动部分成一体, 传动系的所有功率由摩擦副传递, 液力变矩器不起作用。

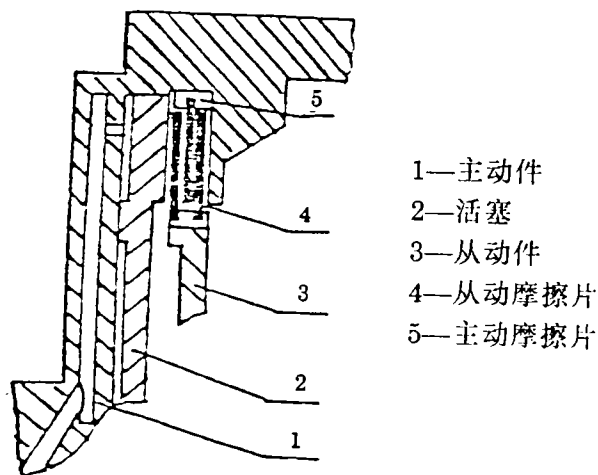


图2

闭锁离合器的整个闭锁过程可按充油特性分为三个阶段:

第一阶段, 建压。压力油充满管道及油缸左上腔(A腔), 建立低油压此时缸内压力为:

$$P_1 = P_0$$

式中: P_0 为操纵系统回油压力

第二阶段, 预压。A腔油压增长, 活塞克服背压、轴向摩擦力向右移动, 消除活塞及摩擦副间隙。此时缸内压力为:

$$P_2 = P_b S_b / S_a$$

式中: S_a 、 S_b 分别为操纵压力油和背压油对活塞作用的面积。

第三阶段, 油缸内压力急剧增长, 摩擦副弹性变形, 闭锁离合器开始接合并传递扭矩, 逐渐由液力传动工况转入机械传动工况。此时缸内压力:

$$P_3 = P_2 - (P_2 - P_1)(\Delta t_3 - \Delta t) / \Delta t_3$$

式中: Δt_3 ——第三阶段总时间;

Δt ——从第三阶段起点开始的时间。

三个阶段的充油容积 V_1 , 可由油缸结构参数分别算出。充油流量 Q_1 可由小孔节流公式求出:

$$Q_1 = C f 2 \Delta P_1 / \rho$$

式中: C ——流量系数;

f ——过流孔口总面积;

ΔP_1 ——孔口前后压差;

ρ ——油液密度。

由充油容积和流量, 可求得各阶段的充油时间 Δt_1 , 充油特性如图4所示。

2.2 解锁工作过程

相应地, 解锁过程也可按放油特性分成三个阶段:

第一阶段, 降压。摩擦副弹性变形, 活塞开始左移, 摩擦力矩逐渐消失。此时, 活塞左腔压力为:

$$P_1 = P_2 - (P_2 - P_1') t / \Delta t_1$$

式中: P_1' ——克服活塞背压所对应的操纵油压;

Δt_1 ——第一阶段总时间;

第二阶段, 回位。活塞在背压作用下左移回位, 此时:

$$P_2 = P_b S_b / S_a$$

第三阶段, 排空。油A腔及部分管道内的油液在离心力的作用下排出, 此时:

$$P_3 \approx P_0$$

第一、二、三阶段的放油容积分别等于充油时第三、二、一阶段的充油容积。三个阶段的放油流量同样可由小孔节流公式得出。从而求出各阶段的放油时间 Δt_1 。放油特性也画在图3中。

2.3 闭解锁过程动载仿真计算

根据所建模型及充放油特性, 在给出传动系统参数后, 由自编程序即可进行闭解锁过程动载仿真计算, 如图4所示, a)为闭锁, b)为解锁。

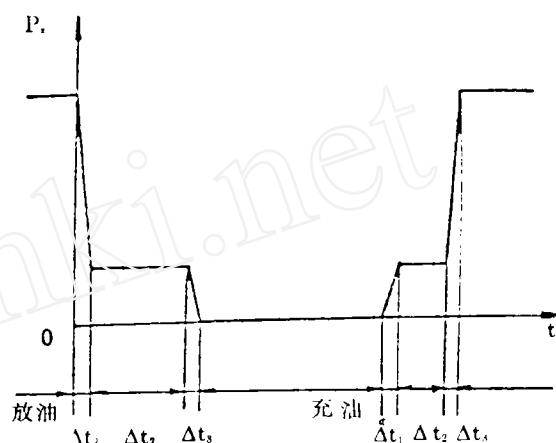


图3

3. 影响变矩器闭锁过程动载的因素

3.1 闭锁离合器操纵油压力

由传动系统在闭锁过程的动载计算分析, 闭锁离合器的摩擦力矩是系统产生动载的主要激励源之一。闭锁离合器的摩擦力矩为:

$$M_m = 2\pi\mu Z \int_r^R q \rho d\rho$$

对金属型摩擦副:

$$M_m = 0.5\pi\mu Z \psi (R^2 - r^2)(R + r)q$$

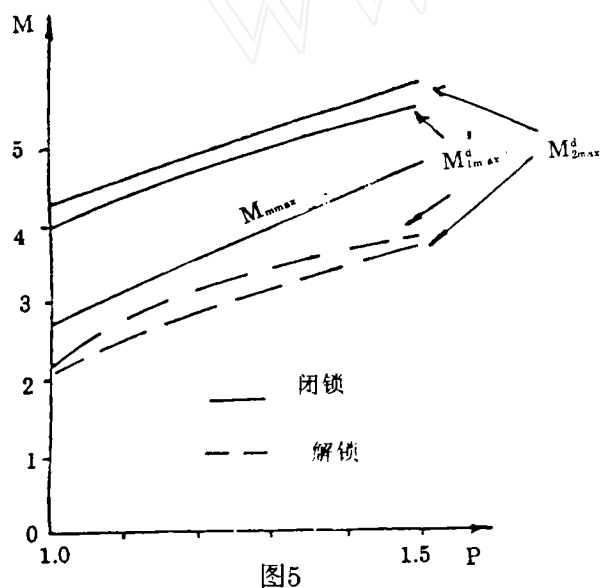
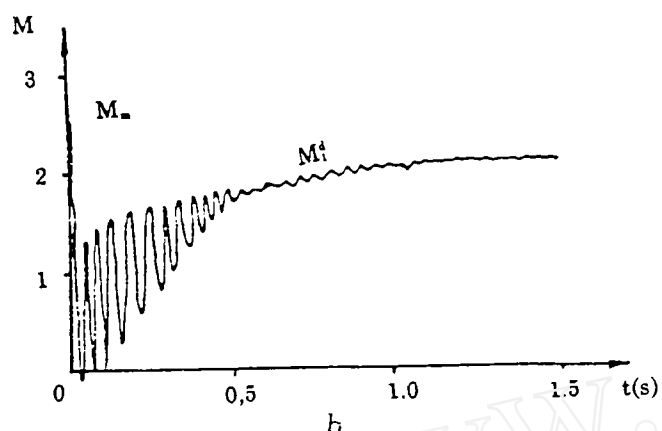
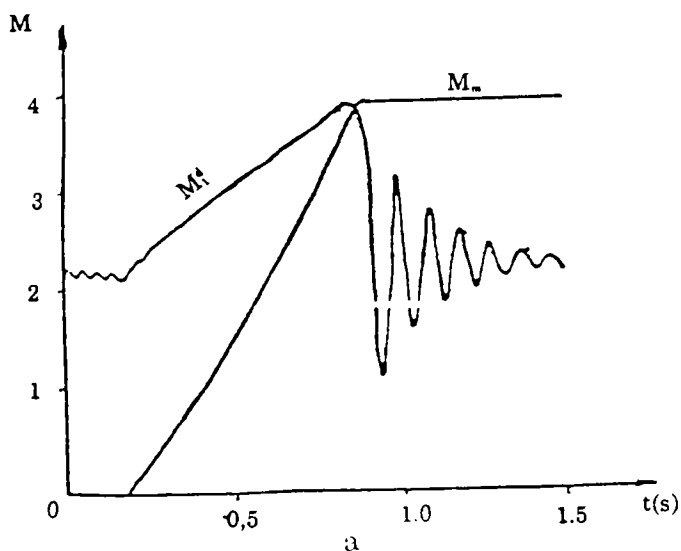
式中: μ ——动摩擦系数;

Z ——摩擦副数;

ψ ——接触系数;

q ——摩擦副单位面积压力。

同仿真计算, 得闭锁离合器操纵油压 P_1 与摩擦力矩 M_{mmax} , 主、从动部分动载扭矩幅值 M_{1max}^d 、 M_{2max}^d 的关系(图5)。由图可看出, 闭锁离合器操纵油压与最大动载扭矩之间成线性关系。油压越高, 最大动载扭矩值越大。对实例的主动轴而言, 当 $P_1 = 1.5 \text{ MPa}$ 时, 最大动载扭矩可达最大静态扭矩的2.3倍(即动载系数为2.3)。这就使得从发动机到变矩器泵轮轴的各零部件的受力状况比较恶劣, 对其强度或寿命产生影响。



当 $P_s \geq 1.4 \text{ MPa}$ 时,不但动载扭矩大,静态扭矩储备系数 β 也过大,且摩擦片比压超过许用值(铜基粉末冶金对钢,许用比压 $[q] = 4.1 \text{ MPa}$)。

而当 $P_s \leq 1.0 \text{ MPa}$ 时,虽然可使动载扭矩值下降,但储备系数 β 值太低,无法保证最大工作扭矩的传递。

因此,闭锁离合器操纵油压以 $P_s = 1.1 \sim 1.3 \text{ MPa}$ 为宜。

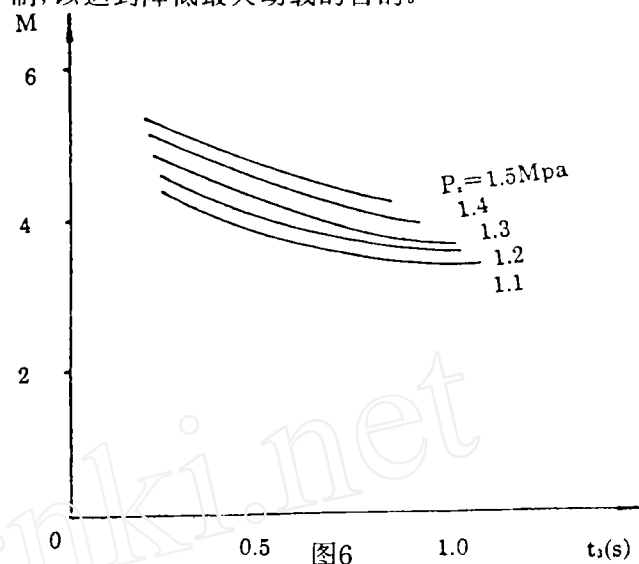
为。

图5中的虚线给出了解锁时最大动载扭矩与操纵油压的关系。

3.2 充放油时间对闭锁解锁过程的影响

3.2.1 充放油时间与最大动载扭矩的关系

闭锁离合器闭锁时的动态特性在相当大的程度上受充油特性的影响,特别是充油过程第三阶段。图6给出了在不同操纵油压条件下,最大动载扭矩随充油时间的变化关系。显见,其关系近似于二次曲线。在 Δt_3 延长的初期,最大动载下降较明显,而后趋于平缓。因此有必要对充油第三阶段的时间进行控制,以达到降低最大动载的目的。



仿真计算结果表明,延长闭锁过程的放油时间(主要是放油第一阶段的时间),对减小最大动载荷的作用不明显。反而使开锁时间变长。

3.2.2 充油时间对完全闭锁时间的影响

闭锁离合器达到主、从动部分转速相同,称为完全闭锁。完全闭锁时间受充油时间影响较大。图7为在不同操纵油压下,充油第三阶段时间 Δt_3 与完全闭锁时间 t_i 的关系。 t_i 与 Δt_3 近似成线性关系。但在 Δt_3 相同的条件下,操纵油压越低,达到完全闭锁的时间越长。

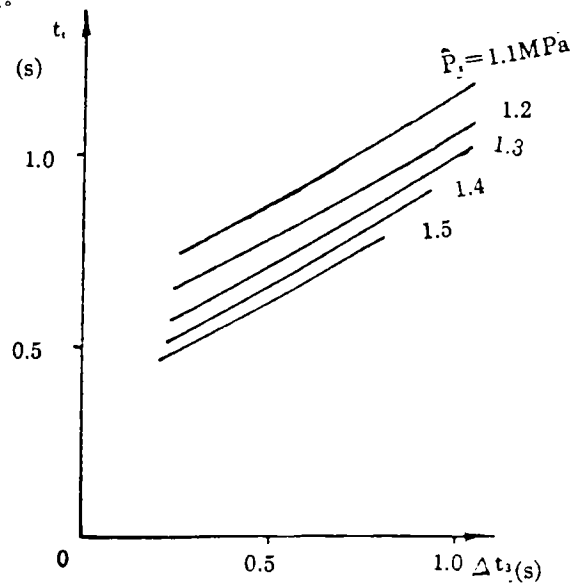


图7

3.4 发动机调速器型式对动载的影响

当发动机为柴油机时, 可选用两极式调速器或全程式调速器。由于使用这两种调速器, 发动机具有相同的外特性, 因此必须使发动机在部分负荷特性上工作方能进行比较。

在两极调速, 75% 发动机负荷的工况下选取闭锁初始点进行仿真计算。与采用全程式调速器, 闭锁初始点转速、扭矩和两极调速相同, 但闭锁初始点在调速特性上的仿真计算进行比较(图8), 可得出下列结果:

发动机采用两级式调速器时的最大动载值要小于采用全程式调速器, 且充油第三阶段时间 Δt_3 越长, 降幅越大。

在闭锁的全程中, 采用两级式调速器时, 发动机输出扭矩平稳上升, 变化幅度不大。而采用全程式调速器时, 发动机输出扭矩出现阶跃, 变化幅度很大。这对于发动机的正常工作显然是不利的。

对解锁工况, 取扭矩和转速相同的解锁初始点, 一个是在采用两极调速, 75% 负荷部分特性上工作, 另一个在采用全程式调速的调速特性上工作。图9即为二者的比较。由该图可看出, 使用两极式调速器, 解锁开始后, M_e 仅略有下降, 泵轮、涡轮的转速差迅速加大, 进入变矩器工况。而使用全程式调速器时, 解锁后 M_e 迅速下降, 但泵、涡轮转速差拉不开, 只能在偶合器工况下工作, 输出力矩 M_T 也很小。从而造成车速下降。此时只有要求驾驶员增加油门开度, 以增大发动机输出扭矩和转速。但驾驶员是很难知道什么时间变矩器解锁, 实际上也就无法实施人为控制。

4. 闭锁离合器理想充放油特性

由以上分析知, 闭锁离合器的操纵油 P_1 压力大小和油缸内达到 P_1 的时间, 对闭锁过程中的动载荷、转速的平稳性影响很大。因此必须对操纵油压的大小加以控制, 对充油进行延时缓冲, 以减小动载荷。

通过仿真计算、分析和比较, 我们认为, 对D432 传动方案, 以下列充放油特性参数较为理想:

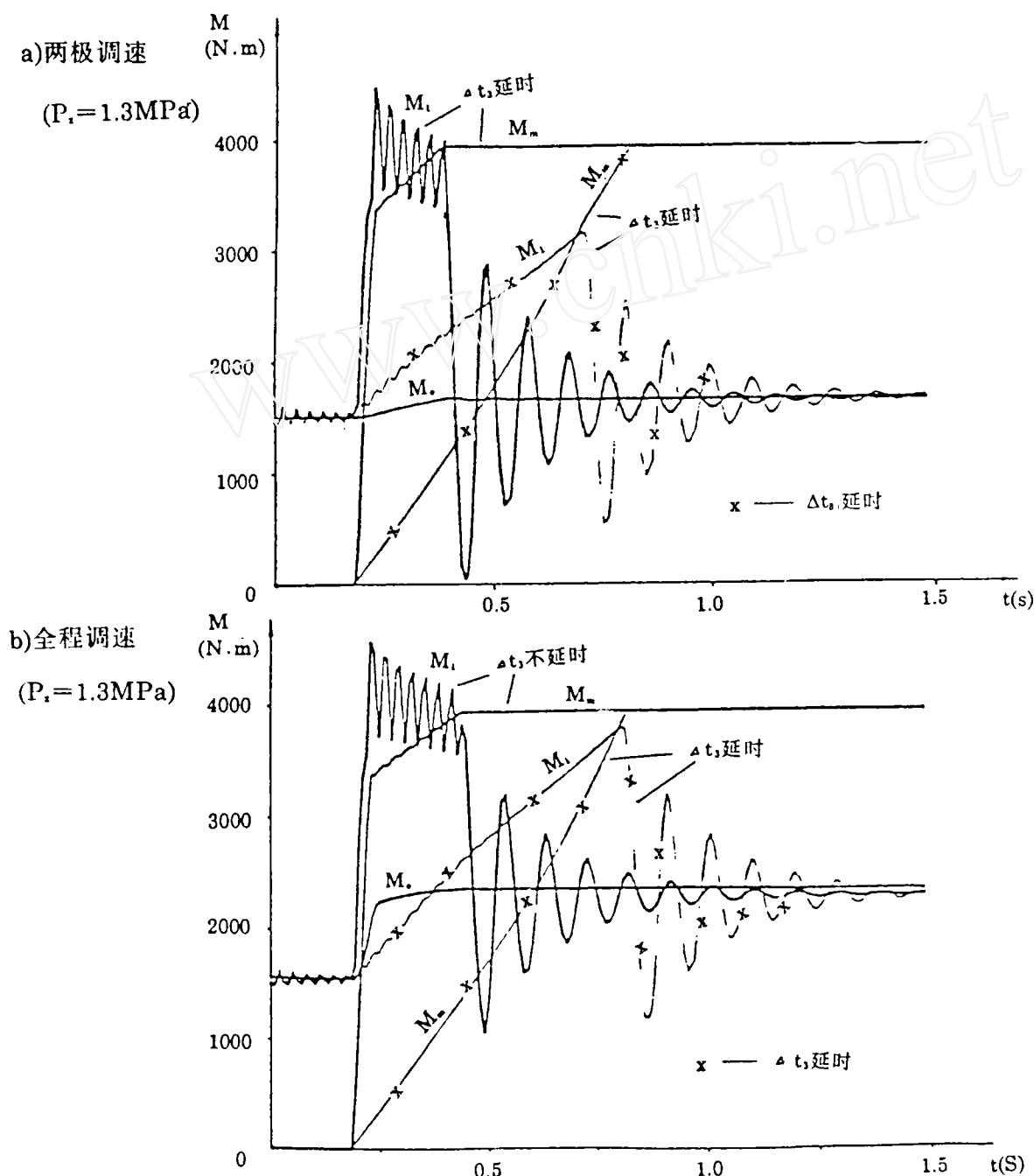


图8

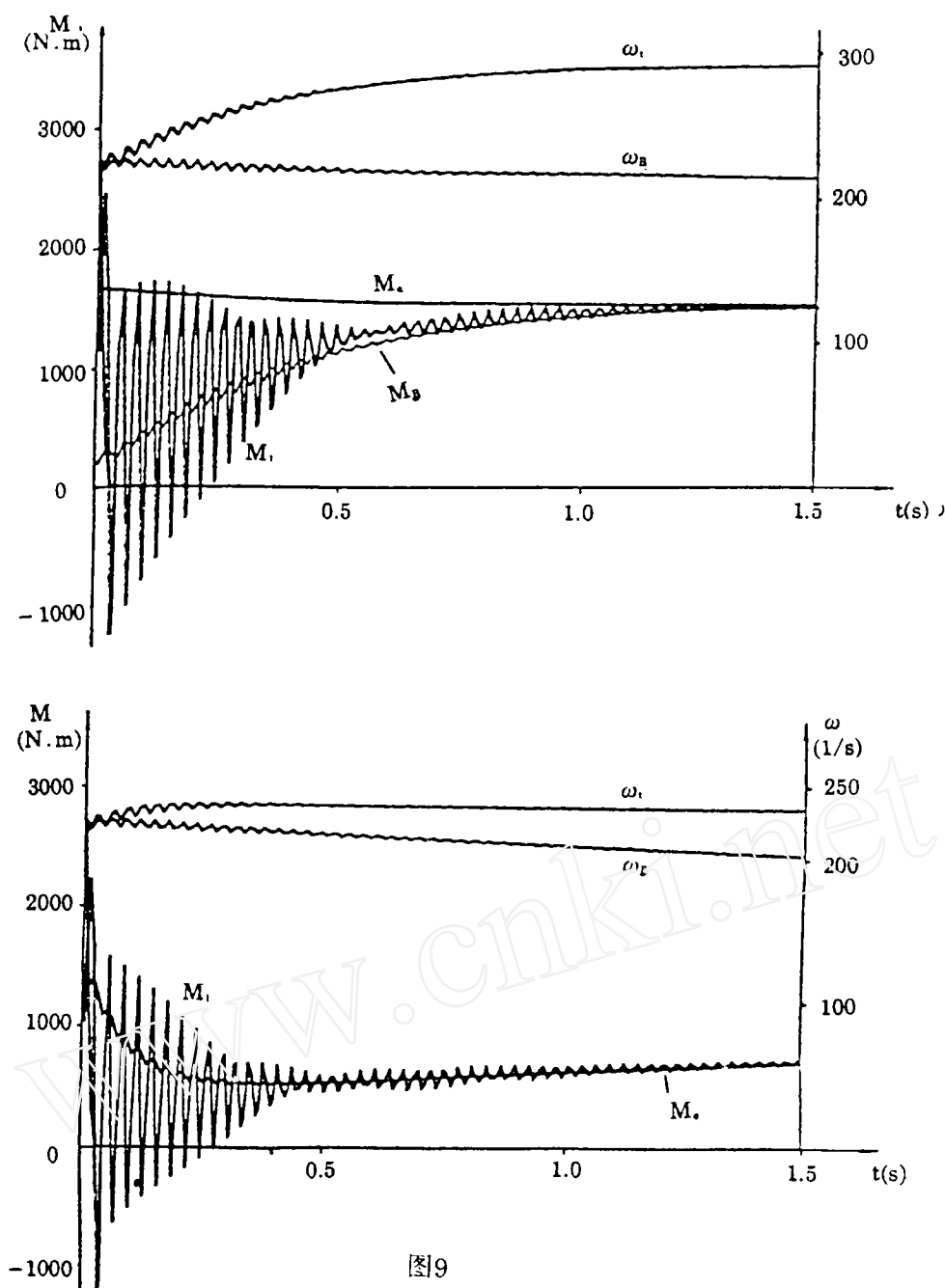


图9

在1~3档及倒档时, $P_t = 1.3 MP_a$, 扭矩储备系数 β 为1.69。放油不缓冲, 完全解锁时间约0.5s。充油第三阶段通过延时0.6s进行缓冲, 整个闭锁时间约为0.9s, 主动轴的动载系数约1.75。

在4~6档时, $P_t = 1.1 MP_a$, 扭矩储备系数 β 为1.51。充油第三阶段延时0.3s, 整个闭锁时间也是0.9左右, 主动轴动载系数不超过1.7。

5. 结论

本文使用自编程序对带有闭锁式液力变矩器的车辆动力—传动系统的闭锁、解锁动态过渡过程特性进行了仿真计算, 通过对D430传动系统的计算和分析, 有以下结论:

(1) 闭锁离合器操纵油压 P_t 的高低与闭锁过程传动系统动载扭矩大小成正比, 二者近似成线性关系。当 $P_t = 1.5 MP_a$ 时, 最大动载扭矩可达最大计算静扭矩的2.3倍左右。解锁时的动载值也受 P_t 高低的影响, 但幅值比闭锁时小得多。

(2) 闭锁离合器的充油第三阶段时间 Δt_3 越长, 闭锁过程动载扭矩最大值越小, 二者近似成二次曲线关系。充油第三阶段时间的延长也有利于发动机转速稳定下降。但解锁时延长放油时间对动载的减小没有效果。

(3) 采用两级调速, 闭锁时的动载扭矩最大值小于采用全程式调速器, 且发动机输出扭矩变化平稳。而采用全程式调速器, 发动机输出扭矩有阶跃。

在解锁时, 采用两级式调速器, 主、从动部件转速差迅速拉大, 进入变矩器工况。而采用全程式调速, 解锁后主、从动部件转速差小, 只能进入偶合器工况, 且涡轮输出扭矩很小, 造成车速下降。

(4) 由不同操纵油压及充放油时间对动载影响的仿真计算和分析, 得理想的充放油特性: $P_t = 1.1 \sim 1.3 MP_a$, 充油第三阶段 Δt_3 延时, 使总充油时间在0.5~0.8s中, 完全闭锁时间在0.9s左右。