

叠片联轴节的试验研究

毕成武

[提要]本文在论述了叠片联轴节的设计要点之后,介绍了试验装置和试验方法,给出了膜片组件静态和动态应力的测试结果,并对试验结果进行了分析和讨论

主题词:联轴节 试验

一、前言

国外近廿年来,数以千计的膜盘式和膜片叠层(简称叠片)式联轴节广泛应用于蒸汽轮机、燃气轮机、电动机、柴油机和各种负载间的动力传递。使用结果表明,这类挠性联轴节有可能取代传统的齿形联轴节。在参考资料[1]中介绍了膜盘轴节的设计方法,此后的试验研究工作证明,其性能优越,可推广应用。[2]中介绍了叠片联轴节的设计方法及其应用中应该注意的问题。这也是一种新型的挠性联轴节。

叠片联轴节是以若干不锈钢片(厚0.2~0.4毫米)叠合而成的组件作为弹性元件来传递功率。联轴节的输入轴和输出轴间的各种相对位移(如角偏斜、平行不对中及轴向位移等)依靠金属叠片组件的弹性变形来补偿。理论分析和运行实践表明,叠片联轴节具有一系列优点,诸如具有较强的承受不对中能力,无需润滑,能保持低的不平衡量,能够适应恶劣的工作环境,对相邻部套的作用力小,等等。

为了明了叠片联轴节的可靠性,我们在试验室内对其进行了静态和动态强度振动分析。本文主要介绍与联轴节中关键性部件——膜片组件的强度有关的几个问题。

二、结构和设计

图1为试验用叠片联轴节的结构示意图。在联轴节两端各有一膜片组件,图中只画出一组膜片。左侧为联接法兰,其上有三个主动螺栓与叠片相连,三个从动螺栓将叠片与中间轴的法兰相连。膜片型式如图2所示,为束腰型,膜片组件上共有六只螺栓,主动与从动螺栓相间布置。这样,在法兰与中间轴之间便形成了弹性联接。也就是这种叠片的弹性可吸收主动和从动轴间的各种不对中。该试验膜片组件外径 $\phi 310$,全长1600毫米,每一组件内有膜片20片,每片厚0.38毫米。膜片螺孔中心距为270毫米。中间轴为空心轴,外径 $\phi 230$,壁厚7毫米。膜片材料为1Cr18Ni9Ti,其余材料为20号钢。

本试验中所用试验件可以说代表了叠片联轴节结构的一般型式。其主要构成部件如法兰、膜片、间隔轴等,这在实际设计中也是必不可少的。其中关键性元件是膜片及其组件。

它的型式较多,各有千秋。本试验选用束腰形。这种型式膜片是把传递扭矩和挠性结合得最好的,具有较高的功率/重量比。经验证明,用最少的材料,传递给定扭矩的膜片组件,将具有最大的挠性。根据膜片受力分析,由于扭矩是通过螺栓间的一段曲梁来传递,只有当主、从动轴的拉力作用线在曲梁中通过时,才有可能获得满意的传动。若此拉力作用线落在曲梁之外,膜片将受到附加弯矩的作用,而影响膜片的强度和寿命。

要想设计出一个结构和性能优良的叠片联轴节,首先要做估算,即根据所需传递功率,转速,极限扭矩,轴端间长度,不对中要求,尺寸及形状,确定适当的结构,选用膜片型式。再对膜片的刚度及其工作中可能承受的应力做出精确计算。最后,对联轴节系统,诸如临界转速以及它对相邻部套的作用力和力矩做出计算。这期间都要进行多方案的设计、分析和选择。那么,所做的计算与设计是否合适,应经过试验和实际运行的考验。其中,实验室的试验研究是不可忽视的一环。这也是本文介绍叠片联轴节试验工作的目的。

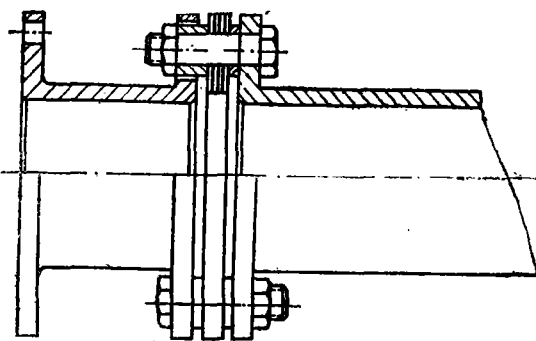


图1 叠片联轴节示意图

三、试验方法

叠片联轴节的试验研究包括静态试验和动态试验两部份。其中,单个膜片组件的静试验又包括偏斜弯曲和轴向变形试验,动态试验是在联轴节旋转(不带负荷)情况下进行的。测量的主要内容是膜片的静应力和动应力。

为测得在变形时膜片的应力,在膜片上贴有应变片。图2示出膜片上应变片的布置情况。采用阻值为120欧姆的箔式应变片,标距 2×3 毫米,灵敏系数 $K = 2.0$ 。共布置54枚应变片(其中49~54号应变片贴在图中膜片背面的相应位置上)。每个测点沿径向和周向各布置一枚应变片,即可测27个点的应力。应力测量采用电测法。应力值是由应变仪上测得的应变值按平面应力问题计算得到的。

单个膜片组的偏斜弯曲静试验台架示于图3。如图,将膜片组的左法兰用螺栓刚性地在台架上,在右法兰上用钢质法码加载,以千分表测定右法兰在加载处的挠度。显然,由所加载荷及所得右法兰的挠度即可求得膜片组偏转角,偏斜弯曲弹性率,同时测出膜片在偏斜弯曲时的应力分布情况。

为测量在轴向力作用下膜片组的轴向变形及应力分布,将膜片组置于铸铁支架上。在膜片组的上法兰以法码加压力,以千分表测量上法兰相对于下法兰的轴向变形量即膜片组的变形量,由所加载荷及变形量可求得膜片组的轴向弹性率,同时得到轴向变形下膜片的应力值和应力分布规律。

在上述单个膜片组件静态试验的基础上,进行了叠片联轴节系统的动态试验,以考查联轴节膜片组动态应力变化规律及其旋转性能。图4为动试验台照片。从图4左侧向右侧看,

依次为测量仪器, 水银集流环, 前轴承支架, 叠片联轴节, 后轴承支架, 增速器, 直流电动

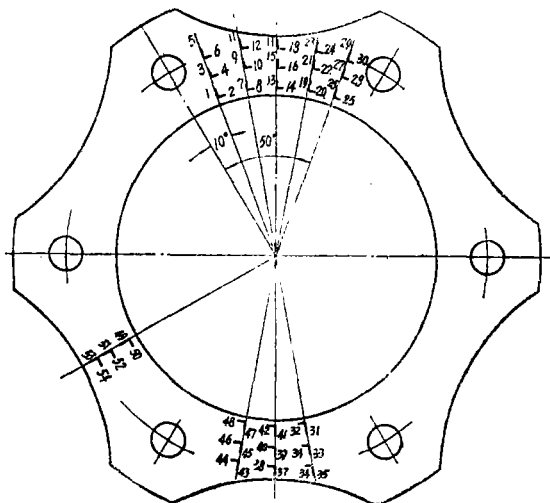


图2 应变片在膜片上的布置情况

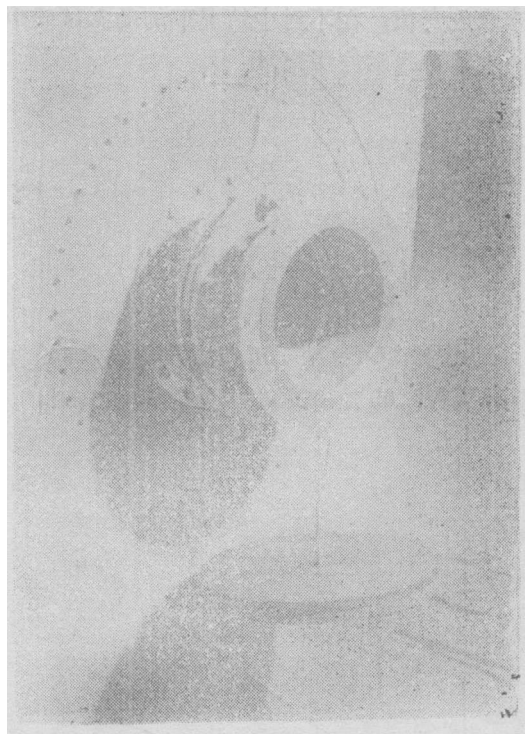


图3 偏斜弯曲静试验台架

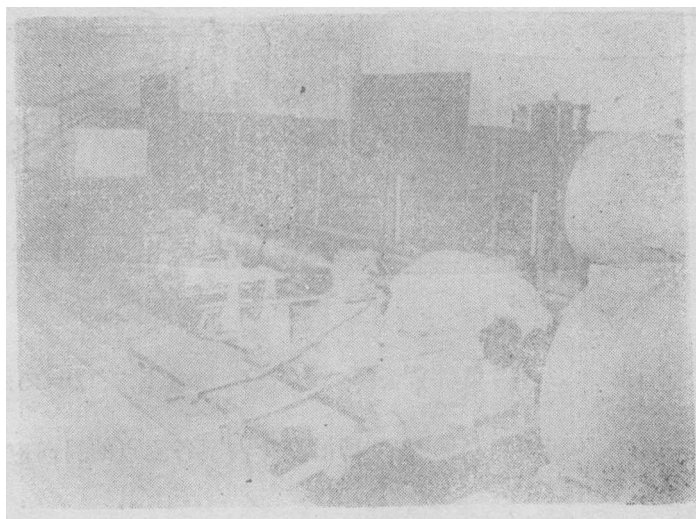


图4 联轴节动试验台

机。该试验台是专门为发展挠性联轴节(膜盘联轴节或叠片联轴节等)而建立的。由55千瓦直流电动机带动,经增速器该装置最高转速可达到6000转/分。电动机与增速器之间也是采用先期研制的叠片联轴节,其结构与现试验件类似。该试验台上试验件的外径可大到 $\phi 650$,长度允许在300~3000毫米之间调正。其前支承架上下可调,以加减垫片调正轴线不对中量

(0~40毫米), 亦可轴向移动, 以适应不同长度的试验件。

在静态试验时以及在测量膜片离心应力时, 采用YJ-5静态应变仪, 由仪器表头直接读取应变值; 在不对中情况下的动态试验中, 膜片的应力测量采用YD-15动态应变仪, 以16线紫外线示波器记录。

四、试验结果

I 偏斜弯曲

用图3所示台架, 以钢质法码加载80、188、390和512公斤一厘米, 测得对应的膜片角偏斜分别为 0.09° 、 0.196° 、 0.336° 和 0.514° 。所测得典型应力场示于图5、6和7。

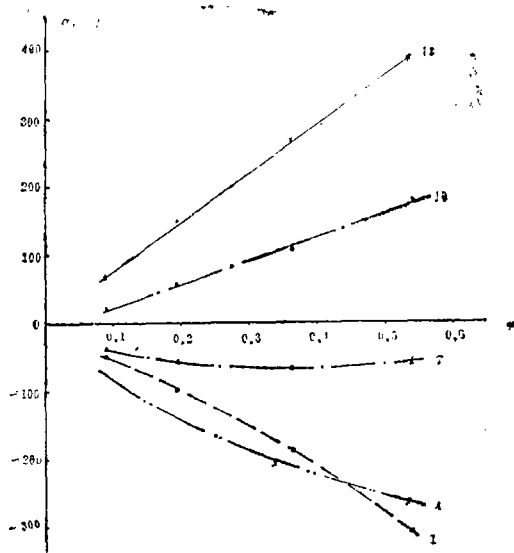


图5 第1、4、7、10及13点应力与偏斜角关系

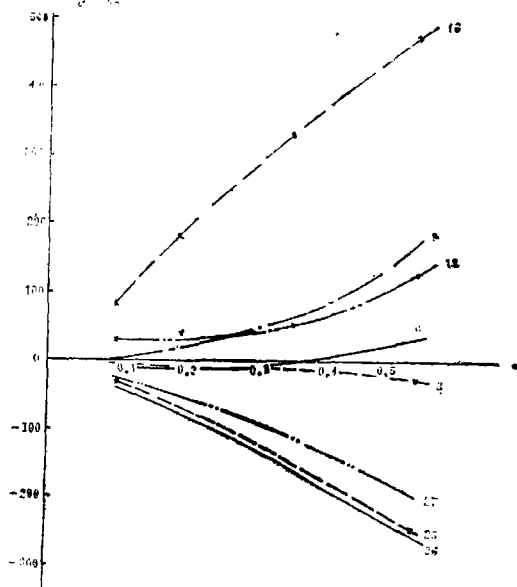


图6 第3、6、9、12和15点应力与φ的关系

图5为膜片上第1、4、7、10和13点(见图2)即沿膜片内圆各测点的周向应力随偏斜角 φ 的变化曲线。

图6为第3、6、9、12和15点即沿膜片外圆各点的周向应力与偏斜角的关系曲线, 同时示出第25、26和27三点的周向应力随偏斜角 φ 变化规律。

图7为膜片组偏斜角 $\varphi = 0.336^\circ$ 时, 膜片上第1~15各点应力沿径向的变化规律。其中, 例如13., 13, 分别代表第13点的径向和周向应力。

图8示出该膜片组的偏斜弯曲弹性率与偏斜角 φ 的关系曲线。

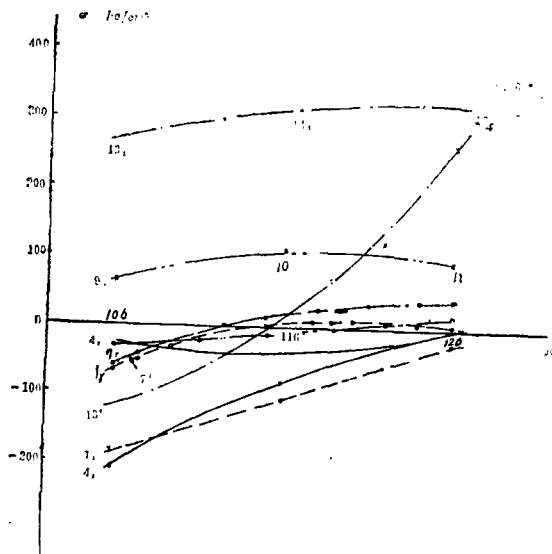


图7 第1~15点应力沿径向分布

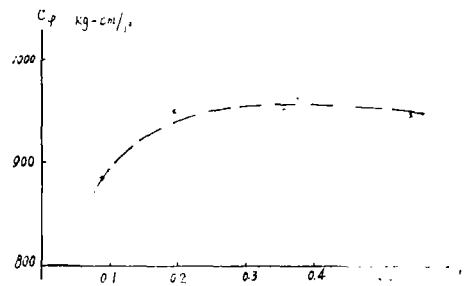


图8 膜片组偏斜弯曲弹性率

II 轴向变形

膜片组件在轴向力作用下(例如,轴的轴向串动,或轴受热膨胀时伸长)会产生轴向弯曲变形。在本试验中,在钢质法码及上法兰重量的作用下,膜片产生轴向弯曲变形。试验结果示于图9,10和11,图9为第1,4,7和10各点应力值与轴向变形量 W 的关系曲线。实测轴向变形

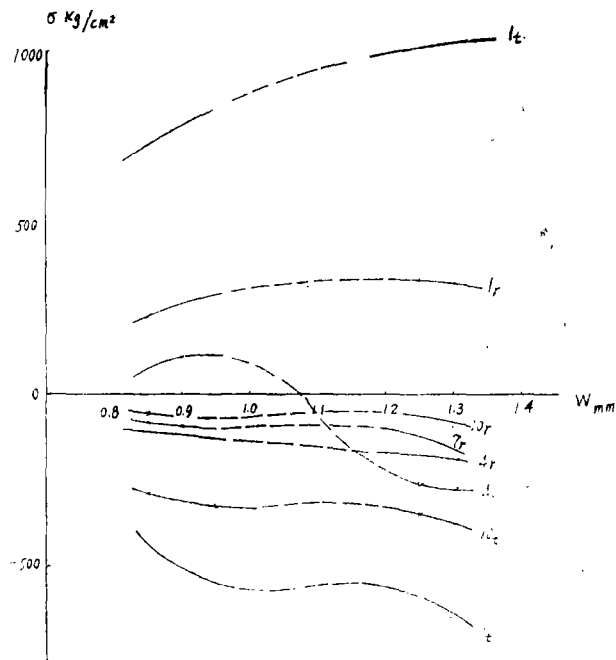


图9 第1,4,7和10点轴向弯曲应力

量分别为0.85, 0.9, 1.25和1.32毫米。图中在这些点附近应力值以实线连接,而中间部分

以虚线相连, 仅表示其变化趋势。

图10示出轴向变形量为0.9时, 膜片上第1~15各测点的周向应力的分布规律。图中横坐标轴上所标角度为图2中第1~15各测点所处位置。

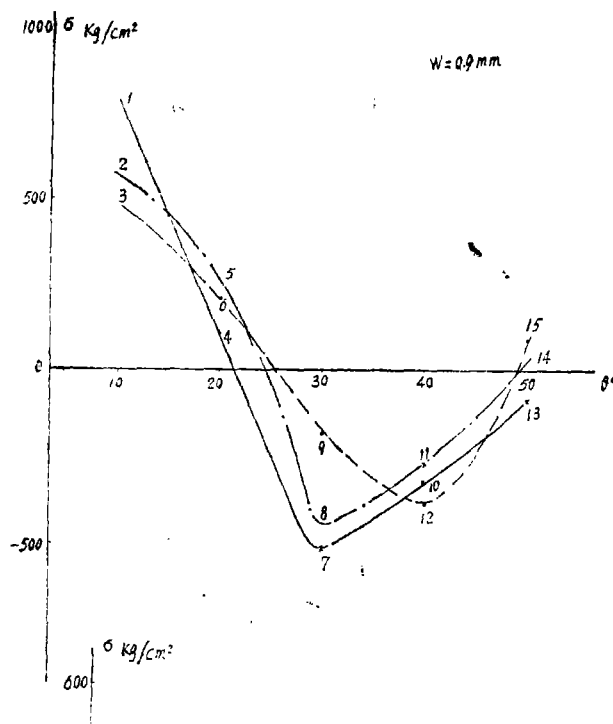


图10 第1~15点轴向弯曲应力

Ⅲ 离心应力试验

这里所说的膜片组离心应力试验是在联轴节轴线平直情况下, 即膜片不偏斜时, 在联轴节旋转时膜片的应力测量。图12和13是在转速 $n=2000, 2500, 3000$ 转/分下得到的离心应力曲线。图12为膜片第1, 4, 7, 10和13各点周向应力随转速变化的曲线。横座标 θ 角即沿周向布置的第1, 4, 7, 10和13各测点膜片上所处位置。图13为第13, 14和15点应力, 表示沿膜片径向的应力变化规律。

Ⅳ 不对中试验

在做叠片联轴节不对中试验时, 将图4试验台的前支架下降3毫米, 则膜片组件偏斜弯曲角度为 0.21° 。这样, 在试件

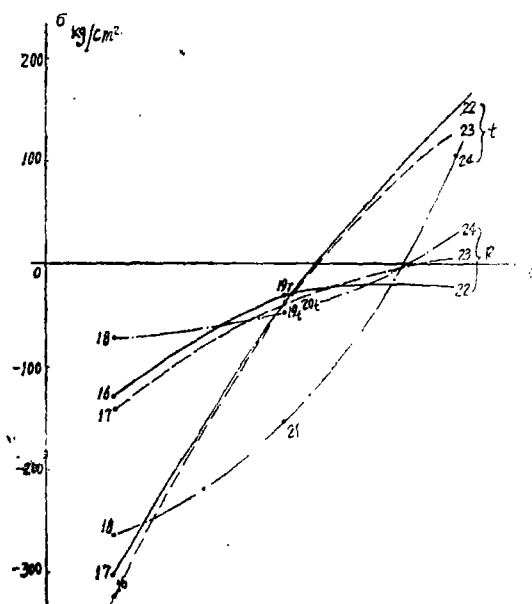


图11 第16~24点轴向弯曲应力

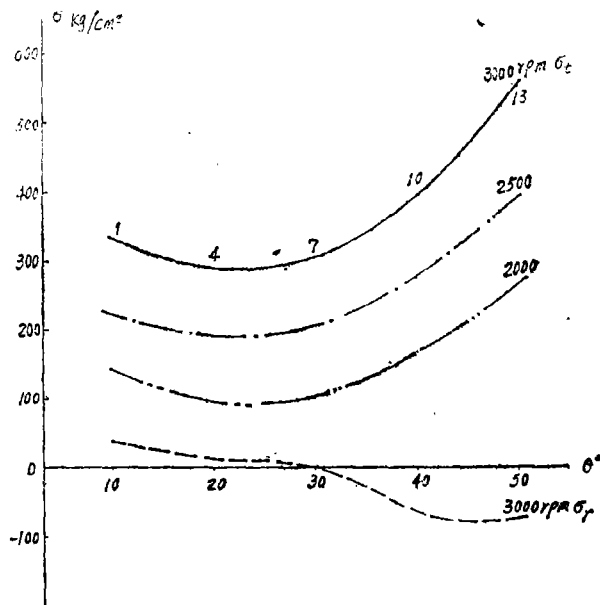


图12 第1,4,7,10和13点离心应力

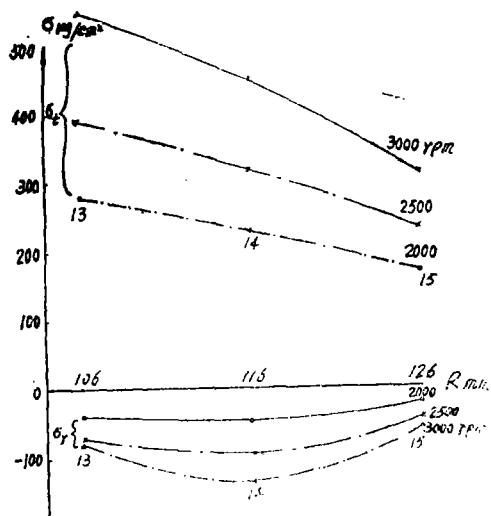
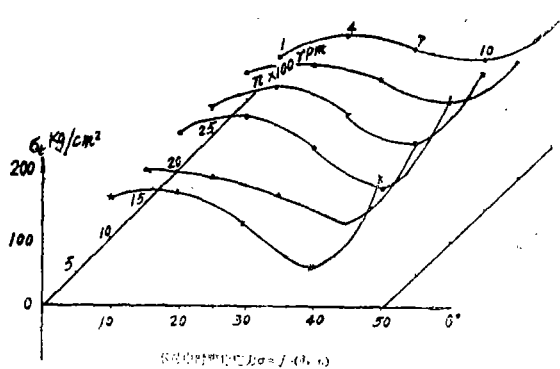
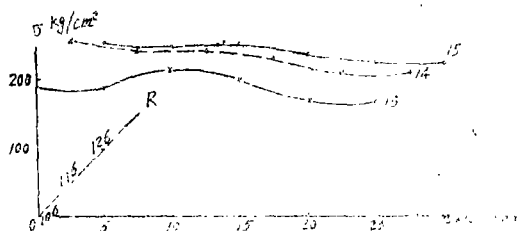


图13 第13~15点离心应力沿径向分布

旋转时,膜片即承受离心力,同时又承受使膜片偏斜弯曲的力矩。实测应力为膜片承受这二种力或力矩的作用产生的应力的合成值。图14示出叠片联轴节在不对中试验时,膜片上第1,4,7,10和13各点的周向应力与转速间的关系。图15为第13,14和15三点即沿膜片径向分布的周向应力与转速间的关系曲线。

图14 不对中试验第1,4,7,10和13点
应力 $\sigma_t = f(\theta, n)$ 图15 不对中试验第13,14,15点 $\sigma = f(n, R)$

五、分析和讨论

I 关于试验结果

由图5可知,随着膜片组件偏斜角 φ 的增大,所测各点的周向应力逐渐增大。第1,4,7点应力为负值,第10和13点的应力为正值。也就是说,在本试验件安装条件下,第10和13点膜片受拉,而第1,4,7三点受压,它符合膜片在偏斜弯曲时的变形规律。实际上,这取决于膜片组件左法兰螺栓固定位置和右法兰加载位置和方向,如变换加载点或方向,上图应力的正负也会发生变化。图6中第9,12,15点受拉,第3点受压,随着偏斜角 φ 的增大,在受力过程中第6点由受压而变为受拉。在图7上,在同一偏斜角 $\varphi = 0.369^\circ$ 情况下,第13,14和15点的径向应力沿径向分布却由受压变成受拉。第1,2,3点的径向应力沿径向变化亦如此,只是数值上不如前者大。这说明膜片偏斜弯曲时,在受力过程中膜片沿径向并不是平直的,也不是单一方向变形,有可能存在变形拐点。

在图9中即在膜片组件轴向变形时,第4点的周向应力也有类似情况,随 W 增大应力由正变负,即由受拉变为受压,与其他测点的情况不尽一致。这与膜片组件在试验中的安装情况有关,即安装后此被测膜片已有变形。如无变形,该膜片本应在整个受力过程中被测点均处于受压状态。但因膜片已有弯曲,并不平直,开始变形时表现为受拉,当作用力增大(变形加大)时,而表现为受压的。

图10中示出第1~15点在轴向变形 $W = 0.9$ 毫米时,膜片上的应力分布情况。显然,其应力变化附合规律。最大应力点处于膜片两螺孔间靠近螺孔部份。如图中第1点及第2,3点。

如前所述,在动态试验中,当轴线平直即对中良好膜片不偏斜时,可测得膜片的离心应力。由图12可知,随着转速升高,周向应力 σ_t 有规律地增大。图13中第13,14和15点的应力沿径向分布也符合一般旋转件的应力变化规律,即 $\sigma_{t13} > \sigma_{t14} > \sigma_{t15}$ 。

图15所示轴线不对中情况下,膜片应力随转速升高,变化不明显。由于这时所测应力值是膜片偏斜弯曲应力与离心应力的合成应力值,所以在转速升高时,因离心力的作用,膜片有被“矫直”的趋向,也就减小了弯曲应力成份。尽管转速增大,离心应力成份加大,但两者合成应力值随转速的变化并不明显。

II 与理论计算的比较

1. 膜片弯曲应力

根据文献[3],对本试验所用叠片联轴节

$z = 20$, $b = 3.0$ 厘米, $h = 0.038$ 厘米, $d_1 = 3.0$ 厘米, $R = 13.5$ 厘米, $f = 0.1$ 厘米,

$K = 3$, $\varphi_0 = 0.869$;

则, $F(u) = 2, 3$,

当偏斜角 $\varphi = 0.5^\circ$ 时,偏斜弯曲应力

$$\sigma_\varphi = 3 E h \psi / R \varphi_0^2 = 205 \text{ 公斤/厘米}^2$$

由图5,6可知,其平均为210公斤/厘米²。但最大弯曲应力为400公斤/厘米²。因此可以

认为,本试验结果与理论计算基本是一致的。但[3]给出的理论计算并非应力最大值,可供设计时参考。设计时做估算足可说明问题。

2. 离心应力

根据文献[2],对本文试验件,当 $n=3000$ 转/分,膜片离心应力(周向)为

$$\sigma_r = \frac{r(3+\mu)\omega^2}{8g} \left[b^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r^2 + a^2 \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \right]$$

$$= 120 \text{ 公斤/厘米}^2$$

而试验结果是300~500公斤/厘米²(见图12)。说明按[2]给出的计算公式计算的 σ_r 大大小于实测值。因此不应以上列公式为唯一的设计依据。因为该公式中未计及实际结构在试验中出现的附加弯矩的影响

3. 弹性率计算

按[3]给出的公式,膜片组轴向弹性率

$$C_f = 2.15 \frac{E b h^3 z K}{(\varphi_0 R)^3} F(u) = 90.77 \text{ 公斤/厘米}$$

而实测值 $C_f = 100$ 公斤/厘米。两者是相近的,上列公式可做为设计之用。

但膜片组偏斜弯曲弹性率,按[3]公式

$$C_\varphi = 1.15 \frac{E b h^3 z K}{R \varphi_0^3} = 67 \text{ 公斤—厘米/度}$$

而实测值却是870~910公斤—厘米/度。两者相差甚大。笔者认为,需进一步试验,深入探讨。

III 试验结果的误差

本试验是采用常温应变片进行应力测量,动态测试中使用水银集流环作为“动静信号”的转换器,再将信号引到动态应变仪。大量实验表明,整个测试系统所引起的误差在10%以内,测量结果是可信的。

六、结 束 语

如上所述,本文给出了叠片联轴节单个膜片组件的静态偏斜弯曲和轴向弯曲应力及弹性率的试验结果,进而给出了动态试验结果。表明,所做试验结果可靠,叠片联轴节工作性能良好。本文所提供的试验数据可供设计时参考。值得指出的是,该型联轴节的疲劳寿命是一个应该注意的问题。至于联轴节系统的研究如多支承轴系(带联轴节)的临界速度等问题将另文介绍。

参加试验工作的还有林文福、王昭甫、洪成文工程师。

参 考 文 献

- [1] 毕成武 金介荣 膜盘联轴节的设计 中国造船工程学会1980年度学术年会论文
- [2] 王昭甫 叠层膜片式挠性联轴节设计 舰船科学技术 1985, No2.
- [3] 毕成武 膜片叠层联轴节的强度和振动分析 国外舰船技术 1981, No6.

POWER TRANSMISSION DEVICES

7. Experimental study of laminated diaphragm couplings

.....*Bi Chengwu* (37)

Synopsis

After discussing design essentials of a laminated diaphragm coupling, the paper gives a description of the relevant test equipment and methods, as well as the static and dynamic stress test results of the diaphragm assemblies with results being analyzed and discussed.

8. The leading-edge-groove tilting pad thrust bearing, recent developments

.....*Translated by Jing Haiyan* (47)

MANUFACTURING TECHNOLOGY

9. The manufacture of marine gas turbine split casings

.....*Yang Chunlin* (57)

Synopsis

The manufacture of marine gas turbines differs from that of aviation ones in many respects. The author has solved a series of special problems encountered during the manufacture of marine gas turbines by using various methods, the manufacture of split casings being one of the problems. This paper gives some experiences and views the author has gained in the manufacture of marine gas turbine split casings.