

涡旋压缩机传动系统动平衡设计和模态分析

王虎¹, 卢诚², 卢曦¹

¹上海理工大学机械工程学院, 上海

²上海海立新能源技术有限公司, 上海

收稿日期: 2022年12月19日; 录用日期: 2023年1月24日; 发布日期: 2023年1月31日

摘要

以某卧式涡旋压缩机传动系统为研究对象, 首先通过UG软件对传动系统结构进行三维建模, 然后通过计算对传动系统进行动平衡设计, 最后将平衡后的传动系统通过Ansys Workbench有限元分析软件进行模态分析。该传动系统的工作转速是0~6000 rpm, 结果表明: 该传动系统的工作转速小于0.75倍的临界转速, 所以该传动系统的结构设计符合要求。

关键词

涡旋压缩机, 传动系统, 动平衡, 模态分析, 临界转速

Dynamic Balance Design and Model Analysis of Transmission System of Scroll Compressor

Hu Wang¹, Cheng Lu², Xi Lu¹

¹School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

²Shanghai Haili New Energy Technology Co., Ltd, Shanghai

Received: Dec. 19th, 2022; accepted: Jan. 24th, 2023; published: Jan. 31st, 2023

Abstract

The transmission system of a horizontal scroll compressor is taken as the research object. Firstly, the three-dimensional model of the transmission system structure is established through UG software, and then the dynamic balance design of the transmission system is carried out through calculation, finally, the balanced transmission system is subject to modal analysis through the Ansys Workbench finite element analysis software. The working speed of the transmission system is

0~6000 rpm, the results show that the working speed of the transmission system is less than 0.75 times the critical speed, so the structural design of the transmission system meets the requirements.

Keywords

Scroll Compressor, Transmission System, Dynamic Balance, Modal Analysis, Critical Speed

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

涡旋压缩机是一种新型高效容积式压缩机，因其结构简单、体积小、容积效率高、噪音低等优点，目前广泛应用于空调、交通运输、电动汽车等领域里[1] [2]。

苏亚锋[3]等通过动平衡理论对涡旋压缩机传动系统进行动平衡设计计算，实现了传动系统的结构优化。邱海飞[4]建立传动系统等效力学模型和动平衡方程，借助有限元建模程序，确定了平衡块更加合理的质心位置。赵嫚[5]等应用 Ansys Workbench 有限元分析软件对传动系统进行模态分析，得到传动系统前六阶模态的固有频率和对应振型。张亢[6]等压涡旋压缩机传动系统进行力学和多体动力学仿真分析，优化了偏心轮结构参数。

本文通过 UG 软件对涡旋压缩机传动系统结构进行三维建模；为了实现传动系统动平衡设计，通过机械平衡原理在动涡盘底板处减少质量实现一次平衡，通过力学分析在传动系统中添加平衡块来实现二次平衡；通过 Ansys Workbench 有限元分析软件对平衡后的传动系统进行模态分析，得到传动系统前六阶模态的固有频率和对应振型以及临界转速。验证了该传动系统结构设计的可行性。

2. 材料与方法

本文研究的是涡旋压缩机的传动系统，传动系统是涡旋压缩机的重要组成部分，它影响着压缩机的可靠性、寿命、效率、噪声等各个方面，传动系统由动涡盘组件(动涡盘、动涡盘轴承)、主轴承、副轴承、曲轴、转子、偏心摆套和上、下平衡块组成。各部件材料属性如表 1 所示。

Table 1. Material properties of each component

表 1. 各部件材料属性

| 部件 | 密度(kg/m ³) | 杨氏模量(GPa) | 泊松比 |
|--------|------------------------|-----------|------|
| 动涡盘 | 2680 | 79 | 0.34 |
| 曲轴 | 7850 | 211 | 0.3 |
| 转子 | 7730 | 218 | 0.26 |
| 偏心摆套 | 7890 | 211 | 0.28 |
| 上、下平衡块 | 6950 | 120 | 0.25 |

对于涡旋压缩机传动系统的模态分析，本文提供的研究方法如下：

- 1) 通过 UG 软件对涡旋压缩机传动系统结构进行三维建模;
- 2) 通过计算对涡旋压缩机传动系统结构进行动平衡设计;
- 3) 通过 Ansys Workbench 有限元分析软件对涡旋压缩机传动系统进行模态分析,可以提取前六阶的固有频率和对应振型图,能够看出传动系统的薄弱环节;借助坎贝尔图可以知道临界转速,以便于更好的避免共振。

3. 基于 UG 的涡旋压缩机传动系统几何模型

在涡旋压缩机传动系统中,曲轴的结构是阶梯偏心,在曲轴上安装有动涡盘组件(动涡盘、动涡盘轴承)、主轴承、副轴承、转子、偏心摆套和上下平衡块,在 UG 软件中分别建立这些零部件的三维模型,在根据实际的运动关系进行装配,组装的传动系统三维模型如图 1 所示。

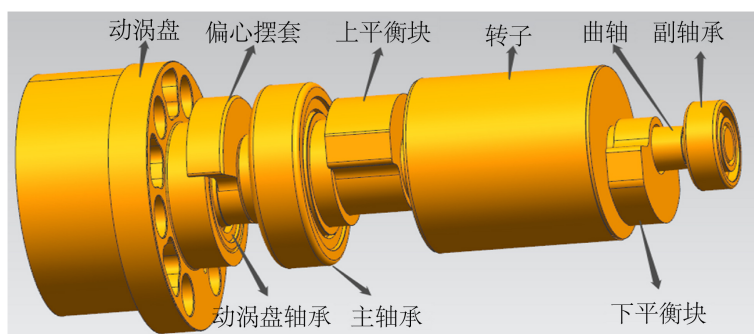


Figure 1. The 3D moder of transmission system of scroll compressor

图 1. 涡旋压缩机传动系统三维模型

将这些零部件装配完成之后,还需要用 UG 软件对装配的模型进行干涉检查,可以检查各零件之间的位置是否装配合理,提高了设计和建模的准确性。

4. 传动系统动平衡设计

涡旋压缩机传动系统的动平衡在涡旋压缩机制造中占有重要的地位,严格的进行动平衡设计可以降低涡旋压缩机的振动和提高涡旋压缩机的安全性、寿命和效率。动平衡设计一般要分为两步:一次平衡和二次平衡。

4.1. 一次平衡

由于动涡盘的设计相对复杂,其质心一般不在动涡盘的基圆中心轴线上,所以需要在动涡盘底板处的一定位置上增加或减少一定的质量,这两种方法分别叫做增加质量法和减少质量法,这样就可以将动涡盘的质心移到基圆中心轴线上,从而实现涡旋压缩机传动系统的一次平衡[7]。

根据机械平衡原理来平衡动涡盘的偏心质量,将动涡盘简化为如图 2 所示的模型。

图 1 中 m_1 为动涡盘的偏心质量, r_1 为偏心质量的质心到动涡盘基圆中心的距离, m_b 为增加质量法的平衡质量, r_b 为增加质量法的平衡质量的回转半径, m'_b 为减少质量法的平衡质量, r'_b 为减少质量法的平衡质量的回转半径。要使动涡盘平衡,根据机械平衡原理可知:

$$m_1 r_1 = m_b r_b \quad (1)$$

平衡质量的相位角 α_b 为:

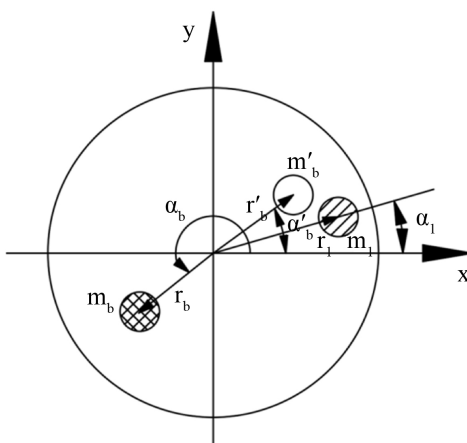


Figure 2. Simplified mechanical model of orbit scroll

图 2. 动涡盘简化力学模型

$$\alpha_b = \tan^{-1} \left(\frac{m_b r_{by}}{m_b r_{bx}} \right) \quad (2)$$

上述为增加质量法，但是在工程实际应用中增加质量可能会增加部件之间运动的干涉性，为了防止这种情况发生，可以在 r_b 的反方向减少一定的质量使动涡盘达到一次平衡，只需要满足 $m_b r_b = m'_b r'_b$ 即可。图中 $\alpha'_b = \alpha_b - \pi$ ，通过计算可求出在 $\alpha'_b = 30.88^\circ$ 、 $r'_b = 32 \text{ mm}$ 处挖掉一个半径为 2 mm 、深度为 4.2 mm 的小圆柱体即可达到一次平衡。对于动涡盘考虑到强化设计以及防止运动部件之间发生干涉，一般采用减少质量法对动涡盘进行平衡设计，平衡后的动涡盘如图 3 所示。

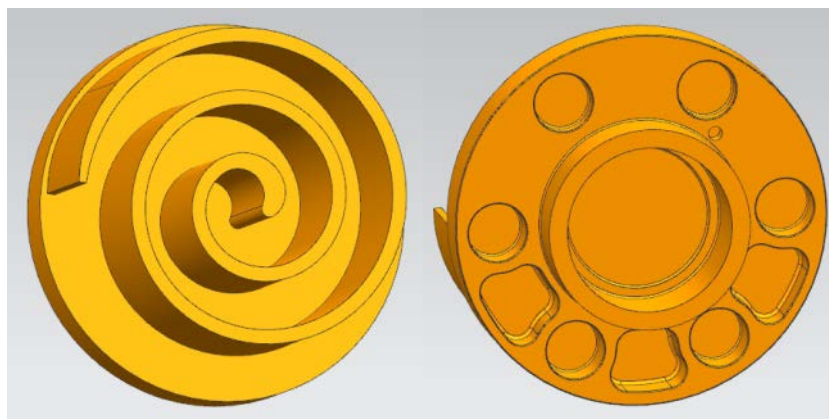


Figure 3. Model of orbit scroll after balancing

图 3. 平衡后的动涡盘模型

4.2. 二次平衡

由于动涡盘通过动涡盘轴承偏心布置于曲轴的圆柱销上，因而动涡盘在旋转过程中产生的旋转惯性力必将传递到曲轴上，增加了主轴承和副轴承的负荷，引起压缩机的振动。为了使传动系统动平衡，可以在曲轴特定的位置上布置平衡块，由于结构设计的限制，传动系统偏心部件的旋转惯性力不可能作用在一条直线上，若采用一个平衡块的话，曲轴的惯性力矩得不到平衡，因此至少采用两个平衡块，且这

两块平衡块布置角度相差 180°。本文采用两块平衡块来平衡传动系统的旋转惯性和其力矩，从而实现传动系统的二次平衡。传动系统动平衡受力模型如图 4 所示。

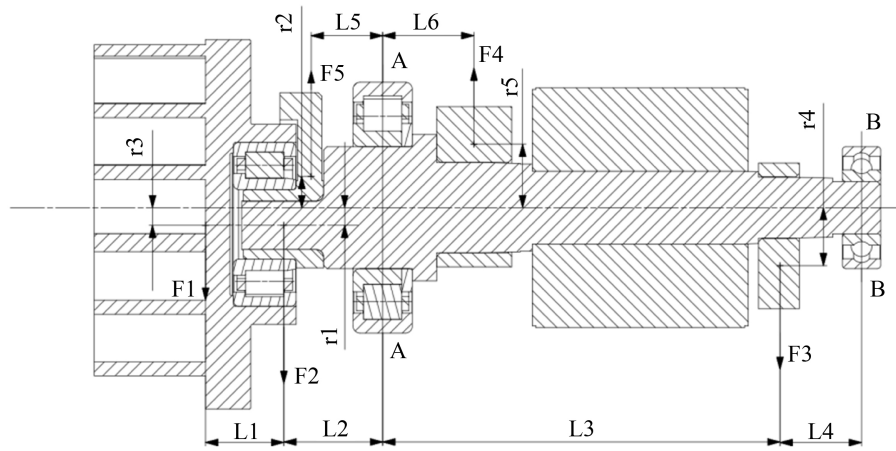


Figure 4. Dynamic balance force model of transmission system
图 4. 传动系统动平衡受力模型

根据图 4 受力分析并通过主轴承中心面 A-A 和副轴承中心面 B-B 列出传动系统动平衡方程：
旋转惯性力的平衡：

$$F_5 + F_4 - F_1 - F_2 - F_3 = 0 \tag{3}$$

力矩的平衡：

A-A 面：

$$F_1(L_1 + L_2) + F_2L_2 + F_4L_6 - F_5L_5 - F_3L_3 = 0 \tag{4}$$

B-B 面：

$$F_1(L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + F_2(L_2 + L_3 + L_4) + F_3L_4 - F_5(L_5 + L_3 + L_4) - F_4(L_3 - L_6 + L_4) = 0 \tag{5}$$

$$F_1 = (m_1 + m_2)r_3\omega^2 \tag{6}$$

式中： F_1 ——动涡盘组件旋转惯性力；

r_3 ——动涡盘组件质心到曲轴中心线的距离；

ω ——曲轴旋转角速度；

m_1 ——动涡盘质量；

m_2 ——动涡盘轴承质量；

$$F_2 = m_3r_1\omega^2 \tag{7}$$

式中： F_2 ——偏心圆柱销旋转惯性力；

r_1 ——偏心圆柱销质心到曲轴中心线的距离；

m_3 ——偏心圆柱销质量；

$$F_3 = m_4r_4\omega^2 \tag{8}$$

式中： F_3 ——下平衡块旋转惯性力；

r_4 ——下平衡块质心到曲轴中心线的距离；

m_4 ——下平衡块质量；

$$F_4 = m_5 r_5 \omega^2 \quad (9)$$

式中： F_4 ——上平衡块旋转惯性力；

r_5 ——上平衡块质心到曲轴中心线的距离；

m_5 ——上平衡块质量；

$$F_5 = m_6 r_2 \omega^2 \quad (10)$$

式中： F_5 ——偏心摆套旋转惯性力；

r_2 ——偏心摆套质心到曲轴中心线的距离；

m_6 ——偏心摆套质量；

其他字母含义：

L_1 ——动涡盘组件质心到主轴承中心面 A-A 的距离；

L_2 ——偏心圆柱销质心到主轴承中心面 A-A 的距离；

L_3 ——下平衡块质心到主轴承中心面 A-A 的距离；

L_4 ——下平衡块质心到副轴承中心面 B-B 的距离；

L_5 ——偏心摆套质心到主轴承中心面 A-A 的距离；

L_6 ——上平衡块质心到主轴承中心面 A-A 的距离；

带入相关数据可得：

$$m_6 r_2 + m_5 r_5 - (m_1 + m_2) r_3 - m_3 r_1 - m_4 r_4 = 0 \quad (11)$$

$$(m_1 + m_2) r_3 (L_1 + L_2) + m_3 r_1 L_2 + m_5 r_5 L_6 - m_6 r_2 L_5 - m_4 r_4 L_3 = 0 \quad (12)$$

$$(m_1 + m_2) r_3 (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + m_3 r_1 (L_2 + L_3 + L_4) + m_4 r_4 L_4 - m_6 r_2 (L_5 + L_3 + L_4) - m_5 r_5 (L_3 - L_6 + L_4) = 0 \quad (13)$$

联立方程并将相关参数代入上述方程中可以求得上平衡块的质量 m_5 为 170.17 g 和距离 L_6 为 26.22 mm、下平衡块的质量 m_4 为 99.71 g 和距离 L_4 为 23.44 mm，通过计算即可达到二次平衡。

通过对动涡盘的一次平衡和传动系统整体的二次平衡，为涡旋压缩机的动平衡提供了理论依据。

5. 模态分析

5.1. 固有频率与模态振型

在模态分析之前需要对传动系统进行简化处理，将动涡盘组件和上、下平衡块简化为集中质量添加在曲轴上，采用 bearing 约束命令模拟轴承[8]。涡旋压缩机传动系统简化模型如图 5 所示。传动系统进行模态分析后可以得到模态振型，从模态振型可以明显看出传动系统对应的固有频率下的振动响应，即变形趋势，变形较大的位置是传动系统的薄弱部分，进行结构优化时应着重对薄弱环节优化。由于模态分析通常只考虑低阶模态频率的固有频率，高阶频率对传动系统影响小，故提取前六阶的传动系统的扩展模态，其频率和对应振型如图 6 所示。

从图 6 传动系统前六阶固有频率和相应的振型图可以看出：一阶模态是刚体模态，其固有频率是 0 Hz，传动系统没有变形；二阶模态的固有频率是 69.524 Hz，在此频率下产生弯曲振动，变形较大的位置出现在副轴承支撑处；三阶模态的固有频率是 160.11 Hz，在此频率下产生弯曲振动，变形较大的位置出现在偏心圆柱销处；四阶模态的固有频率是 261 Hz，在此频率下产生弯曲振动，变形较大的位置出现在

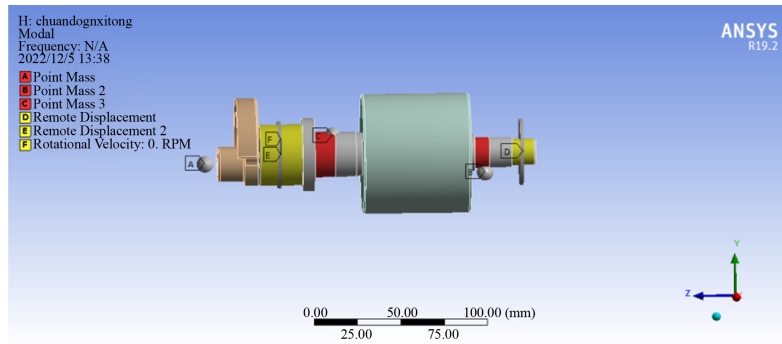
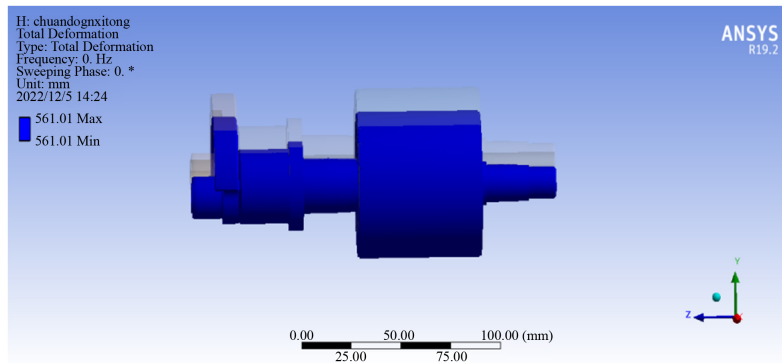
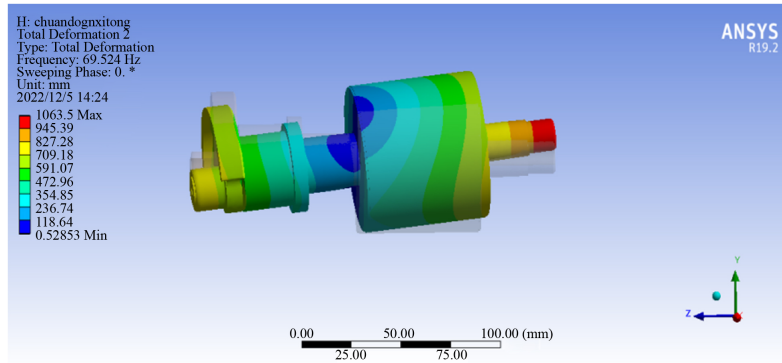


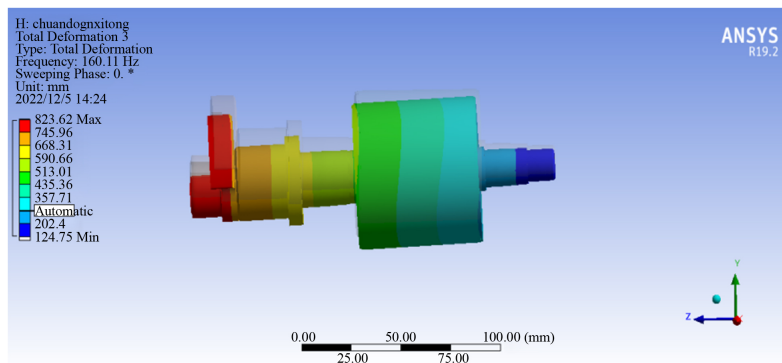
Figure 5. Simplified model of transmission system of scroll compressor
图 5. 涡旋压缩机传动系统简化模型



(a)



(b)



(c)

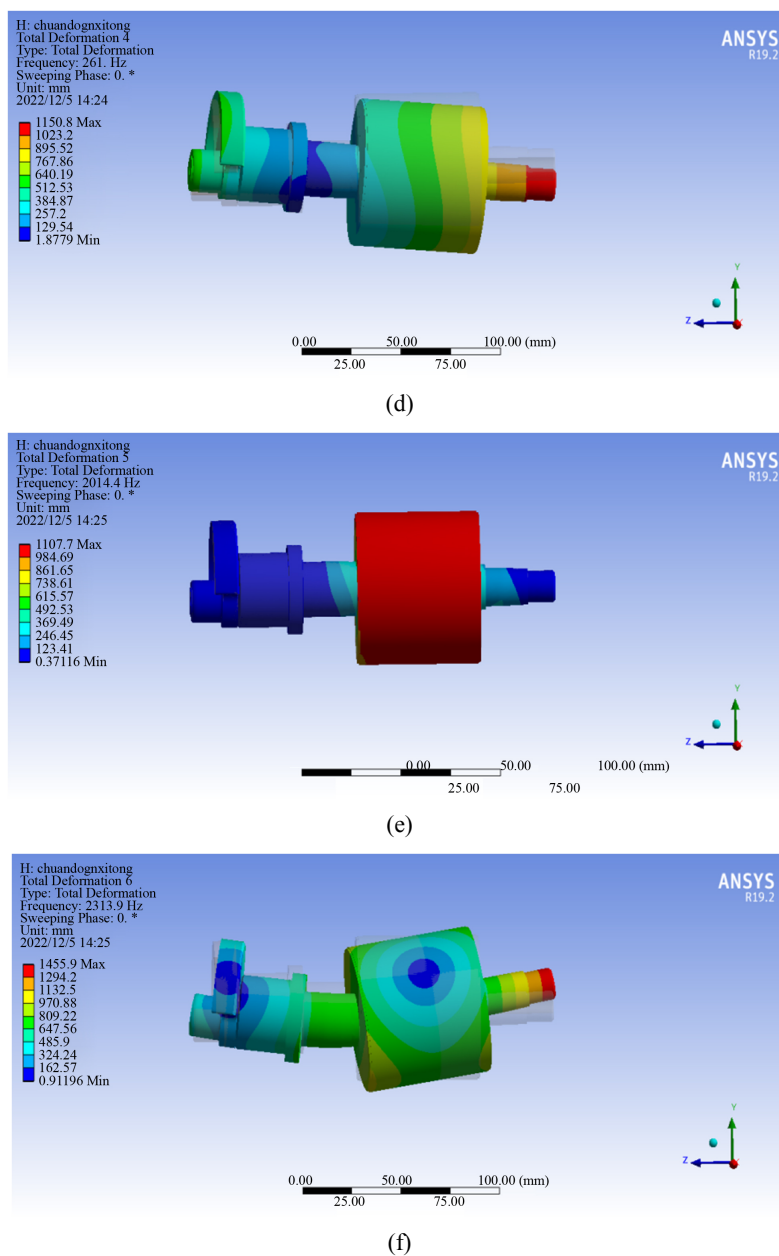


Figure 6. Diagram of the first six natural frequencies and vibration modes of the transmission system. (a) 1-order vibrationmode; (b) 2-order vibrationmode; (c) 3-order vibrationmode; (d) 4-order vibrationmode; (e) 5-order vibrationmode; (f) 6-order vibrationmode

图 6. 传动系统前六阶固有频率与振型图。(a) 1 阶振型; (b) 2 阶振型; (c) 3 阶振型; (d) 4 阶振型; (e) 5 阶振型; (f) 6 阶振型

副轴承支撑处; 五阶模态的固有频率是 2014.4 Hz, 变形较大的位置出现在转子处; 六阶模态的固有频率是 2313.9 Hz, 在此频率下产生扭转振动和弯曲振动的复合模态, 变形较大的位置出现在副轴承支撑处。另外模态分析中由于传动系统各个节点的位移结果是归一化的, 即所有节点相对于某一节点的相对运动, 所以仿真提取的模态振型的位移值是没有意义的, 查看振型云图时主要观察结构的振型。

通过振型云图可以明显的看出传动系统的薄弱环节, 所以在对传动系统结构设计和改进时, 应充分

考虑这些薄弱部分，通过修改结构可以避免传动系统产生共振。

5.2. 坎贝尔图

借助坎贝尔图可视化与转速有关的频率变化，判断传动系统在各阶模态的稳定性和涡动方向，识别传动系统工作转速中的临界转速，以便于传动系统更好的避免共振。

坎贝尔图是传动系统三维模型的二维表达，传动系统的坎贝尔图如图 7 所示，其横坐标表示转速 (rpm)，纵坐标表示固有频率(Hz)，图中从原点出发的斜线表示涡动线，其他斜线表示各阶模态转速与固有频率的关系，涡动线与其他斜线的相交点用红色三角形标记，与红色三角形相对应的转速是传动系统的临界转速。

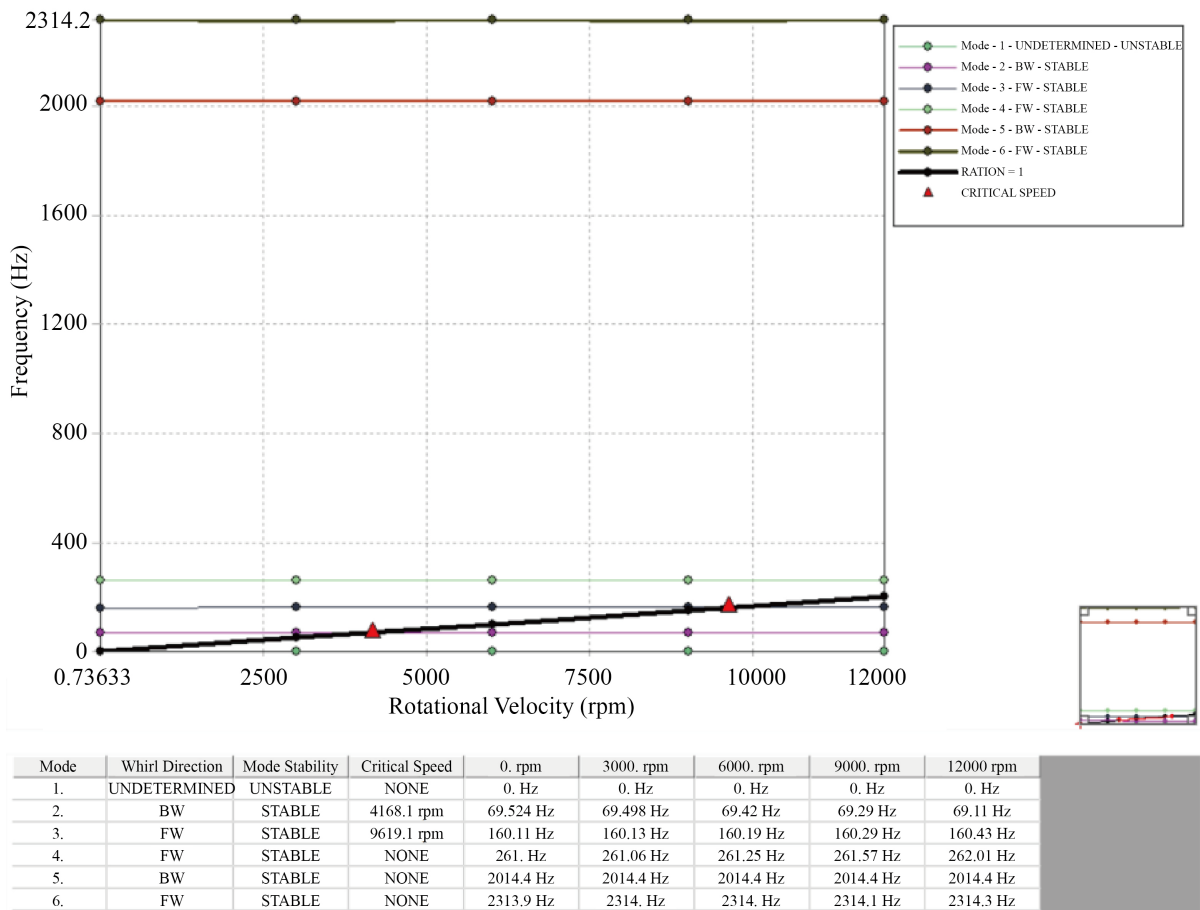


Figure 7. Campbell diagram of the transmission system

图 7. 传动系统的坎贝尔图

从图 7 中看出有两个红色三角形，表示该传动系统有两个临界转速，临界转速分别为 4168.1 rpm、9619.1 rpm。在看坎贝尔图中，每阶模态均标记 FW (正向涡动)、BW (反向涡动)或 Undetermined (待定)的旋转方向。由于临界转速只取决于正向涡动参数，所以该传动系统真正的临界转速是 9619.1 rpm。要使传动系统正常工作不产生共振，就必须要求传动系统的工作转速避开临界转速有足够的裕度[9]，一般要求传动系统的工作转速小于 0.75 倍的临界转速。该传动系统的工作转速为 0~6000 rpm，0.75 倍的临界转速为 7214.325 rpm，所以该传动系统不会发生振动，结构设计合理。

6. 结论

本文对传动系统进行动平衡设计和模态分析, 得到如下结论:

1) 传动系统动平衡设计需要进行一次平衡和二次平衡。一次平衡就是将动涡盘质心移到中心轴线上, 通过在动涡盘底板 $\alpha'_b = 30.88^\circ$ 、 $r'_b = 32$ mm 处挖掉一个半径为 2 mm、深度为 4.2 mm 的小圆柱体即可实现一次平衡; 二次平衡就是通过添加平衡块平衡偏心部件的旋转惯性力和其力矩, 通过计算可以求得上平衡块的质量 m_5 为 170.17 g 和距离 L_6 为 26.22 mm、下平衡块的质量 m_4 为 99.71 g 和距离 L_4 为 23.44 mm, 即可实现二次平衡。为涡旋压缩机动平衡设计提供了理论依据。

2) 通过模态分析即可得到传动系统前六阶固有频率和振型图, 通过振型云图可以看出传动系统的薄弱环节, 在进行结构设计和改进时, 应充分考虑这些薄弱部分, 避免传动系统产生共振。为涡旋压缩机的传动系统结构设计提供了理论依据。

3) 通过坎贝尔图可以得到该传动系统的临界转速为 9619.1 rpm, 由于工作转速小于 0.75 倍的临界转速, 所以该传动系统的结构设计是符合要求的。

参考文献

- [1] 刘振全. 涡旋式流体机械与涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1-4.
- [2] 李超, 赵荣珍, 刘振全. 涡旋压缩机径向随变机构动力学模型研究[J]. 压缩机技术, 2004(3): 7-8+22.
- [3] 苏亚锋. 涡旋压缩机转子动力学特性研究[D]: [硕士学位论文]. 贵阳: 贵州大学, 2019.
- [4] 邱海飞. 涡旋压缩机传动系统动平衡性能改进设计[J]. 机械强度, 2017, 39(2): 474-478.
- [5] 赵嫚, 刘志浩, 高汉根. 涡旋压缩机传动系统的模态分析与优化设计[J]. 压缩机技术, 2020(5): 6-11.
- [6] 张亢. 汽车空调用电动压缩机传动系统的平衡研究[D]: [硕士学位论文]. 衡阳: 南华大学, 2021.
- [7] 李连生. 涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 255-266.
- [8] 余洋. 涡旋压缩机动力特性及仿真模拟研究[D]: [博士学位论文]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
- [9] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.