

基于预估校正思想的离心压缩机性能换算

王鹏¹, 杨放², 孙东亮^{1*}, 王丽燕³, 左栋²

1. 北京石油化工学院机械工程学院, 深水油气管线关键技术与装备北京市重点实验室, 北京 102617;

2. 中亚管道有限公司, 北京 100007;

3. 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249

* 联系人, E-mail: sundongliang@bupt.edu.cn

2017-10-26 收稿, 2017-12-26 修回, 2017-12-27 接受, 2018-02-06 网络版发表

北京市高水平创新团队建设计划(IDHT20170507)和长城学者培养计划(CIT&TCD20180313)资助

摘要 离心压缩机作为一种重要的动力旋转设备, 广泛应用于天然气输送和石油化工等行业. 由于现场实际工况与设计工况往往存在偏差, 导致原有的设计曲线难以准确预测压缩机的实际性能. 依据相似原理, 结合现场实际情况对压缩机性能曲线进行换算是压缩机工程应用的一项重要工作. 本文首先通过分析目前常用的3类相似换算方法的特点, 发现压比是影响换算准确性的一个关键参数, 减小该参数的误差可有效提高换算精度. 在此基础上, 提出一种基于预估校正思想的离心压缩机性能换算方法, 该方法采用第二类相似换算方法对关键性参数压比进行预估, 采用第一类相似换算方法对压比参数进行校正, 从而大大提高相似换算结果的准确性. 与川气东送长距离天然气输送管线某压气站现场数据对比, 发现基于预估校正思想的换算方法所得的离心压缩机出口压力与实测数据误差仅为2%左右, 出口温度的误差约2℃, 性能换算精度较高.

关键词 离心压缩机, 性能曲线, 性能换算, 预估校正

离心压缩机作为一种重要的动力旋转设备, 具有单机流量大、质量轻、体积小、运转可靠等优点, 广泛应用于天然气输送、处理和石油化工等行业^[1,2]. 离心压缩机在使用前需要进行工厂试验, 测得其性能曲线, 即在进气状态(进口压力、进口温度)和转速一定的条件下, 压比、多变效率以及功率随进气量而变化的关系曲线, 以用于指导现场技术人员操作^[1]. 但是由于测试工况往往与实际运行工况有较大的差别, 如试验气体与实际输送气体往往不同, 或者实际运行中进口压力和温度等参数发生变化等等, 导致厂商所提供的压缩机性能曲线不能准确反映实际工况下的压缩机性能^[3]. 直接采用厂商所提供的性能曲线确定实际生产时压缩机的工作点会产生较大误差, 如Li等人^[4,5]的研究表明直接查找压缩机性能曲线图

来确定相关工作参数时误差高达20%左右, 显然难以准确地指导生产. 因此, 将试验条件下的离心压缩机性能曲线换算成实际工况条件下的性能曲线, 即对压缩机性能曲线进行相似换算, 对于现场应用具有重要的指导意义.

离心压缩机性能曲线相似换算的理论基础是相似原理^[2,6,7], 即对于两台离心压缩机来说, 如果保持模型机和原型机的流动过程相似, 则它们之间的性能参数(几何参数、流动参数和热力参数)之比均相同, 对应的效率、损失系数都相等. 当两台压缩机满足几何相似、进口速度三角形相似、特征马赫数相等和绝热指数相等4个条件时, 其流动过程完全相似, 可以基于相似原理进行其他参数的相似换算. 但是, 实际应用过程中, 要保证4个条件都满足是很困难的, 如

引用格式: 王鹏, 杨放, 孙东亮, 等. 基于预估校正思想的离心压缩机性能换算. 科学通报, 2018, 63: 571–578

Wang P, Yang F, Sun D L, et al. Performance conversion of centrifugal compressors based on predictor corrector method (in Chinese). Chin Sci Bull, 2018, 63: 571–578, doi: 10.1360/N972017-01120

工作介质不同,则无法保证绝热指数相等^[8].这时只能从部分相似条件中找出某些联系,再根据实际问题适当地补充一些条件,使两机工况保持近似相似.近似相似又可以分为两种情况^[2,6,7]:当模型机和原型机的工作介质相同而进口条件不同时,即绝热指数相等而马赫数不等,称为第一类近似相似;当模型机和原型机的工作介质和进口条件均不同时,即绝热指数和马赫数均不等,称为第二类近似相似.但是通常由于实际生产过程复杂,如输气量的波动、供气系统电流不稳、压缩机控制系统散热不及时、叶轮腐蚀损坏等,即使采用这两类换算方法所得结果往往均会有较大偏差,给离心压缩机现场指导应用带来一定的困扰^[9-12].

为提高天然气管道离心压缩机相似换算的准确性,本文全面分析目前常用的两类近似相似换算的过程,揭示误差产生的主要原因,并提出基于预估校正的修正方案,大大提高换算结果精度,可更好地指导压缩机的现场应用.

1 离心压缩机相似换算理论基础

按照模型机和原型机的流动过程的相似条件,离心压缩机性能曲线相似换算可以分为3类,即完全相似换算、第一类近似相似换算及第二类近似相似换算^[2,6,7].下面简单回顾这些相似换算过程.

1.1 完全相似换算

当试验条件 and 设计条件满足几何相似、进口速度三角形相似、特征马赫数相等和绝热指数相等4个条件时,则为完全相似.此时,完全相似时转速、流量、压比、多变效率、能头和总功率的换算公式如下:

$$n' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right) \sqrt{\frac{R_g' T_s'}{R_g T_s}} n, \quad (1)$$

$$Q_s' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \sqrt{\frac{R_g' T_s'}{R_g T_s}} Q_s, \quad (2)$$

$$\varepsilon' = \frac{p_d'}{p_s'} = \varepsilon = \frac{p_d}{p_s}, \quad (3)$$

$$\eta_{pol}' = \eta_{pol}, \quad (4)$$

$$H_{pol}' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n'}{n} \right)^2 H_{pol} = \frac{R_g' T_s'}{R_g T_s} H_{pol}, \quad (5)$$

$$N_{tot}' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \sqrt{\frac{R_g' T_s'}{R_g T_s}} \frac{p_s'}{p_s} N_{tot}, \quad (6)$$

式中: ε 为压比; η_{pol} 为多变效率; n 为转速, r/min; p 为气体压力, MPa; D_2 为压缩机叶轮出口处的直径, mm; H_{pol} 为能头, kJ/kg; N_{tot} 为总功率, kW; Q 为体积流量, m³/h; R 为气体常数, J/(kg K); T 为气体温度, K. 上标“'”代表换算后的结果; 下标“s”为压缩机进口; 下标“d”为压缩机出口.

1.2 第一类近似相似换算

第一类近似相似是指在压缩机的试验条件和实际条件下,气体的绝热指数相等,但特征马赫数不等的情况.在进行压缩机性能试验时,试验转速本应该按照公式(1)来计算确定,但是很多情况下由于其他因素的干扰,而未能采用上述公式来确定试验转速,从而导致特征马赫数不相等.但是,如果试验工况和原机工况的特征马赫数相差不大,或特征马赫数值较小(远小于1),这时气体的可压缩性比较接近,可认为特征马赫数不等对气体流动过程影响不大.此时,在几何相似、进口速度三角形相似和绝热指数相等3个条件下,可近似认为出口速度三角形相似.并以此条件结合给定的转速来推导能头和压比的换算过程,具体推导过程可参见文献^[2,6,7].第一类近似相似时离心压缩机性能曲线换算公式如下:

$$Q_s' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^3 \frac{n'}{n} Q_s, \quad (7)$$

$$\varepsilon' = \left[1 + A \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \right]^{\frac{m'-1}{m'}}, \quad (8)$$

$$\eta_{pol}' = \eta_{pol}, \quad (9)$$

$$H_{pol}' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n'}{n} \right)^2 H_{pol}, \quad (10)$$

$$N_{tot}' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^5 \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \frac{R_g T_s}{R_g' T_s'} \frac{p_s'}{p_s} N_{tot}, \quad (11)$$

式中: m 为压缩机多变过程指数;

$$A = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \frac{R_g T_s}{R_g' T_s'}.$$

1.3 第二类近似相似性能换算方法

第二类近似相似主要是指离心压缩机的实际工

作介质与性能试验介质不同, 绝热指数不相等的情况. 为了使压缩机试验条件与设计条件之间保持近似相似, 使压缩机的进口与出口比容比保持相等, 并以此条件推导能头和压比换算过程, 具体推导过程可参见文献[2,6,7]. 第二类近似相似时离心压缩机性能曲线换算公式如下:

$$n' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right) \sqrt{\frac{\frac{m'}{m'-1} R_g' T_s' \left(\epsilon'^{\frac{m'}{m'-1}} - 1 \right)}{\frac{m}{m-1} R_g T_s \left(\epsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right)}} n, \quad (12)$$

$$Q_s' = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^3 \frac{n'}{n} Q_s, \quad (13)$$

$$\epsilon' = \epsilon^{\frac{m'}{m}}, \quad (14)$$

$$\eta'_{pol} = \eta_{pol}, \quad (15)$$

$$H'_{pol} = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n'}{n} \right)^2 H_{pol}, \quad (16)$$

$$N'_{tot} = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^5 \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \frac{R_g T_s p_s'}{R_g' T_s' p_s} N_{tot}. \quad (17)$$

2 基于预估校正思想的离心压缩机性能换算方法

目前, 压缩机的性能换算大都是基于以上3种性能换算方法来进行的. 一般说来, 完全相似的情况很少, 大多数试验工况或实际工况与设计工况属于第一类近似相似和第二类近似相似. 但是通常由于实际生产过程复杂, 即使采用这两类换算方法所得结果往往均会有较大偏差, 给离心压缩机现场指导应用带来一定的困扰^[9~12]. 为了进一步提高离心压缩机性能曲线的换算准确性, 以下对影响性能曲线换算精度的关键影响因素进行分析, 进而提出基于预估

校正思想的性能换算方法.

2.1 离心压缩机性能换算分析

表征离心压缩机性能的参数有多个, 其中离心压缩机的出口压力 p_d 和出口温度 T_d 是生产操作的重要指示参数, 现场应用时更受关注^[1,4,5,9]. 以下以这两个参数为代表分析影响压缩机性能换算的关键因素, 这两个参数的计算公式为

$$p_d = \epsilon p_s, \quad (18)$$

$$T_d = \epsilon^{\frac{m-1}{m}} T_s, \quad (19)$$

由公式(18)和(19)可知出口压力 p_d 和出口温度 T_d 性能参数的计算都涉及压比 ϵ . 因此, 压比 ϵ 的准确性与压缩机性能参数的准确性密切相关, 若能提高压比 ϵ 的计算精度, 则压缩机性能换算结果的准确性会随之提高^[9,10].

对比第一、二类近似相似换算具体过程, 可发现两种方法在求解离心压缩机压比 ϵ 时有明显的差异. 在第一类近似相似换算中, 首先直接给定压缩机试验转速, 然后通过公式(8)计算压比 ϵ . 而对于第二类近似换算, 则是首先由公式(14)来换算压比, 然后根据公式(12)确定试验转速. 第一类近似相似换算时压比 ϵ 的计算公式(8)是基于多变过程推导出来的, 计算结果较为准确, 且适用于各种不同绝热指数值的气体^[2]. 在第二类近似相似换算过程中, 压比 ϵ 参数是通过“压缩机的进口与出口比容比保持相等, 即 $\frac{v_s}{v_d} = \frac{v_s'}{v_d'}$ ”这一补充条件推导得出, 属于等比容换算, 要求两种气体的绝热指数相差不大^[2]. 文献[10,11]和本文对压缩机的大量工况进行研究之后发现, 两类方法在换算结果上可呈现如表1所示的特点. 从表1可知, 第一类相似换算方法的理论基础更符合热力过程, 预计出口温度精确度较高, 第二类相似换算方

表1 两种近似相似换算方法特点对比

Table 1 Comparison of two similarity conversion methods

	第一类近似相似换算	第二类近似相似换算
适用情况	$k = k', \bar{M}_{2u} \neq \bar{M}_{2u}'$	$k = k'$
假设条件	转速相等	$\frac{v_s}{v_d} = \frac{v_s'}{v_d'}$
换算过程	先给定转速, 再基于多变过程计算压比	先基于等比容过程计算压比, 再计算转速
理论基础特点	更符合热力过程	更符合水力过程
预计结果	计算的出口温度准确性高	计算的出口压力准确性高

法的理论基础更符合水力过程, 预计出口压力精确度高. 可见, 这两类换算各有特点, 且换算后所得的压缩机不同性能参数准确性各有差别. 为充分发挥这两类换算方法各自的优势, 本文将第一类和第二类换算方法结合起来, 提出一种预估校正思想的离心压缩机性能换算方法, 即以一种方法作为预估过程而以另一种方法作为校正过程, 既可使得压缩机的出口温度计算准确, 又可使得出口压力计算精度高.

2.2 预估校正过程

预估校正是一种常用的复杂问题求解方法. 先以一种方法预估某项重要参数, 计算其他参数值, 然后再基于所计算的其他参数值重新校正之前所预估的重要参数, 直至得到满意结果. 这种解决问题的思想在实时控制^[13]、数值模拟^[14]和人工智能^[15]等领域中已得到广泛应用. 基于该思想, 离心压缩机性能换算中, 可先采用第二类换算方法预估压比, 再采用第一类换算方法校正压比, 重复这一过程, 直至压比满足误差要求. 基于预估校正思想的压缩机性能换算方法的具体步骤如下, 流程如图1所示.

步骤1: 计算气体的物性参数(密度、绝热指数等);

步骤2: 根据步骤1的结果, 比较气体的绝热指数是否相等. 若气体的绝热指数不等, 则按照第二类近似相似来进行换算; 若气体的绝热指数相等, 则按照第一类近似相似来进行换算;

步骤3: 利用公式(14)计算压比初值 ε^0 , 即压比 ε 的预估过程;

步骤4: 利用公式(12)计算换算转速 n' ;

步骤5: 利用公式(8)重新计算压比 $\varepsilon^i (i=1, 2, \dots)$, 对压比进行修正, 即校正过程;

步骤6: 判断 $|\varepsilon^i - \varepsilon^{i-1}| < \delta$ (δ 为设定误差)是否成立: 是, 则转至下一步; 否, 转至步骤4~5;

步骤7: 计算离心压缩机其他性能参数值.

3 基于预估校正思想的离心压缩机性能换算方法的应用

本文结合川气东送天然气长距离输送某压气站的现场数据, 详细比较和分析不同换算方法所得的出口压力和出口温度两个关键参数的准确性, 以验证基于预估校正思想的离心压缩机相似换算方法的

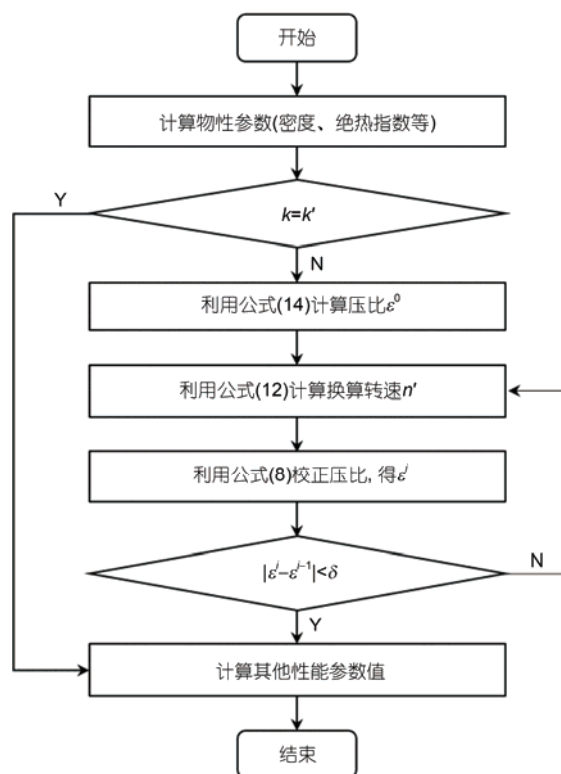


图1 基于预估校正思想的压缩机性能换算方法的流程图

Figure 1 Flow chart of the compressor performance conversion method based on the predictor-corrector idea

有效性.

3.1 工况介绍

川气东送管道的某压气站的压缩机为GE PCL503型号离心压缩机, 厂家所提供的性能曲线如图2所示. 进口条件为: 进口压力8.101 MPa, 进口温度45℃. 试验时气体组分和实际输送气体如表2所示. 实际工况的流量、压力和温度如表3所示.

3.2 结果分析

分别采用第一类、第二类和基于预估校正思想的离心压缩机相似换算方法, 对图2所示的压缩机进行性能换算; 然后在换算后的性能曲线图上, 查找确定表3所对应的进口工况下的出口压力和温度. 将基于上述3种换算方法所确定的离心压缩机出口压力结果置于图3, 图4(a)和(b)给出这3种方法的绝对误差和相对误差对比情况. 将基于这3种换算方法所确定的离心压缩机出口温度结果置于图5, 图6给出这3种方法的绝对误差对比情况.

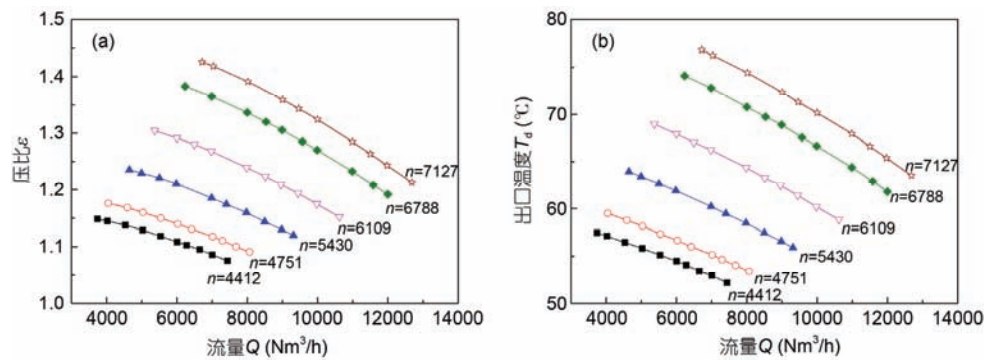


图2 (网络版彩色)压缩机的性能曲线。(a) 压比与流量曲线图; (b) 出口温度与流量曲线图

Figure 2 (Color online) Performance curve of compressor. (a) Curve of pressure ratio and flow; (b) curve of outlet temperature and flow

表2 试验气体和实际输送气体的组分

Table 2 Components of test transport gas and actual transport gas

组分(%)	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	N ₂	CO ₂
试验气体	97.058	0.152185	0.010113	0.705685	2.074017
输送气体	97.75	0.03	0	0.88	1.34

表3 川气东送管道某压气站实测工况

Table 3 Actual working conditions of a compressor used in the natural gas transmission pipeline running from Sichuan to eastern China

序号	转速(r/min)	进口流量(am³/h)	进口压力(MPa)	进口温度(°C)	出口压力(MPa)	出口温度(°C)
1	5915	463198	6.58	17.8	8.35	37.6
2	5912	469454	6.62	17	8.45	37.6
3	5912	507977	6.82	17.1	8.62	37.9
4	5912	475913	6.83	16.4	8.76	38.5
5	6551	521631	5.93	13.8	7.83	37.5
6	6187	521497	5.95	12.4	7.54	33.0
7	6365	554706	6.01	12.1	7.67	33.3
8	6094	483835	6.29	14.2	8.11	36.0
9	5003	394538	6.31	11.2	7.49	25.0
10	6369	517707	6.46	15.1	8.52	39.0
11	6006	475467	6.50	14.5	8.40	36.5
12	6369	515604	6.57	15.3	8.73	39.5
13	5914	490160	6.75	16.0	8.59	37.0
14	5280	345968	6.2	21.2	7.57	38.0
15	6710	629196	6.31	14.9	8.13	37.1
16	6596	614181	6.40	14.9	8.23	36.9
17	6485	595374	6.48	14.9	8.33	36.6
18	6485	565381	6.57	15	8.64	37.9
19	6483	594128	6.73	14.9	8.78	36.2
20	6481	588263	6.83	14.9	8.98	36.4
21	6142	544596	6.93	14.9	8.92	36.2
22	6142	554727	6.99	14.9	9.00	34.9
23	6142	587199	6.84	14.6	8.59	33.7
24	6141	573221	6.88	14.6	8.71	34.8
25	6142	568755	6.96	14.7	8.88	35.4
26	6144	576913	7.04	14.9	8.97	36.0
27	6142	565784	7.04	14.9	9.00	36.4
28	6140	621364	7.12	14.9	8.88	35.5

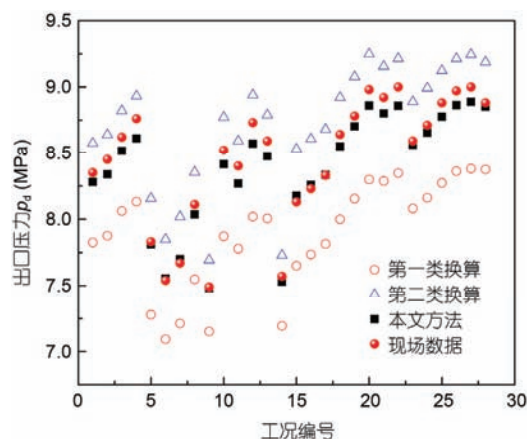


图3 (网络版彩色)不同换算方法所得某站场离心压缩机出口压力对比图

Figure 3 (Color online) Comparison of the outlet pressure of a centrifugal compressor obtained by different conversion methods

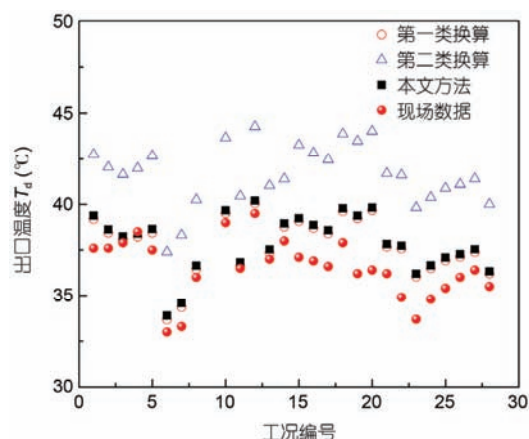


图5 (网络版彩色)不同换算方法所得某站场离心压缩机出口温度对比图

Figure 5 (Color online) Comparison of the outlet temperature of a centrifugal compressor obtained by different conversion methods

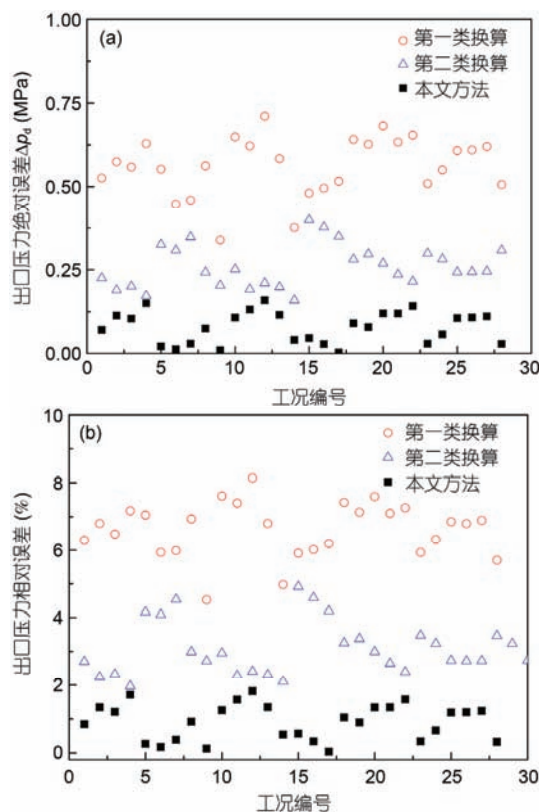


图4 (网络版彩色)不同换算方法所得某站场离心压缩机出口压力绝对误差对比图。(a) 绝对误差; (b) 相对误差

Figure 4 (Color online) Comparison of the outlet pressure of a centrifugal compressor obtained by different conversion methods. (a) Absolute error; (b) relative error

由图3可知, 基于第一类换算方法所得的离心压缩机出口压力较实测出口压力较低, 而基于第二类换算方法所得的离心压缩机出口压力较实测出口压

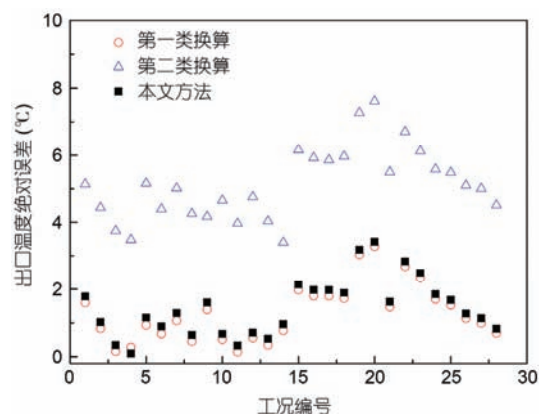


图6 (网络版彩色)不同换算方法所得某站场离心压缩机出口温度绝对误差对比图

Figure 6 (Color online) Comparison of the absolute error of the outlet temperature obtained by different conversion methods

力较高。相比第一类换算方法而言, 第二类换算方法更接近于实测值, 这与表1中所描述的第二类换算的特点一致。同时基于本文的预估-校正方法所得的出口压力与现场数据吻合良好, 这表明本文所提方法的有效性, 基于预估校正方法可充分利用第二类相似换算在确定压力值上的高精度优势, 因此可得到更高精度的换算结果。从图4(a)可进一步看出, 第一类相似换算方法所确定的离心压缩机出口压力误差约为0.4~0.6 MPa, 第二类的出口压力误差约为0.2~0.4 MPa, 而本文所得方法的误差仅为0.1 MPa左右。这进一步表明, 本文所提出的预估校正方法具有较高的换算精度。这一结论同时也可反映在图4(b)的出口压力相对误差的比较中, 在图4(b)中, 第一类、第

二类相似换算和本文方法的出口压力相对误差分别约为6%, 4%和2%。可见, 采用本文所得的基于预估校正方法可得到更高精度的压力出口值。

同时, 本文方法也可得到较高精度的出口温度值。由图5可以明显看出, 第二类换算方法所得的出口温度与现场数据存在较大的误差, 而第一类换算方法和本文所得方法吻合良好, 均与现场数据的误差较小。这与表1中所总结的第一类相似和第二类相似换算所得的温度特点相符, 也表明本文所得的预估校正方法可以充分利用第一类相似换算在确定温度值上的高精度优势, 因此可得到更高精度的温度值。进一步, 从图6中可以看出, 第二类相似换算所得的出口温度绝对误差为4~7℃, 而第一类相似换算和本文方法所得的出口温度相对误差仅约为2℃, 基本可满足工程上的要求。综上可见, 基于预估校正思想的天然气离心压缩机近似相似换算方法结合了第一类和第二类换算方法的优点, 大大提高了天然气

管道上离心压缩机性能换算的准确性。

4 小结

本文首先在对比分析3类传统的压缩机性能相似换算方法各自适用范围和应用特点的基础上, 提出精度更高的、基于预估校正思想的离心压缩机性能换算方法。然后结合川气东送管道某站场上离心压缩机运行实例, 验证本文所提方法的有效性。所得结论如下:

(1) 依据第一类和第二类换算方法求解压比参数的特点, 提出基于预估校正的离心压缩机性能换算方法。该方法采用第二类换算方法预估压比参数, 采用第一类换算方法校正压比参数, 大大提高了离心压缩机性能换算的准确性。

(2) 川气东送管道某压缩机站离心压缩机运行实例表明, 采用本文所提换算方法计算的出口压力相对误差仅为2%, 出口温度绝对误差约为2℃, 准确度较高, 可满足工程要求。

参考文献

- 1 Zhuo M H. The development of natural gas pipeline compressor station energy consumption software (in Chinese). Master Dissertation. Beijing: China University of Petroleum (Beijing), 2012 [卓铭浩. 天然气管道压缩机能耗软件开发. 硕士学位论文. 北京: 中国石油大学(北京), 2012]
- 2 Ji Z L, Deng Z A, Zhao H J. Pumps and Compressors (in Chinese). Beijing: Petroleum Industry Press, 2015 [姬忠礼, 邓志安, 赵会军. 泵和压缩机. 北京: 石油工业出版社, 2015]
- 3 Jiang B, Chen Z, Chen H, et al. Similarity and cascade flow characteristics of a highly loaded helium compressor. Nucl Eng Des, 2015, 286: 286–296
- 4 Li X P, Zhuo M H, Lü P B, et al. Development and application of performance conversion software for centrifugal compressor (in Chinese). Oil Gas Stor Transp, 2013, 32: 824–828 [李晓平, 卓铭浩, 吕勃蓬, 等. 离心压缩机性能换算软件的开发与应用. 油气储运, 2013, 32: 824–828]
- 5 Wang L, Yang C, Zhao B, et al. The change of the inlet geometry of a centrifugal compressor stage and its influence on the compressor performance. J Therm Sci, 2013, 22: 197–208
- 6 Lüdtke K H. Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application. Berlin: Springer, 2004
- 7 Wang Z T, Bai B, Li S Y, et al. Compressor performance curve extrapolation method based on the similarity theory. Appl Mech Mater, 2014, 672: 1545–1549
- 8 Berdanier R A, Smith N R, Fabian J C, et al. Humidity effects on experimental compressor performance-corrected conditions for real gases. J Turbomach, 2015, 137: 031011
- 9 Dong F, Tian Q Y, Zhu W C. Research on error correction for similarity design of centrifugal fans (in Chinese). Compr Blower Fan Technol, 2014, 56: 44–48 [董帆, 田奇勇, 朱卫春. 离心风机性能相似换算误差修正算法研究. 风机技术, 2014, 56: 44–48]
- 10 Jomde A, Anderson A, Bhojwani V, et al. Performance predictions and parametric analysis of a valved linear compressor using a mathematical model. Int J Amb Energ, 2017, 38: 1–6
- 11 Wang S, Zhang X, Chen H, et al. Method based on similarity laws for extrapolating generalized performance curves of compressors. J Power Eng, 2007, 27: 169–173
- 12 Zhang L. Performance analysis and numerical verification of centrifugal compressor (in Chinese). Master Dissertation. Dalian: Dalian University of Technology, 2015 [张磊. 离心式压缩机性能分析及数值验证. 硕士学位论文. 大连: 大连理工大学, 2015]
- 13 Gu J, Zhang S, Wang B, et al. Trajectory oscillation suppression control for lifting reentry vehicles with predictor-corrector guidance. In: Proceeding of the 2016 IEEE Advanced Information Management, Communicates, Electronic and Automation Control Conference (IMCEC). New York: IEEE, 2016. 1794–1799
- 14 Moghaddam B P, Yaghoobi S, Machado J A T. An extended predictor-corrector algorithm for variable-order fractional delay differential equations. J Comput Nonlin Dyn, 2016, 11: 061001
- 15 Yang X, Song Q, Liu Y, et al. Finite-time stability analysis of fractional-order neural networks with delay. Neurocomputing, 2015, 152: 19–26

Summary for “基于预估校正思想的离心压缩机性能换算”

Performance conversion of centrifugal compressors based on predictor corrector method

Peng Wang¹, Fang Yang², Dongliang Sun^{1*}, Liyan Wang³ & Dong Zuo²

¹ Beijing Key Laboratory of Pipeline Critical Technology and Equipment for Deepwater Oil & Gas Development, School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Petrochemical Technology, Beijing 102617, China;

² Trans-Asia Gas Pipeline Company Ltd, Beijing 100007, China;

³ College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum (Beijing), Beijing 102249, China

* Corresponding author, E-mail: sundongliang@bipt.edu.cn

A centrifugal compressor is an important rotating tool that is widely used in the natural gas transportation industry. In engineering practice, working conditions typically deviate from design conditions. For example, inlet pressure and temperature levels are fixed in design conditions, whereas these two parameters are unstable under actual working conditions. Moreover, the physical properties of actual gas are often different from those of designed gas. As a result, it is difficult for a design performance curve to accurately predict the actual performance of a compressor. Therefore, it is necessary to study compressor performance conversions based on similarity criteria. At present, three primary methods are used for the conversion of compressor performance, i.e., the complete similarity conversion method, the first similarity conversion method and the second similarity conversion method. The complete similarity method adheres to very strict requirements, and it is difficult to completely meet such requirements in practical engineering settings. The first similarity conversion method is based on an assumption of polytropic processes, and it is suitable to apply to gases with different adiabatic index values. For this method, temperature conversion results are accurate, but pressure conversion results are less accurate. The second similarity conversion method is based on an assumption of isometric processes. In contrast to the first similarity conversion method, the pressure conversion results of this method are accurate, but the temperature conversion results are less accurate. This is attributed to different means of determining the pressure ratio according to similarity conversion methods. If calculations of pressure ratios could apply the advantages and overcome the disadvantages of the first and second similarity conversion methods, the accuracy of performance conversion methods could be effectively improved. Based on the above, a new similarity conversion method for centrifugal compressors based on the predictor-corrector method is proposed. According to the proposed method, the second similarity conversion method is first used to predict the pressure ratio, and the first similarity conversion method is subsequently used to correct the pressure ratio. Thus, the pressure ratio can be corrected to ensure that both pressure and temperature conversion results are accurate. Finally, the first and second similarity conversion methods and the proposed method are used to convert the performance curve of a compressor used in the natural gas transmission pipeline running from Sichuan to eastern China. Compared with the field test data, the conversion errors of these three methods are as follows: for the first similarity conversion method, the relative of the outlet pressure is about 6% and the error of the outlet temperature is about 4–7°C; for the second similarity conversion method, the relative of the outlet pressure is about 4% and the error of the outlet temperature is about 2°C; for the proposed method, the relative of the outlet pressure is about 2% and the error of the outlet temperature is about 2°C. The results show that the method proposed in this paper is significantly more accurate than the other two common methods. Therefore, the use of this new method for compressor performance conversion in actual engineering settings is recommended.

centrifugal compressors, performance curve, similar principle, predictor corrector

doi: 10.1360/N972017-01120