ABS樹脂製ボートの構造解析

輸送高度化研究領域 *橋爪 豊 ヤマハ発動機(株) 菅澤 實

1.はじめに

ABS 樹脂製船舶は国内には建造実績がなく、こ れまでの強度確認方法は、輸入艇による落下試験 のみが行われてきた。このために材料強度、縦曲 げ試験、板厚計測、FEM 解析に関するデータが存 在しない。そこで ABS 樹脂を船体構造用材料とし て用いた場合の材料強度、板厚計測法、構造強度、 検査上の留意事項について検討した^{1),2)}。ここで はそのうち縦曲げ試験と、構造強度に関する検討 事項について報告する。輸入された ABS 樹脂製ボ ートを用いて、FRP 船に適用されている縦曲げ試 験の有効性の確認と、FEM 解析により ABS 樹脂 製船体の構造強度を調査した。今まで国内では ABS 樹脂製船体の FEM 構造モデル化の実績がな い。そこで実艇の強度確認及び FEM モデルの精 度確認のために、縦曲げ試験を実施した。

縦曲げ試験と FEM 解析の結果を比較検討し、 FEM モデルの改良を行った。また DNV 規則の波 浪衝撃水圧³⁾をモデルに作用させて、船体に生じ る応力解析を実施し、供試艇の強度評価を行なっ た。この研究は、日本小型船舶検査機構との共同 研究として実施したものである。

2.供試艇

供試艇の概観を図 - 1 に、主要目を表 - 1 に示 す。本船は長さが約 4.7m の小型ボートで、速力 24 ノットで航走する滑走艇である。表 - 2 に材料 定数、板厚を示すが、ABS 樹脂は弾性定数が FRP 材料の 1/4 以下と非常に小さい。そのため剛性を 確保する目的で、船底、船側構造が、発泡ウレタ ンを充填した全面サンドイッチ構造になっている のが特徴である。

表 - 2 に供試艇に使用されている ABS 樹脂、発 泡ウレタン、plywood の材料定数、密度を示す。

供試艇板厚の実測結果¹⁾等を参考にして、ABS 材料は主構造の板厚を5mm、上部のカバー等の 板厚を3mmとし、plywoodは15mmを用いた。



図 - 1 供試艇概観図

表 -	1	供試艇主要目
2		ᄽᄥᄹᅭᆇᆸ

全長	長さ	幅	深さ	
4.7m	4.22m	1.78m	0.83m	
重量	出力	速力	最大人員	
290kg	29.4kw	24kt	5名	

表 - 2 材料定数、密度

材料名	ABS	ウレタン	plywood
弾性定数(MPa)	1,900	14	10,000
密度(kg/cm ³)	1.02	0.05	0.8



図 - 2 FEM 構造モデル

表-3 モデルの節点数、要素数

節点数	要素数	平面要素	立体要素
41,605	56,489	28,984	27,505



図 - 3 FEM 片舷モデル断面



図-4 モデル断面図(船体中央部付近)

2.2 供試艇 FEM 構造モデル

図 - 2 に供試艇の FEM 構造モデルを示す。ABS 樹脂板はシェル要素、発泡ウレタンはソリッド要 素を用いてモデル化した。表 - 3 にモデルの要素 数、節点数を示す。

図 - 3 に左舷のカットモデルを示す。供試艇は 船底、船側構造が、全面サンドイッチ構造になっ ており、長さ方向に片舷あたり2本のハット型ス ティフナを有している。図 - 4 に船体中央部付近 の断面図を示す。本船の甲板は、サンドイッチ構 造をしている主構造の上に、plywood、上部構造の カバープレートが接近した構造をしている。また 船側内側部分もサンドイッチ構造と、カバープレ ートの2枚の板が接近した構造をしている。

3.実艇縦曲げ試験

ABS 樹脂の弾性係数は鋼の 1/100 以下、FRP の 1/4 以下と非常にやわらかく、船底、船側部分は サンドイッチ構造で、甲板部分は 2 枚ないし 3 枚 の板が接近した特殊な構造をしている。

このような構造の解析例は国内ではほとんど見 当たらない。そこで FEM 構造モデルの精度を確 認するために、縦曲げ試験の FEM 解析を実施し、 実艇の縦曲げ試験結果との比較を行った。









図-6 荷重載荷状況(断面)

図 - 5 に縦曲げ試験の荷重と支点位置、歪ゲージ、船体変位の計測位置を示す。支点間距離は 2.5 m、荷重は船長方向には、支点間のほぼ中央位置 から1mの長さ、幅方向には外側のハット型スティフナの内側 25cm の幅で、木製治具を介して約 200Nのウェイトを32個載荷した。試験荷重は 6,180N(630kgf)である。荷重の載荷断面図を図 - 6 に示す。歪ゲージは、船長方向には支点間を4等 分し、幅方向には2等分した位置に貼付し、船底 外板、船側外板の船長方向歪と船幅方向歪を計測



図 - 7 縦曲げ歪と変位の計算例

した。上下、左右の変位を、FRP船の縦曲げ試 験基準の位置で計測した。実験はヤマハ発動機 (株)の新居工場で実施した。

3.2 実験値と計算値の比較

計算には当所の NASTRAN を用いた。拘束条件 は、支点の位置で単純支持とした。対称性を利用 して左舷だけを計算した。図-7に縦曲げ歪と変 形の FEM 計算結果の1例を示す。前上方から見 た図である。支点間のみを切り出して表示してい る。図-8に船底外板縦曲げ歪の船長方向分布の 実験値と計算値の比較を示す。図の横軸は、船長 方向位置を示し、EXP が実験値、FEM が計算値、 keel がキール位置、B360 がキールから船幅の1/4 外側の位置を示す。図-9に支点間中央部位置の 船底外板船長方向歪の船幅方向分布を示す。 図の横軸は幅方向位置を示し、左端がキール位置、 右端が船側位置で、幅方向に3点計測している。





船長方向歪は実験値と計算値は良い一致を示し ている。図 - 10に支点間中央断面の船底外板船 幅方向歪の船幅方向分布の比較を示す。こちらも 実験値と計算値は良く一致している。表 - 4に変 形量の実験値と計算値の比較を示す。表の項目と 許容値は、FRP船の縦曲げ試験基準の方法で計算 した値である。キールの撓みは計算値の方が2割 ほど大きいが、幅と深さの変形はいずれも計算値 が約1/4と小さい。FRP縦曲げ試験基準の変形の 許容値に比べると、実験値の変形量はかなり小さ



図 - 9 船底外板船長方向歪の船幅方向分布の 比較(支点間中央断面)





表 - 4 変形量の比較

項目	実験値	計算値	許容値
キールの撓み	1.13	1.41	5.1
幅の変形量	1.84	0.39	10.1
深さの変形量	-1.6	-0.42	5.1

(単位:mm)

く、供試艇は十分な強度を有しているといえる。

幅方向と深さ方向の変形量には、やや差がある が、実験にもガタ等の誤差の可能性もあり、船長 方向のキールの撓み、船長方向歪、船幅方向歪は 良い一致を示しているので、FEM モデルの精度 は、ほぼ満足できるものと判定した。

4.航走時の艇体の強度評価

4.1 波浪中の計算モデル

FEM 構造モデルを用いて、波浪中航走時に生じ る応力と変形を計算した。静的荷重と慣性力を考 慮できる慣性リリーフという解析機能を用いた。 拘束無しの条件で解くため両舷モデルを用いた。

供試艇は滑走艇なので、荷重は DNV 規則³⁾の衝撃水圧の計算式を用いた。船底外板への波浪荷重 の載荷位置は、船長方向には船尾から船長(Lpp) の 0.7 倍の位置まで、船幅方向には、内側と外側 の Spray rails がある位置と、チャインラインの位 置までの 3 種類取った。

図 - 11に DNV 規則の衝撃水圧の計算値を示
す。図のp1は、荷重幅を最初の Spray rails 迄
とした場合、p2は二つ目の Spray rails 迄、p3はチャインライン(船底外板全幅)迄取った場合である。荷重は長さ方向に10等分した位置で計算し、分布荷重として船底に作用させた。

図 - 12に内側の Spray rails まで作用させた場 合の船底への水圧載荷状態を示す。またキール、 Spray rails、チャインの位置を示す。船体に作用 する荷重は、所定の位置に分布荷重と曲げモーメ ントとして作用させた。乗員は1人75kgfとして 5人分 375kgf を、運転席2名、操舵装置前方のシ ートに1名、船首のシートに2名を分布荷重とし て作用させた。船外機は重量が 127kgf で、重心 位置が船尾端から 300mm 船外に出ているので、 船尾端に分布荷重と曲げモーメントとして作用さ せた。図-13に乗員、船外機の荷重分布を示す。 これに加えて、最も使用頻度が多いと思われる運 転者1名(75kg)のみの場合も計算した。表 -5に計算条件を示す。図中のこれらの荷重ケース をそれぞれ case - 1(水圧 p1)、 case - 2(水圧 p2)、 case - 3 (水圧 p3)とする。

乗員が操船者1名の場合で、p1の水圧について 計算した場合を case - 4 とする。作用幅が狭いほ





図 - 1 2 船底外板への衝撃水圧分布 (case - 1)



図-13 乗員荷重、船外機荷重分布(乗員5名)

表 - 5 計算条件

名称	水圧	乗員数
case - 1	p1	5 名
case - 2	p2	5 名
case - 3	р3	5 名
case - 4	p1	1名

図 - 1 1 DNV 規則の衝撃水圧荷重分布

ど水圧は高くなるが、最大水圧は 0.01MPa 程度 (1m水頭)である。

4.2 計算結果と考察

解析結果は、case - 1、case - 2、case - 3の場 合とも殆ど同じような傾向を示しているため、主 として case - 1 の場合について述べる。縦曲げ試 験では実験値と比較するために軸歪で表示したが 破壊までの余裕を見る為、von-Mises 応力で表示 している。ABS 樹脂の材料試験結果 1),2)から、本 艇のABS 樹脂製外板の曲げ強度を約50MPaとす る。応力は出力ソフトの都合上、左舷側が板上面、 右舷側が板下面の値を示している。荷重が左右対 称であるため、解析結果は応力と変位の左右舷の 対称性を満足しているが、表示が左右舷でわずか に異なるのは、そのためである。図 - 14 に case -1の甲板側から見た応力分布、図-15には船底 側から見た応力分布を示す。いずれも主要な部分 は2MPa以下であることがわかる。船底の最大応 力は 1.6MPa であり、Square Station で 3.5 の位 置のキールラインを中心に発生している。これは 前後方向の水圧載荷位置のほぼ中央に当たり妥当 な結果といえる。主要な船体構造部分は、ほとん どが 1.6MPa 以下である。やや高い応力が発生し ているのは、乗員5名が座っているシート部分に 集中している。

図-16に船長方向にカットした断面を示す。最 大応力は 13.3MPa であり、前方シート下部の防 撓材に生じている。他のシート下部の防撓材にも 10MPa 前後の応力が発生している。これは船体

の上下方向の不平衡力の為に生じる慣性力が原因 である。しかしサンドイッチ構造をした主船体に は、高い応力は発生していないのがわかる。



図 - 1 5 von-Mises 応力分布(case - 1、船底侧)



図 - 1 6 von-Mises 応力分布(case - 1、断面)



図 - 1 4 von-Mises 応力分布(case - 1、甲板側) 図 - 1 7 von-Mises 応力分布(case - 4、甲板側)



図 - 17 に case - 4 の場合に、甲板側から見た 応力分布と変形図を示す。最大応力は運転席下部 の防撓材に生じ、11.3MPa である。慣性力のため に、船首の上甲板が下方に撓んでいるが、応力は 1 MPa 以下である。乗員が5 名である図 - 1 4 と 比較すると、乗員下部のシート以外は殆ど同じよ うな応力分布となっている。

乗員1名の case - 4 の船底外板の応力分布は図 - 14に示す乗員5名の case - 1と殆んど同じ であった。乗員の荷重が4人分 2,943N(300kgf) 少なくなっているにもかかわらず、船底側の応力 分布は殆ど同じである。このことから乗船者の荷 重が強度に及ぼす影響は、シート下部に限定され、 全体強度には殆ど影響を与えない。しかし慣性力 により 10MPa を超す比較的高い曲げ応力が発生 するため、注意が必要である。

表 - 6 は、船底外板の von-Mises 最大応力を示 す。1.4 ~ 1.6MPa であり、それほど大きくない。

表 - 6	船底外板最大応力の比較
-------	-------------

荷重ケース	最大応力(MPa)
case - 1	1.6
case - 2	1.6
case - 3	1.4
case - 4	1.6

荷重ケース	_{max} (MPa)	b/ max
case - 1	13.3	3.8
case - 2	13.6	3.7
case - 3	14.7	3.4
case - 4	11.3	4.4

表-7 最大応力と安全係数

max:最大応力、_b:曲げ強度(50MPa)

	表 -	8	波浪衝撃荷重値の比較	
--	-----	---	------------	--

荷重ケース	衝撃荷重(F)	F/W
case - 1	9,040N	1.1
case - 2	15,234N	1.8
case - 3	27,080N	3.2
case - 4	9,040N	1.1

W:満載排水量 8,348N (851kg)

表 - 7 は最大応力値と、曲げ強度を最大応力で 除した安全係数を示す。最大応力は、case - 1 は 船首シート下部の部材に生じ、case - 2 から case - 4 運転席下部の部材に生じている。この場合の 応力は、シートが下方に変形することにより、シ ート下部の部材に生じる曲げ応力である。

ABS 樹脂板の曲げ強度を50 MPa^{1),2)}とする と、最小安全係数は case - 3の場合で 3.4、最大 安全係数は case - 4 の場合で 4.4 である。

表 - 8 は case - 1 から case - 4 の波浪衝撃荷重 値を、艇の満載排水量 8,348N(851kgf)で無次元 化した値を示す。満載排水量の 1.1 倍から 3.2 倍 の荷重が作用している。荷重は 3 倍になっても case - 1 から case - 4 まで、全て殆ど同じ応答を 示している。最大変形は case - 4 が 20mm、case - 1 から case - 3 は 30mm 前後であり、慣性力に よりシートが下側に変形している。

5.まとめ

日本ではまだ建造実績のない ABS 樹脂製ボートの構造強度を確認するために、縦曲げ試験と FEM 構造解析を実施し、強度評価を行い、下記のことを確認できた。

ABS 樹脂製小型艇にも、FRP 船の縦曲げ試験 を適用できる。

供試艇は、FRP船の縦曲げ試験の強度基準を満 足している。

今回作製した FEM 構造モデルの精度は、縦曲 げ試験の結果と比較して、ほぼ満足できる。

DNV規則の波浪衝撃水圧を用いてFEM構造解 析を実施した。供試艇の主構造は十分な強度を有 しているが、波浪衝撃による慣性力で、乗員シー ト下部の部材にやや高い応力が発生することが予 想されるため、注意が必要である。

[参考文献]

1)日本小型船舶検査機構:「小型船舶の船体構 造用特殊材料の特性に関する調査研究報告書(そ の3:ABS 樹脂材料編)」、平成16年

2) 櫻井昭男:「小型船舶用 ABS 樹脂の強度特性」 海技研第4回研究発表会講演集、平成16年

3) Det Norske Veritas : ^r High speed and Light craft Regulations, Pt.3 Ch.1 Sec.2 J