

基于能量损失的斜盘式柱塞泵最小留缸长度计算方法*

成焕波¹ 刘志峰¹ 谢 萍² 詹一飞¹ 袁 合¹

(1. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009; 2. 广西柳工机械股份有限公司, 柳州 545007)

摘要: 基于柱塞副能量损失分析,建立总效率损失的数学模型。基于总效率损失最小原则,提出最小留缸长度的数值计算方法。为保证柱塞相对运动时不会因摩擦自锁而卡死,提出柱塞与缸体滑动副的强度校核方法,以验证计算所得最小留缸长度的合理性。或依据柱塞与缸体滑动副强度校核方法,计算最小留缸长度以及对应的柱塞几何长度,在总效率损失最小的原则下,计算柱塞与缸体滑动副的最佳间隙。实例分析验证了该计算方法的正确性,并为某型工程机械用柱塞泵计算最小留缸长度为 35 mm 或 40 mm,对应最佳间隙 δ 为 0.012 mm 或 0.012 7 mm,理论计算总效率损失为 0.3%。

关键词: 斜盘式轴向柱塞泵 最小留缸长度 总效率损失 最佳间隙

中图分类号: TH322 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0333-07

引言

斜盘式轴向柱塞泵具有结构紧凑、单位功率密度小、重量轻、压力高、容积效率高、寿命长和变量机构布置方便等特点,被广泛应用于工程机械、矿山、船舶等领域。但泄漏、能耗大和可靠性较差等基础性和关键性问题限制其应用和发展^[1]。柱塞设计是影响能耗损失、柱塞副泄漏以及柱塞泵运行可靠性的重要因素之一。

最小留缸长度是柱塞设计的关键技术环节,国内外科研机构以及相关企业^[2-13]往往根据传统经验取值法确定最小留缸长度,并没有综合考虑能量损失以及可靠性因素。柱塞最小留缸长度设置不合理会导致柱塞副能量损失较大或柱塞在缸体中因摩擦自锁而卡死。归纳柱塞最小留缸长度的计算,主要分为两个方面:通过柱塞副能量损失分析,基于总效率损失最小原则,在柱塞副间隙一定的条件下,计算柱塞最小留缸长度,并通过柱塞副强度校核方法校核,以验证最小留缸长度的合理性;最小留缸长度致使缸体受到的侧向力过大而柱塞在运动中卡死时,则依据柱塞与缸体滑动副强度校核方法,计算最小留缸长度以及对应的柱塞几何长度,基于总效率损失最小原则,在柱塞留缸长度一定的条件下,计算柱塞与缸体滑动副最佳间隙。因此,本文综合考虑柱塞副能量损失以及柱塞副强度可靠性,提出柱塞

最小留缸长度及对应柱塞副最佳间隙的计算方法。

1 柱塞与缸体滑动副能量损失分析

柱塞与缸之间的缝隙由具有相对运动的壁面组成,柱塞壁面与缸孔壁面相对移动而使缝隙中油液产生剪切流动。因此,柱塞与缸滑动副中的泄漏功率和摩擦功率损失是不可避免的,并且相互制约^[14]。

液压缸内压强为 p ,假设柱塞在液压缸内是平行无偏斜,两平行圆柱面形成同心圆环缝隙,柱塞伸入缸孔内的长度为 L'' ,直径为 d ,液压油动力粘度为 μ ,柱塞在油缸中的移动速度为 v ,则通过半径间隙 δ 的泄漏量为 q ,有

$$q = \frac{\pi d \delta^3}{12 \mu L''} p - \frac{\pi d v \delta}{2} p \tag{1}$$

液压缸内压强是按照排油压强和吸油压强交变的。吸油压强一般为 0.05 MPa 的真空度,可忽略不计,则柱塞泵的时间平均压强为 $p/2$ 。因此,单位时间内由于泄漏而损失的能量,即泄漏功率损失为

$$\frac{1}{2} p q = \frac{\pi d}{24 \mu L''} p^2 \delta^3 - \frac{\pi d v \delta}{4} p^2 \tag{2}$$

动面处液体内的剪切应力为 τ ,动面的位置在 $y = \delta$ 处,柱塞运动时因剪切油液而产生的应力为

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \Big|_{y=\delta} = -\mu \frac{v}{\delta} - \frac{p \delta}{4 L''} \tag{3}$$

柱塞与缸孔间隙为 δ 的同心环缝中因剪切油液

收稿日期: 2013-08-05 修回日期: 2013-09-08

* 国家自然科学基金重点项目(51135064)

作者简介: 成焕波,博士生,主要从事柱塞泵的设计开发、废旧产品再资源化研究,E-mail: chb19870411@163.com

通讯作者: 刘志峰,教授,博士生导师,主要从事机电产品绿色设计与绿色制造研究,E-mail: zhfluhfut@126.com

而产生的摩擦力为

$$F_f = \tau A = -\pi L'' d \left(-\mu \frac{v}{\delta} - \frac{p\delta}{4L''} \right) = \pi L'' d \mu \frac{v}{\delta} + \frac{\pi d \delta}{4} p \tag{4}$$

柱塞孔分度圆半径为 R , 液压缸转动的角速度为 ω , 斜盘倾角为 β , 柱塞相对移动速度 $v = R\omega \tan\beta \sin(\omega t)$ 。

因此, 单位时间内由摩擦而损失的能量, 也就是摩擦损失功率为 $F_f v$, 柱塞泵转速为 n (r/min), 则

$$\begin{aligned} F_f v &= \left(\pi L'' d \mu \frac{v}{\delta} + \frac{\pi d \delta}{4} p \right) v = \\ &= \frac{R^2 \omega^2 \pi \mu L'' d \tan^2 \beta \sin^2(\omega t)}{\delta} + \frac{\pi d \delta}{4} p v = \\ &= \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \frac{R^2 \pi \mu L'' d \tan^2 \beta \sin^2(\omega t)}{\delta} + \frac{\pi d \delta}{4} p v \end{aligned} \tag{5}$$

由于 $\sin(\omega t)$ 是随时间而变的, 则求出其时间平均值

$$\sin^2(\omega t) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin^2(\omega t) d(\omega t) = \frac{1}{2} \tag{6}$$

因此, 摩擦功率损失为

$$N_f = F_f v = \frac{n^2 \pi^3 \mu L'' R^2 \tan^2 \beta}{1\,800\delta} d + \frac{\pi d \delta}{4} p v \tag{7}$$

由此, 因泄漏而损失的功率与因剪切摩擦而损失的功率之和为

$$\begin{aligned} E_l &= \frac{pq}{2} + F_f v = \\ &= \frac{\pi d}{24\mu L''} p^2 \delta^3 - \frac{\pi d \delta}{4} p v + \frac{n^2 \pi^3 \mu L'' R^2 \tan^2 \beta}{1\,800\delta} d + \frac{\pi d \delta}{4} p v = \\ &= \frac{\pi d}{24\mu L''} p^2 \delta^3 + \frac{n^2 \pi^3 \mu L'' R^2 \tan^2 \beta}{1\,800\delta} d \end{aligned} \tag{8}$$

柱塞泵一个缸的理论功率为缸单位时间内排量与压强的乘积, 柱塞行程为 $2R \tan\beta$, 因此, 缸的理论功率 E 为

$$E = \left(\frac{n}{60} \right) \frac{\pi}{4} d^2 2R \tan\beta = \frac{\pi n d^2}{120} R \tan\beta \tag{9}$$

缸与柱塞副损失功率 E_l 与缸的理论功率 E 的比, 即为缸与柱塞副的效率损失 $\Delta\eta$ 。有

$$\begin{aligned} \Delta\eta &= \frac{\frac{\pi d}{24\mu L''} p^2 \delta^3 + \frac{n^2 \pi^3 \mu L'' R^2 \tan^2 \beta}{1\,800\delta} d}{\frac{\pi n d^2}{120} p R \tan\beta} \times 100\% \\ &= \left[\frac{5\delta^3}{\left(\frac{\mu n}{p} \right) L'' R d \tan\beta} + \frac{\pi^2}{15} \frac{L'' R}{\delta d} \left(\frac{\mu n}{p} \right) \tan\beta \right] \times 100\% \end{aligned} \tag{10}$$

柱塞伸入油缸的长度 L'' 随柱塞在油缸中的相对位置而发生改变, 设柱塞伸入油缸的平均长度为 L 。则泄漏损失应加以修正^[13], 修正系数为 $[1 - (R \tan\beta / L)^2]^{-\frac{1}{2}}$ 。

总效率损失百分比为

$$\begin{aligned} \Delta\eta &= \left\{ \frac{5\delta^3}{\left(\frac{\mu n}{p} \right) L R d \tan\beta \left[1 - \left(\frac{R \tan\beta}{L} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} + \right. \\ &\quad \left. \frac{\pi^2}{15} \frac{L R}{\delta d} \left(\frac{\mu n}{p} \right) \tan\beta \right\} \times 100\% \end{aligned} \tag{11}$$

柱塞除了受轴向液压力外, 还受到滑履油室的分布液压推力、柱塞组的离心力、轴向惯性力和返回弹簧力, 这些力的作用将使柱塞在液压缸内发生倾侧, 柱塞倾侧后的泄漏量可以认为介于同心和完全偏心之间。

同心时偏心系数为 1, 完全偏心时偏心系数 $k = 1 + 1.5\xi^2 = 2.5$ ($\xi = 1$), 柱塞倾侧后的泄漏量约为同心泄漏的 1.75 倍, 而柱塞完全倾侧后的摩擦损失约为同心时的 $\pi/2$ 倍^[13]。则符合实际情况的油缸柱塞副效率损失 $\Delta\eta$ 为

$$\begin{aligned} \Delta\eta &= \left\{ \frac{8.75\delta^3}{\left(\frac{\mu n}{p} \right) L R d \tan\beta \left[1 - \left(\frac{R \tan\beta}{L} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} + \right. \\ &\quad \left. \frac{\pi^3}{30} \frac{L R}{\delta d} \left(\frac{\mu n}{p} \right) \tan\beta \right\} \times 100\% \end{aligned} \tag{12}$$

油液粘度 μ 、斜盘倾角 β 、柱塞直径 d 、柱塞孔分度圆半径 R 和油液压强 p 均按照设计要求确定, 在 $\Delta\eta$ 中唯一可供选择的为柱塞伸入液压缸的平均值 L 和柱塞与缸孔之间的间隙 δ 。

当柱塞与液压缸半径间隙 δ 确定时, 柱塞伸入油缸的平均长度较小时由于泄漏功率损失增大, 总功率损失较大, 如果柱塞伸入油缸的平均长度过大则摩擦所引起的功率损失增大, 结果也增大了总功率损失; 柱塞伸入油缸的平均长度确定时, 半径间隙 δ 较小时由于摩擦功率损失增大, 总功率损失较大, 如果 δ 过大则泄漏所引起的功率损失大增, 结果也增大了总功率损失。

2 柱塞最小留缸长度的计算

设 $\bar{\delta} = \frac{\delta}{d}, \bar{L} = \frac{L}{d}, \bar{R} = \frac{R}{d}$ 。则, 式(12)可写为

$$\begin{aligned} \Delta\eta &= \left\{ \frac{8.75 \frac{p}{\mu n} \frac{1}{L R \tan\beta} \bar{\delta}^3}{\left[1 - \left(\frac{R \tan\beta}{L} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} + \frac{\pi^3}{30} \frac{\frac{p}{\mu n} \frac{1}{L R \tan\beta}}{\bar{\delta}} \right\} \times 100\% \end{aligned} \tag{13}$$

令柱塞与缸滑动副几何特征参数

$$\gamma = \left(\frac{p}{\mu n} \right) \frac{1}{L R \tan\beta} \tag{14}$$

式(17)已计算出最小留缸长度 l_0 , 设柱塞最小外伸长度为 Δl , 一般取值为 $0.2d^{[15]}$, 最大行程为 $h_{\max}=2R\tan\beta_{\max}$ 。

计算柱塞的几何长度

$$L'=l_0+\Delta l+h_{\max}=l_0+0.2d+2R\tan\beta_{\max} \quad (33)$$

而柱塞的留缸长度 $l=l_0+R(1-\cos\varphi)\tan\beta$, $\varphi=0^\circ$ 时侧压力 N_1 和 N_2 最大, 留缸长度 $l=l_0$, 此时的留缸长度即为最小留缸长度 l_0 。通过式(32)计算柱塞对缸体的侧压力 N_1 和 N_2 , 缸孔最小壁厚一般小于柱塞直径 d , 因此, 可按照缸体强度校核, 柱塞与缸孔的侧压力作用在缸壁上的应力为

$$\begin{cases} \tau_1=\frac{N_1}{lh} \\ \tau_2=\frac{N_2}{lh} \end{cases} \quad (34)$$

要保证柱塞在运动过程中不会因摩擦自锁而卡

死, 则需 $\tau\leq[\tau]$, 则

$$\frac{\max(N_1,N_2)}{lh}\leq[\tau] \quad (35)$$

式中 h ——缸孔最小壁厚

$[\tau]$ ——缸体的许用剪切强度

基于总效率损失最小, 计算最小留缸长度 l_0 , 进一步计算柱塞与缸体滑动副的侧向力, 为保证柱塞不会因为摩擦自锁而卡死, 校核缸体因受最大侧向力而产生的剪切应力是否在许用剪切强度范围之内。如果剪切强度满足, 则最小留缸长度计算合理。

剪切强度不满足, 则应按照式(32)计算侧向力 N_1 、 N_2 , 按照柱塞副强度校核方法, 计算最小留缸长度 l_0 以及对应的柱塞几何长度 L' , 再将最小留缸长度 l_0 反代入式(17)、(18), 计算在总效率损失最小条件下的柱塞副最佳间隙 δ 。计算流程如图 2 所示。

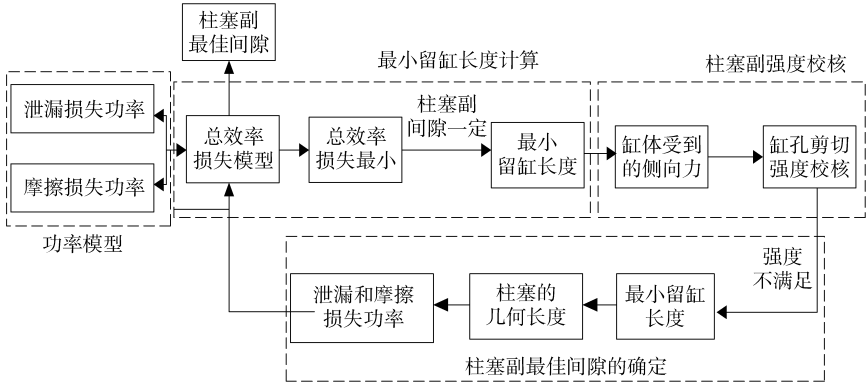


图 2 最小留缸长度计算流程图

Fig. 2 Flow chart of calculation of minimum length retained in cylinder

4 实例分析

4.1 最小留缸长度计算

柱塞直径 $d=24\text{ mm}$, $R=47\text{ mm}$, 柱塞数 $z=9$, 全压时, $p=34.3\text{ MPa}$, 斜盘倾角 $\beta=6.3^\circ$, 取柱塞与缸滑动副的半径间隙 δ 为 0.012 mm 。选取 46 号液压油。则 $\bar{\delta}=\frac{\delta}{d}=\frac{0.012}{24}=5.0\times10^{-4}$ 。

60°C 时运动粘度 $\nu=40\text{ mm}^2/\text{s}$, 油液比重 S 为 0.8741 , 则动力粘度 $\mu=S\nu\times10^{-9}=0.8741\times40\times10^{-9}\approx3.5\times10^{-8}\text{ MPa}\cdot\text{s}$ 。则 γ 为

$$\gamma=\frac{0.344}{\bar{\delta}^2}\left[1-\left(\frac{R\tan\beta}{L}\right)^2\right]^{\frac{1}{4}}=\\ \frac{0.344}{(5.0\times10^{-4})^2}\left[1-\left(\frac{47\times\tan6.3^\circ}{L}\right)^2\right]^{\frac{1}{4}}=\\ 1\,376\,000\times\left[1-\frac{26.9}{L^2}\right]^{\frac{1}{4}}$$

且
$$\gamma=\left(\frac{p}{\mu n}\right)^{\frac{1}{L R \tan \beta}}=\frac{34.3}{3.5 \times 10^{-8} \times 2\,000} \times \\ \frac{1}{\frac{L}{24} \times \frac{47}{24} \times \tan 6.3^\circ}=\frac{0.545 \times 10^8}{L} \\ 1\,376\,000 \times\left[1-\frac{26.9}{L^2}\right]^{\frac{1}{4}}=\frac{0.545 \times 10^8}{L}$$

计算得 $L\approx39.8\text{ mm}$ 。

即柱塞伸入到液压缸的平均值 L 为 39.8 mm , 最小留缸长度为 $l_0=L-R\tan\beta=39.8-47\times\tan6.3^\circ=34.6\text{ mm}$ 。

损失效率 $\Delta\eta$ 与柱塞伸入油缸平均值 L 关系为

$$\Delta\eta=\left\{\frac{8.75\gamma\bar{\delta}^3}{\left[1-\left(\frac{R\tan\beta}{L}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}}+\frac{\pi^3}{30\gamma\bar{\delta}}\right\}\times100\% \\ \text{即 } \Delta\eta=\left[\frac{5.96}{L\left(1-\frac{26.9}{L^2}\right)^{\frac{1}{2}}}+0.003\,8L\right]\times100\%$$

总效率损失与最小留缸长度 l_0 关系曲线如图 3 所示。

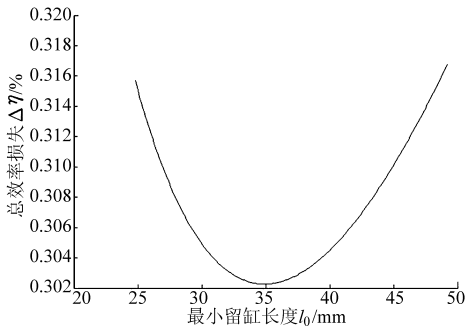


图 3 $\Delta\eta$ 与 l_0 关系曲线

Fig. 3 $\Delta\eta-l_0$ relationship curve

由图 3 可知,总效率损失与最小留缸长度呈抛物线关系,当 l_0 为 34.6 mm 时,此时总效率损失最小,柱塞与缸体之间因泄漏和摩擦而损失的功率之和约为 0.3%,即理论计算的总效率可达到 99.7%。

4.2 柱塞与缸体滑动副之间的强度校核

柱塞最小外伸长度: $\Delta l \approx 0.2d = 0.2 \times 24 = 4.8\text{ mm}$ 。

因为恒功率柱塞泵最大流量时 $\beta_{\max} = 16.7^\circ$,则柱塞运动最大行程: $h_{\max} = 2R\tan\beta_{\max} = 2 \times 47 \times \tan 16.7^\circ \approx 28.2\text{ mm}$ 。

因此,柱塞的几何长度: $L' = \Delta l + l_0 + h_{\max} = 4.8 + 34.6 + 28.2 = 67.6\text{ mm}$ 。缸体转角 $\varphi = 0^\circ$ 时,此时柱塞的留缸长度 l 即为最小留缸长度 l_0 。根据式(19)、(20)计算得: $L_1 = 19.5\text{ mm}$, $L_2 = 15.5\text{ mm}$ 。

滑履的质量为 $m_h = 0.0557\text{ kg}$;滑履与斜盘接触的最大外径 $d_h = 31.4\text{ mm}$;滑履与斜盘的接触面积 $A_h = 333.75\text{ mm}^2$,柱塞球头中心和滑履质心之间的距离 $l_h = 8.8\text{ mm}$ 。

分度圆半径 $R = 47\text{ mm}$;转速 $n = 2\,000\text{ r/min}$;角速度 $\omega = \frac{2\pi \times 2\,000}{60} = 209.33\text{ rad/s}$ 。

$\sigma_k = 0.09\text{ MPa}$,根据式(25)算得 $P_{th} = 843.9\text{ N}$ 。
 $l_c = 25.2\text{ mm}$, $m_z = 0.256\text{ kg}$,取 $p_v = 0.05\text{ MPa}$,根据式(21)~(28)计算返回弹簧力 $P_{ti} = 149.5\text{ N}$,离心力 $F_l = 527.2\text{ N}$,轴向惯性力 $F_g = -58.2\text{ N}$,油压力 $P = 15\,509.1\text{ N}$ 。

柱塞与缸孔之间的摩擦因数 $f = 0.1$,根据式(32)计算得 $N_1 = 5\,766.4\text{ N}$, $N_2 = 3\,409.4.1\text{ N}$ 。

缸体最小壁厚 $h = 8.1\text{ mm}$,缸体材料为 QT600-3,许用剪切强度 $[\tau] = 196\text{ MPa}$,要保证柱塞在运动过程中不会因摩擦自锁而卡死,则须 $\tau \leq [\tau]$,则 $\frac{\max(N_1, N_2)}{lh} \leq [\tau]$,即 $\frac{5\,766.4}{34.6 \times 8.1} = 20.6 \leq 196\text{ MPa}$ 。

因此,在总效率损失最小的目标下,计算的最小留缸长度 $l_0 = 34.6\text{ mm}$,保证柱塞在运动过程中不会

因摩擦自锁而卡死,柱塞与缸体滑动副之间的强度满足,柱塞运行可靠。

随着柱塞与缸体磨损的加剧,往往间隙 δ 是变化的,如何在设计时确定合适的间隙尤为重要,可通过柱塞与缸体滑动副之间的强度满足原则计算最小留缸长度 l_0 ,在总效率损失最小的目标下,计算柱塞副最佳间隙 δ 。

缸体转角 $\varphi = 0^\circ$ 时,分别取不同的留缸长度 l , $10\text{ mm} \leq l \leq 40\text{ mm}$, l 的取值间隔为 5 mm ,计算不同的 l_0 值对应不同的柱塞几何长度 L' 以及侧向力 N_1 和 N_2 ,如表 1 所示, $\max(N_1, N_2)$ 与 l_0 的关系曲线如图 4 所示。

表 1 最小留缸长度对应的侧向力
Tab. 1 Minimum length retained in cylinder corresponding to lateral force

l_0/mm	L'/mm	N_1/N	N_2/N
10	43	13 542	11 041
15	48	9 764.4	7 334.6
20	53	7 975.1	5 579.1
25	58	6 932.9	4 556.5
30	63	6 251.5	3 887.9
35	68	5 776.4	3 409.4
40	73	5 415.7	1 587.6

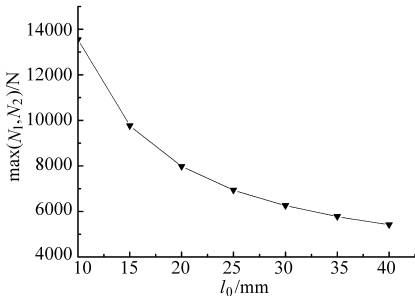


图 4 $\max(N_1, N_2)$ 与 l_0 的关系曲线

Fig. 4 $\max(N_1, N_2)-l_0$ relationship curve

最小留缸长度取 $l_0 = 10\text{ mm}$,柱塞的几何长度 $L' = 43\text{ mm}$,则

$$\frac{\max(N_1, N_2)}{l} = \frac{13\,542}{10} = 1\,354.2 < h[\tau] = 1\,587.6$$

随着最小留缸长度 l_0 取值的不断增大,侧应力 N_1 和 N_2 相应减小,因此,最小留缸长度 l_0 在 (10, 40) 区间取值时,柱塞与缸体滑动副之间的强度是满足的,取不同的最小留缸长度 l_0 ,在总效率损失最小的条件下,根据式(18)计算柱塞与缸体滑动副最佳间隙 δ ,如表 2 所示,间隙 δ 与最小留缸长度 l_0 的关系曲线如图 5 所示。单侧间隙一般取为 $0.01 \sim 0.02\text{ mm}$ ^[15],由图 5 可知,最佳间隙 $\delta = 0.012\text{ mm}$ 或 0.0127 mm ,对应的最小留缸长度 l_0 为 35 mm 或 40 mm。

表 2 最小留缸长度对应的最佳间隙 δ

Tab.2 Minimum length retained in cylinder corresponding to optimum clearance

l_0/mm	L'/mm	δ/mm
10	43	0.005 6
15	48	0.006 5
20	53	0.007 2
25	58	0.008 0
30	63	0.008 7
35	68	0.012
40	73	0.012 7

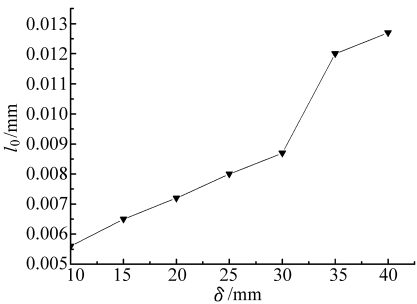


图 5 最小留缸长度 l_0 与间隙 δ 的对应关系

Fig. 5 $l_0 - \delta$ relationship curve

5 结论

- (1) 综合考虑柱塞与缸体滑动副中泄漏和摩擦引起的总效率损失,建立总效率损失的数学模型。
- (2) 基于总效率损失最小原则,提出最小留缸长度的数值计算方法,为保证柱塞在缸体中不会因摩擦自锁而卡死,提出柱塞与缸体滑动副强度校核方法,以验证最小留缸长度计算的合理性。

- (3) 基于柱塞与缸体滑动副强度满足原则,提出最小留缸长度计算方法,在总效率损失最小的原则下,计算柱塞与缸体滑动副最佳间隙。
- (4) 为某型工程机械用柱塞泵计算最小留缸长度为 35 或 40 mm,对应最佳间隙 δ 为 0.012 或 0.012 7 mm,理论计算总效率损失为 0.3%,该方法为最小留缸长度的计算以及柱塞副设计提供了理论和方法指导。

参 考 文 献

1 张志鹏. 55 mL/r 十一柱塞斜盘式轴向柱塞泵的设计研究[D]. 成都:西南交通大学,2009.
Zhang Zhipeng. Design study on 55 mL/r swash plate pump with 11 pistons[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2009. (in Chinese)

2 张力, 项辉宇, 赵罟, 等. 斜盘式轴向柱塞泵摩擦副分析[J]. 机床与液压,2007, 35(6):121-122.
Zhang Li, Xiang Huiyu, Zhao Fu, et al. Frictional couple analysis on slanting axial piston pump[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2007, 35(6): 121-122. (in Chinese)

3 余祖耀, 张铁华, 李壮云. 柱塞泵中柱塞与缸孔环形缝隙的泄漏流量计算[J]. 机械工程师, 2000, 32(8): 32-33.

4 张志鹏, 李松松. 基于斜盘式轴向柱塞泵结构优化的应用研究[J]. 液压气动与密封, 2011(7): 22-26.
Zhang Zhipeng, Li Songsong. Application analysis and improvement of swash-plate axial piston pump[J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2011(7): 22-26. (in Chinese)

5 胡纪滨, 张心俊, 苑士华. 球活塞式液压泵球塞副泄漏量的理论研究[J]. 机床与液压,2005,33(8): 100-103.
Hu Jibin, Zhang Xinjun, Yuan Shihua. Theoretical study on leakage of ball piston pumps ball piston pair[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2005, 33(8): 100-103. (in Chinese)

6 张百海. 车辆用液压泵-马达系统的理论与实验研究[D]. 北京:北京理工大学, 1997.
Zhang Baihai. Theory and test research about hydraulic pump-motor system[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 1997. (in Chinese)

7 徐兵, 张军辉, 杨华勇. 基于虚拟样机的轴向柱塞泵柱塞副仿真分析[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(3):32-37.
Xu Bin, Zhang Junhui, Yang Huayong. Simulative analysis of piston-cylinder pair of axial piston pump based on virtual prototype [J]. Journal of Lanzhou Uuniversity of Technology, 2010, 36(3): 32-37. (in Chinese)

8 张红伟. 基于现代设计方法的轴向柱塞变量泵柱塞的研究[D]. 重庆:重庆大学, 2003.
Zhang Hongwei. Research on plunger of axial plunger pump based on the modern design method[D]. Chongqing: Chongqing University, 2003. (in Chinese)

9 苑士华, 张心俊, 胡纪滨. 油液粘度变化对球塞泵球塞副泄漏量的影响[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 135-137.
Yuan Shihua, Zhang Xinjun, Hu Jibin. Influence of varying oil viscosity on leakage of ball piston pumps ball piston pair[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(4): 135-137. (in Chinese)

10 艾青林, 周华, 张增猛, 等. 轴向柱塞泵配流副与滑靴副润滑特性实验系统的研制[J]. 液压与气动, 2004, 28(11): 22-25.
Ai Qinglin, Zhou Hua, Zhang Zengmeng, et al. Development of lubricating characteristics testing system of friction pair in axial piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2004, 28(11): 22-25. (in Chinese)

11 Huang T C, Zhou S Z, Yuan X M. Reliability analysis for plunger pump fluid end based on random finite element method[J]. Advanced Materials Research, 2012, 479:1573-1577.

12 Kowalski J, Konrad P. Minimum mass design of a three-throw plunger pump[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 1992, 49(1):35-59.

13 Shute N A, Turnbull D E. Minimum power loss conditions of the pistons and valve plate in axial pumps and motors[J]. ASME Paper 63 – WA – 90, 1963; 6 – 17.

14 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京：机械工业出版社, 1980.

15 何存兴. 液压元件[M]. 北京：机械工业出版社, 1982.

Calculation Method of Minimum Length Retained in Cylinder for Swash-plate Plunger Pump Based on Energy Loss

Cheng Huanbo¹ Liu Zhifeng¹ Xie Ping² Zhan Yifei¹ Yuan He¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China
2. Guangxi Liugong Machinery Co., Ltd., Liuzhou 545007, China)

Abstract: Based on the energy loss analysis of the sliding pair between plunger and cylinder, a mathematical model of overall efficiency loss was established. Based on the principle of minimum overall efficiency loss, a calculation method of minimum length retained in cylinder was proposed. In order to ensure the plunger was not stuck during the relative movement because of friction self-locking, a strength check method of the sliding pair was proposed to validate the rationality of the calculated minimum length. And according to the strength check method, the minimum length and corresponding plunger geometry length were calculated. Under the principle of minimum loss of total efficiency, the optimum clearance of sliding pair was calculated by the strength check method. A case analyzed and verified the correctness of the calculation method, the calculated minimum length is 35 mm or 40 mm for the plunger pump used on an engineering machinery, the corresponding optimal clearance is 0.012 mm or 0.012 7 mm, and the theoretical calculated overall efficiency loss is 0.3%.

Key words: Swash-plate plunger pump Minimum length retained in cylinder Overall efficiency loss Optimum clearance

(上接第 332 页)

Topology Optimization of Continuum Structures Using Node Variable Method

Zhan Jinqing Yang Kang Huang Zhichao

(School of Mechanical and Electrical Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: A topology optimization design of continuum structures using node variable method was proposed not only to avoid the phenomenon of numerical instabilities but also to consider the manufacturing requirements. Within the defined sub-domain, the projection function independent on element mesh was adopted to represent the relationship of node design variables and node density variables. It could achieve the minimum length scale constraint of the topological solution to meet processing requirements. With the objective function developed by the minimum strain energy to meet stiffness requirement, and the volume used as the constraints, the topology optimization model of continuum structure under minimum length scale constraints was developed. The method of moving asymptotes was adopted to solve the topology optimization problem. The numerical examples indicated that the approach could avoid the phenomenon of numerical instabilities and obtain distinct topological structure which is convenient for manufacturing.

Key words: Continuum structures Topology optimization Node variable method Projection function