

从整体观点设计膜盘联轴节

毕成武 林文福 金介荣

(哈尔滨船舶锅炉轮机研究所)

【提要】从膜盘联轴节的整体观点出发，用有限元法研究了与膜盘相连接的法兰及联接轴的结构在旋转条件下的变形对膜盘受力状态的附加影响。通过试验表明，文中的计算与试验结果吻合。

主题词 膜盘联轴节 设计

一、前言

对于由各种因素引起的动力装置轴线不对中问题的主要解决办法是采用挠性联轴节。目前，发展成功的十几种挠性联轴节中，以膜盘联轴节的性能为最佳^[1]，并且在燃气轮机、蒸汽轮机以及其它高速旋转机械上获得广泛的应用^[5]。

通常，膜盘联轴节由膜盘、联接轴及联接法兰所组成。其中，弹性元件膜盘是它的关键性工作零件，靠它来传递功率或扭矩，输入轴和输出轴间的轴线不对中量也是靠它的弹性变形来补偿。因而在设计时很注意对膜盘的应力分析^[6]。但是，如果只孤立地分析膜盘的受力状态，与它的实际工作情况出入较大。因为作为联轴系统来说，在旋转情况下，各部件间是相互影响，相互制约的。我们在设计中发现，如果联接法兰或联接轴的结构不合理，膜盘的设计也有可能失败。据此，本文提出从联轴节的整体观点来进行它的强度振动分析。例如，研究不同联接法兰结构对膜盘应力状态的附加影响。从计算和试验结果可以清楚地看到，在离心力场中，联接法兰和联接轴的结构对膜盘应力状态的影响是明显的，设计中不可忽视。

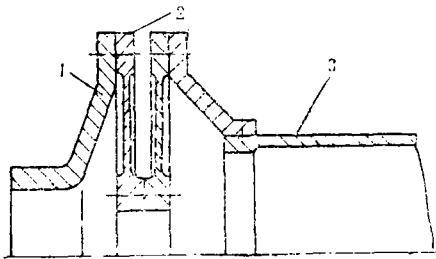


图1 膜盘联轴节结构图

二、膜盘联轴节结构及膜盘设计

膜盘联轴节是一种以极薄的金属盘来传递扭矩的机械装置，(如图1)。其中1为联接法兰，2为膜盘，3为联接轴或间隔轴。膜盘联

本文收到日期：1988年3月10日

• 43 •

轴节的合理设计，首先要根据机组的转速、最大功率、可能出现的轴线不对中量以及工作环境等来确定联轴节的结构型式、膜盘个数、材料及尺寸。

在初步确定结构型式及尺寸后，一般把注意力放在膜盘上，如分析其平行不对中（或角不对中）引起的偏斜弯曲变形，轴向串动引起的伞状变形。然后根据盘的应力分析来确定膜盘的具体尺寸和剖面形状。考虑到联轴节在一定转速下工作，所受离心应力及扭矩引起的剪应力是不变的，而弯曲应力在每转半周要改变一次方向，为避免疲劳损坏，在设计中必须对交变应力给予足够重视[7]。

联轴节的系统设计很重要。系统是指从联轴节输入法兰到输出法兰，中间包括膜盘，联接轴等，即整个联轴节。这些零件之间在强度和振动特性上相互影响，因此不能孤立地研究它们。由于在燃气轮机装置中，联轴节要穿过排气蜗壳，多采用较长的空心轴。因此，临界转速的计算和分析也是十分重要的。除了计算联轴节所在跨还必须进行整个动力装置转子系统的临界转速的计算和分析工作。而为了得到更为合理的结构和尺寸，必须进行膜盘联轴节的整体强度计算，这是本文讨论的重点。

在设计膜盘时，考虑了它在运行时可能承受的负荷：

- 1) 机组应传递的扭矩，且应计及超扭量；
- 2) 膜盘自身离心力及相邻零件对该盘的作用力和力矩；
- 3) 轴线不对中时，膜盘偏斜弯曲和伞状变形产生的弯矩；
- 4) 有不对中时，传递扭矩在盘上产生的附加弯矩；
- 5) 当膜盘与其相邻零件材质不同时，在受热状态下因线胀系数不同而产生的热应力等。

膜盘的型面厚度沿半径变化满足下式[3]

$$t = t_a \int \left(\frac{r}{a}\right)^n$$

- 其中
- t_a a处的型面厚度
 - n 型面指数
 - a 型面部分外半径
 - r 半径

本文取 $n = 2$ ，即按等剪应力设计，剖面形状为双曲线型。这样，应力分布较合理，而且具有适当的刚性。

此外，有关膜盘设计中如膜盘面指数的选取原则，偏斜弯曲及伞状变形的应力分析及试验结果可参阅有关文献[3、4]。应特别指出的是，在单盘设计中，它的偏斜弯曲刚度计算公式可简化为

$$K_b = C_3 \pi E t^3 \quad (2)$$

其中 C_3 —系数， E —弹性模量。事实上， $C_3 = f(b/a, \mu)$ ，即它不仅是 b/a 的函数，

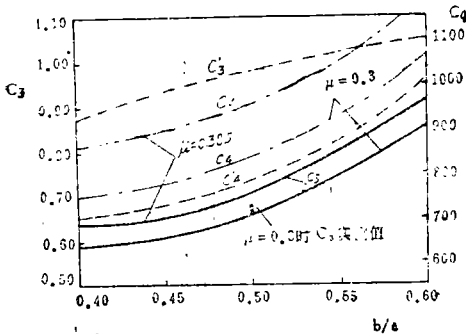


图2 计算与试验结果

也与 μ 有关。计算和试验结果如图 2。其中 C_1, C_4 引自文献 [1]。对 C_3 本文计算结果与 [1] 计算相差比较大。例如, 当 $\mu=0.3, b/a=0.5$ 时, $C_3=0.66$, 而 $C_3'=0.98$ 。如以 066 为基准, 相差 48.9%; , 以 0.983 为基准相差 32.9%。本文的计算与试验值吻合。至于文献 [3] 与 [1] 在 C_1, C_2, C_4 的计算上是一致的。但 [1] 只给出 $n=2$ 情况下的计算曲线, 而 [3], 可计算 n 为任一数值, 如 $n=0$ 为等厚盘, $n=1$ 为锥形盘, $n=2$ 为双曲线型盘等情况。

三、整体计算和结果

如图 1 所示, 膜盘联轴节是轴对称结构, 在旋转情况下所受体积力的作用是轴对称的, 因而它是属于有限元法中轴对称应力分析一类问题 [2]。

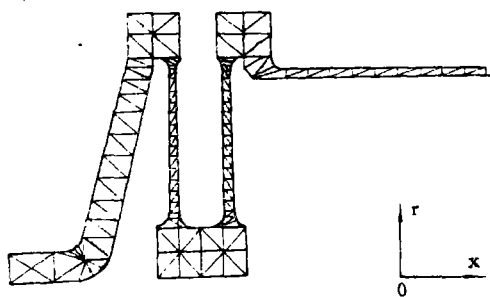


图 3 计算网格划分

注意了以下两个问题: a) 注意力放在膜盘上, 对膜盘尤其其它的薄弱处及转接处将单元划分得细些; b) 以计算单个膜盘, 比较网格的不同划分(疏密不同) 对计算精度的影响。计算结果表明, 图 3 的网格划分方法是合理的。

1. 计算网格的划分

应用有限元法解决实际工程问题时, 先要将结构离散化。对于轴对称结构来说, 将子午面划分成相应的网格即可, 如图 3, 将子午面(取联轴节沿对称轴剖面四分之一) 分割成有限个互不重叠也无裂缝的有三个节点的三角形单元。这样做即简单又便于处理曲线边界。在本文计算中

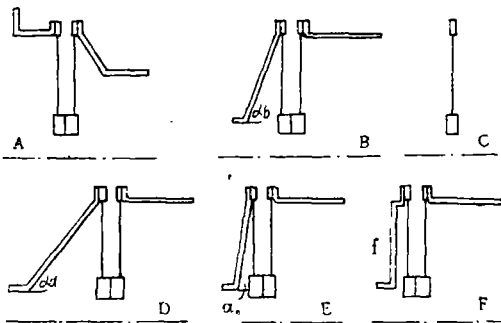


表 1

2. 计算方案及结果

为了比较法兰等联接件的不同结构型式及尺寸对膜盘应力分布及应力大小的影响, 计算了多种方案, 表 1 列出其中六种结构, 其部份计算结果见图 4~图 9。表 1 中所列多种结构, 膜盘是同一个, 外径 $\phi 310$, 型面部分内外半径比 b/a 为 0.5, $t_a = 1.1\text{mm}$, 断面呈双曲线型。膜盘与其相邻零件由紧配螺栓联接, 在计算时近似地认为法兰、膜盘及联接轴是一体的, 各接合当然地满足变形协调条件。表 1 中 A 型结构的左侧为筒形联接法兰, 右侧为斜盘型法兰, 斜盘与直径为 124.2 毫米的空心轴联接; B 型结构的左侧为斜盘, 右侧直接与直径部为 $\phi 260$ 的空心轴相联接, 该轴的尺寸是由临界转速计算确定的; C 型结构为单个膜盘, 计算时在轮毂处固定两点, 限制它们的位移。计算单个膜盘的应力状态是出于如下考

为了比较法兰等联接件的不同结构型式及尺寸对膜盘应力分布及应力大小的影响, 计算了多种方案, 表 1 列出其中六种结构, 其部份计算结果见图 4~图 9。表 1 中所列多种结构, 膜盘是同一个, 外径 $\phi 310$, 型面部分内外半径比 b/a 为 0.5, $t_a = 1.1\text{mm}$, 断面呈双曲线型。膜盘与其相邻零件由紧配螺栓联接, 在计算时近似地认为法兰、膜盘及联接轴是一体的, 各接合当然地满足变形协调条件。表 1 中 A 型结构的左侧为筒形联接法兰, 右侧为斜盘型法兰, 斜盘与直径为 124.2 毫米的空心轴联接; B 型结构的左侧为斜盘, 右侧直接与直径部为 $\phi 260$ 的空心轴相联接, 该轴的尺寸是由临界转速计算确定的; C 型结构为单个膜盘, 计算时在轮毂处固定两点, 限制它们的位移。计算单个膜盘的应力状态是出于如下考

虑, 将其与各实际结构进行比较, 也可以和文献[1]比较; D型结构与B型结构类似, 只是斜盘的坡度大, $\alpha_b \geq \alpha_d$, α_b 与 α_d 分别为B、D型结构斜盘盘面与联轴节轴线的夹角; E型结构左侧斜盘的 $\alpha_e > \alpha_b$; F型结构左侧联接法兰f面垂直于旋转中心线。而D、E及F型三种结构的右侧联接轴均与B型结构相同。

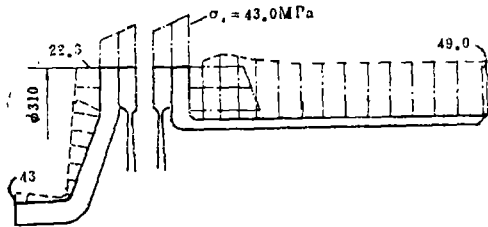


图4 斜盘与联接轴外侧表面应力分布
(未表明方向)
 $n=6000r/min$

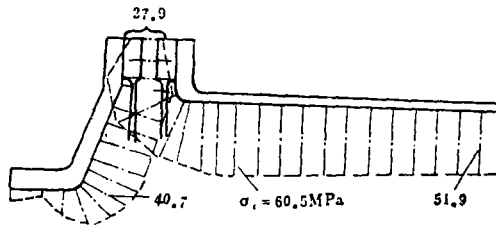


图5 斜盘与联接轴内侧表面应力分布
(未表明方向)
 $n=6000r/min$

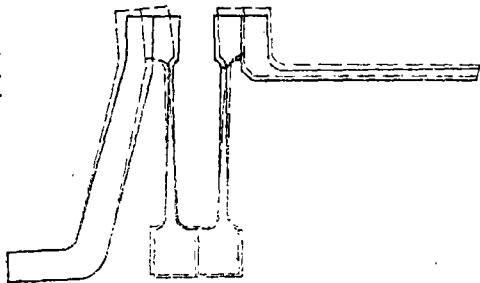


图6 联轴节整体变形图
实线为变形前形状, 虚线为 $n=6000r/min$ 时的变形

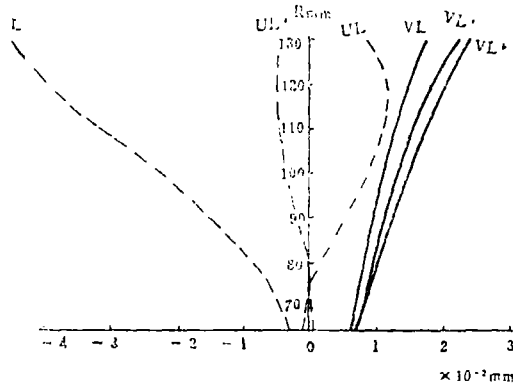


图7 A、B、C三型结构膜盘变形量比较
UL—轴向变形量, VL—径向变形量

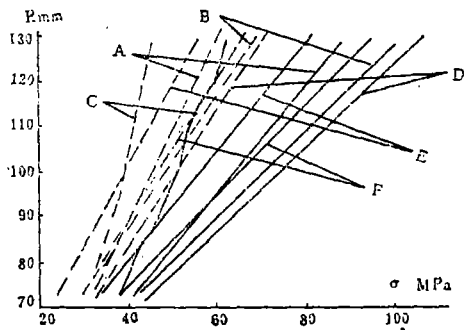


图8 A~F型六种结构的应力值比较

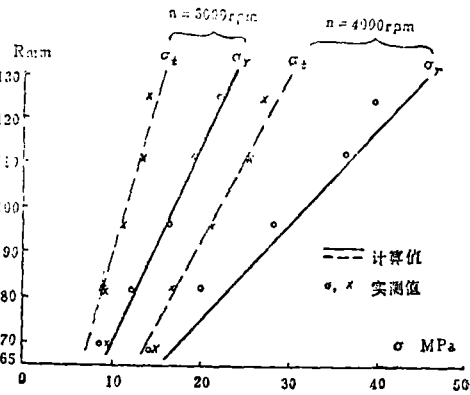


图9 B型结构中膜盘应力分布(含实测结果)
X—切向应力 O—径向应力

四、试验及结果

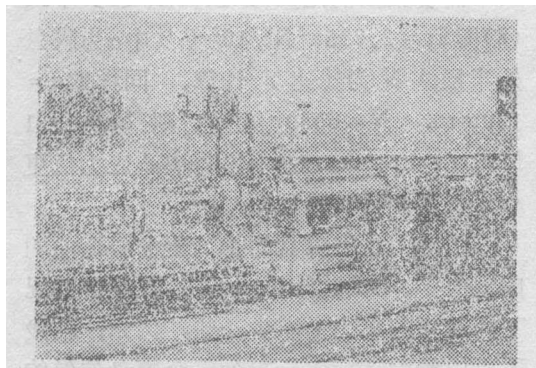


图 10 动试验主要部分

通过实测研究了在旋转情况下联接法兰等对膜盘应力状态的影响。图10是动试验台的主要部分，由右向左依次为膜盘联轴节，轴承支架，测速装置和水银集流环。图中示出的轴承支架是活动的，可以上下调整位置，人为形成轴线的平行不对中或角不对中。由图 10 还可以看到应变片的引出导线，即贴在膜盘型面部分的应变片给出的应力信号通过集流环引到示波器、应变仪或其他记采仪器上去。

该试验台是专为研究和发展膜盘联轴节而建立的。由直流电动机驱动，经增速器达到所需要转速 6000r/min。可以进行膜盘联轴节（膜片联轴节）在多种不对中情况下的应力测量、系统临界转速的测量及膜盘（膜片）疲劳试验。

试验结果示于图 9。图 11为单膜盘在偏斜弯曲时应力计算值和实测结果（在静试验），膜盘偏斜角度为 0.18 及 0.3°。

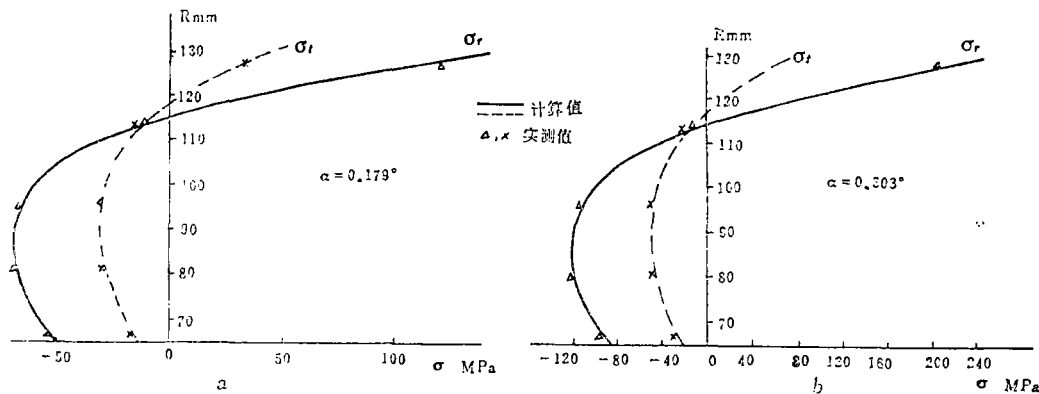


图 11 膜盘偏斜弯曲应力（计算值、实测值）

五、分析和结论

这里拟就单膜盘计算，分段计算（一法兰加一膜盘组成）及联轴节整体计算的结果并结合实验结果进行比较和分析。

1. 单盘与整体计算比较

从以上各图可以看到，单盘应力值与整体计算中膜盘应力相差比较大。以表 1 中B型结构与C型结构为例加以比较，如表 2 所示。表 2 清楚地表明，在膜盘联轴节设计中，孤

立地分析单个膜盘的应力状态，显然是不合理的，必须进行整体强度分析。即要符合膜盘在旋转情况下的实际受力状态，又要顾及到膜盘与其相邻联接法兰等的耦合作用。

表 2 $n=6000r/min$

类别 $\delta r / \delta t$ MPa 半径	整体计算 中膜盘	单 膜 盘	误 差 %
130mm	78.7/80.8	45.0/38.7	74.9/36.3
120	88.9/59.7	58.9/42.9	33.7/28.1
100	68.8/46.8	50.7/38.2	26.3/18.4
80	48.4/35.3	40.6/32.5	16.1/ 7.9
65	36.4/28.7	36.6/28.3	-0.55/1.4

需要指出的是，如按文献〔1〕中式(8)即 $S_r = 2.935a^2 N^2 / 10^6$ (其中 a 为膜盘外半径, N 为转速) 计算, 同样取 $a = 130mm$, $N = 6000r/min$, 则 $\delta r = 19.1 MPa$ ($r = 130mm$ 处), 所得离心应力值更小, 仅是整体计算的1/4。

图 11 是单膜盘的静试验偏斜弯曲的应力值。动试验结果表明, 在旋转情况下, 此弯曲应力会减少一些, 例如, 轴线不对中量为 3mm, 折合每个膜盘偏斜约 0.08° 时, 在 $n = 4000r/min$ 下 δr 要比静

态偏斜弯曲应力减少 10% 左右^[7]。这说明, 在离心力作用下, 膜盘被“矫直”, 因此弯应力减少。这也证明, 膜盘与联接法兰是相互作用的, 联接法兰对膜盘的工作状态有影响, 从图 6 也可以看到这一点。

2. 分段计算与整体计算的比较

所谓分取计算是指只取膜盘对之中一个膜盘与一联接法兰相连, 估计其影响, 如表 1 中 A 型结构与整体结构比较, 结果列入表 3。由表 3 可知, 膜盘联轴节的分段计算与整体强度计算的结果相差也比较大, 最大相差 15%。因为在分段计算时只考虑了一个联接法兰的影响, 忽视了另一个膜盘及联接轴的影响。因此分段计算也不符合膜盘联轴节的实际运行状态。至于表中在 $R = 120mm$ 以下各点 $\sigma_{分段} > \sigma_{整}$, 是由于计算中人为地在膜盘轮毂处加一约束所致。

表 3

类别 $\delta r / \delta t$ MPa 半径	整 体	分 段	误 差 %
130mm	135.7/109.4	116.9/101.8	14.6/6.95
120	143.9/106.9	169.0/112.6	-10.5/-5.3
102	111.3/89.8	117.7/90.0	-5.7/-0.32
80	94.6/79.0	95.5/77.3	-1.0/2.1
56	32.8/67.2	38.1/66.0	-16.1/-1.8

对表 1 所列六种结构进行了详细计算, 它们各自的膜盘应力分布情况示于图 8。显然, 不同的联接法兰结构对膜盘的影响是有差异的, 其中一些结构的影响相当可观。计算结果表明, 在方案 B 中, 膜盘的受力状态较恶劣。一般地讲, 随着联接法兰斜面与轴线夹角 α 增大, 膜盘的受力状态便有所改善。就膜盘的受力状态而言, 类似方案 A 及方案 F 的结构较好。因为在旋转时, 膜盘受联接法兰的附加影响小 (即附加变形小), 因而膜盘承受的离心力较低, 这从图 7 和图 8 可以看出来。

综上所述, 得出如下几点结论:

1. 在膜盘联轴节设计中, 应该从各零件间的耦合作用来考虑, 进行整体强度计算

和分析,仅计算单个膜盘的离心应力是远远不够。

2. 在计算分析中,要进行大量的方案计算(包括不同结构形式及不同尺寸),以寻求最佳方案。

3. 本文表明,刚度大即旋转时变形小的联接法兰对膜盘应力分布的不利影响小。

4. 在分析单膜盘偏斜弯曲刚度时可应用本文给出的 C_s 曲线。 C_s 或 K_b 对分析联轴节的临界转速有一定影响。

参 考 文 献

- [1] Rothfuss N.B.: "Design Criteria and Tables for Selecting High-Speed Power Couplings" 'Product Engineering, 34 (4), 1963
- [2] 复旦大学数学系 有限元法选讲 1976
- [3] 毕成武: 膜盘联轴节的设计 研究报告 1978
- [4] 毕成武, 林文福: 膜盘联轴节的试验研究 研究报告 1981
- [5] Rothfuss, N.B.: "Design and Application of Flexible Diaphragm Couplings to Industrial-Marine Gas Turbines", ASME Paper No. 73-GT-75, ASME Gas Turbine Conference and Product Show, Vol. 2, 1973.
- [6] Wolff, P.H.W.: "The Design of Flexible Disk Misalignment Couplings", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 165, 1951
- [7] Calistrat, M.M.: "Metal Diaphragm Coupling Performance", Proceedings of the 5th Turbo machinery Symposium, Oct. 1976

An Integrated Approach to Diaphragm Coupling Design

Bi Chengwu, Lin Wenfu, Jin Jierong

(Harbin Marine Boiler and Turbine Research Institute)

Abstract

By use of the finite element method, the additional effects on the diaphragm loading state of deformation under rotating conditions of the flange and shaft connected with the diaphragm disk are studied from the viewpoint of an integrated coupling unit. Tests have shown that good agreement exists between the calculated values and measured results

Key Words: Diaphragm disk coupling Design