

由图 2 表明, 堵点处压力脉动噪声的强度差值指示有明显的峰值。而且峰值很陡, 根据这个规律, 应用专用设计探测仪器很容易根据差值表指示的极性与幅度测出堵点的位置, 而且达到很高的精度。

5. 结论

应用管道压力波脉动的解析算法^[4], 在大范围内寻找堵点位置, 比较快地压缩探测范围, 在 200—300 米距离之内(也可用对分法, 或黄金分割法压缩范围)。然后应用本文提出探测振动噪声规律的方法经过几次探测试验可以精

确定位, 经实地验证在数十公里管线内其定位精度绝对误差小于 20 米。

参 考 文 献

- [1] Ross, Donald Mechanics of Underwater Noise, Elsevier Publishing Company (1980).
- [2] 陈韵笙, 压力脉动的解析算法及应用, 中国振动工程学会、振动与噪声控制学会, 1991 年学术年会论文集 (1991).
- [3] Sharp, B. B., Water Hammer, Edward Arndt Ltd. London (1981).

(本文于 1991 年 10 月 30 日收到)

非线性弹性支承转子系统动力特性分析

钱 家 德

(武汉纺织工学院, 430074)

摘要 本文把非线性弹性支承简化为带变刚度、变阻尼元件的 Kelvin 模型, 并用子结构传递矩阵法分析具有这类支承的转子系统的动力特性。

关键词 动力特性, 转子系统, 弹性支承, 非线性

1. 前言

由于在延长轴承寿命、提高转子稳定性、减小振动和噪声等方面的显著效果, 弹性支承在高速气流纺杯、纺纱锭子等转子系统中的应用越来越受重视。其油膜、卷簧和橡胶支承等形式的弹支, 不但具有应力应变非线性关系; 而且其刚度和阻尼的大小还与振动频率密切相关。橡胶支承动刚度系数可达其静刚度系数的两倍以上^[1]。这类转子系统往往在低于第 3 阶临界转速的范围工作, 其弹支的刚度和阻尼对其动力特性的影响尤其显著。用线性弹簧模化这类弹支过于粗糙。此外转子系统结构较复杂, 有别于一般单转子系统。为简化分析, 提高计算精度, 本文探讨了下面介绍的方法。

2. 简化模型

以图 1 所示高速气流纺杯转子系统为例。把它看作由一非零速转子 A 和一零速转子-弹

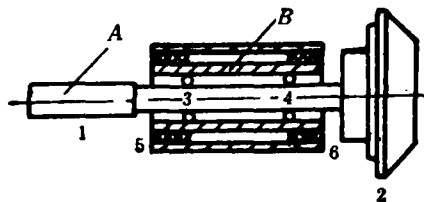


图 1

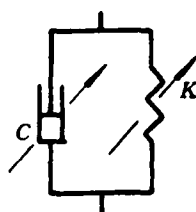


图 2

支套管 B 构成的复合转子系统。转子 A 带有尾圈 1 和纺杯 2, 用滚珠轴承 3 和 4 与套管 B 联结(简化为铰接)。套管 B 由橡胶支承 5 和 6 与机架联结。橡胶支承简化为带变刚度元件(刚度系数 K)和变阻尼元件(粘性阻尼系数 C), 各向同性的 Kelvin 模型(图 2)。系数 K 和 C 均是振动频率 ω (算例中就是进动频率) 和振幅 γ 的函数, 系统可简化为图 3 所示的两个子

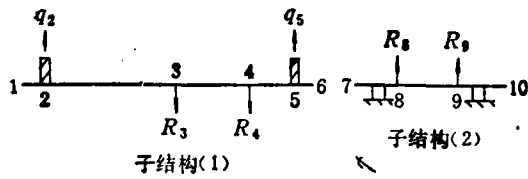


图 3

结构。图中 R 和 q 分别表示反力和不平衡力。

3. 分析方法

用子结构传递矩阵法分析图 3 所示的转子系统可得到一个独立的线性方程组^[3]

$$\left. \begin{aligned}
 & y_1 \cdot y_3^2 + \theta_1 \cdot y_3^1 + q_2 \cdot y_3^2 - y_7 \cdot y_8^2 \\
 & - \theta_7 \cdot y_8^1 = 0 \\
 & y_1 \cdot y_4^2 + \theta_1 \cdot y_4^1 + q_2 \cdot y_4^2 + R_3(y_3^2 \\
 & + y_8^2) - y_7 \cdot y_8^2 - \theta_7 \cdot y_8^1 = 0 \\
 & y_1 \cdot M_3^2 + \theta_1 \cdot M_3^1 + q_2 \cdot M_3^2 + R_3 \\
 & \cdot M_3^2 + R_4 \cdot M_3^1 + q_5 \cdot M_3^2 = 0 \\
 & y_1 \cdot Q_3^2 + \theta_1 \cdot Q_3^1 + q_2 \cdot Q_3^2 + R_3 \\
 & \cdot Q_3^2 + R_4 \cdot Q_3^1 + q_5 \cdot Q_3^2 = 0 \\
 & -R_3 \cdot M_{10}^2 - R_4 \cdot M_{10}^1 + y_7 \\
 & \cdot M_{10}^2 + \theta_7 \cdot M_{10}^1 = 0 \\
 & -R_3 \cdot Q_{10}^2 - R_4 \cdot Q_{10}^1 + y_7 \\
 & \cdot Q_{10}^2 + \theta_7 \cdot Q_{10}^1 = 0
 \end{aligned} \right\} (1)$$

式中 y , θ 分别表示振幅和转角。单元传递矩阵用复数形式^[3], 其中的弹支等效刚度矩阵修改为

$$S(\omega, y) = K(\omega, y) + \beta \cdot C(\omega, y) \quad (2)$$

式中 K 和 C 定义同前, 需预先实测。 $\beta = \sigma + i\omega$, 其 σ 为与振幅衰减有关的系数。

本文用共振法在室温下实测规格不同的一组各向同性的、矩形截面的低损耗橡胶圈支承在不同振动频率和振幅下系数 K 和 C 的动态值。橡胶圈 1 粘结在两个薄钢圈之间, 内圈胀在一短轴 2 上, 短轴固定在刚度足够大的基座上, 外圈可装配不同的钢环 3 作振动质量 (图 4)。沿与轴线相垂直的方向激励振动质量, 并测量每种橡胶圈配不同振动质量在不同激励力下的一组速度共振的共振频率 ω_n 、激励力幅值 F 和加速度幅值 A 。用 $K = \omega_n^2 \cdot m$ (m 总振动质量), $C = \omega_n \cdot F/A$ 和 $y = A/\omega_n^2$ 分

别求得系数 K 、 C 和振幅 y 。同一振动质量, 在不同振幅 y 下有不同的共振频率, 可以用作图法整理数据得到每种橡胶圈的系数 K 和 C 的列表函数 (参见表 1 和表 2 所示的算例中采用的部分数据)。

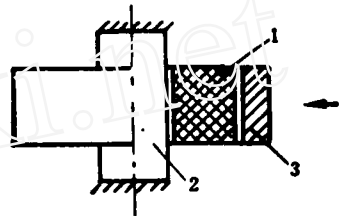


图 4

表 1

$y \times 10^{-4}$ 米	$\omega (\times 10^4 \text{ 次/分})$				
	0	2	2.5	3.5	5
	$K (\times 10^6 \text{ N/m})$				
10	0.62	1.07	1.08	1.10	1.19
20	0.61	1.06	1.07	1.09	1.16
40	0.60	1.02	1.05	1.06	1.10
60	0.59	1.00	1.01	1.02	1.04

表 2

$y \times 10^{-4}$ 米	$\omega (\times 10^4 \text{ 次/分})$			
	2	2.5	3.5	5
	$C (\text{N} \cdot \text{s/m})$			
10	130	110	101	77.2
20	129	104	96	76.5
40	107	91	86	69.2
60	95	89	71	60.1

由于只需计算非零速转子同步正向进动的临界转速, 又因分析过程与变形历史无关, 因此可用 Muller 两次插值法直接迭代求不平衡量均取零值时式 (1) 的系数行列式的值为零时对应的复特征值 $\beta = \sigma + i\omega$ 。由于每次 β 迭代时系数行列式中系数 K 和 C 均是频率 ω 和振幅 y 的函数; 反过来, 振幅是响应, 即是系数 K 和 C 的函数。因此每个 β 当前值下需作第二层次迭代: (1) 由于 β 迭代中频率 ω 的任意性, 每一个弹支均需按频率 ω 和振幅 y , 用二元拉格朗日插值法^[4], 根据测得的表 1 和表 2 这样的函

数求系数 K 和 C ; (2) 按求得的系数 K 和 C 计算给定不平衡量对应的响应, 得各弹支振幅 y . 重复这两步直至满足收敛要求, 再继续 β 迭代. 不同的不平衡量引起不同的振幅 y (图 7), 相应有不同的系数 K 和 C , 因此得不同的临界转速. 注意到系数行列式中的不平衡量在计算中始终取零值.

求响应时, 在给定不平衡量和频率下要作类似上述第二层次迭代的计算.

4. 算例

FA 601 型纺杯转子系统力学模型 (图 3). 每个子结构分 15 段, 橡胶弹支的部分参数见表 1 和表 2. 用上述方法算得前三阶临界转速分别为 22115, 34891, 121800 RPM (不平衡量取 $1.2 \times 10^{-7} \text{kg} \cdot \text{m}^2$). 振型见图 5 和图 6. 实测前二阶临界转速为 23500, 35400 RPM. 结果较理想.

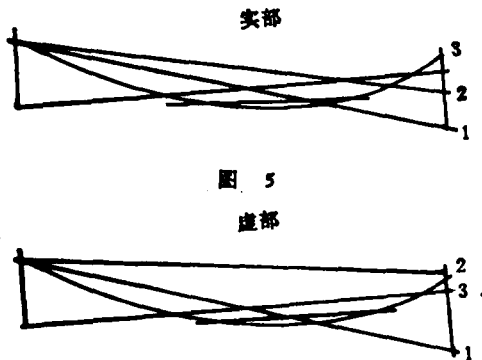


图 5

图 6

用 AMS 便携式计算机求一次响应并求一次系数行列式的值, 占机时 56 秒. 上述不平衡量下算得的纺杯截面的振动矢量端图见图 7. 不平衡量沿实轴方向, 以转速 ω 为参变量, 极角表示响应落后于激励力的相位角. 图中第二阶临界转速 ω_{s2} 附近的弧段位置明显偏移的现象是相邻模态间的耦合所致. 转子任何截面均可作振动矢量端图. 轴承受力亦可用类似方式表达, 以轴承受力 R_s 为例, 其力矢量端图见图 8.

5. 结论

在低阶临界转速范围内运转的小型高速非

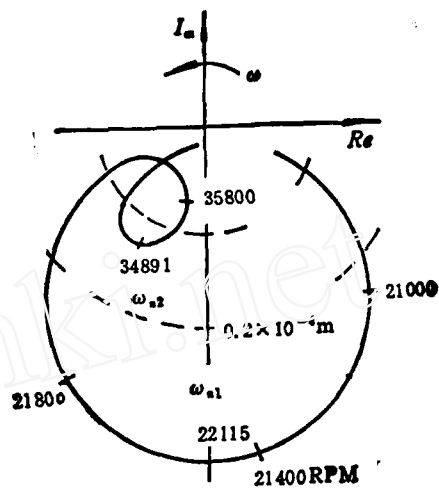


图 7

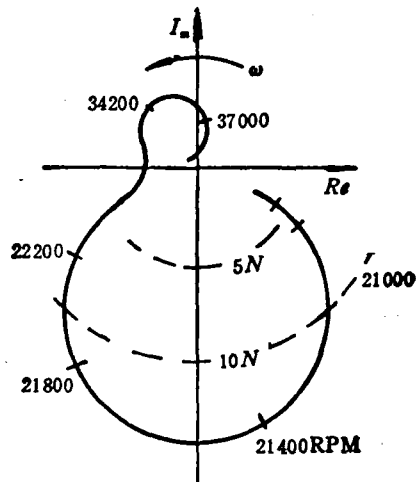


图 8

线性弹支复合转子系统的动力特性分析, 用于结构传递矩阵法计算, 精度足够. 突出的特点是简捷方便、占机时少. 因此本方法在优化设计中的应用前景是比较好的. 弹支用带变刚度、变阻尼元件的 Kelvin 模型表达, 按进动频率 ω 和振幅 y 作二元插值, 迭代确定弹支的刚度系数 K 和阻尼系数 C . 这样能较充分地考虑弹支应力应变非线性关系和振动频率对系数 K 和 C 的影响. 系数 K 和 C 测试还需考虑温度影响.

参 考 文 献

[1] 张阿舟等. 振动控制工程, 航空工业出版社 1989, 106

第 14 卷 (1992 年) 第 3 期

- [2] Yan Lilang Dynamic analysis of complex composite rotor systems with substructure transfer matrix method, *ASME*, paper 85-GT-74(1985).
 [3] 钟一调等. 转子动力学. 清华大学出版社 1987, 160.
 [4] 李德贵等. FORTRAN 算法汇编, 第一分册. 国防工

业出版社 1980, 85.

- [5] 上海市纺织科学研究院. 气流纺纱理论和实践. 上海科学技术出版社 1984, 284.

(本文于 1991 年 1 月 8 日收到)

各向异性钛板双向拉伸的胡克定律屈服条件和强化效应研究

曹晓英 豆志武 殷 耕 李凤陵 曹成滋 谭哲东 茹长渠 廖云仙

(华南理工大学)

杨志超 苏利文

(广州石油化工总厂)

肖 智 勇

(湖南电大岳阳分校)

摘要 本文从各向异性理论出发,研究了 TA_2 钛板,双向拉伸的胡克定律,屈服条件和强化效应,经过系统试验证明:(1) TA_2 钛板有明显的各向异性,导出的双向拉伸胡克定律适用于 TA_2 钛板双向受拉结构的应力应变计算;(2) TA_2 钛板有明显的双向强化效应,其双向屈服强度比其单向屈服强度大 44~51%;(3) Hill 的 1948 各向异性屈服条件适用于 TA_2 钛板结构的强度设计。

关键词 平板双向拉伸试验,双向拉伸试验仪,十字形试件,双向强化效应,各向异性

1. 引言

由于钛板有织构强化 (texture strengthening), 加上美国和苏联 70 年代对钛容器进行的试验发现, 钛容器的强度试验结果远大于按 Mises 理论计算的结果^[1]。因此, 我们提出了“钛容器强化理论的研究方案, 这是一个国家课题¹⁾”。

我们多年来经过系统的研究证明, TA_2 钛板的双向屈服强度比其单向屈服强度大 30—50%。故在工程中充分利用钛板的双向强化特性, 有效地发挥钛板的承载潜力, 是很有实用价值和科学意义的。本文从各向异性理论出发, 研究了钛板单向拉伸性质对其双向强化效应的

影响, 并建立了两者的关系式; 同时用各个方向的单向试验和平板双向试验, 验证了钛板的双向强化效应及所建立的理论的正确性。

2. 试验装置研究

众所周知, 双向拉伸试验之所以长期没有很好解决, 关键在于装置问题。我们研究了从 40 年代到今天的双向拉伸试验装置, 大致有: 单向拉伸下的双向拉伸装置, 冲模式双向拉伸装置, 箔膜凸胀双向拉伸装置, 液压式双向拉伸装置等等。

(1) 机械式双向拉伸试验仪的研究

根据条件, 我们研制成功的“机械式双向拉伸试验仪”已是第三台(代)了。它的结构简单, 使用方便, 性能优良, 是国内外首创新型双向拉伸试验仪, 1987 年已获中国专利权(专利号是: 87205653.8)。它可直接在万能试验机上进行 $\sigma_1: \sigma_2 = 1:1$ 和 $1:2$ 的平板双向拉伸试验, 去了机座如图 1 所示。它利用万能试验机加载, 但其测力部件是四个夹持测力杆(传感器), 并在夹持试件的平面内, 四个分枝上下都安装五个压紧螺帽, 要求十字形试件的四个分枝同在一个水平面上, 而且加载时不产生滑移。其传感器

1) 国家计委全国钛办下达的课题