



SODIM
Société de développement de l'industrie maricole inc.

*Évaluation de la résistance de trois types
d'ancrage des filières flottantes*

Rapport final

Dossier n° 710.78

Rapport commandité par la SODIM

Juin 2008



**ÉVALUATION DE LA RÉSISTANCE DE
TROIS TYPES D'ANCRAGE DES
FILIÈRES FLOTTANTES**

RAPPORT FINAL

Juin 2008



295, chemin Sainte-Foy
Québec (Québec)
Canada
G1R 1T5

Tél. : (418) 522-4945
Télec.: (418) 522-5218
Courriel : info@biorex.com
Site WEB: www.biorex.com

**ÉVALUATION DE LA RÉSISTANCE DE
TROIS TYPES D'ANCRAGE DES
FILIÈRES FLOTTANTES**



Référence à citer

Bergeron, P. 2008. Évaluation de la résistance de trois types d'ancrage des filières flottantes. Rapport de Biorex inc. à la Société de développement de l'industrie maricole (SODIM). ii + 38 p.

TABLE DES MATIÈRES

LISTE DES TABLEAUX.....	II
LISTE DES FIGURES	II
LISTE DES ANNEXES	II
1. INTRODUCTION.....	1
2. MÉTHODOLOGIE.....	1
2.1. Approche retenue.....	1
2.2. Déroulement des essais de traction	2
2.2.1. Corps-mort.....	2
2.2.2. Pieu à hélice	6
2.2.3. Ancre japonaise.....	6
2.3. Analyse des données	7
2.3.1. Calcul de la traction du bateau.....	7
2.3.2. Calcul du coefficient de résistance des corps-morts au glissement latéral.....	10
2.3.3. Calcul de la résistance axiale des pieux à hélice.....	11
3. SITE DES ESSAIS.....	13
3.1. Havre de Gaspé	13
3.2. Baie de Caspédia	13
4. RÉSULTATS.....	15
4.1. Corps-mort	15
4.1.1. Caractéristiques.....	15
4.1.2. Usage des filières sélectionnées.....	16
4.1.3. Résistance au déplacement latéral	16
4.2. Pieu à hélice.....	19
4.2.1. Caractéristiques.....	19
4.2.2. Usage des filières sélectionnées.....	19
4.2.3. Résistance à l'arrachement.....	19
4.3. Ancre japonaise.....	20
4.3.1. Caractéristique	20
4.3.2. Usage des ancres testées	20
4.3.3. Résistance à l'arrachement.....	21
4.3.4. Inspection sous-marine	21
5. DISCUSSION.....	21
5.1. Corps-mort	21
5.2. Pieu à hélice.....	21
5.3. Ancre japonaise.....	22
6. CONCLUSION	23
7. RÉFÉRENCES.....	24

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.	Coefficient de friction statique pour le cordage en nylon en contact avec différents types de matériau	8
Tableau 2.	Caractéristiques des filières sélectionnées pour les essais de traction des corps-morts	16
Tableau 3.	Sommaire des essais de traction des corps-morts.....	18
Tableau 4.	Angle de traction et résistance axiale des pieux à hélice	20
Tableau 5.	Angle de traction et résistance à l'arrachement de l'ancre japonaise	21

LISTE DES FIGURES

Figure 1.	Disposition du câble de traction sur l'organeau libre situé sur la face supérieure d'un corps-mort	3
Figure 2.	Croquis illustrant la disposition du câble de traction sur le bateau de type Guimond utilisé dans le havre de Gaspé et la baie de Cascapédia	4
Figure 3.	L'équation de capstan pour le calcul de la friction d'une corde sur un cylindre stationnaire	7
Figure 4.	Diagrammes illustrant l'angle de contact β entre le câble (sous tension) et le pont du bateau pour des angles de traction de 45° et 25°	9
Figure 5.	Forces en jeu pour un corps-mort reposant sur un fond ferme, non-cohésif, uniforme et horizontal.....	10
Figure 6.	Principales forces en jeu pour les tests de traction sur les pieux à hélice.....	12
Figure 7.	Localisation des sites d'élevage du havre de Gaspé où ont été effectués les essais de traction	14
Figure 8.	Localisation de quelques-unes des filières de la baie de Cascapédia sur lesquelles ont été effectués les essais de traction	15

LISTE DES ANNEXES

Annexe 1.	Fiche technique du dynamomètre	25
Annexe 2.	Table des valeurs du paramètre β selon l'angle de traction des ancrages.....	31
Annexe 3.	Documentation photographique	35

1. INTRODUCTION

En dépit des améliorations apportées au cours des années aux dispositifs d'ancrage des filières flottantes, les mariculteurs québécois subissent occasionnellement des pertes résultant de leur défaillance. Les corps-morts en béton sont le type d'ancrage le plus souvent en cause. Il a jusqu'à maintenant été difficile d'établir comment accroître l'efficacité des ancrages au meilleur coût possible puisque l'on ne connaît ni leur résistance au déplacement ni la traction exercée par les filières soumises à diverses conditions ambiantes.

Le présent rapport décrit les essais effectués en 2005 sur les trois types d'ancrage utilisés par les mariculteurs québécois afin d'évaluer leur résistance au déplacement. Ces essais constituent l'un des volets du projet intitulé «Acquisition de nouvelles données et modélisation des filières flottantes submergées» réalisé par Biorex inc pour le compte de la SODIM. Les estimations de la traction exercée par les filières submergées sur les ancrages sont présentées dans un autre rapport (Bergeron *et al.*, 2008) décrivant le logiciel de simulation développé en collaboration avec l'Institut des Technologies Océaniques de Terre-Neuve.

2. MÉTHODOLOGIE

2.1. APPROCHE RETENUE

Différents scénarios ont été envisagés au début du projet pour effectuer les essais de traction. L'approche retenue par le Comité de suivi (CS) du projet diffère quelque peu de ce qui avait été prévu dans la proposition initiale et est décrite sommairement ci-dessous. Le protocole détaillé est présenté à la section 2.2.

Site des essais — Tel que prévu dans la proposition initiale, les essais ont été réalisés à deux sites maricoles, soit le havre de Gaspé et la baie de Cascapédia. Aucun essai n'a eu lieu dans les autres sites maricoles du Québec.

Type d'ancrage — Les essais de traction ont été effectués tel que prévu sur les corps-morts et l'ancre japonaise. Des pieux à hélice ont également été mis à l'essai après qu'un mariculteur ait accepté de sacrifier quelques-unes de ses filières.

Installation des ancrages — À l'exception des ancrages japonaises, les essais n'ont pas été faits sur des ancrages installés spécifiquement pour le projet comme il avait été prévu au départ. En effet, le laps de temps entre la mise en place des ancrages par les mariculteurs et les essais aurait été trop court pour permettre aux sédiments remaniés lors de l'installation de retrouver leur disposition et cohésion initiales. Un tel phénomène pourrait conduire à une sous-estimation importante de la résistance au déplacement des ancrages. Les essais ont donc été faits sur des ancrages en place depuis plusieurs années sur les sites d'élevage.

Variables à tester — Il a clairement été établi au départ que l'étude ne visait pas à évaluer le rôle de différents facteurs (e.g. la configuration et la taille du dispositif d'ancrage, la profondeur

d'insertion, la nature des sédiments, etc.) sur la résistance au déplacement des ancrages. Ces données seraient certes utiles pour concevoir les ancres les plus performantes au coût le plus bas possible mais le nombre d'essais requis pour traiter de l'ensemble des facteurs en cause aurait été beaucoup trop élevé. L'étude s'est donc limitée à tester les ancrages tels qu'ils sont conçus et installés actuellement par les mariculteurs.

L'angle de traction des ancrages est la seule variable qui a été considérée lors des essais.

Nature des sédiments — Il avait été convenu avec le CS que la nature et les propriétés des sédiments superficiels à l'emplacement des ancrages testés ne seraient pas documentées.

Type de bateau — Il avait également été convenu d'utiliser les bateaux maricoles pour réaliser les essais de traction même si on soupçonnait que la puissance de ce type de bateau n'était probablement pas suffisante pour déloger une ancre japonaise enfouie à environ 3 m de profondeur.

2.2. DÉROULEMENT DES ESSAIS DE TRACTION

La procédure adoptée pour les essais de traction est présentée pour chaque type d'ancrage.

2.2.1. Corps-mort

Les essais de traction des corps-morts ont été réalisés selon les quatre étapes suivantes :

2.2.1.1. Sélection des filières

Seules les filières dont l'âge et l'historique étaient connus ont été retenues pour les essais. Celles ayant séjourné au moins 3-4 ans en mer étaient de préférence ciblées. L'exploitation et l'entretien de ces filières devaient autant que possible être représentatifs des opérations mytilicoles normales. Enfin, il était préférable de choisir des filières ne portant aucun support d'élevage (ou de retirer ces supports avant de réaliser les essais) de façon à ne pas biaiser les résultats.

2.2.1.2. Intervention en plongée

Chaque corps-mort a été inspecté en plongée sous-marine avant de le soumettre à la traction. Cette intervention visait à observer le niveau d'enfouissement du bloc et à attacher un câble de traction sur l'un des organeaux¹.

La face supérieure de chaque corps-mort compte deux organeaux formés d'une corde en polypropylène de 32 mm (1 ¼ po) de diamètre (Figure 1). Le câble de traction a été attaché sur l'organeau libre puisque l'autre était relié à une filière flottante qui ne portait pas de supports d'élevage ou de pesées (dans le cas contraire, ces structures ont été retirées avant les essais).

¹ Un organeau est un dispositif placé sur le corps-mort pour y attacher une filière. Il est formé d'une corde en polypropylène dont chaque extrémité est enfouie dans le béton au moment de sa préparation.

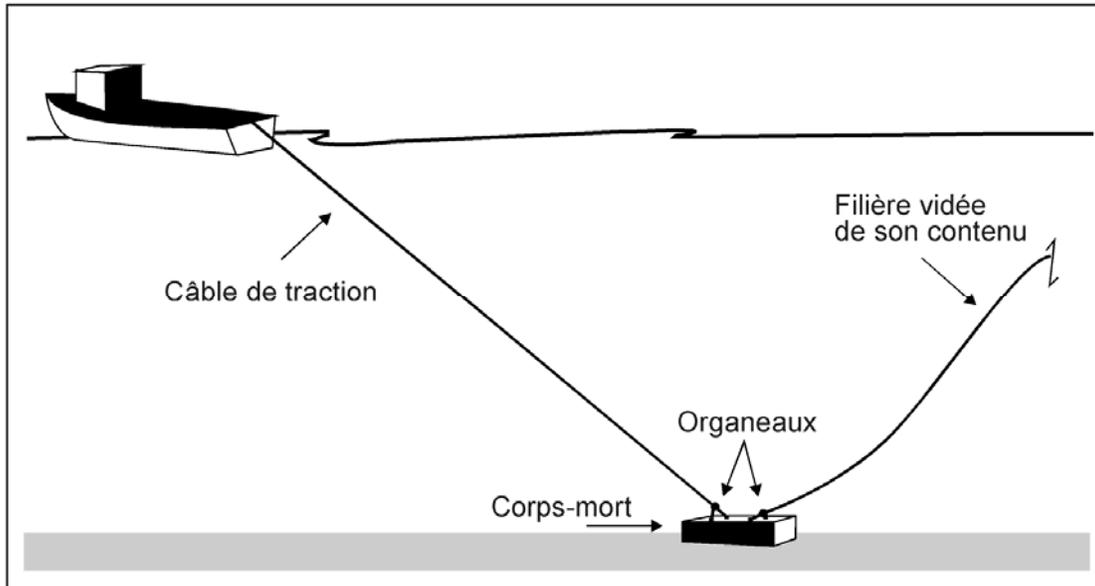


Figure 1. Disposition du câble de traction sur l'organeau libre situé sur la face supérieure d'un corps-mort.

2.2.1.3. Mise en place du dynamomètre

L'effort de traction exercé sur l'ancrage a été mesuré à l'aide d'un dynamomètre Dynafor d'une capacité de 12,5 t (123,0 kN) et une précision de 25 kg (voir la fiche technique à l'Annexe 1). L'appareil pèse 3,8 kg et mesure 31 cm de longueur. Un boîtier de lecture à distance intégrant les mêmes fonctions que l'appareil a été utilisé de façon à pouvoir lire la force sans avoir à se tenir à proximité de l'appareil.

Le dynamomètre a été installé en tenant compte des contraintes suivantes :

- l'appareil n'est pas étanche et devait être installé hors de l'eau et hors d'atteinte des vagues et des embruns marins; et
- comme les ancrages allaient être tirés en utilisant la puissance motrice du bateau, la traction devait être exercée par l'arrière du bateau. Le câble de traction devait être disposé au centre du bateau et le long de l'axe longitudinal de la filière de façon à faciliter le maintien du bateau dans la bonne direction durant la traction.

Un câble de traction neuf en polypropylène d'un pouce de diamètre (désigné PP1 dans le présent rapport) a été disposé le long du bateau tel qu'illustré sur la Figure 2. L'extrémité du câble vers l'avant du bateau a été fixée à la base de la grue hydraulique et l'autre extrémité a été reliée au cordage neuf attaché sur l'ancrage à mettre à l'essai. Le dynamomètre a été placé sur le câble de traction par le biais de deux manilles Crosby de 1 ¼ po de diamètre et d'une capacité de 12 t.

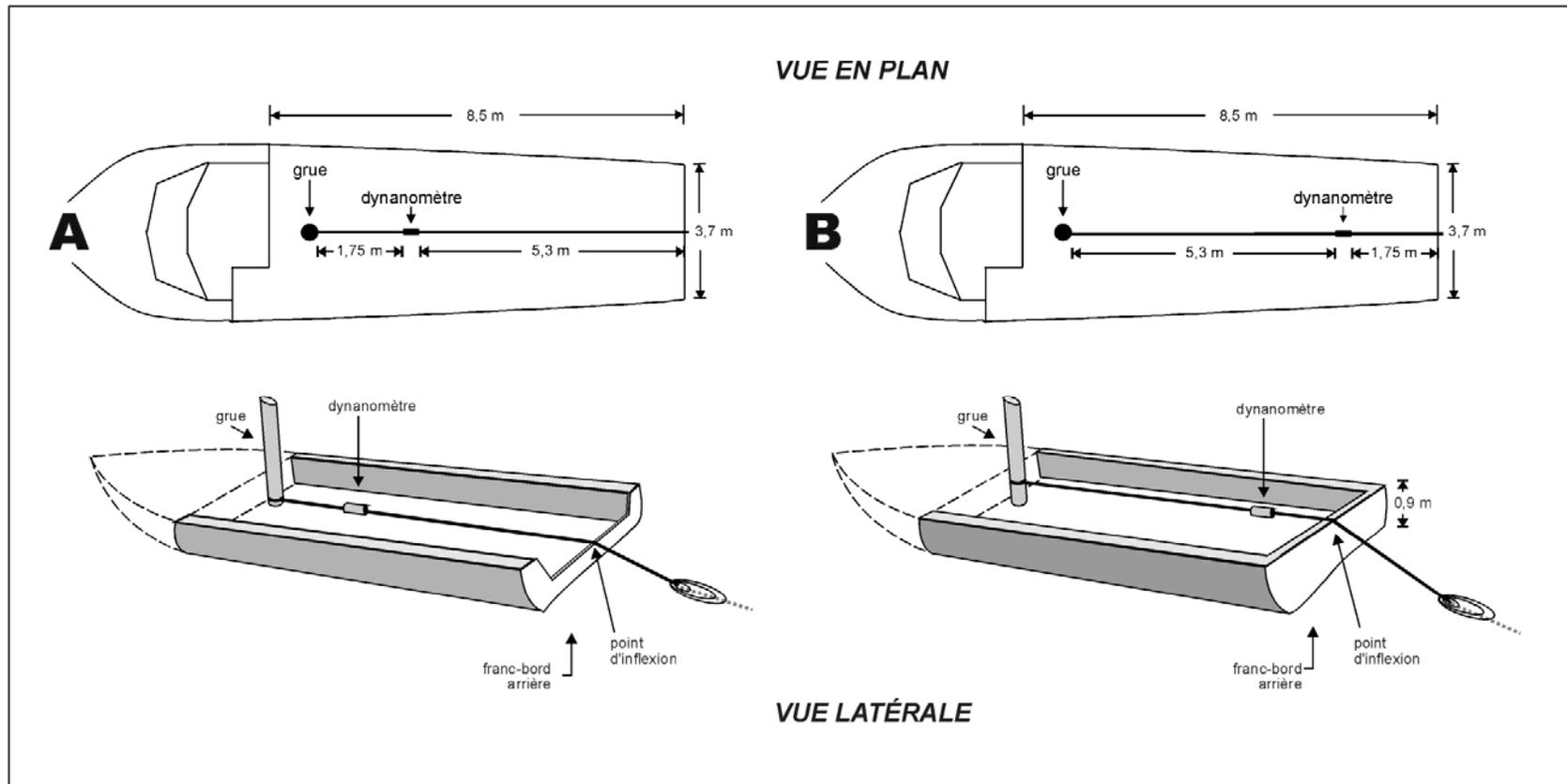


Figure 2. Croquis illustrant la disposition du câble de traction sur le bateau de type Guimond utilisé dans le havre de Gaspé (A) et la baie de Cascapédia (B).

Le câble PP1 a été disposé de deux façons différentes selon le site. Dans le cas du havre de Gaspé, le câble sous tension se trouvait à environ 15 cm au-dessus du pont du bateau (Figure 2A). Comme le franc-bord arrière était amovible, le point d'inflexion du câble était situé à l'extrémité du pont du bateau. Dans le cas du bateau utilisé dans la baie de Cascapédia, qui était identique à celui utilisé à Gaspé, le franc-bord arrière ne pouvait pas être enlevé de sorte que le câble de traction a été attaché plus haut sur la base de la grue hydraulique pour lui permettre de passer au-dessus du franc-bord arrière d'une hauteur de 0,9 m (Figure 2B). Le point d'inflexion du câble de traction se trouvait ainsi sur la partie supérieure du franc-bord. Un madrier de bois a été fixé sur le franc-bord pour éviter que le câble ne l'abîme au cours des essais.

2.2.1.4. Traction des corps-morts

Les essais à Gaspé (21 et 22 juillet 2005) et dans la baie de Cascapédia (26 au 28 septembre 2005) ont été effectués avec un bateau maricole Guimond 45 en fibre de verre d'une longueur de 13,7 m (45 pi) muni d'un moteur de 300 HP (225 kW).

Le protocole suivi pour les essais de traction est le suivant :

- une fois le dynamomètre en place, le câble PP1 était attaché au cordage relié au bloc de béton;
- les blocs de béton ont été tirés en ayant recours à la puissance propulsive du moteur de 300 HP;
- la traction a été appliquée de façon progressive en augmentant graduellement le régime du moteur (RPM) à raison de 100 RPM par intervalles de 10-15 s;
- une lecture du dynamomètre a eu lieu chaque fois que le régime du moteur (RPM) était accru;
- le taux d'application de la traction a été sensiblement le même pour tous les essais (i.e. le RPM a été accru toujours au même rythme);
- chaque essai a été chronométré à partir du moment où la traction a été appliquée jusqu'à ce que l'ancre décroche (ou jusqu'à ce que l'on termine volontairement l'essai lorsque le bloc demeurait immobile);
- une chute marquée et soudaine de la tension mesurée par le dynamomètre a été interprétée comme le résultat du décollement ou du glissement du bloc de béton. La tension maximale enregistrée a donc été utilisée pour le calcul de la traction occasionnant le décollement du corps-mort.

La traction a été appliquée selon deux angles : un angle voisin de 35-40° (par rapport à l'horizontale) pour simuler la position d'une amarre lorsqu'une filière est hissée sur les poulies dentées le long du bateau et un angle aigu voisin de 20-25° pour simuler une filière qui serait couchée sous l'effet de la traînée exercée par les courants. Pour réduire l'angle de traction à

20-25°, la corde reliée à l'ancrage était simplement rallongée de 27-30 m de longueur (sur des fonds de 20 m de profondeur) avec une portion de corde de même diamètre.

L'angle entre le câble et l'horizontale a été mesurée au début de chacun des essais lorsque le câble de traction était maintenu sous tension avec le moteur à faible régime. L'angle a été mesuré à l'arrière du bateau à l'aide de deux pièces en aluminium de 40 cm de longueur reliées à l'une de leurs extrémités par un rivet de façon à ce qu'elles pivotent l'une sur l'autre. L'un des segments était placé le long de la portion inclinée du câble de traction alors que l'autre était placé à l'horizontale à l'aide d'un niveau à bulle. L'angle formé entre les deux pièces d'aluminium était ensuite évalué en déposant le dispositif sur un rapporteur d'angle de 25 cm de rayon.

2.2.2. Pieu à hélice

Le protocole de traction des pieux à hélice est le même que celui décrit pour les corps-morts sauf qu'aucune intervention en plongée n'a été effectuée avant les essais puisque le pieu est enfoui dans les sédiments. Les filières sélectionnées ont d'abord été hissées en surface et vidées de leur contenu. Seules les deux amarres ont été laissées en place sur chacune d'elles pour permettre de tester chacun des pieux. Ces essais n'ont eu lieu qu'à Gaspé car ce type d'ancrage n'est pas utilisé dans la baie de Cascapédia. Ces essais ont eu lieu le 21 juillet 2005.

2.2.3. Ancre japonaise

Le protocole de traction de ce type d'ancre est le même que celui décrit pour les corps-morts sauf qu'aucune intervention en plongée n'a été effectuée puisque l'ancre japonaise est enfouie dans les sédiments. Ces essais ont été effectués le 21 septembre 2005 dans le havre de Gaspé à bord d'un ponton en aluminium (plate-forme de travail) de type catamaran de 13,4 m de longueur muni d'un moteur hors-bord de 90 HP (67 kW).

Le ponton a été positionné entre deux ancres japonaises séparées d'une distance de 180 m. L'amarre de l'ancre située à l'avant du ponton a été passée dans la poulie hydraulique de la grue de chargement. L'amarre située du côté de la poupe du ponton a été attachée au câble PP1 fixé à la base de la grue de chargement. Le dynamomètre a été installé le long de ce cordage tel qu'illustré sur la Figure 2A. La traction a ainsi été appliquée sur l'ancre située à l'arrière du bateau en utilisant la puissance du moteur hors-bord de même que le moteur hydraulique de la grue qui tirait sur l'ancre située à l'avant du ponton. Le câble de traction frottait sur le pont en aluminium à l'arrière du ponton.

La traction a été appliquée avec un angle de 30° et le régime du moteur a été accru graduellement à raison de 250 révolutions (RPM) par période de 15 secondes.

2.3. ANALYSE DES DONNÉES

2.3.1. Calcul de la traction du bateau

Comme le dynamomètre est placé en amont du point d'inflexion du câble de traction, il mesure à la fois la force de traction exercée par le bateau et la force de friction du câble sur le bateau. Cette force de friction doit donc être établie si l'on veut connaître la force de traction du bateau. Cette dernière force peut être évaluée à l'aide de l'équation suivante («Capstan friction equation»; Shames, 1967):

$$T_2 = T_1 e^{\mu\beta} \quad (1)$$

où :

T_2 : la tension mesurée par le dynamomètre;

T_1 : la traction exercée par le bateau;

e : la base des logarithmes naturels (2,718);

μ : le coefficient de friction statique; et

β : l'angle de contact entre la corde et la surface du bateau (en radians).

La Figure 3 illustre l'équation de friction appliquée à un cordage enroulé sur un cylindre stationnaire. La force de friction dépend principalement de la tension dans la corde, du coefficient de friction et de l'angle de contact entre la corde et le cylindre. Elle ne fait intervenir ni la surface (l'aire) de contact entre la corde et le cylindre, ni la taille ou le diamètre de la corde.

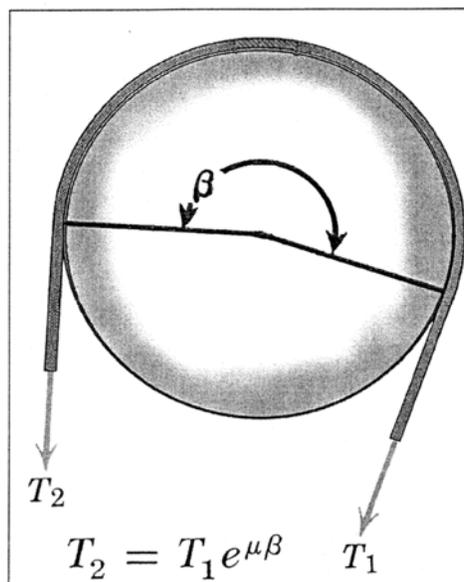


Figure 3. L'équation de capstan pour le calcul de la friction d'une corde sur un cylindre stationnaire. Source : Attaway, 1999.

Selon l'équation de friction, la traction exercée par le bateau (T_1) peut être obtenue à partir de la tension T_2 mesurée par le dynamomètre :

$$T_1 = \frac{T_2}{e^{\mu\beta}} \quad (2)$$

La traction T_1 qui permet de déloger ou de déplacer un ancrage correspond à sa résistance au déplacement.

Les paramètres μ et β doivent être connus pour obtenir T_1 : ils ont été estimés tel que décrit ci-dessous.

2.3.1.1. Coefficient de friction statique

Le coefficient de friction μ est une mesure de la résistance au déplacement d'une surface en contact avec une autre. Plus le coefficient est élevé, meilleure est l'adhérence entre les deux surfaces qui entrent en contact. La seule façon de déterminer un coefficient de friction pour deux matériaux est de le mesurer par expérimentation. Ce type de test n'était pas prévu dans le mandat mais de tels coefficients sont documentés dans la littérature scientifique. Les coefficients requis pour effectuer nos calculs sont ceux applicables à un cordage de polypropylène en contact avec les matériaux suivants :

- la fibre de verre dans le cas des essais effectués à Gaspé avec le bateau Guimond;
- le bois dans le cas des essais effectués dans la baie de Cascapédia avec le bateau Guimond (puisque le dessus du franc-bord a été renforcé avec un madrier en bois);
- l'aluminium dans le cas des essais effectués à Gaspé avec le ponton en aluminium.

La revue de littérature n'a pas permis de trouver de coefficients de friction spécifiques à la corde de polypropylène. Les données qui se rapprochent le plus de celles requises concernent les cordages en nylon utilisés pour des opérations de sauvetage en montagne. Les coefficients de friction statique pour la corde de nylon en contact avec différents types de surface sont présentés au Tableau 1.

Tableau 1. Coefficient de friction statique pour le cordage en nylon en contact avec différents types de matériau. Source : Manning, 2000.

Acier galvanisé	Granite	Aluminium	Bois	HDPE ⁽¹⁾
0,6	0,5-0,9	0,7	0,5	0,13-0,25

(1) HDPE : High density polyethylene.

Les valeurs 0,7 et 0,5 seront utilisées comme coefficient de friction pour le cordage en contact avec l'aluminium et le bois respectivement. Dans le cas d'une surface en fibre de verre, on pose que le frottement serait plus élevé que si la surface était en polyéthylène (HDPE; $\mu = 0,25$) mais

moindre que sur une surface en bois ($\mu = 0,5$) : un coefficient de friction de 0,4 est donc utilisé dans le cas de la fibre de verre.

Ces valeurs ne sont qu'approximatives car les conditions ambiantes de température et d'humidité de même que la présence de débris et d'eau sur la surface de contact peuvent affecter les coefficients de friction. Les données disponibles dans la littérature ne permettent toutefois pas de tenir compte de ces effets.

2.3.1.2. Angle de contact

Le paramètre β est l'angle de contact entre la corde et le bateau : cet angle de contact n'a pas été mesuré lors des essais mais peut être estimé à partir de la forme (courbure) du point de contact. La disposition du câble sous tension à l'extrémité du pont du bateau Guimond est illustrée à la Figure 4. L'angle de contact de la corde avec le pont en fibre de verre (β) varie selon l'angle de traction (θ). Il est de 20° (ou 0,35 radian) lorsque l'angle de traction est de 45° (Figure 4A) et de 15° (ou 0,26 radian) lorsque l'angle de traction est de 25° (Figure 4B). Dans le cas du câble de traction en contact avec le madrier de bois posé sur le franc-bord (essais effectués dans la baie de Cascapédia), on pose que, pour un angle de traction donné, l'angle de contact β est le même que celui estimé pour le pont du bateau Guimond.

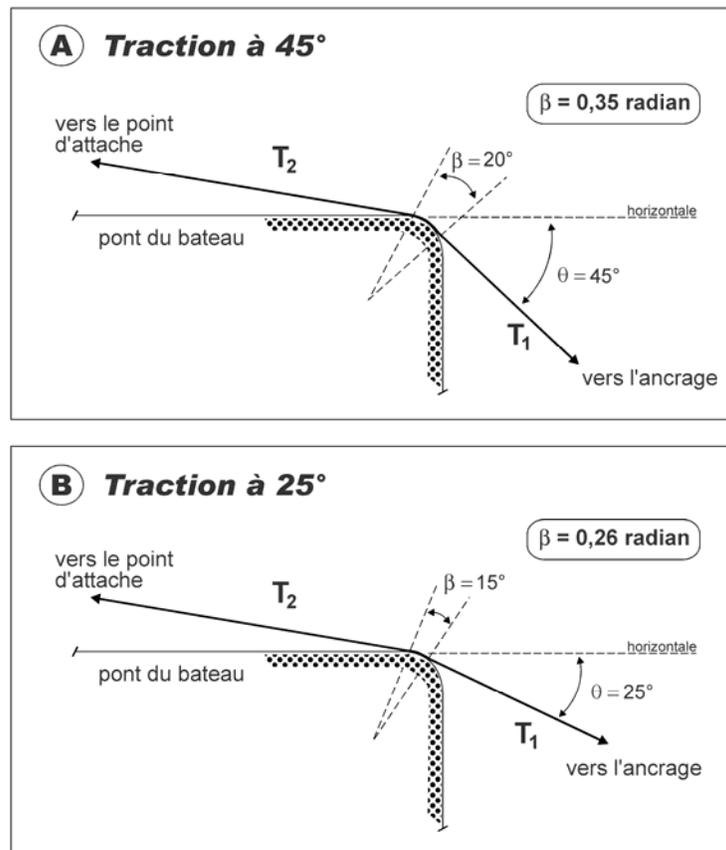


Figure 4. Diagrammes illustrant l'angle de contact β entre le câble (sous tension) et le pont du bateau pour des angles de traction de 45° (A) et 25° (B).

Dans le cas des essais de traction de l'ancre japonaise, l'angle de contact entre le câble et le pont en aluminium est, pour un angle de traction donné, moindre que ce qui a été estimé pour le bateau Guimond puisque le profil de son pont est moins arrondi. Comme l'essai de traction a été fait avec un angle θ de 30° , l'angle de contact β a été abaissé de 5° et est donc de $16,3^\circ - 5^\circ = 11,3^\circ$ soit $0,20$ radian.

L'Annexe 2 fournit les valeurs de β (en degré et en radian) en fonction des angles de traction utilisés lors des essais sur le bateau Guimond.

2.3.2. Calcul du coefficient de résistance des corps-morts au glissement latéral

La résistance des corps-morts au glissement latéral dépend d'au moins quatre forces qui s'opposent à la composante horizontale de la traction du bateau, soit la force de friction statique entre le corps-mort et les sédiments, le poids et la force de cohésion des sédiments devant le bloc et la force de succion. Dans la plus simple des situations, soit un corps-mort qui repose sur un fond ferme, non-cohésif, uniforme et horizontal, la principale force qui s'oppose au glissement latéral est la force de friction statique (Figure 5).

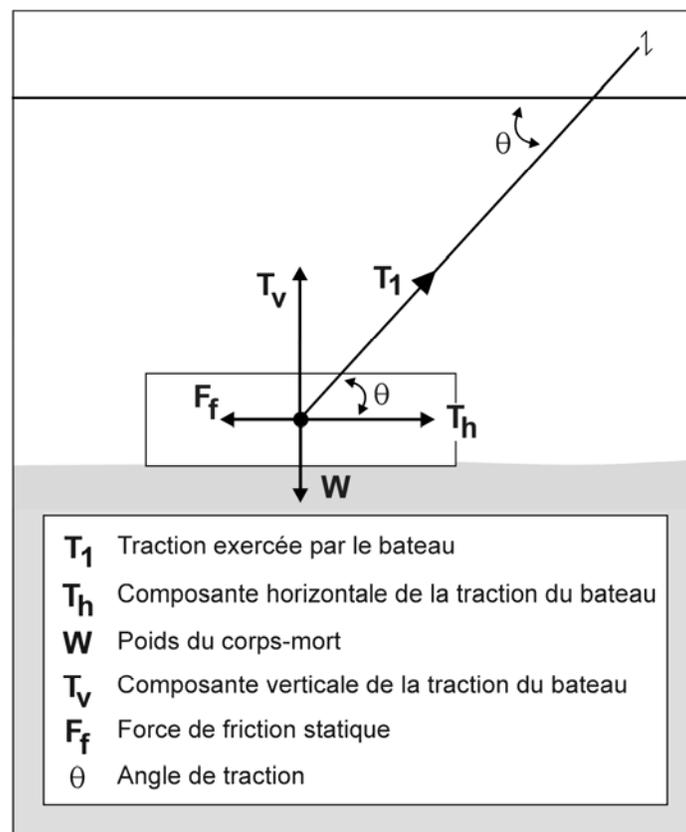


Figure 5. Forces en jeu pour un corps-mort reposant sur un fond ferme, non-cohésif, uniforme et horizontal.

Dans ce cas particulier, le corps-mort décolle (commence à se déplacer vers la droite) lorsque la composante horizontale de la traction du bateau (T_h) vient à excéder la force de friction (F_f). La traction du bateau requise pour décoller le corps-mort est donnée par l'équation suivante :

$$T_1 = \frac{W}{\cos \theta - F_f \sin \theta} \quad (3)$$

et

$$F_f = \frac{T \cos \theta}{w - T \sin \theta} \quad (4)$$

où :

T_1 est la traction du bateau (kg);

w est le poids dans l'eau du corps-mort (kg);

θ est l'angle de traction du bateau sur le corps-mort (degré); et

F_f est la force de friction (kg).

Afin d'évaluer les résultats des essais sur les corps-morts, un coefficient de résistance au glissement latéral r a été calculé avec l'équation suivante :

$$r = \frac{T \cos \theta}{w - T \sin \theta} \quad (5)$$

Lorsque le coefficient de résistance r calculé avec cette équation se situera autour de 0,6 (coefficient de friction statique du béton sur des sédiments meubles; Priour, 1995), cela indiquera que la résistance du corps-mort au glissement latéral est dominée par la force de friction statique. Lorsque le coefficient r sera plus élevé que 1,4, cela indiquera que d'autres forces (poids et cohésion des sédiments devant le corps-mort et force de succion) dominant.

2.3.3. Calcul de la résistance axiale des pieux à hélice

La résistance des pieux à hélice à l'arrachement dépend principalement de leur résistance axiale (i.e. leur résistance à la composante verticale de la traction du bateau). Cette résistance axiale dépend de nombreux facteurs incluant le poids et la cohésion des sédiments dans la zone de défaillance (Figure 6).

Selon un modèle simplifié, le pieu à hélice sera arraché des sédiments lorsque la composante verticale de la traction du bateau (T_v) viendra à excéder la résistance axiale du pieu :

$$T_v > R_a \quad (6)$$

où :

T_v est la composante verticale de la traction du bateau sur le pieu (kg); et

R_a est la résistance axiale du pieu à l'arrachement (kg).

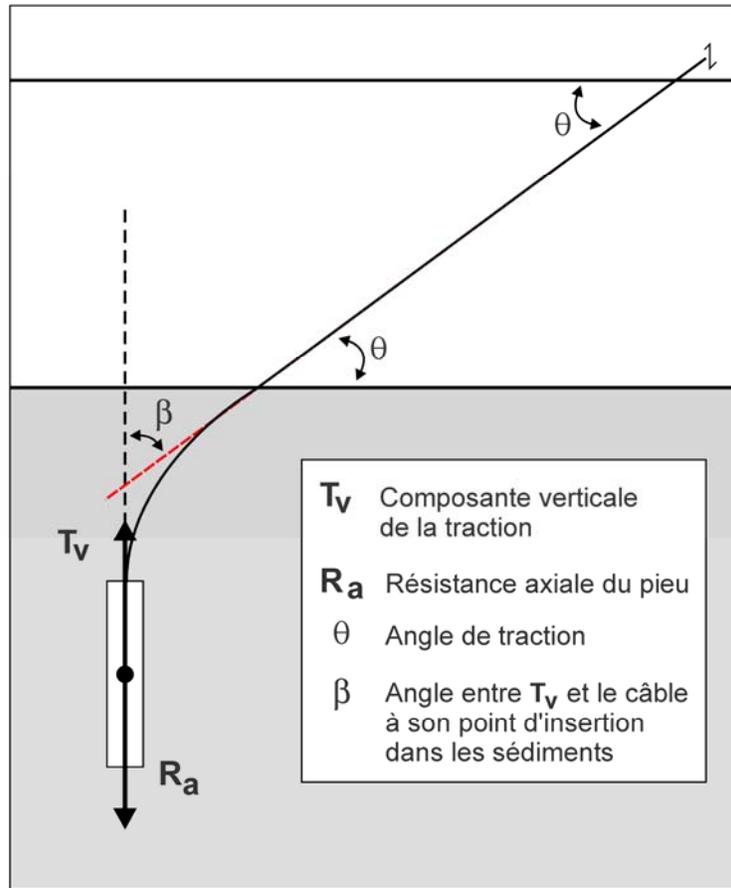


Figure 6. Principales forces en jeu pour les tests de traction sur les pieux à hélice.

La traction verticale sur le pieu est donnée par l'équation :

$$T_v = \frac{T_1}{e^{\mu\beta}} \quad (7)$$

et

$$\beta = 1,571 - \theta \quad (8)$$

où :

T_1 est la traction exercée par le bateau (kg);

μ est le coefficient de friction du câble dans les sédiments; et

β est l'angle entre la composante verticale de la traction et le câble à son point d'insertion dans les sédiments (radians).

La résistance axiale théorique R_a des pieux à hélice testés dans le havre de Gaspé a été estimée de façon préliminaire avec l'équation suivante (Hubbell inc., 2004) :

$$R_a = A_h \times 9Cu \quad (9)$$

où :

R_a est la résistance du pieu à une traction exercée dans l'axe de ce pieu (kg);

A_h est la surface projetée de l'hélice (m^2); et

Cu est la cohésion des sédiments dans lesquels le pieu est enfoncé verticalement ($kg \cdot m^{-2}$).

L'Équation 9 est valide lorsque les sédiments sont cohésifs (vaseux) tel que c'était le cas pour les essais de traction des pieux réalisés dans la présente étude. Pour un pieu avec une hélice de 25 cm de diamètre ($A_h = 0,049 m^2$) et une cohésion des vases fermes entre 2 547 et 5 095 $kg \cdot m^{-2}$ ($Cu = 25-50 kPa$ pour des vases fermes; Tableau 23 de Priour, 1995), la résistance axiale (R_a) d'un tel pieu se situerait entre 1 125 et 2 245 kg.

Donc, théoriquement, pour des pieux de même type enfoncés verticalement à la même profondeur dans le même type de sédiments, la valeur $T_1/e^{\mu\beta}$ devrait être une constante peu importe l'angle de traction. De plus, selon l'Équation 9 cette constante devrait se situer entre 1,1 et 2,2 t pour les pieux insérés dans des sédiments vaseux.

3. SITE DES ESSAIS

Les essais de traction ont eu lieu sur les concessions maricoles du havre de Gaspé et de la baie de Cascapédia.

3.1. HAVRE DE GASPÉ

Les corps-morts testés dans le havre de Gaspé sont situés dans les concessions G230 et G236 (Figure 7) mais leur localisation exacte n'a pas été relevée. L'étoile apparaissant dans la concession G236 indique l'emplacement des pieux à hélices testés. Les essais sur l'ancre japonaise ont eu lieu dans la concession G231.

Les sédiments de surface des sites maricoles sont constitués de vase sableuse (Brunel, 1970).

3.2. BAIE DE CASCAPÉDIA

Les filières sélectionnées pour les essais sont situées sur les concessions G044 et G045 (Figure 8). L'emplacement exact de deux des trois filières sélectionnées est indiqué par une étoile.

Les sédiments de surface dans ce secteur sont constitués de vase ou de vase sableuse (Bergeron et Gagnon, 2003).

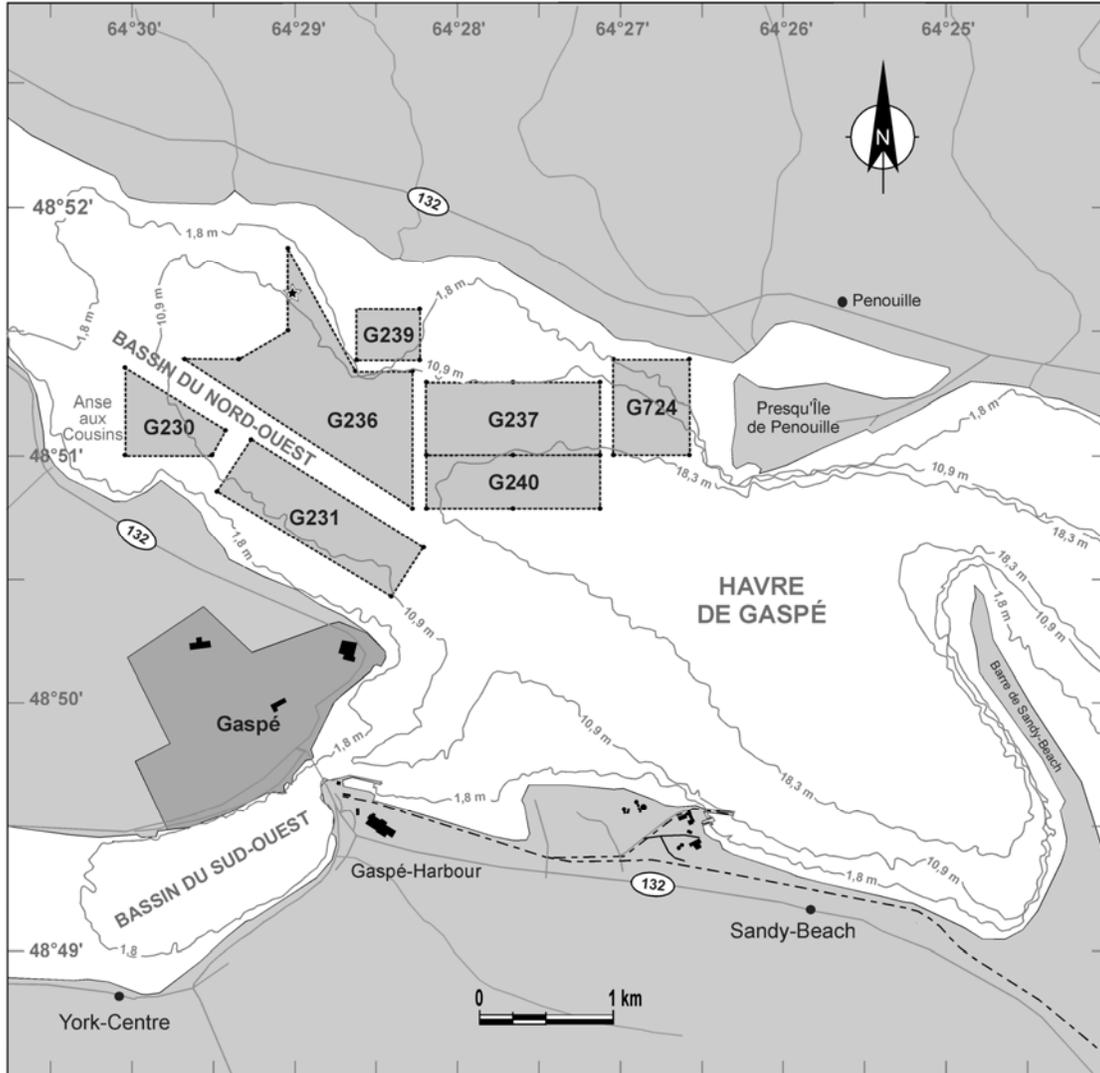


Figure 7. Localisation des sites d'élevage du havre de Gaspé où ont été effectués les essais de traction.

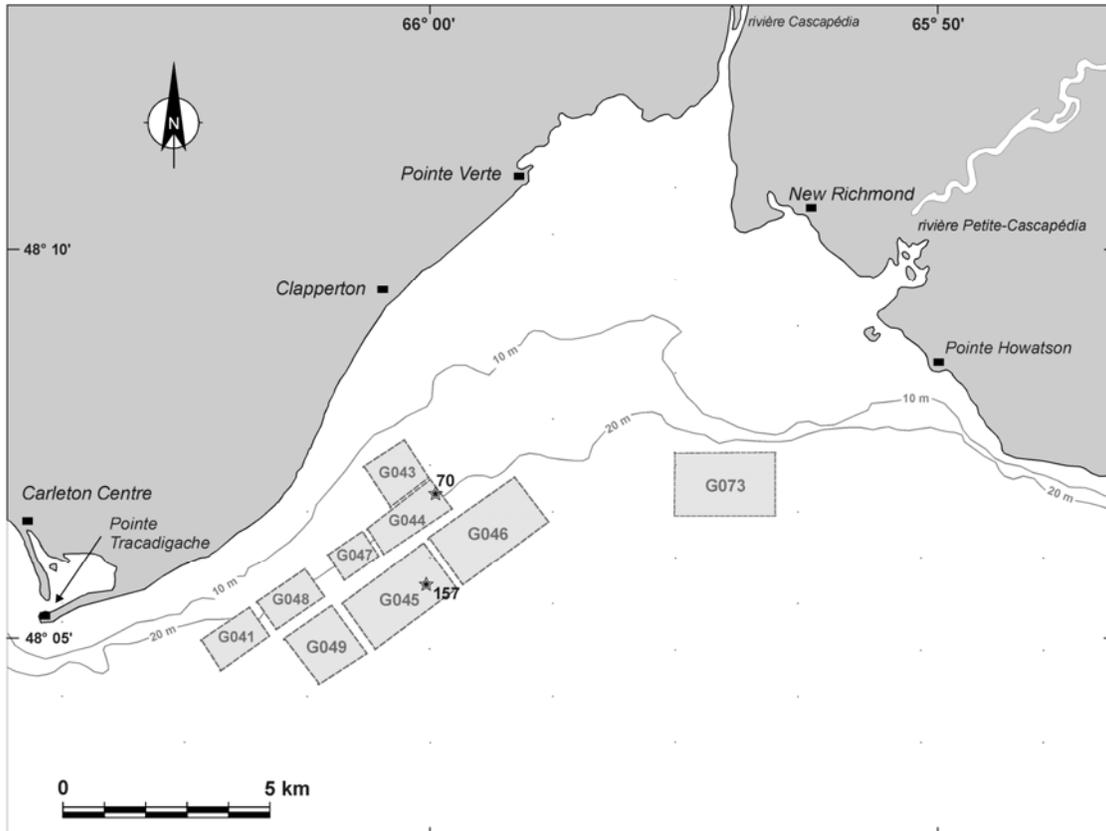


Figure 8. Localisation de quelques-unes des filières de la baie de Caspédia sur lesquelles ont été effectués les essais de traction.

4. RÉSULTATS

4.1. CORPS-MORT

4.1.1. Caractéristiques

Deux types de corps-morts en béton ont été soumis aux essais et sont décrits ci-dessous.

4.1.1.1. Corps-mort de 3,2 t

Ces corps-morts sont utilisés par les entreprises Moules Caspédia (MCA) et Moules Forillon (MFO). Ils ont un volume de $1,41 \text{ m}^3$ ($1,52 \text{ m} \times 1,22 \text{ m} \times 0,76 \text{ m}$) et sont fabriqués avec un béton de masse volumique de $2\,300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. La semelle d'un bloc a une superficie de $1,85 \text{ m}^2$.

Une proportion inconnue des blocs possède une petite cavité pratiquée sous la surface afin d'accroître l'adhésion sur les fonds meubles. Il n'est toutefois pas possible d'établir si ceux qui ont été soumis aux essais de traction en possèdent une. Nous poserons qu'ils n'en ont pas de sorte que la masse dans l'air de chaque bloc est estimée à $3\,240 \text{ kg}$ ($1,41 \text{ m}^3 \times 2\,300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$). Comme le poids du béton dans l'eau de mer correspond généralement à 54,8 % de son poids dans l'air (Bergeron et Gagnon, 2003), le poids dans l'eau d'un tel bloc est de $1\,775 \text{ kg}$.

4.1.1.2. Corps- mort de 2,8 t

L'entreprise Pêcheries Réjean Allard (PRA) utilise des blocs de 1,33 m³ (1,83 m x 1,8 m x 0,405 m) avec une semelle dont la superficie atteint 3,29 m² soit 1,7 fois celle des blocs de 3,2 t. Cette semelle est munie d'une cavité rectangulaire de 1,29 m de longueur par 0,92 m de largeur et occupe un volume de 0,11 m³. Le volume net du bloc est donc de 1,22 m³ ce qui correspond à un poids total de 2 806 kg dans l'air et de 1 538 kg dans l'eau.

4.1.2. Usage des filières sélectionnées

Six filières submergées ont été sélectionnées pour les essais de traction soit trois à chaque site (Tableau 2). La profondeur de l'eau à l'emplacement de ces filières est de 14 m à Gaspé et varie de 18,5 à 23 m dans la baie de Cascapédia. Toutes ces lignes ont séjourné au moins cinq ans en mer et ont été utilisées pour la production commerciale de moules pendant au moins trois ans. On ne rapporte aucun déplacement des corps-morts rattachés à chacune de ces lignes sauf le bloc à l'une des extrémités de la filière n° 160 qui était tourné à l'envers et qui a été remplacé la veille des essais.

Tableau 2. Caractéristiques des filières sélectionnées pour les essais de traction des corps-morts.

Site	No de ligne	Profondeur (m) ⁽¹⁾	Durée d'utilisation des filières (an)		
			En mer	En production	En place ⁽²⁾
Gaspé	160	14	7,25	2,75	<i>note</i> ⁽³⁾
	149	14,3	6,0	3,0	6,0
	148	14,3	6,75	4,75	6,75
Cascapédia	104	22,5	6,0	5,17	5,0
	157NE	22,0	5,0	3,2	5,0
	157SO	23,0	5,0	3,2	5,0
	70	18,5	5,0	5,0	5,0

(1) Profondeur en mètre exprimée par rapport au zéro des cartes.

(2) Correspond au nombre d'années durant lesquelles les ancrages sont réputés ne pas s'être déplacés.

(3) Le bloc de cette filière a été déplacé ~ 24 heures avant de faire l'essai de traction.

4.1.3. Résistance au déplacement latéral

Les résultats des essais de traction des corps-morts de 3,2 t et de celui de 2,8 t sont présentés au Tableau 3. Les blocs de 3,2 t (1,77 t dans l'eau) utilisés dans le havre de Gaspé (n = 3) et la baie de Cascapédia (n = 3) ont été tirés avec un angle θ variant de 23° à 45° et une force de traction oscillant entre 0,5 t et 1,89 t. Le bloc SO de la filière 157 n'a pu être délogé en dépit de trois essais consécutifs totalisant quatre minutes de traction appliquée selon deux angles et une force maximale atteignant 1,89 t.

Le bloc de 2,8 t (1,54 t dans l'eau) de la filière n° 70 a été soumis à trois essais de traction consécutifs d'une durée totale de quatre minutes. Ce corps-mort est demeuré immobile même lorsque soumis à une traction atteignant 2,03 t qui s'approchait de la puissance maximale générée par le moteur du bateau Guimond. Ce bloc est moins lourd que les cinq autres mais la superficie de sa semelle est 77 % plus élevée (3,29 m² vs 1,85 m²; Tableau 3). La disposition de ce bloc sur le fond n'a pas été documentée.

Le coefficient de résistance r calculé à l'aide de l'Équation 5 permet de distinguer trois groupes de corps-morts :

GROUPE 1 Coefficient de résistance $r < 0,8$

Il s'agit des corps-morts n^{os} 160 et 148 pour lesquels :

- la force de friction statique est dominante;
- le niveau d'enfouissement dans les sédiments est minime ou nul (bien que les observations pour le bloc n° 148 indiquent le contraire);
- la force requise pour déplacer le corps-mort est moins de la moitié de son poids dans l'eau;
- pour ce type de corps-mort, la traction T occasionnant le déplacement du bloc peut être estimée de la façon suivante :

$$T \sim w f / \cos \theta - f \sin \theta \quad \sim 0,6 w / \cos \theta + 0,6 \sin \theta$$

GROUPE 2 Coefficient de résistance $0,8 \leq r \leq 1,4$

Il s'agit des corps-morts n^{os} 149, 104 et 157NE pour lesquels :

- la force de friction statique n'est pas dominante;
- la force requise pour déplacer le corps-mort est néanmoins inférieure à son poids dans l'eau.

GROUPE 3 Coefficient de résistance $r > 1,4$

Il s'agit des corps-mort n^{os} 157SO et 70 pour lesquels :

- la force de friction statique est dominée par les autres forces (cohésion, succion, poids des sédiments devant le bloc);
- la force requise pour déplacer le corps-mort est plus élevée que son poids dans l'eau.

Tableau 3. Sommaire des essais de traction des corps-morts.

Site	No de ligne	Disposition du corps-mort	Superficie de la semelle (m ²)	Masse du bloc (kg) ⁽¹⁾	Essai n°	Angle de traction (degré) ⁽²⁾	Durée de la traction (min:s) ⁽³⁾	Force maximale mesurée (t) ⁽⁴⁾	Traction de déplacement (t) ⁽⁵⁾	Coefficient de résistance au déplacement (r)
Gaspé	160	à l'envers et retourné pour l'essai	1,85	1 775	1	37,5	0:41	0,94	0,83	0,5
	149	nd	1,85	1 775	1	40	01:40	1,28	1,12	0,8
	148	enfoui sur une hauteur de 0,5 m	1,85	1 775	1	23	0:40	0,59	0,53	0,3
Cascapédia	104	enfoui dans la vase sur une hauteur de 0,5-0,6 m	1,85	1 775	1	45	0:30	1,62	1,35	1,2
	157-NE	enfoui dans la vase sur une hauteur de 0,6 m	1,85	1 775	1	23	0:30	1,68	1,49	1,4
	157-SO	nd	1,85	1 775	1	26	1:10	(1,72)	>1,51	>1,2
					2	26	2:00	(2,0)	>1,75	>1,6
					3	55	0:45	(2,36)	>1,89	>4,8
	70	nd	3,29	1 538	1	22	1:00	(1,56)	>1,38	>1,3
					2	41	2:00	(1,69)	>1,43	>1,8
3					41	1:00	(2,4)	>2,03	>7,7	

(1) Masse dans l'eau établie à partir de la masse dans l'air avec un facteur de conversion de 0,55.

(2) Angle θ formé par le câble de traction et l'horizontale.

(3) Durée de la traction appliquée sur le bloc jusqu'à ce qu'il soit délogé ou jusqu'à ce que l'on cesse volontairement de tirer lorsque le bloc demeurait immobile.

(4) La force maximale T_2 mesurée par le dynamomètre inclue la force de frottement entre le câble et le bateau. Les valeurs entre parenthèses sont les cas où les blocs sont restés immobiles.

(5) Voir la section 2.3 pour la méthode de calcul. Le coefficient de friction (μ) du câble au point d'inflexion est 0,4 (Gaspé) et 0,5 (Cascapédia).

nd : Non disponible.

4.2. PIEU À HÉLICE

4.2.1. Caractéristiques

Le pieu à hélice utilisé pour ancrer les filières mytilicoles de la baie de Gaspé est une tige d'acier de 1,6 m de longueur et de 2,5 cm de diamètre qui porte un œillet («eyenut») à son extrémité supérieure (Annexe 3, clichés A et B). L'hélice possède un seul pas de vis placé à 1,37 m de la partie supérieure du pieu. L'hélice a un diamètre de 25 cm, une épaisseur de 0,95 cm et une surface portante de 0,049 m². Le poids total d'un pieu est de 9 kg dans l'air. Ce pieu est de fabrication artisanale et n'est donc pas disponible sur le marché.

Ce pieu est vissé dans le substrat meuble à l'aide d'un équipement hydraulique déployé sur la glace au cours de l'hiver. Il est inséré verticalement et l'hélice est généralement enfouie à 4,5-5,5 m sous la surface des sédiments (Morissette, 2006). La profondeur totale à l'emplacement des trois filières sélectionnées était de 10,0-10,5 m par rapport au zéro des cartes.

4.2.2. Usage des filières sélectionnées

Les trois filières ancrées avec des pieux à hélice étaient disposées individuellement (deux pieux par filière) dans la portion nord de la concession G236 (Figure 7). Elles ont été installées en mars et juin 1999 de sorte que les pieux étaient en place depuis 6 ans et 4 mois. Ces filières ont été utilisées pour le captage et le grossissement des moules jusqu'en décembre 2001 (deux filières) et juillet 2003 (une filière). Ces ancrages n'ont jamais été déplacés depuis qu'ils ont été installés.

4.2.3. Résistance à l'arrachement

Les trois filières sélectionnées ont permis de mettre à l'essai six pieux à hélice. L'angle de traction était de 35-40° pour les trois premiers pieux et inférieur à 25° pour les trois autres (Tableau 4). Dans le cas du pieu n° 6, le câble a été rallongé de façon à réduire l'angle de traction jusqu'à 5°. L'effort de traction avec lequel les pieux ont été extirpés des sédiments a varié entre 1,4 et 1,9 t.

Les résultats de traction des pieux montrent ce qui suit :

- la traction requise pour arracher les pieux a diminué avec l'augmentation de l'angle de traction par rapport à l'horizontale;
- les pieux avaient tous à peu près la même résistance à l'arrachement. En effet, la résistance axiale calculée à partir du modèle simplifié est à peu près la même pour les 6 pieux et se situe autour de 1,0 t. Cette valeur correspond à la limite inférieure de l'intervalle obtenu pour la résistance axiale théorique (1,1 à 2,2 t; voir page 13) calculée pour des sédiments vaseux de consistance ferme. Ce résultat suggère que la traction requise pour arracher un pieu muni d'une hélice de 25 cm de diamètre est d'environ

1,0 t lorsque la traction est exercée à la verticale ($\theta = 90^\circ$) et d'environ 2,0 t lorsque la traction est exercée à l'horizontale ($\theta = 0^\circ$).

Tableau 4. Angle de traction et résistance axiale des pieux à hélice.

Pieu n°	Angle de traction (degré)	Force maximale mesurée (t)	Force appliquée (t) ⁽¹⁾	Résistance axiale calculée (t) ⁽²⁾
1	40	1,69	1,48	1,00
2	35	1,76	1,56	1,14
3	38	1,61	1,42	0,95
4	15	2,03	1,86	1,03
5	22	1,89	1,71	1,00
6	5	2,01	1,88	0,96

(1) $\mu = 0,4$ et β varie entre 0,17 et 0,33; voir la section 2.3 pour la méthode de calcul.

(2) Selon l'équation 7 et en assumant $\mu = 0,45$ (le coefficient pour lequel la variance des valeurs de résistance axiale est minimale).

4.3. ANCRE JAPONAISE

4.3.1. Caractéristique

L'ancre japonaise est une tige métallique ronde et creuse sur laquelle sont vissés trois bras mobiles qui, une fois ouverts, forment un angle de 70° avec la tige centrale (Annexe 3, Cliché C). Chaque bras vient alors s'appuyer sur une butée soudée à la tige centrale qui mesure 1,0 m de longueur et 5,75 cm de diamètre. La longueur et la largeur des bras sont respectivement de 48 cm et 7,25 cm. La surface portante de ces trois bras totalise $0,105 \text{ m}^2$. Une ancre à trois bras pèse environ 20 kg dans l'air.

Cette ancre est enfouie dans les sédiments jusqu'à une profondeur de 4,2-4,5 m à l'aide d'un jet d'eau qui circule dans un long tuyau d'acier (diamètre de 60 mm) maintenu à la verticale dans la colonne d'eau à l'aide d'un bateau maricole ancré solidement pour minimiser les mouvements du navire. Une fois en place, une traction est exercée sur l'ancre pour déployer les bras latéraux qui, sous l'effet des sédiments qui les recouvrent, offrent une résistance au déplacement de l'ancre.

La profondeur du site à l'emplacement des ancras japonaises est de l'ordre de 18 m.

4.3.2. Usage des ancras testées

Les essais de traction ont eu lieu uniquement dans le havre de Gaspé car ce type d'ancrage n'est pas utilisé dans la baie de Cascapédia. Contrairement aux deux autres dispositifs d'ancrage, les ancras japonaises soumises aux essais de traction ont été installées par un mariculteur le 9 septembre 2005 sur la concession G231 (Figure 7). Ces ancras n'étaient en place que depuis 12 jours lorsque les essais ont eu lieu le 21 septembre 2005. Six essais de traction avaient été prévus au départ mais seulement deux ancras étaient disponibles lors des

travaux. Bien que la profondeur à laquelle ces ancres ont été enfouies n'ait pas été mesurée, on pose qu'elles ont été installées de la même façon que les autres utilisées par le même mariculteur soit à une profondeur de 4,2-4,5 m sous la surface des sédiments.

4.3.3. Résistance à l'arrachement

La résistance à l'arrachement de la première ancre japonaise a été de 925 kg avec un angle de traction de 30° (Tableau 5). La seconde ancre japonaise n'a pas été délogée car la force de traction appliquée en utilisant seulement le moteur hors-bord ne dépassait pas 400 kg.

Tableau 5. Angle de traction et résistance à l'arrachement de l'ancre japonaise.

Ancre no	Angle de traction (degré)	Force maximale mesurée (t)	Résistance à l'arrachement (t) ⁽¹⁾
1	30	1,06	0,926

(1) $\mu = 0,7$ et $\beta = 0,20$; voir la section 2.3 pour la méthode de calcul.

4.3.4. Inspection sous-marine

Une ancre japonaise installée en même temps (9 septembre) que celles qui ont été testées fut inspectée en plongée sous-marine le 22 septembre 2005. Un cratère d'un mètre de diamètre et de 0,6 m de profondeur était présent au point d'insertion de l'amarre dans les sédiments. Le plongeur pouvait enfoncer facilement son bras au fond de cette cavité lors de l'inspection.

5. DISCUSSION

5.1. CORPS-MORT

Les essais de traction des corps-morts indiquent que la tenue de ce type d'ancrage sur le fond est très variable. Dans les cas où la force de friction domine, les blocs peuvent être décollés avec une traction latérale de 530 kg équivalant à aussi peu que 30 % de leur poids dans l'eau. Il n'est donc pas surprenant que des mariculteurs aient observé à plusieurs reprises un déplacement ou un renversement des blocs de béton sur certaines de leurs filières. En présence d'autres forces, la résistance des corps-morts s'est accru jusqu'à au moins 1,3 fois leur poids dans l'eau. La résistance maximale au déplacement des corps-morts de 3,2 et 2,8 t n'a pas pu être établie car les bateaux Guimond utilisés lors les essais n'étaient pas assez puissants.

5.2. PIEU À HÉLICE

Les essais de traction des pieux montrent clairement que la résistance axiale de pieux munis d'une hélice de 25 cm de diamètre enfouis à une profondeur de 5 m dans la vase depuis cinq ans est de l'ordre d'une tonne. Cette résistance est nettement plus faible que celle des pieux similaires testés en milieu terrestre (au moins 4,5 t pour une hélice de même diamètre; Hubbell/Chance, 1998). Ce résultat peut s'expliquer par le fait que la cohésion des sédiments

qui ont été mobilisés dans le cône de défaillance serait moindre que celle qui a été utilisée pour le calcul de la résistance théorique R_a des pieux (C_u entre 2 547 et 5 095 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$; voir l'Équation 9).

Comme la résistance axiale d'un pieu est fonction de la composante verticale de la force appliquée, les risques de défaillance de ce type d'ancrage sont beaucoup plus élevés lorsqu'une filière est maintenue hors de l'eau le long du bateau que lorsqu'elle est submergée à 8-10 m de profondeur et soumise à la traînée par les courants.

5.3. ANCRE JAPONAISE

Il est difficile de conclure sur la résistance à l'arrachement des ancrs japonaises avec un seul essai. La résistance obtenue (0,93 t) apparaît faible relativement à ce que l'on aurait pu s'attendre compte tenu que les ancrs à trois bras utilisées sur les filières pectinicoles japonaises ont une résistance au déplacement d'au moins 10 t lorsqu'elles sont enfouies à une profondeur de 3 m (Lucien-Brun et Lachaux, 1983). Mentionnons également les observations recueillies par l'entreprise Pétoncles 2000 sur la résistance d'une ancre japonaise à trois bras similaire à celle utilisée dans la baie de Gaspé : un pétonclier de 50 pieds (15,2 m) de longueur a été utilisé pour vérifier le maintien d'une ancre japonaise enfouie à 3,5 m de profondeur sur les fonds sableux des sites de captage au large des Iles-de-la-Madeleine. Le bateau n'a pas réussi à déloger l'ancre et les cordages de 5/8 po (16 mm) utilisés lors des essais ont cédé (Sylvain Vigneau, Pétoncles 2000, comm. pers). Comme la charge de rupture d'une corde de polypropylène neuve de 16 mm est de 23,7 kN (2,4 t; voir l'annexe 8 de Bergeron et Gagnon, 2003), l'ancre japonaise soumise à l'essai pourrait avoir une résistance au déplacement d'au moins 2,4 t. Il faut toutefois être prudent avec cette valeur car le niveau d'usure du cordage qui a été utilisé n'est pas connu et sa résistance à la rupture pourrait très bien avoir été affectée par la présence d'un ou plusieurs nœuds (un nœud de chaise le long d'une corde entraîne une perte de 40 % de sa résistance à la rupture; FAO, 1990).

Dans le cas de l'essai effectué à Gaspé, il est probable que le délai entre la pose de l'ancre et l'application de la traction (environ 12 jours) ait été trop court pour permettre aux sédiments marins qui ont été remaniés de se consolider et reprendre leur cohésion initiale. Ce phénomène que l'on désigne sous le nom de « soaking » ou « set up effect » survient surtout dans les vases molles. Une période allant jusqu'à un mois peut être nécessaire après l'enfouissement d'une ancre pour que les sédiments marins se consolident (Vryhof, 2000).

Un délai de quelques mois serait donc préférable avant d'exercer une traction sur une ancre japonaise pour en évaluer la résistance au déplacement et cette période devrait idéalement chevaucher la saison hivernale, ce qui pourrait probablement accroître la cohésion des sédiments superficiels sous l'effet des basses températures.

6. CONCLUSION

Les essais de traction ont été concluants pour deux des trois types d'ancrage soit le corps-mort et le pieu à hélice. Les essais avec l'ancre japonaise montrent clairement qu'un délai de deux semaines après son installation n'est pas suffisant pour établir la résistance d'une ancre enfouie dans les sédiments. Des tests additionnels devraient être réalisés afin d'évaluer la résistance à l'arrachement de l'ancre japonaise.

Les pieux munis d'une seule hélice utilisés dans le havre de Gaspé ont une résistance axiale de l'ordre d'une tonne. Cette résistance peut être prédite avec un bon niveau de confiance à partir d'un modèle simple basé sur la taille de l'hélice et la cohésion des sédiments dans lesquels le pieu a été enfoncé.

Ce n'est pas le cas des corps-morts dont la résistance est très variable et fonction de plusieurs facteurs dont l'importance relative ne peut être établie. Les essais indiquent que les corps-morts peuvent être déplacés par une traction moindre que leur poids dans l'eau. Aucune recommandation sur les critères de conception des corps-morts visant à maximiser leur tenue sur le fond ne peut être émise à partir des données recueillies sans connaître la force de traction qu'exercent les filières sur les ancrages.

Le logiciel de simulation développé dans le cadre d'un autre volet de l'étude (Bergeron *et al.*, 2008) permettra d'estimer les forces exercées sur les ancrages par les filières soumises à différentes conditions de courant et de houle et lorsqu'elles sont hissées hors de l'eau pour l'entretien ou la récolte. Ces forces seront comparées à la résistance des corps-morts et des pieux à hélice décrite dans le présent rapport afin d'identifier les risques de défaillance auxquels les mariculteurs ont à faire face. La réaction d'un corps-mort sous l'effet de la traction exercée par une filière sera établie à l'aide de l'équation suivante (Équation 5, page 11) :

$$T \cos \theta = r(w - T \sin \theta) \quad (10)$$

où :

$T \cos \theta$ est la composante horizontale de la traction exercée par l'amarre (kg);

$T \sin \theta$ est la composante verticale de la traction exercée par l'amarre (kg);

θ est l'angle de traction par rapport à l'horizontale (degré);

w est le poids dans l'eau du corps-mort (kg); et

r est le coefficient de résistance au déplacement du corps-mort

Le coefficient r sera fixé à 0,3 soit la valeur minimale du coefficient de friction statique sur un fond ferme, non cohésif et uniforme. Le corps-mort sera réputé avoir glissé latéralement lorsque la composante horizontale de la traction exercée par la filière sera plus grande que le produit du coefficient r et du poids du bloc moins la force verticale auquel il est soumis.

Dans le cas d'un pieu à hélice, il sera arraché des sédiments lorsque T_v , la composante verticale de la traction à laquelle il est soumis, sera plus grande que R_a , sa résistance axiale à l'arrachement. Comme la résistance axiale d'un pieu R_a est de 1,0 t lorsque la traction est exercée à la verticale (voir section 4.2.3), le pieu sera arraché lorsque T_v sera supérieure à 1,0 t.

7. RÉFÉRENCES

- Attaway, S.M. 1999. The mechanics of friction in rope rescue. Proceedings of the International Times New Roman Rescue Symposium. 1999. Fort Collins. Colorado.
- Bergeron, P. et M. Gagnon. 2003. Description, analyse et modélisation des filières flottantes utilisées pour l'élevage des mollusques au Québec. Rapport produit par Biorex inc. pour le Regroupement des mariculteurs du Québec. xvi + 367 p.
- Bergeron, P., M. Gagnon, W. Raman-Nair et G. Janes. 2008. Modélisation hydrodynamique des filières maricoles du Québec : description du logiciel et simulation des filières. Rapport de Biorex inc. à la Société de développement de l'industrie maricole (SODIM). vi + 194 p.
- Brunel, P. 1970. Aperçu sur les peuplements d'invertébrés marins des fonds meubles de la baie de Gaspé, 1956-60. Naturaliste can. 97 : 679-710.
- FAO. 1990. Guide du marin-pêcheur, coordonné par J. Prado et P.Y. Dremière. Oxford, UK, Fishing News Books. Publié par accord entre la FAO/ONU.
- Hubbell/Chance. 1998. CHANCE® encyclopedia of anchoring. Hubbell/Chance, Centralia, MO. Bulletin 04-9401 Rev. A.
- Hubbell Power System inc. 2004. Helical pier foundation system. Technical manual. Bulletin 01-9601, Revised 10-04 [<http://www.abchance.com>].
- Lucien-Brun, H. et A. Lachaux. 1983. Évolution de la pecteniculture au Japon. La Pêche Maritime, Juillet 1983, p. 388-396.
- Manning, T. W. 2000. Rescue systems mechanics, Interim report. Proceedings of the International Times New Roman Rescue Symposium. 2000. Tucson. Arizona [www.jrre.org/mechanics.pdf]
- Morissette, S. 2006. Communication personnelle de Stéphane Morissette, Directeur Les Moules Forillon et Cascapédia Ltée, Rivière-au-Renard. Janvier 2006.
- Priour, D. 1995. Concevoir des structures pour l'élevage de poissons en mer. IFREMER, Direction de l'ingénierie, de la technologie et de l'informatique. Plouzané, France. 119 p. + annexes.
- Shames, I. H. 1967. Engineering mechanics: statics and dynamics, 2nd edition. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Vryhof. 2000. Anchor manual 2000. Vryhof anchors b.v. krimpén a/d yssel, the Netherlands. 173 p. [<http://www.vryhof.com>]

ANNEXE 1

Fiche technique du dynamomètre

fiche technique	DYNAFOR Dynamomètres à affichage digital Série LLX	réf.: T541F rev.no.: 1 date: 06/93 page: 1/2
<p>Caractéristiques techniques :</p> <p>Affichage à cristaux liquides (LCD) : 5 chiffres modèles LLX-0,25 à LLX-5 : hauteur 18 mm modèles LLX-12,5 à LLX-100 : hauteur 25 mm Plage de températures : -10°C à +50°C Étanchéité : IP65 Matériau : corps en alliage d'aluminium Finition : anodisé noir Alimentation : 3 piles de 1,5 V, AA ou R6 (dia. 14X50 mm) standard ou batteries rechargeables Consommation : variable, selon les fonctions utilisées Durée de vie des piles : 250 heures (selvant fonction) Précision : +0,2% de la capacité Touches de commande :</p> <ul style="list-style-type: none"> - MARCHE/ARRET (T1) - TARE (jusqu'à 100% de la capacité) (T2) - CHARGE DE CRETE (T3) <div style="display: flex; justify-content: center; gap: 20px; margin: 10px 0;"> <div style="text-align: center;">  T1 </div> <div style="text-align: center;">  T2 </div> <div style="text-align: center;">  T3 </div> </div> <div style="text-align: right; margin-right: 50px;">  </div> <p>Fonctions :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Zéro automatique à la mise en marche - Mémonsation de l'effort maximum - Indicateur de décharge des piles - Sélection d'unités de masse métriques et impériales et de force (kg, t, lbs, shortton, daN, kN) - Arrêt automatique après 20 min., sans modification significative de la charge <p>Fonctions programmables (en utilisant une suite de validations avec les touches de commande):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Choix de l'unité de mesure - Arrêt automatique - Fréquence de mesure <p>Sortie :</p> <ul style="list-style-type: none"> - pour connexion de boîtier de commande et de lecture à distance - pour connexion à un PC pour traitement et impression des données <p>Options :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Boîtier de lecture à distance intégrant les mêmes fonctions que l'appareil, disponible pour utilisation avec tous les modèles DYNAFOR. - Interface RS232 pour connexion à un PC, une Imprimante, etc... 		
		

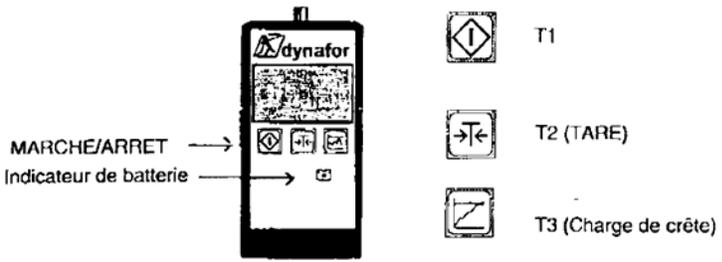
fiche technique	DYNAFOR Dynamomètres à affichage digital Série LLX	réf.: T541F rév.no.: 1 date: 06/93 page: 2/2									
Caractéristiques techniques :											
Modèle	LLX-0,25	LLX-0,5	LLX-1,25	LLX-2,5	LLX-5	LLX-12,5	LLX-25	LLX-50	LLX-100		
Capacité	t	0,25	0,50	1,25	2,5	5	12,5	25	50	100	
Précision	+ kg	0,5	1	2,5	5	10	25	50	100	200	
Affichage mini	kg	0,1	0,2	0,5	1	2	5	10	20	50	
Surcharge dynamique	t	0,5	1	2,5	5	10	25	50	85	145	
Affichage maxi	kg	250.0	500.0	1250.0	2500	5000	12500	25000	50000	100.00	
Hauteur des chiffres	mm	18	18	18	18	18	25	25	25	25	
Poids	kg	1,1	1,1	1,1	1,4	1,9	3,8	6,6	15,1	46	
Matériau	Alliage d'aluminium										
Dimensions	mm	A	190	190	190	214	234	310	360	440	660
	B	83	83	83	83	90	110	134	164	260	
	C	56	56	56	56	56	58	47	68	98	118
	D	16	16	16	24	32	47	56	72	103	
	E	166	166	166	184	197	243	272	323	488	
	F	12	12	12	15	19	35	44	54	88	
	G	47	47	47	47	49	70	84	104	174	
	H	43	43	43	50	58	92	114	142	227	
	I	16	16	16	25	32	48	58	56	104	



<p>fiche technique</p>	<p>Accessoires pour DYNAFOR</p>	<p>réf.: T 621FR rév.no.: date: 10/94 page: 1/3</p>
<p style="text-align: center;">Lecture à distance manuelle</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div data-bbox="435 520 795 814"> <p>Bouton Marche/Arrêt</p> <p>Voyant pile déchargée</p> </div> <div data-bbox="824 556 1258 829"> <p>Caractéristiques:</p> <p>Adaptable sur:</p> <ul style="list-style-type: none"> . Toutes gammes de dynamomètres DYNAFOR LLX . Toutes gammes de dynamomètres DYNAFOR MWX, à affichage à cristaux liquides <p>Affichage:</p> <ul style="list-style-type: none"> . Cristaux liquides de 18,6 mm de hauteur. <p>Alimentation:</p> <ul style="list-style-type: none"> . Pile 9V, PP3/6LR61. . Bouton Marche/Arrêt pour l'ensemble (boîtier + DYNAFOR). <p>Dimensions: 170 mm x 85 mm x 38 mm.</p> </div> </div> <p style="text-align: center;">Alimentation secteur</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div data-bbox="435 1102 950 1354"> <p>Caractéristiques:</p> <p>Adaptable sur:</p> <ul style="list-style-type: none"> . Toutes gammes de dynamomètres DYNAFOR LLX . Toutes gammes de dynamomètres DYNAFOR MWX, à affichage à cristaux liquides. <p>Alimentation d'entrée:</p> <ul style="list-style-type: none"> . Version A : 220V, par fiche plate selon DIN 49464F. . Version B: 110V ou 220V sélectionnable par cavaliers situés à l'intérieur du boîtier. Connection par câble 2x0,75 mm². <p>Alimentation de sortie:</p> <ul style="list-style-type: none"> . Sortie prise BNC femelle, 12V continu limité en courant à 110mA. </div> <div data-bbox="1026 1087 1279 1375"> <p>Version A</p> <p>Version B</p> </div> </div>		

MC1335





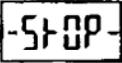
MARCHE/ARRET →
Indicateur de batterie →

T1
T2 (TARE)
T3 (Charge de crête)

1. L'appareil Dynafor doit être programmé sur la configuration requise AVANT de relier la lecture à distance (v. Section 2) : le programme C4 "Utilisation de la prise de sortie" doit être validé au niveau C4-1 (Appareil relié à une lecture à distance).
2. Une fois le Dynafor programmé, l'éteindre à l'aide de la touche T1.
3. Brancher la lecture à distance sur le Dynafor à l'aide des prises/tiches BNC du câble de liaison (type RG 58, long standard 10 m, 50 m maxi). Toutes les fonctions et commandes sont accessibles depuis la lecture à distance (v. Section 2)

N.B.: La touche T1 de la lecture à distance n'est utilisée que pour changer la configuration.
L'interrupteur Marche/Arrêt est situé sur le côté du boîtier de lecture à distance.

4. Pour mettre en marche, utiliser le bouton Marche/Arrêt situé sur la lecture à distance. Pendant le fonctionnement, la même valeur est affichée à la fois sur l'appareil Dynafor et la lecture à distance.
5. Pour arrêter, utiliser le bouton Marche/Arrêt situé sur le côté du boîtier de lecture à distance.
L'affichage indique :



à la fois sur l'appareil Dynafor et la lecture à distance, puis s'éteint.

N.B.: Si la configuration "Utilisation de la prise de Sortie" C4 est validée C4-0, il n'est plus possible d'utiliser la lecture à distance.
Pour l'utiliser à nouveau, éteindre la lecture à distance et re-programmer l'appareil Dynafor sur C4-1 (v. Section 2).



ANNEXE 2

Table des valeurs du paramètre β selon
l'angle de traction des ancrages

ANNEXE 2

Angle de contact (β) entre le câble de traction et le bateau en fonction de l'angle (par rapport à l'horizontale) de traction de l'ancrage.

Angle de traction (degré) ¹	Angle de contact (β)	
	Degré	Radian
5	10,0	0,17
15	12,5	0,22
20	13,8	0,24
22	14,3	0,25
23	14,5	0,25
25	15,0	0,26
26	15,3	0,26
30	16,3	0,28
35	17,5	0,30
38	18,3	0,32
40	18,8	0,33
41	19,0	0,33
45	20,0	0,35
55	25,0	0,44

1 : Les angles présentés sont surtout ceux avec lesquels ont été tirées les ancres lors des essais

ANNEXE 3

Documentation photographique

- A- Partie inférieure d'un pieu à hélice
- B- Partie supérieure d'un pieu à hélice
- C- Ancre japonaise à trois bras

