大规格大功率船舶用发动机传动链条疲劳特性研究

金丽君　于资江　戴龙杰
（青岛征和工业股份有限公司，青岛　266700）

摘要：【目的】船舶发动机二次力矩补偿器专用大规格滚子链传动系统的传动精度与长周期服役可靠性的相关研究匮乏，为提高大功率船舶用发动机传动链条的疲劳特性，建立了精准的疲劳特性仿真方法并研究其疲劳性能，以期为大功率船舶用发动机传动链条的工程化应用提供技术支撑。【方法】基于多体动力学理论，利用RecurDyn软件建立传动链系统多体动力学模型，开展动力学仿真，以获取链条受力、运动轨迹及传动误差规律；采用AnsysWorkbench软件及Miner线性累积损伤理论，建立疲劳仿真模型，预测疲劳寿命并识别失效薄弱环节；搭建疲劳试验平台，开展升降法疲劳试验，对比仿真与试验数据验证模型准确性。【结果】结果表明，链条拉力动力学仿真与理论计算误差约9.52%，疲劳特性仿真与试验数据误差为9.75%，两项误差均不超过10%，且失效模式及失效部位完全一致。所建立的多体动力学模型与疲劳仿真模型具备高准确性与可靠性，可精准实现大规格传动链疲劳特性预测。

关键词：大功率船舶用发动机；传动链；多体动力学仿真；疲劳特性；试验验证
中图分类号：　　**DOI：**10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0　引言

大功率船用柴油机工作时，活塞与连杆往复运动产生的二次往复惯性力矩，易引发主机与船体共振、部件磨损及噪声污染，成为制约柴油机高功率发展的瓶颈[1]。而二次力矩补偿器是抵消该惯性力矩、抑制振动的核心装置，通过曲轴驱动链系统带动对转平衡块以2倍发动机转速反向旋转，利用离心力矩与二次惯性力矩动态抵消，保障柴油机稳定运行。

传动链系统作为补偿器的核心传动部件，其精度与疲劳特性是决定补偿效果和长期可靠性的指标，是保障船舶动力系统稳定运行的关键。其中，链传动系统的动力学特性与疲劳性能，一直是该领域的研究重点，国内外学者已围绕船用链传动的相关性能开展了大量系统性研究[2]。

苏阳等[3]利用Adams创建大型柴油机滚子链传动系统模型，分析了传动链接触时的振动情况，为工程链传动设计提供参考。陈颖等[4]基于奥地利AVL公司的动力学仿真软件平台对大功率船用柴油机传动系统进行分析，得到链条传动的凸轮轴对曲轴扭振特性的影响。Saito等[5]通过有限元方式对不同状态下的传动链条进行分析，得出每个部件的疲劳应力幅度和平均应力。Jones等[6]针对系泊链疲劳寿命，对系泊链和链轮进行有限元疲劳分析，生成的链张力传递函数与实际*S-N*曲线的结果吻合良好，验证了算法准确性，为后续计算提供了理论支撑。

然而，针对船舶发动机二次力矩补偿器专用大规格滚子链传动系统的传动精度与长周期服役可靠性的相关研究较为匮乏，尤其缺乏对该类大节距链条疲劳特性的系统性分析与精准预测方法。为此，本文以船舶发动机二次力矩补偿器用传动链为研究对象，对节距为101.6 mm规格的滚子链系统进行多体动力学仿真、疲劳仿真、试验验证的技术分析，重点解决大规格传动链的疲劳特性预测及仿真模型验证等关键问题，旨在建立精准的疲劳特性仿真方法，为大规格传动链的工程化应用提供支撑。

收稿日期：2026-05-22　　修回日期：2026-08-01
基金项目：国家工业强基项目（RD1517）
作者简介：金丽君，女，1975年生，山东青岛人，青岛征和工业股份有限公司技术中心总工程师，正高级工程师，青岛市拔尖人才；主要研究方向为链传动技术与应用；961429899@qq.com。
引用格式：金丽君，于资江，戴龙杰.大规格大功率船舶用发动机传动链条疲劳特性研究［J］.机械传动，XXXX，XX（XX）：1-7.
Jin Lijun，Yu Zijiang，Dai Longjie.Fatigue characteristic analysis of large-size timing chain［J］.Journal of Mechanical Transmission，XXXX，XX（XX）：1-7.
免费获取

1 船舶用传动系统多体动力学分析

1.1 传动系统结构组成

如图1所示，整套传动链系统由曲轴驱动链轮、补偿器输入链轮、平衡链轮、节距为101.6 mm传动链条、导向板等部件组成。其中，传动链条采用重型精密滚子链，具备优异的抗冲击性、承载能力和疲劳寿命，其设计寿命与主机大修周期保持同步；补偿器输入链轮的齿数设计为曲轴驱动链轮的2倍，精准匹配1∶2的速比要求，可确保传动相位的准确性，避免因相位偏移导致补偿效果下降。

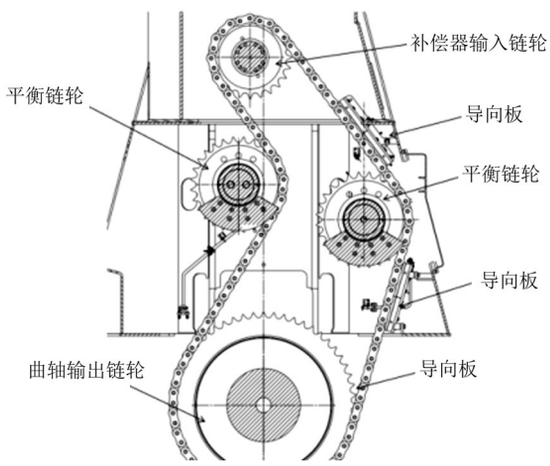


图1 链传动位置图

Fig. 1 Position diagram of the chain drive

1.2 仿真软件与模型建立

选用Recuryn软件作为多体动力学仿真平台，通过软件Chain模块中的Roller功能设定链条与链轮的相关参数，利用Guide功能创建导轨，再通过Assembly功能对所创建的各零件进行环接。利用Assembly功能的环接，可实现链节间旋转副的建立，以及链节与曲轴驱动链轮、补偿器输入链轮、张紧装置和导向板之间接触力的设置；随后，在曲轴驱动链轮、补偿器输入链轮和张紧链轮的中心轴处添加旋转副，在导轨两端添加固定副，最终完成传动链系统多体动力学模型的建立。图2为链传动系统模型示意图。

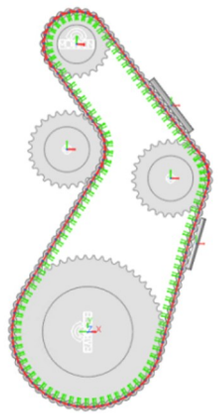


图2 链传动系统模型

Fig. 2 Position diagram of chain drive

在模型建立过程中，链条各部件间的接触力采用RecurDyn软件中基于Hertz接触理论的等效弹簧阻尼模型进行定义。其中，接触刚度系数根据两接触材料的弹性模量和泊松比、由Hertz理论计算确定，阻尼系数由系统阻尼比换算得到，系统刚度系数为1.85×10^{6} N·mm^{-1}，阻尼系数为50 N·s·mm^{-1}，摩擦因数为0.1。

1.3 传动误差分析

链系统传动精度是二次力矩补偿器精准减振的关键，直接决定补偿力矩准确性、整机振动噪声水平及部件寿命。传动误差会引发相位与转速偏移，导致补偿失效甚至加剧振动，该高精度链传动系统满足中国船级社《钢质海船入级规范》中对甲板机械链传动装置的强度与疲劳评估要求，可有效避免交变载荷导致的相关部件疲劳损坏[7]。

本文采用正时链系统的曲轴输出链轮和补偿器输入链轮之间实时转角的误差计算传动链系统的传动误差，由于该链系统曲轴输出链轮齿数为补偿器输入链轮齿数的2倍，所以，转角偏差φ的计算式为

$$\varphi = \frac{\theta_1}{2} - \theta_2 \tag{1}$$

式中，θ_1为曲轴输出链轮转角，(°)；θ_2为补偿器输入链轮转角，(°)。

在常用持续服务功率(7.479 kW)和转速(83.2 r/min)下传动链传动系统的传动偏差如图3所示。在系统平稳运行期间，传动偏差值一直存在且持续波动，随着转速提高，传动偏差逐渐变大，最大差值为1.8°，该偏差值能够满足发动机的传动工作要求。

1.3 链条运行轨迹分析

通过提取某一链节的质心运行轨迹，绘制链条

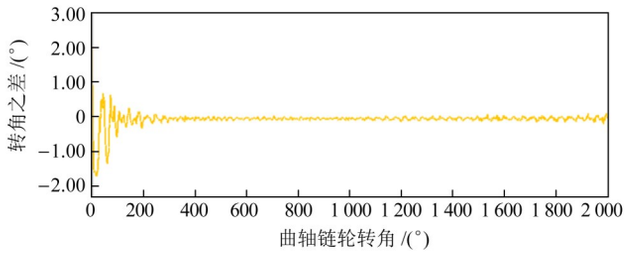


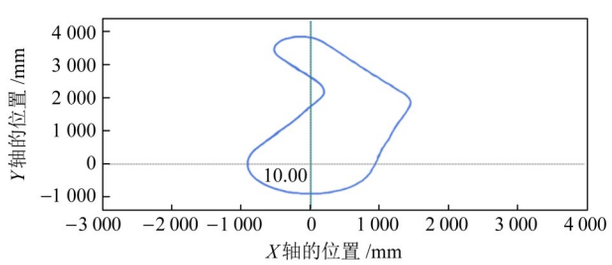
图3 传动偏差

Fig. 3 Transmission deviation

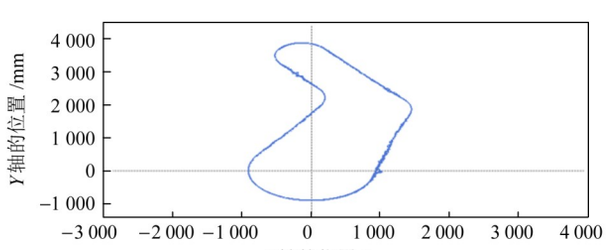
运行轨迹曲线，可以分析链条的运行稳定性[8]。受多边形效应影响，链条在运转过程中会产生横向和纵向波动。图4(a)、图4(b)所示分别为常用持续服务功率转速和最大持续功率转速两种工况下链节的运动轨迹。由图4(a)可见，在常用持续服务功率(7.479 kW)和转速(83.2 r/min)下，链条运行较为平稳，未出现明显振荡；而由图4(b)可见，在最大持续功率(9.932 kW)和转速(91.5 r/min)下，随着转速升高，多边形效应的影响明显增强，链条出现了轻微的局部波动。

1.4 链条张力分析

链条张力是衡量传动链传动系统可靠性与安全性的关键指标，直接影响链条疲劳寿命及整机运行稳定性[9]。通过对传动链在额定及过载工况下的张力进行仿真分析，可准确掌握链条载荷分布与峰值受力情况，验证结构强度是否满足设计要求。



(a) 常用持续服务功率转速



(b) 最大持续功率转速

图4 链节轨迹图

Fig. 4 Link trajectory diagram

传动链张力在不同负载工况下随负荷增大显著上升，最大拉力F_{max}出现在最大持续功率9.932 kW、转速91.5 r/min时，为87.58 kN，如图5所示。

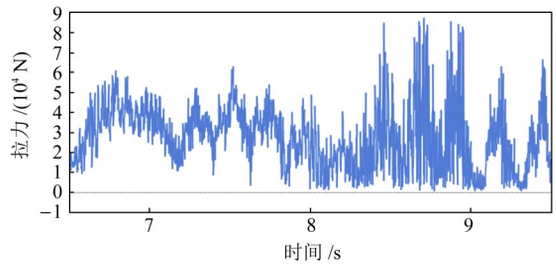


图5 链条张力

Fig. 5 Chain tension

为进一步验证仿真结果的合理性与准确性，基于链条传动力学理论，对相同工况下的链条拉力进行理论计算，并与仿真结果进行对比分析。该发动机补偿器中的链系统用于平衡二次往复惯性力矩，其对转平衡块所产生的离心力矩需与二次惯性力矩动态抵消。链系统传递的转矩T由平衡块离心力矩及速比关系确定，消耗功率P_c由转矩与角速度的乘积计算，即

$$P_c = T\omega \tag{2}$$

式中，T为链系统传递的转矩，kN·m；ω为补偿器输入链轮的角速度，rad/s。在最大持续功率工况下，链条所受拉力F可表示为

$$F = \frac{9\,550P_c}{a \cdot R} = 96.8\ \text{kN} \tag{3}$$

式中，P_c为链系统输出功率，kW；a为转速，r/min；R为曲轴驱动链轮节圆半径，m。

对比理论计算与动力学仿真结果可知，链条拉力仿真值与理论计算值误差约9.52%，验证说明本次建立的多体动力学仿真模型具有较高的合理性。已知链条最小抗拉载荷F_{min}=711.5 kN，安全系数(F_{min}/F_{max})为7.4，处于行业许用范围7~10内，满足设计要求[10]，超负荷下链条静强度满足要求。

动力学仿真结果表明，传动链在运转过程中，各链板会与销轴产生周期性接触与冲击，链板与销轴接触部位会产生循环交变应力。长期交变应力易使链条产生疲劳裂纹，甚至发生疲劳断裂。为准确研究传动链的疲劳寿命，提升其耐久性能，避免在重载工况下出现疲劳失效，需对传动链开展疲劳特性分析，识别易发生疲劳损伤的关键部位。

2 传动链疲劳特性仿真分析

2.1 有限元模型建立

在实际工况中，链系统需要在高频、交变和重载环境下工作，不仅要保证传动精度以满足二次力矩补偿的要求，还需具备足够的疲劳强度，以避免

链板断裂和销轴磨损等失效问题。当链传动实际传递的功率超过额定功率时，必须精确计算链条的使用寿命。美国滚子链与无声链制造商协会(Association of Roller and Silent Chain Manufacturers，ARSCM)指出，此时链条的失效主要由疲劳破坏引起，而非铰链磨损，并且受有限寿命疲劳强度的控制[11-12]。为了准确预测疲劳寿命，需要结合疲劳仿真理论与数值分析方法，模拟超功率工况下链条的受力情况、应力分布及疲劳累积过程。

本文基于材料的疲劳特性，采用Miner线性累积损伤理论进行疲劳仿真[13]。该理论认为，在交变载荷作用下，疲劳损伤是按比例累积的，当累积损伤达到1时便会发生失效。仿真过程中，首先将传递功率、转速等实际工作参数转化为边界条件，结合链条材料的疲劳极限、*S-N*曲线等参数，通过数值迭代得到疲劳寿命的预测结果。

选用Ansys Workbench仿真软件，建立传动链有限元模型，简化链板、销轴几何模型，去除非关键细节及滚子并赋予材料，如表1所示；设计上下夹具，上夹具固定，下夹具施加恒幅交变载荷，频率为10 Hz，模拟实际周期性受力。

对模型进行网格划分，采用四面体单元，在销轴与外链板连接部位、套筒与销轴接触部位等应力集中区域进行网格加密，以提高应力分析的精度。

2.2 瞬态分析

采用Ansys Workbench的静力学分析模块，求解传动链各部件的应力分布，重点分析外链板和内链板的应力分布情况，获取最大应力值及应力分布规律，对应的有限元模型如图6所示，链板应力云图如图7所示。

表1 链条材料

Tab. 1 Chain materials

构件	材料
链板	42CrMo
套筒	20CrMo
滚子	40CrNiMo
销轴	20CrNiMo

由图7可知，外链板最大应力集中于链板与销轴的连接处，经计算，该部位最大应力值为293 MPa，此区域为外链板应力分布的薄弱环节。内链板最大应力出现在链板腰部位置，最大应力值为364 MPa，相较于内链板最大应力，外链板应力水平更低。传动链

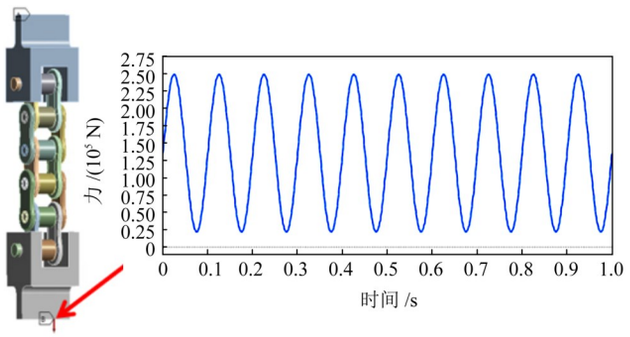
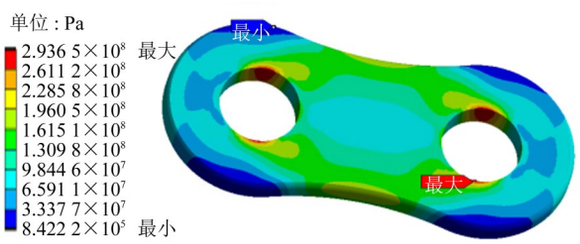


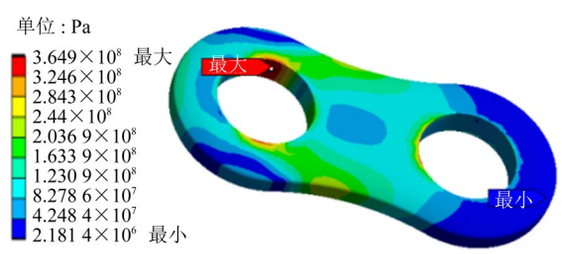
图6 有限元模型

Fig. 6 Finite element model

各部件的最大应力均处于对应材料的许用应力范围内，表明所设计的传动链结构具备良好的承载能力，能够承受超功率工况下的交变载荷作用，为其长期稳定工作提供了静强度保障，同时具备优异的抗疲劳潜力。



（a）外链板



（b）内链板

图7 链板应力云图

Fig. 7 Stress contour plots of the chain plate

3 传动链疲劳试验及数据对比分析

3.1 疲劳试验平台搭建与试验方案设计

为验证疲劳仿真模型的准确性及所设计传动链的疲劳性能，搭建图8所示传动链疲劳试验平台，模拟船舶发动机实际服役工况，开展疲劳加载试验，并与仿真数据进行对比分析。

本次疲劳试验所用链条为青岛征和工业股份有限公司研制的大规格滚子链产品，采用阶梯法开展链条疲劳强度测试，试验共准备12个链条试样，每个试样安装至疲劳试验台时需保留至少3个自由单节，确保链条承受轴向拉伸载荷，且在最小载荷状态下不发生松弛。



图8 疲劳试验平台

Fig. 8 Fatigue test platform

依据GB/T 20736—2025传动用精密滚子链和板式链疲劳试验方法[14]，并根据国际船级社德国曼恩（Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg, MAN）集团的技术规范，选取12个试样进行阶梯法疲劳强度测试。抗拉载荷F_u=711.5 kN，设定疲劳试验参数F_{min}、F_{max}，载荷步长d设为11 kN，其中，

$$F_{min}=3.15\%F_u \tag{4}$$

$$F_{max}=\frac{F_uF_d+F_{min}\left(F_u-F_d\right)}{F_u} \tag{5}$$

3.2 疲劳试验结果分析

试验结果如图9所示。定义N为n_i；A为$i\times n_i$；B为$i^2\times n_i$。依据Dixon-mood原理[15-16]，采用小子样疲劳寿命方法求平均疲劳强度S_m。已知初始疲劳强度S_0=114 kN，通过次数A为11，失效次数n为1。

链条阶梯疲劳试验	船舶发动机链条											变量			
S/kN	测试顺序												N	A	B
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	i	n_i	$i\times n_i$	$i^2\times n_i$
257																
246																
235												×	11	1	11	121
224											o		10	0	0	0
213										o			9	0	0	0
202									o				8	0	0	0
191								o					7	0	0	0
180							o						6	0	0	0
169						o							5	0	0	0
158					o								4	0	0	0
147				o									3	0	0	0
136			o										2	0	0	0
125		o											1	0	0	0
114	o												0	0	0	0
失败（×）					1		通过（o）					11	Σ	1	11	121

图9 升降法试验数据

Fig. 9 Up-and-down test data

可得

$$S_m=S_0+d\left(\frac{A_{DM}}{\sum_{i=0}^{11}N}\pm\frac{1}{2}\right)=229.5\ \text{kN} \tag{6}$$

式中，S_m为平均疲劳强度；变量的下标DM代表基于Dixon-Mood原理计算得到的值。

当$\frac{B_{BM}\sum_{i=0}^{11}n_{DM,i}-A_{DM}^2}{\left(\sum_{i=0}^{11}n_{DM,i}\right)^2}<0.3$时，疲劳强度的标准差$\sigma_s$满足以下计算式

$$\sigma_s=0.53d=5.8 \tag{7}$$

设计疲劳强度S_d的计算式为$S_d=S_m-2\sigma_s$，则有

$$S_d=S_m-2\times\sigma_s=217.9\ \text{kN} \tag{8}$$

3.3 仿真与试验数据对比分析

为验证疲劳仿真模型的准确性，将疲劳仿真结果与试验数据与断裂位置进行对比分析。所有零件中，外链板的最大应力最小，为293 MPa，结合链板受力中间部位面积817 mm^2，得到受力为239.15 kN，与疲劳试验参数进行小子样疲劳算法的结果相差9.75%。为进一步直观验证仿真模型的准确性，将疲劳试验后零件断裂照片与仿真预测断裂位置进行了对比，如图10所示。

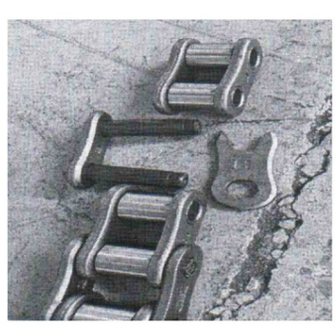


图10 传动链疲劳断裂对比

Fig. 10 Comparison of fatigue fracture of the transmission chain

图10为疲劳试验后的链板断裂实物照片，可观察到裂纹起始位置及断裂形态。对比图10的断裂起始位置与图7(a)中仿真预测的应力集中区域，二者在空间位置上完全吻合，断裂路径与仿真预测的应力分布方向一致。

对比分析结果表明，疲劳仿真结果与试验数据误差控制在10%以内，且仿真预测的失效部位与试验结果完全一致。说明建立的多体动力学模型和疲劳仿真模型具有较高的准确性和可靠性，能够精准预测船舶用传动链的疲劳特性，为后续传动链的设

计优化提供精准的数值仿真工具。

仿真与试验数据存在误差的主要原因有：① 仿真模型中简化了部分非关键细节，如链板腰部凹面标识，影响疲劳寿命。② 仿真过程中假设载荷均匀分布，而实际试验中载荷存在微小波动。③ 仿真中摩擦因数、接触刚度等参数为理论取值，与实际试验工况存在微小差异。后续可通过优化仿真模型，考虑材料微观缺陷和载荷波动，进一步提高仿真精度。

4 结论与展望

大规格（节距≥100 mm）滚子链传动系统因载荷大、结构复杂，其疲劳特性的系统性仿真与试验研究在公开文献中仍属薄弱环节，为此，本文以船舶发动机二次力矩补偿器用101.6 mm节距传动链为研究对象，构建了“多体动力学仿真→疲劳仿真→试验验证”三位一体的疲劳特性分析方法。该方法的学术价值在于建立了面向大规格滚子链的通用疲劳分析技术路线，为同类船舶动力系统及重型机械链传动的抗疲劳设计提供了可复用的数值仿真工具。

1）基于RecurDyn软件建立的船舶发动机传动链系统多体动力学模型可准确模拟链条运动规律与受力特性。在110%过载工况下，链条最大拉力仿真值为87.58 kN，与理论计算值误差约9.52%，且能清晰反映传动偏差随转速的变化规律及不同工况下链条运行轨迹的波动特征，验证了模型在动力学分析中的合理性与准确性。

2）借助Ansys Workbench平台，结合Miner线性累积损伤理论建立的传动链疲劳仿真模型可精准识别疲劳失效薄弱环节。结果表明，内链板腰部位置为应力集中区域，最大应力为364 MPa，外链板受力相对平缓处最大应力为292 MPa，各部件应力均在材料许用范围内，具备良好的静强度与抗疲劳潜力。

3）搭建疲劳试验平台，开展了升降法疲劳试验。通过小子样疲劳强度方法计算得出的链条平均疲劳强度与疲劳仿真结果误差仅9.75%，且仿真预测的失效模式、失效部位与试验结果完全一致。两项核心误差均≤10%，充分证明所建立的多体动力学模型与疲劳仿真模型具备高准确性与可靠性，可实现大规格传动链疲劳特性的精准预测。

公司研制的船舶链系统经过2 000 h的海试试验，得到国际船级社MAN的认可和好评，产品已达国际先进水平，成为MAN的全球优秀供应商。

本文的研究工作为船舶用传动链的设计与疲劳特性分析提供了有效的技术方法，所建立的仿真方法具有较强的通用性，可推广至其他船舶动力系统链传动，如主机正时链、凸轮轴驱动链、锚链升降系统及矿山机械、石油钻井等重型装备领域的链传动疲劳评估，为复杂工况下的链条抗疲劳设计提供科学依据。后续将基于现有疲劳特性分析结果，探索链板结构优化、材料改性等技术路径，同时进一步提升其长寿命服役能力，满足船舶发动机长期稳定运行的需求。

参 考 文 献

[1] 黄泽好，罗福平，邢志斌，等. 发动机活塞敲击下的整机动力学响应分析及优化[J]. 噪声与振动控制，2024，44(6)：224-229.
Huang Zehao，Luo Fuping，Xing Zhibin，et al. Analysis and optimization of engine dynamic response under piston slap[J]. Noise and Vibration Control，2024，44(6)：224-229.

[2] 李存志，付振明，王琛，等. 刚性链链轮齿形结构创新设计研究[J]. 制造技术与机床，2025(6)：136-142.
Li Cunzhi，Fu Zhenming，Wang Chen，et al. Research on innovative design of rigid chain sprocket tooth profile structure[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool，2025(6)：136-142.

[3] 苏阳，周瑞平，王正兴，等. 大型柴油机滚子链传动系统建模方法及动力学特性研究[J]. 内燃机，2017，33(1)：1-5.
Su Yang，Zhou Ruiping，Wang Zhengxing，et al. Modeling method and dynamics simulation analysis about roller chain drive system of large diesel engine[J]. Internal Combustion Engines，2017，33(1)：1-5.

[4] 陈颖，伍勇，柳玉聪，等. 大功率船用柴油机凸轮轴和齿轮系对曲轴扭振特性的影响研究[J]. 内燃机，2025，41(6)：47-53.
Chen Ying，Wu Yong，Liu Yucong，et al. Investigation into the effects of the camshaft and gear train on the torsional vibration of the crankshaft in a high-power marine diesel engine[J]. Internal Combustion Engines，2025，41(6)：47-53.

[5] Saito R，Noda N A，Sano Y，et al. Fatigue strength analysis and fatigue damage evaluation of roller chain [J]. Metals，2018，8(10)：847.

[6] Jones J，Childs I. Implementation of a thorough treatment of chain out-of-plane（OPB）bending fatigue with chainwheel interaction [C]//Proceedings of the 2022 ASME 41st International Conference on Ocean，Offshore and Arctic Engineering，Hamburg：ASME，2022：V002T02A053.

[7] Witaszek K，Stanik Z. Evaluation of timing chain quality and its effect on timing system operation[J]. Transport Problems，2024，19(4)：95-108.

[8] 刘美淇. 叉车用高强度板式链疲劳特性研究[D]. 长春：吉林大学，2025：35-36.
Liu Meiqi. Study on fatigue characteristics of high strength plate

chain for forklift truck[D]. Changchun: Jilin University, 2025: 35-36.

[9] 朱正中,邢方方. 刮板输送机链条张力监测理论及方法研究[J]. 煤矿开采,2015(1):48-50.
Zhu Zhengzhong, Xing Fangfang. Chain tension monitoring theory and method of scraper conveyer[J]. Coal Mining Technology, 2015(1):48-50.

[10] 孟繁忠. 链传动技术手册[M]. 北京:机械工业出版社,2016:896.
Meng Fanzhong. Technology handbook of chain transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 2016:896.

[11] 廖鼎,朱顺鹏,牛晓鹏,等. 机械结构概率疲劳研究:现状及展望[J]. 机械工程学报,2025,61(8):47-74.
Liao Ding, Zhu Shunpeng, Niu Xiaopeng, et al. Probabilistic fatigue research of mechanical structures: state-of-the-art and future trends[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(8): 47-74.

[12] 轩福贞,朱明亮,王国彪. 结构疲劳百年研究的回顾与展望[J]. 机械工程学报,2021,57(6):26-51.
Xuan Fuzhen, Zhu Mingliang, Wang Guobiao. Retrospect and prospect on century-long research of structural fatigue[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(6): 26-51.

[13] 刘伟,孙丹,赵欢,等. 基于Miner线性累积损伤理论的刷式密封疲劳寿命数值研究[J]. 润滑与密封,2023,48(8):48-55.
Liu Wei, Sun Dan, Zhao Huan, et al. Numerical study on fatigue life of brush seal based on Miner's linear cumulative damage theory[J]. Lubrication Engineering, 2023, 48(8): 48-55.

[14] GB/T 20736—2025 传动用精密滚子链和板式链疲劳试验方法[S].
GB/T 20736—2025. Fatigue test method for transmission precision roller chains and leaf chains[S].

[15] 李扬,刘怀举,魏沛堂,等. 基于Monte-Carlo模拟的小样本下齿轮疲劳极限计算方法及软件开发[J]. 中国机械工程,2023,34(2):185-192.
Li Yang, Liu Huaiju, Wei Peitang, et al. Calculation method and software development of gear fatigue strength under small samples based on Monte-Carlo simulation[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(2): 185-192.

[16] 刘潇然,孙秦,梁珂. 工程P-S-N曲线的小子样预测方法研究[J]. 西北工业大学学报,2018,36(5):831-838.
Liu Xiaoran, Sun Qin, Liang Ke. A small sample prediction method for engineering P-S-N curve[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2018, 36(5): 831-838.

Fatigue characteristic analysis of large-size timing chain

Jin Lijun　Yu Zijiang　Dai Longjie

(Qingdao Choho Industrial Co., Ltd., Qingdao 266700, China)

Abstract: [Objective] Studies on the transmission accuracy and long-term service reliability of the large-pitch roller chain transmission system dedicated to the secondary moment compensator of marine engines were scarce. To improve the fatigue characteristics of the transmission chain for high-power marine engines, an accurate simulation method for fatigue characteristics was established, and the fatigue performance of the chain was investigated, so as to provide technical support for the engineering application of such transmission chains in high-power marine engines. [Methods] Based on multibody dynamics theory, a multibody dynamics model of the drive chain system is established using RecurDyn software, and dynamic simulations are conducted to obtain the force, motion trajectory, and transmission error patterns of the chain. Additionally, a fatigue simulation model is created using Ansys Workbench software in conjunction with Miner's linear cumulative damage theory to predict fatigue life and identify weak points of failure. A fatigue testing platform is also constructed to perform fatigue tests using the rising and lowering method, comparing simulation and experimental data to verify the accuracy of the model. [Results] The results indicate that the error between the dynamic simulation of chain tension and theoretical calculations is approximately 9.52%, while the error between fatigue characteristic simulations and experimental data is 9.75%, with both errors being≤10%, and the failure modes and locations are completely consistent. The established multibody dynamics model and fatigue simulation model demonstrate high accuracy and reliability, enabling precise prediction of the fatigue characteristics of large-scale drive chains.

Key words: High-power marine engine; Drive chain; multibody dynamics simulation; fatigue characteristics; experimental verification

(编辑：刘欢欢)