



昆明理工大学

# 不同平衡率对曲轴动力学特性与 疲劳强度的影响研究

云南省内燃机重点实验室

毕玉华  
2020年4月

# 内容

1 研究背景

2 平衡性分析

3 模型建立与验证

4 结果分析

5 结论

# 1. 研究背景

## 1.1 背景和意义

### 轻量化 高性能

发动机轻量化设计

- 铝合金缸盖
- 塑料气门罩盖
- 塑料进气歧管
- 铝合金缸体
- 塑料机油滤外壳

低排放、低噪声

曲轴平衡  
方案设计

### 可靠性

裂纹源区  
裂纹区  
膨胀区

### 动力学性能

曲轴系

# 1. 研究背景

## 1.2 研究内容

以非道路高压共轨柴油机为研究对象，建立不同平衡率曲轴方案的多体动力学模型，分析不同平衡率曲轴方案对曲轴平衡性、弹性流体动力润滑特性、轴系动力学、曲轴应力与疲劳强度的影响。



表 1 柴油机主要参数

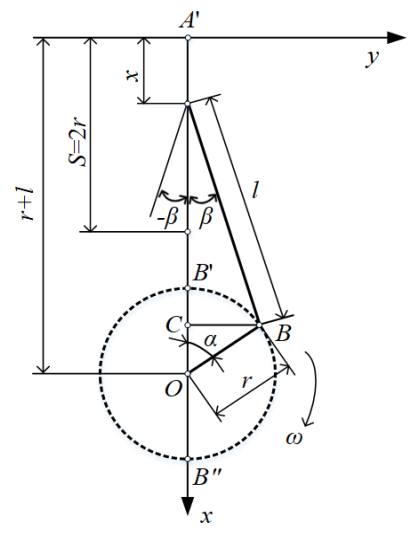
发动机形式	直列、立式、四冲程、 水冷
燃烧控制方式	电控高压共轨、直喷式
缸径 (mm) / 升程 (mm)	102/115
连杆长度 (mm)	192
排量 (L)	3.8
标定功率 (kW/ (r/min))	78/2400
升功率 (kW/L)	20.7
最大扭矩(N.m/ (r/min))	360-375/1500~1800

# 2. 平衡性分析

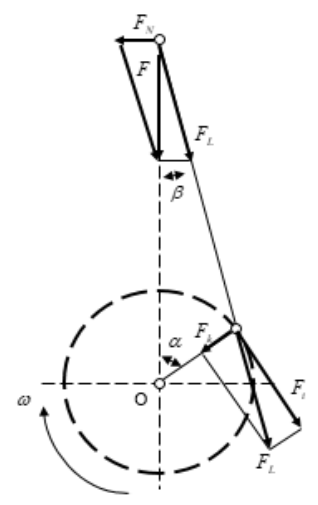
## 2.1 曲轴平衡性

曲柄连杆机构参数

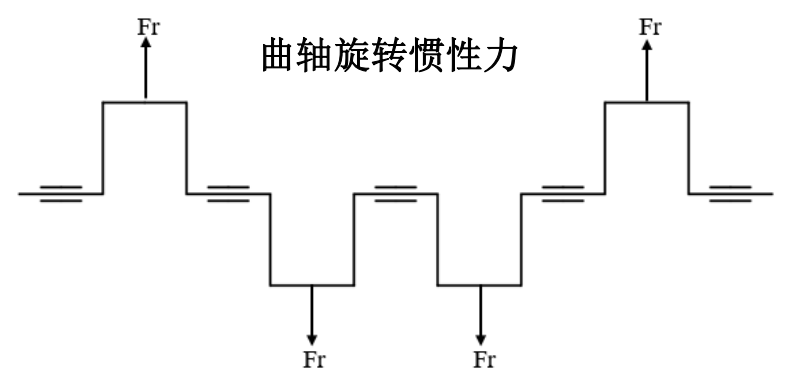
项目	参数
缸径 D (mm)	102
行程 S (mm)	115
连杆长度 l (mm)	192
活塞组质量 $m_p$ (kg)	1.512
连杆组质量 $m_l$ (kg)	1.847



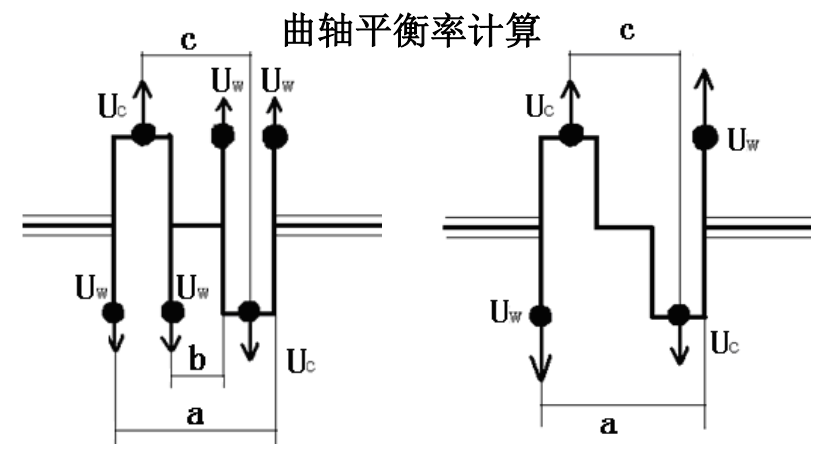
曲柄连杆机构简图



曲柄连杆受力图



曲轴旋转惯性力



曲轴平衡率计算

$$K_8 = \frac{U_w a + U_w b}{(U_c + U_r) c}$$

$$K_4 = \frac{U_w a}{(U_c + U_r) c}$$

八块平衡重方案

四块平衡重方案

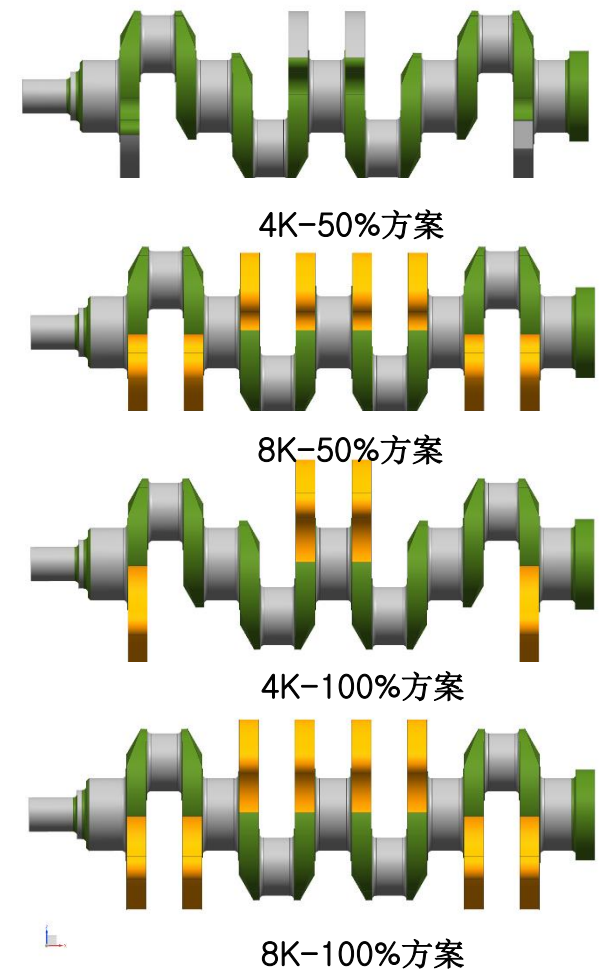
# 2. 平衡性分析

## 2.2 不同平衡率方案

不同平衡率曲轴方案

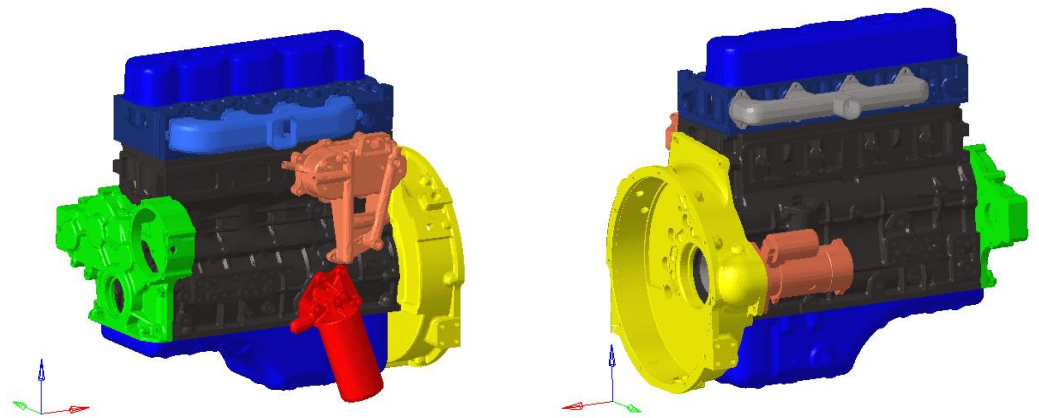
方案	总质量/kg	内弯矩	说明
方案一 4K-50%	34.76	$0.189 F_r c$	四块平衡重，平衡率为 50%
方案二 8K-50%	38.04	$0.17 F_r c$	八块平衡重，平衡率为 50%
方案三 4K-100%	37.07	$0.155 F_r c$	四块平衡重，平衡率为 100%
方案四 8K-100%	41.70	$0.117 F_r c$	八块平衡重，平衡率为 100%

注：X轴为曲轴中心线， $F_r c$ 为不平衡的离心力矩。

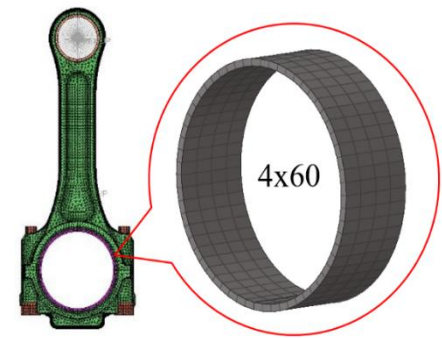


# 3. 模型建立与验证

## 3.1 有限元模型建立

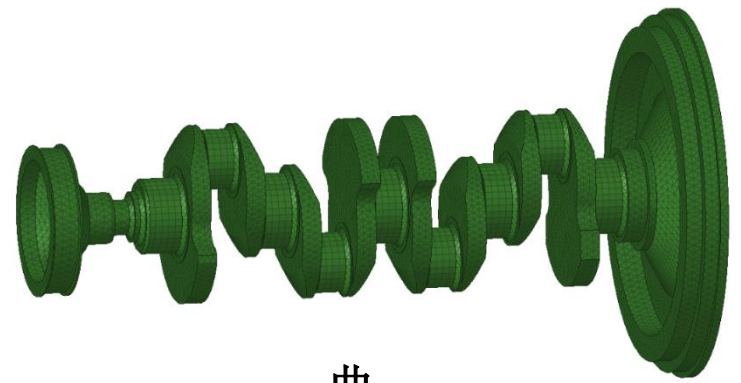


整机及附件



连杆

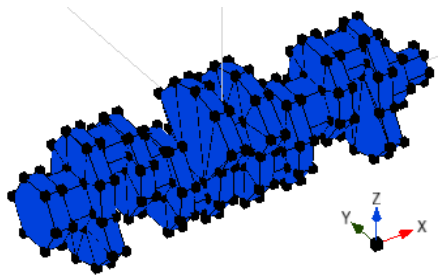
- ✓ 机体：六面体四面体相结合
- ✓ 主轴承、主轴颈：六面体单元，轴向4层网格，周向60层网格
- ✓ 连杆大头轴承：六面体单元，轴向8层网格，周向60层网格
- ✓ 其余非关键部位：四面体单元



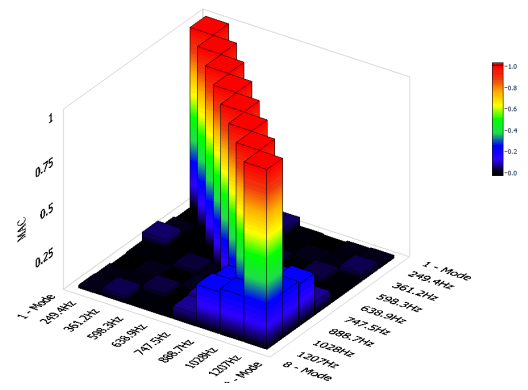
曲轴

# 3. 模型建立与验证

## 3.2 模型验证



曲轴模态测试



原机曲轴计算模态与实验模态对比

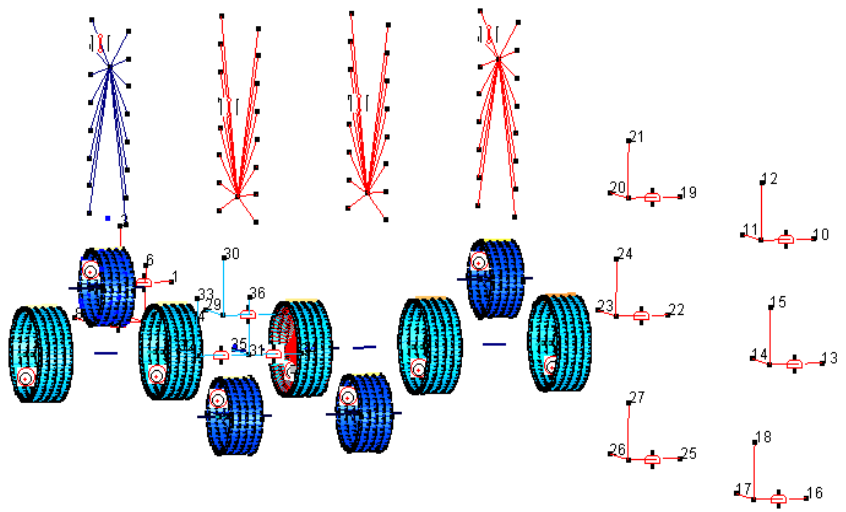
阶次	实验模态 /Hz	计算模态 /Hz	误差 %
第一阶	249	258	3.6
第二阶	361	373	3.3
第三阶	598	612	1.6
第四阶	640	664	1.5
第五阶	748	773	3.3
第六阶	888	907	2.1

对于动力学研究来说，主要关注的还是部件的低阶固有频率，可以通过模态置信准则（MAC）来判断是否存在虚假模态，测试与计算结果误差小于5%。

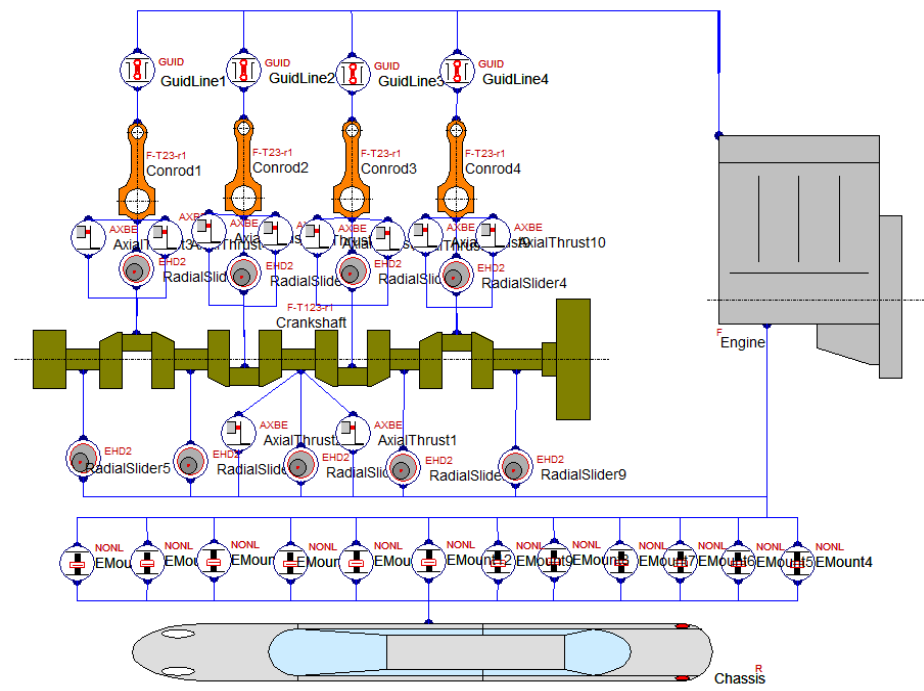


# 3.模型建立与验证

## 3.3多体动力学模型建立



曲轴轴系多体动力学缩减模型

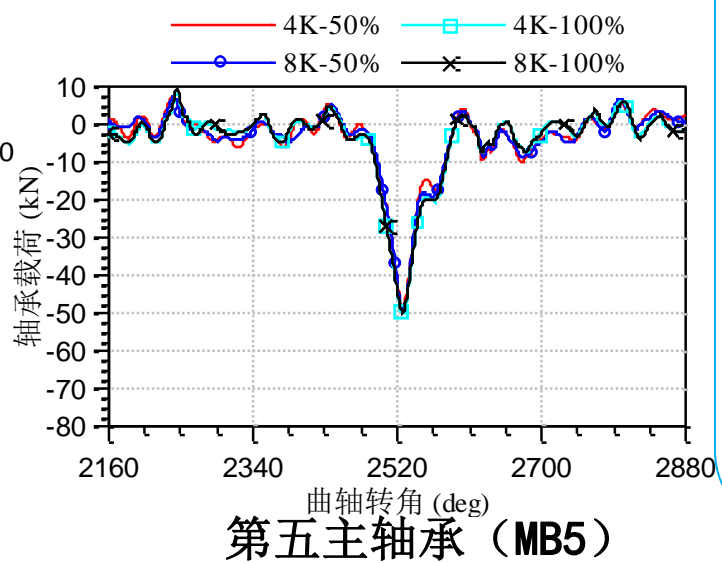
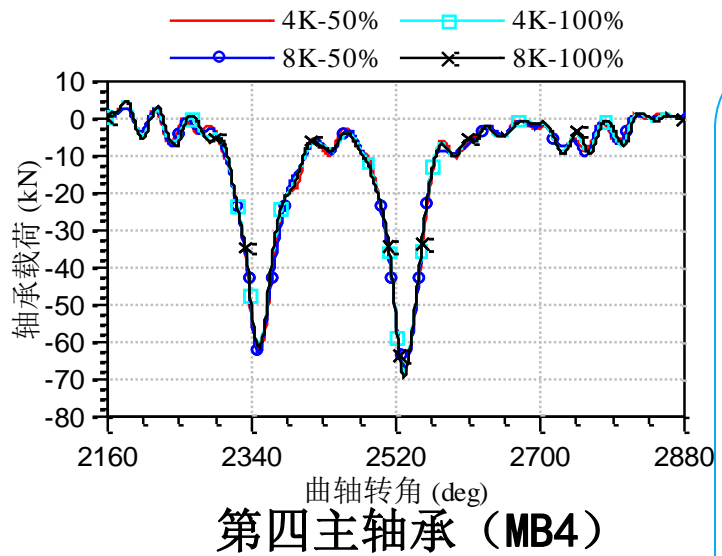
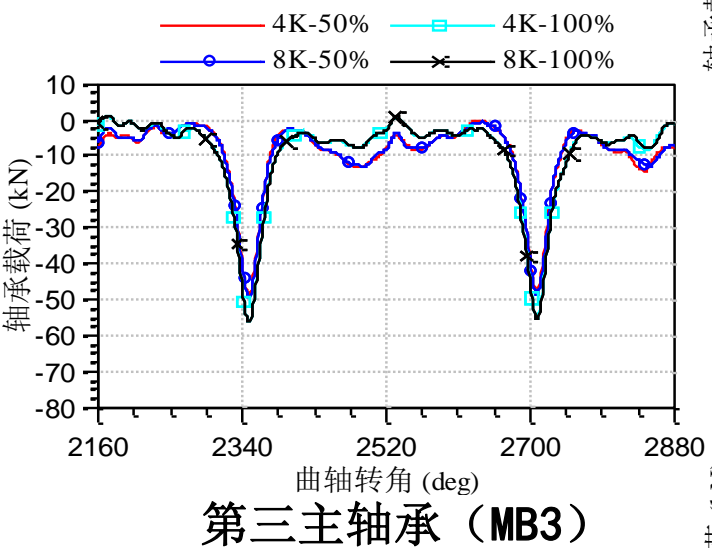


整机多体动力学模型

➤ 曲轴动力学计算所用缸内爆发压力边界条件，由试验测得从怠速工况800rpm到额定工况2400rpm缸压曲线。

# 4. 结果分析-主轴承载荷分析

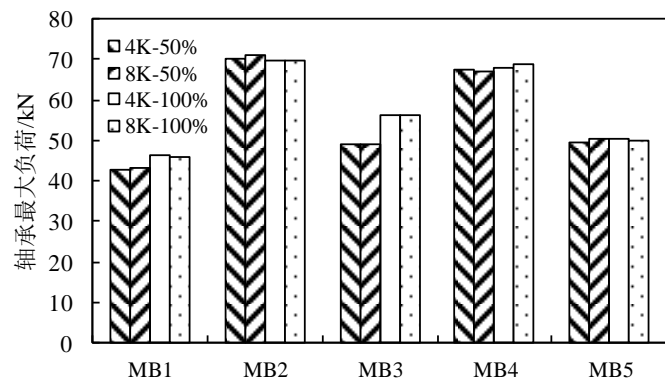
## 4.1.1 主轴承轴承受力变化



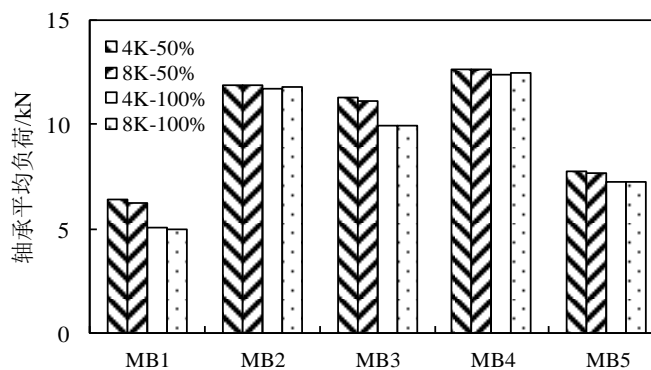
额定功率工况下各主轴承均出现了与最大气缸压力对应的脉冲式峰值，随着平衡率增加，MB3最大轴承受力增加，其余主轴承最大轴承受力基本不变；随着平衡率增加，平均轴承受力减小，其中MB1、MB3、MB5减小的趋势明显；相同平衡率下，4平衡重与8平衡重方案的轴承最大受力与轴承平均受力相差不大。

# 4. 结果分析-主轴承载荷分析

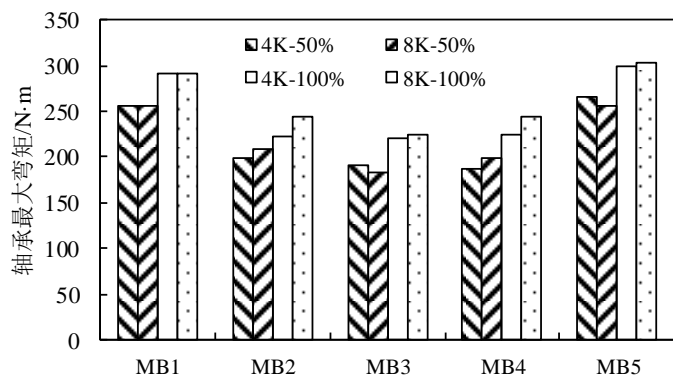
## 4.1.2 主轴承受力与弯矩分析



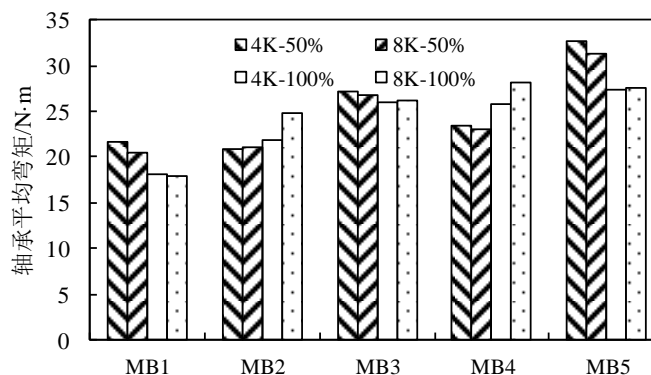
轴承最大受力图



轴承平均受力图



轴承最大弯矩图



轴承平均弯矩图

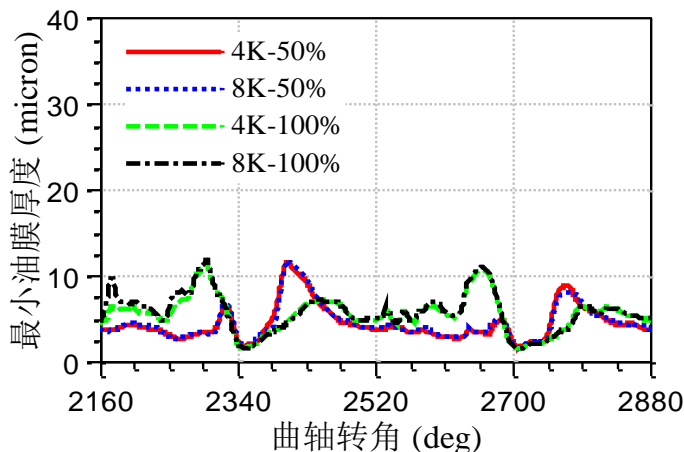
随着平衡率增加，各主轴承最大弯矩增大，第一主轴承、第三主轴承和第五轴承平均弯矩降低，第二主轴承、第四主轴承平均弯矩增大。

相同平衡率下，相比4平衡重方案，8平衡重方案的MB2与MB4的轴承最大弯矩和平均弯矩相对较大。

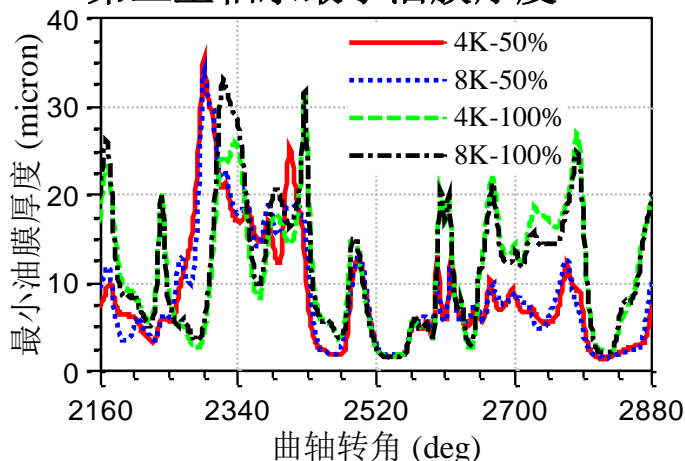


# 4. 结果分析-主轴承润滑特性分析

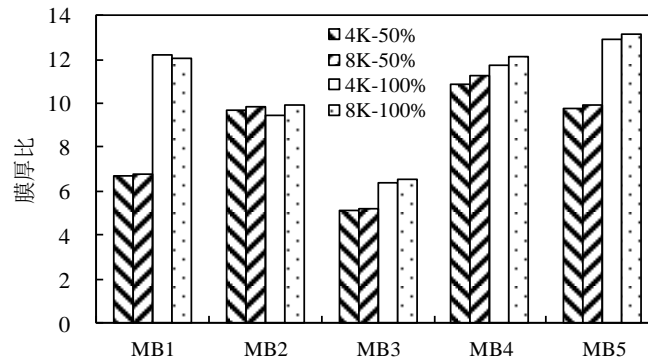
## 4.2.1 最小油膜厚度与膜厚比



第三主轴承最小油膜厚度



第五主轴承最小油膜厚度



第三主轴承膜厚比

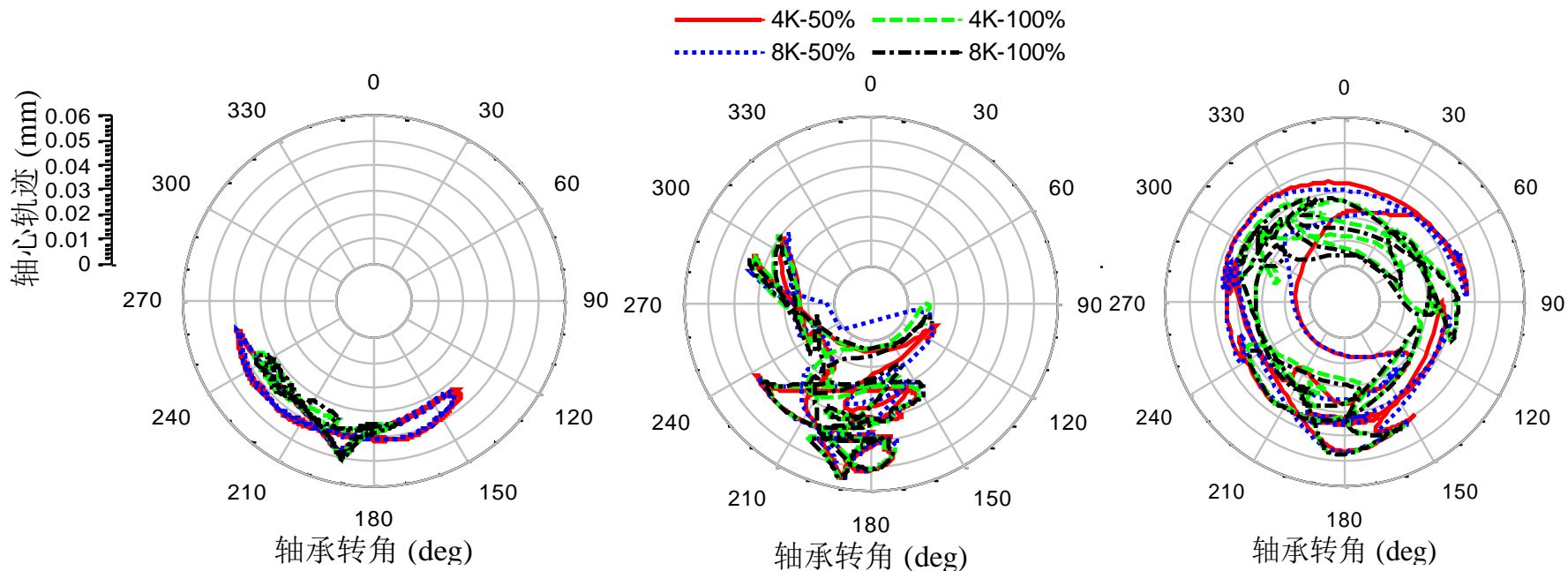
相同平衡率方案的最小油膜厚度变化规律相似，最小油膜厚度极小值出现在方案一的MB3，为1.4 1。

随着平衡率增加，除MB2，各轴承最小油膜厚度平均值增大，各主轴承膜厚比增大，所有轴承膜厚比均在5以上，处于液体润滑状态。



# 4. 结果分析-主轴承润滑特性分析

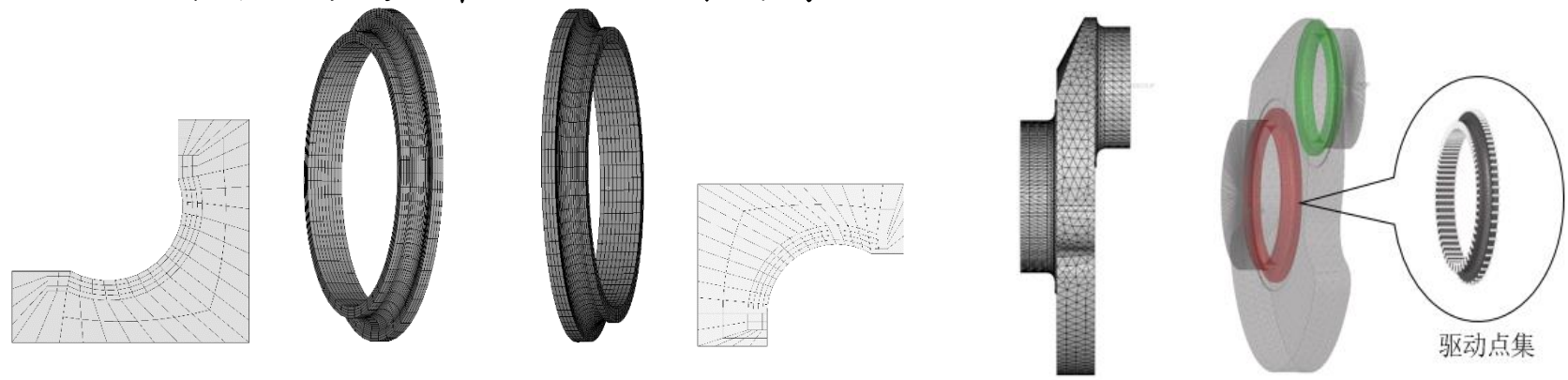
## 4.2.2 轴心轨迹



不同平衡率各主轴承轴心轨迹规律基本一致，其中MB3、MB4轴心轨迹偏向一侧，MB4轴心轨迹出现了离心和向心运动，容易出现空穴现象，MB5轴心轨迹呈现较为稳定的、长短轴相差不大的椭圆。

# 4. 结果分析-曲轴动态应力分析

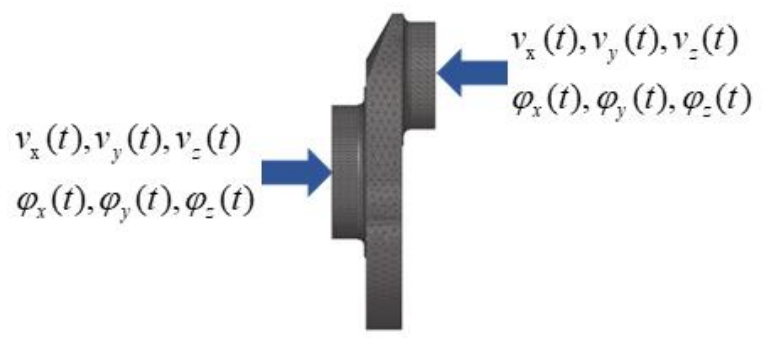
## 4.3.1 曲轴应力分析模型及圆角子模型



a. 主轴颈圆角子模型

b. 曲柄销圆角子模型

半曲拐模型和圆角子模型

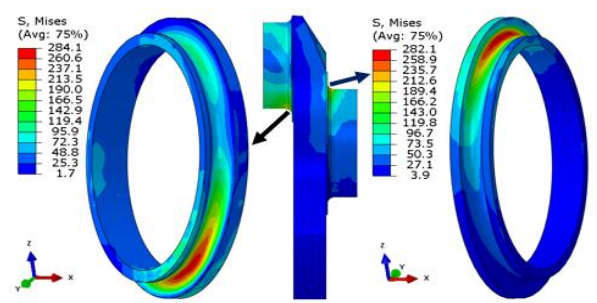


半曲拐动态应力计算模型

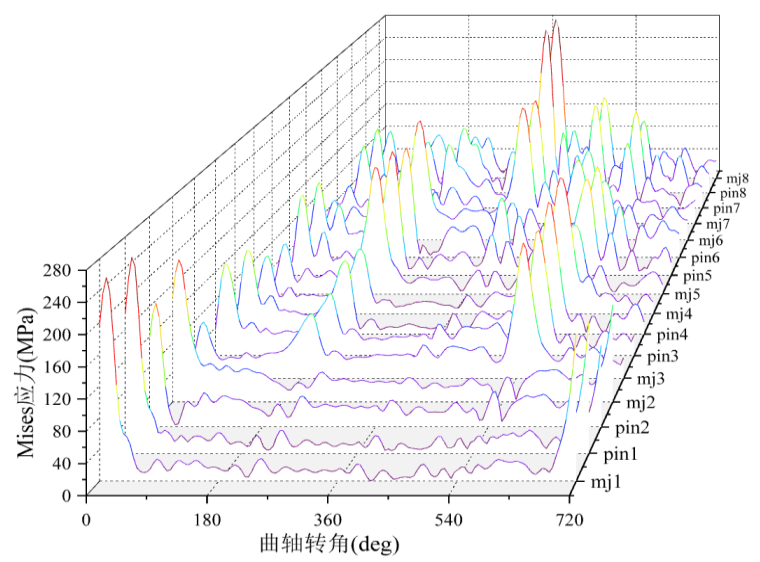
- ✓ 从第一曲柄臂到第八曲柄臂，靠近皮带轮为第一曲柄臂。
- ✓ 主轴颈圆角分别命名为mj1-mj8。
- ✓ 曲柄销圆角分别命名为pin1-pin8。

# 4. 结果分析-曲轴动态应力分析

## 4.3.2 基于动力学的曲轴应力分析



第8半曲拐4K-100%圆角应力云图（曲轴转角375°）



4K-100%方案

不同方案各圆角危险点最大应力值

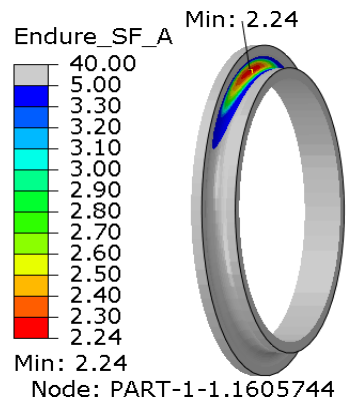
	4K-50%	8K-50%	4K-100%	8K-100%
	/MPa	/MPa	/MPa	/MPa
mj1	240.8	242.5	256.3	250.8
pin1	234.6	234.4	253.8	245.8
pin2	158.3	192.1	164.6	180.3
mj2	186.8	192.1	194.1	204.1
mj3	174.4	181.5	189.2	203.1
pin3	163.2	164.8	179.5	193.3
pin4	180.0	169.5	193.3	189.6
mj4	192.6	187.4	203.7	199.5
mj5	187.0	183.4	194.2	192.3
pin5	175.9	164.2	194.5	185.3
pin6	154.1	159.2	175.8	189.8
mj6	174.6	180.3	195.3	205.5
mj7	179.5	187.5	193.8	206.2
pin7	161.0	173.3	183.4	195.9
pin8	241.7	237.9	284.1	275.8
mj8	252.4	249.5	282.1	277.0

在整个工作循环下不同圆角危险点只在对应气缸压力爆发时出现了一个较为明显的峰值，其余时刻的应力值相对较小，其中 **pin8**和**mj8**危险应力在整个工作历程波动较大。

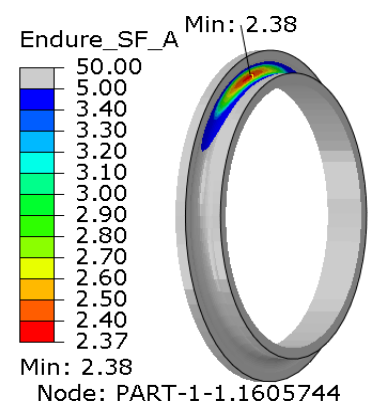
# 4. 结果分析-曲轴疲劳强度分析

## 4.4 不同平衡率曲轴疲劳强度分析

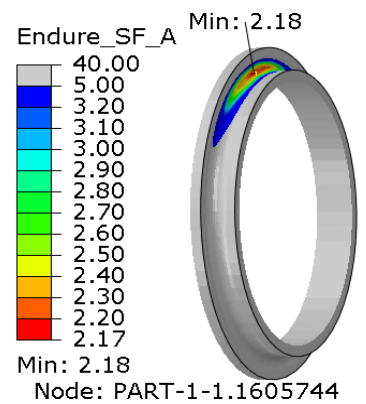
第八曲柄臂主轴颈圆角



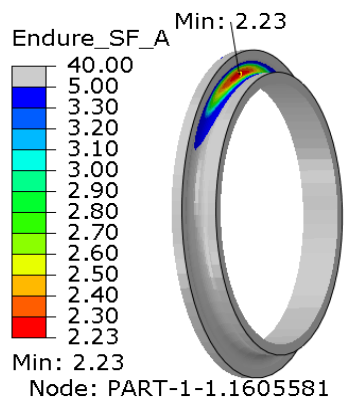
4K-50%方案



8K-50%方案



4K-100%方案



8K-100%方案

❑ 原方案4K-50%最小安全系数为2.24；8K-50%最小安全系数为2.38，增大0.14；4K-100%最小安全系数为2.18，减小0.06；8K-100%最小安全系数为2.23，减小0.01。

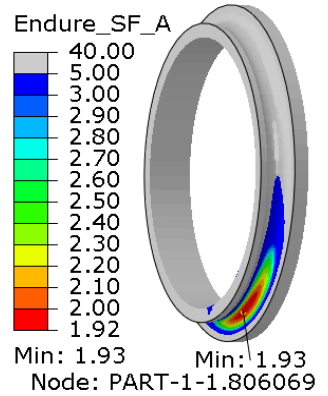
❑ 对于第八曲柄臂圆角，100%平衡率较50%平衡率曲轴圆角安全系数会减小，同时对于相同平衡而言，八平衡重配重方案曲轴的安全系数会更高。



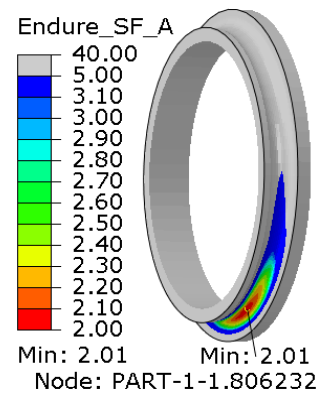
# 4. 结果分析-曲轴疲劳强度分析

## 4.4 不同平衡率曲轴疲劳强度分析

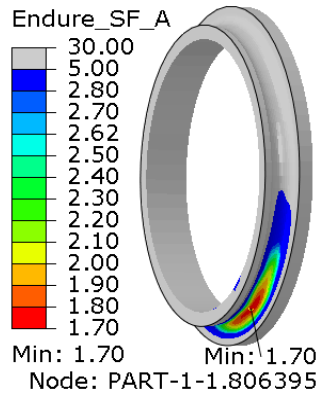
第八曲柄臂曲柄销圆角



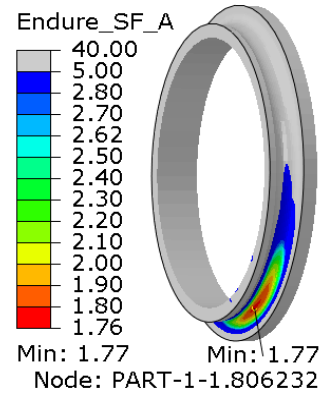
4K-50%方案



8K-50%方案



4K-100%方案

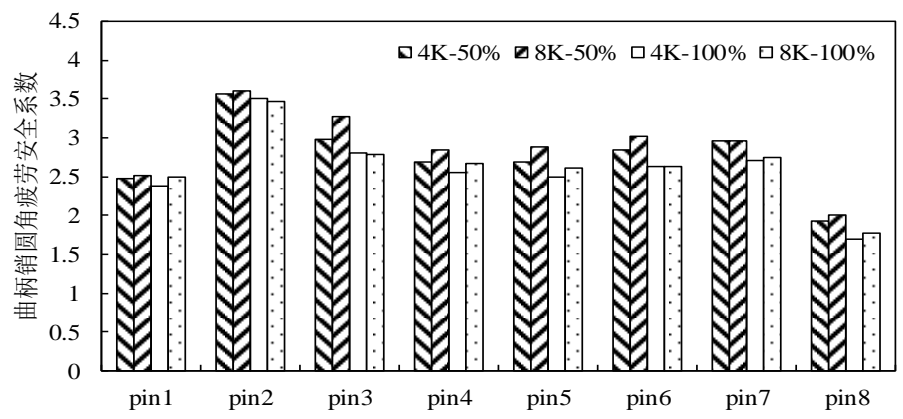


8K-100%方案

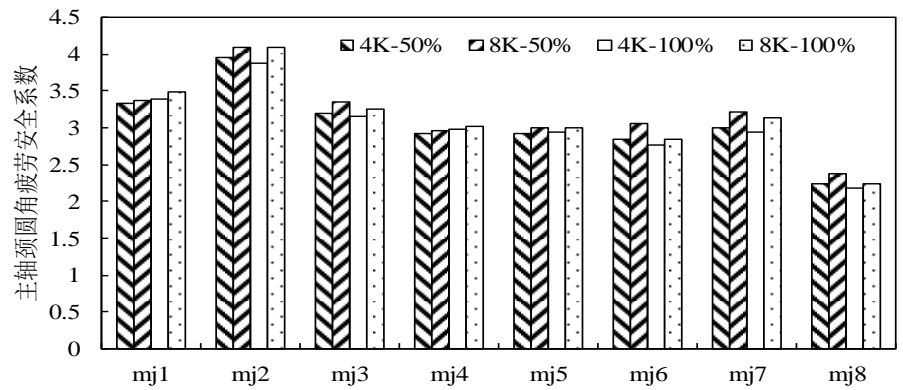
- ❑ 原方案4K-50%最小安全系数为1.93；8K-50%最小安全系数为2.01；4K-100%最小安全系数为1.70，减小0.23；8K-100%最小安全系数为1.77，减小0.16。
- ❑ 最小安全系数为1.7，出现在4平衡重100%平衡率曲柄销圆角处。

# 4. 结果分析-曲轴疲劳强度分析

## 4.4 不同平衡率曲轴圆角疲劳强度



不同平衡率对应的曲轴曲柄销圆角疲劳安全系数



不同平衡率对应的曲轴主轴颈圆角疲劳安全系数

□ 对于曲柄销圆角，100%平衡率下圆角疲劳安全系数较50%平衡率小，相对于8K-50%平衡率方案，8K-100%平衡率方案安全系数平均减小11.9%；对于主轴颈圆角，除了mj1、mj4和mj5外，相对于8K-50%平衡率方案，8k-100%平衡率曲轴圆角安全系数平均减少了2.7%。

□ 相比50%平衡率，在100%平衡率下，除了pin2、pin3和pin6表现不明显，其余圆角疲劳安全系数相对较小。最小安全系数为1.7，出现在4K-100%平衡率方案的曲柄销圆角处。



## 5. 结论

I

- 随着平衡率增加，曲轴质量增加，曲轴内弯矩下降；相同平衡率下，8平衡重比4平衡重方案内弯矩小。

II

- 各主轴承均出现了与最大气缸压力对应的脉冲式峰值，随着平衡率增加，MB3最大轴承力增加，其余主轴承最大轴承力基本不变；随着平衡率增加，平均轴承力减小，其中MB3和MB5减小的趋势明显。相同平衡率下，4平衡重与8平衡重方案的轴承最大受力与轴承平均受力相差不大。

III

- 随着平衡率增加，除MB2以外的主轴承膜厚比增大，最大油膜压力与粗糙接触压力增大。不同平衡率各主轴承轴心轨迹规律基本一致，其中MB3、MB4轴心轨迹偏向一侧，MB4轴心轨迹出现了离心和向心运动，容易出现空穴现象，MB5轴心轨迹呈现较为稳定的、长短轴相差不大的椭圆。

IV

- 随着平衡率增加，曲轴各圆角处最大应力值增大，曲轴圆角疲劳安全系数降低；最大应力值为284.1MPa，最小安全系数为1.7，均出现在4平衡重100%平衡率曲柄销圆角处。





**谢谢!**

**请各位专家批评指正!**