

# 前缘槽型可倾瓦推力轴承的近期发展

[美] A·M·米库拉

## 前 言

前缘槽型(Leading-Edge-Groove)可倾瓦推力轴承是一种动压式轴承。这种轴承在推力块的进油边处将润滑油直接供到油膜中。人们发现这种向动压油膜提供冷却的、未变稀的润滑油的方法显著地降低了轴承的功率损失和巴氏合金温度[1]。

本文介绍目前正在进行的前缘槽型轴承多方面试验的最新结果,做为对文献[1]所公布的试验数据的补充。这些补充性能数据是自最初成果首次公布以后,对前缘槽型轴承结构进行了改进而得到的。改进的最终结果是减少内部漏泄,从而使润滑油流到槽中的流量增加到最大限度。本文还包括一种粘度更高的润滑油的新的试验数据和进一步减少润滑油流量的新的试验数据。

轴承性能的两个主要指标——功率损失和巴氏合金温度——将被用来评价前缘槽型轴承和压力供油(浸浴式)轴承的设计。对每种轴承进行了相同工况(所加负荷、轴速、进油温度、油粘度)的试验。参考文献[2]对试验装置进行了详细的介绍。

鉴定各轴承时,既采用了轻油又用了重油,供油温度为46℃(115°F)。施加负荷的范围为0—3.45兆帕(0—500磅/英寸<sup>2</sup>),轴速范围为2000—14000转/分。

### 粘度数据

| 油类型  | 国际标准粘度梯度 | 帕斯卡秒  |        | 国际赛氏秒 |       |
|------|----------|-------|--------|-------|-------|
|      |          | 37.8℃ | 98.9℃  | 100°F | 210°F |
| 轻透平油 | 32       | 0.027 | 0.006  | 150   | 43    |
| 重油   | 无        | 0.067 | 0.0074 | 375   | 53    |

## 试 验 轴 承 介 绍

对267毫米(10.5英寸)均衡式可倾瓦双推力轴承进行了试验。双推力轴承由两个轴承部件组成(图2),其中之一承受推力负荷,称作承载轴承,另一个叫做辅助轴承,因为其作用是使轴定位,并承受瞬时的反向推力负荷。参考文献[2]中详细介绍了这两个轴承部件在轴承座中的布置。

试验用的(6×6)双推力轴承,在其推力环的两侧各有六只浇有巴氏合金的推力块,其上

敬海燕译自《ASME of Tribology》1985.No3 423—428。郑永才校

装有大量的测试元件。每只推力块的巴氏合金外径为267毫米（10.5英寸），内径为133毫米（5.25英寸），除前缘槽（LEG）配流部分以外，轴承总面积均为356厘米<sup>2</sup>（55.1英寸<sup>2</sup>），推力块的包角为51度。LEG推力块的包角较大（57°），以适合其配流槽的需要，但轴承总面积与其它轴承相同，即356厘米<sup>2</sup>（55.2英寸<sup>2</sup>）。图1对LEG推力块和普通推力块进行了比较。

所有的试验都对排油进行了限制。推力环上罩有一个滑油控制环，该控制环与推力环的径向间隙为3.97毫米（5/32英寸），并开有一个25.4毫米（1.0英寸）的切向排油口。其几何形状示于参考文献[6]，图1、2。

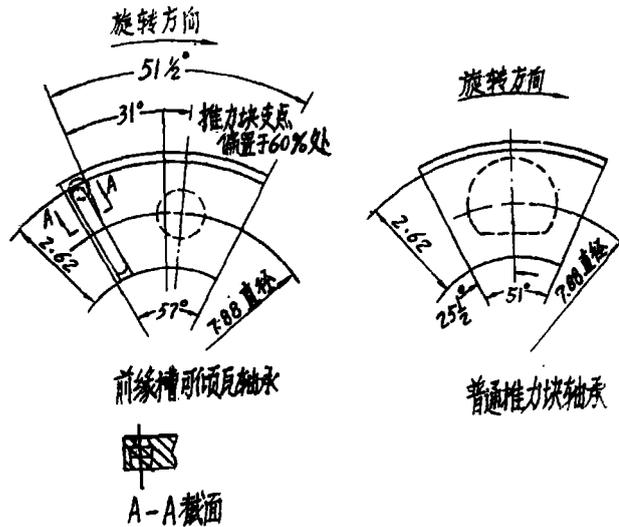


图1 LEG推力块和普通推力块的比较

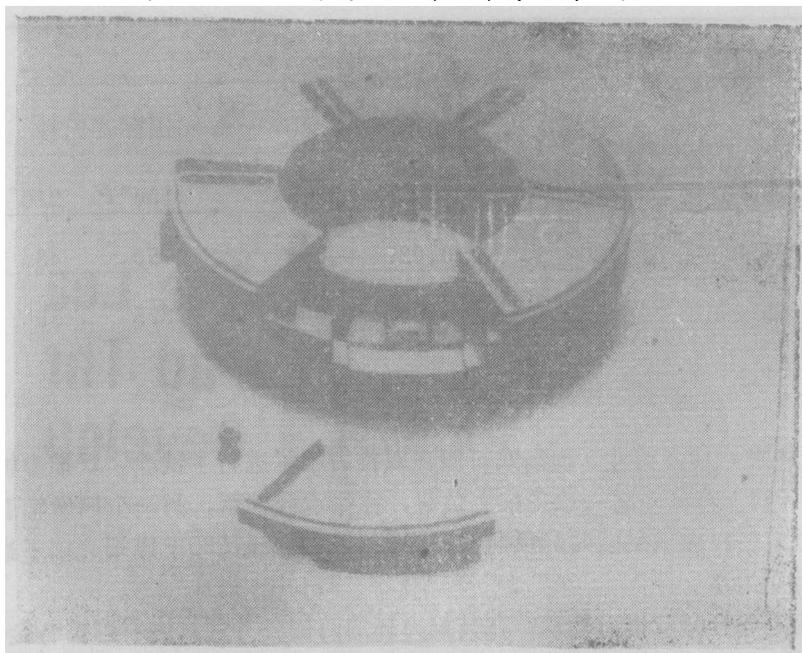


图2 前缘槽型轴承。图上示出供油管。

## 压力供油(浸浴式)轴承

这种类型的普通推力轴承在参考文献[2]及其它文献中已有全面介绍,但在此对其润滑油供油方法进行简略的介绍将有助于说明问题。在此种轴承中,润滑油被供到套环的环形油腔中。润滑油由此沿着套环背面上的径向槽向内流动,然后在套环内孔与轴之间的间隙中轴向流动。当油流到旋转的推力环时,从推力块之间沿径向向外泵出。推力环的旋转将一些润滑油带到每只推力块的油膜中。由于推力环的泵作用,供油压力仅需0.03—0.14兆帕表压(5—20磅/英寸<sup>2</sup>)。由于润滑油在轴承中通过时温度逐渐升高,所以46°C(115°F)的供油在进入油膜楔时温度被提高到54—60°C(130—140°F)。

实际上供到轴承中的总的油流量中只有一小部分(约10%左右)进到流体动压油楔中[3]。大多数润滑油都被用来冷却轴承部件。但在这一过程中,它增加了推力环周围的搅动损失。因而,减少供油量将会降低推力环的搅动损失,但其有利的冷却作用也会被降低,从而使推力块的巴氏合金的温度增高。

## 前缘槽型(LEG)轴承

参考文献[1]介绍了LEG轴承的最初设计。此后,对这一设计进行了进一步的改进。在LEG轴承设计中,冷却的、未变稀的润滑油被直接供入到动压油楔中。这种最初冷却的油膜与推力块巴氏合金的直接接触使温度大大降低。

为了开分配槽的需要,增加了非负荷面积(图2),使推力块的进油边加宽。将分配槽内边缘做成斜面,以便使油即使在推力块与推力环接触时(如在“静止”状态)也能流通。压力供油通过供油管在外径处与分配槽直接连接。供油管的设计提供了可靠的“O”形环密封,同时又能保证推力块摆动不受阻碍。分配槽通到内径处,使润滑油在整个分配槽内流通。对通过轴承的油道进行了重新设计,以减少内部泄漏,达到降低压力降的效果。这些改进不仅降低了向分配槽供应指定量的润滑油所必需的供油压力,也减少了在润滑油进入分配槽以前供油系统的漏油。

## 反向旋转

原来表明过LEG设计中由于分配槽的缘故,不允许两个方向的旋转[1]。在近期的试验中,有意在LEG轴承出油边安装了分配槽。试验结果表明,此轴承可承受高达3.45兆帕(500磅/英寸<sup>2</sup>)的负荷,但效率有些降低。

## 供油流量

人们发现,供油流量对推力轴承的性能有很大影响[1,2]。要减少功率损失,就必须降低油流量(所有其它方面都相同)。但是,降低滑油流量以后,轴承的巴氏合金温度和安全承载能力通常都受到不利的影响。后来的LEG的研制工作考虑了在降低油流量的同时所产生这一不利影响并进行了改进,使降低流量后的油流得到了有效的控制。

本文介绍的LEG设计最近的发展集中在两个方面：1) 进一步减少滑油总流量；2) 最大限度增加通过分配槽和进入到流体动压楔中的滑油流量。

在最近进行的试验中，通过削减辅助轴承的油流，LEG轴承的油流量有所减少(图3)。其基本原理是：既然分配槽十分有效地将润滑油送到负荷轴承的动压油楔中；那么在辅助面轴承中它也应起到同样有效的作用。辅助轴承滑油流量按相应的比例减少，其流量在无负荷时减少最多，负荷最大时减少得最少。图4和图5示出负荷为2.07和3.45兆帕(300和500磅/英寸<sup>2</sup>)时负荷轴承和辅助轴承采用轻型透滑油(ISO VG32)时的流量曲线。如图6和图7所示，LEG轴承采用重油试验时，只减少辅助流量。

对最初LEZ轴承进行了修改，以减少轴承的内部泄漏和通过轴承的压降。通过这些改变，使供油压力从0.10—0.14兆帕表压(15—20磅/英寸<sup>2</sup>)降至0.048—0.069兆帕表压(1—10磅/英寸<sup>2</sup>)。

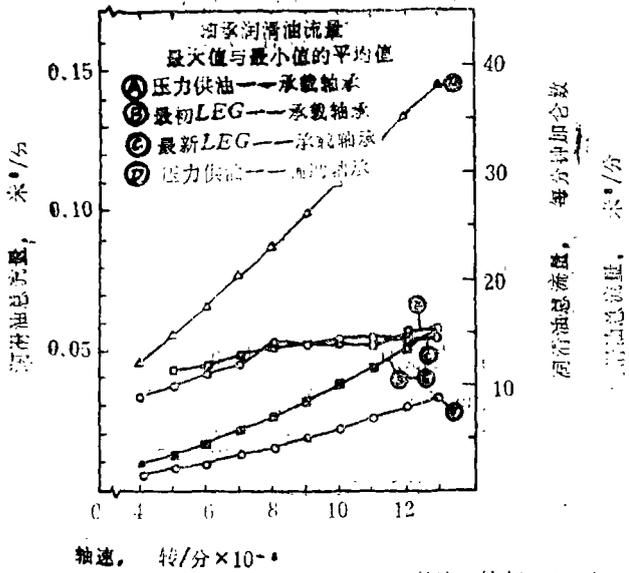


图3 各轴承平均供油流量的比较。

● 最初LEG—辅助轴承  
 ● 最新LEG—辅助轴承  
 油：ISO VG32, 37.8℃

此平均流量计算方法：设：A=平均流量  
 i=试验负荷下的流量N=各轴速下试验负荷

则：3.45兆帕

$$A = \frac{\sum_{i=0} N}{N}$$

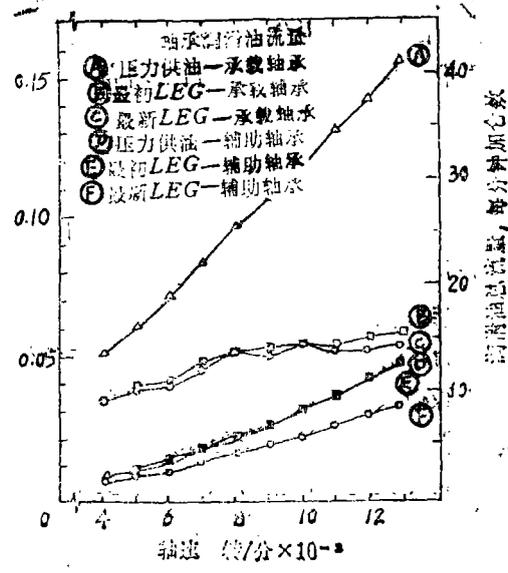


图4 各推力轴承润滑油流量比较。

负荷：2.07兆帕；润滑油：ISO VG32  
 供油温度46℃

### 轴 承 运 行 温 度

将热电偶用胶剂粘结在推力块工作表面以下约0.8毫米(1/32英寸)处的巴氏合金上，用以测量运行温度。参考文献[2]对热电偶安装进行了详细的介绍。推力块表面温度受位置与负荷均匀性的影响。在整个推力块表面，有许多个运行温度点，每个温度都是随位置而变

化。图8示出其典型结果。如果负荷均匀性达不到最佳,也可能导致同一轴承中各推力块的温度产生微小差别。

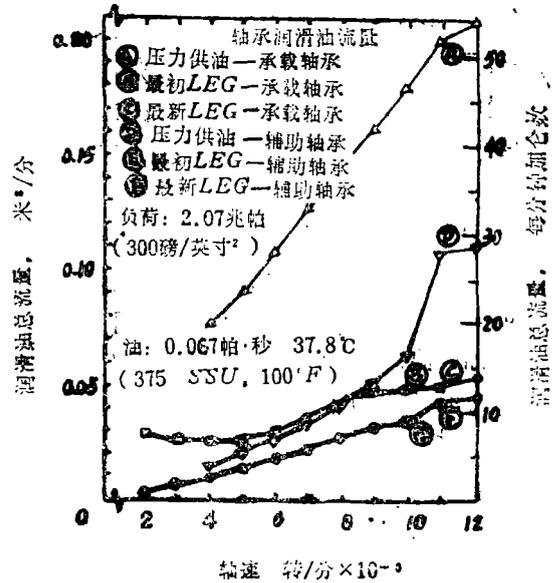
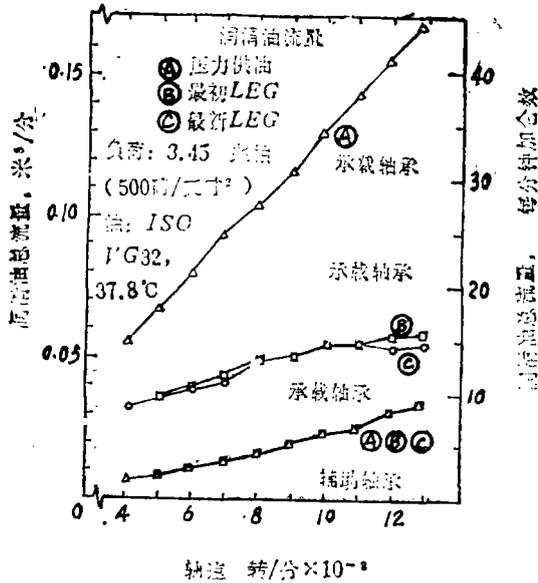


图5 各推力轴承流量比较。

负荷: 3.45兆帕; 润滑油: ISO VG32;  
供油温度: 46℃。

图6 各推力轴承润滑油流量比较。

负荷: 2.07兆帕; 润滑油: 0.067帕·秒;  
供油温度: 46℃。

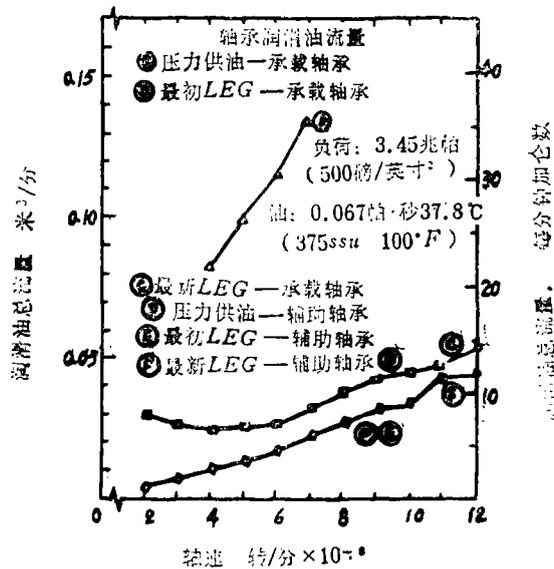


图7 各推力轴承流量比较。

压力: 3.45兆帕; 润滑油: 0.067帕·秒; 供油温度: 46℃。

通过巴氏合金温度可以方便地看出总的轴承性能。巴氏合金温度可以提供轴承负荷能力(4)、负荷均匀性、以及巴氏合金本身储方面的信息。

用两个不同的推力块表面温度来评价各轴承的相应性能。第一个温度是不考虑位置的巴氏合金最高测量温度，第二个温度是在六块推力块中任一推力块“75—75%”位置上测得的最热温度。

图9至图12示出轴承设计对温度性能的影响。图9和图10示出的是在恒定负荷为3.45兆帕(500磅/英寸<sup>2</sup>)时采用轻型透平油的温度数据。图11和图12是在恒定负荷为2.07兆帕(300磅/英寸<sup>2</sup>)时采用较重型油时的温度数据。

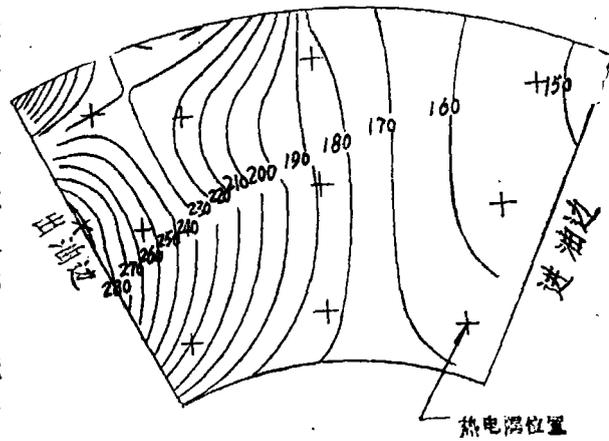


图8 负荷为3.45兆帕的10.5英寸推力块在70000转/分的轴速下的等温线。图中示出用轻型透平油时整个推力块的温度梯度，以华氏度数表示。

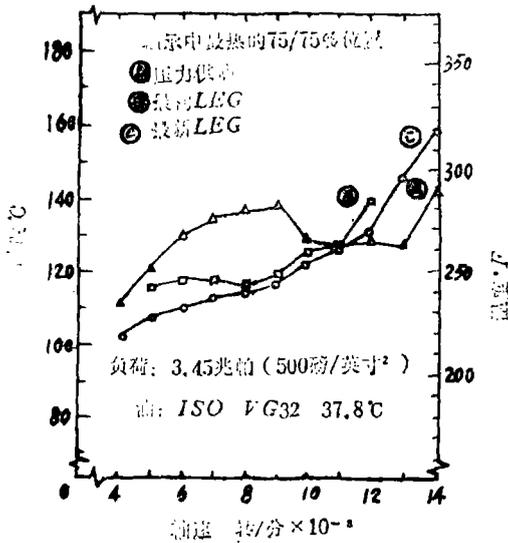


图9 各轴承75/75%最热位置巴氏合金温度比较。  
负荷: 3.45兆帕; 润滑油: ISO VG32;  
供油温度: 46℃。

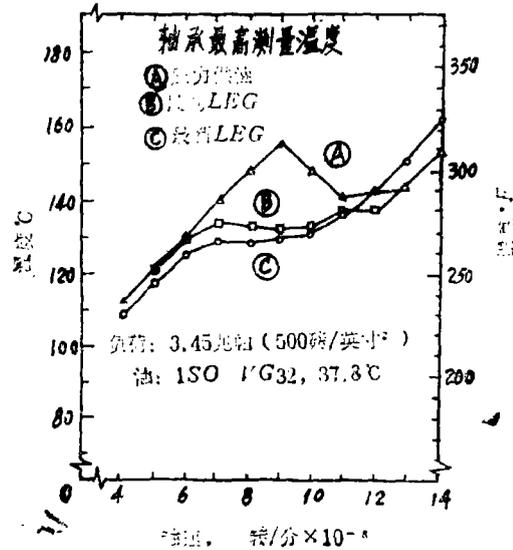


图10 各轴承巴氏合金最高测量温度比较。  
负荷: 3.45兆帕; 润滑油: ISO VG32;  
供油温度: 46℃。

图9对最初的以及经过改进的LEG结构和普通的浸浴式结构在75—75%最热位置上的温度进行了比较。两种LEG设计在11,000转/分以内温度都比浸浴式结构低。虽然在11,000转/分以上浸浴式结构的运行温度较之LEG低,但应指出的是浸浴式结构的供油流量是LEG结构的2.5倍以上。可以用增加供油量的方法改变LEG结构的这一温度不利情况(1)。

图10进行了同样的比较,但比较的是不考虑位置时巴氏合金的最高温度。结果也是相同的,不同的只是LEG结构直到12,000转/分以前一直保持优势。两种LEG设计的比较表明,最新设计比最初设计的运行温度低。

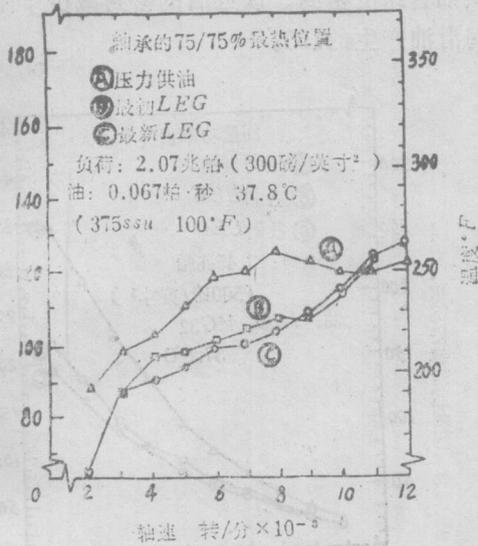


图11 各轴承75/75%最热位置巴氏合金温度比较。

负荷: 2.07兆帕; 润滑油: 0.067帕·秒;  
供油温度: 46°C

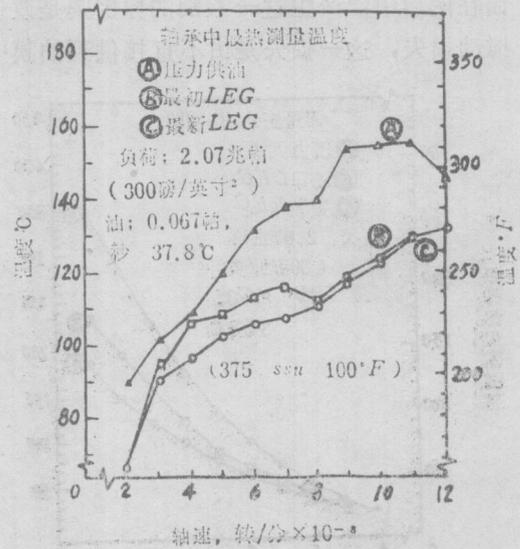


图12 各轴承巴氏合金最热测量温度比较。

负荷: 2.07兆帕; 润滑油: ISO VG32;  
供油温度: 46°C

图11也是对各种设计的75—75%位置处最高温度进行比较,但使用的是较重的油。与用轻油的情况一样,直到11,000转/分以前,LEG设计的温度一直保持明显的优势。图12对所记载的巴氏合金最高温度进行了比较。同用轻油的情况一样,两种LEG设计的运行温度都比浸浴式的低得多,最新LEG设计比最初LEG的运行温度低。在普通浸浴式轴承上测到的过高的运行温度使其最高负荷受到限制,在整个速度范围内,最高负荷可达2.07兆帕(300磅/英寸<sup>2</sup>)。

### 轴 承 功 率 损 失

用能量平衡技术对轴承的功率损失值进行了计算。这一技术通过测得的滑油温升(从进油到排油)、流量、以及润滑油的比热来计算功率损失。辐射损失和传导损失被认为是少量的、恒定的,所以在这一分析中被省略了。

“影响轴承功率损失的最关键的因素之一是供油流量”〔1〕。因而,对轴承进行了大量的改进,以使其流量比普通浸浴式轴承显著地减少,从而降低功率损失。减少LEG轴承的供油流量(见图3—6)是可能的,因为其润滑油是由分配槽直接供到动压油楔中,由于油膜所需的油量很少,从而大大减少了滑油流量,由此必然会导致功率损失显著降低。减少普通浸浴式轴承的供油流量也会降低其功率损失,但与LEG设计不同的是,其巴氏合金的运行温度将会提高。

图13和图14示出各种轴承采用轻型透平油时的轴承功率损失计算值。在功率损失这个方面，LEG结构显然大大优于普通的结构。最初与最新的LEG设计之间的差别也是明显的。在图13中两种LEG设计之间产生差别的主要原因是改进了密封，减少了辅助轴承流量，而在图14中，产生这一差别的原因则是改进了供油管路的密封。改进后的密封减少了附加的搅动损失，这一损失是由不直接供到油膜中的润滑油产生的[5]。

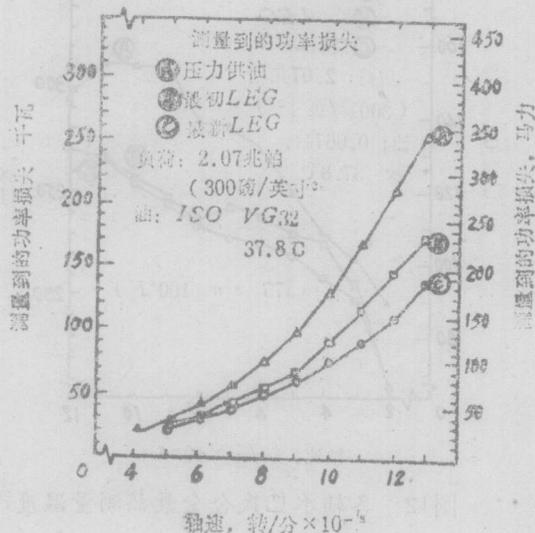


图13 各轴承测量功率损失比较。  
负荷: 2.07兆帕; 润滑油: ISO VG32;  
供油温度: 46°C。

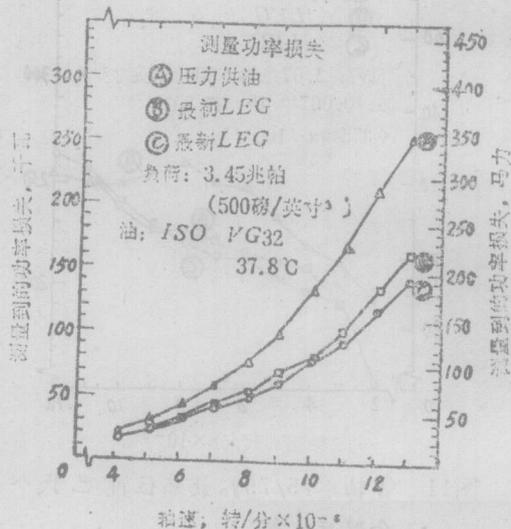


图14 各轴承测量功率损失比较。  
负荷: 3.45兆帕; 润滑油: ISO VG32;  
供油温度: 46°C。

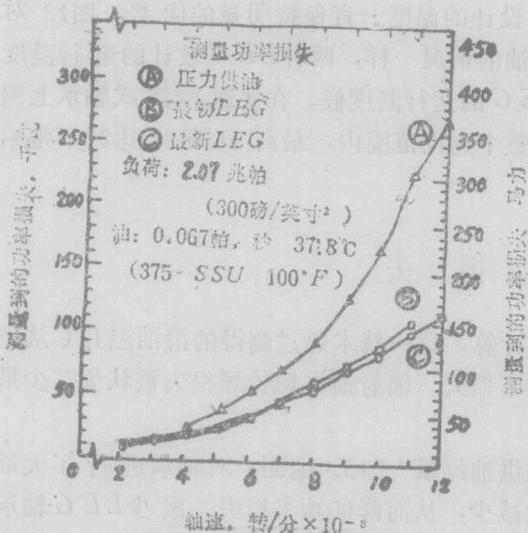


图15 各轴承测量功率损失比较。  
负荷: 2.07兆帕; 润滑油: 0.067帕·秒;  
供油温度: 46°C。

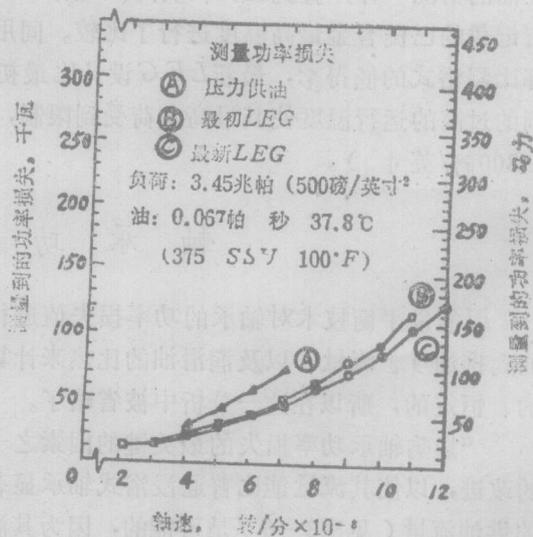


图16 各轴承测量功率损失比较。  
负荷: 3.45兆帕; 润滑油: 0.067帕·秒;  
供油温度: 46°C。

图15和图16示出用较重的滑油时各轴承的功率损失测量值。同样, *LEG*的结构明显地优于普通的结构(约降低50%)。两种 *LEG*设计之间差异的原因只能归因于最新设计所采用的供油管路密封的改进,因为这两种轴承都是在减少了辅助面流量的情况下运行的。

## 结 论

1. 在采用重型滑油的情况下,前缘槽型(*LEG*)轴承运行时的供油量可以比普通浸浴式推力轴承少75%之多。供油流量的减少可节省高达56%的功率损失。在采用较轻型的 *ISO VG32* 滑油时,也产生了相同的结果,只不过程度不那么显著(油流量减少66%,功率损失降低45%)。虽然同样减少浸浴式轴承的流量也会产生较低的功率损失,但却会导致轴承运行温度显著提高。

2. 通过对目前与以前发表的结果相比较, *LEG*设计经过改进,减少了其润滑油管道泄漏,进一步降低了功率损失[1]。*LEG*设计还证明可以在减少辅助面轴承流量的情况下运行。这又再次降低了功率损失。

3. 在轴速低于12,000转/分时 *LEG*设计的推力块巴氏合金温度低20%之多,这是采用了将冷却的、未变稀的润滑油直接供到油楔里的结果。有人认为这一冷却油将推力块表面与附着于旋转推力环的热油层分离。在高于11,000转/分的滑动速度下, *LEG*结构供油流量的明显减少和普通结构的紊流油膜[7,8,9]的综合作用产生了混合效果。减少辅助面轴承的供油流量一般不会使推力块表面温度升高,因为这一部件是无负荷的。

## 参 考 文 献

1. Mikula, A.M., and Gregory, R.S., "A Comparison of Tilting Pad Thrust Bearing Lubricant Supply Methods," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 165, No. 1, Jan. 1983, PP.39-47.
2. Gregory, R.S., "Performance of Thrust Bearings at High Operating Speeds," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 96, No. 1, Jan. 1974, PP7-14.
3. Elwell, R.C., "Thrust-Bearing Temperature/Part 1" *Machine Design* June 24, 1971, PP.79-81
4. Elwell, R.C., "Thrust-Bearing Temperature/Part 2," *Machine Design*, July 8, 1971, PP.91-94.
5. Leopard, A.J., "Thrust Bearings for Power Gas Turbines," *ASME Paper No. 71-GT-59*, 1971, P.6.
6. Gregory, R.S., "Factors Influencing Power Loss of Tilting-Pad Thrust Bearings," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 101, No. 2, Apr. 1979, PP.154-162.
7. Gregory, R.S., "Operating Characteristics of a Fluid Film Thrust Bearing Subjected to High Shaft Speeds," *Super-Laminar Flow in Bearings*, Mechanical Engineering Publications, Ltd., London, England, P.154.

8. Capitaio, J.W., "Performance Characteristics of Tilting-pad Thrust Bearings at High Operating Speeds," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol.98, No.1, Jan. 1976, PP.81-89.
9. Sukanami, T., and Szeri, A.Z., "A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 101, No.1, Jan. 1979, PP. 21-27.

## 罗尔斯——罗伊斯公司正在研制功率 加大40%的大功率船用斯贝发动机<sup>\*</sup>

*R - R*公司 *Ansty*的工程师们1985年就开始了大功率的*SMIC*发动机的研制计划, 该计划将继续到1989年。新型的斯贝*TF 41*船用燃气轮机的输出功率将比目前的*SMIA*斯贝发动机增加40%。

计划目标要求功率从*SMIA*的14750马力额定连续功率增加到20700马力的连续功率, 并且最大连续功率可高达24000马力。同时, 预期燃料效率可提高14%。

对于新发动机, *R - R*公司将提高燃气初温约150℃, 增加质量流量和修改高压涡轮的设计, 并结合其它一些工程上的变化。评论员说, 为提高输出功率早已对动力涡轮进行了修改。这一研制计划也符合于荷兰皇家海军的“*M*”级多用途护卫舰的建造计划。

下阶段的研制计划要求在1987年进行第一台*SMIC*燃气发生器的全负荷试验。

吉桂明摘自“*Gas Turbine World*” Vol16, No.3, 1986.5-6

## 斯贝发动机在工业和船用部门中的应用及其研制

全尺寸的斯贝燃气发生器将是罗尔斯——罗伊斯公司立场的主要特色。该种发动机已在工业上使用了十年, 并于1985年进入舰船使用。

早期的工业机组被安装在欧洲和北美主要的天然气输送管线上, 但是最近已选择这种发动机安装在中国的主要油田(大庆油田和南疆油田)驱动联合生产装置。五台斯贝驱动的*SK15HE*装置已交付给中国, 用来提供电力和加工处理原油用的蒸汽。

在海上, 额定功率为14*MW*的斯贝机组已用来驱动日本海军和英国皇家海军的战舰, 荷兰皇家海军也已定购了该型机组。18*MW*加大功率型的船用斯贝机组正在研制中, 并且中间冷却回热式(*JCR*)斯贝发动机正在规划中。

基于18*MW*型发动机, 中间冷却回热式斯贝机组装有一个回热器和一个中间冷却器, 以便加大功率并提高热效率。1985年末, 美国海军已把初步设计的合同授予由罗尔斯——罗伊斯、美国的艾利逊和盖莱特公司组成的工业设计组。

吉桂明摘自“*International Turbomachinery*” Vol27, No5, 1983.5-6