

文章编号:1000-582X(2010)07-049-04

管道增输器的数值模拟与现场试验

廖振方,潘志敏,李晓红

(重庆大学 机械工程学院,重庆 400044)

摘要:理论分析和实验表明壁面振动能减小管道的摩擦阻力。文中对笔者发明和研制成功的管道增输器的工作原理、数值模拟和现场试验进行了介绍。现场试验表明:管道增输器不仅降低了管道摩擦阻力,而且能增大天然气管网的输气量。数值模拟也表明:在碰撞壁处产生的压力扰动波在诱发涡量脉动的同时,又与大结构涡环的径向分量对振荡腔的壁面发生作用,引起壁面振动,振荡腔是形成脉冲流的主要部件。

关键词:输气量;增输器;减阻;数值模拟

中图分类号:TE832.3

文献标志码:A

Numerical simulation and on-site test of an increasing pipe gas delivery capacity device

LIAO Zhen-fang, PAN Zhi-min, LI Xiao-hong

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: The theoretical analysis and experiment show that the wall oscillation can reduce the friction drag of the pipe. The operation mechanism, on-site test and numerical simulation of the Increasing Gas Delivery Capacity Device for the Pipe (IGDCDP) invented by the author are introduced in the paper. The on-site test shows that the IGDCDP can not only reduce the friction drag, but also enhance the gas delivery capacity obviously in the natural gas network. The numerical simulation results show that at the time of inducing some new vortex disturbance waves, the pressure pulse wave generated from the impinging edge has an effect on the oscillation cavity wall to cause oscillation with the large structured vortex rings, so the oscillation cavity is the main component that generating the pulsed jet.

Key words: gas delivery capacity; increasing gas delivery capacity device; drag reduction; numerical simulation

在天然气输送过程中,当天然气供气量充裕、输气压力稳定、在终端用户用气量增大(人口增加或企业负荷量增大等)的状况下如何增大输气量?笔者提出利用管道增输器进行增输,介绍了管道增输器的增输机理,并用数值计算和现场试验所取得的数据进行了说明^[1]。

1 管道增输器增输的机理

管道增输器提高输气量的机理是一个比较复杂的研究课题,本文从壁面振动和脉冲流方面对其增输的机理进行探讨^[2-4]。

近年来 DNS(Direct Numerical Simulation)的

收稿日期:2010-02-08

基金项目:中日国际科技合作项目(2008DFA70300)

作者简介:廖振方(1938-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事水射流和物料的特种加工研究,(Tel)023-65103535;
(E-mail)liaozf@263.net。

研究表明:壁面振动能降低湍流强度和表面摩擦阻^[5-8]。壁面振动 DNS 试验表明近壁区平均流向速度梯度减小,中心速度会增大,壁面振动对湍流脉动有明显的抑制作用,雷诺应力大大减小,由于黏性作用,壁面展向运动使得近壁湍流区中流向涡结构明显抑制,因而抑制了与流向涡相关的流体上抛和下扫运动,因此明显降低了湍流的活动和壁面摩擦阻力^[9-11]。

对于不同的流态,管道两端压差 Δp 与输量 Q 的依赖关系依次为: $\Delta p_{\text{str}} \propto Q_{\text{str}}$ (层流); $\Delta p_{\text{smo. tmr}} \propto Q_{\text{smo. tmr}}^{1.750}$ (光滑区湍流); $\Delta p_{\text{miz}} \propto Q_{\text{miz}}^{1.877}$ (混合摩擦区湍流); $\Delta p_{\text{rough}} \propto Q_{\text{rough}}^2$ (粗糙区湍流)^[12]。而管道增输器所产生的壁面振动将会改变表面摩擦阻力,使得边界层处的流态发生变化,从而在原有压差条件下的输量增加。

另一方面,管道增输器将连续性的气体流动改为脉冲流动,天然气通过管道增输器后其出口压力的幅值能增大 10%~35%^[13],根据简化后的输气管道工程设计规范(GB 50251—2003),输气量的计算公式如下:

$$q = f(p_1^2 - p_2^2)^{0.51} \quad (1)$$

显然,假设末端压力 p_2 不变时, p_1 值越大,通过的流量也越大,可以在管路的适当位置安设管道增输器,而利用其所产生的脉冲流会增大了出口压力的幅值,因而能够提高输气量。

因此可以认为管道增输器增输的机理主要是由于壁面振动和脉冲流等方面的作用,管道增输器所产生的振动干扰了准流向漩涡的再生循环,减小了管道的摩擦阻力,同时气体脉冲流增大了出口压力的幅值,增大了管道两端的压降,从而使得管道内气体的流速加快,输气量增大。

2 数值模拟及分析

目前 CFD(Computational Fluid Dynamics) 是流体研究领域的一个重要的辅助手段,能够较好地对流体的特性进行模拟,笔者采用 Fluent6.2.16 软件对理想气体在管道增输器中的流动情况进行数值计算。

2.1 物理及数学模型

取管道增输器的上喷嘴直径 $d_1 = 50$ mm,其他主要设计参数,如腔室直径 D 、腔室长度 L 、上喷嘴直径和下喷嘴直径 d_2 等按相应比例参数确定,如下图 1 所示。

采用收敛性较好的 Spalart-Allmaras 模型,该模型专门用于航空等领域的壁面限制流动,对于受

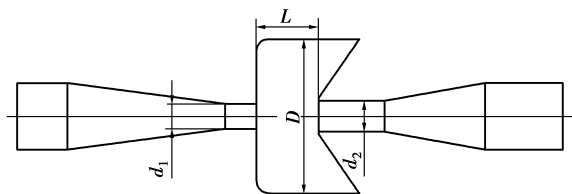


图 1 增输器物理模型图

逆压力梯度作用的边界层流动有较好的效果。模型方程如下式^[14]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{k} l \quad (3)$$

式中: μ_t 为湍流粘度比; u_i 为时均速度; k 为湍动能; l 为湍流脉动长度比尺; σ_k , C_D , C_μ 为经验常数。模型参数采用系统的默认值。

2.2 边界条件

根据现场试验的经验值确定喷嘴进口边界条件:入口压力 $p = 1$ MPa,湍流黏性比取 1;下喷嘴出口边界条件:出口压力 $p = 0.843$ MPa,出口处湍流黏性比为 10。出入口温度皆设为 288 K。

2.3 数值计算及分析

计算采用的网格是普通的结构化的四边形网格,共 2 282 个节点,采用半剖面计算的方法,选择耦合式求解器,隐式计算方式,先求解定常流动,其值作为非定常流动的初始值。计算完成后检查区域的质量流量“Flux Reports”的流入与流出的质量误差为 3.01%,满足收敛的要求^[15]。

图 2 及图 3 为模拟计算的结果和分析。

由图 2 可以发现,振荡腔内速度波动较大且存在明显的主射流区域和大结构的涡环,涡环主要分布于腔室轴线的四周^[13]。试验与理论分析表明:与轴心纵向速度相比,射流中的横向速度较小,因此在射流中接近轴心线区域的大部分流线几乎接近于平行,因而流线可看成为平行的,上述现象在上图的模拟中得以体现。增输器内气体运动的最大速度为 234.9 m/s,出现在振荡腔喉口部。由图 3 可以发现碰撞壁处产生压力扰动波,在诱发涡量脉动的同时,其与大结构涡环的径向分量同样会对沿流方向的振荡腔壁面发生作用,引起壁面的径向的振动,可以发现增输器出口处的气流流速与入口相比有个明显的增长,如图 4 所示,而这与近年来 DNS 的研究结果(壁面振动能降低湍流强度和表面摩擦阻)相吻合^[9]。

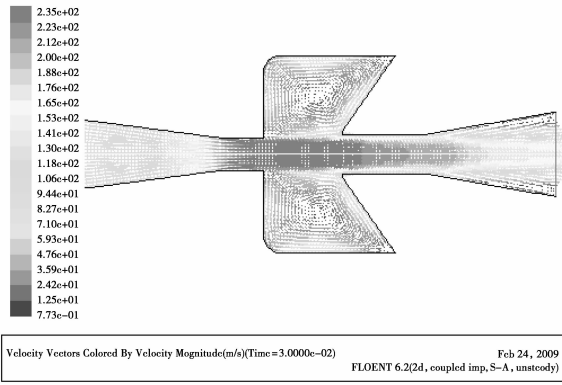


图 2 速度等值线分布图

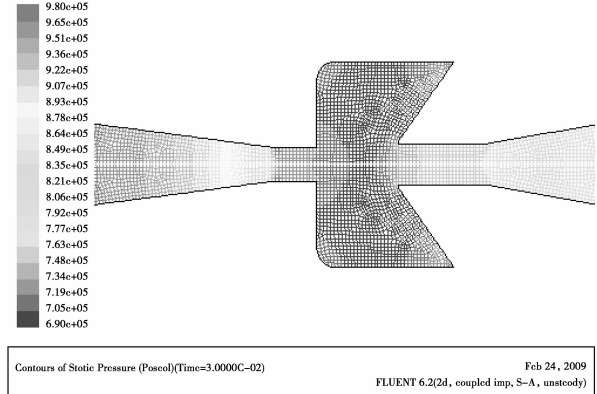


图 5 增输器等压线分布图

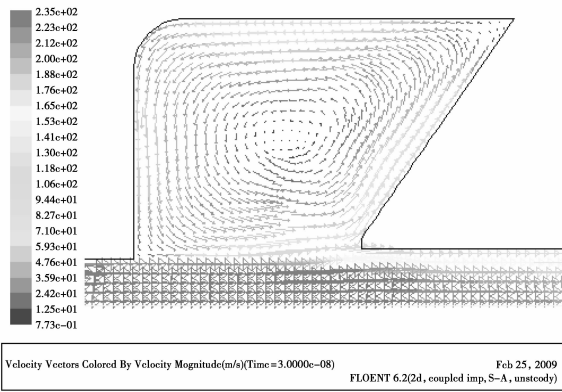


图 3 速度等值线局部放大图

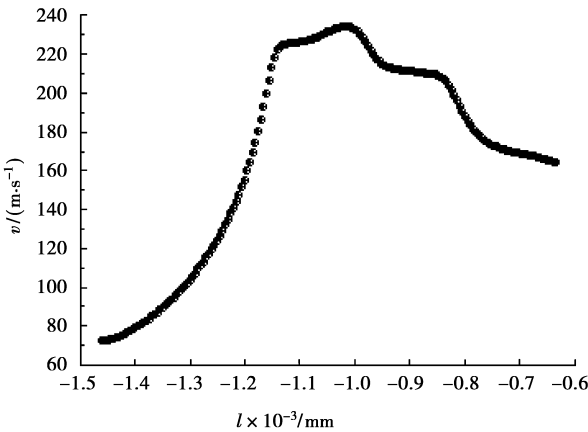


图 4 输送气体在管道增输器对称轴 l 处速度分布

由图 5 发现,增输器出口压力明显低于入口压力,振荡腔室内压力波动很大,是形成脉冲流的主要因素,由此也表明了管道增输器使输送流体峰值压力提高,平均压力降低的特点。周期性出现的波动犹如气体弹簧一样对中心射流造成了激励,起到增压器的作用,从而达到增加输气量的目的。

同时由该计算结果也可以发现,由于设计的管道增输器的碰撞壁与沿流向方向的振荡腔壁面连接

处的曲率较大,其对装置的增输性能影响不大但增大了装置的能量损失,因此在之后的设计中应进行改进。

3 现场试验

2006 年 10 月到现在,管道增输器(按照输气压力 0.90 MPa、输气量 12 000~13 000 m³/d 的运行工况设计)在我国某油田进行试验,获得了大量试验数据。现场的试验情况如下:井口处的测点压力为 0.6~1.1 MPa,输气管内径 75 mm,监控点距井口测点的距离 1.2km。在井口和监控点处安装有电磁流量计(型号为智能旋进流量计 TDS-80B)。输气管终端用户是锅炉房。天然气在进入锅炉前进入一个稳压罐,锅炉房内安设了两只电磁流量计。在气管终端还接有一个放空管,用于输气量较大时空放或作其他用途。

试验时采用了两套系统,一套为常规系统(以下简称系统 1),另一套是在主输气管旁路上安装管道增输器,该系统以下简称系统 2。系统 1 和系统 2 通过闸阀可以互相倒换运行。试验时首先按系统 1 方式连续工作一定时间,分别测定井口、监控点和锅炉房处的压力和流量。然后倒换到系统 2,分别测定井口、监控点和锅炉房处的压力和流量。多次重复试验表明系统 2 具有以下特点(试验数据具有可重复性):

1)增输器在运行中发出的哨鸣声为 40~60 dB,这种声音和振动使现场实验人员感觉很舒服,哨鸣声越清脆,实验效果就越好,这是本装置运行中的一个重要特点。增输器的振荡频率为几十到一百多赫兹,用手触摸有振动感。

2)增输器开通之后数分钟,输气量就开始增大,集气站内的汇管压力、输气管线起端压力接着出现下降的现象。在监控点处压力降变化不大的情况下

(压降一般小于 0.08 MPa), 输气量有了明显的提高, 经过近一年的测试, 获得的数据上万个, 这一特征非常明显, 选取部分同一输送压力下的输气量数据进行了对比, 如图 5 所示。可以发现随着输气量的提高, 管道增输器的增输性能越显著。

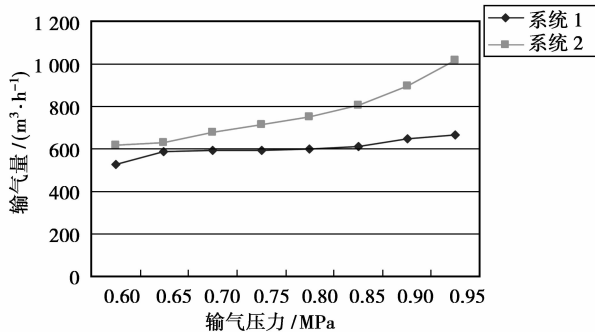


图 5 两系统输气量对比图

4 结 论

1) 设计的管道增输器结构简单、无运动件, 安装方便; 现场试验表明在不改变管道直径和安设增压站的条件下, 其能显著提高管道的输气量。

2) 计算表明: 在碰撞壁处产生压力扰动波, 在诱发涡量脉动的同时, 其与大结构涡环的径向分量同样会对沿流向方向的振荡腔壁面发生作用, 引起壁面的径向振动; 振荡腔是形成脉冲流的主要因素, 气流经增输器后幅值压力增大而平均压力降低, 共同作用使得输气量增大。

参考文献:

- [1] 刘银春, 杨光, 常志波, 等. 天然气长输管道的节能降耗[J]. 天然气技术, 2007, 1(6): 57-59.
LIU YIN-CHUN, YANG GUANG, CHANG ZHI-BO, et al. Energy-saving and consumption-reducing for long distance gas pipeline [J]. Natural Gas Technology, 2007, 1(6): 57-59.
- [2] ZUCKER T, SKJOCLT N M, JONES R L. Effects of high-frequency chest wall oscillation on pleural pressure and oscillated flow [J]. Biomedical Instrumentation and Technology, 2008, 42(6): 485-491.
- [3] 廖振方, 陈德淑, 潘志敏, 等. 管道增输器的工作原理与工业应用试验[J]. 油气储运, 2010, 29(1): 52-53.
LIAO ZHEN-FANG, CHEN DE-SHU, PAN ZHI-MIN, et al. Operating principle and field testing of pipeline boosters [J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2010, 29(1): 52-53.
- [4] 廖振方, 陈德淑, 康勇峰. 管道脉冲流发生器: 中国, ZL200510057466. 6[P]. 2006-07-12.
- [5] CHESKIDOV A. Theoretical skin-friction law in a turbulent boundary layer[J]. Physics Letter A, 2005, 341(5/6): 487-494.
- [6] FANG J, LU L P, SHAO L. Large eddy simulation of compressible turbulent channel flow with spanwise wall oscillation [J]. Mechanics and Astronomy, 2009, 52(8): 1233-1243.
- [7] DUQQLEBY A, BALL K S, PAUL M R. The effect of spanwise wall oscillation on turbulent pipe flow structures resulting in drag reduction[J]. Physics of Fluids, 2007, 19(12): 25107-1-25107-12.
- [8] FARSHAD F F, GARBER J D, POLAKI V. European program studies ways to fight internal pressure losses in gas lines [J]. Pipeline and Gas Journal, 2004, 231(6): 36-39.
- [9] CHOI K S, CLAYTON B R. The mechanism of Turbulent drag reduction with wall oscillation [J]. Heat and Fluid Flow, 2001, 22 (1): 1-9.
- [10] RICCO P, QUADRIO M. Wall-oscillation conditions for drag reduction in turbulent channel flow [J]. Heat and Fluid Flow, 2008, 29 (4): 601-612.
- [11] MAO Z X, HANRATTY T J. Influence of large-amplitude oscillations on turbulent drag [J]. AIChE Journal, 1994, 40(10): 1601-1606.
- [12] 李国平, 刘兵, 鲍旭晨, 等. 天然气管道的减阻与天然气减阻剂[J]. 油气储运, 2008, 27(3): 15-21.
LI GUO-PING, LIU BING, BAO XU-CHEN, et al. The drag reduction of natural gas transmission pipeline and drag reduction agent of natural gas [J]. OGST, 2008, 27(3): 15-21.
- [13] LIAO Z F, LI J, CHEN D S, BAO XU-GHEN, et al. Theory and experimental study of the self-excited oscillation pulsed jet nozzle [J]. Chinese Journal Mechanical Engineering, 2003, 16(4): 379-383.
- [14] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [15] 韩占忠, 王敬, 兰小平. Fluent 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2008.

(编辑 王维朗)