

石油、石油化工和气体工业专用的联轴器

美国石油学会标准 API 671

第 4 版 2007 年 8 月

ISO 10441:2007 (等效), 石油、石化和天然气工业特殊应用
机械动力传递挠性联轴器



翻译: 林 南 沈阳申克动力机械有限公司

校审: 熊欲均 沈鼓集团

特别注释

API 出版物一贯致力于普遍性的问题。至于个别情况，地方的、州的和联邦法律法规，应进行从新评审。

API 和 API 成员、分包商、咨询公司、委员会或其它代理人对于标准的准确性、完整性或标准所包含的任何有益的信息均不做明示或暗示的保证或表达。且对于使用标准、使用标准的结果以及本出版物所披露的信息和程序均不承担责任和义务。API 和 API 成员、分包商、咨询公司、委员会或其它代理人均表示使用本出版物不可以侵犯私人权利。

任何想使用 API 出版物的人均可以使用。美国石油学会努力确保出版物中数据的准确性和可靠性。然而，美国石油学会对本出版物不作任何表述、保证或担保，特此明确对使用本出版物引起的损失或损害以及本出版物可能会与当局的管理权有矛盾，均不承担责任和义务。

API 出版物的出版发行应用于广泛验证、完整的工程和操作规程。这些出版物不是为了回应用来判定在何时何地满足完整工程的要求。

API 出版物的出版发行不会以任何方式阻止任何人使用其它规程。

制造商标记符合 API 标准的标记要求的设备和材料应对此标准的适用性负责。API 不表述、担保、保证此类产品符合适用的 API 标准。

版权保留。未经出版商的事先书面同意，本文件的任何部分均不可复制、存贮在检索系统中，或以电子、机械、照相复制、记录或其它方式等任何方式传送。

地址：1220L Street, N. W. , Washington, D. C. 20005

目 录

API 前言	-----	ii
前言	-----	v
简介	-----	vi
1.0 适用范围	-----	1
2.0 引用标准	-----	2
3.0 术语和定义	-----	3
4.0 法规要求	-----	11
5.0 联轴器选择	-----	11
6.0 联轴器设计	-----	13
7.0 联轴器额定值	-----	17
8.0 联轴器技术要求	-----	18
8.1 金属挠性元件联轴器	-----	18
8.2 机加工	-----	19
8.3 隔套	-----	20
8.4 轴毂型式	-----	20
8.5 整体轴法兰	-----	20
8.6 轴毂	-----	21
8.7 当量盘（空载接头）	-----	23
8.8 当量接手	-----	23
8.9 零件的配合允差和潜在不平衡量的计算	-----	24
8.10 紧固件（包括螺柱）	-----	25
8.11 电气绝	-----	26
8.12 动力学	-----	26
9.0 平衡	-----	27
9.1 概述	-----	27

9.2	平衡方法	28
9.3	平衡准则	31
9.4	平衡修正孔	35
10.0	材料	36
11.0	附件	36
12.0	制造质量、检验、试验和装运准备	38
12.1	制造质量	38
12.2	检验与试验	38
12.3	检验	39
12.4	试验	40
12.5	装运准备	40
13.0	卖方资料	41
13.1	概述	41
13.2	报价书和合同资料	41
附录 A (标准的)	扭转阻尼联轴器与弹性联轴器	41
附录 B (标准的)	齿式联轴器	42
附录 C (标准的)	套筒轴式联轴器	36
附录 D (资料性的)	金属挠性元件联轴器的系数	37
附录 E (资料性的)	确定潜在不平衡的示例	39
附录 F (资料性的)	不对中的示例	43
附录 G (资料性的)	联轴器的锥度	44
附录 H (标准的)	联轴器的护罩	45
附录 I (资料性的)	残余不平衡量校核的方法步骤	47
附录 J (资料性的)	联轴器数据表	51

API 前言

对于制造、销售或使用其它方法、设备或产品涉及到专利特许证，任何 API 出版物均未包含含蓄的或正式的内容进行授权，出版物也没有任何内容授权任何人违背专利特许证。

本文件是按 API 标准化规程编制的，给相应的委员发出通知并使其参与编制过程，最后，称之为 API 标准。对本出版物内容的翻译或注释，以及本出版物产生所依据的规程有疑义，可直接写信至秘书处：美国石油学会，1220L Street, N. W., Washington, 邮编：20005，请求复制或翻译本出版物的全部或部分内容亦应致函给秘书处。

通常，API 标准至少每五年要进行重新审查、修订、再版或撤消。审查周期中，可以有一个最多 2 年的延长期。出版物的具体信息确认，可与 API 标准部联系，电话：(202) 682-8000。API 秘书处每年出版 API 出版物目录和资料，更新信息每季出版一次，地址：1220L Street, N. W., Washington, 邮编：20005。

对本标准有何修订建议，请寄至标准部，API，1220L Street, N. W., Washington, 邮编：20005，邮箱：standards@api.org。

前 言

ISO(国际标准化组织)是世界范围国家标准成员的联盟 (ISO 成员体)。每项国际标准的制定工作通常由 ISO 技术委员会提出。对某个项目感兴趣的技术委员会的每位成员都有权利在该委员会中表达意见。政府的和非政府的国际组织和机构与 ISO 联系, 也可参与项目工作。ISO 与国际电工委员会 (IEC) 在电工技术标准化方面有着紧密的合作。

国际标准是依据 ISO/IEC 章程 (第 2 部分) 的规定来起草的。

技术委员会的主要工作是制定国际标准。被技术委员会采纳的国际标准草案, 送至成员团体进行投票。一项国际标准的出版需要至少 75%成员团体的投票赞成。

应注意到本文件的某些条款可能被专利权所限制。ISO 不会对识别任何部分或全部的专利权负责。

ISO/TC 67(石油、石油化工和天然气工业用材料、设备和海上结构技术委员会)和 ISO/TC 67/SC6 (工艺设备和系统技术分委员会) 共同起草了 ISO 10441。

ISO 10441 第二版 (ISO 10441: 1999) 替代了第一版, 并做了技术上的修订。

简介

本国际标准是根据 API671-1998 第 3 版编写的。API671 第 4 版同样是国际标准。

本国际标准的使用者应意识到在独立采用此标准时，可能会有更进一步或与之不同的要求。对于各个不同的应用，本国际标准允许卖方提供或买方接受替代的设备或工程解决方案。这就应该在何处有技术创新或改进的地方特别表示出来。当卖方提供替代产品时，卖方应该提供与本国际标准不同之处的细节资料。

本标国际标准要求**买方**规定某些细节和特征。

在条款或分条款前带有（●）的表示应由买方作出决定或由买方提供进一步的信息。这些信息应在数据表中指出来，或在**报价技术要求或合同**中阐明。典型的示例在附录 J 中。

石油、石油化工、天然气工业专用于传输机械功率的 挠性联轴器

1.0 适用范围

在石油、石油化工、天然气工业中，在两台机组的转动轴之间传输机械功率的特殊用途的联轴器，本国际标准规定了技术要求。这是典型的大型和/或高速机械。在使用中要求长周期连续运行，通常是没有备用机组的。原则要求装置连续运行。经协商，它可以用于其他用途。

本国际标准包含的联轴器设计可吸收轴的平行度（横向的）偏差，角向不对中，轴向位移，而没有不可以接受的负荷强加到它连接的机器上。它适用于齿式的、金属挠性元件的、套筒轴式的、和扭转弹性联轴器。扭转阻尼和弹性联轴器详见附录 A；齿式联轴器详见附录 B；套筒式联轴器详见附录 C。

本国际标准包括了特殊应用联轴器的设计、结构材料、制造质量、检验和试验。

本国际标准对具体应用的联轴器的型式选择准则不做规定。

本国际标准不适用于其他型式的联轴器，如离合器、液力偶合器、涡流式、刚性的、径向花键式、链条式和波纹管式联轴器。

2.0 引用标准

下列标准对于本标准的使用是不可缺少的。对于注明年份的标准，只能使用该版本。对于未注明年份的标准，其最新版本（包括任何修改单）适用本标准。

ISO 262 , ISO 一般用途的公制螺纹--螺钉、螺栓、螺母选用的规格
ISO 282-2, ISO 限定与适合的系统-第 2 部分--孔与轴的标准公差等级
与偏差的表

ISO 2491, 薄的平行键和键槽 (单位: mm)

ANSI Y14.2M, 线条的规定与字母

ANSI/AGMA 9000 挠性联轴器-潜在的不平衡等级

ANSI/AGMA 9002 挠性联轴器镗孔与键槽 (英制)

ANSI/AGMA 9003 挠性联轴器-无键连接

ANSI/AGMA 9004 挠性联轴器质量弹性与其他特性 (英制)

ANSI/AGMA 9104 挠性联轴器质量弹性与其他特性 (公制)

ANSI/AGMA 9112 挠性联轴器镗孔与键槽 (公制)

ANSI/ASME B1.1 标准英制螺纹-UN 与 UNR 螺纹形式

DIN 7190 过盈配合-计算与设计准则

- (1) ANSI: 美国国家标准学会 25 West 43rd Street, 4th Floor, New York, NY 10036, USA
- (2) AGMA: 美国齿轮制造商协会 500 Montgomery Street, Suite 350 Alexandria, VA 22314-1560, USA
- (3) ASME: 美国机械工程师协会 (国际) Three Park Avenue, New York, NY 10016-5990, USA
- (4) DIN: 德国标准学会 Burggrafenstrasse 6, Sresemannallee 15, Berlin, Germany D-10787

3.0 术语和定义

下述术语和定义用于本标准。

3.1 角向不对中: (对于双啮合联轴器), 是每一个轴的中心线的延长线与两个挠性元件结构的中心线之间的小角。

3.2 角向不对中: (对于单啮合联轴器), 是两台机器主轴中心线的延长线之间较小的角。

注: 如果轴的中心线不相交, 单啮合联轴器就不适用。

3.3 组装后的平衡: 整个组装好的联轴器作为一个部件进行平衡的工艺过程。

3.4 组装后的平衡校核: 组装后的联轴器放在平衡机上测量残余不平衡量的过程。

注: 整体平衡校核可以在零件平衡好的联轴器或整体平衡好的联轴器上进行。

3.5 轴向位移: 所连接的两机组相邻的两轴端面位置的相对变化, 一般由热膨胀所致。

3.6 零件平衡: 在整台联轴器装配之前, 联轴器的零件或工厂装配好的部件的平衡步骤。

3.7 连续额定扭矩: 联轴器制造商说明的联轴器能够无限期连续传递的最大扭矩。

3.8 齿顶直径: 齿式联轴器外齿的最大直径。

3.9 轴间距 DBSE: 两轴外外端之间的距离 (包括轴头螺纹段), 或对于整体法兰轴, 是指两配合面之间的距离。

3.10 双啮合联轴器: 具有两个挠性面的联轴器。

注: 此种结构使得通常不能吸收平行 (或横向) 不对中的联轴器, 尤其是齿式和挠性元件式联轴器, 成为可能。

3.11 安全系数: 在联轴器设计中用来包含不确定因数的系数。

例如: 在应力分析、材质性能和制造允差等方面所做出的逻辑假设。

注: 在给定的设计条件下, 安全系数是材料的屈服强度除以计算应力。这里, 应力是扭矩、转速、不对中和轴向位移的函数。

3.12 疲劳安全系数: 在公布的连续的额定扭矩、转速、不对中和轴向位移工况下的安全系数, 联轴器制造商用来确定联轴器的额定值。见 7.1

注：疲劳安全系数的进一步解释和界定，见附录 D。

3.13 挠性轴毂联轴器：外齿在轴毂上内齿在套筒中的齿式联轴器。

3.14 齿式联轴器：为机械接触式的联轴器，能够传递扭矩并且通过修形的配合齿之间相对摆动和滑动来吸收机组角向不对中、平行不对中和轴向偏移。

3.15 半个联轴器：对于双啮合联轴器，安装并支撑在轴上的包括了安装的隔套的适当部分的联轴器全部零件的总和。对于单啮合联轴器包括了挠性元件的联轴器全部零件的总和。

3.16 空载接头/当量盘：将某种型式的联轴器的浮动部件呈刚性地固定对中的辅助元件，它使得驱动机或被驱动机单独转动时不必拆下联轴器的轴毂。

3.17 横向偏差：机组两个不平行轴的轴中心线的横向距离，此数值由垂直于驱动机轴的中心线并在驱动轴端的平面内量得。见附录 F。

3.18 制造商：负责联轴器设计和制造的机构。

注：联轴器的制造商并不一定是卖方。

3.19 最高允许温度：制造商设计联轴器的最高连续运转温度。

3.20 最大连续角向不对中：在每个挠性面上联轴器能够无限期承受的最大角向不对中。

注：最大连续角向不对中可表述为

a. 是一个单独值。在联轴器额定转速下，传递联轴器连续额定扭矩，同时承受联轴器最大连续的轴向位移。或

b. 是一个范围值。表述为转速、扭矩和轴向偏移相关函数。

3.21 最大连续轴向位移：联轴器所能够无限期承受的最大轴向位移。

注：最大连续轴向位移可表述为：

a. 是一个单独值。在联轴器额定转速下，传递联轴器连续额定扭矩，同时承受联轴器最大连续的角向不对中。或

b. 是一个范围值。表述为转速、扭矩和角向不对中相关函数。

3.22 最高连续转速: 制造成并经过试验的联轴器能够连续运行的最高转速。

3.23 金属挠性元件联轴器: 通过薄的金属膜片、膜盘或链节的挠曲变形而获得挠性的联轴器。

3.24 力矩当量接头: 指用来模拟半个联轴器质量力矩的工装元件。

注: 力矩当量接头可以被设计成空载接头/当量盘。

3.25 瞬时扭矩极限: 对应于最高应力元件的材料屈服强度安全系数为 1.0 的扭矩, 该扭矩考虑到了转速、角向不对中和轴向位移的组合影响。

3.26 正常运行点: 指机组正常运行的工况点。

注: 正常运行点通常是机组制造商的确认点, 向业主保证在该点机组的性能在允差范围内。

3.27 业主: 指产品的最后接收者, 他可以委任其他的机构去购买该产品。

3.28 平行偏差: 指机组两轴中心线的距离, 此两轴平行但不在一条直线上, 见附录 F。

3.29 峰值额定扭矩: 指联轴器在短期运行中所能承受的最大扭矩值。

3.30 导向槽、榫头、标记: 在某一个平面上定位安装一零件、部件, 或径向安装另一个联轴器零件, 起定位作用的平面。

3.31 潜在不平衡: 指一台完整的联轴器可能存在的平衡量。

注 1: 潜在残余不平衡量是由联轴器单个零件的, 和部件的, 和零件可能的偏心, 以及部件的表面跳动 (run-out) 与各个表面的误差与测量记录的综合影响结果。由于可以假定各种相关不平衡因素的实际值在量值和方向上都是随机的, 潜在不平衡的数值是所有相关不平衡量平方和的平方根。典型的相关不平衡因素有:

- a. 每个零件和部件的残余不平衡,
- b. 每个零件和部件的平衡误差, 它由用来把零件、部件安装在平衡机上的工装偏差引起的,
- c. 由于偏心引起的零件、部件不平衡, 该偏心来源于相关止口或配合的间隙和跳动。

注 2: 附录 E 详细地解释了潜在不平衡的概念, 并提供了一个解决示例。

3.32 买方：对卖方下发合同并提出技术要求的机构。

注：买方可以是装置的业主，在该装置中安装了联轴器。或是业主指定的机构。通常是从动机组的制造商。

3.33 套筒轴式联轴器：套筒轴式联轴器在横向和扭转方向具有挠性。它借助一根比较细长的轴的弹性变形来吸收机组的角向不对中、平行度偏差和扭矩波动。

注：除非与其他型式的联轴器并用，套筒轴式联轴器不能吸收轴向位移。

3.34 额定转速：最高的旋转速度，在此转速下联轴器能够传递连续额定扭矩同时承受额定的角向不对中和联轴器轴向位移。

3.35 残余不平衡：一个零件或装配体按照平衡机的能力的极限或相关标准被平衡后仍然存在的不平衡量。

3.36 使用系数：应用于稳定状态扭矩上的系数。考虑到非设计工况，循环和其他变化，以及设备的变化可引起比在设备正常运转点更高的扭矩值。

注：使用系数与 3.11 中的安全系数和 3.12 中的疲劳安全系数不同。

3.37 单啮合联轴器：指只有一个挠性面的联轴器。

注：此种联轴器能吸收角向不对中和轴向位移。某些型式的单啮合联轴器，尤其是齿式和金属挠性元件式，不能吸收平行度（横向）偏差。某些型式的单啮合联轴器（不包括在此国际标准内）可以吸收有限的平行度偏差。

3.38 隔套：联轴器能够被拆卸的零件。便于维护维护和/或拆卸联轴器的轮毂。

注：联轴器的隔套可以是单个零件或部件。

3.39 隔套间隔长度：联轴器两轴毂之间或套筒之间的距离，其间安装了联轴器隔套。

注：隔套间隔长度并不一定等于机组轴头间距离。

3.40 扭转阻尼：振荡旋转能量的吸收和衰减。

注：在某些情况下，为了限制在一个系统中稳定状态的扭转振荡的生成，扭转阻尼是必须的。

3.41 扭转自然频率：系统的无阻尼、自由旋转振动的频率，该系统的振动由机组轴和联轴器的转动惯量和抑制扭转刚性的联合作用构成。

3.42 扭转回弹性联轴器：在旋转方向增加了挠性，增加了挠性和具有滞后能力的联轴器。

注：回弹性是一种由重复扭曲变形状态恢复到自由状态的能力，它考虑了能量储存和滞后影响。某些型式的扭转回弹性联轴器也能够被设计成具有吸收不对中和/或轴向位移的能力。

3.43 扭转刚度：一台完整的联轴器，或联轴器的一部分如隔套，所施加的扭矩与所产生的扭转位移的比值。

注：对于某些型式的联轴器，扭转刚度不是一个常数，而是一个包含扭矩值、振动扭矩以及频率的函数。

3.44 总的计示读数（TIR）：一个读数表或类似器具，对于一个平面或圆柱面，经过转动一周检测读数最大最小值之差。

注1：对于一个理想的圆柱面，总的计示读数意味着偏心量等于半个读数。对于一个理想的平面，总的计示读数意味着不平度等于读数。如果该面不是理想的圆柱面或平面，总的计示读数的理解将更为复杂，可以理解该面为椭圆度或有凸凹。

注2：总的计示读数亦称为“全计示偏移量”。

3.45 成套（整机）责任：协调合同供货范围内所包含的设备和所有辅助系统的发运和技术方面的责任。

注：技术方面包括，但不仅限于下列因素：功率要求、转速、旋转方向、总的布置、动力学参数、噪声、润滑、密封系统、材料试验报告、仪表、管道、零件规范和试验资料。

3.46 卖方/供货商：提供设备的机构。

注：卖方是设备的制造商或制造商的机构，一般对联轴器的售后服务负责。

4.0 法规要求

联轴器的买方和卖方应该互相商定采取措施，遵守联邦的、州的和当地的法律、法规和条例。

5.0 联轴器选择

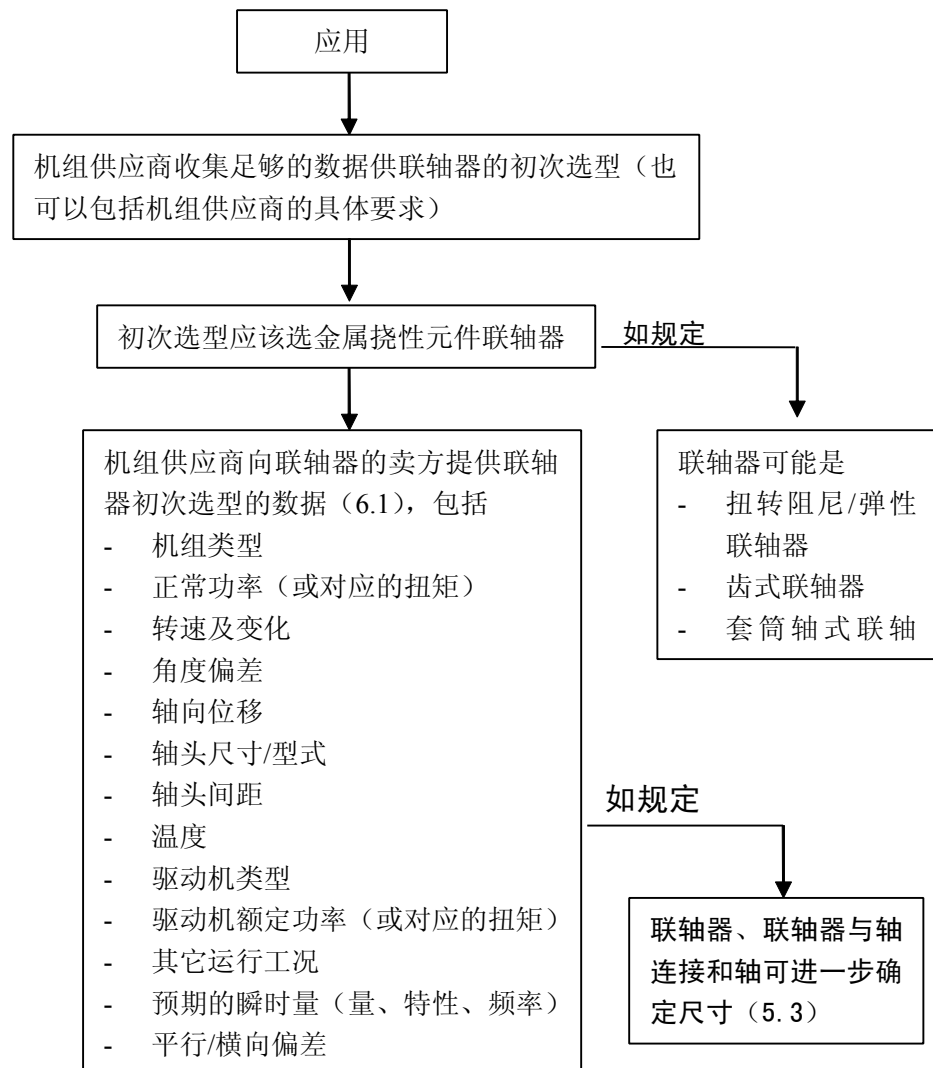
●5.1 买方应规定所需要联轴器的形式。除非另外规定，联轴器应该是金属挠性元件联轴器。对于扭转阻尼和弹性联轴器，参见附录 A；齿式联轴器，参见附录 B；套筒轴式联轴器，参见附录 C。

5.2 联轴器应根据设备的载荷选择，并且能够传递最大稳定状态扭矩、循环扭矩和最大瞬时扭矩，同时能够承受机组的角向不对中、轴向位移以及转速和温度。

通常，对于专用的联轴器，挠性元件联轴器的设计与制造能够至少运转五年，而齿式联轴器、扭转阻尼和弹性联轴器能够至少运转三年。

图 1 提供了一台联轴器的典型选型程序指南。

●5.3 如规定，联轴器、联轴器与轴的连接和轴的安装可以进一步的确定尺寸。



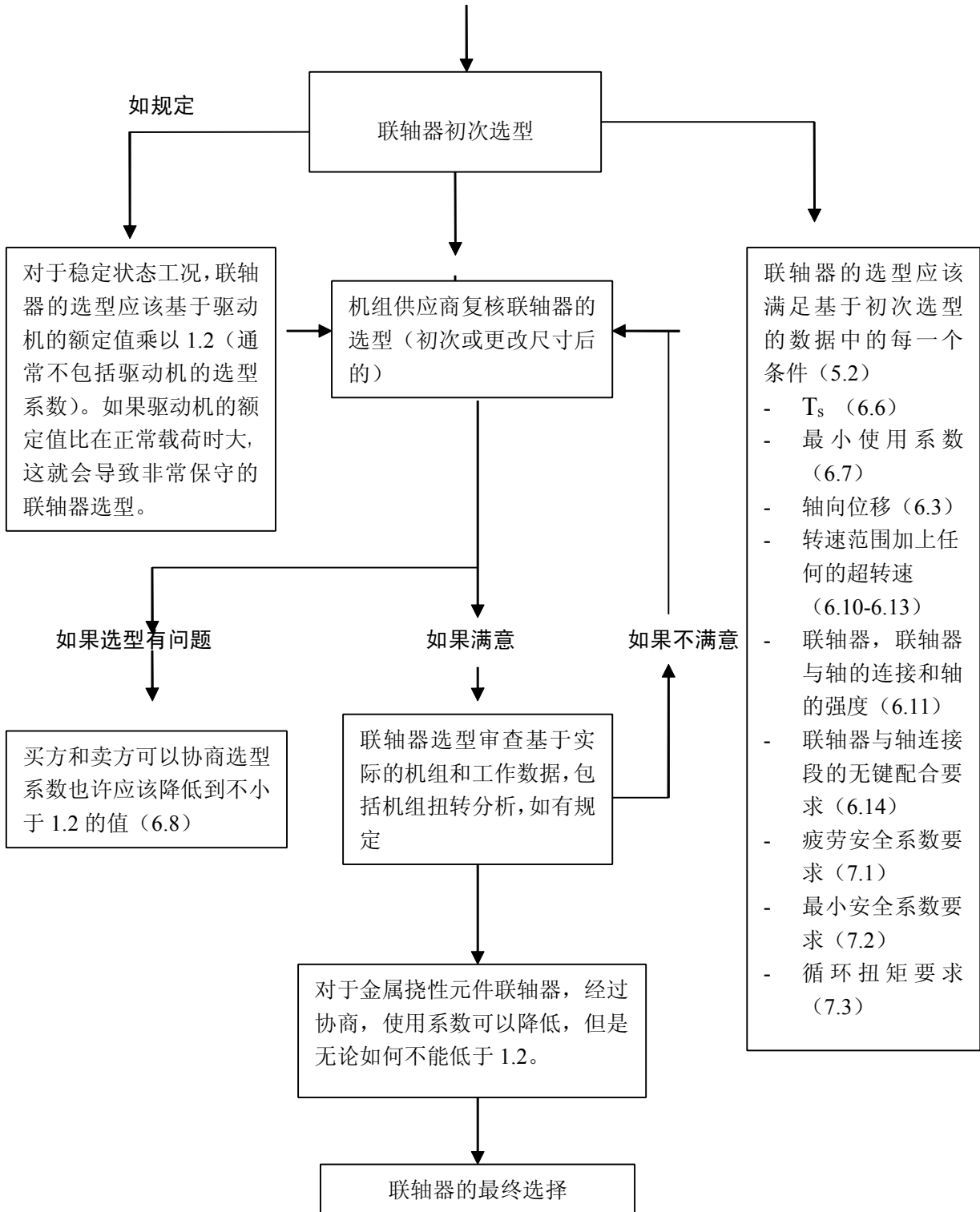


图 1: 典型的联轴器选型程序

6.0 联轴器的设计

●6.1 联轴器的买方应规定下列要求，

- 1) 机组类型
- 2) 正常功率
- 3) 正常转速及变化
- 4) 最高连续转速
- 5) 任何确定的超转速
- 6) 角向不对中
- 7) 轴向位移
- 8) 轴的尺吋和型式
- 9) 轴头间距
- 10) 温度
- 11) 驱动机的类型
- 12) 驱动机的额定功率（列表和驱动机的使用系数）
- 13) 预期瞬时（峰值）和循环扭矩工况，包括联轴器工作过程中瞬时工况的量值、特性和发生的次数。

●6.2 买方应规定机组在启动、正常运转和停机时所预期的联轴器最大角向不对中数值，此数据通常表述为所连接两轴的平行（即横向）偏差和/或角向不对中。这些数据应考虑到所有对机组产生影响的因素，如热膨胀、压力和动力学的力。除非另外规定，每个挠性元件的稳定状态吸收角向不对中能力应不小于 0.2° 。

●6.3 买方应规定机组在启动、正常运转和停机时预期联轴器的最大轴向位移数据，此数据通常以相连接机组的两轴在轴端相向或相背离的相对移动的位移量和方向来表明。这些尺吋应从机组所处的环境条件，非运转状态得出。除非另外规定，最小的稳定状态轴向位移（正/负）能力应由机组中最大的轴径除以 125 确定。

●6.4 买方应规定整台联轴器的转速范围，力矩当量接头和连接盘的连续

转速和规定的超转速的转速范围。

6.5 稳定状态扭矩, T_n , 单位为牛顿-米 (英吋-磅), 应按下式 (1) 确定:

$$\text{式中: } T_N = \frac{K_1 \times P_{\text{normal}}}{N_{\text{normal}}} \quad (1)$$

K_1 为常数, 9550 (63000)

P_{normal} 为在规定的正常运行点上, 被驱动机的输入功率, 单位为 KW。

N_{normal} 为对应于正常功率的转速, 单位为 r/min。

●如果买方有规定, 稳定状态扭矩应基于在额定运行点上, 被驱动机的输入功率和对应的额定转速, 而不是在正常运行点上的功率和转速。当在额定运行点上被驱动机的功率明显大于在正常运行点上的值时, 这一点尤为必要。

注 1: 上述情况会发生, 例如, 当一台离心压缩机具有若干不同规定的运行载荷时。

注 2: 基于被驱动机在额定运行点上的额定扭矩, 而不是在正常运行点上的值选择联轴器, 会导致联轴器过大或过重。如果联轴器所连接的一个或两个机器对悬臂质量敏感的话, 这一点会很明显。

买方还应该考虑联轴器所连接的机器的载荷增加。例如, 一台燃气轮机由于注水而导致输出功率增加。

6.6 除非另外规定, 用来选择联轴器的稳定状态选型扭矩, T_s , 单位牛顿·米 (英吋-磅), 按下式 (2) 确定,

$$T_s = T_N \cdot F_s \quad (2)$$

式中, F_s 为使用系数 (由具体型式的联轴器规定)

注: 使用系数包含了偏离运转设计条件的各种因素, 它们由流体的密度变化 (分子量、温度或压力变化)、载荷不均、结垢或在最大工作点时的原动机功率输出引起。

6.7 除非另外规定, 对于金属挠性元件联轴器, 使用系数至少是 1.5。

6.8 买方与卖方经协商可以选择一个较低的使用系数, 如果

a. 驱动机和被驱动机及其运转过程的特性已被买卖双方充分理解。或

- b. 所有为获得稳定状态扭矩的合理努力导致联轴器的质量和附加弯矩不能满足机组转子动力学的要求。

在任何情况下，以正常点功率为基础的使用系数都不应该小于 1.2 以下。

- 6.9 如果有规定，在稳定状态工况下，应按照 1.2 倍的驱动力额定值（典型的，不包括驱动机的使用系数）来确定联轴器的尺寸。

注：如果驱动机的额定值比正常载荷大，此要求会导致非常保守的联轴器选型。

6.10 如果一个机组由感应电动机驱动，联轴器、联轴器与轴的连接和机组轴应该能够传递机组启动阶段产生的 115% 瞬时扭矩（峰值），而不损坏。

6.11 如果一个机组由同步电动机驱动，其联轴器应该能经受得起由买方规定的机组启动阶段相关启动次数的循环扭矩。应该进行限制寿命的疲劳应力分析加以证实。

注：对于联轴器的初步选择，典型的做法是先假定一个大的循环扭矩要求，直到所有的条件都已知，使得可以完成扭转响应分析。

- 6.12 如果有规定，联轴器应能够传递当发动机短路和/或电动机断路器重新合闸时引起的瞬时扭矩，而不损坏。

注：在这些工况下，大扭矩会发生，它要求整个系统接下来要进行检查是否已损坏。

6.13 除非另有规定，联轴器与轴的连接和机组轴系应该能够在稳定扭矩下运转，该扭矩由 6.6 中的公式确定，得出使用系数为 1.75。

6.14 除非另有协议，联轴器与轴的连接（液压无键装配）的传扭能力由 **ANSI/AGMA9003** 或 **DIN7190** 中的方法和公式确定。其他的计算方法在买方认可的情况下也可以采用。

使用的摩擦系数应为 0.15。

假定的轮毂配合长度应不包括轮毂中或轴中的 O 型槽及油线。

6.15 联轴器可以被设计成通过法兰面的摩擦传递扭矩。除非另有协议，摩擦系数应该假定为 0.15。然而，联轴器法兰的紧固件，包括整体法兰应不小于传递所要求的规定扭矩，如 6.9 到 6.12 中规定的那样。

7.0 联轴器的额定值

7.1 卖方应说明在额定转速下以及同时处于最大连续角向不对中和最大连续轴向位移条件下的连续扭矩额定值。在连续额定扭矩下和转速、角向不对中和轴向位移的任一组合条件下的疲劳安全系数将用比例增加法，结合修正的 GOLDMAN 图或等寿命曲线（见附录 D），连同挠性元件在上述条件下的平均和循环应力来确定。如果使用修正的 GOLDMAN 图，疲劳安全系数应不低于 1.25。如果应用等寿命曲线，疲劳安全系数应不低于 1.35。无论使用那种方法，材料强度的数据应采用已公布的工业标准或试验数据。

注：本条目确定了（对于联轴器制造商）最小的疲劳安全系数以及将其用于已知的材料特性的方法。此定义将联轴器连续额定值的基础标准化。设计细节，如用来导出应力的公式与分析，常被优先考虑，而在这里不作详细阐述。

7.2 卖方应说明联轴器的峰值扭矩额定值。当联轴器同时处于峰值扭矩额定值以及额定工况的转速、轴向位移和角向不对中时，联轴器的所有扭矩传递元件对零件材料的屈服强度都应有一个不小于 1.15 的安全系数。联轴器制造商还应说明瞬间扭矩极限，此极限对应于一个对最高的应力元件的屈服强度 1.0 的安全系数。

卖方应告知在扭矩大于峰值扭矩后，哪些零件，如果有的话，应该被检测和/或更换。

注：本条目规定了（对联轴器制造商）瞬间和短时间的载荷的最小安全系数。

7.3 对于循环扭矩可能发生的机组（如同步电动机、发电机或者往复压缩机的应用），联轴器的设计应该通过完成一个疲劳分析后确定。此分析应该考虑到正常运行工况和瞬时工况（见 6.1）。根据循环载荷被认为是有限次发生或是无限次发生，应该对联轴器传递扭矩的元件进行低循环疲劳分析或高循环疲劳分析。对于低循环疲劳分析，在疲劳图表上绘制出的平均值和循环应力应在所使用的寿命曲线下方（例如 10^4 , 10^5 , 10^6 或 10^7 循环）。

● 寿命曲线应基于买方规定的机组瞬时工况发生的次数。对于高循环疲劳

分析，该分析和安全系数应该遵照条目 7.1 中规定。瞬时扭矩的应用不需要采用使用系数。

在可能的损坏，断续的、最大临时的或事故扭矩发生的应用中，可考虑提供一个过载保护装置以保护联轴器和设备。应注意，过载保护装置不会由于任一个断裂的保安元件低的或高的循环疲劳而预先跳闸。应采取预防措施确保保护装置在跳闸后仍保持相对完整，直到设备停下来。

8.0 联轴器技术要求

8.1 金属挠性元件联轴器

8.1.1 8.1 中的技术要求只适用于金属挠性元件联轴器。对于扭转弹性联轴器、齿式联轴器、套筒轴式联轴器，分别适用附录 A, B 或 C 中的技术要求。

8.1.2 除非另外规定，联轴器的挠性元件的材料应该是金属。

8.1.3 如果联轴器的挠性元件包含在一个工厂组装体中，则该联轴器的隔套应该是可以拆卸的，而不必拆卸该工厂组装好的挠性体。

●8.1.4 如果联轴器必须在一个封闭的护罩内运行，买方应提供护罩详细要求供卖方确认。卖方应确定并告知买方是否需要冷却，如果需要应推荐一个联轴器的冷却系统。见附录 H-联轴器护罩的技术要求。

8.1.5 当联轴器的一端或两端规定为锥孔或整体法兰时，卖方应提供垫片以调整隔套间隙。对于名义直径小于 102mm 的轴，其联轴器的垫片应提供 $\pm 1.6\text{mm}$ 即总共 $\pm 3.2\text{mm}$ 的调整范围。对于名义轴径为 102mm 或更大的轴，其垫片应有 $\pm 3.2\text{mm}$ 即总共 6.4mm 的调整范围。

8.1.6 除非另有协议，在联轴器的挠性元件或一个面中的挠性元件组件完全破裂时，金属挠性联轴器的设计应保证隔套部件大致保持在正常的位置。

●8.1.7 当有规定时，联轴器应该可以保证在整体挠性元件损坏时，联轴器还可以在有限的时间内传递载荷。对汽轮机为驱动机的联轴器上，这种功能应予以考虑，以提供额外的安全系数，在联轴器损坏以及机组失去负

荷的情况下防止汽轮机超速。

8.2 机加工

联轴器的所有零件，除了紧固件和挠性盘，均应进行机加工以降低固有的不平衡。所有外露的表面，都应该被精加工达到粗糙度，算术平均值 $3.2\mu\text{m}$ (125 微英寸) 或更好。

8.3 隔套

所有联轴器都应该是隔套型的。隔套应足够长度以允许联轴器两端轴毂拆卸及相邻的轴承密封的维修，而不拆卸轴。即不破坏机组的对中。

除非买方另有规定，隔套的长度应按轴端距离为 460mm 确定。

注：隔套的间隔长度并不一定等于隔套的长度。

8.4 轴毂型式

● 买方应规定联轴器应被设计成是与整体轴法兰相连，还是带有可拆卸的轴毂。

注：联轴器的两端并不一定完全一样。

8.5 整体轴法兰

8.5.1 如果联轴器是与轴端整体法兰连接，联轴器的卖方和机组的制造商都应对法兰的几何尺寸达成一致。法兰的螺栓孔应使用数控机床 (CNC) 加工。仅当数控设备不适用时，才可以使用钻模 (模板)。在上述任何一种情况下，都应进行检查以确保联轴器的法兰的正确位置。联轴器的卖方应该提供钻模 (模板)，如果有需要的话。

8.5.2 除非另有规定，联轴器应直接与轴法兰配合，而不用过渡板。

注 1：在联轴器和整体轴法兰之间增加一个过渡板会增加悬臂弯矩，并且增加了额外的配合，其跳动和间隙还必须加以控制以保持动平衡。此外，由谁来提供过渡板还需要双方 (机组制造商和联轴器制造商) 协商。

注 2：对于某些机组，尤其是燃气轮机，空间上的限制使得 8.5.2 中的要求不现实。

8.6 轴毂

8.6.1 可拆卸轴毂

●8.6.1.1 可拆卸的轴毂与轴应采用过盈配合，以使轴毂及联轴器与轴定位并保持同心。根据买方的规定，这些联轴器的轴毂可以是带键或不带键的直孔或锥孔，或带有主直径配合的花键或带有前后定位销侧配合花键。

●过盈量由买方规定，由卖方认可。

轴毂与轴的配合，推荐采用下述准则：

a. 直孔带键轴毂的过盈配合量应为 0.00050mm/mm 到 0.00075mm/mm \times 轴孔直径。

b. 锥孔带键轴毂的过盈配合量应至少为 0.001mm/mm(in/in) \times 轴孔直径。

c. 锥孔液压配合轴毂的过盈配合量应按所需要传递的扭矩确定。最多，其过盈配合量不能超过 0.003mm/mm \times 轴孔直径，以防止可能的粘连问题。

d. 某些机组的国际制造商可以用他们习惯的轴和轴孔的配合方式。

●8.6.1.2 如有规定，对于直孔带键的轴毂，其轴头尺吋和轴孔应遵照标准 ANSI/AGMA 9002, ANSI/AGMA 9112 或 ISO 286-2.

8.6.1.3 对于锥孔带键轴毂，其检查程序应遵照标准 ANSI/AGMA 9002 或 ANSI/AGMA 9112.

8.6.1.4 对于锥孔液压配合轴毂，其检查程序应遵照标准 ANSI/AGMA 9003.

8.6.1.5 轴孔的表面粗糙度，算术平均值 (R_a)，应不能超过

a. $3.2\mu\text{m}$ (125 微吋)，对于直孔带键轴毂

b. $1.6\mu\text{m}$ (63 微吋)，对于锥孔带键轴毂

c. $0.8\mu\text{m}$ (32 微吋)，对于不带键轴毂

8.6.1.6 轴孔的圆度偏差，无论轴孔是直孔还是锥孔，对于轴孔直径小于或等于 102mm (4 吋) 的轴孔，都不应超过 $5.1\mu\text{m}$ (0.0002 吋) 的总计示读数 TIR。而对于轴孔直径大于 102mm (4 吋) 的轴孔，其圆度偏差不应超过 $12.7\mu\text{m}$ (0.0005 吋) 的总计示读数 TIR。圆度应在开键槽之前测量。

8.6.2 锥孔轴毂

- 8.6.2.1 如果规定用锥孔联轴器，其锥度由买方规定（见附录G）。
- 8.6.2.2 除非另有规定，锥孔无键液压配合轴毂，应有1:24的锥度。
- 8.6.2.3 除非另有规定，锥孔非液压配合的轴毂，应有1:16的锥度。
- 8.6.2.4 如有规定，一组配对的塞规和环规应该提供。（见11.5）
- 8.6.2.5 如有规定，一组配对的塞规与环规研磨工具应该提供。（见11.6）
- 8.6.2.6 除非另外达成协议，对于数控机床加工的联轴器轴头和轴毂，其锥孔应由联轴器的买方提供的一组配对的塞规和环规中的塞规来检查。该检查应该采用涂抹红丹薄层的方法。

无键，液压配合的轴与锥孔，在塞规上至少应该有85%的红丹研磨接触面。

带键，锥孔在塞规上至少应该有70%的红丹研磨接触面。

注1：ANSI/AGMA 9003 提供了检查研磨接触面的方法。

注2：ANSI/AGMA 9002 规定了插键槽之前进行轴孔检查。

8.6.2.7 锥孔轴毂的设计应具有轴头压紧螺母或挡板，及其必要的搬手空间。轴头压紧螺母的螺纹方向是有要求的，即当轴毂与轴在扭矩作用下产生滑动趋势时，它将使轴毂和锥面的配合更紧。

8.6.3 带键轴毂的附加要求

●8.6.3.1 买方应规定键槽的数目和型式

8.6.3.2 键、键槽和检验方法应符合ANSI/AGMA 9002 或ISO 2491.

8.6.3.3 所有键槽底部的角都应是圆角，且与键槽两壁有光滑的过渡。圆角的半径应符合ANSI/AGMA 9002。

8.6.3.4 带键轴毂应留足够数量的拆卸螺孔，以方便过盈轴毂拆卸移动。轴孔小于64mm（2 1/2 吋）的轴毂，其拆卸螺孔的名义直径至少为6mm（1/4 吋）。轴孔大于或等于64mm（2 1/2 吋）的轴毂，其拆卸螺孔的名义直径至少为10mm（3/8 吋）。拆卸螺孔应有标准的粗牙螺纹。

8.7 当量盘（空在接头）

●如果有必要，规定一台机器与相连的机器脱开运转，卖方应对联轴器的驱动端提供一个当量盘。当量盘应该保持联轴器的对中与平衡。

8.8 力矩当量接头

●如有规定，应该提供力矩当量接头。联轴器的买方应向卖方提供轴端到相邻的支撑轴承中心线的距离。

力矩当量接头亦可同时做为当量盘使用。

8.9 零件的配合公差和潜在的不平衡计算

8.9.1 除了非金属绝缘件（见 8.11），转速在 1800 r/min 或以上的联轴器零件应该借助定位销或止口配合进行定位对中。上述配合的偏心应不超过 0.00008mm/mm （0.001 吋/呎） \times 直径 TIR 或 0.013mm （0.0005 吋），取两者较大值。在离心载荷下更紧固的配合更可取。配合的范围从宽松的配合 0.025mm （0.001 吋）到过盈配合，但实际的配合由平衡要求决定。对于转速等于，或低于 1800 r/min 的联轴器，其配合只需满足平衡允差的要求。

8.9.2 除了联轴器的挠性元件和非金属的绝缘零件，联轴器的配合面的表面跳动不能超过 0.00008 mm/mm （0.001 吋/呎） \times 直径 TIR 或 0.025 mm （0.001 吋） TIR，取两者较大值。对于转速等于，或低于 1800 r/min 的联轴器，其配合只需满足平衡允差的要求。

●8.9.3 如有规定，联轴器的卖方应该进行计算以确定一台完整的联轴器在其每个半联轴器质量中心平面的潜在不平衡量。此计算应是针对所规定的联轴器的计算。

对于转速等于，或低于 1800 r/min 的联轴器，其潜在的不平衡量不应该超过 ANSI/AGMA9000-C90，等级 9 中规定的潜在的质量中心偏心 $50\mu\text{m}$ （2000 微吋）。

对于转速在 1800 r/min 以上到 5000 r/min 的联轴器，潜在的不平衡量不应超过 ANSI/AGMA9000-C90，等级 10 中规定的潜在质量中心偏心 $27\mu\text{m}$ （1000 微吋）。

对于转速在 5000 r/min 以上的联轴器，潜在的不平衡量不应超过 ANSI/AGMA9000-C90，等级 11 中规定的潜在质量中心偏心 $13\mu\text{m}$ （500

微吋)。

半个联轴器的重心位置是半个联轴器可以缩成一点的位置。一般是以设备的轴端为参考，重心落在轴端外边，则距离为正值；如重心落在轴端内侧，则距离为负值。

注:附录 E 提供了计算潜在不平衡量的示例。

8.9.4 如果对潜在不平衡的计算已按照 8.9.3 条规定并执行的，则定位零件的止口和配合应该要求比 8.9.1 或 8.9.2 规定更高的精度。

8.10 紧固件（包括螺柱）

8.10.1 对于所有定位法兰包括整体轴法兰，和用户配合的法兰的紧固件，在一个法兰孔中的直径偏差不应大于 0.13 mm(0.005 吋)。对于拧入法兰中的螺栓，此要求不适用。螺孔的位置需满足平衡要求。

8.10.2 对于转速在 1800 r/min 及以下的联轴器，螺栓与孔之间的位置和间隙应该能满足平衡的需要。

8.10.3 应该使用金属的螺纹变形自锁紧固件。蝶形开槽锁紧螺母是不能接受的。不能采用锁紧垫圈。联轴器的卖方应建议紧固件更换的时间间隔或最小的锁紧扭矩。

应该考虑提供一套备用螺母以便重复安装和拆卸。

8.10.4 联轴器紧固件的螺纹应遵照 ISO 262, 1 级，或 ANSI/ASME B1.1 中的规定。螺母的质量等级应该至少等同于螺栓或双头螺柱的质量等级。

8.10.5 联轴器的卖方应该规定所需要的螺栓拧紧力矩或预紧力，并且应该说明这种扭矩是干拧紧扭矩还是有润滑脂的拧紧扭矩。

8.10.6 联轴器的紧固件应该在尺寸和质量的允差范围内，能够在同样的螺栓组中互换或与其它备件螺栓组相互换，而不影响联轴器的完整性或破坏动平衡。见 9.3.4。

8.10.7 对于每一台联轴器或每一套备用的紧固件，联轴器制造商应额外提供最少 10%的紧固件或至少两个紧固件。

8.11 电气绝缘

●如有规定，联轴器应具有电绝缘性能，以防止电流从机组中的一轴通过联轴器流到另一轴。任何非金属电绝缘元件不必符合 8.9.1 和 8.9.2 条目中的规定。

注：电气绝缘通常是由在法兰之间和法兰螺孔中置入绝缘材料而实现。

8.12 动力学

8.12.1 某些挠性联轴器，如单膜盘型，会对轴向强迫振动呈现出无阻尼响应。这些联轴器响应的循环频率，由中间元件（隔套）的质量反作用于挠性元件的轴向弹性比率（轴向自然频率 ANF）引起，在工作转速上下 10% 范围内不应发生。联轴器的卖方在报价书中应该明确轴向自然频率 ANF。

注：叠片式，多膜盘式和非回转型单个挠性元件式联轴器一般不会出现无阻尼轴向振动反应。

8.12.2 联轴器的挠性元件之间（包括挠性元件）部分的横向临界转速(N_c)，假定为无穷大的刚性支撑，应该是最高的规定工作转速的 2 倍，遵照 ANSI/AGMA9004 或 ANSI/AGMA9104 中规定的均管方程法；或至少 1.5 倍，按照实际几何尺寸的更精确分析（如有限元分析）。买方和卖方应该达成协议，谁进行这些计算和采用哪个假设。

注：联轴器的实际横向自然频率（临界转速）受法兰接头和轴伸刚度的影响。求得此真实数据的计算是复杂的。该小节（8.12.2）建立了一个粗略值，当其他方面还不完全清楚的时候使用，如在设计报价阶段。

9.0 平衡

9.1 概述

联轴器平衡的目的是使经过设计、制造、组装和平衡后的联轴器能够被安装在驱动机和被驱动机之间并且在允许有限的振动条件下正常运行。这需要机组轴头偏心应与联轴器要求的平衡等级相当。

一台联轴器的平衡精度为所连接的机器不平衡响应的函数。对联轴器不平衡敏感度高的机器要求平衡精度高的联轴器；敏感度低的机器要求联

轴器平衡精度也低。本国际标准提供了三种平衡方法。根据买方的要求，某些特殊应用会要求更严格的平衡标准或方法。

●按照买方的要求，联轴器的平衡应采用下列三种方法中的一种：

方法 1： 分别给联轴器的每个主要元件或工厂组装的部件做平衡。此方法为转速在 1800 r/min 或以下的联轴器平衡的标准方法。

方法 2： 同方法一，但还要对完全组装好的联轴器做平衡校核。此方法为转速在 1800 r/min 以上的联轴器平衡的标准方法，供规定选择。

方法 3： 此方法对转速在 1800 r/min 以上的联轴器为可选择的方法。本方法基于把联轴器当作一个整体来做平衡。作为规定选择。

表一：平衡方法汇总

平衡项目	参考条款	方法 1	方法 2	方法 3
零件平衡	9.3.5	要求的	要求的	要求的
整体平衡校核	9.3.6	不适用	要求的	不适用
整体平衡	9.3.7	不适用	不适用	要求的
残余不平衡量检查	9.3.8	不适用	如规定	如规定
重复校核	9.3.9	不适用	如规定	如规定
零件互换性检查	9.3.10	不适用	如规定	不适用

9.2 平衡方法

9.2.1 方法 1：零件平衡

联轴器的所有零件都应该按 9.3.5 条规定单独做平衡。此方法的阐释。见图 2。

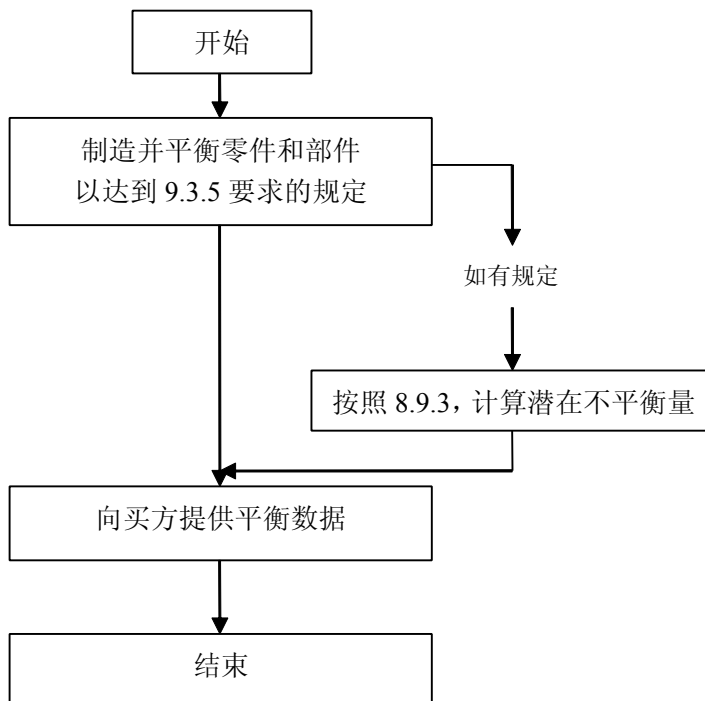


图 2 零件平衡流程

9.2.2 方法 2: 零件平衡, 整体平衡校核

●联轴器上所有的零件都应该被加工和像方法 1, 那样做平衡, 以使潜在不平衡达到要求的水平。然后, 组装联轴器, 并作为一个整体按照 9.3.6 中的规定进行平衡校核。如规定, 置于平衡机上的联轴器的残余不平衡量应符合 9.3.8 中的要求。如规定, 联轴器应该按照 9.3.9 条做重复校核平衡。这种方法的步骤的阐释, 见图 3。

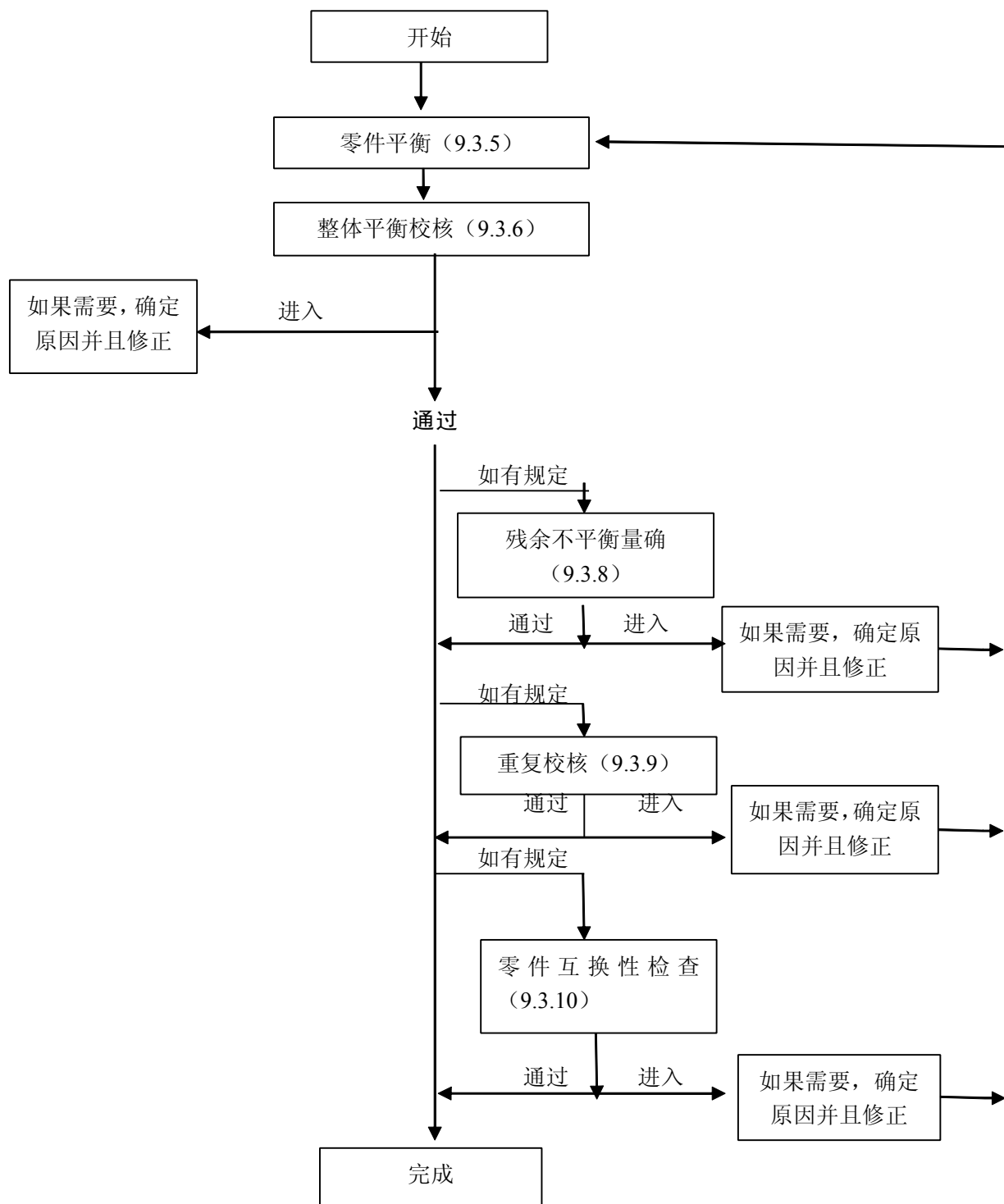


图 3 零件平衡+整体平衡校核

9.2.3 方法 3: 零件平衡, 整体平衡

- 这种平衡方法要求联轴器的所有零件按照 9.3.5 中的要求单独做平衡,

将要进行整体平衡修正的那些零件和部件除外。然后，联轴器将被组装并
按照 9.3.7 中的要求进行平衡。如有规定，应按照 9.3.8 中的要求去检查
安装在平衡机上的联轴器的残余不平衡量。

如有规定，应该按照 9.3.9 中的描述给联轴器做重复校核校核。

此种平衡方法的步骤的阐释见图 4:

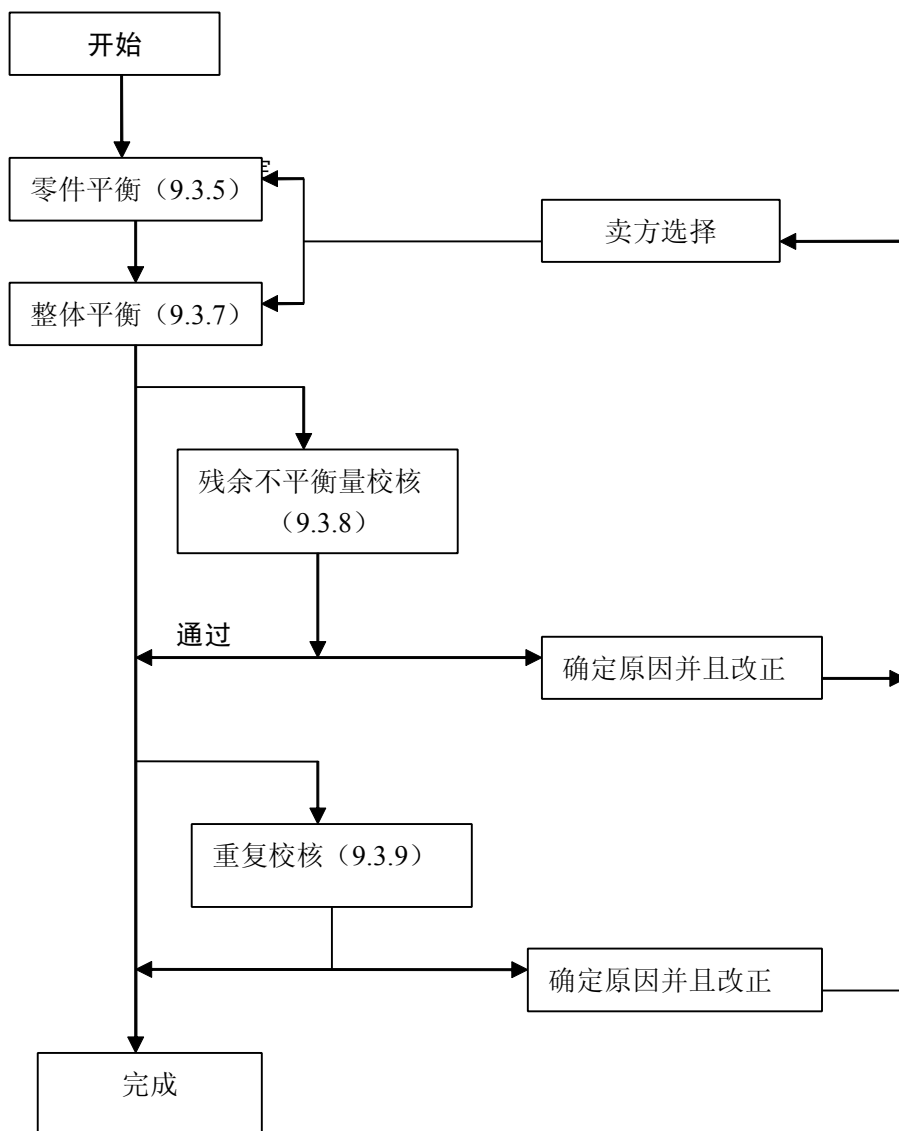


图 4 零件平衡，整体平衡

9.3 平衡准则

9.3.1 平衡机

平衡在平衡机上进行，平衡机应有检测规定的残余不平衡值的精度。

9.3.2 去重

对联轴器零件平衡去重，应选择低应力区。

9.3.3 同心度

联轴器做平衡校验前，零件的安装配合面（轴毂孔，套筒的止口等）应找正对中，使得零件的几何中心与平衡的旋转中心同心的误差为 $(0.00004 \text{ mm/mm} \times \text{安装配合面直径})$ 或 $6.4 \mu\text{m}$ (0.00025 吋) 以内，取其较大者。

注：确定旋转几何中心需要确定零件的圆度。一旦测出零件的圆度，其旋转几何中心就能确定。此方法不同于常规的 TIR 打表法，表的读数并不直接补偿圆度变化（例如，圆度变化的原因来自安装固定爪的挤压）。

9.3.4 紧固件

为了在现场正常拆卸联轴器所需要拆卸的每个螺栓、螺母及其他相似的零件，必须分别称重平衡，以达到该零件质量的 0.05% 或 0.1 克 (0.0035 盎司) 质量允差，取其较大者。

9.3.5 零件平衡

联轴器的零件应靠旋转来进行平衡。每个零件，如轴毂、套筒、挠性件、隔套、工厂组装部件、连接盘、固定板和当量接头，都应分别单独平衡（除了那些已经按照 9.3.7 的规定进行校正的零部件以外）。除了键槽，所有的零件机械加工都应在平衡前做完成。键槽的加工优先选在平衡之前完成。对于长度/直径比大于或等于 1 的零件或部件，应选用双面平衡。当长度/直径比小于 1 时，应优先选用双面平衡，但单面平衡也是可以接受的。每个零件都应该做平衡，使得每个平衡面的残余不平衡量，U，单位 g-mm，(盎司-吋) 不超过公式 (3) 至 (5) 给出的最大值：

$$U = \frac{K_2 \cdot m}{N} \quad (3)$$

$$U = K_3 \cdot m \quad (4)$$

$$U = K_4 \quad (5)$$

式中

K_2 为常数, 等于 6350 (4)

K_3 为常数, 等于 1.27 (0.0008)

K_4 为常数, 等于 7.2 (0.01)

m 为分摊到一个或另一个平衡面上零件的质量, 单位 kg (磅)。分摊到两个平衡面上的质量和为零件的总质量。

N 联轴器最大的连续工作转速, 单位 r/min。

9.3.6 整体平衡校核

联轴器按照 9.2.2 (零件平衡,整体平衡校核) 平衡校验后, 应该进行组装, 对整体平衡校验, 并对零件打印配合标记。任意组装的整台联轴器的残余不平衡量, U , 单位 g-mm(盎司-吋), 不应超过公式 (6) 至 (8) 给出的最大值:

$$U = \frac{K_5 \cdot m}{N} \quad (6)$$

$$U = K_6 \cdot m \quad (7)$$

$$U = K_7$$

(8)

式中

K_5 为常数, 等于 63500 (40)

K_6 为常数, 等于 12.7 (0.008)

K_7 为常数, 等于 72 (0.1)

其余的变量与公式 (3) 至 (5) 中的相同。满足上述准则的联轴器应打上配合标记。不满足这些准则的联轴器应做检查以找出原因, 加以改正并重

新平衡校核。不允许在装配好的联轴器进行动平衡修正（去重）。

9.3.7 整体平衡

按照 9.2.3（零件平衡，整体平衡），联轴器应进行整体平衡。对于整体平衡，联轴器的零件和部件应按照 9.3.5 中的规定进行平衡。然后，整体装配好的联轴器应打上配合标记并进行整体双面平衡，此时只在预先没进行平衡校正的零件或部件上进行平衡校正。整体组装后的联轴器的每个校正面上的最后残余不平衡量应不超过公式（3）至（5）中给出的最大值。

注：对整台联轴器的整体平衡修正了止口配合偏心所引起的不平衡。然而，联轴器的整体平衡禁止相同的零件互换，而且要求整台联轴器作为一个不可拆分的整体使用，除了螺栓和螺母以外。

9.3.8 残余不平衡量校核

●如有规定，残余不平衡量的校核应在整体装配后的联轴器上进行。残余不平衡量的校核应在联轴器的整体平衡或整体平衡校核后，而在整台装配好的联轴器从平衡机上拆卸下来之前进行。

注：残余不平衡量的校核程序，见附录 I。

9.3.9 平衡重复性校核

●如有规定，联轴器的检查应该在整体平衡和整体平衡校核后进行，以保证整体平衡的可重复性。联轴器应按使用现场拆开的程度拆开并重新安装到平衡机上。然后，应在平衡机上对重新装配好的联轴器测量其不平衡量。残余不平衡量， U ，单位 $g\cdot mm$ (盎司-吋)，不应超过公式（6）至（8）中给出的最大值。

9.3.10 零件的互换性校核

●当有规定时和互换的备件随着原联轴器供货时，买方应检验联轴器零件的互换性。在联轴器做完整体平衡校核和打上配合标记后，应按使用现场拆开的程度将联轴器拆开，而买方可选择任何一个主要元件进行替换，然后重新组装联轴器并将其装在平衡机上。

然后，应该按照 9.3.9 中描述的方式和规则，对联轴器的不平衡进行检查。

联轴器的零件应打上配合标记以便使用时正确定位。

所谓的主要元件应是刚性连接盘、挠性体部件、隔套或包括挠性件的中间段。

9.3.11 平衡心轴

9.3.11.1 当使用平衡心轴时，其表面的粗糙度不能超过 $0.4 \mu\text{m}$ (16 微吋) (算术平均值 Ra)，并且其偏心率不超过 $2.5 \mu\text{m}$ (0.0001 吋)。

带锥度的弹性心轴不能使用。

对于平衡前已加工完键槽的元件，平衡时应堵上键槽或使用一个相当的补偿办法，由于通常平衡心轴没有键槽。

平衡心轴的质量不应不超过被平衡零件或部件质量的 25%。

9.3.11.2 在零件和心轴之间的过盈配合将不小于 0.05 mm (0.002 吋) 或零件和轴配合的设计过盈值的四分之一，取其较小者。

9.3.11.3 对于安装在心轴上的零件，轴向和径向的跳动及相位应该被记录并且不应该超过零件直径的 $0.17 \mu\text{m}/\text{mm}$ (0.002 吋/呎)。

跳动测量的位置应该与拆装测量的相同。

9.3.11.4 零件如轴头锁紧螺母、联轴器轴毂等，可以在立式平衡机上平衡。

9.4 平衡调整孔

●如有规定，联轴器应提供螺纹孔以便调整平衡。平衡调整孔能够校正公式 (9) 给出的不平衡量 U 。

$$U = K_6 \cdot m \quad (9)$$

式中：

m 为分布到一个或另一个平衡面上零件的质量，单位 **kg**(磅)，分布到两个平衡面上的质量和为零件的总质量。

K_6 为常数，等于 **12.7(0.008)**

买卖双方应对平衡调整孔的数目，规格，深度和位置达成一致。对于带键的轴毂，调整孔的理想位置一般选在联轴器轴毂的外端面，轴毂筒体的内外径之间的中间位置。对于无键（液压配合）的轴毂，其调整孔的理想位

置一般选在联轴器法兰盘上，即法兰螺栓孔之间。

注：由于轴头偏心或键槽没完全填满，当轴毂装在轴上后，可在转子上加平衡调整孔。此方法一般排除了将该轴毂拆下再装到另一转子上去的可能，除非使用 9.4 中的方法获得了满意的平衡。使用平衡孔，轴毂可随时恢复其原始的平衡状态，只要拧出调整孔中的平衡配重丝堵。

10. 材料

10.1 结构材料应是按照规定的运行条件下的卖方的标准，除非买方或本国际标准要求或禁止的以外。

10.2 所有主要元件的结构材料应在卖方的报价书中清晰地表述。材料应参考适用的国际标准，包括材料等级，加以确认。当没有合适的标准时，卖方的材料规范如材料的物理性能、化学成分、试验要求，应包括在报价书中。

●10.3 买方应规定工作环境中存在的腐蚀成分，包括会引起应力腐蚀破坏的成份。

●10.4 如果规定联轴器在腐蚀环境中工作，可以要求进行油雾润滑、涂漆或惰性气体吹扫。卖方应告知买方何时联轴器材料要求上述的表面防护。

10.5 联轴器的挠性元件应用抗腐材料。如买方认可，挠性元件应涂镀适合的防锈层。卖方应说明涂镀的性质及使用方法。

●10.6 如有规定，10.5 中没有提到的其他元件也应使用防腐材料或涂镀合适的防腐层。

10.7 所有紧固件都应是经过热处理的合金钢，**510MPa** 的屈服强度（如 SAE J 429: 1999, 5 级）或更高。如果使用电镀的紧固件，应进行适当的处理以防止氢脆裂。

11. 附件

●11.1 联轴器的买方应规定由谁来提供安装和拆卸液压装配轴毂所需的泵、软管、接头、压力表和其他器具。

11.2 卖方应提供联轴器装拆的专用工具(即通常市面上无销售的工具),包括螺旋千斤顶和其他拆卸紧配合件的专用工具。

●11.3 如买方规定,卖方应提供剖分的安装定位环,以限定和调整液压装配的轴毂在轴上套装的位置。定位环应设计成可夹紧在轴上,亦可拆卸下来(在轴毂装到轴上后),无论安装是在工厂进行安装还是在现场进行安装。

●11.4 如买方规定,对于键连接的轴毂,卖方应提供一个拆卸拔具。

●11.5 如规定,对于每个锥形轴头,卖方应提供一套相匹配的塞规和环规。这些量规应满足下述要求:

- a. 量规的材料硬度应大于轴或联轴器的材料硬度,并且不低于**45HRC**。
- b. 此套塞规和环规应用机组卖方的主塞规和环规校准。
- c. 这套塞规和环规应满足本国际标准对于联轴器锥面的圆度、表面粗糙度和接触面的要求。
- d. 塞规和环规的长度应至少等于联轴器轴毂长度加上其过盈推进的距离。塞规和环规在每一端的锥度都应重合。
- e. 应针对可塞规和环规能的干涉,对设备图纸进行复核。
- f. 这些塞规和环规应在非关键部位标上“量具”字样。
- g. 这些塞规和环规的存放应满足 12.5.4 中的要求。

注:这套塞规和环规将作为业主用来检查轴和联轴器锥度的主要量具。

●11.6 如规定,卖方应按照下述规定提供一套研磨工具:

- a. 研磨工具应比轴和轴毂软。
- b. 研磨工具应该比配合锥面的两端各长出**12mm**。
- c. 应针对可能的干涉,对设备图纸进行复核。
- d. 这些研磨工具应在非关键部位标上“研磨”字样。
- e. 这些研磨工具的存放应满足 12.5.4 中的要求。

12. 制造质量、检验、试验和包装运输

12.1 制造质量

12.1.1 联轴器的买方代表应该能检验卖方的质量控制程序。

12.1.2 未经买方书面授权，不得进行扭矩传递受力部位制造缺陷修理。其他不影响联轴器性能、可靠性和安全性的缺陷的修理由卖方决定。

12.1.3 相同联轴器的零件，除了齿啮合的零件，应按合适的公差制造，该公差允许零件在使用现场作最少量的装配即可互换。然而，整套联轴器可能需要在置换零件后重新进行平衡校验。

12.1.4 卖方应对所有零部件倒角去毛刺，螺纹除外。

12.1.5 卖方的标记，如制造商标识和匹配的标记，应该在不影响联轴器的性能和完整性的低应力区域标刻。

12.2 检验和试验

●12.2.1 买方应规定其对检验和试验的参与程度。

12.2.2 预先通知卖方后，买方代表即可进入卖方和分包商进行制造、检验和试验的工厂。

12.2.3 卖方应将买方的检验和试验要求通知分包商。

12.2.4 如规定了车间检验和试验，买卖双方应商定制造过程的控制点，并让检验员进入检验。

●12.2.5 买方应规定每次见证或观察工厂检查或试验所需要的通知时间提前量。

如果买方需要进行**观察**检验或试验，则卖方应把检验或试验的时间通知买方，而且即使买方或其代表在没有出席的情况下，检验和试验也应按原计划进行。

如果买方要进行**见证**检验或试验，则卖方应把检验和试验的时间通知给买方，而且检验和试验只有在买方或其代表出席的情况下才可进行。

12.2.6 规定的检验和试验使用的设备、材料和工具应由卖方提供。

12.3 检验

12.3.1 除了本标准或买方提出的要求以外，卖方应负责确定所必须的检验和试验程序为保证材料和加工好的零件满足使用要求。由于要被检查的实际零件的规范取决于冶金、零件结构和制造方法，具体的程序和可接受的标准的使用应该由卖方就具体的应用形成书面文件。

注：标准的试验和典型的检验技术，一般适用于各种不同的尺寸、形状、材料和广泛的检验要求。

12.3.2 下述资料卖方至少应保存 5 年，以便买方或买方代表要求查询，或重新生产：

- a. 必要的材质报告，如关于所有扭矩传递元件的工厂试验报告。
- b. 无损检测试验结果。
- c. 检验和试验结果的书面报告，包括热处理和探伤的报告。
- d. 第 9 章中相关的平衡数据。

热处理后的试件机械性能的定期试验（诸如拉伸强度极限、屈服强度、延伸率和断面收缩率）每年至少进行两次，其结果应存档。

12.3.3 保证能够重新生产同样联轴器的那些数据，卖方应保存至少 20 年。这些数据应包括设计总图、零件明细表、材质单和应用的数据。

12.3.4 最终机械加工以后，除了由冷轧钢带制成的叠片和膜盘以外，所有金属的扭矩传递零件，螺栓和其他主要零件，都应进行下述检验：磁粉、荧光粉或者着色渗透探伤。零件存在的裂纹或其他缺陷将是报废的依据。要求提供认证报告。

12.3.5 所有焊接均应在最终处理后接受百分之百的表面和内部检验。磁粉和普通渗透法可用作表面检验。应该用超声波或射线法进行内部检验。所有焊接检验程序均应由买卖双方商定。

12.4 试验

●12.4.1 如有规定，对 8.12.1 中规定的对轴向强迫振动无阻尼响应的联轴器应进行试验，以确定预期的自然频率。买卖双方应商定试验的方法。

12.4.2 买方对工厂试验的认可并不意味可不要求满足规定运行工况下的现场性能标准，买方的检验并不免除卖方的责任。

12.5 发运准备

12.5.1 组装和发运前，联轴器所有表面都要清理并涂防腐层以防止腐蚀。对清除零件上的临时防腐层或其他运行准备，卖方应提供足够的指导。涂在轴毂孔上的临时防腐层应该贴上标签，指明它的存在和清除方法。

●12.5.2 买方应规定联轴器的储存时间和储存地点是在室内还是室外。

●12.5.3 买方应规定联轴器的包装是按国内运输还是按出口运输标准。

12.5.4 包装应足以防止正常运输中和规定的仓储期间内的机械损坏和腐蚀。

●12.5.5 每台联轴器都应打上钢印或蚀刻，标明项目号和系列编号（见12.1.5）。包装箱上应标明买方规定的内容。

●12.5.6 卖方应在所有可拆开的主要件上标明该联轴器的系列编号。卖方应在每个法兰上标明所推荐的螺栓拧紧力矩。买方也可以要求卖方标注附加的重要的标记，例如标注机组号或联轴器在机组中的位置。

13. 卖方数据

13.1 概述

13.1.1 卖方应提供 13.1.2 至 13.2. 中的资料。按合同规定的交付时间表提交包括图纸、曲线和数据，并按买方要求的份数和形式提供。

13.1.2 上述资料应能从封皮上辨认并在其标题栏和扉页标明：

- a. 买方/用户名称。
- b. 工作/工程号。
- c. 设备名和项目号。
- d. 合同号。

- e. 在合同中规定的其他识别标志。
- f. 卖方的工厂编号，系列号或便于辨别回函所需的其他内容。
- 13.1.3 如有规定，卖方将参加机组协调会，并准备讨论如下事项：
 - a. 合同、供货范围及分包厂商的事项。
 - b. 数据表。
 - c. 图纸的交付、生产和试验进度表。
 - d. 检查、监制和试验。
 - e. 适用的规范审查及事先同意的规范以外的审查。
 - f. 联轴器护罩的设计数据。

13.2 报价书和合同数据

13.2.1 概述

卖方报价书应包含下列 a 至 g 项中规定的资料：

- a. 一份表明联轴器及其所有零件均严格符合本国际标准及用户规范的特别声明。（如果联轴器及其零件不严格符合上述标准规范，卖方应列出清单，详细说明与本标准及用户规范的偏差，以便使买方能评估该报价）。
- b. 若干份带有完整的卖方资料的买方数据表。
- c. 标准的剖面图和文件。
- d. 如有需要，包含在此报价中的专用工具分项清单
- e. 为保护联轴器完整性所要求的开车、停车和运行限制。
- f. 如有规定，潜在的不平衡计算（见 8.9.3）。
- g. 如有规定，给出一个在相似工况下已安装运行的联轴器业绩表。

13.2.2 图纸

●13.2.2.1 买方应在询价书和合同中说明所需要的图纸或二底图的份数，以及卖方应提交的时间表。

13.2.2.2. 买方接到卖方的图纸应立即进行审查；然而，除非另有书面协议，此审查并不意味着允许偏离合同中的要求。图纸审查后，卖方应按规定的

数量提供认可的图纸。图纸应是清晰的，且符合 **ANSI Y 14.2M**。

13.2.2.3 下述内容应标在图纸上。最终的设计图纸应随联轴器一起装在包装箱内。通用的标准图纸不能接受。

- a. 买方的合同号（在每张图纸上）。
- b. 买方的机组项目号（在每张图纸上）。
- c. 联轴器的型式、型号和规格。
- d. 联轴器的零件质量及整台联轴器的质量。
- e. 每个半联轴器的质量和重心位置（以机器轴头端面为参考点，有效的半个联轴器的质量中心的位置，中心位置在轴头端面外，数据位为正，中心位置在轴头内数据为负）。
- f. 所有主要的外形、配合面及其他关键的尺寸，包括止口直径、齿节圆直径、长度、中间管的内外径、轴毂-轴毂及轴头-轴头间的距离、轴孔详图，包括键槽、轴与毂的过盈配合量、轴毂推进量和轴向窜动量。
- g. 挠性元件中心线之间的距离。
- h. 如果适用的话，挠性元件联轴器的轴向自然频率。
- i. 每半个联轴器（包括半个隔套）的极惯性矩。
- j. 扭转弹性系数，计入了在两轴端机组轴穿入轴毂的孔之间联轴器整个长度，它应包括一个轴头贯穿系数为 $1/3$ （或基于卖方试验数据的其他值），以及这些数据预期的准确度和允差。计算扭转弹性系数的方法应符合标准 **ANSI/AGMA 9004/9104**，除非应用了更精确的方法，如有限元分析或实际试验。

注：轴头贯穿系数，是在计算扭转刚度时，假设机组轴头与联轴器轴毂配合面未接触的，轴的长度部分。

- k. 隔套的横向自然频率，假定有隔套。
- l. 通常可拆卸的紧固件的锁紧和最小拧紧力矩（**8.10.3** 和 **8.10.4**）。
- m. 润滑剂的型号和用量，以及润滑剂喷嘴的口径和方向。
- n. 螺纹尺寸和平衡修正孔的尺寸。

- o. 结构材料。
- p. 如果联轴器带的话，连接盘和/或转矩当量盘的材料和外形尺寸。
- q. 连续和瞬时运行时允许的最大轴向位移和角向不对中值。
- r. 配合标记的位置和符号的描述。
- s. 连续和峰值的扭矩额定值和瞬时的扭矩限制。
- t. 对于所有的轴毂：
 - 1) 轴毂和轴的过盈范围
 - 2) 轴毂的推进范围（对于锥孔配合）
 - 3) 轴毂和轴过盈的扭矩能力（仅对于无键轴毂）
- u. 对于挠性元件联轴器：
 - 1) 挠性元件的横向刚度，是指使联轴器在垂直于其旋转轴的一个平面内挠曲的横向力与位移的比率。
 - 2) 在最大挠曲下的最大轴向力或轴向刚度
 - 3) 最大弯矩或弯曲刚度，是指在扭矩载荷下使联轴器产生角向不对中到某一定角度的力或弯矩。

13.2.3 数据

13.2.3.1 卖方应提供完整的数据表。

13.2.3.2 卖方应提供下述有用的资料给买方：

- a. 规定的或买方在 12.3.2 和 12.3.3 条款中确定的数据。
- b. 认证的平衡记录。
- c. 按 A.5 条要求说明的关系。

●13.2.3.3 应该计算联轴器在最大连续转速下运行护罩内的最高温度。它应该是买卖双方共同确认，由谁进行这些计算。联轴器所处的护罩内的温度和周围环境的温度数据应该由买方提供。

13.2.3.4 卖方应提供其供货的设备的零件明细表。此明细表应包括设计图号、库存编号、生产图号和结构材料。此明细表应把每个零件都写清楚使得买方可以确定该零件是否与同一制造商提供的联轴器零件有互换性。标

准采购件应按照原卖方的名称和零件编号。材料的标识按 10.2 中规定。

13.2.3.5 卖方应于实际发货日后的 5 天内按要求的数量提供联轴器的使用手册。其中包括清楚的总装配图（通用的图纸不可接受）、零件明细表和填写完整的数据表。上述文件还应包含安装调试说明和最终的试验与检验报告，开车、停车和运转限制的说明，运行和维修说明。对于挠性元件联轴器，使用手册中要包括预拉伸或预压缩的数值以及隔套长短调整垫片的使用方法。使用手册还应包括任何相关设备，如连接盘或当量接头的安装和使用说明。

13.2.3.6 卖方还应提交一份补充备件清单，在原报价书中的备件清单之外。此补充清单应包括推荐的备件名称、剖面图或装配图、零件编号、材质、价格和交货期。零件编号要让人能识别该零件的可互换性。标准的外购件应标明原制造商的编号。

附录 A 扭转阻尼联轴器和弹性联轴器 (标准化的)

A.1 概述

A.1.1 此附录中的技术要求适用于扭转阻尼和弹性联轴器，并且替代了 8.1 中的要求，除非采用了 8.1.4、8.1.5 和 8.1.6 中的要求。

A.1.2 扭转阻尼和弹性联轴器，用于瞬时或连续运转过程中可能发生有害的扭转激振的机组。由于这类联轴器的独特性及其应用的场合，在本附录中仅对其给予指导性的阐述。

●**A.1.3** 买方应规定是否有必要采用弹性联轴器。

A.2 基本设计

A.2.1 扭转阻尼联轴器和弹性联轴器通过将激振能量引入一个或多个挠性元件来限制所连接机组的扭矩振荡。通常，这类联轴器用在机组的最低速

的轴，因此属于低速联轴器。当机组的部分扭转自然频率低于机组的工作转速时（常有的），机组在启动、正常运转和紧急停车过程中势必将通过这些自然频率。

A.2.2 扭转阻尼联轴器和弹性联轴器可以采用金属挠性元件或橡胶类挠性元件。一些用弹簧钢作为挠性元件的联轴器可以充油，并通过油的移动来加大粘滞阻尼。通常，橡胶类挠性元件联轴器一般比金属挠性元件联轴器有较低的扭转刚度和较大的阻尼。扭转阻尼联轴器和弹性联轴器通常用在驱动机组的低速端，并且和其他类型的联轴器（齿式、膜片和膜盘联轴器）组合应用。这种组合式应用有很多理由，如吸收轴向移动和降低质量（通常在被驱动机轴端）。

如果一个弹性联轴器和一个金属挠性元件（膜片或膜盘式）或齿式或套筒式联轴器组合应用，则这些零件都要遵照本国际标准相应的部分。

A.2.3 除非另外达成一致，应把联轴器的正常稳定态扭矩乘以 **3.0**，并与联轴器的峰值扭矩能力做比较后来完成该类联轴器的初始尺寸设计。这些联轴器的尺寸通常是以联轴器的瞬时/峰值扭矩为基准，进行详细的系统分析后确定。联轴器的橡胶挠性元件的峰值扭矩能力应该至少是所计算的瞬时峰值扭矩的 **1.15** 倍。联轴器的橡胶类挠性元件的临时扭矩极限应该大于不常有的高-瞬时扭矩。联轴器的所有其他零件（螺栓、轴毂、隔套）应该遵照条目 **7.2** 和 **7.3** 中的要求。

A.2.4 联轴器的阻尼应该足以使机组中的扭转振动应力降低到一个安全的水平。

●**A.2.5** 买方应该规定挠性元件的材料限制。

●**A.2.6** 买方应该规定联轴器扭转阻尼的最低要求和允许的扭转刚度范围。

●**A.2.7** 买方应对受剪切力的橡胶类元件的使用做出限制。

A.2.8 橡胶类元件受压的联轴器应被设计成能吸收产生的轴向泊松膨胀。

A.2.9 橡胶类元件应被设计成消除所要求的振动能量而不会过热。

●**A.2.10** 买方应根据机组不对中要求规定，联轴器是单啮合的还是双啮合

的。

●**A.2.11** 买方应根据机组维修的需要规定，联轴器是否带隔套；如果需要隔套的话，规定隔套的长度，。

A.2.12 联轴器的配合应按照制造商的标准，满足平衡和配合面连接的要求。8.9 中的要求不适用。

A.2.13 联轴器零件的表面处理可以遵照制造商的标准，使得提供的联轴器满足本国际标准的设计和平衡要求。

A.2.14 联轴器的弹性元件之间，包括弹性元件（如果采用的话，或弹性和挠性元件的组合）的横向临界转速(N_c)，假定为无限大刚性支撑，遵照 ANSI/AGMA9004 或 ANSI/AGMA9104 中规定的均管方程法，应该至少是规定的最高工作转速的 2 倍。或按照实际几何尺寸的更精确分析（如有限元分析）至少是规定的最高工作转速的 1.5 倍。买方和卖方应该商定,谁完成这些计算和假设。

注：联轴器的真实的横向频率受法兰护板和轴伸刚度的影响。求得此真实数据的计算是复杂的。该小节（A.2.14）确定了近似值，用于其他方面还不十分清楚的时候，如设计的报价阶段。

A.2.15 温度、振动扭矩及其频率应被包括在 7.1 中说明的联轴器的额定值中。

A. 3 平衡

A.3.1 除非另外规定，弹性联轴器，包括金属挠性元件联轴器或齿式联轴器中的任何零件，应按照 9.3.5 中的限制每件做平衡。单独的橡胶类挠性元件应称重平衡到允差 0.1 克（0.0035 盎司）。

●**A.3.2** 如规定，联轴器应该校核平衡和/或整体平衡。整体平衡校核限制和平衡限制应由联轴器的买卖双方商定。

A. 4 结构材料

●**A.4.1** 结构材料，包括橡胶元件，应由买卖双方商定。买方应规定适当的工作条件（包括环境条件），如温度，大气的腐蚀程度及空中的灰尘粒度。

A.4.2 轴毂、套筒和隔套最好采用锻钢。焊接的隔套是可以接受的。韧铁

结构是允许的，但灰铸铁不可以接受。

A.4.3 除了条目 10.5 以外，第 10 章中的要求均应采用。

A5 卖方数据

A.5.1 如果每项的额定最大值不能够同时被接受时，联轴器的卖方应说明联轴器的连续扭矩、转速、最大连续角向不对中和最大连续轴向位移之间的关系，（是温度、振动扭矩及其频率的函数）。

A.5.2 对于具有非线性扭转刚度的联轴器，卖方应提供挠性元件挠曲变形对扭矩和对应的粘滞阻尼瞬时值的曲线或表格。在应用中，温度、转速和振动扭矩的影响也要予以考虑。

●A.5.3 如规定，卖方应说明在规定的运行条件下（包括环境条件）预期的橡胶类元件的寿命。

附录 B 齿式联轴器 (标准化的)

B.1 概述

B.1.1 本附录中的要求适用于齿式联轴器，替换条目 8.1 中的要求。

B.1.2 对于新的应用，一般不推荐使用齿式联轴器。可能的例外有，

- 当金属挠性元件联轴器（膜片或膜盘式）不能吸收大的轴向位移时，
- 当联轴器的轴孔孔径受到限制，而齿式联轴器由于其高功率能力是唯一适合机组系统的联轴器时。

·B.1.3 联轴器的买方应规定是否要使用齿式联轴器。

B.2 联轴器选型

B.2.1 联轴器应根据设备的载荷选择，并且能够传递最大稳态扭矩、循环扭矩和最大瞬时扭矩，同时能够承受运转过程机组的角向不对中、轴向位移以及转速和温度。

B.2.2 除非另外规定，基于稳态运行条件选择的扭矩和公式（2），齿式联

轴器的使用系数应为 1.75。

注：此 1.75 的使用系数是通过经验获得，可使齿式联轴器满足涡轮机械的典型应用。它不同于为金属挠性元件联轴器所推荐的使用系数 1.5。除了设备使用系数以外，金属挠性元件联轴器使用了安全系数而更精确。

B.2.3 按照条目 6.8，齿式联轴器的使用系数可以被适当地降低。

B.3 联轴器设计

●**B.3.1** 买方应规定机组在启动、正常运转和停机时所预期的联轴器最大轴向位移数据，此数据通常以机组两轴在轴向相对移动的位移量和方向表示。这些尺寸应从机组的非运转位置与环境条件得出。除非另外规定，联轴器所能承受的总的轴向位移量不能小于 6mm (1/4 吋)。如机组需要，买方应规定轴头限位设计。

轴头限位联轴器是为了防止轴向位移超过一个规定数值。

B.3.2 所有齿式联轴器都应该是双啮合式联轴器。

●**B.3.3** 买方应规定外齿是在联轴器的轴毂上（挠性轴毂联轴器）还是在隔套上（常称为船用联轴器）。

●**B.3.4** 联轴器的设计应保证所有的零件都准确地对中。齿的啮合点应在外齿顶径和内齿根径。齿顶间隙应是保持平衡的最大间隙。在挠性轴毂联轴器上，齿顶间隙应该允许由轴毂与轴的过盈配合引起的径向涨量。

齿根直径是内齿齿根圆的直径。

B.3.5 对于转速高于 1800 r/min 的联轴器轴毂，齿式联轴器齿的导向配合应与轴孔同心，允差为 0.00008 mm/mm TIR (0.001 吋/呎 TIR) x 孔径或 0.013 mm TIR (0.0005 吋) 之内，取其大者。对于运行转速在 1800 r/min 或以下的联轴器，导向配合只需满足平衡允差即可。

B.3.6 对于转速高于 1800 r/min 的联轴器套筒，齿式联轴器齿的导向配合应与止口同心，允差为 0.00008 mm/mm TIR (0.001 吋/呎 TIR) x 孔径或 0.025 mm TIR (0.001 吋)，取其大者。导向配合应该为圆形，圆度在 0.00016 mm/mm TIR (0.002 吋/呎 TIR) x 孔径或 0.038 mm TIR (0.0015

吋/呎 TIR) 之内, 取其大者。对于转速在 180 r/min 或以下的联轴器, 止口配合只需满足平衡允差即可。

B.3.7 应该应用渐开线齿型。外齿应在齿顶和边缘倒角以提供所需求的吸收不对中能力和传递扭矩能力。啮合的退后量, 齿的圆周间隙, 应该保持最小, 它对应于卖方所说明的最大允许不对中。

B.3.8 齿的硬度最低应为洛氏硬度 HR C45。较宽齿面的齿 (通常是套筒齿) 的硬度应大于或等于配合齿的硬度。

●**B.3.9** 如规定, 联轴器应设计成可油浴润滑。否则, 联轴器应设计成可连续润滑。

●**B.3.10** 为了降低杂质的积累和过渡的温度升高, 连续润滑的联轴器应采取浸没啮合齿的设计和降低油泥积累。每个齿啮合应分别喷注过滤油。买方应规定润滑油 (其他供应商提供的) 的粘性、压力、温度和过滤精度。卖方应说明联轴器需要的油量。

B. 4 卖方数据

除了第 13 章的要求以外, 卖方应提供下列数据。

- a) 当采用时, 联轴器的润滑油和冷却系统要求。
- b) 在假定的摩擦系数和正常运行扭矩下的轴向力。
- c) 在正常运行扭矩下的弯矩和在假定的摩擦系数下的额定不对中。
- d)

附录 C 套筒式联轴器 (标准化的)

C. 1 概述

C.1.1 本附录的要求适用于套筒式联轴器, 并且取代了条目 8.1 中的要求。

●**C.1.2** 买方应规定是否需要套筒式联轴器。

C.1.3 套筒式联轴器不能应用在两台均带有推力轴承的机组两轴之间。然而, 套筒式联轴器可以和其他型式的联轴器组合并用以克服其内在的不能

吸收的轴向位移的不足。

C.2 联轴器的选型和设计

C.2.1 联轴器应根据设备的载荷选择，并且能够传递最大稳态扭矩、连续循环扭矩和最大瞬时扭矩，同时能够承受机组运行中的角向不对中、轴向偏移以及转速和温度。

●**C.2.2** 买方应规定机组在起动、正常运转和停机时所预期的联轴器连接的机器最大不对中数据，此数据通常以机组两轴的平行（或横向）不对中和/或角向不对中表明。这些数据应计入了已知的影响机组的膨胀、温度和动负荷力因素。

C.2.3 假定为无限大刚性的支撑时，联轴器的横向临界转速(N_c)应该是规定的最高工作转速的 2 倍。遵照 ANSI/AGMA9004 或 ANSI/AGMA9104 中规定的均管方程法；或至少 1.5 倍，按照实际几何尺寸的更精确分析（如有限元分析）。买方和卖方应该商定,谁进行这些计算和假设。

注：联轴器的真实的横向频率受法兰护板和轴伸刚度的影响。求得此真实数据的计算是复杂的。该小节（C.2.3）确定了近似值，用于其他方面还不十分清楚的时候，如设计的报价阶段。

C.2.4 除非另外规定，基于稳态扭矩，套筒式联轴器应采用 1.5 倍的使用系数，见 6.6

C.2.5 除非另外规定，软轴应带有整体的端法兰。

附录 D 金属元件联轴器的系数 (资料性的)

D.1 使用系数

为了选择联轴器,使用系数被用在联轴器所连接机组的正常运行扭矩上。使用系数包含了机组非正常设计条件下的各种因素，如在扭转振动、波动载荷，流体或压缩气体的条件变化，叶片结垢或驱动机最大工况下功率输出。它是一个考虑了联轴器将承受的未知的或未理解的载荷变化的系数。它是一个应用于机组载荷的系数。

一旦联轴器的使用系数确定后，此使用系数乘以正常扭矩将被用来选择联轴器，参照产品样本上的连续运转的额定扭矩。

按照 6.10、6.13 和 6.14，联轴器与轴的连接（液压无键装配）的传扭能力按要求应大于 1.75 倍使用系数的正常运转扭矩，而不小于 115% 的最大瞬时扭矩。机组轴头直径对于传扭能力有很大的影响。

D.2 安全系数

联轴器的安全系数决定了联轴器设计的安全。

联轴器的制造商用来确定连续运转下联轴器额定值的方法，在 7.1 中描述。它建立了最小的疲劳安全系数和用来识别材料特性（如疲劳强度、屈服强度和极限拉伸强度）的方法。此方法标准化了公认连续额定值的基础，以至于不同的制造商的额定值能够在比较同等的基础上比较。

在 7.2 中，描述了关于瞬时和实时极限的材料屈服强度的最小安全系数。

本国际标准不论述设计的具体细节，如算出应力或这些应力怎样组合的公式或分析。此类资料常常被认为是专有的，通常不提供给买方，除非达成一致。至于这些应力如何得出和组合的，联轴器的制造商基于对其产品的经验，应具有相当的把握。

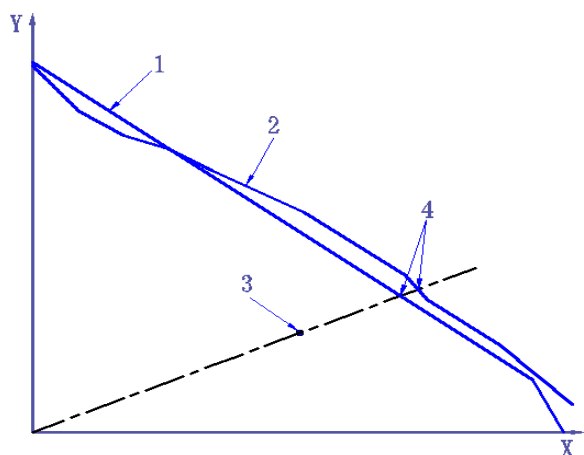
D.3 典型的疲劳图表

图 D.1 为典型的疲劳图表，它包含修正的 Goodman 曲线和恒定寿命曲线。

疲劳安全系数可定义为由原点到 Goodman 曲线或恒定寿命曲线的长度被由原点到组合应力点的长度除，即图 D.1 中线段 0-4 的长度被线段 0-3 的长度除。

疲劳安全系数然后与 7.1 中的最低要求比较，以决定是否被采用。

注：安全系数与机组的运行点无关。它与产品样本公布的，或联轴器合同图纸中的联轴器最大额定值组合相关。机组运行点的实际安全系数通常还要更大一些。



- 图例
- X 恒定寿命曲线
 - Y 压力线
 - 1 典型修正的 Goodman 曲线
 - 2 典型的恒定寿命曲线
 - 3 组合的应力点
 - 4 由原点引出的线与 Goodman 曲线和恒定寿命曲线的交点

图 D.1 典型的疲劳图表

附录 E 确定潜在不平衡的示例 (资料性的)

E.1 概述

一个典型的挠性联轴器包含若干零件，这些零件通过基准面以旋转轴为中心定位，如联轴器的轴孔和各种导向销和止口（止口或榫头）。这些零件的实际不平衡是零件本身残余不平衡和零件质量的偏心影响的结果。零件质量的偏心由各种导销或止口与其他基准面的偏心 and 间隙引起。

整台联轴器的不平衡是所有零件不平衡的总合。然而，假定那些相关的不平衡作用方向一致是不合实际的，因此，用算术的方法把那些相关的不平衡相加并不合理。

每个相关不平衡的实际量值和方向是随机性的，且不平衡量值被假定有正常的（Gaussian）分布，以至于假定的最大值为标准偏差的固定倍数。由此整台联轴器的不平衡量值也有一个常规分布，以至于最大可能值（潜在不平衡）为所有相关不平衡量平方和的平方根。

上述描述见图 E.1，它是半个挠性元件联轴器的简化模型，由三部分组成：轴毂、挠性元件或部件和半个隔套。

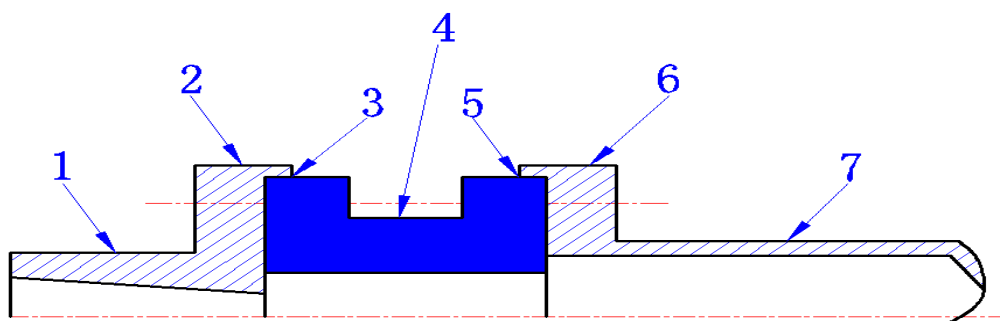


图 E.1 – 典型的挠性元件联轴器

- 1 轴毂
- 2 法兰 1
- 3 止口 1
- 4 挠性元件组或部件
- 5 止口 2
- 6 法兰 2
- 7 隔套

E.2 主要参数

运行转速： 5000 r/min

质量：轴毂(Mh) 10 kg

挠性部件(Mf)： 12 kg

半个隔套(Msp)： 15 kg

E.3 平衡

联轴器零件平衡如下：

a) 轴毂，按照 ISO1940-1:2003 标准在平衡心轴上做平衡，等级 2.5:

1) 平衡心轴最大残余不平衡量: 7g-mm

2) 安装配合表面最大偏心度, e_h : 10 μ m

3) 止口 1 与轴孔的最大偏心度, e_j : 0 μ m

b) 挠性元件部件, 在止口 1 处支撑卡紧一个固定的工装上, 并且按照 ISO-1940-1:2003 标准做平衡, 等级 2.5:

1) 固定工装的最大残余不平衡量: 7 g-mm

2) 挠性体在固定工装止口处的最大偏心量, e_f : 5 μ m

3) 固定工装止口的径向允差: 0

4) 轴毂连接处的径向允差 (止口 1): 0

5) 止口 1 与止口 2 的最大偏心量, e_2 : 10 μ m

c) 隔套, 通过滚动中间管的外表面按照 ISO1940-1:2003 做平衡, 等级 2.5:

1) 挠性部件配合的止口与滚动面的最大偏心度, e_{sp} : 5 μ m

2) 隔套与挠性部件的配合止口 (止口 2) 处的间隙, e_{sp} : 10 μ m

d) 两法兰的螺栓: 12 个螺栓(N)分布在 200mm 节圆 D_b

1) 螺栓孔最大直径间隙, C_b : 100 μ m

2) 螺栓孔半径的最大变化, $V_{r,bh}$: 100 μ m

3) 每个螺栓的质量, m_b : 50 克

质量的最大变化 (最重对最轻), $V_{m,b}$: 0.1 克

4) 每个螺帽的质量, M_{nut} : 10 克

质量的最大变化 (最重对最轻), $V_{m,nut}$: 0.1 克

注: 按 ISO1940-1:2003, 等级 2.5,

在 5000 r/min 时, 最大的不平衡量为 5g-mm/kg。

E.4 相关的不平衡

表格 E.1 中列出了各相关的不平衡:

表格 E.1 – 相关的不平衡

	项目	公式	不平衡量 U 克-毫米	U² (克-毫米) ²
1	轴毂残余不平衡	$m_h \times 5$	50	2500
2	由于心轴偏心引起的轴毂不平衡	$m_h \times e_h$	100	10000
3	轴毂心轴残余不平衡引起的不平衡	—	7	49
4	挠性元件部件的残余不平衡	$m_f \times 5$	60	3600
5	由固定体止口偏心引起的挠性元件部件不平衡	$m_f \times e_f$	60	3600
6	挠性元件部件安装残余不平衡引起的不平衡	—	7	49
7	半个隔套的残余不平衡	$m_{sp} \times 5$	75	5625
8	由于止口偏心引起的半个隔套不平衡	$m_{sp} \times e_{sp}$	75	5625
9	由于止口 1 偏心引起的挠性元件部件和半个隔套和法兰 2 紧固件的不平衡	$[m_f + m_{sp} + N(m_b + m_{nut})] \times e_1$	277.2	76839.84
10	由止口 1 和 2 的偏心引起的半个隔套的不平衡	$m_{sp} \times e_2$	150	22500
11	由止口 2 上的间隙引起的半个隔套的不平衡	$m_{sp} \times c_{sp}/2$	75	5625
12	由螺栓螺母径向偏移引起的法兰 1 的不平衡	$N(m_b + m_{nut} \times \{cb/2 + v_{r,bh}\})/1000\sqrt{N}$	31.2	973.44
13	由螺栓螺母径向偏移引起的法兰 2 的不平衡	$N(m_b + m_{nut} \times \{cb/2 + v_{r,bh}\})/1000\sqrt{N}$	31.2	973.44
14	由于螺栓质量变化引起的法兰 1 的不平衡	$V_{m,b} \times Db/\pi \times \sqrt{N/2}$	15.6	243.36
15	由于螺母质量的变化引起的法兰 1 的不平衡	$V_{m,b} \times Db/\pi \times \sqrt{N/2}$	15.6	243.36
16	由于螺栓质量的变化引起的法兰 2 的不平衡	$V_{m,b} \times Db/\pi \times \sqrt{N/2}$	15.6	243.36
17	由于螺母质量的变化引起的法兰 2 的不平衡	$V_{m,b} \times Db/\pi \times \sqrt{N/2}$	15.6	243.36
18	总计	—	1061.00	138933.16

E.5 潜在不平衡

潜在不平衡，U，等于半个联轴器的各种不平衡平方和的平方根：

$$U = \sqrt{138933.16} = 373 \text{ g-mm}$$

半个联轴器的质量是 37.36 kg，包括轴毂、挠性部件和半个隔套之和。
主惯性轴的质量偏移 m_{dis} ，于是如下列公式得出，

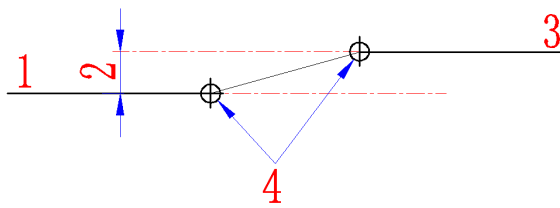
$$M_{dis} = 373 \times 10^6 / (1000 \times 1000 \times 37.36) = 9.98 \mu m$$

按照 8.9.3，转速在 5000r/min 中的联轴器不应超过 ANSI/AGMA9000-C90，等级 11，即质量中心偏移 $13 \mu m$ 。因此，示例中的联轴器符合要求。

注：用来计算相关不平衡的公式的推导和进一步的潜在不平衡的概念，本标准的使用者应参考 ANSI/AGMA9000。

附录 F 不对中的示例 (资料性的)

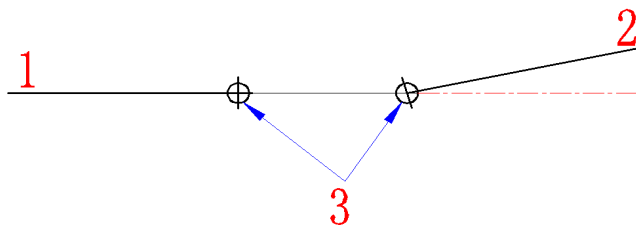
图 F.1 至图 F.4 描绘了各种不对中情况。



图例

- 1 驱动器
- 2 平行不对中
- 3 被驱动力
- 4 挠性面

图 F.1 – 平行不对中



图例

- 1 驱动器
- 2 被驱动力
- 3 挠性面

图 F.2 – 角向不对中

图例

- 1 驱动器
- 2 横向不对中
- 3 被驱动器
- 4 挠性面
- 5 驱动器轴端面

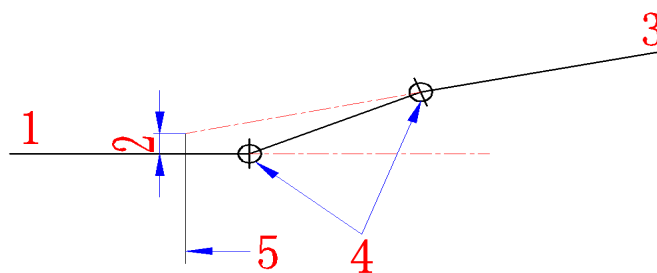
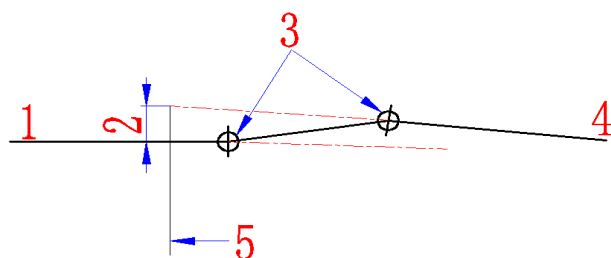


图 F.3 – 横向偏移和角向不对中方向相同且存在同一平面



图例

- 1 驱动器
- 2 横向不对中
- 3 挠性面
- 4 被驱动器
- 5 驱动器轴端面

图 F.4 – 横向偏移和角向不对中存在同一平面，但方向不同

附录 G 联轴器轴孔的锥度 (资料性的)

本国际标准强制规定无键液压配合轴毂的锥度为 1:24(每呎直径方向 1/2 吋)，而非液压配合轴毂的锥度为 1:16(每呎直径方向 3/4 吋)。承认存在着其他的锥度，然而，锥度 1:24 和 1:16 为强制规定的默认值，以使轴毂锥孔检具标准化。

轴孔锥度越大，将轴毂轴向定位到轴上所要求的精确度就越高，以保持应力和接触压力在给定的限制之内。换言之，锥度越小，改变压力和接

触力的自由空间就越小，因为那样锥度需要隔套间隔长度的改变会较大。

表 G.1 给出三种标准轴头锥度轴毂所需要的轴向推进量，为使其轴孔直径胀大 0.025mm(0.001 吋)。

为了更进一步的描述，假设一个内径为 125 mm(5 吋)的轴毂，其过盈配合量为每毫米直径 0.002 mm/mm(0.002 吋/吋)。该轴孔将达到一个压力 $4.14 \times 10^8 \text{ N/M}^2$ (60000 磅/平方吋)。轴孔胀大 0.25 mm(0.010 吋)，三种不同锥度轴头所需要轴毂推进量为表中给出值，分别为 14.5mm，6.0mm 和 4.0mm (0.57,0.24,0.16 吋)。

表 G.1 – 轴孔胀大 25 μ m 所需要的轴毂推进量

锥度	所需要的轴毂轴向推进量	
	mm	吋
1°(包括角)	1.4	0.057
1:20 (0.60 吋/呎)	0.5	0.020
1:24 (1/2 吋/呎)	0.6	0.024
1:16 (3/4 吋/呎)	0.4	0.016

附录 H 联轴器的护罩 (标准化的)

H.1 范围

本附录概括了对特殊应用联轴器护罩的最低要求。它便于业主或买方规定驱动和被驱动机组的总要求。联轴器的护罩通常是由机组的卖方而不是联轴器的制造商提供。因此，本附录不属于对特殊应用的联轴器的要求。

H.2 对所有联轴器护罩的一般要求

●H.2.1 联轴器的买方应指定谁负责协调和谁负责提供机组中的所有联轴器护罩。

●H.2.2 联轴器的买方应规定所需要的护罩类型。

H.2.3 每套联轴器应有一个足以包住联轴器和轴的护罩，以防止任何人员在机组运行时接近旋转件。

H.2.4 护罩应能为了联轴器的检查和维修，方便地拆卸而不干扰机组。

H.2.5 护罩应有足够的刚度，可以承受 90 kg 的静载荷，变形量不大于护罩非支撑长度的 0.0005 倍。

H.2.6 护罩应符合当地的任一法律和法规要求，例如，OHSA 标准 1910.219-O，或 EN953。

●H.2.7 如规定，护罩应不漏油。

H.2.8 按要求护罩应设有抗漩涡挡板，以降低风阻的影响。

●H.2.9 如规定，护罩应由抗火花材料制成，如铝，铝合金，铜，铜基合金。结构材料的说明应交给买方认可。

H.2.10 联轴器护罩应有降低旋转零件产生热量的特性，并且在联轴器最大外径和护罩的最小内径之间至少有 25 mm（1 吋）的半径间隙。提供联轴器护罩的卖方应确认护罩的预期表面温度。建议联轴器护罩的最大温度应不超过 70 °C（160 °F）。护罩的温度超过此温度，应提供防护措施以防止人员接触护罩。

H.3 安装在基础上的护罩

H.3.1 安装在机组基础或底座上的护罩应能整体拆卸。

H.3.2 安装在基础上的护罩最好用整体的不开视窗的金属板制成。用网状金属板或多孔板制成的护罩可以接受，如能保证其孔径小到能阻止直径为 10 mm 或以上的物体进入。金属丝网护罩是不能接受的。

H.4 完全封闭的护罩

H.4.1 完全封闭的护罩最好是圆筒形轴向剖分，在轴两端带有与机组壳体相连接的法兰。如果要求护罩的一端为滑动连接，该处应带有两只“O”型环。也可采用挠性波纹管或类似的设施来吸收机组膨胀。

H.4.2 如果需要连接法兰将护罩连到机组壳体上，则按 H.2.1 中指定的卖

方应负责其设计和供货。

●**H.4.3** 完全封闭的护罩应不漏油，并且带有排气口和泄油孔。按照最低要求，这些排气口和泄油孔应该符合 **DN25 (NPS1)**，并且如要求，应采用法兰连接。

H.4.4 如果护罩设计成靠空气流动来冷却内部，则应该至少设有两个可阻挡进气的出气口，该口的位置应在不同于排气口的平面。注意泄油管也可以当作出气口。因此，空气在封闭的护罩内循环。出气口的面积应至少是全部进气口面积的两倍。

注：Calistrat 和 Munyon 的论文提供了联轴器护罩温度条件的设计和评估的指南。

H.4.5 除非另有规定，在护罩排风口上应设有一个螺纹连接呼吸帽。实际应用中，护罩排风孔用管道连接，或作为机组放空系统的一部分。应采用法兰式的，此种情况下不必使用呼吸帽。排泄口法兰连接至少应该是 **DN25(1 吋)**的，能处理机组排泄油的流量。建议泄油连接与护罩外径相切且顺着联轴器的旋转方向。

H.4.6 还应该设制档油板，沿着护罩安装在泄油口处防止油排出去前在护罩内绕转超过一圈。在长度为 **900 mm(36 吋)**或以上的护罩中，如果用空气冷却时，则有必要设两个排油口，在不同于进气口的平面上每端一个。

●**H.4.7** 如规定，护罩应设有使用干空气或惰性气体吹扫内部的接口。

注：当存在不寻常的腐蚀时，此接口是必须的。

●**H.4.8** 如规定，当合同联轴器装到驱动机和被驱动机上进行工厂试验时，应使用合同护罩。

H.5 连续润滑联轴器的护罩

H.5.1 除了 **H.4** 中列出的要求以外，下列应适用于连续润滑的联轴器的护罩。

H.5.2 每个喷油嘴应按合适的方位安装紧固到护罩上，并且此安装应保证如果维修需拆下喷油嘴时，重装时能容易实现原位重装。靠摩擦夹紧喷嘴或用管子是不可接受的。

H.5.3 护罩的设计应保持至少运行 5 年不漏油。每个护罩应提供一个排油法兰接头，其尺寸为 DN25(NPS1)或更大。

●**H.5.4** 如规定，护罩应设有一个视窗，以便在联轴器运转时对喷油嘴进行安全检查。

H.6 测试仪联轴器的护罩

除了上述的要求以外，包含仪器（如扭矩测量仪）的护罩应被设计成能使内部温度不超过被封闭在护罩中的仪表所允许的最大温度。

附录 I 残余不平衡量校核的步骤 (资料性的)

I.1 概述

本附录描述了可用来确定整台联轴器的残余不平衡量的步骤。虽然一些平衡机可以调整到能测出精确的不平衡量，但是刻度可能有误差。确定残余不平衡量的唯一可靠方法是测试一个带有已知不平衡量的联轴器。

I.2 残余不平衡量

残余不平衡量是一台联轴器平衡后的不平衡量。除非另有规定，残余不平衡量的单位为 g-mm(盎司-吋)。

I.3 最大允许的残余不平衡量

I.3.1 每个平衡面上的最大允许残余不平衡量 U ,可按照 9.3.6 或 9.3.7 中的公式计算。

I.3.2 分配给每个平衡面的质量应该被确定下来。不可以简单的假定为总重被相等地分到每个平衡面上，除非该联轴器是完全对称的。

I.4 残余不平衡量校核

I.4.1 概述

I.4.1.1 当平衡机的读数表明一台联轴器已经平衡到规定的允差之内时，在将其从平衡机上拆下之前应进行残余不平衡量校核。

I.4.1.2 为了校核残余不平衡量，六个已知的试验质量再联轴器的一个平衡

面内相同半径处均布（间隔 60° ）。对于每个试验质量的位置，平衡机的读数按照 1.4.2 中的步骤列成表并在极坐标图中标出。

1.4.2 步骤

1.4.2.1 选取一个试验质量和半径，他们会导致最大允许残余不平衡 1 倍至 2 倍的不平衡[例如，如果 U 为 488.4 g-mm (0.68 盎司-吋)，则试验质量会引起 488.4 g-mm 到 976.8 g-mm(0.68-1.36 盎司-吋)的不平衡]。该试验质量和半径应使产生的图如 1.4.2.5 中的描述足以包围极坐标图的原点。

1.4.2.2 从一个平衡面上方便参考的位置（如已知的偏重点）开始，在平衡面内绕着联轴器划分出规定的 6 个位置（间隔 60° ）。把试验质量加到该平衡面上已知的偏重点位置的附近。证实平衡机有反应并且在参与不平衡量校核所选用的范围和坐标图之内。

1.4.2.3 证实平衡机的反应合理（如没有失灵的传感器或显示）。例如，如果试验质量加到了已知的偏重点上，平衡机的读数至少是没加重前最后一次读数的 2 倍。加重后平衡机表上的读数很小或没有读数，则表明联轴器没有平衡到正确的允差范围内，或平衡机不够灵敏或平衡机本身有问题（如信号传感问题）。如果初步试验满意的话，继续进行下一步。

1.4.2.4 把试验质量移到下一个试验位置（即离第一个试验位置 $60^\circ, 120^\circ, 180^\circ, 240^\circ, 300^\circ$ 和 360° ）。重复设置初始位置以做可重复性动平衡试验并且把结果记录在残余不平衡量的表格里（见表格 1.1 和 1.2）。所有验证试验只能在平衡机的灵敏度范围内进行。

1.4.2.5 在残余不平衡坐标图上对应于试验质量的角度位置（不是平衡机的相位角）标出平衡机在每个试验的平衡面上测得的不平衡量值，并且计算残余不平衡量（见残余不平衡量表 1.1 和 1.2）。

当试验质量加到偏重点上时，动平衡机应显示最大读数。当试验质量加到偏重点对面时（轻点），动平衡应显示最小的读数。各读数应在坐标图上连成一个近似的圆圈，坐标图的原点为其中心。平衡机角度位置读数应近似于试验质量的位置。最大读数的差值（最大差值）是偏重点（代表了残余

不平衡的平面)。

1.4.2.6 在每个平衡面上重复 1.4.2.1 到 1.4.2.5 中描述的步骤。如果在任一平衡面上残余不平衡量超过了最大允许残余不平衡量，联轴器应将被更精确地重新平衡并再次进行校核。如果在任何一个平衡面上进行了动平衡修正，就应在所有平衡面上重复残余不平衡校核。

1.4.2.7 当联轴器是通过安装平衡心轴来完成平衡测试的，并且心轴的质量大于联轴器质量的 20% 时，心轴的残余不平衡是应该先被确定下来。然后，联轴器的残余不平衡量由心轴和联轴器的残余不平衡量减去心轴的残余不平衡量而得出。

表格 1.1 – 联轴器残余不平衡校核工作表

ISO10441 联轴器残余不平衡校核工作表		项目号:					
		合同号:					
		联轴器系列号:					
修正平衡面	驱动端/被驱动端					分配到这个平衡面内的质量, kg :	
平衡转速 r/min:		最大连续转速, r/min:					
最大允许残余不平衡 (U), 按照 9.3.6 或 9.3.7, g-mm (盎司-吋):							
试验不平衡 (U 和 2U 之间, g-mm (盎司-吋):							
试验质量半径 (r), mm (吋):				试验质量= (试验不平衡) /r, g (盎司):			
试验结果							
位置	1	2	3	4	5	6	7
试验质量角向位置, 度	0	60	120	180	240	300	0
平衡机读数							
步骤							
1、把对应于试验质量角向位置的平衡机读数标在极坐标图上 (图 1.1), 最大/最小值							
2、将上述点用线连起来, 所形成的圆应包围极坐标图的原点。							
3、测量这个圆的直径, 用合适的单位=							
4、测量这个圆的圆心到极坐标原点的距离, 用同样的单位 =							

5、计算残余不平衡=2 x (第 4 步结果) x (试验不平衡量) / 第 3 步结果) =			
6、比较计算得出的残余不平衡与最大允许残余不平衡			
在这个平衡面上联轴器已通过/未通过			
平衡操作者:	日期:	审核:	日期:

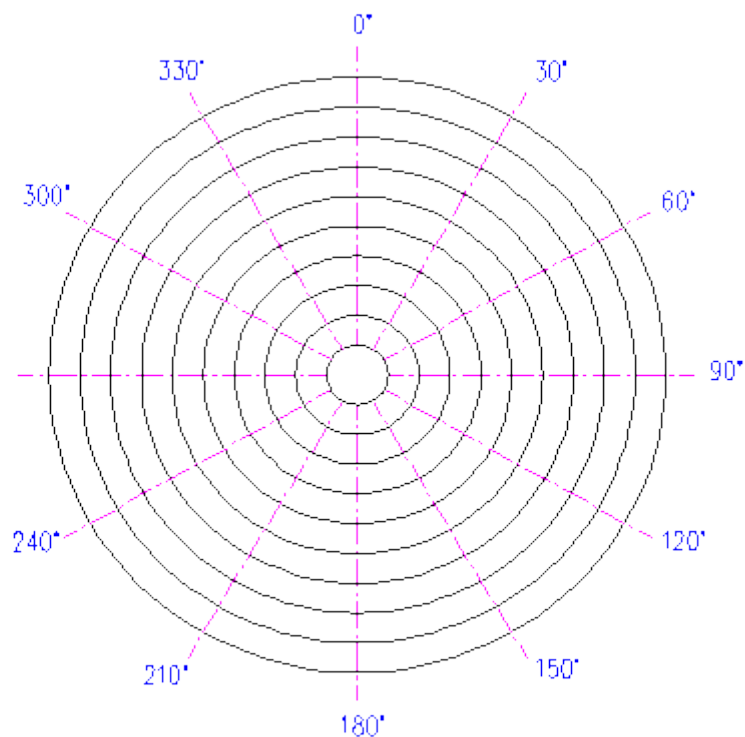


图 1.1 – 残余不平衡极坐标图

本示例基于一台相似的联轴器，其计算潜在不平衡的方法按照附录 E。然而在本示例中，假定该联轴器按照方法 3 (零件平衡,整体平衡)。见 9.2.3。

表 I.2 – 联轴器残余不平衡工作表示例

ISO10441 联轴器残余不平衡校核工作表		项目号: xxx					
		合同号: xxx					
		联轴器系列号: xxxxx					
修正平衡面	驱动端/被驱动端	分配到这个平衡面内的质量, kg : 37.36					
平衡转速 r/min: 300		最大连续转速, r/min:				5000	
最大允许残余不平衡 (U), 按照 9.3.6 或 9.3.7, g-mm:						469.9	
试验不平衡 (U 和 2U 之间, g-mm:						900	
试验质量半径 (r), mm: 150		试验质量= (试验不平衡) / r, g:				6.0	
试验结果							
位置	1	2	3	4	5	6	7
试验质量角向位置, 度	0	60	120	180	240	300	0
平衡机读数	1 300	1 100	560	490	560	1 070	130 0
步骤							
1、把对应于试验质量角向位置的平衡机读数标在极坐标图上 (图 I.1)。							
2、将上述点用线连起来, 所形成的圆应包围极坐标图的原点。							
3、测量这个圆的直径, 用合适的单位= 9.0							
4、测量这个圆的圆心到极坐标原点的距离, 用同样的单位 = 2.15							
5、计算残余不平衡=2 x (第 4 步结果) x (试验不平衡) / 第 3 步结果) $= 2 \times 2.15 \times 900 / 9.0 = 430 \text{ g-mm}$							
6、比较计算得出的残余不平衡与最大允许残余不平衡							
在这个平衡面上联轴器已通过/未通过							
平衡操作者:		日期:		审核:		日期:	

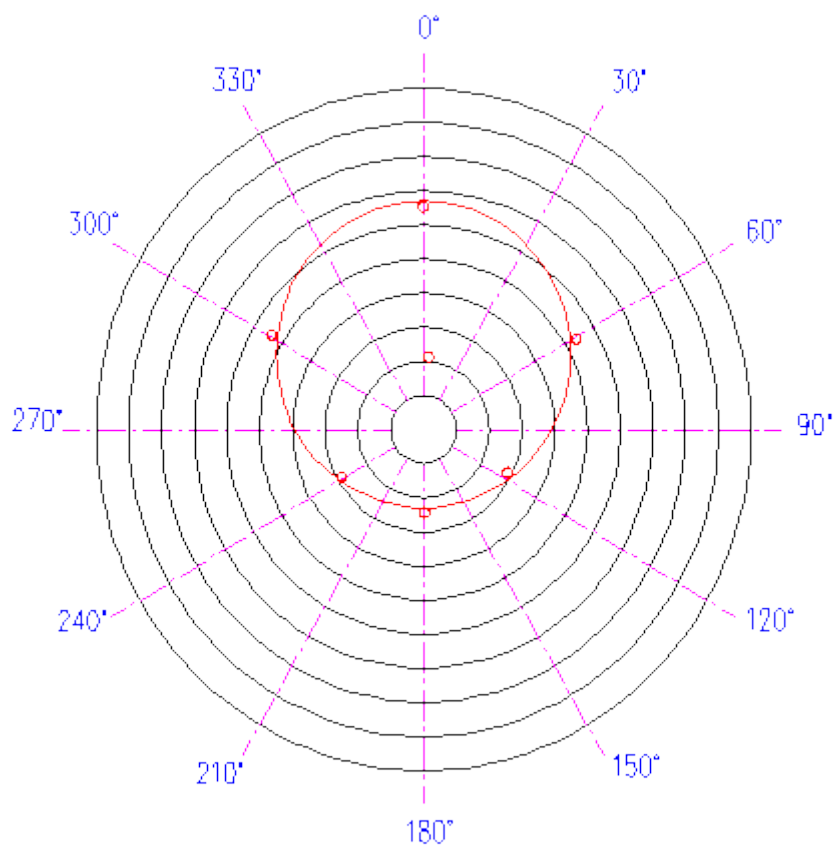


图 I.2 – 残余不平衡坐标图示例

附录 J 联轴器数据表

(资料性的)

<p>联轴器数据表</p> <p>API671 第四版/ISO10441-2007</p>				<p>第 1 共 2 页</p> <p>工程号: 项目号:</p> <p>合同号: 日期:</p> <p>询价单号: 编制:</p> <p>修订: 日期:</p>			
1	注: 资料完成由 <input type="radio"/> 买方 <input type="checkbox"/> 联轴器制造商						
2	适用: <input type="radio"/> 报价 <input type="radio"/> 采购 <input type="radio"/> 制造						
3	<input type="radio"/> 业主			需要量:			
4	地点			装置:			
5	<input type="radio"/> 驱动机型式		制造商:		型号:		
6	功率 (KW)		使用系数:		系列号: 位号		
7	被驱动机;		制造商		型号:		
8	系列号:		位号:				
9	联轴器型式: <input type="radio"/> 挠性元件 <input type="radio"/> 齿式 <input type="radio"/> 套筒式 <input type="radio"/> 其他						
10	<input type="checkbox"/> 制造商:		型号:		规格: 装配图号:		
11	<input type="radio"/> 联轴器选型的条件			<input type="checkbox"/> 额定值			
12	工况	扭矩	转速	扭矩	转速	选 型	
13		(N. m)	r/min	(N. m)	r/min	系 数	
14	正常 (6.4) (6.6)			正常			
15	被驱动机额定载荷			峰值			
16	最大稳态工况 (5.2)			临时 (瞬时)			
17	最大瞬时 (5.2)			驱动轴的连			
18	跳闸工况				接 (6.13)		
19	连续循环 (5.2)			被驱动机轴			
20	驱动机额定值				连接 (6.13)		

21	其他						
22	○ 瞬时频率 (现象/时间):						
23	○ 联轴器最低要求的使用系数 F_s (6.7) (6.8)						
24	○ 环境温度 (°C) 最大: 最小:						
25	环境 (10.3) (10.4) ○ 氯化氢 ○ 硫化氢 ○ 其他						
26	润滑						
27	○ 连续的 (B.3.9) (B.3.10) ○ 油浴 ○ 无润滑的						
28	○ 粘度 (SSU) @ °C ○ 过滤 (Um):						
29	○ 压力 (kPa): ○ 温度 (°C) □ 流量 (L/S)						
30	联轴器数据						
31	○ 轴头间距, (包括热膨胀) DBSE (mm):						
32	@ 环境温度 @ 正常运转 @ 最大瞬时						
33	○ 电机转子窜动 (mm) ○ 限制轴端窜动 (mm) (B.3.1)						
34	○ 挠性元件损坏后继续传递的载荷						
35	船舶型式需要的 (B.3.3) ○ 挠性轴毂式需要 (B.3.3) ○ 电绝缘 (8.11)						
36	○ 要求吸收不对中能力 (6.2)						
37	稳态: 角向 (DEG) 径向 (mm) ○ 轴向 (mm)						
38	瞬时的: 角向 (DEG) 径向 (mm) 轴向 (mm)						
39	□ 最大允许不对中 (13.2.2.3.q)						
40	稳定态: 角向 (DEG) 横向偏移 (mm) 轴向 (mm) 瞬时轴向 (mm)						
41	瞬时的: 角向 (DEG) 横向偏移 (mm) 轴向 (mm) 瞬时轴向 (mm)						
42	○ 零件平衡 (9.2.1) 或 ○ 零件平衡与整体平衡 校核 (9.2.1) (9.2.2)						
43	或 ○ 零件平衡与整体平衡 (9.2.3) (9.3.7) ○ 要求潜在不平衡计算						
44	○ 整台联轴器残余不平衡校核 (9.3.8) ○ 平衡可重复性校核 (9.3.9)						
45	□ 最大允许残余不平衡 (克-mm) (9.3.6, 9.3.7) 驱动机端 被驱动机端						
46	□ 最大实际残余不平衡 (克-mm) (附录 I) 驱动机端 被驱动机端						
47	□ 扭转刚度 (N-M/RAD) (13.2.2.3. j)						

48	<input type="checkbox"/> 转动惯量 (13.2.2.3. i)	驱动机端	被驱动机端
49	<input type="checkbox"/> 隔套横向自然频率 (8.12.2) (13.2.2.3. k)		
50	<input type="checkbox"/> 无键过盈配合轴毂的传扭能力 (牛顿-米) (13.2.2.3.t)		

		第 2 共 2 页	
联轴器数据表		工程号:	项目号:
API671 第四版/ISO10441-2007		合同号:	日期:
		询价单号:	编制:
		修订:	日期:
1	联轴器数据 (续)		
2	挠性元件联轴器		
3	<input type="checkbox"/> 初始偏差 (mm)	<input type="checkbox"/> 予拉伸	<input type="checkbox"/> 压缩 <input type="checkbox"/> 最大轴向偏差 (mm)
4	<input type="checkbox"/> 计算的轴向自然频率, ANF (13.2.2.3. h)	<input type="checkbox"/> ANF 的试验	<input type="checkbox"/> 实际的 ANF
5	<input type="checkbox"/> 在最高连续转速时护罩内最高的温度 (°C) (13.2.3.3)		
6	材料 (10.1)		
7		驱动机端材料	被驱动机端材料
8	轴毂/法兰		
9	隔套		
10	套筒		
11	挠性元件		
12	挠性元件护板		
13	螺栓		
14	螺母		
15	<input type="checkbox"/> 保护涂层 (10.6)	<input type="checkbox"/> 卖方标准	<input type="checkbox"/>
16	<input type="checkbox"/> 内齿硬度 (洛氏) (B.3.8)	驱动机端实际值	被驱动机端实际值
17	<input type="checkbox"/> 外齿硬度 (洛氏) (B.3.8)	驱动机端实际值	被驱动机端实际值

18	联轴器轴毂的加工		
19		驱动机端	被驱动机端
20	○型式(整体法兰、圆柱孔、锥孔) (8.4) (8.6.1.1)		
21	○键连接或液压安装(无键) (8.6.6.1)		
22	○锥度(1度包络角; 1:24, 1:16)		
23	(8.6.2.1)(8.6.2.2.)(8.6.2.3.)		
24	□键槽尺寸和数量 (8.6.3)		
25	□名义轴孔直径 (mm)		
26	□过盈配合 (mm) 最大/最小 8.6.1.1)		
27	○拆装拔具孔 (8.6.3.4)		
28	○平衡调整孔 (9.4)		
29	联轴器护罩 (附录 H)		
30	○成套商 (H.2.1)	○吹扫气体	○吹扫干空气 (H4.7)
31	○圆筒型 (H.2.4) ○安装在底座上 (H.4.3)	□吹扫接口的规格与型式	
32	○不漏气 ○不漏油 (H.2.7) (H.4.3)	□吹扫气体流量 (m ³ /h)	
33	○无火花的 (H.2.9)	○油雾冷却	○气体冷却
34	○每个喷油点透明视窗 (H.5.4)	○出厂前车间试车时使用合同护罩 (H.4.8)	
35	○排气口连接 (H.4.5)	○附加的护罩详图	
36	○DN 25 带滤芯/呼吸帽		
37	○DN 25 法兰连接的		
38	附件		
39	○一套塞规和环规提供者 (11.5)	○液压拆卸工具 (包括手动泵、压力表、接头与软管)	
40	○联轴器制造商 ○联轴器买方	的供货 (11.1)	
41	○整体轴法兰的钻孔模具提供者 (8.5.1)	○联轴器制造商	○联轴器买方
42	○联轴器制造商 ○联轴器买方	○拆装拔具提供者 (11.4)	
43	○研磨工具提供者	○联轴器制造商	○联轴器买方
44	○联轴器制造商 ○联轴器买方	○当量接头由联轴器制造商提供 (8.8)	

45	○两半的安装定位环提供者 (11.3)	○固定板由联轴器制造商提供 (8.7)
46	○联轴器制造商 ○联轴器买方	
47	适用规范	装运准备
48	○API671, 特殊用途联轴器	○超过 3 个月的室外存放 (12.5.2)
49		○预期存放时间:
50	无键配合设计规范, ANSI/AGMA9003/DIN7190	发运 ○ 国内 存放: ○ 室内
51		(12.5.3) ○ 出口 (12.5.2) ○ 室外
52		○保管、包装和装运说明见联轴器的订货合同
53		
54	○要求参加协调会 (13.1.3)	