

基于齿根弯曲疲劳强度的渐开线涡旋齿载荷模型

强建国, 马 晓, 刘振全

(兰州理工大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘 要: 分析渐开线动涡旋齿的作用压力和应力特点, 确定了涡旋齿根弯曲疲劳强度计算准则, 得到基于齿根弯曲疲劳强度的载荷模型。研究表明, 涡旋齿内外壁面的压力分布规律不同, 涡旋齿上任任意点的应力近似于脉动循环的弯曲应力, 可用安全系数法计算涡旋齿根弯曲疲劳强度。涡旋齿工作中相当于受到展角间隔为 π 的 π 展角区域内压作用, 内压载荷的大小等于涡旋齿内外壁面的压力差, 内压作用载荷变化不连续; 当曲柄转角为开始排气角时, 不但载荷值最大, 而且作用区域离涡旋齿中央区域最远, 涡旋齿安全系数最小; 选择合理的开始排气角是提高涡旋齿强度和稳定性的重要途径。

关 键 词: 涡旋机械; 齿根弯曲疲劳强度; 载荷模型

中图分类号: TH455, TK225 文献标识码: A

引 言

涡旋机械属容积式机械, 以高效率、低噪声及稳定性良好等优点而越来越受到重视。它依靠一对啮合的动、静涡旋齿之间形成的涡旋腔容积变化实现工作过程。无论涡旋压缩机、发动机, 还是涡旋泵, 涡旋齿的工作环境和载荷都比较复杂, 同时涡旋齿根部形状突变, 此类问题无法得到解析解^[1], 且试验相当困难。涡旋齿内、外壁面型线以及涡旋腔几何模型、动力学、热力学、动涡旋齿变形等方面的研究文献很多^[2~9], 但涡旋齿摩擦学、强度模型方面的研究很少, 涡旋齿的应力计算与试验研究未见任何文献。研究涡旋机械的强度、寿命和可靠性是涡旋机械研究非常紧迫的任务, 而基于内压作用的涡旋齿根弯曲疲劳强度计算是其强度模型研究的重要课题之一。

涡旋齿根弯曲疲劳强度计算需要解决两个重要难题, 一是确定涡旋齿根疲劳强度计算准则并设法在不计应力集中的情况下得到涡旋齿根应力的解析

计算; 二是考虑齿根应力集中的影响得到齿根计算应力进而计算齿根弯曲疲劳强度。由于涡旋机械工作过程中同时有多个 π 展角封闭腔工作, 尽管腔中的压力连续变化, 但涡旋齿的工作载荷相对复杂, 因此要计算涡旋齿根应力以及分析其动力特性, 就必须设法得到涡旋齿的载荷模型。本文提出基于内压作用的涡旋齿根弯曲疲劳强度计算准则, 在分析压缩腔压力变化的基础上得到涡旋齿的载荷模型, 为涡旋齿的强度计算和动力特性研究奠定了基础。

1 涡旋齿作用压力分布

1.1 涡旋压缩腔压力分布

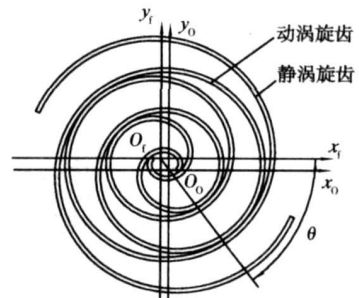


图 1 圆渐开线涡旋齿及压缩腔

图 1 所示为一对工作中的基圆半径为 r_0 , 理论初始展角为 α , 终止展角为 φ_c 的等壁厚渐开线涡旋齿(为讨论方便, 先不考虑涡旋齿中央部分的修正问题)。涡旋齿的圈数 n 为:

$$n = \varphi_c / 2\pi \quad (1)$$

设工作过程中吸气压力为 p_s , 开始排气角为 θ_d , 与排气腔相通的压缩腔为第 0 压缩腔, 压力为排气压力 p_d 。设曲柄转角(动涡旋齿相对静涡旋齿转

修订日期: 2007-01-08; 修订日期: 2007-04-06

基金项目: 国家教育部博士点基金资助项目(2005731002)

作者简介: 强建国(1970-)男, 甘肃天水人, 兰州理工大学副教授, 博士

角)为 $\theta (\theta \in [0, 2\pi])$ 时存在的压缩腔数为 $N(\theta)$, 动涡旋齿外壁面与静涡旋齿内壁面的啮合点在动涡旋齿上由内向外依次为 $A_0, A_1, A_2, \dots, A_i, \dots, A_n$, A_i 与 A_{i+1} 形成第 i 个压缩腔 ($i = 0, 1, 2, \dots, n$), 称此类压缩腔为 a 类压缩腔。同样, 动涡旋齿内壁面与静涡旋齿外壁面的啮合点在动涡旋齿上依次为 $B_0, B_1, B_2, \dots, B_i, \dots, B_n$, B_i 与 B_{i+1} 形成第 i 个压缩腔, 称此类压缩腔为 b 类压缩腔。第 i 个 a 类压缩腔和 b 类压缩腔即为第 i 对压缩腔。

显然, 当曲柄转角为 θ 时, A_0 对应展角为:

$$\varphi_{a,0}(\theta) = \begin{cases} 3\pi/2 + \alpha - \theta & \theta \in (0, \theta_d) \\ 7\pi/2 + \alpha - \theta & \theta \in (\theta_d, 2\pi) \end{cases} \quad (2)$$

存在的压缩腔数为:

$$N(\theta) = \text{Int} \left(\frac{\varphi_c - \varphi_{a,0}(\theta)}{2\pi} \right) \quad (3)$$

A_i 对应展角为:

$$\varphi_{a,i}(\theta) = \varphi_{a,0}(\theta) + 2i\pi \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (4)$$

B_0 对应展角为:

$$\varphi_{b,0}(\theta) = \varphi_{a,0}(\theta) - 2\alpha + \pi \quad (5)$$

B_i 对应展角为:

$$\varphi_{b,i}(\theta) = \varphi_{b,0}(\theta) + 2i\pi \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (6)$$

吸气结束角 θ_s 为:

$$\theta_s = [n - \text{Int}(n)] \cdot \pi \quad (7)$$

设 k 为等熵指数, 第 i 压缩腔中压力 $p_i(\theta)$ 为:

$$p_i(\theta) = \begin{cases} p_d & i = 0 \\ p_s \left[\frac{2N(\theta) + 1 - \frac{\theta_s}{\pi}}{2i + 1 - \frac{\theta}{\pi}} \right]^k & i \neq 0 \end{cases} \quad (8)$$

1.2 动涡旋齿作用压力分布

由以上分析, 当曲柄转角为 θ 时, 动涡旋齿外壁上展角 φ 处作用的压力为:

$$p_a(\varphi, \theta) = \begin{cases} p_d & \varphi \in [\alpha, \varphi_{a,0}(\theta)] \\ p_i(\theta) & \varphi \in [\varphi_{a,i-1}(\theta), \varphi_{a,i}(\theta)], i \neq 0 \\ p_s & \varphi \in [\varphi_{a,N(\theta)}(\theta), \varphi_c] \end{cases} \quad (9)$$

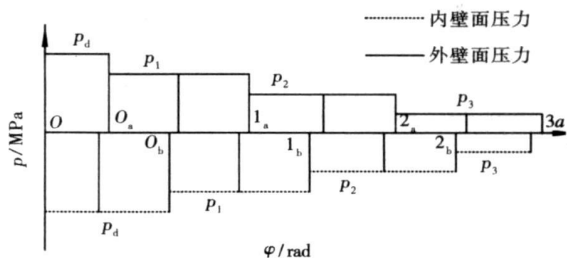
动涡旋齿内壁面上展角 φ 处作用的压力为:

$$p_b(\varphi, \theta) = \begin{cases} p_d & \varphi \in [\alpha, \varphi_{b,0}(\theta)] \\ p_i(\theta) & \varphi \in [\varphi_{b,i-1}(\theta), \varphi_{b,i}(\theta)], i \neq 0 \\ p_s & \varphi \in [\varphi_{b,N(\theta)}(\theta), \varphi_c] \end{cases} \quad (10)$$

图 2 所示为曲柄转角为 θ 时动涡旋齿上各点的作用压力。

由于动涡旋齿转动周期 $T = 2\pi/\omega$, 除中心区域的部分动涡旋齿内、外壁上压力总为 p_d 外, 其余各点压力在最大值 $p_{\max}(\varphi)$ 和最小值 $p_{\min}(\varphi)$ 之间

以周期 T 变化。



$$O_a - \varphi_{0,a}(\theta); 1_a - \varphi_{1,a}(\theta); 2_a - \varphi_{2,a}(\theta); 3_a - \varphi_{3,a}(\theta)$$

$$O_b - \varphi_{0,b}(\theta); 1_b - \varphi_{1,b}(\theta); 2_b - \varphi_{2,b}(\theta)$$

图 2 动涡旋齿内、外壁面的作用压力

当涡旋齿在任意展角 φ 处啮合, 设:

$$\gamma(\varphi) = \varphi - 2\pi \cdot \text{Int} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right) \quad (11)$$

对应的曲柄转角 $\theta(\varphi)$ 为:

$$\theta(\varphi) = \begin{cases} \frac{3\pi}{2} + \alpha - \gamma(\varphi) & \gamma(\varphi) \in (\frac{3\pi}{2} + \alpha - \theta_d, \frac{3\pi}{2} + \alpha) \\ \frac{7\pi}{2} + \alpha - \gamma(\varphi) & \gamma(\varphi) \in (\frac{3\pi}{2} + \alpha - \theta_d, \frac{3\pi}{2} + \alpha) \end{cases} \quad (12)$$

啮合点对应的序号 $m (m = 0, 1, 2, \dots, N(\theta(\varphi)))$

为:

$$m = \begin{cases} \text{Int} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right) & \theta(\varphi) \in [0, \theta_d] \\ \text{Int} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right) - 1 & \theta(\varphi) \in [\theta_d, 2\pi] \end{cases} \quad (13)$$

则任意展角 φ 处在周期 T 内的最大压力为:

$$p_{\max}(\varphi) = \begin{cases} p_s \left[\frac{2N[\theta(\varphi)] + 1 - \frac{\theta_s}{\pi}}{2m + 1 - \frac{\theta(\varphi)}{\pi}} \right]^k & m \neq 0 \\ p_d & m = 0 \end{cases} \quad (14)$$

最小压力为:

$$p_{\min}(\varphi) = p_s \left[\frac{2N[\theta(\varphi)] + 3 - \frac{\theta_s}{\pi}}{2m + 3 - \frac{\theta(\varphi)}{\pi}} \right]^k \quad (15)$$

2 涡旋齿根疲劳强度计算准则

由以上分析可知, 除中心区域的部分动涡旋齿内、外壁上压力总为 p_d 外, 动涡旋齿上内、外壁面任一点受到周期为 $2\pi/\omega$ 的 $p_{\min}(\varphi) \sim p_{\max}(\varphi)$ 变压力作用, 涡旋齿上任意点的应力状态属多向应力状态。鉴于动涡旋齿工作过程中内外壁面有可能作用压力相同, 也可能作用压力不同, 设当涡旋齿两侧为

等压力压缩腔时相当于涡旋齿没有受到压力作用, 当涡旋齿两侧为非等压力压缩腔时(内壁面压力高于外壁面), 相当于涡旋齿受到展角间隔为 π 的 π 展角区域内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 作用, 内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 等于涡旋齿内外壁面的压力差, 如图 3 所示, 考虑涡旋齿厚较小, 可简化涡旋齿为涡旋齿中线。假设在内压作用下涡旋齿中线没有变化, 则涡旋齿的应力可近似为脉动循环弯曲应力。

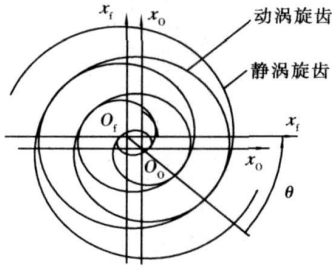


图 3 涡旋齿中线对应的涡旋压缩腔

由于涡旋齿应力循环次数要求很大, 而且涡旋齿属于涡旋机械的关键零件, 工作环境温度较高, 压缩腔压力连续变化, 因此可以无限寿命计算涡旋齿根弯曲疲劳强度。为能够方便对涡旋齿根弯曲疲劳强度进行简化计算和全面分析, 给设计提供强度依据, 可用涡旋齿根等效应力 $\sigma_e(\varphi, \theta)$ 作为当量应力来计算其当量应力幅和平均应力, 利用安全系数法计算涡旋齿根弯曲疲劳强度。

显然, 齿根形状突变使齿根有明显的应力集中, 设 ψ 为材料的不对称循环系数, $K_\sigma(\varphi)$ 为涡旋齿展角 φ 处齿根综合应力集中系数($K_\sigma(\varphi)$ 随展角而增大), $[n_\sigma]$ 为许用安全系数, n_σ 为计算安全系数。根据文献 [7], 对于任意展角区域 $[\alpha, \varphi_e]$ 的涡旋齿根弯曲疲劳强度计算准则为:

$$n_\sigma(\varphi, \theta) = \frac{2\sigma - 1}{[K_\sigma(\varphi) + \psi] \sigma_e(\varphi, \theta)} \geq [n_\sigma] \quad (16)$$

即:

$$\sigma_e(\varphi, \theta) \leq \frac{2\sigma - 1}{[K_\sigma(\varphi) + \psi] [n_\sigma]} \quad (17)$$

考虑涡旋机械的工作要求, 一般可取 $[n_\sigma] = 4 \sim 5$ 。

3 涡旋齿载荷模型

3.1 涡旋齿载荷模型

依据对动涡旋齿上作用压力的分析和涡旋齿根疲劳强度计算准则的讨论, 涡旋齿工作时可认为作

用有多个间隔展角为 π 的 π 展角区域内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 作用, 内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 的大小为相邻两个压缩腔的压力差, π 展角区域内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 作用的起始展角为:

$$\varphi_0(\theta) = \begin{cases} 3\pi/2 - \theta & \theta \in [0, \theta_d] \\ 7\pi/2 - \theta & \theta \in [\theta_d, 2\pi] \end{cases} \quad (18)$$

第 i 压缩腔对应内压作用起始展角为:

$$\varphi_i(\theta) = \varphi_0(\theta) + 2i\pi \quad (19)$$

由分析可知, 动涡旋齿作用内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 可由下式确定:

$$p_i(\varphi, \theta) = \begin{cases} p_i(\theta) - p_{i+1}(\theta) & \varphi \in [\varphi_i(\theta), \varphi_i(\theta) + \pi] \\ 0 & \varphi \notin [\varphi_i(\theta), \varphi_i(\theta) + \pi] \end{cases} \quad (20)$$

$p_i(\varphi, \theta)$ 对曲柄转角的变化率为:

$$\frac{dp_i(\varphi, \theta)}{d\theta} = \begin{cases} \frac{dp_i(\theta)}{d\theta} - \frac{dp_{i+1}(\theta)}{d\theta} & \varphi \in [\varphi_i(\theta), \varphi_i(\theta) + \pi] \\ 0 & \varphi \notin [\varphi_i(\theta), \varphi_i(\theta) + \pi] \end{cases} \quad (21)$$

如图 4 所示, 内压作用载荷 $p(\varphi, \theta)$ 变化不连续, 在 $\theta < \theta_d$ 时, 随 θ 增大; 当 $\theta = \theta_d$ 时, 不但内压值最大, 而且作用区域离涡旋齿中央区域最远。由于一般 θ_d 较大, 作用内压在 $\theta_d < \theta < 2\pi$ 内下降急剧。涡旋齿根的综合应力集中影响随展角增大而增大, 且在一个工作周期中涡旋齿上任一点都历经压力作用, 其应力为各展角间隔为 π 的 π 展角区域内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 的共同作用结果(由于在一个工作周期中最小应力非常接近于零, 故符合应力循环特征为脉动循环的假设), 因此在强度计算中可全面考虑涡旋齿的各部分, 也可直接取 $p_0(\varphi, \theta_d)$ 为涡旋齿作用内压 $p_i(\varphi, \theta)$ 的最大值计算。

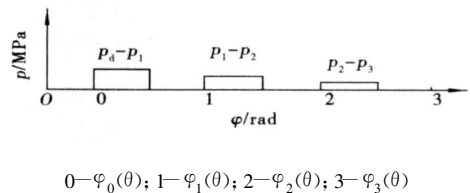


图 4 动涡旋齿的作用内压载荷

尽管涡旋机械运转平稳, 但实际上仍然存在载荷不平稳现象。设载荷系数为 K , 动涡旋齿计算载荷 $p_{cai}(\varphi, \theta)$ 为:

$$p_{cai}(\varphi, \theta) = K p_i(\varphi, \theta) \quad (22)$$

式中: K —载荷系数, $K = 1.1 \sim 1.3$ [7]。

考虑工程实践中动涡旋齿工作变形较大, 动力特性相对复杂, 讨论涡旋齿根疲劳强度时从动涡旋

齿入手即可。因此,式(20)和式(22)结合即可表达基于涡旋齿根疲劳强度的渐开线涡旋齿载荷模型。

3.2 涡旋齿载荷计算实例

现有一对工程实践中中心部分经过修正的空气压缩机用渐开线涡旋齿,其工作载荷系数 $K=1.1$ 。设工作过程中吸气压力为 $p_s=0.1$ MPa,开始排气角为 $\theta_d=4.5$ rad,吸气结束角 $\theta_s=0.57$ rad,排气压力

$p_d=0.595$ MPa。表1为曲柄转角分别为 $\theta=\theta_s$ 、 $\theta=\pi$ 和 $\theta=\theta_d$ 时的计算载荷分布情况。从计算结果可知,当 $\theta<\theta_d$ 时内压作用载荷随 θ 增大;当 $\theta=\theta_d$ 时不但内压载荷值最大,而且作用区域离涡旋齿中央区域最远,这与前面结论分析相吻合。由于 $\theta=\theta_d$ 时涡旋齿危险最大,实践中设法得到合理的开始排气角 θ_d 是非常必要的。

表1 动涡旋齿计算载荷计算实例 ($r_0=6$ mm, $\alpha=0.523$ rad, $\varphi_e=20$ rad)

转角 θ /rad	序号	压缩腔展角范围 φ /rad	压缩腔压力 p /MPa	载荷作用展角范围 φ /rad	计算载荷 p_{cai} /MPa
0.57	0	— 1.15	0.482	— 1.15	0
	1	1.15 7.43	0.344	1.15 4.29	0.138
				4.29 7.43	0
	2	7.43 13.71	0.1626	7.43 10.57	0.1814
				10.57 13.71	0
	3	13.71 20	0.1	13.71 16.85	0.0626
16.85 20				0	
3.14	0	— 1.57	0.482	— 1.57	0
	1	1.57 7.85	0.342	1.57 4.71	0.14
				4.71 7.85	0
	2	7.85 14.14	0.13	7.85 10.99	0.212
				10.99 14.14	0
	—	14.14 20	0.1	14.14 20	0
4.50	0	— 3.36	0.482	— 3.36	0
	1	3.36 9.64	0.482	3.36 6.5	0
				6.5 9.64	0
	2	9.64 15.92	0.152	9.64 12.78	0.33
				12.78 15.92	0
	—	15.92 20	0.1	15.92 20	0

3.3 涡旋齿根弯曲疲劳强度计算过程及排气角选择

涡旋齿上任一点的等效力为计算载荷 $p_{cai}(\varphi, \theta)$ 共同作用的结果,但由于涡旋齿形状复杂,齿根等效力计算目前尚不能使用解析法,也没有文献推荐过经验关系,所以涡旋齿根弯曲疲劳强度可用有限元方法按以下步骤进行:

- (1) 依涡旋齿基本参数建立几何模型,并划分单元形成有限元模型,确定涡旋齿材料特性;
- (2) 依涡旋齿载荷模型在涡旋齿内壁面相应展角范围施加 $p_{cai}(\varphi, \theta)$ 作用;
- (3) 求出齿根等效力 $\sigma_e(\varphi, \theta)$;
- (4) 按涡旋齿根对应的展角查取 $K_\sigma(\varphi)$ 值;
- (5) 将涡旋齿根对应点 $\sigma_e(\varphi, \theta)$ 和 $K_\sigma(\varphi)$ 值代

入式(16),计算 $n_\sigma(\varphi, \theta)$ 值。

由于工作循环中涡旋齿根最大等效力出现排气工作位置,因此,一般计算中可直接计算 $n_\sigma(\varphi, \theta_d)$ 。显然 θ_d 越大,涡旋齿最大内压载荷作用的区域小,等效力也小,因此无论从涡旋齿的有效利用还是从强度考虑, θ_d 越大越好,理论上可达到 2π 。但排气角太大时靠近涡旋齿中央的部分涡旋齿上压力变化过快,作用内压在 $\theta_d < \theta < 2\pi$ 内下降急剧,不利于压缩机的高速工作。由于经过修正的涡旋齿排气角取稍大一些时压缩机仍能保持较好的高速工作性能,而且影响排气角的因素较多,因此排气角的选择应在满足工况设计要求的前提下尽可能取大一些,一般推荐取 θ_d 大于 $5\pi/2$ 。

4 结 论

从以上分析及计算结果可得如下结论:

(1) 涡旋齿工作中内外壁面的压力分布规律不同, 涡旋齿上任意点的应力状态属多向应力状态, 近似于脉动循环的弯曲应力, 可用涡旋齿根等效应力 $\sigma_e(\varphi, \theta)$ 为当量应力计算其当量应力幅和平均应力, 并用安全系数法以无限寿命计算涡旋齿根弯曲疲劳强度。

(2) 当内外壁面处于非等压力压缩腔时相当于涡旋齿受到内压作用, 当内外壁面处于等压力压缩腔时相当于涡旋齿未受到内压作用。基于涡旋齿根疲劳强度, 涡旋齿工作中相当于受到展角间隔为 π 的 π 展角区域内压作用, 内压载荷的大小为涡旋齿内外壁面的压力差, 同时考虑涡旋齿载荷系数, 即为涡旋齿的载荷模型。

(3) 内压作用载荷 $p_i(\varphi, \theta)$ 变化不连续, 在 $\theta < \theta_d$ 时, 随 θ 增大; 当 $\theta = \theta_d$ 时, 不但内压值最大, 而且作用区域离涡旋齿中央区域最远。由于一般 θ_d 较大, 作用内压在 $\theta_d < \theta < 2\pi$ 内下降急剧。开始排气角是影响强度和稳定性的一个重要因素, $\theta = \theta_d$

时涡旋齿危险最大, 实践中对涡旋齿进行修正时, 必须设法得到合理的开始排气角 θ_d , 这是提高涡旋齿强度和稳定性的重要途径。

参考文献:

- [1] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [2] BUSH J W, BEAGLE W P, HOUSMAN M E. Maximizing scroll compressor displacements using generalized wrap geometry // WERNER S. 1994 International Compressor Engineering Conference[C]. West Lafayette, Purdue University Press, 1994, 205-210.
- [3] CHEN Y, HALM N, BRAUN J, et al. Mathematical modeling of scroll compressor part II: overall scroll compressor modeling[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 751-764.
- [4] CHEN Y, HALM N, BRAUN J, et al. Mathematical modeling of scroll compressor part I: compression process modeling[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 731-750.
- [5] 杜桂荣, 刘 涛, 邬再新, 等. 涡旋式压缩机动涡旋有限元分析方法[J]. 机械工程学报, 1999, 35(4): 99-102.
- [6] CHIACHIN L, YUCHOUNG C, KUNY L, et al. Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(11/12): 1724-1739.
- [7] 卜 炎. 机械传动装置设计手册: 下册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

(编辑 伟)

新机组应用

功率加大的 LM2500+G4 将用于欧洲海军

据《Gas Turbine World》2006 年 3~4 月号报道, GE Marine 推出了用于轴驱动和电动机驱动的 LM2500+G4 船舶推进燃气轮机。

以船用馏出油为燃料时, LM2500+G4 的额定最大功率为 35 291 kW, 耗油率为 0.214 3 kg/(kWh)(效率为 39.9%)。对于连续的巡航运行, 升级改进的新燃气轮机的额定连续功率为 32 631 kW, 耗油率为 0.215 5 kg/(kWh)(效率为 39.1%)。运行的额定值是针对 15 °C 环境温度设计点和低发热值为 42 798 kJ/kg 的船用馏出油。

发布了 LM2500+G4 针对意大利和法国海军应用的计划, 它将驱动欧洲的下一代护卫舰(FREMM 计划)。

GE 已有了一个用于护卫舰建造计划的 8 台燃气轮机的初次订单, 计划于 2008 年开始交付, 并于 2010 年结束交付。

前两艘护卫舰正由法国的 DCN 和意大利的 Fincantieri 造船厂建造, 并且将于 2011 年和 2012 年服役。

(吉桂明 供稿)

lium compressor in a helium circulation-based turbo-generator unit is one of the decisive factors ensuring a high efficiency of electric power generation. By using numerical simulation software NUMECA, the relationship between the aerodynamic performance and similarity criterion of a subsonic and axial helium test compressor was studied along with an analysis of the mechanism of helium flow in the cascades. An exploratory study was also performed of the impact of the similarity criterion at an equal Reynolds number on the performance of the compressor blades. The analysis of the blade aerodynamic performance has led to the conclusion that with air as a working medium being used to simulate the helium compression process, when the Mach number at this operating condition is smaller than 0.4, very little influence on the flow in the flow path of the compressor will be exercised by the Mach number. As a result, the influence in question can be basically neglected. If a reaction of more than 0.5 is employed, the increase of positive pre-whirl of the blades can maintain the efficiency at a relatively high level. Under the condition of a relatively small Mach number the adiabatic exponent k will not exercise a great influence on the similarity simulation. **Key words:** helium compressor, aerodynamic performance, numerical simulation, similarity theory

基于齿根弯曲疲劳强度的渐开线涡旋齿载荷模型 = A Load Model for Involute Scroll Teeth Based on Tooth Root Bending-fatigue Strength [刊, 汉] / QIANG Jian-guo, MA Xiao, LIU Zhen-quan (College of Electromechanical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, China, Post Code: 730050) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(6). — 615 ~ 619

The specific features of acting pressure and stress of involute scroll teeth were analyzed and the criterion for calculating bending fatigue-strength of scroll tooth roots was determined with a load model based on tooth root bending-fatigue strength being obtained. The study shows that the pressure distribution law on the internal and external wall surface of the scroll tooth is different and the stress at any point on the scroll tooth approximates to the bending stress of a pulsation cycle. Thus, a safety factor method can be used to calculate the bending fatigue-strength of scroll tooth root. During operation the scroll teeth are subjected to the internal pressure in a π spreading angle area having a spread angle interval of π . The magnitude of the internal-pressure load is equal to the pressure difference of inner and outer wall surface of the scroll tooth. However, the load resulting from the inner pressure will change discontinuously. When the crank rotating angle assumes one featuring an exhaust-discharge initiation, the inner pressure not only reaches its maximum but also the acting area is farthest away from the central zone of the scroll tooth with its safety factor attaining a minimum value. The selection of a rational exhaust-discharge initiation angle constitutes a major approach for enhancing the scroll tooth strength and stability. **Key words:** scroll machinery, tooth root bending-fatigue strength, load model

基于灰颗粒的物理特性为分类原则的试验研究 = An Experimental Study of the Classification Principle of Ash Particles Based on Their Physical Properties [刊, 汉] / XU You-ning, LI Hong-tao (Shenyang City Key Laboratory on Circulating Fluidized Bed (CFB) Combustion Technology, Shenyang Institute of Engineering, Shenyang, China, Post Code: 110136) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(6). — 620 ~ 624

The combustion and heat transfer in a circulating fluidized bed (CFB) boiler is closely related to the status of the in-boiler bed material, which is formed mainly in the course of combustion, explosive fragmentation and wear abrasion of mineral constituents contained in fuel coal. The microscopic morphological characteristics of ash particles were obtained by using a visual microscope after six kinds of coal samples have been burned in a fixed bed. The ash particles were classified into three kinds with different characteristics according to their mechanical strength and wear-resistant properties. On this basis, a study was conducted of the impact of temperature rise speed and combustion time at different combustion temperatures on the change of ash particle diameter. The study has been undertaken by adopting a cold-state vibration sifting method after combustion on a fixed bed and a sifting process following a hot-state fluidization on a fluidized bed test rig. Moreover, the evolution characteristics of different ranks of coal in the course of combustion have been deduced. The results show that with respect to the evolution process of different combustion temperatures and durations the three kinds of ash particles exhibit a conspicuous difference. As a result of the foregoing, a theoretical basis is provided for the forecast of a particle diameter distribution of bed materials in the circulating fluidized bed. **Key words:** ash particle, wear abrasion, fragmentation, classification, evolution characteristics, experimental study