

液力变矩器轴向力的 CFD 计算与分析

刘春宝¹, 马文星¹, 许睿²

(1. 吉林大学 机械科学与工程学院, 长春 130021; 2. 鼎盛天工工程机械有限公司, 天津 300384)

摘要:为准确计算液力变矩器轴向力,提出了基于三维流场数值解的变矩器轴向力计算方法。计算中,利用 CFD 软件对液力变矩器三维流动控制方程进行数值求解,在数值模拟得到的变矩器内流场速度、压力数值解的基础上,进行轴向力计算。将新的轴向力计算方法应用于变矩器实例,将其计算结果分别与传统方法计算结果以及实验结果进行对比后可知,新方法计算误差明显减小。

关键词:流体传动与控制;液力变矩器;轴向力;数值模拟;计算流体力学

中图分类号:TH137.332 **文献标识码:**A **文章编号:**1671-5497(2009)05-1181-05

Calculation and analysis of axial force in hydrodynamic torque converter based on CFD

LIU Chun-bao¹, MA Wen-xing¹, XU Rui²

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. Dingsheng Tiangong Construction Machinery Co., Ltd, Tianjin 300384, China)

Abstract: A new calculation method was suggested based on the numerical solutions of the 3-dimensional flow field to calculate accurately the axial force in the hydrodynamic torque converter (HTC). The 3-dimensional flow control equations were solved numerically by means of a computational fluid dynamics(CFD) software, and on the basis of the obtained numerical solutions of the flow velocity field and the flow pressure field in the HTC, the axial force can be derived. An application case of the new method was demonstrated, and the obtained axial force was compared with that from the traditional method based on the 1-dimensional flow theory and the experimental result. The error of the result from the new method against the experimental result is less than the traditional one.

Key words: fluid transmission and control; hydrodynamic torque converter; axial force; numerical simulation; computational fluid dynamics(CFD)

液力变矩器的可靠性及使用寿命往往由其配套轴承、密封件的使用寿命决定。液力变矩器的轴向力作用于轴承,对轴承工作寿命影响很大,因

此变矩器设计时,必须考虑轴向力,并尽可能减小轴向力。液力变矩器内部流动极为复杂,影响轴向力的因素较多。传统的基于一维束流理论的变

收稿日期:2008-04-28.

基金项目:“863”国家高技术研究发展计划项目(2007AA05Z256).

作者简介:刘春宝(1980-),男,讲师,博士.研究方向:液力传动与自动变速. E-mail:liuanbc@126.com

通信作者:马文星(1962-),男,教授,博士生导师.研究方向:液力传动与自动变速. E-mail:mawx@jlu.edu.cn

矩器轴向力计算方法误差很大。文献[1]采用传统方法计算轴向力,与实验相比最大误差约为 18%。采用相似理论计算轴向力,则受到几何相似和模型实验数据的限制。通过实验方法能够准确测量轴向力^[2-3],但轴向力与叶轮及叶片的形状、变矩器的结构形式有直接关系,对叶轮和叶片、结构形式种类繁多的液力变矩器的轴向力均通过实验得到是非常不经济和难以做到的。随着 CFD 及计算机软硬件的发展,已经能够较为准确地模拟变矩器内部三维流场^[4-6]。基于三维流场数值解计算轴向力,不仅压力计算结果较一维方法准确,且能够计算内部流动产生的轴向力,因此计算方法具有更高的计算精度。

本文提出了基于三维流场数值解的变矩器轴向力计算方法,利用 CFD 软件对液力变矩器三维流动控制方程进行数值求解,在数值模拟得到的变矩器内流场速度、压力数值解的基础上,进行轴向力计算。将计算结果分别与一维方法计算结果及实验结果对比后可知,本文提出的轴向力计算方法比传统计算方法更为先进。

1 液力变矩器轴向力分析

变矩器轴向力与其叶轮和叶片形状以及结构形式有关。本文以典型的单级三元件 DT265 液力变矩器为例进行分析,图 1 为其结构图。根据轴向力产生原因将其分为 6 项^[7-8]:①工作轮入口处或出口处的液体压力作用在叶轮各外表圆盘面上所产生的轴向力;②液流在叶轮出入口处动量变化在轴向产生的推力;③叶轮的某一部分不平衡面积受到供油压力的作用而产生的轴向力;④当叶轮的工作面与叶轮的旋转面不垂直时,叶片

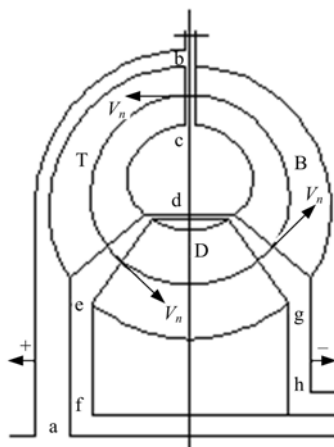


图 1 DT265 变矩器结构简图

Fig. 1 Diagram of DT265 torque converter

正面与背面的压力差所引起的轴向力;⑤叶轮内两侧壁由于液体流速分布不均匀而存在的压力差所产生的轴向力;⑥气蚀现象引起的轴向力。

基于一维束流理论的传统轴向力计算方法,通过伯努利方程等计算出变矩器中间流线、过流断面、内环空腔、叶轮间隙等处的静压力分布可计算前三项轴向力,而对内部流动产生的后三项无法计算,且由于计算过程中众多流动假设及损失系数难以准确确定,造成一维方法计算精度有限。

利用 CFD 软件数值求解液力变矩器内部流动的三维控制方程可以计算出较为准确的速度、压力分布。因此,不仅轴向力前三项能够得到较为准确的结果,同时变矩器内有备压,如不考虑气蚀,则另外两项同样可根据压力数值解计算得到。

2 基于三维流动数值解的轴向力计算

2.1 三维流动数值计算方法

液力变矩器叶轮转速不同、叶片及流道形状复杂、动叶轮与静叶轮相互影响等因素造成其内部流动极其复杂。为对其流动进行整体计算,本文利用混合平面法定义各叶轮间流动参数的交换。在流道入口设置速度边界条件,出口设置压力边界条件,流道的叶片表面以及内、外环表面设置相对边界内部网格无滑移的壁面条件。对近壁面的附面层采用壁面函数法处理。压力-速度耦合算法选用 SIMPLEC 算法,湍流模型选择 RNG $k-\epsilon$ 模型。对于控制方程的离散格式,对流项选择二阶上游迎风格式,对扩散项采用中心差分格式。图 2 为高速比工况 ($i=0.5$) 的液力变矩器内流场数值计算结果。

2.2 基于三维流动数值解的轴向力计算

根据三维流动数值解,对轴向力各项分别进行计算。

(1) 罩轮与涡轮间隙 ab 处(见图 1)轴向力 A_{ab}

$$A_{ab} = \pi(R_b^2 - R_a^2) [p_b - \frac{1}{16} \rho \omega_b^2 (1 + i)^2 (R_b^2 - R_a^2)] \quad (1)$$

式中: p_b 为用三维流场方法计算出的涡轮进口与外环相交处的压力平均值; ω_b 为泵轮角速度; R_a 为如图 1 所示 a 处的半径; R_b 为涡轮进口 b 处(见图 1)外环半径; ρ 为工作液体密度。

(2) 内环空腔 cd 中(见图 1)轴向力 A_{cd}

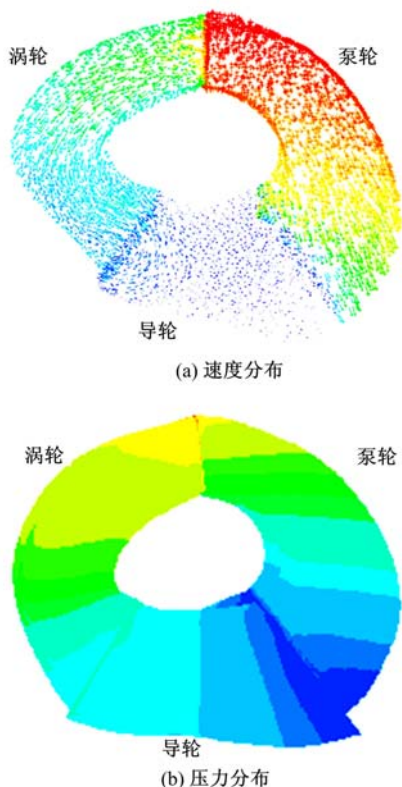


图 2 流场计算结果($i=0.5$)

Fig. 2 Velocity and pressure of flow field($i=0.5$)

$$A_{cd} = \pi(R_c^2 - R_d^2) \left[p_c + \frac{1}{2} \rho u_c^2 \left(1 - \frac{2R_c^2}{R_c^2 - R_d^2} \ln \frac{R_c}{R_d} \right) \right] = \pi(R_c^2 - R_d^2) \left[p_c + \frac{\rho R_c^2 \omega_b^2}{8} (1+i)^2 \left(1 - \frac{2R_c^2}{R_c^2 - R_d^2} \ln \frac{R_c}{R_d} \right) \right] \quad (2)$$

式中： p_c 为用三维流场方法计算出的涡轮进口与内环相交处的压力平均值； R_c 为涡轮进口处内环半径； R_d 为 d 处(见图 1)半径； R_c 为涡轮进口 c 处(见图 1)内环半径； u_c 为空腔 cd 中 c 处(见图 1)圆周速度。

(3) 涡轮和导轮之间的 ef 腔(见图 1)中轴向力 A_{ef}

$$A_{ef} = \pi(R_e^2 - R_f^2) \left[p_e - \frac{1}{16} \rho \omega_b^2 i^2 (R_e^2 - R_f^2) \right] \quad (3)$$

式中： p_e 为用三维流场方法计算出的导轮进口与外环相交处的压力平均值； R_e 为导轮进口 e 处(见图 1)的外环半径； R_f 为 f 处(见图 1)半径。

(4) 泵轮和导轮之间的 gh 腔(见图 1)中轴向力 A_{gh}

$$A_{gh} = \pi(R_g^2 - R_h^2) \left[p_g - \frac{1}{16} \rho \omega_b^2 (R_g^2 - R_h^2) \right] \quad (4)$$

式中： p_g 为用三维流场方法计算出的导轮出口与外环相交处压力平均值； R_g 为导轮出口 g 处(见图 1)外环半径； R_h 为 h 处(见图 1)半径。

(5) 流道内部流动产生的轴向力计算

将动量定理应用于具有一定质量的流体质点系,则质点系的动量定理为

$$\sum F = \frac{d(\sum mv)}{dt} \quad (5)$$

选择泵轮流道中的控制体,如图 3 中虚线所示,控制体内质点系在 t 瞬时的初动量为

$\left[\iiint_V \rho v dV \right]_t$ 。经过 Δt 时间,质点系运动到实线所示位置,则在 $t + \Delta t$ 瞬时的末动量可以用三部分动量的代数和表示,即 $t + \Delta t$ 瞬时控制体中所有质点(包括原来质点系尚留在控制体中的部分及新流入控制体中的 I 部分)总的动量 $\left[\iiint_V \rho v dV \right]_{t+\Delta t}$ 减去 I 部分非原质点系的流入动量 $\Delta t \iint_{A_1} \rho v dA$,再加上原质点系 II 部分流出的动量 $\Delta t \iint_{A_2} \rho v dA$,则质点系在 $t + \Delta t$ 瞬时的末动量为

$$\left[\iiint_V \rho v dV \right]_{t+\Delta t} - \Delta t \iint_{A_1} \rho v dA + \Delta t \iint_{A_2} \rho v dA = \left[\iiint_V \rho v dV \right]_{t+\Delta t} + \Delta t \iint_{A_2} \rho v dA \quad (6)$$

式中： v 为控制体中任一点的速度； \mathbf{v} 为流体质点的速度矢量； A_1 为控制体的流入表面积； A_2 为控制体的流出表面积； A 为控制体的全部控制面积。

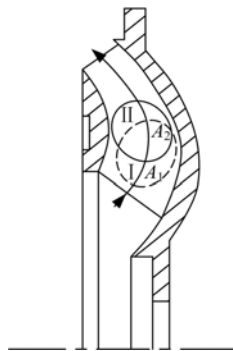


图 3 流道轴面投影图

Fig. 3 Axial surface projection of pump passage

$$\sum \mathbf{F} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \mathbf{v} dV + \iint_{A_2} \rho \mathbf{v} v dA - \iint_{A_1} \rho \mathbf{v} v dA \quad (7)$$

数值计算中采用稳态计算方法,舍去式(7)中瞬态项,取叶轮流道为控制体,叶轮出口和进口控制表面分别为 A_2 和 A_1 ,则

$$\sum \mathbf{F} = \iint_{A_2} \rho \mathbf{v} v dA - \iint_{A_1} \rho \mathbf{v} v dA \quad (8)$$

$\sum \mathbf{F}$ 沿液力变矩器轴向分解,则得到由流道内部流动引起的叶轮轴向力 A_{iF} (i 分别代表泵轮 B、涡轮 T 和导轮 D)。

2.3 叶轮轴向力计算及分析

(1) 泵轮轴向力

图 1 中泵轮 B 的内环外表面受流体作用产生轴向力,方向向右,指向负向;罩轮与泵轮相连,其内表面和涡轮之间有流体存在,对泵轮产生轴向力,方向向左,指向正向;泵轮与导轮之间有流体作用,对泵轮产生轴向力,方向向右,指向负向;而泵轮内部流动产生的轴向力则由三维流场数值解计算,方向由计算结果确定。作用在泵轮上的轴向力 A_B 为

$$A_B = A_{ab} + A_{cd} + A_{gh} + A_{BF} \quad (9)$$

(2) 涡轮轴向力

涡轮 T 内环外表面受到流体作用,对涡轮产生轴向力,方向向左,指向正向;涡轮外环外表面受到其与罩轮间的流体作用,对涡轮产生轴向力,方向向右,指向负向;涡轮和导轮之间有流体作用,对涡轮产生轴向力,方向向左,指向正向;而涡轮内部流动产生的轴向力则由三维流场数值解计算,方向由计算结果确定。作用在涡轮上的轴向力 A_T 为

$$A_T = A_{ab} + A_{cd} + A_{gh} + A_{TF} \quad (10)$$

(3) 导轮轴向力

对于导轮 D,泵轮与导轮之间有流体作用,对导轮产生轴向力,方向向左,指向正向;涡轮和导轮之间有流体作用,对导轮产生轴向力,方向向右,指向负向;而导轮内部流动产生的轴向力则由三维流场数值解计算,方向由计算结果确定。作用在导轮上的轴向力 A_D 为

$$A_D = A_{gh} + A_{cd} + A_{DF} \quad (11)$$

3 计算实例

3.1 计算结果及分析

根据表 1 中 DT265 液力变矩器主要几何参

数,对其三维流动进行数值模拟,得到其内流场数值解后,采用文中的轴向力计算方法进行计算,各工况计算结果如表 2 所示。

表 1 DT265 液力变矩器参数

Table 1 Parameters of torque converter DT265

参数	位置	泵轮	涡轮	导轮
角度/(°)	进口	83	38	92
	出口	135	153	24
叶片数		23	26	21
半径/mm	进口	75.93	124.30	74.16
	出口	124.30	75.93	74.16

表 2 轴向力计算结果

Table 2 Results of axial force

i	A_{ab} /kN	A_{cd} /kN	A_{gi} /kN	A_{ij} /kN	A_{BF} /kN	A_{TF} /kN	A_{DF} /kN
0	8.38	2.06	0.35	0.20	-1.43	1.82	-0.53
0.1	8.29	2.06	0.35	0.21	-1.38	1.78	-0.54
0.2	8.16	2.02	0.36	0.22	-1.37	1.73	-0.57
0.3	7.92	1.93	0.27	0.24	-1.37	1.74	-0.57
0.4	7.54	1.77	0.39	0.27	-1.27	1.72	-0.55
0.5	7.12	1.58	0.41	0.33	-1.18	1.83	-0.57
0.6	6.64	1.40	0.43	0.39	-1.09	1.97	-0.59
0.7	6.02	1.22	0.45	0.45	-0.99	2.10	-0.61
0.8	5.38	1.08	0.46	0.51	-0.92	2.26	-0.61
0.9	4.61	0.91	0.47	0.54	-0.91	2.48	-0.61

计算结果表明,涡轮内部流动产生轴向力,高速比区大于低速比区,这是因为,高速比时涡轮流道内的压力差比低速比时的大,导致轴向受力在高速比时较大,而涡轮总的轴向力随速比的增加而降低;由于泵轮本身转速不变,随着转速比的增大,泵轮、涡轮转速差变小,使得泵轮中的液流流入涡轮所受阻力变小,导致泵轮所受轴向力有逐渐减小的趋势,泵轮流道所受轴向力方向与涡轮相反,指向正向;由于导轮结构对称,所以导轮流道所受轴向力比较稳定,曲线走势比较平稳,方向同涡轮方向,指向负向。

3.2 计算结果与实验结果对比及分析

图 4 为液力变矩器各叶轮总的轴向力以及各叶轮轴向力的三维计算结果、实验结果与一维计算结果的对比曲线。由于导轮被泵轮、涡轮包围,实验时难以测量,因此只有泵轮、涡轮的轴向力实验结果。

如图 4 所示,三维计算结果的误差明显小于

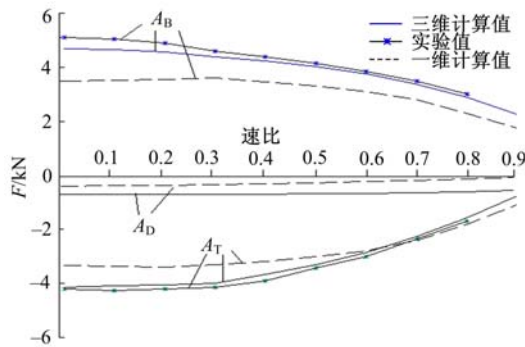


图4 轴向力对比曲线图

Fig. 4 Comparison of axial force results

一维计算结果,特别是泵轮,一维计算结果误差高达18%左右,而三维计算结果最大误差为9%,最小仅为3.5%。一维计算方法不能计算内部流动产生的轴向力,因此其数值最小,误差也最大;三维计算方法计算中也进行了一定简化,与实验相比,误差在工程应用许可范围内。结果表明,所采用的基于三维流场数值解的轴向力计算方法较一维计算方法准确。

4 结束语

利用CFD软件对DT625液力变矩器复杂的内部三维流场进行了数值模拟,得到其内部流动速度与压力的分布。基于三维流场的数值解,计算出了DT625变矩器的轴向力。将计算结果分别与一维方法计算结果及实验结果对比后可知,基于三维流场数值解的轴向力计算方法具有更高的计算精度,比传统计算方法更为先进。

参考文献:

[1] 陈应坚. 液力变矩器轴向力的理论分析及实验研究

[D]. 长春:吉林工业大学工程机械系,1987.

Chen Ying-jian. Theoretical analysis and experimental research of torque converter axial forces [D]. Changchun: Department of Construction Machinery, Jilin University of Technology, 1987.

[2] By R R, Lakshminarayana B. Static pressure measurement in a torque converter stator [C] // SAE Paper, 911934.

[3] By R R, Lakshminarayana B. Measurement and analysis of static pressure field in a torque converter turbine [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117:473-478.

[4] Lee Chinwon, Jang Wookjin, Lee Jang Moo, et al. Three dimensional flow field simulation to estimate performance of a torque converter [C] // SAE Paper, 2000-01-1146.

[5] Dong Yu, Korivi Vamshi, Attibele Pradeep, et al. Torque converter CFD engineering part I: torque ratio and K factor improvement through stator modifications [C] // SAE Paper, 2002-01-0883.

[6] Watanabe Norihiko, Miyamoto Shinya, Kuba Masayuki, et al. The CFD application for efficient designing in the automotive engineering [C] // SAE Paper, 2003-01-1335.

[7] 马文星. 液力传动理论与设计 [M]. 北京:化学工业出版社,2004.

[8] 王奎生,刘来福,张青振. 石油钻机液力变矩器轴向力分析与计算 [J]. 石油大学学报:自然科学版, 1999, 23(5):53-56.

Wang Kui-sheng, Liu Lai-fu, Zhang Qing-zhen. Analysis and computation of axial force in hydraulic torque converter of drilling rig [J]. Journal of University of Petroleum (Edition of Natural Science), 1999, 23(5):53-56.