

# 大功率高速行星齿轮传动译文集

郑州机械科学研究所编译

机械工业出版社

# 大功率高速行星齿轮传动译文集

郑州机械科学研究所编译



机械工业出版社

**大功率高速行星齿轮传动译文集**

郑州机械科学研究所编译

(只限国内发行)

\*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本  $787 \times 1092 \frac{1}{16}$  · 印张  $4 \frac{3}{8}$  · 字数 103 千字

1974 年 3 月北京第一版 · 1974 年 3 月北京第一次印刷

印数 00,001—10,000 · 定价 0.50 元

\*

统一书号: 15033 · (内) 593

## 前 言

增速或减速用齿轮箱在结构方面的最近发展是采用所谓分流传动结构。行星齿轮传动是分流传动中的一种最重要的分支，由于它具有尺寸小、重量轻、效率高、工作可靠、同轴传动等一系列突出的优点，在许多产品上已被广泛采用。

在国外，这种传动的应用最早于1951年在西德获得成功。自1958年以后，英、意、日、美、荷、捷、苏等国也已正式成批生产，应用于航空发动机、燃气轮机、高速汽轮机、透平式鼓风机及压缩机、船用主减速器、汽车、坦克、拖拉机、工程机械、卷扬机、挖泥船等产品上。

设计制造大功率高速行星齿轮箱，最基本的是要解决下述两个问题。一是精密内齿圈的制造工艺，一是在结构上保证各行星轮之间负荷均匀分配及载荷沿齿宽的均匀分布。

从1966年起，我国有关单位就着手开展这项工作。目前已有一些单位试制成功了为列车电站燃气轮机（3000瓩）、工业用高速汽轮机（500瓩）、万立方米制氧透平压缩机（6300瓩）以及石油化工用的透平机械配套的一些不同规格的行星齿轮箱。但在试制过程中，缺乏有关资料，有些技术问题也尚未彻底解决。

按照毛主席“洋为中用”的原则，我们将一些国外的有关行星传动齿轮箱结构等方面的资料编译成册，供有关单位参考。由于时间仓促和水平所限，错误之处望批评指正。

## 目 录

### 前言

十五年来大功率行星齿轮传动的发展 (T. P. Jones) .....	1
现代行星齿轮传动装置负荷分配均匀性、运转平稳性及其结构 (H. Zink) .....	22
Renk 公司的大功率船用行星齿轮装置 .....	31
日本 30000 轴马力的行星齿轮箱 .....	34
SKODA 行星齿轮箱(Karl Nozal) .....	36
紧凑的行星齿轮传动的应用经验 (R. J. Hicks) .....	43
斜齿内齿轮的滚齿工艺 (E. R. Yoren) .....	52
苏联国家标准 ГOCT 8889-58	
汽轮机和燃气轮机齿轮传动装置技术要求 .....	55
美国齿轮制造商协会试用标准 AGMA 247.01 (1969)	
齿轮氮化处理、材料及过程的推荐规程 .....	64

# 十五年来 大功率行星齿轮传动的发展

十五年来，大功率行星齿轮传动在许多不同条件下的推广应用，成绩很大。无论增速或减速，都已在相当大的功率下成功地应用。低速大扭矩的设备上，采用行星齿轮传动的也日益增多。这两个方面的发展都是使变速箱外形尺寸得以缩小。

两个重要的发展方面要稍详细地予以介绍：

1. 在相当大的船用推进系统中所采用的行星齿轮传动，其轴功率已达 30000 马力；行星齿轮箱系列产品的功率达到 15000 马力。

2. 在预定的速比范围内，应用于无级变速传动。

斯拖叶克希脱 (Stoekicht) 行星传动结构的成功，除行星传动外，还促进了其他同轴传动的发展，如多轴传动等。关于这些方面有关情况，可查看列举的参考资料及文末的讨论材料。

## 引言

十五年来，大功率的行星齿轮传动已经获得广泛应用。不仅已用于高速大功率传动，而且在低速大扭矩设备上已推广采用。有关情况已有不少报导，可查阅参考资料。

因为行星齿轮传动业已普遍应用。它的基本工作原理也已众所周知<sup>(1)</sup>。

在今天，对于大功率行星齿轮付如何实现使各行星轮之间负荷得到合理分配，人们各有各的设想和办法，但柔性浮动这个概念是由斯拖叶克希脱 (Stoekicht) 所提出，而且事实上按照他的概念建立了工业用及船用行星齿轮箱。在本文中所讨论的只是 Stoekicht 型双斜齿行星齿轮传动，并希望阐明在现代大功率传动中行星齿轮传动所处的地位。

图 1 大致说明近十五年来大功率的工业用及船用行星齿轮箱的发展情况。从 1951 年起到 1966 年六月为止，总产量已近 5000 台，功率总和已达 1300 万马力。图上可以看到功率总和的增长比总台份数的增长要稍快些，这表明大功率齿轮箱的产量增加了。这张图表是统计了包括英国、西德、荷兰、

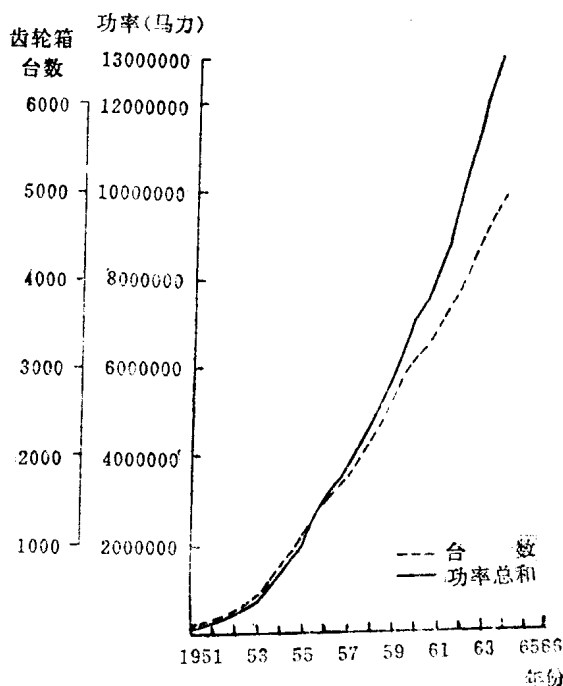


图 1 双斜齿Stoekicht型行星齿轮装置从 1951 年起到 1966 年为止累计总台份产量和功率总和的增长情况

法国、美国和日本有关工厂生产的 Stoeckicht 型结构的行星齿轮箱的累计生产总数。其中,属于英国阿伦公司的产品占总台数的 30%,占功率总和的 40%\*。

## 设计

值得注意的是在船用或工业用大功率行星齿轮传动中,极少是按轮齿承载能力作为设计的主要指标。事实上由于太阳轮、行星轮的轮齿齿面都经过硬化,承载能力比较高,只需要考虑轮齿的弯曲应力。在所讨论的设计中,我们不追求在接触强度与弯曲强度之间的“平衡”,而是以弯曲强度作为设计中的限制因素。

显然,任何行星传动或多轴分流传动的根本特征,在于如何确保各功率分支都能承担其应分到的一份负荷,只有这样,才能充分发挥多齿接触的全部优点。

某些齿轮工作者强调增加齿高的柔性齿的好处,而反对采用矮齿。但作者认为,实际可供采用的轮齿形状是很多的,它们对工作可靠性的影响并不显著,根本的问题在于保证负荷分配均匀,运行的一般特性以及工艺上、测量上的方便。这些因素远比轮齿形状更为重要。

在任何型式的大速比传动中,韶轮(太阳轮)所容许的扭转变形量以及进行修正予以补偿的切实可行的办法,对于某一给定尺寸的齿轮箱说来,是决定其承载能力的限制因素。

在转架旋转的行星齿轮箱中(行星传动或周转传动),行星轮轴承所受到的离心力负荷,也常是设计时的一个决定性的特性。

行星齿轮箱,适用于速比范围为 3:1 到 12:1,输出轴与输入轴转向相同的场合。

星状齿轮箱(准行星齿轮箱),适用于速比范围为 2:1 到 11:1,输出轴与输入轴转向相反的场合。对这种齿轮箱说来,旋转的内齿圈的齿圈离心应力常常是设计中的决定因素。

周转齿轮箱只适用于速比很小(在 2:1 以下),输出轴与输入轴转向一致的场合。转架所联接的低速轴必须穿过太阳轮中心,因此这根轴所能承受的扭矩常常成为决定齿轮箱尺寸的决定性因素。在这种齿轮箱中,转架和内齿圈是旋转的,因而必须考虑到齿圈应力及行星轮轴承所受的离心力负荷。

虽然,在理论上按 Stoeckicht 关于柔性自位的概念来说,似乎只有采用三个行星轮才能使负荷均匀分配,但实际上如 Barwig 在文献〔2〕中所介绍,由于内齿啮合处有瞬时的弹性变形存在,而允许采用多于三个行星轮。根据速比,采用尽可能多的行星轮数目所设计的齿轮箱工作性能很令人满意。这一点,不仅已通过用应变片电测证实了三个以上行星轮的负荷照样能均匀分配,而且,事实上已做出了不少多于三个行星轮的齿轮箱,它们运行得都很好。其中,据作者所知,速比最大的要算在“勇敢”型快艇及类似的巡逻快艇上主推进传动系统第二级减速传动行星齿轮箱,在这台行星齿轮箱中采用 8 个行星轮。

本文所介绍的这种齿轮箱,在构造上保证了将所有会影响到轮齿负荷均布性的作用于箱体上的各种振动外力与轮齿的啮合相隔离。这一点对于主推进系统的齿轮箱说来又是一个特别重要的特色。

任何一种行星齿轮箱中,行星轮的轴承都是它的核心部分,实践表明,在轴的外面挂上一层巴氏合金确实能保证工作满意,许多人的建议中都倾向于这样的安排。齿轮和轴承的润滑,当然也很重要,本文所介绍的这种行星齿轮箱要求用经过仔细过滤的压力油来润滑,但

\* 其他成批生产的工厂有:西德克虏伯(Krupp)公司,冶矿制碱公司(BHS),日本三菱公司(Seisa)美国拉伐尔汽轮机厂(Laval)等——译者注。

是并不需要用极压润滑油 (EP 油)。阿伦公司的产品均选用透平油来润滑, 在60°C时的运动粘度为16~35厘沱, 然而, 可供选用的油品范围是很宽的。据作者了解, 只有一台设备上不是采用纯透平油或原动机润滑油来润滑齿轮箱, 这是一台速度非常低, 扭矩特别大的卷扬设备, 采用了较标准稍稠一些的油来润滑行星齿轮箱。

过去, 常强调行星齿轮箱尺寸小这一优点, 随着时代不同, “尺寸小”这个词已成为相对的了。十五年前, 不论哪种型式的行星齿轮箱, 内齿轮的直径都在12~18吋 (300~450毫米) 以内, 现在齿圈直径4~5呎 (1.25~1.5米) 的内齿圈已是很常见的了。虽然尺寸在增大, 但与其他型式的传动相比较, 在相同的工作条件下, 行星齿轮箱的尺寸仍是很小的, 而所能传递的扭矩和功率则大为显著地提高了。

输出轴与输入轴同轴性是行星齿轮传动一个固有特点。根据具体情况, 这个特点可能是一个优点也可能不能算作优点。但随着 Stoeckicht 型齿轮箱的成功应用, 促进了其他型式同轴传动的发展, 其中并不都是行星传动结构。例如, 双轴或三轴同轴心传动的齿轮箱今天已远较十五年前用得更普遍了。其它的行星传动型式都各有其实现负荷均匀分配的方法, 比较有名声的有: 在英国已享有专利的(西德)Renk 齿轮箱, 瑞士马格(Maag) 齿轮箱; 在美国享有专利的弗利茨 (Fritsch) 齿轮箱 (由 Simmering-Graz-Pauker 工厂生产) 以及最近引进英国的所谓 C. O. G. 齿轮箱与捷克的斯柯达 (SKODA) 齿轮箱 (虽然只公布了它的外观介绍, 但对内齿圈的悬挂方式有其独到的设想)。作者还了解到苏联对大功率行星齿轮传动也很重视。据 Coats 在参考文献〔3〕中介绍, 在 Pametrada 汽轮机厂已建议在船用主推进系统的传动装置中采用行星齿轮箱。列举上述种种业已发展完善, 且能实用的型式是希望引起大家注意, 以便发展出更好的现代化的新结构来。

在大多数情况下, 所介绍的这种齿轮箱中, 太阳轮-行星轮都经渗氮硬化, 这是它的一个特点。齿轮负荷指标  $K$  值通常都是取在传统范围之内。作者怀着极大兴趣注意到了 Weaving 和 Sampson 的文章〔4〕中所介绍的在英国海军-维克公司齿轮研究所进行的试验结果。它表明采用渗氮硬化的齿轮其承载能力可远远高于目前所采用的数值。

由于内齿啮合的接触状态与外齿啮合的情况不同, 内齿圈很难得有予以硬化的必要。根据作者的经验, 只是在速比非常小时, 这两种啮合接触状态的差别才不那么显著肯定, 需将内齿圈也进行硬化。其结果正如太阳轮和行星轮一样地令人满意。

除了尺寸小、重量轻、输出轴及输入轴同轴性之外, 行星齿轮箱另一特点是效率高。

在船用或工业用齿轮箱的有关文件中, 关于噪音方面实际上没有积累起什么资料, 虽然对于判断具体的一台设备是否噪音太大不会有什么困难。但是隔音和限制噪音的办法, 以及特别是规定一个可以接受的噪音水平, 仍是一件非常困难和有争议的事。在这方面, 作者认为, 行星齿轮箱完全可以和做得最好的任何其他齿轮箱相媲美。绝大多数低速行星齿轮箱在运行时实际上是非常寂静的。

本文所论述的行星齿轮箱, 除了特别说明的以外都是采用双斜齿(人字齿)齿轮传动。也曾经试图在高速齿轮箱中采用高精度正齿轮传动, 但未获成功。

## 制 造

在机械工程中, 可能没有哪一门专业像齿轮这样要求设计结构与制造工艺上的可能性如此密切相关。对于一个尺寸很大的大功率齿轮箱, 非常小的误差, 例如万分之一吋 (2.5 微



米) 就会使工作性能受到严重影响。行星齿轮箱尺寸比较小, 因此就比较容易制造得精确些 (当然测量也比较方便), 这也是它的主要优点之一。

事实上, 要求尺寸做得很准确的话, 除非它们能够测量出来, 否则究竟是否准确是无法知道的。如果要求尺寸精度达到万分之一吋 (2.5 微米), 那么测量精度就应达到十万分之一吋 (0.25 微米) 才能可靠。齿轮的最后检验可以用对滚方法, 但在制造过程中仍有必要进行单项尺寸检查。

随着行星齿轮尺寸的增大, 现在已经能够用插齿方法加工出精度非常高、直径达 100 吋 (2.5 米) 的内齿圈。这和十五年前的情况迥然不同了, 那时要加工高精度内齿轮不知要比外齿轮难多少倍。行星齿轮箱尺寸之所以能缩小, 全靠的是多齿接触。Stoeckicht 型齿轮箱的柔性自位内齿圈结构就是为了使接触情况有所改善, 即使如此, 还是要使内齿圈的精度高一些, 而且目前仍在继续努力。曾对一台大型孛斯 (Schiess) 插齿机进行了切削验收试验, 试件是一个直径 6 呎 (1.8 米)、齿宽 9 吋 (230 毫米) 的内齿圈, 切削试验的结果见表 1 (并与 B. S. 1807 标准进行了比较)。在这种插齿机上, 刀具的精度有重要作用, 刀具的进一步改进并不是不可能的, 这将得到更好的结果。

表 1 RS25/30S. Schiess 插齿机切削试验结果

序号	项 目	内 齿 圈 $\beta = 30^\circ$ 左旋		内 齿 圈 $\beta = 30^\circ$ 右旋		正 齿 轮		备 注	
		左 侧	右 侧	左 侧	右 侧	左 侧	右 侧		
1	法向径节	3		3		~3 (模数 9)			
2	齿数	164		164		207			
3	分度圆直径	63.267" (1801毫米)		63.267"		73.228" (1860毫米)			
4	齿侧	左 侧	右 侧	左 侧	右 侧	左 侧	右 侧		
5	齿宽	9"	9"	9"	9"	9"	9"		
6	周节累积误差	试件齿轮	0.0006 $A_1$	0.0012 $B$	0.0011/12 $B$	0.0011 $B$	0.0008/9 $A_2$	0.0007/8 $A_2$	对正齿轮每隔 9 牙测一齿 对斜齿轮每隔 8 牙测一齿
7		试件齿轮	0.0008/9 $A_2$	0.0014/15 $B$	0.0014 $B$	0.0012 $B$	0.0012 $B$	0.0009/10 $A_2$	每隔 1 牙测一值
8		$A_1$ 级	0.0007		0.0007		0.0007		按 B. S. 1807 标准要求
9	$A_2$ 级	0.0009		0.0009		0.0009			
10	B 级	0.0015		0.0015		0.0015			
11	齿距误差	试件齿轮	0.0002/3 $A_2$	0.0003 $A_2$	0.0003/4 $A_2$	0.0003 $A_2$	0.0003/4 $A_2$	0.0003/4 $A_2$	
12		$A_1$ 级	0.0002		0.0002		0.0002		按 B. S. 1807 标准要求
13		$A_2$ 级	0.0004		0.0004		0.0004		
14		B 级	0.0006		0.0006		0.0006		
15	螺旋线误差	轴向齿距 3 齿齿距偏差 0.00035						此数值系相隔 120° 两组读数的平均值。	
16		试件齿轮	0.0002/3	0.0002/3	0.0002/3	0.0002/3	0.0002		0.0002
		注: 第 16 项, 从啮合接触斑点来说, 达到了 95% 齿宽及整个全齿高, 比 B. S. 1807 标准中 $A_1$ 级精度还好, 标准中 $A_1$ 级的要求是接触区内沿齿长 50% 范围内按齿高应大于 40%, 其余部分齿长的 40% 范围内按齿高应大于 20%。							
17	齿形误差	试件齿轮	0.0002/3 $A_1$	0.0002/3 $A_1$	0.0002/3 $A_1$	0.0002/3 $A_1$	0.0002/3 $A_1$	0.0002/3 $A_1$	此结果系根据涂色检验情况判断的估计值
18		$A_1$ 级	0.0009		0.0009		0.0009		这些值系指全工作齿高范围内, 在中部 1/3 齿高范围内不得超过 +0.0002
19		$A_2$ 级	0.0009		0.0009		0.0009		
20		B 级	0.0011		0.0011		0.0011		

注: 实测误差值后面所注符号系相应于 B. S. 1807 标准中的精度等级。

在其他机床上加工的尺寸较小的内齿圈的精度（例如滚齿）也已经足够了，成百台大功率行星齿轮箱运行良好就是一个明显的证据。

采用氮化，轮齿表面硬化层深度不如其它淬硬方法来得厚，但本公司从未遇到因氮化层深度不够而引起损坏的情况。图2是在一台能装下3呎（2.5米）直径齿轮的罐式氮化炉中处理95小时的试验结果。

转架上行星轮轴孔需要镗得很准确。本公司是用高精度座标镗床作为生产用设备来加工转架的孔。随着尺寸的增大，不久的将来就可能没有这么大的座标镗床来加工大转架了，我们准备靠一台保养得很好的第一流镗床在非常少的切削量下进行精加工。

在“设计”这一节里已经指出，在速比大的齿轮箱中，扭转变形可能是设计时的限制因素。这个问题对于行星齿轮箱及其他型式齿轮箱都是一个实际问题。本公司的实践经验表明，采用剃鼓形齿方法所得到的修正通常仅能部分地见效。据我们看来，这个问题确实是设计中的一个重要因素，它的根本解决只能是采用一台在设计时就考虑到这种齿向修形要求的磨齿机来磨齿\*。

在行星轮轴承方面，轴表面上挂巴氏合金的制造很值得注意。在十五年前，这种型式的轴，最大直径不超过3~4吋（75~100毫米）、长度约9吋（230毫米），而现在直径达16吋（400毫米）、长24吋（610毫米）的轴已很常见了。必须很仔细地保证在巴氏合金和钢之间有一过渡的结合层（Gorrect bond 修正带）。加工完的零件上巴氏合金层的厚度通常不超过15~25英丝（相当于0.38~0.635毫米）。

行星齿轮箱制造上其他方面和任何其他型式的高精度齿轮箱没有什么不同。毫无疑问，制造与测量上的精度，其重要性不亚于基本设计原理。

## 试 验

本公司所生产的所有齿轮箱在出厂发货以前至少经过全速运行试车。行星齿轮箱的一个很大的好处就是试车方便，当同一规格的产品不止一台时，就可以在出厂以前用背对背方式

\* 例如，民主德国Niles工厂生产的ZSTZ315×6C磨齿机及西德Höefen工厂H400，650磨齿机——译者注。

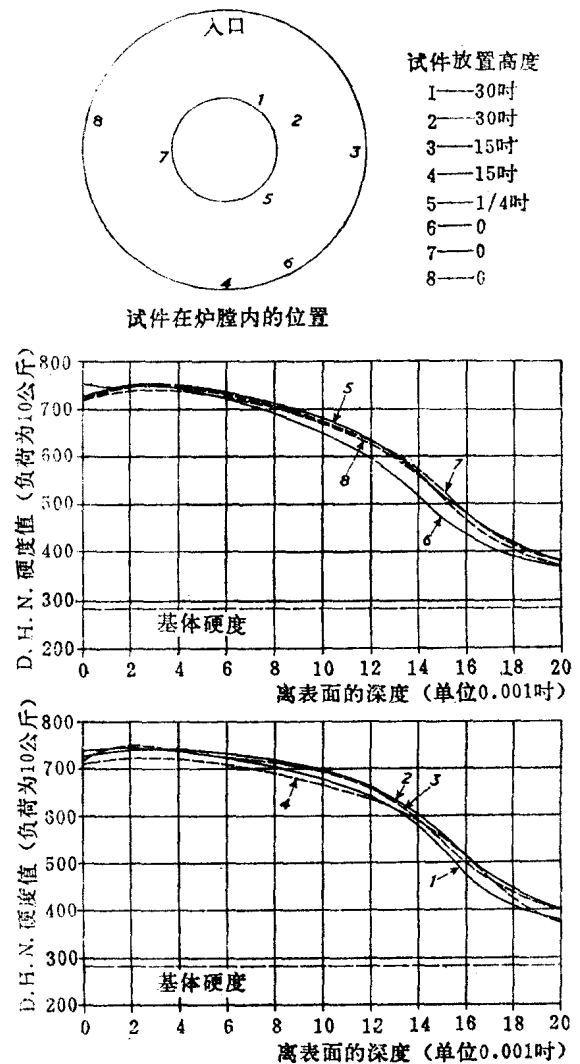


图2 在罐式氮化炉中处理95小时后的硬度结果

进行满载全速试车。这不仅可以检验它的工作可靠性,而且也可以预告它在运行时噪音情况。这种试车系统的优点在于功率在两台齿轮箱内封闭循环,而驱动它们的电动机功率只需相当于齿轮箱封闭系统内的摩擦损耗。

假设被试验的两台齿轮箱效率相同,其中一台处于增速状态,另外一台处于减速状态。驱动功率的大小,一方面可根据电动机的负荷测出,一方面可以通过在电机到试验齿轮箱之间的扭力计来测定。这两方面的结果,常不能完全一致,但相差并不太大,在确定齿轮箱的损耗功率时,取其中较大的数值为准。有时按扭力计测出的数值,有时按电机负荷测定的数值。用这种背对背方法试车时,内部封闭循环的功率愈高,所测得的效率其精度也愈高。应该指出,很有趣的是看来表面上很相似的齿轮付,所测得的效率都彼此稍有差别,表2是这种满载试车测出的效率。

表2 在背对背满载试车时测得的行星齿轮箱的效率

序号	功率 (马力)	转速	行星轮 数目	测得的效率	序号	功率 (马力)	转速	行星轮 数目	测得的效率
1	4000	1460/4965	5	98.7	14	1350	1190/5855	4	98.8
2	11000	980/4500	5	99.1	15	700	4700/1554	5	98.9
3	9100	1470/4810	6	98.6	16	6500	1475/5650	5	98.9
4	9600	1450/4994	6	98.9	17	8240	978/5588	4	98.8
5	6400	1465/6722	4	98.5	18	8750	975/5300	4	98.8
6	2000	13000/1800	3	98.3	19	1300	10000/1500	3	98.7
7	3210	990/256	5	99.2	20	3800	740/140	4	99.2
8	9500	965/4000	5	99.1	21	8800	5950/724	3	98.2
9	4800	1448/4760	6	98.8	22	7200	4860/779	3	98.7
10	4360	1460/4530	5	98.8	23	10800	4207/745	4	99.1
11	680	4750/3080	3	98.1	24	13200	6013/704	3	98.4
12	2950	995/165	4	99.0	25	12600	3586/740	4	99.1
13	8070	978/5588	4	98.8	26	15400	5946/701	3	97.9

图3是两台初级主推进齿轮传动装置在进行背对背满负荷试车的现场照片。右面一台的箱体用螺钉固定在基础上,左面一台的箱体装在轴承支座上。在运转状态下,左面一台齿轮箱用液压千斤顶使它转过一定角度来进行加载,使齿轮付中的扭矩达到满负荷。在这里,电机驱动的是转架。在主推进系统行星齿轮箱试车时,根据转速大小加上相应的载荷。液压千斤顶所加载荷可按螺旋桨的运行规律变动。

图4是背对背试车的原理图。

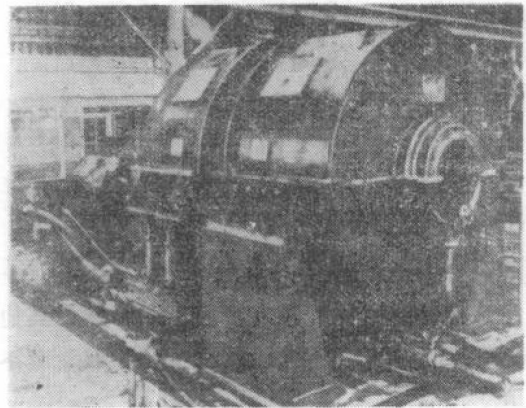


图3 背对背满负荷试车的现场布置

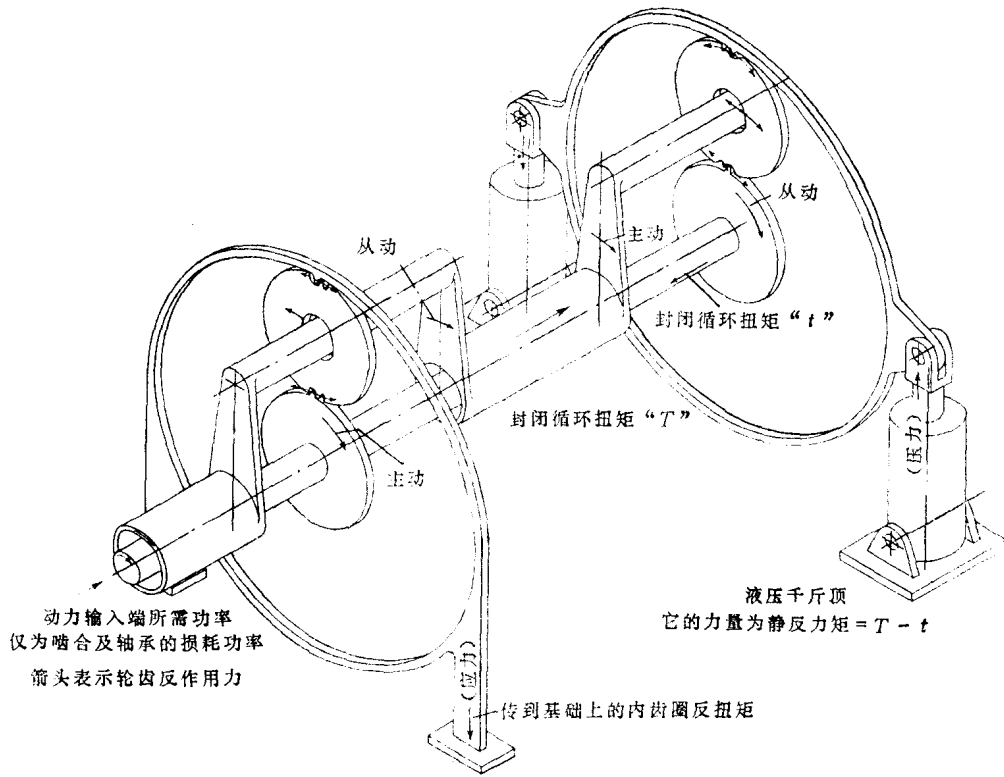


图4 行星齿轮箱背对背满负荷试车的工作原理图

## 应 用

图1表明了 Stoeckicht 型齿轮箱逐年累计生产总量增长情况。其中属本公司所生产的有 1400 台，总功率有 5 百万马力。这里面包括增速和减速的齿轮箱，包括各种不同规格的功率、转速、速比和扭矩；还包括变速箱和倒顺车齿轮箱。它们主要用于下列产品：

- a) 汽轮机——发电机机组；
- b) 燃气轮机——发电机机组；
- c) 汽轮机、燃气轮机或电动机驱动的压缩机；
- d) 汽轮机或电动机驱动的锅炉给水泵；
- e) 电动机驱动的循环水泵；
- f) 燃气轮机或柴油机驱动的船用推进系统；
- g) 特殊的试验台。

在汽轮机船用推进系统以及变速齿轮箱上行星齿轮传动的应用正日益增多。

作者很满意地看到，近十五年来工程界的已开始像造船业那样重视机器运行可靠性的要求了。

电站工程中，在供电网尖峰负荷时利用行星齿轮箱来分配负荷是一个实例。本世纪在英国建立的许多热电站及原子能发电站中，在锅炉给水循环泵以及鼓风机上都用上了行星齿轮箱。

同样,在生产流程连续、某些生产介质有毒的化工生产中,对于可靠性要求是非常重要的。而行星齿轮箱正是在这种场合下最为适用。

虽然,造船工业中有某些特殊要求,但作者认为,陆上用机械和海上用机械之间在可靠性方面的要求并不相差得那么悬殊。除了根据具体应用场合选择许用负荷有所不同外,关于设计结构方面并没有什么不同。行星齿轮箱的制造,本公司是采用同一标准进行生产的。这个标准已得到各有关部门认可,并经产品正常运行质量的考验。

自然,对于船用齿轮箱,必须考虑到船身颠簸对于润滑系统的影响,以及确保箱体的挪动不能影响到轮齿的接触情况。考虑到再过几年以后大型船用主传动系统的需要,本公司在一台煤矿用主卷扬设备上试用了最大的一台行星齿轮箱。在这里无法对许多应用情况一一详细介绍,虽然如此,作者认为下面两个情况还是值得提一下。第一件是在船用透平前置减速器中采用了行星齿轮传动,第二件是在特定范围内,行星齿轮传动扩大了无级变速传动。

### 大型船用主推进系统中的前置(初级)减速器

1963年,June和Lunds Fröm在〔5〕中发表了美国Stal Laval公司设计的采用行星齿轮传动的船用透平主推进系统的独特的新布局。按此新布局设计配备了AP系列行星齿轮箱。两年前,本公司就开始和Stal Laval公司在整个齿轮设计方面特别是行星齿轮传动方面密切合作。

整个机器的布局早已在该厂刊物上公布<sup>〔6〕</sup>。把行星齿轮传动和平行轴传动联合使用也早就并不罕见。AP系列的特点是初级行星减速齿轮联到韶轮的末端。在透平转子到行星齿轮箱的太阳轮之间用一根很长的弹性轴相联。

这根轴使得太阳轮能靠啮合作用力的平衡而自位。在新布局的研究过程中曾进行了模型试验,行星齿轮箱悬挂在第二级平行轴传动的韶轮轴上(图7),试验从静止、无负荷状态到全速500马力负荷之间满意地通过。此模型不但在中心准确对准状态下进行试验,而且根据设备实际使用时所出现的情况,在有控制的不对中和不平衡状态下进行了试验。

作为进一步的安全措施,为避免在海上低速轻载状态工作时太阳轮不易自动定心的困难,设计了太阳轮的轴承,并经试验证实了该轴承的工作可靠性,但实际上这轴承并没有加以使用。Norberg在文章〔6〕中已介绍,在透平转子末端没有齿式联轴器而是靠着将一根弹性轴一端与透平转子刚性联接,且另一端用单齿式联轴器与太阳轮相联的方法,使高压缸(H.P.)一侧具有平稳的运转状态。此弹性轴本身则在三个平面内非常精确地予以平衡。

表3中列举了已采用及即将采用行星齿轮箱的设备清单。其中包括由于低速螺旋桨的发展而设计的最新研制产品——三级减速器(图8)。

图5表示本公司多年来所采用的大型行星齿轮箱装配时的吊装方法。这个方法在AP系列生产中也采用了。采用这种安排可以在箱体外将整个行星传动装置先装起来,并且不会以任何方式将主动轴与被动轴装反,然后在翻转支座上将整个组件翻过来。经过调整,吊装进设备上去。

各种规格的第一台齿轮箱都必须经过背对背满载试车。个别齿轮箱还专门单独试验其低速工作稳定性,这是模拟当设备联上实际空心的弹性轴时,在低速状态下的情况。但是并没有做超速试验。虽然缺少这项试验所牵涉到的问题并不太多,但对于系列中最大规格的第一台行星齿轮箱应考虑到汽轮机飞车超速的情况。经验表明,这时行星轮轴承是个困难的关键。

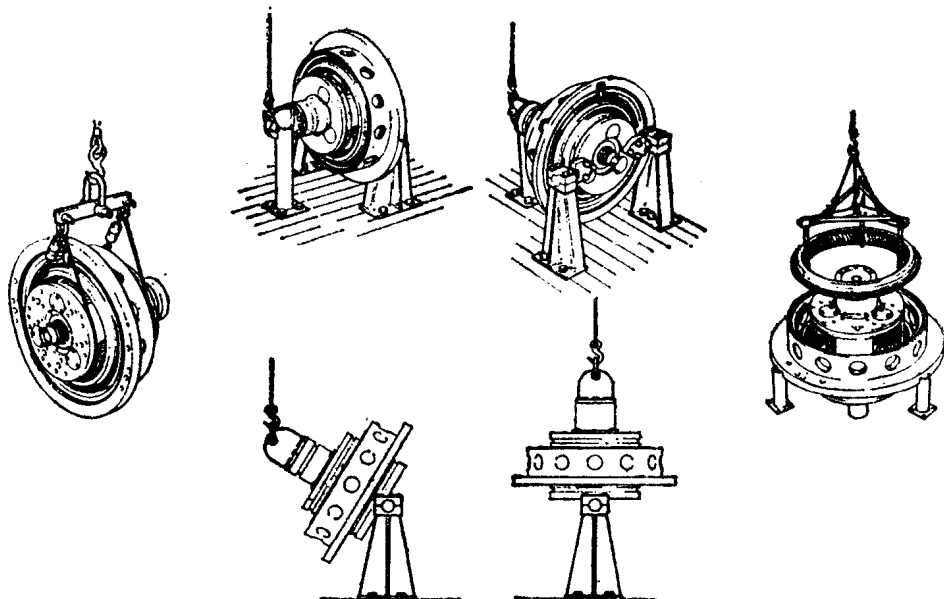


图5 大型行星齿轮传动装置部装时的吊装方法

它们在全速时所受载荷已经很高，而在超速时将达到非常高，对于最大规格这一台行星齿轮箱说来，在空载超速 17% 时，行星轮轴承受载荷比在全速满载时还要高 30% 之多。对此 Pyk 在文章〔7〕中曾忠实地报导过第一次的失败。

这个困难，在大多数情况下，只需将行星轮轴的轴承面进油孔从原来的单进油孔改成双进油孔以改善润滑油的分布情况，便很容易解决了\*，耗油量并不需要增加多少，原来船舱里的润滑供油系统完全可以承担，然而，对于系列中最大的行星齿轮箱 A. P. 28(H. P) 说来，这种方法就不完全成功，一般地需要采用使轴承内润滑油强制流向的方法以代替普通的靠轴承间隙进油的方法，这就要改变轴的轴承面形状来改善所要求的润滑油分布情况。这种安排已证明完全能够满足在超速 17% 情况下得到充分润滑，同时在全速满载下运行的性能也完全能令人满意。选取超速 17% 进行试验是根据一条船上实际透平飞车时的最高转速。

汽轮机高压缸转子末端与空心弹性轴间的刚性螺钉联接，以及为适应超速工作状态而对行星轮轴所作改进，是通过厂内试车后在出航之前所作的一些改进。

作为初级（前置）减速箱用的 AP 系列行星齿箱从未因运用中有问题而进行修改过。

作者认为，对汽轮机和低速螺旋桨之间这种非常大的减速比传动说来，最好还是采用三级减速器。图 6 指出了随速比而定的近似临界最经济解。应注意到，对于行星齿轮箱及平行轴普通齿轮箱，两者的曲线是很类似的。

在第一台采用三级减速器的设备上，用一台双级行星传动装置作为前置减速器。在此情况下，最好的答案看来是如图 7 所示那样，用一个准行星传动作为第一级，再用一个行星传动作为第二级，然后将第二级转架轴与第三级平行轴传动的韶轮相联，行星传动整个效率可望达 97%。

尽管在大型船用主推进系统中已成功地应用了行星齿轮前置减速器，但作者坚信，在末级传动上行星齿轮传动更能充分发挥其潜力，因为对于大传动比的最好的根本性解决办法是

\* 可参考文献〔1〕上图 47——译者注。

表3 汽轮机主推进系统设备上所用 Allen-Stoekicht

系列序号	货主	承建工厂	船名	载运量 DWT	轴马力 Shp
APG17/1	Shell(壳牌石油公司)	德国Werft公司	Drupa	65000	16000
APG17/2	Texaco (德士古石油公司)	Fredrikstad Mek. Verk	Texaco Belgium	19200	13500
APG24/1	Trelleborg	Kockums	Malmohus	93000	24000
APG24/2	A. P. Moller	Odense	A. P. Moller	93000	24000
APG17/4	Shell	德国-Werft公司	Darina	65000	16000
APG17/3	Shell	Chantiers de L'Atlantique	Dollabella	65000	16000
APG24/3	Salen	Kockums	Seven Skies	93000	24000
APG28/1	Salen	Kockums	Sea Spirit	116000	28000
APG28/2	Salen	Kockums	Sea Spray	116000	28000
APG17/5	Shell	德国Werft公司	Diala	65000	16000
APG20/1	J. L. Mowinkel	Kieler Howaldtswerke	Troma	81000	21000
APG24/4	A. P. Moller	Odense	Jakob Maerske	81000	24000
APG24/3	A. P. Moller	Odense	Jane Maerske	81000	24000
APG28/3	J. L. Mowinkel	Kieler Howaldtswerke	HullNoS. 1187	136000	26400
APG28/21/91/1	Salen	Kockums	HullNoT. T. 508	91000	24000
APG28/21/91/2	Salen	Kockums	HullNoT. T. 509	91000	24000

\* 罗意德 (LLoyd's) 协会是一个英国海上保险业组织。

行星齿轮箱——截至1966年10月为止

螺旋桨 转/分	接受试用日期	注册登记社团	阿伦行星齿轮前置减速装置					发货日期
			配列	型式	功率 (马力)	转速 (转/分)	速比	
106	1966年元月	伦敦罗意德船舶协会*	H. P.	行星传动	8800	5950/724	8.22	1965年元月
			L. P.	行星传动	7200	4860/779	6.24	
106	1965年11月	伦敦罗意德船舶协会	H. P.	行星传动	7450	5950/724	8.22	1965年元月
			L. P.	行星传动	6050	4860/779	6.24	
108	1965年10月	挪威船舶登记局	H. P.	行星传动	13200	6013/704	8.54	1965年2月
			L. P.	行星传动	10800	4207/745	5.65	
108	1966年2月	挪威船舶登记局	H. P.	行星传动	13200	6013/704	8.54	1965年2月
			L. P.	行星传动	10800	4207/745	5.65	
106	1966年5月	罗意德协会	H. P.	行星传动	8800	5950/724	8.22	1965年2月
			L. P.	行星传动	7200	4860/779	6.24	
106	1966年6月	罗意德协会	H. P.	行星传动	8800	5950/724	8.22	1965年2月
			L. P.	行星传动	7200	4860/779	6.24	
108	1966年2月	挪威船舶登记处	H. P.	行星传动	13200	6013/704	8.54	1965年4月
			L. P.	行星传动	10800	4207/745	5.65	
108	1966年5月	罗意德协会	H. P.	行星传动	15400	5946/701	8.48	1965年6月
			L. P.	行星传动	12600	3585/740	4.85	
108	1966年10月	罗意德协会	H. P.	行星传动	15400	5946/701	8.48	1965年6月
			L. P.	行星传动	12600	3586/740	4.85	
106	1966年9月	罗意德协会	H. P.	行星传动	8800	5950/724	8.22	1965年7月
			L. P.	行星传动	7200	4860/779	6.24	
109	1966年5月	挪威船舶登记局	H. P.	行星传动	11500	5913/712	8.3	1965年10月
			L. P.	行星传动	9500	4147/734	5.63	
108	1966年5月	罗意德协会	H. P.	行星传动	13200	6013/704	8.54	1965年10月
			L. P.	行星传动	10800	4207/745	5.65	
108	1966年7月	罗意德协会	H. P.	行星传动	13200	6013/704	8.54	1965年10月
			L. P.	行星传动	10800	4207/745	5.65	
105	1966年12月	挪威船舶登记局	H. P.	行星传动	14550	5939/700	8.48	1966年3月
			L. P.	行星齿轮	11850	3585/739	4.85	
91.5	1967年5月	罗意德协会	H. P1.	星形传动	13200	5966/1924	3.1	1966年10月
			H. P2.	行星传动	13200	1924/594	3.24	
			L. P.		10800	4199/627	6.7	
91.5	1967年11月	罗意德协会	H. P1.	星形传动	13200	5966/1924	3.1	1966年11月
			H. P2.	行星传动	13200	1924/594	3.24	
			L. P.		10800	4199/627	6.7	



系列序号	货主	承建工厂	船名	载运量 DWT	轴马力 Shp
APG36/27/85/1	Shell	Chantiers de L'Atlantique	Hull No R23	165000	28000
APG36/27/85/2	Shell	Chantiers de L'Atlantique	Hull No S23	165000	28000
APG24/6	A. P. Moller	Odense	Hull No Lindo20	91000	24000
APG40/30/80/1	Esso(埃索石油公司)	Chantiers de L'Atlantique	Hull No U23	17000	30000
APG40/30/80/2	Esso	Chantiers L'Atlantique	Hull No V23	170000	30000
APG28/21/91/3	Bp	Chantiers L'Atlantique	Hull No D. K. 259	125000	24000
APG36/27/85/3	Shell	Nederlandsche Dok	Hull No N. D. S. M535	175000	28000
APG24/8		Odense	Hull No Lindo23	71000	24000
APG36/27/85/5	Shell	Odense	Hull No Lindo22	175000	28000
APG36/27/85/6		Odense	Hull No Lindo24	175000	28000
APG36/27/85/4	Shell	Nederlandsche Dok	Hull No N.D.S.M536	175000	28000
APG36/27/85/7	Shell	Odense	Hull No Lindo25	175000	28000
APG36/27/85/8	Shell	Chantiers de L'Atlantique	Hull No X23	175000	28000
APG96/27/85/9	Shell	Nederlandsche Dok	Hull No H3	175000	28000