



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學博士 學位請求論文

船舶 推進軸系用 多板 摩擦 클리치 損傷
原因分析에 關한 研究

A Study on Root Cause Analysis for Failure of Multidisc Friction
Clutch in Ship's Propulsion Shafting



韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

鄭相厚

본 논문을 정상후의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장 공학박사 전 효 중



위 원 공학박사 최 재 성



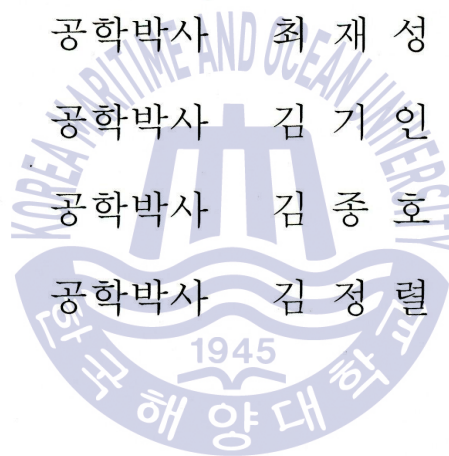
위 원 공학박사 김 기 인



위 원 공학박사 김 종 호



위 원 공학박사 김 정 렬



2017년 6월 19일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 내용 및 구성	2
제 2 장 선박 추진용 클러치에 대한 이론	4
2.1 클러치 특성 및 제원	4
2.1.1 유압작동식 다판마찰클러치 특성	4
2.1.2 유압작동식 다판마찰클러치 제원	5
2.1.3 유압작동식 다판마찰클러치 시스템 구성	10
2.2 클러치 동력전달 이론	13
2.2.1 다판마찰클러치의 전달 회전력	13
2.2.2 클러치 연결 시 슬립 및 발열	15
제 3 장 클러치 손상(損傷) 원인분석	19
3.1 고장탐구 방법	19
3.2 기술조사 및 원인분석 시험	20
3.2.1 손상 전조현상 및 경위	25
3.2.2 손상 원인분석 시험	27
3.2.2.1 클러치 시스템 원인분석 시험	27
3.2.2.2 기어구동 제어오일 펌프 원인분석 시험	35
3.2.2.3 클러치, 감속기어 분해조사 및 시험	40
3.2.2.4 냉각, 제어오일 누설과 막힘 조사 및 시험	58
3.2.2.5 제어밸브(솔레노이드 밸브) 진동계측 및 분석	61

3.2.2.5.1 시험방법	62
3.2.2.5.2 진동계측 결과	62
3.2.2.5.3 진동계측 결과 분석	67
3.3 클러치 손상 원인분석	69
3.3.1 허브, 축경 틈새 오일누설 원인분석	69
3.3.2 클러치 조립축의 휘들림(whirl) 거동 분석	77
3.3.3 냉각 및 제어오일 누설 원인분석	78
3.3.4 크랙 확장 또는 운전시간 증가 시의 손상거동 분석	83
3.4 시험 및 원인분석 결과 고찰	92
제 4 장 클러치 조립축 크랙(crack) 원인분석	93
4.1 고장탐구 방법	93
4.2 클러치 조립축 크랙(crack) 원인분석	94
4.2.1 클러치 조립축 크랙 원인	94
4.2.2 러버 탄성커플링 적용 선박의 비틀림진동 전달특성 고찰	99
4.2.3 비틀림진동 토크 해석 및 실선 측정결과 고찰	101
4.3 설계 요구조건 대비 건전성 고찰	103
4.4 조립축 크랙 원인분석 결과 고찰	106
제 5 장 기관제어체계 로깅 데이터(logging data) 분석	108
5.1 고장탐구 방법	108
5.2 기관제어체계 운용자료 조사결과 분석	110
5.3 기관제어체계 운용 로깅 데이터 분석	111
5.3.1 고착 전조현상 조사 및 로깅 데이터 분석	111
5.3.2 고착단계 기관제어체계 로깅 데이터 분석	114
5.3.3 기관제어체계 로깅 데이터 분석결과 고찰	122
제 6 장 결 론	124
참고문헌	126

List of Tables

Table 2.1	Particulars of diesel engine propulsion system	5
Table 2.2	Particulars of reduction gear	6
Table 2.3	Particulars of diesel engine	7
Table 2.4	Particulars of clutch	8
Table 2.5	Particulars of clutch system pumps	11
Table 3.1	Technical survey	25
Table 3.2	Result of onboard clutch system test for sticking analysis	28
Table 3.3	Survey results of No.1 gear driven clutch oil pump	35
Table 3.4	Proof test of No.2 reduction & clutch system	37
Table 3.5	Result of No.1 PTO clutch oil pump onboard test for analysis	38
Table 3.6	Result of No.2 PTO clutch oil pump onboard test for analysis	39
Table 3.7	Measurements of friction plate(outer plate) thickness(mm)	57
Table 3.8	Test and survey of cooling oil clogging and leakage	58
Table 3.9	Test and survey of control oil clogging and leakage	59
Table 3.10	Measurement and evaluation of clutch hub, clutch shaft	71
Table 3.11	Reason and remedy of clutch slip	75
Table 4.1	Running hours of diesel engine	94
Table 4.2	Analysis values of initial design stage	102
Table 4.3	Measurement values of sea trial at maxium torsional vibratory torque	102
Table 4.4	Design soundness compare to requirements for leading ship	104
Table 4.5	Design soundness compare to requirements for follow ships	104
Table 5.1	Premonitory symptoms of clutch sticking	114
Table 5.2	Summary of running data logging	119

List of Figures

Fig. 2.1	Diagram of clutch lubrication, cooling and control system	10
Fig. 2.2	Path of propulsion power transmission	12
Fig. 2.3	Typical multidisc clutch system	13
Fig. 2.4	Clutch engagement with some period of synchronization	16
Fig. 2.5	Various heat transfer mechanism	17
Fig. 2.6	Various heat transfer coefficients map	18
Fig. 3.1	Fish bone tree of clutch sticking	20
Fig. 3.2	Configuration of propulsion plant and clutch	20
Fig. 3.3	Section of diesel engine reduction gear	21
Fig. 3.4	Section and oil supply paths of clutch	21
Fig. 3.5	Damage map of stuck clutch shaft and bearings	22
Fig. 3.6	Failure of the clutch assembly	23
Fig. 3.7	Damaged pair of inner and outer plates	23
Fig. 3.8	Fretting of hub bore	24
Fig. 3.9	Dismantling investigation of clutch control solenoid valve	24
Fig. 3.10	Clutch shaft and pinion assembly	41
Fig. 3.11	Detail of thrust plate contact marks	41
Fig. 3.12	Oil muff bearing	42
Fig. 3.13	Detail of oil muff bearing contact marks	42
Fig. 3.14	Dismantling investigation of clutch	43
Fig. 3.15	Damaged inner and outer plates	43
Fig. 3.16	Bearing fretting and wear damage of input shaft	44
Fig. 3.17	Thrust bearing face of input shaft	44
Fig. 3.18	Clutch shaft output bearing wear(lower side)	45
Fig. 3.19	Pinion output side bearing damage and scratch	45
Fig. 3.20	Detail of pinion output side bearing damage and scratch	46
Fig. 3.21	Fretting of clutch shaft and crack	46
Fig. 3.22	Heat shock of clutch housing	47
Fig. 3.23	Fretting of key	47
Fig. 3.24	Dismantling investigation of reduction gear	48

Fig. 3.25	Penetration test of inner hole on shaft crack	48
Fig. 3.26	Cooling oil hole clogging test of clutch	49
Fig. 3.27	Detail of cooling and lubrication oil hole	49
Fig. 3.28	Damage of clutch shaft input shaft	50
Fig. 3.29	Detail damage of clutch shaft input shaft	50
Fig. 3.30	Wear of oil muff bearing installation parts	51
Fig. 3.31	Detail of oil spray bar	51
Fig. 3.32	Inner and outer plates	52
Fig. 3.33	Heat shocked inner and outer plates(friction plates)	52
Fig. 3.34	Oil leakage evidence of hub inner hole	53
Fig. 3.35	Contact marks of pinion gear and clutch shaft input side collar	53
Fig. 3.36	Contact marks of pinion gear flange	54
Fig. 3.37	Fretting detail of input side bearing split parts	54
Fig. 3.38	Oil spray bar and output side shaft	55
Fig. 3.39	Internal parts of clutch hub	55
Fig. 3.40	Friction plate(outer plate) oil groove	56
Fig. 3.41	Detail of damaged friction plate(outer plate) oil groove	56
Fig. 3.42	Vibration measurement method of clutch control solenoid valve	61
Fig. 3.43	Installation of accelometer on solenoid valve	62
Fig. 3.44	Vibration velocity of X-direction(transverse), D/E running only	62
Fig. 3.45	Vibration velocity of Y-direction(vertical), D/E running only	63
Fig. 3.46	Vibration velocity of Z-direction(longitudinal), D/E running only	63
Fig. 3.47	Vibration velocity of X-direction(transverse), D/E+G/T running	64
Fig. 3.48	Vibration velocity of Y-direction(vertical), D/E+G/T running	64
Fig. 3.49	Vibration velocity of Z-direction(longitudinal), D/E+G/T running	65
Fig. 3.50	Vibration acceleration of solenoid valve at PCL 10, 5, 1, D/E running only	66
Fig. 3.51	Vibration acceleration of solenoid valve at PCL 10, 5, 1, D/E+G/T running	67
Fig. 3.52	Oil holes of clutch control and cooling	70
Fig. 3.53	Section of clutch shaft	70
Fig. 3.54	Penetration test of clutch shaft	77
Fig. 3.55	clutch shaft bending and whirling by crack	77

Fig. 3.56	Contact marks on thrust disk by shaft bending	78
Fig. 3.57	Initial stage leakage of cooling, lubricating and clutch oil	79
Fig. 3.58	Extended stage leakage of cooling, lubricating and and clutch control oil 80	
Fig. 3.59	Massive oil leakage via cracked crevice, shaft bending under clutch engage order	82
Fig. 3.60	Fracture of clutch input shaft bearing bolts by extended crack	83
Fig. 3.61	Damage of clutch input shaft bearing surface by extended crack	84
Fig. 3.62	Damage of clutch output shaft bearing surface by extended crack	84
Fig. 3.63	Damage of power take off driven gear pump by extended crack	85
Fig. 3.64	Damage of power take off driving gear pump by extended crack	85
Fig. 3.65	Damage of power take off driving gear side by extended crack	86
Fig. 3.66	Damage of reduction gear casing cover by extended crack	86
Fig. 3.67	Normal gap(10mm) of power take off gear and reduction gear casing 87	
Fig. 3.68	Damaged contact of power take off gear and reduction gear casing by extended crack	87
Fig. 3.69	Burned damage of clutch assembly by extended crack	88
Fig. 3.70	Friction material burning and exfoliation of outer plate(friction plate) by extended crack	88
Fig. 3.71	Friction material burning and exfoliation detail of outer plate (friction plate) by extended crack	89
Fig. 3.72	Fracture of clutch shaft by extended crack	89
Fig. 3.73	Cone type fracture of clutch shaft by extended crack	90
Fig. 3.74	Cup type fracture of clutch shaft by extended crack	90
Fig. 3.75	Damage of input shaft upper & lower bearing surface by extended crack	91
Fig. 4.1	Fish bone tree of clutch shaft crack	93
Fig. 4.2	Crack initiation and beach mark of shaft	95
Fig. 4.3	Microstructure of shaft surface	95
Fig. 4.4	Microstructure of 1/4R internal shaft	96

Fig. 4.5	Microstructure of shaft surface fretting	96
Fig. 4.6	Microstructure of shaft surface section on fretting	97
Fig. 4.7	Analysis of energy dispersive spectrometry on shaft surface fretting	97
Fig. 4.8	Stress analysis of cracked shaft	98
Fig. 4.9	Typical cup and cone type torsion fatigue fracture of clutch shaft	98
Fig. 4.10	Configuration of rubber elastic coupling	99
Fig. 4.11	Vibratory torque at the reduction gear input shaft from calculation and measurement when the coupling stiffness is 70%~135%	100
Fig. 4.12	Vibratory torque at the reduction gear input shaft from calculation and measurement when the coupling stiffness 135%~180%	101
Fig. 4.13	R/G Input shaft torsional vibratory torque compare to engine speed for a follow ship	103
Fig. 4.14	Alternating torsional stress compare to engine speed for a follow ship ...	105
Fig. 4.15	Safety rate of clutch shaft compare to engine speed for a follow ship ...	105
Fig. 5.1	Detail diagram of clutch control and cooling oil	110
Fig. 5.2	Clutch control oil pressure low alarm data logging of machinery control system	111
Fig. 5.3	Data logging of diesel engine and waterjet shaft speed hunting	111
Fig. 5.4	Data logging of R/G input shaft vibration at speed hunting	112
Fig. 5.5	Data logging of R/G output shaft vibration at speed hunting	113
Fig. 5.6	Data logging of diesel engine speed trend	115
Fig. 5.7	Data logging of clutch control oil(clutch fluid) pressure trend	116
Fig. 5.8	Data logging of waterjet shaft speed trend	116
Fig. 5.9	Data logging of electric standby oil pump pressure trend	117
Fig. 5.10	Control oil pressure drop trend of normal operation	118

A Study on Root Cause Analysis for Failure of Multi-disc Friction Clutch in Ship's Propulsion Shafting

Sang-Hu JEONG

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

(Supervisor : Prof. Jeong-Ryeol KIM)

Abstract

This paper provides root cause analysis of the hydraulically actuated multidisc friction clutch sticking in ship running in the field of marine propulsion power transmission control system.

It is aimed for correct diagnosis, analysis to prevent recurring of the diesel engine reduction gear imbedded clutch troubles such as heating, deformation, unusual abrasion and sticking of the friction plates.

It is proved that the root cause of these troubles are slip, heating caused by leakage of clutch control oil and cooling oil due to a crack on the assembled hollow clutch shaft.

The fishbone method is used to study the troubleshooting through disassembling of the clutch and diesel engine reduction gear, and investigation of components, onboard function test including nondestructive testing.

The cracked clutch shaft was bended and whirled at the joint of clutch. Thus, the cooling and clutch control oil are leaked to sump tank through the cracked crevice.

In addition to mechanical cause of the failure, propulsion machinery running data logging of machinery control, alarm and monitoring system was investigated and analysed to seek faulty cause.

The more detailed analysis based on running data logging, a 2nd filter clogging may

have caused the clutch sticking, and the most dominant factor was cooling oil leakage among them.

The results of the study are useful to design intigration of marine propulsion system, reduction gear, and diagonosis of clutch troubleshooting.



제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

추진기관의 동력을 추진기에 전달 및 차단하는 목적으로 설치되는 선박용 유압 작동식 다판 마찰클러치는 소형 경량화 및 동력전달 용량과 내구성 증가가 꾸준히 추구되면서 관련 기술이 발전되어 오고 있다.¹⁾

고속 선박용 추진클러치는 함정이나 특수선 등에 제한적으로 사용되며, 국내 기술 부족으로 국외품을 해외원제작사에서 구매하여 클러치, 피니언기어, 클러치축(clutch shaft)를 조립 후 조립체를 해외원제작사의 기술도입 생산으로 제작하는 감속기어에 조립, 탑재하거나, 국외구매하여 감속기어에 조립하고 있는 실정으로 클러치 관련 고장탐구 및 국내 기술축적이 미흡한 실정이다.¹⁾

해상에서의 선박 추진용 클러치의 고착이나 고장발생 시 선박의 조종성과 추진성을 상실하게 되어, 타 선박과 충돌하거나 좌초 또는 황천 시는 전복 등으로 연결되어 선박 및 운용자의 인명 안전사고와 직결될 수 있으므로, 선박 운용중 클러치 고착이나 소손현상 발생 시 정확한 원인규명과 대책을 수립하고 재발을 방지할 필요성이 있다.¹⁾

또한, 클러치 고장 시 상선의 경우 적재물 수송, 함정의 경우 작전임무 수행 등에도 지장을 초래하게 된다.¹⁾

상선의 경우 대개 1기 1축 추진체계이므로 클러치축의 크랙이나 절손은 선박 임무수행에 치명적인 영향을 미치고, 함정의 경우 2기 2축 또는 4기 2축이나 3축 등으로 클러치 고장이 발생한 기관계통 및 추진기는 사용이 불가하므로 고속기동, 황천 시 운항, 협수로 항해 시나 어선밀집 해역 또는 접,이안 시 등에서는 선박안전에 치명적인 영향을 발생시킬 수 있다.¹⁾

소형선박의 유압클러치 장치와 관련하여 해상에서의 10년간 기관 손상사고 204건 중 클러치사고는 16건으로 나타나 기관 손상사고의 7.8%를 차지하고, 해양 사고의 조사 및 심판에 관한 법률에는 선박이 충돌, 좌초, 전복, 침몰뿐 아니라 클러치의 작동고장으로 인하여 선박을 조종할 수 없게 된 사고도 해양사고로 분류 된다.²⁾

클러치 고장연구와 관련하여 한국해양수산연구원에서 소형선박을 대상으로 선박용 유압클러치 사고사례, 사고유형과 사고원인 등을 연구하였으며, 차량용 클러치 시스템의 고장사례와 클러치 디스크의 불규칙 진동에 의한 디스크 파손 등에 대한 연구가 수행되어 왔다.²⁾³⁾⁴⁾

본 연구는 리버탄성커플링을 적용한 특수선의 4행정, 고속 디젤엔진추진체계에서 고출력 전달 및 소형 경량화된 선박용 감속기어에 내장된 추진용 유압작동식 습식, 다판 마찰 클러치가 고착되어, 클러치 분리상태에서도 출력축의 워터젯추진기가 회전하는 고장원인에 대한 연구이다.¹⁾

이에 클러치 고착 원인분석을 목적으로 감속기어 및 클러치를 분해하여 확인한 결과, 클러치 내,외부 마찰판의 발열, 이상마모, 변형, 고착과 클러치 허브 보어와 조립축 표면의 프렛팅과 감속기어 클러치와 조립된 축을 지지하는 베어링의 편마모, 스크래치(scratch)와 스플릿(split)부의 프렛팅(fretting) 현상 등이 있었다.¹⁾

클러치 고착 기술조사 시 선박의 기관제어체계에 자동으로 기록된 고장발생 당시의 경보리스트, 이벤트리스트 및 추진장비의 운용속도와 제어 및 냉각오일계통의 압력트렌드 등도 조사하였다.

동일하게 개발, 설계가 동일한 동형선박에 대한 조사 결과에도 유사한 클러치 고착 발생현상이 있어 이에대한 연구가 필요하였다.

본 연구에서는 리버탄성커플링을 적용한 특수선의 4행정 고속 디젤엔진추진체계의 클러치 고착현상에 대해 기관제어체계 운용기록에 자동 저장된 로깅 데이터(data logging) 자료를 중심으로도 분석하여 클러치 고착의 원인을 연구하고자 한다.

리버 탄성커플링을 적용한 특수선의 4행정 고속 디젤엔진추진체계의 감속기어에 내장된 추진용 유압작동식, 습식, 다판 마찰클러치의 고착현상에 대한 원인연구를 수행한 결과는 향후 선박, 감속기어, 클러치 및 디젤엔진추진체계 개발 시 환류하여 유사손상 및 사고를 방지할 수 있고, 클러치 고장진단 시 유용하게 활용할 수 있을 것이다.⁵⁾

1.2 연구의 내용 및 구성

본 연구에서는 선박 운용중 발생한 추진용 유압작동식 습식, 다판마찰클러치의 고착현상에 대한 근본원인 분석을 위한 고장내용을 탐구함으로써, 후속 개발선박에서의 재발을 방지하고자 다음과 같은 방법을 통하여 전개하였다.

클러치 고착 원인분석을 위해서 피쉬본(fish bone) 고장탐구 방법을 통해 선박 기술조사 및 클러치 관련 시스템에 대한 선박 체계시험(onboard test), 감속기어 및 클러치 분해조사, 클러치 입력축 비파괴검사, 클러치 조립축의 크랙 및 거동 분석, 발열 원인 및 냉각, 제어오일 누설경로 분석, 참고문헌 등을 통해 연구하였다.

또한, 선박 기관제어체계(MCAM, Machinery Control, Alarm and Monitoring system)

에 자동으로 기록된 추진체계 데이터 로깅(data logging) 운용자료를 조사, 분석하여 고착원인을 연구하고, 기계적 원인분석 결과와 운용자료를 비교, 분석하였다.

본 연구논문은 선박 추진용 유압작동식 다판마찰클러치 고착현상 고장탐구¹⁾, 유압작동식 다판 마찰클러치 고착현상 고장탐구 연구보고서⁵⁾, 유압작동식 다판마찰클러치 고착 고장탐구⁶⁾, 선박 추진용 다판 마찰클러치 조립축 크랙현상 원인분석 논문내용⁷⁾ 등을 바탕으로 연구를 수행하였다.

본 논문의 전체적인 구성은 다음과 같다.

제 1장에서는 선박 추진용 유압작동식 다판마찰클러치 고착에 대한 내용과 연구의 배경, 연구 내용 및 논문의 구성에 대하여 소개하였다.

제 2장에서는 클러치에 대한 이론과 본 연구에 사용된 선박용 디젤엔진 추진체계, 디젤엔진, 감속기어, 러버 탄성커플링과 다판 클러치에 대한 제원(諸元), 형상, 구조 등 클러치 특성에 대하여 설명한다.

제 3장에서는 고착이 발생한 선박의 기술조사 및 선박 체계시험(onboard test), 추진용 감속기어와 클러치의 분해조사 내용, 클러치 고착내용과 클러치축의 거동 분석, 냉각오일과 제어오일 누설원인 및 누설경로 등 기계적 특성과 고착 원인분석 연구내용에 대해서 설명한다.

제 4장에서는 클러치 냉각오일 및 제어오일 누설발생 경로인 클러치 입력축의 클러치 조립부 크랙 발생원인에 대한 파단면 소재분석 결과 및 평가내용과 입력축 토크변동 과다 발생 원인인 러버 탄성커플링의 설계내용과 실선 측정결과를 비교, 분석하고, 클러치 조립축의 안전성에 대한 연구내용에 대해 설명한다.

제 5장에서는 선박의 기관제어체계(MCAM에 자동으로 기록된 운용정보인 데이터 로깅(data logging) 자료를 조사, 분석하여 클러치 고착의 원인을 분석한 내용을 3장에서 분석한 기계적 원인분석 결과와 일치성 등을 비교, 분석한다.

제 6장에서는 본 연구의 결론을 종합하고 정리하였다.

제 2 장 선박 추진용 클러치에 대한 이론

2.1 클러치 특성 및 제원

2.1.1 유압작동식 다판마찰클러치 특성

구동축과 피동축의 축단에 설치된 원판면(discal face) 사이의 마찰력을 이용하여 두축을 연결하는 축이음 요소를 마찰클러치(frictional clutch)라 하는데 비교적 큰 회전력을 전달할 수 있으며, 마찰면이 맞물릴 때 약간의 미끄럼이 생기면서 피동축이 서서히 가속되고, 마찰면이 완전히 맞물리면 구동축과 회전축의 회전 속도가 같아지며 이때 마찰면은 정지 마찰력으로 밀착된다.⁸⁾ 다판마찰클러치는 다수의 마찰판에 마찰재(소결재)를 내부판에 부착하여 구동축에 조립되도록 하고, 강판을 다수의 외부판의 클러치 하우징에 연결하여 피동축에 조립되어 있다.⁸⁾

클러치는 클러치 내부에 장착된 스프링에 의해 내, 외부판이 분리되도록 설계되어 있고, 클러치에는 유압 실린더가 부착되어 클러치 연결명령 시 솔레노이드 제어밸브가 원격으로 개방되면서 고압의 클러치 제어압력(25bar 이상)에 의해 내, 외부 마찰판이 밀착되어 엔진의 동력을 피추진체로 전달한다.

실린더 압력이 2.6bar 이하일 경우에는 스프링 힘에 의하여 클러치가 분리된다.

마찰클러치는 피동축에 과부하가 걸릴 경우 클러치에서 슬립이 되면서 엔진의 충격을 방지하고, 클러치 연결 시 구동축과 피동축의 슬립이 생기면서 축 연결을 원활하게 하지만, 미끄럼에 의한 슬립 발생은 동력 손실과 열을 발생시키고 온도상승을 일으키는 원인이 되므로 냉각성능이 유지되어야 한다.⁸⁾ 고착이 발생된 유압 작동식 다판 마찰클러치는 습식(wet type)으로 내, 외부 마찰판 사이로 감속기어 오일을 공급하여 클러치 연결 시나 운전 시 마찰판에서 발생하는 열을 냉각시키고 원활시키도록 설계되어 있다.

습식 마찰클러치인 유압작동식 다판마찰클러치는 감속기어 냉각오일내에서 마찰판이 작동되도록 마찰판에 오일 홈(groove)이 생성되어 있고, 오일내에서 마찰판이 작동되므로 건식에 비해 상대적으로 마모가 적으며, 오일의 냉각작용으로 클러치 연결 시 구동축과 피동축간 속도차이에 의한 슬립에 의해 발생하는 열 발산 능력이 우수하고, 마찰판의 수명도 길다.⁸⁾

소결금속판은 동분(銅粉)을 주체로 하고 기타 금속분, 흑연 분, 세라믹 분말 등을 혼합한 것을 강제판(鋼製板)에 가압 소결하여 만들며, 마찰계수는 결합상태로서

일정한 동력을 전하고 있을 때의 계수로서 소위 정마찰계수이고, 또 하나는 클러치 감입(嵌入) 시와 같이 상대속도가 있는 상태 시의 계수로서 동마찰계수이다.⁹⁾¹⁰⁾

정마찰계수는 건식에서 0.3~0.4, 습식에서는 0.1~0.2 정도이고 동마찰계수는 건식, 습식 모두 정마찰계수보다 작다.⁹⁾¹⁰⁾

유압다판클러치의 또 다른 이점은 저출력의 범위에서 장시간 슬립운전이 가능한 점이며, 마찰클러치에서 가장 문제시되는 것은 감탈(嵌脫) 시, 즉 슬립 시의 늘어붙는 일이고, 이 때문에 고압유의 제어에는 연구가 필요하다.⁹⁾¹⁰⁾

2.1.2 유압작동식 다판마찰클러치 제원

본 연구대상 선박은 국내에서 연구개발된 고속 활주선형으로 화물을 적재하고 연안도서 등에 고속으로 수송하기 위하여, 최신 워터젯추진기를 탑재한 특수선이다.

선박의 추진체계는 4기 3축의 CODAG 시스템으로 관급품목인 디젤엔진, 디젤엔진 감속기어, 가스터빈, 가스터빈 감속기어, 워터젯추진기/축계와 도급품목인 추진기관제어체계(MCS, Machinery Control System), 추진체계 연동(자) 등 다양한 장비와 계약자 및 관·도급품 등으로 구성된 매우 복잡한 체계로 디젤엔진 추진체계의 주요구성품은 Table 2.1에 나타내었다.⁵⁾

Table 2.1 Particulars of diesel engine propulsion system⁵⁾

No	Item	Model	Specification	Quantity	The others
1	Diesel engine	-	4 Cycle, high speed, V-type, water cooled, turbocharged, 8,051hp x 1,325rpm	2 Set	
2	Rubber elastic coupling	-	Stiffness : 0.569MN/rad, $\Phi 1,000\text{mm} \times 320\text{mm} \times 850\text{kg}$	2 Set	3 Series connection
3	Diesel engine reduction gear	-	Single input, single output, vertical off-set, single helical, 7905.7ps, 2.314 : 1	2 Set	
4	Clutch	-	Hydraulically actuated, wet type, multidisc friction clutch, 55,000N.m $\Phi 455\text{mm} \times 266.5\text{mm}$	2 Set	

No	Item	Model	Specification	Quantity	The others
5	Waterjet propeller, Shafting	-	Propeller $\Phi 1.05\text{m} \times 7\text{blade}$ Shafting $\Phi 0.23\text{m} \times 30\text{m}$	2 Set 1 Set	
6	Machinery control system	-	Propulsion and auxiliary control console(PACC), Ship control console(SCC)	1 Set 1 Set	

디젤엔진 추진체계는 척당 2대의 디젤엔진과 2개의 러버 탄성커플링(rubber elastic coupling), 디젤엔진 감속기어(좌현 1대, 우현 1대), 2대의 워터젯추진기와 축계로 이루어진다.⁵⁾ 각각의 감속기어는 디젤엔진으로부터 전달되는 토오르크를 일정한 비율로 회전속도를 감속하여, 함정의 워터젯추진기가 최적의 추진 효율을 유지하도록 하고, 감속기어 내부에는 추진용 유압작동식 습식, 다판 마찰클러치를 내장하여 디젤엔진과 워터젯추진기와의 동력을 전달하고 차단하는 기능을 보유하고 있다.⁵⁾

순항 시에는 디젤엔진 추진계통으로 항해하고, 기동 시에는 2대의 가스터빈과 1대의 가스터빈용 감속기어와 1대의 워터젯추진기와 축계를 추가로 작동시켜 최고속도로 추진할 수 있다.

따라서, 선박 추진계통은 4기 3축의 CODAG(Combined Diesel And Gas turbine) 추진 체계로 되어 있다.⁵⁾

디젤엔진은 4행정, 고속(1,325rpm), 고마력(8,051ps), V형, 수냉식, 터보과급식, 탄성지지(resiliently mounted)형식이며, 엔진 공회전속도는 420rpm으로 국내에서 기술도입 생산한 장비로서 관급으로 공급되었다.

디젤엔진 감속기어는 1기 1축의 수직 이심형(single input, single output, vertical offset), 헬리컬 기어(single helical gear)로 디젤엔진 입력축 클러치축에 설치된 7905.7마력급 클러치에 의해 피니언기어로 동력이 전달되고, 불기어(bull gear)에 의해 감속되어 출력축으로 연결되는 클러치 내장형, 습식(wet type sump), 1단 감속기어 장치로 **Table 2.2**에는 감속기어의 체원을 나타내었다.

Table 2.2 Particulars of reduction gear⁵⁾

Particulars	
Type	Single input, single output, vertical off-set, clutch imbeded & thrust bearing not imbeded, wet sump, side hard elastic mounts

Particulars	
Size(mm)	2,186(L) × 1,930(B) × 2,194(H)
Weight(kg)	18,300
Input power(hp)	7,905.7
Input/output speed (rpm)	1,325 / 572
Gear type/ reduction ratio	Single helical / 2.3143 : 1

감속기어는 소형 경량화된 주문생산 형식으로 해외원제작사에서 개발하였으며, 디젤엔진의 동력을 러버 탄성커플링을 거쳐 입력축으로부터 클러치를 통해 약 7905.7마력의 동력을 전달하며, 입력축 속도 1,325rpm, 출력축 속도는 572rpm으로 해외로부터 기술도입하여 국내에서 생산하였다. 최초 개발 시 디젤엔진 감속기어는 선체에 수직, 수평 방향의 탄성지지(resiliently mounted) 형식으로 경량화를 위하여 케이싱은 알루미늄 재질로 설계되었고, 디젤 엔진과 감속기어 모두 탄성지지되었으나, 1호선 시운전 시 감속기어 수직 탄성 마운트와 공진이 발생되어 수직 탄성 마운트를 제거하고, 강체지지(rigid mounted) 형식으로 변경하면서 케이싱 재질도 내충격성 향상을 위해 강재(steel) 재질로 변경되었다.

Table 2.3에는 4행정, 고속 디젤엔진의 제원을 나타내었다.

Table 2.3 Particulars of diesel engine

Particulars	
Type	4 Stroke, high speed, water cooled, direct injection, turbocharged, supply air inter cooled, resilient mounted type
Model	-
Size(mm)	4,950(L) × 1,947(B) × 2,925(H)
Max. continuous output(hp)/Speed(rpm)	8,051/1,325
Cyl. diameter/Stroke(mm)	230/280
Cyl. displacement/Total displacement(ℓ)	11.63/186.1

Particulars	
V angle(°)	60
Compression ratio	12 : 1
Piston volume(cm ³)/Stroke(mm)	1,365/19.5
Idle speed/Min. idle speed(engaged, rpm)	420/350
Weight(kg)	20,420

디젤엔진과 감속기어 입력단 사이에는 추진체계 비틀림진동 저감을 위하여 “V” 사의 직렬3열 형식으로 구성된 러버재질의 탄성커플링(rubber elastic coupling)을 설치하였고, 엔진 출력축과 감속기어 입력축인 클러치축과 직결되어 있다.

본 논문의 연구대상인 다관클러치는 8,000마력급 엔진의 동력을 전달하는 감속기어 내장형 클러치로서 Table 2.4에는 본 논문에서 중점적으로 다루는 마찰클러치의 제원을 나타내었다.

Table 2.4 Particulars of clutch⁵⁾

Particulars	
Type	Hydraulically actuated, wet, multidisc friction type
Model	-
Size(mm) / Weight(kg)	Φ455 × 266.5(L) / 285
Operating pressure/Max. pressure(bar)	25/38
Spring pressure(bar)	2.6
Dynamic torque(N·m)	55,000

Particulars	
Max. input speed(rpm)	1,930
Friction combination	Steel & Sinter plates
Piston volume(cm^3) / Stroke(mm)	1,365 / 19.5
Hub bore	130 H7
Nut	DIN 6885
Key way(mm)	31.933(L) \times 9.0(B)
Torque of emergency manual clutching by thread bolt(Max, N.M)	125
Number of friction disk/Disk plate	15 / 14
Inertia of friction disk/Disk plate(N.m^2)	23.1 / 2,900

2.1.3 유압작동식 다판 마찰클러치 시스템 구성

고착이 발생된 마찰클러치는 선박 추진체계의 감속기어에 내장되어 있으며, 클러치 시스템은 추진용 감속기어와 클러치 냉각 및 제어오일 관련 장비 및 클러치 입력축, 그리고 모터구동예비펌프류와 클러치 조립축 등의 주요 구성품으로 구성되어 있다.

습식클러치인 유압작동식 다판마찰클러치의 마찰판 사이에는 냉각용 작동유가 클러치 조립축 내부의 구멍(hole)과 클러치내의 원주상의 오일통로를 통해 공급된다.

냉각 및 윤활오일은 엔진 작동전에 모터구동윤활용예비펌프를 구동하여 감속기어내의 클러치 마찰판과 기어 치면 및 베어링을 윤활 및 냉각시키도록 되어있고, 엔진 시동 후는 감속기어 구동펌프와 예비펌프가 동시에 오일을 공급하다가 엔진 회전수가 일정속도(793rpm) 이상으로 상승하면 예비오일펌프는 자동으로 정지하고, 엔진회전수가 하강 시는 예비펌프가 자동으로 기동하도록 설계되어 있다.

Fig. 2.1에는 클러치 냉각, 윤활 및 제어오일 계통도를 나타내었다.

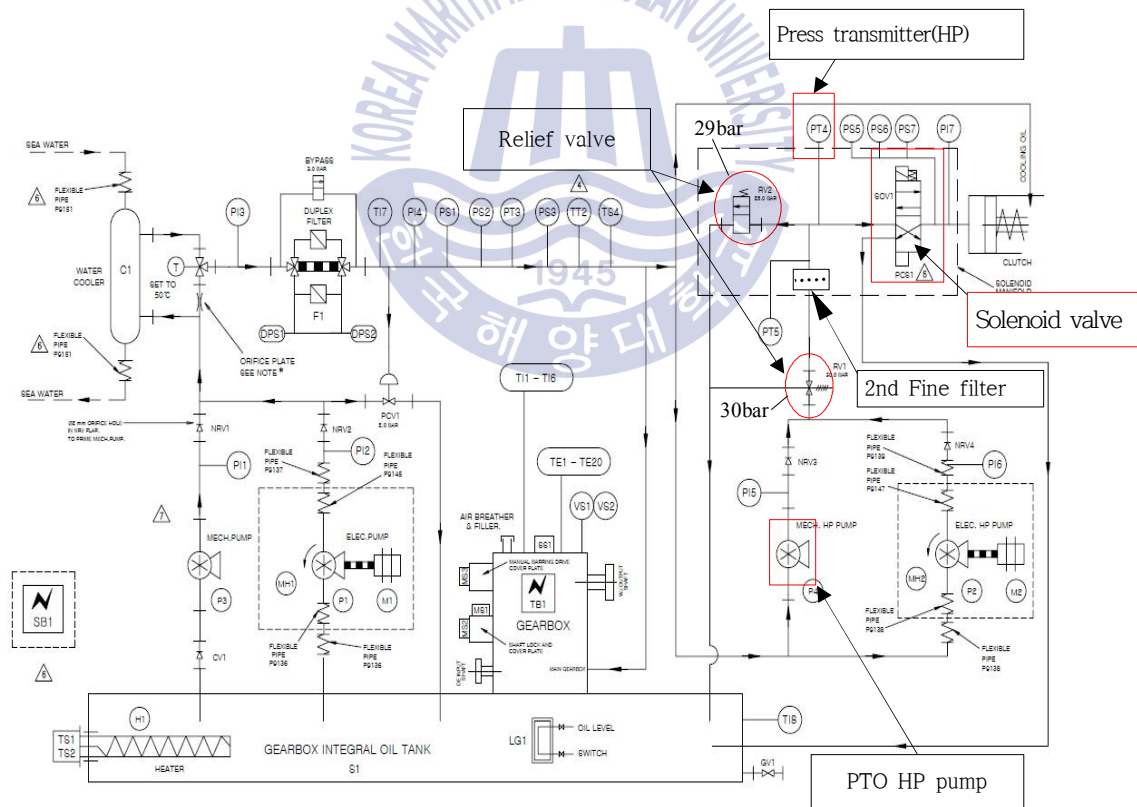


Fig. 2.1 Diagram of clutch lubrication, cooling and control system⁵⁾

냉각 및 윤활오일은 펌프 토출측에서 2.6bar의 압력이 공급되며, 감속기어 및 클러치 윤활 및 냉각용 오일 공급부에서 2bar의 압력으로 유지되도록 자동 감압밸브에 의해 셋팅되어,

2bar이상의 압력으로 항상 일정하게 공급되도록 설계되어 있다.

클러치 제어오일은 엔진운전 시 엔진 출력축에 러버탄성커플링에 의해 직결되어 있는 클러치 입력축을 통하여, 감속기어 구동 고압오일펌프가 항상 운전되고, 클러치 체결명령 시 실린더 전단에 설치된 솔레노이드밸브가 개방되면서, 클러치 작동용 실린더에 오일을 공급할 수 있도록 시스템이 구성되어 있다.

또한, 클러치 시스템에는 고압의 모터구동에비펌프가 구비되어 있으며, 예비펌프는 기어 구동펌프 고장 시 수동으로 운전되어, 제어오일을 공급할 수 있도록 백업시스템(back-up system)이 구비되어 있다. 냉각 및 제어오일은 감속기어 냉각기에 의해 냉각 후 감속기어 섬프탱크로 회수되어 순환하도록 구성되어 있다.

클러치 고착이 발생된 연구대상 선박에는 기관제어체계(machinery control, alarm and monitoring system)가 구비되어 있으며, 기관제어체계는 엔진, 감속기어, 클러치 시스템의 장비운용에 대한 원격제어를 할 수 있도록 구성되어 있을 뿐만 아니라, 시스템의 경보 및 감시를 할 수 있도록 구성되어 있다.

기관제어체계에는 엔진, 감속기어, 클러치 시스템의 운용과 선박 운용속도를 자동으로 기록하거나, 선택적으로 기록할 수 있도록 되어 있으며, 클러치 관련 운용자료인 엔진속도 트랜드, 추진축 속도 트랜드, 클러치 제어오일 압력 트랜드, 클러치 윤활 및 냉각오일 압력 트랜드 등을 자동으로 데이터 로깅(data logging) 할 수 있도록 되어 있어, 장비 고장이나 손상 발생 시 운용 기록을 추적 할 수 있다.⁵⁾

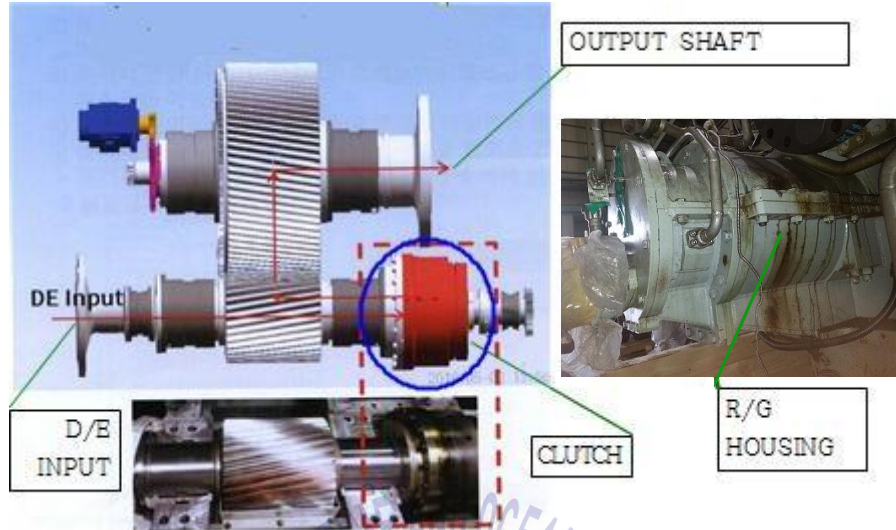
Table 2.5에는 클러치 시스템 펌프류의 제원을 나타내었다.

Table 2.5 Particulars of clutch system pumps⁵⁾

No	Item	Model	Specification	Type
1	PTO Driven L.O pump	-	288 LPM × 8bar(1,786 rpm) -Input pressure : 0.8~3bar	Voith-Turbo Super Lip (Secondary)
2	Motor driven control pump	-	27.2 LPM × 28bar(1,655 rpm)	Voith-Turbo (Secondary)
3	PTO Driven control pump	-	52 LPM × 28bar(3,166 rpm) -Input pressure : 0.8~3bar	Voith-Turbo Internal Gear Pump
4	Standby L.O pump(Motor driven)	-	288 LPM × 8.0bar(1,754 rpm)	Voith-Turbo Internal Gear Pump Note 1)

Note 1) Control oil for pre-lubrication during start-up, sufficient lubrication at lower speed range and standby use

Fig. 2.2에는 고착이 발생된 클러치의 동력전달 경로를 나타내었다.



2.2 클러치 동력전달 이론

2.2.1 다판 마찰클러치의 전달 회전력

Fig. 2.3에 나타난 다판식(multidisc type) 원판 마찰클러치는 구동축과 피동축에 수개의 원판이 있고 이것을 서로 접촉시켜서 원판면 사이의 마찰에 의해서 회전력을 전달하며, 원판의 마찰면이 윤활유 등의 액체속에 잠겨있는 것을 습식(wet type)이라 한다.⁸⁾ 습식 마찰면에는 원주방향 또는 반경방향으로 가느다란 홈이 가공되어 있어서 윤활유에 의한 냉각 및 윤활효과와 안정된 마찰성능이 얻어지도록 되어 있다.⁸⁾

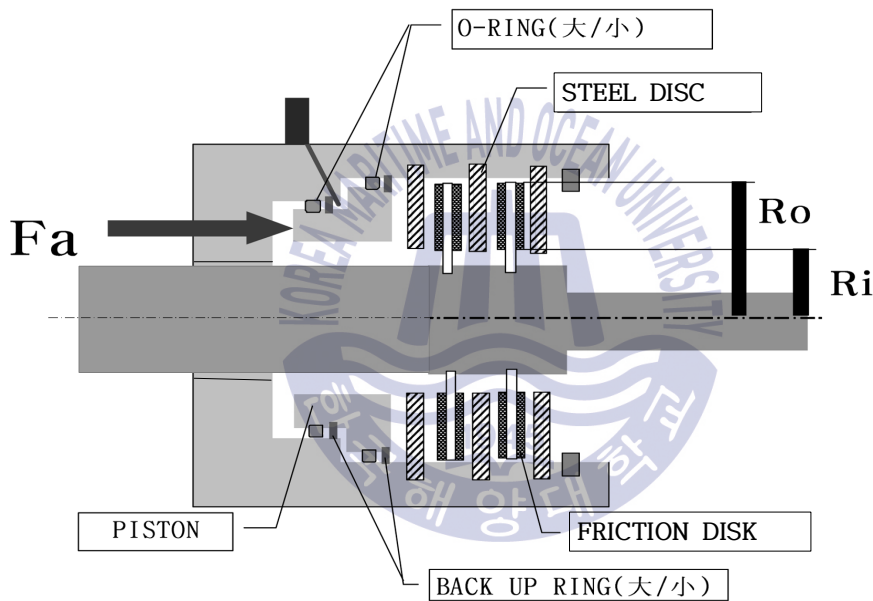


Fig. 2.3 Typical multidisc clutch system¹¹⁾

마찰면을 압착하는 힘에 의해 마찰면에 생기는 압력은 처음에는 균일하게 분포되지만 마찰면이 마모되면 마찰면에 생기는 압력이 마찰면의 위치에 따라 달라지게 되며, 대체로 마찰면은 중심에서 바깥으로 갈수록 마모가 심해지고 마찰면에 작용하는 압력도 바깥으로 갈수록 작아져 마찰면에 생기는 압력 p 는 반경 r 과 $pr=C$ 의 관계에 있다.⁸⁾

이때 마찰면에 작용하는 힘 F_a 와 마찰면에 생기는 압력 및 비례상수 C 는 다음과 같다.⁸⁾

$$F_a = p \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r dr \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned}
&= 2\pi C \int_{R_1}^{R_2} dr \\
&= 2\pi C(R_2 - R_1) \\
C &= \frac{F_a}{2\pi(R_2 - R_1)}
\end{aligned}$$

따라서 마찰면의 평균 직경을 D 라 하면 전달 회전력은 다음과 같다.⁸⁾

$$\begin{aligned}
T &= \mu \int_{R_1}^{R_2} d(rFa) & (2.2) \\
&= \mu \int_{R_1}^{R_2} 2\pi pr^2 dr \\
&= 2\pi\mu p \int_{R_1}^{R_2} r^2 dr \\
&= 2\pi\mu C \int_{R_1}^{R_2} r dr \\
&= \pi\mu C(R_2^2 - R_1^2) \\
&= \frac{1}{2} \mu F_a D
\end{aligned}$$

마찰면에 생기는 압력이 균일할 때는 마찰면에 작용하는 힘과 마찰면에 생기는 압력의 관계 및 전달 회전력은 다음과 같다.⁸⁾

$$F_a = \pi(R_2^2 - R_1^2)p \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned}
T &= \mu \int_{R_1}^{R_2} dF_a r & (2.4) \\
&= \mu \int_{R_1}^{R_2} p 2\pi r^2 dr \\
&= 2\pi\mu p \int_{R_1}^{R_2} r^2 dr \\
&= \frac{2}{3} \pi\mu p (R_2^3 - R_1^3) \\
&= \frac{2}{3} \mu F_a \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right)
\end{aligned}$$

원판 마찰 클러치의 마찰 원판에서 $R_1 = (0.6 \sim 0.7)R_2$ 로 하면,

$$\frac{2}{3} \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) \approx \frac{R_2 + R_1}{2} \text{ 과 같다.}^{8)}$$

따라서, 마찰면의 압착력과 전달 회전력은 대략 다음과 같다.⁸⁾

$$F_a = \pi D b p \quad (2.5)$$

$$T = \frac{1}{2} \mu F_a D Z \quad (2.6)$$

여기서, μ : 마찰계수

D : 마찰면의 평균 직경

b : 접촉면의 폭

p : 접촉면에 생기는 압력

Z : 접촉면의 수

F_a : 마찰면에 작용하는 힘

T : 전달 회전력

2.2.2 클러치 연결 시 슬립 및 발열

원판 마찰클러치는 엔진으로부터 입력축과 출력축이 연결 시 미끄럼으로 마찰열이 발생하게 되며 Fig. 2.4에는 클러치 체결 시의 슬립과 입,출력축 동기화 과정을 나타내었다.

습식 및 건식 클러치에서 발생하는 마찰열은 클러치 마찰재의 종류와 상대 접촉면의 형상에 따라 다양하게 발생되며, 클러치 마찰재에 대한 마찰열 발생의 일반화된 이론서술은 매우 어려운데, 그 이유는 접촉 마찰에너지의 열발생 전환율에 대한 이론서술을 일반화하기 어렵기 때문이다. 따라서, 이러한 경우 관심 대상이 되고 있는 건식 또는 습식 클러치 재질의 마찰열 발생에 대한 실험연구가 진행되었다.¹²⁾

클러치 조작과정에서 발생된 슬립에너지는 아래 식을 통해 도출할 수 있다.¹³⁾

$$E_{clutch} = \int_0^t T(\omega_1 - \omega_2) dt \quad (2.7)$$

여기서, T : torque, Nm

ω : angular velocity, rad/s

E_{clutch} : slip energy, W

습식 다판 클러치의 온도를 추정하기 위한 동력전달장치 시스템의 열원은 아래식과 같이 모델링할 수 있다. Φ_{gen} 는 발생한 열의 양(W)이고, ω_{sl} 는 클러치 양단의 슬립 속도(rad/s), τ_{clutch} 는 전달토크(Nm)이다.¹³⁾

$$\Phi_{gen} = \omega_{sl} \tau_{clutch} \quad (2.8)$$

여기서, Φ_{gen} : 마찰에 의해 발생한 열(generated friction heat power, W)

습식, 다판 마찰클러치의 분리판이 N_{SP} 개일 때 분리판 1매에서의 발생한 열의 양은¹⁴⁾

$$\Phi_{gen} = \omega_{sl} \tau_{clutch} / N_{SP} \quad (2.9)$$

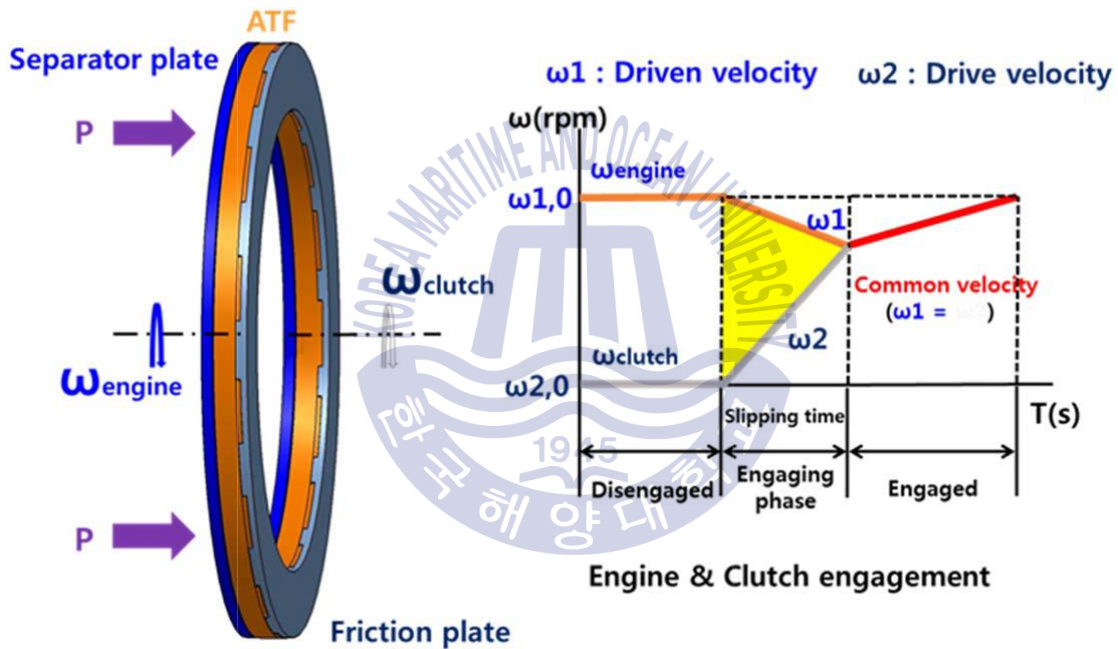


Fig. 2.4 Clutch engagement with some period of synchronization¹²⁾

클러치 슬립에 의해 발생한 에너지는 클러치 판으로부터 주변을 둘러싼 오일로의 대류, 인접한 클러치판으로의 전도, 기타 기계요소들로의 열전달 등 다양한 경로를 통해 전달되며, Fig. 2.5에 나타낸 클러치 판(separator plate)의 무차원 에너지 평형식은 다음의 식과 같다.¹³⁾

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho V C_p} [\Phi_{gen}(t) - h A (T(t) - T_{\infty})] \quad (2.10)$$

여기서, $T(t)$: 클러치 분리판의 온도(separator plate temperature, °C)

- Φ : 마찰에 의해 발생된 열(generated friction heat power, W)
- ρ : 밀도(separator plate density, kg/m³)
- V : 마찰판 체적(separator plate volume, m³)
- h : 일반화된 열전달 계수(generalized heat transfer coefficient, W/m²K)
- A : 마찰 면적(friction surface area, m²)
- C_p: 마찰판의 열용량(heat capacity of the separator plate, Jkg/K)
- T_∞: 주위 온도(enviromental temperature ; oil sump temperature, K)

$$h = f(\omega_{sl}, F_{app}, T, T_{\infty}, t) \quad (2.11)$$

여기서, F_{app}: 적용 힘(applied force, N)

h는 일반화된 열전달계수로 Fig. 2.5에 나타난 다양한 열전달 메커니즘에 의한 열전달 효과를 담고 있다.¹³⁾

다양한 메커니즘을 한 가지 변수로 표현하는 것이 오류의 가능성을 내포하고 있으나, 변화하는 동적변수인 클러치 양단의 슬립속도와 전달토크(혹은 수직 하중)에 대해서 동일한 조건에서 항상 동일한 물리적 현상이 재현된다고 할 수 있으므로 두가지 동적변수에 대한 함수로 열전달계수를 표현할 수 있다.¹³⁾

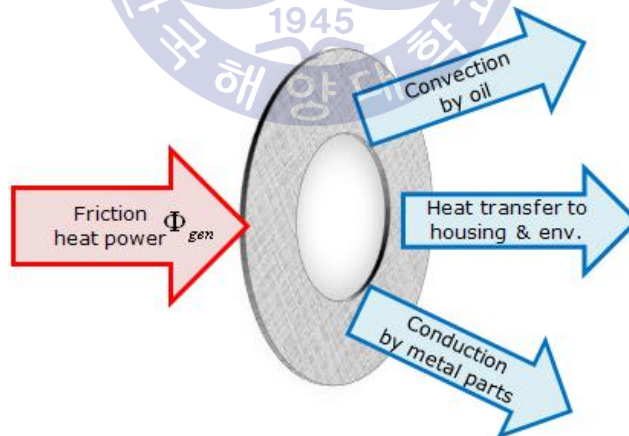


Fig. 2.5 Various heat transfer mechanism¹³⁾

Fig. 2.6에는 위 두가지 동적변수를 변화하면서 행한 실험을 통해 얻은 열전달계수를 도면(map)으로 그린 것이다.¹³⁾

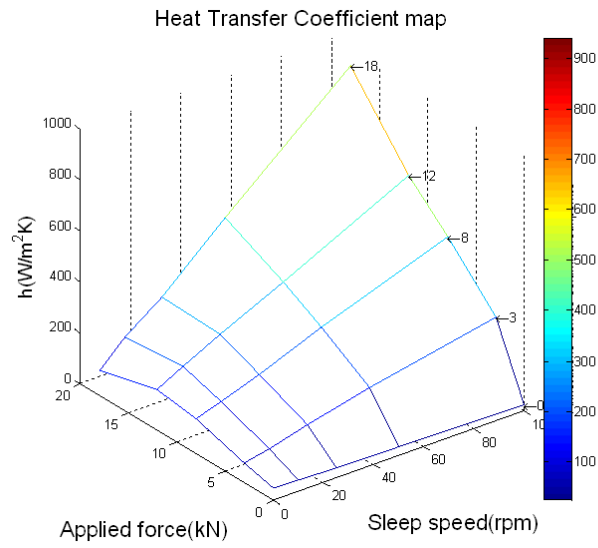
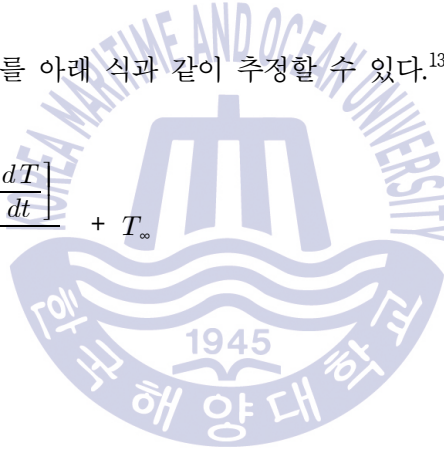


Fig. 2.6 Various heat transfer coefficients map¹³⁾

따라서, 클러치 판의 온도를 아래 식과 같이 추정할 수 있다.¹³⁾

$$T(t) = \frac{\left[\Phi_{gen}(t) - \rho V C_p \frac{dT}{dt} \right]}{h A} + T_{\infty} \quad (2.12)$$



제 3 장 클러치 손상(損傷) 원인분석

3.1 고장탐구 방법

해양안전심판원 재결서를 기준으로 2000년~2013년까지 14년간의 기관손상사고를 조사한 결과, 기관손상사고 전체 204건중 유압 클러치 사고는 16건으로 나타나 기관손상사고의 7.8%를 차지하였다.²⁾

16건의 추진축계 사고의 종류를 살펴보면 감속역전기내의 기어파손 5건, 디스크 작동불량 3건, 축 절손 2건, 베어링 소착 2건, 볼트 파손, 커플링 손상, 유압펌프 고장, 케이블 절손 각각 1건으로 나타났다.²⁾

기어 파손의 주요원인은 로프 및 그물 등이 추진기 등에 감긴후 이것을 풀기위한 무리한 엔진의 전,후진 가동이 1차적 원인이 된 것으로 나타났고, 추진기에 감긴 이물질을 제거한 뒤에도 클러치 내부에 대한 점검, 정비를 소홀히하여 클러치의 운전 을 계속함으로써 감속역전기내의 기어가 추진기 축의 비틀림 응력에 견디지 못하고 절단되는 것으로도 분석되었다.²⁾

디스크 작동불량의 원인으로는 유압펌프의 불량, 각부 오일 씬(oil seal)의 누설, 윤활유에 이물질이 섞여 각 밸브가 고착되는 등의 원인으로 유압이 정상압력 이하로 떨어지게되는 경우 디스크를 미는 힘이 부족하여 스틸판과 신터판 사이에 미끄러짐(slip) 현상이 생기고 이때 발생하는 고온의 마찰열에 의하여 주로 디스크가 소손 또는 소착되는 사고가 발생되고 있다고 재결서에 기술하고 있다.²⁾

일본 클러치전문메이커 Y사의 수리해설서에 따르면 클러치의 연결불량의 원인은 전자밸브의 작동불량, 펌프 축의 파손, 필터의 막힘, 오일부족, 실링부의 마모, 실링의 절손, 피스톤 각 링의 열화, 클러치피스톤의 작동불량, 입력축 스플라인 마모 등의 원인을 열거하고 있다.²⁾

또 슬립발생의 원인은 펌프의 열화, 압력조절 밸브의 막힘, 필터의 막힘, 유량부족, 씬링(seal ring)부 마모, 피스톤 각 링의 열화, 체크밸브의 탈락, 벨트의 슬립, 과부하운전 등으로 지적하고 있다.²⁾

본 연구대상 선박의 클러치 고장현상에 대한 원인분석을 위해 소형선박의 클러치 손상사고의 통계, 사고 유형, 사고 유형별 고장 원인, 고장 다발 부위, 연구대상 선박의 분해조사 내용, 고장 원인분석 경험과 참고문헌 등을 기준으로 유압식 다판 마찰클러치 고착현상에 대한 고장탐구를 위해 피시본(fish bone)형 고장진단법을 사용하여 고장진단 및 원인분석을 실시하고 근본 원인에 대해 연구를 실시¹⁾하였으며, 고장요인도는 Fig. 3.1 과 같다.

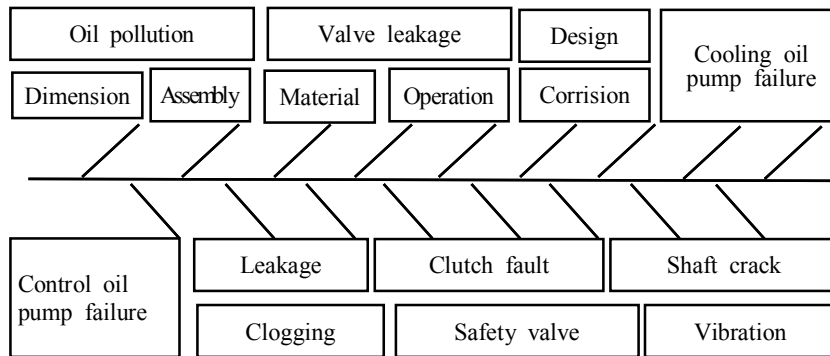


Fig. 3.1 Fish bone tree of clutch sticking¹⁾

3.2 기술조사 및 원인분석 시험

감속기어 내장형 클러치 고착이 발생된 선박의 추진체계는 Fig. 3.2와 같다.

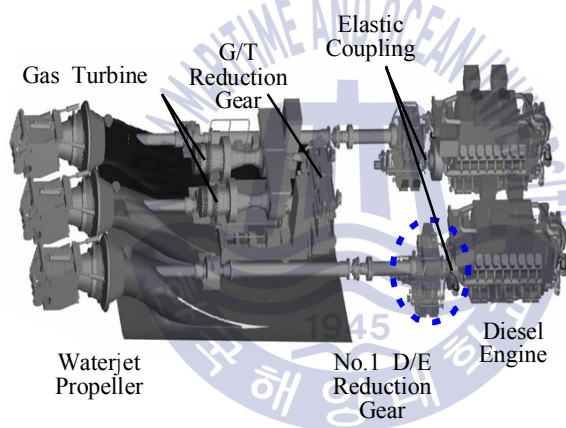


Fig. 3.2 Configuration of propulsion plant and clutch¹⁾

본 연구대상 선박의 디젤엔진 추진체계는 선박 1척당 2대의 디젤엔진과 디젤엔진 감속기어, 2대의 워터젯추진기와 축계로 이루어진다.¹⁾

각각의 감속기어는 디젤엔진으로부터 전달되는 토크를 일정한 비율(2.314 : 1)로 회전속도를 감속하여, 선박의 워터젯추진기가 최적의 추진효율을 달성하도록 하고, 마찰클러치를 내장하여 동력을 전달하고 차단하는 기능을 보유하고 있다.¹⁾

선박용 감속기어는 1기 1축의 수직 이심형(single input, single output, vertical offset), 헬리컬기어(single helical gear)로 디젤엔진 입력축 클러치축(clutch shaft)에 설치된 클러치에 의해 피니언 기어로 동력이 전달되고, 불기어(bull gear)에 의해 감속되어 출력축으로 연결되는 클러치 내장형, 습식(wet type sump), 1단 감속 기어장치이다. 입력축으로부터 7,905.7마력의 동력을 전달하며, 입력축 속도 1,325rpm, 출력축 속도는 약 572rpm으로 해외로부터 기술도입하여 생산하였다.

추력베어링은 워터젯추진기 전부의 추진축에 설치되며, 감속기어 내부에는 추력 베어링이 설치되어 있지않아 감속기어의 크기 및 중량이 적은 컴팩트한 구조이다. Fig. 3.3에는 감속기어의 단면형상을 보여주고 있다.

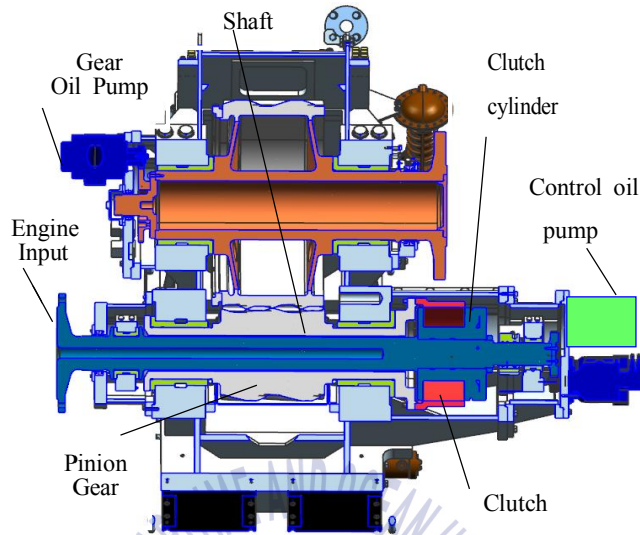


Fig. 3.3 Section of diesel engine reduction gear¹⁾

고착이 발생된 클러치를 분해조사한 결과, 클러치는 내,외부판이 고착되어 분해가 되지 않아 클러치를 가열하면서 지렛대와 췌기 등으로 분해하였다.¹⁾

Figure 3.4에는 클러치 단면과 고압 제어오일과 저압 냉각, 윤활오일 통로를 나타내었다.¹⁾

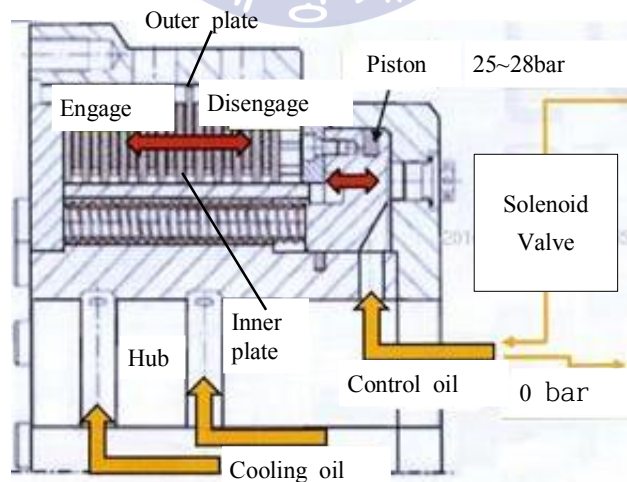


Fig. 3.4 Section and oil supply paths of clutch¹⁾

감속기어 클러치축 및 지지 베어링의 손상부위 및 손상 유형은 Fig. 3.5에 나타내었으며, 세부내용은 다음과 같다.¹⁾

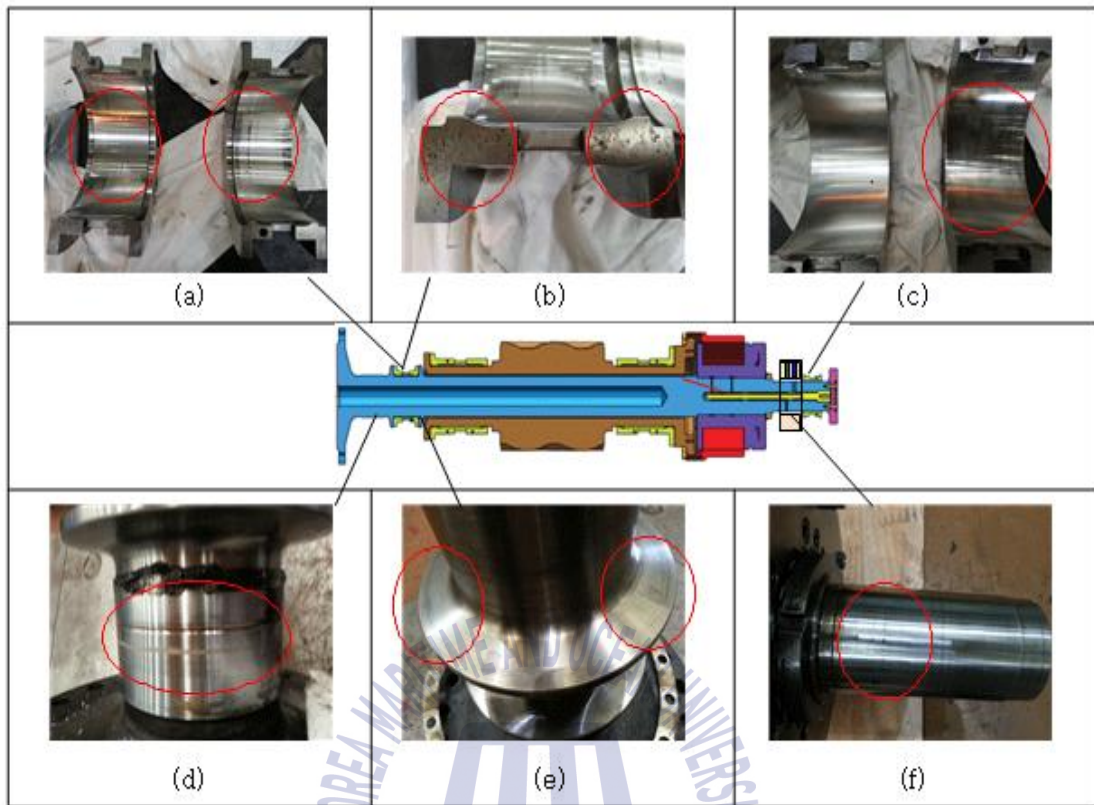


Fig. 3.5 Damage of stuck clutch shaft and bearings¹⁾

Figure 5 (a) : 감속기어 입력단의 클러치축을 지지하는 베어링 상,하부면의 손상사진으로 상,하부면에 편마모 및 스크래치가 관찰되었다.¹⁾

Figure 5 (b) : 감속기어 입력단의 클러치축을 지지하는 베어링 상,하부 조립면에는 프렛팅(fretting)이 관찰되었다.¹⁾

Figure 5 (c) : 감속기어 출력단의 클러치축을 지지하는 베어링 하부면의 손상사진으로 하부면에 하중을 받은 편마모흔적이 관찰되었다.¹⁾

Figure 5 (d) : 감속기어 입력단의 오일 씌일 부위의 축의 360° 원주면에는 폭 약 5mm, 깊이 0.5mm 이상의 2열 패임현상이 관찰되었다.¹⁾ 축 손상은 오일 씌일을 지지하는 감속기어 하우징 구조와 크랙이 발생된 축이 굽혀진 상태에서 회전하면서 간섭이 발생하여 손상이 된 것으로 판단된다.¹⁾

Figure 5 (e) : 감속기어 입력단 클러치축의 트러스트면을 지지하는 플랜지 외부 원주면에는 360° 에 걸쳐 원형 간섭흔적이 관찰되었다. 간섭흔적은 축이 회전하면서 피니언기어 플랜지 측면과 간섭 되었고, 피니언기어 측면에도 간섭 흔적이 관찰되었다.¹⁾

Figure 5 (f) : 감속기어 출력단축의 제어오일 및 냉각 오일을 공급하는 오일머프베어링이 조립된 축 원주면에는 축굽힘 경사로 인한 베어링과의 간섭으로 마모된 흔적이 관찰되었다.¹⁾

Fig. 3.6에는 클러치 마찰판 조립체의 고착상태, Fig. 3.7에는 내,외부 마찰판 손상 사진, Figure 3.8에는 클러치허브 보어의 표면프렛팅을 나타내었다.¹⁾



Fig. 3.6 Failure of the clutch assembly

냉각오일은 최종 서비스부 출구단 직전에서 누설되어 비정상적 누설로 인한 저압 경보나 저압형성 등을 미감지, 제어체계의 자동 운용기록장치에서 검색되지 않았고, 클러치제어용 솔레노이드밸브 진동측정 결과 밸브의 오작동을 유발하는 수준의 환경진동은 없는 것으로 판단되었다.¹⁾

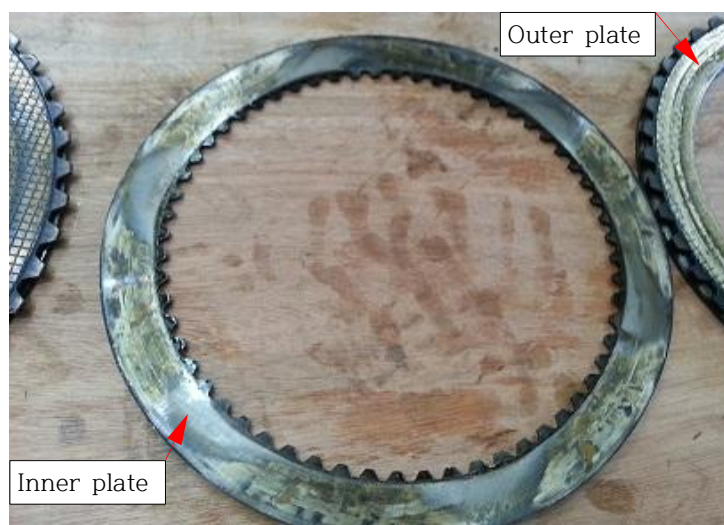


Fig. 3.7 Damaged pair of inner and outer plates

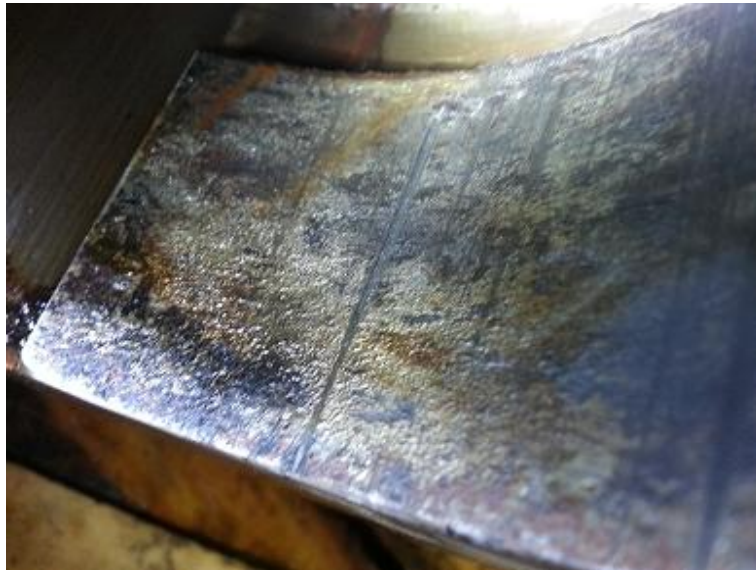


Fig. 3.8 Fretting of hub bore¹⁾

Figure 3.9는 클러치제어용 솔레노이드밸브 분해조사 사진이며, 분해조사 결과 벨브스풀, 슬리브, 스프링 등 내부부품의 이상마모, 변형, 찢 손상이나 이물질유입 등은 없었다.¹⁾



Fig. 3.9 Dismantling investigation of clutch control solenoid valve¹⁾

3.2.1 손상 전조현상 및 경위

클러치 고착은 오전 8:00경 출항하여 항해중 디젤엔진 크랭크케이스 압력상승에 따라 16:40분경 입항하여 엔진수리후 시동점검 과정에서 클러치 미연결상태에서 출력축이 회전하는 이상현상을 최초로 인지하였다고 보고되었고, 품질정보는 다음과 같다.⁵⁾

○ 클러치는 운용자가 클러치 연결(engage) 명령 전에는 내부판, 외부판이 분리되어, 디젤엔진에 직결된 입력축 클러치축가 회전 시에도 출력축은 정지되어야 하나, 출력축이 회전하는 현상 발생⁵⁾

○ 추진기관제어체계 저장자료(data logging) 확인결과, 클러치 제어용 고압오일 압력은 25bar이상이어야 하나, 2.0bar, 6.25 ~ 7.5bar 등의 저압이 공급되거나, 28bar에서 2.0bar로 급격한 압력하강 및 상승현상이 발생됨⁵⁾

○ 엔진정비 후 시동과정에서 클러치 발열, 연기발생 등 클러치고착 작동불가⁵⁾

클러치 손상전 전조현상 및 손상조사 경위를 정리해서 Table 3.1에 나타내었다.

Table 3.1 Technical survey⁵⁾

Hour	Particulars of damage
08:00 Starting	• Departing
08:37	• Occurrence of engine crankcase pressure high alarm in voyage
16:17	• Normal clutch disengage in port(running hour : 8,340hr)
17:15 ~ 17:37	• Air filter cleaning of No.1 D/E(Diesel Engine)
17:37	• Starting to check crankcase pressure of No.1 D/E(1st)
17:37 ~ 17:39	• Increasing No.1 D/E speed(420→780rpm) after checking D/E and output shaft
17:39 ~ 17:44	• Checking of No.1 D/E crankcase pressure, safety valve and air filter
17:44	• Emergency engine stop at local operation after finding output shaft turning in disengaged state
17:44 ~ 17:49	• Checking of No.1 D/E and shafting system(1st) -Lube oil cooler condition -Bearing temperature of R/G(Reduction Gear)

Hour	Particulars of damage
	<ul style="list-style-type: none"> - Temperature, pressure and level of lube oil - Leakage of pipe lines - Input signal condition of shaft engage on machinery control system
17:49	<ul style="list-style-type: none"> • Restarting of No.1 D/E to check machinery condition(2nd) • State of outputshaft after No.1 D/E starting : Not turning
17:49 ~ 18:05	<ul style="list-style-type: none"> • Precise checking of No.1 D/E and shafting system(2nd) <ul style="list-style-type: none"> - Condition of lube oil cooler - Temperature of bearing in R/G - Temperature, pressure and level of lube oil in D/E, R/G - Pressure condition of solenoid valve by using electric motor driven control oil pump - Level of Lube oil in sump and make-up tank - Input signal condition of shaft engage on machinery control system - Checking of signal system (LOP(Local Operating Panel), starter panel of motor driven control oil pump) • Normal condition based on precise checking
18:05	<ul style="list-style-type: none"> • Restarting of No.1 D/E(3rd) • Emergency stop of No.1 D/E because of abnormal signs of smoke, burning smells and black soots on R/G housing
18:05 ~ 18:13	<ul style="list-style-type: none"> • Precise checking of electric signal on No.1 D/E and shafting(3rd) <ul style="list-style-type: none"> -Rechecking of mechanical system -Confirm of electric disengage signal(local operating panel, machinery control system, starter of motor driven control oil pump)
18:13 ~ 18:16	<ul style="list-style-type: none"> • Restarting of No.1 D/E(4th) * Remote starting by using MCS to check signal fault on shaft engage and disengage

Hour	Particulars of damage
	<ul style="list-style-type: none"> • Remote disengage order to stop output shaft turning in disengaged order state, output shaft did not disengage • Remote engage and disengage order to stop output shaft turning in considering signal failure of disengage : output shaft did not disengage • Emergency engine stop in engine room to stop shaft turning in disengaged order state
18:16 ~ 20:02	<ul style="list-style-type: none"> • Overhaul inspection of clutch housing through R/G housing
-	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Abnormal signs before damage : None <input type="checkbox"/> Machinery conditions at the time of damage <ul style="list-style-type: none"> ○ Lube oil pressure of R/G : 2.1bar ○ Level of lube oil in R/G sump tank : 190ℓ ○ Temperature of bearings in R/G : 50℃ ○ Lamp signal of lube oil standby pump and control oil standby pump on Starter panel : Disengaged lamp “on “ ○ Machinery control system, LOP of D/E : Disengaged lamp “on “, waterjet propeller bucket neutral

3.2.2 손상 원인분석 시험

3.2.2.1 클러치 시스템 원인분석 시험

클러치시스템에 대한 손상 원인분석 시험은 선박을 방문, 현장조사를 통하여 운용자와 함께 사고당시 상황, 발생 및 조치내용 등에 대해 운용자를 통한 조사를 실시하여, 손상원인 분석을 위한 자료수집 후 실시하였다. 감속기어 입력단 전부에 설치된 러버탄성커플링의 균열 및 열화에 의한 기능미흡 여부를 확인하기 위하여 커플링을 조사하였으나 이상이 없었고, 워터젯흡입구를 통한 로프나 그물 등 이물질 유입에 의한 충격이나 과부하 흔적 등을 조사하기 위하여 검사구를 통한 워터젯추진기 덕터내부의 추진축 및 임펠러와 하우징사이의 끼임물이나 제거흔적, 스크래치 등을 조사하였으나 이상이 없었다. 사고발생 전 장비제작사에서 장비의 부품교환, 수리나 운용자에 의한 부품교환이나 정비여부를 확인하여 장비고장 연계성이나, 장비고장후 정비나 장비내부 점검 및 후속조치 미흡여부 등에 의한 고장 연관성을 조사하였으나, 클러치 고장 전 정비나 부품교환 사실이 없는 것으로 확인이 되었다.

클러치가 장착된 부위의 감속기어 케이싱에는 내부의 클러치 마찰판에서 발생된 열로 인하여 감속기어 케이싱 도장부가 열화되어 흑색으로 변색되어 있었으며, 클러치는 내부 검사구가 없어 선상(船上)에서는 클러치 내부를 확인 할 수가 없었다.

따라서, 선상에서 클러치시스템에 대한 고장조사 및 원인분석을 위한 시험을 실시하고, 감속기어를 선박에서 떼어낸 후 공장에서 클러치 및 감속기어를 분해, 조사하였다.

선상에서 제어오일예비펌프와 냉각용 윤활유예비펌프를 사용하여 클러치 제어밸브인 솔레노이드밸브의 작동시험과 누설시험을 실시한 결과, 솔레노이드 밸브는 정상적으로 개폐가 되고, 클러치 분리상태에서 솔레노이드밸브의 누설도 없었다.

클러치 제어오일 계통의 안전변을 통하여 제어오일 누설을 시험한 결과, 공급라인의 1차 안전밸브는 고착되어 개방이 되지 않았고, 2차 안전밸브는 정상적으로 작동하였다. 밸브 시트 고착이 발생한 1차 안전밸브를 통한 오일누설은 없었다.

감속기어 국부제어반의 각종 안전기능 시험, 압력 전송계기 시험과 오일오염 등의 문제점은 없었고, 필터막힘은 없었으나 2차 필터망 중앙부가 오목하게 손상이 있었다.

제어오일의 압력강하 현상에 대한 원인분석 시험은 펌프교체 등 기어구동 고압펌프 성능시험 준비작업이 소요되어 추후 별도로 시험을 실시하였다.

고장점검표에 의한 클러치시스템 선상(船上)시험은 Fig. 2.1과 같이 선박 체계상태에서 시험을 실시한 결과를 Table 3.2에 나타내었다.

Table 3.2 Results of onboard clutch system test for sticking analysis⁵⁾

Item of test or investigation	Results of test or investigation
Running hour	8,340hr
Abnormal signals in starting and voyage	<ul style="list-style-type: none"> •No abnormal signs of oil system and shaft turning in voyage •No signals of output shaft turning in clutch disengage mode •After finishing day training in port, normal disengage clutch according to disengage procedure * Happened crankcase high pressure alarm in voyage at 08:37 •Not happened clutch control oil pressure low case in voyage
Interview of crews	<ul style="list-style-type: none"> •Clutch control oil pressure low and different at every engine starting before sticking such as 7.5bar, 2.5bar, 25 ~ 27bar, etc

Item of test or investigation	Results of test or investigation
	<ul style="list-style-type: none"> • Output shaft turning below control oil pressure 2.0bar • Control oil pressure less than 25bar when Output shaft turning under clutch disengage mode • PTO gear driven control oil pump discharge pressure shall be maintained above 25bar in case of air suction • Control oil pressure low alarm below 20bar not activated under clutch engage mode
Solenoid valve condition at the failure(engaged or disengaged order)	<ul style="list-style-type: none"> •Formation of control oil low pressure at solenoid valve closed condition(disengage order, crew' s opinion) •An alarm record of control oil low pressure in solenoid valve opened condition(engage order) : Investigation results of machinery control alarm and monitoring system in automatic running data logging
Working and leakage of solenoid valve, oil level and safety function	<ul style="list-style-type: none"> •3 ~ 4 Times solenoid valve open, close operation by using emergency screws on solenoid valve : Normal •Leakage of solenoid valve : None(investigation of cylinder pressure on local gauge under disengaged order) •Oil level light “normal” not on(oil level low on reduction gear local operating panel) <ul style="list-style-type: none"> -Sump tank oil level low indication lamp “on” due to deficient of oil by filling void space of pipes, valves, filters, clutch cylinder and cooler(oil shall be filled up to “static” mark above Max, Min on oil dip stick) Note) Oil may be exhausted by burning at clutch sticking • “safety met.” light not “on” •The other safety device were normal(shaft lock, barring cover, turning gear lock cover)

Item of test or investigation	Results of test or investigation
	<ul style="list-style-type: none"> •Clutch disengaged order : push button light “on” in engine local operating panel at disengage order * Test performed by using standby HP oil pump (motor pump) * Test performed by using standby LP oil pump (motor pump) * Oil level low(about 80% level of max) : oil filled before engine starting
Emergency clutch actuation	<ul style="list-style-type: none"> •Disconnecting electric terminal on solenoid valve, disclosing setting thread on hydraulic valve block and turning pressure setting control knob : Normal actuation <ul style="list-style-type: none"> -Clutch engaged about 5 turns clockwise -Clutch disengaged about 1 turn anticlockwise •Turning pressure control knob to adjusting 2nd relief valve setting pressure from 25bar, 20, 19, 17 to 10bar to check alarm function, the machinery control system clutch control oil low pressure alarm was not activated ⇒ Safety alarm system did not work normally when local operation mode and remote function stopped condition with engine stop •To check clutch engage, disengage function test by pressing push button on engine local operating panel, clutch engage, disengage order did not work because of engine stopped in local operation mode •Turning pressure control knob slowly down from 25bar (“clutch in” condition) to 22bar, “clutch out” lamp was activated at 22bar on engine local operating panel •Turning pressure control knob slowly up, “clutch in” lamp “on” at 26.5bar on engine local operating panel •PCS1 location sensor in solenoid valve function did not activated at engine running signal failure(stopped condition)

Item of test or investigation	Results of test or investigation
	<ul style="list-style-type: none"> * PCS1 function(clutch “in” or “out” indication at solenoid valve position under engaged order with high pressure(above 25bar)) test was limited -Engine was not operated to prevent damage extension * Remote, local values were almost same
HP motor pump (standby pump) operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> •Pressure : 30bar(criteria : above 25bar, R/G test memo) -Normal pressure supply, abnormal low pressure(2~ 7.5bar, etc) not happened •Gear driven LP pump pressure at HP control oil pump (motor pump) stop : 2.0bar •Cylinder pressure at clutch disengage(local gage) : 0.0bar •4 Safety device met at clutch disengaged state
Performance of PTO driven high pressure gear pump	<ul style="list-style-type: none"> •Test not performed to prevent getting worse and worse of clutch sticking according to engine starting with impeller turning •PTO driven high pressure gear pump pressure fault was doubtful that the pressure records below 25bar based on automatic running data logging of machinery control system •Request to prepare high pressure pump test
Standby oil Pump (motor driven) discharge pressure	<ul style="list-style-type: none"> •2.6bar normal service pressure after starting at 8bar
Standby oil(motor driven) Pump service pressure	<ul style="list-style-type: none"> •Oil pressure at reduction gear inlet : 2.1bar •Indicating value of machinery control system : 1.9bar
Filter clogging	<ul style="list-style-type: none"> •No clogging of 2nd fine filter in hydraulic manifold : a dimpled deformation to outflow direction on filter mesh •10μm Duplex fine filter in lube oil system : blue color indication(no clogging)
Relief valve working (RV1)	<ul style="list-style-type: none"> •Relief valve function test for pump over pressure (30bar) : Not actuated at setting pressure(30bar), max. 36bar and below 30bar(valve seat was stucked)

Item of test or investigation	Results of test or investigation
2nd Relief valve on solenoid valve hyd. block	<ul style="list-style-type: none"> •Normally actuated from 3.25bar to 28bar range and actuated at the setting pressure •Setting pressure adjusted by control knob turning : Normal •Leakage of hydraulic valve block : None
Engage, disengage indicating function test (machinery control system)	<ul style="list-style-type: none"> • “Clutch in” indicating lamp “on” at machinery control system in case of local emergency clutch engage order : Normal • “Clutch out” indicating lamp “on” at machinery control system in case of local emergency clutch disengage order : Normal •Engage, disengage activation “on” in machinery control system mimic diagram : Normal
Function of pressure switch/transmitter	<ul style="list-style-type: none"> •PS4 switch function(clutch ready, 25bar) : Normal •PS5 switch function(clutch engage, 25bar) : Normal •PS6 switch function(clutch alarm, 20bar) : Normal •PS7 switch function(clutch disengage, 2.5bar) : Not tested by engine stopped condition •PT4 switch function(clutch control oil pressure transmitter) : Normal •P17(control oil pressure gauge) : Normal(no leakage of solenoid valve and pressure down in engaged condition)
Function of reduction gear local operating panel	<ul style="list-style-type: none"> •Standby oil pump local operation, stopping : Normal •Standby HP oil pump local operation, stopping : Normal •Safty device function of four light : Normal operation •The others, function normal
Shock and vibration at sticking	No Shock and vibration(interview of crews)
Investigation of vibration (In port~1800 sticking)	<ul style="list-style-type: none"> •Data logging records of machinery control system : Normal -Input, output shaft vibration of reduction gear : below 3mm/s -Alarm criteria of vibration on reduction gear input, output shaft : 10mm/s(time delay 5 sec) -Trip criteria of vibration on reduction gear input,

Item of test or investigation	Results of test or investigation
	output shaft : 14mm/s(time delay 10sec)
Vibration measurements of solenoid valve (ref. to 3225)	<ul style="list-style-type: none"> •Vibration measurements on a series ship in voyage : No vibration severity caused to failure or signal fault on solenoid valve -No sequence of cause and effect on clutch sticking •No malfunction of solenoid valve due to severe ship vibration and cause the clutch sticking * the vibration test ship was substitute to a follow ship because of the sticked ship could not running
Inflow or shock in waterjet inlet duct	<ul style="list-style-type: none"> •None(no sign or record of shock, crushed rope or fishnet between impeller tip and housing/Investigation through inspection hole)
Cracks in Rubber elastic coupling	<ul style="list-style-type: none"> •None(to check surface cracks in rubber elastic coupling due to deterioration or vibration)
Oil pollution	<ul style="list-style-type: none"> •Macroscopic test : Normal(clean) •Oil spectroscopic analysis : Normal
Overhaul of clutch cover and checking of damage	<ul style="list-style-type: none"> •Inspection of reduction gear outside : painting of reduction gear casing changed from grey to black due to heat shock in it •Hard to overhaul and precise inspection of reduction gear and sticked clutch in the ship •Request for overhaul and precise inspection of reduction gear and sticked clutch in a shop after finishing onboard test
Recent repair or components change	<ul style="list-style-type: none"> •None(normal condition at max. speed sea trial tests)
Recent repair or components change by manufactures	<ul style="list-style-type: none"> •None

■ 소결론

클러치시스템에 대한 원인분석 시험을 선상(船上)에서 시험이 불가능한 항목을 제외하고, 클러치 고장 당시의 조건과 동일한 환경조건의 체계상태에서 실시하였다.

클러치 윤활 및 냉각오일계통의 각종 기능시험 결과는 이상이 없는 것으로 것으로 나타났고, 클러치 분리상태에서 제어밸브의 고장이나 누설, 기능미흡 사항이나 셋팅 미흡 등의 클러치 손상을 유발할 수 있는 원인도 없는 것으로 나타났다.

러버탄성커플링의 크랙이나, 추진기나 축계가 그물이나 로프 등에 걸려 외력이나 과부하에 의한 손상의 원인을 조사한 결과도 이상이 없었다.

클러치 제어오일은 정상압력(25bar) 이하의 저압형성 기록으로 인해 릴리프밸브류나 솔레노이드밸브의 누설이나 계통의 막힘 등 발생가능한 원인을 조사 후 시험하였으나, 클러치 고착을 일으킬 수 있는 명확한 인과관계가 있는 결함이나 원인이 없는 상태로 확인되었다.

필터 및 시스템의 막힘 조사결과 특이한 점은, 클러치 제어오일 계통의 솔레노이드 밸브 전단(前段)에 설치된 직경크기 약 15mm의 소형 2차 정밀필터(10 μ m)내부의 금속재 필터판이 막힘은 없었으나, 오일유동의 출구측 방향으로 필터판 중앙부가 오목하게 변형(dimpled deformation)되어 있었다.

펌프토출구에서 고압(28kg/cm²)의 제어오일 압력이 형성된 상태에서 박판(薄板)으로 제작된 금속판의 미세한 구멍이 이물질이나 작동유 슬러지 등의 고형물에 막히면, 필터 전단에는 고압(28kg/cm²)이 작용하고 필터후단에는 저압(2~7.5kg/cm²)이 되어 필터막 전후단의 압력차(21.5~26kg/cm²)에 의해 박판의 중앙부가 작동유 압력을 받아 흐름방향인 저압측으로 오목하게 변형(dimpled deformation)이 발생할 수 있다고 판단되었다.

3.2.2.2 기어구동 제어오일 펌프 원인분석 시험

기어구동 제어펌프 압력저하 현상에 대한 원인분석 시험은 클러치가 고착되었던 선박의 시험조건 미흡으로 시험이 불가하였던 감속기어구동 클러치 제어용 오일압력을 공급하는 고압펌프에 대한 성능미흡(25bar 이상 클러치 압력 형성 불가)에 대한 시험을 Fig. 2.1과 같이 고장당시의 환경과 동일한 환경조건인 선상(船上)에서 실시하였다. Table 3.3에는 제1 PTO 기어구동 고압펌프의 식별 및 시험전 조사내용을 나타내었다.

Table 3.3 Survey results of No.1 gear driven clutch oil pump⁵⁾

Item of test or investigation	Results of test or investigation
Tooth face of gear driven pump	No signs of scratches or abrasions on tooth face
Damage of internal parts	<ul style="list-style-type: none"> •Macroscopic investigation of internal parts damage through suction and discharge port : None •Confirm before and after dismantling photographs of No.1 pump <p>* Pump was dismantled and charged by crews for test in the ship, and reduction gear was separated and departed to reduction gear manufacturer's shop for overhaul</p>
Free running test of pump	<ul style="list-style-type: none"> •Turning the pump by hand to inspect any friction face or abnormal signs : Normal
Confirm identification, particulars of No.1 PTO gear driven pump	<ul style="list-style-type: none"> •Type : IPV4-16 971 •Equipment No. : 2677804 •Manufacturer's address : Voith Turbo GmbH & CO KG 89522 Heidenheim/Germany •Material : 159, 00130510
Exchange No.1 PTO gear driven pump	<ul style="list-style-type: none"> •Installation No.1 PTO gear driven pump on No.2 reduction gear for pump performance test

클러치 시스템에 대한 기술조사 시 운용자가 제시한 사고당시의 기관제어체계에 자동으로 기록된 자료분석 결과, 기어구동고압펌프의 공급압력이 25bar 이상(시운전

평가서 기준)임에도 불구하고, 2~3.5bar, 6~7bar, 2~28bar 사이의 급격한 압력상승 및 하강현상 등의 이상현상에 대해 고압펌프의 고장(손상)으로 인한 펌프 공급압력 형성불가에 원인이 있을 수 있다고 판단하여 시험을 실시하였다.⁵⁾

클러치는 해외구매품으로 국내 시험시설이 미흡하고, 선박체계(onboard) 상태의 시험조건을 구현할 수가 없는 관계로 시험시설에서 시험이 곤란하여, 선박체계 상태와 동일한 조건으로 손상이 발생된 제1 기어구동펌프를 손상이 미발생된 제2 감속기어에 교체, 설치하여, 운용상태와 동일한 선박 체계조건에서 시험을 실시하였다.

시험중 제2 감속기어의 클러치 손상 발생시 선박 운용상 문제점이 확대될 것을 우려하여, 기어구동펌프는 제1,2 펌프가 동일하고 회전방향도 같아 교체시험으로 인한 제2 감속기어 클러치의 고장현상 발생이 없을 것이라는 기술검토서를 운용자에게 제공 후 기어 펌프 교체시험을 실시하였다.⁵⁾

제1,2 감속기어 및 기어구동펌프, 클러치는 모두 사양이 동일한 장비로 상호 호환성이 있어 시험이 용이하였다.

클러치 고착(손상)이 발생된 감속기어에 장착된 제1 감속기어구동펌프를 정상적으로 운전되는 제2 감속기어에 교체, 장착하여 펌프 성능시험을 실시하였으며, 시험 실시 전에 제2 감속기어구동펌프, 클러치 및 감속기어 계통이 정상적으로 작동한다는 것을 입증하기 위하여, 제2 디젤엔진 속도 422rpm, 700rpm, 900rpm에서 각각 시험한 결과 Table 3.4와 같이 이상이 없었다.⁵⁾

선박 감속기어 윤활 및 냉각계통의 저압 기어구동펌프와 모터구동예비펌프를 조사, 시험한 결과도 이상이 없었고, 추진체계 운용 기록자료에도 2.0bar 이상의 정상압력이 공급되었다. 선박에서 모터구동예비펌프를 운전하여 클러치 고압 제어오일(작동유)을 공급하면서 클러치 제어용 솔레노이드밸브를 수동으로 작동시험한 결과, 정상오일 압력공급 및 솔레노이드밸브 누설도 없음은 1차 시험에서 확인하였다.⁵⁾

고장이 발생한 선박의 자동 운용기록장치에는 클러치 고착발생 전 제어압력이 2.0~7.5bar의 비정상적 저압이 기록되어, 선박 체계연동상태에서 고착이 발생한 제1 기어구동고압펌프를 제1 감속기어에서 떼어낸 후 클러치가 정상 작동중인 제2 감속기어에 부착하여, 제1 기어구동 고압펌프의 성능시험을 실시한 결과, Table 3.5에 나타낸 바와 같이 25bar이상의 정상적인 압력과 작동성을 유지하고 있어, 펌프자체의 고장은 없음을 알 수 있었다.⁵⁾

고착(손상)이 발생된 클러치계통의 제1 고압 기어구동펌프를 정상 작동중인 제2 감속기어에 교체, 부착하여 클러치 제어 및 냉각오일시스템 시험을 실시한 결과, 클러치 시스템 및 냉각오일 시스템에도 이상이 없음을 확인할 수 있었다.⁵⁾

제1 기어구동펌프 성능시험 후 제2 감속기어에서 제1 고압 기어구동펌프를 취외하

고, 제2 고압 기어구동펌프를 제2 감속기어에 재설치 후 입증시험을 Table 3.6과 같이 실시하여, 이상이 없음도 확인하였다.⁵⁾

또한, 제1 감속기어 고압오일 계통의 안전밸브(셋팅 압력 : 30bar) 1개는 밸브시트 고착으로 고장이 발생하였으나, 클러치 고착의 원인과 관련이 없었다.⁵⁾

Table 3.4 Proof test of No.2 reduction gear & clutch system⁵⁾

Item of test(control mode : local)	Onboard test result of No.2 reduction gear and clutch		
Test condition	<ul style="list-style-type: none"> •No.2 diesel engine running •No.2 reduction gear running •No.2 PTO gear pump running •No.2 standby oil pump running •No.2 HP standby(motor driven) pump stop •No.2 clutch disengaged state 		
No.2 D/E running speeds(rpm)	422	700	900
Clutch cylinder pressure(disengage, bar)	0.0	0.0	0.0
Cooling standby motor pump service pressure(bar)	2.0	2.0	2.0
PTO gear driven control oil pump discharge pressure(bar)	28.5	30.0	31.0
Reduction gear inlet lube oil pressure (bar)	1.95	1.85	1.9
Lube oil filter inlet pressure(bar)	2.5	2.5	2.6
Cooling oil standby motor pump discharge pressure(bar)	2.5	2.65	2.75
PTO gear driven cooling oil discharge pressure(bar)	2.8	2.8	3.0
Machinery control system clutch control oil pressure(bar)	27.9	29	29.8
Machinery control system clutch cooling oil pressure(bar)	2.0	2.04	2.04
Output shaft turning(clutch disengaged state)	Stop	Stop	Stop
Oil filling in the cylinder by solenoid valve leakage in disengage state	No leakage, local gauge	No leakage, local gauge	No leakage, local gauge

Table 3.5 Result of No.1 PTO clutch oil pump onboard test for analysis⁵⁾

Item of test	Results of test
Control mode	Local
Test condition	<ul style="list-style-type: none"> •No.2 diesel engine running •No.2 reduction gear running •No.2 standby oil pump running •No.2 HP standby(motor driven) pump stop •No.2 clutch disengaged state
	<ul style="list-style-type: none"> • No.1 PTO gear pump running
No.2 diesel engine running speed(rpm)	422
Clutch cylinder pressure(disengage, bar)	0.0
Standby oil motor pump service pressure (bar)	2.0
PTO gear driven control oil pump discharge pressure(bar)	28.5 (No pressure drop)
Reduction gear inlet lube oil pressure (bar)	1.85
Lube oil filter inlet pressure(bar)	2.5
Standby oil motor pump discharge pressure(bar)	2.5
PTO gear driven cooling oil pump discharge pressure(bar)	2.5
Machinery control system clutch control oil pressure(bar)	28.0
Machinery control system clutch cooling oil pressure (bar)	2.04
Output shaft turning(clutch disengaged state)	Stop
Oil filling in the cylinder by solenoid valve leakage in disengage state	No leakage(local gauge test)
Engage, disengage test of clutch	Not done(considering sticking state)

Table 3.6 Result of No.2 PTO clutch oil pump onboard test for analysis⁵⁾

Item of test	Results of test
Control mode	Local
Test condition	<ul style="list-style-type: none"> •No.2 diesel engine running •No.2 reduction gear running •No.2 PTO gear pump running •No.2 standby oil pump running •No.2 HP standby(motor driven) pump stop •No.2 clutch disengaged state
	•Restored No.2 PTO gear pump
No.2 diesel engine running speeds(rpm)	422
Clutch cylinder pressure(disengage, bar)	0.0
Cooling standby motor pump service pressure(bar)	2.0
PTO gear driven control oil pump discharge pressure(bar)	29 (No pressure drop)
Reduction gear inlet lube oil pressure (bar)	1.9
Lube oil filter inlet pressure(bar)	2.5
Cooling oil standby motor pump discharge pressure(bar)	2.5
PTO gear driven cooling oil discharge pressure(bar)	2.5
Machinery control system clutch control oil pressure(bar)	28.0
Machinery control system clutch cooling oil pressure (bar)	2.05
Output shaft turning(clutch disengaged state)	Stop
Oil filling in the cylinder by solenoid valve leakage in disengage state	No leakage(local gauge test)
Engage, disengage test of clutch	Not done(considering sticking state)

3.2.2.3 클러치, 감속기어 분해조사 및 시험

고착이 발생된 클러치가 내장된 감속기어는 감속기어 조립시설에서 클러치의 고착여부를 확인하기 위해 분해조사 전 감속기어 회전시험(spin test)를 실시하였다.⁵⁾

클러치 분해조사를 위하여 감속기어 내부 오일섬프의 오일을 제거 후 입고된, 손상이 발생된 제1 감속기어를 대상으로 감속기어 외부의 배관 및 각종 계기류, 솔레노이드밸브 및 유압 밸브블록 등을 분해한 상태에서, 감속기어 입력축 클러치축 플랜지를 지렛대를 이용하여 인력으로 회전시켜, 감속기어 출력축 플랜지도 동시에 회전함을 확인함으로써, 클러치 제어오일 압력이 0.0bar인 상태에서도 기계적으로 고착이 발생되어 출력축이 회전함을 확인하였다.⁵⁾

선박에서의 감속기어 회전은 디젤엔진과 추진 축계, 임펠러, 감속기어, 클러치가 일체로 회전하는 고장상태로, 클러치나 감속기어의 추가 손상을 방지하기 위해 회전 시험을 하지 않았으며, 공장에서 감속기어 단독의 무부하상태로 회전시험을 실시하였다.

감속기어 분해조사는 육상시설에서 감속기어 분해 작업중인 중간과정에서도 조사를 실시하였다.⁵⁾

조사 당시 클러치축 및 클러치 상부의 감속기어 케이싱은 제거(분해)된 상태로 클러치축 및 클러치 조립체의 외관을 베어링이 조립된 상태로 외부의 상부면을 확인하였으며, 클러치 하부면은 클러치축을 회전시키면서 외부면을 조사하였다.⁵⁾

조사 결과, 클러치 하우징, 클러치 피스톤과 마찰판사이의 차단판 원주에 출력축 축방향으로 12mm 길이의 접촉 및 충격흔적이 원주방향으로 120° 범위에 걸쳐, 클러치 하우징 가이드용 내정부 V홈형의 원주면 끝단에 접촉되어 미세한 충격, 찍힘자국을 확인할 수 있었다.⁵⁾

또한, 클러치 하우징은 클러치축 출력단 방향으로 클러치 하우징 길이의 약 70% 범위가 고온으로 인한 열충격으로 흑색으로 변색되었음을 확인하였고, 클러치는 클러치에 내장된 스프링에 의해 복귀위치로 이동을 확인하였으며, 공극(air gap)은 버니어 캘리퍼스로 측정결과 4.13mm로 정상이었다.⁵⁾

분해조사는 육상 분해시설에서 클러치축 및 클러치 조립체를 클러치 분해전에 사전 확인후 클러치 분해과정을 동시 확인하면서, 분해상태를 조사하였다.⁵⁾

분해조사 및 손상 내용은 Fig. 3.10-Fig. 3.41 등에 나타내었다.

Fig. 3.10에는 클러치축 및 피니언기어 조립체를 나타내었으며, 좌측에는 고착이 발생한 클러치 조립체의 외관 형상과 클러치축 조립상태를 나타내었다.



Fig. 3.10 Clutch shaft and pinion assembly⁵⁾

Fig. 3.11에는 고착이 발생된 클러치의 크랙부에서 축격임으로 클러치의 추력판 원주에 클러치하우징의 스플라인 홈에 의한 찍힘이 발생한 상세사진을 나타내었다.

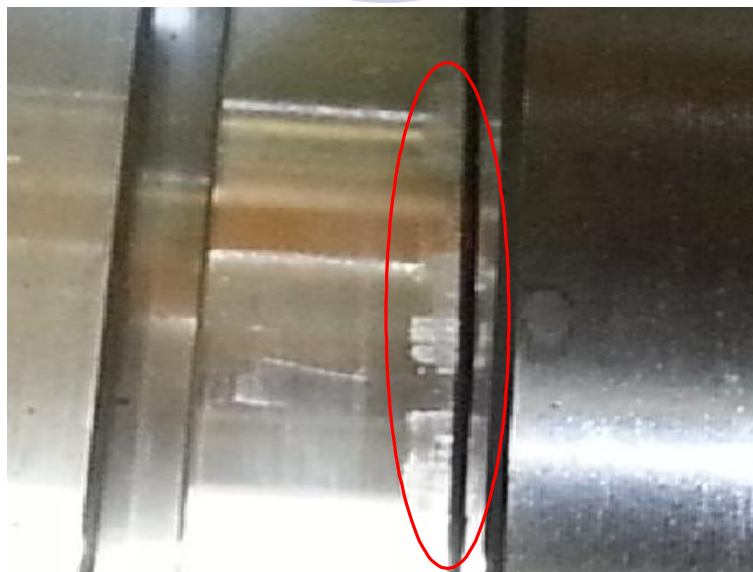


Fig. 3.11 Detail of thrust plate contact marks⁵⁾

Fig. 3.12에는 회전축에 제어오일 및 냉각오일을 공급하기 위해 오일머프베어링 외부 원주면에 유압호스를 연결하여 축외부의 외경부 오일홈을 통하여 축내부의 오일스프레이 바이축으로 오일을 공급하기 위하여 설치되는 오일머프베어링을 나타내었다.



Fig. 3.12 Oil muff bearing⁵⁾

Fig. 3.13에는 오일머프베어링과 출력단축 클러치축의 크랙에 의한 축긱임과 이로 인한 축과의 마찰에 의한 하중으로 마모된 내경면의 상세사진을 나타내었다.



Fig. 3.13 Detail of oil muff bearing contact marks⁵⁾

Fig. 3.14에는 클러치 허브, 클러치 하우징, 마찰판과 스틸판의 분해사진을 나타내었다.

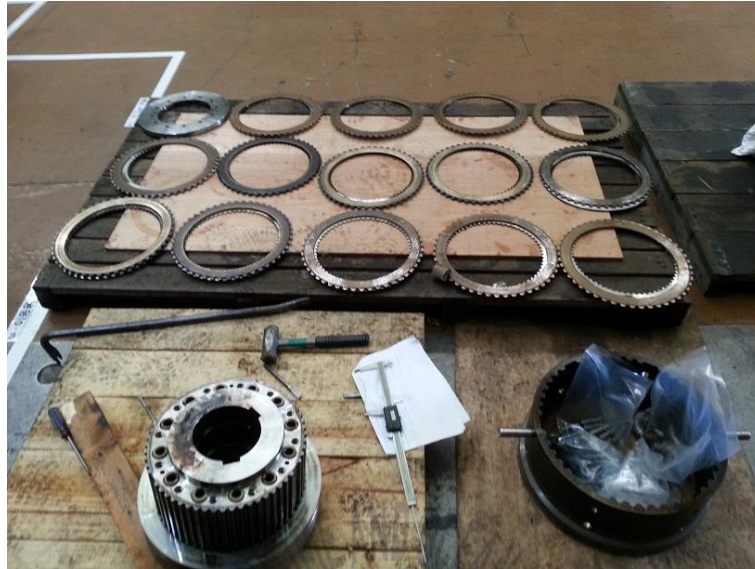


Fig. 3.14 Dismantling investigation of clutch⁵⁾

Fig. 3.15에는 마찰판의 상세사진을 나타내었으며, 마찰판의 열충격으로 인한 열화와 스틸판의 변형과 열충격으로 변색 및 국부적인 늘어붙임이 발생한 자국을 나타내었다.



Fig. 3.15 Damaged inner and outer plates

Fig. 3.16에는 클러치축 크랙부의 축격입에 따라 휘둘림 회전으로 인한 진동으로 국부적인 하중에 의해 마모가 발생된 입력단측 베어링 상,하부 손상면과 베어링 분리면의 프렛팅 손상사진을 나타내었다.



Fig. 3.16 Bearing fretting and wear damage of input shaft¹⁾⁵⁾

Fig. 3.17에는 입력단측 베어링 측면의 추력베어링면 형상을 나타내었다.

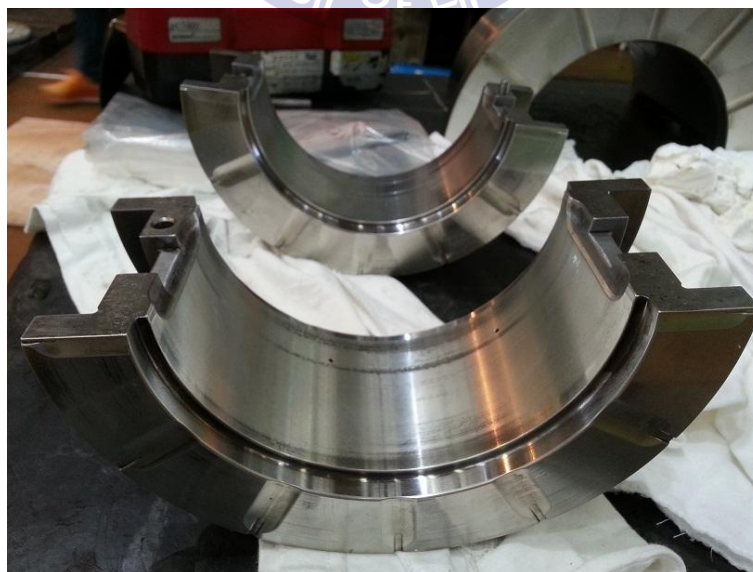


Fig. 3.17 Thrust bearing face of input shaft⁵⁾

Fig. 3.18에는 클러치축 축격입에 따라 출력단축 베어링 하면의 국부적인 하중에 의한 마모를 나타내었다.



Fig. 3.18 Clutch shaft output bearing wear(lower side)¹⁾⁵⁾

Fig. 3.19에는 출력단축 피니언베어링 측면의 추력 베어링면 스크래치와 베어링 하면의 편마모 형상을 나타내었다.

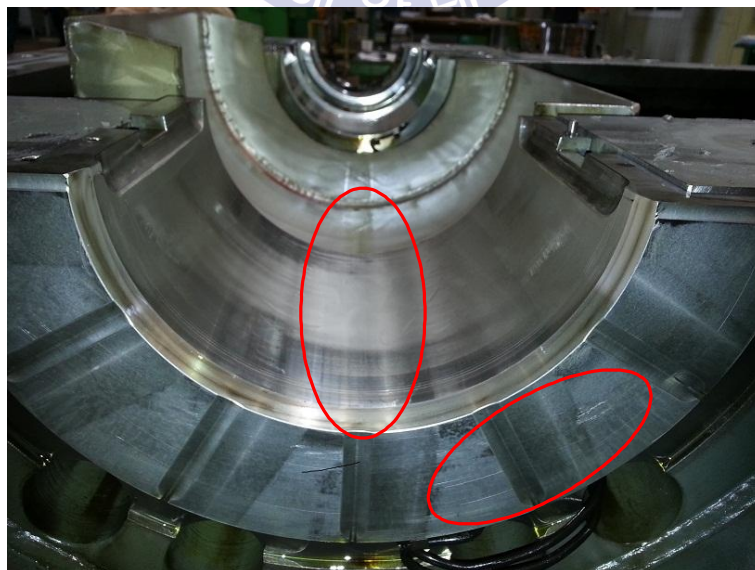


Fig. 3.19 Pinion output side bearing damage and scratch⁵⁾

Fig. 3.20에는 출력단측 베어링 하면의 스크래치 손상부위 세부사진을 나타내었다.



Fig. 3.20 Detail of pinion output side bearing damage and scratch⁵⁾

Fig. 3.21에는 출력단측 클러치축의 클러치허브 조립부 표면 프렛팅과 입력단측의 크랙사진을 나타내었다.



Fig. 3.21 Fretting of clutch shaft and crack⁵⁾

Fig. 3.22에는 고착된 클러치의 분해사진이며, 열충격으로 변색이 발생된 하우징 사진과 하우징 내부의 V형 스플라인 홈형상을 나타내었다.



Fig. 3.22 Heat shock of clutch housing⁵⁾

Fig. 3.23에는 키 하부면의 프렛팅 손상사진을 나타내었다.



Fig. 3.23 Fretting of key⁵⁾

Fig. 3.24에는 감속기어 분해과정에서의 중간조사 사진을 나타내었다.

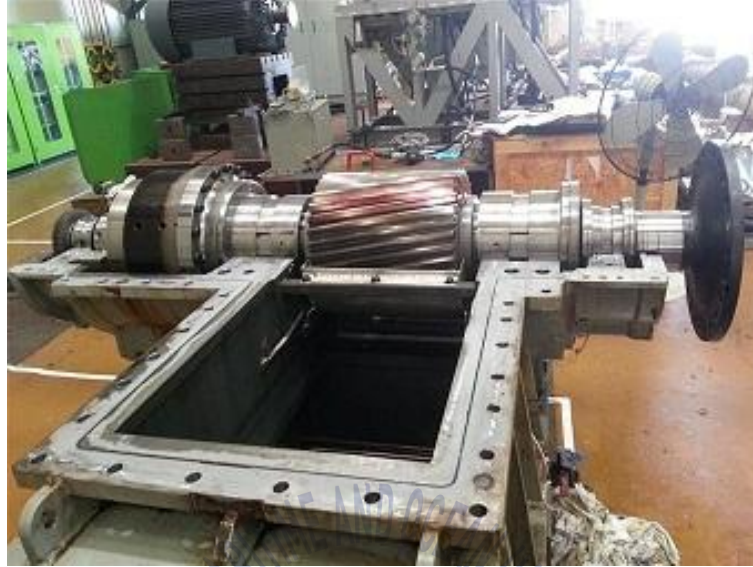


Fig. 3.24 Dismantling investigation of reduction gear⁵⁾

Fig. 3.25에는 클러치축 내부의 중공축의 비파괴검사 결과, 내부보어 부위의 크랙을 보어스 코프를 이용하여 촬영한 영상으로 크랙이 관통되었음을 알 수 있다.



Fig. 3.25 Penetration test of inner hole on shaft crack⁵⁾

Fig. 3.26에는 클러치 허브내부로 축의 오일홀을 통하여 마찰판에 냉각오일을 공급하는 유로의 막힘시험 사진으로 방청유분사 등을 통하여 막힘여부를 조사하는 사진을 나타내었다.



Fig. 3.26 Cooling oil hole clogging test of clutch⁵⁾

Fig. 3.27에는 클러치 허브의 마찰판으로 오일을 공급하는 120° 간격으로 배열된 구멍을 나타내었다.



Fig. 3.27 Detail of cooling and lubrication oil hole⁵⁾

Fig. 3.28에는 클러치축 입력단측 플랜지면 근처의 감속기어 오일씰 설치위치에서의 축 원주면에 2열의 원주면 패임손상의 흔적을 나타내었다.

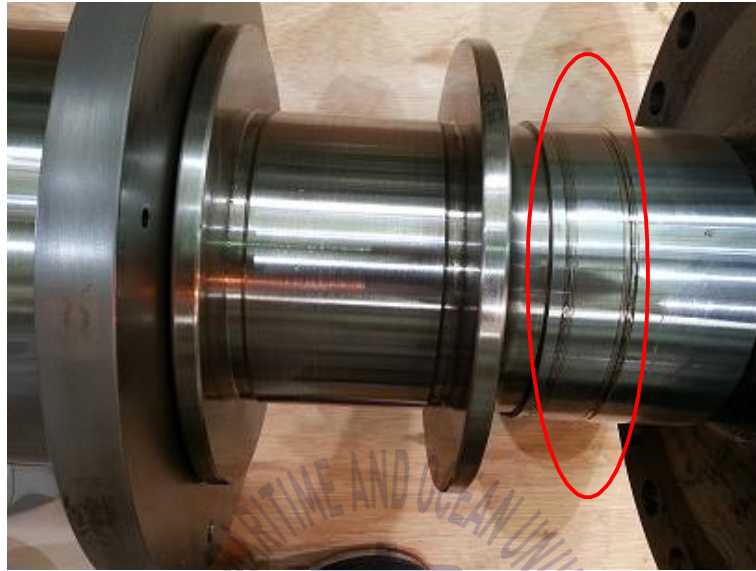


Fig. 3.28 Damage of clutch shaft input shaft⁵⁾

Fig. 3.29는 클러치축 입력단측 플랜지면 근처의 오일씰 설치위치의 축 원주면에 2열의 패임(폭 5mm, 깊이 0.5mm) 손상 상세사진을 나타내었다.



Fig. 3.29 Detail damage of clutch shaft input shaft¹⁾⁵⁾

Fig. 3.30에는 클러치축 출력단 오일머프베어링 조립부의 축 사진으로 축격임에 의해 축중심선 방향으로 축의 이동 및 이로인한 베어링면과의 접촉 마모흔적 사진을 나타내었다.



Fig. 3.30 Wear of oil muff bearing installation parts¹⁾⁵⁾

Fig. 3.31에는 냉각 및 제어오일 공급을 위해 클러치축 내부의 중공축에 조립되는 오일스프레이바아의 형상을 나타내었다.



Fig. 3.31 Detail of oil spray bar⁵⁾

Fig. 3.32에는 클러치 내,외부 마찰판의 형상을 나타내었다.

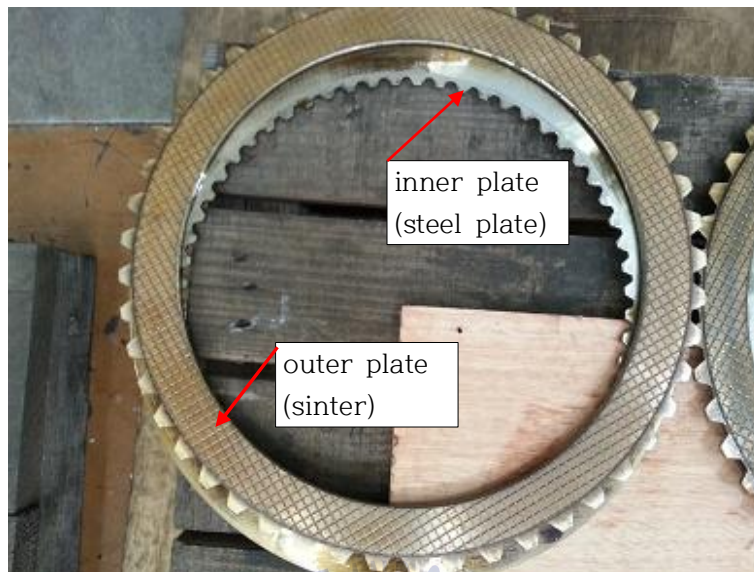


Fig. 3.32 Inner and outer plates⁵⁾

Fig. 3.33에는 열충격을 받은 내,외부 마찰판을 나타내었다.



Fig. 3.33 Heat shocked inner and outer plates(friction plates)⁵⁾

Fig. 3.34에는 허브내경과 축사이의 틈새로 오일이 누설된 사진을 나타내었다.

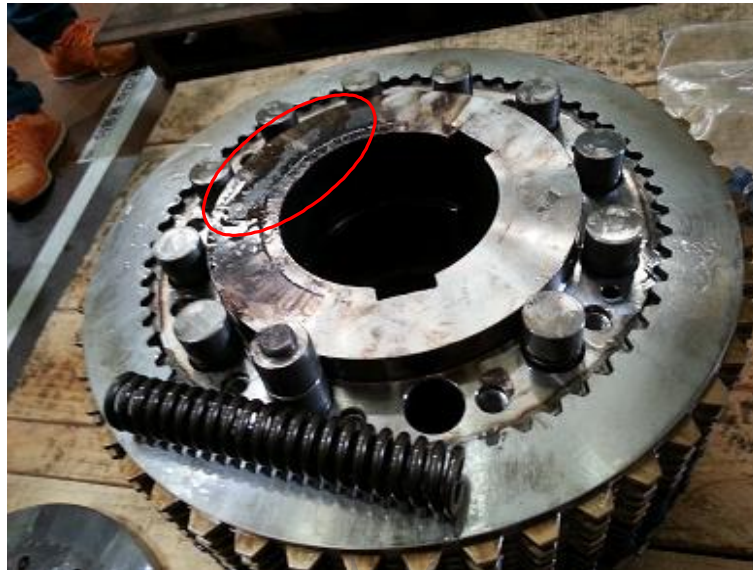


Fig. 3.34 Oil leakage evidence of hub inner hole⁵⁾

Fig. 3.35에는 클러치축 입력단 베어링 칼라부 측면과 피니언기어 플렌지 측면과 회전 시 접촉으로 생긴 클러치축 트러스트 칼라(collar) 원주면의 접촉흔적을 나타내었다.



Fig. 3.35 Contact marks of pinion gear and clutch shaft input side collar¹⁾⁵⁾

Fig. 3.36에는 클러치축 입력단 베어링 칼라부 측면과 회전 시 접촉으로 생긴 피니언기어 플랜지측면 원주면상의 원형 접촉흔적을 나타내었다.



Fig. 3.36 Contact marks of pinion gear flange⁵⁾

Fig. 3.37에는 클러치축 입력단 베어링 스플릿(split)면의 진동으로 인한 프렛팅(fretting) 손상을 나타내었다.



Fig. 3.37 Fretting detail of input side bearing split parts⁵⁾

Fig. 3.38에는 클러치축 출력단 축 원주면의 냉각, 제어오일 구멍과 실린더에 제어오일 공급 구멍, 허브의 마찰판으로 냉각오일을 공급하는 구멍과 중공축 내부의 오일공급 분배관 역할을 하는 오일스프레이바아(oil spray bar)의 형상을 나타내었다.

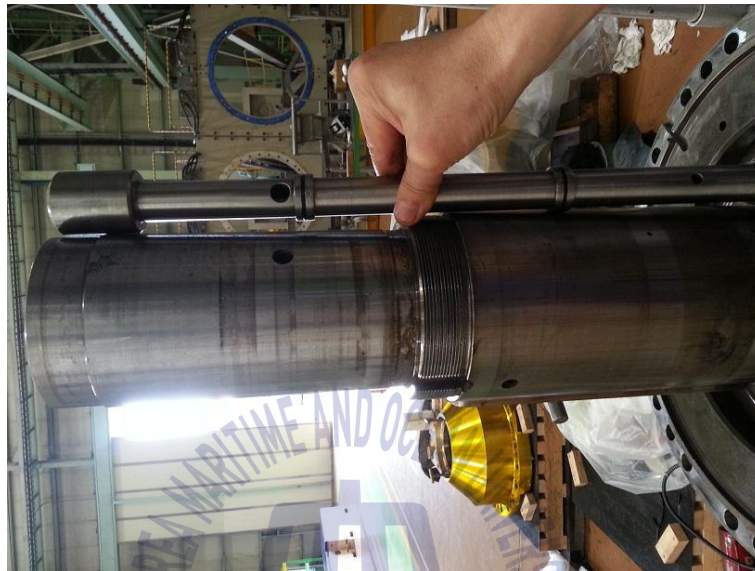


Fig. 3.38 Oil spray bar and output side shaft⁵⁾

Fig. 3.39에는 입력단축 허브 내부의 형상과 프렛팅 현상을 나타내었다.

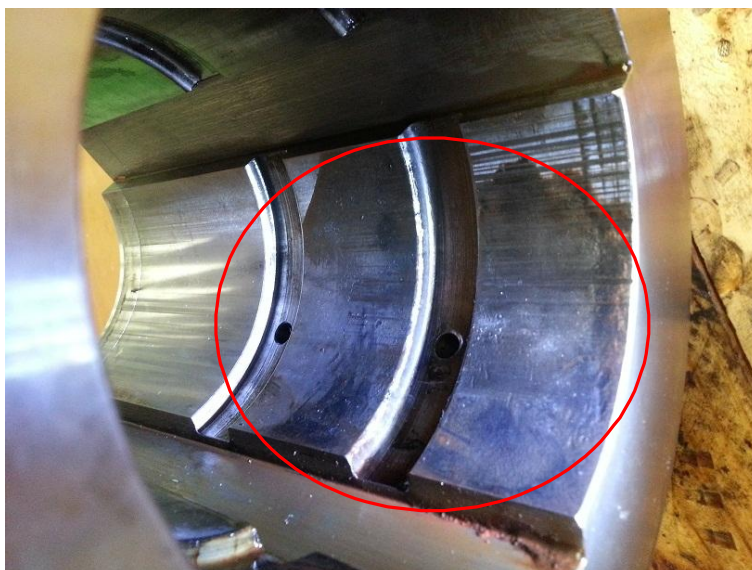


Fig. 3.39 Internal parts of clutch hub⁵⁾

Fig. 3.40에는 마찰판(outer plate)의 윤활 및 냉각오일 홈 형상을 나타내었다.



Fig. 3.40 Friction plate(outer plate) oil groove⁵⁾

Fig. 3.41에는 고착으로 손상이 발생한 마찰판(outer plate)의 슬립 및 마모로 윤활 및 냉각 오일 홈이 없어진 형상을 나타내었다.



Fig. 3.41 Detail of damaged friction plate(outer plate) oil groove⁵⁾

육상 분해시설에서 클러치를 분해후 클러치허브 조립부위인 중공축 내부로의 크랙 관통여부를 비파괴시험(liquid penetrant test) 및 보어스코프를 통해 크랙이 관통되었음을 확인하였으며, 클러치축 크랙부 내,외경 및 오일머프베어링 내,외경 등 치수를 계측하였다.⁵⁾

Table 3.7에는 먼저 클러치 마찰판(outer plate)의 마모량 확인을 위한 두께를 측정 한 결과를 나타내었다.

Table 3.7 Measurements of friction plates(outer plates) thickness(mm)⁵⁾

No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6	No.7
5.37	5.46	5.46	5.46	5.46	5.46	5.22
No.8	No.9	No.10	No.11	No.12	No.13	No.14
5.20	5.37	5.38	5.46	5.46	5.46	5.46

No.1 ~ No.4, No.11 ~ No.14 마찰판(outer plate)은 열충격 및 마모량이 적어 재사용이 가능한 상태처럼 양호하였고, No.5 ~ No.6 마찰판은 이상마모는 없으나 중앙부에서 발생한 열충격으로 변색을 나타내었으며, No.7 ~ No.10의 클러치 중앙부의 마찰판에서는 슬립 및 발열로 이상마모가 발생되었다.⁵⁾

클러치제작사에서는 클러치 마찰판을 세트로 관리, 교체할 것을 요구하고 있어, 클러치 외부판, 내부판 전체를 신제품으로 교체해야하므로 일부 마찰판 재사용은 곤란하였다.

No.1 ~ No.14 마찰판(outer plate) 전체 소모량은 0.76mm 이상으로 마모량 자체는 예상보다 많지 않은 것으로 측정결과 확인되었고, 이는 클러치 손상초기에 이상현상을 인지하여 과도하게 오랜시간을 운용하지 않은데 있다고 판단되었다.⁵⁾

클러치 내부판(inner plate, 15개)은 4.50 ~ 4.55mm로 0.05mm 정도 미소하게 마모가 발생되었으며, No.7번 내부판은 내경, 외경간 최대 3.62mm의 축방향 휨변형이 발생되었고, No.10번 마찰판(outer plate)도 변형이 발생되었다.⁵⁾

이는 고장이 진행되는 상태에서 클러치를 연결 시 실린더 힘에 의한 마찰판 이동시 마찰저항에 의해 변형이 된 것으로 판단된다. 클러치 내부판은 클러치 마찰판과의 마찰력을 효과적으로 이용하고, 분리상태에서 마찰을 방지하기 위하여 원주상으로 S자 형의 싸인(sine) 커브 형상으로 신제품제작시부터 굴곡을 주어 제작되었다.⁵⁾

3.2.2.4 냉각, 제어오일 누설과 막힘 조사 및 시험

클러치 운전 전과 운전중 클러치 마찰판 윤활과 체결 및 분리 시의 슬립에 따른 발열량 냉각을 위한 냉각오일의 유량, 압력부족이나 오일 공급계통 막힘 또는 누설 등이 발생 시 클러치 발열 및 소손 등이 유발될 수 있어 이를 조사, 시험한 결과는 Table 3.8에 나타내었다.⁵⁾

Table 3.8 Test and survey of cooling oil clogging and leakage⁵⁾

Item of test or investigation	Results of test or investigation
Pump performance	288 LPM × 2.6bar
Clogging of cooling and lubrication oil system	<ul style="list-style-type: none"> •Investigation of cooling oil supply to gear parts : No clogging •Investigation of cooling, lubrication oil supply to clutch friction plates : Dismantling of reduction gear, clutch and inspection of oil lines, injection of antirust oil to oil passages in the hub, macroscopic investigation of cloggings : No clogging
Leakage of cooling and lubrication oil system	<ul style="list-style-type: none"> •Investigation of oil leakage outside : No leakage •Discharge from Pressure regulating valve outlet in low pressure line : No discharge •Pressure regulating valve setting pressure(2bar) : Normal(2bar)
Leakage of cooling and lubrication oil	<ul style="list-style-type: none"> •Friction plates cooling and lubrication oil leakage through clutch shaft crevice via internal oil passage due to shaft crack : Possible •Leakage through gap between fretted hub and shaft : Possible
Leakage of oilmuff bearing	<ul style="list-style-type: none"> •Leakage through gap between oilmuffbearing and shaft : No leakage in normal running, the gap met criteria in the specification •Oil clogging of oil hole discordance between oilmuff bearing and clutch shaft due to shaft bending caused from crack : Too small discordance displacement(0.02mm) to clogging

클러치 냉각 및 윤활오일 계통의 막힘은 없었으며, 클러치보어와 클러치축 사이의 틈새(0.1mm gap)와 클러치축 크랙부 틈새(crevice)를 통한 오일 누설이 가능하다고 판단되었다.

클러치 제어용 고압 오일계통의 오일 공급량 및 압력부족 관련 손상된 클러치축의 No.1 기어구동펌프를 분리하여 클러치가 정상적으로 구동되는 No.2 감속기어에 설치하여 오일압력 및 작동상태를 조사, 시험한 결과, 이상이 없어 고압 기어구동 오일펌프의 용량이나 압력부족은 없는 것으로 나타났다.⁵⁾

클러치작동용 실린더 고압오일의 누설과 막힘 등을 조사한 결과, 클러치 고압오일 시스템도 정상적으로 작동되었으나, 클러치축 내부의 오일씨일 손상 및 크랙부 틈새(crevice)로 누설이 가능한 것으로 판단되었으며, Table 3.9에는 클러치 작동용 고압오일 공급부족, 막힘 및 누설을 조사, 시험한 결과를 나타내었다.⁵⁾

Table 3.9 Test and survey of control oil clogging and leakage⁵⁾

Item of test or investigation	Results of test or investigation
Pump performance	15.9 LPM × 28.0bar
Clogging of control oil system	<ul style="list-style-type: none"> •Investigation of control oil supply to system : Normal •Investigation of clogging in control oil system : No clogging
Insufficient drain of control oil in the cyl. on disengage procedure, and residue pressure attribute to slip and heat generation	<ul style="list-style-type: none"> •Investigation of outside oil leakage : No leakage •Insufficient drain of control oil due to fault of two check valve in the cylinder on disengage procedure, and residue pressure attribute to slip and heat generation : Check valve function normal
Leakage of oilmuff bearing	<ul style="list-style-type: none"> •Leakage through gap between oilmuffbearing and shaft : No leakage in normal running, the gap met criteria in the specification •Oil clogging of oil hole discordance between oilmuff bearing and clutch shaft due to shaft bending caused from crack : To small discordance displacement(0.02mm) to clogging

Item of test or investigation	Results of test or investigation
Leakage of 1st, 2nd relief valve	<ul style="list-style-type: none"> •Investigation of 1st relief valve(30bar) oil leakage : No leakage(valve seat sticking) •Investigation of 2nd relief valve oil leakage : No leakage, Normal
Leakage of control oil	<ul style="list-style-type: none"> •Fracture of one oil seal in the hollow shaft •Control oil leakage through damaged seal and cracked crevice : possible •Control oil leakage through crevice due to shaft crack : possible
Adjusting 2nd relief valve setting pressure on hydraulic manifold by using manual knob	<ul style="list-style-type: none"> •4 tmies engage, disengage order to solve sticking by crews, but did not change original setting value

■ 소결론

클러치 고착 원인분석을 위한 클러치시스템 시험과 기어구동펌프의 제어오일 압력저하 현상 원인분석 시험결과 계통의 결함이나 고장은 없었다.

감속기어 및 클러치 분해조사와 냉각, 제어오일 누설과 막힘조사 및 시험결과 프렛팅으로 인한 클러치 허브의 직경 확장부와 축과의 틈새(gap)와 축 크랙부의 틈새(crevice)로 냉각오일의 누설 가능성이 있는 것으로 분석되었다.

또한, 축 내부의 오일통로의 오일씰 절단부와 크랙부를 통한 고압오일의 누설로 인한 저압형성과 이로인한 슬립과 발열로 클러치 고착이 발생 가능한 것으로 판단되었다.

3.2.2.5 제어밸브(솔레노이드 밸브) 진동계측 및 분석

기술조사와 병행하여 선체진동에 기인된 클러치제어용 고압오일 공급 및 차단용 솔레노이드 밸브에서 고장이 발생되어, 클러치가 분리된 상태에서 솔레노이드밸브에서 고압오일 누설로 인한 고압오일이 클러치 작동용 실린더 내부로 누설됨으로써, 반(半)클러치 상태로 클러치가 체결되는 동시에 클러치판에서 슬립이 발생, 클러치판에 발열을 일으켜 클러치가 손상 및 고착이 발생되었는지 여부를 조사하기 위하여 실제 선박 운용상태에서 추진속도별 솔레노이드밸브에서의 3축방향 진동을 측정하였다.⁵⁾ 선박의 진동측정은 고착이 발생한 선박이 클러치 손상으로 정상운용이 불가하여, 동형선박(L호선, No.2 디젤엔진 감속기어 솔레노이드 밸브)의 진동을 측정하여 솔레노이드 밸브 고장과 진동 간 상관관계를 분석하였다.⁵⁾

3.2.2.5.1 시험 방법

선박의 진동측정은 선박이 해상에서 항해중 PCL(Propulsion Control Lever) 단계 1~10(전속)에서 측정하였으며, 디젤엔진 운전 단독모드와 디젤엔진 및 개스터빈 동시운전 모드로 시험하였고, 시험방법은 Fig. 3.42에 나타내었다.

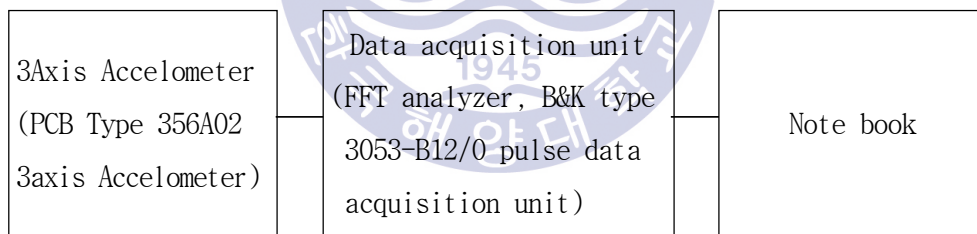


Fig. 3.42 Vibration measurement method of clutch control solenoid valve

디젤엔진 감속기어에 부착된 클러치제어용 솔레노이드밸브의 진동을 계측하기 위하여, 3축 가속도계를 솔레노이드밸브 유압블록 상부에 부착하고, 주파수분석기를 거쳐 노트북으로 연결하여 측정 및 주파수분석을 실시하였으며, Fig. 3.43에는 솔레노이드 밸브에 가속도 센서를 설치한 모습을 나타내었다.

3.2.5.2 진동 계측 결과

선체 국부진동 기준은 함정설계 건조기준¹⁵⁾과 ABS 선급기준¹⁶⁾(ABS guidance notes on ship vibration, 2006, section 7)을 기준으로 진동레벨을 평가하였다.

진동 측정 결과 디젤엔진 단독운전 모드에서는 진동기준을 Fig. 3.44~Fig. 3.46에

나타낸 바와 같이 만족하였다.

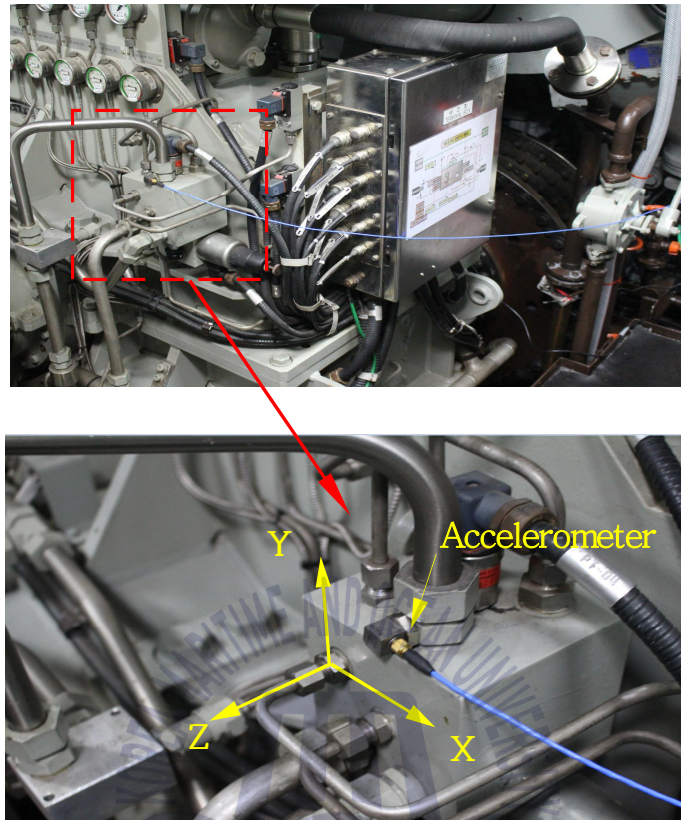


Fig. 3.43 Installation of accelometer on solenoid valve

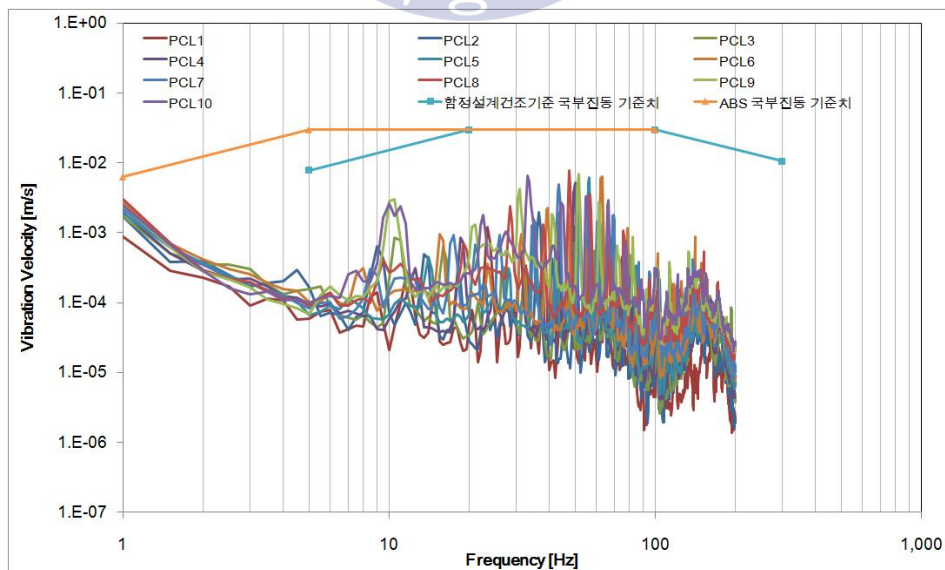


Fig. 3.44 Vibration velocity of X-direction(transverse), D/E running only

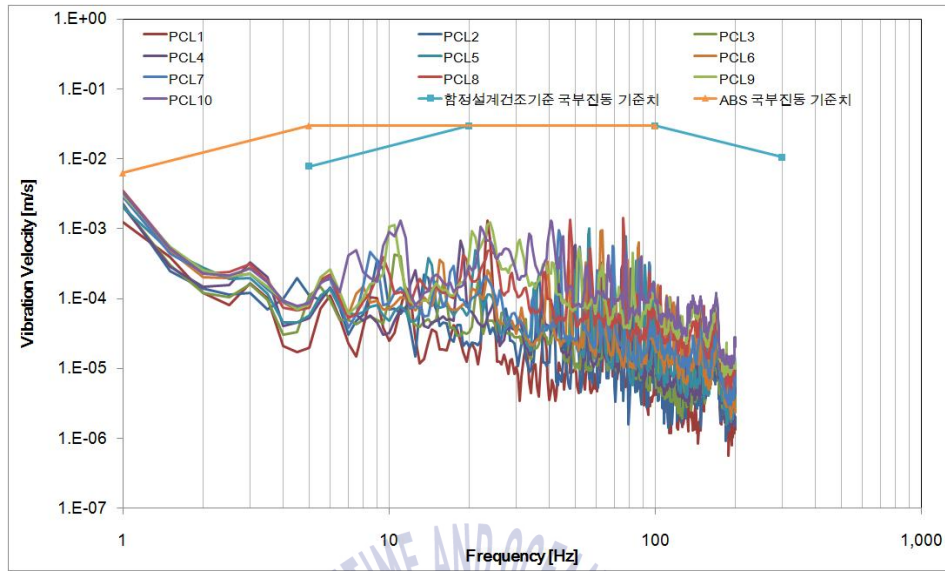


Fig. 3.45 Vibration velocity of Y-direction(vertical), D/E running only

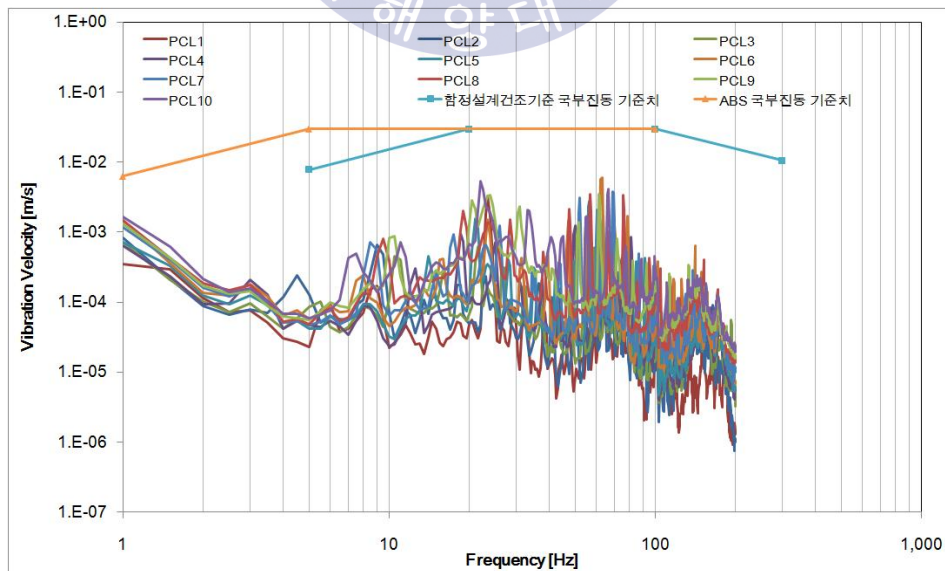


Fig. 3.46 Vibration velocity of Z-direction(longitudinal), D/E running only

디젤엔진과 개스터빈 동시운전 모드에서 진동수준이 디젤엔진 단독운전 모드에 비해 증가하며, PCL1 Y방향 7.5Hz 진동성분이 함정설계 건조기준을 일부 초과하나, 대체적으로 Fig. 3.47~Fig. 3.49에 나타낸 바와 같이 만족하였다.

여기서, 3Hz 이하의 진동은 함운동에 의한 진동이 포함되어 고려하지 않았다.

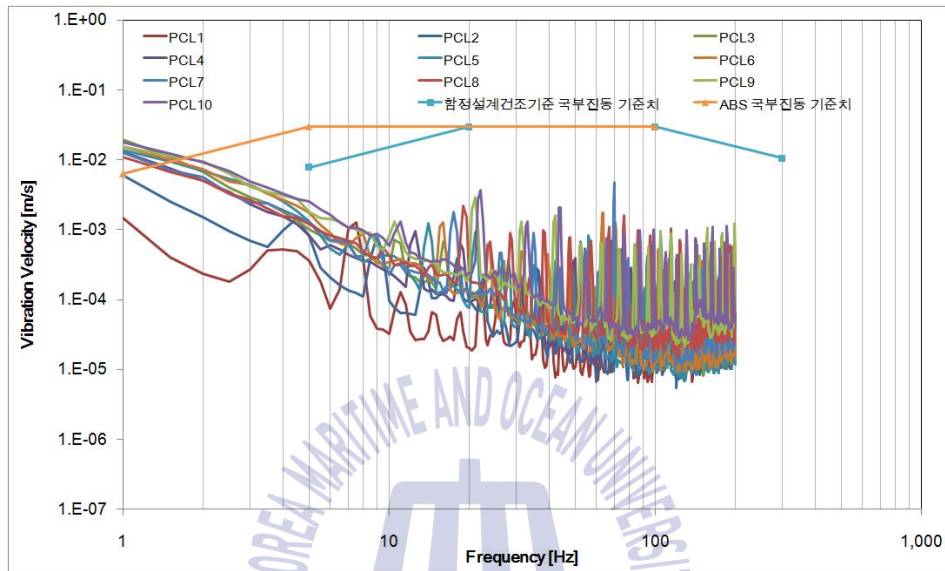


Fig. 3.47 Vibration velocity of X-direction(transverse), D/E+G/T running

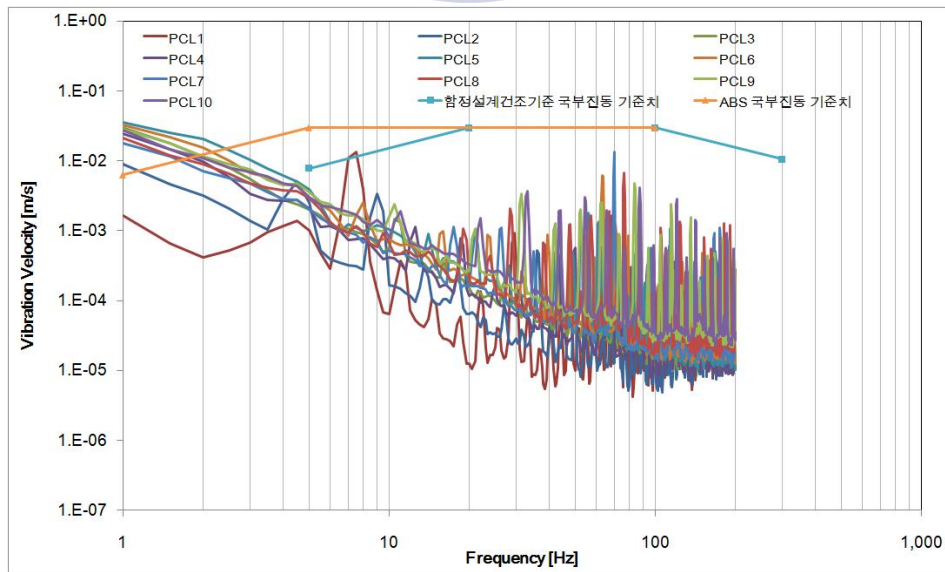


Fig. 3.48 Vibration velocity of Y-direction(vertical), D/E+G/T running

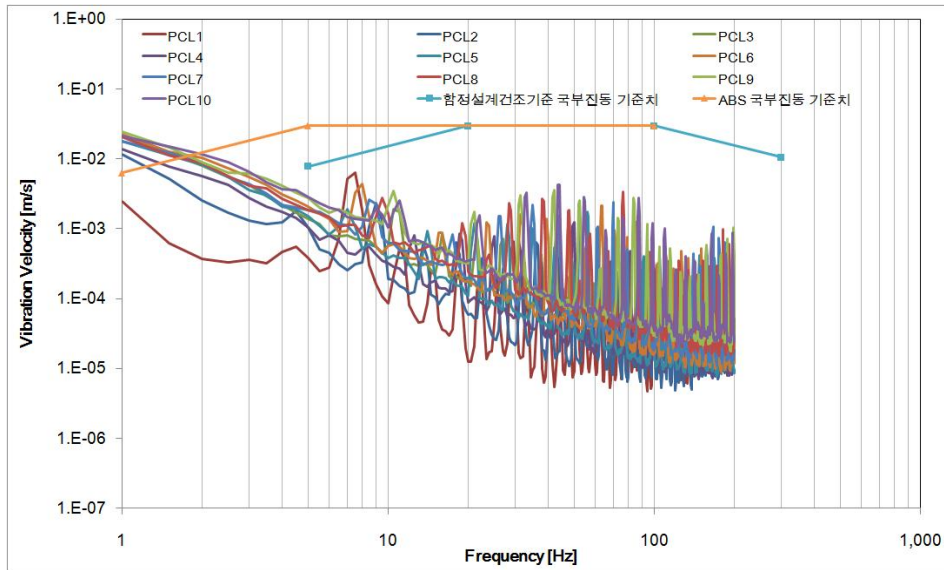
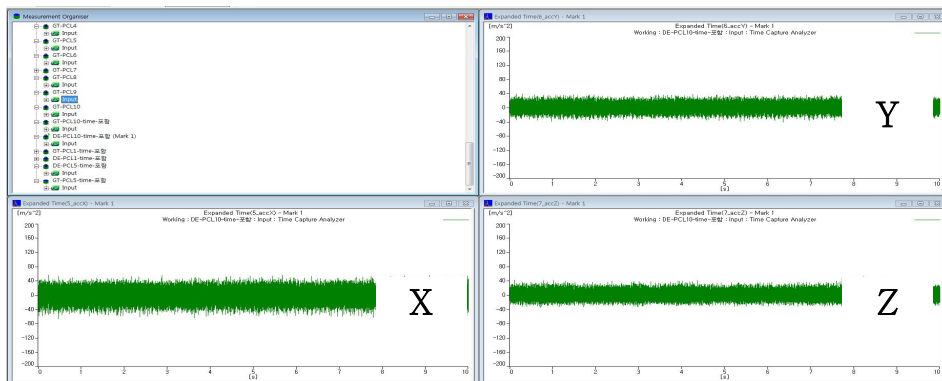


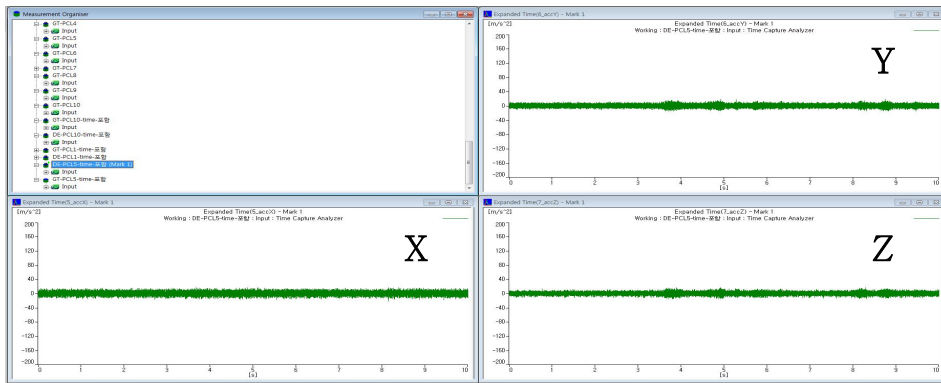
Fig. 3.49 Vibration velocity of Z-direction(longitudinal), D/E+G/T running

Time data(frequency span : 3.2kHz) 분석결과, 디젤엔진 단독운전 모드에 비해 개스터빈 동시운전 모드에서 진동이 크게 증가됨을 알 수 있으며, Fig. 3.50~Fig. 3.51에 나타난 바와 같이 큰 충격성(Impact) 진동이 포함되어 있음을 알 수 있다.

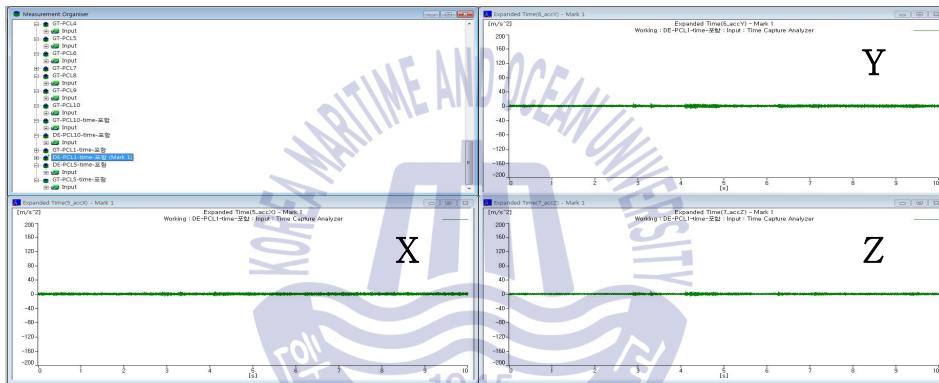
여기서, 충격성 진동성분은 디젤엔진 0.5차 성분으로 디젤엔진 폭발 시 발생하는 진동이다.



(a) PCL 10

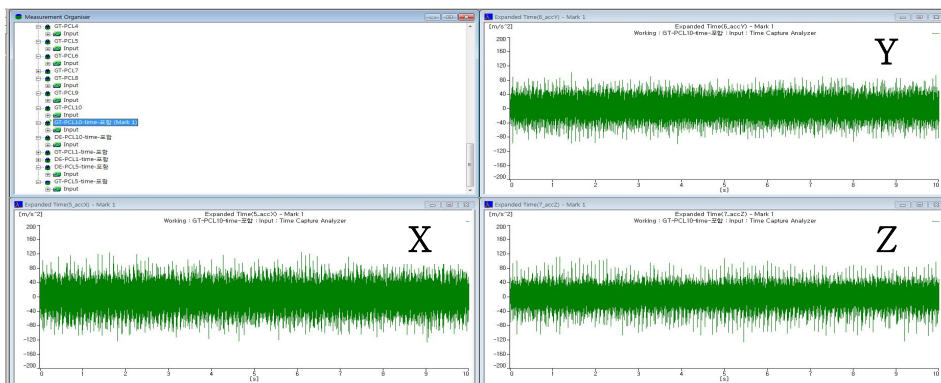


(b) PCL 5

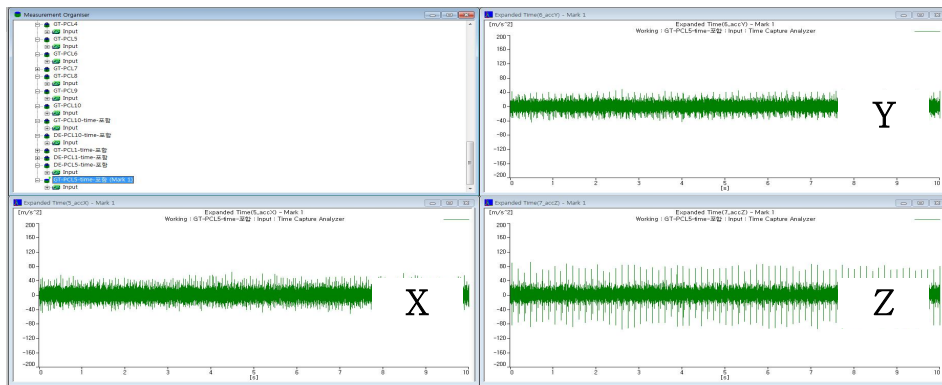


(c) PCL 1

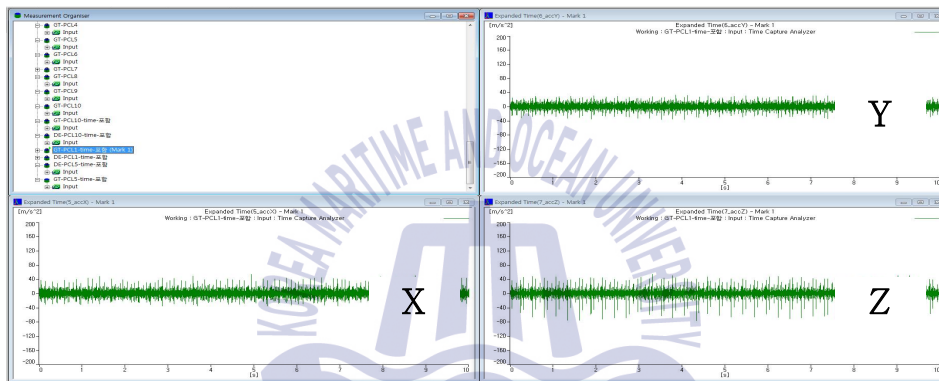
Fig. 3.50 Vibration acceleration of solenoid valve at PCL 10, 5, 1, D/E running only



(a) PCL 10



(b) PCL 5



(c) PCL 1

Fig. 3.51 Vibration acceleration of solenoid valve at PCL 10, 5, 1, D/E+G/T running

3.2.2.5.3 진동계측 결과 분석

클러치 제어밸브인 솔레노이드 밸브의 진동에 대한 정확한 기준이 없어, 선체구조 부재의 피로내구성에 대한 기준인 선체 국부진동 기준으로 진동수준을 비교, 평가하였으며, 그 결과는 아래와 같다.

- 진동 시험결과 솔레노이드 밸브의 진동레벨을 파악할 수 있었으며, 주파수분석 결과, 개스터빈 동시운전 모드 PCL 1을 제외한 모든조건에서 대체적으로 진동은 양호한 것으로 파악되었다.

PCL 1의 Y방향 7.5Hz 진동성분이 함정설계 건조기준을 일부 초과하나 ABS 기준은 만족하였다.

- 각 방향 진동 Time 데이터 확인결과, 개스터빈 동시운전 모드에서 디젤엔진

폭발력에 의한 충격성 진동이 솔레노이드밸브로 전달됨을 알 수 있었다.

- 솔레노이드밸브 부착위치에서의 선체진동으로 인한 솔레노이드밸브의 오작동 유발과 축분리상태에서의 고압오일 누설 등은 없는 것으로 판단되었다.⁵⁾



3.3 클러치 손상 원인분석

3.3.1 허브, 축경 틈새 오일누설 원인분석

클러치 입력축은 양단이 2개의 플레인베어링으로 지지되며, 클러치와 출력단 지지베어링 사이에는 클러치에 고압 제어용 오일, 저압 클러치 마찰판 윤활 및 냉각용 오일을 공급 및 분배하는 역할을 하는 오일머프베어링과 오일공급 통로역할을 하는 조립축 내부에 클러치 오일스프레이바아가 설치되어 있다.⁵⁾

또한, 축 내부에는 클러치 실린더에 제어오일을 공급하기 위한 오일구멍과 클러치 마찰면으로 냉각 및 윤활용 오일을 공급하기 위한 구멍이 설치되어 있다.

클러치축 및 클러치의 입력단과 출력단 양단은 소형 플레인형베어링에 의해 지지되며, 출력단 클러치축 지지베어링은 기어케이싱에 위치가 고정되고, 오일머프베어링은 180° 양단의 2개의 편에 의해 감속기 하우징에 위치가 고정, 상하방향 각변위 운동이 가능한데 비해, 출력단 축은 자유롭게 좌우로 이동이 가능하게 되어 있으며, 입,출력단 방향으로 구속이 없도록 설치되어 있다.⁵⁾

클러치축이 크랙발생 및 축 꺾임이 발생되어 휘둘림이 발생되면, 출력단 축은 휘둘림 경사에 의해 축이 입력단측으로 이동이 발생되게 되며, 이에따라 오일머프베어링의 오일공급단과 축 내부에 설치된 오일 구멍의 상대위치가 크게 변동하게 되면 오일공급량의 변동 가능성이 있다.⁵⁾

오일머프베어링의 기능은 출력단측의 축경에 조립되어 제어오일과 냉각오일을 회전하는 클러치에 공급하는 목적으로 설치되었으며, 베어링과 축과의 틈새는 축 회전 시 오일 유막이 형성됨으로써, 오일이 틈새로 누설되지 않고, 축내부 오일 구멍을 통하여 클러치 실린더로는 제어용 고압오일을, 클러치 내,외부 마찰판 사이로는 윤활 및 냉각용 저압 오일을 공급하는 역할을 한다.⁵⁾

축은 크랙 및 변형 발생전 정상상태의 오일공급 경로를 유지하고 있었으며, 오일머프베어링도 정위치를 유지하여 오일머프 베어링의 오일공급단과 클러치축 내부의 오일 구멍위치는 일치하고, 축은 360° 균일하게 하중을 받고 있음을 알 수 있다.⁵⁾

따라서, 축은 클러치 연결 시에도 클러치축 단차부와 클러치 출력단 실린더 후부와 오일머프베어링 사이의 클러치 고정용 너트에 의해 균일한 하중으로 인장을 받고 상,하면에 굽힘이 없음을 알 수 있다.

Fig. 3.52에는 축 단면 및 내부 오일구멍 위치와 크기 등을 나타내었으며, Fig. 3.53에는 클러치조립부 축 단면 및 크랙이 초기에 발생된 키 위치부를 나타내고 있다.⁵⁾

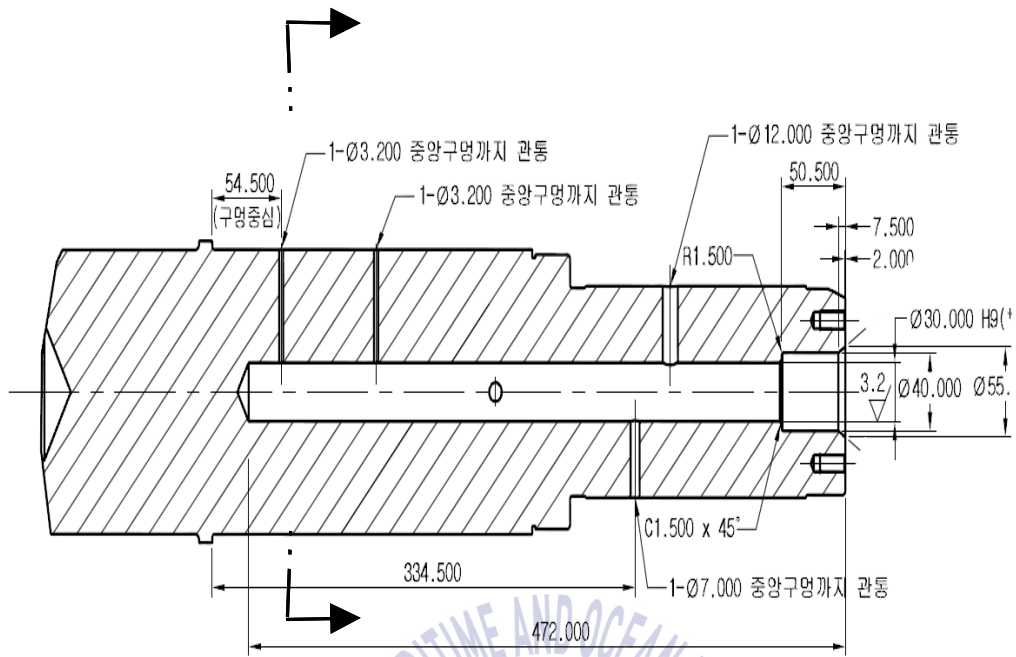


Fig. 3.52 Oil holes of clutch control and cooling⁵⁾

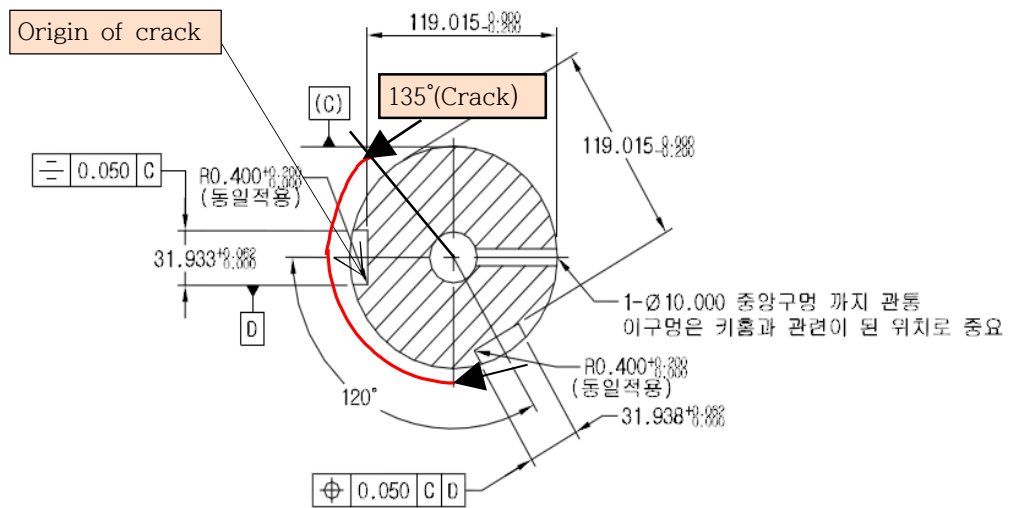


Fig. 3.53 Section of clutch shaft⁵⁾

클러치 허브와 클러치축 직경 측정, 오일머프베어링 내경 측정과 입,출력단 베어링 변형 등에 따른 오일 누설 상관관계를 조사, 평가한 결과는 **Table 3.10**에 나타내었다.⁵⁾

Table 3.10 Measurement and evaluation of clutch hub, clutch shaft⁵⁾

Test item	Criteria of specification	Results of measurements	Deviation	Results of evaluation
Diameter of clutch hub	$\Phi 130 \begin{matrix} +0.04 \\ -0.0 \\ (H7) \end{matrix}$	$\Phi 130.010 \sim \Phi 130.11$ (input side)	-Fretting parts was Oversized +0.106mm -Occurrence of fretting -Roughness of surface exceed criteria (Ra 0.8)	-Deformation of hub dia. max.+0.106mm -Vibration in cracked shaft made fretting with sliding in the fitting, enlarged hub diameter -Oil leakage through input side gap between hub and shaft
		$\Phi 130.004 \sim \Phi 130.004$ (output side)	Within the tolerance	-No fretting in output side met criteria
Shaft diameter	$\Phi 130.04 \begin{matrix} +0.0 \\ -0.025 \\ (h6) \end{matrix}$	$\Phi 130.10 \sim \Phi 130.10$ (cracked parts)	-Cracked parts Oversized +0.006~0.085 -Occurrence of crack and penetration (280 mm)	-Hard to precise dimension due to crack -Decrease shaft strength and increase shaft bending

Test item	Criteria of specification	Results of measurements	Deviation	Results of evaluation
			-Roughness of surface exceed criteria(Ra 0.8)	-Occurrence of shaft whirl rotation, One sided wear of support bearing
		Φ130.06 (45° Crack parts)	-Over sized +0.02~ 0.085mm	-Control oil and cooling oil leakage through crack, insufficient cooling & slip, warming up friction plates temperature & sticking
	Φ130.04 +0.0 -0.025 (h6)	Φ130.02~Φ130.05 (fretting parts)	-Roughness of surface exceed criteria(Ra 0.8) -Occurrence of fretting	-Hard to precise dimension due to crack
Oilmuff bearing diameter	107.772 +0.022 -0.0 (107.772~107.794)	Φ107.69~ Φ107.74	Within the tolerance(H6)	No leakage between oilmuff bearing and shaft
clutch shaft diameter on oilmuff bearing	107.772 +0.0 -0.016 (107.756~107.772)	Φ107.66	Within the tolerance	No leakage between oilmuff bearing and shaft
Coincidence of oil holes on oilmuff bearing and shaft	Clearance of oil hole passage gap : 0.0mm	0.02 mm Gap	Within the tolerance	No influence

Test item	Criteria of specification	Results of measurements	Deviation	Results of evaluation
Input side bearing of clutch shaft	-	-Lower bearing : one side wear of output side bearing, marks of partial load -Upper bearing : one side wear of output side bearing, marks of partial load and scratch	One side wear of output side bearing, fretting of bearing split parts were evidence of whirl	-Occurrence of Whirl
Output side bearing of clutch shaft	-	-One side wear of output side bearing, marks of partial load	Evidence of whirl	-Occurrence of Whirl
Outputside collar of input bearing clutch shaft	-	Circular contact marks to pinion gear flange	Evidence of whirl	-Occurrence of Whirl
Dents on clutch shaft on sealing face	-	2-Row scratch, circular dent (width 1~2mm, depth 0.5 mm)	Evidence of whirl	-Occurrence of Whirl
Circular contact dent marks on thrust plate	-	12mm length dent in 120° circular range	Shaft bending	-Occurrence of Whirl
Crack	-	280mm crack	Shaft bending	-Crevice of oil leakage

클러치 손상관련 객관성을 검증하기 위하여 클러치제작사 매뉴얼상의 클러치 슬립 원인 및 조치방안 권고사항과 선박 손상 원인분석과의 상관관계를 검토한 결과는 다음과 같다.⁵⁾

클러치 제작사(Ortlinghaus-Werke GmbH) 매뉴얼에도 클러치축과 클러치 허브의 끼워맞춤 치수(H7/h6)보다 커서는 안되며, 벗어날 경우 클러치 냉각 및 윤활 오일이 누설된다고 명시되어 있다.⁵⁾

Technical product information NO. 560EN, Series 0021 ⁵⁾¹⁷⁾ - Initial mounting • Check first of all the position of the keyway, oil inlet bore and cooling oil bores on the shaft.(One or more annular slots are provided in the bore of the hub for the cooling oil.) • Important : The fit beteen shaft and bore may not be greater than h6/H7 since otherwise oil leaks are possible.

※ h6/H7(헐거운끼워맞춤) : 자유롭게 조립하고 분해하는 고정부품의 위치 선정에 알맞은 끼워맞춤(locational clearance), KSB 0401⁵⁾

윤활 및 냉각오일은 예비펌프(standby pump)에서 정상적으로 압력과 유량을 공급하였고, 오일이 공급단의 말단부에서 누설됨에 따라 운용자는 현상파악 및 대처가 불가하였다.⁵⁾ 클러치계통 저압경보도 발생되지 않아 운용자는 클러치 온도 상승에 대한 인지가 불가하였다.⁵⁾

클러치축의 크랙이 진행됨에 따라 클러치 체결 시 인장하중, 클러치축 및 클러치의 자중 및 원심력 등에 따라 쉘사프 축이 키이부 크랙 발생부가 인장을 받고, 반대편이 압축을 받아 클러치축이 클러치 조립단차 부분에서 꺾임이 발생되었으며, 클러치축 축의 휘둘림이 발생되었다.⁵⁾

휘둘림이 발생된 현상은 클러치축 입력단 쉘 접촉부의 원주표면 마찰, 접촉으로 파임, 찌힘, 굽힘 등의 현상으로 파악이 가능하다.⁵⁾

클러치 제작사(Ortlinghaus-Werke GmbH) 매뉴얼¹⁷⁾에도 클러치 슬립의 원인 및 조치 관련 사항들이 아래 **Table 3.11**과 같이 명시되어 있으며, 고착이 발생한 선박의 클러치 손상 적용, 분석 결과는 다음과 같다.⁵⁾

Table 3.11 Reason and remedy of clutch slip⁵⁾

Manual of clutch manufacturer ¹⁷⁾		Results of analysis
Reason	Remedy	
Oil pressure too low	Normal operating pressure (above 25bar)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Occurrence of 2~7.5bar low pressure ▪ pressure drop to 2bar at “clutch engage “ order
Fault of hydraulic system (pollution, leakage, etc)	Repair of hydraulic system	<p>2nd Damage of hydraulic system due to clutch shaft mechanical crack</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Control oil, cooling and lubrication oil leakage through hub and clutch shaft ▪ Control oil, cooling and lubrication oil leakage through crevice of shaft crack
Wear of friction plates (reach max. air gap)	Request technical service to clutch manufacturer	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Slip wear of control oil pressure low ▪ Leakage and heat generation of cooling and lube oil ▪ Not reached max. air gap (12mm) of mechanical damage -Actual air gap : 0.71mm
Mechanical damage	Request technical service to clutch manufacturer	<ul style="list-style-type: none"> ▪ One cause of sticking was cracked damage of clutch shaft ▪ Hard to move axially due to friction between hub spline and inner friction plates including heating and expansion

고압계통의 클러치 제어오일 압력이 저하되고, 누설됨에 따라 28bar에서 정상운용 압력(25bar) 이하의 저압경보 수준(20bar)이하까지 저하되어, 저압경보(20bar 이하)가 발생되었으나, 주기, 보기계통의 다양한 장비와 시스템의 동시 다발적인 경보발생 등으로 인해 운용 시 간과되었을 것으로 판단되며, 솔레노이드 밸브와 클러치 실린더 사이에 압력전송계기가 없을 뿐 아니라, 장비내의 클러치에서 누설되었기 때문에 운용자의 누설 인지는 극히 어려웠다.⁵⁾

감속기어구동펌프에서 25bar이상의 펌프토출압을 정상적으로 공급하는 상태에서 2차필터의 막힘으로 인한 저압발생 시는 클러치가 분리(disengage)된 상태이기 때문에 저압경보가 발생되지 않고, 클러치가 체결(engage)된 상태에서는 저압경보가 발생하도록 시스템이 설계되어 있다.

저압계통의 윤활/냉각 오일이 누설됨에도 경보가 없었던 것은 저압오일 압력 센서가 펌프 출력측 근처에 설치되어 있고, 오일누설은 마지막 공급단에서 누설되어 경보 미발생 및 운용자 누설인지가 불가하였다.¹⁵⁾



3.3.2 클러치 조립축의 휘돌림(Whirl) 거동 분석

Fig. 3.54에는 클러치가 조립되는 부위의 축의 크랙을, Fig. 3.55에는 조립축 크랙 발생 시의 휘돌림 거동을 분석한 내용을 각각 도시하였다. 클러치 조립체의 추력관 외경 120° 원주 범위에는 클러치 하우징 내부의 외부 마찰판 이동용 가이드 홈인 “V” 자형 돌출부에 의한 12mm 길이의 찍힘 흔적이 발생되었고, 이는 고압의 실린더압력에 의해 12mm 피스톤 스트로크로 클러치 내,외부 마찰판이 압축된 클러치 연결상태에서 축의 굽힘이 발생되었음을 알 수 있다.¹⁵⁾



Fig. 3.54 Penetration test of clutch shaft

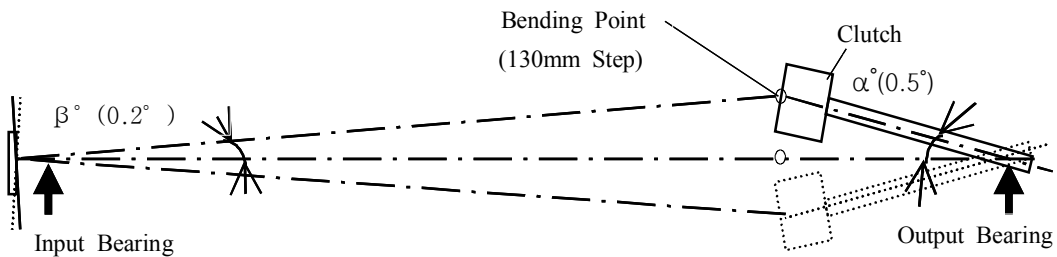


Fig. 3.55 clutch shaft bending and whirling by crack¹⁾

Fig. 3.11 및 Fig. 3.56에 나타난 찍힘흔적은 클러치 연결명령 시 고압오일 압력에 의한 피스톤 인장하중으로 입력축 클러치 조립부에서 굽힘이 발생되어, 회전중 충격이 발생되었다.⁵⁾ 찍힘 흔적을 통해 축은 입력단 베어링 중심 지지점을 중심으로

휘둘림(whirl) 회전되었음을 알 수 있고, 축 꺾임각도를 계산할 수 있다.¹⁾

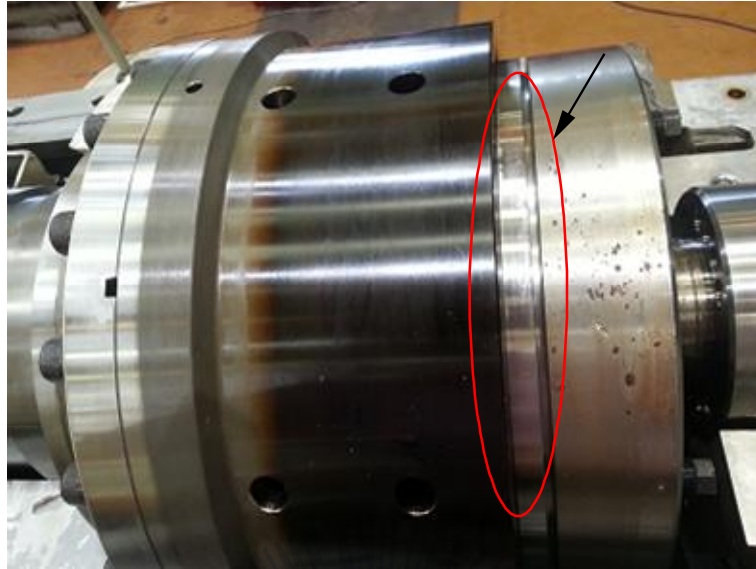


Fig. 3.56 Contact marks on thrust disk by shaft bending¹⁵⁾

Fig. 3.55에 나타난 바와 같이 축은 출력단측에서 약 0.5° , 입력단 측에서 약 0.2° 꺾임상태에서 휘둘림 회전되었고, 출력단측 축은 수평 좌측방향으로 0.02mm 이동하였다.¹⁾

3.3.3 냉각 및 제어오일 누설 원인분석

클러치 마찰판의 윤활 및 냉각을 위한 2bar 이상의 저압오일은 오일머프베어링과 조립축 출력단측 중공축 내부의 클러치 오일스프레이바아(bar)를 경유하여 클러치 허브로 방사상으로 배열된 오일통로를 통하여 마찰판으로 공급된다.¹⁾

클러치 마찰판을 압축시키기 위한 25bar 이상의 고압 제어오일은 오일머프베어링과 조립축 내부의 중공축에 설치된 오일구멍 및 오일스프레이바아를 통해 클러치 실린더로 Fig. 3.57과 같이 공급된다.¹⁾

저압의 2bar 윤활 및 냉각오일은 크랙 및 휘둘림 진동 등으로 클러치 허브와 조립된 축 부위에서 Fig. 3.8과 같이 클러치 허브 보어표면에 프렛팅이 발생됨에 따라 보어직경이 0.1mm 확장 및 조립부에 틈새가 발생되면서, 틈새로 클러치 윤활 및 냉각오일이 누설되었으며, 누설량이 미소하여 클러치 마찰판 고착의 결정적인 영향을 발생시키지는 않았다.¹⁵⁾

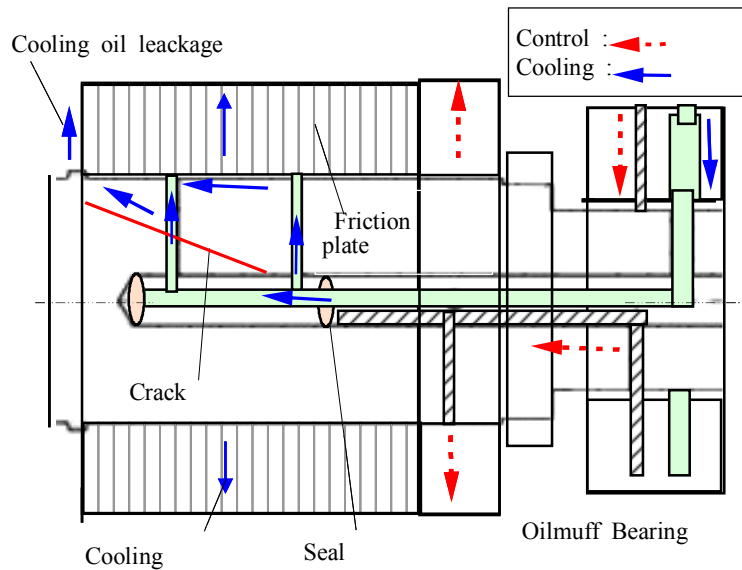


Fig. 3.57 Initial stage leakage of cooling, lubricating and clutch control oil¹⁾

이때, 클러치 제어용 고압 오일계통은 손상이 미발생된 상태로 고압오일은 정상적으로 공급되었다.⁵⁾ 이후, 크랙 확대에 따른 조립축의 크랙이 축 표면에서 중공축 내부로 관통함에 따라, 오일스프레이바아 내부의 저압오일이 크랙부를 따라 입력단측 클러치축으로 누설되었으나, 클러치 보어(bore)에 의한 구속으로 크랙부 틈새가 커지 않고, 펌프 공급량(288 LPM)이 풍부한데 비해 상대적으로 압력(2bar)은 낮아 윤활 및 냉각오일은 다량으로 누설되지 않았던 것으로 판단된다.¹⁾

오일머프베어링을 통해 공급된 저압(적색 화살표, 실선 도시)의 클러치 마찰판 윤활 및 냉각 오일은 꺾임이 발생한 인장부의 크랙부를 통하여 누설되고, 클러치 허브내경과 축표면의 상대운동으로 생긴 표면 프렛팅으로 인한 갭을 통해 냉각 및 윤활오일이 클러치 마찰판으로 공급되지 않고, 일부는 누설되어 섀프트로 회수되는 것으로 나타났다.⁵⁾

저압오일은 공급단 최종 끝단에서 누설되어 운용자에게 경보가 발생되거나 인지를 할 수 있는 방법이 없어 운용자는 누설여부를 알 수가 없었다.⁵⁾

클러치 마찰판은 윤활 및 냉각 오일 누설로 인한 오일공급 부족으로 발열이 발생되고, 냉각유량이 부족하여 마찰판의 온도상승을 일으킬 수 있다.⁵⁾

감속기어 구동펌프에서 공급되는 고압오일은 엔진운전 시 항상 공급되며, 오일머프 베어링을 통하여 공급된 고압오일(적색 화살표, 점선 도시)은 축의 크랙 및 꺾임에 따라 신장부(伸張部)에서 크랙 틈새로 고압 오일이 누설됨으로써, 저압이 형성되어 운용자 운용 자료와 같이 28bar에서 2bar로 비정상 저압현상이 발생한 원인이다.⁵⁾

Fig. 3.58에는 조립축에 크랙이 전면적으로 진행된 상태의 축격임이 최대로 발생된 상태를 도시하였으며, 축격임으로 인해 클러치 출력단축의 축이 입력단축으로 최대로 이동한 상태로 인하여 오일머프베어링의 고압오일 공급단과 축내부의 고압오일 구멍위치의 미세한 이동, 저압오일 공급단과 축 내부의 저압 오일구멍 위치의 이동으로 인한 미세한 불일치 상태 등 축의 변형상태를 나타내었다.¹⁵⁾

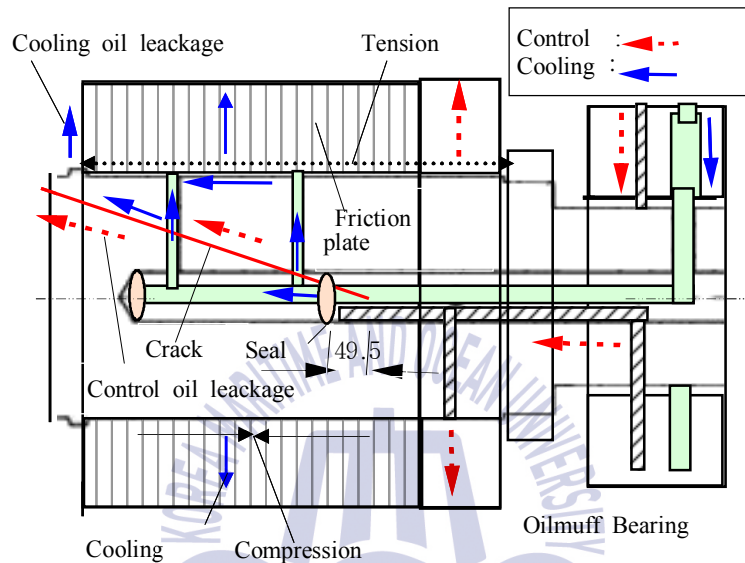


Fig. 3.58 Extended stage leakage of cooling, lubricating and clutch control oil¹⁾

크랙 범위가 확대되어 입력단축으로 클러치 외부표면과 출력단축으로 오일 스프레이바아의 고압 오일씰 설치부 내부까지 관통이 되어, 조립축은 입력단 클러치부의 단차부를 변곡점으로 조립축 크랙부에서 약 0.5°의 꺾임이 발생되고, 꺾임상태로 휘둘림이 된다.¹⁾

또한, 저압오일과 고압오일의 오일 통로를 밀폐하는 씰이 절손되어, 펌프 공급 유량(15.9 LPM)이 적은데 비해 고압(25bar 이상)인 제어오일이 씰과 크랙면을 따라 입력단축 클러치 외부의 대단부 직경 크랙 틈새(crevice)로 누출이 되었다.¹⁾

이때 축은 클러치 연결명령 시의 고압 실린더 하중에 의해 크랙부에서 축의 원주 상 불균일 신장하중에 의해 축의 꺾임이 발생되어, 크랙부는 인장력을 받고 180° 반대편에는 압축하중을 받게 된다.⁵⁾

Fig. 3.58는 클러치축의 크랙이 성장한 상태에서 클러치 체결명령 시 축의 꺾임 발생 및 굽힘상태에서 축이 회전할때의 클러치 제어용 고압오일 및 냉각/윤활용 저압오일 누설경로를 나타내었다. 이때의 축의 크랙부 변곡점, 입,출력단 축 중심선 각도 등 회전거동은 Fig. 3.55에 나타내었다.

오일머프베어링을 통해 공급된 저압(청색 화살표, 실선 도시)의 클러치 마찰판 윤활 및 냉각오일은 굽힘이 발생한 인장부의 크랙부를 통하여 다량으로 누설되고, 클러치 허브내경과 축표면의 상대운동에 기인한 표면 프렛팅으로 인해 틈새를 통해 냉각 및 윤활오일이 클러치 마찰판으로 공급되지 않고 일부는 누설되어 섴프로 회수되는 것을 나타내었다.⁵⁾

저압의 냉각오일은 공급단 최종 끝단에서 누설되어 운용자에게 경보가 발생되거나 인지를 할 수 있는 방법이 없어 운용자는 누설여부를 알 수가 없고, 오일머프베어링의 공급단과 축 내부의 오일구멍 불일치가 심하여 경우에 따라서는 오일머프베어링에서 오일 공급이 불가할 수도 있으나, 계산결과 꺾임 각도가 적어 실제로 오일머프 베어링에서의 누설은 적었다고 판단된다.⁵⁾

이때, 클러치 마찰판은 윤활 및 냉각오일 누설로 인한 오일공급 부족으로 발열이 발생, 냉각이 부족한 상태에서 고압오일 누설로 인한 실린더 압력과 하중저하로 내, 외부 클러치판 사이에는 슬립이 발생하여 발열량이 급격히 증가, 마찰판의 국부적인 열점(hot spots)형성 및 늘어붙음을 일으킬 수 있다.

감속기어 구동펌프에서 공급되는 고압오일은 엔진운전 시 항상 공급되며, 오일머프베어링을 통하여 공급된 고압오일(적색 화살표, 점선 도시)은 축의 크랙 및 굽힘에 따라 신장부에서 크랙 틈새로 내부에서 외부로 고압오일이 다량으로 누설되어 저압이 발생, 저압으로 마찰판 사이에서 미끄럼이 발생됨에 따라 슬립을 일으키게 되며, 발열량이 증가하게 된다.⁵⁾

즉, 운용자 운용기록 자료의 2bar의 저압이 발생되거나, 클러치 연결 시 고압오일이 28bar에서 순간적으로 2bar로 저하되는 현상 등이 발생하게 된다.⁵⁾

이 경우, 클러치 연결상태에서는 클러치 실린더에서 저압으로 인해 클러치 마찰판에 슬립이 발생되어, 클러치 마찰판 고착이나 소손이 급격하게 발생하게 된다.⁵⁾

특히, 클러치 연결명령 시는 고압오일이 Fig. 3.58, Fig. 3.59에 나타난 바와 같이 크랙부의 확장된 개구부로 다량으로 누설, 클러치 마찰판을 미는 힘이 감소되어 클러치 내,외판 사이에 급격하게 슬립을 일으키게 된다.¹⁾ 실린더 고압오일 누설로 오일압력이 감소되면서 클러치 마찰판과 안내판 사이의 슬립 발생(정상 압력/압축하중 : 25bar 이상/95,000kN 이상, 누설 압력/압축하중 : 2~7.5bar/압축하중 7,500~28,000kN)으로 마찰판의 발열을 일으키게 되면서 마모 및 고착을 발생시켰다.¹⁵⁾ 클러치 연결 시는 110,000kN의 인장하중에 따른 굽힘으로 클러치축이 변형되면서 휘둘림하게 되며, 크랙부의 개구부가 확대됨에 따라 고압 오일이 크랙부로 누설되고, 윤활 및 냉각오일도 동시에 누설되어 마찰판과 디스크의 온도가 급격하게 상승하게 된다.¹⁵⁾

클러치 연결 및 분리시 마찰판간 속도차이로 미끄럼이 발생된다. 열은 에너지의 형태로 보존되고, 어떤 시스템에서 발열량과 발산량의 불균형은 시스템내에 열이 저장된다고 볼 수 있고,

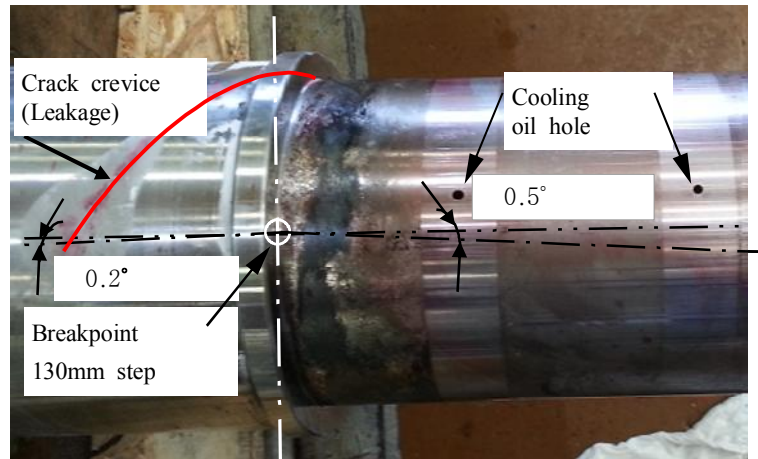


Fig. 3.59 Massive oil leakage via cracked crevice, shaft bending under clutch engage order¹⁵⁾⁶⁾

재료내에 저장된 열은 내부에너지를 증가시키고 온도를 상승시킨다.¹⁸⁾

마찰클러치나 브레이크의 마찰면에서 국부적인 고온, 고압의 형성은 일반적인 문제이며, 이는 핫스팟(hot spots)이라고 알려져 있고, 핫스팟은 마찰판의 스틸판 표면에 형성된다.¹⁹⁾

습식 클러치 체결 시 발생하는 마찰열은 상대회전 속도와 토크 및 체결시간에 비례하고, 마찰열에 의해 마찰재의 표면바리나 열점(hot spot)현상이 발생한다.⁵⁾⁶⁾¹²⁾

압력누설로 인한 제어압력의 저압형성과 슬립으로, 클러치 마찰판과 디스크의 상대 접촉속도가 증가함에 따라 열부하가 가혹하게 되거나, 냉각이 부족한 환경에서 클러치가 체결될 경우, 열마찰로 인해 상대 마찰판에 국부적인 늘어붙임이 발생하는 열점(hot spot)이 형성된다.⁵⁾⁶⁾²⁰⁾

열점(hot spot)으로 인한 마찰계수 저하, 마찰재 손상, 체결성능 저하 등의 문제는 결과적으로 변속기 부품의 신뢰성, 내구성, 성능향상에 직접적인 영향을 미치며, 이러한 문제를 해결하기 위해서는 클러치 체결 시 발생하는 열원의 원활한 방출이 요구된다.²⁰⁾

유압식 다판 마찰 클러치는 크랙부와 클러치 보어의 틈새로 냉각오일 누설로 인한 온도상승과 고압 제어오일의 크랙부 누설로 인한 저압형성과 슬립으로 열부하가 증가하는 현상이 중첩되어 열점(hot spot)형성 및 국부적으로 늘어붙임이 발생되어 고착이 되었다.⁵⁾⁶⁾

또한, 축의 0.5° 굽힘 발생 시 출력단축 축은 입력단축으로 0.02mm 이동하게 되고, 이에 따라 축 오일통로와 오일머프베어링 오일통로 홈(groove) 위치가 0.02mm 불일치가 발생되나, 이동량이 미소하여 오일 공급구멍의 막힘이나 배압형성은 없었다.¹⁾

오일머프 베어링은 베어링 측면 양단이 핀으로 지지되어 축 굽힘 발생 시 경사각 흡수가 가능한 형식이다.¹⁾

3.3.4 크랙 확장 또는 운전시간 증가 시의 손상거동 분석

클러치 고착 관련 과거 동형선박의 동일모델에 대한 클러치 손상사례에 대한 품질 정보 수집 결과, 클러치 고착(固着) 및 클러치 조립축 파단사례도 있음을 확인하였다.

클러치 조립부 축의 크랙은 축 꺾임에 따른 휘돌림(Whirl) 회전거동을 유발하고, 계속 운전 시 크랙진행 및 확장에 따라 휘돌림 각도가 커지다가 컵 앤 콘(cup and cone)의 형상으로 어느 순간 축이 파단(破斷)될 것으로 예상된다.

Fig. 3.5에 나타난 고착 클러치축 및 베어링류의 손상부위는 손상 확대 시 휘돌림 회전각도 증가 및 진동 증가에 따라 클러치축 입력단 베어링 스플릿 부위의 프렛팅이 심해지고, 상하부 베어링 고정용 베어링 카바 지지볼트가 피로파괴로 절단되며, 클러치 조립부에서 축이 절단됨에 따라 클러치축 길이가 늘어나면서 고압 펌프구동기어가 우측 출력단으로 밀려, 기어 우측면과 감속기어 케이싱이 접촉되어 마찰열로 기어와 감속기어 측면의 케이싱이 손상되는 거동을 나타낼 것으로 예상된다.

Fig. 3.60에는 클러치 소착 및 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장사례로서, 감속기어의 입력축 베어링지지 볼트 절단 및 베어링 하우스 표면의 프렛팅 사진을 나타내었다.

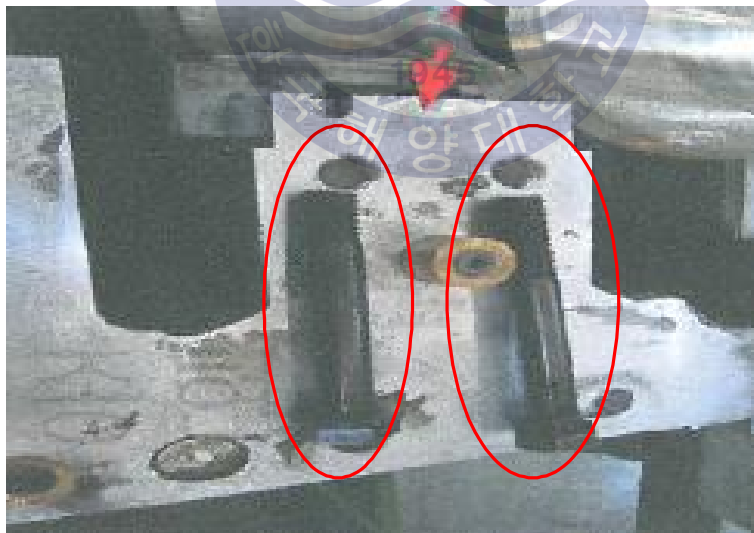


Fig. 3.60 Fracture of clutch input shaft bearing bolts by extended crack

Fig. 3.61, Fig. 3.62에는 클러치 소착 및 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장 사례로서, 감속기어의 입력축 및 출력축 베어링 표면의 베어링 메탈 소손, 박리 손상 사진을 나타내었다.



Fig. 3.61 Damage of clutch input shaft bearing surface by extended crack



Fig. 3.62 Damage of clutch output shaft bearing surface by extended crack

Fig. 3.63, Fig. 3.64에는 클러치 소착 및 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장 사례로서, 감속기어의 기어구동펌프 축과 킨축 구동기어의 입력축 절손으로 인한 기어손상 사진을 나타내었다.



Fig. 3.63 Damage of power take off driven gear pump by extended crack



Fig. 3.64 Damage of power take off driving gear pump by extended crack

Fig. 3.65에는 클러치 소착 및 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장사례로서, 감속기어의 입력축 절손으로 인한 구동기어 측면이 출력축으로 밀려 감속기어 케이싱 카바와 회전, 접촉되어 발열로 인한 변색, 열화된 손상사진을 나타내었다.



Fig. 3.65 Damage of power take off driving gear side by extended crack

Fig. 3.66에는 감속기어의 입력축 절손으로 인한 구동기어 측면이 출력축으로 밀려 감속기어 케이싱 카바와 회전, 접촉되면서 발열로 인해 기어 케이싱 카바의 열화와 출력축방향으로 돌출되어 소성변형이 발생된 사진을 나타내었다.



Fig. 3.66 Damage of reduction gear casing cover by extended crack

Fig. 3.67에는 감속기어 출력축단의 감속기어 입력축과 펌프 구동용기어와 감속기어 케이싱 간의 정상간극(10mm) 유지상태를 나타내었고, Fig. 3.68에는 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장사례로서, 감속기어의 입력축 절손으로 인해 구동기어 측면이 출력축으로 밀려 감속기어 케이싱 카바와 간극이 없이 들출된 상태를 나타내었다.

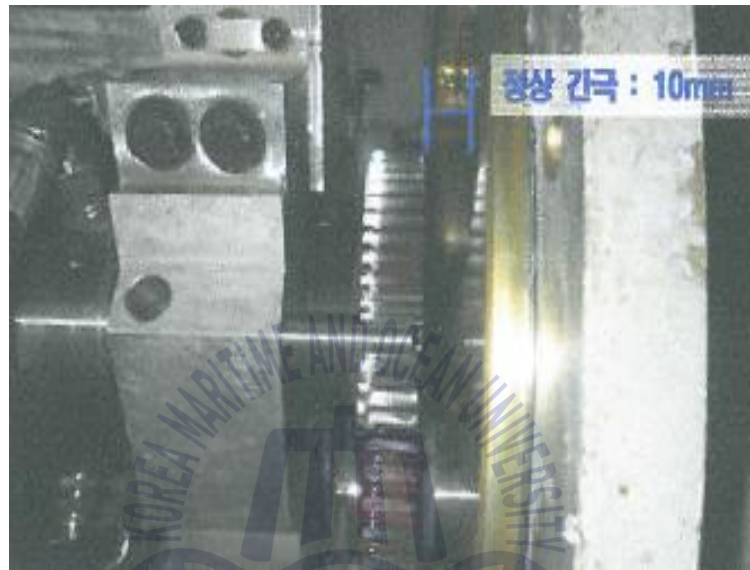


Fig. 3.67 Normal gap(10mm) of power take off gear and reduction gear casing

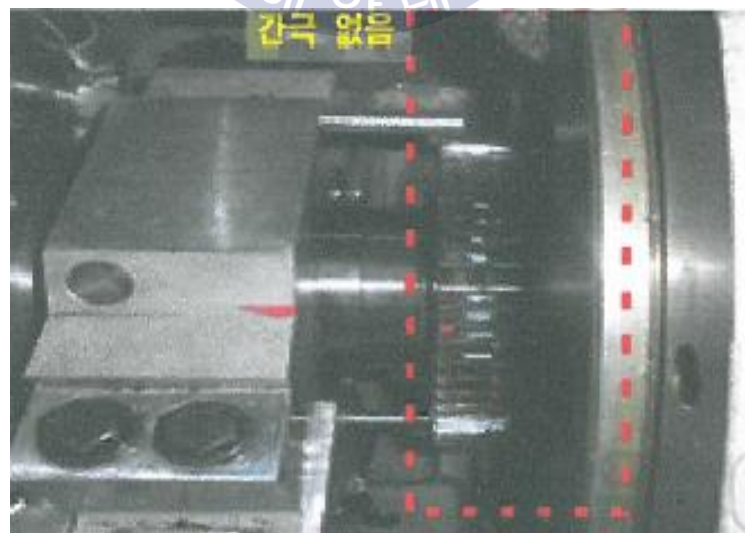


Fig. 3.68 Damaged contact of power take off gear and reduction gear casing by extended crack

Fig. 3.69에는 클러치 소착(燒着) 및 조립축 절손(絶損)이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장

사례로서, 감속기어의 입력축 절손으로 인한 구동기어 측면이 출력축으로 밀리면서 감속기어 케이싱 카바와 회전, 접촉되면서 발열로 인한 변색, 열화된 손상사진을 나타내었다.



Fig. 3.69 Burned damage of clutch assembly by extended crack

Fig. 3.70에는 크랙확장 시의 마찰재의 소손 및 박리 사진을 나타내었다.



Fig. 3.70 Friction material burning and exfoliation of outer plate(friction plate) by extended crack

Fig. 3.71에는 크랙확장 시의 마찰재의 소손 및 박리 상세사진을 나타내었다.



Fig. 3.71 Friction material burning and exfoliation detail of outer plate(friction plate) by extended crack

Fig. 3.72에는 클러치 소착(燒着) 및 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장사례로서, 감속기어의 입력축 크랙 확장 및 절손사진을 나타내었다.

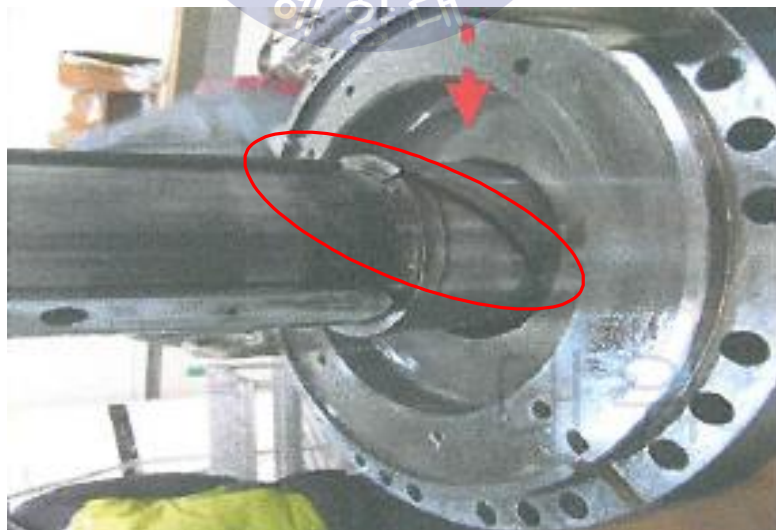


Fig. 3.72 Fracture of clutch shaft by extended crack

Fig. 3.73에는 클러치 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장사례로서, 입력단축

클러치 입력축은 컵 앤 콘(cup and cone)의 형태로 고주기 피로파괴에 의해 절단되었으며, 그때의 출력단축 축과 클러치허브는 Fig. 3.74에 나타내었다.



Fig. 3.73 Cone type fracture of clutch shaft by extended crack



Fig. 3.74 Cup type fracture of clutch shaft by extended crack

Fig. 3.75에는 클러치 조립축 절손이 발생되었던 동형선박의 크랙 확장 사례로서, 클러치축 크랙 및 휘둘림 운전 시 축의 고정점 역할을 하는 감속기어의 입력축 상, 하부 스플릿 베어링면의 베어링메탈 소손 및 박리(剝離) 손상사진을 나타내었다.

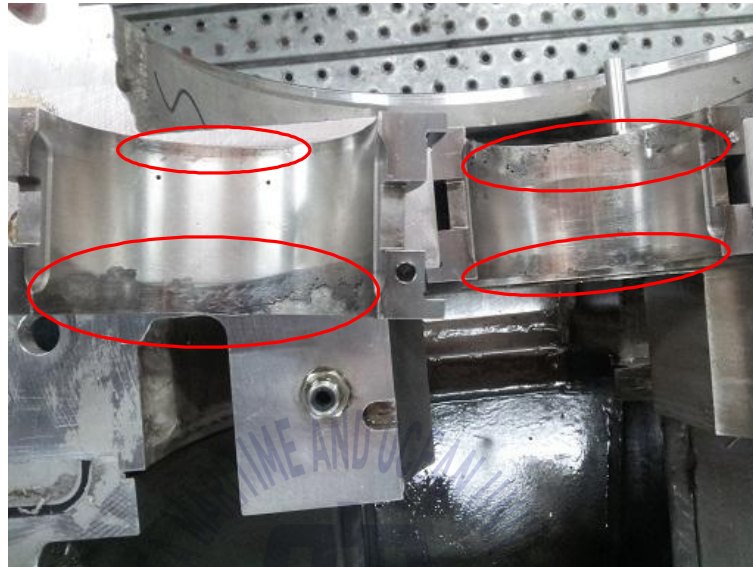


Fig. 3.75 Damage of input shaft upper & lower bearing surface by extended crack

또한, 고착 클러치부위는 클러치 중앙부 마찰판이 급속한 마멸 및 고착상태를 나타내었고, 양 끝단측 마찰판은 마멸이 거의 발생하지 않았다.

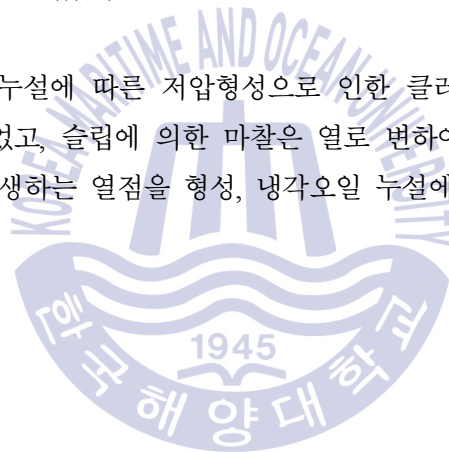
손상이 확대됨에 따라 마찰판에서의 발열량 및 온도상승으로 클러치 중앙부 마찰판이 먼저 고착, 소손이 발생되고, 양끝단의 마찰판까지 소손되어 최종적으로 클러치 마찰판 전체가 소손되는 거동을 나타낼 것으로 예상된다.

고착이 발생된 선박의 경우에는 상대적으로 초기단계에서 고착징후를 일찍 파악함으로써, 축 표면의 미세한 크랙이 클러치 연결 및 운전 시에는 축이 꺾임상태로 회전 거동을 나타내다가 감속기어를 분해하더라도 꺾임각도가 미세하여 육안확인이 곤란하여 원인분석이 곤란하였으나, 고착 원인분석으로 크랙 초기거동 및 크랙 확대 시의 거동을 파악할 수 있었다.

3.4 시험 및 원인분석 결과 고찰

클러치 고착 원인분석을 위한 클러치시스템, 펌프 등에 대한 시험과 막힘, 누설시험 등을 통한 시험 및 분석 고찰결과는 다음과 같다.

- 냉각 오일은 허브와 축경 틈새로 클러치축 크랙 및 진동에 의한 틈새에서의 미끄럼발생으로 인한 프렛팅에 의한 허브 직경 0.1mm 확장으로 인한 틈새로 오일이 누설되었다.
- 냉각오일은 크랙 확장에 따라 쉘축 내부의 오일 유동 경로에서 크랙부로도 누설되었다.
- 제어오일은 크랙확장에 따라 쉘축 내부의 오일 유동경로에서 크랙부로 누설되었으며, 쉘축은 크랙부에서 클러치 체결에 따른 11,000kN의 하중에 의해 축에 0.5°의 꺾임이 발생되었고 꺾임에 의해 휘둘림 운전되었다.¹⁾
- 클러치는 제어오일의 누설에 따른 저압형성으로 인한 클러치 마찰판 압축하중 감소로 마찰판에서 슬립이 발생되었고, 슬립에 의한 마찰은 열로 변하여 마찰판에 국부적으로 고온이 발생되어 늘어붙음이 발생하는 열점을 형성, 냉각오일 누설에 따른 냉각 부족과 중첩되어 고착이 발생되었다.¹⁾⁵⁾



제 4 장 클러치 조립축 크랙(crack) 원인분석

4.1 고장탐구 방법

선박납품후 운용중 발생된 습식(wet type), 다관 클러치의 조립축 크랙에 대한 원인분석을 위해 피시본(fish bone)형 고장진단법을 이용하여 원인을 연구하였으며, 크랙을 유발할 수 있는 요인은 **Fig. 4.1**에 나타내었다.

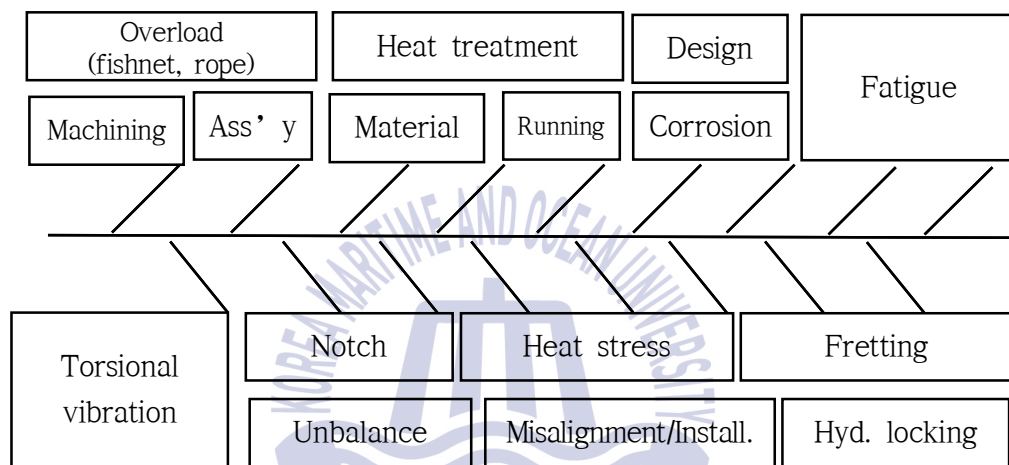


Fig. 4.1 Fish bone tree of clutch shaft crack⁷⁾

클러치 조립축(입력축)의 크랙은 클러치 허브가 조립되는 키이부위에서 발생되었으며, 클러치축의 조립단 크랙상태는 **Fig. 3.54**에 나타내었다.

클러치 고착이 발생된 선박 및 동형선박에 대하여 해상에서 항해중 직진과 지그재그(zigzag) 기동 시의 러버탄성커플링 후부의 클러치 입력축에서 엔진회전수에 따른 비틀림진동토크를 계측한 실측값과 선박 설계 시의 이론적 해석값을 비교, 분석하여 크랙이 발생한 클러치축의 비틀림 진동토크 영향성을 고찰하였다.

디젤엔진 후부와 클러치 조립축 사이에 직결된 러버탄성커플링은 커플링공급사 시험시설로 커플링을 반출하여 커플링 강성 검증목적으로 탄성커플링의 강성시험을 실시하였고, 실선 설치상태에서의 측정값과 비교, 분석을 통한 디젤엔진 추진체계에 서의 러버탄성커플링 적용선박의 비틀림진동 전달특성을 고찰하였다.

또한, 크랙이 발생한 클러치 조립축에 입력되는 실선에서의 비틀림진동 토크 입력 값과 클러치축 설계 요구조건 대비 건전성을 고찰하였다.

4.2 클러치 조립축 크랙(crack) 원인분석

4.2.1 클러치 조립축 크랙 원인

클러치 고착현상과 관련된 고착의 진행 및 확대 범위는 호선별로 일부 상이하나, 동일하게 개발 및 설계된 동형선박에서 유사한 현상이 발생되었으며, Table 4.1에는 클러치 고착관련 클러치축 크랙 또는 절손사례와 손상발생 시의 디젤엔진 운용시간을 나타내었다.⁷⁾

Table 4.1 Running hours of diesel engine⁷⁾

Case of clutch sticking, shaft crack or fracture	Running hours
Vessel No. A No.1 clutch hub scratch, shaft fracture	4,854 Hr
Vessel No. B No.2 clutch sticking, shaft fracture	4,941 Hr
Vessel No. C No.2 clutch hub scratch, shaft fracture	5,471 Hr
Vessel No. D No.1 clutch sticking, shaft crack	8,340 Hr
Vessel No. E No.1 clutch sticking, shaft fracture	4,312 Hr
Vessel No. F No.1 clutch hub scratch, shaft fracture	5,220 Hr
Vessel No. G No.2 clutch hub scratch, shaft fracture	5,700 Hr

감속기어 클러치 조립축 크랙발생 및 손상의 원인은 선도선박 및 후속선박의 조립축(재질 : 826M40, Nickel chromium molybdenum, 평균 인장강도 : 968.6N/mm²) 손상 파단면 분석을 포함한 원인 분석 결과, 컵과 콘(cup and cone)의 형태로 발생하였으며, 키웨이(keyway)에서 시작된 균열이 나선 (spiral) 형태로 진전, 파단면 관찰결과 균열진전은 전형적인 비틀림 피로(torsion fatigue)에 의해 발생되었고, 10⁸ 이상의 피로사이클을 겪은 고주기 피로(HCF, High Cycle Fatigue) 특성을 보였으며, 소재상의 문제는 없었다.⁷⁾²¹⁾²²⁾

아울러, 최초 크랙은 응력이 집중되는 부위인 키웨이 홈에서 발생 후 주응력방향인 45° 방향으로 진행후 파단되었고, 피로균열임을 나타내는 비치마크(beach mark)가 선명히 관찰되었으며, 전자 현미경(SEM) 분석결과 특이사항은 발견되지 않는 것으로 분석되었다.⁷⁾²¹⁾²²⁾

Fig. 4.2에는 클러치 조립축 크랙 발단부 및 피로에 의한 비치마크를 나타내었다.⁷⁾

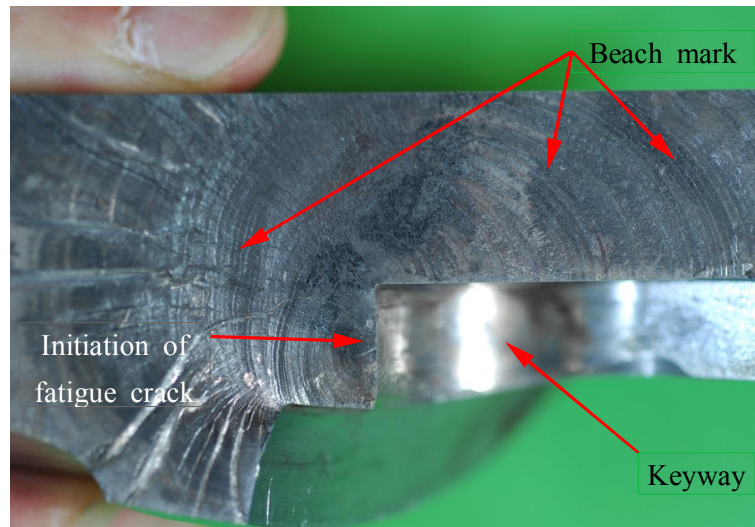


Fig. 4.2 Crack initiation and beach mark of shaft⁷⁾²²⁾

Fig. 4.3에는 축 표면의 미세구조, Fig. 4.4에는 축 표면의 0.25R 위치 내부 축 표면의 미세구조 관찰사진을 나타내었다. 전형적인 Band structure를 보여주고 있으며, 표면과 내부 미세조직의 차이가 커지 않은 균일한 특성을 나타내는 것으로 보고되었다.⁷⁾²¹⁾

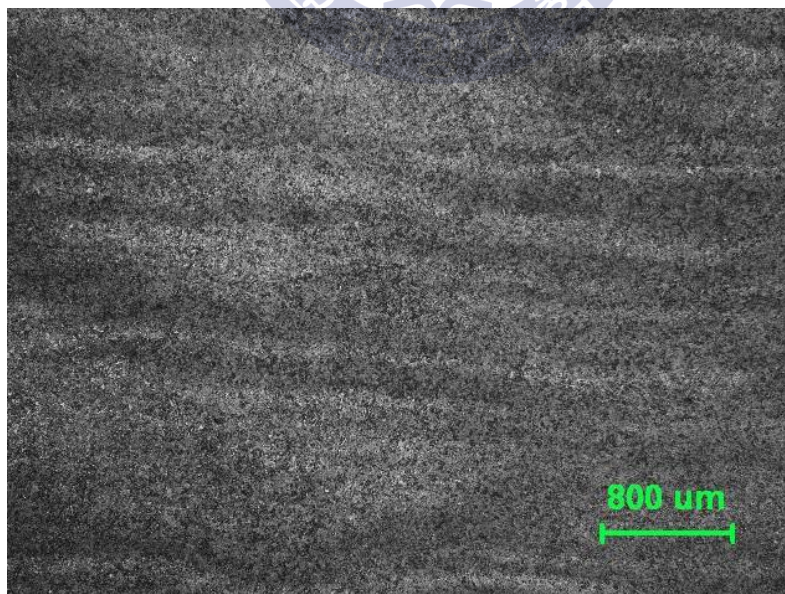


Fig. 4.3 Microstructure of shaft surface⁷⁾²¹⁾

Fig. 4.5에는 클러치 허브와 조립된 크랙부 주위의 프렛팅이 발생한 축 표면의 조립

축과 축 표면의 미세구조, Fig. 4.6에는 fretting부 단면의 미세구조, Fig. 4.7에는 fretting부 에너지분산형 분광분석(EDS)결과를 나타내었다.⁷⁾

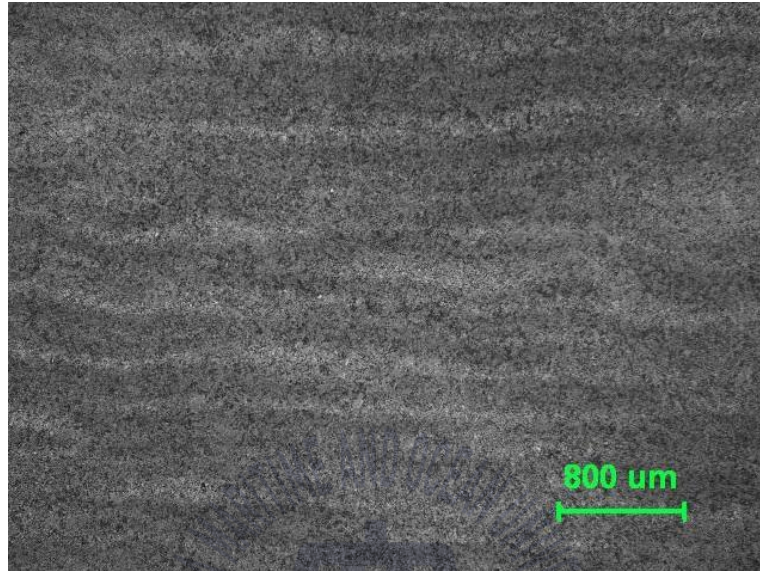


Fig. 4.4 Microstructure of 1/4R internal shaft⁷⁾²¹⁾

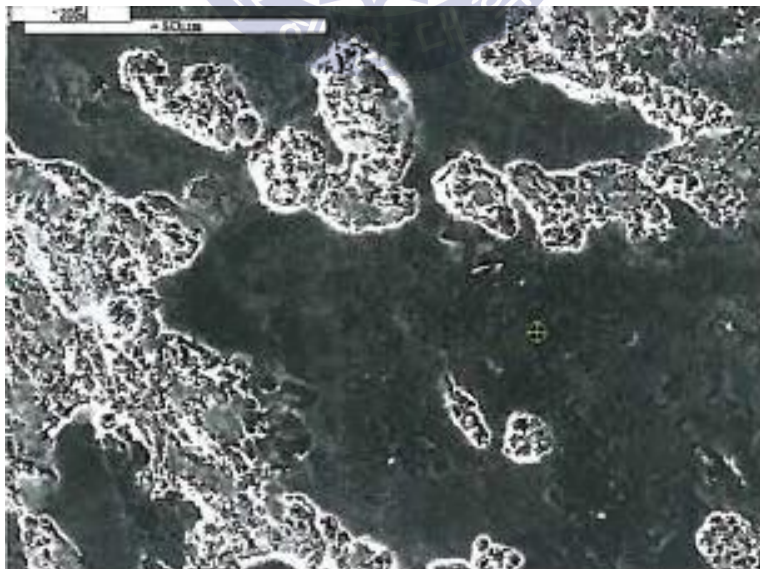


Fig. 4.5 Microstructure of shaft surface fretting⁷⁾²¹⁾

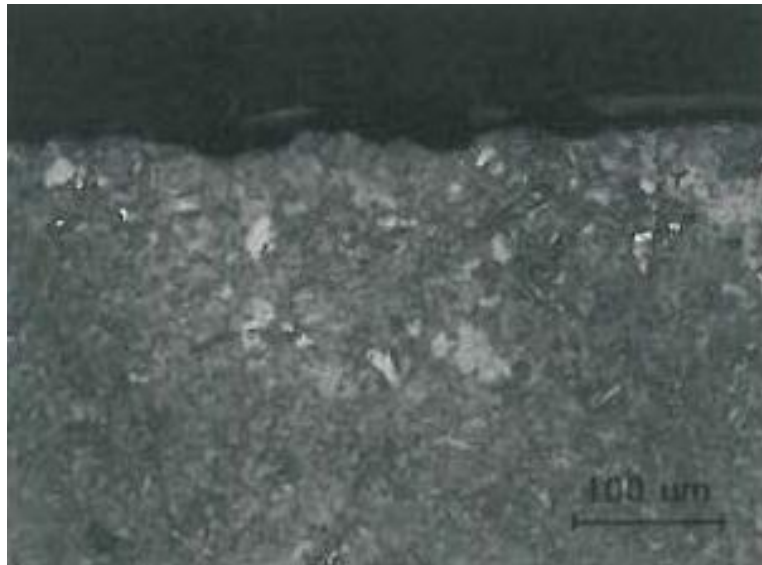


Fig. 4.6 Microstructure of shaft surface section on fretting⁷⁾²¹⁾

축 표면 프렛팅부를 분석한 결과 산화물이 검출되었고, 전체적으로 대략 15 μ m 내외의 핏팅(pitting)이 발생되어 있음이 관찰되었는데, 피로균열의 시작은 Fig. 4.2에서와 같이 축 표면이 아닌 키이웨의 안쪽에서 시작되었으므로 축 표면의 핏팅(pitting)은 피로균열의 시작과 직접적인 연관은 없다고 평가되었다.⁷⁾²¹⁾

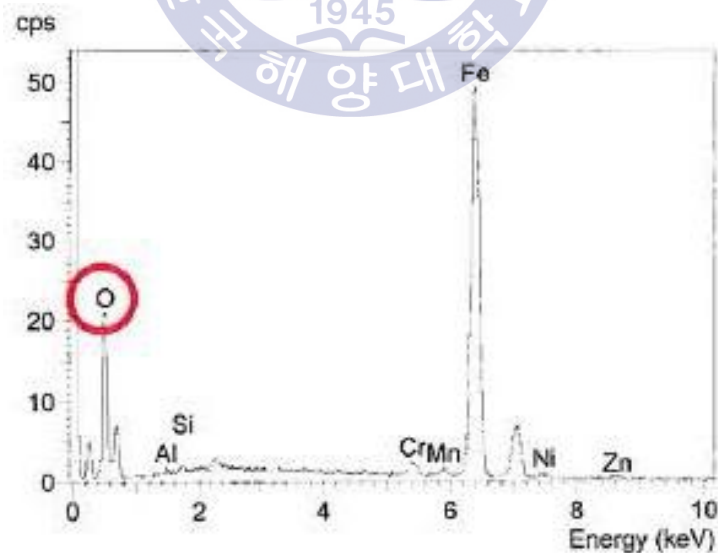


Fig. 4.7 Analysis of energy dispersive spectrometry on shaft surface fretting⁷⁾²¹⁾

Fig. 4.8에는 앤시스(ANSYS)에 의한 클러치축의 응력해석 결과를 나타내었으며, 키 이 홈에서 최대 응력값(294.4Mpa)이 발생되었다.⁷⁾

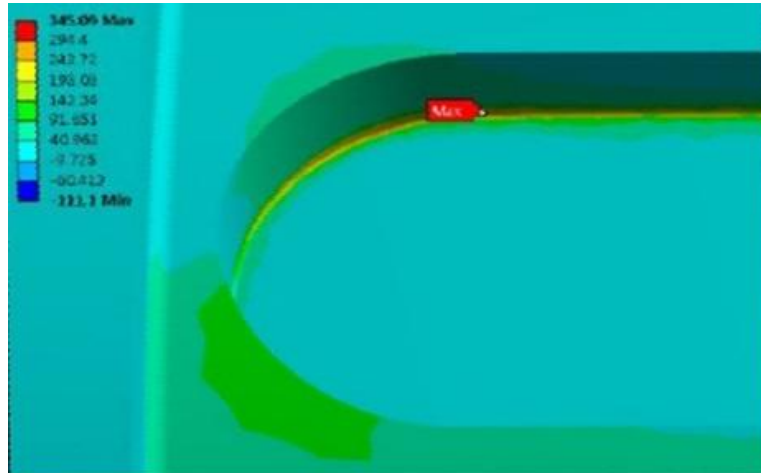


Fig. 4.8 Stress analysis of cracked shaft⁷⁾²¹⁾

Table 4.1에서 디젤엔진 추진 시스템별 클러치 고착 발생여부는 클러치 조립축의 크랙 발생위치 및 진행, 확대에 따른 제어오일이나 냉각오일의 누설을 Fig. 3.57, Fig. 3.58에 나타낸 축 내부의 오일공급 경로에서 일으켰는지 여부에 달려 있다. 또한, 2차필터의 막힘에 따른 저압상태에서 클러치 체결(engage) 운용여부 또는 단위시간당 엔진시동 횟수여부 등에도 달려있다. 제어 및 냉각오일이 누설상태에서 일정기간 운용되지 않아 클러치 고착이 발생 되지 않은 클러치의 경우에도 클러치축 크랙이나 절손으로 인한 손상 또는 손상 축 분해 시 클러치 허브 조립면 내경부에 스크래치 손상이 발생되었다.

Fig. 4.9에는 크랙이 진행, 확장되어 컵과 콘(cup and cone)의 형태로 비틀림 피로파괴가 발생된 동형선박 클러치축의 전형적인 파손면 형태를 나타내었다.⁷⁾



Fig. 4.9 Typical cup and cone type torsion fatigue fracture of clutch shaft

4.2.2 러버 탄성커플링 적용 선박의 비틀림진동 전달특성 고찰

클러치 고착이 발생된 선박의 디젤엔진과 감속기어 클러치 조립축 사이에는 Fig. 4.10에 도시한 바와 같이 3개의 러버열이 직렬로 연결된 “V” 사의 러버 탄성커플링이 설치되었다.⁷⁾

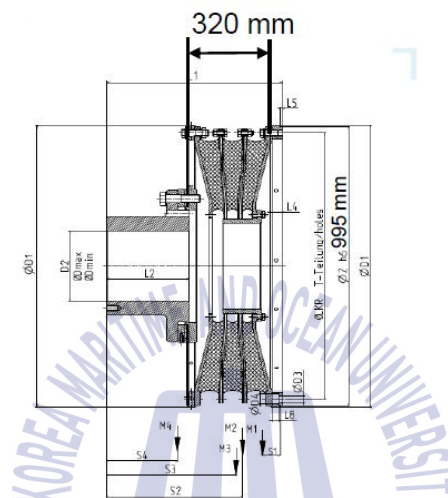


Fig. 4.10 Configuration of rubber elastic coupling⁷⁾

고속 4행정 디젤엔진 선박 추진시스템에서 강성이 크고 감쇄성능이 낮은 러버블록(rubber block)형 탄성커플링을 감속기에 설치한 경우, 비틀림 진동토크가 일반 고탄성커플링과는 달리 러버블록을 통해 차단되지 못하고 프로펠러축까지 MCR 전달토크의 57% 수준으로 그대로 전달되며, 선박이 조류와 역방향으로 항해 시는 최고 73%에 달하는 경우도 있다.⁷⁾²³⁾

Lloyd 선급에서는 상용운전 영역에서 비틀림진동 토크가 전달토크의 35%를 초과하지 않도록 추천하고²³⁾, 미 군사규격 Mil-std-167-2 type III(비틀림 진동)에서는 최대 정격토크의 25% 이하를 요구²⁴⁾하고 있음을 감안할 때, 러버 탄성커플링 적용 선박은 이론적 해석에 의한 검증에 추가하여, 함정시운전 시 실선 비틀림진동 계측 및 시운전평가의 필요성이 있다.⁷⁾

러버탄성커플링이 적용된 클러치 고착발생 선박의 경우에도 동형선박에 대한 실선 비틀림진동 계측결과, 직진항해 시 최고 33.4%, 지그재그 기동 시 최대 정격토크의 36%에 달하는 선박도 있어 미 군사규격 기준치 25%를 초과하였다.⁷⁾

커플링 강성(0.569MN/rad)은 최초설계 시에는 카탈로그 제시값을 사용, 러버커플링의 비선형적인 특성을 감안하여 커플링 강성이 제시값의 70~135%까지 변한다고 가정하였으며, 커플링 강성 실험결과 해석과 실험의 오차가 크며, 커플링 강성을 150~180%까지 더 증가시킨후 비틀림진동을 해석할 경우 실험결과와 해석 결과가 일치된다.⁷⁾²⁵⁾

커플링의 카탈로그상 최대 허용토크(permissible maximum torque)는 18.9kNm이다.

Fig. 4.11에는 러버 탄성커플링의 강성이 70%~135%일때의 클러치 입력축의 진동 토크의 계산값과 측정값을 나타내었으며, Fig. 4.12에는 러버 탄성커플링의 강성이 70%~135%일때의 클러치 입력축의 진동 토크의 계산값과 측정값을 나타내었다.⁷⁾ 이에따라, 러버 탄성커플링을 적용하는 고속 4행정 디젤엔진 선박 추진시스템에서는 감속기를 통해 전달되는 진동토크가 이론적인 해석결과보다 커서 감속기어로 전달되는 진동토크의 차단을 기대할 수 없으므로 감속기어 안전성 확보를 위해 설계 시 피로강도 해석이 필요한 것으로 판단된다.⁷⁾²³⁾

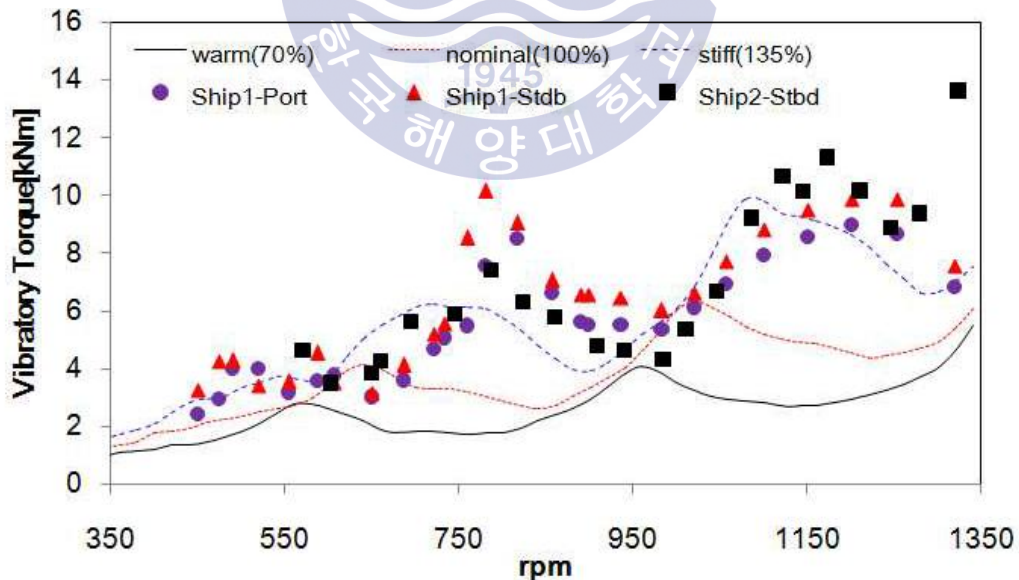


Fig. 4.11 Vibratory torque at the reduction gear input shaft from calculation and measurement when the coupling stiffness is 70%~135%⁷⁾²⁵⁾

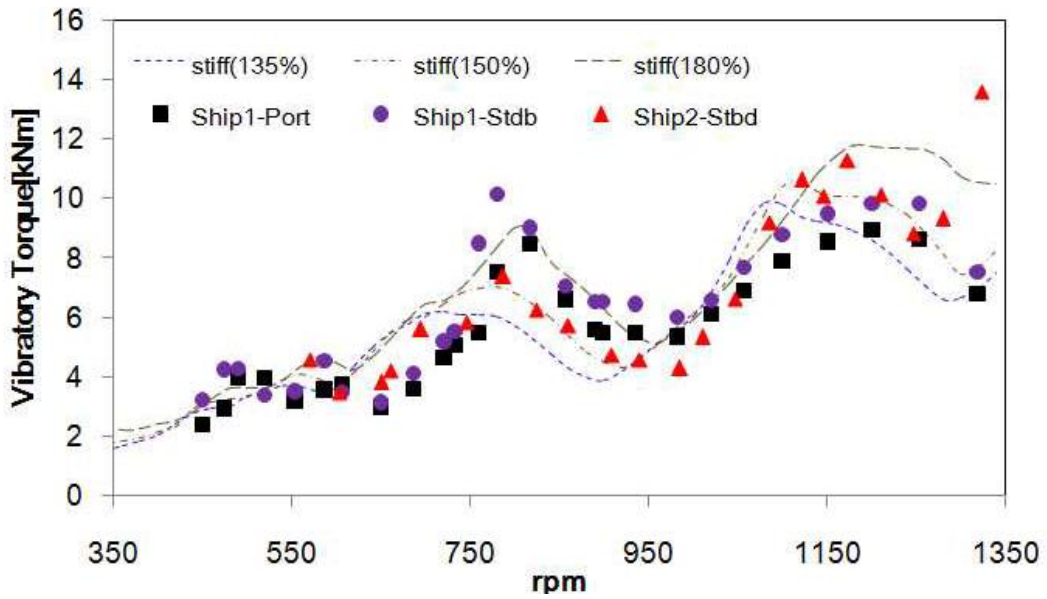


Fig. 4.12 Vibratory torque at the reduction gear input shaft from calculation and measurement when the coupling stiffness is 135%~180%⁷⁾²⁵⁾

4.2.3 비틀림진동 토크 해석 및 실선 측정결과 고찰

동형선박 4척에 대해 실선 추진축계 비틀림 진동 측정 및 분석결과 크랙 손상이 발생된 감속기어 클러치축 입력단측에서 초기설계값(토크변동을 4kNm) 대비 과도한 비틀림 진동 토크가 입력되었다.⁷⁾

Table 4.2에는 클러치축에 입력되는 최대 비틀림진동 해석결과를 나타내었다. Table 4.3에는 Mil-std-167-2 type III에 의한 조립축에 입력되는 비틀림진동 기준 및 실선 최대 비틀림진동 측정결과를 나타내었으며, 대부분 기준을 초과하였다.⁷⁾

크랙이 발생된 러버 탄성커플링 적용 고속 4행정 디젤엔진 선박 추진시스템에서 감속기어로 진동토크의 과다입력에 의한 감속기어 클러치 조립축의 안정성에 대한 분석도 필요하다.⁷⁾

Table 4.2 Analysis values of initial design stage⁵⁾⁷⁾

Results of analysis	
Applied ship and codition	Max. torsional vibratory torque
○ Leading ship note ¹⁾	4.8kNm@930rpm
○ Follow ship coupling, Warm condition	4.0kNm@930rpm
○ Follow ship coupling, Nominal condition	6.0kNm@1,020rpm
○ Follow ship coupling, Stiff. condition	11.4kNm@1,100rpm

Table 4.3 Measurement values of sea trial at maximum torsional vibratory torque⁵⁾⁷⁾

Result of measurement(normal firing condition) (Mil-std-167-2 Type III requirement : Below 25%(10.7kNm) of Max. nominal torque)		
Subject of measurements	Measurements result of max. torsional vibratory torque	
	Straight voyage	Zigzag voyage
Vessel H	8.1kNm@940rpm	12.5kNm@1323rpm
Vessel I	14.4kNm@1319rpm	15.4kNm@1319rpm
Vesse J	13.8kNm@1320rpm	11.2kNm@1065rpm
Vessel K	11.2kNm@1140rpm	13.3kNm@1170rpm

1) 선도선박 대비 후속선박 축계 및 워터젯추진기는 국내개발 장비로 장비 및 제작사가 변경됨

Fig. 4.13에는 I호선의 엔진속도별, 추진체계 운용모드별, 선박 운용조건별로 항해시의 비틀림 진동토크 계측결과를 도시하였다.

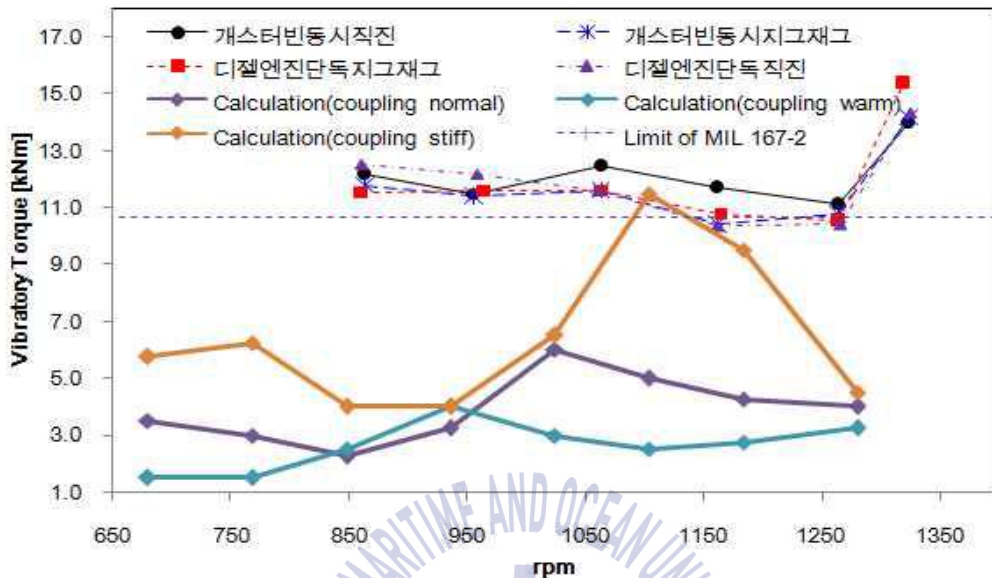


Fig. 4.13 R/G Input shaft torsional vibratory torque compare to engine speed for a follow ship⁷⁾

4.3 설계 요구조건 대비 건전성 고찰

클러치 조립축에 대한 동형선박 실선 비틀림진동 및 횡진동 계측값을 기준하여 진동 피로분석 결과, 축의 안전율은 감속기어장비 미군사규격인 Mil-G -17859D²⁶⁾에서 제시하는 기준치인 1.75를 만족하지 못하였고, 특정 회전수에서는 안전율이 1.0에 근접하였으며, 해상상태, 선박 운용조건 등에 따라 추가적인 하중의 발생에 의한 안전도 부족으로 고주기 피로에 의하여 발생된 것으로 강하게 예측되었으며, 정적하중 하에서의 노치팩터를 0.15로 고려하여 고주기 피로 파손 예방의 설계반영이 필요한 것으로 판단되었다.⁷⁾²⁷⁾

또한, Mil-std-167-2 의 특수성능(비틀림 진동) 규격에서 요구하는 비틀림 최대변동응력(Mpa)은 인장 강도/25로 39.24Mpa 이하²⁴⁾이나, Table 4.4, Table 4.5에 나타낸 바와 같이 설계 시의 최대변동 응력이 기준을 초과하였다.⁷⁾

Table 4.4, Table 4.5에는 선도선박 및 후속선박의 설계요구조건 대비 설계 건전성 여부를 나타내었다.

Table 4.4 Design soundness compare to requirements for leading ship⁵⁾⁷⁾

Item	First design	Leading ship
Dynamic stiffness of rubber elastic coupling(compare to nominal %)	-	70%
Max. alternating torque(kNm) of Mil-std-167-2 : 25%(below 10.7kNm) of max. torque	2.135	4.8
Max. alternating stress(Mpa) of Mil-std-167-2 : tensile strength/25(below 39.24Mpa)	19.3	43.5
Safety rate of fatigue, Mil-G-17859D (standard : safety rate above 1.75)	2.78	2.49

Table 4.5 Design soundness compare to requirements for follow ships⁵⁾⁷⁾

Item	First design	follow ship		
		70%	100%	135%
Dynamic stiffness of rubber elastic coupling(compare to nominal %)	-	70%	100%	135%
Max. alternating torque(kNm) of Mil-std-167-2 : 25%(below 10.7kNm) of max. torque	2.135	4.0	6.0	11.4
Max. alternating stress(Mpa) of Mil-std-167-2 : tensile strength/25(below 39.24Mpa)	19.3	36.2	54.3	103.2
Safety rate of fatigue, Mil-G-17859D (standard : safety rate above 1.75)	2.78	2.82	2.01	1.19

Fig. 4.14에는 엔진속도별, 추진체계 운용모드별, 선박 운용조건별로 항해시의 비틀림 진동응력을 도시하였다.

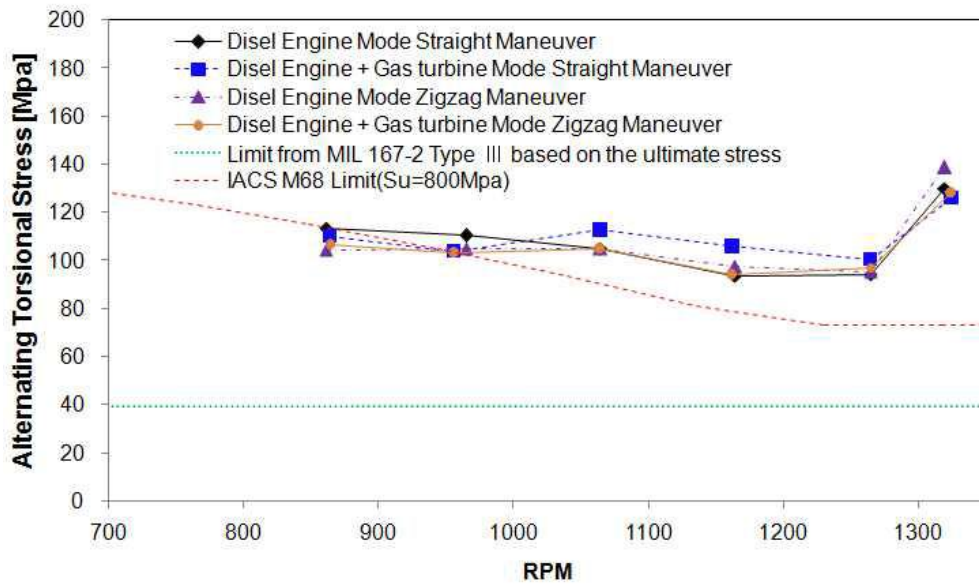


Fig. 4.14 Alternating torsional stress compare to engine speed for a follow ship⁷⁾

Fig. 4.15에는 엔진속도별, 추진체계 운용모드별, 선박 운용조건별로 항해시의 클러치 조립축의 안전율을 도시하였다.

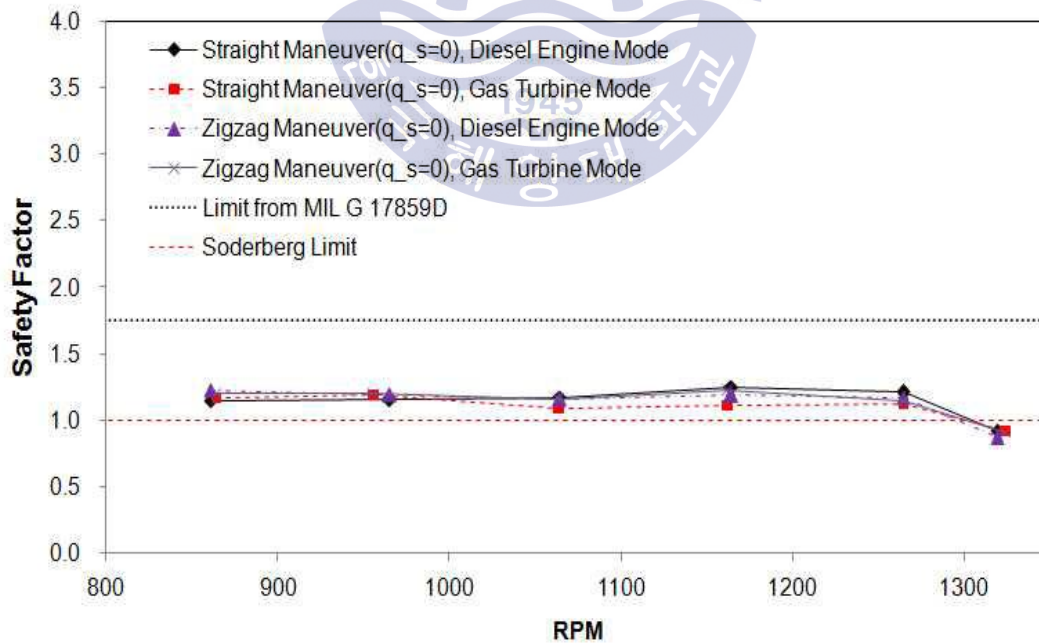


Fig. 4.15 Safety rate of clutch shaft compare to engine speed for a follow ship⁷⁾

따라서, 리버 탄성커플링을 적용하는 고속 4행정 디젤엔진추진체계에서는 클러치 고착

및 고강도강인 감속기어 입력축의 고주기 피로에 의한 크랙과 절손사고를 방지하기 위하여 설계단계에서 고주기 피로파손에 대한 안전율을 충분히 확보할 필요가 있다.⁷⁾

유체감쇠커플링(damping flexible coupling)은 고탄성 판스프링과 감쇠력이 좋은 유체를 이용하여 리버 탄성형보다 5~10배 정도의 큰 감쇠능력을 발휘할뿐만 아니라, 비틀림진동 때 역활도 동시에 수행할 수 있다²⁸⁾고 보고되고 있으므로, 진동, 충격 흡수변위 등 특수성능이 요구되는 함정의 경우 유체감쇠커플링을 우선적으로 적용하여 비틀림진동 손상사고 위험을 방지할 필요성이 있다.⁷⁾

또한, 선박 운용단계에서의 추진 동력전달장치 고장을 방지하기 위해서는 장비선정 시에 디젤엔진, 감속기어, 탄성커플링, 추진축 및 프로펠러, 추진기관 제어체계 등 긴밀한 연동과 협조가 요구되는 장비는 디젤엔진 제작사에서 일괄적으로 공급토록하고, 디젤엔진, 감속기어, 추진축 및 워터젯 추진기는 관급을 도급으로 전환하여 효과적인 추진체계 연동 작업이 수행되어야 할 것으로 판단된다.⁷⁾

감속기어 입력단에 설치된 디젤엔진 발칸 커플링은 강성(0.288MN/rad)이 낮은 모델로 변경, 변경품을 적용하여 클러치 고착이 발생된 선박에 장착하여 시운전 및 비틀림 진동을 계측하였으나, 고속에서 디젤엔진 횡방향 비틀림 고유진동수와 공진이 발생, 고속운항 영역에서 비틀림 진동이 증폭되는 부작용이 발생되어 적용이 난이하였다.⁵⁾⁷⁾

클러치 조립축 크랙발생 관련 조립축은 축 안전율을 증가를 위해 축경을 130mm에서 145mm로 15mm를 증대하고, 키이웨이부 라운드를 0.6mm에서 1.7mm로 증대하여 응력집중을 완화하여 적용 및 기술변경을 완료하였다.⁵⁾⁷⁾

4.4 조립축 크랙 원인분석 결과 고찰

추진 축계용으로 사용되는 습식(wet type), 다판 클러치의 조립축 크랙발생 대한 고장 탐구 결과는 다음과 같다.

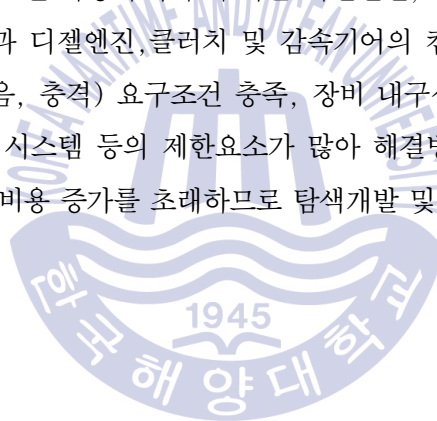
- 조립축의 표면 크랙은 입력축 최대 비틀림진동 토크가 해석값 대비 실선 측정값 입력과다로 키이웨이 하부 모서리부에서 응력이 집중, 키이웨이에서 발생된 크랙이 45°의 방향으로 크랙이 확대되면서, 8,340시간 운용후 고주기 피로파괴(6.6×10^9 cycles)에 의해 발생된 것으로 판단된다.⁷⁾

클러치 조립축의 크랙은 크랙상태에서 추가 운전 시 크랙의 확대에 따라 어떤 순간 급격한 절손이 발생될 것으로 예상된다.⁷⁾

- 러버 탄성커플링을 통하여 동력이 전달되는 선박 추진용 클러치축에는 비틀림진동 토크가 설계(4.0kNm)대비 직진항해 시 약 2.0~3.6배, 지그재그 항해 시 약 2.8~3.85배 수준으로 과다하게 입력되었다. Mil—std-167-2 기준 대비 직진항해 시 약 1.05~1.34배, 지그재그 항해 시 약 1.05~1.35배 수준으로 초과하여 입력되었다.⁷⁾

- 러버탄성커플링을 적용하는 고속 4행정 디젤엔진 추진체계에서 러버의 비선형적 특성을 고려한 감속기어 클러치 조립축(입력축)의 비틀림 진동토크 과다입력으로 인한 고주기 피로 파괴 예방을 위하여, 설계 시 피로강도 해석을 통한 충분한 안전율을 확보하고, 함정 시운전시 실선 비틀림진동 계측을 통한 평가의 필요성이 있다.⁷⁾

- 선박의 고속화, 소형화, 경량화, 적재량 증가 및 내진성, 진동, 수중폭발 내충격성, 수중 방사소음 감소 등 성능 요구조건 다양화 추구에 따른 디젤엔진, 감속기어 등 장비류 탄성지지, 축계 러버 탄성커플링 적용과 디젤엔진, 클러치 및 감속기어의 콤팩트화는 운용단계에서 고장 발생 시 특수성능(진동, 소음, 충격) 요구조건 충족, 장비 내구성, 체계연동 공진, 기동 성능 요구조건, 중량, 속도, 백업시스템 등의 제한요소가 많아 해결방안 연구 및 적용이 제한되는 경우가 빈번하게 발생되고, 비용 증가를 초래하므로 탐색개발 및 체계개발 시의 전문성이 요구된다.⁷⁾



제 5 장 기관제어체계 로깅 데이터(logging data) 분석

5.1 고장탐구 방법

오늘날 선박에는 선박의 기관제어, 감시 및 모니터링 체계(Machinery Control, Alarm and Monitoring System, 이하 기관제어체계)가 탑재되어 있으며, 기관제어체계는 협의의 개념으로 추진기관인 디젤엔진, 가스터빈, 감속기어, 추진 축계, 가변추진기 또는 워터젯추진기와 발전기, 각종 보조기기 및 시스템 등을 원격제어 및 기측(機側)으로 제어하고 운용자에게 선박, 장비 및 시스템의 안전 및 운전 관련 경보(alarm), 운전 감시(monitoring) 관련 정보를 제공하는 체계이다.

전자, 통신 기술의 급속한 발달과 각종 무기체계와 항해장비의 디지털화, 복합화, 고도화, 다양화, 자동화 및 무인화 등의 트렌드에 따라 통합기관제어체계(Integrated Machinery Control System)을 중심으로 추진제어, 전력 제어 및 분배, 화물탑재 및 하역제어, 발라스트 제어, 엔진진단 예측, 전문가시스템(expert system), 항해 시스템 등을 통합화하고 있는 추세이다.²⁹⁾

현대의 디지털 선박은 수천개에서 수만개의 센서·장비·시스템이 연동되어 운용자에게 지능화된 운항·항해 및 자동화된 제어감시 기능을 제공하고 있으며, 네트워크를 기반으로 선박에 탑재된 모든 센서·장비·시스템을 하나로 통합하고 있고, 그 예로는 항해관련 정보를 모두 통합하여 운용하는 통합항해시스템(INS, Integrated Navigation System 또는 IBS, Integrated Bridge System) 운항과 관련된 엔진 및 보기류를 통합하여 운용하는 선박 통합제어감시체계(Integrated Monitoring & Control System), 네트워크를 기반으로 항해 시스템, 추진시스템, 선내 무선 통신체계, 선내 행정망 등을 모두 통합하는 선박 광대역네트워크(SWAN, Shipboard Wide Area Network) 등이 있다.²⁹⁾

미해군은 함정 승조원의 인원 감소를 목적으로 하는 획기적인 기술을 구현하기 위해 1995년부터 스마트선박(Smart Ship) 프로젝트를 추진하여 해군함정에 광대역 네트워크(Shipboard Wide Area Network)의 형태를 현재까지 적용시켜 오고 있으며, 최근에는 인터넷을 네트워크 표준 플랫폼으로 적용하면서 수 만개 이상의 복잡한 장비와 센서들을 통합연동하여 운용하고 있다.²⁹⁾

선박 추진제어시스템은 주기(主機) 엔진의 원격조정을 기본개념으로 하는 것으로, 선박의 전체운항을 담당하는 시스템이며, 추진제어시스템은 세부적으로 주기 엔진의 신뢰성 및 안전 운항과 속도 및 동작상태 등의 원격제어를 하며, 운항중 선박의 상태를 감시하여 선박의 이상징후를 감시하고 제어하는 시스템이다.³⁰⁾

기관제어체계에는 디젤엔진, 감속기어, 추진 축계, 워터젯 추진기 등의 각종 추진

장비와 보조시스템의 원격 및 백업제어(back up control)가 가능하도록 되어 있고, 선박운항중 선장이나 기관사에게 선박과 장비의 운전과 안전사항을 감시하고 경보정보를 시각, 청각적으로 제공하고 있으며, 운항관련 주요 이벤트현황 및 경보리스트, 트렌드 등을 제공하고 운용데이터를 자동으로 기록, 저장(data logging)할 수 있도록 되어 있다.

선박의 자동화와 디지털화 관련 상선의 경우 기관실 진단예측시스템(“H” 중공업 제품 : HIPDS)은 주추진기관과 보조기관에 대한 종합예측 진단기능을 제공하고, 기기 및 부속들의 상태기반 정비(Condition Based Maintenance) 기능을 제공할 뿐 아니라, 예측기능(Prediction), 진단기능(Diagnosis), 전자도면 기능(Electronic Drawing), 지능형 상태기반 정비계획 기능(Intelligent Condition Based Maintenance) 전문가적 조언 및 안내기능(Expert Advice and Guidance) 등을 보유하고 있다.³¹⁾

진단기능은 주엔진 및 보조엔진 그리고 기관실 전 부분에 걸쳐 종합적인 예측(진동센서, 온도센서, 금속탐지센서 등 이용)을 진단하여 사용자에게 알려줌으로써 신속한 조치를 실현하고, 전문가적 진단 및 안내기능은 진단결과에 따라 기기의 이상발생 시 또는 이상발생이 예측될 경우 신뢰성 있는 처리를 제시한다³¹⁾고 보고되고 있다.

또한, 시스템 전문가들이 했던 일들을 컴퓨터가 대신해 주기 때문에 이것을 전문가 시스템(expert system)이라 하며, 전문가 시스템은 전문가들이 가지고 있는 지식을 컴퓨터에 기억시켜 인간의 사고기능을 시뮬레이션하면서 정확한 결론을 유도하기 때문에, 이러한 컴퓨터를 사용하게 되면 누구나 전문가와 똑같은 일을 할 수가 있다고도 보고되고 있다.³²⁾

그러나, 함정과 같이 복잡한 체계의 경우 실질적이고 세부적인 진단 및 모든 다양한 경우의 고장이나 사고에 대한 전문가적 조언 제공에는 어려움이 있다.

현실적으로 다양한 장비와 시스템, 수많은 디지털 센서와 다양한 변수로 이루어진 선박기관시스템에 대한 전문가시스템을 선박 추진기관시스템의 고장진단에 적용하기 위해서는 어려움이 있으며, 함정 기관제어체계의 경우에도 기관시스템의 고장이나 사고발생 시 운용자에게 정확한 원인을 제공하지 못하고 있는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 선박 운용중 발생된 추진체계의 클러치 손상현상에 대해 고장발생 당시의 운용자료를 기관제어체계에 자동 저장된 로깅 데이터(logging data)를 중심으로도 분석하여 클러치 고착의 원인을 연구하고자 한다.

기관제어체계 로깅 데이터 분석결과와 선박에서의 기술조사 및 시험 결과, 감속기어 및 클러치 분해조사 결과 등 기계적 분석결과와 비교, 검토하여 결론을 도출하도록 하였다.

5.2 기관제어체계 운용자료 조사결과 분석

클러치 고착현상 분해조사, 손상 시의 회전거동, 축의 크랙 원인 등 기계적인 고장 탐구에 대해서는 이미 연구¹⁾되었으므로, 본 연구에서는 클러치 고착이 발생된 선박의 기관제어체계에 자동으로 기록된 운용자료에 근거하여 고장원인을 연구하였으며, **Fig. 5.1**에는 클러치 제어오일 및 냉각 세부 계통도를 나타내었다.

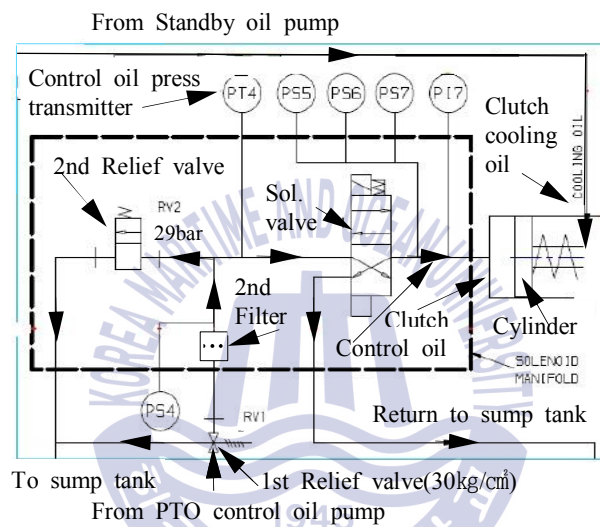


Figure 5.1: Detail diagram of clutch control and cooling oil

추진 클러치 고착발생 관련 기관제어체계에 로깅된 고착발생 전,후의 운용자료를 조사한 결과, 클러치 고착 발생전의 전조현상을 파악할 수 있었다.

클러치 고착전 클러치 제어오일 계통의 저압경보, 디젤엔진 및 추진축 회전수의 헌팅현상, 헌팅 발생 시의 감속기어 입,출력축의 진동증가 현상 등이 있었다.

또한, 클러치 고착진행 단계의 디젤엔진 회전수, 추진축 회전수, 클러치 제어오일 압력변화, 감속기어 및 클러치 냉각용 저압오일 압력변화 등에 대한 경향과 이벤트 리스트(event list) 및 경보내용 등의 기록자료를 바탕으로 추진클러치 고착현상에 대한 원인분석을 실시하였다.

5.3 기관제어체계 운용 로깅 데이터 분석

5.3.1 고착 전조현상 조사 및 로깅 데이터 분석

기관제어체계 운용관련 로깅 데이터 조사결과, 운용자가 클러치 분리상태에서 추진축이 회전하는 클러치 고착현상을 인지하기 이전에 클러치 실린더에 고압 제어오일을 공급하는 제어오일 저압경보(경보 : 20bar 이하, 정상 : 25bar 이상) 발생의 기록을 확인하였다.

클러치 고착현상 이전에 클러치를 정상체결 상태에서 운용중 디젤엔진 출력축 커플링에 직결된 기어구동펌프 제어오일 공급압력이 Fig. 5.2에 나타난 바와 같이 20bar 이하로 저하되었다.

“13:47:42 C26017 No.1 R/G clutch control oil pressure low, A-INH yes”

“13:47:48 C26016 No.1 R/G HP press over 25bar not on”

Fig. 5.2 Clutch control oil pressure low alarm data logging of machinery control system

이후, 디젤엔진 속도 트렌드와 추진축 속도 트렌드 자료중에 고착발생 당일 16:25~16:28분경에 Fig. 5.3에 나타난 바와 같이 클러치가 체결된 상태에서 엔진 속도와 추진축 회전수가 정상적으로 운전중인 회전수의 약 1.5배로 헌팅이 연속적으로 4회 발생되었고, 헌팅시간은 디젤엔진 속도와 추진축 속도와 동일한 순간에 동기화되어 발생되었다.



Fig. 5.3 Data logging of diesel engine and waterjet shaft speed hunting⁵⁾

헌팅 발생전과 헌팅 순간의 회전수 검토결과 엔진 회전수와 추진축 회전수는 감속기어 감속비율인 2.314 : 1의 비율로 슬립없이 클러치는 작동되었음을 확인하였다.

함정용 클러치 군사규격인 Mil-C-18087에서 요구되는 슬립속도 범위 3%이내의 슬립 요구조건도 만족하였다.³³⁾

디젤엔진은 350rpm으로 정상운전중 갑자기 350~520rpm으로 헌팅되었고, 추진축 회전수는 151rpm으로 회전중 151~230rpm으로 정상운전 회전수의 약 1.5배 속도로 증가한 헌팅이 발생되었다.

헌팅발생 약 5분후 클러치를 먼저 분리시켰고, 디젤엔진도 헌팅발생 약 10분후 16:35분경에 엔진이 정지된 것임을 알 수 있다.

Fig. 5.4와 Fig. 5.5에는 디젤엔진과 추진축 회전수의 헌팅이 발생되었던 순간의 기관제어체계에 내장된 감속기어 입,출력축 베어링부의 진동속도 기록을 나타내었다.

감속기어 클러치축의 입력단 및 클러치와 불기어(bull gear)를 거친후 감속기어 출력단 축 베어링에는 감속기어 진동감시를 위하여 진동센서가 각각 설치되어 있고, 진동이 일정기준 초과 시 기관제어체계에서 운용자에게 감속기어 장비안전을 위한 정보 및 트립(엔진 정지)이 되도록 구성되어 있다. 입,출력축 진동 정보기준은 10mm/s(시간지연 5sec), 트립기준은 14mm/s(시간지연 10sec)로 설정되어 있다.

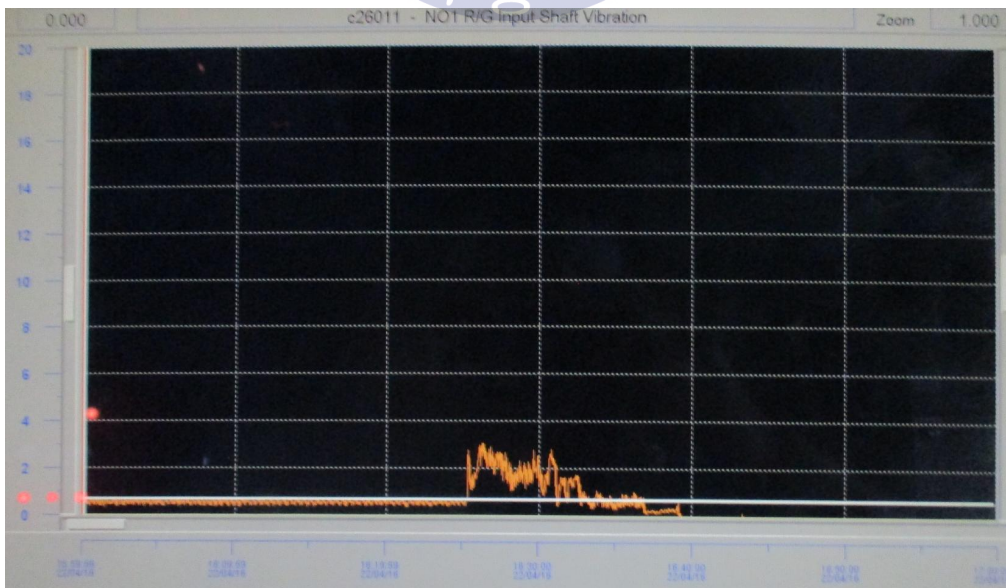


Fig. 5.4 Data logging of R/G input shaft vibration at speed hunting⁵⁾

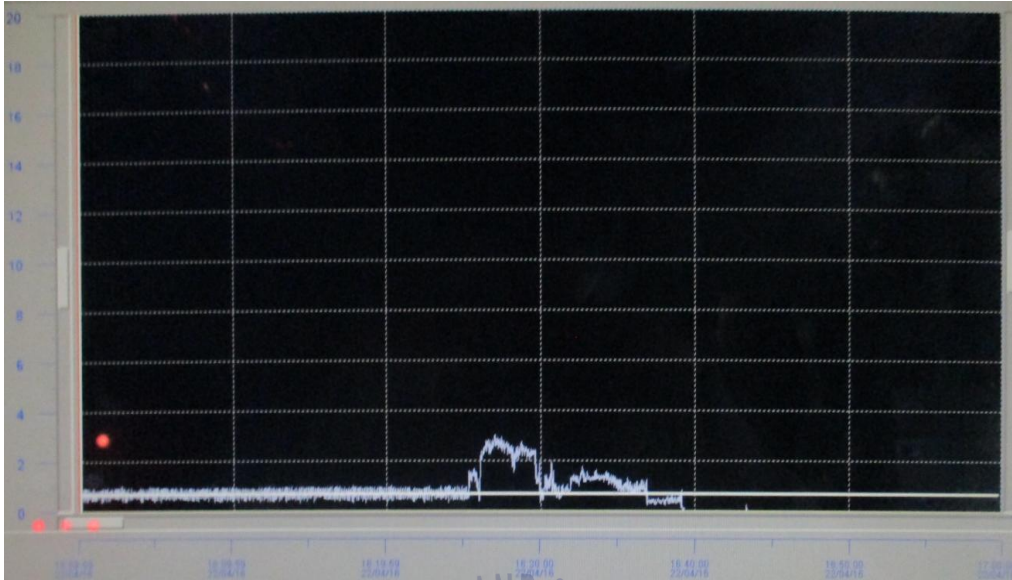


Fig. 5.5 Data logging of R/G output shaft vibration at speed hunting⁵⁾

기관제어체계에 기록된 헌팅 발생 시의 진동수준은 엔진회전수 350rpm에서 약 0.3mm/s RMS 수준으로 유지되던 감속기어 입,출력축 진동이 헌팅순간 약 3mm/s RMS 수준으로 수직방향 진동이 약 10배 정도로 갑자기 증가한 사실을 알 수 있다.

디젤엔진과 추진축 회전수 헌팅현상과 감속기어 입,출력축의 진동 증가현상은 헌팅현상 발생 이전의 클러치 제어오일 압력저하 현상을 고려할 때, 클러치 내,외부 마찰판을 밀어주는 실린더 오일이 누설되거나 필터막힘 상태 또는 감속기어 기어구동펌프의 고장으로 정격압력 형성이 불가능한 상태에서 클러치 조립축으로 과도한 비틀림 진동이 입력되어 키이웨이부에서 응력집중으로 고주기피로에 의해 클러치축의 크랙이 진행 되어 오던 중 순간적으로 크랙이 확대되었고, 이로 인하여 회전수 헌팅 및 진동이 증가한 것으로 판단된다.

감속기어 구동 고압펌프는 클러치 고착이 발생된 감속기어측 제1펌프를 분해하여 클러치가 정상적으로 작동하는 제2 감속기어에 교체 설치, 선박에서 시험한 결과, 정상압력(28bar) 공급으로 펌프고장은 없음을 확인하였다.

감속기어 오일 공급라인 입구에는 오일 고온경보($55^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$), 디젤엔진 정지($60^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$) 등의 안전장치와 10개의 베어링부에는 감속기어 베어링 고온경보($115^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$), 감속기어 베어링 고온 시 디젤엔진 정지($120^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$)등 안전장치가 설치되어 있으나, 경보 및 이벤트 리스트 기록을 조사한 결과 오일온도 경보가 발생된 기록이 없었다.

Table 5.1에는 기관제어체계에 기록된 클러치 고착 전조현상과 원인분석 결과를 나타내었다.

Table 5.1 Premonitory symptoms of clutch sticking

Premonitory symptoms of sticking	Analysis of cause
Pressure low alarm record of control oil(below 20bar)	•Control oil leakage in clutch engaged condition
Four times synchronized hunting of diesel engine and propulsion shafting revolution (increased 1.5 times)	•Extension of creck instantaneously and that caused reduction of the torque and increasing the revolution
10 Times vertical vibration increasing of reduction gear input, output shaft	•Increasing vibration due to fluctuation of torque and revolution

5.3.2 고착단계 기관제어체계 로깅 데이터 분석

기관제어체계 로깅 데이터 분석 결과, 운용자와 정비요원은 클러치 고착현상 자체 진단, 원인분석 및 클러치 체결상태에서 고압 제어오일 압력저하 현상 및 저압경보(20bar 이하)의 수리, 복구를 위해 1-3차에 걸쳐 클러치 체결상태에서 디젤엔진을 기측(機側)운전하고, 4차에서는 클러치 제어용 솔레노이드밸브에 부착된 비상작동 수동노브(manual knob)를 사용하여 4회에 걸쳐 클러치 분리, 체결 사이클을 반복한 것으로 기록, 조사되었다.

클러치 고착이 발생된 선박의 감속기어 운전순서(gearbox operating sequence) 및 디젤엔진시동순서(dielsel start sequence)에는 솔레노이드밸브 단힘을 확인후 엔진을 시동하고, 고압펌프(제어오일) 출구압력이 25bar이하이면 엔진시동을 중단시키고, 클러치 유압시스템과 필터류(1,2차 필터)를 점검하고 결함을 수리하도록 되어있다.³⁴⁾

고압펌프 출구압력이 25bar 이상을 충족할 경우 클러치 체결버튼을 누르거나 기측(機側)에서 비상작동수동노브의 나사를 돌려서 솔레노이드밸브를 개방하고, 엔진과 추진축 속도가 슬립없이 감속비율로 일치하면 디젤엔진과 추진축 속도일치를 확인

하면서 엔진속도를 상승시키고, 각 단계에서 이상이 있으면 엔진을 정지시키고 계통 점검 및 결함을 수정하도록 되어있다.

또한, 클러치 제어용 솔레노이드밸브가 엔진시동 시 개방되어 있으면, 엔진시동이 되지않고 밸브를 차단후 시동이 되도록 설계되어 있다.³⁴⁾

Fig. 5.6에는 디젤엔진 운용속도 트렌드 로깅자료, Fig.5.7에는 클러치 제어오일 운용압력 트렌드 로깅자료, Fig. 5.8에는 추진축 운용속도 트렌드 로깅자료, Fig. 5.9에는 클러치 냉각 및 운용용 저압 모터구동예비오일펌프(stand by oil pump) 공급압력 트렌드 로깅자료를 나타내었다.

손상을 인지한 당일의 1차 운전기록 검토결과, 엔진 공회전속도(420rpm)에서 클러치는 분리된상태에서 1분 30초간 엔진시동 및 운전 시 고압펌프 출구의 제어오일 압력은 3.5bar의 이상저압이 발생하였고, 추진축은 회전하지 않았다.

이후 약 793rpm으로 엔진 회전수를 상승하는 중 700rpm에서부터 추진축이 5분 30초간 회전되었다.

이때, 클러치 제어용 고압오일 펌프 토출측 압력은 정상압력 25bar이상 대비 공회전 속도에서 3.5bar 압력인데 비해 엔진속도를 700~793rpm까지 증가함에 따라 엔진 회전수에 비례한 토출량 증가로 압력은 6.25~7.5bar로 유지되었고, 추진축은 122~150 rpm으로 회전되었으며, 디젤엔진은 안전상 안벽에 계류된 정박상태에서 운전되었다.

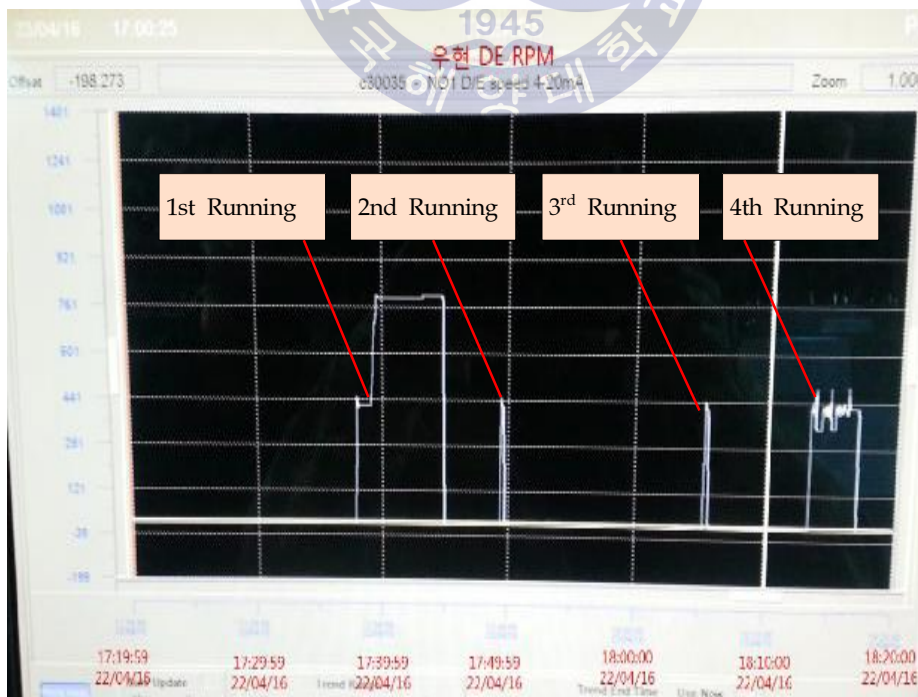


Fig. 5.6 Data logging of diesel Engine speed trend⁵⁾

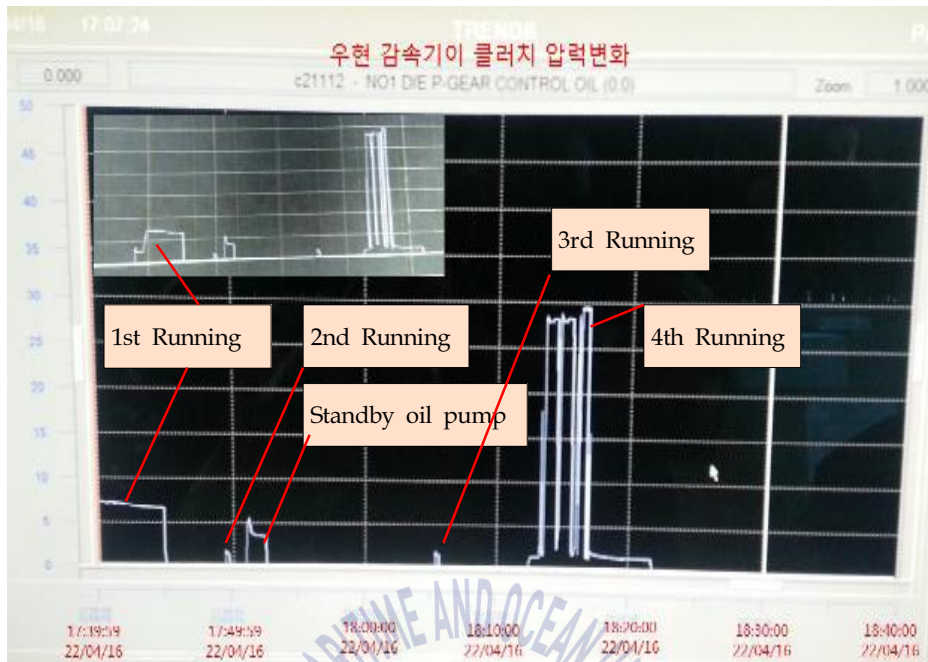


Fig. 5.7 Data logging of clutch control oil(clutch fluid) pressure trend⁵⁾



Fig. 5.8 Data logging of waterjet shaft speed trend⁵⁾

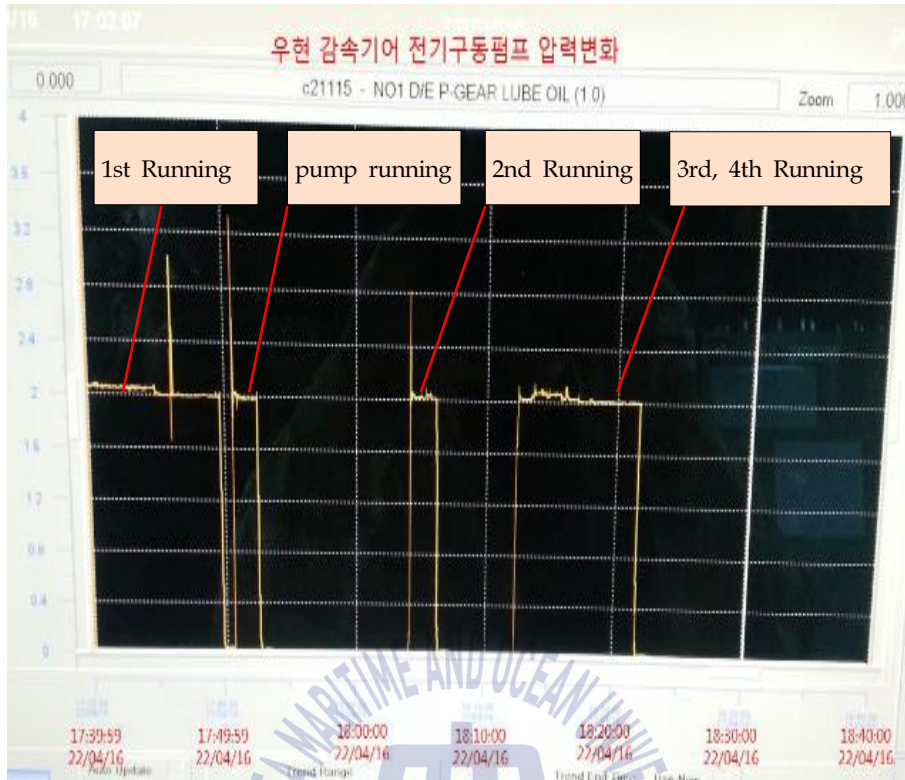


Fig. 5.9 Data logging of electric standby oil pump pressure trend⁵⁾

추진축의 회전은 Figure 3.58에 나타난 바와 같이 클러치 축 내부의 중공축의 유로를 통하여 공급되는 냉각오일이 클러치 축의 크랙 틈새(crevice)와 클러치허브와 축간 프렛팅 틈새(gap)로 누설됨에 따라 클러치 탈, 부착 시 마찰판 사이에서 슬립으로 발생하는 발열과 마모를 냉각유 부족에 기인한 냉각부족으로 마찰판에 국부적인 고온, 고압이 발생하는 열점(hot spot) 형성 및 국부적인 늘어붙음에 영향을 주었다.

디젤엔진 회전속도가 상승됨에 따라 기어구동 고압펌프 토출유량이 회전수에 비례하여 증가하면서 압력이 일부 상승되고, 국부적 고착 진행상태에서 내,외부 마찰판 사이에 마찰토크가 생성되면서 추진축이 회전되었다.

2차운전 기록에서는 엔진 시동후 공회전속도(420rpm)에서 엔진이 30초간 운전후 정지되었으며, 펌프출구에서 제어오일 압력은 2bar를 나타내었다.

2차 운전후 디젤엔진은 정지상태에서 클러치 냉각용 저압 예비모터펌프와 함께 고압 예비용모터펌프를 운전하여 펌프토출구에서 압력점검을 실시한 결과, 제어오일은 4~5bar의 저압을 나타내었고, 냉각오일은 2bar의 압력을 나타내었다.

3차운전 기록에서는 엔진시동 및 공회전 속도(420rpm)에서 약 34초간 운전후 정지되었으며, 펌프토출구에서 제어오일 압력은 2bar로 클러치 마찰판에서 발열량이 축적되고, 마모량이 증가하면서 클러치는 고착이 되어 67rpm으로 회전하였다.

4차운전 기록에서는 기관실에서 기측(機側)운전으로 공회전속도(idle speed)에서 감속기어 유압블록의 솔레노이드밸브에 부착된 비상수동노브를 사용하여 클러치 분리, 체결을 4회에 걸쳐 수행하였다.

클러치 분리 명령을 내리는 상태에서는 클러치 제어오일 압력은 28bar를 나타내었고, 클러치 체결명령을 내리는 순간 28bar에서 2bar로 압력이 변하였으며, 분리명령을 내리는 즉시 다시 2bar에서 28bar로 변하였다.

4차에서는 클러치 체결, 분리명령 여부에 관계없이 추진축이 연결되어 4분간 회전하였으며, 이는 3차부터 클러치 중앙부 마찰판 세트 일부(14세트중 7,8,9번 세트 추정)가 완전히 고착이 되었던 것을 알 수 있다.

Fig. 5.10에는 클러치 제어오일계통에 누설이나 막힘이 없는 정상적인 운용상태일 때 클러치 체결상태에서 실린더내에 28bar의 압력유지후 클러치를 분리시킬때의 제어오일 압력저하 트렌드의 사례를 나타내었다. 정상적인 상태에서는 클러치 분리명령으로 제어밸브를 차단시키면 약 2분 이내에 5bar까지 급속한 기울기로 압력이 내려가고, 5bar 이후의 저압에서는 압력저하 기울기가 완만한 상태에서 약 15~20분에 걸쳐 2bar로 압력이 서서히 하강하는 경향을 나타낸다. 제어오일의 누설이 발생하는 경우에는 Fig. 5.7에 나타난 4차운전과 같이 클러치분리 시 솔레노이드밸브의 단힘과 동시에 압력저하 기울기가 없이 2bar까지 급격하게 하락하는 경향을 나타내었다.

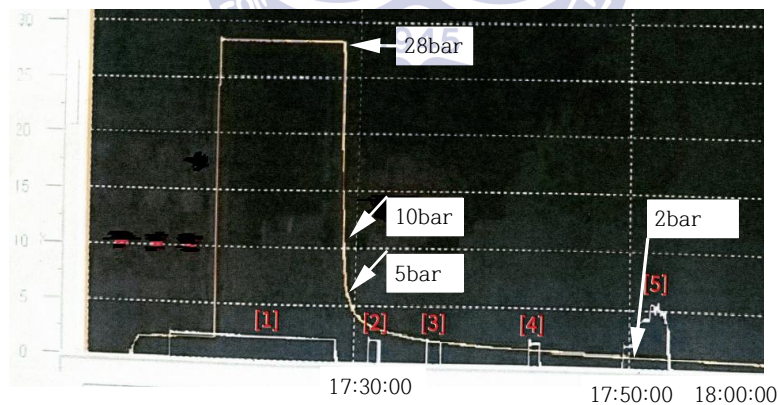


Fig. 5.10 Control oil pressure drop trend of normal operation

1차~4차 운전은 고착발생 인지 당일 17:38분에서 18:17분까지 39분에 걸쳐 운전되었으며, 클러치 분리상태의 엔진 공회전수(420rpm)에서 제어오일 압력은 1차에서 3.5bar, 6.25~7.0bar, 2~4차에서는 2bar를 나타내었고, 4차의 클러치 분리(disengage) 상태에서는 28bar의 정상압력을 나타내었다.

Table 5.2에는 1차~4차 운전 내용을 요약하여 나타내었다.

Table 5.2 Summary of running data logging

Running order	Clutch order	Engine rev. (rpm)	Shaft speed (rpm)	Friction plate slip(%)	Control pressure (bar)
1st	Disengage	420	0	-	3.5
		700~793	122~150	56~60	6.25~7.50
2nd	Disengage	420	0	-	2.0
Standby pump	Disengage	0	0	-	4.0~5.0
3rd	Disengage	420	67	63	2.0
4th (4 cycles)	Engage	420	150 etc	17.5	2.0
	Disengage	420	181.5 etc	-	28.0

클러치 분리명령 상태에서 1차운전은 엔진 공회전수에서 축이 연결되지 않았고, 추진축 체결 시 슬립은 1차 700~793rpm에서 슬립 56~60%, 3차에서 63%, 4차 분리 시 17.5%, 4차 연결 시 슬립 0% 등으로 슬립비율은 낮아지는 경향을 보이지만, 이것은 클러치 입,출력 속도의 동기화(synchronization)가 아니며, 중앙부에서 고착 수준이 높아진 것임을 알 수 있다.

4차 분리, 체결상태에서는 사이클별 슬립이 다르게 나타나고 있으며, 대체적으로 1차, 3차, 4차 모두 클러치 미군사규격인 Mil-C-18087에서 요구하는 슬립속도 범위 3%를 초과하는 것으로 나타났다.

Table 5.2에 나타낸 기관제어체계 로깅 데이터 분석결과, 1차 이전에 클러치 연결 상태에서 항해중 저압경보 발생 및 피스톤 압력저하로 인한 슬립과 냉각오일의 누설로 인해 마찰판의 고착이 국부적으로 기진행되었고, 3차에서부터 공회전수에서 클러치 중앙부 마찰클러치 내,외부 판이 고착되어 회전이 된 것으로 판단된다.

클러치축 크랙으로 냉각오일과 제어오일이 누설되고 있던 중 클러치축의 크랙이 고착 당일 16:25~16:28 분경에 헌팅과 함께 순간적으로 확대됨에 따라 클러치오일 및 냉각오일이 크랙 개구부로 다량 누설되었다.

디젤엔진을 16:25~16:28분경에 1차 운전하면서 냉각오일 누설로 인한 온도상승과 제어오일의 급격한 누설로 인한 저압형성과 슬립으로 열부하가 증가하는 현상이 중첩되어, 열점(hot spot)형성 및 열화로 부분 고착상태에서 회전하다가, 3차운전부터 420rpm에서 축적된 열과 열화로 중앙부 마찰판 세트는 고착되어 회전하기 시작하였다.

제어오일 압력은 1차에서 3차까지 계속 저압이 형성되었으며, 저압발생이 가능한 경우는 펌프고장, 솔레노이드 밸브에 부착된 2차 안전밸브의 하향조정 셋팅, 1,2차 안전밸브에서의 과압해소를 위한 압력배출, 솔레노이드 유압블록입구단에 부착된 소형 2차필터(10 μm)의 막힘 등이 발생할 경우이다.

선박에서의 기술조사와 분해조사 및 원인분석 시험결과 펌프 고장은 없었고, 안전밸브의 과압해소를 위한 배출이나 안전밸브의 셋팅값 조정 이상도 없음을 고려할 때, 기술조사 시 확인한 솔레노이드유압밸브 블록 입구단의 압력감지기 앞에 설치된 소형 2차필터의 금속재 필터망에 출구측 흐름방향으로 변형흔적(dimpled deformation)이 있었던 필터의 막힘으로 인해 1차~3차 운전 시 저압이 형성되었고, 3차 운전 후에 필터가 소제되었을 경우에는 4차운전에서는 클러치 분리상태에서 $25\text{kg}/\text{cm}^2$ 이상으로 압력이 복구되어 Fig. 5.7과 같은 제어오일 압력 트렌드를 나타낼 수 있다.

4차 운전 시에는 솔레노이드밸브와 2차 안전밸브 보호를 위하여 유압블록 입구에 설치된 직경 15mm 크기의 2차필터의 막힘현상이 해소된 상태에서 운전된 것으로 판단된다.

이후에는 클러치 분리상태의 솔레노이드 제어밸브 닫힘상태에서는 $28\text{kg}/\text{cm}^2$ 를 형성하였고, 클러치를 체결한 상태의 솔레노이드 제어밸브가 열린상태에서는 $2\text{kg}/\text{cm}^2$ 의 저압을 형성하는 것으로 판단할 때, 솔레노이드 밸브와 실린더 사이의 유로에서 제어오일의 누설이 발생되었다.

즉, 솔레노이드 밸브와 실린더 구간의 누설은 솔레노이드밸브 개방 시 클러치축의 크랙에 따른 중공축 내부의 유로에서 크랙 틈새(crevice)로 제어오일이 누설되었다고 판단되었다.

Table 5에서 1차~3차 구간의 운전에서는 저압의 냉각, 윤활오일의 누설에 기인한 윤활 및 냉각미흡에 의한 발열과 고착이 진행되었고, 제어오일은 저압을 형성하였으나 클러치 분리 및 솔레노이드밸브가 닫힌상태에서 작동되었기 때문에 실린더에는 압력이 없어 마찰판은 압축력이 없는 상태에서 회전하거나 정지되어 마찰판에서는 제어오일의 저압에 따른 슬립이 없었다.

따라서, 제어오일의 저압형성으로 인한 발열량도 없었을 것이므로 제어오일에 의한 발열 및 고착영향은 적었다고 볼 수 있다.

4차 클러치 체결(engage) 운전에서는 저압의 냉각, 윤활 오일의 누설에 따른 윤활 및 냉각미흡에 의하여 발열과 고착이 진행되었고, 실린더에서 제어오일은 $2\text{kg}/\text{cm}^2$ 의 압력을 형성하였으므로 클러치에 내장되어 있는 $2.6\text{kg}/\text{cm}^2$ 압력상당의 스프링 힘에 의해 마찰판이 상호 분리³⁵⁾된 상태로 회전하였기 때문에 제어오일의 누설에 기인한 슬립이나 발열을 크게 일으키지 않았고, 3차에서

이미 일부 고착이 되었기 때문에 4차에서도 엔진시동 시에 추진축이 동시에 회전한 것으로 판단된다.

4차 클러치 분리(disengage) 운전에서는 솔레노이드 밸브가 밀폐되어 실린더내에 압력이 없어 마찰판은 압축되지 않은 상태이므로 제어오일로 인한 슬립, 발열 및 고착의 영향은 없었고, 슬립 및 발열은 윤활 및 냉각오일 유량과 관계가 있다.

클러치 제어오일 공급 및 차단용 솔레노이드 밸브의 누설이나 오작동 또는 클러치에 장착된 드레인 역지밸브 오작동으로 반(半) 클러치 상태에서 운용된 원인일 경우에도 기관 제어체계에 기록된 **Figure 5.7**의 제어오일 압력 트렌드를 선박운용중 나타낼 수가 없으므로 솔레노이드밸브나 클러치 드레인 역지밸브의 원인은 아니라고 판단되며, 솔레노이드 밸브는 선박에서 작동 및 누설시험 결과 정상작동되었고, 분해검사 결과 부품에도 이상이 없었다.

고압 기어구동 펌프 출구에서 고압 모터구동예비펌프측으로 역지밸브의 누설이 발생될 경우 저압이 생성될 가능성도 있으나, 클러치 분리 및 차단명령에 따라 2bar 또는 28bar거동을 보일 수는 없으므로 역지밸브 누설에 의한 원인은 아닌것으로 판단된다.



5.3.3 기관제어체계 로깅 데이터 분석결과 고찰

선박 운용중 발생된 유압작동식, 습식 추진용 마찰클러치 고착현상을 기관제어체계에 데이터 로깅된 운용자료를 중심으로 분석하여 고찰한 결과는 다음과 같다.

- 클러치 고착의 원인은 1~4차 운전기록을 분석한 결과, 클러치 축 크랙에 따른 중공 축 내부의 마찰판 냉각, 윤활오일이 크랙부 틈새(crevice)와 축과 클러치허브간 틈새(0.1mm gap)을 통한 누설에 기인한 냉각부족이 주요 원인으로 나타났다.

- 클러치 제어오일의 정상압력 25bar이상 대비 기관제어체계에 기록된 2.0~7.5bar의 이상저압 거동은 Figure 5.1에 나타난 유압계통도의 솔레노이드밸브 유압블록에 설치된 2차 정밀필터의 막힘에 따라 고압펌프 토출구에서 1차~3차운전시 저압을 나타내었고 3차운전 후 필터는 소제된 것으로 판단되며, 4차운전에서는 필터막힘 해소에 따라 클러치 분리조건의 솔레노이드밸브 밀폐상태에서 고압펌프 토출구에서 25bar 이상의 고압을 나타내었다.

- 클러치 제어오일의 누설이나 막힘도 실린더내의 저압형성으로 인한 마찰판 슬립으로 발열 및 고착을 유발할 수 있으며, 클러치 제어밸브 차단상태 또는 스프링압력(2.6kg/cm²) 이하의 저압(약 2kg/cm²)으로 스프링압력에 의해 마찰판이 분리되어 기계적인 슬립을 크게 일으키지 않는 조건에서 1차~4차 운전되어 냉각오일 누설 대비 고착 영향성이 적었다고 판단된다.¹⁾ 그러나, 운용자가 제공한 로깅 데이터 외에 클러치를 체결(engage)한 조건에서 제어오일계통에 저압이 형성된 상태로 고속 또는 저속에서 운전이 되었을 경우나, 저압이 형성된 상태에서 비상작동수동노브를 이용하여 기측(機側)에서 클러치를 체결하고 운전한 기록이 있을 때에는 제어오일의 저압형성에 기인한 슬립, 발열의 고착 영향성은 변동이 될 수 있다.

- 클러치 및 감속기어의 분해조사와 원인분석 시험 등 기계적 고착원인에 대한 원인 분석 결과, 클러치 제어오일의 누설에 따른 저압형성과 슬립으로 인한 발열과 냉각오일의 누설에 따른 냉각부족 원인의 중첩으로 발생된 것으로 판단되었으며¹⁾, 기관제어체계의 로깅 데이터에 근거하여 고착의 원인을 연구한 결과, 클러치 고착은 냉각오일 누설에 따른 냉각부족이 주요원인으로 나타났고, 솔레노이드밸브 후부에서 제어오일의 누설에 따른 실린더내에 25.0kg/cm²이하의 저압형성과 2차필터 막힘에 따른 솔레노이드밸브의 전부 또는 후부의 실린더내의 저압형성(25.0kg/cm²이하)에 기인한 마찰판에서 슬립, 발열에 의한 중첩으로 발생이 될 수 있었다.

- 클러치 고착 발생전 클러치 제어오일 압력저하 경보(20bar 이하)가 발생되었고, 클러치 조립축의 크랙이 순간적으로 급격하게 확대되면서, 클러치 제어오일 저압

형성과 디젤엔진과 추진축 회전수가 운용 회전수의 약 1.5배 크기로 헌팅하는 현상과 헌팅순간에 감속기어 입,출력축 진동이 10배 정도로 확대 발생하는 고착 전조 현상이 있었음을 알 수 있었다.

- 클러치 냉각오일 압력은 기관제어체계 로깅 데이터에 펌프 토출구에서 2bar 이상의 압력이 형성되는 것으로 기록이 되었으나, 클러치 조립축 크랙으로 인한 축 내부 냉각오일 통로로 누설이 발생되었다.

펌프의 공급유량이 풍부하였을 뿐만 아니라, 오일 서비스 최종 말단부에서 누설이 되었고, 원격 압력전송계기가 펌프 출구측에만 설치되었기 때문에 계기상 누설없이 작동하는 것으로 기록되었다.

- 해상에서의 선박운용중 추진장비 고장이나 사고발생 시 사고경위 및 현장상황을 보존하는 것이 용이하지 않을 뿐만 아니라, 운용자의 운용과 정비에 대한 부담감과 장비공급자의 설계, 제작, 서비스 입장을 고려할 때 고장조사의 신뢰성 확보가 제한될 수 있으므로, 기관제어체계에 기록된 주요장비 및 시스템의 이벤트와 경보 리스트 및 트렌드 등의 로깅 데이터는 사고조사 및 재발방지를 위한 원인분석 시 객관성 있는 결정적인 자료로 유용하게 활용될 수 있음을 기관제어체계 로깅데이터 분석 연구를 통하여 확인할 수 있었다.



제 6 장 결 론

본 연구에서는 리버탄성커플링을 적용하는 4행정, 고속 디젤엔진추진체계에서 선박 추진용 유압작동식 습식, 다관마찰클러치의 마찰판 발열, 이상 마모, 변형과 고착현상에 대한 고장탐구를 위하여, 클러치시스템의 선박 체계시험(onboard test)과 감속기어 및 클러치 분해조사, 클러치 입력축 비파괴시험, 참고문헌 등을 통하여 기계적원인과 선박 기관제어체계에 자동으로 저장된 운용자료를 분석, 결과를 비교하여 선박 운용중 클러치 손상의 원인을 분석하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 선박용 감속기어에 내장된 유압작동식 다관 마찰클러치의 고착현상은 클러치 조립축인 클러치축 표면크랙이 내부의 중공축으로 관통되면서, 클러치 체결 시 최고 110,000kN의 실린더 인장하중에 의한 크랙부에서 축의 꺾임에 따라 크랙 개구부가 확대, 크랙부로 고압 제어오일의 누설과 저압의 윤활 및 냉각 오일이 누설됨으로 인한 마찰판에서의 슬립, 발열에 의한 열점(hot spots)으로 고착이 발생되었다.¹⁶⁾

또한, 슬레노이드밸브 전부(前部)에 설치된 2차 정밀필터(10 μ m)의 막힘이 발생함에 따라 필터 후부(後部)에서 제어오일의 저압형성이 중첩되어 발생되었다.

(2) 클러치 크랙부 주위 클러치 허브 내경과 클러치 조립축의 조립부에 진동에 따른 프렛팅에 기인된 틈새(0.1mm)발생으로 윤활 및 냉각 오일이 클러치허브와 축의 틈새(gap)로도 누설이 되었다.¹⁶⁾

(3) 클러치 체결에 따른 비틀림토크 및 최대 110,000kN의 인장하중으로 조립축 크랙부에서 약 0.5°의 축 꺾임이 발생, 축은 굽힘상태로 휘둘림 운전되었으며, 축 굽힘에 따른 크랙부가 확대되면서 클러치 마찰판 슬립 및 고착을 가속화시켰다.¹⁶⁾

(4) 클러치 제어오일의 정상압력 25bar이상 대비 기관제어체계에 기록된 1차~3차 운전 시의 2.0~7.5bar의 이상저압 형성은 클러치 분리상태의 슬레노이드밸브 밀폐조건에서 2차 정밀필터의 막힘으로 인해, 고압펌프 토출구에서 2차 필터까지 25bar이상의 압력을 형성하였음에도 불구하고 2차필터 후부(後部)에서부터 저압을 형성하였다.

(5) 클러치 입력축 크랙은 입력축 최대 비틀림진동 토크가 해석값 대비 실선 측정값 입력 과다로 인한 키이웨이 하부 모서리부에서 응력이 집중, 키이웨이에서 발생한 크랙이 45°의 주응력 방향으로 크랙이 확대되면서, 8,340시간 운용후 고주기 피로파괴

(6.6×10^9 Cycles)에 의해 발생된 것으로 판단된다.⁷⁾

(6) 러버 탄성커플링을 적용하는 고속 4행정 디젤엔진 추진체계에서 러버의 비선형적 특성을 고려한 감속기어 클러치 조립축(입력축)의 비틀림진동 토크 과다입력으로 인한 고주기 피로파괴 예방을 위하여, 설계 시 피로강도 해석을 통한 충분한 안전율을 확보하고, 함정 시운전 시 실선 비틀림진동 계측을 통한 평가의 필요성이 있다.⁷⁾



참 고 문 헌

- [1] 정상후, 김정렬, 신재원, 선박 추진용 유압작동식 다판 마찰클러치 고착현상 고장탐구, 한국마린엔지니어링학회논문집, 제 41호, 4권, pp. 330~336, 2017.
- [2] 김영운, 소형선박 유압클러치 장치의 해양사고 예방교육 만족도에 관한조사, 수산해양교육연구, 제 26권, 제5호, 통권 71호, pp. 966~978, 2014.
- [3] 김청균, 이일권, 승용차 클러치 시스템의 트라이블로지 특성에 관련한 고장사례 연구, 한국운활학회논문집, 제22권, 4호, pp. 196~206, 2006.
- [4] 이홍식, 조종두, 자동차 클러치 디스크의 불규칙진동에 의한 디스크 파손 연구, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 519~524, 2006.
- [5] 정상후, 유압작동식 다판 마찰클러치 고착현상 고장탐구, 기술보고서 DTaQ-17-5111-R, 국방기술품질원, pp. 1-70, 2017.
- [6] 정상후, 김정렬, 신재원, 유압작동식 다판 마찰클러치 고착 고장탐구, 한국마린엔지니어링학회 춘계공동학술대회논문집, pp. 275, 2017.
- [7] 정상후, 김정렬, 한형석, 김병규, 선박 추진용 유압작동식 다판 마찰클러치 조립축 크랙현상 고장탐구, 한국마린엔지니어링학회논문집 인쇄 중(in press), 제 41호, 6권, 2017.
- [8] 오인호, 선박의 동력전달과 추진, 다솜출판사, pp. 69~73, 2014.
- [9] 전효중, 선박 동력전달장치, 태화출판사, PP. 146~151, 1986.
- [10] 길병래, 김정렬, 전효중, 조권희, 이돈출, 축계장치와 프로펠러, 대진문화사, PP.138~144, 2008.
- [11] 배명호, 조연상, 마찰재에 따른 휠굴삭기용 습식 다판 디스크 브레이크의 제동 특성, 한국운활학회논문집, 제25권, 제6호, pp.382, 2009.
- [12] 김해용, 장시열, 김우정, 습식 클러치 마찰재의 체결 거동에 의한 마찰열 해석, 한국운활학회논문집, 제30권 제5호, pp. 265~266, 2014.
- [13] 서호원, 이현섭, 임원식, 차석원, 습식 다판 클러치의 온도추정 모델 개발, 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp. 887~890, 2011.
- [14] V. Ivanovic, Z. Herold, J. Deur, M. Hancock, F. Assadian, "Experimental characterization of wet clutch friction behaviors including thermal dynamics", SAE international vol. 2, issue 1, pp 1216, 2009.

- [15] 대한민국 해군, 함정설계 건조기준, 조함(수)-기-0-002(2)-진동 적용기준, 2009.
- [16] American Breau of Ships, Guidance notes on ship vibration, 2006.
- [17] Technical product information No. 560EN, Series 0021, Ortlinghaus-werke Gmbh, 2014.
- [18] Cameron, T. M., Mcvombs, T., Tersigni S. and Jao, T., Flash Temperature in clutches, SAE Technical Paper No. 2005-01-3890, 2005.
- [19] Zagrodzki, P. and Truncone S., Generation of Hot Spots in a Wet Multidisk Clutch During Short-term Engagement, Wear, Vol. 254, pp. 474, 2003.
- [20] 김해용, 장시열, 김우정, 조성호, 장재덕, 습식클러치 마찰재 그루브 패턴에 의한 디스크 발열해석, 한국윤활학회 제57호 추계학술대회논문집, pp. 110, 2013.
- [21] 양원준, 김두현, 조경식, 이종훈, 최재돈, 오충석, 킨사프트의 가동중 절손에 대한 원인분석, 기술보고서 Face-13-10, 한국기계연구원 재료연구소, PP.4~30, 2013.
- [22] 양원준, 이종훈, 조경식, 최재돈, 오충석, 킨사프트의 가동중 절손에 대한 원인 분석, 기술보고서 Face-15-12, 한국기계연구원 재료연구소, PP.4~28, 2015.
- [23] 김인섭, 윤현우, 김준성, 버광다오, 이돈출, 고속4행정 디젤엔진을 갖는 선박 추진시스템에서 토크변동에 의한 감속기어 안정성 평가, 한국소음진동공학회 논문집, 제25권, 제12호, pp. 817~820, 2015.
- [24] Department of Defense, United States of America, "Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment(Reciprocating Machinery and Propulsion System and Shafting) Types III, IV, and V(Naval Shipboard Use)", Mil-std-167-2, 1974.
- [25] 한형석, 이경현, 박성호, 커플링의 비틀림 강성이 축계의 비틀림 진동 피로파손에 미치는 영향분석, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, 제 25권 제12호, pp. 345~346, 2015.
- [26] Department of Defense, United States of America, "Military Specification of Gear Assembly, Propulsion (Naval Shipboard Use)", Mil-G-17859D, 1991.
- [27] 한형석, 이경현, 박성호, 김청식, 선박용 감속기어-디젤엔진 연결축의 진동 피로파손 분석, 한국소음진동공학회논문집, 제24권, 제5호, pp. 412, 2014.
- [28] 김영주, 이동환, 회전축계의 진동해석 시스템, 한국소음진동공학회지 제4권, 제3호, pp. 270, 1994.

- [29] 박종원, 성소영, 임용곤, 서수진, 디지털 선박의 통합연동 시스템 개발 현황, 대한조선학회 추계학술대회논문집, pp. 19, 2015.
- [30] 김종덕, 김정환, 김옥수, 김영길, 선박 추진제어시스템을 위한 원격운용장치 구현에 관한 연구, 한국해양정보통신학회논문집, 제 14권 제10호, pp. 2231, 2010.
- [31] 윤문태, 김세권, 선박의 자동화와 디지털 선박의 출현, 대한조선학회논문집, 제 38권, 제2호, pp. 36~41, 2001.
- [32] 권기수, 김경석, 유명언, 선박 추진기관의 고장진단 전문가 시스템의 개발, 한국해양공학회논문집, 제14권, 제3호, pp. 27, 1990.
- [33] Department of Defense, United States of America, "Military Specification of clutches for propulsion units and Auxiliary Machinery, Naval Shipboard", Mil-C-18087A(SH), 1991.
- [34] 방사업청, P00-X 3차 사업 디젤엔진 감속기어(Model : DPV450) 시스템 완성도 (도번 : 819006-1(Sheets 1 of 4), 2011.
- [35] 방위사업청, "디젤엔진 감속기어(Model : DPV450) 기술교범, 1-40-01(210)-04, 2007.

