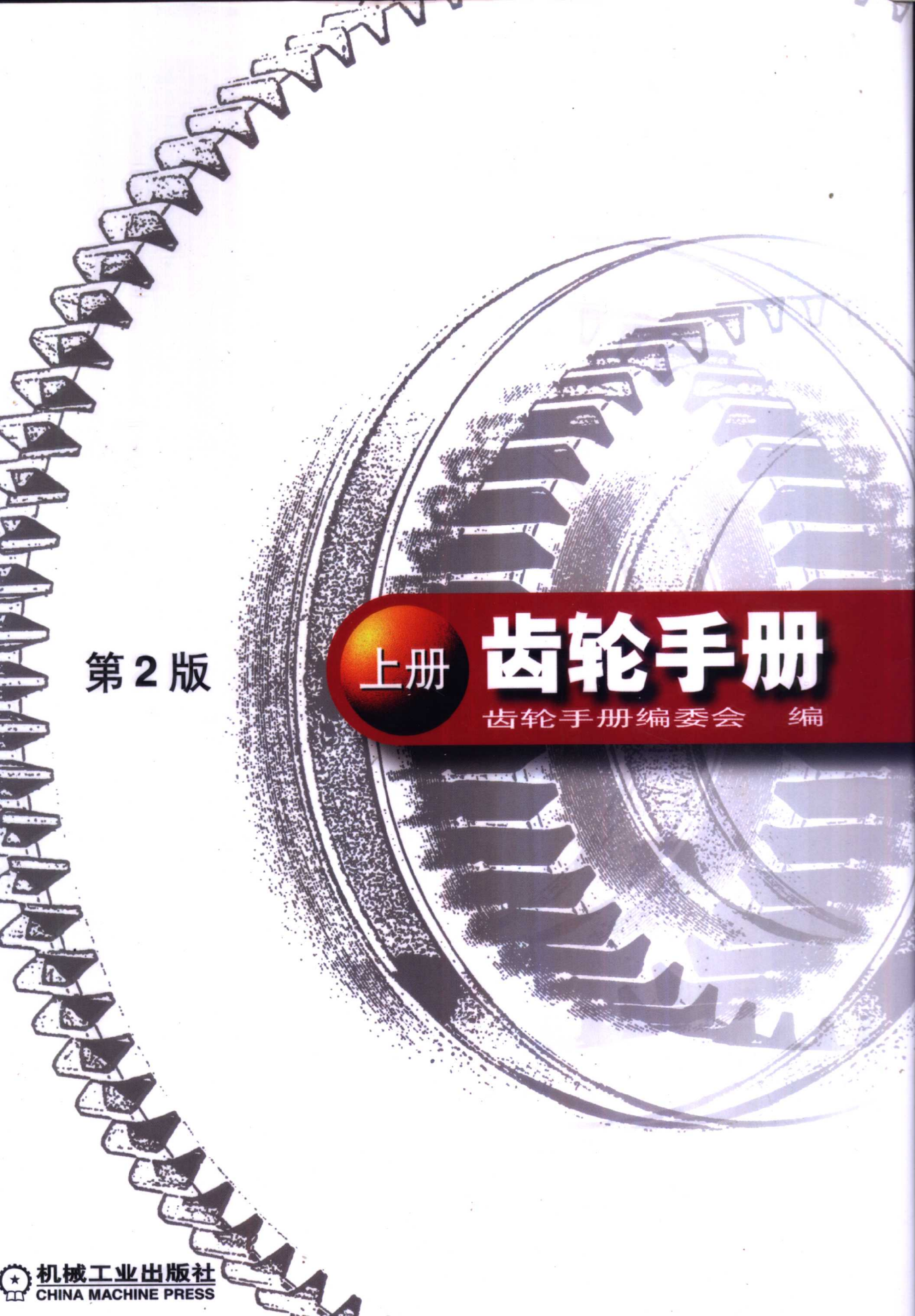




第2版

上册

齿轮手册

齿轮手册编委会 编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

第 18 篇 齿轮及其传动 装置的试验

主 编 朱孝录(北京科技大学)
韦云隆(重庆大学)

编写人

第 1 章	朱孝录
第 2 章	朱孝录
第 3 章	孟文辉(郑州机械研究所)
第 4 章	蔡玉成(北京齿轮总厂)
	张学孟(北京齿轮总厂)
第 5 章	梁集祥(西安重型机械研究所)
第 6 章	刘仲川(郑州机械研究所)
第 7 章	干茂华(天津工程机械研究所)
第 8 章	赵明晶(长春光机研究所)

审稿人

孟惠荣
孟惠荣
朱孝录
朱孝录
朱孝录
朱孝录
周纪良(洛阳拖拉机研究所)
孟惠荣

第 1 章 齿轮承载能力试验装置

齿轮承载能力试验除了常规的轮齿静强度、疲劳强度、齿面胶合和磨损等试验外,还包括一些影响参数的测试,如齿轮动载荷、轮齿载荷分布、齿面及本体温度测试等。这些试验一般都在特殊设计的齿轮试验装置上来完成。由于试验的目的和要求的不同,齿轮试验装置的加载方法、运转方式和结构式样差别很大,通常可把齿轮承载能力试验装置分成非运转式和运转式两大类:

1) 非运转式齿轮试验装置 齿轮或齿轮副在静止状态下进行试验的装置,如静态加载的轮齿弯曲强度试验装置,脉动加载的轮齿弯曲疲劳试验装置等。

2) 运转式齿轮试验装置 能使齿轮副在一定转速下进行试验的装置。这种试验装置又可根据试验功率流的情况分为:功率流开放式、功率流封闭式和功率流半封闭式三类。

在运转式齿轮试验装置中,加载器是十分重要的部件。加载性能的好坏直接影响齿轮试验装置的使用

性能和技术经济指标,它往往是齿轮试验装置设计成败的关键。在本章中,加载器将专节介绍。

1 静态加载的轮齿弯曲静强度试验装置

齿轮承受短期过载(次数不多)时的抗弯曲能力,就是齿轮的弯曲静强度。试验齿轮(不包括缺口试件)的弯曲静强度的极限值,通常可以在通用的材料拉压试验机上试验获得^{〔1〕}。试验齿轮的装夹见图 18.1-1。对于图 a 或图 b 的装夹方法,压头与轮齿接触点的部位应在试验齿的上齿面部分,其具体位置取决于齿轮的几何参数(齿数、模数、压力角和变位系数),其压头跨齿数可调整的范围很小。而对于图 18.1-1c 的装夹方法,则可通过楔块调整夹具夹齿的位置,来确定轮齿上所需的载荷作用点的位置。

对于图 18.1-1b 的装夹装置,轮齿上受载点 e 的位置可用向径 R_e 来表示(图 18.1-2),即

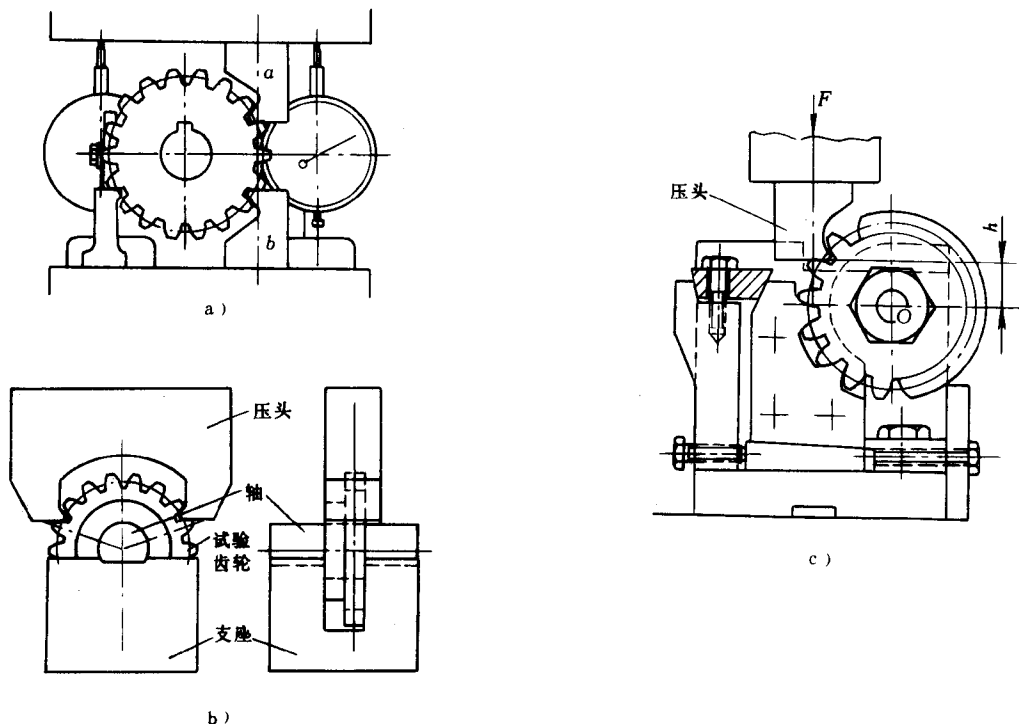


图 18.1-1 齿轮试件的装夹装置

a) 用两个压头的方法 b) 两个齿同时受载的方法 c) 利用试验齿数齿固定的方法

$$R_e = \frac{r_b}{\cos \alpha_e} \quad (18.1-1)$$

式中 r_b ——试验齿轮的基圆半径；

α_e —— e 点的压力角。

α_e 值可用下式确定

$$\tan \alpha_e = \frac{1}{2} \left[\pi - \frac{1}{z} \left(2n\pi + \pi - 4x \tan \alpha_s - 2z \operatorname{inv} \alpha_s \right) \right] \quad (18.1-2)$$

式中 α_s ——试验齿轮分度圆上的端面压力角；

n ——压头跨齿数，按下式计算并取整数：

$$n = \frac{z}{2\pi} \left[\pi - 2 \tan \alpha_s - \frac{1}{z} \left(\pi - 4x \tan \alpha_s - 2z \operatorname{inv} \alpha_s \right) \right] \quad (18.1-3)$$

式中 α_s ——齿顶压力角；

x ——变位系数。

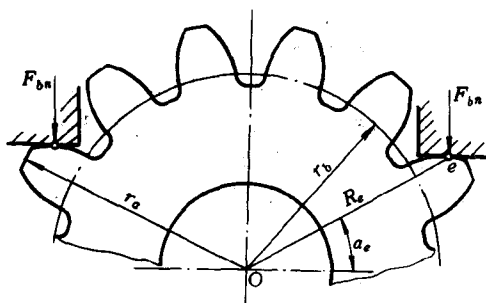


图 18.1-2 齿上加载点的位置

对于图 18.1-1c 的装夹装置，如果需要轮齿受载点正好是单对齿啮合的上界点时，则压头工作面到被试齿轮水平轴心线间的垂直距离 h 可用下式计算

$$h = \sqrt{r_a^2 - r_b^2} - (\epsilon_s - 1) p_b \quad (18.1-4)$$

式中 r_a 、 r_b ——试验齿轮的顶圆、基圆半径；

p_b ——试验齿轮的基圆齿距；

ϵ_s ——同试验齿轮相配的齿轮副的端面重合度。

调整 h ，即可得到载荷作用点的不同位置。如果已知 h 和基圆半径 r_b ，则载荷作用点 e 的向径

$$R_e = \sqrt{h^2 + r_b^2} \quad (18.1-5)$$

而 e 点的压力角，可用式 (18.1-1) 确定。

利用以上公式计算得 α_e 和 R_e 后就可以用 GB/T3480 中计算齿形系数 Y_F 的方法，确定出试验齿轮的齿形系数和各计算系数，从而由弯曲强度计算公式算出试验齿轮危险截面上的齿根弯曲应力 σ_F 。

轮齿弯曲静强度的失效判据，目前还没有统一的

规定，齿根出现裂纹或轮齿折断、轮齿弯曲残余变形量和齿面硬化层的开裂都可以作为失效判据，这要根据齿轮的材料、热处理和使用情况来确定。

2 脉动加载的轮齿弯曲疲劳试验装置

在这种试验装置中，试验齿轮处于静止状态，而压在轮齿上的压头则作脉动循环加载，从而在某一循环次数下使轮齿产生疲劳折断。这种试验虽然不能反映出齿轮啮合过程中的某些动态特性，但却能很好地适用于单参数的快速对比性试验，用以判断不同载荷、材料、齿形和其他一些因素对轮齿弯曲疲劳强度的影响。对于一些软齿面齿轮，在正常的模数取值下，由于其接触疲劳强度都低于弯曲疲劳强度，在运转试验中不易出现弯曲疲劳失效，因此用脉动加载弯曲疲劳试验来确定其弯曲疲劳强度极限，就用得更普遍。

有多种装置可用于脉动加载轮齿弯曲疲劳试验。

2.1 通用材料高频疲劳试验机

例如，采用国产 PW3-10 程序控制高频疲劳试验机，其频率范围为 80~250Hz，拉压动载荷为 10t，计数容量为 10^6 。这是一种机械共振材料试验机，其固有

频率 $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$ ；式中 c 是机械共振系统总刚度， m 是机械共振系统质量。干扰力由激振器输出，当其频率同系统固有频率一致时，振动系统产生共振，机器在准共振状态下工作，从而可大大节省加载功率。

试验齿轮的装夹可采用类似于图 18.1-1b 所示的方法。两个受试齿的受载均匀性由试验机和夹具来保证。

2.2 液压激振轮齿弯曲疲劳试验机

这种试验机的结构原理见图 18.1-3。

在试验机正式运转之前，由液压伺服系统供压力油，通过工作缸 8 为试验齿轮施加一预定的静压力。当激振电动机 2 带动偏心轮转动时，激振缸柱塞 5 即在偏心轮 3、激振弹簧 7 及压力油的作用下作往复运动。当柱塞向上运动时，便给工作缸一增压，作用在齿轮上的力也随之增大；当柱塞向下运动时，系统中的压力也随之降低，轮齿上的力也相应减小。如此往复运动，轮齿上的压力即作周期性变化。此时轮齿上除受一预加的静压力外，还受到一个与激振柱塞频率一致的脉冲压力。预加静压力由伺服系统控制，脉冲力的大小，可通过调节杆 4 调节激振缸柱塞 5 的行程来实现。在压头 13 上端装一力传感器 11，其预加静压力和脉冲力的准确值，由二次仪表直接显示。压头下侧，设置一断

齿自动停车开关 15, 试验齿轮轮齿折断后, 冲头下落触动开关, 实现自动停车, 上述的液压振荡器, 实际上是一单柱塞液压泵。根据试验要求, 确定最大试验冲击力 (即工作缸最大试验压力), 便可进而设计其他参数。

液压振荡易于控制, 且可以用较小的输入功率得到较大的振荡力, 液压系统便于选用标准件, 有利于自制; 其缺点是结构比较复杂, 工作时冲击、振动力较大。

2.3 电磁振荡液压式轮齿弯曲疲劳试验机

这种试验机由电动型振荡器和液压放大器两大部分组成, 见图 18.1-4。直流电通过励磁线圈 1, 使电磁铁 2 内产生恒定磁场。将驱动用的可动线圈 3 与相位控制回路相联。相位控制回路用来控制交流晶闸管的导通角, 从而改变线圈 3 的电流大小和方向, 由此得到大小不同的脉动载荷。可动线圈 3 的顶端装有柱塞 5。由于柱塞 5 与压头 8 的活塞两者的截面积之比是 1:20, 所以力增大到 20 倍。在压头部分贴有应变片,

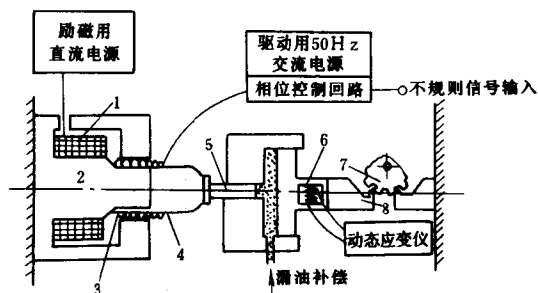


图 18.1-4 电磁振荡液压式轮齿弯曲疲劳试验机

1—励磁线圈 2—电磁铁 3—驱动用的可动线圈

4—铝制线圈架 5—柱塞 6—应变片

7—试验齿轮 8—压头

通过动态应变仪可测得作用在试验齿轮 7 上的载荷变化。给相位控制回路输入不规则信号, 就可产生不稳定变载荷, 其频率可达 50Hz。为了防止因液压缸漏油而使载荷减小, 在加载液压缸部分设有补充油液的进油孔, 用装在试验机下部的泵通过单向阀补充泄漏出的

油。这个试验机的主要特点是可以进行不同变化规律下的非稳定变载荷高速脉动轮齿弯曲疲劳试验。

2.4 采用封闭系统的脉动加载轮齿弯曲疲劳试验机

这种试验机的结构原理见图 18.1-5。试验齿轮 1 的 a 轴与地基联接, 作动器的 b 轴也与地基相联接, 从而形成一个试验齿轮-地基封闭系统。试验齿轮可以是直齿轮、斜齿轮, 也可以是其他的齿轮传动装置。作动器 2 是一个双排行星机构。利用作动器外边的蜗杆传动和静载伺服电动机 9, 即可给试验齿轮加载静载荷, 也可利用编好的多级阶梯载荷程序加载。利用加载伺服电动机 4 和偏心振子 6 可给试验齿轮叠加加载荷, 其幅值可根据试验的需要而变化。试验装置中的作动器只做往复摆动运动, 本身消耗的能量较小。由于所试验的是一对相啮的齿轮副, 它考虑了啮合线的位置和重合度对轮齿弯曲强度的影响, 因此与齿轮实际受载情况比较接近, 还可对斜齿圆柱齿轮和锥齿轮等进

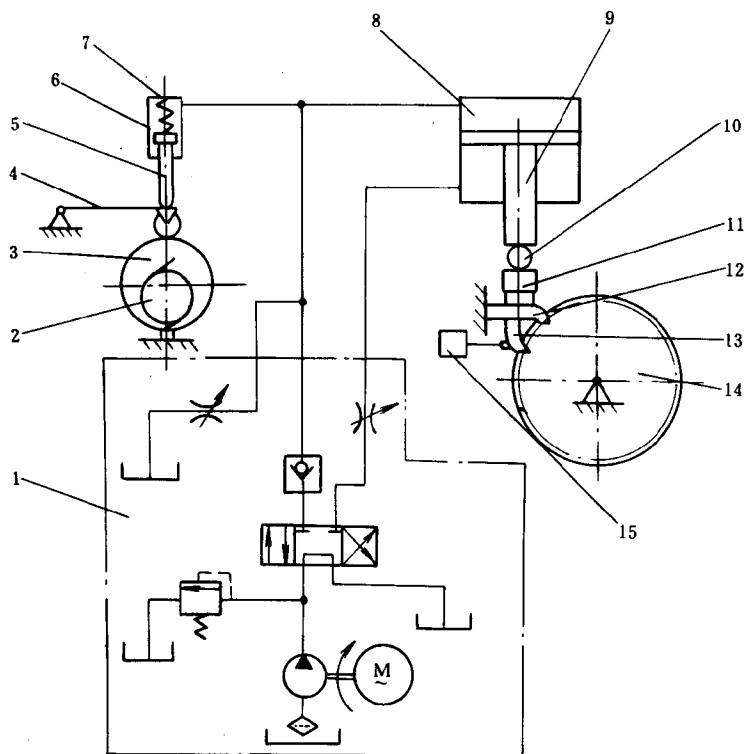


图 18.1-3 液压振荡轮齿弯曲疲劳试验机原理图

1—液压伺服系统 2—激振电动机 3—偏心轮 4—调节杆 5—激振缸柱塞

6—柱塞缸 7—弹簧 8—工作缸 9—工作缸活塞杆 10—钢球 11—力传感器

12—顶块 13—压头 14—试验齿轮 15—断齿自动停车开关

行试验。但需注意每次试验时,试验齿轮的啮合位置必须保证装卡相同。这种试验装置结构简单、安装方便、不大量消耗轴承,并无需特殊的润滑系统。

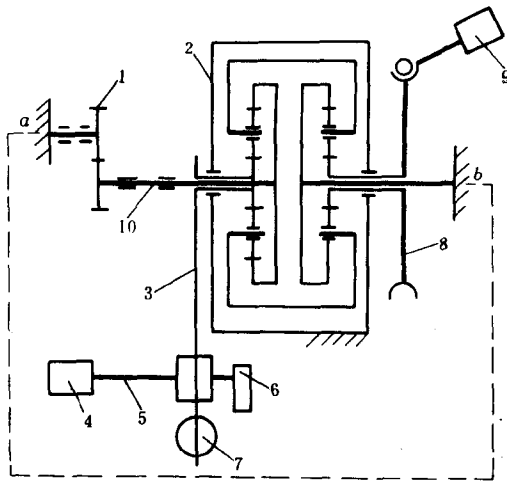


图 18.1-5 采用封闭系统的脉动加载
轮齿弯曲疲劳试验机

1—试验齿轮 2—作用器（双排行星齿轮机构） 3—反
作用力支撑杆 4—动载伺服电动机 5—钢丝软联接
6—偏心振子 7—反作用力弹簧 8—蜗轮蜗杆
9—静载伺服电动机 10—扭力杆

这种试验装置存在的主要问题是地基封闭刚度理论上可视为无限大,这样就使得封闭系统中两个封闭段的刚度相差过大,因而与实际传动链的振动模型相差甚远。

3 功率开放型齿轮试验装置

这是一种运转式的齿轮试验装置,通常由原动机、受试验的齿轮装置和耗能负载装置三部分组成,见图 18.1-6。原动机的能量通过被试验的齿轮装置,消耗于负载装置,因此原动机的容量和能量的消耗均较大。但由于结构简单,配置灵活,并易于实现在运转过程中改变载荷,因此常用于非长期的运转试验。

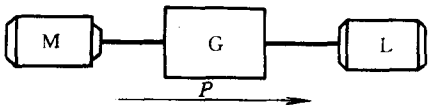
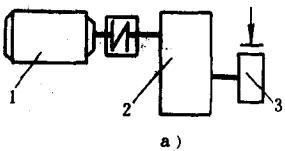
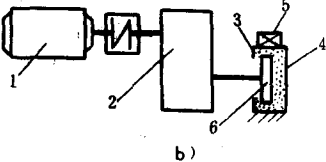


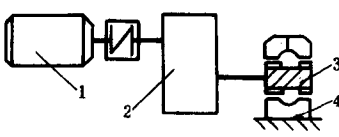
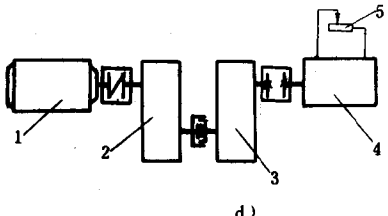
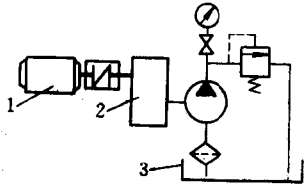
图 18.1-6 功率开放型齿轮试验装置组成示意图
M—原动机 G—受试验的齿轮装置
L—耗能负载装置 P—功率流方向

功率开放型齿轮试验装置的关键部件是耗能负载装置,具有不同耗能负载装置的功率开放式齿轮试验装置见表 18.1-1。

表 18.1-1 按不同耗能负载装置区分的功率开放型齿轮试验装置

名称和结构简图	工作原理	使用特点
(1) 机械制动器式  1—电动机 2—受试齿轮装置 3—机械制动器	机械制动器(初块式或初带式)3固定在受试齿轮装置2的输出轴上,试验装置由电动机1驱动。调节机械制动器3的制动力矩,即可产生不同的试验载荷	结构简单,制造容易,使用灵活并有一定测量精度 制动器发热大,需要强制冷却;载荷不够稳定;制动轮磨损快,速度不能过高
(2) 磁粉制动器式  1—电动机 2—受试齿轮装置 3—磁粉 4—定子 5—激磁线圈 6—转子	当转子6同定子4之间产生滑差时,磁粉制动器处于制动状态,其制动力矩可通过改变激磁电流的大小来调节	结构简单,操作方便,运转平稳,能适用于高频率加载;磁粉制动器有定型产品可选购 连续运转发热大,温升高,易引起激磁线圈内阻增加,从而使负载力矩不稳定。制动器需强制水冷

(续)

名称和结构简图	工作原理	使用特点
(3) 涡流消力器式  c) 1—电动机 2—受试齿轮装置 3—转子(感应器) 4—定子	转子(感应器)3是个外表面有矩形齿的圆柱体,定子4内有环形线圈,并通以直流电。当转子转动时,磁场沿定子变动,并在定子金属中产生涡流,从而阻碍转子转动,产生制动力矩。改变输入定子线圈中的电流强度,即可调节制动力矩大小	在低速时有很好的制动效果,可不必采用增速器;改变负荷时平稳、方便,很容易实现程序控制。结构也较简单 因涡流产生的热量,要用循环水带走。耗能大,不适用于大功率试验装置
(4) 电机消力器式  d) 1—交流或直流电动机 2—受试齿轮装置 3—增速器 4—直流发电机 5—耗能可变电阻	利用直流发电机4和可变电阻5作为试验机的耗能装置。改变直流电动机1的磁通和电压,可以改变试验机的转速。改变直流发电机4的磁通或可变电阻5的阻值,即可改变受试齿轮装置上的转矩	试验机的组成比较简单,布置的灵活性较大,能在运转过程中平稳地改变试验载荷 需要有专用的供电机组及增速器且占用面积较大,成本较高
(5) 液压泵-溢流阀系统式  1—电动机 2—受试齿轮装置 3—液压泵-溢流阀系统	由电动机1驱动的受试齿轮装置2带动液压泵旋转。泵排出的液压油经溢流阀返回油箱。调整溢流阀的工作点,可测定液压泵的压力工作点,由此产生的制动力矩便稳定地作用到受试齿轮装置上	加在受试齿轮装置上的转矩,仅与液压泵的排量(定值)和溢流阀的工作点(可调值)有关,而与试件输出转速无关,因此可作不同转速下的恒转矩加载试验。所需液压件均为标准件,维护更换方便。加大油箱可免去散热装置

4 功率封闭型齿轮试验装置

为了克服功率开放型齿轮试验装置耗能大的缺点,一种能量可“重复使用”的功率封闭型齿轮试验装置得到广泛的应用。根据不同能量的封闭形式,最常用

的功率封闭型齿轮试验装置可分为:电功率封闭型和机械功率封闭型两类。根据封闭系统中加载器是否消耗功率的情况,机械功率封闭型又可分为全封闭式和非全封闭式两大类。前者在运转中加载器不消耗功率,而后者则需消耗部分封闭功率。

功率全封闭型齿轮试验装置运转时只消耗系统的摩擦功,节省能源,因此特别适用于需要长期运转的齿轮试验中。

4.1 电功率封闭型齿轮试验装置

这种试验装置的工作原理见图 18.1-7。

在两台电动机 1、4 之间串接入受试齿轮装置 2 和陪试齿轮装置 3,前者通常为减速传动,后者通常为增速传动。工作时电机 1 作电动机运行,而电机 4 作发电机运行,从而使受试齿轮装置加载。试验机功能转变和流动的方向为:电动机 1 将电源线的电能转变为流经齿轮装置 2、3 的机械能,再由发电机 4 转变为电能回馈给电源线,功率流方向 P (见图)从而形成一电封闭回路。在试验过程中,电源线只需供给电机 1 的输入电能 ($P+\Delta P$) 和电机 4 的回馈电能 P 的差值 ΔP 。这种试验装置从机械结构上来看是开式的,但从电能回馈使用的角度上来看是闭式的,因而能达到节能的目的。

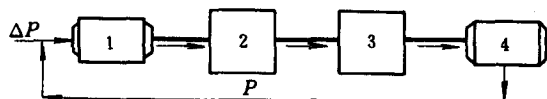


图 18.1-7 电功率封闭型齿轮试验装置组成原理图

1、4—电机 2—受试齿轮装置 3—陪试齿轮装置

根据使用电机的不同,常用的电功率封闭型齿轮试验装置有下面三种。

4.1.1 直流电机电封闭试验装置

典型的直流电机电封闭试验机的组成见图 18.1-8。两台同型号的他激式直流电机 M、G 同时并接于电源,用受试和陪试传动装置 1 (一为减速,一为增速,总传动比为 1) 把两电动机轴联接起来。运转时,一台作为主拖动电动机 M,另一台作为负载发电机 G。负载发电机 G 的直流电功率可以回馈给主拖动电动机 M,从而实现既加载又节能的目的。

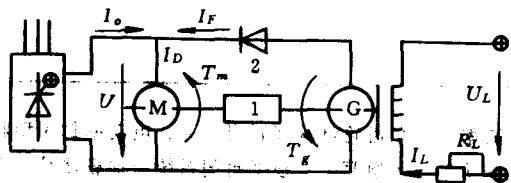


图 18.1-8 直流电机电封闭试验装置原理图

由发电机方程

$$\begin{cases} T_G = c_t \Phi I_G \\ E_G = c_e \Phi n_G \end{cases} \quad (18.1-6)$$

式中 T_G ——输入发电机 G 的转矩;

E_G ——发电机电动势;

c_t 、 c_e ——发电机转矩常数和电动势常数;

I_G ——发电机电枢电流;

Φ ——发电机主磁通;

n_G ——输入发电机转速。

由式 (18.1-6) 可得

$$T_G = (c_t c_e / R_a) n_G \Phi^2 \quad (18.1-7)$$

式中 R_a ——发电机电枢电阻。

如果要得到某一试验转速下的转矩,只需改变式 (18.1-7) 中的磁通 Φ 即可。这是一种调磁方式加载,其加载功率为

$$P_G = T_G n_G = \frac{c_t c_e}{R_a} n_G^2 \Phi^2 = K \Phi^2 \quad (18.1-8)$$

为此,只要调节负载发电机 G 的励磁电阻 R_L ,或励磁电压 U_L (见图 18.1-8),即可使磁通 Φ 在 0 到额定磁通 Φ_n 间连续变化,从而得到加载范围为 $0 \sim K \Phi_n^2$ 的试验功率。此功率经受试和陪试传动装置 1 反作用于拖动电动机 M,这就使传动装置 1 加上了载荷。

此试验装置由晶闸管三相全桥整流装置提供电源。电枢回路中加有单通二极管以确保负载发电机 G 处于发电状态。如果增加负载发电机的励磁,使 $E > U$,则二极管处于导通状态,回路中产生负载电流 I_P ,给被试传动装置加载。由图 18.1-8 可见,其电流关系为 $I_o = I_M - I_G$,且由 $P_o = I_o U$,可得电源提供的功率为 $P_o = P_M - I_G U$ 。显然 $P_o < P_M$,亦即电源只需提供部分试验功率即可进行全负荷试验,这比功率开放型试验装置节省很多能源消耗。

这种试验装置可采用程序定值控制器;使试验装置能够实现无级变速和无级加载,从而可实现多阶段负荷谱的模拟疲劳强度试验。这是直流电机电封闭试验装置的主要优点。其缺点是:电器功率必须不小于受试齿轮装置所需的功率,电器调试要求较高,投资较大。因此,这种试验装置比较适用于中、小功率的齿轮试验。

4.1.2 感应电机电封闭试验装置

典型的感应电动机组成的电封闭试验机的工作原理简图也可用图 18.1-7 来表示。驱动电机 1 采用笼型感应电动机,负载电机 4 采用绕组转子感应电机,受试和陪试齿轮装置 2、3 (一为减速,一为增速,总传动比稍大于 1) 串接在两个电机之间。由于受试和陪试齿轮装置的总传动比稍大于 1,所以电机 4 的转速可超

过其同步转速。起动运转后,如果这时定子接通电路,电机4就处于反馈制动状态下运转,电动机变成了发电机,齿轮装置受载。当两个电机的力能达到平衡时,试验装置处于稳定状态下运转。

如果试验装置需变载运行,可在转子感应电机的转子电路中串联电阻,只要改变此电阻,就能改变加载力矩。这种用切换电阻变载的方法虽然比较简单,但由于转子电路中串接外加电阻,增加了电路的附加能量损失,所以对于大功率的试验台,应考虑回收这部分能量,即可应用转子感应电机晶闸管串接调速的原理来变载,把转子转差功率回馈给电网。

感应电机电封闭试验装置具有结构简单、建台方便,绝大部分组成部件都能在市场上买到的优点。此外,它能进行(手动或自动)变载试验,但是变载的阶数较少,负载精度较差,调速困难,因此不甚适合于多阶的变速载荷试验。

4.1.3 交流整流子电机电封闭试验装置

采用两台交流整流子电机组成的电封闭齿轮、试验机简图也可用图18.1-7来表示。图中1、4是交流整流子电机,受试齿轮装置2和陪试齿轮装置3串接在两电动机之间,其总传动比为1。

三相交流整流子电机是在转子的铁心上嵌着两个绕组:一个是普通的三相交流绕组,另一个是调节绕组。和直流电机一样,每个线圈都接到换向器上,在换向器的表面放着二套可以作相反方向移动的电刷转盘。在定子铁心上有一套普通的多相绕组,由旋转磁场感应出电机的次级电压。每相次级绕组的前末两端,分别接在换向器端的两块电刷转盘的相应电刷支杆上。当两块电刷转盘上的同相电刷移开一个角度时,相同电刷间产生感应电势。如果这个感应电势和次级绕组的电势方向相反,则电机的转速降低,在同步转速以下运行;如果感应电势和次级绕组电势的方向相同,电机速度便上升,在同步速度以上运行。因此,改变同相电刷在电刷转盘上的位置,就能控制电机的转速。在运行过程中,只要减慢负载电机1的转速,就能使电机1成为电动机,带动齿轮装置,而电机4变成加载发电机,发电机发出的电能回馈电网,从而形成电封闭回路,可达到节能的目的。

这种采用整流子电机的电封闭齿轮试验装置的主要优点是:结构简单,调速和加载都很方便,运行稳定可靠,电气线路也不复杂,所用零部件均可外购,因而建台周期较短,适用于工厂的跑合试验。

4.2 机械功率全封闭型齿轮试验装置

一种典型的机械功率全封闭型齿轮试验装置的组

成见图18.1-9。

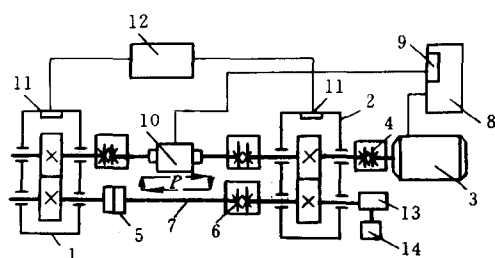


图 18.1-9 机械功率全封闭齿轮试验装置结构简图

1—试验齿轮箱 2—陪试齿轮箱 3—电动机 4—弹性联轴器 5—加载器 6—固定联轴器 7—弹性扭力轴 8—控制柜 9—二次仪表 10—转矩、转速传感器 11—热电偶 12—油温指示器 13—蜗轮减速器 14—机械计数器 P—封闭功率流向

试验装置中由陪试齿轮箱2、试验齿轮箱1、联轴器6、弹性扭力轴7和加载器5等组成一个机械封闭系统。

封闭系统的转矩和转速可通过转矩、转速传感器10和它的二次仪表9显示出来。热电偶11和油温指示器12用来测量、显示两个齿轮箱的油温变化。试验齿轮的转数,由机械计数器14记录。试验台的全部操纵系统集中在控制柜8上。

利用加载器5给两端轴一相对扭矩,则封闭系统内弹性扭力轴7和其他零件就会产生弹性扭转变形。只要此扭转变形能保持不变(由加载器来保证),那么封闭系统内的扭矩就不会变化。封闭系统加载后,再启动电动机,试验机就进入运转状态。这时,试验齿轮箱1和陪试齿轮箱3都传递一定的功率 P ,称之为封闭功率。封闭功率和普通功率一样可具有流向,图18.1-9所示的 P 为顺时针流向。但是应注意,此封闭功率并非有效功率,它只不过是封闭系统中平衡内力的转矩和转速的乘积而已。封闭功率的特点是它可以循环利用。电动机3供给的能量仅用来克服封闭系统中各零部件运转时的摩擦损失,其值只有封闭功率值的10%~15%左右,因而能达到节能的目的。

设图18.1-9齿轮试验机运转时的封闭功率流为顺时针方向,如图中箭头 P 所示,则各轴传递的封闭功率(kW)为

$$P = \frac{Tn}{9549} \quad (18.1-9)$$

式中 n ——该轴的转速(r/min);

T ——该轴运转时的转矩(N·m)。

封闭系统中的最大封闭功率就是试验机的名义封闭功率。

图 18.1-10a 表示的是 NASA (美国国家航空和航
天局) 的 Lewis 研究中心的直齿圆柱齿轮试验机。这是

一种用叶片液压式加载器的机械全封闭试验机, 图 b
是试验机主体部分示意图。试验机主要由试验齿轮、陪

试齿轮和加载器组成一个封闭系统。由陪试齿轮内部的
液压加载器通过轴端供给压力油, 使齿轮加载。试
验机用带传动增速变速 (常用转速 10000r/min), 避免
了制造高速增速箱的困难。装在同一箱体中的试验齿
轮和陪试齿轮各具有独立的润滑系统, 以适应试验齿
轮的不同要求。在齿轮箱内隔壁处采用氮气增压迷宫
式密封。润滑油用浸人式电
热器加热, 控制油温。为了
避免润滑油在高温时受空
气氧化变质, 在整个试验过
程中, 箱体内部面用氮气覆
盖, 以减少添加剂中金属元
素的化学活性。齿轮出现点
蚀、断齿时, 安装在齿轮箱
体上的振动式传感器能使
试验机自动停车。如果润滑
失常 (供油不足、油温过高
等), 以及密封气体压力不
足时, 试验机也能自动停
车。

图 18.1-9 和图 18.1-10
所示的是两种比较典型
的中、高速圆柱齿轮试
验机。对于锥齿轮和蜗
杆传动, 由于传动副轴
线互不平行而具有特殊
的轴间位置, 因而其试
验机的布置和结构有许
多特殊的要求, 但功率
封闭的原理则是相同的
(见图 18.1-30)。

FZG 型齿轮试验机 (见
图 18.2-5) 是目前国内
外最通用的一种机型,
其结构和工作原理与图
18.1-9 基本相同。

除了以上几种应用比
较多的常规试验机外, 还有

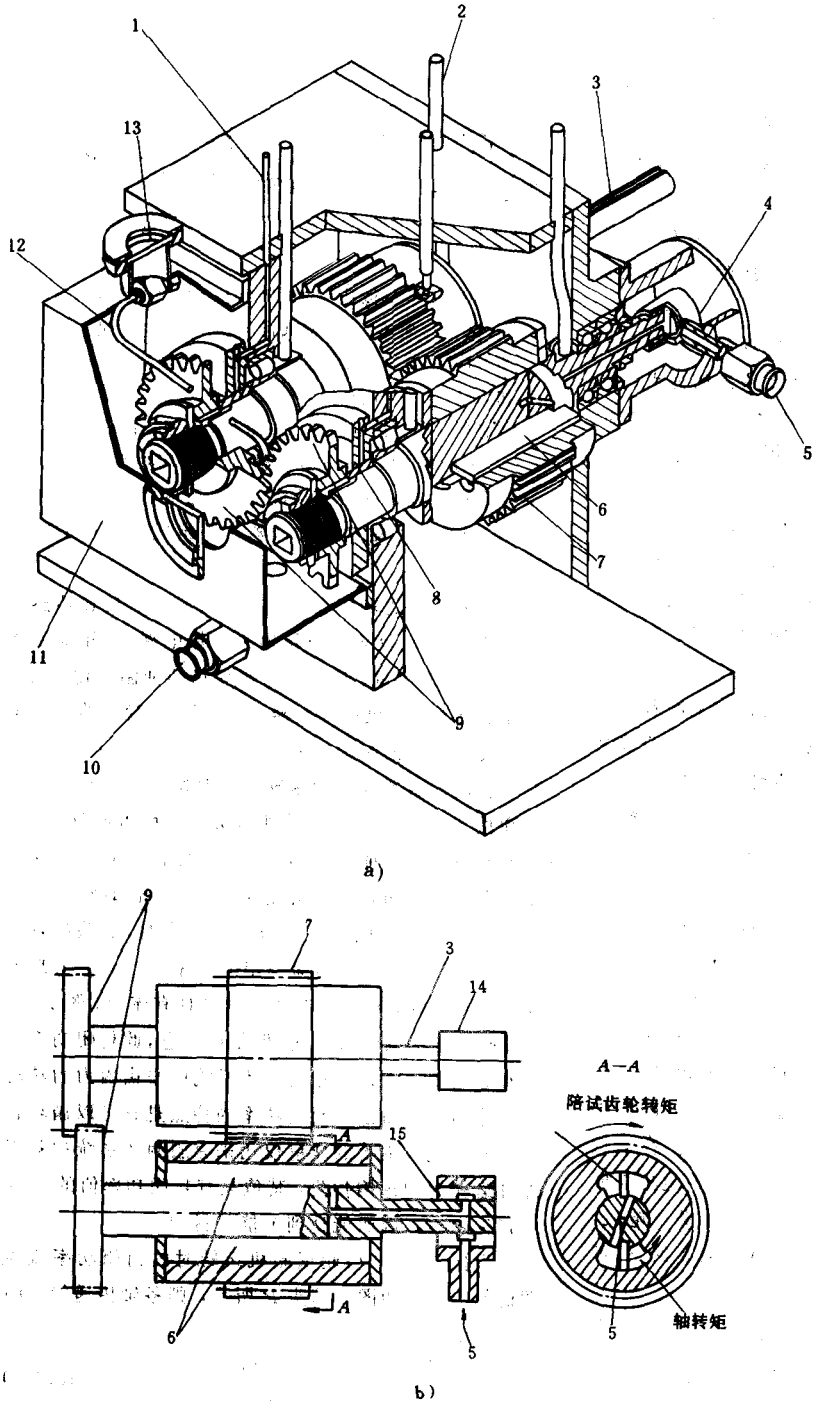


图 18.1-10 NASA 齿轮试验机图

- 1—密封气体入口 2—陪试系统油入口 3—驱动轴 4—轴端密封 5—加载压力油入口
6—加载器叶片 7—陪试齿轮 8—密封 9—试验齿轮 10—试验油出口及温度测量位置
11—试验齿轮箱体 12—试验油入口 13—观察孔 14—带轮 15—轴封

一些具有特殊结构和功能的齿轮试验机。图 18.1-11 所示的试验机（前苏联专利，CCCP，No. 2870029），是用弹簧软轴将两个试验齿轮联接起来，并作扭转加载，省去了陪试齿轮部分，组成了一个最简单的封闭系统。这种结构方案对于轻载齿轮试验不失为一个巧妙的构思。

图 18.1-12 所示的试验机（前苏联专利，CCCP，No. 2986128），是用辅助电动机的开停和控制磁粉离合器的开合，使试验齿轮受脉冲或复杂的力矩作用。

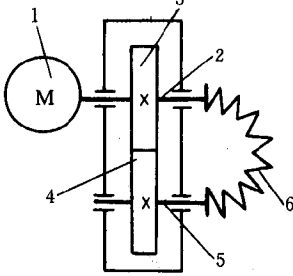


图 18.1-11 用弹簧软轴的齿轮试验机

1—电动机 2、5—轴 3、4—试验齿轮 6—弹簧软轴

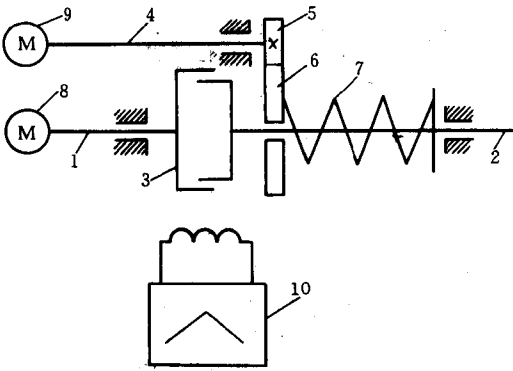


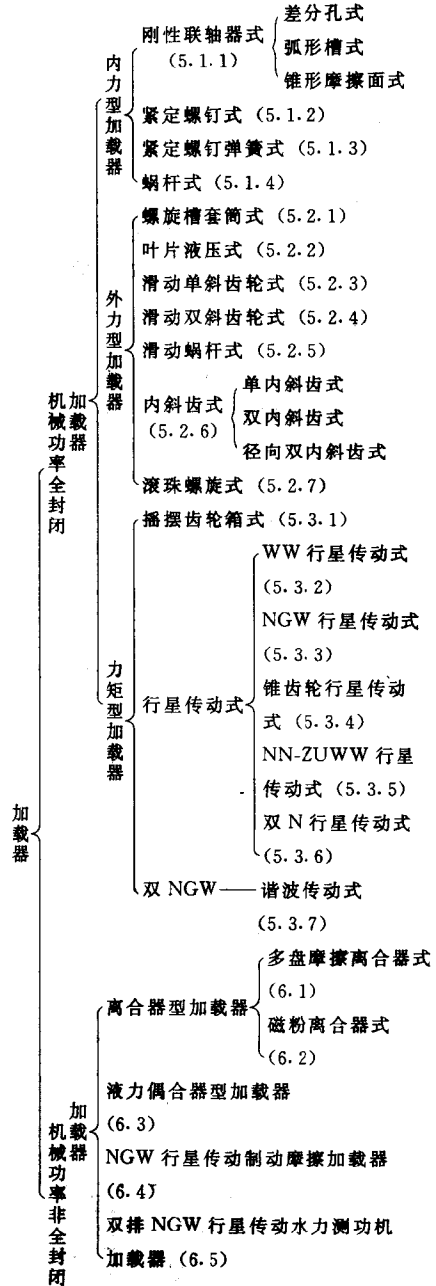
图 18.1-12 用主、辅电机的齿轮试验机

1、2—主、从动轴 3—磁粉离合器 4—辅助轴
5、6—试验齿轮 7—弹性件 8—主电动机
9—辅助电动机 10—调节控制系统

5 加载器

在机械功率封闭型齿轮试验装置中，加载器是很重要的部件，这是因为封闭系统加载器的平稳性、稳定性、机动性等均靠加载器来保证。此外，加载器性能的优劣还直接影响试验机的技术经济指标。为了满足齿轮试验的不同要求和技术的发展，人们已设计制造了多种形式的加载器。

加载器分类（括号内为本章的节序）：



不同加载器有不同结构特点和性能，其优劣主要按以下几方面来评价：

- 1) 结构性能 加载器结构上的简单、复杂程度。
- 2) 工艺性 加载器的加工、装配工艺性是否良好。
- 3) 机动性 加载器在运转中能否方便地改变加载力矩的大小和方向。

4) 稳定性 加载器在长期运转中能否保持给定的加载力矩稳定不变。

5) 平稳性 加载器在运转中产生振动、噪声的程度。

6) 行程角 加载器容许的加载扭转行程角的大小。

一种加载器要同时兼备以上几方面的优良性能是不容易的,选用时可根据齿轮试验机的具体使用要求,在满足主要性能条件下,兼顾其他次要的性能。

5.1 内力型加载器

这种加载器在运转时,其加载表现为内力,它不与封闭系统外的操纵系统发生联系,因此只能在试验机静止时加载、卸载,或者依赖加载器旋转时的离心力加载。在不改变转速的稳定运转过程中,内力型加载器是难以改变封闭系统中的加载力矩的。

5.1.1 刚性联轴器式加载器

这种加载器在加载锁紧后,就是一个刚性联轴器,它有几种形式。

图 18.1-13 所示是一种具有差分孔的加载联轴器。

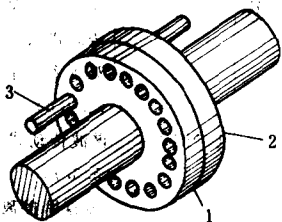


图 18.1-13 具有差分孔的加载器

1—有18孔的半联轴器 2—有19孔的半联轴器 3—锁紧销轴

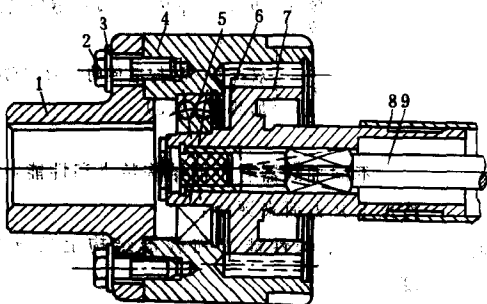


图 18.1-14 有弧形槽的加载器

1—半联轴器 2—双头螺栓及螺母 3—靠圈 4—加载半联轴器
5—球面调位球轴承 6—胶棒 7—左胶棒联轴器 8—钢管 9—扭力杆

加载器主要由两个半联轴器 1、2 组成,半联轴器 1、2 的外缘分别均匀分布有 18 孔和 19 孔,以便适应不同加载扭矩的需要。两半联轴器可用任何合适的方式相对扭转,然后在互相对准的二孔中插上锁紧销轴 3,这就完成了加载。这种加载器的加载是有级的,如果把差分孔改为弧形槽,见图 18.1-14,就可实现无级加载。但是,由于这种结构的联轴器是依靠半联轴器的端面摩擦来工作的,因此能锁紧的力矩不可能太大,允许的加载行程角也有限。如改用锥形摩擦面的加载器(见图 18.1-15),就能使锁紧力矩大为增加。

另外,图 18.1-15 的加载器的联接螺栓,安放在半联轴器 2 的整圈丁字形槽中,因此,加载扭转行程角不受限制。

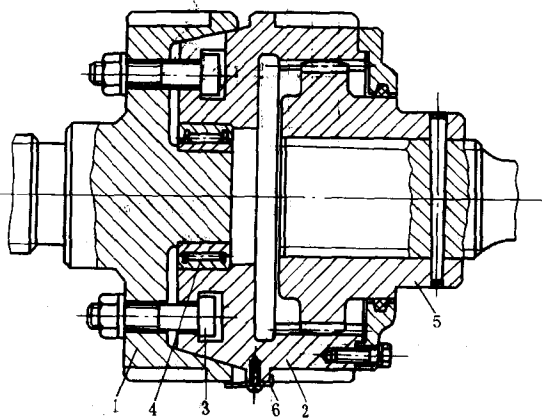
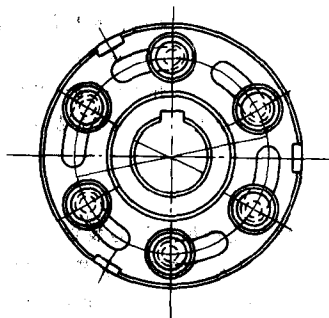


图 18.1-15 锥形摩擦面加载器构造

1—内锥半联轴器 2—外锥半联轴器 3—联接螺栓
4—滚针轴承 5—外齿轴套 6—指针

5.1.2 紧定螺钉式加载器

两半联轴器分别安装在封闭回路的两轴上,如图 18.1-16 所示,拧动紧定螺钉就能使两半联轴器产生相对转动(转角很有限),从而使封闭系统加载。



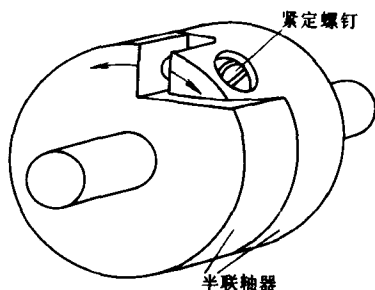


图 18.1-16 紧定螺钉式加载器

5.1.3 螺钉弹簧式加载器

图 18.1-17 中壳体 1 和叶轮 2 分别与封闭回路中的两轴联接，拧紧紧定螺钉 4，就能使安置在壳体 1 内的中间环 5 压紧叶轮 2 的叶片，从而产生力矩。这种加载器，加载扭转行程角也是有限的，但加载比较均匀。

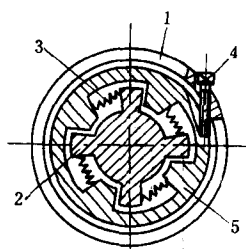
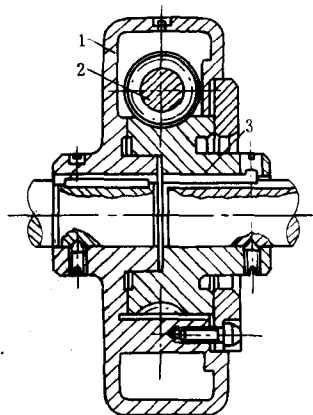


图 18.1-17 螺钉弹簧式加载器

1—壳体 2—叶轮 3—弹簧 4—紧定螺钉 5—中间环

5.1.4 蜗杆式加载器

这种加载器的结构见图 18.1-18。壳体 1 和蜗轮 3 分别与封闭回路中的两轴联接，蜗杆 2 装在壳体 1 上并与蜗轮 3 啮合。只要转动蜗杆 2，就能使两轴产生相对转角，从而使封闭系统加载。这种加载器的扭转行程角不受限制，但为了保证运转平稳，加载器需要经过动平衡。

图 18.1-18 蜗杆式加载器
1—壳体 2—蜗杆 3—蜗轮

5.2 外力型加载器

在静止状态或运转过程中，通过外力（机械力、液压、气压等）来实现加载的加载器，称为外力型加载器。这种加载器如果没有外力维持，封闭系统就没有加载力矩。因此，外力型加载器都可在运转过程中，通过控制系统来实现加载、卸载和变载，这是这种加载器的主要优点。但是，由于外力型加载器需要在运转时接受外力，因此外力传递线路的接通（活动接头）就比较复杂。

5.2.1 螺旋槽套筒式加载器

这种加载器主要由一个开槽的套筒 1 和两个装有滚针轴承的十字头 2 组成，见图 18.1-19。套筒 1 上开有两个斜槽和两个直槽，两者均相隔 180° 配置。十字头上的滚动轴承分别安置在螺旋槽和直槽中。如果在加载臂 3 上加一外力 F ，则 A、B 轴将受到扭转而使封闭系统加载。如果卸去外力，则 A、B 轴卸载，如果需要反向加载，则只要将外力反向即可。螺旋槽的倾斜角要很好选择，既要避免自锁，又要能产生足够大的力矩。

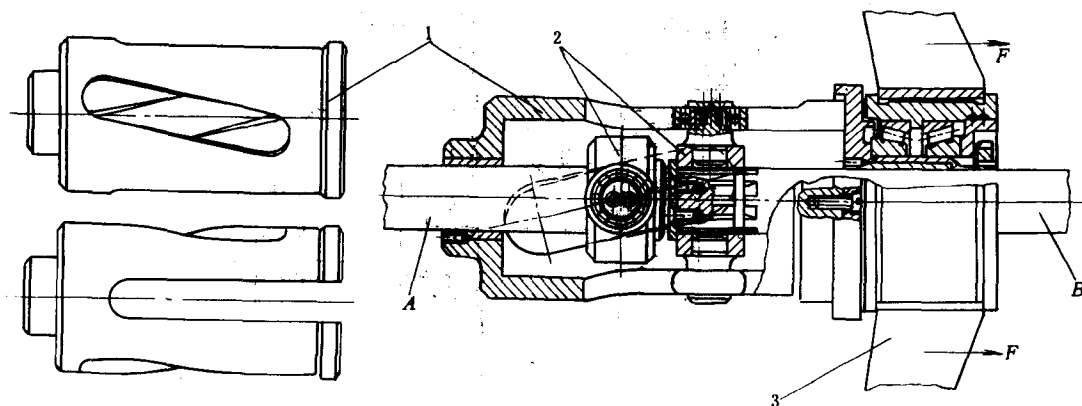


图 18.1-19 螺旋套筒加载器

1—有螺旋槽的套筒 2—装有滚针轴承的十字头 3—加载臂

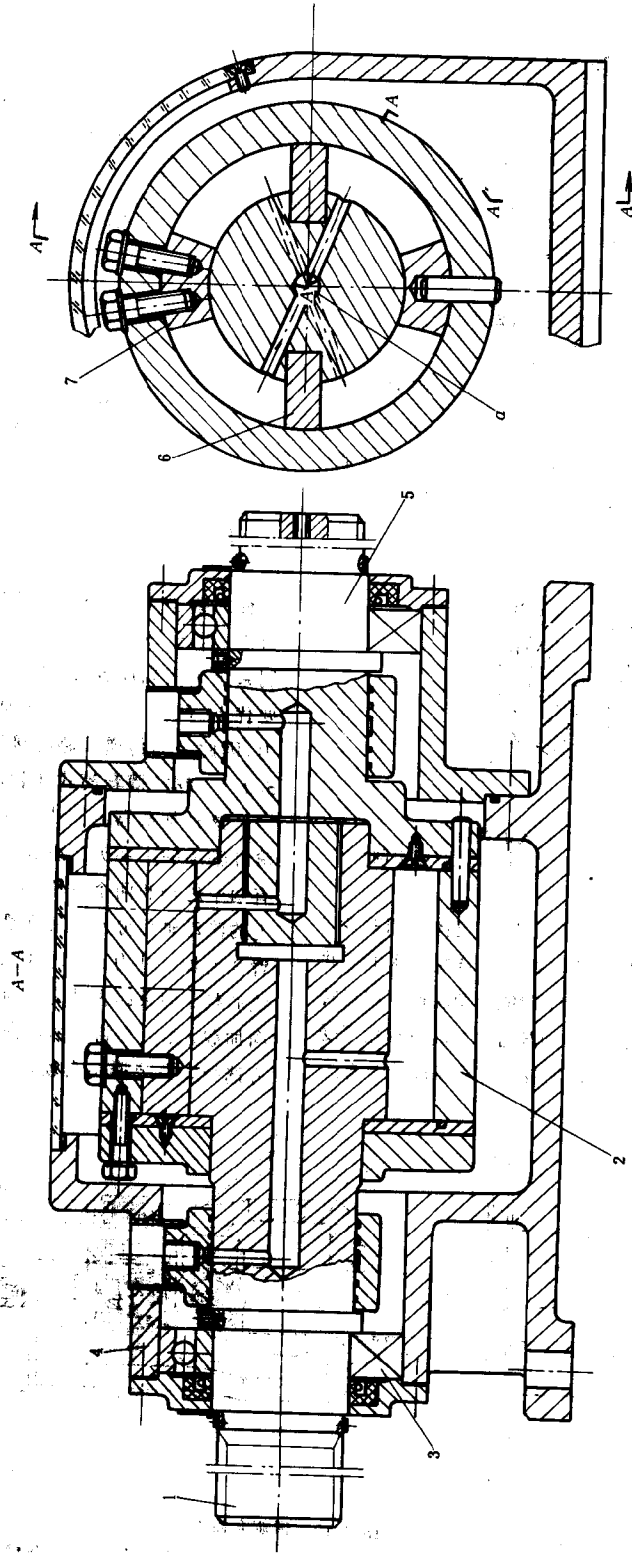


图 18-1-20 叶片液压加压器
1—叶轮轴 2—外壳 3—轴承 4—本体 5—外壳轴 6—叶片 7—定位块

5.2.2 叶片液压式加载器

叶片液压式加载器的结构见图 18.1-20。使用时可将此加载器串接在封闭系统的某一适当位置。叶轮轴 1 和外壳 2 分别由四个叶片（两个动片 6 和两个定片 7）隔成四个油腔，相对的两油腔相通。高压油通过叶轮轴 1 的 α 孔进入两叶片之间，构成高压腔，而另两腔为低压腔。这就使叶轮轴和外壳轴之间产生力矩，从而使封闭系统加载。泄漏油通过叶片的间隙流入低压腔内，再经管路回到油箱。如果改换高压油的进口，便可实现反向加载。这种液压加载器不仅可以在运转中很方便地实现加载、卸载和变载，而且可以得到很大的力矩，因而得到广泛的应用。

5.2.3 滑动单斜齿轮式（液压）加载器

图 18.1-21 是这种加载器的示意图。它利用液压缸 3 推动一对啮试齿轮中的小斜齿轮 2，使封闭系统中的试验齿轮加载。由于小齿轮 1、2 和活塞都在同一根轴线上，活塞的轴向移动（通过双向推力轴承 4）使试验小齿轮也移动，因此小直齿轮和小斜齿轮都要做得比大齿轮宽一些。

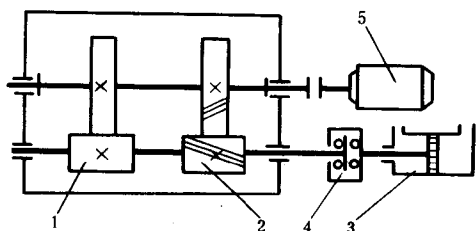


图 18.1-21 用双向推力轴承的滑动单斜齿轮式（液压）加载器

1—试验小齿轮 2—啮试小斜齿轮 3—液压缸
4—双向推力轴承 5—电动机

采用图 18.1-21 所示的滑动单斜齿轮式加载器，可避免液压缸活塞随小齿轮轴一起旋转的缺点。滑动小斜齿轮轴同液压缸 3 的轴采用双向推力轴承 4 联接。这样，液压缸的活塞就只做直线运动了。

5.2.4 滑动双斜齿轮式（液压）加载器

这种加载器把试验齿轮和啮试齿轮都变成了加载器的一部分，这样就能加大加载扭转行程角，并使结构紧凑，见图 18.1-22。液压缸 3 的活塞作推拉移动，使高速轴上的两个斜齿轮作轴向移动，从而使封闭系统加载。因此两个小斜齿轮的齿宽要做得大一些。

图 18.1-23 是用于试验高速重载斜齿轮的液压加载试验台，其加载原理属于图 18.1-22 所示的滑动双斜齿轮液压加载，但是产生轴向移动的液压缸的位置

另外作了安排。斜齿轮副 1、2 和 3、4 组成一封闭系统。大斜齿轮 2、4 用弹性扭力轴 6 联接，而小斜齿轮 1、3 安装在同一轴 5 上。轴 5 的两端，有端盖 7，其中有油室。如果向油室通入高压油，就可使两个小斜齿轮作轴向滑动，从而使封闭系统加载。

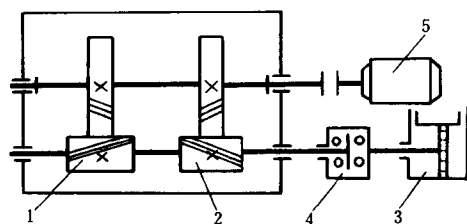


图 18.1-22 滑动双斜齿轮式（液压）加载器

1—试验小斜齿轮 2—啮试小斜齿轮 3—液压缸
4—双向推力轴承 5—电动机

利用轴 5 两端的不同油室通油，就能产生不同方向的加载力矩。为了避免发生事故，在端盖 7 中装有限位器，当轴 5 端面碰上限位器时，就断电停车。从电动机方向来的动力经轴 9 驱动整个试验台。齿轮的轴向位置可用补偿环 8（见图 18.1-23a），来调整。

国际上著名的 Ryder 和 WADD 高速齿轮试验机（美国），其加载原理与上述试验台基本类似，可参见 ASTM D-1947-83 标准。

5.2.5 滑动蜗杆式（液压）加载器

这种加载器实际上是一个蜗轮减速器，只不过蜗杆在液压缸推拉力的作用下可以沿轴线方向滑动罢了，见图 18.1-24。蜗杆轴 1 和蜗轮轴 2 与封闭系统联接。蜗杆轴的右端，通过双向推力轴承 4 与液压缸 3 联接。给油后，由于液压缸的推拉作用，使蜗杆作轴向滑动，1、2 轴之间产生相对转角，从而使封闭系统加载。这种加载器的蜗杆必须采用非自锁的多头蜗杆，否则，加载将发生困难。

5.2.6 内斜齿式（液压）加载器

有多种内斜齿（液压）加载器应用于机械封闭齿轮试验机上。

图 18.1-25 所示是一种单内斜齿式液压加载器。加载器主要由直齿轴 1、斜齿轴 2、内齿套 3（一端为内斜齿，另一端为内直齿）、液压缸活塞 4、缸体 5 和内缸套 6 组成。在液压油的作用下，液压缸活塞 4 产生推力，使内齿套 3 作轴向移动，因而迫使联接于封闭系统中的直齿轴 1 和斜齿轴 2 相对扭转。整个加载器只有直齿轴、斜齿轴和内齿套旋转，其他零件都不转动，因而运转平稳，使用寿命长。

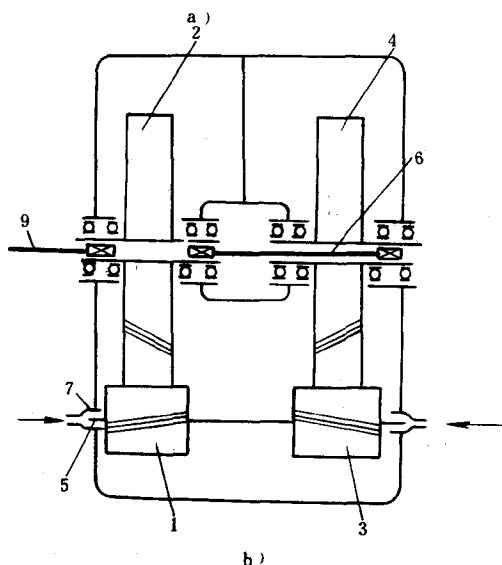
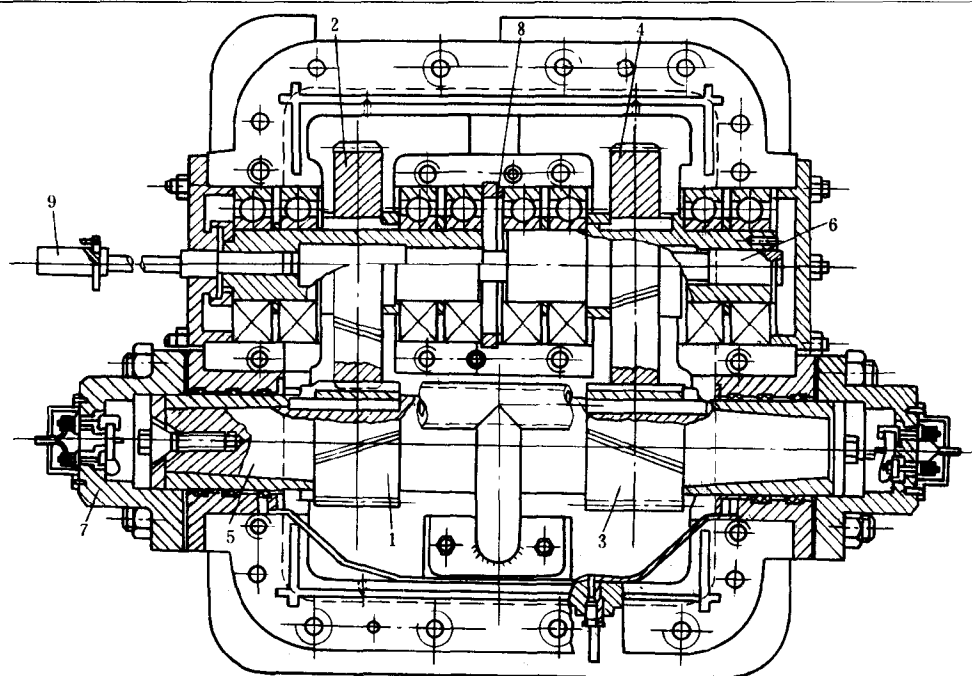


图 18-1-23 滑动双斜齿轮液压加载试验台
a) 结构图 b) 机构简图

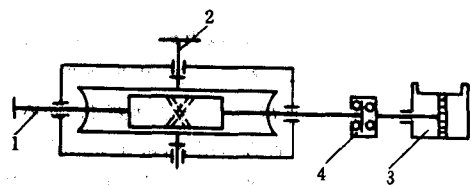


图 18-1-24 滑动蜗杆式(液压)加载器示意图
1—蜗杆轴 2—蜗轮轴 3—液压缸
4—双向推力轴承

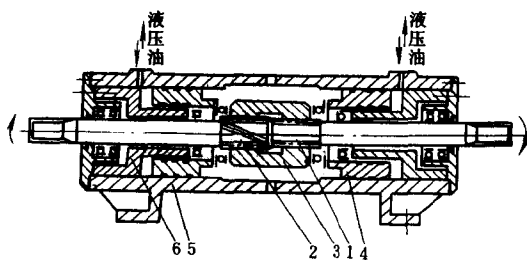


图 18-1-25 单内斜齿式(液压)加载器
1—直齿轴 2—斜齿轴 3—内齿套
4—液压缸活塞 5—缸体 6—内缸套