

ClassNK 技報

No.2

2020年（1）

GHG削減

（温室効果ガス）



—目 次—

特集記事 GHG削減

4th IMO GHG Study 2020の紹介 技術研究所..... 1

IMOは、GHG排出量などに関する第4次の調査報告書を2020年中に公表の予定。NKは、本報告書作成を任された国際コンソーシアムに、全体のQA/QCをチェックする役割を担って参加した。同報告書においては、2012年から2018年のGHG排出量の推移および炭素排出効率の推移、さらに2050年に向けてのCO₂排出量予測などが報告されている。これらの解析結果は、IMOのGHG削減戦略の達成評価に必要な情報となる。本報告では、これらの内容を紹介する。

国際海運のゼロエミッションに向けたロードマップ
..... (一財) 日本船舶技術研究協会 西室 麻里花..... 9

気候変動問題への対応が世界的に喫緊の重要課題となる中、世界有数の海事大国である日本においては、産学官公の海事関係者らが「国際海運GHGゼロエミッションプロジェクト」を立ち上げ、今世紀中のゼロエミッションに向けて将来の船舶が目指すべき方向性やGHG削減対策を検討してきた。本稿では、本プロジェクトの成果である、GHG削減シナリオやその実現に向けた技術開発及び国際ルール等の環境整備の内容・時期に関するロードマップについて紹介する。

海運業界に影響し得るサステナブル・ファイナンスの動向 調査室..... 15

サステナブル・ファイナンスとは、環境、社会、ガバナンス（ESG）要因をビジネスの意思決定、経済発展、投資戦略に組み込むことと定義されている。本稿では、海運業界に影響し得るサステナブル・ファイナンス、具体的には海運会社が資金調達を行う場合にその使途がサステナブルかどうかを評価するための基準や原則の概要を中心に紹介する。

技術一般

風力を利用した船舶推進装置について 技術部..... 19

海運の分野で古くから利用されてきた「風力」が、近年の環境規制の気運の高まりを受け、クリーンなエネルギーとして再び脚光を浴びつつある。最新の技術を活用した風力推進装置の開発が世界的に進む現状に対応するため、NKは昨年「風力を利用した船舶補助推進装置の設計に関するガイドライン」を発行し、装置の安全性に関する指針を示した。本稿では、風力推進装置のこれまでと現状について概観するとともに、ガイドラインの概要を解説する。

脆性亀裂アレストのメカニズム解明とその合理的制御方法確立に向けた最新研究動向

…………… 東京大学 柴沼 一樹…………… 25

近年、コンテナ船に使用される鋼板の極厚化・高強度化が急速に進行し、構造体における最も危険な破壊形態である脆性破壊の可能性の高まりが危惧されている。脆性破壊による大規模損傷を未然に防ぐためには、万が一破壊が発生しても、その後の亀裂伝播を制御し「停止（アレスト）」させる二段階の安全設計を行うことが重要である。本稿では、「業界要望による共同研究」として実施している「長大亀裂問題の解明に向けた破壊力学研究（2014年8月～2018年3月）」および「構造アレスト設計実現に向けた破壊力学モデル開発（2018年4月～継続中）」で得られた成果を中心として、脆性亀裂アレストのメカニズム解明とその合理的な制御方法の確立に向けた研究の最新動向を概説する。

組み合わせ荷重を受ける矩形板の最終強度簡易評価法について

…………… 船体開発部，新来島どつく 池本 俊史，大阪大学院 辰巳 晃，藤久保 昌彦…………… 45

船体構造を構成する基本要素である板および防撓材の最終強度を精度良く評価することは、船舶の安全性評価において極めて重要となる。本稿では、矩形板の最終強度評価を、弾性座屈、初期不整、降伏という最終強度に対する支配的要因を、可能な限り物理的に定式化し、さらに、繰り返し収束計算のような数値解析に依存しない陽な算式で表記することを試みる。

水素等クリーン燃料の利活用・輸送に関する技術動向

…………… 環境・再生可能エネルギー部…………… 59

CO₂排出削減を目的として、水素等クリーン燃料の製造、輸送及び利用について検討が進められている。現状では、化石燃料と比べてクリーン燃料の製造コストは高く、また、製造・輸送工程も含めたトータルでのCO₂排出を如何にして抑制するかが課題となっている。本稿では、今後の利活用が期待される水素等の利活用見通し、また、その大量輸送や貯蔵に用いるエネルギーキャリア（液化水素、アンモニア、有機ハイドライド）について紹介する。

IMOの動向

…………… 国際部…………… 67

本稿では、IMO（国際海事機関）における国際条約等の審議動向を紹介する。新型コロナウイルスの影響でIMOの会議自体が延期になっているため、今号では2020年11月に開催されるIMO第75回海洋環境保護委員会（MEPC 75）及びIMO第102回海上安全委員会（MSC 102）で審議が行われる予定となっている内容を紹介する。

4th IMO GHG Study 2020の紹介

— 2008-2012年のGHG排出量、炭素排出密度の経年変化 および 2050年に向けての将来予測 —

華山 伸一*

1. はじめに

本報告は、国際海事機関（IMO）が実施した第4次の地球温暖化ガス（以下、GHG4）の排出量などに関する調査報告書の内容を紹介する。

ここで紹介する内容についてはドラフトに基づいて作成しており、内容や結論についてはMEPCからの修正指示などによって変更される可能性があることに留意されたい。

IMOは、2000年より3次にわたり、GHG排出量などに関する調査報告書を作成しており、今回が第4次報告書となる。GHG4の作成においては、各国やNGOとは独立した専門家から構成されたコンソーシアムを選出し、Steering Committeeの指示の基で調査を実施、海洋環境保護委員会（MEPC）において最終的な成果を承認することとなっている。

今回、2019年夏の入札により、オランダ CeDELFT社をトップとした10の大学・機関から構成される国際コンソーシアムが落札した。コンソーシアムの構成団体を図1に、おもな構成メンバーを表1に示した。日本からNKと海技研が参加している。

約半年間の作業を経て、Steering Committeeの承認を受けたドラフトレポートが公開されており、2020年11月に開催されるMEPC75において承認される予定である。

NKはコンソーシアム内で、執筆担当以外に、technical directorとして、全体のQA/QCをチェックする役割などを担って参加した。



図1 GHG4の主な構成団体

表1 GHG4の主な構成メンバー、役割および所属

Dr. Jasper Faber	Project manager Lead author Section 4.5 (emission projections)	CE Delft
Shinichi Hanayama	Technical director Lead author Section 2.9	ClassNK
Dr. Shuang Zhang	Manager Task 1 (emissions inventory) Lead author Chapter 3 (carbon intensity)	Dalian Maritime University
Dr. Paula Pereda	Manager Task 2 (emission projections) Lead author Sections 4.2 and 4.3	University of São Paulo
Dr. Bryan Comer	Lead author Annex A and B	The International Council on Clean Transportation
Dr. Elena Hauerhof	Lead author Section 2.2 and 2.5	UMAS
Wendela Schim van der Loeff	Lead author Section 2.4 and 2.2.4	University College London
Dr. Tristan Smith	Lead author Section 2.7	UMAS University College London
Prof. dr. Yan Zhang	Lead author Section 2.8	Fudan University
Dr. Hiroyuko Kosaka	Lead author Section 4.4	NMRI

赤字は日本からの参加を示す。

2. IMOのGHG削減戦略とGHG4の関係について

GHG4には、2012-2018年の排出量のトレンド、同じくCarbon Indexのトレンド、さらに2050年までの排出量予測などの情報が含まれている。IMOのGHG削減戦略における短期および中期目標の達成方策の適用および評価には、GHG4の報告事項に基づいた評価が必要となる。IMOのGHG削減戦略の短期及び中期目標とGHG4における報告事項との関係は、表2に示すとおりである。

ここで、中期目標はCO₂のみを対象としているのに対して、長期目標はCO₂以外のGHGも削減対象としていることに留意されたい。

3章では、短期目標の達成に関連して2012-2018年の排出量の経年変化については紹介する。次に4章では、2012-2018年の炭素排出効率の経年変化について紹介する。最後に短期目標の達成に関連して、5章では、2050年に向けた将来予測については紹介する。3章以降においては、特記しない限り、executive summaryからの抜粋で構成しており、NK独自の解釈や注記は全て脚注で示している。

* 技術研究所

表2 IMOのGHG 削減戦略の削減目標と4th GHG studyにおける報告事項との関係

目標	定量的目標	4th GHG study における報告事項
短期@2030年 (効率のみ)	2008年比で炭素排出効率(carbon Intensity; CI)を少なくとも40%改善	2008年および2012-2018年における全船舶を通じた炭素排出効率(carbon intensity)の推定値
中期@2050年 (総量と効率)	2008年比で炭素排出効率を少なくとも70%改善かつ2008年比でGHG排出総量を少なくとも50%減	2019-2050年のCO ₂ 排出量予測値

3. 2012-2018年の排出量経年変化について

3.1 排出量トレンドの外観

図2は、GHG4を含めた過去の3つのIMO GHG Studyで推計されたGHG排出量、UNCTADによる貿易統計量、またGHG4の調査対象期間である2012年以降については、炭素排出効率の経年変化も示している。橙色の船で示される海上貿易について海運需要の着実な増加^{*1}が観測される。その一方で、IMO GHG Studyの調査対象期間は、以下の3つの期間に分けられる。

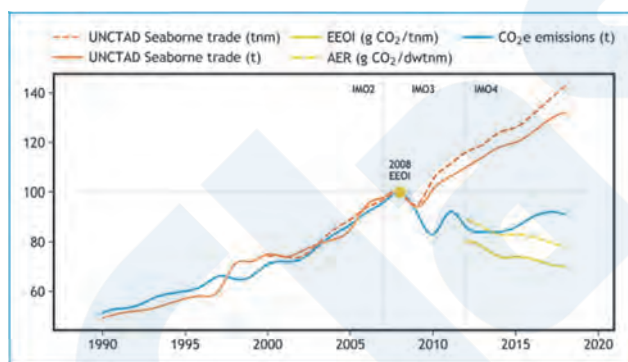


図2 GHG排出量、貿易統計量、および炭素排出効率の経年変化

期間1 (1990年~2008年) 排出量増加の時代

海上貿易の増加(橙色線)とGHG排出量(青色線)がほぼ同じ伸びを示していた時代。

期間2 (2008年~2014年) GHG排出量削減の時代
輸送需要の増加とGHG排出はリンクしない時代であり、自主的な炭素排出効率改善の時代。

期間3 (2014年~2018年) 排出量再増加の時代
炭素排出効率は継続的に緩やかに改善しているが、需要の伸び(UNCTAD)よりも緩やかなペースであるため、GHG排出量が再び増加傾向に戻りつつある時代。

3.2 外航と内航のGHG排出量の区分方法

GHG4は、外航海運の排出と内航海運の排出を航海ベースで区別する手法を新たに採用している。この手法は、各航海を国際輸送または内航輸送のいずれかに割り当てることとなった。

一方で、3rd IMO GHG Studyでは、外航海運と内航海運のGHGインベントリを区別するために別の手法を使用していた。すなわち、個別の船型・船種グループを内航または外航海運のいずれかで運航していると仮定した。この手法は、類似の船型やサイズのフリート内での仮定および一様な挙動に依存しており、GHG4の解析によって当該手法には欠点を有することが示された。しかしながら、3rd IMO GHG StudyとGHG4との比較を可能にし、傾向を理解するために過去の方法を継続的に使用し、可能な限り、これらの方法の両方からの結果を含める。

GHG4において、後者の3rd IMO GHG Studyで使用される方法をOption 1(船舶ベース)と呼び、前者の新しい方法を、Option 2(航海ベース)^{*2}と呼ぶ。

3.3 2012年から2018年のCO₂排出量

外航海運からの2012年から2018年のCO₂排出量の推移について、表3に示した。

3.2節で紹介した航海ベースの新たな配分方法を用いた場合、国際海運のCO₂排出量は2012年の7.01億トンから2018年の7.40億トン(5.6%の増加)に増加した。船舶ベースで国際海運を配分した場合、CO₂排出量は2012年の8.48億トンから2018年の9.19億トンに増加した(8.4%の増加)。また、航海ベースの排出量は必ず船舶ベースにおける排出量に比較して小さくなっている。図2で示したGHG全体の傾向と同様に、いずれの算出方法においても、2013年から2014年において落ち込んだ後に再び排

^{*1} UNCTADの統計でみると、特にトンマイルベースの海上輸送量は、2011年以降、リーマンショックの落ち込みから完全に回復している。

^{*2} IPCCガイドラインにおける外航/内航の定義に基づき、同じ船舶であっても、同一国内を航行する場合はそのCO₂排出量は同国内の排出としてカウントし、外航からは除外する。

たとえば、Los Angeles港→Long Beach港→横浜港→神戸港→Los Angeles港と航行するコンテナ船の場合、Long Beach港-横浜間、神戸- Los Angeles港間のみが外航としてカウントされ、Los Angeles港→横浜港→神戸港間、横浜-神戸間は内航としてカウントされる。

出量は増加し、参考として示した2008年の排出量レベルと同等となっている。

表3 2008-2012年におけるCO₂排出量

年	Option 2 (航海ベース)による外航海運CO ₂ 量	Option 1 (船舶ベース)による外航海運CO ₂ 量
2012	701	848
2013	684	837
2014	681	846
2015	700	859
2016	727	894
2017	746	929
2018	740	919
参考2008	794	921

単位 100万トン/年

3.4 2012年から2018年のCO₂以外のGHG排出量

前節に示したCO₂の2012年から2018年のトレンドと共に、CO₂以外のGHG排出量として、一酸化二窒素 (N₂O) およびメタン (CH₄) のトレンドおよび2018年における排出寄与割合を図3に示した。CO₂は依然として主要な排出源であり、外航海運のGHG排出総量 (CO₂等量ベース) の98%を占める。

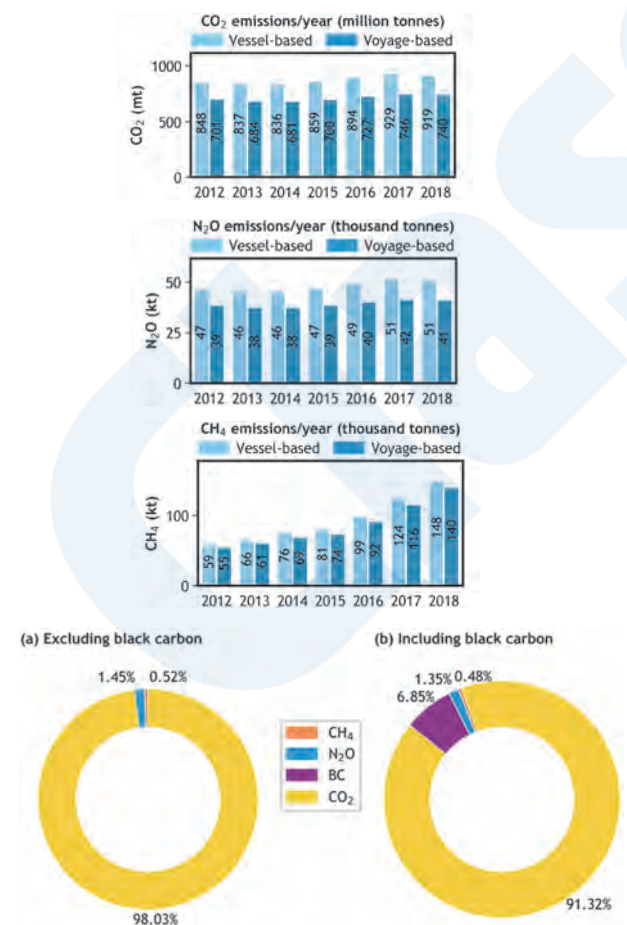


図3 CO₂, N₂OおよびCH₄排出量の2012年-2018年の推移および2018年における排出寄与割合

3.5 2012年から2018年の燃料種の使用割合

2012年から2018年までの各年の船種別の燃料消費量の内訳を図4に示した。コンテナ船、バルクキャリア、油タンカーの3船種が、外航海運のCO₂の主な排出源となっている。ケミカルタンカー、一般貨物船、LNGタンカーと合わせて航海ベースの配分で計算すると、これらの船種による排出は外航海運からの総排出量の86.5%を占めている。

重油 (HFO) は、外航海運の支配的な燃料であり続けている (2018年の全燃料消費量の79%)。しかしながら、この調査期間中に、燃料ミックスに顕著な変化が生じた。HFO消費量は減少する一方、船用ディーゼル油 (MDO) および液体天然素ガス (LNG) 消費量はそれぞれ6%および0.9%増加した。

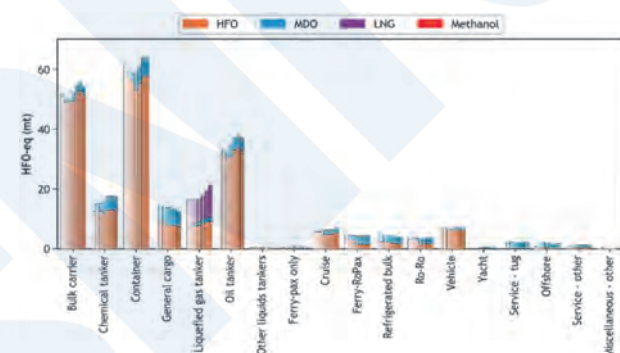


図4 各船種における燃料種毎の消費燃料量の経年変化

(各船種毎に2012年から2018年の燃料消費量を示す)

3.6 2012年から2018年の減速航行

図5は、外航海運からの排出インベントリを支配する3つの船種にわたる平均運航速度の傾向を示している。運航速度の低下は、調査期間中のほぼすべての船種について観測された。油タンカーおよびコンテナ船は、2015年および2016年に平均運航速度の増加が認められた。これは、運航速度が、変動する市場の影響を受けやすいことを示している。

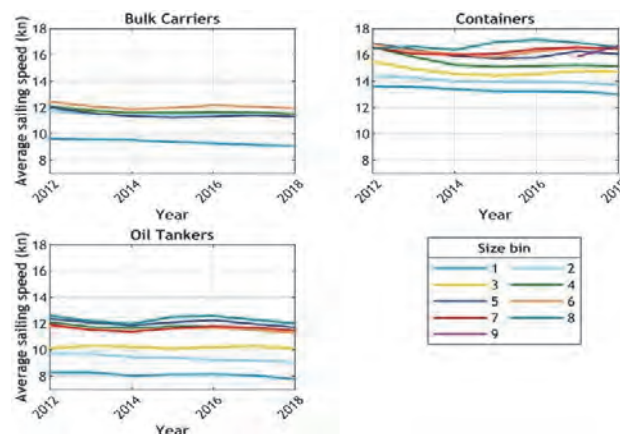


図5 代表3船種における船型別平均船速の推移 (binの数値は船型クラスが大きいことを示す)

3.7 2012年から2018年の内航/外航運航時間割合

図6に示すように、GHG4では、全ての船種・船型カテゴリにおいて、運転時間の全てが航海ベースで外航海運として運航していないことがわかった。

油タンカー、バルクキャリア、コンテナ船において、最小の船舶サイズカテゴリにおいては運転時間の20~40%しか外航海運として運航していない。配分されている。最大の船舶サイズについては、一般貨物船では~70%、コンテナ船~80%、油タンカー・バルクキャリア~90%、液化ガスタンカー~100%となっている。これが、3.3節に示したように、航海ベースの排出量は必ず船舶ベースにおける排出量に比較して小さくなる理由である。

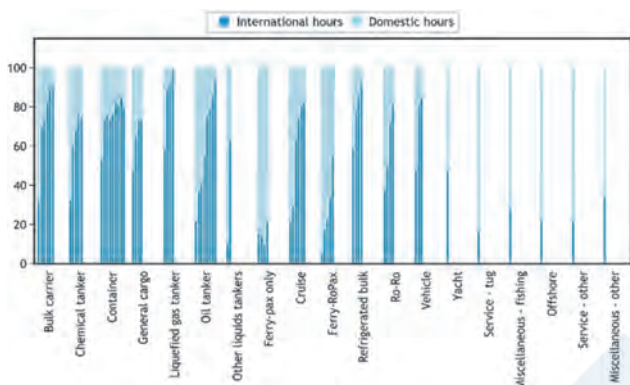


図6 Option2（航海ベース）の定義を用いた場合の、年間運転時間における内航/外航の割合

4. 2012-2018年の排出量の炭素排出効率の推移

4.1 概要

GHG4では、以下の4つの算定手法による2008-2012年の炭素排出効率値を報告している。

- ① Energy Efficiency Operational Indicator (EEOI, gCO₂/t·nm)
- ② Annual Efficiency Ratio (AER, gCO₂/dwt·nm)
- ③ DIST (kgCO₂/nm)
- ④ TIME (tCO₂/hr)

EEOI, AER, DISTおよびEEOPIのような測定指標は、典型的な貨物船および旅客船に適用できる可能性があり、DISTおよびTIMEならびにそれらの可能な変形は、貨物や人員を運搬しないサービス船、作業船または漁船により適している。以降では

代表的な炭素排出効率算定方法である①EEOIと②AERの計算結果のみを紹介する。

4.2 結果

表4および表5は、外航海運フリート全体の炭素排出効率値を示す（表4が船舶ベース、表5が航海ベース）。GHG4においては、代表的な船種として、バルクキャリア、油タンカー、コンテナ船、ケミカルタンカー、液化ガスタンカー、一般貨物船、冷凍ばら積み船の7船種が計算対象*3として選ばれ、合計すると世界全体のCO₂排出量の約88%を、トンマイルベースの輸送実績の98%を占めていた。これらの二つの表には、対2008年と2018年比で算出した炭素排出効率の改善効果傾向が、併せて示されている。ここで、overallの改善傾向は集計データに基づいて計算されており、一方、individualの改善傾向は回帰推定値記により推定されている*4。

表4 2008-2012年における炭素排出効率の推移 (Option1, 船舶ベース)

Year	EEOI (gCO ₂ /t/nm)				AER (gCO ₂ /DWT/nm)					
	Value	Variation vs 2008		Variation vs 2012		Value	Variation vs 2008		Variation vs 2012	
		overall	individual	overall	individual		overall	individual	overall	individual
2008	17.10	—	—	—	—	8.08	—	—	—	—
2012	13.16	-23.1%	-16.8%	—	—	7.06	-12.7%	-5.6%	—	—
2013	12.87	-24.7%	-18.3%	-2.2%	-2.0%	6.89	-14.8%	-7.1%	-2.4%	-1.7%
2014	12.34	-27.9%	-20.4%	-6.3%	-4.6%	6.71	-16.9%	-7.8%	-4.9%	-2.4%
2015	12.33	-27.9%	-19.0%	-6.3%	-2.8%	6.64	-17.8%	-6.5%	-5.9%	-1.3%
2016	12.22	-28.6%	-18.7%	-7.2%	-2.5%	6.58	-18.6%	-6.4%	-6.8%	-1.4%
2017	11.87	-30.6%	-20.8%	-9.8%	-5.0%	6.43	-20.4%	-8.4%	-8.9%	-3.3%
2018	11.67	-31.8%	-21.5%	-11.3%	-6.2%	6.31	-22.0%	-9.3%	-10.6%	-4.2%

表5 2008-2012年における炭素排出効率の推移 (Option2, 航海ベース)

Year	EEOI (gCO ₂ /t/nm)				AER (gCO ₂ /DWT/nm)					
	Value	Variation vs 2008		Variation vs 2012		Value	Variation vs 2008		Variation vs 2012	
		overall	individual	overall	individual		overall	individual	overall	individual
2008	15.16	—	—	—	—	7.40	—	—	—	—
2012	12.19	-19.6%	-11.4%	—	—	6.61	-10.7%	-4.6%	—	—
2013	11.83	-22.0%	-13.6%	-3.0%	-2.6%	6.40	-13.5%	-6.6%	-3.2%	-2.2%
2014	11.29	-25.6%	-16.2%	-7.4%	-5.5%	6.20	-16.1%	-7.6%	-6.1%	-3.1%
2015	11.30	-25.5%	-14.5%	-7.3%	-3.7%	6.15	-16.9%	-6.2%	-6.9%	-2.0%
2016	11.21	-26.1%	-14.0%	-8.1%	-3.2%	6.09	-17.7%	-5.9%	-7.8%	-1.8%
2017	10.88	-28.2%	-15.9%	-10.8%	-5.4%	5.96	-19.5%	-7.7%	-9.8%	-3.7%
2018	10.70	-29.4%	-17.2%	-12.3%	-7.0%	5.84	-21.0%	-8.9%	-11.5%	-4.8%

表4および表5に示されているように、EEOI及びAERの値は、2012年から2018年にかけておおむね改善を続けており、2018年には2008年と比較して、それぞれ29%及び21%程度の改善率に達している。EEOI及びAER間の指標の絶対値の不一致は、主に、積載質量の振り分け方法によって引き起こされた。何れの場合でも、2018年においては短期削減目標である40%削減に達していない。

*3 報告書内の全ての炭素排出効率値 (CI) は、航海ベース、船舶ベースあるいはCIの計算方法如何に係わらず、全て7船種のみを対象に計算されていることに留意する必要がある。

*4 Overallの改善率はCI値の変化を単純に計算したものである。このため、個船の効率が一切変化しなくても、船隊の大型化など船型の構成変化による影響を受ける。これに対してIndividualは、このような船型の構成変化による影響を除去し、船型全体としてのoperational/technical効率改善のみを抽出して改善率を計算したものの。

図7と図8は、Option 1（船舶ベース）とOption 2（航海ベース）の両方で推定された、船種毎のEEOIとAERの推移を示している。これらの図に示すように、バルクキャリア、油タンカー、コンテナ船の順に炭素排出効率の値はよい。コンテナ船については、対象期間中にほぼ一定の改善が見られる一方で、それ以外の船種における効率改善の推移は中だるみが見られるなど、異なっていた。

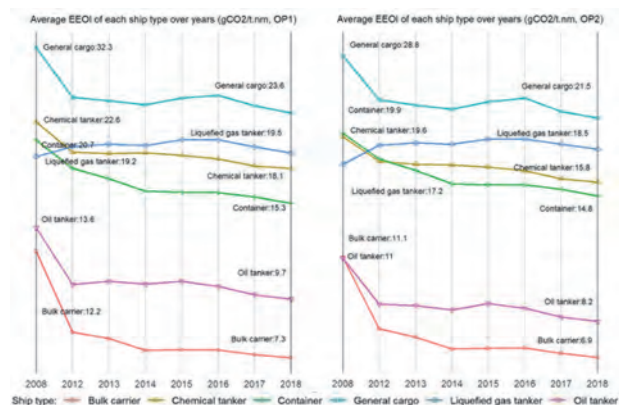


図7 2008-2012年における代表7船種毎の炭素排出効率の推移 (Option1, 船舶ベース)

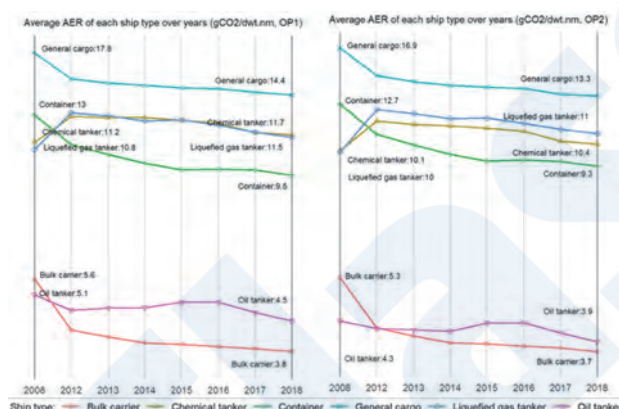


図8 2008-2012年における代表7船種毎の炭素排出効率の推移 (Option2, 航海ベース)

5. 2050年に向けてのCO₂の将来予測

5.1 概要

2050年までの海運のCO₂排出量を予測した。GHG4における海運からの排出量を予測するための方法は、以下の6つの作業ステップを含む。

- ① 非エネルギー製品の海上輸送量の推定:
- ② エネルギー製品:の海上輸送量の推定-
- ③ 2018年をにおける現在のフリート構成及びその活動の解析
- ④ 2050年に向けての将来のフリート構成を予測

- ⑤ 2050年に向けて規制の展開と、限界削減コスト曲線（Marginal Abatement Cost Curve, MACC）を利用し、市場主導の効率変化を考慮して、船舶の将来のエネルギー効率を予測
- ⑥ 上述のStep④および⑤の結果を組み合わせて、海運の排出量を予測する。

輸送需要予測は以下の3つの要因に依存する:

- A) 予測の基礎となる社会経済シナリオ。
一人当たりGDPの予測成長率と人口増加率が高くなるほど、非石炭ドライバルク、コンテナなどのユニット化された貨物、化学品など、経済の発展と強く相関する製品の海上輸送量は増加すると予測される。
- B) 長期的なエネルギーシナリオ。
化石燃料の消費量予測が多いほど、石炭ドライバルク、油タンカー、ガスタンカーの海上輸送量が増加する。
- C) 輸送量と関連要因との関係を確立する手法。
非エネルギー製品の輸送量を予測するため2つの方法を採用。一つ目は、世界の輸送量と利用可能な最長期間にわたるその関連要因との相互関係を統計的に分析し、物流曲線を用いてその関係をさらに予測する物流分析モデル。二つ目は、二国間の貿易フローを分析して、それらの国と関連する要因との間の貿易の弾力性を確立する重力モデル分析。概して、物流分析モデルアプローチが重力モデルアプローチよりも高い輸送量予測を導き出すことを見出した。

非エネルギー製品の海上輸送量とエネルギー製品:の海上輸送量に影響を与えるシナリオの詳細について表6に要約する。

5.2 海上輸送量

前項で示した3つの影響要因について検討した結果、要因Aと要因Bについては2ケース、すなわち要因Aについては表6に示したSSP2あるいはOECDとし、要因Bについては表6に示したRCP2.6のシナリオに集約することとした。また、要因Cについては上記に示す二つの手法を適用した。以上から、合計4ケースが代表的なケースとして抽出された。これらの条件に基づく2020-2050年までの海上輸送量(10⁹トンマイル)の予測量を、図9に示した。

表6 海上輸送量に影響を与えるシナリオの詳細

船種 Non-coal dry bulk, containers, other unitized cargo, and chemicals (Relation between transport work and relevant drivers: Logistics, denoted by <u>L</u> ; Gravitation model, denoted by <u>G</u>)	船種 Coal dry bulk, oil tankers and gas tankers
Long-term socio-economic scenarios	Long-term energy scenarios
SSP1 (Sustainability – Taking the Green Road)	RCP1.9 (1.5°C) in combination with SSP1, SSP2 and SSP5
SSP2 (Middle of the Road)	RCP2.6 (2°C, very low GHG emissions) in combination with SSP1, SSP2, SSP4 and SSP5
SSP3 (Regional Rivalry – A Rocky Road)	RCP3.4 (extensive carbon removal) in combination with SSP1, SS2, SSP3, SSP4 and SSP5
SSP4 (Inequality – A Road Divided)	RCP4.5 (2.4°C, medium-low mitigation or very low baseline) in combination with SSP1, SS2, SSP3, SSP4 and SSP5
SSP5 (Fossil-fueled Development – Taking the Highway)	RCP6.0 (2.8°C medium baseline, high mitigation in combination with SSP1, SS2, SSP3, SSP4 and SSP5
OECD long-term baseline projections	

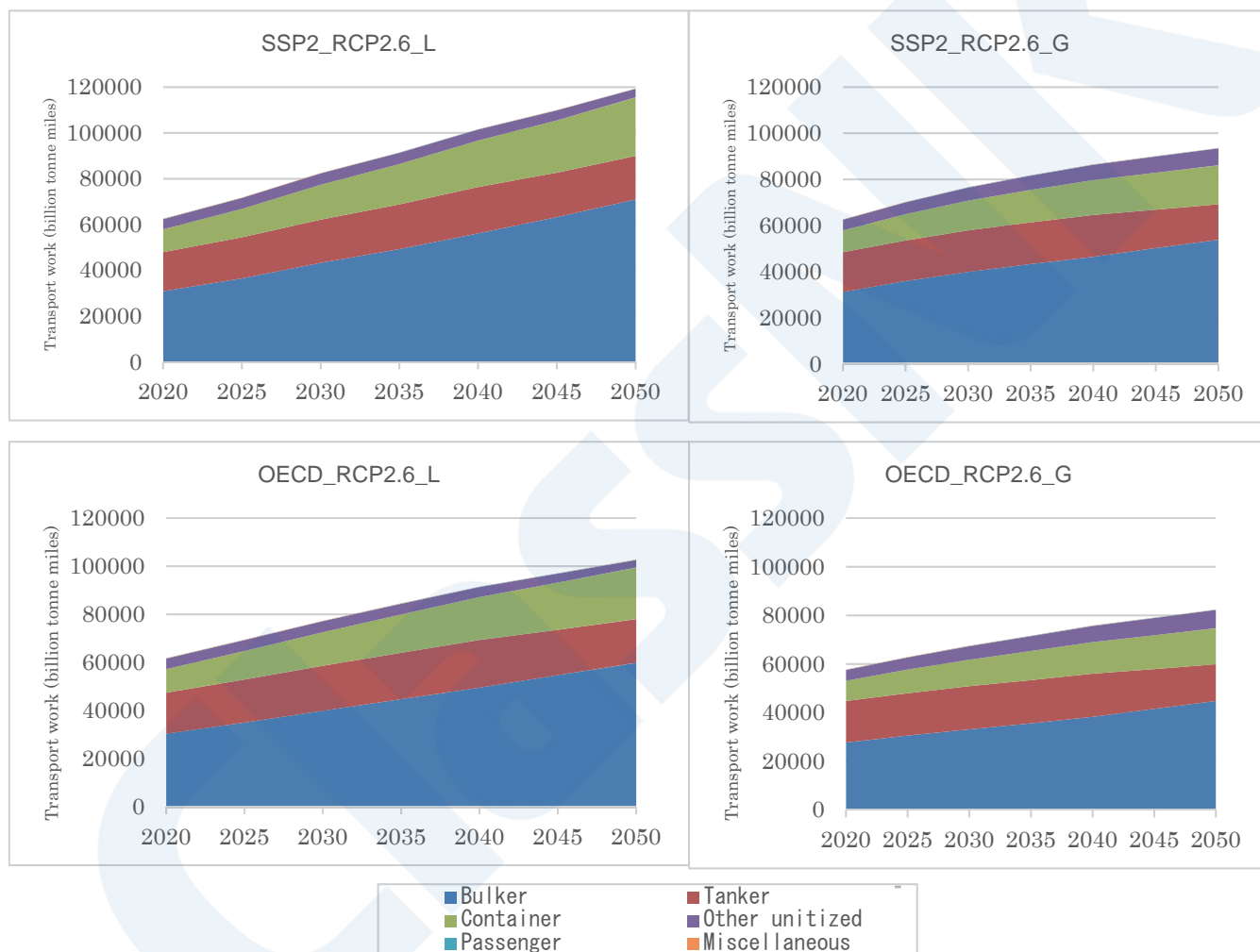


図9 2020-2050年の海上輸送量予測 (Y軸は10億トンマイル)

2050年における海上輸送量 (トンマイル/年) は、対2008年 (4.2万billion トンマイル/年) 比で、190% - 290%に増加すると予想した。一般的に、物流分析モデルを用いた予測 (2018年に対する2050年における伸びが75%~100%) は、重力モデルを用いた予測 (同伸びが40%~60%) よりも高い伸び率をした。また、総所得 (GDP) と規模 (人口) の増加が大

きいSSP2シナリオでは、コンテナ海上輸送量の増加が大きくなっている。これに対して、バルカーの一部やタンカーは、シナリオによっては、2050年に向けて海上輸送量が減少に転じる場合もある。

なお、COVID-19の影響については定量的な解析を行えないため不確実性が残るが、一般論で言えば、図2のリーマンショックからの回復が示したように、

2050年に向けた長期的には、選択されたシナリオのいずれかに収斂することが予想される。

5.3 削減技術のコスト (Marginal Abatement Cost Curve)

海運のエネルギー効率または炭素排出密度を改善するための方法は多くある。GHG4では、省エネ技術、再生可能エネルギーの利用*5、代替燃料の利用、船速低減の4つのグループについて、44の技術の緩和ポテンシャルとコストを評価した。44の技術毎の1トンのCO₂を削減する代表的なコストを少ない順番に並べ替えたカーブをMarginal Abatement Cost Curveと称する。結果を図10に示す。

2025年以降に新たに建造されるすべての船舶に対して選択されたすべての削減を適用することを想定した場合、船舶からのGHG排出削減に関するIMOの初期戦略に明記されている中期の削減目標の両方を達成することができることが予想できる。

ただし、2050年には、代替燃料の使用がCO₂削減量全体の約64%に貢献している。つまり、中期目標達成には、理論上も代替燃料の使用が必須であることを示している。代替燃料の限界削減コスト曲線(MACC)は、ゼロ炭素燃料の予測価格に大きく依存することに留意されたい。

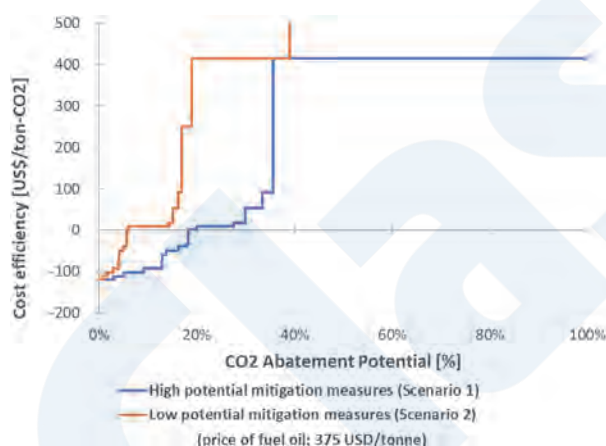


図10 2020-2050年の海上輸送量予測

5.4 2020-2050年のCO₂排出量予測

図10に、いわゆるBAU (Business As Usual) における2020年から2050年のCO₂予測結果を示した。

GHG4においては、BAUは、海運セクターにお

いて、「エネルギー効率または炭素排出効率に影響を及ぼす新たな規制が採択されない」と定義する*6。

図11には、先に示した6つの長期シナリオによる全船舶からのCO₂排出総量を示している。ここで示す排出量は、漁船内航を含む海運全体の合計である。内航及び外航海運のシェアは変わらないと予測している*7。

これらのBAUシナリオでは、海運からの排出量は、2018年の10億トンCO₂から2050年には10億~15億トンCO₂に増加すると予測されている。これは、2018年の排出量比では、0%~50%の増加を意味し、2008年の排出量比では、90%~130%の範囲内に収まる。中期目標である50%の削減目標に達するためには、一層の削減努力が必要である*8。



図11 2020-2050年のCO₂排出量予測

これらのCO₂排出量予測の違いは、輸送量予測の違いによるものであり、これは即ち、社会経済予測手法の差異や、輸送量と一人当たりGDP、人口、一次エネルギー需要などの独立変数との関係を確認する方法の違いによるものである*9。

COVID-19が排出量予測に与える影響を定量的に評価するには早すぎるが、2020年と2021年の排出量は海上輸送量の落ち込みから、大幅に減少することは明らかである。一方で、長期的には4.3節で解説したように、輸送量の回復に応じて、今後数十年間の排出量は、せいぜい予測より数パーセント低くなるぐらいであろう。全体として、COVID-19の影響は、今回のシナリオの不確実性から来る排出量の予測範囲よりも小さい可能性が高い。

*5 ここで代替燃料には、LNGは含まれない。水素、アンモニアなどの炭素を含まない燃料あるいは合成メタン/合成メタノールのようにカーボンニュートラルと見なせる燃料である。

*6 EEDI Phase3までの効果は織り込む。他方で、現在審議中のEEXIおよびCIIを用いた格付け制度の効果は見込んでいない。

*7 このことは、国際海運からのGHG (CO₂等量) も、2008年の水準の90%~130%の範囲で増加することを意味する。

*8 GHG4においては、中期目標に達成するためのシナリオは作成していない。

*9 3rd IMO GHG Studyにおいては、エネルギー利用構成についても2つのシナリオ (LNGの普及の多寡) が用意されていたが、今回の4th Studyにおいては、船舶側のエネルギー利用構成は、4つの海上貿易量に対して一定としている。

6. まとめ

参考文献

- ① 海運全体（外航、内航、漁業）のCO₂排出量は、2012年のCO₂排出量は9.62億トンで、2018年のCO₂排出量は10.56億トンと9.3%増加した。
- ② 二酸化炭素（CO₂）、メタン（CH₄）、亜酸化窒素（N₂O）を含む温室効果ガス（GHG）排出量（で表される）は、2012年の9.77億CO₂相当トンから2018年には10.76億CO₂相当トンに増加し、この期間内に9.6%の増加となっている。
- ③ 上述の海運全体のCO₂排出量について、船舶ベースの配分方法を用いた場合、外航海運のCO₂排出量は2012年の7.01億トンから2018年の7.40億トン（5.6%の増加）に増加する。他方で、船舶ベースで外航海運を配分した場合、CO₂排出量は2012年の8.48億トンから2018年の9.19億トンに増加した（8.4%の増加）。
- ④ 二つの配分方法による差異は、各船種において、最大船型の船舶が同一国内で航行する時間割合が最低でも10%程度あることに起因する。
- ⑤ 2012年から2018年の間に、外航海運全体の炭素排出効率（Carbon Intensity）は改善された。航海ベースにおいて2008年よりもAERで21%およびEEOIで29%改善されていた。ただし、2030年の40%削減目標の達成のために十分な改善速度を見せていない。2012年までに改善の半分以上が達成されている一方で、2015年以降は改善ペースは鈍化している。
- ⑥ 2018年の排出量は2008年の約90%であったが、今後の長期的経済・エネルギーシナリオに基づく、2050年にCO₂排出量は2008年の90～130%へ伸びると予測される。中期目標達成のためには、これまでのようなEEDIあるいは自主的な減速航行による効率改善だけでは不十分であり、低ゼロ炭素燃料の導入が必須である。

- 1) IMO GHG Study 2020 – Final report. IMO, MEPC 75/7/15
<https://docs.imo.org/> より入手可能

謝辞

この事業を短期間に達成したコンソーシアムメンバーの全員に対して、特にコンソーシアムリーダーを勤めたCeDELFTのJasper Faber博士にこの場を借りて深謝申し上げる。

国際海運のゼロエミッションに向けたロードマップ

西室 麻里花*

1. はじめに

国際海事機関（IMO）の調査によれば、国際海運から排出される温室効果ガス（GHG）は、2012年時点においてCO₂排出量が約8億トンとされる。これは、世界全体のCO₂排出量の約2.2%を占め、ドイツやブラジル等の一国家の排出量にも相当し、成長する世界経済の成長を背景とした海上輸送需要の増大により、今後も排出量の増大が予測される。

GHG削減に向けた対策については、世界全体では国連気候変動枠組条約（UNFCCC）の下で議論が行われているが、国境を越えて活動する国際交通（海運及び航空）分野からのGHG削減対策については、船舶（又は航空機）の船籍国や運航国による排出責任の区分が困難であり、UNFCCCにおける国別の削減対策には馴染まないことから、国連の専門機関であるIMO及び国際民間航空機関（ICAO）にそれぞれ検討が委ねられている。

UNFCCCにおいては、今世紀後半にGHG排出量と森林などによる吸収量のバランスをとり正味排出量をゼロとすることを長期目標としたパリ協定が2016年11月に発効したが、国際海運分野においても、これに呼応する形で2018年に「GHG削減戦略」がIMOにおいて採択された。同戦略では、2008年を基準年として、①2030年までに国際海運全体の燃費効率（輸送量当たりのGHG排出量）を40%以上改善すること（2030年目標）、②2050年までに国際海運からのGHG総排出量を50%以上削減すること（2050年目標）、及び③今世紀中なるべく早期にGHG排出ゼロを目指すこと、が目標として掲げられている。

国際海運分野においては、2013年より新造船にエネルギー効率設計指標（EEDI）を導入し、段階的に規制を強化する等のGHG削減の取組が進められてきたが、同戦略の目標、特に2050年以降の目標達成のためには、従来の取組の継続のみならず、化石燃料を中心とする従来燃料から低・脱炭素燃料への切替えを進める等、これまでと異なる様態・規模での取組みの加速が必要となっている。

世界有数の海運・造船国である我が国として、こ

のような社会変革を機会と捉え、国際競争力強化に資する形で世界をリードし、国際海運の脱炭素化を進めていくため、2018年に産学官公の連携による「国際海運GHGゼロエミッションプロジェクト」を設立し（主催：日本船舶技術研究協会、共催：国土交通省、支援：日本財団）、将来の船舶が目指すべき方向性やGHG削減対策を検討してきた。その成果として、2020年3月に「国際海運のゼロエミッションに向けたロードマップ」を長期戦略として取りまとめ、我が国海事産業が具体的取組を決定・実施するための検討材料として提供した。

2030年目標の達成に向けては、IMO 海洋環境保護委員会（MEPC）において、GHG削減短期対策が議論されている。本年11月に開催された第75回会合において、既存船の運航効率を改善するため、燃費性能規制（EEXI：Energy Efficiency Existing Ship Index）及び燃費実績の格付け制度のパッケージに合意され、来年の第76回会合での採択の上、早ければ2023年初めから規制が開始される。そこで本稿では、2050年以降の目標達成に必要な取組にフォーカスし、本プロジェクトで検討したGHG削減シナリオやその実現に向けた技術開発及び国際ルール等の環境整備の内容・時期に関するロードマップについて紹介する。

2. 2050年目標達成のための削減シナリオ

2.1 目標達成に向けた考え方

EEDI規制やEEXI規制による船舶の設計・運航効率の改善により、2030年目標は達成可能であると試算されているが、海上輸送量の増大が予想される中、2050年目標についてはこれら対策のみでの達成は極めて困難である。

図1は、本プロジェクトで推計した2050年までの無対策の場合のCO₂排出量（BAU（Business as usual）排出量）のうち、海上荷動き量が最も増加するシナリオにおけるものである。2008年以降、CO₂排出削減対策が行われず、海上輸送形態（船速、線形分布等）、設計技術、燃料等が維持され、平均燃費に変化がないと仮定している。

* 一般財団法人 日本船舶技術研究協会

この推計に基づけば、2050年標を達成するためには、2050年時点において国際海運の平均効率を対2008年比で約80%改善が求められる。外航船の寿命を20年と仮定すれば2030年頃から80%以上の効率改善を実現する船舶の投入開始が必要であり、寿命がさらに長いとすれば、2030年時点で90%以上の効率改善を実現する船舶の投入を目指す必要がある。また、我が国が世界をリードする観点からは、投入時期を2030年よりも早めることを目指すべきといえる。また、削減戦略では今世紀中のGHGゼロ排出の達成を目標に掲げていることから、2050年目標に向けて採用する対策は、将来的に国際海運のゼロ排出実現を可能とする必要がある。

以上を踏まえて、各種代替燃料・削減技術オプションを絞りこみ、2050年目標を達成するGHG削減シナリオを策定した。

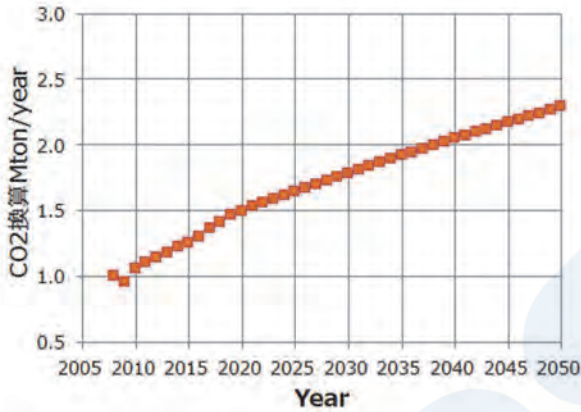


図1 国際海運からのGHG排出量推計 (2008年排出量=1)

2.2 2050年目標を達成するための代替燃料・削減技術オプション

GHG排出削減策としては、脱・低炭素燃料の使用、運航速度の低減、設計による効率改善（風力推進の利用等を含む）、更には大気に放出されないようにGHGを回収するといった様々な技術・要素の組み合わせが考えられる。本プロジェクトにおいては、前述の条件に基づき、「2028年までに対2008年比で90%程度かそれ以上の効率改善の達成が期待でき」、かつ、「長期的には国際海運からのゼロ排出の実現を可能」とする主な代替燃料・削減技術として、LNG、水素、アンモニア、カーボンリサイクルメタン、船上CO₂回収技術、風力推進システム、バッテリー推進システム等を選択している。表1にそれぞれの利点及び課題を示す。代替燃料の燃料電池での利用については、大型の外航船への適用について直接燃焼に比べ課題が大きいことから、2028

年までに主推進動力源として実用化される期待度は低いと評価した。

表1 主な代替燃料・技術オプション

	利点	課題
LNG	<ul style="list-style-type: none"> • 実用化済 (-163℃で貯蔵)。 	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂削減量が不十分 (重油から約26%減)。 • メタンスリップ (温室効果がCO₂の約28倍) 対策が必要。
メタノール	<ul style="list-style-type: none"> • 実用化済。 	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂削減量が不十分 (重油から約10%減)。
水素	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂排出量ゼロ。 	<ul style="list-style-type: none"> • 極低温 (-253℃) での液化貯蔵が必要、 • 燃焼性が高く、制御が難しい。 • タンク容積が大きい (重油の約4.5倍)。
アンモニア	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂排出量ゼロ。 	<ul style="list-style-type: none"> • 毒性がある。燃えにくい。 • 排ガス中に、N₂O (温室効果がCO₂の約260倍) が発生する可能性。
カーボンリサイクルメタン (※) バイオメタン	<ul style="list-style-type: none"> • 実質的にCO₂排出量ゼロの可能性。 • LNGの主成分であるメタンと化学的に同一。LNG燃料船や燃料供給インフラをそのまま使用可能。 	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂排出量ゼロ (カーボンニュートラル) と取り扱うための国際的な仕組みが必要。 • メタンスリップ (温室効果がCO₂の約28倍) 対策が必要。
船上CO ₂ 回収	<ul style="list-style-type: none"> • 陸上で実用化済。 • 脱炭素燃料の供給に依らず、船舶で排出抑制が可能。 	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂回収・貯蔵装置の小型化・回収効率の向上が必要。(大型外航船への適用可能性)。 • CO₂の陸上受入れ施設の整備が必要。
風力	<ul style="list-style-type: none"> • CO₂排出量ゼロ (自然エネルギーを利用)。 	<ul style="list-style-type: none"> • 不安定、自然条件や進路に依存。
バッテリー	<ul style="list-style-type: none"> • 小型船用は実用化済。 	<ul style="list-style-type: none"> • 容量不足、充電に時間を有する。 • 一定年数で交換が必要。

※水素と回収したCO₂によって製造されるメタン燃料。

2.3 2050年目標に合致する代替燃料・技術の活用シナリオ

2.2で洗い出した代替燃料・技術オプションを活用し、GHG削減戦略の2050年目標を達成するシナリオを検討した。水素・アンモニア等の新たな代替燃料の導入開始は2028年以降と想定しており、当面の間、国際海運のGHG削減を進めるために選択

しうる現実的な選択肢は既に実用化されているLNG燃料であるとして、LNG燃料の利用が普及拡大する傾向を土台としつつ、将来的な国際海運における燃料転換の可能性として、2つのGHG削減シナリオを策定した。なお、シナリオに共通の事項として、①水素燃料、アンモニア燃料、船上CO₂回収技術は、2028年から導入が開始されること、②重油等を使用する船舶の建造は、LNG燃料船の普及に伴って徐々に減少し、2035年以上はゼロとなること、③省エネ技術・運航効率化により2030年に短期目標である効率改善40%を達成し、その後2050年までにさらに5%の改善が進むこと、④国際海運全体の約2%が風力推進・バッテリー推進を採用することを想定している。以下ではそれぞれのシナリオについて説明する。

2.3.1 LNG→カーボンリサイクルメタン移行シナリオ

1つ目のシナリオは、普及の進んだLNG燃料のインフラを転用する形で、バイオメタンやカーボンリサイクルメタンといったカーボンニュートラルとみなされる可能性のある燃料の使用が拡大するものである。このシナリオでは、LNG燃料船が普及し、同燃料の供給インフラが拡大する一方で、水素・アンモニア燃料のインフラ整備は大幅には進まないことを想定している。図2左に、BAU排出量（点線）及び本シナリオにおける2050年目標を達成するGHG排出量推移（実線）並びに2050年時点の国際海運におけるエネルギー消費に占める各燃料等の割合を占めず。省エネ技術及び運航効率化による改善を除くと、カーボンリサイクルメタン燃料がGHG

削減に大きく貢献する。なお、LNG燃料により賄われるエネルギーは全消費エネルギーの35%と、カーボンリサイクルメタンと同程度となっている。また、本シナリオでは、LNG燃料船の約20%が船上CO₂回収を導入することを想定している。なお、カーボンフリーとみなされるカーボンリサイクルメタン及びバイオ燃料については、図中では同一カテゴリとして扱っている。

2.3.2 水素・アンモニア燃料拡大シナリオ

2つ目のシナリオは、燃焼時にCO₂を一切発生しない水素燃料若しくはアンモニア燃料のいずれか、または、その両方の使用が拡大するシナリオである。これらの燃料に関連した船舶の技術開発が進むとともに、燃料供給が拡大し、水素またはアンモニアが十分に供給されることを想定している。前述のとおり、これらの燃料については、2028年ころから新造船の投入が開始される前提としており、並行してLNG燃料の普及もある程度進むとしている。また、国際海運全体の約5%が船上CO₂回収を導入するとしている。図2右に本GHG削減シナリオ及び2050年時点の国際海運におけるエネルギー消費に占める各燃料等の割合を占めず。省エネ技術及び運航効率化による改善を除くと、水素またはアンモニア燃料がGHG削減に最も貢献する。本シナリオにおいても、LNG国際海運のエネルギー消費に占めるLNG燃料の割合は比較的高く、LNG燃料の使用拡大を想定している。なお、水素とアンモニアはそれぞれ異なる利点と課題があることから、現時点ではいずれが優位であるか断定することは困難である。

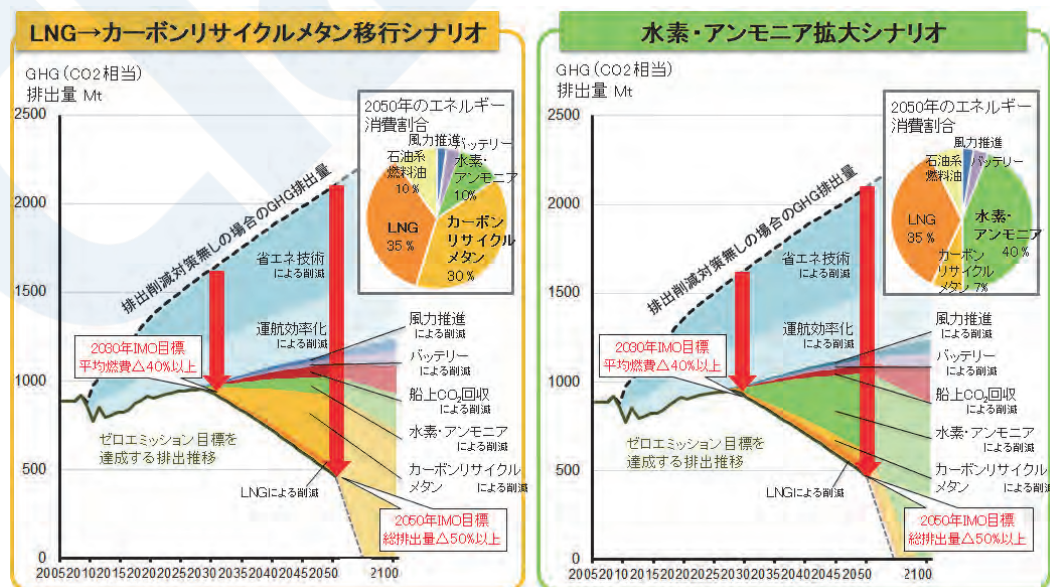


図2 2050年削減目標を実現するGHG削減シナリオ

3. ゼロエミッション／超低炭素船のコンセプト

2.で述べたシナリオにおいては、2028～2030年までに2008年比で80%から90%以上効率改善を達成するゼロエミッション／超低炭素船の投入が開始されることを想定している。本プロジェクトでは、これらの船舶として、①水素燃料船、②アンモニア燃料船、③船上CO₂回収システム搭載船、及び④超高効率LNG燃料船について、2万TEU級コンテナ船または8万DWT級バルクキャリアを想定したコンセプト設計を行い、実船投入の可能性を検討するとともに、技術的な課題等の洗い出しを行った。概要は以下のとおりである。

3.1 水素燃料船

液化水素の補給地として世界5か所（欧州、中東、豪州、日本、南米）を仮定し、主機関には、二元燃料式のレシプロエンジンを想定した。本コンセプトの実用化に向けて、エンジン及び燃料供給システム、タンクの大型化、防熱システム、水素漏洩対策、燃料補給に関する技術的課題を洗い出した。表2にコンテナ船の主要目を示す。

表2 20,000TEU級コンテナ船の主要目(水素燃料船)

全長	399.90 m
船長	383.00 m
全幅	61.50 m
深さ	33.00 m
喫水	
計画喫水	14.50 m
夏季満載喫水	16.50 m
液化水素タンク	30,000 m ³
コンテナ個数	21,000 TEU
冷凍コンテナプラグ	1,100 TEU
計画速力	22.5 knots
航続距離	11,500 NM
主機	1台
最大出力	60,000 kW x 80 rpm
常用出力	54,000 kW x 77 rpm
発電機	3台
	5,000 kW

3.2 アンモニア燃料船

日本～豪州航路のバルクキャリアについて、主機関としてはメタノールやLPG等の液体燃料を噴射する機構を有する二元燃料レシプロエンジンを想定した。アンモニア燃料は難燃性であることから、着火を安定させるためのパイロット燃料噴射弁を有する機関とした。パイロット燃料を加味したうえで、従来の同型船に比べ91.9%のCO₂削減効果を見込んでいる。また、本コンセプトの実用化に向けて、アンモニアの毒性等に関するリスク評価、アンモニアの漏洩リスク管理及び非常時の大気への放出、NO_x及びGHGであるN₂O排出等に関する技術的課

題を洗い出した。表3に主要目を示す。

表3 80,000DWT級バルクキャリアの主要目
(アンモニア燃料船)

全長	233.00 m
船長	225.5 m
全幅	32.26 m
深さ	20.10 m
喫水	
計画喫水	12.20 m
夏季満載喫水	14.45 m
載貨重量	81,000 ton
アンモニアタンク	1,550 m ³
計画速力	14.2 knots
主機	1台
最大出力	9,660 kW
常用出力	7,052 kW
発電機	3台
	600 kW

3.3 船上CO₂回収システム搭載船

極東～欧州航路のコンテナ船において、主機関としてはメタノール燃料の二元燃料レシプロエンジンを搭載し、さらに液体アミン吸着法による船上CO₂回収システム及び回収CO₂の貯蔵タンクを搭載することを想定した。本コンセプト設計におけるCO₂回収・液化装置全体として、CO₂回収率85.7%を見込むが、将来的には回収システムの性能向上により90%以上の回収率が実現することが期待される。本コンセプトの実用化に向けて、CO₂回収・液化装置等に関する技術的課題を洗い出した。表4にコンテナ船の主要目を示す。

表4 20,000TEU級コンテナ船の主要目
(船上CO₂回収装置搭載船)

全長	399.90 m
船長	383.00 m
全幅	61.00 m
深さ	33.50 m
喫水	
計画喫水	14.50 m
夏季満載喫水	16.00 m
コンテナ個数	21,300 TEU
メタノールタンク	13,200 m ³
CO ₂ タンク	6,400 m ³ x 2 sets
コンテナ搭載数影響	-1,820 TEU
計画速力	21.8 knots
主機	1台
最大出力	55,000 kW
常用出力	49,500 kW
発電機	5台
	6,870 kW

3.4 超高効率LNG燃料船

本コンセプトでは、LNG燃料等の既存技術の組み合わせにより効率改善を目指した。従来船型をベースとして、船型改良、減速・大型化、電気推進を前提としたハイブリッド型二重反転プロペラの搭載、

LNG燃料の適用並びに風力推進システム及び空気潤滑システムの適用を想定した。IMOのEEDI計算ガイドラインに基づく試算によるとベース船型からAttained EEDIが86%改善する結果となった。本コンセプトは目下導入が可能と考えられる技術の組み合わせであるため、技術的な課題は大きくないと考えられる一方で、実用化のための環境整備（IMOの関連規則・ガイドラインの見直し等）が必要となる。表5に80,000DWT級バルクキャリアをベースとしたコンセプト船舶の主要目を示す。

表5 バルクキャリアの主要目（超高効率LNG燃料船）

全長	229.00 m
船長	225.00 m
全幅	42.00 m
深さ	20.60 m
喫水	
計画喫水	12.20 m
夏季満載喫水	14.45 m
載貨重量	102,000 ton
LNGタンク	3,800 m ³
計画速力	11.5 knots
推進モーター	2台
定格出力	1,750kW

4. 削減シナリオ実現に向けたロードマップ

前述のとおり、GHG削減戦略の2050年目標を達するためには、2050年までに対2008年比で80%以上の効率改善が必要であり、これを達成しうる代替燃料・技術の活用シナリオとして、2.2節において2つの燃料転換シナリオを示した。本プロジェクトでは、これらのシナリオを実現させるため、産学官公が取り組む必要があると考えられる取組及び時期を検討し取りまとめた。図3に概略を示す。

2028～30年の期間を、3.で述べた「対2008年比で90%以上の効率改善を達成する船舶（ゼロエミッション船）」の投入開始時期としている。この目標年に向けて、研究開発、技術の実証及び導入促進を順次進めるとともに、ゼロエミッション船の建造・運航のための環境整備として、安全等関連ルールの検証・策定・改正も並行して進めていく必要がある。2030年以降は、ゼロエミッション船の普及フェーズとなることを想定するが、代替燃料使用船舶の普及促進のためには、陸上における燃料供給体制の整備が不可欠である。

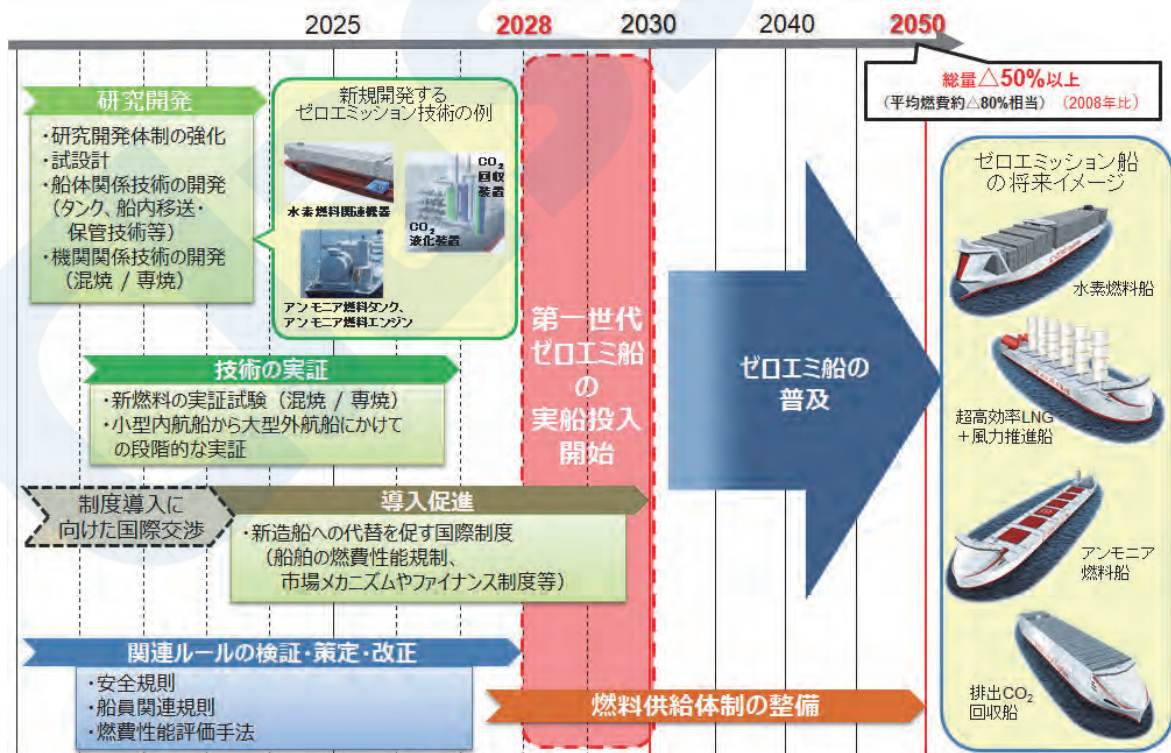


図3 削減シナリオの実現に向けたロードマップ概略

5. おわりに

本稿では、現時点で得られる情報に基づき策定した、2050年GHG削減目標の達成を目指す我が国のロードマップについて説明してきたが、国際海運のGHG排出ゼロに向けた今後の動向は、代替燃料等の技術開発の進捗、燃料供給サイドの取組、コスト等の不確定要素が複合的に絡むものであり、断定的な将来予測を行うことは困難であることには注意が必要である。

今後は、陸上及び国際海運分野の動向に応じて、GHG削減シナリオの見直しやロードマップに掲げた対策の絞り込みを随時行いながら、本ロードマップの実施に向けた方策等についてさらに検討を掘り下げ、各主体が取組を加速させることで、2028年のゼロエミッション船導入、そして、GHG削減目標の達成が望まれる。

※ロードマップ本文については、以下のURLよりご覧いただけます。

https://www.mlit.go.jp/maritime/GHG_roadmap.html

海運業界に影響し得るサステナブル・ファイナンスの動向

山崎 雅雄*

1. はじめに

サステナブル・ファイナンスとは、国際通貨基金（IMF）によれば、環境、社会、ガバナンス（ESG）要因をビジネスの意思決定、経済発展、投資戦略に組み込むことと定義されている¹⁾。

また、GREEN×GLOBE Partnersのホームページ²⁾では、『「お金に色は付いていない」という言葉があるが、今、世界では“グリーン”を筆頭に、“ソーシャル”や“サステナビリティ”等、色の付いたお金を流通させて持続可能な社会づくりにつなげようとするムーブメントが起こっている。この持続可能な社会づくりを目指す資金の流れは「サステナブル・ファイナンス」と呼ばれている。』と解説されており、本稿の読者にはこちらの方が分かりやすいかもしれない。

本稿では、海運業界にも徐々に浸透してきているサステナブル・ファイナンスについて、その動向等を紹介する。

2. 海運業界に影響し得るサステナブル・ファイナンスの基準・原則等の概要

本章では、海運業界に影響し得るサステナブル・ファイナンス、具体的には海運会社が資金調達を行う場合にその用途がサステナブルかどうかを評価するための基準や原則の概要を紹介する。

2.1 エクエーター原則（赤道原則）

エクエーター原則（赤道原則）とは、金融機関がインフラ建設などの大規模プロジェクトへ融資を行う場合に、そのプロジェクトが自然環境や地域社会に与える影響を評価管理する目的で作成された金融業界の自主的ガイドラインである。

エクエーター原則は、2003年に欧米の主要銀行10行により採択され、現在（2020年8月末時点）では日本の8の金融機関を含む、38か国から109の金融機関が加盟している。

エクエーター原則は大規模プロジェクトを対象としており、船舶建造等のための融資は一般的にはこの対象とはならないが、後述する基準や原則の起草

に際して参考とされているものである。

2.2 融資に関連する基準・原則

海運会社が外部から資金を調達する方法としては、金融機関からの融資及び社債の発行等が挙げられる。近年、その融資及び社債の発行等で調達した資金の用途がグリーンであるかどうか、即ち環境に配慮したものとなっているかどうかについての関心が高まってきている。

以下に、企業が金融機関から融資を受ける際、その用途が環境に配慮したものとなっているかを評価する基準及び原則を紹介する。

2.2.1 グリーンローン原則（Green Loan Principles）

グリーンローン原則（Green Loan Principles）とは、融資をグリーンに分類する方法を明確化することで、グリーンローン市場の発展及び誠実性を促進する目的として策定された自主的ガイドラインである。このガイドラインは、後述するグリーンボンド原則を基礎として、Loan Market Association（LMA）、Asia Pacific Loan Market Association（APLMA）及びLoan Syndications & Trading Association（LSTA）が2018年に策定し、最新版としては2020年版が公表されている。

日本においては、メタノールを燃料とするケミカルタンカーの建造資金³⁾やLNG燃料供給船の建造資金⁴⁾等として実績がある。なお、これらのグリーンローンについては、グリーンローン原則において求められる基準を満たしている旨の外部評価を取得している。

2.2.2 ポセイドン原則（Poseidon Principles）

ポセイドン原則（Poseidon Principles）は、金融機関による船舶融資について、国際海運からのGHG排出削減に貢献している度合いを定量的に評価するツールとして、欧米の主要な11の金融機関により、2019年に策定された。

この原則が公表されて以降、2020年8月末現時点で、加盟金融機関は18に増加しており、2020年3月には、アジアの金融機関からは初めて、三井住友信託銀行が加盟した。これら18の金融機関の船舶融資残高は、全世界の船舶融資残高の約30%に相当す

* 調査室

る総額約1,500億ドルとされている。

ポセイドン原則においては、国際海事機関(IMO)が2018年に採択した国際海運からのGHG排出削減初期戦略で目標とされている、「2050年における国際海運からのGHG総排出量を2008年比で最低50%削減」するよう船舶の種類及びサイズ別に年間CO₂排出量の基準値(図1)が設定されている。融資対象船舶の年間CO₂排出量を基準値からの乖離度で算出し、当該船舶の融資残高によって重み付けを行った上で、当該金融機関の船舶融資ポートフォリオの気候変動達成スコアとして算出される。

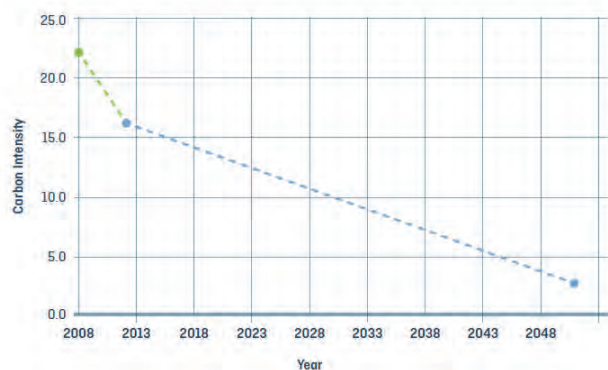


図1 ポセイドン原則におけるCO₂排出基準値⁵⁾

この達成スコアは、加盟金融機関の環境レポート等にて公表することが要求されていることに加え、ポセイドン原則事務局からも全加盟金融機関の達成スコアが毎年公表されることになっている。

ポセイドン原則の各加盟金融機関は、融資対象船舶の融資が満期を迎えるまで同船舶のCO₂排出量を収集・評価し続けることが要求されており、融資先の船主に対してCO₂排出削減を促すこととなる。

2.3 社債に関連する基準・原則

次に、企業が発行する社債(ボンド)の用途が環境に配慮したものとなっているかを評価する基準及び原則を紹介する。

2.3.1 グリーンボンド原則 (Green Bond Principles)

グリーンボンド原則 (Green Bond Principles) とは、企業が発行するグリーンボンドの透明性の確保、情報開示及び報告を促進させることを目的として策定された自主的ガイドラインである。このガイドラインは、国際資本市場協会 (ICMA: International Capital Market Association) が公表しており、2014年の初版の公表以来、逐次改定が行われており、最新版として2018年6月版が公表されている。

日本においては、LNG燃料船の建造資金等⁶⁾及びバラスト水処理装置の設置資金等⁷⁾として実績があ

る。なお、これらのグリーンボンドについては、グリーンボンド原則において求められる基準を満たしている旨の外部評価を取得している。

2.3.2 気候ボンド基準 (CBS: Climate Bonds Standard)

気候ボンド基準 (CBS: Climate Bonds Standard) とは、企業が発行する社債の環境に対する貢献度についての信頼性や透明性を確保することを目的として作成された基準であり、認証プロセス、債券の発行前及び発効後の要件等を規定している。この基準は、英国の国際NGOであるClimate Bonds Initiative (CBI) が策定しており、2011年の初版の公表以来、2回の改定が行われており、2019年12月に最新版となるClimate Bonds Standard Version 3が公表されている。

この基準は、全てのセクターに共通する基準と、セクター別の技術的な基準 (Sector Criteria) を基に構成されている。2020年8月末時点では、セクター別の基準として、Agriculture, Bioenergy, Geothermal Energy, Forestry, Marine Renewable Energy, Solar Energy, Wind Energy, Land Transport, Buildings, Water Infrastructure, Waste Management等の基準が公表されている。

これらに加え、2020年4月には、海運セクター基準 (Shipping Criteria) 案が策定され、6月26日までパブリック・コンサルテーションが実施された。2020年8月末時点でその結果は公表されていないが、同案の概要を以下に紹介する。なお、同内容はまだ案の段階であるため、最終的には修正される可能性があることに注意が必要である。

海運セクター基準として特徴的な項目としては、原油タンカーやLNG運搬船等の化石燃料の専用運搬船は、本基準の対象から除外されていることが挙げられる。即ち、化石燃料の専用運搬船の建造資金を社債の発行によって調達する場合、同債券は気候ボンド基準に適合したものとして認定されないこととなる。

また、この基準に適合した債券によって資金を調達した船舶は、同債券が満期を迎えるまで、規定される毎年のCO₂排出効率の閾値を満足することが要求される。なお、同閾値は2050年にゼロエミッションに到達するように年々漸減するよう設定されている。建造当初にゼロエミッションでない船舶は、船舶がどのようにして年々強化される閾値以下に留まることができるのかを示す管理計画を示す必要がある。このような点において、気候ボンド基準はグリーンボンド原則よりも適合要件が厳格であると言える。

2.4 トランジション・ファイナンスに関する動向

上述の気候ボンド基準、グリーンボンド原則及びグリーンローン原則等は、対象事業についてグリーンか否かに焦点が当てられている。これに対し、近年、低炭素投資に関連する事業について単にグリーンか否かの分類ではなく、GHG排出削減幅や脱炭素化への移行の観点も踏まえて評価すべきとの意見に関心が高まっている。

これに関連し、グリーンボンド原則を公表している国際資本市場協会（ICMA）は、トランジション・ファイナンスの概念について議論するため、気候トランジション・ファイナンス作業部会（Climate Transition Finance Working Group）を約60の金融機関の参画の下、2019年6月に設立した。

また、2019年9月に開催された気候行動サミットにおいて、前イングランド銀行総裁 Mark Carney氏が、「金融市場が環境パフォーマンスを厳密に特定しそれに応じた投資を行うには、共通の分類法が必要であり、EUタクソノミーやグリーンボンド基準は助けになるが、二進法的である。持続可能な投資を主流化するには、むしろ『50段階の色合いのグリーン（fifty shades of green）』を示すような分類法が必要」と述べて注目を集めた。

一方、ESG評価に関する世界大手のSUSTAINALYTICS社は、2020年6月、トランジション・ボンドのセカンドパーティ・オピニオン（SPO）提供サービスを開始すると発表した。なお、トランジション・ボンドの国際的な基準等は策定されていないため、気候変動に関する政府間パネル（IPCC）及び国際エネルギー機関（IEA）等の予測を基に、同社がセクター別の基準を独自に定め、それに基づいてSPOを提供するとしている。

2020年8月末時点では、天然ガスと鉄鋼セクターの基準がリリースされており、今後、海運、航空、セメント、アルミニウム等の基準も順次リリースするとされている。

3. サステナブル・ファイナンスに関連する欧州の動向 - EUグリーンボンド基準

欧州においては、EUグリーンボンド基準が起草されているが、以下、その経緯及び進捗を紹介する。

国連によるSDGsの採択（2015年9月）及びパリ協定の採択（2015年12月）を踏まえ、欧州委員会（EC）は、2016年12月、サステナブル・ファイナンスに関するハイレベル専門家グループ（HLEG）を設立した。

同HLEGに対しては、サステナブル・ファイナンスがもたらす課題と機会の規模を示し、明確な優先順位を含むEUの金融政策の枠組みに対する包括的な改革プログラムを提言することが要請された。

なお、EUの政策におけるサステナブル・ファイナンスとは、環境への圧力を軽減し、社会的側面とガバナンスの側面を考慮しながら、経済成長をサポートするための金融として理解されている。また、EUレベルでは、公的資金を補完するものとして、民間投資を気候ニュートラルで資源効率が高く、かつ公平な経済への移行に振り向けることにより、欧州グリーン・ディールの目的の遂行を支援することが目的とされている。

その後、ECは、HLEGによる検討結果を踏まえ、2018年3月に、以下を含むサステナブル・ファイナンスに関するアクションプランを採択した。

- ・ EUグリーンボンド基準の作成
- ・ サステナブル活動に関するEU分類枠組み（EUタクソノミー）の構築

このアクションプランの実行のため、サステナブル・ファイナンスに関する技術専門家グループ（TEG）が、2018年7月にECにより設立された。

その後TEGは、2019年6月に、以下の項目を始めとするEUグリーンボンド基準（EU GBS）に関する10の推奨事項を含む暫定報告書を公表した。

- ① EU GBSは、義務的な法的制度としてではなく、自主的な基準として設定すべき
- ② EU GBSは、次の4つの中心的要素で構成されるべき：
 - (1) EUタクソノミーへの適合性
 - (2) 債券を発行する会社の戦略やその発行プロセスを説明する枠組み
 - (3) 資金用途及び環境影響の報告の義務化
 - (4) 認定外部評価機関による検証の義務化

今後、ECが、TEGの報告書に基づき、法制化の要否も含め、EUグリーンボンド基準の最終版の制定に向けて検討を進めることとなる。

なお、上述のEUタクソノミーとは、何がサステナブル・ファイナンスであるかEUとして基準を示し、投資家、企業及び政府関係者に明示するための分類であり、2020年3月に公表されている。同タクソノミーは、農林水産業、製造業、エネルギー産業、運輸等の大分類の下、運輸については、鉄道乗客輸送や乗用車・商用車等の小分類毎に定義され、サステナブル・ファイナンスに貢献する活動として判断するための閾値を伴っている。例えば、業種によっては、水素やアンモニア等を1トン製造する場合のCO₂排出量等の閾値が提示されている。外航海運に

については、今後追加されるとして現時点では対象として定義されていないが、今後、海運会社が代替燃料を採用していく際に何らかの形で影響を与え得る可能性も否定できない。

4. まとめ

2015年12月のパリ協定の採択後、国際海事機関(IMO)では2018年4月にGHG排出削減初期戦略が採択され、2050年における国際海運からのGHG総排出量を2008年比で最低50%削減することが目標として掲げられた。

現在、世界中の産官学が一体となりこの目標の達成に向け急速に動き出しているが、ポセイドン原則や気候ボンド基準の海運セクター基準案が上述のIMO目標を基に策定されていることから分かるように、ファイナンスの領域においてもこれを後押しする動きが広がりつつある。

前述の欧州の動向に加え、国際標準化機構(ISO)においてもグリーンボンドやグリーンローン等に関する評価や報告に関する規格化の動きがあり、引き続き注視していく必要がある。

国際海運のGHG排出量を2050年までに2008年比で50%削減するためには2030年から2050年にかけて1~1.4兆ドルの投資費用が必要との試算結果⁸⁾もあり、今後は一層、国際海運のサステナブル・ファイナンスに関する内外からの関心が高まると思われる。

本稿が、海運業界におけるGHG排出削減へ向けた更なる取り組みを考える上での一助となれば幸いである。

参考文献

- 1) IMF Global Financial Stability Report, 2019
- 2) <https://ggpartners.jp/article/000008.html>
- 3) 日本郵船 株式会社ホームページ
(<https://www.nyk.com/csr/envi/greenloans/>)
- 4) 株式会社 商船三井ホームページ
(<https://www.mol.co.jp/pr/2019/19100.html>)
- 5) Poseidon Principles with technical guidance
- 6) 日本郵船 株式会社ホームページ
(<https://www.nyk.com/csr/envi/greenbond/>)
- 7) 株式会社 商船三井ホームページ
(<https://www.mol.co.jp/pr/2018/18063.html>)
- 8) https://www.globalmaritimeforum.org/content/2020/01/Getting-to-Zero-Coalition_Insight-brief_Scale-of-investment.pdf

風力を利用した船舶推進装置について

坂上 元樹*

1. はじめに

海運業界を取り巻く環境規制の動きが年々加速している。その代表的なものが、IMOが2018年4月に採択した「GHG削減戦略」である。同戦略では、国際海運全体のGHG総排出量を2050年までに50%削減（2008年比）、今世紀中にゼロにするとの目標が規定されており、これを受けて海運業界においてもよりGHG排出量の少ない、クリーンな技術が求められている。

その中で注目される技術の1つが、風の力を利用して船舶の推進力を生み出す「風力推進装置」である。船の世界で風力と言えば、古典的な帆船のイメージが想起されるかもしれないが、風力推進装置は近代の技術を取り入れて進化を続けており、世界中でさまざまな装置の技術開発が進められている。

風力推進装置は、今日の海運業界においては一般的なとは言えないが、2030年には10,000隻を超えるバルカー及びタンカーへ搭載されるという試算もある²⁾。また、2020年3月に発表された国際海運GHGゼロエミッションプロジェクトのロードマップにおいても、風力推進技術は2050年時点で国際海運の約2%が導入し、エネルギー消費量の一端を担うと想定されている³⁾。このように、将来予測値の多寡はあれども、風力推進技術に環境規制対応のための期待が集まっていることには疑いがない。

このような現状を受け、本稿では風力推進装置の概要と現状について紹介する。本稿が風力技術に関する理解を深めていただくための一助となれば幸いである。

2. 海運における風力利用

海運における風力利用の起こりは古く、紀元前に遡ると言われている。水上移動の手段として船が発明されると間もなく、人々は帆によって風力を利用する術を編み出し、時代とともにその技術を発展させていった。大航海時代と呼ばれる15～18世紀には、世界で数々の帆船が建造され、コロンブスによるアメリカ大陸発見やマゼランによる世界一周航海は特に有名である。

しかしながら、20世紀に入り蒸気機関が発明されると、船の動力は風力から蒸気機関、そして内燃機関へと変遷していくこととなった。古来の帆船は徐々に衰退の一途を辿り、現在はレジャー目的の小型船や、一部の練習船を残すのみとなっている。

近代1970～80年代になると、オイルショックによる原油価格の高騰を受け、風力は再度脚光を浴びることとなった。日本においては当時の技術を駆使した近代帆船の研究が行われ、NKK（日本鋼管、当時）及びJAMDA（日本船用機器開発協会、当時）により開発された風力推進装置が、内航タンカーの「新愛徳丸」をはじめとする17隻の船舶に搭載された（図1）。鋼製のフレームに帆布を張ったような比較的単純な構造の装置であったが、風向に応じた翼角制御等の技術を導入し、8～10%の燃料削減効果があったと報告されている^{4) 5)}。一方で、メンテナンスのための費用や船員の作業負担、またオイルショック後の原油価格の回復（下落）もあり、これらの近代帆船もそれ以上普及することはなかった。

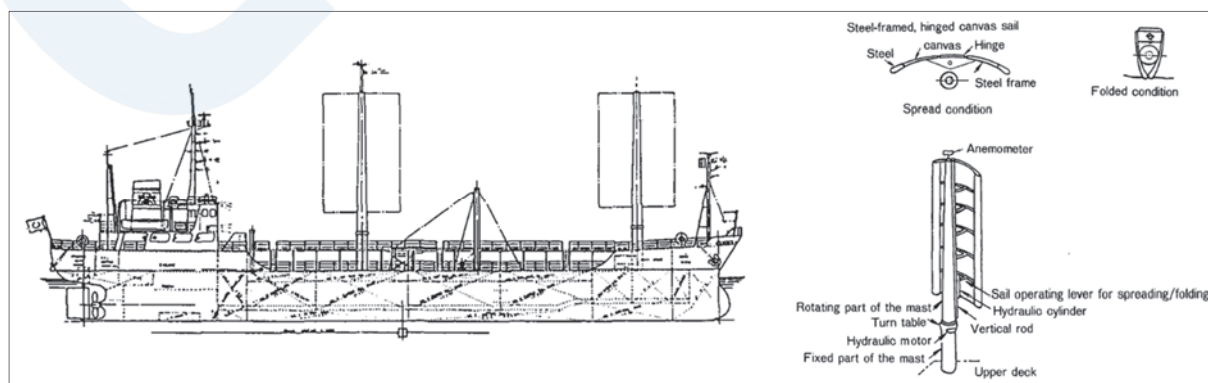


図1 新愛徳丸の概要⁵⁾

* 技術部

図2 ウィンドチャレンジャー計画のイメージ⁶⁾

ここで姿を消したかに見えた近代帆船であったが、2000年代に入ると環境意識の向上も追い風となつてか、世界的にさまざまな技術の開発が活発に行われるようになった。日本においても、2009年から産学共同で研究が行われたウィンドチャレンジャー計画（図2）は広く知られている。IRENA（国際再生可能エネルギー機関）は2015年、多くの風力推進装置が設計ないしは技術検証段階に到達しているとの調査結果を報告しているが⁷⁾、それ以降、前述のIMO目標を受けて開発の動きはさらに加速しており、実船搭載に至った例もある。

近年開発が進められている最新の風力推進装置の特長としては以下の2点が挙げられ、過去の装置からの技術進歩が窺われる。

- ① 装置の大型化：内航の中小型船だけでなく、大型商船への搭載を想定し、より大規模・大出力の装置が設計される。
- ② 操作の最適化：運転の自動化、ウェザールーティンといった技術を併用し、より効率的な運転を実現する。

3. 風力推進装置の種類と概要

前述の通り、近代においては古典的な帆船の形態だけでなく、さまざまなバリエーションの風力推進装置が開発されてきた。過去の論文では風力推進装置を図3の通り分類しており⁸⁾、本章ではこれに沿って各種装置の特徴を紹介していきたい。

3.1 翼形帆 (Sail)

翼状の断面形状を有する帆で風を受けることによって揚力を得るタイプの風力推進装置であり、形式に応じて軟帆 (Soft Sail) と硬帆 (Rigid / Hard / Fixed Sail) に大別される。

軟帆は古典的な帆船のように、マストから帆布やビニール製の帆を展開する形式の装置であり、十分な実績のある技術と言える。近代においては、1955年のドイツ「Dynaship」計画で開発された軟帆装置が2006年に小型クルーズ船「Maltese

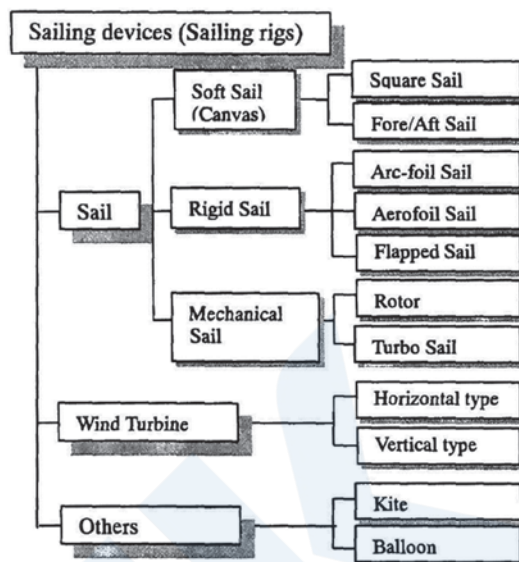


図3 風力推進装置の分類

図4 Maltese Falconの外観⁹⁾

Falcon」に搭載されたほか（図4）、いくつかのプロジェクトにおいて同種の装置の開発が継続されている。

硬帆は、前述のNKK/JAMDA帆のように、マストやフレームで帆の形状を固定した形式の装置である。帆面の材質には帆布のほか、金属材料やFRPが使用されるが、風による帆面の変形がないため、常に最適な翼型を維持できることが特長と言える。また、その特性を活かし、帆面にソーラーパネルを設置して太陽光を同時利用しようとするアイデアもある¹⁰⁾。一方で、強風時に風を逃がすための機構が必要であり、その材質と相まって、軟帆と比べて重量が大きくなる場合もある。例えばNKK/JAMDA帆では、帆面を縦半分に分けて重ねることで受風面積を抑えるほか、前述の「ウィンドチャレンジャー計画」のように帆が上下に伸縮する機構も提案されている。

3.2 機械式帆 (Mechanical Sail)

断面形状の工夫ではなく機械的機構によって揚力を生み出すタイプの風力推進装置であり、代表的なものとしてローターセイル (Rotor Sail) とターボセイル (Turbo Sail / Suction Wing) がある。

ローターセイルは高速で回転する円柱形の装置であり、マグナス効果 (回転する円柱や球が一様流中にあるとき、流れに垂直な方向に揚力が作用する現象。図5) により揚力を発生させる。古くは1920年代に開発された技術であるが、近代では2010年に「E-Ship 1」に試験搭載された (図6) ほか、2015年以降には欧州クルーズ船等の3隻で採用され、商業利用に至っている。

一方のターボセイルは、回転機構ではなく可動式フラップと吸気機構を使用して装置まわりの境界層を制御し、揚力を生み出す (図7)。1980年代に開発された後に、2018年には実船試験の例もある。

機械式帆は、通常の翼形帆と比べてより高い揚力係数を実現できることが特長と言えるが、回転機構や吸気機構のための動力が常に必要であり、そのためのエネルギー消費が帆によって得られる推進力を超過しないような設計が求められる。

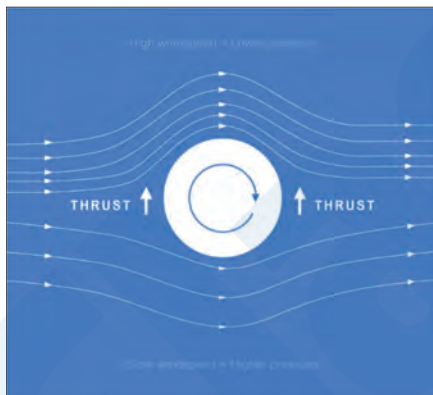


図5 マグナス効果の原理¹¹⁾



図6 E-Ship 1の外観¹²⁾

3.3 風車 (Wind Turbine, Windmill)

風を受けて回転する風車を船上に設置し、風車の回転をプロペラ機構に直結するか、電力に変換することで推進力とする。他の技術と異なり、真向かいからの風の中でも推進力を得られるという特長があるが、過去の取組としては小型ボートでの試験等に留まっており、未だ実用例は少ない。

3.4 けん引帆 (Towing Kite)

船首から進行方向前方へ帆を展開し、帆が風を受けて本船をけん引する形で推進力を得る。初の実用例としては、2008年に「SkySail」というシステムが開発され、複数隻の船舶に搭載された (図8) ほか、現在も類似の装置の開発が進んでいる¹⁵⁾。他の装置と比較して、船上のスペースが少なく済むほか、より高高度の強い風を利用できるというメリットがあるが、帆自身の運動の自由度が大きいため、いかに安全な制御を実現できるかが課題であると考えられる。

3.5 その他

上記に加えて、近年では船体の外板形状そのものを巨大な「帆」として利用する取組等もあり¹⁶⁾、風力利用の可能性はさらに拓がりを見せている。

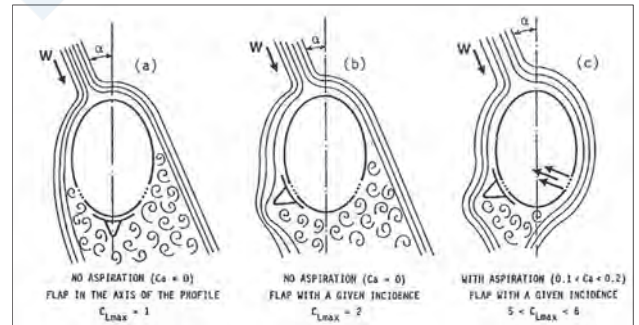


図7 ターボセイルの原理¹³⁾

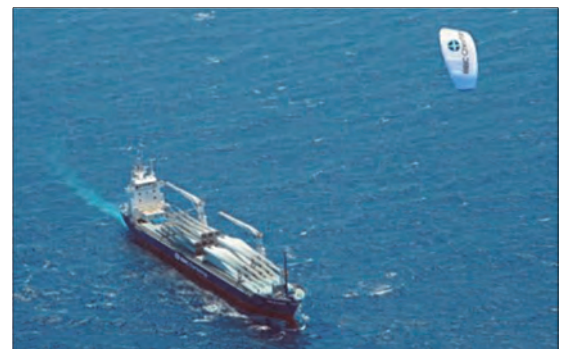


図8 SkySail搭載船の外観¹⁴⁾

4. 風力推進装置の安全な設計

風力推進装置は、正しく運用されれば燃費向上、GHG削減等のメリットを実現できるが、予期せぬ故障を起こしたり、本船設備や人員、周囲の環境に害を与えたりするものであってはならない。しかしながら、船舶の安全は国際条約や国内法、関連する規格等によって保証される一方で、風力推進装置について規定した条約類は存在しないのが現状である。

このような状況を受けて、NKでは2019年に「風力を利用した船舶補助推進装置の設計に関するガイドライン」を発行し、装置の安全性に関する指針を示した(図9)。本章では、風力推進装置を設計あるいは運用する際の参考のため、本ガイドラインの規定内容について概説する。

尚、本ガイドラインはすべての種類の風力推進装置を想定して規定されているが、風力推進装置の採用実績及び知見が蓄積された段階で個別の装置に関する特別要件を整備するなど、技術の進歩に応じて逐次アップデートを行っていく予定である。

4.1 設計仕様の確認

前述の通り、風力推進装置の種類は多岐にわたることから、本ガイドラインはすべての種類の装置が共通して最低限達成すべき機能要件として以下の項目を定めている。

- ・ 装置の安全性及び信頼性
- ・ 操作の安全性及び信頼性
- ・ 故障に対する耐性
- ・ 人員及び環境の保護
- ・ 船舶への影響
- ・ 適合性の判定

装置の設計において、これらの機能要件を満足するよう検討を行うことで、安全なコンセプトを立案することが可能である。

4.2 オペレーションの安全性

風力推進装置の設置により生じるリスクについて検証するため、リスク評価を実施し、想定されるオペレーションの安全性を確認する。また、運転に係る電気設備や制御設備については必要に応じて関連する鋼船規則を準用することで、設計の妥当性を確認する。

4.3 構造強度

構造強度の確認にあたっては、想定されるオペレーションに基づき、適切な設計荷重を設定する。荷重設定においては、少なくとも

- ・ 通常の運転状態
- ・ 荒天時の停止状態
- ・ 故障時等の異常状態(リスク評価に基づく)



図9 風力を利用した船舶補助推進装置の設計に関するガイドライン¹⁷⁾

の3種類の荷重ケースを想定し、それぞれの状態において装置に作用する空力荷重、重力荷重及び慣性荷重、青波荷重等を算定する。

この設計荷重をもとに構造強度計算を実施することで、装置の構造強度に問題がないことを確認する。

4.4 船舶との干渉

風力推進装置の設置によって、本船に必要な機能が損なわれないよう注意しなければならない。例えば以下のような項目について、適切に評価を行う必要がある。

- ・ 復原性への影響
- ・ 操縦性能への影響
- ・ 船橋視界との干渉
- ・ 航海灯、レーダー機器との干渉
- ・ 装置の振動

4.5 保守点検、検査

乗組員による日常の点検に加えて、船級による定期的な検査を行い、装置が良好な状態にあることを確認する。検査項目や頻度は装置の仕様に応じて決定され、装置には適切なアクセス手段を設ける。

5. 風力推進装置の普及に向けた課題

風力推進装置に関して、さまざまな取組がなされてきていることは既述の通りであるが、現状で海運における風力利用が十分に進んでいるとは言い難い。風力推進装置の開発及び普及を阻む課題についてはいくつかの研究例があり^{2) 18) 19)}、本章ではその代表的なものを紹介する。

5.1 制度面での課題

風力推進装置は本船の燃費向上、GHG削減とい

った効果が期待される一方で、それが利用者の利益に直結しない場合もある。例えば、一般的に燃料費は備船者の負担となるため、船主は装置への投資効果を直接受益できないことになる。このような課題を解決するためには、制度面で明確なインセンティブを与えることが必要と考えられる。CO₂削減規制としてEEDIがあるが、風力推進装置の効果をEEDIに反映するための技術指針は示されているものの、現状、正式な認証スキームが整備されていないため、風力の効果をEEDIに反映することはできない。これを受け、前述の国際海運GHGゼロエミッションプロジェクトでは2022年までにEEDI認証のスキームを整備することを目指している³⁾。

また、船主が風力推進装置の採用を決定するためには、装置によって期待される利益と不利益を判断できるだけの正確な情報が不可欠であるが、風力推進装置は未成熟の技術であり、有効な実証結果が公開されている事例も多くはない。このような状況においては、装置の性能や安全性を客観的に確認する手段として、前述のEEDI認証スキームや船級ガイドラインのような基準の整備が重要と考えられる。

5.2 施設面での課題

特に大規模な風力推進装置にあつては、港湾の荷役設備や周囲の構造との干渉が懸念される。そういった場合には、港湾における荷役手順の変更、ひいては入港が許可されないような事態も考えられる。特定の風力推進装置に合わせて港湾の設備を変更するのは現実的ではないことから、装置の搭載に当たっては、本船の船種、用途、航路等を考慮の上、港湾作業への影響を最小限に抑えるような対策を検討し、事前に港湾当局と十分な協議を行うことが必要になると考えられる。

6. まとめ

本稿では、環境規制を受けて開発が加速する風力推進装置の概要と現状について紹介した。

風力はその性質上、「規模的に主たる推進エネルギーとならない」との見込みもあるが³⁾、一部の代替燃料のような他のGHG削減技術と異なり、GHGを排出しないクリーンな技術である。IMOからも明確なGHG削減戦略が示された今、再生可能エネルギーを利用する風力推進装置への期待は、今後ますます高まることが予想される。

一方で、海運業界において風力利用はまだまだ普及しておらず、普及のための課題も少なくない。課題の解決のためには実証試験、実船搭載といった実績を積み上げながら、技術の信頼性を高めていくこ

とが不可欠であり、そのためにも関連の基準類の整備が重要である。

NKは昨年発行したガイドラインをもとに、風力推進装置の安全性評価の観点から、本技術の更なる発展に寄与していく所存である。

参考文献

- 1) IMO : Resolution MEPC.304(72), Initial IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships, 2018
- 2) CE Delft : Study on the analysis of market potentials and market barriers for wind propulsion technologies for ships, 2016
- 3) 国際海運GHGゼロエミッションプロジェクト：国際海運のゼロエミッションに向けたロードマップ，2020
- 4) T. Watanabe, Y. Endo, K. Shimizu, H. Namura : The Dawn of the Age of Practical, Sail-equipped Motorships - Application of Sail System to Large Ships -, Nippon Kokan K.K., 1983
- 5) Nippon Kaiji Kyokai : Introduction of New Ships Built in Japan, Sail-assisted Motor Cargo Ships with NK Class, Technical Bulletin of Nippon Kaiji Kyokai, Vol. 3, pp.97-100, 1985
- 6) ウィンドチャレンジャー計画 : <http://wind.k.u-tokyo.ac.jp/>
- 7) International Renewable Energy Agency : Renewable Energy Options for Shipping Technology Brief, 2015
- 8) Y. Yoshimura : A Prospect of Sail-Assisted Fishing Boats, Fisheries Sciences, 68, pp.1815-1818, 2002
- 9) Maltese Falcon : <http://symaltesefalcon.com/>
- 10) エコマリンプワー : <https://www.ecomarinepower.com/>
- 11) Norsepower : <https://www.norsepower.com/>
- 12) ENERCON : <https://www.enercon.de/>
- 13) 池田良穂：ターボセール・システム，関西造船協会誌，第208号，pp.83-85，1988
- 14) SkySails Group : <https://skysails-group.com/>
- 15) AIRSEAS : <https://www.airseas.com/>
- 16) G. Allwright : Commercial Wind Propulsion Solutions: Putting the 'Sail' Back into Sailing, Trends and Challenges in Maritime Energy Management, pp.433-443, 2018

- 17) 日本海事協会：風力を利用した船舶補助推進装置の設計に関するガイドライン，2019
- 18) I. Rojon and C. Dieperink : Blowin' in the wind? Drivers and barriers for the uptake of wind propulsion in international shipping, Energy Policy, 67, pp.394-402, 2014
- 19) N. Rehmatulla, S. Parker, T. Smith, V. Stulgis : Wind technologies: Opportunities and barriers to a low carbon shipping industry, Marine Policy, 75, pp.217-226, 2017

ClassNK

脆性亀裂アレストのメカニズム解明と その合理的制御方法確立に向けた最新研究動向

柴沼 一樹*

1. はじめに

近年、市場の国際化に伴いコンテナ船の大型化が急速に進行している。これらの船体構造では、これまで経験のない80mmを超える極厚鋼板が使用されるが、この鋼板の板厚増加に伴い脆性破壊の可能性はより高まることが危惧されている。脆性破壊による大規模損傷を未然に防ぐためには、万が一破壊が発生しても、その後の亀裂の「伝播」を制御し、大規模損傷に至る前に安全に「停止（アレスト）」させる二段階の安全設計を行うことが極めて重要である。

日本海事協会はそれまで議論が不十分であった船体構造用鋼板の脆性亀裂を停止させる性能（アレスト靱性）に関して、(1) 評価試験方法の確立、および、(2) 設計要件の明確化、のための研究委員会を段階的に発足させた。特に設計要件の明確化においては、確立した板幅500mmの鋼板を用いる評価試験方法により得られたアレスト靱性値を基準として、図1に示すような継手構造を有する板幅2,400mmの実船構造モデル試験体を用いた大型試験を実施し、その実験結果に基づいた初めてのアレスト設計に関する指針を策定した^{11) 12)}。

しかし、以上の実験事実として得られた知見はアレスト設計の基盤を成す極めて重要な成果であったものの、その理論的背景はその多くが未解明であっ

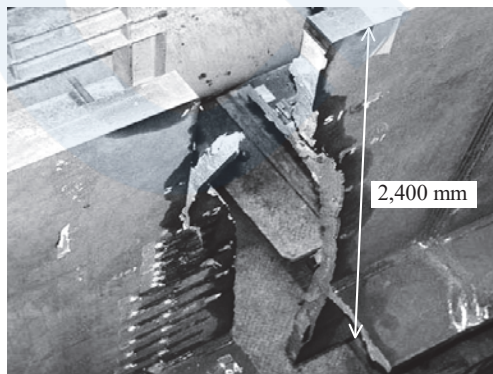


図1 継手構造を有する板幅2,400mmの実船構造モデル試験体を用いた大型アレスト試験¹³⁾

た。特に、図2に示すように、線形破壊力学に基づき評価したアレスト靱性に関して、一般的な標準試験と実船模擬大型試験で求めた結果に大きな乖離が生じることが知られ、その物理的根拠は40年以上もの間未解決であり、長大亀裂問題と呼ばれていた¹⁴⁾。一方で、この長大化した際の亀裂伝播挙動の制御は急速な大型化が進む船体構造の破壊安全性の確保に直接的に結びつくため、長大亀裂問題を含む脆性亀裂アレスト現象に対する基礎理論の確立は喫緊の課題であった。

以上の背景により、著者と日本海事協会は、「業界要望による共同研究」として、「長大亀裂問題の解明に向けた破壊力学研究（2014年8月～2018年3月）」および「構造アレスト設計実現に向けた破壊力学モデル開発（2018年4月～継続中）」を締結し、脆性亀裂アレストのメカニズム解明とその合理的な制御方法の科学的基盤を確立することを目的とした研究を推進してきた。

本稿では、上記の共同研究を中心とした研究成果の概要を紹介する。具体的な構成は下記の通りである。

- 2節： 基礎理論モデル構築と長大亀裂問題の解明（Eng. Fract. Mech. 2016a, 2016b^{1) 2)}）
- 3節： 破壊のクライテリオン（局所限界破壊応力理論）の実証（Materials & Design 2018³⁾）

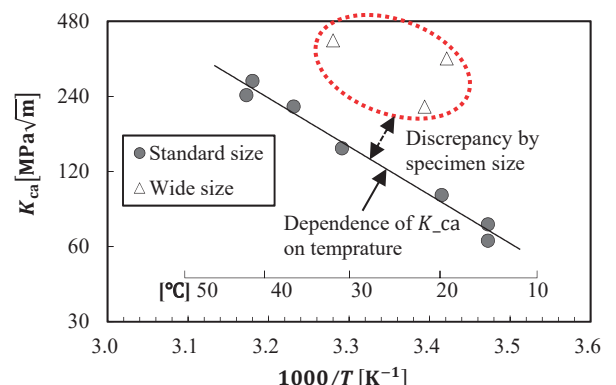


図2 板幅500mmの標準試験と板幅2000mm以上の実船模擬大型試験で得られたアレスト靱性 K_{ca} の乖離（その物理的根拠は40年以上未解明であり「長大亀裂問題」と呼ばれた）^{1) 14)}

* 東京大学大学院工学系研究科システム創成学専攻

- 4節：必要アレスト靱性値の物理的解釈とその極厚・高強度鋼板に対する推定 (Eng. Fract. Mech. 2018⁴⁾)
 5節：鉄鋼材料の微視的因子がアレスト性能に与える影響 (Acta Materialia 2019a, 2019b⁵⁾⁶⁾)
 6節：継手構造の構造因子がアレスト性能に与える影響 (Int. J. Mech. Sci. 2020⁷⁾)
 7節：合理的構造設計を実現するための数値解析手法の開発 (Int. J. Solid Struct. 2018, Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. 2020⁸⁾⁹⁾)
 (括弧内は対応する成果の掲載誌と掲載年)

2. 脆性亀裂アレストの基礎理論モデル開発と長大亀裂問題の解明^{1) 2)}

2.1 脆性亀裂伝播・停止現象

鉄鋼材料における脆性亀裂伝播現象は、300 m/s以上の高速で亀裂が伝播し、瞬く間に構造体を破断する極めて危険な破壊現象である。この伝播中の亀裂前縁は極めて高いひずみ速度を伴うことが想定させるが、そのような超高ひずみ速度領域の材料構成則を直接的に計測可能な試験法は確立されていない。また、脆性亀裂が高速伝播する際には、平面ひずみ状態に近い内部と平面応力状態に近い表面部の塑性拘束に大きな差が生じ、結果として内部では劈開破壊、表面部では延性破壊という全く異なる2つの破壊が同時に進行する複雑な物理現象である。さらに、内部で生じる劈開破壊はほとんど変形を伴うことなく、かつ、延性破壊に比較して遥かに高速で破壊が進行するため、亀裂進展過程において最終的に延性破壊する表面部近傍にはサイドリガメントと呼ばれる未破断部が形成され、高速度カメラ等による伝播中の劈開亀裂前縁位置の外部からの直接計測は困難である。このように脆性亀裂の伝播・停止現象は他の破壊現象と比べても極めて難解な物理現象である。

2.2 統合化モデルの構築

脆性亀裂伝播現象を支配する最も重要な微視的機構は、体心立方格子の多結晶体中の連続的な劈開現象であることが破壊後の破面解析により明らかとなっている⁵⁾。著者らはこの事実を踏まえ、栗飯原らの提唱した「局所限界破壊応力理論」¹⁵⁾を支配方程式の基礎に据えることとした。局所限界破壊応力理論に立脚した破壊限界条件（脆性亀裂伝播の継続条件）は次式で示される。

$$\sigma_{yy}[r_c] = \sigma_f \quad (1)$$

ここで、 σ_f は限界破壊応力であり、材料の有する固

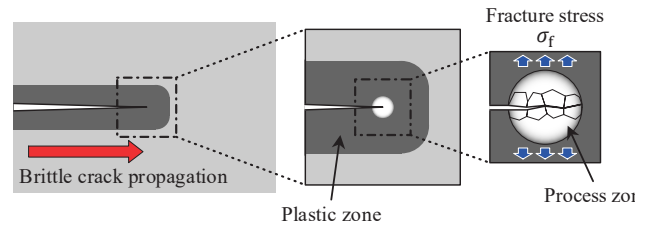


図3 脆性亀裂伝播現象の破壊限界条件として仮定した局所限界破壊応力理論¹⁾

有の材料特性値と考える。一方、 $\sigma_{yy}[r_c]$ は亀裂前縁から微小な特性距離 r_c 離れた位置の亀裂面垂直応力である。局所限界破壊応力説の模式図を図3に示す。ここで示すように局所限界破壊応力は結晶粒単位の劈開破壊限界値ではなく、あくまで亀裂前縁近傍に定義された特性距離と同程度の広さを有するプロセスゾーン内部の引張応力の平均値である。式(1)で示したように、一見、局所限界破壊応力理論は非常に単純な定式化として定義される。しかしながら、極めて非線形性が高く、高ひずみ速度状態にある亀裂前縁近傍の局所応力を高精度に推定することは容易ではない。

さらに、亀裂が長大化した際に、従来の破壊力学理論で考慮されていなかった因子として、亀裂伝播に伴う「塑性拘束の緩和」の効果に着目した。すなわち、亀裂が進展し、長大化すると、亀裂伝播駆動力（例えば応力拡大係数）が増大することで亀裂前方の塑性域が拡大し、結果として亀裂前縁のごく近傍では平面ひずみ状態から平面応力状態へ近づく遷移現象が生じ、応力三軸度の低下と共に高応力状態からの解放が生じるという仮説を立てた。

上記の理論の有効性を検討するために、「局所限界破壊応力理論」と「塑性拘束の緩和」を統合化したモデルの開発を行った。図4に提案する統合化モデルでは模式図を示す。

本モデルでは、現象を支配する機構を考慮し、

- (1) 板内部の劈開亀裂前縁は直線とする。
- (2) 板表面部に形成されるサイドリガメントは塑性拘束の緩和と共に厚くなり、その形成範囲においては降伏強度と同等の圧縮荷重が作用し亀裂を閉口させる効果があるとする。
- (3) 亀裂伝播・停止の評価は板厚中心部のみで行う。

という3つの仮定を置くことで、一般性を大きく損なうことなく、大幅な単純化を実現することが可能である。具体的には、上記の仮説に基づくことで、(i)破壊限界、(ii)ひずみ硬化、(iii)降伏強度、(iv)サイドリガメントによる亀裂閉口効果、を記述する4

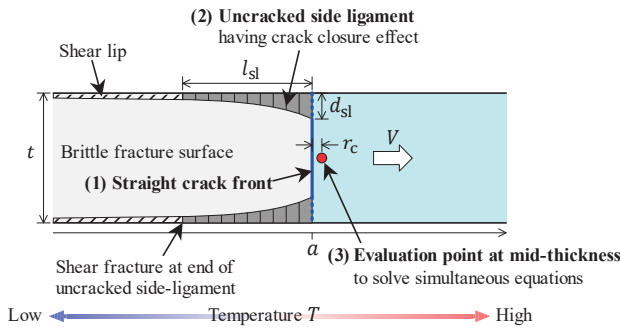


図4 長大亀裂問題の解決を目的とした脆性亀裂アレスト現象の統合化モデル¹⁾

組の方程式を亀裂伝播方向のみを対象とした1次元問題に帰着させることができる。十分に短い亀裂長さを初期条件として亀裂長さを更新しながらこれらの4組の方程式を連立して解くことで、脆性亀裂伝播の挙動を再現することができる。最終的に連立方程式を満足する解が存在しなくなる、すなわち式(1)の限界条件を満足できなくなった時点をもって脆性亀裂の「アレスト」を再現することができる。

2.3 実験結果との比較による妥当性検証

提案した統合化モデルの妥当性を検証するために、下記に示す2種類の鋼板を使用した脆性亀裂アレスト試験結果との比較を行った。

- ・板厚30mmのYP36級鋼板を使用した高負荷応力域を含む標準幅アレスト試験
- ・板厚75mmのYP47級鋼板を使用した長大亀裂問題再現試験¹⁶⁾

以下に、それぞれの検証結果の概要を述べる。

2.3.1 板厚30mmのYP36級鋼板を使用した高負荷応力域を含む標準幅アレスト試験

応力拡大係数に代表される亀裂駆動力は、亀裂長さおよび負荷応力に対し単調増加関数として記述される。一方で、この亀裂駆動力の上昇によって引き起こされる「塑性拘束の緩和」が長大亀裂問題の主因であるならば、亀裂が長大化せずとも、標準幅アレスト試験に通常では適用されないような高負荷応力を作用させることで長大亀裂問題と同様の現象を再現できる可能性がある。そこで、標準幅500mmの試験板を用いて室温降伏強度の80%以上となるような条件を含めた複数の脆性亀裂アレスト試験を実施し、提案した統合化モデルによる再現解析を行った。

図5に本実験で得られたアレスト靭性 K_{ca} の温度依存性を示す(図中の赤色の点)。従来の経験的な知見では、両者の関係は次式に示すアレニウスの式に従うとされてきた。

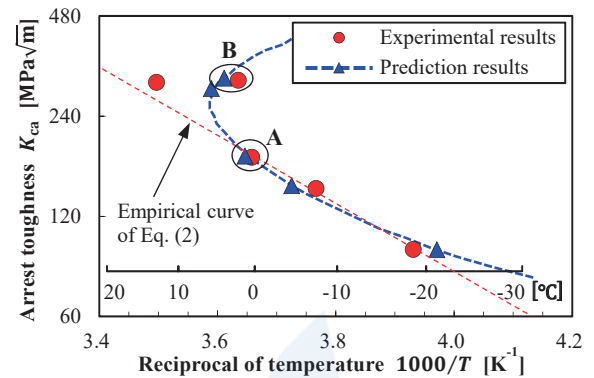


図5 高負荷応力域を含む標準幅温度勾配アレスト試験によって得られたアレスト靭性 K_{ca} の温度依存性(実験結果と統合化モデルによる予測結果の比較)²⁾

$$K_{ca} = K_0 \cdot \exp(-k_0/T) \quad (2)$$

ここで、 T は絶対温度、 K_0 と k_0 は材料定数とされている。しかし、高負荷応力を作用させた場合の実験結果では、式(2)の経験式から大きく逸脱し、より早期にアレストする結果となった。これを図2に示した長大亀裂問題として知られる試験体寸法によって生じた実験結果と比較すると、広幅試験において亀裂が長大化した場合の結果と、標準幅試験において高負荷応力を作用させた場合の結果は同様の傾向を示すことが明らかとなった。

提案した統合化モデルを用いてアレスト試験を再現するには局所限界破壊応力 σ_f を事前に決定する必要がある。本試験板に対しては、式(2)の経験式と良好に一致した低負荷応力の3点の実験結果との最小2乗誤差を最小化するように σ_f を同定した。この条件のもと、統合化モデルによって得られた予測結果、図5に併記する(図中の青点と青線)。モデルによる予測結果でも高負荷応力側では経験式からの逸脱が生じ、実験結果と同様の傾向が再現されることが示された。

さらに、実験結果およびモデルによる予測結果で得られた破面および亀裂停止位置の比較を図6に示す。亀裂停止位置だけでなく、板表面部近傍に生じるサイドリガメントの形成範囲についても両者の良好な一致が示された。

2.3.2 板厚75mmのYP47級鋼板を使用した長大亀裂問題再現試験¹⁵⁾

長大亀裂問題を再現するための大型アレスト試験には膨大な費用を要する。そのため、ここでは日本海事協会により実施された過去の実験結果¹⁵⁾を対象とした検証を行った。

本試験は、溶接熱影響により意図的に脆化部を生

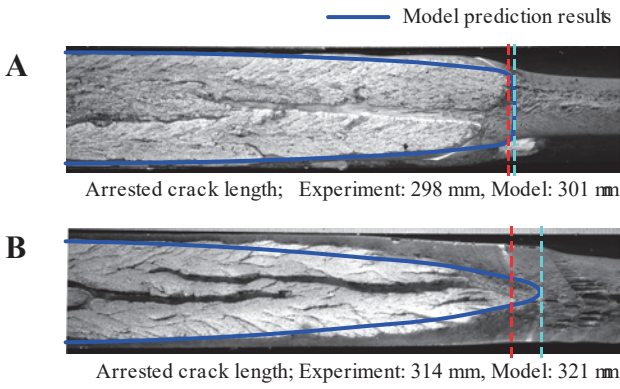


図6 標準幅アレスト試験の破面形成形態に関する実験結果と統合化モデルによる計算結果の比較 (図5のAおよびBに対応)²⁾

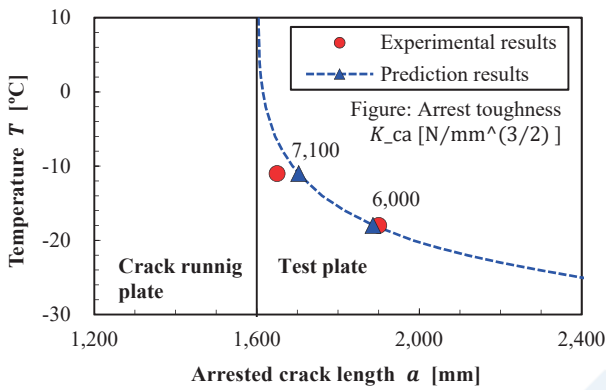


図7 長大亀裂問題に対する実験結果と統合化モデルの予測結果の比較²⁾

成した助走板において脆性亀裂を発生・伝播させ、それを対象とする試験板に突入させることで、亀裂の停止可否を評価する混成型アレスト試験である。この混成型アレスト試験は、近年国際的にも実施が報告されるCAT (Crack Arrest Temperature) 試験と同等の試験である。本試験は2体の試験体に対して実施され、試験板突入時の応力拡大係数は $K = 12,000 \text{ N/mm}^{3/2}$ であった一方、標準幅温度勾配型アレスト試験で評価されたアレスト靱性は $K_{ca} = 6,100 \text{ N/mm}^{3/2}$ または $7,100 \text{ N/mm}^{3/2}$ であった。すなわち、線形破壊力学に基づく亀裂伝播駆動力は、亀裂停止性能を大きく上回るものであった。しかし、試験結果は2体の試験体ともに試験板での「アレスト」が確認され、長大亀裂問題を再現する結果であった。

提案した統合化モデルによる再現解析に使用する局所限界破壊応力 σ_f は、別途実施された標準幅温度勾配型アレスト試験の実験結果に基づき同定した。図7に長大亀裂問題再現試験の亀裂停止位置に関する実験結果およびモデルによる予測結果の比較を示す。これにより、モデルによる予測結果は実験結果

と非常に良い一致を示した。さらに、従来、混成型アレスト試験は亀裂の伝播または停止を明確に判別するために利用されてきたが、モデルによる予測結果により亀裂停止に至るまでの試験板中の亀裂伝播距離には温度に関する遷移曲線が存在することが示唆された。

以上の成果により、40年以上物理的根拠が不明であった長大亀裂問題の解明を含め、鋼板の脆性亀裂の伝播・停止現象を定量的に説明するモデル化の基盤を確立するに至った。

3. 局所限界破壊応力理論の実証³⁾

3.1 実験構想と試験体設計

2節で概説した鋼板の脆性亀裂アレスト現象を再現するための統合化モデルにおいて、その最も重要な構成因子は、劈開亀裂伝播に関する破壊限界条件である「局所限界破壊応力理論」である。しかし、本理論の妥当性は2.3節で示した統合化モデルによる検証結果によって議論できるだけであり、これまでは1つの仮説に過ぎなかった。2.1節に述べたように、脆性亀裂アレスト現象の破壊限界条件が未解明である最大の要因はその直接計測が極めて困難なためである。特に、塑性拘束の度合いの変化により亀裂前縁の応力三軸度は板厚中心で高く、表面近傍で低くなる。このため、亀裂前縁は内部で先行するトンネル状となり、これが直接計測に対する大きな障害となる (図8(a)参照)。一方で、もし局所限界破壊応力理論が妥当である場合、板厚方向に貫通した直線状の亀裂前縁を仮定し、それに沿ったプロセスゾーン内の局所応力が一様となるのであれば理想的な2次元的な亀裂伝播が実現され、表面で計測された情報のみを用いて内部を含めた全体の亀裂伝播挙動を推定できる。すなわち、表面で計測した亀裂通過時刻を入力として有限要素法による再現解析を行うことにより、高速伝播中の亀裂前縁近傍における局所応力を評価することができ、局所限界破壊応力理論の妥当性を実験的に検証することができる。

以上のような実験構想に基づき、まず有限要素法を用いた事前解析により、試験体表面部近傍の応力三軸度低下を制御するためのサイドグルーブの設計を行った。通常の板状試験体と本試験で使用したサイドグルーブ試験体の概要を図8に示す。

設計に使用した有限要素モデルおよび直線状の亀裂前縁を仮定した亀裂前縁近傍局所応力の板厚方向の分布の一例を図9に示す。なお、亀裂前縁近傍局所応力の分布に関しては、比較のため通常の板状試験体の場合の結果も併記した。板厚中心部から95%

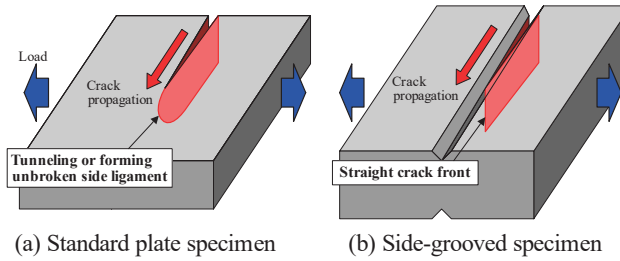


図8 通常の板状試験体と本試験で利用したサイドグルーブ試験体³⁾

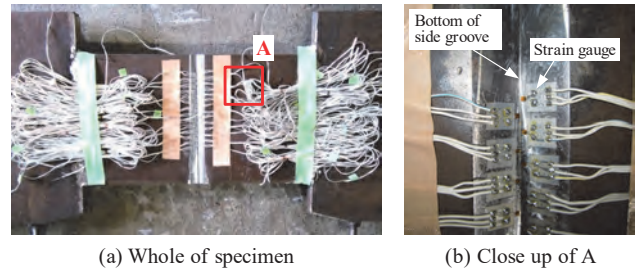


図10 サイドグルーブ試験体と亀裂速度計測のためのひずみゲージ貼付³⁾

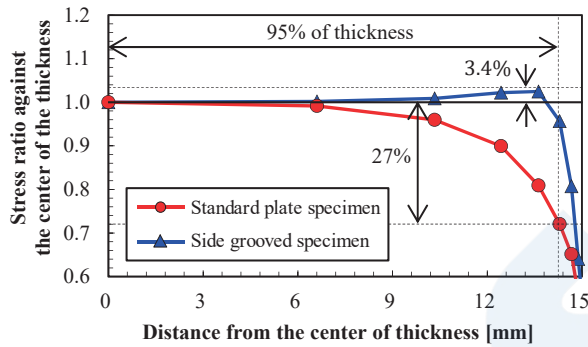
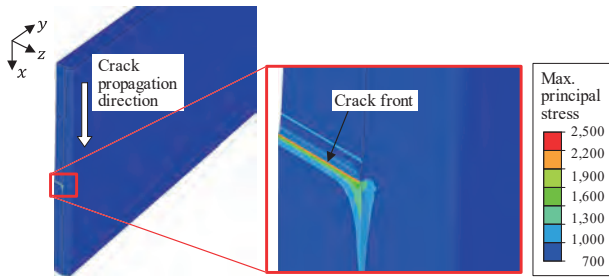


図9 サイドグルーブ試験体の設計に使用した有限要素モデルおよび通常の板状試験体と最適化されたサイドグルーブ加工試験体亀裂前縁近傍局所応力の板厚方向の分布の比較³⁾

の範囲において、通常の板状試験体では最大27%もの最大主応力の低下が生じるのに対し、サイドグルーブ試験片ではそれをわずか3.4%まで低減できることが分かる。したがって、脆性亀裂進展が局所限界破壊応力理論に従うのであれば、板厚方向のほとんどの領域において亀裂前縁が直線上の理想的な2次元状態の亀裂前縁を実現できることが示された。

3.2 破壊試験と有限要素法による再現解析

以上の条件のもと、2種類の鋼板（鋼Sおよび鋼N）を用いて様々な温度・負荷応力の条件のもと複数の脆性亀裂伝播試験を行った。亀裂通過時刻は図10に示すようにサイドグルーブ底に貼付したひずみゲージの応答によって計測した。これには0.1mmオーダーでの貼付位置の調整を要する極めて高い技術を要する施工である。

各試験に対して、計測で得られた亀裂通過時刻を

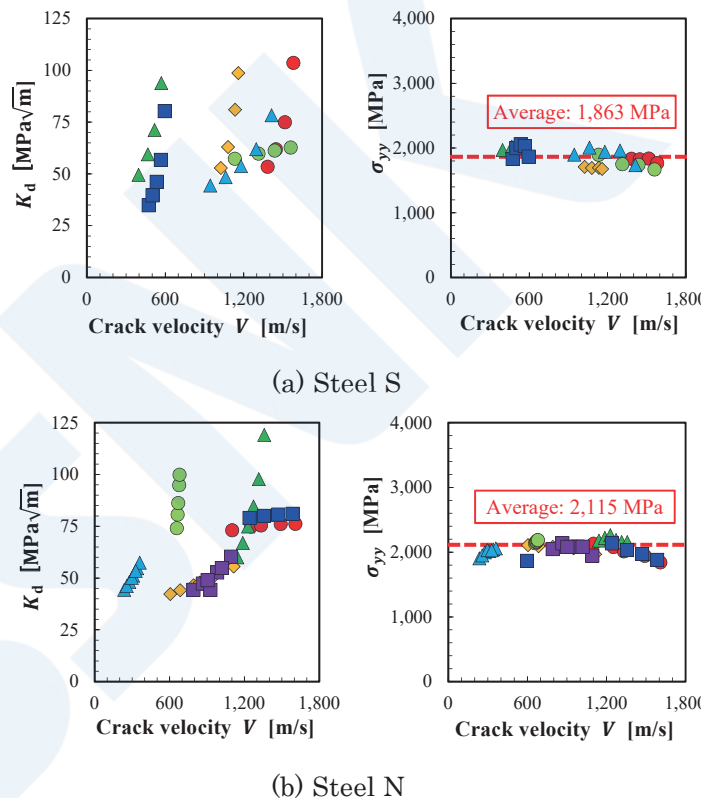


図11 脆性亀裂伝播試験で評価された動的応力拡大係数 K_d および局所応力 σ_{yy} ³⁾

入力条件として有限要素法による再現解析を行い、従来の線形破壊力学に基づく動的応力拡大係数 K_d および局所限界破壊応力理論に基づく局所応力 σ_{yy} を評価した。得られた結果を図11に示す。従来の理論である K_d は各材料において温度や負荷応力に対して異なる傾向を示すだけでなく、各試験中でも亀裂伝播に伴い大きく変化していることが分かる。このため、 K_d を破壊限界条件として直接的に使用することは困難であることが明らかとなった。一方、局所限界破壊応力理論に基づく σ_{yy} は、計測誤差に起因すると考えられる多少のばらつきを含むものの、温度や負荷応力によらず高速亀裂伝播中において常に材料固有の一定値を示すことが明らかとなった。この材料固有の一定値は局所限界破壊応力 σ_f にほかならず、本結果により、これまで1つの仮説に過ぎ

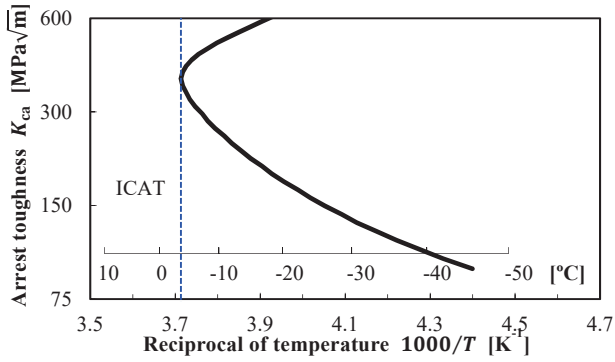


図12 統合化モデルによる温度勾配型アレスト試験におけるアレスト靱性 K_{ca} の温度依存性と本質的亀裂停止温度 (ICAT) ⁴⁾

なかった局所限界破壊応力理論が初めて実証された。

4. 必要アレスト靱性値の物理的解釈とその極厚・高強度鋼板に対する推定⁴⁾

4.1 必要アレスト靱性値

現在、実際の構造体におけるアレスト設計は「必要アレスト靱性値」と呼ばれる指標によって規定されている^{11) 12)}。この必要アレスト靱性値 \tilde{K}_{ca} は、標準幅温度勾配型アレスト試験で得られたアレスト靱性 K_{ca} の温度依存性曲線において、大型試験で亀裂が停止した場合の温度実績に対応する K_{ca} として定められる。鋼板が設計温度において \tilde{K}_{ca} 以上の K_{ca} を有する場合、その設計温度以上かつ設計応力以下であればいかなる条件下でも安全に亀裂をアレストさせることができるとされている。しかし、この必要アレスト靱性値 \tilde{K}_{ca} は「実際の構造体規模の試験で設計応力が作用した際に亀裂をアレストできた際の K_{ca} 」という実験事実のみに依拠したものであり、すなわち、実設計温度での試験ではなく、また特定の構造諸元に対する結果に限定されている。このため、その一般性には大きな懸念があり、さらには、必要アレスト靱性値の存在自体の物理的根拠も未解明であった。このような必要アレスト靱性値を評価するための試験は大型であり、膨大な費用と労力がかかることから、必要アレスト靱性値の一般性と物理的根拠を説明可能とする確固たる理論を確立することが重要である。

ここでは、2節で提案した統合化モデルを利用した系統的な数値解析によって、この「必要アレスト靱性値」の物理的根拠の説明を試みた。さらに、そこで得られた結果を利用して、今後ますます進行することが想定される鋼板の極厚化および高強度化が必要アレスト靱性値に与える影響の推定を行った。

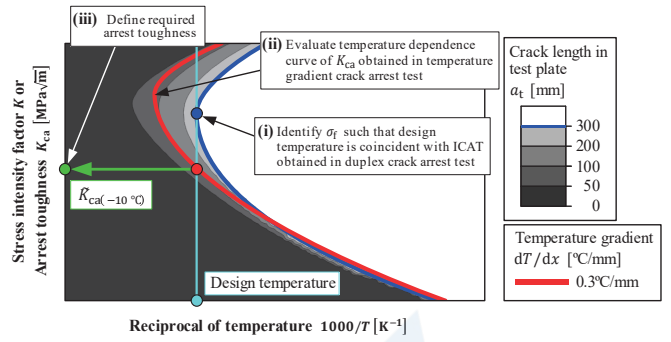


図13 統合化モデルによる混成型アレスト試験における亀裂停止長さの温度・応力拡大係数依存性および必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} の推定手順⁴⁾

4.2 統合化モデルを用いた計算手順

統合化モデルによるアレスト試験の再現解析に必要な鋼板の特性値は、(a)板厚、(b)降伏強度および(c)局所限界破壊応力のみである。これらの特性を与えられれば、統合化モデルの計算結果として図12に示すようなアレスト靱性 K_{ca} の温度依存性を表す1つの曲線を取得することができる。この曲線は通常の試験条件を含む比較的低温の条件下では温度が上がるほどに K_{ca} も増加する傾向を示すが、ある温度を臨界点として解が存在しない温度領域があることが分かる。この臨界温度は、それ以上の温度ではいかなる負荷応力の作用下であっても脆性亀裂伝播が生じ得ないことを表している。ここではこの臨界温度を本質的亀裂停止温度 (ICAT (Intrinsic Crack Arrest Temperature)) と呼ぶことにする。

一方、統合化モデルを用いて、様々な負荷応力および温度の条件に対して温度一定の混成型アレスト試験 (もしくはCAT試験) の系統的な再現解析を実行すると、試験板突入時の応力拡大係数と温度、および、試験板中の亀裂停止長さの関係として図13に示すような等高線図が得られる。ここで、便宜的に試験板中を300mm以下の亀裂長さで停止した場合を「アレスト」の判定と定義する (図13青線)。この結果に図12で示した温度勾配型アレスト試験の結果を重ねると (図13赤線)、温度勾配型アレスト試験のICTAは温度一定の混成型アレスト試験のICTAよりもより低温側に位置することが分かる。この特徴を利用して、鋼板の強度・板厚および設計温度に対して、必要アレスト靱性の起源を説明することができる。具体的な手順を下記に示す (図13参照)。

- (i) 鋼板の板厚・降伏強度を指定し、統合化モデルを逆解析的に用いて、混成型アレスト試験のICTAが設計温度と一致するように局所限界破壊応力 σ_f を同定する。

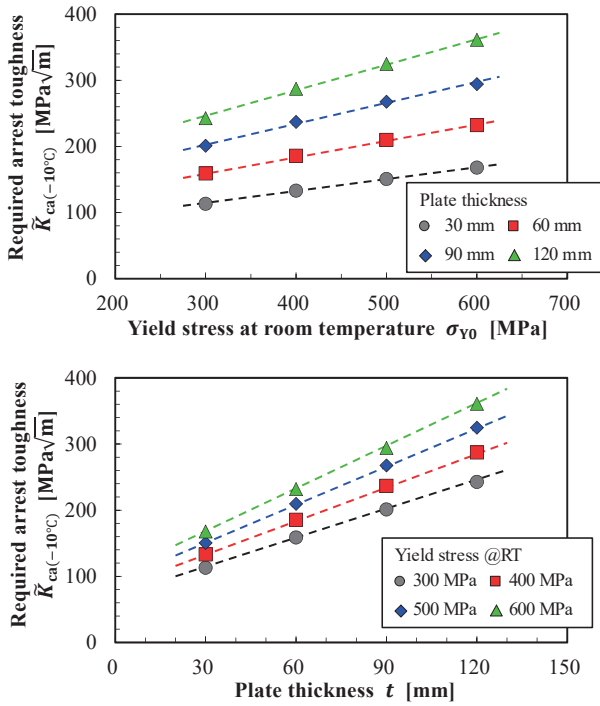


図14 様々な板厚・降伏強度の鋼板に対する必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} の推定（点線は式(3)による推定曲線）⁴⁾

- (ii) (i)で得られた σ_f を用いて、温度勾配型アレスト試験の再現解析を実施し、アレスト靱性 K_{ca} の温度依存性を取得する。
- (iii) (ii)の K_{ca} 温度依存性曲線の低 K_{ca} 側における設計温度に対応する K_{ca} が必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} となる。

以上の手順で得られた、必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} に対し、同一の板厚および降伏強度の鋼板が、設計温度においてより高い K_{ca} を有する場合には、その鋼板の混成型試験のICATは必然的に設計温度よりも高くなる。すなわち、この鋼板がいかなる負荷応力の条件下においても脆性亀裂を300mm以内にアレストすることができることを意味している。これが必要アレスト靱性値の有効性と物理的根拠である。

4.3 必要アレスト靱性値の推定結果とその妥当性検証

4.2節で述べた手順により、設計温度を -10°C とした条件下で、板厚 $t = 30 \text{ mm} \sim 120 \text{ mm}$ 、室温降伏強度 $\sigma_{Y0} = 300 \text{ MPa} \sim 600 \text{ MPa}$ の鋼板の必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} の推定を行った。得られた \tilde{K}_{ca} の推定値を図14に示す。 \tilde{K}_{ca} は t および σ_{Y0} に対し次式に示す双1次線形関係が成立することが明らかとなった（図14の点線）。

$$\begin{aligned} \tilde{K}_{ca(-10^{\circ}\text{C})} [\text{N}/\text{mm}^{3/2}] \\ = 0.0724(\sigma_{Y0} [\text{MPa}] + 339)(t [\text{mm}] + 48) \end{aligned} \quad (3)$$

表1 設計温度 -10°C に対する代表的な鋼板の必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} の推定値⁴⁾

Thickness t [mm]	Yield strength σ_{Y0} [MPa]	Required arrest toughness $\tilde{K}_{ca(-10^{\circ}\text{C})}$ [N/mm ^{3/2}]
75	400	6,599
	470	7,223
90	400	7,400
	470	8,102
100	400	7,935
	470	8,688

式(3)の推定曲線の妥当性を検証するために、2000年代以降に日本海事協会が主導した全ての広幅混成型試験の結果¹⁶⁾との比較を行った。その結果、全ての試験における脆性亀裂の伝播/アレストの結果を矛盾なく説明できることが示され、式(3)の推定曲線の有効性が示された。また、最近、その適用可能性が検討される高強度かつ極厚の鋼板に関して、式(3)より推定した設計温度 -10°C に対する必要アレスト靱性 \tilde{K}_{ca} を表1に示す。

なお、本節の議論で使用した統合化モデルの適用範囲は板構造に限定される。このため、上記の結果も単純な板構造にのみ適用可能であることに注意されたい。継手等の構造不連続部を有する実部材のアレスト性能を評価するためには、7節で述べるような、より汎用性の高い数値解析手法の開発が必要である。

5. 鉄鋼材料の微視的因子がアレスト性能に与える影響^{5) 6)}

5.1 劈開亀裂伝播抵抗の微視組織依存性

金属材料の強度や靱性、耐疲労性能等の力学特性は、その微視組織に強く依存することが知られている。特に、鉄鋼材料の脆性破壊の発生に対する性能である「靱性」は、微視組織の最も基本的な因子である結晶粒に大きく依存し、細粒ほど高い特性を示すことが知られている。一方、材料の脆性亀裂停止性能である「アレスト靱性」は、近年その必要性が広く認知され、このため国内外の製鉄会社による高アレスト鋼開発競争が激化している。しかしながら、このアレスト靱性に微視組織が及ぼす影響はほとんど解明されていない。

ここでは、最も基本的な微視組織因子である結晶粒径と劈開亀裂伝播抵抗の関係を解明するために、実験と数値解析を統合化したスケールの異なる2通りの手法を提案し、検討を行った。以下にその概要

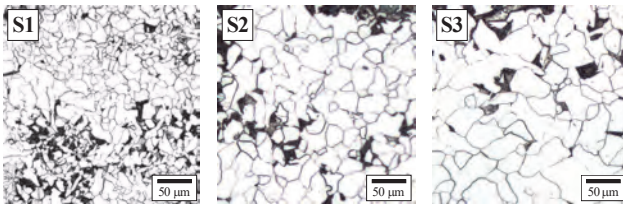


図15 劈開亀裂伝播抵抗の結晶粒径依存性を評価するための供試鋼（化学成分は同等で結晶粒径のみ異なるフェライト・パーライト鋼）⁶⁾

を示す。

5.2 DCB試験と有限要素法による再現解析に基づく局所限界破壊応力の評価

前節までに述べたように、局所限界破壊応力理論は、脆性亀裂伝播の中核となる劈開亀裂伝播の破壊限界条件として最も有望な基礎理論であり、局所限界破壊応力は材料の有する劈開亀裂伝播抵抗を表す本質的な材料特性値であると考えられる。そのため、ここでは3節で示した実験と有限要素法による再現解析に基づくアプローチを参考に、局所限界破壊応力に対して結晶粒径が与える影響の評価を行った。

まず、図15に示すように化学組成が同一でありながら結晶粒径のみ異なる3種類の鋼S1, S2, S3を用意した。それらの供試鋼を用いて、図16(a)に示す小型の脆性亀裂アレスタと試験であるDouble Cantilever Beam (DCB)試験を複数の温度条件下で実施した。さらに、事前の系統的な数値解析による検証で得られた知見¹⁷⁾に基づき、図16(b)に示すような一定の亀裂速度条件のもとで有限要素法による再現解析を実施し、局所限界破壊応力の評価を行った。

以上の異なる結晶粒径の供試鋼を用いたDCB試験を対象とした実験および有限要素解析による再現解析に基づき得られた局所限界破壊応力 σ_f の評価結果を図17に示す。これにより、 σ_f は結晶粒径が粗大なほどに大きい、すなわち、粗粒ほどに優れた特性を有するという結果が示された。これは、5.1節で述べた脆性破壊の発生に対する材料抵抗である「靱性」とは逆の傾向である。なお、3節で示した結果と同様に、複数の温度条件下で実施したにも関わらず σ_f は各供試鋼で固有の一定値を有することが示された。

5.3 劈開亀裂伝播抵抗の起源に関する微視的機構に基づく散逸エネルギーの評価

ここでは、前節で示した劈開亀裂伝播抵抗の結晶粒径依存性の評価結果をより強固なものとするために、前節の評価方法とは全く異なる、破壊の微視的機構に基づくアプローチによる評価を行った。

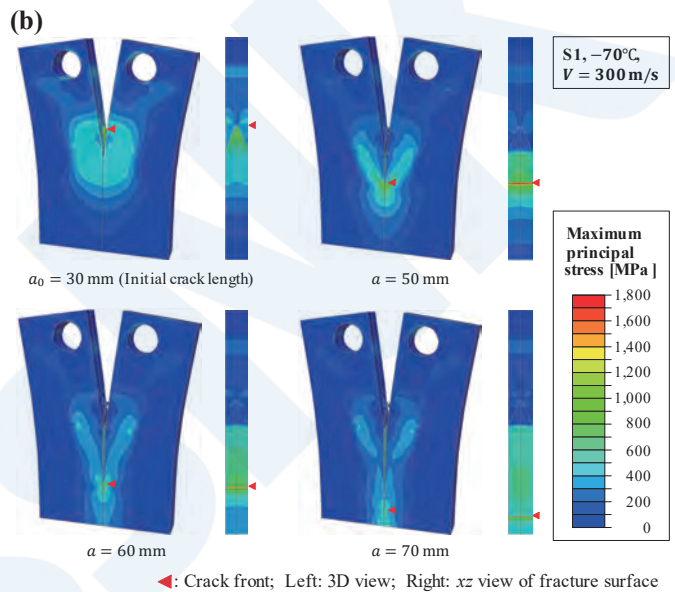
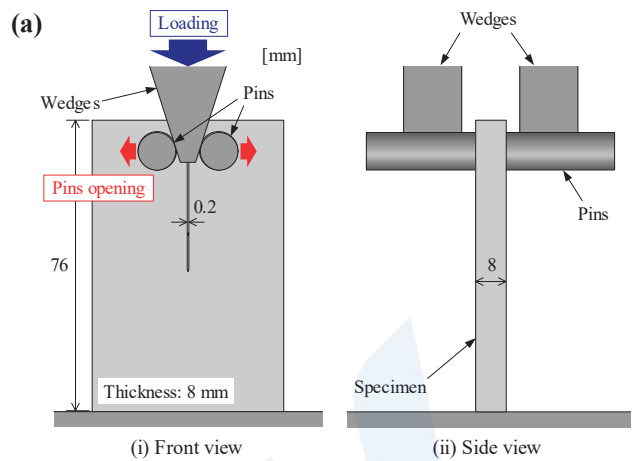


図16 局所限界破壊応力 σ_f を評価するためのDCB試験；(a)試験片と治具の諸元、(b)有限要素法による再現解析⁶⁾

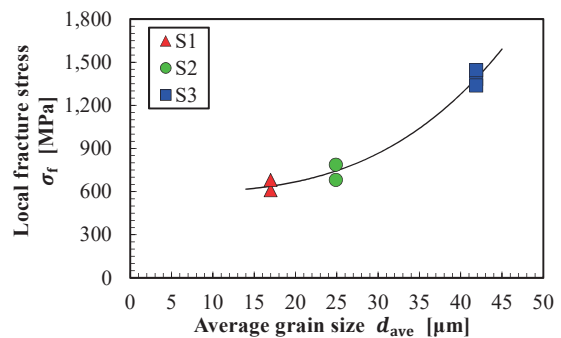


図17 局所限界破壊応力 σ_f の結晶粒径依存性（結晶粒径が粗大なほど高く、脆性破壊の発生抵抗である「靱性」とは逆の傾向となった）⁶⁾

劈開亀裂伝播によって形成される破面は、微視的には図18に示すような「劈開面」と「ティアリッジ」という異なる2種類の破面によって構成されるが、破面形成に伴う散逸エネルギー（有効表面エネルギー

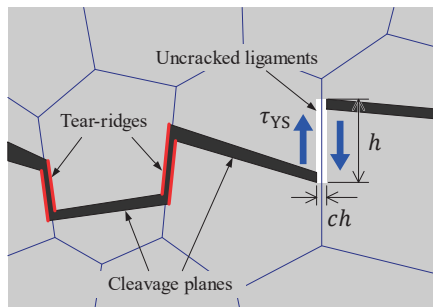


図18 劈開面とティアリッジから構成される劈開亀裂伝播によって形成される破面とそのエネルギー散逸機構⁶⁾

一とも呼ばれる)は、大規模な塑性変形を伴うティアリッジの形成によるものがその大部分を占めると考えられる。

図18に示すように、ティアリッジは一般に結晶粒界に沿って形成されると考えられる。このため、エネルギー散逸の起源であるティアリッジ形成に至るまでの塑性変形挙動へは、結晶学的因子の影響により、等方性材料を対象とした連続体力学による推定とは必ずしも一致しないことが懸念される。そこでまず、1つのティアリッジ形成に伴うエネルギー散逸量を定量化するための微小試験を提案した。具体的には、まず粗大結晶粒を有する単相材を使用して図19(a)に示すような微小な試験片を製作した。この試験片では隣接する2つの結晶粒内に粒界へ到達する鋭いスリット状の切欠きをFIBで加工することで劈開面を模擬した。図19(b)に示すように本試験片を用いて引張試験を実施することで、FIB加工により模擬した2つの劈開面間が延性的に破断し、ティアリッジの形成を再現することができる。本試験で得られる荷重-変位曲線を積分することでティアリッジ形成に伴うエネルギー散逸量を計算することができる。劈開面間距離を変化させた複数の試験を実施した結果、図19(c)に示すように単位長さのティアリッジ形成に伴う散逸エネルギーは劈開破面間距離の2乗に比例するという実験式を得た。これは等方性材料を仮定した連続体力学に基づく近似式と整合するものであり、粒界近傍の結晶学的因子の影響は軽微であることが示唆された。

劈開亀裂伝播は極めて複雑な現象であり、既往の研究における微視スケールのモデルとしては、Aihara and Tanakaによるモデル¹⁸⁾が唯一であった。しかし、このモデルは単一形状の矩形ユニットセルによる離散化や近似解の重ね合わせによる亀裂前縁の応力拡大係数評価などの様々な単純化の適用により、実現象との間にはおおきな乖離があった。そこで、本研究では拡張有限要素法を基礎とした新たな

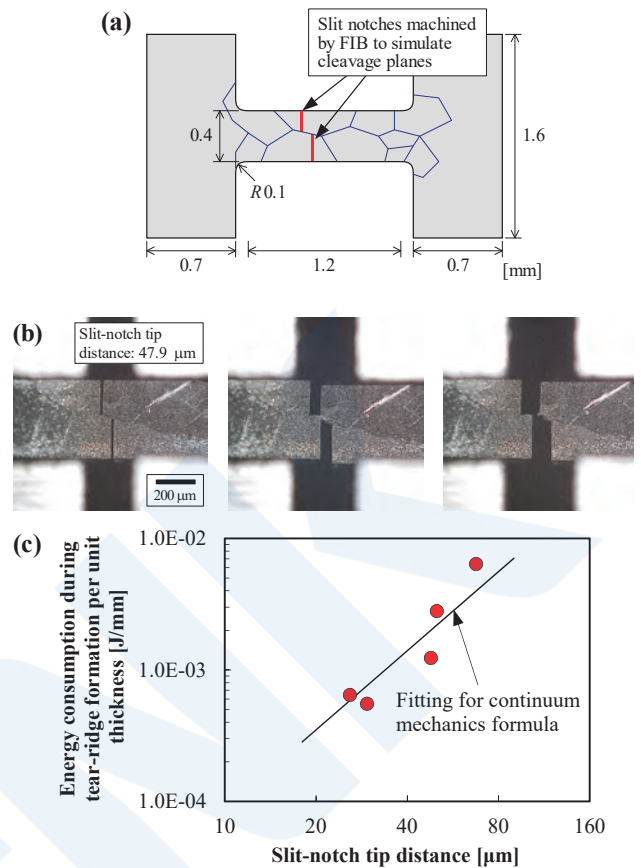


図19 ティアリッジ形成に伴うエネルギー散逸量を評価するための微小試験：(a) 試験片諸元、(b) 試験過程における試験片の変形と破壊挙動、(c) 散逸エネルギーは劈開破面間距離の関係⁶⁾

劈開亀裂伝播モデルを開発した⁵⁾。このモデルでは、有限要素を亀裂および結晶粒と独立に定義することで、複雑な劈開亀裂伝播に伴う破面形成を高精度かつ容易に再現することができる。ここではさらに、図20に示すような形成した劈開面間を補間するティアリッジ形成のモデル化を行い、上記の微小試験によって定量化したティアリッジの形成に伴うエネルギー散逸量の実験式を用いて、破面形成に伴う散逸エネルギーの評価アルゴリズムを構築した。

5.2節で用いた鋼S1, S2, S3の結晶粒径分布に基づき、各鋼種の単位面積あたりの破面形成に伴う散逸エネルギーを評価した結果を図21に示す。この結果より、結晶粒径の大きい鋼ほど破面形成に伴う散逸エネルギー、すなわち劈開亀裂伝播抵抗が大きいという結果が得られた。

以上のように、全くアプローチの異なる2種類の実験と数値解析を組み合わせた手法によって、鉄鋼材料の「劈開亀裂伝播抵抗」を評価した結果、いずれの評価においても、脆性破壊の発生に対する材料抵抗である「靱性」とは逆の傾向が示された。この驚くべき結果は、今後、さらなる需要が見込まれる

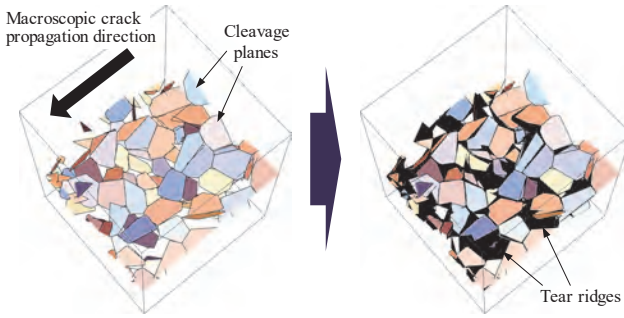


図20 拡張有限要素法に基づく劈開亀裂伝播モデル⁵⁾とティアリッジ形成のモデル化⁶⁾

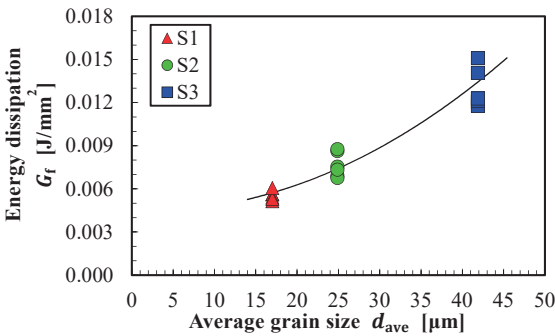


図21 劈開破面形成に伴う散逸エネルギー G_f の結晶粒径依存性（図17の局所限界破壊応力の結果と全く同一の傾向）⁶⁾

高アレスト鋼の開発に大きく貢献することが期待される。

6. 継手構造の構造因子がアレスト性能に与える影響⁷⁾

6.1 構造因子がアレスト性能に及ぼす影響

アレスト性能に優れた構造体を設計する際、5節で述べたような優れたアレスト性能を有する材料の開発は必須である。しかしながら、近年の実験的な検討により、このような材料特性だけでなく、継手などの構造因子もアレスト性能に及ぼす影響が少なくないことが明らかとなってきた^{19) 20)}。これは、図22に示されるように継手構造においてより大きな構造不連続部がある場合にアレストが実現とアレスト性能の向上が見込まれるというものである。一方で、このような構造体スケールのアレスト試験には極めて膨大な費用と労力を要することから、取得可能な実験結果は断片的であり、また、このような構造因子によるアレスト性能への影響のメカニズムは未解明であった。したがって、この構造因子によるアレスト性能への寄与を解明し、構造アレスト設計のコンセプトを確立することは、5節で示したような材料開発とは別の次元で構造体としての飛躍的な

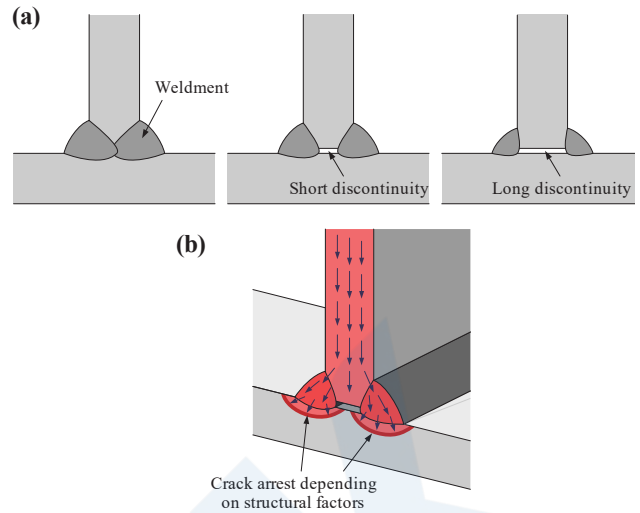


図22 構造アレストのコンセプト；(a)継手構造不連続部などの構造因子、(b)構造因子がアレスト性能に与える影響⁷⁾

アレスト性能の向上を実現する可能性を有する重要な課題である。

以上の背景より、ここでは鉄鋼材料の劈開亀裂伝播と同様に亀裂伝播に伴うエネルギーの散逸が小さく、高速亀裂伝播が実現可能な材料として、透明樹脂材料であるPMMAに着目し、構造不連続部を含む継手構造を模擬した小型試験体を用いた高速亀裂アレスト試験を実施した。さらに、高速度カメラによる高速亀裂伝播挙動の詳細計測と拡張有限要素法による応力拡大係数解析を組み合わせることによる実験と数値解析の統合的アプローチによって、継手の構造不連続などの構造因子が構造体のアレスト性能に及ぼす影響を、初めて定量的に評価することを試みた。

6.2 PMMAを用いた高速亀裂アレスト試験とその高速度カメラ計測

本検証では、構造体の幾何学的因子が高速亀裂伝播挙動に与える影響のみを評価するために、継手部を接着で製作することはせず、1つのPMMAのブロックからの切り出しによって試験体を製作した。図23に用いた試験体の諸元を示す。亀裂を発生・伝播・停止させるための機構は5節で用いたDCB試験と同一のものを利用した。亀裂伝播挙動を計測する際の主要部材である垂直材の板厚は13mmとしたが、一部の試験片には図22(a)に示した継手部に相当する位置に構造不連続を想定した4mmまたは6mmの孔を加工し、合計で3種類の試験体（P0：孔なし、P4：4mm孔、P6：6mm孔）を製作した。亀裂発生時の荷重を様々に変化させるために、P0、P4、P6に対して亀裂発生部である切欠き底の半径を変化させた複数の試験体を用意した。高速度カメラ計測

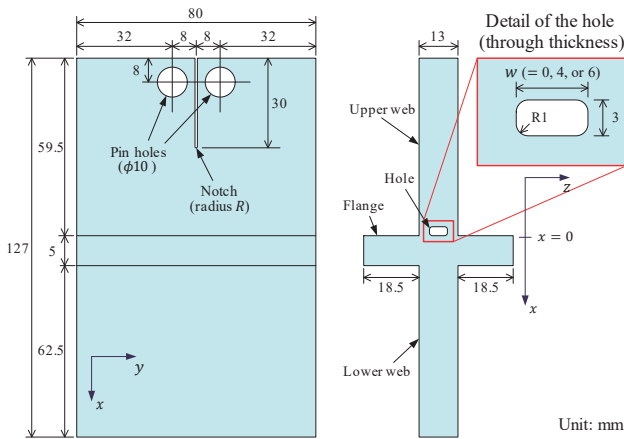


図23 構造因子のアレスト性能への影響を評価するためのPMMAを用いた継手構造模擬試験体（一部の試験体は継手位置に4mmまたは6mmの孔を加工して構造不連続を再現）⁷⁾

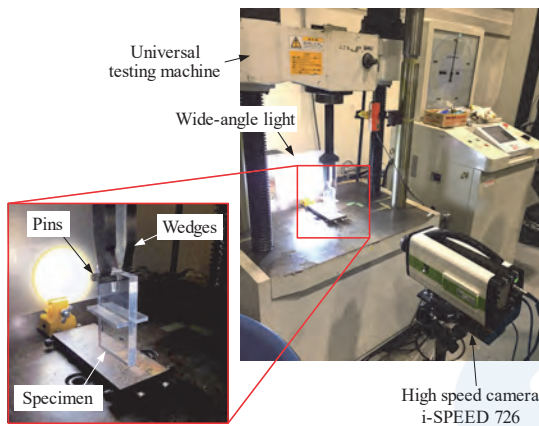


図24 高速度カメラによるPMMAを用いた継手構造アレスト試験における亀裂伝播挙動計測のセットアップ⁷⁾

測は、図24に示すようにナックイメージテクノロジー社のi-SPEED 726を用い、十字継手を正面から捉える方向に視野を設定し、撮影速度250,000 fpsの条件で実施した。

試験結果として得られた、亀裂停止長さとピン間変位（亀裂伝播駆動力に相当）の関係を図25に示す。この結果より、より大きな構想不連続を有する試験体ほど、より早期に亀裂が停止していることが示唆され、その影響はフランジ部において顕著であった。特に、P0-3、P4-4およびP6-2の試験結果に着目すると、ピン間距離が低い順に $P0-3 < P4-4 < P6-2$ であるにもかかわらず、亀裂停止長さは $P0-3 > P4-4 > P6-2$ となり、傾向が逆転していることが分かる。すなわち、より大きな構想不連続を継手部に加工することで、大幅にアレスト性能を向上させることが可能であることが示された。

高速度カメラにより計測されたP0-3、P4-4および

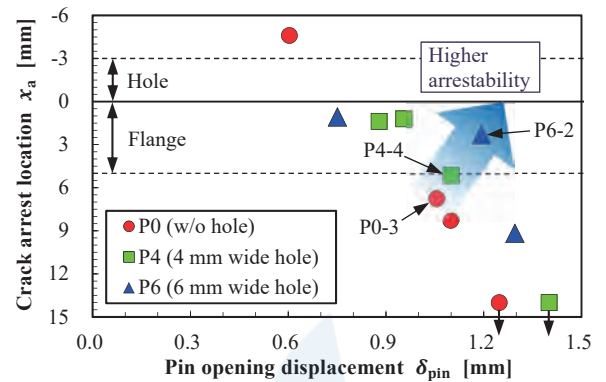


図25 PMMAを用いた継手構造アレスト試験における亀裂停止長さとピン間変位の関係⁷⁾

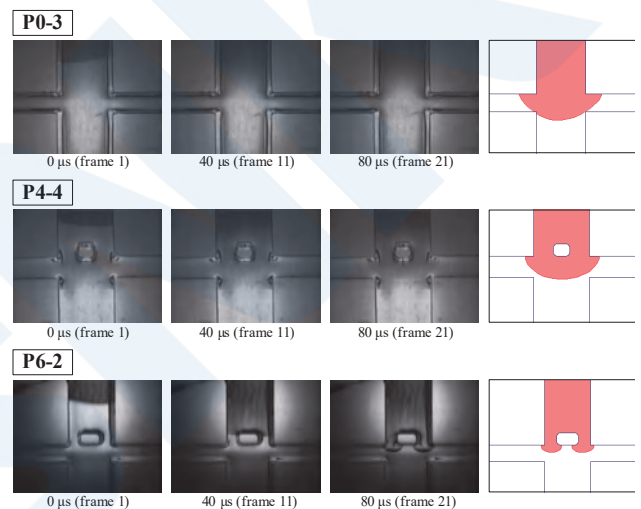


図26 高速度カメラによるPMMAを用いた継手構造アレスト試験における亀裂伝播挙動の計測結果⁷⁾

P6-2の亀裂伝播挙動と最終亀裂停止位置を図26に示す。構想不連続を有するP4-4およびP6-2では、亀裂がフランジ部に突入する際にその前縁形状が大きな曲率を伴って湾曲し停止に至っていることなど、精密な高速亀裂伝播挙動の計測に成功した。

6.3 拡張有限要素法に基づく応力拡大係数解析

構想不連続を含む継手構造における亀裂停止のメカニズムを解明するために、高速度カメラ計測により得られた高速亀裂伝播過程における詳細な亀裂前縁の位置・形状の履歴を合理的に利用し、亀裂と有限要素を独立に定義可能な拡張有限要素法^{21) 22)}を用いた応力拡大係数解析を行った。

図27に、P0-3、P4-4およびP6-2の亀裂進展に伴う最大主応力分布の推移を示す。さらに、相互積分法²³⁾に基づき評価した応力拡大係数 K の推移を図28(a)示す。この結果より、構想不連続部なしのP0-4において K は単調に減少しそのまま亀裂停止に至ることが確認された。一方、構想不連続を有する

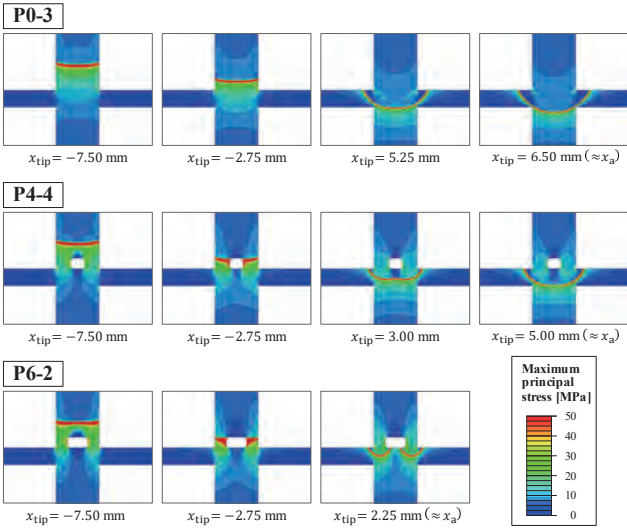


図27 拡張有限要素法により得られたPMMAを用いた継手構造アレスト試験の最大主応力分布⁷⁾

P4-4およびP6-2では、 K は孔の側部を亀裂が通過する際に一時的に増加するものの、その後急速に低下した。その急速な K の低下傾向は亀裂がフランジに突入後も継続し、最終的にはP4-4およびP6-2共にP0-3とほぼ等しい K で、P0-3よりも早期にアレストに至った。構造不連続によるアレスト性能向上の効果をより定量的に評価するために、穴加工ありの試験であるP4-4およびP6-2の結果を構造不連続部なしのP0-3の結果で正規化した結果を図28(b)に示す。この結果より、最も大きい構造不連続を有するP6-2では、構造不連続部なしのP0-3と比較して、 K は35%も大幅に低下していることが明らかとなった。この結果は、1.5倍ものアレスト靱性を有する材料を適用するのと同等の効果であり、実際の材料開発と比較しても、構造因子によるアレスト性能向上効果は極めて高いことが明らかとなった。今後、数値解析手法の開発を進めるとともに、それと構造最適化手法とを組み合わせることで革新的なアレスト性能を有する構造体の実現が期待される。

7. 合理的構造設計を実現するための数値解析手法の開発^{8) 9)}

7.1 脆性亀裂伝播・停止挙動を再現するための数値解析手法開発の意義

2節で述べた脆性亀裂伝播停止挙動を再現する統合化モデルは、物理モデルとしての妥当性を示されたものの、その適用範囲は均質材を用いた単純な板構造に限定される。一方、6節で示した結果より、継手不連続部などの構造因子によって構造体としてのアレスト性能を飛躍的に向上できる可能性が示唆

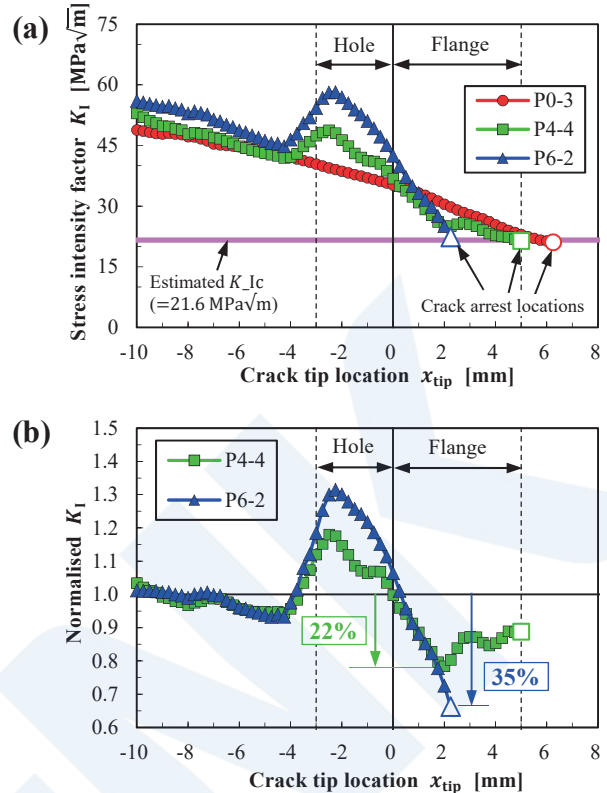


図28 (a) 拡張有限要素法に基づくPMMAを用いた継手構造アレスト試験における応力拡大係数 K の推移および(b) 孔なし試験体の結果 (P0-3) で正規化した K の推移⁷⁾

された。このような任意の構造体における脆性亀裂アレスト現象を高精度に再現可能な汎用性の高い手法は未確立であるが、これが実現されれば、最適化手法と組み合わせることで、革新的なアレスト性能を有する構造体を提供できる極めて実用性の高い構造設計手法を構築できると考えられる。

広く知られるように有限要素法は構造解析に対する最も強力な数値解析手法である。このため、任意の構造体に適用可能な脆性亀裂アレスト現象のモデル開発は有限要素法の枠組みで進めることが有効であると考えられる。このためには、脆性亀裂アレスト現象の破壊限界条件である局所限界破壊応力理論を有限要素法へ実装することが必要である。これには下記に挙げる5点が開発上の課題として想定される。

- (1) 局所応力の評価精度
- (2) 計算コストの削減
- (3) 亀裂前縁形状の表現
- (4) 弾塑性解析への拡張
- (5) 延性破壊モデルとの統合

著者の研究グループは、以上の目的や課題認識のもと、現在、有限要素法の枠組みにおける数値解析

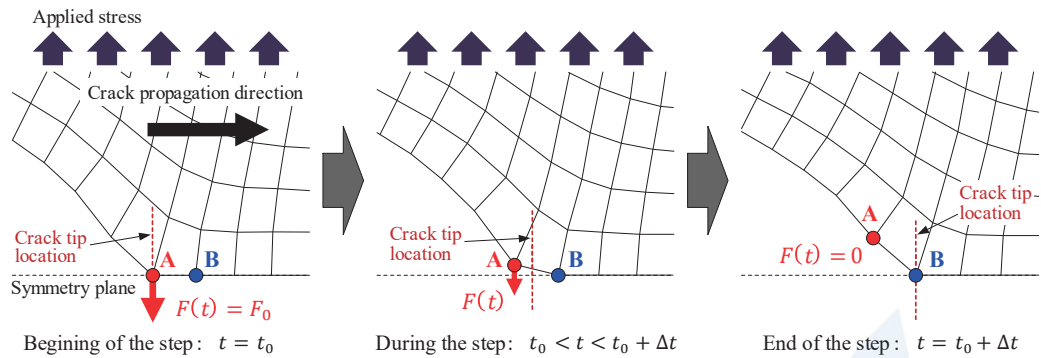


図29 節点力解放法による高速亀裂伝播のモデル化^{8) 9)}

法の1つである重合メッシュ法に基づく高速亀裂伝播解析手法の開発を進めてしている。本稿を執筆している2020年9月の時点では上記に挙げた課題のうち、「(1)局所応力の評価精度」および「(2)計算コスト」については既に成果を取りまとめ、それぞれ主要国際誌に掲載済みである^{8) 9)}。また、「(3)亀裂前縁形状の表現」についても基本的な手法の開発は既に完了しており、近く論文投稿を予定している¹⁰⁾。一方、「(4)弾塑性解析への拡張」と「(5)延性破壊モデルとの統合」に関しては現在開発中である。このため、ここでは現在の進捗状況として上記(1)~(3)について概説する。

7.2 節点力解放法と数値振動の制御⁸⁾

有限要素法を用いて、最も単純かつロバストに動的亀裂伝播を模擬する手法は、図29に示すような対称面上に配置した節点の反力を段階的に解放して節点力解放法である。節点力解放法は単純な手法であるため、すでに多くの亀裂伝播解析への適用が報告されている。しかし、それらのほとんどは応力拡大係数や J 積分といった従来の巨視的な破壊力学パラメータの評価を目的としたものであった。3節で述べたように、これらのような巨視的なパラメータで脆性亀裂アレスト現象を再現するのは困難であり、局所限界破壊応力理論に基づく亀裂前縁近傍の局所応力を高精度に評価する手法を確立する必要がある。

以上の観点から、ここではまず最も基本的な2次元の線形弾性体を対象として、7.1節で述べた課題「(1)局所応力の評価精度」に対し、節点力解放法に基づく系統的な局所応力評価を行い、その課題の明確化とその解決方法の提案を行った。

図29に示したように節点力解放法は亀裂前縁が位置する要素節点の反力を順次解放していく手法であるが、節点力の完全な解放に至るまでの適切な反力履歴は自明ではない。そこで、まず解放する節点の反力履歴に対する系統的な検討を行った。その結果、次次に示すように節点反力 F を時刻 t に対して線形に解放する方法が様々な条件下に対して安定的に高

精度を提供可能なロバストな条件であることが明らかとなった。

$$F(t) = F_0 \left(1 - \frac{t - t_0}{\Delta t} \right) \quad (4)$$

ここで、 F_0 は節点力の解放開始時点の反力、 t_0 は節点力の解放の開始時刻、 Δt は節点力の解放時間(ステップの時間長さ)である(図29参照)。計算結果の1例として、亀裂前縁前方の局所引張応力 σ_{yy} 分布について節点力を瞬間的に解放する方法との比較を図30に示す。節点力を線形に解放する方法は瞬間的に解放する方法と比較して亀裂前縁前方の応力場の振動を低減できているものの、厳密解との比で $\pm 10\%$ を超える振動が生じた。

図30で示された局所応力場の振動は、節点力解放法による亀裂伝播過程の離散性による数値振動であり、本来の理想的な連続体の高速亀裂伝播過程では起こり得ないものである。そこで、この数値振動を効果的に低減する目的で、構造解析に最も一般的に用いられる人工減衰であるRayleigh減衰の適用を検討した。Rayleigh減衰では、動的有限要素解析の質量行列と剛性行列のそれぞれに対応した人工減衰を独立に定義することができる。系統的な解析検証の結果、図31に示すように、剛性行列に対応した減衰を適切に設定することで、極めて効果的に局所応力場の数値振動を低減できることが明らかとなった。

上記の亀裂伝播解析は、亀裂速度を入力条件として与え、結果として出力される局所応力の評価を行ったものである。これはGeneration phaseと呼ばれ、手法の基本的な精度検証を行う段階を指す。一方、実際の高速伝播挙動を再現するためには、局所限界破壊応力理論(亀裂前縁近傍の局所応力が局所限界破壊応力に一致)を破壊条件として設定し、亀裂伝播速度や亀裂停止位置を予測することが必要となる。この解析では入出力のデータがGeneration phaseのそ

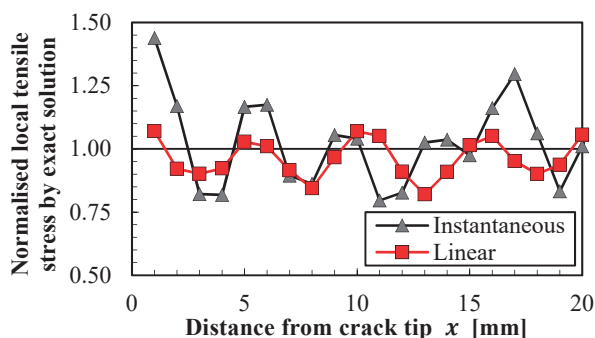


図30 節点力解放法による厳密解で正規化された局所引張応力場（節点の反力履歴を最適化しても無視できない数値振動が生じる）⁸⁾

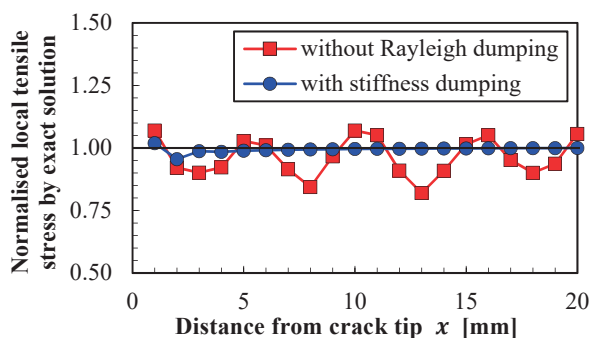


図31 Rayleigh減衰の適用による局所引張応力場の数値振動の改善（剛性行列に対応する減衰を適切に与えることで数値振動を効果的に低減）⁸⁾

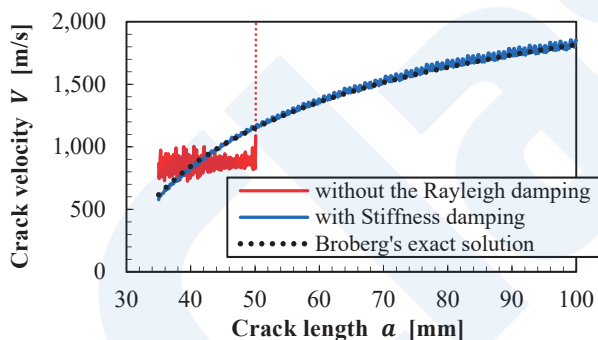


図32 局所限界破壊応力理論に基づくApplication phase解析に対するRayleigh減衰適用の効果⁸⁾

れらとは逆の関係にある逆解析となり、反復解法を導入して陰的に解を求める必要がある。これはApplication phaseと呼ばれる。上記で提案したRayleigh減衰を用いた数値振動の低減方法のApplication phaseにおける効果を検証するために、局所限界破壊応力理論を破壊条件とした弾性体のApplication phase解析を実施した。得られた結果の1例を図32に示す。Rayleigh減衰を適用しなかった場合、亀裂速度に大きな振動が

生じ、厳密解とは大きな乖離を示したまま最終的には解が発散し、途中で計算が破綻してしまう結果となった。一方、適切に設定したRayleigh減衰を適用した場合、非常に安定的な計算が実現できたのと同時に速度履歴は厳密解と良好に一致し、その有効性が確認された。

以上に述べた節点力解放法の実装と適切なRayleigh減衰の導入の成果により、有限要素解析の枠組みで高精度かつ安定的に高速亀裂伝播解析を実現するための基盤が確立できた。

7.3 重合メッシュ法に基づく動的亀裂伝播解析手法の開発（計算コストの改善；2次元モデル）⁹⁾

これまでの研究を参照すると、局所限界破壊応力理論に基づく局所応力評価は亀裂前縁前方の100～300 μm の位置で評価する必要がある。一方、構造設計の対象となる部材の寸法を約2mと仮定すると、そこには約10,000倍のスケールギャップが存在することになる。これまでの予備検討によると、高精度を実現するためには亀裂前縁位置と局所応力の評価点の間に有限要素3～5個を配置する必要があることが明らかとなっている。仮に要素サイズを50 μm と仮定すると、板厚80mmの鋼板における1mの亀裂伝播を再現するためには、亀裂伝播面上だけで3000万個以上もの節点を配置する必要がある。構造体全体を考えると、これは少なく見積もっても数億～十数億自由度規模の有限要素モデルに相当する。さらに亀裂の伝播を再現するために2万回もの繰り返し計算が必要となる。これはスーパーコンピュータを使用した超並列計算をもってしても長時間を要する規模の計算であり、とても構造設計のツールとして実用に耐えられるものではない。このため、7.1節で挙げた課題「(2)計算コストの削減」は極めて重要な必須の課題である。

このような課題を解決するために、有限要素法の枠組みにおける数値解析手法の1つである重合メッシュ法²⁴⁾に着目した。重合メッシュ法とは、対象領域全体を比較的粗大な要素で構成されたグローバルメッシュにより離散化し、応力集中部などの着目部位に対して、より詳細な要素で構成されるローカルメッシュを重合する手法である。

本研究は、この局所的な高精度評価を実現するローカルメッシュを柔軟に定義可能な重合メッシュのコンセプトを、初めて動的亀裂伝播問題へ適用することで新たな破壊力学モデルの構築を試みたものである。本モデルの概念図を図33に示す。ローカルメッシュは局所限界破壊応力理論を高精度に実装するために必要な最小限の自由度により高速伝播する亀

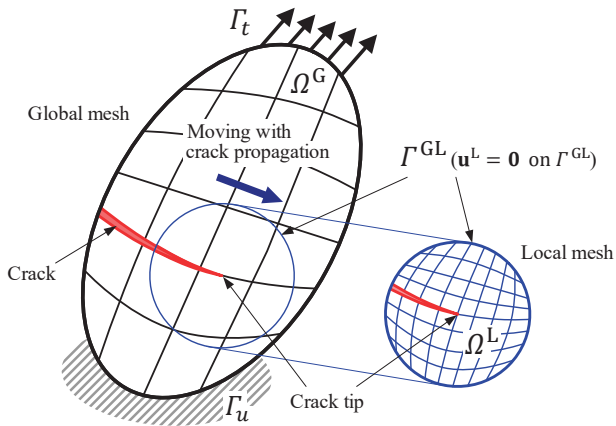


図33 重合メッシュ法に基づく動的亀裂伝播モデルのコンセプト⁹⁾

裂前縁近傍のみに定義する。このため、亀裂の伝播と共にローカルメッシュも移動することとなる。

重合メッシュ法に基づく動的構造解析では変位 $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ および加速度 $\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x})$ を次式で近似する。

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \begin{cases} \mathbf{u}^G(\mathbf{x}) & \text{in } \Omega^G \setminus \Omega^L \\ \mathbf{u}^G(\mathbf{x}) + \mathbf{u}^L(\mathbf{x}) & \text{in } \Omega^L \end{cases} \quad (5)$$

$$\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) = \begin{cases} \ddot{\mathbf{u}}^G(\mathbf{x}) & \text{in } \Omega^G \setminus \Omega^L \\ \ddot{\mathbf{u}}^G(\mathbf{x}) + \ddot{\mathbf{u}}^L(\mathbf{x}) & \text{in } \Omega^L \end{cases} \quad (6)$$

このように、ローカルメッシュがグローバルメッシュに重合する領域では単純に両者の有限要素近似を重ね合わせることで変位および加速度の近似を得る事ができる。また、ローカルメッシュの境界 Γ^{GL} における変位 $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ および加速度 $\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x})$ の連続性を保障するために、次式の Dirichlet 境界条件を課す必要がある。

$$\mathbf{u}^L(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad \text{on } \Gamma^{GL} \quad (7)$$

$$\ddot{\mathbf{u}}^L(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad \text{on } \Gamma^{GL} \quad (8)$$

以上のように定義された重合メッシュ法の定式化に基づきモデル化した亀裂前縁近傍場の変形を図34に模式的に示す。亀裂の開口を含め亀裂前縁近傍場がローカルメッシュとグローバルメッシュの重合によって詳細かつ滑らかに再現されることが分かる。

以上のモデル化に基づき、ローカルメッシュを定義するための設計変数を設定し、通常の有限要素解析と同等の局所応力の評価精度を提供可能とする制約条件のもとで、ローカルメッシュ領域の最小化を行った。最小要素サイズを $50\mu\text{m}$ に設定し、最小化されたローカルメッシュを用いた提案手法と、通

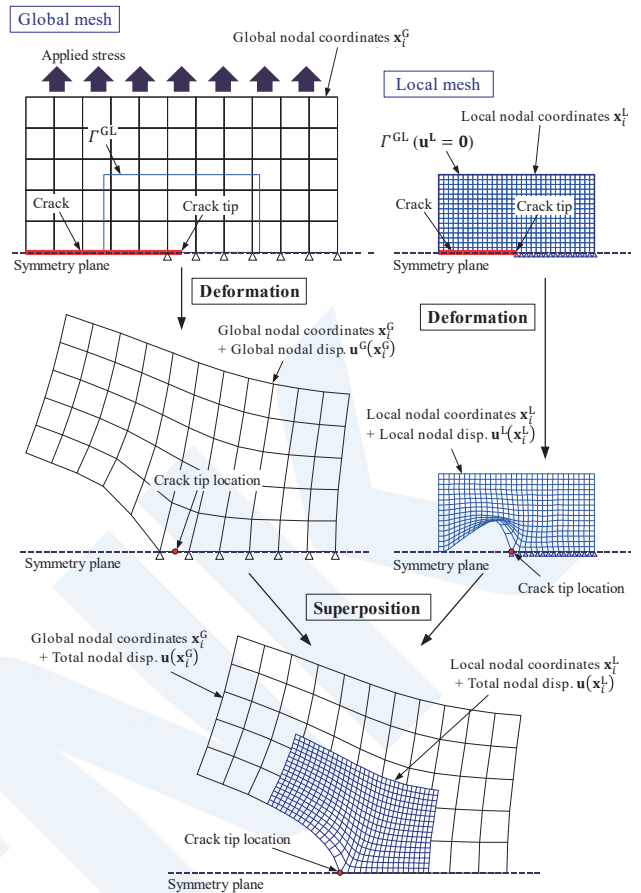


図34 重合メッシュ法による亀裂前縁近傍変位場の再現⁹⁾

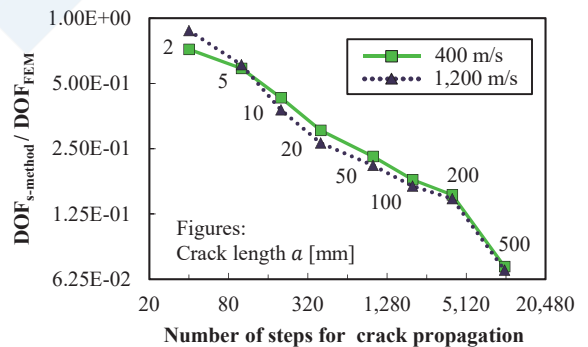


図35 重合メッシュ法に基づく提案手法の計算コスト改善効果（提案手法の自由度数を通常有限要素法に基づく従来手法の自由度数で正規化）⁹⁾

常有限要素法を用いた従来手法で、様々な亀裂長さの亀裂伝播解析を実行した際の必要自由度数の比較を行った結果を図35に示す。亀裂長さが長いほど重合メッシュ法に基づく提案手法の優位性が顕著になり、検証した範囲の最大の亀裂長さである 500mm ($10,000$ ステップ) の場合には、提案手法の自由度数は従来手法のわずか7%まで低減できることが示された。計算時間が自由度数のみに依存する仮定し、

線形ソルバーによる計算時間がおおよそ自由度数の3乗に比例することを考えると、これは提案手法が従来の0.034%まで計算時間を低減可能であることを示唆しており、極めて大きな計算コストの改善効果が見込まれることを示している。

7.4 重合メッシュ法に基づく動的亀裂伝播解析手法の開発（亀裂前縁形状の表現；3次元モデル）¹⁰⁾

実際の脆性亀裂伝播現象を考えると、亀裂前縁形状は予め既知なものではなく、湾曲した曲線状となることが想定される。通常の有限要素法を用いてこのような亀裂前縁形状を表現する方法は図36(a)および(b)に示すような下記の2通りのアプローチが考えられる。

- (1) 構造体に対応して各節点で要素境界が直交するメッシュを採用し、亀裂前縁に沿った節点の配置は行わない（図36(a)）。
- (2) 亀裂前縁に対して節点を配置し、亀裂伝播に伴ってリメッシュを繰り返す（図36(a)）。

(1)の場合では、メッシュ生成は容易なもの、亀裂前縁に要素境界が配置されていない影響により、亀裂前縁近傍の応力場の精度が著しく低下してしまう。したがって、このアプローチは7.2節で示したようなApplication phase解析に耐えられるものではなく、現実的に局所限界破壊応力理論の適用は不可能であると考えられる。一方、(2)の場合では、まずステップ毎に生じるリメッシュが計算コストの膨大化を招くことが懸念される。また、表面部近傍に置いては塑性拘束が低いことによる亀裂前縁の後退が生じることが考えられるが、この部分ではメッシュの歪みが顕著となり、評価精度の低下が懸念される。さらに、亀裂前縁近傍におけるリメッシュは単純な板構造では比較的容易に実装可能であるが、本研究の最終的な目標である不連続部を含む任意の構造設計へ適用するには亀裂前縁形状との相互作用を考慮した極めて複雑なメッシュ生成アルゴリズムを実装する必要がある。

一方、重合メッシュ法に基づく動的亀裂伝播解析モデルを開発することによる利点は、前節で示した大幅な「(2)計算コストの改善」だけではなく、上記に述べた通常の有限要素法では困難な「(3)亀裂前縁形状の表現」を合理的に実現することにもある。重合メッシュ法に基づく亀裂前縁形状の表現方法を、上記の通常有限要素法の場合も含めて図36(c)に示す。重合メッシュ法に基づく提案手法は、(a)高精度、(b)低計算コスト、(c)モデル化が容易、(d)アルゴリズムが単純、という従来の通常有限要素法に基づく

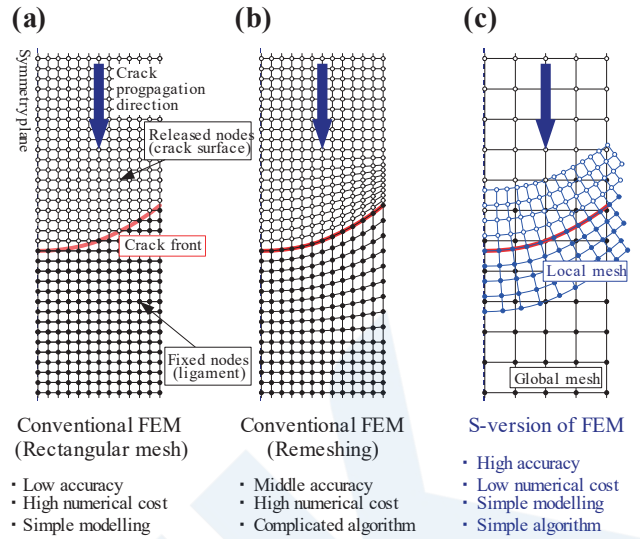


図36 通常の有限要素法に基づく従来法と重合メッシュ法に基づく提案手法による亀裂前縁表現¹⁰⁾

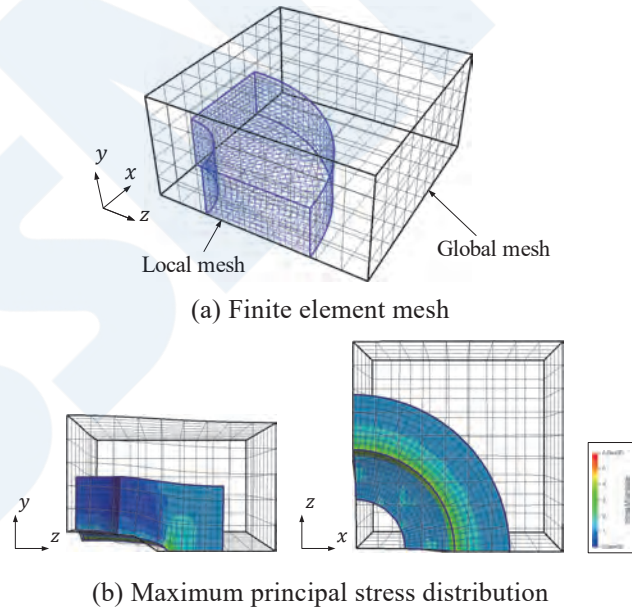


図37 重合メッシュ法に基づく3次元亀裂解析モデルの精度検証（応力場はローカルメッシュのみ表示）¹⁰⁾

手法では共存し得ない優れた特徴を有していると考えられる。

以上のようなコンセプトのもと、重合メッシュ法に基づき3次元弾性体を対象とした動的亀裂伝播モデルの開発を行った。まず基礎的な検討として、変位場および応力場の厳密解が既知である無限体中の円形亀裂を対象とした精度検証を実施した。図37に使用したメッシュと応力解析結果の1例を示す。7.2節で示した2次元問題との差異として、その影響が懸念されたのはグローバルメッシュとローカルメッシュが亀裂前縁位置で3次的に交差する場合の精度であったが、亀裂前縁近傍における局所応力

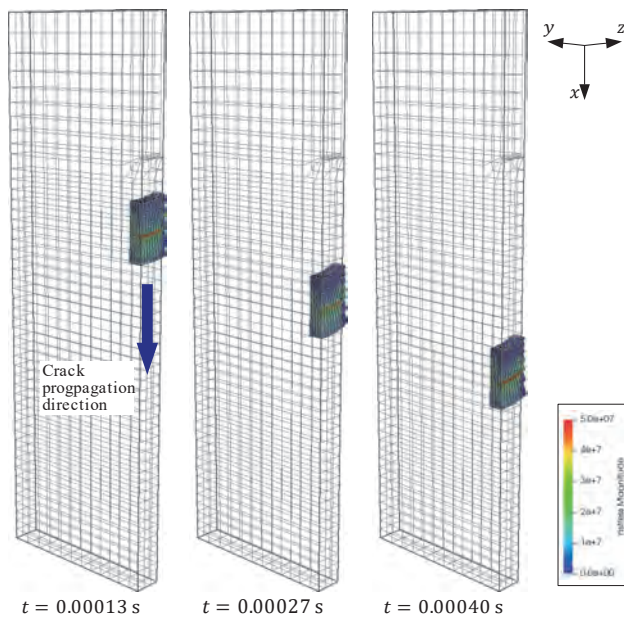


図38 重合メッシュ法に基づく3次元亀裂解析モデルのPMMA試験体を用いた高速亀裂伝播試験への適用（応力場はローカルメッシュのみ表示）¹⁰⁾

はいかなる条件下においても2次元の場合と同等の高精度を実現可能であることが示された。また、PMMAを想定した3次元板構造を高速伝播する亀裂を対象とした再現解析の1例を図38に示す。ここで示したように、複雑な亀裂伝播挙動に対し、高精度と高効率を両立した応力解析を実現可能な従来にない高速亀裂伝播モデルの基盤が確立できた。

8. おわりに

本稿では「脆性亀裂アレストのメカニズム解明とその合理的制御方法確立に向けた最新研究動向」と題して、著者らのグループと日本海事協会が「業界要望による共同研究」である「長大亀裂問題の解明に向けた破壊力学研究（2014年8月～2018年3月）」および「構造アレスト設計実現に向けた破壊力学モデル開発（2018年4月～継続中）」において得られた成果を中心に概説した。

本稿で報告した7.3節を除く全ての成果は既に破壊力学、機械工学、材料工学あるいは計算力学分野の主要国際誌に掲載済みである。本稿をきっかけとして、各研究課題や成果に興味を持っていただけたならば、それらの詳細をまとめた参考文献（本稿関連成果）に列記した論文を参照いただくと幸いである。

本稿の7節に述べた重合メッシュ法に基づく亀裂伝播モデルの開発は現時点では弾性解析にその適用範囲が限定されており、目標である鋼構造部材への

適用可能な弾塑性解析への拡張は開発段階にある。また、5節で述べた鉄鋼材料の微視組織因子が脆性亀裂アレスト性能に及ぼす影響は未だごく一部しか解明に至っておらず、今後、さらなる検討が必要であると考えられる。

脆性亀裂伝播現象の制御は、船体をはじめとした基盤構造体の安全性確保という最も基本的かつ重要な課題であることは言を俟たない。産学が連携してそのメカニズム解明と合理的な制御方法の確立に向けた研究を推進することは、学術的な観点で創成した新たな技術をいち早く実用化に結びつけるための枠組みとして極めて効果的であると考えられる。著者も引き続き上記の共同研究を通じて、継続的な貢献に努めたい。

参考文献

本稿関連成果

- 1) K. Shibamura, F. Yanagimoto, T. Namegawa, K. Suzuki, S. Aihara, Brittle crack propagation/arrest behavior in steel plate - Part I: Model formulation, *Engineering Fracture Mechanics* 162 (2016), 324-340.
- 2) K. Shibamura, F. Yanagimoto, T. Namegawa, K. Suzuki, S. Aihara, Brittle crack propagation/arrest behavior in steel plate - Part II: Experiments and model validation, *Engineering Fracture Mechanics* 162 (2016), 341-360.
- 3) F. Yanagimoto, K. Shibamura, K. Suzuki, T. Matsumoto, S. Aihara. Local stress in the vicinity of the propagating cleavage crack tip in ferritic steel, *Materials & Design* 144 (2018), 361-373.
- 4) K. Shibamura, F. Yanagimoto, K. Suzuki, S. Aihara, Brittle crack propagation/arrest behavior in steel plate - Part III: Discussions on arrest design, *Engineering Fracture Mechanics* 190 (2018), 104-119.
- 5) K. Shibamura, Y. Suzuki, K. Kiriyama, K. Suzuki, H. Shirahata, A model of cleavage crack propagation in a BCC polycrystalline solid based on the extended finite element method, *Acta Materialia* 176 (2019) 232-241.

- 6) F. Yanagimoto, T. Hemmi, Y. Suzuki, Y. Takashima, T. Kawabata, K. Shibamura, Contribution of grain size to resistance against cleavage crack propagation in ferritic steel, *Acta Materialia* 177 (2019), 96-106.
- 7) K. Kishi, F. Yanagimoto, T. Fukui, T. Matsumoto, K. Shibamura, Analysis of rapid crack arrestability enhancement by structural factors in cross-joint components using a transparent elastic solid. *International Journal of Mechanical Sciences* 174 (2020), 105502.
- 8) F. Yanagimoto, K. Shibamura, Y. Nishioka, Y. Shirai, K. Suzuki, T. Matsumoto, Local stress evaluation of rapid crack propagation in finite element analyses, *International Journal of Solids and Structure* 144-145 (2018), 66-77.
- 9) K. Kishi, Y. Takeoka, T. Fukui, T. Matsumoto, K. Suzuki, K. Shibamura, Dynamic crack propagation analysis based on the s-version of the finite element method, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 366 (2020), 113091.
- 10) 岸康太, 構造アレスト設計に向けた高速亀裂伝播実験と重合メッシュ解析モデルの開発, 東京大学大学院 修士論文, 2020.
- 11) 日本海事協会, 脆性亀裂アレスト設計指針, 2009.
- 12) IACS. S33 Requirements for use of extremely thick steel plates. Requirements concerning strength of ships, 2013.
- 13) T. Inoue, T. Ishikawa, S. Imai, T. Koseki, K. Hirota, M. Tada, H. Kitada, Y. Yamaguchi, H. Yajima, Long crack arrestability of heavy-thick shipbuilding steels, *Proceedings of the 16th International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2006
- 14) T. Kanazawa, S. Machida, H. Yajima, M. Aoki, Study on brittle crack arrester: Considerations on the arrest of a very long crack, *Selected Papers from the Journal of the Society of Naval Architects of Japan* 11 (1973), 135-47.
- 15) 町田進, 吉成仁志, 安田真, 栗飯原周二, 間淵秀里, 鋼材の脆性き裂伝播・停止の力学モデル (1): 基礎モデルの構築, *日本造船学会論文集* 177 (1995), 243-258.
- 16) K. Sugimoto, H. Yajima, S. Aihara, H. Yoshianri, K. Hirota, M. Toyoda, T. Kiyose, T. Inoue, T. Handa, T. Kawabata, T. Tani, A. Usami, Thickness effect on the brittle crack arrest toughness value (K_{ca}): Brittle crack arrest design for large container ships - 6, *Proceedings of the 23rd International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2012.
- 17) F. Yanagimoto, K. Shibamura, T. Matsumoto, K. Suzuki, Governing factors of the local tensile stress in the vicinity of a rapidly propagating crack tip in elastic-viscoplastic solids, *Engineering Fracture Mechanics* 218 (2019), 106548.
- 18) S. Aihara, Y. Tanaka, A simulation model for cleavage crack propagation in bcc polycrystalline solids, *Acta Materialia* 59 (2011), 4641-4652.
- 19) T. Handa, S. Suzuki, N. Kiji, M. Toyoda, T. Miyata, Effect of unwelded length on behaviour of brittle crack arrest in T-joint structure, *Welding International* 23 (2009), 640-647.
- 20) T. Handa, S. Igi, K. Oi, T. Tagawa, F. Minami, Brittle crack propagation/arrest behavior in T-joint structure of heavy gauge steel plate, *Welding in the World* 59 (2015), 823-838.
- 21) N. Moës, A. Gravouil, T. Belytschko, Non-planar 3D crack growth by the extended finite element and level sets - Part I: Mechanical model, *International Journal of Numerical Methods in Engineering* 53 (2002), 2549-2568.
- 22) A. Gravouil, N. Moës, T. Belytschko, Non-planar 3D crack growth by the extended finite element and level sets - Part II: Level set update, *International Journal of Numerical Methods in Engineering* 53 (2002), 2569-2586.

- 23) V. F. González-Albuixech, E. Giner, J. E. Tarancón, F. J. Fuenmayor, A. Gravouil, Domain integral formulation for 3-D curved and non-planar cracks with the extended finite element method, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 264 (2013), 129-144.
- 24) J. Fish, The s-version of the finite element method, *Computers & Structures* 43 (1992), 539-547.

CLASSM

組み合わせ荷重を受ける矩形板の最終強度簡易評価法について

石橋 公也*, 池本 俊史**, 辰巳 晃***, 藤久保 昌彦***

1. はじめに

船体構造を構成する基本要素である板および防撓材の座屈強度を精度良く評価することは、船舶の安全性評価において極めて重要となる。従来、船級規則では、板の弾性座屈を基準として、船体構造を構成する各部材が圧縮荷重に耐えられることを確認していたが、弾性座屈強度は特に薄板において過度に安全側の評価となることから、近年では板に関しては、弾性座屈から圧壊までの余剰強度を考慮する最終強度ベースの基準とすることが一般的になっている。

単軸圧縮荷重に対する板の最終強度を推定する方法として、例えば、Faulknerの式¹⁾が挙げられる。Faulknerは、圧壊実験に対する考察の下に細長比で現象が整理されることを明らかにし、細長比のみをパラメータとした簡便で実用的な式を提案した。このような式の場合、実験で用いた試験体の境界条件や初期たわみ条件等が、暗に推定算式に反映されている。その後、様々な研究者^{2) 3) 4)}が、より合理的な境界条件や初期撓み条件に基づいた最終強度推定算式を提案している。

近年、より最適な船体構造の設計を行うため、複雑な構造や荷重分布を直接的に考慮できるFEMが活用されており、その際にFEMの解を矩形板に働く荷重として考えた最終強度評価が行われる。このような組み合わせ荷重についても、実験や数値解析に基づく実用的で簡便な最終強度算式^{5) 6) 7)}が提案されており、船級協会の規則にも採用されている。ただし、これらは座屈および後座屈挙動や塑性影響を解析的に陽に記述した評価式ではない。一方、より物理的背景を明確化した強度評価法として、Byklumら⁸⁾は、弾性大たわみ解析により弾性座屈後の座屈応答を再現し、あらかじめ設定した位置での降伏を判定し最終強度を推定する方法を提案している。さらにこれを防撓パネルにも拡張している。ただし、これらの手法は、多元連立3次方程式を解く必要があり、Newton-Raphson法を用いる等、

数値的解法を要することになる。

そこで、著者らは、このような矩形板の最終強度評価を、弾性座屈、初期不整、降伏という最終強度に対する支配的要因を、可能な限り物理的に定式化し、さらに、繰り返し収束計算のような数値解析に依存しない陽な算式で表記する。

本論文では、二軸方向の圧縮/引張およびせん断の組み合わせ荷重の下での矩形板の座屈挙動および崩壊挙動を調べるため、周辺に単純支持および直線保持条件を与えた矩形板モデルを用いた非線形FEMによるシリーズ計算を実施する。このシリーズ計算結果より、長辺方向圧縮荷重が支配的な状態および短辺方向圧縮荷重が支配的な状態における挙動を詳細に調査し、精度の良い強度評価を行うために考慮する必要がある座屈現象、崩壊のトリガーとなる降伏現象を同定する。この調査結果に基づき、組み合わせ荷重下の矩形板の座屈応答を再現し、且つ、特定の位置における降伏判定により最終強度を精度良く評価できる算式を提案する。なお、降伏判定においては、膜応力だけでなく、厚板の崩壊のトリガーとなることが知られている曲げによる降伏についても考慮する。

2. 組み合わせ荷重を受ける矩形板の崩壊挙動

2.1 シリーズ計算の解析条件

矩形板について、材料および幾何学的非線形性を考慮した有限要素法による崩壊解析を実施し、座屈の発生から崩壊に至るまでの挙動を調べた。解析モデルとして、図1に示すように、防撓材等で囲まれた板パネルを取り出し、モデル周辺に単純支持条件を与える。また、隣接パネルとの連続性を考慮して、周辺に直線保持条件を与える。アスペクト比1.5~9、板厚7.5mm~30mmの矩形板に対して、84種類の二軸方向の圧縮/引張およびせん断の組み合わせ荷重を与え、弧長増分法により矩形板が崩壊し、強度が低下するまでを解析した。解析の諸条件を表1に示す。今回の解析では、初期たわみとして、後出の

* 船体開発部

** 新来島どつく

*** 大阪大学院工学研究科

(5)式に示すように、長辺方向端部では、正弦波1/2半波、中央部では円筒状のたわみを仮定する。

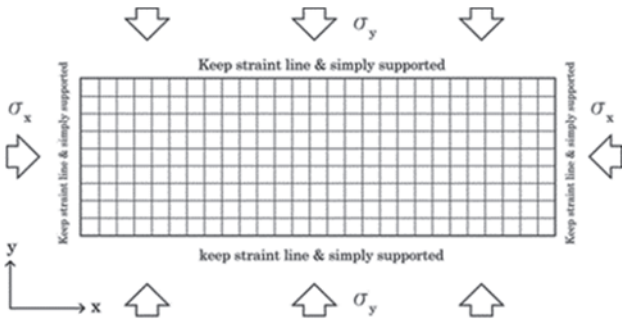


図1 Analysis model

表1 Model information and analysis conditions

Dimensions (mm)	1200×800, 2400×800, 7200 × 800
Thickness (mm)	8 types of plate thickness: 7.5, 10.0, 12.5, 15.0, 17.5, 20.0, 25.0 and 30.0
Material	Yield stress 315MPa, Elasto-perfectly plastic material
Initial deflection	Cylindrical deflection mode
Amplitude of initial deflection	$0.005\beta^2t$ β : Slenderness ratio
Load conditions	84 types of combined load conditions: $[\sigma_x; \sigma_y; \tau_{xy}] = [\cos \alpha_{xy}; \sin \alpha_{xy}; \alpha_\tau \tau_Y]$ $\alpha = 0, 10, 20, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 105, 120, 135, 150, 165, 285, 300, 315, 330, 345 \text{ deg}$ $\alpha_\tau = 0, 0.25, 0.5, 0.75$
Analysis Method	MSC.MARC, Arc-length method

2.2 シリーズ計算の解析条件

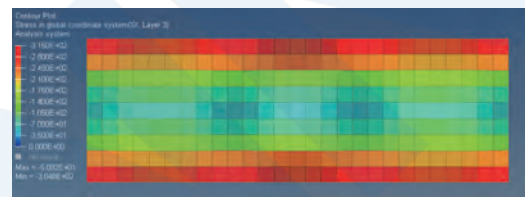
2.2.1 薄板の場合

長辺方向圧縮荷重を受ける薄い矩形板（板厚7.5mm）の場合、初期たわみが存在することから、弾性座屈強度を下回る低いレベルの圧縮荷重でも、たわみが僅かに増加していく。さらに大きな圧縮荷重を与えると、弾性座屈強度を超える状態となる。この段階になると板のアスペクト比に応じた長辺方向に複数半波モード（m半波×1半波正弦波モード）のたわみが明確になり、急減したわみが増加する（図2(a)参照）。この大たわみによる引張膜応力の発生により、矩形板の長辺方向の中心線付近では、面内圧縮剛性に対する有効性が低下し、代わりに長辺近傍において、平均圧縮応力よりも大きな圧縮応力が作用するようになる（図2(a)参照）。このため、長辺近傍において、主として面内圧縮応力による全

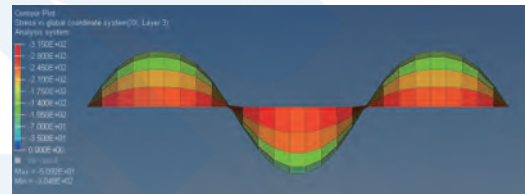
断面降伏が生じ（図2(c)参照）、また、中心線付近においては、上述のように面内圧縮荷重を有効に負担できないため、矩形板は圧壊する。

2.2.2 厚板の場合

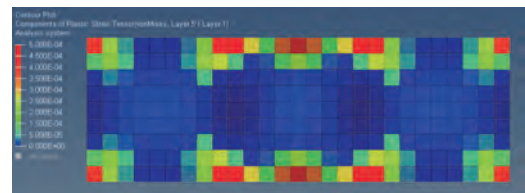
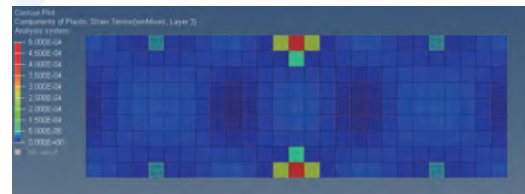
長辺方向圧縮荷重を受ける厚い矩形板（板厚15mm）の場合、薄板に比べて弾性座屈強度が高いため、たわみの急激な増加が見られない。薄板と同様の長辺方向に複数半波のたわみが増大し、その影響で長辺方向応力の分布（図3(a)参照）が顕著になる前に、長辺方向の中心線付近において、主として曲げによる降伏が発生する（図3(c)参照）。厚板においては、この位置における曲げ降伏が矩形板の圧壊のトリガーとなっていると考えられる。



(a) Deformation (20 times) and component stress σ_x at thickness center

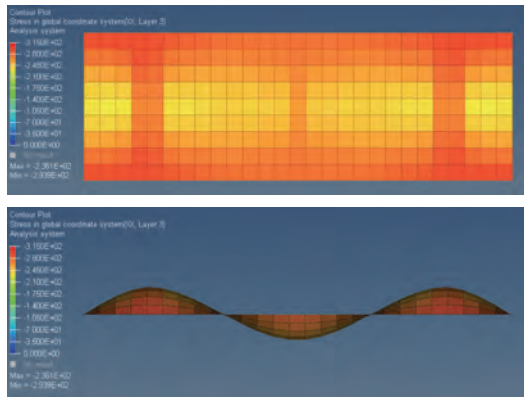


(b) Equivalent plastic strain at center of plate thickness

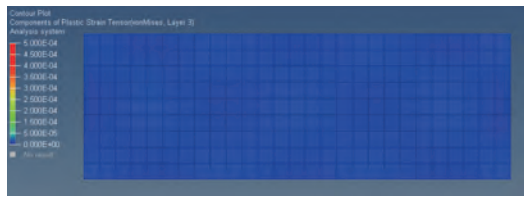


(c) Equivalent plastic strain at plate surface

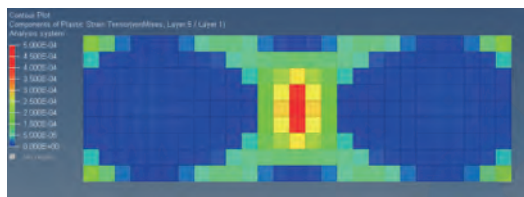
図2 Structural response of thin plate (7.5 mm) at collapse stage



(a) Deformation (20 times) and component stress σ_x at thickness center



(b) Equivalent plastic strain at thickness center



(c) Equivalent plastic strain at plate surface
 図3 Structural response of thick plate (15.0 mm) at collapse stage

2.3 短辺方向圧縮荷重を受ける場合の崩壊挙動

2.3.1 薄板の場合

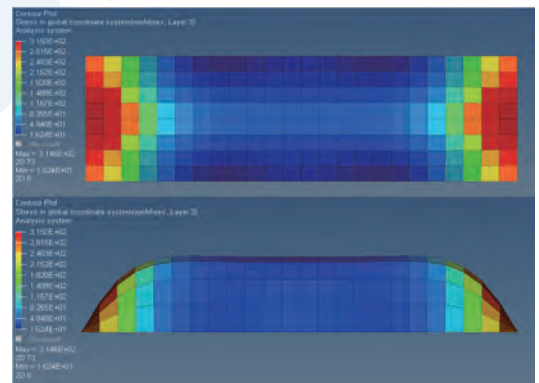
比較的薄い板厚の矩形板が短辺方向圧縮荷重を受ける場合、弾性座屈強度が低いため、低いレベルの圧縮荷重状態でもたわみが増加し、また、たわみが増加するにつれて、座屈モードが1半波×1半波の正弦波モードから、図4(a)に示すような屋根型モードの座屈形状に遷移していく。この座屈たわみの発生の影響により、矩形板の中央部付近の面内剛性が低下し、代わりに短辺近傍において、平均圧縮応力よりも大きな圧縮応力が働くようになる(図4(a)参照)。このため、短辺近傍において、主として面内圧縮荷重による全断面降伏が生じ(図4(b)参照)、また、中央部付近においては、大きな座屈たわみにより面内圧縮荷重を有効に負担することができず、矩形板は圧壊する。

2.3.2 厚板の場合

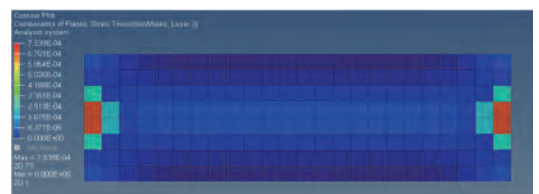
厚い矩形板の場合、薄板に比べて弾性座屈強度が高いため、薄板ほどの急激なたわみの増加を見られない。薄板と同様の1半波×1半波の正弦波モードの座屈たわみがまず発生するが、座屈モードの変化や短辺方向応力の分布(図5(a)参照)が顕著になる前に、板の中央部において、主として曲げによる降伏が発生する(図5(c)参照)。厚板においては、この位置における降伏が矩形板の圧壊のトリガーとなっていると考えられる。

2.3.3 座屈モードの変化

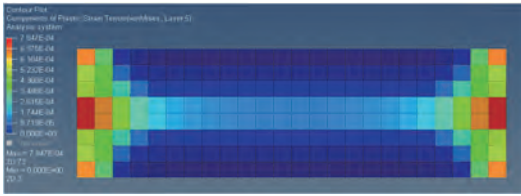
長辺方向圧縮荷重における座屈挙動との違いは、短辺方向圧縮荷重においては座屈たわみの増大に伴い座屈モードが正弦波モードから屋根型モードに変化することである。この座屈モードの変化を定量的に表すため、図6に示す連続的に変化する座屈モードを表せるたわみ形状関数を定義した。本関数のArea Iの合計長さを示すcがaとなる場合、1半波×1半波の正弦波モードの形状となる。非線形FEMより得られる座屈たわみ分布から最小二乗法を用いて、各荷重状態における図6に示す長さcを求め、図7のように弾性座屈発生から崩壊までの長さcの推移を示した。



(a) Deformation (20 times) and component stress σ_x at thickness center

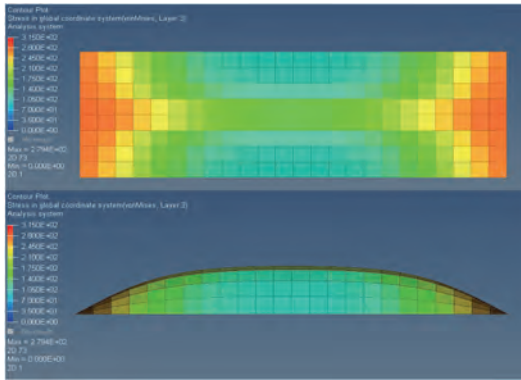


(b) Equivalent plastic strain at center of plate thickness

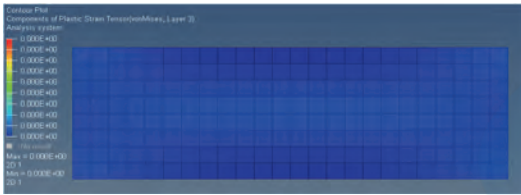


(c) Equivalent plastic strain at plate surface

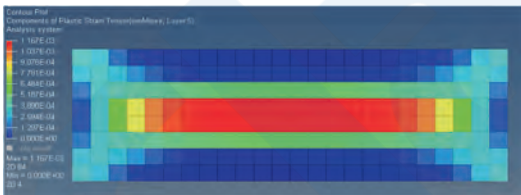
図4 Structural response of thin plate (7.5 mm) at collapse stage



(a) Deformation (20 times) and component stress σ_x at thickness center



(b) Equivalent plastic strain at thickness center



(c) Equivalent plastic strain at plate surface

図5 Structural response of thick plate (15.0 mm) at collapse stage

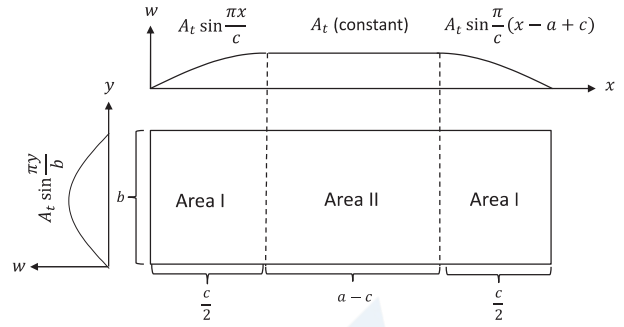
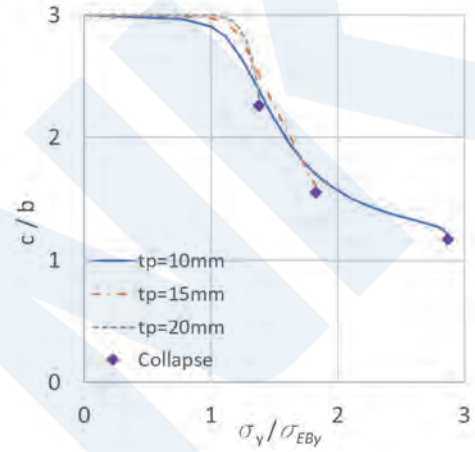
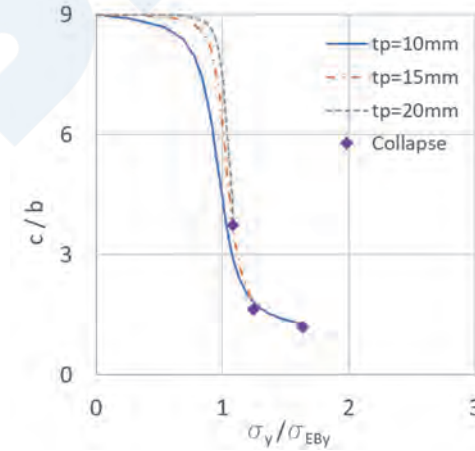


図6 Definition of buckling shape function



(a) Aspect ratio 3 (2400×800mm)



(b) Aspect ratio 9 (7200×800mm)

図7 End-part length c and load relationship

なお、各曲線の右端は最終強度時の長さ c と荷重値を示している。横軸は圧縮荷重を弾性座屈応力で無次元化した値としており、長さ c の推移は板厚に関わらずほぼ同じカーブを辿る。ただし、最終強度に至るタイミングが板厚によって異なり、薄板では、長さ c が板幅 b に近い値となり、厚板では長さ c が板長さ a に近い値、すなわち1半波×1半波に近いモードで崩壊している。また、アスペクト比9の細長い矩形板の場合は、座屈モードの変化がより急であり、屋根型モードに移行するタイミングが早くなっている。

3. 弾性大たわみ理論による矩形板の構造応答の再現

3.1 座屈応答を再現する数式ベースの評価方法

2章で述べたように、初期撓みを有し、長辺方向圧縮荷重あるいは短辺方向圧縮を受ける矩形板は、座屈および大たわみの影響による面内剛性の低下および応力分布の変化を生じるが、矩形板が崩壊する直前までは、大規模な降伏が生じず崩壊の直前に一気に降伏域が広がる。このような矩形板の崩壊挙動

の特徴から、弾性大たわみ解析と、その解析結果に基づき、崩壊のトリガーとなった位置における降伏判定を行えば、物理的に意味のある式で構成された評価法を提案できると考える。このようなアプローチとして、緒言に示したByklumらの方法⁸⁾があるが、多元連立3次方程式を解くために、増分法を用いる等、数値解法を用いる必要があり、簡便な最終強度推定式とはならない。そこで、著者らは、矩形板の崩壊に最も寄与する1つのたわみモードを選択して弾性大たわみ解析を行い、降伏判定することで、精度良く矩形板の最終強度を推定することを試みる。

3.2 長辺方向圧縮荷重が支配的な場合

3.1節の方針に従って、長辺方向圧縮荷重に対応する最小座屈モードのたわみ形状である m 半波 \times 1 半波の正弦波モードに対応する関数と、初期たわみを表す関数を、それぞれ(1)式および(2)式のように定義する。これらの式を(3)式で表される大たわみ影響を考慮した適合条件式に代入することにより Airy 応力関数が求められ、大たわみの影響で発生する面内応力成分および面内ひずみ成分を求めることができる。

$$w = A_l \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \quad (1)$$

$$w_0 = A_{l0} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \quad (2)$$

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = E \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) \right\} \quad (3)$$

通常の線形応答による応力成分、ひずみ成分に加え、これら非線形の影響成分、ひずみ成分も考慮して、微小たわみ δA_l が生じた時の外力および内力の仕事量を算出する。仮想仕事の原理より、これらの仕事量が同じ値になることから、矩形板に働く二軸の平均応力 σ_{x0} 、 σ_{y0} とたわみ A_l の関係を示す3次方程式である(4)式が導かれる。(4)式の導出過程を付録1に示す。

$$\alpha_2 A_l^3 + (\alpha_3 - \alpha_1 - A_{l0}^2 \alpha_2) A_l - A_{l0} \alpha_3 = 0 \quad (4)$$

$$\alpha_1 = \frac{\pi^2}{4} \left(\sigma_{x0} \frac{m^2 b}{a} + \sigma_{y0} \frac{a}{b} \right) t \quad (4a)$$

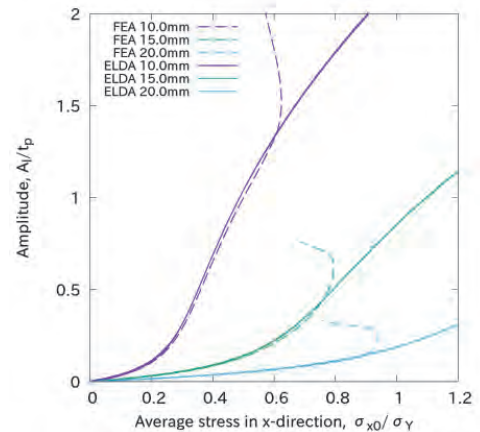
$$\alpha_2 = \frac{\pi^4 E}{64} \left(\frac{m^4 b}{a^3} + \frac{a}{b^3} \right) t \quad (4b)$$

$$\alpha_3 = \frac{\pi^4 E}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{m^4 b}{a^3} + \frac{a}{b^3} + \frac{2m^2}{ab} \right) t^3 \quad (4c)$$

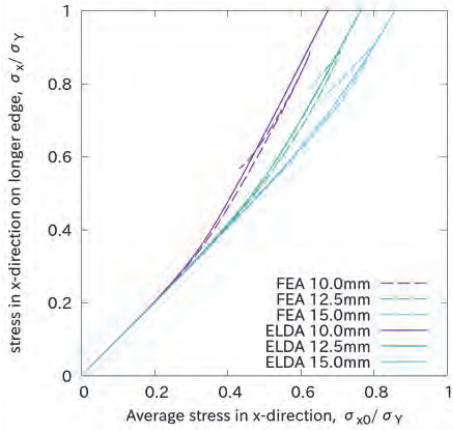
なお、(4)式の3次方程式はカルダノの公式を用いることで容易にたわみ量 A_l が求められる(付録2参照)。また、(4a)式に示す通り、本式は長辺圧縮荷重だけでなく、短辺圧縮荷重の影響も考慮することができる。

(4)式の検証を行うため、非線形FEMとの比較を行った。図8(a)は、矩形板に与えた長辺方向圧縮荷重を横軸とし、同じ初期たわみ形状を考慮した非線形FEMと(4)式から求めたたわみ量を比較したものである。破線で表された非線形FEMでは、矩形板が崩壊し、耐力低下を生じながらたわみが増大するのに対して、(4)式では、降伏の影響を考慮しないため耐力低下が生じず、荷重とたわみが増加し続ける。しかしながら、非線形FEMで得られる最終強度および耐力低下の瞬間まで、ほぼ同一の応答を示していることが確認できる。

図8(b)は、薄板において崩壊のトリガーになると考えられる長辺近傍の長辺方向応力の推移を示したものである。この比較においても矩形板崩壊直前までは、非線形FEMとの良い一致を示す。なお、非線形FEMにおいて、長辺方向応力が降伏応力 σ_y に達する手前で崩壊が生じているのは、当該位置において座屈による大たわみの影響で長辺方向に圧縮応力が発生するのに加えて、短辺方向に引張応力が発生しているためである。



(a) Average stress – deflection



(b) Average stress - component stress σ_x at longer edge

図8 Comparison between NLFEA and ELDA based formula

3.3 短辺方向圧縮荷重が支配的な場合

短辺方向圧縮荷重が支配的な場合は、2.3節に示したように座屈たわみの発生に伴う座屈モードの変化が生じるため、この変化を考慮できる方法が必要となる。そこで、図6に示した座屈モードの変化を連続的に表すことができるたわみ形状関数である(5)式を用いて、3.2節と同様の方法で大たわみの影響により発生する応力成分・ひずみ成分を求めることとした。

$$w_I = A_t \sin \frac{\pi x}{c} \sin \frac{\pi y}{b} \quad \text{for } x < \frac{c}{2} \quad (5a)$$

$$w_I = A_t \sin \frac{\pi}{c}(x - a + c) \sin \frac{\pi y}{b} \quad \text{for } a - \frac{c}{2} < x \quad (5b)$$

$$w_{II} = A_t \sin \frac{\pi y}{b} \quad \text{for } \frac{c}{2} \leq x \leq a - \frac{c}{2} \quad (5c)$$

仮想仕事の原理より、矩形板に働く二軸の平均圧縮応力 σ_{x0} 、 σ_{y0} とたわみ A_t の関係を示す3次方程式が導かれる。(6)式の導出過程を付録1に示す。

$$\alpha_2 A_t^3 + (\alpha_3 - \alpha_1 - A_{t0}^2 \alpha_2) A_t - A_{t0} \alpha_3 = 0 \quad (6)$$

$$\alpha_1 = \frac{\pi^2}{4} \left(\sigma_{x0} \frac{b}{c} + \sigma_{y0} \frac{2a - c}{b} \right) t \quad (6a)$$

$$\alpha_2 = \frac{\pi^4 E}{64} \left(\frac{b}{c^4} + \frac{3c}{b^3} - \frac{2c^2}{ab^3} \right) t \quad (6b)$$

$$\alpha_3 = \frac{\pi^4 E}{48(1 - \nu^2)} \left(\frac{2a}{b^3} + \frac{b}{c^3} - \frac{c}{b^3} + \frac{2}{bc} \right) t^3 \quad (6c)$$

なお、(6)式の3次方程式は、矩形板の寸法と応力 σ_{x0} 、 σ_{y0} と、および座屈形状を表す長さ c が与えられれば、カルダノの公式により容易にたわみ量 A_t が求められる。

(6)式の検証を行うため、降伏を考慮しない非線形FEMの解との比較を行った。

図9は、矩形板に与えた短辺方向圧縮荷重を横軸とし、非線形FEMから得られたたわみ量と(6)式を用いた算式による弾性大たわみ解析から得られたたわみ量を比較したものである。ただし、(6)式の計算においては、座屈モードを表す長さ c を変化させてたわみ量を計算した。図9から、様々な長さ c から得られる弾性大たわみ解析結果の包括線は、非線形FEMの結果と良く一致していることが確認できる。さらに、たわみ量がよく一致する弾性大たわみ解の長さ c は、そのタイミングでの非線形FEMで得られる座屈モードとよく一致している。また、長さ c を座屈たわみの発生時と十分にたわみが発達した時の2ケース、図9の例であれば $c/b=3.0$ (1半波×1半波正弦波モード)と $c/b=1.0$ のみを考慮すれば、多少の誤差が生じるものの、最終強度評価で考慮する必要がある応力領域において概ね良い精度のたわみの近似が可能と考えられる。通常、座屈モードが変化する挙動を弾性大たわみ解析により再現するには、複数の座屈モードの振幅を未知数として設定する必要があり、結果、多元3次方程式となり、繰り返し収束計算が必要となる。本著では、典型的な2ケースの座屈モードを個々に考慮することで、繰り返し計算を要せず陽にたわみ量を推定することを提案する。

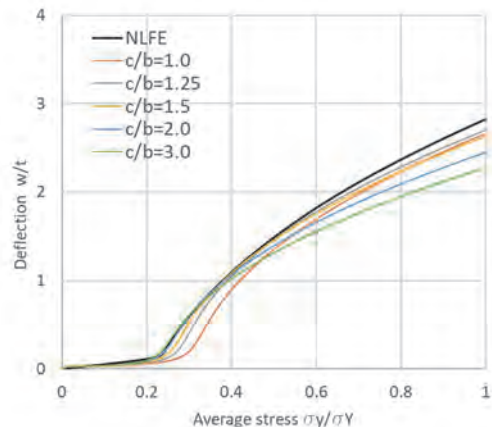


図9 Comparison on buckling deflection between NLFEA and ELDA based formula, 2400×800×15.0 mm

4. 矩形板の崩壊判定

4.1 2種類の崩壊判定

長辺圧縮荷重を受ける場合、短辺方向圧縮荷重を受ける場合のいずれも、最終強度に達するまでは、たわみモードは、3章で仮定したモードで近似できると考えられる。また、2章に示した崩壊挙動の観察より表2に示す2種の降伏の発生が崩壊のトリガーとなっていると考えられることから、以下の矩形板の最終強度推定方法を提案する。

表2 Two types of collapse conditions

崩壊条件 A	長辺の座屈半波の中央となる位置(Point A ₁)或いは短辺中点近傍(Point A ₂)の面内圧縮による降伏
崩壊条件 B	矩形板中央部(Point B)の曲げによる降伏

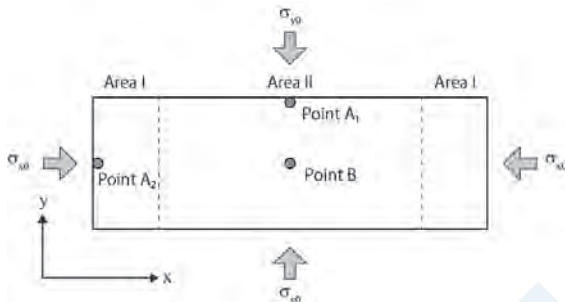


図10 Positions of check point

4.2 面内圧縮による崩壊（崩壊条件A）

表2の崩壊条件Aでは、図2(b)および図4(b)に示す崩壊の瞬間の塑性ひずみ分布を参考にして、図10のPoint A₁或いはPoint A₂における面内応力に関するミーゼス等価応力が材料の降伏応力に達した時に矩形板が崩壊すると判定する。

即ち、長辺方向圧縮荷重が支配的な場合、矩形板に与えた二軸の平均圧縮応力 σ_{x0} および σ_{y0} に3章に示した大たわみの影響を考慮した(7a)式および(7b)式で表される付加応力 σ_{xm} および σ_{ym} を加え、ミーゼス等価応力を求める(7)式により判定を行う。Point A₁では、(7a)式および(7b)式のようにたわみにより長辺方向に圧縮応力が働き、短辺方向に引張応力が働くため、引張・圧縮の組み合わせ応力状態となりいち早く降伏が発生する。

一方、短辺方向圧縮荷重が支配的な場合は、Point A₂で発生する(7c)式および(7d)式で表される付加応力 σ_{xm} および σ_{ym} を考慮して、やはり(7)式より判定を行う。

$$(\sigma_{x0} + \sigma_{xm})^2 - (\sigma_{x0} + \sigma_{xm})(\sigma_{y0} + \sigma_{ym}) + (\sigma_{y0} + \sigma_{ym})^2 = \sigma_Y^2 \quad (7)$$

Point A₁における付加応力

$$\sigma_{xm} = \frac{(A_l^2 - A_{l0}^2)E}{8} \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 \quad (7a)$$

$$\sigma_{ym} = -\frac{(A_l^2 - A_{l0}^2)E}{8} \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 \quad (7b)$$

Point A₂における付加応力

$$\sigma_{xm} = -\frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{8} \left(\frac{\pi}{c}\right)^2 \quad (7c)$$

$$\sigma_{ym} = \frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{8} \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 \left(2 - \frac{c}{a}\right) \quad (7d)$$

4.3 曲げによる崩壊（崩壊条件B）

Table 2の崩壊条件Bでは、図3(c)および図5(c)に示す、比較的厚板における崩壊の瞬間の塑性ひずみ分布を参考にして、図10のPoint Bにおいて2軸方向の曲げモーメントと面内力により降伏することを判定する。曲げモーメントと面内力を同時に受ける場合、板の表面で初期降伏を起こし、その後、板厚中心に向けて降伏域が広がり、最終的に全断面降伏状態となるが、この内の何れの状態になった時に板が崩壊したと判定するかを定める必要がある。

図11は、横軸に短辺方向圧縮荷重、縦軸にたわみ量として、弾性大たわみFEM、弾塑性大たわみFEM、および(6)式による弾性大たわみ解析の解を示した。初期降伏のタイミングは、非線形FEMと算式による弾性大たわみ解析はよく一致し、図12のように面内圧縮荷重と重畳する曲げの圧縮側の板表面で初期降伏が発生する。初期降伏後は、降伏による剛性低下が発生するため、降伏を考慮する非線形FEMの解は、他の解と比べてたわみ量が大きくなる。最終強度時の応力状態は、図13のように面内圧縮荷重と打ち消し合う曲げの引張側の表面においても降伏する状態となっている。一方、弾性大たわみ解析から得られる全断面降伏のタイミングは、実際の最終強度よりも後に生ずることになる。これは、降伏による剛性低下で起きるたわみの増大と、全断面降伏より手前の降伏状態で崩壊することが要因と考えられる。以上より、弾性大たわみ解析から得られる初期降伏と全断面降伏のタイミングの間に、矩形板が崩壊し最終強度を迎えることが分かる。従って、崩壊条件Bとして(8)式で表される初期降伏条件と全断面降伏条件⁹⁾を組み合わせた式を崩壊の判定法として採用することとする。なお、(8)式の α の値は、非線形FEMの解との比較より、一律 $\alpha = 0.5$ を採用することとした。

$$Y^2 = \alpha Y_0^2 + (1 - \alpha) Y_1^2 = 1 \quad (8)$$

$$Y_0^2 = Q_n + 2.25 Q_m + 3 |Q_{nm}| \quad (8a)$$

$$Y_1^2 = Q_n + 0.5 Q_{nm} + \sqrt{0.25 Q_m^2 + Q_{nm}^2} \quad (8b)$$

$$Q_n = n_x^2 - n_x n_y + n_y^2 \quad (8c)$$

$$Q_m = m_x^2 - m_x m_y + m_y^2 \quad (8d)$$

$$Q_{nm} = n_x m_x - n_y m_y - 0.5(n_x m_y + n_y m_x) \quad (8e)$$

$$n_x = (\sigma_x + \sigma_{xm}) / \sigma_Y, \quad n_y = (\sigma_y + \sigma_{ym}) / \sigma_Y \quad (8f)$$

$$m_x = \frac{M_x}{M_P}, \quad m_y = \frac{M_y}{M_P}, \quad M_P = \frac{t^2}{4} \sigma_Y \quad (8g)$$

長辺方向圧縮荷重が支配的な場合

$$\sigma_{xm} = -\frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{8} \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 \quad (8h)$$

$$\sigma_{ym} = -\frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{8} \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 \quad (8i)$$

$$M_x = \frac{(A_t - A_{t0})E}{12} \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 t^3 \quad (8j)$$

$$M_y = \frac{(A_t - A_{t0})E}{12} \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 t^3 \quad (8k)$$

短辺方向圧縮荷重が支配的な場合

$$\sigma_{xm} = 0 \quad (8l)$$

$$\sigma_{ym} = -\frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{8} \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 \frac{c}{a} \quad (8m)$$

$$M_x = 0 \quad (8n)$$

$$M_y = \frac{(A_t - A_{t0})E}{12} \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 t^3 \quad (8o)$$

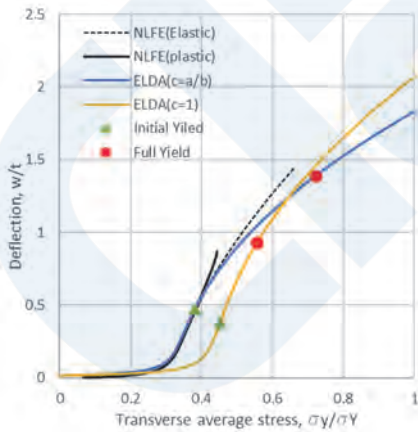
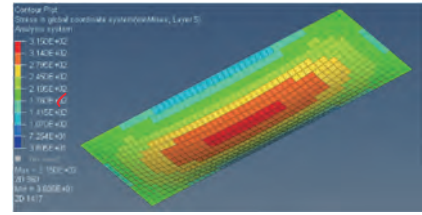
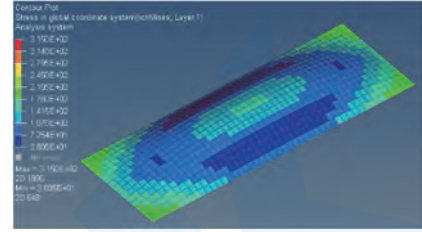


図11 Deflection - load relationship and timings of initial yielding and fully yielding (2400×800×17.5 mm)

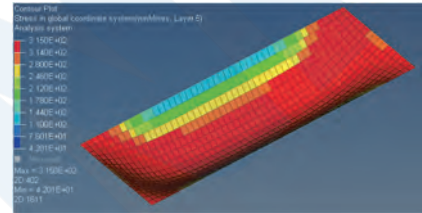


(a) Compression side

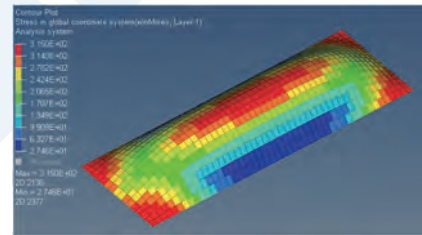


(b) Tension side

図12 Von Mises stress at initial yielding stage (2400×800×17.5 mm)



(a) Compression side



(b) Tension side

図13 Von Mises stress at ultimate strength

4.4 崩壊条件の検証

4.2節および4.3節に示した矩形板の最終強度評価のための崩壊判定法の精度を検証するために、非線形FEMから得られた各条件での最終強度との比較を行った。なお、本崩壊判定法により、矩形板の最終強度を導くには、矩形板に働く荷重を変化させ、崩壊判定式を満足する値を見つける必要がある。IACS共通構造規則8章5節3)に規定する最終強度相関式もこれと同様である。

図14は、長辺方向単軸圧縮状態での最終強度について、細長比 β を横軸に取り、両者を比較したものである。なお、評価法ではアスペクト比3の板に対して最小の座屈強度を与える3半波×1半波の正弦波モードのたわみ形状を用いている。グラフ中の青

および橙の曲線が、それぞれ表2に示す崩壊条件AおよびBより導かれる最終強度の値を示し、いずれかの低い側の値が、本論文で提案する評価法による最終強度の推定値となる。細長比の大小に関わらず、概ね非線形FEMとよく一致している。また、細長比に応じて、崩壊条件A（面内圧縮による崩壊）と崩壊条件B（曲げ崩壊）の最終強度の大小が入れ替わり、2.2節に示した厚板および薄板のそれぞれの崩壊挙動と一致する。図14では、参考にFaulkner式による最終強度推定値も重ねて示した。Faulkner式は、圧壊試験において初期不整が大きかったこと等から、やや低めの強度を示すことで知られている。

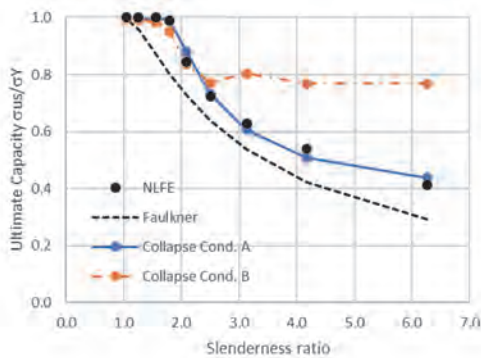


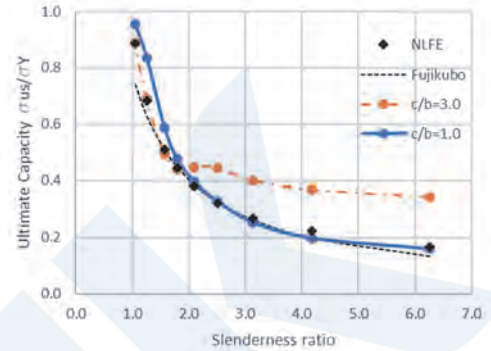
図14 Comparison of ultimate strength against longitudinal compression between NLFEA and ELDA based formula (2400×800 mm)

図15は、短辺方向一軸圧縮荷重下での最終強度について、細長比 β を横軸に取り、提案推定法の精度を示したものである。比較対象として、非線形FEMの解と著者の1人が開発した(9)式に示す最終強度推定式(5)の値を重ねてプロットした。

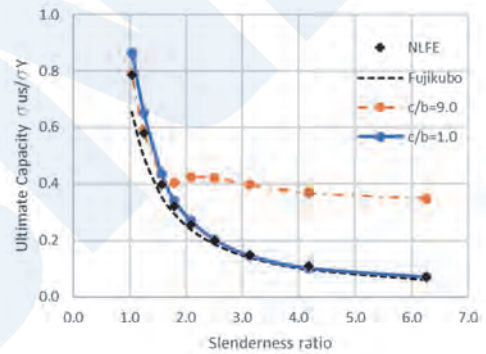
$$\frac{\sigma_{us}}{\sigma_Y} = \frac{a}{b} \left(\frac{2.4}{\beta} - \frac{1.4}{\beta^2} \right) + \left(1 - \frac{a}{b} \right) \left(\frac{0.06}{\beta} + \frac{0.6}{\beta^2} \right) \quad (9)$$

グラフ中の橙と青との曲線が、それぞれ座屈モードを表す図6の長さ c を a と b にした結果である。細長比が大である場合は、 $c=b$ が与える最終強度推定値が $c=a$ よりも低くなり、細長比が小となる場合にその関係が逆転する。また、両者の低い方の最終強度推定値が、非線形FEMの解とよく一致する結果となる。さらに、この傾向は、3.3節に示した板厚と最終強度時の座屈モードの関係と一致している。アスペクト比が大きい場合（図15(b)）と小さい場合（図15(c)）についても同様の傾向を示し、どのようなアスペクト比の矩形板でも非線形FEMとよ

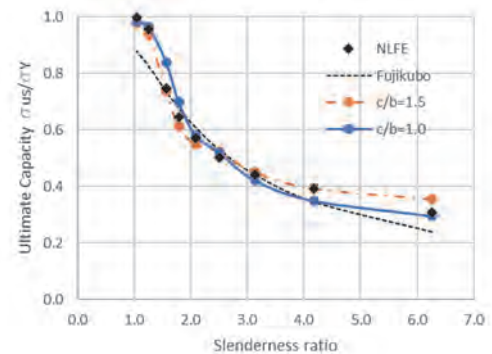
く一致する。従って、 $c=a$ および $c=b$ の2ケースで崩壊判定を実施して、低い側の最終強度を採用すれば、精度の良い判定ができることが確認できた。式(9)は、安全側の比較的良い近似を与えるが、FEM解析結果との一致度は提案法の方がよい。



(a) Aspect ratio 3 (2400×800 mm)



(b) Aspect ratio 9 (7200×800 mm)



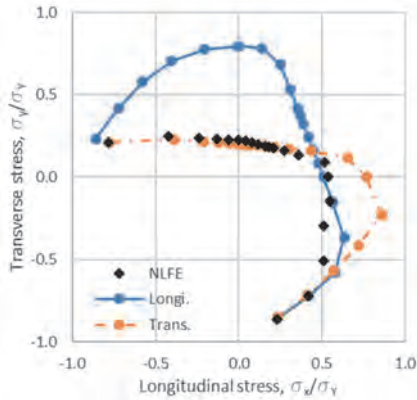
(c) Aspect ratio 1.5 (1200×800 mm)

図15 Comparison of ultimate strength against uniaxial compression between NLFEA and ELDA based formula

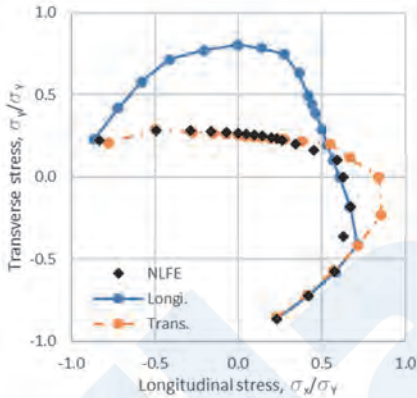
次に、二軸面内荷重下での非線形FEMとの比較検証の結果を、図16に示す。本グラフでは、長辺方向荷重を横軸とし、短辺方向荷重を縦軸とし、今回提案した長辺方向圧縮荷重と短辺方向圧縮荷重に対

応する評価法で得られる最終強度相関曲線を示し、非線形FEM解と比較した。

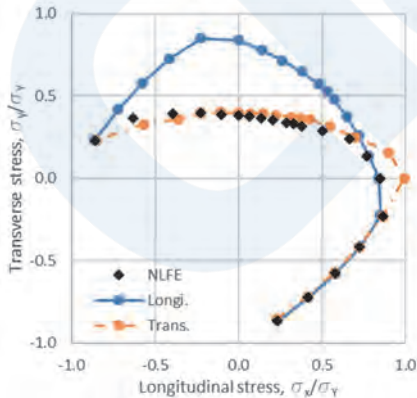
長辺方向圧縮荷重および短辺方向圧縮荷重に対応した最終強度相関式は、それぞれの想定する崩壊モードと一致する場合は、非線形FEMの解と良く一致し、そうでない場合は、非安全側に最終強度を評価することになり、結果として、両最終強度相関式の低い側の値を正とすれば、精度よく評価が行えることが分かる。



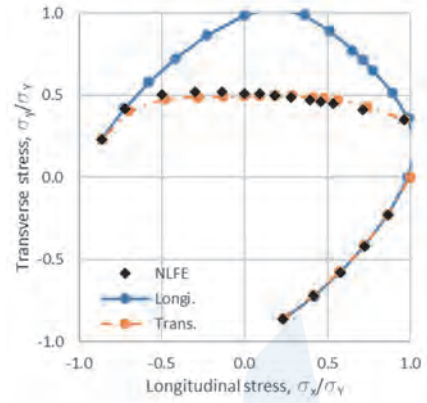
(a) $t_p = 7.5mm$



(b) $t_p = 10.0mm$



(c) $t_p = 15.0mm$



(d) $t_p = 20.0mm$

図16 Comparison of correlation curves of ultimate strength (2400×800 mm)

先に述べた短辺方向圧縮荷重に対応した評価法における $c=a$ と $c=b$ の評価結果の取扱いと、長辺方向圧縮荷重および短辺方向圧縮荷重に対応した評価法の結果の取扱いは、どちらも同じであり、両ケースの評価を別々に行い、強度が低めに推定されたケースを採用すれば精度の良い推定が行えることになる。本評価法がこのような特性を有することは、本評価法が物理的な意味のある式で構成されていることに起因している。座屈崩壊は最も座屈が生じやすい最弱のモードで発生するという物理的性質があるため、最弱モードと近い形状関数を考慮すれば精度の高い推定が行える。逆に、最弱モードと異なる形状関数を考慮すれば、強度が高めとなり非安全側の推定となる。

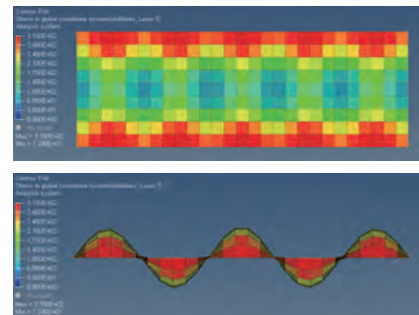


図17 von Mises equivalent stress and deformations ($t_p = 12.5mm$, compression/tension condition)

図16(a)のような薄板において顕著なように、長辺方向圧縮、短辺方向引張の荷重ケースでは、本評価法がやや非安全側の評価を与える場合がある。この荷重状態では、図17のように荷重負荷過程でたわみのモードが変化し、5半波モードのたわみが増大し崩壊しており、提案評価法が想定するアスペクト比が3の板パネルに対して3半波×1半波の正弦波モ

ードと異なる座屈モードとなっていることが誤差要因となっている。なお、5半波モードのたわみ関数を想定した評価を行えば、当該荷重状態においても精度良く推定ができることを確認している。

5. おわりに

著者らは、様々な組み合わせ荷重下での矩形板の最終強度を推定できる物理的意味のある算式で構成された簡易手法を開発することを目指しており、本論文では、長辺方向圧縮荷重が支配的な状態と短辺方向圧縮荷重が支配的な状態での評価方法をそれぞれ提案した。

まず、長辺方向圧縮荷重および短辺方向圧縮荷重がそれぞれ働く矩形板の崩壊挙動を調べるために、非線形FEMのシリーズ計算を実施した。

次に、長辺方向圧縮荷重および短辺方向圧縮荷重にそれぞれ対応した座屈モードを表すたわみ形状関数を定義して、弾性大たわみ理論に基づく荷重-たわみ量関係、荷重-付加応力関係を推定する算式を導出し、非線形FEMとの比較により精度を検証した。

さらに、膜力降伏型と曲げ降伏型の2種の崩壊のトリガーに基づく最終強度判定法を提案した。本判定法で得られる最終強度を非線形FEMと比較し、精度を検証した。本研究により得られた知見を以下に示す。

- (1) 長辺方向圧縮荷重を受ける矩形板は、ここで設定した初期たわみの下では、矩形板のアスペクト比に応じて m 半波 \times 1半波の正弦波モードで初期座屈を起こし、最終強度時までそのままのモードでたわみを増大させると近似できる。
- (2) 短辺方向圧縮荷重を受ける矩形板は、1半波 \times 1半波の正弦波モードで初期座屈を起こし、その後、座屈たわみの発達に伴い、屋根型モードの座屈たわみに遷移していく。
- (3) 上述の座屈モードの遷移は、板厚やアスペクト比によりタイミングが異なる。薄板の場合は屋根型モードになった後に崩壊が生じるが、厚板では1半波 \times 1半波の正弦波モードに近い状態で崩壊が生じる。また、アスペクト比が高い場合は、屋根型モードに変化するタイミングがより早くなる。
- (4) 初期座屈時のたわみモードと、十分にたわみが発達した時のたわみモードの2ケースのたわみモードを仮定した弾性大たわみ解析を個々に行った。たわみ量が大となるケースを採用すれば、座屈モードを変化させながら増大するたわみ量

を陽な計算法で推定できる。

- (5) 圧縮を受ける矩形板の2種類の崩壊挙動として、矩形板支持辺近傍での面内圧縮荷重による降伏をトリガーとした崩壊と比較的厚板で生じる矩形板中心線付近での曲げ降伏をトリガーとした崩壊があることを示した。
- (6) 上記の崩壊挙動に対応した2種類の崩壊判定法を提案することで、あらゆる二軸応力状態において板厚に関わらず精度良く最終強度を推定できることを示した。

防撓材に支持された板パネルの最終強度評価においては、防撓材の剛性が板パネルの最終強度に与える影響を考慮することが一般的になっている。防撓材影響を考慮する方法についても検討が必要である。

参考文献

- 1) Faulkner, D. : A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, J. of Ship Research, Vol. 19, No.1 (1975), pp.1-17.
- 2) 上田幸雄, 安川度, 矢尾哲也他 : 圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究 (第2報), 日本造船学論文集, 第140号(1976), pp.205-209.
- 3) C. Guedes Soares : Design equation for ship plate elements under uniaxial compression, Journal of Constructional Steel Research, Vol. 22, Issue 2, 1992, pp. 99-114.
- 4) 大坪英臣, 山本善之, 李雅榮 : 幅広平板の圧壊強度の研究, 日本造船学会講演集, 第142号(1977), pp.279-289.
- 5) 大坪英臣, 吉田二郎 : 組合せ応力下での長方形板の最終強度 (その1), 日本造船学会講演集, 第156号(1984), pp.323-329.
- 6) Masahiko Fujikubo, Tetsuya Yao, Mohammad Reza Khedmati, Minoru Harada and Daisuke Yanagihara : Estimation of ultimate strength of continuous stiffened panel under combined transverse thrust and lateral pressure Part 1: Continuous plate, Marine Structures 2005, pp.383-410.
- 7) 日本海事協会 : CSR-B&T編ばら積貨物船及び油タンカーのための共通構造規則, 1編8章, 2019
- 8) E.Byklum and J. Amdahl : A Simplified method for elastic large deflection analysis of plates and stiffener plate due to local buckling, Thin-Walled Structures,

2000;40(11), pp.925-953.

- 9) H.Egger, B.Kröplin : Yielding of Plate with Hardening and Large Deformation, Int. J. Num. Meths. in Engrg., Vol. 12 (1978), pp.739-750.

付録

付録1 荷重-たわみ関係式の導出

長辺圧縮荷重が支配的な場合、本文中(1)式および(2)式を、(3)式に代入することにより、(a1)式のように、たわみが発生した矩形板に関するAiry応力関数Fが導かれる。

$$F = \frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{32} \left(\frac{a^2}{m^2 b^2} \cos \frac{2m\pi}{a} x + \frac{m^2 b^2}{a^2} \cos \frac{2\pi}{b} y \right) - \frac{\sigma_{x0}}{2} y^2 - \frac{\sigma_{y0}}{2} x^2 \quad (a1)$$

応力関数の定義より、たわみにより発生する面内応力が下式のように求まる。

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = -(A_t^2 - A_{t0}^2) \frac{m^2 \pi^2 E}{8a^2} \cos \frac{2\pi}{b} y - \sigma_{x0} \quad (a2)$$

$$\sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = -(A_t^2 - A_{t0}^2) \frac{\pi^2 E}{8b^2} \cos \frac{2m\pi}{a} x - \sigma_{y0} \quad (a3)$$

また、面内荷重を受けたたわみが生じた矩形板の圧縮変位量は下式で表される。

$$u = \frac{1}{b} \int_0^a \int_0^b \epsilon_{xm} - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx dy \quad (a4)$$

$$v = \frac{1}{a} \int_0^a \int_0^b \epsilon_{ym} - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy \quad (a5)$$

(a4)および(a5)式より、微小たわみが発生した際の変位量は、下式となる。

$$\delta u = -\delta A_t \cdot A_t \frac{m^2 \pi^2}{4a} \quad (a6)$$

$$\delta v = -\delta A_t \cdot A_t \frac{\pi^2}{4b} \quad (a7)$$

微小たわみ δA_t が発生した際の外力と内力の仕事量は、それぞれ、(a8)式および(a9)式で算出できるため、Airy応力関数等から導かれた各応力成分、ひずみ成分を代入することで、(a10)式および(a11)式が導かれる。

$$\delta W_e = (-\sigma_{x0})bt \cdot \delta u + (-\sigma_{y0})at \cdot \delta v \quad (a8)$$

$$\delta W_i = \int_V (\sigma_{xm} + \sigma_{xb})(\delta \epsilon_{xm} + \delta \epsilon_{xb}) + (\sigma_{ym} + \sigma_{yb})(\delta \epsilon_{ym} + \delta \epsilon_{yb}) dV \quad (a9)$$

$$\delta W_e = \delta A_t \cdot A_t \frac{\pi^2}{4} \left(\sigma_{x0} \frac{m^2 b}{a} + \sigma_{y0} \frac{a}{b} \right) t \quad (a10)$$

$$\delta W_i = \delta A_t \left[(A_t^2 - A_{t0}^2) A_t \frac{\pi^4 E}{64} \left(\frac{m^4 b}{a^3} + \frac{a}{b^3} \right) t + (A_t - A_{t0}) \frac{\pi^4 E}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{m^4 b}{a^3} + \frac{a}{b^3} + \frac{2m^2}{ab} \right) t^3 \right] \quad (a11)$$

仮想仕事の原理より、(a12)式のように外力と内力の仕事量が一致することから、(4)式が導かれる。

$$\delta W_e = \delta W_i \quad (a12)$$

次に短辺方向圧縮荷重が支配的な場合も同様の式展開で荷重-たわみ関係式が求まる。(5)式を(3)式に代入することによりAiry応力関数Fが以下のように導かれる。

$$F_I = \frac{(A_t^2 - A_{t0}^2)E}{32} \left(\frac{c^2}{b^2} \cos \frac{2\pi x}{c} + \frac{b^2}{c^2} \cos \frac{2\pi y}{b} \right) - \frac{\sigma_{x0}}{2} y^2 - \frac{\sigma_{y0}}{2} x^2 \quad (a13)$$

$$F_{II} = -\frac{\sigma_{x0}}{2} y^2 - \frac{\sigma_{y0}}{2} x^2 \quad (a14)$$

これらの式より、たわみにより発生する面内応力が下式のように求まる。

$$\sigma_{xI} = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = -(A_t^2 - A_{t0}^2) \frac{\pi^2 E}{8c^2} \cos \frac{2\pi y}{b} - \sigma_{x0} \quad (a15)$$

$$\sigma_{yI} = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = -(A_t^2 - A_{t0}^2) \frac{\pi^2 E}{8b^2} \left(\cos \frac{2\pi x}{c} + \frac{a-c}{a} \right) - \sigma_{y0} \quad (a16)$$

$$\sigma_{xII} = -\sigma_{x0} \quad (a17)$$

$$\sigma_{yII} = -(A_t^2 - A_{t0}^2) \frac{\pi^2 E c}{8b^2 a} - \sigma_{y0} \quad (a18)$$

微小たわみが発生した際の変位量は、下式となる。

$$\delta u = -\delta A_t \cdot A_t \frac{\pi^2}{4c} \quad (a19)$$

$$\delta v = -\delta A_t \cdot A_t \frac{\pi^2}{4} \frac{2a-c}{ab} \quad (a20)$$

微小たわみ δA_t が発生した際の外力と内力の仕事量は、それぞれ、(a21)式および(a22)式で算出できる。

$$\delta W_e = \delta A_t \cdot A_t \frac{\pi^2}{4} \left(\sigma_{x0} \frac{b}{c} + \sigma_{y0} \frac{2a-c}{b} \right) t \quad (a21)$$

$$\delta W_i = \delta A_t \left[(A_t^2 - A_{t0}^2) A_t \frac{\pi^4 E}{64} \left(\frac{b}{c^3} + \frac{3c}{b^3} - \frac{2c^2}{ab^3} \right) t \right. \\ \left. + (A_t - A_{t0}) \frac{\pi^4 E}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{2a}{b^3} + \frac{b}{c^3} - \frac{c}{b^3} + \frac{2}{bc} \right) t^3 \right] \quad (\text{a22})$$

付録2 カルダノの公式によるたわみ量の算出

(4)式に示すたわみ A_t に関する3次方程式に対し、カルダノの公式を適用するため、(b1)式のように3次方程式の係数の整理を行う。

$$A^3 + 3pA + 2q = 0 \quad (\text{b1})$$

$$p = -\frac{1}{3\alpha_2} (\alpha_1 + \alpha_2 A_0^2 - \alpha_3) \quad (\text{b2})$$

$$q = -\frac{\alpha_3}{2\alpha_2} A_0 \quad (\text{b3})$$

本方程式は、実数解、虚数解を含めて最大3つの解を持つが、本評価法において必要な解は、その内の最大の実数解である。次の算式により、当値のみを求めることができる。

$q^2 + p^3 \geq 0$ の場合

$$A = \sqrt[3]{-q + \sqrt{q^2 + p^3}} + \sqrt[3]{-q - \sqrt{q^2 + p^3}} \quad (\text{b4})$$

$q^2 + p^3 < 0$ の場合

$$A = 2 \cos \frac{\theta}{3} \sqrt{-p} \quad (\text{b5})$$

$$\theta = \arccot \frac{-q}{\sqrt{-q^2 - p^3}} \quad (\text{b6})$$

水素等クリーン燃料の利活用・輸送に関する技術動向

赤星貞夫*

1. はじめに

現在、世界はエネルギー供給の8割強を化石燃料に依存しており（図1）、近年の地球温暖化に端を発すると思われる異常気象の頻発を背景として、温室効果ガスの排出削減は緊急の課題となっている。

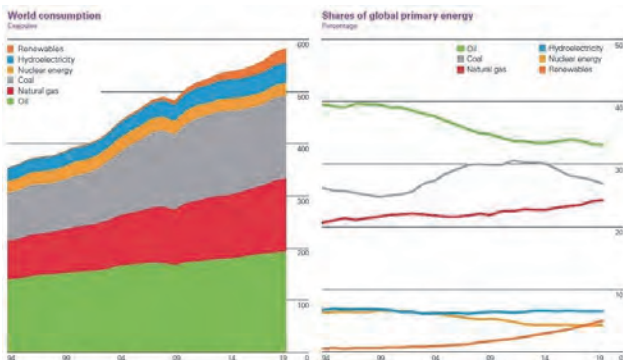


図1 世界のエネルギー消費（資源別）

出典：bp – Statistical Review of World Energy

京都議定書に代わる地球温暖化対策の国際的枠組みである「パリ協定」の運用が本年から開始された。同協定では、産業革命前と比べて気温の上昇を1.5℃未満に抑えるとの目標（図2）をたてているが、その実現のためには2050年までに先進国の二酸化炭素（CO₂）排出をゼロにする必要があるとされている。

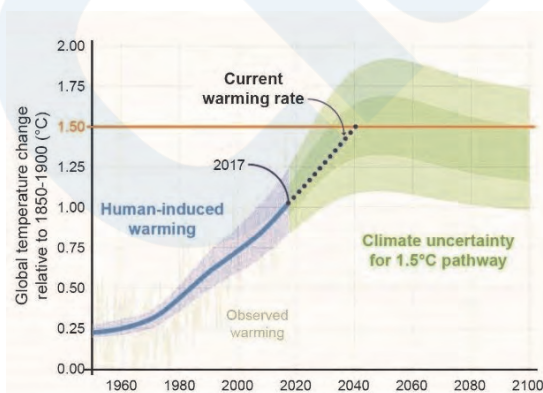


図2 世界の平均気温推移と将来の気温推計

出典：IPCC – Global Warming of 1.5°C

しかしながら、さる9月9日に行われた事務総長の発表によれば、早くも今後5年以内に気温上昇が1.5℃に達してしまう確率が高まっているとしている。折しも、米国では大規模な山火事のニュースが報道され、トランプ大統領によるパリ協定離脱と化石燃料依存政策への逆戻りによる事態の悪化が懸念される。

一方、欧州では2050年に温室効果ガスの排出を実質ゼロにする目標を掲げ、化石燃料の燃焼による発電から再生可能エネルギー発電へのシフトに力を入れるのみならず、前記の長期目標達成に向けて、発電所以外の分野でも幅広く温室効果ガスの排出を抑制する方針である。その際のキーテクノロジーが水素エネルギーの活用である。

日本においても、2030年度に2013年度比▲26.0%（2005年度比▲25.4%）を達成、2050年には先進国全体で80%減という目標を掲げている。将来的に、温室効果ガスの排出8割減という目標を達成するためには、発電所から出るCO₂を極力ゼロにする、輸送機関をゼロエミッションにする、工場や家庭でのCO₂を大幅に削減するなど社会のあらゆる分野で抜本的な取り組みが必要になる。水素等のCO₂を排出しないクリーン燃料はそのためのキーテクノロジーと位置付けられ、その製造、輸送及び利用について検討が進められている。現状では、化石燃料と比べてクリーン燃料の製造コストは高く、また、製造・輸送工程も含めたトータルでのCO₂排出を如何にして抑制するかが課題となっている。

本稿では、今後の利活用が期待される水素等の利活用見通しと、また、その大量輸送や貯蔵に用いるエネルギーキャリア（液化水素、アンモニア、有機ハイドライド、メタノール、メタン）について紹介する。

2. 水素利用に係る国の基本戦略

水素は、石炭や天然ガス等と異なり、燃やすと水になり、二酸化炭素が発生しない。こうした特徴に鑑み、脱炭素化の切り札として期待されているのが水素である。

* 環境・再生可能エネルギー部

現在は、まだ水素の値段が高く、流通量も少ないが、国の目標¹⁾では、先ず2030年までに30万トン/年のサプライチェーンを作り、さらに将来これを年間1000万トン、値段も天然ガスの約2割アップに相当するレベルで供給できるようにしようとしている。

水素利用の柱となるのが、発電所での在来型の化石燃料との混焼や水素の専焼、乗用車の燃料電池、家庭用の燃料電池（エネファーム）等である。

なお、一口に水素といっても様々な製造法がある。

日本の水素戦略は、海外に遍在する化石燃料に大きく依存した一次エネルギー供給構造を多様化するという観点からスタートしており、こうした観点から注目されたのが海外に豊富に存在する未利用の化石燃料資源であった。具体的には、日豪間で進められている褐炭からの水素製造及び液化水素状態での海上輸送、また、日ブルネイ間で進められている水素を有機ハイドライド化して運び、利用前に脱水素化する実証プロジェクトである（図3）。これらは、比較的安価で安定的な海外エネルギー資源の権益確保という面からも極めて重要な意味を有すると考えられる。

しかしながら、CO₂を放出しないクリーンエネルギーという点では、化石燃料を改質した水素の利用だけでは不十分であり、水素製造過程におけるCO₂

の分離・回収と、貯留（Carbon dioxide Capture and Storage：CCS）又は原油増進回収法（Enhanced Oil Recovery：EOR）を併せて行う必要がある。なお、EORは自噴しなくなった油井から油の回収率を高めるための手法であり、北米では商業的に普及している。しかしこの手法は、結局、新たな化石燃料の採取につながる。



図3 海外からの未利用資源の水素化プロジェクト

このように化石燃料由来でありながら、CCS等によりライフサイクルベースでのCO₂排出量を抑えた水素を一般にブルー水素と呼んでいる。なお、欧

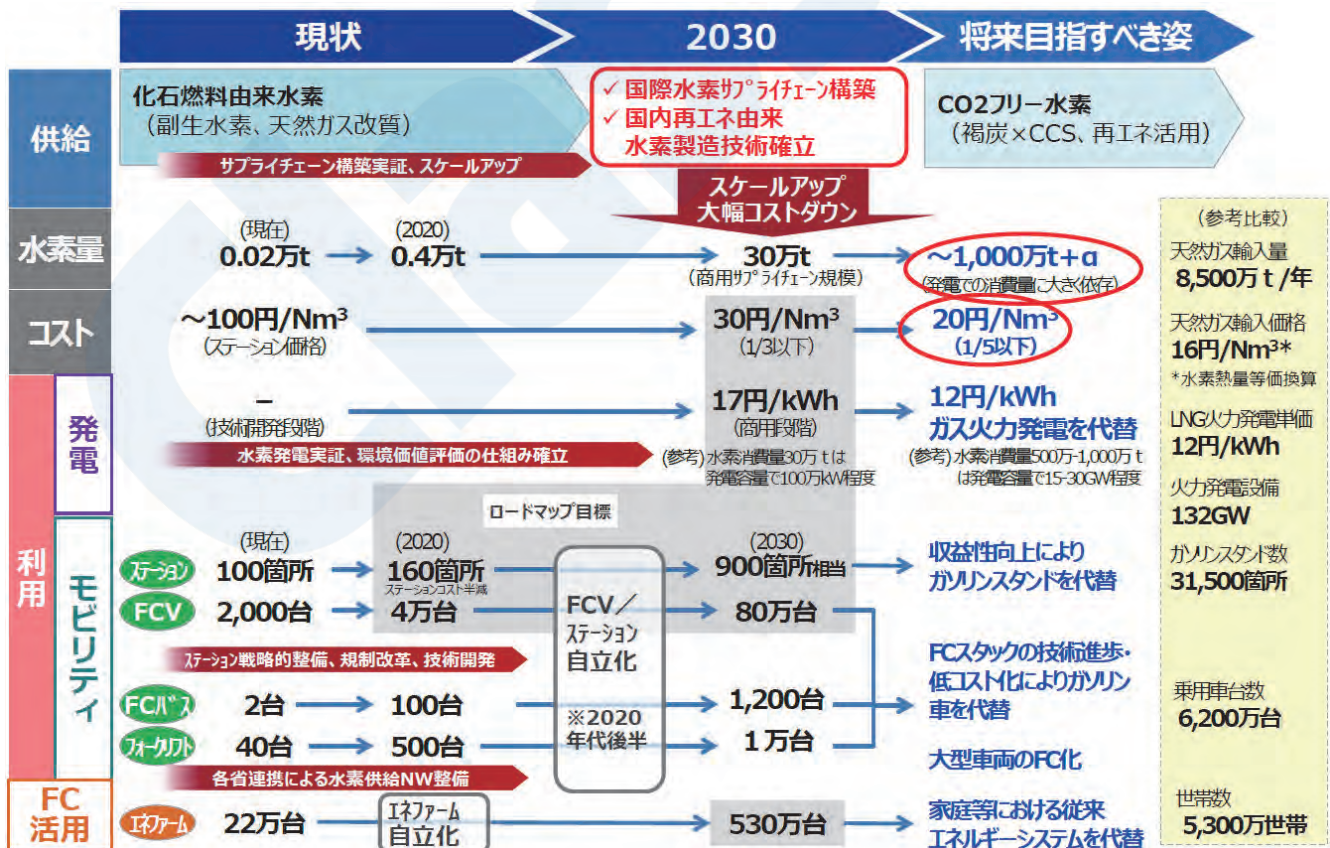


図4 水素基本戦略のシナリオ 出典：水素基本戦略（2017年12月）

州において作成された低炭素水素の基準では、天然ガスの水蒸気改質による水素の製造（採掘、輸送、加工）から利用までに発生するCO₂の過半をCCS等で処理できていれば低炭素水素（5.8tonCO_{2e}/tonH₂以下）と定義している。一方、再生可能エネルギー由来のCO₂フリー電力を用いて水の電気分解により製造された水素（グリーン水素）についても、製造に要する電力を58MWh/tonH₂以下であれば、これを低炭素水素としている。

日本における水素の利活用方針¹⁾は、2017年12月に制定された水素基本戦略（図4）に基づいている。

同戦略では以下の三つのフェーズによるステップバイステップで水素社会の構築を進めていくこととなっている。

- ① フェーズ1：水素利用の飛躍的拡大（現在～）
足元で実現しつつある、定置用燃料電池やFCVの利用を大きく広げ、我が国が世界に先行する水素・燃料電池分野の世界市場を獲得する。
- ② フェーズ2：水素発電の本格導入／大規模な水素供給システムの確立（2020年代後半に実現）
水素需要を更に拡大しつつ、水素源を未利用エネルギーに広げ、従来の「電気・熱」に「水素」を加えた新たな二次エネルギー構造を確立する。
- ③ フェーズ3：トータルでのCO₂フリー水素供給システムの確立（2040年頃に実現）
水素製造にCCSを組み合わせ、又は再生可能エネルギー由来水素を活用し、トータルでのCO₂フリー水素供給システムを確立する。

3. 水素等クリーン燃料の普及に向けた課題

水素及び水素由来のエネルギー利用普及に向けた課題については、前述の水素基本戦略やその後2019年3月に作成された水素・燃料電池戦略ロードマップ²⁾に詳しく記されており、ここではこれらを基に、水素の普及に向けた課題について述べる。

3.1 水素価格

現在の水素の価格は、100円/Nm³で、これは1キログラム当たり約1100円に相当する。燃料電池車の走行性能で比較するとハイオクガソリンとほぼ同等と言われている。燃料電池車の効率が高いので車の場合は、このような結果になるが、熱量ベースで比較すると、また違ってくる。近年、日本が輸入しているLNGの値段は7～15ドル/MMBtu程度の水準であり、これを熱量ベースで水素の値段に換算すると9～20円/Nm³になる。

政府の戦略では、水素の値段（プラント引き渡し

コストベース）を2030年頃に30円/Nm³、将来的には20円/Nm³まで低減することが目標となっている。

3.2 効率的な輸送方法の構築

前述のとおり、海外に豊富に存在する低コストの未利用化石燃料資源から水素製造を実現するとともに、これとCCSを組み合わせることにより、国際的な水素サプライチェーンを構築することができる。

この場合において、水素エネルギーを従来のエネルギーと遜色のない水準まで供給コストを下げるためには、製造コストの削減に加えて効率的なサプライチェーンの構築が重要である。

このため、水素を液化して運ぶ方法に加えて、水素エネルギーの効率的な輸送のためのエネルギーキャリア（注：他の物質に変換して輸送・貯蔵を容易にする方法）の検討³⁾が進められている（図5）。



図5 海外からの再エネ由来燃料の大量導入

3.2.1 液化水素

水素を液化するためには、-253℃まで冷やす必要がある。液化水素は、常圧水素の体積の1/800となり、防熱処理のされた特殊専用船で輸送される。現状の液化技術では、水素コストの約3割を液化コストが占めるため、液化輸送は大量かつ長距離輸送する場合の方法となる。また、液化水素荷役基地において大量の水素を貯蔵する場合、現状では数千m³規模のタンクまでしか製造できないが、将来的にはLNGタンクと同規模程度の容量のタンクが製造できるようになればコスト低減に資する。

なお、水素利用を環境対策の柱とする欧州においては、ガスのパイプライン網が発達しているため、液化の必要が無い。

中小ロットの場合は、19.6MPa（約200気圧）以上の高圧で圧縮して、タンクローリー車や水素タンクを備えたトレーラー用コンテナ運搬で運搬するのが一般的である。なお、燃料電池車では700気圧の高圧水素を使う為、輸送のための途中段階での圧縮に無駄は無い（表1）。

3.2.2 アンモニア

アンモニアについてもブルーアンモニアとグリーンアンモニアの二種類がある。

ブルーアンモニアの場合は、天然ガスと空気を改質して製造される。この際に発生するCO₂は分離回収し、一部は尿素原料に使用、残りはCCS、EORで地底又は海底に貯留される。なお、この方式は既に大規模化（2000～3000トン/日）され、効率化されており、既にアンモニア製造時に発生するCO₂の約7割は純CO₂として分離、利用されている。

また、アンモニアの場合は、既に国際的なサプライチェーンが確立されていることも大きなメリットである。現在の世界のアンモニア製造量は約1億8000万トン/年であり、その80%は肥料の原料であり、約1600～1900万トン/年のアンモニアが海上貿易で取引されている。現在、1万5千トン以上の大ロットで運ぶ場合は冷凍船（LPG/LAG船）で運ばれており、200～1000トンの中ロットで運ぶ場合は、0℃で約3～4kg/cm³（3～4気圧）の中圧品として小型船が使用される。10トン前後の小ロットは18 kg/cm³以下の高圧品としてタンクローリーで運搬される。

このように、化石資源からのアンモニア製造は工業的に一定の規模で行われ、輸送方法も確立されており、CCSやEORが可能であればブルーアンモニアの供給量に大きな制約はない（表1）。

さらに、アンモニアは、一旦水素に変換すること

なく燃料として利用することも可能であることから、現在、最も商業化に近いクリーン燃料とする見方もある。1940年代、欧州、米国でアンモニアを燃料として使う実証実験や研究も行われてきたが、効率の問題等もあり、当時の技術では実用化には至らなかった。しかしながら、2014年から5年間、国により行われた戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）エネルギーキャリアにおいては、高効率、低NO_xのアンモニア燃焼技術等が研究された。当該研究開発成果を実用化するために設立されたグリーンアンモニアコンソーシアムは、2019年4月に一般社団法人として独立、アンモニアの将来性に注目した日本郵船株式会社、株式会社商船三井等の大手船社も参画してアンモニアの利用普及に向けた取り組みを展開している。

なお、アンモニアの現在の輸入価格は、約3万～5万円/トンであり、アンモニアには17.8wt%の水素が含まれているため、いわゆる水素のエネルギーキャリアとしてアンモニアを考えると、170円～450円/水素1kgとなる。一方、再生可能エネルギー由来のCO₂フリー水素を使用したアンモニア合成は、日本の再生可能エネルギー電力を用いた場合は、現在のアンモニア価格に比べて非常に高くなる。このため、海外の太陽光資源、風力資源及び広大な土地に恵まれた地域から低価格の再生可能エネルギー電力を用いて水電解水素を製造し、これを船舶で大量輸入する構想が検討されている。（表1）

表1 水素エネルギーキャリアの比較

	液化水素 (Liquefied H ₂)	アンモニア (NH ₃)	メチルシクロヘキサン (MCH)
1. 製造方法	①天然ガス、褐炭等化石燃料の水蒸気改質+ CCS or EOR(石油増進回収) ②再エネ電気で水分解して生成 ③太陽熱エネルギーを用いた熱化学法の研究開発も進行中	①天然ガスと空気を改質して製造。なお、この際に発生するCO ₂ の多くは分離回収して利用+CCS or EOR ②再エネ電気をを用いて水電解で水素を、窒素を空気分離で製造し、これらを原料としてアンモニアを合成	①トルエンなどの芳香族化合物に水素を結合して製造。利用先で脱水素反応を行って水素を取り出す。トルエンは繰り返し使用する。
2. 輸送効率	①海外から日本への大量輸送は、-253℃で液化(常圧水素の1/800)して専用船を使用。NEDOの実証事業中。欧州等ではパイプライン輸送が主流。 ②中小ロットの場合は、19.6MPa(約200気圧)以上の高圧で圧縮して、タンクローリー車や液化水素タンクを備えたトレーラー用コンテナ、カードルで輸送	①-33.3℃なら常圧で液化、20℃なら0.86MPaの加圧で液化 ②現在、1万5千トン以上の大ロットで運ぶ場合は冷凍船(LPG/LAG船)。 ③200～1000トンの中ロットで運ぶ場合は、0℃で約3～4kg/cm ³ (3～4気圧)の中圧品として小型船で運搬。 ④10トン前後の小ロットは18 kg/cm ³ 以下の高圧品としてタンクローリーで運搬	①常温常圧で液体のため輸送及び貯蔵が容易(溶剤の様な物性の為、ガソリン流通インフラが使用可能)
体積水素密度	7.1 kgH ₂ /100L (-273℃) : ○	10.7 kgH ₂ /100L (1MPa, 25℃) : ◎ 12.1 同上 (0.1MPa, -33.3℃) : ◎	4.73 kgH ₂ /100L : △
質量水素密度	100 wt% : ◎	17.8 wt% : ○ (cf. 水素吸蔵合金<5wt%)	6.16 wt% : △
3. 利用法	①燃料電池 ②直接燃焼(専焼、混焼)	①水素に分解して利用 ②アンモニア燃料電池 ③直接燃焼(専焼、混焼)	①水素を分離して利用

3.2.3 メチルシクロヘキサン（MCH）

メチルシクロヘキサン（MCH）はトルエンに水素を結合した物質である。常温常圧で液体のため、輸送及び貯蔵といった取り扱いがアンモニア以上に容易であり、ガソリン流通インフラが使用できるといったメリットがある（図6）。

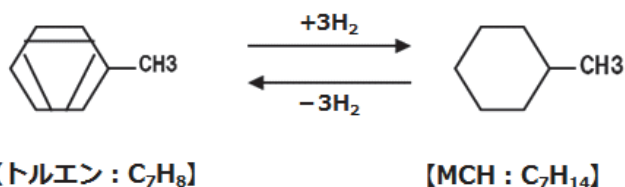


図6 MCHの製造

MCHとして輸送し、利用先で脱水素反応を行って水素を取り出す（有機ハイドライド法）。トルエンは繰り返し使用する（表1）。

千代田化工建設株式会社が脱水素反応用の触媒の工業化に目途を付けて以降、エネルギーキャリアとしての注目を集めており、前述のブルネイからの水素エネルギー輸入プロジェクトで技術実証が行われている。

ただし、水素化反応、脱水素反応の際に、水素エネルギーの約3割相当を必要とするとされており、このため再エネ電力を用いて水とトルエンから直接MCHを作る方法も開発中であり、この方法が実現すれば効率損失も少なくなる。

3.2.4 メタン及びメタノール

上記三つの方法とは、やや位置づけが変わるが、グリーン水素と、発電所等から排出されるCO₂を原料としてメタンやメタノールを製造するメタネーションという技術も研究されている。この場合、天然ガス（メタン等）を原料とした水素から、また、メタン等を作るのでは意味がないことから、化石燃料由来のブルー水素を用いることは無い。（図7）



図7 メタネーションの概念図

メタネーションとは、いわば二酸化炭素のリユースとも言える技術であり、メタンやメタノールを燃やすときに発生するCO₂と、メタン、メタノールの合成時のCO₂回収量とが相殺され、カーボンニュートラルとみなされる。木くず等のバイオマス燃料と同じ考え方である。

国立研究開発法人産業技術総合研究所、日立造船株式会社等が中心となって、CCR（Carbon Capture & Reuse）研究会が設立され、産業界から排出されるCO₂と、再生可能エネルギーを利用し生産される水素を組み合わせた代替エネルギーを提供することにより、化石燃料の使用量削減を目指した活動を展開している。

4. 水素等クリーン燃料の利活用に向けた取り組み

本節では、水素等クリーン燃料の国内における利用普及という観点から最近の動きについてふれる。

4.1 石炭火力発電分野でのアンモニア利用

電力部門は我が国全体のCO₂排出量の4割を占めている。（図8）

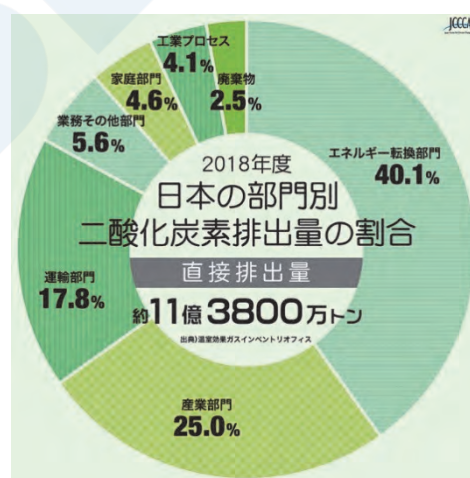


図8 日本の部門別CO₂排出量の割合
出典：全国地球温暖化防止活動推進センターウェブ・サイトより

日本の電源構成のうち、天然ガス、石炭、石油による発電量は、それぞれ40%、33%、9%となっており、化石燃料の占める割合は8割を超えている。（図9）石炭火力発電は、天然ガスを燃焼させる場合と比べると、単位発電量当たりのCO₂排出量が多い。このため、従来型の石炭火力発電所と比べて1割程度も単位発電量当たりのCO₂排出量を減らすことが出来る超々臨界圧石炭火力発電（USC）や、更なるCO₂排出量の削減が可能な石炭ガス化複合発電

(IGCC) を活用した火力発電所であっても、昨今は建設が難しくなりつつある。

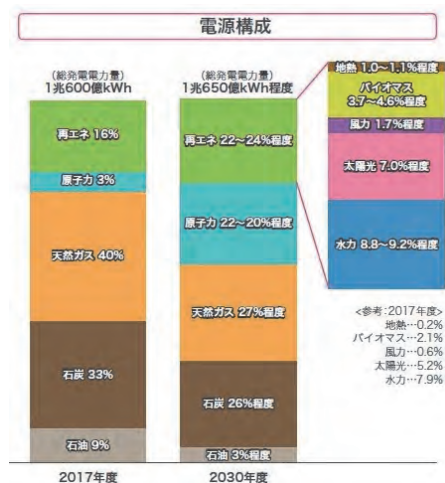


図9 日本の電源構成 (2017年度, 2030年度目標)
出典: 資源エネルギー庁ウェブサイト

しかしながら、石炭は世界的に見ても賦存量が豊富かつ比較的安価な化石燃料であり、日本の安定的なエネルギー供給確保の観点からは重要な発電手段と位置付けられており、2030年の電力目標においても現状よりは低くなるものの、26%と高い割合を維持するものとされている⁴⁾。

この石炭火力発電所において、アンモニアを混焼させる検討が進められている。カーボンフリーのアンモニアを使用すれば、アンモニアの投入量に比例して、CO₂の排出量も減少することから、既存の設備を活用して20%までアンモニアを混焼させる検討が進められている。

アンモニアは、その燃焼特性として、

- ・ 燃焼速度が遅い
- ・ 火炎温度が低い
- ・ 燃料中の窒素分によるNO_xが発生する

といった技術課題がある他、その腐食性、毒性等に配慮した対策が必要となる。

2020年3月に、経済産業省が策定した「新国際資源戦略」⁵⁾においては、燃料アンモニアの利用拡大が明記され、今後、「火力発電所や工業炉、船舶等での利用を念頭に実証事業を実施する」とされている。

新国際資源戦略 (令和2年3月、経済産業省) 抜粋

IV. 気候変動問題への対応

2. 対応の方向性

(3)燃料アンモニアの利用拡大

燃料アンモニアは、再生可能エネルギーやCO₂EOR、CCS、植林等の手法を用いた場合はカーボンフリーとなる。ま

た、既にグローバルサプライチェーンが確立されているといった利点も有している。

2014~2018年には、内閣府SIPプロジェクトとして基礎研究が進められ、懸念されていたNO_x排出は技術開発により抑制可能なことが確認された。

今後は、火力発電や工業炉、船舶等からのCO₂削減に向け、水素と同様に、諸外国で生産された再生可能エネルギーを石油や天然ガスと同様にエネルギー資源として捉えて輸入するというコンセプトを強く意識しながら、現在FSが進められている燃料アンモニアの混焼を含めて、着実に技術開発等を進めることが必要である。

(燃料アンモニア実証事業)

- ・ 燃料アンモニアのサプライチェーン構築のため、アンモニアの調達に関するフィージビリティスタディを実施する。
- ・ 燃料アンモニアの利用を促すため、火力発電での混焼や工業炉、船舶等での利用を念頭に実証事業を実施する。

仮に100万kWの石炭火力発電所で20%のアンモニア混焼を行う場合、必要となるアンモニアの量は約60万トンとなる。日本肥料アンモニア協会の発表の数字を調べたところ、国内のアンモニア供給量(2019年度)は110万トン、うち24万トンが輸入であることを考えると、石炭火力発電所で混焼に使用されるアンモニアの量が如何に多いかがわかる。洋上輸送の効率化も鍵となることから、液化アンモニアガス運搬専用船の研究開発も日本郵船株式会社、ジャパン マリンユナイテッド株式会社等により進められている。

4.2 ガスタービンにおける水素・アンモニア利用

ガスタービンは起動時間が短く、コンパクトながら大出力が得られる、低NO_xという特徴を備えており、発電用をはじめとして様々な用途で利用されている。

大型の場合は高温の排気ガスを利用して蒸気タービンとのコンバインド発電システムを構築することにより、60%を超える発電効率を達成可能である。

一方、小形ガスタービンの場合は、発電効率そのものは低いものの、高温の排気ガスを活用して排熱回収ボイラーで蒸気を供給することにより、高い総

合効率を実現している。

大型のLNGガスコンバインドシステムによる単位出力当たりのCO₂発生量は、現状でも、前述の超々臨界圧石炭火力発電（USC）や、更なるCO₂排出量の削減が可能な石炭ガス化複合発電（IGCC）と比べて半分以下の310g-CO₂/kWhと、優れた環境性能を有している。

さらに、ガスタービンの燃料を天然ガスと水素の混焼にしたり、100%水素に切り変えたりすることにより、発電に伴う直接的排出を劇的に減らすための取り組みが進められている。ガスタービンで燃焼させる水素の受け入れ基準が、燃料電池等で要求される基準より緩いことも、水素コストの低減という面でのアドバンテージとなる。

大型高効率タービンでは既に水素30%の混焼試験が行われており、水素専焼燃焼技術の開発も進められている。また、アンモニアをタービンの排熱で水素と窒素に分解し水素混焼タービンで燃やすことも検討されている。

なお、このようにガスタービンの優れた特徴を更に活かすための取り組みが進められる中、欧州においては三菱重工業株式会社製の天然ガス焚きのガスタービン発電を、水素焚きに切り替えるプロジェクトが2025年の商用運転開始を目途に進められている。また、同社においては、海外向けの水素混焼タービン（840MW）を受注されるとともに、将来的には当該タービンを水素焚きに切り替えるという計画とのことである。米国は、トランプ大統領の言動ばかりが注目されるが、2050年のCO₂排出ゼロに向けた取り組みも進められている。

5. 再生可能エネルギー由来の燃料について

我々の子孫の世代の地球温暖化問題、資源問題を考慮すれば、将来、

- ・発電目的では、極力、化石燃料に手をつけず、再生可能エネルギーを用いて水素（又はアンモニア）燃料を製造・利用する（いわゆるPower to Gas）
- ・極力、森林破壊を止めて、バイオマス燃料の燃焼はやめる

ことが必要と考えられる。後者については、いわば国際政治の問題でもあるが、前者については、現状では様々な技術課題がある。

- ・再エネ電力のコスト低減（大規模な再エネ開発）
 - ・水電解の効率向上
 - ・再エネ電源の出力変動への対応
 - ・海外からの効率的なエネルギーキャリアの確立
- 現在、国においては、福島県浪江町に「福島水素

エネルギー研究フィールド」を設置して、Power to Gasの実証事業が行われている。

同フィールドには、10MWの太陽光発電設備、水電解装置、水素の貯蔵・供給設備等が備えられ、わずか1日の水素製造量で、約150世帯分の1ヶ月分の電力を供給することが出来るとのことである。

同研究フィールドで製造された水素はトレーラーやカードル（小形のシリンダーを複数まとめた構造の中型輸送用容器）で搬出される。また、電力系統の需給バランス調整（ダイヤモンドレスポンス）にも利用され、再生可能エネルギー電力の利用拡大にも貢献が期待されている。

6. おわりに

日本は、中国、米国、インド、ロシアに次ぎ世界第5位のCO₂排出国である。世界第3位の経済規模を有することから、世界各国の日本の環境問題に対する言動への視線には厳しいものがある。

国産のエネルギーとしては水力、再生可能エネルギーくらいしかなく、エネルギー自給率が低い我が国において、原発依存への回帰が安全上の理由やパブリックアクセプトランスの問題で難しい場合には、低炭素エネルギーの利用普及に向けた取り組みは、高齢化に伴う年金・医療費の財源問題と同じく、現在を生きる我々が子孫の世代に向けて責を負う最優先の課題である。

参考文献

- 1) 再生可能エネルギー・水素等関係閣僚会議：水素基本戦略（平成29年12月26日）
- 2) 水素・燃料電池戦略協議会：水素・燃料電池戦略ロードマップ（平成31年3月12日）
- 3) 内閣府：戦略的イノベーション創造プログラム「エネルギーキャリア」終了報告書
- 4) 経済産業省：長期エネルギー需給見通し（平成27年7月）
- 5) 経済産業省：新国際資源戦略（令和2年3月）

IMOの動向

— IMOでの主な審議内容・結果の紹介 —

国際部

1. はじめに

本稿においては、IMO（国際海事機関）における国際条約等の審議動向を紹介している。

前号では、2019年に開催された第74回海洋環境保護委員会（MEPC 74）及び第101回海上安全委員会（MSC 101）の審議結果を紹介した。2020年は、4月にMEPC 75、5月にMSC 102が開催される予定であったが、新型コロナウイルスの影響で会議自体が延期になった。本稿執筆時点において、延期となっているMEPC 75及びMSC 102を、2020年11月に開催する旨、IMO事務局よりアナウンスされている。

そのため今号では、MEPC 75及びMSC 102で審議が行われる予定となっている主な内容を紹介する。

2. MEPC 75の審議予定—海洋環境保護関連—

2.1 温室効果ガス（GHG）関連

国際海運からの温室効果ガス（GHG）排出の抑制対策はIMOにて検討が進められており、現在までにエネルギー効率設計指標（EEDI）、エネルギー効率管理計画（SEEMP）による規制、及び燃料消費実績報告制度（DCS）が導入されている。また、2018年4月に開催されたMEPC 72では、GHG削減目標とGHG排出削減策の候補を盛り込んだIMO GHG削減戦略が採択された。

2.1.1 EEDI規制に関する技術開発状況レビュー

MARPOL条約 附属書VI第21.6規則では、EEDIの改善に寄与する技術の開発動向を定期的にレビューし、要すればフェーズの開始時期、及び削減率を見直すことが規定されている。

(1) EEDIフェーズ3規制の見直し

前回のMEPC 74で、EEDIフェーズ3規制を強化するためのMARPOL条約 附属書VIの改正案が承認された。

MEPC 75では、この改正案が採択される見込みである（2.6.(1)項参照）。

(2) EEDIフェーズ4規制の検討

MEPC 74では、EEDIフェーズ4規制導入の必要性を検討するために、日本をコーディネータ

とする通信部会が設置された。

MEPC 75では、通信部会からの中間報告が行われる。通信部会では、エネルギー効率改善のための新技術及び代替燃料に関する情報収集・分析、EEDI規制とIMO GHG削減戦略の関係性の検討などを進めていることが報告される。

通信部会は作業を継続し、次回MEPC 76で最終報告を行う予定である。

2.1.2 EEDI規制と最低推進出力規制

荒天下における操船性を維持するため、MEPC 65において暫定の最低推進出力ガイドラインが策定された。さらにMEPC 71では、暫定ガイドラインの適用期間をフェーズ2まで延長することが合意されている。一方、この最低推進出力規制により一定の出力を確保する必要がある反面、フェーズ3規制が強化されることから、フェーズ3への対応がさらに困難になることが懸念されている。

MEPC 74では、EEDI規制と最低推進出力規制の両方を満足するために、通常航海時には機関出力を制限し、非常時（荒天時）は出力制限を解除することを認める出力制限・非常用出力のコンセプトについて審議を行った。審議の結果、さらなる検討が必要であることから、出力制限・非常用出力のコンセプトについて継続して検討を行うこと、さらに並行して、最低推進出力ガイドラインを最終化するための検討作業を進めることが合意された。

MEPC 75では、出力制限・非常用出力のコンセプト、及び最低推進出力ガイドラインについて、引き続き審議が行われる見込みである。

2.1.3 GHG排出削減のための短期対策

MEPC 72で採択されたIMO GHG削減戦略では、2030年までの短期削減目標と2050年までの中長期削減目標が規定されている。短期削減目標を達成するための短期対策のうち、新造船に対する対策はEEDI規制の強化で対応する一方、既存船に対する対策の検討がMEPCにおける喫緊の課題となっている。

2019年11月に開催された中間会合では、既存船に対する短期対策案として様々な提案が出されていることから、次の2つのアプローチに分類した上で、検討作業を進めることになった。

(1) 技術アプローチ

既存船に対する燃費性能規制であるEEXI案 (Energy Efficiency Existing Ship Index)

(2) 運航アプローチ

運航時の平均燃費実績による規制案, SEEMPを用いた燃費改善のための自主目標設定など

MEPC 75では, 技術アプローチであるEEXI案について, 詳細な審議を行う見込みである。なお, EEXI案は, EEDIと同様の規制を既存船にも適用するもので, 概要は以下の通りである。

- EEDIと同様の燃費性能指標を既存船に対して適用し, 個船ごとの燃費性能指標であるEEXI値を算出する。
- EEDI規制で使用している船種ごとの燃費平均値 (リファレンスライン) を使用し, 船の大きさによって規定される削減率を乗じてEEXI規制値を算出する。
- EEXI値がEEXI規制値を満足できない場合, エンジンの出力制限を行う等の対策が必要となる。

MEPC 75では, 運航アプローチについても審議を行う予定であるが, 各提案はいずれもコンセプト段階であり, 次々回のMEPC 76に向けて継続して審議を行うことになるものと予想する。

2.1.4 GHG排出削減のための中長期対策

IMO GHG削減戦略の中長期削減目標を達成するためには, 海運の抜本的な脱炭素化を促進するための中長期対策が必要である。

MEPC 75では中長期対策案として, 低・脱炭素技術の研究開発を促進するために, 国際的な研究開発委員会 (IMRB, International Maritime Research and Development Board), 及び研究開発基金 (IMRF, International Maritime Research Fund) を創設する提案について審議を行う。また, 市場メカニズムによる経済的インセンティブ手法についても検討を行う見込みである。

2.1.5 IMO GHG Study

MEPC 74において, 国際海運からのGHG排出量予測である「第3次IMO GHGスタディ2014」の更新作業を行うことが合意された。

MEPC 75には, 「第4次IMO GHGスタディ2020」案が提出されている。同案では, 2018年時点の船舶からのGHG排出量は約10.8億トンで, 世界全体のGHG排出量に対して船舶からの排出量が占める割合は2.89%となっている。また, 2050年のGHG排出量の予測として, 更なる排出削減対策を講じない場合は, 2008年の船舶からの排出量に比べて90%から130%の間で推移することが報告されている。

2.2 大気汚染関連

2.2.1 排ガス浄化装置故障時の取扱い

MEPC 74では, 排ガス浄化装置 (EGCS) に不具合が生じた場合に取りべき行動等を纏めたガイダンス (MEPC.1/Circ.883) が採択された。このガイダンスでは, EGCSに不具合が発生した際, 1時間以内に復旧できない場合は故障と判断し, 次の措置を講じることが規定されている。

- 適合燃料油への切り替えを行う。
- 旗国及び寄港国主管庁に報告を行う。
- 適合燃料油を保持していない場合, 旗国及び寄港国主管庁と相談し, 適切な措置を講ずる。

MEPC 75では, EGCS故障時に適合燃料油を保持していない場合, 航行を継続するための緊急措置として, 旗国及び寄港国主管庁に連絡した上で非適合燃料油の使用を認めるべき, との提案について審議を行う。

2.2.2 燃料油供給証明書

MARPOL条約 附属書VIでは, 船舶に燃料を搭載する際に燃料油供給業者が発行する燃料油供給証明書を3年間船上に備え付けることが義務付けられている。MARPOL条約 附属書VI 付録Vには, 燃料油供給証明書に記載する内容が規定されている。

MEPC 75では, 燃料油の引火点を燃料油供給証明書に記載することを義務付けるMARPOL条約 附属書VI 付録Vの改正案について審議を行う。

2.3 バラスト水管理条約関連

2.3.1 バラスト水処理装置搭載時の性能確認

MEPC 74で, バラスト水処理装置の搭載時に試運転及びバラスト水の分析を行うことを義務付けるためのバラスト水管理条約の改正案が承認された。

MEPC 75では, 上記改正案を採択する予定である (2.6.(4)項参照)。また, バラスト水処理装置搭載時の試運転に関するガイダンス (BWM.2/Circ.70) の改正も採択される見込みである。主に次の項目が改正ガイダンスに記載される見込みである。

- バラスト水処理装置の搭載工事が適切に行われたことを確認するために試運転, 及びバラスト水の分析を行う。
- 試運転では, 造船所周辺の水を使用する。
- バラスト水の分析では簡易分析手法により, D-2基準に規定されるLサイズ (50um以上) とSサイズ (10um以上50um未満) の生物に対する分析を行う。複雑な分析手順が必要となる病原性バクテリアに対する分析は不要。

2.3.2 特定船種の条約適用除外

多目的サルベージ船, 及び救命タグボートは, バ

ラスト水処理装置を搭載することが困難であることから、これらの船種を適用除外とするためにバラスト水管理条約の改正案が提案されている。MEPC 75では、この改正案について審議を行う。

2.4 AFS条約の改正

2008年に発効した船舶の有害な防汚方法の規制に関する国際条約（AFS条約）では、船底塗料として有機スズ化合物を使用することが禁止されている。

MEPC 74では、新たに有害性が確認されたシブトリンを禁止物質に加える方針が合意された。また、既存船に既に塗布されている船底塗料にシブトリンが含まれている場合、当該塗料を除去する必要性について、更に検討を行うことになった。

MEPC 75では、シブトリンを禁止物質に加えるためのAFS条約改正案を承認する予定である。条約改正案では、既存船に既に塗布されている船底塗料について、直前に塗布した最外層の塗料にシブトリンが含まれている場合、次の取り扱いとすることが規定されている。

- 総トン数400GT以上の外航船は、塗料を除去するか、溶出防止塗料を上塗りする。
- 総トン数400GT以下の外航船は、沿岸国が認めれば、対応不要。
- 内航船は、対応不要。

なお、既存船に塗布されている最外層の塗料にシブトリンが含まれていない場合、特段の対応は不要となる見込みである。

2.5 その他

2.5.1 海洋プラスチックごみ

近年問題となっているプラスチックごみの海洋投棄については、2013年に発効したMARPOL条約附属書Vの改正により、全ての船舶からのプラスチックごみの排出が禁止されている。しかしながら、国連の調査によれば、未だ船舶に由来するプラスチックごみの排出が継続していることが報告されている。この問題に対し、漁具の偶発流出時の報告要件、廃棄物記録簿の備え付け義務要件の見直し、コンテナ流出時の報告義務化等について検討を行うことが合意されている。

MEPC 75では、上記の問題について2025年までに検討を完了するための作業計画を作成する予定である。また、漁具が流出した際、所有者を識別するために、漁具へのマーキングを義務化すべき、との提案について審議を行う。

2.5.2 水中騒音対策

2014年に開催されたMEPC 66において、商船からの水中騒音低減のための非強制ガイドライン

(MEPC.1/Circ.833) が採択された。

MEPC 75では、実効性の観点から同ガイドラインを見直すための新規作業計画が提案されている。この作業計画が合意されると、次回開催される船舶設計・建造小委員会（SDC小委員会）から見直し作業が開始される予定である。

2.5.3 北極海における重質燃料油の規制

今後、海運が活発化することが見込まれる北極海域では、油流出事故による生態系や環境への悪影響が懸念されており、これまでの会合で北極海における重質燃料油の保持・使用について検討を行ってきた。

MEPC 75では、北極海において重質燃料油を船上で使用すること、及び重質燃料油を使用する目的で船上に保持することを禁止するMARPOL条約 附属書Iの改正案が承認される見込みである。なお、貨物として重質油を輸送することは認められる。

2.6 義務要件の採択

MEPC 75で採択される見込みの義務要件は以下の通り。

(1) EEDIフェーズ3規制の強化

EEDIフェーズ3規制を強化するためのMARPOL条約 附属書VIの改正が採択される。

- コンテナ船の規制適用開始を2025年から2022年に前倒し、削減率は次の通り船のサイズにより定める。

DWT	削減率
10,000以上 15,000未満	15~30% (DWTに応じて線形補間)
15,000以上 40,000未満	30%
40,000以上 80,000未満	35%
80,000以上 120,000未満	40%
120,000以上 200,000未満	45%
200,000以上	50%

- 一般貨物船、LNG運搬船、クルーズ旅客船は適用開始を2025年から2022年に前倒し、削減率は30%を維持する。
- 15,000DWT未満のガス運搬船（LPG運搬船）は2025年の適用開始を維持するが、15,000DWT以上の大型ガス運搬船は適用開始を2025年から2022年に前倒しする。削減率はサイズによらず30%を維持する。

- その他の船種は、現行の規定通り2025年の適用開始を維持し、削減率も30%を維持する。
- (2) 大型ばら積み貨物船のリファレンスライン 279,000DWT以上の大型ばら積み貨物船に対するリファレンスラインを修正するMARPOL条約 附属書VIの改正が採択される。
- (3) 船上で使用する燃料油のサンプリング分析 既存船を含む全船を対象に、使用中の燃料油のサンプル採取位置の指定を義務付けるMARPOL条約 附属書VIの改正が採択される。また、使用している燃料油中の硫黄分を確認するための燃料油サンプル検証手順を規定する同条約 附属書VI 付録VIの改正も採択される。
- (4) バラスト水処理装置搭載時の性能確認 バラスト水処理装置の搭載時に試運転及びバラスト水の分析を行うことを義務付けるためのバラスト水管理条約の改正が採択される。

3. MSC 102の審議予定—海上安全関連—

3.1 条約及び関連コードの主要な改正の採択

MSC 102で採択される見込みの主要な義務要件は以下の通り。

- (1) 係船設備に関するSOLAS条約の改正
MSC 101において、安全な係船設備の設計及び装置の選定に関する新ガイドライン、係船索を含む係船設備の点検及び保守に関する新ガイドラインが承認された。これらを適用する旨を規定するSOLAS条約II-1/3-8の改正。
- (2) 水密性に関する要件整合のためのSOLAS条約の改正
SOLAS条約II-1/B-1~B-4部において、水密性に関する要件を整合するための改正。
- (3) IGFコードの改正
下記3件のIGFコードの改正。
 1. 6.7.1.1において、タンクコファダムを圧力逃し装置の要求対象区画から削除
 2. 燃料調整室に対し固定式消火装置を要求するための、11.8の新規追加
 3. アルミニウム合金材以外の溶接母材の引張試験に関する16.3.3.5.1の修正
- (4) IGCコードの改正
上記3.1.(3)3.に記載のIGFコードの改正に合わせた、アルミニウム合金材以外の溶接母材の引張試験に関するIGCコード6.5.3.5.1の改正。

3.2 条約及び関連コードの主要な改正の承認

MSC 102で承認される見込みの主要な義務要件は以下の通り。

- (1) SOLAS条約III章, LSAコード及び決議MSC.81(70)の改正
自由降下式救命艇に対して要求される静穏な水面での5ノット進水試験の要件を削除するため、SOLAS条約III/33, LSAコード及び救命設備の試験に関する見直された勧告（決議MSC.81(70)）の改正。
- (2) 2011 ESPコードの改正
二重船側油タンカーの初回更新検査における板厚計測要件を見直すための、2011 ESPコードの改正。
- (3) 貨物船の水密戸に関するLL条約, IBCコード, IGCコードの改正
貨物船の水密戸に関するLL条約27(13)(a), 及び関連するIBCコード, IGCコードの改正。
- (4) FSSコード9章の改正
貨物船及び旅客船のキャビンバルコニーに対し個別識別可能な火災探知機を備える場合の故障分離要件に関するFSSコード9章の改正。
- (5) CSSコードの改正
天候依存型の積み付け条件を規定するためのCSSコード改正。また、関連するガイドライン(MSC.1/Circ.1353/Rev.1及び決議A.581(14))及び2011 TDCコードも併せて改正。

3.3 ガイドライン改正の承認

固定式炭酸ガス消火装置の保守及び点検に関するガイドライン(MSC.1/Circ.1318)において高圧シリンダーの試験要件を規定する改正がMSC 102で承認される。

3.4 第二世代非損傷時復原性基準

SOLAS II-1章で規定されている非損傷時復原性基準では、波浪中で停泊している船舶しか考慮されておらず、波浪中を航行する状態は考慮していない。このため、船舶設計・建造小委員会（SDC小委員会）において、最新の科学的知見を反映した第二世代の非損傷時復原性基準の策定作業が行われてきた。

2020年2月に開催されたSDC 7において、「パラメトリック横揺れ」、「復原力喪失」、「ブローチング」、「デッドシップ状態」及び「過大加速度」の5つの現象について規定した暫定ガイドライン案が最終化された。

MSC 102では、上記の暫定ガイドライン案を採択する見込みである。今後、暫定ガイドラインを試運用して技術的知見を収集した上で、暫定ガイドラインの見直し作業を実施することになる。

3.5 貨物倉に対する水面探知器の設置

2015年のアメリカ籍ro-ro貨物船El Faro号の沈没

事故を受けて、ばら積貨物船を除く、複数の貨物倉を有する貨物船に水面探知器の設置を義務付ける SOLAS条約改正案が提案された。船舶設計・建造小委員会（SDC小委員会）における審議が完了し、SOLAS条約改正案がMSCに上程された。

MSC 102では、複数の貨物倉を有する船舶（ro-ro貨物船、一般貨物船等）の乾舷甲板より下方の乾貨物倉に対し、水面探知器の設置を義務付ける SOLAS条約改正案を承認する見込みである。2024年以降に建造されるばら積貨物船とタンカー以外の船舶で、複数の貨物倉を有する船舶に対して適用となる予定である。

3.6 揚貨設備の検査要件

現行条約上では揚貨設備に対する検査の規定がなく、旗国政府もしくは寄港国政府の要件に基づいて検査を行っているのが現状である。揚貨設備に対する検査・保守要件を策定するための作業が船舶設備小委員会（SSE小委員会）で行われてきた。2020年3月に開催されたSSE 7において、揚貨設備の定義や適用範囲を定め、アンカーウィンチ関連及び揚貨設備関連の2件の新ガイドラインを適用する旨を規定するためのSOLAS条約II-1章改正案が最終化された。

MSC 102では、SOLAS条約改正案が承認される見込みである。2024年以降、制限荷重1,000kg以上の揚貨設備に対して適用となる予定である。SSE 8において関連のガイドライン案が最終化されれば、MSC 103においてガイドライン案の承認と併せて本SOLAS条約改正が採択される。

ClassNK 技報

No.2(2020年(Ⅰ)発行)

編集: 藤浪幸仁

発行: 一般財団法人 日本海事協会 技術研究所
〒102-0094 東京都千代田区紀尾井町3番3号

TEL: 03-5226-2737

E-mail: ri@classnk.or.jp

印刷: 大日本印刷株式会社
〒162-8001 東京都新宿区市谷加賀町1丁目1番1号
03-3266-2111

本誌に掲載された全ての記事内容は、一般財団法人 日本海事協会の許可なく転載・複写することはできません。
記事の転載をご希望の方は、上記までご連絡ください。



一般財団法人 日本海事協会
技術研究所

〒102-0094 東京都千代田区紀尾井町3番3号
Tel : 03-5226-2737
Fax : 03-5226-2736
E-mail : ri@classnk.or.jp

www.classnk.or.jp