

变冲击系数的几何参数化变矩器特性模型^{*}

李晓田 王安麟 慈健

(同济大学机械工程学院, 上海 201804)

【摘要】 为解决变矩器特性模型中因冲击损失造成理论预测误差偏大的问题,建立了变冲击损失系数的几何参数化变矩器特性模型。模型以键合图作为系统动力学工具,采用模块化建模方法,分析了各工作轮的工作特性与能量损失,实现了通过几何参数进行工作特性的预测,采用变冲击损失系数的方法来增加模型精度。与样机性能实验结果对比表明,在转速比0至1全区段内,变冲击损失系数方法得出的变矩比和效率百分比误差的波动变化更小,这说明在工况复杂的情况下采用变冲击损失系数方法有一定优势。

关键词: 液力变矩器 键合图 无因次特性 变冲击损失系数

中图分类号: TH137.332

文献标识码: A

Parametric Torque Converter Dynamic Model with Variable Shock Loss Coefficient

Li Xiaotian Wang Anlin Ci Jian

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract

In order to overcome the prediction error of classic torque converter model which caused by inaccurate shock loss prediction, a torque converter dynamic model with variable shock loss coefficient was developed. Using bond graph method, the model analyzes working wheel's performance and energy losses to construct model formulas by geometry parameters, and variable shock loss coefficient method was used to improve model's accuracy. Test result shows classic constant coefficient method's percent error can reach to 15%~60% in speed ratio range between 0 and 1, but the result of variable shock loss coefficient is less than 10% in all conditions, which is better than that with classic constant coefficient method.

Key words Torque converter, Bond graph, Dimensionless performance, Variable shock loss coefficient

引言

作为液力传动元件,变矩器工作特性比较复杂,同时变矩器也是车辆性能匹配的关键元件,因此对其工作特性的研究得到了学术界的广泛关注。早期液力机械理论已给出变矩器能头、流量和转速转矩的理论求解方法,但主要为定转速下的静态分析,较少涉及动态分析。文献[1~6]建立的模型和给出的结论主要集中于变矩器的外在特性表现,对于变矩

器的内部结构分析很少,使得参数的确定对实验的依赖性很强。

许多变矩器产品的特性曲线实验数据有所欠缺,因此需要建立变矩器的几何参数和性能参数间的数学模型,以在有限的参数下预测变矩器性能,辅助工程车辆的动态性能匹配研究。

传统的变矩器性能模型中冲击损失系数采用常数,使得变矩器性能的理论计算结果偏差较大,启动工况可达到15%~25%^[7]。文献[7]中建议在计算

收稿日期: 2008-08-13 修回日期: 2008-10-13

^{*} 国家科技支撑计划资助项目(2007BAF10B00, 2007BAF18B02)

作者简介: 李晓田, 博士生, 主要从事工程机械动力系统性能研究, E-mail: xiaotian3881@hotmail.com

时负冲击角一般取 0.4~0.8, 正冲击角一般取 0.8~1.6, 但变矩器工作工况的变化也会带来冲击角的变化, 目前没有人提出量化的解决办法。因此, 本文在变矩器特性模型建模中尝试采用冲击角的二次函数式来确定冲击损失系数以克服模型精度过低的问题。目前国内很少有人将键合图理论应用在变矩器性能分析中^[8]。本文将应用键合图理论建立变矩器键合图模型, 并结合传统液力传动理论建立机械能和液力能的理论求解方法, 明确其几何参数和性能参数之间的关系, 使模型的全部参数均为变矩器几何参数, 获得基于几何参数的变矩器特性模型, 以实现传统变矩器模型的精细化改进。

1 液力变矩器的键合图模型

用键合图方法描述变矩器系统, 机械液力转换可以认为是回转器元件, 工作轮转动惯量和液体运动惯量作为惯性元件, 考虑各环节的能头损失作为阻性元件, 绘制变矩器系统键合图模型如图 1 所示。

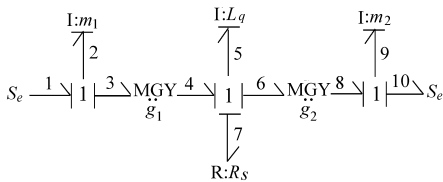


图 1 液力变矩器键合图模型

Fig. 1 Bond graph model of torque converter

由键合图可进行系统动力学分析。对于变矩器, 其非线性元件主要有两处: 泵轮、涡轮的系统特性较为复杂, 两个回转器元件呈现非线性特点; 变矩器内的各种能头损失较复杂, 使阻性元件呈现非线性。为使变矩器特性模型能以几何参数化的形式表征, 以下分别对这两部分进行分析, 作为键合图系统中回转器和能头损失的子系统模型。

2 工作轮特性子系统模型

2.1 主要几何参数

变矩器主要几何参数如表 1 所示, 其中各参数按下标分类, 下标 B、T、D 分别代表泵轮、涡轮和导

表 1 变矩器主要几何参数符号

Tab. 1 Main parameters of torque converter

参数	泵轮	涡轮	导轮
入流口半径	R_{B1}	R_{T1}	R_{D1}
出流口半径	R_{B2}	R_{T2}	R_{D2}
入流叶宽	b_{B1}	b_{T1}	b_{D1}
出流叶宽	b_{B2}	b_{T2}	b_{D2}
入口叶片安装角	β_{B1}	β_{T1}	β_{D1}
出口叶片安装角	β_{B2}	β_{T2}	β_{D2}
排挤系数	Ψ_B	Ψ_T	Ψ_D

轮; 下标 1、2 分别代表入流口和出流口。各尺寸对应图如图 2 所示。

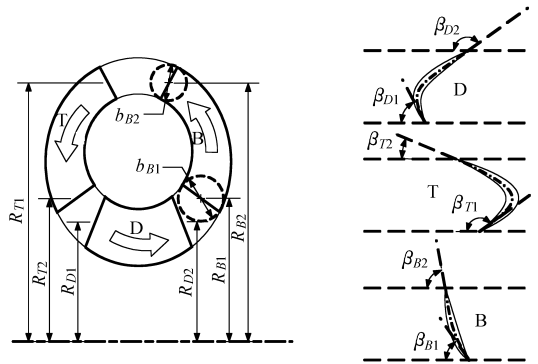


图 2 液力变矩器主要几何参数示意图

Fig. 2 Main parameters of torque converter

工作轮出入口的通流面积为

$$F_m = 2\pi R b \Psi \tag{1}$$

其中 R 、 b 、 Ψ 分别为具体工作轮的参数, 可得各通流面积 F_{mB1} 、 F_{mB2} 、 F_{mT1} 、 F_{mT2} 、 F_{mD1} 、 F_{mD2} 。

工作轮能头和扭矩与流量和转速相关, 符合函数式 $P = f_P(n, Q)$ 及 $M = f_M(n, Q)$ 。以下分别分析 3 个工作轮的特性方程。

2.2 泵轮特性

取特性系数分别为

$$A_B = \rho(2\pi R_{B2})^2 \tag{2}$$

$$B_B = \rho \left(\frac{2\pi R_{B2}}{F_{mB2}} \cot \beta_{B2} - \frac{2\pi R_{B1}}{F_{mD2}} \cot \beta_{D2} \right) \tag{3}$$

则泵轮能头特性为

$$P_B = A_B n_B^2 - B_n n_B Q \tag{4}$$

泵轮扭矩特性为

$$M_B = \frac{1}{2\pi} A_B n_B Q - B_B Q^2 \tag{5}$$

2.3 涡轮特性

取特性系数分别为

$$A_T = \rho[(2\pi R_{T1})^2 - (2\pi R_{T2})^2] \tag{6}$$

$$B_T = \rho \left(\frac{2\pi R_{T1}}{F_{mT1}} \cot \beta_{T1} - \frac{2\pi R_{T2}}{F_{mT2}} \cot \beta_{T2} \right) \tag{7}$$

则涡轮能头特性为

$$P_T = A_T n_T^2 - B_T n_T Q \tag{8}$$

涡轮扭矩特性为

$$M_T = \frac{1}{2\pi} A_T n_T Q - B_T Q^2 \tag{9}$$

2.4 导轮特性

导轮转速为零, 故

$$P_D = 0 \tag{10}$$

取特性系数

$$B_D = \frac{\rho}{2\pi} \left(\frac{\cot \beta_{D2}}{b_{D2} \Psi_{D2}} - \frac{\cot \beta_{D1}}{b_{D1} \Psi_{D1}} \right) \tag{11}$$

则导轮扭矩特性为

$$M_D = B_D Q^2 \quad (12)$$

2.5 子系统模型的建立

采用以上分析结果,可建立泵轮和涡轮的模型

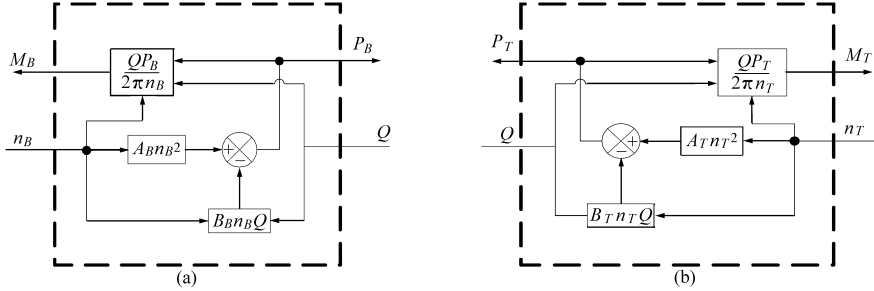


图 3 泵轮和涡轮子系统模型框图

Fig. 3 Subsystem diagram of working wheels

(a) 泵轮子系统 (b) 涡轮子系统

3 压降损失特性子系统模型

变矩器系统中有多种类型的能量损失,变矩器结构内部封闭,其容积损失很小,因此主要考虑压降损失。压降损失主要考虑摩擦损失和冲击损失。子系统模型以油液流量为输入,压降损失为输出,模型内分两部分分别计算两种损失,其框图如图 4 所示。

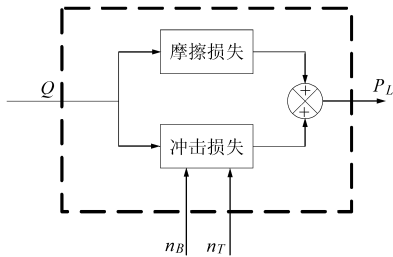


图 4 压降损失子系统模型框图

Fig. 4 Subsystem diagram of pressure losses

3.1 摩擦损失

摩擦损失由油液在流道中的转向、收缩等产生,各工作轮摩擦损失为^[9]

$$p_{im} = \frac{\lambda_{mi} l_{mi}}{R} \left(\frac{1 + \cot^2 \beta_{i1}}{F_{mi1}} - \frac{1 + \cot^2 \beta_{i2}}{F_{mi2}} \right) \frac{\rho}{2} Q^2 \quad (13)$$

下标 i 取 B, T, D ,摩擦损失系数 λ_{mi} 取 0.06 ^[9]。

3.2 冲击损失

冲击损失由流体进入下一工作轮时因流向改变而产生,各工作轮冲击损失为

$$p_{By} = \frac{\rho \varphi_B}{2} \left[-2\pi n_B R_{B1} - Q \left(\frac{\cot \beta_{D2}}{F_{mD2}} - \frac{\cot \beta_{B1}}{F_{mB1}} \right) \right]^2 \quad (14)$$

$$p_{Ty} = \frac{\rho \varphi_T}{2} \left[2\pi n_B R_{B2} - 2\pi n_T R_{T1} - Q \left(\frac{\cot \beta_{B2}}{F_{mB2}} - \frac{\cot \beta_{T1}}{F_{mT1}} \right) \right]^2 \quad (15)$$

$$p_{Dy} = \frac{\rho \varphi_D}{2} \left[2\pi n_T R_{T2} - Q \left(\frac{\cot \beta_{T2}}{F_{mT2}} - \frac{\cot \beta_{D1}}{F_{mD1}} \right) \right]^2 \quad (16)$$

框图,作为键合图中的回转器模块的子系统方程。模型框图如图 3 所示。子系统以 2 个流变量为输入,2 个势变量为输出,实现了二通口回转器功能。

4 变冲击损失系数法

已有研究表明,冲击损失系数并非定值,而是与流体进入工作轮时入口安装角的冲击角度有关,冲击角越小则系数越小。文献[7]中建议负冲击角一般取 $0.4 \sim 0.8$,正冲击角一般取 $0.8 \sim 1.6$ 。一般分析方法对各工况统一取系数为 1,但由于冲击损失在变矩器工作中的影响较明显,近似取值容易引起较大误差。为增加模型描述的精确性,使模型能够适应工况变化较大的情况,采用冲击角的二次函数式来确定涡轮和导轮冲击损失系数。

根据已有的经验取值范围, $\pm 90^\circ$ 冲击角时取损失系数为 1.2, 0° 冲击角时取为 0.6,二次拟合可得

$$\varphi_i = 0.243 2\Delta\beta_i^2 + 0.6 \quad (17)$$

式中 $\Delta\beta_i$ ——流体进入工作轮时的冲击角,rad

其中 i 取 T, D ,分别对应涡轮、导轮。根据速度三角形可得

$$\Delta\beta_D = \arctan \left(\frac{\frac{\cot \beta_{T2}}{F_{mT2}}}{\frac{Q \cot \beta_{T2}}{F_{mT2}} - 2\pi R_{T2} n_T} \right) - \beta_{D1} \quad (18)$$

$$\Delta\beta_T = \arctan \left(\frac{\frac{\cot \beta_{B2}}{F_{mB2}}}{\frac{Q \cot \beta_{B2}}{F_{mB2}} - 2\pi R_{B2} n_B} \right) - \beta_{T1} \quad (19)$$

因导轮不转动,其流向泵轮的入流冲击角不变,故 φ_D 取定值 1。

至此已确立了采用变系数的冲击损失计算方法。可以预见,这种变冲击系数方法能够在一定程度上克服因工况变化带来的冲击损失预测不精确的问题。值得说明,鉴于变矩器冲击损失的复杂性,这里虽然建立确立系数的冲击角函数式,但系数函数

的形式和参数如何确定还值得进一步研究。

5 变矩器特性系统框图模型

根据以上子系统模型,结合键合图理论给出的其他动态元件模型,建立整个变矩器系统模型框图如图5所示。

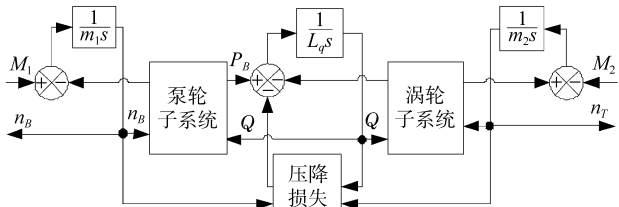


图5 变矩器特性系统模型框图

Fig. 5 Torque converter dynamic system diagram

6 实验数据分析验证

为验证以上模型的正确性,并检验变冲击损失系数方法在预测中是否有效,取某向心涡轮液力变矩器为样机,将其各参数输入变矩器系统模型,参数如表2所示。

对变矩器样机进行实验测试,定泵轮转速为1500 r/min,油液密度840 kg/m³,测定涡轮的不同输出转速下输出力矩及输入力矩,可获得变矩器的无因次特性实验数据。上述数学模型通过分析也可得出无因次特性,为说明变冲击损失系数方法比

表2 液力变矩器样机主要几何参数

Tab. 2 Main parameters of torque converter prototype

参数	数值	参数	数值
R_{B1}/m	0.099	$\beta_{T2}/(^{\circ})$	36
R_{B2}/m	0.161	$\beta_{D1}/(^{\circ})$	78
R_{T1}/m	0.159	$\beta_{D2}/(^{\circ})$	147
R_{T2}/m	0.097	b_{B1}/m	0.035
R_{D1}/m	0.867	b_{B2}/m	0.021
R_{D2}/m	0.867	b_{T1}/m	0.021
$\beta_{B1}/(^{\circ})$	55	b_{T2}/m	0.035
$\beta_{B2}/(^{\circ})$	65	b_{D1}/m	0.038
$\beta_{T1}/(^{\circ})$	141	b_{D2}/m	0.038

定系数更加精确,同时也按常冲击损失系数进行分析。两种分析结果与变矩器的实验数据对比如图6所示,图中传统方法是指冲击损失系数取常数1。

图7为在不同转速比下两种方法的百分比误差曲线。由图可见,传统方法在转速比接近额定工况的区间内表现较好,但在转速比为0和1附近的工况下预测误差很大,可达15%~60%,但变冲击损失系数法则在转速比0~1全部区段均保持百分比误差在10%以内。对两种方法的变矩比和效率百分比误差统计如表3所示。

可见,针对较靠近额定工况的工况条件时,变冲击损失系数方法与传统的常冲击损失系数法相比并

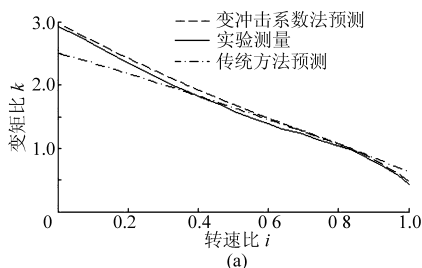
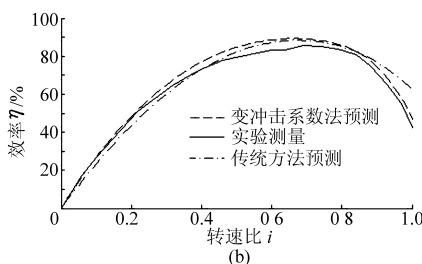


图6 变矩器样机无因次特性的理论预测和实验测量对比

Fig. 6 Torque converter prototype dimensionless performance measurements and predictions



(a) 转速比-变矩比曲线 (b) 转速比-效率曲线

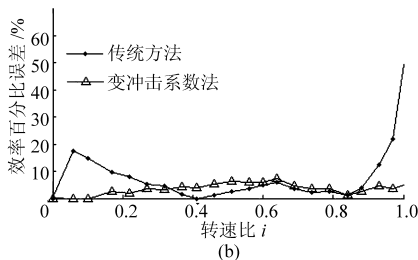
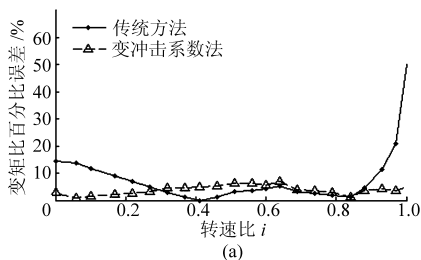


图7 两种方法预测无因次特性与实验数据的百分比误差曲线

Fig. 7 Percent error of predicted dimensionless performance with two methods

(a) 变矩比百分比误差 (b) 效率百分比误差

表3 两种方法的变矩比和效率百分比误差统计对比

Tab.3 Percent error comparison of dimensionless performance predictions

统计量	传统方法	变冲击损失系数法
变矩比 k 误差均值/%	8.904	3.915
变矩比 k 误差方差	0.019 166	0.000 293
效率 η 误差均值/%	8.769	3.623
效率 η 误差方差	0.018 699	0.000 417

不优异,但综合考虑转速比 0~1 的全区段工况时,采用变冲击损失系数进行理论预测的结果则比常冲击损失系数法更加精确,体现了一定的优势,这说明本方法更适用于考虑较为复杂多变工况时的车辆传动系统模型的建立。

本文提出的变冲击损失系数公式虽然在样机上得到了较好的验证,鉴于变矩器损失特性的复杂性,一方面本方法的函数形式及参数尚需深入研究,同时其适用的变矩器参数规格范围也需进一步验证。

7 结束语

应用系统动力学的键合图方法,建立了变冲击损失系数的几何参数化变矩器特性模型,模型比定冲击系数更能准确预测变矩器性能,并且全部参数均为变矩器几何参数,实现了变矩器模型的模块化和精细化。经实验数据验证,模型预测结果较为符合实际测量结果,可供变矩器性能研究和工程车辆动态性能匹配作为参考。

参 考 文 献

- 1 Paynter H M, Longoria R G. Efficient computer models for automotive fluid couplings and torque converters[C]// Fluids Engineering Division Summer Meeting, Washington DC: ASME, 1998.
- 2 Murin J. Some properties of a diesel drive line with hydrodynamic torque converters of the latest generation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(1): 99~117.
- 3 才委, 马文星, 褚亚旭. 大功率履带推土机发动机与液力变矩器动态匹配方法的探讨[J]. 机床与液压, 2001, 29(2): 106~108.
Cai Wei, Ma Wenxing, Chu Yaxu. Study on the dynamic matching method of the engine and the torque converter of high-power crawler-mounted bulldozer[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2001, 29(2): 106~108. (in Chinese)
- 4 刘悦, 刘爽, 鲁统利. 液力变矩器的动态特性分析[J]. 吉林工学院学报: 自然科学版, 2002, 23(1): 55~57.
Liu Yue, Liu Shuang, Lu Tongli. An dynamic analysis of the hydraulic torque converter[J]. Journal of Changchun University of Technology: Natural Science Edition, 2002, 23(1): 55~57. (in Chinese)
- 5 陈东升, 项昌乐, 刘辉. 液力变矩器的动态特性和动力学模型研究[J]. 中国机械工程, 2002, 13(11): 19~21.
Chen Dongsheng, Xiang Changle, Liu Hui. Study on the dynamic characteristics and dynamics model of hydrodynamic torque converter[J]. China Mechanical Engineering, 2002, 13(11): 19~21. (in Chinese)
- 6 Kazuhiro Tanaka, Katsuya Suzuki, Kiyoshi Hatakenaka, et al. Detailed bond graph models of turbomachinery[C]// 26th Annual Conference of the IEEE, IECON 2000: 1550~1555.
- 7 李有义. 液力传动[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2004.
- 8 王中双. 键合图理论及其在系统动力学中的应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2000.
- 9 吉林工业大学. 工程机械液压与液力传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1979.