

在燃气轮机机车中应用的 棘齿型同步离合器

李承江

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

[提要] 本文探讨了燃气轮机机车新型机械换档传动装置中采用棘齿型同步离合器的优点。并系统论述了该离合器在换档传动装置中的布置、结构型式、主要性能与结构参数的选择、离合器的润滑和阻尼、控制机构、状态监控及信号指示、联锁保护和控制程序。

主题词 离合器

一 燃气轮机机车机械换档传动装置

由于燃气轮机具有功率大、重量轻、体积小；燃料广泛，能烧重质油；回转运动振动较小，用水量极少，不怕低温寒冷；维修量少，寿命较长等优点使得它成为铁路机车中一种新型的牵引动力，它尤为适宜高寒地区使用。我国幅员广大，高原寒冷地区宽广，燃气轮机机车是我国铁路牵引动力革命的重要方面，有着广泛的发展前景^[1]。

总结国内、外燃气轮机机车的研制和运用经验得知：用于燃气轮机机车的传动装置机械传动效率最高，构造简单，运行可靠。如采用换档机械传动装置将会进一步发挥机车用燃气轮机的特长。

燃气轮机机车较为理想的大功率换档机械传动装置应能满足如下几点主要要求：

- (1) 能平滑而迅速地进行“接通”、“脱开”、“换档”、“换向”。
- (2) 机车牵引运行时，能将燃气轮机的功率均匀地传至机车各对动轮；能使机车有接近双曲线的牵引性能。
- (3) 机车下坡制动运行时，能将列车的巨大动能均匀地自机车各对动轮传至消耗此动能的压气机，使机车作等速制动运行；有足够的使用速度范围。
- (4) 能使合理地布置机车机械传动系统与合理地布置机车总体两者统一起来。
- (5) 能使保持牵引运行的和制动运行的传动动能齐全与保持燃气轮机的结构简单两者统一起来。

五十年代至六十年代国内外研制试验干线用开式燃气轮机机车的机械传动系统，虽

本文收到日期：1987年10月15日；

有较高的传动效率,结构也简单,但远不能满足上述五点要求。六十年代至七十年代国内外设计的干线用开式燃气轮机机车传动系统在满足上述五点要求的程度上虽有提高,但还不够完善。

采用装有棘齿型自动同步离合器的新型换档机械传动装置,由于其具有如下优点,才能完善地解决以上问题。

(1) 能克服不换档机械传动难以充分利用发动机功率的缺点。

(2) 与燃气轮机机车使用交直流电传动相比:

① 机车满载时,自发动机装车功率中扣除辅助功率与传动损耗后,机车轮周功率有效系数,换档机械传动约为81%,交直电传动约为74%。

② 机车部分载荷时,换档机械传动效率几乎不降,而交直电传动则降低效率。

③ 满载的列车下大长坡道进行等速制动运行时,换档机械传动的下坡速度可大大超过上坡速度;而交直电传动则下坡速度难以超过上坡速度。

④ 使用机械传动可以免除冬季使用交直流传动的机车在入库后存在的电机返霜现象,使机务段省去这方面的维护工作而减少费用支出^[2]。

二 新型换档机械传动的布置方案

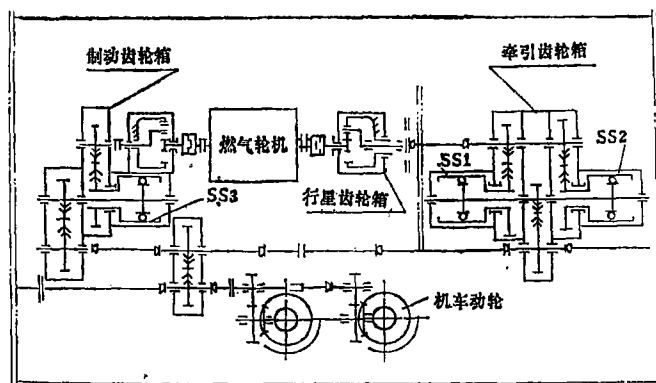


图1 新型换档机械传动装置的布置图

由图1可以看出,燃气轮机两端分别带有两台通过控制使行星架固定或旋转实现正倒车的行星齿轮箱,然后分别与牵引齿轮箱和制动齿轮箱相联接。牵引齿轮箱两侧套轴布置有SS1和SS2两台棘齿型自动同步离合器,而制动齿轮箱布置有一台同步离合器SS3。

三 离合器的结构型式及主要性能参数

根据新型换档机械传动装置的使用要求,认为SS型自动同步离合器较为理想,我们选用美SS-750型离合器为设计母型,其详细结构见图2和参考文献考^{[3],[4]}。

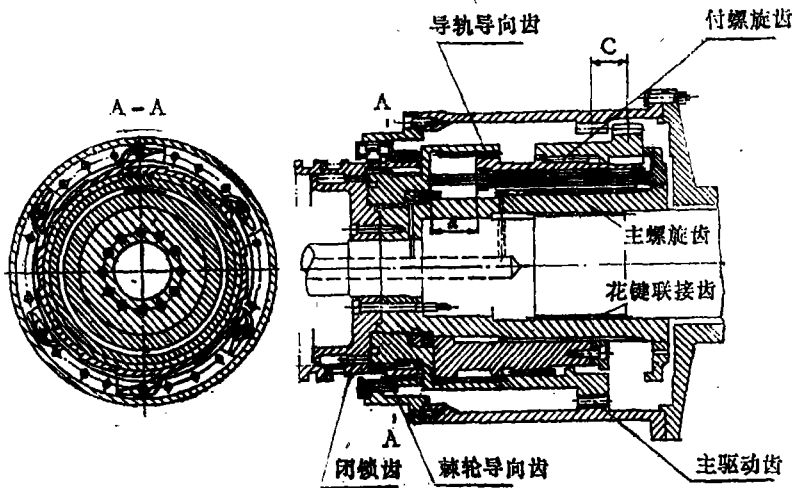


图 2 RJ-60型自动同步离合器

主要性能参数:

传递功率: 5117 kW (7000 Hp)

最高工作转速: 2000 r/min

设计最大扭矩: 78.4 kNm

运行最大扭矩: 58.8 kNm

换挡时转速: 1100 r/min

四 主要结构参数的确定

1. 棘轮齿数、棘爪组数及驱动齿的确定

棘齿型自动同步离合器动态啮合过程中棘轮、棘爪机构的合理设计尤为重要。在离合器主、从动件之间差动加速度较大情况下总希望将棘轮齿数增加, 但结构尺寸的限制往往又不能太多, 因此常增加棘爪的组数而不增加棘轮齿数。例如采用 b 组棘爪, 沿圆周均布。这样当前一组棘爪来不及与棘轮齿棘合, 则下一组棘爪只需转过 $1/b$ 个棘齿即可与棘轮齿接触, 使棘轮与棘爪的棘合行程减少为 $1/b$ 。

在棘轮、棘爪设计中, 棘轮齿数 Z_1 , 棘爪组数 a 应满足下列关系式:

$$Z_1 = a \cdot k \quad k - \text{任意整数} \quad (1)$$

为使每组内的所有棘爪都能同时与棘轮齿发生棘合作用应满足下式:

$$Z_1 / a \cdot b = \text{整数} \quad (2)$$

离合器的棘轮、棘爪一经棘合, 则主驱动齿与齿槽相互对准, 轴向移动后驱动齿进入啮合位置。因此驱动齿的齿数与棘轮齿数应满足下列关系:

$$Z_2 = n \cdot b \cdot Z_1 \quad n - \text{任意整数} \quad (3)$$

驱动齿的强度设计应校核齿的接触强度和齿根的弯曲强度。通常情况下, 齿面挤压应力为主要的, 只要挤压应力在允许范围内, 齿根弯曲应力亦当在允许范围之内。挤压应力为:

$$Q = \frac{3M_{t,p}}{2K_n \cos \beta_i \cdot B \cdot D_i^2} \quad (4)$$

式中 $M_{t,p}$ —传递的扭矩(N·cm) K_n —齿高系数
 β_i —轮齿螺旋角 B —轮齿齿宽(cm)
 D_i —轮齿分度圆直径(cm)

挤压应力许用值一般取 $Q \leq 2000 \text{ N/cm}^2$, 材料强度较高并经过硬化处理的情况下可以适当提高^[8]。

2. 主、副螺旋齿的螺旋角选择

离合器的关键零件是主、副螺旋齿的加工。在设计中,除应满足传递扭矩的强度设计要求外,应考虑加工机床设备的能力。

插齿刀螺旋角应与工件的螺旋角相等:

$$\beta_{fu} = \beta_{fw} \quad (5)$$

而插齿刀的螺旋导程应与机床导程相等:

$$H_{fu} = \frac{m_n \cdot Z_u \cdot \pi}{\sin \beta_{fu}} = \frac{m_t \cdot Z_u \cdot \pi}{\text{tg} \beta_{fu}} = H_s \quad (6)$$

式中 m_n —法面模数 m_t —端面模数
 Z_u —插齿刀齿数 H_{fu} —插齿刀导程
 H_s —机床导套导程 β_{fu} —插齿刀螺旋角
 β_{fw} —工件的螺旋角

主、副螺旋齿的螺旋角不等,以保证棘轮棘爪机构的卸载,副螺旋齿通常小于主螺旋齿。

3. 联接轮的行程C的确定

联接轮的行程C主要取决于强度设计而确定的从动驱动齿的齿宽B、 B_1 及由结构所选取的两齿端面间隙 Δ ^[4,5]。

$$C = \Delta + (B + B_1)/2 \quad (7)$$

4. 承载器的行程d确定

承载器是该离合器的螺旋滑移元件,它的轴向行程d应为:

$$d = \frac{n_p \cdot \frac{2\pi}{Z_1} + 2C \cdot \xi_2}{2(\xi_1 + \xi_2)} \quad (8)$$

$$\xi_1 = \frac{\text{tg} \beta_1}{D_{t1}} \quad \xi_2 = \frac{\text{tg} \beta_2}{D_{t2}}$$

n_p —任意正整数 Z_1 —闭锁齿齿数

β_1, β_2 —主、副螺旋齿螺旋角。

D_{11}, D_{12} —主、副螺旋齿分度圆直径。

五 离合器的润滑与阻尼

本离合器的内部润滑与阻尼油腔所用的滑油应从离合器的输出轴的端部供应，所需润滑油牌号与主减速齿轮箱用油相同。

在离合器内部各相对运动部位都相应地开有润滑油孔。

在导向齿套和主螺旋齿套之间有油压阻尼环，与前者形成阻尼油腔，用以缓冲承载齿环在棘合后的轴向移动。

离合器内还有几组弹簧和导杆，在啮合过程亦起缓冲作用。

六 离合器控制机构

离合器设有外部控制机构，它是由油压（或气压）作动筒，拨叉杆，轴，拨叉滑块组成的，详细结构见图3。

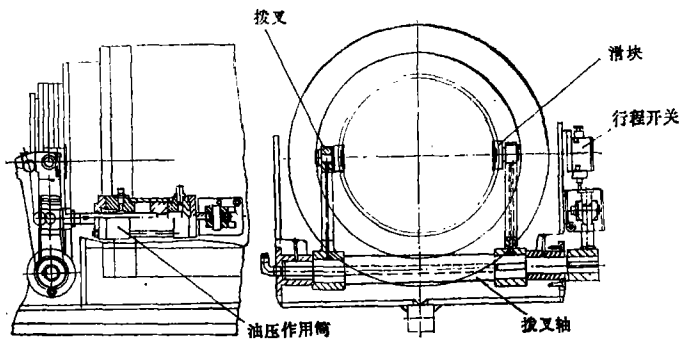


图3 RJ—60离合器控制机构

七 离合器的状态监控及信号指示

同步离合器共有四种工作状态：

1. 全脱开闭锁状态（如图2上半部分所示）

这种状态是机车主减速齿轮在低速挡工作时，低速端离合器SS1处于啮合闭锁而保证高速端离合器SS2处于全脱开闭锁状态所使用的。

用以实现主减速齿轮箱低速挡传扭，高速档轮系无载空转。

机车高速挡运行时，则SS1处于全脱开闭锁状态。

2. 准备棘合状态（图1上半部双点划线所示）

是使棘轮与棘爪的中心线对准，保证主、从动件转速同步后随时准备棘合，棘轮、

棘爪一经棘合便驱动承载齿环和联接环轴向位移使从动驱动齿进入啮合。

3. 啮合闭锁状态(如图1下半部分所示)

离合器同步棘合后,主动驱动齿便可啮合,然后主、从动轴便可以以相同的转速升速,离合器进入啮合的正确位置后应将闭锁齿环向右移,使闭锁齿啮合,以保证转速虽有波动也不致于造成离合器的脱开与再啮合。

4. 解脱闭锁状态(图1下半部分双点划线所示)

在换挡时,使啮合的离合器自动脱开时所使用的状态。在换挡前应将处于啮合的离合器的闭锁齿环轴向左移到极限位置,使离合器解脱闭锁。使离合器主动件转速低于输出转速时,这端的离合器即可自动地脱开。自动脱开后,应恢复全脱开闭锁状态。

离合器的工作状态的监督与控制是由司机在控制台上实现的,因此在控制台上应有信号指示,以便告知司机各个离合器都处于何种工作状态,以免发生误操纵。

通常的控制方法是按照司机的指令去控制电磁滑阀(或其它控制元件)改变进入油压(或气压)作动筒的油(或气)的方向,使作动筒驱动拨叉杆按指令要求方向移动,带动轴、拨叉和滑块转动,拖动离合器的闭锁齿套轴向移动。

在拨叉杆的上端焊有行程开关的撞块,分别在两个极限位置上装有行程开关。通过馈线将离合器所处的状态的电信号显示在司机操纵台上,为司机准确地操纵提供方便。

八 离合器的联锁保护和控制程序

棘齿型自动同步离合器不允许离合器的输入转速高于输出转速时轴向地将棘轮拉入准备棘合位置来使棘轮,棘爪棘合,一旦出现这样的误操纵,都将造成棘轮和棘爪的损坏。因此,需要在操纵控制系统设有联锁保护措施,以避免这种意外的事故。

对机车运行可能出现的几种情况,其相应的操纵控制程序及联锁保护要求如下:

(1) 静态起动

机车停止不动,燃气轮机未发动点火时,在准备点火前,必须首先将主齿轮箱中的一台离合器(或者低速挡离合器,或者高速挡离合器,但不可两者同时)进入准备棘合状态,方可使燃气轮机点火起动。为防止误操纵在此应加联锁保护,保证离合器未处于准备啮合状态时,即使揿动起动按钮,燃气轮机亦无法起动,但如果在停机前其中一台离合器(如低速挡离合器SS1)处于啮合闭锁状态下,可以直接点火起动。

(2) 机车在停靠站台后再起动时,及倒车可能出现倒车工况,在进行由正车到倒车及由倒车到正车的过程中,应保持低速挡离合器SS1始终处于啮合闭锁状态,只是用行星正倒车齿轮箱进行正、倒车切换。

(3) 动态换挡

机车的动态换挡可分为由低速档切换到高速,由高速档降到低速档两种情况。

在由低速向高速切换的过程中,首先应将低速挡离合器SS1解脱闭锁,然后将燃气

轮机转速迅速降下来（即将离合器输入转速降下来）使低速档离合器SS1脱开啮合，并闭锁在脱开状态。自动检测高速档离合器SS2输入，输出轴转速变化确认输入转速低于输出转速后，将高速档离合器拉入准备棘合状态。燃气轮机升速（即离合器输入件转速升高）升至输入输出转速同步后，则该离合器自动进入啮合。继续升高速度，监测离合器的主、从动件转速是否同步升高，如以同一速率升高，则可将该离合器进入啮合闭锁。这时机车将以高速档运行。其切换过程的操纵控制步骤方框图如图4所示。

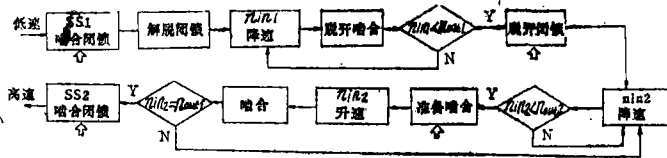


图 4 由低速档向高速档过度的离合器动作及操纵过程
空心箭头处应有信号指示

由高速档向低速档切换过程与上述基本相仿，这里不再赘述。

(4) 机车制动运行时离合器的切换

机车运行进入长大下坡道时，通过机械换档传动装置中的制动齿轮箱，将功率反馈到燃气轮机的压气机，用以耗电使机车进入制动运行。

在进行制动运行前，必须首先将牵引齿轮箱的两台离合器（SS1、SS2）全部处于全脱开闭锁状态。然后将制动齿轮箱的离合器解脱闭锁并拉入准备啮合状态。

当列车进入下坡道之后，由于惯性力的作用使得整个列车的速度激增，当SS3离合器的输入转速超过输出转速时，SS3 离合器便自动地啮合，然后将其闭锁在啮合闭锁状态。这时转动调节压气机前几列可转导叶至需要的安装角，用以向机车轮轴提供制动扭矩实现制动运行。

列车下坡道运行结束后，将SS3 离合器解脱闭锁，重新调整可转导叶转角，使压气机转速升高，则SS3 离合器即脱开啮合，然后再将其闭锁在全脱开位置。与此同时，应当监测SS1 或SS2 离合器的输入、输出转速变化情况，如果确认 $n_{i+1} < n_{i+1}$ 或者 n_{i+1}

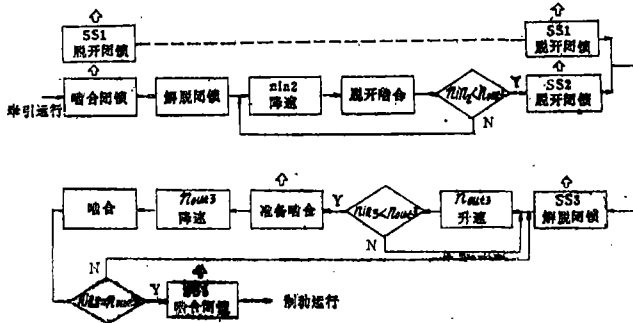


图 5 由牵引运行转换为制动运行时离合器的切换过程简图

SS3离合器也可以采用法兰输出、轴输入来传递扭矩。空心箭头处应有信号指示

$<n_{0.1,2}$, 便可根据需要分别转换到低速或者高速档。此时应先将所需挡的离合器脱开闭锁状态并拉入准备啮合状态, 待燃气轮机输出转速(即离合器输入轴转速)升到同步转速后, 该离合器即可进入啮合, 再指令进行啮合闭锁, 便可进入正常的牵引运行了。

其切换过程方框图见图5。

每台离合器在各种不同状态下均需有信号显示, 以便操纵和变换工况。

每台离合器的输入、输出轴的转速均有显示, 如能采用先进的电子显示及微信息处理机进行直观显示和控制为最佳。在各种不同运行工况切换过程中, 当出现离合器输入转速高于输出转速时, 绝对不允许有接入准备棘合动作, 需通过联锁保护来制止这种动作的发生。

在运行切换的过程中, 离合器均有输入件转速 $n_{i,1}$ 或 $n_{i,2}$ 的降速过程, 建议系统中采用制动器用以实现降速。

参 考 文 献

- [1] “4000马力燃气轮机车说明书”
- [2] “新型燃气轮机车换挡机械传动装置可行性方案的研究”·铁道部科学研究院
- [3] 苏文斗、李承江、刘 颖: “S.S.S离合器的设计” 《舰船透平锅炉》 1979 第4期
- [4] 李承江 “对美40 000马力自动同步离合器的分析”
- [5] “Self-synchronizing clutch a behemoth wristwatch” PTD/3/78

Ratchet Synchronizing Clutch Used in Gas Turbine Locomotives

Li Chengjiang

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

This paper studies the advantages of the application of the ratchet synchronizing clutch, in a new type of mechanical shift transmission in gas turbine locomotives with systematic descriptions of the arrangement of the clutch in the shift transmission, the configuration, main performances, selection of the structural parameters, lubrication and damp, controll mechanism, condition monitoring and signal indication, interlock protection, and controll program of the clutch.

Key word: clutch