

487970

国际国外标准资料第四集

有关风机的国际标准, 德国、日本、和瑞典标准

沈阳鼓风机研究所



说 明

本集收集的有关风机的四个ISO（国际标准化组织）标准，二个德国标准、三个日本标准和一个瑞典标准，分别由上海石油化工总厂研究院、上海鼓风机厂、吉林市鼓风机厂和沈阳鼓风机研究所翻译，全文经我室郑学仁同志审阅，错误之处敬望指正。

沈阳鼓风机研究所技术情报室

1983年3月

总 目 录

1. 通用工业通风机圆形法兰尺寸, ISO 6580.....	1
2. 通用工业通风机矩形法兰尺寸, ISO TC 117/SC4	4
3. 转速为10—200转/秒的大型旋转机械的机械振动—现场振动强度的测量 和计算, ISO 3945—77 (E)	8
4. 刚性转体的平衡质量, ISO 1940.....	14
5. 通风机的验收与性能试验, VDI 2044.....	23
6. 透平机器转轴振动的测定与评价的原理, VDI 2059—1977.....	91
7. 通风机的试验与检验方法, JIS B 8330.....	100
8. 多叶鼓风机, JIS B 8331—1964.....	128
9. 通风机、鼓风机和压缩机噪声的测量方法, JIS B 8346—1977.....	147
10. 钢材表面油漆前的表面预加工的图象标准, SIS 0 55900—1967.....	161

国 际 标 准

通用工业通风机—圆形法兰—尺寸

1981年9月1日 第一版

前 言

ISO (国际标准化组织) 是各国标准协会 (ISO 会员团体) 的世界性联合体。研究国际标准的工作是通过ISO技术委员会进行的。对于感兴趣的, 业已成立技术委员会的项目, 每一个会员团体有权出席该委员会。与ISO协作的各国际组织、政府的与非政府的组织也可参加该项工作。

技术委员会所采用的国际标准草案, 在ISO理事会接受作为国际标准前发给各会员团体取得批准。

国际标准ISO 6580《工业通风机》由ISO/TC 117技术委员会制定并在1980年7月发给了各会员团体。

该标准已由下列国家会员团体批准:

澳大利亚 法国 波兰

奥地利 德意志联邦共和国 罗马尼亚

比利时 印度 瑞典

加拿大 意大利 瑞士

捷克斯洛伐克 南朝鲜 联合王国

埃及阿拉伯共和国 荷兰 美国

没有会员团体对此文件表示异议。

通用工业通风机—圆形法兰—尺寸

1、应 用 范 围

本国际标准规定了通用通风机圆形法兰的尺寸。本标准适于下面定义的通风机:

“适于输送无毒、不饱和、无腐蚀、不易燃、无磨蚀颗粒和温度不超过80℃（或电机或风机轴承处于气流中的情况下不超过40℃）的空氣的通风機”1）。

要求有较大法兰厚度的重型通风機不包括在本标准应用范围之内。

2、参 考 文 献

ISO 3, 优先数——优先数系

ISO 17, 优先数及优先数系使用指南

ISO 497, 优先数系及包含多个优先数全部值系列的选择指南

3、性 能 要 求

本国际标准采用ISO 497 中给出的 R20 系列作为内径的标称尺寸。本标准考虑了通用通风機用的圆形法兰处的最大机壳厚度。

最小的实际节圆直径可能与机壳内径、机壳厚度、角焊缝大小或法兰和机壳联接处的弯曲半径及标准垫片直径有关。

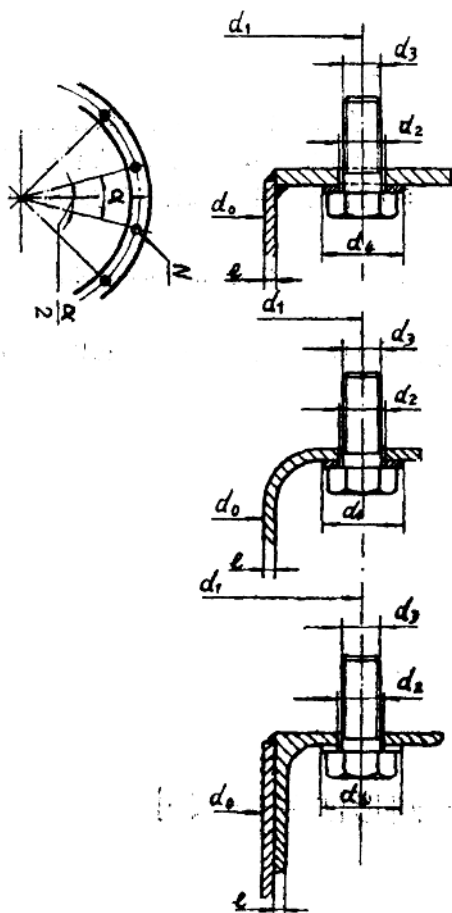
本国际标准接受在理论上不能确定的螺栓或螺丝的数目和直径。实践使用满意、安装和制造成本最佳以及产品尺寸公差均是要考虑的最重要的条件。

法兰孔数采用可被四除尽的数,以便使筒形机壳通风機的方位按90°定位。法兰孔在通风機中心线各边等距配置。如果要求中分机壳处的,允许法兰分成两半。也能够更好地接近安装条件受到限制的装置上的通风機远边的接头。

如果需要中等尺寸的通风機,则应使用 R40系列以便得到标称内径。法兰细节可从后面较大的R20规格里得到说明。

在特殊情况下,如果要求较小增量尺寸的话,建议也可使用 R80系列。

4、尺寸—法兰及装配孔



图

d_0 mm	d_1 mm	$\frac{d_1 - d_0}{2}$ mm	N	α°	d_2 mm	d_3 mm	d_4 mm	e_{max} mm
100	120	10	4	90	7	6	12,5	1,6
112	137	12,5	4	90	7	6	12,5	2
125	150	12,5	4	90	7	6	12,5	2
140	165	12,5	4	90	7	6	12,5	2
160	185	12,5	4	90	7	6	12,5	2
180	205	12,5	4	90	7	6	12,5	2
200	225	12,5	4	90	7	6	12,5	2
224	254	15	4	90	7	6	12,5	2
250	280	15	4	90	10	8	17	2,5
280	320	20	4	90	10	8	17	2,5
315	355	20	8	45	10	8	17	3
355	395	20	8	45	10	8	17	3
400	450	25	8	45	12	10	21	3
450	500	25	8	45	12	10	21	3
500	560	30	12	30	12	10	21	3,5
560	620	30	12	30	12	10	21	3,5
630	690	30	12	30	12	10	21	5
710	770	30	16	22,5	12	10	21	5
800	860	30	16	22,5	12	10	21	5
900	970	35	16	22,5	15	12	24	6
1000	1070	35	16	22,5	15	12	24	6
1120	1190	35	20	18	15	12	24	6
1250	1320	35	20	18	15	12	24	6
1400	1470	35	20	18	15	12	24	6
1600	1680	40	24	15	19	16	30	8
1800	1880	40	24	15	19	16	30	8
2000	2080	40	24	15	19	16	30	8

d : 直径

N: 法兰孔数

e_{max} : 最大机壳厚度

1) 欧洲通风机文件1/1 (3, 4, 1)

(王金才译 瑞桓璧校)

国 际 标 准

通用工业通风机矩形法兰尺寸

1、适用场合与范围

这篇技术报告的目的是提供建议采用以R—20数系排列的口径在100毫米到2米范围内适用于一般用途通风机出风口的标准矩形法兰尺寸和螺栓孔位置。

一般用途通风机定义如下：

通风机输送的空气是无毒的、非饱和的、无腐蚀性的、非易燃的、无研磨颗粒的和温度不超过80℃。假如电机或通风机轴承装在空气的气流中，则其温度不应超过40℃。

要求大法兰厚度的重型通风机，不在这篇技术报告的应用范围之内。

2、参 考 文 献

ISO 3、优先数——优先数系。

ISO 17、优先数和优先数系列指南。

ISO 497、优先数系列的选择和包括更完善的优先数值系列选择指南。

ISO 6580、一般用途工业通风机圆形法兰尺寸。

3、性 能

这个体系的目的是提供选择矩形（法兰）尺寸的最大方便；通风机的出口大小全部使用标准化的法兰尺寸和标准化的螺栓孔位置和尺寸。对于通风机出口两个尺寸中的每个尺寸，从表1和表3中可选出标准法兰和螺栓孔位置，为此，不在法兰框角处布置螺栓孔。

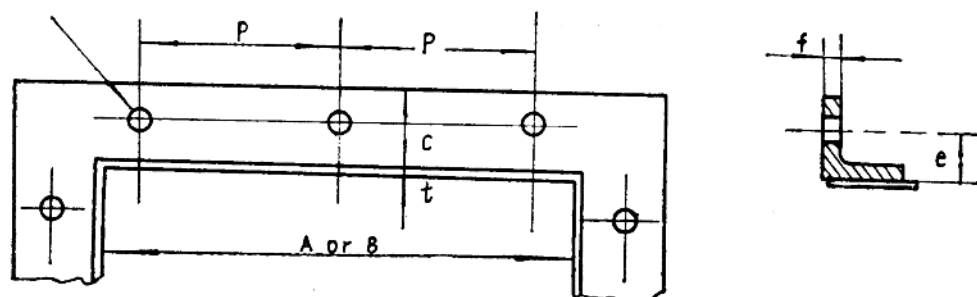
第4第5页（原文）上的表2表3是按两种交替的长宽比方法根据R—20系列制订的矩形出口法兰系列。

从该体系表中可选出除1以外任一长宽比不同的法兰。如果不等边法兰不合要求，则可按照两边中较长一边尺寸选用等边法兰和螺钉尺寸。但应按照出口尺寸保留螺钉孔间距。

关于法兰螺钉详细尺寸的选用例题，见第6页（原文）的附录A。

表1, R-20系列一般用途通风机矩形法兰

□孔
螺钉直径为d



风机出口机壳 内边 A或B	法 兰 螺 栓				法 兰 尺 寸		螺孔偏移	机壳厚度
	孔 矩 P	数 量 n	螺栓尺寸 d	孔 径	角 钢 c×c	厚 度 f	距 离 e	t
100	80	2	M6	7	20×20	3	12.5	1.2
112	80	2	M6	7	20×20	3	12.5	1.2
125	80	2	M6	7	20×20	3	12.5	1.2
140	80	2	M6	7	20×20	3	12.5	1.2
160	100	2	M6	7	25×25	3	15	1.6
180	100	2	M6	7	25×25	3	15	1.6
200	100	2	M6	7	25×25	3	15	1.6
224	100	3	M6	7	25×25	3	15	1.6
250	100	3	M8	10	30×30	5	18	1.6
280	100	3	M8	10	30×30	5	18	1.6
315	100	4	M8	10	30×30	5	18	1.6
355	100	4	M8	10	30×30	5	18	1.6
400	112	4	M10	12	40×40	5	25	2
450	112	5	M10	12	40×40	5	25	2
500	112	5	M10	12	40×40	5	25	2
560	112	6	M10	12	40×40	5	25	2
630	112	6	M10	12	40×40	5	25	3
170	112	7	M10	12	40×40	5	25	3
800	112	8	M10	12	40×40	5	25	3
900	125	8	M12	15	45×45	5	28	3
1000	125	9	M12	15	45×45	5	28	4
1120	125	9	M12	15	45×45	5	28	4
1250	125	10	M12	15	45×45	5	28	4
1400	125	12	M12	15	45×45	5	28	5
1600	125	13	M16	19	50×50	6	32	5
1800	125	15	M16	19	50×50	6	32	5
2000	125	17	M16	19	50×50	6	32	5

表2

R-20系 列 矩 形 出 口 表

长宽比K $\frac{\text{短边}}{\text{长边}}$

注：根据通常圆形法兰尺寸定的近似值

长边 (毫米)	短 边 (毫米)												
	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	450
100	1.0												
112	0.89	1.0											
125	0.80	0.89	1.0										
140	0.71	0.80	0.89	1.0									
160	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0								
180	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0							
200	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0						
224	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0					
250	0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0				
280		0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0			
315			0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0		
355				0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0	
400					0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0
450	1.0					0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89
500	0.89	1.0					0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80
560	0.80	0.89	1.0					0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71
630	0.71	0.80	0.89	1.0					0.40	0.45	0.50	0.56	0.63
710	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0					0.40	0.45	0.50	0.56
800	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0					0.40	0.45	0.50
900	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0					0.40	0.45
1000	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0					0.40
1120	0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0				
1250		0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0			
1400			0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0		
1600				0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0	
1800					0.40	0.45	0.50	0.56	0.63	0.71	0.80	0.89	1.0
	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800

短 边 (毫米)

表2

R20 系 列 矩 形 出 口 表

长宽比K $\frac{\text{长边}}{\text{短边}}$

注：根据通常圆形法兰尺寸定的近似值

长边 (毫米)	短 边 (毫米)													
	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	
100	1.0													
112	1.12	1.0												
125	1.25	1.12	1.0											
140	1.40	1.25	1.12	1.0										
160	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0									
180	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0								
200	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0							
224	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0						
250	2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0					
280		2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0				
315			2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0			
355				2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0		
400					2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0	
450	1.0					2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	
500	1.12	1.0					2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	
560	1.25	1.12	1.0					2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	
730	1.4	1.25	1.12	1.0					2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	
710	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0					2.5	2.24	2.0	1.8	
800	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0					2.5	2.24	2.0	
900	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0					2.5	2.24	
1000	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0					2.5	
1120	2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0					
1250		2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0				
1400			2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0			
1600				2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0		
1800					2.5	2.24	2.0	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1.0	
	450	500	520	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	

短 边 (毫米)

下转13页

转速为10~200转/秒的大型旋转机械 的机械振动—现场振动强度的 测 量 和 计 算

由于现代机械的功率和转速不断地提高，噪声和振动的控制问题已成为机械和电动机工程技术领域的最突出的问题。因此，对机械运行质量提出了更多的限制。

该国际标准仅涉及单独的机械系统的机械振动强度，与由单个振动部件所发出的声能无关，并且只考虑在频率为10~1000赫，在机械表面附近或支承架上出现的振动。振动计算是以下列综合影响为基础的：

机械内部的振动力（例如：支承架、机器连接部件、支撑板、地面）；

由于零部件的损坏或运行故障而会损坏的机器（例如：当通过临界转速时出现的旋转体的过度偏斜或由于震动而出现的摩擦连接的松动等等）必须维持无故障状态的运行；

机器和测量仪表的特性；

人为的物理和精神因素；

在它周围环境的机械振动的影响，例如近处安装的设备 and 机器等。

虽然，在其表面能测量的振动仅提供机器内部的振动强度和位移的定性指标，不能提供危险部件实际振动应力或位移数据，既不提供传递到周围结构的振动力数据，也不能保证机器内部不出现极限机械振动应力（例如：由于内部共振）。尤其旋转部件的扭转振动，一般不用外部测量来表示。

虽然在一些情况下，上述因素可以看成理论性的，但由此而得的计算说明通常是不完整和不适用的。以单独的测量数据去定义机器的振动状态是方便而明确的。在工业实际应用中选择一种用指标的数值及能用简单的刻度表示出量值的仪表是极好的。测量值和选择的刻度应保证适宜满足大多数实际振动，即指示评价与已经取得的经验数据应不矛盾。

1. 适用范围及场合

本国际标准是以ISO2372为基础，对主要的大型原动机和其他功率不超过300千瓦、

转速从10到200转/秒的旋转机械的振动特性规定估价规则。例如：电动机和发电机，蒸气及燃气轮机、透平压缩机、涡轮泵及风扇等类型的机器。其中，某些机械可以刚性或弹性连接或通过齿轮连接。旋转轴线可成水平放置、垂直放置或在这两方向间倾斜成任一角度。

本国际标准不适用于主要工作部件为往复运动的大型原动机或驱动设备。

在本标准中，作为推荐的振动强度允许值应用于类似的机械，这时应按此处规定的程序去测量并在相似情况下计算。振动强度值对于比较其效果或一般机器验收是有用的，但它并不对给定机器表示反映特殊的设计规定或现有规范。因此，在某些情况下，可以规定或多或少的标准要求或附加于这里规定的推荐极限。

由于机器的振动强度要用于反映机器产生的振动力，所以在进行试验时，必须排除由其它振源传来的振动影响。因此，本标准不能应用于船用的或类似具有主动振动环境的设备。正如在第7.3条中所指出的情况存在并对振动测量有不正确的影响。

2. 参 考

ISO 2372 转速为10~200转/秒的机械的机械振动——作为确定计算标准的基础。

ISO 2954 旋转和往复式机械的机械振动——对测量振动强度的仪器的要求。

3. 测量参数（振动强度）

此处所用“振动强度”术语可定义为描述机械振动状态的综合的和简易的特性参数。该参数定义为在10~1000赫范围内振动速率的均方根值（有效值）。在规定的测量点和规定方向上所确定的最大测量值，它代表了机械振动状态的特性。

通常振动强度能引导出仅需规定简单地测量即可做到相对可靠的评价结果，建立在振动强度基础上的机械振动计算不能用去代替更为精确地测量重要参数。例如：载荷及结合应力支承与连接件的应力。

对于具有瞬时速度 $\dot{V}_1 = \cos\omega_1 t$ 的谐波振动及由一些不同频率的瞬时谐波振动迭加而成的复杂振动，振动强度按谐波振动速度的均方根值来定义和测量。它可以用具有平方响应特性的电器仪表获取和直接显示。记录所测到的对应于时间的振动速度。振动强度的均方根值可由下式计算

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V^2(t) dt} \quad (1)$$

加速度、速度和（或）位移振幅 $(\delta_{j1}, \theta_{j1}, \xi_{j1})$ 各自的 $j=1, 2, 3 \dots n$ 可从记录频谱分析来确定为角频率 $(\omega_1, \omega_2 \dots \omega_n)$ 的函数。

当振动的位移振幅 $\xi_1, \xi_2 \dots \xi_n$ 或振动的速度振幅 $\theta_1, \theta_2 \dots \theta_n$ 或加速度振幅 $\delta_1, \delta_2 \dots \delta_n$ 已知时，则表征运动特征的有关均方根速度 V_{rms} 可由下式求取

$$V_{rms} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right) \left[\left(\frac{\delta_1}{\omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\delta_2}{\omega_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta_n}{\omega_n}\right)^2 \right]}$$

$$\begin{aligned}
&= \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)(\zeta_1^2 \omega_1^2 + \zeta_2^2 \omega_2^2 + \dots + \zeta_n^2 \omega_n^2)} \\
&= \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)(\theta_1^2 + \theta_2^2 + \dots + \theta_n^2)} \quad (2)
\end{aligned}$$

在仅包括两个近似频率振动部件的振动情况下, V_{rms} 可由测量相对于时间函数的振动速度记录值按下式关系(精确地)求得

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2}(\bar{V}_{max}^2 + \bar{V}_{min}^2)} \quad (3)$$

式中: $\bar{V}_{max}$ ——包络线(凸出部分)的最高值

$\bar{V}_{min}$ ——包络线(凹下部分)的最低值

当使用准确的均方根显示仪时(见第4.1条末尾注译), 则冲击振动的均方根值可以按下述关系近似确定

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2}(R_{max}^2 + R_{min}^2)} \quad (4)$$

式中: R_{max} ——从仪表读出的最大值

R_{min} ——从仪表读出的最小值

注: 指针阻尼对具有中等频率的冲击振动导致平均读数。由(4)式, 平均均方根读数存在误差, 根据指针反应读出的最大和最小值是不可靠的, 除非在非常低的冲击频率情况下。

4. 测量设备

机械的振动应能通过具有10~1000赫通频带的电动式或(和)机械式仪表和设备进行测量、指示或记录, 并要符合现有的国际标准^[1]。应考虑采用对振动测量和分析记录数据提供了原则和指导的适用标准。

4.1 性能 应了解与下述有关的测量系统特性:

温度变化;

磁场;

声场;

动力源变化;

传感器电缆长度(距离);

传感器的定向。

除上述因素外, 其他性能限制如振幅线性度、横向灵敏度等也应予以说明。

注: 为了用电表指示, 信号调整仪应产生一个处理过或调整过的均方根信号(实际均方根值)。在仪表刻度上经调整正弦输入信号读出的均方根值是不满意的, 除了能显示振动响应纯粹为正弦性的信号外, 测量系统应具有符合图1要求的频率特性。

4.2 校准 在使用振动测量仪表前, 对测量设备有影响的在第4.1条中提到的与机器位置有关的因素应予以考虑。为了保证可靠的测量结果, 仪表系统有必要经常校准,

其中包括信号传感器、信号限制器和指示器。

对于校准,传感器应按具有偏离传感器传感轴最多不大于 $\pm 5^\circ$ 的振动方向的线性简谐运动激励,振动速度畸变系数〔2〕应不超过5%。在整个频率测量范围内已知激发振动的速度振幅有小于 $\pm 3\%$ 的误差。

4.3 安装 要特别注意保证振动传感器的安装,以至它的存在不影响机器的振动响应特性。

5. 测量部位

测量在座标轴的横向和轴向、轴承座上的主轴承处或附近处进行,如图2(a)和图2(b)所示。在机器处于垂直或倾斜状态,应当选取能得到最大读数位置并用测量仪器指明该特殊位置。通常希望测量在机器正常接触的暴露部份进行。必须注意,测量要清楚地表明轴承座的振动而不包括任何局部共振。

6. 运行条件

在机器处于额定状态运转例如额定电压、额定电流、额定压力、额定负载,旋转部件和主要轴承达到正常的稳定运行温度时,测量设备进行工作。对于具有恒定转速或负载的机器其额定转速或负载在标牌上表明。对于具有变化转速和变化负载的机器,除附加额定条件外,应选择极额定条件,测量的最大值应被认为振动强度值。(要求测量仪器在其使用期内在额定允许值范围任意组合运行状态下可以使用)

7. 机器/支撑系统

根据振动强度,用两种不活动的支撑条件对机器系统进行分类。这些支撑条件是由机器与在测量方向上的弹性关系确定。对于弹性支撑机械,其支撑系统的基本自然频率低于它的扰动频率。对于刚性支撑机械,则基本自然频率高于它的扰动频率。

7.1 类别的确定 如果机器/支撑系统的类别不能用作图和计算方便地确定,则可以根据受迫振动试验或自由振动试验而确定。自由振动试验包括了观察机器支撑系统对冲击的瞬时频率响应,受迫振动试验包括了观察机器/支撑系统对于可变频率力的稳态频率响应。

7.2 支撑分类 本标准中的振动强度范围取决于机器支撑的弹性及如下规定的等级:
刚性支撑;
弹性支撑。

在一些情况下,机器/支撑系统在某个测量方向的某个测量点是刚性的而在其他方向则为非刚性。在这种情况下,振动强度要根据有关的分类和测量去判断。

7.3 环境影响的确定 若允许外界干扰进入机器,上述支撑系统则被认为是消极

〔1〕见ISO 2954

〔2〕畸变系数:均方根谐波分量与全部畸变正弦波均方根值之比。

的。当机器运转时振动强度的增加比未运转时的振动强度的三倍值还低时，则认为有外界干扰的影响。对于有效支撑系统的振动强度分级本标准未列入。

7.4 轴向振动 轴向轴承振动计算取决于支撑的作用和结构。在推力轴承的情况下，轴向振动与能引起滑动轴承的金属衬套或轴承的耐磨部件损坏的推力脉冲有关。

8. 推 荐 限 值

转速为10~200转/秒的大型机械振动强度的质量鉴定列于下表中。

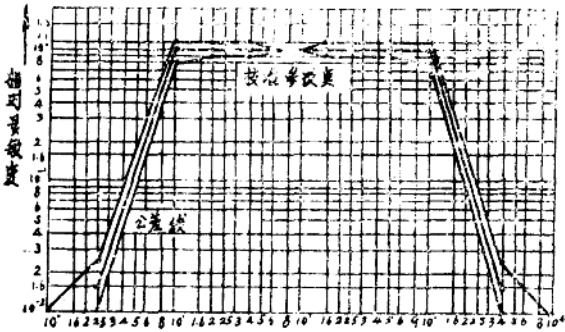


图1 振动测量系统的频率灵敏度特性

振 动 强 度 质 量 鉴 定 表

振 动 强 态		支 撑 类 别	
V_{rms} 毫米/秒	V_{rms} 英寸/秒	刚性支撑	弹性支撑
0.46 0.71 1.12 1.8	0.018 0.028 0.044 0.071	好	好
1.8 2.8 4.6	0.071 0.11 0.18		良好
4.6 7.1 11.2	0.18 0.28 0.44	不满意	不满意
11.2 18.0 28.0 71.0	0.44 0.71 1.10 2.80	不能用	不能用

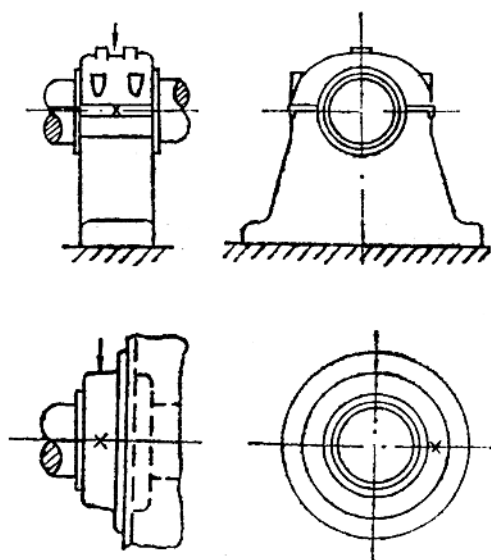


图2 主轴承测量点

张全泉 译
黄克静 校

上接 7

附 录 “A”

通风机出口尺寸为 500×355 的法兰选择示例。分别选择每个法兰：

500毫米法兰—— $40 \times 40 \times 5$ 轧制角钢，M10螺栓 5 个，孔距112毫米。

355毫米法兰—— $30 \times 30 \times 5$ 轧制角钢，M 8 螺栓 4 个，孔距100毫米。

当合并 500×355 法兰标准时，355毫米法兰可将轧制角钢增加为 $40 \times 40 \times 5$ ，并用M 10螺栓 4 个，孔距100毫米；这就提供了统一的法兰和螺栓尺寸。

注：

当法兰和螺栓尺寸作上述调整时，必须相应改变较大尺寸的螺栓和螺栓孔间隙以及螺栓孔偏移尺寸 e 。

刘明华 译
郑学仁 校

国 际 标 准 ISO 1940

标准化工作国际组织

刚性转体的平衡质量

(第一版 1973.05.01)

引 言

校正平衡是试图改进一转体的质量分布。因此，它在轴承中转动时不受不平衡离心力的影响。当然，这个目的只能达到一定程度，甚至在校正平衡之后转子还有残留不平衡。此文所推荐的内容是关于允许残留不平衡。

用现在能利用的测量设备，不平衡可减少到相当低的限度。对质量要求过高是不经济的。不平衡必须减低到什么程度和满意的经济性和技术性必须达到什么地步，在个别情况中，只能在实验室或在现场用扩大测量设备来确定之。

由于在运转情况下，常常不存在容易认识的转子不平衡与机器振动的关系，因此，从现有的有关机械振动状态评价的推荐资料不可能得出关于允许残留不平衡的结论。影响振幅的因素很多，比如：机器外壳和基础的质量，轴承和基础的强度，运转速度与各种共振频率之差等等。还有，不平衡的影响是随他们的相互角度位置的不同而变化的（见3.2），并且最后机器振动可能是部分地仅由于残留的转子不平衡。

1. 范 围

国际标准是关于刚性转体平衡质量的推荐性标准，特别是因为它与“允许残留不平衡为最大操作速度的函数”有关系的。

它包括有代表性转子的型式的试验性分类，转子是按所推荐的平衡质量等级的范围而分组的。

2. 适 用 范 围

按第19页的表，不同的平衡质量等级是按不同的转子型式分类的。所以用图4可能将每一转子分组的允许残留不平衡作为最大操作速度的函数确定下来。这些所推荐的平衡质量等级可以用不同型式、大小和操作速度的转子所获得的经验为基础的。它们对刚性转子是有效的，也即是刚性是从平衡的观点来定义的。

注①关于定义，见ISO 1925《校正平衡术语》（现在草拟中）

这个刚度不仅对转子在平衡机上的旋转速度是需要的，对运动状态下的转子在整个运转速度范围内也是需要的。对于“挠性”转子，以后要提出相似的推荐标准。“挠性”转子的弯曲挠度是旋转速度的函数。

推荐标准不打算作为任何转子分组的验收规范，只是指出如何避免显著的平衡不足和过分的或不能达到的平衡要求；另一方面它可用来作为进行更广泛研究的基础，例如：在特殊情况中所要求的平衡质量需要对之作更精密的确定，假如对所推荐的适用范围给予适当注意的话，满意的运转状况是可望得到的。因此，有些情况出现与这推荐标准发生偏差就成为必然的了。

为了感兴趣的同行们的共同理解，平衡质量等级G试图给出平衡质量的分级。

3. 校正平衡的有关问题

3.1 不平衡状态的表示

一个不平衡状态可以用不同的方式表示。测量所得出的模拟数值一般是符合图1 (a) 或 (b) 所示的不平衡状态的。不平衡的校正方法也是按这个方式产生的，在特殊情况下应用符合图1 (c) 的不平衡状态的校正方法。如试图研究不平衡对整个机器的振动情况的影响应用，符合图1 (d) 不平衡状态的分解方式是有用的，按照研究的目的不同，此处S可表示转子的质心或整个机器的质心。当将不平衡力转换到不同的基准平面时，图1 (e) 和 (f) 可能是实用的。图1 (f) 来表示类似静力不平衡的最简便和最一般的指示方式。(g) 表示在两个任意平面1和11a内的不平衡力矩，如力偶不平衡的可能性。

3.2 不平衡的影响

一个不平衡旋转体不仅对它的轴承和基础产生力而且引起机器振动。这两种影响主要取决于转子和机器的几何比例质量分布以及轴承和基础的强度。

在很多情况中，静力不平衡比力偶不平衡是有更主要的意义。这就是说，在同一方向的两个不平衡力（在不同的平面中）要比在相反方向的两个相等的不平衡力所产生的干扰大得多。

有些情况，力偶不平衡的干扰特别显著，比如，一根转子的轴承间距小于它的校正平面间距（转子的转轮悬臂装在轴承两侧）。倘若表示力偶不平衡的在校正平面内的相反不平衡力之和大于施加在两轴承间距中点的静力不平衡的一定分量，力偶不平衡所给予轴承的载荷就大于静力不平衡所给予的载荷。将L表示轴承间的距离，a表示校正平面间的距离，那么，假如允许残留静不平衡力是 U_R ，造成力偶不平衡的允许残留不平衡力是 U_C ， U_C 要减少到 $U_C = \frac{L}{2a} U_R$

3.4 带一个校正平面的转子

对于圆盘形转子，假如轴承间距是相当的大和在圆盘旋转时只有相当小的逸出，那么，只用一个校正平面可能就够了。不论这些条件是否完备，每一个别情况都必须加以研究。在各个型式的转子上进行了相当多次数的单平面平衡以后，确定出最大残留不平