

水压外啮合齿轮泵内流场的仿真与分析

姜继海, 袁俊超, 王强

(哈尔滨工业大学机电工程学院液压与气动研究室, 黑龙江哈尔滨 150001)

摘要: 利用 ADNA 软件对水压外啮合齿轮泵内部流场进行了仿真, 在此基础上对其内部流场中的压力场进行了分析, 总结出了更接近于实际的齿轮圆周压力分布规律, 为流场压力计算奠定了基础; 同时针对水压外啮合齿轮泵内气蚀问题对泵的吸水口结构进行了优化, 为设计高效、低气蚀的水压外啮合齿轮泵提供了参考。

关键词: 水压; 外啮合齿轮泵; 流场; 仿真

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3881(2008)3-086-3

The Simulation and Analysis of the Flow Field Inside Water Hydraulic External Gear Pump

JANG Jihai, YUAN Junchao, WANG Qiang

(Institute of Fluid Power Transmission & Control, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The flow field inside the water hydraulic external gear pump was simulated via the software of ADNA, and the pressure distribution along the addendum circle was studied after the analysis of pressure field. A foundation was established for the calculation of the pressure. Aimed at the cavitation problem inside the water hydraulic external gear pump, the configuration of water inlet was optimized, which offers reference to designing a high efficiency and low cavitation water hydraulic external gear pump.

Keywords: Water hydraulic; External gear pump; Flow field; Simulation

0 引言

近年来, 直接以天然水/自来水为工作介质的环境友好型水压传动技术已经成为国际液压技术领域的重要发展方向和前沿课题之一, 而在水压传动技术中, 研究开发水压齿轮泵对促进水压技术取代油压技术、实现环境保护和可持续发展具有重要的意义^[1]。由于水介质与矿物型液压油在物理性质方面的区别, 导致其在水压外啮合齿轮泵中的流场势必有所不同, 本文利用 ADNA 软件对水压外啮合齿轮泵内流场进行了仿真和计算, 以期能对水压外啮合齿轮泵的设计提供参考。ADNA 软件是美国 ADNA 公司推出的有限元分析软件, 在求解流固耦合问题上功能尤其强大, 有助于对水压外啮合齿轮泵进行分析和研究。

1 计算条件

由于对外啮合齿轮泵内流场进行流固耦合分析, 因此在数值计算过程中, 其模型条件如下:

(1) 工作介质为水, 齿轮材质为不锈钢材料, 其具体参数如表 1 所示。

(2) 流体为牛顿流体, 即速度梯度变化时, 动力粘度 μ 不变^[2]。

(3) 通过计算, 此模型中的雷诺数 Re 大于临界雷诺数 Re_c , 因此模型中的液体流动状态是紊流, 满足 $k-\epsilon$ 紊流模型。

表 1 分析所用参数

水介质	
密度 ρ	1 000 kg/m ³
动力粘度 μ (40 °C)	6.6×10^{-4} Pa·s
不锈钢	
密度 ρ	7 800 kg/m ³
弹性模量 E	2.07 GPa/m ²
泊松比	0.3

(4) 边界条件: 由于是流固耦合模型, 故边界条件分别给出, 流体入口、出口均设为压力边界条件, 入口压力为标准大气压, 即 $p_d = 0.1$ MPa, 出口压力根据工作条件可调, 额定工作压力 $p_g = 6.3$ MPa; 固体模型给定齿轮的转动速度, 额定转速 $n = 1\,450$ r/min。

(5) 水压外啮合齿轮泵几何模型的主要参数如表 2 所示。

表 2 齿轮泵几何模型主要参数

参 数	数 值
公称排量 V	32 mL/r
额定压力 p	6.3 MPa
额定转速 n	1 450 r/min

2 几何模型的建立和网格划分

由于外啮合齿轮泵的内部流场关于平面对称, 故只需仿真齿轮泵的二维平面流场即可; 同时该流场为

收稿日期: 2007-05-16

基金项目: 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室开放基金资助项目 (项目编号: GZKF-2006004)

作者简介: 姜继海 (1957—), 男, 黑龙江省嫩江县人, 工学博士, 哈尔滨工业大学机电学院教授, 博士生导师。主要研究方向为液压传动基础理论及应用研究, 液压流体能量存储与转换关键技术研究, 液压混合动力驱动理论及应用研究, 新型液压元件及装置研究。发表论文 80 余篇。电话: 0451-86415277, 13304640772。E-mail: jjhbw@hit.edu.cn

流固耦合, 故需分别建立流体模型和固体模型。该模型在 UG 中完成, 然后导入到 ADINA 中, 完成模型前处理和网格划分。前处理中, 给定流体的特殊边界条件, 如建立壁面 Wall、流固耦合界面 Fluid-Structure Interface 等, 且采用 Adaptive Meshing 以实现网格修复^[3]; 固体则要给定约束和位移, 建立刚性连接 Rigid-link, 两齿轮之间建立接触对 Contact-pair^[4]等; 网格单元采用 Triangular, 并且在小间隙处采用三层网格, 而后即可进行流固耦合运算。流体模型如图 1 所示。

图 1 流体网格模型

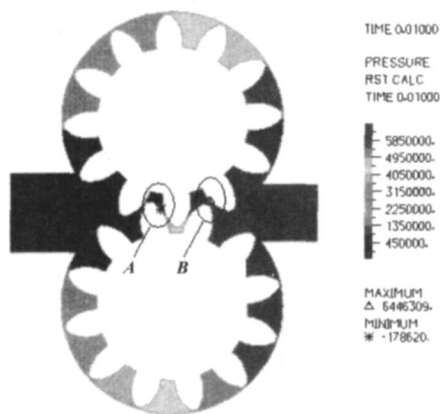


图 2 压力云图 (出口压力 6.3 MPa)

通过对外啮合齿轮泵内部的水压流场所进行的仿真, 可获得其内部的流动速度分布和压力分布, 并据此分析内部的压力变化。本文模拟了输出压力分别为 6.3 MPa 和 2.5 MPa、额定转速均为 1 450 r/min 工况下的流场, 图 2 所示为出口压力为 6.3 MPa 时的流场压力云图, 图 3 所示为出口压力 6.3 MPa 时的速度矢量图, 时间为 0.01 s。从图 2 的压力云图中可知, 最低压力产生在 A 处, 即齿轮由啮合到分离处, 压力值为 -0.18 MPa, 较大的负压产生在齿面处, 极易产生气泡, 引起齿面的氧化腐蚀, 进而产生气穴, 引发气蚀现象; 最大压力产生在 B 处, 即齿轮即将进入啮合处, 其值为 6.45 MPa, 这是由于齿轮在进入啮合时, 困油腔液体体积要经受挤压, 压力升高, 高压易对齿面形成冲击, 影响齿轮的寿命。

从图 3 的速度矢量图中可知, 最大流速发生在齿轮啮合 D 处, 其值为 62 m/s, 这是由于在齿轮啮合处, 水介质要不断承受前后两对轮齿的挤压、分离, 容积要在短时间内不断地从大到小交替变化, 在一对

齿联合挤压作用下速度变得很大, 从而向低压区即气蚀区泄漏。在齿轮齿顶与齿顶壁之间的径向间隙处, 液体流速为 16 m/s, 且方向由高压腔流向低压腔, 这就是径向间隙的泄漏, 泄漏会导致容积效率降低。另外在 C 处会有涡流产生, 涡流易对齿面产生冲击, 降低齿轮的使用寿命。

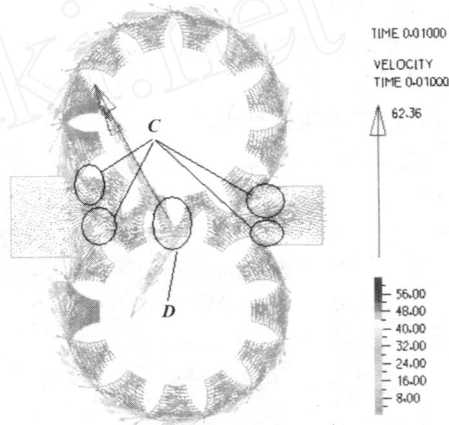


图 3 速度矢量图 (出口压力 6.3 MPa)

在出口压力为 2.5 MPa、额定转速为 1 450 r/min 时, 气蚀仍然主要发生在 A 处, 大小为 -0.08 MPa, 最高压力在 B 处, 大小为 2.6 MPa, 最大速度在 D 处, 大小为 44.9 m/s, 且在 C 处仍会有涡流现象。

以往在理论研究中都认为外啮合齿轮泵内流场压力沿齿轮圆周呈线性分布^[5], 但是根据本文所进行的仿真研究, 所得出的流场压力沿齿轮圆周分布如图 4 和图 5 所示。

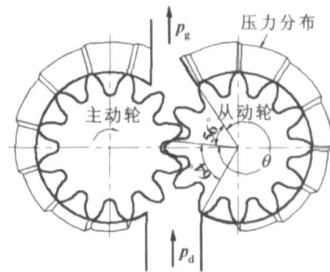


图 4 齿轮圆周的压力分布示意图

据图 4 和图 5 可知其流场的压力变化规律如下 (本模型中吸入角为 64°; 压出角为 56°):

(1) 在吸入角范围内, 即 $\theta < 64^\circ$ 时, 齿轮圆周压力大小为入口压力 p_0 。

(2) 在过渡区, 即 $64^\circ \leq \theta < 304^\circ$ 时, 齿轮圆周压力呈阶梯形跳跃变化, 且每相邻两齿之间的流场压力基本相同; 另外, 压力从高压腔沿径向间隙开始下降很慢, 而在靠近低压腔的 1—2 个齿上压力下降急剧, 这说明主要由靠近低压腔的最后 1—2 个齿起密封压降作用。

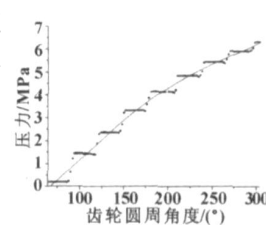


图 5 齿轮圆周的压力分布曲线图

$\theta \leq 304^\circ$ 时, 齿轮圆周压力呈阶梯形跳跃变化, 且每相邻两齿之间的流场压力基本相同; 另外, 压力从高压腔沿径向间隙开始下降很慢, 而在靠近低压腔的 1—2 个齿上压力下降急剧, 这说明主要由靠近低压腔的最后 1—2 个齿起密封压降作用。

(3) 在压出角范围内, 即 $304^\circ < \theta < 360^\circ$; 齿轮圆周压力大小为出口压力 p_o 。

通过上述分析, 可以修正以往理论研究认为的外啮合齿轮泵过渡区压力沿齿轮圆周线性化分布, 使得本结果更接近实际, 为流场内部的压力计算提供了依据。

4 吸水口的优化

由于水的汽化压力比矿物型液压油高千倍, 而且随着温度的升高, 汽化压力上升很快, 导致压力升高时, 水介质极易产生气蚀现象。对于水压外啮合齿轮泵, 易产生气蚀的部位是齿轮脱离啮合处。这是由于齿轮脱离啮合时, 由于困油腔容积由小变大, 形成真空, 产生气泡, 由此带来了气蚀、振动、噪声等危害^[6]。气蚀对齿轮泵内部的零件损坏巨大, 因此考虑怎样减少气蚀带来的危害对水压外啮合齿轮泵的设计开发意义重大。

理论研究认为, 从避免气蚀的角度出发希望增大吸入角, 即吸水口越大越好, 但同时考虑到需要有一到两个齿对齿轮泵的高、低压腔进行密封, 因此从实际工程应用出发可以考虑适当增大吸水口, 而至于多大为合适, 可以通过仿真来确定。本文在本模型的基础上变换了七种吸水口尺寸, 吸水口直径由 0.018m 逐步增加 0.002m, 直至 0.030m, 对这七种模型进行了分析, 并提取了每一种吸水口大小对应的最低负压值。图 6 给出了最低负压与吸水口大小的关系。

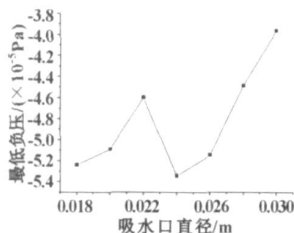


图 6 各种吸水口下最低负压值

由图 6 可知, 在吸水口直径为 0.022m、0.028m、0.030m 时, 最低负压都比较小, 但考虑到吸水口直径增大意味着对内腔的封闭性越差, 尤其是靠近吸水口处的一到两个齿要承担主要的密封压降作用, 因此综合考虑上诉因素, 选择吸水口直径大小为 0.022m 为佳。

5 结论

本文对水压外啮合齿轮泵内的流场进行了仿真研究, 以便于对水压外啮合齿轮泵的设计提供参考。对同一水压外啮合齿轮泵模型而言, 可以得出如下结论:

(1) 外啮合齿轮泵内水压流场在不同工况下, 压力场和速度场变化趋势基本相同, 气蚀主要发生在齿轮脱离啮合处, 且都会有回流或涡流现象; 随着出口压力的增大, 工作介质在啮合处的最大流速、最大压力均会增大, 且气蚀加剧, 高低压交替变化产生的脉动更强烈。

(2) 齿轮圆周过渡区压力分布呈阶梯形, 而不是过去理论分析认为的线性化, 本文借助于 ADNA 软件对其进行了仿真分析并总结出规律, 使其更接近于实际。

(3) 在工况一定时, 适当增大吸入口可以有效减小气蚀, 但是气蚀随吸入口大小的变化不是单调的, 需要考虑外啮合齿轮泵的压降密封作用, 综合考察减小气蚀的方法。

参考文献

- [1] 唐向阳. 纯水液压试验系统的设计及动态特性研究 [D]. 昆明理工大学, 2001: 2 - 13.
- [2] 罗惕乾. 流体力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 1 - 4.
- [3] Hou Zhang. Recent development of fluid-structure interaction capabilities in ADNA system [J]. Computers & Structures, 2003, 81: 1071 - 1085.
- [4] C. Hohmann. Contact analysis for drum breaks and disk brakes using ADNA [J]. Computers & Structures, 1999, 72: 185 - 198.
- [5] 何存兴, 等. 液压元件 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982: 53 - 63.
- [6] 姜继海. 液压传动 [M]. 3 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2006: 45 - 49.

(上接第 116 页)

但是, 在轧机换辊的时候第 1 种控制方案可以使上、下工作辊平衡及上工作辊平衡、所有液压缸拉回和平衡关闭等控制模式相互切换, 便于操作工进行换辊操作。

4 结束语

唐钢超薄热带 1700 生产线工作辊平衡的液压控制系统中, 上、下工作辊平衡模式采用了以上两种的控制方案相结合的控制技术。并根据这两种控制方案的不同点, 在轧钢的过程中采用的是第 2 种控制方案, 通过使用效果看这种控制方案非常成功, 控制精度高、液压系统工作平稳, 轧机咬钢的安全性可靠性大大提高, 确保生产顺利进行。在轧机换辊的时候切换到第 1 种控制方案, 保证了换辊的灵活、快捷。

参考文献

- [1] 黄华清. 轧钢机械 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1988. 3.
- [2] 黎启柏. 液压元件手册 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1998. 7.
- [3] 雷天觉. 新编液压工程手册 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [4] 田乃媛. 薄板坯连铸连轧 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1999. 12.