



西德04

A057/118

西德技术准则

传动技术之一

西德工程师协会编

校对

机械工业部湖南大学

第35-0

内部发行:

印 数: 3500册

1984年11月第一次印刷

出 版: 湖 南 大 学

印 刷: 湖南大学印刷厂

定 价: 3.5 元

出版者的话

《西德技术准则》是西德工程师协会(VDI)组织编写和出版的一套指导性技术文件的中译文。技术准则在德文中为 *Richtlinie*, 它们总结并运用了已有的理论成就和实践经验, 指导机械工程技术人員经济合理地处理面临的技术问题。VDI 技术准则和DIN工业标准在内容上是互相衔接和补充的。工业标准规定目标, 技术准则阐述达到目标的方法。有些技术准则还阐述暂不适于订入标准的, 当前正在发展中的技术。

每篇技术准则都是邀请各方面专家组成专门委员会进行编制的。其草案均经过试行和修改, 才作为正式文本被批准发行。对每篇技术准则, 至多五年要进行一次审查, 根据技术发展情况, 或修订, 或撤销, 或转为 DIN 标准。

VDI 技术准则没有法律约束力、由读者自愿选用, 自行负责。但它被法律、法令、法规所引用, 或被商业协议所采用时, 就具有法律约束力。

VDI 技术准则具有较高的权威性和实用性, 是西德工程技术界普遍使用的一种重要技术资料。它们对于我国机械工业的科研、生产、教学和管理工作也具有实际的参考作用。

中译本《西德技术准则》是从1980版的《VDI 手册》中选译的。各册名称和出版单位请参见本册封四。

本册是中译本: “传动技术之一——等速传动装置”, 共28篇, 全部由湖南大学翻译出版。内容涉及及齿轮传动设计、行星传动、摩擦传动、传动装置的调整、液压传动、液力传动以及各种液压元件和气动元件。本册内容除液压元件和气压元件译自“VDI 手册”的生产技术之三——工艺装备外, 其余各篇均译自《VDI 手册》的传动技术之二(其中VDI 2159: “传动装置噪声”由湖南大学翻译, 合并到“振动与噪声控制”中出版)。

本册内容丰富、图文并茂, 既有理论分析又有各种实例, 可供有关产品设计人员、工厂技术人员以及大学和中技校师生参考。

本手册中引用的标准、规范仅作“参考资料”
使用, 如需采用, 必须以现行有效版本的标准、规
范为准。

院总工程师办公室 1997.10

目 录

1. VD1 2151(1) 设计齿轮传动装置用的工作情况系数——基本方法.....	(1)
2. VD1 2151(2) 设计齿轮传动装置用的工作情况系数——简要说明、图和表	(25)
3. VD1 2152 液压传动装置	(37)
4. VD1 2153 液力传动装置	(86)
5. VD1 2155 等速摩擦连接传动装置	(137)
6. VD1 2157 行星传动装置	(149)
7. VD1 3267 液压设备的特性参数——换向阀	(176)
8. VD1 3268 气控设备的特性参数——流量阀	(179)
9. VD1 3269 液压设备的特性参数——截止阀	(182)
10. VD1 3276 液压设备的特性参数——压力阀	(185)
11. VD1 3286 油压设备的特性参数——液压传动装置	(188)
12. VD1 3277 液压设备的特性参数——液压缸	(194)
13. VD1 3278 液压设备的特性参数——液压马达	(196)
14. VD1 3279 液压设备的特性参数——液压泵	(199)
15. VD1 3280 液压设备的特性参数——滤油器	(205)
16. VD1 3281 液压设备的特性参数——增压器	(208)
17. VD1 3282 液压设备的特性参数——液压蓄能器	(210)
18. VD1 3283 液压设备的特性参数——压力继电器	(212)
19. VD1 3284 液压设备的特性参数——冷却器	(215)
20. VD1 3285 液压设备的特性参数——伺服阀	(218)
21. VD1 3290 气控设备的特性参数——换向阀	(224)
22. VD1 3291 气控设备的特性参数——流量阀	(227)
23. VD1 3292 气控设备的特性参数——压力阀	(230)
24. VD1 3293 气控设备的特性参数——截止阀	(232)
25. VD1 3294 气控设备特性参数——汽缸	(235)
26. VD1 3295 气控设备特性参数——增压器	(237)
27. VD1 3296 气控设备的特性参数——工作介质转换器	(239)
28. VD1 2726 传动装置的校准	(241)
词 汇 表	(258)

设计齿轮传动装置用的工作情况系数

基 本 方 法

VDI 2151

第一分册

目 录

前 言	(3)
引 言	(3)
1. 提出的课题	(4)
1.1 额定扭矩 T_0	(4)
1.2 持久承载能力 T_D'	(5)
1.3 工作情况系数 K_I	(5)
2. 确定工作情况系数 K_I 的原则	(6)
2.1 载载 T	(6)
2.2 累积载荷 $T(N)$	(6)
2.3 载荷函数 $A(N)$	(7)
2.4 承载能力 $T'(N)$	(7)
2.5 承载能力函数 $B(N)$	(7)
2.6 累积载荷 $T(N)$ 与承载能力 $T'(N)$ 的比较	(7)
2.7 工作情况系数 K_I	(8)
3. 特征值	(11)
3.1 载荷特征值 A_1, A_2 和 A_3	(11)
3.2 承载能力特征值 B_1, B_2 和 B_3	(12)
3.3 工作情况系数 K_I	(13)
3.4 标准数	(13)
3.5 载荷特性数 A 和承载能力特性数 B	(14)

4. 实际方法	(14)
4.1 由累积载荷 $T(N)$ 和承载能力 $T'(N)$ 确定工作情况系数.....	(15)
4.2 利用载荷特征值 A_1, A_2, A_3 及承载能力特征值 B_1, B_2, B_3 确定工作情况系数	(15)
4.3 根据本准则第二分册表 2 确定工作情况系数	(18)
4.4 传动装置的设计.....	(18)
5. 例 题	(18)
5.1 载荷 T 、累积载荷 $T(N)$ 和载荷函数 $A(N)$	(18)
5.2 承载能力 $T'(N)$ 和承载能力函数 $B(N)$	(18)
5.3 第一种方法	(20)
5.4 第二种方法	(21)
5.5 第三种方法	(21)
5.6 传动装置的设计	(22)
参考文献	(23)

前言

本技术准则试图以简便的方法用一个数,即用工作情况系数来表示涉及工作强度问题的一个复杂的技术关系。

设计齿轮传动装置时利用工作情况系数把诸如交变载荷对传动装置承载能力的影响统统包括在内。此时产生交变载荷的原因既与被连接的工作机工作过程的特性有关,也与系统的动态特性有关。

关于工作强度问题还有一些工作要做,在个别情况下,这方面的详细论述是通俗易懂的〔12; 34〕。在这方面,基本理论形成了物理学的分支,但是这种理论至今还不太有把握,而且只有在现代计算机上进行大量的数字计算才有可能。如果研究对象所需的费用证明合算,而结果又有可能严格检验,则这种较精确的研究方法无疑总是可取的。

但是在日常的实际工作中有许多情况,所提出的前提条件并不满足,而且还缺少必需的时间,所以比较简便的方法在今天还是必需的和有充分理由的。

本准则提出如何才能确定工作情况系数的几种方法。由于技术发展的日新月异,所以对此不能作最后的结论,尤其是对表格上所给出的工作情况系数的数据来说更是如此。

述结果:

叶轮泵由电机通过齿轮传动装置驱动时,若每天工作24小时,则设计传动装置时,工作情况系数 $K_1=1.25$ 。

引言

在主要由原动机、齿轮传动装置和工作机所组成的驱动装置中,额定扭矩 T_0 是设计传动装置最重要的基本参数,一般假定此参数为已知的。相反,在大多数情况下,传动装置由于受到冲击和振动而得到的载荷增加却是未知的。为了考虑它们的影响,往往需要进行复杂的专门研究。在实际设计工作中,为了能简便地达到目的,多使用本准则中以 K_1 表示的工作情况系数〔1〕。将额定扭矩 T_0 乘以工作情况系数 K_1 ,并根据所得的乘积 $T_k=K_1 \cdot T_0$ 来设计传动装置。

现在已知有许多表格可用比较简便的方式确定工作情况系数 K_1 。此系数通常根据原动机和工作机的类型而定。此外,也考虑到其它的影响因素,例如每日工作时间等〔2〕。

根据这种表格,例如,对一定的情况可得出下

应用这种表格有一个共同的优点,就是花费不大就可以确定工作情况系数。但是,对于所给数据的正确性不能总是深信无疑。对此,有几个易于理解的原因,从中举出两个说明如下:

决定产生冲击和振动大小的驱动装置的动态特性〔3; 4〕不是在所有情况下都是相等的。例如,用电动机驱动叶轮泵时,其冲击和振动小于同类型的其它驱动装置。经常试图通过特殊措施,例如通过安装飞轮或弹性联轴器,有目的地和有效地改善动态特性〔5; 6〕。在这种情况下,对传动装置限制相当少,即减小工作情况系数是有充分理由的。但是许多表格中给出的规范不允许这样做。

此外,未考虑各种类型的传动装置对冲击和振动的不同敏感。适合于传递相同额定扭矩的各种传动装置,由于不同的材料特性,对大的瞬时冲击并不需要相同的阻抗能力。这就是说,在冲击力大的驱动装置中,各种传动装置的工作情况系数 K_1 可以

是不相同的。

但是,所述的表格编制也不允许这样做。

本准则试图克服上述缺点。为了能够适当地考虑影响确定传动装置载荷的一切因素,原则上可选定用户在判断中普遍提出的齿侧间隙。此外,在计算中要弄清传动装置承载能力与冲击载荷(最高承载能力)之比,以及承载能力与均匀载荷(持久承载能力)之比。工作情况系数是通过载荷与承载能力的比较而得出的。

本准则第一分册的第1节、第2节阐述考虑确定工作情况系数的基本原则。第2.7节所述的三种方法都是根据这些原则制定的。按照当时的前提条件和要求在个别情况下可以从中选取。第三节介绍特征值和特性数,并将其分成载荷的和承载能力的两类。对于与实际非常接近的确定工作情况系数的第三种方法,需要特征值和特性数。第4节对这三种方法的应用作了实际提示,并且说明了计算过程。第5节以一个例子用图表说明本准则的使用方法。

本准则第二分册包括按照第三种方法利用特征值和特性数确定工作情况系数的实际使用范围之简要说明以及与此有关的必需的数据和用图解法确定的线图。

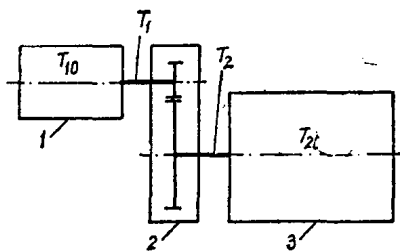


图1 驱动装置简图

1. 原动机 2. 传动装置 3. 工作机
 T_1 主动轴上的扭矩 T_2 从动轴上的扭矩
 T_{10} 原动机额定扭矩 T_{20} 工作机额定扭矩

1. 提出的课题

本准则供设计齿轮传动装置(以下简称传动装置)时确定工作情况系数 K_1 之用。传动装置将原动机的功率传递到工作机上,图1。

1.1 额定扭矩 T_0

传动装置某一轴上的额定扭矩 T_0 ,尤其是主动轴上的额定扭矩 T_{10} 用来表明载荷特征,同时也是设计传动装置用的最重要的一个基本参数。

额定扭矩 T_0 是在满载下持续工作的有效平均扭矩。在多数情况下平均扭矩与可由原动机额定数据计算出来的扭矩相符,例如由原动机的额定功率 P_{10} 和额定转速 n_{10} ,按下式可算出额定扭矩:

$$T_0 = T_{10} = P_{10} / (2\pi n_{10}) \quad (1)$$

在平均扭矩不断波动和主动轴上的额定扭矩很可能仅瞬时出现的这种情况下,把这个出现最频繁的平均扭矩视作额定扭矩是合理的。

如果在个别情况下有怀疑,就必须明白指出额定扭矩 T_0 指的是什么。

主动轴上的额定扭矩与传动装置另一根轴上的额定扭矩 T_{n0} (例如从动轴上的 T_{20})之间存在如下关系:

$$T_{10} : T_{n0} = 1 : i_n \quad (2)$$

式中 i_n 是两轴之间的传动比。本准则的所有叙述原则上都是针对主动轴上的额定扭矩 $T_0 = T_{10}$ 而言的。但若有特殊理由,在下述所有参数作相应的换算时,不影响对传动装置另一根轴上额定扭矩的关系。传动装置的效率在换算时一般不考虑。

公式符号

- A 载荷特性数
 $A(N)$ 载荷函数
 A_1, A_2, A_3 载荷特征值
B 承载能力特性数

$B(N)$	承载能力函数
B_1, B_2, B_3	承载能力特征值
i	传动装置的传动比或脚标
i_n	主动轴和传动装置任意轴之间的传动比
j	每转一周的啮合次数
K_1	工作情况系数
M	Palmgren-Miner 法则的系数
N	载荷循环次数
N_0	载荷循环总次数
N_b	极限载荷循环次数
$N(T)$	累积载荷 $T(N)$ 的反函数
$N'(T)$	承载能力 $T'(N)$ 的反函数
n_0	额定转速
n_{10}	原动机的额定转速
n_m	平均转速
P_0	额定功率
P_{10}	原动机的额定功率
T	载荷 (扭矩)
T_0	额定扭矩
T_1	主动轴上的扭矩
T_2	从动轴上的扭矩
T_{10}	主动轴上的额定扭矩
T_{20}	从动轴上的额定扭矩
$T(N)$	累积载荷
T_{n0}	传动装置任意轴上的额定扭矩
T_b	当 $N=N_b$ 时的累积载荷值
$T_r(N)$	关于齿根弯曲应力的承载能力
$T_H(N)$	关于齿廓接触应力的承载能力
T_K	比较扭矩
T_{max}	最大扭矩
T_z	约当 $N=10^4$ 时的累积载荷值
$T'(N)$	承载能力

T'_0	持久承载能力
T'_{max}	最高承载能力
T'_z	$T'(N)$ 约为 $3 \cdot 10^5$ 时的承载能力
t	时间
t_0	总工作时间 (寿命)

1.2 持久承载能力 T'_0

表明传动装置承载能力特征的是持久承载能力 T'_0 ，持久承载能力 T'_0 是暂时恒定的容许扭矩，传动装置从此可任意长期加载而不会遭受损伤。

预防各种形式的损伤(轮齿折断、点蚀、胶合、磨损等)的安全系数，以及轮齿上的载荷分布系数和传动装置本身所产生的动态轮齿作用力 [8; 9]，在确定 T'_0 时应一并考虑，并且关系到传动装置制造厂的判断和责任。

1.3 工作情况系数 K_1

如果由传动装置传递的扭矩 T 是暂时恒定的，且等于额定扭矩 T_0 ；若其持久承载能力 T'_0 也等于 T_0 ，则在这种情况下传动装置的设计是正确的。在多数情况下，扭矩 T 经受不断的波动 [10; 11; 35]。由于受到驱动装置动态特性的限制，由于变化的工作状态、冲击和振动，使之达到超过额定扭矩 T_0 的瞬时值。另一方面扭矩 T 不能任意长久起作用而只能在有限的工作时间 t_0 (寿命) 内起作用。

设计时以这种方法来考虑这些情况，即通常把持久承载能力 T'_0 选得比额定扭矩 T_0 大些，取：

$$T'_0 = K_1 T_0 = T_K \quad (3)$$

K_1 为工作情况系数。若在规定的时间内，传动装置在实际上存在的、暂时变化的扭矩作用下和其在暂时恒定的任意长久持续扭矩 $T_K = K_1 T_0$ 作用下这种情况一样，以同等情况来预防每种损伤(轮齿折断、

点蚀、胶合、磨损等),则在这种情况下,工作情况系数的选择是正确的(12)。此时,假定的安全系数以适当的方式考虑。

2. 确定工作情况系数 K_1 的原则

2.1 载荷 T

传动装置的载荷与实际上存在的、暂时变化的扭矩 T (首先是主动轴扭矩 T_1) 的变化有相同的意义。图 2 表示任一例子的扭矩曲线之一段。

为了讨论一般的关系,假定:在传动装置的全部有限工作时间 t_0 内,详细知道这条为时间 t 函数的曲线。但实际上却并不经常如此,因为载荷原则上要对现有对象进行测量才能确定。

T 的负值应改变为正的绝对值 $|T|$, 图 3。



图 2 取作为时间 t 函数的扭矩 T (载荷 T) 曲线之一段

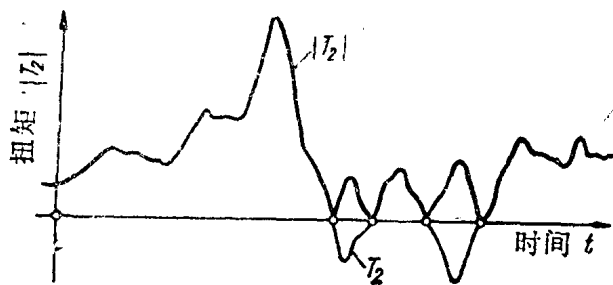


图 3 载荷 T 的绝对值 $|T|$ 。在 T 变换正负号的位置上用 0 标记

2.2 累积载荷 $T(N)$

仔细观察轮齿可知,在全部轮齿上都产生最不利的应力。一般只讨论传动装置高速轴的一个轮齿。在多级传动装置的情况下,必要时应对单个级单独进行研究。

当所述的轮齿进入啮合时,扭矩 T 或 $|T|$ 总有某一定值,它与轮齿的应力成正比,而且每次的值都不相同。若将这些值按大小排列,就得到用于进一步评定的、可作为标准的累积载荷 $T(N)$ (Belastungskollektiv), 图 4

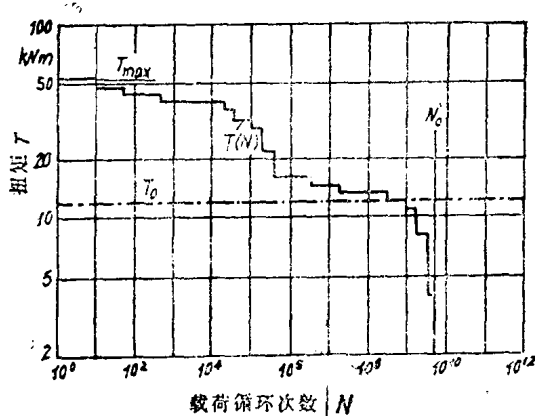


图 4 累积载荷 $T(N)$

T_{max} 最大扭矩
 T_0 额定扭矩
 N_0 在全部工作时间 t_0 内的载荷循环总次数

(13;14)中, N 是载荷循环的连续数。

在 T 的正负号改变的位置上,至少有一个轮齿承受加大的应力。当力的传递改变到对面的齿廓时,则产生由于有限的齿隙而引起的冲击作用。为了考虑这种冲击作用,应把符号改变的随后在累积载荷中出现的扭矩值提高 2 至 3 倍。

图 4 中的累积载荷开始于左上方 $N=10^0=1$ 时的最大扭矩 T_{max} 而终止于右下方,此时的载荷循环总次数为

$$N_0 = t_0 n_m j \quad (4)$$

式中 n_m 为经历全部工作时间 t_0 内求得的,就传动装置而言的转速。 j 为每转一周时轮齿的啮合次数。在一对齿轮啮合的情况下, $j=1$ 。

T_0 为额定扭矩 (比较第 1.1 节)。

累积载荷的结构在个别情况下可根据原动机和工作机的工作方式而定,也可根据整个驱动装置的

动态特性而定,例如飞轮的大小或中间连接的联轴器的特性对它均可能有决定性的影响。此外还可根据规定的工作时间(寿命)而定。

2.3 载荷函数 $A(N)$

载荷函数 $A(N)$ 是与额定扭矩 T_0 有关的累积载荷

$$A(N) = T(N)/T_0 \quad (5)$$

载荷函数是一个无量纲量,它表明一定的载荷类型的特征。可以预料,各种型式类似的驱动装置,即使大小不同都有差不多一致的载荷函数。

2.4 承载能力 $T'(N)$

传动装置(或某一传动级)的承载能力 $T'(N)$ 是作为载荷循环次数 N 的函数的许用扭矩。此时假定,扭矩是暂时恒定的,并且一直作用到轮齿上的载荷循环次数为 N 时止。

图5示出典型的承载能力曲线。对于 $N = 10^0 = 1$, $T'(N)$ 等于不允许超过的、无严重断裂危险的最高承载能力 T'_{max} , 对于 $N \rightarrow \infty$, $T'(N)$ 趋向于实际上在极限载荷循环次数 N_0 时所达到的持久承载能力 T'_D 。在多数情况下,可取 $N_0 = 10^7$ 。大约处在 $N = 10^4$ 和

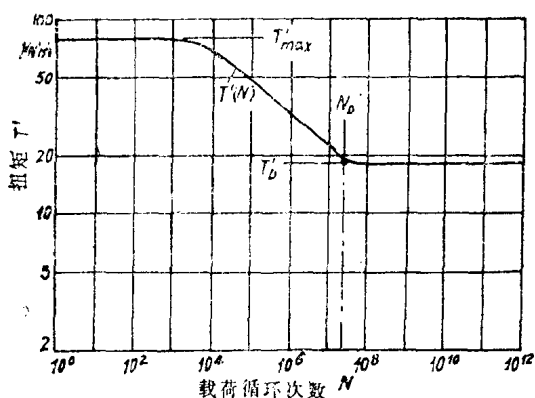


图5 传动装置的承载能力 $T'(N)$

T'_{max} 最高承载能力

T'_D 持久承载能力

N_0 极限载荷循环次数

10^7 之间的大坡度下降的函数曲线表明了传动装置疲劳强度的特征。

承载能力可用 Wöhler 试验法求得,作此试验时轮齿折断和点蚀的形成以及其他损伤型式同样可考虑作为失效准则 (Ausfallkriterium) [15; 16; 17]。可靠性可根据传动装置制造厂的判断来考虑。

2.5 承载能力函数 $B(N)$

承载能力函数 $B(N)$ 是与持久承载能力 T'_D 有关的承载能力

$$B(N) = T'(N)/T'_D \quad (6)$$

承载能力函数是一个无量纲量,它表示一定的传动装置类型的特征。在个别情况下,其曲线特别要根据所用材料和据齿轮啮合的几何关系来决定。

例:采用增大模数的方法可提高齿根强度,并由此提高最高承载能力 T'_{max} , 但并非无条件地也可提高持久承载能力 T'_D , 它可能是由齿面强度决定的,而与模数的关系不大。

2.6 累积载荷 $T(N)$ 与承载能力 $T'(N)$ 的比较

传动装置设计得是否正确的问题,可通过累积载荷 $T(N)$ 与承载能力 $T'(N)$ 比较来检验。在作比较时应考虑下列规范,图6。

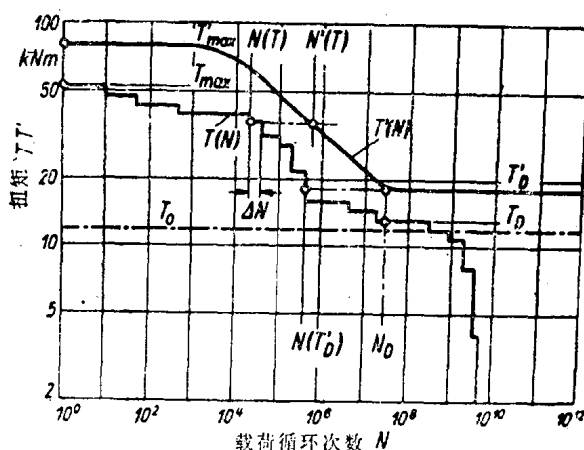


图6 累积载荷 $T(N)$ 与承载能力 $T'(N)$ 的比较

即使一次出现的最大扭矩 T_{max} 也不得大

于最高承载能力 T'_{max} , 即

$$T_{max}/T'_{max} \leq 1 \quad (7)$$

否则有发生严重断裂的危险。

累积载荷中大于持久承载能力 T'_0 的扭矩, 充其量在极限载荷循环次数 N_0 时方可能出现。若 $T_0 = T(N_0)$ 表示在极限载荷循环次数 N_0 时取之为累积载荷 $T(N)$ 的值, 则采用下列要求是意义相同的

$$T_0/T'_0 \leq 1 \quad (8)$$

否则有发生疲劳折断的危险, 或由于超过持久强度而进一步形成点蚀的危险。

处于 T'_0 和 T'_{max} 之间的累积载荷的扭矩要耗用材料的疲劳强度, 并引起积累损伤 (Schadensakkumulation)。对于积累损伤有各种假设和极限准则 (Grenzkriterium), 一般要求在这个范围内的累积载荷 $T(N)$ 和承载能力 $T'(N)$ 两曲线之间保持一个空白距离 (Respektabstand)。

使用简便而最常用的准则之一是 Palmgren-Miner 法则, 它可用下列形式提出

$$\frac{1}{M} \sum_{T'_{max}}^{T'_0} \frac{\Delta N(T)}{N'(T)} \leq 1 \quad (9)$$

式中 $N(T)$ 和 $N'(T)$ 是累积载荷 $T(N)$ 和承载能力 $T'(N)$ 的反函数。总和形成了关于这个 $N(T)$ 范围内的各小段 $\Delta N(T)$ 无间断的序列。在这个范围内累积载荷从 T_{max} 下降到 T'_0 。此外 $M \approx 1$ 。

当不满足极限准则时, 由于超过了疲劳强度有产生疲劳折断的危险或进一步形成点蚀的危险。

当累积载荷曲线连续时, 则得积分形式以代替式 (9)

$$\frac{1}{M} \int_0^{N(T'_0)} \frac{dN}{N'(T(N))} \leq 1 \quad (10)$$

式中 N 为积分变量, $N'(T(N))$ 把承载能力 $T'(N)$ 的载荷循环次数 N' 列入累积载荷 $T(N)$ 的

载荷循环次数 N 中, N 和 N' 都属于同一的扭矩值; $N(T'_0)$ 是当 $T = T'_0$ 时累积载荷的载荷循环次数。

虽然 Palmgren-Miner 法则对材料损伤的理解还不够充分, 但是在多数情况下, 当 $M=1$ 时它与实验结果都非常吻合。然而按照使用情况, 不论在可靠方面还是不可靠方面都有可能产生较大的偏差。特别是处于不可靠位置上的、评价强度结果的危险性, 可以在使用情况 (应力种类、材料、表面处理等) 方面利用实验结果和经验, 通过数值 M 的调整选择而减少。此外, 为了考虑在持久承载能力以下的应力损伤影响 (在持久承载能力以下的范围内承载能力 $T'(N)$ 的继续是虚构的), 修正的 Palmgren-Miner 法则减少了系统的寿命或对承载能力估计过高的危险性。应用由未来试验结果得到更好证实的另一种极限规范原则上仍是任由决定的。

2.7 工作情况系数 K_1

在第 2.6 节所述的比较规范的基础上, 工作情况系数 K_1 可根据提供的数据资料的详细程度和可以同意的工作费用, 按下述方法之一来确定。

2.7.1 第一种方法

假设: 已知载荷函数 $A(N)$ 和承载能力函数 $B(N)$ 是足够准确的, 把一个本来任意的、用于疲劳强度范围的极限准则 (例如

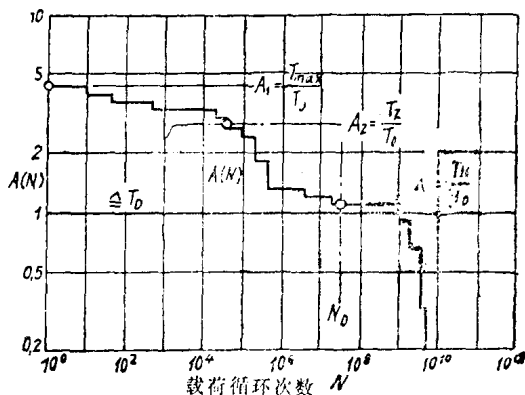


图7 载荷函数 $A(N)$ 和载荷特征值 A_1 、 A_2 和 A_3
 T_0 额定扭矩
 N_0 与承载能力 $T'(N)$ 相应的极限载荷循环次数

Palmgren-Miner 法则) 视为足够可靠的。

由载荷函数 $A(N)$, 图 7, 可以确定下列载荷特征值:

$$A_1 = A(N=1) = T_{max}/T_0 \quad (11)$$

$$A_3 = A(N=N_0) = T_0/T_0 \quad (12)$$

此外, 由承载能力函数 $B(N)$, 图 8, 可以确定承载能力特征值:

$$B_1 = B(N=1) = T'_{max}/T'_0 \quad (13)$$

然后用式(3)及根据式(7)和式(8)的极限准则得:

$$\begin{aligned} \frac{T_{max}}{T'_{max}} &= \frac{T_{max}}{T_0} \cdot \frac{T_0}{T'_0} \cdot \frac{T'_0}{T'_{max}} \\ &= \frac{A_1}{B_1} \cdot \frac{1}{K_I} \leq 1 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_0}{T'_0} &= \frac{T_0}{T_0} \cdot \frac{T_0}{T'_0} = A_3 \cdot \frac{1}{K_I} \\ &\leq 1 \end{aligned} \quad (15)$$

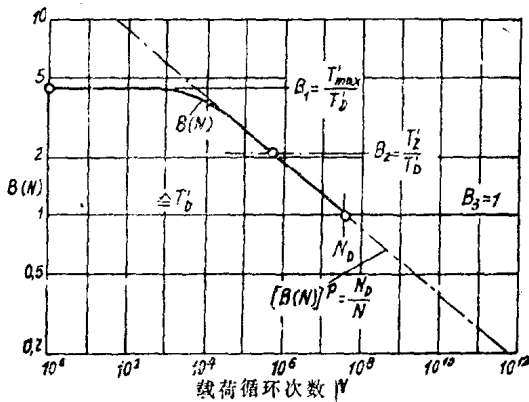


图 8 承载能力函数 $B(N)$ 和承载能力特征值 B_1 , B_2 和 B_3
 T'_0 持久承载能力

$[B(N)]^p = N_0/N$ 是疲劳强度范围的, 以双对数比例尺表示的, 指数为 p 的直线方程式。

这两个不等式必须同时得到满足。此外, 等号对两式中之一也应适用, 因为否则传动装置会限制得太多。由此暂时得:

$$K_I = \max(A_1/B_1; A_3) \quad (16)$$

这就是说, 工作情况系数 K_I , 暂时等于方括号中两个表达式中最大的一个表达式。

由式(3)、式(5)和式(6)算得:

$$T(N) = T_0 A(N) \quad (17)$$

$$T'(N) = T_0 K_I(N) \quad (18)$$

在这两个函数中运用了疲劳强度范围的极限准则 (例如按式(10)的 Palmgren-Miner 法则)。如果满足了极限准则, 则 K_I 最后可根据式(16)确定。否则应将 K_I 增大, 按式(18)重新计算 $T'(N)$, 并重新检验极限准则, 一直到满足为止。

对此最好在一张图上用双对数坐标轴绘出 $T(N)$ 和 $T'(N)$ 的函数曲线。然后使 $T'(N)$ 曲线的平行位移的、重复连续的 K_I 增大值在垂直方向上相等。评价 $T'(N)$ 正确位置的一个良好参考值是在 $T(N)$ 之上要有某一空白距离, 约如图 6 所示。

2.7.2 第二种方法

假设: 已知载荷函数 $A(N)$ 和承载能力函数 $B(N)$ 是足够准确的, 此外, $B(N)$ 在疲劳强度范围内可用双对数比例尺通过一条直线足够准确地近似表示, 同时被迫规定 Palmgren-Miner 法则作为极限准则。

对于承载能力函数, 其关系式为

$$[B(N)]^p = N_0/N \quad (19)$$

对于上式可绘出处在 $N=N_0$ 时的 $B=1$ 和 B_1 之间的疲劳强度范围内的曲线。利用式(18)得:

$$T'(N) = T_0 K_I (N_0/N)^{1/p} \quad (20)$$

及反函数

$$N'(T(N)) = (K_I T_0 / T(N))^p \cdot N_0 \quad (21)$$

指数 p 约在 3 和 10 之间。

将式(21)代入按式(10)的 Palmgren-Miner 法则的积分形式中, 考虑式(5)移项后得:

$$K_I \geq \sqrt[p]{\frac{\int_0^{N_0} [A(N)]^p dN}{M N_0}} \quad (22)$$

为了能更方便地积分, 式中不同于式(10)的是积分上限 $N(T'_0)$ 用 N_0 代替。由此得到太大了一点

的积分值。

与在其意义上保持不变的式(16)合起来, 而仅对式(22)的表达式加以扩大, 得:

$$K_1 = \text{Max} \left\{ \frac{A_1}{B_1}; \sqrt[p]{\frac{\int_0^{N_D} \{A(N)^p dN}{MN_D}}}; A_3 \right\} \quad (23)$$

即: 工作情况系数 K_1 等于方括号内三个表达式中最大一个表达式。

与第一种方法相比较 (见第2.7.1节), 第二种方法的优点是, 疲劳强度的极限准则可以在确定 K_1 的 (暂时) 值之前加以应用, 所以在任何情况下可不必进行重复的计算。

2.7.3 第三种方法:

假设: 已知载荷函数 $A(N)$ 仅是近似的。

载荷函数 $A(N)$ 用三个载荷特征值 A_1 、 A_2 和 A_3 表明特征。承载能力函数 $B(N)$ 以相应的方式用三个承载能力特征值 B_1 、 B_2 和 B_3 表明特征。

如果把按式(23)的工作情况系数 K_1 的表达式在保持它的形式编排的情况下, 用下列方式简化和统一, 则得出特征值的意义:

$$K_1 = \text{Max} \{ (A_1/B_1); (A_2/B_2); (A_3/B_3) \} \quad (24)$$

式中, A_1 、 A_3 和 B_1 与前面 (即相应于式(11)、式(12)和式(13)) 一样具有相同的意义。按定义 $B_3=1$ 。据此, 载荷特征值 A_1 和 A_3 仅与载荷函数 $A(N)$ 有关, 承载能力特征值 B_1 和 B_3 仅与承载能力函数 $B(N)$ 有关。

对于式(24)中间的表达式通过与式(23)比较, 可得:

$$\frac{A_2}{B_2} = \sqrt[p]{\frac{\int_0^{N_D} \{A(N)^p dN}{MN_D}} \quad (25)$$

用 A_2 和 B_2 表示疲劳强度范围每一其它

的载荷特征值和承载能力特征值。此时也假设, A_2 只与 $A(N)$ 有关以及 B_2 只与 $B(N)$ 有关。

最后所指的要求严格地说是不能满足的, 因为式(23)右边表达式中的变量 $A(N)$ 和与 $B(N)$ 有关的指数 p 是不可分离的。但是若载荷函数 $A(N)$ 不准确地知道又不得不对它作出估计时, 则根据式(25)左边的估计值具有足够的准确性。由此可得实际使用中的一种简便计算方法。

定义与确定载荷特征值和承载能力特征值的其它说明可在第3节和第4节参阅。一旦已知特征值就可以根据式(24)计算工作情况系数。

这里所说明的第三种方法可以用下面的方式直观地解释, 图9。

累积载荷 $T(N)$ 或载荷函数 $A(N)$ 可以简化成三级阶梯线条 (Treppenzug)。

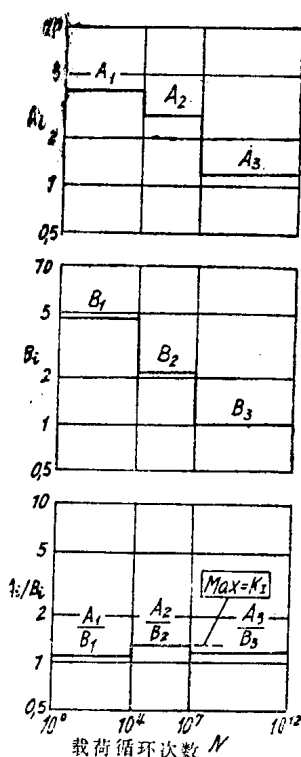


图9 根据关系式 $K_1 = \text{Max} [A_i/B_i] (i=1, 2, 3)$ 的载荷特征值 A_i 和承载能力特征值 B_i 以及工作情况系数的直观解释

梯级高相当于载荷特征值 A_1 、 A_2 和 A_3 。承载能力 $T'(N)$ 或承载能力函数 $B(N)$ 也可用相应的方法简化成具有梯级为 B_1 、 B_2 和 B_3 的阶梯线条。注意, 典型的 $B(N)$ 曲线梯级突变 (Stufensprung) 大约位于载荷循环次数为 10^4 和 10^7 处。

通过 A_1/B_1 、 A_2/B_2 和 A_3/B_3 形成的商可得出第三条阶梯线, 其最高梯级等于工作情况系数 K_1 。

梯级突变把载荷循环次数分成三个区域。至少在某一区域内 A_i/B_i ($i=1, 2, 3$) 之商是最大的并等于 K_1 。在该区域内对于 $T(N)$ 和 $T'(N)$ 的三级简化阶梯线条得出相同的值。在另外两个区域内 $T(N) \leq T'(N)$ 。因此在这种解释中, $T(N)$ 与 $T'(N)$ 相比较的极限规范表现为涉及所有三个区域的三级阶梯线条的一种交接规范 (Berührungskriterium)。如果交接发生在第一个区域内 (大约 $N < 10^4$), 则工作情况系数 K_1 按最高承载能力 (强力断裂危险) 确定; 发生在第二个区域内 (大约 $N = 10^4$ 至 10^7), 则 K_1 按疲劳强度确定; 发生在第三个区域内 ($N > 10^7$), 则 K_1 按持久强度确定。

3. 特征值

在扩大第三种方法 (第 2、7、3 节) 原则性的阐述中, 所规定的特征值的意义现分述如下:

3.1 载荷特征值 A_1 、 A_2 和 A_3

A_1 载荷特征值 A_1 是一般出现的最大扭矩 T_{max} 与额定扭矩 T_0 之比, 相当于式 (11)

$$A_1 = T_{max}/T_0$$

A_2 载荷特征值 A_2 是累积载荷 $T(N)$ 的有效平均值 T_z 与额定扭矩 T_0 之比

$$A_2 = T_z/T_0 \quad (26)$$

此时 T_z 相当于累积载荷 $T(N)$ 所有扭矩的联合作用, 各扭矩以某一总频率出现, 直

到极限载荷循环次数 N_0 (约等于 10^7) 为止。因此要耗用传动装置的疲劳强度。

此时平均值被理解为在这种方式下形成的, 即在考虑第 3.2 节所规定的 B_2 之意义时, 满足式 (25) 的关系或满足其他适当出现的极限准则的关系, 即当 $A_2 = B_2$ 时, 传动装置的许用载荷恰好达到疲劳强度 (见第 4 节的实际方法)。

A_3 载荷特征值 A_3 是累积载荷 $T(N)$ 之内的极限扭矩 T_0 与额定扭矩 T_0 之比, 相当于式 (12)

$$A_3 = T_0/T_0$$

极限扭矩 T_0 由规范来确定, 即大于 T_0 的累积载荷的各扭矩应随载荷循环总次数 N_0 (约等于 10^7) 一同出现, 也就是说 $T_0 = T(N_0)$ 。

由于 $T_{max} \geq T_z \geq T_0$

故 $A_1 \geq A_2 \geq A_3$

三个载荷特征值的每个组合表明某一累积载荷或载荷函数 $A(N)$ 特性曲线的特征, 并以此表示一定的载荷类型。从载荷类型中 can 预计在某类型的驱动装置中, 这种载荷类型经常重复出现。此时如果 A_2 愈接近 A_1 , 则大载荷出现愈频繁, 即累积载荷越“凸起”。图 10 表示几个例子。

$T(N)$ 曲线, 特别是按式 (4) 的载荷循环总次数 N_0 与极限载荷循环次数 $N_0 \approx 10^7$ 之比, 与总的工作时间 t_0 (寿命) 有关, 所以寿命也影响载荷特征值 A_2 和 A_3 的大小。

如果载荷循环总次数 N_0 小于 N_0 、则

$$A_3 = T_0 = 0 \quad (28)$$

在这种情况下涉及的就是所谓预定低寿命的限时传动装置 (Zeitgetriebe), 如图 10 下方所示。

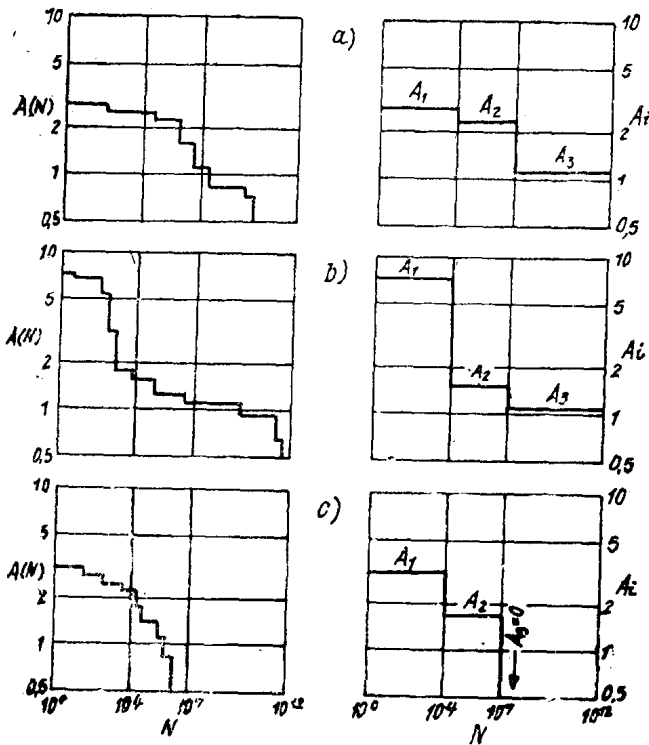


图10 载荷函数 $A(N)$ 曲线和由此曲线得出的载荷特征值 A_1 、 A_2 和 A_3 举例

- a 在疲劳强度范围内的大载荷
- b 在疲劳强度范围内的小载荷
- c 限时传动装置 ($N_0 < N_D \approx 10^7$; $A_3 = 0$)

T'_{max} (对于一次性的或罕见的冲击) 与持久承载能力 T'_0 之比, 相当于式(13)

$$B_1 = T'_{max}/T'_0$$

B_2 承载能力特征值 B_2 是承载能力 $T'(N)$ 的有效平均值 T'_z 与持久承载能力 T'_0 之比。若对此提不出特殊理由, 则对 T'_z 可取 T'_{max} 和 T'_0 的几何平均值而不失一般性。

$$T'_z = \sqrt{T'_{max} T'_0} \\ = T'_0 \sqrt{B_1} \quad (29)$$

$$B_2 = T'_z/T'_0 = \sqrt{B_1} \quad (30)$$

B_3 承载能力特征值 B_3 是持久承载能力 T'_0 与持久承载能力 T'_0 之比按照此定义

$$B_3 = 1 \quad (31)$$

三个承载能力特征值的每个组合表明承载能力函数 $B(N)$ 某一特性曲线的特征。在正常情况下, 由于式(30)和(31)之故, 此时仅特征值 B_1 有重要意义。图11表示承载能力特征值 B_1 、 B_2 和 B_3 是如何从承载能力函数 $B(N)$ 中得出来的。

3.2 承载能力特征值 B_1 、 B_2 和 B_3

B_1 承载能力特征值 B_1 是最高承载能力

如果在疲劳强度范围内的承载能力函数, 可以用双对数比例尺中在两端点 (约 10^4 和 10^7) 弯折的

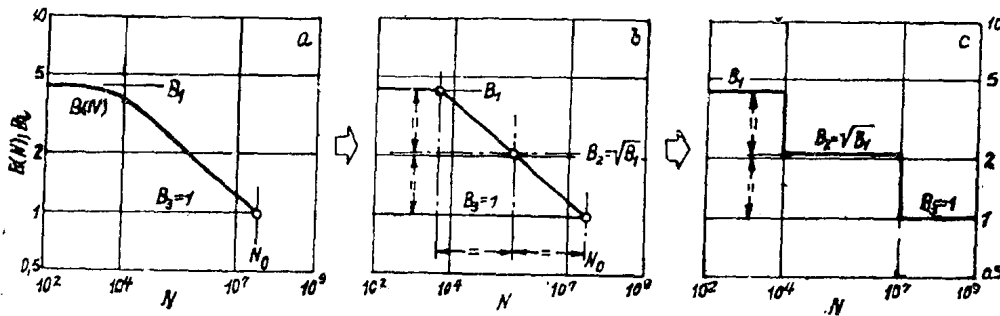


图11 承载能力函数 $B(N)$ 和由此得出的承载能力特征值 B_1 、 B_2 和 B_3

- a 承载能力函数 $B(N)$
- b 在疲劳强度范围内用一条直线近似表示 (双对数比例尺)
- c 承载能力特征值 B_1 、 $B_2 = \sqrt{B_1}$ 和 $B_3 = 1$ (正常情况)

N 载荷循环次数

N_D 极限载荷循环次数

一直线近似表示, 则按式 (30) 的 B_2 准确地与疲劳强度范围的中点相符合。

在特殊情况下, 若 B_2 的确定与式 (30) 不符, 则无论如何必须使 $B_1 \geq B_2 \geq B_3$ 。

3.3 工作情况系数 K_1

如果已知特征值 $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$ 则工作情况系数 K_1 可按式 (24) 以简便方法计算:

$$K_1 = \text{Max} \{ (A_1/B_1); (A_2/B_2); (A_3/B_3) \} \quad (32)$$

所以工作情况系数的确定要考虑到断裂强度 (罕见的大冲击和振动; A_1/B_1)、疲劳强度 (中等频繁的加大载荷; A_2/B_2) 和持久强度 (正常工作时的持久载荷; A_3/A_3), 并视三个商数何者最大而定。

3.4 标准数

考虑到使用第三种方法时可预料到的不可靠性, 对于载荷特征值和承载能力特征值只应该提出标准数列 R10 (由于形式的原因 B_2 也可用 R20) 中的标准数。这些标准数连同其定值数 (Mantisse) 列出在下面的各表格中。

A_1	A_2	A_3	定值数
		0.00	z
1.00	1.00	1.00	0
1.25	1.25	1.25	1
1.60	1.60	1.60	2
2.00	2.00	2.00	3
2.50	2.50	2.50	4
3.15	3.15	3.15	5
4.00	4.00	4.00	6
5.00	5.00		7
6.30	6.30		8
8.00	8.00		9

小于1.00的 A_1 、 A_2 和 A_3 值是不会出现的, 除非额定扭矩用得过大。只有在限时传动装置的情况下才得到 $A=0.00$, 同时定值

数用字母 z 代替。

B_1	B_2	B_3	定值数
		1.00	00
	1.12		05
1.25	1.25		10
	1.40		15
1.60	1.60		20
	1.80		25
2.00	2.00		30
	2.24		35
2.50	2.50		40
	2.80		45
3.15	3.15		50
	3.55		55
4.00	4.00		60
	4.50		65
5.00	5.00		70
	5.60		75
6.30			80

在正常情况下, 即当式(30)适用时, 将各承载能力特征值限制在下表各行的相关连的数值上:

B_1	B_2	B_3	B_1 的定值数 (承载能力特性数B)
1.25	1.12	1.00	1
1.60	1.25	1.00	2
2.00	1.40	1.00	3
2.50	1.60	1.00	4
3.15	1.80	1.00	5
4.00	2.00	1.00	6
5.00	2.24	1.00	7
6.30	2.25	1.00	8

应用第三种方法确定工作情况系数时, 对于 $A_1 > 8.00$ 、 $A_2 > 8.00$ 、 $A_3 > 8.00$ 或 $B_1 > 6.30$ 只有用限制法才是可能的。必要时可将上面给出的表格加以扩展。

应用式 (32), 同样对工作情况系数可按下表得到具有定值数的标准数: