

船用燃气轮机低压压气机气动布局规律研究

陈 鹏¹,任兰学¹,王 琦¹,姜 斌²

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:为缩短燃气轮机低压压气机的设计周期,获取一维设计中各关键设计参数分布规律,同时得到最优的一维设计参数选取方案,采用基于 HARIKA 算法的压气机一维设计与分析程序对某型船用低压压气机流量系数、载荷系数和反动度的轴向布局方法进行了研究并提炼了各参数分布的数学模型。其中,流量系数和载荷系数沿级分布近似单峰值的三次多项式曲线,反动度分布为“二段式”,通过改变流量系数和载荷系数的峰值点坐标和改变特定级反动度和反动度变化步长的方法,研究了不同布局方式对效率、喘振裕度以及压比的影响,最后结合优化算法得到了最优参数分布方案。结果发现:流量系数峰值位置在第6级,载荷系数在第5级或第6级时性能较好;第四级反动度取值0.5~0.52效率较高;相比载荷系数和反动度,流量系数对非设计工况性能影响更为显著,优化后的参数分布方案在各转速下喘振裕度均有所提高。

关 键 词:HARIKA;流量系数;载荷系数;反动度

中图分类号:TK474.8

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.09.002

[引用本文格式]陈 鹏,任兰学,王 琦,等.船用燃气轮机低压压气机气动布局规律研究[J].热能动力工程,2021,36(9):10-17. CHEN Peng, REN Lan-xue, WANG Qi, et al. Research on aerodynamic layout rule of low pressure compressor of marine gas turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(9): 10-17.

Research on Aerodynamic Layout Rule of Low Pressure Compressor of Marine Gas Turbine

CHEN Peng¹, REN Lan-xue¹, WANG Qi¹, JIANG Bin²

(1. NO. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code:150078; 2. School of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code:150001)

Abstract: In order to shorten the design cycle of gas turbine low pressure compressor, obtain the distribution rule of key design parameters in one-dimensional design, and achieve the optimal one-dimensional design parameter selection scheme, the axial layout method for the flow coefficient, load coefficient and reaction degree of a certain marine low pressure compressor is studied and the mathematical model of each parameter distribution is refined by use of the compressor one-dimensional design and analytical procedure based on HARIKA algorithm. Among them, the flow coefficient and load coefficient are approximately cubic polynomial curves with single peak along the level distribution, and the reaction degree distribution is two-stage partition function. By changing the peak point coordinates of flow coefficient and load coefficient, and changing the reaction degree and reaction degree change step of specific level, the effects of different layout modes on the efficiency, surge margin and pressure ratio are studied. Finally, the optimal parameter distribution scheme is obtained by combining the optimization algorithm. The results show that

收稿日期:2021-03-29; 修订日期:2021-05-07

基金项目:国家自然科学基金区域创新发展联合基金(U20A20298);国家科技重大专项(2017-II-0006-0019,2017-I-0009-0010)

Fund-supported Project: Joint Fund for Regional Innovation and Development of National Natural Science Foundation of China(U20A20298); National Science and Technology Major Project(2017-II-0006-0019,2017-I-0009-0010)

作者简介:陈 鹏(1995-),男,黑龙江牡丹江人,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所助理工程师。

the peak position of the flow coefficient is at the sixth level, and the performance is better when the load coefficient is at the fifth or sixth level, and the efficiency is higher when the reaction degree of the fourth stage is 0.5 to 0.52. Compared with the load coefficient and reaction degree, the flow coefficient has a more significant impact on the performance of off-design conditions, and the optimized parameter distribution scheme has improved the surge margin at each rotational speed.

Key words: HARIKA, flow coefficient, load coefficient, reaction degree

引言

压气机作为船用燃气轮机的核心部件,由于技术含量比较高,设计难度较大,常常成为发动机研制过程中的技术瓶颈^[1]。

船用燃气轮机相比航空发动机和地面重型燃气轮机而言,最大的特点是长期处于非设计工况条件下,因此需要压气机具有足够良好的低工况性能。此外,航空发动机可以通过涵道比变化解决气动匹配问题,而船用燃气轮机低压压气机除了采用在特定条件下放气等措施外,合理的气动设计是提高喘振裕度最有效的方法。因此,压气机气动设计的优劣对船用燃气轮机整体性能提高起到了关键作用,研究气动布局规律对缩短设计周期具有重要价值。

对于多级轴流压气机的准三维设计阶段,影响设计的主要气动参数有流量系数、载荷系数、反动度、进口预旋、展弦比等,这些气动参数的设计结果不仅对压气机整体性能影响很大,而且容易产生级间的攻角匹配等一系列问题^[2]。因此,研究关键设计参数的分布规律对提高压气机的性能是非常有意义的。

目前,国内外各机构针对不同型号压气机的一维参数布局进行了系统研究。Smith 和 Koch^[3]总结了压气机设计参数与效率的关系曲线,提出 Skoch 数的概念评价叶片排稠度、进口预旋、流量系数、载荷系数与展弦比的选取是否合理。NASA^[4]给出了载荷系数和多变效率形式的先进压气机评估体系,为先进气动设计的发展方向提供了指导。Camp 等人^[5]发现级载荷系数的平均值对压气机低工况性能影响比设计工况要大,但载荷系数的分布形式与流量系数的设计值对非设计工况性能影响不大。Tournier^[6]分析了 251 MW 氮气压气机级平均流量系数与载荷系数对喘振边界的综合影响。魏文强^[7]针对超低速超高载荷风扇转子,研究了高低载

荷系数下,流量系数变化对扩压因子径向分布的影响规律。

本文主要是针对流量系数、载荷系数和反动度的布局方式^[8]进行研究,针对船用低压压气机的设计,提炼一些对实际设计有一定指导意义的数学模型和设计准则。

1 HARIKA 算法特性计算原理

一维分析程序中特性线的计算基于 HARIKA 算法,算法中对最大效率点和喘振边界点的计算直接影响对压气机性能指标的分析。HARIKA 算法中任意转速下特性线计算过程为:首先计算最大效率点,然后计算最大流量点,算法中考虑了流量系数增大时壅塞效应,将完整的特性线分为垂直段和非垂直段^[9],如图 1 所示。二者交接点成为临界点,在计算完临界点之后,最后确定喘振边界点,又称分离点。

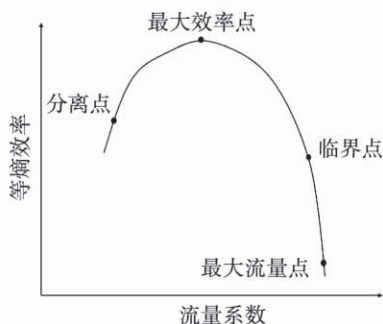


图 1 综合特性图

Fig. 1 Combined characteristic pattern

1.1 最大效率点计算方法

最大效率点的计算方法^[9]为:

$$\eta_{ago}^* = \begin{cases} (\eta_k^* - \eta') k_\eta \times \bar{s}_\eta, J = 1 \\ \eta_k^* \times O_k \times \tau_{aw} + \eta_a \times O_a (1 - \tau_{aw}) \eta', J \geq 2 \end{cases} \quad (1)$$

式中:下标 k —动叶参数;下标 a —静叶参数,确定方法与转子参数确定方法一致; η_k^* —叶栅效率;

η' —流道尺寸修正系数; k_η —效率修正系数; $\bar{s}_\eta$ —叶尖相对间隙修正系数; J —循环次数, 当 J 大于 1 时, 需确定效率修正系数 O_k 以及运动反力度 T_{aw} 。

船用亚音速叶型, 叶栅效率 η_k^* 计算方法为:

$$\eta_k^* = \begin{cases} 0.62(0.222 \times \bar{d}_1 - 0.255) + 0.0267 \bar{d}_1 + \\ 0.9537, \lambda_{1,o} < 0.62 \\ (1.14 \times \bar{d}_1 - 3.752) \lambda_{1,o}^2 + (5.238 - \\ 1.47 \bar{d}_1) \lambda_{1,o} + 0.653 \bar{d}_1 - 1.053, \lambda_{1,o} \geq 0.62 \end{cases} \quad (2)$$

流道尺寸对效率的修正 η' 计算式为:

$$\eta' = \frac{25 - D_{k1} \times (1 - \bar{d}_1)}{144} \lambda_{1,o}^2 \quad (3)$$

其中, D_{k1} 为转子入口机匣直径。

效率修正系数 O_k 计算式为:

$$O_k = \begin{cases} 1 - 10(0.46 \lambda_{1,o} - 0.35) \left| \frac{\bar{c}_{1,ao}}{\bar{c}_{1,aok}} - 1 \right|^{1.334}, \lambda_{1,o} \geq \lambda_{cr} \\ 1 - 10(\lambda_{1,o}^2 - 0.97 \lambda_{1,o} + 0.3) \left| \frac{\bar{c}_{1,ao}}{\bar{c}_{1,aok}} - 1 \right|^{1.334}, 0.5 \leq \lambda_{1,o} < \lambda_{cr} \\ 1 - 0.65 \left| \frac{\bar{c}_{1,ao}}{\bar{c}_{1,aok}} - 1 \right|^{1.334}, \lambda_{1,o} < 0.5 \end{cases} \quad (4)$$

其中, λ_{cr} 为临界折合速度, 超音速和亚音速修正系数 O_k 的计算有较大差别, $\bar{c}_{1,ao}$ 和 $\bar{c}_{1,aok}$ 分别为各级和各级转子最佳入口相对轴向速度, 其中下标 1 为进口, a 为轴向。

运动反力度 τ_{aw} 的计算式为:

$$\tau_{aw} = 1 - \left(\bar{c}_{1,u} + \bar{c}_{2,u} \times \frac{D_{k2}}{D_{k1}} \right) / 2 \bar{r}_1 \quad (5)$$

式中: 下标 u 圆周方向; D_{k2} —转子出口机匣外径; $\bar{r}_1$ 和 $\bar{r}_2$ —进出口平均中径, 等于 $\sqrt{(r_t^2 + r_h^2)}/2$; r_t 和 r_h —叶顶和轮毂半径。

1.2 喘振边界点计算

计算喘振边界气动载荷临界值, 对于转子而言, 临界值 f_{gk} 的计算公式如式(6)~式(8)。

$$f_{gk} = f_{ga} \times f_{gre} \quad (6)$$

$$f_{ga} = (2.63 - 4.23\bar{n}) \times \bar{d}_1 + 1.629\bar{n} + 0.248 \quad (7)$$

$$f_{gre} = \begin{cases} 1.3 - 0.184 Re \times 10^{-5}, Re < 1.63 \times 10^5 \\ 1, Re \geq 1.63 \times 10^5 \end{cases} \quad (8)$$

式中: 折合转速 $\bar{n} < 0.74$ 时取 0.74, 在 $\bar{n} > 1.1$ 时取 1.1; 轮毂比 $\bar{d}_1 > 0.7$ 时取 0.7, $\bar{d}_1 < 0.4$ 时取 0.4; $f_{ga} < 0.7$ 时取 0.7, $f_{ga} > 1.3$ 时取 1.3; 对于静子而言, 气动载荷临界值 f_{gka} 计算如式为:

$$f_{gka} = 1.2 \times f_{gk} \quad (9)$$

对于每一级而言, 级的气动载荷临界值 f_{gz} 为:

$$f_{gk} = \left[\frac{(\bar{h}_a b_{i3} + \sin \alpha_2) \frac{\sin \alpha_4}{b_{i4} + \frac{\sin \alpha_4}{b_{i4}}} - \bar{h}_a \sin \alpha_2}{b_{i4} + \frac{\sin \alpha_4}{b_{i4}}} \right] \left(\frac{1.2 - 2\bar{c}_k}{1 - 0.35\lambda_2^2} \right) \quad (10)$$

$$f_{gz} = (\bar{h}_a b_{i3} + \sin \alpha_2) \left[\frac{\sin \alpha_4}{b_{i4} + \frac{\sin \alpha_4}{b_{i4}}} (\bar{h}_a b_{i3} + \sin \alpha_2) + \bar{h}_a \sin \alpha_2 \right] \quad (11)$$

$$f_{gz} = 5.2 f_{gzk} / f_{gzo} \quad (12)$$

式中: b_{i3}, b_{i4} —静子进出口稠度; $\bar{h}_a$ —静子相对展弦比; $\bar{c}_k$ —转子叶型的最大相对厚度; α_2 —转子出口绝对气流角; α_4 —静子出口绝对气流角。

计算喘振边界点的相对流量系数的初始迭代值 φ_{cpo} 为:

$$\varphi_{cpo} = \frac{r_1}{(w + \operatorname{ctg} \alpha_1) c_{1,ao}} \quad (13)$$

$$w = \sqrt{\frac{1}{(z_4)^2} - 1} \quad (14)$$

$$z_4' = \frac{\sqrt{(rb_{i1} + y)(b_f(rb_{i1} + y) + \bar{h}_k x)}}{6.24 - 10.24 \bar{c}_k} \quad (15)$$

$$z_4 = \frac{b_f(rb_{i1} + y) - \bar{\varphi}_{kcp}(1.0 - 0.35\lambda_1^2)z_4'}{\bar{h}_k} \quad (16)$$

式中: b_2 —转子出口弦长; r_1, r_2 —转子进出口平均半径; b_{i1}, b_{i2} —转子进出口稠度; $\bar{h}_k$ —转子叶片展弦比; $\bar{\varphi}_{kcp}$ —输入的喘振边界临界气动载荷系数值。

迭代计算喘振边界点对应的相对轴向速度为:

$$\bar{c}_{1,cp} = \bar{c}_{1,ao} \times [\varphi_{cp0} + 0.2(f_{gz} - f_{gka})] \quad (17)$$

2 平均参数布局方法

2.1 流量系数

流量系数是影响压气机尺寸、通流面积的重要参数之一^[10]。在所采用的一维设计程序中, 流量系数为轴向速度与叶顶切线速度的比值^[11], 外径尺寸和进出口轴向速度的选取直接决定着流量系数的取

值^[12]。因此,为了保证子午流道形状变化不大,在研究流量系数变化规律时,保持外径尺寸不变,通过变化进出口轴向速度来改变流量系数。以某型号的船用低压压气机为研究对象,其初始设计参数如表 1 所示。

表 1 低压压气机初始设计参数

Tab. 1 Initial design parameters of low pressure compressor

参 数	设计值
进口总压/Pa	101 325
进口总温/K	288
转速/r · min ⁻¹	7 400
设计总压比	5.3
设计流量/kg · s ⁻¹	101.5
等熵效率	0.89
级数	8
第一级动叶进口气流角/(°)	70

流量系数分布研究遵循的原则为:分布曲线整体形状不变,单调性先增后减,斜率变化由正变为零再变为负值,保证有极大值点;首级和出口流量系数数值不变。因此,选用三次函数对初始曲线进行拟合是合理的。沿轴向各级流量系数的分布及曲线拟合如图 2 所示。其中,对级号采用无量纲化处理,取值范围为 0~1。

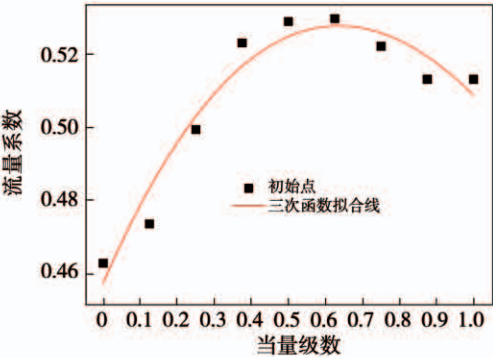


图 2 初始设计流量系数分布与拟合

Fig. 2 Flow coefficient distribution and fitting of initial design

控制峰值点坐标变化得到不同的布局曲线,通过计算得到压气机效率与峰值点坐标关系如图 3 所示,喘振裕度与峰值点坐标关系如图 4 所示。

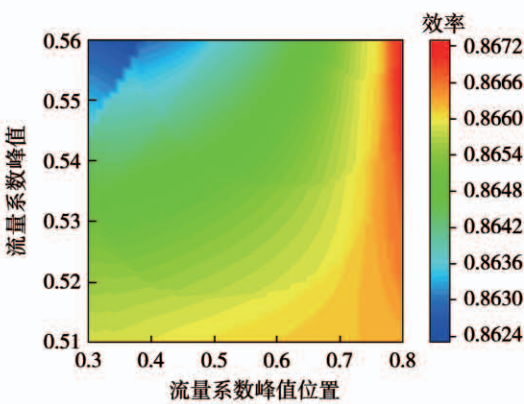


图 3 流量系数峰值点坐标与效率关系

Fig. 3 Relationship between peak point coordinates of flow coefficient and efficiency

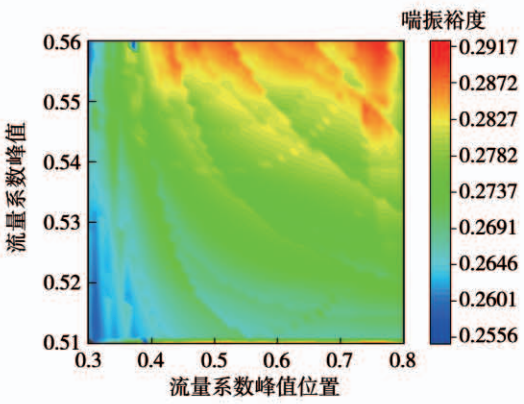


图 4 流量系数峰值点坐标与喘振裕度关系

Fig. 4 Relationship between peak point coordinates of flow coefficient and surge margin

从整体上看,峰值位置越靠后,效率越高,且流量系数最佳峰值应大于 0.53。但喘振裕度受峰值影响较大,峰值处于 0.55~0.56 区间内时喘振裕度较高。因此,流量系数峰值所在的当量级数宜取在 0.7~0.8 之间,峰值应取在 0.55~0.56。

2.2 载荷系数

载荷系数是决定各级加功量的重要设计参数,也是从强度观点衡量级负荷的一个重要尺度。对于多级轴流压气机,在设计时务必着重考虑各级理论功分配比例^[13],这关系到压气机的性能指标和重量尺寸。图 5 为初始设计方案中沿轴向各级载荷系数的分布曲线,拟合方式仍采用三次曲线。

一般情况下,第一级加工量最低,因为其进口气温低,轮毂比小^[14],容易超过马赫数限制;中间级工

作条件相对良好,做功能力强;末级叶片较短,损失较大,因此加工量也不必过高^[15]。所以,初始设计方案中载荷系数分配方式是合理的。

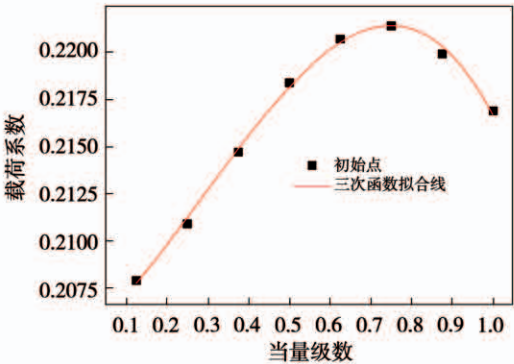


图 5 初始设计载荷系数分布与拟合

Fig.5 Load coefficient distribution and fitting of initial design

对载荷系数的研究方案与流量系数相同,通过批量计算得到载荷系数峰值点坐标与效率和压比的关系如图 6 和图 7 所示。

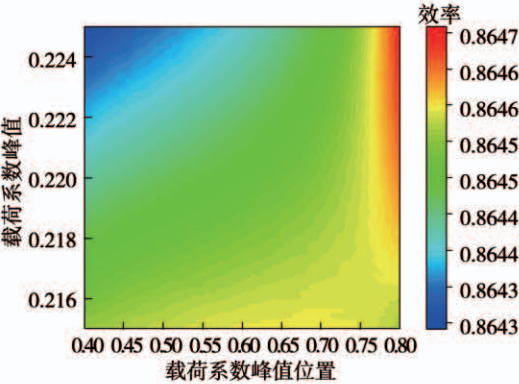


图 6 载荷系数峰值点坐标与效率关系

Fig.6 Relationship between peak point coordinates of load coefficient and efficiency

效率变化载荷系数与流量系数有相似的规律,即峰值越靠后效率越大。压比随载荷系数峰值位置变化存在极大值,当量级数对应区间为 0.65 ~ 0.75,流量系数峰值大于 0.224 时压比普遍较高。

流量系数和载荷系数峰值位置对效率的影响规律相似,因此固定二者峰值不变,变化各自峰值位置得到效率与峰值位置的关系,如图 8 所示。

由图 8 可知,流量系数峰值位置对效率的影响要高于载荷系数,但随载荷系数所在级数向后移动,

载荷系数的影响也会逐渐增大。

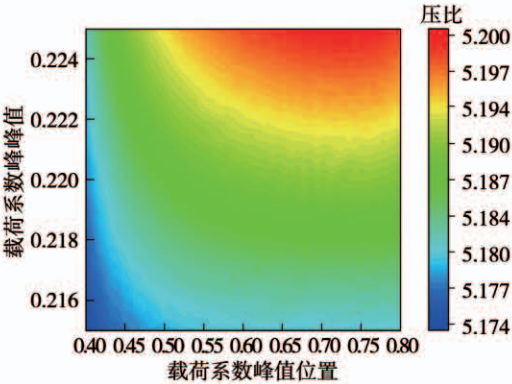


图 7 载荷系数峰值点坐标与压比关系

Fig.7 Relationship between peak point coordinates of load coefficient and pressure ratio

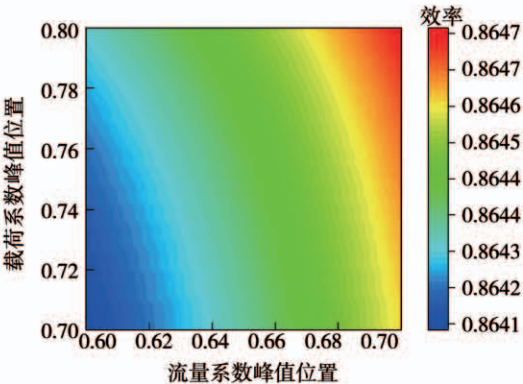


图 8 流量系数和载荷系数峰值位置与效率关系

Fig.8 Relationship between peak position and efficiency of flow coefficient and load coefficient

2.3 反动度

反动度是反应基元级中动叶升压能力的设计参数,动叶升压比过低,会加大静叶升压负担,过高则会导致动叶效率下降,两者都会直接导致基元级效率下降^[16]。根据俄罗斯设计体系中给定的特定级反动度,两端线性变化的“二段式”分布方式,研究特定级反动度和变化步长的选取方法。这种分配方式只针对 4 级以上的轴流压气机。

研究方案是同时改变特定级反动度和反动度变化步长,并给定合理的变化范围,对于本例的 8 级压气机,特定级取在第 4 级,且特定级反动度变化范围取在 0.5 ~ 0.58,变化步长取在 0.01 ~ 0.022,性能参数变化规律如图 9 和图 10 所示。

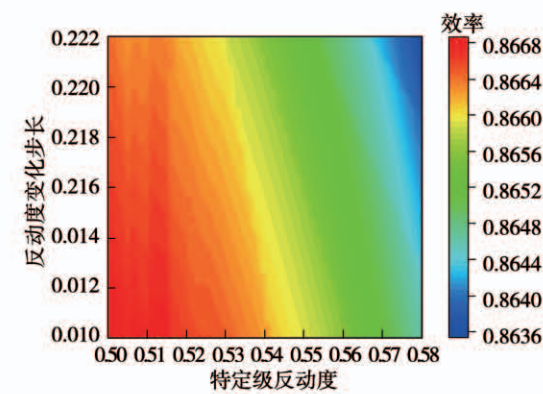


图 9 特定级反动度和反动度变化步长与效率关系
Fig.9 Relationship between specific stage reaction degree with variable step length of reaction degree and efficiency

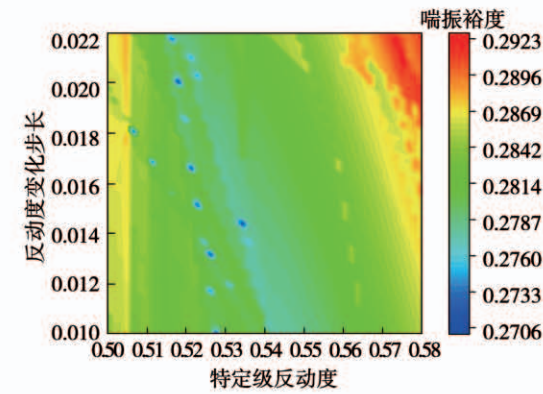


图 10 特定级反动度和反动度变化步长与喘振裕度关系
Fig.10 Relationship between specific stage reaction degree with variable step length of reaction degree and surge margin

最大效率点对应的中间级反动度和步长区间分别为 0.5~0.52 和 0.01~0.012。喘振裕度较高的区域对应的中间级反动度和步长区间分别为 0.56~0.58 和 0.018~0.022。由此可见,各级反动度偏高时工作范围较大,偏低时效率较高。

2.4 分布曲线模型

结合对流量系数、载荷系数和反动度布局方式的分析,根据各项性能指标得到分布曲线模型。

当量级数 0~1,实际级数 1~9(加出口),首级坐标(0,0.457 18),末级坐标(1,0.508 78),三次函数曲线解析式 $y = mx_3 + nx_2 + (0.0516 - m - n)x + 0.45718$,系数 $m、n$ 解集为:

$$\begin{cases} 1.175m + n + 0.129 \leq 0 \\ 1.8369m + n + 0.6069 \leq 0 \\ 0.4m + n + 0.258 \geq 0 \\ 1.5358m + n + 0.4549 \geq 0 \end{cases};$$

当量级数 0.125~1,实际级数 1~8,首级坐标(0.125,0.207),末级坐标(1,0.216 68),三次函数曲线解析式 $y = mx_3 + n x_2 + (0.010 2 - 1.140 6m - 1.125n)x + 0.206 4 + 0.140 6m + 0.125n$,系数 $m、n$ 解集为:

$$\begin{cases} 1.3771m + n + 0.0302 \leq 0 \\ 1.7812m + n + 0.0362 \leq 0 \\ 6.6173m - n - 0.4452 \leq 0 \\ 1.7868m + n + 0.0887 \geq 0 \end{cases};$$

第四级反动度 m ,反动度变化步长 n , $m、n$ 解集为:

$$\begin{cases} m \leq 0.58 \\ 0.018 \leq n \leq 0.022 \\ 46.67m^2 - 55.7m + 16.628 \leq n \end{cases}。$$

3 气动布局优化

对气动布局规律的研究及压气机性能的评价指标均建立在设计转速下,然而非设计工况下能否有足够的工作裕度也是评价压气机性能的重要指标。在设计参数较多且相互影响的情况下,优化是一种高效的手段^[17]。

因此,以提高喘振裕度为主要目标,以流量系数和载荷系数的峰值点坐标、第 4 级反动度和反动度变化步长 6 个参数为优化变量,将压比特性曲线中各转速下喘振边界点与最大效率点的连线围成的面积作为优化目标函数,记作 S_d 。相比直接使用喘振裕度作为目标函数,这样做可以更好地权衡各转速之间的影响因子。优化前后压比特性曲线对比如图 11 所示。

表 2 平均参数优化结果
Tab.2 Average parameter optimization results

参 数	数 值
流量系数峰值位置	0.697 区 57
流量系数峰值	0.533 62
载荷系数峰值位置	0.650 04
载荷系数峰值	0.225 98
第 4 级反动度	0.543 48
反动度变化步长	0.011 57

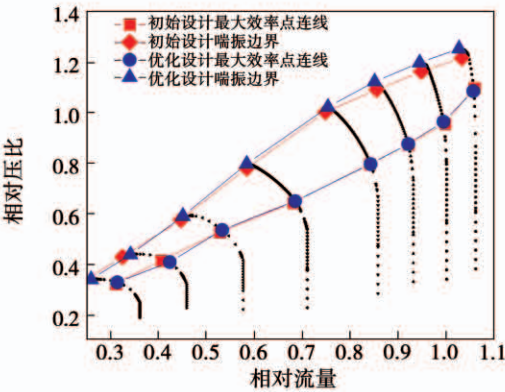


图 11 优化方案与初始方案压比特性曲线对比
Fig. 11 Comparison of pressure ratio characteristic curves between optimization and initial scheme

表 3 优化前后设计点性能对比

Tab. 3 Performance comparison of design points before and after optimization

方 案	设计点压比	设计点效率
初始方案	5. 1566	0. 865 73
优化方案	5. 1605	0. 864 5

表 4 优化前后喘振裕度对比

Tab. 4 Surge margin comparison before and after optimization

方 案	100% 转速	90% 转速	80% 转速	70% 转速
初始方案	27. 927	41. 319	41. 174	29. 308 3
优化方案	30. 824	43. 62	43. 928	30. 121

为了进一步分析各平均参数对非设计工况喘振裕度的影响程度,以 S_d 为性能指标,分别改变流量系数、载荷系数和反动度的布局曲线参数并对 S_d 值进行计算,发现只有流量系数的最佳点与优化结果一致,如图 12 所示。说明流量系数峰值点坐标对非设计工况喘振裕度影响起主导作用。

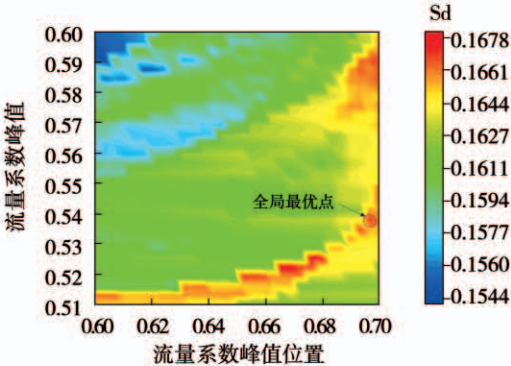


图 12 流量系数峰值点坐标与 S_d 关系
Fig. 12 Relationship between peak point coordinates of flow coefficient and S_d

4 结 论

- (1) 对于研究的 8 级低压压气机,流量系数峰值在第 6 级,载荷系数峰值位置在第 5 级或第 6 级性能最好,流量系数最大值在 0.51 ~ 0.52 范围内压比较高,在 0.55 ~ 0.56 范围内喘振裕度较高。
- (2) 载荷系数峰值位置在 0.65 ~ 0.75 当量级数且峰值在 0.22 ~ 0.23 范围内压比较高,在设计转速内,载荷系数峰值点对喘振裕度影响可以忽略。
- (3) 反动度变化步长取负值时,末级扩压因子非常大,中间级反动度和步长分别为 0.5 ~ 0.52 和 0.01 ~ 0.012 时效率最高,而喘振裕度变化趋势恰好与效率相反。因此,如果期望的工作范围更宽,中间级反动度和变化步长都应提高。
- (4) 流量系数布局形式对非设计工况下喘振裕度的影响要高于流量系数和反动度,运用优化方法对平均参数的轴向布局优化后,在保证设计点压比和效率变化不大的前提下,各转速下喘振裕度均有所提高。

参考文献:

[1] 闻雪友,肖东明. 现代舰船燃气轮机发展趋势分析[J]. 舰船科学技术. 2010. 32(8): 3 - 6.
WEN Xue-you, XIAO Dong-ming. Development trend analysis of modern ship gas turbine[J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(8): 3 - 6.

[2] 刘永泉,刘太秋,季路成. 航空发动机风扇/压气机技术发展的若干问题与思考[J]. 航空学报, 2015, 36(8): 2563 - 2576.
LIU Yong-quan, LIU Tai-qiu, JI Lu-cheng. Issues and reflections on the development of fan / compressor technology for aero-engines [J]. Journal of Aeronautics, 2015, 36(8): 2563 - 2576.

[3] WISLER D C, KOCH C C, SMITH L H. Preliminary design study of advanced multistage axial flow core compressors [R]. New York: NASA CR - 135133, 1977.

[4] LOUIS M, JERRY R, MICHAEL D, et al. Aerodynamic design study of advanced multistage axial compressor[M]. NASA Center for Aero Space Information, 2002: 19 - 32.

[5] CAMP T R, HORLOCK J H. An analytical model of axial compressor off-design performance[C]. ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 1993: V001T03A037.

[6] TOURNIER J M, GENK M S. Axial flow, multi-stage turbine and compressor models [J]. Energy Conversion and Management,

- 2010,51(1):16-29.
- [7] 魏文强. 超低转速超高载荷风扇转子设计方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2016.
- WEI Wen-qiang. Research on the design method of fan rotor with ultra-low speed and ultra-high load [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2016.
- [8] 丁 骏. 重型燃气轮机高负荷压气机气动设计方法及流动控制机理[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2018.
- DING Jun. Aerodynamic design method and flow control mechanism of heavy gas turbine high load compressor[D]. Harbin: Harbin University of Technology,2018.
- [9] 黄 杰. 压气机总特性与级特性相关性研究[D]. 西安:西北工业大学,2001.
- HUANG Jie. Correlation study of compressor total characteristics and stage characteristics [D]. Xi'an:Northwest University of Technology,2001.
- [10] 任兰学,李 冬,王 琦,等. 舰船大功率轴流压气机气动设计研究[J]. 热能动力工程,2019,34(12):40-47.
- REN Lan-xue,LI Dong,WANG Qi,et al. Research on aerodynamic design of high-power axial-flow compressor for ships[J]. Thermal power engineering,2019,34(12):40-47.
- [11] 于贤君,梁 军,符 渡,刘宝杰. 高性能高负荷轴流压气机设计参数选取分析[J]. 工程热物理学报,2020,41(8):1883-1894.
- YU Xian-jun,LIANG Jun,FU Du,et al. Analysis on design parameters selection of high performance and high load axial flow compressor [J]. Engineering Thermophysics, 2020, 41 (8): 1883-1894.
- [12] 李孝堂,崔英俊. 基于设计体系的高性能多级压气机综合设计技术[J]. 航空发动机,2013,39(4):5-8,25.
- LI Xiao-tang,CUI Ying-jun. Integrated design technology of high performance multistage compressor based on design system[J]. Aeroengine,2013,39(4):5-8,25.
- [13] 李林熹. 某多级压气机气动设计方法及流场结构分析研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.
- LI Lin-xi. Aerodynamic design method and flow field structure analysis of a multistage compressor[D]. Harbin: Harbin University of Technology,2017.
- [14] 李 博. 高负荷轴流压气机气动分析与优化研究[D]. 北京:清华大学,2017.
- LI Bo. Aerodynamic analysis and optimization of high-load axial compressor[D]. Beijing: Qinghua University,2017.
- [15] LUO J,ZHOU C,LIU F. Multi-point design optimization of a transonic compressor blade by using an adjoint method[J]. Journal of Turbomachinery,2014,136(5):51-60.
- [16] SAMAD A,KIM K Y. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part A: shape optimization of an axial compressor blade by multi-objective genetic algorithm[J]. Journal of Power and Energy,2008,222(6):599-611.
- [17] 丁 伟,刘 波,曹志鹏,陈云永. 基于多目标遗传算法的多级轴流压气机优化设计[J]. 推进技术,2006(3):230-233.
- DING Wei,LIU Bo,CAO Zhi-peng,et al. Multistage axial compressor optimization design based on multi-objective genetic algorithm[J]. Propulsion technology,2006(3):230-233.

(姜雪梅 编辑)