

团 体 标 准

T/CSNAME 133—2025

船用柴油机轴系扭振和调控耦合特性分析方法

Analysis method of the coupling characteristics of shaft system torsional vibration
and speed control of marine diesel engines

2025 - 09 - 05 发布

2025 - 12 - 04 实施

前 言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国造船工程学会船舶标准化专业委员会提出。

本文件由中国造船工程学会归口。

本文件起草单位：哈尔滨工程大学、嘉庚创新实验室、招商局海洋装备研究院有限公司、厦门大学、集美大学。

本文件主要起草人：李玩幽、郭宜斌、张圣超、倪世威、韩霄、张恒诚、赵国锋、史修江、卢熙群，率志君、王东华、李磊、赵滨、马旋、李宏亮、董烈祎、王曦、徐含章。

船用柴油机轴系扭振和调控耦合特性分析方法

1 范围

本文件规定了船用柴油机轴系扭振和调控耦合特性分析的基本原理、分析流程及结果分析方法。

本文件适用于船舶柴油机在设计阶段的轴系扭振和调控耦合特性分析以及运行阶段的耦合振荡故障诊治。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 2820（所有部分） 往复式内燃机驱动的交流发电机组

GB/T 6072（所有部分） 往复式内燃机 性能

CB/Z 214 舰艇柴油机轴系扭转振动计算

《钢质海船入级规范（2025）》，中国船级社

3 术语和定义

GB/T 2820、GB/T 6072、CB/Z 214界定的术语和定义适用于本文件。

3.1

激励 excitation

作用于系统的外力或其他输入。

3.2

阻尼 damping

运动过程中系统能量的耗散作用。

4 符号

表1所列符号适用于本文件。

表1 符号说明

符号	内容	单位	符号	内容	单位
A	系统矩阵, $A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -J^{-1}K & -J^{-1}C \end{bmatrix}_{2n \times 2n}$, 反映系统本身的规律	-	B	系统输入矩阵, $B = \begin{bmatrix} 0 \\ J^{-1} \end{bmatrix}_{2n \times n}$	-
β	螺旋桨扭矩变化系数, 如无特别指明时, 可根据标准《CB/Z 214 舰艇柴油机轴系扭转振动计算》选取	无量纲	C	系统输出矩阵, $C = \begin{bmatrix} I_{n \times n} & 0_{n \times n} \end{bmatrix}$	-
D	系统直接作用矩阵, $D = [0]_{n \times n}$	-	D_0	缸径	m
c_v	简谐系数	N/m^2	f_N	固有频率	Hz
I	惯量	$kg \cdot m^2$	i	惯量号	-
k	轴刚度	$N \cdot m/rad$	M_e	螺旋桨额定转速时的平均扭矩	$N \cdot m$
M_I	往复惯性激励力矩	$N \cdot m$	M_G	气体激励力矩	$N \cdot m$

表1 符号说明 (续)

符号	内容	单位	符号	内容	单位
M_P	螺旋桨激励力矩	N·m	M_O	单缸平均力矩	N·m
m_B	往复运动质量	kg	M_v	v 谐次力矩幅值, $M_v = \frac{\pi D_0^2 R C_v \times 10^6}{4}$	N·m
n_e	额定转速	r/min	n_c	共振转速	r/min
n_{peak}	转速波动峰值	r/min	n_{min}	最低稳定转速	r/min
n_s	飞轮瞬时转速	r/min	$n_{peak-peak}$	轴系瞬时转速波动峰峰值	r/min
P_I	往复惯性切向力	N	R	曲柄半径	m
T	扭转振动附加扭矩	N·m	u	系统输入变量	-
v	简谐次数, 由 $\frac{60f_N}{1.2n_e} \leq v \leq \frac{60f_N}{0.8n_{min}}$ 计算确定。对二冲程柴油机 $v=1, 2, 3, 4, \dots, 12$, 对四冲程柴油机 $v=0.5, 1, 1.5, \dots, 12$ 。	-	W	抗扭截面模量	m ³
ω	激励力圆频率	rad/s	ω_N	固有振动圆频率	rad/s
x	系统状态变量	-	y	系统输出变量	-
$[C]$	阻尼矩阵	m·s/rad	$[I]$	惯量矩阵	kg·m ²
$[K]$	刚度矩阵	N·m/rad	$\{M\}$	激励力矩列向量	N·m
λ	曲柄连杆比	无量纲	τ	扭转振动附加应力	N/m ²
τ_a	扭转振动附加应力幅值	N/m ²	φ	角位移	rad
$\dot{\varphi}$	角速度	rad/s	$\ddot{\varphi}$	角加速度	rad/s ²
ψ_v	v 谐次初相位角	rad	-	-	-

5 分析方法及流程

5.1 分析目的

船用柴油机轴系扭振和调控耦合分析目的包括:

- 明确轴系扭振与调控措施的动态耦合关系;
- 为船舶动力系统优化设计提供理论依据;
- 建立振动抑制与故障预防技术基础。

5.2 分析原理

基于以下方法开展分析:

- 模型构建: 应用振动与控制理论建立机械-控制多场耦合动态模型;
- 调控机理: 分析调速器参数与轴系参数的动态耦合响应特性;
- 协同设计: 实现调控参数与轴系参数的匹配优化设计;
- 验证方法: 按《钢质海船入级规范(2025)》评估调控措施有效性。

6 分析流程

船用柴油机轴系扭振和调控耦合特性分析方法流程, 如图1所示:

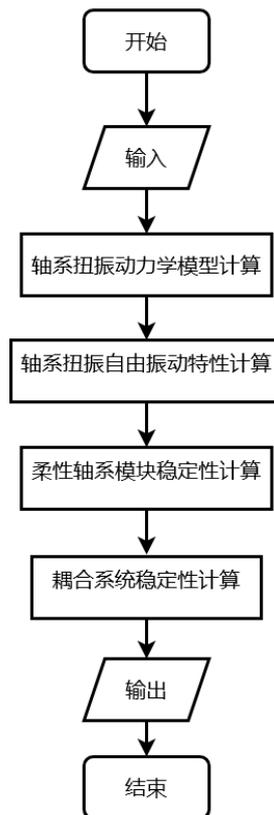


图1 船用柴油机轴系扭振和调控耦合特性分析方法的流程图

具体分析步骤如下：

- 建立柴油机轴系扭振动力学模型（见 7.1）；
- 对建立的模型进行自由扭转振动计算（见 7.2），得到固有频率和共振转速；
- 根据状态空间法，对建立的柔性轴系模型进行稳定性分析（见 7.3）；
- 在对柔性轴系模型进行稳定性分析，判定轴系设计合理的基础上，建立船舶动力装置主机及其控制模块以及船舶主机调速系统控制器模块、执行器模块、激励模块、船舶推进系统柔性轴系模块，组成船舶柴油机轴系扭振-调控耦合模型（见 7.4）；
- 基于已建立的轴系扭振和调控耦合模型，对船用柴油机轴系的稳定性进行分析（见 8），并给出分析结果。

7 耦合特性分析

7.1 轴系扭振动力学模型计算

7.1.1 轴系扭转振动一般方程

对于柴油机传动轴系系统，根据拉格朗日定理，得到其扭转振动的微分方程式如公式（1）所示：

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [C]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\} \dots\dots\dots (1)$$

7.1.2 激励源计算

7.1.2.1 柴油机气体压力产生的激励力矩

气体激励力矩 M_G 如公式(2)所示：

$$M_G = M_0 + \sum M_v \sin(v\omega t + \psi_v) \dots\dots\dots (2)$$

7.1.2.2 往复惯性力产生的激励力矩

柴油机活塞、活塞杆及连杆等部件运动时产生的往复惯性力，在曲柄销处产生切向力 P_I ，以及相应的激励力矩 M_I 。 M_I 展开为三角函数级数后，一般考虑到5次谐次，如公式(3)所示：

$$M_I = m_B R^2 \omega^2 \left[\frac{\lambda \sin \omega t}{4} - \frac{\sin 2\omega t}{2} - \left(\frac{3\lambda}{4} + \frac{9\lambda}{32} \right) \sin 3\omega t - \frac{\lambda^2 \sin 4\omega t}{4} + \frac{5\lambda^3 \sin 5\omega t}{32} \right] \dots\dots\dots (3)$$

7.1.2.3 螺旋桨激励力矩

螺旋桨激励力矩 M_P 如公式(4)所示：

$$M_P = \beta \left(\frac{n_c}{n_e} \right)^2 M_e \dots\dots\dots (4)$$

7.2 轴系自由扭转振动计算

自由扭转振动方程如公式(5)所示：

$$I_i \ddot{\varphi}_i + k_{i-1,i}(\varphi_i - \varphi_{i-1}) + k_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \dots\dots\dots (5)$$

根据公式(5)求出系统固有振动圆频率 ω_N 后，可得到固有频率值 f_N ，式(6)所示：

$$f_N = \frac{\omega_N}{2\pi} \dots\dots\dots (6)$$

每一振型的固有频率下的共振转速 n_c 如公式(7)所示：

$$n_c = \frac{60f_N}{v} \dots\dots\dots (7)$$

7.3 柔性轴系模块稳定性计算

柔性轴系模块基于扭转振动微分方程建立。在建立耦合模型前，应验证柴油机传动系统自身的稳定性，采用现代控制理论中的状态空间法对其稳定性进行分析。

传动轴系系统的状态方程如公式(8)所示：

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

7.4 调控耦合模型计算

7.4.1 柴油机调速系统与轴系的仿真模型

柴油机调速系统及轴系的仿真模型，如图2所示：

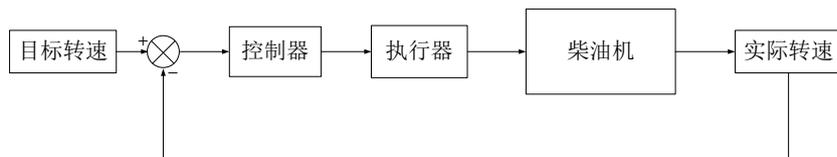


图2 柴油机调速系统及刚性转子仿真模型

在柴油机调速系统建模中，柴油机及轴系应简化为刚性整体惯量模型。各气缸作用力矩 M_G 、 M_I 经叠加后应作为该惯量的激励力矩，负载扭矩如螺旋桨力矩 M_P 应同步作用于该惯量。船用柴油机运行时应采用凸轮轴或曲轴瞬时转速作为调控信号源。柔性轴系的扭角微分即构成轴系瞬时转速，该特性导致转速控制与燃油调节系统持续向轴系扭振系统输入能量，并形成闭环自激振荡系统，如图3所示：



图3 耦合机理示意图

应在调速模型的基础上分析二者间的耦合作用，对柴油机进行细化建模，建立如图4所示的传动轴系扭转振动与调速系统耦合动力学模型，即可基于此模型进行船用柴油机耦合特性分析。

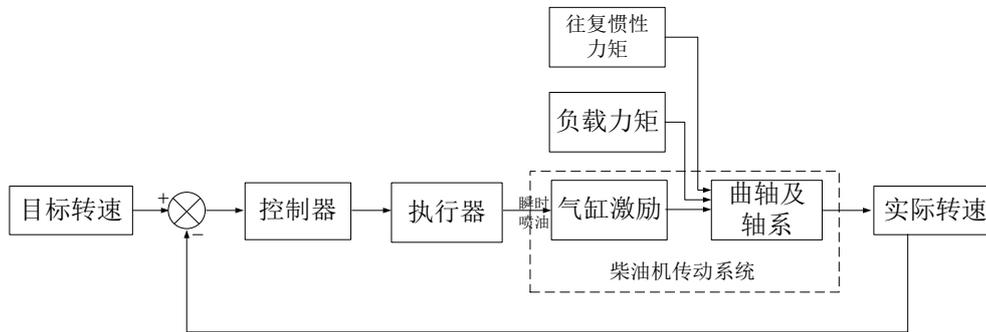


图4 传动系统与调速系统耦合控制模型

7.4.2 柔性轴系模块计算

柔性轴系模块是基于轴系扭转振动微分方程建立的。柔性轴系模块输出飞轮惯量的瞬时转速，作为耦合模型的反馈信号，实现轴系扭振和调速系统的闭环耦合控制。轴系转速与各惯量角位移、角速度和角加速度间的关系如公式(9)~公式(11)所示。

$$\varphi_i = \int \frac{\pi}{30} n_{s_i} dt \dots\dots\dots (9)$$

$$\dot{\varphi}_i = \frac{\pi}{30} n_{s_i} \dots\dots\dots (10)$$

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{\pi}{30} \frac{dn_{s_i}}{dt} \dots\dots\dots (11)$$

柔性轴系模块的输入为修正后的柴油机气缸的气体压力激励力矩、活塞往复惯性激振力矩和螺旋桨负载阻力矩。轴系的集总惯量参数如惯量、轴段刚度、阻尼参数设置为常数。

柔性轴系的输出为各惯量的角加速度、角速度（转速）、角位移和各轴段的附加扭矩。

7.4.3 耦合系统稳定性计算

在完成耦合模型的建立后，即可按照《钢质海船入级规范（2025）》统一要求，计算柴油机传动系统的轴系部件扭振附加扭矩、应力以及调速系统转速波动率等特征值。

任意*i, i + 1*轴段上，在任意时刻的扭转振动附加扭矩*T*按公式(12)计算：

$$T_{i,i+1} = k_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) \dots\dots\dots (12)$$

相应的，在任意时刻的扭转振动附加应力，按公式(13)计算：

$$\tau_{i,i+1} = \frac{T_{i,i+1}}{W_{i,i+1}} \dots\dots\dots (13)$$

扭转振动附加应力的幅值，按公式(14)计算：

$$(\tau_{i,i+1})_a = \frac{(\tau_{i,i+1})_{\max} - (\tau_{i,i+1})_{\min}}{2} \dots\dots\dots (14)$$

任意惯量*i*上，在任意时间段轴系瞬时转速波动的峰峰值 $(n_i)_{peak-peak}$ ，按公式(15)计算：

$$(n_i)_{peak-peak} = (n_i)_{\max} - (n_i)_{\min} \dots\dots\dots (15)$$

对应的转速波动的峰值 $(n_i)_{peak}$ ，按公式(16)计算：

$$(n_i)_{peak} = \pm \frac{(n_i)_{\max} - (n_i)_{\min}}{2} \dots\dots\dots (16)$$

8 结果分析

8.1 轴系自由扭转振动分析

按公式(5)~公式(6)计算轴系固有频率与振型，通过公式(7)确定共振转速。当实测频率与计算值偏差小于±5%时，判定分析结果有效。

8.2 柔性轴系模块稳定性分析

基于状态方程公式(8)构建系统矩阵A（见图5），稳定性判定准则为：

- a) 当 A 的所有特征值实部小于 0 时，系统稳定；
 b) 当 A 的所有特征值实部大于等于 0 时，系统不稳定。

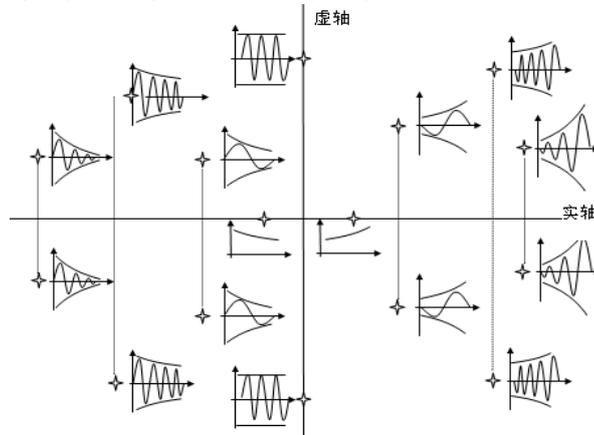


图5 轴系系统的特征值分布与稳定性

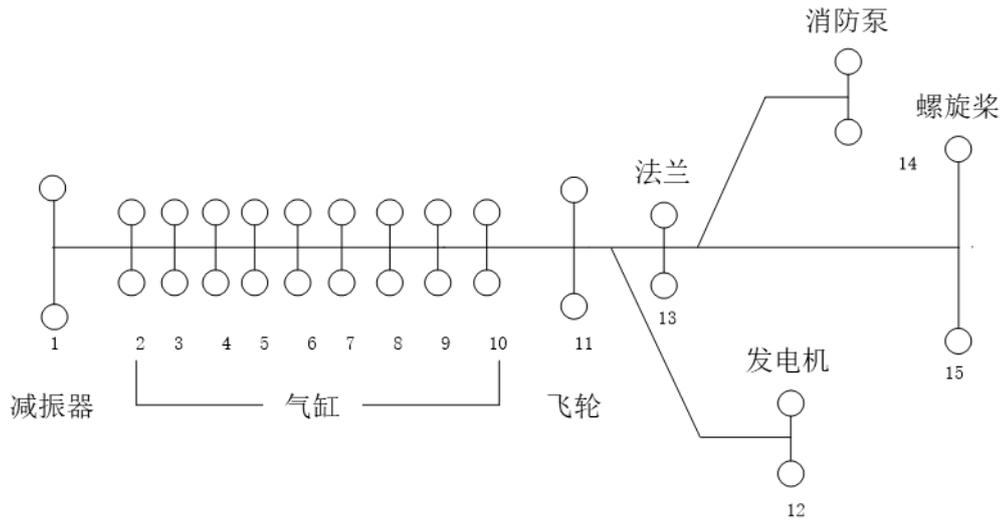
8.3 耦合系统稳定性分析

以《钢质海船入级规范（2025）》的许用值为判定标准，当任一参数超限时，判定耦合系统不稳定，应优化调速参数与轴系设计参数。计算范例见附录A。

附录 A (资料性) 计算范例

A.1 柴油机轴系参数模型

以某型船用柴油机传动系统为例说明具体分析流程和结果，简化后的柴油机轴系集总参数模型，如图A.1所示。



图A.1 柴油机轴系集总参数模型

A.2 轴系自由扭转振动计算分析

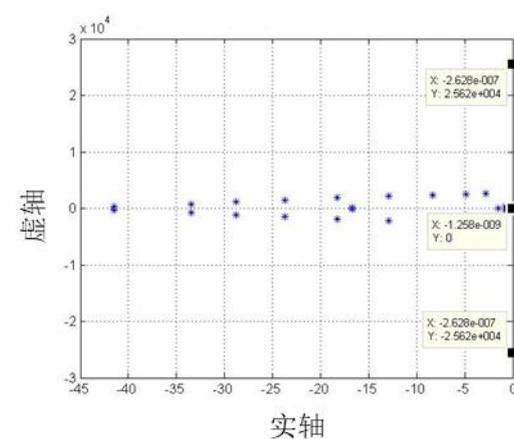
对模型进行轴系扭转振动计算，得出自由扭转振动的固有频率，如表A.1所示。

表A.1 前六阶固有频率

阶次	固有频率/Hz
1	3.479
2	5.515
3	22.559
4	49.722
5	70.622
6	111.928

A.3 柔性轴系稳定性分析

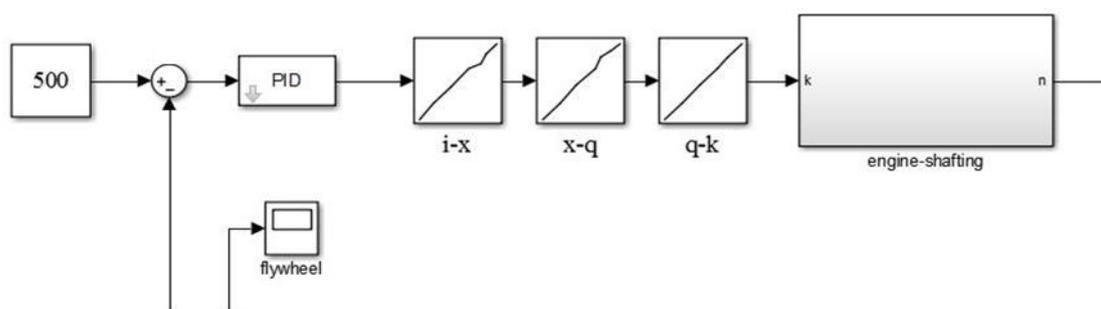
柴油机轴系的系统矩阵 A 的全部特征值分布如图A.2所示。可以看出矩阵 A 的全部特征值实部均为负数，由此说明该柴油机轴系自身是稳定的。



图A.2 柴油机轴系的系统矩阵特征值分布图

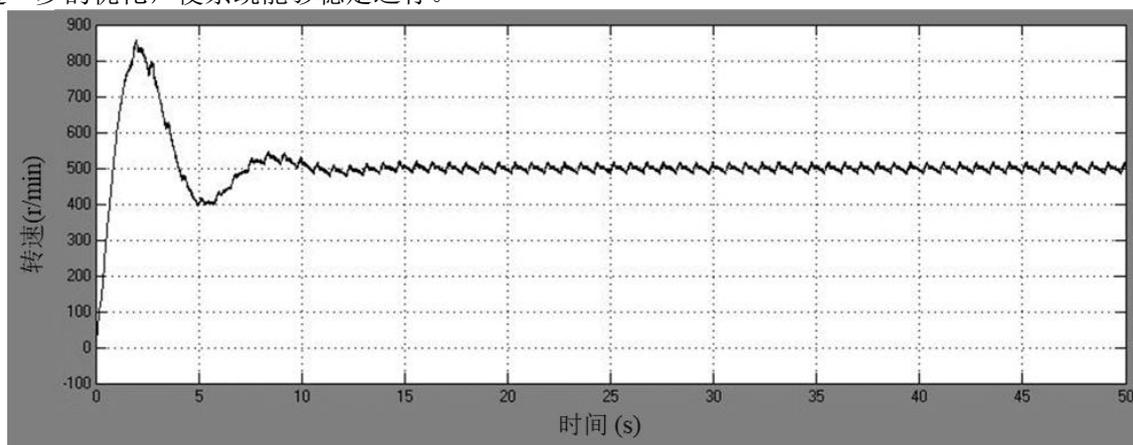
A.4 柔性轴系与调控耦合模型

柔性轴系模型的稳定是建立柔性轴系与调控耦合模型的前提。建立的调控耦合仿真模型，如图A.3所示。

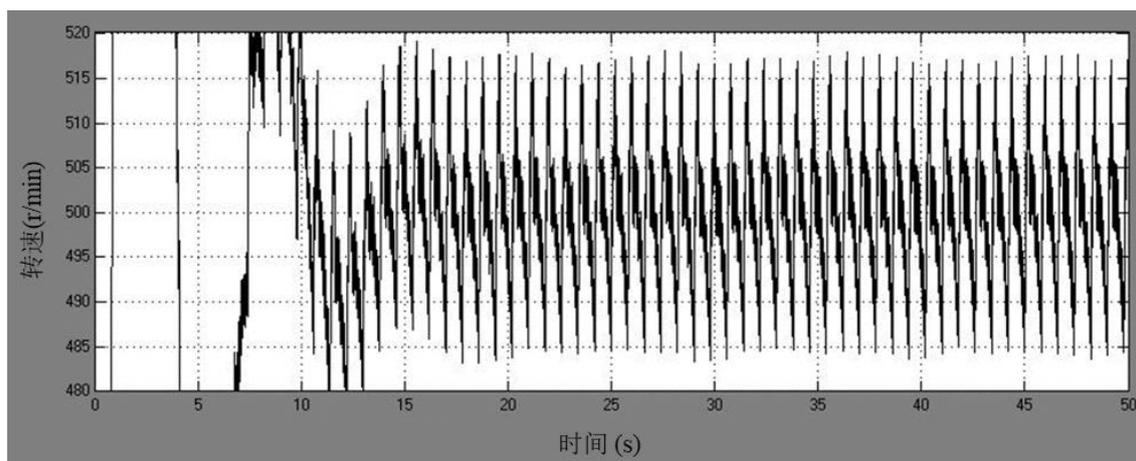


图A.3 调控耦合仿真模型

基于耦合模型，对柴油机转速控制器原始设计值下的耦合特性进行仿真分析，得出飞轮转速曲线如图A.4、A.5所示。从图A.4、A.5中可以看到，飞轮转速逐渐失稳，转速波动增大，到后来平均转速在额定转速500 r/min附近波动的过程中，最终出现了约 ± 17 r/min的等幅值大幅振荡，所以需要对其进行进一步的优化，使系统能够稳定运行。



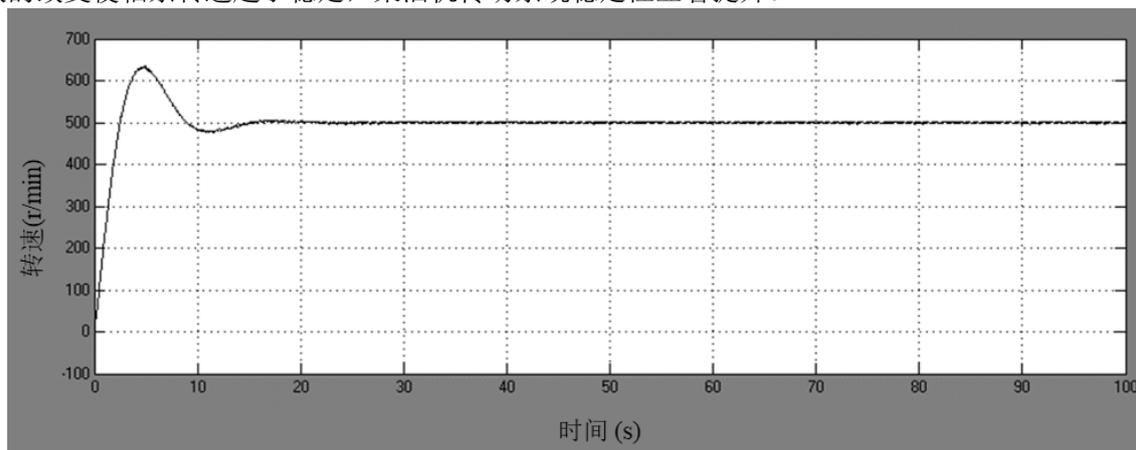
图A.4 飞轮转速图



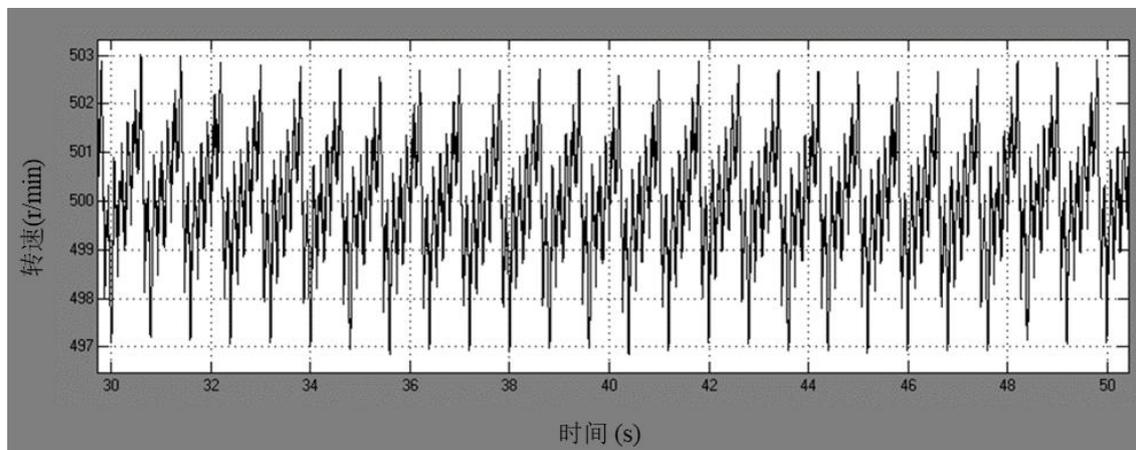
图A.5 飞轮转速局部放大图

A.5 调控耦合模型稳定性分析

经过上述仿真分析，发现该柴油机传动轴系的原始PID参数与整体动力系统不匹配，所以对调速器的PID参数进行调整，使轴系转速逐渐趋于稳定值。优化后，将PID设置为P为原始值35%，I为原始值30%，D不变，此时对柴油机调速系统与轴系扭振耦合振荡仿真模型的仿真结果如图A.6、A.7所示。从图中可以看出，飞轮转速呈收敛状，逐渐收敛稳定到500 r/min，转速波动降低至约 ± 3 r/min，说明PID参数的改变使轴系转速趋于稳定，柴油机传动系统稳定性显著提升。



图A.6 优化后飞轮转速



图A.7 优化后飞轮转速局部放大图

