

自动同步离合器的啮合动力学问题

苏文斗 (黑龙江省能源研究所)

〔提要〕 本文以自动同步离合器为例, 论述了同步离合器啮合过程动力学问题分析计算的一般方法; 即通过建立与求解啮合运动微分方程, 得到啮合过程各运动参数及动力参数的变化规律。本文还讨论了啮合初参数、结构参数、特别是阻尼机构对啮合过程的影响, 得出了阻尼机构选用原则等一些结论。

主题词 同步离合器 阻尼机构 动载荷 动力装置

前 言

自动同步离合器在舰船、电站等动力装置中应用甚广, 而且一般是整个动力装置的最敏感部分。离合器的损坏一般不是发生在稳定工况, 而是发生在啮合过程中。因此, 对离合器啮合过程的动力学问题进行研究, 对于离合器的设计制造厂家和用户都有意义。本文所阐述的自动同步离合器啮合过程动力学问题的研究方法, 原则上也适用于其它类型的同步离合器。

一、啮合过程的表述

处于脱开状态工作的离合器, 主动件或静止或以低于从动件的转速旋转, 棘轮与棘爪处于活轮状态。如果此时主动件加速, 只要其角加速度大于从动件的角加速度, 离合器的主、从动件的转速会逐渐接近。当它们的转速第一次同步时, 棘爪可能刚好处于与棘轮齿发生棘合作用的位置而与棘轮齿无撞击棘合, 也可能棘爪要相对棘轮齿向前转过一个角度, 以高于棘轮齿的角速度与棘轮齿碰撞棘合, 从而使中间件的角速度、角加速度与从动件一致。由于中间件(或从动件)

与主动件间有在差动角速度与角加速度, 就驱使中间件相对主动件沿螺旋齿花键作螺旋运动。由于棘轮齿与棘爪顶住导向, 中间件相对从动件作轴向运动, 使从动驱动齿进入啮合。在啮合运动的后段, 油阻尼发生作用, 使运动快的主动件减速, 使运动慢的中间件、从动件加速。最后, 由于中间件在啮合运动的终点与主动件碰撞, 使主、从动件的角速度、角加速度完全一致, 离合器啮合完毕。

二、啮合运动微分方程

我们分别研究离合器的主动件、中间件与从动件在棘轮与棘爪棘合以后的受力与运动情况。如图1, 作用于主动件上的有主动动力矩 M_1 , 螺旋齿上的阻力矩 M_s 、与 M_s 相对应的轴向力 F_a 、轴承约束反力 F_{B_0} 以及与摩擦力相当的圆周力与轴向力等。令 f 表示摩擦系数、 D_{t_s} 表示螺旋齿分度圆直径、 β 表示螺旋角, α 表示螺旋齿法面压力角, $\theta = \text{tg}^{-1} \frac{f}{\cos \alpha}$ 为摩擦角、 $C_\beta = D_{t_s} / 2 \text{tg} \beta$ 则

$$\text{摩擦力为 } \frac{2M_s \cdot f}{D_{t_s} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{2M_s \cdot \text{tg} \theta}{D_{t_s} \cdot \cos \beta}$$

其圆周向力矩为 $M_s \cdot \text{tg} \theta \cdot \text{tg} \beta$

收稿日期: 1989-08-04

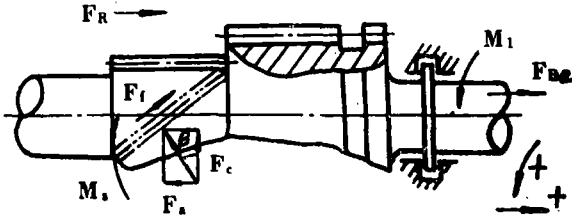


图 1

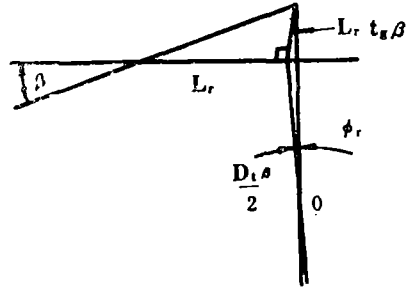


图 2

其轴向分力为 $\frac{M_s \cdot \text{tg}\theta}{C_\beta \cdot \text{tg}\beta}$

而 $F_a = \frac{2M_s}{D_1 \beta} \cdot \text{tg}\beta = \frac{M_s}{C_\beta}$

则有: $M_1 - M_s(1 + \text{tg}\theta \cdot \text{tg}\beta) = J_1 \epsilon_1$ (1)

$$\epsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} \quad (2)$$

$$F_{Ba} - F_a + \frac{M_2}{C_\beta} \cdot \frac{\text{tg}\theta}{\text{tg}\beta} + F_R = 0$$

或 $F_{Ba} = \frac{M_s \cdot (\text{tg}\beta - \text{tg}\theta)}{C_\beta \cdot \text{tg}\beta} - F_R$ (3)

式中 J_1 为主动件转动惯量, ϵ_1 为主动件角加速度, ω_1 为主动件角速度, F_R 为油阻尼力。

中间件相对主动件的螺旋运动, 其相对圆周运动和相对轴向运动的关系可按图 2 求得, 因为

$$\phi_r = -\frac{L_r}{C_\beta}$$

则 $L_r = -C_\beta \cdot \phi_r$

故 $\frac{dL_r}{dt} = -C_\beta \cdot \frac{d\phi_r}{dt}$

$$\frac{d^2 L_r}{dt^2} = -C_\beta \cdot \frac{d^2 \phi_r}{dt^2}$$

即 $V_{s,r} = -C_\beta \cdot \omega_{s,r}$ (4)

$$a_{s,r} = -C_\beta \cdot \epsilon_{s,r} \quad (5)$$

式中下标 s 表示中间件参数, r 表示相对运动参数, ϕ 为转角, L 为轴向行程, V 为轴向速度, a 为轴向加速度, ω , ϵ 分别为角速度和角加速度。

由于从动件的角速度 ω_2 和角加速度 ϵ_2 分别等于中间件的绝对角速度和角加速度, 即 $\omega_2 = \omega_1 + \omega_{s,r}$ 及 $\epsilon_2 = \epsilon_1 + \epsilon_{s,r}$ 故有:

$$\omega_{s,r} = -(\omega_1 - \omega_2) \quad (6)$$

$$\epsilon_{s,r} = -(\epsilon_1 - \epsilon_2) \quad (7)$$

如图 3, 分析中间件的受力及运动情况, 则有

$$\begin{cases} M_s + M_s \cdot \text{tg}\beta \cdot \text{tg}\theta - M_r = J_s \cdot (\epsilon_1 + \epsilon_{s,r}) \\ M_s / C_\beta - M_s \cdot \text{tg}\theta / C_\beta \cdot \text{tg}\beta - F_R = m_s \cdot a_{s,r} \end{cases}$$

或写成:

$$M_s = \text{tg}\beta / (\text{tg}\beta - \text{tg}\theta) \cdot$$

$$[C_\beta \cdot F_R + C_\beta^2 \cdot m_s \cdot (\epsilon_1 - \epsilon_2)] \quad (8)$$

$$M_r = J \cdot (\epsilon_1 - \epsilon_2) + \text{tg}\beta / \text{tg}(\beta - \theta) \cdot$$

$$C_\beta \cdot F_R - J_s \cdot \epsilon_1 \quad (9)$$

式中 $f(\beta, \theta)$ 项代表了摩擦力的影响, 它大约可使 M_s 增加 15~18%, 使 M_r 增加 20~30%

$J = \frac{\text{tg}\beta}{\text{tg}(\beta - \theta)} \cdot C_\beta^2 \cdot m_s + J_s$ 是考虑了摩擦力的中间件当量转动惯量。 m_s 为中间件的质量。

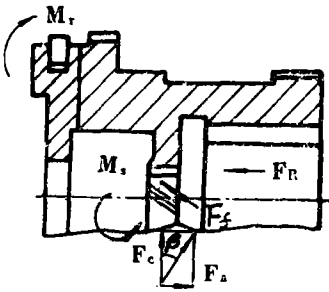


图 3

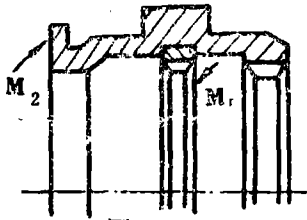


图 4

如图 4, 分析从动件的受力及运动, 则有:

$$M_r - M_2 = J_2 \cdot \varepsilon_2 \quad (10)$$

$$\varepsilon_2 = d\omega_2/dt \quad (11)$$

中间件的行程

$$\varphi_r = \int \omega_{s,r} dt \quad (12)$$

$$L_r = \int V_{s,r} dt \quad (13)$$

式中下标 2 代表从动件参数。

上述 13 个方程代表了离合器啮合运动过程。对继动式结构, 上述方程同样适用, 只是在主螺旋运动中 M_r 表示继动离合器齿的作用力矩, 而不是棘轮棘爪间的作用力矩。当 $F_R = 0$ 时, 为无阻尼运动。

三、棘爪与棘轮齿的碰撞棘合

如果棘爪处于刚好可与棘轮齿发生棘合作用位置的一瞬间, 主、从动件转速同步, 则棘爪与棘轮齿的棘合没有撞击, 中间件相对螺旋运动的初始角速度 $\omega_{s,r0} = 0$; 如果棘爪刚刚越过它可与棘轮齿发生棘合作用位置的一瞬间, 主、从动件的转速同步, 这时棘爪

要相对棘轮齿向前转过一个角度 (其值为 $2\pi/b \cdot 2r$) 才可棘合, 这时棘爪与棘轮齿的撞击较强烈, 中间件相对运动的初始角速度最大, 此值为:

$$\omega_{s,r0 \max} = \sqrt{\frac{4\pi \cdot \Delta \varepsilon_0}{b \cdot 2r}} \quad (14)$$

式中 b 为棘爪组数, z_r 为棘轮齿数, $\Delta \varepsilon_0 = \varepsilon_{r0} - \varepsilon_{s0}$ 为啮合差动角加速度, 是考核离合器的重要参数。

为了确定棘合时的动负荷, 可对每一元件分别应用动量矩定理与动量定理, 按惯例忽略摩擦力, 则有:

对主动件 $-M'_s \cdot \tau = J_1 \cdot (\omega_{11} - \omega_{10})$

对中间件 $M'_s \cdot \tau - M'_r \cdot \tau = J_s \cdot (\omega_{s1} - \omega_{s0})$

对从动件 $M'_r \cdot \tau = J_2 \cdot (\omega_{21} - \omega_{20})$

对中间件轴向

$$\frac{M'_s \cdot \tau}{C_\beta} = -m_s \cdot C_\beta \cdot (\omega_{s1} - \omega_{s0})$$

式中 τ 为碰撞时间, 上标 “, ” 表示棘合碰撞时的参量, 下标 “1” 代表棘合碰撞后的参量, 下标 0 代表碰撞前的参量。因为 $\omega_{s0} = \omega_{10}$, 令 $\omega_{s,r0} = \omega_{10} - \omega_{20}$, 引入恢复系数 $K = (\omega_{21} - \omega_{s1}) / (\omega_{s0} - \omega_{20})$ 解上述方程则有:

$$M'_r = \frac{1+k}{\tau} \cdot \frac{J_2}{J' + J_2} \cdot J' \cdot \omega_{s,r0}$$

$$M'_s = \frac{1+k}{\tau} \cdot \frac{J_2}{J' + J_2} \cdot m_s \cdot C_\beta^2 \cdot \omega_{s,r0}$$

$$F'_{B0} = \frac{1+k}{\tau} \cdot \frac{J_2}{J' + J_2} \cdot m_s \cdot C_\beta \cdot \omega_{s,r0}$$

式中 $J' = C_\beta^2 \cdot m_s + J_s$ 为不考虑摩擦的中间件当量转动惯量, 因 $J' \ll J_2$, $\frac{J_2}{J' + J_2} \approx 1$,

且 $\omega_{s,r0} \leq \sqrt{\frac{4\pi \cdot \Delta \varepsilon_0}{b \cdot 2r}}$ 故有:

$$M'_r \leq \frac{1+k}{\tau} \cdot J' \cdot \sqrt{\frac{4\pi \cdot \Delta \varepsilon_0}{b \cdot z_r}} \quad (15)$$

$$M'_s \leq \frac{1+k}{\tau} \cdot C_\beta^2 \cdot m_s \cdot \sqrt{\frac{4\pi \cdot \Delta \varepsilon_0}{b \cdot z_r}} \quad (16)$$

$$F'_{ha} \leq \frac{1+k}{\tau} \cdot C_p \cdot m_s \cdot \sqrt{\frac{4\pi \cdot A e_0}{b \cdot z_r}} \quad (17)$$

上述各式可用来计算棘合时各元件的动负荷, (1+k)/τ值可在专门的试验台上求得。公式(15)~(17)还提供了求(1+k)/τ值的试验方法: 在试验台架上测出动负荷, 则可计算出(1+k)/τ值。

恢复系数是指碰撞后、前, 接触面法向相对速度之比。引入恢复系数的概念, 可以认为棘爪与棘轮齿进行多次棘合碰撞才能互相顶住, 但撞击逐次减弱。这个过程时间极短, 粗略地看, 可以认为碰撞是完全非弹性的, 即k=0。

四、阻尼油腔的结构与阻力的计算

中间件的螺旋啮合运动, 在开始阶段是靠棘轮与棘爪的棘合作用来拨动的。此后, 棘轮与棘爪轴向脱开, 从动驱动齿逐渐在轴向进入啮合。中间件最后的螺旋啮合运动是靠从动驱动齿的啮合而拨动的。为避免棘轮机构受力过大, 在中间件最初的啮合运动行程, 不应有阻尼, 只在棘轮与棘爪轴向脱开后, 再出现阻尼是合理的。因此出现了如图5所示的阻尼油腔结构。5500kW、1400r/min的G₀燃气轮机的离合器就采用这种结构。这种阻尼油腔的阻尼力F_R是由滑油的静压阻力F_{sp}、动压阻力F_{dp}和驻退阻力F_{da}三部分组成的。分析表明, 动压和静压阻力对高速离合器的啮合极为不利。为平衡动、静压阻力, 出现了如图6所示的结构。RENK的E、M系列离合器都采用这种结构。可以想象, 对继动式离合器, 其主啮合运动自始至终是由继动离合器齿来拨动的, 因此, 在啮合运动开始就出现微弱的阻尼是可以接受的。进一步分析还表明, 即使是单螺旋齿的离合器, 微弱的阻尼对棘轮机构的强度也不会有

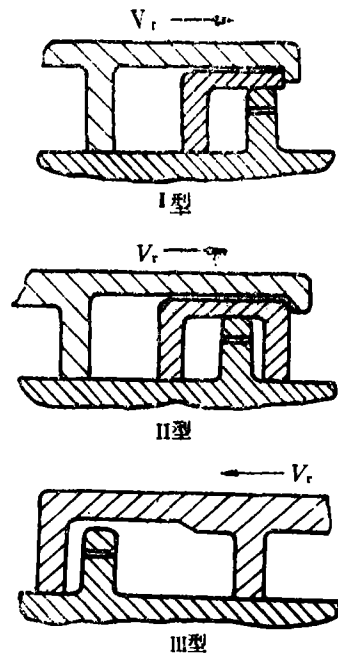


图5

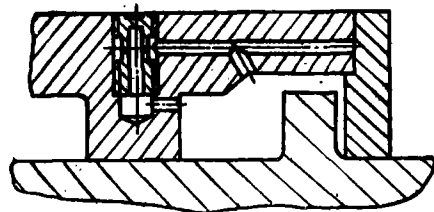


图6

很大影响。因此, 出现了广泛采用的如图7所示的阻尼油腔结构。我们把图5的结构分别称之为I型、II型、III型阻尼结构。起驻退作用的阻尼油孔的位置可根据需要进行设计。如图6所示的结构能起到双向阻尼作用, 它可以在负荷出现波动的情况下, 防止离合器瞬时的脱开运动。阻尼油孔的直径和个数可由离合器的啮合计算确定, 也可根据母型按相似条件选取。最后, 根据试验进行校正。

阻尼力可按式计算:

$$F_{sp} = P_s \cdot A_c \quad (18)$$

$$F_{dp} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\rho \cdot \omega_1^2 \cdot r^2}{2} \cdot 2\pi r dr$$

$$= \frac{\pi \cdot \rho \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{4} \cdot \omega_1^2 = K_{dp} \cdot \omega_1^2 \quad (19)$$

$$F_{da} = \frac{\rho}{2\mu^2} \cdot \frac{A_c^3}{A^2} \cdot V_{sr}^2 = K_{da} \cdot C_{\beta}^2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2 \quad (20)$$

式中 $K_{dp} = \pi \cdot \rho \cdot (r_2^4 - r_1^4) / 4$ 为动压阻尼系数, $K_{da} = \frac{\rho \cdot A_c^3}{2\mu^2 \cdot A^2}$ 为驻退阻尼系数, ρ ,

为滑油静压力, A_c 为阻尼油腔横截面积, A 为阻尼油孔面积, r_1 、 r_2 为阻尼油腔内、外半径, ρ 为滑油密度, μ 为阻尼油孔流量系数。

对 I 型阻尼结构 $F_R = F_{sp} + F_{dp} + F_{da}$ (21)

对 II、III 型阻尼结构 $F_R = F_{da}$ (22)

五、啮合过程计算

方程 (1) ~ (22) 表示了离合器棘轮与棘爪棘合碰撞、中间件无阻尼啮合运动及有阻尼啮合运动的整个啮合运动过程。可以用计算机求解, 简单的也可求得解析解。由方程 (1) 和 (8) 得:

$$K_{\theta\beta} \cdot J_1 \cdot \varepsilon_1 + m_s \cdot C_{\beta} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) + F_R - K_{\theta\beta} \cdot M_1 = 0 \quad (23)$$

由方程 (9) 和 (10) 得:

$$K_{\theta\beta}(J_2 + J_s) \cdot \varepsilon_2 - m_s \cdot C_{\beta} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) - F_R + K_{\theta\beta} \cdot M_2 = 0 \quad (24)$$

式中 $K_{\theta\beta} = \text{tg}(\beta - \theta) / \text{tg}\beta \cdot C_{\beta}$ 对 II 型阻尼结构 $F_R = K_{da} \cdot C_{\beta}^2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2$ (对 III 型阻尼结构, 因阻尼油腔带导角的结构, K_{da} 不是定值而较为复杂), 并按方程 (2)、(6) (7)、(11) 把上面二式合并则有:

$$\frac{d\omega_{sr}}{dt} - B \cdot \omega_{sr}^2 + D = 0 \quad (25)$$

其中 $B =$

$$\frac{K_{da} \cdot C_{\beta}^2 \cdot (J_1 + J_2 + J_s)}{K_{\theta\beta} \cdot J_1 \cdot (J_2 + J_s) + m_s \cdot C_{\beta} \cdot (J_1 + J_2 + J_s)} \quad (26)$$

$$D = \frac{K_{\theta\beta} [(J_2 + J_s) \cdot M_1 + J_1 \cdot M_2]}{K_{\theta\beta} \cdot J_1 \cdot (J_2 + J_s) + m_s \cdot C_{\beta} \cdot (J_1 + J_2 + J_s)} \quad (27)$$

解之得:

$$\omega_{sr} = \sqrt{\frac{D}{B}} \cdot \frac{1 + e^{\sqrt{2/B \cdot D} \cdot (t + t_0)}}{1 - e^{\sqrt{2/B \cdot D} \cdot (t + t_0)}} \quad (28)$$

$$\varepsilon_{sr} = 4D \cdot \frac{e^{\sqrt{2/D \cdot B} \cdot (t + t_0)}}{\left[1 - e^{\sqrt{2/B \cdot D} \cdot (t + t_0)}\right]^2} \quad (29)$$

而

$$\sqrt{\frac{D}{B}} = \sqrt{\frac{K_{\theta\beta} [(J_2 + J_s) \cdot M_1 + J_1 \cdot M_2]}{K_{da} \cdot C_{\beta}^2 \cdot (J_1 + J_2 + J_s)}} \quad (30)$$

这里假定了 M_1 、 M_2 保持不变。D 值即为 $\Delta \varepsilon_0 = \varepsilon_{10} - \varepsilon_{20}$ 、 t_0 为初参数, 当 $t \rightarrow \infty$ 时,

$$\varepsilon_{sr} \rightarrow 0, \omega_{sr} \rightarrow -\sqrt{\frac{D}{B}}$$

一般情况下要用计算机求解离合器的运动过程。为便于计算, 把上述公式作些变换。由方程 (23)、(24) 有:

$$\begin{aligned} (K_{\theta\beta} \cdot J_1 + C_{\beta} \cdot m_s) \cdot \varepsilon_1 - C_{\beta} \cdot m_s \cdot \varepsilon_2 &= K_{\theta\beta} \cdot M_1 - F_R \\ C_{\beta} \cdot m_s \cdot \varepsilon_1 - [K_{\theta\beta} \cdot (J_2 + J_s) C_{\beta} \cdot m_s] \cdot \varepsilon_2 &= K_{\theta\beta} \cdot M_2 - F_R \end{aligned}$$

解之得:

$$\varepsilon_1 = \frac{B_1 \cdot (K_{\theta\beta} \cdot M_1 - F_R) - B_2 \cdot (K_{\theta\beta} \cdot M_2 - F_R)}{B_3} \quad (31)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{B_4 \cdot (K_{\theta\beta} \cdot M_1 - F_R) - B_5 \cdot (K_{\theta\beta} \cdot M_2 - F_R)}{B_3} \quad (32)$$

而
$$\varepsilon_{sr} = \frac{-K_{\theta\beta}^2[(J_2 + J_s) \cdot M_1 + J_1 \cdot M_2] + K_{\theta\beta} \cdot (J_1 + J_2 + J_s) \cdot F_R}{B_3}$$

$$= -D + B_{\theta} \cdot F_R \tag{33}$$

式中系数

$$B_1 = K_{\theta\beta} \cdot (J_2 + J_s) + C_{\beta} \cdot m_s$$

$$B_2 = B_4 = C_{\beta} \cdot m_s$$

$$B_3 = (K_{\theta\beta} \cdot J_1 + C_{\beta} \cdot m_s) \cdot [K_{\theta\beta} \cdot (J_2 + J_s) + C_{\beta} \cdot m_s] - C_{\beta}^2 \cdot m_s^2$$

$$= K_{\theta\beta}^2 \cdot J_1 \cdot (J_2 + J_s) + K_{\theta\beta} \cdot C_{\beta} \cdot m_s \cdot (J_1 + J_2 + J_s)$$

$$B_5 = K_{\theta\beta} \cdot J_1 + C_{\beta} \cdot m_s$$

$$B_{\theta} = K_{\theta\beta} \cdot (J_1 + J_2 + J_s) / B_3$$

计算中要注意：当出现 $\omega_{sr} \leq 0$ 的情况时，说明啮合过程出现震荡，摩擦力及阻尼力的方向或数值发生变化，计算公式要进行调整。对阻尼力的计算，要根据阻尼油腔的结构类型、有无导角过渡段、进油孔的位置等进行仔细地考虑。在啮合运动的后段， ω_1 与 ω_2 比较接近，用 $\omega_2 - \omega_1$ 来计算 ω_{sr} ，误差较大，可改由按公式(33)算的 ε_{sr} 进行计算： $\omega_{sr} = \omega_{sro} + \varepsilon_{sro} \cdot \Delta t$ 计算结果见图7。

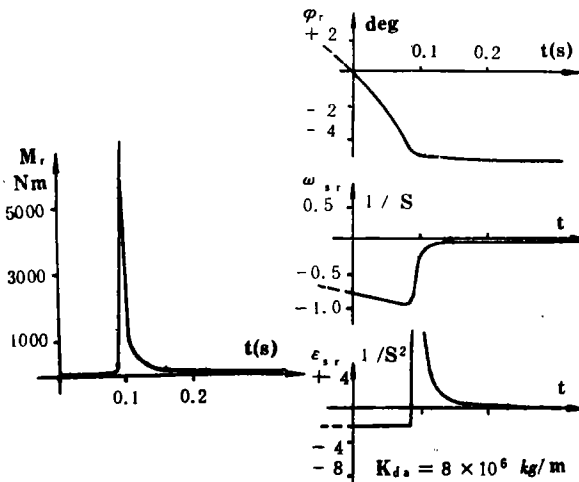


图 7

六、结论

1. 啮合终参数 在驱动力矩与阻力矩

及惯性参数相同的情况下，各种阻尼结构离合器的啮合终参数 M_{se} 、 M_{re} 、 ε_{sre} 等是基本相同的。对II、III型阻尼结构 $\omega_{sre} \propto \frac{1}{\sqrt{K_{da}}}$ ，而I型阻尼结构的 ω_{sre} 更小些。此 ω_{sre} 值造成了从动件（与中间件一起）与主动件在啮合终了时又一次撞击，并可激起轴系的扭转振动。采用阻尼机构的的目的也就是要尽可能地减少 ω_{sre} 值。这也是检验阻尼系数（即阻尼油孔的数量和直径）是否合适的重要依据。

2. 动负荷峰值

由于油阻尼的出现，使啮合差动角加速度和相应元件上的动负荷发生突变，绝对值急剧增加。如当 $K_{da} = 1.565 \times 10^7 \text{kg/m}$ 时， $M_{r,max}$ 值相当于无阻尼时的3000倍，幸好此动负荷由从动驱动齿承担，而不是由棘轮机构承担。元件上的最大动负荷瞬时值主要决定于阻尼的大小（大致与 K_{da} 成比例），这也是选择阻尼系数的重要依据。

阻尼油腔的结构类型对啮合过程元件最大动负荷值影响较小，但阻尼增加的梯度减少会使动负荷减少。因此，采用带导角的阻尼结构，使阻尼力逐渐（而不是突然）增加是必要的。无阻尼行程缩短也会减少动负荷。

啮合差动角加速度 $\Delta \varepsilon_0$ 的增加，中间件惯性参量的增加都会使啮合过程各元件动负荷的峰值增加，这也就是大功率离合器采用继动式结构的原因。

3. 啮合是否顺利

无阻尼行程增加、阻尼增加的梯度减少则啮合顺利。这里着重讨论一下啮合转速的影响。对II、III型阻尼结构、啮合转速对啮合终参数、动负荷及啮合顺利程度均无影响。对I型阻尼结构，由于动压阻力与啮合转速的平方成比例，所以

啮合转速的增加可使动压阻力增加而使 $\omega_{s,r}$ 值减小,在有阻尼啮合运动的开始阶段,由于 $\omega_{s,r}$ 值较大,动压阻力(包括静压阻力)比驻退阻力小得多。因此,啮合转速对最大动负荷值的影响也较小;在啮合运动的后段, $\omega_{s,r}$ 值已很小,因而驻退阻力已很小,这时动(静)压阻力就很显著地影响着离合器的啮合。因此,I型阻尼结构高速啮合比较困难,计算时可出现不收敛的震荡现象。

4. 阻尼结构的选择 如上述I型阻尼结构及其变形,由于没有消除动、静压阻力,不适于高转速下啮合的离合器。从原理上说,II型阻尼结构(特别是做成带导角过渡段的结构)是最合理的。但计算表明,离合器开始啮合运动时无阻尼和仅有较小的阻尼,对离合器元件承受的动负荷影响不大。因此,继动式结构的离合器甚至单螺旋齿的离合器,都希望采用结构简单的III型阻尼结构。

5. 与文献[2]的比较 文献[2]给出了一组曲线,表示了自动同步离合器啮合过程

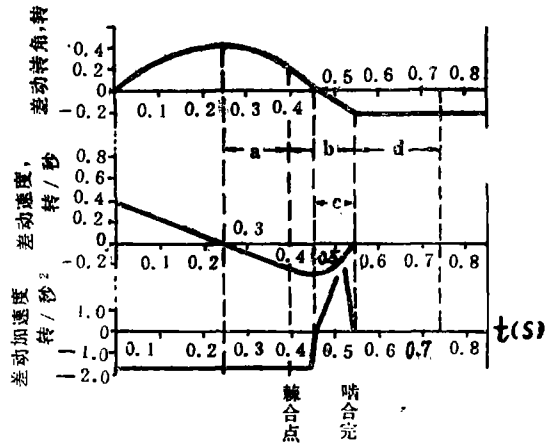


图 8

差动转角(即 φ_s)、差动速度(即 $\omega_{s,r}$)及差动加速度(即 $\varepsilon_{s,r}$)随时间的变化过程(图8)。从图上可以看出,在某一时刻 $\omega_{s,r}$ 与 $\varepsilon_{s,r}$ 会不由于碰撞而同时变为零,即在未遇到障碍时,离合器的啮合运动会自动停止;而且, $\varepsilon_{s,r} = 0$ 时, $\omega_{s,r}$ 曲线的斜率却不为零。这些似乎不当。此外,其差动转角的座标值似也有误。

参 考 文 献

- [1] 花家寿主编, 新型联轴器与离合器: 苏文斗著, 第五章—同步离合器, 上海: 上海科学技术出版社, 1989年1月
- [2] Progress and Development in Naval Propulsion gears 1946-1962. Appendix the Main synchronizing clutch (Y.102A and Y.111A), Trans of I.Mar. E. 1963, 75(3)

On Meshing Dynamics of Synchro-Self-Shifting Clutches

Su Wendou

(Energy Resources Research Institute of Heilongjiang Province)
Abstract

Described in this paper is a general method for the analytical calculation of dynamic problems involved in the meshing of synchronizing clutches, i.e. ascertaining the variation relationship of kinematic and dynamic parameters in the meshing process by establishing and solving differential equations for meshing kinematics. The effect of preliminary meshing parameters, structural parameters and damping mechanisms on meshing engagement is discussed. Criteria for the selection of damping mechanism are given.

Key words: synchronizing clutch, damping mechanism, dynamic load, power installation