

某型船用燃气轮机低压压气机的结构设计

李 斐 鞠世立 赵友生 盛惠渝 袁曾寿

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔提要〕 本文作为文献〔1〕的姊妹篇,论述某型船用燃气轮机新型低压压气机的结构设计特点。经试制、部件试验及全台压气机试验表明,该压气机满足了第二代船用机组可靠性、长寿命、易维护性和可调整性等方面的要求。

主题词 船用燃气轮机 轴流式压气机 结构设计

文献〔1〕已对该型低压压气机的气动设计做了介绍。本文再对结构方案的选择、转子设计、提高临界转速的措施、进气装置及进口导叶设计、中介机匣设计及轴承润滑密封等进行论述。

一 结构方案选择及其特点

在初步设计阶段,先后考虑了三个结构方案:第一方案采用MK202原型机的结构型式,目的是尽量少改动,节省工时;第二方案采用所谓“传统结构”方案——以国内厂家生产的典型机组为基本母型,其结构简单,工艺成熟,使用也有经验;第三方案采用TF41/SM1A为参考母型。

由于原机盘的直径比新机小得多而机匣直径却偏大,加之多为轻合金材质,对船用长寿机组不尽适用,故原机主要零件或其毛坯无一可以利用。且原机结构复杂,尤其是带过盈花键的弓形盘加工困难,叉形动叶榫头/销钉联接的轮盘强度差等,第一方案首先被否定。

按第二方案设计的两种结构,也未被选中,其原因是:

1. 转子都是不可拆结构:所有轮盘间、盘轴间均以过盈配合加径向销钉联接(销孔在榫槽底部),销钉孔边应力很大。不可拆结构又使表面防护及检修十分困难,较严重的应力腐蚀增加了破裂的危险。它不是长寿命结构。

2. 动叶与盘的联接采用小燕尾角、过盈配合的榫头,其槽底圆角也小,故应力集中大,同时叶片装拆困难,易损伤榫槽配合面。

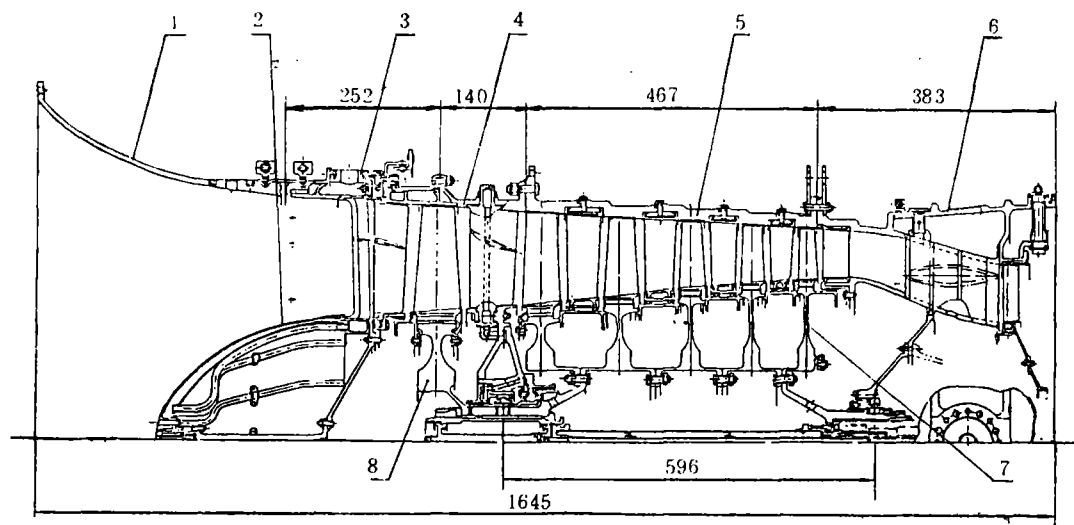
3. 静叶与内、外环焊接工艺复杂,焊接组件缝隙多而深,表面处理困难大、效果差。

最后选择了第三方案。图1示出了以TF41/SM1A为参考母型设计的某型低压压气机主要结构及其组成。

这个方案正好克服前述各方案之种种弊病,其特点为:

1. 转子高应力部位(如盘之幅板、轮缘)无孔,榫槽应力集中小,为长寿命结构。
2. 巧妙地处理了转子可拆性好(因而易维护性好)与刚度好、动平衡不变性好的矛盾。

收稿日期:1989-02-14



1. 进气管 2. 整流罩 3. 前机匣 4. 承力机匣 5. 中机匣 6. 中介机匣
7. 第2~6级转子 8. 第1级转子

图 1 某型低压压气机

3. 静叶在机匣及内、外环安装简单牢靠, 通道内没有联接件, 而可拆性甚佳 (同样解决了可拆性与牢固性的矛盾)。

(下面是不全属于“参考母型”的特点)

4. 跨装式的第一级叶轮。第一级叶轮与前轴颈采用圆弧端齿联接 (国内传统机型则用花键联接), 从而有良好的定心及动平衡不变性。

5. 以第一级静叶作转子前支点承力件。其优点之一是缩短转子支点跨距, 相对提高了临界转速; 优点之二是可取消进气导流支板, 提高压气机效率^[2]。

6. 采用变尾缘可调进口导叶。除进气预旋外, 它还作为一种防喘振、调整流量及压比的措施。在取消进气支板时, 它的固定前缘可用来支承整流罩。

7. 保留MK202中心供油润滑方式。但因一级盘的跨装而无法保留原机前轴承供、回油泵 (位于前轴颈前端), 须用别的措施弥补。

二 长寿、平稳与可拆性兼优的转子设计

由图1可见, 各级盘主体上没有螺栓孔、销钉孔、平衡孔等“偏心孔”, 没有小孔引起的应力集中。众所周知, 偏心孔的应力集中系数大都在2以上, 靠增加开孔段厚度不能降低其应力集中^[3]。可见, 此举便可将转子的最大应力相对降低约一倍。

为满足可拆性的需要, 装螺栓就得有螺栓孔, 这孔是在内层“鼓”的法兰上。由于该处直径小又远离盘体, 其应力水平在盘主体应力之半以下, 因此孔边尖峰应力不会超过盘体应力。

图2为采用“转子整体求解有限元柔度法”算出的转子应力分布 (仅给出第二、三级盘及其结合部的隔圈、前轴颈等处应力分布)。计算时除计入叶片及轮缘凸块的离心力、气动

力外还计及转子的轴向力、表面力、径向过盈、轴向预紧。由图可见，在各盘——鼓过渡段，因周向拉应力较大而鼓受盘径向牵拉产生较大轴向压应力，形成了当量应力的尖峰区。

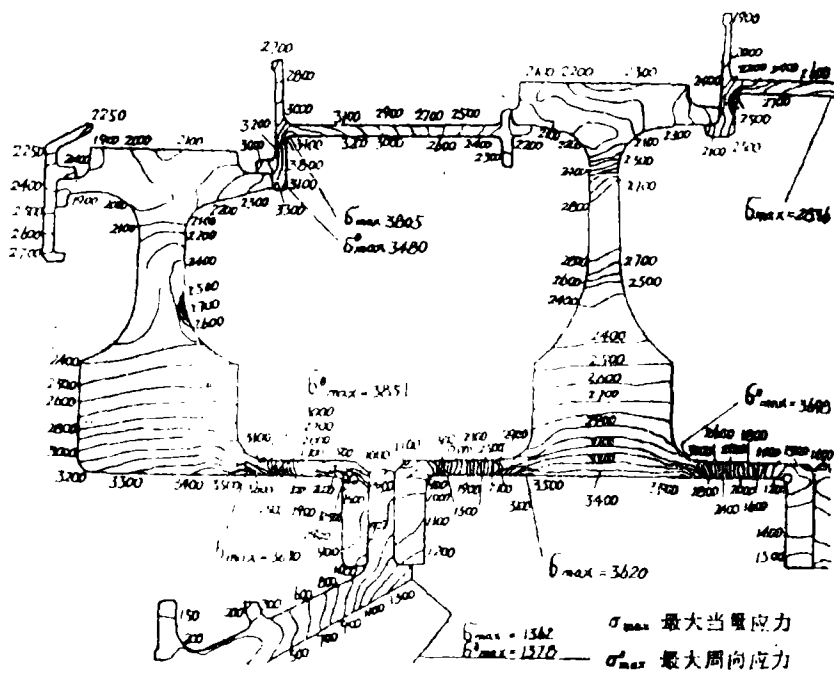


图 2 径向过盈轴向预紧最大的转子在设计工况下的等当量应力分布图

为了解决好盘鼓过渡区的协调问题，通过计算分析，发现在一定鼓长下，增加鼓厚及圆角半径有利于减少弯曲应力而不利应力沿鼓长的衰减。减少盘心周向应力，则有利而无弊。经调整，计算最大当量应力在第 6 级，为 404MPa(41.2kgf/mm²)，远低于材料屈服极限。

采用的动叶榫槽槽型见图 3(a)。按光弹数据综合法^[3] 求出与旋转试验测出的尖峰应力均在 392MPa(40kgf/mm²)以内。以轮缘切向应力为基准的应力集中系数为 1.33~2.0。

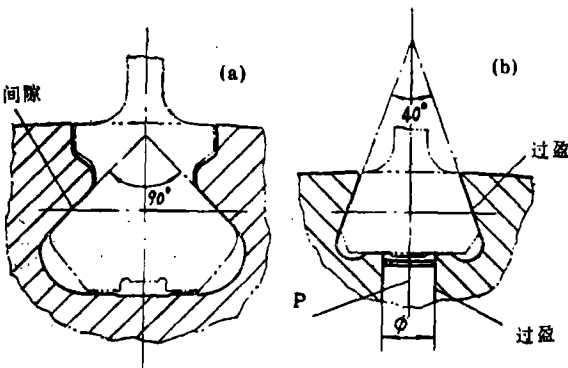


图 3 采用榫槽 (a) 与“传统”榫槽 (b) 槽型

图3 (b) 是传统结构槽型。P 是盘间联接种钉。这种结构的销钉孔边应力集中系数在 3 以上。

此转子设计的难点是处理好双层“鼓筒”轴向尺寸的干涉——要求外层(隔圈及轮缘)轴向总长大于内层总长，当拧紧内层法兰螺栓时，造成对外层一定预紧度。我们的方针是“刚柔互补，动静结合”。即在“刚”盘间配“柔”隔圈，在“柔”盘间配“刚”隔圈，避免“硬碰硬”，

也不要过柔影响转子弯曲刚度。在静态下，当逐级拧紧联接螺栓时，实际上是最“刚”的盘作轴向定位，其它件向它靠拢，预紧度产生的变形量向后积累而形成末级盘的最大后倾变

形,在动态下,由此产生的离心力轴向分力增加了轴向压紧。这样的转子不但整体刚度好,而且盘与鼓环的振动也很小。

可拆性与动平衡稳定性是一对矛盾,在这里解决得相当巧妙。首先,隔圈的安装采用一端过盈、一端间隙配合的原则。过盈解决自身定位,间隙便于转子组装(运行时间隙可减少或消除,因隔圈旋转径向变形一般总大于盘)。但解决此矛盾的妙处在于转子的主要联接结构。在母型机,采用了圆弧齿联接——能传递很大的扭矩、能精确对中(装拆及运行不易破坏动平衡),但加工费高昂。与母型机不同,我们采用一种可涨圆锥螺栓的联结结构(见图4)。安装时,衬套与法兰孔以间隙配合,但上紧螺母时,由于锥面涨大衬套而产生过盈,从而达到可靠传扭、承剪、受拉及精确定位的目的。不可小看这过盈,因为运行中如由间隙引起转子偏心0.05mm,则不平衡力达1吨。

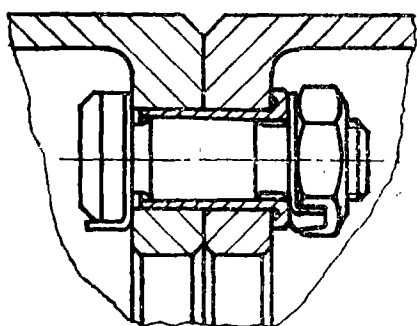


图4 可涨圆锥螺栓联接结构

最后装的一圈螺栓因人手或工具不可达于转子内腔而要整圈“合拢”,一般结构甚感困难。但对本转子,因预先用卡簧定位的一圈螺栓是和未装衬套的法兰孔配合,间隙等于衬套厚度,故合拢很方便,合拢后再逐个装衬套。比用圆弧端齿好的另一优点是法兰较薄,从而内鼓筒可长些或盘可厚些。

在跨装的第一级盘与前轴颈联接处仍以采用圆弧端齿为宜。

最后,与母型不同的是各级动叶均可在不拆开盘的情况下进行更换,第3~6级还可单片拆装,并

保证安装牢靠、榫槽不会轴向漏气。

关于动叶,虽然采用钛合金使其离心拉应力安全系数在6.4以上,并以离心力弯矩抵消根截面的气流量弯矩等,但其余的工作量,尤其是振动调频上,丝毫不比转子本体的设计轻松。设计中先按“经典方法”进行十几次调频,反复修改造型参数;设计后期又用有限元法验算各级前8阶动、静频率与振型。随后又用共振法、模态分析法和激光全息法对成品叶片前几阶(有的叶片作前8阶以上)进行测试,对第1、2级进行动频测试,最后用坎贝尔图进行分析,认定各级动叶在相对转速 $\bar{n}=0.5\sim 1.0$ 的范围内基本上不会发生倍频1~6的共振(第一级尚存在 f_1 与3倍频的交点)。这说明叶片的设计方法是行之有效的,调频是成功的。

四 增加支承刚度是提高临界转速的有效措施

虽然采用跨装式布置使6级转子支点跨距比5级原机还短约1/4但因转子重量增为原机的2.82倍,如支承刚度与原机一样,则按刚轴设计的一阶临界转速将由原机的16 043r/min降为9192r/min,不满足 $n_{cr1}/n_{设计}>1.33$ 的要求。

众所周知,支承刚度的变化对临界转速影响很大。表1为不同前支承刚度下低压轴系中本压气机转子一阶临界转速的计算结果。

由表1可见,当 $C=2C_1$ 时,已能满足设计要求。实际上,在扩初设计时,采用比较法已估算出前支承刚度比原机大12倍左右,后支点刚度也比原机大约8倍。低压压气机外壳的整体刚度也大为增强。由此可见,临界转速的安全裕度是足够的。试验运行中出色的平稳性

表 1

前支承刚度	C_1	$2C_1$	$4C_1$	$6C_1$	$8C_1$
$n_{cr I}$	9192	12 921	18 040	21 791	24 784
$n_{cr I} / n_{设计}$	1.13	1.59	2.22	2.68	3.05

就是最好的证明 (见“后记”)。

五 进气装置及变尾缘进口导叶设计

进气装置与传统结构有许多不同:

1. 没有导流支板, 轴向长度大为节省, 结构也简单得多。
2. 喇叭形进气管为玻璃钢制, 内壁涂憎水层, 可防止结冰, 从而减少热空气的消耗。玻璃钢尚有较好隔声减噪性能(整流罩也可改用玻璃钢造)。
3. 进气管用前法兰固定于进气弯管后端, 而与前机匣用快卸软联接, 以避免进气管系振动对主机的干扰, 便于对主机的振动监测。
4. 可调变尾缘进口导叶: 为国内首次设计。其前缘为环形焊接框结构, 线切割型孔, 可通防冰空气。尾缘用自润滑卷片轴承支承, 该轴承可满足数万小时寿命要求。
5. 可调导叶联动机构简单、灵活、精确、可靠, 摇臂安装高度不影响转角精度, 传动销不需锁紧件亦不松脱。

六 新颖可靠的静叶固定结构

静叶在中机匣上的固定也体现了可拆性与牢固性兼优的特点 (参见图1)。

每片静叶以其两端的勾爪沿周向配入内、外半环组成半圆形, 再装入机匣环槽内。外环被位于其两端的压板及沿周分布的螺栓压向周壁, 压住各静叶外爪使之固定不动, 故各向刚度很好, 且流道内无一紧固件, 叶片可用镀层保护并易更换。而原机因无径向压紧, 须将几个叶片钎焊成组, 几个组再通过铆、焊与内环、封严环等组成 90° 扇形, 安装时除周向要装调整块、止动板外, 其外爪还要垫金属片。

七 关于第一级静叶结构的争论

图1示出带型孔的第一级静叶, 用于通油气及回油 (各2片)。其余实心叶片见图5。

设计要求在试验台上可调整静叶安装角而不影响转子定心; 调整后要能可靠地承受转子前支点的动、静负荷, 叶片不松不转, 且空心叶片不漏油漏气。

这可是一道结构难题。我们的措施是: 补偿径向间隙定心、拉压支撑传力、大摩擦面止动、O形胶圈密封。为消除叶片内凸台径向间隙, 在内环叶片安装孔中拧入螺套 顶上, 再用螺母拉住。装完后组合加工轴承座孔。

此结构引起很大争论, 主要疑义是螺纹定位的重复性及承力的可靠性。但也没有其它更

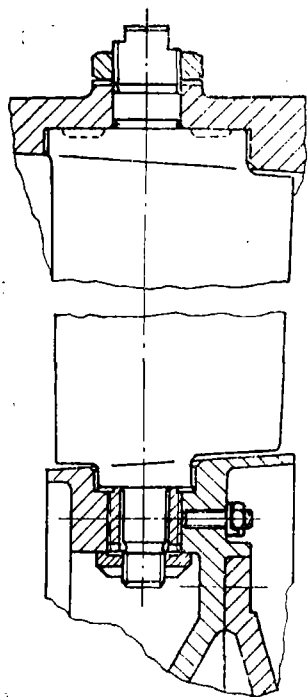


图 5 第一级实心静叶

好的选择。最后经采用螺纹付预旋加载及周密安排的装配工艺,结果试车中虽多次调整安装角,其对中性保持良好,运行始终平稳性极佳,未漏油,争论至此结束。

它为试验样机积累了结构经验。

八 中介机匣设计之不易

现今国内外棘手的难题之一是高、低压压气机的匹配,而中介机匣设计是其关键之一。我们曾有过一个采用原机尺寸及型线(外函部分)的方案,未被采纳。现在这个方案使通流部分设计得益,但中介机匣设计难度倍增。

首先,入口直径接近原机外函,而出口又须回到原机内函,外径落差比SM1A还大20mm。即使轴向加长33mm*,第一套型线吹风总压损失达原机16倍。先后设计多套型线(含支板)并作模型吹风,最后取得与母型一样低的损失及均匀的出口流场。加上采用铸焊结构,型线加工精确,试验结果令人满意。

导流支板的设计难在增加壁厚及支承刚度与气动对翼型最大厚度的限制之间的矛盾。问题是各支板尾部要能穿过一些传动杆或油管,杆件中心线与支板后缘的距离不许改变。放大翼型对加大孔无效。最后采用前段为C4,后段为双圆弧的型线,效果较好。

中介机匣内外装有各种部件。主要有:高速及低速齿轮箱、内齿轮箱、高压可调进口导叶及其内外传动机构和作动筒、高压放气罩拨叉组及其支承、2号3号主轴承及其紧固、封严件等。

为使外部各法兰位置与原机相同,在机匣外加了一层罩壳,它与流道外壳围成环腔以抽气供动力涡轮所需。但由此又增加了穿过的传动杆与油管腔的密封及热变形补偿等复杂问题。此外,各“原型法兰”的英制螺孔、销钉孔不能变,加厚的壳体不许妨碍原机零部件的安装。

通过独具匠心的设计,这些困难都解决了。

九 轴承、润滑与密封

转子加级增重又跨装,使前支点径向负荷大增,故将原1号轴承换以6号轴承,最大承载能力翻番为32kN(3263kgf)。因工作环境大变,调整了该轴承安装过盈,并仔细检查工作状态下各间隙及游隙,使之与原设计一样满足各项技术要求。后轴承因负荷变化小,仍用原机2号轴承,轴承座上的零件通用原机。这些轴承在民航机已有上万小时寿命。

中心供油润滑方式照用。如前所述,前轴承须另设回油泵。

气路密封采用火焰喷涂镍石墨易磨耗涂层,油腔可用等离子喷涂聚苯酯密封涂层。这

* 加长第6级静叶与支板的距离,可减少气流相互干扰,故末级静叶不必像原机那样做成A、B、C三种出口角。

些新工艺新材料比上一代的石墨石棉层或滑石粉层耐油、耐热、耐吹蚀。接触式的浮动环密封也尽量通用原机（有一处自行设计），效果良好。

十 后 记

限于篇幅，关于轴向力调整、清洗、防冰、抗震、选材与表面防护、监测维护等从略。

施工设计后，用17个月完成了样机加工和总装，又用4个月完成了性能测试，其结果表明，设计点性能超过预定要求，低工况性能良好。从累计运行40多小时的情况可见：

1. 工作平稳性极佳：各工况下前支点振幅不大于0.016mm，后支点——0.02mm。

2. 可靠性高，抗外来事故能力强，经历喘振试验80多次。有几次进气试验设施遭到破坏，但压气机完整无损。在第一次机械调试时因管道阻力与压气机特性不匹配，曾造成压气机在约400℃的温度下“平静”运行于喘振边界左侧近2小时。但分解检查除发现结构钢发兰、不锈钢变黄外，未造成任何实质性损害。后来的“正式试验”已作了充分证明。

3. 可拆性、可调整性良好。为了调整第一级静叶安装角及作机匣处理各方案试验，在试车台上将进气管、前机匣、第一级叶轮等拆装不下10次。其中调整静叶安装角5次，每次转子运行都很平稳。变尾缘进口导叶转角的调整就更频繁，但均很灵活、准确无误。

4. 前轴承润滑系统工作令人满意。它能在进气节流到36.3kPa(0.37kgf/cm²)的环境下不漏油，能在设计供油量的1/8的试验条件下连续工作而回油温度正常。这说明润滑系统变工况性能好，安全可靠。

参 考 文 献

- [1] 鞠世立、李 斐、赵友生：某型低压压气机气动设计《热能动力工程》4(2)1989
- [2] 段连丰、薛象征、王兆龙：进气支板对某压气机性能影响的初步研究（1982年工程热物理学会论文）606所1982
- [3] 斯贝MK202发动机应力标准（EGD-3）国际航空编辑部 1979.9

* ~ ~ ~ ~ ~ *
 { 简 讯 }
 * ~ ~ ~ ~ ~ *

根据湖南湘潭电缆厂滕树勇报导，该厂对有20t/h锅炉输煤系统的吊煤设施进行了改造。该改造工程的特点是设计合理，投资少，施工周期短，效益明显。在所改造的设备项目中，大部分可利用废旧设备及边角余料来进行，大大节约了投资费用。经改造后的这套吊煤设备的运转情况表明，它具有工作稳定可靠，几乎不用维修，比旧有设备的效率提高了一倍，为各类似情况的单位提供了可借鉴的有益经验。

JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

No.3, 1989

CONTENT

1. The structural design of a marine gas turbine LP compressor.....
.....Li Fei, Ju Shili, Zhao Yousheng
.....Sheng Huiyu, Yuan Zengshou (1)

Abstract

As a companion piece to a previous paper by the same authors (Reference [1]), this article sets forth the structural design features of a new LP compressor of a marine gas turbine. Its development success, component tests and the tests of the compressor as a whole have shown that the compressor has met the requirements of the second generation marine engines in respect of reliability, long life, maintainability and adjustability.

Key Words: marine gas turbine, axial compressor, structural design

2. The finite difference method for calculating the tensional vibration of turbine blades..... Sun Baitao (8)

Abstract

This paper presents an approximate method for calculating the tensional vibration of unshrouded turbine blades. This method has the following merits: simplified data processing, low requirements in internal storage, satisfactory accuracy in engineering calculations, etc. With regard to the feasibility of the method, some systematic explanation and calculation examples are given.

Key Words: turbine, blade vibration, calculation method

3. Calculation of turbine end wall turbulence separation and re-attachment of the boundary layer.....Kang Shun, Liu Fengjun (12)

Abstract

On the basis of Veldman model of interaction between a boundary layer and potential flow, this paper describes a method for calculating end wall boundary layers with turbulence separation bubbles. The recommended method is suitable for calculating boundary layers with turbulence separation bubbles caused by such factors as bosses, grooves, rear shoulders, relatively large wall surface expansion angles or negative root reaction. It features short calculation time, significant economy in computer internal storage, etc.

Key Words: turbine cascade, flow path, boundary layer, calculation method