

泵-管路系统的汽蚀自激振荡特性分析

严俊峰, 陈 晖, 逯婉若
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 在带诱导轮离心泵试验中, 当泵流量很小时, 泵进出口压力均出现了幅值未发生衰减的低频振荡, 这与高速离心泵的频率特征形成对比, 表明泵-管路系统内发生了自激振荡。泵在小流量下工作时, 会出现与主流区强烈作用的回流区, 该反向回流在诱导轮叶片工作面上形成漩涡并随诱导轮一起旋转, 引起主流液体的静压降低及空泡体积的周期性变化, 由此产生了汽蚀自激振荡。利用空泡动力学模型对低频汽蚀自激振荡特性进行计算, 得到了带诱导轮离心泵-管路系统的振荡频率、进口压力及流量的动态特性、流量-进口压力极限环等。结果表明, 计算的汽蚀自激振荡特性与试验值接近, 汽蚀自激振荡数学模型合理可行; 泵转速及进口管长度越小, 泵进口压力和流量越大, 汽蚀自激振荡的频率就越大。

关键词: 离心泵; 管路系统; 汽蚀自激振荡; 动态特性; 极限环

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 05-0029-05

Analysis on characteristics of self-excited cavitation oscillation in pump-piping system

YAN Junfeng, CHEN Hui, LU Wanruo
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The low frequency oscillation of inlet pressure and outlet pressure occurred in an inducer-centrifugal pump test when flow in the pump was small, which contrasts with the frequency characteristics of high speed centrifugal pump. This indicates that the self-excited oscillation occurs in the pump-piping system. When the pump is operating at off-design conditions, the backflow zone intensively interacting with main flow zone may appear. This backflow is rotated with the inducer, which will decrease the static pressure of the mainstream liquid and result in a periodical change of the physalides volume, and then the self-excited cavitation oscillation occurs. In order to analyze the characteristics of the self-excited cavitation oscillation, a novel cavitation dynamic model is presented to simulate the dynamic characteristic to capture the oscillation frequency in the pump-piping system, the dynamic characteristics of inlet pressure and flow rate, and the limit cycle of flow rate versus inlet pressure. The results of numerical experiments indicate that the calculated characteristics of

收稿日期: 2015-04-23; 修回日期: 2015-06-08

作者简介: 严俊峰 (1980—), 男, 硕士, 高级工程师, 研究领域为涡轮泵设计

self-excited cavitation oscillation is consistent with experimental result, this cavitation self-excited mathematic model is suitable to simulate the characteristics of the self-excited cavitation oscillation. The oscillation frequency increases with decrease of the pump speed and the length of inlet piping, while the oscillation frequency decreases with decrease of the inlet pressure and the flow rate.

Keywords: centrifugal pump; piping system; self-excited cavitation oscillation; dynamic characteristic; limit cycle

0 引言

高速离心泵具有简单可靠、结构紧凑、重量轻、适应范围广等优点，在石化及航空航天领域中得到了广泛应用。作为供应系统关键部件的泵还具有以下特征：功率密度大、苛刻入口抽吸条件下的动力稳定性要求高等。而汽蚀是降低泵的吸入性能、可靠性、功率密度及寿命的主要原因。此外，还会降低泵的效率，增加噪声，更重要的是，汽蚀必然会产生流动激励，改变汽蚀柔度，从而诱发泵转子动力学的和（或）流体机械的不稳定，因此开展泵-管路系统的汽蚀自激振荡研究很有必要。

Bernnen 定义了泵的 3 种不稳定的流动现象：由旋转汽蚀、喘振、局部汽蚀及不稳定的超汽蚀引起的影响全局的流动振荡、影响局部的流动振荡及转子动力学方面的流体作用力。汽蚀振荡是泵中常见的，也是很危险的引发流体动力学不稳定现象。对于汽蚀自激振荡，目前的研究主要集中在单个的、孤立的汽蚀现象及其动力学过程，而对水力系统的空泡动力学过程、汽蚀自激振荡现象及其对泵-管路系统的影响等缺乏足够的重视，对汽蚀自激振荡的研究和认识还不充分。

针对泵-管路系统试验中出现的汽蚀自激振荡，采用空泡动力学模型，初步建立了数学模型并对计算结果进行了分析对比。

1 汽蚀自激振荡机理

1.1 汽蚀自激振荡现象

为了提高抗汽蚀性能，采用了带诱导轮的高速离心泵机组。变螺距诱导轮的主要设计参数如表 1 所示。

表 1 变螺距诱导轮的主要设计参数

Tab. 1 Main design parameters of variable-pitch inducer

转速 (r·min ⁻¹)	叶片入 口角/(°)	叶片出 口角/(°)	叶片数	叶栅稠度
35 000	7	15	2	2.5

不同进口管长度条件下的试验中，泵进出口压力均出现过低频压力振荡现象，典型的进口压力波形及频谱如图 1 及图 2 所示。

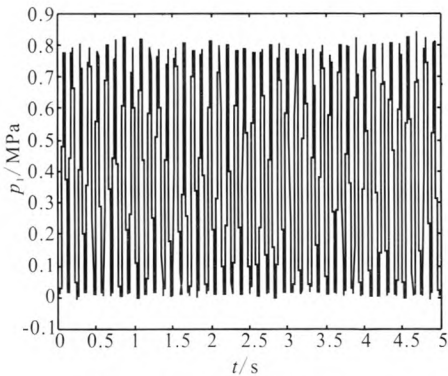


图 1 典型的进口压力波形

Fig. 1 Typical inlet pressure waveform

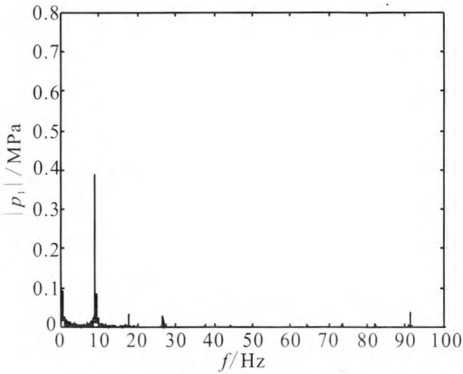


图 2 典型的进口压力频谱

Fig. 2 Typical inlet pressure spectrum

可以看出,泵进口压力的变化接近于简谐振荡,振荡频率约为8.9 Hz。结合高速离心泵的频率特点可知,低频振荡不是泵产品本身的固有特性,而是与管路系统密切相关的振荡现象。

进一步的研究发现,泵出口压力的变化与进口压力的变化规律非常类似,此外还对涡轮功率和涡轮泵转速等进行了分析,未发现低频振荡现象,功率及转速是恒定的。由于输入能量恒定,且进、出口压力振荡的幅值未发生衰减,因此可以判定上述振荡现象属于自激振荡范畴。

1.2 激发机理

在出现汽蚀自激振荡现象时,泵的流量参数 q 较低,属于小流量的回流工作区。泵在小流量下工作时,会出现与主流区强烈作用的回流区。出口回流区的存在,使回流区伸展至叶轮外,伴随着噪声和振动,如同充分发展的汽蚀现象。进口回流是由于压力梯度造成的反向流动造成的,回流速度应类似于自由漩涡的分布(速度矩 $c_{\theta}r$ 为常数)。主流液体从诱导轮中心流入,靠近轮缘处为反向回流,该回流在诱导轮叶片工作面上形成漩涡。这个旋涡在进口管中随诱导轮一起旋转,引起主流液体的静压降低,并产生自振。

这种由回流及空泡体积变化而引起的周期性发生的失稳形式,其根源是泵内的汽蚀,因此将其称为汽蚀自激振荡,其现象类似于有效汽蚀余量($NPSH_a$)过低引起的汽蚀。当然,汽蚀自激振荡引起的破坏与 $NPSH_a$ 过低引起的汽蚀破坏机理不同:汽蚀自激振荡的破坏是从叶片进口边的工作面向背面发展;而 $NPSH_a$ 过低引起的汽蚀破坏是从背面向工作面发展。

2 数学模型

考虑到带诱导轮离心泵内流体汽蚀所伴生的现象很复杂,为了明确可能的失稳机理,必须确定建立在理论研究基础上的物理模型。研究汽蚀振荡的模型主要有:动力模型、准稳态射流模型、纯迟滞模型、均质模型、喘振模型和空泡动力学模型等。其中,空泡动力学模型理论严谨,精度高(同时也最复杂),因此以空泡动力学模型

为基础,对汽蚀自激振荡特性进行计算。为此需做如下假设:

- 1) 流体不可压缩;
- 2) 管壁绝对刚性;
- 3) 泵转速、贮箱压力及空泡弹性为恒值;
- 4) 空泡总容积随泵入口压力和流量而变化。

据此根据空泡动力学模型得到泵入口无量纲流量偏差 $\delta \dot{m}_1$ 的微分方程:

$$\frac{d^2 \delta \dot{m}_1}{dt^2} + \frac{\varphi(\dot{m}_1, p_1)}{T_M - T_1 \tilde{B}_1 - \frac{T_M T_K \tilde{B}_1}{\theta_k \tilde{R}_2}} \frac{d \delta \dot{m}_1}{dt} - \omega_0^2(\dot{m}_1, p_1) \delta \dot{m}_1 = 0 \quad (1)$$

其中 ω_0 为圆频率。

$$\omega_0(\dot{m}_1, P_1) = \sqrt{-\frac{\tilde{B}_1}{\theta_k T_M \left[1 + \frac{T_1 \tilde{B}_1}{T_M} \right]}} \quad (2)$$

上述诸式中,稳定性函数 φ 、进口管无量纲惯性阻力系数(时间常数) T_M 、考虑诱导轮入口段压力损失的时间常数 T_1 、空泡总弹性 \tilde{B}_1 、空化时间常数 T_K 、液体在诱导轮内的停留时间 θ_k 、出口管无量纲流阻 \tilde{R}_2 等的计算参见相关文献,这里不一一叙述。

3 结果

3.1 稳态特性

由微分方程理论可知,泵-管路系统的液体固有振荡频率由 $\delta \dot{m}_1$ 的系数确定。因此,可利用式(2)确定汽蚀自激振荡的频率 $f(=\omega_0/2\pi)$,约为9.36 Hz,这与试验结果较为接近。

此外,利用式(2)还可以方便的研究不同条件下汽蚀自激振荡频率的变化规律。泵进口压力及流量与振荡频率的关系如图3及图4所示。

可以看出,汽蚀自激振荡的频率随进口管长度及转速的减小而增大,随泵进口压力及泵流量的增大而增大,且与出口管关系不大。也就是说,泵任意参数的变化如果引起汽蚀强度减小,就会使振荡频率增大。

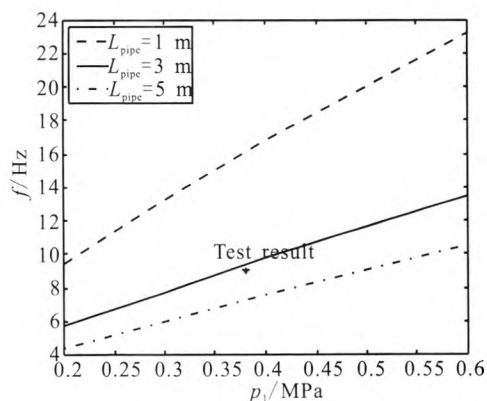


图3 不同进口管长度下泵进口压力
与振荡频率的关系曲线

Fig. 3 Inlet pressure versus oscillation frequency
at different inlet length

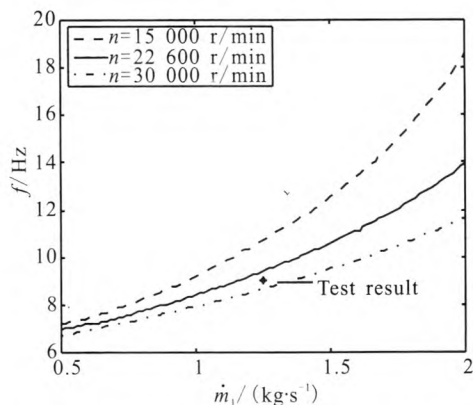


图4 不同转速下泵流量与振荡频率的关系曲线

Fig. 4 Flow rate versus oscillation frequency
at different pump speed

3.2 动态特性

求解上述非线性动力学问题时,需要对方程(1)进行数值积分。数值积分可采用常规的四阶龙格-库塔法,其中,在每一步的数值积分过程中,需要对泵的进口压力进行迭代求解。

在数值积分过程中,初始条件主要根据泵进口压力的动态特性进行判断。数值积分后,得出压力及流量的动态特性曲线,见图5及图6。

可以看出:受流量传感器及压力传感器特性的影响,在试验流量与计算流量“同步”的情况下,进口压力出现了“不同步”的现象;计算的流量及进口压力表现出简谐振荡的特征,并与试验值较吻合。这表明,该计算方法能够较为准确

的仿真汽蚀自激振荡的动态特性。

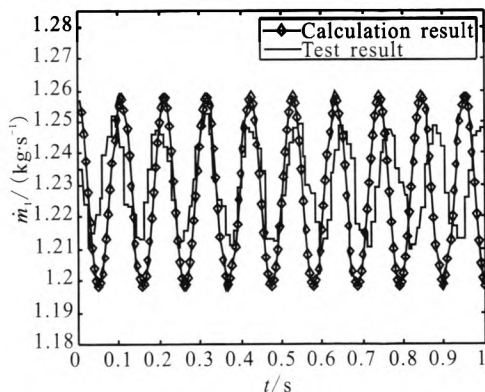


图5 流量的动态特性

Fig. 5 Dynamic characteristic of flow rate

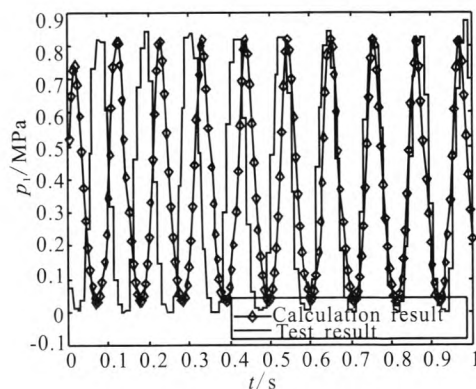


图6 进口压力的动态特性

Fig. 6 Dynamic characteristic of inlet pressure

3.3 极限环

为了考察不同参数间的相互影响规律,需要在相平面内进行研究。计算表明,在泵-管路系统的汽蚀自激振荡中存在稳定的极限环,此时,不论其初始干扰多么小,都可使系统脱离静平衡状态,而产生不依赖于初始条件的定态周期振动。对应的汽穴容积及流量与进口压力的相图分别如图7及图8所示(无量纲化)。

从图中可见,随着汽穴容积的减小,泵流量及进口压力增大,即汽穴容积与流量和进口压力间存在单调关系;随着流量的增大,进口压力也增大。这些现象与经验是相符的,并且也印证了汽蚀自激振荡频率随泵进口压力和泵流量的增大而增大的规律。从图8中还可以看出,计算的流量与进口压力极限环和由试验获得的极限环较接近,这表明,上述研究方法是合理可行的。

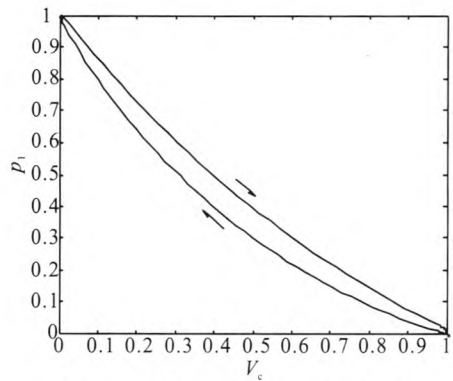


图 7 汽穴容积与进口压力的极限环
Fig. 7 Limit cycle of cavitation volume
versus inlet pressure

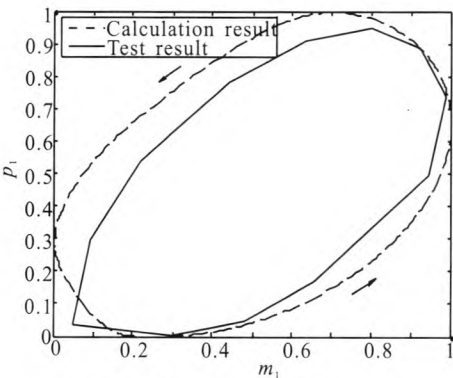


图 8 流量与进口压力的极限环
Fig. 8 Limit cycle of flow rate versus inlet pressure

4 减小 (消除) 泵-管路系统汽蚀自激振荡的措施

如前所述, 泵-管路系统任意参数的变化如果引起汽蚀强度减小都会使振荡频率增大。因此, 根据实际需要改变泵-管路系统的相关参数, 提高 (或降低) 汽蚀自激振荡的频率, 以减小汽蚀自激振荡对整个系统的影响。从汽蚀自激振荡的激发机理中还可以看出, 要提高系统稳定性, 必须降低 (消除) 诱导轮前的回流, 这可以通过减小诱导轮外径及其叶片安放角等方式来实现。

试验过程中, 采取增加泵入口压力, 减小管路长度等措施后, 汽蚀自激振荡消失。

当然, 还可以通过设置回流循环腔、锥形隔板、阻力器和多级诱导轮等方法来消除泵-管路系统中的汽蚀自激振荡。目前相关的研究和报道

很少, 需要开展进一步的研究。

5 结论

对带诱导轮离心泵-管路系统试验中出现的低频汽蚀自激振荡现象进行了分析和计算, 结果表明:

- 1) 汽蚀自激振荡的频率与进口管长度、泵流量、泵转速及泵进口压力等参数有关, 泵任意参数的变化如果引起汽蚀强度减小, 就会使振荡频率增大。
- 2) 随着空泡容积的减小, 进口压力增大, 泵流量也增大。
- 3) 计算结果表明文中提出的汽蚀自激振荡数学模型是合理可行的。

参考文献:

[1] 严俊峰, 陈炜. 基于遗传算法的低比转速高速泵优化设计[J]. 火箭推进, 2006, 32(3): 1-7.
YAN Junfeng, CHEN Wei. Optimum design of low-specific-speed high speed centrifugal pump based on genetic algorithm[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2006, 32(3):1-7.

[2] BRENNEN C E. Hydrodynamics of pumps[M]. California: California Institute of Technology, 1994.

[3] ПИЛИПЕНКО В В. КАВИТАЦИОННЫЕ АВТОКОЛЕБАНИЯ [M]. КИЕВ: Наукова Думка, 1989.

[4] RAPPOSELLI E, CERVONE A, DAGOSTINO L. A new cavitating pump rotordynamic test facility, AIAA 2002-4285[R]. Reston, USA: AIAA, 2002.

[5] 程勉. 非线性振动[M]. 北京: 北京航空学院出版社, 1984.

[6] 靳治礼. 低比转速泵的设计研究[J]. 水泵技术, 1985(3): 1-7.

[7] 刘占生, 张云峰, 田新. 冲压发动机超声速进气道流动自激振荡研究[J]. 航空动力学报, 2008, 12(9): 49-56.

[8] 孙建. 低汽蚀余量泵诱导轮的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2006.

[9] YANG M G, SUN X K, GAO B, et al. Numerical analysis of unsteady cavitating flow characteristic in centrifugal pump[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2012, 33(4): 408-413.

(编辑: 陈红霞)