BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO TRƯỜNG ĐẠI HỌC NHA TRANG

LƯU MINH HẢI

NGHIÊN CỨU GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THỦY

LUẬN ÁN TIẾN SĨ

KHÁNH HÒA - 2021

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO TRƯỜNG ĐẠI HỌC NHA TRANG

LƯU MINH HẢI

NGHIÊN CỨU GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THỦY

Chuyên ngành đào tạo: Kỹ thuật Cơ khí động lực Mã số: 9 52 01 16

LUẬN ÁN TIẾN SĨ

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC: 1. PGS.TSKH. Đỗ Đức Lưu 2. TS. Phùng Minh Lộc

Phản biện 1: GS. TS. Chu Văn Đạt Phản biện 2: GS. TS. Lê Anh Tuấn Phản biện 3: PGS. TS. Lê Hữu Sơn

KHÁNH HÒA - 2021

LỜI CAM ĐOAN

Tôi là LƯU MINH HẢI, tác giả luận án tiến sĩ "*Nghiên cứu giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ*". Tôi xin cam đoan bằng danh dự của mình, công trình khoa học này là do bản thân tôi thực hiện, không sao chép một cách bất hợp pháp bất kỳ nội dung nào từ các kết quả nghiên cứu của tác giả khác.

Kết quả nghiên cứu, nguồn số liệu trích dẫn, tài liệu được dùng cho đề tài luận án này là trung thực, chính xác.

Khánh Hoà, ngày tháng 10 năm 2021 Tác giả

Lưu Minh Hải

LỜI CẢM ƠN

Trong quá trình nghiên cứu và viết luận án tiến sĩ này, tác giả đã nhận được sự giúp đỡ, tạo nhiều điều kiện thuận lợi từ các cơ sở đào tạo và Quân chủng Hải quân. Tác giả xin chân thành cảm ơn Trường Đại học Nha Trang (Ban Giám hiệu, Khoa Kỹ thuật giao thông, Khoa Sau đại học, Bộ môn Động lực); Trường Đại học Hàng hải Việt Nam (Viện Nghiên cứu KH & CN Hàng hải, Ban chủ nhiệm Đề tài cấp quốc gia mã số: ĐTĐL.CN 14/15); Quân chủng Hải quân (Khoa Cơ điện-Học viện Hải quân, Lữ đoàn 162, Phòng Kỹ thuật Vùng 4 Hải quân).

Trong suốt quá trình nghiên cứu hoàn thành luận án, tác giả đã được các Thầy: PGS TSKH Đỗ Đức Lưu và TS Phùng Minh Lộc hướng dẫn tận tình. Nghiên cứu sinh xin thể hiện sự biết ơn sâu sắc và lòng kính trọng tới hai Thầy.

Tác giả chân thành cảm ơn sự động viên, ủng hộ, chia sẻ từ người thân và gia đình, các đồng chí, đồng đội và đồng nghiệp.

Nội dung của bản luận án này đã hoàn thành, tuy nhiên sẽ còn những thiếu sót do kinh nghiệm, kiến thức, cũng như thời gian của nghiên cứu sinh còn hạn chế. Nghiên cứu sinh xin cảm ơn sự đóng góp của Quý thầy, cô, các nhà khoa học và đồng nghiệp để bản luận án này được hoàn chỉnh hơn.

> Tác giả luận án NCS. Lưu Minh Hải

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOANi
LỜI CẢM ƠNii
MỤC LỤC iii
DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ CÁC CHŨ VIẾT TẮTvi
DANH MỤC CÁC BẢNG viii
DANH MỤC CÁC HÌNHix
MỞ ĐẦU1
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN
KHÍ TÀU THUỶ ϵ
1.1. Tổng quan về giám sát dao động6
1.1.1. Thuật ngữ và khái niệm cơ bản6
1.1.2. Các công trình khoa học trong nước và quốc tế liên quan đề tài luận án9
1.2. Giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ13
1.2.1. Nguyên nhân gây ra dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ13
1.2.2. Quy định về GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ của các cơ quan chức năng14
1.2.3. Giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ tại Việt Nam14
1.3. Xây dựng bài toán cho nghiên cứu15
1.4. Kết luận chương 117
CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA
BIN KHÍ TÀU THUỶ18
2.1. Mô hình động lực học dao động của động cơ tua bin khí tàu thuỷ
2.1.1. Mô hình động học của ĐCTBK tàu thuỷ18
2.1.2. Dạng dao động cơ bản của động cơ tua bin khí tàu thuỷ
2.2. Mô hình dao động của động cơ tua bin khí tàu thuỷ
2.2.1. Mô hình dao động ngang20
2.2.2. Mô hình DĐD của ĐCTBK tàu thuỷ25
2.2.3. Mô hình dao động xoắn trên hệ trục ĐCTBK tàu thuỷ
2.2.4. Mô hình dao động bệ máy của động cơ tua bin khí tàu thuỷ

23. Cơ sở đo và biến đổi tín biệu dạo động	29
2.3.1 Tín hiệu đạo đông của máy	.29
2.3.1. Thi một dào động của máy	.27
2.3.2. Do và hưu trừ các tín mộu dào động	.31
2.3.5. Nột số văn đề chuyển vị gia tốc và vận tốc đạo động	.52
2.3.4. Quản hệ giữa chuyển vị, gia tốc và vận tốc đảo động	.55
2.4. Có số giam sai đảo động tiên động có từa ôm khi tàu thuỷ \dots	.) I
2.4.1. Co so ly muyer ve GSDD tren DCTBK tau muy	.37
2.4.2. Co so phap quy (tieu chuan) cho GSDĐ của ĐCTBK tau thuy	.40
2.4.3. Cơ sở công nghệ và truyện tín cho giảm sắt đảo động trên ĐCTBK tâu thuy	.46
2.4.4. Mô hình toán các đặc tính giới hạn dao động cho ĐCTBK tàu thuỷ	.50
2.4.5. Mô hình thuật toán mô phỏng GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ	.53
2.4.6. Mô hình hóa dao động và CBĐ rô to ĐCTBK tàu thuỷ đặt nằm ngang t	rên
MCBĐ	.53
2.5. Đánh giá độ tin cậy của dữ liệu đo (mô phỏng) và xây dựng mô hình hồi quy	.56
2.5.1. Đánh giá độ tin cậy của tín hiệu	.56
2.5.2. Tổng hợp mô hình hồi quy và đánh giá độ tin cậy của mô hình	.57
2.5.3. Mô hình hồi quy đa biến đánh giá kết quả của mô phỏng cân bằng động	.59
2.6. Kết luận chương 2	.60
Chương 3. MÔ PHỎNG GIÁM SÁT DAO ĐỘNG NGANG TRÊN ĐỘNG CƠ T	UA
BIN KHÍ TÀU THUỶ DR76	.62
3.1. Mô phỏng dao động của ĐCTBK tàu thuỷ	.62
3.1.1. Thông số kỹ thuật ĐCTBK tàu thuỷ	.62
3.1.2. Thuật toán chung mô phỏng dao động các phần tử chính của động cơ tua bin	khí
tàu thuỷ	.64
3.1.3. Mô phỏng dao động ngang của ĐCTBK tàu thuỷ	.65
3.2. Mô phỏng DĐN đa điều hòa trên ĐCTBK tàu thuỷ	.70
3.3. Mô phỏng CBĐ rô to ĐCTBK tàu thuỷ trên máy CBĐ	.76
3.3.1. Mô phỏng dao đông trên các gối đỡ của máy cân bằng đông	.76
3.3.2. Mô phỏng CBĐ rô to đặt trên máy cân bằng đông	.78
3 3 3 Đánh giá đô tin cây của phần mềm mô nhỏng cân bằng đông	82
3.3.4 Mô nhỏng chẩn đoán MCR bằng mô hình hồi quy [60]	.02
J.J.T. INO PHONE Chan doan MCD bang mo min not quy [00]	.05

3.4. Mô phỏng giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ	85
3.4.1. Mô phỏng dao động cho phép trên động cơ tua bin khí tàu thủy	85
3.4.2. Mô phỏng ra quyết định GSDĐ cho ĐCTBK tại từng tần số	86
3.4.3. Mô phỏng GSDĐ cho ĐCTBK trên tàu thực	86
3.5. Kết luận chương 3	88
Chương 4. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN	√ ĐỘNG
CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THUỶ	89
4.1. Hệ thống đo, giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ	89
4.1.1. Yêu cầu kỹ thuật	89
4.1.2. Kế hoạch thực nghiệm	90
4.1.3. Sơ đồ khối hệ thống đa kênh đo, GSDD cho ĐCTBK tàu thuỷ	91
4.1.4. Lựa chọn cấu hình hệ thống GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ	92
4.1.5. Bố trí thiết bị GSDĐ tại các bệ đỡ ĐCTBK DR76 trên tàu 375	94
4.2. Kết quả thực nghiệm đo, GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ	95
4.2.1. Kết quả đo và lưu trữ dữ liệu dao động trong thử nghiệm	95
4.2.2. Giám sát dao động ngoại tuyến trong thử nghiệm trên tàu 375	99
4.3. Phân tích kết quả	105
4.4. Kết luận chương 4	105
KẾT LUẬN CHUNG VÀ KIẾN NGHỊ	106
DANH MỤC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC CỦA TÁC GIẢ ĐÃ CÔNG BỐ	108
TÀI LIỆU THAM KHẢO	110
PHŲ LŲC	119

DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ CÁC CHỮ VIẾT TẮT

Chữ viết tắt	Giải thích
ABS	Đăng kiểm của Hoa Kỳ
ADC	Bộ chuyển đổi tương tự sang số
BÐ	Buồng đốt
CĐDĐ	Chẩn đoán bằng tín hiệu dao động
CSCN	Cơ sở công nghệ
CSKH	Cơ sở khoa học
DAQ, cDAQ	Bộ thu góp dữ liệu, khung (chasis) của DAQ
ÐCTBK	Động cơ Tua bin khí
DĐD	Dao động dọc
DÐN	Dao động ngang
DĐX	Dao động xoắn
DNV-GL	Quy phạm Đăng kiểm DNV-GL [57, 58]
EU	Đơn vị kỹ thuật, Engineering unit
FFT	Phân tích nhanh Fourie
FP	Front panel, giao diện chính (code trong Labview)
GSDÐ	Giám sát dao động
HS	Hộp số
MDE	Marine Diesel Engine – Động cơ diesel tàu biển
MMQTKL	Mô men quán tính khối lượng
MN	Máy nén
MNCA	Máy nén cao áp
MNTA	Máy nén thấp áp
MP	Mô phỏng (tiếng Anh: Simulation)
MSVMM	Multi-Channel System for Measurement and Vibro-Monitoring -
	Hệ thống đa kênh đo và GSDĐ dao động
NCS	Nghiên cứu sinh
NI	National Instruments (Tên hãng chế tạo thiết bị NI của Hoa Kỳ)
NK	Đăng kiểm Nhật Bản
Peak to Peak	Khoảng cách từ cực đại trên đến cực đại dưới.
QCVN	Quy chuẩn Việt Nam
REF	Tham chiếu (viết tắt của từ Reference)
RMR	Đăng kiểm Hàng hải Nga

RMS	Căn bình phương trung bình (viết tắt của Root-Mean-Square)
RT	Thời gian thực (viết tắt từ Real – Time)
SVMD	Phần mềm giám sát và chẩn đoán dao động (Software for vibration
	monitoring and diagnostics)
SVT	Phần mềm ứng dụng của hãng NI dùng cho xử lý âm thanh và dao
	động (Viết tắt từ: Sound – Vibration – Toolkit)
ТВ	Tua bin
TBCA	Tua bin cao áp
TBCV	Tua bin chân vịt
TBTA	Tua bin thấp áp
TCVN	Tiêu chuẩn Việt Nam
THDĐ	Tín hiệu dao động
TTDĐ	Trạng thái dao động
TTKT	Trạng thái kỹ thuật
VI	Mô đun, thiết bị mô phỏng, ảo (viết tắt từ: Visual Instruments)
VR	Đăng kiểm Việt Nam (Vietnam Register)

DANH MỤC CÁC BẢNG

Bảng 2.1. Mức dao động theo nội suy tuyến tính	35
Bảng 2.2. Các vấn đề về khoa học cần giải quyết cho GSDĐ trên động cơ tua b	in khí
tàu thuỷ	
Bảng 2.3. Các vấn đề công nghệ cần giải quyết cho GSDĐ trên động cơ tua bin	khí tàu
thuỷ	
Bảng 2.4. Chuyển đổi mức dao động cho phép đối với ĐCTBK tàu thuỷ	52
Bảng 3.1. Tính năng kỹ thuật ĐCTBK DR76	63
Bảng 3.2. Thông số kỹ thuật các thành phần chính của ĐCTBK DR76	64
Bảng 3.3. Tần số dao động tự do của các rô to ĐCTBK DR76	66
Bảng 3.4. Lực mất cân bằng của các rô to ĐCTBK DR76	68
Bảng 3.5. Thông số rô to máy nén thấp áp của ĐCTBK DR76	78
Bảng 3.6. Tổng hợp kết quả đánh giá độ tin cậy của DBSS	82
Bảng 3.7. Kết quả mô phỏng tính MCB dùng DBSS	83
Bảng 3.8. Mức cho phép đối với dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ theo dạng	gia tốc
(m/s ²)	

viii

DANH MỤC CÁC HÌNH

Hình 1.1. Sơ đồ khối quá trình GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ	15
Hình 2.1. Mô hình động học động cơ tua bin khí tàu thuỷ	18
Hình 2.2. Sơ đồ động lực học phần máy nén – tua bin	19
Hình 2.3. Sơ đồ động lực học phần tua bin – chân vịt	19
Hình 2.4. Mô hình DĐN của các gối đỡ trong cơ hệ máy nén – tua bin	20
Hình 2.5. Biểu diễn lực cưỡng bức quy đổi về các gối đỡ	22
Hình 2.6. Sơ đồ động lực học DĐD cơ hệ MN –TB – Ô chặn	25
Hình 2.7. Mô hình DĐX của cơ hệ MN –TB và TBCV-CV	26
Hình 2.8. Mô hình dao động trên bệ đỡ của động cơ tua bin khí tàu thuỷ	28
Hình 2.9. Biểu diễn dao động theo thời gian (1) và tần số (2) [79]	29
Hình 2.10. Các dạng sóng thời gian được đánh dấu với biên độ pk, pk-pk và RM	S của
dao động [93]	30
Hình 2.11. Sơ đồ khối lọc THDĐ theo thời gian	33
Hình 2.12. Giám sát mức dao động máy	37
Hình 2.13. Dự báo xu hướng dao động của máy	38
Hình 2.14. Giá trị khuyến cáo cho chuyển vị lớn nhất của trục là hàm số theo tần số	quay
của động cơ tua bin khí [72]	41
Hình 2.15. Các vùng dao động	42
Hình 2.16. Biểu đồ xác định e _{per} theo tốc độ làm việc n và mức cân bằng G [76]	43
Hình 2.17. Các điểm đo dao động đối với động cơ tua bin khí [90]	46
Hình 2.18. Sơ đồ hệ thống tự động GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ	46
Hình 2.19. Nguyên lý dòng thông tin trong GSDĐ trên ĐCTBKTT [15]	47
Hình 2.20. Cấu hình cân bằng động rô to trên máy cân bằng động	55
Hình 2.21. Sơ đồ mô hình hồi quy chẩn đoán mất cân bằng	58
Hình 3.1. Sơ đồ cấu tạo động cơ tua bin khí DR76 [32]	63
Hình 3.2. Sơ đồ khối giải nghiệm tính DĐN trên ĐCTBK tàu thuỷ	65
Hình 3.3. Tính dao động tự do của cơ hệ	66
Hình 3.4. Mô phỏng tính lực quy đổi của rô to trên gối đỡ	68
Hình 3.5. Mô phỏng tính dao động cưỡng bức của cơ hệ	69

Hình 3.6. Block Diagram cho VI - mô phỏng dao động của ĐCTBK tàu thuỷ DR76 .71
Hình 3.7. Kết quả thí nghiệm số tạo DĐN đa hài có nhiễu của rô to máy nén thấp áp của
động cơ tua bin khí DR7673
Hình 3.8. Độ tin cậy về pha của tín hiệu mô phỏng dao động đa hài của MNTA động cơ
tua bin khí DR7674
Hình 3.9. Độ tin cậy của kết quả tính biên độ dao động đa hài có nhiễu của MNTA động
cơ tua bin khí DR7675
Hình 3.10. Giao diện chính (FP) của VI tính dao động cưỡng bức
Hình 3.11. Cấu tạo rô to máy nén thấp áp của động cơ tua bin khí DR76
Hình 3.12. Modul tính toán khối lượng thử79
Hình 3.13. Kết quả đánh giá mức độ mất cân bằng dư qua 3 lần thí nghiệm trong CBĐ
trên hai mặt phẳng80
Hình 3.14. Kết quả sau khi cân bằng tại hai mặt phẳng81
Hình 3.15. Kết quả tính hệ số và kiểm tra độ tin cậy của các mô hình hồi quy84
Hình 3.15. Mô đun đánh giá mức độ dao động theo hai ngưỡng A và B86
Hình 3.16. Mô dun đánh giá trạng thái dao động hiện hành87
Hình 4.1. Sơ đồ khối hệ thống đo và GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ91
Hình 4.2. Cảm biến gia tốc loại IMI Series 64093
Hình 4.3. Bộ thu thập dữ liệu DAQ NI 923493
Hình 4.4. Sơ đồ bố trí hệ thống đo và GSDĐ trên ĐCTBK DR7694
Hình 4.5. Hiển thị nhanh các tín hiệu gia tốc đo được trên bệ máy của ĐCTBK DR76
trên tàu 375, tại vòng quay 13800 RPM96
Hình 4.6. Hiển thị nhanh các tín hiệu gia tốc đo được trên bệ máy của ĐCTBK DR76
trên tàu 375, tại vòng quay 14000 RPM97
Hình 4.7. Thư mục lưu giữ các THDĐ đo trên bệ máy của ĐCTBK DR76 phía mạn trái
và mạn phải của tàu 37598
Hình 4.8. Thư mục lưu trữ các files tín hiệu gia tốc ghi lại dạng *.tdms98
Hình 4.9. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375 – hiển thị RT, FFT, biến đổi
tín hiệu gia tốc - ACC299
Hình 4.10. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC2, vòng quay 13500
rpm, đơn vị đo m/s ² và theo RMR100

Hình 4.11. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC2, vòng quay 1350
rpm, đơn vị đo dB và theo RMR10
Hình 4.12. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375 – hiển thị RT, FFT biế
đổi tín hiệu gia tốc – ACC310
Hình 4.13. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC3, vòng quay 1350
rpm, đơn vị đo dB và theo RMR10
Hình 4.14. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC3, vòng quay 1350
rpm, đơn vị đo m/s ² và theo RMR10

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của luận án

Động cơ tua bin khí (ĐCTBK) với ưu điểm vượt trội về mặt công suất và kích thước, trọng lượng nhỏ nên được dùng rộng rãi trên tàu thuỷ cao tốc đặc chủng với yêu cầu công suất hệ động lực lớn. Đối tượng nghiên cứu kết hợp với máy công tác tạo thành một cơ hệ máy rô to làm việc trong điều kiện đặc thù: tốc độ làm việc rất lớn (thường trên 10.000 vòng/phút), ĐCTBK rất nhạy cảm với dao động ngang¹ (DĐN) do mất cân bằng (MCB). Thực tế đã chỉ ra: nhiều sự cố hư hỏng nghiêm trọng của ĐCTBK thường gắn liền với DĐN quá lớn trên đối tượng. Trong các tài liệu hướng dẫn khai thác vận hành ĐCTBK [31, 32] có đưa ra các yêu cầu các biện pháp hạn chế dao động của động cơ, nhưng trên thực tế việc đo đạc, đánh giá mức độ dao động cho ĐCTBK trên tàu thuỷ Việt Nam chưa được quan tâm đầu tư thích đáng. Ngoài ra, cơ hệ của ĐCTBK khi làm việc cũng đồng thời chịu tác động của các lực dọc trục và mô men xoắn do ĐCTBK tạo ra cũng như từ máy công tác, nên cơ hệ của tổ hợp thực hiệc các dao động dọc (DĐD) và dao động xoắn (DĐX).

Giám sát dao động (GSDĐ) trên ĐCTBK tàu thuỷ nhằm: phát hiện và ngăn ngừa sớm những nguy cơ gây hư hỏng cho động cơ do dao động quá mức cho phép; tiết kiệm chi phí trong duy tu bảo dưỡng; tăng thời gian khai thác. Từ đó nâng cao hiệu quả kinh tế, tăng cường an toàn cho hệ thống năng lượng dùng ĐCTBK tàu thuỷ, cũng như cho thuyền viên trên tàu. Kết quả GSDĐ được dùng cho dự báo sự cố trong khai thác ĐCTBK tàu thuỷ, gắn liền với sự cần thiết và ý nghĩa thực tiễn của vấn đề nghiên cứu.

Một số hãng nước ngoài: B&K (Đan Mạch), Rion (Nhật Bản), Fluke (Mỹ)... đã chế tạo và đưa ra thị trường các thiết bị dùng để đo các tín hiệu đao động (THDĐ) và GSDĐ. Theo thông tin giới thiệu, sản phẩm của các hãng trên chủ yếu là loại đo cầm tay, một đến hai kênh cùng dạng dao động – dùng cùng loại cảm biến [96, 97]. Các thiết bị trên có thể lấp đặt cố định hoặc tháo rời di động (xách tay) trên máy cần giám sát. Việc áp dụng để triển khai GSDĐ cho một số dạng máy rô to như hộp số, gối đỡ, cân chỉnh đường tâm trục... được một số hãng xây dựng cơ sở dữ liệu tham chiếu cho chẩn đoán. Tuy nhiên, các thiết

¹ Dao động được chia thành dao động thẳng (Linear vibration) và dao động góc (angle vibration). Dao động nằm trong mặt phẳng nằm ngang, vuông góc với trục quay động cơ nên ta gọi là dao động ngang.

bị này không thực sự phù hợp để GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ và cần có các nghiên cứu chuyên sâu bổ sung, hoàn thiện việc GSDĐ cho đối tượng phức tạp này. Chi phí nhập khẩu các hệ thống, thiết bị GSDĐ có sẵn trên thị trường thế giới rất đắt và không phù hợp để nghiên cứu làm chủ công nghệ. Lý do bởi các hãng chế tạo giữ bí mật công nghệ, đặc điểm GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ rất phức tạp.

Bên cạnh đó, GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ là vấn đề có thể nói là khá mới ở nước ta. Hiện nay, hầu như chưa tìm thấy công trình nghiên cứu đầy đủ về GSDĐ cho đối tượng máy chuyên biệt này. Như vậy, luận án với tiêu đề "Nghiên cứu giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ" có tính thực tiễn cao, nhằm làm chủ công nghệ, hướng tới thiết kế hệ thống, xây dựng phần mềm để có thể giám sát, chẩn đoán và làm chủ trang thiết bị đặc biệt là các thiết bị quân sự.

2. Mục tiêu nghiên cứu

2.1. Mục tiêu chung

Giám sát được dạng dao động đặc trưng trên động cơ tua bin khí trong khai thác kỹ thuật của máy tại Việt Nam. Mục tiêu đó chính là xây dựng được cơ sở lý thuyết và thực nghiệm để giám sát mức độ dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ tại Việt Nam cho hai bài toán giám sát dao động ngang cơ bản: Bài toán 1 - Giám sát cân bằng động rô to của ĐCTBK (trong bảo dưỡng, sửa chữa); Bài toán 2 - Giám sát dao động ngang của tại các bệ đỡ ĐCTBK trong khi ĐCTBK hoạt động trên tàu thực.

2.2. Mục tiêu thành phần

- Mô hình hóa (MHH) các dạng DĐN, DĐD và DĐX trên ĐCTBK tàu thuỷ;

- Tổng hợp cơ sở lý thuyết cho GSDĐ ngang, tập trung vào nguyên nhân MCB mà các quy phạm, tiêu chuẩn, hoặc các hãng chế tạo đưa ra. Cơ sở đó gồm: toán học, và thuật giải cho GSDĐ; mô hình hoá (MHH), mô phỏng các tín hiệu, mức giới hạn, biến đổi tín hiệu và ra quyết định GSDĐ.

- Xây dựng thiết bị đa kênh để đo, GSDĐ có công nghệ tiên tiến, phù hợp với các tiêu chuẩn đo, GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ, bao gồm một số nội dung cơ bản: Thiết kế nguyên lý thiết bị GSRĐ; thiết kế chi tiết cấu hình phù hợp theo nguyên lý đã đề xuất; xây dựng thuật toán, chương trình phần mềm để đo, GSDĐ (bằng LabView, MatLab).

- *Kiểm tra, khẳng định tính đúng đắn của lý thuyết* đã nghiên cứu bằng thực nghiệm trên tàu thực.

3. Đối tượng, phạm vi nghiên cứu

3.1. Đối tượng

- Đối tượng: thiết bị đo, giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ.

- Các dạng dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ:

+ DĐX trên trục ĐCTBK tàu thuỷ.

 $+ \, D \bar{D} D$ trên trục ĐCTBK tàu thuỷ.

+ DĐN có phương thẳng, vuông góc với đường trục.

3.2. Phạm vi của nghiên cứu:

- Đối tượng vật lý: ĐCTBK đang dùng trên các tàu thuỷ quân sự Việt Nam.

 Lý thuyết: Mô hình hóa ba dạng DĐX, DĐD và DĐN; Cơ sở cho cân bằng động các rô to; Giám sát DĐN trên ĐCTBK tàu thuỷ.

- Mô phỏng (MP) và thực nghiệm:

- + Về dao động ngang: thí nghiệm số và thực nghiệm.
- + Về dao động xoắn, dao động dọc: không thí nghiệm.

4. Nội dung nghiên cứu

- Tổng quan về GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ. Đặt vấn đề nghiên cứu.
- Cơ sở lý thuyết GSDĐ ĐCTBK tàu thuỷ.
- Thí nghiệm số DĐN trên ĐCTBK tàu thuỷ lai chân vịt tàu Hải quân.
- Mô phỏng số GSDĐ (dạng DĐN) trên ĐCTBK tàu thuỷ.
- Thực nghiệm trên ĐCTBK tàu Hải quân.

5. Phương pháp nghiên cứu

- Đồng thời kết hợp MHH, mô phỏng số và thử nghiệm trên tàu Hải quân.

- Áp dụng lý thuyết về: động lực học, giải tích ma trận, thống kê toán học ...

6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án

6.1. Ý nghĩa khoa học và công nghệ

 Tổng hợp được cơ sở khoa học và công nghệ để đo và GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ, bao gồm:

+ Lựa chọn Quy phạm phù hợp để triển khai GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ;

+ Lựa chọn được phần cứng cần thiết cho thiết kế hệ thống GSDĐ cho đối tượng;

+ Tổng hợp cơ sở lý thuyết để xây dựng thuật toán và phần mềm GSDĐ;

 Đề xuất được bản thiết kế nguyên lý, yêu cầu đối với thiết bị đa kênh cho GSDĐ có công nghệ tiên tiến. Đề xuất cấu hình của phần cứng và viết một số chương trình cần thiết cho GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ.

- Đưa ra mô hình toán, phương pháp mô phỏng số tích hợp với xây dựng các mô hình hồi quy trong quá trình xử lý kết quả mô phỏng để hiệu chỉnh, hoàn thiện mô hình cân bằng động. Kết quả đạt được có ý nghĩa khoa học về phương pháp luận trong nghiên cứu mô hình hóa dao động (do mất cân bằng) và cân bằng động cho thiết bị quay.

- Nghiên cứu thực nghiệm để kiểm chứng cơ sở lý thuyết và mô phỏng.

6.2. Ý nghĩa thực tiễn

- Mô phỏng dao động, cân bằng động và giám sát dao động của ĐCTBK góp phần giải quyết những khó khăn về thử nghiệm (tốn kém, khó thực hiện đặc biệt đối với thiết bị quân sự, quốc phòng). Mô phỏng cân bằng động rô to động cơ TBK trên máy cân bằng động có thể được đào tạo, huấn luyện tại các cơ sở liên quan của Quân chủng Hải quân.

- Kết quả của đề tài có thể được nghiên cứu chuyển giao cho các đơn vị trong Quân chủng Hải quân có hiệu quả, giảm chi phí và đặc biệt là làm chủ công nghệ để duy trì hoạt động hệ thống liên tục hay cải hoán, thay thế các hệ thống cũ.

 Đưa ra căn cứ cần thiết để lựa chọn, thiết kế, bố trí thiết bị đo, GSDĐ trên TBK tàu thuỷ phù hợp với điều kiện thực tế tại Việt Nam.

7. Những kết quả đạt được và đóng góp mới của luận án

7.1. Những kết quả đạt được

- Tổng hợp và đề xuất cơ sở lý thuyết cho GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ.

 Mô hình hóa và lập trình xây dựng mức dao động cho phép để GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ.

Đề xuất được bản thiết kế nguyên lý, yêu cầu đối với thiết bị đa kênh cho GSDĐ
 có công nghệ tiên tiến. Lựa chọn, tích hợp phần cứng phù hợp và lập trình các mô đun
 cơ bản cần thiết cho GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ.

- Đưa ra mô hình toán, phương pháp mô phỏng số tích hợp với thực nghiệm để hiệu chỉnh, hoàn thiện mô hình (cho cân bằng động).

- Kết quả thí nghiệm (mô phỏng số và thử nghiệm) khẳng định sự đúng đắn của các mô hình toán được xây dựng, độ tin cậy và khả năng triển khai thực trên thực tế của phương pháp và thiết bị GSDĐ được lựa chọn sử dụng của luận án.

7.2. Những đóng góp mới

 Kết quả nghiên cứu áp dụng trực tiếp cho giám sát mất cân bằng ĐCTBK tàu thuỷ, là đối tượng đặc thù được triển khai lần đầu tại Việt Nam.

- Các mô hình hồi quy thu được từ xử lý kết quả mô phỏng mất cân bằng rô to đặt trên máy cân bằng động cho phép hoàn thiện mô hình toán và phần mềm cân bằng động đã được xây dựng.

- Hệ thống thiết bị giám sát đa kênh (phần cứng, phần mềm) được đưa ra, sử dụng phù hợp trong giám sát dao động ngang động cơ TBK được xây dựng lần đầu tại Việt Nam trên cơ sở công nghệ điện tử, truyền tin hiện đại, lập trình trên nền tảng LabView.

8. Cấu trúc của luận án

Nội dung chính của đề tài luận án tiến sĩ của NCS được trình bày trong 4 chương, 107 trang A4, gồm có:

Chương 1. Tổng quan về giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ. Chương 2. Cơ sở lý thuyết cho giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ. Chương 3. Mô phỏng giám dao động ngang trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ DR76. Chương 4. Thực nghiệm giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ.

CHƯỜNG 1. TỔNG QUAN VỀ GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THUỶ

1.1. Tổng quan về giám sát dao động

1.1.1. Thuật ngữ và khái niệm cơ bản

Dao động của một phần tử, hoặc một vật thể là sự chuyển động của nó quanh một vị trí cân bằng. Dao động được diễn tả theo các hình thức chuyển vị, vận tốc hoặc gia tốc [29, 33].

Trong lĩnh vực kỹ thuật, ở Việt Nam thường dùng hai khái niệm rung động và dao động, còn trong tiếng Anh có thuật ngữ "vibrations", "oscillations", trong tiếng Nga dùng thuật ngữ "vibrasii" hay "колебание". Các khái niệm "oscillations" - tiếng Anh hay "колебание" - tiếng Nga chỉ khái niệm "dao dộng" trong tiếng Việt, còn khái niệm "vibrations", hay tương ứng "vibrasii" được hiểu sát nghĩa hơn là "rung động". Tuy nhiên, trong một số từ điển song ngữ Anh – Việt, "vibrations" có nghĩa đồng thời là rung động, dao động.

Trong các tài liệu kỹ thuật và tiêu chuẩn kỹ thuật quốc tế [37÷80], khái niệm "vibration" được dùng nhiều hơn "oscillation". Trong một số tài liệu về tiêu chuẩn kỹ thuật Việt Nam [4÷8, 28÷30, 33] hoàn toàn chỉ dùng từ "dao động". Tuy nhiên, việc sử dụng "dao động" hay "rung động" còn phụ thuộc vào quan niệm, thói quen của các nhà khoa học. Ở Việt Nam, chúng ta thường dùng "dao động kỹ thuật", "dao động tự do, dao động cưỡng bức, dao động điều hòa, dao động đa hài (đa điều hòa),…" chứ ít khi dùng đến từ "rung động" trong các trường hợp trên.

Như vậy, "rung động" bao hàm nghĩa chung nhất khi nói về dao động, còn "dao động" thường dùng chỉ dạng cụ thể như các dạng dao động xoắn, dọc, ngang (DĐX, DĐD, DĐN)... Trong GSDĐ máy tàu thủy, thuật ngữ "rung động" hay "dao động" có thể được hiểu với ý nghĩa tương đương.

Trong đề tài luận án tiến sĩ này, cụ thể là vấn đề GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ, nghiên cứu sinh (NCS) chọn dùng khái niệm dao động và GSDĐ để đề cập tới bản chất dao động của một dạng, là các dao động cơ học cụ thể. *Giám sát kỹ thuật* (GSKT) là việc thu thập và phân tích thông tin trạng thái kỹ thuật (TTKT) một cách liên tục (hoặc định kỳ) để đánh giá đối tượng được giám sát nào đó, ở đây là máy rô to. GSKT đưa ra thông tin về TTKT của máy để cảnh báo sớm các trục trặc, hư hỏng và giúp người vận hành duy trì hoạt động an toàn cho máy thông qua các thông số được theo dõi. Nhờ đó, ta có thể tối ưu hóa hiệu suất của máy, giảm chi phí. Đồng thời, giúp người khai thác thiết bị chủ động đưa ra biện pháp điều khiển, phục hồi chức năng công tác cũng như kế hoạch khai thác kỹ thuật tối ưu của máy.

Mục đích xa hơn của GSKT là chẩn đoán kỹ thuật (CĐKT). CĐKT bằng tín hiệu dao động (vibro-diagnostics) được hiểu là đo, thu thập và phân tích các đặc trưng của các tín hiệu dao động thu được trong quá trình GSDĐ để: xác định trạng thái kỹ thuật đang được giám sát, tìm kiếm hư hỏng hoặc dự báo trạng thái kỹ thuật dựa trên các tín hiệu dao động được giám sát. Nhiệm vụ của CĐKT có thể là: chẩn đoán TTKT trong quá khứ hoặc trong hiện tại (tìm kiếm nguyên nhân hư hỏng; đánh giá trạng thái kỹ thuật hiện hành), cũng có thể là dự báo hư hỏng, sự cố trong tương lai đối với đối tượng được giám sát.

Giám sát và CĐKT máy là một lĩnh vực rất rộng với nhiều thông số giám sát, nhiều kỹ thuật chẩn đoán được dùng. Để giám sát và chẩn đoán kỹ thuật máy có thể kết hợp đồng thời một số phương pháp nhằm tăng độ tin cậy của kết quả chẩn đoán. Trong phạm vi đề tài luận án chỉ tập trung vào **giám sát dao động** của ĐCTBK tàu thuỷ.

GSDĐ máy được thực hiện qua các bước: Đo, lưu trữ, xử lý, chuyển đổi các THDĐ thu được, so sánh với ngưỡng dao động cho phép cho đối tượng được giám sát để đưa ra các kết quả mức dao động tại thời điểm giám sát (trạng thái dao động, TTDĐ).

Ngoài ra, GSDĐ có thể dự báo TTDĐ của đối tượng trong tương lai. GSDĐ không đưa ra cụ thể nguyên nhân của các sự cố, hư hỏng (đó là nhiệm vụ của chẩn đoán), mà nó đưa ra TTDĐ đo được trên máy đang ở ngưỡng nào (có an toàn hay không), đồng thời cảnh báo, bảo vệ máy dựa vào TTDĐ thu được và tiêu chuẩn được lựa chọn để so sánh. Trong GSDĐ, đối tượng được nghiên cứu là dao động, các tín hiệu dao động cũng như các đặc tính của chúng phù hợp theo tiêu chuẩn tương ứng. Ngược lại, trong chẩn đoán kỹ thuật, đối tượng ở đây chính là các trạng thái kỹ thuật, còn tín hiệu dao động và các đặc tính của chúng củ là công cụ, phương pháp để thực hiện nhiệm vụ chuẩn đoán. Chẩn đoán bằng dao động được viết tắt CĐDĐ. Dao động và GSDĐ nói chung được quan tâm và ngày càng được ứng dụng cho khai thác kỹ thuật máy và thiết bị cơ khí trong suốt các chu kỳ tuổi thọ của máy. Từ giữa thế kỷ XX, trên thế giới đã đặt ra vấn đề đo, phân tích dao động và cân bằng động (CBĐ) cho các máy rô to. Các năm sau đó, vấn đề đo, GSDĐ trên các máy cơ khí ngày được quan tâm, đặc biệt đối với máy rô to. Gần đây, vấn đề GSDĐ máy nói chung và thiết bị trên tàu biển nói riêng là một yêu cầu mới của Hiệp hội các Tổ chức Đăng kiểm quốc tế (IACS) và được luật hóa bằng Quy phạm của các thành viên từng quốc gia, ví dụ: Đăng kiểm Việt Nam (VR) [1÷3], Đăng kiểm Mỹ (ABS) [39, 40], Đăng kiểm Nhật (ClassNK) [54], Đăng kiểm Nauy (DNV-GL) [57, 58], Đăng kiểm Anh (Lloyds) [84], Đăng kiểm Hàng hải Nga (RMR) [90],... Theo đó, GSDĐ máy và thiết bị tàu biển là một yêu cầu mới theo quy phạm của nhiều nước, trong đó có Việt Nam.

Giám sát dao động của máy có thể được thực hiện theo phương thức trực tuyến (on-line) hoặc ngoại tuyến (off-line).

Thiết bị GSDĐ thường có các loại như sau:

 Loại cầm tay: thô sơ, độ tin cậy thấp. Không dùng cho GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ.

- Loại di động: thiết bị hiện đại, có thể áp dụng cho GSDĐ trên các máy rô to, tham chiếu theo ISO 10816. Tuy nhiên, để GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ cần có các nghiên cứu chuyên sâu tích hợp giữa thiết bị đo hiện đại với đối tượng ĐCTBK tàu thuỷ phức tạp.

- Hệ thống giám sát lắp đặt cố định trên đối tượng cần giám sát: thiết bị hiện đại, có thể áp dụng cho GSDĐ trên các máy cơ khí. Các cảm biến được lắp đặt cố định tại các vị trí, trên các bộ phận phù hợp đối với từng loại máy công tác, dữ liệu được đưa qua bộ thu thập và được xử lý bằng các phần mềm tích hợp trong bộ xử lý trung tâm (máy tính).

Nội dung của GSDĐ và chẩn đoán dao động rất rộng, phạm vi của LATS này chỉ đi sâu vào nghiên cứu GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ ở thời điểm hiện tại nhằm đánh giá mức độ dao động hiện tại của thiết bị theo các tiêu chuẩn đã xác định.

1.1.2. Các công trình khoa học trong nước và quốc tế liên quan đề tài luận ána. Các công bố trên thế giới

Trên thế giới đã có các hãng chuyên nghiên cứu chế tạo thiết bị và cung cấp các hệ thống giám sát như Benlty Nevada [49], Extech [96], Fluke [97]... và nhiều nhà khoa học với các hướng nghiên cứu về dao động, CBĐ, GSDĐ và CĐKT bằng dao động như Adams [37], Barcov [47,48], Charchalis [51÷53], Grzadziela [63÷66], McBrien [86], Shinkawa [91], Sinha [93], Zargar [94, 95]...

Minchev và cộng sự của mình đã đặt ra các bài toán dao động và CĐKT bằng dao động từ những năm 1980. Công trình nghiên cứu về chẩn đoán dao động máy rô to và máy piston được thể hiện trong sách chuyên khảo [62]. Các tác giả đã đề cập đến mô hình hóa toán – cơ các dạng hư hỏng chính của các cặp chi tiết quan trong trong máy rô to: cặp bánh răng; khớp nối hai trục,... và xây dựng các mô hình DĐX, dao động chung cũng như dao động liên kết xoắn – chung của cơ hệ máy rô to, trong đó có tua bin khí.

Các nhà khoa học Nga đã có nhiều thành công trong nghiên cứu dao động và chẩn đoán bằng dao động.

Barcov cùng các cộng sự đã thực hiện nhiều dự án chẩn đoán dao động trên tàu, đặc biệt là tàu quân sự tại thành phố Saint-Petecbuarg. Trong các tài liệu chuyên khảo [47, 48], các tác giả đã đưa ra vai trò, tầm quan trọng của GSDĐ, một số bài toán cơ bản của GSDĐ và CĐKT bằng dao động. Tuy nhiên những đặc thù cho giám sát và chẩn đoán dao động cho ĐCTBK không được đề cập đến.

Grządziela (Học viện Hải quân Ba lan) và cộng sự đã có các nghiên cứu về dao động của ĐCTBK tàu thuỷ [63÷66]. Trong đó, đã phân tích các thông số dao động trong quá trình khởi động và hoạt động của các rô to. So sánh kết quả của mô hình của tải trọng động sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Elements Methods) và số đo trên các đối tượng thực để đưa ra quyết định chính xác và cung cấp cho các chẩn đoán đúng tình trạng kỹ thuật của ĐCTBK. Các nghiên cứu đã ứng dụng cho một số ĐCTBK sử dụng trên tàu Hải quân Ba lan qua đó đã đánh giá được các giá trị biên độ dao động giới hạn cho ĐCTBK.

Charchalis (Học viện Hàng hải Gdynia – Ba Lan) và cộng sự đã có các nghiên cứu về việc chẩn đoán các thành phần của hệ động lực ĐCTBK các tàu Hải quân Ba Lan bằng đo dao động [51÷53], trong đó đã đưa ra cơ sở lý thuyết và mô hình chẩn đoán các

ĐCTBK tàu thuỷ bằng đo dao động; việc phân tích dao động được tiến hành khi thử nghiệm ĐCTBK suốt quá trình đi biển theo hai phương pháp đo khác nhau (đo theo thời gian thực và đo theo định kỳ), thiết bị đo FFT-2148 analyser và phần mềm PULSE V9.0 của hãng Bruel & Kjaer được sử dụng thể thu thập và xử lý các dữ liệu đo đạc được. Nhóm nghiên cứu sử dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (Finite Element Analysis) và động lực rô to kết hợp với phân tích dao động để phát hiện, đánh giá sự mất cân bằng và lệch trục, tuy nhiên vẫn còn thiếu các thông tin kết cấu cần thiết cho việc tạo ra mô hình phân tích phần tử hữu hạn của ĐCTBK tàu thuỷ. *Nghiên cứu đã xác định các giá trị giới hạn các thông số dao động của hai loại ĐCTBK chuyên dụng được* sử dụng trên tàu của Hải quân Ba Lan (một số loại được sử dụng trên tàu Hải quân Việt Nam). Đây là cơ sở quan trọng cho việc giám sát mất cân bằng, cũng như xây dựng hệ thống giám sát ĐCTBK tàu thuỷ đặc thù.

McBrien và cộng sự làm việc cho quân đội Mỹ đã công bố phát minh về hệ thống GSDĐ cho các ĐCTBK dùng trên máy bay [86]. Trong đó, hệ thống điều khiển máy bay được tích hợp thêm hệ thống giám sát dao động theo thời gian thực cho phép đánh giá, chẩn đoán và dự báo tình trạng kỹ thuật của các ĐCTBK. Phát minh này đưa ra một phương pháp giám sát dao động hoàn chỉnh bao gồm các bước cơ bản như đo tham số của các thành phần quay bằng cảm biến dao động, chọn ổ đỡ cần giám sát, điều chế và chuyển đổi THDĐ trong thời gian thực thành dữ liệu phổ, so sánh với bộ dữ liệu chuẩn để đưa ra các đánh giá, chẩn đoán hay dự báo phù hợp.

Ogbonnayay và cộng sự có nghiên cứu về GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ [87 ÷ 89]. Trong đó đã phân tích về việc giám sát TTKT của ĐCTBK tàu thuỷ một cách chủ động thông qua phân tích dao động của trục rô to tua bin khí kết hợp sử dụng chương trình máy tính để mô phỏng phân tích các biến được yêu cầu...

Zargar (Đại học công nghệ Nehru - Ấn độ) cũng có các nghiên cứu về dao động của động cơ tua bin [94, 95]. Trong đó trình bày nguyên lý cơ bản của việc phân tích dao động của tua bin, máy nén và đánh giá sự dịch chuyển của rô to ĐCTBK bằng phương pháp giám sát tâm trục; giới thiệu công nghệ được sử dụng để giám sát tình trạng hay CBĐ các rô to.

Các công trình nghiên cứu KHCN quốc tế nêu trên đã cung cấp những nền tảng khoa học cho việc GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ như: dao động ngang, ngưỡng giới hạn

cho một loại ĐCTBK cụ thể trên tàu thuỷ (mức dao động chuyển vị), sơ đồ bố trí thiết bị GSDĐ, phương pháp phần tử hữu hạn... nhưng không cung cấp đầy đủ các thông tin về hệ thống giám sát, thông số mô hình của đối tượng được nghiên cứu và thử nghiệm, phương pháp xử lý tín hiệu đo được, thuật toán giám sát... mà đây lại là những vấn đề kỹ thuật cốt lõi khi nghiên cứu GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ.

b. Các công bố trong nước

Trong nước có thể kể đến các nhà nghiên cứu có các công trình liên quan: Đỗ Đức Lưu - Trường ĐH Hàng hải Việt Nam [10÷18, 24], Nguyễn Hải Hà - Viện NC cơ khí, Bộ Công Nghiệp [27], Nguyễn Hải - Trường ĐHBK. TP. Hồ Chí Minh [28], Nguyễn Văn Khang - Trường ĐHBK Hà Nội [29], Trần Văn Lượng - Trường ĐHBK. HN [35], Hoàng Văn Sĩ- Trường ĐH Hàng hải Việt Nam [21], Lại Huy Thiện - Trường ĐH Hàng hải Việt Nam [22] ...

Các công trình nghiên cứu [12, 14, 15, 16] đề cập đến vấn đề CBĐ máy rô to bao gồm nền tảng toán học và công nghệ, thiết bị cho CBĐ rô to cứng đặt trên máy CBĐ; phát triển phương pháp giải tích véc tơ, CBĐ trên một và hai mặt phẳng có sử dụng cảm biến đo pha với phương pháp ma trận các hệ số ảnh hưởng cho CBĐ; phát triển phương pháp xử lý thống kê đa chiều cho bài toán nhận dạng và ứng dụng trong CBĐ máy rô to; MP dao động trên gối đỡ của máy CBĐ nằm ngang và xây dựng thành công ứng dụng MP CBĐ.

Các công trình nghiên cứu [10, 11, 17, 18] chú trọng vào việc mô hình hóa cơ hệ dao động tuabin khí xả lai máy nén khí cho GSDĐ và CĐDĐ, xây dựng mô hình GSDĐ máy rô to, thí nghiệm số tính dao động máy rô to và đưa ra cơ sở ứng dụng lập trình trong MatLab, LabView và công nghệ NI (National Instruments, Hoa Kỳ) để xây dựng thiết bị đo đa kênh, giám sát dao động (MSVMM, viết tắt từ tiếng Anh: Multi-channel System for Vibration Measurement and Monitoring) máy rô to hiện đại.

Công trình nghiên cứu của Nguyễn Hải Hà và cộng sự [27] đã đưa ra cơ sở lý thuyết giám sát và phân tích dao động máy kết hợp phân tích chất lượng dầu bôi trơn và nhiệt độ; xây dựng các mô hình thực nghiệm phục vụ giám sát và phân tích dao động máy, chất lượng dầu bôi trơn và nhiệt độ; xây dựng các hệ thống chuẩn đánh giá tình trạng của hệ thống máy móc thiết bị khi áp dụng kỹ thuật giám sát và phân tích dao động máy, chất lượng dầu bôi trơn và nhiệt độ trong dây chuyền sản xuất; triển khai hệ thống giám sát và chẩn đoán cho các thiết bị máy móc cụ thể.

Trong tài liệu [35], tác giả đo, đánh giá TTDĐ của các máy rô to tại hiện trường. Kết quả thu được của luận án trên có thể được vận dụng vào việc đánh giá MCB rô to của TBK tàu thuỷ như là một hệ rô to mềm đàn hồi.

Trong nghiên cứu [36], tác giả ứng dụng phương pháp phân tích phổ và phương pháp phân tích phổ loga để nhận dạng (chẩn đoán) hư hỏng của hệ truyền động cơ khí bằng các phương pháp phân tích dao động.

Trong nghiên cứu của Hoàng Văn Sĩ [21] và Lại Huy Thiện [22], đối tượng đề cập đến: DĐX, DĐD, DĐN trên động cơ diesel tàu thủy (Marine Diesel Engine, MDE). Nhóm tác giả đã chế tạo hệ thống đo, biến đổi tín hiệu [21, 22] và GSDĐ [22], đã nắm bắt được công nghệ, và chế tạo được hệ thống bằng công nghệ NI (phần cứng và phần mềm LabView).

Trong luận án tiến sĩ [21], Hoàng Văn Sĩ đã đề xuất cơ sở lý thuyết, đưa ra sơ đồ khối cho xây dựng thiết bị và chế tạo thử nghiệm thành công thiết bị đo và biến đổi DĐX bằng phương pháp tem biến dạng, truyền tin Wi-Fi (Công nghệ DAQ – NI) cùng với kênh đo vòng quay (phương pháp quang). Vận tốc của động cơ và hệ trục công tác thông thường ở vòng quay dưới 2.000 vòng/phút nên sử dụng công nghệ DAQ – NI với tốc độ lấy mẫu 51.200 mẫu/s/kênh là phù hợp với MDE với các loại thấp tốc, trung tốc và cao tốc. Tuy nhiên, trong ĐCTBK tàu thuỷ không có vị trí để lấp cảm biến và DAQ.

Trong luận án tiến sĩ [22], Lại Huy Thiện đã đề xuất cơ sở lý thuyết, đưa ra sơ đồ nguyên lý và xây dựng thành công MSVMM trên động cơ diesel tàu biển. Hệ thống có thể đo dao động gia tốc tới 16 kênh với bộ DAQ-NI 9234, tốc độ xử lý 51.200 mẫu/s/kênh đo. Phần mềm được lập trình trên LabView.

Các nghiên cứu trong nước trên đã đưa ra cơ sở lý thuyết để chẩn đoán TTKT của thiết bị rô to bằng các phương pháp phân tích dao động của thiết bị. Việc nghiên cứu mới dừng lại ở một số thiết bị, cụm thiết bị nhỏ, kết cấu đơn giản, làm việc trong một số điều kiện cụ thể và tương đối ổn định.

Các công trình khoa học của Hoàng Văn Sĩ và Lại Huy Thiện về phương pháp luận cũng như cơ sở lý thuyết có thể đồng hành được sử dụng và phát triển trong luận án tiến sĩ này của tác giả, đặc biệt là luận án tiến sĩ của tác giả Lại Huy Thiện. Về đối tượng nghiên cứu trong luận án tiến sĩ của Lại Huy Thiện là động cơ diesel tàu biển, khác so với đối tượng nghiên cứu của luận án tiến sĩ của tác giả là động cơ tua bin khí tàu thuỷ. Điểm khác biệt chính là điều kiện công tác, kết cấu và nguyên lý hoạt động của các đối tượng khác nhau, nên các đặc điểm về dao động trên chúng cũng khác nhau. Điều đó dẫn đến nội dung nghiên cứu và kết quả nghiên cứu đạt được của tác giả cũng khác so với những gì của công trình [22]. Tuy nhiên, nhóm nghiên cứu (Đỗ Đức Lưu, Lại Huy Thiện và Lưu Minh Hải) đã có một số kết quả liên quan, sẽ được sử dụng vào nội dung của luận án này. Về điều đó, tác giả xin chân thành cảm ơn thầy Đỗ Đức Lưu và cộng sự Lại Huy Thiện.

Nhận xét chung:

Hiện nay ở nước ngoài cũng như trong nước chưa có tài liệu cụ thể, chi tiết về hệ thống đo và GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ. Chính vì vậy, cần thiết phải nghiên cứu làm rõ các vấn đề liên quan tới đặc điểm động lực học của ĐCTBK tàu thuỷ, cơ sở đo và biến đổi tín hiệu đo, hàm hoá các tiêu chuẩn được áp dụng cho GSDĐ và thuật toán, phương pháp tiến hành thí nghiệm, mô phỏng để xây dựng thiết bị đo, GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ theo Quy phạm (phù hợp nhất là RMR, 2016).

Việc nghiên cứu GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ là cần thiết theo Quy phạm, đồng thời tăng cường khả năng sẵn sàng chiến đấu, bảo vệ chủ quyền biển, đảo của các tàu Hải quân trang bị ĐCTBK. Việc nghiên cứu phát triển hệ thống GSDĐ góp phần: bổ sung, cải hoán thiết bị nhằm kiểm soát tính an toàn, nâng cao hiệu quả sử dụng ĐCTBK tàu thuỷ; tăng cường khả năng làm chủ và hướng tới chuyển giao công nghệ GSDĐ ĐCTBK tàu thuỷ phù hợp với điều kiện tại Việt Nam.

1.2. Giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ

1.2.1. Nguyên nhân gây ra dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ

Theo các tài liệu về chẩn đoán dao động máy và thiết bị tua bin khí [30, 31, 32], dao động của ĐCTBK tàu thuỷ thường có liên quan đến các yếu tố sau:

- Mất cân bằng rô to (nguyên nhân chính), trong đó có hư hỏng cánh tua bin;
- Lệch trục ĐCTBK tàu thuỷ;
- Mòn các vòng bi hướng trục và hướng tâm;
- Các đặc tính đàn hồi và cản của rôto và các bộ phận của nó không đối xứng;
- Sự bất thường trong các lực của dòng khí.

1.2.2. Quy định về GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ của các cơ quan chức năng

IACS, tổ chức tiêu chuẩn thế giới (ISO), các nhà máy chế tạo động cơ, các nhà máy đóng tàu... đã đưa ra tiêu chuẩn về dao động, GSDĐ cho các máy nói chung và cho máy rô to nói riêng (trong đó có ĐCTBK tàu thuỷ). Các tiêu chuẩn, quy phạm trên áp dụng cho các tàu được đóng mới hay cải hoán yêu cầu đo, kiểm tra: DĐX, DĐD, DĐN theo Quy phạm.

Quá trình khai thác kỹ thuật ĐCTBK tàu thuỷ, mức dao động của ĐCTBK thường tăng lên theo thời gian khai thác, do đó cần phải có thiết bị GSDĐ. Trong quá trình bảo trì, sửa chữa ĐCTBK tàu thuỷ cần phải GSDĐ các dạng dao động trên.

Trong Bảng 1 – Phụ lục 1 tổng hợp các tiêu chuẩn về dao động và GSDĐ theo Quy phạm của ABS, DNV, NK, RMR, VR...

Các tiêu chuẩn cho GSDĐ của TBK tàu thuỷ được RMR (2016) [90] đưa ra đầy đủ nhất về số lượng, vị trí các điểm đo, tính chất chính của dao động về dải tần số đo cũng như các giới hạn cho phép. Chi tiết được trình bày cụ thể trong Hình 1, Bảng 2 - Phụ lục 1.

1.2.3. Giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ tại Việt Nam

Ở một số lĩnh vực như hàng không, điện lực, các ĐCTBK sử dụng trên máy bay, trong các nhà máy nhiệt điện đã được trang bị hệ thống giám sát dao động, nhưng hầu hết đều là nhập từ nước ngoài, giá thành cao, khó khăn trong bảo trì, khai thác.

Trên các tàu thuỷ Việt Nam hiện nay, các ĐCTBK lai chân vịt phần lớn chưa được trang bị hệ thống GSDĐ. Việc theo dõi, đánh giá mức độ dao động của ĐCTBK trên tàu chủ yếu được thực hiện bằng cảm quan của vận hành (mang tính kinh nghiệm, thiếu chính xác). Các ĐCTBK khi lắp đặt xuống tàu thường đã được cân chỉnh, chủ yếu thực hiện chỉnh độ đồng tâm trục của động cơ với các thiết bị khác như hộp giảm tốc, trục chân vịt. Hiện nay, ở Việt Nam vẫn chưa có cơ sở kỹ thuật nào thực hiện việc bảo trì, sửa chữa, CBĐ và GSDĐ cho các ĐCTBK tàu thuỷ.

Gần đây, cá biệt trên tàu thuỷ của Việt Nam do nước ngoài viện trợ (sử dụng hệ động lực tua bin khí), các ĐCTBK được trang bị mô dul giám sát rung động trong hệ thống điều khiển giám sát hệ động lực tàu. Tuy nhiên, hiện tại các hệ thống này bị hư hỏng, không hoạt động. Việc sửa chữa, cải hoán hệ thống GSDĐ cho ĐCTBK gặp nhiều khó khăn đặc biệt là yếu tố công nghệ.

Các nghiên cứu về dao động của ĐCTBK tàu thuỷ và xây dựng hệ thống GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ vẫn còn là vấn đề mới mẻ cần được chú trọng đầu tư thích đáng.

Thực tế đặt ra: cần nghiên cứu GSDĐ cho các ĐCTBK tàu thuỷ tại Việt Nam để làm chủ công nghệ, hoán cải các hệ thống cũ, xây dựng hệ thống giám sát mới hiện đại, với chi phí thấp, đáp ứng với thực tế tại Việt Nam để nâng cao hiệu quả, độ tin cậy, tính kinh tế trong bảo dưỡng, vận hành các ĐCTBK tàu thuỷ, đáp ứng với mục tiêu và nhiệm vụ của trang thiết bị kỹ thuật đặt ra (đặc biệt với nhiệm vụ quốc phòng).

1.3. Xây dựng bài toán cho nghiên cứu

Trên Hình 1.1 thể hiện các chức năng quá trình GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ.



Hình 1.1. Sơ đồ khối quá trình GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ

Các nội dung cơ bản đặt ra cho quá trình GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ bao gồm: Đo, thu thập các THDĐ cần giám sát; mô phỏng các dạng THDĐ; xử lý các THDĐ đo được; xác định các đại lượng, xây dựng các tham chiếu (Ref.) cho GSDĐ; ra quyết định GSDĐ - nhận định về mức độ dao động (đánh giá khả năng cho phép ĐCTBK làm việc theo các mức dao động; Đánh giá mức độ cân bằng của các rô to của ĐCTBK khi cân bằng động - CBĐ trên xưởng); biểu thị kết quả GSDĐ.

Để giám sát dao động của thiết bị ta cần đo đạc được các tín hiệu dao động của đối tượng, phân tích được các đặc trưng của tín hiệu đo được để đánh giá trạng thái dao động của đối tượng theo các tiêu chuẩn tương ứng. Công việc này đòi hỏi phải tiến thành thực nghiệm trên thiết bị cụ thể, đây là vấn đề tương đối khó khăn cả về mặt tổ chức thực nghiệm, kinh phí cao, nguy cơ hư hỏng thiết bị, đặc biệt là đối với thiết bị quân sự... Chính vì vậy việc nghiên cứu mô phỏng tín hiệu dao động của đối tượng là cần thiết để hạn chế số lần thực nghiệm đo, chủ động tạo lập các thông số yêu cầu để thử nghiệm giám sát (việc này đôi khi trong thực nghiệm không đạt được). Tuy nhiên việc mô phỏng tín hiệu cần phải phù hợp với đặc điểm cấu tạo, điều kiện làm việc của đối tượng và phải sát với thực tế, dựa trên cơ sở các đặc trưng của tín hiệu dao động đo được trên đối tượng. Mô phỏng tín hiệu dao động cho phép thử nghiệm, hiệu chỉnh và hoàn thiện các chức năng của phần mềm giám sát dao động trên đối tượng được nghiên cứu.

Với các nội dung xác định như trên, các nhiệm vụ đặt ra cho luận án cần giải quyết bao gồm:

- Mô hình hóa và mô phỏng các dạng dao động của TBK tàu thuỷ;

 Mô hình hóa và mô phỏng cân bằng động rô to của ĐCTBK trên máy CBĐ (giám sát mất cân bằng động của các rô to TBK trong lắp ráp, sửa chữa);

 Xây dựng thuật toán và phần mềm giám sát dao động ĐCTBK trên máy thực, bao gồm:

 + Phân tích đặc điểm của đối tượng giám sát và các tiêu chuẩn, quy phạm... để lựa chọn vị trí, phương pháp, thiết bị đo dao động của ĐCTBK tàu thuỷ;

+ Mô hình hóa và mô đun tiêu chuẩn - mức độ dao động cho phép;

+ Mô hình và mô phỏng: phân tích, xử lý THDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ;

+ Thử nghiệm (trên tàu thực) kiểm chứng.

1.4. Kết luận chương 1

Chương 1 làm rõ mục đích ý nghĩa của GSDĐ, tầm quan trọng và sự cần thiết của luận án GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ tại Việt Nam; tổng hợp và phân tích các nghiên cứu trong và ngoài nước về dao động và GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ; xác định được giới hạn và xây dựng nội dung nghiên cứu cho đề tài luận án.

Đề xuất nghiên cứu tập trung về dạng dao động thẳng, ngang vuông góc với trục quay của rô to, đặc biệt là do nguồn lực sinh ra từ mất cân bằng rô to, đây là nguồn kích thích chính tạo ra dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ.

Đề xuất nghiên cứu giám sát hai bài toán cơ bản được ứng dụng trong thực tế khai thác kỹ thuật ĐCTBK tàu thủy: (a) cân bằng động rô to trong bảo dưỡng, sửa chữa; (b) – giám sát mức độ dao động thẳng của máy TBK khi hoạt động theo tiêu chuẩn, Quy phạm phân cấp tàu.

Đề xuất giám sát dao động rô to khi cân bằng động trên máy cân bằng động được thực hiện qua mô hình hóa và mô phỏng số.

Đề xuất thực hiện bài toán mô phỏng giám sát dao động trên ĐCTBK bằng mô hình hóa, mô phỏng và thực nghiệm. Trên cơ sở các mô hình toán đề xuất, đề tài sẽ xây dựng phần mềm được viết trên nền tảng LabView (thuận tiện để tích hợp với thiết bị đo) cho giám sát khi máy hoạt động thực tế trên tàu.

CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT GIÁM SÁT ĐẠO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THUỶ

2.1. Mô hình động lực học dao động của động cơ tua bin khí tàu thuỷ

2.1.1. Mô hình động học của ĐCTBK tàu thuỷ

Động cơ tua bin khí tàu thuỷ thường sử dụng loại 2 hoặc 3 trục, trong đó các máy nén được dẫn động bởi các tua bin thông qua trục máy nén – tua bin, tua bin công suất hay còn gọi là tua bin chân vịt thường có trục tự do (không lai máy nén) truyền động qua các thiết bị hộp giảm tốc, ly hợp để dẫn động trục chân vịt tàu thuỷ. Các trục này được đặt trên các ổ đỡ và ổ chặn.



Hình 2.1. Mô hình động học động cơ tua bin khí tàu thuỷ BĐ- Buồng đốt; CV – Chân vịt; HS – Hộp số; MN – Máy nén; TB – Tua bin; TBCV – Tua bin chân vịt;

Mô hình động học của động cơ tua bin khí tàu thuỷ được giới thiệu trên Hình 2.1 là mô hình động cơ tua bin 2 trục (trục máy nén- tua bin và trục tua bin chân vịt). Đây là cơ sở để xây dựng các mô hình dao động của tua bin khí tàu thuỷ.

Phân tích động lực học của ĐCTBK tàu thuỷ thành 02 cơ hệ độc lập: Máy nén -Tua bin (Hình 2.2, mô hình 1); Tua bin – Chân vịt (Hình 2.3, mô hình 2).



Hình 2.2. Sơ đồ động lực học phần máy nén – tua bin



Hình 2.3. Sơ đồ động lực học phần tua bin – chân vịt

Các lực tác dụng lên các thành phần của các mô hình trên các Hình 2.2, Hình 2.3:

- F_{lt} : Lực ly tâm (N) do mất cân bằng, giả sử tồn tại và đủ lớn;

- F_Z : Lực dọc trục (N) theo hướng từ phía áp suất cao sang phía áp suất thấp;

- M_Z : Mô men xoắn (N.m).

2.1.2. Dạng dao động cơ bản của động cơ tua bin khí tàu thuỷ

Qua phân tích mô hình động học, có thể chỉ ra các dạng dao động chính đối với GTE do các lực tác dụng trên gây ra:

Dao động ngang (trục y thẳng đứng / trục x nằm ngang, DĐN) trên mặt phẳng vuông góc với z -trục động cơ quay, dưới tác động của lực MCB quy đổi tương đương về các gối đỡ theo các phương y hoặc x.

Dao động dọc (trục z, DĐD) theo phương dọc theo trục của động cơ (trục rô ro),
 dưới tác động của lực sinh ra từ profile cánh máy công tác (MN, TB, CV).

 Dao động xoắn (DĐX) trên các trục dưới tác động của các mô men xoắn được tạo ra từ động cơ (TBK tàu thuỷ) và máy công tác (chân vịt).

2.2. Mô hình dao động của động cơ tua bin khí tàu thuỷ

2.2.1. Mô hình dao động ngang



Hình 2.4. Mô hình DĐN của các gối đỡ trong cơ hệ máy nén – tua bin

Giả thiết rằng các rô to cứng tuyệt đối, được lắp các cánh máy nén và tua bin, mô hình dao động ngang theo phương thẳng (phương x, y) được xây dựng như Hình 2.4.

 M_1 - khối lượng của $\frac{1}{2}$ rô to và khối lượng của ổ đỡ ở mỗi đầu, kg;

$$M_1 = \frac{(m_{MN} + m_{TB})}{2} + m_{\delta \, d\tilde{o}}$$

 M_2 - Khối lượng phần bệ đỡ thực hiện dao động của gối so với bệ máy, kg; $C_{y(x)}^{(1)}, K_{y(x)}^{(1)}$ - Độ cứng và cản của màng dầu / vòng bi của gối đỡ; $C_{y(x)}^{(2)}, K_{y(x)}^{(2)}$ - Độ cứng và cản của bệ đỡ.

Trục rô to đặt trên hai gối đỡ trái và phải, các gối đỡ này được đặt trên hai bệ đỡ. Gối đỡ và bệ đỡ đều được mô hình hóa thành các cấu trúc đàn hồi – cản, với các hệ số đàn hồi C (N/m) và hệ số cản K (Ns/m) [10, 16, 17].

Lực cưỡng bức do các cánh công tác của máy nén cũng như tua bin sinh ra biến đối tuần hoàn theo chu kỳ máy làm việc, tần số là bội số của số cánh của rô to được xét. Các thành phần của lực cưỡng bức chiếu lên trục thẳng đứng $P_{1(2)}^{y}(t)$ hoặc trục nằm ngang $P_{1(2)}^{x}(t)$ được xác định theo các phương trình (2.1) và (2.2) [17]:

$$P_{1(2)}^{y}(t) = P_{10(20)}^{y} \sin\left(\omega Z_{1(2)}t + \theta_{1(2)}\right)$$
(2.1)

$$P_{1(2)}^{x}(t) = P_{10(20)}^{x} \cos\left(\omega Z_{1(2)}t + \theta_{1(2)}\right)$$
(2.2)

Trong đó: ω (rad/s) là vòng quay của trục rô to;

 $Z_{I(2)}$, $P_{10(20)}^{y(x)}$ và $\theta_{1(2)}$ là số cánh công tác của rô to, biên độ và pha của lực cưỡng bức (tại mặt cắt 1 hoặc 2).

Lực ly tâm o mất cân bằng tại một mặt phẳng nào đó trên rô to (gọi tắt là lực mất cân bằng) có độ lớn tỉ lệ thuận với mức độ mất cân bằng U = m.e và bình phương vận tốc quay ω^2 (m, e là khối lượng mất cần bằng và khoảng cách tới tâm quay của nó). Véc tơ mất cân bằng (\vec{U}, α) được xác định theo vị trí góc lệch pha α so với trục x.

Như vậy, mất cân bằng quy đổi tại mặt phẳng 1 (hoặc 2), biểu diễn qua lực mất cân bằng:

$$F_{1(2)}^{y}(t) = F_{10(20)} \sin(\omega t + \alpha_{1(2)})$$
(2.3)

$$F_{1(2)}^{\chi}(t) = F_{10(20)} \cos(\omega t + \alpha_{1(2)})$$
(2.4)

Trong đó: $F_{10(20)}$ và $\alpha_{1(2)}$ là biên độ và pha của lực mất cân bằng quy đổi tại mặt phẳng 1 (hoặc 2).



Hình 2.5. Biểu diễn lực tác động quy đổi về các gối đỡ

Trên hình 2.5a là sơ đồ phân bố lực tác động từ rô to có khối lượng tập trung tại một mặt phẳng nằm giữa hai gối đỡ trái (A) và và phải (B), các lực này được xác định theo phương trình (2.5):

$$\begin{cases} F_A + F_B = F\\ F_A \cdot L = F \cdot L_2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_A = F L_2 / L\\ F_B = F L_1 / L \end{cases}$$
(2.5)

Tương tự hình 2.5b là sơ đồ phân bố lực tác động từ rô to có hai khối lượng tập trung trên hai mặt phẳng song song nằm giữa hai gối đỡ trái (A) và và phải (B), các lực này được xác định theo phương trình (2.6):

$$\begin{cases} F_A = [F^{(I)}L_{21} + F^{(II)}L_{12}]/L \\ F_B = [F^{(I)}L_{11} + F^{(II)}L_{22}]/L \end{cases}$$
(2.6)

Các thành phần lực tác động quy đổi về các nhánh gối đỡ trái (A) và gối đỡ phải (B) là các thành phần điều hòa có tần số cưỡng bức tương ứng là ω , ωZ_1 và ωZ_2 được mô hình hoá như (2.7) và (2.8) (chỉ số 'u' ký hiệu cho lực mất cân bằng):

$$F_{A(B)}^{y}(t) = F_{A(B).1}^{y} \sin(\omega Z_{1}t + \theta_{1}) + F_{A(B).2}^{y} \sin(\omega Z_{2}t + \theta_{2}) + F_{A(B).u}^{y} \sin(\omega t + \alpha)$$
(2.7)
$$F_{A(B)}^{x}(t) = F_{A(B).1}^{x} \cos(\omega Z_{1}t + \theta_{1}) + F_{A(B).2}^{x} \cos(\omega Z_{2}t + \theta_{2}) + F_{A(B).u}^{x} \cos(\omega t + \alpha)$$
(2.8)

Mô hình toán dao động thẳng theo trục ngang x cho gối đỡ bên trái (A) và gối đỡ phải (B) được xác định theo phương pháp Dalamber hoặc phương trình Lagrange loại II như thể hiện trong các hệ phương trình (2.9) và (2.10) (các lực cưỡng bức F_{1A} và F_{1B} được xác định bởi công thức (2.8), chỉ số '1' biểu thị khối lượng quy đổi về vị trí của gối đỡ).

$$\begin{bmatrix} m_{1A}\ddot{x}_{1A} + C_1(x_{1A} - x_{2A}) + k_1(\dot{x}_{1A} - \dot{x}_{2A}) &= F_{1A}(t) \\ m_{2A}\ddot{x}_{2A} - C_1(x_{1A} - x_{2A}) - k_1(\dot{x}_{1A} - \dot{x}_{2A}) + C_2x_{2A} + k_2\dot{x}_{2A} &= 0 \end{bmatrix}$$
(2.9)

$$\begin{bmatrix} m_{1B}\ddot{x}_{1B} + C_1(x_{1B} - x_{2B}) + k_1(\dot{x}_{1B} - \dot{x}_{2B}) &= F_{1B}(t) \\ m_{2B}\ddot{x}_{2B} - C_1(x_{1B} - x_{2B}) - k_1(\dot{x}_{1B} - \dot{x}_{2B}) + C_2x_{2B} + k_2\dot{x}_{2B} = 0 \end{bmatrix} (2.10)$$

Đây là các hệ tuyến tính, được giải độc lập nhau. Giả thiết đã biết ngoại lực cưỡng bức $F_{1A}(t)$ hoặc $F_{1B}(t)$ chúng ta giải được nghiệm dao động tại nhánh gối đỡ A (gối đỡ và bệ): $X_A = [x_{1A}, x_{2A}]^T$, cũng như nhánh gối đỡ B: $X_B = [x_{1B}, x_{2B}]^T$. Véc tơ trạng thái được viết dưới dạng chung là: $X = [x_1, x_2]^T$.

Phương trình (2.11) là mô hình chung viết dưới dạng ma trận cho hệ (2.9) và (2.10):

$$M\ddot{X} + CX + D\dot{X} = F(t) \tag{2.11}$$

Trong đó:M, C, D - ma trận khối lượng, hệ số cứng và hệ số cản;F(t)- véc tơ lực cưỡng bức.

$$M = \begin{bmatrix} m_{1A(B)} & 0 \\ 0 & m_{2A(B)} \end{bmatrix}; \qquad C = \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_2 + C_1 \end{bmatrix};$$
$$D = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}; \qquad F(t) = \begin{bmatrix} F_{1A(B)}(t) \\ 0 \end{bmatrix}$$

* Giải nghiệm cho hệ dao động tự do:

Khi hệ dao động tự do, phương trình (2.11) có dạng:

$$M\ddot{X} + CX = 0$$

Nghiệm tự do của hệ có dạng $X = X_0$. $e^{j\lambda t}$. Trong đó: X_0 là biên độ phụ thuộc vào trạng thái ban đầu của cơ hệ; λ là tần số riêng và là nghiệm của phương trình $-M\lambda^2 + C = 0$. Véc tơ nghiệm λ^2 được biểu diễn qua phép tính: $\lambda^2 = M^{-1}C$.

Sử dụng MatLab sẽ cho nghiệm tự do qua 2 câu lệnh: p= poly(inv(M)*C)); r=roots(p).

* Giải nghiệm dao động cưỡng bức:

Phương trình (2.11) là tuyến tính, sử dụng nguyên lý xếp chồng để tìm nghiệm dưới tác động của từng thành phần cưỡng bức điều hòa riêng biệt. Nghiệm cuối cùng sẽ là tổng các nghiệm thành phần điều hòa.
- Xét điều hòa bậc k ($k=1, Z_1$ hoặc Z_2):

Lực $F_{1A}^k(t) = F_{1k} \cos(k\omega t + \varphi_k)$ được biến đổi về dạng số phức bởi công thức Oiler. Bằng phép đặt:

$$\theta_k = \omega_k t + \varphi_k; \, \omega_k = k\omega; \, F_{1k}^+ = F_{1k}^- = \frac{F_{1k}}{2} = f_{1k} \, .$$

Ta có:

$$F(t) = \begin{bmatrix} F_{1A}(t) \\ 0 \end{bmatrix} = F_k^+ e^{j\theta_k t} + F_k^- e^{-j\theta_k t} = \begin{bmatrix} f_{1k} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot e^{j\theta_k t} + \begin{bmatrix} f_{1k} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot e^{-j\theta_k t}$$

Hệ (2.11) được viết dưới dạng:

$$M\ddot{X} + CX + D\dot{X} = \sum_{k=1}^{M} F_{k}^{+} e^{j\theta_{k}t} + F_{k}^{-} e^{-j\theta_{k}t}$$
(2.12)

Theo nguyên lý xếp chồng, nghiệm của (2.12) được tìm dưới dạng:

$$X = \sum_{k} X_{k}; \ X_{k} = X_{k}^{+} e^{j\theta_{k}t} + X_{k}^{-} e^{-j\theta_{k}t}$$
(2.13)

Thay (2.13) vào (2.12) và đồng nhất các hệ số tương ứng $e^{j\theta_k t}$ và $e^{-j\theta_k t}$

$$(C - \omega_k^2 M + j\omega_k D) X_k^+ = F_k^+$$
(2.14)

$$(C - \omega_k^2 M - j\omega_k D) X_k^- = F_k^-$$
(2.15)

Đặt ma trận mẫu số (T_k) và ma trận mẫu số bù T_k^* :

$$T_{k} = C - \omega_{k}^{2}M + j\omega_{k}D; \quad T_{k}^{*} = C - \omega_{k}^{2}M - j\omega_{k}D,$$

Ta thu được: $X_{k}^{+} = [T_{k}]^{-1}F_{k}; \quad X_{k}^{-} = [T_{k}^{*}]^{-1}F_{k}.$ (2.16)

Gọi a_k^+ , b_k^+ là các cặp véc tơ phần thực và phần ảo của nghiệm X_k^+ ;

 a_k^- , b_k^- là phần thực và phần ảo của nghiệm X_k^- .

Nghiệm X_k của hệ được xác định tại phương trình (2.16):

$$X_k = R_{xk} + j I_{xk} \tag{2.17}$$

Ở đây:

$$R_{xk} = (a_k^+ + a_k^-)\cos\theta_k - (b_k^+ - b_k^-)\sin\theta_k = A_{xk}\cos(\theta_k + \gamma_k)$$
$$A_{xk} = \sqrt{(a_k^+ + a_k^-)^2 + (b_k^+ - b_k^-)^2}; \ \gamma_k = \arctan\frac{b_k^+ - b_k^-}{a_k^+ + a_k^-}.$$



Hình 2.6. Sơ đồ động lực học DĐD cơ hệ MN –TB – Ô chặn Ở đây:

 m_1 , m_2 , m_3 – khối lượng qui đổi của máy nén, tua bin và ổ chặn.

$$m_{1} = m_{MN} + \frac{m_{trục MN-TB}}{2}$$

$$m_{2} = m_{TB} + \frac{m_{trục MN-TB}}{2} + m_{trục chặn}$$

$$m_{3} = m_{bệ đõ chặn}$$

 $C_z^{(1)}$ – Độ cứng kéo - nén (dọc trục) cho đoạn trục giữa MN – TB.

Xác định các hệ số của mô hình được thực hiện như sau. Công thức xác định biến dạng đàn hồi (theo công thức sau) ta suy ra hệ số cứng tương đương.

$$F = C.\Delta l; \quad \Delta l = \frac{F.l}{EA} \Longrightarrow C = \frac{EA}{l}$$

Mô hình toán 3 bậc tự do (2.18) có dạng sau:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_1 (x_1 - x_2) + k_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - C_1 (x_1 - x_2) - k_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_2 (x_2 - x_3) + k_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) &= F_2(t) \\ m_3 \ddot{x}_3 - C_2 (x_2 - x_3) - k_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + C_3 x_3 + k_3 \dot{x}_3 &= 0 \end{cases}$$

Trên đoạn trục có các đoạn trục nối tiếp nhau, đồng trục và cùng chịu tác động của lực kéo (nén) F. Khi đó, độ biến dạng tổng Δl sẽ là tổng của các biến dạng thành phần. Từ đó ta có công thức tính độ cứng quy đổi tương đương:

$$\frac{1}{C} = \sum \frac{1}{C_i}; C_i = \frac{EA_i}{l_i}, [\frac{N}{m}]$$

Giả thiết độ cứng kéo – nén của đoạn trục giữa tua bin và ổ chặn là $C_{trục}^{(2)}$, còn độ cứng của màng dầu tại ổ chặn ký hiệu $C_{dầu}^{(2)}$. Đoạn trục này và gối chặn được mô hình hóa về một khối lượng tham gia dao động với một bậc tự do. Độ cứng tương đương được ký hiệu: $C_z^{(2)} = C_{z+d}^{(2)}$, ta có:

$$\frac{1}{C_{z+d}^{(2)}} = \frac{1}{C_{truc}^{(2)}} + \frac{1}{C_{dau}^{(2)}}$$

Nếu coi đoạn trục rô to tuyệt đối cứng theo phương dọc (C rất lớn), khi đó ta thu được mô hình một bậc tự do với khối lượng tương đương là :

$$m_{GT}=m_{MN}+m_{TB}+m_{tr
organic char{a}n}+m_{tr
organic char{a}n}$$

Hệ cơ học thực hiện dao động với một bậc tự do, viết bởi phương trình quen thuộc (2.19):

$$m_{GT}\ddot{x}_e + C_e x_e + k_e \dot{x}_e = F_e(t)$$
(2.19)

2.2.3. Mô hình dao động xoắn trên hệ trục ĐCTBK tàu thuỷ



Hình 2.7. Mô hình DĐX của cơ hệ MN –TB và TBCV-CV

Các công thức tính mô men quán tính khối lượng (MMQTKL) J, (kg.m²) cũng như hệ số cứng xoắn C (N/rad) được đưa ra trong nhiều tài liệu kỹ thuật như sức bền vật liệu, cơ kỹ thuật. Trong luận án, tác giả không đưa ra chi tiết các công thức này, và giả thiết đã xác định được MMQTKL của khối lượng tập trung tại hai đầu là J₁ và J₂, đoạn trục giữa chúng có độ cứng xoắn quy đổi C. Tại MMQTKL J₁ chịu tác động của mô men cưỡng bức M₁(t), tại MMQTKL J₂ chịu mô men cưỡng bức M₂(t). Hệ số cản xoắn tương đối của đoạn trục ký hiệu K (Ns/m).

Khi đó, mô hình dao động xoắn 2 bậc tự do được viết bởi hệ phương trình (2.20):

$$\begin{bmatrix} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \mathcal{C}(\varphi_1 - \varphi_2) + K(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_1(t) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - \mathcal{C}(\varphi_1 - \varphi_2) - K(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_2(t) \end{bmatrix}$$
(2.20)

Trừ từng vế hai phương trình trên cho nhau sau khi chia từng phần tử cho J_1 và J_2 tương ứng với các phương trình, ta thu được phương trình dao động tương đối tương đương sau:

$$\ddot{\varphi} + c\varphi + k\dot{\varphi} = M_e(t) \tag{2.21}$$

Ở đây:

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2; c = C(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}); \ k = K(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}); \ M_e(t) = \frac{M_1(t)}{J_1} + \frac{M_2(t)}{J_1};$$

Lời giải của (2.21) cũng chính là lời giải của (2.20).

Ta nhận biết cơ hệ tuyến tính, nên áp dụng nguyên lý xếp chồng để tính nghiệm khi ngoại lực cưỡng bức được tách thành tổng của các lực cưỡng bức thành phần. Với cách lập luận trên, lực (mô men) quy đổi $F_e(t)$ tại (2.19) và $M_e(t)$, tại (2.21) được phân tích thành tổng các lực (mô men) điều hòa, có tần số ω_1 , ω_2 ,..., ω_p ,...

Giả thiết biểu diễn các lực (mô men) cưỡng bức điều hòa bậc k, $\omega_k = k\omega$ với biên độ R_k và pha θ_k (rad) dưới dạng số phức Z_f = a_f +i.b_f, ở đó a_f = Rcos($\omega_k t + \theta_k$), còn b_f = Rsin($\omega_k t + \theta_k$), hoặc dưới dạng Z_{fk} = R_k $e^{i(\omega_k t + \theta_k)}$.

Khi đó nghiệm của phương trình chung nhất:

$$\ddot{X} + CX + D\dot{X} = Z_{fk}(t) = R_k e^{i(\omega_k t + \theta_k)}$$
(2.22)

Được tìm dưới dạng:

$$Z = Re^{i(\omega kt + \theta)}$$
(2.23)

Trong đó biên độ R và θ sẽ được xác định sau này.

Thay (2.23) vào (2.22), sau vài phép biến đổi đơn giản ta thu được nghiệm:

$$H(\omega k). \operatorname{R} e^{i\theta} = R_k e^{i\theta_k}$$
(2.24)

$$\overset{\circ}{O} \overset{\circ}{do}: \qquad H(\omega k) = c - (\omega k)^2 m + id (\omega k).$$

Đặt X_z = Re^{iθ} - ẩn cần tìm; Z_f = Re^{iθ} - đã biết. Nghiệm được xác định:
X_z = [H(ωk)]⁻¹. Z_f (2.25)

Tìm nghiệm theo (2.25), ta xác định biên độ và pha của nghiệm cần tìm.

2.2.4. Mô hình dao động bệ máy của động cơ tua bin khí tàu thuỷ

Ở các mô hình trên, NCS đã phân tích và mô hình hoá các dạng dao động của các thành phần quay của ĐCTBK tàu thuỷ. Các dao động xảy ra cho từng phần tử nói riêng và cũng tác động tổng hợp lên thân của động cơ tua bin khí. Dao động tổng hợp truyền cho bệ đỡ chung của động cơ, chỉ ra như Hình 2.8.





S₁, ..., S₇ - Bệ đỡ 1,...,7 trên các trục của động cơ tua bin khí;
 P₁, P₂ - Các bệ máy của động cơ tua bin khí.

Trong Hình 2.8, các cụm rô to của động cơ tua bin khí (MNTA – TBTA, MNCA – TBCA, TBCV) quay với các tốc độ khác nhau lần lượt là ω_1 , ω_2 , ω_3 . Các lực tác động lên các gối đỡ của từng rô to (cụm rô to) được xác định theo các mô hình toán trong mục 2.2.1 và các phương trình (2.5), (2.6).

Ở đây để xây dựng mô hình cho dao động trên bệ máy của ĐCTBK tàu thuỷ ta cần xác định các lực qui đổi về các bệ đỡ của động cơ.

Gọi: l_i (i=1 ÷ 7) là khoảng cách từ bệ máy P₁ tới các ổ đỡ S₁, S₂..., S₇;

L là khoảng cách giữa 2 bệ máy P₁ và P₂.

Lực cưỡng bức tác dụng lên các bệ máy là tổng hợp của các điều hoà với các tần số ω_1 , $z_i\omega_1$, ω_2 , $z_i\omega_2$, ω_3 , $z_i\omega_3$ ($z_i - s$ ố cánh của tầng i của rô tô).

Ta có

$$F_{P1} = \frac{1}{L} \left(\sum (F_i L) - \sum (F_i l_i) \right)$$
(2.26)

$$F_{P2} = \frac{1}{L} (\sum (F_i l_i))$$
 (2.27)

Khi xác định được lực qui đổi về bệ máy ta có mô hình toán hệ dao động của ĐCTBK tàu thuỷ trên bệ máy tương tự như ở trên.

2.3. Cơ sở đo và biến đổi tín hiệu dao động

2.3.1. Tín hiệu dao động của máy



Hình 2.9. Biểu diễn dao động theo thời gian (1) và tần số (2) [79]

Hầu như, tất cả các phép đo dao động đều thu được bằng cách sử dụng các bộ cảm biến để tạo ra tín hiệu điện tương tự tỷ lệ với giá trị tức thời của dao động theo dạng chuyển vị, dạng gia tốc, hoặc dạng vận tốc. Chúng ta có thể được ghi lại dao động trên máy đo để phân tích sau hoặc để hiển thị. Để có được dao động (vận tốc) thực tế, điện áp đầu ra được nhân với hệ số hiệu chuẩn theo độ nhạy cảm biến và mức tăng của bộ khuếch đại và đầu ghi. Hầu hết phân tích dao động được thực hiện trong miền tần số, nhưng cũng có thể thực hiện trong miền thời gian [79].

Dao động có chu kỳ gọi là dao động tuần hoàn và ngược lại. Thường gặp nhất là dao động có chu kỳ. Ngoài ra, có thể phân chia thành tín hiệu có quy luật (xác định được) và ngẫu nhiên (có nhiễu, không chính xác,...).

Dao động đo được bằng các cảm biến đo dao động đặt trên ĐCTBK tàu thuỷ là tổng của các tín hiệu hình sin, có thể được mô tả như phương trình (2.28):

$$V = V_0 + \sum_{k=1}^{\infty} V_k^0 \sin\left(k\omega t + \gamma_k\right)$$
(2.28)

Ở đây mỗi tín hiệu điều hòa (hình sin) có biên độ V_{κ}^{0} , tần số $\omega_{k} = \omega k$ và góc lệch pha ban đầu γ_{k} .

Tín hiệu dao động đơn hài (a) và đa hài (b) được biểu diễn như trên Hình 2.10.





Ở đây: + pk (peak) – là giá trị tại đỉnh; + pk-pk – là độ lớn giữa đỉnh trên – đỉnh dưới; + rms – là giá trị căn bình phương trung bình biên độ đỉnh.

Trong đó các tín hiệu một hài được xác định bởi tần số $(f_k = \frac{k\omega}{2\pi})$ hay $k\omega$, và biên độ V_k^0 như phương trình (2.29).

$$V = V_k^0 \sin\left(k\omega t + \gamma_k\right) \tag{2.29}$$

Trong thực tế THDĐ thường kèm theo nhiễu, phổ biến là dạng nhiễu trắng. Tín hiệu nhiều hài kèm theo nhiễu được biểu diễn như phương trình (2.30).

$$V = V_0 + \sum_{k=1}^{m} V_k^0 \sin(k\omega t + \gamma_k) + \eta(t)$$
(2.30)

${O}$ đây: $\eta(t) - thành phần nhiễu.$

2.3.2. Đo và lưu trữ các tín hiệu dao động

Tín hiệu dao động cho nghiên cứu GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ thu được có thể có một trong ba dạng sau: chuyển vị, vận tốc và gia tốc, phụ thuộc vào cảm biến được sử dụng trong hệ thống, và từ đó sẽ tương ứng với tín hiệu được mô phỏng bằng các mô hình toán đã xây dựng ở mục 2.2.1.

Trong thực thế, THDĐ cần đo phải phù hợp với tốc độ làm việc của đối tượng cần giám sát nhằm đảm bảo độ chính xác và lượng thông tin cần thiết, chúng ta cần tính toán cụ thể về số lượng mẫu, tần số trích mẫu. Các hướng dẫn và qui định cụ thể về vấn đề này được trình bày trong các tiêu chuẩn, quy phạm về giám sát dao động máy rô to (Tiêu chuẩn ISO 13373-2) [79].

Tín hiệu tương tự từ các cảm biến có thể được xử lý bằng hệ thống tương tự hoặc kỹ thuật số. Thông thường, các hệ thống tương tự được sử dụng bao gồm các bộ lọc, bộ khuếch đai, bô ghi, bô tích hợp và các thành phần khác làm thay đổi tín hiệu, nhưng không thay đổi đặc điểm tương tự của nó. Ngày nay, những lợi thế của việc số hóa các tín hiệu là hiển nhiên. Bộ chuyển đổi tín hiệu tương tự sang số (Analog to Digital convector, ADC) chuyển đổi mẫu tín hiệu tương tự sang giá trị số với tốc độ lớn, ví dụ bộ DAQ NI 9234 có tần số trích mẫu và chuyển đổi ADC tới 51200 mẫu/1s/1 kênh. Các chương trình toán học trên máy tính sau đó có thể được sử dụng để lọc, tích hợp, tìm phổ, phát triển các biểu đồ hoặc làm bất cứ điều gì được yêu cầu. Tín hiệu số hóa cũng có thể được vẽ như là một hàm của thời gian. Tín hiệu tương tự, cũng như tín hiệu số hóa, chứa thông tin tương tự trên các tiền đề của một lựa chọn thích hợp về tần số lấy mẫu. Khi sử dụng phương pháp tương tự hoặc phương pháp kỹ thuật số, điều quan trọng là phải biết độ nhạy của tín hiệu cần đo. Độ nhạy là tỷ lệ của giá trị điện áp đầu ra thực tế của tín hiệu so với cường độ thực của thông số đo được. Để có được tín hiệu đầy đủ, và có ý nghĩa, thì tín hiệu quan tâm phải lớn hơn đáng kể so với mức nhiễu, nhưng không lớn đến mức tín hiệu bị méo (ví dụ: để các đỉnh của tín hiệu bị cắt).

Các thông số quan trọng nhất trong quá trình số hóa là tốc độ lấy mẫu và độ phân giải. Yêu cầu tần số lấy mẫu cần lớn hơn hai lần tần số quan tâm cao nhất cần đo. Các bộ lọc được sử dụng để loại bỏ nhiễu tần số bậc cao hoặc các thành phần tần số cao khác lớn hơn một nửa tần số lấy mẫu.

Các tài liệu tiêu chuẩn và hướng dẫn biến đổi tín hiệu [78, 83] yêu cầu tần số lấy mẫu tiêu chuẩn f_s cho các THDĐ được xét phụ thuộc vào tần số bậc cao nhất f_k cần giám sát của thiết bị theo biểu thức:

$$f_S \ge 2f_k; f_k = k.f,$$
 (Hz) (2.31)

Ví dụ: Tốc độ làm việc của rô to ĐCTBK là n = 15.000 rpm hay f=250 Hz, bậc tần số cao cần xem xét k = 10, khi đó tần số lấy mẫu khi đo THDĐ cần lấy là $f_S = 2*10*250$ = 5000 Hz.

Dải tần số đo cũng khác nhau khi sử dụng các loại cảm biến dao động khác nhau. Theo ISO 133173, dải tần số khi đo dao động bằng cảm biến chuyển vị giới hạn là 10kHz, với cảm biến vận tốc là 1Hz ÷ 2kHz, và với cảm biến gia tốc là 0,1Hz ÷ 30 kHz. Theo các tiêu chuẩn ISO về đánh giá dao động của ĐCTBK dải tần số khi đo dao động chuyển vị của ĐCTBK là 5 ÷ 500 Hz, khi đo dao động vận tốc là 10 ÷ 2000 Hz (yêu cầu lớn hơn 6 lần tần số của trục động cơ) [72, 74]. Theo Quy phạm Hàng hải Nga (RMR-2016) quy định dải tần số giám sát dao động cho ĐCTBK tàu thuỷ là 1 ÷ 8000 Hz [90].

2.3.3. Một số vấn đề chính cho xử lý tín hiệu dao động

Tín hiệu đo được từ cảm biến dao động thường yêu cầu một số biến đổi ban đầu (trước khi chúng được ghi lại) để có được mức điện áp phù hợp để ghi hoặc để loại bỏ nhiễu hoặc các thành phần không mong muốn khác.

Để GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ, theo các tiêu chuẩn [78, 79], tín hiệu đo được cần được biến đổi về các dạng phù hợp theo thời gian hay tần số, theo giá trị Peak – Peak, hoặc RMS. Tiếp đó cần phải có các bộ lọc để loại bỏ nhiễu và các dao động tần số cao.

2.3.3.1. Lọc và biến đổi THDĐ theo thời gian
a. Các bộ lọc THDĐ
- Lọc trung bình:
Giả sử V = [V₁ V₂ ... V_n]^T là tín hiệu số thu được trong một chu kỳ.

Tín hiệu đo lặp trong k chu kỳ được viết dưới dạng ma trận (2.32):

$$V = \begin{bmatrix} V_{11} & \dots & V_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ V_{k1} & \dots & V_{kn} \end{bmatrix}$$
(2.32)



Hình 2.11. Sơ đồ khối lọc THDĐ theo thời gian

Tín hiệu đã lọc qua bộ lọc trung bình

$$V = [V_{e1} V_{e2} \dots V_{en}]^T$$
$$V_{em} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k V_{im}; m = 1, 2, ..., n$$
(2.33)

- Lọc trượt trung bình:

Véc tơ tín hiệu rời rạc được viết dưới dạng:

$$V_e = [V_1 \ V_2 \ \dots \ V_n]^T$$
 (2.34)

Theo (2.34), ta mở rộng từ hai phía với 2p mẫu:

$$V_{ex}(j) = \begin{bmatrix} V_{n-p} \dots V_n V_1 V_2 \dots V_n V_1 \dots V_p \end{bmatrix}^T$$
(2.35)

Lọc trượt trung bình có điều khiển tham số p:

$$V_e(j) = \frac{1}{2p+1} \sum_{r=0}^p V(j \pm r)$$
(2.36)

Hay

$$V_e(j) = \frac{1}{2p+1} \sum_{r=p}^{n+p} V_{ex}(j \pm r); j = 1, 2, ..., n$$
(2.37)

b. Tính chất của tín hiệu có ích theo thời gian

Tại thời gian thực, tín hiệu biểu diễn sự biến thiên, và dùng giám sát thông thường theo mức độ dao động trung bình các bình phương.

- RMS được xác định:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n} V_e(j)}$$
(2.38)

- Peak-to-Peak được xác định:

$$Peck - to - Peak = max(V) - min(V)$$
(2.39)

- Tín hiệu một hài có:

$$V_{1H} = Asin(2\pi ft) \tag{2.40}$$

$$RMS = 0,7A \tag{2.41}$$

$$Peck - to - Peak = 1,4A \tag{2.42}$$

2.3.3.2. Biến đổi tính hiệu trong miền tần số

Theo RMR (2016), THDĐ được xử lý (biến đổi) thông qua phép toán FFT và lọc 1/3 octave theo giá trị RMS của tín hiệu [90].

a. FFT và phân tích bậc điều hòa (Order Analysis)

Phép xử lý nhanh Furie được dùng trong xử lý tín hiệu được phát triển thành các mô đun hoàn thiện cho các ứng dụng (MatLab, LabView) [55, 68, 83].

Theo đó, dữ liệu rời rạc được viết dưới dạng:

$$x = \{x(1), \dots, x(N)\}$$
(2.43)

Sử dụng FFT kết hợp bộ lọc số đưa dữ liệu THDĐ về dạng phổ tần. Kết quả thu được là các đường đặc tính (biên độ, công suất, pha) của dao động theo tần số sẽ được sử dụng theo các yêu cầu cụ thể của bài toán VM.

* Xử lý FFT cho dãy số rời rạc:

- FFT thuận:

$$Y(k) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x(n) . W_N^{-k.n}; W_N = e^{i . \frac{2\pi}{N}}; k = 0, 1, ..., N - 1 \quad (2.44)$$

- FFT ngược:

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=-\infty}^{+\infty} Y(k) W_N^{k,n} ; n = 0, 1, ..., N - 1$$
 (2.45)

Thuật toán FFT dùng cho dãy số có kích thước là $N = 2^k$.

b. Phép biến đổi FFT sử dụng băng thông 1/3 octave

Octave là công cụ toán học mạnh được dùng phổ biến trong biến đổi tín hiệu âm thanh và dao động. Các tiêu chuẩn IEC 1260:1995 và ANSI S1.11-2004 cho ta biết tần số trung tâm f_C cùng với các tần số cận dưới và trên f_L , f_H (Hz) đối với bộ lọc 1/3 octave được đánh giá theo biểu thức (2.46):

$$f_L = f_C \cdot 2^{-1/6} \approx 0,891. f_C; f_H = f_C \cdot 2^{1/6} \approx 1,122. f_C$$
 (2.46)

Dựa vào tiêu chuẩn trên, các tần số đó được đưa ra theo bảng, tính trung bình cho 1/3 octave: $[0.891, 1.122]f_{C}$, dùng nội suy tuyến tính như trong bảng 2.1.

STT	f (Hz)	Giá trị tiêu chuẩn quy đổi
1	$F_L(i) \le f \le F_H(i)$	$\mathcal{L}_{\mathcal{S}(X)}(\mathbf{f}) = \mathcal{L}_{\mathcal{S}(X)}^{(i)}$
2	$F_{H}(i) \leq f \leq F_{L}(i+1)$	$L_{S(X)}(f) = L_{S(X)}^{(i)} + \delta. a/b$
3	$F_L(i+1) \le f \le F_C(i)$	$L_{S(X)}(f) = L_{S(X)}^{(i+1)}$

Bảng 2.1. Mức dao động theo nội suy tuyến tính

Trong đó: X - ki hiệu mức A, B hoặc C; i - chỉ số của tần số trung bình; S - chuẩn (standard); $\delta = f - f_H(i);$ $a = L_{S(X)}^{(i+1)} - L_{S(X)}^{(i)};$ $b = F_L(i+1) - F_H(i).$

2.3.4. Quan hệ giữa chuyển vị, gia tốc và vận tốc dao động

Dao động đo được có thể ở một trong 3 dạng THDĐ chuyển vị, vận tốc hoặc gia tốc. Các dạng THDĐ xác định (không nhiễu, được viết chính xác bởi một phương trình toán học nào đó) có thể được biến đổi về dạng nào đó bằng phép toán tương ứng (vi phân, tích phân). THDĐ không các định (ngẫu nhiên) khi dùng các phép toán trên sẽ cho kết quả với độ chính xác không cao. Khi đó, ta nên biến đổi THDĐ qua FFT và sử dụng các phép toán thích hợp rất đơn giản cho các hàm lượng giác cosine của sine.

Ví dụ về tín hiệu nhiều hài kèm nhiễu được viết bởi phương trình (2.30):

$$V = V_0 + \sum_{k=1}^m V_k^0 \sin(k\omega t + \gamma_k) + \eta(t)$$

Ở đây, THDĐ có nhiễu nguồn có dạng vận tốc, tuần hoàn, nhiều hài (mức nhiễu Ar =0,5÷5%). Ta hoàn toàn có thể biến đổi THDĐ trên về dạng chuyển vị /gia tốc theo phương pháp đã trình bày ở trên.

a. Các đại lượng đặc trưng của THDĐ

Các dạng tín hiệu còn lại được tính từ vận tốc theo định nghĩa hoặc dùng biến đổi FFT (xác định hệ số chuyển đổi cho biên độ và pha tương ứng. Vận tốc sớm pha so với chuyển vị một góc là $\pi/2$, và chậm pha so với gia tốc một góc là $\pi/2$). Theo tiêu chuẩn ISO, API tín hiệu đánh giá dao động theo vận tốc và gia tốc thường lấy giá trị \mathbf{v}_{RMS} , \mathbf{a}_{RMS} còn THDĐ chuyển vị lấy theo giá trị lớn nhất \mathbf{s}_{pk-pk} [71, 73].

Tín hiệu dao động đo đạc được ở dạng giá trị RMS vận tốc trong miền thời gian thực, xác định theo biểu thức (2.47).

$$v_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt}$$
(2.47)

Trong đó:

5: v(t) – Vận tốc trong miền thời gian; v_{RMS} – RMS của vận tốc; T – Thời gian lấy mẫu.

Nếu xác định được các giá trị của THDĐ bằng phân tích phổ tần được ghi lại, giá trị RMS của dao động vận tốc tính theo biểu thức (2.48).

$$\begin{aligned} v_{RMS} &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2} \\ &= \pi . \, 10^{-3} \sqrt{\frac{1}{2} [(s_1 f_1)^2 + (s_2 f_2)^2 + \dots + (s_n f_n)^2]} \\ &= \frac{10^3}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{a_1}{f_1}\right)^2 + \left(\frac{a_2}{f_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{a_n}{f_n}\right)^2} \\ \mathring{O} \, \hat{d}\hat{a}y: \ + a_j \ - gia \ t \acute{o}c, \ t \acute{i}nh \ theo \ RMS \ \mathring{o} \ t \grave{a}n \ s \acute{o} \ f_j, \ m/s^2; \\ &+ v_j \ - v \acute{a}n \ t \acute{o}c, \ t \acute{i}nh \ theo \ RMS \ \mathring{o} \ t \grave{a}n \ s \acute{o} \ f_j, \ mm/s; \\ &+ s_j - \ chuy \acute{e}n \ v i \ l \acute{o}n \ nh \acute{a}t \ peak - peak \ \mathring{o} \ t \grave{a}n \ s \acute{o} \ f_j, \ \mu m. \end{aligned}$$

Giá trị lớn nhất của dao động chuyển vị (s_{pk-pk}) theo từng tần số được xác định theo biểu thức (2.49):

$$S_i = \frac{450v_i}{f_i}, \,\mu\mathrm{m} \tag{2.49}$$

b. Biến đổi THDĐ dạng vận tốc sang dạng gia tốc

Phương pháp 1. Dùng FFT để có được các tính chất quan trọng và khử nhiễu qua cắt bỏ đi các thành phần có tần số được xem là gần với nhiễu (bậc cao), dùng công thức (2.50).

$$A_{n}(t) = [V_{n}(t) + noise]' \xrightarrow{FFT} \{ [V_{n1}^{0}, V_{n2}^{0}, \dots]; [\gamma_{vn1}^{0}, \gamma_{vn2}^{0}, \dots] \} - noise$$

Ta có:

$$A_{n}(t) = \sum_{k=1}^{3} k. \, \omega V_{nk}^{0} \cos(k\omega t + \gamma_{vnk}^{0})$$
$$= \sum_{k=1}^{3} A_{nk}^{0} \sin(k\omega t + \gamma_{ank}^{0})$$
(2.50)

 $\mathring{O} \ \hat{d} \hat{a} y: \quad A_n = [A_{n1}^0, A_{n2}^0, A_{n3}^0] = [\omega V_{n1}^0, 2\omega V_{n2}^0, 3\omega V_{n3}^0];$

$$\gamma_{an} = [\gamma_{an1}^{0}, \gamma_{an2}^{0}, \gamma_{an3}^{0}] = [\gamma_{vn1}^{0} + \pi/2, \gamma_{vn2}^{0} + \pi/2, \gamma_{vn3}^{0} + \pi/2];$$

Phương pháp 2. Dùng công thức tính đạo hàm:

$$A_n(t_i) = [V_n(t_i)]' = \frac{V_n(t_i) - V_n(t_{i-1})}{dt}; i = 1, 2, \dots$$
(2.51)

Phương pháp thứ hai thường cho sai số lớn do đó không nên sử dụng.

2.4. Cơ sở giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ2.4.1. Cơ sở lý thuyết về GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ





Giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ nhằm khai thác hợp lý và đảm bảo an toàn cho ĐCTBK tàu thuỷ như trên Hình 2.12.

Đồng thời, giám sát dao động có thể dự báo về chiều hướng mức THDĐ thay đổi của thiết bị như trên Hình 2.13.



Hình 2.13. Dự báo xu hướng dao động của máy

Các THDĐ (dạng cụ thể của dao động) trên ĐCTBK tàu thuỷ cần được xác định cụ thể về số lượng, vị trí đo giám sát để đưa ra yêu cầu thiết kế thiết bị đo tương ứng. VM cần được thực hiện theo yêu cầu đưa ra bởi các tổ chức tiêu chuẩn về dao động của quốc tế (ISO, API), các quy phạm, quy chuẩn của từng nước, cũng như của Việt Nam.

STT	Vấn đề liên quan	Ghi chú		
1	Chu kỳ lấy mẫu	Xác định thời gian chu kỳ làm việc		
2	Vị trí đo, các đặc tính về chế độ đo	Theo các tiêu chuẩn, quy phạm được áp dụng cho đối tượng		
3	Dạng tín hiệu chuyển đổi	Vận tốc - Gia tốc (hoặc Chuyển vị)		
4	Đơn vị đo theo tiêu chuẩn	EU (đơn vị kỹ thuật) hoặc dB		
5	Xử lý tín hiệu	FFT, RMS		

Bảng 2.2. Các vấn đề về khoa học cần giải quyết cho GSDĐ trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ

STT	Vấn đề liên quan	Ghi chú		
6	Lọc tín hiệu	Các bộ lọc trong miền thời gian, miền tần số; Lọc theo dải tần số trung bình (1/3 Octave)		
7	Mô hình hoá đặc tính dao động cho phép	Cho các dạng dao động (ngang, dọc, xoắn)		
8	Ra quyết định mức dao động được giám sát	So sánh giữa các ngưỡng với mức dao động đang giám sát		

Bảng 2.3. Các vấn đề về công nghệ cần giải quyết cho GSDĐ trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ

STT	Vấn đề liên quan	Nhiệm vụ	
1	Cảm biến: kiểu loại, số lượng, đặc điểm	Thiết kế nhiệm vụ đo và GSDĐ	
2	Thu thập dữ liệu và đồng bộ hoá	Thiết kế xây dựng các kênh đo	
3	Nhận dạng tự động, thiết lập cấu hình thiết bị đo	Thiết kế xây dựng phần mềm	
4	Đo và lưu trữ dữ liệu	Thiết kế xây dựng phần mềm	
5	Đọc và xử lý tín hiệu dao động off-line cho GSDĐ	Thiết kế xây dựng phần mềm (code trên Labview, SVT)	
6	Lưu trữ kết quả xử lý; Ra quyết định giám sát; Báo cáo kết quả giám sát	Thiết kế xây dựng phần mềm (code trên Labview)	

Như vậy, các THDĐ đo được như thế nào, bằng thiết bị gì, được xử lý ra sao cần được trả lời tường minh trên cơ sở khoa học (CSKH: các mô hình toán học, phương pháp giải, thuật toán xử lý,...) cũng như cơ sở công nghệ (CSCN: công nghệ điện tử - truyền thông cho thiết kế phần cứng, công nghệ phần mềm). Các nội dung và nhiệm vụ cho xây dựng CSKH và CSCN để giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ được tổng hợp và trình bày tại Bảng 2.2 và Bảng 2.3.

2.4.2. Cơ sở pháp quy (tiêu chuẩn) cho GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ 2.4.2.1. Các quy định về dao động và GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ

Trong lĩnh vực phân tích và GSDĐ máy một loạt các tiêu chuẩn đã được phát triển và ban hành bởi ISO (được thống kê trong [80]). Từ đó, nhiều nước cũng có riêng các tiêu chuẩn về dao động và GSDĐ, trong đó có Việt Nam. Dưới đây trình bày một số tiêu chuẩn, quy phạm quan trọng liên quan tới phân tích, GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ.

a. Các tiêu chuẩn quốc tế dùng để đánh giá mức dao động

- Bộ tiêu chuẩn **ISO 7919** - Đánh giá dao động máy bằng cách đo trên các trục quay (phần 1- Hướng dẫn chung; phần 4- Thiết bị tua bin khí) [71, 72].

Tiêu chuẩn này cung cấp các mô tả về các yêu cầu chung cho việc đánh giá, đo đạc dao động máy bằng phương pháp đo dao động của trục động cơ tua bin khí. Các hướng dẫn được đưa ra cho việc áp dụng các tiêu chí cho độ dao động của trục được đo gần với vòng bi của tuabin khí công nghiệp trong điều kiện hoạt động bình thường. Theo đó, các vùng giới hạn nguy hiểm theo mức dao động của động cơ tua bin khí được chia thành 4 vùng sau:

Vùng A: Vùng dao động của máy mới được đưa vào hoạt động thường.

Vùng B: Vùng dao động cho phép máy hoạt động lâu dài không bị hạn chế.

Vùng C: Vùng dao động không cho phép máy hoạt động liên tục trong thời gian dài. Máy có thể được vận hành trong một thời gian giới hạn, phải tăng cường theo dõi và khi có cơ hội thích hợp cần khắc phục.

Vùng D: Dao động máy trong vùng này thường được coi là đủ nghiêm trọng để gây hư hỏng cho máy.

Ranh giới giữa các vùng được xác định thông qua giá trị dao động chuyển vị đỉnh - đỉnh (S_{p-p}) phụ thuộc vào tốc độ n (rpm):

+ Đường A/B: $S_{p-p}=480/\sqrt{n}$, μm

- + Đường B/C: $S_{p-p} = 900/\sqrt{n}$, μm
- + Đường C/D: $S_{p-p} = 1320/\sqrt{n}$, μm

Các giới hạn dao động cho các ranh giới giữa các vùng cung cấp các hướng dẫn để tránh các thiếu sót cơ bản hoặc các yêu cầu không thực tế.

Giá trị mức cảnh báo "ALARM" được khuyên nằm trong vùng lớn hơn 25% giới hạn mức B và nhỏ hơn giới hạn mức C. Giá trị mức nguy hiểm "TRIP" cần giảm hoặc dừng ĐCTBK có thể nằm trong vùng C hoặc D.

Giá trị lớn nhất cho phép của chuyển vị tương đối của trục động cơ tua bin khí theo tốc độ quay được thể hiện trên Hình 2.14.



Hình 2.14. Giá trị khuyến cáo cho chuyển vị lớn nhất của trục là hàm số theo tần số quay của động cơ tua bin khí [72].

- *Bộ tiêu chuẩn* **ISO 10816** - Đánh giá dao động máy bằng cách đo trên các phần không quay (phần 1- Hướng dẫn chung; phần 4 - Tuabin khí đặt trên ổ đỡ bôi trơn bằng màng chất lỏng - ổ đỡ trượt) [73, 74].

Tiêu chuẩn này cung cấp các mô tả về các yêu cầu chung và các tiêu chí cụ thể cho việc đánh giá dao động của máy bằng phương pháp đo dao động trên vỏ hoặc bệ đỡ của động cơ tua bin khí. Theo đó, việc đánh giá các dao động dựa trên các nguyên tắc sau:

- Đo vận tốc sử dụng phân tích băng thông rộng;
- So sánh với các tiêu chí cho phép tùy thuộc vào loại và công suất máy;
- So sánh với sự thay đổi vận tốc dao động theo tiêu chí cho phép.

Trong hầu hết các trường hợp, tốc độ dao động là đủ để mô tả mức độ nghiêm trọng của dao động trên một phạm vi rộng của tốc độ vận hành máy. Tuy nhiên, việc sử dụng một giá trị giới hạn duy nhất cho dao động vận tốc, không quan tâm đến tần số, có thể dẫn đến sự nguy hiểm ở các máy hoặc bộ phận máy có tốc độ thấp và cao do dao động chuyển vị hoặc gia tốc vượt giới hạn cho phép trong khi giá trị vận tốc vẫn đảm bảo. Do đó, chuẩn cho phép theo dao động vận tốc sẽ có dạng chung của Hình 2.15.



Hình 2.15. Các vùng dao động

Ở đây:

+ f_u và f_l - giới hạn trên và dưới của dải tần số giám sát;

+ Khoảng xác định (1) của tần số $f_l \div f_x$, chuyển vị cho phép là không đổi theo từng vùng;

+ Khoảng xác định (2) của tần số $f_x \div f_y$, vận tốc cho phép là không đổi theo từng vùng;

+ Khoảng xác định (3) của tần số $f_y \div f_{u_0}$ gia tốc cho phép là không đổi theo từng vùng.

Phương trình tổng quát cho ranh giới giữa các vùng A, B, C và D :

$$V_{rms} = V_A \cdot G \left(\frac{f_z}{f_x}\right)^k \cdot \left(\frac{f_y}{f_w}\right)^m$$
(2.52)

Trong đó:

 V_{rms} – Giá trị RMS dao động vận tốc cho phép; V_A – Hằng số RMS dao động vận tốc cho phép ở ranh giới vùng A-B; G – Hệ số phụ thuộc vào đường bao của các vùng A,B,C,D. k, m – các hệ số phụ thuộc kiểu loại máy. f – tần số của THDĐ được đo; $f_z = f_w = f \, \operatorname{khi} f \ge f_y$ hoặc $f \le f_x$; $f_z = f_x$; $f_w = f_y \, \operatorname{khi} f_x \le f \le f_y$ Ranh giới giữa các vùng được xác định thông qua giá trị RMS dao động vận tốc trong khoảng tần số 10 Hz ÷ 500 Hz (hoặc lớn hơn 6 lần tần số lớn nhất của trục động cơ) như sau:

+ Đường A/B: $v_{rms} = 4,5$, mm/s+ Đường B/C: $v_{rms} = 9,3$, mm/s

- + Đường C/D: $v_{rms} = 14,7$, mm/s
- b. Tiêu chuẩn ISO về cân bằng động máy rô to

Tiêu chuẩn **ISO 1940**- Dao động cơ học - Yêu cầu chất lượng cân bằng cho rôto ở trạng thái không đổi (cứng) [76, 77].



Hình 2.16. Biểu đồ xác định eper theo tốc độ làm việc n và mức cân bằng G [76].

Bộ tiêu chuẩn này cung cấp các hướng dẫn cụ thể để xác định lượng mất cân bằng dư cho phép trong thực hiện cân bằng các rô to của ĐCTBK (Phần 1- Đặc điểm kỹ thuật và xác định dung sai cân bằng; Phần 2- Lỗi cân bằng).

Theo đó lượng mất cân bằng dư riêng cho phép e_{per} phụ thuộc vào tốc độ làm việc và mức chất lượng cân bằng của từng loại máy quay như Hình 2.16. Mức cân bằng sử dụng cho các động cơ tua bin khí là G2.5.

c. Tiêu chuẩn ISO dùng cho hệ thống đo và giám sát dao động

 Tiêu chuẩn ISO 10817- Hệ thống đo dao động trục quay (Phần 1: Cảm biến tương đối và tuyệt đối của dao động hướng tâm) [75];

- Tiêu chuẩn **ISO 13373**: Giám sát tình trạng và chẩn đoán tình trạng dao động của thiết bị (Phần 1: Quy trình chung; Phần 2: Xử lý, phân tích và trình bày dữ liệu dao động; Phần 3: Kỹ thuật chuẩn đoán) [78, 79].

Bộ tiêu chuẩn này cung cấp các hướng dẫn chung về chức năng đo lường và thu thập dữ liệu cần thiết để đánh giá giám sát và chẩn đoán tình trạng dao động của máy móc; các kỹ thuật thu thập dữ liệu, các vị trí lắp đặt các loại cảm biến, các nguyên nhân phổ biến nhất gây ra các sự cố máy liên quan đến dao động; các hướng dẫn xử lý dữ liệu dao động theo thời gian và tần số, chuyển đổi, lọc tín hiện, phân tích THDĐ, hiển thị dữ liệu và áp dụng kết quả phân tích để chẩn đoán.

d. Tiêu chuẩn API liên quan tới giám sát dao động

Tiêu chuẩn API Std 616 - Gas Turbines for the Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services (4.7-Dynamic) [46].

Tiêu chuẩn này hướng dẫn mức dao động và CBĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ. Các tiêu chí đánh giá cơ bản dựa trên các tiêu chuẩn quốc tế đã trình bày ở trên.

e. Bộ tiêu chuẩn Việt Nam về dao động máy [4-8]

TCVN 6371:1998: Dao động cơ học của các máy quay lớn có tốc độ từ 10 đến
 200 vòng/giây – Đo và đánh giá cường độ dao động tại vị trí làm việc;

TCVN 6372:1998: Dao động cơ học của máy quay và máy chuyển động tịnh tiến
 Yêu cầu cho thiết bị đo cường độ dao ;

TCVN 6373:1998 (tương đương ISO 1940-1): Dao động cơ học – Yêu cầu về chất lượng cân bằng rôto – Xác định lượng mất cân bằng dư cho phép;

- TCVN 9224:2012: Dao động và va đập cơ học - Gá lắp đầu đo gia tốc;

- TCVN 9229:2012 (tương đương ISO 18016-3): Dao động cơ học - đánh giá dao động của máy bằng cách đo trên các bộ phận không quay (Phần 1: hướng dẫn chung;
Phần 3: máy công nghiệp công suất danh nghĩa trên 15 kw và tốc độ danh nghĩa giữa 120 r/min và 15000 r/min khi đo tại hiện trường;

Các tiêu chuẩn của Việt Nam cơ bản được xây dựng từ các bộ tiêu chuẩn quốc tế đã trình bày ở trên.

2.4.2.2. Yêu cầu về GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ của cơ quan Đăng kiểm

Có nhiều cơ quan chuyên môn về đăng kiểm tàu biển đưa ra các quy phạm cho dao động và giám sát dao động như ABS (Mỹ) [39, 40], NNK (Nhật Bản) [54], DNV-GL (Nauy) [57, 58], Lloys (Anh) [84] và RMR (Nga) [90],...

Các yêu cầu về giám sát trong các quy phạm của từng cơ quan cơ bản bám theo các tiêu chí của bộ tiêu chuẩn ISO. Tuy nhiên, khi nghiên cứu cho đối tượng là các động cơ tua bin khí trang bị trên tàu thuỷ Việt Nam (cơ bản là các động cơ của các nước trong khối Liên Xô cũ) nên luận án sẽ lựa chọn quy phạm đăng kiểm của Nga RMR để làm cơ sở phân tích, mô phỏng và xây dựng hệ thống GSDĐ.

a. Các thông số dao động tiêu chuẩn

Các thông số dao động tiêu chuẩn gồm:

 Giá trị căn bậc hai trung bình (RMS) của dao động vận tốc được đo và xử lý qua 1/3-octave là thông số dao động cơ bản. Ngoài ra, có thể sử dụng giá trị RMS dao động gia tốc để đo và giám sát.

- Biểu diễn dao động theo đơn vị kỹ thuật (EU, mm/s, m/s²) hoặc dB, theo các giá trị giới hạn vận tốc hoặc gia tốc (vận tốc giới hạn chuẩn, $v_{e0} = 5.10^{-5}$ mm/s hoặc gia tốc chuẩn, $v_{a0} = 3.10^{-4}$ m/s²), theo công thức (2.53):

$$L = 20ln \frac{v_e}{v_{e0}}$$
(2.53)

b. Giới hạn các mức (vùng) dao động đối với động cơ tua bin khí

Ba vùng giới hạn dao động cho động cơ tua bin khí tàu thuỷ [90] là:

A – TTKT của máy và thiết bị sau chế tạo hoặc sửa chữa;

B – TTKT của máy và thiết bị trong khai thác bình thường;

C – TTKT của máy và thiết bị khi khai thác có thể xảy ra hư hỏng, sự cố.

Đối với ĐCTBK tàu thuỷ, các mức giới hạn theo giá trị RMS của dao động dạng vận tốc và gia tốc cho phép theo RMR (2016) [90] được tổng hợp trong Phụ lục 1 (Bảng 2, và Hình 1).

Vị trí các điểm đo dao động cho động cơ tua bin khí tàu thuỷ được chỉ ra theo RMR [90] như trên Hình 2.17.



Hình 2.17. Các điểm đo dao động đối với động cơ tua bin khí [90]

2.4.3. Cơ sở công nghệ và truyền tin cho giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ

2.4.3.1. Hệ thống tự động giám sát dao động cho động cơ tua bin khí

Hệ thống tự động GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ được đề xuất trên cơ sở công nghệ điện tử –truyền tin hiện đại, các khối chính như đã thể hiện trên Hình 2.18.



Hình 2.18. Sơ đồ hệ thống tự động GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ

*S*₁, *S*₂,...,*S*_m - *C*åm biến dao động đo tại gối đỡ đặt rô to của ĐCTBK giám sát;

S_p - Cảm biến tốc độ, đo vận tốc quay của trục rô to; DAQ - Bộ thu thập, chuyển đổi,
 đồng bộ hoá dữ liệu; CPU - Bộ xử lý trung tâm (Central Processing Unit);
 VDMS - Phần mềm giám sát, chẩn đoán dao động

Các khối được xây dựng theo mô đun, chuẩn công nghiệp đáp ứng cho nhiệm vụ: tự động đo, truyền tin, xử lý thông tin theo thuật toán, đưa ra kết quả giám sát và chẩn đoán TTKT của ĐCTBK, báo động nếu đối tượng có mức dao động vượt quá ngưỡng cho phép.

Thiết bị được lắp đặt tĩnh tại trên ĐCTBK hoặc có thể là hệ thống di động (xách tay), do người vận hành chuyển từ nơi này đến nơi khác tùy thuộc vào mục đích của bài toán giám sát, chẩn đoán đặt ra.

Dòng thông tin trong GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ (Hình 2.19) có các điểm được "đánh dấu" 1,2,...,5 là các mốc thay đổi dạng tín hiệu.



Hình 2.19. Nguyên lý dòng thông tin trong GSDĐ trên ĐCTBKTT [15]

2.4.3.2. Đặc điểm cấu hình hệ thống tự động GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ

Trên cơ sở các yêu cầu về đo, xử lý tín hiệu, cấu hình của hệ thống GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ cần được xây dựng sao cho tối ưu nhất về mặt số lượng và chủng loại của các đầu cảm biến dao động, của bộ DAQ, cấu hình của CPU và tổng thể hệ thống truyền thông.

Các dao động đo bằng cảm biến đặt tại phần cố định, trên bề mặt của ĐCTBK tàu thuỷ nên dễ dàng triển khai và có nhiều phương án lựa chọn. Nếu lắp đặt cố định trên máy, ta có thể dùng phương án vít để cố định các đầu cảm biến, hoặc dùng đế nam châm cho tiện lợi.

Theo các tiêu chuẩn tại các ổ đỡ hoặc bệ đỡ bằng các bộ cảm biến khác nhau như cảm biến chuyển vị, cảm biến vận tốc hay cảm biến gia tốc. Việc lựa chọn loại cảm biến cần căn cứ vào theo loại tín hiệu được giám sát theo các tiêu chuẩn, dải tần số đo, độ nhạy, các điều kiện môi trường làm việc (ví dụ: nhiệt độ) phụ thuộc vị trí bố trí cảm biến... Với tốc độ làm việc lên tới hàng chục nghìn vòng/phút của ĐCTBK tàu thuỷ, các cảm biến gia tốc hiện đại có nhiều ưu thế hơn trong việc sử dụng để đo đạc và giám sát dao động của ĐCTBK.

Vị trí bố trí các cảm biến đo dao động có thể đặt tại từng ổ đỡ của các rô to của động cơ tua bin khí hoặc cũng có thể đặt tại vị trí các bệ đỡ của động cơ [86, 90]. Với phương án bố trí cảm biến ở từng ổ đỡ có ưu điểm là mô hình toán đơn giản (dễ mô phỏng số cho THDĐ đo được), việc xử lý tín hiệu đơn giản và có độ chính xác cao, thuận lợi cho phân tích chẩn đoán tuy nhiên cũng có khó khăn đó là số lượng cảm biến lớn, khó bố trí, triển khai trong thực tế, một số vị trí có nhiệt độ cao, đòi hỏi loại cảm biến đắt tiền... Còn phương án bố trí cảm biến trên bệ đỡ của động cơ cho phép đơn giản hoá cấu hình hệ thống, giảm được chi phí, dễ dàng lắp đặt triển khai trên thực tế (đặc biệt phù hợp cho các hệ thống giám sát di động), tuy nhiên mô hình toán THDĐ, mô phỏng, lập trình phức tạp, việc phân tích, xử lý tín hiệu khó khăn hơn phương án đầu. Mỗi cách bố trí cảm biến có những ưu, nhược điểm riêng, khi xây dựng thiết kế hệ thống cần cân nhắc tính toán cho phù hợp với mục đích và mức độ yêu cầu của việc giám sát dao động của ĐCTBK. Theo quy phạm đăng kiểm Nga, vị trí đặt các cảm biến đo dao động cùng với tiêu chuẩn kèm theo là tại các bệ đỡ của động cơ và các ổ đỡ của bộ truyền động (Hình 2.17).

Cảm biến đo vận tốc góc của trục rô to dùng quang hoặc điện - từ. Nếu điều kiện không cho phép lắp đặt cảm biến riêng trên ĐCTBK, có thể lấy tín hiệu đo tốc độ quay từ các đồng hồ hiển thị tốc độ trên hệ thống điều khiển giám sát chung của động cơ.

Bộ thu thập tín hiệu DAQ cần đảm bảo có đủ số kênh để kết nối các cảm biến. Tần số trích mẫu của DAQ phải đảm bảo theo yêu cầu dải tần số được giám sát cho ĐCTBK theo các tiêu chuẩn, quy phạm đã nêu cũng như bảo đảm độ chính xác từ FFT các tín hiệu của dao động.

Ví dụ: Tần số trích mẫu của DAQ-NI 9234 đạt 51,2 kHz cho 1 kênh. Với cấu hình trên của bộ thu thập dữ liệu, ta có thể đưa ra tín hiệu đo và phân tích FFT, với tần số của tín hiệu 25,6 kHz, trong khi đó phổ tần cao nhất theo tiêu chuẩn dao động đã được phân tích ở trên mà Quy phạm tàu biển Nga (RMR-2016) [90] đưa ra là 8 kHz.

Giả thiết ĐCTBK tàu thuỷ làm việc với vòng quay 12000 vòng/phút, tương ứng f_c = 200 Hz. Tốc độ trích mẫu nếu đặt $F_s = 20$ kHz, thời gian quay một chu kỳ (1 vòng, 360°) $T_c = 1/200$ (s) = 5 mms, sẽ trích được số lượng mẫu:

 $#S = T_c/d_t = F_s/f_c = 20000/200 = 100 \text{ (maan samples)}.$

Độ chính xác cao có thể đạt được khi biến đổi FFT và cho ta điều hòa cao nhất bậc #S/2 = 50, tương ứng với tần số 50 x 200 = 10000 Hz = 10 kHz.

Nếu chọn DAQ 9234 để thu thập tín hiệu cho hệ thống giám sát, chúng ta có thể áp dụng cho các đối tượng ĐCTBK tốc độ cao (khoảng 30000 ÷ 40000 vòng/phút).

Để xây dựng phần mềm giám sát và chẩn đoán dao động (SVDM, Software for vibration monitoring and diagnostics), cần triển khai xây dựng thuật toán và phân tích thiết kế phần mềm dựa trên lý thuyết thống kê, xử lý THDĐ, kết hợp FFT với lọc 1/3–Octave.

Phần mềm ứng dụng LabView có nhiều chức năng tiện ích cho chế tạo máy đo, giám sát các quá trình vật lý thực cũng như các thiết bị ảo (mô phỏng) [99].

Phần mềm MatLab là công cụ lập trình toán học mạnh. Kết quả lập trình Code trong Matlab là các m.file có thể được đưa sang phần mềm LabView với mô đun MathScript trong LabView.

Có thể nói việc lựa chọn cấu hình DAQ–NI 9234 và sử dụng nền tảng LabView để xây dựng SVDM rất phù hợp với sự phát triển, ứng dụng công nghệ cao cho chế tạo thiết bị hiện đại (thực hoặc ảo) để đo, giám sát, chẩn đoán ĐCTBK tàu thuỷ bằng dao động. Công nghệ NI đã được Đỗ Đức Lưu và các cộng sự nghiên cứu, xây dựng thành công máy đo và phân tích dao động trên cơ sở công nghệ DAQ và lập trình code trên LabView của NI (National Instruments, Hoa Kỳ) [11, 13, 15, 24]. Trong đề tài luận án tiến sĩ này, NCS tiếp tục kế thừa hệ thống đo dao động gia tốc đa kênh trên, sẽ tiếp tục phát triển thuật toán và lập trình code (trên LabView) để xây dựng một số mô đun (VI) cho xử lý tín hiệu dao động, xây dựng dữ liệu mức dao động cho phép đối với động cơ TBK, ra quyết định giám sát dao động.

Như vậy, với sự phát triển của thiết bị công nghệ hiện nay (cảm biến hiện đại, bộ thu thập tín hiệu tốc độ cao, các phần mềm tiện ích mạnh hỗ trợ lập trình code thuận tiện) cho phép ta chủ động thiết kế, xây dựng hệ thống thiết bị và phần mềm để đo, xử lý, phân tích, GSDĐ đáp ứng các yêu cầu, nhiệm vụ cụ thể đã xác định cho ĐCTBK tàu thuỷ.

2.4.4. Mô hình toán các đặc tính giới hạn dao động cho ĐCTBK tàu thuỷ

2.4.4.1. Mô hình lớp trạng thái cho GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ

 Lớp D₁ là TTKT của tổ hợp khi TTKT của ĐCTBK tốt (động cơ mới hoặc đang khai thác tốt, mức độ dao động nằm dưới ngưỡng B);

Lớp D₂ là TTKT của tổ hợp ĐCTBK xấu, MCB dư vượt mức cho phép (theo ISO 1940-1) [76] hoặc mức dao động vượt qua ngưỡng cho phép B và dưới ngưỡng C (theo RMR) [90]. Tại vùng này, có thể máy làm việc, nhưng sự cố có thể xảy ra.

 Lớp D₃ là TTKT của tổ hợp ĐCTBK quá xấu, dao động ngang vượt quá ngưỡng cho phép nguy hiểm C. Sự cố không lường trước được.

Động cơ tua bin khí tàu thuỷ là thiết bị quay với tốc độ lớn (trên 10.000 v/ph), nên giám sát mức độ dao động là rất quan trọng, cần duy trì ở trạng thái luôn tốt, (lớp TTKT D_1). Do vậy trong khai thác, chúng ta cần quan tâm hai lớp TTKT D_1 và D_2 , ở đó đường phân tách giữa hai lớp chính là đường giới hạn mức B. Còn việc phân chia lớp trạng thái D_1 thành hai lớp con $D_{1.1}$ và $D_{1.2}$ khi máy mới / máy hoạt động bình thường lâu dài không hư hỏng có ý nghĩa lý thuyết nhiều hơn. Tương tự, lớp TTKT D_2 (có thể xảy ra hư hỏng) được phân tách thành hai lớp con $D_{2.1}$ và $D_{2.2}$ với đường phân tách giữa hai lớp này là đường đặc tính mức dao động giới hạn C. Trong khai thác - bảo dưỡng các tàu quân sự, luôn duy trì trạng thái sẵn sàng chiến đấu, tiêu chuẩn kỹ thuật phải đảm bảo mức dao động nằm ở lớp TTKT D_1 . Từ đó, dưới quan điểm lý thuyết phân lớp TTKT cho duy tu bảo dưỡng ĐCTBK tàu thuỷ, đối tượng này được phân lớp như sau.

Tập lớp TTKT của ĐCTBK được giám sát bằng dao động:

$$D = \{D_1, D_2\}$$
(2.54)

Trong giám sát, chẩn đoán, theo mức dao động cho từng lớp D_1 , D_2 chúng ta có thể phân lớp cụ thể hơn, chi tiết hơn theo mức A, B, hoặc C.

Khi đó, ta viết tập hợp các lớp TTKT của ĐCTBK được giám sát dao động:

$$D = \{D_1\{ D_{1.1}, D_{1.2}\}, D_2\{D_{2.1}, D_{2.2}\}\} = \{D_{1.1}, D_{1.2}, D_{2.2}, D_{2.2}\}$$
(2.55)

Đường ranh giới mức A, B và C được đưa ra dưới dạng bảng số liệu đã chỉ trong Phụ lục 1 (Bảng 2). Tuy nhiên, trong thực tế, với từng tín hiệu sẽ có độ chính xác khác nhau, và mỗi đường mức giới hạn sẽ đưa vào một khoảng "dung sai, Δ " tương ứng.

Ví dụ mô hình với phương trình hình thức (2.55) ta cần có 3 đường đặc tính chuẩn cho từng điểm đo (Hình 2.17).

Đặc tính chuẩn của các đường chuẩn (giới hạn) này được thể hiện:

$$C_i(f) \pm \Delta_i = [C_i(f) - \Delta_i, C_i(f) + \Delta_i]; \ \Delta_i = m_i.\sigma_i$$
(2.56)

$${O}$$
 đây: m_i -hệ số phân tán, $m = 1.8 \div 3$;

i - chỉ số tín hiệu dao động (điểm đo);

 σ_i – phương sai khi xác định thông số giám sát V_i.

Như vậy, đặc tính chuẩn dùng trong giám sát, chẩn đoán bằng dao động sẽ là các vùng ranh giới, đặc trưng bởi đường các giá trị trung bình ranh giới và phạm vi dung sai của chúng có dạng:

$$D_{j,j+1} = C(D_j, D_{j+1}) = \{C_j(f), \Delta_j\} = \{C_i(f), \sigma_i\}$$
(2.57)

2.4.4.2. Mô hình hoá đặc tính chuẩn dao động thẳng trên TBK tàu thuỷ

Các vị trí đo dao động thẳng (DĐN) trên ĐCTBK tàu thuỷ được chỉ ra như trên Hình 2.17 (RMR, 2016) [90]. Theo đó, đối với ĐCTBK đóng vai trò máy chính trên tàu thuỷ, các vị trí đo dao động thẳng được chỉ ra đều nằm trên các chi tiết tĩnh của ĐCTBK tàu thuỷ.

Điểm quan tâm chính đối với các THDĐ đo trên ĐCTBK tàu thuỷ tại vị trí 1, 2, 3, 4, 5 là mức cho phép được đưa ra bởi Quy phạm, từ đó chúng ta cần triển khai biến đổi

THDĐ về các đại lượng phù hợp rồi so sánh chúng với mức cho phép. Kết quả so sánh sẽ cho ta biết TTDĐ nằm trong vùng nào tương ứng với các mức A hoặc B.

Ngưỡng giới hạn cho TTDĐ đo bằng các cảm biến gia tốc được NCS xây dựng từ ngưỡng đo vận tốc dao động tại từng tần số f(Hz) với cơ sở toán học được xây dựng từ bản chất vật lý của tín hiệu hình sin có tần số f (Hz) hay $\omega=2\pi f$ (rad/s).

Qui phạm RMR [90] đưa ra các ngưỡng cho phép khi đo DĐN và DĐD ở dạng THDĐ vận tốc được biến đổi FFT và sử dụng băng thông 1/3-octave (Bảng 1-Phụ lục 1). Tuy nhiên, khi dùng cảm biến đo gia tốc (m/s²), ta cần xác định mức cho phép ứng với các ngưỡng A và B khi tín hiệu được phân tích FFT, dùng lọc 1/3-octave. Tại từng tần số f trung tâm theo băng thông 1/3 Octave, ta có thể chuyển đổi biên độ dao động vận tốc (A_v) sang biên độ dao động gia tốc (A_a) theo công thức (2.58):

$$A_a = A_v * 2\pi f, \, m/s^2 \tag{2.58}$$

Trong công thức (2.58) A_v đo bằng m/s, còn khi A_v đo bằng mm/s theo ngưỡng đưa ra từ RMR [90] ta sử dụng công thức (2.59):

$$A_a = A_v * 2\pi f * 10^{-3}, \, m/s^2 \tag{2.59}$$

Kết quả chuyển đổi mức giới hạn sẽ được tổng hợp vào Bảng 2.4 (chi tiết xem Bảng 3 - Phụ lục 2).

	TS TB	$[V_{ghv}(f)]$		$[V_{gha}(f)]$	
STT	1/3-octave	A – Level	B – Level	A – Level	B – Level
	f-m(HZ)	mm/s	mm/s	m/s^2	m/s^2
1	1,6	1,6	2,9	0,016	0,029
2	2,0	1,8	3,5	0,023	0,044
3	2,5	2,2	4,3	0,035	0,068
	•••	•••	•••	•••	•••

Bảng 2.4. Chuyển đổi mức dao động cho phép đối với ĐCTBK tàu thuỷ

Đặc tính chuẩn của lớp TTKT ĐCTBK được đặc trưng bởi giá trị giới hạn đưa ra theo Phụ lục 1 (Hình 1, Bảng 2). Đường giới hạn đó được mô hình hóa bằng hàm toán học, biểu diễn dưới dạng hình thức như biểu thức (2.60):

$$C_i(f) = g(f) \tag{2.60}$$

Ở đây: f - tần số trung bình được xét, Hz ; C_i - mức độ dao động giới hạn (mức A hoặc B), dB. Hai đường cong gãy khúc (Hình 1- Phụ lục 1) được mô hình hóa theo từng đoạn

$$C_{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} g_{1A}(f), khi \ 1.6 < f < 10 \ H_z; \\ 16.5, khi \ 10 \le f \le 500 \ H_z; \\ g_{2A}(f), khi \ 500 \le f \le 4000 \ H_z \end{bmatrix}$$
(2.61)
$$C_{\mathbf{B}} = \begin{bmatrix} g_{1B}(f), khi \ 1.6 < f < 10 \ H_z; \\ 110, khi \ 10 \le f \le 500 \ H_z; \\ g_{2B}(f), khi \ 500 \le f \le 8000 \ H_z \end{bmatrix}$$

Ở đây, các hàm số $g_{1A(B)}(f)$ và $g_{2A(B)}(f)$ thu được bằng giải tích hồi quy theo các dữ liệu đưa ra (trong Bảng 2 - Phụ lục 1).

Mô hình hoá đặc tính chuẩn giám sát theo dao động gia tốc cũng được thực hiện tương tự như trên theo dao động gia tốc (cho các kết quả tính được trong Bảng 2.4).

2.4.5. Mô hình thuật toán mô phỏng GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ

Bài toán ra quyết định TTDĐ hiện hành được thực hiện theo thuật toán gồm 4 bước:

Bước 1. Tạo véc tơ tần số dao động trung bình giám sát cho ĐCTBK tàu thuỷ (theo RMR [90]). Tần số này được viết dưới dạng véc tơ (2.63):

$$F_{cf} = [F_{cf}(1), F_{cf}(2), \dots, F_{cf}(N)]; N = \max(size(F_{cf}))$$
(2.63)

Bước 2. Xác định mức dao động cho phép A và B (PVLA và PVLB) tương ứng với từng tần số theo các đặc tính chuẩn đã được mô hình hoá thành các hàm số như đã trình bày ở mục 2.4.4.

Buớc 3. So sánh mức dao động hiện tại trên ĐCTBK tàu thuỷ (đo hoặc mô phỏng, có xử lý FFT, lọc 1/3 octave) với ngưỡng PVLA và PVLB (đã xác định ở bước 2) và đưa ra kết quả mức dao động chung cho ĐCTBK tàu thuỷ tại tất cả các tần số $F_{cf}(k)$, $k = 1 \div N$ (đã xác định ở bước 1).

Bước 4. Hiển thị (thông báo) kết quả giám sát.

2.4.6. Mô hình hóa dao động và CBĐ rô to ĐCTBK tàu thuỷ đặt nằm ngang trên MCBĐ

Một yêu cầu quan trọng trong khai thác bảo dưỡng và sửa chữa ĐCTBK tàu thuỷ là CBĐ rô to cũng như các thành phần của rô to trên máy CBĐ đặt nằm ngang.

Các tài liệu chuyên sâu về hướng dẫn kỹ thuật cho cân bằng động rô to ĐCTBK [9, 25, 56] chỉ ra rằng các nhiệm vụ cân bằng đều thực hiện đối với rô to có cấu hình

cân bằng trên hai mặt phẳng. Trong quá trình cân bằng, phương pháp cân bằng có thể thêm vào khối lượng (hàn đắp) hoặc lấy bớt (mài bớt) một khối lượng nhất định mà quá trình tính toán chỉ dẫn.

Cơ sở toán học đã được Đỗ Đức Lưu nghiên cứu và công bố trong một số công trình của ông và các cộng sự [12, 14, 15, 16]. Nội dung cơ bản về mô hình hóa dao động, CBĐ cho rô to cứng đặt nằm ngang được nghiên cứu sinh tìm hiểu và phát triển cho xây dựng mô phỏng CBĐ rô to.

2.4.6.1. Cơ sở toán học cho cân bằng động máy rô to a. Xác định lượng mất cân bằng dư cho phép

Tiêu chuẩn ISO 1940-1 cho phép xác định lượng mất cân bằng dư cho phép U_p đối với rô to cũng như đối với từng mặt phẳng cân bằng $U_p^{(I)}$, $U_p^{(II)}$ [76].

Các thông tin cần xác định cho tính toán U_p đó là:

- Mức (cấp) cân bằng (Grade, G_{xxx}), theo đó ta có G = "xxx";
- Tốc độ khai thác định mức của rô to (n), rpm;
- Khối lượng rô to (M), kg.

Mô hình hình thức mất cân bằng dư cho phép chung cho rô to được biểu diễn:

$$e_p = e_p(G, n)$$
 [g.mm/kg tr.luong rô to]

Mối quan hệ: $G = e_p.\omega = \text{const.}$ Ứng với mỗi loại máy rô to sẽ có chất lượng mất cân bằng dư cho trước (ví dụ: đối với động cơ tua bin khí ta sử dụng mức G2.5) [76].

Để khắc phục phải tra cứu đồ thị phức tạp và không chính xác, chúng ta xác định e_p theo biểu thức (2.64):

$$e_p = \frac{G}{\omega} = \frac{30G}{\pi n} \tag{2.64}$$

Ngoài ra:
$$U_p = e_p M$$
 (2.65)

Từ đó:
$$U_p = \frac{30G}{\pi n} M \approx 9.554 \frac{G.M}{n}$$
 (2.66)

Phân bố tương đối giữa các mặt phẳng cân bằng và các vị trí đo dao động trong quá trình cân bằng động được chỉ ra trên Hình 2.20 [9].

Thông thường ta cần nhập các kích thước A, B, C cho mối tương quan giữa các mặt phẳng cân bằng tính từ các gối đỡ, nơi đo dao động. Điểm gốc được tính từ gối đỡ trái khi đo các kích thước hình học.

Đối với mỗi cấu hình trên Hình 2.20, việc xác định $U_p^{(I)}$, $U_p^{(II)}$, cần được thêm các hệ số hiệu chỉnh thích hợp [12] và cần kiểm tra thêm điều kiện kinh nghiệm [76].



Hình 2.20. Cấu hình cân bằng động rô to trên máy cân bằng động [9]

b. Chọn các khối lượng thử trên các mặt phẳng cân bằng

Xác định khối lượng thử trong cân bằng động sao cho thích hợp, nếu chọn quá nhỏ sẽ không nhận biết được sự thay đổi dao động và không xác định được các tham số cần thiết, còn nếu quá lớn sẽ gây dao động quá mạnh có thể làm hư hỏng máy. Khối lượng thử có thể được xác định theo [12]:

- Khi rô to nhỏ, chọn khối lượng thử mt theo công thức:

$$m_t = 5. U_p/r \tag{2.67}$$

Ở đây: r- khoảng cách từ tâm trục quay đến vị trí đặt tâm khối lượng thử.

- Khi rô to lớn ta có thể điều chỉnh theo hệ số k:

$$m_t = 5.k. U_p/r$$
; với $1 \le k \le \frac{n_{kt}}{n_{ch}}$ (2.68)

2.4.6.2. Qui trình CBĐ rô to đặt trên máy CBĐ trên cơ sở phần mềm cân bằng động rô to

Xây dựng mô hình dao động và CBĐ rô to của ĐCTBK tàu thuỷ có thể được diễn giải sau đây (Sản phẩm là nội hàm nằm trong phần mềm mô phỏng):

Bước 1. Xây dựng mô hình cơ hệ rô to của ĐCTBK tàu thuỷ đặt nằm ngang trên máy CBĐ. Hệ các phương trình được viết tương tự như hệ phương trình (2.9), (2.10) và (2.11).

Bước 2. Xây dựng mô hình tính lực mất cân bằng quy đổi từ các khối lượng MCB trên một hoặc hai mặt phẳng cân bằng tới hai gối đỡ trái và phải.

Bước 3. Giải nghiệm (thực nghiệm số) hệ phương trình (2.11) dưới tác động của lực MCB đã xét tại bước 2 bằng phương pháp đã nêu trên.

Bước 4. Mô hình tính lực / khối lượng thử tạo mất cân bằng trong 02 lần thử nghiệm với trọng lượng thử. Mô hình toán được sử dụng như trong quá trình cân bằng.

Bước 5. Phân tích nghiệm dao động (mô phỏng) tại bước 3 đơn giản hơn trong thực tế đo và biến đổi tín hiệu. Trong thí nghiệm số, vì ta giải nghiệm phức, nên không cần biến đổi FFT để thu được biên độ và pha của dao động cơ bản (tần số bằng tần số quay của trục).

Bước 6. Xác định lượng mất cân bằng dư theo ma trận ảnh hưởng – như thuật toán và cơ sở toán học trong cân bằng động [12].

Bước 7. Đưa ra quyết định cân bằng (khối lượng cần điều chỉnh trong quá trình cân bằng và vị trí đặt chúng). Cơ sở toán học hoàn toàn giống như quá trình thực.

Bước 8. Kiểm tra mất cân bằng dư sau khi tiến hành cân bằng. Khâu này trong mô phỏng có thể bỏ qua.

Thí nghiệm số dao động và CBĐ rô to ĐCTBK tàu thuỷ đặt trên máy CBĐ sẽ được triển khai ở chương sau trong phần mềm mô phỏng CBĐ với chức năng giám sát mức độ cân bằng của rô to trước và sau khi triển khai cân bằng động theo quy định.

2.5. Đánh giá độ tin cậy của dữ liệu đo (mô phỏng) và xây dựng mô hình hồi quy 2.5.1. Đánh giá độ tin cậy của tín hiệu

Sai số của tín hiệu mô phỏng có thể xuất hiện do nhiều nguyên nhân như sai số mô hình, sai số thuật toán giải nghiệm, sai số biến đổi tín hiệu... Hoàn thiện mô hình, tối ưu hoá thuật toán,... cho phép giảm sai số của việc mô phỏng. Phương pháp nghiên cứu đánh giá sai số dựa trên cơ sở lý thuyết thống kê. Ta đưa vào các thí nghiệm có đầu vào cho rô to cân bằng với các mức độ sai số khác nhau, có tính đến sai số ngẫu nhiên. Thực hiện mô phỏng cân bằng và xử lý các số liệu thu được từ phần mềm mô phỏng cân bằng động (Simulation Software for Dynamic Balancing, DBSS) khi phần mềm đưa ra kết quả đánh giá mất cân bằng dư (đầu ra của bài toán ngược). Với số liệu đầu vào (mô phỏng mất cân bằng dư) và đầu ra (tính ngược lại chính đại lượng mất cân bằng dư đó) cho phép thực hiện đánh giá thống kê độ chụm (sự tập trung) và phương sai (sự phân tán), đưa ra độ tin cậy của phần mềm theo tiêu chuẩn thống kê Schi (χ^2) [24].

Cơ sở dữ liệu thu được qua n lần thử lặp (mô phỏng có sai số đầu vào m_i(k)=m \pm dm (với dm là sai số giả định do nhiễu trắng), sau đó ta mô phỏng được quá trình xác định bài toán ngược, đánh giá lượng mất cân bằng m_e(k), k=1,2,...,n (giả thiết bán kính r xác định, không đổi).

Giá trị trung bình mất cân bằng ước lượng:

$$\overline{m}_e = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n m_e(k); \quad SE = \sum_{k=1}^n [m_e(k) - \overline{m}_e]^2$$
(2.69)

Tổng bình phương sai số SE có bậc tự do $\upsilon = n-1$ (bằng số lần thí nghiệm lặp trừ 1 do 1 phương trình liên kết tính giá trị trung bình). Tiêu chuẩn Schi được sử dụng cho kiểm tra độ tin cậy (độ chụm) dữ liệu đầu ra.

$$\chi_c^2(\vartheta) = SE/(n-1) \tag{2.70}$$

Kiểm tra giá trị tính (2.70) với giá trị tiêu chuẩn theo lý thuyết thống kê $\chi^2_{\beta}(\upsilon)$ đạt $\beta = (1-\alpha)$ độ tin cậy (α - sai số), nếu xảy ra:

$$\chi_c^2(\vartheta) \le \chi_\beta^2(\vartheta) \tag{2.71}$$

Khi đó, tín hiệu nằm trong đoạn:

$$[\overline{m}_e - k\sigma, \overline{m}_e + k\sigma]; \ \sigma^2 = SE/n \tag{2.72}$$

Trong lý thuyết thống kê, thông thường chọn độ tin cậy β =95%, hay sai số α =5%, nếu dữ liệu thỏa mãn điều kiện (2.71), khi đó k=2. Nếu β =99%, k=2.8÷ 3.

2.5.2. Tổng hợp mô hình hồi quy và đánh giá độ tin cậy của mô hình

Để nâng cao độ chính xác và hiệu quả của quá trình cân bằng động, giảm sai số quá trình mô phỏng, Luận án thực hiện việc xác định mô hình hồi quy và đánh giá độ tin cậy của mô hình.

Mô hình hồi quy cần được xây dựng được thể hiện theo sơ đồ hộp đen (Hình 2.21), và hệ phương trình (2.73):

Hình 2.21. Sơ đồ mô hình hồi quy chẩn đoán mất cân bằng

Trên Hình 2.21 và hệ phương trình (2.73), nhân tố x₁, x₂ đặc trưng cho đầu vào của thí nghiệm, có giá trị ±1, tương ứng với giá trị MCB đầu vào m₁ và m₂ tại giá trị lớn nhất và nhỏ nhất trên MF I và II, x₁₍₂₎ = [-1,1]; m₁ = [m₁₀- Δ m₁, m₁₀+ Δ m₁]; m₂ = [m₂₀- Δ m₂, m₂₀+ Δ m₂], còn các giá trị quan sát được (tính được từ phần mềm cân bằng động) là giá trị MCB y₁ và y₂ đưa ra.

Mối quan hệ giữa x₁, x₂ và khối lượng tuyệt đối MCB được xác định :

$$m_k = m_{k0} + x_k \Delta m_k, \ k = 1,2 \tag{2.74}$$

Một phương trình trong hệ tuyến tính (2.73) có 3 ẩn nên nếu thiết kế thí nghiệm theo kế hoạch đầy đủ có 2 nhân tố sẽ cần: $N=2^2 = 4$ thí nghiệm, không đủ số lần thí nghiệm để đánh giá độ tin cậy của kết quả. Do đó cần mở rộng kế hoạch thí nghiệm với số lần lặp cho mỗi thí nghiệm chính là 3. Như vậy, tổng số số lần thí nghiệm là N=12.

Xây dựng mô hình hồi quy chẩn đoán MCB cho rô to trên GTE dạng (2.74) thực hiện bằng phương pháp bình phương nhỏ nhất các sai số, đánh giá độ tin cậy của mô hình thu được theo tiêu chuẩn thống kê Fisher.

Hệ số $\mathbf{a} = [a_0, a_1, a_2]$ (cũng tương tự cho $\mathbf{b} = [b_0, b_1, b_2]$) trong hệ phương trình (2.73) được xác định theo (2.75).

$$F_a = y \rightarrow a = (F^T F)^{-1} (F^T y)$$
 (2.75)

Ở đây, F là ma trận thông tin gồm 3 cột và 12 hàng, trong đó cột thứ nhất là véc tơ đơn vị, hai cột sau có giá trị bằng các giá trị của hai cột x_1 và x_2 .

2.5.3. Mô hình hồi quy đa biến đánh giá kết quả của mô phỏng cân bằng động

Mô hình 2.5.2 chỉ xét đến sai số ngẫu nhiên của hai tín hiệu vào khối lượng mất cân bằng giả định (m₁ và m₂). Trong thực tế cân bằng động cần tiến hành cân bằng ở vị trí góc pha (γ_1 và γ_2) cũng như bán kính (R₁ và R₂) đặt hai khối lượng bù (mất cân bằng). Như vậy xuất hiện nhiễu (không chính xác) từ 6 biến đầu vào trên do thao tác của người cân bằng có sai sót (dù đó là khách quan, luôn xảy ra). Sáu biến trên là 6 nhân tố (factors) có giá trị biến thiên X_k = [X_{k.min}, X_{k.max}], k=1...6 được đưa về biến (nhân tố) tương đối, biến thiên x(k) = [-1, 1].

Phần mềm mô phỏng cân bằng động đưa ra chỉ báo với 6 thông tin: $Y=[y_1, y_2, ..., y_6]$ cho một lần thí nghiệm (một lần cân bằng) tương ứng $X=[X_1, X_2, ..., X_6]$ qua mô hình toán của máy cân bằng động. Nếu mô hình tuyệt đối lý tưởng, sẽ có Y = X. Tuy nhiên, do là mô hình nên bao giờ cũng chỉ đưa ra giá trị gần đúng, giá trị ước lượng.

Giữa đầu vào và chỉ báo (ước lượng) từ mô hình mô phỏng có một liên hệ (2.76) dưới đây, với các hệ số A_{k0} , A_{k1} ... A_{k6} được xác định từ giải tích thống kê số liệu thí nghiệm (mô phỏng số).

$$\hat{y}_k = A_{k0} + A_{k1}x_1 + \dots + A_{k6}x_6; \ k=1\dots6$$
 (2.76)

Với 6 nhân tố $x_1 ... x_6$, khi thí nghiệm theo kế hoạch đầy đủ hai mức ±1, sẽ phải tổ chức $2^6 = 64$ thí nghiệm (Full Factorial Design of Experiment, viết tắt Full Factorial DoE). Theo DoE này sẽ mất nhiều thời gian. Do vậy ta triển khai theo DoE Fractional Factorial 2^{n-k} , với n=6, k=2, nên số thí nghiệm chỉ còn N = 2^4 =16.

Giả thiết thực hiện kế hoạch với N=16 thí nghiệm [60], đầu ra y_k được chỉ báo với các giá trị ước lượng \hat{y}_k , sẽ được mô hình hóa theo (2.76).

Viết lại mô hình dưới dạng:

$$\hat{y}_k = 1.A_{k0} + \sum_{j=1}^6 x_k A_{kj} = [1 x_1 \dots x_6].A_k; A_k = [A_{k0} A_{k1} \dots A_{k6}]^T$$
(2.77)

$$\hat{y}_k = F_k A_k; \ F_k = [1 \ x_1 \dots x_6]$$
 (2.78)

Từ N thí nghiệm, thu được hệ phương trình có 16 giá trị ước lượng đại lượng được chỉ báo y_k , được viết theo ma trận thông tin F:

Với $F_k(m) = [1 x_1(m) x_2(m) ... x_6(m)]$ không phụ thuộc vào đầu ra thứ k, hay $F_k(m) = inv(k)$, nên ta bỏ chỉ số k.
Véc tơ F(m) mang thông tin về trạng thái của véc tơ nhân tố điều khiển đầu vào. Tại N thí nghiệm đều do véc tơ trạng thái nhân tố điều khiển quyết định. Lần thí nghiệm thứ m, với véc tơ nhân tố F(m) =[1 $x_1(m) x_2(m) \dots x_6(m)$] đưa ra giá trị ước lượng: $\hat{y}_k(m) = F(m) A_k$; m=1...16. Từ đó ta có:

$$\begin{bmatrix} \hat{y}_k(1) \\ \dots \\ \hat{y}_k(N) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(1) \\ \dots \\ F(N) \end{bmatrix} . A_k = F . A_k; V_k = F . A_k; V_k = \begin{bmatrix} \hat{y}_k(1) \\ \dots \\ \hat{y}_k(N) \end{bmatrix}$$
(2.79)

Ta xác định được hệ số của phương trình hồi quy (cho chỉ báo thứ k):

$$A_{k} = (F^{T}F)^{-1} \cdot F^{T}V_{k}; \ G = F^{T}F \ \Rightarrow A_{k} = G^{-1} \cdot F^{T}V_{k}; \ k = 1...6$$
(2.80)

Độ tin cậy của (2.80) được kiểm tra theo tiêu chuẩn thống kê Fisher.

Từ 6 mô hình dạng (2.80), bài toán ngược xác định trạng thái cân bằng (X):

$$X = (B^{T}B)^{-1}B^{T}(V - A_{0}) = H_{1}(V - A_{0}) = X_{0} + H_{1}V = H[1 V]^{T};$$
(2.81)

Trong đó:

$$A_0 = [A_{01} \dots A_{06}]^T; B = \{A_{p,q}; p, q = 1, \dots, 6\};$$

$$H_1 = (B^T B)^{-1} B^T; X_0 = H_1 A_0; H = [X_0 H_1]$$

2.6. Kết luận chương 2

Chương 2 đã thiết lập các mô hình động học dao động (xoắn, dọc, ngang) trên ĐCTBK tàu thuỷ trên cơ sở sơ đồ nguyên lý kết cấu và chức năng của ĐCTBK. Tổng hợp được cơ sở lý thuyết và công nghệ để triển khai giám sát dao động khi cân bằng động rô to cũng như khi máy hoạt động trên tàu thực.

Giám sát dao động TBK (bài toán b) trên cơ sở: Phân tích, lựa chọn được các tiêu chuẩn mức dao động cho phép; thu được các đặc tính chuẩn (Ref.) - hàm toán cho các đường cong biểu thị các giới hạn dao động cho của ĐCTBK tàu thuỷ theo Quy phạm; đưa ra phương pháp và mô hình toán cho biến đổi tín hiệu đo (gia tốc) về dạng tín hiệu chuẩn (dao động vận tốc) cũng như xử lý (lọc 1/3 – octave, biến đổi FFT); đưa ra thuật toán ra quyết định GSDĐ.

Giám sát dao động khi cân bằng động rô to trên máy cân bằng động (bài toán a) được triển khai trên cơ sở thu thập, xử lý tín hiệu dao động ngẫu nhiên (mô phỏng) với cơ sở toán học cho: kiểm tra tính chất đồng nhất (độ tin cậy) của tín hiệu đầu vào theo tiêu chuẩn thống kê Schi (χ 2); Thiết lập được mô hình hồi quy và đánh giá độ tin cậy

của nó theo tiêu chuẩn thống kê (Fisher). Đây là cơ sở để mô phỏng dao động và GSDĐ ở chương 3 và thiết kế hệ thống và thử nghiệm giám sát trên tàu thực ở chương tiếp theo (chương 4).

Phân tích và lựa chọn công nghệ để lựa chọn cấu hình của thiết bị đo dao động gồm đầu cảm biến gia tốc và bộ thu thập dữ liệu DAQ-NI 93324 cùng chasis (khung) tương thích. Phân tích để thiết lập cấu hình trích mẫu khi đo, giám sát dao động theo vòng quay khai thác của TBK cũng như tiêu chuẩn dao động liên quan.

Chương 3. MÔ PHỎNG GIÁM SÁT DAO ĐỘNG NGANG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THUỶ DR76

Ở chương 2, luận án đã phân tích và tổng hợp cơ sở lý thuyết cho GSDĐ và chỉ ra việc cần phải thu thập, biến đổi tín hiệu, so sánh và đánh giá được trạng thái dao động của ĐCTBK tàu thuỷ với các tiêu chuẩn được tham chiếu cho dạng dao động ngang được xét tới. Giám sát dao động chỉ thực hiện được khi có các kết quả thu thập dữ liệu dao động và phần mềm thực hiện các chức năng GSDĐ tương ứng.

Ở chương này, luận án sẽ xây dựng một số chương trình (VI, thiết bị ảo) bằng phần mềm LabView (có sử dụng m.file của MatLab) để thực hiện các chức năng cơ bản trong phần mềm của thiết bị đo, GSDĐ (sẽ được thiết kế chế tạo) của ĐCTBK tàu thuỷ cũng như chức năng của phần mềm cân bằng động các rô to của ĐCTBK.

Các nội dung mô phỏng bao gồm:

- Xây dựng tín hiệu DĐN qua thí nghiệm số (mô phỏng số);

- Xây dựng ngưỡng cho phép đối với DĐN (mô phỏng);

- Biến đổi tín hiệu DĐN; mô phỏng giám sát dao động của ĐCTBK; mô phỏng CBĐ và đánh giá MCB động.

3.1. Mô phỏng dao động của ĐCTBK tàu thuỷ

3.1.1. Thông số kỹ thuật ĐCTBK tàu thuỷ

Nghiên cứu mô phỏng dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ thực chất triển khai giải bài toán dao động đã được nghiên cứu và được mô hình hóa dưới dạng các hệ phương trình toán học viết cho cơ hệ tương ứng với dạng dao động được xét (ở đây luận án giới hạn chỉ xét đến dạng dao động ngang của từng tổ hợp máy), áp dụng cho ĐCTBK cụ thể được mô phỏng. Đối tượng được mô phỏng có thông tin và cơ sở dữ liệu đầy đủ về bố trí động lực cũng như các thông số đặc trưng để xác định các hệ số của các mô hình toán học (khối lượng, độ cứng) cùng với chế độ khai thác đặc trưng (dải vòng quay khai thác).

Trên các tàu thuỷ quân sự của Việt Nam hiện nay sử dụng nhiều loại ĐCTBK khác nhau. Trong các điều kiện thực tế, việc tiếp cận, nghiên cứu các động cơ này tương đối khó khăn. Hiện tại, trong Quân chủng Hải quân và Học viện Hải quân (đơn vị công tác của NCS) được trang bị ĐCTBK DR76 để phục vụ huấn luyện và chiến đấu bảo vệ chủ quyền biển đảo, do đó NCS chọn động cơ này để làm đối tượng để mô phỏng và thí nghiệm trong các nội dung của luận án.

Cấu tạo và các tính năng kỹ thuật cơ bản của ĐCTBK DR76 [32] được giới thiệu trong Hình 3.1, Bảng 3.1 và Bảng 3.2.



Hình 3.1. Sơ đồ cấu tạo động cơ tua bin khí DR76 [32]

1- Thiết bị đầu vào; 2- Động cơ khởi động; 3-Máy nén thấp áp (MNTA); 4-Máy nén cao áp (MNCA); 5- Buồng đốt; 6- Tua bin cao áp (TBCA); 7- Tua bin thấp áp (TBTA);
8- Tua bin chân vịt (TBCV); 9- Bệ máy sau; 10. Bệ máy trước.

TT	Tên thông số	Động cơ DR76
1	Kích thước DxRxC, mm	3914x1160x1720
2	Khối lượng, kg	2300
3	Công suất định mức, HP	4000 ở 15°C; 2850 ở 35°C
4	Suất tiêu hao nhiên liệu ở 100% công suất, g/ml.h	195
5	Tiêu thụ không khí, kg/s	16
6	Số vòng quay ở chế độ không tải của máy nén cao áp, rpm (vòng/phút)	13800 ÷ 15800
7	Tỷ số tăng áp suất	14
8	Nhiệt độ khí thải lớn nhất ở chế độ tiến, ⁰ C	Nhỏ hơn 650ºC
9	Tuổi thọ đại tu (không quá 02 lần), năm (giờ)	6 năm (2000 giờ)

Bảng 3.1. Tính năng kỹ thuật ĐCTBK DR76

тт	Thông số		Cá	c rô to của	động cơ	
11	kỹ thuật	MNTA	ТВТА	MNCA	TBCA	TBCV
1	Khối lượng, kg	47,5	44,5	76±	2	118,5
2	Đường kính cổ trục trước (mm)	85	62	85		70
3	Đường kính cổ trục sau (mm)	85	85	85		70,5
4	Chiều dài toàn bộ (mm)	796	888	739)	533
5	Đường kính max, mm	400	485,6	462	2	692
6	Số cấp cánh	8	1	9	1	3
7	Số cánh	Cấp 1: 20 Cấp 2: 26 Cấp 3: 28 Cấp 4: 30 Cấp 5: 32 Cấp 6: 36 Cấp 7: 42 Cấp 8: 44	70	Cấp 1: 44 Cấp 2: 44 Cấp 3: 50 Cấp 4: 50 Cấp 5: 55 Cấp 6: 57 Cấp 7: 56 Cấp 8: 55 Cấp 9: 54	96	Cấp 1: 82 Cấp 2: 78 Cấp 3-tiến: 64 Cấp 3-lùi: 128
8	Tốc độ vòng quay tiến ở 100% công suất, rpm (v/phút)	≤ 15	5500	≤21000		≤ 8600
9	Dải tốc độ làm việc, rpm (v/phút)	9500 ÷	14200	13000÷	20000	2800 ÷ 8600

Bảng 3.2. Thông số kỹ thuật các thành phần chính của ĐCTBK DR76

3.1.2. Thuật toán chung mô phỏng dao động các phần tử chính của động cơ tua bin khí tàu thuỷ

Thuật toán giải nghiệm các dao động ngang cơ bản của ĐCTBK tàu thuỷ được xây dựng trên cơ sở các mô hình toán đã được xây dựng tại mục 2.2.1, và được lập trình tính toán trên Matlab và Labview.

Sơ đồ thuật toán giải nghiệm các dao động của ĐCTBK tàu thuỷ được chỉ ra tại Hình 3.2.



Hình 3.2. Sơ đồ khối giải nghiệm tính DĐN trên ĐCTBK tàu thuỷ

M - Khối lượng rô to; C₁, C₂ - Độ cứng gối đỡ, độ cứng bệ đỡ;
K₁, K₂ - Hệ số cản gối đỡ, hệ số cản bệ đỡ;
n - Tốc độ quay (vòng/phút - rpm); Ω - Tốc độ góc (rad/s);
F(t), r, φ - Lực mất cân bằng, bán kính, pha;
n₀, ω₀ - tốc độ, tần số góc dao động tự do;
X₁, X₂ - Các nghiệm tính rung trên gối đỡ

3.1.3. Mô phỏng dao động ngang của ĐCTBK tàu thuỷ

3.1.3.1. Mô phỏng tính tần số dao động ngang các rô to của ĐCTBK tàu thuỷ đặt trên các gối đỡ

Mục đích mô phỏng tính toán dao động ngang tự do, phương thẳng đứng là để tìm tần số dao động tự do của các rô to tua bin khí. Đây là cơ sở đánh giá nguy cơ xảy ra cộng hưởng của các dao động trong dải tốc độ quay làm việc của máy rô to. Mô đun mô phỏng tính dao động tự do các rô to của ĐCTBK tàu thuỷ được lập trình trong LabView như trên Hình 3.3.



Hình 3.3. Tính dao động tự do của cơ hệ

Trên giao diện trực quan của mô đun này cho phép nhập các thông số động lực học của cơ hệ cho các gối đỡ, chương trình tính sẽ đưa ra kết quả mô hình viết dưới dạng ma trận cho dao động tự do của cơ hệ và kết quả tính tần số tự do của cơ hệ các gối. Nếu cơ hệ có tính chất đối xứng, chương trình chấp nhận dữ liệu đầu vào cho một nhánh (một gối đỡ), kết quả dao động tự do được hiển thị cho hai nhánh như nhau.

Kết quả mô phỏng tính tần số dao động tự do của các rô to của ĐCTBK tàu thuỷ được tổng hợp cho từng rô to của ĐCTBK và được trình bày trong Bảng 3.3.

Bảng 3.3. Tần số dao động tự do của các rô to ĐCTBK DR76

	_		Bģ) dữ liệ	ệu đầu	ı vào		Nghiệm tân số tự do 1		Nghiệr tự	n tần số do 2	Dải tốc độ
TT	Rô to	m_1	m_2	C_1	C_2	k_1	k_2	ω_{01}	<i>n</i> 01	ω_{02}	n_{02}	làm việc
		kg	kg	N/m	N/m	Ns/m	Ns/m	rad/s	rpm	rad/s	rpm	(rpm)
	MNTA	23,75	5	8,8E8	2,2E8	50	80	15829	151150	2551	24360	9500 ÷ 14200
1		23,75	5	7,0E7	2,2E8	50	80	7664,2	73187	1485,9	14189	9500 ÷ 14200
		23,75	5	2,7E7	2,2E8	50	80	7037,5	67203	1005,0	9597	9500 ÷ 14200

			Bá) dữ li	ệu đầu	ı vào		Nghiệm tần số tự do 1		Nghiện	n tần số do 2	Dải tốc đô
ТТ	Rô to	m_1	m_2	C_1	C_2	k_1	k_2	ω_{01}	<i>n</i> ₀₁	ω ₀₂	n ₀₂	làm việc
		kg	kg	N/m	N/m	Ns/m	Ns/m	rad/s	rpm	rad/s	rpm	(rpm)
		22,25	5	8,8E8	2,2E8	50	80	15895	151790	2624	25060	9500 ÷ 14200
2	TBTA	22,25	5	7,0E7	2,2E8	50	80	7667,6	73220	1534,5	14653	9500 ÷ 14200
		22,25	5	2,7E7	2,2E8	50	80	7038,2	67209	1038,2	9914	9500 ÷ 14200
		38,00	5	8,8E8	2,2E8	50	80	15456	147600	2065	19720	13000 ÷ 20000
3	MN- TBCA	38,00	5	7,0E7	2,2E8	50	80	7645,6	73010	1177,5	11245	13000 ÷ 20000
	12011	38,00	5	2,7E7	2,2E8	50	80	7034,1	67171	794,9	7591	13000 ÷ 20000
		59,25	5	8,8E8	2,2E8	50	80	15233	145460	1678	16030	2800 ÷ 8600
4	TBCV	59,25	5	7,0E7	2,2E8	50	80	7634,8	72907	944,4	9018	2800 ÷ 8600
		59,25	5	2,7E7	2,2E8	50	80	7032,1	67151	636,8	6081	2800 ÷ 8600

* Nhận xét:

Qua mô phỏng tính tần số dao động tự do của các rô to ĐCTBK tàu thuỷ DR76 ta thấy, với các độ cứng của ổ đỡ $C_1 = 2,7.10^7 \div 8,8.10^8$ N/m, các tần số dao động tự do có thể xuất hiện trong vùng tốc độ làm việc của các rô to tương ứng. Đây là cơ sở lựa chọn ổ đỡ cho động cơ để tránh tần cố cộng hưởng nằm trong vùng tần số làm việc của động cơ, cũng như để xác địch khoảng tần số làm việc nguy hiểm (cộng hưởng).

3.1.3.2. Mô phỏng DĐN do MCB trên ĐCTBK tàu thuỷ

a. Mô phỏng lực MCB quy đổi về gối đỡ trái và phải của các rô to

Giả thiết rô to bị MCB tại hai mặt cắt 1 và 2 qua việc nhập khối lượng mất cân bằng m_i, bán kính lệch tâm quay e_{ui} và góc lệch pha Ph_{mi} (độ góc quay trục). Bằng phương pháp tính quy đổi về vị trí gối đỡ trái và phải, chúng ta thu được lực quy đổi tương đương, xác định bởi biên độ và pha tương ứng cho gối trái và gối phải.

Trên cơ sở các thông số kết cấu, lắp đặt của rô to, đặt trên hai gối đỡ với một trong 9 phương án xảy ra mất cân bằng (trên một mặt phẳng hoặc hai mặt phẳng), Modul tính lực quy đổi về các gối đỡ tự động tính để đưa ra kết quả như tại Hình 3.4.

ROTOR FORCE	CONFIGURATION		
METHOD CF1 •	A (mm) B (mm) C (mm) 200 500 800 1		RESULT FA 238.82
800 1000 1200 600 1 1400 4001600 200 0 2000 N (RPM) 1500	dm1 (gams) R1 (mm) Theta1 (Deg) 100 90 30 9		Theta L 34.6 FR 177.58
STOP	dm2 (gams) R2 (mm) Theta2 (Deg) 80 100 45	<u>⊀ ₩ </u> ¥ CF1	Theta R 40.36

Hình 3.4. Mô phỏng tính lực quy đổi của rô to trên gối đỡ

Ở đây ta cần chọn cấu hình cho thích hợp (CF1 \div CF9), đăng nhập các khoảng cách A, B, C, các giả định mất cân bằng có khối lượng d_{m1}, d_{m2}; vị trí lệch tâm trục R1, R2 và góc lệch pha Theta1, Theta2.

Các kết quả về biên độ và pha của ngoại lực cưỡng bức điều hòa bậc 1, được tính toán cho từng cụm rô to được và tổng hợp trong Bảng 3.4.

					Bộ	dữ liệ	u đầu v	ào				Lực	F _L	Lực	e F _R
ТТ	Rô to	n _{min-} max	A	В	С	m _{u1}	e _{u1}	Ph _{m1}	m _{u2}	eu2	Ph _{m2}	FL	Phfl	FR	Ph _{FR}
		rpm	mm	mm	mm	g	mm	deg	g	mm	deg	N	deg	N	deg
1	MNTA	13500	37,5	542,5	714	3,0	200	45,0	3,0	199	60,0	1051,4	48,0	829,6	64,7
1	(CF1)	15500	37,5	542,5	714	3,0	200	45,0	3,0	199	60,0	1386,0	48,0	1093,7	64,7
2	TBTA	13500	769	847	78	5,0	243	45,0	0,0	0,0	0,0	158,1	45,0	1558,9	45,0
2	(CF7)	15500	769	847	78	5,0	243	45,0	0,0	0,0	0,0	208,4	45,0	2055,1	45,0
2	MN-	13800	70	535	612	3,0	164,5	45,0	3,0	231	60,0	969,8	47,0	1179,0	53,6
5	(CF2)	15800	70	535	612	3,0	164,5	45,0	3,0	231	60,0	1271,3	47,0	1545,5	53,6
4	TBCV	5000	155,0	297,0	374,0	5,0	692,0	45,0	5,0	692,0	60,0	561,9	48,9	930,3	40,6
4	(CF1)	11000	155,0	297,0	374,0	5,0	692,0	45,0	5,0	692,0	60,0	2719,6	48,9	4502,9	40,6

Bảng 3.4. Lực mất cân bằng của các rô to ĐCTBK DR76

b. Kết quả mô phỏng dao động ngang rô to động cơ tua bin khí DR76

Khảo sát dao động của các rô to chính trong ĐCTBK DR76 trên các gối đỡ, dưới tác dụng của lực cưỡng bức điều hoà bậc 1, trong các vùng tốc độ làm việc tương ứng đặc biệt phân tích kỹ vùng gần tần số dao động tự do đã ghi nhận ở trên (có thể cộng hưởng). Từ cơ sở toán học đã trình bày ở Chương 2, luận án đã xây dựng VI tính dao động cưỡng bức của cơ hệ (Hình 3.5).



Hình 3.5. Mô phỏng tính dao động cưỡng bức của cơ hệ

Trong VI tính dao động cưỡng bức Hình 3.5, lực cưỡng bức tác động lên gối động là lực mất cân bằng, có điều hòa bậc 1, có thể bổ sung các điều hòa bậc cao. Các nguồn lực cưỡng bức khác cũng được mô phỏng. VI mô phỏng này sẽ là mô đun con (SubVI) để sử dựng mô đun chung thực hiện nhiệm vụ tính dao động cưỡng bức cơ hệ. Lập trình code giải bài toán dao động cưỡng bức được triển khai trong MatLab, dưới dạng m.file, sau đó chuyển sang LabView qua toolkit MathScript.

Với các thông số đầu vào được lấy từ Bảng 3.2, Bảng 3.3 và Bảng 3.4, kết quả mô phỏng dao động tại từng gối đỡ bên trái (Left) và phải (Right) được tổng hợp lần lượt trong các Bảng $1 \div 8$ - Phụ lục 3.

* Nhận xét về kết quả mô phỏng:

Các kết quả mô phỏng cho thấy, mức độ dao động lớn của các cụm rô to có thể xuất hiện trong vùng phạm vi tốc độ làm việc của chúng, cụ thể:

- Máy nén thấp áp: $X_{max} = 4,3$ (3,2) mm ở tốc độ n = 15400 rpm,
- Tua bin thấp áp: $X_{max} = 6,1 \text{ mm ở tốc độ } n = 15900 \text{ rpm};$

- Máy nén - tua bin cao áp: $X_{max} = 2,8$ (3,4) mm ở tốc độ n = 12200 rpm;

- Tua bin chân vịt: $X_{max} = 8,7$, (14,5) mm ở tốc độ n = 9800 rpm;

Điều này cho thấy khả năng mất an toàn đối với ĐCTBK trong vùng tốc độ làm việc khi sự mất cân bằng xảy ra đối với các rô to của ĐCTBK.

Với các kết quả mô phỏng (tính) dao động thu được trên (gồm biên độ và pha dao động) hoàn toàn có thể mô phỏng DĐN trên ĐCTBK tàu thuỷ, cụ thể là DR67.

3.2. Mô phỏng DĐN đa điều hòa trên ĐCTBK tàu thuỷ

Tín hiệu dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ là dạng tín hiệu đa hài (đa điều hòa, nhiều thành phần điều hòa) sẽ được sử dụng vào mục đích giám sát MCB (đối với tần số cơ sở của chúng), cũng như đánh giá chung về mức độ dao động để bảo vệ ĐCTBK khi khai thác (theo các ngưỡng giới hạn).

Việc xây dựng mô phỏng này cho phép ta nghiên cứu các phép biến đối FFT để đánh giá độ tin cậy (độ chính xác của công cụ toán học) được sử dụng. Sau này các mô đun (VI) này được sử dụng vào việc chung xây dựng phần mềm giám sát.

Thực tế dao động của các rô to của động cơ tuabin khí do tác dụng của nhiều lực kích thích với các tần số khác nhau và các nhiễu. Các tần số này tỉ lệ với tần số làm việc của từng cụm rô to và tỉ lệ với số cánh từng cấp rô to.

Phương pháp để mô phỏng DĐN của ĐCTBK tàu thuỷ có thể lựa chọn theo:

(a) - Mô hình toán tính DĐN trên các gối đỡ của ĐCTBK;

(b) - Tín hiệu DĐN đo được trên bệ đỡ của ĐCTBK lắp trên tàu thực, trong điều kiện khai thác thực tế;

(c) - Tín hiệu DĐN xây dựng theo mô hình chuyên gia.

Tín hiệu DĐN xây dựng theo phương pháp (a) là kết quả giải bài toán tính DĐN trên cơ sở mô hình toán cho cơ hệ của các rô to ĐCTBK (đã trình bày trong chương 1 và mô phỏng ở phần trên).

Tín hiệu DĐN xây dựng theo phương pháp (b) lấy các kết quả đo DĐN trên ĐCTBK lắp trên tàu thực khi khai thác trong điều kiện thực tế. Tín hiệu thực tế đo được này cho ta các giá trị biên độ dao động theo thời gian và các phổ tần tương ứng.

Tín hiệu DĐN xây dựng theo phương pháp (c) được xây dựng từ mô hình toán chuyên gia, chứa thông tin từ mô hình toán thu được từ (a), mang đặc điểm của tín hiệu đo thực (b).





Trong luận án này để mô phỏng THDĐ ngang của ĐCTBK tàu thuỷ, NCS chọn phương pháp (c) bởi THDĐ được mô phỏng theo (c) linh hoạt và mềm dẻo hơn trong việc thay đổi các điều kiện biên.

Qua phân tích các quy phạm cũng như thực tế đo đạc các tín hiêu dao động của ĐCTBK tàu thuỷ, phương trình THDĐ ngang của ĐCTBK tàu thuỷ có dạng:

$$A = A_0 + \sum A_k^0 \sin(k\omega_i t + \gamma_k) + \eta(t)$$

Ở đây:

 ω_i - tần số góc của các rô to động cơ tua bin khí, (i=1,2,3). k - số cánh trên các tầng cánh của các rô to ĐCTBK tàu thuỷ.

Code lập trình VI - mô phỏng Labview THDĐ trên ổ đỡ của từng cụm rô to và trên các bệ đỡ của ĐCTBK DR76 như trên Hình 3.6. Các thông số kết cấu và khai thác của ĐCTBK DR76 đưa vào lập trình lấy từ Bảng 3.2.

Tín hiệu DĐN có nhiễu, cộng nhiều hài của cụm máy nén thấp áp (MNTA) (9 tầng cánh) có 10 điều hoà với các biên độ và pha được nhập vào VI tính THDĐ được trình bày như trên Hình 3.7

Kết quả mô phỏng THDĐ cho các cụm chi tiết khác của ĐCTBK DR76 được tổng hợp trong Phụ lục 3.

Hình 3.8, và Hình 3.9 chỉ ra kết quả đánh giá độ chính xác của thuật toán và biến đổi FFT trong LabView cho thấy độ chính xác rất cao (không có sai khác) giữa véc tơ biên độ vào và véc tơ biên độ thu được sau phép biến đổi FFT tín hiệu theo thời gian sang tần số trong LabView (Mathscripts) đối với véc tơ 10 hài, có nhiễu đặc trưng cho THDĐ ngang trên rô to của ĐCTBK tàu thuỷ. Kết quả cũng tương tự cho véc tơ pha.



Hình 3.7. Kết quả thí nghiệm số tạo DĐN đa hài có nhiễu của rô to máy nén thấp áp của động cơ tua bin khí DR76



Hình 3.8. Độ tin cậy về pha của tín hiệu mô phổng dao động đa hài của MNTA động cơ tua bin khí DR76



Hình 3.9. Độ tin cậy của kết quả tính biên độ dao động đa hài có nhiễu của MNTA động cơ tua bin khí DR76

3.3. Mô phỏng CBĐ rô to ĐCTBK tàu thuỷ trên máy CBĐ

Cân bằng động thực chất là quá trình giám sát, điều chỉnh lượng MCB dư của chi tiết (rô to) nằm trong vùng cho phép. Tiêu chuẩn một rô to làm việc với yêu cầu nghiêm ngặt về mất cân bằng được đưa ra theo ISO 1940-1 [76, 77]. Vấn đề mô phỏng cân bằng động trên xưởng (Shop Balancing) hay đặt rô to trên máy cân bằng động (MCBĐ) có ý nghĩa thực tế rất cao, gắn liền với quá trình bảo dưỡng, sửa chữa ĐCTBK.

Cân bằng động các rô tô được thực hiện trên MCBĐ. Thiết bị này có cơ cấu dẫn động rô to quay ở các tốc độ theo yêu cầu (được giám sát bởi cảm biến tốc độ quay của trục rô to), các cảm biến đo dao động trên hai gối đỡ của máy. Tín hiệu dao động được thu thập tổng hợp qua bộ biến đổi tín hiệu (DAQ) và được đưa vào phần mềm để phân tích và chẩn đoán sự MCB của rô to, qua đó thực hiện quá trình cân bằng theo các giá trị khuyến cáo để rô to đạt được sự cân bằng động trong các giới hạn cho phép theo các tiêu chuẩn kỹ thuật [9, 25, 76].

Quá trình cân bằng có thể thực hiện trên một hoặc 2 mặt phẳng. Thông thường cân bằng động trên MCBĐ thường sử dụng phương pháp cân bằng trên 02 mặt phẳng [9, 25, 76].

Mô phỏng cân bằng động các rô to nhằm mục đích làm chủ qui trình, phương pháp cân bằng động bằng đo dao động và đánh giá chất lượng cân bằng động trong thực tế giám sát cân bằng động cho động cơ tua bin khí khi sửa chữa trên xưởng.

3.3.1. Mô phỏng dao động trên các gối đỡ của máy cân bằng động

Giao diện của mô dul VI mô phỏng dao động trên các gối đỡ của máy cân bằng động được thiết kế, lập trình trong LabView thể hiện trên Hình 3.10.

Các chức năng của phần mềm thực hiện mô phỏng dao động tự do, dao động cưỡng bức cũng như chế độ tính và hiển thị dao động theo thời gian và tần số, mức dao động (Level). Các dữ liệu cần nhập cho hai nhánh gối đỡ trái và gối phải. Vùng hiển thị kết quả tương ứng cho khu vực đồ thị và vùng chỉ báo mức dao động cho điều hòa bậc nhất (do mất cân bằng).



Hình 3.10. Giao diện chính (FP) của VI tính dao động cưỡng bức



3.3.2. Mô phỏng CBĐ rô to đặt trên máy cân bằng động



Mô phỏng cân bằng động trên MCBĐ, cho cụm rô to máy nén thấp áp của động cơ TBK tàu thuỷ Hình 3.11 với các thông số cơ bản được cho trong Bảng 3.5.

Đối với động cơ tua bin khí cấp chính xác cho cân bằng động cơ là G2.5 [76]. Giả định lượng mất cân bằng dư rô to $m_1 = 8$ (g), $m_2 = 6$ (g) tại 2 mặt phẳng hiệu chỉnh cách gối đỡ trái một khoảng lần lượt là A và B, tại các bán kính R₁, R₂.

ТТ	Thông số đầu vào	Đơn vị	MNTA	Ghi chú
1	Tốc độ khai thác	rpm	10000	
2	Khối lượng rô to	kg	47,5	
3	Tiêu chuẩn cân bằng		G2.5	Theo ISO 1940-1
4	Mô hình		CF1	
5	Tốc độ cân bằng	rpm	900	
6	А	mm	75	
7	В	mm	565	
8	С	mm	740	
9	R ₁ (bán kính cân bằng)	mm	95	
10	R ₂ (bán kính cân bằng)	mm	160	

Bảng 3.5. Thông số rô to máy nén thấp áp của ĐCTBK DR76

TRAIL MASS COMPENSATION	Rotor mass (kg) Correcting radius (mm) Oper 47,5 160,0 GRADE G2.5 2 pla	ration speed (rpm) 900,0 ROTOR TYPE anes
Trail mass STOP	Trail weight (g) recommendation mt1=mt2 = 19,7 , (gams)	

Hình 3.12. Modul tính toán khối lượng thử

Phần mềm mô phỏng cân bằng động (DBSS, Dynamic Balancing Simulation Software) rô to đặt trên MCBĐ được thực hiện trong đề tài cấp nhà nước mà NCS tham gia [24].

Khối lượng thử được xác định sao cho khi máy làm việc, mất cân bằng không gây nguy hại đến các gối đỡ.

DBSS đưa ra yêu cầu về khối lượng thử tại các mặt phẳng hiệu chỉnh của rô ro là $mt_1 \le 32,2$ (g), $mt_2 \le 19,7$ (g) qua việc lựa chọn nút lệnh UTILITY.

Trên các hình 3.13, 3.14 thể hiện giao diện chính (FP, Front panel) trong quá trình triển khai CBĐ.

Hình 3.13 thể hiện giao diện chính thu được qua 3 lần thử đánh giá mức độ mất cân bằng dư thực tế theo phương pháp cân bằng động tại hai mặt phẳng cân bằng, áp dụng cho CBĐ máy nén thấp áp (tàu Hải quân được mô phỏng).

Chương trình tự động tính toán xác định lượng mất cân bằng dư.

Ở đây ta thấy lượng mất cân bằng dư qui đổi về 2 gối đỡ trái (746,51 g.mm), phải (597.38 g.mm) đều lớn hơn mức cho phép (143 g.mm). Đồng thời chương trình cũng xác định khối lượng tại các mặt phẳng hiệu chỉnh đã chọn để tham khảo và thực hiện cân bằng động (thêm/ bớt các khối lượng tại các vị trí đã xác định).



Hình 3.13. Kết quả đánh giá mức độ mất cân bằng dư qua 3 lần thí nghiệm trong CBĐ trên hai mặt phẳng

80



Hình 3.14. Kết quả sau khi cân bằng tại hai mặt phẳng

Sau 3 lần tiến hành cân bằng bằng cách thêm, bớt các khối lượng tại các vị trí được khuyến cáo trên các mặt phẳng cân bằng. Kết quả sau CBĐ được đưa ra trên Hình 3.14.

Nhận thấy mất cân bằng dư quy đổi về 2 gối đỡ trái, phải đã ở vùng an toàn. Như vậy quá trình CBĐ cho rô to có thể chấp nhận được (hình 3.14).

					Kết quả tr	ước cân b	oằng động		
Ν	dm_1	dm_2	N	ICB dư (g	.mm)		KQ tín	h MCB	
			G.trái	G.phải	Cho phép	$me_1(g)$	SE ₁	$me_2(g)$	SE ₂
1	8,0	6,23	739,08	620.60	143	7,80	0.009025	6.21	0.023409
2	8,0	6,22	739.11	619.6	143	7,78	0.013225	6,20	0.020449
3	8,0	6,13	739,41	610,53	143	7,78	0.013225	6,11	0.002809
4	8,0	6,20	739,18	617,58	143	7,78	0.013225	6,18	0.015129
5	8,0	6,05	739,68	602,48	143	7,79	0.011025	6,02	0.001369
6	8,30	6,0	750,09	597,30	143	8.08	0.034225	5,97	0.007569
7	8,29	6,0	755,60	597,.31	143	8,08	0.034225	5,97	0.007569
8	8,16	6,0	755,06	597,31	143	7.95	0.003025	5,97	0.007569
9	8,26	6,0	764.57	597,22	143	8,05	0.024025	5,97	0.007569
10	8,07	6,0	788,14	596,96	143	7.86	0.001225	5,97	0.007569
TB	8.108	6.083	Tri	ung bình,	$\chi^2_c(v)$	7.895	0.017383	6.057	0.011223

3.3.3. Đánh giá độ tin cậy của phần mềm mô phỏng cân bằng động Bảng 3.6. Tổng hợp kết quả đánh giá độ tin cậy của DBSS

Để đánh giá độ tin cậy của phần mềm ta lần lượt tiến hành thay đổi các khối lượng giả định dm₁, dm₂ và xác định độ lệch trung bình, phương sai để đánh giá độ tin cậy của phần mềm theo tiêu chuẩn Schi.

Khi thay đổi lượng dm₁, dm₂ theo mức nhiễu trắng với 5 lần lặp, biên độ nhiễu 5% so với dm₁ và dm₂.

Độ tin cậy của mô hình toán và phần mềm mô phỏng CBĐ rô to đặt trên máy CBĐ nằm ngang được đánh giá đạt 99% theo tiêu chuẩn thống kê Schi (χ 2) áp dụng và kiểm chứng cho đối tượng rô to trên động cơ tua bin khí. Điều đó chứng minh tính tương đồng cao của kết quả tính, mô phỏng số với nhiễu tại đầu vào cao, hay tương đương với việc chứng minh mô hình toán, phương pháp giải tốt, tính hội tụ cao, sai số tính toán đủ nhỏ.

Kết quả mô phỏng thể hiện sự hội tụ tốt khi người vận hành cân bằng động thao tác có sai số (theo quy luật ngẫu nhiên), mức sai số khi cân khối lượng cân bằng $\pm 2.5\%$.

Trong thực tế thao tác cân bằng động cho thiết bị chính xác cao, đòi hỏi thiết bị điện tử cân khối lượng cân bằng bù sẽ có độ chính xác cao, sai số sẽ nhỏ hơn \pm 2.5%. Ngoài ra, trong nghiên cứu mô phỏng đã được triển khai [26], độ tin cậy của mô phỏng cũng đạt 99% theo tiêu chuẩn Schi khi xét sai số ngẫu nhiên của người vận hành khi đồng thời cân khối lượng cân bằng và vị trí đặt khối lượng này.

3.3.4. Mô phỏng chẩn đoán MCB bằng mô hình hồi quy [60]

Phần mềm xử lý thống kê xây dựng mô hình hồi quy tuyến tính dạng (2.76) được xây dựng trong LabView với các thông số đầu vào của ĐCTBK như mục 3.3.2, trên cơ sở lý thuyết đã chỉ ra tại chương 2, mục (2.5.3).

Giả thiết MCB đầu vào m₀= [m₁₀, m₂₀]= [8, 6] (gams) là các giá trị trung bình, sai số mô phỏng ± 2.5% của giá trị trung bình này, hay Δ m= [Δ m₁, Δ m₂]= [0.2, 0.15] (gam). Nhiễu vị trí đặt mất cân bằng R_{1,2w} = 2.5% từ giá trị trung bình R = [R₁, R₂], với R₀ = [95, 160](mm). Nhiễu vị trí theo góc đặt mất cân bằng $\gamma_{1,2w}$ = 2.5% từ giá trị trung bình γ_0 = [γ_1, γ_2], với γ_0 = [30, 60] (độ).

Từ N=16 thí nghiệm số theo kế hoạch thí nghiệm dạng: DoE 2^{6-2} (Fractional factorial design), ta thu được 16 cặp giá trị Y= [y₁, y₂] là các giá trị chỉ báo mất cân bằng tại hai mặt phẳng cân bằng MF1 và MF2, qua sử dụng phần mềm mô phỏng cân bằng động, được chỉ ra trong bảng 3.7. Dưới đây, chúng ta sẽ phân tích tập trung vào hai chỉ báo khối lượng mất cân bằng. Trên hình 3.15 thể hiện ma trận (H) các hệ số của 6 phương trình hồi quy cho đánh giá, ước lượng lại giá trị của 6 chỉ báo như đã thiết lập bài toán cân bằng động bên trên.

N⁰E	X1	X 2	X 3	X 4	X 5	X6	V ₁ gam	V ₂ gam	V ₃ deg	V4 deg	V ₅ mm	V ₆ mm
1	1	1	1	1	1	1	8.18	6.27	31.5	63	99.8	168
2	-1	1	1	1	-1	1	7.34	6.28	31.5	63	90.3	168
3	1	-1	1	1	-1	-1	8.18	5.66	31.5	63	90.3	150
4	1	1	-1	1	-1	-1	8.10	6.25	28.5	63	90.3	150
5	1	1	1	-1	1	-1	8.27	6.28	31.5	57	99.8	150
6	-1	-1	1	1	1	-1	7.40	5.66	31.5	63	99.8	150
7	-1	1	-1	1	1	-1	7.33	6.25	28.5	63	99.8	150

Bảng 3.7. Kết quả mô phỏng tính MCB dùng DBSS

N⁰E	X 1	X2	X3	X4	X 5	X ₆	V ₁ gam	V ₂ gam	V ₃ deg	V ₄ deg	V5 mm	V ₆ mm
8	-1	1	1	-1	-1	-1	7.46	6.29	31.5	57	90.3	150
9	1	-1	-1	1	1	1	8.13	5.65	28.5	63	99.8	168
10	1	-1	1	-1	-1	1	8.26	5.69	31.5	57	90.3	168
11	1	1	-1	-1	-1	1	8.19	6.28	28.5	57	90.3	168
12	-1	-1	-1	1	-1	1	7.30	5.67	28.5	63	90.3	168
13	-1	1	-1	-1	1	1	7.41	6.28	28.5	57	99.8	168
14	-1	-1	1	-1	1	1	7.47	5.69	31.5	57	99.8	168
15	1	-1	-1	-1	1	-1	8.25	5.67	28.5	57	99.8	150
16	-1	-1	-1	-1	-1	-1	7.43	5.68	28.5	57	99.8	150

Với kết quả đầu vào được chỉ ra tại Bảng 3.7, các mô hình hồi quy được xử lý và thể hiện trên FP của VI, được chỉ ra tại Hình 3.15.

SR 2	.6	.000 0	36.0 1	144.0	0.000 361.0	0.000	n1 g 99% (7 Confiden	n2 (e 🗸	Flt 6.	Criteria 84		
Ft 36 RES	81.4 11	932.4	Inf	Inf	Inf	Inf	H -20.86	2.49	0.07	-0.04	0.04	-0.01	0.00
OEFFICI	ENTS: of	A					-20.33	0.03	3.33	-0.01	0.01	0.00	-0.00
7.794	0.401	-0.009	0.026	-0.049	0.011	-0.009	-20.00	-0.00	-0.00	0.67	-0.00	0.00	-0.00
5.972	-0.003	0.301	0.006	-0.011	-0.003	0.004	-20.00	0.00	0.00	-0.00	0.33	-0.00	0.00
20.000	0.000	0.000	1 500	0.000	0.000	0.000	-20.01	0.00	0.00	-0.00	0.00	0.21	0.00
60.000	0.000	0.000	0.000	3.000	0.000	0.000	-20.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	0.12
95.050	-0.000	0.000	0.000	0.000	4.750	0.000	1						
160.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	8.000	1						

Hình 3.15. Kết quả tính hệ số và kiểm tra độ tin cậy của các mô hình hồi quy

Kết quả tính các hệ số của hai mô hình hồi quy ban đầu thu được là:

$$y_1 = -20.86 + 2.49V_1 + 0.07V_2 - 0.04V_3 + 0.04V_4 - 0.01V_5;$$

$$y_2 = -20.33 + 0.03V_1 + 3.33V_2 - 0.01V_3 + 0.01V_4$$

Các phương trình hồi quy được đánh giá độ tin cậy, đều đạt 99% với giá trị lý thuyết $F_{lt} = 6.84$, trong khi đó giá trị F_t (tính toán cho các mô hình) đều rất lớn so với F_{lt} (3681.4 >> 6.24 và 11932.4 >> 6.24).

3.4. Mô phỏng giám sát dao động trên động cơ tua bin khí tàu thuỷ 3.4.1. Mô phỏng dao động cho phép trên động cơ tua bin khí tàu thủy

Theo RMR [90], giá trị cho phép đối với ĐCTBK tàu thuỷ theo dao động vận tốc (mm/s) và biến đổi FFT, dùng lọc 1/3-octave được đưa ra trong Bảng 2 – Phụ lục 1.

Bảng 3.8 thể hiện kết quả chuyển đổi nội suy tính ngưỡng dao động đối với ĐCTBK tàu thuỷ theo dao động gia tốc (m/s²) bằng phương pháp đã trình bày ở chương 2 (mục 2.4.5) (chi tiết kết quả được trình bày trong Bảng 3 – Phụ lục 2).

STT	TS TB 1/3-octave f-m(Hz)	[V _{gha} (f)]			TS TB	$[V_{gha}(f)]$	
		A – Level m/s ²	B – Level m/s ²	STT	1/3-octave f-m(Hz)	A – Level m/s ²	B – Level m/s ²
1	1,6	0,0161	0,0292	13	25	1,2566	2,5918
2	2	0,0226	0,0440	14	31,5	1,5834	3,2657
3	2,5	0,0346	0,0675	15	40	2,0106	4,1469
4	3,2	0,0543	0,1066	16	50	2,5133	5,1836
5	4	0,0804	0,1759	17	63	3,1667	6,5314
6	5	0,1257	0,2827	18	80	4,0212	8,2938
7	6,3	0,1979	0,4354	19	100	5,0265	10,3673
8	8	0,3368	0,6535	20	125	6,2832	12,9591
9	10	0,5027	1,0367	21	160	8,0425	16,5876
10	12,5	0,6283	1,2959	22	200	10,0531	20,7345
11	16	0,8042	1,6588	23	250	12,5664	25,9181
12	20	1,0053	2,0735	24	320	16,0850	33,1752

Bảng 3.8. Mức cho phép đối với dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ theo dạng gia tốc (m/s²)

Dựa vào các thông số trong bảng này, ta xây dựng VI tính và vẽ đường cong giới hạn DĐN theo ngưỡng A và B cho ĐCTBK tàu thuỷ theo gia tốc dao động. Mô đun được tích hợp chung trong phần mềm mô phỏng GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ.

3.4.2. Mô phỏng ra quyết định GSDĐ cho ĐCTBK tại từng tần số

Khi đo và biến đổi dao động (FFT) ta thu được bộ thông số $[V_{a1} V_{a2} ... V_{aN}]$, $[f_1 f_2 ... f_N]$ với V_{ai} là biên độ tại tần số trung bình f_i tương ứng (khi sử dụng lọc 1/3 octave). Dải tần số này thường khác biệt với tần số trung bình, được tham chiếu theo RMR [90].

Theo thuật toán giám sát đã trình bày ở chương 2 (mục 2.4.5) NCS tiến hành lập trình và xây dựng mô đun (VI) đánh giá mức dao động hiện tại của ĐCTBK tàu thuỷ và cảnh báo khi vượt qua ngưỡng cho phép (Bảng 3.8).

Trên Hình 3.15 thể hiện FP và code lập trình (BD) của Sub VI giám sát TTDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ theo hai mức A và B theo từng tần số. Kết quả được hiển thị bằng đèn báo (LED) đối với hai mức A và B. Đèn màu XANH - dưới ngưỡng cho phép, màu ĐỔ - trên ngưỡng cho phép.



Hình 3.15. Mô đun đánh giá mức độ dao động theo hai ngưỡng A và B

3.4.3. Mô phỏng GSDĐ cho ĐCTBK trên tàu thực

Đối tượng: ĐCTBK tàu thuỷ dạng DP76 với các thông số kỹ thuật đã giới thiệu trong mục 3.1.1. Thí nghiệm mô phỏng được thực hiện với nhiệm vụ kiểm tra sự hoạt động của phần mềm giám sát theo chức năng, được code trong LabView. Phần mềm được xây dựng qua một số VI đã chỉ ở trên: VI biến đổi tín hiệu (FFT); VI- mức dao động cho phép; VI – đưa ra mức dao động (tại từng tần số).

Đầu vào: Tín hiệu DĐN đo được trên gối đỡ của ĐCTBK tàu thuỷ tàu thực ở một chế độ đo cụ thể. Dữ liệu đầu vào cho mô phỏng được chỉ ra trong Phụ lục 5.

Kết quả mô phỏng GSDĐ được chỉ ra trên hình Hình 3.16 cho thấy mức dao động đo được của ĐCTBK tàu thuỷ thấp hơn các mức giới hạn cho phép PVLA, PVLB ở chế độ giám sát hiện hành.



3.5. Kết luận chương 3

NCS đã triển khai thí nghiệm số trên cơ sở các mô hình toán, thuật toán (đã nêu ở chương 2), lập trình code trong LabView (sử dụng MathScript, có tích hợp với MatLab (m.file)). Các kết quả đạt được:

- Triển khai mô phỏng số nghiên cứu các tính chất quan trọng của dao động đa điều hòa, có nhiễu. Mô phỏng lọc tín hiệu và biến đổi THDĐ theo tần số. Kết quả tính toán cho thấy các cơ sở toán và thuật toán tốt, VI có giao diện đẹp, thiết kế nhanh. Số liệu thu được có độ tin cậy, chính xác cao (sai khác rất rất nhỏ giữa tín hiệu đầu vào với tín hiệu đã được biến đổi: FFT thuận và FFT ngược).

- Mô phỏng giám sát MCB rô to của ĐCTBK tàu thuỷ trên cơ sở sử dụng phần mềm mô phỏng CBĐ cho rô to đặt trên máy CBĐ. Kết quả nghiên cứu đề xuất phương pháp hoàn thiện phần mềm mô phỏng CBĐ để đánh giá lượng mất cân bằng được chính xác hơn.

 Lập trình code trong LabView cho xây dựng mô đun (vi) các đường cong ngưỡng cho phép đối với DĐN được giám sát trên ĐCTBK tàu thuỷ theo các tiêu chuẩn đưa ra từ Quy phạm RMR, 2016.

- Mô phỏng số đưa ra kết quả giám sát DĐN theo các ngưỡng cho phép và mô tả trực quan kết quả GSDĐ. Kiểm thử với đầu vào là tín hiệu đo thực tế trên ĐCTBK tàu thuỷ tàu thực. Các nhiệm vụ chức năng của phần mềm mô phỏng đã được kiểm tra và VI chạy tốt: (xử lý THDĐ, ra quyết định, hiển thị kết quả, lưu trữ kết quả đã được giám sát cho đối tượng).

Các phần mềm (VI) mô phỏng sẽ được phát triển và tích hợp vào phần mềm và thiết bị GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ sẽ được nghiên cứu tại chương 4.

Chương 4. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THUỶ

Nghiên cứu, thử nghiệm đo, GSDĐ để kiểm chứng khả năng áp dụng vào thực tế của thiết bị, phương pháp đo, cơ sở lý thuyết GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ. Ưu điểm của phương pháp mô hình hóa, mô phỏng: nhanh chóng đưa ra được giải pháp hữu ích để đề xuất phương án đo, triển khai thuật toán xử lý tín hiệu, thậm chí trong nhiều trường hợp rất khó có thể triển khai để có số liệu thực nghiệm (ví dụ các trường hợp đặc biệt, sự cố máy).

Tuy nhiên, để áp dụng vào thực tế cần có kiểm chứng từ đo thử, hiệu chỉnh thiết bị và cung cấp cơ sở dữ liệu đầu vào cho các thử nghiệm thực tế sau này. Việc thử nghiệm tuy tốn kém về kinh phí, thời gian, song đó là bước cần thiết không chỉ ở giai đoạn triển khai thiết kế, xây dựng thiết bị đo, GSDĐ thực tế, mà cũng cần thiết trong nghiên cứu ban đầu cho xây dựng và hoàn thiện mô hình.

4.1. Hệ thống đo, giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ 4.1.1. Yêu cầu kỹ thuật

Thực nghiệm chỉ có thể tiến hành trong các điều kiện, chế độ máy cho phép hoạt động an toàn và tin cậy. Trong một số trường hợp cho phép, có thể đưa vào các tính huống có hư hỏng nhỏ, song vẫn phải đảm bảo mức độ an toàn cho máy, thiết bị và người khai thác vận hành. Như vậy, thử nghiệm chỉ mang tính chất kiểm chứng cũng như nếu dùng thí nghiệm nghiên cứu cũng chỉ tiến hành ở các chế độ máy thực hiện chức năng hoạt động an toàn của chúng mà thôi.

Quá trình thực nghiệm được triển khai theo trình tự dưới đây:

- Xây dựng kế hoạch thực nghiệm.
- Thực nghiệm đo, hiển thị nhanh và lưu trữ dữ liệu dao động.
- Xử lý dữ liệu, đánh giá mức dao động tại các vị trí đo.
- Phân tích kết quả đã xử lý.
- (Kết luận). Báo cáo kết quả thực nghiệm.

4.1.2. Kế hoạch thực nghiệm

Một bản kế hoạch chi tiết cho thử nghiệm cần được xây dựng, đảm bảo cho công việc chuẩn bị, tiến hành thử nghiệm, xử lý kết quả và báo cáo thử nghiệm được hoàn thiện. Công việc chuẩn bị ban đầu gồm:

- Thiết bị đo, cơ sở vật chất: hệ thống vật lý đo, hệ động lực đo.

- Vật tư (nhiên liệu: dầu, mỡ, nước,...).

- Nhân lực phục vụ thử nghiệm.

Thực nghiệm đo trên tàu thực không cho phép ta lặp lại các thí nghiệm nếu không được sự đồng ý của hội đồng thử tàu, điều đó có nghĩa ta cần xây dựng một kế hoạch thử tàu nghiêm ngặt, chính xác. Ưu điểm của thử tàu thực đó là chúng ta có thể kiểm tra thiết bị đo trong các điều kiện tàu hoạt động thực tế, các chế độ đo hoàn toàn xác định cụ thể. Từ đó, đánh giá cụ thể thiết bị đo sao cho kết quả đo và xử lý phải đảm bảo tính quy luật và có độ tin cậy, độ chính xác cho phép.

4.1.3. Chuẩn bị thử nghiệm đo và GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ

Trong tất cả các thử nghiệm, yêu cầu chuẩn bị chu đáo, hoàn chỉnh để thử nghiệm được hoàn thành và dữ liệu đảm bảo độ tin cậy. Vì tiến hành thí nghiệm rất tốn kém, thậm chí rất khó khăn để tổ chức được một buổi thí nghiệm trên tàu (hiện trường), do vậy công việc chuẩn bị chỉ có thể hoàn tất mới cho chúng ta số liệu thử nghiệm tin cậy.

Công tác chuẩn bị cần lưu ý các điểm sau:

- Lắp đặt cảm biến và hiệu chỉnh thiết bị đo: Các cảm biến cần đặt đúng kỹ thuật. Kiểm tra các tín hiệu ở trạng thái tĩnh của máy qua tác động bổ sung các nhiễu va đập để phát hiện độ nhạy của các cảm biến và đường tryền tín hiệu.

- Đảm bảo nguồn cấp.
- Kiểm tra, hiển thị nhanh trên màn hình giám sát khi đo.
- Lưu kết quả đo trong quá trình kiểm tra thiết bị.
- Cần thiết kiểm tra đường dẫn, chất lượng dữ liệu đo được.
- Mở file kết quả lưu trữ để xử lý số liệu thử nghiệm.
- Hiệu chỉnh thiết bị (nếu cần thiết).

4.1.3. Sơ đồ khối hệ thống đa kênh đo, GSDD cho ĐCTBK tàu thuỷ

Mục tiêu đặt ra cho đo, GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ, chúng ta cần có thiết bị hiện đại để đo, hiển thị nhanh thông tin cần thiết, lưu trữ dữ liệu hay đọc dữ liệu đã ghi trước đó (GSDĐ off-line). Máy đo phải đảm bảo các chức năng, yêu cầu cần thiết: đa kênh, đa chức năng cho GSDĐ, tuân theo hướng dẫn của RMR, 2016. Yêu cầu GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ đang làm việc, đặt biệt là cần 01 kênh đo phị trí (pha) để đánh giá TTDĐ, TTKT máy ở từng chế độ vòng quay khai thác.

Hệ thống tự động GSDĐ cho ĐCTBK tàu thuỷ được xây dựng trên cơ sở công nghệ điện tử – truyền tin hiện đại, gồm các khối chính như đã thể hiện trên Hình 4.4. Các khối được xây dựng theo mô đun, chuẩn công nghiệp và tự động đo, truyền tin, xử lý thông tin theo thuật toán, đưa ra kết quả giám sát và chẩn đoán TTKT của ĐCTBK, báo động nếu đối tượng có mức độ dao vượt quá giá trị cho phép.



Hình 4.1. Sơ đồ khối hệ thống đo và GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ

- S_{a1}, ..., S_{an} Các cảm biến gia tốc đo dao động tại các ổ đỡ (hoặc bệ đỡ) của ĐCTBK tàu thuỷ;
- *St* Cảm biến đo pha (vị trí) hoặc tốc độ của trục ĐCTBK;
- DAQ Bộ thu gom dữ liệu (dùng loại DAQ –NI 9234, đa kênh);
- CPU Bộ xử lý trung tâm (Central Processing Unit);
- VDMS Phần mềm GSDĐ và chẩn đoán;
- Monitor Màn hình hiển thị kết quả giám sát.

4.1.4. Lựa chọn cấu hình hệ thống GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ

Theo [86], hệ thống GSDĐ của ĐCTBK hàng không được thiết lập với mức độ cao, các cảm biến vận tốc dao động được bố trí ở tất cả các ổ đỡ trên đường trục của các cụm rô to của động cơ. Với thiết kế này, cho phép giám sát trực tiếp mức độ dao động trên từng ổ đỡ của ĐCTBK, và mức độ tin cậy cao. Tuy nhiên, với các động cơ có kết cấu đa trục, phức tạp như ĐCTBK tàu thuỷ (DR76) hệ thống này đòi hỏi số lượng lớn các cảm biến, giá thành chế tạo thiết bị cao. Đôi khi việc lựa chọn và bố trí các cảm biến là rất khó khăn do các điều kiện về kết cấu và khai thác (nhiệt độ cao tại vị trí ổ đỡ). Hệ thống này phù hợp triển khai cho giám sát, chẩn đoán tình trạng kỹ thuật của ĐCTBK.

Theo RMR [90] và giới hạn nghiên cứu của luận án chỉ dừng lại ở mức GSDĐ, NCS lựa chọn phương án bố trí các cảm biến đo dao động chung của ĐCTBK tại các bệ đỡ của ĐCTBK (thường chỉ có từ 2 đến 3 bệ đỡ). Điều này cho phép giảm thiểu tối đa số lượng các cảm biến, thuận tiện cho việc lắp đặt, bố trí (không cần thay đổi kết cấu thiết bị), phù hợp với tiêu chuẩn RMR được áp dụng. Các cảm biến không bị đặt ở các vị trí có nhiệt độ cao cho phép lựa chọn loại cảm biến giá thành thấp hơn, tuổi thọ kéo dài hơn, tín hiệu dao động đo được của cảm biến ít bị ảnh hưởng của điều kiện khai thác...

Trên cơ sở giải các bài toán mô hình hóa dao động ĐCTBK tàu thuỷ, tác giả lựa chọn phương án xây dựng cấu hình của hệ thống sao cho tối ưu và đơn giản nhất về mặt số lượng và chủng loại của các đầu cảm biến đo dao động, tiếp đến là cấu hình của DAQ, CPU và tổng thể hệ thống truyền thông.

Các chi tiết chính trong hệ thống GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ bao gồm:

* Cảm biến:

Trong hệ thống giám sát dao động trên ĐCTBK tàu thuỷ cần hai dạng cảm biến cơ bản đó là cảm biến đo gia tốc và cảm biến đo tốc độ (pha).

Các cảm biến dùng để đo dao động hiện đại được nhiều hãng nổi tiếng trên thế giới chế tạo như MMF (Đức), Omega (Singapor), IMI (Mỹ)... Khi lựa chọn cảm biến cho hệ thống (thiết bị) GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ cần quan tâm tới các điều kiện làm việc và đặc tính của ĐCTBK, đặc biệt là tốc độ cao và điều kiện làm việc phức tạp.

Trong luận án, NCS sử dụng cảm biến gia tốc loại IMI Series 640 (Mỹ). Đây là cảm biến dạng Accelerometer chuyên dùng để GSDĐ của động cơ với kiểu thiết kế dạng 2 dây, cấp nguồn theo vòng loop và đầu ra 4÷20 mA chuẩn công nghiệp, phạm vi đo: 0÷10 g rms (0÷98.1 m/s² rms), dải tần số: 180 đến 60000 cpm (3 đến 1 kHz) (± 10%) và đặc biệt nó đã đạt được các chứng nhận ATEX và CSA, cho phép hoạt động trong những khu vực nguy hiểm.



Hình 4.2. Cảm biến gia tốc loại IMI Series 640

Thiết bị hoạt động với điện áp nguồn cấp từ 12÷30 VDC và đầu ra có thể kết nối tới các hệ thống mạng thông dụng như PLC, DCS và SCADA. Cảm biến S640 có thiết kế chắc chắn, làm từ vật liệu thép chống rỉ với kết cấu nguyên khối. Thiết bị đã được kiểm nghiệm về khả năng chống dao động và chống cháy nổ hết sức nghiêm ngặt. Cảm biến có dây dài 3÷6 m, gá đặt bằng đế nam châm vĩnh cửu thuận tiện cho việc lắp đặt, bố trí.

* Bộ thu thập dữ liệu:



Hình 4.3. Bộ thu thập dữ liệu DAQ NI 9234

DAQ NI 9234 gồm có: khung cDAQ 9184 với 4 slot (khe cắm). Trong thí nghiệm sử dụng 02 khe cắm (slot), 1 DAQ 9234 có 4 kênh lắp vào 1 khe cắm. Như vậy, NCS dùng 2 DAQ 9234 (8 kênh). DAQ-NI 9234 có tốc độ lấy mẫu (Sample Rate) là 51,2 kS/s/channel (kênh) đáp ứng được yêu cầu kỹ thuật đặt ra cho thiết bị GSDĐ của ĐCTBK tàu thuỷ.

* Máy tính, bộ xử lý trung tâm (CPU):

CPU của hệ thống đo là máy tính xách tay, cấu hình đủ mạnh cho thực hiện các chức năng đặt ra.

* Phần mềm đo, xử lý kết quả và ra quyết định giám sát:

Các VI chương trình phân tích, xử lý tín hiệu đo tương tự như phần mô phỏng ở chương 3 của luận án đã trình bày, được xây dựng trên nền LabView và toolkit SVT (Sound and Vivration Toolkit). Điểm khác ở đây là tín hiệu đầu vào là tín hiệu thực, được đo trực tiếp từ các bộ cảm biến qua bộ DAQ được chuyển sang dạng tín hiệu số trước khi đưa vào phần mềm đã được xây dựng.

4.1.5. Bố trí thiết bị GSDĐ tại các bệ đỡ ĐCTBK DR76 trên tàu 375

Sơ đồ bố trí thiết bị đo và GSDĐ (trong thực nghiệm trên tàu 375) được thể hiện trên Hình 4.4.



Hình 4.4. Sơ đồ bố trí hệ thống đo và GSDĐ trên ĐCTBK DR76

 S_1 , S_3 , S_4 , S_6 - Sensors gia tốc đo DĐN tại bệ đỡ của ĐCTBK DR76;

 S_2, S_5 - Sensor gia tốc đo DĐD trục, đo ở gối đỡ chặn của ĐCTBK;

Trên tàu 375 được tiến hành thử nghiệm, ĐCTBK DR76 được đặt trên 2 bệ đỡ (phía máy nén – bệ 1 và phía tua bin chân vịt – bệ 2). Các thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ này đã được nêu ở chương 3. Tại mỗi bệ đỡ bố trí 02 cảm biến gia tốc đo dao động ngang theo hai phương thẳng vuông góc với trục quay của ĐCTBK tàu thuỷ và 01 cảm biến gia tốc để đo dao động dọc (tổng là 6 cảm biến gia tốc). Các tín hiệu được thu thập và truyền qua 2 bộ góp dữ liệu NI DAQ-9234 (tổng là 8 kênh) và truyền tới máy tính để xử lý bằng phần mềm giám sát và chẩn đoán rung động (VDMS).

Trong nghiên cứu thực nghiệm, GSDĐ trên ĐCTBK DR76, thiết bị đo dao động được sử dụng là kết quả của Đề tài cấp Nhà nước mà NCS tham gia [24]. Đây là thiết bị hiện đại có khả năng đo đa kênh dao động gia tốc, được chế tạo với phần cứng là các mô đun chuyên dụng (chuẩn công nghiệp) của hãng NI. Các thử nghiệm được triển khai trên cơ sở thiết bị đã được xây dựng và hiệu chỉnh (Phụ lục 6).

Ngoài ra, NCS sử dụng thiết bị chẩn đoán dao động Fluker 810 của Mỹ với 01 cảm biến gia tốc (có khả năng đo cùng lúc theo 3 trục) để đo bổ sung, cùng với hệ thống đã trình bày ở trên. Thiết bị này có khả năng đo, tự động phân tích phổ tần và đưa ra các kết quả bằng hình ảnh, trích xuất ra máy tính qua cổng USB bằng phần mềm quản lý dữ liệu đi kèm.

Các hình ảnh bố trí, lắp đặt thiết bị và quá trình đo đạc thực tế trên tàu 375 được giới thiệu tại Phụ lục 7.

4.2. Kết quả thực nghiệm đo, GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ

4.2.1. Kết quả đo và lưu trữ dữ liệu dao động trong thử nghiệm

Trong quá trình đo và lưu trữ dữ liệu đo được, NCS sử dụng VI hiến thị nhanh các THDĐ tại các kênh đo trên màn hình máy tính. Dựa vào vòng quay động cơ tua bin khí được đọc từ buồng điều khiển máy, người đo nhập chương trình qua bàn phím n(RPM). Với tần số trích mẫu đã khai báo từ khi thiết lập cấu hình thiết bị (có thể thiết lập Fs=51200 mẫu/giây/1 kênh), phần mềm đưa ra khuyến cáo lượng mẫu cần ghi. Kết quả đo và hiển thị nhanh các kênh đo được chỉ ra trên Hình 4.5 và Hình 4.6.

Trên hình 4.5, cảm biến gia tốc ACC1 và ACC2 – đo tại bệ số 1 theo hai phương thẳng: thẳng đứng và ngang; tương tự các cảm biến ACC4 và ACC5 – đo tại bệ số 2, còn các cảm biến ACC3 và ACC6 – đo tại hai bệ 1, 2 theo phương dọc trục.




tại vòng quay 13800 RPM





tại vòng quay 14000 RPM

97

Dữ liệu tại các lần đo được tác giả lưu trữ vào ổ cứng của PC với dạng dữ liệu *.tdms. Chế độ đo được theo dõi và lưu dữ liệu tự động để đáp ứng với các yêu cầu nghiêm ngặt khi thử tàu đường dài. Ví dụ tên file được lưu trữ: ACC_HMS_100950_261018_1009 (10 giờ 9 phút 50 giây ngày 26 tháng 10 năm 2018, file trích mẫu số 1009).

CSDL lưu trữ cho các ngày đo, được đưa ra trên các Hình 4.7 và Hình 4.8.

	^	Name	Date modified	Type	Size
📌 Quick access			Dute mounted	.)	U.L.C
Deskton		MEAS-T375-TBK-L	7/12/2019 11:07 PM	File folder	
		MEAS-T375-TBK-R	7/12/2019 11:08 PM	File folder	
🕂 Downloads	*	TEST-0	7/12/2019 11:08 PM	File folder	
Documents	*	TEST1	7/12/2019 11:09 PM	File folder	
Pictures	*	TEST-1L	7/12/2019 11:08 PM	File folder	
LUACHON_MAU	*	TEST-2	7/12/2019 11:09 PM	File folder	
7.1-HTKT-CDCG-SW	*	1.RT_FFT_Octave_analyzer.26.10.18(TDMS)	6/29/2019 2:41 PM	LabVIEW Instrume	266 KB
🐻 Recycle Bin	*	1.RT_FFT_Octave_analyzer.29.6.19(SC-GTE)	6/29/2019 5:14 PM	LabVIEW Instrume	233 KB
Chuyende2		1.RT_FFT_Octave_analyzer.29.6.19(TDMS)	6/29/2019 4:42 PM	LabVIEW Instrume	263 KB
🔒 hinh-anh-do-chon					

Hình 4.7. Thư mục lưu giữ các THDĐ đo trên bệ máy của ĐCTBK DR76 phía mạn trái và mạn phải của tàu 375

PERSON	AL (F:) > 0-DAOTAO_ThS_TS > 0-NCS_MINHH	AI_NT(New) > LABVIE	W-SIM > T375_V4HC) > MEAS-T375-TBK-R > MEAS-SR
^	Name	Date modified	Туре	Size
	🔁 ACC_HMS_100950_261018_1009_001	10/26/2018 10:10	TDMS File	226 KB
7	ACC_HMS_100950_261018_1009_001.tdm	10/26/2018 10:10	TDMS_INDEX File	4 KB
*	🔁 ACC_HMS_100951_261018_1010	10/26/2018 10:10	TDMS File	226 KB
*	ACC_HMS_100951_261018_1010.tdms_in	10/26/2018 10:10	TDMS_INDEX File	4 KB
*	🔁 ACC_HMS_100951_261018_1011	10/26/2018 10:10	TDMS File	226 KB
*	ACC_HMS_100951_261018_1011.tdms_in	10/26/2018 10:10	TDMS_INDEX File	4 KB
*	8 ACC_HMS_100951_261018_1012	10/26/2018 10:10	TDMS File	226 KB
*	ACC_HMS_100951_261018_1012.tdms_in	10/26/2018 10:10	TDMS_INDEX File	4 KB
~	🔁 ACC_HMS_100951_261018_1013	10/26/2018 10:10	TDMS File	226 KB
	ACC_HMS_100951_261018_1013.tdms_in	10/26/2018 10:10	TDMS_INDEX File	4 KB
	🔁 ACC_HMS_100951_261018_1014	10/26/2018 10:10	TDMS File	226 KB
	ACC_HMS_100951_261018_1014.tdms_in	10/26/2018 10:10	TDMS_INDEX File	4 KB

Hình 4.8. Thư mục lưu trữ các files tín hiệu gia tốc ghi lại dạng *.tdms

Trên Hình 4.7 thể hiện vị trí thư mục lưu trữ dữ liệu đo tại từng ngày thử nghiệm. Hình 4.8 thể hiện các dữ liệu được ghi lại khi đo từng chế độ vòng quay. Chi tiết kết quả đo đạc bằng hệ thống thiết bị đã xây dựng cũng như bằng bộ thiết bị đo, chẩn đoán rung động Fluker 810 được tổng hợp trong Phụ lục 5.

4.2.2. Giám sát dao động ngoại tuyến trong thử nghiệm trên tàu 375

Các cảm biến (sensors) được đánh dấu vị trí đặt tương ứng với kết quả lưu trữ dữ liệu được xử lý. Kết quả đo và biến đổi tín hiệu thu được từ cảm biến gia tốc ACC2 cho ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375 được chỉ ra trên hình 4.9, hình 4.10 và hình 4.11.







Hình 4.10. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC2,



Hình 4.11. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC2, vòng quay 13500 rpm, đơn vị đo dB và theo RMR



biến đổi tín hiệu gia tốc – ACC3

Tương tự với kết quả đo và biến đổi tín hiệu thu được từ cảm biến gia tốc ACC3 cho ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, được chỉ ra trên các Hình 4.12, Hình 4.13 và Hình 4.14.



vòng quay 13500 rpm, đơn vị đo dB và theo RMR

			_	_	_	_	_	_	_	_	_	_	_		_		_		_			_			_	_		_	_	_	_	_	1				
▲RUN>			<	8	8	8	00	8	8	8 8	88	8	8	00	0	8	8	8	10	00	5	5	8	00	00	00	8	0	8	8	8	>		mples	8		
		9		62	26	14	18 0	23	29	92.0	58	0.72 0	6.91 0	2.64 0	.45 0	.81 0	0.35 0	0.24 0	0.24 0	62 0	0.24 0	3.98	3.31 0	3.23 0	0.24 0	t.19 0	5.14 0	0.24 0	0.24 0	0.24 0	0.24 0	0.24 0		# of sar	512		
tdms.		۵ 	5 9	5	m 80	14	5.	7 6.	200		2 4	05 20	56 25	.83 32	.10 41	.12 51	.05 50	.11 50	.12 50	22 55	.12 50	38	.66	.05 48	.12 50	53 54	90 56	.17 50	.17 50	.17 50	.17 50	.17 50					
18_1215	4 PM	1	10	12	5	2.0	2.5	 	4	S G	8	9	12	15	20	25	26	24	0 25	24	26	26	28	30	0 25	0 28	31	35	.0 35	.0 35	0 35	.0 35		μz			
08_2610	9 3:17:5	E a a a	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.	1250.	1600.	2000.	2500.	3150.	4000.	5000.	6300.	8000.	10000	12500	16000	2000	ina info	le rate	.38k		
IS_1035(0-Jun-1	ŧ		~	m	4	S	و	~ 0	» •	<u>ہ</u>	=	12	₽	4	15	16	11	9	19	20	5	2	23	24	25	26	27	28	29	õ	m	ampl	amp	Ľ		
VCC_HM						E																							+	10000						80	
AS-1LV																																		-	ğ	ŧ	
				PVLB																															2		
al-c/c	(ME)		6	Ð																														15000	L		
MEAS-1	RPM			Ā																														000			
	13500		(Ð																									İ	-00				7500 10			
C/ 51/				2																					E										5000		
2/0-NC				el Monito		-										_								E										RPM(MI			
14-201	lection			tion Lev			╫	┢							E																			band	2H 000		
2.201	Acc- Sell			Vibra]														- 8	ency [Hz]			high	प्र द्र		
	×																					E									Frequ						
)cl-sill	3				F																												range	P	Ηz		
-DIAU-	Ă					tra(m/s																											buənba	low ba	2		
						ave spec															C												Ĕ		NIE!	,	
	ية ا					1200																								-§							
ORT >	e Analyz																												q								
Å,	-Octave																																		< ^)		
	13			2		-																													\triangle	dB On (
AVE>>	Analysis																													_0							
\$	c Order					- 600.0			0.008		0.007 -		0.006			0.005			0.004		0.003 -			0.002 -			0.001		c	, -							
	RT 8																																				

vòng quay 13500 rpm, đơn vị đo m/s² và theo RMR

Hình 4.14. Kết quả GSDĐ trên ĐCTBK DR76 (trái) tàu 375, ACC3,

4.3. Phân tích kết quả

 Thiết bị đo được kiểm tra, hiệu chỉnh và có chứng chỉ xác nhận chất lượng từ hai cơ quan chức năng của Việt Nam (được chỉ ra trong phụ lục).

- ĐCTBK tàu thuỷ với vận tốc quay đã nhập từ bàn phím, phần mềm xác định được số lần lặp khi trích mẫu theo vận tốc quay và tần số trích mẫu đã đặt cấu hình. Ví dụ trên cho ta số chu kỳ được trích mẫu là 28 (chu kỳ) – tại giao diện tính FFT.

Trên Hình 4.13 và Hình 4.14 – đưa ra kết quả GSDĐ gia tốc so với các ngưỡng mức A và B (hiển thị bằng đèn LED).

 Kết quả GSDĐ chỉ ra rằng: tại vòng quay thử nghiệm (13500 rpm), chế độ trống máy, ĐCTBK DR76 trái đều có mức DĐN nằm trong vùng máy mới bảo dưỡng, sửa chữa (dưới ngưỡng cho phép A).

4.4. Kết luận chương 4

Xây dựng tổng thể, lắp đặt, hiệu chỉnh hệ thống giám sát dao động đa kênh dùng đo ĐCTBK tàu thuỷ cho thí nghiệm trên tàu thực.

Thiết bị đo được kiếm tra, hiệu chỉnh cho phép chúng ta tin tưởng vào độ chính xác cho phép của thiết bị đo (sai số $\pm 5\%$ theo hồ sơ).

THDĐ đo được biến đổi FFT, Order FFT và 1/3-octave qua phần mềm giám sát được lập trình và tích hợp vào hệ thống đo, giám sát dao động. Kết quả biến đổi có độ chính xác cao, đúng quy luật của THDĐ tại từng cụm máy nén – tua bin, TBCV – Hộp giảm tốc – Trục chân vịt và cho cả ĐCTBK khi đo trên các bệ đỡ.

Kết quả thu được từ thử nghiệm minh chứng rằng: thiết bị GSDĐ hoạt động tốt, có các tính năng thỏa mãn các quy định về tiêu chuẩn dao động đối với ĐCTBK tàu thuỷ.

Các kết quả đo, phân tích, giám sát dao động trên các động cơ tua bin khí DR76 trên các tàu thuỷ Việt Nam phản ánh đúng quy luật và tình trạng thực thế của động cơ thông qua mức độ rung động đo được. Giữa các động cơ cũ và mới có sự khác biệt rõ nét tuy rằng ĐCTBK tàu thuỷ sau đại tu (ở nước ngoài) có mức dao động nằm trong vùng tương ứng (dưới mức A) theo các tiêu chuẩn đã xét.

KẾT LUẬN CHUNG VÀ KIẾN NGHỊ

KÊT LUÂN CHUNG

Luận án đã thực hiện thành công mục tiêu đặt ra của đề tài: Giám sát được dạng dao động ngang, đó là dạng dao động chính, quan trọng thường gây ra nguy hiểm đến an toàn của động cơ tua bin khí trong khai thác kỹ thuật máy, thể hiện cụ thể trong hai bài toán giám sát dao động: Bài toán cân bằng động cho rô to của máy đặt trên máy cân bằng động (ứng dụng trong bảo dưỡng sửa chữa máy), và bài toán giám sát dao động máy tại hiện trường (máy hoạt động theo chức năng trên tàu thực).

Trong quá trình thực hiện đề tài, luận án đã thu được những kết quả dưới đây:

- Xây dựng được các mô hình cho ba dạng dao động của máy. Đề tài đặt ra nhiệm vụ giám sát dạng dao động quan trọng và nguy hiểm nhất thường xảy ra trong khai thác kỹ thuật động cơ tua bin khí từ ba dạng trên, đó là giám sát dao động ngang của máy.

- Mô phỏng giám sát mất cân bằng của các chi tiết rô to khi bảo dưỡng sửa chữa chúng. Thực hiện mô phỏng cân bằng động các rô to của DR76 trên máy cân bằng động B20 (của IRD Hoa kỳ) theo tiêu chuẩn mất cân bằng dư ISO 1940/1. Kết quả kiểm thử mô phỏng cân bằng động trên máy cân bằng động có độ tin cậy đạt 99% theo tiêu chuẩn Schi.

- Hoàn thiện cân bằng động rô to trên máy cân bằng động qua nghiên cứu, xây dựng mô hình hồi quy cho hiệu chỉnh chỉ báo mức độ mất cân bằng do thiết bị (phần mềm) đưa ra. Kết quả đó cũng có thể dùng để phát triển phần mềm CBĐ rô to trên MCBĐ thực tế nếu được xây dựng sau này.

- Kết quả mô phỏng GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ đã kiểm chứng lý thuyết (toán học, thuật toán và cơ sở dữ liệu tham chiếu) cho xây dựng phần mềm GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ. Kết quả thí nghiệm số GSDĐ tại chương 3 đã chứng minh: Đề xuất toán học và thuật toán tốt (có độ tin cậy cao), và mô đun mềm trong LabView, đặc biệt là công cụ FFT và 1/3-Octave (xây dựng từ mục đích mô phỏng) được tích hợp trong xây dựng phần mềm giám sát trong chương 4. Ngoài ra, kết quả mô phỏng đạt được cho quá trình GSDĐ từ số liệu đo thực tế trên ĐCTBK tàu thuỷ giúp cho việc kiểm thử tính khả thi, tính sẵn sàng để triển khai một thiết bị đo, GSDĐ hiện đại.

Công trình đã thành công mô hình hóa, lập trình một số thiết bị ảo (VIs) cho GSDĐ trên ĐCTBK tàu thuỷ như: xử lý THDĐ cho GSDĐ; tính các mức dao động cho phép (mức A, B) cho DĐN; ra quyết định GSDĐ.

Thử nghiệm trên ĐCTBK tàu thuỷ cùng tàu thực và kết quả thu được về GSDĐ trên đối tượng nghiên cứu đã chứng minh tính đúng đắn của phương pháp nghiên cứu, tính khả thi của thiết bị được nghiên cứu đã được giải mã công nghệ.

Thực nghiệm trên động cơ DR76 (mới thay thế, lắp đặt và cân chỉnh) trên tàu 375 tại Cam Ranh, Khánh Hoà đã đưa ra nhận định rằng: mức gia tốc dao động được giám sát đều dưới ngưỡng cho phép mức A.

KIÉN NGHỊ

- Hướng tiếp cận mới nên phát triển tiếp về dự báo và chẩn đoán bằng dao động cho TBK tàu thuỷ trong khai thác cơ hệ sử dụng ĐCTBK tàu thuỷ lai chân vịt.

- Luu Minh Hai (Corresponding Author), Do Duc Luu (2021), "Multi-variable regressive models for diagnostics of the unbalances on rapid rotor in shop dynamic balance", Proceedings of the 2nd Annual International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development (MMMS2020), Lecture Notes in Mechanical Engineering, *Springer, Cham Publishers*, https://doi.org/10.1007/978-3-030-69610-8_37, Online ISBN 978-3-030-69610-8 (ISI/ Scopus), pp 267-272.
- Lưu Minh Hải, Đỗ Đức Lưu (2020), "Mô hình hồi quy chẩn đoán mất cân bằng rô to qua sử dụng phần mềm mô phỏng cân bằng động rô to cứng đặt trên máy cân bằng động", *Tạp chí GTVT*, Số 8/2020, tr. 106-108.
- Lưu Minh Hải, Đỗ Đức Lưu (2019), "Mô phỏng cân bằng động cho rô to bằng phần mềm mô phỏng cân bằng động rô to đặt trên máy cân bằng động", *Tạp chí Khoa học kỹ thuật Thuỷ lợi và Môi trường*, Số 10/2019, tr. 197-203.
- Đỗ Đức Lưu, <u>Lưu Minh Hải</u>, "Simulation of vibro-monitoring on naval ship gas turbine engine", Proceedings of the 2019 International Conference on Physics and Mechanics of New Materials and Their Applications, *Nova Science Publishers*, New York 10/2020, ISBN: 978-1-53618-255, Chapter 28, pp. 271-280.
- Đỗ Đức Lưu, <u>Lưu Minh Hải</u> và các tg (2017), "Mô phỏng dao động máy rô to tàu thủy", *Tạp chí KHCN Hàng Hải*, Số 49-01/2017, tr. 8-13.
- 6. Đỗ Đức Lưu, <u>Lưu Minh Hải</u> và các tg (2016), "Nghiên cứu, xây dựng mô phỏng dao động trên gối động máy cân bằng động đặt nằm ngang", Kỷ yếu Hội nghị quốc tế về KHCN Hàng hải 2016, ISBN: 978-604-937-127-1, tr. 136-143.
- Đỗ Đức Lưu, <u>Lưu Minh Hải</u> (2015), "Đảm bảo thiết bị truyền tin cho cân bằng động rô to cứng đặt trên máy cân bằng động", *Tạp chí GTVT*, Số T9/2015, tr. 63-66.
- Đỗ Đức Lưu, Lưu Minh Hải (2015), "Nhận dạng trạng thái mất cân bằng dư của rô to cứng theo phương pháp thống kê đa chiều trong cân bằng động", *Tạp chí KHCN* Hàng hải, Số 42-04/2015, tr. 19-22.

9. Lưu Minh Hải. Thành viên tham gia đề tài KHCN Độc lập cấp Quốc gia (2015-2019), "Nghiên cứu, xây dựng mô phỏng Hệ động lực chính và trạm phát điện cho tàu biển chở hàng tổng hợp", do Trường ĐHHHVN Chủ trì, GS. L. C. Nhớ làm Chủ nhiệm đề tài. MS. ĐTĐLCN 14-15. Nội dung số 20. "Nghiên cứu xây dựng phần mềm mô phỏng dao động và cân bằng máy rô to (máy phát điện. tua-bin khí xå...)". Nghiệm thu cấp Quốc gia tháng 3/2019.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

- Bộ Giao thông vận tải (2015), Quy chuẩn kỹ thuật Quốc gia, Phân cấp và đóng tàu biển vỏ thép (Phần 3- Hệ thống máy tàu, Chương 4- Tua bin khí), QCVN 21:2015.
- Bộ Giao thông vận tải (2015), Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phân cấp và đóng tàu biển cao tốc, QCVN 54:2015.
- Bộ Giao thông vận tải (2013), Quy chuẩn kỹ thuật Quốc gia, Hệ thống kiểm soát và duy trì trạng thái kỹ thuật máy tàu, QCVN 61:2013.
- 4. Bộ Khoa học và Công nghệ (1998), Tiêu chuẩn Quốc gia, Dao cơ học của các máy quay lớn có tốc độ từ 10 đến 200 vòng/giây - Đo và đánh giá cường độ dao động tại vị trí làm việc, TCVN 6371:1998.
- Bộ Khoa học và Công nghệ (1998), Tiêu chuẩn Quốc gia, Dao cơ học của máy quay và máy chuyển động tịnh tiến - Yêu cầu cho thiết bị đo cường độ dao động, TCVN 6372:1998.
- 6. Bộ Khoa học và Công nghệ (1998), Tiêu chuẩn Quốc gia, Dao động cơ học Yêu cầu về chất lượng cân bằng rôto Xác định lượng mất cân bằng dư cho phép, TCVN 6373:1998.
- Bộ Khoa học và Công nghệ (1995), Tiêu chuẩn Quốc gia, Dao động và va đập cơ học - Gá lắp đầu đo gia tốc, TCVN 9224:2012.
- 8. Bộ Khoa học và Công nghệ (2012), Dao động cơ học Đánh giá dao động máy bằng cách đo trên các bộ phận không quay - Phần 3: Máy công nghiệp công suất danh nghĩa trên 15 kW và tốc độ danh nghĩa giữa 120 r/min và 15000 r/min khi đo tại hiện trường, TCVN 9229-3:2012 (ISO 10816-3:2009).
- Đại học Hàng hải Việt Nam (2013), Tài liệu hướng dẫn cân bằng động rô to IRD Balancing B20 của hãng sau khi sửa chữa, nâng cấp.
- Đỗ Đức Lưu (2012), "Mô hình hóa tổ hợp Tuabin Máy nén khí tăng áp tàu thủy cho giám sát và chẩn đoán kỹ thuật bằng dao động", *Tạp chí Cơ học Việt Nam*, Số 5.
- Đỗ Đức Lưu (2014), Ứng dụng công nghệ LabView và NI trong giám sát dao động máy rotor tàu thủy, Đề tài NCKH, Trường ĐHHHVN.
- Đỗ Đức Lưu (2015), Xây dựng cơ sở toán học và truyền tin cho cân bằng động rô to cứng, Đề tài NCKH, Trường ĐHHHVN.

- Đỗ Đức Lưu, Lại Huy Thiện (2015), "Nghiên cứu, xây dựng hệ thống giám sát dao động cho tổ hợp diesel - máy phát điện tàu thủy", *Tạp chí KHCN Hàng hải*, Đại học Hàng hải Việt Nam, Số 42-04/2015, tr. 23-27.
- 14. Đỗ Đức Lưu, Lưu Minh Hải và Phạm Thành Văn (2015), "Nhận dạng trạng thái mất cân bằng dư của rô to cứng theo phương pháp thống kê đa chiều trong cân bằng động", *Tạp chí KHCN Hàng hải*, Đại học Hàng hải Việt Nam, Số 42-04/2015, tr. 19-22.
- Đỗ Đức Lưu, Lưu Minh Hải và Lại Huy Thiện (2015), "Đảm bảo thiết bị truyền tin cho cân bằng động rô to cứng đặt trên máy cân bằng động", *Tạp chí GTVT*, Số T9/2015, tr. 63-66.
- 16. Đỗ Đức Lưu, Lưu Minh Hải, Lại Huy Thiện và Cao Đức Hạnh (2016), "Nghiên cứu, xây dựng mô phỏng dao động trên gối động máy cân bằng động đặt nằm ngang", Kỷ yếu Hội nghị quốc tế về Khoa học công nghệ Hàng hải 2016, Đại học Hàng hải Việt Nam, NXB Hàng Hải, tr. 136-143.
- Đỗ Đức Lưu, Lại Huy Thiện, Lưu Minh Hải và Bùi Xuân Quỳnh (2017), "Mô phỏng dao động máy rô to tàu thủy", *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng Hải*, Số 49-01/2017, tr. 8-13.
- 18. Đỗ Đức Lưu, Lương Công Nhớ, Phạm Xuân Dương và Lại Huy Thiện (2017), "Research and build a multi-channel vibration measurement system for dynamic studying of the marine propulsion plants" (Nghiên cứu và xây dựng hệ thống đo dao động đa kênh cho nghiên cứu động học của hệ động lực tàu biển), Kỷ yếu Hội nghị quốc tế các Trường Đại học Hàng hải Quốc tế (IAMU, 2017) tổ chức tại Bulgaria, tr. 283-292.
- 19. Giản Quốc Anh, Trần Văn Hạnh, Nguyễn Thị Hòa và Trần Đức Tân (2015), Xây dựng hệ phân tích dao động sử dụng cảm biến gia tốc vi cơ điện tử và chip xử lý số, Đại học SPKT Nam Định.
- Hoàng Trung Huấn (2014), Nghiên cứu áp dụng tiêu chuẩn ISO 1940-1 trong thiết kế máy cân bằng động máy rô to cứng, Luận văn Thạc sỹ, ĐH. Hàng hải Việt Nam.
- 21. Hoàng Văn Sỹ (2018), Nghiên cứu chế tạo thử nghiệm thiết bị đo mô men xoắn và phân tích dao động xoắn động cơ diesel lai chân vịt, Luận án tiến sĩ, Đại học Hàng hải Việt Nam.

- Lại Huy Thiện (2020), Nghiên cứu giám sát rung động trên động cơ diesel tàu biển. Luận án tiến sĩ, Đại học Hàng hải Việt Nam.
- Lê Lam Giang (2013), Xây dựng mô hình giám sát máy rô to, Luận văn Thạc sỹ, Đại học Hàng Hải Việt Nam.
- 24. Lương Công Nhớ, Đỗ Đức Lưu, Lưu Minh Hải và nnk (2019), Nghiên cứu, xây dựng hệ thống mô phỏng cho hệ động lực chính và trạm phát điện tàu biển chở hàng tổng hợp (Nội dung 20: Nghiên cứu, xây dựng phần mềm mô phỏng dao động và cân bằng động máy rô to), Báo cáo tổng kết đề tài nghiên cứu Khoa học và Công nghệ cấp Nhà nước, Mã số: ĐT.ĐLCN.14/15, ĐH.Hàng hải Việt Nam.
- Lưu Minh Hải (2016), Hướng dẫn cân bằng động tua bin khí tàu thuỷ quân sự (Tài liệu biên dịch), Học Viện Hải quân.
- 26. Lưu Minh Hải, Đỗ Đức Lưu (2019), "Mô phỏng cân bằng động cho rô to bằng phần mềm mô phỏng cân bằng động rô to đặt trên máy cân bằng động", *Tạp chí Khoa học kỹ thuật Thuỷ lợi và Môi trường*, Số 10/2019, tr. 197-203.
- 27. Nguyễn Hải Hà và cộng sự (2004), Nghiên cứu triển khai quy trình công nghệ kiểm soát, đánh giá trạng thái kỹ thuật của máy móc, thiết bị bằng phương pháp phân tích dao động, nhiệt độ và dầu bôi trơn, Đề tài NCKH, Viện NC Cơ khí Bộ Công Nghiệp.
- 28. Nguyễn Hải (2002), *Phân tích dao động máy*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
- Nguyễn Văn Khang (2005), Dao động kỹ thuật (in lần 4), NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- Nguyễn Thanh Sơn (2010), Giáo trình Chẩn đoán dao động máy, Bảo trì công nghiệp Việt Nam, Vũng Tàu.
- 31. Nguyễn Trung Hải, Trần Trung Sơn (2016), *Khai thác động cơ tua bin khí tàu thuỷ*, Học viện Hải quân.
- 32. Phạm Ngọc Hiển (2013), Thiết bị tua bin khí tàu thuỷ, Học viện Hải quân.
- Thái Văn Nông (2012), Dao động kĩ thuật, Trường Đại học Giao thông vận tải TPHCM.
- 34. Trần Tiến Anh (2014), Nghiên cứu dao động của máy rotor đặt trên gối đỡ vòng bi khi thay đổi trạng thái cân bằng và không đồng trục, Luận văn Thạc sỹ, Đại học Hàng hải Việt Nam.

- 35. Trần Văn Lượng (2000), Nghiên cứu dao động và cân bằng tại chỗ hệ rôto đàn hồi ở nhà máy điện, Luận án tiến sĩ, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- 36. Trần Đức Thành (2011), Nghiên cứu tổng hợp dấu hiệu nhận dạng hư hỏng cơ bản trong hệ truyền động cơ khí bằng phân tích dao động, Luận văn Thạc sỹ, Trường Đại học Đà Nẵng.

Tiếng Anh

- 37. Adams, M.L. (2009), Rotating machinery vibration from analysis to troubleshooting, Marcel Dekker.
- 38. Agnieszka, M. (2005), Rotor dynamics, Taylor & Francis Group, LLC.
- 39. ABS (2006), Ship Vibration (Update 2015).
- 40. ABS (2015), ABS Rules for Steel Vessels- Part 4: Vessel systems and machinery, the United States Coast Guard (USCG).
- 41. ANSI, ANSI Vibration Standards.
- ANSI (2004), American National Standard Mechanical Vibration Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - Part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance, ANSI S2.19 (1999, R2004).
- 43. ANSI S2.28(2001, R2016), American National Standard Vibration Testing requirements and Acceptance Criteria for Shipboard Equipment.
- ANSI S2.29 (2003), Guide for the Measurement and Evaluation of Vibration of Machine Shafts on Shipboard Machinery.
- ANSI S2.40 (1984, R2001), Mechanical Vibration Of Rotating And Reciprocating Machinery.
- API ST616 (2011), Gas Turbines for the Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services.
- Barcov, A. B., Barcova, N. A. and Azovsev, A. I. (2000), Monitoring and Diagnostics of rotor machines by vibration methods, Saint - Petecbuarg State Maritime Technical University, Saint – Petecbuarg.
- Barcov, A. B., Barcova, N. A., Azovsev (2004), Vibro-diagnostics of machines and equipment (vibration analysis), Saint - Petecbuarg State Maritime Technical University, Saint –Petecbuarg.

- 49. Bently Nevada Products GE Energy (2005), "*Gas Turbine vibration monitoring*", Applications Engineer.
- Buturin, P. A. and other (2005), Automation in researching and experiments: Computer measurements and vitual instruments with Labview 7 (30 lessions), Moscow Energy Institute, Moscow.
- 51. Charchalis, A. (2005), "Diagnosing elements of propulsion plan os naval vessels by means of vibration measurement", Mechanics, 24(2);
- Charchalis, A. (2006), "A diagnostic system for marine gas turbine engines", World Transactions on Engineering and Technology Education, 5(1), pp. 191-194.
- 53. Charchalis, A. (2011), "Diagnosing of ship propulsion elements by vibration measurement", Journal of KONES Powertrain and Transport, 18(1).
- ClassNK (2017), Rules for the Survey and Construction of Steel Ships Part D: Machinaery Installations (Chapter 8. Torsional Vibration of Shaftings; Chapter 4. Gas Turbines; Chapter 18. Automatic and Remove Control).
- 55. Clark, C. L. (2005), Labview digital signal processing, McGraw-Hill.
- 56. David, L.B. (1998), Machinery balancing A practical approach to machinery balancing, vibration measurement & analysis, USA.
- DNV-GL (2011), Rules for classification of ships Part 6 (Chapter 15. Vibration Class), Germany.
- 58. DNV-GL (2015), Rules for classification and Construction Ship Technology- Part1: Seagoing Ships (Chapter 2. Machinery Installations), Germany.
- 59. Do Duc Luu, Luu Minh Hai (2020), "Simulation of vibro-monitoring on naval ship gas turbine engine", Proceedings of the 2019 International Conference on Physics and Mechanics of New Materials and Their Applications, Nova Science Publishers, New York 10/2020, ISBN: 978-1-53618-255-2, Chapter 28, pp. 271-280.
- Do Duc Luu, Luu Minh Hai (Corresponding Author), (2020), "Multi-variable regressive models for diagnostics of the unbalances on rapid rotor in shop dynamic balance", https://doi.org/10.1007/978-3-030-69610-8_37 LNME Springer, Cham. Online ISBN9 78-3-030-69610-8. (ISI/ Scopus). MMMS 2020: Proceedings of the

2nd Annual International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development (MMMS2020), pp 267-272.

- 61. Folea, S. (2011), Practical Applications and Solutions Using LabVIEW, InTech Press.
- Grigorov, V., Minchev, N. (1988), Vibrodianostics in rotor and piston machines, Bulgarian.
- Grządziela, A. (2010), "Vibration analysis of unbalancing of gas Turbines rotors", Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden.
- 64. Grządziela, A.(2011), "Diagnosing of rotor systems of marine gas turbine engines in non stationary states", 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico.
- 65. Grządziela, A., Charchalis, A. (2011), "Vibration diagnostics of Marine gas turbine engines", Journal of KONES Powertrain and Stransport, 18(1).
- Grządziela, A. (2011), "Diagnostics gas turbine rotors in non stationary states", Diagnostyka - Diagnostics and structural health monitoring, 3(59).
- 67. Guang-Gun (2003), Axial Vibration Monitor (Model: AVM-KM18-05), Busan, Korea.
- Hatch, M. R. (2001), Vibration Simulation Using MATLAB and ANSYS, Chapman & Hall/Crc.
- 69. IMO (2013), Ship Energy Efficiency Management Plan, SEEMP.
- ISO (1994), Accuracy (trueness and precision) of measurement methods and results, ISO 5725:1994, ISO, Geneva.
- ISO (1996), Mechanical vibration of non-reciprocating machines Measurements on rotating shafts and evaluation criteria - Part 1: General guidelines, ISO 7919-1:1996, ISO, Geneva.
- ISO (2009), Mechanical vibration Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts - Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings, ISO 7919-4:2009, ISO, Geneva.
- ISO (1995), Mechanical vibration Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 1: General guidelines, ISO 10816-1:1995, International Organization for Standardization, Geneva.

- 74. ISO (2009), Mechanical vibration Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 4: Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives, ISO 10816-4:1995, ISO, Geneva.
- 75. ISO (1998), Rotating shaft vibration measuring systems Part 1: Relative and absolute sensing of radial vibration, ISO 10817-1:1998, ISO, Geneva.
- ISO (2003), Mechanical vibration Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state Part 1: Specification and verification of balance tolerance, ISO 1940-1:2003, ISO, Geneva.
- 77. ISO (2003), Mechanical vibration Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state Part 2: Balance Errors, ISO 1940-2:2003, ISO, Geneva.
- ISO (2002), Condition monitoring and diagnostics of machines Vibration condition monitoring - Part 1- General guidelines, ISO 13373-1:2002, ISO, Geneva.
- ISO (2016), Condition monitoring and diagnostics of machines Vibration condition monitoring - Part 2: processing, analysis and presentation of vibration data, ISO 13373-2:2016, ISO, Geneva.
- ISO (2013), Mechanical vibration Methodology for selecting appropriate machinery vibration standards, ISO/TR 19201:2013.
- 81. Jachson, C. (2008), The Practical Vibration Primer, ISBN 978-0-9820-5175-7.
- Jay, L. D (2010), Probability and Statistics for Engineering and Sciences, Eighth Edition, Monterey, California.
- Kihong S., Joseph K. H. (2008), Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers, England.
- 84. Lloyds Register-Rulefinder 9.21 (2014), Rules and Regulations for the Classification of Ships- Part 5: Main And Auxiliary Machinery (Chapter 4. Gas Turbine; Chapter 6. Main Propulsion Shafting; Chapter 8. Shaft Vibration and Alignment).
- Michel, L., Guy, F. (2007), Rotordynamics Prediction in Engineering Second Edition, Trademarks.
- McBrien G. M., Gottwald J. (2006), Vibration monitoring system for gas turbine engines, United States Patent.

- 87. Ogbonnaya E.A. (2012), "Investigation of shaft rotor system using vibration monitoring", International Journal of Engineering and Technology (IJET), 2(2);
- Ogbonnaya E.A., Ugwu H. U., Adigio E. M. (2013), "Active Condition Monitoring of a Marine Gas Turbine through Rotor Shaft Vibration Analysis", American Journal of Mechanical Engineering, 1(4), pp. 82 – 88;
- Ogbonnaya E.A. (2015), Analysis of Gas Turbine Blade Vibration Due to Random Excitation, Chapter 1 of "Gas Turbines - Materials, Modeling and Performance", Gurrappa Injeti, CC BY.
- 90. Russian Maritime Register of Shipping (2016), Rules for Classification and Construction of Sea - going Ships - Part VII: Machinery Installations (Chapter 9 -Vibrations of Machinery and Equipments. Vibration Standards; Chapter 11-Machinery Technical Condition Monitoring Systems), pp. 37-59.
- 91. Shinkawa (2010), Vibration monitoring system basics, Forbes Marshall P Ltd Pune.
- 92. Singh J. (2013), "Investigation of shaft rotor system using vibration monitoring technique for fault detection, diagnosis and analysis", Mechanica confab confab journals, 2(2).
- 93. Jyoti K. Sinha (2002), Health monitoring techniques for rotating machinery, Thesiss PhD. School of enginnering University of Wales Swanse SA2 8PP, United Kingdom.
- Zargar O. A. (2013), "Vibration and operation technical consideration before field balance of gas turbine utilities", American-Eurasian Journal of Scientific Research, 8(4), pp. 163-183;
- 95. Zargar O. A. (2014), "Turbine Compressor Vibration Analysis and Rotor Movement Evaluation by Shaft Center Line Method", International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering, 8(1).

Các trang web

- 96. <u>www.extech.com</u>, truy cập 16/5/2016.
- 97. <u>www.Fluke.com</u>, Truy cập 16/5/2016.
- 98. <u>www.kyowa-ei.com/eng/technical/notes/measurement/axis.html</u> (Torsional and Shearing Stress Measurement of Axis), truy cập ngày 10-04-2015

- <u>www.ni.com</u> (Tài liệu của hãng National Instruments, USA), Truy cập 20 tháng 10 năm 2018.
- 100. www.skf.com/group/products/condition-monitoring, truy cập ngày (20-28)/1/2015.
- 101. <u>www.skfrealibility.com/ (</u>Vibration Diagnostic Guide. SKF Realibility System), truy cập 03-04-2015.
- 102. <u>http://vibration.ru/ppidsmo/ppidsmo.shtml</u> (www.vibration.ru, Вешкурцев Ю. М. Принципы построения измерительно диагностических систем машин и оборудования. Nguyên lý xây dựng thiết bị đo cho chẩn đoán máy và thiết bị), truy cập ngày 10/11/2019.
- 103. <u>http://vibration.ru/vibr_sign.shtml</u> (www.vibration.ru, Лопатин А. и др. Метод обработки вибрационных сигналов и диагностирования газовых турбин с использованием корреляционного анализа. Phương pháp tương quan xử lý tín hiệu dao động trong chẩn đoán tuabin khí),truy cập ngày 10/11/2019.
- 104. <u>http://vibration.ru/armid4-32bit/armid4-32bit.shtml</u> (www.vibration.ru, Смирнов В.А. Новая версия программного обеспечения АРМИД - ЭКСПЕРТ для мониторинга технического состояния и автоматизированной диагностики неисправностей оборудования. Phiên bản mới của phần mềm giám sát và chẩn đoán chuyên gia (IRMIT - EXPERT)), truy cập ngày 10/11/2019.
- 105. <u>http://vibration.ru/programs-ea-ri-pvm/programs-ea-ri-pvm.shtml</u> (www.vibration.ru, Стеценко А.А. и др. Программное обеспечение для экспресс анализаи расширенного исследования причин вибрации машин. Phần mềm phân tích nhanh và chẩn đoán dao động máy), truy cập ngày 10/11/2019.
- 106. <u>http://vibration.ru/literatura.shtml</u> (www.vibration.ru, Перечень стандартов по вибрации, контролю, диагностике и балансировке. Danh sách các tiêu chuẩn dao động, kiểm tra, chẩn đoán và cân bằng), truy cập ngày 10/11/2019.

PHŲ LŲC

PHỤ LỤC 1. CÁC TIÊU CHUẨN, QUY PHẠM GIÁM SÁT DAO ĐỘNG CHO ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ

PHỤ LỤC 2. XÂY DỰNG HÀM HỒI QUY TIÊU CHUẨN GIÁM SÁT THEO RMR

PHỤ LỤC 3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG TÍN HIỆU DAO ĐỘNG TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ DR76

PHỤ LỤC 4. KẾ HOẠCH THỰC NGHIỆM ĐO VÀ GIÁM SÁT DAO ĐỘNG TRÊN TÀU 375

PHỤ LỤC 5. KẾT QUẢ ĐO DAO ĐỘNG TRÊN CÁC ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TRÊN TÀU 375

PHỤ LỤC 6. CHỨNG NHẬN TIÊU CHUẨN THIẾT BỊ ĐO RUNG ĐỘNG

PHỤ LỤC 7. MỘT SỐ HÌNH ẢNH ĐO DAO ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TRÊN TÀU 375