

渐开线齿面摩擦学模拟试验方法探讨

杜鸿家 赵建平 (哈尔滨船舶工程学院)

〔摘要〕 本文阐述了齿面摩擦学模拟试验方法的意义,着重论述模拟试验的关键在于确定模拟准则及其实施条件。

关键词 齿轮 摩擦学 模拟试验

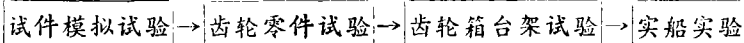
一、前 言

齿面摩擦学包括啮合齿面间的摩擦、磨损及润滑方面的所有理论与技术问题。为了提高齿轮传动效率及齿面强度,必须研究如下问题:在不同工作条件下啮合齿面间的接触及润滑状态,齿面间的摩擦损失及热特性,润滑油的性能和润滑方式;齿面损伤及失效机理,齿面耐磨技术;磨合机理及控制技术等

多项内容。研究这类问题的科学试验暂称为齿面摩擦学试验。

科学技术的发展总是以科学试验为先导,工程设计也须以大量试验数据为基础。本文仅就渐开线齿轮的齿面摩擦学模拟试验方法的有关问题进行探讨。

以舰船动力系统减速箱的齿轮为例,综合各种试验目的,可把传动齿轮的齿面摩擦学试验归纳为以下各环节组成的试验链:



最后一个环节实船实验是把试验对象放在实际工作环境中,由实际工作变量作用于实际齿轮摩擦系统,因而大部分未知的(无法准确测量的)外界影响因素都在试验中包括无遗;故使这一试验环节成为判断齿轮工作可靠性的最终依据。但是,实船实验的周期长、工作量大、费用高,影响因素复杂且又难具重现性,更无法单项控制各因素,一些试验数据几乎不能在实际工作条件下测取等等,正是这些缺点使得其余各试验环节相继出现,并显示出明显优越性。第1、2环节常在试验室完成,第3环节可在试验室、也可在生产现场完成。

目前我国齿轮技术研究的现状是:采用模拟试验方法者仍属罕见;较多直接在齿轮试验机上完成零件试验,而后(或直接)进入实机实验。这种研究方法的特点与我国齿轮技术研究内容的特点不无关系,即多年来大量研究工作多集中于轮齿的体积强度问题。对这一类问题来说,模拟试验的优越性可能不及齿面摩擦学研究课题。

齿面摩擦学模拟试验是以磨损试验机上一对圆柱滚子摩擦副实现齿轮副模拟。圆柱试件较之齿轮零件的几何形状简单、加工制造周期短且费用低廉;模拟试验中便于单项调整各试验变量,便于测量各试验参数,试

验周期短。所以,模拟试验可以实现广泛的试验目标;尤其适合于造价昂贵的大型船用齿轮的各项摩擦学试验研究:磨损机理研究、摩擦、发热及润滑状况研究,检验或开发齿轮材料和润滑剂等项目。总之,模拟试验有利于探索、验证新的摩擦学理论及规律,为在新设计或改进设计的齿轮传动装置中充分发挥设备潜力提供科学依据。笔者探索齿轮磨合规律〔1〕〔2〕、润滑状态〔3〕、磨损规律〔4〕的研究工作,均通过模拟试验途径获得较好效果。在此实践过程中认识到,随着新兴摩擦学技术在齿轮行业中逐步深入,模拟试验方法对我国齿轮技术发展将有重要意义。

二、齿面摩擦学模拟试验准则

由齿轮传动几何学可知,一对渐开线齿廓在啮合全过程中的任何瞬时,均可视为两圆柱面(其半径等于齿廓啮合点处的曲率半径)滚滑接触。于是,由一对圆柱形滚子的滚滑接触摩擦副连同环境介质(大气、润滑油)构成模拟摩擦试验系统;被模拟的齿轮副连同其环境介质被视为实机摩擦试验系统。为保证模拟试验结果的实用价值,必须选择一个或几个模拟准则,实现试验系统与实机系统的某些或完全相同的摩擦学过程。究竟是选择一个还是几个模拟准则,则取决于不同试验目的。所谓摩擦学过程可以用摩擦力(或摩擦力矩)、热特性(可由润滑油或摩擦副元件温度描述)、磨损量(或磨损率)、磨损表面(或磨屑)形貌、接触区润润状态、振动及噪音等多方面摩擦学特性参数予以描述;其中有些参数也可以直接被选作模拟准则。

众所周知,一对轮齿从进入啮合到脱离啮合的过程中,各瞬时啮合处的齿廓曲率半径、滚动及滑动速度、接触应力、润滑油膜厚等参数都是变化的。一对齿廓在 K 处啮合

时的运动参数及几何参数如图1所示,可视为齿轮瞬时运动学模型;随 K 点移动,相当于许多对具有不同半径数值的 ρ_1 、 ρ_2 的圆柱形滚子依次连续进入接触。需要根据试验目的,只选择一个或几个啮合点作为模拟对象,以便确定模拟试验系统诸参数。例如在〔3〕中选择CA10B解放牌汽车变速箱一档齿轮啮合终了点作为模拟对象;在〔2〕中选择一对齿轮的啮入点(即小轮齿根处)作为模拟对象。

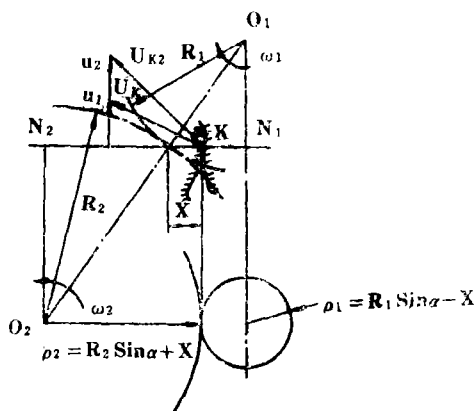


图1 齿轮瞬时运动学模型

模拟试验的优越性必须以正确实施模拟准则为前提。试验目的是选择齿面摩擦学模拟试验准则的重要依据;然而,齿面摩擦学试验研究毕竟处于起步阶段,所以我们又必须面临现实可能性的困扰。有些模拟准则理应被选择,但却难以实施,常常是受到两方面制约:一是摩擦学试验技术仍不完善,难于获取两系统的某些摩擦学特性参数;一是十分缺乏实机系统(齿轮减速箱)的技术数据资料,因而失去模拟目标。例如摩擦过程热特性似应由摩擦表面温度场、由表及里的温度梯度场,以及两者的动态变化率等参数予以正确描述;对此,各国学者都在研究,目前还未能提供切实可行的各参数测试方法或精确计算方法。再如,作为模拟对象的齿轮减速箱,通常没有关于齿面摩擦功(或摩擦

力)及磨损率数据的记载,更没有磨损表面(或磨屑)形貌的数据及图片。面对如此现实,暂无法选择“摩擦过程热特性”及“磨损机理”相同作为两系统之间的模拟准则,尽管这两项准则被一些学者极力推荐为较优准则。既不能坐等现实的改善,只能从现有可能条件出发,在不断的试验中探索新的测量方法并积累经验与数据资料。在我们的模拟试验研究中,主要采用以下两项模拟准则:

1. 试验系统与实机系统具有相同的接触运动特性。

接触运动特性包括:在摩擦副之间实现名义线接触且实现滚滑运动的特性;微观及宏观弹性或(和)塑性变形性质、变形材料体积、接触面积(赫兹弹性接触面积及微观真实接触面积之和)、接触应力等接触力学性质。此项准则针对两系统中无润滑(或瞬时无润滑)状态,可以造就相同的摩擦磨损条件。

2. 试验系统与实机系统具有相同的润滑状态

较之上项准则,此项准则已扩展至两系统中的润滑接触状态下,同样可以造就相同的摩擦磨损条件。有各种方法用于确定齿轮副及试件副的润滑状态[8];其中用弹流公式计算膜厚的方法,不仅由笔者实测膜厚所证实,而且也被国内外许多科研实践证明是可信的,计算过程繁复的缺点已被计算机编程计算所克服;所以在确定润滑状态时,算法常被首先采用。

被确定的模拟准则,在模拟试验中是否得以实施,即要求的摩擦学特性或摩擦学全过程是否与实机系统相同。因此需要检验所选定摩擦学特性参数在两系统中的测量值(或计算值)是否一致。例如笔者曾在不同目的的模拟试验中分别(或同时)采用摩擦功(或摩擦系数)、磨损表面几何形貌、磨损率、油膜厚度、润滑油温及试件温度等摩

擦特性参数作为检验参数。

三、实施模拟准则的模拟条件

如何保证上述模拟准则得以实施呢?需要依靠正确选择模拟试验系统条件(简称模拟条件)。无论齿轮实机系统或齿轮模拟摩擦试验系统,其摩擦学试验的主要测试参数及其相互关系可描述如图2。如图所示,工作变量输入至系统结构(1、2摩擦元素,3、润滑油,4、空气),引起四元素之间的相互作用(即摩擦与磨损的过程),以摩擦学特性参数描述这些相互作用的过程特征及结果。其实元素间的相互作用也属于系统结构,只因不属于测试参数而未列入图2。图

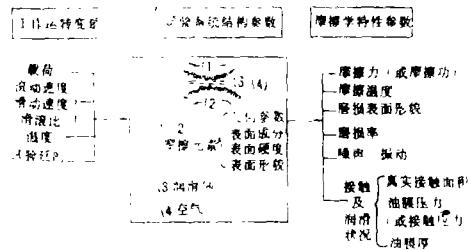


图2 齿轮摩擦试验系统测试参数一览图

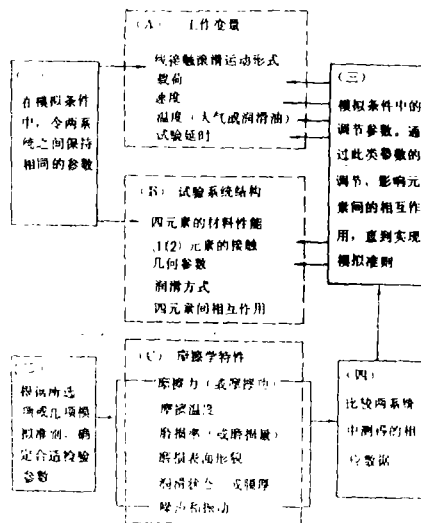


图3 选择模拟条件步骤示意图

中摩擦学特性参数可作为检验模拟准则实施效果的参数(或直接选作模拟准则参数)。系统结构参数及工作运转变量中任一参数的变化都将引起摩擦学特性参数的变化,因而可供选作实施模拟准则的模拟条件。现将前述两项笔者所选模拟准则的模拟条件分述如下:

1. 第一项模拟准则(即两系统具有相同的接触运动特性准则)

实施此项准则的模拟试验系统条件为:令试验系统的摩擦副试件与实际齿轮副的材料(成份、表面硬度、弹性模量)、表面形貌及表层结构相同;按相似性准则,取两系统具有相同的接触应力作为载荷条件;相同的滚动速度及相近的滑滚比作为运动条件。滚动速度及滑滚比数值,由试件尺寸设计及试验机中的试件轴转速予以保证。

2. 第二项模拟准则

实施此项准则需要控制影响油膜厚度诸因素:载荷,速度,摩擦副材料及表面形貌,试件尺寸,润滑油及润滑方式;其中前三项与第一准则的模拟条件相同;再令两系统所用润滑油相同。如果作为模拟对象的齿轮较大时,两系统的摩擦副尺寸(曲率半径、接触宽度)就无法相同^[2];圆柱体试件较为齿轮零件不仅几何形状简单,尺寸也常常缩小,这也正是模拟试验的优点之一。当诸因素均对应相同时,两系统的尺寸差异必将引起油膜厚度差异,从而破坏模拟准则。因此,必须寻求相应调节条件。已知油膜厚度受润滑油温影响,所以两系统的膜厚差异可由油温差予以补偿。即使两系统产生的摩擦热相同,但由于系统热容量、散热条件(包括结构、环境、工作频次条件)不同,也可能造就两系统的油温差。这可以通过改变润滑油量、润滑方式(油浴、滴油或喷油)以至冷却加温措施,实现对润滑油温控制;必要时还可适当改变试件间的滑动速度以调正温度。如果作为模拟对象的齿

轮较小,使试件尺寸有可能与之相同时,当然也应该调正试验系统的油温与实机系统相同^[3]。

随着摩擦学理论与技术的不断发展,随着齿面摩擦学模拟试验研究的不断深入与扩大,将使模拟准则实施的检测手段更趋完善。那时,模拟试验准则的选择将摆脱各种束缚而具有比前述选择更为宽阔的余地,因而也将更趋合理。尽管如此,模拟条件仍须在控制工作运转变量及结构系统参数中得以建立。综前所述调正模拟条件的目标和办法,可以列出一张CZICHOS模式^[5]的图表如图3。可用此图概括选择试验系统模拟条件的步骤,是如图中(一)、(二)、(三)、(四)的依次顺序,不过在(三)与(四)之间有交替反复,直到实现模拟准则。

综上所述,模拟条件几乎要求对图2中全部工作运转变量及系统结构参数加以控制。还有一个“试验延时”参数如何控制的问题。人们希望模拟系统的试验延时小于实机系统的试验延时,但是由于模拟准则的约束,显然不能通过随意加大其余工作变量数值的途径,去实现缩短时间的目的。但是可以从“工作频次”的差别寻求出路。当两系统的摩擦副表面滚动速度对应相同时,则

$$\omega' r_{\text{试件}} = \omega (R \sin \alpha \pm x)$$

式中 ω' 为试件转速; ω 为齿轮转速;如图1所示, $(R \sin \alpha \pm x)$ 是齿轮啮合点处的曲率半径。在大多数试验系统中,试件半径 $r_{\text{试件}} < (R \sin \alpha \pm x)$,故 $\omega' > \omega$;这就意味着,圆柱滚子试件上任意一条母线的接触工作频次高于实际齿廓,因而可能缩短摩擦磨损模拟试验延时。

对于影响面较宽的重要研究课题,模拟试验是试验链中的第一环,所得结论尚须经受零件、台架试验的检验,方可投入实机系统接受考验,以取得生产实践的承认;这才完成了科学试验研究全过程。

(下转第39页)

Calculation of Natural Frequency of Torsional Vibrations for an Enclosed Disc Shaft System

Su Wendou

(Heilongjiang Energy Research Institute)

Abstract

Based on the engineering practical needs, the author has made a preliminary study on the method for calculating the natural frequency of torsional vibrations of an enclosed disc shaft system with relevant calculation procedures being given.

Key Words: turbine, turbine disc, shaft system, torsional vibration, frequency calculation

(上接第35页)

参 考 文 献

- [1] 杜鸿家, 赵建平. 齿轮磨合表面粗糙度的模拟试验研究. 齿轮, 1988, (6)
- [2] 赵建平, 李应生, 杜鸿家. 优选齿轮磨合规范的模拟试验研究. 摩擦磨损, 1989, (3)
- [3] 杜鸿家, 赵建平. 变速箱齿轮润滑状态研究. 齿轮, 1988, (2)
- [4] 赵建平, 杜鸿家. 动态磨损量测量方法研究. 润滑与密封, 1989, (6)
- [5] (西德) 霍斯特·契可斯. 摩擦学—对摩擦、润滑和磨损科学技术的系统分析. 机械工业出版社, 1984

An Exploratory Study on Simulation Test Method for Tooth Flank Tribology of Involute Gears

Du Hongjia, Zhao Jianping

(Harbin Shipbuilding Engineering Institute)

Abstract

In this paper the authors expound the significance of a simulation test method for tooth flank tribology of involute gears, emphasizing that the key problem of such simulation tests lies in determining the simulation criteria and the conditions for their implementation.

Key Words: gear, tribology, simulation test