

# 基于CFD的液力变矩器等效参数性能预测模型

吴光强<sup>1,2</sup>, 王立军<sup>1</sup>

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 东京大学生产技术研究所, 东京 153-8505 日本)

**摘要:** 从保证冲击损失计算精度的角度出发, 推导了一维束流理论性能预测模型中各参数基于计算流体力学(CFD)分析的等效表达式。从CFD分析结果中提取各叶轮的损失功率, 运用最小二乘法确定各损失项的损失系数, 进而得到液力损失的构成情况, 为进一步改进设计提供依据。运用得到的等效参数与各项损失系数修正一维束流理论性能预测模型, 修正后的等效参数性能预测模型的泵轮转矩系数与CFD分析最大偏差减小至3.2%以内。改变液力变矩器的叶形参数, 使失速时泵轮转矩系数提高6.9%, 最高效率降低2.5%。分别使用等效参数性能预测模型与CFD分析重新计算, 等效参数性能预测模型的泵轮转矩系数与CFD计算结果偏差在7.3%以内, 仍然保持较好的一致性。

**关键词:** 液力变矩器; 计算流体力学(CFD)分析; 一维束流模型; 等效参数

**中图分类号:** U463.22

**文献标志码:** A

## CFD Analysis-based Torque Converter Performance Prediction Model with Equivalent Parameters

WU Guangqiang<sup>1,2</sup>, WANG Lijun<sup>1</sup>

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Industrial Science, the University of Tokyo, Tokyo 153-8505, Japan)

**Abstract:** The correlation between parameters of one dimensional flow model and computational fluid dynamics (CFD) results is derived from guaranteeing precision of estimation of incidence loss. Energy loss within each impeller passages are extracted from CFD results, and the exact energy loss coefficients are achieved by the least mean square method which minimizes the deviation of the calculated energy loss from CFD results. Then, the component of energy loss is analyzed, which provides reference for further modification of design. The one dimensional flow model is modified by taking account of the equivalent parameters and energy loss

coefficients, and the deviation of predictive pump torque capacity from CFD results is reduced within 3.2%. Furthermore, this deviation still keeps less than 7.3% after modifying the shape parameters of blades which leads to 6.9% increment of torque capacity at rotating stall and 2.5% decrement of peak efficiency.

**Key words:** torque converter; computational fluid dynamics (CFD) analysis; one dimensional flow model; equivalent parameters

液力变矩器是液力机械自动变速器的核心部件之一, 液力变矩器各叶轮设计好坏直接影响液力传动车辆的动力性与经济性。描述液力变矩器液力性能最基本的数学模型是基于—维束流理论建立的, 其假设液力传动油等效地集中在一条假想的设计基线上流动。然而液力变矩器内部流场主要特点包括脱流、二次流以及回流等复杂的流动现象, 因此采用—维束流理论建立的性能预测模型与试验结果相差甚远<sup>[1-2]</sup>。随着计算流体力学(CFD)技术的不断完善以及计算机硬件性能的不断提升, 采用CFD技术预测液力变矩器性能已成为产品设计的重要环节, 并很大程度地缩短了产品设计周期及成本<sup>[3]</sup>。虽然, CFD技术作为分析手段已经能够较精确地实现性能预测, 然而其结果并不能直接用于产品设计。国内, 韩克非等<sup>[4]</sup>通过结合正交设计方法与CFD分析技术建立了叶轮设计参数与性能之间的函数关系, 从而实现液力变矩器的改型设计, 然而正交设计产生的大量计算样本使该方法效率较低。国外, Graening等<sup>[5]</sup>尝试运用数据挖掘技术建立叶片局部形状改变量与性能之间的映射关系, 同样这种方法也需要大量的计算样本才能实现。Kim等<sup>[6]</sup>通过对CFD计算结果进行处理, 给出一维束流性能预测模型中部分参数的等效表达式, 但未进行严格的公式推导, 也未

收稿日期: 2011-07-27

第一作者: 吴光强(1965—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆现代化设计理论及方法、车辆动力学及其控制。

E-mail: wuguangqiang@tongji.edu.cn

通讯作者: 王立军(1986—), 男, 博士生, 主要研究方向为汽车液力变矩器设计理论及改型、优化方法。E-mail: wljilu@163.com

给出 CFD 分析结果中各叶轮液力损失的计算方法。

运用 CFD 计算结果修正一维束流理论性能预测模型,从 CFD 计算结果中分解各叶轮损失能头,利用最小二乘法反求液力损失系数,从而确定不同能头损失项在各叶轮损失中所占比重,为进一步改进设计提供依据。从保证冲击损失计算精度的角度出发,推导了一维束流理论性能预测模型中各参数的等效表达式。利用计算得到的等效参数及反求得到的各项损失系数,建立液力变矩器等效参数性能预测模型。改变液力变矩器设计变量,运用得到的等效参数预测模型进行性能预测计算。对比等效参数性能预测模型的性能预测结果与 CFD 计算结果,表明等效参数性能预测模型能够较准确地反映设计变量的改变对性能的影响。进一步发现,出口回流现象是一维束流理论模型预测精度较差的原因之一。此外,反求得到的各叶轮黏性损失系数远大于理论推荐值,这在很大程度上导致了一维束流理论性能预测结果存在较大偏差。

## 1 一维束流性能预测模型

实际液力变矩器内流场属于复杂的三维流动,在各叶轮出口处存在强烈的回流与射流现象,在内环及叶片曲率变化较大处存在脱流,在流道弦面存在二次流等复杂的流动现象<sup>[7]</sup>。由于其复杂性,其中大部分流动现象的形成及发展机理还未被清楚地认识。因此,一维束流理论性能预测模型对液力变矩器内部流动特征作了如下简化:

(1) 液流等效地集中在一条由叶片设计基线确定的流线内流动。

(2) 叶轮出口处的流动情况与进口处的流动情况无关。

(3) 后一工作轮入口处的液体流动状况,与前一工作轮出口处的流动状况一致。

根据一维束流理论,液流速度矢量  $V$  可以分解为子午面内分速度  $V_m$  与切向分速度  $V_u$  或者叶轮旋转牵连速度  $U$  与相对叶轮流道的流动速度  $W$ ,如图 1 所示。

液流作用于各叶轮的力矩为

$$\begin{cases} M_P = \rho Q(R_{P2} V_{uP2} - R_{S2} V_{uS2}) = \Gamma_{P2} - \Gamma_{S2} \\ M_T = \rho Q(R_{T2} V_{uT2} - R_{P2} V_{uP2}) = \Gamma_{T2} - \Gamma_{P2} \\ M_S = \rho Q(R_{S2} V_{uS2} - R_{T2} V_{uT2}) = \Gamma_{S2} - \Gamma_{T2} \end{cases} \quad (1)$$

各叶轮能头为

$$\begin{cases} H_P = \frac{\omega_P}{g}(R_{P2} V_{uP2} - R_{S2} V_{uS2}) = \frac{\omega_P(\Gamma_{P2} - \Gamma_{S2})}{\rho g Q} \\ H_T = \frac{i\omega_P}{g}(R_{T2} V_{uT2} - R_{P2} V_{uP2}) = \frac{i\omega_P(\Gamma_{T2} - \Gamma_{P2})}{\rho g Q} \end{cases} \quad (2)$$

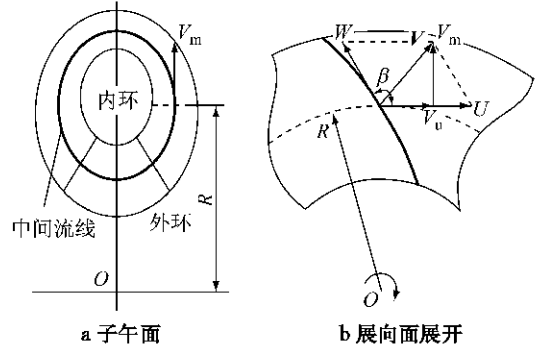


图1 速度三角形

Fig.1 Velocity triangles

各叶轮冲击损失能头为

$$\begin{cases} H_{qP} = \frac{\xi_{qP}}{2g} \left[ R_{P1} \omega_P + Q \left( \frac{\cot \beta_{P1}}{A_{P1}} - \frac{R_{S2} \cot \beta_{S2}}{R_{P1} A_{S2}} \right) \right]^2 \\ H_{qT} = \frac{\xi_{qT}}{2g} \left[ \left( R_{T1} i - \frac{R_{T2}^2}{R_{T1}} \right) \omega_P + Q \left( \frac{\cot \beta_{T1}}{A_{T1}} - \frac{R_{P2} \cot \beta_{P2}}{R_{T1} A_{P2}} \right) \right]^2 \\ H_{qS} = \frac{\xi_{qS}}{2g} \left[ -\frac{R_{T2}^2}{R_{S1}} i \omega_P + Q \left( \frac{\cot \beta_{S1}}{A_{S1}} - \frac{R_{T2} \cot \beta_{T2}}{R_{S1} A_{T2}} \right) \right]^2 \end{cases} \quad (3)$$

各叶轮黏性损失能头为

$$H_{mcJ} = \xi_{mcJ} \frac{l_{mJ}}{8R_{J1}} \left( \frac{1 + \cot^2 \beta_{J1}}{A_{J1}^2} + \frac{1 + \cot^2 \beta_{J2}}{A_{J2}^2} \right)^2 \frac{Q^2}{2g} \quad (4)$$

对液力变矩器内部液流整体来说,液力能头和与损失能头和相等,即

$$H_P + H_T = \sum (H_{qJ} + H_{mcJ}) \quad (5)$$

式中:下脚标 J 可取 P, T 和 S, P 代表泵轮, T 代表涡轮, S 代表导轮; 2 代表叶轮出口, 1 代表叶轮入口;  $\rho$  为液力传动油密度;  $Q$  为液力变矩器内流场的体积流量;  $R$  为液流半径;  $\Gamma$  为单位时间内流经流道截面液流的动量矩;  $\omega_P$  为泵轮转速;  $i$  为速比,  $i = \omega_T / \omega_P$ ,  $\omega_T$  为涡轮转速;  $\xi_q$  为冲击损失系数,  $\xi_{mc}$  为黏性损失系数, 由于液流黏性损失、扩散(收缩)损失和回流损失均与流量平方成正比, 因此  $\xi_{mc}$  为综合考虑上述损失的总损失系数;  $l_m$  为工作流道长度,  $R_J$  为工作流

道水力半径; $\beta_y$ 为叶片角, $\beta$ 为液流角; $A$ 为流道过流面积。

## 2 数值方法

确定液力变矩器内流场特性最有效的方法是直接测量内流场的速度场和压力场<sup>[8]</sup>。但是,由于受到结构的限制,叶轮机内流场的测量并未得到很好的解决,而CFD技术可以准确地获取液力变矩器内流场的各种信息。

液力变矩器中泵轮、涡轮分别以不同转速绕同一轴线旋转,导轮则相对绝对坐标系静止。在CFD计算时将各叶轮流道分割成多个计算区域,在各计算区域内分别以对应叶轮的旋转坐标系建立流体的N-S方程,在每一次迭代求解过程中对各计算区域的N-S方程独立进行求解,该方法被称为多重参考系(multiple reference frame, MRF)技术,由Luo等<sup>[9]</sup>首先提出。在每次外部迭代完成时,不同计算区域之间信息必须在各计算区域交界面处进行交换。对于稳态流场求解,处理交界面处流场信息交换的方法有混合面法(mixing plane)和网格交互法(grid interfaces)。

混合面法的思想是将流场信息沿周向取平均后作为相接计算区域的边界条件,其优点在于不同计算区域交界面无需完全贴合,因此便于采用单流道形式进行计算,如图2a所示,从而较大幅度地提高了计算效率。然而由于流场信息在不同计算区域内传递时采用周向平均,无法保证在交界面上不同计算区域的各物理量(流量、动量矩、液力能头等)的一致性。

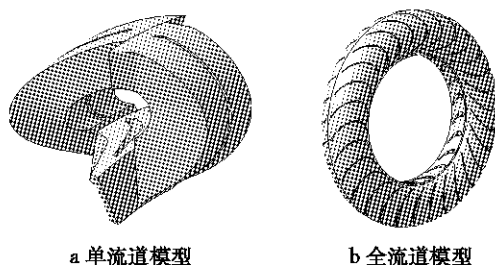


图2 液力变矩器CFD分析流道模型

Fig.2 Flow passage model of torque converter for CFD analysis

网格交互法则是在交界面上的对应网格间直接交换流场信息,因此在交界面上不同计算区域的各物理量始终保持一致。然而网格交互法要求不同计算区域在交界面处完全贴合,因此对于各叶轮叶片

数目不等的液力变矩器,只能采用全流道模型进行计算,如图2b所示。由于所提出的等效参数的获取方法要求交界面上的各物理量始终保持一致,因此选用网格交互法处理交界面。图3为CFD计算与试验结果的对比,CFD分析能够准确预测液力变矩器在各速比下的性能,从而保证基于此建立的性能预测模型的准确性。

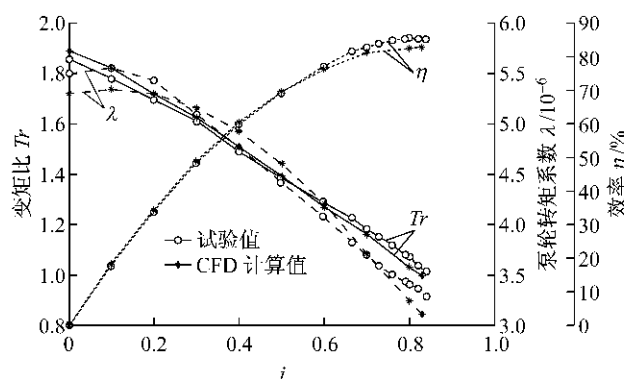


图3 CFD分析与试验性能参数对比

Fig.3 Performance comparison of the CFD analysis and the test

## 3 液流等效参数

液力变矩器体积流量为

$$\bar{Q} = \iint_A V_m dA \quad (6)$$

式(1)中各叶轮单位时间内流经进出口处液流的动量矩可以运用CFD计算结果对进出口面进行积分直接求得

$$\bar{\Gamma} = \iint_A \rho R V_u (V_m dA) \quad (7)$$

根据 $\bar{\Gamma}$ 计算得到的各叶轮力矩及能头与CFD计算结果一致,在能头方程(5)中还剩下各叶轮的冲击损失能头 $H_q$ 及黏性损失能头 $H_{mc}$ ,由式(4)知黏性损失能头与等效变量关联较少,因此从保证冲击损失计算精度出发推导其他各等效参数的表达式。由于液流在入口处与叶片发生冲击造成的功率损失为

$$P_q = \iint_A \rho g H_q (V_m dA) = \frac{\xi_q}{2} \iint_A \rho [R^2 \omega^2 + V_m^2 \cot^2 \beta_{y1} + V_u^2 + 2V_m \cot \beta_{y1} (R\omega - V_u) - 2V_u R\omega] (V_m dA) \quad (8)$$

为了减小等效参数性能预测模型的误差,必须保证等号右边每一项积分结果与采用等效变量的计算结果一致,即

$$\rho \bar{Q} \bar{R}^2 \omega^2 = \iint_A \rho R^2 \omega^2 (V_m dA) \quad (9)$$

$$\rho \bar{Q} \bar{V}_u \bar{R} \omega = \iint_A \rho V_u R \omega (V_m dA) \quad (10)$$

$$\rho \bar{Q} \bar{V}_u^2 = \iint_A \rho V_u^2 (V_m dA) \quad (11)$$

$$\rho \bar{Q} \bar{V}_m \cot \beta_{y1} (\bar{R} \omega - \bar{V}_u) = \iint_A \rho V_m \cot \beta_{y1} (R \omega - V_u) (V_m dA) \quad (12)$$

$$\rho \bar{Q} \bar{V}_m^2 \cot^2 \beta_{y1} = \iint_A \rho V_m^2 \cot^2 \beta_{y1} (V_m dA) \quad (13)$$

由式(9)可以得到

$$\bar{R} = \sqrt{\frac{\iint_A R^2 (V_m dA)}{\bar{Q}}} \quad (14)$$

根据式(10)和(11),  $\bar{V}_u$  与  $\bar{V}_u^2$  的一致性无法同时满足, 而根据式(10)有

$$\bar{V}_u = \frac{\iint_A V_u R (V_m dA)}{\bar{Q} \bar{R}} = \frac{\bar{F}}{\rho \bar{Q} \bar{R}} \quad (15)$$

与单位时间内流经流道截面液流的动量矩公式一致, 因此确定上式为  $\bar{V}_u$  的计算式。

根据式(12)和(13),  $\bar{V}_m$  与  $\bar{V}_m^2$  的一致性无法同时满足, 为了避免  $\bar{V}_u$  与  $\bar{V}_m$  的计算产生累积误差, 根据式(12)有

$$\bar{V}_m = \frac{\iint_A V_m (R \omega - V_u) (V_m dA)}{\bar{Q} (\bar{R} \omega - \bar{V}_u)} \quad (16)$$

$$\bar{A} = \frac{\bar{Q}}{\bar{V}_m} \quad (17)$$

在此引入了一定误差, 即

$$\rho \bar{Q} [\bar{V}_u^2 + \bar{V}_m^2 \cot^2 \beta_{y1}] \neq \iint_A \rho [V_u^2 + V_m^2 \cot^2 \beta_{y1}] (V_m dA) \quad (18)$$

式(6)~(18)中  $\bar{Q}$ ,  $\bar{F}$ ,  $\bar{R}$ ,  $\bar{V}_m$ ,  $\bar{A}$ ,  $\bar{V}_u$  分别为对应变量的等效变量。

## 4 液流出口偏移

在各叶轮流道内, 液流流向并不完全贴合叶片, 因此等效液流出口角不等于叶片出口角。对于最高效率工况下的叶流出口偏移角的计算, 文献[8]中给出了几种不同的经验公式。然而, 对比 CFD 计算结果发现这些经验公式在其他速比下并不满足, 由于液流出口偏移产生原因的复杂性, 假设在叶片出口角变化较小的情况下, 液流绝对速度的切向分速度偏差不变, 即

$$\Delta V_{uj} = \bar{V}_{uj2} - (\bar{R}_{j2} \omega_j + \bar{Q} \frac{\cot \beta_{j2}}{\bar{A}_{j2}}) = \text{const} \quad (19)$$

上述假设限定了所得到的等效参数性能预测模型的适用范围, 对于叶片出口角变化较大的情况预测结果可能与实际出现较大的偏差。

## 5 反求损失系数

一维束流性能预测模型预测结果与试验值偏差过大的另一个原因是其在进行液力损失计算时使用了损失系数, 由于液力变矩器内流场的复杂性, 不同液力变矩器的损失系数变化较大, 而同一液力变矩器不同叶轮的损失系数也不同。因此, 很难根据经验确定出合理值。CFD 技术的一项优势在于可以方便、准确地获得流场内任意点的信息, 因此通过对 CFD 预测结果的分析可以将液力变矩器不同叶轮内的能量损失情况提取出来, 从而反求得到各叶轮的损失系数, 进一步提高性能预测模型的预测精度。

对于黏性流体, 其动量方程的微分表达式为

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{f} \quad (20)$$

式中:  $\mathbf{V}$  为液流速度矢量,  $p$  为压力,  $\boldsymbol{\tau}$  为黏性应力张量,  $\mathbf{f}$  为体积力。

在该等式左右点乘流速  $\mathbf{V}$ , 然后对等式左右两边分别进行体积分, 并考虑流体的连续性方程  $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0$  以及  $\mathbf{V} \cdot (\nabla \times \mathbf{V}) = 0$ , 得

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\Omega} \frac{1}{2} \rho (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) d\Omega + \iiint_{\Omega} \nabla \cdot \left[ \rho \frac{1}{2} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) \mathbf{V} \right] d\Omega = - \iiint_{\Omega} \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) d\Omega + \\ & \iiint_{\Omega} (-\boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{V} + p (\nabla \cdot \mathbf{V}) + \rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{V}) d\Omega + \iiint_{\Omega} \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}) d\Omega \end{aligned} \quad (21)$$

运用高斯定理, 并考虑定常不可压流动, 整理得

$$\begin{aligned} & \iint_A \left[ \rho \frac{1}{2} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) + p \right] \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA = \\ & \iiint_{\Omega} (\rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{V} - \boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{V}) d\Omega + \iint_A (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}) \cdot \mathbf{n} dA \end{aligned} \quad (22)$$

式中:  $\mathbf{n}$  为微元面  $dA$  的法向单位矢量。

以液力变矩器单个叶轮为研究对象, 等式左边只剩下对进出口面的积分

$$\iint_{A_{\text{exit}}} \left[ \rho \frac{1}{2} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) + p \right] \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA -$$

$$\iint_{A_{\text{entrance}}} \left[ \rho \frac{1}{2} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) + p \right] \mathbf{V} \cdot (-\mathbf{n}) dA = \iint_{\Omega} (\rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{V} - \boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{V}) d\Omega + \iint_A (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}) \cdot \mathbf{n} dA \quad (23)$$

上式左边表示液流单位时间内流经相应叶轮获得的能量,等式右边为单位时间内体积力与黏性表面力做的功。对于泵轮,叶片驱动液力传动油流动,将机械能转变为液能,并伴随有液力损失。在涡轮中,液力传动油推动叶轮转动,由于液力损失的存在,液能没有完全转化为机械能。导轮不存在机械能与液能的转化,只有液力损失。因此,各叶轮内的损失功率为

$$P_{\text{loss},j} = M_j \omega_j - \Delta P_j \quad (24)$$

其中,

$$\Delta P_j = \iint_{A_{\text{exit}}} \left[ \rho \frac{1}{2} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) + p \right] \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA - \iint_{A_{\text{entrance}}} \left[ \rho \frac{1}{2} (\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) + p \right] \mathbf{V} \cdot (-\mathbf{n}) dA \quad (25)$$

上式所得到的液力损失  $P_{\text{loss},j}$  为对应叶轮内的总液力损失,包括黏性损失及冲击损失。由于无法明确区分各损失产生位置,因此无法直接确定各项液力损失所占的比重。进一步运用最小二乘法确定每一叶轮各损失系数值,从而得到各项液力损失的具体值,即

$$\min \sum (P_{\text{loss},j} - P_{\text{c},j} - P_{\text{mc},j})^2$$

其中,

$$P_{\text{c},j} = \rho g \bar{Q} H_{\text{c},j} \quad (26)$$

$$P_{\text{mc},j} = \rho g \bar{Q} H_{\text{mc},j} \quad (27)$$

由于计算等效参数及损失系数都需要内流场在交界面处的信息,因此要求交界面的处理必须保证流量、液力能头及动量矩等在交界面处保持一致。

## 6 等效模型结果分析

图4~6为计算得到的各等效参数。其中,等效半径  $\bar{R}$  在各速比下与设计值相比相差不大;等效过流面积  $\bar{A}$  远小于设计值,这说明在实际流动中存在大面积的回流现象堵塞流道,造成更大的液力损失,这解释了反求得到的黏性损失系数远大于一维束流推荐值的原因;出口液流切向分速度偏离  $\Delta V_u$  随速比变化的规律十分复杂,因此一维束流性能预测模型将最高效率时的出口偏离角运用于其他速比是不合理的。

表1为反求得到的液力变矩器每一叶轮各项液力损失的损失系数。反求得到的液流冲击导轮非工

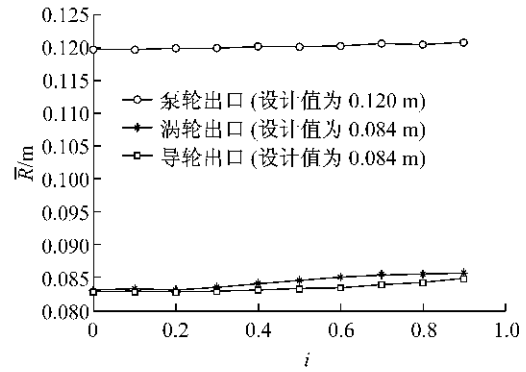


图4 等效半径随速比的变化

Fig.4 Equivalent radius changing with speed ratio

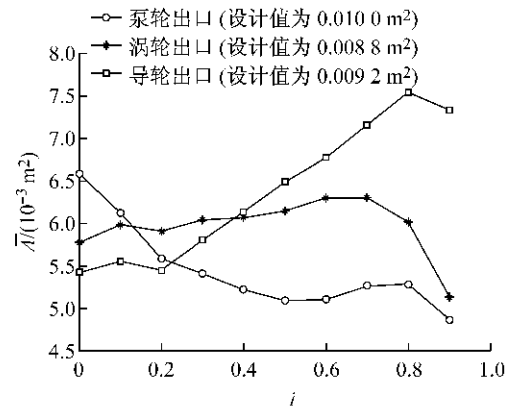


图5 等效过流面积随速比的变化

Fig.5 Equivalent area of passage changing with speed ratio

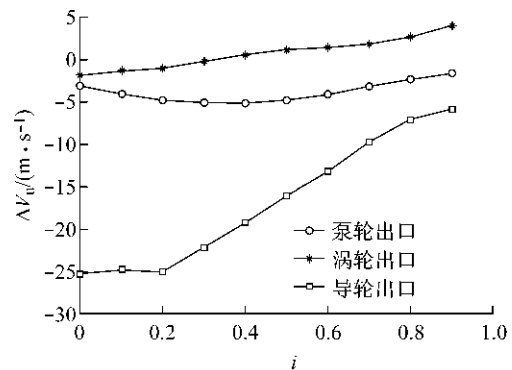


图6 等效液流出口偏移随速比的变化

Fig.6 Derivation of equivalent flow at exit plane changing with speed ratio

作面的损失系数远小于经验值,且冲击工作面的损失系数也远小于泵轮,其原因在于导轮为流线型叶片,因此产生的冲击损失也相应较小。反求计算得到的各叶轮黏性损失系数远大于推荐值,其中导轮的黏性损失系数又远大于泵轮与涡轮。导轮由于受到结构尺寸的限制,相对泵轮与涡轮,导轮叶片弦长较短,单位弦长上分配到的动量矩更大,进出口处液流流动干涉严

重,进而造成严重的回流、射流现象及很强的涡流,上述原因造成导轮流道黏性损失系数较大。

表 1 反求得到的各项损失系数

Tab.1 Calculation of reversed energy loss coefficients

元素	$\xi_d$		$\xi_{mc}$
	冲击工作面	冲击非工作面	
泵轮	1.45	0.87	0.13
涡轮	1.04	0.67	0.13
导轮	1.16	0.36	0.25
推荐	1.20~1.40	0.60~0.80	0.06

图 7 为等效参数性能预测模型的计算结果与一维束流性能预测以及 CFD 计算结果对比。一维束流性能预测模型的最大偏差出现在失速工况下的泵轮转矩系数,其与 CFD 结果相比,相对误差为 24.5%,等效参数性能预测模型将该相对误差减小至 3.2%以内,较一维束流性能预测模型有很大的提高。图 8 为运用等效预测模型重新计算得到的各叶轮能头及液力损失能头,该图清晰地显示了各项损失所占百分比与变化,可以为进一步改进设计提供依据。

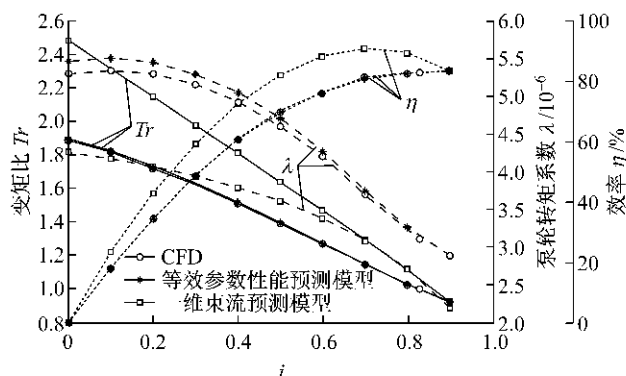


图 7 不同模型性能预测结果对比

Fig.7 Comparison of the performance prediction by different models

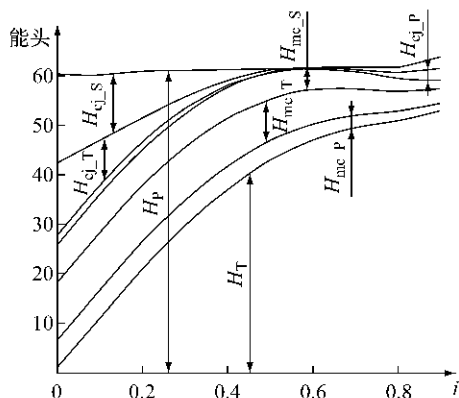


图 8 内流场损失能头

Fig.8 Energy loss of internal flow

为了检验等效参数性能预测模型的精度,将泵轮出口角从  $50^\circ$  改至  $45^\circ$ ,涡轮入口角从  $38^\circ$  改至  $34^\circ$ ,

涡轮出口角从  $144^\circ$  改至  $140^\circ$ 。图 9 为等效参数性能预测模型的计算结果与 CFD 计算结果的对比,改型后液力变矩器失速泵轮转矩系数提升 6.9%,而最高传动效率下降 2.5%,与等效参数性能预测模型预测的变化趋势一致,并且失速工况下的泵轮转矩系数与 CFD 结果相比,偏差保持在 7.3%以内。

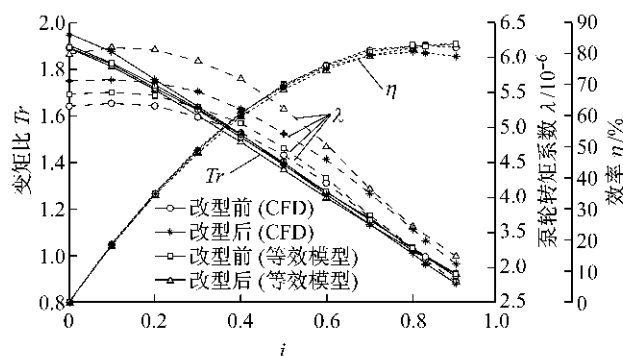


图 9 原型性能与改型性能对比

Fig.9 Hydraulic performance comparison of the prototype and the modified

## 7 结论

(1) 运用 CFD 计算结果修正基于一维束流理论的液力变矩器性能预测模型。采用 CFD 技术可以准确地获得液力变矩器内部流场的详细信息,从而分解各叶轮损失功率,并运用最小二乘法反求得到各项液力损失系数,进一步确定各项液力损失的构成情况。该方法为进一步改进设计提供了依据。

(2) 从保证冲击损失计算精度出发,推导了一维束流性能预测模型中各参数基于 CFD 的等效表达式。利用计算得到的等效参数及反求得到的各项损失系数建立液力变矩器等效参数性能预测模型。改变液力变矩器设计变量,对比等效参数性能预测模型的性能预测结果与 CFD 计算结果,表明等效参数性能预测模型能够较准确地反映当前设计点附近设计变量的改变对性能影响的趋势,因此可以替代大量 CFD 计算。

(3) 分析等效参数及反求得到的液力损失系数发现:①由于回流现象的存在,使计算得到的等效过流面积与设计值偏差较大;②由于导轮叶片具有流线型构造,因此反求得到的液流冲击导轮非工作面的损失系数远小于推荐值;③反求计算得到的各叶轮黏性损失系数远大于推荐值,其中导轮的黏性损失系数又远大于泵轮与涡轮;④出口液流偏移规律复杂,其机理有待进一步研究。

## 参考文献:

- [1] Flack R, Brun K. Fundamental analysis of the secondary flows and jet-wake in a torque converter pump—part I: model and flow in a rotating passage [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2005, 127(1): 75.
- [2] WU Guangqiang, YAN Peng. System for torque converter design and analysis based on CAD/CFD integrated platform[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 21(4): 35.
- [3] Lin Y J, Colello M. Exploring the transitional impacts of a 2D to 3D design environment for the development of torque converters [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2004, 23: 389.
- [4] 韩克非, 吴光强, 王欢. 基于CFD的泵轮叶栅关键参数对液力变矩器的性能影响预测 [J]. *汽车工程*, 2010, 32(6): 497.  
HAN Kefei, WU Guangqiang, WANG Huan. Prediction of the effects of key parameters of pump impeller cascade on the performance of torque converter based on CFD [J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(6): 497.
- [5] Graening L, Menzel S, Hasenjäger M, et al. Knowledge extraction from aerodynamic design data and its application to 3D turbine blade geometries [J]. *Journal of Mathematical Modelling and Algorithms*, 2008, 7: 329.
- [6] Kim B S, Ha S B, Lim W S, et al. Performance estimation model of a torque converter part I: correlation between the internal flow field and energy loss coefficient [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2008, 9(2): 141.
- [7] 王欢, 吴光强, 冀海燕. 超扁平化液力变矩器泵轮流场主流特征分析[J]. *江苏大学学报: 自然科学版*, 2009, 30(5): 463.  
WANG Huan, WU Guangqiang, JI Haiyan. Main flow features analysis on impeller of super flat automotive torque converter [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2009, 30(5): 463.
- [8] 朱经昌. 液力变矩器的设计与计算 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.  
ZHU Jingchang. Design and calculation of torque converter [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2001.
- [9] Luo J Y, Issa R I, Gosman A D. Prediction of impeller-induced flows in mixing vessels using multiple frames of reference[C]// *IchemE Symposium Series*. New York: [s. n.], 1994: 549-554.
- (上接第47页)
- [19] 侯龙清, 徐红梅, 曹振中, 等. 汶川地震液化地层类型验证及土性分析[J]. *岩土力学*, 2011, 34(4): 1119.  
HOU Longqing, XU Hongmei, CAO Zhenzhong, et al. Characteristics analysis of liquefied soil in Wenchuan earthquake[J]. *Rock and Soil Mechanics*, 2011, 34(4): 1119.
- [20] 曹振中, 袁晓铭, 王维铭, 等. 汶川地震砂砾土液化分布及土性特征初步研究[J]. *土木工程学报*, 2010, 43(suppl.): 312.  
CAO Zhenzhong, YUAN Xiaoming, WANG Weiming, et al. Distribution and characteristics of gravelly soils liquefaction in the Wenchuan Ms 8.0 earthquake[J]. *China Civil Engineering Journal*, 2010, 43(suppl.): 312.
- [21] 李培振, 程磊, 吕西林, 等. 可液化土—高层结构地震相互作用振动台试验[J]. *同济大学学报: 自然科学版*, 2010, 38(4): 468.  
LI Peizhen, CHENG Lei, LÜ Xilin, et al. Shaking table testing on high-rise buildings considering liquefiable soil-structure interaction[J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2010, 38(4): 468.
- [22] 李红培, 孙鸿玲, 张鹏. 汶川地震房屋建筑破坏分析与建筑抗震问题探讨[J]. *四川大学学报: 工程科学版*, 2009, 41(suppl.): 130.  
LI Hongpei, SUN Hongling, ZHANG Peng. Analysis on building damages in the Wenchuan earthquake and discussion on the problem of seismic resistant of buildings[J]. *Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition*, 2009, 41(suppl.): 130.
- [23] 任卫教, 孟履祥, 刘立渠. 关于汶川地震中村镇房屋震害的几点思考[J]. *工程抗震与加固改造*, 2008, 30(4): 99.  
REN Weijiao, MENG Lixiang, LIU Liqu. Investigation of rural house damage in Wenchuan earthquake [J]. *Earthquake Resistant Engineering and Retrofitting*, 2008, 30(4): 99.
- [24] 孙柏涛, 阎培雷, 胡春峰, 等. 汶川8.0级大地震极重灾区映秀镇不同建筑结构震害概述及原因简析[J]. *地震工程与工程振动*, 2008, 28(5): 1.  
SUN Botao, YAN Peilei, HU Chunfeng, et al. Overview on seismic damage to different structures in Yingxiu Town during Wenchuan Earthquake[J]. *Journal of Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 2008, 28(5): 1.
- [25] 徐有邻, 邸小坛. 房屋倒塌过滤调查分析与结构抗灾性[J]. *建筑结构学报*, 2011, 32(5): 1.  
XU Youlin, DI Xiaotan. Investigation and analysis of collapse mechanism and calamity resistance performance of structure: third anniversary memorial of 5.12 Wenchuan Earthquake[J]. *Journal of Building Structures*, 2011, 32(5): 1.
- [26] 李钢, 刘晓宇, 李宏男. 汶川地震村镇建筑结构震害调查与分析[J]. *大连理工大学学报*, 2009, 49(5): 724.  
LI Gang, LIU Xiaoyu, LI Hongnan. Seismic damage investigation and analysis on rural building in Wenchuan earthquake[J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 2009, 49(5): 724.