

太阳能斯特林机热交换器动态 流阻损失数值分析

曾俊,彭佑多,戴学,肖蓉

(湖南科技大学 机械设备健康维护省重点实验室,湖南 湘潭 411201)

摘要:建立了太阳能斯特林机热交换器流阻损失方程,确定了其内工质流速和质量流率与转角的内在联系,开展了热交换器动态流阻损失数值计算,得到了回热器、加热器和冷却器动态流阻损失特性及其与热交换器参数的关系.研究表明:回热器、冷却器、加热器流阻功率损失比例分别为65.5%,19%和15.5%.回热器内流阻损失随丝网目数的增加而增大,随丝网孔隙率的增加而减小;冷却器内正、反向流阻损失峰值分别出现在转角 100° 和 270° 附近,且反向峰值更大;加热器内流阻损失曲线在横轴两侧不对称,正、反向峰值分别在转角 144° 和 300° 位置取得,且正向峰值大于反向峰值;同时在加热器和冷却器中,管径对流阻损失的影响均更显著.

关键词:斯特林热机;热交换器;流阻损失;数值计算

中图分类号:TH4 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2015)02-0033-07

Numerical analysis of dynamic flow resistance loss in solar power Stirling engine's heat exchanger

Zeng Jun, Peng Youduo, Dai Xue, Xiao Rong

(Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment, Xiangtan 411201, China)

Abstract: The flow resistance loss equations were built, that of solar power Stirling engine heat exchanger, and internal connection between the working medium speed was determined, mass flow rate and rotation angle, the heat exchanger numerical calculation of dynamic flow resistance loss was carried out, and the relationship was obtained that between different parameters and dynamic flow resistance loss in heat exchanger. Research shows that the mechanical power loss in regenerator, heater and cooler each accounted for 65.5%, 19% and 15.5%. In regenerator the flow resistance loss increase with the rise of screen mesh number, decreases with the rise of mesh porosity. The peak of positive and reverse flow resistance loss in cooler appeared near the angle 100° and 270° respectively, and reverse is greater than the positive. Inside the heater, flow resistance loss curve asymmetry on each side of the horizontal axis, positive and reverse peak at angle 144° and 300° respectively, and positive peak is greater than the reverse. Effect of pipe diameter on the flow resistance loss both in the heater and cooler are more significant.

Keywords: Stirling engine; heat exchanger; flow resistance loss; numerical calculation

太阳能斯特林机热交换器由加热器、冷却器和回热器组成,是斯特林热机工质高速流经的通道.工质在热交换器内的流动非常复杂,并伴随着流动阻力与压力损失,大大降低了热机的输出功率^[1-2].因此,研

究热交换器内流阻损失及压力特性十分必要. 许多学者从不同角度对热交换器内压力特性开展了研究, 汪健生等人^[3]用数值模拟方法对斯特林回热器压力特性进行分析, 得到回热器出入口平均压损随目数的变化规律. 李铁等人^[4]结合实验对热交换系统内压力传递变化特性进行了研究, 验证了采用施密特法分析的腔内压力动态. 高瑶等人^[5]采用“有限时间热力学”法对斯特林机存在流阻时的功率进行分析, 结果表明流阻主要产生于热交换器中, 且其造成的功率损失达 20%. 此外, 张晓青^[6]从实验角度, 对振荡流下回热器动态压降特性进行研究, 为回热器的设计提供了依据. Zhao^[7]通过对内封有丝网填料的圆形管道在振荡流下的实验分析, 得到其内动态压降与雷诺数及无量纲管长的关系.

可见, 以上学者得到的多是关于斯特林机热交换器平均压降或实验条件下腔内压力变化规律等的结论. 然而控制热交换器功率损失及提高其效率, 需掌握换热器内动态流阻损失规律, 而恰恰这方面研究仍然较少. 因此, 本文通过建立热交换器动态流阻损失方程, 确立流速、流率与转角的关系, 分析热交换器内不同参数与动态流阻损失的关系, 对控制热交换器流阻损失及提高热机效率具有参考意义.

1 热交换器流阻损失数值方程

回热器是热交换器的核心部件, 它的有效性对斯特林机热交换性能和功率输出至关重要. 加热器和冷却器是斯特林发动机热循环的另一重要组成部分, 工质分别在此加热获得能量和冷却释放能量, 常用的斯特林机加热器与冷却器均为管式结构, 文中将对它们归为一类进行讨论.

1.1 回热器流阻损失方程

回热器的基本结构是在耐压容器内填充由蓄热材料构成的载热体, 使工质在内作吸、放热的周期性流动. 工质通过回热器时, 高速与腔内壁面的摩擦以及腔内通流容积的改变都将导致工质压力不同程度的损失. 由于回热器内工质流动为轴向强制对流, 径向摩擦很小, 几乎可忽略不计. 因此, 对于回热器内工质与壁面的摩擦可简化为一维, 其中工质与内腔摩擦的流阻损失方程为^[8]

$$\frac{d(\rho u)}{dx} = -\frac{A_w}{A} \rho u. \quad (1)$$

$$-Adp - \tau_w dA_w = \rho u A du. \quad (2)$$

式中对于圆管 $dA_w = \pi D dx$ 是单位控制体内气流与管壁接触面积, A 为管道的截面积, u 为来流速度, τ_w 为沿壁面的切应力.

又对于回热器, 摩擦因素与摩擦雷诺数有关系^[9]:

$$C_f = C_{ref}/Re = (54.0 + 1.43Re^{0.78})/Re. \quad (3)$$

则由式(1)~式(3)计算可得沿程摩擦损失:

$$\Delta p_1 = \int_0^l F(A, A_w, u, \rho) dp. \quad (4)$$

由于载热体占据了回热器腔大部分容积, 且回热器自身结构紧凑, 因此沿程的摩擦损失并不是回热器整体流阻损失的主要部分. 对于斯特林热机, 回热器载热体为不锈钢丝网压制的多孔结构, 正因为这种多孔丝网介质对工质流动的阻碍, 才形成了回热器流阻损失的主要原因, 工质通过丝网的流阻损失可表示为^[10]

$$\Delta p_2 = 2 \left(\frac{\mu u}{K} + \varepsilon \frac{F \rho u^2}{\sqrt{K}} \right) n R_s. \quad (5)$$

式中: u 为来流速度, μ 为气体粘性系数, K 为渗透率, F 为惯性率, ε 为丝网的孔隙率, n 为丝网层数, R_s 为丝网线径; 其中 μ 为^[9]

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0 + T_{su}}{T + T_{su}} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (6)$$

式中: 工质取氦气, $\mu_0 = 18.85 \times 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$, $T_{su} = 80 \text{ K}$, $T_0 = 273 \text{ K}$;

根据文献[11]的方法, 采用试验获得的交变流动下摩擦阻力系数^[12] $f = \frac{39.52}{Re} + 0.01$, 计算得:

$$K = \frac{Re \mu R_p}{19.76 \rho u}. \quad (7)$$

$$F = \frac{0.005 \sqrt{K}}{\varepsilon R_p}. \quad (8)$$

式中: R_p 为丝网的当量孔径.

由式(5)、式(7)、式(8)可知,工质通过丝网的流阻不仅与通过丝网的流动参数(μ, u, ρ)有关,还与丝网自身结构参数(ε, R_s, n)有关,因此掌握不同丝网类型与其造成流阻损失的关系有助于控制压降,提高换热器效率及热机功率.综上所述回热器内的总流阻损失可表示为

$$\Delta p_r = \Delta p_1 + \Delta p_2. \tag{9}$$

1.2 加热器与冷却器流阻损失方程

斯特林机加热器与冷却器均为管式结构,工质分别通过管道与外界热交换达到吸能与散热的效果.图1是管式换热器结构示意简图,左右两端分别代表入口与出口,其芯部是由若干细管组成的流道,工质密封在这些细小流道中,从流入到流出需经多次截面变化.如图所示,工质通过突缩截面时,流速增加而压力下降,通过突扩截面时则正好相反,流速下降而压力升高,但这一过程中部分能量以摩擦热形式散发,由能量守恒知压力总趋势仍然是下降的.

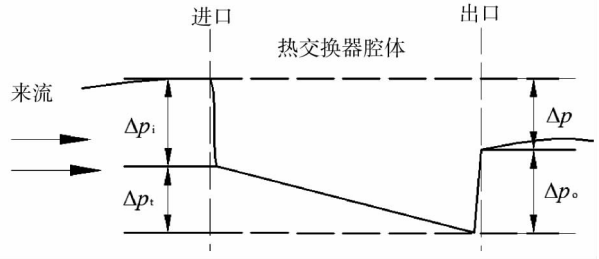


图1 管式换热器结构示意图

斯特林循环中,虽然考虑的主要对象是气体,但一般情况下密度变化很小,这里作常密度处理.对于入口压力 Δp_i 可表征为通流截面缩小与不可逆自由膨胀的压力降低^[13]:

$$\Delta p_i = \frac{G^2}{2g_c \rho} (1 - \sigma)^2 + K_c \frac{G^2}{2g_c \rho}. \tag{10}$$

式中: G 为单位面积流率, g_c 为单位换算系数, ρ 为通流气体的密度, σ 为通流面积与迎风面积之比, K_c 为突缩系数;

而对于芯部的压力损失是管式换热器流阻损失的主体,由于气体密度低,单位质量流速的摩擦功将更为明显:

$$\Delta p_t = \frac{2flG^2}{Dg_c \rho}. \tag{11}$$

式中: l 为管长, D 为管道直径, f 为流体在管道内的阻力系数,在斯特林机中阻力系数是雷诺数 Re 的函数^[14]:

$$\begin{cases} f = \frac{64}{Re} & Re \leq 2000; \\ f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} & 2000 < Re \leq 10^5. \end{cases} \tag{12}$$

对于出口压力 Δp_o 的表述与入口压力类似,可表示为通流截面扩大与动量增加引起的压力升高,其第一项与入口压力相同,而第二项符号相反:

$$\Delta p_o = \frac{G^2}{2g_c \rho} (1 - \sigma^2) - K_e \frac{G^2}{2g_c \rho}. \tag{13}$$

式中: K_e 为截面突扩系数, K_c, K_e 均可由试验数据^[13]查出.

由上可知,工质从入口流入到流出管式换热器的过程中经历了3次压力变化,而总流阻损失可表示为 $\Delta p = \Delta p_i + \Delta p_t - \Delta p_o$.

1.3 速度、质量流率的确定

由上2节可知,热交换器内的流阻损失分别是流速与质量流率的函数,而热交换器内工质是随活塞的周期性往复运动压入各换热腔内的,由于活塞的作用,工质的质量流率与速度随活塞的位移或膨胀腔体积的变化而变化.为获得他们之间的联系,把热机的整体简化为膨胀腔 e 、加热器 h 、回热器 r 、冷却器 k 、压缩腔 c 等5个部分.规定工质从膨胀腔至压缩腔的流向为正向,其内工质的摩尔数分别为 n_c, n_k, n_r, n_h, n_e 令:

$$n_c + n_k + n_r + n_h + n_e = N. \tag{15}$$

对于热交换器,由于体积和工作温度恒定,根据理想气体状态微分方程有:

$$dn = ndp/p = (dp/R) V/T. \tag{16}$$

将上式代入式(15)两端取微分有:

$$dn_c + dn_e + (dp/R)(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) = 0. \tag{17}$$

这里需假设活塞腔在压缩过程中不与外界发生热交换,即绝热状态下,由能量守恒:

$$c_p T dn_c = PdV_c + c_v d(n_c T_c). \tag{18}$$

综上所述可得:

$$dp = \frac{-\gamma p(dV_c/T + dV_e/T)}{V_c/T_c + \gamma(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) + V_e/T} \quad (19)$$

若将热机每转 360° 为一个周期,将每转 1° 为步长来计算通过的质量流率与速度,则有:

$$m = \frac{dn \cdot M_w}{t} = \frac{n \cdot dp \cdot M_w}{p \cdot t} \quad (20)$$

$$t = 1/(N/60)/360 = \frac{1}{6N} \quad (21)$$

式中: N 为热机转速, A 为通流面积, M_w 为工质摩尔质量, 综上建立了流速、质量流率与单位时间内转角的关系.

2 数值计算及结果分析

2.1 计算参数设定

本文以某斜盘式 25 kW 太阳能斯特林发动机为原型,对其热交换系统内流动阻力进行分析. 表 1 列出了计算时所需的部分必要参数^[15],其中加热器和冷却器给出了管数,其他参数如管径、管长作为变量在结果分析中给出. 同时给出的还有 3 个换热器的工作温度,并假设这 3 个值在工作时是恒定的. 尽管压缩腔与膨胀腔中温度随活塞运动而波动,但为了简化计算,这里取它们的均值.

在计算回热器流阻时,着重考察了不同丝网目数对流阻损失特性的影响,计算了在给定的 4 个孔隙率从 0.65 至 0.8 时的流阻损失情况. 表 2 给出了丝网目数从 200 ~ 300 目的丝网结构参数随孔隙率的变化情况.

表 1 计算初始参数

参数	数值	参数	数值
活塞直径/cm	5.6	斜盘倾角/ $^\circ$	12.5
活塞杆直径/cm	1.5	活塞杆长度/cm	11.5
冷却管数/根	270	加热管数/根	22
回热器温度 T_r /K	553	加热器温度 T_h /K	873
冷却器温度 T_k /K	323	压缩腔温度 T_c /K	353
膨胀腔温度 T_e /K	823	转速/(r/min)	1 500

表 2 丝网结构参数

孔隙率 ε	丝径 R_s /mm		
	200 目	250 目	300 目
0.65	0.056 62	0.045 30	0.037 75
0.70	0.048 50	0.038 83	0.032 36
0.75	0.040 45	0.032 36	0.026 96
0.80	0.032 36	0.025 89	0.021 57

结合表 1、表 2 数据与相关计算式,编制 Matlab 程序,得出斯特林热机主轴转角与质量流率和流速的关系,再将其代入热交换系统流阻方程中计算压力损失.

2.2 计算结果分析

图 2 是在回热器参数为 250 目,孔隙率 0.7; 加热管径 0.4 cm,管长 45 cm;冷却管径 0.1 cm,管长 9.5 cm 时,回热器、加热器、冷却器内流阻损失随主轴转动的变化情况. 由图可知,整个热交换系统内回热器的流阻损失变化最为明显,正向时回热器流阻损失峰值是加热器与冷却器流阻损失峰值之和的 1.58 倍,反向时为 1.65 倍. 在同为管式结构的加热器与冷却器中,由于冷却器内管数多且管径小,其流阻损失峰值要略高于加热器. 因为热腔与冷腔之间流动相位的存在,致使热交换器内流阻损失峰值之间也存在相位差.

通过对热交换器内流阻损失造成的功率损失计算,单缸内热交换器功率损失总计 775 W,回热器功率损失占总损失的 65.5%,冷却器功率损失占 19%,加热器功率损失占 15.5%. 则对于四缸斯特林热机,总功率损失将达到 3.1 kW. 从数值上看,热交换器流阻损失造成的功率损失是十分显著的,对于减小这部分损失,提高热机效率是相当可观的.

图 3 是回热器内转角转动和孔隙率变化对流阻损失的影响情况,其中图 3(a) ~ (c) 是不同丝网目数

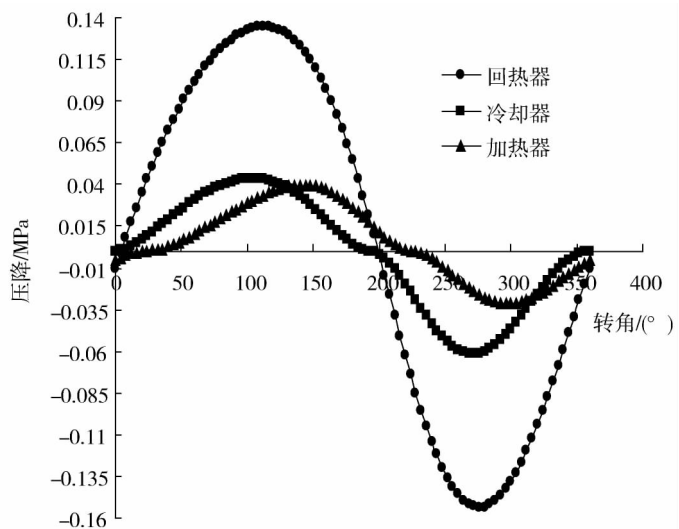


图 2 热交换系统流阻损失随转角变化曲线

下流阻损失的变化情况,图3(d)是不同目数下流阻损失均值随孔隙率的变化曲线.由图可知,回热器内的流阻损失随转角近似服从正弦规律,在同一丝网目数下,随孔隙率的扩大,流阻损失的峰值与变化范围逐渐减小,较大的孔隙率增大了工质通过载热体的容积,阻力的减小导致流阻损失减小.比较图3(a)~(c)波动的数值发现,随丝网目数的增加流阻损失的峰值逐渐增加,从200目的0.07 MPa增至了300目的0.15 MPa,说明丝网目数的增加对流阻损失有促进作用.

图3(d)将图3(a)~(c)中每一周期内各孔隙率下的动态流阻损失求平均,将值绘制成曲线更能直观反映孔隙率、丝网目数及流阻损失数值之间的关系,图中表明孔隙率越大,回热器中不同目数下的流阻损失值越接近.

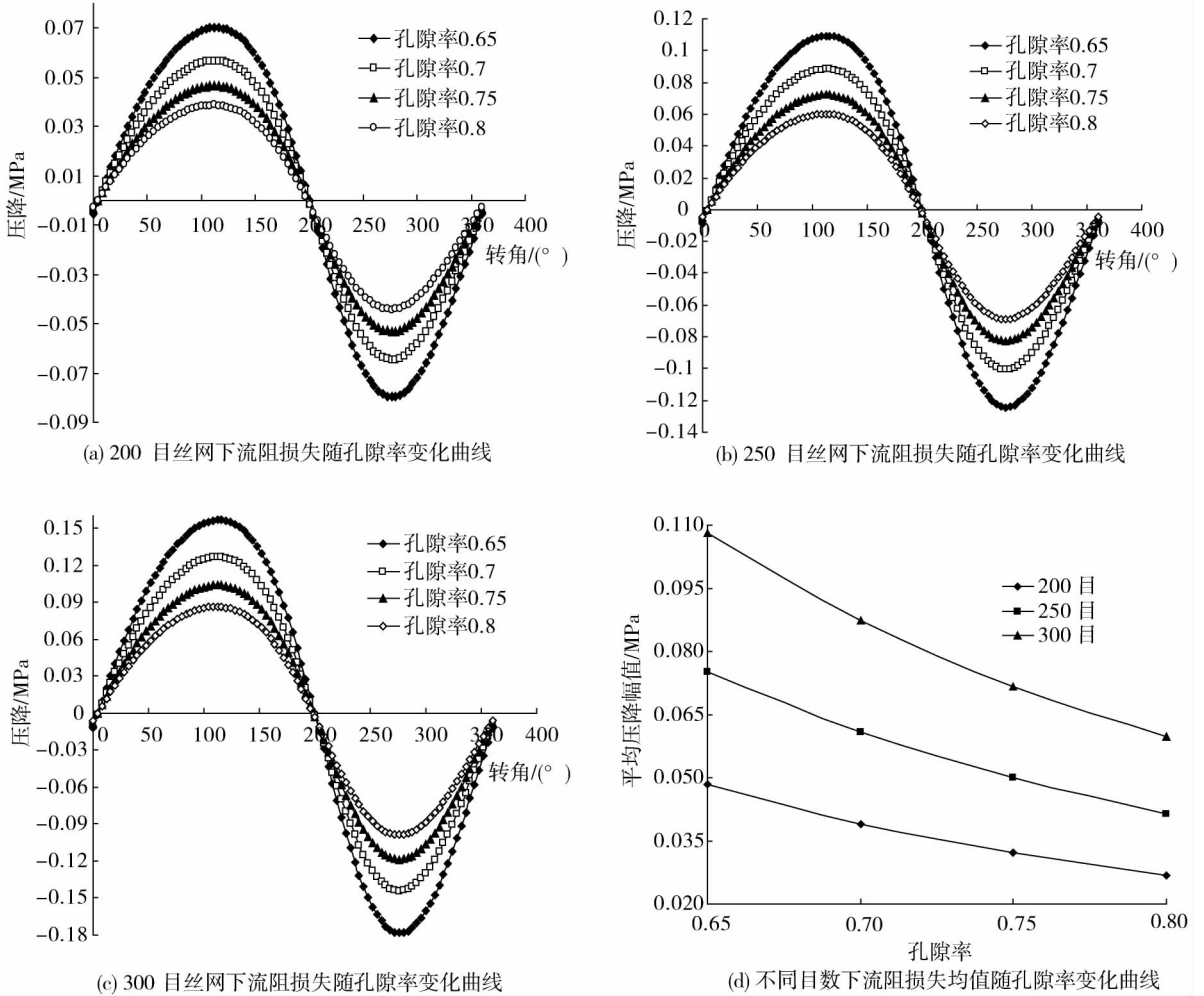


图3 回热器动态流阻损失及均值随孔隙率变化曲线

图4是回热器250目,孔隙率0.75时,不同长度和直径下流阻损失均值随参数的变化情况.图中A曲线表示在回热器直径为6.2 cm时,平均流阻损失幅值随丝网长度的变化情况.其反映了流阻损失随丝网长度的增加而增大,增幅为0.004 MPa.图中B曲线是回热器丝网长度为3.5 cm时流阻损失随回热器直径的变化情况,流阻损失随着直径的增大,均值反而减小.对比2条曲线数值差异,能反映出“细长”型回热器结构不利于降低流阻损失.

上述结论通过对比张晓青^[6]振荡流下回热器压降特性的实验结果发现,除了因为对参数设置不同造成的定量差异外,本文得出的流阻损失趋势及曲线形状与实验下实测的变化规律有较好的吻合度,一定程度上验证了本文的计算方法是合理可行的.

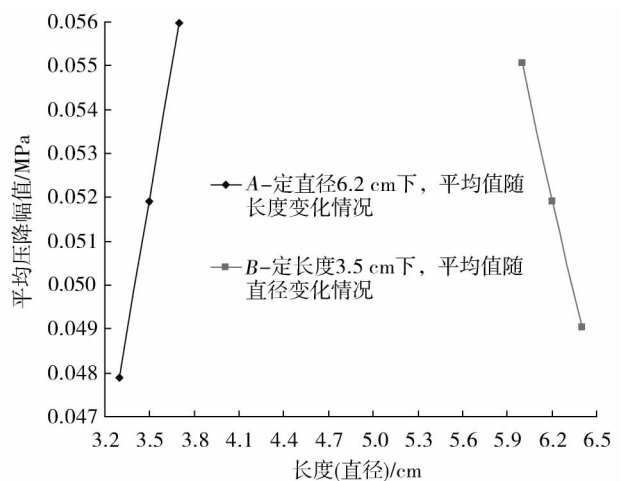


图4 平均流阻损失幅值随长、径变化情况

图5是冷却管管径为0.15 cm时,通过改变管长考察流阻损失随转角变化的结果.曲线分布在竖轴的正负两侧,分别代表工质从膨胀腔至压缩腔和压缩腔至膨胀腔的2个流动方向.曲线正向峰值出现在转角转至100°附近,反向时在270°附近,表示工质从入口至芯部末端处,即 $\Delta p_i + \Delta p_i$ 段,此时由于截面突缩和芯部摩擦使流阻损失达到最大,而后随工质通过芯部末端,质量流率的减小及截面突扩的共同作用,导致压力有所升高,并使流阻损失减小.在转角为180°时,随着膨胀腔体积减小和压缩腔体积增大,单位时间内正向通过冷却器的工质质量减少,致使流阻损失在正、反向交接处存在平稳过渡.同时,图5反映管长的变化对流阻损失的影响并不明显,且正、反两向波形近似对称,只是工质反向流动时,压缩腔的压缩使冷却器一侧承受的压力更大,导致流阻损失峰值相比正向增加.

图6为管长9.5 cm时改变管径引起的流阻损失数值变化曲线.相比图5,不同管径下流阻损失峰值差别明显,且流阻损失峰值随管径的增大而减小.以工质正向流动时为例,在管径由0.1 cm增至0.2 cm的过程中,流阻损失峰值下降了96%,表明流阻损失的变化受管径波动影响更为显著.

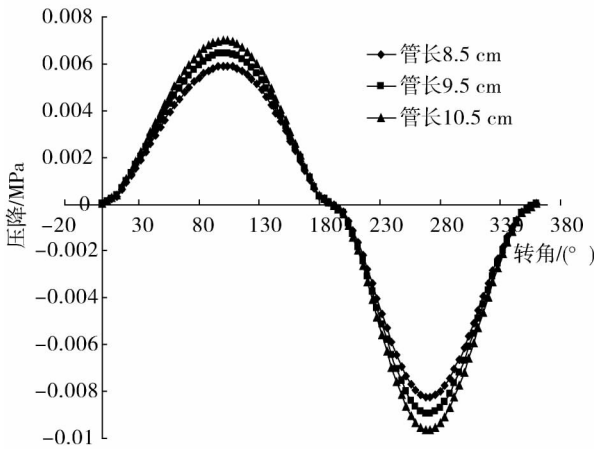


图5 冷却器动态流阻损失随管长变化曲线

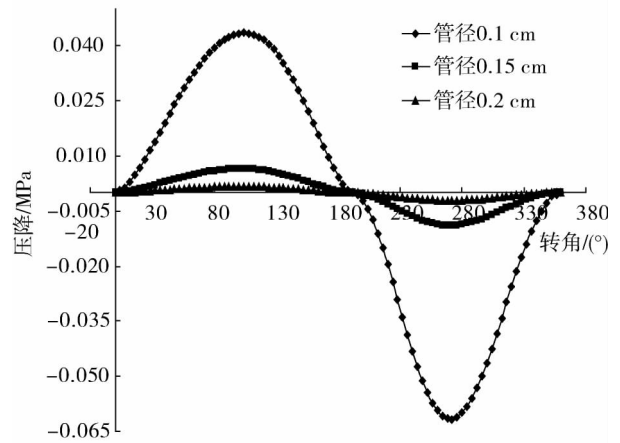


图6 冷却器动态流阻损失随管径变化曲线

图7是管径0.4 cm时,不同管长对流阻损失的影响曲线.曲线形状在正负轴两侧不对称,由于存在流动相位差,致使工质流向在一周期内改变了2次.在转角从30°至220°的区间内工质流动是正向的,这一过程中膨胀腔体积逐渐压缩,工质率先通过加热器一侧使其相比反向流动时所承受的压力更大,从而导致流阻损失正向峰值要大于负峰值.同时,图7的曲线虽然表明流阻损失随管长的增加而增大的趋势,但这种趋势并不明显.

图8是加热管管长为45 cm时,不同管径对压力损失的影响曲线.图中不同管径造成的流阻损失分布较于图7更为明显,流阻损失正、负向峰值分别在144°和300°位置取得,且流阻损失随管径增加而减小,管径越小流阻损失的增幅越明显.这是因为随着流通截面积的减小,使工质通过截面的阻力增加,并加快了管内工质流速而导致管壁的摩擦损失加剧.因此,选取较大的管径有助于减小流阻损失.

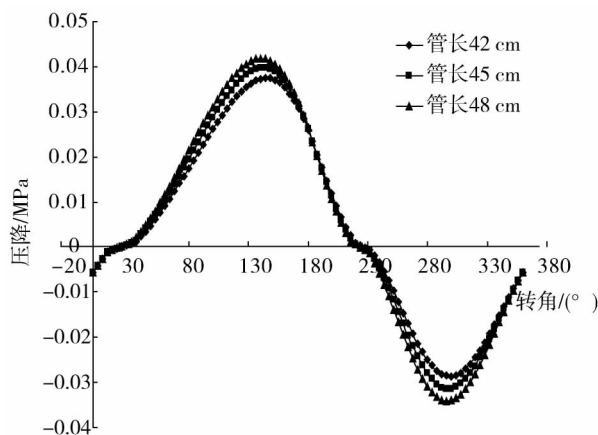


图7 加热器动态流阻损失随管长变化曲线

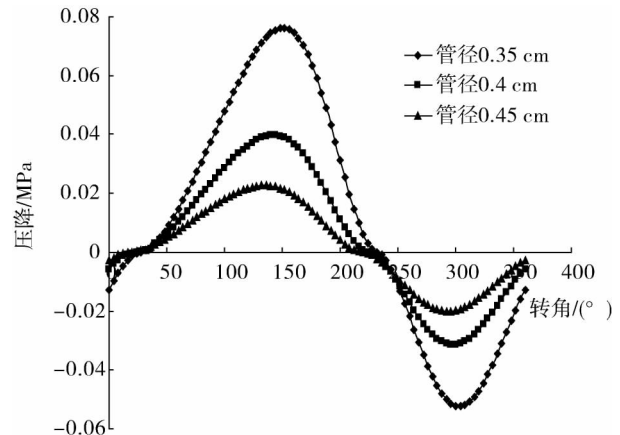


图8 加热器动态流阻损失随管径变化曲线

3 结论

1) 斯特林机热交换系统中,回热器、冷却器和加热器功率损失分别占总功率损失的 65.5%,19% 和 15.5%。工质正向流动时,回热器流阻损失峰值是加热器与冷却器流阻损失峰值之和的 1.58 倍,反向时为 1.65 倍。

2) 回热器内流阻损失随转角近似服从正弦规律,且流阻损失随丝网目数增加而增大,随丝网孔隙率增加而减小。在孔隙率从 0.65 增至 0.8 的过程中,不同目数下流阻损失均值更加接近。同时不同长、径结构下,“细长”类结构回热器加大了流阻损失。通过对比实验趋势,一定程度上验证了本文回热器内所得结论。

3) 冷却器内工质正向流动时,流阻损失峰值出现在转角 100° 附近,其值相比在转角为 270° 出现的反向峰值更小,管径由 0.1 cm 增至 0.2 cm 的过程中流阻损失峰值下降了 96%。当转角为 180° 时,流阻损失在正、反向交接处存在平稳过渡。流阻损失受管长变化的影响并不明显,但不同管径对流阻损失的影响显著,且损失峰值随管径的增大而减小。

4) 加热器内工质往返流动产生的流阻损失呈不对称性,同一周期内工质流向变换 2 次,流阻损失正、负向峰值分别在转角 144° 和 300° 位置取得,且正向流阻损失峰值要大于负向峰值。同时,流阻损失随管长增加而增大,随管径增加而减小,且管径越小流阻损失的增幅越明显。

参考文献:

- [1] 顾根香,金东寒,阎珽. 斯特林发动机动态特性的研究[J]. 内燃机学报,2000,18(3):305-307.
- [2] 李明霞,董金钟. 碟式斯特林发电系统性能分析模型与仿真[J]. 北京航空航天大学学报,2013,39(3):1-5.
- [3] 汪健生,田永生,吴翠. 往复式斯特林发动机回热器特性[J]. 机械工程学报,2013,49(8):151-157.
- [4] 李铁,唐大伟,杜景龙,等. 斯特林发动机换热器系统内工质的压力传递变化特性研究[J]. 工程热物理学报,2012,33(11):1920-1923.
- [5] 高瑶,韩东. 流动阻力损失对斯特林热机功率和效率影响的理论分析[J]. 能源研究与利用,2006,2:41-43.
- [6] 张晓青,廖宜利,胡志永,等. 振荡流下回热器压降特性的实验研究[J]. 工程热物理学报,2012,33(1):11-14.
- [7] Zhao T S, Cheng P. Oscillatory pressure drops through a woven - screen packed column subjected to a cyclic flow[J]. Cryogenics,1996(36):333-341.
- [8] 王新月. 气体动力学基础[M]. 西安:西北工业大学出版社,2006.
- [9] Urieli I, Berchowitz D M. Stirling cycle engine analysis[M]. London: Adam Hilger Ltd Bristol, UK,1984.
- [10] 高凡,何雅玲,刘迎文. 交变流动下丝网回热器中压降特性的数值分析[J]. 工程热物理学报,2008,29(4):668-670.
- [11] 刘雅宁. 热气机回热器内流动和传热特性的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007.
- [12] Sungryel C, Kwanwoo N, Sangkwon J. Investigation on the pressure drop characteristics of cryocooler regenerators under oscillating flow and pulsating pressure conditions[J]. Cryogenics,2004,44(4):203-210.
- [13] Kays W M, London A L. 紧凑式热交换器[M]. 北京:科学出版社,1997.
- [14] 金东寒. 斯特林发动机技术[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2009.
- [15] 常腾飞,彭佑多,王旻辉,等. 太阳能斯特林热机循环热损及热效率数值分析[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版),2013,28(2):27-32.