DOI: 10.3901/JME.2020.24.147

高功率密度液力变矩器空化特性研究*

刘城^{1,2} 闫清东^{1,2} 李娟³ 李晋³ 邹波⁴

(1. 北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081;

2. 北京理工大学车辆传动重点实验室 北京 100081;

3. 中国北方车辆研究所 北京 100072;

4. 重庆铁马工业集团有限公司 重庆 400050)

摘要: 高功率密度液力变矩器由于其内部流速高、局部压力低而易出现空化现象, 导致其液力性能恶化。针对液力变矩器内空化现象进行试验及数值研究, 通过对不同转速、不同速比及不同补偿油压力下液力变矩器性能测试, 获得空化工况及供油条件变化规律。构建基于 Rayleigh-Plesset 的全流道瞬态空化仿真模型对不同工况下液力变矩器内部两相空化流动进行预测, 利用应力混合涡模拟湍流模型精确捕捉涡流状态, 实现对有/无空化下液力变矩器内部流场及液力特性的计算。结果表明, 液力变矩器在高泵轮转速、低速比及低补偿压力下容易发生空化, 空化程度随着速比的下降而升高, 在起动工况时达到最大。在空化工况下, 液力变矩器导轮流道内产生大量空泡, 空泡阻碍油液流动, 导致循环流量降低, 进而使液力变矩器传递功率的能力下降, 起动工况下能容系数降低高达 31%。全流道瞬态空化模型能够实现液力变矩器空化特性的精确预测, 对变矩比、能容系数及效率的最大预测误差由无空化的 30% 降低至 5%。

关键词: 液力变矩器; 空化; 流场仿真; 两相流动; 大涡模拟

中图分类号: TH137

Investigation on the Cavitation Characteristics of High Power-density Torque Converter

LIU Cheng^{1,2} YAN Qingdong^{1,2} LI Juan³ LI Jin³ ZOU Bo⁴

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

2. Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

3. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072;

4. Chongqing Tiema Industries Group Co., Ltd., Chongqing 400050)

Abstract: High power-density torque converter is prone to cavitation due to high circular velocity and low local pressure, consequently leading to performance degradation. Both experimental and numerical studies are carried out on the cavitation phenomena in a torque converter. A series of hydraulic performance tests are performed under different wheel speeds and charging pressures to reveal the relation between cavitation and operating/charging conditions. A full wheel transient cavitation model based on Rayleigh-Plesset equation is built to capture the two-phase cavitating flows inside torque converter under variant operating conditions. The stress-blended eddy simulation (SBES) model is adopted to calculate the turbulent behavior inside the torque converter. Both experimental and numerical results revealed that cavitation might occur under high pump speed, low speed ratio and low charging pressure conditions, and the cavitation degree increased with a decreasing speed ratio. The worst-case-scenario for cavitation is the stall operating condition. Large amount of cavitation bubbles are generated in the stator domain, blocked the main circular flow and reduced the mass flow rate, resulting in capacity degradation as high as 31%. The full wheel transient cavitation model is able to predict the cavitating hydraulic performance precisely. By considering cavitation, the maximum prediction error for torque ratio, capacity factor and efficiency is reduced from 30% to 5%.

Key words: torque converter; cavitation; flow simulation; two-phase flow; large eddy simulation

* 国家自然科学基金(51805027)、车辆传动重点实验室基金(6142213180407)、稳定支持基金和北京理工大学青年教师学术启动计划(2019CX04039)资助项目。20200301 收到初稿, 20200815 收到修改稿

0 前言

液力变矩器具有无级变速变矩、自动适应性、隔离振动冲击等优良特性,可极大地提高车辆机动性能和动力传动系统寿命及可靠性,从而被广泛应用于汽车、工程机械等车辆传动系统以及风力发电、煤矿机械、轨道交通等领域中^[1-2]。车辆传动系统的发展趋势要求液力变矩器向紧凑型及高功率密度方向发展^[3],其空间尺寸进一步压缩,而能容系数进一步提高。在给定液力变矩器尺寸情况下,提高其功率密度主要有两种方式,一是通过叶形设计增加叶片压力面-吸力面压力差,二是提高液力变矩器转速。叶片压差提高时,吸力面压力进一步降低,导致出现较大面积负压区,而当液力变矩器转速提高时,其内部流速相应升高,根据能量守恒原理,其对应压力也会降低,因此使高功率密度液力变矩器内部容易发生空化。

为理解液力变矩器内部空化流动过程,解决高功率密度液力变矩器的空化问题,研究人员做了较多的理论及试验研究工作。密歇根理工大学 ANDERSON 教授团队在通用汽车资助下对液力变矩器空化及噪音进行了大量测试。MEKKES 等^[4]利用无线信号传输技术对导轮叶片入口压力进行测试,结果显示在补偿压力低、泵轮转速高的情况下导轮内部压力降低,且出现较大波动,预示空化的发生。ROBINETTE 等^[5-6]利用声学测量方法对一系列液力变矩器进行空化特性试验研究,对所得数据进行拟合,获得其尺寸、工况及性能指标对空化初生的影响,并拟合经验公式以供设计参考。WALBER 等^[7-8]利用声学法对空化噪音进行测量,建立声压预测经验公式以及噪音评价指标。日本九州大学 WATANABE 等^[9]进行了液力变矩器空化的试验及仿真研究,建立了基于透明塑料液力变矩器的空化观测模型,利用高速相机对空化现象进行观测,并结合动态转矩测试证实空化诱发了高频扭振。TSUTSUMI 等^[10]利用计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)方法,建立了单流道稳态空化数值仿真模型,研究了不同补偿压力及工况下的空化特性。韩国的 JU 等^[11]利用单流道稳态空化 CFD 模型研究了液力变矩器内空化特性随工况的变化规律,研究表明空化主要出现在导轮中,且低速比下能容特性恶化严重。目前国内液力变矩器空化研究正处于起步阶段,仅有极少量文献。太原科技大学的赵丽丽^[12]建立了不含空化的液力变矩器全流道瞬态 CFD 计算模型,通

过植入气泡,模拟液力变矩器内气泡破碎机理,计算气泡破裂高发区。这种方法没有考虑空化模型,仅能模拟单个气泡在液力变矩器内随主流流动及破灭情况,无法获取空化初生条件、空化形态等信息。LIU 等^[13-15]针对某直径为 310 mm 的高功率密度液力变矩器,构建了涡轮-导轮联体的起动工况空化计算模型,针对起动工况下液力变矩器空化特性进行了流场仿真,并对叶片进行了优化,同时利用单流道稳态计算研究了导轮叶片形状对液力变矩器内部空化特性的影响,结果表明,导轮叶片数、叶片倾角及叶片头部形状对空化程度及初生空化工况影响较大,随后针对导轮叶片提出了一种叶片开槽的空化抑制方法,数值计算结果表明,开槽导轮能够有效抑制瞬态空化的发生^[15]。

综上所述,目前对液力变矩器内空化的研究仍处于以试验手段为主,研究其内部空化形态、空化对液力变矩器性能影响及触发空化工作条件的阶段,或利用稳态 CFD 计算获得空化大致产生条件及位置信息,对液力变矩器内动态空化演变机理、空化形态等方面鲜有研究。本文通过建立高功率密度液力变矩器瞬态两相流动 CFD 模型,利用基于大涡模拟(Large eddy simulation, LES)的应力混合涡模拟(Stress blended eddy simulation, SBES)湍流模型及 Rayleigh-Plesset 空化模型准确地获取瞬态空化气泡产生、流动、破灭的过程,分析了空化随液力变矩器工况的演变过程以及空化对液力变矩器性能的影响规律,研究了液力变矩器内部空化形态及瞬态演变过程,最后利用试验对空化模型进行了验证。

1 液力变矩器流场计算模型

1.1 液力变矩器流场几何及网格模型

本文研究的液力变矩器为循环圆直径为 400 mm、传递功率为 735 kW 的高功率密度液力变矩器,其泵轮叶片数为 29,涡轮叶片数为 25,导轮叶片数为 22。为简化计算,忽略液力变矩器各叶轮间隙导致的泄露以及补偿油入、出口区域,只考虑液力变矩器三个叶轮形成的封闭耦合流腔,提取该液力变矩器三个叶轮的全流道几何作为流场计算流域(图 1)。

液力变矩器全流道网格模型如图 2 所示,采用非结构网格填充绝大部分流体域,为了对近壁面流动进行精确求解,采用棱柱体网格对叶片表面进行边界层网格细化,共生成 12 层棱柱体边界网格,细

化后确保叶片表面 y^+ 值在 2 以下, 远离壁面的湍流自由流动区域网格尺寸由网格独立性分析确定。

图1 液力变矩器全流道几何

图2 全流道网格(上)及局部叶片边界层网格(下)示意图

1.2 网格无关性验证

在液力变矩器单相稳态流动模型基础上^[16], 建立不同网格密度的流体模型对起工况下液力变矩器无空化性能进行计算, 得到不同网格密度下各叶轮转矩数值计算结果及相邻网格密度计算结果差异如表 1 所示。

表1 网格独立性分析结果

最大网格尺寸/mm	泵轮转矩/(N·m)	差异 (%)	导轮转矩/(N·m)	差异 (%)	涡轮转矩/(N·m)	差异 (%)
60	2 361.8	12.9	2 159.5	24.8	4 442.1	19.5
27	2 712.8	6.4	2 871.4	11.7	5 520.9	9.3
8	2 898.0	3.3	3 252.7	6.6	6 088.1	5.3
3.4	2 997.1	7.7	3 481.6	19.8	6 427.9	15.1
1.4	3 248.3	-1.2	4 340.3	-2.7	7 566.8	-2.0
1	3 209.6	—	4 224.2	—	7 414.9	—

通过网格独立性分析发现, 当全局网格最大尺寸为 1.4 mm 时, 进一步增加网格密度计算误差在 3% 以内, 但计算时间成数倍增长。综合考虑计算精度及计算效率, 选取 1.4 mm 为全局非结构网格最大尺寸, 最终边界层细化后总网格数在 3 千万左右。

1.3 空化及湍流模型

空化是包含相变的瞬态两相流动过程, 忽略换相过程中的热效应, 引入基于 Rayleigh-Plesset 空化模型的质量输运方程以考虑液相与气相之间的转换过程

$$\dot{m} = \frac{3f_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} \quad (1)$$

式中, $\dot{m}$ 为质量输运系数, f_v 为蒸发系数, ρ_v 为气泡密度, R_B 为气核半径, p_v 为饱和蒸汽压, p 为本地压力, ρ_l 为液体密度。

由于当空化气泡增大时, 气核密度会降低, 同时考虑到气泡缩小凝结过程往往较气泡增大过程要慢, 因此分别针对蒸发及凝结过程建立不同的两相质量输运方程^[17]

$$\begin{cases} \dot{m}^- = -F_{\text{vap}} \frac{3f_{\text{nuc}}(1-f_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}} \\ \dot{m}^+ = F_{\text{cond}} \frac{3f_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}} \end{cases} \quad (2)$$

式中, F_{vap} 为蒸发系数, f_{nuc} 为气核密度系数, F_{cond} 为凝结系数。

空化模型中各经验参数取值如下: $F_{\text{vap}}=50$, $F_{\text{cond}}=0.01$, $f_{\text{nuc}}=5 \times 10^{-4}$, $R_B=1 \times 10^{-6}$ m。

研究指出, 空化形成的剧烈两相流动过程与涡流之间存在较强的交互, 瞬态云空化会引发更强烈的湍流流动^[18], 因此需要使用更精确的湍流模型来模拟空化湍流, LES 模型能够有效地捕捉空化过程的瞬态湍流特性^[19], 因此, 本文利用 LES 湍流模型与雷诺时均模型 (Reynold-averaged Navier-stokes equation, RANS) 的混合模型来精确计算空化湍流过程。LES 模型利用给定空间尺度对 Navier-stokes (NS) 方程进行过滤, 并对大尺度的涡流直接进行数值求解, 对小尺度涡流进行模拟。对 NS 方程进行滤波处理后得到

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{U}_j \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} + \tau_{ij}^{\text{LES}}) \quad (3)$$

式中, ρ 为密度, U 为速度, t 表示时间, P 表示压力, τ 为应力项。

由于 LES 模型要求极高密度及质量的网格, 对于大尺度的工程应用来说, 其无法较处理好边界层内的湍流, 而基于雷诺时均的湍流模型能够在边界层上利用经验公式在较稀疏的网格密度上获取较高精度的湍流结果。混合模型的基本思路是利用 RANS 时均化湍流模型处理近壁面涡流, 而对于远离近壁面的区域利用大涡模拟, 这样可以有效处理边界问题, 在可接受的网格密度上对湍流进行精确求解。这里利用剪切应力方程 (Shear stress transportation, SST) 模型对边界层进行求解, LES/SST 混合模型的关键是如何实现这两种模型的切换。当湍流尺度 L_t 大于本地网格尺寸时, 湍流由 SST 模型切换到 LES 模型^[20], 同时, 利用屏蔽函数 (f_s) 构成屏蔽分离涡模型来解决由于边界层网格细

化而引起非真实的流动分离^[21]

$$\begin{cases} \varepsilon \rightarrow \varepsilon_{\text{SDES}} = -\beta^* k \omega F_{\text{SDES}} \\ F_{\text{SDES}} = \left[\max \left(\frac{L_t}{C_{\text{DES}} \Delta_{\text{SDES}}} (1 - f_s), 1 \right) - 1 \right] \\ \Delta_{\text{SDES}} = \max \left(\sqrt[3]{Vol}, 0.2 \Delta_{\text{max}} \right) \end{cases} \quad (4)$$

式中, ε 为 SST 模型湍动能方程混合项, F_{SDES} 为修正因子, L_t 为湍流长度, C_{DES} 为脱落涡模拟系数, Δ_{SDES} 为脱落涡模型网格特征长度, Vol 为单元体积, Δ_{max} 为单元最大长度。

模型中 C_{DES} 系数取 0.4。为实现更稳定、更高精度的湍流模拟, 本文利用混合函数(f_{bnd})构成的 SBES 模型来加快 RANS 湍流模型到 LES 湍流模型的过渡

$$\tau_{ij}^{\text{SBES}} = f_{\text{bnd}} \tau_{ij}^{\text{RANS}} + (1 - f_{\text{bnd}}) \tau_{ij}^{\text{LES}} \quad (5)$$

式中, f_{bnd} 为混合因子。

1.4 流场模型边界及其他设置

为进行有/无空化情况下液力变矩器性能及流场对比分析, 分别建立无空化稳态计算、有空化稳态计算及有空化瞬态计算三种模型, 前一模型的计算结果被用作后一模型的初始值, 以加快流场计算的收敛, 各模型的流体属性、边界条件等设置如表 2 所示。

表 2 流场模型设置

参数	无空化稳态模型	空化稳态模型	空化瞬态模型
仿真类型	稳态计算	稳态计算	瞬态计算
液体密度/(kg m ⁻³)	830	830	830
液体黏度/(Pa·s)	9×10 ⁻³	9×10 ⁻³	9×10 ⁻³
气体密度/(kg m ⁻³)	—	2.1	2.1
气体黏度/(Pa·s)	—	1.2×10 ⁻⁵	1.2×10 ⁻⁵
饱和蒸汽压/Pa	—	110	110
湍流模型	湍动能输运模型	湍动能输运模型	应力混合湍模拟
对策策略	高精度	高精度	中心差分
收敛条件	方均根误差 1×10 ⁻⁵	方均根误差 1×10 ⁻⁵	方均根误差 1×10 ⁻⁵
交界面模型	冻结转子法	冻结转子法	瞬态转-静子法
时间步长/s	—	—	1×10 ⁻³
壁面边界	无滑移光滑壁面	无滑移光滑壁面	无滑移光滑壁面
泵轮状态/(r/min)	1 800	1 800	1 800
涡轮状态/(r/min)	0~1 440	0~1 440	0~1 440
导轮状态	静止	静止	静止
压力等级/MPa	0.6	0.6	0.6

计算模型共有泵轮、涡轮及导轮三个流域, 其中泵轮转速固定在 1 800 r/min, 涡轮转速在 0~1 440 r/min 间以每 180 r/min 为间隔变化, 导轮为静止域, 这样能够获得液力变矩器速比($i=n_T/n_P$)为 0~0.8 的液力性能。为获取较完整的空化形成、脱离及破灭过程, 瞬态计算时间设为 1 000 步, 模型在 Xeon 8260/128 GB 的工作站上利用商业软件 ANSYS CFXTM 进行计算, 单工况算例计算耗时约 14 天。由于液力变矩器是封闭耦合流动域, 没有入、出口边界条件, 故在导轮入口前外环处选取一个参考点, 设置压力等级为 0.6 MPa。实际试验过程中, 补偿油由导轮入口前进入液力变矩器, 因此该设置能够反映试验工况下的压力边界条件。

2 试验装置

2.1 试验台构成

搭建液力变矩器性能测试试验台(图 3)以进行液力变矩器不同供油条件及不同转速工况下液力特性测试。试验台主要由驱动电机、传感器、被测液力变矩器及包箱、负载电机和泵站组成, 其中驱动电机与液力变矩器泵轮相连, 驱动泵轮转动, 负载电机与涡轮相连, 两个电机通过功率回流来提高试验台架效率, 降低试验台架消耗功率。传感器可以采集转速和转矩, 而泵站则可以给液力变矩器提供一定温度及压力下的补偿油, 带走液力变矩器产生的热量, 使其处于稳定工作状态。

图 3 液力变矩器试验台构成(上)及实物(下)图

2.2 试验过程及工况

采用定泵轮转速(n_P)的方法进行液力变矩器

性能试验, 利用泵站调节液力变矩器补偿油压力, 然后通过调整涡轮转速(n_T)模拟液力变矩器不同速比(i)工况。利用传感器采集泵轮转速、涡轮转速、泵轮转矩(T_P)和涡轮转矩(T_T), 并利用式(6)计算液力变矩器变矩比(K)、泵轮转矩系数(λ_P)及效率(η)

$$\begin{cases} i = \frac{n_T}{n_P} \\ K = \frac{T_T}{T_P} \\ \eta = K \cdot i \\ \lambda_P = \frac{T_P}{\rho g n_P^2 D^5} \end{cases} \quad (6)$$

式中, ρ 为液体密度, g 为重力加速度, D 为液力变矩器有效直径。

3 空化对液力变矩器性能影响研究

3.1 液力变矩器空化特性试验研究

空化数为表征流动空化程度的无量纲数, 该数值越低, 则空化越严重。定义液力变矩器内空化数^[15]

$$\sigma = \frac{p_b - p_v}{0.5 \rho v_{\text{ref}}^2} = \frac{p_b - p_v}{0.5 \rho (\dot{m} / \rho A)^2} \quad (7)$$

式中, p_b 为补偿油压, p_v 为饱和蒸汽压, ρ 为油液密度, v_{ref} 为按循环流量等效平均的相对流速, $\dot{m}$ 为循环流量, A 为循环圆过流面积。

由式(7)可知, 液力变矩器泵轮转速越高, 其内部油液流动速度越大, 导致局部压力降低, 使其容易发生空化。同时, 补偿油压力越低, 则液力变矩器轮腔压力降低, 从而促进空化的发生。在不同泵轮转速及供油压力条件下, 进行液力变矩器起动工况液力特性试验, 得到结果如表 3 及图 4 所示。

表 3 不同泵轮转速及供油压力下液力变矩器起动工况性能

补偿油压 /MPa	泵轮转速 /(r/min)	起动变矩比	泵轮转矩系数($\times 10^{-6} \text{ min}^2 \cdot \text{r}^{-2} \cdot \text{m}^{-1}$)
0.6	1 000	2.40	8.99
	1 500	2.32	7.94
	1 800	2.32	6.86
	2 000	2.34	6.21
0.3	1 000	2.36	9
	1 500	2.32	7.07
	1 800	2.28	6.17
	2 000	2.23	5.62

图 4 不同泵轮转速及供油压力下液力变矩器起动工况性能

由试验结果可知, 该液力变矩器起动变矩比随供油压力及转速变化不大, 但起动泵轮转矩系数随着泵轮转速的下降及补偿压力的升高而明显上升。由于液力变矩器泵轮转速变化时, 其内部流动雷诺数发生改变, 进而影响到泵轮转矩系数。由于空化与流腔内压力直接相关, 压力越低则空化越严重, 因此利用同一泵轮转速下补偿油压改变后液力变矩器的能容系数变化情况来作为其空化的判据。当在同一泵轮转速下变化补偿油压时能容系数保持不变时, 认为该工况下没有空化发生。补偿油压为 0.3 MPa 条件下, 泵轮转速降至 1 000 r/min 时, 起动泵轮转矩系数达到 $9 \times 10^{-6} \text{ min}^2 \cdot \text{r}^{-2} \cdot \text{m}^{-1}$, 且进一步升高补偿油压到 0.6 MPa 起动泵轮转矩系数没有变化。由此可推定, 在泵轮转速为 1 000 r/min 时其内部无空化现象, 因此该液力变矩器无空化起动泵轮转矩系数应为 $9 \times 10^{-6} \text{ min}^2 \cdot \text{r}^{-2} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

在液力变矩器实际运行条件下($P_b=0.6 \text{ MPa}$, $n_P=1\,800 \sim 2\,000 \text{ r/min}$), 对该液力变矩器进行液力特性试验, 获得其原始特性与无空化条件下($P_b=0.6 \text{ MPa}$, $n_P=1\,000 \text{ r/min}$)原始特性对比如图 5 所示。

图 5 不同泵轮转速条件下液力变矩器原始特性对比

($P_b=0.6 \text{ MPa}$)

由图5可知,在不同泵轮转速条件下,液力变矩器高速比下性能差异不大,而当速比小于0.4时,泵轮转矩系数与变矩比均随泵轮转速的升高而下降,其中泵轮转矩系数降幅较明显,最大降幅达到31%。由试验可知,该液力变矩器空化出现在低速比工况,且空化程度随着泵轮转速的升高及速比的下降迅速恶化,在起动工况下空化最剧烈,导致31%的能容系数下降以及3%的变矩比下降。在高速比工况下($i>0.4$),液力变矩器内无空化现象,不同泵轮转速下原始特性差异不大。

3.2 液力变矩器空化特性数值研究

利用表2设置对该液力变矩器有/无空化模型下流场进行数值仿真,得到其在有/无空化条件下液力特性与试验结果对比如图6所示。由图6可知,当泵轮转速为1800 r/min时,若不考虑空化,起动泵轮转矩系数计算结果为 $8.94 \times 10^{-6} \text{ min}^2 \cdot \text{r}^{-2} \cdot \text{m}^{-1}$ 。同时,有/无空化计算结果在高速比($i>0.4$)时结果无差别,而当 $i<0.4$ 时,泵轮转矩系数出现较大差异,且该差异随着速比的降低而迅速增大,说明该高功率密度液力变矩器在速比0.4时发生空化,且空化随着速比的降低而变剧烈。与试验结果对比可知,在泵轮转速1800 r/min条件下,有/无空化模型对变矩比、效率的预测误差均在5%以内,但不考虑空化时,低速比下泵轮转矩系数出现明显预测误差,起动工况时误差高达30%。考虑空化后,液力变矩器泵轮转矩系数预测误差缩小到3%以内。

图6 有/无空化条件下液力特性与试验数据对比

图7表示不同模型下液力变矩器内油液质量流量随速比的变化情况,由图7可知,液力变矩器空化数随着速比的降低而下降,因此空化程度也随着

速比的降低而越严重。对于该液力变矩器,初生空化数约为6.5($i=0.4$),空化数在低速比工况下($i<0.4$)随速比上升而缓慢升高,在速比大于0.4后呈指数升高。液力变矩器内油液流量随着速比的下降而升高,当速比大于0.4时,没有发生空化现象,因此有/无空化模型预测的质量流量相同。但当速比小于0.4时,产生空化,且有/无空化模型的质量流量预测差异随着速比的下降而升高。

图7 有/无空化条件下流量对比

4 液力变矩器内部空化流动特性

液力变矩器空化特性研究表明起动工况为空化最恶劣的情况(图8),在起动工况下,由于没有考虑空化现象,导轮内绝对压力出现负值,负压区主要分布于导轮叶片入口吸力面处,预示着该区域将出现空化。而当考虑空化效应后,当局部压力低于饱和蒸汽压时,对应区域将产生气泡,且气泡压力将

图8 有/无空化模型起动工况下绝对压力分布

维持在饱和蒸汽压, 从而整个流道内压力均在饱和蒸汽压以上。因此, 可以通过对无空化流场计算结果中绝对压力的处理来判断是否出现空化, 如果流道内部有较明显的负压区, 则其很可能出现空化。

在起工况下, 由涡轮流出的油液以较高的流速、较大的攻角冲击导轮叶片入口, 在快速绕流导轮叶片的过程中形成局部高速低压区域。由图 9 可知, 导轮叶片压力面压力普遍高于吸力面压力, 该压力差即形成导轮转矩的根源。当不考虑空化时, 在导轮吸力面靠近入口处出现较大的负压区, 而考虑了空化模型后, 当局部压力低于饱和蒸汽压时即形成大量气泡, 因此该负压区被“剪裁”成饱和蒸汽压。有/无空化模型的压力面上压力分布趋势一致, 有空化模型压力数值稍低于无空化模型。

图 9 起工况下导轮叶片中间流线绝对压力分布

利用空泡体积系数对起工况下该液力变矩器内部空泡分布进行可视化处理, 结果表明该工况下液力变矩器空化主要发生在导轮叶片入口处, 且导轮内空化过程为不稳定的空泡流动。由涡轮流出的高速来流冲击导轮叶片头部, 油液顺着叶片头部形成高速绕流, 并在吸力面形成局部低压, 该低压区诱发空泡产生(图 10a), 并沿着叶片吸力面向尾部生长(图 10b), 生长到叶片中部时, 由于回射流^[15]及湍流扰动导致空泡脱落(图 10c), 脱落的空泡流向下游泵轮并由于本地压力回升而迅速破灭(图 10d), 随后流动进入新一轮周期性脱落循环。

起工况下, 液力变矩器流量及油液流速达到最大, 局部压力最低, 因此除了导轮内出现较多空泡, 涡轮叶片入口吸力面处也出现少量空泡, 涡轮内的空泡较稳定地附着于涡轮叶片入口背面处, 并没有出现空泡的脱落现象(图 11)。泵轮内也可能出现空泡, 这些空泡大部分是由于上游导轮空泡群脱落后随油液流到泵轮内部的, 由于泵轮高速旋转,

其内部整体压力较高, 因此脱落的空泡进入泵轮后就迅速溃灭消失(图 11)。

图 10 起工况下导轮内空泡演化过程

图 11 起工况下不同叶轮内部 10% 空泡体积分数等势面

随着速比的上升, 液力变矩器内部流量及油液流速降低, 本地压力逐渐升高, 因此空泡越来越小, 且导轮内的空化也逐渐由瞬态脱落空泡向稳定附着空泡转变。由图 12 可知, $i=0.1$ 、 0.2 时, 导轮内仍然存在着大量的空泡, 且部分空泡随着主流脱落进入到泵轮流道中, 涡轮叶片入口吸力面处仍产生少量的附着型空泡, 三个叶轮内空泡的大小随着速比的增大而收缩。当 $i=0.3$ 时, 导轮内空泡由不稳定的脱离空化转变为稳定附着于导轮叶片入口吸力面的片状空化, 此时泵轮内部空泡消失, 涡轮叶片入口吸力面处的空泡进一步缩小, 只在个别叶片上

有较少量的空泡出现。当 $i=0.4$ 时, 导轮流道内的附着型空泡进一步向导轮叶片外环收缩, 且只在个别叶片上发现有少量的片状空泡, 涡轮和泵轮中几乎没有空泡产生。当 $i > 0.4$ 时, 由于涡轮转速升高、相对流速下降, 液力变矩器整个流腔内压力回升, 使得空化现象逐渐消失。

图 12 空化随速比演化过程

5 结论

本文对某大功率高功率密度液力变矩器进行了空化特性的试验和数值计算研究, 利用不同转速、不同供油条件液力性能试验厘清空化对宏观液力特性的影响, 同时建立了液力变矩器全流道瞬态空化流场分析模型, 对该液力变矩器内部瞬态空化演化过程进行了分析, 主要结论如下。

(1) 高功率密度液力变矩器容易出现空化, 空化程度随着速比的下降而增强, 起动工况为空化最恶劣的工作状态。由数据结果可知, 空化速比区间随着泵轮转速的升高而扩大, 且该区间受液力变矩器本身叶栅系统设计参数影响。对于本文中的高功率密度液力变矩器, 在 1 800 r/min 泵轮转速下, 其空化速比区间为 $i=0 \sim 0.4$, 因此空化对液力变矩器

低速比工况下液力性能影响较大, 由于在高效率工况下没有发生空化现象, 因此其对该型液力变矩器最高效率没有影响。

(2) 空化在起动工况下最严重, 由于起动工况下液力变矩器内油液流量及相对速度最大, 形成大片局部低压空化区, 空化区产生的空泡阻碍油液流动, 引起循环流量锐减, 在泵轮转速 1 800 r/min 条件下, 空化能造成高达 31% 的能容系数下降, 空化对起动变矩比的影响较小。

(3) 空化主要分布在导轮, 低速比下导轮内空泡为不稳定的脱离空化, 导轮叶片头部吸力面处形成大量空泡, 并由于回射流的存在而脱落, 脱落的空泡随着主流进入泵轮并由于本地高压而迅速破灭。随着速比的升高, 导轮内空泡逐渐缩小, 且形态由不稳定脱离空泡向稳定附着片状空泡转变。涡轮叶片入口吸力面处也存在较少量的空泡, 涡轮内的空泡以较稳定的附着型片状空泡为主。

(4) 对高功率密度液力变矩器进行数值计算时, 有必要进行空化判别, 如果利用传统单相流动计算发现在导轮流道中出现较大面积负压区, 则应考虑可能出现的两相空化现象。文中高功率密度液力变矩器在泵轮转速 1 800 r/min 条件下, 全流道瞬态空化能够较准确预测空化状态下液力性能, 不考虑空化时能容系数预测误差高达 30%, 而考虑空化后, 预测误差被缩小到 5% 以内。

本文仅利用不同工况及供油条件下外特性试验对空化过程进行了研究, 获得了高功率密度液力变矩器空化的大致特性及空化对其性能的影响。对于具体空泡出现区域、形态, 应利用光学测试、微观压力测试等手段直接对液力变矩器内部复杂的流动状态进行测试和验证, 这些均为较有价值的后续研究工作内容。

参 考 文 献

- [1] 朱文杰, 吴光强. 扁平化液力变矩器循环圆设计及液力性能分析[J]. 机械传动, 2015, 39(10): 77-81.
ZHU Wenjie, WU Guangqiang. Hydraulic performance analysis and design of torus of flat hydraulic torque converter[J]. Mechanical Transmission, 2015, 39(10): 77-81.
- [2] 王松林. 轮式装载机液力传动系统节能研究[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
WANG Songlin. Research on fuel-saving of hydrodynamic transmission system for wheel loader[D]. Changchun: Jilin University, 2015.

- [3] 闫清东, 魏巍, 刘城, 等. 车用高功率密度液力变矩器设计理论与方法[J]. 液压与气动, 2015, 4: 1-8.
- YAN Qingdong, WEI Wei, LIU Cheng, et al. Torque converter modern design theory and methodology[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015, 4: 1-8.
- [4] MEKKES J, ANDERSON CL, NARAIN A. Static pressure measurements and cavitation signatures on the nose of a torque converter's stator blades[C]// Proceedings of 2004 International Symposium on Rotating Machinery. Honolulu, Hawaii, 2004: 035.
- [5] ROBINETTE D L. Detecting and predicting the onset of cavitation in automotive torque converters[D]. Michigan: Michigan Technological University, 2007.
- [6] ROBINETTE D L, SCHWEITZER R L, MADDOCK D G et al. Predicting the onset of cavitation in automotive torque converters - Part II: A generalized model[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2008: 312753.
- [7] WALBER C M. Torque converter turbine noise and cavitation noise over varying speed ratio[D]. Michigan: Michigan Technological University, 2012.
- [8] REYNOLDS C. Characterization of torque converter cavitation sound power level over varying speed ratio[D]. Michigan: Michigan Technological University, 2016.
- [9] WATANABE S, OTANI R, KUNIMOTO S, et al. Vibration characteristics due to cavitation in stator element of automotive torque converter at stall condition[C]// American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Summer Meeting. July 8-12, 2012, Rio Grande, Puerto Rico: ASME, 2012: 72418.
- [10] TSUTSUMI K, WATANABE S, TSUDA S, et al. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model[J]. European Journal of Mechanics-B/Fluids, 2017, 61: 263-270.
- [11] JU J, JANG J, CHOI M, et al. Effects of cavitation on performance of automotive torque converter[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(6): 1-9.
- [12] 赵丽丽. 基于 CFD 的液力变矩器内流场气蚀研究[D]. 太原: 太原科技大学, 2016.
- ZHAO Lili. The cavitation research of the flow field in the hydraulic torque converter based on CFD[D]. Taiyuan: Taiyuan Technology University, 2016.
- [13] LIU Cheng, WEI Wei, YAN Qingdong, et al. Torque converter capacity improvement through cavitation control by design[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(4): 041103.
- [14] LIU Cheng, WEI Wei, YAN Qingdong, et al. Influence of stator blade geometry on torque converter cavitation[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2018, 140(4): 041102.
- [15] LIU Cheng, WEI Wei, YAN Qingdong, et al. On the application of passive flow control for cavitation suppression in torque converter stator[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 2019, 29(1): 204-222.
- [16] 刘城. 向心涡轮式液力变矩器叶栅系统参数化设计方法研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- LIU Cheng. Study on parameterized cascade design of radial-turbine torque converter[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015.
- [17] BAKIR F, REY R, GERBER A G, et al. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(1): 15-25.
- [18] HUANG Biao, ZHAO Yu, WANG Guoyu. Large eddy simulation of turbulent vortex-cavitation interactions in transient sheet/cloud cavitating flows[J]. Computers & Fluids, 2014, 92(1): 113-124.
- [19] HUANG Biao, WANG Guoyu, YU Zhiyi, et al. Detached-eddy simulation for time-dependent turbulent cavitating flows[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(3): 484-490.
- [20] STRELES M. Detached eddy simulation of massively separated flows[C]// American Institute of Aeronautics and Astronautics, Aerospace Science Meeting and Exhibit, January 8-11, 2001, Reno, New York: AIAA, 2001: 2001-0879.
- [21] 刘春宝, 李静, 徐志轩, 等. 液力变矩器热流动尺度解析模拟与特性精确预测[J]. 机械工程学报, 2018, 54(18): 146-153.
- LIU Chunbao, LI Jing, XU Zhixuan, et al. Scale-resolving simulation of thermal flow and accurate performance prediction in hydrodynamic torque converter[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(18): 146-153.

作者简介: 刘城(通信作者), 男, 1986年出生, 博士, 副研究员, 硕士研究生导师。主要研究方向为车辆传动理论、流体传动与控制、计算流体力学。

E-mail: liucheng@bit.edu.cn

闫清东, 男, 1964年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆现代设计方法, 液力传动。