

基于动态模拟的单向活门开启特性研究

薛筱萌¹ 应坤星² 郑 鹏³

1. 中国航发湖南动力机械研究所 湖南 株洲 412002

摘要:为分析、验证某型发动机冷吹滑油压力低故障发生原因,通过CFD模拟仿真结合理论分析,对该发动机单向活门进行研究。使用动网格及UDF方法,模拟了单向活门动态开启过程,得到了不同流量及弹簧刚度情况下的流阻特性。基于仿真结果,进行了排故措施验证,校核了单向活门主要设计参数。最后,根据本文所用研究方法,归纳总结了基于CFD动态模拟的单向活门改进设计方法。

关键词:单向活门流阻特性;故障分析;动态模拟

引言

为防止发动机停车后,油箱中的滑油沿泵内间隙及供油管路进入发动机,在航空发动机滑油泵增压级后,常设置单向活门,作为防虹吸措施之一。单向活门主要性能参数包括活门开启压力及流动阻力,在滑油系统设计过程中,需考虑各状态下单向活门流阻与系统匹配性,否则,有可能在低流量状态下,出现由于单向活门流阻大造成的系统压力低的故障。

本文以某型航空发动机冷吹滑油压力低故障为背景,以单向活门为研究对象,通过建立活门CFD(Computational Fluid Dynamics)计算模型,结合动网格及UDF(User Defined Function)方法,模拟活门在不同流量及配备不同刚度弹簧情况下的动态开启特性,得出该活门流阻特性及其随弹簧刚度变化规律。通过该计算初步验证本次故障原因,并基于仿真计算结果,得出单向活门改进设计方法。

1 滑油增压系统原理

该发动机滑油增压系统原理如图1所示。来自主滑油箱的滑油进入增压级进口,经增压后分为两路:一路经单向活门进入滑油滤的内腔,然后供往发动机各润滑点;另一路经减压活门回到泵前,回到泵前流量由减压活门设定压力值决定,该部分流量作为滑油系统高空储备;在单向活门前引了一油路连接放气活门,作为滑油泵防气塞措施^[1]。

2 故障描述及分析

近年来,多台次该型发动机在高温天冷运转及假开车中,滑油压力低于规定值,且故障发生率高。前期在试车过程中,通过选配单向活门刚度较小的弹簧可部分排除此类故障。通过前期排故工作,已初步确定单向活门弹簧刚度偏大是该故障发生的主要原因。单向活门位于滑油泵内增压级出口,滑油滤前。其作用是防止发动

机停车后,油箱内滑油经过滑油泵内间隙流入发动机,单向活门主要由活门座、活门芯体、弹簧、弹簧座及螺塞组成。当滑油泵不工作时,在弹簧预压缩力作用下,活门处于关闭状态;当泵开始工作,输出高压油,活门前后压差产生的推力大于弹簧预压缩力时,活门开始打开;当单向活门前后压差在活门上产生的作用力,与弹簧弹力相平衡时,活门处于稳定开启状态^[2]。在通过活门流量一定的情况下,如果活门开启前后压差偏大,则会导致下游滑油压力测点处压力降低。而结合理论分析及前期排故措施,本文主要验证弹簧刚度对该活门流阻的影响。

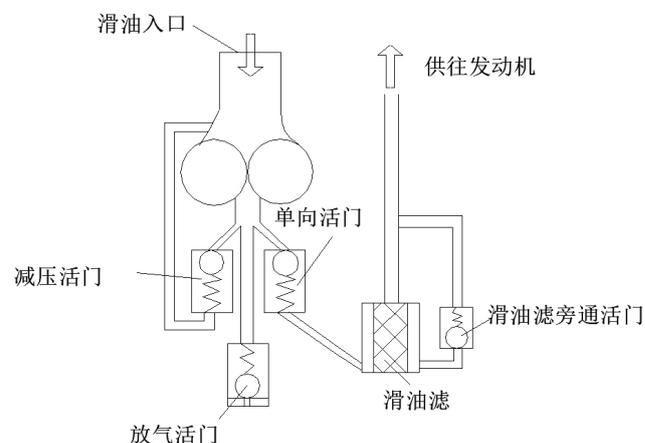


图1 增压系统示意图

3 验证方法

为验证故障原因,开展单向活门开启特性仿真研究。

3.1 建立流路模型

建立单向活门流路模型。在建模过程中,为简化后续网格划分,在不影响计算结果的前提下,对模型进行了部分简化。同时,因动网格要求,在活门芯体与活门座间预留了0.5mm间隙。

3.2 网格划分

对所建立计算模型进行网格划分。考虑到模型复杂度及便于动网格计算，使用ICEM软件进行四面体网格划分。

3.3 动网格设置

动网格用于模拟由于流域边界运动引起的流域形状随时间变化的流动情况。单向活门开启过程也属于此类运动，在计算过程中，将活门芯体设置为运动边界。其运动根据所受合力确定，通过UDF函数定义其运动速度。

3.4 UDF定义

UDF即用户自定义函数，是用户自编的程序，可动态地连接到Fluent求解器，函数需用C语言编写，使用DEFINE宏定义。在本计算中，需要调用宏F_P(f,t)，访问活门各面上的流体压力，同时定义弹簧预压缩量及刚度，并编写函数计算活门上总作用力，根据牛顿第二定律计算活门运动速度。

3.5 计算模型及边界条件

本文需进行动态模拟，因此需选择瞬态模型。湍流模型选择K-ε；选择滑油入口为速度入口，并根据实际供油流量计算流速；选择滑油出口作为压力出口边界，以大气压为背压^[3]。

3.6 计算参数

根据发动机实际工况，选取进口流速分别为0.75、1、1.25及1.5倍设计流速，并选取弹簧刚度值0.5、0.75、1及1.25倍设计刚度^[4]。

4 计算结果

通过模拟仿真，结合理论分析，对活门主要设计参数进行校核，以确定故障原因。活门主要设计参数包括：性能参数：开启压力、流阻损失；结构参数：弹簧刚度、弹簧预压缩量、活门最大位移量。

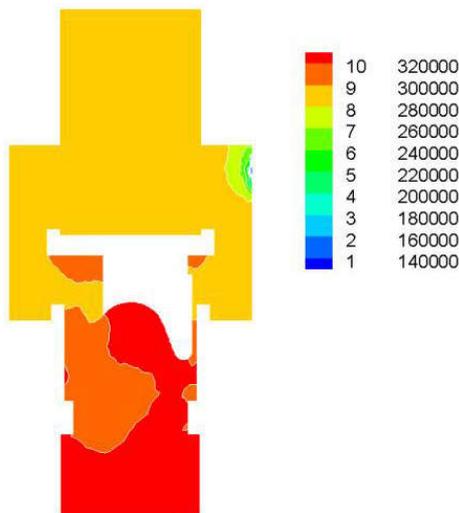


图2 压力分布图（等级10代表最高压力值）

图2所示为流速为1.5倍设计流速时的活门截面压力云图，从图中可以看出活门芯体上端面静压力小于下端面。

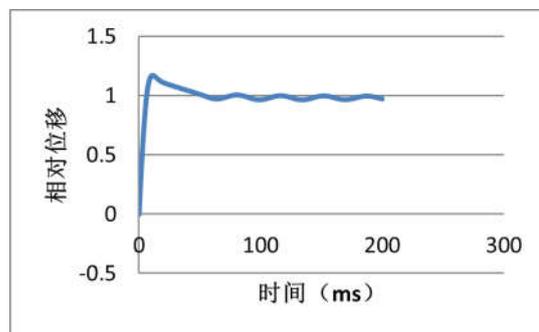


图3 活门动态开启过程（流速为1.2倍设计流速时）

4.1 活门动态开启过程

活门位移随时间变化关系如图3所示，从图中可以看出，活门在较短时间内迅速到达位移峰值，随后在弹簧反力作用下，开始往回运动，直至到达稳定位置左右，并作幅值较小的往复运动。且弹簧刚度越小，震荡幅度越大，但对于航空发动机滑油系统，该震荡范围对系统影响可忽略^[5]。

4.2 活门开启压力

单向活门需保证在发动机停车后，切断供油路，使得油箱内滑油不会虹吸进入发动机。因此，活门开启压力值大小需由以下方法确定，即计算油箱最高液面与活门间高度差所形成的油压在活门上形成的作用力，该作用力即为活门最小开启压力值。

单向活门最小开启压力值计算如表1所示，该值由弹簧预压缩量与刚度值共同确定。经过对比，单向活门开启压力值是最小开启压力值的3-4倍。

表1 活门最小开启压力计算

计算参数	计算公式
滑油箱最高液面与单向活门间高度差 (m), H	-
活门受力面积 (m^2), A_v	-
高度差所造成的滑油压力 (Pa), P_H	$P_H = \rho g H$
活门所受流体作用力 (N), F_L	$F_L = A_v P_H$

注： ρ 为滑油密度， g 为重力加速度。

4.3 流阻损失

为保证喷嘴前供油压力，单向活门流阻损失应尽可能小，特别是满足冷吹及假开车等低状态时与系统的匹配性。

通过计算不同流速、设计刚度值条件下的活门位移量及压力损失值，得到了速度-位移及速度-压损关系曲线，如图4所示。从图中可以看出，活门位移量与流速成正比，压力损失值与速度平方成正比。在低流速0.75倍设计流速时，活门开启位移很小，开启量仅为设计流速

下的34%（加上预留开启量）。而在1.5倍设计流速时，活门位移是设计流速下的2.6倍左右，与实际活门最大行程接近。虽然最高流速时，活门压损仅比最低流速下高0.4倍设计流速下的压损，但考虑到冷吹滑油压力是发动机最大状态时滑油压力的1/3左右。因此，冷吹等低状态时，系统对活门压损更敏感。

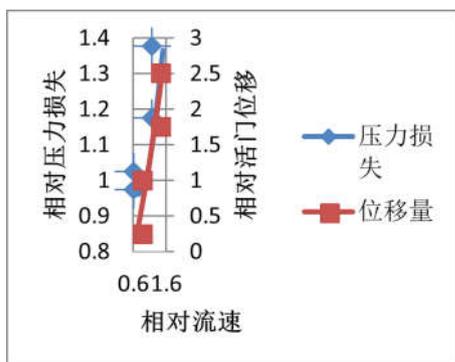


图4 压力损失-活门位移随流速变化曲线

为研究弹簧刚度对活门开启特性的影响，并确定选取弹簧刚度的一般准则。根据所选定了四个不同刚度特性值，模拟了在同一流速下活门配备不同刚度弹簧情况下的开启特性。得出了活门压力损失和阀芯位移随弹簧刚度变化曲线，如图5、6所示。

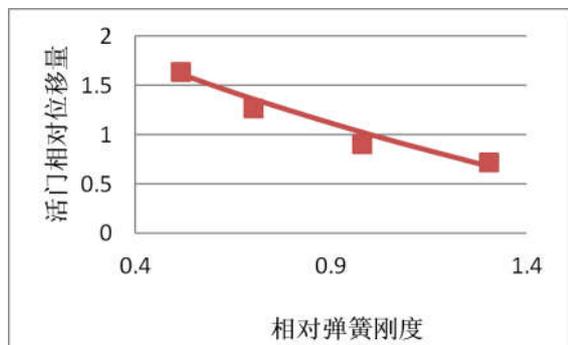


图5 活门位移随弹簧刚度变化曲线

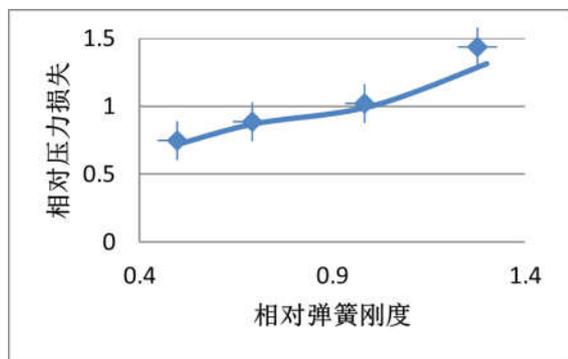


图6 压力损失随弹簧刚度变化曲线

从图5及图6可知，配备不同刚度弹簧的单向活门，在相同流量下，刚度越大，活门芯体位移越小，流阻越大。其中，活门位移与弹簧刚度成反比，压力损失与弹簧刚度值近似成正比，该趋势与故障分析结论相符，也验证了更换小刚度弹簧作为排故措施的有效性。

5 基于CFD仿真的单向活门改进设计方法

上述计算结果为排故工作提供了参考依据，同时也形成了基于CFD计算的单向活门改进设计方法。

结合已有单向活门模型，进行改进设计的方法：首先，根据增压系统仿真或试验结果确定额定流量下，单向活门允许的最大流阻值，并以此要求作为单向活门设计输入；其次，基于图6所示的弹簧刚度-压力损失变化曲线，确定在低状态时，该流阻值所对应的最大弹簧刚度值；然后，根据弹簧刚度-活门位移曲线，选定弹簧位移，即活门最小行程；根据表1所计算活门最小开启压力值，结合选定弹簧刚度值，计算弹簧预压缩量。根据上述计算结果修改模型，并对其进行仿真计算，并判定所计算流阻结果是否满足要求。如不满足要求，则返回第一步进行计算，直至满足要求。

6 结论

本文通过CFD仿真和理论计算，对某发动机冷吹滑油压力低故障进行了验证。得到了活门流阻特性及弹簧刚度对该特性的影响关系。仿真计算结果与实际相符，也初步的验证了排故措施有效性。以此研究方法为基础，归纳形成了基于活门动态特性仿真的单向活门改进设计方法，为后续其他型号发动机单向活门设计选型奠定了基础。本文中所用仿真及活门设计方法也可应用于其他类型活门仿真和设计。

参考文献

- [1]林基恕编.航空燃气涡轮发动机机械系统设计[M].航空工业出版社.2005.
- [2]《航空发动机设计手册》总编委会编航空发动机设计手册第12册传动与润滑系统[M].航空工业出版社.2001.
- [3]冯进,张慢来,黄天成等.安全阀水动力特性的CFD模拟和研究[J].核动力工程,2007,28(5).
- [4]常玉连,李振海,高胜等.弹簧劲度系数对单向阀开启过程的影响仿真研究.科学技术与工程,2010,10(14).
- [5]江帆,黄鹏.Fluent高级应用与实例分析[M].北京,清华大学出版社,2009