

试验转速对大流量高转速轴流泵性能的影响

黄智勇, 李惠敏

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 通过泵水力试验, 对不同转速下大流量轴流泵的性能进行了对比分析, 结果表明, 在低转速下泵效率存在分层现象。分析发现效率分层的主要原因是低转速下试验所得的泵水力效率误差比较大, 故需要对低转速下的试验效率值进行修正。为了使试验数据尽可能反映真实值, 在试验设备能力允许的情况下, 试验转速应不低于额定转速的 80 %。

关键词: 轴流泵; 试验转速; 性能分析

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2006)04-0001-05

Effect of test rotation speed on the performance of axial flow pump with high flow rate and speed

Huang Zhiyong, Li Huimin

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Through hydraulic performance tests, this article analyzes the performance of an axial flow pump at different rotation speeds. The results indicate that the product's efficiency deviates at lower rotation speed. The cause of the product's efficiency deviation is the larger error of the pump efficiency, so the pump efficiency has to be corrected for lower rotation speed. To make the test data be more close to the true value, the test rotation speed should not be lower than eighty percent of the rated rotation speed.

Key words: axial flow pump; test rotation speed; analysis of performance

1 引言

大推力、高性能液体火箭发动机涡轮泵系统通常在主泵前设置预压泵来提高主泵进口压力、

降低贮箱压力、保证主泵不发生汽蚀。预压泵根据发动机要求可采用轴流式、离心式、混流式等结构, 采用气或液涡轮驱动。但在进行预压泵性能试验时, 由于试验设备原因, 往往不能进行额定工况下的运转试验, 同时在发动机上的使用工

收稿日期: 2006-01-09; 修回日期: 2006-06-22。

作者简介: 黄智勇 (1964—), 男, 研究员, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵技术。

况也是不相同的。因此低转速试验换算性能与高转速试验换算性能有何差异,低试验转速获得各项性能如何换算到高转速的性能,必须进行认真的分析研究,保证发动机可靠工作。

2 不同工况试验方案

试验的泵叶轮采用单级变螺距、变轮毂结构,用单级冲击式高压液涡轮驱动。试验产品设计与试验参数见表 1,产品结构见图 1。

表 1 产品设计参数与试验参数

Tab.1 Design and test parameters

参数	设计工况	试验工况 1	试验工况 2
额定转速	5500rpm	2800rpm	4500rpm
额定流量	0.154m ³ /min	0.0784m ³ /min	0.126 m ³ /min
试验范围	60%~110%	50%~120%	50%~120%

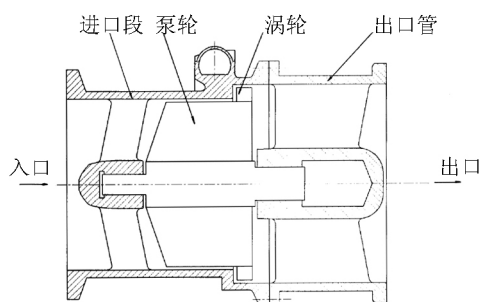


图 1 产品结构图

Fig.1 Sketch of pump structure

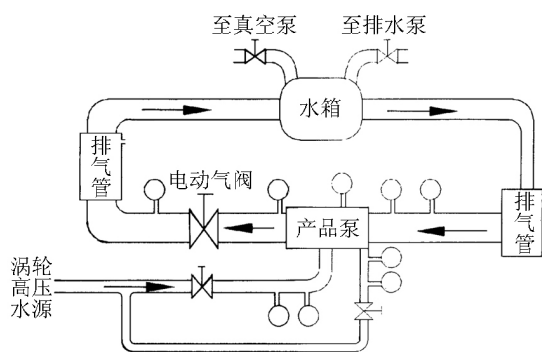


图 2 泵水力试验系统图

Fig.2 Hydraulic test system for the pump

从表 1 中可见,试验工况 1 的参数只有设计工况的 51%,而试验工况 2 的参数则是设计工况的 82%,两种工况的范围都覆盖设计工况。水力试验系统采用闭式循环系统,系统简图见图 2。

3 不同转速下性能对比分析

3.1 试验过程

起动试验系统,调节液涡轮入口高压水压力,当泵转速达到试验工况所设定的参数时,稳定涡轮入口压力和流量,调节试验泵的流量到试验额定流量的 50%~120%,且在各个点稳定 30s 左右,数据采集系统对各组数据采集记录。在流量调节过程中不调节转速,实际上试验工况 1 的转速在 2500~2800rpm 之间,试验工况 2 的转速在 4000~5000rpm 之间。

3.2 扬程-流量 ($H-Q$) 特性对比分析

由于试验泵为轴流结构,比转速很大 (200~400),对于高比转速泵来说其性能曲线 $H-Q$ 比较陡,故泵消耗的功率是随着流量的增大而减小,而试验过程中驱动源能量不变,故随着试验流量的增大转速是增大的,这是符合泵的动力特性的,这一现象在高工况试验时表现的尤为突出。工况 1 第一个点转速为 2500rpm,到最后一个点转速增至 2800rpm。工况 2 第一个点到最后一个点转速从 4000rpm 增大到 5000rpm。工况 1 以 2650rpm 为额定转速,转速变动范围为额定转速的 5.6%,而工况 2 以 4500rpm 为额定转速,转速变化范围为额定转速的 11%,远远超过了性能试验转速最大允许变化范围 C 级要求的 2%。处理试验数据时考虑到既要保证试验点覆盖范围,又要保证试验精度,故将部分试验点去掉。对试验工况 1 和工况 2 将转速超过额定转速 ± 150 rpm 的点去掉,这样工况 1 转速波动幅度在 $\pm 5.6\%$ 以内,而工况 2 转速波动幅度控制在 $\pm 3.3\%$ 以内。图 3 为同台泵不同试验转速下泵性能曲线 $H-Q$ 的比较。

图 3 的曲线表明,产品试验转速不同, $H-Q$ 特性曲线有差异,但差异不是很大。低试验转速下获得的额定扬程比高试验转速要高;同时对照关醒凡著作^[1]中给出的不同比转速下泵的特性曲线,这台泵的性能曲线应近似为一条直线。从图 3 可看出高试验转速下获得的特性曲线更接近

直线。原因可能是低转速试验中转速变化范围较高转速大, 这会影响曲线的特性。此外, 按照转速对性能的换算影响关系, 靠近额定转速的特性曲线误差应更小, 更能反映真实性能。

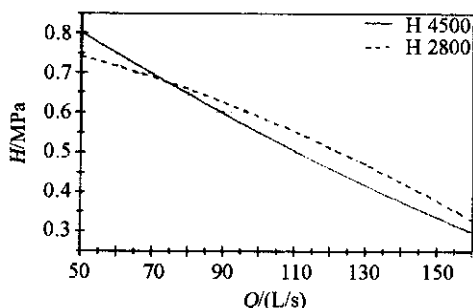


图3 不同试验转速产品的性能曲线

Fig.3 Performance curves for different test rotation speeds

注: H4500 试验转速为 4500, 换算至 5500rpm 的性能曲线; H2800 试验转速为 2800, 换算至 5500rpm 的性能曲线。

下面分析扬程 H 的极限相对误差。根据误差理论: 对于由 a 、 b 、 c 、 \dots 、 l 等量所构成的函数 y , 也就是对于函数 $y=f(a, b, \dots, l)$ 来讲, 它的极限相对误差为

$$\delta_y = \frac{1}{y} \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial a}\right)^2 a^2 \delta_a^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial b}\right)^2 b^2 \delta_b^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial l}\right)^2 l^2 \delta_l^2} \quad (1)$$

式中, $\delta_y, \delta_a, \delta_b, \dots, \delta_l$ 为 y, a, b, \dots, l 等量的极限相对误差; $\frac{\partial y}{\partial a}, \frac{\partial y}{\partial b}, \dots, \frac{\partial y}{\partial l}$ 为 y 对 a, b, \dots, l 的偏导数。

各测量量的极限相对误差可采用下面的公式计算

$$\delta_A = a\% \cdot \frac{A_m}{A} \quad (2)$$

式中, δ_A 为测量量 A 的极限相对误差; $a\%$ 为测量仪表精度; A_m 为测量仪表满度值; A 为测量量值。

由公式(2)可得到各个测量量的极限相对误差, 见表2。

表2 试验测量量的极限相对误差

Tab.2 Relative limit errors of testing parameters

测量量	极限相对误差/(%)	
	工况 1	工况 2
泵进口压力	0.92	0.567
泵出口压力	0.243	0.173
泵流量	1.96	1.228
涡轮进口压力	0.118	0.092
涡轮出口压力	0.243	0.173
涡轮流量	1.01	0.608

水试换算扬程计算公式为

$$H = \left(p_{ep} - p_{ip} + \frac{\rho}{2} \cdot (v_e^2 - v_i^2) \right) \cdot \left(\frac{n_{\text{额}}}{n} \right) \quad (3)$$

式中, p_{ep} 为泵出口压力; p_{ip} 为泵入口压力; ρ 为介质密度; v_e 为泵出口流速; v_i 为泵入口流速; $n_{\text{额}}$ 为泵额定转速; n 为泵试验转速。

根据公式(1)和公式(3)可以得出水试换算扬程的极限相对误差公式

$$\delta_H = \frac{1}{p_{ep} - p_{ip} + 1.1427 \times 10^{-6}} \cdot \frac{1}{\sqrt{p_{ep}^2 \delta_{p_{ep}}^2 + p_{ip}^2 \delta_{p_{ip}}^2 + 5.2182 \times 10^{-2} q_{ip}^2 \delta_{q_{ip}}^2}} \quad (4)$$

由公式(4)计算出试验工况1和工况2水试换算扬程的极限相对误差分别为1.5%和0.469%, 低转速时的换算扬程误差要大于高转速的误差。

3.3 效率特性对比分析

试验中因不能分别测量泵和涡轮的功率, 只能获得试验装置的综合效率 η :

$$\eta = \frac{P_p}{P_t} = \frac{Q_{ip} \cdot H_p}{Q_{it} \cdot (p_{it} - p_{et})} = \frac{Q_{ip} \cdot (p_{ep} - p_{ip} + (v_e^2 - v_i^2) \cdot \rho / 2)}{Q_{it} \cdot (p_{it} - p_{et})} \quad (5)$$

式中, P_p 为泵的功率; P_t 为涡轮发出的功率; Q_{ip} 为泵体积流量; Q_{it} 为涡轮体积流量; p_{it} 为涡轮入口压力; p_{et} 为涡轮出口压力。

图4为同台泵不同试验转速下综合效率曲线 η - Q 的比较。

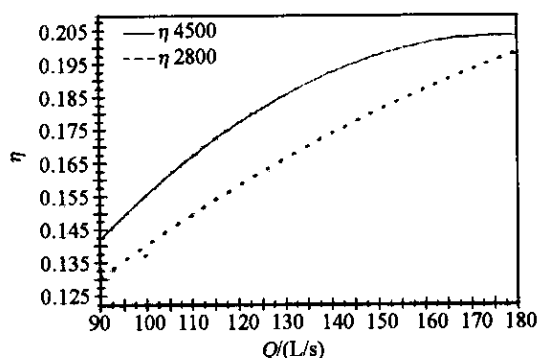


图 4 不同试验转速的泵效率比较

Fig.4 Pump efficiency comparison at different test rotation speeds

根据泵的基本原理,按相似准则试验,泵的效率应为定值,但从图 4 看出,它是随着转速的降低而减小,出现了分层现象。原因之一是效率 η 是几个测量量的函数,偏差可能是测量误差累计的结果;其二是试验装置在不同转速工作时性能存在分层现象。

下面分析效率 η 的极限相对误差,其方法与分析扬程 H 的极限误差相同。根据公式(1)和公式(5)可以得出计算效率的极限相对误差公式为:

$$\delta_{\eta} = \sqrt{\delta_{q_p}^2 + \delta_H^2 + \delta_{q_n}^2 + \frac{p_{it}^2 \delta_{p_{it}}^2 + p_{et}^2 \delta_{p_{et}}^2}{(p_{it} - p_{et})^2}} \quad (6)$$

根据公式(6)可以算出工况 1 与工况 2 的效率 η 的极限相对误差分别为 2.67% 和 1.45%。低转速工况下效率的误差大。取极限情况:工况 1 的效率误差按下偏差,工况 2 的误差按上偏差,计算得额定点两工况效率相差 0.73%。实际测量中达到极限的可能性较小,故效率偏差应小于 0.73%。但从图 4 看出,额定效率相差 2%,这说明试验泵总效率有分层现象,高转速试验下获得的效率特性更接近理论值 (0.205)。

驱动泵采用的是冲击式液涡轮,其效率主要随 u/c 变化。试验转速 4500rpm 与 2800rpm 对应的涡轮 u/c 相差非常小,分析中可以认为效率不变,故试验泵效率出现分层现象主要是由泵的效率分层造成的。

下面就泵的效率进行分析,它由容积效率、水力效率、轮盘效率和机械效率组成。

容积效率 η_v

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_y} \quad (7)$$

式中, Q_v 、 Q_y 为泵体积流量与内泄漏量。

对于泵的内泄漏量 Q_y ,一般用下面公式计算

$$Q_y = \mu \cdot f_y \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho} \quad (8)$$

式中, μ 为缝隙流量系数; f_y 为缝隙通道截面积; Δp 为密封压差。

密封压差与转速的平方成正比,工况 1 与工况 2 试验转速相差 1.6 倍,密封压差相差 2.56 倍(不考虑其它因素)。在密封缝隙不变的情况下,从流态和流场分析,不同压差下缝隙的流量系数有微小变化,但流量系数主要与结构有关,故转速不同容积效率虽然会发生变化,但不会很大。轴流泵的容积效率很高,对总效率的影响很小。

水力效率 η_{hp} 用下面公式进行估算

$$\eta_{hp} = \frac{H}{H_T} = 1 - \frac{L_t}{H_T} = 1 - \frac{\xi_k \cdot u_1^2 / 2 - \xi_{OTB} \cdot c_{2u}^2 / 2}{u_2 \cdot c_{2u}} \quad (9)$$

式中, L_t 为泵水力损失; H_T 为泵理论压头; ξ_k 为叶轮损失系数; ξ_{OTB} 为出口部件损失系数。

叶轮损失由过流表面摩擦损失和叶轮入口冲击损失组成。入口冲击损失是流体液流角与叶片入口角不一致,液流冲击叶轮所造成的,对于相似工况,由于液流角相同其损失应相似。叶轮为诱导轮轴流泵,过流表面比较长,叶轮表面摩擦损失占水力损失大部分。对于泵来讲,雷诺数是流动相似的基本准则,雷诺数 Re 为

$$Re = \frac{\omega \cdot D^2}{\nu} \quad (10)$$

式中, ω 为叶轮旋转角速度; D 为叶轮外径; ν 为液体运动粘度。

只有当雷诺数大于一定值,泵进入自模拟状态时,水力阻力系数近似为常数。在工况 1 的试验转速下,尚未进入自模拟区,故叶轮表面摩擦损失系数随着转速的增大而减小,造成低转速时的水力损失比高转速的大、水力效率低。

从原理上分析,轴流泵在小流量状态下工作存在失速趋势,失速就会引起叶片上的边界层分离,导致其水力效率显著降低。同时在不同的转

速下工质的热力状态不同(如流体密度),试验时通常认为流体密度不变,以不可压流体来分析性能。实际上由于转速的不同,泵内部压力也不同,由此引起管道与叶轮内的气体含量、汽蚀程度不同,流体与壳体、叶片的摩擦阻力也就发生了变化,从而影响泵的特性。

轮盘效率 η_d

$$\eta_d = \frac{P_p + P_\tau}{P_{\text{总}}} \quad (11)$$

式中, P_p 为叶轮表面与液体摩擦造成的损失功率; P_τ 为流体阻滞方面的损失功率。

轴流泵消耗于叶轮表面与液体摩擦方面的损失功率 P_p 所占比例虽然不大,但在转速、压力与流量不同的条件下,损失功率也是变化的。流体阻滞方面的损失功率 P_τ 是流量从额定流量60%开始,在叶轮的入口和出口有强烈的回流引起的摩擦损失,虽然工况相似但损失是有变化的,因此不同转速下泵的轮盘效率是不相等的。

机械效率 η_m

$$\eta_m = \frac{P_n + P_z + P_y}{P_{\text{额}}} \quad (12)$$

式中, P_n 为消耗于液封轮的功率; P_z 为消耗于轴承的功率; P_y 为消耗于接触式密封的功率。

机械损失功率(消耗于轴承的功率 P_z ,消耗于接触式密封 P_y 和液封轮的功率 P_n)取决于泵的具体结构与工况。本文所研究的轴流泵没有接触式密封,机械损失功率由消耗于轴承的功率和液封轮的功率组成。消耗于液封轮的功率 P_n 为

$$P_n = C_n \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot r_{2n}^5 \quad (13)$$

式中, C_n 为损失系数; r_{2n} 为液封轮外径。消耗于轴承的功率 P_z 为

$$P_z = \text{const} \cdot \omega^2 \quad (14)$$

从式(14)看出轴承功耗与转子转速的平方成正比,而不是转速的三次方关系。降低转速时,机械损失的减小比泵总功率缓慢一些,占泵总功率的比例要大。因此不同转速下机械效率是不相

等的,随转速的降低,机械效率下降。

4 结论

根据对同一产品不同转速的试验,发现同一产品不同转速泵性能出现了较大的变化,特别是效率出现了明显的分层现象。经分析得出如下几点结论:

(1) 试验时试验系统与测量系统不变化,只改变试验参数,参数的相对测量误差在不同的试验工况发生了变化,引起泵性能参数发生变化。

(2) 试验工况虽然是按相似原理确定,但在工况低于某一比例时(出现失速状态),产品结构与工作参数就不协调了,按相似准则换算获得的性能在这种条件下就出现了偏差。对性能准确度要求高的产品,要对在较低试验转速下获得的性能进行修正。在试验设备能力允许的情况下,试验转速应不低于额定转速的80%。

(3) 泵的容积效率、水力效率、轮盘摩擦效率、机械效率是随着转速的变化而发生变化,导致效率出现分层。由于轴流泵水力效率占总效率的绝大部分,效率分层现象主要是由水力效率随转速变化的结果。

参考文献:

- [1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [2] 朱宁昌等. 液体火箭发动机设计(上、下)[M]. 北京: 宇航出版社, 1994.
- [3] 赵志立. 叶轮式流体设备[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1997.
- [4] 查森. 离心式和轴流式水泵[M]. 北京: 中国工业出版社, 1961.
- [5] 黄智勇, 胡钟兵, 李惠敏. 大功率、高转速、高扬程涡轮泵振动分析与减震研究[J]. 火箭推进, 2005, 31(6).

(编辑: 陈红霞)