

变量叶片泵闭死容腔中压力变化特性 及叶片受力分析*

张国涛, 尹延国

(合肥工业大学 机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

摘要: 针对过渡区中变量叶片泵闭死容腔内部压力变化幅度大,以及高压时易引起叶片外伸困难的特点,基于 MATLAB 仿真软件分析了减震槽处压力分布及其对叶片顶端受力特性的影响,结果表明:开设减震槽可以有效减轻较大压差引起的液压冲击和压力突变现象,同时也减小了压力梯度的峰值;分析压力分布时计入摩擦副泄漏不仅没有降低预升/卸压效率,反而使压力梯度的峰值减小,使过渡区中的油压分布更加趋于平缓;在较高工作压力下,相对传统尖顶叶片,圆弧顶廓叶片可以有效克服在过渡区中难以外伸的缺点,同时也使叶片顶部接触反力的变化更趋于缓和。

关键词: 变量叶片泵; 闭死容腔; 泄漏; 压力分布; 受力分析

中图分类号: O357 **文献标志码:** A

doi: 10.3879/j.issn.1000-0887.2014.04.006

引言

变量叶片泵因其供油量与系统负载实际油液需求量的可匹配性,能够有效降低泵内功率消耗,满足工程机械产品节能减排的环境要求,因此,在液压系统的转向部分和驱动系统中已逐渐替代了传统定量叶片泵^[1].变量叶片泵主要由定子、转子、叶片和两侧配流盘组成,工作过程中泵内容腔可被划分为吸油区、排油区和过渡区,由相邻两叶片、转子、定子和配流盘组成的单叶片工作腔进入过渡区后处于封闭状态而形成闭死容腔.闭死容腔在过渡区高低压窗口之间切换时,易造成一定剧烈程度的压力变化而引起油液冲击噪音和振动.在高速高压工作状况下,闭死容腔中的油压变化也更剧烈,这不仅加剧了泵内噪声,对叶片的力学性能也将产生重要影响.国内外对过渡区中压力变化产生的机理及其影响因素已开展了较多的研究.国外学者的研究主要集中在数学模型搭建以及模拟仿真等方面.2002年, Jang 等初步建立了变量叶片泵压力分布的数学模型^[2],为叶片泵的优化设计和后续工作的开展提供了参考.2004年, Mancò 等采用仿真与实验相结合的方法确立了圆弧叶片结构叶片泵分析的数学模型^[3].2008年, Cantore 等研究了变量叶片泵几何尺寸和泵内机油泄漏率对油泵性能的影响^[4],结果表明油泵内部容积和油液泄漏率是油压变化的重要影响因素.2009年, Milani 等运用 AMEsim 软件对变量

* 收稿日期: 2013-08-14; 修订日期: 2014-02-27

基金项目: 国家自然科学基金(50975072)

作者简介: 张国涛(1986—),男,山东人,硕士生(E-mail: hfutt@sina.com);

尹延国(1964—),男,安徽人,教授,博士,博士生导师(通讯作者. E-mail: abyin@sina.com).

叶片泵内压力分布进行了模拟计算^[5]。2013年, Truong等运用 MATLAB 软件对叶片泵进行动力学分析^[6], 得出了叶片泵动态分析数值模拟的模型。国内针对定量叶片泵的研究相对较多, 工作重点大都围绕叶片泵去噪减震、定子曲线优化等方面。相比较而言, 针对变量叶片泵的研究尚不深入, 已有工作也大都集中在常见故障解决方案以及一般理论探讨方面。部分高校对闭死容腔中的压力分布已做了一定工作, 然而为了简化计算, 分析中往往忽略了摩擦副间的泄露情况^[7-8]。综上所述, 国内外在叶片泵压力分布的分析方面虽已开展较多工作, 然而关于摩擦副泄漏对容腔中压力分布的影响仍需进一步探讨, 尤其是有关计入叶顶油压而引起的叶片顶部受力变化的研究还较为少见。故本文致力于此, 系统研究了稳定工作状态下变量叶片泵闭死容腔内的压力变化及其对叶片-定子摩擦副间力学特性的影响。

1 过渡区中闭死容腔内的压力分布

过渡区中, 闭死容腔中油液的压力是不断变化的, 该压力的变化也将直接影响到配流盘的结构设计, 通过优化配流结构, 能有效改善泵内的油液冲击现象。如传统配流结构, 由于相邻两叶片间的夹角接近过渡区包角, 因此闭死容腔在过渡区中的行程很短, 极易造成压力的瞬间突变和油击现象, 新型配流盘通过开设减震槽等优化手段明显改善了这一缺陷。以下将着重探讨两种配流盘结构在过渡区对容腔内压力变化的影响。

1.1 传统配流结构的压力分布

上世纪 90 年代针对变量叶片泵的配流盘结构进行改进, 如图 1(a) 所示。叶片 1 绕转子中心 O_1 以角速度 ω 逆时针旋转, 优化后的配流盘结构特点是: 吸压油窗口关于 x 轴对称分布, 过渡区的角度约等于两叶片间的夹角和一叶片厚度所占的圆心角度^[9]。单叶片工作腔中压力变化如图 1(b) 所示: 在吸油区, 泵从油箱中吸入的油液压力很低; 完成吸油过程后, 闭死容腔在过渡区中仅需转过一个叶片厚度即可进入排油区, 此时容腔中油压仅受机械压缩和摩擦副泄漏影响, 由于叶片很薄, 可以认为闭死容腔在过渡区中始终保持低压状态; 进入排油区后, 工作腔中压力急速升高, 易造成瞬间高压回流和油击现象, 这也正是传统结构配流盘噪音严重的原因所在。同样完成排油过程后, 闭死容腔中油液在过渡区内保持高压状态进入吸油区, 容腔中的高压油 P_2 瞬间冲入吸油区, 不仅加重泵内油击现象, 也降低了吸油效率。研究表明, 在配流盘上开设减震槽, 能有效改善过渡区容腔严重的压力突变的缺点^[10]。

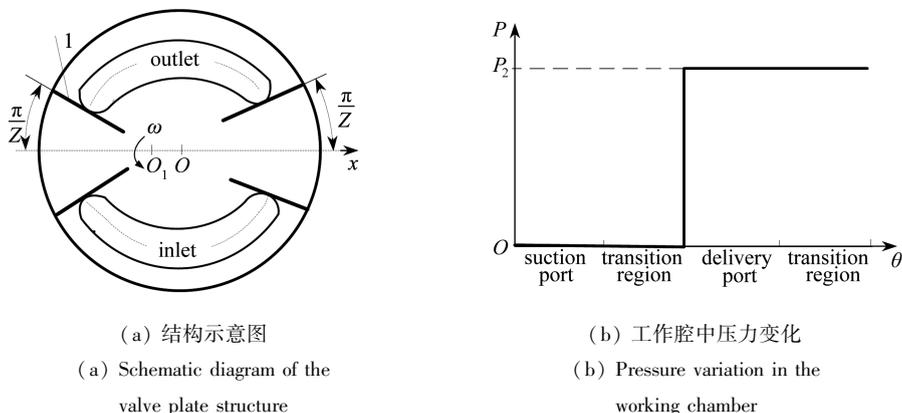


图 1 传统配流盘结构示意图及其工作腔中压力变化

Fig.1 The traditional valve plate structure and its pressure variation in the working chamber

1.2 新型配流结构的压力分布

与传统配流结构相比,新型配流盘结构如图 2(a)所示:在过渡区吸、排油窗口一侧的边缘部位各开设一个减震槽,其中与吸油窗口相连的减震槽称为预卸压减震槽,与排油窗口相连的减震槽称为预升压减震槽,预升压减震槽的边缘部位与 x 轴之间的夹角为 $\pi/Z + \gamma$,如图所示预升压角度和预卸压角度分别为 φ_1, φ_2 .图 2(b)中, O, O_1 分别是定、转子的中心, e 为偏心距,转子转角 θ 从 x 轴正方向开始算起,叶片顶端与定子内环交于 M 点,并采用径向布置,转子以角速度 ω 逆时针匀速转动.以意大利 BERARMA PHV05 型号叶片泵为例,该变量泵持续工作压力大,极限工作压力可达到 25 MPa,实际产品参数见表 1,压力-流量特性曲线见图 3,图中 P_B 为截流压力.

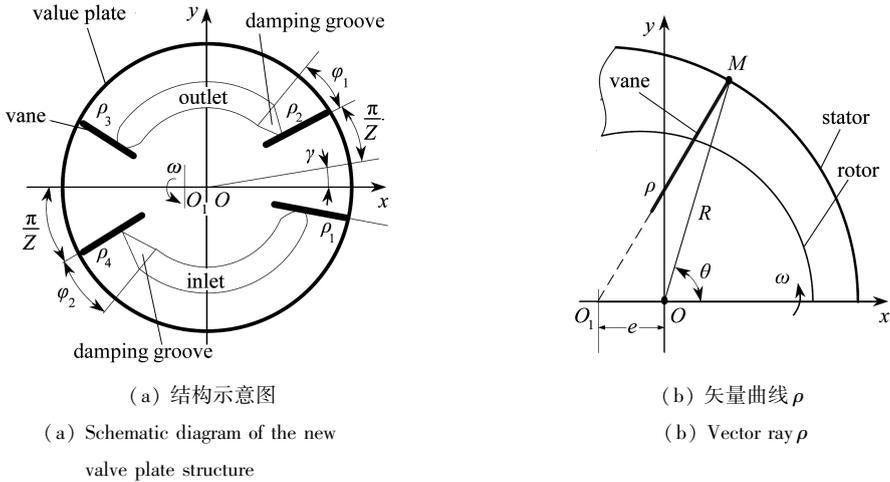


图 2 新型配流盘结构示意图及矢量曲线

Fig.2 The new valve plate structure and its vector ray

表 1 叶片泵结构参数

Table 1 Structure parameters of the vane pump

parameter	value
stator radius R /mm	30
rotor radius r /mm	27.5
rotor width B /mm	20
vane height h_v /mm	8.8
vane thickness b /mm	2.2
number of vanes Z	11

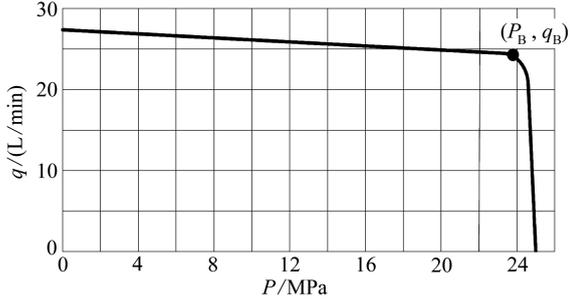


图 3 压力-流量特性曲线

Fig.3 Characteristic pressure-flow curve of the vane pump

定义转动中心 O_1 到定子内曲面上任一点 M 的距离 ρ 为 M 点的极径,则

$$\rho = e \cos \theta + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \theta}, \tag{1}$$

由 Taylor(泰勒)级数展开上式,自乘忽略高阶无穷小量后可得

$$\rho^2 = R^2 + 2R e \cos \theta + e^2 \cos 2\theta. \tag{2}$$

如图 3 所示,当工作压力 $P_2 \leq 24$ MPa 时,定子位置相对稳定,偏心量保持在最大位置,泵输出最大流量;当 24 MPa $\leq P_2 \leq 25$ MPa 时,偏心量随工作压力快速变化,工作压力越高,定

子偏心距越小,泵的流量越小^[11].单作用叶片泵排量公式:

$$V = 4\pi ReB, \quad (3)$$

代入临界拐点 24 MPa 对应的坐标值,最大偏心距 $e_{\max} \approx 2 \text{ mm}$.

1.2.1 预升压过程

图 2(a)中假设叶片 i 所处位置的极径为 ρ_i ,完成吸油过程后,闭死容腔对 x 轴的偏转角为 γ 并完全处于过渡区中,叶片 2 与排油窗口减震槽边缘接触,叶片继续回缩,容腔体积减小,同时容腔与减震槽连通,排油区的高压油迅速通过减震槽引入容腔,因此容腔中的低压油压力升高,此外泵内各对摩擦副之间的间隙泄漏也会影响预升压力,当压力升高到排油压力时,容腔与排油区连通,这就是预升压过程.

进入预升压区后,叶片旋转一微小角度 $d\varphi$,根据流体连续性方程,考虑摩擦副间隙泄漏后的闭死容腔中油液体积的变化量 dV 为

$$dV = dV_1 + dV_2 + dV_3. \quad (4)$$

式(4)中, dV_1 是由于机械压缩引起的体积变化,以增大为正; dV_2 是从减震槽引入的油液体积,以引出为正; dV_3 是摩擦副的间隙泄漏量,以泄出为正.闭死容腔中油液压力 P 的变化微分方程为

$$dP = -K \frac{dV}{V}, \quad (5)$$

式中, K 为油液的体积弹性模量; V 为刚进入预升压区时密闭容积中的油液的初始体积.为便于仿真,定义叶片 2 与排油窗口减震槽初始接触处 $\varphi = 0$,对应转子转角 $\theta = \pi/Z + \gamma$,随叶片旋转转换角度得

$$\theta = \frac{\pi}{Z} + \gamma + \varphi. \quad (6)$$

机械压缩引起的容腔体积变化:

$$dV_1 = \frac{\omega B}{2} \left[2Re \cos \theta + e^2 \cos 2\theta - 2Re \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{Z} \right) - e^2 \cos 2 \left(\theta - \frac{2\pi}{Z} \right) \right] dt. \quad (7)$$

配流盘上三角槽过流面积:

$$A_0 = R_1^2 \theta^2 \tan^2 \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2}, \quad (8)$$

其中, θ_1, θ_2 为减震槽结构参数, R_1 为减震槽分布圆半径,详细定义见参考文献[7].由孔口流动方程,减震槽处引进的油液体积:

$$dV_2 = -C_q A_0 \sqrt{\frac{2(P_2 - P)}{\rho}} dt. \quad (9)$$

泵内泄漏模型如图 4(a)所示, P_1 为吸油压力, P_2 为排油压力,由于油液主要沿着周向流动,因此转子-配流盘和叶片-转子槽间的径向泄漏量 Q_2, Q_3 可被忽略^[4].叶片-配流盘和叶片定子摩擦副间的间隙泄漏 Q_1, Q_4 可视为平板缝隙流动,其原理图如图 4(b)所示: h 为缝隙高度, b 和 L 分别为缝隙宽度和长度,下板固定,上板以速度 μ_0 运动.两平行平板缝隙的泄漏量由两方面决定,一是由容腔中油液两端的压力差引起,其次由于油液存在粘性,两平板间相对运动对油液所起的剪切作用引起.平板缝隙流量:

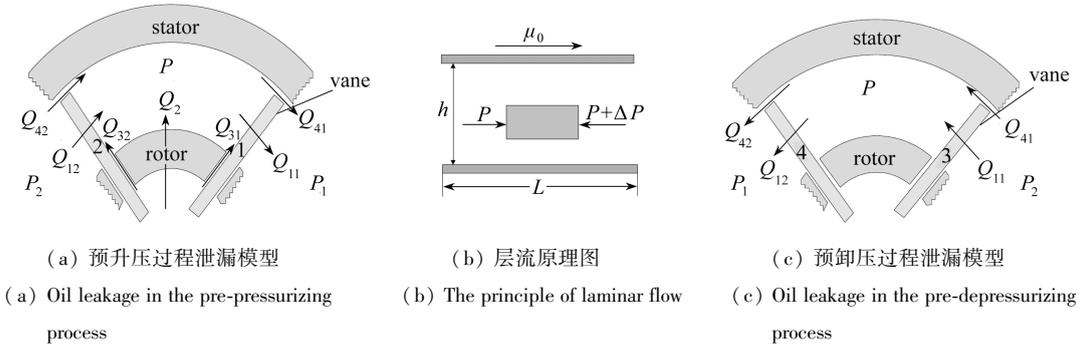


图4 基于层流原理的预升/卸压过程泄漏模型

Fig.4 Oil leakage in the pre-pressurizing process and pre-depressurizing process based on the principle of laminar flow

$$Q = \frac{bh^3 \Delta P}{12\mu L} + \frac{\mu_0 bh}{2}, \quad (10)$$

可得

$$Q_1 = 2 \left(\frac{hh_1^3 \Delta P}{12\mu b} \right) + \frac{2v_e hh_1}{2}, \quad (11)$$

$$Q_4 = \frac{Bh_4^3 \Delta P}{12\mu b} + \frac{v_e Bh_4}{2}, \quad (12)$$

其中,式(11)右端乘以2是因为叶片和配流盘两个端面之间均存在泄漏,流道宽度为叶片伸出转子外部的高度 $h = \rho - r$,摩擦副相对速度 v_e 为叶片在沿 O_1 转动方向上的牵连速度 $v_e = \rho\omega$,对叶片1而言 $\Delta P = P - 0$,对叶片2而言 $\Delta P = P_2 - P$.故总泄漏量:

$$Q = Q_{11} - Q_{12} + Q_{41} - Q_{42}, \quad (13)$$

$$dV_3 = Q dt. \quad (14)$$

转动前的初始容积:

$$V = B \left[\frac{\pi(R^2 - r^2)}{Z} + 2eR \cos \gamma \sin \frac{\pi}{Z} + \frac{e^2}{2} \cos(2\gamma) \sin \frac{2\pi}{Z} \right]. \quad (15)$$

将以上各式代入式(5)得预升压过程容腔压力微分方程:

$$\frac{dP}{d\varphi} = - \frac{K}{\omega V} \left(\frac{dV_1}{dt} + \frac{dV_2}{dt} + Q \right). \quad (16)$$

1.2.2 预卸压过程

预升压过程完成后,单叶片工作腔进入排油区,容腔中油液保持高压状态.转过排油区后,形成闭死容腔关于水平轴线对称分布,叶片4与吸油窗口减震槽的边缘接触,继续旋转容腔体积增大,容腔中的高压油迅速通过减震槽流入吸油区.综合考虑摩擦副间隙泄漏后,当容腔中压力降低到吸油压力时,容腔与吸油区连通,这就是预卸压过程.取叶片4与吸油窗口减震槽接触处 $\varphi = 0$,对应转子转角 $\theta = \pi/Z + \varphi$,随叶片旋转,转换角度得

$$\theta = \frac{\pi}{Z} + \pi + \varphi. \quad (17)$$

同理机械压缩引起的容腔体积变化

$$dV'_1 = \frac{\omega B}{2} \left[2R \cos \theta - 2R \cos \left(\frac{2\pi}{Z} \right) + \right.$$

$$e^2 \cos 2\theta - e^2 \cos 2 \left(\theta - \frac{2\pi}{Z} \right) \Big] dt. \quad (18)$$

减震槽处引出的油液体积:

$$dV'_2 = C_q A_0 \sqrt{\frac{2(P_2 - P)}{\rho}} dt. \quad (19)$$

预卸压区内泄漏模型如图 4(c), 叶片 3 和叶片 4 两端的压差分别为 $P_2 - P$ 和 P , 故总泄漏量:

$$Q' = Q_{12} - Q_{11} + Q_{42} - Q_{41}. \quad (20)$$

转动前的初始容积:

$$V' = B \left[\frac{\pi(R^2 - r^2)}{Z} + 2eR \sin \frac{\pi}{Z} + \frac{e^2}{2} \sin \frac{2\pi}{Z} \right]. \quad (21)$$

同理可得, 预卸压过程的压力微分方程:

$$\frac{dP}{d\varphi} = - \frac{K}{\omega V'} \left(\frac{dV'_1}{dt} + \frac{dV'_2}{dt} + Q' \right). \quad (22)$$

由于预升/卸压方程是非线性微分方程, 无法求出其精确解. 在 MATLAB 中采用 Runge-Kutta(龙格库塔)法 ode45 求解器, 并以密闭容积进入减震槽时为求解起始点, φ_1, φ_2 为叶片在预升/卸压区内的转角, 仿真时泵的工作压力 $P_2 = 20 \text{ MPa}$, 油液密度 $\zeta_1 = 870 \text{ kg/m}^3$, 减震槽流量系数 $C_q = 0.82$, 油液粘度系数 $\mu = 0.0083 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$. 为简化计算, 确定叶片和配流盘以及叶片与定子之间的间隙为常量: $h_1 = 0.0173 \text{ mm}, h_4 = 0.001 \text{ mm}^{[12]}$.

求解结果如图 5 所示. 由于减震槽的引入, 在过渡区分别存在预升压过程和预卸压过程. 从叶片接触排油窗口上的减震槽开始到转过 $\varphi_1 = 6.1^\circ$ 时完成预升压过程, 闭死容腔中油液的压力由低压缓慢预升压至高压(工作压力); 从叶片接触吸油窗口上的减震槽开始到转过旋转角 $\varphi_2 = 5^\circ$ 时为止完成预卸压过程, 容腔中油液的压力由高压缓慢预降至低压, 闭死容腔转过 φ_1, φ_2 后, 连通吸、排油窗口, 容腔中油压保持不变. 与图 1(b) 相比, 减震槽的引入有效避免了容腔中油液压力在过渡区中的瞬间突变. 此外, 从图 5 中还可以看出, 与不计摩擦副泄漏时容腔中的压力变化相比, 计入摩擦副泄漏后, 容腔中油液的预升卸压速率明显发生变化, 但预升/卸压角度的变化不明显.

1.2.3 预升/卸压力梯度

压力梯度是指单位转角内闭死容腔中油液压力的增量, 它表示闭死容腔中油液吸收和释放压力能的速率. 压力梯度的绝对值越大, 油压冲击现象越剧烈, 泵内冲击噪声越严重. 因此应尽量降低压力梯度峰值, 使其整体接近平均值以达到最优的能量交换速率. 引入减震槽后计入泄漏与不计泄漏两种情况下的预升/卸压压力梯度仿真分别如图 6 所示. 在图 6(a) 中, 两条压力梯度曲线交点的横坐标为 3.3° . 当 $0^\circ \leq \varphi_1 < 3.3^\circ$ 时, 如图 4(a) 所示, 叶片 2 两端的压差远大于叶片 1 两端压差, 通过摩擦副间隙流入容腔的油液体积大于泄出容腔的体积. 因此计入泄漏后容腔中油液的预升压力梯度大于不计泄漏时的预升压力梯度; $\varphi_1 = 3.3^\circ$ 时, 摩擦副的整体泄漏量处于平衡状态, 也即流入容腔中的泄漏量等于泄出容腔外的泄漏量, 从理论上讲此处容腔中压力应升至 10 MPa ; 当 $3.3^\circ < \varphi_1 \leq 6.1^\circ$ 时, 叶片 2 两端的压差小于叶片 1 两端的压差, 计入泄漏后的预升压力梯度小于不计泄漏时的预升压力梯度. 图 6(b) 中, 预卸压过程在 $\varphi_2 = 2.75^\circ$ 时处于平衡状态, 分析如前, 不再赘述. 如上分析, 尽管两种情况下预升/卸压速率存在明

显差异,但从整个预升/卸压过程来看,通过摩擦副泄漏流入和流出闭死容腔的总泄漏量大致保持平衡状态.因此从压力曲线和压力梯度曲线上还可以看出,与不计泄漏相比,计入泄漏后,并没有明显降低预升/卸压效率(预升/卸压过程所需的转角基本不变),反而使压力梯度的峰值有所降低,压力梯度变化更为平缓.

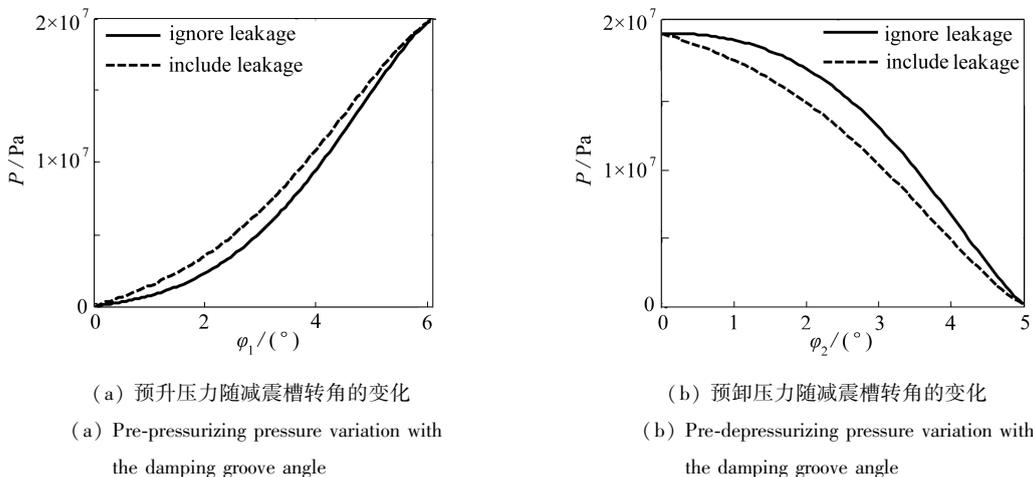


图5 预升/卸压力随减震槽转角的变化

Fig.5 Variation of pre-pressurizing and pre-depressurizing pressures with the damping groove angles

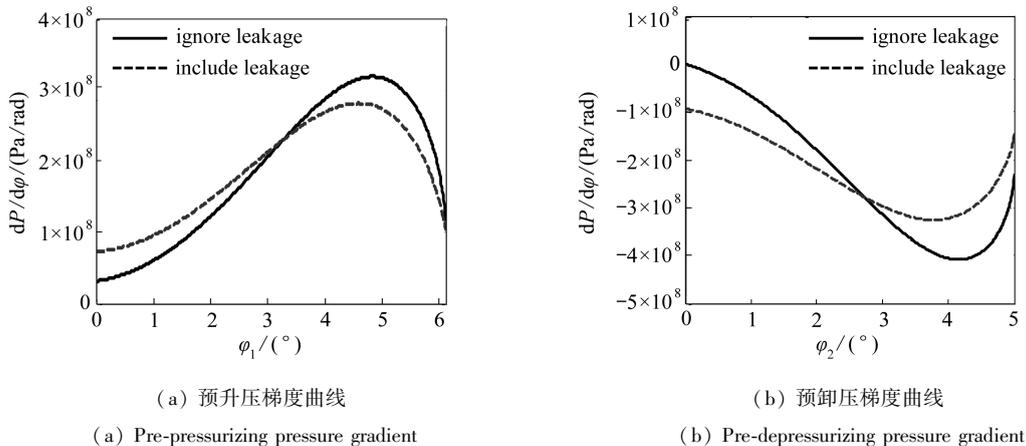
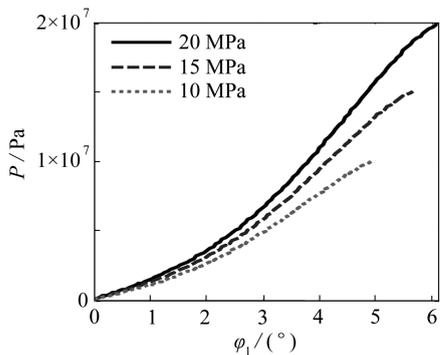


图6 预升/卸压梯度随减震槽转角的变化

Fig.6 Variation of pre-pressurizing and pre-depressurizing pressure gradients with the damping groove angles

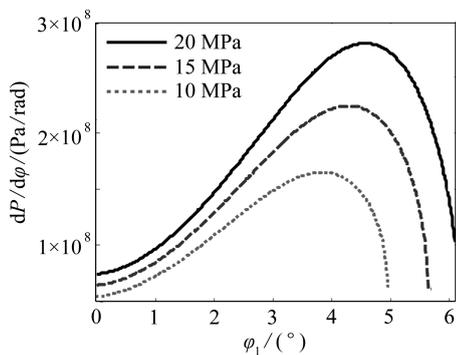
2 工作压力对减震槽以及容腔中压力分布的影响

对单作用泵而言,工作压力变化可能引起偏心量的改变,在预升/卸压过程中也会对减震槽结构和压力分布产生影响.如图3所示,当泵的工作压力小于截流压力 P_B 时,偏心量保持在稳定状态,在此仅以工作压力的变化探讨容腔中压力分布特性,以预升压过程为例,结果如图7所示.由图可知:截流压力范围内,随着工作压力的增大,减震槽上预升压角度越大,压力梯度峰值也越大,意味着泵内冲击越剧烈.



(a) 预升压曲线

(a) Pre-pressurizing pressure variation



(b) 预升压梯度曲线

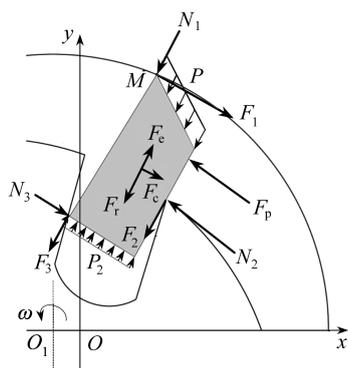
(b) Pre-pressurizing pressure gradient variation

图 7 不同工作压力下预升压力和预升压梯度随减震槽转角的变化

Fig.7 Variation of pre-pressurizing pressure and pressure gradient with the damping groove angle under different working pressures

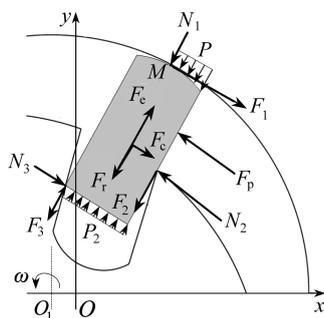
3 压力分布对叶片力学特性的影响

叶片在吸油区和排油区时,上下两端及两侧面液压力相互平衡,叶片上各处接触反力较小.处于过渡区时,由于在配流盘上引入了减震槽结构,叶片顶部承受油液压力作用,两侧存在较高的压差,因此过渡区中叶片的受力状况是极其复杂的.此外单作用叶片泵的主要矛盾在于:较高工作压力时,由于作用在叶片上的离心力不足以克服转子槽和叶片之间的摩擦力,叶片外伸困难以至于与定子内腔脱离,造成严重的泄漏和冲击噪声.为此,日本油研公司开发出了“PV2R”系列叶片泵,采用径向布置的圆弧叶片,一定程度上缓解了叶片难以外伸的矛盾,能有效提升叶片泵的工作压力.下文以叶片处于预卸压区的外伸阶段为例,在相同工作条件下对比尖顶和圆弧两种结构叶片,研究压力分布对其力学特性的影响.



(a) 尖顶叶片受力示意图

(a) Forces on a spired vane



(b) 圆弧叶片受力示意图

(b) Forces on a round vane

图 8 两种叶片受力示意图

Fig.8 Schematic diagram of forces on the two kinds of vanes

两种叶片受力分析如图 8 所示.令 $\alpha = \angle OMO_1$, 以尖顶叶片为例,列出受力平衡方程.沿叶片方向:

$$F_e + F_{p2} - F_r - F_2 - F_3 - F_{px} - N_1 \cos \alpha - F_1 \sin \alpha = 0. \tag{23}$$

垂直叶片方向:

$$N_2 + F_p - N_3 - F_1 \cos \alpha - F_c + N_1 \sin \alpha = 0. \tag{24}$$

对叶顶 M 点取矩:

$$N_3 h_v + F_c \frac{h_v}{2} - F_p \frac{h}{2} - N_2 h = 0. \tag{25}$$

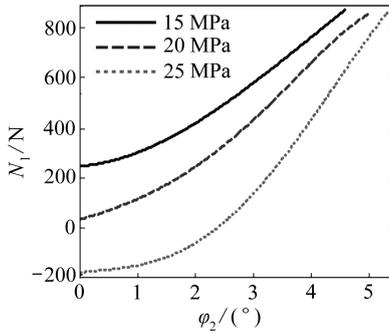
分析圆弧叶片受力时,假定叶片圆弧顶廓中点 M 始终与定子接触^[13],受力平衡方程与尖顶叶片相同,区别在于两种叶片顶部的液压力作用面积不同,各力具体求解方法见表 2.

表 2 尖顶叶片受力的计算公式

Table 2 Calculation formulae of forces on the spired vane

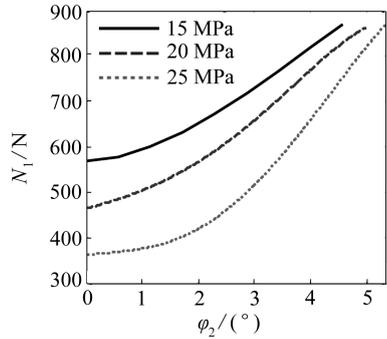
F_p	F_{p2}	F_{px}	F_c	F_r	F_e
PBh	P_2Bb	PBb	$m\rho\omega^2$	$m\omega^2 e \cos \theta$	$2m\rho\omega^2 \sin \theta / R$

上表中自左向右依次是叶片外伸部分的液压力、底部液压力、顶部液压力、离心惯性力、相对惯性力和科氏惯性力.求解方程(22)~(24)并仿真如下:



(a) 尖顶叶片顶部的反力

(a) Reaction on the top of the spired vane



(b) 圆弧叶片顶部的反力

(b) Reaction on the top of the round vane

图 9 两种叶片顶部的反作用力

Fig.9 Reaction forces on the top of the two kinds of vanes

没有采用减震措施时,闭死容腔仅在过渡区中转过一个叶片厚度的行程,高、低压油腔间间接通,由于压力差产生油击和压力突变,突变的压力作用在叶片上,势必造成突变的接触反力.开设减震槽后,以预卸压过程为例,如图 9 所示,容腔中油液压力缓慢达到吸油压力,对应叶片上的接触反力也缓慢上升,很好地解决了叶片上接触反力突变的问题.

然而,较高工作压力条件下,叶片顶端的接触反力在某一区域会出现负值,即叶片与定子间的接触反力 $N_1 < 0$.这说明叶片上下两端液压力平衡时,作用在叶片上的离心力不足以克服转子槽和叶片之间的摩擦力,使得叶片外伸困难以至于与定子内腔脱离.图 9(a)中, $\varphi = 0^\circ$ 时,尖顶叶片顶部承受的高压油和作用在叶片底部的高压油相互抵消,此时仅靠作用在叶片上的离心力克服转子槽作用在叶片上的摩擦力;当工作压力低于 20 MPa 时,尖顶叶片尚足以满足紧贴定子内腔的要求;工作压力增大至 25 MPa 时,由图可见,在前半段预卸压过程中,叶片与定子脱离,此时尖顶叶片已无法满足工作要求.改用圆弧叶片后,叶片顶部油压作用面积减小,抵消了作用在叶片底部的部分高压油,从而保证叶片不脱离定子,有效地提升了工作压力,

如图 9(b) 中, 压力升至 25 MPa 时, 泵仍可以正常工作. 从以上两图还可以看出, 在整个预卸压过程中, 尖顶叶片顶部的接触反力变化速率始终大于圆弧叶片顶部反力的变化速率. 因此优化叶片顶部结构可以有效提升工作压力, 解决高压时变量泵叶片外伸困难的矛盾, 同时也减小了单位角度内叶片顶部接触反力的变化幅度, 使接触反力的变化趋势更加缓和.

4 结 论

1) 配流盘上开设减震槽后, 预卸、升压曲线均平滑过渡, 可有效改善叶片闭死容腔中的压力突变以及作用在叶片上接触反力的突变现象.

2) 计入摩擦副泄漏后, 不仅没有降低预升/卸压效率, 反而使压力梯度的峰值有所降低, 压力梯度变化显得更为平缓.

3) 相对尖顶叶片, 圆弧叶片不仅可以承受更大的工作压力, 解决高压时变量泵叶片外伸困难的矛盾, 同时也减小了单位角度内叶片顶部接触反力的变化幅度, 使接触反力的变化趋势更加缓和.

参考文献 (References):

- [1] 李镛, 倪计民, 南江, 石秀勇, 李金国, 黄新良. 基于 AMESim 的叶片式可变排量机油泵产品开发[J]. 内燃机工程, 2013, **34**(3): 77-81. (LI Qiang, NI Ji-min, NAN Jiang, SHI Xiu-yong, LI Jin-guo, HUANG Xin-liang. Development of vane type variable flow oil pump based on AMESim[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2013, **34**(3): 77-81. (in Chinese))
- [2] Jang J-S, Kim K-H, Cho M-R, Han D-C. The characteristics of pressure ripple in variable displacement vane pumps; comparison between theory and experiment[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2002, **216**(1): 89-96.
- [3] Mancò S, Nervegna N, Rundo M, Armenio G. Modelling and simulation of variable displacement vane pumps for IC engine lubrication[R]. SAE Technical Paper. doi: 10.4271/2004-01-1601.
- [4] Cantore G, Paltrinieri F, Tosetti F, Milani M. Lumped parameters numerical simulation of a variable displacement vane pump for high speed ICE lubrication[R]. SAE Technical Paper. doi:10.4271/2008-01-2445.
- [5] Milani M, Paltrinieri F, Tosetti F, Bianchini A, Ferrara G, Ferrari L. Design and optimization of a variable displacement vane pump for high performance IC engine lubrication; part 2—lumped parameters numerical analysis[R]. SAE Technical Paper. doi:10.4271/2009-01-1064.
- [6] Truong D Q, Ahn K K, Trung N T, Lee J S. Theoretical investigation of a variable displacement vane-type oil pump[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2013, **227**(3): 592-608.
- [7] 王力, 权龙. 单作用叶片泵瞬时流量的分析与计算[J]. 振动、测试与诊断, 2006, **26**(3): 188-191. (WANG Li, QUAN Long. Analysis and calculation for instantaneous flow on single-acting vane pump[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2006, **26**(3): 188-191. (in Chinese))
- [8] 那焱青, 王峥嵘, 李少年, 那成烈. 高压子母叶片泵流量均匀性[J]. 机械工程学报, 2007, **43**(10): 234-238. (NA Yan-qing, WANG Zheng-rong, LI Shao-nian, NA Cheng-lie. Fluctuation

- of flow in high pressure vane within vane type pump[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, **43**(10): 234-238. (in Chinese))
- [9] 侯守全, 张治务, 雷秀. YBPD-63 型恒压式变量叶片泵配流盘结构分析与改进的探讨[J]. 内蒙古工学院学报, 1992, **11**(2): 33-40. (HOU Shou-quan, ZHANG Zhi-wu, LEI Xiu. Analysis and improvement of valve plate structure of constant-pressure variable-displacement vane pump model YBPD-63[J]. *Journal of Nei Monggol Institute of Technology*, 1992, **11**(2): 33-40. (in Chinese))
- [10] 张同波. 降低变量叶片泵噪声的方法[J]. 制造技术与机床, 1998(2): 9-10. (ZHANG Tong-bo. A method to reduce noise of variable flow pump[J]. *Manufacturing Technology & Machine Tool*, 1998(2): 9-10. (in Chinese))
- [11] Cavallari M. A lumped parameter model for the pressure and vibration analysis of variable displacement vane pumps[D]. PhD Thesis. Italy: Università degli Studi di Ferrara, 2011.
- [12] Zanetti Rocha L, Johnston D N, Gerges S N Y. Flow ripple reduction in power steering hydraulic pumps[C]//*Fluid Power and Motion Control*. Bath, England, 2010: 187-200.
- [13] Cho M-R, Han D-C. Vane tip detachment in a positive displacement vane pump[J]. *KSME International Journal*, 1998, **12**(5): 881-887.

Pressure Variation in Sealed Cavity and Force Analysis on Vanes in Variable Displacement Vane Pumps

ZHANG Guo-tao, YIN Yan-guo

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, P.R.China)

Abstract: Aimed at the characteristics of large pressure variation in sealed cavity of transition zones and difficulty in vanes' protraction from the rotor slot of the variable displacement vane pump, the pressure distribution around the damping groove and its kinetic effects on the vane tip were investigated through MATLAB simulation. The results show that introduction of the damping grooves can effectively reduce the hydraulic shock and pressure jump caused by large pressure difference in the pump; it also can lower the peak of pressure gradient. Consideration of the leakage at friction pairs does not reduce the efficiency of pre-pressurizing and pre-depressurizing processes, but lowers the peak of pressure gradient and smooths the pressure distribution in transition zones. Compared with the traditional spired vane, the round vane has no difficulty in protraction in the transition zones under high working pressure, and has smoother contact force change at the vane tip.

Key words: variable displacement vane pump; sealed cavity; leakage; pressure distribution; force analysis

Foundation item: The National Natural Science Foundation of China(50975072)