

转速对齿轮泵内流场空化强度的影响

强彦^{1,2}, 王文安¹, 罗小梅³, 项可¹, 魏列江^{1,2}

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050;
2. 兰州理工大学 甘肃省液压气动工程技术研究中心, 甘肃 兰州 730050;
3. 北方车辆研究所, 北京 100071)

摘要: 针对齿轮泵中齿轮转速在 500 ~ 3652 r/min 的变转速条件下工作的实际工况, 该文通过实验的方法研究了转速对某型齿轮泵内流场空化强度的影响。使用现有的齿轮泵测试实验台, 对在齿轮泵转速改变的条件下, 齿轮泵内流场的空化强度改变进行监测。由于空化无法直接测量, 该文根据空化诱导振动理论对齿轮泵的振动进行测量, 得到了齿轮泵内流场空化强度随齿轮转速上升而增强的规律。通过 Pumplinx 软件对内流场进行建模, 利用软件特有的空化损伤模块进行了仿真验证, 仿真结果表明齿轮泵内流场空化强度随齿轮转速上升而增强, 与实验所得规律一致。本文所总结的规律对减弱齿轮泵内流场空化强度, 提升使用寿命具有一定的参考作用。

关键词: 齿轮泵流场; 空化; 振动实验; Pumplinx

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 1008-0813(2020)02-0015-05

Effect of Rotating Speed on Gear Pump Flow Field Cavitation Intensity

QIANG Yan^{1,2}, WANG Wen-an¹, LUO Xiao-mei³, XIANG Ke¹, WEI Lie-jiang^{1,2}

(1. Lanzhou University of Technology, College of Energy and Power Engineering, Lanzhou 730050, China;
2. Lanzhou University of Technology, Gansu Hydraulic Pneumatic Engineering Technology Research Center, Lanzhou 730050, China; 3. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100071, China)

Abstract: Aiming at the actual working conditions of the gear speed in gear pump under the variable speed of 500 r/min ~ 3652 r/min, the influence of the rotational speed on the cavitation intensity of the flow field in a gear pump is studied by the experimental method. Using the existing gear pump test bench, the cavitation intensity change of the flow field in the gear pump is monitored under the condition that the gear pump speed is changed. Since the cavitation cannot be directly measured, the vibration of the gear pump is measured according to the cavitation induced vibration theory, and the law that the cavitation intensity of the flow field in the gear pump increases with the increase of the gear speed is obtained. The internal flow field was modeled by Pumplinx software, and the simulation was verified by the software-specific cavitation damage module. The simulation results show that the cavitation intensity of the flow field in the gear pump increases with the increase of the gear speed, which is consistent with the experimental results. The laws summarized in this paper have a certain reference role in reducing the cavitation intensity of the flow field in the gear pump and improving the service life.

Key words: gear pump flow field; cavitation; vibration experiment; Pumplinx

0 引言

液压系统因其具有功重比大、无级调速等特点, 在工程机械、工业机械等行业之中被广泛使用^[1]。而在当前广泛使用的齿轮泵、离心泵和柱塞泵之中, 齿轮泵

由于具有结构简单使用寿命长且可以克服较为严峻的使用环境等特点, 被液压行业最为广泛的使用^[2]。在齿轮泵的失效原因中, 空化是导致失效的重要原因, 因此学者对齿轮泵的空化研究由来已久。Nagamura 研究了非渐开线齿形对于齿轮泵内部空化的影响^[3], Bruce 等利用叠加法对外啮合齿轮的油液压缩过程进行了模拟^[4], Strasser 使用混合网格对外啮合齿轮泵流场进行模拟, 使用定时间步长和局部网格重构的方法, 对齿轮泵内流场进行分析^[5]。由于空化无法直接测量, 本文结合了空化诱导振动理论的相关研究^[6-15], 对空化引

收稿日期: 2019-03-25

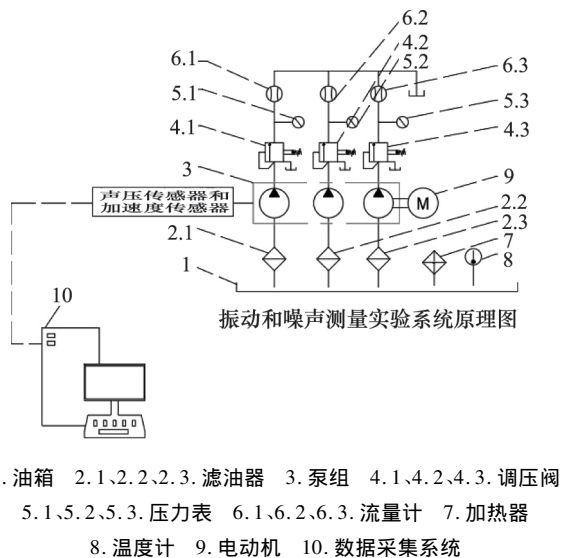
基金项目: 国家自然科学基金项目(51765033)

作者简介: 强彦(1982-), 女, 甘肃白银人, 讲师, 硕士, 主要从事流体测量与控制方面的科研与教学工作。

起的振动进行了实验测量。以某型国产齿轮泵的内流场作为研究对象,研究转速对内流场空化强度的影响,这对提高国产齿轮泵的使用寿命有着重要的意义。

1 实验原理及实验装置

由于空化程度无法被直接测量,学者在以往的研究中发现,齿轮泵空化引起的振动在泵整体振动中是较为重要的组成部分^[6-15],因此可以对泵的振动进行监测来判断空化程度的改变,故本文对泵的振动进行实验测量。实验原理图如图 1 所示,实验原理是在齿轮泵的周围粘贴振动传感器,利用振动传感器测定齿轮泵振动数据,通过对变频电机的转速调整,来达到齿轮泵内齿轮转速的改变。



1. 油箱 2.1、2.2、2.3. 滤油器 3. 泵组 4.1、4.2、4.3. 调压阀
5.1、5.2、5.3. 压力表 6.1、6.2、6.3. 流量计 7. 加热器
8. 温度计 9. 电动机 10. 数据采集系统

图 1 实验原理图

实验台布置如图 2 所示,实验台所用为三联齿轮泵,实际测定时仅开启单齿轮泵进行测量,每次实验中调整转速后稳定工作 5 分钟开始进行振动测量。

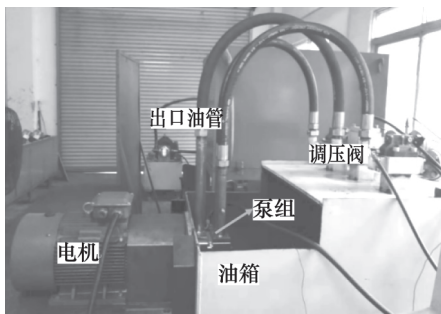


图 2 实验台布置图

实验台振动传感器布置及电机转速传感器布置如图 3 所示,振动传感器布置以三个不同轴线方向布置。

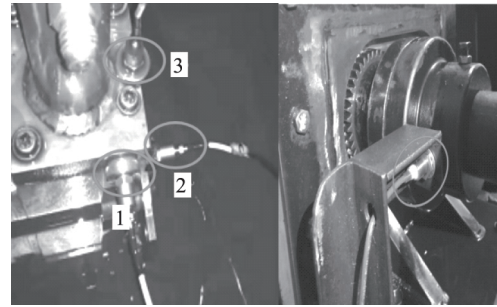


图 3 实验元件布置图

2 转速对振动数据的影响

2.1 不同转速条件下的齿轮泵振动测量

为了测定转速对振动的影响,本文依照温度 20℃,转速设定为 500 r/min, 2000 r/min, 3652 r/min 的工作条件设置对齿轮泵在不同转速条件下的振动进行了测量,所得振动数据如图 4 所示。

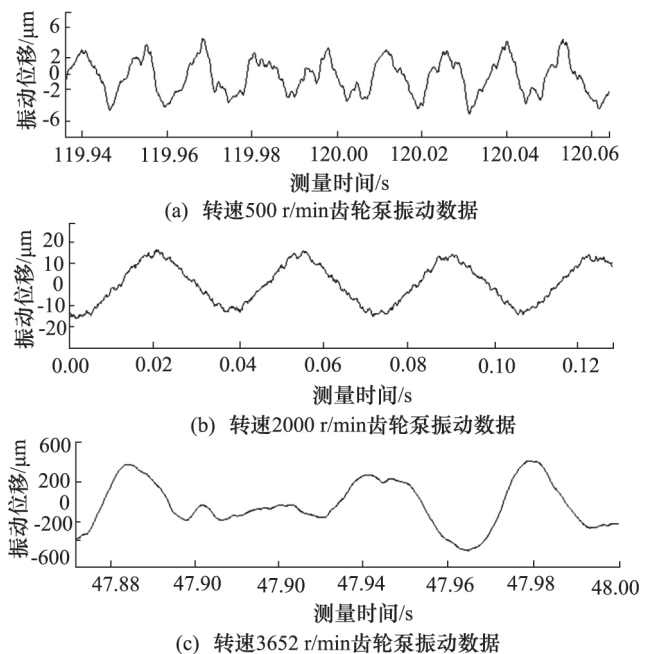


图 4 不同转速下齿轮泵振动位移数据

根据图 4 对比可知,齿轮泵 500 r/min 时最大振动位移为 3 μm,在 2000 r/min 时最大振动位移为 15 μm。在 3652 r/min 时振动明显增大且不规律。

实验结果表明温度相同时,泵的转速越高,其振动越剧烈,最大振动位移的平方与转速成线性关系,且当转速达到某个值后,振动变得不规律,在转速较高时发生了共振现象,由于共振现象导致振动数据变化程度较大,故本文研究中不对 3652 r/min 时的齿轮泵振动进行分析。同时在上图的对比中可以发现,在周期性

的齿轮泵振动中,伴随着较小的不规则振动,体现为振动波形图中的毛刺振动,这些振动包括空化引起的空化诱导振动^[6-15],对比 500 r/min 与 2000 r/min 的不规则振动,可以明显发现在齿轮泵转速增高的情况下,空化导致的振动增多,幅值增大,依据空化诱导振动理论,表明在转速提升时空化诱导振动程度增加。

2.2 不同加载条件下的齿轮泵振动测量

为了排除泵在加载和空载情况下的干扰,本文还进行了在相同转速、相同油液温度时,加载情况不同对齿轮泵振动的影响,空载与加载时齿轮泵振动数据如图 5 所示。

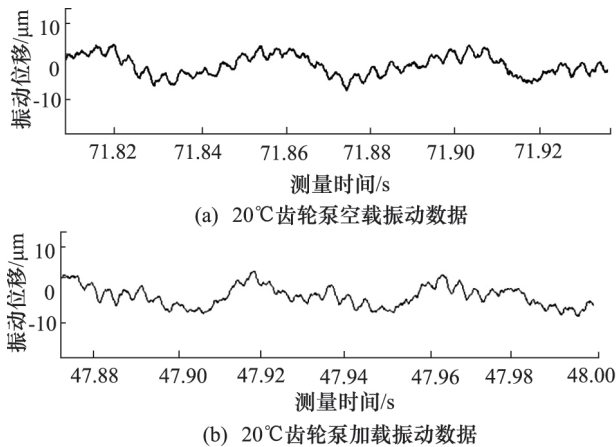


图 5 齿轮泵振动位移波形

对比图 5 的齿轮泵振动数据图表明,泵空载时与齿轮泵加载时,齿轮泵振动的位移数据均无明显变化,表明齿轮泵的振动不受加载情况的干扰,主要影响因素是受到齿轮转速条件变化导致的空化振动的影响。

3 数学模型建立及仿真参数设置

3.1 数学模型的建立

早期的研究已经表明,液压系统的空化现象主要因素在于原本溶解在油液中的空气发生了分离^[12]。这部分气体会对油液的粘度、密度、有效体积弹性模量等重要参数产生一定程度影响,并进一步导致了对齿轮泵的空化研究的影响和干扰。本文考虑当气体混入液压油后引起的油液特性的变化,相关参数设置计算如下所示:

1) 油液平均密度

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f_v}{\rho_v} + \frac{f_g}{\rho_g} + \frac{1 - f_v - f_g}{\rho_1} \quad (1)$$

式中 ρ_v 、 ρ_g 、 ρ_1 —— 分别表示油液、空气及油蒸汽三种成分的密度;

f_v 、 f_g —— 分别为油液的蒸汽质量分数。

气相组分密度:

$$\rho_g = \rho_{g0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/\lambda} \quad \rho_v = \rho_{v0} \left(\frac{p}{p_v} \right)^{1/\lambda} \quad (2)$$

式中 p_0 —— 标准大气压;

ρ_{g0} —— 空气在 p_0 下的密度;

ρ_{v0} —— 油蒸汽在饱和蒸汽压力 p_v 下的密度。

由式(2)中求出 ρ_v 、 ρ_g 后带入式(1)中,可求得本文中的油液平均密度。

2) 油液平均粘度

油气两相流的等效粘度:

$$m = \partial_g m_g + \partial_v m_v + (1 - \partial_g - \partial_v) m_1 \quad (3)$$

式中 μ_g 、 μ_v 、 μ_1 分别表示三种成分的动力粘度。

空气混入油液产生两相流后,会使得油液的属性产生相应的变化,主要造成密度、粘度产生了相应的变化。根据式(3)对本文中油液的平均粘度进行了求解。

3) 油气运输控制方程

本文主要研究的齿轮泵空化问题实际是油气混合两相流问题,为了解决油液中的流动情况,本文对油气运输方程进行了推导,并结合气泡动力学方程,最终得到油气运输方程的源项,便于与流量连续性方程联立最终求得两相流问题的数值解。

在两相流问题中,液体内质量含气率的组分运输方程为:

$$\frac{\partial \rho f}{\partial t} - \nabla \cdot (\rho u f) = R \quad (4)$$

式中 f —— 流体内气体的质量含气率;

ρ —— 流体密度;

t —— 时间;

u —— 流体的速度;

R —— 油液 - 气体之间质量传递的源项。

在本文中,由于液压油的压力在齿轮泵中仅有 0.3 MPa,齿轮泵各处所处的工作状况相同。同时由于实际情况中即使在空化发生的情况下,液压系统中油液密度的变化量也不超过 5%。所以可以假设在本文的情况中,油气两相的油液属性参数分布均匀,即油液的密度、压力等参数在油液中的各处相等。则公式中左侧关于密度及位置导数的扩散项可被忽略,则式(4)最终简化为式(5):

$$f \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{df}{dt} = R \quad (5)$$

3.2 流场模型建立

本文中所采用的模型对实际模型进行简化,最终

选择某型齿轮泵进行研究,借助 Ansys WorkBench 软件进行了流道抽取,划分网格并建立交互面之后可得到最终的网格。进口、出口部分均以 General Mesh 模板划分,齿轮部分以 External Gear 模板划分。网格整体划分如图 6 所示。

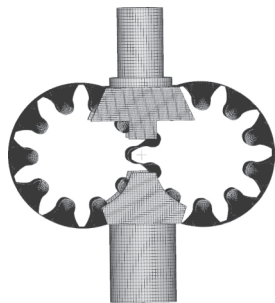


图 6 网格划分示意图

3.3 仿真参数的设置

本文中的数据根据实际工况选择和计算。参数设置如表 1 所示,表 1 中的入口压力与出口压力与实际工作中的齿轮泵压力相同,齿轮齿数与本文选择的齿轮泵齿数相同,气体质量分数、体积弹性模量均依照常规齿轮泵工作条件设置,电机转速依照变转速条件的 500 r/min 2000 r/min 3652 r/min 条件设置。

表 1 仿真参数表

名称	参数值
入口压力 /MPa	0.1
出口压力 /MPa	0.3
齿轮齿数	10
气体质量分数	8.219×10^{-5}
体积弹性模量 /Pa	2.15×10^9
电机转速 / $r \cdot \min^{-1}$	500/2000/3652

4 仿真验证

本章齿轮泵空化研究的计算模型使用图 6 中所示齿轮泵模型,运动工况结合工程实际与本文表 1 所列工况表综合考虑,由于本文研究的齿轮泵处于车辆系统中,油液循环率高,则会出现齿轮泵转速高,油液循环率高,导致油液温度上升的情况,最终表现为齿轮泵转速低油温低、转速高油温高的特点,本文结合实际工况,最终选取 20℃,500 r/min; 20℃,2000 r/min; 20℃,3652 r/min 的两种工况条件进行变转速条件下的齿轮泵空化研究。

本文对所选择的两组工况数据进行仿真后,得到了在内流场中的油液蒸汽质量分数图,如图 7 所示,从图 7 中可以发现,在转速提升后,内流场中的油液蒸汽质量有一定的提升,而蒸汽质量的提升最终会导致内流场空化程度的提升。

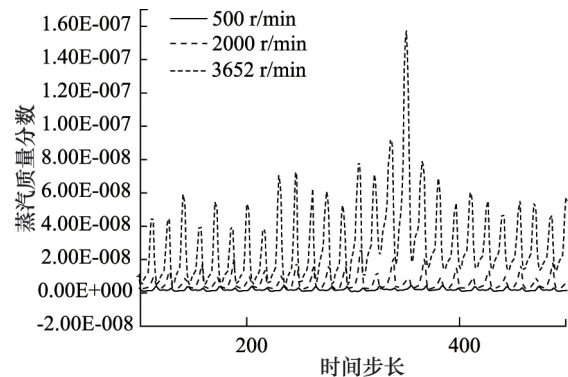


图 7 不同转速下内流场蒸汽质量分数

本节中使用 Pumplinx 软件中的空化损伤模块进行空化损伤能量的对比,以 5×10^8 W 的空化损伤临界值作为临界设置,空化损伤分布图如图 8 ~ 图 10 所示。



图 8 500 r/min 条件下内流场空化分布



图 9 2000 r/min 条件下内流场空化分布

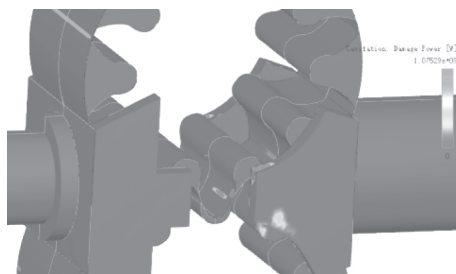


图 10 3652 r/min 条件下内流场空化分布

对比图 8 与图 9 可知,在齿轮转速 3652 r/min 条件下的内流场中,空化损伤集中于齿轮啮合区附近,并在内流场其他区域也有分布,齿轮转速 2000 r/min 条件下空化损伤全部集中于该区域内,强度比 3652 r/min 下的空化损伤能量程度强度低。

5 结论

通过本文的实验及仿真研究,可以得到如下结论:

(1) 齿轮泵的振动伴随转速的上升而增强,表明齿轮泵的空化现象随齿轮转速上升而增强;

(2) 仿真研究中发现,随齿轮转速上升,内流场中含气量上升,最终由于气泡溃灭,导致齿轮泵中的空化程度上升;

(3) 研究中发现,当齿轮泵转速控制在 2000/min 以下时,空化现象得到控制,未来可以通过控制齿轮转速来抑制空化现象的发生。

参考文献

- [1] 闫旭冬,权龙,杨敬. 电液流量匹配装载机转向系统特性分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(18): 71-78.
- [2] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [3] K Nagamura, K Ikejo, and F. G Tutulan. Design and Performance of Gear Pumps with A Non-involute Tooth Profile[J]. Journal of Engineering Manufacture, 2004, 218: 699-711.
- [4] Guillaume Houzeaux and Ramon Codina. A Finite Element Method for the Solution of Rotary Pumps[J]. Computers & Fluids, 2007, 36: 667-679.
- [5] Wayne Strasser. Cfd Investigation of Gear Pump Mixing Using

Deforming/Agglomerating Mesh[J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(4): 476-484.

- [6] Koivula T, Ellman A. Cavitation Behavior of Hydraulic Orifices and Valves[J]. SAE, 1998, 982: 38-40.
- [7] Lighthill M. J. On Sound Generated Aerodynamically I. General Theory [J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A, 1952, 211: 564-587.
- [8] Curle N. The Influence of Solid Boundaries on Aerodynamic Sound [J]. Proceedings of the Royal Society of London, Series A, 1995, 231: 505-514.
- [9] Hatakeyama N, Inoue O. A novel Application of Curle's Acoustic Analogy to Aeolian Tones in Two Dimensions [J]. Physics of Fluids, 2004, 4: 1297-1304.
- [10] Lowson M V. The Sound Field for Singularities in Motion [J]. Journal of London, Series A, 1965, 286: 559-572.
- [11] Walliams J E, HAWKINGS D L. Theory Relating to the Noise of Rotating Machinery [J]. Journal of Sound and Vibration, 1969, 10: 10-21.
- [12] Walliams J E, HAWKINGS D. L. Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion [J]. Journal of Sound and Vibration, 1969, 264: 321-342.
- [13] Goldstein M. Unified Approach to Aerodynamics Sound Generation in the Presence of Sound Boundaries [J]. J. Acoust. Soc. Am, 1974, 56: 497-509.
- [14] Powell A. Theory of Vortex Sound [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1964, 36: 177-195.
- [15] Howe M S. Contributions to the Theory of Aerodynamic Sound, with Application to Excess Jet Noise and the Theory of the Flute [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1975, 71: 625-673.

(上接第 14 页)

(1) 实验结果验证了液压缸控制模型、传递函数、以及系统模型辨识的正确性。

(2) 结合 MATLAB-AMESim 软件搭建液压缸位置伺服系统辨识仿真模型及液压缸位置伺服控制实验平台,并对仿真模型和实验平台进行位置跟踪测试。测试结果表明,基于 MATLAB-AMESim 软件搭建液压缸位置伺服系统辨识仿真结果与液压缸位置伺服控制实验平台测试结果基本吻合,验证了仿真实验的有效性,同时更好的证明了本次系统闭环传递函数辨识方法的准确性。

参考文献

- [1] 郭庆. 电液伺服非线性控制技术进展综述[J]. 液压与气动, 2018, (3): 1-5.
- [2] 许梁, 杨前明. 现代电液控制技术的应用与发展[J]. 现代

制造技术与装备, 2017, (3): 72-74.

- [3] 汪锐. 液压伺服油缸测试方法研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2008.
- [4] 沈晨晖, 汪伟. 基于 Simulink 的电液伺服系统研究和故障分析[J]. 精密制造与自动化, 2018, (2): 11-15.
- [5] 倪博溢, 萧德云. MATLAB 环境下的系统辨识仿真工具箱[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(6): 1493-1496.
- [6] 孔照丹, 罗文波, 何蕊. 基于数据的机械论黑箱辨识方法研究[J]. 系统仿真学报, 2016, 18(11): 2429-2433.
- [7] 张晓宁, 王岩, 付永领. 非对称液压缸对称性控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, (11): 1334-1339.
- [8] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [9] 刘长年. 液压伺服系统设计与分析[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
- [10] 庞雨花. 基于 AMESim 的单轨吊液压制动系统的仿真分析[J]. 煤炭工程, 2018, 11(23): 116-118.