

**EVALUACION Y DIAGNOSTICO DE LOS EQUIPOS
PESQUERO Y MOTRIZ DE LA FLOTA CAMARONERA
DEL CARIBE COLOMBIANO**

**JAIME ALBERTO BUELVAS RODRIGUEZ
CARLOS ENRIQUE GUERRERO CALDERON**

**UNIVERSIDAD DEL MAGDALENA
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE INGENIERIA PESQUERA
SANTA MARTA D. T. C. H.
1995**

Tes
922 I.P.
B920
IP 00076

119365



**EVALUACION Y DIAGNOSTICO DE LOS EQUIPOS
PESQUERO Y MOTRIZ DE LA FLOTA CAMARONERA
DEL CARIBE COLOMBIANO**

**JAIME ALBERTO BUELVAS RODRIGUEZ
CARLOS ENRIQUE GUERRERO CALDERON**

**Memoria de grado presentada como requisito
parcial para optar al título de :
INGENIERO PESQUERO
Director : Msc. Harley Zúñiga Clavijo**

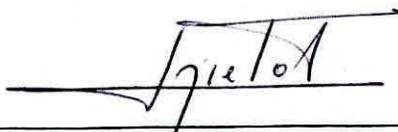
**UNIVERSIDAD DEL MAGDALENA
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE INGENIERIA PESQUERA
SANTA MARTA D. T. C. H.
1995**



Artículo 147 literal "F" del Reglamento Interno de la Universidad del Magdalena

El Presidente de Memoria de Grado y el Consejo Examinador no serán responsables de las ideas y criterios emitidos por los autores.

NOTA DE ACEPTACION



Luis Nieto Alvarado
Ingeniero Pesquero
Jurado

Andrés Fernández Quintero
Ingeniero Pesquero
Jurado

A mis padres, Pedro y Zoila

A mis hermanos Dolores, Elvira, Janeth, Vilma y
Franklin.

A Ileana, porque siempre ha creído en mí.

JAIME ALBERTO

Casi nadie cree en tí cuando alistas las alforjas,
muy pocos al salir,
otros, cuando vas llegando,
los más, cuando llegas.

Gracias! madre por creer en mí desde antes de
nacer;
la unión nace del esfuerzo, no del triunfo.

Gracias! Dios por conservarme con vida para
alcanzar esta meta.

Dedico este trabajo a quienes han creído y creen en
mí.

CARLOS ENRIQUE.

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a :

INSTITUTO NACIONAL DE PESCA Y ACUICULTURA (INPA) Regional Costa Atlántica por el apoyo logístico.

Las empresas del sector privado que nos abrieron las puertas para poder adelantar el trabajo de campo.

Todos los profesores del Programa Ingeniería Pesquera de la Universidad del Magdalena, que tuvieron que ver con nuestra formación profesional.

Los capitanes, armadores, tripulaciones y personal de mantenimiento por su aporte de información acerca de las motonaves.

HARLEY ZUÑIGA CLAVIJO, Ingeniero Pesquero Msc en Pesca Industrial, por su infinita paciencia para soportar las extenuantes jornadas de corrección del trabajo y su generosidad en la transmisión de conocimientos.

ALVARO ESPELETA MAYA, Ingeniero Pesquero y Decano de la Facultad de Ingeniería por su apoyo permanente y siempre oportuno consejos.

FOCION ANTONIO ESCORCIA SIERRA, Ingeniero Pesquero y Jefe de la sección de Registro y Control del INPA Regional Costa Atlántica, por su interés en encajar el estudio dentro del paquete de investigación integral de la pesquería.

MARIA CONSUELO CORCHUELO, Bióloga Marina, por su preocupación al coordinar los embarques de investigación.

Dra. SARA NEWBALL, Docente del Programa Ingeniería Pesquera, su sabia guía nos sigue impulsando a mejorar diariamente.

Dr. ARMANDO LACERA RUA, Director de Laboratorio de Química y docente del Programa Ingeniería Pesquera, por su contagiosa alegría enseñada a través de exámenes en Do mayor.

ALFREDO BARBOSA A. y LUIS MANJARRES M. , Ingenieros Pesqueros, por abrimos las puertas al mundo de la computación.

NICOLAS PUELLO. Técnico en Pesca y Docente del Centro Náutico Pesquero del Caribe, por su información acerca de los planos de redes.

MAURICIO ZARATE VILLARREAL, Biólogo Marino y Jefe de la sección Proyectos INPA Regional Costa Atlántica.

DIDIER RIVERA VILORIA, Ingeniero Pesquero por su apoyo y colaboración incondicionales.

MARIA EUGENIA GARCIA PALMA, Estudiante del Programa Ingeniería Pesquera por su apoyo y colaboración.

FAMILIA RUIZ CUELLO, por su hospitalidad, cariño y paciencia durante nuestra etapa de formación académica.

FAMILIA MARTINEZ ARCE, por su decidido y afectuoso apoyo para que este trabajo fuera una realidad.

YOLANDA MARTINEZ ARCE, Estudiante de grado del Programa Ingeniería Pesquera por que sin su invaluable ayuda hubiese sido imposible preparar el texto final .

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCION	1
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.2. ESTADO DE DESARROLLO	3
1.3. JUSTIFICACION	6
1.4. OBJETIVOS	7
1.4.1. Objetivo general	7
1.4.2. Objetivos específicos	7
1.5. FORMULACION Y GRAFICACION DE LA HIPOTESIS	8
2. MARCO TEORICO CONCEPTUAL	9
2.1. GENERALIDADES	9
2.2. PRINCIPALES PARAMETROS DE LAS MAQUINARIAS PESQUERAS	9
2.3. FUERZA DE TRACCION AL ARRASTRE (TIRO)	10
2.4. ELEMENTOS ESTRUCTURALES DE LAS MAQUINAS PESQUERAS	12
2.5. TAMBORES PARA EL VIRADO, CALADO Y COLOCACION DE CABOS Y CABLES EN LAS ARTES DE PESCA	13

	Pág.
2.5.1. Tambor de fricción	13
2.5.1.1. Dimensionamiento de los tambores de fricción	14
2.5.2. Tambores de enrollado	14
2.6. GUIAS O ADUJADORES DE CABOS Y CABLES	15
2.7. EQUIPOS DE FRENADO EN LAS MAQUINAS PESQUERAS	15
2.8. TRANSMISIONES MECANICAS PARA EL ACCIONAMIENTO DE LOS ORGANOS DE TRABAJO	16
2.8.1. Transmisión por bandas	16
2.8.1.1. Características de las bandas.	17
2.8.1.2. Clasificación de las bandas o correas.	17
2.8.1.3. Dispositivos tensores	18
2.8.1.3.1. Rodillos tensores exteriores	18
2.8.1.3.2. Rodillos tensores interiores	19
2.8.1.4. Resistencia de las correas.	19
2.8.1.5. Rendimiento de las transmisiones por correa	20
2.8.2. Transmisión por cadenas	20
2.8.2.1. Ventajas y desventajas de las transmisiones por cadena	20
2.8.2.2. Elementos constitutivos	21
2.8.2.3. Deterioro de las transmisiones por cadena	22
2.8.2.4. Comparación con bandas y engranajes	22
2.8.3. Transmisiones por engranajes	22
2.8.3.1. Ventajas	22
2.8.3.2. Clasificación de los engranajes	23
2.9. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES PARA EL CALCULO Y SELECCION DE WINCHES DE ARRASTRE	23
2.10. REDES DE ARRASTRE	23

	Pág.
3. METODOLOGIA	25
3.1. MATERIALES	25
3.2. METODOS	25
3.2.1. Tipo de investigación	25
3.2.2. Recolección de la información	26
3.2.3. Metodología de campo	26
3.2.3.1. Revisión de hojas de vida de las embarcaciones	26
3.2.3.2. Medición de variables.	26
3.2.3.3. Levantamiento de los planos de los sistemas de pesca utilizados por la flota.	26
3.2.3.4. Longitud del cable de arrastre	27
3.2.4. Técnicas y procedimientos de análisis	27
3.2.4.1. Elaboración de los planos de redes.	27
3.2.4.2. Cálculo de la resistencia al avance de los sistemas de pesca de pesca.	27
3.2.4.3. Determinación de la potencia óptima	27
3.2.4.4. Determinación de las dimensiones principales de la embarcación prototipo.	27
3.2.4.5. Verificación de winches camaroneros	28
3.2.4.6. Secuencia de cálculo de las transmisiones.	28
3.2.4.7. Consolidación de los datos de la flota	28
4. RESULTADOS	30
4.1. TIPOS DE REDES UTILIZADOS POR LA FLOTA	30
4.1.1. Levantamiento de los planos de red.	33
4.1.2. Parámetros de trabajo de la red.	33
4.2. RESISTENCIA AL AVANCE DE LOS EQUIPOS.	33

	Pág.
4.3. DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LA EMBARCACION PROTOTIPO	33
4.3.1. Cálculo de la fuerza de tracción al arrastre (FTA)	33
4.3.2. Cálculo de la potencia requerida para arrastrar el equipo (NHP)	34
4.3.3. Cálculo de la potencia nominal de la embarcación prototipo	34
4.3.4. Cálculo de las dimensiones de las embarcaciones	34
4.3.5. Cálculo del coeficiente de bloque (CB)	36
4.3.5.1. Coeficiente de bloque óptimo	37
4.4. CARACTERISTICAS CALCULADAS DE LOS WINCHES UTILIZADOS POR LA FLOTA.	37
4.4.1. Capacidad de cable en el tambor.	37
4.4.2. Parámetros de trabajo del winche.	38
4.5. PARAMETROS DE TRABAJO CALCULADOS INDIVIDUALMENTE PARA LAS MOTONAVES DE LA FLOTA	41
4.6. DATOS CONSOLIDADOS DE LA FLOTA	44
5. DISCUSION	51
6. CONCLUSIONES	58
7. RECOMENDACIONES	61
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	63
ANEXOS	

LISTA DE TABLAS

	Pág.
TABLA 1. Kg de tracción/HP de Potencia nominal.	11
TABLA 2. Resistencia de los equipos de pesca al avance a diferentes velocidades de arrastre	33
TABLA 3. Características de las motonaves muestreadas	35
TABLA 4. Dimensiones óptimas para operar los dos tipos de redes más utilizadas por la flota camaronera del Caribe colombiano durante 1994.	36
TABLA 5. Capacidad de cable en los tambores de los winches.	38
TABLA 6. Parámetros verificados de los winches.	39
TABLA 7. Comparación de capacidad de cable calculada vs capacidad de cable tabulada en los catálogos del fabricante.	53

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Clases de correas según sección transversal	17
Figura 2. Esquemas de transmisiones por correa.	18
Figura 3. Posición de los rodillos tensores.	19
Figura 4. Movimiento angular de la cadena.	21
Figura 5. Partes componentes de un sistema de arrastre.	24
Figura 6. Distribución de modelos de redes.	30
Figura 7. Plano general de la red semibalón de 46'.	31
Figura 8. Plano general de la red volador de 42'.	32
Figura 9. Fuerza de resistencia al avance Vs. Velocidad de arrastre	34
Figura 10. Potencia óptima de las embarcaciones prototipo	36
Figura 11. Coeficiente de bloque Vs. HP	37
Figura 12. Esquema cinemático para winche RICE modelo R-800T	39
Figura 13. Esquema cinemático para winche McELROY modelo 505	40
Figura 14. Velocidad de cobrado de los equipos	41
Figura 15. Longevidad de la correa en horas.	42
Figura 16. Tipos de cadena usados por la flota	42
Figura 17. Resistencia a la ruptura de las cadenas	43
Figura 18. Longevidad de las cadenas del segundo escalón	43
Figura 19. Número de motonaves durante el periodo 1982-1995.	44

	Pág
Figura 20. Distribución del número de motonaves por empresa.	45
Figura 21. Distribución de la potencia nominal instalada.	45
Figura 22. Distribución de las marcas de winches.	46
Figura 23. Longitud de la banda del primer escalón (cm)	46
Figura 24. Profundidad máxima de pesca	47
Figura 25. Longitud de cable en el carrete del tambor.	47
Figura 26. Diámetro de los cables de arrastre.	48
Figura 27. Longitud de las bridas.	48
Figura 28. Disposición de los equipos de pesca en la flota.	49
Figura 29. Elemento separador de las redes.	49
Figura 30. Dimensiones de las puertas de arrastre.	50
Figura 31. Capacidad de combustible	50

LISTA DE ANEXOS

- Anexo A. Areas de pesca del Caribe colombiano.
- Anexo B. Esquema de un barco camaronero y sus equipos de pesca
- Anexo C. Tablas normalizadas para dimensionamiento de tambores de fricción
- Anexo D. Formato del plan técnico.
- Anexo E. Secuencia de cálculo.
- Anexo F. Bitácora de pesca.
- Anexo G. Método de origen japonés para el cálculo de la resistencia al avance de los equipos
- Anexo H. Método de mínimos cuadrados.
- Anexo I. Método capa por capa para calcular la capacidad de cable en el tambor.
- Anexo J. Catálogo de winches marca RICE.
- Anexo K. Catálogo de los winches marca McELROY.

GLOSARIO

ADUJAR : Almacenar los cabos o cables en forma ordenada en el interior de un órgano de trabajo.

ANGULO DE ABRAZAMIENTO : Angulo de contacto entre el elemento flexible y la polea.

ANGULO DE ATAQUE : Angulo formado entre la dirección de la corriente y los materiales de redes o de cabuyería.

APAREJAMIENTO : Conjunto de materiales cordeleros, de flotación y lastre que soportan la red en posición de trabajo.

BITACORA : Cuadernillo en donde se consignan los parámetros de trabajo durante una faena de pesca.

CALADO : Dimensión de profundidad a que llega la quilla del barco.

CARENA : Volumen de la parte sumergida del casco de una embarcación.

CATARINAS : Ruedas de estrella que forman parte de una transmisión por cadena.

COEFICIENTE DE BLOQUE : Es el cociente entre desplazamiento y el producto de la eslora por la manga por el calado.

COEFICIENTE DE CONOCIDAD : Factor que establece el grado de inclinación del cuerpo de la red.

COPO : Bolso en la parte terminal de las redes de arrastre en donde se deposita la captura.

DESPLAZAMIENTO : Peso del volumen de agua desplazado por la carena de la embarcación.

DET's : Dispositivos excluidores de tortugas, que van colocados en la base de la zona crítica de la red.

ESLORA : Longitud de la embarcación.

FUERZA DE RESISTENCIA AL AVANCE (FTX) : Es la fuerza que opone el equipo de pesca al arrastre.

FUERZA DE TRACCION DEL BARCO (FTA) : Es la fuerza que es capaz de arrastrar un barco, generada por su sistema propulsor.

MANGA : Ancho máximo de la embarcación medido en la cuaderna maestra.

ORGANO DE TRABAJO : Componente de una maquinaria pesquera que puede ser un tambor o polea.

RELINGA : Cabo principal al cual van soportados los paños de la red.

TAMBOR DE FRICCION : Organo de trabajo para el virado de cables que trabaja por rozamiento sin el adujado de los mismos.

TIRO : Fuerza que ejercen los equipos de pesca para su tracción.

TREN DE ARRASTRE : Dispositivos colocados en la relinga inferior sobre el cual se desliza el equipo de pesca.

VIRAR : Cobrar un equipo de pesca.

WINCHE : Maquinaria principal para el virado de los equipos de pesca.

RESUMEN

El presente estudio se enmarca dentro del proyecto de EVALUACION DE LA PESQUERIA DE CAMARON DE AGUAS SOMERAS adelantado por el Instituto Nacional de Pesca y Acuicultura (INPA), el cual se desarrolló entre Junio de 1994 y Mayo de 1995, y consistió en hacer un diagnóstico de los equipos pesquero y motriz de la Flota Camaronera del Caribe Colombiano y la determinación de la embarcación prototipo y su potencia óptima a partir de la resistencia al avance del equipo de pesca.

Se encontró que las redes de pesca más usadas son los tipos Semibalón de 46' y Volador de 42' de longitud de relinga superior, a las cuales se les calculó la resistencia al avance mediante métodos de origen Japonés obteniendo fuerzas de tiro, para los cuatro equipos que arrastra la embarcación, de 2862 y 2450 Kg-f respectivamente. Con ésta fuerza y a una velocidad de arrastre crítica de 2.5 nudos, se calculó la potencia nominal por el método del Dr Koyama dando 336 y 298 HP para cada barco.

Con el apoyo de la metodología de los mínimos cuadrados y con base en un censo de las características de la flota se ajustaron las dimensiones y el coeficiente de bloque (C_b) de las dos embarcaciones prototipo obteniéndose las medidas de 19.61 m de eslora, 5.88 m de manga y 2.69 m de calado para la motonave que opera con la red semibalón de 46' y 18.61 m de eslora, 5.44 m de manga y 2.48 m de calado para la que usa red Volador de 42'.

La evaluación para el diagnóstico de la maquinaria pesquera utilizada arrojó resultados de transmisiones mal diseñadas en los mecanismos de accionamiento de los winches; que generan como consecuencia más consumo de combustible durante la operación de virado de los equipos.

1. INTRODUCCION

La pesquería del camarón constituye una de las actividades de pesca industrial más importante en Colombia, superando en número de embarcaciones a las pesquerías del atún, caracol, langosta y escama. La flota pesquera del Caribe está formada por 150 embarcaciones, que corresponde al 60 % del total de UEP's registradas para los dos océanos (INPA, 1994). El predominio de este tipo de actividad económica se fundamenta en el hecho de que el 90 % de su producción está dirigida al mercado internacional, por la generación de divisas. De las embarcaciones pesqueras registradas en el océano Atlántico 63 (42 %) se dedican a la extracción de camarón en 11 zonas a lo largo del litoral (Anexo A).

De los diez (10) astilleros establecidos en Colombia, cinco (5) pertenecen al litoral Caribe, pero no todos atienden reparaciones o trabajos de la industria pesquera. En el astillero UNIAL de Barranquilla se construyen motonaves camaroneras y otros barcos de poco tonelaje. La única empresa pesquera que cuenta con su propio astillero es VIKINGOS DE COLOMBIA S.A., que opera con ASTIVIK S.A., la cual realiza también reparaciones a naves extranjeras.

Las embarcaciones empleadas en la actualidad son del tipo "Florida", conocidas en otros países como "Tangoneras" (Anexo B), las cuales operan con maquinaria pesquera de origen foráneo y con equipos de pesca cuyos modelos han sido adaptados a las condiciones locales: obedeciendo al rezago tecnológico del país en materia de pesca industrial. En consecuencia, es evidente, la inexistencia de un análisis profundo sobre el dimensionamiento de la embarcación óptima y la racionalización de la

maquinaria y los equipos de pesca apropiados para la realización de esta pesquería en el país.

En razón a lo anteriormente expuesto, este trabajo presenta un estudio de cada una de las naves que componen la flota camaronera del Caribe colombiano (FCCC), consistente en el análisis de los elementos que constituyen el equipo pesquero y motriz, determinando las condiciones de trabajo y sus magnitudes, para compararlos posteriormente con otros parámetros recomendados de equipos y maquinaria destinados a los mismos fines y que han sido normalizados en otras latitudes.

El presente trabajo forma parte de un paquete que además analiza los aspectos económico y biológico tendientes al manejo de la pesquería del camarón de aguas someras de una manera global por parte del Instituto Nacional de Pesca y Acuicultura (INPA), y para su desarrollo se contó con el apoyo logístico y financiero de esta entidad estatal.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La pesca de camarón en el Caribe colombiano, a nivel industrial, ha sido liderada por la empresa pesquera "VIKINGOS DE COLOMBIA S.A.", que inició operaciones a finales de la década de los 60 y como en la mayoría de las empresas con capital privado, se insertó tecnología foránea sin la selección técnica de la maquinaria apropiada para las condiciones locales de operación y sin conocimientos profundos acerca de la cantidad adecuada de captura, que permitiera mantener un rendimiento máximo sostenible (R.M.S.). Esta situación ha generado problemas relacionados con bajas en la captura por unidad de esfuerzo pesquero (CPUE) e importación de repuestos inadecuados generando sobrecostos y grandes pérdidas.

A finales de la década de los 80 se importaron winches de fabricación mexicana marca "RICE", los cuales resultaron inadecuados para las condiciones de pesca en nuestra

costa, obligando a improvisar el sistema de frenado y otras innovaciones por parte de ingenieros mecánicos encargados del departamento de mantenimiento, sin capacitación específica en maquinaria pesquera.

Observaciones previas han permitido conocer que las condiciones técnicas bajo las cuales están operando las embarcaciones camaroneras en el Caribe colombiano, tales como la relación de transmisión, el funcionamiento de los winches y la resistencia al avance de los equipos de pesca, no guardan una estrecha correlación que permita dimensionar adecuadamente los elementos de máquinas, originando sobredimensionamiento que incide en términos de costos.

En Colombia, es posible realizar un estudio detallado de sus embarcaciones con miras a aumentar su eficiencia en las faenas, lo cual repercutirá en los costos de operación y una racionalización de los equipos.

En síntesis, el problema radica en : conocer cuál es y cómo se puede mejorar el estado actual de los equipos pesquero y motriz de la flota camaronera del Caribe y el dimensionamiento de la embarcación ideal.

1.2. ESTADO DE DESARROLLO

El empleo de los mecanismos pesqueros comenzó a principios del siglo actual, teniendo como finalidad mejorar y facilitar el trabajo de los pescadores. En aquellos tiempos las artes de pesca más grandes fueron los chinchorros y para la tracción de los cabos, se utilizaban cabrestantes móviles.

En 1893 fue inventado el elevador para extraer el pescado del bolso de los chinchorros constituyéndose en la primera tentativa, en el mundo, de la mecanización en la extracción pesquera. En 1907, fue elaborada y utilizada en la práctica de pesca, la maquinilla de tracción a caballo compuesta por un eje vertical acoplado a una rueda

acanalada de trabajo utilizada para la recogida de la relinga inferior de los chinchorros. Esta rueda estaba conectada en cruz por una cadena sin fin a una rueda motriz de madera, siendo accionadas mediante la fuerza de tracción de los caballos.

La primera tentativa de mecanización para la recogida de los cabos y las alas de los chinchorros data del año 1912, mediante la maquinilla de Tereshenko la cual estaba conformada por tres tambores, dos de enrollado y uno de fricción, cuyo principio sigue vigente en la pesca de arrastre. La mecanización de los procesos de pesca permitió el auge de la explotación comercial de especies demersales y pelágicas (Torban, 1975).

Los primeros intentos de prospección pesquera en Colombia partieron de la iniciativa privada, cuando un "pool" de corporaciones financieras contrataron un estudio con la compañía MARCO de Chile en 1959. Dicho estudio arrojó resultados negativos sobre la presencia de recursos pesqueros explotables, en el Caribe colombiano.

No obstante lo anterior, el Gobierno colombiano contrató en 1964 la realización de un estudio de prospección con la oficina de pesca industrial de los Estados Unidos a bordo de la embarcación OBREGON II de la BUREAU OF COMMERCIAL FISHERIES, que indicó la presencia de camarones y peces comerciales en el Caribe colombiano. Con la firma del proyecto para el desarrollo de la pesca marítima INDERENA - FAO, en 1968, se inició un plan de operaciones cuyos objetivos inmediatos fueron los de inventariar y cuantificar las principales especies marítimas susceptibles de explotación comercial.

A través de la división de pesca marítima del instituto recién creado, se cumplió la primera fase de las investigaciones. Aunque el barco B/I TAURO de la FAO permaneció hasta 1974 en Colombia, los estudios continuaron en menor escala, concentrándose en biología pesquera de escama (pesca blanca), tiburones, langostas, ostras y camarones (INPA, 1992).

En 1968, comienza labores la compañía pesquera **C.I. VIKINGOS DE COLOMBIA S.A.**, pionera de la pesca del camarón en el Caribe colombiano; en 1973, la producción pesquera marítima fue de 24,163 toneladas, habiéndose exportado un volumen con valor aproximado de diez (10) millones de dólares, cifras éstas que no coincidieron con las expectativas de explotación comercial del recurso pesquero.

En realidad de las veintitrés (23) empresas que estaban autorizadas en aquella época, en el océano Atlántico, solamente once (11) estaban en actividad; igualmente en el océano Pacífico, de las treinta y tres (33) empresas autorizadas, diez (10) no entraron en operaciones. Los cupos otorgados a barcos camaroneros ascendían a 217, pero estudios realizados sobre el tema establecían cupos máximos de 70 para el Pacífico y 65 para el Atlántico, para que la explotación fuera económicamente rentable. Poco tiempo después, se empezó a reglamentar la explotación industrial y se fijaron marcos legales para racionalizarla; con todo, no se lograron aumentar significativamente los volúmenes de captura (INPA, 1993). En 1975, la empresa Japonesa **COLOMBIA SUISAN S.A.** participa con doce (12) camaroneros de 99 toneladas.

El Gobierno japonés, por intermedio de la **JICA (Agencia de Cooperación Internacional del Japón)** realiza un convenio con el Colombiano mediante el sistema de cooperación financiera no reembolsable, para adelantar un programa llamado : Programa de desarrollo de pesca costera en la República de Colombia, el cual se realizó en seis etapas, iniciándose en 1977 y culminando en 1988. Como consecuencia de este programa se creó la empresa **PESTOLU S.A. (1980)**, que fue implementada con diez (10) embarcaciones (JICA, 1988).

En 1978, la composición de la flota pesquera era de 135 camaroneros para el Pacífico y 55 para el Atlántico. En 1987, de las 267 motonaves en total que formaban parte de la flota pesquera Colombiana (37% de bandera extranjera), el 75% se dedicaron a la extracción de camarones en aguas someras, 2% a camarones de aguas demersales, 15% a pescados pelágicos y 6% a langostas y otros.

Sin embargo, paralelo a la explotación pesquera en Colombia, el sector tropieza con una serie de obstáculos, tales como: obsolescencia de la mayoría de los barcos, necesidad de importación de insumos por difícil consecución de los mismos dentro del país, alza de precios de los artes de pesca, ausencia de expertos en pesca, contaminación de las costas, etc. Factores que sumados a la imposición de vedas han generado disminución en el porcentaje de motonaves camaroneras, del 75% en 1987 al 60% en 1992 (INPA).

1.3. JUSTIFICACION

La estandarización de una embarcación prototipo y la racionalización de los equipos pesquero y motriz de la flota camaronera del Caribe colombiano constituyen una forma de mejorar la productividad, para enfrentar problemas como : reducción en los precios internacionales, temporadas de baja producción y vedas en los Golfos de Urabá y Morrosquillo. Estas dificultades y algunas ineficiencias se sorteaban con el dinero de los CERT's, que están próximos a desaparecer como estímulo a las exportaciones.

La revisión de la maquinaria y las artes de pesca con el objeto de diagnosticarlas y recomendar las más adecuadas para las condiciones del medio, tiene ventajas que redundan en : mayor rentabilidad, disminución de los tiempos de operación, aumento de la longevidad de las transmisiones, reducción en el consumo de combustible e incremento en los volúmenes de captura.

Estandarizar el tipo y tamaño de las embarcaciones camaroneras del Caribe colombiano trae como beneficio la posibilidad de conseguir repuestos para maquinaria naval a precios más cómodos, debido al aumento en el volumen de los pedidos, haciendo más eficiente el mantenimiento de las naves. De igual manera se evitan pérdidas en la operatividad de los barcos, que afectan el crecimiento de una industria generadora de empleos directos e indirectos, e importantes cantidades de divisas.

El presente estudio constituye un aporte al inicio del desarrollo de trabajos de tecnología de capturas en Colombia, el cual puede ser implementado para la flota camaronera del Pacífico y otras pesquerías. Dado que el hecho de la adopción de tecnología foránea es indispensable, se hace necesaria la adaptación de los equipos a las condiciones del medio, con lo cual se obtendría ahorro en tiempo y dinero.

Esta investigación es importante para concentrar los esfuerzos del subsector pesquero, divergentes hasta la creación del INPA, a través de las entidades estatales, universitarias y el sector productivo.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general. Realizar un análisis y diagnóstico del equipo pesquero, maquinaria de cubierta y de las embarcaciones de la flota camaronera del Caribe colombiano, para la racionalización y mejoramiento de las actividades de captura.

1.4.2. Objetivos específicos. Estandarizar la embarcación prototipo para operar en el área de influencia del estudio, con base en la resistencia al avance de los sistemas de pesca utilizados por la flota camaronera del Caribe colombiano.

Evaluar los accionamientos mecánicos de los winches empleados por la flota.

Evaluar la maquinaria pesquera de cubierta empleada para el virado de los equipos de pesca.

Identificar y hacer un análisis comparativo de los diferentes modelos de redes de arrastre camaronero empleadas.

1.5. FORMULACION Y GRAFICACION DE LA HIPOTESIS

Las embarcaciones de la flota camaronera del Caribe colombiano y la potencia instalada en las mismas, presenta un sobredimensionamiento que trae como consecuencia el incremento en los gastos de operación.

El cálculo y diseño defectuosos de los accionamientos mecánicos y la selección inadecuada de los winches camaroneros generan mayor consumo de combustible y disminución de los volúmenes de captura.

2. MARCO TEORICO CONCEPTUAL

2.1. GENERALIDADES

La mecanización y automatización de los procesos de la pesca industrial, como corriente científica en la rama de ciencias pesqueras, está estrechamente ligada con otras disciplinas como la técnica de la pesca industrial, ingeniería naval, ingeniería mecánica, dibujo técnico, etc., que constituyen la vía para introducir el progreso científico - técnico en la industria pesquera.

La aplicación de los métodos de dimensionamiento y selección de la maquinaria pesquera óptima para la práctica de los procesos de pesca, es importante porque se refleja en el aumento de la productividad, racionalización del empleo de mano de obra y disminución de la duración en las operaciones pesqueras. De allí que los procesos de mecanización aseguren la conversión de los recursos biológicos de los mares y océanos, en la base de materias primas para el procesamiento industrial, y además permiten ampliar áreas de pesca y determinar nuevos caladeros y objetivos de captura.

2.2. PRINCIPALES PARAMETROS DE LAS MAQUINARIAS PESQUERAS

Los principales parámetros de trabajo de las máquinas y mecanismos pesqueros, son el tiro y la velocidad de tracción, donde el primero debe ser numéricamente igual a la carga externa. La carga exterior durante la recogida de los cabos o del paño de red de

20

las artes de pesca está constituida por las fuerzas de resistencia hidrodinámica de las artes, su peso y las fuerzas de resistencia al roce de los elementos del aparejamiento sobre el fondo.

Anteriormente, las cargas externas sobre los mecanismos pesqueros eran determinadas por medio de la experiencia de explotación con prototipos. En los últimos años, gracias a investigaciones realizadas, fueron desarrollados los métodos de ingeniería para el cálculo de estas cargas en la mayoría de las máquinas pesqueras.

La fuerza de resistencia hidrodinámica depende de la velocidad de arrastre del arte de pesca en el agua, la cual está en función de la velocidad de virado del equipo. En consecuencia, el tiro y la velocidad de tracción se encuentran íntimamente ligados (BUCKY, 1984).

2.3. FUERZA DE TRACCION AL ARRASTRE (TIRO)

El punto en el cual la fuerza de tracción de arrastre del barco (FTA), es igual a la resistencia total al avance de los equipos (FXA), corresponde a la velocidad de arrastre máxima que se puede aplicar durante un proceso de pesca. La fuerza de tracción total de buque (FTB) a dicha velocidad debe ser igual a la suma de la resistencias al avance del sistema de pesca y de la embarcación.

Matemáticamente:

$$FTB = FXA + FXB$$

Donde:

FXB = Fuerza total de tracción del buque

FXA = Resistencia al avance del sistema de pesca (Kg-f)

FXB = Resistencia al avance del buque

Normalmente cada tipo de barco arrastrero debe tener un diagrama de su tracción; en caso de no contar con esta información se pueden emplear métodos de cálculo tales

como : medición directa con dinamómetros o mediante datos empíricos basados en algunos cálculos o experiencias prácticas tales como el método de origen japonés, expuesto por el Dr. Koyama (1947).

$$FTA = 75 \text{ HPA} / V_a$$

Donde:

$$\text{HPA} = \text{NHP} \cdot n_p \cdot n_\mu \cdot n_m$$

Según este método, la potencia utilizada por el motor para arrastrar el sistema de pesca (HPA) depende de la potencia nominal del motor principal (NHP), indicada en la chapa de construcción multiplicada por los coeficientes de rendimiento del motor principal (n_μ), propulsión (n_p) y del estado de mar (n_m).

También se pueden utilizar los factores aproximados aportados por la tabla 1, que relacionan el tamaño del barco, la velocidad de arrastre y las condiciones de mar que multiplicados por la potencia de la máquina dan el valor de la resistencia de tracción del barco (BUCKY, 1981).

TABLA 1. Kg de tracción de arrastre por cada HP de potencia nominal en la máquina principal.

TIPO DE ARRASTRE	Va*	Kg/HP Promedio	
		nm = 0.8	nm = 1.0
Grandes : más de 1200 HP Con hélice de paso variable	3.0	6.8	6.2
	4.0	6.3	5.5
	5.0	5.5	4.4
Medianos : más de 500 HP Con hélice de paso fijo	3.5	6.3	5.7
	4.0	7.2	4.9
	4.5	5.5	4.8
	5.0	6.5	4.2
Pequeños hasta 500 HP Con hélice de paso fijo	3.0	7.8	7.1
	3.5	6.3	5.7
	4.5	5.5	4.8

* Velocidad de arrastre (Nudos)

FUENTE : BUCKY, 1981

2.4. ELEMENTOS ESTRUCTURALES DE LAS MAQUINAS PESQUERAS

En cualquier máquina pesquera, se presentan seis tipos de elementos :

1. Organos de trabajo
2. Elementos de accionamiento
3. Elementos de transmisiones
4. Elementos de mando
5. Elementos de mantenimiento
6. Elementos o piezas de soporte

Los elementos del primer grupo determinan el uso y función de las máquinas tales como : tambores, cabrestantes, poleas viradoras y cabezales.

Los elementos de accionamiento pueden ser motores eléctricos, hidráulicos o de combustión interna. En las embarcaciones pequeñas, las máquinas pesqueras se ponen en acción directamente por el motor principal.

A las transmisiones pertenecen los mecanismos que se emplean para comunicar movimiento o fuerza a los órganos de trabajo desde la fuente de poder. En maquinaria pesquera se usan transmisiones por engrane, cadena, bandas y tornillo sin fin.

Los elementos de mando constan de : reóstatos de arranque, distribuidores, acoplamientos de frenos, contactores, medidores y aparatos de señal de alarma y que se sitúan tanto directamente en la máquina pesquera, como a una distancia de ella (FRIDMAN, 1969).

2.5. TAMBORES PARA EL VIRADO, CALADO Y COLOCACION DE CABOS Y CABLES EN LAS ARTES DE PESCA.

En las máquinas pesqueras, particularmente en los winches, los tambores están predestinados para transformar movimiento giratorio en movimiento de traslación de los cables. Es evidente que los cabos y cables son los elementos más importantes de las artes de pesca. En maquinaria pesquera se emplean los tambores de fricción y los tambores de enrollado, en donde los primeros son sencillos y seguros durante el funcionamiento (BUCKY, 1984).

2.5.1. Tambores de fricción. La tracción de los cabos por medio de los tambores de fricción se basa en la dependencia analítica establecida por L. Euler (1795), la cual establece que la tensión saliente multiplicada por e elevada al producto del coeficiente de rozamiento (m) por el ángulo de abrazamiento (β) y el número de vueltas (n) es equivalente a la fuerza entrante. Lo anterior expresado matemáticamente queda :

$$S1 = S2 e^{m.B.n}$$

Donde :

S1 = Tensión entrante

S2 = Tensión saliente

m = Coeficiente de rozamiento

β = Angulo de abrazamiento

n = Número de vueltas

El tambor de fricción, en la recogida del cabo debe desarrollar el esfuerzo P que es igual a la diferencia de las tensiones en los extremos del cabo, o sea :

$$P = S1 - S2$$

En muchos casos S1 es igual a la resistencia al avance del arte de pesca.

La potencia necesaria para el accionamiento del tambor, se puede calcular según la siguiente fórmula (MINKO, 1979) :

$$W = P \cdot n / 1000$$

De donde :

W = Potencia necesaria

n = Rendimiento del winche

2.5.1.1. Dimensionamiento de los tambores de fricción. Para el dimensionamiento de los cabezales se utilizan tablas normalizadas, que permiten escoger el perfil necesario y todos sus parámetros en función del elemento flexible (TORBAN, 1975). (ANEXO C).

La longitud del cabezal también se puede obtener de la siguiente fórmula :

$$L = n \cdot d + (150 - 200) \text{ [mm]}$$

Donde :

L = Longitud del cabezal

n = Número de vueltas

d = Diámetro del cabo o cable

2.5.2. Tambores de enrollado. Estos órganos de trabajo se emplean en los winches de arrastre y de cerco, los cuales constan de un cilindro y dos pestañas. Para su diseño es necesario determinar la capacidad de sujeción del cabo y el espesor de las paredes en el cilindro y las pestañas (DOBROVOLSKY, 1970).

La longitud del cable, se calcula con la siguiente expresión :

$$L = Z \cdot \pi \cdot [D1 + D2 + D3 + \dots + Dn]$$

Donde :

Z = Número de vueltas en una capa

D = Diámetros de enrollamiento

L = Longitud de cable

Las investigaciones demuestran que para determinar la capacidad del tambor se pueden proponer otras fórmulas por ejemplo : B.A. Schoeder considera que unas capas del cable enrollado tienen la forma de una elipse, por lo que en este caso, la fórmula para determinar la magnitud L es :

$$L = n.Z \{ \pi D - [5.85 d (n - 1)] / 2 \}$$

2.6. GUIAS O ADUJADORES DE CABOS Y CABLES

Los adujadores son mecanismos de apoyo para el enrollado uniforme en el tambor y pueden ser de accionamiento mecánico o manual. El proceso para el cálculo se hace mediante la determinación de la presión del cable sobre el rodillo, la velocidad del movimiento de la carretilla y la potencia del accionamiento. La ausencia de los adujadores ocasiona el desgaste de los cables (JICA, 1988).

2.7. EQUIPOS DE FRENADO EN LAS MAQUINAS PESQUERAS

La mayoría de las máquinas pesqueras están equipadas con frenos y mecanismos de parada. Los frenos están destinados para regular la velocidad del lance de los cables de arrastre y la retención del arte de pesca o de la carga en la condición móvil. En los mecanismos pesqueros se emplean los frenos de cinta, de almohadillas, de zapata, eléctricos y electromagnéticos. Los mecanismos de parada están dirigidos a la retención de la carga o del arte y los utilizados en la pesca son frecuentemente ruedas de trinquete (LUKASHOW, 1972).

El principio de funcionamiento de los frenos se fundamenta en las fuerzas de rozamiento que surgen entre las superficies de contacto del órgano de trabajo y de los frenos. En los winches pesqueros, se utilizan con frecuencia los frenos de cinta, en los cuales el frenado se efectúa por medio de una cinta de acero que abraza la polea de frenado (KIMBALL, 1974).

La fuerza de rozamiento que se genera en el momento de frenado (F) es :

$$F = S_e - S_s$$

Donde :

S_e = Tensión del extremo de entrada de la cinta

S_s = Tensión del extremo de salida

El esfuerzo periférico (P') es:

$$P' = 2 M / D$$

Donde :

M = Par de frenado real

D = Diámetro de la polea de frenado

2.8. TRANSMISIONES MECANICAS PARA EL ACCIONAMIENTO DE LOS ORGANOS DE TRABAJO

Las transmisiones son los elementos indispensables para el accionamiento de un órgano de trabajo, los cuales comunican una fuerza o potencia desde una fuente de poder hasta una fuerza a vencer. Por lo tanto, las transmisiones son los mecanismos que se emplean para conducir el movimiento a los órganos de trabajo desde el motor. En las máquinas pesqueras se utilizan las transmisiones por engranaje, cadena y bandas principalmente.

El diseño de éstas se realiza mediante una secuencia de cálculos que toman en cuenta básicamente, la fuerza a vencer que está constituida por el tiro nominal que actúa sobre el diámetro medio del órgano de trabajo, producido por la resistencia al avance del equipo de pesca (DOBROVOLSKY, 1970).

2.8.1. Transmisión por bandas. Las bandas o correas son elementos de máquinas elásticos y generalmente de gran longitud, de tal modo que cumplen una función importante en la absorción de cargas de choque y amortiguamiento de los efectos de

fuerzas vibrantes. Aunque esta ventaja es importante en lo que concierne a la vida de la máquina, la reducción del costo suele ser el factor que más se toma en cuenta para seleccionar estas transmisiones.

2.8.1.1. Características de las bandas. Pueden utilizarse para grandes distancias entre árboles. Debido a los efectos del deslizamiento elástico y estirado que se producen en las bandas presentan la ventaja de asimilar sobrecargas, por lo que la relación entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante ni exactamente igual a la relación entre los diámetros de las poleas.

La carga a transmitir varía en proporción directa con : el tensado, el ángulo de abrazamiento de la polea con la banda y el coeficiente de rozamiento. Las correas sufren deformación elástica por lo que en algunos casos para mantener la tensión son acortadas y recosidas, práctica no aconsejable. Por lo tanto, las transmisiones modernas prevén la implementación de dispositivos tensores (AGUIRRE, 1990).

2.8.1.2. Clasificación de las bandas o correas. En función de la forma de su sección transversal, las correas pueden ser : correa plana, trapezoidal o redonda (Figura 1). Según el procedimiento de crear o no tensado se distinguen las transmisiones simples y con dispositivos tensores.

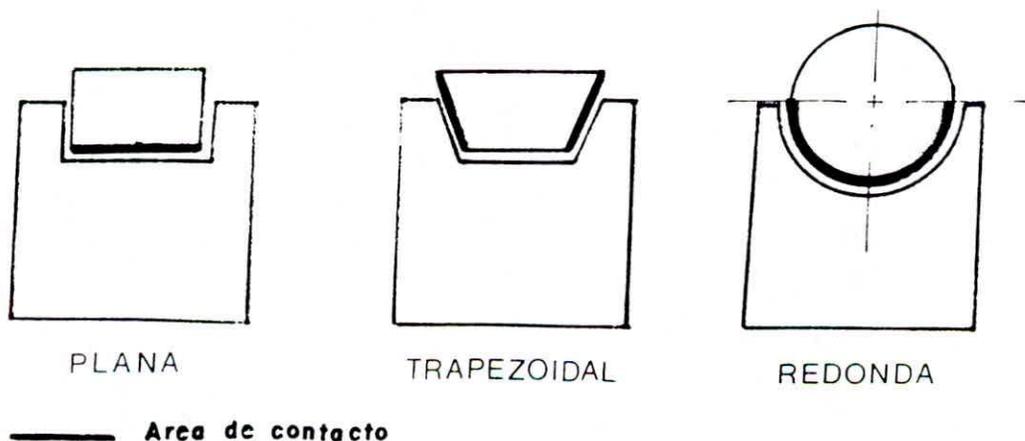


Figura 1. Clases de correas según sección transversal.

Merced a la inflexión y a la inflexión torsional del órgano de tracción, la transmisión por correa admite una disposición arbitraria de los ejes de las poleas, conductora y conducida, y un distinto número de poleas en la transmisión. En la figura 2 se representan los esquemas principales de transmisiones por correa (DOBROVOLSKY, 1970).

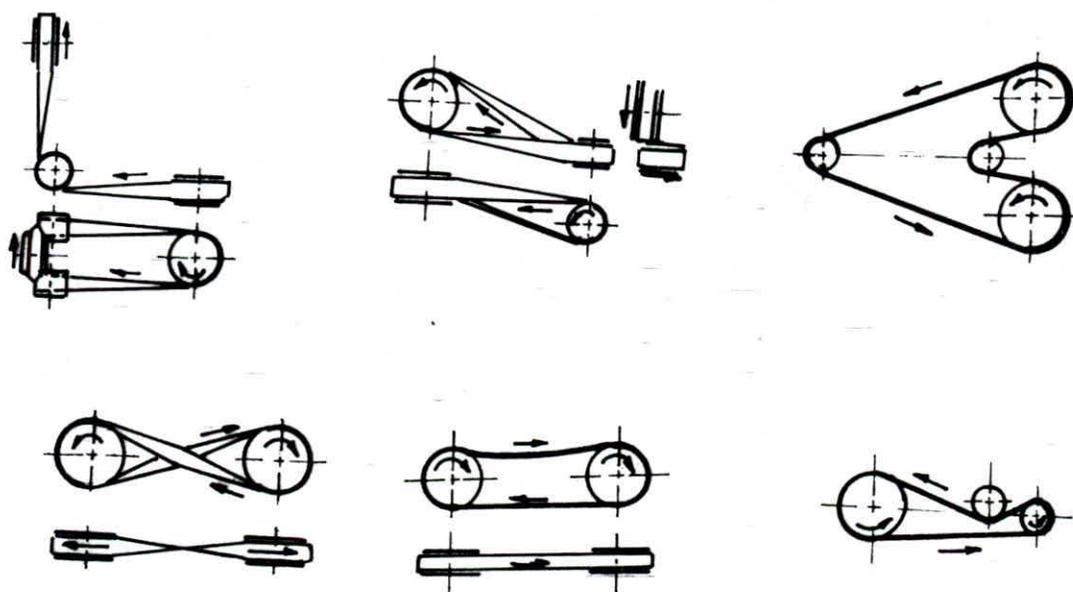


Figura 2. Esquemas de transmisiones por correa

2.8.1.3. Dispositivos tensores. Son aquellos que permiten mantener la correa en tensión suficiente para transmitir las cargas, solucionando el problema de estiramiento provocado por el deslizamiento elástico sin recurrir al recorte de la misma. Los dispositivos tensores según su construcción y funcionamiento pueden estar dispuestos :

1. Plataformas corredizas
2. Rodillos tensores exteriores o interiores.
3. Dispositivos con tensión regulable automáticamente.

2.8.1.3.1. Rodillos tensores exteriores. Se utilizan con bandas planas que buscan aumentar el ángulo de abrazamiento con el fin de generar mayor área de rozamiento

además de tensar. Se usan en transmisiones con correas trapezoidales sólo cuando las condiciones de deterioro son extremas. El rodillo tensor se ubicará cerca de la polea conductora si se coloca en el ramal flojo, si se coloca en el ramal tenso se ubicará cerca de la polea conducida. Esto se cumple también para los rodillos tensores interiores (figura 3).

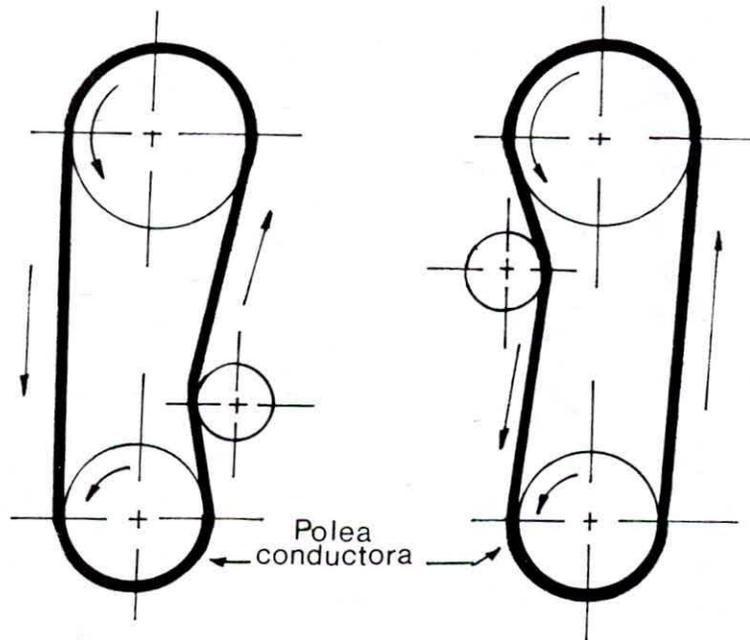


Figura 3. Posición de los rodillos tensores.

2.8.1.3.2. Rodillos tensores interiores. Se utilizan principalmente para correas trapezoidales porque éstas no dependen en gran medida del ángulo de abrazamiento. Si se usan en correas planas se deberá a limitaciones de espacio (KIMBALL, 1974)

2.8.1.4. Resistencia de las correas. La resistencia de las correas a la rotura no se suele tener en cuenta en su diseño ya que la verdadera resistencia la da el empalme. Es indudable que reduciendo la tensión que ha de soportar la correa, se prolonga su vida útil. Los valores de las resistencias de las correas varían según el material del cual están elaboradas (algodón, caucho, cuero) y los procesos a que son sometidas, así como a las condiciones de trabajo (temperatura, humedad, etc).

2.8.1.5. Rendimiento de las transmisiones por correa. Las pérdidas de energía en las transmisiones por correa se deben al deslizamiento y resbalamiento elástico, al arrollamiento de la correa sobre la polea y a las pérdidas por rozamiento en los cojinetes, ocasionadas por la tracción. Las dos primeras, no deben exceder del 3%.

La pérdida debida al arrollamiento de la correa suele ser insignificante, aunque tiene efecto sobre la vida de las correas gruesas cuando funcionan sobre poleas de poco diámetro. Las pérdidas ocasionadas por los cojinetes pueden ser considerables si la tensión inicial es grande para poder transmitir una carga, lo cual debe evitarse, salvo en los casos en que es absolutamente necesario emplear una correa corta. Una transmisión por correa bien diseñada debe tener un rendimiento del 95%, incluidas las pérdidas en los cojinetes.

2.8.2. Transmisión por cadenas. La transmisión por cadena consta de una cadena y dos ruedas de estrella : la conductora y la conducida. Las transmisiones que trabajan muy cargadas y a gran velocidad están encerradas en una caja y tienen dispositivos de lubricación permanente.

2.8.2.1. Ventajas y desventajas de las transmisiones por cadena. Las principales ventajas de la transmisión por cadena son su posibilidad de empleo a una considerable distancia entre los árboles, alto coeficiente de rendimiento (hasta 0.99), cargas sobre los árboles menores que en la transmisión por banda y pueden mover varios componentes en forma simultánea.

Los inconvenientes de estas transmisiones son : costo relativamente elevado, necesidad de un montaje y mantenimiento minuciosos, cierta irregularidad durante el funcionamiento de la transmisión e imposibilidad de ser utilizada en contramarcha sin pausas.

2.8.2.3. Deterioro de las transmisiones por cadena. Las principales causas de las fallas en el funcionamiento de las transmisiones por cadena son el desgaste de las articulaciones, las chapas y los dientes de la rueda de estrella. La cadena se estira durante el funcionamiento, debido a que el paso aumenta por el desgaste que sufren las articulaciones bajo la acción de las fuerzas de tensión y de los esfuerzos dinámicos. Con el tiempo, el paso de la cadena se hace tan grande que los eslabones entran indebidamente en los dientes de la rueda de estrella alterando el engrane y saliéndose de las catarinas.

Los dientes de la rueda se desgastan como consecuencia del movimiento relativo de los rodillos, cuando la acción de la carga es de choque. El desgaste de los dientes de la rueda conductora es mayor debido a la magnitud de los golpes durante la entrada de las articulaciones del ramal conductor en el engrane.

2.8.2.4. Comparación con bandas y engranajes. Todos los medios de transmisión de potencia, pueden diseñarse para ofrecer una capacidad y vida específicas, pero bajo circunstancias similares las cadenas no pueden igualar la capacidad y vida de los engranajes. Comparadas con las bandas, las cadenas ofrecen ciertas ventajas en duración y capacidad de transmisión, especialmente en ambientes adversos. Las cadenas permiten transmisiones positivas como una ventaja adicional (AGUIRRE, 1990).

2.8.3. Transmisiones por engranajes. Constituyen el tipo transmisiones mecánicas más durable, robusto, eficiente y costoso. Su relación de velocidad es normalmente fija, aunque pueden lograrse cambios limitados, intercambiando los engranes en contacto.

2.8.3.1. Ventajas. Entre las ventajas se cuentan alto rendimiento, compacidad, seguridad, sencillez y alta capacidad (KIMBALL, 1974).

2.8.3.2. Clasificación de los engranajes. Las transmisiones por engranes y las ruedas dentadas se pueden clasificar por : la disposición mutua de los árboles, el número de escalones, en engrane interior y exterior, tipos de dientes, transmisiones abiertas y cerradas y transmisiones lentas y rápidas.

2.9. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES PARA EL CALCULO Y SELECCION DE WINCHES DE ARRASTRE.

El proceso de los cálculos para la selección de un winche comienza con la determinación de la fuerza de tiro del arte de pesca y el cálculo de la potencia necesaria a tomar de la máquina, estableciendo luego el dimensionamiento del órgano de trabajo y la velocidad de giro que asegure el virado recomendado para el equipo de pesca.

El siguiente paso, es obtener la relación de engranaje del circuito cinemático motor - órgano de trabajo, y el cálculo de las dimensiones y demás características de los conjuntos principales del winche que aseguren resistencia mecánica y longevidad. Los parámetros principales para el cálculo del winche a proyectar, se obtienen de un plan técnico tales como : el esfuerzo a la tracción (P) y la velocidad de virado (V) (BUCKY, 1984).

2.10. REDES DE ARRASTRE.

Los sistemas de pesca de arrastre se encuentran en la actualidad, dentro de los más utilizados dada su versatilidad para la captura de los distintos recursos marinos. Las partes componentes de una red de arrastre se muestran en la figura 5. Existen diferentes modos de operación de los equipos de arrastre : por banda, por popa, por pareja o por triella. Para el primer caso, puede ser por ambas bandas con uno o dos equipos en cada una.

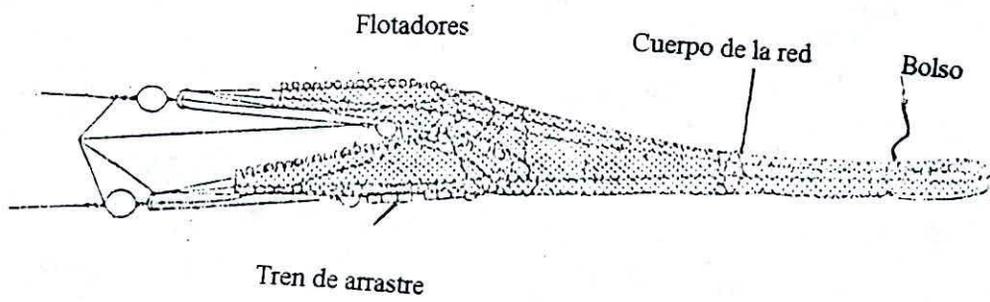


Figura 5. Partes componentes de un sistema de arrastre.

3. METODOLOGÍA

Para desarrollar el diagnóstico y análisis de las embarcaciones y los equipos pesquero y motriz de la flota camaronera del Caribe colombiano, se hizo un censo de las especificaciones de los mismos, a efecto de comparar las condiciones de trabajo con los parámetros de cálculo desarrollados en otras latitudes, considerando las condiciones oceanográficas y meteorológicas de la zona de estudio.

3.1. MATERIALES

Los materiales utilizados comprenden elementos de medida tales como : cintas métricas, calibradores, cuerda de polietileno, tabla acrílica de trabajo y la flota de embarcaciones camaroneras a disposición de los investigadores. Para el procesamiento de la información se utilizó un computador marca STV 486 a 50 Mhz.

3.2. METODOS

3.2.1. Tipo de investigación. La investigación se encuentra enmarcada en el área de la tecnología de capturas y está comprendida en la línea de investigación y desarrollo tecnológico, la cual abarca los proyectos orientados al desarrollo de métodos, técnicas, diseño y rediseño de equipos, maquinaria y artes de pesca que fomenten o hagan más productiva la actividad pesquera.

3.2.2. Recolección de la información. La información se recolectó mediante las técnicas de observación primaria y de fuentes secundarias. La primaria provino de la medición y observación directas; entrevistas y participación activa en las operaciones de pesca a bordo de las embarcaciones de la flota. La secundaria fue producto de consultas bibliográficas y de la información impresa. Se tomaron datos de las motonaves al momento de ingresar a puerto, diligenciando el formato de plan técnico (ANEXO D). Los parámetros de trabajo y la información complementaria de los aspectos físicos durante las operaciones de pesca se hicieron con la ayuda de una bitácora especialmente diseñada para este fin (ANEXO F).

3.2.3. Metodología de campo.

3.2.3.1. Revisión de hojas de vida de las embarcaciones. Se tuvo acceso a las instalaciones de la Oficina de Registro y Control del INPA Regional Costa Atlántica, donde reposa la documentación necesaria para la expedición de patentes de pesca. En esta información se encontraron datos que facilitaron el dimensionamiento de la embarcación ideal.

3.2.3.2. Medición de variables. Durante un período de seis meses se tomaron directamente en cada una de las embarcaciones que componen la flota camaronera, las variables que constituyen el plan técnico, aprovechando el arribo que obligatoriamente realizan los buques a sus puertos base, al término de la faena de pesca. Esta información fue consignada en el anexo D.

3.2.3.3. Levantamiento de los planos de los sistemas de pesca utilizados por la flota. Esta labor se desarrolló en las instalaciones de la empresa C.I. VIKINGOS DE COLOMBIA S.A. Midiendo las longitudes del aparejamiento y contando el número de mallas de cada una de las partes componentes de la red.

3.2.3.4. Longitud de cable de arrastre. Con el objeto de calcular la relación entre la profundidad de pesca y longitud de cable utilizada, los autores participaron en varias faenas de pesca en calidad de investigadores.

3.2.4. Técnicas y procedimientos de análisis. La información recabada en cada embarcación se clasificó para cada uno de los procedimientos a desarrollar con el objeto de iniciar las secuencias de cálculo pertinentes.

3.2.4.1. Elaboración de los planos de redes. Este proceso se hizo de acuerdo con la metodología FAO. Para ello se tuvieron en cuenta los resultados de las mediciones hechas en el campo con respecto a : dimensiones de las partes de la red en número y tamaño de mallas, diámetro del hilo, cortes de las piezas, longitud y diámetro de las relingas y materiales de los productos cordeleros.

3.2.4.2. Cálculo de la resistencia al avance de los sistemas de pesca. Con base en los planos levantados se inició la secuencia de cálculo para cada uno de los modelos de redes. Se utilizó el método empírico de origen japonés (BUCKY, 1981) (ANEXO G)

3.2.4.3. Determinación de la potencia óptima. A partir del cálculo de resistencia al avance de cada equipo de pesca seleccionado, se obtuvo la fuerza de tracción del barco (FTA), en el momento en que $FTA = FT\alpha$. Conociendo la fuerza de tracción del barco, se obtuvo de Koyama, la fuerza requerida por el motor para arrastrar el arte de pesca (NHP). Conociendo este valor, y despejando de Namuro finalmente se obtiene la potencia nominal óptima de la máquina (HP) (ANEXO H).

3.2.4.4. Determinación de las dimensiones principales de la embarcación prototipo. Para el desarrollo de este parámetro se hicieron regresiones con las dimensiones (L, B, T, C) de una muestra de 20 embarcaciones de la flota elegidas al

azar, enfrentándolas mediante el método de mínimos cuadrados con la potencia nominal de cada barco (FYSON, 19??). Los puntos donde se corta el valor de la potencia óptima para arrastrar cada equipo, determinan las dimensiones del barco prototipo (ANEXO H).

3.2.4.5. Verificación de winches camaroneros. Se efectuó para los dos modelos predominantes de la flota camaronera del Caribe colombiano : RICE (Modelo R-800 EF), de fabricación mexicana y McELROY (Modelo 505), de fabricación norteamericana. En esta evaluación se tuvo en cuenta la disponibilidad de catálogos aportados por los fabricantes de los winches, para hacer un análisis comparativo entre las características dadas por éstos y las obtenidas mediante la secuencia de cálculo empleada para determinar la capacidad de cable en el tambor ; utilizando el método capa por capa para diferentes diámetros de cable : 1/2, 9/16 y 5/8 de pulgada (ANEXO I)

3.2.4.6. Secuencia de cálculo de las transmisiones. Para el cálculo de este objetivo se volcaron los datos de mediciones directas hechas a los barcos, en un formato de secuencia de cálculo, para obtener el dimensionamiento correcto de la transmisión (ANEXOS D y E).

3.2.4.7. Consolidación de los datos de la Flota. Con el objeto de presentar de manera clara los resultados de las diferentes secuencias de cálculo se definen gráficos según el tipo de información contenida en Polígonos de frecuencia y Gráficos de pastel.

En polígonos de frecuencia se presentan : número de motonaves periodo 1982 - 1994, potencia nominal, longitud de la banda en el primer escalón de la transmisión, profundidad máxima de pesca, longitud de cable en el tambor y longitud de las bridas.

En gráficos de pastel se consignan informaciones tales como : número de embarcaciones por empresa, marcas de winches, modelo de los equipos de pesca, diámetro de los cables de arrastre, elemento separador del par de redes en una misma banda, dimensiones de las puertas de arrastre y disposición de los equipos de pesca.

4. RESULTADOS

4.1. TIPOS DE REDES UTILIZADOS POR LA FLOTA.

En la figura 6 se ilustra la distribución de modelos de redes donde se nota la importancia de dos de ellos principalmente : semibalón de 46' de longitud de relinga superior y volador de 42'.

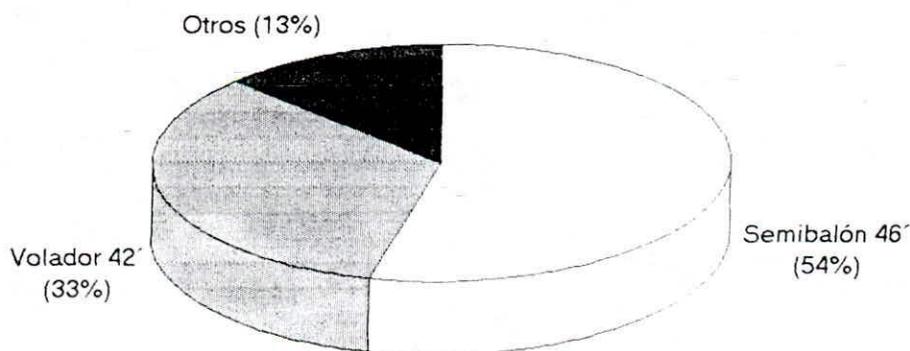


Figura 6. Distribución de los modelos de las redes.

4.1.1. Levantamiento de los planos de la red. Utilizando la metodología FAO se hizo el levantamiento de los planos de los dos tipos de redes que sirvieron de base para los cálculos de la resistencia al avance de los equipos (Figuras 7 y 8).

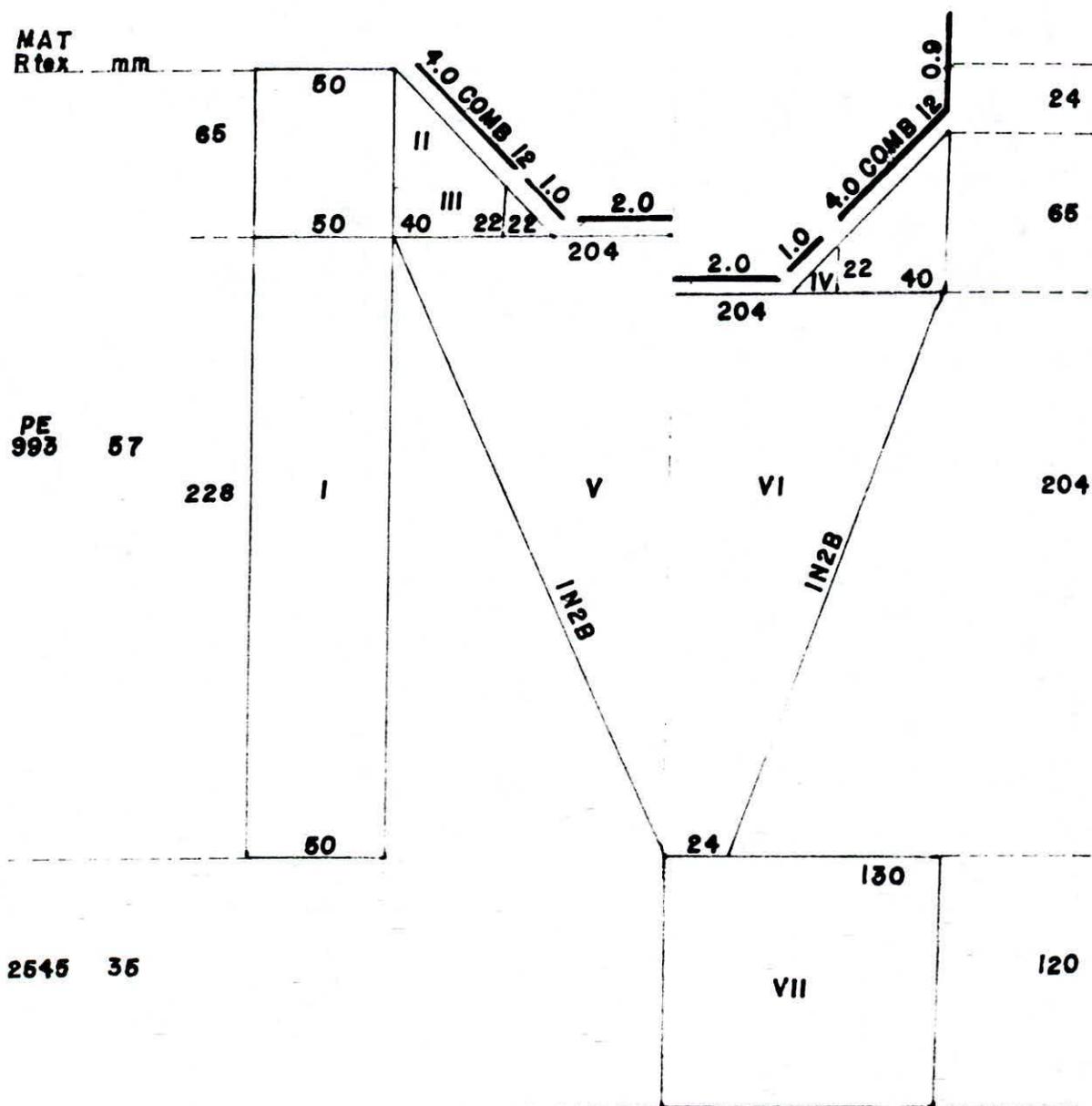


Figura 8. Plano general de la red volador de 42.

4.1.2. Parámetros de trabajo de la red. Los parámetros de trabajo, coeficiente de conicidad (K_{cu}) y ángulo de ataque (α), para los modelos más utilizados de red por la FCCC son 0.18 y 10° en la red semibalón de 46' y 0.14 y 8° en la volador de 42' respectivamente (ANEXO G).

4.2. RESISTENCIA AL AVANCE DE LOS EQUIPOS.

En el ANEXO G se presentan los valores obtenidos de resistencia al avance con 4 equipos (dos por banda) a diferentes velocidades de arrastre. Tomando en consideración el rango máximo de velocidad de arrastre establecido para el camarón que es 2.5 nudos, la resistencia efectiva al avance es la obtenida a esta velocidad (Tabla 2).

TABLA 2. Resistencia de los equipos de pesca al avance en Kg-f a diferentes velocidades de arrastre.

Va (nudos)	Red semibalón 46'	Red volador 42'
1.0	461.1	396.2
1.5	1032.7	887.2
2.0	1831.5	1571.8
2.5	2862.8	2456.0
3.0	4124.1	3539.8

4.3. DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LA EMBARCACION PROTOTIPO.

4.3.1. Cálculo de la fuerza de tracción al arrastre del barco (FTA). Tomando como base los resultados de la resistencia al avance del equipo de pesca y el valor que

corresponde a la velocidad de arrastre crítica $V_a = 2.5$, como el punto donde $FTX = FTA$ (Figura 9).

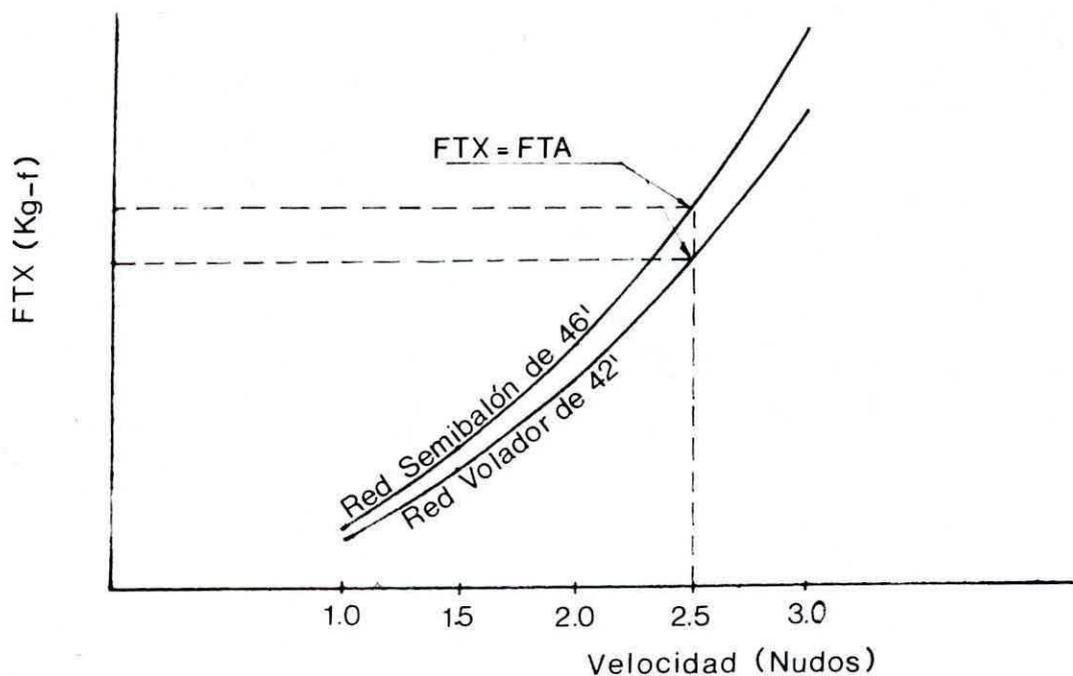


Figura 9. Fuerza de resistencia al avance Vs velocidad de arrastre.

4.3.2. Cálculo de la potencia requerida para arrastrar el equipo (NHP). Partiendo de la fórmula empírica de Koyama que establece la magnitud de la fuerza de tracción del barco (FTA), en función de la potencia requerida para arrastrar el equipo de pesca.

$$FTX = FTA = (NHP \times 75) V_a$$

$$NHP = (FTA \times V_a) / 75$$

4.3.3. Cálculo de la potencia nominal de la embarcación prototipo. De la expresión empírica de Namuro

$$NHP = HP \cdot \eta_{\mu} \cdot \eta_P \cdot \eta_m$$

$$HP = NHP / (\eta_{\mu} \cdot \eta_P \cdot \eta_m)$$

4.3.4. Cálculo de las dimensiones de las embarcaciones. Aplicando el método de los mínimos cuadrados y ajustando las rectas resultantes de graficar las dimensiones de las motonaves muestreadas (Tabla 3) en función de sus respectivas potencias nominales, se generaron las dimensiones óptimas de Eslora (L_o), Manga (B) y puntal (T), al trazar una perpendicular correspondiente a la potencia óptima calculada para cada equipo (Figura 10).

TABLA 3. Características de las motonaves muestreadas.

NHP	CB	ESLORA	MANGA	PUNTAL	CALADO
450	0.468	19.80	6.38	3.32	3.01
450	0.450	18.90	6.71	3.32	3.01
450	0.352	21.90	6.60	3.80	3.11
450	0.362	22.05	6.71	3.30	3.00
500	0.367	22.00	6.77	3.36	3.01
500	0.382	21.00	6.24	3.36	3.10
500	0.355	22.26	6.70	3.35	3.04
470	0.460	20.61	6.67	3.40	3.11
500	0.361	22.05	6.71	3.80	3.06
410	0.355	21.40	6.83	3.88	3.01
365	0.420	21.95	6.03	3.44	3.04
400	0.419	18.89	6.70	3.30	3.06
450	0.490	18.90	6.66	3.32	3.00
450	0.402	19.60	6.73	3.14	3.01
450	0.427	21.90	6.20	3.35	3.02
450	0.405	22.20	6.43	3.35	3.00
450	0.402	22.40	6.71	3.96	3.17
450	0.425	22.70	7.00	3.36	3.11
450	0.417	22.00	6.73	3.32	3.01
450	0.460	20.12	6.00	3.14	2.50

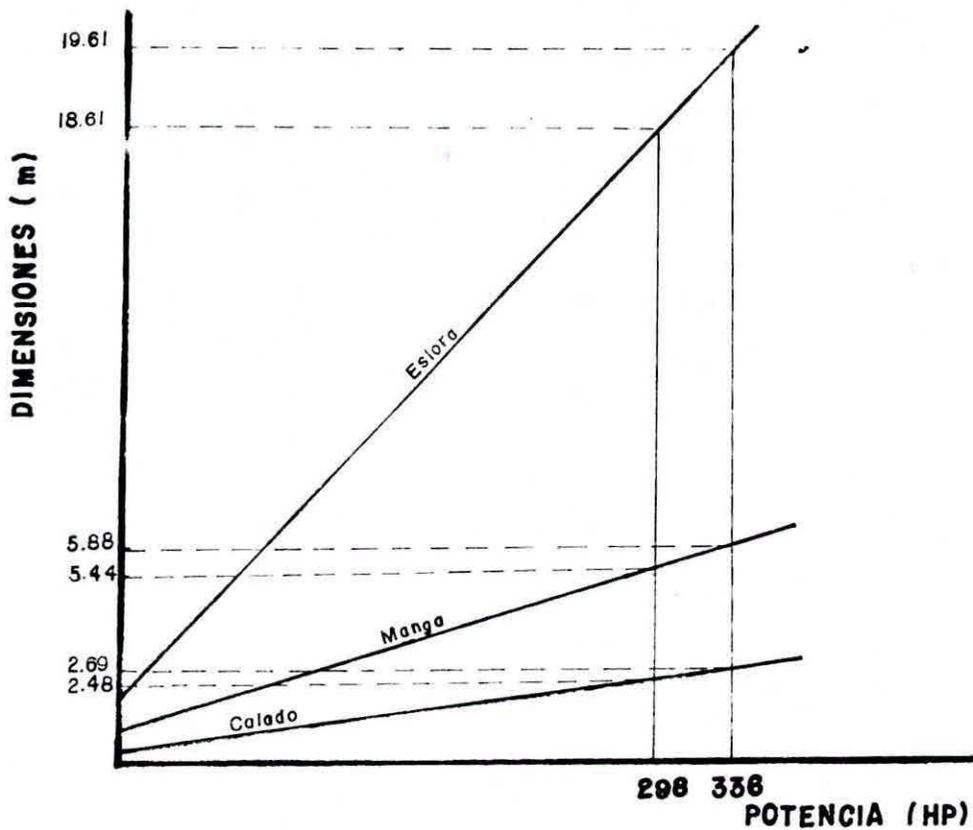


Figura 10. Dimensiones óptimas para las embarcaciones prototipo

TABLA 4. Dimensiones óptimas para operar los dos tipos de red más utilizados por la flota camaronera del Caribe colombiano durante 1994.

ITEM	Unidades	Semibalón 46'	Volador 42'
Eslora	m	19.61	18.61
Manga	m	5.88	5.44
Puntal	m	3.08	2.85
Calado	m	2.69	2.48
Potencia	HP	335.0	298.0

4.3.5. Cálculo del coeficiente de bloque (CB). A la muestra tomada, de veinte (20) motonaves les aplicó individualmente la siguiente fórmula :

$$CB = (W \times Q) / (L \times B \times D)$$

Donde:

B = Manga en flotación

D = Calado medio

Q = Pies cúbicos de agua por tonelada larga (35 para agua de mar)

W = Desplazamiento

L = Eslora entre perpendiculares

Los resultados del cálculo para cada motonave, se ilustran en la Tabla 4, donde además aparecen otras características de las mismas.

4.3.5.1. Coeficiente de bloque óptimo. Con los coeficientes de bloque de cada una de las motonaves, se elaboró la gráfica CB Vs NHP (**Figura 11**) para la muestra; tomando a los CB como ordenada y a las potencias nominales (NHP) como abscisa, se ajustó la recta mediante el método de mínimos cuadrados; obteniendo:

Intercepto (a) = 0.551

Pendiente (m) = -0.0003146

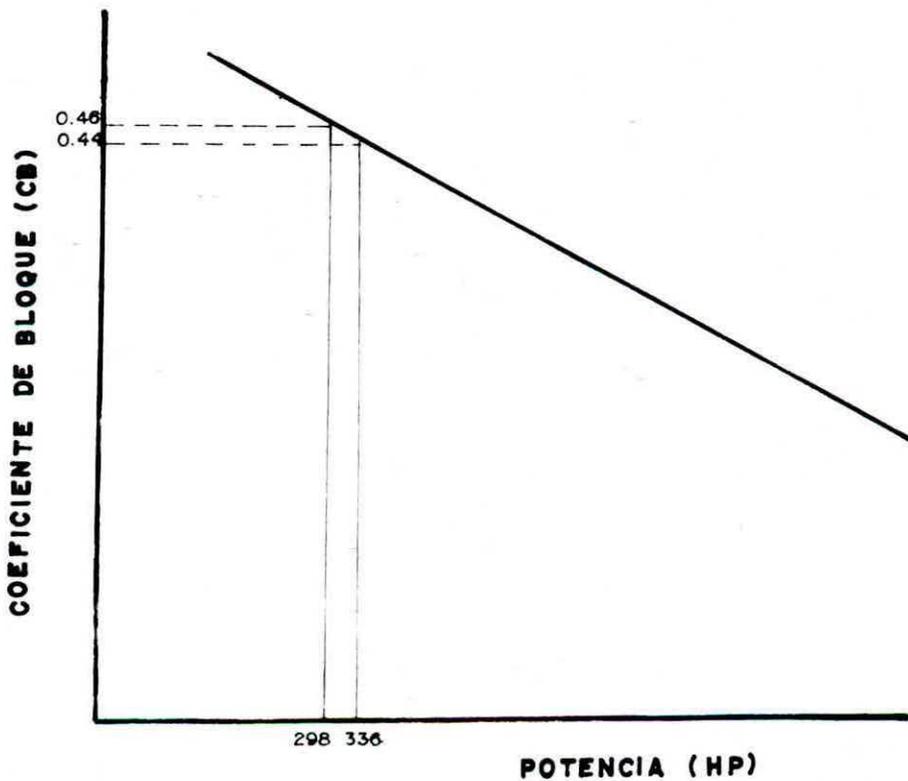


Figura 11. Coeficiente de bloque Vs. Potencia Nominal

4.4. CARACTERISTICAS CALCULADAS DE LOS WINCHES UTILIZADOS POR LA FLOTA.

4.4.1. Capacidad de cable en el tambor. Los resultados provienen del desarrollo del método capa por capa (ANEXO I) consignado en la tabla 5.

TABLA 5. Capacidad de cable en los tambores de los winches de la flota camaronera del Caribe colombiano.

WINCHE MODELO	DIAMETRO DE CABLE	CAPACIDAD DE CABLE
RICE R800T	1/2"	797.3 m
	9/16"	640.4 m
	5/8"	490.4 m
McELROY 505A	1/2"	1102.2 m
	9/16"	834.6 m
	5/8"	669.4 m

4.4.2. Parámetros de trabajo del winche. Para el cálculo de las revoluciones del órgano de trabajo y la velocidad de virado del cable de arrastre se trabajó con base en los diseños existentes de los esquemas cinemáticos predominantes de las transmisiones para accionar el winche de arrastre (Figuras 12 y 13).

La secuencia de cálculo se desarrolla en el anexo E y los resultados correspondientes a cada modelo de winche se presentan como sigue :

TABLA 6. Parámetros verificados de los winches.

WINCHE	R - 800	McELROY
Revoluciones del tambor	20.2 rpm	15 rpm
Velocidad de virado	30.2 m/min	20.22 m/min

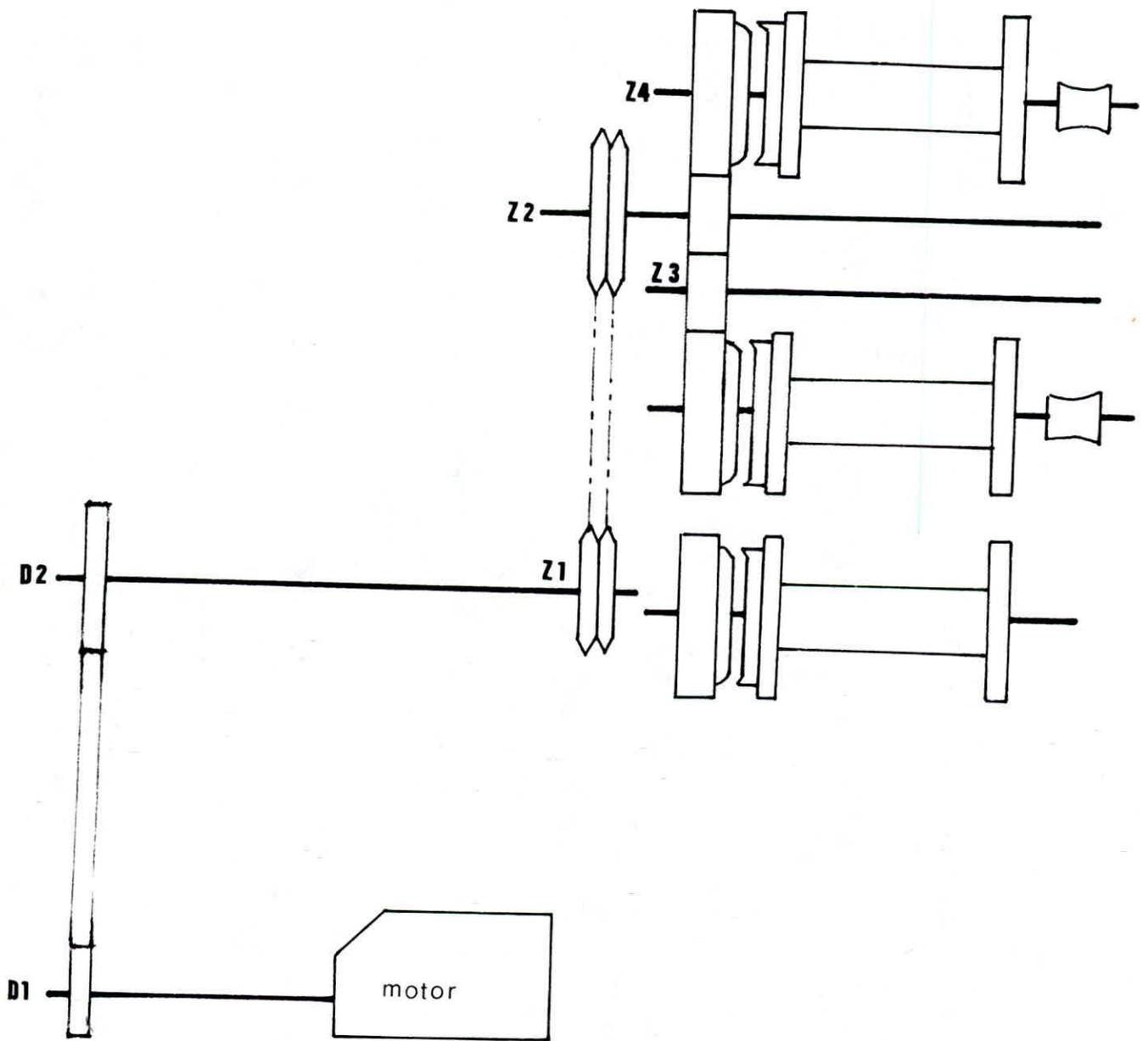


Figura 12. Esquema cinemático para winche RICE, Modelo R-800 T.

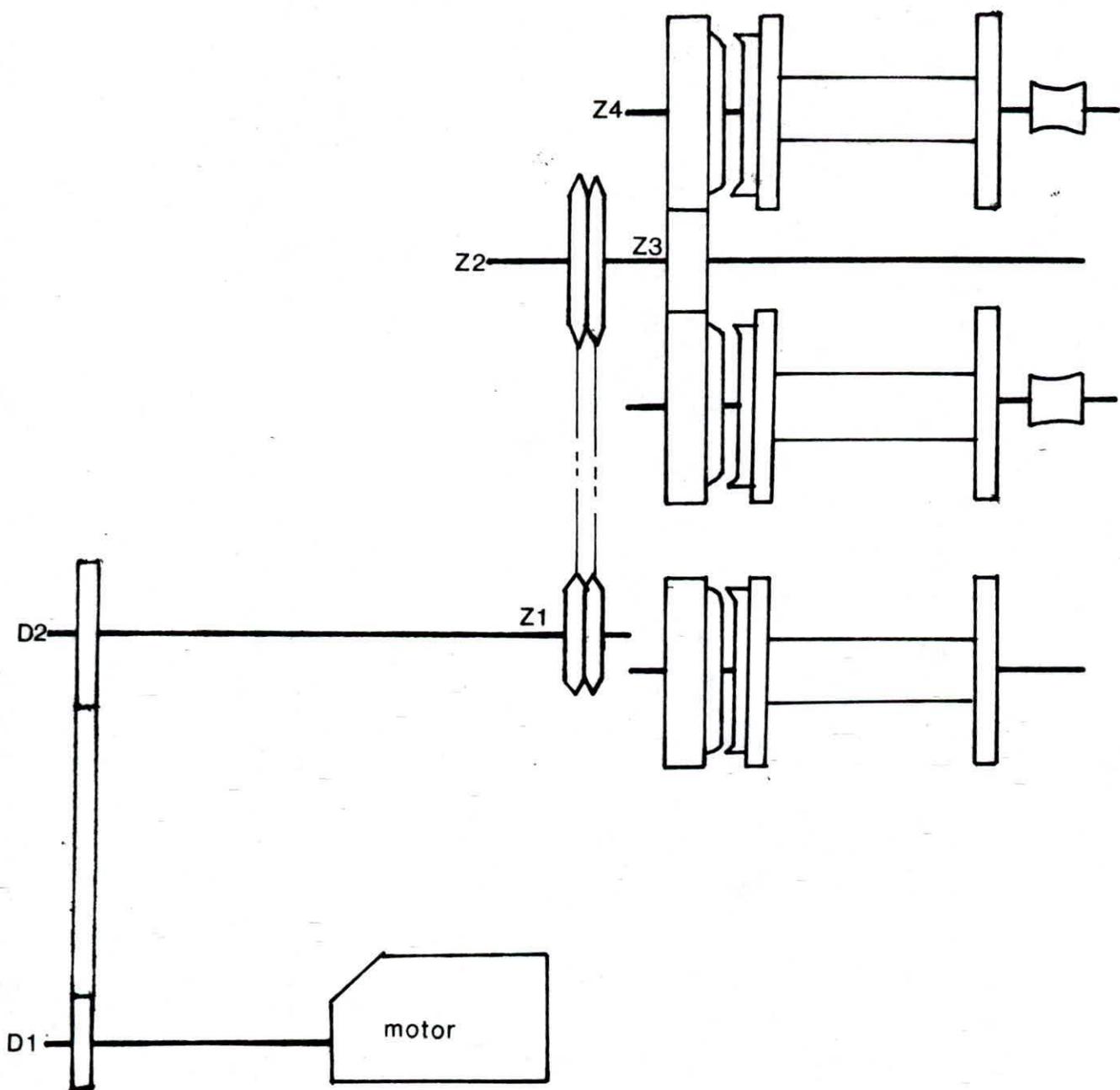


Figura 13. Esquema cinemático para winche McELROY, Modelo 505.

4.5. PARAMETROS DE TRABAJO CALCULADOS INDIVIDUALMENTE PARA LAS MOTONAVES DE LA FLOTA.

Utilizando la secuencia de cálculo que se presenta en el anexo C, se desarrollaron para cada embarcación de la flota, los parámetros de trabajo : velocidad de cobrado del equipo, longevidad de la correa en horas, tipo de cadenas usadas, resistencia a la ruptura de las cadenas y longevidad de las mismas, cuyas distribuciones de frecuencia porcentuales se muestran en las figuras 14 a 18.

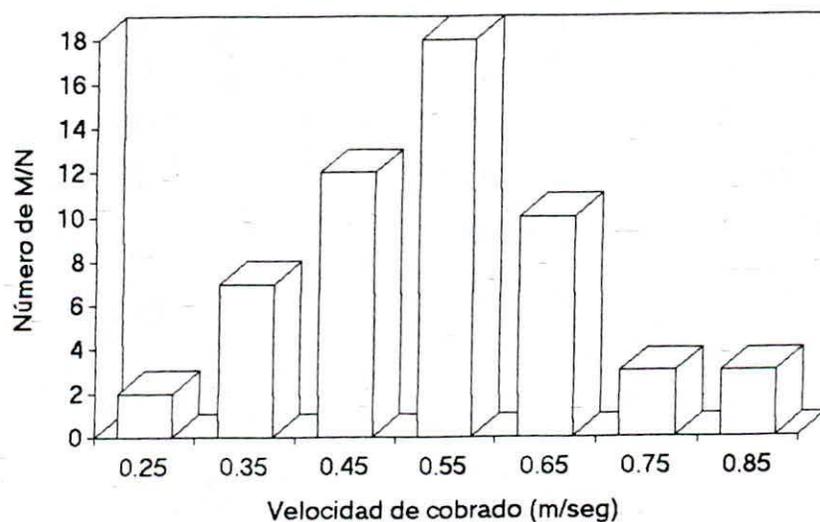


Figura 14. Velocidad de cobrado de los equipos

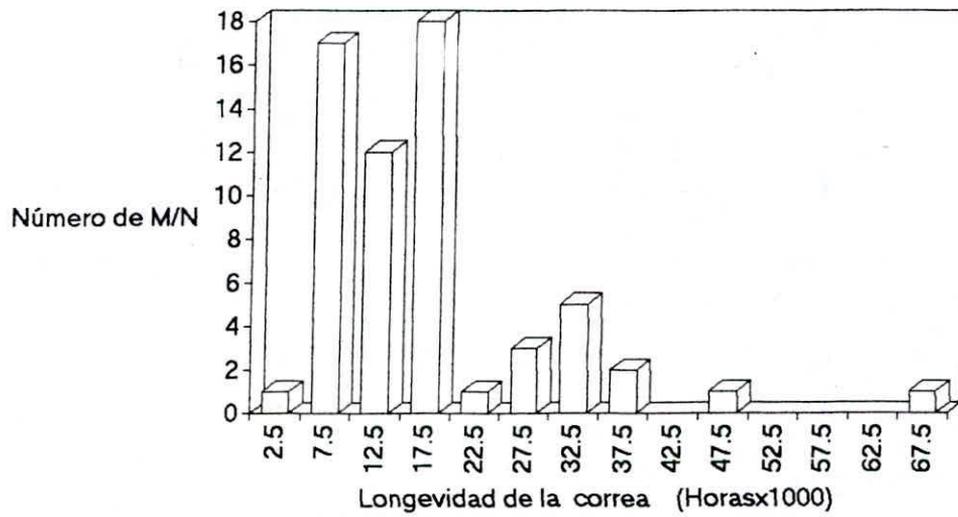


Figura 15. Longevidad de la correa del primer escalón

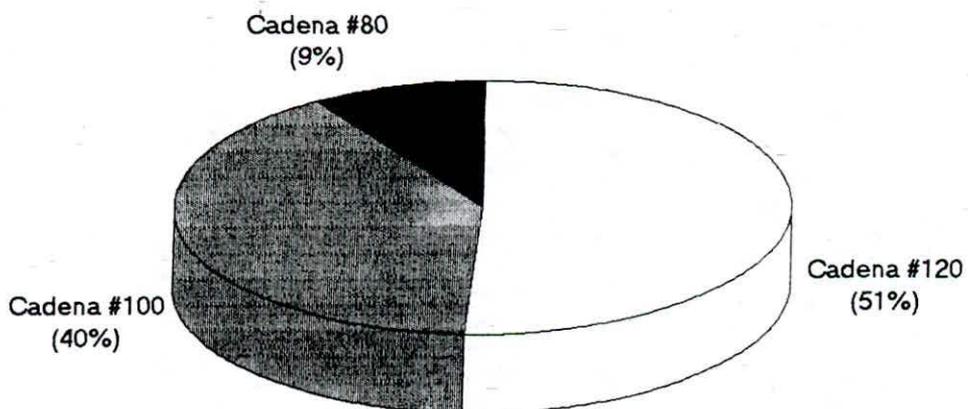


Figura 16. Tipos de cadenas usadas por la flota

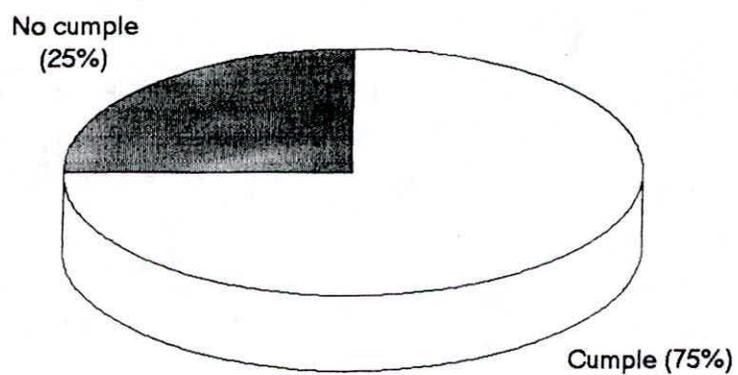


Figura 17. Resistencia a la ruptura de las cadenas.

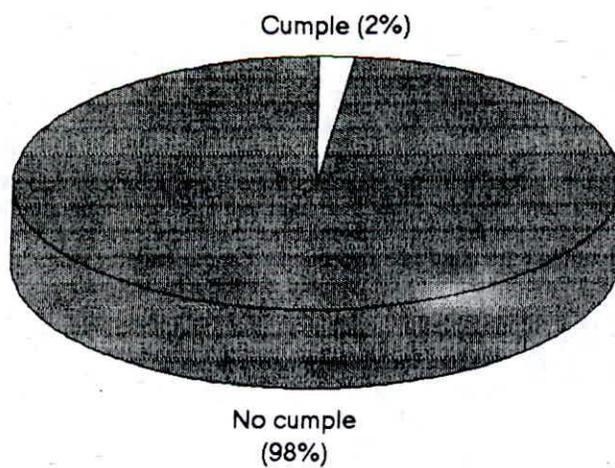


Figura 18. Longevidad de las cadenas utilizadas por la flota en el 2o. escalón.

4.6. DATOS CONSOLIDADOS DE LA FLOTA.

En cuanto al tipo de transmisiones para el accionamiento del winche predomina la utilización de correa en el primer escalón y cadena en el segundo para el 74%, de las embarcaciones de la flota. El 13% emplean cadenas en ambos escalones y con el mismo índice se encontraron un grupo de embarcaciones de menor calado que tienen instalado accionamientos hidráulicos.

En las figuras 19 a 31 muestran las distribuciones de una serie de aspectos que permiten evaluar el estado actual de la flota.

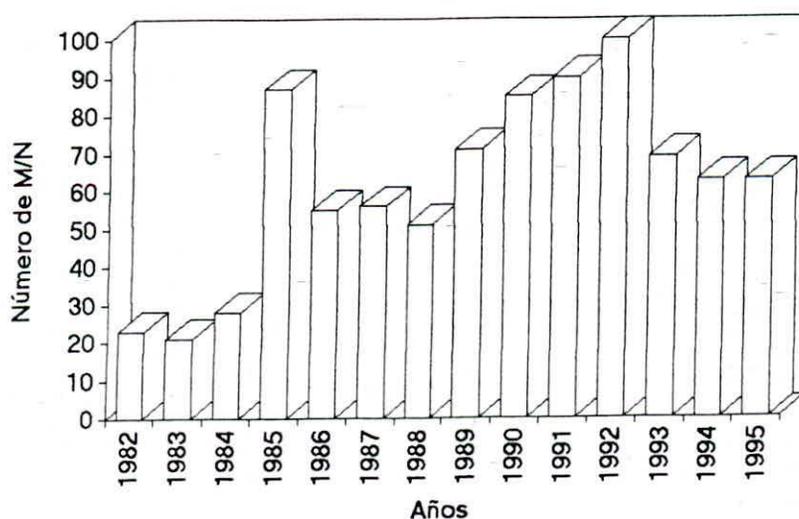


Figura 19. Número de embarcaciones matriculadas periodo 1982-1995

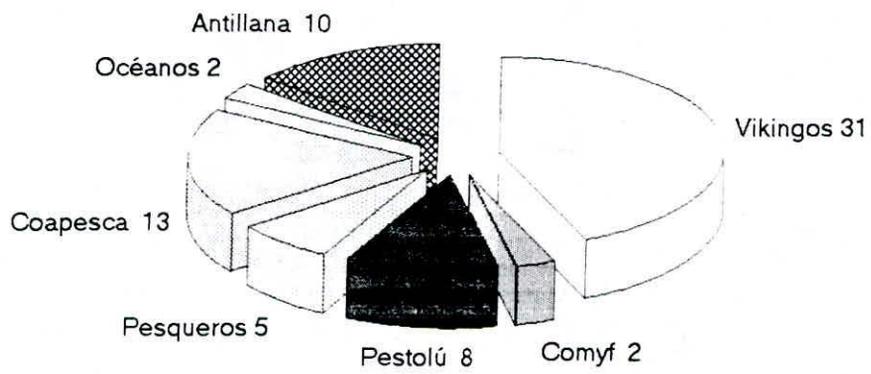


Figura 20. Distribución del número de motonaves por empresa

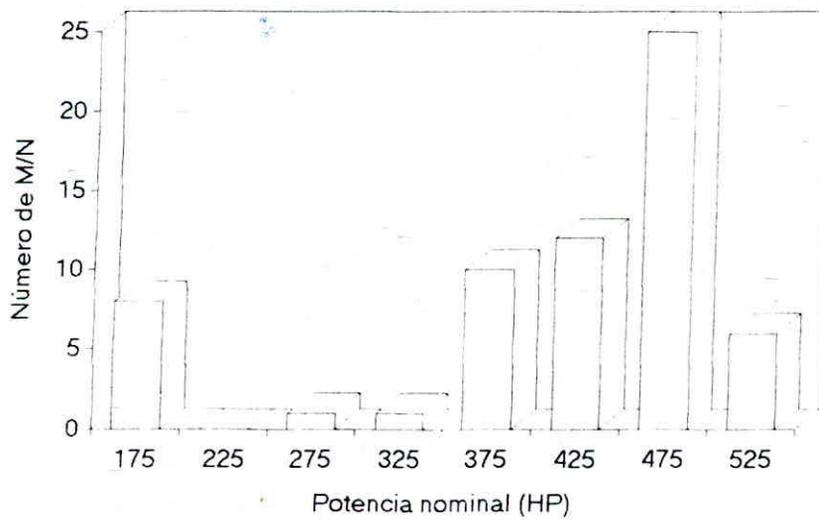


Figura 21. Distribución de la potencia nominal en la flota.

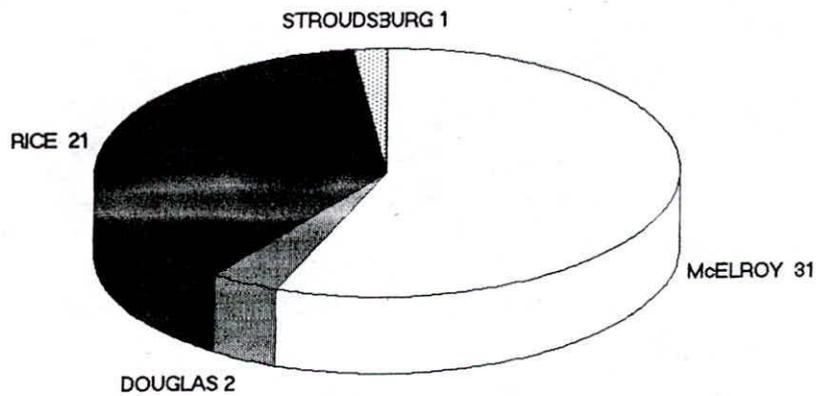


Figura 22. Winches utilizados por la flota

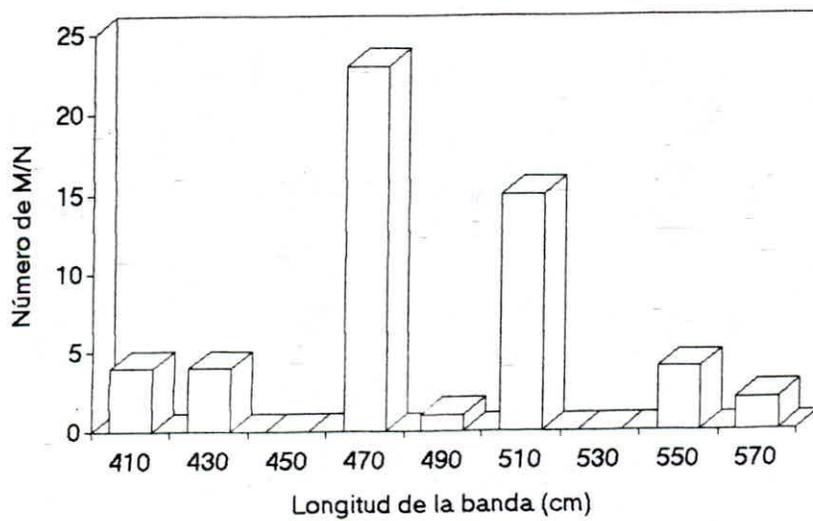


Figura 23. Longitud de la banda en el primer escalón

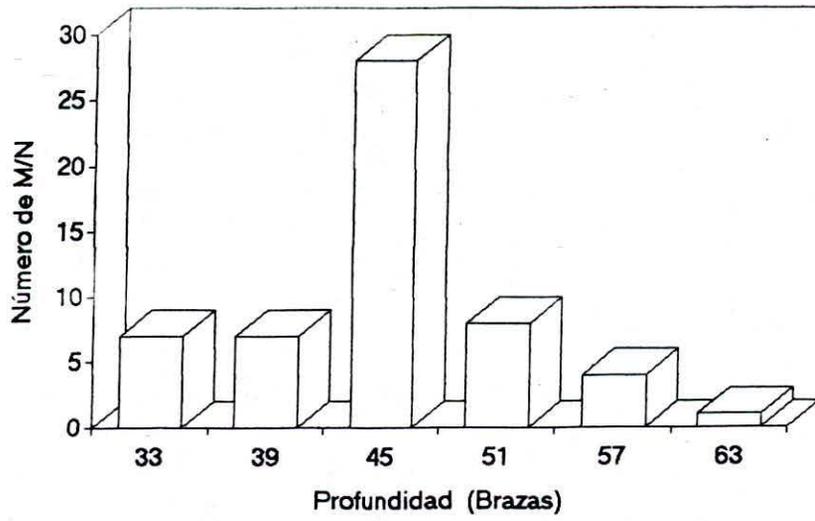


Figura 24. Profundidad máxima de pesca.

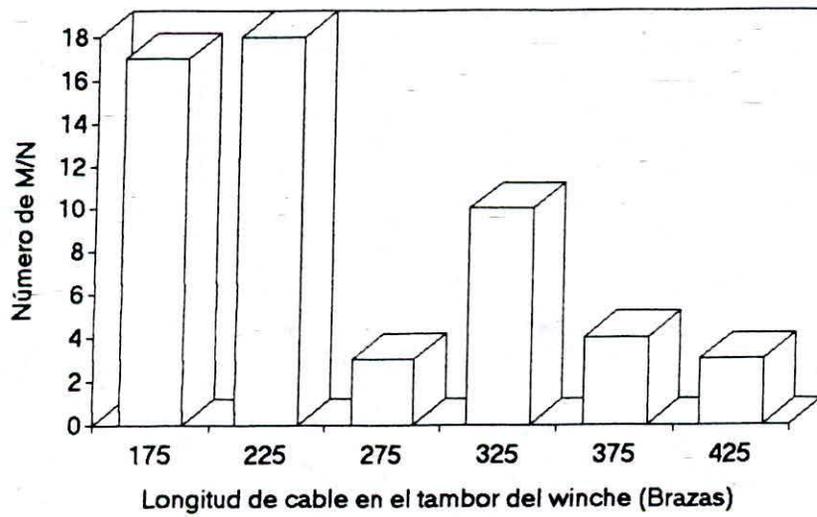


Figura 25. Longitud de cable en el carrete del tambor.

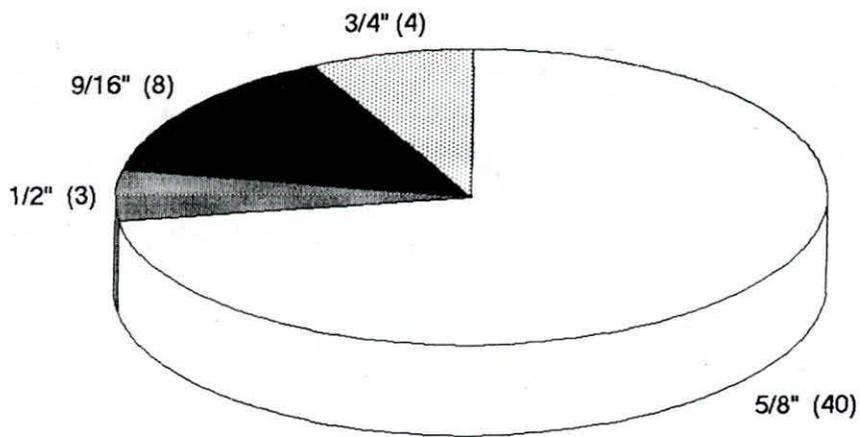


Figura 26. Diámetro de los cables de arrastre.

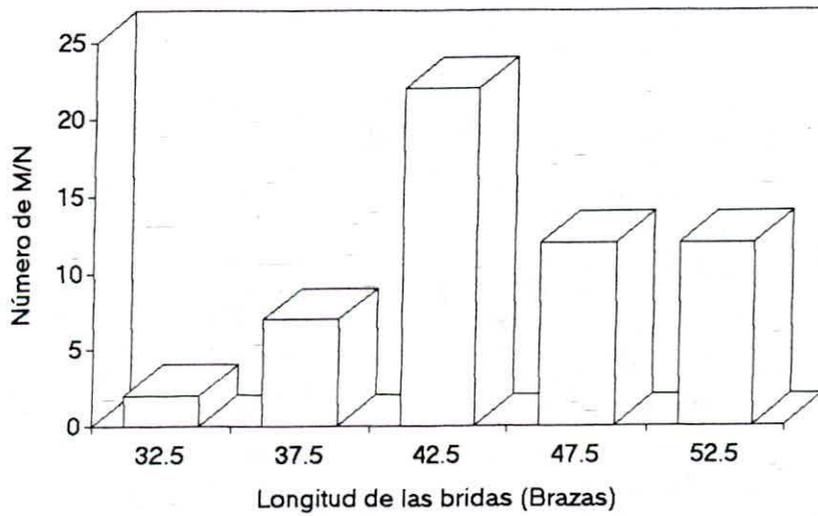


Figura 27. Longitud de las bridas.

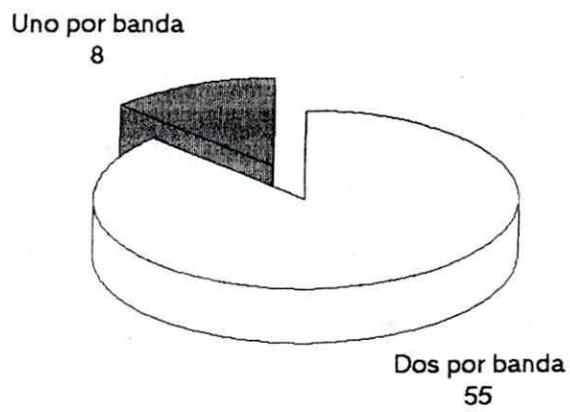


Figura 28. Disposición de los equipos de pesca.

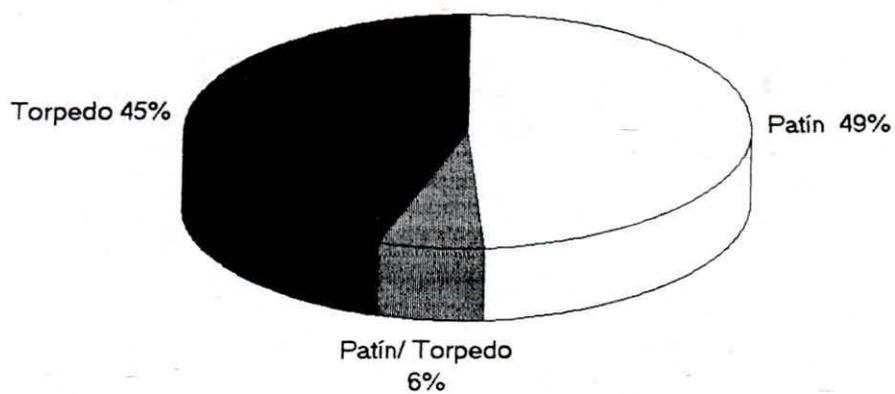


Figura 29. Elemento separador de las redes.

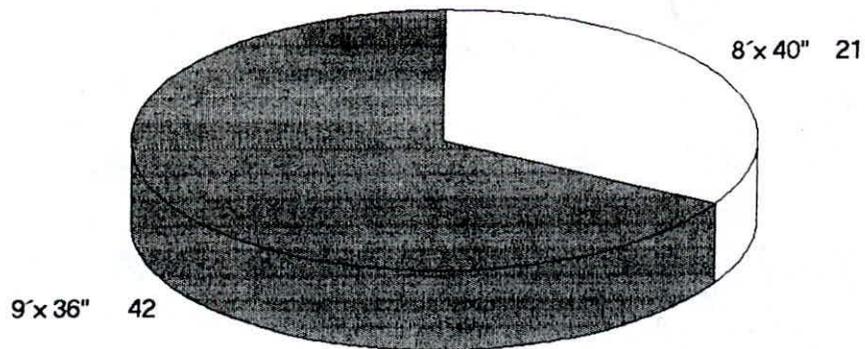


Figura 30. Dimensiones de las puertas de arrastre.

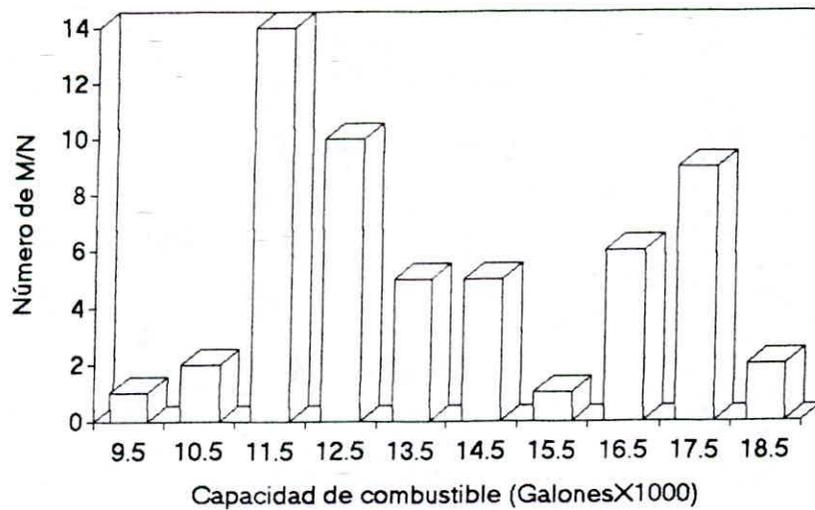


Figura 31. Capacidad de combustible en las naves de la flota.

5. DISCUSION

En Colombia aún no se han realizado intentos para unificar criterios referentes a la estandarización de la maquinaria y equipos pesqueros, aún cuando algunos países han introducido seriales de números de referencia comunes para estos parámetros, consistentes en valores numéricos que se seleccionan en concordancia con reglas establecidas. Por ejemplo, para determinar la fuerza de tracción del winche de arrastre, se emplea la progresión geométrica :

$$P = P_1(1.6)^{n_1}$$

Donde :

P = Fuerza de tracción del winche

P₁ = Valor numérico del primer miembro de la serie de números de referencia.

n₁ = Número de miembros de la serie.

Con el empleo de estas fórmulas se crean posibilidades para la unificación de conjuntos, partes y piezas principales de las máquinas pesqueras.

Las revoluciones del órgano de trabajo y la velocidad de virado del cable de arrastre, dependen del diseño de la transmisión que acciona el winche.

Cada pesquería requiere una velocidad de virado de los equipos de pesca, la cual es una función directa de la velocidad de desplazamiento del objetivo de captura. Para el camarón el rango oscila entre 30 - 50 m/min. Según los cálculos efectuados para la verificación del diseño de la transmisión, se encontró que el 37% de las embarcaciones viran por fuera del rango recomendado. Es importante anotar que los patrones de pesca, basados en su experiencia, suplen esta deficiencia de diseño, aumentando las

revoluciones de la máquina al momento de virado, lo cual se traduce en incremento del consumo de combustible.

El coeficiente de conicidad de la red para ambos modelos es bajo con relación al recomendado, que debe estar entre 0.24 y 0.28 (BUCKY, 1984); por consiguiente, el ángulo de ataque de la red es pequeño, lo que ocasiona el empleo de mayores cantidades de material en el cuerpo de la red, factor que incide en el incremento de la resistencia al avance del equipo.

El cálculo de las fuerzas de tracción el barco y de la resistencia al avance de la red se efectuó mediante el empleo de métodos indirectos con el apoyo de fórmulas pragmáticas de origen japonés y ruso, sin embargo, habría sido relevante poder verificar estos resultados al confrontarlos con mediciones directas mediante el empleo de dinamómetros, lo cual no fue posible por la dificultad en la consecución de estos aparatos en nuestro medio.

El coeficiente de bloque (C_b) obtenido por el método de mínimos cuadrados (0.46 para la red volador y 0.44 para semibalón) estuvo dentro del rango recomendado para barcos pesqueros (0.45 a 0.55) (BONILLA, 1974).

Con respecto a las redes de arrastre reportadas en el presente estudio (semibalón de 46' y volador de 42'), es la primera vez que se citan en función del modelo y se precisan mediante la longitud de la relinga superior. En los documentos técnicos de entidades como el INDERENA en el pasado y el INPA hasta ahora, estos equipos se nombraban como red tipo *TRAWL* (trawl = arrastre en inglés) de 45 pies sin medidas ni planos generales de construcción. Es preciso anotar que se encontraron redes de 50 y 57 pies de relinga superior, pero su frecuencia no ameritó ser tenidas en cuenta en el desarrollo del estudio.

En la flota camaronera del Caribe colombiano predominan los winches de fabricación americana, aunque a partir de la construcción de los barcos REDES se introdujeron winches de fabricación mexicana marca RICE que corresponden al 32.3% del total instalado, los cuales han presentado problemas de baja calidad en la construcción, materiales inapropiados e inclusive deficiencias técnicas.

En los catálogos de los winches RICE y McELROY contenidos en los anexos J y K, se muestran capacidades de cable y en la TABLA 7 se compara con lo calculado.

TABLA 7. Comparación de la capacidad de cable calculada vs. capacidad de cable tabulada en los catálogos del fabricante.

WINCHE (marca)	DIAMETRO CABLE (Pulg.)	CAPACIDAD CALCULADA (m)	CAPACIDAD EN CATALOGO (m)
	1/2	797.3	766.3
RICE	9/16	640.4	603.9
	5/8	490.4	491.0
	1/2	1102.3	1082.0
McELROY	9/16	834.7	868.7
	5/8	669.4	716.3

El winche RICE cumple para todos los diámetros de cable con lo establecido en el catálogo respecto a la capacidad del tambor. Para el McELROY, la situación es aceptable si se tiene en cuenta que en el caso más crítico cubre el 93% de lo establecido en el catálogo a pesar de considerar un reborde de seguridad de cinco diámetros de cable y un coeficiente de relleno de 0.65 correspondiente al adujado manual.

Según Dobrovolski las correas tienen una longevidad que está alrededor de las 5000 horas; sin embargo, los cálculos efectuados para cada una de las motonaves

camaroneras arrojaron valores por encima de éste, incluso hubo una con longevidad estimada de 69396 horas (14 veces el valor promedio estimado) y un promedio ponderado de 15989 horas para superar en 200% los valores teóricos.

Las cadenas usadas en el segundo escalón de la transmisión (Fig 11) muestran el predominio de cadenas con paso de 1" o más. Esto significa que pueden trabajar en forma aceptable, aún cuando usar cadenas de varias hileras sería lo más recomendable, a pesar de que la inversión inicial es mayor, su ventaja se reflejaría a largo plazo en el aumento considerable de la longevidad, constituyéndose en la solución al problema detectado en el 98% de las transmisiones evaluadas, las cuales están por debajo de las normas estandarizadas (Figura 14). A pesar de lo anterior, el comportamiento de la resistencia a la ruptura es aceptable, pues un 75% cumple con los rangos establecidos. (ver Ks y Ks' en el ANEXO E) (Figura 13).

La disminución en el número de embarcaciones durante los últimos años responde a la baja en los índices de rentabilidad, ocasionando el retiro de las flotas extranjeras afiliadas tales como los barcos coreanos MAKANDRA.. Es de anotar que actualmente la mayoría de las motonaves que operan en el Caribe pertenecen a las empresas donde tienen puerto base, lo cual permite predecir que la flota no crecerá, por razones de rentabilidad, ni disminuirá porque la industria necesita asegurar camarones para hacer funcionar las plantas de proceso instaladas. Otro aspecto que ha alejado la inversión es la necesidad de liquidez inmediata de manera constante (Figura 15).

El 85% de la flota opera equipos de menor tamaño al que estaría en capacidad de arrastrar, si se tiene en cuenta que sólo se requieren 336 HP de potencia nominal para operar las redes semibalón de 46' que son las más grandes (Figura 19), a todas luces

se evidencia el sobredimensionamiento de la potencia instalada en los barcos, lo cual genera sobrecostos de operación y mantenimiento.

La transmisión banda-cadena, utilizada por la mayoría de los barcos, tiene la ventaja de soportar cambios bruscos en el primer escalón al momento de iniciar el cobrado de los equipos, por las cualidades del deslizamiento de la transmisión por bandas que absorben estas sobrecargas, además resulta ventajosa porque sus costos de instalación y mantenimiento son reducidos. En el caso de la combinación cadena-cadena, las sobrecargas generan alargamiento en el primer escalón, mayor ruido y deterioro progresivo de los manguitos.

La instalación del sistema hidráulico representa un gasto adicional para los industriales debido a los altos costos, difícil adquisición de repuestos y contratación de mano de obra extranjera para su mantenimiento, gastos que no se justifican si se tiene buena eficiencia con transmisiones mecánicas más económicas.

La mayoría de los barcos de la flota utilizan cables de arrastre de 5/8", sin embargo, se encontraron algunos con cables de 3/4" y de 1/2". Esta heterogeneidad en el uso indiscriminado de los elementos flexibles para el aparejamiento de los equipos deja entrever claramente que su selección no obedece a consideraciones técnicas, sino simplemente a la posible disponibilidad en el mercado o a la moda generalizada (Figura 22).

Una buena explotación y racionalización de los materiales cordeleros y de cablería, requiere análisis de ingeniería que sean concomitantes entre las fuerzas a vencer y la resistencia a la ruptura de los materiales para su selección.

Encontrar en la pesquería del camarón, cables de 3/4" que resisten fuerzas del orden de las 20 toneladas, de hecho hace pensar que la asesoría técnica está fallando y con ello contribuyendo al encarecimiento de los costos de esta actividad.

Encontrar en la pesquería del camarón, cables de 3/4" que resisten fuerzas del orden de las 20 toneladas, de hecho hace pensar que la asesoría técnica está fallando y con ello contribuyendo al encarecimiento de los costos de esta actividad.

El mayor índice de motonaves con dos equipos por banda (Figura 24), proviene de la tendencia impuesta desde el ingreso de naves coreanas a la pesquería (inicio de los 80). Las motonaves que operan con un solo equipo corresponden al estrato de embarcaciones de menor calado con puerto base en Tolú.

El patín y el torpedo, elementos separadores de las dos redes en una misma banda, se comportan de manera muy similar. El torpedo por su forma cilíndrica se entierra y desentierra con mayor facilidad, mientras en el patín casi nunca sucede, y de hacerlo se libera con mayor dificultad.

El porcentaje de puertas de 8 X 40 (33%) en la figura 26 coincide con el de redes modelo volador en la figura 7 debido a que son complementarias. Las de 9 X 36 hacen parte de los sistemas de pesca de las demás dimensiones. Las redes de Pestolú son de 42 pies.

De la figura 27 se puede diferenciar que las modas en capacidad de combustible obedecen a la tendencia de pesca en Nicaragua que tuvo auge desde mediados de los años 80.

Se observó que en la maniobra de virado de los equipos de pesca se trabaja la máquina principal a 900 r.p.m. para poder alcanzar una velocidad de virado aceptable de los cables de arrastre. Sin embargo, esta operación se puede realizar cómodamente con un rango de 650 a 700 r.p.m., siguiendo los principios mecánicos en los cuales, a mayores revoluciones se obtiene menor potencia, y a menor revolución mayor potencia.

Esta falla técnica se desprende del hecho que para el diseño mecánico de estos accionamientos no se han tenido en cuenta las fuerzas de tiro generadas por las artes de

pesca ni tampoco las velocidades de engranaje en las transmisiones estén mal diseñadas, ocasionando mayor consumo de combustible al tener que operar la máquina a mayores revoluciones.

6. CONCLUSIONES

En el Caribe colombiano no existe un stock de repuestos estandarizados que permita a los industriales realizar labores de pesca en forma racional y eficiente, generando bajas en la productividad y pérdidas innecesarias de tiempo.

Las dimensiones óptimas que debe tener una embarcación camaronera prototipo para arrastrar cuatro equipos de pesca de 46" de relinga superior, en el Caribe colombiano, son : Eslora 19.61m, Manga 5.88m, Calado 2.69m y propulsado con un motor de 336.0 HP de potencia nominal.

La introducción de tecnologías foráneas para el diseño de las redes de arrastre sin considerar las características del medio, ha traído como consecuencia un mayor consumo de materiales.

Los winches utilizados por la flota se encuentran dentro de los rangos de trabajo establecidos para el arrastre camaronero, lo cual se pudo constatar en los cálculos de velocidad de virado de los cables y revoluciones del órgano de trabajo; pero, en ocasiones, debido a la formación empírica de las tripulaciones, no son utilizados en forma adecuada.

La capacidad de cable en los tambores de los winches para los modelos analizados, se encuentra de acuerdo con lo consignado en los catálogos suministrados por los fabricantes.

Las embarcaciones con puerto base en Cartagena están en capacidad de operar los equipos de 46' de longitud de relinga superior, permitiendo barrer un área mayor a las que utilizan redes de 42' sin realizar cambios en la distribución de la cubierta de trabajo ni de la máquina principal, debido al sobredimensionamiento de su máquina principal.

La relación de engranaje de las transmisiones para el accionamiento de los tambores del winche están por debajo de las velocidades a las cuales deben virar los cables de arrastre, razón por la cual la máquina debe operarse a mayores revoluciones (900r.p.m.), para poder alcanzar la velocidad de virado óptima, lo que ocasiona mayor consumo de combustible.

El número de embarcaciones de la flota se ha estabilizado luego de la salida de flotillas extranjeras. La figura de motonave afiliada es menos notoria que en épocas anteriores y las empresas operan con motonaves propias, entre estos VIKINGOS sigue siendo el líder (49% de las M/N de la FCCC).

Los winches marca RICE requieren mantenimiento frecuente debido a su diseño deficiente y materiales de bajas especificaciones, por las frecuentes rupturas de las chumaceras y algunos de los 92 dientes de la rueda. De los winches evaluados el que mejor cumple con las condiciones de trabajo en el Caribe colombiano es el McELROY.

Las embarcaciones encuestadas y medidas en embarque están utilizando más cantidad del cable requerido a una determinada profundidad, generando gastos adicionales de tiempo y combustible. El uso de patín o torpedo es indiscriminado, y obedece al criterio del capitán.

Las motonaves se encuentran sobredimensionadas y el 85% está en capacidad de arrastrar redes de mayor tamaño que 46' de relinga superior. Es decir, un porcentaje

del combustible consumido no redonda en pesca, por consiguiente este rubro no es una inversión sino un gasto.

En la pesca de camarón de aguas someras en el Caribe colombiano predominan las transmisiones mecánicas y en este grupo la combinación cadena-banda frente a cadena-cadena.

7. RECOMENDACIONES

Aprovechar el canal de prueba existente en el SENA (Servicio Nacional de Aprendizaje), para ensayar un modelo de red apropiado para la pesca del camarón de aguas someras en nuestros mares.

Seleccionar la máquina principal, teniendo en cuenta la fuerza de resistencia al avance ofrecida por la red; dado el sobredimensionamiento de la potencia nominal de las máquinas de la flota.

Estandarizar las máquinas y elementos para contar con un stock de repuestos más económicos y de fácil adquisición, agilizando y abaratando costos operativos y haciendo así más rentable la empresa extractora para los inversionistas.

Emplear tamaños de malla más grandes para el cuerpo de la red, con el fin de disminuir la resistencia al avance del equipo de pesca y además, buscando preservar la especie al hacerla más selectiva.

Realizar estudios tendientes a encontrar la velocidad de arrastre óptima; dado que su aumento genera un incremento de manera exponencial en la resistencia al avance del equipo de pesca. Investigar el comportamiento del camarón con respecto al aparejo de pesca a fin de aumentar la capturabilidad del mismo.

Realizar medidas con dinamómetros en la polea de arrastre para determinar de una forma directa el valor de la fuerza de resistencia opuesta por el equipo de pesca, con el

fin de seleccionar la maquinaria pesquera óptima y diseñar correctamente los accionamientos mecánicos.

Seleccionar técnicamente el calibre y clase de cable de arrastre, tomando en consideración la fuerza de tracción de la embarcación y la resistencia a la ruptura de los mismos. Precisar la capacidad de cable enrollado en los tambores y el coeficiente de llenado.

Capacitar y organizar a los pescadores, dado que el mejoramiento del recurso humano asegura mayor rentabilidad permitiendo utilizar racionalmente los equipos existentes.

Iniciar estudios tendientes a utilizar nuevos dispositivos extractores de tortugas diseñados para el medio. En los embarques llevados a cabo luego de la implementación de los DET's rígidos se observó una disminución de la talla media de los ejemplares de fauna acompañante lo que puede generar un desequilibrio ecológico mayor.

Crear un grupo interdisciplinario que asesore a los industriales pesqueros en la compra, selección e implementación de nuevos equipos, el cual debería estar conformado por profesionales de los sectores productivo, educativo y estatal. Sus funciones estarían encaminadas a racionalizar los estudios de pesca en los campos de tecnología de capturas, estudios biológicos y económicos.

Estudiar de manera separada el estrato de embarcaciones con transmisiones hidráulicas conformado por las motonaves con puerto base en Tolú, a fin de tener un conocimiento integral de los diferentes mecanismos empleados para el virado de los equipos de pesca.

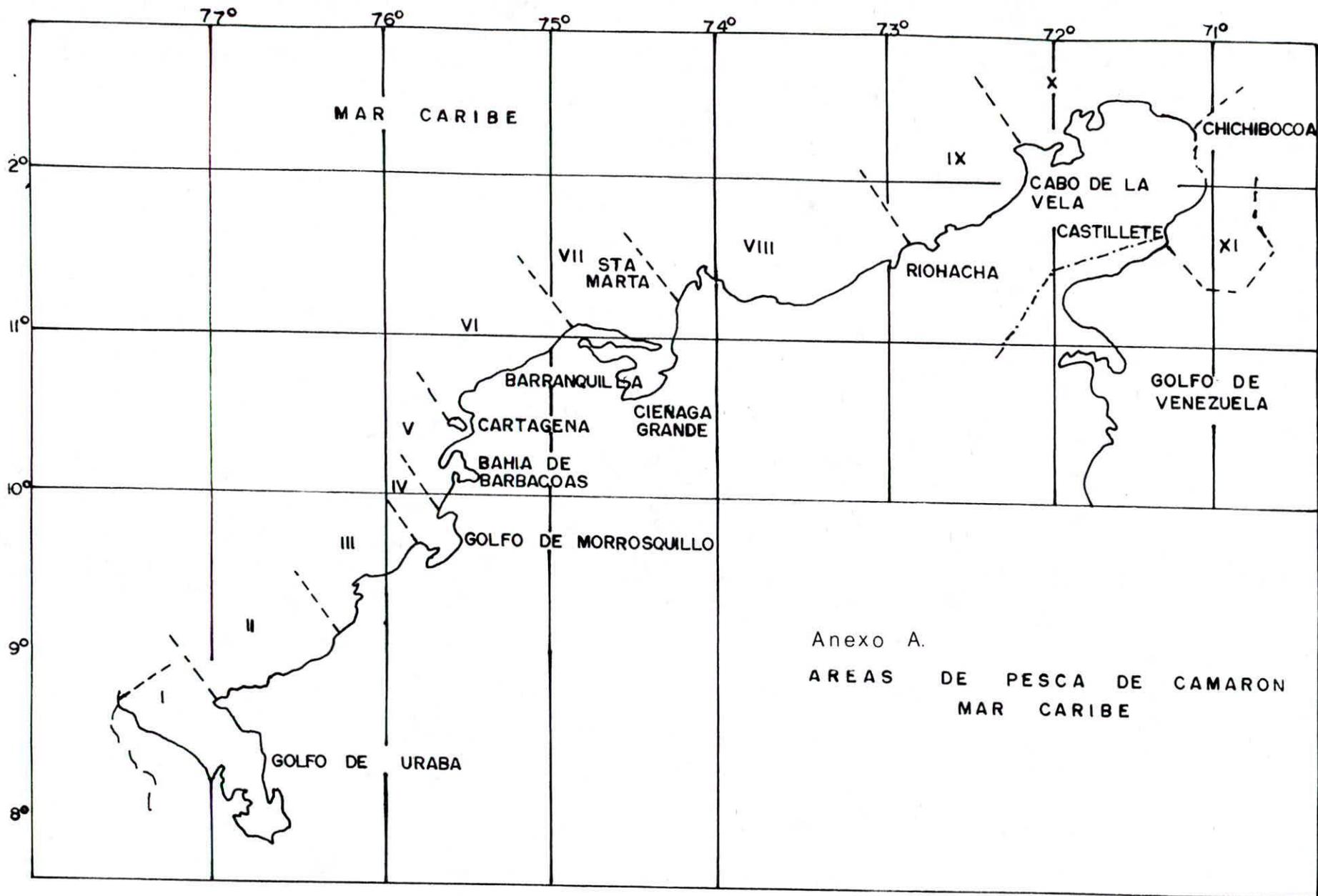
Basados en los resultados del presente estudio se recomienda modificar las transmisiones cadena-cadena a cadena-banda para aumentar los rendimientos mecánicos y disminuir las fuerzas de choque en el primer escalón.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

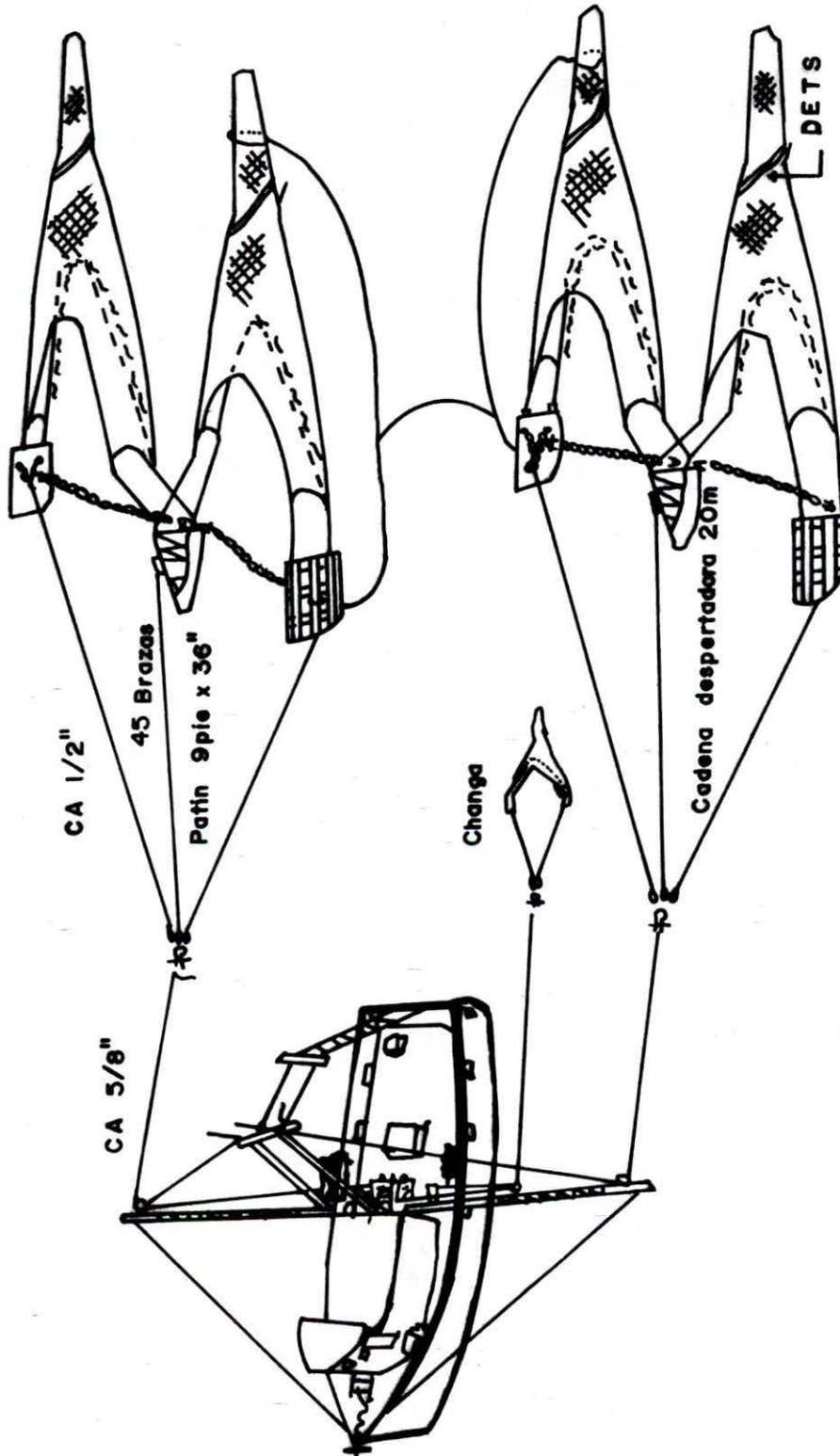
- AGUIRRE, Guillermo. Diseño de elementos de máquinas. México : Trillas, 1990. 952p.
- BONILLA DE LA CORTE. Teoría del buque. Cádiz : 1974. 685p.
- BUCKY, F. Maquinaria pesquera. Serie de materiales didácticos de ciencia y tecnología del mar. México : SEP, 1984.
- , Diseño de las artes de pesca de arrastre I. Serie de materiales didácticos de ciencia y tecnología del mar. Parte I. México : 1981.
- , Principios generales de cálculo en las artes de pesca. Serie de materiales didácticos de ciencia y tecnología del mar. México : 1980.
- CAYUCO. Asociación Nacional de pescadores Artesanales de Colombia (ANPAC). No. 6-12.1985 - 1986.
- DOBROVOLSKY, V. et al. Elementos de máquinas. Mir. Moscú : 1970.
- ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL (ESPOL). Curso-Taller Mecanización de los procesos de pesca. Guayaquil : 1986.
- FRIDMAN, A.L. Teoría y diseño de las artes de pesca industrial. Pishhevaya Promishlemost. Moscú : 1969.
- FYSON, F. John. Proyecto de Embarcaciones Pesqueras 3. Arrastreros pequeños. FAO. Roma : 1982. 54p.
- HAM, C.W.; CRANE, E.J. y ROGERS, W.L. Mecánica de máquinas. 4ed. New York : McGraw-Hill, 1964. 467p. : il.
- INSTITUTO NACIONAL DE PESCA Y ACUACULTURA (INPA). Boletín estadístico. Bogotá : 1992.

- JICA (AGENCIA DE COOPERACION INTERNACIONAL DEL JAPON).
Informe del estudio de diseño básico para el programa de desarrollo de
pesca costera en la República de Colombia. Bogotá : 1988.
- JOHNSON, Olaf. Diseño de máquinas herramientas. 1ed. México : Roble y
A.I.D., 1973. 260p. :
- KIMBALL, Dexter y BARR, John. Construcción de elementos de máquinas.
México : UTEHA, 1974. 512p. : il.
- LUKASHOW, V.N. Estructura y operaciones con las artes de pesca industrial.
Pishevaya Promishlemost. Moscú : 1972.
- MINKO, V.M. Problemas de mecanización de la pesca. ESPOL. Guayaquil :
1979.
- OKONSKY, S.L. y MARTINI, L.W. Materiales didácticos para la
capacitación en tecnología de artes y métodos de pesca. Proyecto
PNUD-FAO-SEPN. México : 1981.
- SHIGLEY, Joseph y MITCHELL, Larry. Manual de diseño mecánico Tomo
I. 3ed. México : McGraw-Hill. 1989. 230p. : il.
- , -----, Tomo IV. 3ed. México : McGraw-Hill. 1989. 914p. : il.
- TORBAN, S.S. Mecanización de los procesos de la pesca industrial.
Pishevaya Promishlemost. Moscú : 1975.
- ZUÑIGA, Harley. Diseño de redes de arrastre. Universidad del Magdalena.
1993.
- , Apuntes de clase. 1993
- , Análisis de la operatividad del equipo de pesca y estimación de
abundancia relativa de demersales Zona Norte del Caribe colombiano.
En : Revista Ingeniería Pesquera. Vol. 11 . No. 1-2 Santa Marta :
Universidad del Magdalena. Dic. 1991.

ANEXOS



Anexo B. Esquema de un barco camaronero y sus equipos de pesca.

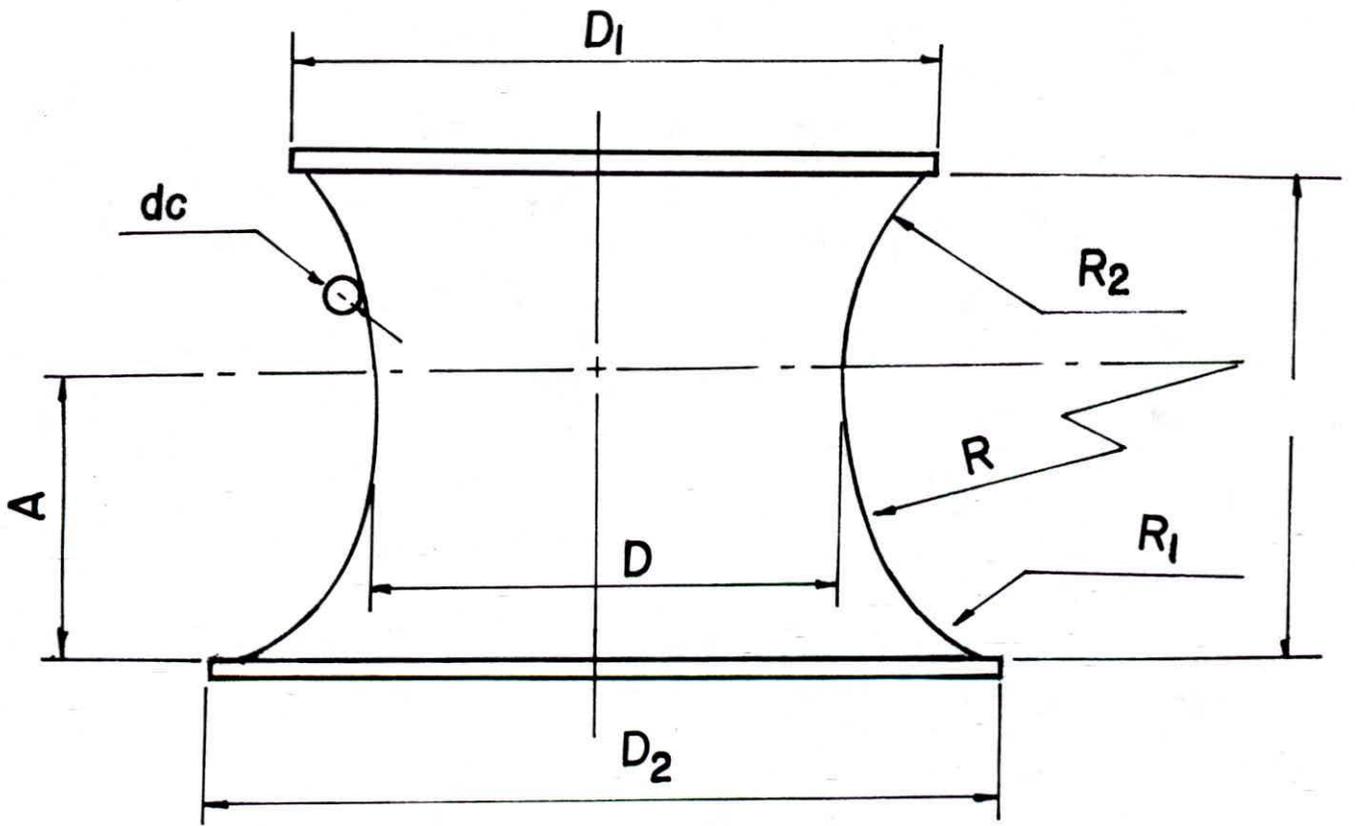


Anexo C. Tabla normalizada para dimensionamiento de tambores de fricción.

No	PARA CABO DE :		ELEMENTOS DEL PERFIL DE TAMBOR Y SUS DIMENSIONES										DIMENSIONES DE CALCULO				B
	ACERO	VEGET	D ₀	D ₁	D ₂	L	A	R	R ₁	R ₂	r	r ₁	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	
1	-	60	135	170	220	125	78	210	28	14	3	2	-	-	175	154	18
2	9.3	75	170	215	275	160	95	265	35	18	3	2	200	180	220	194	22
3	11.5	100	210	265	340	195	120	325	44	22	4	2	250	222	275	242	27
4	13.5	110	245	310	400	230	140	380	50	25	4	2	290	258	310	276	32
5	15.0	125	270	345	445	255	155	425	56	28	5	3	320	285	350	310	35
6	17.0	150	305	390	500	290	175	480	64	32	6	3	365	322	400	352	40
7	19.0	175	340	435	560	325	195	540	72	36	6	3	405	360	450	395	44
8	22.5	200	405	515	665	380	230	640	84	42	8	4	480	428	530	468	52
9	24.5	225	440	565	725	415	255	695	92	46	8	4	525	465	580	512	57
10	28.0	275	505	645	825	475	290	795	10	52	9	5	600	534	660	592	65

D₃ , D₄ Diámetro de la aduja del cabo de acero para determinar el par de torsión y velocidad de la recogida del cabo respectivamente,

D₅ , D₆ Diámetro de la aduja del cabo vegetal para determinar el par de torsión y velocidad de la recogida del cabo respectivamente.



$$\frac{D}{dc} \approx 18$$

$$\frac{L}{dc} \approx 17$$

ANEXO D. Formato del plan técnico

**INFORMACION DE LOS EQUIPOS PESQUERO Y MOTRIZ DE LA FLOTA
CAMARONERA DEL CARIBE COLOMBIANO**

EMPRESA: _____

NOMBRE M/N : _____

1. CARACTERISTICAS DE LA MAQUINA PRINCIPAL

Marca: _____ Modelo: _____

Potencia Nominal: _____ HP _____ Kw

rpm: _____ Reducción en el eje: _____

2. EN EL ESQUEMA CINEMATICO ADJUNTO RECABE LO SIGUIENTE:

2.1. Primer escalón de la transmisión:

Diámetro polea conductora : _____ Diámetro polea conducida: _____

Diámetro rodillo tensor: _____ Ancho de la llanta: _____

Alto de la llanta: _____ Número de radios de la polea: _____

Ancho de los radios: _____ Alto de los radios: _____

Ancho de la banda: _____ Alto de la banda: _____

Número de entradas: _____ Longitud de la banda: _____

Tipo de bandas: _____ Material: _____

Distancia entre ejes: _____

2.2. Segundo escalón de la transmisión:

Z1: _____ Z2: _____ Paso de la cadena : _____

Distancia entre ejes: _____

3. CARACTERISTICAS DEL WINCHE

Marca y modelo: _____

Número de dientes del piñón: _____ Número de dientes del engranaje: _____

De: _____ Perímetro: _____ Lt: _____

4. REDES Y APAREJAMIENTO

Profundidad máxima de pesca: _____ Elemento separador: Torpedo () Patín ()

Longitud de cable en cada tambor: Bidas: _____ Arrastre: _____

Dimensiones puertas de arrastre: _____ x _____ Cadenas despertadoras: _____

Calibre de las puertas: _____, _____ y _____. Velocidad de cobrado: _____

Disposición de los equipos : _____

Diámetros de cable: Bidas _____ Arrastre: _____

5. OTROS

Capacidad de combustible: _____ Capacidad de aceite: _____

Capacidad de agua: _____ Capacidad de bodega: _____

Consumos de combustible: en arrastre: _____ en crucero: _____

Consumo de aceite por día: _____ Costo de la remesa: _____

ANEXO E. Secuencia de cálculo para evaluación de los accionamientos y transmisiones del sistema de pesca.

E.1. DISPOSICION DEL FORMATO EMPLEADO

MOTONAVE :

SECUENCIA DE CALCULO (Primer escalón)

1. Diámetro medio del tambor del winche

$$D_m = (D_i + D_e) / 2 \quad (1)$$

$$D_e = D_c - 5 \text{ dc} \quad (2)$$

$$D_e = \quad - 5 (\quad) = \quad \text{m} \quad (2)$$

$$D_m = (\quad + \quad) / 2 = \quad \text{m} \quad (1)$$

2. Relación de transmisión en la banda (i1)

$$i_1 = D_2 / D_1 \quad (3)$$

$$i_1 = \quad / \quad = \quad$$

3. Relación de transmisión en las ruedas (i2)

$$i_2 = Z_2 / Z_1 \quad (4)$$

$$i_2 = \quad / \quad = \quad$$

4. Relación de transmisión en el winche (i3)

$$i_3 = Z_e / Z_p \quad (5)$$

$$i_3 = \quad / \quad = \quad$$

5. Relación total de transmisión (i_t)

$$i_t = i_1 \times i_2 \times i_3 \quad (6)$$

$$i_t = \quad \times \quad \times \quad =$$

6. Revoluciones en el órgano de trabajo (n_t)

$$n_2 = n_1 / i_1 \quad (7)$$

$$n_3 = n_2 / i_2 \quad (8)$$

$$n_t = n_3 / i_3 \quad (9)$$

$$n_t = \quad / \quad =$$

7. Velocidad de cobrado del equipo (v)

$$v = \pi \times D_m \times n_t / 60 \quad (10)$$

$$v = \pi \times \quad \times \quad / 60 = \quad \text{m/seg}$$

8. Momento torsionante del órgano de trabajo (M_t)

$$M_t = F_{TX} \times D_m / 2 \quad (11)$$

$$M_t = \quad \times \quad / 2 = \quad \text{Kgf-m}$$

9. Potencia necesaria para accionar el órgano de trabajo (N_t)

$$N_t = M_t \times n_t / 726.1 \quad (12)$$

$$N_t = \quad \times \quad / 726.1 = \quad \text{HP}$$

10. Momento de torsión en el eje del motor (M_m)

$$M_m = 2 M_t / (i_t \times \eta_t) \quad (13)$$

$$M_m = 2 \quad / (\quad \times \quad) = \quad \text{Kgf-m}$$

11. Potencia a tomar de la máquina (N_m)

$$N_m = M_m \times n_1 / 726.1 \quad (14)$$

$$N_m = \quad \times \quad / 726.1 = \quad \text{HP}$$

19. Coeficiente de tracción o empuje (δ_{trac})

$$\delta_{trac} = k / 1.1 \quad (22)$$

$$\delta_{trac} = \quad / 1.1 = \quad \text{Kg} / \text{cm}^2$$

20. Tensión inicial de la correa (S_o)

$$S_o = \delta_{trac} / F \quad (23)$$

$$S_o = \quad / \quad = \quad \text{Kg-f}$$

21. Tensión en el ramal conductor (S_1)

$$S_1 = S_o + C_p / 2 \quad (24)$$

$$S_1 = \quad + \quad / 2 = \quad \text{Kg-f}$$

22. Tensión en el ramal conducido (S_2)

$$S_2 = S_o - C_p / 2 \quad (25)$$

$$S_2 = \quad - \quad / 2 = \quad \text{Kg-f}$$

23. Carga en los árboles ($Parb$)

$$Parb = 2 S_o \times \text{Sen} (\alpha / 2) \quad (26)$$

$$Parb = 2 \quad \times \text{Sen} (\quad / 2) = \quad \text{Kg-f}$$

24. Potencia a transmitir (N_{cr})

$$N_{cr} = C_p \times V_p / 75 \quad (27)$$

$$N_{cr} = \quad \times \quad / 75 = \quad \text{HP}$$

25. Potencia real a transmitir (N_r)

$$N_r = N_{cr} \times 0.98 \quad (28)$$

$$N_r = \quad \times 0.98 = \quad \text{HP}$$

26. Altura de la curvatura de la llanta (Y)

$$Y = 0.03 \times b \quad (29)$$

$$Y = 0.03 \times \quad = \quad \text{cm}$$

27. Esfuerzos debidos a fuerzas centrifugas (δ_{cent})

$$\delta_{cent} = (7250 \times Vp^2) / 98100 \quad (30)$$

$$\delta_{cent} = (7250 \times \quad) / 98100 = \quad \text{Kg-f / cm}^2$$

28. Velocidad admisible (V_{max})

$$V_{max} = \sqrt{(\delta_{adm-trac} / \lim-trac-acero)} \quad (31)$$

$$V_{max} = \sqrt{ (\quad / \quad) }$$

29. Longevidad de la correa (H)

$$H = (N_{base} / (3600 \times V_u \times X) \times (\delta_{Fat} / \delta_{max})^6 \quad (32)$$

$$H = (10^7 / (3600 \times \quad \times 2) \times (\quad)^6 = \quad \text{horas}$$

SECUENCIA DE CALCULO (Segundo escalón)

30. Número de revoluciones en el eje intermedio (nei)

$$nei = n1 / i1 \quad (33)$$

$$nei = \quad / \quad = \quad \text{rpm}$$

31. Potencia en el eje intermedio (Nei)

$$Nei = Nm \times 0.96 \quad (34)$$

$$Nei = \quad \times 0.96 = \quad \text{HP}$$

32. Potencia de cálculo ($Neic$)

$$Neic = Nei \times Ke \quad (35)$$

$$Neic = \quad \times 1.69 = \quad \text{IHP}$$

33. Especificaciones de la cadena

$$t = \quad ; \quad \# = \quad ; \quad Qrup = \quad \text{Kg} ; \quad q = \quad \text{Kg / m}$$

34. Paso máximo recomendable (Tmax)

$$Tmax = 4760 / ((nei^2 \times Z1)^{1/3}) \quad (36)$$

$$Tmax = 4760 / ((\quad \times \quad)^{1/3}) = \quad \text{mm}$$

35. Velocidad de la cadena (Vcad)

$$Vcad = (Z1 \times t \times n1) / 60000 \quad (37)$$

$$Vcad = (\quad \times \quad \times \quad) / 60000 = \quad \text{m/seg}$$

36. Velocidad máxima para cadenas de rodillo (Vmax)

$$Vmax = 7.3 \times (Z1 / t)^{1/3} \quad (38)$$

$$Vmax = 7.3 \times (\quad / \quad)^{1/3} = \quad \text{m/seg}$$

37. Esfuerzo periférico de cálculo (Pc)

$$Pc = (76 \times Neic) / Vcad \quad (39)$$

$$Pc = (76 \times \quad) / \quad = \quad \text{Kg-f}$$

38. Esfuerzo debido a las fuerzas centrifugas (Sv)

$$Sv = (q \times Vcad^2) / g \quad (40)$$

$$Sv = (\quad \times \quad) / g = \quad \text{Kg-f}$$

39. Esfuerzo por pandeo (Pp)

$$Pp = kp \times q \times A \quad (41)$$

$$Pp = \quad \times \quad \times \quad = \quad \text{Kg-f}$$

40. Esfuerzo total (Po)

$$Po = Pc + Sv + Pp \quad (42)$$

$$Po = \quad + \quad + \quad = \quad \text{Kg-f}$$

41. Verificación de la resistencia a la ruptura de la cadena (Ks')

$$Ks' = Qrup / Po \quad (43)$$

$$Ks' = \quad / \quad =$$

42. Verificación con respecto a la longevidad

$$P' = Po / F \leq [P] \quad (44)$$

$$F = d' \times (2S + c) \quad (45)$$

$$[P'] = [Po] / (kn \times kz \times ki \times kd) \quad (46)$$

$$P' = \quad / \quad = \quad \text{Kg cm}^2$$

$$[P] = 2.8 / (\quad \times \quad \times \quad) = \quad \text{Kg / cm}^2$$

43. Número de eslabones (m)

$$m = (Z1 + Z2) / 2 + 2A / t + [(Z2 - Z1)^2 / 2\pi] \times t / A \quad (47)$$

$$m = (\quad + \quad) / 2 + \quad + [(\quad - \quad)^2 / \quad] \times \quad / \quad =$$

44. Preciado de la distancia entre ruedas (A)

$$A = t / 4 [m - (Z1 + Z2) / 2]^2 - 8 [(Z2 - Z1) / 2\pi]^2 \quad (48)$$

$$A = \quad \text{m}$$

45. Distancia de montaje (Dist_m)

$$Dist_m = A - 0.01 A \quad (49)$$

$$Dist_m = \quad - 0.01 \times \quad = \quad \text{m}$$

46. Longitud de la cadena (L)

$$L = m \times t \quad (50)$$

$$L = \quad \times \quad = \quad \text{m}$$

47. Esfuerzo en los árboles (Parb)

$$Parb = Pc + 2 Kp \times q \times A \quad (51)$$

$$Parb = \quad \times \quad \times \quad \text{Kg-f}$$

48. Relación A / t

A / t =

(52)

E.2. DEFINICION DE LAS VARIABLES UTILIZADAS EN LA SECUENCIA DE CALCULO

Dm = Diámetro medio de enrollamiento en el tambor

Det = Diámetro externo de trabajo

dc = Diámetro del cable

D2 = Diámetro de la polea conducida

D1 = Diámetro de la polea conductora

Z2 = Número de dientes de la rueda conducida

Z1 = Número de dientes de la rueda conductora

Ze = Número de dientes del engranaje

Zp = Número de dientes del piñón

FTX = Fuerza de resistencia al avance del equipo de pesca.

η_t = Rendimiento total de la transmisión

A = Distancia entre ejes (en cualquier escalón)

b = ancho de la correa

h = altura de la correa

Lb = Longitud de la banda

$\delta_{adm-trac}$ = Esfuerzo admisible a la tracción

Nbase = Número base

X = Número de poleas

δ_{fat} = Esfuerzo a la fatiga

δ_{max} = Esfuerzo máximo

k_e = coeficiente de funcionamiento de las transmisiones por cadena.

t = paso

= numeración comercial de la cadena

Q_{rup} = Límite de ruptura de la cadena

g = gravedad

q = Peso de la cadena por unidad de longitud

k_p = coeficiente de trabajo de la cadena en función de la posición

k_n = coeficiente de trabajo de la cadena en función del número de rpm

k_z = coeficiente en función del número de dientes

k_i = coeficiente en función de la relación de transmisión

Anexo G. Método de origen japonés para el cálculo de la resistencia al avance del equipo de pesca de arrastre.

1. CALCULO DE LOS PARAMETROS DE TRABAJO DE LA RED.

Los parámetros de trabajo de la red son el coeficiente de conicidad (K_{cu}) y el ángulo de ataque (α).

1.1. COEFICIENTE DE CONICIDAD (K_{cu})

Este parámetro responde a la siguiente expresión matemática :

$$K_{cu} = (U_s - U_i) / (2\pi \times L_{cu})$$

Donde:

U_s = Perímetro anterior del cuerpo de la red con mallas en posición de trabajo.

U_i = Perímetro posterior del cuerpo de la red con mallas en posición de trabajo.

L_{cu} = Longitud del cuerpo de la red con mallas en posición de trabajo

y,

$$U_s = 4 \times N_s \times a \times U_i$$

Donde:

N_s = Número de mallas en la parte superior del cuerpo de la red

a = Barra del tamaño de malla

U1 = Coeficiente de encabalgado horizontal

$$U_i = 4 \times N_i \times a \times U_1$$

Donde:

N_i = Número de mallas en la parte inferior del cuerpo de la red

a = Barra del tamaño de malla

$$L_{cu} = N_p \times 2a$$

Donde :

N_p = Número de mallas de caída.

1.2. ANGULO DE ATAQUE (α)

La expresión matemática que lo define es :

$$\alpha = \arctg K_{cu}$$

2. CALCULO DE LA RESISTENCIA TOTAL AL AVANCE (FTX)

Todas las partes que componen la red, ofrecen una resistencia al avance al ser arrastrada por la motonave. En los planos generales de las redes se pueden ver las diferentes partes que la conforman (Figuras 7 y 8 en el numeral 4.1. del trabajo).

2.1. RESISTENCIA AL AVANCE DEL PAÑO DE LA RED (F_{x α t})

$$F_{x\alpha t} = 191 \times d \times a \times v^2 \times A_t \times \text{Sen } \alpha$$

Donde:

d = Diámetro del hilo empleado para construir la red

v = Velocidad de arrastre

A_t = Area de la red en posición de trabajo

$$A_t = (N_s + N_i) (2 \times N_p \times 4a^2 \times U_1 \times U_2)$$

Con respecto al ángulo del cielo, es igual al ángulo de ataque de las alas; el cual debe estar comprendido entre los 14 y 20 grados (BUCKI, 1984), por lo que se tomó 17° para ambos modelos de red evaluados.

2.2. RESISTENCIA AL AVANCE DEL BOLSO DE LA RED (F_{x0})

$$F_{x0} = 1.8 \times v^2 \times A_t$$

2.3. RESISTENCIA AL AVANCE DE LOS FLOTADORES CILÍNDRICOS UBICADOS EN LA PARTE SUPERIOR DE LOS DET's (FX)

En la figura G-1 se aprecian las dimensiones de los flotadores.

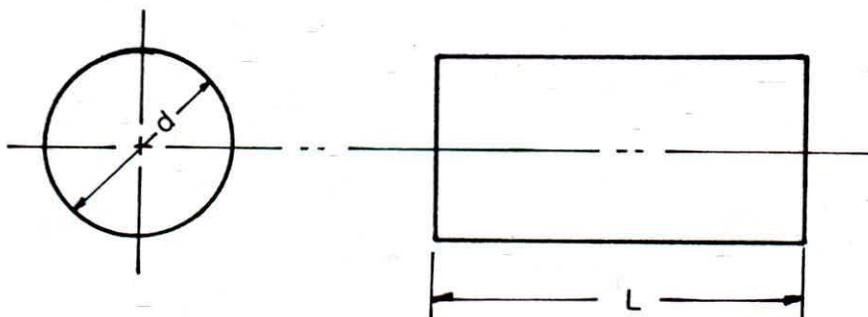


Figura G-1. Dimensiones de los flotadores ubicados en los DET's

$$d/l = 0.83$$

CR = 0.53 (Figura G-2) De las figuras G-2 en adelante los diagramas provienen de estudios desarrollados por Okonski y Martini.

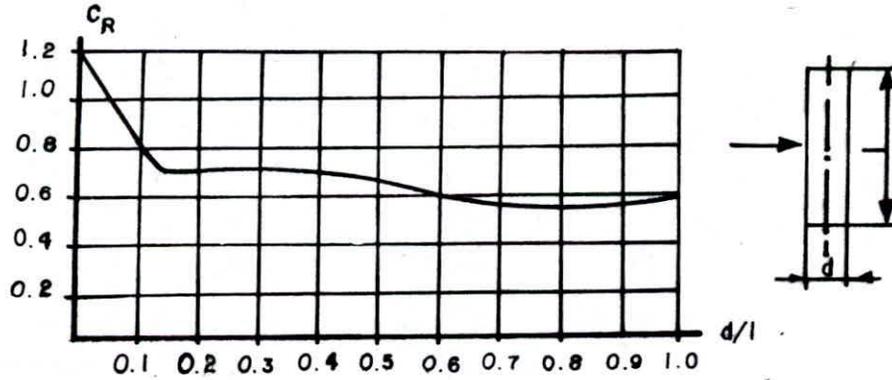


Figura G-2. Coeficiente de resistencia al avance para flotadores esféricos.

$$FX = CR \times (\rho \times v^2) / 2 \times l \times d$$

Donde:

CR = Coeficiente de resistencia al avance

l = Longitud del flotador en metros

d = Diámetro del flotador en metros

ρ = Peso específico del agua de mar

2.4. RESISTENCIA AL AVANCE DE LA RELINGA SUPERIOR (FXrs)

$$FXrs = CR \times (\rho \times v^2) / 2 \times d \times Lc$$

Donde:

d = Diámetro del elemento en metros

Lc = Longitud de la cuerda formada por el elemento en metros

$$\lambda = Lc / L$$

CR = 0.93 (Figura G-3)

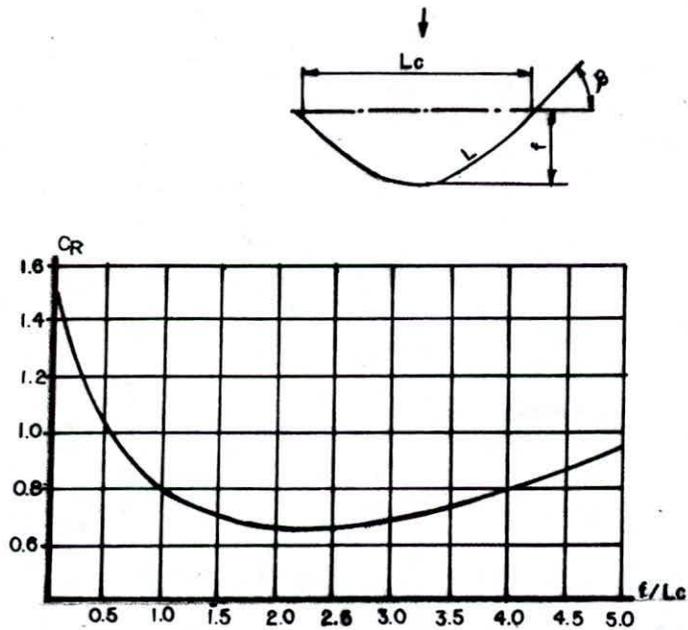


Figura G-3. Coeficiente de resistencia al avance para cabos.

2.5. RESISTENCIA AL AVANCE DE LA RELINGA INFERIOR (FXri).

$$FXrs = FXri$$

2.6. RESISTENCIA AL AVANCE DE LOS PORTONES (FXp).

$$FXp = CR \times (\rho \times v^2)/2 \times A$$

Donde:

A = Area del elemento

CR = 0.57 (Figura E-4)

2.7. RESISTENCIA AL AVANCE DE LAS BRIDAS (FXb)

$$FXb = CR \times (\rho \times v^2) / 2 \times L \times d$$

Donde:

L = Longitud de las bridas = 81.9 m

d = Diámetro de las bridas = 0.0127 m

CR = 0.03 (Figura G-5)

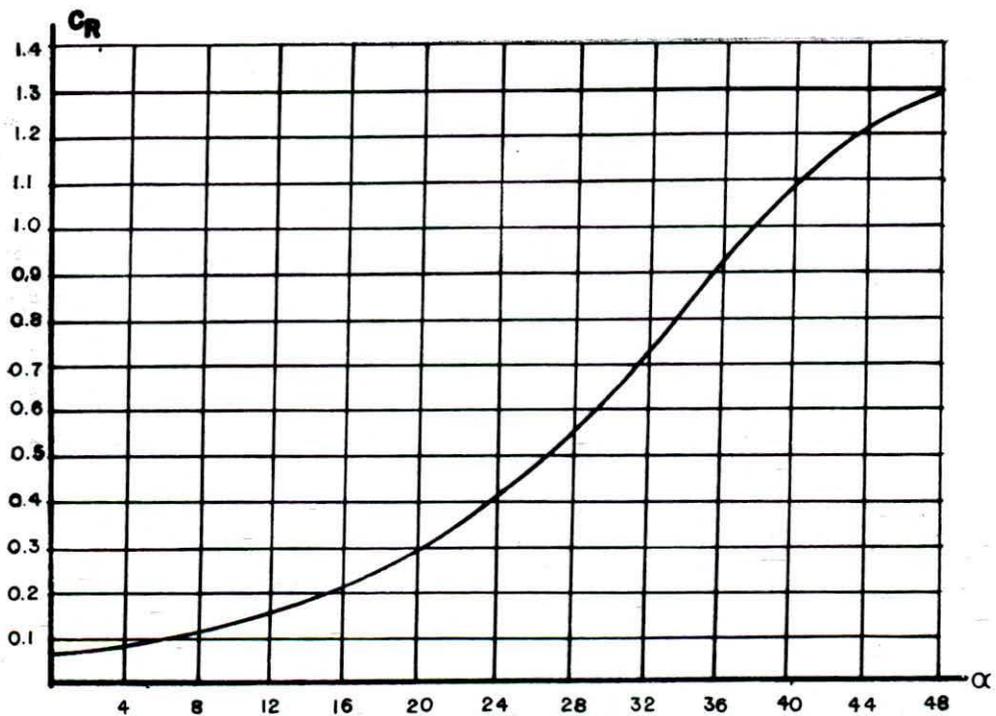


Figura G-4. Relación del coeficiente de resistencia al avance y ángulo de ataque para portón plano

2.8. RESISTENCIA AL AVANCE DE LA CADENA DE LASTRE (FXI).

$$FXI = CR \times (\rho \times v^2) / 2 \times d \times Lc \times Ffr$$

Donde:

$CR = 0.93$ (Figura G-3), en función de la relación F/Lc (Bucki, 1981) con las

mismas consideraciones que para el cálculo de la relinga superior

F_{fr} = Fuerza de fricción

y, $F_{fr} = U \times G_f$

Donde:

U = Coeficiente de fricción = 0.61 el cual corresponde al acero arrastrado sobre arena fina (Bucki, 1981)

$G_f = K_{cw}$ (Peso de la cadena en el agua)

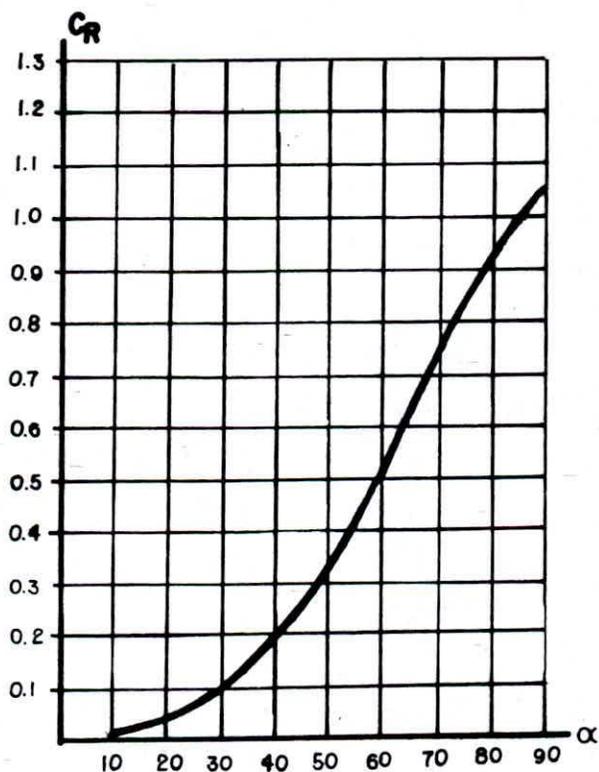


Figura G-5 Relación del coeficiente de resistencia al avance y ángulo de ataque para cable de acero. de 24 mm de diámetro

2.9. RESISTENCIA AL AVANCE DE LA CADENA DESPERTADORA (FXd).

$$FXd = CR \times (\rho \times v^2) / 2 \times d \times Lc$$

2.10. RESISTENCIA AL AVANCE DEL TORPEDO (FXT_o).

$$CR = f(d1) = 0.80 \quad (\text{Figura E-2})$$

$$FXT_o = CR \times (\rho \times v^2) / 2 \times L \times d$$

Donde :

L = Longitud del tubo constituyente del torpedo

d = Diámetro del tubo.

La resistencia total al avance (FTX) del equipo de pesca es igual a la sumatoria de las resistencias ofrecidas por los diferentes componentes de la red, multiplicado por el número de los mismos; más un 15% ofrecido por los elementos de unión y aparejamiento.

ANEXO H. Método de mínimos cuadrados.

1. DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES PARA LA EMBARCACION CAMARONERA PROTOTIPO DEL CARIBE COLOMBIANO

El cálculo se efectuó para los dos modelos de red más utilizados por la flota camaronera del Caribe Colombiano, los cuales son la red SEMIBALON y la red VOLADOR de 46 y 42 pies de longitud de la relinga superior respectivamente.

1.1. DIMENSIONES DE EMBARCACION PARA OPERAR CUATRO REDES

1.1.1. Cálculo de coeficiente de Bloque (CB). A la muestra tomada, de veinte (20) motonaves les aplicó individualmente la siguiente fórmula :

$$CB = (W \times Q) / (L \times B \times D)$$

Donde:

B = Manga en flotación

D = Calado medio

Q = Pies cúbicos de agua por tonelada larga (35 para agua de mar)

W = Desplazamiento

L = Eslora entre perpendiculares

Los resultados del cálculo para cada motonave, se ilustran en la Tabla F-1, donde además aparecen otras características de las mismas.

1.1.2. Eslora (E). Ajustando la recta (Tabla F-1), tomando como abscisa las NHP y como ordenada las esloras, se obtiene:

$$a = 0.8303$$

$$m = -0.0199$$

Para motonave operando con red semibalón de 46 pies :

$$E = (CB - a) / m$$

$$E = (0.44 - 0.8303) / -0.0199 = 19.61 \text{ m}$$

Para motonave operando con red volador de 42 pies :

$$E = (0.46 - 0.8303) / -0.0199 = 18.61 \text{ m}$$

1.1.3. Manga (M). Ajustando la recta por el método de mínimos cuadrados, tomando como abscisa las NHP y como ordenadas la manga de las motonaves muestreadas; se obtiene :

$$a = 0.7036$$

$$m = -0.0448$$

Para motonave operando con red semibalón de 46 pies :

$$M = (0.44 - 0.7036) / -0.0448$$

$$M = 5.88 \text{ m}$$

Para motonave operando con red volador de 42 pies :

$$M = (0.46 - 0.7036) / -0.0448$$

$$M = 5.44 \text{ m}$$

1.1.4. Puntal (P). Ajustando la recta, se obtiene :

$$a = 0.705$$

$$m = -0.086$$

Para motonave operando con red semibalón de 46 pies :

$$P = (0.44 - 0.705) / - 0.086 = 3.08 \text{ m}$$

Para motonave operando con red volador de 42 pies :

$$P = (0.46 - 0.705) / - 0.086 = 2.85 \text{ m}$$

1.1.5. Calado (C). Ajustando la recta :

$$a = 0.701$$

$$m = - 0.097$$

Para motonave operando con red semibalon de 46 pies :

$$C = (0.44 - 0.701) / - 0.097 = 2.69 \text{ m}$$

Para motonave operando con red volador de 42 pies :

$$C = (0.46 - 0.701) / - 0.097 = 2.48 \text{ m}$$

ANEXO I. Método capa por capa para calcular la capacidad de cable en el tambor

1. VERIFICACION DE WINCHES CAMARONEROS

La verificación del winche, se efectuó para los dos modelos más utilizados por la flota camaronera del Caribe Colombiano tales son: Los winches marca **RICE (Modelo R-800-EF)**, de fabricación Mexicana empleados por el 36.84% de la flota y el **McELROY 505**, de fabricación Americana usado por el 57.89%. El resto de las embarcaciones tienen winches de marcas americanas **DOUGLAS** y **STROUDSBURG**.

Se tuvo en cuenta en esta evaluación, la disponibilidad de catálogos expedidos por los fabricantes de dichos winches, para poder hacer un análisis comparativo entre las características dadas por estos y las obtenidas mediante la secuencia de cálculo.

1.1. EVALUACIÓN DEL WINCHE RICE (MODELO R-800-EF)

Las principales medidas de estos winches, se ilustran en el ANEXO J.

1.1.1. Capacidad de cable en el tambor. Para determinar la capacidad de cable en el tambor, se empleó el método capa por capa. El cálculo se efectuó para diámetros del cable de 1 2 , 9/16 y 5 8 de pulgada.

1.1.1.1. Determinación del número de capas (nc)

$$nc = (De' - Di) / (2dc)$$

De' = De - 5 dc = Diámetro externo de enrollamiento

Di = Diámetro interno del tambor

dc = Diámetro del cable de arrastre

1.1.1.2. Determinación del diámetro medio de enrollamiento (Dm)

$$Dm = Di + (2nc - 1) dc$$

1.1.1.3. Longitud de cable hasta la capa n (Lcn)

$$Lcn = \pi \times Dn \times Ze \times Cre$$

Ze = Número de vueltas a dar en el tambor

Cre = Coeficiente de relleno

Ze = Lt / t, Lt = Longitud total del tambor; t = Paso

Los resultados de la capacidad de cable, se muestran en las Tablas G-1, G-2 y G-3.

TABLA I-1. Longitud de cable en el tambor (dc=1/2")

Capa # (nc)	Dn (mm)	Lcn (m)	Lci (m)
1	266.7	24.5	24.5
2	292.1	26.8	51.3
3	317.5	29.2	80.5
4	341.5	31.4	111.9
5	368.3	33.8	145.7
6	393.7	36.2	181.2
7	419.1	38.5	219.7
8	444.5	40.8	260.5
9	469.9	43.2	303.7
10	495.3	45.5	349.2
11	520.7	47.8	397.0
12	546.1	50.2	447.2
13	571.5	52.5	499.7
14	596.9	54.8	554.5
15	622.3	57.2	611.7
16	647.7	59.5	671.2
17	673.1	61.9	733.1
18	698.5	64.2	797.3

TABLA I-2. Longitud de cable en el tambor (dc= 5/8 “)

Capa # (nc)	Dn (mm)	Lcn (m)	Lci(m)
1	269.9	19.8	19.8
2	301.7	22.2	42.0
3	333.5	24.5	66.5
4	365.3	26.8	93.3
5	397.1	29.2	122.5
6	428.9	31.5	154.0
7	460.7	33.9	187.9
8	492.5	36.2	224.1
9	524.3	38.5	262.6
10	556.1	40.9	303.5
11	587.9	43.2	346.7
12	619.7	45.6	392.3
13	651.5	47.9	440.2
14	683.3	50.2	490.4

TABLA I-3. Longitud de cable en el tambor (dc= 9/16”)

Capa # (nc)	Dn (mm)	Lcn (m)	Lci (m)
1	268.3	22.3	22.3
2	296.9	24.6	46.9
3	325.4	27.0	73.9
4	354.0	29.4	103.3
5	382.6	31.7	135.0
6	411.2	34.1	169.1
7	439.8	36.5	205.6
8	468.3	38.8	244.4
9	496.9	41.2	285.6
10	525.5	43.6	329.2
11	554.1	45.9	375.1
12	582.7	48.3	423.4
13	611.2	50.7	474.1
14	639.8	53.1	527.2
15	668.4	55.4	582.6
16	697.0	57.8	640.4



1.1.2. Revoluciones del órgano de trabajo (n4). Con base en el esquema cinemático (Figura I-1), se calcularon las revoluciones del órgano de trabajo. Las revoluciones de la máquina principal, al momento de virado del equipo deben estar comprendidas entre 600 y 750 rpm (OKONSKY, 1981). Para efectos del presente estudio, se utilizaron las revoluciones del motor igual a 750 rpm.

$$n2 = n1 / i1$$

Donde :

$n1$ = Revoluciones de la máquina al momento de virado

$i1$ = Relación de engranaje en el primer escalón

$$n2 = 750.0 / 3.2 = 234.4 \text{ rpm}$$

$$n3 = n2 / i2$$

Donde:

$i2$ = Relación de engranaje en el segundo escalón

$$n3 = 234.4 / 2.72 = 84.6 \text{ rpm}$$

$$n4 = n3 / i3$$

Donde:

$i3$ = Relación de engranaje entre el piñón y el tambor

$$n4 = 84.6 / 4.18 = 20.2 \text{ rpm.}$$

1.1.3. Velocidad de virado del órgano de trabajo (V_v)

$$V_v = \pi \times D_m \times n4$$

Donde:

D_m = Diámetro medio = 0.476 m

$$V_v = \pi \times 0.476 \times 20.2 = 30.2 \text{ m / min}$$

1.1.4. Relación de transmisión entre el motor y el árbol motriz del winche

(i_{m-a})

$$i_{m-a} = D2/D1 \times Z2/Z1$$

Donde:

$D2$ = Diámetro de la rueda conducida (Ver figura I-1)

$D1$ = Diámetro de la rueda conductora

$Z2$ = Número de dientes de la estrella conducida

$Z1$ = Número de dientes de la estrella conductora

$$i_{m-a} = 24.0 / 7.5 \times 36 / 13 = 8.86$$

1.1.5. Revoluciones del árbol motriz (n_a)

$$n_a = NC / im-a$$

Donde:

NC = Rev. de la máquina durante el arrastre = 1400 rpm

$$n_a = 1400 / 8.86 = 158.0 \text{ rpm.}$$

1.1.6. Tiro. En el catálogo del fabricante de los winches RICE (ANEXO J), se encuentra que el tiro del winche es de 13.200 libras referidas a una velocidad de enrollamiento de 120 pies/min.

1.1.7. Cálculo del diámetro de referencia (D_r)

$$D_r = V_e / (\pi \times n_t)$$

Donde:

V_e = Velocidad especificada = 120 pies/min = 36.58 m/min

n_t = Revoluciones especificadas del tambor = 40.0 rpm

$$D_r = 36.58 / (\pi \times 40) = 0.291 \text{ m}$$

Según el fabricante, el tiro de los dos tambores es de 5987.5 Kg-f, referido a un diámetro de referencia (D_r) igual a 0.291 m y a una velocidad de enrollamiento de 36.58 m/min.

1.1.8. Velocidad de enrollamiento de los tambores principales en los diferentes diámetros de llenado. El cálculo se efectuó para los cables usados en el arrastre camaronero, cuyos diámetros son 1/2 , 5/8 , 9/16 de pulgada. Las revoluciones del tambor principal se tomó igual a 40.0 rpm.

La velocidad (V) es:

$$V = \pi \times D \times n_t$$

Donde:

V = Velocidad de enrollamiento del tambor

D = Diámetro en la capa

Los resultados se ilustran a continuación:

TABLA I-4. Velocidad según diámetros de enrollamiento y cable.

dc (Pulg.)	Capa	Diámetro en capa (m)	Vel. en la capa (m/min)
9/16	Primera	0.268	33.68
	Media	0.468	58.81
	Ultima	0.697	87.59
5/8	Primera	0.270	33.93
	Media	0.461	57.93
	Ultima	0.683	85.83
1/2	Primera	0.267	33.55
	Media	0.470	59.06
	Ultima	0.698	87.71

1.1.9. Relaciones De/Lt, Di/dc, De/Di

$$De/Lt = 762.0 / 609.6 = 1.25$$

$$De/Di = 762.0 / 254.0 = 3.00$$

La relación Di/dc, se efectua para los diferentes diámetros del cable de arrastre; así:

TABLA I-5. Relación Di/dc winche marca RICE

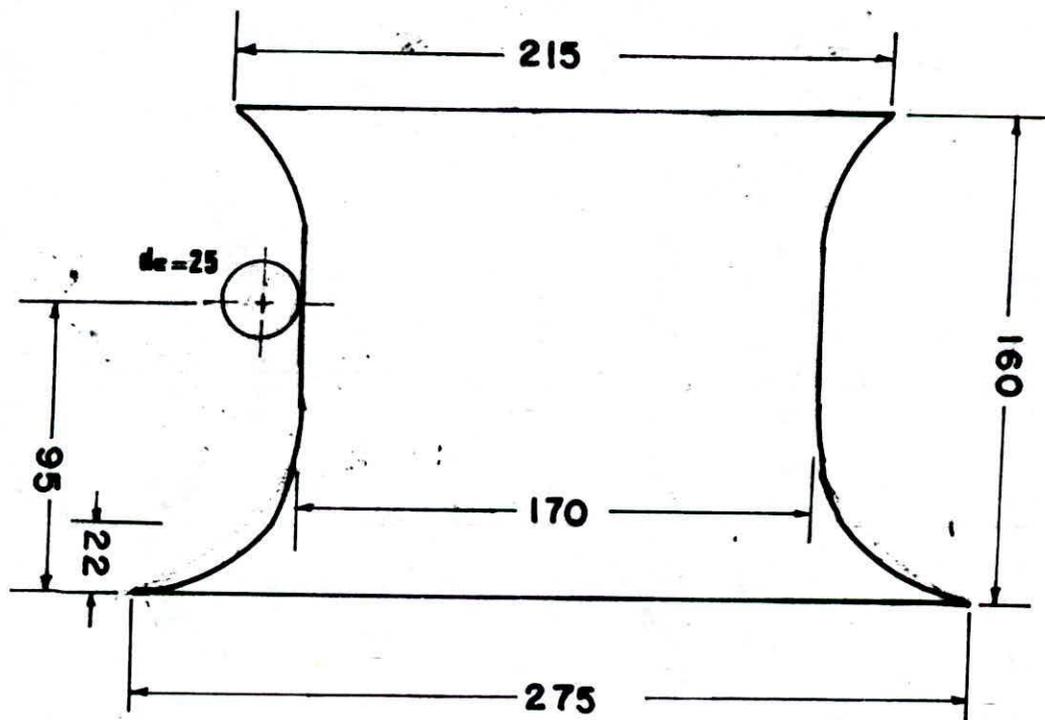
Diámetro de cable (dc)	Di/dc
9/16	17.77
5/8	16.00
1/2	20.00

1.1.10. Tambor de fricción

1.1.10.1. Dimensiones. Las medidas del tambor de fricción, se tomaron directamente del campo; para tal efecto se elaboró un plano de las mismas (Figura I-2).

1.1.10.2. Tiro del tambor de fricción

$$F1 = F2 \times e^{(2 \times \pi \times f \times ne)}$$



ESC. 1:2.5

Figura 1-2

Donde:

F1 = Fuerza resultante

F2 = Fuerza que aplica un pescador al extremo del cabo. En este caso se supone 10 Kg

f = Coeficiente de fricción = 0.3

ne = Número de vueltas sobre el tambor = (3 - 5 vueltas)

$$F1 = 10 \times e^{(2 \times \pi \times 0.3 \times 3)} = 2857.0 \text{ Kg-f}$$

1.1.10.3. Diámetro del cabo

$$\delta_{rup} = K_s \times F1$$

Donde:

Ks = Coeficiente de seguridad

δ_{rup} = Esfuerzo a la ruptura

$$\delta_{rup} = 3 \times 2857.0 = 8571.0 \text{ Kg-f}$$

Con el valor de δ_{rup} , se selecciona al cabo apropiado para soportar las condiciones de trabajo (TABLA I-6).

El cabo seleccionado tiene las siguientes características

Diámetro = 7/8"

δ_{rup} = 8750.0 Kg-f

1.1.10.4. Velocidad de virado (Vvi)

$$V_{vi} = 3.1416 \times D_v \times n$$

Donde:

Dv = Diámetro de virado

n = Revoluciones del tambor

TABLA I-6. Características de cabos sintéticos (Poliamida)

DIAMETRO		METROS X ROLLO	PESO DEL ROLLO. Kg	RESISTEN- CIA (en Kg)	metros/Kg
Pulgadas	milímetros				
3/16	4	366	5.4	457	67.00
1/4	6	366	8.0	725	45.75
5/16	8	366	12.8	1200	28.59
3/8	10	366	17.7	1625	20.68
7/16	11	183	11.0	2000	16.64
1/2	13	183	16.5	3000	11.09
5/8	16	183	25.5	4450	7.18
3/4	19	183	39.5	6375	4.53
7/8	22	183	54.0	8750	3.39
1	25	183	66.0	11050	2.77
1 1/8	29	183	86.5	13700	2.12
1 1/4	32	183	107.0	16900	1.71
1 1/2	38	183	140.0	23000	1.30
1 3/4	44	183	230.0	34000	0.80
2	50	183	260.0	39000	0.70
2 1/4	56	183	360.0	53000	0.51
2 1/2	63	183	410.0	59000	0.44

FUENTE : TORBAN

1.2. EVALUACIÓN DEL WINCHE MODELO McELROY 505.

En estos winches, el tambor de prueba es accionado mediante corriente eléctrica; por tanto, este funciona independiente del tambor principal. Para la verificación de este winche, se siguió la misma metodología que la empleada para los winches marca RICE. Empleando el método por capas, mencionado anteriormente, y teniendo en cuenta las dimensiones del tambor (ANEXO K) la capacidad de cable en el mismo para los diferentes diámetros de cable de arrastre se muestran en la TABLA I-7.

TABLA I-7. Capacidad del tambor según diámetro de cable para el Winche marca Mc ELROY.

Diámetro del cable (Pulgadas)	Capacidad del tambor (m)
1/2	1102.27
5/8	669.40
9/16	834.65

1.2.1. Revoluciones del órgano de trabajo (n4). El resultado de este parámetro se deriva del esquema cinemático típico de un barco con banda en el primer escalón y cadena en el segundo plasmado en la Figura I-3.

$$n_4 = 84.6/5.64 = 15.00 \text{ rpm}$$

1.2.2. Velocidad de virado del órgano de trabajo (Vv)

$$V_v = \pi \times D_m \times n_4$$

$$V_v = \pi \times 0.429 \times 15.0 = 20.22 \text{ m/min}$$

1.2.3. Relación de transmisión entre el motor y el árbol motriz del winche (im-a)

$$i_{m-a} = D_2/D_1 \times Z_2/Z_1$$

1.2.4. Revoluciones del árbol motriz (na)

$$n_a = n_c / i_{m-a}$$

Donde:

n_c = Revoluciones al momento del arrastre = 1400 rpm

1.2.5. Relación De/Lt, Di/dc, De/Di

$$D_e/L_t = 762.0 / 762.0 = 1$$

$$D_e/D_i = 762.0 / 158.8 = 4.8$$

La relación D_i/d_c , para los diferentes diámetros de cable se ilustra en la TABLA I 8.

TABLA I-8. Relación D_i/d_c para el winche McELROY 505.

DIAMETRO DEL CABLE (d_c)	D_i/d_c
9/16	11.1
5/8	10.0
1/2	12.5

Anexo J. Especificaciones de Winches camaroneros RICE

TABLA 1. Dimensiones en pulgadas del tambor para los diferentes modelos de Winches

MODELO	d	D	L
R 150 T	6 ½	16	14
R 200 T	7	18	19
R 300 T	7	21	20
R 400 T	8	24	21
R 500 T	8	24	24
R 600 T	10	28	21
Red de prueba	8	24	21
R 800 T	10	30	24
Red de prueba	8	24	24

TABLA 2. Capacidad de cable en los carretes

MODELO		R150T	R200T	R300T	R400T	R500T	R600T	R800T	
Capacidad de cable en los carretes principales	7/16"	Bz	210	296	445	511	698	816	1091
		Ft	1260	1776	2670	3666	4188	4896	6536
	½ "	Bz	161	228	342	469	536	627	838
		Ft	996	1368	2052	2814	3216	3762	5028
	9/16 "	Bz				369	422	493	660
		Ft				2219	2536	2963	3863
	5/8 "	Bz					344	402	537
		Ft					2064	2412	3222
	¾ "	Bz					237	277	371
		Ft					1425	1662	2226
	Capacidad de cable en el carrete de la red de prueba	7/16"	Bz					611	698
			Ft					3686	4188
½ "		Bz					469	536	
		Ft					2814	3216	
9/16 "		Bz					369	422	
		Ft					2219	2536	

TABLA 3. Especificaciones técnicas de los diferentes modelos.

	R150T	R200T	R300T	R400T	R500T	R600T	R800T
Capacidad de carga (libras) en los carretes principales. Pies/ min.	2200 @125	6600 @133	6600 @133	6600 @149	8800 @149	13200 @120	13200 @120
Capacidad de carga en el carrete de la red de prueba						8800 @119	8800 @126
Número de carretes principales	3	3	3	3	3	2	2
Carrete de la red de prueba						1	1
Caballos de fuerza requeridos	17	54	54	60	80	144	144
Relación de engrane	4.5:1	4.14:1	4.7:1	4.5:1	4.5:1	3.9:1	4.18:1
R. P. M. del eje motriz	270	248.5	282.6	270	270	156	167.2
R. P. M. de los carretes principales	60	60	60	60	60	40	40
R. P. M. del carrete de la red de prueba						48	51
Diámetro del eje motriz	1.74	1.9	1.99	2.24	2.24	2.49	3
Par requerido en libras en el eje motriz	330	1128	991.9	1160.8	1547.3	4830	4515
Dimensiones de la base	Largo	65 ¾	69	78	85 ½	82 ½	93 ½
	Ancho	29 ¾	39	40	44	47 ¼	47
	Alto	27 ¼	30 ½	32	38	38	48
Peso en libras	620	2200	2420	3500	3580	4510	5258
Peso en Kilogramos	281	999	1100	1589	1625	2047	3387

FUENTE : Catálogos del fabricante.

Anexo K. Especificaciones para winches McELROY

DESCRIPCION	MODELOS DE TAMBOR DOBLE					DE TAMBOR SENCILLO			
	Modelo	505-36	505	504	504-18	503	501	401E	401P
Diámetro del tambor	6.25"	6.25"	6.25"	6.25"	4.75"	4.00"	4.00"	4.00"	4.00"
Longitud del tambor	36.0"	30.0"	24.0"	18.0"	24.0"	19.0"	19.0"	19.0"	19.0"
Diam soporte tambor	30.0"	30.0"	30.0"	30.0"	22.75"	19.0"	19.0"	19.0"	19.0"
Diámetro eje tambor	3.50"	3.50"	3.50"	3.50"	2.50"	2.25"	2.25"	2.25"	2.25"
Diámetro eje piñón	3.0"	3.0"	3.0"	3.0"	2.5"	2.0"	--	--	--
Reducción al winche	5.636:1	5.636:1	5.636:1	5.636:1	4.286:1	4.077:1	30:1	--	--
Dientes del engrane	62	62	62	62	60	53	--	--	--
Dientes del piñón	11	11	11	11	14	13	--	--	--
Cap cable 5/8" (ft)	4700	3900	3100	2200	1800	990	990	990	990
Cap cable 9/16" (ft)	5700	4700	3800	2700	2200	1210	1210	1210	1210
Cap cable 1/2" (ft)	7100	5900	4700	3500	2700	1510	1510	1510	1510
Cap cable 7/16" (ft)	9200	7600	6100	4500	3500	1950	1950	1950	1950
Dimen aprox base(")	60x73	54x73	48x73	42x73	49x65	27x39	20x63	20x36	20x36
Peso aproximado (lb)	4700	4500	4300	4000	2800	700	700	700	700

FUENTE : Catálogos del fabricante.