

# 水泵 CAD 中的变工况相似设计法

王福军<sup>①</sup>

(中国农业大学)

**摘要** 该文突破了常规水泵设计方法中以最优工况作为换算工况进行水泵相似设计的理论,提出了变工况相似设计的概念和方法,并给出了详细的设计步骤和应用实例。

**关键词** 水泵 相似设计 变工况 CAD

## A Variable-Condition Similar-Design Method in Pump CAD System

Wang Fujun

(China Agricultural University)

**Abstract** Combined the extended discharge design theory with similar-design method, this paper developed a more perfect pump design method, named variable-condition similar-design method. This method especially suites CAD system for some types of pump, and it is easy to be realized with CAD. It has a great difference from the traditional similar-design method, i. e. taking a special operating point instead of the optimum one as a calculating point. The special point is selected by a certain procedure. To show the capability of the method, the process of design of a centrifugal pump is described in details.

**Key words** Pump Similar-design CAD Variable operating condition

## 1 引言

常规的水泵设计方法主要有速度系数法和相似换算法两种。从理论上讲,速度系数法可与三元流场分析结果相配合,根据流场的速度压力分布来判断泵的性能,从而对设计结果进行交互修改,这一过程应该说是较适合于 CAD 的,而且目前也有一些 CAD 系统采用了这种作法<sup>[1]</sup>。但实际效果并不理想,此方法存在两个突出的问题:一是流场分析结果的相对误差较大;二是根据流场分布情况判断泵性能的“判据”不很明确。因此,这种方法在水泵 CAD 软件中,就不能作为一种普遍有效的方法加以利用。

从目前泵行业的实际情况看,在多数情况下,设计人员往往采用的是相似换算法进行水泵设计。采用这一方法的原因主要是可以利用已有的优秀水力模型,设计结果绝对可靠。

但是,相似换算法的前提是:所设计泵的比转速  $n_s$  与模型泵的  $n_s$  相等或基本相等,而一般的设计单位又不可能拥有任意  $n_s$  的优秀水力模型。这样,如何在找不到相等  $n_s$  的水力

收稿日期:1995-09-30 1996-01-25 修订

①王福军,副教授,副院长,北京市海淀区清华东路 中国农业大学东校区 104 信箱,100083

模型的时候还能让相似换算法发挥作用,便成了水泵设计(尤其是CAD)过程中亟待解决的问题。

## 2 对“模型修正论”的评价

对上面的问题,有许多学者进行了不同方面的探讨,但所做的工作都集中在如何修改模型泵方面。在找不到相等或基本相等的优秀水力模型时,可找一个 $n_s$ 相差不太大的性能较好的泵,对它加以修改后作为模型泵,其方法一是改变叶轮轴面流道的宽度,二是改变叶轮出口直径<sup>[2,3]</sup>。这两种修改方法的实质,都是改变模型泵的最优工况,使最优工况时的 $n_s$ 达到所设计泵的 $n_s$ 。此方法相对扩大了模型泵的数量,使引言中提出的问题得到了某种程度的缓解,但同时也存在如下的缺点:

- 1) 模型泵的修改量不易把握得很准;
- 2) 叶轮轴面图的修改相对比较容易,但叶片型线的修改很困难;
- 3) 没有给出蜗壳和导叶的相应修改方案;

4) 从本质上讲,破坏了相似理论的基础,在某种程度上失去了相似换算设计法结果可靠的这个突出的优势。因此,模型修正不能完全解决本文开始提出的问题,有必要对相似换算法本身进行一定的分析研究,以完善相似换算设计法。

## 3 变工况相似设计的基本原理

上述的相似设计方法,是在所设计泵与模型泵的 $n_s$ 相等的前提下进行的。由于模型泵的 $n_s$ 指的是最优工况(效率最高)时的 $n_s$ ,因此,不难发现这种相似设计方法的理论基础是:设计工况(即额定工况)就是泵的最优工况。

那么,设计工况是否一定要是泵工作的最优工况呢?我们先来考查一下图1。图1示出的是两台泵的扬程 $H$ 、效率 $\eta$ 的性能曲线。

从图中可以看出,如果让泵2在泵1的最优流量 $Q_{1opt}$ 下运行,此时,两台泵的运行工况( $Q$ 、 $H$ 、 $n_s$ 等)几乎完全相同,尽管泵2不是处于最优工况,但其效率 $\eta_2$ 却要高于泵1的最优效率 $\eta_{1max}$ 。由此我们可以推断,如果现在把 $Q_{1opt}$ 这一工况下的各性能参数提出来作为一台泵的设计要求,结果是把泵设计成泵2,而不是泵1。

这就是所谓“加大流量设计”理论<sup>[4,5]</sup>。加大流量设计理论已被越来越多的学者所接受,比如国内较有影响的IB和IS两大系列优秀水力模型几乎都采用了这一设计理论,表1是部分IB系列水力模型的额定工况与最优工况的对比情况。从表1中可看出有的泵的加大比例还是相当大的。

加大流量设计的实质就是突破了设计工况一定要是最优工况的所谓“定论”,人为地把最优工况移向大流量点。将这一理论应用到相似换算设计方法中来,便出现了本文所要讨

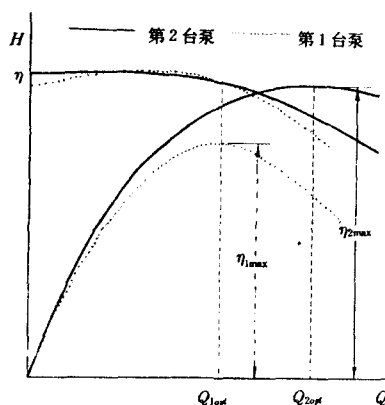


图1 泵1和泵2的性能曲线

论的“变工况相似设计方法”。

例如,我们要设计一台  $n_s = 23$  的泵,没有必要(也不应该)找一个最优工况  $n_s$  是 23 的泵,完全可以用表 1 中的 IB50-32-250 为模型泵,直接用该泵在额定工况下的性能参数做相似换算即可。这一方法不必修改模型、简单易行、方便可靠。

由于用模型泵的额定工况代替了最优工况作相似设计,因此我们称之为“变工况相似设计”。

推而广之,只要有了 IB50-32-250 的性能曲线,从曲线上依次找出  $n_s$  等于 23、24、25、...、34 所对应的  $Q$ 、 $H$  等性能参数,就可使用 23、24、25、...、34 等多个  $n_s$  做变工况相似设计。将额定工况与最优工况间的区域定义为“有效换算区”。正是因为有了有效换算区的概念,从而加大了单一模型的有效作用范围。这样,用户只要拥有了几个分布在不同比转速段的优秀水力模型,便可做全  $n_s$  范围内的相似换算法水力设计。该方法可以较好地解决本文引言中提出的问题,使传统的相似换算法在理论上更完善,实际作用更好。

当然,这一方法对模型泵的要求较严格,并不是任意一个模型都能用来作变工况相似设计。一般来讲,对低比转速泵(如离心泵)较合适,对高比转速泵(如轴流泵和混流泵)就不一定合适。这主要是由其特性曲线的形状所决定的。另外,即使同是离心泵,如果其高效率区不宽广,其有效换算区也必然很窄,也不能用来作变工况相似设计。好在现在优秀水力模型往往都是高效率区较宽广的泵,这也是实现变工况相似设计方法的前提条件。

#### 4 变工况相似设计的步骤

在进行变工况相似设计前,先要构造一个特定的型谱库,构造的方法是:

1) 根据性能曲线,找出已有的每一个优秀水力模型的有效换算区。该区域大致为额定工况  $n_{s, \min}$  至最优工况  $n_{s, \max}$  间的区域,依高效区的宽广程度对该区域作适当调整。

2) 从有效换算区的  $n_{s, \min}$  工况点开始,用  $\Delta n_s = 1$  的间隔增加  $n_s$ ,找出相应  $n_s$  时的  $Q_i$ 、 $H_i$ 、 $\eta_i$ 、 $NPSH_i$ 、 $n_i$  ( $i=1, 2, 3, \dots$ ) 等性能参数,每个工况点称之为“换算点”。

3) 将所有模型的有效换算区及各换算点按  $n_s$  组成一张表,用计算机手段将表中所有数据存入磁盘,构成型谱库(型谱库中,各模型的有效换算区会有重叠,模型越多重叠度越大,在进行相似换算时所供选择的余地越大)。

当型谱库建好以后,便可按下述过程进行变工况相似设计:

1) 计算设计泵的  $n_s$

$$n_s = \frac{3.65n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

2) 从型谱库中找出所有落在  $n_s \pm 0.5$  范围内的换算点

3) 计算与每一个换算点相对应的尺寸系数  $\lambda$

$$\lambda_Q = \sqrt[3]{\frac{n_m Q}{n Q_m}} \quad (2)$$

表 1 部分优秀水力模型的  $n_s$  值

泵型	额定 $n_s$	最优 $n_s$
IB50-32-250	23	34
IB50-32-200	33	45
IB65-40-200	47	55
IB65-50-160	66	78
IB80-65-160	93	108
IB80-65-125	133	183

$$\lambda_H = \frac{n_m}{n} \sqrt{\frac{H}{H_m}} \quad (3)$$

式中, 下标  $m$  代表模型泵, 在  $\lambda_Q$  与  $\lambda_H$  中取大者作为  $\lambda$ 。考虑到尺寸效应的影响,  $\lambda$  应按下式进行修正:

$$\lambda = \lambda \sqrt{\frac{1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{Q_m/n_m}}{1 + 0.0835 \lg \sqrt[3]{Q/n}}} \quad (4)$$

4) 同样由于尺寸效应的原因, 要按下式修正效率  $\eta$ :

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{0.15} \left(\frac{H_m}{H}\right)^{0.036} (1 - \eta_m) \quad (5)$$

5) 对所有符合条件的换算点进行比较, 根据设计要求并综合考虑下列原则:

$\eta$  尽量高;  $NPSH$  尽量低;  $Q \sim H$  曲线最好无驼峰;  $\lambda$  相对地接近 1。

从中选出一个最合适的换算点。

6) 根据选定的换算点的  $\lambda$  值, 对模型泵实施相似换算

7) 调用 CAD 软件以图形方式输出换算的结果。

## 5 应用实例

现假定设计一台泵, 主要设计要求有:  $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 45 \text{ m}$ ,  $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$ ,  $\eta > 65\%$ 。

又假定目前已有两个水力模型, 型号分别为 IB50-32-200 和 IB65-40-200, 最优工况下的  $n$ , 分别为 45 和 55, 性能曲线分别如图 2 和图 3 所示。

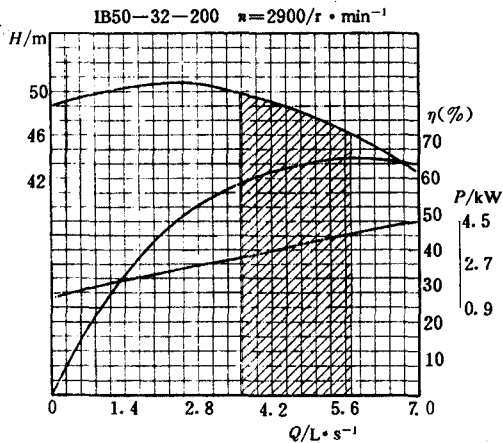


图 2 模型 1 (IB50-32-200) 性能曲线

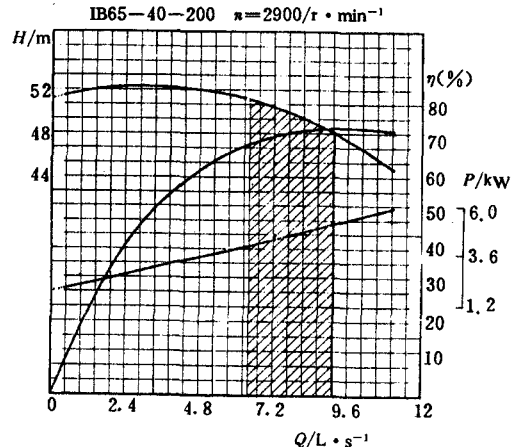


图 3 模型 2 (IB65-40-200) 性能曲线

求解过程如下:

1) 构造型谱库

图 2 和图 3 示出了每个模型的有效换算区(用剖面线表示)。表 2 和表 3 给出了每个模型的全部换算点。

2) 计算  $n_s$

根据公式(1),  $n_s = 45.4$ 。

3) 在型谱库中查找所有可能的换算点

在表 2 和表 3 中查得模型 1 的第 11 个点( $n_s = 45.5$ )和模型 2 的第 3 个点( $n_s = 45.2$ )为满足  $45.4 \pm 0.5$  范围内的换算点。

表 2 模型 1(IB50-32-200)的换算点

序号	$n_s$	$Q/l \cdot s^{-1}$	$H/m$	$\eta(\%)$	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$
1	32.8	3.398	49.98	54.23	2900
3	34.9	3.786	49.53	57.35	2900
5	37.0	4.210	49.04	60.18	2900
7	39.1	4.598	48.44	62.51	2900
9	43.3	5.375	46.87	64.45	2900
11	45.5	5.763	45.97	65.98	2900

表 3 模型 2(IB65-40-200)的换算点

序号	$n_s$	$Q/l \cdot s^{-1}$	$H/m$	$\eta(\%)$	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$
1	43.1	6.111	51.35	68.07	2900
3	45.2	6.632	50.95	69.77	2900
5	47.3	7.153	50.49	71.08	2900
7	49.3	7.673	49.96	72.07	2900
9	51.4	8.194	49.38	72.80	2900
11	53.5	8.715	48.71	73.32	2900
13	55.6	9.183	48.03	73.56	2900

4) 计算  $\lambda$

对于模型 1, 根据公式(2),  $\lambda_Q = 0.9879$ ,  $\lambda_H = 0.9894$ , 在二者之间取大值,  $\lambda = 0.9894$ 。又根据公式(3), 对  $\lambda$  进行尺寸效应的修正后,  $\lambda = 0.9896$ , 为与模型 2 的  $\lambda$  相区别, 这里以  $\lambda_1$  表示  $\lambda$ , 即  $\lambda_1 = 0.9896$ 。对于模型 2, 按同样的过程算得  $\lambda_2 = 0.9433$ 。

5) 修正  $\eta$

查表 2 和表 3 知:  $\eta_1 = 65.98$ ,  $\eta_2 = 69.77$ 。根据公式(4), 修正后  $\eta_1 = 65.90$ ,  $\eta_2 = 69.61$ 。

6) 确定最合适的换算点

考虑到  $\eta_2$  大于  $\eta_1$ , 而  $\lambda_1$  和  $\lambda_2$  较接近, 故选择模型 2 进行相似换算。图 4 给出了按  $\lambda = 0.9433$  换算后所生成的叶轮叶片木模图。其它过流部件的水力单线图或木模图也按同样的  $\lambda$  进行缩放即可, 这里从略。

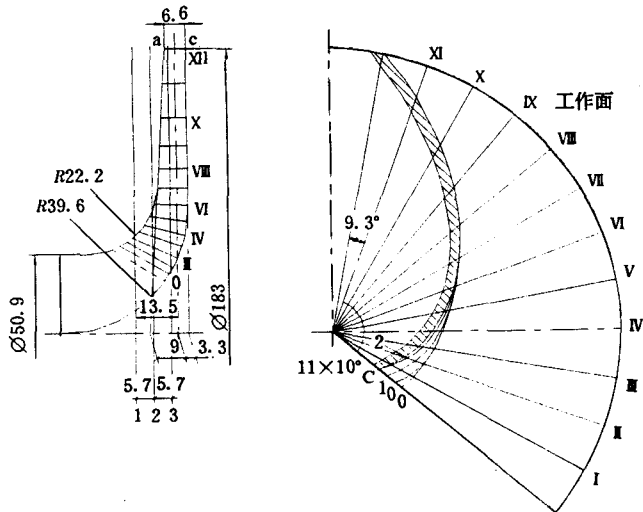


图 4 变工况相似设计的叶轮木模图

换算完成后, 还可按文献[2]或[3]中的有关公式, 预测出泵的性能曲线。

## 6 结 论

本文突破了以最优工况作为相似换算工况的传统理论, 第一次正式提出了“变工况相似设计”的概念和方法。这种方法非常适合于计算机处理, 已在机械工业部的科研项目“水泵 CAD 系统”中得以应用, 并已取得很好的效果。

### 参 考 文 献

- 1 Ch Watzelt et al. Development of a real-time design system for hydraulic machinery bladings. IAHR Symposium, 1994. 366~368
- 2 关醒凡. 泵的理论与设计. 北京:机械工业出版社, 1987. 194~197
- 3 沈阳水泵研究所等. 叶片泵设计手册. 北京:机械工业出版社, 1984. 162~164
- 4 刘会海, 王福军. 低比转速离心泵的病态优化计算方法. 农业机械学报, 1987, 18(4): 42~47
- 5 张玉臻. 低比转速离心泵设计方法探讨. 水泵技术, 1995(1): 27~29