

轴系特定结构扭转刚度及其对扭振特性的影响

谢诞梅¹, 董 川¹, 刘占辉²

(1 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072; 2 河南电力试验研究院, 河南 郑州 450052)

摘 要:以某国产 660 MW 超临界汽轮发电机组轴系为对象, 重点计算和讨论了轴系特定结构(如阶梯轴、整锻轮盘)的扭转刚度及其对扭振特性的影响。首先推导了阶梯轴不参与完全变形材料长度 λ 的计算公式, 确定了 λ 的取值范围在 $0 \sim 0.125d_1$ 之间, 进而提出转轴直径突变处不参与完全变形材料的刚度模化方法, 将整锻轮盘和阶梯轴的处理统一起来。对某国产 660 MW 汽轮发电机组轴系的计算结果表明, 采用本文推导的公式和模化方法来处理轴系结构所得到的扭振频率与用经验方法得到的结果吻合。这种算法的特点是便于计算机编程, 可保证计算精度。

关 键 词: 汽轮发电机组; 阶梯轴; 整锻轮盘; 刚度; 扭振

中图分类号: TK263.6 文献标识码: A

引 言

随着电力系统的发展, 汽轮发电机的单机容量越来越大, 机组轴系的长度增加, 横截面积相对下降。在这种情况下, 机组有可能因机械原因或电气原因而产生扭转振动。由于轴系扭振会缩短转轴的使用寿命, 严重的会造成轴系损坏, 因此研究大型机组的轴系扭振问题, 对电力系统安全运行具有重要意义。

实际汽轮发电机转子的结构很复杂, 其轴头有调速系统, 中间有整锻转子、焊接转子、联轴器等, 其后有发电机转子、励磁机转子等等。因此, 将实际的结构转化成适应于扭转振动计算方法所需要的模型, 是轴系扭振计算的基础工作。

以国产 660 MW 超临界汽轮发电机组轴系为对象, 重点讨论计算特定结构(如阶梯轴、整锻转子)的扭转刚度及其对扭振特性的影响。在实际轴系模化过程中, 主要工作集中在对等直轴、联轴器和阶梯轴的模化上。对于等直轴, 由于结构简单, 转动惯量和刚度都可利用公式进行准确计算; 600 MW 等级机组的联轴器均为刚性结构, 可采用相应的经验公式来处理。而该等级机组轴系的直径突变处较多, 轴段刚度相应变化, 所以其刚度计算一直很难统一。本文首先推导了不参与完全变形材料长度 λ 的计算

公式(见图 1 中虚线部分), 通过公式推导确定了 λ 的取值范围, 并以此进行较为准确的计算, 最后分析这种方法与其它方法的差别。

1 推导与分析方法

1.1 阶梯轴的处理

阶梯形转子(见图 1)发生扭振时, 轴径变化处的应力不可能均匀分布。在轴径突然增大处一部分材料不能参加变形, 如图 1 中虚段以外的部分, 相当于粗径轴中 λ 长度的轴径变细, 亦即粗轴长度减小了 λ , 细轴长度增加了 λ , 轴段刚度有所下降。由于这部分未发生变形材料长度 λ 的存在, 使得求解阶梯形轴段刚度比较复杂^[1]。目前常用的方法有:

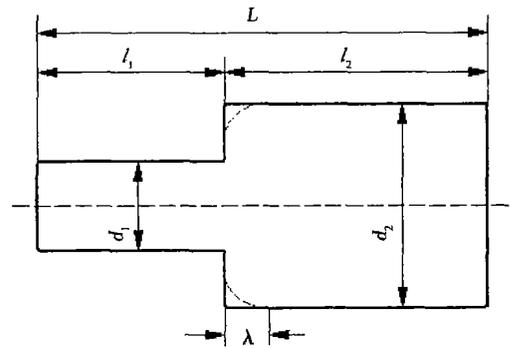


图 1 阶梯轴

(1) 通过查试验曲线图得到 λ 值计算轴段的刚度。

图 1 中轴段的总刚度为:

$$k = \frac{\pi G}{32} \frac{1}{(l_1 + \lambda)/d_1^4 + (l_2 - \lambda)/d_2^4} \quad (1)$$

其中: 在试验曲线中查出 $\lambda = f(\frac{r}{d_1/2}, \frac{d_2}{d_1})$ 。一般情况下, 它与 d_2/d_1 有关, 还与直径变化处过渡小圆角的半径大小有关^[1~3]。

(2) 近似取 $\lambda = (d_2 - d_1)/2$ 。

图 1 中轴段的刚度为:

$$k = \frac{\pi G}{32} \frac{1}{(l_1 + \lambda)/d_1^4 + (l_2 - \lambda)/d_2^4}$$

$$= \frac{\pi G}{32} \frac{1}{(l_1 + \frac{d_2 - d_1}{2})/d_1^4 + (l_2 - \frac{d_2 - d_1}{2})/d_2^4}$$

(3) 不考虑 λ 的计算, 直接取 l_2 段的等效刚度

直径 $d_e = d_1 + l_2 \cdot \tan 45^\circ = d_1 + l_2$ 。

图 1 中轴段的刚度为:

$$k = \frac{\pi G}{32} \frac{1}{(l_1 + \lambda)/d_1^4 + (l_2 - \lambda)/d_2^4}$$

$$= \frac{\pi G}{32} \frac{1}{(l_1 + \frac{d_2 - d_1}{2})/d_1^4 + (l_2 - \frac{d_2 - d_1}{2})/d_2^4}$$

可以看出, 上面几种方法各有其优缺点。例如第一种方法的 λ 值, 由于取自实验曲线, 因此对于不同结构、不同材料的轴系其实用性受到限制, 同时在计算中有较大的误差。为此, 本文尝试通过理论推导寻求一种便于计算机编程、精度高的方法。

图 1 中轴段的总柔度可用经验公式表示为^[1]:

$$e = \frac{32}{\pi G} \left[\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + x \right]$$

其中: $x \approx \frac{1}{8d_1^3} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \right]^2$

这部分阶梯轴的刚度即为:

$$k = \frac{\pi G}{32} \frac{1}{\left\{ \frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + \frac{1}{8d_1^3} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \right]^2 \right\}} \quad (2)$$

由于式(1)和式(2)均表示图 1 中阶梯轴的刚度, 可将两式联立:

$$\begin{cases} k = \frac{\pi G}{32} \frac{1}{(l_1 + \lambda)/d_1^4 + (l_2 - \lambda)/d_2^4} \\ k = \frac{\pi G}{32} \frac{1}{\left\{ \frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + \frac{1}{8d_1^3} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \right]^2 \right\}} \end{cases}$$

解得 λ 为:

$$\lambda = \frac{d_1(d_2^3 - d_1^3)(d_2^2 + d_1d_2 + d_1^2)}{8d_2^2(d_2 + d_1)(d_2^2 + d_1^2)} \quad (3)$$

运用式(3), 对某 300 MW 汽轮机轴系模型进行了扭振频率计算, 结果如表 1 所示。

表 1 300 MW 汽轮发电机组轴系扭振固有频率计算结果^[3] (Hz)

	第一阶	第二阶	第三阶	第四阶
计算结果	21.02	25.04	179.453	220.003
精确解	21.88	26.09	—	—

由表 1 可以看出, 计算结果与精确解基本吻合。

虽然两者有一定误差, 但误差在工程设计允许范围内。因此说明此模化方法是正确的, 可以在实际工程计算中用此种方法来处理阶梯轴的刚度^[3~4]。

1.2 整锻轮盘的处理

在处理如图 2 所示的推力盘等薄厚度整锻轮盘时, 通常的做法是在 $l < 0.2d_1$ 时, 近似认为盘的材料没有参与变形, 不考虑盘片的厚度, 其转动惯量以附加转动惯量的形式计入该段, 在模化时将轮盘(直径 d_2 处)分为 1 段。在 $l > 0.2d_1$ 时, 需要考虑盘片的刚度, 将它按阶梯轴处理。即先分析 λ_1, λ_2 与 l 的关系, 再将轮盘分为 2 段、3 段两种情况处理。显然, 这种方法被认为干预比较多, 不利于计算机处理。

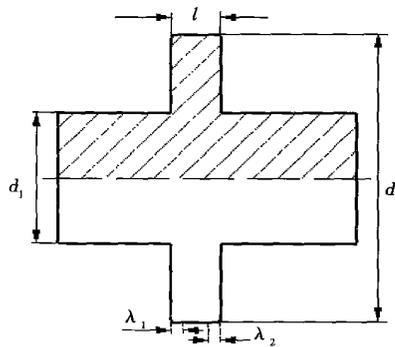


图 2 整锻轮盘

本文提出另一算法, 遇到此种轴段时, 不需再判断 l 与 $0.2d_1$ 关系, 直接按阶梯轴的方式处理。计算结果表明, 将整锻轮盘与阶梯轴按统一的方式处理后, 能够简化算法和程序, 并能够保证计算精度。

具体做法如下: 先求出 λ_1, λ_2 的值, 判断 λ_1, λ_2 与 l 的大小关系。若 $\lambda_1 + \lambda_2 < l$, 轴段 l 处分为 3 段; 若 $\lambda_1 + \lambda_2 > l$ 且 $\lambda_1(\lambda_2) < l$, 轴段 l 处分为 2 段; 若 $\lambda_1(\lambda_2) > l$, 轴段 l 处分为 1 段。对上文提到的两种算法进行分析比较。把式(3)进一步化简。取 $d_2 = \beta \cdot d_1$, 其中 β 为放大倍数, 在大多数情况下, $\beta > 1$ (若 $\beta = 1$, 则该段按等直轴处理; 若 $\beta < 1$, 如退刀槽, 则轴段不参与扭转的材料出现在 l 外侧, 两侧刚度计算按阶梯轴考虑)。于是, 式(3)可变形为:

$$\lambda = \frac{d_1(\beta^3 d_1^3 - d_1^3)(\beta^2 d_1^2 + \beta d_1 d_1 + d_1^2)}{8\beta^2 d_1^2(\beta d_1 + d_1)(\beta^2 d_1^2 + d_1^2)}$$

即:

$$\lambda = \frac{(\beta^3 - 1)(\beta^2 + \beta + 1) \cdot d_1}{\beta^2(\beta + 1)(\beta^2 + 1) \cdot 8}$$

又即:

$$\lambda = \left[1 - \frac{1}{\beta(\beta^2 + 1)} - \frac{1}{\beta^2(\beta + 1)} \right] \cdot \frac{d_1}{8} \quad (4)$$

因为 $\beta > 1$, 所以 λ 的取值范围为 $(0, 0.125d_1)$ 。

分 4 种情况分析:

(1) 当 $l \geq 0.25d_1$ 时, 无论 d_2 取何值 ($d_2 > d_1$), 两种算法在轴段 l 处都要分为 3 段。这是因为 $(\lambda_1)_{\max} + (\lambda_2)_{\max} < 0.25d_1$ 。

(2) 当 $0.2d_1 \leq l < 0.2d_1$ 时, 两种算法在轴段 l 处分段情况一致, 根据 d_2 的实际大小, 存在分为 2 段、3 段的可能。

(3) 当 $0.125d_1 \leq l < 0.2d_1$ 时, 经验算法在轴段 l 处分为 1 段, 本文算法根据 d_2 的实际大小, 存在分为 2 段、3 段的可能。

(4) 当 $0 < l < 0.125d_1$ 时, 经验算法在轴段 l 处分为 1 段, 本文算法根据 d_2 的实际大小, 存在分为 1 段、2 段、3 段的可能。

从上述分析可以看出: λ 的取值范围在大于 0 和小于 $0.125d_1$ 之间; 同时, 只有当轴系中所有阶梯段满足上述分析中(1)和(2)的特定情况时, 这两种算法和结果才是一致的。

2 计算实例

针对某国产 660 MW 汽轮发电机组的轴系, 分别采用这两种方法进行计算。该机组轴系由高中压转子、两个低压转子、发电机转子和励磁机转子组成。其中高中压转子总长度为 9 320.32 mm, 包括主油泵长度 1 310.28 mm, 轴的材料为 30Cr1Mo1V 合金钢。两低压转子的总长度为 17 125.02 mm (LP₁ 长为 7 335.77 mm, LP₂ 长为 8 179.05 mm, 中间轴长为 1 610.2), 轴段材料为 30Cr2Ni4MoV 合金钢。发电机转子总长度为 11 844 mm, 总重量为 66 t, 材料为 25Cr2Ni3MoV 合金钢, 励磁机转子总长度为 2 129 mm。在本文计算中, 未考虑叶片的影响。

采用了两种计算方法对该轴系扭振特性进行计算, 分别为: 以连续质量模型为基础的 Riccati 方法和以集中质量模型为基础的矩阵表示法, 表 2 列出了两种方法得出的计算结果。

表 2 算例转子的扭振固有频率

	模化段数	一阶固有频率		二阶固有频率		三阶固有频率		四阶固有频率	
		矩阵法	Riccati	矩阵法	Riccati	矩阵法	Riccati	矩阵法	Riccati
经验算法	347 段	11.117 2	11.150 0	19.391 0	19.400 0	21.316 6	21.350 0	134.373 0	134.900 0
本文算法	424 段	11.188 5	11.200 0	19.450 3	19.500 0	21.433 9	21.450 0	134.449 3	134.950 0

在表 2 中, 经验算法的模化段数为 347 段, 本文算法的模化段数为 424 段。虽然从表面上看, 采用本文算法轴系所分段数多于经验方法所分段数, 但是, 由于将阶梯轴与整锻轮盘统一为一种结构, 减少了模化工作中对结构类型的判断, 这就便于计算机编程和数据处理, 将大部分工作量转交给计算机来完成。

从上表所列四阶频率的比较中可以看出, 几种计算方法的结果基本吻合, 表明本文的模化方法是正确的。

3 结 论

本文分析了轴系特定结构(如阶梯轴、整锻转子)的扭转刚度及其对扭振特性的影响。通过对某国产 660 MW 超临界汽轮发电机组轴系的扭振频率计算, 得到如下结论:

(1) 通过推导的方式得到轴系特定结构(阶梯轴和整锻轮盘)不参与变形材料的长度 λ , 经过实际算例证明该方法适用于工程实际计算。

(2) 阶梯轴段不参与变形材料的最大长度 λ 受 d_1 的限制。本文推导发现, λ 的取值范围在大于 0 和小于 $0.125d_1$ 之间。

(3) 将整锻轮盘和阶梯轴统一为阶梯轴段进行

模化, 其优点是能够减少对轴系的结构判断, 有利于利用计算机进行编程模化分段, 同时也能保证计算精度的要求。

(4) 实际机组的扭振特性不仅与转子结构有关, 而且还受叶片、弯扭耦合振动以及阻尼等影响。本文计算中尚未考虑这些因素的影响, 所以今后仍需要进行大量研究工作。

参考文献:

[1] 梁 价, 霍拳忠. 内燃机的振动问题[M]. 天津: 天津大学出版社, 1989.

[2] 李渤仲. 内燃机轴系扭转振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.

[3] 刘占辉. 汽轮发电机组转子振动特性计算及计算机仿真[D]. 武汉: 武汉大学, 2005.

[4] 谢诞梅, 刘占辉, 杨长柱, 等. 汽轮发电机组轴系扭转振动对机械参数的敏感性分析[J]. 动力工程, 2005(4): 462-465.

[5] 谢诞梅, 刘占辉, 杨长柱, 等. 汽轮机轴系扭转振动实验模型设计研究[J]. 汽轮机技术, 2005(3): 199-201.

[6] 黄 娟. 汽轮发电机组轴系结构变化对扭振固有频率的影响[J]. 中国科技信息, 2006(18): 103-105.

[7] 刘英哲, 傅行军. 汽轮发电机组扭振[M]. 北京: 中国电力出版社, 1997.

[8] 王 祺. 内燃机轴系扭转振动[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 1985.

(编辑 辉)

tute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 142 ~ 145

To raise initial parameters is an important measure for achieving energy savings and environmental protection, two national policies for coal-fired power plants. Under the condition of an enhanced initial steam temperature, the heat endurance properties of materials need to be upgraded simultaneously with the adoption of a steam cooling technology to lower the temperature and thermal stress of the turbine rotor, thereby guaranteeing the strength and service life of turbine parts and other components. In meeting the features of a quick and accurate calculation method required by engineering designs, a one-dimensional parameter calculation model was established for blade root cooling of rotors. The model can comprehensively accommodate all the influencing factors, including the jet-flow impact cooling of steam on the blade surface and heat conduction cooling by steam passing through the rotor root portion. The model has been used to calculate the temperature profile in the first stage of the medium pressure cylinder of a supercritical steam turbine unit. The comparison of the calculation results with three-dimensional ones indicates that the model can meet relevant engineering design requirements. **Key words:** supercritical steam turbine, rotor, steam cooling, cooling model

轴系特定结构扭转刚度及其对扭振特性的影响 = **The Torsional Rigidity of a Shafting Specific Structure and its Effect on the Torsional Vibration Characteristics** [刊, 汉] / XIE Dan-mei, DONG Chuan (College of Power and Mechanical Engineering under Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072), LIU Zhan-hui (Henan Electric Power Test Academy, Zhengzhou, China, Post Code: 450052) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 146 ~ 148

With a domestically-made 660 MW supercritical steam turbine generator unit serving as an object of study, the torsion rigidity of shafting specific structures (such as stepped shaft, wholly-wrought wheel disks) and its effect on torsion vibration were calculated and discussed as a major focus. The formulae for calculating the material length λ in the stepped shaft not involved in the complete distortion was first derived with the λ value being determined in a range from 0 to $0.125 d_1$. Then, a rigidity modeling method was presented for the material not involved in the complete distortion where there is an abrupt change in shaft diameter, unifying the treatment of the wholly-wrought rotor and stepped shaft. The calculation results of the shafting of a domestically-made 660 MW turbo-generator unit in a power plant indicate that the torsional vibration frequency obtained as a result of treating the shafting structure by using the derived formulae and modeling method under discussion is in good agreement with the result of empirical methods. The algorithm involved is characterized by its convenience for computer programming and assurance of a high calculation accuracy. **Key words:** turbo-generator unit, stepped shaft, wholly-wrought wheel disk, rigidity, torsional vibration

铁载氧体整体煤气化链式燃烧联合循环系统性能研究 = **Performance Study of an Oxygen-bearing Iron Oxide-based Combined Cycle System Featuring Integrated Coal-gasification Chemical-looping Combustion** [刊, 汉] / MOU Jian-mao, XIANG Wen-guo (Education Ministry Key Laboratory on Clean Coal Power Generation and Combustion Technology under the Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096), DI Teng-teng (Sichuan Electric Power Vocational College, Chengdu, China, Post Code: 610072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 149 ~ 153

Chemical looping combustion can effectively separate out CO_2 with a simultaneous release of energy. A simulation study of the performance of a combined cycle system featuring integrated coal-gasification chemical-looping combustion with $\text{FeO}/\text{Fe}_3\text{O}_4/\text{Fe}_2\text{O}_3$ serving as an oxygen carrier has been conducted by using software ASPEN PLUS. In the meantime, the effect of air reactor temperature, cooling-air flow rate and supplementary firing temperature at the turbine inlet on such parameters as system efficiency, oxygen consumption rate and CO_2 emissions etc. was also studied. The simulation results indicate that when the supplementary firing temperature at the turbine inlet is kept at 1350°C and the air reactor temperature increases from 850°C to 1100°C , CO_2 emissions will drop from $396\text{ g}/(\text{kWh})$ to $210\text{ g}/(\text{kWh})$; the system efficiency will decrease from 44.04% to 43.19% . An increase in cooling-air flow rate will also reduce the system efficiency. When the supplementary firing temperature at the turbine inlet goes up, the CO_2 emissions will increase accordingly. There exists an optimum compression ratio at a given turbine inlet temperature. **Key words:** chemical-looping combustion