

CY 泵与 SPB 泵自冷却性能比较

闻德生 潘景升 吕世君 刘一山
(燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

王建春 王广怀
(邯郸钢铁公司) (哈尔滨工业大学)

摘要: 根据柱塞泵的结构原理, 采用在泵体简化图上分块划分控制体积的方法, 利用控制体积能量守恒定律, 建立 CY 泵和 SPB 泵各控制体积内工作介质温度的微分方程, 并求解出了各控制体积油液温度的时变规律。通过理论比较和样机试验证明了该方法的正确性, 为研究柱塞泵的自冷却性能开辟了一条途径。

关键词: 控制体积 能量守恒 CY 泵 SPB 泵 自冷却

中图分类号: TH322 A

0 前言

柱塞泵是中高压液压传动中不可缺少的重要元件之一, 为了提高其使用寿命, 大多数研究者在解决材料、摩擦副、支承、减噪和受力等方面做了大量的工作, 而本文从另外一个角度——泵的温度场分布对轴向柱塞泵的影响进行研究与探讨。这种采用热力学分析对闭路式与开路式轴向柱塞泵的自冷却能力进行研究的方法, 为研究柱塞泵的自冷却性能开辟了一条途径。

众所周知, 柱塞泵各摩擦副泄漏出来的油大部分以温度的形式体现在油液中, 使油液具有较高的温度。这些热油浸泡着摩擦副, 使摩擦副受热变形, 加剧磨损, 影响了泵的实际使用寿命。

1 理论结果

根据柱塞泵内热量的产生方式及热量的传递形式, 利用傅里叶定律和牛顿定律, 建立柱塞泵泵腔内油液的微分方程, 并求解得出油液温度的时变规律^[1,2]。

1.1 控制体积划分

将柱塞泵根据油液的存在状态以及摩擦副形式的不同划分为三段控制体积^[1,2]: 斜盘滑靴段、泵壳缸体段、缸体配油盘段。根据能量守恒建立油液微分方程。在求解微分方程时基于如下假设:

(1) 工作介质即油液具有常物性, 也就是说油液密度 ρ 、粘度 μ_0 、压力 p 、比定压热容 c_p 为常量,

不随时间、空间、温度变化而变化。

(2) 控制体积内油液热变换均匀, 其温度仅是时间的函数, 即 $\theta_c = \theta_c(t)$ 。

(3) 用温度平均值来描述控制体积油液温度, 忽略其内部实际上存在的温度梯度。

1.2 CY 泵各控制体积油温的时变规律

在控制体积 V_1 内有生热元件, 即斜盘滑靴副和缸体柱塞副, 从控制体积 V_1 中流出的泄漏油液流入控制体积 V_3 中, 根据能量守恒可得

$$E_1 + E_2 + E_3 - E_4 - E_5 - E_6 = E_{C_1} \quad (1)$$

式中 E_1 ——斜盘滑靴副泄漏油液产生的能量速率

E_2 ——缸体柱塞副泄漏油液产生的能量速率

E_3 ——斜盘滑靴副摩擦生热产生的能量速率

E_4 ——泵壳对流散热而损失的能量速率

E_5 ——流出控制体积 V_1 的油液本身所具有的能量速率

E_6 ——其他损失掉的能量速率(略)

E_{C_1} ——控制体积 V_1 内能的存储速率

将斜盘看作一维平壁, 将缸体、泵壳看作径向对称系统, 求解各能量速率的具体表达式, 并带入式(1)中, 可得

$$\rho c_p q_{V_1} \theta_1 + \rho c_p q_{V_2} \theta_2 + \left(\frac{1}{R_{31}} + \frac{1}{R_{32}} \right) (\theta_1 - \theta_{c_1}) - \frac{1}{R_{c_1}} (\theta_{c_1} - \theta_{c_2}) - \rho c_p q_{V_{c_1}} \theta_{c_1} = \rho c_p V_1 \frac{d \theta_{c_1}}{d t}$$

式中 q_{V_1} ——斜盘、滑靴间泄漏油液流量

q_{V_2} ——缸体、斜盘间泄漏油液流量

$q_{V_{c_1}}$ ——控制体积 V_{c_1} 流出的油液流量

θ_1 ——斜盘、滑靴间泄漏油液温度

θ_2 ——缸体、斜盘间泄漏油液温度

- θ_{c1} —— V_{c1} 体积内油液任意时刻的温度
- θ_{∞} —— 环境温度
- R_{31} —— 斜盘总热阻
- R_{32} —— 滑靴总热阻
- R_{c1} —— 泵壳 I 段总热阻

整理成标准形式并求解得

$$\theta_{c1} = \frac{q_{c1}}{p_{c1}} - \left(\frac{q_{c1}}{p_{c1}} - \theta_0 \right) \exp(-p_{c1}t) \quad (2a)$$

式中
$$p_{c1} = \frac{1}{\rho c_p V_1} \left(\rho c_p q_{V_{c1}} + \frac{1}{R_{31}} + \frac{1}{R_{32}} + \frac{1}{R_{c1}} \right)$$

$$q_{c1} = \frac{1}{\rho c_p V_1} \left(\rho c_p \sum_{i=1}^2 q_{V_i} \theta_i + \sum_{i=1}^2 \frac{\theta_i}{R_{3i}} + \frac{\theta_{\infty}}{R_{c1}} \right)$$

同理可得^[1, 2]

$$\theta_{c2} = \frac{q_{c2}}{p_{c2}} - \left(\frac{q_{c2}}{p_{c2}} - \theta_0 \right) \exp(-p_{c2}t) \quad (2b)$$

$$\theta_{c3} = \frac{A_{c3}}{p_{c3}} - \left(\frac{A_{c3}}{p_{c3}} - \frac{B_{c3}}{p_{c1} - p_{c3}} + \frac{B_{c2}}{p_{c3} - p_{c2}} - \theta_0 \right) \times \exp(-p_{c3}t) + \sum_{i=1}^2 \frac{B_{ci}}{p_{c3} - p_{ci}} \exp(-p_{ci}t) \quad (2c)$$

1.3 SPB 泵各控制体积的油温时变规律

$$\theta_{s2} = \frac{q_{s2}}{p_{s2}} - \left(\frac{q_{s2}}{p_{s2}} - \theta_0 \right) \exp(-p_{s2}t) \quad (3a)$$

$$\theta_{s3} = \frac{B_{s3}}{p_{s3}} + \left(\theta_0 - \frac{B_{s3}}{p_{s3}} - \frac{C_{s3}}{p_{s3} - p_{s2}} \right) \exp(-p_{s3}t) + \frac{C_{s3}}{p_{s3} - p_{s2}} \exp(-p_{s2}t) \quad (3b)$$

$$\theta_{s1} = \frac{E_{s1}}{p_{s1}} + \frac{F_{s1}}{p_{s1} - p_{s3}} \exp(-p_{s1}t) + \left(\theta_0 - \frac{E_{s1}}{p_{s1}} - \frac{F_{s1}}{p_{s1} - p_{s3}} - \frac{F_{s2}}{p_{s1} - p_{s2}} \right) \exp(-p_{s1}t) + \frac{F_{s2}}{p_{s1} - p_{s2}} \exp(-p_{s2}t) \quad (3c)$$

2 性能比较

2.1 中高压工况下自冷却性能的比较

前面已经推导出了中高压工况下, CY 泵和 SPB 泵存油腔中油液温升的时变规律。为了便于对两种轴向柱塞泵进行准确的分析比较, 这里假定 SPB 泵和 CY 泵规格相同, 且工作在相同的使用环境、

相同工况下。我们知道, 油液温升以泵壳温升的形式显示出来, 所以应首先从泵壳的外表面平均温度的最大值进行分析。根据参考文献[1, 2]的式(12b)可得

$$\theta_{p_{1c2m}} = \frac{R_{y1} + R_{d1}}{R_{z1}} \theta_{\infty} + \frac{R_{k1}}{R_{z1}} (\theta_0 + \Delta\theta_{c2m}) \quad (4a)$$

$$\theta_{p_{2c2m}} = \frac{R_{y2} + R_{d2}}{R_{z2}} \theta_{\infty} + \frac{R_{k2}}{R_{z2}} (\theta_0 + \Delta\theta_{c2m}) \quad (4b)$$

$$\theta_{p_{3c2m}} = \frac{R_{y3} + R_{d3}}{R_{z3}} \theta_{\infty} + \frac{R_{k3}}{R_{z3}} (\theta_0 + \Delta\theta_{c3m}) \quad (4c)$$

$$\theta_{p_{1s2m}} = \frac{R_{y1} + R_{d1}}{R_{z1}} \theta_{\infty} + \frac{R_{k1}}{R_{z1}} (\theta_0 + \Delta\theta_{s1m}) \quad (5a)$$

$$\theta_{p_{2s2m}} = \frac{R_{y2} + R_{d2}}{R_{z2}} \theta_{\infty} + \frac{R_{k2}}{R_{z2}} (\theta_0 + \Delta\theta_{s2m}) \quad (5b)$$

$$\theta_{p_{3s2m}} = \frac{R_{y3} + R_{d3}}{R_{z3}} \theta_{\infty} + \frac{R_{k3}}{R_{z3}} (\theta_0 + \Delta\theta_{s3m}) \quad (5c)$$

- 式中 $\theta_{p_{ic2m}}$ —— CY 泵第 i 段泵壳外表面最高温度
- $\theta_{p_{is2m}}$ —— SPB 泵第 i 段泵壳外表面最高温度
- θ_0 —— $t=0$ 时刻油液温度
- $\Delta\theta_{c2m}$ —— CY 泵第 i 段最高温升幅度
- $\Delta\theta_{s2m}$ —— SPB 泵第 i 段最高温升幅度
- R_{y_i} —— 油液对第 i 段泵壳的对流热阻
- R_{d_i} —— 第 i 段泵壳传导热阻
- R_{k_i} —— 空气对第 i 段泵壳的对流热阻
- R_{z_i} —— 第 i 段泵壳总热阻

与 CY 泵相比, SPB 泵能够降低泵壳体内油液的温度, 提高使用寿命, 是因为 SPB 泵本身能够实现自冷却和自润滑。这一点可以从最高温升幅度 $\Delta\theta_m$ 表达式中一目了然^[1, 2]。同时我们还可以求得两种泵各控制体积油液的最高温升幅度比。

$$\frac{\Delta\theta_{s2m}}{\Delta\theta_{c2m}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \Delta W_i}{\Delta W_1 + \Delta W_2} \frac{q_{V_{c1}}}{q_{V_{s1}}} \quad (6a)$$

$$\frac{\Delta\theta_{s2m}}{\Delta\theta_{c2m}} = \frac{q_{V_{c2}}}{q_{V_{s2}}} \quad (6b)$$

$$\frac{\Delta\theta_{s3m}}{\Delta\theta_{c3m}} = \frac{\Delta W_3 + \Delta W_4}{\sum_{i=1}^4 \Delta W_i} \frac{q_{V_{c3}}}{q_{V_{s3}}} \quad (6c)$$

对于同规格的 SPB 泵和 CY 泵, SPB 泵自冷却流量远大于 CY 泵外泄流量, 即因为

$$q_{V_{s_1}} \gg q_{V_{c_1}}; q_{V_{s_2}} \gg q_{V_{c_2}}; q_{V_{s_3}} \gg q_{V_{c_3}}$$

所以

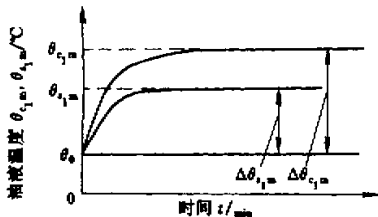
$$\Delta\theta_{s_{1m}} \ll \Delta\theta_{c_{1m}}; \Delta\theta_{s_{2m}} \ll \Delta\theta_{c_{2m}}; \Delta\theta_{s_{3m}} \ll \Delta\theta_{c_{3m}}$$

同理推得

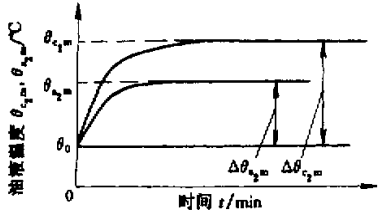
$$\theta_{p_{1s_{2m}}} < \theta_{p_{1c_{2m}}}; \theta_{p_{2s_{2m}}} < \theta_{p_{2c_{2m}}}; \theta_{p_{3s_{2m}}} < \theta_{p_{3c_{2m}}}$$

因此, 得到的结论是在中高压工况下 SPB 泵自冷却性能优于 CY 泵。

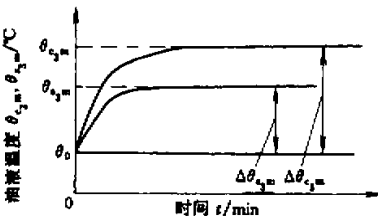
将两种泵同一控制体积的油液温升变化曲线在同一直角坐标下表示出来, 如图 1 所示。



(a) CY 泵与 SPB 泵控制体积 V_1 中油液温度



(b) CY 泵与 SPB 泵控制体积 V_2 中油液温度



(c) CY 泵与 SPB 泵控制体积 V_3 中油液温度

图 1 CY 泵与 SPB 泵油温对比图

这说明, 对同一控制体积 CY 泵的最高油温高于 SPB 泵。

2.2 低压输出工况两种泵自冷却能力的比较

所谓低压输出工况是指当轴向柱塞泵出口压力 p_s 与泵壳内油液压力 p_0 之差 Δp 小于 8 MPa, 使得各对摩擦副泄流量很小, 甚至为零时泵的工作状况。

低压输出工况分以下两种情况:

$\Delta p < 8$ MPa, 斜盘倾角 $\beta \neq 0$ 时, 称为低压大流量工况。

$\Delta p < 8$ MPa, 斜盘倾角 $\beta \rightarrow 0$ 时, 称为低压小流量工况。

2.2.1 低压大流量工况

对于 CY 泵, 在低压大流量工况下时, 虽然设有外部泄漏回油管路, 但由于此时外部泄漏量 $\Delta q_V = 0$, 泵壳与缸体之间的存油腔中的油液被封闭。由于缸体的高速旋转, 将产生粘性摩擦功率损失, 并以存油腔油液内能形式储存起来, 表现为存油腔油液温度急剧上升。这种现象称之为自搅发热现象。

如果忽略泵壳体传热等损失, 认为存油腔内油液的粘性摩擦功率损失 ΔW_4 全部转变成封闭油液的内能, 并认为油液温度 θ_c 只与时间有关, 则

$$\Delta W_4 = \rho c_p V_0 \frac{d\theta_c}{dt} \quad (7)$$

所以

$$\theta_c = \theta_0 - \frac{\Delta W_4}{\rho c_p V_0} t \quad (8)$$

由式(8)可知, θ_c 与 t 的关系是线性的, θ_c 随时间呈直线上升。

事实上, 自搅发热的现象自始至终存在于 CY 泵的每一个工况, 只不过在其他工况, 如 $\Delta p > 8$ MPa 时, 油液存在泄漏现象, 存油腔中油液能够流动, 故有一部分热量能够进行热传递, 其温升随时间直线变化不明显。

对于 SPB 泵, 由于采用开放式自冷却、自润滑、双流道供油等方案, 完全解决了低压大流量工况下的自搅发热问题。虽然在该工况下各摩擦副的泄流量 $\Delta q_V = 0$, 但是并不影响 SPB 泵的自冷流量 $\Delta q_{V_{S0}}$, 也就是说, 在该工况下, SPB 泵各控制体积自冷却流量均为 $\Delta q_{V_{S0}}$, 故仍能达到预期的冷却效果。

由以上分析知, 在低压大流量工况下, SPB 泵完全优于 CY 泵。

2.2.2 低压小流量工况

对于 CY 泵, 在低压小流量工况时与低压大流量工况相同, 将产生自搅发热现象。

对于 SPB 泵, 当 $\beta \neq 0$ 时, 即在 $\Delta q_{V_{S0}} \neq 0$ 时, 泵则自冷却。也就是说, 只要泵的 $q_i > 0$, SPB 泵就有进油, 有进油就必然有一部分被分去参加泵的自冷却, 使得腔内油液温度不会随时间呈直线上升趋势。

需要指出的是, 无论哪种泵在 $\beta = 0, \Delta q_i = 0$ 时都不能解决自搅发热问题。这时的前提条件是压力不高, 或趋于零。

2.3 零流量输出工况自冷却性能的比较

这里所说的零流量输出工况,是指在轴向柱塞泵的输出压力 p_s 与泵壳腔内油液的压力 p_0 之差大于 8 MPa, 而斜盘的倾角 $\beta \rightarrow 0$ 时,即输出流量很小,甚至为零时泵的工作状态。

在这个工况下,如前所述,CY泵各种参数均与中高压工况相同,这时泄漏回油起一部分冷却作用,可以带走一部分热量,油液温度不会随时间呈直线上升趋势。但应当指出,对于整个泵来讲,它不是纯零流量。同时也相当于有一个与泄漏量相同的小泵在给这个泵进行冷却。

在这种工况下,SPB泵由于没有泄漏回油管,且内部自冷却流量 $\Delta q_{V30} = 0$,缸体与壳体内油液被封闭,产生自搅发热现象,泵壳温度随时间呈直线上升趋势。但是,这里需要指出,实际当中将泵如此使用是没有意义的,也就是说在实际中泵不应工作在这种工况下。

3 CY泵与SPB泵自冷却试验比较

前面求出CY泵与SPB泵油液温度的时变规律。并在各种工况下进行了具体分析,下面将通过试验对其理论分析进行验证。

3.1 理论结果

闭路式轴向柱塞泵以 25CY14-1B 型为例,根据式(2c),忽略热传导、噪声及油液压缩影响,并代入具体数值可得

$$\theta_{c_3} = \theta_0 + 20.96 - 15.45 \exp(-0.16t) -$$

$$10.42 \exp(-0.055t) + 2.81 \exp(-1.05t) \quad (9)$$

从上式可知,25CY14-1B型轴向柱塞泵最高温升幅值为

$$\Delta \theta_{c_{3m}} = \theta_{c_{3m}} - \theta_0 = 20.96^\circ\text{C} \quad (10)$$

若将具体数值带入式(4c),则可得出25CY14-1B泵泵壳 III 段外表面最高温度理论结果

$$\theta_{p_{32m}} = 0.090 \theta_\infty + 0.91 \theta_{c_{3m}} \quad (11)$$

同理可得

$$\theta_{s_3} = \theta_0 + 10.52 - 1.12 \exp(-2.51t) -$$

$$9.4 \exp(-0.25t) \quad (12)$$

$$\Delta \theta_{s_{2m}} = \theta_{s_{2m}} - \theta_0 = 10.52 \quad (13)$$

$$\theta_{p_{32m}} = 0.090 \theta_\infty + 0.91 \theta_{s_{2m}} \quad (14)$$

由式(11)和式(14)可求两种泵的泵壳 III 段外表面平温度之最大差值为

$$\Delta \theta_{p_{32m}} = \theta_{p_{32m}} - \theta_{p_{32m}} = 0.91(\theta_{c_{3m}} - \theta_{s_{2m}}) = 9.5^\circ\text{C} \quad (15)$$

上式说明 25SPB 泵泵壳 III 段外表面温度比 25CY14-1B 泵泵壳 III 段外表面温度低 9.5℃。

3.2 试验结果

在额定工况下,即额定压力 $p_s = 32$ MPa, 额定转速 $n = 1500$ r/min, 额定排量 $q_v = 25$ ml/r 及环境温度 $\theta_\infty = 14^\circ\text{C}$ 的情况下,所测得的实测数据见下表所示。

表 测试数据记录表

时间 t/min	CY泵 泵内温度 $\theta_{c_3}/^\circ\text{C}$	CY泵 泵壳温度 $\theta_{p_{32}}/^\circ\text{C}$	SPB泵 泵内温度 $\theta_{s_3}/^\circ\text{C}$	SPB泵 泵壳温度 $\theta_{p_{32}}/^\circ\text{C}$	泵口温度 $\theta_0/^\circ\text{C}$	环境温度 $\theta_\infty/^\circ\text{C}$
1	62	58	54	50	50	14
3	64	59	57	54	50	14
5	68	62	58	54	50	14
10	68	63	59	54	50	14
15	70	64	59	54	50	14
20	69	63	59	56	50	14
25	67	62	60	55	50	14
30	69	63	58	54	50	14
35	68	62	59	55	50	14
40	69	63	60	56	50	14
45	68	62	60	55	50	14
50	70	63	59	54	50	14
55	69	63	60	54	50	14
60	70	64	59	54	50	14

分别作出 5CY14-1B 型泵、25SPB 型泵控制体积 V_3 自冷却曲线、温升曲线及与壳体外表面温度的关系曲线在直角坐标系下的变化情况,如图 2、图 3 所示。

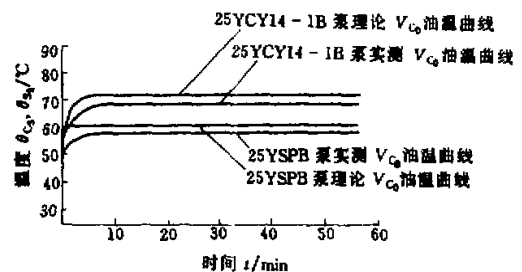


图 2 控制体积 V_3 内自冷却曲线比较

由图 2 和图 3 可知:

(1) 两种类型泵自冷却实测曲线与理论曲线基本吻合。25CY14-1B 泵最高油温 69°C , 理论值为 70.96°C , 误差为 $\delta = 1.96^\circ\text{C}$, 25SPB 泵最高油温 59°C , 而理论值为 60.52°C , 误差为 $\delta = 1.52^\circ\text{C}$ 。25SPB 泵最高油温比 25CY14-1B 泵下降 10°C , 与理论值 10.44°C 相比, 误差为 $\delta = 0.44^\circ\text{C}$ 。

(2) 两种泵泵壳外表面温度和油温的实测关系曲线与理论关系曲线基本吻合。25CY14-1B 泵外表面最高温度为 64℃, 理论值为 65.83℃, 误差为 $\delta=1.83$ ℃; 25SPB 泵泵壳外表面最高温度为 56℃, 理论值为 56.33℃, 误差为 $\delta=0.33$ ℃; 25SPB 泵壳体外表面最高温度比 25CY11-1B 泵最高温度下降 9℃, 与理论值 9.5℃相差 $\delta=0.5$ ℃。

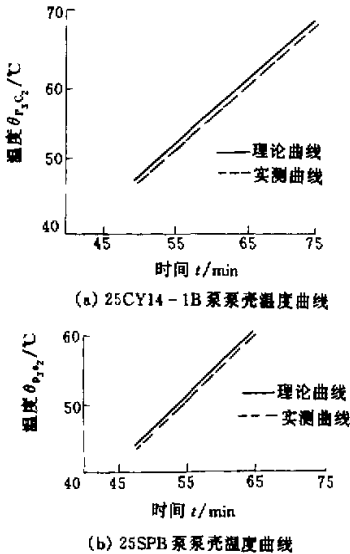


图 3 理论曲线与实测曲线的对比

3.3 误差分析

从实际结果可以看出, 实测结果与理论结果存在着一定的误差, 误差主要包括理论误差和测试误差两部分。

(1) 理论误差 建立两种类型的轴向柱塞泵控制体积的油液温升数学模型时, 都是基于假定流体具有常物性, 即流体密度 ρ 、粘度 μ 、比定压热容 c_p 及压力 p_s 为常数以及控制体积内油液传热均匀等, 这与实际流体的情况必然存在误差。此外, 在求解控制体积油液微分方程及结果分析中, 忽略了与控制体积接触的泵壳壁面热传导的影响及噪声、振动等损失的影响, 因此, 测试结果比理论值略低。

(2) 测试误差 它表现为测试仪表本身的误差以及测试者读数的误差, 加之测试点不同造成的误差等。

以上是造成理论与实测曲线误差的主要原因。

4 结论

通过热力学分析及实验测试, 充分反映了 SPB 泵的自冷却性能远远好于 CY 泵。以试验测试结果

作为参考, 可以证明本文中将配油盘、斜盘看作一维平壁, 将缸体、泵壳看作径向对称系统, 采用傅立叶定律和牛顿定律进行传热流分析, 建立油液温度微分方程并求解的这种热力学分析法是一种可行的分析方法, 同时也为研究柱塞泵的温升和自冷却性能开辟了一条途径。

参 考 文 献

- 1 潘景昇, 闻德生, 吕世君, 等. CY 泵自冷却分析. 燕山大学学报, 2001, 25(2): 110~117
- 2 潘景昇, 闻德生, 吕世君, 等. SPB 泵自冷却分析. 燕山大学学报, 2001, 25(4): 316~321
- 3 雷天觉主编. 液压工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 4 曾祥荣, 叶文炳, 吴玮容, 等. 液压传动. 北京: 国防工业出版社, 1980
- 5 徐绳武. 柱塞式液压泵. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 6 闻德生. 开路式轴向柱塞泵的研究. 机械工程学报, 1987, 23(2): 74~77

COMPARISON OF SELF-COOLING OF CY PUMP AND SPB PUMP

Wen Desheng Pan Jingsheng

Lü Shijun Liu Yishan

(Yanshan University)

Wang Jianchun

(Handan Steel Company)

Wang Guanghuai

(Harbin Institute of Technology)

Abstract: Based on the principle of pump structure, adopting the method of dividing controlled volume on the pump skeleton diagram, It is established the differential equation of the actuating medium's temperature for each controlled volume in the pumps of type CY and SPB in compliance with the law of energy conservation of controlled volume, and it is obtained the rule of temperature variation with time by finding the solution and finally makes analysis and comparison of the self-cooling performance for the pump of type CY and SPB

Key words: Controlled volume Energy conservation

CY pump SPB pump Self-cooling

作者简介: 闻德生, 男, 1954 年出生, 教授, 从事新型液压元件和液压传动的新型应用领域研究, 国家级突出贡献专家, 首批国家级政府津贴专家, 曾获国际、国内发明奖和科技进步奖等 20 多项, 专利 10 多项, 发表论文 50 多篇。

CY泵与SPB泵自冷却性能比较

作者: [闻德生](#), [潘景升](#), [吕世君](#), [刘一山](#), [王建春](#), [王广怀](#)
 作者单位: [闻德生,潘景升,吕世君,刘一山\(燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066004\)](#), [王建春\(邯郸钢铁公司\)](#), [王广怀\(哈尔滨工业大学\)](#)
 刊名: [机械工程学报](#) **ISTIC EI SCI PKU**
 英文刊名: [CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING](#)
 年, 卷(期): 2002, 38(9)
 引用次数: 3次

参考文献(6条)

1. [潘景升, 闻德生, 吕世君, 王建春](#) [CY型泵自冷却分析](#) [期刊论文]-[燕山大学学报](#) 2001(2)
2. [潘景生, 闻德生, 吕世君, 王建春](#) [SPB型泵自冷却分析](#) [期刊论文]-[燕山大学学报](#) 2001(4)
3. [雷天觉](#) [液压工程手册](#) 1989
4. [曾祥荣, 叶文炳, 吴沛荣](#) [液压传动](#) 1980
5. [徐德武](#) [柱塞式液压泵](#) 1982
6. [闻德生](#) [开路式轴向柱塞泵的研究](#) 1987(2)

相似文献(9条)

1. 期刊论文 [潘景生, 闻德生, 吕世君, 王建春](#) [SPB型泵自冷却分析](#) -[燕山大学学报](#)2001, 25(4)
 根据泵的结构原理, 采用在泵体简化图上分块划分控制体积的方法, 利用控制体积能量守恒定律, 建立SPB泵各存油腔内工作介质温度的微分方程, 并求解得出温度的时变规律, 进而定量分析SPB泵的自冷却性能。
2. 学位论文 [王蕊](#) [注塑成型三维流动模拟](#) 2004
 熔体的流动行为直接影响塑件的最终质量, 对流动过程进行数值模拟, 可以预测熔体在充填阶段的压力场、速度场、温度场的分布和变化规律, 工艺条件、塑料的物性参数对成型质量的影响, 浇注系统和产品设计是否合理, 从而找出可行的或最优的设计方案, 避免在模具加工完成后反复试模产生的浪费。该文系统研究了中面流动模拟的理论、方法, 分析了在模拟复杂流动方面的不足; 依据经典流体力学的理论建立了三维流动分析的数学模型, 导出了变分方程和求解方法; 针对速度场、压力场耦合求解的困难, 提出了迭代求解的方法。主要工作包括: (1) 从粘性流体力学的质量、动量、和能量守恒原理出发, 针对塑料注射成型的特点, 建立了三维流动分析的控制方程、初始条件、边界条件, 导出了对应的变分方程。使用Galerkin方法离散变分方程, 分析了离散速度场、压力场所用的插值函数的性质, 建立了有限元求解的代数方程组。(2) 由于离散后的方程组系数矩阵对称但不正定, 一般采用预处理的共轭梯度法求解, 但这种方法收敛困难, 初值难以确定。该文对Galerkin方法离散的变分方程进行了修改, 导出了关于压力场的拟Poisson方程, 用迭代法独立地求解连续性方程、动量方程, 并进行速度——粘度迭代求出最终的压力场、速度场, 这种方法可以提高数值方法的稳定性, 降低计算所需要的内存。(3) 用隐式格式及“上风”法离散能量方程, 避免了直接使用Galerkin方法求解能量方程容易引起的温度场的振荡。采用控制体积法确定熔体前沿, 充填因子用Patrov-Galerkin方法计算。
3. 期刊论文 [易贤, 朱国林](#) [考虑传质传热效应的翼型积冰计算](#) -[空气动力学学报](#)2004, 22(4)
 本文采用计算流体力学的方法对NACA0012翼型前缘涉及传质传热效应的glaze ice积冰进行了预测。在流场计算中, 用有限体积法对二维定常不可压缩粘流的时均N-S方程进行离散求解; 采用四阶龙戈-库塔(RK)法求解水滴运动方程; 通过求解在翼型表面控制体积内积冰过程中所遵循的质量和能量守恒方程, 并且假定冰沿着与当地翼型表面法向一致的方向增长, 来预测积冰的形状。文中同时对对有glaze ice冰翼型的气动特性进行了计算与分析。
4. 会议论文 [朱国林, 易贤](#) [考虑传质传热效应的翼型积冰计算](#) 2003
 本文采用计算流体力学的方法对NACA0012翼型前缘涉及传质传热效应的Glaze ice积冰进行了预测。在流场计算中, 用有限体积(FV)法对二维定常不可压缩粘流的时均N-S方程进行离散求解; 采用四阶龙戈-库塔(RK)法求解水滴运动方程; 通过求解翼型表面控制体积内积冰过程中所遵循的质量和能量守恒方程, 并且假定冰沿着与当地翼型表面法向一致的方向增长, 以此来预测积冰的形状。文中同时对对有Glaze ice冰翼型的气动特性进行了计算与分析。
5. 学位论文 [周艳荣](#) [超大型弯管内烟气流场的实验研究及数值模拟](#) 2007
 煤炭气化管理系统, 电厂、钢厂等烟道系统中的弯曲管道都存在严重的积灰和磨损问题。积灰不仅影响传热, 还可能堵塞烟道造成事故, 而且粉尘冲击壁面也减少了设备的使用寿命。寻求一种较传统解决方案更为科学、合理的方法具有非常重要的现实意义。流动、传热传质和燃烧过程的计算机模拟是世界上近二十年发展起来的一门应用科学。它以计算机为桥梁, 把基本理论、模拟实验和装置设计三者有机的结合起来, 开辟物理法直接指导实验和设计工作的途径, 使设计极其优化在更大程度上依赖于合理的计算。因此, 计算机模拟技术是解决工程实际问题的一个有效方法。本文应用计算流体力学(CFD)软件中的Phoenix软件对弯管内的气固两相流进行了数值模拟。本文采用理论分析、实验测量和数值模拟相结合的研究方法。首先, 根据实际流动简化数学模型, 并列出其质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程、 $\kappa-\epsilon$ 方程, 建立起数学模型; 其次, 将实验室实测数据作为数值模拟时的边界条件, 并用实验来验证模拟时所建立的力学和数学模型的合理性; 再次, 将控制方程在控制体积内离散, 采用有限容积法将方程离散; 最后, 应用Phoenix软件划分计算网格, 选择两相流IPSA模型, 设置适当的参数进行数值模拟计算。实验及模拟的结果表明, 流场分布不均的确是管道积灰和磨损问题产生的主要原因, 这是因为气固两相流体在通过弯曲管道时, 由于离心力和惯性等力的作用, 气体和颗粒两相发生分离, 颗粒相向管道的外侧壁移动, 在外侧壁面与水平方向成 $30^{\circ}-60^{\circ}$ 夹角的范围是磨损最为严重的区域。不加导流板时, 弯管内侧速度高于外侧, 而压强则低于外侧, 流场分布极其不均。在弯头部位加装导流板, 可以将弯头分割成两个或多个小的流通管道, 使每个管道之间的内侧弧与外侧弧之间的半径差减小, 也就减少了离心力的作用, 改变了固相的沉降过程和运动轨迹, 使每个流通管道的压力和速度分布趋向均匀, 从而起到了均匀气流的作用。
6. 期刊论文 [潘景升, 闻德生, 吕世君, 王建春, Pan Jingsheng, Wen Desheng, Lu Shijun, Wang Janchun](#) [CY型泵自冷却分析](#) -[燕山大学学报](#)2001, 25(2)
 采用在泵体简化图上分块划分控制体积的方法, 利用控制体积能量守恒定律, 求解各控制体积油液温度的瞬时变化规律, 定量分析CY型轴向柱塞泵的自冷却性能。这种方法还运用于其它泵。
7. 期刊论文 [刘昆, 张育林, Liu Kun, Zhang Yulin](#) [一维可压缩流的有限元状态空间模型](#) -[推进技术](#)1999, 20(5)

通过引入位置交错的控制体单元—状态单元和速度单元,对其分别应用质量、能量守恒方程和动量守恒方程,建立了一维可压缩流的有限元状态空间模型,模型单元边界条件的处理方式简单有效,适用于处理任意的物理边界条件.与分析解的比较表明该模型是精确的.

8. 期刊论文 [闻德生,潘景昇,吕世君,王建春,潘雷 A4V闭路式泵自冷却分析—液气动与密封](#)2003(2)

本文以A4V泵为例,采用在泵体简化图上划分控制体积的方法,利用控制体能量守恒定律,求解各控制体液压油温度的瞬时变化规律,定量分析闭路式轴向柱塞泵的自冷却性能.这种方法还适用于其它泵.

9. 学位论文 [曹玉翡 MORTAR有限元方法及其多孔介质中两相流的分相流动形式的研究](#) 2007

随着计算数学的快速发展,采用区域分裂思想的离散方法正成为解决具有复杂区域或复杂过程的现实生活问题的强有力的工具,且能对大规模问题进行高性能计算. Mortar有限元方法就是一种区域分裂方法,它允许不同的物理模型、数值格式和不匹配网格在计算区域的内交界面处的耦合. 这为近似带有剧烈变化的扩散系数、局部各向异性或奇异性、以及在不同于区域上主导过程不同(例如对流占优或扩散占优过程)的问题提供了优势. 该方法最早由Bernardi、Maday和Patera在[12]中对Poisson问题提出,是一种把有限元近似和谱元近似结合起来的新技术. Belgacem和Maday在[9]中将其推广到三维情形. 在不失稳定性的情况下,放宽子区域顶点处的连续性限制, [12]中的原方法发展成如今被广泛使用和分析的标准mortar有限元方法. 标准方法包含两种形式:非协调的形式,例如Marcinkowski[47]或[48];和鞍点形式,它由Belgacem在[8]中提出,也被称作带有Lagrange乘子的mortar有限元方法. 在[66]中, Wohlmuth提出了更易于在交界面实施匹配条件的修正的Lagrange乘子空间,即对偶空间. 具体内容,参见Wohlmuth[67]. 最初, mortar有限元方法是基于计算区域的非重叠子区域的分解构造的. 该区域分解有两种形式:几何协调形式,即在二维情形下两个不同的闭子区域的交集是空集、一个顶点或是一条边,见图1(左);否则,是几何非协调形式,见图1(右). 此外, Cai等在[18]中考虑了重叠子区域的情形. 求解由mortar有限元方法得到的代数系统的不同算法可参见Achdou、Maday和Widlund[2], Casarin和Widlund[23], Gopalakrishnan和Pasciak[37], Wohlmuth[68]等. 另外, mortar有限元还可以与自适应方法结合,例如Bergam等[10], Betnardi和Tttech[11];与有限元方法结合,如Ewing等[35], Bi和Li[13];与混合有限元方法结合,参见Arbogast等[4] Wheeler和Yotov[65]等. 本篇论文中,我们在第一章着重研究基于鞍点形式的mortar有限元方法,在第二章中研究基于非协调正定形式的mortar有限元方法. 有限元方法是一种可以局部保持原问题的物理守恒律的离散技巧. 因此它在计算流体力学中很受欢迎,因为该领域研究的偏微分方程产生于质量、动量和能量守恒律. 与早期的有限元法相比,有限元方法结合了有限差分法和有限元方法的技巧,可用于一般的三角形和四边形网格,且允许更一般的控制体积的构造(例如: [19, 20, 29, 36, 41, 45]). 它综合了两种方法的优点,包括简单的离散格式、良好的精确性和离散的局部质量守恒,一个对许多应用问题非常重要的性质. 本篇论文的研究目的和结构如下.

多孔介质的研究广泛出现于我们的日常生活中,从污水处理、纸张(原片、女士卫生巾等)制造、石油开采、深层地质岩层中的二氧化碳贮藏到医学领域,如人体内血液流动过程的研究. 这些问题引起许多研究人员(来自工程、数学、物理、生物等领域)的兴趣,因为它们解决技巧的改善与我们的生活质量息息相关.

一方面, mortar有限元方法因其灵活性和进行大规模并行计算的潜力而成为研究热点. 例如,地下水流动所处的多孔介质通常情况下是非均匀的土壤. 非均匀性对流动行为和过程有着重要的影响. 然而,很难用标准的协调数值方法描述非均匀性. 因此, mortar有限元方法被用来解决这一困难,即把具有不同渗透率的整个区域上的非均匀问题分解为具有同一种土壤性质的子区域上的均匀子问题,对不同于问题可采用适当的离散技巧. 另一方面,有限元方法在计算流体力学领域很受欢迎,因为它可保持原问题的性质,即满足离散的局部质量守恒,这对许多应用的离散方法而言是最重要的特性.

鉴于以上两个原因,本文的第一个目的是对简单模型研究mortar有限元方法,包括第一章中的稳态椭圆问题和第二章中的与时间相关的抛物线问题. 进而,我们可以在将来的工作中基于对简单模型的理论分析考虑采用该方法来处理多孔介质的应用问题,因为mortar有限元方法的灵活性和局部守恒性的优势. 对这些应用非常具有吸引力. 本文的第二个研究目的源于把mortar有限元方法应用到多孔介质中的多相流问题,起初,应用到两相流问题的想法. 对两相流有两种主要的数学形式. 一种是完全耦合形式;另一种是分相流动形式,它由两个弱耦合方程组成——椭圆或抛物的压力方程和对流—扩散的饱和度方程,具体请见第三章. 近年来,有大量文献致力于椭圆(如: Marcinkowski[47], Belgacem[8])、抛物(如: Chen和Xu[27], Bergam等[10])和对流—扩散问题(如: Bourgalet和Boukili[14], Achdou[1])的mortar有限元方法的研究. 但是,我们目前还没有见到针对完全耦合形式中的强耦合、抛物型方程组的mortar有限元方法的存在. 所以,在本文第三章,为了起初保持模型简单,我们考虑并研究了在—定假设下的两相流的分相流动形式. 实际上,对分相流动形式的全面理解将有助于我们在今后的工作中对多孔介质的研究建立适当的mortar有限元方法. 于是我们对分相流动形式的比较研究给出一个具体的研究动机. 基于第三章的局部动机,根据两种不同数学形式的区别,我们对分相流动形式提出了更多的自适应可能性. 此外,将分相流动形式和采用间断Galerkin方法的飞行时间的计算相结合,给出弱耦合系统的另一个应用. 全文共分三章.

第一章着重研究二阶椭圆边值问题基于局部协调 P_1 有限元的带有Lagrange乘子的mortar有限元方法的精确性. 这里,我们分析了Ewing等在[35]中提出的一种mortar有限元格式,该格式在各子区域上采用有限元近似,而在交界面上采用Lagrange乘子的有限元方法. 我们陈述并严格证明了两个主要的理论结果. 一是给出格式的一般 L^2 误差估计,它说明了离散解的收敛率对精确解和源项 f 的正则性的依赖. Ewing等在[35]中仅给出 L^2 误差的一些数值实验,但没有证明. 我们的分析表明只有当 $f \in H^k$ $\beta \geq 1$ 时,误差估计才能达到最优. 由于有限元方法的构造,对 f 额外的光滑性要求是必要的. 二是在最小正则性假设下给出离散解的一致收敛. 我们目前还没有见到针对mortar有限元方法的一致收敛性的研究. 这一章的结果已经在Cao和Rui[21]中发表. 在第二章,我们对抛物问题构造并分析了两种全离散的对称mortar有限元格式,即在空间上采用基于非协调的Crouzeix-Raviart (CR)元的mortar有限元离散,在时间上采用向后Euler或Crank-Nicolson离散. Bi和Li在[13]中对椭圆问题提出了基于CR元的mortar有限元格式,然而,我们目前还没有见到针对抛物问题的此类结果. 此外,我们提出的两个格式是标准mortar有限元方法的修正,即满足离散代数系统的对称性. 这一性质很重要,因为求解大规模线性代数方程组的许多有效算法,例如共轭梯度法,都依赖于离散代数系统的对称性,且在许多情况下,该性质是交互作用的基本物理原理. 为了得到离散格式的误差估计,我们给出一个Ritz投影算子和一个对称的mortar有限元算子,并建立了一些辅助引理,以获得收敛性分析所需的两个算子的性质. 在本章的最后一节,陈述并证明了两个主要的定理,即定理2.1和定理2.2. 它们分别对向后Euler和Crank-Nicolson对称mortar有限元格式给出最优的离散 L^2 (H^1) 误差估计. 第三章针对多孔介质中两相流的分相流动形式给出系统的和比较的研究.

引证文献(3条)

1. [闻德生,潘景昇,吕世君,闻佳 CY泵提高性能指标的新方法和降噪措施](#)[期刊论文]-[起重运输机械](#) 2005(03)
2. [闻德生,潘景昇,吕世君,闻佳,朱学军,李慧琴,谢启文 提高轴向柱塞泵性能指标的新方法](#)[期刊论文]-[流体传动与控制](#) 2004(05)
3. [闻德生,潘景昇,吕世君,闻佳,朱学军,赵文学,潘雷,贾学,胡朝备 主动滚压式液压全自动钢板打印机的研究及应用](#)[期刊论文]-[宽厚板](#) 2004(04)