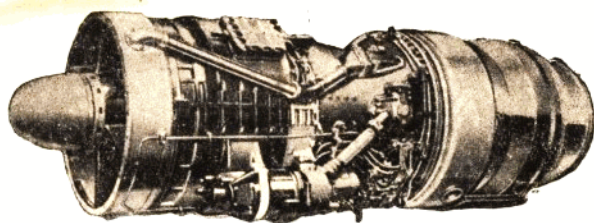


航空发动机 設計參考資料

埃汶(Avon)RA.21 型
燃气渦輪噴气發動机

北京航空学院發動机資料編輯室編



國防工業出版社

內 容 簡 介

本書介紹的埃汶 (Avon) RA. 21 型發動機系英國近代中型推力渦輪噴氣發動機。該發動機的主要設計特點是充分地考慮到發動機工作的可靠性；如在壓縮機上設計了可轉動進口導向葉片以及分氣活門，加強了壓縮機轉子及機匣的結構剛性，並對高溫下工作的零件採取了消除熱應力的構造形式。

本書對發動機性能參數，構造布局，設計上的改進作了系統說明並對各部件構造優缺點，加以分析和比較，書後並附有模擬繪制的發動機縱剖面總圖及橫剖面圖。本書所選擇的材料對設計工作有參考價值，可供各航空院，校師生及生產設計人員使用。

燃氣渦輪發動機構造方案設計共十三卷，本書系第一卷。

航空發動機設計參考資料

埃汶 (Avon) RA. 21 型

燃氣渦輪噴氣發動機

北京航空學院

發動機資料編輯室編

*

國防工業出版社出版

北京市書刊出版業營業許可證出字第 074 號

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

*

850×1168 $1/32$ · 印張 $1\frac{1}{2}$ · 30 千字

1959 年 3 月第一版

1959 年 3 月第一次印刷

印數：0,001—3,100 冊 定價：(11)0.31 元

NO. 2757 統一書號 15034·313

編者的話

自我国社会主义建設大跃进以来，随着工、农、兵的空前發展，科学技术各个領域飞跃前进，我国航空科学方面，在党的领导下，各有关部門間开展了共产主义大协作，作出了一定的成績。

为了有助于航空发动机的設計与教学工作，我室师生着手彙編一套有关发动机設計的参考資料。目前只选择一些資本主义国家的航空发动机，作了分析研究，并依据資料繪出等比例的縱、橫剖面圖，由于資料不足，水平有限，某些結構又屬揣測而得，圖中尺寸亦多出於估計，故仅供作参考，書中某些問題分析敘述亦有不够透澈或錯誤之处，請讀者指正。

書中所引用的基本資料均选自英、美等国杂志，因而其技术性能和构造形式的介紹定有虛夸与失实之处，其設計主导思想亦多由最大限度地追求利潤及侵略战争出發，与我們社会主义国家設計思想根本不同。在編写过程中，我們虽尽力用批判态度，选其精华、去其糟粕，仍希讀者在参考本書时，注意批判接受。

参加本書資料搜集、研究、和整理工作的有本院有关教研室教师及 58 年畢業生。

在本書編譯中，蒙国际航空杂志編輯部提供了許多資料，国防工业出版社对本書出版給予大力支持，我們謹致以衷心感謝。

北京航空学院发动机資料編輯室

一九五九年一月

目 录

第一章 概論	3
第二章 發动机主要数据	4
第三章 發动机构造分析	5
§1 压缩机	5
§2 渦輪	14
§3 渦輪軸与压缩机軸的联軸器	18
§4 燃燒室	20
§5 尾噴管	21
§6 附件傳动机构	22
§7 起动机装置	22
§8 空气冷却系統	22
§9 防冰装置	24
§10 發动机装在飞机上的安装节	25
第四章 对“埃汶 RA. 21”型發动机的簡單評价	25
附表 (“埃汶 RA. 21”型發动机零件材料表)	26
参考資料	27

第一章 概 論

“埃汶”(Avon)發動機是自第二次世界大戰以來在英國使用最廣的燃氣渦輪噴氣發動機之一。

“埃汶”這一稱號的來源系採自英國某些河流之慣稱。由英國羅絲路易斯 (Rolls-Royce) 發動機公司設計製造。

1945 年起羅絲路易斯工廠就着手設計 AJ-65 型渦輪噴氣發動機。該發動機具有 6500 磅推力，是為埃汶 RA.1 型之前身。隨後該公司又進行了改型設計，直到目前為止，已經出現“埃汶 RA.29”型了，它的最大推力已超過 10,000 磅。現將各型“埃汶”發動機之推力及比重逐年發展情況列表於下（見圖 1）。

採用“埃汶”發動機作動力的噴氣式飛機種類很多，例如英國的“康培拉”(Canberra) 轟炸機，“獵人”(Hunter) 殲擊機，及“瑟

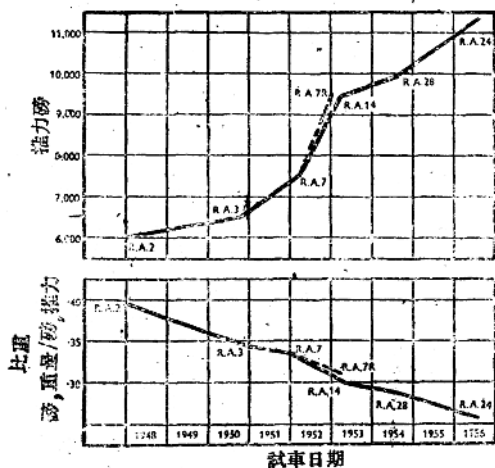


圖 1 “埃汶”發動機推力、比重逐年發展情況圖表。

星”(Comet) 运输机等都装置了“埃汶”型发动机。

本文根据搜集的各航空杂志上有关“埃汶 RA. 21”型发动机之资料进行分析，由于资料有限，分析中有某些问题仅仅是推测或估计，内容尚不十分完善。

第二章 发动机主要数据

根据现有资料，“埃汶 RA. 21”型发动机在海平面静止状态下的主要数据如下：

最大推力 $R_0 = 3630$ 公斤 (8000 磅)

耗油率 $C_{уд0} = 0.92$ 公斤/公斤·小时

最大转速 $N_{max} = 8100$ 转/分

增压比 $\pi_{к0} = 6.4$

重量 $G_{дв} = 1143$ 公斤

直径 $D = 1072$ 公厘

长度 $L = 2593$ 公厘

发动机之热力参数，根据热力计算之结果列于图 2，计算中

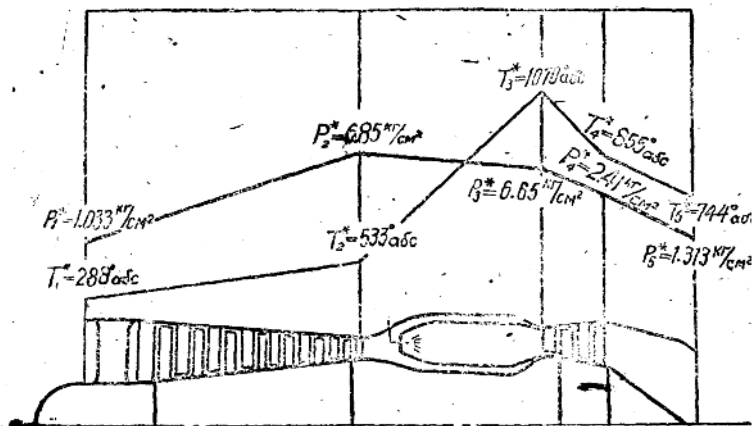


图 2 发动机气流通道热力参数图。

所采用的各系数估计值为:

压缩机绝热效率 $\eta_{ad}^* = 0.86$

燃烧室压力损失系数 $\sigma_{k.c.} = 0.97$

涡轮相对效率 $\eta_r^* = 0.91$

尾喷口效率 $\eta_{p.c.} = 0.93$

燃烧室放热系数 $\xi_{k.c.} = 0.98$

机械效率 $\eta_m = 0.98$

根据热力计算之结果推测以下各值:

涡轮前燃气温度 $T_3^* = 1070^\circ\text{绝对温度}$

空气流量 $G_{av} = 60.2$ 公斤/秒

单位推力 $R_{y\pi o} = 60.3$ 公斤/公斤空气

但是根据英国杂志刊登该发动机之空气流量为 56 公斤/秒, 如此则单位推力应为 65 公斤/公斤空气, 实际上, 按照该发动机之增压比及涡轮前温度之数值来看, 这样大的单位推力很难达到, 我们认为该气流量之数据不够真实。

第三章 发动机构造分析

发动机主要部分包括 12 级轴流式压缩机, 8 个单管式燃烧室, 二级轴流式涡轮, 简单收敛式尾喷管以及附件 (见图 23)。

发动机主传动部分以三个主轴承支于机匣中。装于压缩机前轴上为滚柱轴承, 压缩机后轴上为滚珠轴承, 涡轮轴上除了安装一个滚柱轴承以外, 并通过涡轮轴头端的球形联轴器与压缩机轴尾相联接。

起动机装于压缩机前端进气道中央, 并有整流罩复盖着, 其余各附件均安装于压缩机匣壳体外部。

以下各节中将按构件分别进行分析。

§ 1 压缩机

1. 级数 “埃汶 RA. 21” 型发动机之增压比选为 6.4。压缩机共 12 级, 实际上, 如果采用更少的级数 (如 8 或 9 级) 亦有

可能得到同样增压比。該發動机采用 12 級壓縮机，虽然重量較大，但是每一級所需的压头就較少，这样可以使壓縮机特性平穩，在非設計工作状态时，壓縮机仍有足够高的效率与增压比。

2. 壓縮机軸 壓縮机軸支持于前、中二主軸承上，为了工艺性好，該軸分为前后两段，靠螺栓联接为一体（見圖 3）。

軸的形状是：中部特別粗大，二端小，内部空心。为了加强壓縮机轉子的剛性；并尽可能減輕軸的重量起見，采用粗大的空心軸是有利的；但是軸的前后端由于受軸承尺寸之限制，必須逐漸縮小。

壓縮机軸外表面共有 21 圈漸开綫形齿槽，用以与壓縮机前 11 級輪盘相联接，并通过該齿槽傳扭矩給壓縮机。

軸的材料为 S. 106 合金鋼。

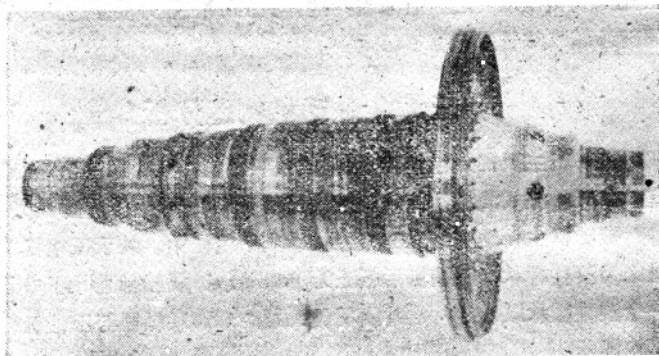


圖 3 壓縮机軸。

（注 本圖为早期埃及型發動机的軸，其齿槽圈数与埃及 RA. 21 型的不同。）

3. 輪盘 前 11 級的輪盘在中心安装孔处制成 U 形向二边跨張式的内凸边（圖 4），凸边上銑有内齿槽，每一級輪盘均借該齿槽在軸上定中心。齿槽之所以作在跨張式二凸边上的原因，是因为輪盘在旋轉时，承受很大的离心力負荷，該負荷将拉伸盘的中心孔使其直徑变大。如果齿槽位于輪盘中心孔的正中处，則在工

作时，該齿槽会在輪盘的向外拉伸的离心力作用下变形，其齿槽配合处将造成很大間隙，从而破坏了輪盘的徑向定位准确度，并将引起發动机强烈的振动。今將輪盘中心安装孔作成二凸边，凸边上銑齿槽，当發动机工作时，輪盘离心力負荷对二端齿槽之拉伸作用，將由于凸边材料輕微的彈性变形而不产生影响。因此，可以保証輪盘徑向定位仍然精确可靠。

前8級輪盘为鋁合金 RR58 制件。由于在鋁合金輪盘中作齿槽会减弱构件强度，一般均避免采用。在本發动机前8級輪盘中心孔凸边内采用了压入鋼襯套的办法，在鋼襯套上再作齿槽。鋼襯套与輪盘之間，与接合面偏斜一个角度的方向，打入銷釘以傳扭矩(見圖4)。

第12級輪盘是由二个盘装配成的合成体，借螺栓固定于前后軸之联接凸边上。

在各級輪盘之間

装有定距环，各定距环系定位于相邻輪盘之輪緣上。它的作用一方面可以保証各輪盘軸向定位，另一方面可以加强轉子之剛性。当各級輪盘装配于軸上之后，在第1級輪盘前端用大螺帽擰紧，螺帽产生的压力使所有各輪盘，通过各相应輪盘外邊緣的定距环环体，被紧紧压在一起，这就相当于在轉子輪盘外緣加上一个大鼓筒似的构件，因此轉子之剛性大大加强。

第1級輪盘及第12級輪盘的形状与其他各級不同。第1級輪盘盘面呈盆状逐渐向前傾斜，这样，輪盘工作时之离心力，將产生向后的弯曲力矩，它使各輪盘与定距环之間压得更紧，因此

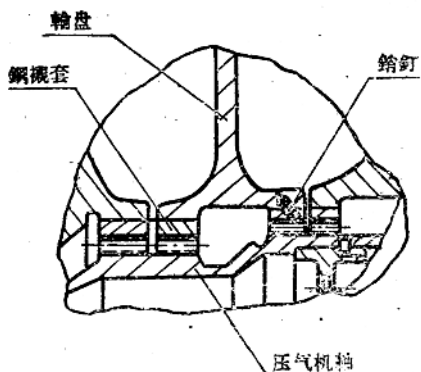


圖4 壓縮機輪盘与軸之联接。

轉子在工作時之剛性就更好。此外，這種構造還能使前軸承位置靠後放一些，減短壓縮機軸的長度。第12級盤是由二個盤組成，剖面呈三角形，這樣可以使它具有較好的剛性；因為上述輪盤工作中的壓緊力均通過它傳到軸上，因此它的剛性必需特別加強。

後4級輪盤之材料用 S. 62 合金鋼制成，因為它在較高的溫度下工作；鋁合金的輪盤強度不夠，必須改用鋼制件。

4. 工作葉片 壓縮機所有的工作葉片均借葉根處的單銷釘與輪盤联接（見圖5），在銷釘與葉片之配合處保持一定間隙，這種联接之特點是可以避免葉片在工作時產生共振現象。因為葉片與銷釘之間留有間隙後，葉片就相當於二端自由的梁，當外界有激振力加給葉片時，它可以作輕微的周向擺動（此種擺動之範圍，受左右相鄰二葉根之凸邊所限制而不致於過大）。因此，葉片上第一種形式自然振動頻率大大降低，此外並可通過設計使它低於發動機最低工作轉速時作用於該葉片之外界激振頻率，如此，則共振現象可以避免（通常採用避免共振的另一方法是提高葉片之剛性，使其第一種形式的自然振動頻率高於最大轉速時作用於葉片上外界激振頻率）。

前8級工作葉片採用 RR58 鋁合金制成，後4級用鋁青銅 DTD197 制成。

在前期的“埃及 RA. 2”發動機試車結果中，發現前幾級葉片根部有疲勞裂紋現象，此後前4級葉片根部就改進為在銷釘孔中壓入紫銅襯套，消滅了這一故障。這是因為紫銅襯套材料性質較軟，在受力變形後，與銷釘的配合可以接觸得更好，不致於發生局部擠壓現象（見圖5）。

5. 壓縮機機匣 壓縮機機匣為鋁合金鑄造的二個半筒形零件的組合體，其接合面在軸向的水平面位置上（見圖23）。

機匣形狀前端直徑大，後端直徑小，它與等外徑的機匣比較，前者可以使壓縮機後幾級葉片長度不致於太短。同時還可以利用機匣後段外圍四周的空間安裝附件，但是它的工藝性比等外徑的

机匣稍差。

在压缩机机匣内壁有很多环形凹槽及环形内肋条，这种结构系由“AJ-65”发动机发展而来。最初为了加强压缩机机匣的刚性，在机匣外表面上铸出许多纵向

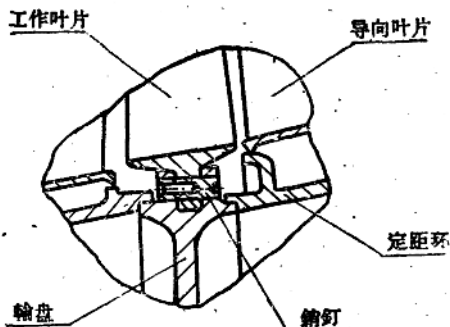


图5 压缩机工作叶片在轮毂上的固定。

及横向的加强肋，但在试车后，在肋条上发现有裂纹，这是因为机匣工作时温度很高，外肋条直接与较冷的大气接触，起了与散热片同样之作用，因而在肋条的径向方向上温度差别很大，外缘温度低，内周温度很高，产生了很大的热应力并造成外肋条裂纹。在后期之埃及发动机上，采取了改进措施，取消了外肋条，改在机匣内部作成内环形肋条以达到与原先肋条具有同样加强刚性的效果。同时，内肋条以及它所构成的环形凹槽还可利用为导向叶片之固定槽；环形凹槽的空腔又可作压缩空气引出时（供防冰或飞机座舱加压）之聚气室。

机匣用 RR. 250 铝合金制成。

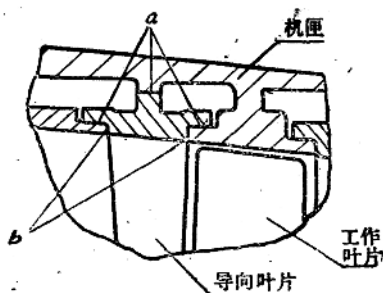


图6 导向叶片在机匣内壁上的固定。

6. 导向叶片 导向叶片为可分开式（图6），每个导向叶片单独机械加工制成。导向叶片的头部制成山字形的棒头，插入压缩机机匣内壁的环形凹槽中，借a面作径向定位，b面作轴向定位。为了使叶片定位准确以及保证

所需要的榫头配合，必須对机匣之环形凹槽及叶片山形榫头的加工要求达到很高精度，否則叶片会装不进去，或是叶片榫头之装配間隙太大，因而剛性不好，容易發生共振之危險。

在装入机匣以前，各級导向叶片被分为三片一組或四片一組預先焊成一体，这与單独一个叶片装入机匣比較，前种組合体可以减少作用于机匣內导向叶片安装边上之挤压应力，其理由如下：当叶片單独的装入机匣时，气体动力 P 作用于叶片上并在榫头与其安装边之間的接触面上产生挤压应力（如图7 a 所示），其最大挤压应力以 σ_{max1} 表示。假如将二片叶片焊接成一組后再装入机匣，由于同样的气体力 P 作用之結果，在安装边上产生的挤压应力变为如图7 (b) 所示。其最大挤压应力以 σ_{max2} 表示。通过簡單計算与比較（应假設其他条件均相同，只是叶片單独的与二片焊成一体之二种区别）可得：

$$\sigma_{max1} \approx 2\sigma_{max2}$$

因此可見，将叶片三片或四片焊成一組，可以将机匣中叶片安装边上挤压应力减少3至4倍。

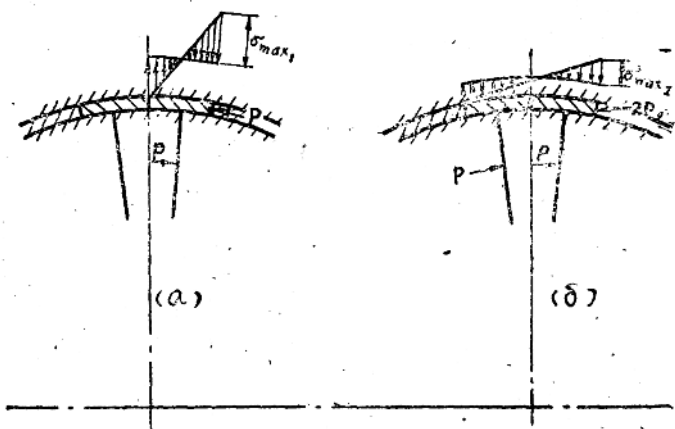


圖7 导向叶片在机匣上之受力分析。

由于前四级导向叶片叶片很长，为了加强其刚性起见，在叶片内端加上箍圈。每一级的箍圈由二个半环组成（见图8），其上制有翼型槽，套于各级导向叶片之内端后，可将各导向叶片联成刚性很强的结构。

在工作时，为了防止导向叶片受气体动力作用致使它在机匣凹槽中转动，在二半机匣的接合面上有锁紧装置，它使叶片在周向上固定不动。

导向叶片之材料前7级为铝合金，8至11级为铝青铜DTD197。

7. 压缩机进气机匣 进气机匣为镁合金铸件，其中有六个空心的流线型支柱，它使前轴承座与进气机匣外壳体联成一体。支柱的设置方位均与

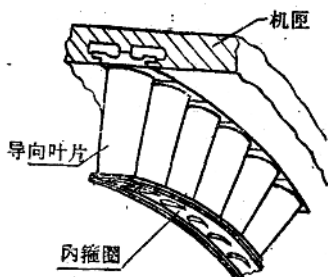


图8 导向叶片内箍圈。

径向成一偏斜角（见图9），这样可以减少铸造过程之热应力以及压气机第一级工作叶片所受之激振力。因为，空气流过支柱后，其压力分布很不均匀（见图10）。第一级压缩机各工作叶片，每转一周将受到六次的气体激振力。如支柱形状是径向排列，则沿叶高的正个工作叶片之进气方向正好与它重合，全部叶片表面就同时受到气体激振力。此激振力很大，将使叶片应力增大。如将支柱的纵轴方向作成与径向成一偏斜角，与工作叶片沿叶高方向错开，则第一级工作叶片沿叶高的表面，将依次逐步受到气体激振力，因此叶片所受之振动危害性可以减少。

压缩机进气机匣用镁铝合金ZRE铸造。

8. 可转动进口导向叶片 具有较大增压比（ $\pi_k > 5 \sim 6$ ）的轴流式压缩机，在非设计状态下工作时，容易发生喘振现象，此现象如不消除，将导致压缩机工作稳定性的破坏，压气机效率将急剧下降，发动机几乎不可能再继续工作。

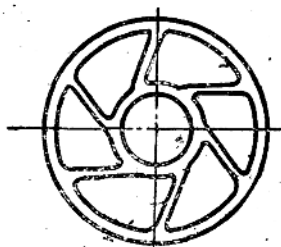


圖9 压气机进气机匣。

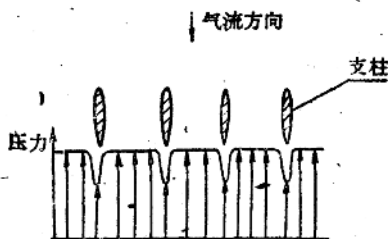


圖10 支柱后气流压力分布。

在單轉子的軸流式壓縮机上，消除喘振的方法通常有二種，第一是採用可轉動的進氣口導向葉片，第二是利用壓縮機分氣活門在中間各級分氣。“埃汶 RA. 21”型發動机上這二種調節方法都被採用。

進口導向葉片1是用不銹鋼管壓成的空心葉片，尖端及根部焊上支承軸，裝入進氣機匣後，可以自由轉動。葉片內端支承軸上裝有內操縱機構（見圖11），由搖臂2，活動鉗3，滾柱4，聯動環5等零件構成。搖臂之大端通過齒槽與各葉片之內支承軸聯成一体，小端上裝有活動鉗，活動鉗上裝有滾柱，滾柱裝在聯動環的半圓形槽中。由圖上可知，只要有任意一個進口導向葉片轉

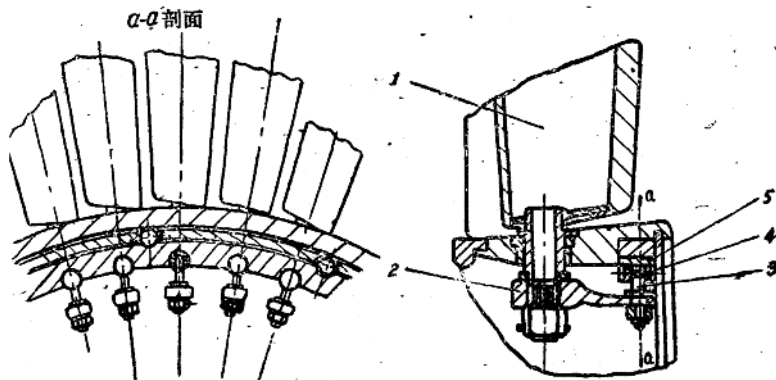


圖11 可轉動進口導向葉片之內操縱部分。

动某角度，由于联动环之联动作用，其余所有的导向叶片都同时转动同样角度。

进气机匣外表面装有外操纵机构部分，包括液压作动筒及四联杆机构（见图12）。四联杆机构之二支点与两个进口导向叶片之外支承轴相联，其工作过程如下：当发动机工作状态改变时，自动调节器就将高压油引入作动筒，使其中随动活塞作前后移动；随动活塞再带动摇臂及四联杆机构使两片主动导向叶片转动；主动叶片转动后，由于上述的内操纵机构之作用，全级各导向叶片都同时转动到所需要调节的角度。

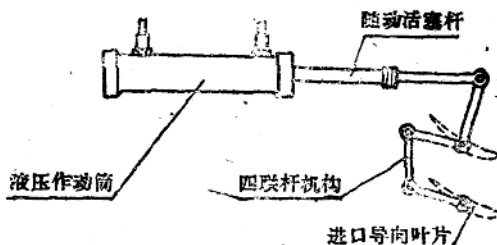


图12 可转动进口导向叶片之外操纵部分。

9. 分气活门 “埃及RA. 21”型发动机在压缩机第4级与第5级之间装有三个分气活门，第6级与第7级之间以及第8级与第9级之间各装有两个分气活门。

分气活门由壳体，活塞，密封圈，弹簧等零件组成（见图13）。当发动机在正常状态下工作时，自动调节器将压缩机第12级后之高压空气自动引入活塞之上方，活塞受气体压力向下移

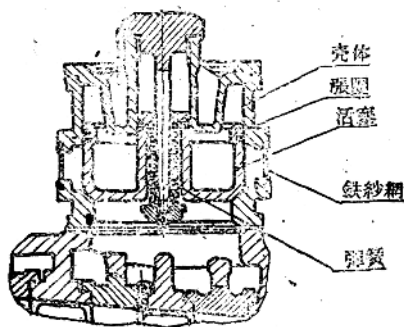


图13 分气活门。

动。因此，正常工作时，分气活門是一直关闭着。当發动机工作情况改变（一般是在低轉速工作）需要放气时，自动調节器就停止輸送高压空气，活塞上方之压力逐渐降低，活塞受彈簧之張力而向上移动，分气活門就自动打开，压缩机中之部分空气就通过鉄紗網泄于大气中。

§2 渦輪

“埃汶 RA. 21”型發动机采用二級渦輪，这是由于压缩机所需之功率較大，一級渦輪所發出之功率不能胜任，必須由二級渦輪产生动力較為理想，同时并可使渦輪得到較高的效率。

1. 渦輪第一級輪盘与第二級輪盘之联接 第一級渦輪盘与第二級渦輪盘均作成中心开孔式。在第一級輪盘中心孔处作有后凸边，像一段短軸向后伸出，第二級輪盘中間作有前凸边向前伸出，兩級輪盘靠凸边上之圓柱表面作徑向定位（見圖 14）。

第一級輪盘在靠近盘外緣处作有向后伸出之鼓环，在鼓环上开有長方形端面齿槽。第二級輪盘亦具有同样的构造，与第一級輪盘的端面齿槽相嚙合。第二級渦輪發出的扭矩就通过該端面齿槽傳至第一級輪盘上。

在兩級輪盘中心孔中插有一根空心粗螺栓將二輪盘固定在一起。为了防止工作时空心螺栓松动，在它上面作有花鍵与第一級輪盘中心孔处的花鍵槽相配合。

采用長方形端面齿套傳扭矩的优点，是可以使前后兩級渦輪盘在联接边处有相对徑向移动之可能。因为两个級的輪盘所受温度不同，热膨脹程度亦不同，如联接边处被牢固不动，該处将不能自由膨脹，必引起热应力。采用端面齿傳扭就不存在这問題，但是端面齿加工准确度要求很高，生产成本較高。

第一級輪盘所用的材料为 H-46 鋼，第二級輪盘之材料为 S.62 鋼。

2. 第一級輪盘与渦輪軸之联接 第一級輪盘前端有一凸边

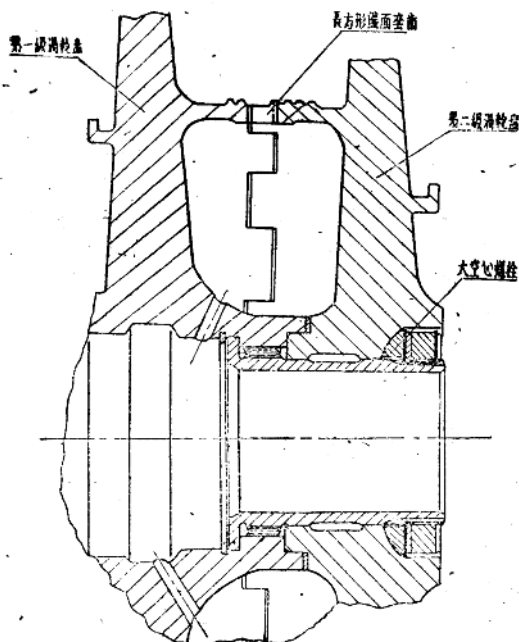


圖14 渦輪第一級輪盤與第二級輪盤之联接。

及結合面，利用它与渦輪軸后凸边相联接，并以圓柱面作徑向定位。

在凸边結合面上裝有一圈的錐形螺栓（見圖15）。通过錐形螺栓，將第一級輪盤与渦輪軸固紧，并利用錐形螺栓承受剪切來傳遞兩級渦輪的总扭矩。这里采用錐形螺栓而不采用圓柱形螺栓，是由于錐形螺栓受負荷比圓柱形螺栓較為均匀。如采用圓柱形螺栓，由于加工之不准确，很难使各螺栓与孔配合之緊度完全相同。緊度大的螺栓傳扭矩較大，緊度小的螺栓傳扭矩就小（極端情况，如螺栓与孔之配合是間隙，則該螺栓完全不承受剪切，因而它几乎不傳扭矩）。各螺栓受力不均匀时，負荷大的螺栓就容易损坏。如果采用錐形螺栓与錐形孔相配合，尽管該零件加工时亦