

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.08.008

n型结构膜盘联轴器型面设计与有限元分析

李 波, 卢 波*, 刘翠平

(浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要:针对膜盘联轴器型面设计和型面在不同类型载荷下的应力分布等问题,将有限元分析技术应用到膜盘联轴器设计中。提出了一种以n型结构连接的双膜盘结构膜盘联轴器。根据等强度近似理论设计了膜盘型面,分别建立了分析膜盘联轴器应力的轴对称和循环对称两种简化有限元模型,给出了作用在该二者模型上的边界条件和初始条件,并采用ANSYS有限元分析软件对两种模型进行了分析,得出了膜盘型面的轴向刚度特性和其在不同工况下的应力计算结果,并分析了扭矩、离心力和不对中载荷对其的不同影响。研究表明,在大扭矩、高速、小轴向偏转和小角向偏转的场合,n型结构连接的双膜盘联轴器型面采用双曲线设计是一种理想的方式。

关键词:膜盘联轴器;双膜盘;ANSYS有限元;应力分析

中图分类号:TH122;TH133.4

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)08-0955-05

Molding surface design and finite element analysis of n-shape membranous discs structure on diaphragm coupling

LI Bo, LU Bo, LIU Cui-ping

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the problems of surface design of diaphragm coupling and its stress distribution under different types of loads, finite element analysis technique was applied to the design of diaphragm coupling, the n-shape double membrane disc structure was investigated. The surface was designed according to equal strength approximation theory, two simplified finite element model of axial symmetry and cyclic symmetry was built for stress analysis of diaphragm coupling. Based on given boundary conditions and initial conditions, the axial stiffness characteristic and its stress under different conditions were established. The different influence of torque, centrifugal force and misalignment load were calculated. The experimental results show that on the occasion of large torque, high speed, small axial deflection and small angle deflection, the hyperbolic design of n-shape double membrane disc structure is an ideal way.

Key words: diaphragm coupling; two membranous disc structure; ANSYS finite element; stress analysis

0 引 言

膜盘联轴器是一种通过极薄的特殊曲线型面的挠性膜盘为弹性元件来传递主、从动机件扭矩并能补偿两轴线间不对中的新型挠性联接装置^[1],其传统结构通过螺栓法兰连接膜盘和中间轴来传递扭矩^[2]。此种联轴器能满足大型轴系高速、高功率、高精度,以及

无需润滑、使用寿命长等要求,被广泛应用于航空和船舶工业,是当今用于高速大功率传动系统中具有先进性的产品之一^[3]。

膜盘联轴器的关键件膜盘,其不仅要承受高速旋转的离心力、传递的扭矩,而且要有良好的不对中位移补偿性能,即要求膜盘既要扭转刚度大,又要在保证不失稳的前提下,具有足够大的柔度^[4]。因此,选择合适的

收稿日期:2016-03-24

作者简介:李 波(1990-),男,浙江台州人,主要从事机械设计及理论方面的研究. E-mail:libozjut@126.com

通信联系人:卢 波,男,副教授. E-mail:luboemail@163.com

膜盘型面形式使应力分布均匀、极值降低以最终提升其工作性能和使用寿命是膜盘联轴器设计的关键^[5]。

邱兆国等在文献[6]中分析单膜盘联轴器受扭矩载荷下的应力情况,并根据盘面变形特点推导膜盘的最薄厚度;肖根升等在文献[7]中通过样条曲线拟合处膜盘的复杂型面;岳彭等人^[8]通过对比研究了等厚型面、锥形型面、双曲线型面膜盘的性能,指出不同型面膜盘的优劣与适用范围。但均未提及膜盘型面的具体组成形式。

本研究提出一种 n 型结构的型面整体连接方式,以减轻联轴器的重量,并针对该 n 型双膜盘结构,给出其在扭矩作用下的近似等强度曲线,根据设计要求给出具体的型面组成部分,并对其在高扭矩、高转速和不对中载荷下进行有限元分析,确定不同载荷对其的影响,确定危险应力位置与大小,推导得出膜盘型面的较理想形式,为膜盘联轴器设计生产提供理论支持。

1 膜盘型面等强度的近似理论

假想在膜盘盘片上距离为 r 处截开,并假定切应力沿盘面厚度均匀分布,膜盘盘片示意图如图 1 所示。

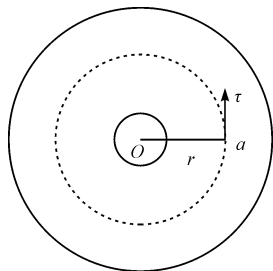


图 1 膜盘盘片示意图

扭矩公式如下:

$$T = \int_0^{2\pi} r\tau t r d\varphi, t = \frac{T}{2\pi\tau r^2} \quad (1)$$

式中: T — 扭矩, t — a 点盘片的厚度, r — oa 的距离, τ — a 点切应力。

从理论结果来看,仅受扭矩的作用下,假定切应力 τ 为定值,厚度 t 和 r^2 成反比,即其函数形式为双曲线形式^[9]:

$$t = \frac{T}{2\pi\tau r^2} \quad (2)$$

2 n 型结构连接的型面结构与尺寸

影响膜盘性能的关键参数有:

- (1) 型面最薄厚度 t_a ;
- (2) 型面比 $R = b/a$ (其中: $a \sim b$ 区间内为双曲线型面, a, b — 极限点);
- (3) 型面最薄厚度所在半径 a ;

(4) 过渡段长度系数 $L = A/a$ (其中: A — 过渡圆弧外半径); $L = a + l$ (其中: l — 过渡圆弧长度, mm)。

前两者要越小越好,后两者要越大越好,即柔度大,应力水平才会低,但最薄厚度和型面比 R 不可能很小,过渡圆弧也不可能很长,它受膜盘工作失稳、膜盘起皱的制约,此外型面比还受结构上的约束,也无法过小。通过在圆弧外加一斜面便于退刀,因此型面由 5 部分组成;两段转接圆弧、过渡圆弧、双曲线段和退刀斜面构成一复合型面。

n 型连接双膜盘结构示意图如图 2 所示。

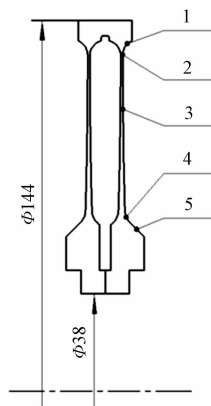


图 2 n 型连接双膜盘结构示意图 (mm)

- 1— 转接圆弧; 2— 过渡圆弧; 3— 双曲线型面;
4— 转接圆弧; 5— 退刀斜面

膜盘型面最薄厚度 t_a 为 0.4 mm, 最薄处半径 a 为 64 mm, 转接圆弧半径为 3 mm, 过渡圆弧半径为 200 mm。

3 有限元分析

3.1 技术参数

膜盘联轴器工作参数如表 1 所示。

表 1 膜盘联轴器工作参数

最高转速 ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	最大扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	轴向偏转/ m	角向偏转/ ($^\circ$)
24 000	3 330	0.000 5	0.25

材料为美国航天材料 AMS-6 265, 其力学性能参数如表 2 所示。

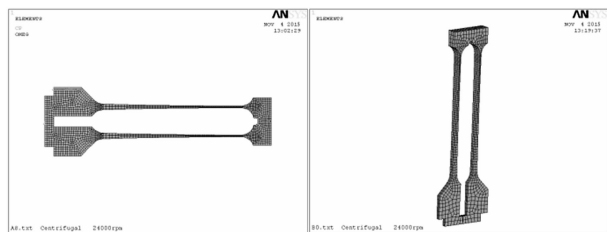
表 2 膜盘材料力学性能参数

弹性模量/ MPa	拉伸强度/ MPa	屈服强度/ MPa	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
1.843×10^5	1 758	1 724	7.86×10^3

3.2 有限元模型

基于“轴对称、薄圆盘、小扭曲”的假定,并认为膜盘轮缘和轮毂较厚,盘的型面部分与轮缘、轮毂为一体,且膜盘型面厚度为沿半径变化的双曲线方程,本研究分别采用轴对称计算模型和循环对称计算模型进行

有限元仿真计算,相互验证,以得出较为准确的计算结果。两种计算模型如图3所示。



(a) 轴对称 (b) 循环对称

图3 两种计算模型

3.3 膜盘轴向刚度

本研究采用非线性大位移计算方法,计算轴向位移和轴向反力、轴向刚度的关系,得出结果如表3所示。

表3 膜盘轴向偏转位移与轴向反力之间关系

位移 x/mm	轴向反力 F/N	轴向刚度 $K/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
0.1	33.11	331.13
0.2	66.44	332.22
0.3	100.18	333.94
0.4	134.54	336.35
0.5	169.69	339.38
0.6	205.83	343.05
0.7	243.16	347.37
0.8	281.86	352.33
0.9	322.11	357.90
1.0	364.10	364.10
1.5	606.44	404.29
2.0	918.34	459.17
2.5	1 319.54	527.82
3.0	1 827.900 0	609.300

根据表3得出膜盘轴向偏转位移与轴向反力、刚度关系,如图4所示。

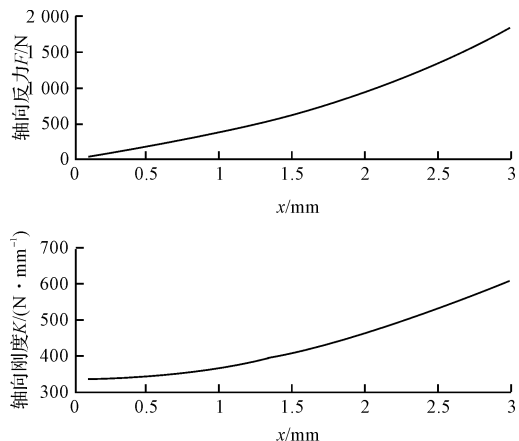


图4 膜盘轴向偏转位移与刚度曲线

从图4中可以看出,在膜盘内毂轮的轴向偏移不大(0.1 mm~0.5 mm内)的时候,轴向偏转位移和轴

向反力是接近线性关系,也即膜盘轴向刚度基本不变。当偏移超过0.5 mm后,轴向偏移和轴向反力呈非线性变化,轴向刚度越来越大,表现为硬刚度特性^[10]。

3.4 不同载荷下的应力分布情况

3.4.1 离心力载荷下的应力

本研究欲计算在转速24 000 r/min离心载荷下的应力分布,首先将所有节点的位移以及内孔完全固定,然后施加惯性载荷即转动角速度,根据已知转速为24 000 r/min,把它转化成角速度,此时膜盘所受的外载荷只有绕y轴的角速度,最后有限元分析结果如图5所示。

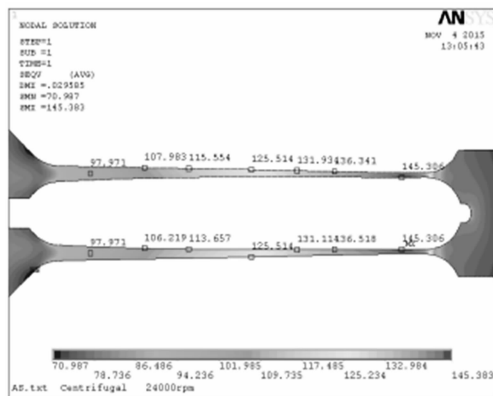


图5 离心载荷下 Mises 应力

由图5可知,在离心载荷下,膜盘最大应力发生在膜盘型面双曲线与过渡圆弧段,即膜盘型面最薄处,其大小在145 MPa左右。这与实际情况相吻合,这也是在型面最薄处加上一段过渡圆弧的原因,这样不仅改善了应力集中,而且也加大了膜盘的柔度,使应力水平大为下降。

3.4.2 扭矩载荷下的应力

在3 330 N·m扭矩载荷下,膜盘应力分布图如图6所示。

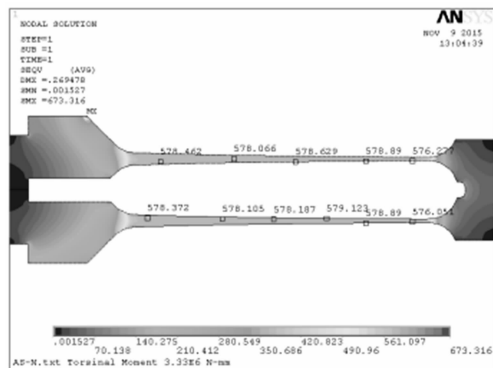


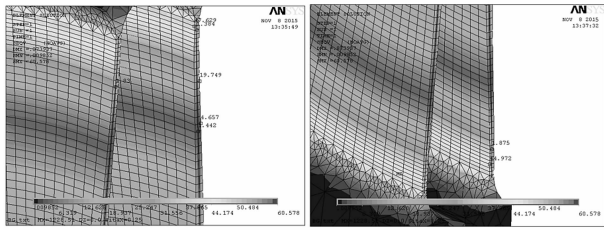
图6 纯扭矩载荷下 Mises 应力

由图6可知,在纯扭矩载荷下,沿半径方向的 Mises应力,在膜盘双曲线型面部分分布均匀,均为580 MPa左右,这验证了上述等强度近似理论的合理性。

3.4.3 不对中载荷下的应力

膜盘内环偏转角度0.25°时的上部单元与下部单

元的应力分布情况如图 7 所示。



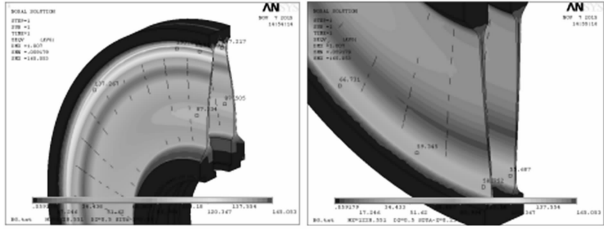
(a) 上部单元

(b) 下部单元

图 7 单独内环偏转角度在载荷下的 Mises 应力

从图 7 中看,与扭矩与离心力载荷下的应力相比,膜盘单独在角不对中载荷时所受应力很小,最大应力仅为 50 MPa 左右。

由图 7 分析可知,膜盘在受单位角向偏转载荷时所受应力很小,但膜盘在内环偏转角度 0.25° 与轴向偏转位移 0.5 MPa 共同作用下的应力分布却不相同,其上、中、下各部的应力分布情况如图 8 所示。



(a) 上部

(b) 下部

图 8 内环偏转角度与轴向偏转位移共同作用下的 Mises 应力

从图 8 中可知,由于内环角度偏转,即弯矩和轴向偏转位移的共同作用,膜盘上部应力为 160 MPa,下部应力为 58 MPa,而且主要是受弯曲应力。

3.4.4 综合载荷下的应力

(1)在转速 24 000 r/min、扭矩 3 330 N·m、内环轴向偏转位移 0.5 mm 共同作用下的应力分布情况如图 9 所示。

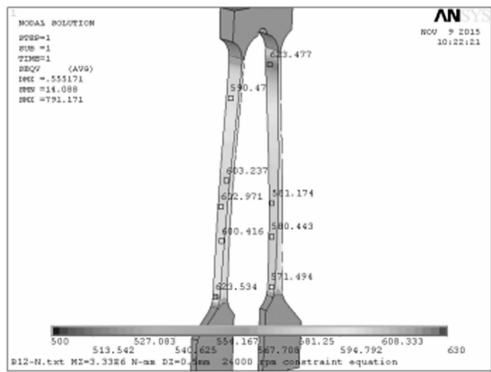


图 9 离心力、扭矩和轴向偏转位移共同作用下的 Mises 应力

从图 9 看到,膜盘部分最大应力达 620 MPa。由于该应力为 3 种载荷组合后的应力,从前面单独加载时的应力情况看,扭矩载荷是起主要作用。当然这是最大扭矩,对于在额定扭矩状态下膜盘会有相当大的

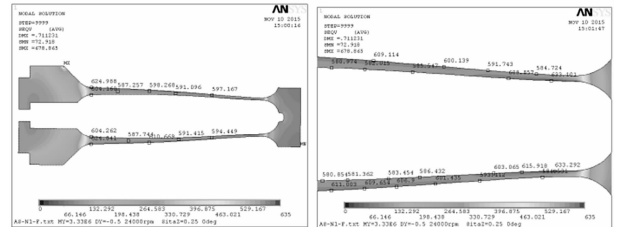
强度储备量。

(2)在转速 24 000 r/min、扭矩 3 330 N·m、膜盘内环轴向偏转位移 0.5 mm 及膜盘内环偏转角 0.25° 共同作用下,其内环端点 4 个节点的位移如表 4 所示。

表 4 膜盘内环端点 4 个节点位移(单位:mm)

节点	U_x	U_y	U_z	
上部	1 722	1.4×10^{-2}	-6.0×10^{-1}	1.6×10^{-1}
	1 730	-1.1×10^{-2}	-6.0×10^{-1}	1.6×10^{-1}
	3 206	1.4×10^{-2}	1.6×10^{-3}	2.6×10^{-3}
	3 214	1.4×10^{-2}	3.5×10^{-4}	2.2×10^{-3}
中部	1 722	1.4×10^{-2}	-5.0×10^{-1}	1.6×10^{-1}
	1 730	1.4×10^{-2}	-5.0×10^{-1}	1.9×10^{-1}
	3 206	1.4×10^{-2}	1.6×10^{-3}	2.6×10^{-3}
	3 214	1.4×10^{-2}	3.2×10^{-4}	2.2×10^{-3}
下部	1 722	1.4×10^{-2}	-4.0×10^{-1}	1.6×10^{-1}
	1 730	3.9×10^{-2}	-4.0×10^{-1}	1.6×10^{-1}
	3 206	1.4×10^{-2}	1.5×10^{-3}	2.6×10^{-3}
	3 214	1.4×10^{-2}	2.8×10^{-4}	2.2×10^{-3}

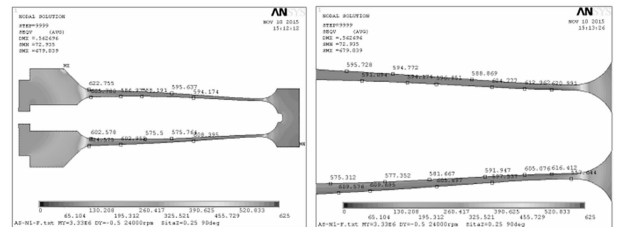
膜盘应力分布情况如图 10~12 所示。



(a) Mises应力

(b) Mises应力(局部)

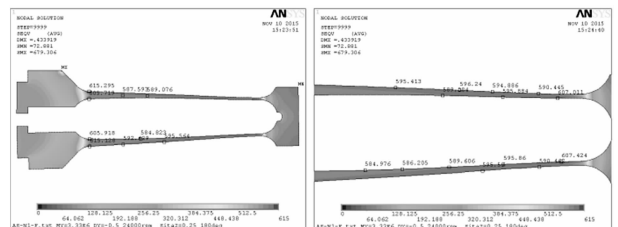
图 10 上部截面处应力



(a) Mises应力

(b) Mises应力(局部)

图 11 中部截面处应力



(a) Mises应力

(b) Mises应力(局部)

图 12 下部截面处应力

由图 12 所示,膜盘上部截面的最大应力为 633 MPa;中部截面的最大应力为 621 MPa,与离心力+扭矩+轴向偏转位移的情况相当;下部截面处的最大应力为 607 MPa。所以可知综合载荷状态下内环

偏转引起的应力比单独作用时要小。

4 应力分析结果

4.1 静态分析结果

(1)由上述计算结果可知,膜盘联轴器在额定轴向偏转位移偏差的工作情况下,其轴向刚度为线性刚度。

(2)通过分析,得出膜盘联轴器在高扭矩,高转速及承受轴向与角向不对中载荷的工作状态下,扭矩产生的应力最大,扭矩载荷对膜盘应力情况起主要作用。

(3)膜盘在3种载荷共同作用下的位移与应力具有不对称性,虽然不对中载荷引起的应力较小,但随着膜盘的高速旋转,该应力将表现为不断交替变化的交变应力,导致膜盘的疲劳破坏,所以为延长膜盘联轴器的使用寿命,在膜盘联轴器的设计与生产组装过程中,不对中载荷引起的疲劳破坏是一个重要的考虑因素,应该尽量减少轴向偏转位移与角向偏转^[11]。

4.2 危险应力分析结果

各最大应力数值及位置如表5所示。

表5 危险应力点数值与位置

应力	工况			
	离心力	扭矩	不对中	综合
数值/MPa	145	580	160	630
位置	最薄处	整个型面	最薄处	最薄处

通过表5分析可知,膜盘最大应力发生在膜盘型面厚度最薄处,与实际生产中膜盘所见断裂失效破坏位置相吻合。但这与膜盘最薄厚度越小即柔度越大的设计要求相矛盾^[12],也是限制膜盘厚度不能过小的主要原因。所以在设计时,要兼顾膜盘的柔度和危险应力两个重要因素。

5 结束语

膜盘型面的设计过程就是根据其工况选择理想型面函数和组成部分和过程,本研究提出的以等强度近似理论方法设计膜盘型面,并设计一种n型结构连接,通过综合分析各种载荷构成对膜盘应力分布带来的影响,得出最大应力的位置由轮毂向轮缘移动,膜盘危险应力所在的膜盘厚度最薄处是膜盘设计的关键因素,比较类似尺寸的德国、日本等公司的联轴器,给出了直径为144 mm规格的n型连接膜盘联轴器最薄厚度约

为0.4 mm较为合理^[13]。本研究结合文献[5]中不同型面膜盘特性的分析,验证了在大扭矩、高速、小轴向偏转和小角向偏转的场合,n型结构连接的双膜盘联轴器型面采用双曲线设计是一种理想的方式。由该法可以定量地计算出膜盘型面的应力分布,该结论可用于指导膜盘联轴器型面与结构改型设计。

本研究所作分析仅为联轴器关键部件膜盘处,未将次要中间轴纳入分析之内,在今后的研究中,笔者将考虑分析中间轴相关参数对联轴器整体的影响,以期达到更好的效果与理论价值。

参考文献(References):

- [1] 王梦熊. 几种新一代联轴器[J]. 机械制造, 1993, 30(5): 7-9.
- [2] 刘尊卿. 金属盘片挠性联轴器的应用[J]. 中国设备工程, 1993, 9(2): 37-38.
- [3] 航空发动机设计手册编委会. 航空发动机设计手册第12册传动及润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
- [4] KAZEMKAZEROUNIAN L D. Design improvement of the mechanical coupling diaphragms for aerospace applications # [J]. *Mechanics Based Design of Structures & Machines*, 2007, 35(4): 467-479.
- [5] 李琳, 范雨. 基于疲劳寿命理论的膜盘联轴器型面设计[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36(12): 1480-1484.
- [6] 邱兆国, 张凤鹏, 白景辉. 弹性膜盘联轴器盘面曲线的设计与有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2010(7): 32-33.
- [7] 肖根升, 丁文强, 尹美. 某直升机传动系统动力轴膜盘型面设计[C]//中国航空学会第十二届机械动力传输学术研讨会暨湖南省航空学会机械动力传输学术年会. 长沙: [出版者不详], 2005: 288-293.
- [8] 岳彭, 赵宇, 刘欣欣. 不同型面膜盘特性分析[J]. 舰船科学技术, 2013, 35(12): 83-87.
- [9] 毕成武. 膜盘联轴节的设计[J]. 舰船科学技术, 1980, 2(3): 27-40.
- [10] 陈文聘, 马永明. 膜盘联轴器轴向刚度性能分析[J]. 船舶工程, 2010, 32(1): 33-36.
- [11] GANESAN S, PADMANABHAN C. Modeling of parametric excitation of a flexible coupling-rotor system due to misalignment[J]. *ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210)*, 2011, 225(12): 2907-2918.
- [12] 王心丰, 方鸿慧. 挠性膜片联轴器优化设计[J]. 热能动力工程, 1994, 9(3): 618-623.
- [13] 张浩民, 周新光, 王健平. 金属圆环形膜片联轴器静态应力的计算[J]. 机械研究与应用, 2006, 20(3): 79-80.

[编辑: 李辉]

本文引用格式:

李波, 卢波, 刘翠平. n型结构膜盘联轴器型面设计与有限元分析[J]. 机电工程, 2016, 33(8): 955-959.

LI Bo, LU Bo, LIU Cui-ping. Molding surface design and finite element analysis of n-shape membranous discs structure on diaphragm coupling[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2016, 33(8): 955-959.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>