

分类号: TB535

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2210110129



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于整体式挤压油膜阻尼器的涡轮
增压器转子系统振动控制研究

论 文 作 者 陆金龙

校 内 导 师 闫伟 讲师、潘家保 教授

校 外 导 师 艾和金 高级工程师

专业学位类别 机 械

研究方向（领域） 流体机械

论文提交日期: 2025 年 5 月 20 日

分类号: TB535

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 220110129

基于整体式挤压油膜阻尼器的涡轮增压器
转子系统振动控制研究

Research on vibration control of turbocharger rotor
system based on integral squeeze film damper

学生姓名: 陆金龙

校内导师: 闫伟 讲师、潘家保 教授

校外导师: 艾和金 高级工程师

专 业: 机 械

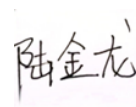
研究方向: 流体机械

论文答辩日期: 2025 年 5 月 11 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：

The image shows a handwritten signature in black ink on a light pink rectangular background. The signature is written in a cursive style and appears to read '陆金龙' (Lu Jinlong).

日期：2025 年 5 月 18 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☐。

学位论文作者签名：

陆金龙

指导教师签名：

闫伟、蒋家保

日期：2025 年 5 月 18 日

日期：2025 年 5 月

基于整体式挤压油膜阻尼器的涡轮增压器转子系统 振动控制研究

摘 要

本研究针对涡轮增压器转子系统的振动控制问题，提出了一种基于整体式挤压油膜阻尼器（Integral Squeeze Film Damper, ISFD）的减振技术方案。通过数值模拟与实验验证相结合的研究方法，系统探究了 ISFD 的动力学特性及其在涡轮增压器转子系统振动控制中的应用效果。

首先，在理论分析层面对 ISFD 的基本结构和减振机理进行了详细分析，ISFD 是通过油膜的挤压效应和黏性流动来消耗振动能量，从而实现对振动的有效抑制。为分析 ISFD 的动力学特性，建立了固体与流体的分析模型。采用有限元方法对 ISFD 的固体结构进行了数值模拟，完成力学性能分析研究。通过对模型施加载荷条件，获得了 ISFD 的位移与应力分布云图。其中位移云图揭示了 ISFD 在外部激励下的形变规律，应力分布云图则展示了其应力分布情况和应力最大集中位置。结果表明了 ISFD 结构设计的合理性，能够在实际工况下承受足够的载荷。通过对位移与载荷关系的研究，确定了 ISFD 的刚度特性参数。采用计算流体力学（CFD）数值模拟方法，对 ISFD 内部的油膜行为进行了研究，完成流体动力学分析研究。通过建立油膜区域的流体模型，模拟了 ISFD 在运动过程中油膜的挤压效应。数值分析结果得到了油膜区域的压力分布，其中压力云图反映

了油膜在不同位置的壓力都是均勻變化的。綜合以上研究結果，進一步計算得到了 ISFD 的阻尼系數。

其次，對 ISFD 各參數對其動力學特性的影響規律進行探究。用數值分析的方法得到了穩定供油條件下潤滑油粘度、進油壓力、進動頻率和進動幅值等關鍵參數和 ISFD 的切向油膜力及阻尼系數都是線性正相關變化的。同樣用數值分析法研究了無穩定供油條件下潤滑油粘度、進動頻率和進動幅值對 ISFD 動力學特性的影響機制。與穩定供油條件相同，無穩定供油條件下 ISFD 切向油膜力和阻尼系數與各參數的也基本是線性正相關變化的。接着對無穩定供油條件的模型進行了實驗研究，採用機械阻抗法測定了 ISFD 在不同潤滑油粘度、進動頻率和進動幅值的阻尼系數和剛度系數，其變化趨勢與數值分析結果高度一致。且相同供油參數和工况參數下數值誤差在 12 % 之內，有效驗證了數值分析的準確性。

最後，將 ISFD 應用於渦輪增壓器轉子系統，通過數值分析揭示了該阻尼器對轉子系統動力學特性的多方面影響規律。基於有限元方法建立了 ISFD-渦輪增壓器轉子系統的動力學模型，探究了 ISFD 對系統臨界轉速、應變能分布、穩定性及穩態響應的影響規律。研究結果表明，ISFD 支承下的轉子系統一階臨界轉速由 12829 rpm 降低到 4491 rpm，轉子系統中最大彎曲應力由 35 MPa 降低到 4.7 MPa，降幅達 86.57 %。轉子系統中分布在軸上的應變能由 26.97 % 降低到 2.7 %，軸承上的應變能由 73.03 % 降低到 7.59 %。在 7.6 g·mm 的初始不平衡激勵力下轉子系統的振幅峰值由 38.8 μm 降低至 16.7 μm ，

降幅达 57 %。在工作频率下, ISFD 支承后的振幅由 $37.5\ \mu\text{m}$ 降低至 $15.6\ \mu\text{m}$, 降幅达 58.4 %。综上, ISFD 能够有效调节转子系统的临界转速, 优化轴系应变能分布, 降低振动幅值, 从而改善系统的稳定性和服役寿命。

关键词: 整体式挤压油膜阻尼器, 振动控制, 动力学特性, 计算流体力学分析, 转子系统

RESEARCH ON VIBRATION CONTROL OF TURBOCHARGER ROTOR SYSTEM BASED ON INTEGRAL SQUEEZE FILM DAMPER

ABSTRACT

Aiming at the vibration control problem of turbocharger rotor system, a vibration reduction technology scheme based on integral squeeze film damper (ISFD) is proposed in this study. Through the combination of numerical simulation and experimental verification, the dynamic characteristics of ISFD and its application effect in vibration control of turbocharger rotor system are systematically explored.

Firstly, at the theoretical analysis level, this study first gives a detailed overview of the basic structure and vibration reduction mechanism of ISFD. ISFD consumes vibration energy through the squeezing effect and viscous flow of oil film, so as to achieve effective suppression of vibration. In order to analyze the dynamic characteristics of ISFD, an analytical model of solid and fluid is established in this study. Firstly, the mechanical properties of ISFD were analyzed, and the solid structure of ISFD was numerically simulated by finite element method. By applying load conditions to the model, the displacement and stress distribution of ISFD are obtained. The displacement cloud diagram reveals the deformation law of ISFD under

external excitation, and the stress distribution cloud diagram shows its stress distribution and the maximum stress concentration position. The results show that the ISFD structure design is reasonable and can bear enough load under actual working conditions. In addition, the stiffness characteristic parameters of ISFD are determined by studying the relationship between displacement and load. Secondly, the fluid dynamics analysis was carried out. In this study, the computational fluid dynamics (CFD) numerical simulation method was used to study the oil film behavior inside the ISFD. By establishing a fluid model of the oil film region, the squeezing effect of the oil film during the movement of ISFD is simulated. The pressure distribution of the oil film area is obtained by the numerical analysis results, and the pressure cloud diagram reflects that the pressure of the oil film at different positions is uniform. The damping coefficient of ISFD is further calculated in this study.

Then, the influence of ISFD parameters on its dynamic characteristics is explored. The key parameters such as oil viscosity, oil inlet pressure, precession frequency and precession amplitude under stable oil supply conditions are obtained by numerical analysis. The tangential oil film force and damping coefficient of ISFD are linearly positively correlated. The influence mechanism of lubricating oil viscosity, precession frequency and precession amplitude on the dynamic characteristics of ISFD under the condition of unstable oil supply is also studied by numerical analysis. The

tangential oil film force and damping coefficient of ISFD under the condition of no stable oil supply are also linearly positively correlated with each parameter. Then, an experimental study was carried out on the model without stable oil supply conditions. The damping coefficient and stiffness coefficient of ISFD under different lubricating oil viscosity, precession frequency and precession amplitude were measured by mechanical impedance method, and the change trend was highly consistent with the numerical analysis results. And the numerical error is within 12 % under the same oil supply parameters and working condition parameters, which effectively verifies the accuracy of the numerical analysis.

Finally, ISFD is applied to the turbocharger rotor system in this study, and the influence of the damper on the dynamic characteristics of the rotor system is revealed by numerical analysis. Firstly, the dynamic model of ISFD-turbocharger rotor system is established based on the finite element method, and the influence of ISFD on the critical speed, strain energy distribution, stability and steady-state response of the system is explored. The results show that the first-order critical speed of the rotor system supported by ISFD is reduced from 12829 rpm to 4491 rpm, and the maximum bending stress in the rotor system is reduced from 35 MPa to 4.7 MPa, a decrease of 86.57 %. The strain energy distributed on the shaft in the rotor system is reduced from 26.97 % to 2.7 %, and the strain energy on the bearing is reduced from 73.03 % to 7.59 %. Under the initial

unbalanced excitation force of $7.6 \text{ g} \cdot \text{mm}$, the peak amplitude of the rotor system is reduced from $38.8 \text{ } \mu\text{m}$ to $16.7 \text{ } \mu\text{m}$, a decrease of 57 %. At the working frequency, the amplitude of the ISFD support is reduced from $37.5 \text{ } \mu\text{m}$ to $15.6 \text{ } \mu\text{m}$, a decrease of 58.4 %. In summary, ISFD can effectively adjust the critical speed of the rotor system and optimize the strain energy distribution of the shafting.

KEY WORDS: Integral squeeze film damper, Vibration control, Dynamic characteristics, Computational fluid dynamics analysis, Rotor system

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景与意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 传统 SFD 振动控制技术	2
1.2.2 ISFD 振动控制技术	3
1.2.3 涡轮增压器减振技术研究现状.....	6
1.3 主要内容与章节安排.....	8
第 2 章 ISFD 的结构介绍和数值分析	10
2.1 引言.....	10
2.2 ISFD 的结构和原理	10
2.2.1 ISFD 的结构介绍	10
2.2.2 ISFD 减振机理	10
2.2.3 ISFD 的雷诺方程	11
2.3 ISFD 的建模	12
2.4 ISFD 的数值分析	12
2.4.1 ISFD 的力学性能分析	12
2.4.2 ISFD 刚度系数的辨识	14
2.4.3 ISFD 的 CFD 分析	15
2.4.4 ISFD 阻尼系数的辨识	17
2.5 本章小结.....	17
第 3 章 稳定供油下 ISFD 参数对其阻尼系数的影响规律	19
3.1 引言.....	19
3.2 稳定供油条件下 ISFD 供油参数对其阻尼系数的影响规律	19
3.2.1 进油压力对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律	19
3.2.2 润滑油粘度对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律	22
3.3 稳定供油条件下 ISFD 工况参数对其阻尼系数的影响规律	24

3.3.1 进动幅值对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律	24
3.3.2 进动频率对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律	26
3.4 本章小结.....	29
第 4 章 无稳定供油条件下 ISFD 参数对其动力学特性系数的影响规律	30
4.1 引言	30
4.2 ISFD 在无稳定供油条件下的建模与简化	30
4.3 ISFD 润滑油粘度对其切向油膜力和阻尼系数的影响规律	33
4.4 ISFD 工况参数对其切向油膜力和阻尼系数的影响规律	34
4.4.1 进动幅值对切向油膜力和阻尼系数的影响规律.....	34
4.4.2 进动频率对切向油膜力和阻尼系数的影响规律.....	36
4.5 基于 ISFD 的动力学特性系数辨识实验研究	37
4.5.1 双向激励实验台和实验的方法.....	37
4.5.2 不同润滑油粘度下 ISFD 动力学特性系数的辨识	39
4.5.3 不同工况参数下 ISFD 动力学特性系数的辨识	40
4.5.4 实验研究与数值分析结果对比.....	42
4.6 本章小结.....	44
第 5 章 基于 ISFD 的涡轮增压器转子系统振动分析	46
5.1 引言	46
5.2 涡轮增压器转子系统的建模.....	46
5.3 ISFD-涡轮增压器转子系统的动力学特性分析.....	48
5.3.1 转子系统的临界转速和弯曲应力分析.....	48
5.3.2 转子系统一阶临界转速下的应变能分析.....	49
5.3.3 转子系统的稳定性分析.....	50
5.4 ISFD 对涡轮增压器转子系统的振动控制研究	51
5.4.1 转子系统稳态响应减振研究.....	51
5.4.2 ISFD 抑制转子系统不平衡响应的数值分析研究	52
5.5 本章小结.....	54
第 6 章 总结与展望.....	56
6.1 总结.....	56

6.2 展望.....	57
参考文献.....	58
攻读硕士学位期间取得学术成果.....	64

插图清单

图 1-1 SFD 的工作示意图	2
图 1-2 C 型弹性体的 ISFD	4
图 1-3 L 型弹性体的 ISFD.....	4
图 1-4 S 型弹性体的 ISFD.....	5
图 1-5 涡轮增压器实物图.....	7
图 1-6 研究内容大纲.....	8
图 2-1 ISFD 的结构示意图	10
图 2-2 ISFD 的简化动力学模型图	11
图 2-3 ISFD 的模型	12
图 2-4 ISFD 静力学分析的边界条件	13
图 2-5 ISFD 的位移云图与 S 型弹性体局部放大图	13
图 2-6 ISFD 的应力云图与应力最大处局部放大图	13
图 2-7 ISFD 位移随着载荷的变化曲线图	14
图 2-8 分析流程图.....	15
图 2-9 不同时刻 ISFD 的油膜压力云图	16
图 2-10 油膜力随着时间变化的曲线图.....	17
图 3-1 不同进油压力下 ISFD 油膜的压力云图	20
图 3-2 不同进油压力下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图	21
图 3-3 切向油膜力和阻尼系数随进油压力变化的曲线图.....	22
图 3-4 不同润滑油粘度下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图	23
图 3-5 切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图.....	23
图 3-6 不同进动幅值下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图	25
图 3-7 切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图.....	26
图 3-8 不同进动频率下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图	27
图 3-9 切向油膜力和阻尼系数随进动频率变化的曲线图.....	28
图 4-1 无稳定供油条件下 ISFD 端面密封的结构示意图	30
图 4-2 无稳定供油条件下 ISFD 的流体模型	31

图 4-3 ISFD 的流体模型的网格划分图	31
图 4-4 ISFD 流体模型径向截面图	32
图 4-5 无稳定供油条件下 ISFD 油膜的压力云图	32
图 4-6 不同润滑油粘度下 ISFD 油膜的压力云图	33
图 4-7 无稳定供油时切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图	34
图 4-8 不同进动幅值下 ISFD 油膜的压力云图	35
图 4-9 无稳定供油时切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图.....	35
图 4-10 不同进动频率下 ISFD 油膜的压力云图	36
图 4-11 无稳定供油时切向油膜力和阻尼系数随进动频率变化的曲线图....	37
图 4-12 可用于无稳定供油条件下 ISFD 的双向激励实验装置流程图	38
图 4-13 ISFD 刚度系数和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图	39
图 4-14 ISFD 刚度系数和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图	40
图 4-15 ISFD 刚度系数和阻尼系数随进动频率变化的曲线图	41
图 4-16 相同润滑油粘度下实验与数值分析得到 ISFD 阻尼系数对比图	42
图 4-17 相同进动幅值下实验与数值分析得到 ISFD 阻尼系数对比图	43
图 4-18 相同进动频率下实验与数值分析得到 ISFD 阻尼系数对比图	44
图 5-1 ISFD 支承下的涡轮增压器转子系统结构简化图	46
图 5-2 涡轮增压器转子系统的模型.....	47
图 5-3 涡轮增压器转子系统有限元动力学模型图.....	48
图 5-4 转子系统的一阶临界速度和弯曲应力分布.....	49
图 5-5 转子系统应变能分布图.....	50
图 5-6 转子系统稳定性图.....	50
图 5-7 稳态响应数值分析的时域图.....	51
图 5-8 稳态响应数值分析的频域图.....	52
图 5-9 转子系统 X、Y 方向振幅随转速变化曲线图	52
图 5-10 转子系统 X、Y 方向振幅随不平衡激励力变化曲线图	53

插表清单

表 2-1	ISFD 主要参数	16
表 3-1	稳定供油下 ISFD 用于 CFD 分析的参数表	19
表 3-2	探究进油压力对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表	21
表 3-3	探究润滑油粘度对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表	23
表 3-4	探究进动幅值对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表	25
表 3-5	探究进动频率对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表	28
表 4-1	无稳定供油下 ISFD 用于 CFD 分析的参数表	32
表 5-1	涡轮和叶轮具体参数表.....	48
表 5-2	涡轮增压器转子系统各零部件材料属性.....	48

第 1 章 绪论

1.1 研究背景与意义

在全球范围内，随着节能减排政策的逐步实施，汽车尾气排放对空气造成的污染问题愈发严重。当前，汽油发动机的效率仅在 20 %-40 %之间，其性能亟待优化。涡轮增压器的出现有效缓解了这一状况。安装在汽油发动机上的涡轮增压器不仅提高了汽油的燃烧效率，还增强了发动机的动力输出，显著提升了发动机的整体性能，充分发挥了其节能减排的潜力。然而，由于涡轮增压器的转子结构较为复杂，且长期处于高温、高压的恶劣环境中，材料性能的衰减和结构应力的累积也会导致振动问题的加剧。这些因素共同作用，使得涡轮增压器的振动问题成为一个需要重点关注的技术难题^[1-4]。

涡轮增压器长期处于高温、高压且高速流动的气体环境中。在这种极端条件下，气体对转子的固有特性会产生显著影响，并加剧转子轴与浮动轴承之间的磨损，从而直接增加运转负荷。特别是当转子接近临界转速并引发共振时，这将对转子系统的结构合理性与运行可靠性构成严峻挑战，阶段转子系统呈现出显著的振动加剧现象。当振动幅度超出安全阈值时，极易引发叶片与密封组件间的机械干涉，这种异常接触不仅会破坏密封结构的完整性，更可能对转子本体及轴承系统造成不可逆的损伤。此类机械故障若得不到及时控制，将可能升级为重大安全事故。

有效抑制转子系统的振动现象，采用阻尼装置是一种行之有效的技术手段。这类装置通过增强系统的阻尼特性，能够显著降低转子的振动水平。在众多阻尼器中，挤压油膜阻尼器（Squeeze Film Damper, SFD）凭借其优异的减振性能和简洁的结构设计，已在航空推进系统中获得普遍应用^[5-8]。但值得注意的是，在极端工况下，SFD产生的非线性油膜力可能导致复杂的非线性振动现象^[9-15]。鉴于这一技术挑战，研发具有高可靠性、结构紧凑且便于工程实施的新型减振方案，已成为当前亟待解决的关键技术问题。

由于转子系统振动控制的迫切需求，本研究创新性地提出了一种新型减振技术方案：整体式挤压油膜阻尼器（Integral Squeeze Film Damper, ISFD）支承。

意在能够降低转子系统的振动，提高其运行稳定性，确保涡轮增压器实现长期稳定运行，减少因振动问题导致的频繁停机检修。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 传统 SFD 振动控制技术

20 世纪 60 年代初期，Cooper 开创性地提出了 SFD 这一创新概念，并将其成功应用于转子系统的设计优化，并通过深入研究证实了该装置能够显著抑制转子不平衡引发的振动现象。初代 SFD 采用简洁的设计方案，其核心结构包含两个主要部件：可移动的内环（通常与转子轴承集成）和固定的外环（即轴承座），两者之间通过一层油膜实现动态连接，具体结构如图 1-1 所示。从本质上讲，SFD 是一种融合了滚动轴承与滑动轴承特性的复合系统。然而，与传统的滑动轴承不同，SFD 的独特之处在于其滚动轴承外圈与外环（轴承座）被设计为固定状态，仅允许内环（轴承外圈）在油膜腔内进行自由涡动^[16-19]。

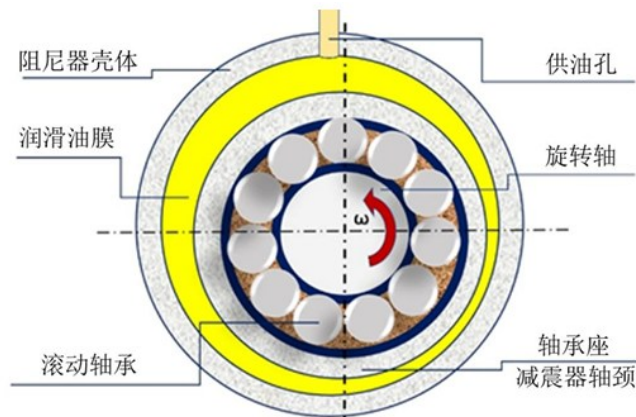


图 1-1 SFD 的工作示意图^[20]

研究表明，SFD 在特定工况下能够增强转子系统的稳定性，从而确保设备的安全可靠运行^[21-27]。此外，SFD 的应用还能有效降低轴承等关键部件的振动水平，延缓其疲劳损伤进程，最终延长设备的使用寿命。

SFD 的应用领域已从航空推进系统延伸至工业动力设备，包括但不限于汽轮机等关键设备。该装置不仅能够与滚动轴承协同工作，还可与可倾瓦轴承进行集成设计，为高性能压缩机提供必要的附加阻尼，从而有效预防转子失稳现象。然而，尽管在多个工程领域取得了显著成效，SFD 的实际性能仍可能受到多种因素影响，如设计缺陷、加工误差以及极端工况等。这些因素可能导致油

膜力的显著非线性特性，继而引发一系列复杂的工程问题。

例如，转子系统与 SFD 的耦合作用中，由于油膜刚度表现出的强非线性特性，系统可能出现三个不同的平衡位置，这意味着轴颈存在三种潜在的运动模式。其中两种模式具有稳定性，这将导致振幅发生显著的突变，这一现象被称为“双稳态特性”。随着转子转速的持续提升，系统的振动幅值将不断增大，导致转子无法顺利跨越临界转速区域。在这种状态下，转子不平衡力与振动响应之间的相位差持续小于 90 度，最终引发“锁死”现象。系统在承受不平衡激励时，往往会呈现出与激振频率一致的工频振动响应。然而，在转子系统中，由于 SFD 油膜力的非线性特性，振动频谱中可能涌现出额外的频率成分，包括高频和低频分量。更为复杂的是，系统还可能出现准周期振动模式乃至混沌振荡现象。这些复杂的动力学特征对 SFD 的实际应用造成了显著制约，影响了其大规模工程推广^[28-34]。

1.2.2 ISFD 振动控制技术

对于传统式的 SFD 存在动力学特性系数非线性这一现象，许多学者对其进行了研究。Wang 等^[35]建立了航空发动机高压转子系统的集总质量动力学模型，并将挤压油膜阻尼器的非线性刚度和阻尼公式引入到上述模型中，结果表明，在高速的情况下，由于挤压油膜阻尼器的不平衡，转子系统将产生复杂的振动或双稳态振动。Inayat-Hussain 等^[36]研究了挤压油膜阻尼器支承刚性转子的不平衡响应，揭示了在有定心弹簧和没有定心弹簧状态下的三种混沌运动状态。Zhou 等^[37]研究了一种具有单层油膜以及另一种具有双层油膜的浮动环式挤压油膜阻尼器在防止双稳态、非同步和瞬态幅值的突发不平衡响应方面都优于传统挤压油膜阻尼器。1982 年，Tyler 与 Fehr^[38]创新性地提出了一种具有分体式结构的挤压膜阻尼器设计方案。该设计的核心特征在于采用分段式油膜结构，有效阻断了润滑油的周向流动，从而显著缓解了传统设计中存在的油膜力非线性问题。对挤压油膜阻尼器轴承结构的不断优化是改善动力学特性系数非线性问题的最好方法之一。基于上述设计理念的整合与创新，20 世纪 90 年代初，研究人员成功研发出了一种突破性的 ISFD 结构。这种阻尼器的出现弥补了传统挤压油膜阻尼器油膜力非线性的缺点，还优化了阻尼器在转子系统中的减振能力。

与传统的鼠笼式 SFD 不同的是，ISFD 创新性地采用了离散分布的挤压油膜

区域结构设计，从根本上消除了润滑油沿圆周方向的流动，显著改善了油膜力表现出的强非线性特性。该装置不仅具备传统弹性支承的功能，还可为转子系统提供有效的振动阻尼。其结构设计具有明显的优势：整体尺寸小巧、质量轻盈，同时所需安装空间大幅缩减，完美契合航空推进系统中空间狭小、环境严苛的特殊要求。

ISFD 采用激光精密打孔与电火花切割相结合的集成制造工艺。其核心创新在于将油膜流动通道设计成离散分布的结构，有效抑制了润滑油沿周向的流动，从而避免了由此产生的非线性振动问题。这种阻尼弹性一体化机构可实现高度紧凑的设计，特别适用于空间受限的工程场景。随着 ISFD 技术应用的不断深入和工程实践的经验积累，其结构设计持续优化，主要体现为弹性支撑体构型的创新演变。图 1-2 和图 1-3 展示了早期研制阶段典型的弹性体结构形态。

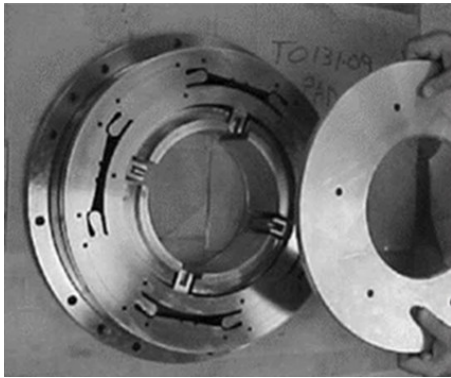


图 1-2 C 型弹性体的 ISFD^[39]

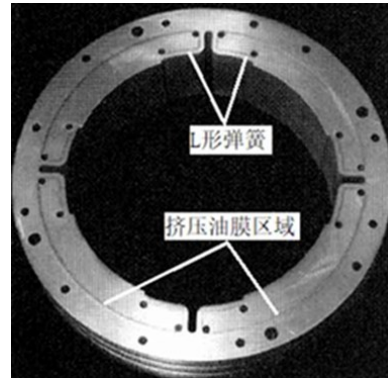


图 1-3 L 型弹性体的 ISFD^[40]

在 ISFD 的发展历程中，其弹性体结构经历了多次改进与优化。在 ISFD 的早期发展阶段，其结构如图 1-2 所示，核心特点在于使用 C 形弹性体作为连接部件。该设计将 ISFD 划分为两个部分：内侧与转子相连，随转子一同旋转；外侧则固定于轴承座，保持静止。由此 ISFD 的内圈和外圈就发生了相对运动，并挤压间隙里的油膜，产生了挤压油膜效应，从而产生阻尼力。

电火花切割一体化工艺制造出的初代 C 形 ISFD，其弹性支撑结构呈现典型的 C 形特征，径向刚度性能主要取决于 C 形弹性体的材料力学特性。然而，由于 C 形结构设计在的内外边缘区域存在显著的油膜间隙，这在一定程度上制约了其支承刚度和振动抑制效果，因而该结构更适合在轻载或中等负荷条件下发挥其性能优势。

随着技术的发展，第二代 ISFD 在结构上进行了重大改进，如图 1-3 所示。

新的设计采用 L 形弹性体代替了 C 形结构，将内外缘整合为一个整体。L 形 ISFD 的径向刚度主要由 L 形弹性体的特性决定，其间隙区域同样用于油膜的挤压。性能优化方面，第二代 L 形 ISFD 展现出显著的设计优势：其结构参数可依据转子系统的实际承载特性和阻尼需求进行精确调节，其中 L 形构件的几何参数和分布数量均可灵活调整。更具创新性的是，设计过程中可在结构内侧引入预置偏心率，这一设计策略可有效中和转子系统对 ISFD 产生的静态变形，确保装置具有优异的同心率。

在后续的研发过程中，第三代 ISFD 的结构进一步优化，如图 1-4 所示。该结构在继承前代 ISFD 优点的基础上，通过更合理的结构设计，显著提升了系统的性能和可靠性，为转子系统提供了更优越的支承刚度和减振效果。



图 1-4 S 型弹性体的 ISFD^[41]

周向分布的 S 形弹簧阵列将内、外环连接成一体式结构，并将内外环间的挤压油膜空间划分为若干独立腔室，有效抑制了润滑介质的环向流动。由于并联弹性支承的刚度通常较串联轴承系统低一个数量级，这种 ISFD 支承的特性主要取决于弹性结构的力学性能，使得振动能量和形变集中在弹性支承上^[42-46]。

相较于传统 SFD，新型 ISFD 在振动能量耗散机制上呈现出本质区别。传统 SFD 的工作原理依赖于润滑介质在挤压油膜间隙中的环向流动，通过油膜挤压和流体流动产生的粘性阻力来耗散能量。ISFD 系统通过离散分布的油膜腔室实现阻尼效应，其中挤压油膜机制与进出口活塞效应的协同作用取代了传统的流体环向流动产生的粘性阻尼。这一创新设计使得油膜间隙尺寸得以适当放大，从而有效降低了油膜压力这一关键非线性因素的作用强度。更重要的是，由于采用分隔式油膜区域结构，润滑介质的环向流动被完全抑制，各腔室内的油膜压力均呈径向分布指向轴心，这种特性显著提高了系统的稳定性，从根本上解

决了传统 SFD 因流体动压效应导致的油膜刚度非线性难题^[47-52]。

作为 ISFD 的主要动力学特性系数，刚度系数和阻尼系数很大程度上决定了 ISFD 对转子振动的抑制效果。ISFD 的阻尼系数过大或过小均会导致其减振效果不好。在工作中 ISFD 承受着轴颈的静载荷与动载荷，若阻尼器的刚度系数过小，将会导致轴颈的偏心量偏大；若阻尼器的刚度系数过大又会限制轴颈的移动。所以在工程应用时，分析并测量 ISFD 的动力学特性系数，设计出具有适当刚度系数和阻尼系数的 ISFD 就显得尤为重要。Zhang 等^[53]提出了一种新的基于深度学习的信息融合方法，用于挤压油膜阻尼器的油膜动力学系数的识别。近几年，随着流体力学计算的软件越来越成熟，大部分学者开始使用 CFD 软件对挤压油膜阻尼器进行仿真。Lee 等^[54]提出了一种计算轴间挤压油膜阻尼器阻尼系数的方法，并利用了运动和力的复杂矢量描述，以及具有双面频谱的频域分析，通过比较原始轴间 SFD 模型及其等效 SFD 模型的 CFD 分析得到的阻尼系数，验证了所提方法的有效性。Dong 等^[55]基于有限元法和 CFD 分析法求解了 ISFD 的等效刚度系数和等效阻尼系数。Zhang 等^[56]建立了整体式挤压油膜轴承阻尼器的有限元模型，开展刚度特性分析与实验验证研究。

ISFD 的阻尼系数则可以通过改变进油压力和端部密封间隙来调节，解除了传统 SFD 中支承刚度和支承阻尼的直接相关性，能够在提供相对较低的刚度的同时提供较大的阻尼，为系统提供所需的阻尼比。通过抑制流体的环向流动，ISFD 在较广的工作范围内保持了稳定的动力学特性，有效解决了传统 SFD 中油膜的非线性问题^[57]，这对转子系统的振动控制和稳定性具有重要意义。

1.2.3 涡轮增压器减振技术研究现状

涡轮增压器是一种利用发动机排出的废气能量来提升进气压力的设备，广泛应用于汽车、船舶、航空等内燃机领域。涡轮增压器的核心功能在于借助压缩空气来提升发动机的进气量，从而增强发动机的功率并改善燃油经济性。其工作原理与空气压缩机相似，通过压缩空气并将其输送至发动机，以实现进气量的增加。其结构主要由涡轮壳体、中间体和压缩机三部分组成。其工作过程是：在发动机运行过程中，排出的废气进入涡轮壳体并推动涡轮旋转。由于涡轮与叶轮同轴连接，涡轮的旋转会带动叶轮一同转动。叶轮将从空气滤清器管道输送过来的空气进行压缩，并将压缩后的空气送入发动机气缸。随着发动机

转速的提升，废气排放量增加，进而推动涡轮转速加快，叶轮也随之加速，从而将更多的压缩空气送入气缸。图 1-5 为涡轮增压器实物图。

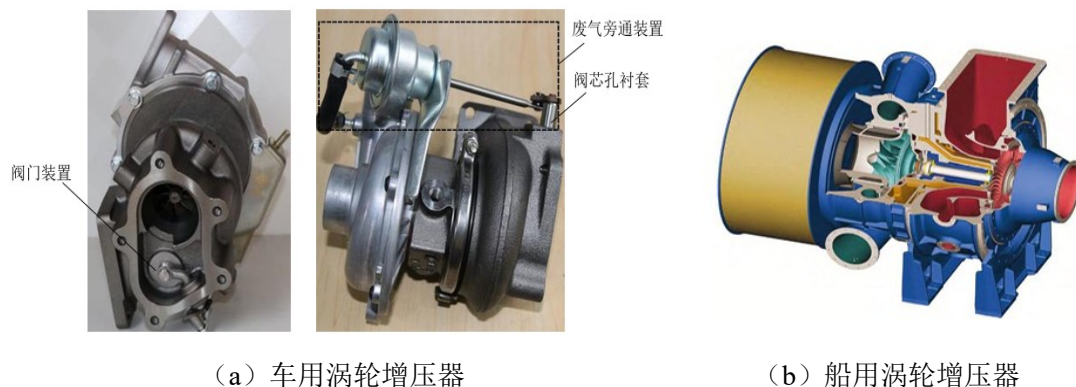


图 1-5 涡轮增压器实物图

涡轮增压器因其工作环境极为恶劣，振动问题尤为显著。随着其应用范围的不断扩大，国内外学者对其研究愈发深入，尤其在涡轮增压器浮环轴承-转子系统的振动问题上开展了大量研究工作。Schweizer 等^[58]率先采用多维度研究方法，全面考察了系统参数对转子分岔特性及油膜涡动模式的影响机理。Tanaka 等^[59]创新性地基于短轴承理论框架，建立了考虑浮动环轴承特性的柔性转子有限元动力学模型，为后续研究提供了理论支撑。在此基础上，Rivadeneira 等^[60]进一步深化了研究内容，成功预测了涡轮增压器转子系统中的线性和非线性动力学行为，并通过实验数据验证了其预测模型的准确性。Gunter 等^[61]则重点关注浮环轴承内外间隙的动态变化，系统地分析了其对转子稳定性的影响规律。Chasalevris 等^[62]提出了一种创新的研究方法，该方法摆脱了对特定轴承类型的依赖，仅基于轴承力进行动力学响应分析，并将计算结果与传统短轴承理论模型进行了对比验证。

综上，国内外众多学者从浮环轴承的结构设计、运行参数优化以及转子系统的不平衡激励力等多个方面入手，开展了大量研究工作，旨在降低涡轮增压器的振动幅值、提高转子的临界转速以及增强转子系统的稳定性。然而，目前鲜有研究将 ISFD 支承技术应用于涡轮增压器转子系统中。因此，从 ISFD 的动力学特性出发，构建 ISFD-涡轮增压器转子系统的动力学模型，深入 ISFD 对涡轮增压器转子系统的振动控制研究，为改善涡轮增压器的非线性振动特性提供新的思路和技术参考，具有重要的研究价值和实际意义。

1.3 主要内容与章节安排

本文旨在进行 ISFD 的动力学特性和 ISFD 对涡轮增压器转子系统振动控制研究。图 1-6 示为本文研究内容大纲。



图 1-6 研究内容大纲

本论文内容共分为六个章节，具体内容如下：

第一章绪论介绍课题研究的背景和意义，强调涡轮增压器在我国运用的广泛性以及涡轮增压器转子系统面临的振动问题，因此需要提出一种新的转子系统减振技术。分别介绍了涡轮增压器、传统式 SFD 和 ISFD，强调 ISFD 比传统 SFD 更有优势，其动力学特性是线性的，有利于对转子系统进行振动控制。

第二章介绍了 ISFD 的结构和原理，着重于建立 ISFD 的固体和流体模型以及雷诺方程，对 ISFD 进行静力学性能和 CFD 分析并计算刚度和阻尼系数。

第三章探究在稳定供油条件下 ISFD 的供油参数和工况参数对于 ISFD 阻尼系数的影响规律。在改变进油压力、润滑油粘度、进动频率和进动幅值这四个参数的情况下对 ISFD 进行 CFD 分析并计算其切向油膜力以及阻尼系数，探究 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的变化规律。

第四章探究在无稳定供油条件下 ISFD 的供油参数和工况参数对于 ISFD 阻尼系数的影响规律，并且附以实验验证。采用双向激励实验台，用 X 和 Z 两个方向的激振力进行实验，分别得到位移，加速度，力的若干组数据，激素按出 ISFD 的刚度和阻尼系数并于数值分析结果进行对比研究。

第五章聚焦于 ISFD 在涡轮增压器转子系统中的振动控制效果，进行 ISFD

支承以及刚性支承下涡轮增压器转子系统的临界转速、弯曲应力、应变能分布、稳定性和稳态响应的对比研究和 ISFD 抑制转子系统不平衡响应的数值分析研究。

第六章是对整篇论文的总结与展望。回顾和总结了论文的主要工作和研究成果，强调 ISFD 在涡轮增压器转子系统中的应用价值和研究的创新点。随后提出了对未来研究方向的展望和建议，包括多工况以及与其他减振技术相结合的研究，为涡轮增压器减振技术的进一步发展提供了新思路。

第 2 章 ISFD 的结构介绍和数值分析

2.1 引言

为了探明 ISFD 的动力学特性，揭示油膜的流动特性，本章将分别建立 ISFD 的固体模型和流体模型并列流体方程，开展 ISFD 动力学特性的数值分析研究，进行力学性能分析和 CFD 分析，验证 ISFD 结构的合理性并探究 ISFD 油膜区的流动特性，最后进行 ISFD 的刚度系数与阻尼系数的辨识。

2.2 ISFD 的结构和原理

2.2.1 ISFD 的结构介绍

ISFD 由进油孔、外圈、内圈、S 型弹性体四个部分组成，ISFD 的内圈和外圈之间存在一个挤压油膜区域。通常情况下，ISFD 的外圈则固定于轴承座上，内圈则是与轴承装配，装配方式大多是过盈配合或过渡配合。

润滑油是由进油孔流入挤压油膜区域，再由端面流出。其中 ISFD 的油膜分段成了 4 个区域，4 个区域的油膜无环向流动，所以 ISFD 相较于传统的 SFD 拥有更好的线性阻尼特性。具体结构由如图 2-1 所示。

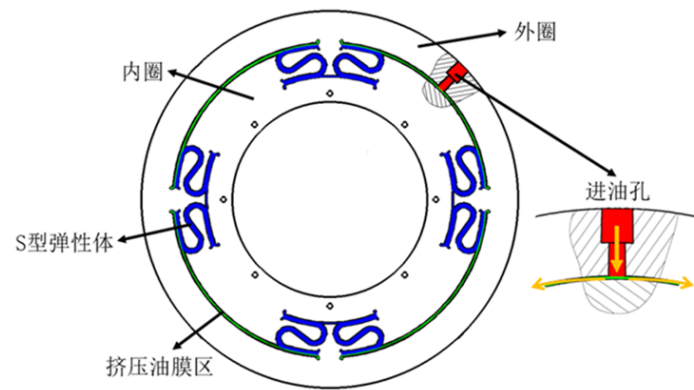


图 2-1 ISFD 的结构示意图

2.2.2 ISFD 减振机理

ISFD 在工作过程中，外圈是静止不动的，振动能量将会通过轴承传递到内圈，从而使内圈发生涡动，对油膜区的润滑油进行挤压，产生阻尼效应，使振动能量得以耗散，阻尼的大小是由挤压油膜区产生的油膜力决定。而 ISFD 的另

一个动力学特性系数刚度系数则是由 S 型弹性体决定的。根据这个动力学特性，把 ISFD 简化成只有两个自由度的动力学模型。把 ISFD 在 X、Y 方向上的主刚度和主阻尼分别简化为 k_{XX} 、 c_{XX} 和 k_{YY} 、 c_{YY} ，把 ISFD 在 X 和 Y 方向上的交叉刚度和交叉阻尼简化为 k_{XY} 、 k_{YX} 、 c_{XY} 和 c_{YX} 。经过简化与等效后，得到了 ISFD 的简化动力学模型图，如图 2-2 所示。

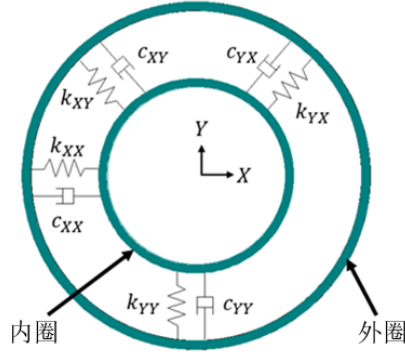


图 2-2 ISFD 的简化动力学模型图

2.2.3 ISFD 的雷诺方程

在建立 ISFD 流体力学方程之前，需要做以下假设：（a）不可压缩的牛顿流体，黏性力远大于惯性力；（b）在流动过程中润滑油是不可压缩的、恒温的；（c）层流；（d）表面无滑移；（e）没有外部力量；（f）没有惯性作用。挤压油膜区域处的 Reynolds-like 方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial x} + (\rho h^2) \frac{\partial^2}{\partial t^2} h \quad (2-1)$$

根据短轴承理论假设，即认为油膜压力沿圆周方向的变化远大于沿 Y 轴线上的变化，故可将 $\partial p / \partial Y$ 此项省略，得到如下方程：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial x} + (\rho h^2) \frac{\partial^2}{\partial t^2} h \quad (2-2)$$

式中 t 为时间， P 是油膜的压力， h 为油膜厚度， ρ 和 μ 分别为润滑油的密度， μ 为润滑油动力粘度。通过积分得到 X 和 Z 方向的油膜力：

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_z \end{Bmatrix} = 2 \sum_{i=1}^4 \int_0^L \int_{\theta_{0i}}^{\theta_{1i}} \left[P \begin{Bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{Bmatrix} dx \right] dy \quad (2-3)$$

式中 F_x 、 F_z 为 ISFD 在 x、z 两个方向上的油膜分力， L 为 ISFD 的轴颈长度， i 代表 ISFD 的第 i 段挤压油膜区。由于 ISFD 共有四段油膜区，故 i 的取值范围为（1、2、3、4）， $(\theta_{0i}、\theta_{1i})$ 为第 i 段挤压油膜区域的积分上下限。

2.3 ISFD 的建模

为了探究 ISFD 的动力学特性，开展 ISFD 的力学性能分析与 CFD 分析，需根据 ISFD 的结构参数，建立 ISFD 的固体结构模型和流体模型如图 2-3 所示。

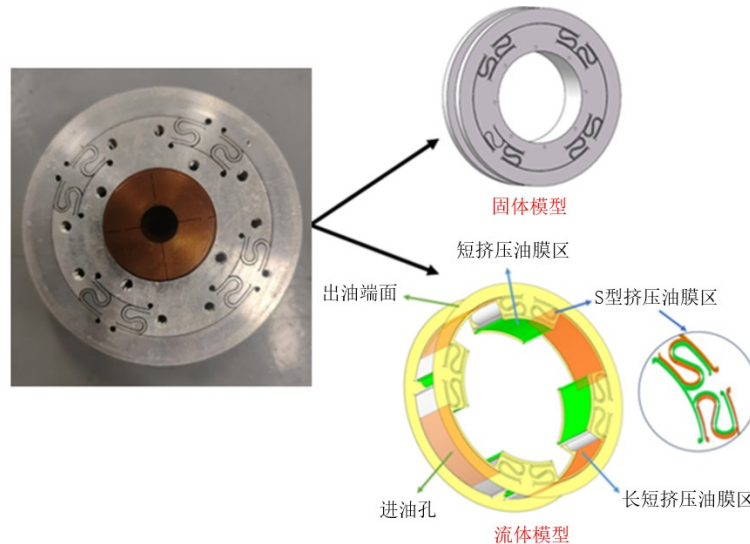


图 2-3 ISFD 的模型

如图 2-3 所示，可将 ISFD 的挤压油膜区域分为长挤压油膜区、短挤压油膜区和 S 型挤压油膜区。ISFD 油膜区域流动情况如下：（1）润滑油通过侧面的进油孔以较高的速率进入长挤压油膜区；（2）润滑油从长挤压油膜区流向 S 型挤压油膜区最后流向短挤压油膜区；（3）润滑油最终由出油端面流出。

2.4 ISFD 的数值分析

2.4.1 ISFD 的力学性能分析

为了探明 ISFD 的力学性能，开展 ISFD 的静力学分析。在工程应用中，通常 ISFD 的外圈与轴承座固定在一起，是固定约束；而 ISFD 的内圈随轴承外圈做涡动运动，由此可确定力学分析时 ISFD 的边界条件。针对 ISFD 进行了载荷配置：外圈端施加了 500 N 的垂直载荷，而内圈则采用了完全约束的边界条件，如图 2-4 所示。材料选择方面，考虑到力学性能和耐腐蚀性要求，采用了牌号为 304 的奥氏体不锈钢作为基本结构材料，304 不锈钢的弹性模量为 1.93×10^{11} Pa，屈服强度为 205 MPa，泊松比为 0.31，具有耐腐蚀，抗氧化，不生锈，不沾油，方便清洗，易于保养等优点。

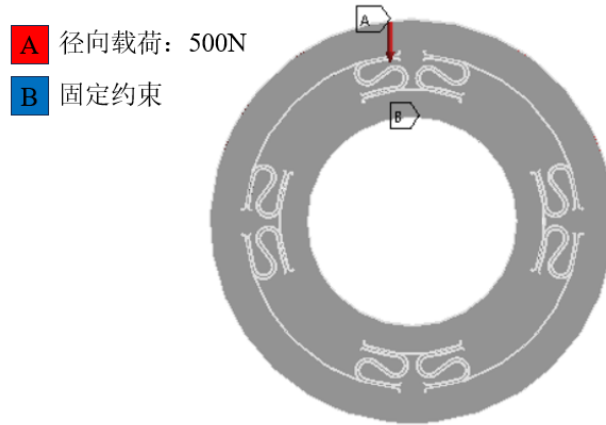


图 2-4 ISFD 静力学分析的约束条件

图 2-5 和图 2-6 为 ISFD 在载荷作用下的位移云图和应力云图。

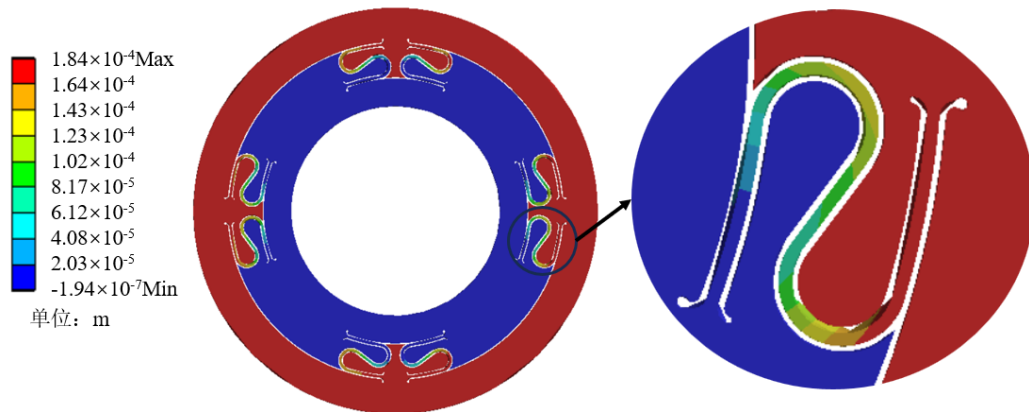


图 2-5 ISFD 的位移云图与 S 型弹性体局部放大图

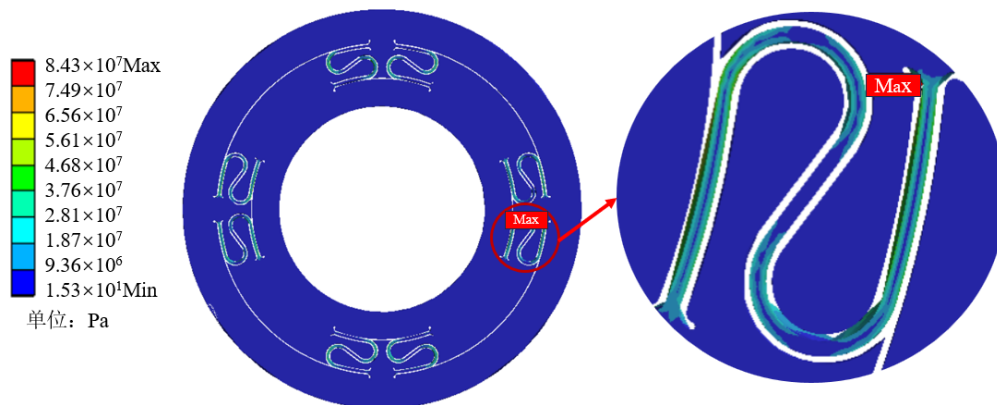


图 2-6 ISFD 的应力云图与应力最大处局部放大图

由图 2-5 可以看出 S 型弹性体的变形是均匀的、连续的，内圈、外圈均未发生明显变形，S 型弹性体发生了弹性变形，起到类似于弹簧的作用。由图 2-6 可知，ISFD 的结构设计合理，未出现应力集中现象。ISFD 的应力最大处发生在 S

型弹性体与外圈的连接处，最大应力为 84.262 MPa。而仿真选取材料 304 不锈钢的屈服极限 $[\sigma_S]=205$ MPa。许用应力的计算式为：

$$[\sigma_S] = \frac{\sigma_S}{n_S} \quad (2-4)$$

将安全系数设定为 $n_S=1.5$ 。根据式（2-4）进行应力分析，得出材料的允许应力值为 $[\sigma]=136.67$ MPa。经过计算验证，ISFD 结构在实际工作载荷下的最大应力值均小于该许用应力阈值，这表明结构设计完全满足强度安全标准，可有效避免材料因应力超标而发生失效现象。

2.4.2 ISFD 刚度系数的辨识

ISFD 的刚度系数主要由 S 型弹性体决定，通过力学性能数值分析得到。为了探明 ISFD 的刚度特性，探究载荷对 ISFD 刚度系数的影响规律，在不同载荷工况下开展 ISFD 的力学分析研究。

基于 2.3.2 小节中的分析方法，开展 ISFD 的力学特性分析，得到不同载荷工况下 ISFD 外圈产生的位移。其中给 ISFD 外圈施加的载荷力为 50 N~450 N。由数值分析得到的结果，可建立 ISFD 位移量与外加载荷之间的对应关系，其变化趋势如图 2-7 所示。

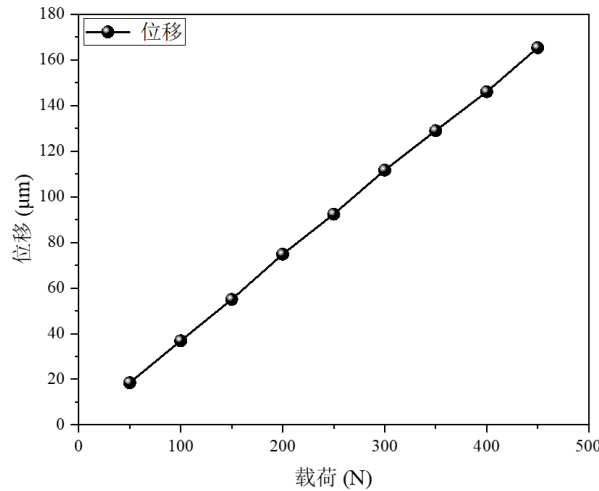


图 2-7 ISFD 位移随着载荷的变化曲线图

由图 2-7 可以看出 ISFD 的位移随着载荷的增大而增大，呈线性相关。由此可知，在一系列载荷工况下，ISFD 具有良好的线性刚度特性。

ISFD 的刚度系数计算式为：

$$k = \left[\sum \left(\frac{F_i}{D_i} \right) \right] / n \quad (2-5)$$

式中 k 为 ISFD 的刚度系数, F_i 为径向载荷的大小, n 为载荷的数量, D_i 为 ISFD 在载荷 F_i 作用下产生的位移大小。

将图 2-7 所示的数据应用到式 (2-5) 中, 即可得出 ISFD 的刚度系数。计算结果为 $2.71 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。

2.4.3 ISFD 的 CFD 分析

为了探究 ISFD 的油膜压力分布与流场特性, 以 ISFD 的流体模型为研究对象, 开展 CFD 分析, 分析流程如图 2-8 所示。

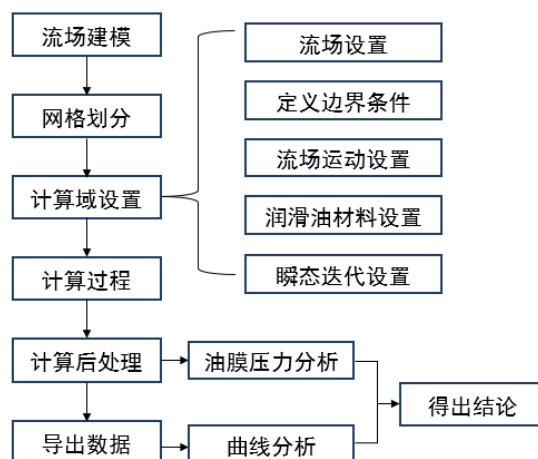


图 2-8 分析流程图

分析前, 需确定动网格与主要工况参数。

数值分析中, 润滑界面需采用动静分区网格策略。这主要基于以下运动特征: 油膜内壁与 ISFD 内圈保持同步运动, 而油膜外壁与 ISFD 外圈保持相对静止。由于 ISFD 内圈在工作时呈现涡动特征, 其运动轨迹主要体现为圆形或椭圆形, 而外圈则始终处于固定状态。因此, 网格设置方面需要采用动静结合的方法: 在油膜内壁区域实施动态网格更新, 而在油膜外壁区域则维持静态网格。涡动动力学参数, 包括幅值和频率等信息, 均通过用户自定义的 UDF 文件进行输入。表 2-1 列出了 ISFD 系统的主要工况参数集。

表 2-1 ISFD 主要参数

供油参数	数值	润滑油参数	数值	涡动参数	数值
进油压力	0.7 MPa	润滑油粘度	0.02 Pa·s	涡动幅值	2 μm
出油压力	0 Mpa	润滑油密度	883 kg/m ³	涡动角速度	188 rad/s
油膜间隙	0.5 mm			涡动频率	30 Hz

式 (2-6) 和 (2-7) 是 ISFD 油膜内壁的涡动方程。

$$d_x = A \cos(\Omega t) \quad (2-6)$$

$$d_z = A \sin(\Omega t) \quad (2-7)$$

式中 d_x 和 d_z 为 ISFD 内圈分别在 X 和 Z 方向上的位移，A 为 ISFD 内圈的涡动幅值。对式（2-6）和（2-7）求导得到 v_x 和 v_z ：

$$v_x = -A\Omega \sin(\Omega t) \quad (2-8)$$

$$v_z = A\Omega \cos(\Omega t) \quad (2-9)$$

下图 2-9 所示的是使用 CFD 分析得出的 ISFD 在 0.025 s、0.03 s、0.035 s 时的油膜压力分布云图。

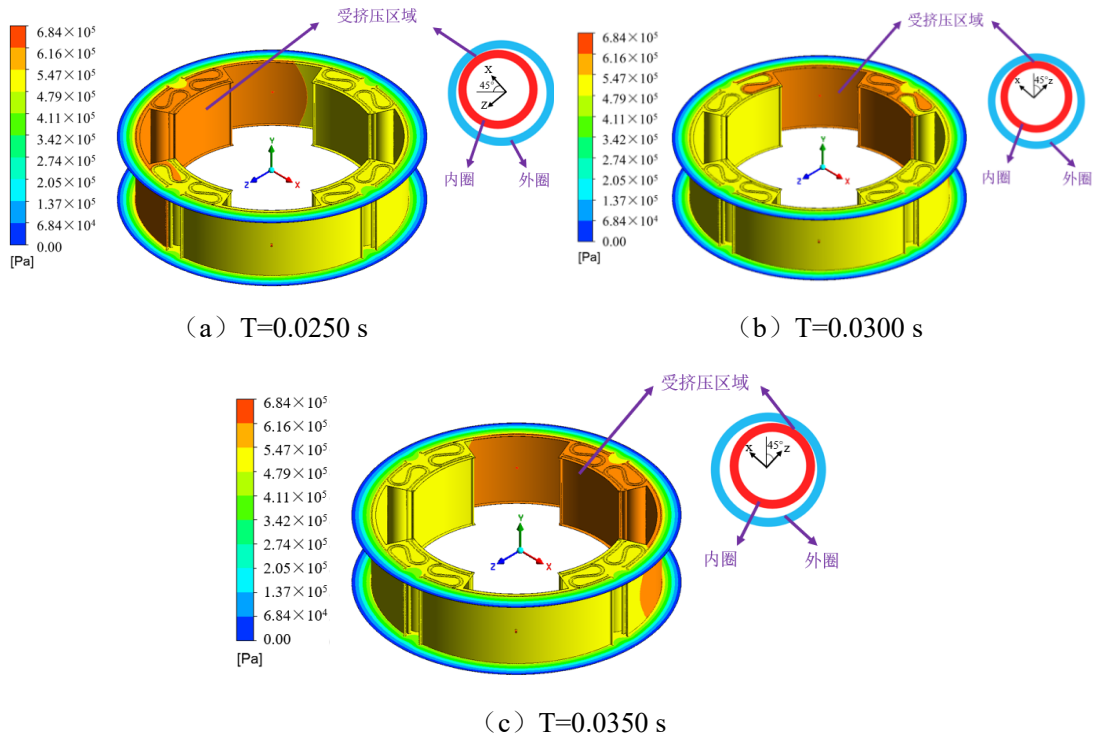


图 2-9 不同时刻 ISFD 的油膜压力云图

如图 2-9 所示，油膜挤压区域随 ISFD 运行时间呈现周期性变化特征。具体而言：（1）在 0.0250 s 时刻，挤压现象主要出现在左上象限的短油膜区域；（2）至 0.0300 s 时，挤压位置转移至上方区域的长油膜区域；（3）到 0.0350 s 时刻，挤压效应迁移至右上象限的短油膜区域。这一过程表征了 ISFD 完成 1/4 周期涡动运动的完整历程，并在 0.0350 s 时进入下一周期运动循环。

分析表明：（1）ISFD 挤压油膜区域内的流体压力值与内圈位置呈现显著的动态关联，随着内圈运动轨迹的改变而不断调整。（2）ISFD 挤压区域的局部压力显著高于非挤压区域，形成明显的压力梯度分布。并且在挤压区域和非

挤压区域中油膜压力变化都是均匀的。(3)通过进油孔注入的润滑油在进入相对宽敞的挤压油膜区域时,油膜压力的这种变化特性反映了 ISFD 系统的润滑动力学机制,为优化设计和运行控制提供了重要的理论依据。

2.4.4 ISFD 阻尼系数的辨识

为探明 ISFD 的阻尼特性,探究油膜力随时间变化而变化的规律,并辨识 ISFD 的阻尼系数,对 ISFD 进行数值分析研究。

根据 2.3 小节中的压力云图分析结果,将分析得到油膜压力进行积分,得到 X 和 Z 方向上的油膜力并绘制出油膜力随着时间变化的曲线图,如图 2-10 所示。

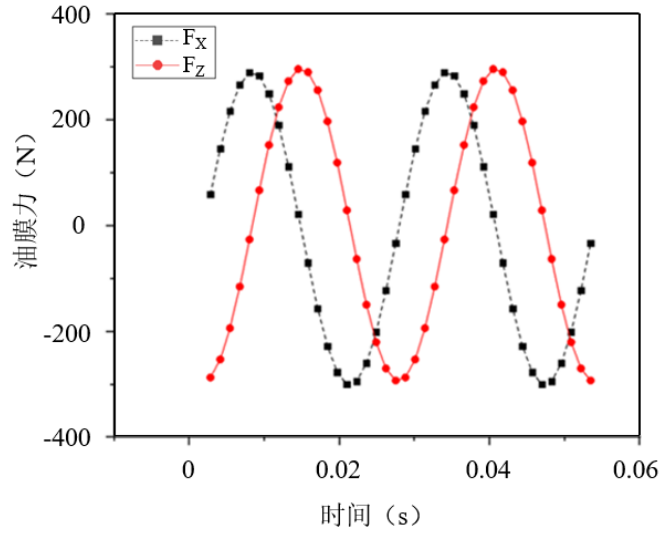


图 2-10 油膜力随着时间变化的曲线图

根据定义:

$$\begin{cases} F_r = F_x \cos(\Omega t) + F_z \sin(\Omega t) \\ F_t = F_x \sin(\Omega t) - F_z \cos(\Omega t) \\ C = -\frac{F_t}{e\Omega} \end{cases} \quad (2-10)$$

式中 e 为轴颈的偏心距, Ω 为轴颈进动角速度。

将图 2-10 所示的数据应用到式 (2-10) 中,即可得出 ISFD 的阻尼系数。计算结果为 $2.31 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

2.5 本章小结

为了分析和探究 ISFD 的动力学特性,建立了 ISFD 的固体及流体分析模型,开展了静力学分析和 CFD 分析,通过位移随载荷变化的曲线图得到了 ISFD 的刚度系数通过油膜力随时间变化曲线图得到了 ISFD 的阻尼系数。

(1) 通过 ISFD 的静力学分析得到了 ISFD 的应力云图与位移云图中, 其中位移云图可以看出 ISFD 中提供结构刚度的 S 型弹性体的变形是均匀的、连续的。通过应力云图可以看出内圈、外圈均未发生明显变形并且没有出现应力集中现象。通过位移随载荷的变化曲线图, 基于理论计算公式, 进一步得出了 ISFD 的刚度系数。

(2) 通过 CFD 分析得到的 ISFD 在不同时刻下油压分布图可以看出, ISFD 的油膜压力不会产生突变现象, 并且在每个油膜区域上压力随着时间变化都是均匀变化的。基于理论计算公式, 进一步用公式计算得到了 ISFD 的阻尼系数。

第3章 稳定供油下 ISFD 参数对其阻尼系数的影响规律

3.1 引言

阻尼系数作为 ISFD 最重要的动力学特性系数，决定了 ISFD 在转子系统中起到的振动控制效果。ISFD 的阻尼系数过大或者过小都回不利于对转子系统振动控制，而决定 ISFD 阻尼系数的参数主要有供油参数以及工况参数。在可以提供稳定供油的情况下 ISFD 的供油参数主要分为进油压力和润滑油粘度，工况参数主要分为进动频率以及进动幅值。

为了探明 ISFD 供油参数和工况参数对 ISFD 阻尼系数的影响规律，对 ISFD 进行 CFD 分析，并通过式（2-10）进行阻尼系数的计算，再绘制曲线并分析 ISFD 阻尼系数随供油参数和工况参数的变化规律。

表 3-1 为 ISFD 在稳定供油条件下各参数值，在探究其中一个参数时，其他参数默认为此表中的数值。

表 3-1 稳定供油下 ISFD 用于 CFD 分析的参数表

参数	取值
进油压力	0.5 MPa
润滑油密度	883 kg/m ³
润滑油粘度	0.02 Pa·s
进动幅值	2 μm
进动频率	30 Hz

3.2 稳定供油条件下 ISFD 供油参数对其阻尼系数的影响规律

3.2.1 进油压力对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为了研究进油压力对 ISFD 动力学特性的影响规律，只改变进油压力，通过 CFD 分析得到了在不同进油压力下 ISFD 油膜的压力云图，如图 3-1 所示。

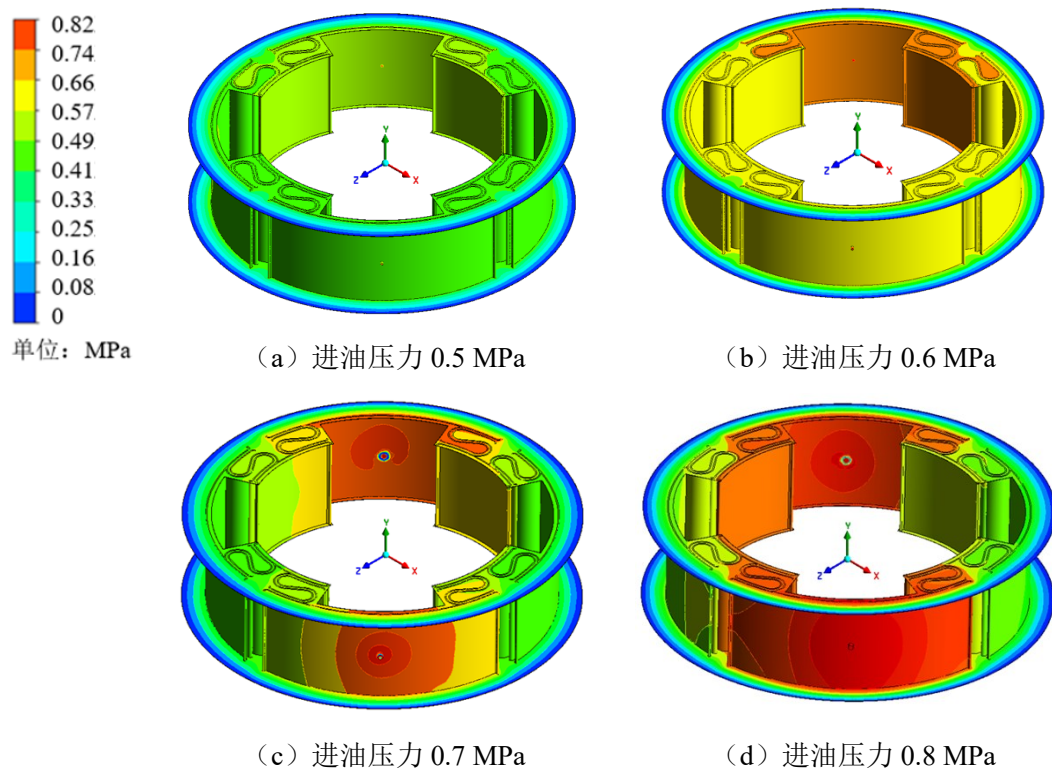
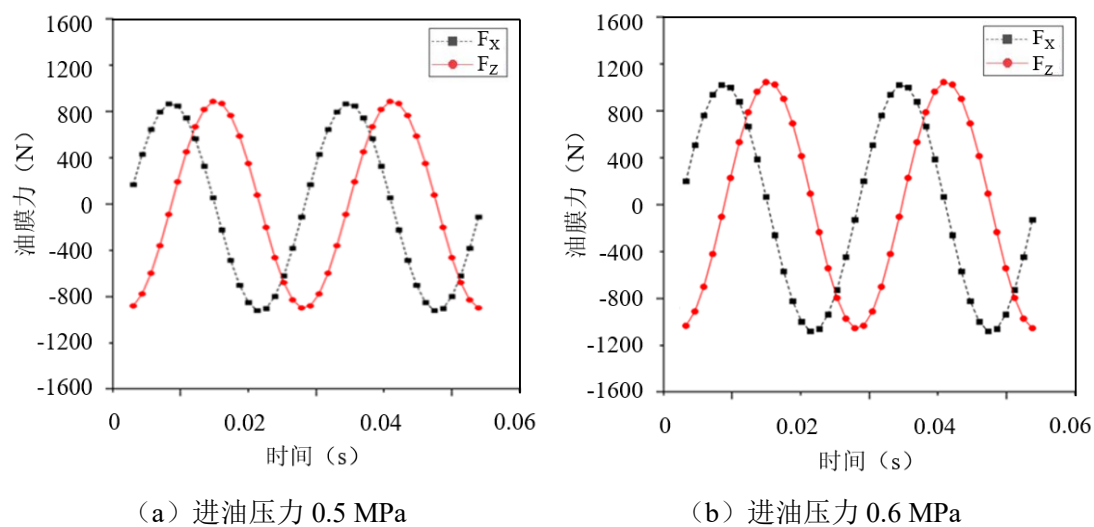


图 3-1 不同进油压力下 ISFD 油膜的压力云图

图 3-1 油膜压力分布图反映了不同进油压力下 ISFD 的油膜压力在各个油膜区的变化都是均匀的, 而随着进油压力的增大, ISFD 的挤压油膜区的油膜压力有明显增大。

根据压力云图分析结果, 将分析得到油膜压力进行积分, 得到 X 和 Z 方向上的油膜力并绘制出油膜力随着时间变化的曲线图, 如图 3-2 所示。



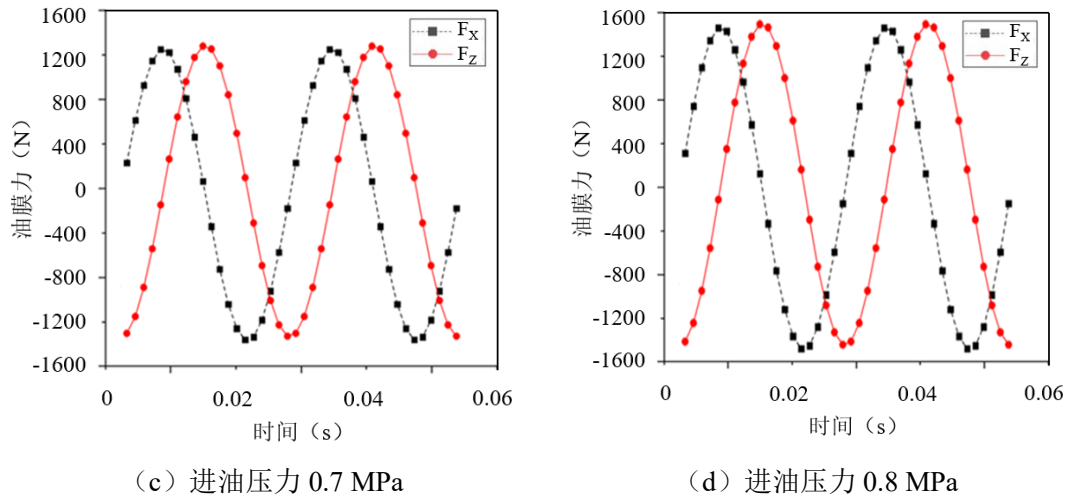


图 3-2 不同进油压力下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图

从图 3-2 中可以清晰地观察到，在进油压力发生变化的情况下，ISFD 在 X 方向上和 Z 方向上的油膜力随时间的变化呈现出明显的正弦波形特征。这种周期性的变化表明，油膜力在时间轴上呈现出规律性的波动，类似于正弦函数的起伏形态。这一变化规律与分析之前设置的 UDF 文件给出的运动规律是相符的。

进一步分析可以发现，X 方向和 Z 方向的最大油膜力与进油压力之间存在着显著的正相关关系。随着进油压力的逐步增大，这两个方向上的最大油膜力也随之显著增加。

改变润滑油粘度和进油压力，并对 ISFD 进行 CFD 分析，再通过式 (2-10) 计算 ISFD 在同一工况参数下不同进油参数对应的切向油膜力以及阻尼系数，ISFD 各个参数的取值如表 3-2 所示。

表 3-2 探究进油压力对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表

参数	取值
进油压力	0.5 MPa、0.55 MPa、0.6 MPa.....0.8 MPa
润滑油密度	883 kg/m ³
润滑油粘度	0.02 Pa·s、0.025 Pa·s、0.03 Pa·s
进动幅值	2 μm
进动频率	30 Hz

得到切向油膜力和阻尼系数随进油压力变化的曲线图，如图 3-3 所示。

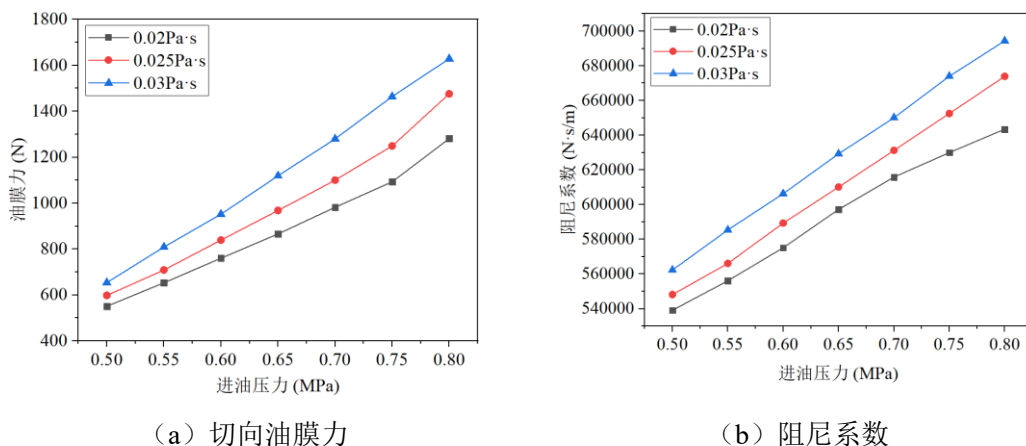


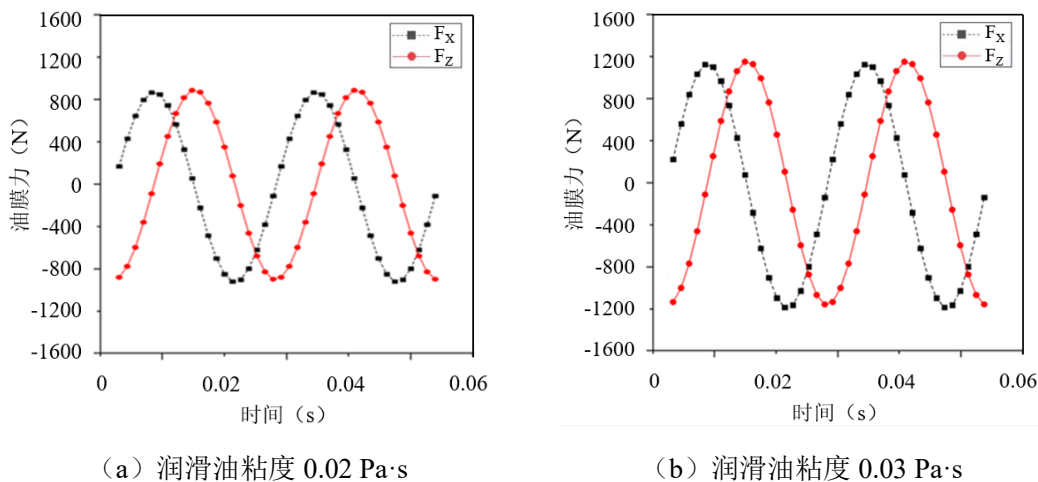
图 3-3 切向油膜力和阻尼系数随进油压力变化的曲线图

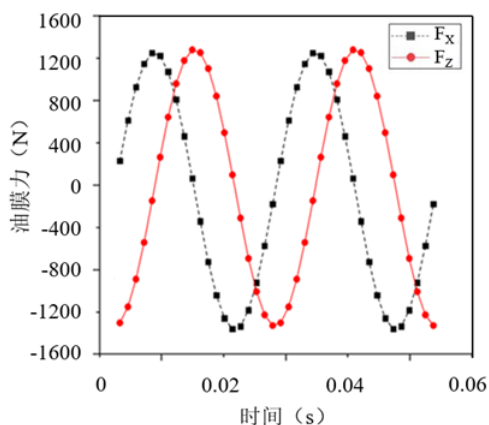
从图 3-3 中可以明显看出，当润滑油的粘度分别为 $0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、 $0.025 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 和 $0.03 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 时，ISFD 的切向油膜力和阻尼系数均呈现出随进油压力增大而线性增加的趋势。这一现象表明，在不同润滑油粘度的条件下，切向油膜力和阻尼系数与进油压力之间存在着较为稳定的线性关系，即随着进油压力的逐步提高，切向油膜力和阻尼系数也相应地线性增长。

进一步观察可以发现，润滑油的粘度越高，切向油膜力和阻尼系数随进油压力变化曲线的斜率也越大。这意味着在高粘度润滑油的工况下，切向油膜力和阻尼系数对进油压力变化的响应更为敏感。更具体的说，当润滑油粘度从 $0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 增加到 $0.03 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 时，切向油膜力和阻尼系数随进油压力增大的速率也会有显著提高。

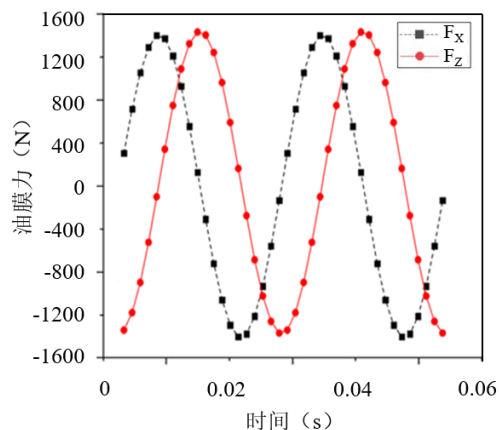
3.2.2 润滑油粘度对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为探究润滑油粘度对 ISFD 动力学特性的影响规律，在进油压力为 0.5 MPa 时得到不同粘度的润滑油下 ISFD 的油膜力随时间变化的曲线图如图 3-4 所示。





(c) 润滑油粘度 0.04 Pa·s



(d) 润滑油粘度 0.05 Pa·s

图 3-4 不同润滑油粘度下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图

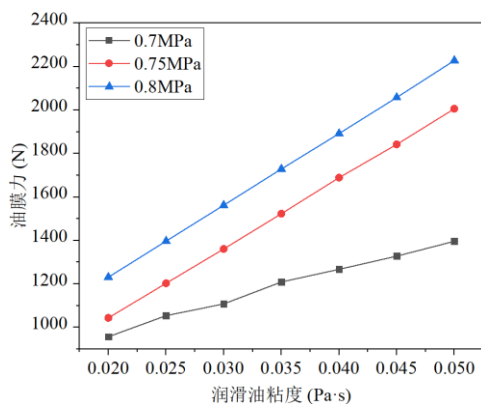
从图 3-4 中可以清晰地观察到，在润滑油粘度发生变化的情况下，ISFD 在 X 方向上和 Z 方向上的油膜力随时间的变化仍然呈现出明显的正弦波形特征。

为了探究润滑油粘度对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律，设置供油参数、工况参数数值如表 3-3 所示。

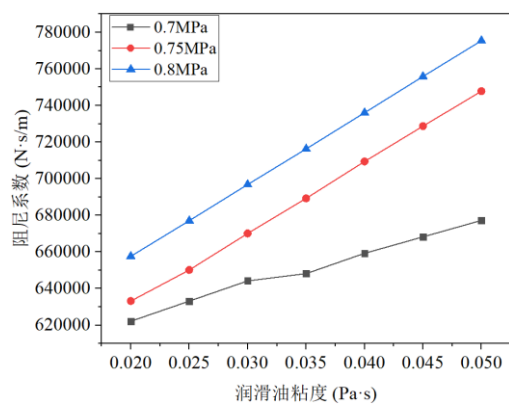
表 3-3 探究润滑油粘度对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表

参数	取值
进油压力	0.7 MPa、0.75 MPa、0.8 MPa
润滑油密度	883 kg/m ³
润滑油粘度	0.02 Pa·s、0.025 Pa·s、0.03 Pa·s.....0.05 Pa·s
进动幅值	2 μm
进动频率	30 Hz

得到切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图，如图 3-5 所示。



(a) 切向油膜力



(b) 阻尼系数

图 3-5 切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图

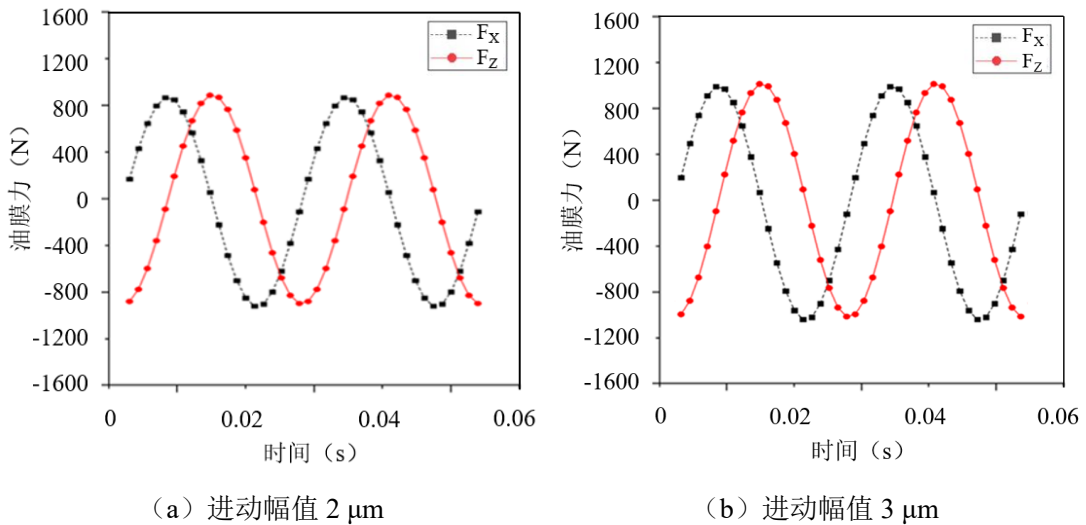
从图 3-5 中可以看出进油压力为 0.75 MPa 和 0.8 MPa 时, ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度的增加而线性增加, 但进油压力为 0.7 MPa 时 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数与润滑油粘度存在一些非线性, 这势必也会使油膜产生非线性刚度, 随着进油压力的增大这种非线性得到减弱。这一现象表明, 在较高的进油压力下, 切向油膜力和阻尼系数的变化较为规律, 且与润滑油粘度之间存在较为明确的线性关系。然而, 当进油压力降低至 0.7 MPa 时, ISFD 的切向油膜力和阻尼系数与润滑油的粘度之间表现出的线性特征没有高进油压力时的更显著, 但基本也是线性变化的。

3.3 稳定供油条件下 ISFD 工况参数对其阻尼系数的影响规律

3.3.1 进动幅值对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为了探究工况参数对 ISFD 动力学特性的影响规律, 分别对进动幅值和进动频率两个参数进行了单独分析。具体而言, 本研究首先将进动幅值和进动频率作为独立变量进行分析。在数值分析设置中, 选择进动频率为 30 Hz 这一固定值, 然后在此基础上逐步改变进动幅值。通过这种方式, 可以更清晰地观察到进动幅值变化对 ISFD 油膜力的影响, 通过 CFD 分析得到了不同进动幅值下 ISFD 的油膜力随时间变化的曲线图如图 3-6 所示。

从图 3-6 中可以观察到, 在进动幅值发生变化的情况下, ISFD 在 X 方向上和 Z 方向上的油膜力随时间的变化依然呈正弦波形特征, UDF 文件给出的运动规律是相符合的。



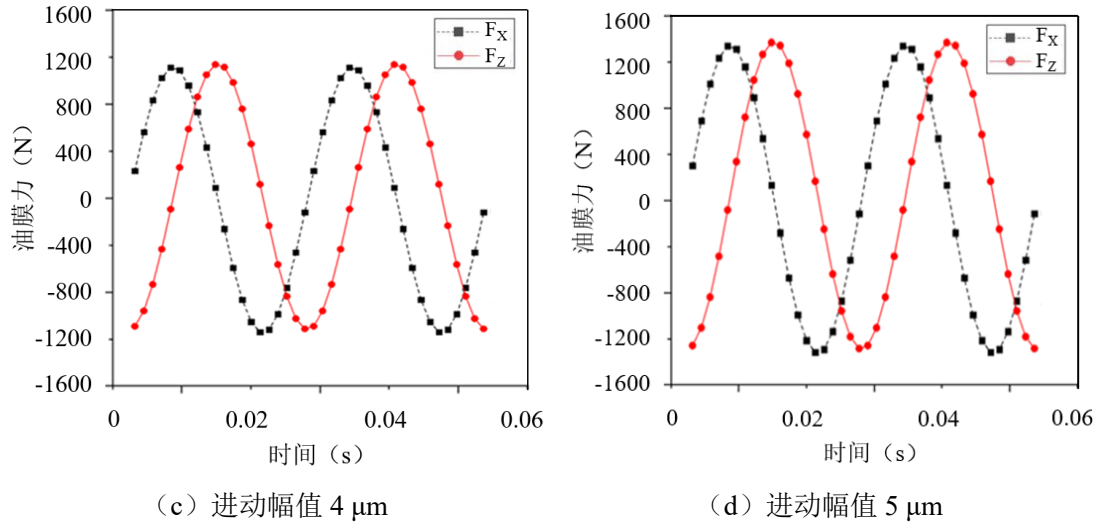


图 3-6 不同进动幅值下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图

进一步分析可以发现，X 方向和 Z 方向的最大油膜力与进动幅值之间存在着显著的正相关关系。随着进动幅值的逐步增大，这两个方向上的最大油膜力也随之显著增加。

为了深入探究进动幅值对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律，通过改变进动幅值和进动频率，在相同的供油参数下，系统地探究了 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的规律。

具体而言，沿用前文中 CFD 数值分析的方法，设置供油参数、进动频率和进动幅值数值如表 3-4 所示。

表 3-4 探究进动幅值对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表

参数	取值
进油压力	0.5 MPa
润滑油密度	883 kg/m ³
润滑油粘度	0.02 Pa·s
进动幅值	2 μm 、2.5 μm 、3 μm5 μm
进动频率	30 Hz、35 Hz、40 Hz

通过式 (2-10) 进行切向油膜力和阻尼系数的辨识，并绘制出了切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图，如图 3-7 所示。

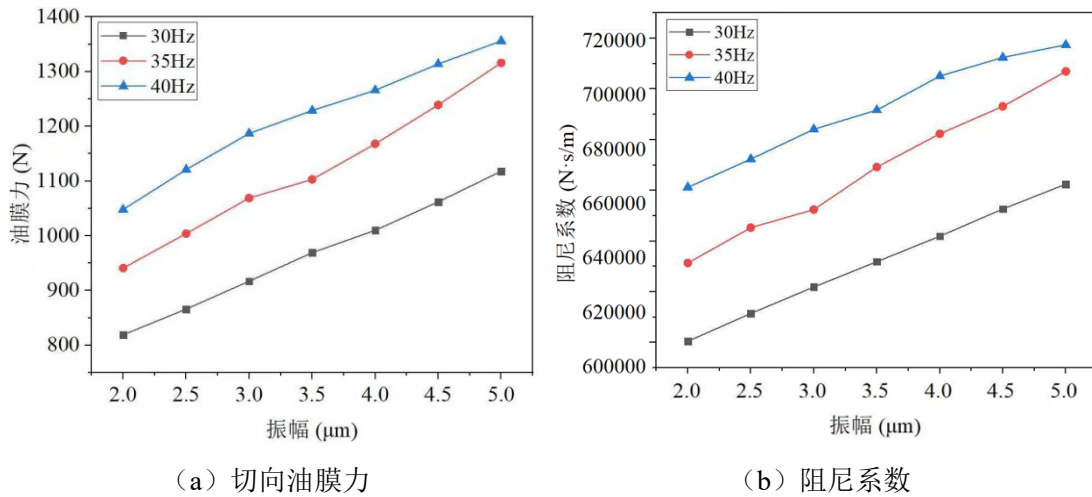


图 3-7 切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图

从图 3-7 中可以清晰地观察到，在不同进动频率的条件下，随着进动幅值的逐渐增大，ISFD 的切向油膜力和阻尼系数均呈现出明显的增大趋势。这一现象表明，进动幅值的增加对油膜力和阻尼系数的提升具有显著的促进作用。且这种变化呈现出较为规律的线性关系。这表明了在一定范围内，进动幅值的增加会导致切向油膜力和阻尼系数按照一定的比例线性增长。

进一步分析可以发现，不同进动频率下的线性变化程度存在显著差异。当进动频率为 30 Hz 时，切向油膜力和阻尼系数随进动幅值增大的线性关系最为明显，即其变化曲线的斜率较为稳定，接近理想直线。这表明在 30 Hz 的进动频率下，切向油膜力和阻尼系数对进动幅值变化的响应最为线性化。

相比之下，在 35 Hz 和 40 Hz 的进动频率下，虽然切向油膜力和阻尼系数同样随着进动幅值的增大而增加，但其线性程度相对较弱。这可能与高频率下油膜内部的流体动力学特性变得更加复杂有关。例如，高频进动可能导致油膜内部的剪切应力分布不均匀，或者引起局部的流体不稳定现象，从而使得切向油膜力和阻尼系数的变化偏离严格的线性规律。

这种差异对于理解和优化 ISFD 具有重要意义。在实际应用中，如果需要精确控制切向油膜力和阻尼系数，选择合适的进动频率显得尤为重要。例如，在低频（如 30 Hz）工况下，系统可能更容易实现稳定的动态响应。

3.3.2 进动频率对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为了探究进动频率对 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数的影响，利用 CFD 分析设计了一系列数值模拟。其中图 3-8 为进动幅值为 2 μm 时，不同进动频率的

ISFD 在 X 和 Y 方向上的油膜力随着时间变化的曲线图。

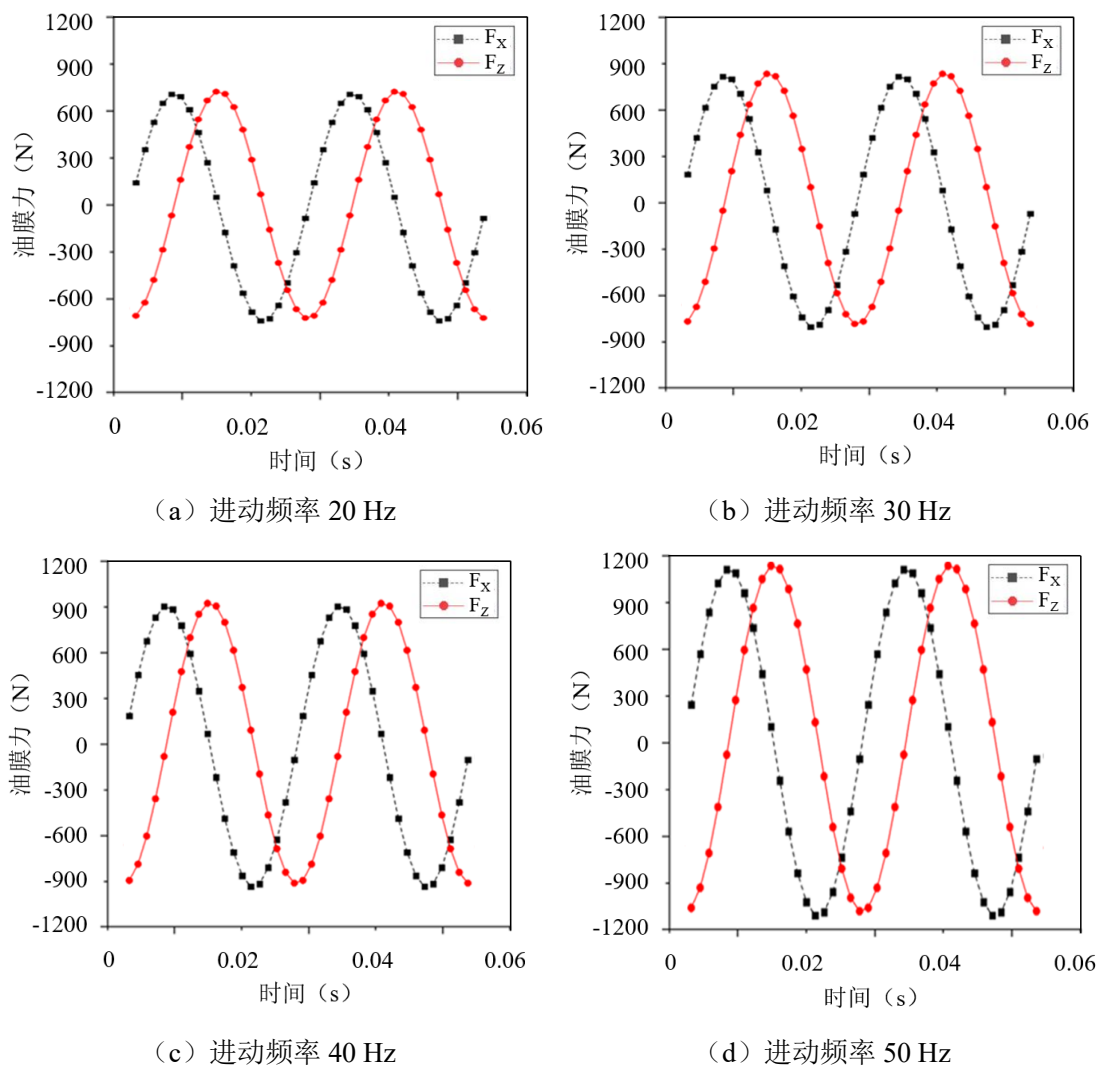


图 3-8 不同进动频率下 ISFD 油膜力随时间变化的曲线图

从图 3-8 中可以观察到，在进动频率发生变化的情况下，ISFD 在 X 方向上和 Z 方向上的油膜力随时间的变化和其他工况下一样符合 UDF 文件给出的运动规律，呈正弦波形特征。

进一步分析发现，X 方向和 Z 方向的最大油膜力与进动频率之间也有显著的正相关关系。随着进动频率步增大，这两个方向上的最大油膜力也随之增加。

为了深入探究进动频率对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律，通过改变进动幅值和进动频率，在相同的供油参数下，系统地探究了 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随进动频率变化的规律。采用 CFD 数值分析方法，设置供油参数和工况参数如表 3-5 所示。

表 3-5 探究进动频率对 ISFD 动力学特性影响的 CFD 分析参数表

参数	取值
进油压力	0.5 MPa
润滑油密度	883 kg/m ³
润滑油粘度	0.02 Pa·s
进动幅值	2 μ m、2.5 μ m、3 μ m
进动频率	20 Hz、25 Hz、30 Hz.....50 Hz

通过式 (2-10) 辨识了 ISFD 在这些工况下的切向油膜力和阻尼系数, 得到了切向油膜力和阻尼系数随进动频率变化的详细数据, 并将这些数据绘制成曲线图, 如图 3-9 所示。从图中可以清晰地观察到, 在不同进动幅值下, 切向油膜力和阻尼系数随着进动频率的增加呈现出显著的变化趋势。

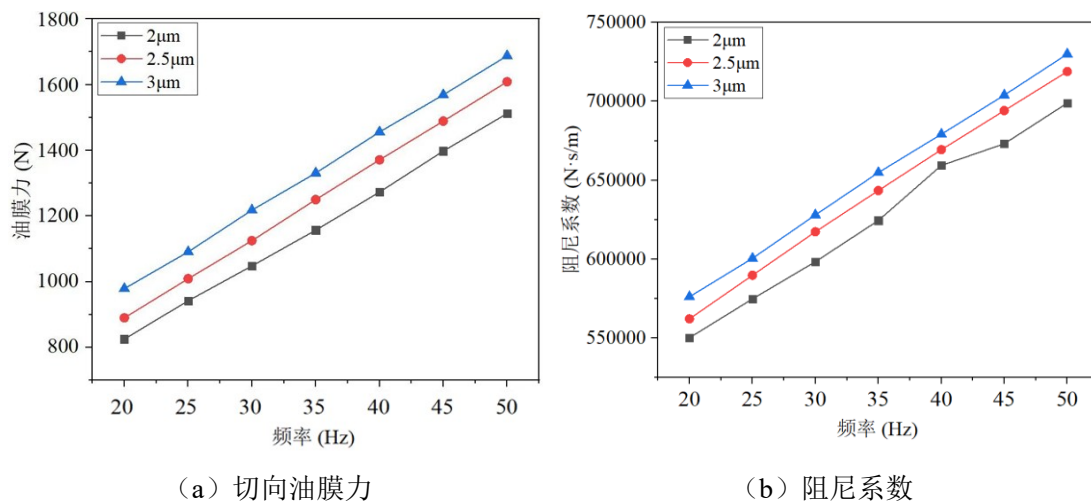


图 3-9 切向油膜力和阻尼系数随进动频率变化的曲线图

由图 3-9 可以看出在不同进动幅值下, ISFD 的切向油膜力和阻尼系数都是随着进动频率的增大而线性增大的。且三条变化曲线的斜率近似相同, 这说明不同进动幅值下, ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随着进动频率的变化速度相同。

从图 3-9 中可以明显观察到, 在不同进动幅值的条件下, ISFD 的切向油膜力和阻尼系数均随着进动频率的增加呈现出线性增长的趋势。这一现象表明, 进动频率的升高对切向油膜力和阻尼系数的增大具有显著的促进作用, 并且切向油膜力和阻尼系数随进动频率的增大在不同幅值下呈现出高度的线性变化。

具体来说, 当进动幅值分别设定为 2 μ m、2.5 μ m 和 3 μ m 时, 三条变化曲线的斜率非常接近, 几乎保持一致。这意味着在不同进动幅值下, ISFD 的切向油

膜力和阻尼系数随进动频率变化的速度是相同的。

这种高度一致的变化规律可能与 ISFD 内部的流体动力学特性有关。在较低频率下，油膜内部的流体流动相对稳定，随着进动频率的增加，流体的剪切应力和动量传递逐渐增强，从而导致油膜力和阻尼系数的线性增长。而不同进动幅值下斜率的近似相同则表明，进动幅值虽然会影响切向油膜力和阻尼系数的绝对值，但对它们随频率变化的速率影响较小。这可能是因为在所研究的频率范围内，流体的惯性效应和剪切效应占主导地位，而进动幅值的影响相对较小。

3.4 本章小结

在探究有稳定供油条件下 ISFD 参数对其切向油膜力与阻尼系数的影响时，把 ISFD 的参数分为供油参数和工况参数，而供油参数包括润滑油粘度和进油压力，工况参数包括进动幅值和进动频率。

（1）由压力积分得到的 ISFD 在 X 和 Y 方向油膜力随时间变化的曲线图可知，在四个参数增大的时候，X 和 Y 方向油膜力最大值都是增大的。

（2）通过公式以及 X 和 Y 方向的油膜力得到 ISFD 的切向油膜力以及阻尼系数以后，绘制出 ISFD 的切向油膜力和阻尼分别随四个参数的变化曲线图，最终得到切向油膜和阻尼都随着 ISFD 的润滑油粘度、进油压力、进动幅值和进动频率的增大而增大，并且基本呈线性变化。

第 4 章 无稳定供油条件下 ISFD 参数对其动力学特性

系数的影响规律

4.1 引言

在第 3 章中已经对 ISFD 的有稳定供油的情况下进行了动力学特性的探究，而设备若在没有稳定供油的情况下，ISFD 能不能提供一个稳定的阻尼效应是本章需要探讨的问题。为了让对 ISFD 的研究更有实践意义，分别采用 CFD 分析和实验研究两种方法对 ISFD 在无稳定供油的条件下进行动力学特性的对比分析。

4.2 ISFD 在无稳定供油条件下的建模与简化

ISFD 一般采用端面密封的方式，在两个端面会设有密封端盖，端盖上设有注油孔，且在端盖和 ISFD 之间可以留有环形的储油槽，如图 4-1 所示为 ISFD 端面密封的结构示意图。

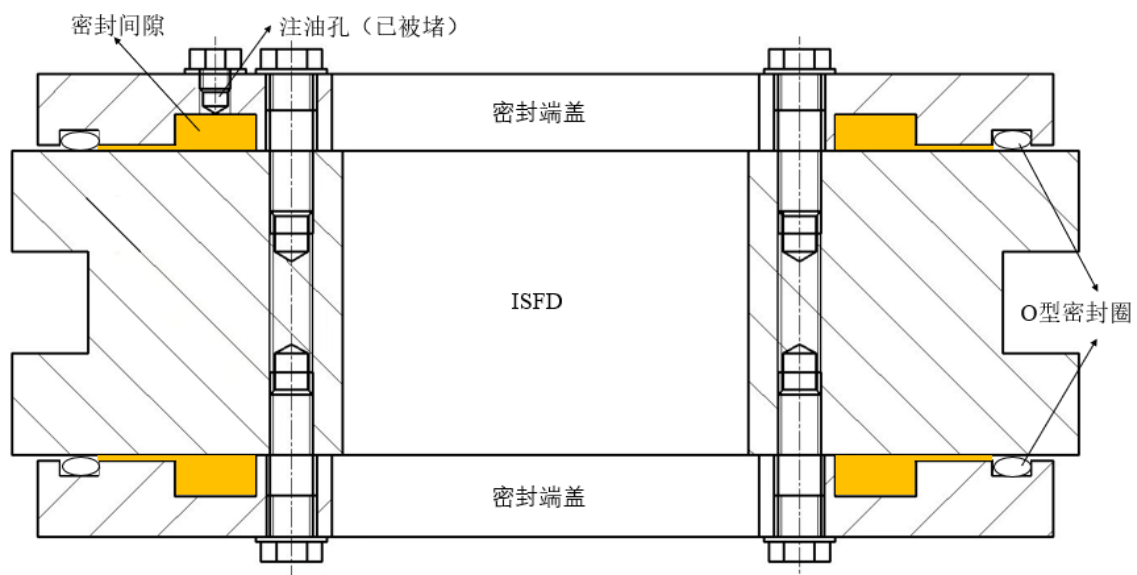


图 4-1 无稳定供油条件下 ISFD 端面密封的结构示意图

由此可以建立 ISFD 的无稳定供油流体模型，该模型由长挤压油膜区、短挤压油膜区、S 型挤压油膜区和储油槽四部分组成，如图 4-2 所示。

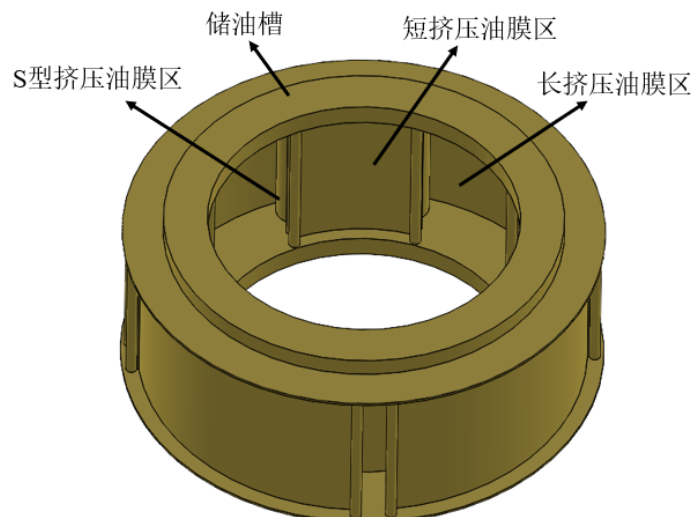


图 4-2 无稳定供油条件下 ISFD 的流体模型

图 4-2 展示了 ISFD 在无稳定供油条件下的流体模型。在做 CFD 分析时，因为其 S 型挤压油膜区的结构较为复杂，往往需要更大密度的网格，ISFD 流体模型的网格划分如图 4-3 所示。

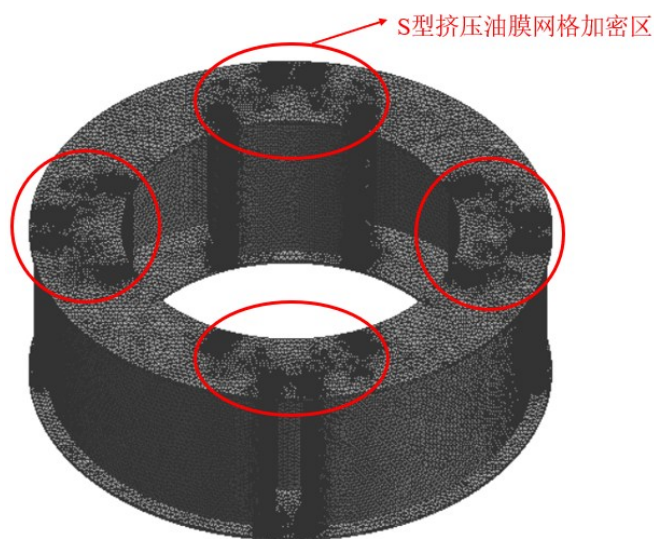


图 4-3 ISFD 流体模型的网格划分图

虽然 S 型挤压油膜区域的分析是最复杂的，但它对探究 ISFD 油膜流动特性影响并不大，另一方面，油膜力主要是通过长短挤压油膜区域的压力大小计算。所以对图 4-2 的流体模型进行了简化并探究新模型的分析结果是否准确。简化后的模型没有了 S 型挤压油膜区，由长挤压油膜区、短挤压油膜区和储油槽三部分组成，如图 4-4 所示。

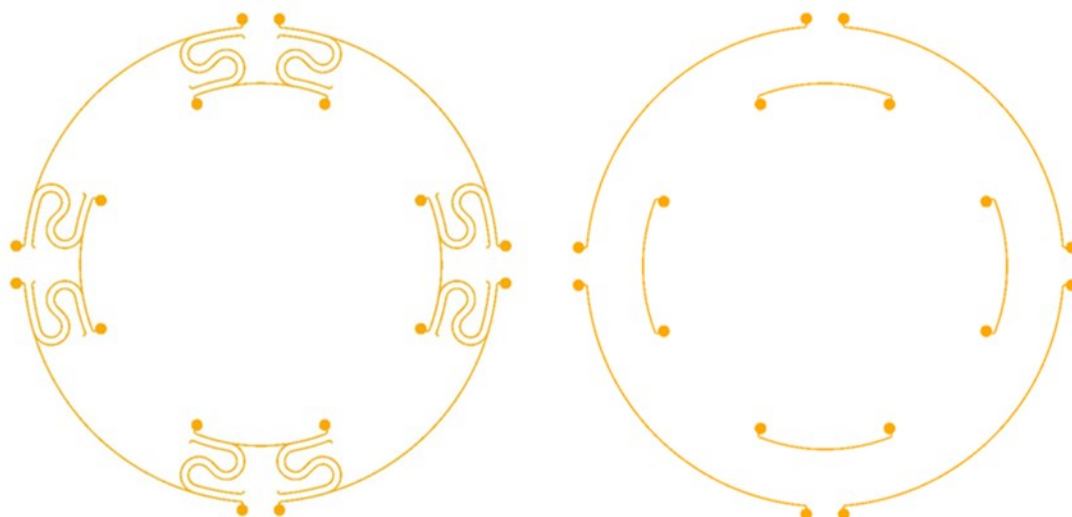


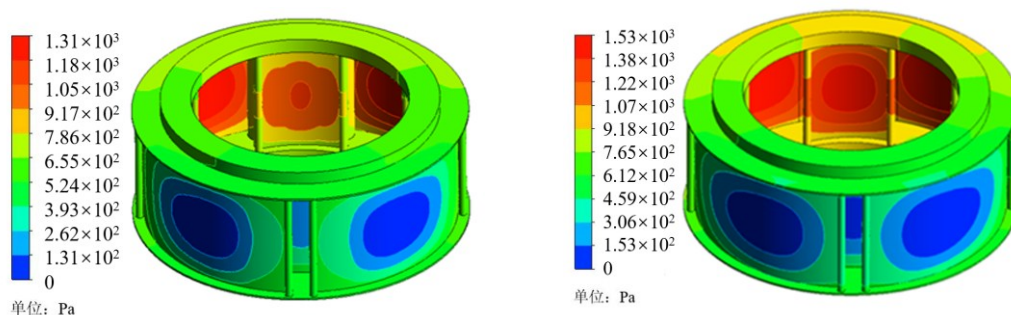
图 4-4 ISFD 流体模型径向截面图

图 4-4 对简化前后 ISFD 的流体模型进行了对比展示，简化后的模型没有 S 型挤压油膜区，由长挤压油膜区、短挤压油膜区和储油槽三部分组成。

设置参数如表 4-1，在探究 ISFD 其中一个参数时，其他参数默认为此表中的数值。为了探究简化后的新模型的分析结果的准确性，分别对简化前和简化后的模型进行了 CFD 分析，得到同一时刻两种模型的压力云图如图 4-5 所示。

表 4-1 无稳定供油下 ISFD 用于 CFD 分析的参数表

进油压力	润滑油密度	润滑油粘度	进动幅值	进动频率
无	883 kg/m^3	$0.04 \text{ Pa}\cdot\text{s}$	$20 \text{ }\mu\text{m}$	30 Hz



(a) 简化前模型的压力云图

(b) 简化后模型的压力云图

图 4-5 无稳定供油条件下 ISFD 油膜的压力云图

可以看出两种模型的挤压油膜区和非挤压油膜区的压力数值都比较接近，挤压油膜区的最大压力值相差 14%，所以为了节省时间和成本，本章将采用简化后的模型进行 ISFD 供油参数和工况参数对 ISFD 动力学特性影响的分析。

4.3 ISFD 润滑油粘度对其切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为了深入探究润滑油粘度对 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数的影响规律，本研究选取了几种不同粘度的润滑油。取进动频率为 30 Hz，进动幅值为 20 μm ，并进行了 CFD 分析，得到了不同润滑油粘度下 ISFD 油膜的压力分布云图，如图 4-6 所示。

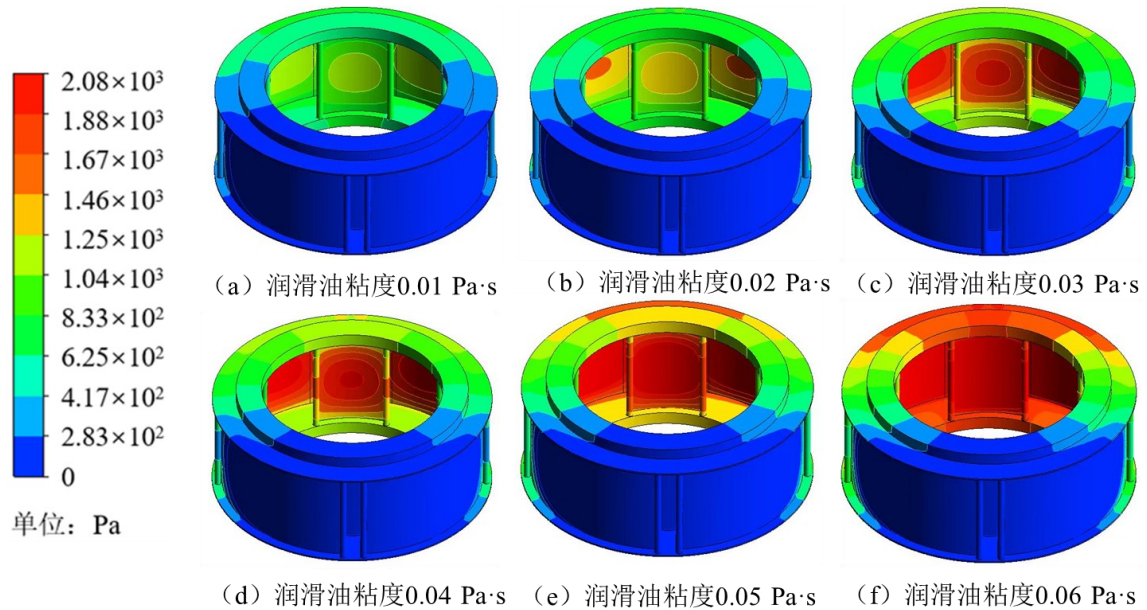


图 4-6 不同润滑油粘度下 ISFD 油膜的压力云图

图 4-6 反映出在润滑油粘度增大后，受挤压油膜区的油膜压力有显著增大，且这种压力变化是均匀的。并且在不同的润滑油粘度下，同种挤压油膜区域的油膜压力在同一时刻的分布规律是类似的。

为了深入理解并准确掌握润滑油粘度在对 ISFD 切向油膜力和阻尼系数的影响规律，本研究在前期得到结果的基础上，进一步拓展了润滑油粘度的测试范围。通过在更广泛的粘度区间内进行系统的实验和数值模拟研究，旨在更全面地揭示润滑油粘度与切向油膜力和阻尼系数之间的定量关系。具体而言，沿用上述工况参数，选取润滑油粘度为 $0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、 $0.015 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 、 $0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $0.05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。通过 CFD 分析，结合式 (2-10) 计算得到了不同润滑油粘度条件下切向油膜力和阻尼系数的具体数值，并绘制出了 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图，如图 4-7 所示。

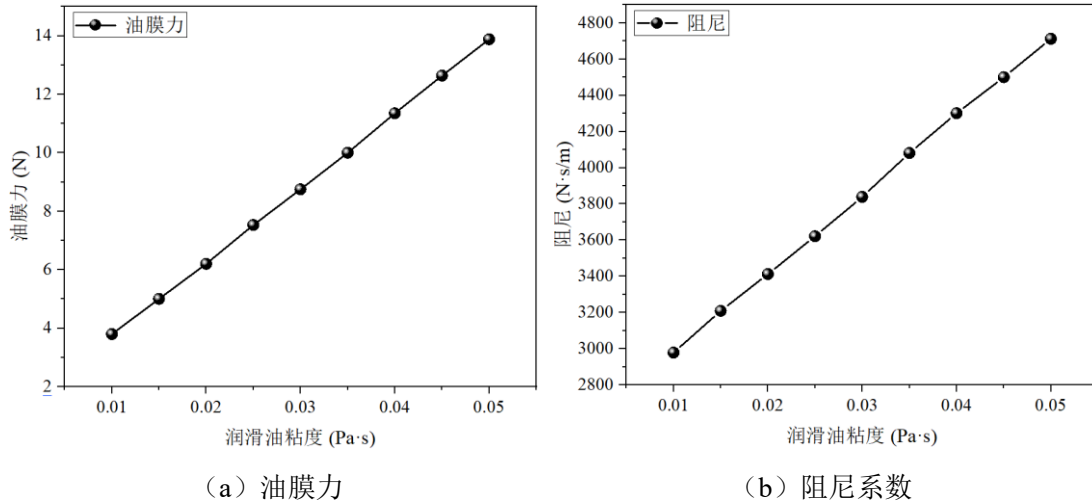


图 4-7 无稳定供油时切向油膜力和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图

从图 4-7 中可以较为清晰地观察到 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数均随着润滑油粘度的增加呈现出明显的线性增长趋势。这一现象表明，在所研究的润滑油粘度范围内（0.01 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 至 0.05 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ），润滑油粘度的增大对 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数的增大产生了显著的促进作用。

具体而言，当润滑油粘度从 0.01 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 逐渐增加到 0.05 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 时，切向油膜力和阻尼系数几乎以一种稳定的比例线性上升，且提升速率保持相对恒定。这一规律反映了润滑油粘度对 ISFD 内部流体动力学特性的重要影响：较高的润滑油粘度使得润滑油在油膜内部的剪切应力增大，从而增强了油膜的阻尼特性。

此外，这种线性增长关系也为工程应用提供了重要的指导意义。在实际操作中，通过调整润滑油的粘度，可以较为精确地控制 ISFD 的阻尼系数，从而优化其动力学特性。例如，在需要更高阻尼特性以抑制振动的工况下，可以选择更高粘度的润滑油；而在追求更高效率和更低能耗的场景中，适当降低润滑油粘度可能是更优的选择。

4.4 ISFD 工况参数对其切向油膜力和阻尼系数的影响规律

4.4.1 进动幅值对切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为了探究 ISFD 进动幅值对其切向油膜力阻尼系数的影响规律，取进动频率为 30 Hz，润滑油粘度为 0.02 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ，进行 CFD 分析并得到了不同进动幅值下 ISFD 的油膜压力云图如图 4-8 所示。

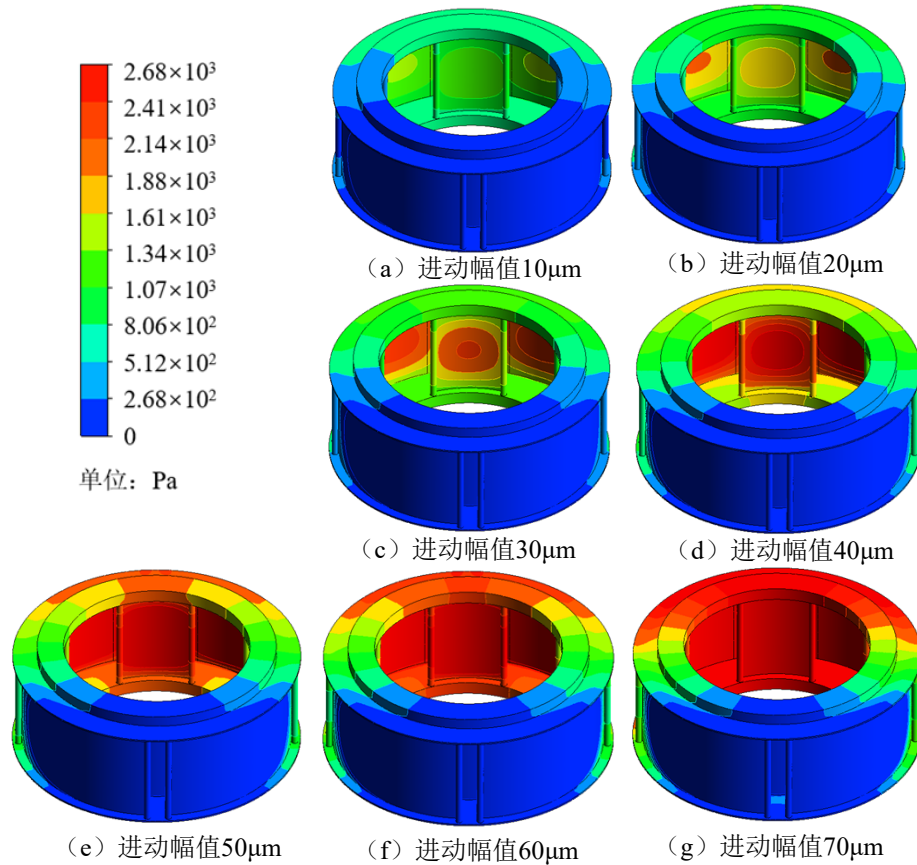


图 4-8 不同进动幅值下 ISFD 油膜的压力云图

从图 4-8 可以看出当 ISFD 的进动幅值增大后，受挤压的油膜区的油膜压力有显著并且较为均匀的增大，在不同的幅值下，同种挤压油膜区域的油膜压力在同一时刻的分布规律是类似的。

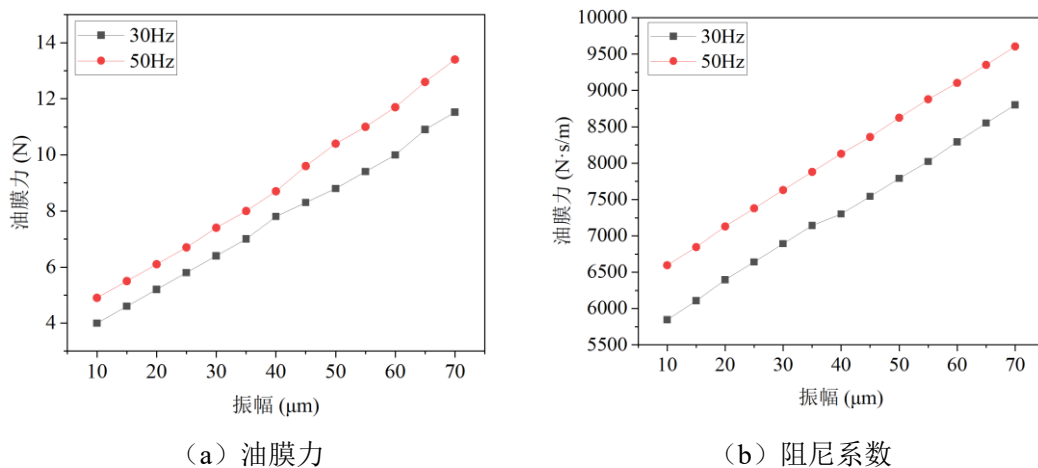


图 4-9 无稳定供油时切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图

进一步改变 ISFD 的进动幅值，取进动幅值为 10 μm、15 μm、20 μm.....70 μm，分别在进动频率为 30 Hz 和 50 Hz，润滑油粘度为 0.02 Pa·s 不变的工况下

对 ISFD 进 CFD 分析并得到了无稳定供油下 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图，如图 4-9 所示。

在不同 30 Hz 和 50 Hz 的进动频率下，随着进动幅值的增大 ISFD 的油膜力与阻尼系数都增大，并且呈线性变化。相较于有供油的条件，无供油下 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数都有明显的减小，但是随着进动幅值的变化规律没有变，基本都是线性增大的，而在不同的进动频率下，切向油膜力和阻尼系数的变化率也基本不变。

4.4.2 进动频率对切向油膜力和阻尼系数的影响规律

为了探究 ISFD 进动频率对其切向油膜力阻尼系数的影响规律，取进动幅值为 $20\text{ }\mu\text{m}$ ，润滑油粘度为 $0.02\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，进行 CFD 分析并得到了不同进动频率下 ISFD 的油膜压力云图如图 4-10 所示。

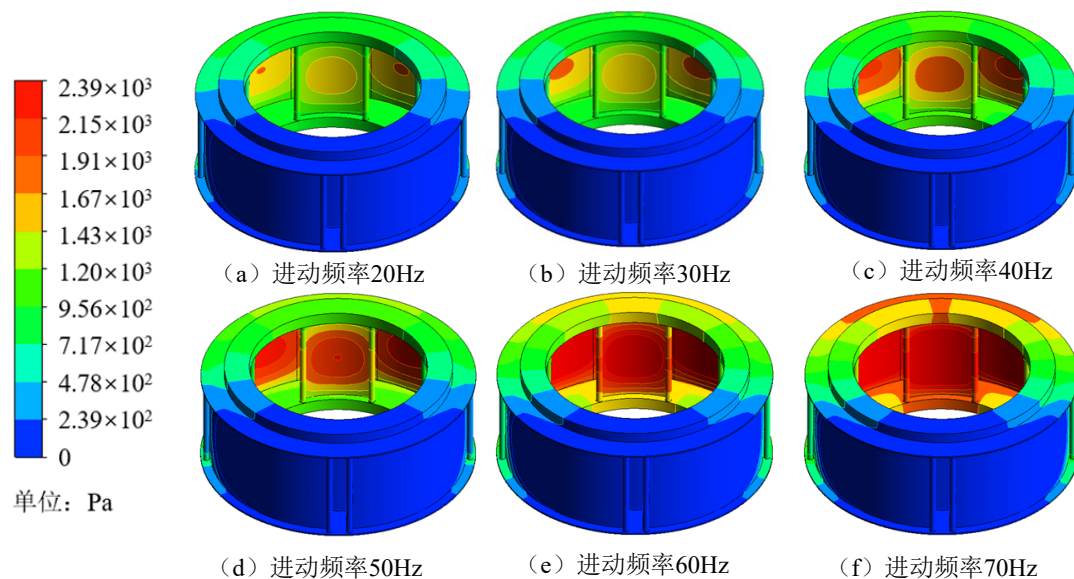


图 4-10 不同进动频率下 ISFD 油膜的压力云图

从图 4-10 可以看出当 ISFD 的进动幅值增大后，不受挤压油膜区的压力变化不明显而受挤压油膜区的油膜压力有显著增大，但所有油膜区的油膜压力的变化都是均匀的。

进一步改变 ISFD 的进动频率，取 20 Hz、25 Hz、30 Hz……70 Hz，分别在进动幅值为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 和 $30\text{ }\mu\text{m}$ ，润滑油粘度为 $0.02\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 不变的工况下对 ISFD 进 CFD 分析并得到了无稳定供油下 ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图，如图 4-11 所示。

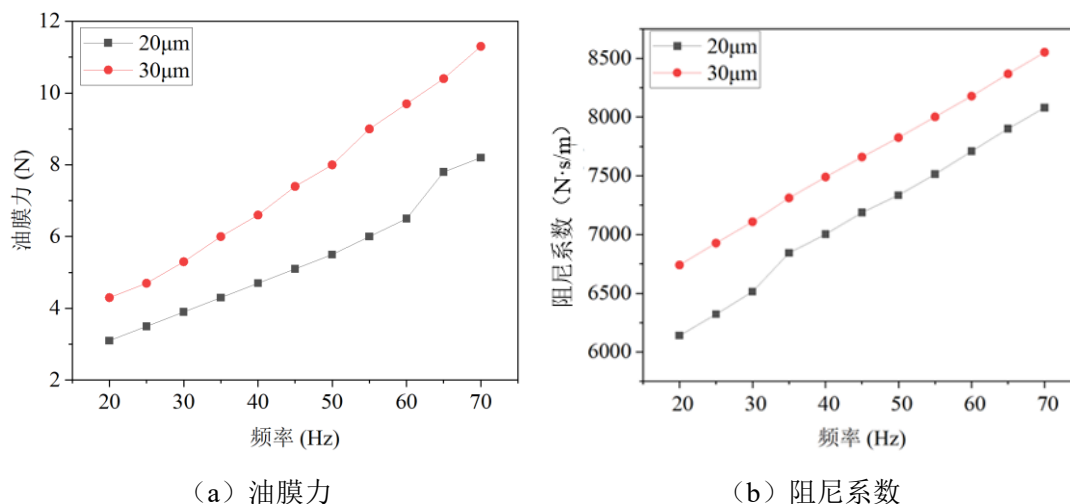


图 4-11 无稳定供油时切向油膜力和阻尼系数随进动频率变化的曲线图

从图 4-11 中可以清楚地观察到，在 $20\ \mu\text{m}$ 和 $30\ \mu\text{m}$ 的进动幅值条件下，ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随进动频率的变化呈现出明显的阶段性特征。具体而言，在进动频率低于 $40\ \text{Hz}$ 时，切向油膜力和阻尼系数均随着进动频率的增加呈现出良好的线性增长关系。这一阶段的变化规律表明，切向油膜力和阻尼系数对进动频率的变化非常敏感，且系统在这一频率范围内的动态响应较为线性和可预测。

然而，当进动频率超过 $40\ \text{Hz}$ 时，尽管切向油膜力和阻尼系数仍然随着进动频率的增加而增大，但其线性程度明显不如 $40\ \text{Hz}$ 之前。这可能是因为高频进动可能导致油膜内部的剪切应力分布不均匀，或者引起局部的流体不稳定现象，从而使得切向油膜力和阻尼系数的变化略微偏离线性关系。

4.5 基于 ISFD 的动力学特性系数辨识实验研究

4.5.1 双向激励实验台和实验的方法

为了探明 ISFD 的动力学特性，开展双向激励作用下 ISFD 的动力学实验研究，搭建双向激励实验台如图 4-12 所示。该实验台由双向激励装置和数据采集与控制系统两部分组成。其中数据采集与控制系统包括激振器、位移传感器、阻抗头传感器、计算机、数据采集器、信号发生器和功率放大器。数据采集与控制系统可以为实验台提供双向激励条件，同时采集激振力、振动等相关数据，用于计算 ISFD 的刚度系数和阻尼系数。

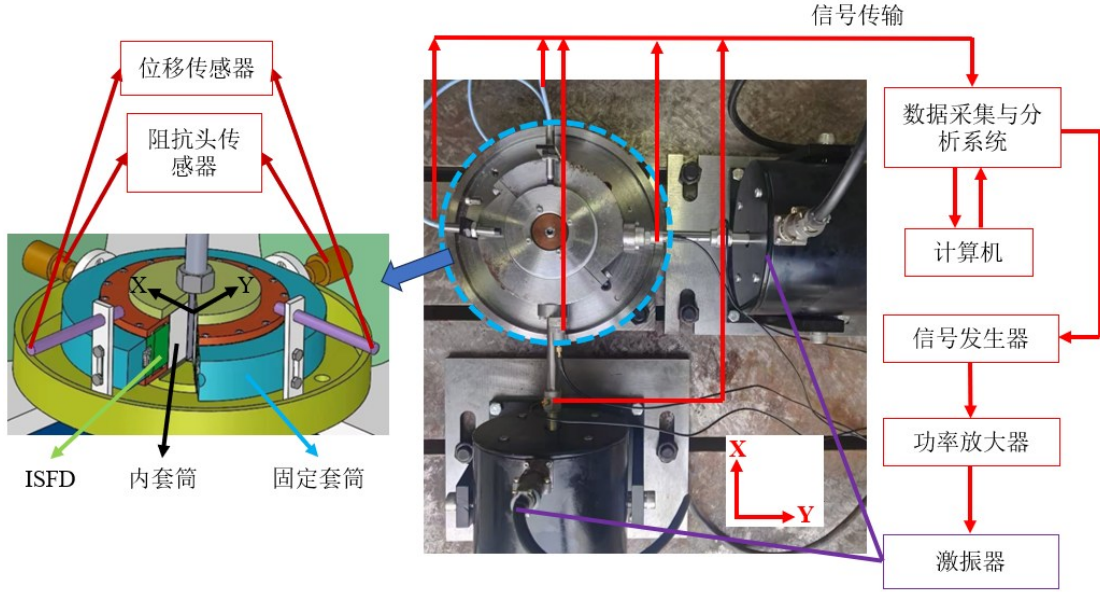


图 4-12 可用于无稳定供油条件下 ISFD 的双向激励实验装置流程图

为了求解 ISFD 的动力学系数，需在双向激励作用下分析 ISFD 的运动情况。ISFD 的内圈是固定不动的，外圈和固定套筒一起做涡动运动，ISFD 外圈受到激振力与 ISFD 形成的一个反力，此反力可表示为：

$$\begin{bmatrix} F_{BX} \\ F_{BY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (4-1)$$

式中 C_{xx} , C_{yy} , K_{xx} , K_{yy} 表示 ISFD 在 X 和 Y 方向上的主阻尼主刚度，本次实验所求解的量。 x , y 为 ISFD 外圈的位移量，由位移传感器测得。

再根据 ISFD 外圈受力情况可以列出运动方程：

$$\begin{bmatrix} M_B a_{Bx} \\ M_B a_{By} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{BX} \\ F_{BY} \end{bmatrix} \quad (4-2)$$

由于所有实验所测得的数据均为时域数据，而在 ISFD 阻尼系数和刚度系数的计算中需要 ISFD 在频域中的运动数据，所以要对各参数进行离散傅里叶变换。

其中，激振力的离散傅里叶变换表示为：

$$f_X \rightarrow F_X, f_Y \rightarrow F_Y \quad (4-3)$$

加速度的离散傅里叶变换表示为：

$$\ddot{x} \rightarrow -\omega^2 X, \ddot{y} \rightarrow -\omega^2 Y \quad (4-4)$$

速度的离散傅里叶变换表示为：

$$\dot{x} \rightarrow i\omega X, \dot{y} \rightarrow i\omega Y \quad (4-5)$$

位移的离散傅里叶变换表示为：

$$x \rightarrow X, y \rightarrow Y \quad (4-6)$$

令一个阻抗函数 H 为:

$$H_{ij}(\omega) = K_{ij} + K_{Sij} - \omega^2 M_{ij} + i\omega(C_{ij} + C_{Sij}) \quad (4-7)$$

阻抗函数中, (K_{ij}, K_{Sij}) 分别是 ISFD 的油膜刚度和结构刚度系数, (C_{ij}, C_{Sij}) 分别是 ISFD 的油膜阻尼和结构阻尼系数。(下标 i, j 表示 x, y 两个方向)。

则式 (4-2) 可以写成:

$$\begin{bmatrix} F_x - M_D A_{Dx} \\ F_y - M_D A_{Dy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_D \\ Y_D \end{bmatrix} \quad (4-8)$$

本次实验中 $M_D = 3.1 \text{ kg}$ 。在式 (4-8) 中, 可以列出两个方程。但由于两个方程无法解出四个阻抗系数, 所以需要取两次实验的数据进行带入计算, 算出方程中的四个阻抗系数, 即可得到 ISFD 的刚度系数和阻尼系数。

4.5.2 不同润滑油粘度下 ISFD 动力学特性系数的辨识

为了探究 ISFD 中润滑油粘度对其刚度系数和阻尼系数的影响规律, 选取了和 4.3 小节数值分析中相同的润滑油粘度, 通过实验得到的数据采用 4.4.1 小节中的机械阻抗法, 系统地辨识出了在不同粘度条件下 ISFD 的刚度系数和阻尼系数, 并绘制了刚度系数和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图, 如图 4-13 所示。

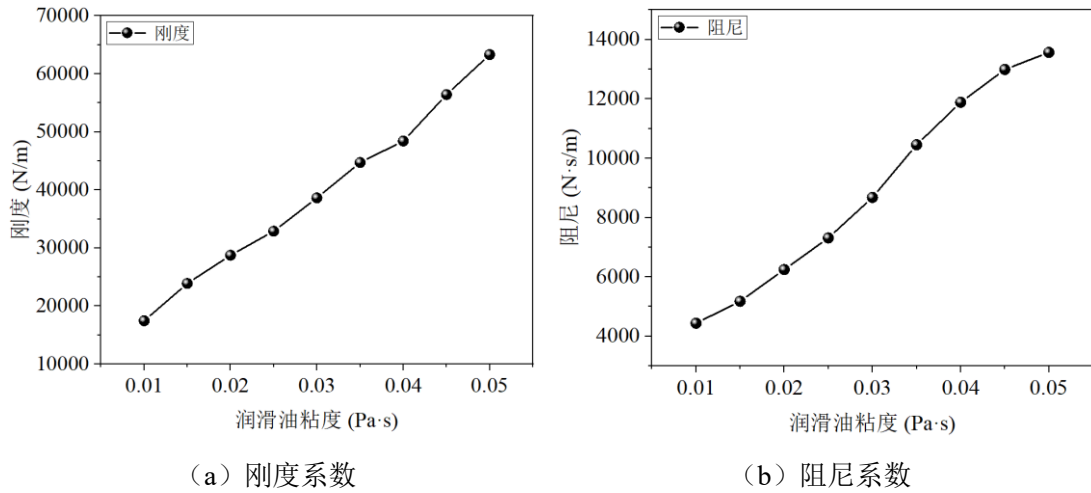


图 4-13 ISFD 刚度系数和阻尼系数随润滑油粘度变化的曲线图

由图 4-13 可以较为清晰地观察到 ISFD 的刚度系数和阻尼系数均随着润滑油粘度的增加呈现出明显的线性增长趋势。这一现象表明, 在所研究的润滑油粘度范围内 (0.01 Pa·s 至 0.05 Pa·s), 润滑油粘度的增大对 ISFD 的刚度系数和阻尼系数的增大产生了显著的促进作用, 且这种增长关系具有较高的线性相关

性。通过对图 4-13 的详细分析,可以明确观察到 ISFD 的刚度系数和阻尼系数与润滑油粘度之间的定量关系。在实验设定的润滑油粘度范围 ($0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 至 $0.05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$) 内,两者均呈现出显著的线性增长趋势,表明润滑油粘度的增大对 ISFD 动力学性能的提升具有直接影响。这种影响是线性的,表明在此润滑油粘度的范围内 ISFD 表现出稳定的动力学特性。

此外,与数值分析结果类似,这种线性增长关系也可以为 ISFD 在某些应用中提供重要的指导意义。

4.5.3 不同工况参数下 ISFD 动力学特性系数的辨识

用实验研究的方法探究不同工况参数下 ISFD 动力学特性和数值分析的方法一样,就是探究进动幅值和进动频率对于 ISFD 刚度系数和阻尼系数的影响规律。其中进动幅值为 ISFD 内圈和外圈的相对位移,因为 ISFD 的内圈被夹具固定,所以内外圈的相对位移即是外圈的位移,由位移传感器测得。进动频率则在 NI MAX 中调节大小。

改变 ISFD 的进动幅值和进动频率,分别用机械阻抗法辨识 ISFD 的刚度系数和阻尼系数并绘制与进动幅值和进动频率的关系曲线图进行分析探究。

为了实验探究 ISFD 的进动幅值对其刚度系数和阻尼系数的影响,选取了和 4.5.1 小节数值分析中一样的进动幅值范围。分别在进动频率为 30 Hz 和 50 Hz ,润滑油粘度为 $0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 不变的工况下用实验得到的数据通过机械阻抗法对 ISFD 进行动力学特性系数的辨识,得到 ISFD 的阻尼系数和刚度系数并绘制其与进动幅值变化关系的曲线图。如图 4-14 所示。

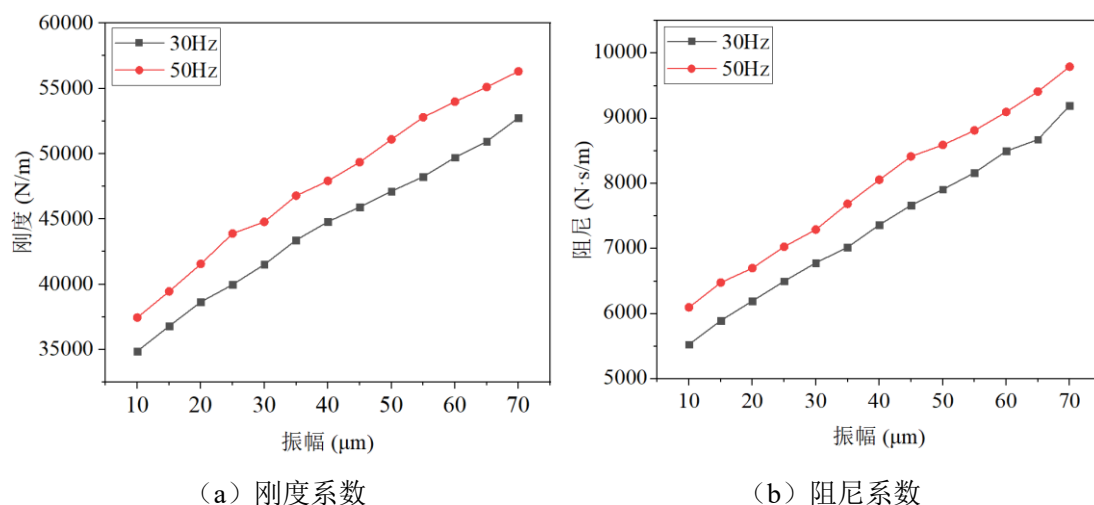


图 4-14 ISFD 的刚度系数和阻尼系数随进动幅值变化的曲线图

从图 4-14 可以看出随着进动幅值的逐渐增大, ISFD 的刚度系数和阻尼系数均呈现出显著的增长趋势。这种增长关系在实验数据范围内基本上保持线性特征, 表明 ISFD 的动力学特性系数与进动幅值之间存在良好的线性相关性。并且这种线性关系在 30 Hz 和 50 Hz 的进动频率下都是基本相似的, 表明 ISFD 在此进动幅值范围内表现出稳定的动力学特性。

然而, 在 30 Hz 和 50 Hz 的进动频率下 ISFD 刚度系数和阻尼系数的具体数值存在显著差异。在相同的进动幅值下, 50 Hz 对应的刚度系数和阻尼系数均高于 30 Hz 时的值, 这反映出 ISFD 的动力学特性不仅依赖进动幅值, 并且与进动频率密切相关。

为深入研究 ISFD 在不同进动频率下的动力学特性, 在润滑油粘度保持恒定 ($0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$), 进动幅值分别为 $20 \mu\text{m}$ 和 $30 \mu\text{m}$ 的条件下, 用实验得到的数据通过机械阻抗法系统辨识了在和 4.4.2 小节数值分析中一样取值范围的进动频率下的刚度系数与阻尼系数, 相关结果如图 4-15 所示。

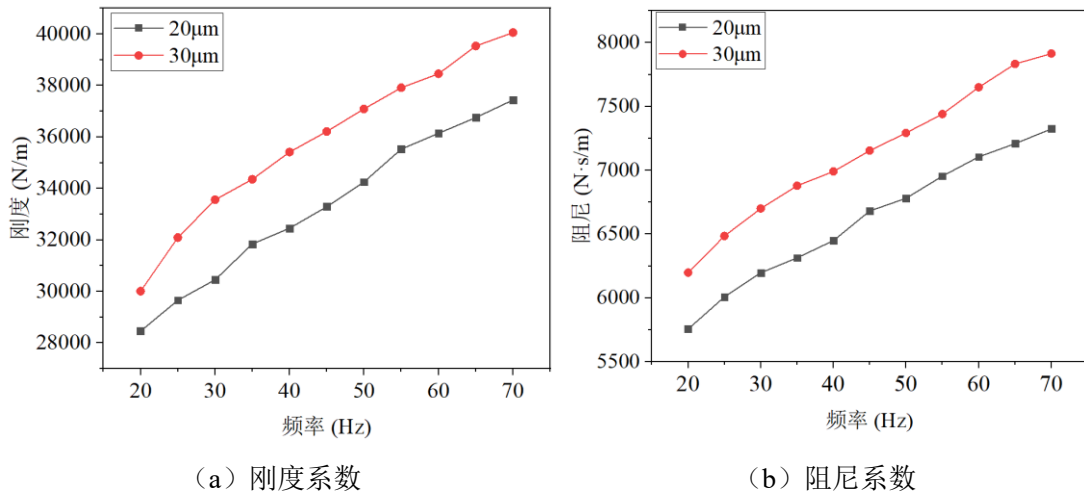


图 4-15 ISFD 的刚度系数和阻尼系数随进动频率变化的曲线图

通过对图 4-15 的深入分析可以发现, 在 $20 \mu\text{m}$ 和 $30 \mu\text{m}$ 两种进动幅值条件下, ISFD 的刚度系数和阻尼系数随进动频率的变化表现出显著的分段特征。具体而言, 可以将频率区间划分为两个不同的阶段:

在第一阶段 (进动频率低于 35 Hz), ISFD 的刚度系数和阻尼系数均随进动频率增加呈现良好的增长趋势, 而两个系数的增长率随着频率的增大有略微的减小且这种增长关系在 $20 \mu\text{m}$ 和 $30 \mu\text{m}$ 的进动幅值下都保持一致。

在第二阶段 (进动频率大于 35 Hz) ISFD 的刚度系数和阻尼系数都随进动

频率增加呈现线性增长趋势。并且这种线性关系在 $20\ \mu\text{m}$ 和 $30\ \mu\text{m}$ 的进动幅值下都是基本相似的，表明 ISFD 在此频率范围内表现出稳定的动力学特性。

这种明显的线性响应特征揭示了系统动力学行为的两个重要特征：首先，在高频率范围内（大于 $35\ \text{Hz}$ ），ISFD 的刚度系数和阻尼系数对进动频率的变化表现出高度敏感性；其次，系统响应的线性特征表明在该工作区间内，ISFD 的动力学行为具有良好的可预测性，在该工作区间内处于理想的线性工作状态。

然而，需要指出的是，虽然 $20\ \mu\text{m}$ 和 $30\ \mu\text{m}$ 的进动幅值下的变化趋势一致，但具体数值存在显著差异。在相同频率下， $30\ \mu\text{m}$ 的进动幅值对应的刚度系数和阻尼系数均高于 $20\ \mu\text{m}$ 时的值，这反映出 ISFD 的动力学特性不仅依赖进动频率，还与进动幅值密切相关。这种双参数依赖关系为后续 ISFD 的优化设计和运行控制提供了重要参考。

4.5.4 实验研究与数值分析结果对比

本节将详细对比实验研究与数值分析在 ISFD 供油参数和工况参数对其阻尼系数影响规律方面的结果。通过定量分析和图表展示，揭示实验研究与数值分析结果的相似性和差异性，这一对比分析不仅有助于验证数值分析结果的有效性，还能为后续的研究方向提供指导。

在相同润滑油粘度范围内通过数值分析方法和实验研究法得到的 ISFD 的阻尼系数对比曲线图如图 4-16 所示。

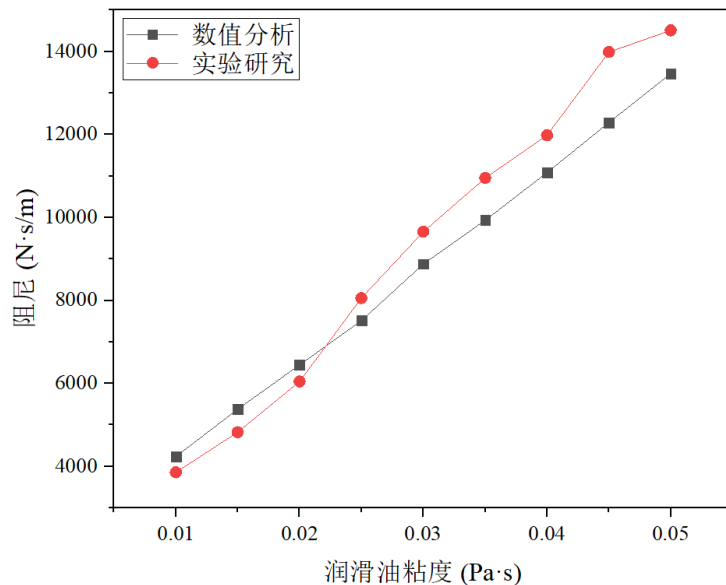


图 4-16 相同润滑油粘度下实验与数值分析得到 ISFD 阻尼系数对比图

由图 4-16 可知, 在 $0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 到 $0.05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 这个润滑油粘度范围内数值分析法和实验研究法得到的阻尼系数在具体数值和变化趋势上都是比较接近的。具体来说, 在润滑油粘度为 $0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 时数值分析和实验结果最接近, 差 3.07% 。而润滑油粘度为 $0.045 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 时数值分析和实验结果相差最大, 差 11.91% 。各个润滑油粘度下数值分析和实验结果得到的阻尼系数平均值差 8.35% 。

在进动频率为 30 Hz 和 50 Hz 相同进动幅值范围内通过数值分析方法得到 ISFD 的阻尼系数和实验研究法得到的阻尼系数对比曲线图如图 4-17 所示。由图 4-17 可以看出, 在进动频率为 30 Hz 和 50 Hz , $10 \mu\text{m}$ 到 $70 \mu\text{m}$ 这个进动幅值范围内数值分析法得到的 ISFD 阻尼系数和实验研究法得到的阻尼系数在具体数值和变化趋势上都是比较接近的, 且这种变化趋势是线性的。其中, 在 30 Hz 的进动频率下, 进动幅值为 $70 \mu\text{m}$ 时数值分析和实验结果最接近, 相差 1.42% 。而进动幅值为 $10 \mu\text{m}$ 时数值分析和实验结果相差最大, 差 8.36% 。进动幅值下数值分析和实验结果得到的阻尼系数平均相差 3.81% 。在 50 Hz 的进动频率下, 进动幅值为 $45 \mu\text{m}$ 时数值分析和实验结果最接近, 相差 2.31% 。而进动幅值为 $10 \mu\text{m}$ 时数值分析和实验结果相差最大, 差 9.27% 。所有进动幅值下数值分析和实验结果得到的阻尼系数平均相差 4.25% 。

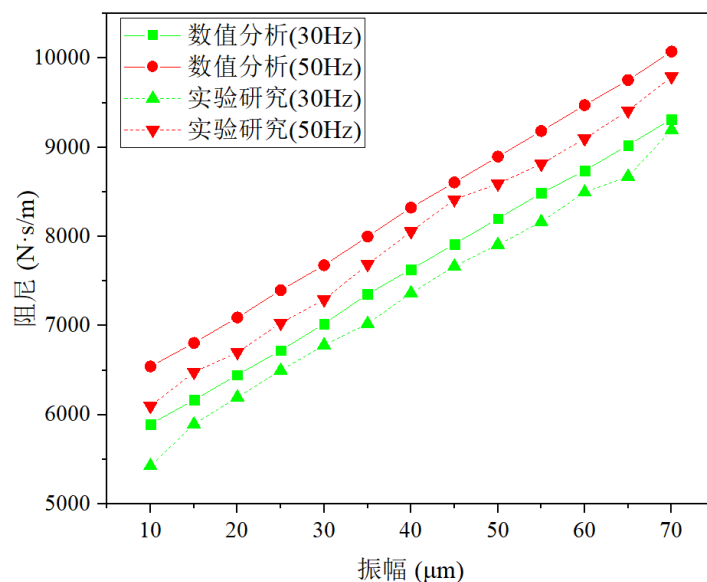


图 4-17 相同进动幅值下实验与数值分析得到 ISFD 阻尼系数对比图

在 $20 \mu\text{m}$ 和 $30 \mu\text{m}$ 的进动幅值下, 相同进动幅值范围内通过数值分析方法得到 ISFD 的阻尼系数和实验研究法得到的阻尼系数对比曲线图如图 4-18 所示。

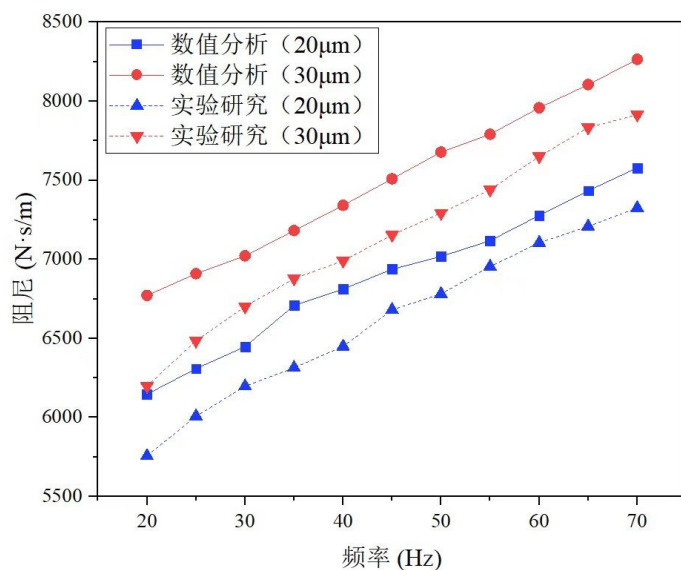


图 4-18 相同进动频率下实验与数值分析得到 ISFD 阻尼系数对比图

由图 4-18 可以看出，在进动幅值为 $20\ \mu\text{m}$ 和 $30\ \mu\text{m}$ ，进动频率在 20 Hz 到 70 Hz 范围内数值分析法得到的 ISFD 阻尼系数和实验研究法得到的阻尼系数在具体数值上比较接近，阻尼系数的变化趋势都是线性的。其中，在 $20\ \mu\text{m}$ 的进动幅值下，进动频率为 60 Hz 时数值分析和实验结果最接近，相差 2.32 %。而进动幅值为 20 Hz 时数值分析和实验结果相差最大，差 7.0 %。所有振动频率下数值分析和实验结果得到的阻尼系数平均相差 4.78 %。在 $30\ \mu\text{m}$ 的进动幅值下，进动频率为 65 Hz 时数值分析和实验结果最接近，差 3.46 %。而进动频率为 20 Hz 时数值分析和实验结果相差最大，差 9.42 %。所有进动频率下数值分析和实验结果得到的阻尼系数平均相差 5.46 %。

4.6 本章小结

本章主要研究了在无稳定供油条件下，ISFD 供油参数和工况参数对其动力学特性系数的影响规律。通过 CFD 数值分析和实验研究，探究了润滑油粘度、进动幅值和进动频率对 ISFD 切向油膜力、阻尼系数刚度系数的影响。以下是本章的主要研究内容和结论：

(1) 通过数值分析结果可以发现在工况参数相同的情况下润滑油粘度从 $0.01\ \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 增加到 $0.05\ \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 时，ISFD 的切向油膜力和阻尼系数均呈现线性增长趋势。而阻尼系数的实验研究结果同样随着润滑油粘度的增大，且在实验研究中 ISFD 的刚度系数也是随润滑油粘度的增大线性增大的。这表明，润滑油粘

度的增加显著提高了 ISFD 的阻尼特性，且这种增长关系具有较高的线性相关性。对于 ISFD 阻尼系数的辨识上数值分析结果和实验研究结果相差 12 %之内，这也验证了数值分析结果的准确性。

(2) 数值分析结果显示在供油参数相同时，ISFD 的进动幅值从 $10\ \mu\text{m}$ 增加到 $70\ \mu\text{m}$ ，其切向油膜力和阻尼系数均随进动幅值呈现线性增长趋势。不同进动频率下，ISFD 的阻尼系数随进动幅值的变化规律保持一致，表明 ISFD 的动力学特性对进动幅值的变化具有较高的敏感性。另外，通过实验的机械阻抗法得到的 ISFD 的阻尼系数和数值分析得到的结果相差 10 %以内，验证了数值分析结果的准确性。

(3) 通过数值分析的结果可知：当供油参数相同时，在不同在振动幅值下，ISFD 进动频率从 20 Hz 增加到 70 Hz 时，ISFD 的切向油膜力和阻尼系数随频率的变化呈现分段特征。在低频段（低于 40 Hz），ISFD 的阻尼系数随频率的增加呈现线性增长；在高频段（高于 40 Hz），增长趋势略有减缓，但仍保持线性关系。且实验研究得出的趋势与数值结果类似，在数值上最大差距也只有 9.42 %。

综上所述，本章通过 CFD 分析和实验研究，系统地探究了 ISFD 在无稳定供油条件下的动力学特性，揭示了润滑油粘度、进动幅值和进动频率对 ISFD 动力学特性的影响规律。结果表明，ISFD 的阻尼系数和刚度系数对润滑油粘度和工况参数具有较高的敏感性，这些结论为 ISFD 在实际应用中的优化设计和运行控制提供了重要的理论依据。

第 5 章 基于 ISFD 的涡轮增压器转子系统振动分析

5.1 引言

涡轮增压器转子系统是常用的一种旋转机械结构。转子系统中轴的一端和涡轮是一体的，另一端则与叶轮相连接，使转子在一定程度上可以自由振动。运行过程中可能会出现一系列振动问题。为了改善涡轮增压器转子系统的振动问题，提高转子系统的稳定性，将 ISFD 应用于涡轮增压器转子系统，并对 ISFD 抑制涡轮增压器转子系统振动进行了分析和研究^[63-67]。

为探究 ISFD 对涡轮增压器转子系统动力学特性的影响，开展了转子系统的数值分析研究。建立了涡轮增压器转子系统的力学模型和有限元模型，对涡轮增压器转子系统的一阶临界速度、应变能、稳定性和稳态响应进行了数值分析，并与刚性支承下的转子系统进行了对比分析。

5.2 涡轮增压器转子系统的建模

在涡轮增压器转子系统中使用 ISFD 支承的方式，相当于在系统中添加了刚度系数与阻尼系数。图 5-1 为 ISFD 支承下的涡轮增压器转子系统结构简化图。

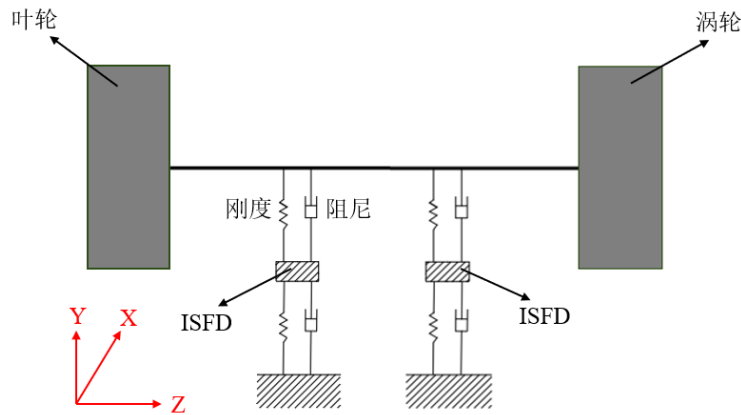


图 5-1 ISFD 支承下的涡轮增压器转子系统结构简化图

根据涡轮增压器转子系统的 ISFD 支承模型，可列出转子系统的运动微分方程为式（5-1）：

$$\begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ m_{yx} & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = F + F_o + F_{ub} \quad (5-1)$$

式中 F 为 Y 方向的静态力, F_o 为非线性轴承油膜力, F_{ub} 为不平衡激励力。

模拟的可靠性高度依赖于模型的精细化构建。建模过程中几何精度的偏差可能显著影响计算结果的准确性, 导致预测值与实际工况产生较大偏离。为确保模型的可信度, 采用三维软件进行全尺寸几何精确建模获取转动部件 (含涡轮、叶轮等) 的关键动力特性参数, 包括质量分布、质心位置和转动惯量采用质量集中法进行等效简化处理。模型如图 5-2 所示。各参数如表 5-1 所示。

表 5-1 涡轮和叶轮具体参数表

零部件	质量	极转动惯量 (L_{pc})	直径转动惯量 (L_{dc})	质心位置
涡轮	0.0894 kg	$1.136\times10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$1.125\times10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	左端 22.25 mm 的位置处
叶轮	0.0313 kg	$1.125\times10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$6.004\times10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	左端 28.75 mm 的位置处

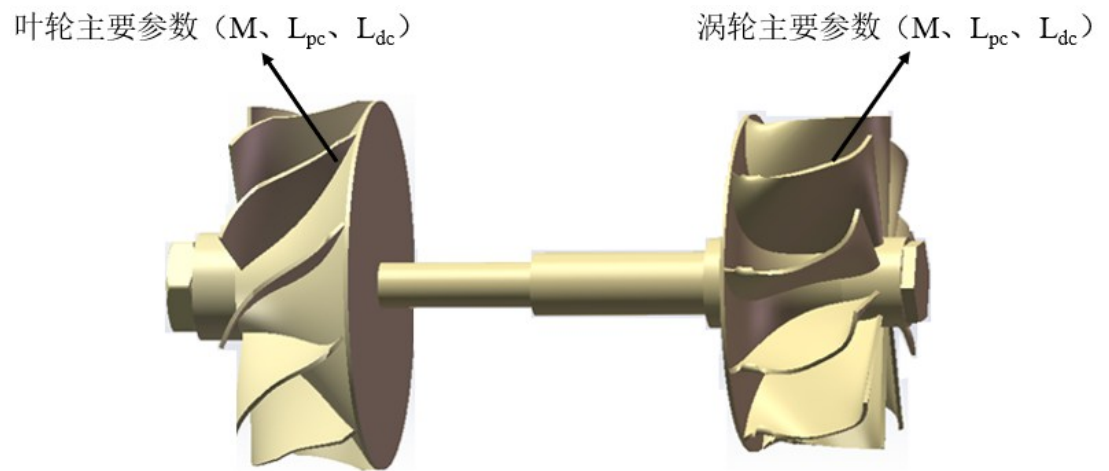


图 5-2 涡轮增压器转子系统的模型

表 5-2 列出了涡轮、叶轮以及涡轮增压器转子系统中其他组件 (例如轴、螺母等) 的材料特性参数。

表 5-2 涡轮增压器转子系统各零部件材料属性

零部件	材料	密度 (g/cm^3)	剪切模量 (GPa)	弹性模量 (GPa)
轴	42CrMo4	7.85	80	205
叶轮	C355	7.85	79	206
涡轮	INCO713C	8	75	198
螺母	18Cr2Ni4WA	7.85	78	206

结合上述材料参与，运用 DyRoBeS 有限元分析平台，建立了双支承下的涡轮增压器转子系统动力学模型。如图 5-3 所示，分别构建了刚性支承（a）和 ISFD 支承（b）两种工况下的有限元计算分析模型。

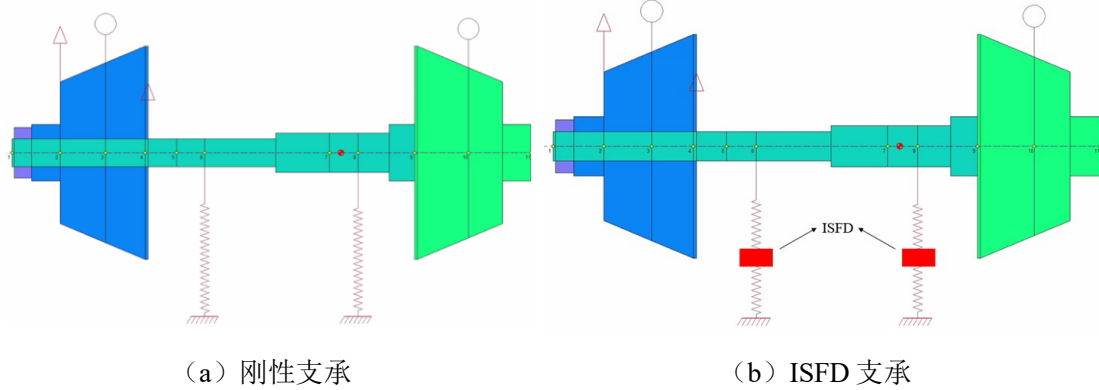


图 5-3 涡轮增压器转子系统有限元动力学模型图

如图 5-3 显示涡轮增压器转子系统划分了 11 个关键位置节点，具体特征如下。结构装配关系：涡轮与主轴一体化设计，叶轮通过锁紧螺母固定于主轴。节点分布特征（1）节点 1-2：锁定锁紧螺母与轴的重叠段；（2）节点 2-4：定位叶轮与轴的重叠区域，其中节点 3 精确对应叶轮质心；（3）节点 9-11：界定涡轮段空间位置，节点 10 准确标定涡轮质心。等效处理方法：在质心节点 3 和 10 处分别实施质量集中法，实现叶轮和涡轮质量叠加。不平衡激励设置：在节点 2 和 4 处各施加 $7.6 \text{ g}\cdot\text{mm}$ 的初始不平衡激励力。这种基于节点离散的建模方法能准确反映系统动力学特性，为后续分析提供了可靠的数值模型。

如图 5-3（b）轮增压器转子系统中加入了 ISFD 做支承，使系统有了更大的阻尼系数。再分别对刚性支承和 ISFD 支承两种不同的支承方式进行数值分析研究，来探究 ISFD 对涡轮增压器转子系统的振动控制效果。

5.3 ISFD-涡轮增压器转子系统的动力学特性分析

5.3.1 转子系统的临界转速和弯曲应力分析

为探究 ISFD 对涡轮增压器转子系统临界转速的影响，开展了涡轮增压器转子系统的临界转速分析，得到了两种支承下的临界速度和振动模式。图 5-4 示了涡轮增压器系统的一阶临界速度和弯曲应力分布。

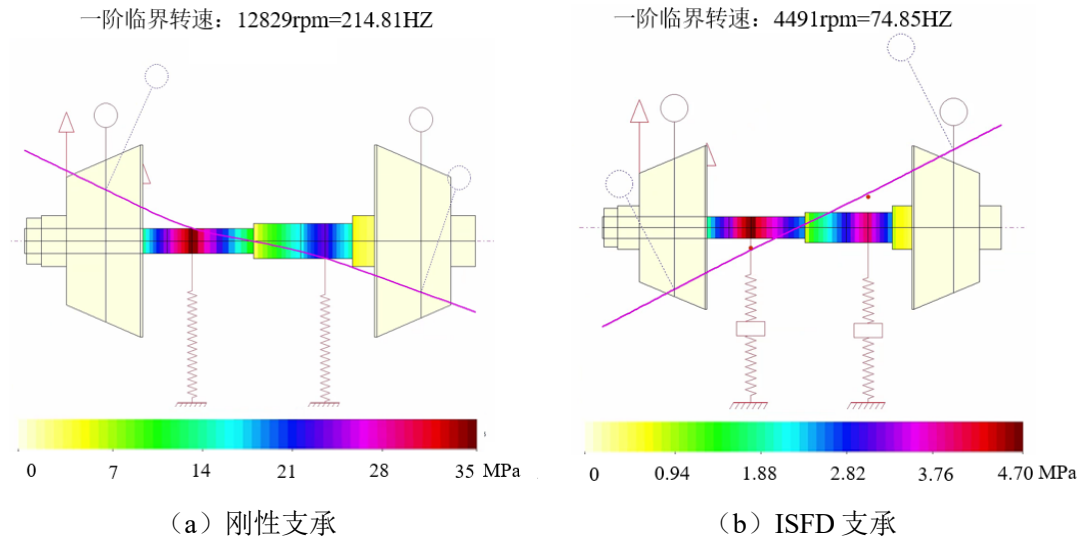


图 5-4 转子系统的一阶临界速度和弯曲应力分布

如图 5-4 所示, 当涡轮增压器转子系统使用刚性支承时, 转子系统的一阶临界速度为 12829 rpm。而 ISFD 支承时, 转子系统的一阶临界速度为 4491 rpm。由此可见, ISFD 能够为系统提供弹性支承, 具有较好的频率调节能力。

根据弯曲应力分布图, 当使用刚性支承时, 涡轮增压器转子系统在一阶临界速度下的最大弯曲应力为 35 MPa。ISFD 支承后, 转子系统的最大弯曲应力得到了显著改善, 降为 4.7 MPa。与刚性支承相比, 应力幅值降低了 86.57 %, 这一数值对比充分验证了 ISFD 支承在抑制转子系统应力方面具有显著优势。特别是在一阶临界转速的工况下, ISFD 支承可以有效降低应力集中现象, 从而提升系统的运行可靠性。

因此, ISFD 可以为转子系统提供额外的阻尼效应, 降低系统的支承刚度, 并改变系统的一阶临界速度以达到调频的效果, 一定程度上可以避免转子系统在工作转速内的共振。

5.3.2 转子系统一阶临界转速下的应变能分析

在临界转速下, 转子系统会出现共振现象, 轴上会产生一定的弯曲变形和应力集中。为了研究涡轮增压器转子系统在一阶临界转速时的应变能分布情况, 对转子系统开展了应变能分析。图 5-5 呈现了在刚性支承和 ISFD 支承条件下, 涡轮增压器转子系统的应变能分布情况。

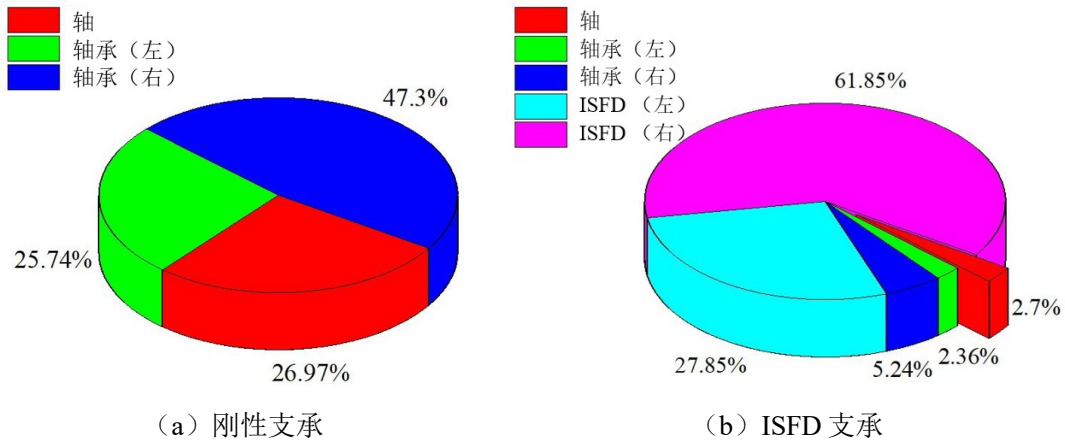


图 5-5 转子系统应变能分布图

如图 5-5 示，在涡轮增压器转子系统中当使用刚性支承时，转子系统 26.97 % 的应变能集中在转子轴上，两个轴承一起承受 73.03 % 的应变能。当使用 ISFD 支承时，转子系统中只有 2.7 % 的应变能集中在轴上，97.3 % 的应变能分布在 ISFD 和轴承上。其中，7.59 % 分布在轴承上，89.71 % 集中在 ISFD 上。当以 ISFD 支承代替刚性支承时，涡轮增压器转子系统轴上的应变能从 26.97 % 降低到 2.7 %，轴承上的应变能从 73.03 % 降低到 7.59 %。这表明了 ISFD 能够为系统提供弹性支承，降低转子系统中轴和轴承上的应变能，延长使用寿命。

5.3.3 转子系统的稳定性分析

由于涡轮增压器转子系统在极端条件下运行时可能不稳定，因此对数衰减率的大小可以反映稳定性。为了探究 ISFD 对涡轮增压器转子系统稳定性的影响，开展了转子系统的稳定性分析。转子系统的转速范围设置为 0 rpm-5000 rpm，通过分析得到转子系统的稳定性图，如图 5-6 示。

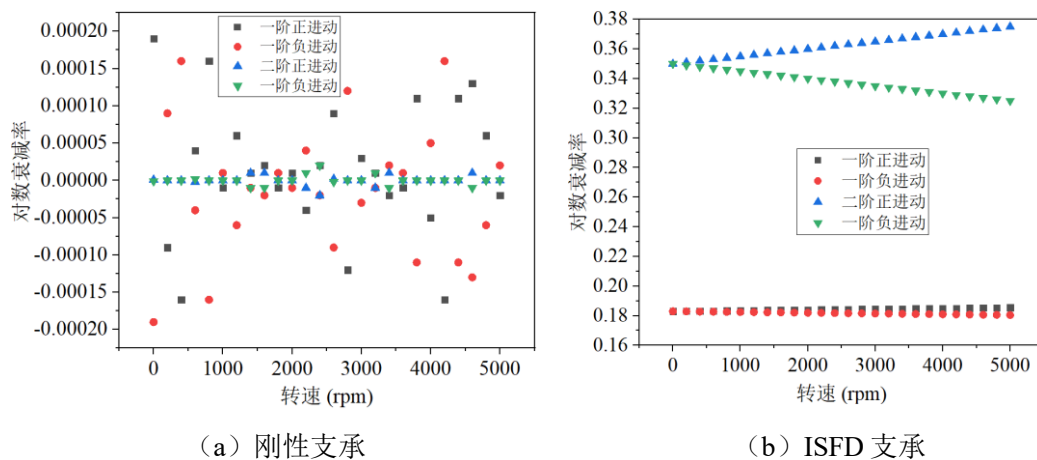


图 5-6 转子系统稳定性图

从图 5-6 可以看出在刚性支承下涡轮增压器转子系统运行过程中对数衰减率

小于 0.0002 并在零线上下不断跳动,说明具有刚性支承的转子系统在极端工况下不稳定。相反,ISFD 支承的转子系统中,由于 ISFD 为系统提供了弹性阻尼支承,一阶正进动对数衰减率大于 0.18,二阶正进动对数衰减率大于 0.34,而通常,转子各固有频率的对数衰减率应大于 0.15,说明转子系统在有 ISFD 支承运行期间是稳定的。此外,一阶和二阶正进动的对数衰减率随着转速的增加而增加,这表明 ISFD 可以提高对数衰减率,提高转子系统的稳定性。

5.4 ISFD 对涡轮增压器转子系统的振动控制研究

5.4.1 转子系统稳态响应减振研究

针对运行过程中振动不平衡的问题,通过数值分析研究,探究了 ISFD 对涡轮增压器转子系统动力学特性的影响。在节点 2 和节点 4 处分别添加 $7.6 \text{ g}\cdot\text{mm}$ 的初始不平衡激励力。在转速为 1200 rpm 的条件下,对涡轮增压器转子系统的稳态响应进行了数值分析研究。结果如图 5-7 示。

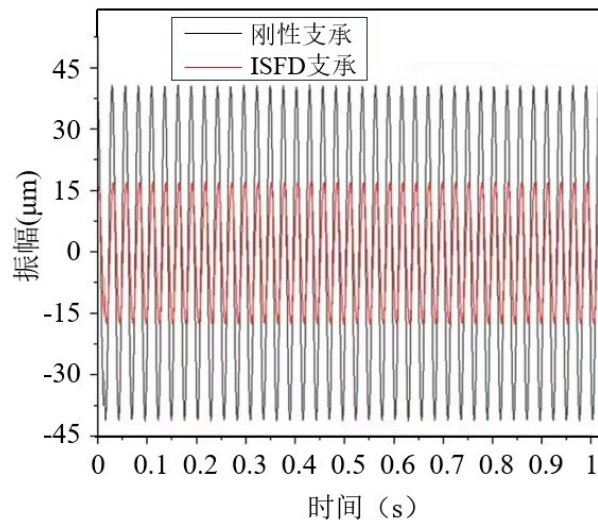


图 5-7 稳态响应数值分析的时域图

由图 5-7 可以观察到,当使用刚性支承时,振幅的峰值达到了 $38.8 \mu\text{m}$ 。ISFD 支承时,峰值减小为 $16.7 \mu\text{m}$,比刚性支承降低了 57 %。

为了更好的观察在两种不同的支承下涡轮增压器转子系统处在工作频率时的振幅大小,对图 5-7 中的数据进行了傅里叶变换得到图 5-8 涡轮增压器转子系统两种不同支承下稳态响应数值分析的频域图。

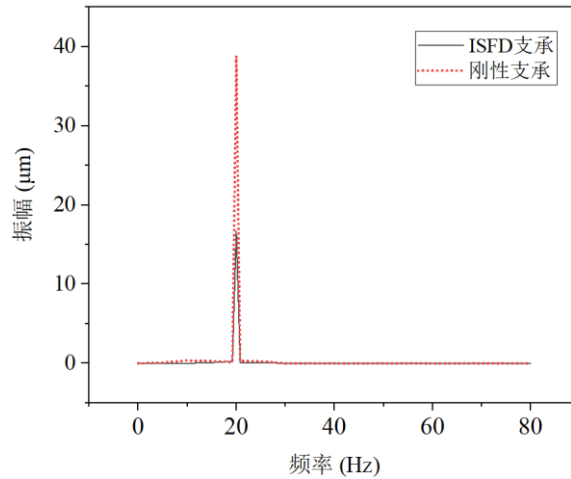


图 5-8 稳态响应数值分析的频域图

从图 5-8 轮增压器转子系统稳态响应的频域数据中可以看出，在 ISFD 支承后，转子系统的振动得到了明显的控制。与刚性支承相比，ISFD 支承后转子系统在工作频率（20 Hz）下的幅值由 37.5 μm 降低到 15.6 μm ，降幅为 58.4 %。

5.4.2 ISFD 抑制转子系统不平衡响应的数值分析研究

随着涡轮增压器转子的转速逼近临界转速时，转子系统可能会发生共振现象，这会引起振动的显著增强。因此，进行关于转子系统不平衡响应的研究，考察了 ISFD 在减轻涡轮增压器转子系统因不平衡响应而引起的振动方面的效果。在节点 2 以及节点 4 处分别添加 7.6 g·mm 的初始不平衡激励力。数值分析过程中，转子的转速范围设定为 1000 rpm 至 17000 rpm，经分析后得到两种支承条件下转子系统叶轮端节点 2 处 X、Y 方向的振动幅值，如图 5-9 所示。

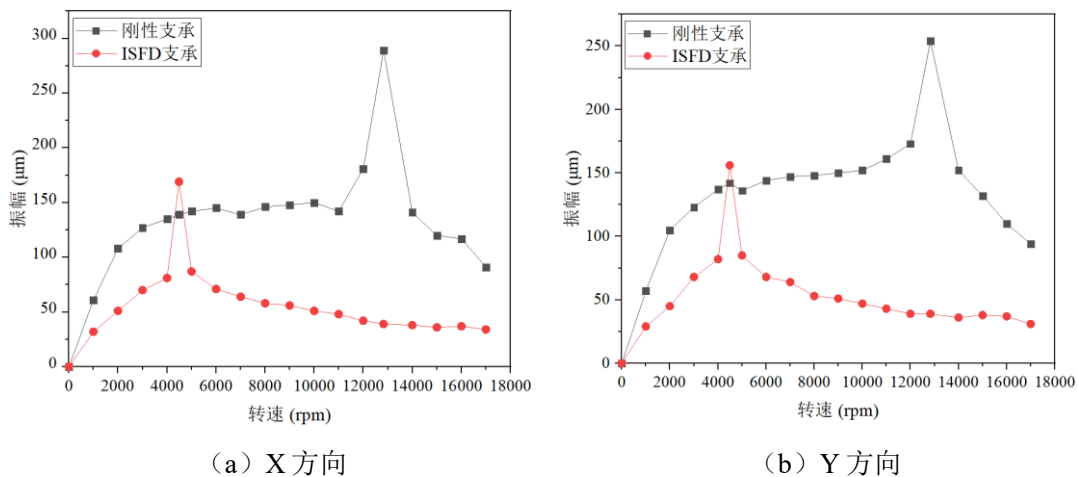


图 5-9 转子系统 X、Y 方向振幅随转速变化图

由图 5-9 可以得出以下结论：

- (1) 在 ISFD 支承和刚性支承的条件下，转子系统的振动幅值随着转速的

提升呈现出持续增大的趋势。当转速接近一阶临界转速时，系统出现显著的共振现象，振幅急剧上升至峰值水平。然而，随着转速继续增加，由于转子系统表现出自动对中特性，振动位移开始逐渐减小并最终趋于稳定状态。

(2) 通过对比分析可以得出，相较于刚性支承，采用 ISFD 支承显著改善了转子系统的不平衡响应特性，有效抑制了振动幅值。具体而言，在临界转速下，X 方向的振幅从 $289\ \mu\text{m}$ 大幅降低至 $169\ \mu\text{m}$ ，降幅达 41.52 %；同时，Y 方向的振幅也从 $254\ \mu\text{m}$ 显著减小至 $156\ \mu\text{m}$ ，降幅达到 38.42 %。这一结果表明，ISFD 支承在转子系统振动控制方面具有显著的优越性。

改变在节点 2 以及节点 4 处添加的初始不平衡激励力，取不平衡激励力为 $7\text{g}\cdot\text{mm}$ 、 $7.6\text{g}\cdot\text{mm}$ 、 $8.2\text{g}\cdot\text{mm}$ $11.2\text{g}\cdot\text{mm}$ 。通过数值分析计算出刚性支承的一阶临界转速（12829 rpm）以及 ISFD 支承的一阶临界转速（4491 rpm）下涡轮增压器转子系统 X 和 Y 方向的振幅，并绘制曲线如图 5-10 示。

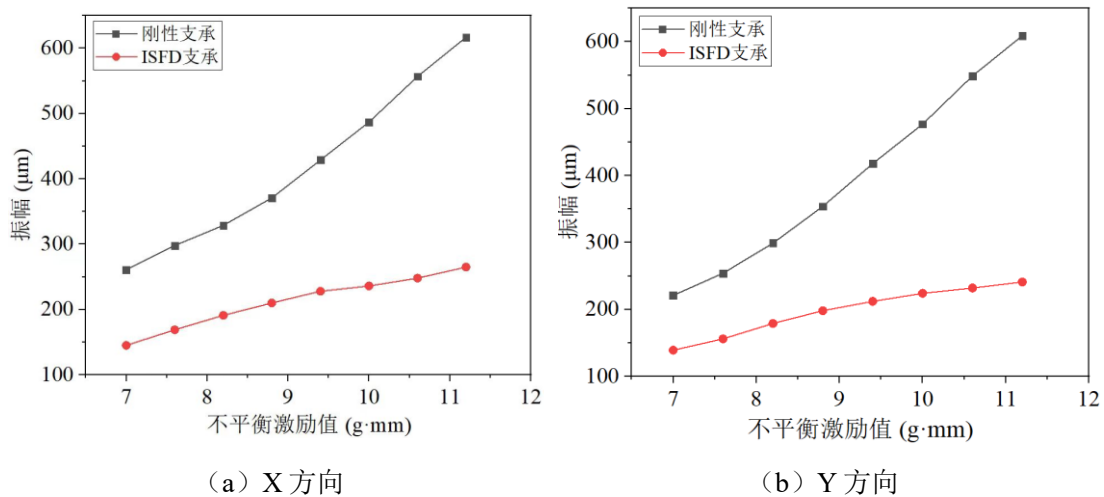


图 5-10 转子系统 X、Y 方向振幅随不平衡激励力变化曲线图

从图 5-10 可以看出，无论是 X 方向还是 Y 方向，ISFD 支承代表的红色曲线总是处在刚性支承代表的黑色曲线下方，这表明了在此范围的不平衡激励下，ISFD 有着明显的减振效果。

除此之外，无论是 X 方向还是 Y 方向随着不平衡激励力的增大，ISFD 支承与刚性支承代表的振幅差值都是越来越大的，这也表明了随着不平衡激励力的增大，ISFD 对涡轮增压器转子系统的减振效果是越来越明显的。

通过开展转子系统不平衡响应的实验研究，结果表明 ISFD 在转子系统动态特性调节和振动控制方面展现了显著的性能优势。ISFD 实现了转子系统固有频

率的有效调节，体现了其优良的调频功能。与此同时，ISFD 的油膜阻尼为系统提供了额外的阻尼源，这种阻尼效应显著提高了转子系统的减振性能。数值分析结果显示，在临界转速区域，ISFD 能够显著抑制共振峰值，使转子系统的振动水平得到有效控制。此外，ISFD 的应用还改善了转子系统的动态稳定性，表现在系统在全转速范围内的平稳运行以及转子自动对中特性的增强。综上所述，ISFD 的刚度调节和阻尼特性使其在转子系统振动控制领域具有重要的工程应用价值，为实现转子系统的高效、稳定运行提供了可靠的技术保障。

5.5 本章小结

本章主要进行了基于 ISFD 的涡轮增压器转子系统的振动分析，研究了 ISFD 对转子系统临界转速、应变能、稳定性影响规律，与刚性支承下的转子系统进行了对比分析。开展了 ISFD 对涡轮增压器转子系统稳态响应的减振效果研究，并通过探究不同转速以及不同不平衡量下转子系统在 X 和 Y 方向的振幅对 ISFD 抑制转子系统不平衡响应进行了研究。以下是本章的主要研究内容和结论：

(1) 使用 ISFD 支承后，涡轮增压器转子系统的一阶临界速度从 12829 rpm 降低到 4491 rpm，表明 ISFD 能够提供弹性支承，具有较好的频率调节能力。转子系统在 ISFD 支承下，达到一阶临界速度时的最大弯曲应力，从刚性支承的 35 MPa 降低到 4.7 MPa，降幅达 86.57 %。

(2) 使用 ISFD 支承后，涡轮增压器转子系统轴上的应变能从 26.97 % 降低到 2.7 %，轴承上的应变能从 73.03 % 降低到 7.59 %，表明 ISFD 能够有效降低轴和轴承上的应变能，延长使用寿命。

(3) 使用 ISFD 支承后，涡轮增压器转子系统一阶正进动对数衰减率大于 0.18，二阶正进动对数衰减率大于 0.34，均大于 0.15，这一变化充分证明了 ISFD 在提升转子系统稳定性方面的显著作用。

(4) ISFD 支承显著降低了转子系统的振动幅值，峰值振幅从 38.8 μm 降低到 16.7 μm ，降幅达 57 %。在工作频率下，ISFD 支承后的振幅从 37.5 μm 降低到 15.6 μm ，降幅达 58.4 %。

(5) ISFD 支承显著改善了转子系统的不平衡响应特性，有效抑制了振动幅值。在临界转速下，X 方向的振幅从 289 μm 降低到 169 μm ，降幅达 41.52 %；

Y 方向的振幅从 254 μm 降低到 156 μm ，降幅达 38.42 %。且随着不平衡激励力的增大，ISFD 对涡轮增压器转子系统的减振效果是越来越明显的。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本研究围绕涡轮增压器转子系统在运行中的振动问题，提出采用阻尼支承技术进行优化。通过 CFD 数值模拟与实验相结合的方法，对所设计的 ISFD 支承开展了动力学性能研究，重点考察油膜力特性、阻尼效应及刚度特征。在此基础上，系统研究了 ISFD 支承对涡轮增压器转子系统动力学特性的影响规律。主要研究工作涵盖以下方面：

（1）ISFD 的结构与动力学特性分析：本文首先介绍了 ISFD 的结构和工作原理，ISFD 的刚度主要由 S 型弹性体决定，阻尼系数则通过油膜挤压效应提供。建立了 ISFD 的固体和流体模型，得到了 ISFD 的位移云图应力云图以及油膜在几种时刻下的压力云图。

（2）ISFD 供油参数和工况参数对阻尼系数的影响：本文研究了在稳定供油和无稳定供油条件下，润滑油粘度、进油压力、进动频率和进动幅值对 ISFD 阻尼系数的影响规律。研究表明，在其他条件不变的情况下润滑油粘度和进油压力的增加会显著提高 ISFD 的阻尼系数，且这种变化呈线性关系。进动频率和进动幅值的增加也会导致阻尼系数的线性增长，但在高频段（大于 40 Hz）时，阻尼系数的增长趋势略有减缓。

（3）实验验证与数值分析对比：实验结果表明，ISFD 的阻尼系数与润滑油粘度、进动频率和进动幅值之间存在良好的线性关系，与数值分析结果反映的趋势相同，具体数值的误差在 12 % 以内，验证了数值分析的准确性。

（4）ISFD 在涡轮增压器转子系统中的应用：本文将 ISFD 应用于涡轮增压器转子系统，分析了其对转子系统临界转速、应变能、稳定性影响规律和对转子系统稳态响应的控制效果。研究表明，ISFD 能够有限降低转子系统的振动幅值。具体而言，ISFD 支承下的转子系统一阶临界转速从 12829 rpm 降低到 4491 rpm，最大弯曲应力从 35 MPa 降低到 4.7 MPa，降幅达 86.57 %。此外，ISFD 支承显著降低了转子系统轴和轴承上的应变能，延长了使用寿命。

综上所述，本研究通过数值分析与实验验证相结合的方法，深入研究了整

体式挤压油膜阻尼器（ISFD）的动力学特性及其在涡轮增压器转子系统振动控制中的实际应用效果。研究表明，ISFD 通过优化支承刚度和引入附加阻尼的双重机制，能够有效抑制转子系统的振动响应。

从理论层面来看，本研究揭示了 ISFD 的减振机理，为其在转子动力学领域的应用提供了理论支撑；从工程实践角度来看，ISFD 不仅能够延长涡轮增压器关键部件的使用寿命，还能降低维护成本，提高设备的整体运行效率。因此，ISFD 技术在航空发动机、燃气轮机、离心压缩机等高速旋转机械领域具有广阔的应用前景，为解决转子系统振动控制难题提供了一条切实可行的技术途径。

6.2 展望

未来的研究可以进一步优化 ISFD 的结构设计，探索其在更广泛工况下的应用效果。具体而言，可以从以下几个方面展开研究：

（1）多工况下的 ISFD 性能研究：研究 ISFD 在不同工况下的性能表现，在极端温度、压力和转速条件下的动力学特性，以验证其在复杂工况下的适用性。

（2）ISFD 与其他减振技术的结合：探索 ISFD 与其他减振技术（如主动控制技术、磁悬浮技术等）的结合应用，以进一步提高转子系统的振动控制效果。

通过以上研究，可以进一步提升 ISFD 的性能，拓展其应用范围，为旋转机械的振动控制提供更加可靠的技术支持。

参考文献

- [1] 胡益. 国内汽车涡轮增压器市场需求预测研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- [2] 朱咸磊. 结构参数对增压器压气机气动噪声影响特性研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2016.
- [3] 张捷. 多载荷作用下涡轮增压器涡轮的性能仿真研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.
- [4] 何刘海. 涡轮增压器性能检测与故障预测系统的研制[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [5] 董思艺. 基于几何构型的增压船用柴油机涡轮预测模型研究[D]. 北京: 中国舰船研究院, 2023.
- [6] 李宇, 王四季, 李川, 等. 考虑静偏心的挤压油膜阻尼器模型及减振特性分析[J/OL]. 航空动力学学报, 2025, 1-12.
- [7] 王树涵, 杨海生, 唐瑞, 等. 弹性环式挤压油膜阻尼器一体化圆柱滚子轴保持架振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2024, 43(05): 302-314.
- [8] Li J, Huang J, Han S, et al. A novel active recess compensation aerostatic thrust bearing with hermetic squeeze film damper: Theoretical and experimental investigation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 224: 112207.
- [9] Golek M, Gleichner J, Chatzisavvas I, et al. Numerical simulations and experimental validation of squeeze film dampers for aircraft jet engines[J]. Lubricants, 2024, 12(7): 253.
- [10] Wang J, Zhang H, Han S, et al. Theoretical and experimental study on the performance of hermetic diaphragm squeeze film dampers for gas-lubricated bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2024, 37(03): 164-182.
- [11] 解忠良, 孙逸豪, 韩睿垚, 等. 挤压油膜阻尼器油膜流体动力学特性研究[J/OL]. 航空动力学学报, 2025, 1-9.
- [12] 周海仑, 仓阳光, 张钰奇, 等. 带 O 型圈的闭式挤压油膜阻尼器动力特性分析[J/OL]. 机械工程学报, 2025, 1-10.
- [13] 路亿垦, 母博伟, 谢子强, 等. 挤压油膜阻尼器动力学特性试验[J]. 海军航空大

- 学学报, 2024, 39(06): 701-706.
- [14] 向风光, 陈曦, 洪亮, 等. 考虑弹性环变形的挤压油膜阻尼器-转子系统动力响应仿真方法[J]. 推进技术, 2024, 45(10): 205-217.
- [15] Zhang B, Chen X, Xiang F, et al. Dynamic characteristics and periodic stability analysis of rotor system with squeeze film damper under base motions[J]. Applied Sciences, 2025, 15(3): 1186.
- [16] Gupta K R, Singh C R. Dynamic experimental investigation and optimization of flexible rotor vibration control using squeeze film damper[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2025, 13(1): 79.
- [17] Tang Z, Chen X, Zhou H, et al. Dynamic characteristics of open-ends squeeze film dampers with air ingestion[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2024, 41(3): 501-511.
- [18] 黄延忠, 张广辉, 马会防, 等. 不同油槽结构挤压油膜阻尼器动力学特性试验[J]. 航空动力学报, 2024, 39(06): 42-54.
- [19] 陈亚龙, 马会防, 黄延忠, 等. 端封开口角度对挤压油膜阻尼器影响试验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(11): 2629-2638.
- [20] Gupta R K, Singh R C. Comprehensive experimental analysis of a squeeze film damper for flexible rotor applications: utilizing box-behnken design with desirability optimization[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2024, 12: 5267-5290.
- [21] 张广辉, 黄延忠, 陈亚龙, 等. 突加不平衡下弹性环挤压油膜阻尼器减振性能实验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(01): 32-40.
- [22] 徐伟文, 张大海, 王平, 等. 转子挤压油膜阻尼器静偏心对减振效果的影响[J]. 振动与冲击, 2021, 40(21): 55-61.
- [23] 韩清凯, 王浩博, 吕昊, 等. 大型挤压油膜阻尼器非线性动力学分析与优化研究进展[J]. 动力学与控制学报, 2022, 20(05): 1-19.
- [24] 赵璐, 廖明夫, 王四季, 等. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振实验研究[J]. 推进技术, 2021, 42(05): 1129-1137.
- [25] 周海仑, 罗贵火, 陈果, 等. 挤压油膜阻尼器-滚动轴承-转子耦合系统的非线性

- 响应分析[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(04): 499-505.
- [26] 夏南, 孟光, 冯心海. 油膜惯性力对转子-挤压油膜阻尼器系统非线性响应特性的影响[J]. 机械科学与技术, 1999, (02): 67-69.
- [27] Prabith K, Krishna P R I. Influence of squeeze film damper on the rub-Impact response of a dual-rotor model[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2024, 12(8): 1-14.
- [28] Weitao C, Hongtai S, Junwei L, et al. Vibration attenuation characteristics of squeeze film dampers in spiral bevel gear systems[J]. Applied Mathematical Modelling, 2023, 123: 136-158.
- [29] 杨小民. 弹性环挤压油膜阻尼器一体化球轴承动力学特性研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2022.
- [30] Cunningham R E, Flemind D P, Gunter E J. Design of a squeeze-film damper for a multi-mass flexible rotor[J]. Journal of Engineering for Industry, 1975, 97(4): 96.
- [31] 李其汉, 赵福安, 张世平. 带弹性阻尼支承的转子系统丢失叶片瞬态响应试验研究[J]. 航空动力学报, 1992, 7(2): 103-107.
- [32] 刘方杰. 挤压油膜阻尼器失效的判据[J]. 北京航空航天大学学报, 2000, 26(2): 167-170.
- [33] 刘方杰, 陈照波. 挤压油膜阻尼器失效问题的实验研究[J]. 强度与环境, 1998, (04): 17-23.
- [34] 王屏, 刘方杰. 挤压油膜阻尼器失效边界探索[J]. 强度与环境, 1998, (03): 28-34.
- [35] Haobo W, Yulai Z, Zhong L, et al. Analysis on influences of squeeze film damper on vibrations of rotor system in aeroengine[J]. Applied Sciences, 2022, 12(2): 615.
- [36] Inayat-Hussain I J, Mureithi W N. Transitions to chaos in squeeze-film dampers[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2006, 11(6): 721-744.
- [37] Zhou H, Feng G, Luo G, et al. The dynamic characteristics of a rotor supported on ball bearings with different floating ring squeeze film dampers[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 80: 200-213.

- [38] Taylor D, Fehr V. Analysis and design of segmented dampers for rotor dynamic control[J]. ASME. J. of Lubrication Tech, 1982, 104(1): 84–90.
- [39] Zeidan F Y, Andres L S, Vance J M, et al. Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery[C]. Proceedings of the 25th Turbomachinery symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas: Texas A&M University, 1996, 169-188.
- [40] Santiago O D, Andres L S, Oliveras J. Imbalance response of a rotor supported on open-ends integral squeeze film dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1998, 121(4): 718-724.
- [41] 侯启炀. 基于整体式挤压油膜阻尼器的转子振动控制及管道阻尼减振研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2023.
- [42] 万方腾, 何立东, 范文强, 等. 整体式挤压油膜阻尼器减振双盘悬臂转子系统研究[J]. 机电工程, 2019, 36(12): 1266-1270+1281.
- [43] 万方腾, 何立东, 李志炜, 等. 整体式挤压油膜阻尼器抑制转子不平衡振动研究[J]. 化学工程与装备, 2019, (08): 1-4+43.
- [44] 马靓, 何立东, 路凯华, 等. 整体式挤压油膜阻尼器抑制锥齿轮振动的研究[J]. 机械传动, 2019, 43(06): 100-105.
- [45] 闫伟, 何立东, 亢嘉妮, 等. ISFD 抑制密封-转子系统流体激振的实验研究[J]. 机电工程, 2021, 38(01): 42-48.
- [46] 闫伟. 基于整体式挤压油膜阻尼器的转子系统振动控制研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2022.
- [47] 路凯华. 基于整体式挤压油膜阻尼器的转子及齿轮系统振动控制研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2019.
- [48] Zhu G, He L, Jia X, et al. Experimental study on vibration and noise reduction of gear transmission system based on ISFD[J]. Machines, 2024, 12(8): 531.
- [49] 高洋. 挤压油膜阻尼器油膜动力特性系数实验识别方法研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2019.
- [50] 李婷. 挤压油膜阻尼器空化流场特性与阻尼系数研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2019.
- [51] Yan W, Lu J, Pan J, et al. Research on dynamic characteristic coefficients of

- Integral squeeze film damper[J]. *Machines*, 2024, 12(4): 274.
- [52] 邢彬, 王秋菊, 牟佳信, 等. 挤压油膜阻尼器在锥齿轮系统中减振特性分析[J]. *航空发动机*, 2021, 47(04): 114-122.
- [53] Zhang W, Zhang J, Li X. Deep-learning-based information fusion methodology for oil film coefficient identification of squeeze film dampers[J]. *IEEE Sensors Journal*, 2022, 22(21): 20816-20827.
- [54] Lee J G, Kim J. Identification of force coefficients in inter-shaft squeeze film dampers utilizing complex vector description and computational fluid dynamics[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2019, 33(10): 4615-4625.
- [55] Huaiyu D, Lidong H, Xingyun J. Using integral squeeze film damper to suppress vibration of gas turbine[J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2022, 11(7): 3163-3176.
- [56] Yipeng Z, Lidong H, Jianjiang Y, et al. Multi-objective optimization design of a novel integral squeeze film bearing damper[J]. *Machines*, 2021, 9(10): 206.
- [57] 杨扬. 基于整体式挤压油膜阻尼器的搭接结构转子振动控制及管道阻尼减振研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2021.
- [58] Schweizer B. Dynamics and stability of turbocharger rotors[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2010, 80(9): 1017-1043.
- [59] Tanaka M, Hori Y. Stability characteristics of floating bush bearings[J]. 1972, 94(3): 248-256.
- [60] Rivadeneira J C. Predictions versus measurements of turbocharger nonlinear dynamic response[D]. Texas A&M University, 2006.
- [61] Gunter E J, Chen W J. Dynamic analysis of a turbocharger in floating bushing bearings[J]. *ISCORMA-3*, Cleveland, Ohio, 2005, 19: 23.
- [62] Chasalevris A. An investigation on the dynamics of high-speed systems using nonlinear analytical floating ring bearing models[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2016, 2016(1): 7817134.
- [63] Zadorozhnaya E, Sibiryakov S, Hudyakov V. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature[J]. *Tribology in Industry*, 2017, 39(4): 452.

- [64] 姜璟珺. 考虑浮环轴承内螺纹织构的涡轮增压器转子系统振动特性研究[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2022.
- [65] 毛驭华. 耦合传热与润滑影响的涡轮增压器浮环轴承动态特性分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2022, 60(01): 43-48.
- [66] 张毅, 王伟, 魏道高, 等. 高速涡轮增压器轴承-转子系统不平衡响应及稳定性分析[J]. 摩擦学学报, 2022, 42(03): 620-631.
- [67] 钟新利, 宾光富, 陈安华, 等. 考虑轴承热弹变形的增压器转子临界转速分析[J]. 振动测试与诊断, 2022, 42(01): 76-81+195-196.

攻读硕士学位期间取得学术成果

一、发表学术论文

- [1] Wei Yan, **Jinlong Lu**, Jiabao Pan et al. Research on Dynamic Characteristic Coefficients of Integral Squeeze Film Damper[J]. Machines, 2024,12(4):274. <https://doi.org/10.3390/machines12040274>.

二、专利

- [1] **Jinlong Lu**, Wei Yan, Jiabao Pan et al. Experimental device for measuring dynamic parameters of integral. 国际发明（已授权）
- [2] 闫伟, **陆金龙**, 潘家保, 等. 一种测量整体式挤压油膜阻尼器动力学参数的实验装置. 中国: CN202310535634.6
- [3] 闫伟, **陆金龙**, 吴小燕, 等. 一种用于检测唇形密封圈密封性能的实验装置. 中国: CN202410636203.3

三、参研项目

- [1] 项目名称：航空发动机转子系统振动靶向抑制方法研究，项目类别：安徽省教育厅高校科学研究项目重点项目（Natural Science Research Project of Anhui Educational Committee），项目编号：2023AH050939
- [2] 项目名称：基于整体式挤压油膜阻尼器的转子系统振动控制研究，项目类别：安徽工程大学引进人才科研启动基金项目（Scientific Research Start-up Fund of Anhui Polytechnic University），项目编号：2022YQQ119
- [3] 项目名称：极端服役环境中织构化动密封界面效应与性能调控，项目类别：安徽省高校协同创新中心（The University Synergy Innovation Program of Anhui Province），项目编号：GXXT-2023-022

致谢

时光荏苒，硕士生涯即将结束，回首过往，感慨万千。在这段充满挑战与收获的旅程中，我得到了许多人的帮助与支持，他们的鼓励与指导让我得以顺利完成学业。

首先，我要衷心感谢我的导师闫伟和潘家保老师。导师严谨的治学态度、渊博的学识以及敏锐的学术洞察力，为我指引了学术研究的方向，让我在探索知识的道路上不断前行。在论文撰写过程中，导师给予了我悉心的指导，从选题到研究方法，从数据分析到论文修改，每一个环节都倾注了导师的心血。导师的教诲不仅让我在学术上有所成长，更让我学会了如何做人、做事，这些都将是我一生的宝贵财富。

感谢课题组所有同学，感谢你们在学习和生活中给予我的帮助与陪伴。我们一起讨论学术问题，分享学习心得，互相鼓励支持。在论文写作过程中，你们为我提供了宝贵的建议和资料，让我少走了许多弯路。

感谢我的家人，感谢你们一直以来的理解与支持。在我求学的道路上，你们是我最坚实的后盾。无论遇到什么困难，你们总是无条件地支持我，让我能够全身心地投入到学业中。你们的爱是我不断前行的力量源泉。

感谢安徽工程大学机械与汽车工程学院为我提供了良好的学习环境和丰富的学术资源，让我在这里得以茁壮成长。感谢学院的老师们，你们的辛勤付出让我学到了扎实的专业知识，为我的学术研究奠定了坚实的基础。

最后，感谢所有在我硕士生涯中给予我帮助和支持的人，你们的每一份付出我都铭记在心。未来，我将带着这份感恩，继续努力，不辜负你们的期望。

尚德敏学 唯实惟新

