

转套式配流系统凸轮槽型线对空化特性的影响

姜晓天^a,张洪信^a,赵清海^b,程前昌^a,张延君^a

(青岛大学 a. 机电工程学院; b. 动力集成及储能系统工程技术中心, 山东 青岛 266071)

摘要:空化引起的振动和噪声会影响转套式配流系统性能和寿命,转套的凸轮槽型线与空化特性关系密切。在线性凸轮槽型线基础上提出了3种新的凸轮槽型线,建立了相应的型线方程,随着曲轴转动,线性型线对应的转套转角波动最小、样条型线最大。建立了系统空化流体力学模型,通过仿真,发现4种型线对应的最大气体体积分数均随工作转速升高单调递增,总体看来线性型线最好;空化占比随转速增大而升高,同转速条件下线性凸轮槽型线对应空化占比最小;容积效率随转速增加单调递减,开始比较平缓,速度较高时降低较快,总体看来线性型线对应的容积效率最高。

关键词:转套;配流系统;凸轮槽型线;空化

中图分类号:TH137.51 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)05-0004-04

Influence of Cam Groove Profile of Rotating-Sleeve Distributing-flow System on Cavitation Characteristics

JIANG Xiaotian^a, ZHANG Hongxin^a, ZHAO Qinghai^b, CHENG Qianchang^a, ZHANG Yanjun^a

(a. School of Electromechanical Engineering and b. Power Integration and Energy Storage Systems Engineering Technology Center, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

Abstract: Vibration and noise caused by cavitation have an impact on the performance and life of the rotating-sleeve distributing-flow system. The cam groove profile of the rotating sleeve is closely related to the cavitation characteristics. Three new types of the cam groove profiles are designed based on the line cam groove profile and the linear equations are established. With the rotation of the crankshaft, the fluctuation of the rotating sleeve angle of the line profile is the smallest and that of the spline profile is the largest. The cavitation hydrodynamic model is established. The maximum gas volume fraction of four types of profiles all increases monotonously with the increase of the rotating speed and one of the line profile is the best in general. The proportion of cavitation also increases with the increase of the rotating speed, and one of the line profile is the smallest at the same rotating speed. All volumetric efficiency decreases monotonously with the increase of rotating speed. But it decreases slowly at low speed and faster at high speed. Overall, the line profile corresponds to the others, its volumetric efficiency is the highest.

Keywords: rotating-sleeve; distributing-flow system; cam groove profile; cavitation

0 引言

空化通常发生在液体内部的低压区,在泵类产品尤其是柱塞泵中十分普遍^[1-4],且危害不浅。空化破坏了介质的连续性,使系统工作性能下降、效率降低,并伴有强烈的冲击和噪声;当空泡溃灭时会释放巨大能量,且随着工作循环的增加,气蚀现象愈发显著,对过流部件的表面造成严重破坏,降低泵的使用寿命^[5-7]。针对轴向柱塞泵内部空化现象,翟江等对水压轴向柱塞泵内部空化流动进行了数值模拟,分析了空化主要发生部位以及空化程度与泵入口压力之间的关系^[8];刘春节等基于全空化模型,研究了斜盘式轴向柱塞泵在不同转速和不同出口油口压力条件下柱塞腔内部和配流盘表面的空化情况^[9];高殿荣等分析了水压柱塞泵柱塞腔在不同位置时气相分布情况以及

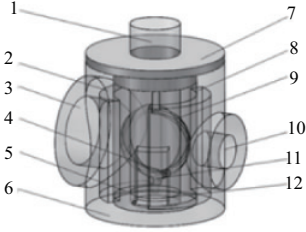
该分布产生的机理^[10];孙泽刚等利用计算流体力学,研究了斜盘式轴向柱塞泵在同一转速不同直径比下气穴发生情况,并比较了不同进油口结构对气穴的影响^[11];樊地徽浩等对轴向柱塞泵在不同转速下内部空化流动进行了数值模拟,并利用高速摄像机进行了可视化试验,发现二者具有很好的一致性^[12]。以上研究均是针对斜盘式配流系统的空化分析,对转套式配流系统内的空化研究也具有重要参考价值。针对转套式配流系统,张延君等对其内部流场的空化现象进行了初步探讨,指出配流系统在工作过程中确实存在空化现象,并分析了空化发生部位^[13]。但该研究是在特定凸轮槽型线、特定入口压力以及恒定转速条件下进行的,并未针对转套的各种凸轮槽型线进行深入的对比如分析,本文将基于4种不同凸轮槽型线,研究工作转速与空化特性以及容积效率之间的关系,支撑转套的凸轮槽型线设计。

基金项目:国家自然科学基金(51575286);山东省自然科学基金(2014ZRB01503)

作者简介:姜晓天(1993—),男,山东青岛人,硕士研究生,主要从事车辆新型动力传递技术及其电子化。

1 转套式配流系统流体域形状

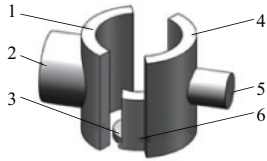
转套式配流系统工作时,曲柄连杆机构带动柱塞及其传动销做往复直线运动。传动销在压紧弹簧作用下压在转套的凸轮槽内,通过凸轮槽径向深度变化及上下止点处的阶跃,保证传动销拨动转套单向连续转动,通过凸轮槽型线方程控制转套转角与柱塞行程之间的关系,配流口周期性接通进出流质腔,实现配流功能^[14-17],其结构如图1所示。



1—柱塞;2—进流质腔;3—入口;4—传动销;
5—转套;6—泵体;7—法兰盖;8—出流质腔;
9—凸轮槽;10—出口;11—压紧弹簧;12—泵腔。

图1 转套式配流系统结构原理图

以转套式配流系统内部流场区域作为控制容积如图2所示,额定出口压力为10 MPa,流质为水,流质温度20℃,此时流质饱和蒸气压为2338.8 Pa。



1—进流质腔;2—入口;3—泵腔;4—出流质腔;
5—出口;6—配流口。

图2 流体域形状

2 凸轮槽型线方程

柱塞在曲柄连杆机构驱动下做往复直线运动,其位移方程可表示为:

$$z_0 = r_0 \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2\varphi \right) \quad (1)$$

式中: r_0 为曲轴半径,m; φ 为曲轴转角,rad; $\lambda = r_0/l_0$ 为曲柄连杆比; l_0 为连杆长度,m。

转套作为整个配流系统的关键结构,其内壁上凸轮槽结构决定了工作过程的稳定运行,并影响整个系统的配流性能,凸轮槽径向深度变化可用方程 $r = r(\theta)$ 表示。

$$r(\theta) = \begin{cases} \frac{d}{2} + h_2 - 3\Delta h \frac{\theta^2}{\pi^2} + 2\Delta h \frac{\theta^3}{\pi^3} & (0 \leq \theta < \pi) \\ \frac{d}{2} + h_2 - 3\Delta h \frac{(\theta - \pi)^2}{\pi^2} + 2\Delta h \frac{(\theta - \pi)^3}{\pi^3} & (\pi \leq \theta < 2\pi) \end{cases} \quad (2)$$

式中: d 为柱塞直径,m; h_1 为凸轮槽最小深度,m; h_2 为凸轮

槽最大深度,m; $\Delta h = h_2 - h_1$ 为凸轮槽深度变化,m; θ 为转套的转角,rad。

凸轮槽轴向位移可用 $z = z(\theta)$ 表示,即凸轮槽型线方程, θ 为转套的转角,rad。徐威等设计了3种不同凸轮槽型线,分别为正弦型线、线性型线和二次B样条型线凸轮槽,并比较了其运动学特性^[18],但在试验过程中发现正弦型线和二次B样条型线凸轮槽在上下止点处存在自锁,其主要原因是凸轮槽型线在上下阶跃点处过渡比较平滑,压力角为90°(运动角为0°),在运动过程中转套可依靠惯性转过死点。若启动时恰好柱塞在上下止点处,则柱塞无法通过传动销驱使转套正常转动。由此在线性凸轮槽型线基础上提出了反正弦型线、正切型线和样条型线3种新的凸轮槽型线。

线性凸轮槽型线沿圆周方向展开后,其轴向位移与转套转角之间的关系可表示为:

$$z = \begin{cases} \frac{S}{\pi} \theta & (0 \leq \theta < \pi) \\ 2S - \frac{S}{\pi} \theta & (\pi \leq \theta < 2\pi) \end{cases} \quad (3)$$

式中 S 为柱塞行程,m。

配流系统在工作过程中,柱塞通过传动销拨动转套转动,柱塞轴向位移与传动销在凸轮槽内的轴向位移相等,即 $z_0 = z$,将式(1)代入式(3)中,可得线性凸轮槽转套转角与曲轴转角之间的关系:

$$\theta = \begin{cases} \frac{\pi}{2} \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right) & (0 \leq \varphi < \pi) \\ -\frac{\pi}{2} \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right) + 2\pi & (\pi \leq \varphi < 2\pi) \end{cases} \quad (4)$$

反正弦凸轮槽型线沿圆周方向展开后,其轴向位移与转套转角之间的关系可表示为:

$$z = \begin{cases} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\theta - \frac{\pi}{2}}{\frac{\pi}{2}} \right) \frac{S}{\pi} & (0 \leq \theta < \pi) \\ S - \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\theta - \frac{3}{2}\pi}{\frac{\pi}{2}} \right) \frac{S}{\pi} & (\pi \leq \theta < 2\pi) \end{cases} \quad (5)$$

将式(1)代入式(5),可得反正弦凸轮槽转套转角与曲轴转角之间的关系:

$$\theta = \begin{cases} -\frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi}{8} (4\cos\varphi - \lambda + \lambda \cos 2\varphi) + \frac{\pi}{2} & (0 \leq \varphi < \pi) \\ \frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi}{8} (4\cos\varphi - \lambda + \lambda \cos 2\varphi) + \frac{3\pi}{2} & (\pi \leq \varphi < 2\pi) \end{cases} \quad (6)$$

正切凸轮槽型线沿圆周方向展开后,其轴向位移与转套转角之间的关系可表示为:

$$z = \begin{cases} \frac{S}{2} \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \tan \frac{2\theta - \pi}{3} + 1 \right) & (0 \leq \theta < \pi) \\ -\frac{S}{2} \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \tan \frac{2\theta - 3\pi}{3} - 1 \right) & (\pi \leq \theta < 2\pi) \end{cases} \quad (7)$$

将式(1)代入式(7),可得正切凸轮槽转套转角与曲轴转角之间的关系:

$$\theta = \begin{cases} -\frac{3}{2} \arctan \frac{\sqrt{3}}{4} (4\cos\varphi - \lambda + \lambda \cos 2\varphi) + \frac{\pi}{2} & (0 \leq \varphi < \pi) \\ \frac{3}{2} \arctan \frac{\sqrt{3}}{4} (4\cos\varphi - \lambda + \lambda \cos 2\varphi) + \frac{3\pi}{2} & (\pi \leq \varphi < 2\pi) \end{cases} \quad (8)$$

样条凸轮槽沿圆周方向展开后,其轴向位移与转套转角之间的关系可表示为:

$$z = \begin{cases} 2S \sqrt{\frac{\theta}{6\pi}} & (0 \leq \theta < \frac{2}{3}\pi) \\ S \left[1 - \sqrt{\frac{1}{3} \left(1 - \frac{\theta}{\pi} \right)} \right] & (\frac{2}{3}\pi \leq \theta < \pi) \\ S \left[1 - \sqrt{\frac{1}{3} \left(\frac{\theta}{\pi} - 1 \right)} \right] & (\pi \leq \theta < \frac{4}{3}\pi) \\ 2S \sqrt{\frac{2\pi - \theta}{6\pi}} & (\frac{4}{3}\pi \leq \theta < 2\pi) \end{cases} \quad (9)$$

将式(1)带入式(9),可得样条凸轮槽转套转角与曲轴转角之间的关系:

$$\theta = \begin{cases} \frac{3}{8}\pi \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right)^2 & (0 \leq \varphi < \frac{17}{30}\pi) \\ \pi - 3\pi \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos\varphi - \frac{\lambda}{8} + \frac{\lambda}{8} \cos 2\varphi \right)^2 & (\frac{17}{30}\pi \leq \varphi < \pi) \\ \pi + 3\pi \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos\varphi - \frac{\lambda}{8} + \frac{\lambda}{8} \cos 2\varphi \right)^2 & (\pi \leq \varphi < \frac{43}{30}\pi) \\ 2\pi - \frac{3}{8}\pi \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right)^2 & (\frac{43}{30}\pi \leq \varphi < 2\pi) \end{cases} \quad (10)$$

4种凸轮槽型线沿圆周方向展开后形状如图3所示。各种凸轮槽型线与转角关系呈明显对称关系,线性型线在上下止点处柱塞相对转套转角移动最慢,依次正切、样条、反正弦型线。不同转套的转角与曲轴转角之间的关系如图4所示,各种型线下转套转角与曲轴转角之间不是线性关系,都有一定波动,线性型线最小、样条型线最大。

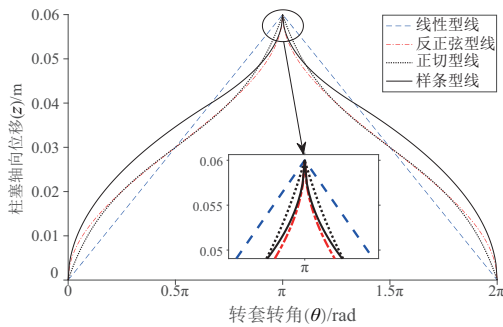


图3 4种凸轮槽型线轴向展开图

3 空化流体力学模型

3.1 基本控制方程

采用均匀两相流动的混合模型进行分析,忽略流质液相与气相之间的相对滑移速度,连续性方程可表示为:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla(\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \quad (11)$$

$$\rho_m = (1 - \alpha_v) \rho_l + \alpha_v \rho_v \quad (12)$$

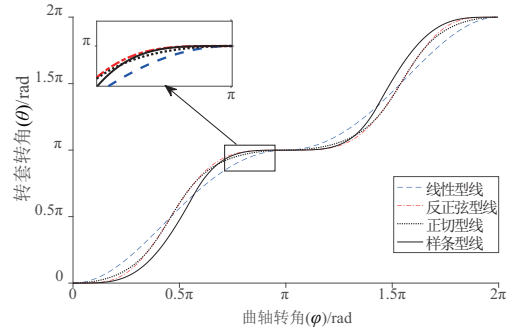


图4 转套转角与曲轴转角关系

式中: ρ_m 为混合密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; \mathbf{v}_m 为速度矢量, m/s ; α_v 为气相体积分数; ρ_l 为液相密度, kg/m^3 ; ρ_v 为气相密度, kg/m^3 。

忽略质量力及微小气泡的表面张力,其运动方程可表示为:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla(\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p + \nabla(\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)) \quad (13)$$

$$\mu_m = (1 - \alpha_v) \mu_l + \alpha_v \mu_v \quad (14)$$

式中: μ_m 为平均动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; μ_l 为液体粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; μ_v 为气相动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

3.2 空化模型

目前空化问题的研究通常需要引入空化模型,基本的两相空化模型蒸汽运输方程如下:

$$\frac{\partial(\alpha \rho_v)}{\partial t} + \nabla(\alpha \rho_v \mathbf{v}_v) = R_e - R_c \quad (15)$$

式中: α 为蒸汽体积分数; \mathbf{v}_v 为气相速度, m/s ; R_e 为蒸汽生成项; R_c 为蒸汽凝聚项。

大多空化模型是基于单气泡动力学方程 Rayleigh-Plesset 方程推导而得^[19]:

$$R \ddot{R} + \frac{3}{2} \dot{R}^2 = \frac{1}{\rho} \left[p_g + p_v - p - \frac{2\tau}{R} - \frac{4\mu \dot{R}}{R} \right] \quad (16)$$

式中: R 为气泡半径, m ; ρ 为均质液体密度, kg/m^3 ; p_g 为泡内气体压强, p_v 为蒸汽压强, p 为液体压强,单位均为 Pa; τ 为液体表面张力系数; μ 为液体黏滞系数。

转套式配流系统空化问题的研究采用了 Zwart 空化模型,该模型假设液体中所含气泡大小相同,相间的质量运输率由气泡数密度决定,其质量交换律方程如下^[20]:

$$R_e = F_{\text{vap}} \frac{3\alpha_{\text{muc}}(1 - \alpha_v) \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} \quad p \leq p_v \quad (17)$$

$$R_c = F_{\text{cond}} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}} \quad p > p_v \quad (18)$$

式中: F_{vap} 为蒸发系数; F_{cond} 为凝聚系数; α_{muc} 为气核体积分数; R_B 为气泡半径, m ; p 为流场压力, Pa; p_v 为汽化压力, Pa。

3.3 湍流模型

转套式配流系统的空化特性研究基于标准的 $k-\varepsilon$ 模型,其湍动能 k 和耗散率 ε 的方程分别定义为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + C_k - \rho \varepsilon \quad (19)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (20)$$

其中:

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (21)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (22)$$

式中: ρ 为流质的密度, kg/m^3 ; u_i 为各坐标轴方向的速度分量, m/s ; μ_t 为湍流粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; G_k 是由于平均速度梯度引起的湍流动能产生项; σ_ε 为与湍动能 k 对应的普朗特数; σ_ε 为与耗散率 ε 对应的普朗特数; 模型常数的取值为 $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

4 结果分析

4.1 最大气体体积分数

转套式配流系统泵腔内部最大气体体积分数可反映空化强度, 气体体积分数越大表明空化强度越大, 易对过流部件造成剧烈冲击, 引起较大振动和噪声。入口压力为标准大气压 0.1 MPa 时, 不同型线凸轮槽泵腔内部最大气体体积分数与曲轴工作转速之间的关系如图 5 所示。4 种型线对应的最大气体体积分数均随工作转速升高单调递增, 总体看来线性型线最好; 反正切凸轮槽和样条凸轮槽在工作转速高于 $1100 \text{ r}/\text{min}$ 时, 最大气体体积分数变化相对平缓, 样条凸轮槽维持在 65% 左右, 反正切凸轮槽维持在 62% 左右, 反正切凸轮槽在高转速区间工作时泵腔内部空化强度最低, 在最高工作转速 $1500 \text{ r}/\text{min}$ 时最大气体体积分数只有 63.05% ; 转速低于 $1100 \text{ r}/\text{min}$ 时, 同转速条件下线性凸轮槽泵腔内部空化强度最低, 在最低工作转速 $100 \text{ r}/\text{min}$ 时最大气体体积分数为 16.59% 。

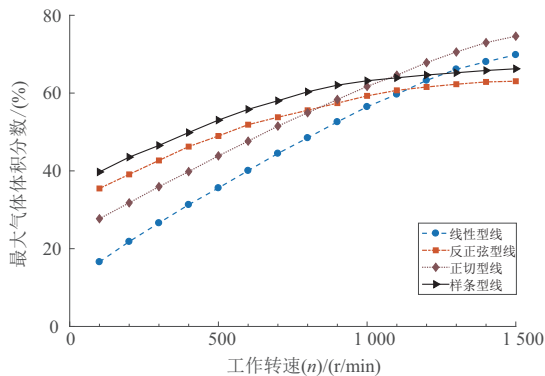


图5 最大气体体积分数与工作转速关系

4.2 空化占比

转套式配流系统泵腔内部空化持续时间可反映空化程度, 当工作转速改变时, 周期也会随之变化, 引入空化占比 (τ) 来描述 1 个周期内空化持续时间:

$$\tau = \frac{t}{T} \quad (23)$$

式中: t 为发生空化的时间, s ; T 为工作周期, s 。

空化占比越大表明空化程度越大, 对配流系统工作性能的影响也更为显著, 入口压力为标准大气压 0.1 MPa 时, 空化占比与工作转速之间的关系如图 6 所示。4 种型线对应的空化占比均随转速增大而升高, 中间段升高最快; 同转速条件下线性凸轮槽型线对应空化占比最小; 转速 $> 900 \text{ r}/\text{min}$ 时, 反正弦凸轮槽、正切凸轮槽和样条曲线凸轮槽型线的空化占比均 $> 50\%$; 转速 $> 1200 \text{ r}/\text{min}$ 时, 线性凸轮槽型线的空化占比 $> 50\%$ 。大于 50% 表明在柱塞下行的部分时间内泵腔里存在空化气体。

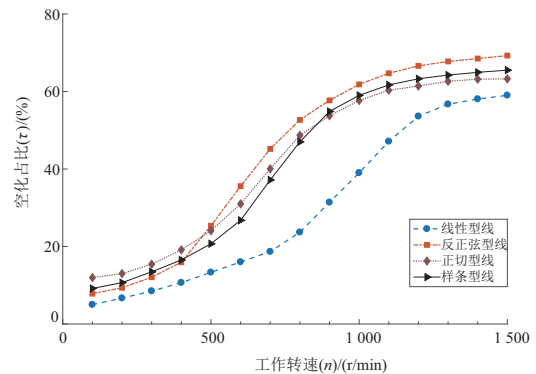


图6 空化占比与工作转速关系

4.3 容积效率

空化现象发生时, 会影响配流系统的容积效率 η_v , 即实际流量 Q_c 与理论流量 Q_{th} 的比值^[21]:

$$\eta_v = \frac{Q_c}{Q_{th}} \quad (24)$$

入口压力为 0.1 MPa 时, 不同凸轮槽型线对应容积效率与工作转速之间关系如图 7 所示。4 种型线对应的容积效率随转速增加单调递减, 开始比较平缓, 速度较高时降低较快, 总体看来线性型线对应的容积效率最高; 转速低于 $700 \text{ r}/\text{min}$ 时, 各型线凸轮槽配流系统容积效率均在 90% 以上, 随着转速的升高, 容积效率不断降低; 转速高于 $900 \text{ r}/\text{min}$ 时, 反正弦凸轮槽、正切凸轮槽和样条曲线凸轮槽型线对应的容积效率明显降低; 转速高于 $1200 \text{ r}/\text{min}$ 时, 线性凸轮槽型线对应容积效率才开始明显下降, 优于其他 3 种型线。

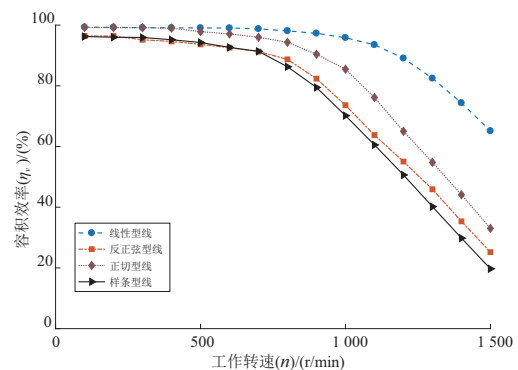


图7 容积效率与工作转速关系

(下转第 21 页)