DOI: 10.3901/JME.2020.20.237

液力缓速器虹膜空损抑制方法研究*

魏巍^{1,2} 刘堂柱¹ 闫清东^{1,2} 安媛媛¹

(1. 北京理工大学车辆传动国家重点实验室 北京 100081;

2. 北京理工大学重庆创新中心 重庆 401120)

摘要: 为有效抑制液力缓速器空转功率损失,参考虹膜光圈机构的特点,提出一种新型的虹膜式空损抑制方法,通过虹膜机构阻隔循环气流过流通径来抑制空损功率。建立虹膜式空损抑制机构完全起效及未起效两种工况下的液力缓速器全流道计算模型,通过不同转速全气相流动的数值模拟对比研究,获取液力缓速器空损转矩、空损功率特性与内流场速度场、压力场分布。仿真结果表明,虹膜机构完全起效时能够有效隔断动轮和定轮间的气体循环流动以降低功率损失,当动轮转速为4 000 r/min时,虹膜机构完全起效空损功率为0.8 kW,与无空损抑制机构时的空损功率61.6 kW相比,降低至1.3%;与现有的扰流柱空损抑制机构完全起效时的空损功率15.8 kW相比,降低至5.1%。设计缓速器台架试验,验证虹膜机构完全起效时能够显著抑制空转损失,从而大幅提升车辆行驶的功率利用率。

关键词: 液力缓速器; 空转损失; 过流通径; 虹膜机构; 数值模拟

中图分类号: TH137

Study on an Iris Idling Power Loss Suppression Method in Hydrodynamic Retarder

WEI Wei^{1,2} LIU Tangzhu¹ YAN Qingdong^{1,2} AN Yuanyuan¹

(1. National Key Lab of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

2. Beijing Institute of Technology Chongqing Innovation Center, Chongqing 401120)

Abstract: For effectively suppressing idling power loss of hydrodynamic retarder, an innovative iris mechanism scheme is designed based on structural characteristics of iris aperture with its principle of idling loss suppression that blocked the circulation flow path. The full flow path models of hydrodynamic retarder with and without the iris mechanism working are established and through the numerical simulation at different rotational speeds, the torque and power loss characteristics are obtained, as well as internal flow field flow and pressure distributions. Simulation results show that the iris mechanism can effectively block the circulating flow between rotor and stator to reduce energy loss. When the speed of the rotor is set as 4 000 r/min, and the iris mechanism is fully effective, the idling power loss value is 0.8 kW, which is reduced to 1.3% compared to the value of 61.6 kW when the iris mechanism does not work and reduced to 5.8% compared to the value of 15.8 kW when the existing spoiler is fully effective. The retarder bench test verifies that the iris mechanism can significantly suppress the idling loss and can greatly improve the power utilization of the vehicle.

Key words: hydrodynamic retarder; idling power loss; circulation flow path; iris mechanism; numerical simulation

0 前言

液力缓速器是重型车辆机械摩擦主制动器的主流辅助制动装置,具有高转速时制动效果好、可长

时间持续制动、制动平稳、噪声小等优点^[1]。当液力缓速器处于制动状态时,动轮旋转带动油液冲击定轮,将动轮的动能转化为热能,从而产生制动转矩。而当车辆正常行驶时,液力缓速器处于非制动状态,缓速器轮腔内充满空气,动轮旋转带动空气冲击定轮,也会产生一定的功率损失,这种功率损失为空转功率损失,简称空损,并且动轮转速越高,空转时产生的空损转矩越大,相应空损功率也越大,可占到所传递功率的4%左右^[2-3]。而对于重型车辆

* 国家自然科学基金(51475041, 51805027)、国家部委基础产品创新计划(237099000000170009)和车辆传动国家级重点实验室基金(614221304040517)资助项目。20190910 收到初稿,20200331 收到修改稿

来说, 由于其大部分工作时间都处于非制动状态, 空损功率的存在会使车辆的经济性及效率大大降低, 因此开展空转损失抑制技术的研究很有必要^[4]。

国内外学者针对液力缓速器空转损失的计算分析与抑制方式进行相关的研究。美国研究人员针对缓速器空损过高的问题, 通过在不需要制动的时候以一定的角度向缓速器工作腔内注入一定速度的气体, 降低空气环流的速度, 从而减少空转损失^[5]。吴超等^[6]设计了挡片式抑制空损结构, 并对其进行 CFD 计算以及试验验证; 武汉理工大学过学迅等^[7]设计的阀片式抑制空损结构通过挡住部分流道降低了空转功率; 扰流柱是目前缓速器上较为有效的空损抑制装置, 通过减小循环圆通流面积, 对空气进行扰动来减小空转损失, 魏巍等^[8]针对扰流柱的气流扰动特性及起效条件进行了研究。但以上现有的几种典型缓速器空损抑制机构对空损功率的抑制效果有限, 理论上最大可降低 60% 左右^[8]。

为进一步降低缓速器空损功率, 本文提出虹膜式空损抑制方法, 针对应用了虹膜式空损抑制方法的某型车用液力缓速器, 通过数值模拟及试验验证, 开展虹膜机构完全起效与未起效时的空损特性研究, 并与参考文献[8]进行对比, 分析不同型式机构对液力缓速器空损功率的抑制效果。

1 工作原理

液力缓速器中的流体运动是复杂三维粘性流体高速流动, 其动轮制动转矩表示如下^[9]

$$T = \lambda_b \rho g D^5 n^2 \quad (1)$$

式中, λ_b 为转矩系数, $\text{min}^2 \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{r}^{-2}$; ρ 为工作介质的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; g 为重力加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; D 为循环圆有效直径, m ; n 为动轮转速, r/min 。

从式(1)可以看出, 通过减小循环圆的有效直径 D , 可以大幅度降低空损转矩。对于给定的液力缓速器, 其有效直径 D 难以直接改变, 可在定轮和动轮之间加装挡片, 通过减小循环流道过流通径对应面积 A 以实现相似的效果。过流通径对应面积 A 表示如下

$$A = A_0 - A' = \pi(D^2 - D_1^2)/4 - A' \quad (2)$$

式中, A_0 为无挡片时液力缓速器过流通径, mm^2 ; D 为循环圆有效直径(动轮循环圆流道大径), mm ; D_1 为动轮循环圆流道小径, mm ; A' 为挡片遮挡面积, mm^2 。

目前已有的通过减小循环流道过流通径对应面积 A 来抑制空转损失的空损抑制机构^[6-7], 都只能遮

挡部分流道。为理论上实现最佳空损抑制效果, 挡片在缓速器空转时需要能够遮挡全部流道。基于虹膜光圈机构的特点, 所设计的虹膜空损抑制机构结构如图 1 所示。虹膜挡片形成的内多边形(其内切圆为形成的内圆)与动轮流道循环圆小径 D_1 之间的面积即为缓速器过流通径, 在舵机的带动下, 多片虹膜挡片形成的内圆可以连续、同心变化。

图1 虹膜式空损抑制机构结构图

1. 动轮 2. 支撑架 3. 操纵环(外齿) 4. 齿轮
5. 舵机 6. 定轮 7. 虹膜挡片

虹膜空损抑制机构工作过程如图 2 所示。为节省径向空间, 同时保证虹膜空损抑制机构在缓速器全充液状态下完全不影响定轮和动轮流道的交互以实现预期最大制动效果, 将虹膜挡片形成的最大内圆设计为动轮循环圆流道大径 D , 如图 2c 所示, 此时虹膜空损抑制机构未起效, 过流通径 $A=A_0$; 而为在车辆牵引工况下实现理论上最佳的空损抑制效果, 虹膜空损抑制机构可以阻隔从动轮循环圆流道小径 D_1 到动轮循环圆流道大径 D 之间的所有区域, 将虹膜挡片形成的最小内圆设计为动轮循环圆流道小径 D_1 , 如图 2a 所示, 此时虹膜空损抑制机构完全起效,

(a) 虹膜未起效

图 2 虹膜空损抑制机构工作过程

过流通径 $A \approx 0$ 。同时, 图 2b 所示为虹膜空损抑制机构内圆在流道小径 D_1 与流道大径 D 之间的变化过程, 实现虹膜空损抑制机构在完全起效状态与未起效状态之间的快速切换, 此时虹膜挡片形成的内圆直径为 D' , 过流通径 $A = (\pi \cdot (D^2 - D_1^2)) / 4$ 。

2 计算模型及假设

液力缓速器空损数值求解方法与全充液工况下的缓速器制动性能计算方法相似。缓速器工作介质在缓速器动轮的带动下做涡旋流动, 加之工作腔内部叶片绕流的影响, 构成了复杂的三维湍流流场。但相比于油液可视作为不可压缩黏性流体, 空气的密度在流动过程中会产生显著变化, 因此在空损数值求解中, 缓速器工作腔内部为可压缩黏性三维湍流空气流动。

本文在计算过程中忽略了工作过程中工作介质的温度变化以及温差造成的能量耗散, 其流动受连续性方程和动量守恒方程的约束^[10-12], 连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的具体表述, 对于可压缩的空气, 其质量守恒微分方程如下

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

动量守恒方程即 Navier-Stokes 方程, 可表示为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) + S_i \quad (4)$$

式(3)和式(4)为质量守恒方程与动量守恒方程的张量表示形式。式中, 下标 i, j 为张量表示中的轮换指标, 取值范围为(1, 2, 3), u 为流速, ρ 为密度, p 为压强, μ 为动力黏度, S_i 为动量方程的广义源项。由于上式形式复杂, 只有极少数情况下可以求出精确解, 因此在大多数情况下利用该控制方程进行数值求解。

为进行数值模拟计算, 分别提取虹膜完全起效和未起效时的流体域, 忽略缝隙较小的流道以简化计算。由于液力缓速器的数值模拟是典型的动静区域结合问题, 提取的流体域包括动轮流体域、虹膜式空损抑制机构未起效时的虹膜流体域、完全起效时的虹膜流体域以及定轮流体域, 其中动轮域为旋转域, 虹膜域和定轮域为静止域。两个虹膜流体域可分别与定轮流体域和动轮流体域组合形成两种工况下的缓速器计算域, 如图 3 所示。

图 3 虹膜缓速器计算域

四面体非结构化网格对于复杂图形具有比较好的几何适应性^[13],采用四面体非结构化网格分别对动轮域、定轮域和虹膜域来进行网格划分,网格大小选择 2 mm,对各个流动域之间的流动交互面区域与虹膜挡片区域进行局部网格加密处理^[14]。

为有效获取流场中的细微涡流,使计算结果更加准确,设置流道内壁、叶片表面、虹膜挡片表面为无滑移壁面,无滑移壁面条件主要是指由于流体具有黏性,根据牛顿流体假设,近壁面一薄层流体的流速与壁面速度相同,相互之间无滑移存在,表层流体单元的速度直接从给定的壁面速度取值^[15]。湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型, SST $k-\omega$ 模型综合了 $k-\omega$ 和 $k-\varepsilon$ 湍流模型在近壁模拟与外部区域计算的优点,能在各种压力梯度下精确地模拟分离现象,对流场中细微涡流的捕捉更为有效,是旋转机械数值模拟时应该优先选用的两方程模型^[16]。

作为对比,采用参考文献[8]中的同型液力缓速器扰流柱空损抑制机构完全起效后的数值模拟结果,其模型采用周期流道模型,如图 4 所示。

图4 扰流柱完全起效计算模型

3 外特性对比

3.1 原始特性试验与仿真对比验证

虹膜未起效时虹膜挡片不会遮挡循环流道,因此可近似认为虹膜未起效时的三维流场等效于未安装空损抑制机构的缓速器流场。通过对比虹膜未起效时的全充液仿真结果与无空损抑制机构时的缓速器全充液试验结果,可以验证虹膜未起效时模型计算结果的准确性,得到的转矩-转速关系曲线如图 5 所示,在试验中,由于电机功率的限制,该工况下试验转速最高仅能达到 1 000 r/min;对比虹膜完全起效的全充液仿真与试验结果,可以验证虹膜完全起效时模型计算结果的准确性,转矩-转速关系曲线如图 6 所示,该工况下,试验转速能达到

3 000 r/min。

图5 无空损抑制机构时全充液制动转矩对比图

图6 虹膜完全起效时全充液制动转矩对比图

由图 5 可见,虹膜未起效时制动转矩仿真数据与试验制动转矩吻合较好,两者的最大误差在 5.6% 以内,由图 6 可见,虹膜完全起效时制动转矩相对较小,在 3 000 r/min 时,仿真数据与试验制动转矩相对误差为 1.3%,对于液力缓速器复杂流场而言,误差在可接受范围内,验证了模型计算结果的准确性。

3.2 空损转矩、功率特性对比

对不同转速下空转状态的液力缓速器仿真并提取仿真结果,如表 1 所示为不同转速 n 下虹膜式空损抑制机构完全起效时的空损转矩 T_a 、扰流柱完全起效时的空损转矩 $T_r^{[8]}$ 以及未安装空损抑制机构时空损转矩 T_{a0} 的仿真结果。该缓速器最高运行转速为 4 000 r/min,因此仿真转速选取 500~4 000 r/min,以 500 r/min 为间隔对每个转速三种工况下的空损转矩进行 CFD 仿真研究。

由表 1 的数据绘制得到虹膜机构完全起效、扰流柱完全起效、未安装空损抑制机构(虹膜未起效)三种工况下动轮空损转矩随动轮转速变化的对比图,如图 7 所示。

表 1 三种工况下空损转矩比较

动轮转速 $n/(r/min)$	虹膜完全起 效转矩 $T_a/(N \cdot m)$	扰流柱完全起 效转矩 $T_r/(N \cdot m)$	无空损抑制机 构转矩 $T_{a0}/(N \cdot m)$
0	0	0	0
500	0.03	0.54	2.1
1 000	0.1	2.22	8.4
1 500	0.3	5.06	19.5
2 000	0.5	9.08	35.3
2 500	0.7	14.33	55.9
3 000	1.1	20.82	81.4
3 500	1.5	28.6	112.0
4 000	1.9	37.76	147.0

图 7 三种工况下缓速器空损转矩特性曲线

由图 7 可以看出,相比于未安装空损抑制机构时液力缓速器的空损转矩,扰流柱完全起效时的液力缓速器空损转矩有了一定程度的降低,而虹膜完全起效时的液力缓速器空损转矩下降幅度更大。式(1)中,空损转矩系数 λ_b 表征缓速器空损转矩输出能力,根据表 1 中空损转矩的仿真结果以及缓速器结构参数,计算三种工况下的缓速器空损转矩系数。未安装空损抑制机构时液力缓速器空损转矩系数 $\lambda_{b1} = 8.81 \times 10^{-5} \text{ min}^2 \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{r}^{-2}$,扰流柱完全起效时液力缓速器空损转矩系数 $\lambda_{b2} = 2.27 \times 10^{-5} \text{ min}^2 \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{r}^{-2}$,虹膜完全起效时液力缓速器空损转矩系数 $\lambda_{b3} = 1.19 \times 10^{-6} \text{ min}^2 \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{r}^{-2}$ 。可以发现虹膜完全起效时缓速器空损转矩系数相比于未安装空损抑制机构和扰流柱完全起效时的液力缓速器空损转矩系数小了一个数量级,液力缓速器产生的空损转矩远小于未安装空损抑制机构的缓速器。相比于扰流柱空损转矩抑制效果,虹膜空损抑制机构对空损转矩的抑制效果也有了大幅提升。

空转损失功率与空损转矩的关系式如式(5)所示

$$P = \frac{T \cdot n}{9\,549} \quad (5)$$

式中, P 为空转损失功率, kW; T 为动轮空损转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; n 为动轮转速, r/min 。

经过上式计算得到三种工况下的空转损失功率,同时绘制不同转速下空转损失功率柱状图,如图 8 所示。

图 8 不同转速下的空损功率柱状图

由图 8 可以看出未安装空损抑制机构时的缓速器空转损失功率较大,随着转速的增大,空转损失功率也会增大,在动轮最高转速为 4 000 r/min 时,其空损最高可达到 61.6 kW,由此可见,缓速器的空损功率非常大,大大降低了车辆的行驶动力性以及效率,加空损抑制机构对于液力缓速器是十分必要的。当扰流柱完全起效后,动轮转速 4 000 r/min 时,缓速器空转损失功率降低至 15.8 kW,可降低至 25% 左右,空损抑制效果已非常明显。当虹膜机构完全起效后,动轮转速 4 000 r/min 时,液力缓速器的空转损失功率只有 0.8 kW,仅为未安装抑制机构时空损功率的 1.3%,为扰流柱完全起效后空损功率的 5.1%,进一步提升了空损抑制效果,验证了虹膜空损抑制机构能够大幅降低液力缓速器空转功率损失,提升车辆的功率利用率。

4 内流场对比

4.1 速度场对比

选取动轮转速 4 000 r/min 的工况,在虹膜完全起效与未安装空损抑制机构(虹膜未起效)的情况下,缓速器叶片弦面上空气的流线图如图 9 所示。

从图 9a 可以看出,对于虹膜机构未起效的缓速器来说,动轮叶片以极高速度搅动空气使其速度升高,其最高速度位于动轮出口、定轮入口处,可达到 310.3 m/s 。定轮流道中空气的能量逐渐耗散。空气在循环流道中没有阻隔,循环流动较为规则,在循环圆中心形成强烈的涡旋,空气流动从循环流

图9 缓速器叶片弦面流线分布

道中心到外环的速度梯度较大。而从图 9b 可以看出, 对于虹膜机构完全起效的液力缓速器来说, 可以看出空气流动速度相比虹膜未起效状态有明显的下降, 动轮内部气流速度随着流道直径的增加而增加, 最高速度出现在流道大径处, 仅为 67.2 m/s。而由于虹膜挡片的阻隔, 定轮内部空气速度幅值极小, 其内部流动主要是由于虹膜挡片与中心轴之间的缝隙所造成的泄漏。

由此可见, 当虹膜机构完全起效时, 空气无法在动轮和定轮间循环流动, 而是在动轮轮腔内部规则流动, 其速度梯度较于虹膜未起效时小; 空气被动轮叶片搅动后, 速度升高, 但其未进入定轮的能量耗散过程, 而是不断冲击虹膜挡片耗散能量, 形成虹膜机构完全起效后缓速器的极小的空转损失, 相比于虹膜未起效时空损大幅降低。

动轮转速 4 000 r/min 时, 虹膜完全起效与虹膜未起效的情况下, 在动轮和定轮交互面上空气的流线图如图 10 所示。如图 10a 所示, 当虹膜机构未起效时, 空气由循环圆大径处流入, 由循环圆小径处流出, 在循环圆大径与小径中间形成旋涡, 且在循环圆大径处油液的速度明显高于循环圆小径处速度, 旋涡中心处速度最低。当虹膜机构完全起效时,

如图 10b 所示, 交互面速度场更加规则, 不会形成旋涡, 而是沿着与动轮转动方向相同的方向流动, 速度由流道小径向流道大径逐渐变大。这也是由于虹膜挡片破坏了动轮与定轮之间的循环流动, 从而在交互面上不会形成旋涡, 大幅度降低空损。

图10 交互面流线分布

4.2 压力场对比

选取动轮转速 4 000 r/min 的工况, 叶轮工作腔内全充满空气时, 在虹膜完全起效与虹膜未起效的情况下, 动轮叶片表面的相对压力分布云图如图 11 所示。

从图 11 可以看出, 虹膜完全起效时的动轮叶片均比虹膜机构未起效时的动轮叶片所承受的压力值小, 并且叶片上高压区的分布范围也比虹膜未起效时小。对比叶片压力面与吸力面之间压力分布的差异, 当虹膜未起效时, 叶片压力面与吸力面之间的压力值相差较大, 吸力面上的压力明显小于压力面; 当虹膜完全起效时, 叶片压力面与吸力面之间的压力差值明显减小, 压力面与吸力面之间的压力差形成缓速器转矩, 因此虹膜完全起效时转矩明显小于

虹膜未起效时的空损转矩。

(a) 虹膜未起效动轮叶片压力场

(b) 虹膜完全起效动轮叶片压力场

图 11 动轮叶片压力云图

对比虹膜未起效与虹膜完全起效时叶片压力面之间的压力场差异, 可以发现当虹膜未起效时叶片压力面压力分布呈现层状分布特征, 低压区出现在叶片内侧, 也就是循环圆中心处, 而从循环圆中心处到外环处压力逐渐增大。而虹膜完全起效时叶片表面压力分布呈现同心圆环状分布, 低压区出现在流道小径处, 从流道小径到流道大径, 叶片表面压力逐渐增大, 且每一层均为圆环状, 对比图 9b 中动轮叶片弦面速度场的分布, 可以发现动轮叶片弦面上速度场与压力场的变化趋势一致, 速度越大, 压力越大。

由此可见, 虹膜挡片完全起效时能够改变动轮叶片表面压力分布, 使之从循环圆中心处到外环处的层状分布变成循环圆流道小径到循环圆流道大径

的同心圆环状分布, 同时使压力面与吸力面之间的压力差值减小, 从而减小了空转损失。

5 试验验证

为了验证虹膜空损抑制机构的效果, 设计了相应的台架试验来对其进行验证。台架试验包括原液力缓速器空损试验、虹膜完全起效空损试验以及扰流柱完全起效空损试验。台架试验装置布置简图如图 12 所示。

图 12 试验装置布置简图

虹膜完全起效状态时挡片形成的内径为 202 mm, 可以将此状态下的虹膜挡片等效为内径 202 mm 的平滑圆板, 如图 13 所示。

图 13 内径 202 mm 的平滑圆板

空损试验是测试不同转速下液力缓速器在全气相状态下的稳态空损转矩, 分别测试未安装空损抑制机构、虹膜完全起效、扰流柱完全起效的液力缓速器空损转矩, 其结果如图 14 所示。由于电机最高转速为 3 000 r/min, 试验研究转速范围为 500~3 000 r/min, 以 500 r/min 为间隔对每个转速下进行稳态空损试验。

由图 14 可知, 虹膜完全起效时液力缓速器空损转矩相比于虹膜未起效时空损转矩大幅度降低, 相比于之前的扰流柱完全起效时的缓速器空损转矩也有一定程度的降低。在转速 3 000 r/min 时, 虹膜完全起效时空损转矩相比于虹膜未起效时空损转矩和扰流柱完全起效时空损转矩分别降低了 93% 和 73%。

图14 三种工况缓速器空损转矩试验-仿真对比

可以发现,当虹膜完全起效时以及低转速扰流柱完全起效时,缓速器空损转矩试验值远远大于仿真值,这是由于在实际试验中,除了缓速器的空转损失外,还存在着机械部件的机械损失,虹膜完全起效以及低转速扰流柱完全起效时,缓速器空损转矩太小,难以精确测量缓速器空损转矩。但在这三种工况下,仿真空损转矩与试验空损转矩的变化趋势一致,虹膜完全起效时空损转矩相比于其他两种工况下缓速器空损转矩都有大幅降低,验证了虹膜空损抑制机构具有良好的空损抑制效果。

6 结论

(1) 提出一种液力缓速器虹膜式空转损失抑制方法,通过虹膜挡片形成的内圆内径变化,减小循环流道过流通径来降低空损功率。

(2) 通过未安装空损抑制机构、虹膜机构完全起效以及扰流柱完全起效三种工况下的液力缓速器空损转矩与功率特性的数值模拟,表明了虹膜机构起效时液力缓速器空损转矩、功率得以大幅降低。虹膜完全起效时液力缓速器转矩系数相比于其他两种工况均降低一个数量级。当动轮转速为4000 r/min时,虹膜完全起效时空损功率仅为未安装空损抑制机构空损功率的1.3%,为扰流柱完全起效空损功率的5.1%,抑制空转损失效果显著。

(3) 通过对未安装空损抑制机构(虹膜未起效)、虹膜完全起效液力缓速器内流场速度、压力场分布的分析,发现了虹膜机构可以阻隔动轮流道与定轮流道之间的流动交互,减小空气流动速度,改变动轮叶片压力面和吸力面的压力场分布,减小压力面与吸力面的压力差,从而降低空损功率。

(4) 通过台架试验验证,对液力缓速器全空气状态不同转速下空损转矩进行测试。虹膜完全起效

时空损制动转矩相比于虹膜未起效时空损转矩和扰流柱完全起效时空损转矩分别降低了93%和73%,验证了虹膜空损抑制机构的效果。

参考文献

- [1] 魏巍, 闫清东. 液力元件设计[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2015.
WEI Wei, YAN Qingdong. Hydrodynamic components design[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2015.
- [2] 李雪松, 刘春宝, 程秀生, 等. 基于流场特性的液力缓速器叶栅角度优化设计[J]. 农业机械学报, 2014, 45(6): 20-24, 37.
LI Xuesong, LIU Chunbao, CHENG Xiusheng, et al. Cascade angle optimization of hydraulic retarder based on flow field characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 20-24, 37.
- [3] 时军, 过学迅. 车用液力减速制动器的现状与发展趋势[J]. 车辆与动力技术, 2001(4): 52-57.
SHI Jun, GUO Xuexun. The actuality and trend of development on hydraulic retarder using in vehicle[J]. Vehicle & Power Technology, 2001(4): 52-57.
- [4] 黄俊刚, 李长友. 液力缓速器空转损耗的全流道仿真计算与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(24): 56-62.
HUANG Jungang, LI Changyou. Whole-flow-passage numerical simulation and experimental validation on idling loss of hydrodynamic retarder[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(24): 56-62.
- [5] JONSSON H. Hydrodynamic brake: United States No.6923301[P]. 2003-05-30.
- [6] 吴超, 徐鸣, 李慧渊, 等. 重型车辆液力缓速器空损试验研究[J]. 车辆与动力技术, 2012(1): 23-25.
WU Chao, XU Ming, LI Huiyuan, et al. Air losing experimental study of heavy vehicle hydraulic retarder[J]. Vehicle & Power Technology, 2012(1): 23-25.
- [7] 武汉理工大学. 具有降低鼓风损失装置的液力减速制动器: 中国, CN200820068580.8[P]. 2009-06-03.
Wuhan University of Technology. Hydraulic deceleration brake with reduced blower loss device: China, CN200820068580.8[P]. 2009-06-03.
- [8] 魏巍, 李双双, 安媛媛, 等. 液力缓速器低充液率工况扰流柱起效条件判定方法[J]. 北京理工大学学报, 2017, 37(7): 672-676.
WEI Wei, LI Shuangshuang, AN Yuanyuan, et al. Deter-

- mining method for spoilers operating condition at low oil charge ratio in hydrodynamic retarder[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2017, 37(7): 672-676.
- [9] WANG Can, TAN Gangfeng, YANG Bo, et al. The performance study of air-friction reduction system for hydraulic retarder[C]// Sae Commercial Vehicle Engineering Congress. 2014.
- [10] FUENTE P D, STOFF H, VOLGMANN W, et al. Numerical analysis into the effects of the unsteady flow in an automotive hydrodynamic torque converter[C]// Proceedings of the World Congress on Engineering, 2011, 3.
- [11] 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): 66-74.
- [12] FLACK R, BRUN K. Fundamental analysis of the secondary flows and jet-wake in a torque converter pump—part II: Flow in a curved stationary passage and combined flows[J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(1): 75-82.
- [13] YAN Qingdong, LIU Cheng, WEI Wei. Numerical simulation of the flow field of a flat torque converter[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2012, 21(3): 309-314.
- [14] 付文智, 李明哲, 蔡中义, 等. 滑阀式换向阀三维流体速度场的数值模拟[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(1): 149-152.
- FU Wenzhi, LI Mingzhe, CAI Zhongyi, et al. Numerical simulation on 3D fluid velocity field in spool valve[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2007, 39(1): 149-152.
- [15] 褚亚旭, 刘春宝, 马文星. 液力耦合器三维瞬态流场大涡模拟及特性预测[J]. 农业机械学报, 2008, 39(10): 169-173.
- CHU Yaxu, LIU Chunbao, MA Wenxing. Large eddy simulation of the 3-D transient flow field in hydrodynamic coupling and characteristics prediction[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2008, 39(10): 169-173.
- [16] 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): 141-148.

作者简介: 魏巍(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为流体传动与控制、多域机动平台。
E-mail: weiweibit@bit.edu.cn