

文章编号:1671-8879(2016)05-0118-09

摆动系统恒压变量泵瞬时吸空问题

胡军科,赵 斌,蒋亚军,段小龙

(中南大学 机电工程学院,湖南 长沙 410012)

摘 要:为了解决混凝土泵摆动系统中恒压变量泵的瞬时吸空问题,对摆动系统的工况特点及吸空机理进行分析,发现在变量泵排量增大的初始阶段,由变量泵输出流量的快速变化引起吸油腔中油液压力的波动,是导致恒压变量泵发生瞬时吸空的主要原因。通过对恒压变量泵进行数学建模并采用 AMESim 进行仿真研究,提出了一种在变量缸敏感腔进油口处设置比例节流阀以控制流量变化率的方法,由变量缸的位移信号控制节流阀的开度,对变量缸的流量及运动速度进行调节,从而实现对变量泵流量的控制。对恒压变量泵原始状态条件、设置单向阻尼孔及设置比例节流阀时的工作过程作 AMESim 仿真及试验研究。研究表明:设置 1.35 mm 单向阻尼孔和设置比例节流阀 2 种改进方案都能基本消除吸空现象,其中设置比例节流阀时恒压变量泵吸油腔压力基本保持略大于空气分离压,且斜盘倾角升程时间为 35 ms,虽然相对于原始条件下的响应时间(31 ms)延长了 13%,但其相对于设置 1.35 mm 单向阻尼孔时的响应时间(40 ms)则有较大降低;设置比例节流阀在保证恒压变量泵流量效率的同时基本消除了瞬时吸空现象,对提高混凝土输送泵的使用可靠性及工作效率具有重要意义。

关键词:机械工程;恒压变量泵;瞬时吸空;比例节流阀;流量变化率;AMESim

中图分类号:TH137.51

文献标志码:A

Instantaneous air suction of constant pressure variable displacement pump of swing system

HU Jun-ke, ZHAO Bin, JIANG Ya-jun, DUAN Xiao-long

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410012, Hunan, China)

Abstract: To solve the problem of instantaneous air suction of constant pressure variable displacement pump of swing system, the working features of swing system and the principle of air suction were investigated. It was discovered that the major cause for instantaneous air suction is the instantaneous pressure fluctuation of oil in the oil absorption cavity resulted from the rapid change of the output flow during the initial time when the pump changes its displacement. With the establishment of mathematical model and simulation of pump in AMESim, a novel method was proposed to control the flow change rate by setting proportional throttle valve at oil inlet of variable cylinder sensitive cavity. By controlling the throttle opening according to the displacement of variable cylinder, flow and displacement of variable cylinder were adjusted so as to realize the control of flow of the pump. AMESim simulation and experiment research were

收稿日期:2016-05-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51305463)

作者简介:胡军科(1959-),男,湖南桃江人,教授,E-mail: hu2452@163.com。

conducted on the working process of the pump in the state of origin, setting one-way orifice and setting proportional throttle valve. The results show that two methods of setting 1.35 mm one-way orifice and setting proportional throttle valve can both eliminate the phenomenon of air suction basically. The oil pressure in oil absorption cavity of pump stays a little higher than over the air separation pressure in the state of setting proportional throttle valve. In addition, the time of swashplate angle raising is 35 ms. Even though that time is extended by 13% compared with the time (31 ms) in the state of origin, it is greatly less than the time (40 ms) in the state of setting 1.35 mm one-way orifice. Therefore, the method could guarantee the flow efficiency of pump and eliminate the phenomenon of air suction basically, which is of great significance to improve the reliability and efficiency of swing system. 1 tab, 14 figs, 21 refs.

Key words: mechanical engineering; constant pressure variable displacement pump; instantaneous air suction; proportional throttle valve; flow change rate; AMESim

0 引言

混凝土泵以其机动灵活、施工效率高等优点在桥梁、机场、高层建筑施工作业中得到了广泛的应用^[1]。然而,在工程应用中发现其摆动系统恒压变量泵容易发生由吸空导致的早期损坏,严重影响了系统的性能^[2-5]。

为了减少液压泵的吸空损坏,现有研究主要集中在2个方面。第一,对液压泵结构进行优化:刘晓红等通过改进预压区减压槽出口的结构将配流盘减压槽射流角控制在 $30^{\circ}\sim 60^{\circ}$ 范围内,在一定程度上降低了柱塞泵的空蚀破坏程度^[6];Johansson等研究发现将柱塞泵斜盘的滑履接触面沿位移方向做小角度倾斜能有效改善柱塞腔内的压力波动^[7];Manring的研究表明柱塞腔瞬时压力特性与阻尼槽的结构形式有关^[8];冀宏等提出了通过合理选择配油盘吸油槽侧的阻尼槽结构(采用U型槽)及增大柱塞缸吸油孔直径,以避免工作腔气穴现象的方法^[9-10]。第二,对泵所处液压系统进行优化:德国普茨迈斯特公司针对混凝土泵闭式液压系统液压冲击和液压泵吸空问题,自主研制了SN控制回路^[11-12];翟江等则提出了通过提升泵入口压力来减小柱塞腔空化程度的方法^[13]。综上所述,针对液压泵的吸空问题,现有的研究主要采用的是优化液压泵结构和改进液压系统的方法,而通过改进液压泵变量特性来优化液压泵流量-时间曲线,进而改善液压泵吸空的研究还鲜有相关报道。

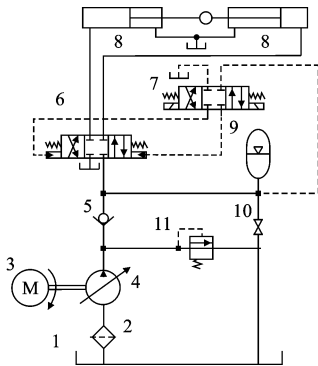
在混凝土输送泵的工作过程中,为了满足S管的快速摆动和降低能耗,需要恒压变量泵在最小排量(待机状态)与最大排量之间频繁变化,而流量的快速和频繁变化是导致吸空的重要原因,所以通过

优化恒压变量泵的流量特性来降低或消除吸空具有重要的现实意义。陈清等提出在油泵变量活塞进油口设置固定阻尼孔的方法,可达到延长变量时间以抑制瞬时吸空,但该方法会在一定程度上降低恒压变量泵的流量效率^[14]。为此,本文针对摆动系统中恒压变量泵的瞬时吸空问题,通过对摆动系统的工作特点及吸空机理进行分析,并采用AMESim进行仿真研究,提出一种变阻尼的方法,期望既能有效消除恒压变量泵的吸空现象又能保证流量效率,对提高混凝土输送泵的使用可靠性及工作效率具有重要的意义。

1 恒压变量泵瞬时吸空原因

以某型混凝土泵为例,其摆动系统液压原理如下页图1所示^[12,14-15]。当摆动油缸需要动作时,电磁换向阀7得电,控制油驱动液动换向阀6换向,变量泵出口压力降低,变量泵由小排量的待机状态转为最大排量状态,同蓄能器中油液一起推动摆动油缸,与活塞杆相连的分配阀实现换向。动作完成后变量泵继续向蓄能器补充油液直至压力达到设定恒压值,变量泵排量减小,如此反复。目前,分配阀完成1次换向动作需要0.2~0.3 s,换向周期为2~3 s。为了满足换向的快速性,变量泵需要在小排量的待机状态与最大排量状态之间频繁转换,发现变量泵运行中容易发生吸空损坏。

在工程实际中发现,液压泵的吸空现象主要产生在吸油过程中。混凝土泵摆动系统中恒压变量泵需要频繁地从最小排量的待机状态转换为最大排量的工作状态,变量泵进出口流量快速增加。此时,进口油液从吸油管入口流进,经吸油管路、变量泵入口进入吸油腔,此过程可以看作不可压缩流体的非定



注:1-油箱; 2-过滤器; 3-电动机; 4-恒压变量泵; 5-单向阀;
6-液动换向阀; 7-电磁换向阀; 8-摆动油缸; 9-蓄能器;
10-截止阀; 11-溢流阀; M-电动机

图 1 摆动系统原理

Fig. 1 Principle of swing system

常流。从吸油管入口到吸油腔的能量方程为

$$h_1 - h_f - \frac{L}{g} \frac{dV}{dt} = h_2 \quad (1)$$

式中: h_1 为吸油管入口处油液总水头; h_2 为吸油腔处油液总水头; h_f 为克服阻力所损失的水头; $\frac{L}{g} \frac{dV}{dt}$ 为产生加速度所需的水头, 与管道长度 L 、油液流动加速度 $\frac{dV}{dt}$ 成正比; g 为重力加速度。

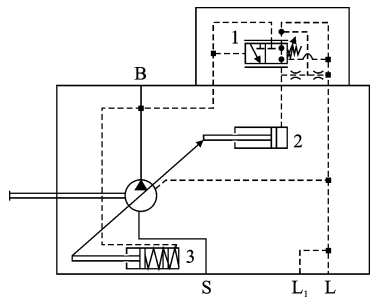
摆动系统恒压变量泵在排量增大过程中, 升程时间短、流量大, 且排量变化率由最大逐渐减小, 从而在变量初始阶段油液加速度水头较大, 导致吸油腔产生较大压力脉动^[16-18]。当吸油管入口总压力为克服各种阻力损失, 并使油液加速跟上活塞运动后, 所剩压力低于相应温度下油液的空气分离压时, 便分离出大量气体产生吸空现象。并且, 变量泵排量频繁地周期性变化, 造成吸空现象连续累积, 从而产生噪音、气蚀和容积效率降低, 甚至导致油泵的损坏。由上所述, 在变量泵排量增大的初始阶段, 由变量泵输出流量的快速变化引起吸油腔中油液压力的波动, 是导致恒压变量泵发生瞬时吸空的主要原因。

2 恒压变量泵原理分析及数学建模

2.1 恒压变量泵原理

以某型恒压变量泵为研究对象, 对恒压变量泵的恒压控制原理及排量变化过程进行分析, 系统原理如图 2 所示。

恒压阀 1 阀芯左端及变量缸弹簧腔 3 经控制油路与泵出口相连。通过恒压阀右端的调压弹簧可以无级调节设定压力。当泵出口压力稳定于设定压力



注: 1-恒压阀; 2-变量缸敏感腔; 3-变量缸弹簧腔; S-入口口; B-出油口; L-主卸油口; L₁-副卸油口

图 2 恒压变量泵系统原理

Fig. 2 Principle of constant pressure variable

displacement pump system

时, 若负载压力突然增大, 阀芯右端弹簧力小于作用在左端的液压力, 阀芯右移, 控制油流进变量缸敏感腔 2, 活塞左移, 斜盘倾角减小, 变量泵排量变小, 出口压力降低, 直至保持恒定; 反之, 当负载压力突然减小时, 阀芯右端弹簧力大于作用在左端的液压力, 阀芯左移, 变量缸敏感腔 2 中油液流出, 活塞右移, 斜盘倾角增大, 变量泵排量变大, 压力升高, 最终保持恒定, 因此, 系统压力始终保持恒定而泵的流量在 0 到最大值之间随负载要求而定。

图 3 为变量泵排量变化过程的动态特性曲线。变量泵在最大排量 28 mL/r, 恒压值 220×10^5 Pa 条件下, 排量由最小值 V_{\min} 变为最大值 V_{\max} 的升程时间 t_{SA} 为 30 ms, 降程时间 t_{SE} 为 20 ms。

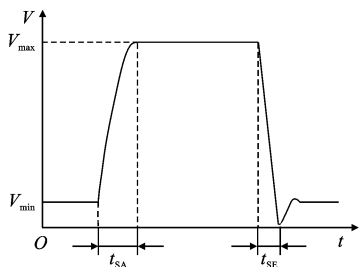


图 3 恒压变量泵动态特性

Fig. 3 Dynamic characteristics of constant pressure variable displacement pump

2.2 数学模型的建立

2.2.1 恒压阀动态特性

阀芯运动微分方程为

$$p_p A_v = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + C_v \frac{dx_v}{dt} + k_s x_v + F_0 \quad (2)$$

式中: p_p 为泵输出压力; A_v 为恒压阀控制面积; m_v 为阀芯及有效弹簧质量; x_v 为阀芯行程(设向右为正); C_v 为阻尼系数; k_s 为弹簧刚度; F_0 为弹簧

预紧力。

对式(2)进行拉氏变换并整理,得到恒压阀的传递函数 $G_1(s)$ 为

$$G_1(s) = \frac{x_v(s)}{E_1(s)} = \frac{1/k_s}{s^2/\omega_{nv}^2 + 2\zeta_v s/\omega_{nv} + 1} \quad (3)$$

式中: $E_1(s) = p_p(s) - F_0$, 为压力偏差信号; s 为拉氏算子; $\zeta_v = C_v/(2\sqrt{k_s m_v})$, 为阻尼比; $\omega_{nv} = \sqrt{k_s/m_v}$, 为恒压阀固有频率。

2.2.2 斜盘动态特性

(1) 恒压阀流量 q 方程

$$q = C_d A x_v \sqrt{2\Delta p/\rho} \quad (4)$$

式中: A 为恒压阀开口面积梯度; C_d 为流量系数; Δp 为阀口前后压降; ρ 为工作介质密度。

(2) 恒压阀流量增益 k_q

$$k_q = \frac{\partial q}{\partial x_v} = C_d A \sqrt{\frac{2(p_p - p_1)}{\rho}} \quad x_v \geq 0 \quad (5)$$

$$k_q = -\frac{\partial q}{\partial x_v} = C_d A \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \quad x_v < 0 \quad (6)$$

式中: p_1 、 p_2 分别为变量活塞左移、右移时的敏感腔压力。

(3) 恒压阀流量压力系数 k_p

$$k_p = \frac{\partial q}{\partial \Delta p} = \frac{C_d A x_v}{\sqrt{2(p_p - p_1)\rho}} \quad x_v \geq 0 \quad (7)$$

$$k_p = -\frac{\partial q}{\partial \Delta p} = \frac{C_d A x_v}{\sqrt{2p_2\rho}} \quad x_v < 0 \quad (8)$$

(4) 恒压阀线性化流量方程。

当负载流量需求减小时

$$q_{v1} = k_q x_v - k_p p_1 \quad (9)$$

当负载流量需求增大时

$$q_{v2} = k_q x_v + k_p p_2 \quad (10)$$

(5) 恒压阀流量连续性方程。

当斜盘倾角减小时

$$q_{v1} = A_1 \frac{dx_p}{dt} + \frac{v}{K} \frac{dp_1}{dt} + c_1 p_1 \quad (11)$$

当斜盘倾角增大时

$$q_{v2} = A_1 \frac{dx_p}{dt} - \frac{v}{K} \frac{dp_2}{dt} - c_1 p_2 \quad (12)$$

式中: x_p 为变量活塞位移(设向左为正); A_1 为变量缸敏感腔面积; K 为体积模量; c_1 为变量缸敏感腔漏损系数; v 为变量缸敏感腔容积。

(6) 斜盘运动微分方程。

当斜盘倾角减小时

$$(p_1 A_1 - p_p A_2) r = J \frac{1}{r} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (13)$$

当斜盘倾角增大时

$$(p_p A_2 - p_2 A_1) r = J \frac{1}{r} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (14)$$

式中: r 为变量活塞中心到斜盘旋转中心的距离; A_2 为变量缸弹簧腔面积; J 为斜盘及变量活塞绕斜盘旋转中心的转动惯量。

式(13)、式(14)相加可得

$$(p_1 - p_2) A_1 = J \frac{1}{r^2} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (15)$$

联立式(9)~式(12),并将式(15)代入,可得

$$k_q x_v = A_1 \frac{dx_p}{dt} + \frac{J}{A_1 r^2} \frac{v}{K} \frac{1}{r^2} \frac{d^3 x_p}{dt^3} + (k_p + c_1) \frac{J}{A_1 r^2} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (16)$$

对式(16)进行拉氏变换并整理,得到斜盘的传递函数 $G_2(s)$ 为

$$G_2(s) = \frac{x_p(s)}{x_v(s)} = \frac{k_q/A_1}{s(s^2/\omega_n^2 + 2\zeta s/\omega_n + 1)} \quad (17)$$

式中: $\omega_n = \sqrt{KA_1^2 r^2/(Jv)}$, 为斜盘固有频率; $\zeta = \omega_n J(k_p + c_1)/(2A_1^2 r^2)$, 为阻尼比。

2.2.3 泵的流量压力特性

泵流量增量 q_p 方程为

$$q_p = -k_g n x_p \quad (18)$$

式中: n 为泵的转速; k_g 为泵的排量梯度(负号表示变量活塞左移,泵排量减小)。

对式(18)进行拉氏变换并整理,得到泵输出流量的传递函数 $G_3(s)$ 为

$$G_3(s) = q_p(s)/x_p(s) = k_g n \quad (19)$$

泵输出流量引起的压力变化表示为

$$-q_p(s) + q_1 - c_2 p_p = \frac{v_p}{K} \frac{dp_p}{dt} \quad (20)$$

对式(20)进行拉氏变换并整理,得到泵输出压力的传递函数 $G_4(s)$ 为

$$G_4(s) = \frac{p_p(s)}{E_2(s)} = \frac{1/c_2}{s/\omega + 1} \quad (21)$$

式中: c_2 为变量缸弹簧腔漏损系数; $E_2(s)$ 为流量偏差信号; $\omega = Kc_2/v_p$, 为惯性环节转折频率; v_p 为泵输出端容腔体积。

由式(3)、式(17)、式(19)、式(21),得到恒压变量泵的开环传递函数 $G(s)$ 为^[9]

$$G(s) = \frac{k_g k_q n / (k_s A_1 c_2)}{s(s^2/\omega_{nv}^2 + 2\zeta_v s/\omega_{nv} + 1)(s^2/\omega_n^2 + 2\zeta s/\omega_n + 1)(s/\omega + 1)} \quad (22)$$

由式(11)、式(12)可得出:变量活塞位移变化率 $\frac{dx_p}{dt}$ 与恒压阀流量正相关。为了抑制变量泵瞬时吸空现象,需要控制变量泵排量变化过程中的流量变化率(体现为斜盘倾角角速度 $\frac{d\theta}{dt}$)。当 r 和 A_1 的值一定时,可以通过改变恒压阀流量来改变斜盘角速度,从而控制变量泵流量变化率,以减少变量泵的气蚀损坏。

3 AMESim 仿真及分析

3.1 仿真模型的建立

根据上述推导的传递函数,采用 AMESim 仿真

软件对恒压变量泵进行仿真研究,仿真模型如图 4 所示^[19-20]。

模型主要包括恒压阀、变量缸、斜盘和柱塞 4 个部分。因恒压泵流量变化率与摆动油缸负载无关,故为了简化模型,在泵的出口串联溢流阀与节流阀,模拟负载压力和流量的变化;泵入口串联液压管路和管接头,模拟流道中的沿程损失、局部损失及管长所引起的加速度水头。仿真模型参数依据产品样本资料设定,主要参数见表 1。其中, V_{max} 为泵最大排量, θ_{max} 为斜盘最大倾角, p_0 为恒压阀设定压力, d_{max} 为节流阀最大开度。

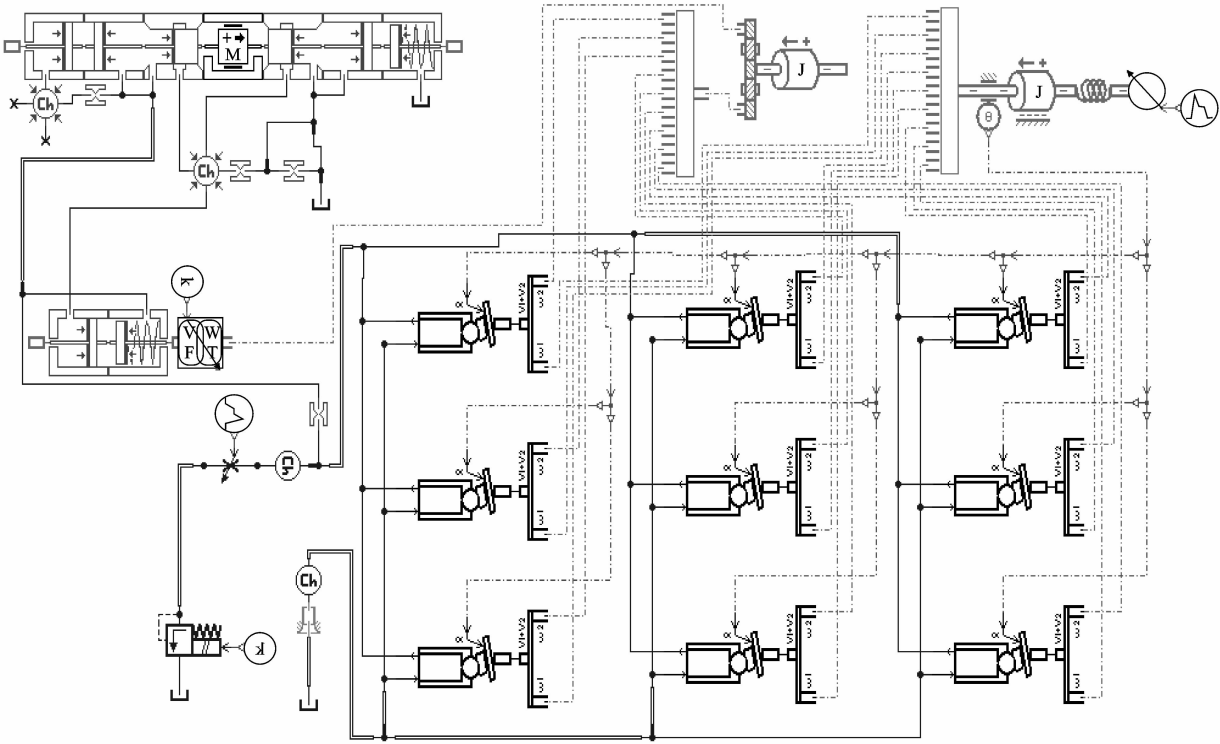


图 4 恒压变量泵 AMESim 仿真模型

Fig. 4 AMESim model of constant pressure variable displacement pump

表 1 仿真模型主要参数

Tab. 1 Main parameters of AMESim model

参数	数值
$V_{max}/(mL \cdot r^{-1})$	28
$\theta_{max}/(^{\circ})$	17.5
$n/(r \cdot min^{-1})$	1 500
$p_0/10^5 Pa$	190
r/mm	60
L/mm	800
d_{max}/mm	6

3.2 仿真分析

参考实际工况,设定溢流阀压力为 $140 \times 10^5 Pa$,给节流阀周期方波信号,调节其开度在 0 与最大值之间变化,模拟摆动油缸周期性间歇动作。通过仿真得到恒压泵 1 个周期内的斜盘倾角 θ 、吸油腔压力 p 变化曲线,如下页图 5~图 7 所示。由图 5 可知:初始状态时节流阀关闭,斜盘保持微小倾角 1.05° ,此时流量约为 2.5 L/min,这是恒压阀及变量缸所需的控制油流量,在样本提供的 3 L/min 的最大流量范围内; $t=0.2 s$ 时,节流阀接受信号开启,模拟摆动

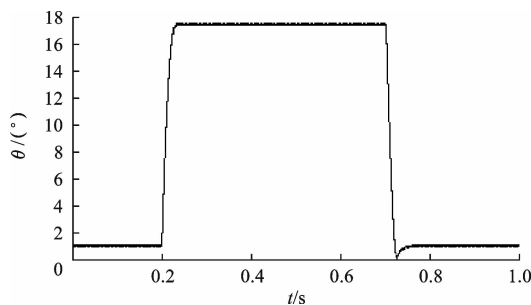


图 5 原始条件下斜盘倾角

Fig. 5 Swash plate angle under original condition

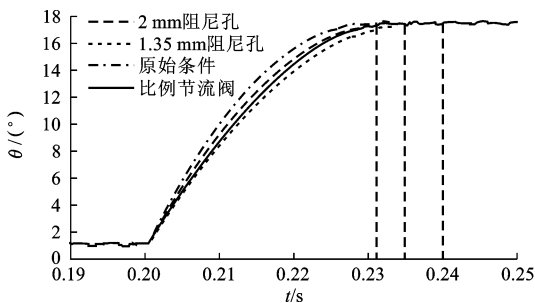


图 6 4 种条件下斜盘倾角增大过程

Fig. 6 Increasing swash plate angle under the four types of condition

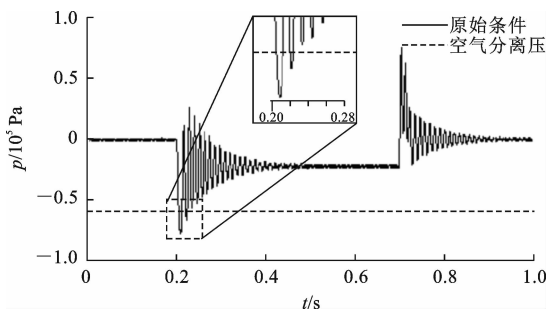


图 7 原始条件下吸油腔压力

Fig. 7 Oil absorption cavity pressure under original condition

油缸动作,此时斜盘倾角迅速增至 17.5° ; $t=0.7\text{ s}$ 时,节流阀接受信号关闭,模拟摆动油缸停止,斜盘倾角迅速降至 1.05° 。

图 6 为 4 种不同条件下斜盘倾角增大阶段变化曲线。由图 6 可知:斜盘倾角的升程时间 $t_{\text{SA}}=31\text{ ms}$,与样本资料提供的变量时间 30 ms 基本一致;泵排量增大阶段,流量变化率由最大逐渐减小至 0。

图 7 为吸油腔压力变化曲线,液压油的空气分离压取 $-0.6\times 10^5\text{ Pa}$ (表压 $1\text{ bar}=10^5\text{ Pa}$)^[21]。变量泵的流量脉动引起了压力脉动,在变量泵排量增大和减小阶段,吸油腔内压力波动较大。其中在排量增大的初始阶段,因流量变化率较大,压力低于油液的空气分离压 $-0.6\times 10^5\text{ Pa}$,吸油腔产生吸空现象。当

流量稳定在最大值时,压力约为 $-0.22\times 10^5\text{ Pa}$,这是由于管路摩擦的沿程损失及吸油腔截面变化的局部损失所致。排量减小阶段,因泵出口流量的快速减小,吸油腔产生压力增大的波动现象。

为了抑制变量泵瞬时吸空现象,需要控制变量泵排量变化过程中的流量变化率,具体可采取以下措施。

3.2.1 设置单向阻尼孔

在变量缸敏感腔进油口分别设置单向阻尼孔,其直径分别为 2 mm 和 1.35 mm ,仿真模型如图 8 所示。其中阻尼孔可以在排量增大过程中限制敏感腔流出的流量,从而增大了排量的变化时间,减小了流量变化率;设置单向阀可以避免阻尼孔在排量减小阶段对斜盘稳定性的影响。吸油腔压力变化曲线如图 9、下页图 10 所示。

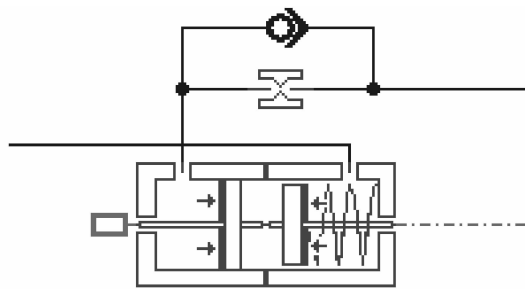


图 8 设置单向阻尼孔改进模型

Fig. 8 Improved model with unidirectional damping hole

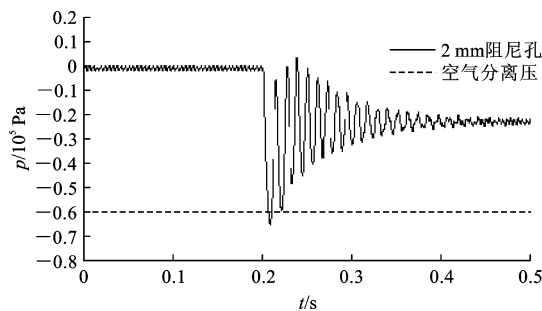


图 9 2 mm 阻尼孔条件下吸油腔压力

Fig. 9 Oil absorption cavity pressure under the condition of unidirectional damping hole with 2 mm in diameter

仿真结果表明:当阻尼孔直径为 2 mm 时,排量增大阶段所需时间为 35 ms ,吸油腔的平均压力较加阻尼孔前有所增加,其中压力波的第 2 个波谷大于 $-0.6\times 10^5\text{ Pa}$,此后吸油腔的吸空现象得到消除;当阻尼孔直径为 1.35 mm 时,排量增大阶段所需时间为 40 ms ,相对于原始条件响应时间(31 ms)

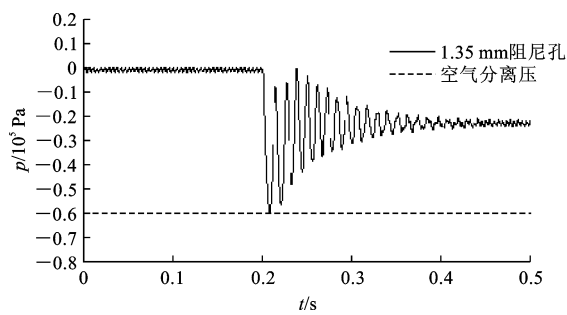


图 10 1.35 mm 阻尼孔条件下吸油腔压力
Fig. 10 Oil absorption cavity pressure under the condition of unidirectional damping hole with 1.35 mm in diameter

延长了 29%，吸油腔压力在排量增大的整个阶段均大于 -0.6×10^5 Pa，所以吸空现象得到完全消除。

因此，设置单向阻尼孔后在排量增大阶段变量泵响应时间增大、流量变化率减小，可以在一定程度上减少吸油腔的吸空现象，且阻尼孔直径较小时效果较好，但恒压变量泵流量效率逐渐降低。

3.2.2 设置比例节流阀

为了既能有效消除恒压变量泵的吸空现象又能保证流量效率，本文提出在敏感腔进油口设置比例节流阀，由变量缸的位移信号控制节流阀的开度，对变量缸的流量及运动速度进行调节，从而实现对变量泵流量的控制。变量缸的不同位移代表了泵的不同排量。在排量变化的不同阶段节流阀取不同阻尼，使排量变化尽可能快地同时保证吸油腔不吸空。仿真模型如图 11 所示。

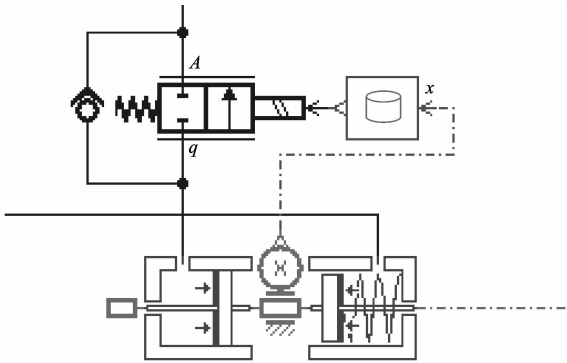


图 11 设置比例节流阀改进模型
Fig. 11 Improved model with proportional throttle valve

由以上仿真曲线可得，在原始条件、1.35 mm 阻尼孔、2 mm 阻尼孔 3 种条件下，吸油腔临界吸空时斜盘倾角分别为：16.6°、6.7°和 15.2°，对应的变量缸位移分别为 17.1、7、15.7 mm。根据变量缸在 3 个不同位移及其起始位置时的阻尼情况可以得出节流阀开

度随变量缸位移变化曲线，如图 12 所示。根据此关系建立一个 ASCII 文件，仿真时导入 AMESim 模型中的循环子模型中。仿真得出斜盘倾角及吸油腔压力曲线如图 6、图 13 所示。

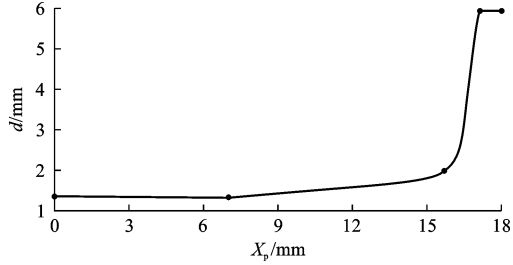


图 12 节流阀开度 d 与变量缸位移 x_p 的关系
Fig. 12 Relationship between the opening of throttle valve and the displacement of variable cylinder

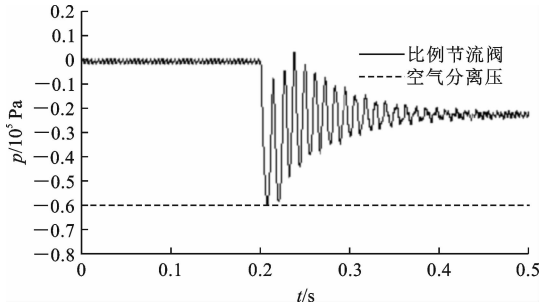


图 13 比例节流阀条件下吸油腔压力
Fig. 13 Oil absorption cavity pressure under the condition of throttle valve

图 13 中，设置比例节流阀后吸油腔压力始终大于空气分离压。并且在排量变化阶段，由于节流阀开度随变量缸位移发生变化，吸油腔压力基本保持略大于空气分离压。图 6 中，曲线前段与 1.35 mm 阻尼孔曲线重合，随着角度的增加，曲线逐渐接近 2 mm 阻尼孔曲线，最终一起达到最大值。斜盘倾角升程时间为 35 ms，相对于原始条件的响应时间 (31 ms) 延长了 13%，然而其相对于设置 1.35 mm 单向阻尼孔时响应时间 (40 ms) 大大降低，因此在敏感腔进油口设置比例节流阀可以在抑制吸空的前提下尽量减小排量的变化时间，保证恒压变量泵的流量效率。

4 试验

为了验证改进措施的正确性，分别对设置比例节流阀前后的 2 种情况进行试验。

试验在 HBTS80-18 拖式混凝土泵的液压系统上进行，试验中分别在恒压变量泵吸油腔安装压力传感器，并通过数据采集卡和计算机等对试验数据进行采集、存储和绘图，得到设置比例节流阀前后的

压力试验曲线,如图14所示。

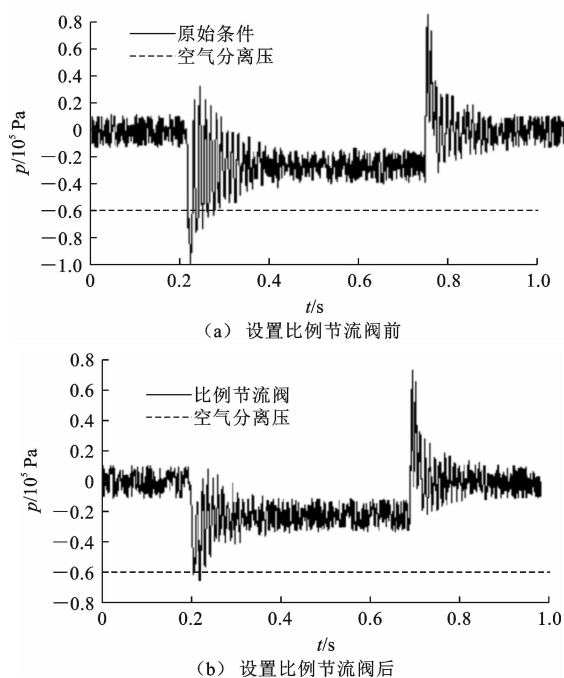


图14 设置节流阀前后吸油腔压力试验曲线

Fig. 14 Test curves oil absorption cavity pressure with and without throttle valve

图14(a)曲线为设置比例节流阀前泵吸油腔压力变化情况,在排量增大阶段压力低于 $-0.6 \times 10^5 \text{ Pa}$,与仿真结果相符。图14(b)曲线为设置比例节流阀后泵吸油腔压力变化情况,在排量增大阶段压力基本高于 $-0.6 \times 10^5 \text{ Pa}$,所以此方法可以解决摆动系统中恒压变量泵的瞬时吸空问题。

5 结 语

(1)混凝土泵摆动系统中,在变量泵排量增大的初始阶段,由变量泵输出流量的快速变化引起吸油腔中油液压力的波动,是导致恒压变量泵发生瞬时吸空的主要原因。

(2)提出了一种在变量缸敏感腔进口口处设置比例节流阀以控制流量变化率而减少瞬时吸空的方法,由变量缸的位移信号控制节流阀的开度,对变量缸的流量及运动速度进行调节,从而实现对变量泵流量的控制。

(3)对原始状态条件,设置单向阻尼孔及比例节流阀的工作过程作 AMESim 仿真分析及试验研究。结果表明,2种改进方案都消除了吸空现象,同时设置比例节流阀时吸油腔压力基本保持略大于空气分离压,且斜盘倾角升程时间为35 ms,虽然相对于原始条件的响应时间(31 ms)延长了13%,但相对于设置1.35 mm单向阻尼孔时响应时间(40 ms)大大

降低。因此,设置比例节流阀在保证恒压变量泵流量效率的同时基本消除了瞬时吸空现象。

(4)通过设置比例节流阀对变量泵流量特性进行优化可以在一定程度上解决变量泵快速性和瞬时吸空之间的矛盾,建议今后研究同时考虑变量机构中变量缸弹簧刚度、恒压阀阀芯直径等其他因素对流量特性的影响,最大程度地保证恒压变量泵的流量效率。

参考文献:

References:

- [1] 杨平,吕彭民,王刚,等.混凝土泵车疲劳寿命预测方法[J].长安大学学报:自然科学版,2011,31(4):102-106.
YANG Ping, LU Peng-min, WANG Gang, et al. Prediction method of fatigue life for concrete pump-truck [J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2011, 31(4): 102-106. (in Chinese)
- [2] LI S C, WU Y L, DAI J, et al. Cavitation resonance: the phenomenon and unknown[J]. Journal of Hydrodynamics, 2006, 18(3): 356-362.
- [3] DULAR M, BACHERT B, STOFFEI B, et al. Relationship between cavitation structures and cavitation damage[J]. Wear, 2004, 257(11): 1176-1184.
- [4] 舒林秋.混凝土泵常见故障与排除[J].筑路机械与施工机械化,2004,21(3):34-35.
SHU Lin-qiu. Trouble shooting of concrete pump[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2004, 21(3): 34-35. (in Chinese)
- [5] 张超,晃鹏军,张接信.基于模糊Petri网的混凝土泵液压系统故障诊断[J].2015,32(5):87-91.
ZHANG Chao, CHAO Peng-jun, ZHANG Jie-xin. Fault diagnosis of hydraulic system of concrete pump based on fuzzy Petri network[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2015, 32(5): 87-91. (in Chinese)
- [6] 刘晓红,于兰英,刘桓龙,等.液压轴向柱塞泵配流盘气蚀机理[J].机械工程学报,2008,44(11):203-208.
LIU Xiao-hong, YU Lan-ying, LIU Huan-long, et al. Cavitation erosion mechanism of port plate of hydraulic axial plunger pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(11): 203-208. (in Chinese)
- [7] JOHANSSON A, ÖVANDER J, PALMBERG J O. Experimental verification of cross-angle for noise reduction in hydraulic piston pumps[J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2007, 221(3): 321-330.
- [8] MANRING N D. Valve-plate design for an axial piston pump operating at low displacements[J]. Journal

- of Mechanical Design, 2003, 125(1): 200-205.
- [9] 冀宏,傅新,杨华勇,等. 柱塞泵阻尼槽噪声特性研究[J]. 浙江大学学报:工学版, 2005, 39(5): 609-613.
- JI Hong, FU Xin, YANG Hua-yong, et al. Effect of groove configurations on noise characteristics in piston pump[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2005, 39(5): 609-613. (in Chinese)
- [10] 冀宏,王洋. 轴向柱塞泵工作腔吸油气穴数值解析[J]. 兰州理工大学学报, 2013, 39(3): 34-37.
- JI Hong, WANG Yang. Numerical analysis of oil-suction cavitation in cylinder chamber of axial piston pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2013, 39(3): 34-37. (in Chinese)
- [11] DRANSFIELD P. Hydraulic control systems: design and analysis of their dynamics [M]. New York: Springer, 1981.
- [12] 陈英,荆宝德,魏宏宇. 闭式混凝土泵液压系统研究[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 132-135.
- CHEN Ying, JING Bao-de, WEI Hong-yu. Research on closed hydraulic system of concrete pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 132-135. (in Chinese)
- [13] 翟江,赵勇刚,周华. 水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 244-249, 260.
- ZHAI Jiang, ZHAO Yong-gang, ZHOU Hua. Numerical simulation of cavitating flow in water hydraulic axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 244-249, 260. (in Chinese)
- [14] 陈清,胡军科,陈云. 恒压变量泵在混凝土泵液压系统中的吸空研究[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2013, 36(2): 143-148.
- CHEN Qing, HU Jun-ke, CHEN Yun. Research on air suction of constant pressure variable displacement pump in hydraulic system of concrete pump[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science, 2013, 36(2): 143-148. (in Chinese)
- [15] 王安麟,施中秋,胡育钦,等. 插装阀组集成控制液压系统瞬时失效机理分析[J]. 同济大学学报:自然科学版, 2011, 39(7): 1056-1061.
- WANG An-lin, SHI Zhong-qiu, HU Yu-qin, et al. Analysis of instantaneous failure for cartridge valves in integrated control hydraulic system[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2011, 39(7): 1056-1061. (in Chinese)
- [16] 蒋丹,李松晶,包钢. 伴随气泡和气穴低压管路瞬态的建模与分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(12): 2062-2067.
- JIANG Dan, LI Song-jing, BAO Gang. Modeling and analyzing of low pressure pipeline transients accompanying gas bubbles and cavitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(12): 2062-2067. (in Chinese)
- [17] 张德胜,施卫东,郎涛,等. 特种涡轮驱动混流泵瞬态空化特性[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2014, 42(2): 40-45.
- ZHANG De-sheng, SHI Wei-dong, LANG Tao, et al. Transient cavitation characteristics of a special mixed-flow turbopump[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2014, 42(2): 40-45. (in Chinese)
- [18] LI W H, WALSH J P. Pressure generated by cavitation in a pipe[J]. Journal of Engineering Mechanics Division, 1964, 90(6): 113-134.
- [19] KESSAL M, MUSTAPHA A. Numerical simulation of transient vaporous and gaseous cavitation in pipelines[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 2001, 11(2): 121-138.
- [20] KALIAFETIS P, COSTOPOULOS T H. Modelling and simulation of an axial piston variable displacement pump with pressure control[J]. Mechanism and Machine Theory, 1995, 30(4): 599-612.
- [21] 孙明智,柯坚,邓斌,等. 轴向柱塞泵吸油腔的CFD解析[J]. 流体传动与控制, 2007(2): 16-19.
- SUN Ming-zhi, KE Jian, DENG Bin, et al. CFD analysis on suction chamber of axial piston pumps[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2007(2): 16-19. (in Chinese)