

Conception, fabrication et validation structurale des coques d'un catamaran de type Class-C

par

Louis CHEVALLIER

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GENIE MECANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 24 SEPTEMBRE 2018

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Louis Chevallier, 2018



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Simon Joncas, directeur de mémoire
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Pierre Bélanger, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Patrick Terriault, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 13 SEPTEMBRE 2018

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

En premier lieu, je souhaite remercier vivement l'ensemble des acteurs qui ont permis la réalisation de ce mémoire.

Je tiens à remercier mon directeur de mémoire, Simon Joncas, pour sa disponibilité et son soutien dans mes activités de mémoire et de club étudiant.

Mes travaux se sont ancrés dans le contexte du club Rafale Catamaran Class-C ÉTS et je tiens donc à remercier l'ensemble de l'équipe pour l'expérience unique de la conception et la fabrication du catamaran Rafale II. Je souhaite également remercier l'équipe de la première édition Rafale I, qui a réalisé un travail impressionnant. Leurs résultats ont permis au projet de devenir un club de l'ÉTS et de bénéficier d'un cadre de travail privilégié.

Je tiens à remercier l'ÉTS et la régie des clubs scientifiques, qui favorisent l'implication des étudiants et supportent de nombreux projets novateurs comme Rafale Catamaran Class-C.

Je remercie l'ensemble des commanditaires du club Rafale Catamaran Class-C, pour leur soutien, leurs conseils et leur disponibilité. Je veux également remercier l'équipe de la *Foiling Week* de Miami 2018, qui a permis de réaliser les premières navigations de Rafale II, et m'a donné l'opportunité d'échanger avec des architectes, concepteurs et navigateurs de renom.

Je souhaite remercier mon équipe de laboratoire Laurent Cormier, Louis-Charles Forcier et Romain Poudret. Leurs conseils et leur soutien ont été précieux, et je les remercie pour les bons souvenirs au laboratoire.

Je veux remercier Julien Chaussée pour son aide sur le logiciel Altair HyperWorks ainsi que ses conseils pour la conception du bateau.

Enfin je souhaite remercier mes amis et mes proches grâce à qui mon expérience au Québec a été si enrichissante, et qui ont su m'accompagner dans tous mes projets.

CONCEPTION, FABRICATION ET VALIDATION STRUCTURALE DES COQUES D'UN CATAMARAN DE TYPE CLASS-C

Louis CHEVALLIER

RÉSUMÉ

Le monde de la voile est aujourd'hui révolutionné par l'introduction des *hydrofoils* sur tous les types de bateaux. Les *hydrofoils* permettent d'augmenter les performances des bateaux, mais modifient les cas de chargements et leur répartition sur l'embarcation. Les stratégies de navigation évoluent également et l'influence du poids des bateaux sur les résultats de régates est décuplée. Ce mémoire porte sur la conception, la fabrication et la validation structurale des coques d'un catamaran de type Class-C. L'objectif principal de conception est d'atteindre une masse de 40 kg par coque, tout en maximisant la rigidité de la plateforme.

Dans un premier temps, les géométries des structures et les cas de chargements ont été définis. Puis des tests de fabrication couplés à des essais de flexion trois points ont permis de procéder au choix des matériaux et des méthodes de fabrication pour les coques. Un modèle par éléments finis des éprouvettes a été validé en comparant les résultats des analyses linéaires statiques aux résultats des essais de flexion et à une solution analytique. Le stratifié des coques a ensuite été pré dimensionné en analysant un modèle FEM préliminaire, au cas de chargement statique de précontraintes du haubanage. Les zones de stratifié ont été définies à la suite de ces analyses. Puis un modèle FEM détaillé a été analysé suivant des critères de rupture, de flambage et de déformations, pour valider le stratifié des coques aux cas de chargement en navigation d'équilibre statique et d'enfournement.

Les coques ont été fabriquées avec les stratifiés en carbone/époxy pré imprégnés issus du processus de dimensionnement, et en suivant les méthodes de fabrication du test préliminaire. Les assemblages ont été dimensionnés à partir des résultats des analyses du modèle FEM détaillé. Suite à la fabrication, les coques ont été instrumentées avec des jauges d'extensométrie pour valider la modélisation par éléments finis du cas de chargement des précontraintes. L'analyse des données a permis de valider la modélisation, avec des écarts relatifs inférieurs à 25%. Les coques fabriquées ont une masse de 43 kg, l'objectif de masse est donc respecté avec un écart relatif de 7,5%. Enfin les performances du bateau fini ont été observées qualitativement lors des premières navigations.

Mots clés : matériaux composites, FEM, voile, catamaran Class-C, coque

STRUCTURAL DESIGN, MANUFACTURING AND VALIDATION OF C-CLASS CATAMARAN HULLS

Louis CHEVALLIER

ABSTRACT

Hydrofoils are currently integrated to every type of boats. The hydrofoils introduce substantial performance gains but significantly change load cases and forces repartition on the boat. The regatta strategies are evolving and the impact of boat weight during regattas is even higher with hydrofoils. This master thesis presents the structural design, manufacturing and validation of C-Class catamaran hulls. The principal design objective is to achieve a total hull weight of 40kg while maximizing platform stiffness.

First, the structure's geometry and the load cases were determined. Then, preliminary tests were performed, including the manufacturing of a composite plate, microscopic observation and three point bending tests. A finite element model was validated by comparison to a FEM linear static analysis results against the three point bending test results and an analytical solution. The hull's laminate was then pre sized with the analysis of a preliminary FEM model of the catamaran with the rigging preloading. Finally, a detailed FEM model validated the hull's laminate with respect to failure, buckling and deformations criteria with static balance and pitchpoling navigation load cases.

The hulls were manufactured with the carbon/ epoxy prepreg laminates previously determined and with manufacturing processes determined during the preliminary test. Half hulls assemblies and internal structure bonding joints were designed using FEM results. After the manufacturing completion, the hulls were instrumented with strain gages and a data was acquired during the preloading tests. Data acquisition results showed a relative gap of 25% with FEM results. The FEM model was validated considering bonding joints modelling and data acquisition setup. Manufactured hulls mass was 43 kg. The relative gap between the mass objective and the mass of manufactured hulls was 7.5%. Thus the mass objective was achieved. Finally, the performances of the manufactured catamaran were observed during first navigations.

Keywords: composites, FEM, sailing, C-Class catamaran, hull

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTERATURE.....	5
1.1 Présentation d'un catamaran de type Class-C.....	5
1.1.1 Composants principaux d'un catamaran et principes de navigation.....	6
1.1.2 Cas de chargement principaux	9
1.1.2.1 Types de cas de chargement	9
1.1.2.2 Cas de chargement statique sur un catamaran Class-C.....	10
1.1.2.3 Étude de la stabilité du bateau	14
1.2 Modélisation de structure composite	17
1.2.1 Modélisation analytique.....	17
1.2.2 Modélisation par éléments finis	18
1.3 Options de fabrication dans un contexte de bateau et de coques minces.....	20
1.3.1 Procédés de fabrication	20
1.3.2 Types de structures	22
1.3.3 Assemblage de structures composites.....	23
CHAPITRE 2 CONTEXTE ET CAS DE CHARGEMENT.....	25
2.1 Conception de la géométrie des coques	25
2.1.1 Géométrie externe des coques	25
2.1.2 Conception de la géométrie de la structure interne.....	28
2.1.2.1 Cloisons de traverses.....	29
2.1.2.2 Cloisons d'implantation du haubanage	30
2.1.2.3 Cloison légère	31
2.1.2.4 Raidisseurs avant	31
2.1.2.5 Cloisons de puits de dérive	31
2.1.2.6 Cloison arrière.....	32
2.2 Objectifs de conception.....	33
2.3 Cas de chargement de dimensionnement.....	34
2.3.1 Équilibre statique du bateau.....	34
2.3.1.1 Modélisation statique du bateau.....	36
2.3.1.2 Détermination des coordonnées des points d'application.....	39
2.3.1.3 Détermination des efforts.....	42
2.3.1.4 Sorties du modèle.....	43
2.3.2 Cas de chargement exceptionnel.....	45
2.3.3 Précontraintes.....	46
2.4 Matériaux utilisés.....	47
2.4.1 Matériaux de peau.....	47
2.4.2 Matériaux d'âme	49
2.4.3 Matériaux d'assemblage et de renforcement local.....	50
2.4.3.1 Assemblage des panneaux d'âme	50

	2.4.3.2	Renforcement local	51
	2.4.3.3	Assemblage des structures	51
CHAPITRE 3	MÉTHODOLOGIE ET CONCEPTION PRÉLIMINAIRE		53
3.1	Stratégie de modélisation		53
3.2	Test préliminaire		55
	3.2.1	Objectifs	55
	3.2.2	Fabrication	60
	3.2.3	Observations au microscope optique	64
	3.2.3.1	Comparaison des propriétés entre deux parois/ au niveau d'une paroi de nid d'abeille	65
	3.2.3.2	Compaction entre deux parois en fonction de la zone	67
	3.2.3.3	Comparaison des propriétés en Z^+ et Z^-	68
	3.2.3.4	Comparaison des propriétés de lèvre de collage avec et sans silicone	69
	3.2.3.5	Comparaison des propriétés du stratifié suivant la méthode de transition sandwich vers monolithique	70
	3.2.4	Essai de flexion	71
	3.2.4.1	Test expérimental de flexion trois points	72
	3.2.4.2	Modèle FEM	80
	3.2.4.3	Modèle analytique	83
	3.2.5	Bilan et choix des matériaux	85
3.3	Pré dimensionnement du stratifié		86
	3.3.1	Modèle	86
	3.3.1.1	Choix de modélisation des constituants	87
	3.3.1.2	Géométrie et maillage	88
	3.3.1.3	Matériaux et propriétés	90
	3.3.1.4	Conditions aux limites	92
	3.3.1.5	Chargements	93
	3.3.2	Analyse et <i>post-processus</i>	93
	3.3.3	Recommandations sur le choix du laminé	96
CHAPITRE 4	MODÉLISATION DES CAS DE CHARGEMENT PRINCIPAUX ET DÉTERMINATION DU STRATIFIÉ		99
4.1	Modèle par éléments finis détaillé		99
	4.1.1	Choix de modélisation des constituants	99
	4.1.2	Géométrie et maillage	99
	4.1.3	Matériaux et propriétés	101
	4.1.4	Conditions aux limites	103
	4.1.5	Chargements	104
4.2	Analyses et <i>post-processus</i>		105
	4.2.1	Critère de rupture	105
	4.2.2	Critère de flambage	108
	4.2.3	Évaluation des déformations de la plateforme	109
4.3	Choix du stratifié		110

CHAPITRE 5	FABRICATION DES COQUES	111
5.1	Outillage.....	111
5.1.1	Moules.....	111
5.1.2	Contre-moules et inserts d'assise.....	113
5.2	Stratification des demi-coques et de la structure interne	114
5.3	Dispositif de cuisson.....	115
5.4	Cycle de cuisson	117
5.5	Assemblage.....	118
5.5.1	Assemblage des cloisons.....	118
5.5.2	Assemblage des demi-coques et finition.....	120
CHAPITRE 6	VALIDATION DU MODÈLE ÉLÉMENTS FINIS	123
6.1	Matériel d'acquisition de données	123
6.2	Choix position des jauges et cellules de charge.....	125
6.3	Montage et acquisition.....	127
6.4	Comparatif expérimental/ modèle.....	130
6.5	Navigations et considérations qualitatives.....	132
CONCLUSION		135
RECOMMANDATIONS		137
ANNEXE I	PROGRAMME MATLAB ÉQUILIBRE.....	139
ANNEXE II	POINTS DE POLAIRES PROFIL H105	145
ANNEXE III	MESURES AU MIRCOSCOPE PAR ZONES	147
ANNEXE IV	PRÉPARATION DES ÉPROUVETTES	149
BIBLIOGRAPHIE		151

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Angles d'attaque du modèle	43
Tableau 2.2 Cas de chargement du bateau à l'équilibre statique.....	44
Tableau 2.3 Efforts de précontrainte.....	47
Tableau 2.4 Propriétés mécaniques en membrane stratifié UD [0/90] et 8HS	48
Tableau 2.5 Propriétés mécaniques des matériaux d'âme ECA-R 4.8-48 et Corecell M100	50
Tableau 3.1 Empilement du stratifié	61
Tableau 3.2 Épaisseurs théoriques des constituants de la structure sandwich	64
Tableau 3.3 Épaisseurs théoriques des stratifiés pour chaque zone de la plaque test.....	65
Tableau 3.4 Modes de rupture des éprouvettes.....	75
Tableau 3.5 Tableau des modules de flexion et résistances ultimes au cisaillement.....	77
Tableau 3.6 Modules de cisaillement des adhésifs	78
Tableau 3.7 Tableau de comparaison des déformées en modélisation poutre	79
Tableau 3.8 Propriétés des matériaux du modèle FEM	81
Tableau 3.9 Tableau comparatif des flèches maximales empirique, FEM et analytique.....	83
Tableau 3.10 Estimation de la masse d'une coque	87
Tableau 3.11 Stratifié de pré dimensionnement des coques	91
Tableau 3.12 Stratifiés de pré dimensionnement de la structure interne	92
Tableau 4.1 Stratifié du modèle détaillé des coques	102
Tableau 5.1 Température à la surface des demi-coques	117
Tableau 6.1 Chargement du haubanage et de la martingale.....	129
Tableau 6.2 Comparaison des résultats de déformations linéiques.....	130

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Évolution des catamarans Class-C6
Figure 1.2	Composants principaux d'un catamaran de sport7
Figure 1.3	Schéma des composants de Rafale II8
Figure 1.4	Diagramme des corps libres dans trois situations de vie.....11
Figure 1.5	Précontraintes de haubanage13
Figure 1.6	Axes de rotation du bateau15
Figure 1.7	Chavirage du catamaran Hydros16
Figure 1.8	Assemblage de cloisons24
Figure 2.1	Vues schématiques de la géométrie externe des coques25
Figure 2.2	Section de coque en U26
Figure 2.3	Torsion de la plateforme27
Figure 2.4	Schéma de la structure interne des coques29
Figure 2.5	Schémas des cloisons de haubanage30
Figure 2.6	Schéma de puits de dérive32
Figure 2.7	Diagramme de corps libre <i>hydrofoil</i>35
Figure 2.8	Schéma entrée-sortie du programme Matlab d'équilibre.....37
Figure 2.9	Schémas des vitesses relatives38
Figure 2.10	Modélisation des <i>hydrofoils</i>39
Figure 2.11	Angle de <i>cant</i> de l' <i>hydrofoil</i>39
Figure 2.12	Efforts locaux au puits de dérive.....40
Figure 2.13	Position des centres de poussée des appendices.....41
Figure 2.14	Position du centre de gravité de l'équipage au trapèze41

XVIII

Figure 2.15	Coefficients hydrodynamiques.....	42
Figure 2.16	Prises de vue enfournement Rafale I.....	45
Figure 2.17	Nid d'abeille à cellules	49
Figure 2.18	Matériaux utilisés dans la structure sandwich.....	51
Figure 2.19	Matériau de remplissage.....	51
Figure 3.1	Diagramme des flux du travail de mémoire	54
Figure 3.2	Contre moules de lèvre de collage	58
Figure 3.3	Transition stratifié sandwich/ monolithique.....	58
Figure 3.4	Zones de coque en angle par rapport au plan horizontal pendant la cuisson ...	60
Figure 3.5	Les zones de la plaque test et le repère local.....	62
Figure 3.6	Cycle de cuisson basse température	63
Figure 3.7	Observation au microscope d'une éprouvette de Zone III (Z^+)	66
Figure 3.8	Observation au microscope d'une éprouvette de Zone IV (Z^+).....	67
Figure 3.9	Observation au microscope d'une éprouvette de Zone I.....	68
Figure 3.10	Observation au microscope de deux éprouvettes de Zone I.....	69
Figure 3.11	Observation microscopique d'une éprouvette.....	69
Figure 3.12	Observation microscopique de l'angle de lèvre : découpe à 90 degrés	70
Figure 3.13	Observation microscopique de l'angle de lèvre : découpe à 30 degrés	70
Figure 3.14	Schéma de flexion trois points et flexion quatre points	72
Figure 3.15	Photographie du montage.....	73
Figure 3.16	Rupture au cisaillement transverse.....	74
Figure 3.17	Rupture au cisaillement transverse puis rupture du joint collé au pelage	75
Figure 3.18	Graphe des courbes $P=f(y_{machine})$	76
Figure 3.19	Schéma des congés d'adhésifs aux zones I, II et III.....	78

Figure 3.20	Modélisation d'une paroi de nid d'abeille.....	79
Figure 3.21	Modèle par éléments finis d'une éprouvette	82
Figure 3.22	Résultats d'analyse statique linéaire, flèche (mm).....	82
Figure 3.23	Résultats d'analyse, cisaillement transverse dans l'âme (MPa).....	83
Figure 3.24	Symétries de la plateforme	88
Figure 3.25	Construction du modèle FEM de pré dimensionnement	89
Figure 3.26	Vue de coupe des inserts de traverse.....	89
Figure 3.27	Modélisation avec RBE2 des assemblages coque-traverse.....	90
Figure 3.28	Conditions aux limites du modèle	93
Figure 3.29	Modèle de pré dimensionnement- champ des contraintes	94
Figure 3.30	Champ des contraintes principales	94
Figure 3.31	Champ des contraintes principales	95
Figure 3.32	Zones de directions propres.....	96
Figure 4.1	Géométrie et maillage du modèle détaillé.....	100
Figure 4.2	Zones du stratifié détaillé	101
Figure 4.3	Cloison de hauban	103
Figure 4.4	Cas de chargement de test de torsion de la plateforme	104
Figure 4.5	Cas de chargement équilibre- Index de rupture des coques	106
Figure 4.6	Cas de chargement équilibre- Index de rupture	107
Figure 4.7	Cas de chargement enfournement- Index de rupture	108
Figure 4.8	Flambage de la coque- $\lambda=3.34$	109
Figure 4.9	Rigidité de la plateforme- Déformations de l'étrave	109
Figure 5.1	Moule de coque gauche.....	111
Figure 5.2	Étapes de fabrication des moules de coque.....	112

Figure 5.3	Inserts modulaires d'assise des traverses	113
Figure 5.4	Disposition des matériaux d'assemblage	114
Figure 5.5	Recouvrement des plis	115
Figure 5.6	Mise sous vide du stratifié de coque	116
Figure 5.7	Montage de cuisson	116
Figure 5.8	Cycle de post cuisson des demi-coques	118
Figure 5.9	Assemblage des structures internes	119
Figure 5.10	Stratification au contact des cloisons	119
Figure 5.11	Collage des coques	120
Figure 5.12	Coque tribord collée (avant finition)	121
Figure 6.1	Schéma de jauge à trame pelliculaire	123
Figure 6.2	Schéma électrique du module NI 9236	124
Figure 6.3	Modèle détaillé ajusté- cas de chargement d'acquisition de données	126
Figure 6.4	Positionnement des jauges pour collage	127
Figure 6.5	Installation des jauges	128
Figure 6.6	Montage d'acquisition de données	128
Figure 6.7	Position des jauges (échelle non respectée)	131
Figure 6.8	Rafale II en navigation avec dérives droites	133

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

1D	Une dimension
2D	Deux dimensions
8HS	<i>8 harness satin</i>
AFP	<i>Automated fiber placement</i>
ATL	<i>Automated Tape Layup</i>
CAO	Conception assistée par ordinateur
CC	Courant continu
CNC	<i>Computer numerical control</i>
CPT	<i>Cured ply thickness</i>
CPV	Centre de poussée vélique
ÉTS	École de technologie supérieure
FDM	<i>Fused deposition modeling</i>
FEM	<i>Finite Element Method</i>
FI	<i>Failure index</i>
FRP	<i>Fiber Reinforced Polyester</i>
ICCCC	<i>International C Class Catamaran Championship</i>
MDF	<i>Medium density fiberboard</i>
MR	Moment de redressement
OOA	<i>Out of Autoclave</i>
PC	<i>Personal computer</i>
PFS	Principe fondamental de la statique

PTFE	Polytetrafluoroethylene
RBE	<i>Rigid Body Element</i>
SPC	<i>Single point constraint</i>
UD	Unidirectionnel
VARTM	<i>Vacuum Assisted Resin Transfer Molding</i>
VPP	<i>Velocity Prediction Program</i>

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Variables latines

a	Longueur de plaque selon X [mm]
a	Accélération du bateau [m/s^2]
A	Section de conducteur [m^2]
$a_{enfournement}$	Accélération d'enfournement [m/s^2]
b	Largeur de plaque selon Y [mm]
b	Largeur d'éprouvette [mm]
c	Épaisseur du nid d'abeille [mm]
C_{d_aile}	Coefficient de trainée de l'aile rigide
C_{D_h105}	Coefficient de trainée du profil H105
CG	Centre de gravité global
$CG_{équip}$	Centre de gravité de l'équipage
C_{L_aile}	Coefficient de portance de l'aile rigide
C_{L_h105}	Coefficient de portance du profil H105
CP_{foil}	Centre de poussée de l'hydrofoil
D	Trainée [N]
D	Matrice de rigidité en flexion-torsion
d	Épaisseur d'éprouvette [mm]
E_C	Module d'élasticité en compression [MPa]
E_{fx}	Module de flexion [MPa]
$F_{a\ foil}$	Force de l'aile de l'hydrofoil [N]
F_{aile}	Force résultante de l'aile rigide [N]
F_{bas}	Force de bas de puits de dérive [N]
F_{cant}	Force de <i>cant</i> [N]
F_e	Pré tension d'étai [N]
$F_{fardage}$	Force de fardage [N]
$F_{gravité}$	Force gravitationnelle [N]
F_h	Pré tension de hauban [N]
F_{haut}	Force de haut de puits de dérive [N]
$F_{hydrofoil}$	Force résultante de l'hydrofoil [N]
F_{mart}	Force de martingale [N]
F_{pivot}	Force de pivot de puits de dérive [N]
F_{pivot}	Force résultante de pivot de puits de dérive [N]
f_s	Facteur de sécurité
$F_{s\ foil}$	Force du <i>shaft</i> de l'hydrofoil [N]
F_{safran}	Force résultante du safran [N]
F_s^{ult}	Résistance ultime au cisaillement [MPa]
g	Accélération gravitationnelle [m/s^2]
G	Module de cisaillement [MPa]
G_L	Module de cisaillement longitudinal du nid d'abeille [MPa]

G_w	Module de cisaillement transverse du nid d'abeille [MPa]
I	Moment quadratique d'axe Z [mm]
J_a	Rigidité apparente [N.mm ²]
K	Matrice de rigidité globale
K_G	Matrice de rigidité géométrique
K_t	Sensibilité transverse de jauges
l	Largeur de la lèvre de collage [mm]
L	Portance [N]
L	Longueur de l'éprouvette [mm]
L	Longueur de fil conducteur [m]
L_{aile}	Portance de l'aile rigide [N]
$L_{hydrofoil}$	Portance de l'hydrofoil [N]
M_{pivot}	Moment de pivot de puits de dérivation [N.mm]
N_0	Contrainte résultante critique de flambage
N_{0x}	Contrainte résultante critique de flambage selon l'axe X
N_{pivot}	Moment de pivot de puits de dérivation [N.mm]
N_y	Contrainte en membrane selon l'axe Y [N/mm]
P	Vecteur des chargements appliqués [N]
P	Effort tranchant de l'essai de flexion [N]
P_{bateau}	Poids du bateau [N]
P_{crit}	Chargement critique au flambage [N]
$P_{équipage}$	Poids de l'équipage [N]
P_{ref}	Chargement de référence au flambage [N]
P_{total}	Poids du bateau avec équipage [N]
R	Rapport de portance
R	Rapport des dimensions de la plaque
R	Résistance de la jauge [Ω]
$R_{support}$	Force de réaction des supports [N]
S	Rigidité au cisaillement transverse [N]
S	Résistance au cisaillement de la résine [MPa]
S_{aile}	Surface de l'aile rigide [m ²]
S_C	Résistance en compression [MPa]
S_L	Contrainte de rupture en traction ou compression longitudinale [MPa]
S_L	Résistance en cisaillement longitudinal [MPa]
S_{LT}	Contrainte de rupture en cisaillement [MPa]
S_T	Contrainte de rupture en traction ou compression transversale [MPa]
S_{M1-30}	Résistance au cisaillement de l'adésif M1-30 [MPa]
S_T	Résistance en traction [MPa]
S_w	Résistance en cisaillement transverse [MPa]
S_{xx}	Sensibilité de jauge selon X

S_{yy}	Sensibilité de jauge selon Y
t_{fibre}	Épaisseur de fibre (CPT) [mm]
u	Vecteur des déplacements [mm]
V_{apparent}	Vitesse du vent apparent [m/s]
V_{bat}	Vitesse du bateau [m/s]
$V_{\text{décollage}}$	Vitesse de décollage du bateau [m/s]
$V_{\text{réel}}$	Vent réel [m/s]
y	Flèche de l'éprouvette [mm]
y_1	Flèche maximale sans cisaillement transverse [mm]
y_2	Flèche due au cisaillement transverse [mm]
$y_{\text{équip}}$	Position longitudinale de l'équipage [mm]
y_{machine}	Position verticale de la tête de machine de traction [mm]
Y_{haut}	Force longitudinale de haut de puits de dérive [N]
Y_{pivot}	Force longitudinale de pivot de puits de dérive [N]

Variables grecques

$\alpha_{\text{aile_hydrofoil}}$	Angle d'attaque de l'aile de l' <i>hydrofoil</i> [rad]
$\alpha_{\text{aile_rigide}}$	Angle d'attaque de l'aile rigide [rad]
$\alpha_{\text{aile_saf}}$	Angle d'attaque de l'aile du safran [rad]
$\alpha_{\text{shaft_hydrofoil}}$	Angle d'attaque du <i>shaft</i> de l' <i>hydrofoil</i> [rad]
$\alpha_{\text{shaft_safran}}$	Angle d'attaque du <i>shaft</i> du safran [rad]
α_x	Angle de torsion de la plateforme selon X [rad]
α_z	Angle de torsion de la plateforme selon z [rad]
ϵ_{xx}	Déformation linéaire selon X
ϵ_{yy}	Déformation linéaire selon Y
θ	Angle de joint [rad]
$\theta_{\text{aile_bateau}}$	Angle d'ouverture de l'aile rigide [rad]
θ_{cant}	Angle de <i>cant</i> [rad]
$\theta_{\text{dérive}}$	Angle de dérive du bateau [rad]
$\theta_{\text{vent_ap_bat}}$	Angle du vent apparent [rad]
λ_{crit}	Critère de flambage
ρ_{air}	Masse volumique de l'air [kg/m ³]
σ_1	Contrainte longitudinale [MPa]
σ_2	Contrainte transversale [MPa]
ρ	Densité [kg/m ³]
ρ	Résistivité [Ω/m]
τ_{12}	Contrainte de cisaillement [MPa]
τ_{xz}	Contrainte de cisaillement transverse [MPa]

Unités de mesure

°	Degré
°C	Degré Celsius
kg	Kilogramme
m	Mètre
N	Newton
Pa	Pascal
pi	Pied
rad	Radian
Ω	Ohm

INTRODUCTION

Les catamarans de type Class-C comptent aujourd'hui parmi les bateaux définis avec le règlement le plus souple, et également parmi les bateaux de sport les plus performants. En effet, la Class-C est une classe de développement qui permet aux équipes de développer des innovations à tous les niveaux, aussi bien lors des étapes de conception que de fabrication. La Class-C est ainsi le lieu de l'introduction de nombreux concepts, dont les performances sont jugées à la compétition de la *Little Cup*, dite Petite Coupe de l'America.

Actuellement les composants emblématiques de la Class-C sont les ailes rigides et les *hydrofoils*, qui génèrent une portance verticale permettant de sortir les coques de l'eau. Ces technologies intégrées sur des catamarans assurent un gain majeur de performances en navigation.

L'utilisation des *hydrofoils* rend le poids des Class-C d'autant plus discriminant que la vitesse des bateaux est décuplée en situation de vie de vol. En régate, l'objectif des équipes est de maximiser le temps de vol. Les matériaux composites sont présents sur les catamarans Class-C depuis plusieurs éditions de la *Little Cup*, et les avantages de conception associés à ces matériaux anisotropes se renforcent donc depuis l'intégration des *hydrofoils*. En effet les concepteurs ont la possibilité de concevoir un stratifié optimisé suivant les directions principales et les zones d'application des chargements. L'objectif de la conception des coques est alors de concevoir un stratifié qui minimise la masse du bateau tout en maximisant sa rigidité.

Le présent mémoire s'inscrit dans la continuité des travaux d'une équipe étudiante de l'ÉTS qui a conçu et fabriqué le premier Class-C étudiant, équipé d'une aile rigide et d'*hydrofoils*. Ce catamaran a été fonctionnel et l'enjeu des travaux aujourd'hui est de rassembler les connaissances acquises lors du premier projet pour concevoir un nouveau Class-C, Rafale II, avec des composants optimisés. Dans ce contexte, ce mémoire a donc pour objet la conception, la fabrication et la validation structurale des coques du bateau. Ce travail comporte la définition

des structures et des cas de chargements appliqués aux coques, puis le choix des procédés de fabrication et le choix des matériaux. Les coques sont ensuite dimensionnées, et fabriquées. Enfin le dimensionnement mécanique des coques est validé par acquisition de données sous chargement.

Les limites du travail présenté résident principalement dans la connaissance des cas de chargement. En effet de nombreux cas de chargement sont appliqués aux coques, et peu de données sont disponibles pour quantifier les efforts en jeu sur un catamaran Class-C.

Le présent mémoire est articulé en six chapitres.

Dans un premier temps nous passerons en revue les principales caractéristiques d'un catamaran Class-C et les cas de chargement en navigation, puis les outils nécessaires à la modélisation d'une structure composite, et les méthodes de fabrication et d'assemblages dans le contexte d'un bateau.

Le deuxième chapitre traite du contexte du mémoire. Il passe en revue la conception de la géométrie des coques, les objectifs de conception et de fabrication, les cas de chargement appliqués à la structure, ainsi que les matériaux utilisés.

Le troisième chapitre est intitulé Méthodologie et conception préliminaire. Il détaille les étapes de préconception préalables au développement du modèle d'éléments finis détaillé.

Dans le chapitre 4, le modèle par éléments finis détaillé est présenté avec l'introduction de la totalité des cas de chargements du chapitre 2. Le stratifié final des coques est déterminé et confronté aux objectifs.

Le chapitre 5 présente la méthode de fabrication des coques et les dimensionnements mécaniques associés aux éléments d'assemblage.

Enfin, au chapitre 6, des données de déformations linéaires sont acquises dans le cas de chargement des précontraintes du haubanage, pour valider les résultats du modèle par éléments finis. Ce chapitre traite de l'acquisition des données, du traitement des données, puis de la comparaison des résultats des méthodes empirique et numérique, et s'achève par l'analyse qualitative du comportement de Rafale II lors des premières navigations.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTERATURE

1.1 Présentation d'un catamaran de type Class-C

Les catamarans de la Class-C sont issus de la classification de Breeche Moore, élaborée dans les années 1960 pour cadrer le développement des catamarans. Cette classification définit quatre classes, de A à D, avec quatre paramètres : la longueur maximale, la largeur maximale, la surface totale de voilure et le nombre d'équipiers.

Tandis que les autres classes ont évolué, la Class-C a maintenu ses règles inchangées. Ainsi les catamarans Class-C doivent respecter les règles exhaustives suivantes :

- longueur maximale : 25 pieds,
- largeur maximale : 14 pieds,
- surface de voilure maximale : 300 pieds carrés,
- nombre d'équipiers : 2.

Les concepteurs des catamarans Class-C sont donc libres sur la géométrie des coques et de la voilure, sur les matériaux, et les procédés de fabrication (Killing, 2009). Une limitation a cependant été intégrée de sorte que les actionneurs électriques sont proscrits à bord du bateau en compétition : les seuls actionneurs autorisés sont les membres de l'équipage.

Telle que définie, la Class-C est une classe de développement dont l'objectif est de favoriser la mise en œuvre de nouveaux concepts. Les bateaux actuels sont donc radicalement différents des premiers Class-C de 1961, comme visible à la Figure 1.1. En situation de vie normale, le catamaran de 1961 Wildcat est un bateau dit à déplacement : les coques du bateau sont les composants qui assurent la portance du bateau suivant la poussée d'Archimède. Wildcat est également propulsé par deux voiles souples, et est construit en bois (Chevalier, 2015). En 1968, Whole Hog est un bateau à déplacement et le premier Class-C doté d'une unique aile rigide,

inspirée des ailes d'avion. Whole Hog est construit en matériaux composites avec des renforts de fibre de verre et une matrice polyester. Enfin en 2013, le bateau gagnant de la Petite Coupe de l'America, Groupama Class-C, est conçu pour élever ses coques dans les airs à l'aide de dérives portantes (*hydrofoils*), est équipé d'une aile rigide, et construit en matériaux composites en fibres de carbone avec une matrice époxy.



Figure 1.1 Évolution des catamarans Class-C
Tiré de Chevalier (2015)

1.1.1 Composants principaux d'un catamaran et principes de navigation

À la Figure 1.2, les principaux composants d'un catamaran de sport sont représentés. Par définition un catamaran est composé de deux coques, reliées par des bras de liaison encastés, ou traverses. L'ensemble {traverses+ coques} est appelé plateforme.

L'élément moteur du bateau est la voile, qui est fixée au mât. Et le mât est lui-même maintenu en position à l'aide d'un treillis, matérialisé par des câbles, les haubans et les étais.

La direction du bateau dans l'eau est assurée par quatre éléments hydrodynamiques, deux dérives et deux safrans. Ces composants sont installés sur chaque coque. La dérive est un profil hydrodynamique qui génère de la portance pour limiter le déplacement latéral (selon X) et privilégier le déplacement longitudinal du bateau (selon Y). Le safran est le plan porteur, qui est fixé en liaison pivot d'axe Z à l'arrière des coques. L'angle de rotation du safran est ajusté pendant la navigation par le barreur pour diriger le bateau. Le système constitué des safrans et du mécanisme de réglage de l'angle de rotation du safran, est appelé système de direction.

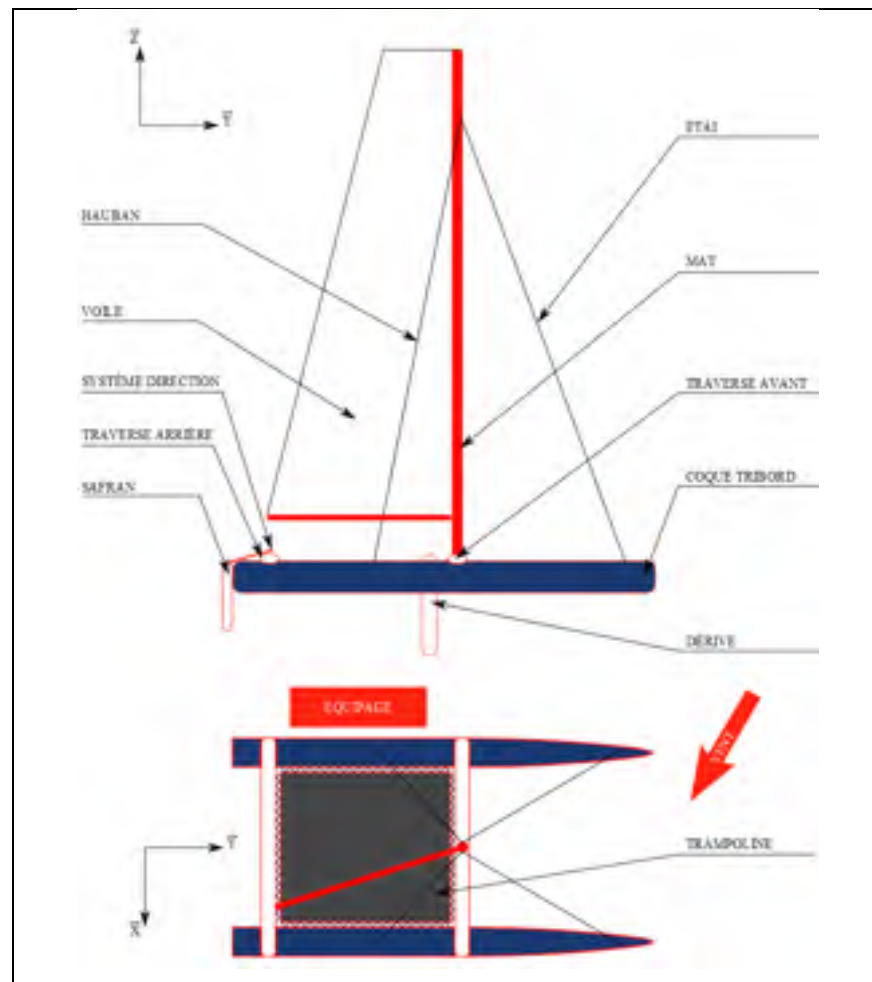


Figure 1.2 Composants principaux d'un catamaran de sport

Le catamaran Class-C dans sa forme actuelle est équipé des composants vus à la Figure 1.3 : la voile prend la forme particulière d'une aile rigide, et les dérives génèrent de la portance verticale. Ainsi le bateau a la possibilité de « décoller » : à partir de la vitesse $V_{\text{décollage}}$, la plateforme s'élève de sorte que les coques ne sont plus en contact avec l'eau, et la surface mouillée est réduite à celle des *hydrofoils* en J et des safrans en T.

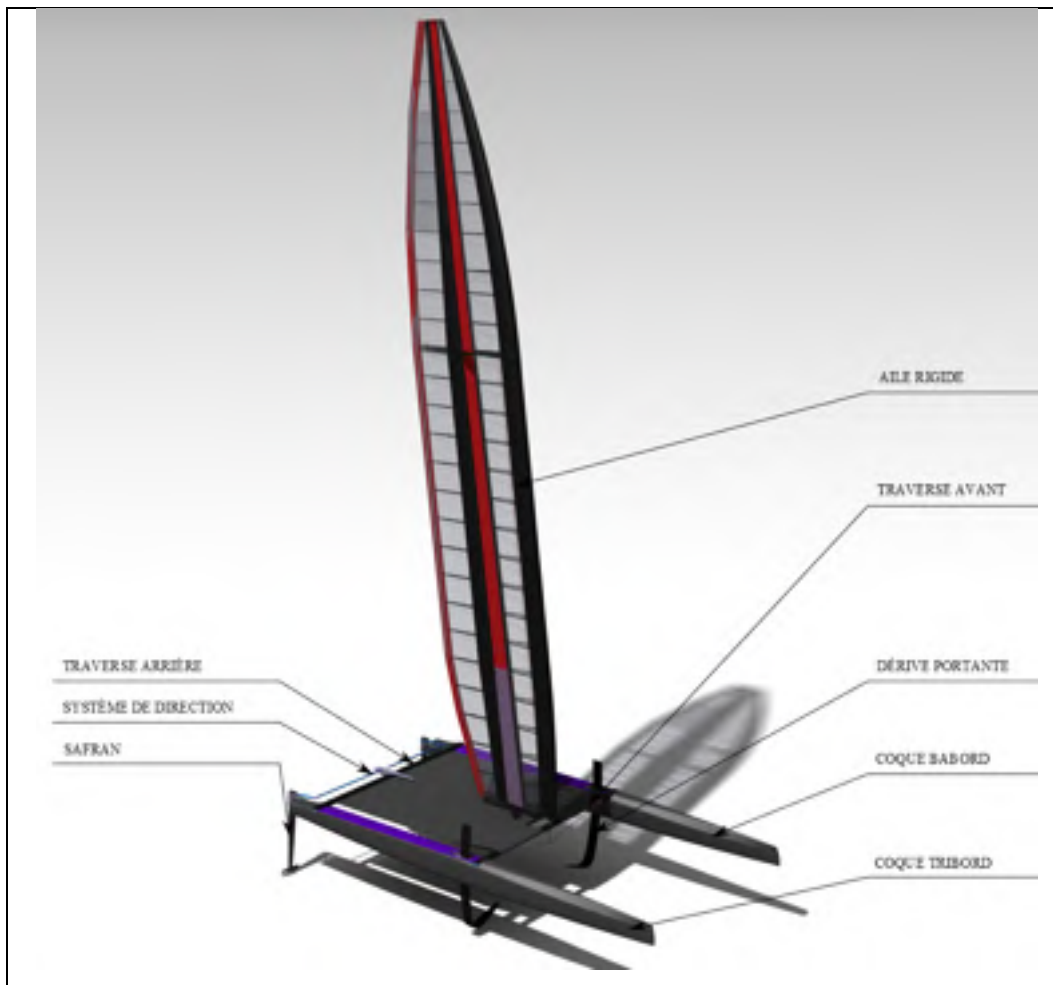


Figure 1.3 Schéma des composants de Rafale II

1.1.2 Cas de chargement principaux

1.1.2.1 Types de cas de chargement

L'environnement d'un bateau est constitué de l'air, l'eau, l'équipage, et la Terre. Le bateau interagit donc avec ces quatre entités, et il faut considérer dans la conception d'un bateau que l'environnement est variable : les périodes et amplitudes des vagues sont irrégulières, le vent varie en intensité et direction. En conséquence de ces variations, le bateau est équipé de deux types de réglages :

- 1) réglages statiques : avant la navigation, ou ponctuellement durant la navigation, l'équipage règle des paramètres, comme par exemple la tension des haubans. Ces réglages sont utilisés pour des variations globales de l'environnement, dont le temps caractéristique est de l'ordre de l'heure ou supérieur;
- 2) réglages dynamiques : durant la navigation, l'équipage règle certains paramètres en continu, comme par exemple l'angle d'attaque des safrans, qui est ajusté par le barreur.

L'équipage perçoit différents indicateurs (ondes de risées visibles sur l'eau, observation des vagues, forces de réaction ressenties dans les commandes de réglages dynamiques etc.). Il interprète les indicateurs, puis effectue les réglages dynamiques en anticipation ou en réaction. L'équipage ajoute donc des variables dynamiques à l'environnement du bateau (Aubin, 2017). Enfin, l'équipage se déplace sur le bateau, et peut se tenir tout autant sur le trampoline (Figure 1.2), qu'en position de trapèze, tel que représenté à la Figure 1.2. La position du point d'application du poids de l'équipage est donc également une variable.

Pour faciliter les calculs, on distingue plusieurs cas de chargement (Martin, 2006) :

- 1) cas de chargement statique équivalent : les efforts constants, le bateau est à l'équilibre;
- 2) cas de chargement dynamique : le catamaran est soumis aux variations dynamiques d'environnement;
- 3) cas de chargement exceptionnel : le bateau est dans une configuration non souhaitée. Ex : chavirage.

Généralement l'ensemble de la démarche de recherche est mené avec le cas de chargement statique. Pour intégrer le cas de chargement dynamique aux calculs, un facteur de sécurité est appliqué aux résultats d'études du cas de chargement statique. Ce facteur de sécurité est de 2 dans le cadre du catamaran de course au large Orange II, par souci accru de fiabilité (Martin, 2006). Pour le catamaran Class-C Groupama participant à l'ICCCC 2015, le coefficient dynamique appliqué est de 1,4 (Grossmann, 2016).

1.1.2.2 Cas de chargement statique sur un catamaran Class-C

L'air influe sur l'aile rigide pour générer la force motrice aérodynamique, au centre de poussée vélique (CPV) (Voir Figure 1.4). La Figure 1.4 c définit les vecteurs vitesses du vent réel ($V_{réel}$), du vent apparent ($V_{apparent}$) et du bateau (V_{bat}), des angles de dérive ($\theta_{dérive}$), et du vent apparent par rapport au bateau ($\theta_{vent\ ap_bateau}$). Le vent mesurable au niveau de l'aile rigide est le vent apparent qui est la somme vectorielle du vent réel et de la vitesse du bateau. L'angle d'attaque de l'aile rigide s'exprime alors à l'équation (1.1), où θ_{aile_bateau} est l'angle d'ouverture de l'aile rigide.

$$\alpha_{aile_rigide} = \theta_{vent_ap_bat} - \theta_{dérive} - \theta_{aile_bateau} \quad (1.1)$$

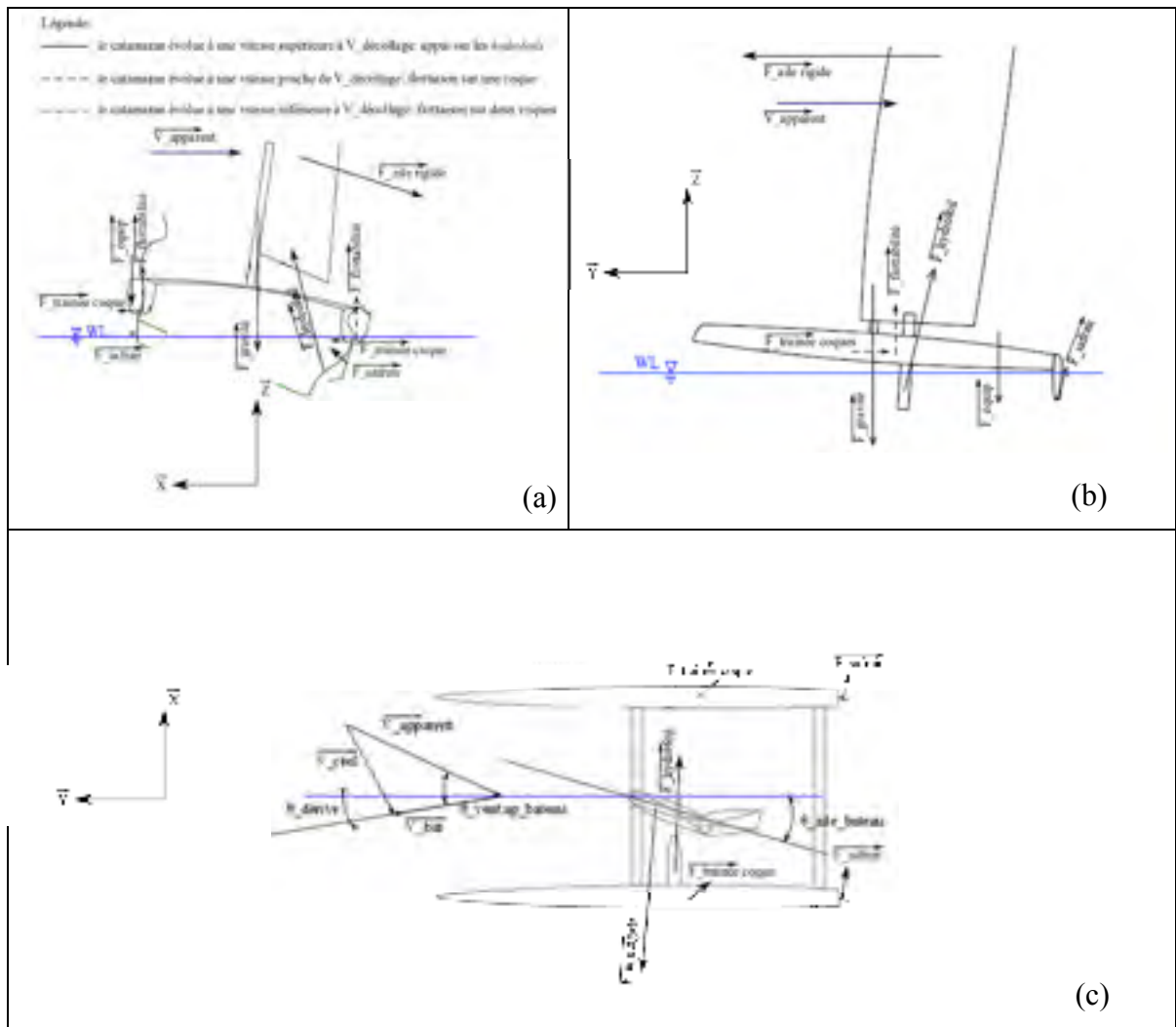
Les forces aérodynamiques de portance L_{aile} et de traînée D_{aile} exercées sur l'aile rigide sont alors calculées aux équations (1.2) et (1.3), avec S_{aile} la surface de l'aile rigide, et les coefficients aérodynamiques C_{L_aile} et C_{D_aile} sont fonctions de α_{aile} .

$$L_{aile} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot S_{aile} \cdot C_{L_aile} \cdot V_{apparent}^2 \quad (1.2)$$

$$D_{aile} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot S_{aile} \cdot C_{D_aile} \cdot V_{apparent}^2 \quad (1.3)$$

L'air interagit également avec l'ensemble du bateau (coque, haubanage, équipage etc.), la force de résistance résultante est appelée fardage. Des études réalisées sur des bateaux à *hydrofoils*

de type Moth ont montré qu'à 17 nœuds, le fardage du bateau représente 70% de la traînée hydrodynamique (Beaver, 2009). Or les catamarans Class-C atteignent des vitesses de l'ordre de 20 nœuds (Killing, 2009). Par analogie, les catamarans Class-C doivent donc faire l'objet d'une optimisation aérodynamique, dans le cadre des calculs de performance. D'un point de vue du calcul de structure, le fardage est cependant négligeable devant les autres chargements. À titre d'exemple, à 15 nœuds, la traînée aérodynamique d'un Moth a une valeur de l'ordre de 75N (Beaver, 2009), ce qui est très faible par rapport aux autres charges appliquées.



L'eau interagit avec les coques du bateau, les dérives portantes et les safrans. Le flux d'eau peut générer une portance aussi bien sur les coques que sur les dérives portantes et les safrans. L'objectif de performance d'un bateau à *hydrofoils* est de maximiser le rapport L/D des forces hydrodynamiques, pour augmenter la vitesse du bateau. L est une constante, et vaut le poids P_{total} du système {bateau, équipage}. Lorsque le bateau décolle, la surface mouillée est divisée par plus de deux (Killing, 2009), ce qui diminue drastiquement la traînée. Le bateau est donc conçu pour décoller lorsque le rapport L/D des *hydrofoils* excède le rapport L/D des coques (Fischer, 2014), pour minimiser la traînée. Ainsi l'objectif est de transférer la portance des coques vers les *hydrofoils*, pour obtenir 100% de la portance sur les *hydrofoils* quand la vitesse du bateau excède $V_{décollage}$ (Voir Figure 1.4). On définit le rapport de portance (Paulin, 2015), à l'équation (1.4):

$$R = \frac{L_{hydrofoil}}{P_{total}} \quad (1.4)$$

Il faut alors considérer trois situations de vie pour un bateau à dérives portantes, caractérisées par le rapport de portance:

- 1) première situation de vie (I), R proche de zéro: le bateau évolue avec une vitesse inférieure à $V_{décollage}$, sur les deux coques;
- 2) deuxième situation de vie (II), R proche de un : le bateau évolue à une vitesse proche de $V_{décollage}$, sur une coque;
- 3) troisième situation de vie (III), R vaut un : le bateau évolue à V_{bateau} supérieure à $V_{décollage}$, et les coques ne sont plus en contact avec l'eau.

En situations de vie I et II, les coques des catamarans Class-C sont soumises aux vagues. Dans le cas d'un catamaran de course au large comme Orange II, les vagues correspondent à un cas de chargement critique car le bateau est susceptible de n'être en contact avec l'eau qu'au niveau des crêtes de vagues. Dans le cas d'une période de vague longue, il arrive aussi que seulement deux zones de la coque soient en contact avec l'eau. Des calculs analytiques de structure et des simulations sont réalisées pour ce cas de chargement spécifique (Martin, 2006). Dans le cas

d'un Class-C, les régates sont faites sur des plans d'eau protégés de la houle. Ce cas de chargement n'est donc pas pris en compte dans les calculs, dans la mesure où le bateau évolue sur du clapot.

Enfin la structure treillis formée par le haubanage, la plateforme et le mât est précontrainte (Voir Figure 1.5). Une pré tension est appliquée aux haubans et aux étais avant navigation pour s'assurer que dans toutes les situations de vies les quatre câbles restent sous tension (GL, 2009).

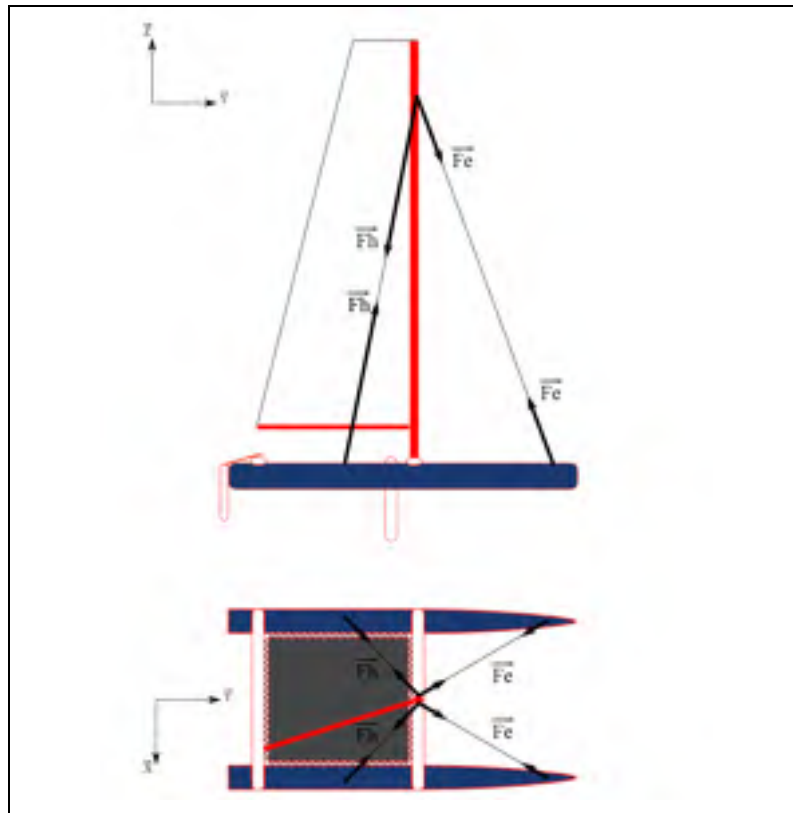


Figure 1.5 Précontraintes de haubanage

Le cas de chargement des précontraintes comporte également la pré tension du trampoline. Avant navigation, le trampoline est fixé à la plateforme avec des cordages auxquels est appliquée une pré tension.

1.1.2.3 Étude de la stabilité du bateau

Dans les trois situations de vie, le bateau atteint un équilibre stable.

La stabilité en translation selon l'axe Z (Voir Figure 1.4) est assurée en situation de vie I par la variation du volume immergé de la coque, soumise à la poussée d'Archimède. En situation de vie III, la stabilité verticale est assurée par la variation de surface portante des *hydrofoils* en V (Vellinga, 2009) : lorsque le bateau s'élève de Δz , la surface portante diminue, et inversement. Le bateau évolue donc autour de sa position d'équilibre en hauteur, qui est fonction de la vitesse de déplacement du bateau dans l'eau V_{bateau} . L'équipage ajuste également l'angle d'attaque de l'*hydrofoil* pour maximiser $(L/D)_{\text{hydro}}$.

Dans les trois situations de vie, la stabilité en translation selon l'axe X (stabilité en dérive) est donnée principalement par le plan vertical des dérives portantes. Une composante d'antidérive est également donnée par la traînée des coques, dans les situations de vie I et II. Lorsque le bateau dérive (*leeway* à la Figure 1.4 (c)), l'angle d'attaque de la partie verticale de l'*hydrofoil* augmente : la dérive diminue. Le bateau est donc stable en dérive.

Selon l'axe Y, la force aérodynamique de l'aile rigide a une composante motrice, qui est compensée par la traînée hydrodynamique (*hydrofoils* et/ou coques) et aérodynamique, qui comprend la traînée de l'aile et le fardage. Une augmentation de V_{bateau} implique l'augmentation de V_{apparent} (vitesse du vent par rapport au bateau), qui est la somme vectorielle de la vitesse du vent réel (vitesse du vent par rapport à la terre) et de V_{bateau} . Quand V_{bateau} augmente, la portance de l'aile rigide augmente, cependant à réglage fixe, l'angle d'attaque de l'aile rigide diminue. Et dans un même temps, la traînée du bateau augmente. La vitesse longitudinale du bateau se régule ainsi. Il est à noter que si l'angle d'attaque de l'aile rigide diminue géométriquement, l'équipage a toutefois la possibilité de régler l'angle d'attaque de l'aile. Par conséquent, lorsque le bateau accélère, l'équipage augmente l'angle d'attaque de l'aile. Ainsi le bateau continue d'accélérer jusqu'à atteindre l'équilibre avec la traînée du

bateau. Et dans le cas d'un bateau à faible traînée comme un catamaran Class-C, V_{bateau} excède généralement la vitesse $V_{\text{réel}}$.

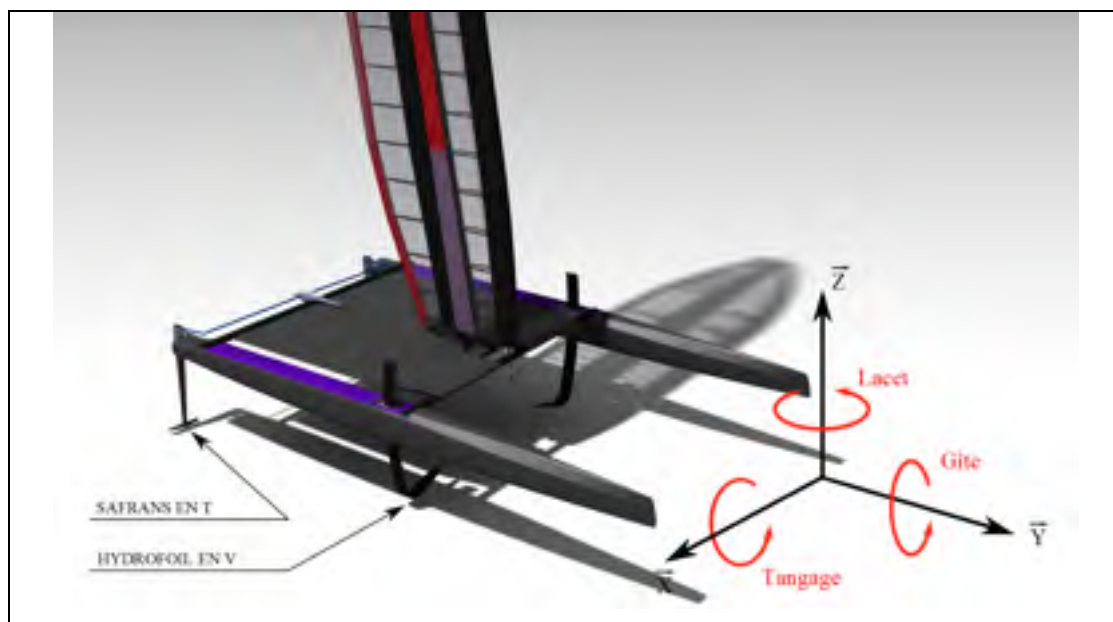


Figure 1.6 Axes de rotation du bateau

La stabilité en tangage (Voir Figure 1.6) est assurée par les safrans en T. La configuration d'*hydrofoils* actuelle des catamarans Class-C est dite conventionnelle (Vellinga, 2009), et est analogue à celle d'un avion. Comme vu à la Figure 1.4, le poids du bateau est repris par les coques ou les dérives portantes, qui sont situées en avant des safrans. Hormis en cas de chargement exceptionnels lors de certaines manœuvres, les *hydrofoils* ont toujours des angles d'attaque positifs.

Les safrans sont en T et sont constitués d'un plan vertical et d'un plan horizontal. Le plan vertical du safran joue le rôle de gouverne de direction, et le plan horizontal (aile) du safran joue le rôle d'un stabilisateur d'avion. Les deux plans porteurs du safran ont un profil hydrodynamique symétrique, et ont des angles d'attaques si bien positifs que négatifs au cours de la navigation. Il peut arriver le cas de figure dans lequel le bateau en vol tangue brusquement, et la portance des ailes de safran ne suffit pas à ramener la coque à sa position d'équilibre (angle de tangage nul). Cet événement est appelé enfournement, et correspond à un

cas de chargement exceptionnel. L'avant des coques plonge dans l'eau et le volume immergé des coques participe alors à la stabilité au tangage du catamaran. Les étraves génèrent cependant une brusque trainée. Et le haut centre de gravité et l'inertie du bateau peuvent faire basculer le bateau autour de ses étraves immergées. L'aile du safran se rapproche de la surface de l'eau, et de l'air peut être aspiré dans l'eau. On appelle ce phénomène la ventilation du safran (Killing, 2009). La ventilation entraîne une perte brusque de portance des safrans, qui peut mener au chavirage du bateau (Voir Figure 1.7).



Figure 1.7 Chavirage du catamaran Hydros
suite à un enfournement

Le comportement au tangage du bateau est enfin ajusté avec le réglage statique de l'angle d'attaque de l'aile du safran, la position longitudinale de l'équipage et la force motrice de l'aile rigide.

La stabilité en gîte est assurée par les réglages dynamiques puisque cette dernière est naturellement instable. Pendant la navigation, l'équipage prend appui sur la coque située au vent du bateau (Voir Figure 1.4 (b)). La force résultante du poids de l'équipe, du poids du bateau et de $F_{\text{hydrofoil}}$ exerce sur le système un moment d'axe Y, appelé moment de redressement (MR). D'autre part, la force de poussée vélique génère un couple dit moment de gîte (Wilson, 2010). L'équilibre du bateau en gîte implique l'égalité des moments de gîte et de redressement. Une variation de la poussée vélique entraîne donc le déséquilibre du bateau, et en l'absence de modification des réglages, le bateau s'éloigne de sa position d'équilibre. La stabilité en gîte est donc donnée par l'équipage, qui effectue les réglages dynamiques du safran, et de l'aile rigide.

Enfin, la stabilité en lacet est également donnée par l'angle d'attaque du plan vertical des safrans et le réglage de l'aile rigide.

1.2 Modélisation de structure composite

1.2.1 Modélisation analytique

La modélisation analytique des structures composites des coques de bateaux est faite dans ce mémoire avec la théorie classique des plaques stratifiées, décrite dans Gibson (2012). La théorie classique des stratifiés repose sur les hypothèses d'état plan de contraintes, et des petites déformations. L'hypothèse est faite que l'élément modélisé est constitué de couches parfaitement liées les unes aux autres (plis) et dont les axes naturels ne coïncident pas nécessairement (Anh Dung Ngô, 2016). Les stratifiés de plaques sont modélisés en considérant la séquence d'empilement des plis, et pour chaque pli, les propriétés élastiques du matériau constitutif, l'orientation et l'épaisseur du pli. La modélisation des stratifiés par la théorie classique des plaques stratifiées permet alors de déterminer l'état plan de contrainte de chacun des plis d'un stratifié, dans la mesure où chaque pli respecte la loi de Hooke.

Le calcul des contraintes des plis dans une pièce en matériaux composites permet d'appliquer des critères de rupture et de flambage notamment. Le critère de rupture utilisé dans la suite de ce travail est le critère énergétique de Tsai-Hill, énoncé à l'équation (1.5), où σ_1 et σ_2 sont

respectivement les contraintes dans le plan longitudinale et transversale, τ_{12} est la contrainte de cisaillement dans le plan du pli. σ_L , σ_T et σ_{LT} sont respectivement les contraintes à la rupture longitudinale, transversale et en cisaillement. Selon le signe des contraintes dans le pli, les contraintes σ_L et σ_T sont les contraintes à la rupture soit en traction, soit en compression.

$$\frac{\sigma_1^2}{s_L^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{s_L^2} + \frac{\sigma_2^2}{s_T^2} + \frac{\tau_{12}^2}{s_{LT}^2} \leq 1 \quad (1.5)$$

Le critère de flambage des plaques utilisé dans ce travail est le critère décrit dans Kassapoglou (2010). À l'équation (1.6), N_0 est la contrainte résultante critique de flambage selon l'axe 1 (ou axe X), a et b sont les dimensions de la plaque selon X et Y, m et n sont les nombres de demi-sinusoïdes de la déformées de flambage suivant X et Y respectivement, et R est le rapport de a par b . De plus, les coefficients D sont issus de la matrice de rigidité en flexion-torsion du stratifié.

$$N_0 = \frac{\pi^2 [D_{11}m^4 + 2(D_{12} + 2D_{66})m^2n^2R^2 + D_{22}n^4R^4]}{a^2(m^2 + kn^2R^2)} \quad (1.6)$$

1.2.2 Modélisation par éléments finis

Sailing Yacht Design (Shenoi, 2009) présente diverses méthodes pour le dimensionnement des structures de coques de bateaux. Des sociétés de classification proposent des méthodes semi-empiriques de dimensionnement par discrétisation des structures du bateau. Le bateau est alors modélisé en plusieurs éléments simples de type poutre et plaque, puis le dimensionnement est réalisé avec des critères semi-empiriques. D'autres méthodes peuvent être mises en place telles que la méthode du cas critique. Dans cette méthode, le stratifié de la zone du bateau soumise aux chargements maximaux est dimensionné dans un premier temps. Le stratifié obtenu est ensuite appliqué à l'ensemble de la coque. Les structures obtenues sont alors surdimensionnées. En appliquant des règles semi-empiriques, les stratifiés peuvent cependant être allégés en diminuant graduellement l'épaisseur dans les zones à faible chargement.

Finalement la méthode généralement utilisée pour le dimensionnement structural des coques de bateaux est la méthode des éléments finis (FEM). Les structures sont discrétisées avec des éléments 2D de type coque principalement, et dont les dimensions sont très petites devant les dimensions du bateau. Le catamaran de course au large Orange II (36,80 m) a ainsi été modélisé avec des éléments coque de 10 cm de côté (Martin, 2016). Cette méthode permet de modéliser divers cas de chargement, et de modéliser les variations de stratifié. La méthode des éléments finis est donc la méthode actuellement la plus adaptée pour l'optimisation des stratifiés des bateaux de course (Shenoi, 2009).

La méthode des éléments finis n'est cependant pas à opposer aux résolutions analytiques dans la démarche de conception structurale d'un bateau. En pratique le processus de dimensionnement structural des bateaux est généralement amorcé par la caractérisation des matériaux, pour valider les propriétés mécaniques des matériaux modélisés. Des essais de flexion trois points et de flexion de plaque peuvent pour cela être mis en œuvre dans le cadre du pré dimensionnement (Berthelot, 2012). Les résultats empiriques sont ensuite confrontés aux solutions analytiques et FEM afin de valider la modélisation par éléments finis.

La FEM est appliquée avec des analyses linéaires statiques, et le critère de rupture est calculé dans l'étape de post-processus. Des analyses de flambage linéaire peuvent aussi être réalisées en parallèle. Le critère de flambage est alors calculé.

Les analyses linéaires statiques sont faites avec les hypothèses suivantes (Altair, 2015) :

- 1) analyse statique : les efforts ne varient pas dans le temps et les sommes des forces et des moments sont nulles;
- 2) analyse linéaire : les déformations et rotations sont petites devant les dimensions de la pièce, les propriétés des matériaux sont linéaires, les conditions aux limites sont indépendantes du chargement.

L'équilibre est premièrement résolu (*Voir* équation (1.7)). K est la matrice de rigidité globale, u est le vecteur des déplacements et P est le vecteur des chargements appliqués.

$$K.u = P \quad (1.7)$$

Les contraintes sont ensuite calculées dans chaque pli à partir du champ des déformations et des propriétés élastiques de matériaux, suivant la théorie classique des stratifiés. Le critère de Tsai-Hill (*Voir* équation (1.5)) est ensuite appliqué.

Les analyses de flambage linéaire sont réalisées en appliquant un chargement P_{ref} à la structure. La matrice de rigidité K_G géométrique est calculée, puis les charges critiques de flambage sont obtenues en résolvant le problème de valeurs propres à l'équation (1.8), où K est la matrice de rigidité structurale :

$$(K - \lambda.K_G).x = 0 \quad (1.8)$$

Le chargement critique au flambage est alors calculé à l'équation (1.9) :

$$P_{crit} = \lambda_{crit}.P_{ref} \quad (1.9)$$

1.3 Options de fabrication dans un contexte de bateau et de coques minces

1.3.1 Procédés de fabrication

Historiquement, les voiliers étaient fabriqués en bois. Le bois permettait alors d'obtenir des structures légères et rigides. L'épaisseur des composants en bois assurait de plus la rigidité locale des structures. Après la seconde guerre mondiale, les matériaux composites ont commencé à être mis en œuvre dans l'industrie nautique. Les matériaux utilisés sont alors principalement des renforts de fibre de verre avec des matrices en résine polyester (FRP), mis en œuvre dans des moules femelles ouverts par la méthode de stratification au contact ou de projection. Aujourd'hui, les bateaux de performance sont principalement fabriqués avec des stratifiés en fibre de carbone à matrice époxy, en suivant les procédés d'infusion, de pré imprégné en autoclave et hors autoclave (OOA) et parfois suivant les procédés de placement

de fibres automatisée (AFP), ou placement de rubans automatisé (ATL). Les espars (mât, bôme etc.) des bateaux, ou les traverses (bras de liaison) sont fréquemment fabriqués par enroulement de plis ou par enroulement filamentaire.

Les principaux procédés utilisés pour la fabrication des coques de bateaux de course sont les procédés de stratification au contact, d'infusion et de pré imprégné (en autoclave et OOA). Le procédé de projection ne permet pas de fabriquer des pièces structurales à fibres continues, et les propriétés mécaniques de la pièce finale sont très dépendantes de l'opérateur (Shenoi, 2009). Le procédé de projection n'est donc que très peu utilisé. L'utilisation des procédés d'AFP et de ATL est très récente, et encore marginale. L'AFP a de ce fait été mis en œuvre pour la première fois sur des dérives portantes par Coriolis Composite en 2017, pour le catamaran *Easy to Fly*.

La stratification au contact consiste à imbiber manuellement les renforts de résine, puis à appliquer les renforts dans un moule ouvert en utilisant des pinceaux et des rouleaux. Ce procédé de fabrication permet d'obtenir des pièces économiques, avec des géométries complexes. Cependant le taux massique de renfort est très dépendant de l'opérateur (ISCC, 2009). Les propriétés mécaniques des pièces sont donc variables. Durant le procédé de stratification au contact, les opérateurs sont exposés aux volatiles issus de la matrice. La stratification au contact est utilisée pour réaliser des travaux de développement ou des prototypes (Gibson, 2012).

De nombreux procédés d'infusion ou *Resin Transfer Molding* (RTM) ont été développés. Le principe de l'infusion est de disposer au préalable les renforts sur le moule, puis d'imprégner les renforts avec la résine. La méthode d'infusion la plus répandue dans l'industrie navale est la *Vacuum Assisted Resin Transfer Molding* (VARTM). La VARTM consiste à disposer successivement les renforts sur le moule, des consommables de démoulage (tissus d'arrachage) et de drainage (filet de drainage), et un sac de vide scellé. Le vide est appliqué sur les renforts, puis la matrice est tirée par le vide au travers des fibres.

Les pièces structurales les plus performantes en aérospatiale sont conçues et fabriquées avec des stratifiés de fibre de carbone pré imprégnés (Centea, 2015). Ces matériaux et procédés associés sont également utilisés pour la production de bateaux de haute performance. Le pré imprégné fibre de carbone/ époxy est premièrement fabriqué en appliquant au préalable la résine époxy sur les renforts en maîtrisant le taux fibres. Le matériau est ensuite conservé à température et humidité contrôlées dans des congélateurs pour arrêter la réaction chimique de la matrice thermodurcissable. Pour fabriquer la pièce, les plis de pré imprégné sont superposés sur le moule, puis un sac de vide est mis en place. La cuisson des pièces en pré imprégné est généralement faite en autoclave. Des matériaux pré imprégnés hors autoclave ont par ailleurs été développés. Les pièces en pré imprégné OOA ont pour avantages d'utiliser des fours moins coûteux. Les pré imprégnés sont cuits à basse température (entre 80 et 100 °C généralement), ils nécessitent donc des outillages moins coûteux. L'utilisation de pré imprégné OOA permet également d'éviter les risques de rupture des matériaux d'âme soumis aux hautes pressions dans les autoclaves. Les pré imprégnés OOA dits de seconde génération (Centea, 2015) permettent d'obtenir les mêmes propriétés mécaniques, les mêmes compactions (CPT), et taux de porosité que les matériaux pré imprégnés traditionnels.

1.3.2 Types de structures

Jusque dans les années 1980, les bateaux fabriqués en matériaux composites étaient constitués de coques monolithiques avec des raidisseurs longitudinaux, et un pont en structure sandwich. Aujourd'hui les coques des bateaux de performance sont fabriquées majoritairement en structure sandwich, ce qui permet de réduire le poids des structures tout en augmentant leurs performances (Shenoi, 2009).

Les structures sandwich sont favorisées dans la conception des bateaux de performance pour augmenter la rigidité globale des structures tout en réduisant le poids. Selon ATC (2001), à rigidité égale, les structures sandwich sont de 30% plus légères que les peaux monolithiques avec raidisseurs, et permettent de surcroît de réduire la complexité d'assemblage des raidisseurs.

Localement, la rigidité d'une coque en sandwich permet aussi de minimiser les chargements de pelage au niveau des joints collés internes, tels que les joints de collage des cloisons intérieures (ATC, 2001).

Dans des cas de chargements exceptionnels tels que les collisions entre bateaux, où les impacts de pièces métalliques sur les coques par exemple, les propriétés à l'impact des structures sandwich sont également avantageuses pour la conception des coques de bateaux. En effet, la structure sandwich permet de redistribuer les impacts sur des surfaces utiles supérieures. L'âme peut dissiper en partie de l'énergie de l'impact. La structure sandwich permet de protéger la peau intérieure, et de soutenir la peau extérieure.

1.3.3 Assemblage de structures composites

Les coques de bateaux sont conçues avec des structures internes qui sont assemblées. Des points d'ancrage doivent aussi être mis en place pour fixer le haubanage, et l'accastillage du bateau. De nombreuses méthodes existent pour assembler des structures composites. Les structures internes peuvent être assemblées avec une stratification au contact (*Voir* Figure 1.8). La méthode présentée à la Figure 1.8 propose une stratification au contact étagée, pour limiter les concentrations de contraintes (ATC, 2001). Dans le cas de cette méthode, les congés de remplissage *Poly-Bond* limitent les concentrations de contrainte à l'interface de l'assemblage, et constituent un rayon nécessaire pour la stratification au contact.

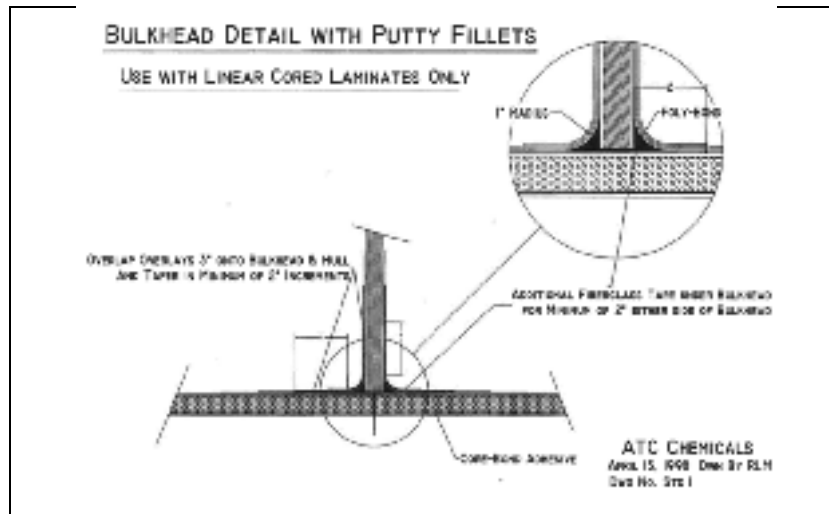


Figure 1.8 Assemblage de cloisons
Tiré de ATC (2001)

Les assemblages de structures composites peuvent également être faits avec des colles structurales, des rivets, ou encore des assemblages boulonnés. Dans le cas de pièces à matrice thermoplastique, les pièces peuvent aussi être soudées entre elles.

Le collage structural, utilisé dans ce présent travail, permet de réduire le poids d'assemblage pour certaines pièces, telles que les demi-coques, en comparaison aux assemblages boulonnés ou rivetés, tout en ajoutant d'autres fonctions que le lien mécanique. Ainsi dans le cas du collage des demi-coques, le joint collé assure le lien mécanique, l'étanchéité et permet aussi d'obtenir des surfaces externes sans discontinuités qui favorisent l'hydrodynamisme. Le collage nécessite une préparation de surface dépendante de l'adhésif choisi. La préparation de surface consiste à dégraisser les surfaces du substrat, puis à réaliser une abrasion mécanique, suivie d'un nettoyage chimique et, dans certains cas, d'un traitement à la flamme (Gurit, s.d.). Le choix de l'adhésif doit être fait en fonction du substrat et des propriétés mécaniques requises. Pour cela, plusieurs types d'adhésifs existent tels que les adhésifs époxy, polyuréthane, acryliques et méthacrylates, les adhésifs polyesters, uréthane-acrylates etc.

CHAPITRE 2

CONTEXTE ET CAS DE CHARGEMENT

2.1 Conception de la géométrie des coques

2.1.1 Géométrie externe des coques

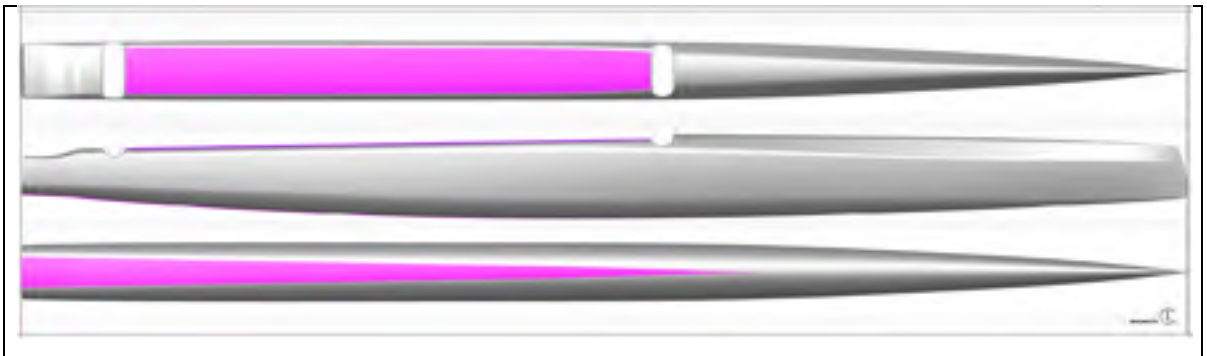


Figure 2.1 Vues schématiques de la géométrie externe des coques

Un projet précédent dans le cadre du club étudiant a visé à reconcevoir la géométrie des coques du bateau (*Voir* Figure 2.1) à partir du retour sur expérience du premier bateau, Rafale I. Les remarques à l'issue des navigations ont été notées, afin de définir un cahier des charges pour la reconception de la géométrie des coques. La géométrie a été modifiée pour satisfaire des critères d'hydrodynamique, d'aérodynamique, de stabilité et de structure.

Les critères hydrodynamiques et aérodynamiques portaient sur une augmentation du rapport L/D de la coque. La section des coques de Rafale II est dite en U, et est de géométrie similaire à la section des coques du trimaran Gitana 17 (*Voir* Figure 2.2). Elle est donc davantage de surface mouillée en situation de vie I (*Voir* 1.1.2.2), et donc une trainée supérieure à une coque classique, à basse vitesse. Cependant à haute vitesse, la coque a un comportement planant, et génère de la portance tandis qu'une coque classique génère de la succion.

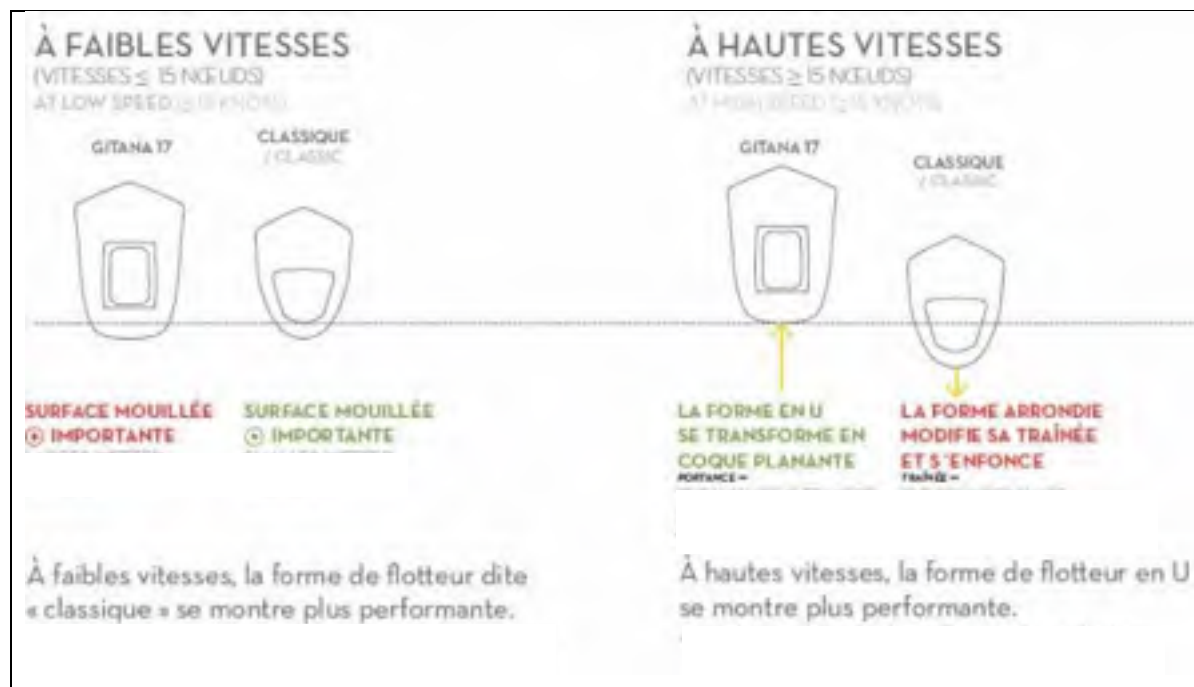


Figure 2.2 Section de coque en U
Adapté de www.guillaumeverdier.com

De plus le bateau Rafale I avait des coques avec un volume trop faible. Ainsi le trampoline touchait l'eau lorsque l'équipage se déplaçait dessus, et les traverses avant et arrière frappaient souvent les vagues. La traînée générée par ces contacts avec l'eau ralentissait fortement le bateau par à-coups. Le volume des coques de Rafale II a donc été augmenté de 34% pour élever le trampoline et les traverses par rapport à l'eau. L'aire de la coque de Rafale II a été évaluée à 10,67 m², soit une augmentation de 19%.

Les critères de stabilité ont porté sur la stabilité en tangage. Comme vu à la section 1.1.2.3, la partie avant des coques joue un rôle clé dans la stabilité en tangage dans le cas d'un enfournement. Le retour d'expérience des navigateurs de Rafale I a déterminé que l'avant des coques n'avait pas assez de volume pour rétablir l'équilibre en tangage sans que les traverses n'entrent en contact avec l'eau et ralentissent brusquement le bateau. Le volume des coques à l'avant de la traverse avant a donc été augmenté de 11%.

Enfin les critères de structure qui ont été pris en compte dans la géométrie des coques de Rafale II ont été des critères de rigidité de la plateforme. Il a en effet été constaté d'un point de vue qualitatif que la plateforme de Rafale I se déformait dynamiquement en torsion suivant les axes X et Z (*Voir Figure 2.3*).

Le cas de torsion de la plateforme suivant l'axe X implique notamment :

- 1) la flexion dans le plan XZ et la torsion suivant X des traverses,
- 2) la torsion des coques suivant Y.

Le cas de torsion de la plateforme suivant l'axe Z implique :

- 1) la flexion dans le plan XY des traverses,
- 2) la torsion locale des coques autour des assises de traverses.

D'un point de vue géométrique, l'augmentation de l'aire des sections de coque augmente l'inertie de section de coques. Par ailleurs, la rigidité de la liaison entre les traverses et les coques est assurée en partie par la longueur de la liaison au niveau des assises de traverses. L'assise de traverse avant a donc été allongée de 5%, et l'assise arrière a été allongée de 22%

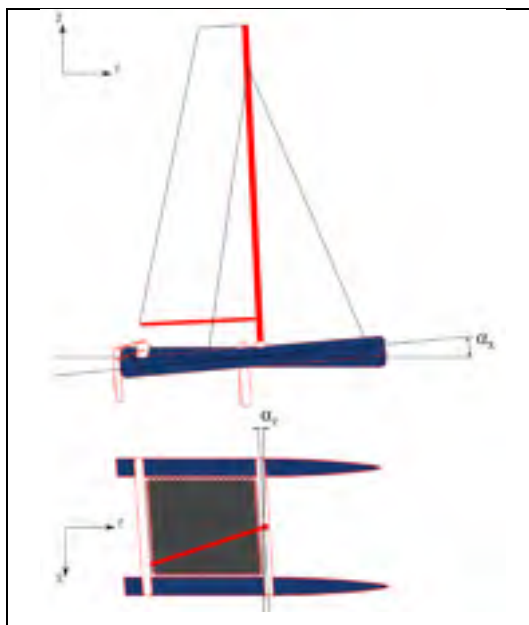


Figure 2.3 Torsion de la plateforme

Ainsi d'un point de vue de conception de la structure des coques, la reconception de la géométrie externe des coques implique que :

- 1) l'inertie de section globale de la coque a augmenté;
- 2) la surface ayant augmenté, il faut alors réduire le poids surfacique du laminé;
- 3) la coque est en U. Des zones de coque ont donc une faible courbure et ont alors une contrainte critique au flambage inférieure;
- 4) les fixations des traverses sont plus larges. Ainsi la plateforme devrait être plus rigide en torsion à stratifié équivalent.

2.1.2 Conception de la géométrie de la structure interne

Les coques d'un bateau sont constituées des peaux extérieures, dans lesquelles sont assemblées des structures internes sous forme de panneaux plans découpés.

Dans le cadre de ce mémoire, et à partir de la géométrie des coques de Rafale II, la première tâche est de faire une préconception de la structure interne des coques (*Voir Figure 2.4*).

La géométrie de ces structures est premièrement fixée, à partir de considérations qualitatives. Le dimensionnement de ces structures est réalisé dans la suite de ce travail, en parallèle du dimensionnement de la peau des coques.

Les sections sont assemblées suivant trois objectifs de structure :

- transmettre les charges extérieures à la coque (Shenoi, 2009),
- augmenter l'inertie de section localement pour retarder le flambage de la coque,
- augmenter la rigidité de la coque.

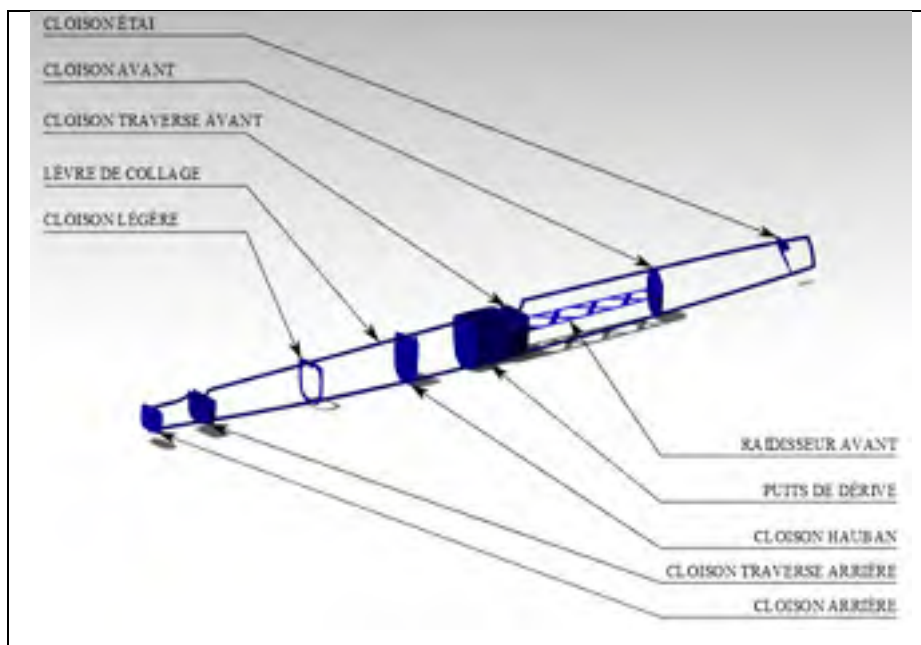


Figure 2.4 Schéma de la structure interne des coques

On distingue six types de cloisons à la Figure 2.4. Les différents types de cloisons sont détaillés dans les paragraphes suivants.

2.1.2.1 Cloisons de traverses

Au niveau des assises de traverse, la coque est soumise à des efforts couplés.

Dans les trois situations de vie du bateau (*Voir 1.1.2.2*), les assises de coque sont soumises aux efforts couplés de torsion-flexion des traverses. Ces efforts représentent des efforts transverses appliqués sur les peaux de la coque. Les cloisons d'assise de traverse permettent alors d'augmenter la rigidité de la section de coque soumise à des efforts hors plan, et permettent de répartir les efforts sur l'ensemble de la section. Comme vu à la section 2.1.1, la plateforme peut également être soumise à des chargements dynamiques de torsion suivant les axes X et Z. D'un point de vue qualitatif, l'augmentation de la rigidité donnée par les cloisons aux liaisons traverse-coque doit minimiser la déformation en torsion de la plateforme.

Ces cloisons retardent également le flambage en augmentant l'inertie de section de flexion de la peau de la coque.

2.1.2.2 Cloisons d'implantation du haubanage

Comme visible à la Figure 2.5 (a), l'attache de hauban est faite directement sur la cloison de hauban. La cloison répartit donc la charge de traction du hauban vers la peau de la coque et minimise les concentrations de contrainte sur la coque.

À la Figure 2.5 (b), la fixation de l'étau à la coque est assurée par deux constituants : l'attache de l'étau et la cloison d'étau. L'objectif de l'utilisation de deux plaques plutôt qu'une unique comme la cloison de hauban, est de minimiser la trainée hydrodynamique : dans la configuration avec deux plaques, l'attache étau a une trainée minime lorsque l'étrave est immergée. Les fonctions de répartition de la charge et de rigidité de la section de coque sont séparées. Les deux plaques participent à l'augmentation de la résistance au flambage. Ce rôle est d'autant plus important dans cette zone de la coque, que les coques de Rafale I flambaient autour de l'attache de l'étau, en l'absence de cloison interne.

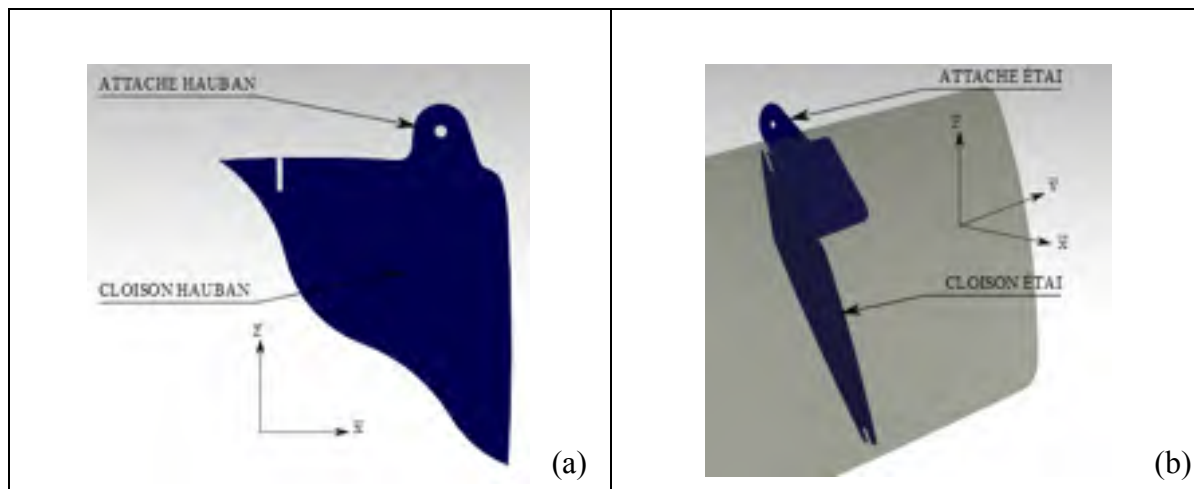


Figure 2.5 Schémas des cloisons de haubanage;
(a) Détail de l'attache de hauban; (b) Attache et cloison d'étau

2.1.2.3 Cloison légère

La cloison légère a pour fonction de rigidifier localement la coque soumise aux efforts hors plan appliqués par les pieds de l'équipage. La cloison joue un rôle lorsque l'équipage se déplace sur le pont, ou bien lorsque l'équipage a ses pieds sur le flanc de la coque (franc-bord).

2.1.2.4 Raidisseurs avant

Les coques sont soumises à des efforts globaux complexes, et notamment des efforts de flexion. Comme vu à la section 1.1.2.2, la coque est soumise d'une part à la poussée d'Archimède en situation de vie I et II, et en cas d'enfournement. Dans les trois situations de vie, la partie avant des coques est soumise à la force de traction des étais, F_e . Ces efforts exercent des chargements de flexion dans les plans XY et YZ sur les coques.

Le raidisseur avant sert d'âme pour la coque en flexion suivant l'axe XY, dans une zone où la coque s'amincit selon l'axe X. Le raidisseur avant est par conséquent principalement soumis à des charges de cisaillement, et il est donc évidé de sorte à avoir des chemins de charge à 45 degrés.

Comme il sera développé davantage au CHAPITRE 5, les coques sont fabriquées par assemblage collé de demi-coques. Le joint de collage est fait au niveau des lèvres de collage (*Voir* Figure 2.4). La lèvre de collage agit comme un raidisseur en flexion d'axe Z, en augmentant l'inertie de section de la coque.

2.1.2.5 Cloisons de puits de dérive

Les cloisons du puits de dérive forment une boîte étanche qui permet de lier mécaniquement les *hydrofoils* aux coques (*Voir* Figure 2.6). Dans cette boîte, l'hydrofoil est mis et maintenu en position.

Au niveau de la plaque de fond (2) l'hydrofoil passe au travers d'une pièce en acétal (6) qui bloque l'hydrofoil en rotation selon l'axe Z_3 et en translations dans le plan (X_3, Y_3) . Une empreinte en acétal (3) bloque l'hydrofoil en rotation d'axe X_3 (réglage de l'angle d'attaque de l'hydrofoil). L'hydrofoil est bloqué en rotation d'axe Y_3 par un palan fixé au pied de mât (réglage d'angle de *cant*). Et la translation d'axe Z_3 est bloquée par le palan (5) fixé à la plaque de fond.

La plaque de fond du puits de dérive a donc pour rôle de reprendre les efforts de l'hydrofoil dans le plan (X_3, Y_3) . Les panneaux latéraux (1) transmettent les charges de la plaque du bas vers les panneaux avant et arrière ainsi que vers la peau de la coque. Les panneaux avant et arrière transmettent également les efforts aux coques.

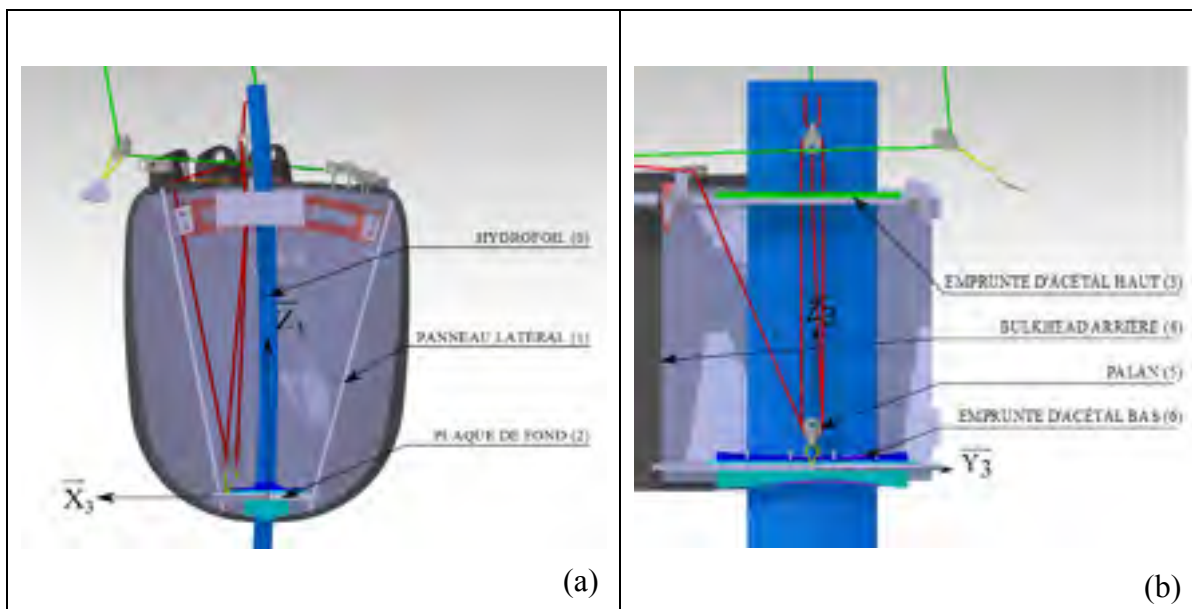


Figure 2.6 Schéma de puits de dérive

2.1.2.6 Cloison arrière

La liaison du safran à la coque est une liaison pivot, conçue en une liaison sphérique et une liaison sphère-cylindre. La liaison sphérique est fixée au panneau arrière de la coque et la liaison sphère-cylindre est fixée sur le pont à l'arrière de la coque (poupe).

Comme vu à la section 1.1.2.3, le panneau arrière transmet donc les forces latérale (direction du bateau) et verticale (stabilisation en tangage) du safran.

2.2 Objectifs de conception

Le présent travail s'inscrit dans le cadre de la conception et de la fabrication d'une nouvelle plateforme de bateau, Rafale II.

Les objectifs de conception d'un bateau de course sont la performance, la manœuvrabilité et la fiabilité (Martin, 2006). Pour le Class-C Rafale II, la performance est l'objectif principal, et la manœuvrabilité du bateau doit permettre de maximiser le temps de vol.

D'un point de vue purement structural, la performance du premier bateau a fait l'objet de mesures de vitesse, et de comparaisons qualitatives avec les autres Class-C durant la *Little Cup*. Le retour d'expérience a montré que les objectifs structuraux de la nouvelle conception devaient être de réduire le poids du bateau de façon significative, tout en augmentant la rigidité de la plateforme en torsion (*Voir* Figure 2.3). Les coques de Rafale I ont une masse unitaire de 53 kg, et le poids des coques de certains Class-C est de l'ordre de 35 kg. L'objectif de masse de Rafale II est alors de diminuer le poids des coques d'un tiers, soit d'obtenir une masse de 40 kg par coque. Les sous objectifs sont de déterminer les cas de chargements pour le dimensionnement des coques, choisir les matériaux, puis de modéliser et dimensionner les coques en respectant l'objectif de masse, en maximisant la rigidité de la plateforme.

En termes de fabrication, les objectifs sont de déterminer les méthodes de fabrication des coques, et de mettre en œuvre la fabrication des pièces, l'assemblage et la finition des coques.

Enfin les pièces finies doivent être mises sous contraintes, et leurs déformations doivent être mesurées pour être comparées aux analyses du modèle.

2.3 Cas de chargement de dimensionnement

Comme vu à la section 1.1.2, l'étude structurale du catamaran est réalisée en considérant les cas de chargement statiques et cas de chargement exceptionnels. Les cas de chargement dynamiques sont pris en compte en appliquant un coefficient dynamique de 1,4.

La performance maximale du bateau est atteinte avec un moment de redressement maximal, $MR_{\max}$ (Martin, 2006). Or le $MR_{\max}$ est atteint lorsque l'équipage est en position de trapèze. De plus, d'un point de vue structural, les efforts appliqués sur la coque par les *hydrofoils* et les safrans sont maximaux durant le vol du bateau.

Le cas de chargement statique qui permet de faire le dimensionnement des coques est donc l'équilibre statique en vol (situation de vie III), avec l'équipage en position de trapèze. La résistance des coques doit aussi être validée pour le cas exceptionnel de l'enfournement.

2.3.1 Équilibre statique du bateau

Les configurations d'équilibre d'un bateau sont habituellement déterminées avec un VPP (*Velocity Prediction Program*), lorsque toutes les courbes polaires des plans porteurs du bateau sont connues. Dans le contexte de ce travail, un modèle est construit avec pour objectif de déterminer une unique position d'équilibre du bateau, à $MR_{\max}$, pour permettre la modélisation des coques sous contraintes.

Pour définir l'équilibre statique, il faut quantifier les efforts externes décrits à la section 1.1.2. Pour ce faire, le principe fondamental de la statique est appliqué en isolant le système de solides $\{\Sigma\} = \{\text{plateforme, aile rigide, équipage, haubanage}\}$, puis en isolant l'*hydrofoil* (Voir les Figure 1.4 et Figure 2.7 respectivement). D'après le principe fondamental de la statique, le fait que le système soit à l'équilibre statique équivaut à ce que les sommes des forces et des moments extérieurs appliqués au système soient nulles (Voir équations (2.1)).

$$\begin{cases} \sum \vec{F} = \vec{0} \\ \sum \vec{M} = \vec{0} \end{cases} \quad (2.1)$$

Le haubanage et le trampoline sont inclus dans le système de solides isolé, le cas de chargement des précontraintes n'est donc pas pris en compte dans le modèle développé à cette section.

Le PFS est appliqué à l'*hydrofoil* en considérant les liaisons entre l'*hydrofoil* et le puits de dérivation ainsi que la traverse avant, pour le réglage du *cant*.

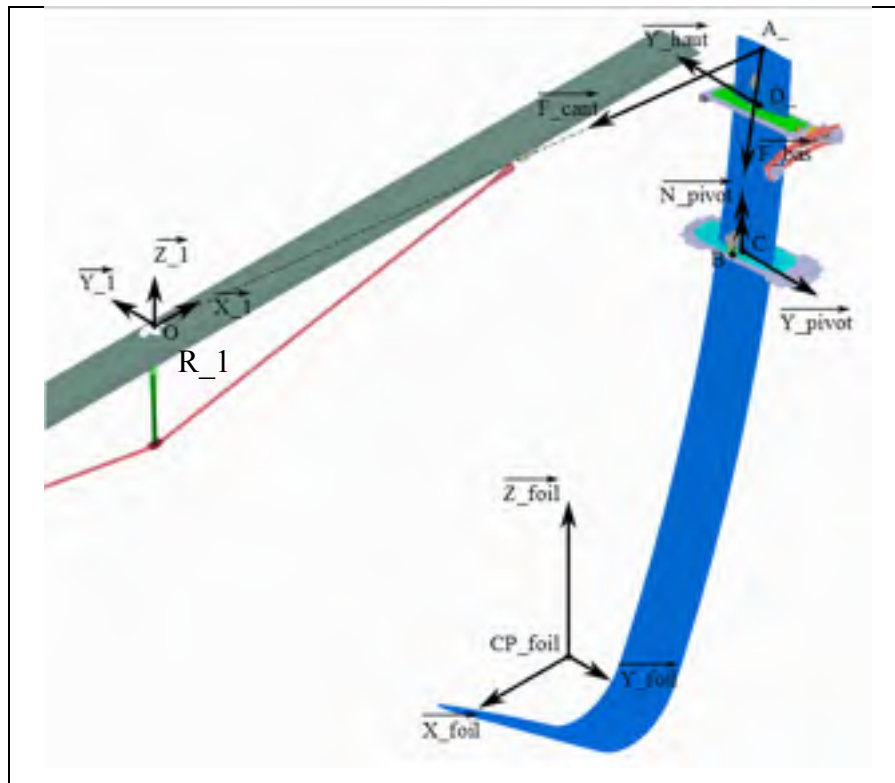


Figure 2.7 Diagramme de corps libre *hydrofoil*

2.3.1.1 Modélisation statique du bateau

Comme vu à la section 1.1.2, les efforts appliqués au système $\{\Sigma\}$ à l'équilibre statique en situation de vie III sont:

- le fardage (F_{fardage}),
- la force du vent sur l'aile rigide (F_{aile}),
- la force du safran (F_{safran}),
- la force de portance de l'*hydrofoil* ($F_{\text{hydrofoil}}$),
- le poids de l'équipage ($P_{\text{équipage}}$),
- le poids du bateau (P_{bateau}).

Un programme Matlab est développé pour appliquer le PFS au système $\{\Sigma\}$. L'objectif est de déterminer un cas de chargement réaliste. Pour ce faire, les polaires connues des profils porteurs sont intégrées aux équations du PFS. La structure du programme est alors développée à la Figure 2.8. Le script est disponible à l'ANNEXE I.

Les entrées du modèle sont:

- 1) la géométrie des plans porteurs : safran, *hydrofoil* et aile rigide;
 - a) la surface de l'aile rigide, qui vaut 300 pieds carrés (*Voir* la section 1.1);
 - b) les surfaces des appendices, déterminées à partir des modèles CAO de Rafale II;
- 2) les propriétés de l'eau et de l'air;
- 3) des données de forces extérieures appliquées au système $\{\Sigma\}$.

Les variables du modèle sont la position de l'équipage, les réglages de l'aile et des appendices (*Voir* la section 1.1.2.3). Le réglage de l'angle d'attaque de l'aile du safran $\alpha_{\text{aile_saf}}$ est un réglage statique. L'angle $\alpha_{\text{aile_saf}}$ est fixé pour ce modèle à deux degrés. La position de l'équipage, et les autres angles d'attaque sont des réglages dynamiques et sont donc des sorties du modèle. La vitesse du bateau V_{bat} est aussi une sortie du modèle.

Les forces extérieures F_{aile} , F_{safran} et $F_{hydrofoil}$ sont déterminées en fonction des angles d'attaque et de la vitesse du bateau en sortie du modèle.

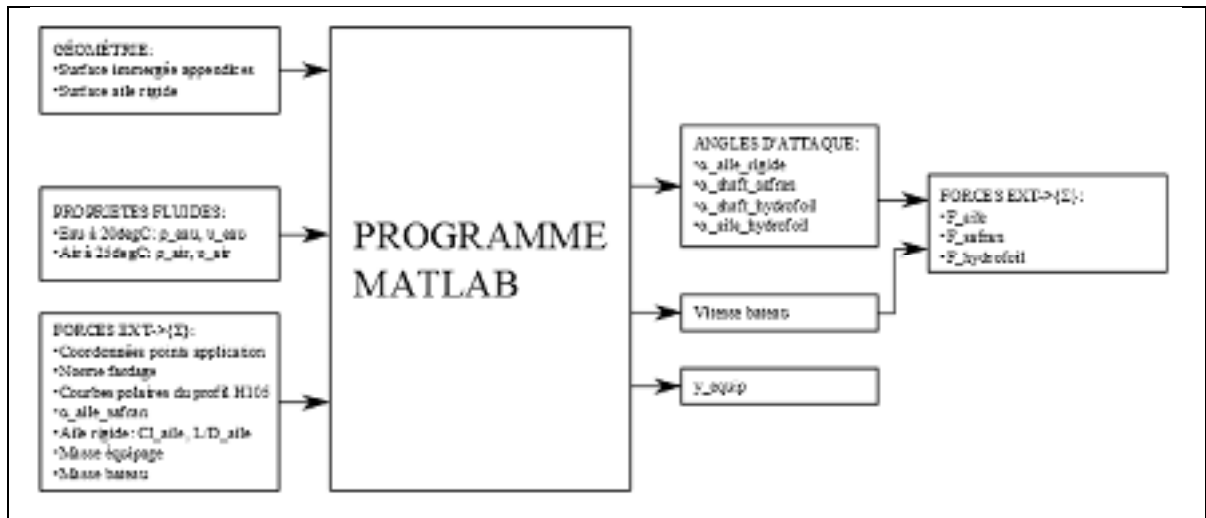


Figure 2.8 Schéma entrée-sortie du programme Matlab d'équilibre

Le modèle est construit avec les hypothèses suivantes:

- les coordonnées de points d'application des forces sont fixées, et ne varient pas en fonction de l'angle d'attaque des composants : les angles d'attaque sont supposés faibles;
- le fardage n'est pas négligé dans le calcul de l'équilibre, car les angles d'attaques des éléments porteurs sont calculés en prenant en compte la trainée. Comme vu à la section 1.1.2.2, le fardage est estimé à 70% de la valeur des forces hydrodynamiques. Le fardage étant une entrée du modèle, sa valeur est fixée en fonction des valeurs de trainée de sortie du modèle;
- les coefficients aérodynamiques de l'aile rigide C_{L_aile} et C_{D_aile} sont des données d'entrée du script. Cependant, les courbes polaires de l'aile rigide de Rafale II ne sont pas connues. De plus de nombreux réglages de l'aile rigide peuvent faire varier significativement ces coefficients, comme le démontre Blakeley (2015). La valeur d'angle d'attaque de l'aile rigide en sortie du modèle doit donc concorder avec les coefficients C_{L_aile} et C_{D_aile} choisis en entrée de modèle, suivant les courbes polaires de Blakeley (2015). Les coefficients C_{L_aile} et C_{D_aile} en entrée de modèle sont donc déterminés par essai-erreur;

- l'hypothèse est faite que la vitesse du bateau vaut la vitesse du vent apparent, et que le bateau se déplace à deux fois la vitesse du vent réel. L'angle entre le vent réel et la direction du bateau est alors de 82 degrés (Voir Figure 2.9). Cela correspond à des performances réalistes en Class-C (Killing, 2009);

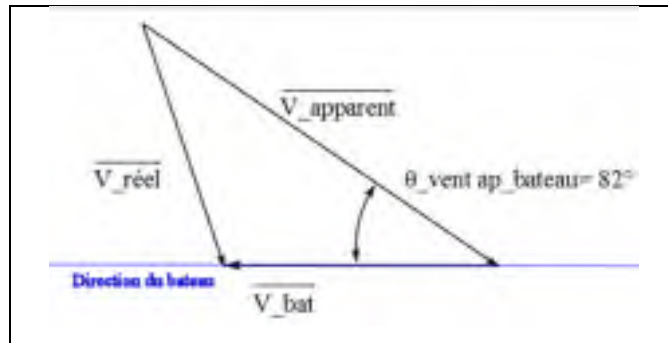


Figure 2.9 Schémas des vitesses relatives

- les calculs sont faits lorsque la plateforme est horizontale: les angles de gite et de tangage sont nuls;
- enfin les efforts sur les *hydrofoils* sont calculés en considérant deux profils porteurs perpendiculaires, à corde constante de 0,2 m (Voir Figure 2.10), et les effets de bord sont négligés. Deux forces hydrodynamiques sont appliquées au centre de poussée CP_{foil} : la force exercée sur le *shaft* de l'*hydrofoil* (F_{s_foil}), et la force exercée sur l'aile de l'*hydrofoil* (F_{a_foil}).

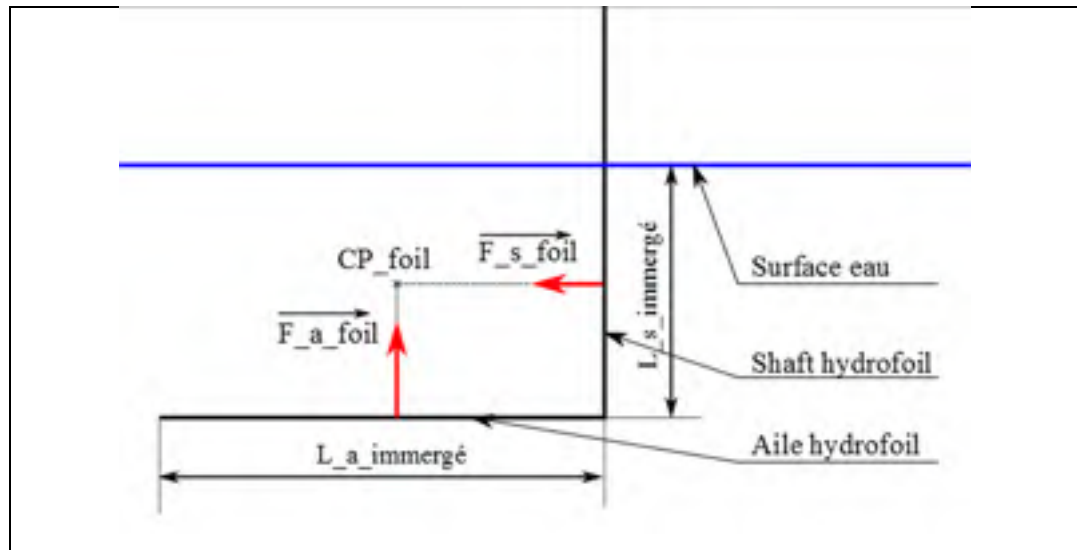


Figure 2.10 Modélisation des *hydrofoils*

2.3.1.2 Détermination des coordonnées des points d'application

Le centre d'application du fardage est fixé au centre de la traverse avant.

La hauteur du CPV est environ de 50% la hauteur de l'aile, en l'absence de vrillage de l'aile (Magherini, 2014), soit une hauteur de 6700 mm dans le repère 1. Le centre de poussée vélique est estimé au quart de la corde du profil aérodynamique de l'aile rigide.

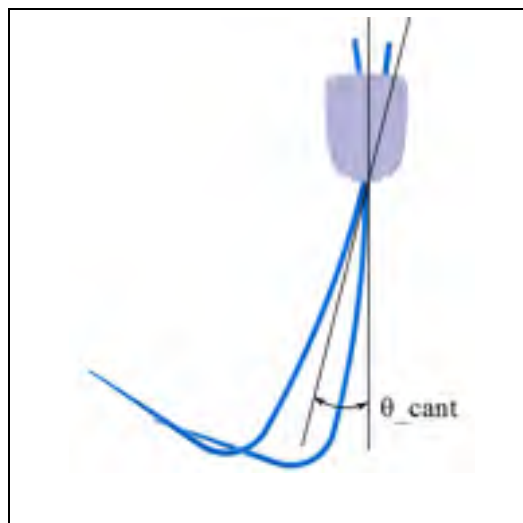


Figure 2.11 Angle de *cant* de l'*hydrofoil*

Les efforts de sortie au niveau du puits de dérive sont dépendants de la position du centre de poussée de l'hydrofoil CP_{foil} , qui dépend de l'angle de *cant* (θ_{cant}). Pour déterminer l'angle de *cant* à considérer, une analyse de sensibilité des efforts locaux au puits de dérive est réalisée, en faisant varier θ_{cant} sur la plage de fonctionnement du système, de 0° à 14° . Les résultats (Voir Figure 2.12) montrent que les efforts dans le puits de dérive atteignent un maximal pour $\theta_{cant} = 14^\circ$, à l'exception de la force dans le bas de puits de dérive F_{bas} . L'angle de *cant* considéré pour le calcul de la position du centre de poussée CP_{foil} est donc de 14° . La position de CP_{foil} dans le plan (X, Z) est ensuite déterminée en considérant que le bateau est en vol haut (*hydrofoil* abaissé au maximum dans le puits de dérive), et que la totalité de l'aile de l'hydrofoil est immergée (Voir Figure 2.13).

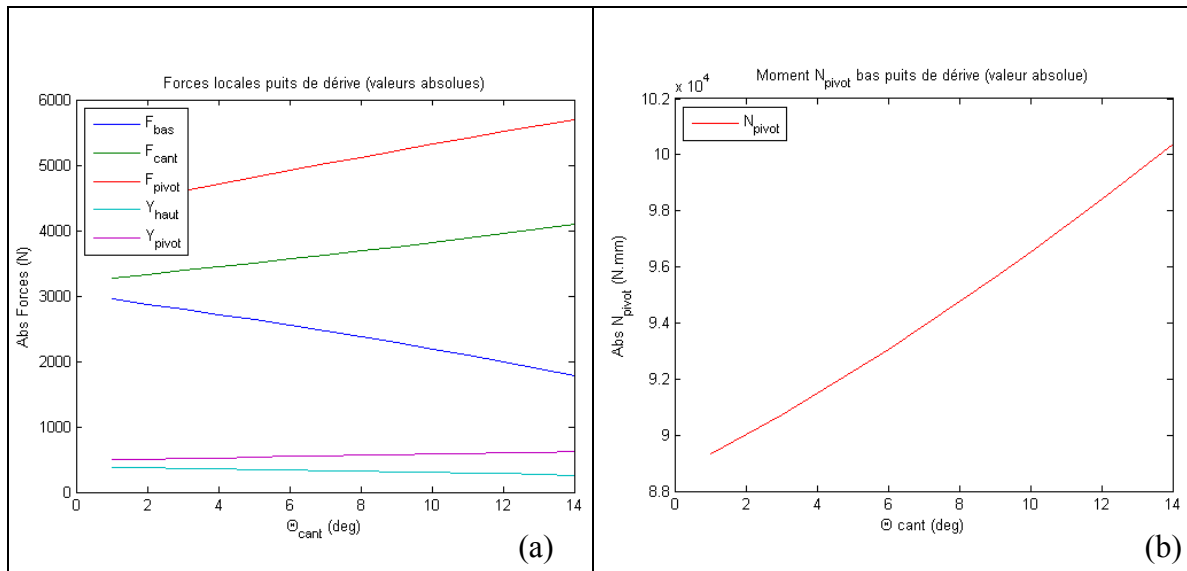


Figure 2.12 Efforts locaux au puits de dérive

Le centre de poussée du safran est déterminé pour la position relative du safran par rapport à la coque la plus basse selon l'axe Z du safran (Voir Figure 2.13).

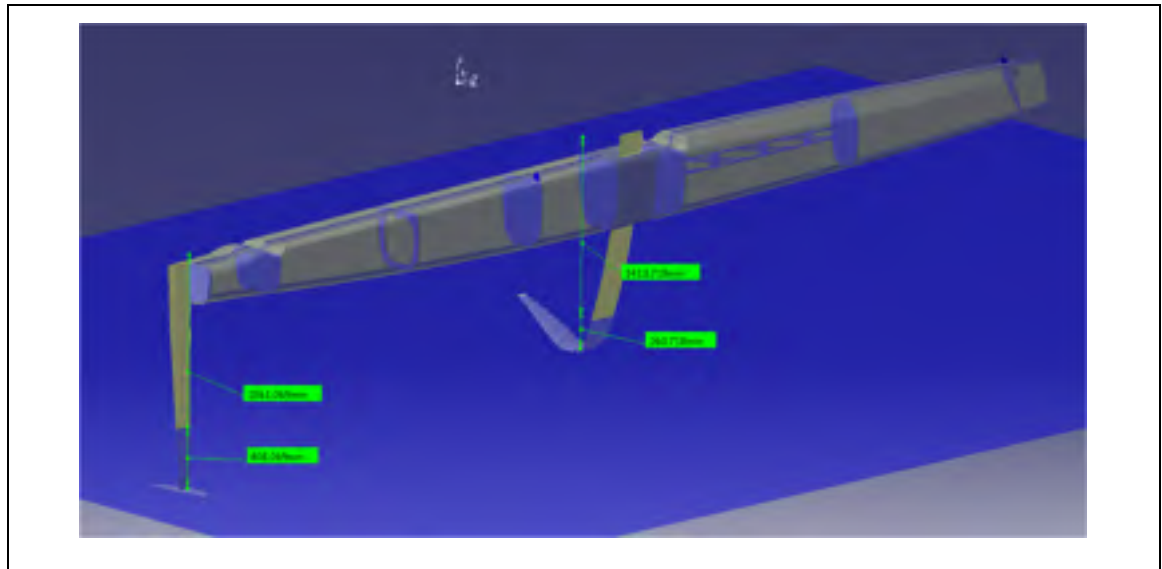


Figure 2.13 Position des centres de poussée des appendices

Le centre de gravité de l'équipage $CG_{\text{équip}}$ est déterminé avec l'équipage en position de trapèze (*Voir* Figure 2.14).

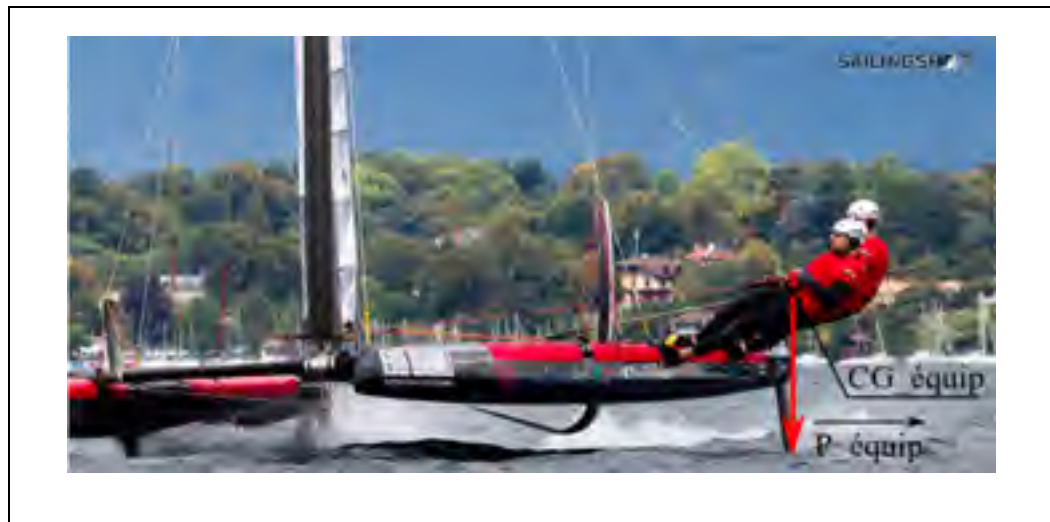


Figure 2.14 Position du centre de gravité de l'équipage au trapèze

Enfin, dans un souci de simplification de la modélisation de la gravité appliquée au système $\{\Sigma\}_1 = \{\text{plateforme, aile rigide}\}$, la position du centre de gravité de $\{\Sigma\}_1$ est celle du modèle développé au CHAPITRE 4, soit $CG(-1,27;-561;2270)$, dans le repère R_1 .

2.3.1.3 Détermination des efforts

Les forces aérodynamiques (aile rigide) et hydrodynamiques (safrans et hydrofoils) sont déterminées avec les coefficients de portance C_L et de trainée C_D , voir les équations (1.2) et (1.3).

Par essai-erreur, les coefficients aérodynamiques de l'aile rigide C_{L_aile} et C_{D_aile} sont fixés respectivement à 1,5 et 0,05.

Les profils des appendices hydrodynamiques sont conçus avec une section H105. Les points des polaires sont calculés avec le logiciel XFLR5 (*Voir ANNEXE II*). À partir de ces données discrètes, les fonctions continues $C_{L_h105}=f(\alpha)$ et $C_{D_h105}=f(\alpha)$ sont approximées avec des régressions polynomiales d'ordre 1 et 2 respectivement, pour être implémentées en entrée du programme Matlab.

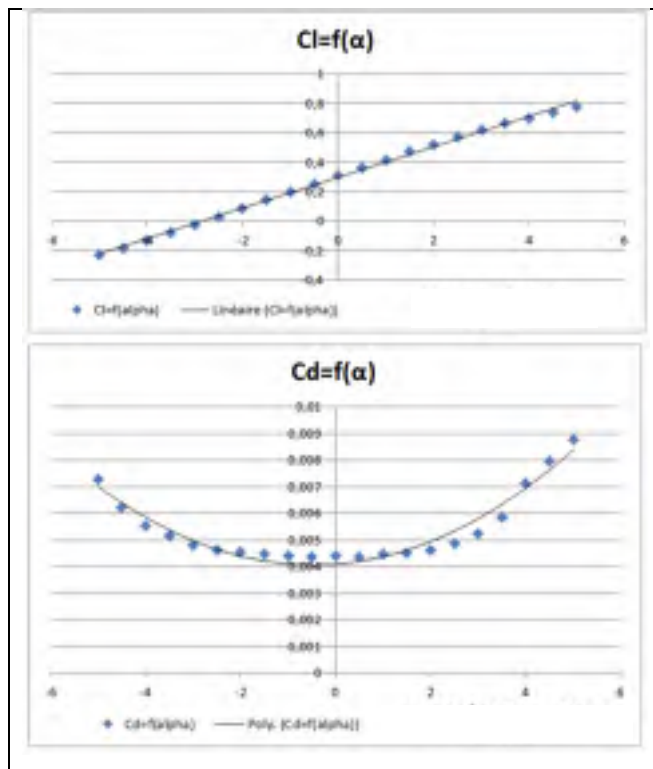


Figure 2.15 Coefficients hydrodynamiques du profil H105

La masse de l'équipage est estimée à 75 kg par équipier, suivant la morphologie de l'équipe navigante de Rafale II. De plus, la masse totale du bateau est fixée à 200 kg, suivant l'objectif de masse défini au début du projet Rafale II.

Dans le programme Matlab, le principe fondamental de la statique est appliqué au système $\{\Sigma\}$ et permet de calculer les sorties du modèle.

Enfin, l'hydrofoil n'est pas modélisé dans le modèle par éléments finis développé à la section 3.3 et au CHAPITRE 4. Les efforts exercés par l'*hydrofoil* sur les coques et la traverse avant sont donc calculés à partir de la sortie $F_{hydrofoil}$ du modèle Matlab, pour pouvoir être appliqués ensuite sur les modèles par éléments finis aux différents points de liaison entre l'hydrofoil et la plateforme. Les efforts sont calculés en appliquant le PFS à l'*hydrofoil* en sortie du modèle Matlab (*Voir* le diagramme de corps libre à la Figure 2.7).

2.3.1.4 Sorties du modèle

En sortie de modèle, la vitesse de sortie du bateau est de 13 nœuds, et les angles d'attaque de sortie sont répertoriés au Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Angles d'attaque du modèle

Angle	Valeur (°)
α_{aile_rigide}	4,88
α_{shaft_safran}	-0,11
$\alpha_{shaft_hydrofoil}$	3,53
$\alpha_{aile_hydrofoil}$	5,36

La valeur de sortie α_{aile_rigide} permet de valider les coefficients aérodynamiques d'entrée de l'aile rigide, au regard de la littérature, comme vu dans les hypothèses du modèle Matlab.

En effet, dans les polaires de Blakeley, les coefficients aérodynamiques de l'aile rigide valent respectivement 1,5 et 0,04 lorsque α_{aile_rigide} vaut 4,8, pour un nombre de Reynolds de 700000. Le nombre de Reynolds dans le cas présent est comparable ($Re = 860000$).

Les angles d'attaques des appendices (*Voir* Tableau 2.1) concordent avec les données de la littérature. Et l'angle $\alpha_{shaft_hydrofoil}$ correspond à l'angle de dérive du bateau, et est dans les ordres de grandeur de dérive des autres Class-C: Killing estime l'angle de dérive du Class-C Alpha à quatre degrés.

Enfin, l'équipage est situé à y_{equip} qui vaut -1496 mm

Les efforts de sortie du modèle sont donc répertoriés au Tableau 2.2. Les moments ne sont pas écrits lorsque nuls au point d'application considéré.

Tableau 2.2 Cas de chargement du bateau à l'équilibre statique

Effort	Point d'application (R_i ; mm)	Torseur (N et Nm)
Aile rigide	A(0;-1200;6700)	$F_{aile_rigide} = (1155; 83; 0)$
Fardage	O(0;0;0)	$F_{fardage} = (0; -35; 0)$
Safran	S(2008,33;-4273;-1563)	$F_{safran} = (-257; -8; 455)$
<i>Cant hydrofoil</i>	O(0;0;0)	$F_{cant} = (4340; -764; 248)$
Haut puits dérive	D_(2053;-352;-66)	$F_{haut} = (0; 624; 0)$
Bas puits de dérive	B_(1896;-316;-450)	$F_{bas} = (466; -122; 1308)$
Pivot puits de dérive	C(1954;-316;-462)	$F_{pivot} = (-5703; 222; 1422)$ $M_{pivot} = (0; 0; -99349)$
Équipage	E(-2984; y_{equip} ;0)	$F_{equip} = (0; 0; -1472)$
Gravité	CG(-1,27;-561;2270)	$F_{gravité} = (0; 0; -1962)$

2.3.2 Cas de chargement exceptionnel

L'enfournement est analysé à l'aide d'une prise vidéo de Rafale I, pour déterminer le cas de chargement appliqué aux coques.

Par analyse des images de l'enfournement de Rafale I (*Voir* Figure 2.16), la vitesse du bateau en début d'enfournement est de 20,1 nœuds nautiques. L'enfournement mesuré a donc lieu à une vitesse élevée du bateau : 75% de $V_{\text{bat_max}}$. Il représente donc un cas d'enfournement qui sollicite mécaniquement le bateau de façon représentative des cas les plus extrêmes d'enfournement. Les pointages permettent de déterminer que l'accélération horizontale du bateau à l'enfournement est de $6,62 \text{ m/s}^2$

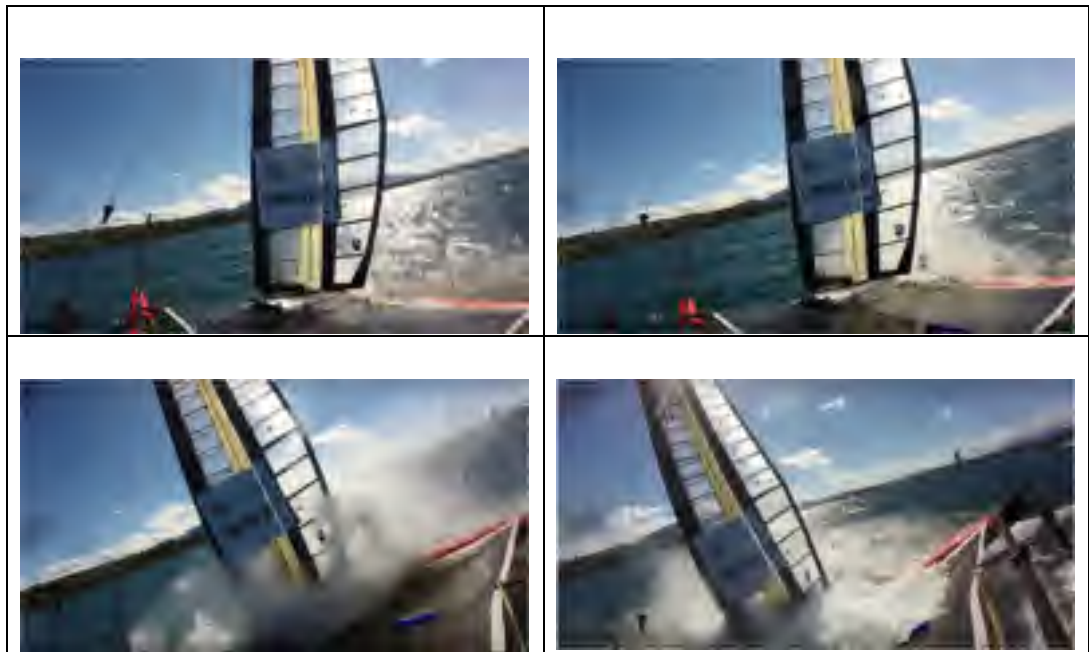


Figure 2.16 Prises de vue enfournement Rafale I

Durant l'enfournement, à partir d'une phase de vol, le poids du bateau est transféré de l'hydrofoil aux étraves.

Le cas de chargement considéré est donc une accélération $\vec{a}$ appliquée au bateau, qui est la somme de l'accélération de pesanteur et de l'accélération horizontale d'enfournement (*Voir* (2.2)).

$$\vec{a} = \vec{g} + \overrightarrow{a_{enfournement}} \quad (2.2)$$

La validation de résistance à l'enfournement doit permettre également de valider la résistance des coques en situation de vie I.

Dans le cas de chargement d'enfournement, les efforts exercés sur les safrans peuvent être très supérieurs aux efforts en cas de chargement statique ou dynamique. En effet, les coques sont soudainement immergées au niveau de l'étrave et les efforts appliqués pour un même changement de direction augmentent alors. La coque est dans ce cas dimensionnée pour les efforts de décrochage des safrans. Les forces au centre de poussée du safran sont alors les efforts déterminés par Prudhomme (2018), pour les cas d'enfournement de l'aile du safran à 20 nœuds, et de décrochage de la partie verticale en pleine eau à 17 nœuds. Les chargements critiques appliqués au safran au point S (*Voir* Tableau 2.2) lors de l'enfournement sont alors $F_{safran}(5735;0;2614)$.

2.3.3 Précontraintes

Dans les cas de chargement d'équilibre et d'enfournement, il faut considérer les précontraintes vues à la section 1.1.2.2.

Les efforts de précontrainte dans le haubanage sont estimés avec le diagramme des corps libres de la Figure 1.5, en appliquant le PFS pour une force de compression dans le mât de 15000 N (Killing, 2009).

Tableau 2.3 Efforts de précontrainte

Effort	Point d'application (R_i)	Norme (N)
Étai	Points d'attache étai	$T_{\text{étai}}=2470$
Hauban	Points d'attache hauban	$T_{\text{hauban}}=5465$
Trampoline (par attache)	Attache sur traverse ou coque	$F_{\text{trampoline}}=700$

La précontrainte du trampoline est appliquée par le préparateur du bateau, par flexion de son bras, avec un système de démultiplication de rapport deux pour un. La précontrainte appliquée au trampoline est calculée en considérant le nombre d'attaches du trampoline sur la coque et sur les traverses ainsi que la force moyenne d'un homme en flexion du bras. Le trampoline est fixé en 12 points latéralement (trampoline/ coques), et en 20 points longitudinalement (trampoline/ traverses). La force maximale de flexion du bras est estimée à 35 daN (www.chups.jussieu.fr). La force appliquée en chaque point est donc de 70 daN, et les charges totales de précontrainte du trampoline sont respectivement de 8400 N sur les attaches latérales, et de 14000 N sur les attaches longitudinales.

2.4 Matériaux utilisés

Les coques sont conçues et fabriquées avec des zones en structure composite monolithique, et des zones en structure sandwich. Les matériaux utilisés pour la conception et la fabrication des coques sont de trois types : les matériaux de peau, les matériaux d'âme, et les matériaux d'assemblage et renforcement local.

2.4.1 Matériaux de peau

Les peaux doivent être conçues avec deux types de composite carbone/ époxy pré imprégné hors-autoclave à disposition. Les fibres utilisées sont unidirectionnelle (UD) et tissées (8HS), de références respectives CYCOM 5320-1 T650 Unitape Gr 145 RC 33% et CYCOM 5320-1 T650-35 3K 8HS Fabric 36% RW. Les deux matériaux sont donc constitués de fibres de carbone de type T650 et de résine époxy 5320-1 avec une teneur massique de résine de 33%

et 36% respectivement. L'utilisation de composite pré imprégné doit permettre de diminuer la masse totale des coques, en maîtrisant la teneur en résine du composite. Comme dans le bateau Rafale I, les fibres de carbone assurent un haut module du composite en traction. Rafale I a une matrice en résine urethane acrylate. L'utilisation de résine époxy pour les coques de Rafale II doit permettre d'augmenter les modules de rigidité et la résistance du stratifié. Et d'un point de vue du procédé de fabrication, les principaux avantages de ces matériaux sont qu'ils sont conçus pour réticuler hors autoclave, et à basse température (le cycle de plateau minimum est de 93°C, 10h), voir Cytec (2015). Enfin la post-cuisson des pièces peut être réalisée hors moule. L'outillage peut donc être conçu pour des utilisations à température nominale inférieure à 100°C.

Le tissage 8-*Harness Satin* (8HS) est constitué de fibres d'orientation 0° et 90°, et est donc comparable à un stratifié d'UD [0/90]. Au Tableau 2.4, les constantes élastiques d'un stratifié d'UD [0/ 90] et d'un pli de 8HS sont comparées. Les constantes élastiques du stratifié d'UD sont calculées à partir des données de NCAMP (2017), les données du 8HS sont issues de Cytec (2015). En considérant les objectifs de conception de masse et de rigidité, et après comparaison, les fibres UD sont donc privilégiées pour leur masse surfacique inférieure (34%) à celle du 8HS, avec des constantes élastiques proches.

Tableau 2.4 Propriétés mécaniques en membrane stratifié UD [0/90] et 8HS

	UD [0/90]	8HS	Écart relatif
E₁ [MPa]	72312	69085	4 %
E₂ [MPa]	72312	68258	6 %
G₁₂ [MPa]	5502	5585	1.5 %
v₁₂	0,046	0,048	4.35 %
Densité surfacique [g/ m²]	439,8	588,5	34 %

2.4.2 Matériaux d'âme

Deux types de matériau d'âme sont disponibles pour la conception des coques. D'une part une mousse structurale de styrène-acrylonitrile (SAN) thermoformable développée pour l'industrie marine (Gurit Corecell M100), et d'autre part une âme nid d'abeille en fibre d'aramide (Nomex) à cellules expansées, développée pour l'industrie aéronautique (ECA-R 4.8-48).

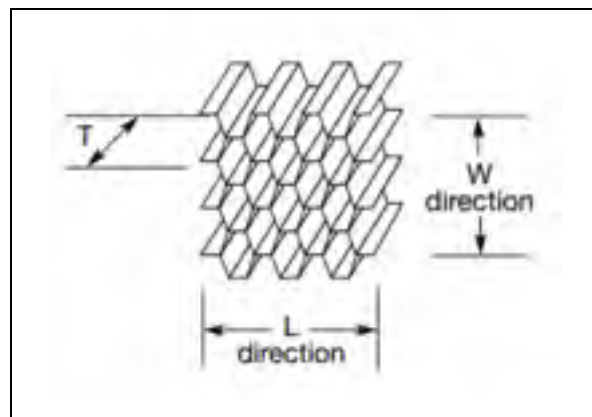


Figure 2.17 Nid d'abeille à cellules expansées

Les critères de choix du matériau d'âme sont principalement :

- 1) Modules et résistances de cisaillement,
- 2) Module et résistance en compression,
- 3) Densité,
- 4) Facilité de découpe et mise en forme.

Les propriétés mécaniques des deux matériaux d'âme issues des fiches techniques Gurit (2018) et Euro-composites (2010) sont comparées au Tableau 2.5. Les propriétés au cisaillement selon L (*Voir* Figure 2.17) sont comparables, tandis que la densité de la mousse structurale M100 vaut le double de celle du nid d'abeille. Il est à noter que la mousse structurale est quasi isotrope, tandis que le nid d'abeille est anisotrope. Les cellules expansées ont des propriétés mécaniques inférieures selon W. Cependant les cellules expansées permettent une mise en position plus facile que la mousse thermoformable M100.

Comme dans les Class-C Alpha et le catamaran de course au large Orange II, l'âme en nid d'abeille Nomex est donc choisie pour obtenir un meilleur rapport poids/ performance, et une mise en forme plus facile.

Tableau 2.5 Propriétés mécaniques des matériaux d'âme ECA-R 4.8-48 et Corecell M100

Propriété		ECA-R 4.8-48	M100	Écart relatif (%)
ρ (kg/m ³)	Densité	48	100-115	<-108
E_C (MPa)	Module d'élasticité en compression	233,6	76-107	>54
S_C (MPa)	Résistance en compression	2,85	1,55	46
S_T (MPa)	Résistance en traction	2,85	1,55	46
G_L (MPa)	Module de cisaillement selon L	40	41	-2,5
S_L (MPa)	Résistance en cisaillement selon L	1,14	1,45	-27
G_W (MPa)	Module de cisaillement selon W	28	41	-46
S_W (MPa)	Résistance en cisaillement selon W	0,66	1,45	-119

2.4.3 Matériaux d'assemblage et de renforcement local

2.4.3.1 Assemblage des panneaux d'âme

La longueur des coques étant de 25 pi, le matériau d'âme doit être appliqué en plusieurs sections. Afin d'assurer la transmission des charges des panneaux connexes, et de minimiser les concentrations de contraintes, une mousse intumescence époxy est placée à la jonction des panneaux (*Voir* Figure 2.18). La mousse époxy utilisée est issue de l'industrie aéronautique, et est de référence FM410-1.

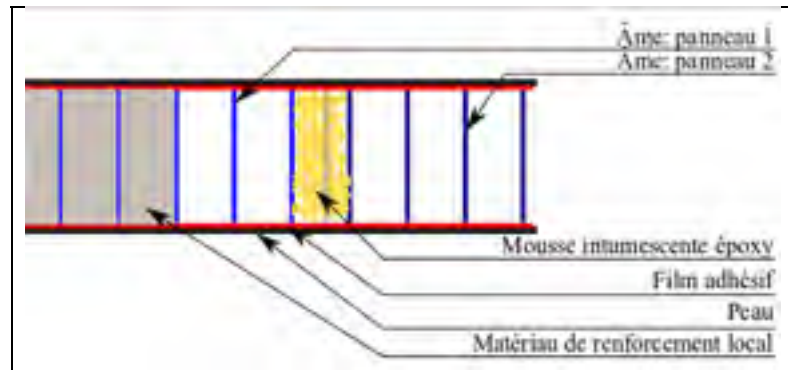


Figure 2.18 Matériaux utilisés dans la structure sandwich

2.4.3.2 Renforcement local



Figure 2.19 Matériau de remplissage

Dans les zones d'assemblage dans lesquelles le stratifié est en structure sandwich, l'âme peut être remplie avec un matériau léger de meilleurs module et résistance en compression hors plan. Le matériau de remplissage de cavités est obtenu à température ambiante à partir du mélange de résine époxy TCC-205 (durcisseur TCC-104), de bille de verre pour abaisser la densité (Mia 65), et d'un agent thixotropique de silice pyrogénée (type CAB-O-SIL). La densité du matériau de remplissage est de $0,54 \text{ g/cm}^3$

2.4.3.3 Assemblage des structures

Dans le bateau, des adhésifs sont mis en œuvre pour la fabrication des structures sandwich, et pour l'assemblage de pièces finies.

Deux films adhésifs structuraux en époxy pour cuisson basse température sont disponibles. Ces adhésifs sont conçus pour coller les peaux aux matériaux d'âme, de type Nomex, Aluminium ou mousses structurales polymères (*Voir* Figure 2.18). Le SA80 disponible a une densité de 250g/m², sans support de fibre de verre (Gurit, 2016), et le FM300-2M a une densité de 293 g/m², et comporte un support mat en fibre polyester (Cyttec, 2011).

Les critères de choix du film adhésif sont :

- 1) comptabilité avec les substrats,
- 2) résistance au cisaillement transverse,
- 3) densité,
- 4) facilité d'utilisation en fabrication de grandes pièces.

Le choix de la méthode d'adhésion peaux/ âme sera effectué lors du test préliminaire, au CHAPITRE 3.

L'adhésif choisi pour l'assemblage des sous-ensembles structurels (structure interne, demi-coques, inserts etc.) est un adhésif méthacrylate (Scott Bader M1-30). L'adhésif M1-30 permet d'utiliser le même adhésif pour tous les substrats (composite, aluminium anodisé et acier inoxydable), avec une préparation de surface requise minimale (Scott Bader, 2018). L'utilisation est donc facile : la fiabilité des joints collés par rapport aux propriétés mécaniques théoriques est donc mieux maîtrisée, dans un contexte d'une équipe de fabrication peu expérimentée.

CHAPITRE 3

MÉTHODOLOGIE ET CONCEPTION PRÉLIMINAIRE

3.1 Stratégie de modélisation

La stratégie de modélisation usuelle pour des grandes pièces en matériaux composites commence par la définition des cas de chargement qui s'appliquent au système, puis par l'élaboration d'un modèle de préconception simple, qui permet de pré-dimensionner la pièce et d'orienter les méthodes de fabrication. À titre d'exemple de cette approche, dans le domaine de l'éolien, puisqu'une pale d'éolienne est soumise principalement à un chargement en flexion, un modèle de poutre analytique de préconception (Hansen, 2008) permet d'extraire les contraintes locales dans le but de faire des choix stratégiques tels que le choix des matériaux, des types de structures internes etc. De là, les procédés de fabrication sont choisis et un premier dimensionnement peut servir de donnée d'entrée pour l'élaboration d'un modèle par éléments finis. La modélisation par éléments finis permet finalement d'optimiser les stratifiés sur la pale, pour maximiser la résistance en minimisant le poids de la pale.

Dans le cas présent, la première étape est la définition des cas de chargement des coques (*Voir* Figure 3.1). Chaque cas de chargement est défini : point d'application, normes, et directions des efforts.

Dans le cas des coques d'un catamaran Class-C, les données géométriques et le type de chargement ne permettent pas de faire un modèle analytique simple. À la Figure 3.1, le choix a donc été fait de segmenter la préconception en deux étapes successives, avant de faire le modèle par éléments finis détaillé :

- 1) test préliminaire de fabrication d'un stratifié sandwich, suivi de tests en flexion trois points : les tests permettent de valider la modélisation des structures sandwich en éléments finis, choisir les matériaux, et définir les méthodes de fabrication;
- 2) modèle par éléments finis préliminaire : la plateforme du bateau est modélisée. Les coques sont modélisées avec un stratifié uniforme. Le chargement utilisé est celui des

précontraintes (*Voir* section 2.3.3). L'analyse du modèle préliminaire permet de formuler des recommandations sur le choix du stratifié final.

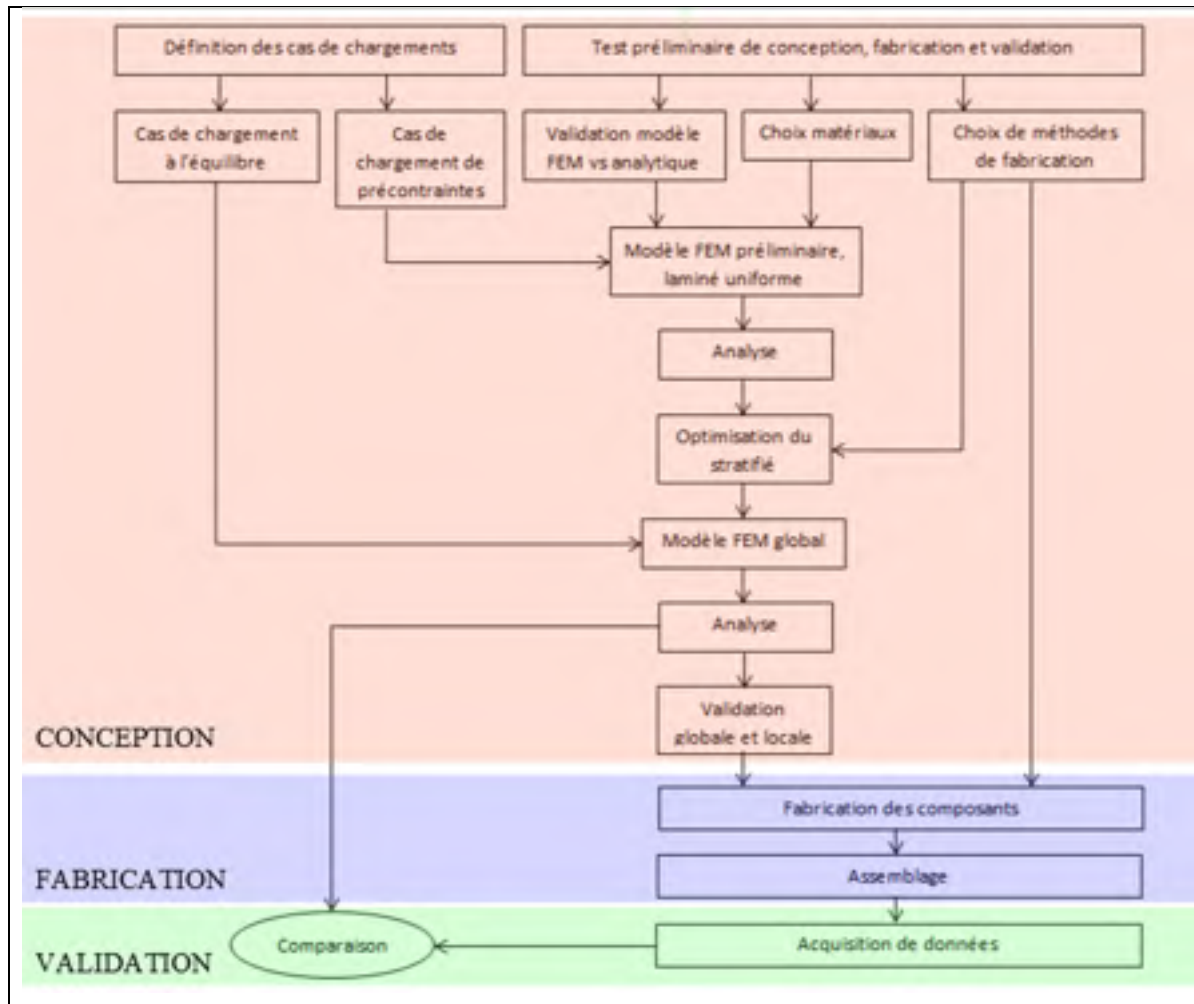


Figure 3.1 Diagramme des flux du travail de mémoire

Le modèle par éléments finis préliminaire est analysé en statique linéaire. Les données de sortie de l'analyse sont les facteurs de sécurité à la rupture (critère de Tsai-Hill), le champ des déformations principales des coques et la masse totale des coques.

À partir de cette étape, le stratifié doit être optimisé, en respectant le critère de masse. Les analyses du modèle par éléments finis préliminaire et les méthodes de fabrication sont alors des données d'entrée de l'optimisation par zones du stratifié.

Le modèle par éléments finis détaillé est alors construit avec le stratifié optimisé pour réaliser des analyses statiques linéaires dans les cas de chargement de l'équilibre, de l'enfournement, et du test de torsion de la plateforme. Pour cela des éléments sont ajoutés au modèle, pour appliquer les chargements supplémentaires : les efforts de l'équipage, des safrans et de l'enfournement. Dans le modèle détaillé, un cas de chargement au flambage est implémenté, pour extraire les coefficients de sécurité au flambage à chaque élément de la coque.

L'analyse et le post-processus du modèle détaillé permettent de valider le respect des critères de résistance à la rupture et de flambage, et du critère de masse. L'analyse quantifie par ailleurs la rigidité de la plateforme en torsion.

Suite à l'analyse du modèle par éléments finis détaillé, les composants de la coque sont fabriqués. D'une part les structures internes sont fabriquées, et d'autre part les demi-coques sont produites. Puis les composants sont assemblés pour obtenir le système fini.

La dernière étape consiste à monter la plateforme du bateau pour faire des mesures de déformation, dans le cas de chargement des précontraintes du bateau. Enfin, les résultats sont traités et comparés aux résultats d'analyses du modèle par éléments finis détaillé, dans le cas de chargement des précontraintes.

3.2 Test préliminaire

3.2.1 Objectifs

Avant de faire le choix de réaliser un test préliminaire des considérations de conception et de fabrication doivent être prises en compte.

En termes de conception, l'inertie de section du stratifié doit permettre de retarder le flambage uniformément sur de grandes structures. La structure en sandwich est à ce stade choisie pour la résistance au flambage. Cette structure implique qu'il faut choisir une méthode d'adhésion entre les peaux monolithiques et l'âme.

Plusieurs types d'adhésifs existent pour les structures sandwich pré imprégné/ nid d'abeille. Les critères pour l'adhésif dans le cadre de la conception des coques sont, par ordre hiérarchique :

- 1) résistance au cisaillement transverse,
- 2) densité minimale,
- 3) facilité d'application en phase de fabrication.

D'après la documentation des fournisseurs de films adhésifs, la masse surfacique minimale d'un adhésif capable d'une jonction mécanique avec un nid d'abeille doit être supérieure ou égale à 250 g/m² (Gurit, 2016). Pour comparaison, la masse surfacique d'un pli d'UD (*Voir* section 2.4.1) est de 220 g/m². Dans l'hypothèse d'une utilisation du nid d'abeille sur la totalité de la surface d'une coque, cela représente une masse totale d'adhésif minimale de 10 kg

Les perspectives de réduction de masse du film adhésif sont limitées : le choix principal porte sur l'usage ou non d'un support mat de fibre de polyester. Il faut considérer que ce support assure une facilité à l'application (respect du critère numéro trois), et ajoute en moyenne de 25g/m² au film adhésif (contraire au critère numéro deux), d'après Gurit (2016).

La solution la plus légère idéale resterait cependant de ne pas utiliser de film adhésif. Les plis en pré imprégné contiennent 33% et 36% de résine respectivement pour les plis en UD et en 8HS (Cytec, 2015). L'hypothèse est faite que la compaction des peaux sera plus importante au niveau des parois de nid d'abeille, ce qui entraîne un surplus local de résine. Ce surplus de résine pourrait alors former un congé de résine à la base des parois de nid d'abeille, éventuellement suffisant pour assurer la rigidité et la résistance de la structure.

Dans le cadre du projet, quatre configurations sont envisagées:

- film adhésif sans support en mat : matériau Gurit SA80,
- film adhésif avec support en mat : matériau Cytec FM300-2M,
- absence de film adhésif,
- zones alternées avec film adhésif Cytec FM300-2M, et absence d'adhésif.

Le test préliminaire, couplé à des essais de flexion, doit donc permettre de faire le choix de la méthode de liaison entre l'âme et les peaux monolithiques.

Un autre objectif du test préliminaire est de valider la modélisation par éléments finis de la structure sandwich. Pour cela, les résultats des tests de flexion expérimentaux sont ensuite confrontés aux résultats d'un modèle par éléments finis, et d'un modèle analytique.

En termes de procédé de fabrication, les objectifs de fabrication hiérarchisés sont les suivants :

- 1) validation de la conformité des propriétés mécaniques des pièces produites vs. propriétés théoriques des matériaux,
- 2) fiabilité de la mise en œuvre,
- 3) minimisation du temps de main d'œuvre.

Les coques sont fabriquées en demi-coques assemblées avec l'aide d'une lèvre de collage monolithique longitudinale (*Voir* section 2.1.2.4). La lèvre de collage est fabriquée en deux temps : les plis de la lèvre sont stratifiés sur des contre moules verticaux puis pliés avec des contre moules horizontaux pour être parallèles au plan de joint des moules (*Voir* Figure 3.2).

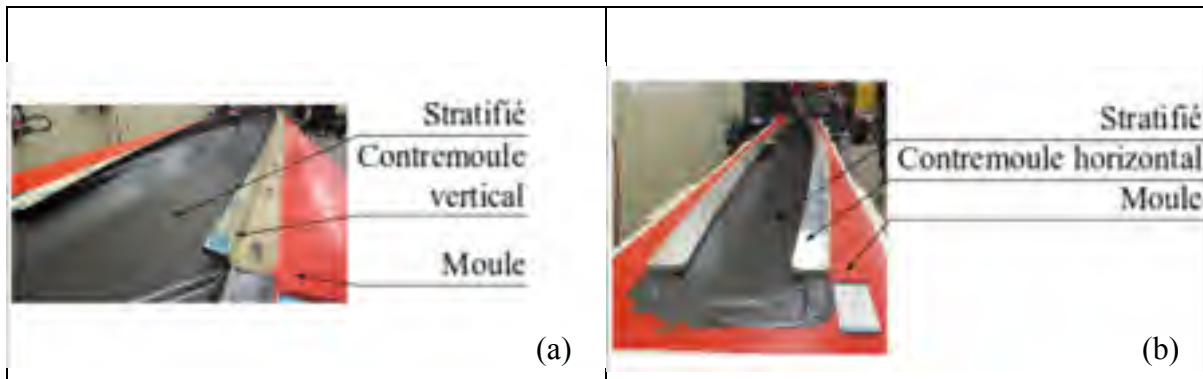


Figure 3.2 Contre moules de lèvre de collage ; (a) Configuration utilisée pour la stratification et la compaction des plis ; (b) Configuration utilisée pour la cuisson

Dans la zone de la lèvre de collage, la fibre de carbone doit former un angle vif. Étant donné la sensibilité de la fibre pré imprégnée aux erreurs d'application et de sac de vide, la compaction des angles durant la cuisson des demi-coques est alors critique. La compaction se maîtrise à deux niveaux : avec la définition du stratifié au niveau des angles, et avec la méthode de mise sous vide.

Premièrement, le choix du type de transition de la structure sandwich vers la structure en monolithique influence la compaction des angles. Soit la transition est réalisée avec une découpe en angle de l'âme, quelques centimètres avant l'angle de la lèvre de collage (*Voir* Figure 3.3 (a)). Soit l'âme est continue jusqu'à l'angle, avec une découpe de l'âme à 90 degrés (*Voir* Figure 3.3 (b)).

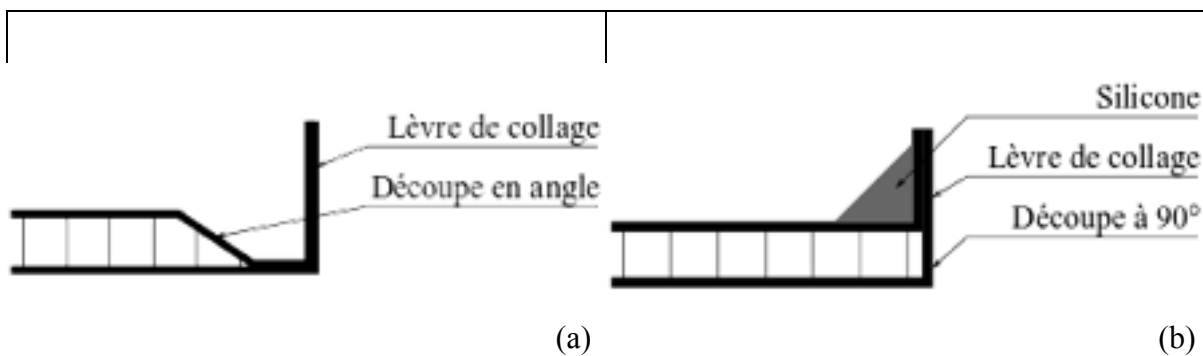


Figure 3.3 Transition stratifié sandwich/ monolithique ; (a) Découpe en angle de l'âme ; (b) Découpe à angle droit de l'âme

Dans la deuxième configuration, un film intumescent est positionné à la fin de l'âme. Les hypothèses suivantes sont établies :

- 1) la première méthode assure une résistance au flambage moindre, et implique une durée supérieure de fabrication;
- 2) la seconde méthode avec film intumescent offre une meilleure résistance au flambage et un gain de temps en fabrication, mais implique une moins bonne maîtrise de la compaction de la peau extérieure du stratifié dans l'angle.

Le test préliminaire doit ainsi permettre de quantifier la compaction des stratifiés issus des deux méthodes en les comparant à l'épaisseur théorique après cuisson.

Lors de la mise sous vide, pour assurer une compaction suffisante, et moins sensible aux erreurs de mise en position du sac à vide (respect du critère numéro deux), des coins en silicone sont testés pour répartir la pression du vide de façon plus homogène dans les angles de la lèvre de collage. (*Voir* Figure 3.3 (b)). Le silicone possède un coefficient de Poisson de 0.5, d'après le site MatWeb (<http://www.matweb.com>) ce qui signifie que ce matériau est incompressible. L'utilisation de silicone implique donc une déformation minimale du coin de compaction lors de la mise sous vide de la plaque. Un des objectifs du test préliminaire de fabrication est de quantifier la compaction aux angles, avec et sans coins de silicone, pour valider l'utilisation de coins en silicone pour la fabrication des coques.

Enfin le dernier élément à valider est l'influence de la gravité sur l'adhésif en film puisque lors de la cuisson, la résine atteint un pic de fluidité avant de commencer à réagir. Sur des parois verticales, lorsque la viscosité de la résine diminue, la résine peut s'écouler et migrer hors de la zone d'adhésion. La migration de l'adhésif d'un panneau sandwich est alors à quantifier. Plus généralement, dans le cadre de la coque d'un bateau, le panneau sandwich peut être incliné par rapport à l'horizontale (*Voir* Figure 3.4). En cas d'influence forte de la gravité sur la répartition de l'adhésif, les propriétés mécaniques du stratifié seraient variables selon la zone de la coque, ce qui ne serait pas satisfaisant. Il faut donc quantifier l'effet de cet angle sur les

deux couches d'adhésif, et la différence de joint de collage entre l'adhésif supérieur et inférieur d'une plaque.

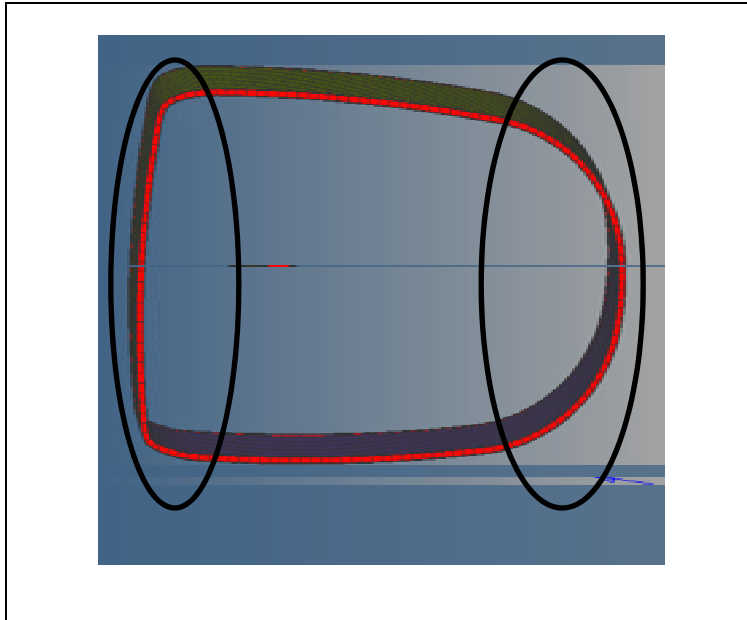


Figure 3.4 Zones de coque en angle par rapport au plan horizontal pendant la cuisson

Le test préliminaire permet donc de valider la pertinence de différentes méthodes de fabrication, et l'effet de la gravité sur l'adhésif lors de la cuisson. Ces facteurs influencent les propriétés mécaniques finales, le temps de travail et la fiabilité du procédé.

3.2.2 Fabrication

Pour valider l'ensemble des points abordés ci-dessus, une plaque test est fabriquée. La plaque est un carré de côté 457 mm, avec deux lèvres à ses extrémités, dans le plan (Y, Z). La plaque est fabriquée à partir d'un moule plan et de deux équerres en aluminium, fixées avec du ruban adhésif téflon. L'outillage est traité avec des produits successifs nettoyant, scellant, et démoulant, avant application des plis.

Le stratifié (Voir Tableau 3.1) est choisi quasi-isotrope, avec un pli de 8HS à 0 degré.

Tableau 3.1 Empilement du stratifié

Pli #	Matériau	CPT (mm)	Orientation (°)
1	8HS	0,373	0
2	UD	0,137	+45
3	UD	0,137	-45
4	ADHESIF		0
5	ECA-R 4.8-48	6,35	0
6	ADHESIF		0
7	UD	0,137	-45
8	UD	0,137	+45
9	UD	0,137	90
10	UD	0,137	0

Entre les plis 3 et 4, une pré-compaction est appliquée à l'empilement pour évacuer l'air intercalé entre les plis. Pour la peau inférieure de la structure sandwich, ce vide assure également une pré-compaction homogène, tandis que les peaux du stratifié seront compactées principalement au niveau des parois de nid d'abeille durant la cuisson finale.

Les configurations d'adhésif sont testées dans quatre zones distinctes (*Voir* Figure 3.5) :

- zone I : adhésif SA80,
- zone II : bandelettes de FM300-2M, d'une largeur de 10mm et d'un espacement de 10 mm,
- zone III : sans adhésif,
- zone IV : adhésif FM300-2M sur toute la surface de l'âme.

Les deux méthodes de transition sandwich-monolithique à la lèvre développées à la section 3.2.1 sont également utilisées. Le nid d'abeille est découpé sur trois côté à 90 degrés, et sur le quatrième côté à 30 degrés, de sorte à laisser une zone monolithique de 35 mm en amont de la lèvre de collage. Durant la fabrication, la méthode de découpe à angle droit s'avère plus rapide à mettre en œuvre.

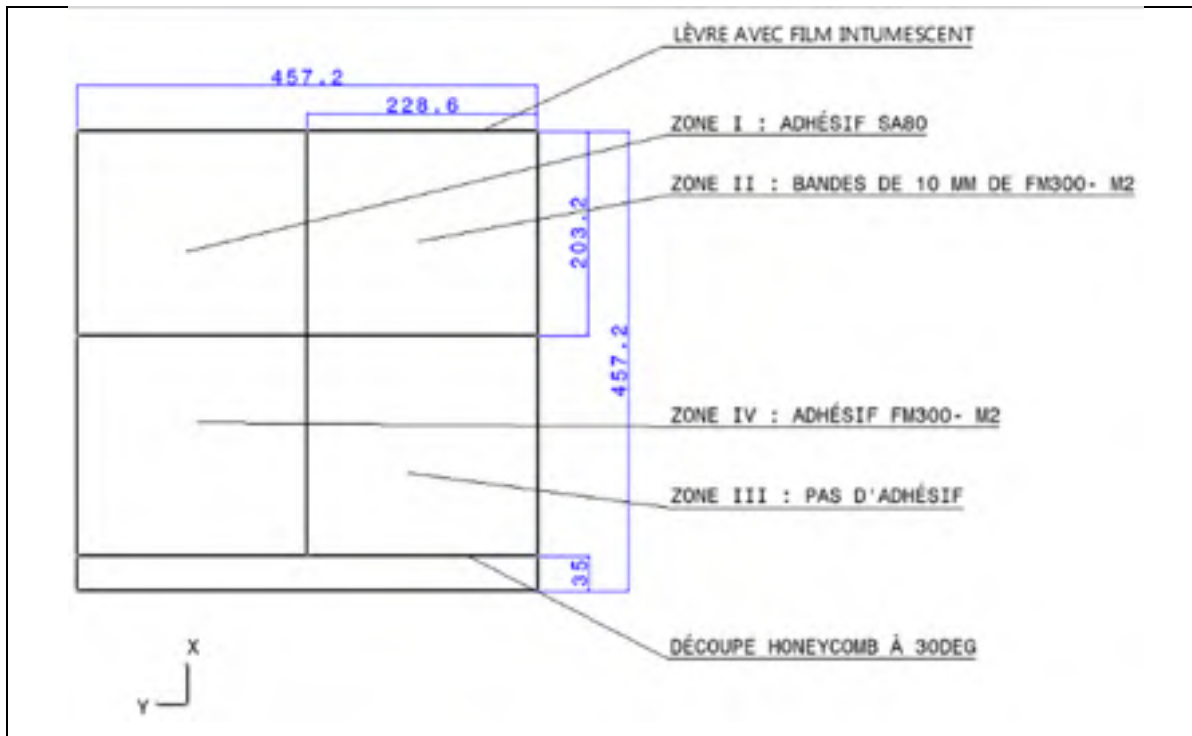


Figure 3.5 Les zones de la plaque test et le repère local

La cuisson de la plaque est faite dans un four à convection forcée, en donnant au moule un angle de 60 degrés par rapport à l'horizontale, pour valider l'influence d'un angle par rapport à l'horizontale sur la répartition de l'adhésif dans les cellules de nid d'abeille (*Voir* section 3.2.1).

Les demi-coques sont cuites à basse température : le cycle de cuisson choisi est le cycle de cuisson basse température de la résine époxy 5320-1 (*Voir* Figure 3.6). Ainsi un premier plateau de 2 heures à 60°C permet à l'outillage d'atteindre l'équilibre thermique sans amorcer la polymérisation de la résine, puis la polymérisation a lieu lors d'un plateau de 10 heures à 93°C

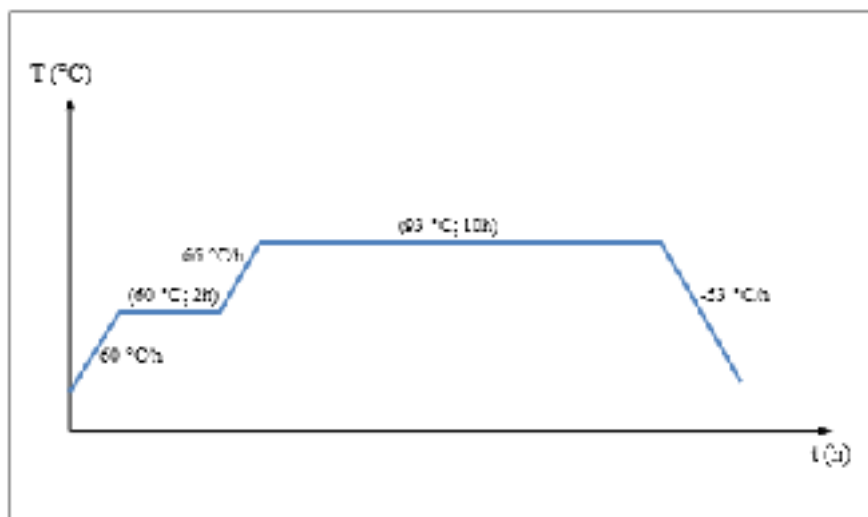


Figure 3.6 Cycle de cuisson basse température
résine 5320-1 (Cytec, 2015)

Après cuisson, la plaque est découpée en éprouvettes pour les tests de flexion, et les lèvres de collage sont découpées pour observation microscopique de la structure. Les dimensions nominales des éprouvettes découpées sont de 25x190 mm²

Pour la découpe, l'outillage est une scie circulaire avec une lubrification à l'eau. Les éprouvettes découpées sont immédiatement placées en étuve à basse température (50°C) pendant 60 minutes, afin d'extraire l'eau absorbée par le nid d'abeille. L'hypothèse est alors faite que l'utilisation d'eau dans le processus de découpe n'a pas d'influence sur les propriétés mécaniques des éprouvettes. Par ailleurs, les travaux de Jérémy Delahaigue (2015) justifient que l'influence de la température de coupe sur les propriétés mécaniques des éprouvettes est négligeable. Les travaux sur scie circulaire de modèle identique, caractérisent les éprouvettes carbone/ époxy en traction uni-axiale, à deux largeurs d'éprouvettes (6mm et 12 mm), avec un outil usé et un outil neuf, qui entraînent respectivement des températures de coupe de 450°C et 300°C. L'influence de la découpe des éprouvettes sur leurs propriétés mécaniques est donc négligeable.

3.2.3 Observations au microscope optique

Les découpes sont observées au microscope Olympus DSX, et les épaisseurs sont mesurées avec le logiciel DSX, à partir de photographies.

Les épaisseurs théoriques après cuisson des différents constituants sont données au Tableau 3.2.

Tableau 3.2 Épaisseurs théoriques des constituants de la structure sandwich

Constituant	Épaisseur th. Basée sur les CPT connues (mm)
Pli de 8HS	0,373
Pli d'UD	0,137
Peau intérieure (Z^+)	0,548
Peau extérieure (Z^-)	0,647
Honeycomb	6,35
FM300-2M	0,25 (épaisseur avant cuisson)
SA80	NA

Le SA80 n'a pas de support en fibre de verre non tissée. L'hypothèse est donc faite que l'épaisseur totale après cuisson du SA80 est nulle : l'adhésif placé sous les parois de nid d'abeille migre.

Les épaisseurs théoriques des stratifiés sont données au Tableau 3.3. Pour la zone IV, seul l'épaisseur avant cuisson du FM300-2M étant référencée, l'épaisseur du stratifié est majorée en faisant l'hypothèse que l'épaisseur est constante avant et après la cuisson.

Tableau 3.3 Épaisseurs théoriques des stratifiés pour chaque zone de la plaque test

Zone	CPT th. (mm)
Zone I	7,545
Zone II	variable
Zone III	7,545
Zone IV	$7,545 < t < 8,045$
Lèvre de collage monolithique	1,195

Les observations microscopiques sont faites sur un nombre de cellules de nid d'abeille supérieur ou égal à trois pour chaque éprouvette. Les mesures faites constituent donc une population représentative.

Et en considérant la largeur du curseur de mesure, l'incertitude de mesure est estimée à une demi-largeur de curseur par point, soit 40 μm . Les mesures sont donc à considérer à $\pm 40 \mu\text{m}$

Les tableaux en ANNEXE III contiennent les moyennes des mesures pour les zones I, III et IV, les résultats de la zone :

- la peau intérieure (Z^+),
- la peau extérieure (Z^-),
- la lèvre avec silicone,
- la lèvre sans silicone,
- le stratifié dans la plaque.

3.2.3.1 Comparaison des propriétés entre deux parois/ au niveau d'une paroi de nid d'abeille

L'observation d'une cellule de nid d'abeille en coupe montre un congé d'adhésif au pied de chaque paroi (*Voir* Figure 3.8). Au niveau des parois, l'épaisseur maximale d'adhésif est en moyenne de 460 μm dans la zone I, et de 400 μm dans la zone IV. Dans le cas particulier de la zone III, il n'y a pas de congé d'adhésif clairement identifiable (*Voir* Figure 3.7). La méthode

d'observation ne permet donc pas de valider formellement l'hypothèse selon laquelle la compaction locale des peaux entraînerait un surplus de résine pour former un congé de résine.

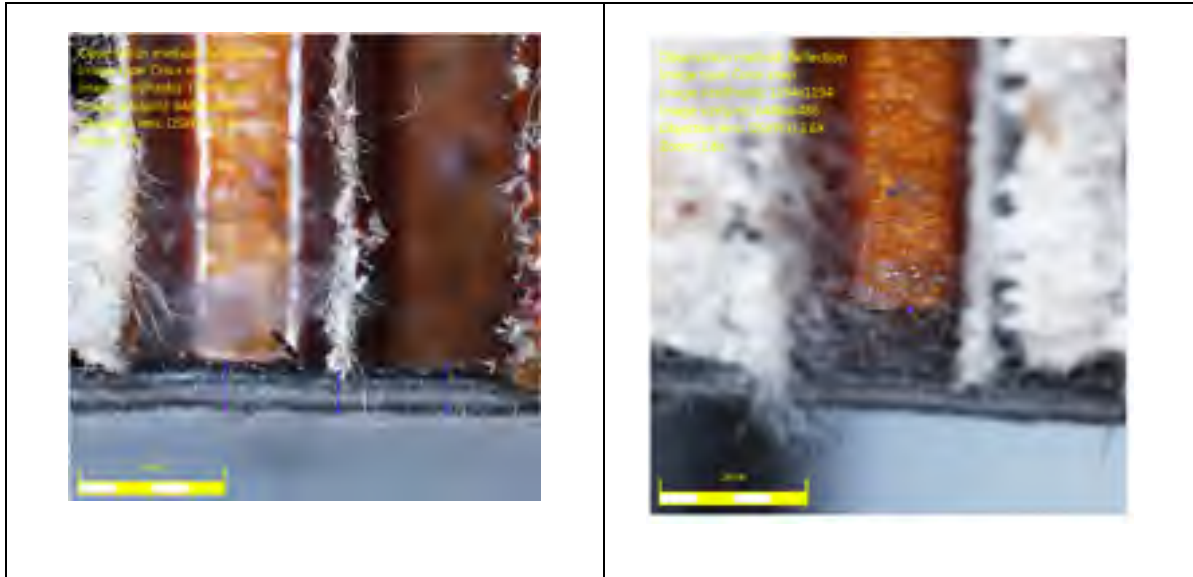


Figure 3.7 Observation au microscope d'une éprouvette de Zone III (Z^+)

Entre deux parois, l'épaisseur d'adhésif est constante. Dans la zone I, l'épaisseur moyenne est de $130\ \mu\text{m}$. Dans la zone IV, l'épaisseur d'adhésif est de l'ordre de $200\ \mu\text{m}$

La compaction des peaux est également influencée par les parois du nid d'abeille (*Voir* Figure 3.8). Effectivement, pour les peaux Z^+ et Z^- , l'épaisseur des peaux varie localement de Δt , de $30\ \mu\text{m}$ en zone I, entre 75 et $160\ \mu\text{m}$ en zone III et de 130 à $140\ \mu\text{m}$ en zone IV. La différence relative des variations de compaction pour les zones I, III et IV met en évidence que la présence d'adhésif ou non, et le type d'adhésif, influence l'homogénéité de la compaction des peaux entre deux parois.

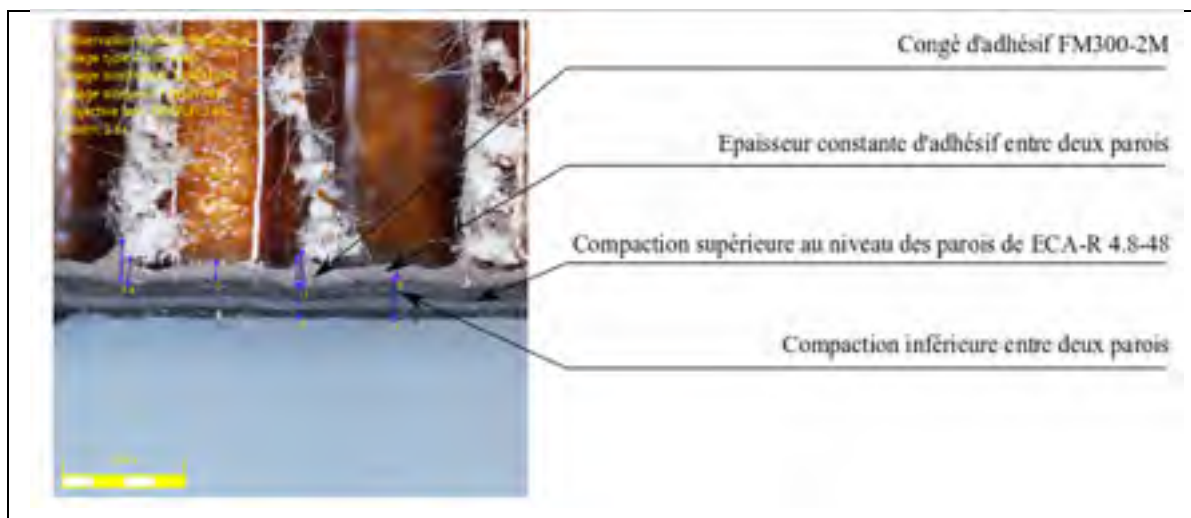


Figure 3.8 Observation au microscope d'une éprouvette de Zone IV (Z^+)

3.2.3.2 Compaction entre deux parois en fonction de la zone

Par ailleurs, comme étudié dans le rapport de maîtrise de James Kratz (2007), la pression présente dans le nid d'abeille d'une structure sandwich cuite hors autoclave influe sur la compaction de la peau du sandwich située du côté du sac à vide (Z^+). La présence d'adhésif fait varier la perméabilité des peaux, ce qui fait varier la pression dans les cellules de nid d'abeille. Ce facteur pourrait expliquer les différences de compaction des peaux entre deux parois en fonction de la méthode de jonction peau/ nid d'abeille, notamment entre les zones III et IV.

3.2.3.3 Comparaison des propriétés en Z^+ et Z^-

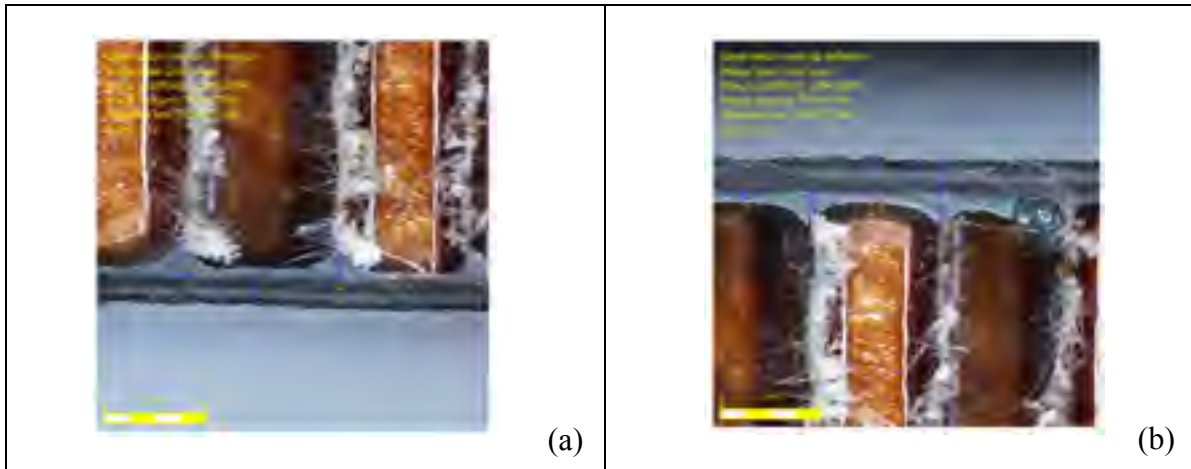


Figure 3.9 Observation au microscope d'une éprouvette de Zone I; (a) Peau (Z^+); (b) Peau Z^-

Les résultats de l'ANNEXE III montrent que l'adhésif Z^- (Voir Figure 3.9) est plus épais de 10 μm pour le SA80, soit une variation relative à l'épaisseur totale d'adhésif de l'ordre de +6%. Tandis que pour le FM300-2M, la variation est de -49 μm , soit une variation relative est de -20%. Au regard de l'incertitude de mesure, on ne peut toutefois pas affirmer qu'il y ait de variation représentative d'épaisseur de l'adhésif entre deux parois, en fonction des effets de la gravité.

Au niveau des parois, le congé formé par la colle est par contre dépendant de la gravité, et de l'angle donné à la plaque lors de la cuisson. Ainsi d'après les tableaux de l'ANNEXE III, la différence de hauteur de part et d'autre d'une paroi de nid d'abeille est en moyenne de 160 μm pour le SA80 et de 140 μm pour le FM300-2M. Cependant l'adhésif ne migre pas intégralement : l'adhésif recouvre toute la surface des peaux. L'hypothèse est donc faite que les propriétés mécaniques globales du stratifié sont indépendantes de la gravité.

3.2.3.4 Comparaison des propriétés de lèvre de collage avec et sans silicone

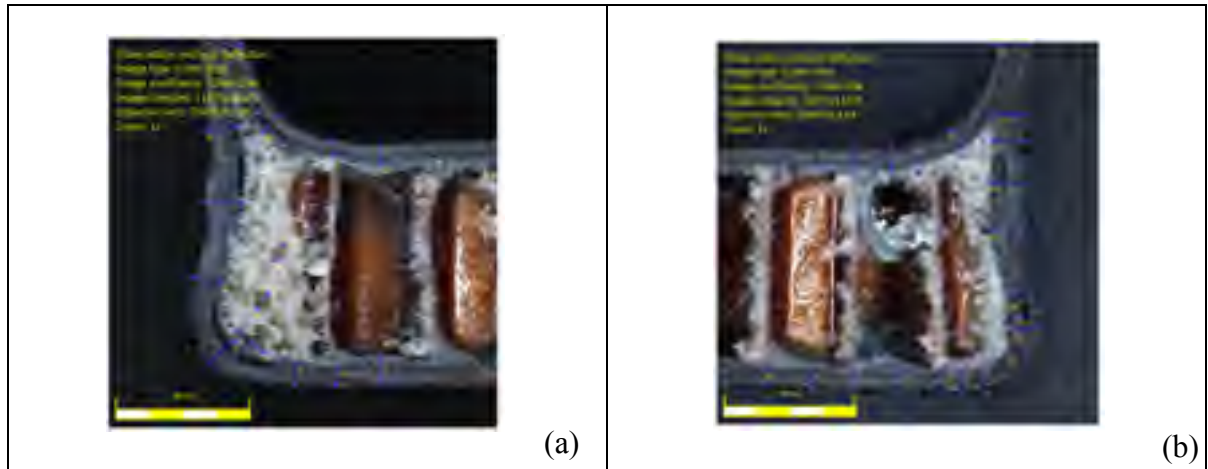


Figure 3.10 Observation au microscope de deux éprouvettes de Zone I ;
(a) Avec angle de silicone ; (b) Sans angle de silicone

Le silicone a un rayon de 3 mm environ au niveau de l'angle à compacter. L'angle observé au microscope (*Voir* Figure 3.10 (a)) présente un rayon de l'ordre de 3 mm également. Le silicone ne s'est donc pas compacté au niveau de l'angle de la lèvre. Et l'angle n'a donc pas été compacté suffisamment dans les zones avec des coins de silicone. Les différences mesurées entre les éprouvettes des Figure 3.10 (a) et (b) ne permettent donc pas de mettre en évidence un effet positif de la méthode de compaction au silicone.



Figure 3.11 Observation microscopique d'une éprouvette sans compaction par coins de silicone

Cependant on observe à la Figure 3.11 une éprouvette au niveau d’une zone mal compactée (erreur de sac de vide). Sur cette éprouvette, la mesure numéro 8 met en évidence une cavité large d’environ 650 μm . Les propriétés mécaniques associées sont alors imprévisibles et très inférieures aux valeurs théoriques d’une peau compactée. En l’absence de coin de silicone, la méthode de fabrication n’est donc pas fiable. La méthode incluant des coins de silicone est donc considérée comme nécessaire pour satisfaire les objectifs de fiabilité, et l’analyse des éprouvettes aux Figure 3.10 (a) et (b) met en évidence que le rayon du silicone doit être inférieur à 3 mm

3.2.3.5 Comparaison des propriétés du stratifié suivant la méthode de transition sandwich vers monolithique

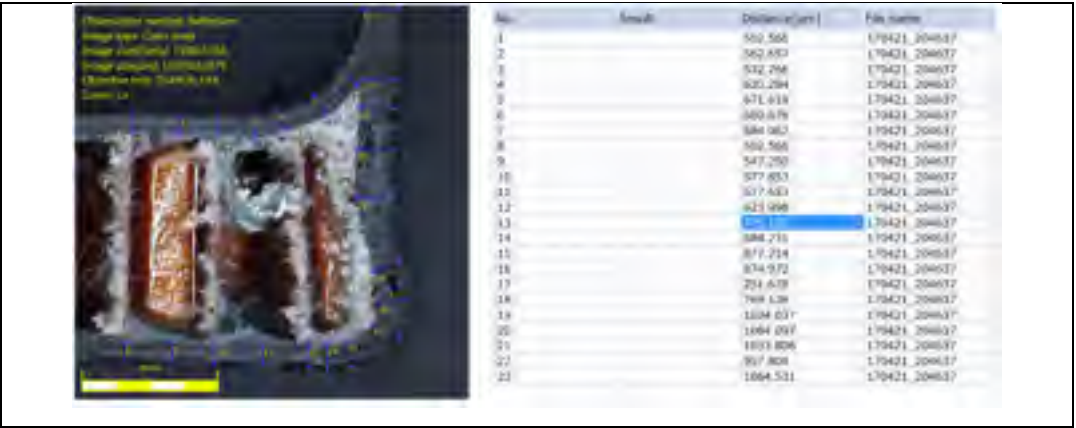


Figure 3.12 Observation microscopique de l’angle de lèvre : découpe à 90 degrés



Figure 3.13 Observation microscopique de l’angle de lèvre : découpe à 30 degrés

Les Figure 3.12 et Figure 3.13 permettent d'analyser plusieurs éléments. D'une part, sur la Figure 3.12, la peau Z^+ est compactée uniformément (épaisseur entre 500 μm et 680 μm) sur toute la zone de l'angle. Notamment au niveau du film intumescent, le film sert de support pour la compaction de la peau Z^+ . L'épaisseur théorique de la peau Z^+ étant de 550 μm , la compaction est jugée bonne, l'écart relatif étant compris entre -9% et +23%. À l'inverse, la peau Z^- dans l'angle n'est pas compactée par le vide (épaisseur entre 770 μm et 1030 μm). L'écart relatif à l'épaisseur théorique de la peau Z^- est compris entre 20% et 58%. D'autre part, à la Figure 3.13, l'écart relatif de l'épaisseur de la peau Z^+ par rapport à la valeur théorique est compris entre -17% et +11%, tandis que l'écart relatif de la peau Z^- est compris entre -13% et +43%. La peau Z^+ est donc bien compactée, tandis que la compaction de la peau Z^- est très variable dans la zone de découpe de l'angle. L'hypothèse formulée est que le nid d'abeille est localement endommagé par la découpe, et est potentiellement soumis à du flambage dans cette zone. La compaction de la peau Z^- n'est donc pas assurée.

3.2.4 Essai de flexion

Les propriétés mécaniques du joint collé de la structure sandwich ont été estimées qualitativement à l'aide de l'observation au microscope, en fonction des zones d'adhésifs, et de la gravité.

D'autre part, les propriétés mécaniques des peaux et du nid d'abeille sont connues. Les propriétés mécaniques du collage entre les peaux et le nid d'abeille doivent encore être quantifiées. Des tests de flexion sont donc entrepris pour déterminer, en fonction de la zone de collage : la rigidité de flexion du stratifié, le mode de rupture, et la contrainte ultime du stratifié.

Mis en perspective des critères de facilité de fabrication et de masse minimale, les résultats d'essais de flexion doivent permettre de déterminer si un adhésif est nécessaire ou non, et quel adhésif choisir le cas échéant.

3.2.4.1 Test expérimental de flexion trois points

La première étape est le choix de la méthodologie puis de la norme.

L'équipement de caractérisation à disposition est une machine de traction électromécanique Alliance RF/200, avec un équipement pour les essais de flexion trois points.

La différence principale qui existe entre un essai de flexion trois points et un essai de flexion quatre points est la répartition des charges (*Voir Figure 3.14*). En flexion trois points le moment fléchissant est maximal sous l'impacteur, et l'effort tranchant est appliqué sur toute la longueur de l'éprouvette. Tandis qu'en flexion quatre points, le tronçon entre les deux impacteurs est soumis à de la flexion pure, et l'effort tranchant est divisé par deux au niveau de chaque impacteur.

La flexion trois points peut donc entraîner dans certains cas un mode de rupture de la peau supérieure au niveau de l'impacteur, par l'effort tranchant. Ce mode de rupture ne serait pas recevable pour l'étude de la rupture du joint collé.

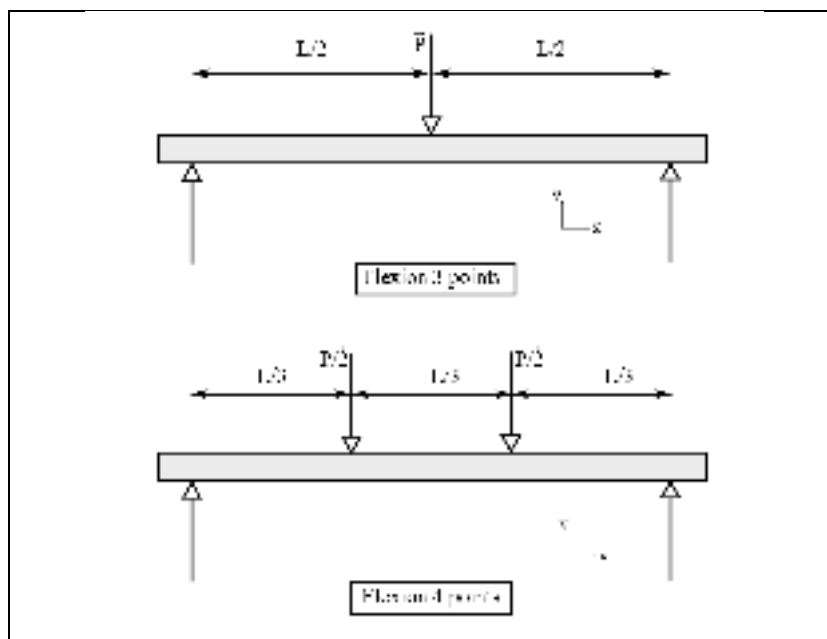


Figure 3.14 Schéma de flexion trois points et flexion quatre points

Dans le cadre de cette étude, le matériel disponible ne permet pas de réaliser d'essais de flexion quatre points. Les éprouvettes sont donc testées en flexion trois points, et les résultats doivent donc être analysés en fonction du mode de rupture observé macroscopiquement.

La norme ASTM C393/393-16 propose une méthodologie par test de flexion trois points pour la caractérisation de structures sandwich. Dans cette norme, la force est mesurée en fonction de la flèche au cours du temps.

La norme est valable pour les modes de rupture de l'âme et du joint de collage uniquement. Elle peut être utilisée pour déterminer la rigidité de flexion de la structure, la résistance au cisaillement de l'âme, le module de cisaillement et les résistances en traction et compression des peaux monolithiques. La norme ASTM C393/393-16 est ainsi choisie pour faire la caractérisation du joint de collage de la structure sandwich.

Pour l'essai de flexion, les supports sont cylindriques pour autoriser la rotation de l'éprouvette selon l'axe Z de l'éprouvette (*Voir Figure 3.14*). Les supports et le rouleau impacteur ont un diamètre de 10 mm, et une largeur supérieure à celle des éprouvettes. (*Voir Figure 3.15*).



Figure 3.15 Photographie du montage

Pour chaque zone de la plaque test, quatre éprouvettes sont fabriquées de sorte à avoir une population représentative.

Les éprouvettes de tailles non standard respectent la norme avec une largeur comprise entre deux et six fois l'épaisseur du laminé et une longueur supérieure à l'espacement des supports plus 50 mm. Ces conditions permettent d'assurer la compatibilité du test avec une modélisation analytique en modèle poutre.

Après la découpe, les dimensions des éprouvettes sont mesurées pour valider la fiabilité de la méthode de découpe (*Voir* Tableau-A IV-1). Les erreurs relatives maximales des longueurs et largeurs sont inférieures à 3%. Les éprouvettes sont donc considérées comme semblables.

Les essais de flexion sont réalisés avec un espacement de 140 mm entre les supports et une vitesse de 6 mm/min. Deux éprouvettes par zone sont utilisées dans ces deux phases d'essais.

En fin d'essais, le mode de rupture est observé (*Voir* Tableau 3.4) et le graphe de la force exercée en fonction de la flèche maximale de l'éprouvette est tracé à la Figure 3.18.

Durant les essais, deux modes de rupture sont observés :

- rupture de l'âme au cisaillement transverse (*Voir* Figure 3.16),
- rupture du joint collé au pelage (*Voir* Figure 3.17).



Figure 3.16 Rupture au cisaillement transverse

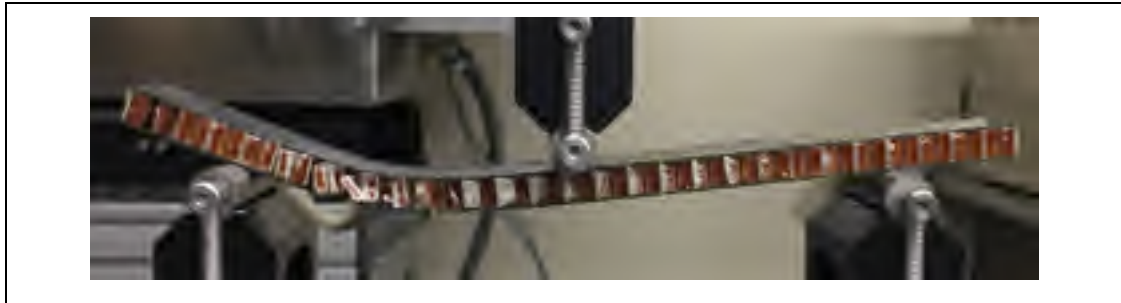


Figure 3.17 Rupture au cisaillement transverse puis rupture du joint collé au pelage

Les zones I, II et IV subissent une rupture au cisaillement transverse du nid d'abeille, puis continuent de se déformer avec l'avance de l'impacteur. Sur deux éprouvettes de la zone III, les deux éprouvettes subissent une rupture du nid d'abeille au cisaillement transverse également. Cette rupture est suivie par la rupture du joint collé, pour une éprouvette sur deux. La rupture du joint collé a lieu dans la zone de rupture du nid d'abeille : la structure est en grandes déformations. Dans cette zone les peaux sont soumises à une charge de pelage, et le joint collé rompt alors au pelage plutôt qu'au cisaillement transverse. Dans l'éprouvette de la Figure 3.17, c'est ainsi la peau Z⁻ (dans le repère machine) qui s'est séparée de l'âme, à gauche de la rupture du nid d'abeille. L'hypothèse est donc faite que la structure sans adhésif est plus sensible au pelage, ce qui est cohérent avec les observations microscopiques puisque la surface de collage entre le côté d'une paroi de nid d'abeille et le congé de résine est faible en zone III, contrairement aux zones I, II et IV.

Tableau 3.4 Modes de rupture des éprouvettes

Zone	Zone I	Zone II	Zone III	Zone IV
Mode de rupture	Cisaillement transverse de l'âme	Cisaillement transverse de l'âme	Cisaillement transverse de l'âme puis rupture du joint collé	Cisaillement transverse de l'âme

L'acquisition de données pendant les essais avec une période de 0,1 s permet de dresser les graphes de P en fonction de y_{machine} .

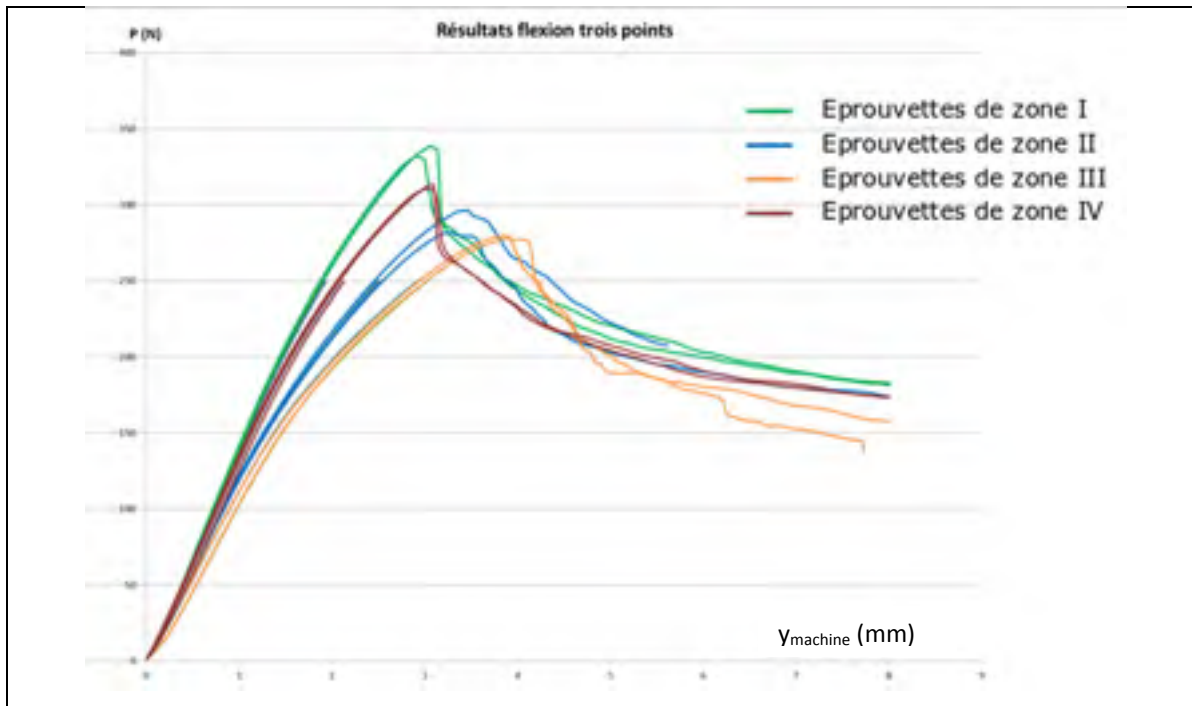


Figure 3.18 Graphe des courbes $P=f(y_{\text{machine}})$

Les courbes permettent de mettre en évidence les différences de module de flexion et de résistance ultime du nid d'abeille en fonction des zones d'adhésif.

Pour chaque essai, le module de flexion et la résistance ultime au cisaillement du nid d'abeille sont calculés, avec les formules suivantes :

$$E_{fx} = \frac{p_{\text{yield}} \cdot L^3}{48 \cdot y \cdot I} \quad (3.1)$$

$$F_s^{\text{ult}} = \frac{P_{\text{max}}}{(d + c) \cdot b} \quad (3.2)$$

Tableau 3.5 Tableau des modules de flexion et résistances ultimes au cisaillement

Valeurs moyennes	Zone I	Zone II	Zone III	Zone IV	Fiche technique
Ef (MPa)	8643,29	6876,37	6053,12	8036,77	NA
Fs ult core (MPa)	0,83	0,76	0,75	0,80	0,74

Ecart relatifs (%)	Zone I	Zone II	Zone III	Zone IV
Ef	-7,55	14,44	24,68	0,00
Fs ult core	-12,05	-3,21	-1,26	-7,57

Les modules de flexion varient de 7,6% entre le FM300-2M et le SA80, tandis que la différence relative entre le collage au SA80 et l'absence d'adhésif est de 30%. La différence de rigidité entre la zone III, et les zones I et II est ainsi significative.

De plus, la résistance ultime au cisaillement du nid d'abeille correspond effectivement à la valeur de la fiche technique, soit 0,74 MPa, dans la direction des cellules W, et ce à 12% d'erreur relative maximale.

Sur les courbes, une non-linéarité est observée en début de test. Cette non linéarité est particulièrement marquée sur les éprouvettes de zone III, tandis qu'elle est faible sur les autres tests. La non-linéarité peut s'expliquer par des défauts macroscopiques au montage, comme un mauvais alignement des rouleaux impacteurs, etc. La non-linéarité ne donne donc pas lieu à des interprétations sur la méthode de collage. La zone linéaire sur les courbes correspond à la déformation linéaire globale du stratifié. Puis une baisse de rigidité est observée pour les zones II et III, autour d'une flèche égale à 2 mm. Compte tenu du fait que les stratifiés sont les mêmes pour chaque zone, seule la méthode de collage peaux/ nid d'abeille diffère d'une zone à l'autre. La différence de rigidité entre les éprouvettes s'explique à la Figure 3.19, par la variation de la longueur de travail d'un mur de nid d'abeille dans chaque zone.

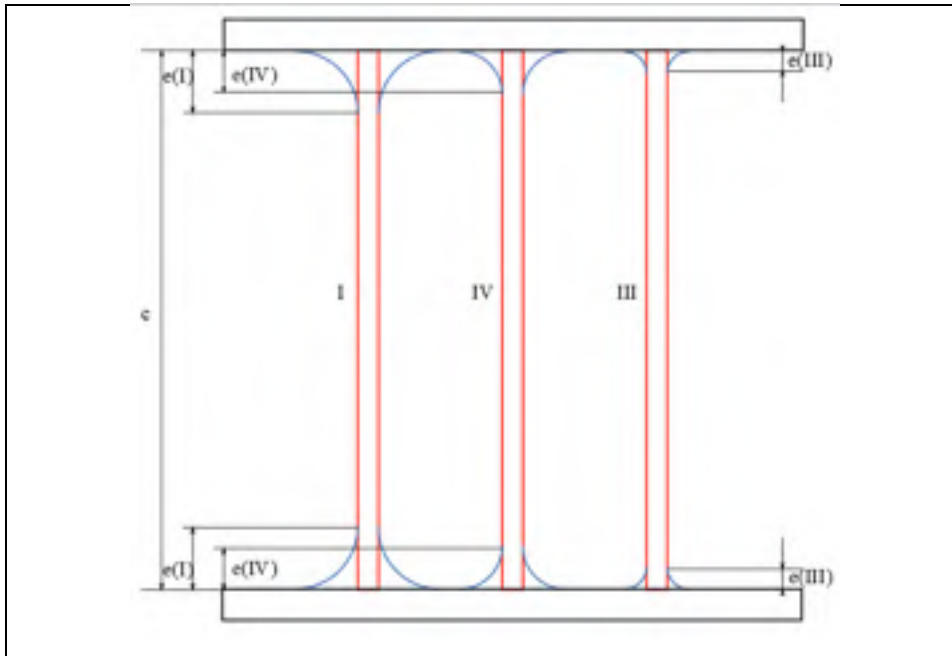


Figure 3.19 Schéma des congés d'adhésifs aux zones I, II et III

Les modules de cisaillement des adhésifs et de la résine époxy sont donnés au Tableau 3.6 (Office of Aviation Research, 2002); (Gibson, 2012) :

Tableau 3.6 Modules de cisaillement des adhésifs

	SA80	FM300-2M	Époxy 5320-1	Époxy Module intermédiaire
G (MPa)	NA	882,5	NA	1223

Le module de cisaillement du nid d'abeille G_w est de 28 MPa, et est donc très inférieur à celui d'un adhésif ou d'une résine époxy.

Pour quantifier l'effet des congés d'adhésifs sur la rigidité de la structure sandwich, l'hypothèse est donc établie que les peaux et les congés de colle sont solides : seul le nid d'abeille se déforme.

Une paroi du nid d'abeille est modélisée sous contrainte de cisaillement, sur une longueur dx (Voir Figure 3.20).

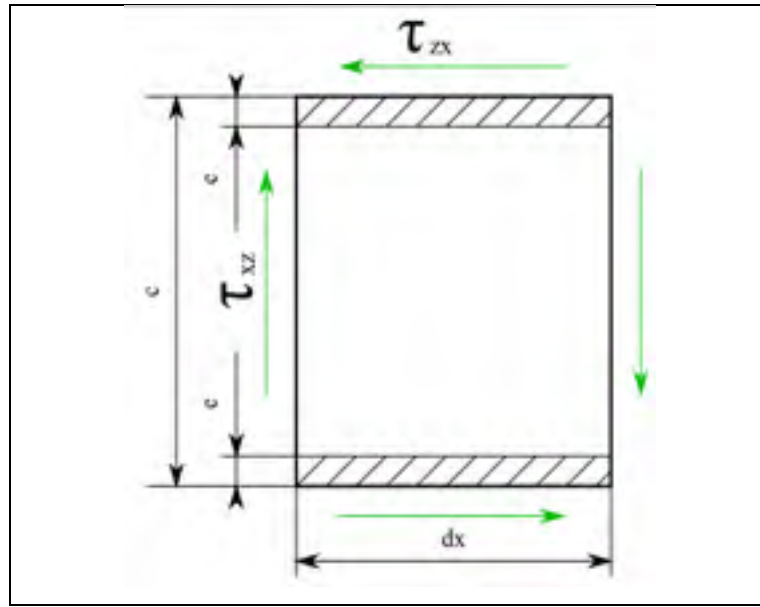


Figure 3.20 Modélisation d'une paroi de nid d'abeille

La dimension e est caractéristique de chaque zone d'adhésif. Les écarts relatifs de déformations de cisaillement sont calculées pour chaque zone, dans le domaine linéaire, pour une même contrainte de cisaillement appliquée τ_{xz} . L'expression des déformations de cisaillement est donnée à l'équation (3.3).

$$\Delta l = \left(1 - 2 \cdot \frac{e}{c}\right) \cdot \frac{c \cdot \tau_{xz}}{G_W} \quad (3.3)$$

Tableau 3.7 Tableau de comparaison des déformées en modélisation poutre

	Zone I	Zone III	Zone IV
Rapport e/c	0,07	0,00	0,06
Ecart relatif de Δl (%)	14	0	13

Le Tableau 3.7 met en évidence les variations relatives de déformation de cisaillement pour les zones I, III et IV. Les variations sont de l'ordre de 15%, ce qui justifie en partie la différence de rigidité des éprouvettes de zones distinctes.

Les résultats des essais de flexion mettent en évidence le besoin d'un film adhésif pour assurer une jonction rigide entre le nid d'abeille et les peaux, en supportant les cellules avec un congé. Les propriétés mécaniques de la structure sandwich sont semblables avec le SA80 et le FM300-2M, tandis que les propriétés mécaniques d'un collage partiel ou de l'absence totale d'adhésif sont dégradées jusqu'à 30%, ce qui n'est pas jugé acceptable.

3.2.4.2 Modèle FEM

Les essais de flexion sont modélisés par éléments finis pour valider l'adéquation des résultats par éléments finis, analytique et expérimentaux.

L'éprouvette est modélisée avec ses dimensions réelles. Les peaux sont définies par des contours rectangulaires, espacées de l'épaisseur du nid d'abeille.

Les matériaux sont définis comme des matériaux orthotropes, avec les propriétés des fiches techniques (*Voir* Tableau 3.8). Les modules de cisaillement du nid d'abeille sont complétés et validés avec les résultats de (Gornet et Al, 2009). Les modules E_{11} et E_{22} sont fixés à 1 MPa

Tableau 3.8 Propriétés des matériaux du modèle FEM

	ECA-R 4.8-48	Carbone 8HS	Carbone UD
Propriété matériau	MAT9ORT	MAT8	MAT8
E₁ (MPa)	1	63087	133827
E₂ (MPa)	1	62053	9928
E₃ (MPa)	117	NA	NA
Nu₁₂		0,048	0,33
G₁₂ (MPa)	0,71	5509	5502
G₂₃ (MPa)	36,0	5509	5502
G₃₁ (MPa)	18,0	5509	5502

Comme visible sur la Figure 3.21, le maillage est fait avec des éléments quadratiques. Ces éléments ont 3 mm de côté, avec un indice de qualité de 100%.

Les peaux sont alors modélisées avec une propriété de plaque définie par zone (PCOMP), dans laquelle on définit le stratifié de chaque peau. Le nid d'abeille est modélisé avec des éléments solides, dont les nœuds coïncident avec ceux des peaux, pour transmettre les charges.

Les conditions aux limites sont appliquées avec des SPC (*single point constraint*), sur les deux rangées de points correspondant aux supports. Les SPC définissent les degrés de liberté des nœuds auxquels ils sont appliqués. On définit donc un support avec un unique degré de liberté : la rotation d'axe Z. L'autre support autorise la rotation d'axe Z et la translation d'axe X de l'éprouvette.

Enfin, un élément RBE3 (*Voir Section 1.2.2*) permet de répartir la force de l'impacteur sur deux rangées de nœuds. Le RBE3 est constitué d'un nœud esclave et de multiples nœuds maîtres. La force est appliquée sur le nœud esclave, et le déplacement du nœud esclave est une interpolation des déplacements des nœuds maîtres. Ainsi, l'élément rigide RBE3 n'introduit pas de rigidité artificielle à la structure.

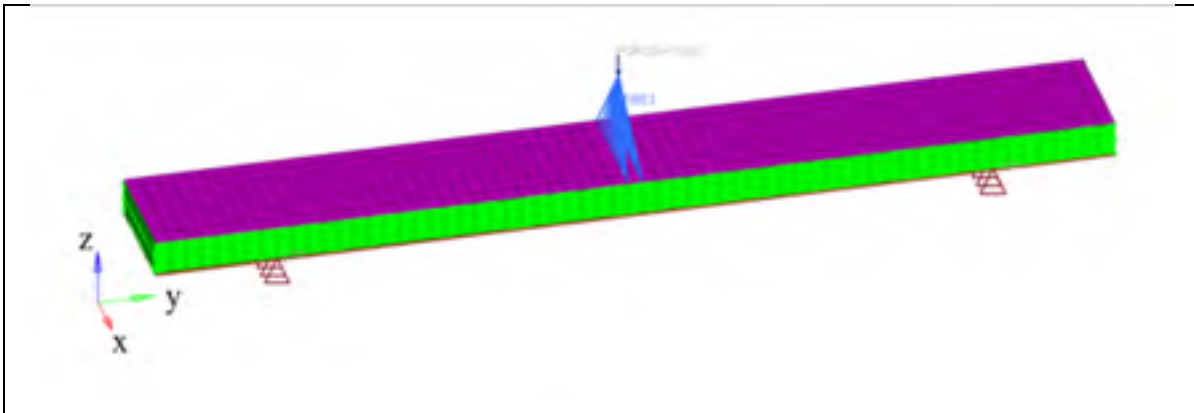


Figure 3.21 Modèle par éléments finis d'une éprouvette

L'analyse est faite en statique linéaire, et l'on recherche la flèche maximale de la poutre pour un chargement P de 250 N. Les données de sortie sont donc les déformations, et les contraintes (dans le nid d'abeille et en membrane).

Les Figure 3.22 et Figure 3.23 illustrent les déformations selon y de l'éprouvette et les contraintes de cisaillement XY dans le nid d'abeille, pour un chargement de 150 N. Pour un chargement de 250 N, la flèche maximale est de 1,90 mm et $\sigma_{yz \max}$ vaut 0,73 MPa

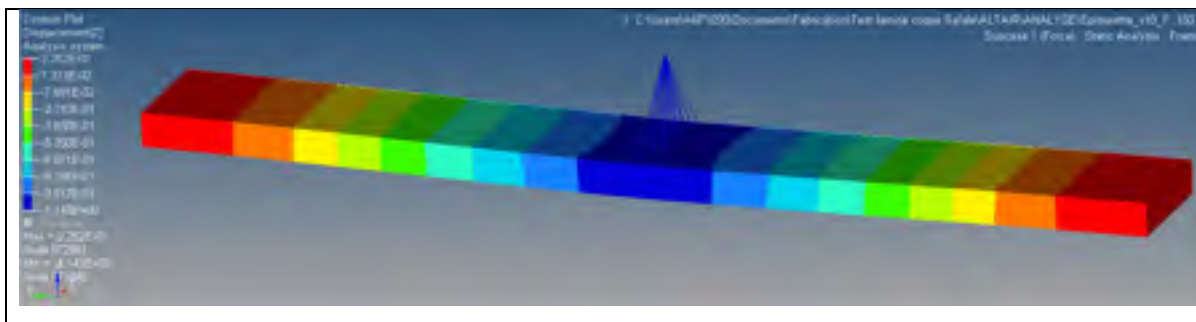


Figure 3.22 Résultats d'analyse statique linéaire, flèche (mm)

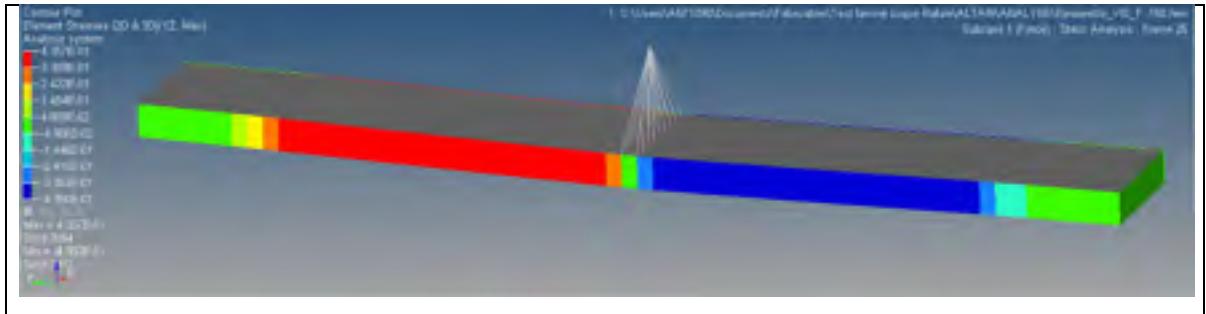


Figure 3.23 Résultats d'analyse, cisaillement transverse dans l'âme (MPa)

Les résultats comparatifs du modèle FEM et des essais de flexion sont donnés dans le Tableau 3.9. Par la comparaison, il est constaté que le modèle FEM est fiable avec les essais de flexion des zones I et IV, qui font intervenir des congés de colle sur les parois de nid d'abeille.

Tableau 3.9 Tableau comparatif des flèches maximales empirique, FEM et analytique

		Zone I	Zone II	Zone III	Zone IV	Nuérique	Analytique
P= 150 N	Déplacement moyen de tête (mm)	1,00	2,90	2,08	2,10	1,0	1,08
	Coef. relatif au numérique (%)	0,00	-21,83	-56,72	-10,40	-	-4,38

3.2.4.3 Modèle analytique

Dans le cadre d'une structure sandwich, le cisaillement transverse dans les peaux est négligé, tandis qu'il doit être pris en compte dans l'âme. Ainsi, au calcul de la flèche y_1 s'ajoute une composante de déformation par cisaillement transverse y_2 (Arbaoui, 2009). D'où l'équation (3.4) :

$$y_{tot} = y_1 + y_2 \quad (3.4)$$

Le rapport b/d de l'éprouvette vaut 3,43. L'éprouvette est donc modélisée comme une poutre étroite (rapport b/d faible). La rigidité apparente J_a est alors calculée avec l'équation (3.5)

$$J_a = \frac{b}{D'_{11}} \quad (3.5)$$

En intégrant l'équation de la courbure selon X d'une poutre en flexion, on obtient l'expression de la flèche maximale de l'éprouvette en flexion trois points, sans tenir compte du cisaillement transverse (3.6)

$$y_1 = \frac{P \cdot L^3}{48 J_a} \quad (3.6)$$

De plus, l'équation (3.7) donne le déplacement dû au cisaillement transverse :

$$y_2 = \frac{P \cdot L}{4 S} \quad (3.7)$$

Avec S : rigidité au cisaillement transverse.

Comme le cisaillement transverse n'est pas pris en compte dans les peaux, S ne dépend que du G_{13} de l'âme (*Voir* équation (3.8)).

$$S = G_{13}^{âme} \frac{b \cdot d^2}{c} \quad (3.8)$$

Un programme Matlab permet de calculer les matrices de rigidité de chaque pli, pour obtenir la matrice de rigidité en flexion-torsion du stratifié [D]. L'inversion de la matrice [D] donne D_{11}' .

Finalement, pour une force P de 250 N, la méthode analytique donne une déformation y_1 de 0,73mm et y_2 de 1,27 mm, avec une flèche totale maximale de 1,98 mm

L'équation (3.2) permet de déterminer les contraintes de cisaillement dans l'âme. Ainsi la contrainte de cisaillement vaut 0,71 MPa pour un chargement P de 250 N, ce qui représente un écart relatif de 4% avec les résultats du modèle FEM.

3.2.5 Bilan et choix des matériaux

Les objectifs du test préliminaire étaient de choisir les matériaux, de définir les méthodes de fabrication, et de valider la modélisation par éléments finis. En plus des objectifs de masse et de rigidité, trois critères principaux sont retenus : la conformité des propriétés mécaniques obtenues (empirique et FEM) par rapport aux propriétés des fiches techniques, la fiabilité de mise en œuvre, et la minimisation du temps de travail.

Les observations au microscope optique et les essais de flexion trois points permettent de mettre en évidence que l'usage de film adhésif est nécessaire. Le choix est donc fait entre les adhésifs SA80 et FM300-2M, qui présentent des propriétés mécaniques similaires. Le FM300-2M est plus simple à manipuler. Le critère de minimisation du temps de travail oriente donc le choix vers l'adhésif FM300-2M.

Concernant les méthodes de fabrication, les analyses au microscope permettent de choisir les méthodes de compaction aux angles avec le silicone, et de choisir la méthode de lèvre en découpe à 90°, avec film intumescent. En termes de fiabilité de la fabrication, il est à noter que le laminage de la plaque test est fait avec des équerres fixes. Dans le cas de la fabrication des demi-coques, la lèvre de collage est fabriquée en deux temps (*Voir* Figure 3.2). L'opération de pliage de la lèvre est facilitée par la méthode avec film intumescent, dans laquelle le nid d'abeille sert de support pour le pliage de la lèvre. Dans les conditions de fabrication des demi-coques, la méthode de transition avec film intumescent doit permettre d'augmenter la fiabilité de la fabrication.

Enfin, pour l'essai de flexion trois points, le modèle FEM et le modèle analytique valident les propriétés mécaniques en flexion du stratifié, et permettent de valider la modélisation par éléments finis des structures sandwich.

3.3 Pré dimensionnement du stratifié

3.3.1 Modèle

Le stratifié final des coques est défini selon plusieurs zones. Le modèle de pré dimensionnement doit permettre de définir le stratifié nominal, ainsi que les zones, à partir de la modélisation du cas de chargement des précontraintes (Killing, 2009).

L'objectif de conception des coques est d'obtenir une masse totale des coques finies de 40 kg (*Voir* Section 2.2). Les choix de matériaux et de méthodes de fabrication effectués à la section 3.2 permettent d'estimer la masse des composants des coques (*Voir* Tableau 3.10). L'estimation de l'adhésif M1-30 est faite en considérant que le joint collé a une épaisseur nominale de 1 mm. Le matériau de remplissage doit être disposé dans le nid d'abeille au niveau de chaque assemblage de structure interne, sur une zone de 20 mm de largeur, et autour des inserts d'accastillage. Les plis doivent également se superposer sur une largeur nominale de 5 mm, ce qui représente 1% de la largeur des plis. La masse des superpositions de plis représente donc 250 g par coque. Enfin la masse de la stratification au contact de la structure interne dans la coque est estimée avec la masse volumique de la résine TCC-205, avec une teneur massique des fibres de l'ordre de 50%. Il est à noter que la teneur en fibre de la stratification au contact est dépendante de l'opérateur et est donc peu maîtrisée. Enfin, le matériau de finition des coques est un revêtement vinyle d'automobile, d'une masse de 150g/m² (3M, 2015). La masse totale des constituants hors stratifié de la coque et de la structure interne est de 12.3 kg. L'objectif de masse du stratifié des coques (hors adhésif) est donc de 28 kg.

Tableau 3.10 Estimation de la masse d'une coque

Constituant	Masse unitaire	Quantité estimée	Masse estimée (kg)
Accastillage+ inserts	-	-	1,30
Pièces métalliques	-	-	1,00
Adhésifs			
M1-30	1kg/L	1,2L	1,20
FM300-2M	293g/m ²	21,93m ²	6,43
Matériau de remplissage	0,54 g/cm ³	580,8cm ³	0,31
Film intumescent			
Superposition des plis	1% masse du stratifié	-	0,25
Stratification au contact	résine: 1100 kg/m ³	2,74 e-04 m ³	0,15
	Carbone: pourcentage massique: 50%		0,15
Vinyle	150g/m ²	10m ²	1,50
TOTAL			12,29
Objectif de masse de coque finie			40
Objectif de masse du stratifié modélisé			28

Enfin le modèle par éléments finis de pré dimensionnement est construit comme modèle de base pour le modèle détaillé.

3.3.1.1 Choix de modélisation des constituants

La plateforme est symétrique géométriquement dans le plan (Y, Z), (*Voir* Figure 3.24). Cependant, les cas de chargement ne sont pas symétriques, à l'exception du cas de chargement des précontraintes. L'objectif est de réaliser un modèle par éléments finis qui permette de modéliser tous les cas de chargement vus au CHAPITRE 2. Ainsi l'ensemble de la plateforme doit nécessairement être modélisé, sans simplification par les symétries du modèle.

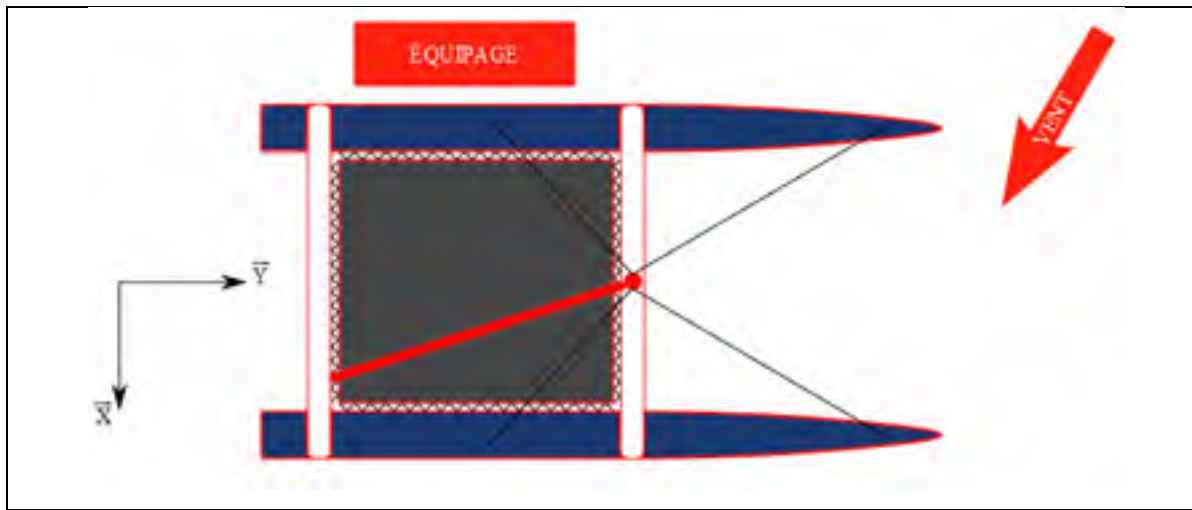


Figure 3.24 Symétries de la plateforme

Les composants modélisés sont donc les deux coques (avec structure interne), les deux traverses, les points d'ancrage (mât, trampoline, haubanage), ainsi que les pièces d'assemblage boulonné coques/ traverses.

Un projet antérieur a porté sur l'optimisation composite des stratifiés des traverses de Rafale II. Pour définir le stratifié optimisé des traverses, des modèles par éléments finis ont été construits avec la méthode de *Free Size Optimisation* avec le solveur Optistruct et la suite Altair Hyperworks. Ces logiciels sont également ceux utilisés dans le cadre de ce mémoire. Les modèles pré existants détaillés des traverses sont donc importés sans modification dans le modèle de la plateforme.

3.3.1.2 Géométrie et maillage

Les structures en matériaux composites sont modélisées avec des éléments coque mince. Les géométries importées depuis les modèles de CAO (*Voir* section 2.1) sont donc les surfaces externes. Le maillage des composants en matériaux composites est constitué d'éléments surfaciques quadrangulaires linéaires (quatre nœuds), et en minimisant le nombre d'éléments triangulaires linéaires (trois nœuds).

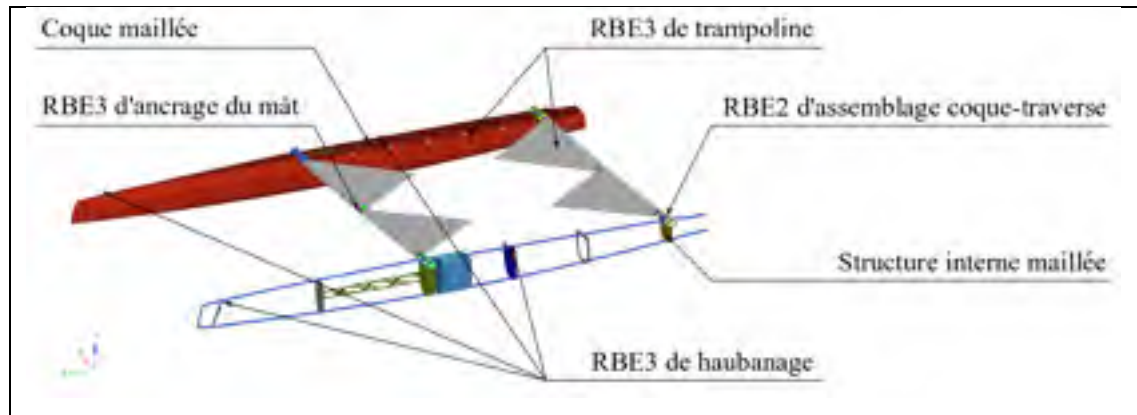


Figure 3.25 Construction du modèle FEM de pré dimensionnement

Des éléments RBE3 sont mis en œuvre pour modéliser les points d’ancrage du mât, du trampoline et du haubannage (*Voir* Figure 3.25). Le type d’élément RBE3 est choisi pour cette fonction car il n’induit pas de rigidité artificielle au niveau des nœuds maitres, contrairement aux éléments RBE2 (Altair University, 2015).

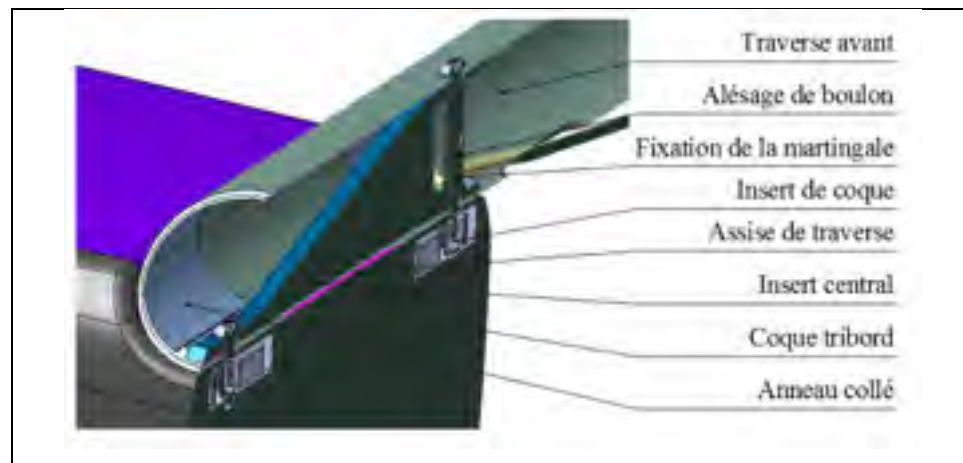


Figure 3.26 Vue de coupe des inserts de traverse

L’assemblage entre les traverses et les coques (*Voir* Figure 3.26) a été conçu pour maximiser sa rigidité. Ainsi des inserts en alliage d’aluminium 7050-T7 sont assemblés et collés dans les traverses et dans les coques pour réaliser l’assemblage boulonné. Comme vu à la section 2.1.1, la géométrie des assises de coque est aussi conçue pour maximiser la rigidité de l’assemblage.

Des éléments RBE2 sont donc utilisés pour modéliser les assemblages boulonnés et les inserts collés. La modélisation (*Voir Figure 3.27*) est donc volontairement rigide.

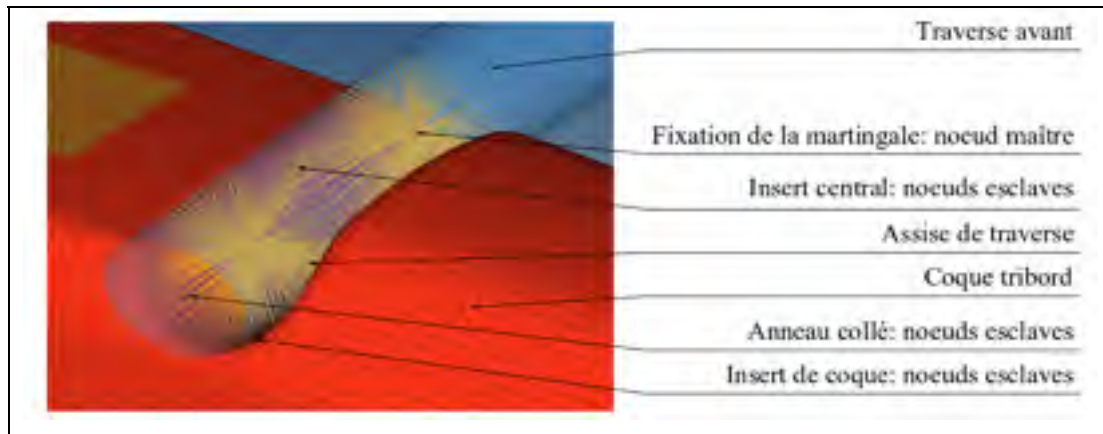


Figure 3.27 Modélisation avec RBE2 des assemblages coque-traverse

Les stratifications au contact et collages entre les structures internes et la coque sont enfin modélisées par équivalence des nœuds du modèle.

Le modèle ainsi conçu est constitué de 298471 éléments, de 32 éléments rigides et de 36706 contraintes d'éléments rigides.

3.3.1.3 Matériaux et propriétés

Les matériaux isotropes (matériaux métalliques) du modèle de la traverse sont modélisés avec des cartes de matériau MAT1 avec les propriétés des matériaux métalliques présents. Et les matériaux des pièces composites sont définis avec des cartes de matériau orthotrope MAT8. Avec ces modélisations, les propriétés des matériaux sont celles vues à la section 2.4.

La modélisation des stratifiés des coques est faite avec des propriétés PCOMP. Cette propriété permet de définir un stratifié uniforme sur les composants du modèle. Le stratifié est appliqué en renseignant le nombre de plis, le matériau des plis, leur épaisseur et leur orientation. Afin de définir l'orientation des plis, l'axe de référence est défini pour chaque élément ainsi que

l'orientation de la normale des éléments. Pour les coques, et les structures internes longitudinales (lèvre de collage et raidisseur avant), l'axe de référence est l'axe Y, tandis que pour les éléments des structures internes verticales, l'axe de référence défini est l'axe Z. Les normales des éléments sont définies de sorte à respecter les géométries des pièces moulées : les géométries importées des coques correspondent à la surface des moules, les normales des éléments des coques sont donc définies vers l'intérieur des coques.

En prenant en compte les critères de poids, et en choisissant un stratifié quasi-isotrope, le même stratifié que celui de la plaque test est appliqué à tous les éléments des coques (*Voir* Tableau 3.11).

Tableau 3.11 Stratifié de pré dimensionnement des coques

Pli #	Matériau	CPT (mm)	Orientation (°)
1	8HS	0,373	0
2	UD	0,137	+45
3	UD	0,137	-45
4	ECA-R 4.8-48	6,35	0
5	UD	0,137	-45
6	UD	0,137	+45
7	UD	0,137	90
8	UD	0,137	0

Les stratifiés de pré dimensionnement des structures internes sont définis à partir de stratifiés semblables à ceux de Rafale I. Deux types de stratifiés sont déterminés (*Voir* Tableau 3.12) : un stratifié léger (type I) et un stratifié lourd (type II). La cloison légère, le raidisseur avant et la cloison traverse avant sont pré-dimensionnés avec le stratifié de type I. Les cloisons de traverse, de haubanage, les cloisons de puits de dérive, et la cloison arrière sont définies avec un stratifié de type II, car ce sont des panneaux proches de zones d'applications de chargement et d'assemblage.

Tableau 3.12 Stratifiés de pré dimensionnement de la structure interne

Pli#	Matériau	CPT (mm)	Type I	Type II
1	8HS	0,373	+45	+45
2	UD	0,137		90
3	UD	0,137	0	0
4	ECA-R 4.8-48	6,35	0	0
5	UD	0,137	0	0
6	UD	0,137		90
7	UD	0,137	+45	+45

Avec ces stratifiés de pré dimensionnement, le poids total des stratifiés d'une coque est de 27,9 kg

3.3.1.4 Conditions aux limites

L'analyse statique du modèle de pré dimensionnement est réalisée avec le modèle à l'équilibre statique. Les conditions aux limites doivent donc permettre de maintenir le modèle fixe dans l'espace, en minimisant les contraintes aux nœuds d'application.

Pour fixer le modèle dans l'espace, la méthode du *skyhook* est utilisée (*Voir* Figure 3.28). Un nœud (1) éloigné du modèle est contraint selon les six degrés de liberté. Un deuxième nœud (2) permet de définir un élément de type CBUSH rigide : un ressort de rigidité infinie. Le nœud (2) est le nœud esclave d'un élément RBE3 dont les nœuds maitres sont choisis aux extrémités de l'assemblage. Avec cette méthode, le modèle est maintenu dans l'espace, sans appliquer de contraintes artificielles.

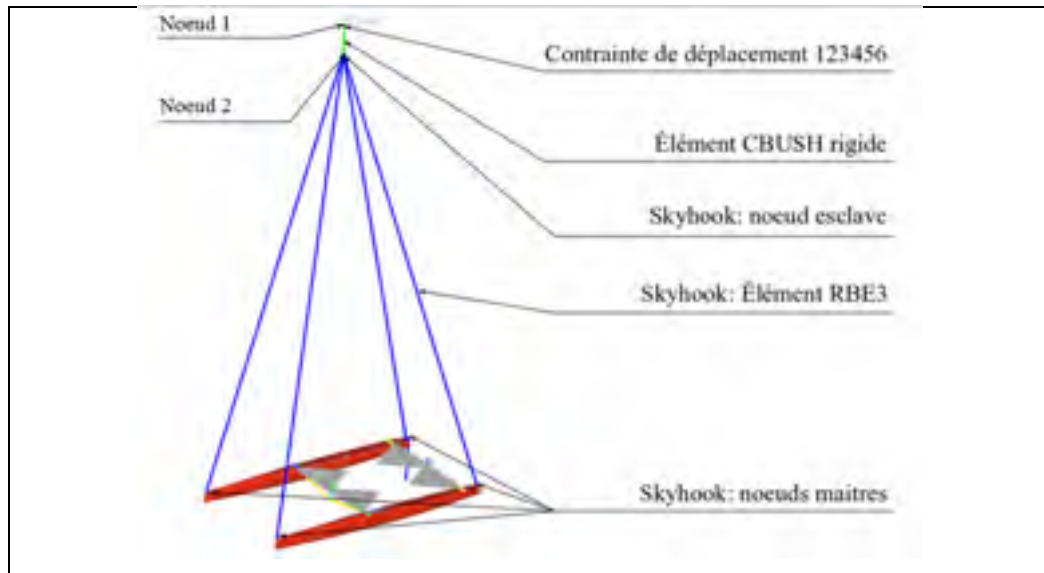


Figure 3.28 Conditions aux limites du modèle

3.3.1.5 Chargements

Le cas de chargement appliqué au modèle est le cas des précontraintes, calculées à la section 2.3.3. Le chargement est appliqué avec des forces définies aux nœuds esclaves des RBE3 d'ancrage du mât, du haubanage et du trampoline (*Voir* Figure 3.25). La force appliquée à l'ancrage du mât est une force colinéaire à la direction du mât, de norme 15000 N

3.3.2 Analyse et *post-processus*

L'analyse du modèle de pré dimensionnement est une analyse linéaire statique. Les données de sortie du modèle sont les déformations élastiques des pièces en matériaux composites, les valeurs de coefficient de sécurité à la rupture (critère de Tsai-Hill), les contraintes dans les éléments 1D ainsi que les efforts au niveau du *skyhook*.

Les données de l'analyse montrent que les efforts (forces et moments) au *skyhook* sont négligeables : les forces résultantes sont de l'ordre de 10^{-9} N, et les moments sont de l'ordre de 10^{-8} Nmm. Il n'y a donc pas d'efforts appliqués au *skyhook*, et le *skyhook* ne modifie donc pas le comportement mécanique de l'assemblage.

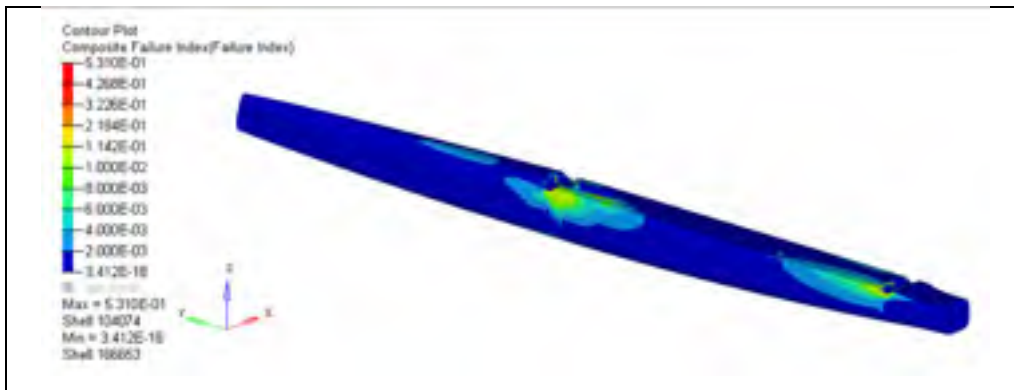


Figure 3.29 Modèle de pré dimensionnement- champ des contraintes

Les indices de rupture du critère de Tsai-Hill dans la coque au cas de chargement de précontraintes sont faibles (*Voir* Figure 3.29).

Les facteurs de sécurité selon le critère de Tsai-Hill sont supérieurs à 10, à l'exception des éléments aux assises de traverses, et de la lèvre de collage. L'index de rupture maximal du modèle est de 0,53, au niveau de l'assise arrière, localement à la jonction coque-lèvre de collage. Et l'index de rupture de la lèvre de collage est supérieur ou égal à 0,15. Le facteur de sécurité est calculé pour la rupture du premier pli, et les valeurs ci-dessus sont les valeurs maximales d'index de rupture, qui sont localisées au niveau de quelques éléments. Par conséquent le stratifié de pré dimensionnement vérifie largement le facteur de sécurité de 3,15 dans le cas de chargement des précontraintes, qui correspond à un index de rupture de 0,10 (*Voir* équation (4.4)).

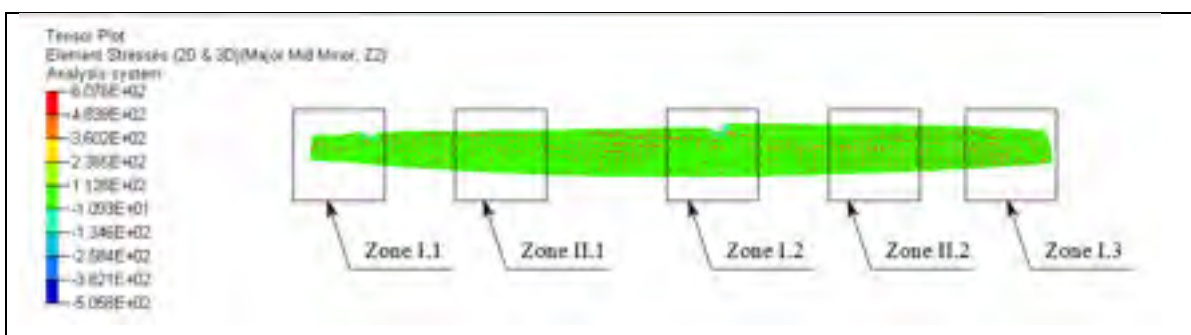


Figure 3.30 Champ des contraintes principales

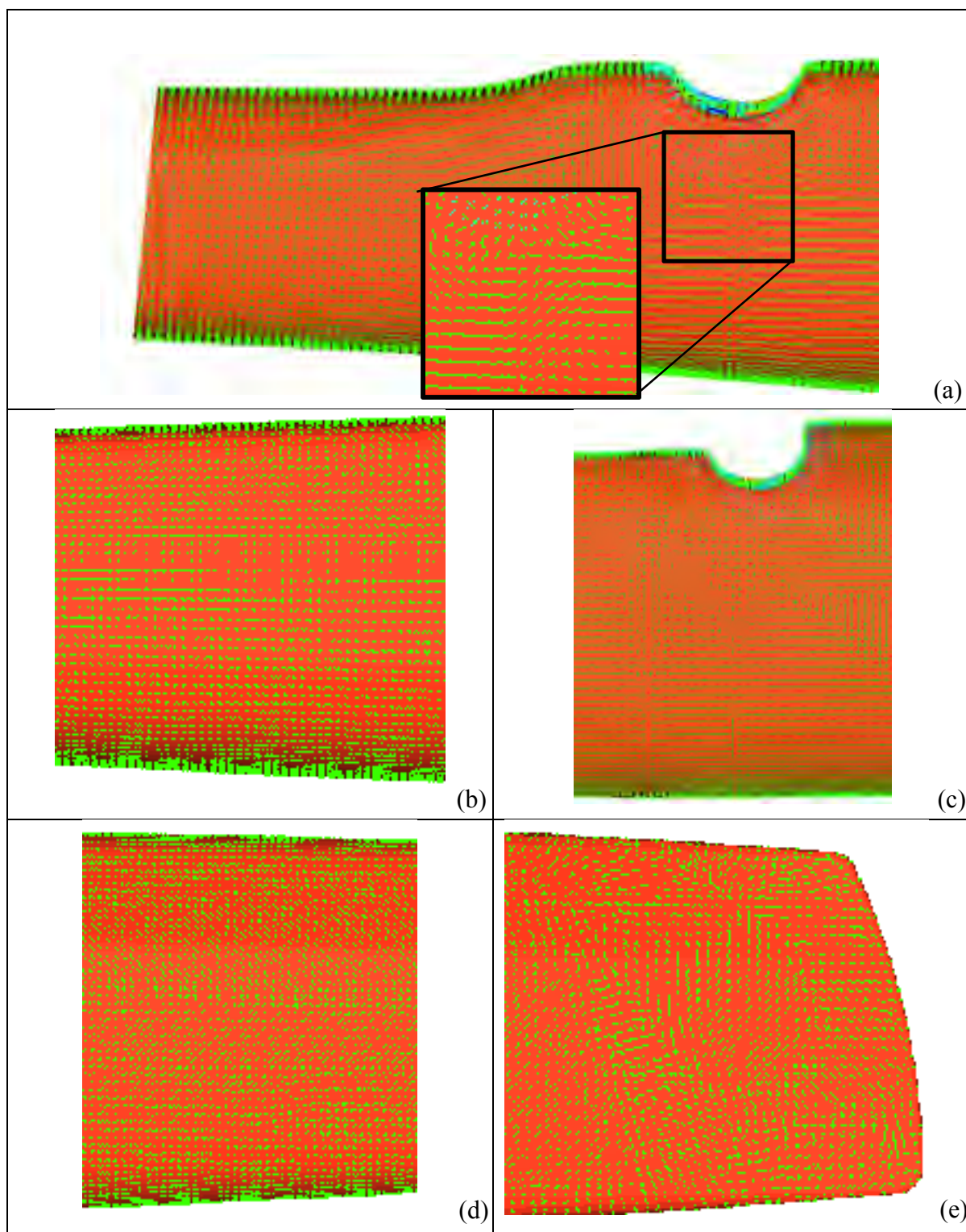


Figure 3.31 Champ des contraintes principales; (a) Zone I.1; (b) Zone II.1; (c) Zone I.2; (d) Zone II.2; (e) Zone I.3

Le champ des contraintes principales des coques est analysé qualitativement (*Voir* Figure 3.30 et Figure 3.31). Les coques peuvent être discrétisées en deux types de zones (*Voir* Figure 3.32). Dans la zone I, les directions propres ont principalement des orientations comprises entre zéro et 45 degrés. Les sections de la zone I sont donc soumises principalement à des chargements de flexion et de torsion, loin des zones d'application des charges. Tandis que dans la zone II, l'orientation des directions propres est variable, entre zéro et 90 degrés : ce sont les zones d'application des contraintes.

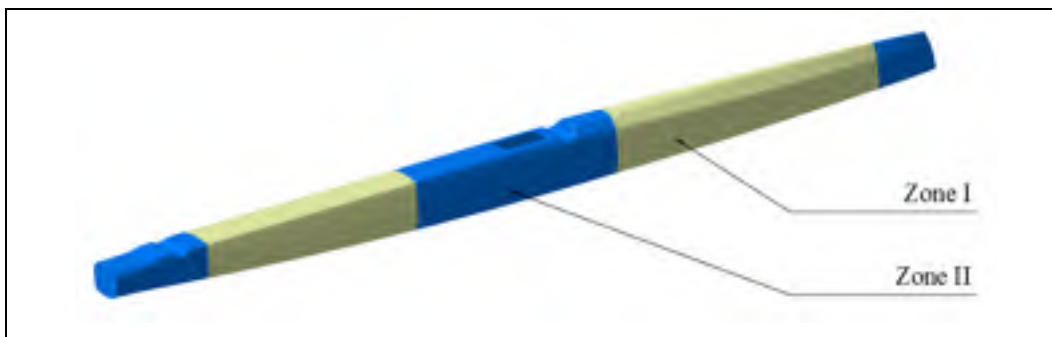


Figure 3.32 Zones de directions propres

3.3.3 Recommandations sur le choix du laminé

Le modèle de pré dimensionnement permet de valider l'intégrité structurale (facteurs de sécurité selon le critère de Tsai-Hill) des coques et de la structure interne avec les stratifiés de pré dimensionnement (*Voir* Tableau 3.11 et Tableau 3.12). Avec ces stratifiés, la masse par coque des matériaux modélisés est de 27,9 kg, et le poids total d'une coque finie est estimé à 40,2 kg

L'analyse des directions principales permet également de recommander de soustraire à la zone I le pli#7 d'UD orienté à 90°. Tandis que les stratifiés sont maintenus quasi-isotropes dans les zones d'application des charges (Zone II).

Des analyses sur un modèle davantage détaillé doivent par la suite permettre de dimensionner localement les stratifiés, comme dans les zones des assises de traverse, les zones de fixation des *hydrofoils* etc.

CHAPITRE 4

MODÉLISATION DES CAS DE CHARGEMENT PRINCIPAUX ET DÉTERMINATION DU STRATIFIÉ

4.1 Modèle par éléments finis détaillé

4.1.1 Choix de modélisation des constituants

Le modèle détaillé est construit à partir du modèle de pré-dimensionnement, en ajoutant des composants pour modéliser les cas de chargement d'équilibre et d'enfournement.

Les composants additionnels sont le trapèze, et les points d'appui de l'équipage sur le franc bord (flanc de la coque), ainsi que les éléments de haubanage, le mât, le safran et les points d'ancrage de l'*hydrofoil* tribord. Les éléments de trapèze et points d'appui sont modélisés pour appliquer le poids de l'équipage. Le haubanage et le mât sont modélisés pour transmettre le poids de l'équipage à la structure, et pour appliquer les efforts de l'aile rigide. Enfin le safran et les points d'ancrage de l'*hydrofoil* tribord sont modélisés pour appliquer les efforts des appendices sur la plateforme.

4.1.2 Géométrie et maillage

La géométrie des composants préexistants du modèle de pré-dimensionnement est inchangée dans le modèle détaillé. Les coordonnées des éléments additionnels sont celles de la section 2.3.1.2 (*Voir* Tableau 2.2), et du modèle CAO du catamaran. Le point de haut de mât est donc ajouté, avec les coordonnées $(0;-843;8020)_{R1}$. Le haubanage et le trapèze y sont fixés.

Le trapèze et le haubanage sont dans la réalité des cordages qui ne sont sollicités qu'en traction pure. Les points d'appui de l'équipage sont sollicités en compression pure. Ces éléments sont donc modélisés par des éléments de type barre (CROD), *Voir* Figure 4.1.

Le mât est soumis en son sommet aux forces du trapèze et du haubanage, et aux efforts résultants de l'aile rigide. Les efforts résultants de l'aile rigide sont constitués de forces et de moments. Ainsi le mât est modélisé avec un élément poutre (CBEAM), pour transmettre les moments de l'aile rigide à l'assemblage.

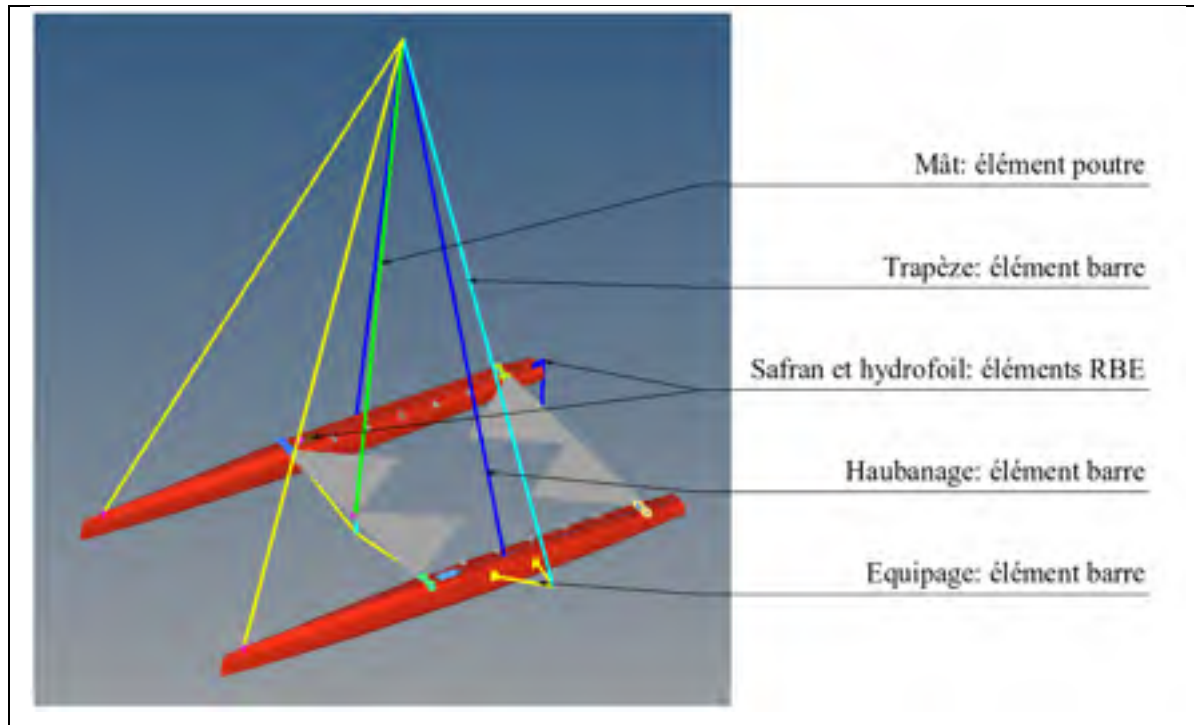


Figure 4.1 Géométrie et maillage du modèle détaillé

Les liaisons mécaniques du safran à la coque sont matérialisées par des inserts en acier encastrés dans la coque. Pour modéliser la rigidité de ces inserts, les points d'ancrage du safran sont modélisés par des éléments RBE2. Les points d'ancrage de l'*hydrofoil* par contre ne modifient pas la rigidité locale. Les efforts équivalents de l'*hydrofoil* sont donc appliqués sur des éléments de type RBE3.

4.1.3 Matériaux et propriétés

Dans le modèle détaillé, le stratifié est défini à partir des zones déterminées à la section 3.3.2, et en détaillant le stratifié au niveau des assises de traverses. Pour cela, la propriété d'élément coque utilisée est le PCOMPP, en suivant les zones de la Figure 4.2.

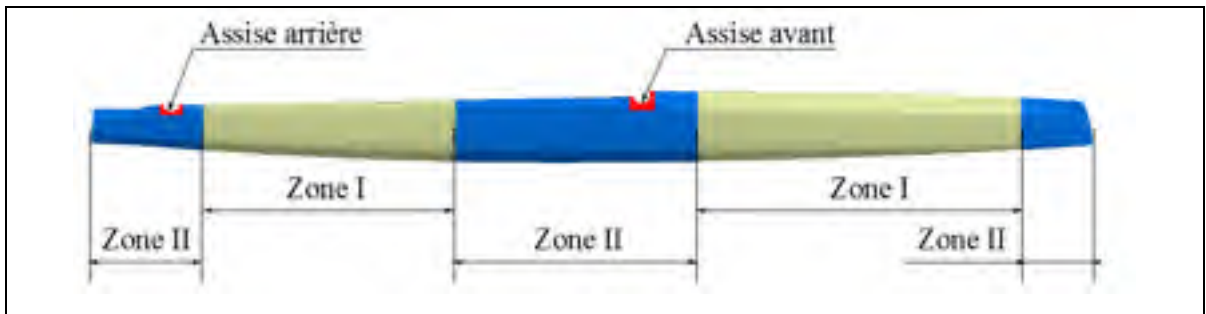


Figure 4.2 Zones du stratifié détaillé

L'empilement du stratifié est décrit au Tableau 4.1. L'assemblage boulonné des traverses induit des efforts de traction-compression hors plan au niveau des assises de traverses. Pour assurer l'intégrité structurale des assises de traverse, le stratifié est localement monolithique quasi-isotrope avec des plis supplémentaires de renforcement. Les plis de renforcement local sont des 8HS, car le tissu 8HS se conforme mieux que l'UD aux géométries à courbures multiples des assises de traverses.

Tableau 4.1 Stratifié du modèle détaillé des coques

PLI #	Matériau	CPT(mm)	ZONE I	ZONE II	Assise avant	Assise arrière
1	8HS	0,373	0	0	0	0
2	UD	0,137	45	45		
3	8HS	0,373			45	45
4	UD	0,137	-45	-45		
5	8HS	0,373			45	45
6	UD	0,137				
7	8HS	0,373			45	
8	UD	0,137				
9	8HS	0,373			45	45
10	ECA-R 4,8-48	6,35	0	0		
11	8HS	0,373			45	45
12	UD	0,137				
13	8HS	0,373			45	
14	UD	0,137				
15	8HS	0,373			45	45
16	UD	0,137	-45	-45		
17	8HS	0,373			45	45
18	UD	0,137	45	45		
19	UD	0,137		90		
20	8HS	0,373			0	0
21	UD	0,137	0	0		
			7,408	7,545	3,73	2,984

Le stratifié du puits de dérive est également précisé. Comme vu à la section 2.3.1.3, la liaison pivot de l'*hydrofoil* et l'attache de « Bas de puits de dérive » sont fixées sur la plaque de bas de puits de dérive. Des efforts importants sont appliqués hors plan à cette plaque. Ainsi la

plaque de bas de puits de dérive est modélisée avec un stratifié monolithique quasi-isotrope $[(0/45)_5]$.

Le point d'ancrage des haubans est matérialisé par un insert métallique collé sur une excroissance monolithique quasi-isotrope de la cloison de hauban. La zone proche du point d'ancrage du hauban (*Voir Figure 4.3*) est donc modélisée avec un stratifié monolithique constitué des plis du stratifié de type II, et de deux plis symétriques de 8HS orientés à zéro degré.

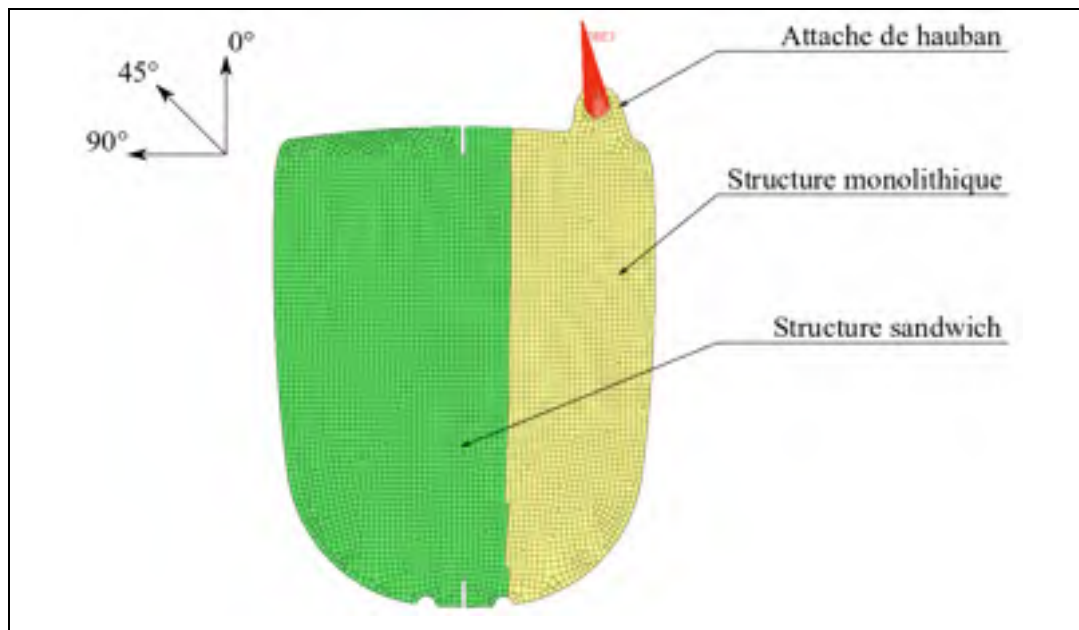


Figure 4.3 Cloison de hauban

La masse unitaire des coques avec ces stratifiés est de 27,5 kg. L'objectif de masse du stratifié modélisé de 28 kg est donc respecté.

4.1.4 Conditions aux limites

Dans le cas de chargement d'équilibre, les conditions aux limites sont définies avec la méthode du *skyhook*, tandis que pour le cas de chargement d'enfournement, les conditions aux limites sont modélisées avec des éléments rigides aux étraves.

4.1.5 Chargements

Dans le modèle détaillé, les cas de chargement modélisés sont les cas de chargement d'équilibre du bateau et de l'enfournement, définis à la section 2.3. L'équilibre est modélisé par des forces aux points d'application définis (à l'exception des précontraintes qui sont modélisées par des variations températures), et l'enfournement est modélisé en appliquant une accélération au centre de gravité du modèle, somme de l'accélération gravitationnelle et de la décélération du bateau lorsque les étraves entrent en immersion. L'enfournement est modélisé pour le cas dans lequel les deux étraves sont immergées, et dans le cas où le bateau ne bascule pas. Ainsi l'accélération du bateau en son centre de gravité est colinéaire au vecteur formé par le centre de gravité et le point d'application de la résultante des efforts de l'eau sur le bateau.

L'objectif de déformations est défini qualitativement, à partir de l'expérience des navigateurs sur les catamarans de sport. Pour estimer la rigidité de la plateforme d'un catamaran, les navigateurs effectuent un test de torsion de la plateforme (*Voir* Figure 2.3), à terre, en l'absence du mât et du haubannage, sous l'effet seul de la gravité appliquée au centre de gravité $CG'(0; -730; -176)_{R1}$. Ce cas de chargement de test est ajouté au modèle (*Voir* Figure 4.4) pour obtenir un indicateur sur la rigidité de la plateforme en torsion. Dans ce cas, le cas de chargement appliqué à la structure est la gravité, et en ajoutant des conditions aux limites pour modéliser les supports.

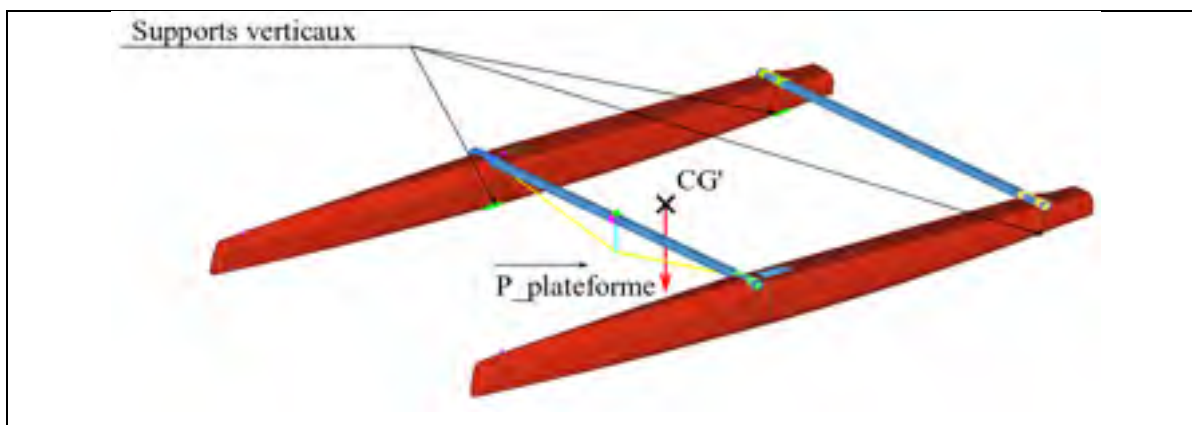


Figure 4.4 Cas de chargement de test de torsion de la plateforme

4.2 Analyses et *post-processus*

Le modèle détaillé est analysé en statique linéaire. Les critères de rupture, de flambage et de rigidité sont vérifiés dans cette partie.

4.2.1 Critère de rupture

Le stratifié des coques doit avoir un facteur de sécurité minimal de 3,15 selon le critère de Tsai-Hill, dans les cas de chargement modélisés. Les index de rupture pour le cas de chargement de l'équilibre sont représentés à la Figure 4.5. L'expression de l'enveloppe de rupture suivant le critère de Tsai-Hill est donnée à l'équation (4.1). En multipliant les contraintes de l'équation (4.1) par le facteur de sécurité f_s , on obtient l'équation (4.2).

$$\frac{\sigma_1^2}{s_L^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{s_L^2} + \frac{\sigma_2^2}{s_T^2} + \frac{\tau_{12}^2}{s_{LT}^2} = 1 \quad (4.1)$$

$$\left(\frac{\sigma_1^2}{s_L^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{s_L^2} + \frac{\sigma_2^2}{s_T^2} + \frac{\tau_{12}^2}{s_{LT}^2} \right) \cdot f_s^2 = 1 \quad (4.2)$$

Or l'expression de l'index de rupture est donnée à l'équation (4.3).

$$\frac{\sigma_1^2}{s_L^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{s_L^2} + \frac{\sigma_2^2}{s_T^2} + \frac{\tau_{12}^2}{s_{LT}^2} = FI \quad (4.3)$$

La relation entre le facteur de sécurité f_s à la rupture et l'index de rupture FI est donc, avec la méthode de Tsai-Hill :

$$f_s = \frac{1}{\sqrt{FI}} \quad (4.4)$$

Considérant que le FI maximal est de l'ordre de 0,2, le facteur de sécurité minimal du modèle est d'environ 2,2. Ce facteur de sécurité est observé sur un unique élément à l'angle vif de l'ouverture du bas de puits de dérive tribord. La moyenne des facteurs de sécurité des éléments adjacents est de 3,2 ($FI=9,8 \cdot 10^{-2}$). Ainsi le critère de rupture est bien respecté sur l'ensemble de la coque. Cependant avec la modélisation des assemblages entre les traverses et les coques, il est à remarquer que les facteurs de sécurité des éléments des assises ne sont pas représentatifs : les RBE2 ajoutent une rigidité artificielle au stratifié localement. Un modèle simplifié est utilisé pour modéliser la liaison entre les traverses et les coques comme une liaison rigide localisée au niveau des inserts métalliques de l'assemblage boulonné, sans tenir compte des surfaces de contact entre les traverses et les assises. Le facteur de sécurité des coques pour cette version du modèle est de 2,25. La modélisation étant conservatrice, les assises sont également validées vis-à-vis du critère de rupture.

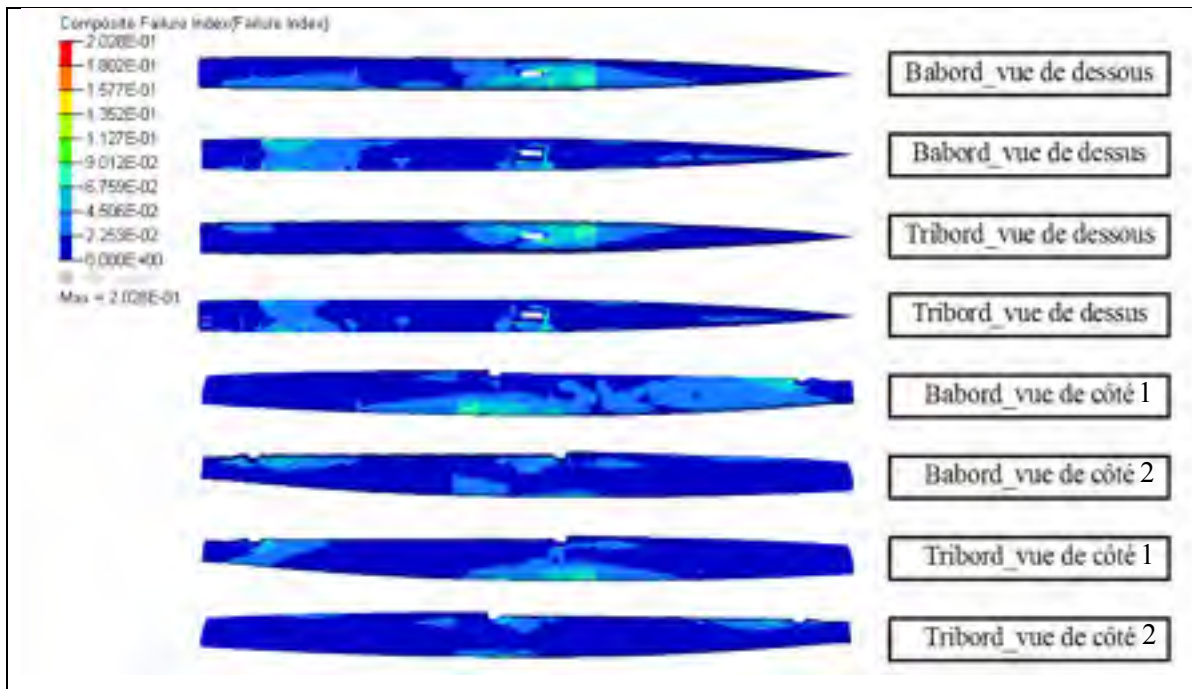


Figure 4.5 Cas de chargement équilibre- Index de rupture des coques

De même, les facteurs de sécurité à la rupture sont respectés dans la structure interne des deux coques (Voir Figure 4.6) : le facteur de sécurité minimal vaut 3,3 ($FI=9,8 \cdot 10^{-2}$), au niveau de l'assise de traverse avant tribord.

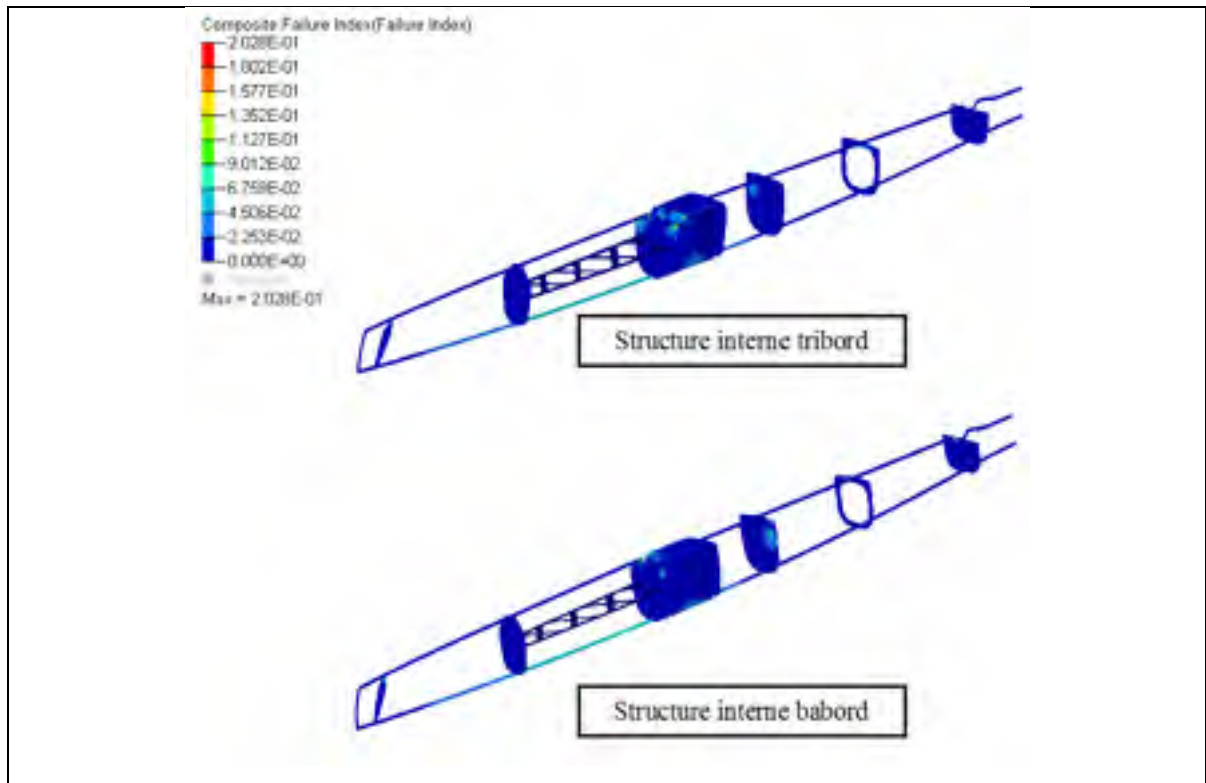


Figure 4.6 Cas de chargement équilibre- Index de rupture de la structure interne

Pour le cas de chargement de l'enfournement, le facteur de sécurité minimal est de 2,23, sur les cloisons de traverse avant bâbord (*Voir* Figure 4.7). Ce facteur de sécurité est considéré valide car les éléments d'assemblage des panneaux à la coque ne sont pas modélisés (rayons de matériau de remplissage et stratification au contact, *Voir* CHAPITRE 5).

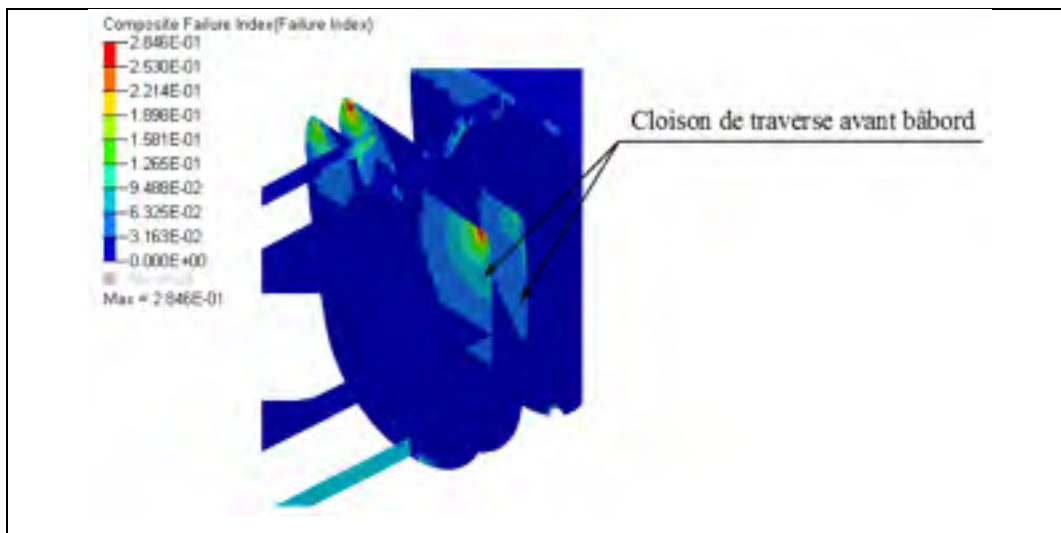


Figure 4.7 Cas de chargement enfournement- Index de rupture

4.2.2 Critère de flambage

L'analyse de flambage est faite pour le cas de chargement de l'équilibre. Sur le bateau Rafale I, un mode de flambage était régulièrement observé lors des navigations sur l'étrave. L'objectif de l'analyse de flambage est de valider que le facteur de sécurité au flambage $\lambda_{\min}$ est supérieur à 3.

Le premier mode de flambage sur la coque est à $\lambda_1 = 2,28$. Le flambage a lieu dans l'angle vif de l'ouverture du puits de dérive de la coque tribord. Les modes de flambage dans les angles vifs ne sont pas pris en compte dans la mesure où les ouvertures des puits de dérives sont dans la pratique découpées avec des rayons pour éviter les concentrations de contraintes.

Le premier mode de flambage de la coque a donc lieu sur le franc bord intérieur de la coque tribord, pour une valeur de λ de 3,34 (Voir Figure 4.8). Le critère de flambage est donc respecté.

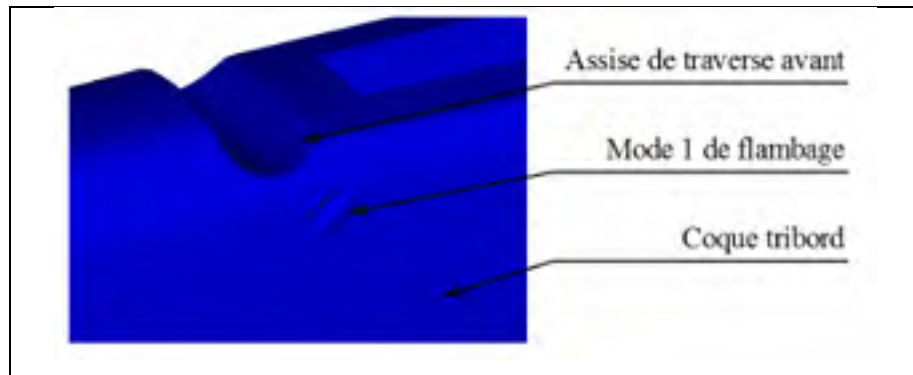


Figure 4.8 Flambage de la coque- $\lambda=3,34$

4.2.3 Évaluation des déplacements de la plateforme

À partir des modélisations des cas de chargement d'équilibre et de torsion de la plateforme, les déplacements des nœuds de l'étrave sont extraits pour analyser la rigidité de la plateforme avec le stratifié défini (*Voir* Figure 4.9). La modélisation du cas de chargement de test de la torsion de la plateforme a comme donnée de sortie un déplacement vertical de l'étrave bâbord de 34 mm. Ce test fait par l'équipe navigante sur Rafale I donnait un résultat de l'ordre de 300 mm. Par ailleurs, à l'équilibre, le déplacement de l'étrave bâbord est de l'ordre de 5 mm selon l'axe X, et de 2 mm selon l'axe Z.

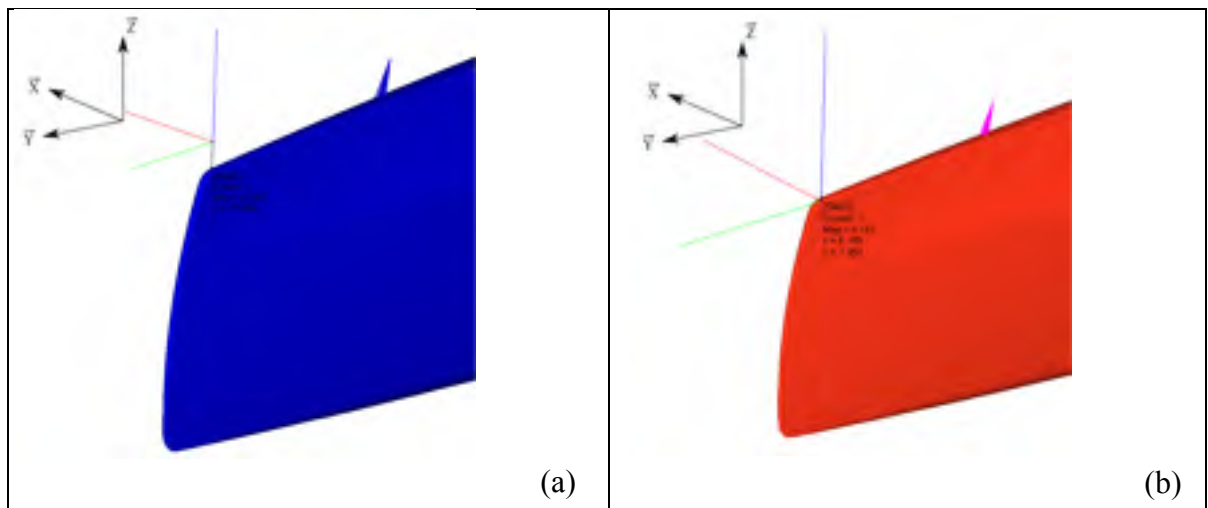


Figure 4.9 Rigidité de la plateforme- Déformations de l'étrave; (a) Test de torsion; (b) Équilibre

4.3 Choix du stratifié

Les analyses du modèle détaillé permettent donc de valider le choix du stratifié détaillé des coques, au regard des critères de rupture, de flambage et de la rigidité de la plateforme, tout en respectant l'objectif de masse des coques de 40 kg par coque finie (*Voir* Tableau 3.10). Le stratifié choisi avec le modèle détaillé est donc retenu pour la fabrication des coques.

Les valeurs de sortie du modèle détaillé doivent par la suite être confrontées à des valeurs empiriques, de déformations linéiques (*Voir* CHAPITRE 6), et de mesures du test de torsion décrit ci-dessus.

CHAPITRE 5

FABRICATION DES COQUES

Ce chapitre présente la fabrication de coques, l'outillage, les étapes de fabrication des coques et des structures internes ainsi que l'assemblage des structures dans les demi-coques.

5.1 Outillage

5.1.1 Moules

Les coques sont fabriquées avec deux moules ouverts femelles (*Voir* Figure 5.1). Les moules sont fabriqués avec un stratifié fibre de verre/ résine polyester. Les moules des coques sont conçus pour cuire les pièces *in situ*. Les moules sont donc chauffants.

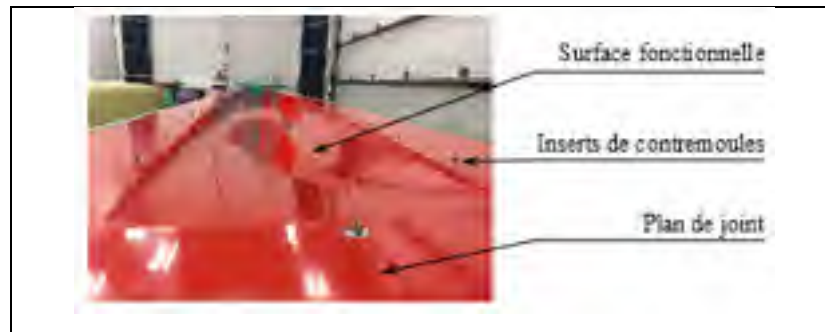


Figure 5.1 Moule de coque gauche

Les moules sont fabriqués à partir de modèles usinés dans un bloc de planches de MDF collées, et recouverte de pâte de modelage, et finis avec un apprêt scellant. Les moules sont fabriqués par la méthode d'infusion, suivant six étapes principales (*Voir* Figure 5.2).

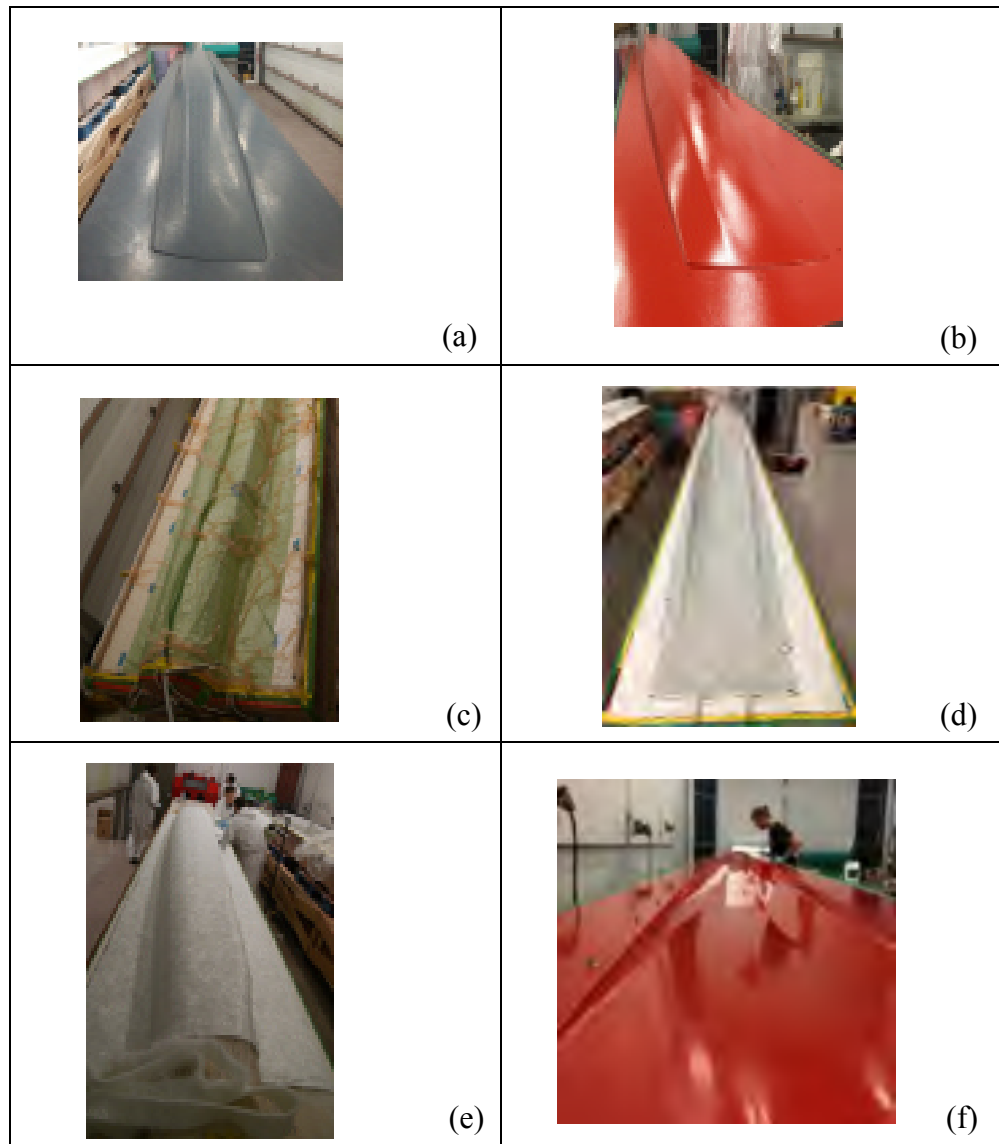


Figure 5.2 Étapes de fabrication des moules de coque; (a) Préparation du modèle; (b) Application du *gel-coat*; (c) Infusion no.1; (d) Installation des fils chauffants; (e) Infusion no.2; (f) Démoulage et préparation du moule

Premièrement, les modèles sont sablés, leur surface est traitée et un agent démoulant est appliqué. Dans un second temps, un *gel-coat*, destiné à réaliser la surface finie des moules, est pulvérisé. Et pour introduire les éléments chauffants, le moule est fabriqué en deux infusions distinctes entre lesquelles les fils conducteurs et thermocouples de contrôle sont appliqués. Enfin la surface du moule est polie et traitée avec un agent dégraissant, un agent de remplissage des rugosités, et un agent démoulant.

La structure interne est constituée uniquement de panneaux plans (*Voir* section 2.1.2). La structure interne est donc moulée sur des plaques d'alliage d'aluminium et d'acier, traitées avec les mêmes produits que les moules de coques.

5.1.2 Contre-moules et inserts d'assise

Comme vu à la section 3.2.1, deux types de contre moules sont utilisés pour fabriquer la lèvre de collage des demi-coques. Les contre moules verticaux sont stratifiés au contact sur les modèles de coque, avec un stratifié fibre de verre/ résine polyester, et les contre moules horizontaux sont usinés sur machine CNC à deux axes dans des planches de MDF.

Les assises des traverses ne sont pas identiques pour les demi-coques intérieures et extérieures bâbord et tribord, et comportent des angles de dépouille négatifs, non démoulables. Des inserts modulaires (*Voir* Figure 5.3) sont donc utilisés au niveau des assises de traverse pour adapter les moules en fonction des différentes demi-coques à fabriquer. Ces inserts sont fabriqués en impression additive FDM, en Ultem 1010, recouverts de ruban de polytetrafluoroethylene (PTFE) pour permettre le démoulage et sceller les modules. L'ULTEM 1010 a une température de transition vitreuse de 215 °C (Stratasys, 2018), qui est donc très supérieure à la température maximale théorique du cycle de cuisson des coques (93°C). Les modules ont également un faible coefficient d'expansion thermique : 47 $\mu\text{m}/(\text{m}.\text{°C})$

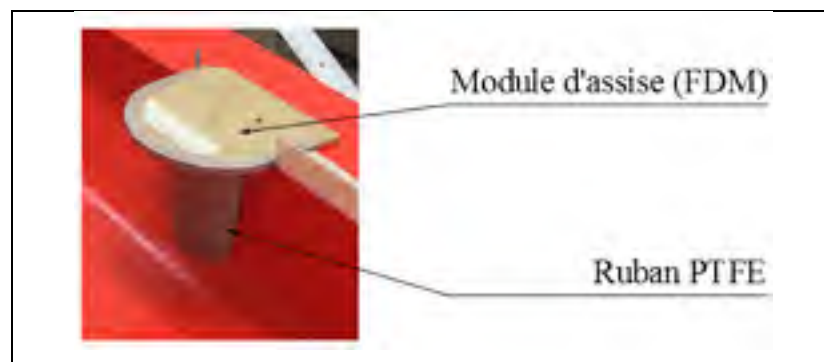


Figure 5.3 Inserts modulaires d'assise des traverses

5.2 Stratification des demi-coques et de la structure interne

Les demi-coques sont stratifiées à partir de l'empilement défini au CHAPITRE 4, et en suivant les méthodes de fabrication déterminées au CHAPITRE 3. Les méthodes de fabrication sont ajustées pour une pièce de grande taille, et des étapes sont ajoutées.

Le matériau d'assemblage de panneaux de nid d'abeille est ajouté à chaque jonction de panneaux, et des renforcements locaux du nid d'abeille sont effectués dans les zones d'assemblage des cloisons (*Voir* Figure 5.4), et autour des inserts métalliques d'accastillage.

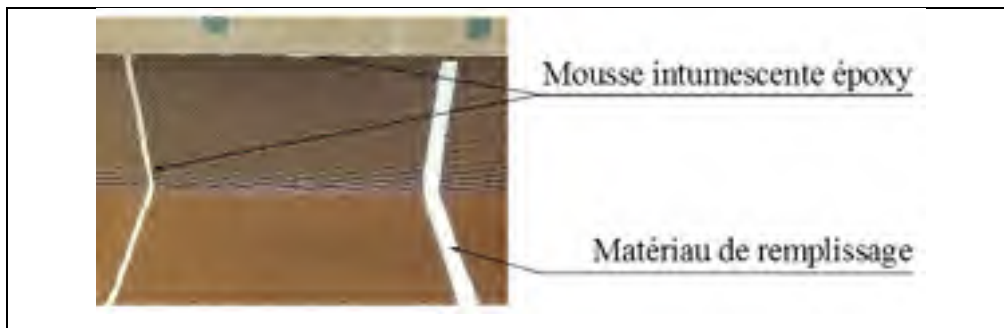


Figure 5.4 Disposition des matériaux d'assemblage et de renforcement local

Étant données la longueur des coques, et la largeur des rouleaux de carbone/ époxy pré imprégné, chaque pli est appliqué en plusieurs morceaux. La jonction de ces différents morceaux est assurée avec des recouvrements longitudinaux et latéraux de 5 mm (*Voir* Figure 5.5). L'objectif de ces recouvrements est que l'assemblage des morceaux de chaque pli théorique ne diminue pas la résistance à la rupture du pli fabriqué.

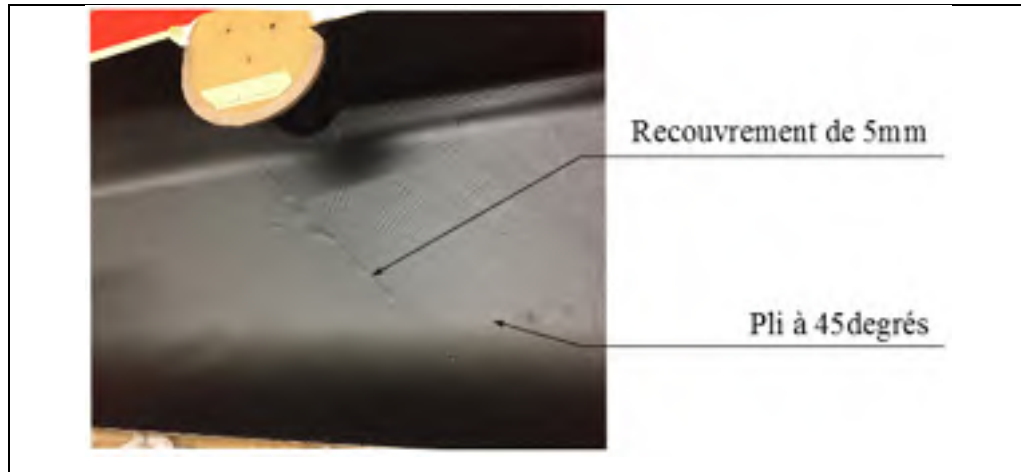


Figure 5.5 Recouvrement des plis

La longueur de recouvrement minimal théorique en traction L_r est calculée avec l'équation (5.1), où t_{fibre} est l'épaisseur théorique du pré imprégné (CPT) et θ est l'angle de joint. L'angle θ est exprimé à l'équation (5.2) (Baker, 1988), où F_{1t} est la résistance à la rupture en traction longitudinale de la fibre et S est la résistance au cisaillement de la résine. La valeur de recouvrement minimal théorique est de 3 mm pour l'UD et le 8HS. Le recouvrement nécessaire est plus important longitudinalement que latéralement. Ainsi le recouvrement de 5mm est conservateur, et permet de compenser les erreurs de placement de plis.

$$L_r = \frac{t_{\text{fibre}}}{\theta} \quad (5.1)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \sin^{-1} \left(\frac{2S}{F_{1t}} \right) \quad (5.2)$$

Les mêmes recouvrements sont utilisés pour fabriquer les stratifiés de la structure interne.

5.3 Dispositif de cuisson

Les demi-coques stratifiées sont mises sous vide pour la cuisson. Pour améliorer le vide dans la pièce de grande dimension, trois entrées de vide sont installées sur la longueur de la demi-coque (Voir Figure 5.6).



Figure 5.6 Mise sous vide du stratifié de coque

Pour la cuisson des demi-coques avec les moules chauffants, la température des pièces en cuisson doit être la plus homogène possible, et être proche de 93°C lors du plateau de température haute. Cependant, la température de transition vitreuse de la résine polyester des moules est estimée à 110°C selon le fabricant. Il faut donc réduire au maximum la température des fils chauffant nécessaire pour la cuisson. L'objectif est alors de limiter les pertes thermiques afin de réduire le gradient thermique entre les fils chauffants et l'air au contact du sac de vide. Le moule est donc placé dans deux tentes d'isolation thermique (*Voir Figure 5.7*).

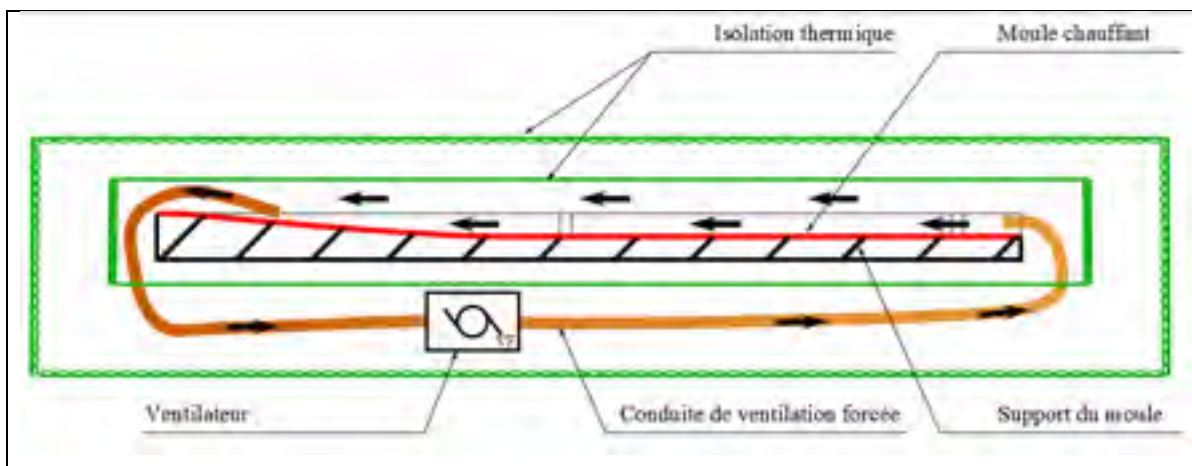


Figure 5.7 Montage de cuisson

L'asservissement en température du moule lui-même est assuré par cinq thermocouples qui contrôlent indépendamment cinq zones de fils chauffants. Avant les cuissons, des tests préliminaires de chauffe du moule ont été réalisés en disposant des thermocouples sur la surface du moule, et en imposant le cycle de cuisson au moule. Les résultats de ces tests ont montré que la température en surface du moule peut varier de l'ordre de 25°C entre les extrema de température. La température minimale mesurée est au niveau de l'assise arrière, et la température maximale est au niveau de l'assise avant. Un circuit de ventilation avec deux chauffages de 1500 W est alors installé pour homogénéiser la température de l'air et de la demi-coque en cuisson (*Voir* Figure 5.7). La différence de température entre les extrema est de l'ordre de 12°C avec les chauffages additionnels.

5.4 Cycle de cuisson

Les demi-coques sont cuites au cycle à basse température défini par Cytec (*Voir* Figure 3.4). Avec le montage décrit ci-dessus, la température en surface de la peau intérieure des demi-coques atteint 93°C, lorsque la commande des moules est fixée à 100°C. La commande des moules est donc ajustée à un plateau de 100°C, pour assurer la cuisson de la pièce en tout point.

Avec ce cycle de cuisson, les températures sont relevées par des thermocouples indépendants du système de chauffe. Les thermocouples sont placés sur le franc bord à l'arrière de la coque (T1), dans le flux d'air de la convection forcée (mesure de l'air ambiant) (T2), sur l'assise avant (T3), et sur l'étrave (T4). Les températures moyennes des thermocouples durant le plateau de commande à 100°C sont répertoriées au Tableau 5.1. Les différences de température sur la pièce sont donc moindres avec le montage d'isolation et d'homogénéisation, par rapport aux tests préliminaires de chauffe. Cependant, des différences de température de l'ordre de 15°C sont malgré tout mesurées.

Tableau 5.1 Température à la surface des demi-coques

	T1	T2	T3	T4
Température (°C)	104,3	106,3	94,0	91,4

Après la cuisson, et avant l'assemblage, les demi-coques sont post cuites hors moule dans un four, en suivant le cycle de la Figure 5.8.

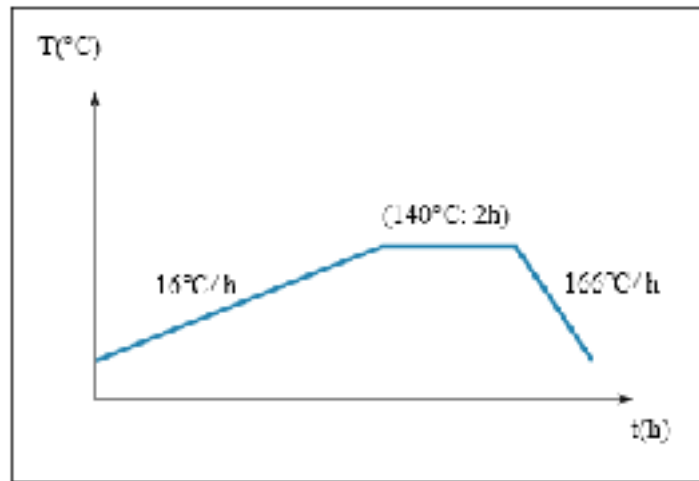


Figure 5.8 Cycle de post cuisson des demi-coques

5.5 Assemblage

5.5.1 Assemblage des cloisons

Les cloisons sont découpées au jet d'eau dans des plaques planes, avant d'être assemblées dans les demi-coques (*Voir* Figure 5.9). Les cloisons sont assemblées par stratification au contact de tissu carbone TC06T50/ résine époxy TCC-205 dans les demi-coques intérieures de la plateforme.



Figure 5.9 Assemblage des structures internes

La longueur de stratification au contact est dimensionnée au cisaillement de la résine époxy, pour les valeurs de cisaillement dans le plan maximales à la jonction cloisons/ coque issues de l'analyse par éléments finis à l'équilibre. La longueur de stratification est donc de 50mm environs, avec un pli de TC06T50. Des congés de matériau de remplissage sont disposés au préalable dans les angles vifs pour minimiser les concentrations de contrainte dans la fibre, et éviter le décollement de la fibre des parois durant le procédé de fabrication.

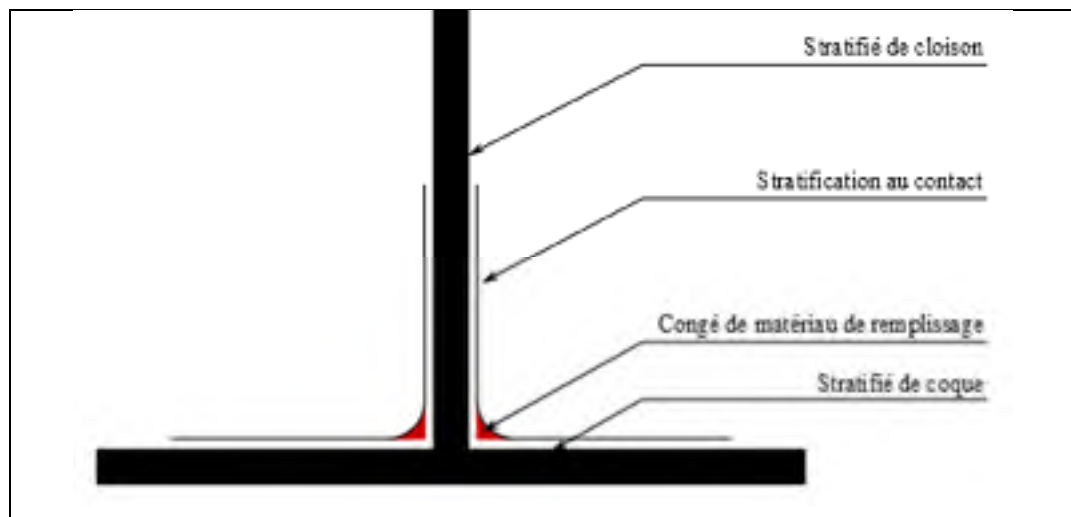


Figure 5.10 Stratification au contact des cloisons

Après l'assemblage des cloisons, les inserts d'accastillage sont fixés aux coques depuis l'intérieur.

5.5.2 Assemblage des demi-coques et finition

Les demi-coques sont collées avec de l'adhésif structural méthacrylate M1-30. L'adhésif est disposé sur les cloisons et la lèvre d'assemblage des coques (*Voir* Figure 5.11). La largeur de lèvre d'assemblage est dimensionnée à la résistance en rupture au cisaillement transverse du joint collé. Au niveau des éléments de la coque connexes à la lèvre de collage, la contrainte résultante en membrane selon l'axe Y (N_y) vaut 30 N/mm. La largeur de lèvre l calculée à l'équation (5.3) vaut 12 mm, en prenant en compte un facteur de sécurité f_s de 3,15 et une résistance à la rupture de la colle au cisaillement transverse S_{M1-30} de 8 MPa. Afin de considérer des erreurs de préparation de surface et d'application de l'adhésif, un facteur de deux est ajouté au calcul du joint collé. La lèvre est donc fabriquée avec une largeur de 30 mm

$$l = \frac{N_y}{S_{M1-30} \cdot f_s} \quad (5.3)$$

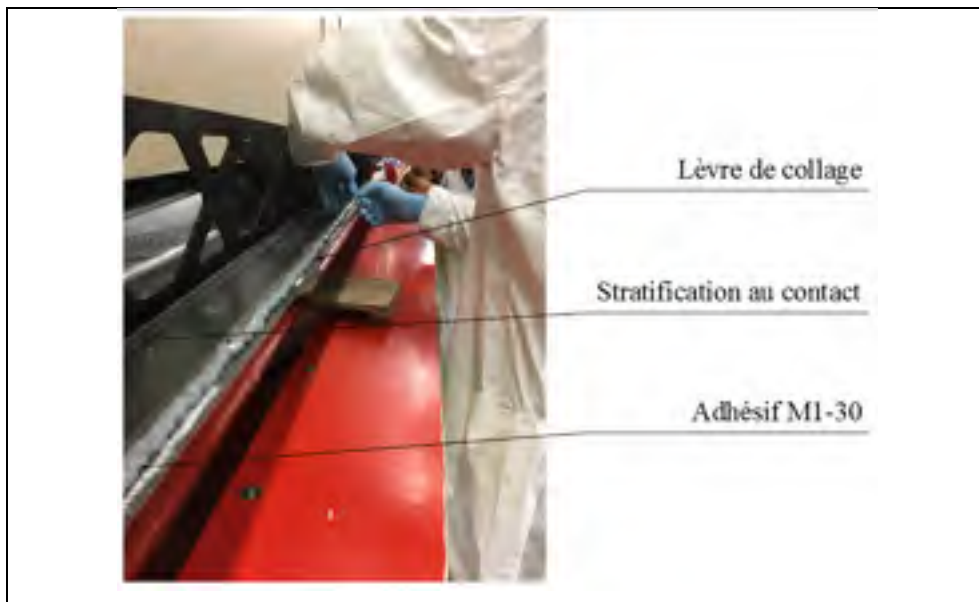


Figure 5.11 Collage des coques

La finition des coques consiste enfin à coller sur le pont les attaches de trampoline, avec de la résine époxy. Puis les coques sont recouvertes de vinyle. Le vinyle de couleur a pour fonction de diminuer la température des coques lorsqu'elles sont exposées au soleil, ainsi que d'ajouter une protection étanche à la coque.

Suite à la fabrication des coques, des recommandations sont formulées auprès de l'équipe navigante. L'utilisation de l'adhésif M1-30 nécessite de prendre des précautions importantes pour la navigation : la résistance au cisaillement de l'adhésif est très sensible à la température, et varie linéairement sur l'aluminium de 17 MPa à 23°C, à 5 MPa à 70°C (Scott Bader, 2018). L'équipe navigante doit donc attendre le refroidissement des coques dans l'eau avant la navigation, si le bateau a été exposé au soleil à terre.

La coque tribord après collage est présentée à la Figure 5.12.



Figure 5.12 Coque tribord collée (avant finition)

CHAPITRE 6

VALIDATION DU MODÈLE ÉLÉMENTS FINIS

Ce chapitre a pour objectif de valider la modélisation par éléments finis détaillée au CHAPITRE 4. Pour cela, les coques du bateau sont tout d'abord instrumentées avec des jauges d'extensométrie, la plateforme est ensuite assemblée avec le mât, et des données de déformation sont acquises en appliquant le cas de chargement des précontraintes d'haubanage. Enfin, les données sont traitées et comparées aux analyses du modèle par éléments finis détaillé. La masse des coques est également pesée pour faire un retour sur objectif, et des considérations qualitatives sont recueillies suite aux premières navigations du bateau.

6.1 Matériel d'acquisition de données

L'acquisition de données est faite par la méthode d'extensométrie par jauges à résistance électrique. Cette méthode est choisie car elle permet de réaliser des mesures avec une précision de l'ordre de $1 \mu\text{m/m}$. 16 jauges à trame pelliculaire (Voir Figure 6.1) de modèle Omega SGD-3/350-LY11 sont utilisées. La résistance de ces jauges est de 350Ω et le facteur de jauge S_G est de 2,14. La sensibilité transverse K_t des jauges est négligeable d'après la documentation du fabricant.

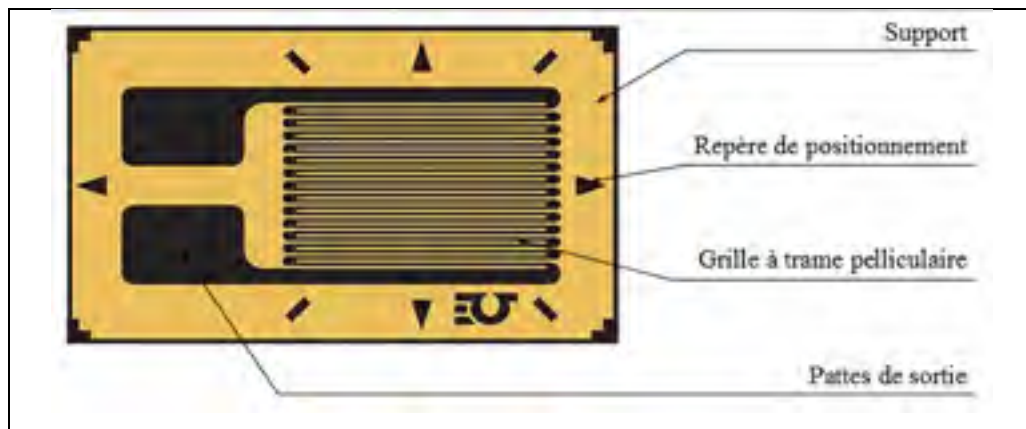


Figure 6.1 Schéma de jauge à trame pelliculaire

Le fonctionnement des jauges est basé sur la variation de la résistance des jauges en fonction de la résistivité du matériau conducteur (ρ), de la longueur (L) et de la section (A) de conducteur.

$$R = \frac{\rho \cdot L}{A} \quad (6.1)$$

La relation entre la variation relative de résistance des jauges est donnée à l'équation (6.2), où S_{xx} est la sensibilité de la jauge à la déformation relative ϵ_{xx} . La seconde égalité de l'équation est valable car K_t est négligé.

$$\frac{\Delta R}{R} = S_{xx} \cdot (\epsilon_{xx} + K_t \cdot \epsilon_{yy}) = S_G \cdot \epsilon_{xx} \quad (6.2)$$

Les jauges sont connectées à deux cartes d'acquisition NI 9226 de huit canaux d'entrée de 24bits, et d'une sensibilité de 29,4 mV/V. Avec une tension d'entrée des jauges de 3,3 V (*Voir* Figure 6.2), la résolution d'acquisition est de $3,5 \cdot 10^{-3} \mu\text{m/m}$

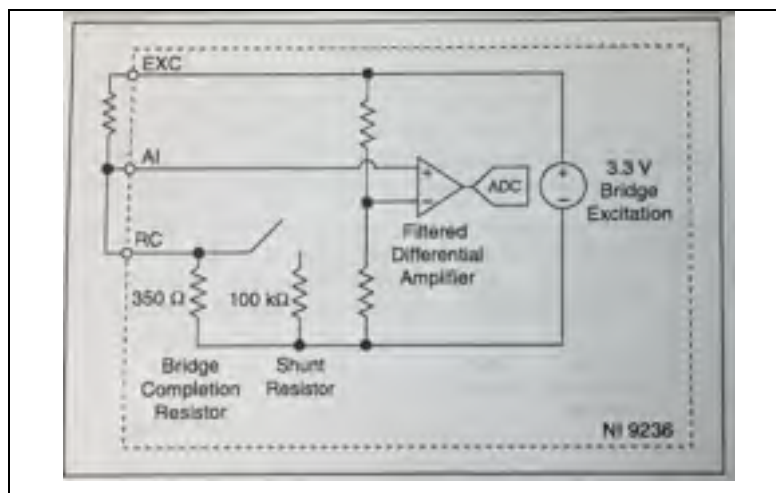


Figure 6.2 Schéma électrique du module NI 9236
Tiré de National Instrument (2008, p.12)

Le module NI 9236 est un montage en pont de Wheatstone quart de pont, avec une résistance de zéro du pont («*shunt resistor*»), qui permet de faire l'équilibrage initial du pont avant de débiter l'acquisition de données.

Trois cellules de charge de type S, de modèle Panther 101NH sont également utilisées pour mesurer les forces de précontrainte appliquées. Les cellules de charges sont de deux types. Deux cellules ont une charge nominale de 1360 kg (3000 lb), et la troisième cellule de charge a une charge nominale de 2270 kg (5000 lb). La sensibilité K des trois cellules de charge vaut 2,99 mV en sortie par V d'alimentation. Les cellules sont alimentées avec une tension de 10V en courant continu, et les tensions de sortie des cellules de charge sont lues avec une carte NI USB-6229 sur une plage de ± 200 mV. Les données sont numérisées sur 16 bits, et la résolution d'acquisition vaut donc 2,72 N

6.2 Choix position des jauges et cellules de charge

Les jauges sont au nombre de 16. Le cas de chargement appliqué étant symétrique par rapport au plan (Y,Z) (*Voir* Figure 6.3), le choix est fait de réaliser les mesures sur la coque tribord uniquement, et sur la traverse avant.

Pour pouvoir être en mesure de caractériser l'état de déformation des coques en suffisamment de points, une unique jauge est disposée par point de mesure. La jauge appliquée en un point donné est donc collée selon la direction propre avec la plus grande déformation propre, déterminée dans le modèle par éléments finis détaillé, sur le pli extérieur des éléments coque. Étant donné que K_t est négligé, ce protocole de mesure permet de mesurer directement une déformation propre par point de mesure.

Pour déterminer les déformations propres aux points de mesure, le modèle par éléments finis détaillé est ajusté pour le cas de chargement d'acquisition de données (*Voir* Figure 6.3). Dans le cas de chargement d'acquisition de données, les seules forces appliquées sont les forces de

haubanage (F_{hauban}), la force de la martingale (F_{mart}), le poids de l'aile rigide (P_{mat}), et les forces de réactions au niveau des supports sur lesquels la plateforme est posée (R_{support}).

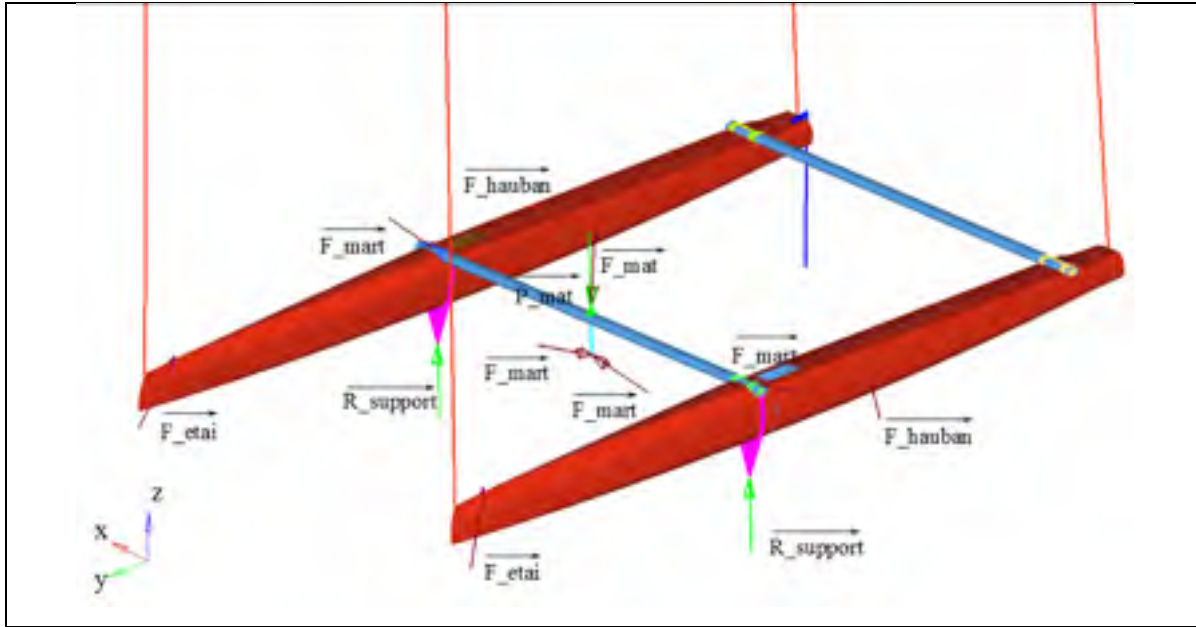


Figure 6.3 Modèle détaillé ajusté- cas de chargement d'acquisition de données

Le choix de la localisation des 16 jauges est fait à partir du modèle par éléments finis. Les deux critères de positionnement des jauges sont :

- 1) les variations des déformations propres (en valeur et direction) sur les éléments voisins doivent être faibles;
- 2) les jauges sont placées à distance des zones d'assemblage coque/ structure interne et coque/traverse, pour minimiser les risques d'erreurs dues à la modélisation FEM.

À partir des déformations propres du modèle par éléments finis détaillé ajusté, des gabarits 2D sont ensuite conçus par CAO pour mettre en position les jauges avec leur repère de positionnement.

Les cellules de charge 101NH-3Klb sont disposées aux points d'ancrage sur les haubans et étais tribord, et la cellule de charge 101NH-5Klb est fixée sur le point d'ancrage tribord de la

martingale. Les forces de sortie du modèle par éléments finis valident par ailleurs que les forces nominales des cellules de charge ne sont pas excédées.

6.3 Montage et acquisition

Les gabarits de positionnement sont mis en position en orientation et latéralement par rapport à la lèvre de collage des coques, et longitudinalement, par rapport à une ligne de référence sur les coques inscrite dans les moules de demi-coques (*Voir Figure 6.4 et Figure 6.5(a)*). Avec cette méthode de positionnement, des incertitudes de positionnement sont introduites longitudinalement particulièrement. Cela justifie d'autant plus que les jauges soient positionnées dans des zones dans lesquelles les directions propres varient peu.

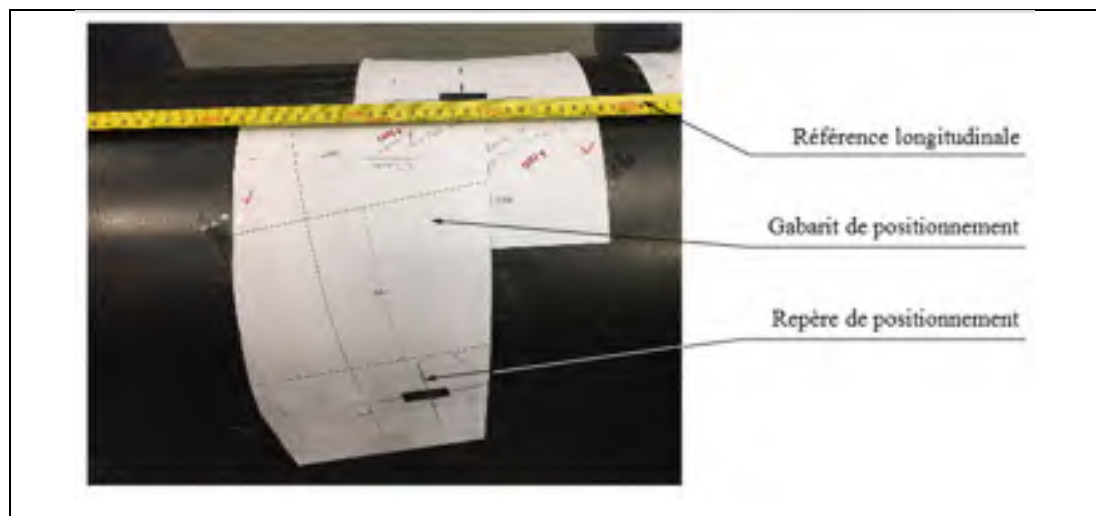


Figure 6.4 Positionnement des jauges pour collage

Puis les jauges sont collées en suivant la procédure d'installation publiée par le fournisseur, Omega (s.d.), et suivant les gabarits de positionnement.

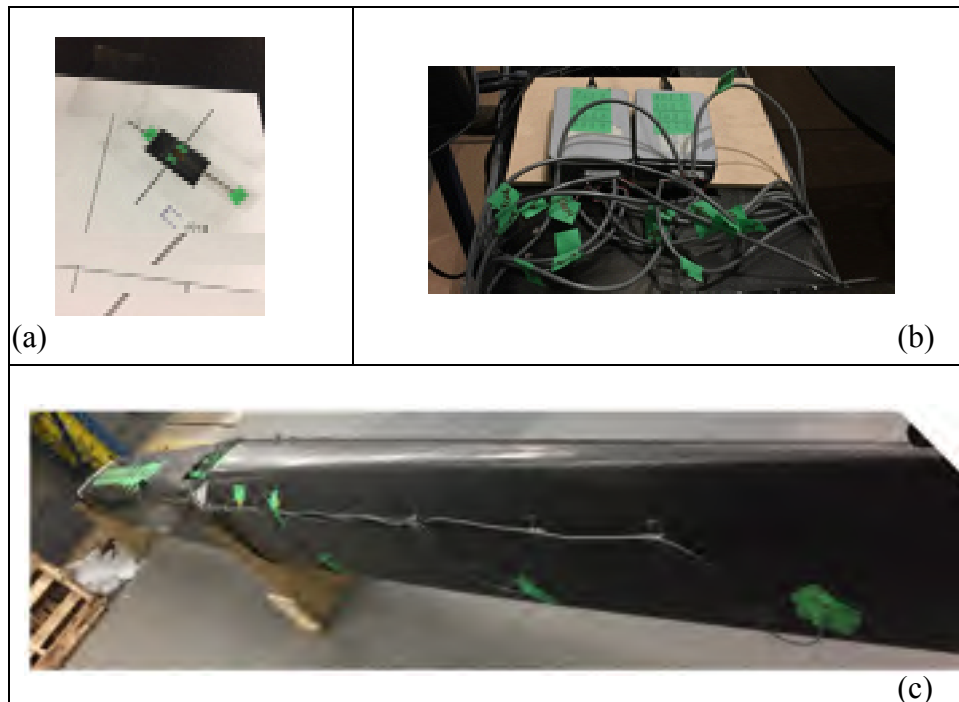


Figure 6.5 Installation des jauges ; (a) Collage d'une jauge;
(b) Câblage des jauges ; (c) Coque tribord instrumentée

La plateforme est assemblée avec le mât de l'aile rigide (*Voir* Figure 6.6). Les jauges sont connectées aux cartes d'acquisition (*Voir* Figure 6.5 (b)) et le montage électrique est fait avec une source de 10V CC et les trois cartes d'acquisition branchées à un PC qui enregistre les données.

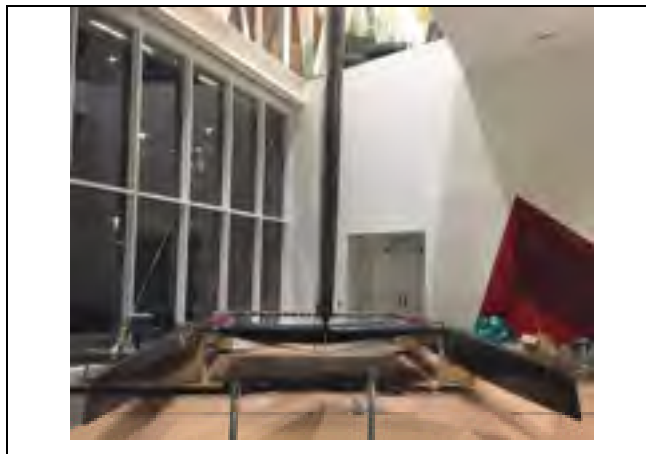


Figure 6.6 Montage d'acquisition de données

La procédure de mesure est la suivante :

- 1) mise à zéro des jauges avec le module NI 9236,
- 2) mise sous tension manuelle de la martingale et du haubanage avec des systèmes de démultiplication (palans),
- 3) acquisition continue des données pendant cinq minutes.

La procédure doit être répétée en appliquant au haubanage et à la martingale 25%, 50% puis 75% du chargement du modèle détaillé (*Voir* Tableau 6.1) :

Tableau 6.1 Chargement du haubanage et de la martingale

	Haubans (N)	Étais (N)	Martingale (N)
25%	1404	666	6984
50%	2807	1331	13969
75%	4211	1997	20953

Durant les mesures, la mise sous tension des câbles en Dyneema est cependant difficile à mettre en œuvre avec le dispositif prévu, et plus particulièrement au niveau de la martingale, sur laquelle la précontrainte de consigne est difficilement atteignable pour les cas à 50% et 75%. La tension applicable manuellement est trop faible, et la tension dans la martingale diminue fortement dans le temps par relaxation de contraintes.

Dans les conditions de l'acquisition de donnée (sans pré étirement préalable de la martingale), les mesures traitées sont donc celles à 25% de la charge maximale. Dans les faits, les tensions dans le hauban, l'étau et la martingale sont respectivement à 24%, 24% et 20% des charges maximales. Les déformations propres sont donc modifiées par rapport au modèle qui a servi à positionner les jauges sur la coque.

Le cas de chargement du modèle par éléments finis est donc mis à jour avec les forces empiriques, et la variation de directions propres par rapport au modèle de positionnement est ainsi estimée. Les déformations linéiques de sortie du modèle par éléments finis sont alors

exprimées dans le repère de mesure des jauges de contrainte. Finalement, les corrections des données de sortie du modèle par éléments finis sont de l'ordre de 0,1%. Les variations de direction propre par rapport au cas de chargement sont donc négligées par la suite.

6.4 Comparatif expérimental/ modèle

Les résultats des mesures empiriques et les données du modèle par éléments finis détaillé ajusté sont présentés au Tableau 6.2.

Tableau 6.2 Comparaison des résultats de déformations linéiques

ID Jauge	$\epsilon_{\text{empirique}} (\mu\text{m/m})$	$\epsilon_{\text{FEM}} (\mu\text{m/m})$	Erreur relative (%)
J001	-111,9	-101,4	10
J002	130,4	107,4	21
J003	110,2	94,6	16
J004	62,1	54,7	14
J005	-55,0	-56,7	-3
J006	-38,1	-45,6	-17
J007	59,0	62,8	-6
J008	67,5	63,2	7
J009	44,7	38,7	15
J010	53,2	35,5	50
J011	64,7	43,5	49
J012	-46,8	-42,2	11
J013	-44,0	-35,2	25
J014	26,3	27,5	-4
J015	-107,9	-103,3	4
J016	323,0	434,8	-26

Les positions des jauges sur la coque tribord sont représentées à la Figure 6.7.

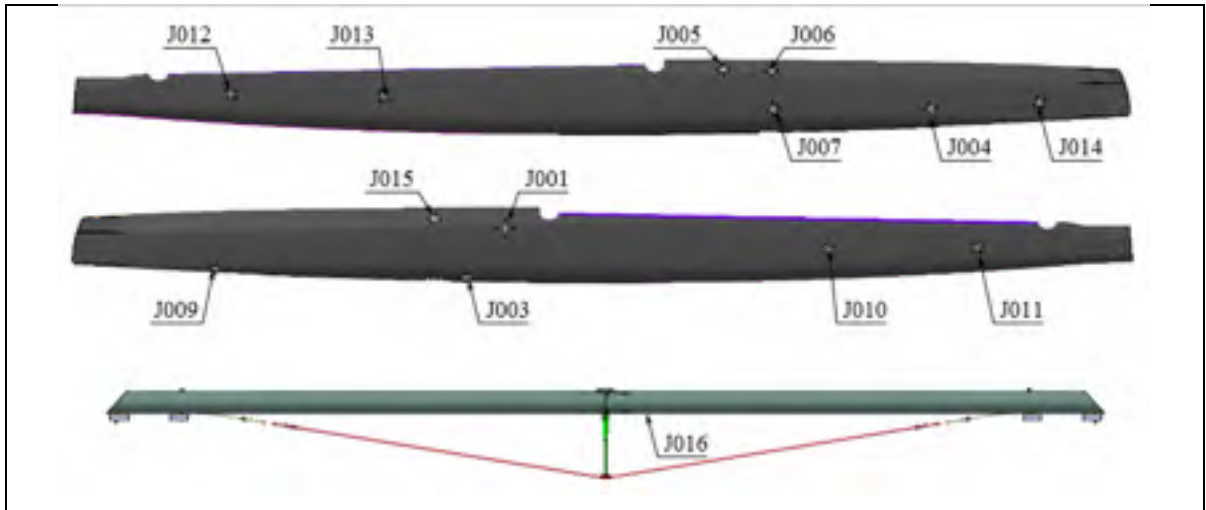


Figure 6.7 Position des jauges (échelle non respectée)

À l'exception des jauges J010 et J011, les erreurs relatives entre les déformations linéiques mesurées et modélisées sont inférieures à 25%. Les mesures permettent donc de valider le modèle par éléments finis. Les jauges J010 à J013 sont placées dans une zone dans laquelle la coque est sollicitée en torsion suite à la flexion de la traverse avant (sous les effets cumulés du poids de l'aile rigide et des précontraintes dans le haubanage) et à la réaction de la traverse arrière. L'acquisition de données permet de montrer que les déformations de torsion réelle sont supérieures aux déformations modélisées.

Pour expliquer les erreurs importantes au niveau des jauges J010 et J011, plusieurs facteurs d'erreur ont été considérés. Les facteurs potentiels d'erreur identifiés sont :

- 1) écarts de rigidité de la traverse avant réelle par rapport à la traverse modélisée,
- 2) écarts de rigidité des liaisons coque/ traverse modélisées,
- 3) positionnement hyperstatique de la plateforme au sol durant l'acquisition.

L'hypothèse (1) est envisagée, en considérant que l'épaisseur des plis de la liaison avant finie a une influence sur l'inertie de section de la traverse et donc sa rigidité. L'épaisseur des plis dans le modèle est donc testée de 0,130 mm à 0,144 mm (variation de $\pm 5\%$). Les déformations linéiques de la traverse avant à la position des jauges J010 à J013 varient linéairement de

l'ordre de 10%. L'épaisseur des plis de la traverse est donc une cause potentielle des écarts observés.

Les liaisons entre les coques et les traverses peuvent également avoir une influence sur la torsion de la portion de coque entre les deux traverses. Cependant les liaisons sont modélisées avec des éléments RBE2. Les liaisons telle que modélisées sont donc 100% rigides, ce qui a pour effet d'augmenter la torsion de la coque entre les deux traverses. L'hypothèse (2) est donc rejetée.

La plateforme est installée sur quatre supports posés au sol. La liaison entre la plateforme et le sol est donc hyperstatique : les défauts de forme du sol, et les défauts de géométrie des supports ont donc une conséquence directe sur le chargement appliqué aux coques. Durant les mesures, il a été observé que la coque tribord n'était pas en contact avec son support arrière. Le poids de la plateforme n'était donc pas réparti symétriquement, et ce qui entraîne une torsion supplémentaire dans la coque tribord dans ce cas.

L'écart entre les données mesurées et modélisées au niveau des jauges J010 à J013 peuvent donc être expliqués par les hypothèses (1) et (3).

Enfin durant le début des tests d'acquisition de données, la masse des coques finies est mesurée, et vaut 43 kg. L'écart relatif de la masse des coques avec l'objectif est de 7,5%. Cet écart est dû à l'ensemble des étapes excluant la stratification des demi-coques et des structures internes. L'objectif de masse est donc bien validé.

6.5 Navigations et considérations qualitatives

Le bateau a été réassemblé en février 2018, pour participer à la *Foiling Week Miami* 2018. Lors de cet événement, le bateau a navigué pour la première fois, équipé de dérives droites, pour valider l'intégrité de la structure et les systèmes de contrôle, ainsi que les safrans, fabriqués avec une âme en impression additive FDM en ASA.

Avant la première navigation, l'équipe navigante a pu réaliser le test qualitatif de rigidité de la plateforme détaillé à la section 4.1.5. Les mesures sont alors réalisées avec des tolérances importantes, et donnent un résultat de déplacement de l'étrave bâbord de l'ordre de 50mm. Le test permet donc de valider que la modélisation des liaisons entre les coques et les traverses est cohérente, et confirme que la plateforme de Rafale II est particulièrement rigide en comparaison à l'ancienne plateforme. En navigation, l'équipage confirme qualitativement que le bateau a une bonne rigidité globale, qui permet de gagner en «nervosité» : le bateau a des accélérations supérieures car moins d'énergie est dissipée dans la déformation de la plateforme. La diminution du poids des coques joue également en ce sens, en diminuant les effets inertiels.

Par ailleurs, la géométrie des coques de Rafale II augmente significativement la stabilité en tangage des coques, et l'augmentation globale du volume des coques limite les contacts entre la crête des vagues et le trampoline, et les traverses. Le bateau gagne donc également en performance grâce à la nouvelle géométrie des coques.



Figure 6.8 Rafale II en navigation avec dérives droites. Photo reproduite avec la permission de Horue Movie

CONCLUSION

L'objectif de ce mémoire était de concevoir, fabriquer et valider la structure des coques d'un catamaran Class-C. L'objectif principal de conception était un objectif de masse des coques (40 kg par coque), en maximisant la rigidité de la plateforme.

La géométrie des coques et des structures internes a premièrement été établie qualitativement, puis les cas de chargement des coques à l'équilibre et à l'enfournement ont été définis et le cas de chargement à l'équilibre statique a été calculé avec un programme Matlab. L'influence du *cant* de l'*hydrofoil* a à cette étape été étudiée, pour déterminer les cas de chargements critiques.

Le choix des matériaux a été fait en deux étapes. Premièrement les matériaux de peau, d'âme et d'assemblage ont été choisis par comparaison des propriétés mécaniques théoriques. Des tests préliminaires ont ensuite été réalisés afin de finaliser le choix des matériaux (adhésif de structure sandwich), de définir les méthodes de fabrication des coques et de valider la modélisation par éléments finis du stratifié des coques. Les tests préliminaires ont inclus la fabrication d'un stratifié constitué d'une structure sandwich et de lèvres de collage monolithiques, puis une observation microscopique, des essais de flexion trois points et un modèle par éléments finis des éprouvettes. Les tests préliminaires ont permis de démontrer que l'usage d'un film adhésif est nécessaire avec les stratifiés de peaux utilisés. L'adhésif FM300-2M a alors été choisi pour minimiser le temps de fabrication. Les analyses au microscope optique ont permis de choisir la méthode de transition de la structure sandwich vers la structure monolithique, en favorisant la transition avec film intumescent et l'utilisation de coins de silicone pour assurer la compaction des angles. Enfin le modèle par éléments finis des éprouvettes a pu être validé en comparant les résultats des analyses linéaires statiques aux résultats des tests de flexion trois points et à une solution analytique.

Par la suite un modèle FEM préliminaire de la plateforme a été développé avec un stratifié uniforme sur les coques pour faire une analyse linéaire statique du cas de chargement des précontraintes. Le stratifié préliminaire a été établi à partir des estimations de masse des

constituants de la coque, et de l'objectif de masse de la coque. L'analyse des contraintes principales du modèle préliminaire a permis de définir des zones de stratifié sur les coques, et de formuler des recommandations sur le choix du stratifié. Le critère de rupture de Tsai-Hill avec un facteur de sécurité de 3,15 a de même été validé suite aux analyses du modèle préliminaire. Un modèle détaillé a par la suite permis de valider le stratifié final des coques aux cas de chargement d'équilibre et d'enfournement, et suivant les critères de rupture et de flambage. Les analyses des cas de chargement d'équilibre et de torsion de la plateforme montrent enfin que la plateforme de Rafale II avec le stratifié des coques déterminé est significativement plus rigide en torsion que Rafale I. Le stratifié des coques est donc validé à l'issue des analyses du modèle FEM détaillé.

La fabrication des coques a été faite suivant les recommandations de procédés de fabrication et de stratifié formulées aux étapes précédentes. La cuisson des coques a été faite dans un moule prototype chauffant. Lors de tests préalables, les températures mesurées avec des thermocouples à la surface du moule variant de l'ordre de 25° dans le moule, des dispositifs d'isolation thermique et de convection forcée ont été mis en place pour uniformiser la température durant les cuissons. Enfin les demi-coques cuites ont été assemblées avec la structure interne, et les dimensionnements des assemblages ont été réalisés à partir des résultats d'analyse FEM.

Finalement l'acquisition de données de déformation sur les coques finies soumises au cas de chargement des précontraintes a permis de valider les résultats des modèles par éléments finis utilisés pour le dimensionnement des stratifiés des coques. Durant l'acquisition de données les coques ont enfin été pesées, et leur masse finie vaut 43 kg par coque, ce qui correspond à un écart relatif de 7,5% par rapport à l'objectif de masse. L'objectif de masse des coques est donc bien atteint. Les premières navigations ont enfin permis de valider qualitativement la rigidité de la plateforme.

RECOMMANDATIONS

Pour prolonger ces travaux ou reconcevoir de nouvelles coques de catamaran Class-C, les perspectives majeures d'amélioration de la performance des coques semblent être dans la connaissance des cas de chargements, ou encore l'étude de nouvelles géométries de coques et configurations de plateforme.

Premièrement, peu de données sont disponibles sur les chargements en navigation d'un catamaran Class-C. Un travail préalable d'acquisition de données en navigation permettrait de préciser les cas de chargement statiques, dynamiques et exceptionnels, dans les trois situations de vie (avant, pendant et après le décollage). Une bonne connaissance des efforts appliqués au bateau dans diverses conditions météorologiques permettrait de faire une optimisation du stratifié des coques, suivant la méthode de *Free size optimization* du logiciel HyperMesh par exemple.

Il semble cependant que les gains de performance majeurs sont à faire d'un point de vue de la géométrie des coques. En effet à titre d'exemple, le monde de la voile monocoque a récemment vu apparaître de nouvelles carènes dites « rondes » sur des bateaux comme le Mini 6.50 Magnum, qui ont démontré des gains de performance significatifs. Le constat peut être fait que la configuration et la géométrie globales des coques de catamarans de sport n'a pas évolué significativement avec l'introduction des *hydrofoils*. Il pourrait alors être intéressant d'étudier de nouvelles configurations et de nouvelles carènes à partir des cas de chargements d'un catamaran à *hydrofoils*. La démarche serait donc de concevoir la plateforme à partir des *hydrofoils* plutôt que de concevoir les *hydrofoils* pour une plateforme donnée.

ANNEXE I

PROGRAMME MATLAB ÉQUILIBRE

```
%Boucle de variation de l'angle de cant:
L_F_bas=[]; %listes de valeurs des forces en fonction de theta_cant
L_F_cant=[];
L_F_pivot=[];
L_N_pivot=[];
L_Y_haut=[];
L_Y_pivot=[];

syms t_cant

for t_cant=1:14

syms X_aile X_saf Z_saf X_foil Z_foil
syms t
syms a_foil a_s_saf a_s_foil
syms Vbat_knts
syms Cl_foil Cd_foil Cl_s_foil Cd_s_foil Cl_s_saf Cd_s_saf Cl_a_saf
Cd_a_saf
syms y_equip
syms F_cant F_bas F_pivot Y_pivot N_pivot Y_haut

t_cant
%VERIF RESULTATS

%Repere de coordonnees: R1, repere centre beam avant
%Unités:
% Longueur: mm
% Force:Newton
% Masse:kg
% Angle:radian et degrés

%DONNEES

%BATEAU
Vbat=Vbat_knts*1.852/3.6;
R_vbat_vent=2;
D=-0.7*50;

%EAU et AIR
nu_eau_20degC=1.007e-06;
Rho_eau=1000;

nu_air_25degC=15.6e-06;
Rho_air=1.225;
```

```

    %FOIL et SAFRAN
z_foil=-1400;

Span_a_foil=0.8; %m
Span_s_foil=0.3; %m
Span_a_saf=0.4; %m
Span_s_saf=0.4; %m

corde_saf=0.1; %m
corde_foil=0.2; %m
Re_eau=Vbat*corde_foil/nu_eau_20degC;

a_a_saf=1;

Cl_foil=1.04e-01*a_foil + 2.9538e-01;
Cd_foil=1.443E-04*a_foil^2 + 1.367E-04*a_foil + 4.091E-03 ;
Cl_s_foil=1.04e-01*a_s_foil + 2.9538e-01;
Cd_s_foil=1.443E-04*a_s_foil^2 + 1.367E-04*a_s_foil + 4.091E-03 ;
Cl_s_saf=1.04e-01*a_s_saf + 2.9538e-01; %'a'=aile. 's'= shaft
Cd_s_saf=1.443E-04*a_s_saf^2 + 1.367E-04*a_s_saf + 4.091E-03 ;
Cl_a_saf=1.04e-01*a_a_saf + 2.9538e-01;
Cd_a_saf=1.443E-04*a_a_saf^2 + 1.367E-04*a_a_saf + 4.091E-03 ;

S_a_foil=Span_a_foil*corde_foil;
S_s_foil=Span_s_foil*corde_foil;
S_a_saf=Span_a_saf*corde_saf;
S_s_saf=Span_s_saf*corde_saf;

K_eau=1/2*Rho_eau*Vbat^2;

X_saf=-K_eau*Cl_s_saf*S_s_saf;
Y_saf=-K_eau*(Cd_s_saf*S_s_saf+ Cd_a_saf*S_a_saf);
Z_saf=K_eau*Cl_a_saf*S_a_saf;

X_foil=-K_eau*Cl_s_foil*S_s_foil;
Y_foil=-K_eau*(Cd_foil*S_a_foil+Cd_s_foil*S_s_foil);
Z_foil=K_eau*Cl_foil*S_a_foil;

a_foil_estime=5;

    %AILE RIGIDE
S_aile=27.87;
corde_aile=2;
Re_air=Vbat*corde_aile/nu_air_25degC;

Cl_aile=1.5;
Cd_aile=0.05;
K_air=1/2*Rho_air*Vbat^2;

L_aile=K_air*Cl_aile*S_aile;
D_aile=-K_air*Cd_aile*S_aile;

X_aile=L_aile*cos(t)-D_aile*sin(t);

```

```

Y_aile=D_aile*cos(t)+L_aile*sin(t);

%GRAVITE/EQUIPAGE
M_equip=2*75;
M_bat=200;
g=9.81;
P_equip=-M_equip*g;
Z_grav=-M_bat*g;

%COORD POINTS
O=[0;0;0];
A=[0; -1200; 6700];
S=[2008.33; -4272.72; -1563.71];
E=[-2984;y_equip; 0];
G=[-1.9749;-551.17; 2271.81];

C=[1927;-316;-564];
CP3=[-Span_a_foil*10^3/2;-((z_foil)-
C(3,1))*tan(a_foil_estime*pi/180);z_foil-C(3,1)];
P=[cos(t_cant*pi/180) 0 sin(t_cant*pi/180);0 1 0;-sin(t_cant*pi/180) 0
cos(t_cant*pi/180)];%matrice de passage
CP=P*CP3+C;

%COORD FORCES
FO=[0;D;0];
FA=[X_aile; Y_aile ;0];
FS=[X_saf; Y_saf; Z_saf];
FF=[X_foil ;Y_foil; Z_foil];
FE=[0; 0 ;P_equip];
FG=[0 ;0; Z_grav];

%MOMENTS
MA=cross(A,FA);
MS=cross(S,FS);
MF=cross(CP,FF);
ME=cross(E,FE);
MG=cross(G,FG);

%SOLVE
[Vbat_knts,a_foil,a_s_foil,a_s_saf,t,y_equip]=solve(FO+FA+FS+FF+FE+FG==0,M
A+MS+MF+ME+MG==0,Vbat_knts,a_foil,a_s_foil,a_s_saf,t,y_equip,'Real',true);

Vbat_knts=-vpa(Vbat_knts(1))
a_a_saf
a_foil=vpa(a_foil(1))
a_s_saf=vpa(a_s_saf(1))
a_s_foil=vpa(a_s_foil(1))
t=vpa(t(1));
t_deg_tot=180/pi*t;
t_deg=t_deg_tot-floor(t_deg_tot/180)*180
y_equip=vpa(y_equip(1))

%VERIFICATIONS SOLUTION
a_vent_bat=asin(1/(2*R_vbat_vent))*180/pi;

```

```

a_aile=a_vent_bat-t_deg-a_s_foil

FO=vpa(subs(FO))
FA=vpa(subs(FA))
FS=vpa(subs(FS))
FF=vpa(subs(FF))
FE=vpa(subs(FE))
FG=vpa(subs(FG))

MA=vpa(subs(MA));
MS=vpa(subs(MS));
MF=vpa(subs(MF));
ME=vpa(subs(ME));
MG=vpa(subs(MG));

FO+FA+FS+FF+FE+FG
MA+MS+MF+ME+MG

% -----
% -----

%FORCES LOCALES HYDROFOIL

%COORDONNEES POINTS APPLICATION
O=[0;0;0];
B_=[1896;-316;-564];
C_=[1927;-316;-564];

A3=[0;-600*tan(a_foil*pi/180);600];%repere local bas puits derive
D3=[0;-408*tan(a_foil*pi/180);408];
A_=P*A3+C_;%repere R1 centre AV-Beam
D_=P*D3+C_;

%COORD FORCES
Fcant=-A_/norm(A_)*F_cant;
FB=(B_-A_)/norm(B_-A_)*F_bas;
FA=Fcant+FB;
FC=P*[F_pivot;0;0]+[0;Y_pivot;0];
FD=[0;Y_haut;0];

MO=cross(O,Fcant);
MB=cross(B_,FB);
MC=cross(C_,FC)+[0;0;N_pivot];
MF=cross(CP,FF);
MD=cross(D_,FD);

[F_bas,F_cant,F_pivot,N_pivot,Y_haut,Y_pivot]=solve(Fcant+FB+FC+FD+FF==0,M
O+MB+MC+MF+MD==0,F_bas,F_cant,F_pivot,N_pivot,Y_haut,Y_pivot);

F_bas=vpa(F_bas(1))
F_cant=vpa(F_cant(1))
F_pivot=vpa(F_pivot(1))

```

```

N_pivot=vpa(N_pivot(1))
Y_haut=vpa(Y_haut(1))
Y_pivot=vpa(Y_pivot(1))

L_F_bas(t_cant)=F_bas;
L_F_cant(t_cant)=F_cant;
L_F_pivot(t_cant)=F_pivot;
L_N_pivot(t_cant)=N_pivot;
L_Y_haut(t_cant)=Y_haut;
L_Y_pivot(t_cant)=Y_pivot;

clearvars -except L_F_bas L_F_cant L_F_pivot L_N_pivot L_Y_haut L_Y_pivot

end

var=1:14
plot(var,abs(L_F_bas))
hold all
plot(var,abs(L_F_cant))
plot(var,abs(L_F_pivot))
plot(var,abs(L_Y_pivot))
plot(var,abs(L_Y_haut))
title('Forces locales puits de dérive (valeurs absolues)')
xlabel('\Theta_c_a_n_t (deg)')
ylabel('Abs Forces (N)')
legend({'F_b_a_s','F_c_a_n_t','F_p_i_v_o_t','Y_h_a_u_t','Y_p_i_v_o_t'},'Location','northwest',... %Légende du tracé
'FontSize',10)
figure;plot(var,abs(L_N_pivot),'r')
title('Moment N_p_i_v_o_t bas puits de dérive (valeur absolue)')
xlabel('\Theta_cant (deg)')
ylabel('Abs N_p_i_v_o_t (N.mm)')
legend({'N_p_i_v_o_t'},'Location','northwest',...
'FontSize',10)

```


ANNEXE II

POINTS DE POLAIRES PROFIL H105

H105

Re 1,50E+06

α	Cl	Cd	
-5	-0,2288	0,00729	
-4,5	-0,1836	0,00621	
-4	-0,1328	0,00555	
-3,5	-0,0786	0,00516	
-3	-0,0252	0,00481	
-2,5	0,0294	0,00461	
-2	0,0853	0,00455	
-1,5	0,1416	0,00448	
-1	0,1973	0,00441	
-0,5	0,2521	0,00437	
0	0,3077	0,00442	
0,5	0,3626	0,00436	
1	0,4161	0,00448	
1,5	0,471	0,0045	
2	0,523	0,00463	
2,5	0,5736	0,00488	
3	0,6197	0,00524	
3,5	0,6625	0,00585	
4	0,6954	0,00714	
4,5	0,736	0,00797	
5	0,7786	0,00877	

ANNEXE III

MESURES AU MIRCOSCOPE PAR ZONES

Unité : μm

Z+

Zone	Entre deux parois de ECA-R 4,8-48			Au niveau d'une paroi de ECA-R 4,8-48			
	t adhésif	t peau	Écart relatif à CPT (%)	t adhésif Xparoi + dX	t adhésif Xparoi - dX	t peau	Écart relatif à CPT (%)
Zone I	132,6	527,1	-3,8	461,4	638,7	497,0	-9,3
Zone II	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
Zone III	0,0	608,2	11,0	0,0	0,0	532,3	-2,9
Zone IV	243,4	648,6	18,4	385,6	552,7	516,8	-5,7

Z-

Zone	Entre deux parois de ECA-R 4,8-48			Au niveau d'une paroi de ECA-R 4,8-48			
	t adhésif	t peau	Écart relatif à CPT (%)	t adhésif Xparoi + dX	t adhésif Xparoi - dX	t peau	Écart relatif à CPT (%)
Zone I	142,2	638,5	-1,3	496,7	648,6	628,4	-2,9
Zone II	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
Zone III	0,0	768,6	18,8	0,0	0,0	608,1	-6,0
Zone IV	202,8	699,6	8,1	425,9	542,3	557,4	-13,9

	Peau dans le plan (x,y)		Peau dans le plan (x,y)		Peau dans le rayon		Peau dans le plan (y,z)	
	Entre deux parois de ECA-R 4,8-48		Au niveau d'une paroi de ECA-R 4,8-48					
Avec/ sans silicone	t peau Z+	t peau Z-	t peau Z+	t peau Z-	t peau Z+	t peau Z-	t peau Z-	t peau tot
Avec silicone	518	669	443	578	915	681	1140	1235
Sans silicone	532	562	533	540	681	877	1064	1065

Stratifié

Zone	Microscope DSX		Pied à coulisse	
	t sandwich	t monolithique (x,y)	t sandwich	t monolithique zone de transition (x,y)
Zone I	7480	NA	7490	NA
Zone II	NA	NA	NA	NA
Zone III	7404	1201	7413	1140
Zone IV	7403	NA	7467	1130

ANNEXE IV

PRÉPARATION DES ÉPROUVETTES

LARGEURS ÉPROUVETTES

Largeurs en 3+3 mm					
Éprouvette	x1	x2	x3	x5	e max (%)
Zone I	25,29	25,98	25,52	NA	2,73
Zone II	25,74	NA	25,08	25	2,36
Zone III	25,1	25,13	25,6	NA	1,99
Zone IV	25,6	25,5	25,6	NA	0,39

Largeurs en 6+6 mm					
Éprouvette	x1	x2	x3	x5	e max (%)
Zone I	25,85	25,45	26,12	NA	1,55
Zone II	26,42	NA	26,06	25,65	1,36
Zone III	25,43	25,59	24,9	NA	2,08
Zone IV	25,12	25,28	25,1	NA	0,87

LONGUEURS ÉPROUVETTES

Longueurs (mm)					
Éprouvette	x1	x2	x3	x5	
Zone I	191	191	191	NA	
Zone II	189,5	NA	189,5	189,5	
Zone III	189	189	189	NA	
Zone IV	191	191	191	NA	

Tableau-A IV-1 Dimensions mesurées des éprouvettes de flexion

BIBLIOGRAPHIE

- 3M (2015). Product Bulletin & Care Instructions 1080. Repéré à <http://multimedia.3m.com/mws/media/7674100/3m-scotchprint-car-wrap-film-series-1080.pdf>>. Consulté le 5 décembre 2017.
- Altair University (2015). Practical aspects of finite element analysis. Repéré à <https://altairuniversity.com/free-ebooks-2/free-ebook-practical-aspects-of-finite-element-simulation-a-study-guide/>>. Consulté le 12 février 2017.
- Arbaoui, J. E. (2009). Étude comparative et caractérisations mécaniques des structures sandwichs multicouches. (Thèse de doctorat, Université de Lorraine, Metz, France).
- ASTM international. (2016). Standard Test Method for Core Shear Properties of Sandwich Constructions Beam Flexure. Norme ASTM C393/C393- 16(2016). Repéré à https://compass.astm.org/EDIT/html_annot.cgi?C393+16>. Consulté le 30 mars 2017.
- ATC Chemicals Inc, Johannsen, T. J. (2000). *Core Cell design manual*. Oakville: ATC Chemicals Incorporated.
- Aubin, N., Augier, B., Sacher, M., Bot, P., Hauville, F. & Flay, R. (2017). Wind tunnel investigation of dynamic trimming on upwind sail aerodynamics. *Journal of Sailing Technology*. 2010-2011.
- Baker, A. A., Jones, R. (1988), Bonded Repairs of Aircraft Structures. Dordrecht: Martinus Nijhoff Publishers.
- Beaver, B., et J. Zselezky. 2009. Full scale measurements on a hydrofoil International Moth. In 19th Chesapeake Sailing Yacht Symposium, CSYS. (Annapolis, MD, United states, March 20-21 2009), p. 177-196. Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- Berthelot, J. M. (2012). Matériaux composites: comportement mécanique et analyse des structures (5e éd.). Paris : Lavoisier.
- Blakeley, A. W., Flay, R. G. J., Furukawa, H, Richards, P J. (2015). Evaluation of multi-element wing sail aerodynamics from two-dimensional wind tunnel investigations. 5th High Performance Yacht Design Conference, 37-47.
- Centea, T., Grunenfelder, L. K. & Nutt, S. R. (2015). A review of out-of-autoclave prepreps – Material properties, process phenomena, and manufacturing considerations. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 70, 132-154.

- Chevalier, F. (2015). Une aile d'avion sur un Class C (2). Repéré à <http://chevaliertaglang.blogspot.ca/2015_05_03_archive.html>. Consulté le 17 Avril 2018.
- Cytec. (2011). FM®300-2 film adhesive technical data sheet. Repéré à <https://www.cytec.com/sites/default/files/datasheets/FM_300-2_092711.pdf>. Consulté le 17 novembre 2016.
- Cytec. (2015). CYCOM 5320-1 Epoxy Resin System. Repéré à <<https://www.cytec.com/sites/default/files/datasheets/CYCOM%205320-1%20Rev%20CR5.pdf>>. Consulté le 25 janvier 2017.
- Delahaigue, J. (2015). Influence de la température de coupe sur les propriétés mécaniques en traction uni-axiale d'un composite carbone/ époxy et étude de l'usinabilité d'un composite lin/ époxy. (Mémoire de maîtrise, École de Technologie Supérieure, Montréal, QC).
- Euro-composites (2010), Mechanical Properties of ECA Honeycomb. Repéré à <<https://www.professionalplastics.com/professionalplastics/NomexHoneycomb-AerospaceQuality.pdf>>. Consulté le 25 janvier 2017.
- Germanischer Lloyd. (2009). Guidelines for Design and Construction of Large Modern Yacht Rigs, JILA and Department of Physics, Norme GL Rules and Guidelines I-4-2. Hambourg: Germanischer Lloyd.
- Gibson, R. F. (2012). Principles of composite material mechanics (3e éd.). Boca Raton Flor.: CRC Press.
- Gornet, L., Marckmann, G., Kamran-Ali, S., Marguet, S., Regoin, J.-P. (2009). Essais et simulations des âmes Nomex sous des sollicitations de type statique et fatigue = Experimental tests and prediction of Nomex cores under static and fatigue loadings. Repéré à <<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00385745/document>>. Consulté le 15 mai 2017.
- Grossmann, X. (2016). *Conception et fabrication d'un système d'hydrofoils pour un catamaran de sport de 20 pieds*. (Mémoire de maîtrise, École de technologie supérieure, Montréal, QC).
- Gurit (2018). Gurit Corecell M the marine foam. Repéré à <<http://www.gurit.com/-/media/Gurit/Datasheets/guritcorecell-m.pdf>>. Consulté le 21 mai 2017.
- Gurit (s.d.). Gurit Guide to composites. Repéré à <<http://www.gurit.com/-/media/Gurit/Datasheets/guide-to-composites.pdf>>. Consulté le 3 novembre 2017.

- Gurit. (2016). SA80 Toughened epoxy adhesive film. Repéré à <<http://www.gurit.com/-/media/Gurit/Datasheets/sa-80.ashx>>. Consulté le 20 février 2017.
- Hansen, M. O. L. (2008), Aerodynamics of Wind Turbine (2ème éd.). Londres, RU: Earthscan.
- International C-Class Catamaran Association (2013). Class History. Repéré à <<http://www.c-class.org/class-history/>>. Consulté le 7 avril 2018.
- Joubin, P. (2017, septembre). Guillaume Verdier : « On défriche ». Voiles et Voiliers, 559.
- Kassapoglou, C. (2010). Design and analysis of composite structures with applications to aerospace structures. Chichester, West Sussex, U.K.: John Wiley & Sons Ltd.
- Killing, S. (2009). Alpha and Rocker - Two Design Approaches that led to the Successful Challenge for the 2007 International C-Class Catamaran Championship. The 19th chesapeake sailing yacht symposium.
- Kratz, J. (2007). Processing Composite Sandwich Structures using Out-of-Autoclave Technology (Mémoire de maîtrise, Université de McGill, Montréal, Canada).
- Magherini, M., Turnock, S.R. and Campbell, I.M.C. (2014). Parameters affecting the performance of the c-class wingsail. International Journal of Small Craft Technology, 156 (B1), 21-34.
- Marchand, L. (2006). MEC6405 : Analyse expérimentale des contraintes. École Polytechnique de Montréal.
- Martin, F., Alessandrini, B., Gornet, L., Marckmann, G. & Rolland, P. (2006). Conception d'un grand multicoque de course au large : l'exemple d'ORANGE 2. Paris : ATMA.
- National Instrument (2008). Getting started guide NI 9235. Repéré à <<http://www.ni.com/pdf/manuals/374645b.pdf>>. Consulté le 12 novembre 2017.
- NCAMP. (2017). Solvay Cytec Cycom 5320-1 T650 Unitape Qualification Material Property Data Report (Rapport n°CAM-RP-2013-002 Rev A). Repéré à <http://www.niar.wichita.edu/coe/ncamp_documents/Cytec5320-1/CAM-RP-2013-002%20Rev%20A%20Cytec%2053201%20T650%20Unitape%201.27.17%20MPDR.pdf>. Consulté le 13 mars 2017.
- Ngo, A. D. (2016). SYS857 : Matériaux composites. École de technologie supérieure.
- Omega (s.d.), Strain gage accessories installation. Repéré à <https://www.omega.com/pressure/pdf/ref_straingage_install.pdf>. Consulté le 25 octobre 2017.

- Paulin, A., Heikki, H., Hochkirch, K. & Fischer, M. (2015), performance assessment and optimization of a C-Class catamaran hydrofoil configuration. *5th High Performance Yacht Design Conference, 1*, 190-199.
- Prudhomme, M. (2018). Dimensionnement des safrans et des hydrofoils du catamaran Class-C Rafale II (Mémoire de maîtrise, École de Technologie Supérieure, Montréal).
- Scott Bader (2018). Crestabond M1-30 Technical Data Sheet. Repéré à https://www.scottbader.com/wp-content/uploads/Crestabond-M1-30_ENG_TDS_Feb18.pdf. Consulté le 10 mars 2017.
- Shenoi, A., Beck, R., Boote, D., Davies, P., Hage, A., Hudson, D.,...Sutherland, L. (2009). Committee V.8 Sailing yacht design. 17th International ship and offshore structures congress, 2, 433-493.
- Stratasys (2018). ULTEM 1010 resin high-performance thermoplastic for fortus 3D printers. Repéré à http://www.stratasys.com/-/media/files/material-spec-sheets/mss_fdm_ultem1010_0218a.pdf. Consulté le 10 décembre 2016.
- Vellinga, R. (2009). Hydrofoils Design Build Fly. Gig Harbor Wa: Peacock Hill Publishing.
- Wilson, R. M. (2010). The physics of sailing. Document inédit, JILA and Department of Physics, Université du Colorado, Boulder, Colorado.

