

市政天然气往复压缩机的应力分析和频率计算

陈蔚

北京沃利工程技术有限公司南京分公司，江苏南京

摘要：在市政天然气往复压缩机的设计过程中，应力分析和频率计算是振动分析中非常重要的步骤。本文利用Caesar II分析了压缩机组的管道应力，使其满足规范的要求。同时分析了压缩机系统的固有频率，使其避开气柱固有频率和压缩机压力脉动的激发频率，避免其发生共振。

关键词：往复式压缩机；管道应力分析；固有频率；共振

Piping Stress and Natural Frequency Analysis for Skidded Reciprocating Compressor

Wei Chen

Worley Engineering Co., LTD, Nanjing Branch, Nanjing, Jiangsu

Abstract: Piping stress and natural frequency analysis is a very important step during the skidded reciprocating compressor design. In this paper, the static piping stress is calculated by the software Caesar II and the results meet the code requirements. The frequency for the biggest data of pressure pulsation could also be gotten which will be used to compared with mechanical frequency of the reciprocating compressor skid system to eliminate the possibility of resonance. After the such vibration analysis, potential pulsation and vibration problems will be controlled in an acceptable level.

Keywords: Reciprocating compressor; Piping stress analysis; Natural frequency; Resonance

1 引言

在市政天然气的输送过程中，经常需要用到增压往复压缩机机组对市政燃气进行增压。往复压缩机即集往复压缩机、原动机、洗涤罐、缓冲罐等各功能元件于一体的可整体迁移的压缩机（撬装）系统。它广泛应用于天然气增压、集输、气举、筑起、燃气透平压缩、油气回收、油井回注、馏分气体压缩以及丙烷或者丁烷制冷等工艺中。

由于往复压缩机运行压力较高，压缩机级间压缩会导致温度升高，此外往复压缩机间歇式排气，容易导致管道系统振动。在这些复合因素作用

下，时间久后，可能会引起管道连接部位等处发生松动和破裂，材料疲劳产生塑性变形，轻者造成泄漏，重者由破裂引起爆炸，造成严重事故[1]。因此在撬装往复压缩机的设计过程中，要控制管道系统在内压、自重和温度变化情况下的一次应力和二次应力值；并控制整个管道系统的固有频率，避免发生共振。本文以某市政压缩机组为例进行分析。

2 天然气压缩机组的基本情况

本项目压缩机组的工作介质为天然气，压缩机主体与进出口缓冲罐、洗涤罐组成一撬，安装在

室内。压缩机级间冷却采用风冷，空冷器安装于室外并带底板成为另一撬，两个撬之间的管道现场连接。压缩机主机型号为Ariel JGH/4，驱动厂家及功率为西门子-700KW，压缩机为三级压缩，进气设计压力为0.2MPa，设计温度50℃，一级压缩出口压力为0.8MPa，温度为117℃；二级进气压力为0.8MPa，温度为50℃，二级出口压力为1.5MPa，温度为117℃；三级进气压力为1.5MPa，温度为50℃，三级出口压力为2.50MPa，温度为117℃。电动机额定转速为995rpm，气体设计处理量4166.7Nm³/H (10.325Kpa 20℃)，管道材料为A106 B。

3 压缩机机组的管道应力分析

应力分析的目的如下：一是控制管道在压力和持续荷载作用下的一次应力，防止产生塑性变形而破坏；第二是控制管道热胀冷缩以及端点附加位移等位移荷载引起的二次应力，防止疲劳破坏；第三是控制管道上法兰的受力，防止泄露；最后是计算管道对支吊架和设备口的作用力，为支吊架设计提供依据以及防止作用在设备口上的载荷过大，影响设备运行。管道的应力分为一次应力和二次应力[2]。

3.1 一次应力

一次应力：指由于外加荷载，如压力或重力等的作用在系统上产生的应力。其特征为：一次应力满足与外加荷载的平衡关系，随着外加荷载的增加而增加，且无自限性，当其值超过材料的屈服极限时，管道将产生塑性变形而破坏。因此在管系的应力分析中，首先应使一次应力满足许用应力值。一次应力限定值不应超过公式（1）

$$S_L = \frac{F_{AX}}{A_m} + \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{W} + \frac{P d_o}{4t} \leq S_h \quad \text{公式 (1)}$$

其中： F_{AX} ——由于持续荷载产生的轴向力（N）

M_i ——由于持续荷载产生的平面内弯矩（N·mm）

M_o ——由于持续荷载产生的平面外弯矩

（N·mm）

i_i/i_o ——平面内、平面外应力增强系数

S_h ——材料在设计温度下的许用应力（MPa）

P ——管道的设计压力（MPa）

t ——管道的壁厚（mm）

W ——管道的截面系数（mm³）。

3.2 二次应力

二次应力：由于变形受到约束所产生的应力，它本身并不直接与外力相平衡。其特征为：①在管道中，二次应力一般由热胀冷缩、端点附加位移等引起；②二次应力具有自限性，当管道局部屈服和产生小量变形时应力就能降低下来。③二次应力的许用极限是基于周期性和疲劳断裂模式，不取决于一个时期的应力水平，而是取决于交变的应力范围和交变的循环次数。二次应力限定值不超过公式（2）

$$S_E = \sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2} + M r^2 / W \leq S_A = f(1.25 S_c + 0.25 S_h) \quad \text{公式 (2)}$$

其中： f ——许用应力范围折减系数；

S_c ——循环荷载作用下管道元件或管子材料在最低工作温度下的许用应力（MPa）

如果在公式（1）规定的荷载组合工况下计算得到的管道元件的一次应力 S_L 小于材料在设计温度下的许用应力 S_h ，则许用应力范围 S_A 可按式（3）计算：

$$S_A = f[1.25(S_c + S_h) - S_L] \quad \text{公式 (3)}$$

3.3 偶然应力：

是指在偶然荷载下管道的应力，属于一次应力的范畴。由于持续和偶然荷载引起的轴向应力的总和不应超过 S_h 的1.33倍。

4 管道应力计算的模型及结果

为了准确的计算管道系统的应力，本文建立了Caesar II的管道应力分析模型。Caesar II是美国COADE公司研制开发的专业管道应力分析软件，它是以梁单元模型为基础的有限元分析程序，可用于大型管系、钢结构或者二者结合的模式，既能够进行静力分析也能够进行包括管道自振频率、管道强迫振动和地震谱等在内的动力分析[2-4]。压缩机模型在设计温度和设计压力下的Caesar II模型见图1和图2。

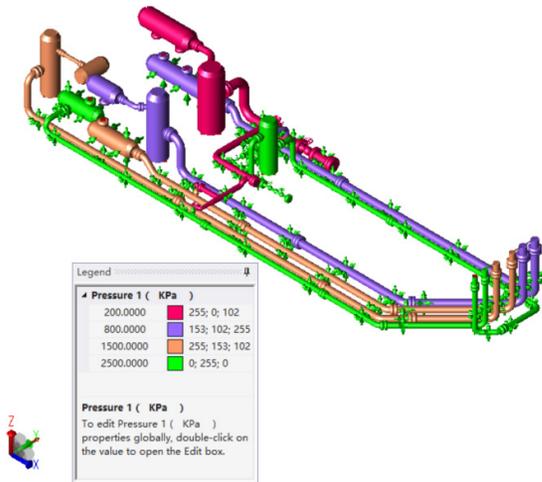


图1 设计压力下Caesar II模型

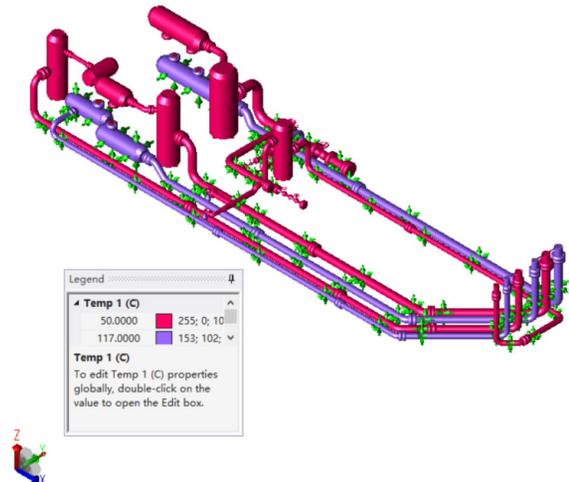


图2 设计温度下Caesar II模型

计算结果显示，一次应力最大值为36MPa，一次应力许用值为137MPa；二次应力计算值为290.603MPa，许用应力值为333.353MPa，计算值为许用值的87.2%。一次应力和二次应力云图，见图3和图4。

5 压缩机组管道固有频率分析

往复式压缩机组管线系统振动的原因通常有如下三个[1]：一是压力脉动引起，脉动的压力在管道截面发生改变的位置如弯头、异径管和盲板等位置产生激振力，诱发管线发生振动；二是管线系统的固有频率与压缩机的激发频率重合或者接近时诱发的共振；三是由于压缩机组本身质量问题引起的振动，如机组转动部件的动平衡性能较差、压缩机组和动力装置对中安装不满足规范要求以及基础设计及施工不合理等都有可能引起机器振动。因此在压缩机组的设计过程中需要计算压缩机的激发频率和管道系统的固有频率，避免发生共振[5,6]。

上述的管道静态结构分析完成后，需要对管道系统进行动态分析，对于本往复式压缩机组主要进行模态分析，此即为固有频率分析，在此分析过程中可能要根据系统的多阶固有频率与压缩机的激发频率调整管系的约束型式、增加支架数量和调整支架位置直至整个管道系统在激发频率下不再产生机械共振。

本文中压缩机的转速为995r/min，压缩机为双作用式，压缩机激发频率计算方法见公式（1）

$$f_{ex} = N \bullet m / 60 = 33.2 \quad (4)$$

式中 f_{ex} —— 压缩机激发频率，单位Hz；

m —— 压缩机转速，单位r/min；

N —— 压缩机为单作用式其值为1，压缩机为双作用式其值为2，量纲为1；

该项目模型计算后的一阶固有频率为43.98HZ，二阶为46.47HZ，三阶为49.32HZ，四阶为59.34HZ。完全避开了压力脉动激振力最大的频率33.2HZ，保证了该部分设计不会发生机械共振，见图5-图8。

6 结论

根据笔者多年往复压缩机的设计经验，往复压缩机的管道应力分析主要包括两方面的内容，一是管道的静力分析，包括整个压缩机管道的一次应力计算、二次应力计算、管道支架受力计算、设备口受力校核和法兰密封校核等；二是管道系统的固有频率分析（模态），计算往复压缩机管道系统的固有频率。计算调整管道系统的应力主要通过调整管道走向布置增加管道柔性、减小支撑跨距和调整约束方式等方法实现。调整管道系统固有频率的措施主要有增加支撑以及支撑的刚度，改变支撑位置和型式及边界条件等。通常情况下在撬装往复式压

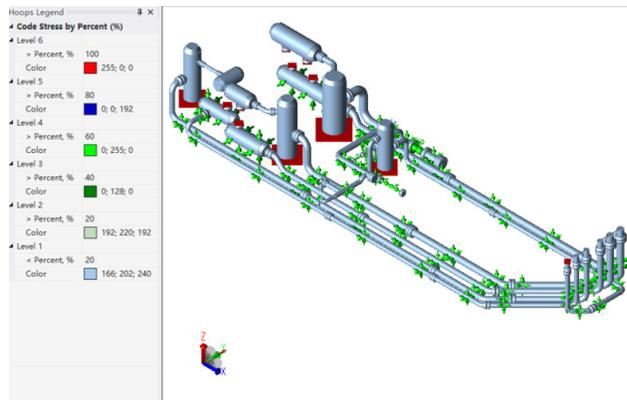


图3 一次应力云图

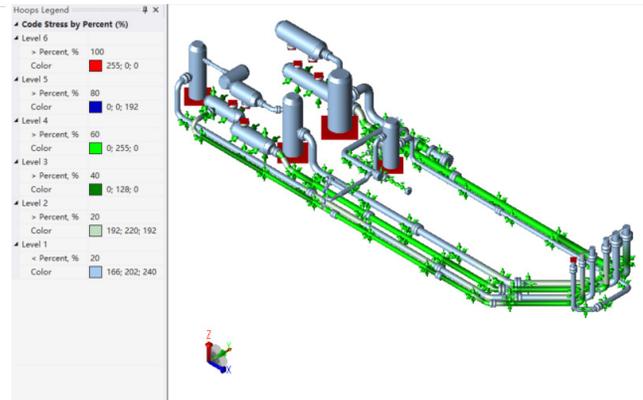


图4 二次应力云图

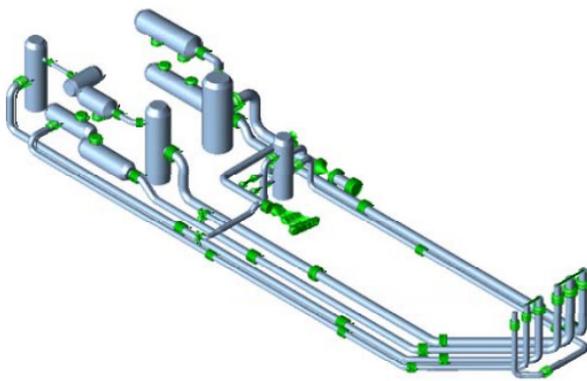


图5 一阶频率模型43.98HZ

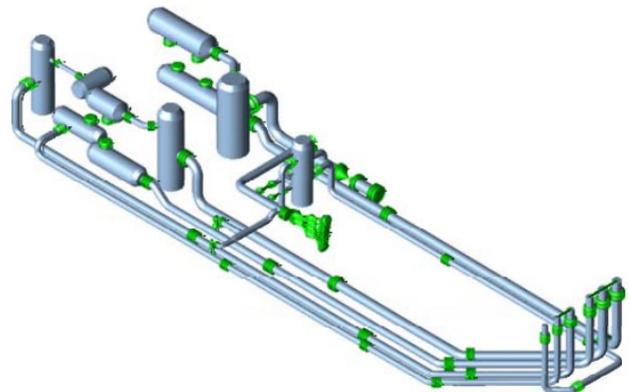


图6 二阶频率模型46.47HZ

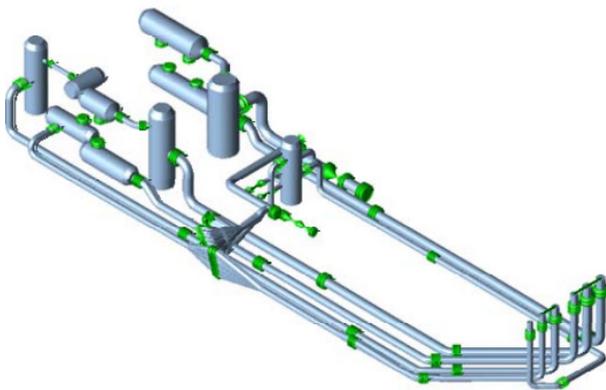


图7 三阶频率模型49.32HZ

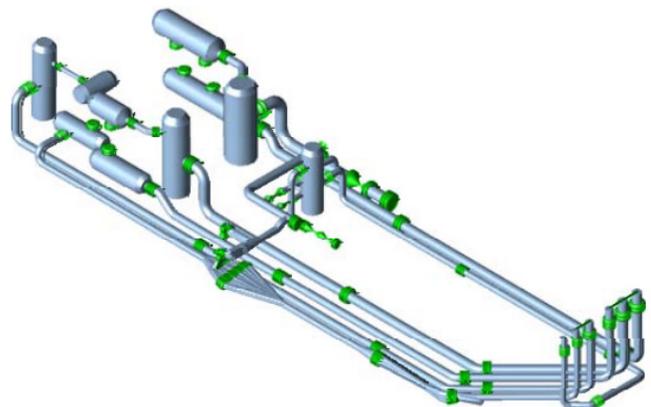


图8 四阶频率模型59.34HZ

缩机的设计过程中，考虑上面两个方面的分析，就可以增加系统设计的安全性，增强系统运行的可靠度。

参考文献

[1] 党锡淇, 陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M].

西安: 西安交通大学出版社, 1984, 66-69.

[2] 唐永进. 压力管道应力分析 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2003, 120-121.

[3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, Alternative Rules [S]. New York: The American Society of Mechanical

- Engineers, 2017.
- [4] API 618, Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services [S]. Washington: American Petroleum Institute, 2016.
- [5] 李立强, 张卫义. 压缩机管道振动分析及减振措施[J]. 压缩机技术, 2009, (3): 23-26.
- [6] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004, 157-162.

