

不同扁平率无内环液力变矩器设计与性能分析*

朱喜林¹ 黄伟² 刘春宝³ 马文星³ 仵晓强³

(1. 浙江师范大学工学院, 金华 321004; 2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025;
3. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025)

【摘要】 提出一种扁平化无内环液力变矩器,研究不同扁平率和有内环对其性能的影响。采用基于椭圆的扁平循环圆设计方法,设计3种不同扁平率的无内环循环圆且叶形为空间扭曲的扁平化液力变矩器。利用CFD软件对不同扁平率的无内环变矩器进行数值模拟,分析了内部流场的压力和速度分布,得到了扁平率和有内环对变矩器流场和性能的影响规律。

关键词: 液力变矩器 扁平率 流场 性能

中图分类号: TH137.332 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)06-0033-05

Analysis of Flat Hydrodynamic Torque Converter without Inner Ring
Based on Different Flatness Ratios

Zhu Xilin¹ Huang Wei² Liu Chunbao³ Ma Wenxing³ Wu Xiaoqiang³

(1. College of Engineering, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China

3. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract

The flat torque converter without inner ring was put forward to find out the impact of different flatness ratios and inner ring on the performance of torque converter. The flat torus design method based on the ellipse was used. Three different flatness ratio torque converters without inner ring were designed. The blade's profile was distorted in space. The internal flow field of the torque converter was simulated by CFD method, and the distribution of the velocity and pressure of internal flow field was analyzed, so the impact of flatness ratio and inner ring on the flow field and performance could be figured out by analyzing the numerical solution.

Key words Hydrodynamic torque converter, Flatness ratio, Flow field, Performance

引言

目前轿车多为前置发动机前轮驱动,传动系布置空间狭小,因此要求减小液力变矩器的轴向和径向尺寸,液力变矩器结构扁平化成为轿车发展的一个主要方向^[1-2]。扁平率为循环圆轴向宽度和有效直径之比,研究表明,当循环圆扁平率低于0.21时,有内环扁平液力变矩器的整体性能会显著变差^[3]。

对于前驱的液力自动变速中高档轿车而言,扁平率大于等于0.21的情况下,依然不能满足整车对发动机空间的需要。为进一步拓展空间,在力求不降低变矩器整体性能的前提下,继续缩小变矩器轴向和径向尺寸,本文提出扁平化无内环液力变矩器。为深入了解在无内环情况下扁平率对变矩器内部性能和外部性能的影响规律,在椭圆基础上设计无内环扁平循环圆,并设计3种不同扁平率无内环变矩器,采用

收稿日期: 2010-09-15 修回日期: 2010-12-07

* 浙江省重大科技专项资助项目(2008C01036-4)和吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室创新团队计划资助项目

作者简介: 朱喜林,教授,博士生导师,主要从事机电传动与控制技术研究,E-mail: zhuxl@zjnu.cn

通讯作者: 马文星,教授,博士生导师,主要从事液力传动与控制技术研究,E-mail: mawx@jlu.edu.cn

CFD 软件对无内环变矩器内部流场进行数值模拟。

1 扁平无内环变矩器设计

基于椭圆的扁平循环圆设计方法,从中间流线开始设计,而后确定内、外环,一开始就保证沿中间流流过面积保持恒等,然后再根据截面的宽度确定内、外环轮廓的形状^[4-5]。

如图 1 所示,在 ROZ 坐标系中,定义循环圆中间流线为椭圆,椭圆的短轴 a 与长轴 b 之比为变矩器的扁平率,即 $e = a/b$,改变椭圆长、短轴大小就可得到不同扁平率的变矩器,因而采用此方法设计扁平无内环循环圆,表 1 列出不同扁平率循环圆结构参数。设计结果如图 2 所示。图 3 为不同扁平率无内环变矩器叶片三维图。

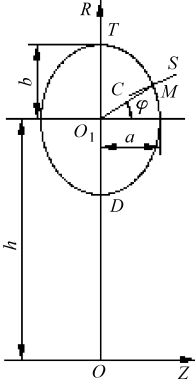


图 1 椭圆循环圆中间流线
Fig. 1 Flow line of ellipse torus

表 1 不同扁平率循环圆参数

Tab. 1 Parameters of tours with different flatness ratios

参数	类型 1	类型 2	类型 3	类型 4
有效直径 D/mm	200	200	200	200
循环圆宽度 B/mm	44.32	44.32	40.98	38.24
传统扁平率	0.22	0.22	0.20	0.19
新扁平率	0.60	0.60	0.55	0.50

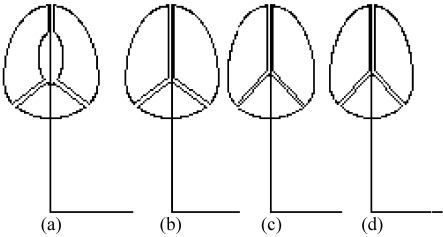


图 2 各扁平率循环圆轴面图

Fig. 2 Torus with different flatness ratios

(a) $e = 0.60$ (有内环) (b) $e = 0.60$ (c) $e = 0.55$ (d) $e = 0.50$

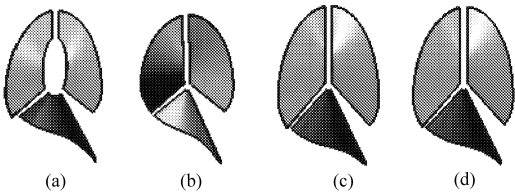


图 3 不同扁平率无内环叶片

Fig. 3 Blades without inner ring torque converters under different flatness ratios

(a) $e = 0.60$ (有内环) (b) $e = 0.60$ (c) $e = 0.55$ (d) $e = 0.50$

2 无内环变矩器内部流场分析

2.1 数值模拟

建立完整的无内环不同扁平率的变矩器三维模型和工作流道计算模型,利用滑动网格方法的数值模拟方法对不同转速的叶轮进行统一全流道计算,初步得到无内环变矩器的原始特性^[6-7]。

在变矩器中流体的流动近似为不可压缩的流动,所以采用分离求解器求解控制方程。空间离散格式采用二阶上风格式,湍流模型为标准 $k-\epsilon$ 模型,判断收敛的条件是残差值减小到三阶数量级以下,即小于 10^{-3} 。边界条件设置中,叶轮交互面设置为网格分界面,其他面都设置为壁面条件。为便于不同方案对比,泵轮转速设定为 $n_B = 2\,000\text{ r/min}$ 。

2.2 典型工况整体流场分析

本文就失速工况(速比 $i = 0$)下整体流场压力和速度分布作分析。

叶片角度一致,不同扁平率会影响到叶片的空间形状,如图 4 所示,不同扁平率泵轮叶片的外环骨线相似,只是随扁平率变化叶片宽度发生变化,因此直接对不同扁平率变矩器的流动结构进行对比分析是有意义的。

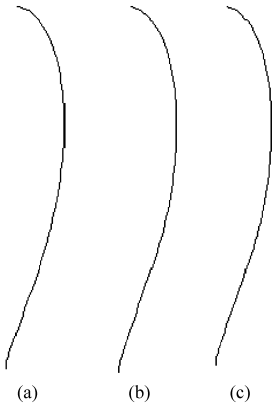


图 4 各扁平率泵轮叶片外环骨线

Fig. 4 Shell meancamberline of pump with different flatness ratios

(a) $e = 0.60$ (b) $e = 0.55$ (c) $e = 0.50$

图 5、图 6 为原型($e = 0.60$,有内环)液力变矩器失速工况整体压力和速度分布。失速工况时,泵轮转动,涡轮静止制动,此时变矩器内部循环流量最大。从进口到出口,速度和压力递增分布,泵轮流道出口处高压区域很小,从中部到流道出口,压力分布比较均匀。涡轮流道外环面上高压区沿径向呈细长带状分布,在流道出口处压力呈不规则分布。

图 7、图 8 为 $e = 0.60$ 无内环变矩器失速工况流道整体压力和速度分布。与原型相比,泵轮流道压力和速度分布差异显著,流道中部到出口区域,中高

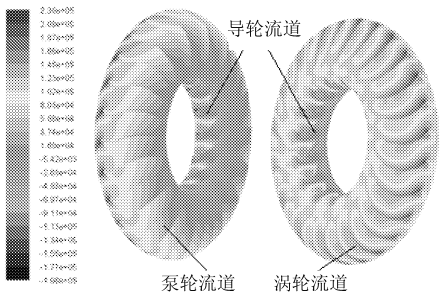


图 5 原型变矩器($e = 0.60$)失速工况整体流道压力分布
Fig. 5 Pressure of prototype's flow field with flatness ratio of 0.60

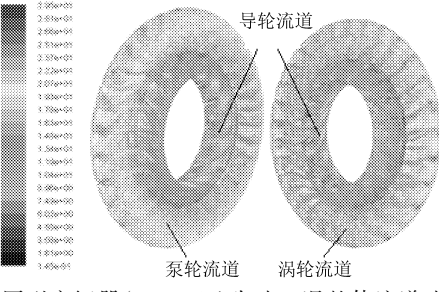


图 6 原型变矩器($e = 0.60$)失速工况整体流道速度分布
Fig. 6 Velocity of prototype's flow field with flatness ratio of 0.60

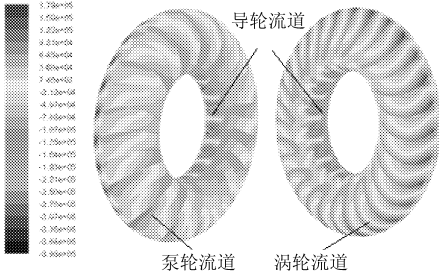


图 7 无内环变矩器($e = 0.60$)失速工况整体流道压力分布
Fig. 7 Pressure of flow field with flatness ratio of 0.60

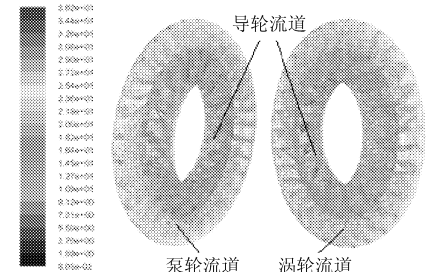


图 8 无内环变矩器($e = 0.60$)失速工况整体流道速度分布
Fig. 8 Velocity of flow field with flatness ratio of 0.60

压区域面积扩大,但在出口处最高压力却减小;中速流区从流道中部到出口面积有所减小,而出口处速度最大值有所增加。与原型相比,涡轮流道压力和速度分布类似,而在出口处压力分布不均区域减少,此区域的减少改善了流动性能,减少了流动损失。导轮内部流动变化不大,但叶片非工作面上低速流区有所增大。

图 9、图 10 为 $e = 0.55$ 无内环变矩器流道整体

压力和速度分布。与 $e = 0.60$ 相比,压力和速度分布接近,泵轮流道进口到中部,低压区域减小,出口处最高压力增大。涡轮流道进口高压区数值有所增大。通过对比发现,导轮外环面上从入口到出口,低速流区有所扩大。整体循环流量降低,变矩器性能随之降低。

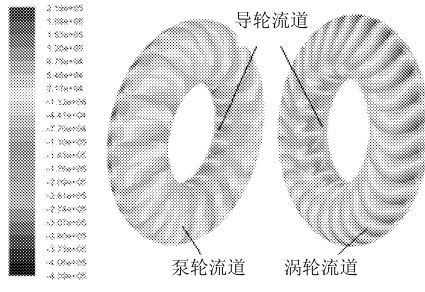


图 9 无内环变矩器($e = 0.55$)失速工况整体流道压力分布
Fig. 9 Pressure of flow field with flatness ratio of 0.55

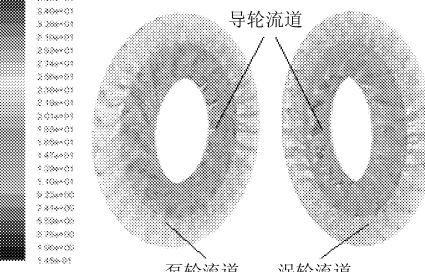


图 10 无内环变矩器($e = 0.55$)失速工况整体流道速度分布
Fig. 10 Velocity of flow field with flatness ratio of 0.55

图 11、图 12 为 $e = 0.50$ 无内环变矩器整体流道压力和速度分布。对比 3 款不同扁平率变矩器失速工况流道压力场可知, $e = 0.50$ 变矩器流道压力值最高,泵轮流道入口到出口,压力整体降低。涡轮流道中部到出口处高压区明显减小,上述区域最高速度值降低。导轮流道进口处外环附近高压区减小。循环圆形状更扁平,变矩器流道曲率变化更大,流道内速度分布更不规则。

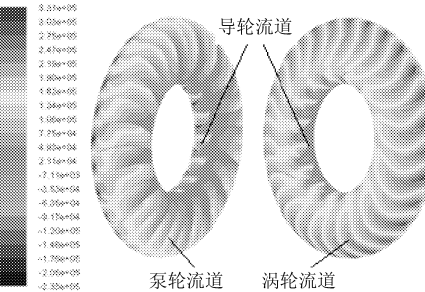


图 11 无内环变矩器($e = 0.50$)失速工况整体流道压力分布
Fig. 11 Pressure of flow field with flatness ratio of 0.50

3 无内环变矩器特性分析

3.1 不同扁平率对性能的影响

图 13 为不同扁平率及原型变矩器循环流量对

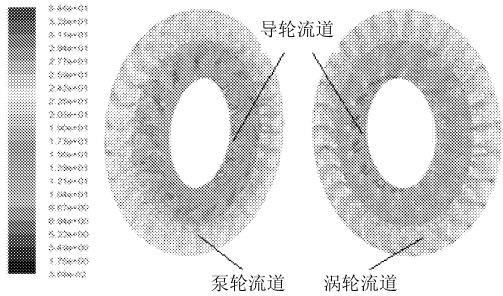


图 12 无内环变矩器 ($e=0.50$) 失速工况整体流道速度分布

Fig. 12 Velocity of flow field with flatness ratio of 0.50

比曲线,在低速比范围内,随着扁平率的下降,流道内工作介质循环流量减小。中速比和高速比范围内,循环流量变化趋势不明显。

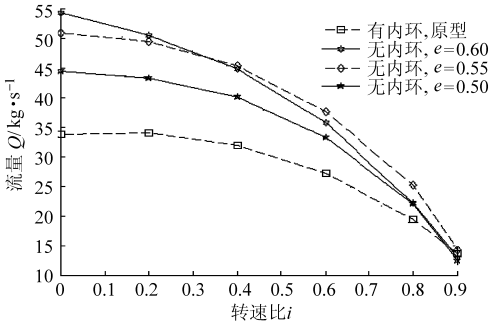


图 13 不同扁平率及原型变矩器循环流量对比

Fig. 13 Comparison of circulating flow with different flatness ratios

图 14 为不同扁平率及原型变矩器效率对比,变矩器循环圆变扁平以后,效率随着扁平率的减小而减小,而且峰值效率具有同样的变化趋势。这是因为扁平率越小,流体工作腔容积越小,流道曲率变化更剧烈,流体流动更加不均匀,流动损失增加。为降低流动损失,可以增大工作轮进口处和出口处流道的曲率半径,使流道变化更平缓,流动趋于均匀。 $e=0.50$ 变矩器峰值效率仅为 0.82,低于轿车对变矩器的要求 ($h^* \geq 0.85$),可以通过优化叶片的方法加以改进。

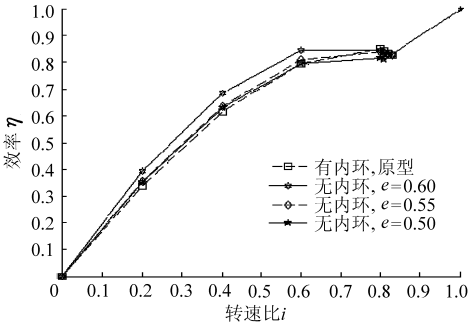


图 14 不同扁平率及原型变矩器效率对比

Fig. 14 Comparison of efficiency with different flatness ratios

图 15 为不同扁平率及原型变矩器变矩系数对比曲线,在低速比工况下,无内环变矩器具有较高的

变矩系数,失速变矩比大于或接近于 2,这使得车辆起步时可以获得较高的转矩输出,从而提高了车辆的动力性。分析认为,去掉内环后,从泵轮流出的高速工作介质在径向平面上更大范围冲击涡轮叶片,从而使涡轮获得较大的转矩。当扁平率进一步减小时,流动趋于紊乱,失速变矩系数将下降,在中速比和高速比工况下,扁平率对变矩系数影响不大。

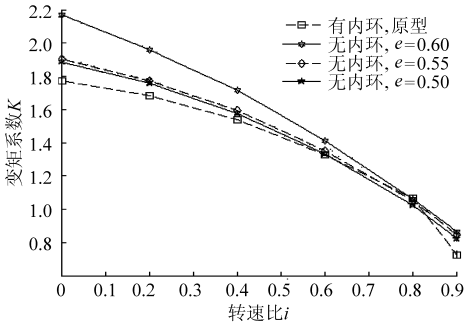


图 15 不同扁平率及原型变矩器变矩系数对比

Fig. 15 Comparison of torque ratio with different flatness ratios

图 16 为不同扁平率及原型变矩器容量系数对比,低速比时,随着扁平率的下降,容量系数增加,在中速比和高速比工况,容量系数随着扁平率的变化趋势不甚明显。

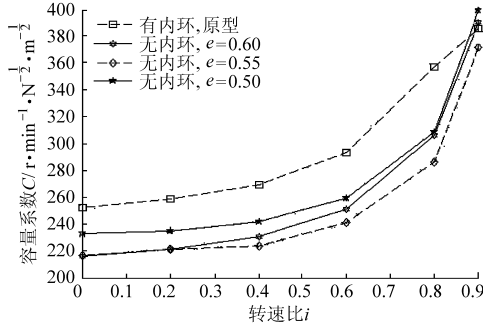


图 16 不同扁平率及原型变矩器容量系数对比

Fig. 16 Comparison of torque capacity with different flatness ratios

3.2 有内环和无内环对变矩器性能的影响

分析对比在相同扁平率下 ($e=0.60$),有内环变矩器和无内环变矩器在循环流量、变矩系数、效率以及容量系数四方面的差异,可发现,扁平率相同时,无内环变矩器具有更大的循环流量,较高失速变矩比,较低的容量系数,略有降低的峰值效率。循环流量增大,变矩器将能从发动机吸收更多的功率,变矩器将能传递更多的动力。对于同一发动机而言,较低的容量系数,则使变矩器更好地与发动机匹配。较高失速变矩比将有效提高车辆动力性。同样将 $e=0.55$ 和 $e=0.50$ 计算结果加以对比,可得出与 $e=0.60$ 相类似的结论。

4 结论

- (1)变矩器去掉内环后,虽然泵轮出口和涡轮入口附近的高压区及高速流区减小,但在各叶轮交界面循环流量具有更大的过流面积,流体的循环流量增大,涡轮叶片被冲击范围增大,变矩器将能吸收更多发动机功率及更大的转矩输出。
- (2)不同扁平率时,各性能参数的变化是不同

的。无内环变矩器的变矩系数、效率及循环流量将随着扁平率的下降而下降,而在低速比工况,泵轮容量系数随着扁平率的降低而升高。

(3)无内环扁平化变矩器在基本不降低其总体性能的前提下,能够有效减小变矩器的轴向和径向尺寸,节省了传动系空间,但还有待于进一步优化无内环空间扭曲叶片形状,以提高效率。

参 考 文 献

1 Toru Ochi, Hiroaki Takeuchi, Hiromichi Kimura, et al. Development of a super flat torque converter for the new toyota FWD6—speed automatic transaxle[C]. SAE Paper 2006—01—0149,2006.

2 Tomaz Kietlinski, Michael Fingerman. 248 mm elliptical torque converter from daimler chrysler corporation[C]. SAE Paper 2007—01—0241,2007.

3 Ejiri E, Kubo M. Influence of the flatness ratio of an automotive torque converter on hydrodynamic performance[J]. ASME Journal of Fluids Engineering,1999,121(3): 614~620.

4 李忠禄,刘冀察. 一种新的液力变矩器循环圆构想及其设计方法[J]. 工程机械,2005(1):48~49.

5 刘春宝. 轿车扁平化液力变矩器研究[D]. 长春:吉林大学,2009.

Liu Chunbao. Research on flat hydrodynamic torque converter for passenger car[D]. Changchun: Jilin University, 2009. (in Chinese)

6 刘春宝,马文星,褚亚旭. 多流动区域耦合算法在液力元件中的应用[J]. 吉林大学学报:工学版,2008,38(6):1 342~1 347.

Liu Chunbao, Ma Wenxing, Chu Yaxu. Application coupling algorithm for multi-flow-region in hydrodynamic components[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008,38(6):1 342~1 347. (in Chinese)

7 刘春宝,朱喜林,马文星. 轿车液力变矩器扁平率研究[J]. 农业机械学报,2010,41(10):23~27.

Liu Chunbao, Zhu Xilin, Ma Wenxing. Flatness ratio of flat hydrodynamic torque converter for passenger car [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(10):23~27. (in Chinese)

(上接第 42 页)

17 臧英,高焕文. 国外农田风蚀发生机理与防治技术的研究[J]. 农业工程学报,2002,18(3):195~198.

Zang Ying, Gao Huanwen. Research on occurrence mechanism and control technology of wind erosion in agricultural lands [J]. Transactions of the CSAE,2002,18(3):195~198. (in Chinese)

18 哈斯. 坝上高原土壤不可蚀性颗粒与耕作方式对风蚀的影响[J]. 中国沙漠,1994,14(4):92~97.

Hasi Erdon. Influence of non-erodible clods and tillage practice on wind erosion over Bashang plateau[J]. Journal of Desert Research,1994,14(4):92~97. (in Chinese)

19 Cheng X. Rethinking of the transition zone between agricultural and pastoral areas, and the innovation of industries of grass and livestock[J]. Journal of Grasses Industry,2001,10(Supp.1): 27~35.

20 信乃谕. 中国北方旱农区域治理与发展[M]. 北京:中国农业科技出版社,1997: 86~88.

21 赵彩霞. 阴山北麓农牧交错带防治风蚀沙化的恢复生态学研究[D]. 北京:中国农业大学, 2005.

Zhao Caixia. Study on restoration ecology of resisting and controlling wind erosion in the agro-pastoral ecotone of the north foot of Yinshan mountain[D]. Beijing: China Agricultural University,2005. (in Chinese)

22 赵永来. 利用移动式风洞测试评估植被盖度对土壤风蚀的影响[D]. 呼和浩特:内蒙古农业大学, 2006.

Zhao Yonglai. Test and evaluation on influences of vegetation coverage on soil wind erosion by means of the movable wind tunnel[D]. Huhhot: Inner Mongolia Agricultural University,2006. (in Chinese)

23 丁国栋. 风沙流结构的风洞实验研究[J]. 内蒙古林学院学报,1994,16(1):40~46.

Ding Guodong. Experimental study on wind sand flow in wind tunnel[J]. Journal of Inner Mongolia Forestry College, 1994, 16(1):40~46. (in Chinese)