

33
Zuj



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

SELECCIÓN DE LOS MOTORES Y LAS
TRANSMISIONES MECÁNICAS DE UN VEHÍCULO
REPARTIDOR ELÉCTRICO DE ALTA
MANIOBRABILIDAD

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
ÁREA MECÁNICA
P R E S E N T A :
CARLOS ALBERTO CANTÚ MEDELLÍN

ASESOR: DR. ENRIQUE CHICUREL



MÉXICO, D. F.

1996

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mis padres con gratitud, admiración y cariño, por su apoyo y ejemplo.

A mis hermanos, Ivonne, Jorge y Roberto por su amistad, ejemplo y apoyo en todo lo que hago.

A mi NANA por que la quiero mucho.

A toda mi familia por que han sido ejemplo de unión.

Agradezco a Luis Antonio y Luis Enrique por su amistad e invaluable ayuda para la realización de este proyecto, a Gabriel y José Antonio por que han compartido conmigo momentos importantes de mi vida. a mis amigos del domino por su amistad y al Dr. Enrique Chicurel por todo lo que me enseñó y por todo lo que aprendí de usted.

**SELECCIÓN DE LOS MOTORES Y LAS TRANSMISIONES
MECÁNICAS DE UN VEHÍCULO REPARTIDOR ELÉCTRICO DE
ALTA MANIOBRABILIDAD**

INDICE

	Pág.
1. OBJETIVO	3
2 ANTECEDENTES	4
3. DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO	8
3.1 NOMENCLATURA	8
3.2 CONFIGURACIÓN GENERAL	10
3.3 PESO PROYECTADO	18
4. SELECCIÓN DE LOS MOTORES	19
4.1 SELECCION DE LOS MOTORES	19
4.2 REDUCCIÓN TOTAL	20
4.3 PENDIENTE MÁXIMA	21
4.4 VELOCIDAD MÁXIMA	25
4.5 ACELERACIÓN	31

4.6 CONSIDERACIONES Y SELECCIÓN FINAL	34
5. SELECCIÓN DE LAS TRANSMISIONES	37
5.1 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCIÓN DE LAS TRANSMISIONES	38
5.2 PRIMERA ETAPA DE REDUCCIÓN	38
5.3 SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN	42
6. CONCLUSIONES	45
7. REFERENCIAS	48
8. APÉNDICES	51

I. OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es el de seleccionar los motores eléctricos y las transmisiones mecánicas del vehículo experimental, que como sugiere su nombre tendrá un intervalo de viraje de 180°, Elvira 180.

2 ANTECEDENTES

En el Instituto de Ingeniería se ha estado desarrollando el vehículo triciclo Omniviramóvil impulsado con un motor de combustión interna y posee ángulo de viraje ilimitado con el propósito de cubrir la necesidad de un vehículo repartidor de tamaño pequeño o para emplearse para maniobras internas en almacenes industriales. Así mismo, actualmente se desarrolla un Minibús Eléctrico, con motor de corriente alterna y con sistema hidroneumático de frenado regenerativo, Chicurel R., et. al., 1993 y Chicurel R., et al Noviembre, 1994.

El antecedente más cercano sin lugar a duda del Elvira es el Omniviramóvil, un vehículo triciclo sumamente maniobrable pero con el defecto de ser muy poco ágil ya que este no cuenta con dirección hidráulica. Este vehículo está dotado de un motor de 20 HP a nivel del mar, 15 HP a la altura de México D.F. con una velocidad máxima de 43Km/hr. El compartimiento abierto para carga es de 1 m³ y tiene una capacidad de carga de 300 kg. La cabina aloja al conductor y un pasajero. Las dimensiones del vehículo son: longitud total de 4.15 m, ancho máximo de 1.53 m, altura de 1.66 m, distancia entre ejes de 2.70 m y distancia entre ruedas traseras de 1.37 m. La rueda delantera tiene la doble función de tracción y viraje, logrando un ángulo de viraje ilimitado. El vehículo puede virar a 90 grados alrededor de un punto, con un radio igual a la distancia entre ejes.

La transmisión consiste de poleas variables que responden automáticamente a la demanda de par y velocidad. Puesto que las mitades de la polea motriz se separan una distancia mayor que el ancho de la banda, no se requiere embrague. La transmisión requiere que la flecha sea segmentada y con dos cambios de dirección. La reducción en la transmisión se obtiene mediante cadenas y bandas.

La suspensión es individual para cada rueda y consta de resortes y amortiguador.

Los frenos son de tambor y unicamente se tienen en las ruedas traseras, Chicurel E., et al., Septiembre 1983 y Chicurel E., Gutiérrez F., Matias E., Septiembre 1990.

En un principio se pensó que el Omniviramóvil podría ser fabricado para ser comercializado, pero en una ocasión se volcó y, el accidente puso de manifiesto que un vehículo triciclo es necesariamente más inestable que uno de cuatro ruedas, razón por la que se desistió de ese propósito.

El Omniviramóvil sirvió como inspiración para crear lo que ahora se denomina como Elvira 180, un vehículo repartidor urbano eléctrico de cuatro ruedas con intervalo de viraje de 180 grados. Elvira se encuentra en la etapa de diseño y deberá ser un automóvil sumamente maniobrable además de ágil ya que contará con dirección hidráulica. En el Elvira 180 se trata de tomar lo mejor de ambos vehículos mencionados: Omniviramóvil y Minibús Eléctrico

Una alta maniobrabilidad es deseable en sí para vehículos repartidores, particularmente en una ciudad como la de México

donde, por ejemplo, se tienen que repartir comestibles tales como papas fritas, refrescos y cervezas a tiendas misceláneas ubicadas en calles estrechas y congestionadas. En estas circunstancias resulta muy indicado la utilización de la impulsión eléctrica por su contaminación nula y por que la operación intermitente reduce el requerimiento de autonomía, además, en un ambiente urbano no hay posibilidades de grandes aceleraciones con sus consecuentes descargas intensas lo que favorece la vida de las baterías. La abreviación de las maniobras debe aumentar la autonomía efectiva.

3.DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO

3.1 NOMENCLATURA

A	Area, m^2
a	Aceleración, m / s^2
C_D	Coeficiente de arrastre
D	Diámetro de la rueda, m
F_N	Fuerza tractiva neta, N
F_T	Fuerza tractiva total del vehículo, N
F_{T1}	Fuerza tractiva del motor M1, N

(Ver sección 3.1)

F_{TR}	Fuerza tractiva en una de las ruedas motrices, N
n_M	Velocidad angular del motor, RPM
P_M	Pendiente máxima, porcentaje
R	Suma de las resistencias al aire y al rodamiento
R_A	Resistencia al aire, N
R_D	Resistencia de las llantas delanteras, N
R_T	Resistencia de las llantas traseras, N
R_R	Resistencia total al rodamiento, N
T_M	Par en el motor, Lbf-pié o N-m, según se indica
T_{M1}	Par en el motor M1, Lbf-pié o N-m según se indica (Ver sección 3.1)
T_R	Par en una de las ruedas motrices, Lbf-pié o N-m, según se indica
t	Tiempo, segundos
V	Velocidad, m/s o km/hr, según se indica
V_0	Velocidad de referencia, ver valor (17)
V_{MAX}	Velocidad máxima del motor, m / s o km / hr, según se indica
W	Peso, N
β	Angulo de pendiente, grados

η	Eficiencia total de la reducción
η_1	Eficiencia de la primer etapa de reducción
η_2	Eficiencia de la segunda etapa de reducción
η_{LL}	Eficiencia de la llanta
ξ	Razón de reducción
ρ	Densidad, kgm / m^3

3.2 CONFIGURACIÓN GENERAL

A partir de este punto se reproducen libremente fragmentos de Chicurel E., Chicurel R., Cantú C., Morales L., Gutiérrez F., Espinoza A., 1995, puesto que el autor de este trabajo fué coautor del informe que se cita.

Como ya se mencionó, el vehículo Omniviramóvil es sumamente maniobrable pero poco ágil, a la luz de esa experiencia, en Elvira 180 se contempla el uso de una dirección hidráulica. Se propone un mecanismo de dirección dotado de amplificadores de ángulo. Sin embargo, dichos amplificadores darán lugar a pares y fuerzas mayores de las que normalmente se presentan en vehículos pequeños por lo que conviene utilizar una dirección hidráulica de un vehículo pesado.

El concepto fundamental para lograr un intervalo de viraje de 180° es sencillamente la inclusión de una transmisión de engranes para amplificar el desplazamiento angular de viraje en cada una de las ruedas delanteras. Las ruedas motrices deben ser las delanteras porque si fueran las traseras el vehículo se frenaría al tratar de virar a 90° . Desde luego hubo necesidad de optimar las proporciones del mecanismo para cumplir con la ley de viraje, es decir, que las ruedas trazan círculos concéntricos cuando el vehículo esta dando la vuelta, Chicurel y Calderón, 1994.

En vista de la gravedad del problema de la contaminación en la Ciudad de México y del creciente uso de vehículos eléctricos se optó por este medio de impulsión.

Con la mira de simplificar el diseño mecánico se óbvia el diferencial y se especifica el uso de dos motores eléctricos, uno para impulsar cada una de las ruedas tractivas con un controlador para cada motor y un mando único para ambos controladores. Dicho mando es un pedal potenciómetro que funge como acelerador. De esta manera se obliga a los motores a funcionar con corrientes de igual magnitud , y puesto que están devanados en serie, también sus pares serán siempre iguales, como cuando se utiliza un diferencial.

Para simplificar la transmisión mecánica se decidió montar los motores sobre los bastidores de viraje que forman parte de la masa suspendida.

El concepto mecánico se muestra en las Figs. 1 a 4, Chicurel E., Chicurel R., Cantú C., Morales L., Gutierrez F., Espinoza A. marzo 1995 y agosto 1995.

SISTEMA IMPULSOR

- 1d y 1i Motores de corriente directa devanados en serie
- 2d y 2i Primera etapa de reducción, catarinas y cadena silenciosa de alta velocidad
- 3d y 3i Segunda etapa de reducción, catarinas y cadena de rodillos
- 4d y 4i Ruedas motrices

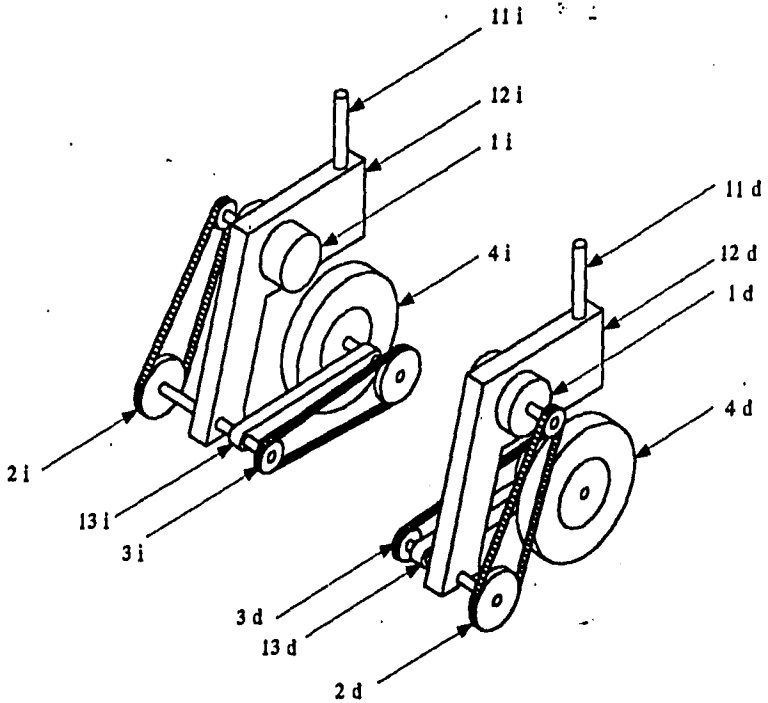


Figura 1. Diagrama conceptual de los bastidores de viraje y sistemas de impulsión.

SISTEMA DE VIRAJE

- 5 Volante
- 6 Junta de Hooke
- 7 Sinfín y sector
- 8 Brazo Pitman
- 9 Mecanismo de dirección de paralelogramo
- 10d y 10i Amplificadores de engranes
- 11d y 11i Flechas de viraje
- 12d y 12i Bastidores de viraje
- 13d y 13i Brazos basculantes

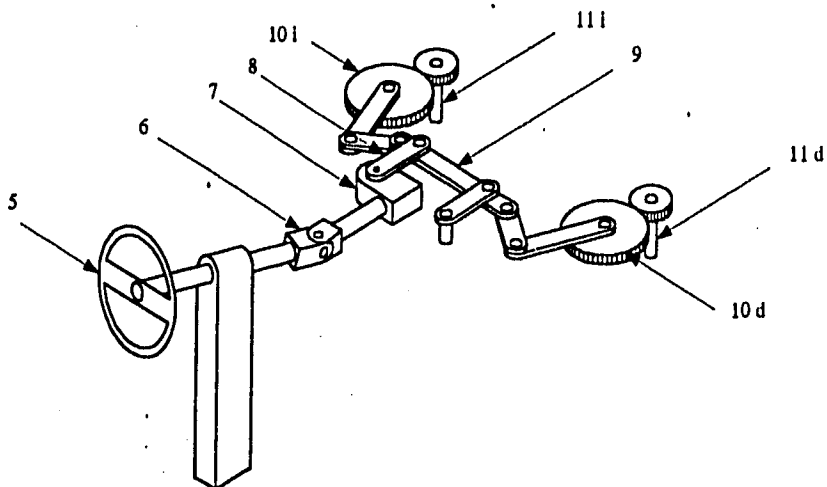


Figura 2. Diagrama conceptual, mecanismo de la dirección.

SISTEMA DE SOPORTE

14 Chasis
15d y 15i Ruedas traseras locas

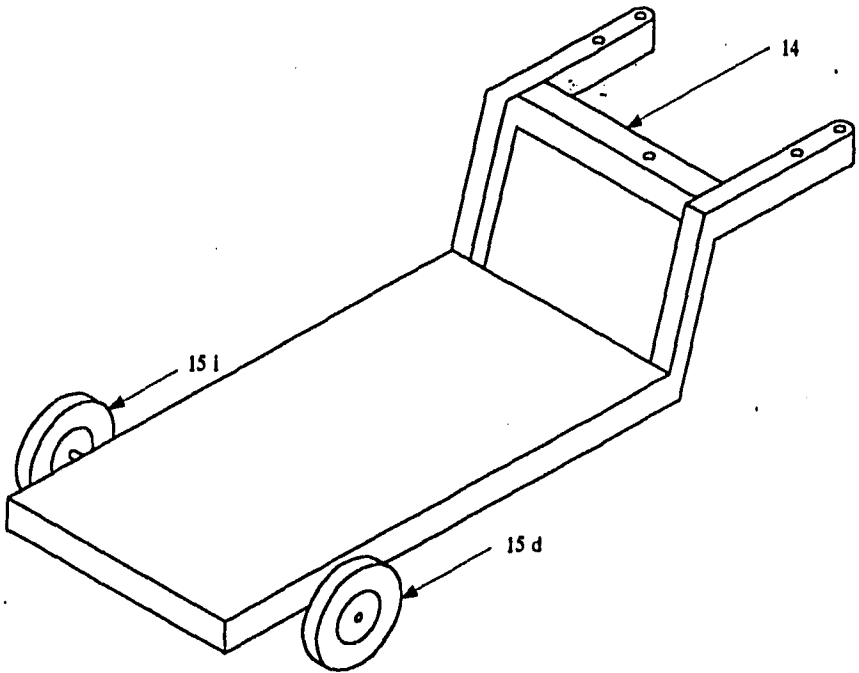


Figura 3. Diagrama conceptual del chasis.

Concepto General, Vista Explotada

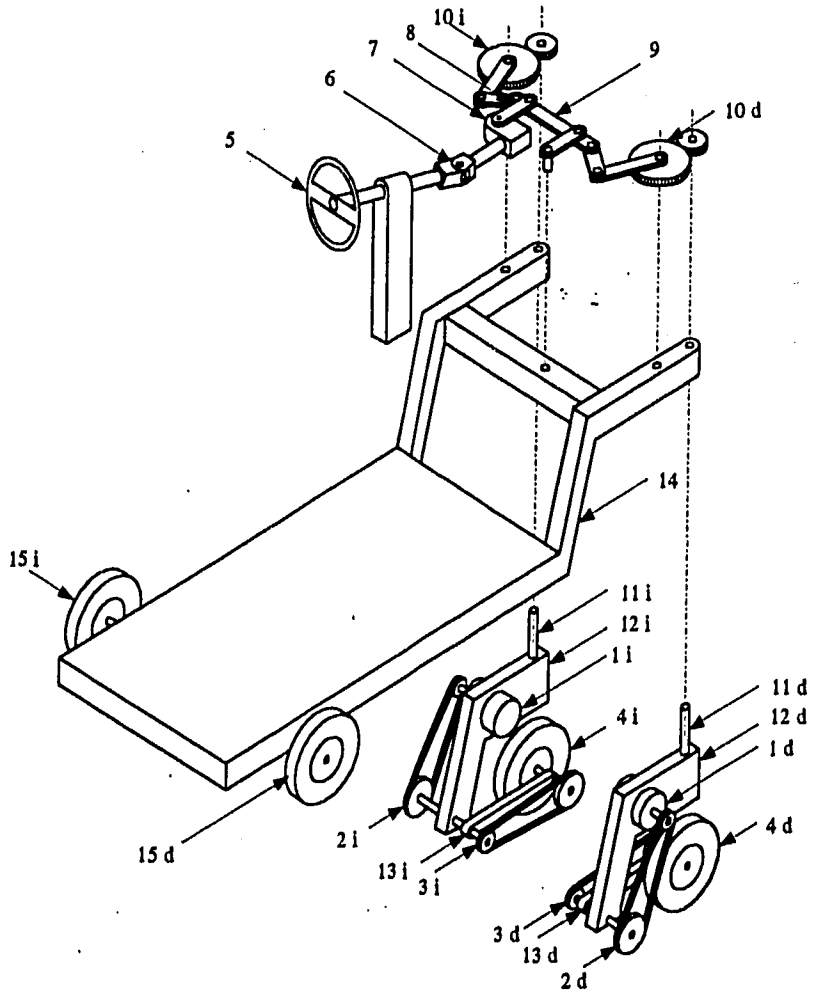


Figura 4. Vista explotada.

Concepto General

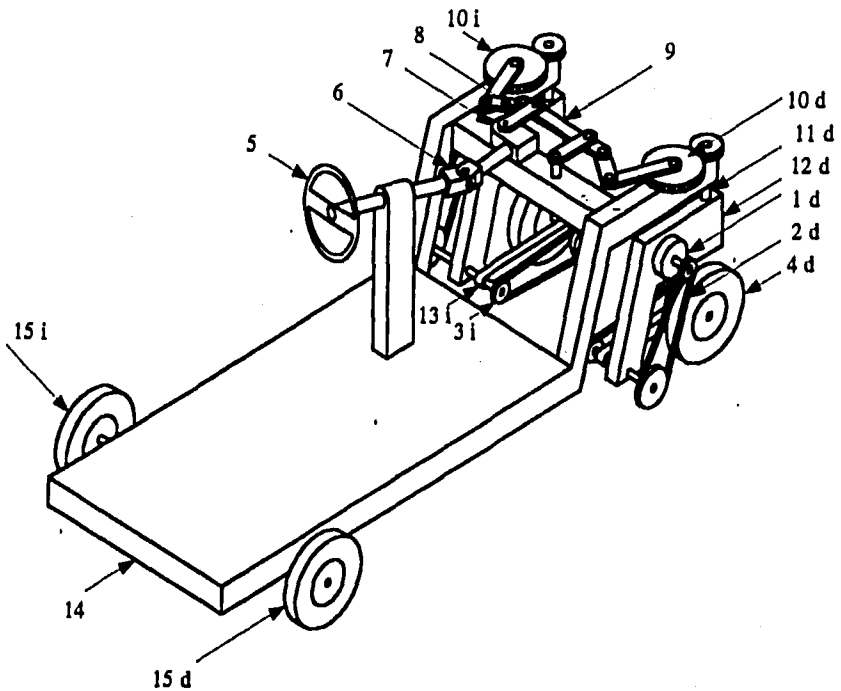


Figura 5. Arreglo general.

Para no complicar los esquemas no se muestra la suspensión pero los resortes y amortiguadores delanteros actúan entre los brazos basculantes y los bastidores de viraje, los traseros entre las ruedas y el chasis.

3.3 PESO PROYECTADO

El peso proyectado del vehículo se determinó de la siguiente manera:

Peso del vehículo sin baterías ni tripulantes ni carga, se consideró igual al peso del vehículo Omniviramóvil, Chicurel, Gutierrez y Matias, 1990	1000 kgf
Peso de las diez baterías suponiendo que estas son iguales a las usadas en el Minibus del Instituto de Ingeniería, Chicurel R., Lara P., et al 1993	300
Peso de dos tripulantes	150
Carga útil (se estimó sobrada para asegurarse que los motores tengan la capacidad suficiente)	750
	<hr/>
Total	2200 kgf
o sea	$W = 21600 \text{ N (1)}$

4. SELECCIÓN DE LOS MOTORES

4.1 SELECCION DE LOS MOTORES

De acuerdo con las recomendaciones del fabricante, ver Apéndice I., con base en el peso del vehículo y tomando en cuenta que se utilizarán dos motores se consideraron inicialmente los siguientes motores de Advanced D.C. Motors, Inc.:

203-06-4001 que en este trabajo se denominará (M1)

L91-4003 que en este trabajo se denominará (M2)

para utilizar todo el potencial de los motores se decidió que el suministro sea de 120 V

A partir de esto se establecieron los siguientes límites aceptables en las características que se indican:

Pendiente máxima : 15 a 20 grados (a)

Velocidad máxima : 60 a 80 km / hr (b)

4.2 REDUCCION TOTAL

Cada uno de los dos motores del Elvira 180 tiene una potencia y una velocidad aproximadamente igual a la de la flecha de salida del amplificador del Omniviramóvil que entre este punto y la rueda tiene una reducción de 10, Chicurel , Szczepaniak , et al 1983, misma que se estableció como la total para Elvira.

$$\xi = 10 \quad (2)$$

4.3 CÁLCULO DE LA PENDIENTE MÁXIMA

Para subir la pendiente máxima la aceleración tiene que ser nula, en consecuencia y de acuerdo con el diagrama de cuerpo libre de la Figura 6 el equilibrio en la dirección paralela al piso requiere que:

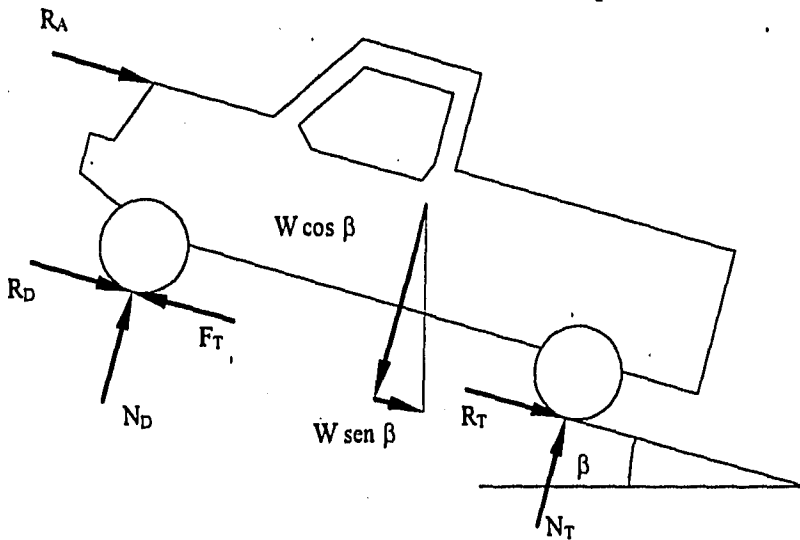


figura 6. Diagrama de cuerpo libre, en una pendiente.

$$F_T - W \sin \beta - R = 0 \quad (3)$$

donde:

$$F_T = 2 F_{TR} \quad (4)$$

La fuerza tractiva en la rueda esta dada por:

$$F_{TR} = \frac{2 T_R}{D} \quad (5)$$

A su vez el par es:

$$T_R = \eta \xi T_M \quad (6)$$

La eficiencia total η :

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \quad (7)$$

Combinando las últimas cuatro relaciones se tiene a la fuerza tractiva en función del par en el motor y de las eficiencias.

$$F_T = \frac{4 \eta_1 \eta_2 \xi T_M}{D} \quad (8)$$

En la tabla del Apéndice II para el motor M1 se especifica una potencia de 37 HP a 4650 RPM durante 5 minutos, que se considera el tiempo máximo requerido para subir las pendientes más pronunciadas en el ámbito urbano. El par correspondiente es

$$T_M = 7135 \frac{\text{HP}}{n_M} = 57 \text{ N m} \quad (9)$$

estimando las eficiencias en forma pesimista:

$$\eta_1 = 0.97 \quad \eta_2 = 0.95 \quad (10)$$

Considerando que el vehículo deberá poder circular por calles empedradas y salvar baches grandes, se consideró que el diámetro de la llanta debería ser grande, como las que usa el automóvil Volkswagen, 185/70/R14 es decir:

$$D = 0.6 \text{ m} \quad (11)$$

Sustituyendo los valores (2), (9) (10) y (11) en la relación (8) se tiene que la fuerza tractiva total es:

$$F_T = 3502 \text{ N} \quad (12)$$

Por otro lado

$$R = R_A + R_R \quad (13)$$

$$R_R = R_D + R_T \quad (14)$$

$$R_A = \frac{\rho}{2} C_D A V^2 \quad (15)$$

$$R_R = W \left[0.01 \left(1 + \frac{V}{V_o} \right) \right] \quad (16)$$

$$V_o = 160 \frac{\text{km}}{\text{hr}} \quad (17)$$

Wong, 1978.

De las relaciones (13) a (16), suponiendo que se sube a muy baja velocidad ($V \cong 0$) y utilizando el valor (1) se obtiene

$$R = 216 \text{ N} \quad (18)$$

De la relación (3) y los valores (1), (12) y (18) se establece

$$\beta = \arcsen \frac{F_T - R}{W} = 8.75^\circ \quad (19)$$

$$P_M = 100 \tan \beta = 15.4\% \quad (20)$$

De la tabla del Apéndice II para el motor (M2) a 120 volts y 4650 RPM se pueden obtener 31 HP durante 5 minutos. Repitiendo las cálculos con estos valores se obtiene

$$P_M = 12.7\% \quad (21)$$

4.4 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD MÁXIMA

Se considera que cuando no se puede acelerar más

$$a = 0 \quad (22)$$

la velocidad es máxima.

Tomando en cuenta la condición (22), a partir del diagrama de cuerpo libre Figura 7 se obtiene

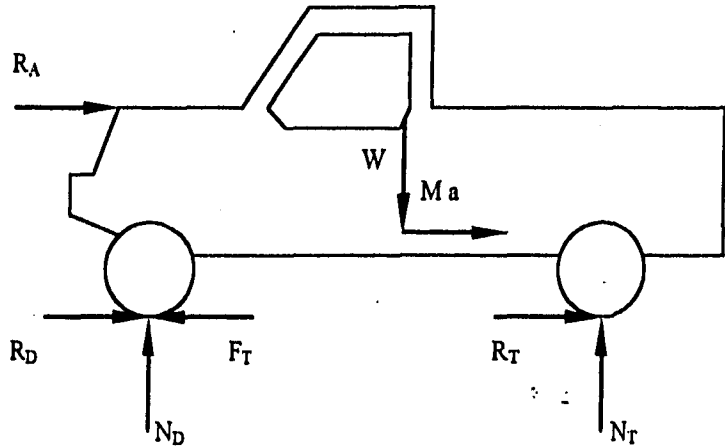


figura 7. Diagrama de cuerpo libre.

$$F_T = R \quad (23)$$

Sustituyendo tanto la resistencia al rodamiento (15) como la resistencia al aire (16) en la ecuación de resistencia total (13) se obtiene:

$$R = W \left[0.01 \left(1 + \frac{V}{V_0} \right) \right] + \frac{\rho}{2} C_D A V^2 \quad (24)$$

Si se supone que el frente del vehículo tiene 1.70 m de ancho por 1.85 m de alto, el area frontal del mismo resulta de:

$$A = 3.15 \text{ m}^2 \quad (25)$$

además

$$\rho = 0.928 \text{ kgm} / \text{m}^3 \text{ en México D. F.} \quad (26)$$

$$C_D = 0.8 \text{ (estimado)} \quad (27)$$

Sustituyendo los valores anteriores en la relación de resistencia total (24) se obtiene una relación cuadrática de la resistencia en función de la velocidad.

$$R = 216 + 1.35V + 0.0902 V^2 \quad (28)$$

(donde V se expresa en km / hr)

Por otra parte sustituyendo los valores (2), (10) y (11) en la relación (8) se obtiene la fuerza tractiva en función del par en el motor:

$$F_T = 61.43 T_M \quad (29)$$

El par del motor T_M se obtiene a partir de su velocidad angular, mediante el uso de la gráfica del apéndice III.

La velocidad del motor está dada por

$$n_M = \frac{V\xi}{\pi\eta_{LL}D} \quad (30)$$

y considerando un deslizamiento de 5 % en la llanta

$$\eta_{LL} = 0.95 \quad (31)$$

Sustituyendo los valores (2), (11) y (31) en la relación (30)

$$n_M = 93.07 V \quad (32)$$

(donde V se expresa en km / hr)

Utilizando la relación (32), las curvas de los Apéndices III y IV así como las relaciones (29) y (28) se obtienen las fuerzas tractivas y la resistencia Tabla 1 y figura 8.

Tabla 1

Fuerzas tractivas y resistencias a alta velocidad

V Km / hr.	n_M	T_{M1}		F_{T1}	T_{M2}		F_{T2}	R
	RPM	Lbf-pie	N-m	N	Lbf-pie	N-m	N	N
60	5580	26.5	35.93	2207	20	27.15	1666	621.7
65	6050	22	29.83	1832	16.5	22.40	1374	684.8
70	6510	18	24.40	1499	13.5	18.33	1124	752.5
75	6980	14.5	19.66	1208	10.5	14.25	875	824.6
80	7450	12	16.27	1000	8.5	11.54	708	901.3
85	7910	10	13.56	833	7	9.50	583	982.4

DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD

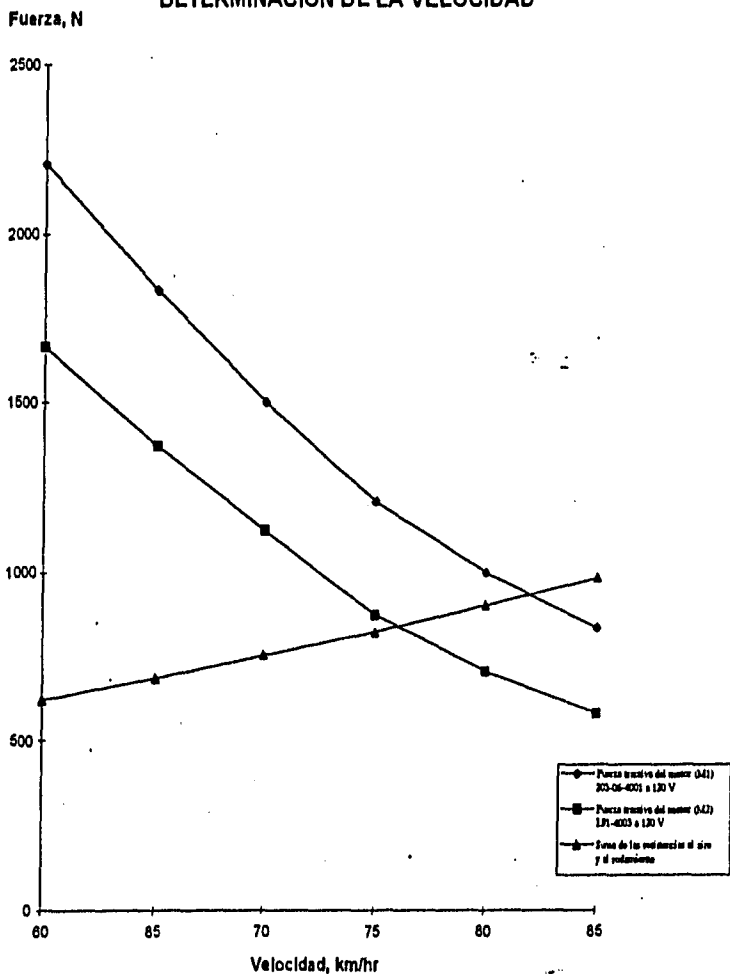


figura 8. Gráfica de fuerza contra velocidad.

Según se aprecia en la gráfica de la figura 8 los puntos donde se cumple la condición (23) correspondientes a la velocidad máxima son

$$V_{1 \text{ MAX}} \cong 82 \text{ km / hr} \quad (33)$$

$$V_{2 \text{ MAX}} \cong 75 \text{ km / hr} \quad (34)$$

4.5 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN DEL VEHÍCULO

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Fig. 7 la ecuación de movimiento del vehículo es

$$F_T - R = m a \quad (35)$$

La fuerza de impulsión neta es:

$$F_N = F_T - R \quad (35a)$$

$$a = \frac{F_T - R}{m} = \frac{F_N}{m} \quad (36)$$

$$m = \frac{W}{g} \quad (37)$$

$$g = 9.81 \text{ m/seg} \quad (38)$$

Sustituyendo los valores (1) y (38) en la relación (37)

$$m = 2202 \text{ N seg}^2 / \text{m} \quad (39)$$

a su vez

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{F_N}{m} \quad (40)$$

En la Tabla 2 se calculan las fuerzas netas

Puesto que la velocidad que se obtiene con el motor más limitado es 75 Km / hr o sea 20.833 m / seg, para los efectos de comparación, se determinará el tiempo necesario para llegar a esta velocidad a partir de cero m / seg.

$$t = m \int_0^{20.833} \frac{dV}{F_N} \quad (41)$$

Recurriendo a la regla de Simpson

$$t = \frac{1}{3} m \Delta V \left[\frac{1}{F_{N0}} + \frac{4}{F_{N1}} + \frac{2}{F_{N2}} + \dots + \frac{4}{F_{N9}} + \frac{1}{F_{N10}} \right] \quad (42)$$

donde $\Delta V = 7.5 \text{ km / hr} = 2.0833 \text{ m / seg}$ (43)

Sustituyendo los valores (39), (43) así como las magnitudes de las fuerzas netas de la tabla (2) en la relación (42) se evalúan los tiempos para acelerar el vehículo de 0 a 75 km / hr :

$$t = 19.4 \text{ seg para el motor (M1)}$$

$$t = 40.4 \text{ seg para el motor (M2)}$$

Es interesante calcular la aceleración máxima, es decir a 0 km / hr recurriendo a la relación (36) y los valores correspondientes de la Tabla 2

$$a_{MAX} = 3.69 \text{ m/seg}^2$$

4.6 CONSIDERACIONES Y SELECCIÓN FINAL.

Las características proyectadas se presentan en el siguiente cuadro sinóptico:

	Motor (M1)	Motor (M2)
Pendiente Máxima, %	15.4	12.7
Velocidad Máxima, Km / hr.	82.0	75.0
Tiempo para alcanzar una velocidad de 75 Km / hr, seg.	19.4	40.4

De acuerdo con el cuadro anterior la pendiente máxima que se obtendría con los motores (M2) está por debajo del límite inferior prefijado (a). Si se aumentara la reducción, la pendiente máxima podría llegar a quedar dentro de dichos límites probablemente sin violar los límites de velocidad prefijados (b). Sin embargo, como se verá más adelante, las catarinas resultarían excesivamente grandes, razón por la cual se tendría que recurrir a tres etapas de reducción que por un lado es complicado y por otro lado reduce la eficiencia.

En vista de las anteriores consideraciones se seleccionaron los motores (M1), a saber :

Advanced D.C. Motors Inc. , Modelo 203-06-4001, 120 Volts, 203 mm (8") de diámetro, 375 mm. (14.75") de largo y flecha doble de 28.6 mm (1 1/8") de diámetro, 49 Kg de peso por cada motor

Tabla 2
FUERZAS TRACTIVAS NETAS

V Km / hr	n_M	R N	T_{M1}		F_{T1}	F_{NM1}	T_{M2}		F_{T2}	F_{NM}
	RPM		Lbf-pie	N-m	N	N	Lbf-pie	N-m	N	N
0	0	216	100	135.75	8339	8123	100	135.75	8339	8123
7.5	700	231	100	135.75	8339	8108	100	135.75	8339	8108
15	1400	257	100	135.75	8339	8082	100	135.75	8339	8082
22.5	2100	292	100	135.75	8339	8047	100	135.75	8339	8047
30	2800	338	100	135.75	8339	8001	100	135.75	8339	8001
37.5	3500	384	100	135.75	8339	7945	68.5	92.87	5706	5312
45	4200	459	56	76.02	4670	4211	39.5	53.55	3290	2831
52.5	4900	536	37	50.23	3086	2550	27.5	37.28	2291	1755
60	5600	622	27	36.65	2251	1629	20	27.12	1666	1044
67.5	6300	718	19.5	26.47	1626	908	14.5	19.66	1208	490
75	7000	825	14	19.00	1167	342	11	14.91	916	91

n_M se calculó mediante la relación (32)

R se calculó mediante la relación (28)

T_{M1} se obtuvo de la curva del Apéndice III

T_{M2} se obtuvo de la curva del Apéndice IV

F_{T1} y F_{T2} se calcularon mediante la relación (29)

F_{NM1} y F_{NM2} se determinaron mediante la relación (35-a)

5. SELECCIÓN DE LAS TRANSMISIONES

Desde un principio se descartó el uso de engranes pues estos hubiesen requerido lubricación y ventilación forzados y, por ende, una caja complicada, pesada y costosa.

Se consideraron unicamente transmisiones de bandas dentadas y de cadenas.

5.1 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCIÓN DE TRANSMISIONES

El procedimiento se presenta en el Apéndice V, copia de los manuales de Morse, HV Drives Ithaca N. Y.

5.2 PRIMERA ETAPA DE REDUCCIÓN

Puesto que la reducción total es de 10 y la reducción final será idéntica a la del Omniviramóvil con una razón de 3.6, Chicurel E., Szczepaniak C., et al, 1983, la reducción en la primera etapa sería de 2.78. Ahora hay que decidir que tipo de transmisión se utilizará si de banda o de cadena.

BANDAS DENTADAS

De acuerdo con la curva del Apéndice III el par máximo es de 100 Lbf-pié o sean 135.75 Nm que ocurre a 3500 RPM y corresponde a 70 HP. De la tabla 7 Apéndice VI el motor eléctrico de corriente continúa devanado en serie corresponde a la clase III.

Para seleccionar el factor de servicio se recurre a la tabla 8, Apéndice VI. Puesto que en la tabla mencionada no aparece ninguna clasificación referente a vehículos, pareció razonable comparar el servicio con el de un transportador elevador de cangilones por lo que al valor básico de 1.8 se le aplicó la corrección de -0.1 indicada en la Tabla 10, Apéndice VI considerando que su operación es intermitente quedando su valor final en 1.7 y, por lo tanto, la potencia de diseño es de 119 HP.

De acuerdo con la gráfica 1 del Apéndice VI y considerando 119 HP a 3500 RPM el paso indicado puede ser de 8 mm o de 14 mm.

La polea conductora de 8 mm de paso tendría que tener un ancho de 60 mm y 56 dientes de acuerdo a la tabla 19 del Apéndice VI y se requerirían 157 dientes para la polea conducida que resultaría demasiado grande pero además ni siquiera se fabrica ninguna que se le aproxime, tabla 22 Apéndice VI.

La polea conductora de 14 mm de paso tendría que tener un ancho mínimo de 42 mm, 28 dientes según la Tabla 19 del Apéndice VI y, según la Tabla 22 se requeriría una polea conducida de 80 dientes con un diámetro de 356.51 mm la cual resulta demasiado grande. Pasando al siguiente ancho de banda que es de 65 mm se observa en la misma tabla que no se fabrica

ninguna polea con menos de 28 dientes así que esta opción se descartó por la misma razón que la anterior.

Además de la objeción a los diámetros de las poleas resultantes también parece haber un problema de ruido en relación a las velocidades que se requerirían para esta etapa como esta implícito por la nota al calce de la Tabla 19, Apéndice VI. Ver también la Gráfica Comparativa en el Apéndice VII.

A la luz de las anteriores consideraciones se deshechó la posibilidad de utilizar banda dentada o sincrónica.

CADENA

Puesto que la velocidad de operación requerida es sumamente alta desde el inicio se descartó la posibilidad de usar cadena silenciosa ordinaria y sólo se consideró la posibilidad de utilizar la cadena Morse HV (High Velocity), ver Gráfica Comparativa página 129a del catálogo Morse Apéndice VII.

Según la tabla de la página 134a-Morse, Apéndice VII, el motor se clasifica como tipo A. Considerando que el servicio sería comparable al de un transportador de banda conduciendo

minerales el factor de servicio es de 1.2. Lo que significa una potencia de diseño de

$$70 \times 1.2 = 84 \text{ HP}$$

Considerando un paso de 3/8" a 3600 RPM la catarina de 21 dientes tiene una capacidad de 59 HP / plg o sea de 88.5 HP para una cadena de 1 1/2" de ancho, página 136a-Morse, Apéndice VII. La catarina conducida tendría 57 dientes y un diámetro de 230.53 mm, página 139a-Morse, Apéndice VII. Nótese que la potencia máxima permisible para lubricación de baño es de 62 HP/plg. de ancho o sea 93 HP para una banda de 1 1/2" valor que excede a la potencia pico de 83 HP del motor, Apéndice II, por lo que no hay necesidad de lubricación forzada.

Puesto que es satisfactorio en todos los sentidos el equipo anterior es el que se especifica , en resumen:

Transmisión de cadena Morse HV de 3/8" de paso y 1 1/2" de ancho (HV-306)

Catarina conductora de 21 dientes (HV306B21)

Catarina conducida de 57 dientes (HV306B57).

5.3 SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN

Por la sencillez del arreglo de la transmisión y del brazo basculante de la última etapa del vehículo Omniviramóvil así como por su elevada razón de reducción se decidió que la última etapa de Elvira fuese igual a la de dicho vehículo , a saber:

Transmisión de cadena de rodillos , paso 50 o sea de 5/8"

Catarina conductora de 15 dientes

Catarina conducida de 54 dientes

La transmisión, cadenas y catarinas, y los motores seleccionados se muestran en las figuras 9-12



figura 9

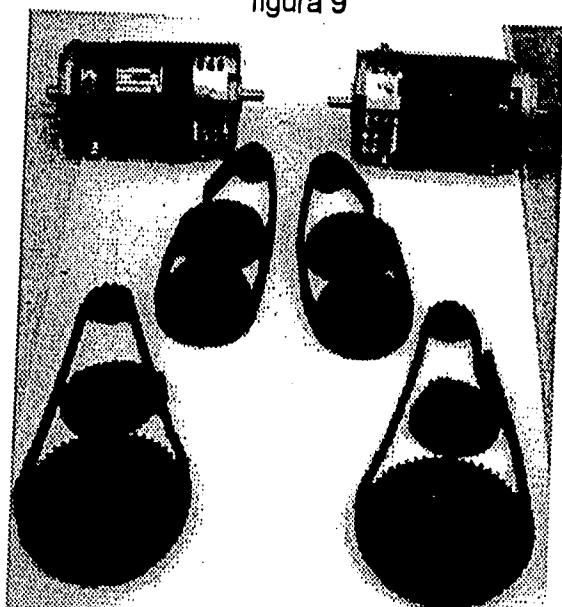


figura 10

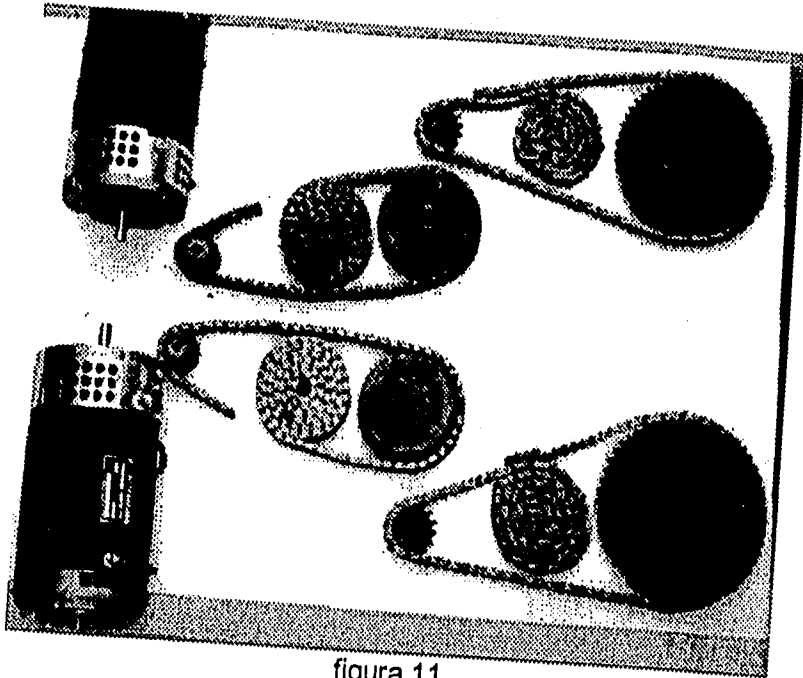


figura 11

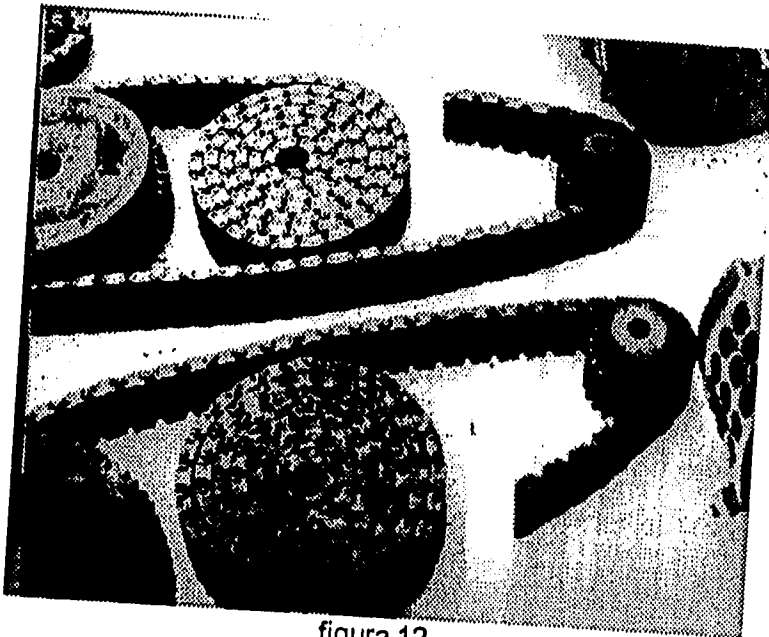


figura 12

6. CONCLUSIONES

El desarrollo tecnológico es de suma importancia cuando se trata de resolver problemas como la contaminación ambiental. En la ciudad de México nos acercamos a niveles de contaminación preocupantes. Elvira tiene como objeto demostrar que se puede fabricar un vehículo, de cuatro ruedas, de maniobrabilidad extrema por su valor en sí y además, por el efecto que tal característica pueda tener sobre la reducción en la contaminación del aire y el ahorro de energía.

En el caso de vehículos con motores de combustión interna, la abreviación de maniobras significa reducción en la emisiones y ahorro de combustible. En el caso de vehículos eléctricos como el propio Elvira 180 la abreviación de maniobras significa aumento en la autonomía efectiva.

Si además se trata de un vehículo repartidor que por lo general tiene que hacer maniobras frecuentes, los efectos mencionados son más notables.

En virtud de lo anterior se espera que la maniobrabilidad incorporada en Elvira se popularice en la Ciudad de México y en otras ciudades en México y en el exterior.

Como se mencionó anteriormente Elvira se encuentra aún en la etapa de diseño y el análisis realizado es el requerido para demostrar la factibilidad. Desde luego se consideraron las condiciones de operación más desfavorables para la selección de los motores y transmisiones.

El objetivo, a futuro, es el de poder fabricar pequeños lotes de vehículos repartidores a partir del prototipo Elvira, donde los problemas importantes que se presenten en esta etapa hayan sido resueltos.

Algunos de los cálculos se hicieron con valores un tanto sobrados, con el fin de conseguir una buena selección para el prototipo del vehículo. Dentro de las consideraciones especiales que se hicieron esta la forma, el peso cargado del vehículo y las dimensiones.

Uno de los requerimientos más importantes en el diseño del vehículo fue el desempeño del vehículo. Por lo anterior del Apéndice I se seleccionó el motor modelo 203-06-4001, capaz de satisfacer las condiciones de trabajo del vehículo.

En cuanto a la selección de las transmisiones, la segunda etapa de la transmisión es muy parecida a la que tiene el Omniviramóvil, por lo que realmente no se dudó de su capacidad, en cambio para la primera etapa se decidió usar una cadena silenciosa especial, Morse HV, porque es la única que puede operar en la elevada velocidad del motor (Ver en la gráfica del Apéndice VII). Se considera una buena selección, ya que, esta no requiere de equipos sofisticados de lubricación (lubricación forzada) y solamente requiere lubricación por baño.

En un futuro si se quisiera optimizar la selección se debería de hacer un análisis más riguroso en el que intervienen otros efectos como las inercias de las partes rotatorias.

7. REFERENCIAS

Advanced D.C. Motors, Inc. 1992, (Fabricante), Electric Vehicle, Application Guide, Syracuse, N.Y., USA, Dec. 1992

Aguirre Esponda G., Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial Trilla 1990. pags. 518-608.

Chicurel E., Szczepaniak C., Roque A., Alonso M., Ramirez C., 1983, "Diseño y montaje de la nueva transmisión del Omniviramóvil" IX Congreso de la ANI, León Guanajuato, México, Septiembre de 1983, Pags. 123-127

Chicurel E., Gutierrez F., Matías E., 1990, "Efecto de la configuración sobre la estabilidad del Omniviramóvil", XVI Congreso ANI, Septiembre de 1990, Querétaro Qro., Pags. 258-263

Chicurel E., Calderón V. Estudio para determinar la factibilidad de sintetizar un mecanismo de dirección con intervalo de viraje de 180 grados para vehículos de cuatro ruedas Proyecto 3116, Instituto de Ingeniería UNAM, México D.F., Octubre 1994.

Chicurel E., Calderón V. "Mecanismo de viraje con intervalo de 180 grados para un vehículo de 4 ruedas y tracción delantera" CANAMEX-TMM94 IFToMM Sanfandila, Qro. Agosto 1994 Pags. 7-8.

Chicurel E., Chicurel R., Cantú C., Morales L., Gutiérrez F., Espinoza A., Anteproyecto de un vehículo repartidor eléctrico de gran maniobrabilidad, Proyecto 4136 Instituto de Ingeniería UNAM México D.F. Marzo 1995.

Chicurel E., Chicurel R., Cantú C., Morales L., Gutiérrez F., "Características de un vehículo eléctrico repartidor urbano de gran maniobrabilidad" I Congreso anual SOMIM, Querétaro, Qro., Agosto 1995 Pags.148-152.

Chicurel R., Lara P., Romero A., Santiago L., Serranía F., Soto C., Aguirre J. L., Garcés O., y Tokunaga O., 1993, Diseño y construcción de un Minibus Eléctrico de baterías, Proyecto 3147 Instituto de Ingeniería, UNAM México D. F. 1993, Pag. 22

Chicurel R., Chicurel E., Lara P. y Serranía F., "An electric bus with a light composite body and a dual propulsion system" 27th ISATA Symp. on Adv. Transportation Applications, Aachen, Noviembre 1994 Pags. 675-679.

Deutschman, Machine Design, Theory and practice, Macmillan Publishing Co., Inc., 1975.

Juvinall, Marshek, Fundamentals of machine component design
J. Wiley & Sons 1983

Morse (Fabricante), HV Drives, Ithaca, N.Y., USA

Pirelli Power Transmission (Fabricante), RPP-Panther Drive Design Manual, Red Wing, Minnesota, USA

Wong J. Y., 1978, Theory of ground vehicles, J Wiley & Sons, 1978, Pag. 13

APÉNDICES

APENDICE I

Tabla reproducida del catálogo de Advanced D.C. Motors, Inc.,
1992.

Manufacturer's Recommended Vehicle Motor Applications Chart:

<u>Vehicle Weights</u>	<u>Model</u>	<u>Comment</u>
500 - 1500 lbs.	X91-4001	(Low current draw, Range minded)
	K91-4003	(Light Weight i.e. Motorcycles, etc.)
	L91-4003	(Higher acceleration and performance)
1500 - 2500 lbs.	X91-4002	(Very efficient, range orientated)
	L91-4003	(excellent acceleration & performance)
	203-06-4001	(Excellent acceleration & performance, also use hilly areas)
2500-3200 lbs.	L91-4003	(City type driving with few hills)
	203-06-4001	(Performance orientated, hills and inclines)
	FB1-4001	(Hills, inclines, and payloads)
3200-4000 lbs.	203-06-4001	(Commuting vehicle In city)
	FB1-4001	(Driving in area with inclines, hills, and carry heavy accessories)

Range of Voltage Operation:

K91-4001	48-96 Volts
X91-4001	72-144 Volts
L91-4003	72-120 Volts
203-06-4001	72-120 Volts
FB1-4001	72-144 Volts

APENDICE II

Tabla reproducida del catálogo de Advanced D.C. Motors, Inc.,
1992.

ELECTRIC VEHICLE APPLICATION GUIDE

S-2 THERMAL TESTS PER DIN & ISO STANDARDS

TEST VOLTAGE 96 VOLTS - .031

120 VOLTS - .031

144 VOLTS - .031

	Time-On	Volts	Amps	RPM	H.P.	KW	Test voltage	
L91-4003 6.7" Dia. Motor Weight 82 lbs. 38 kg	5 minutes	87	280	3650	26.4	20.00	96	
	1 hour	91	150	4950	15.0	11.40		
	Continuous	92	130	5100	13.6	10.25		
	Peak H.P. Developed 62							
	5 minutes	112	260	4650	31.0	23.40	120	
	1 hour	115	135	6200	17.9	13.50		
	Continuous	116	122	6500	16.0	12.00		
	Peak H.P. Developed 72							
	203-06-4001 8" Dia. Motor Weight 107 lbs. 49 kg	5 minutes	86	322	3600	31.5	23.80	96
		1 hour	90	190	4800	20.6	15.50	
Continuous		91	178	5000	19.0	14.40		
Peak H.P. Developed 68								
5 minutes		111	300	4650	37.0	28.00	120	
1 hour		114	180	6200	24.0	18.00		
FBI-4001 9.1" Dia. Motor Weight 143 lbs. 65 kg	Continuous	115	165	6500	21.7	16.30		
	Peak H.P. Developed 83							
	5 minutes	88	360	3300	35.0	26.50	96	
	1 hour	89	210	3600	23.0	17.30		
	Continuous	90	190	3900	20.0	15.00		
	Peak H.P. Developed 70							
	5 minutes	109	340	3520	43.0	32.50	120	
	1 hour	114	205	4800	27.5	10.80		
	Continuous	115	182	5200	25.2	19.00		
	Peak H.P. Developed 85							
5 minutes	134	320	4200	48.8	36.80	144		
1 hour	138	185	5700	30.4	22.90			
Continuous	139	170	6000	28.5	21.50			
Peak H.P. Developed 100								

Above motor ratings are without controller in circuit

APENDICE III

Gráfica reproducida del catálogo de Advanced D.C. Motors, Inc.,
1992.



Advanced D.C. Motors, Inc.
STRAVING, N.Y. U.S.A.

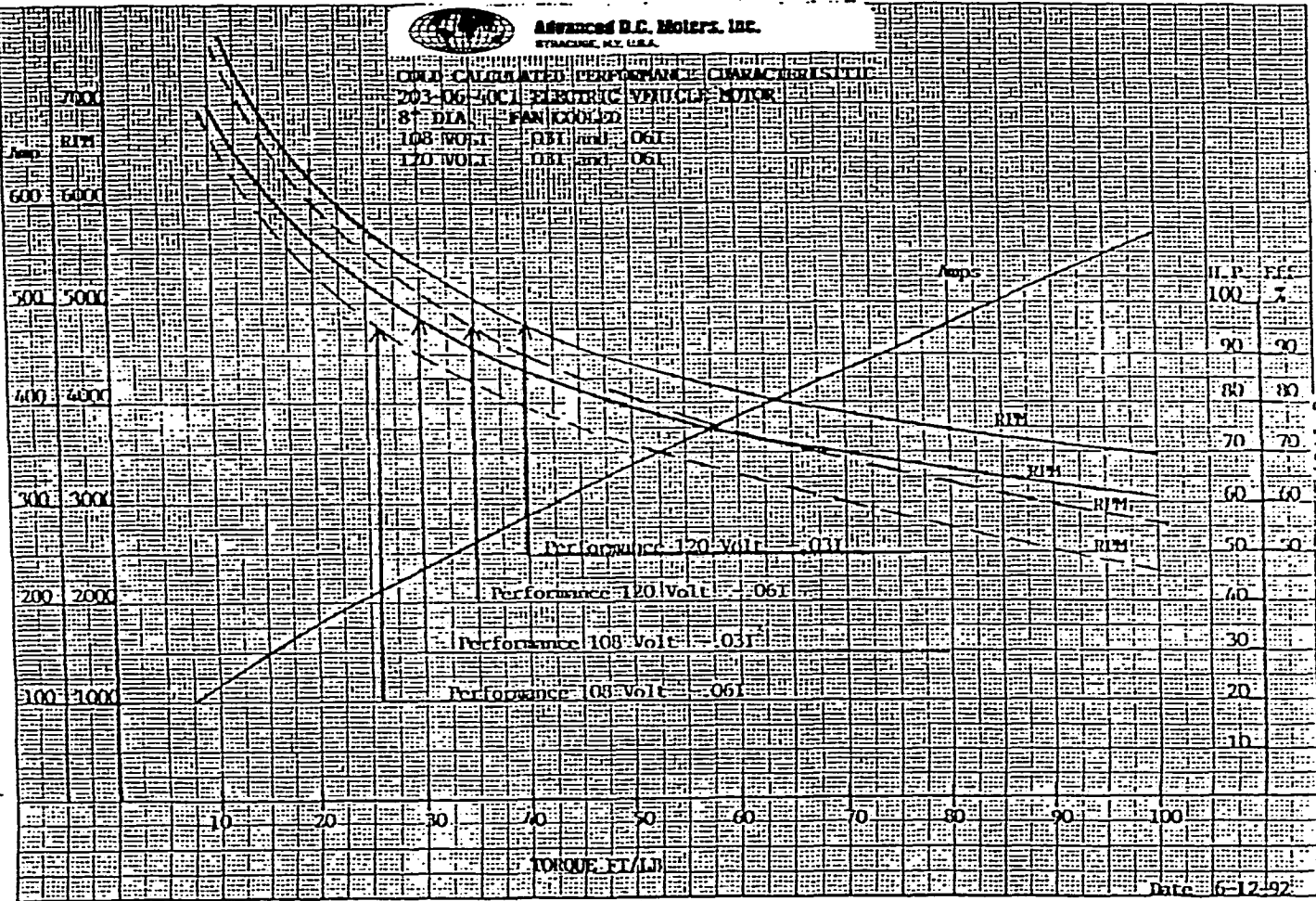
CALCULATED PERFORMANCE CHARACTERISTICS

203-06 FOC1 ELECTRIC VEHICLE MOTOR

8" DIA. FAN COOLED

108 VOLT OBI and O61

120 VOLT OBI and O61



NOV-11-1994 09:32

ADVANCED D.C. MOTORS

C-178, Steel 4

P.02

Date: 6-12-92

*-Curve was previously C-34 11/16/94

APENDICE IV

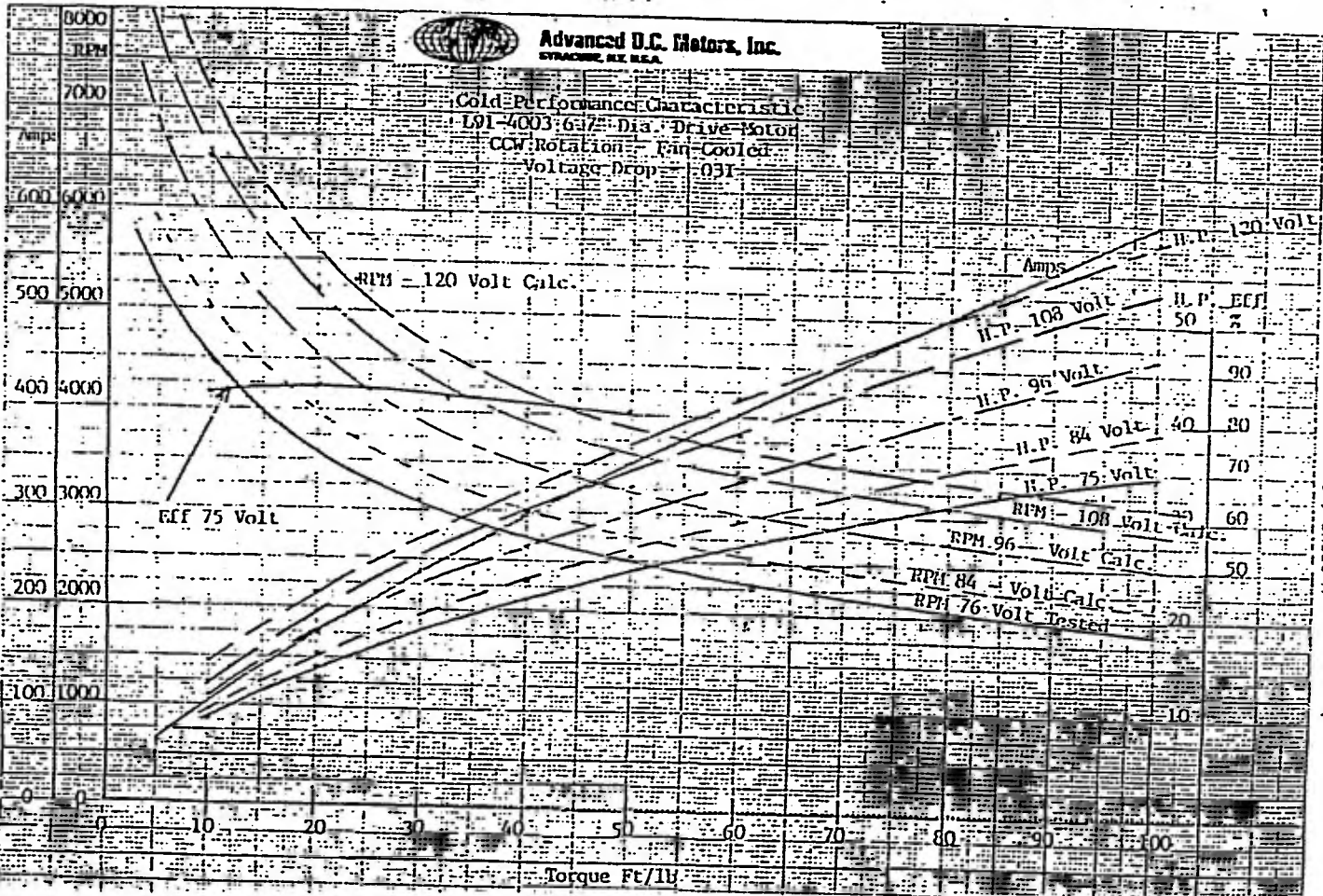
Gráfica reproducida del catálogo de Advanced D.C. Motors, Inc.,
1992.

C-9 Sheet 4



Advanced D.C. Motors, Inc.
SYRACUSE, N.Y. U.S.A.

Gold Performance Characteristic
L91-4003 6 1/2" Dia. Drive Motor
CCW Rotation - Fan-Cooled
Voltage Drop = 0.3I



110-12-1984 11:05

DESIGNED D.C. MOTORS

C-9 Sheet A

P.02

APENDICE V

Páginas reproducidas del catálogo Morse, HV Drives.

stock HV chain

(1) HV Chain Designation	(2) Nominal Width Inches	Average Ultimate Tensile Strength In Pounds	Average WL Per Foot In Pounds
¾ Inch Pitch			
HV-303	¾	5,625	65
HV-304	1	7,500	86
HV-308	1 ½	11,250	130
HV-308	2	15,000	173
HV-312	3	22,500	259
¾ Inch Pitch			
HV-404	1	10,000	118
HV-408	1 ½	15,000	173
HV-408	2	20,000	230
HV-412	3	30,000	345
HV-418	4	40,000	460
¾ Inch Pitch			
HV-608	1 ½	22,500	260
HV-608	2	30,000	350
HV-612	3	45,000	520
HV-618	4	60,000	690
HV-620	5	75,000	860

(1) HV Chain Designation	(2) Nominal Width Inches	Average Ultimate Tensile Strength In Pounds	Average WL Per Foot In Pounds
1 Inch Pitch			
HV-808	2	40,000	460
HV-812	3	60,000	690
HV-818	4	80,000	920
HV-820	5	100,000	1150
HV-824	6	120,000	1380
1 ½ Inch Pitch			
HV-1212	3	90,000	1040
HV-1218	4	120,000	1380
HV-1220	5	150,000	1730
HV-1224	6	180,000	2070
2 Inch Pitch			
HV-1612	3	120,000	1380
HV-1618	4	160,000	1840
HV-1620	5	200,000	2300
HV-1624	6	240,000	2760

(1) Above chain sizes are stock in 10 lb. boxes. Each stock [10 lb.] end cut-to-length chains are supplied with one connecting pin set. Offset sections are not available.
 (2) Widths other than listed are available for special, approved applications.

HV drive selection

- Determine the R.P.M. and diameter of the high speed shaft.
- Determine the total horsepower to be transmitted.
Determine proper service factor from table on page 134a.
- Establish Design Horsepower by multiplying total horsepower to be transmitted by the proper service factor.
- Select the chain pitch and width and number of teeth in the small sprocket from the Horsepower Rating Tables.
 - Be sure the small sprocket will accommodate the high speed shaft diameter.
 - If the high speed shaft diameter exceeds the maximum bore in the selected small sprocket it will be necessary either to increase the number of teeth in the sprocket or select the next larger pitch chain.
- Determine the required ratio:

$$\frac{\text{RPM high speed shaft}}{\text{RPM slow speed shaft}} = \text{Ratio}$$
- Multiply the number of teeth in the small sprocket by the ratio to obtain the number of teeth in the large sprocket.
- Turn to page 135a to calculate chain length. HV drives use modified center distances to compensate for chain and sprocket tolerances as determined on page 144a.

HV CHAIN



SELECTION

Service factors

The Horsepower rating tables (pages 136a and 137a) are for use under optimum drive conditions with a smooth power source and load. For less favorable conditions with moderate or heavy shock loads from either the power source and/or the load, the specified horsepower must be multiplied by a "Service Factor" (SF) to obtain a "Design Horsepower" (DHP). The "Design Horsepower" is used to obtain the chain selection from the rating tables.

Service Factors are selected below for various applications after first determining the prime mover or power source type.

Prime Mover	TYPE
Internal Combustion Engine with Hydraulic Coupling or Torque Converter Electric Motor Turbine Hydraulic Motor	A
Internal Combustion Engine with Mechanical Drive	B

service factor table

APPLICATION	Type of Prime Mover		APPLICATION	Type of Prime Mover		APPLICATION	Type of Prime Mover	
	A	B		A	B		A	B
AGITATORS (paddle or propeller) Pure liquid Liquids—variable density	1.1	1.3	CRUSHING MACHINERY Ball mills, crushing rolls, jaw crushers	1.6	1.8	PAPER INDUSTRY MACHINERY Agitators, bleachers Barker—mechanical Beater, Yankee Dryer Calendars, Dryer & Paper Machines Chippers & binder drums	1.1 1.6 1.3 1.2 1.5	1.3 1.8 1.5 1.4 1.7
BAKER MACHINERY Dough Mixer	1.2	—	DREDGES Conveyors, cable rafts Jigs & screens Cutter head drives Dredge pumps	1.4 1.6 Consult Morse See Pumps	1.6 1.8	PRINTING MACHINERY Embossing & flat bed presses, folders Paper cutter, rotary press & linotype machine Magazine & newspaper presses	1.2 1.1 1.5	— — —
BLOWERS	See Fans		FANS & BLOWERS Centrifugal, propeller, vane Positive blowers (lobe)	1.3 1.5	1.5 1.7	PUMPS Centrifugal, gear, lobe & vane Dredge Pipe line Reciprocating 3 or more cyl. 1 or 2 cyl.	1.2 1.6 1.4 1.3 1.6	1.4 1.8 1.8 1.5 1.8
BREWING & DISTILLING EQUIPMENT Bottling Machinery Brew Kettles, cookers, mash tubs Scale Hopper—Frequent starts	1.0 1.0 1.2	— — —	GRAIN MILL MACHINERY Sifters, purifiers, separators Grinders and hammer mills Roller mills	1.1 1.2 1.3	1.3 1.5 1.5	RUBBER & PLASTICS INDUSTRY EQUIPMENT Calendars, rolls, tubers Tire-building and Banbury Mills Mixers and sheeters Extruders	1.2 1.6 1.5	— — 1.7 1.8 1.7
BRICK & CLAY EQUIPMENT Auger machines, cutting table Brick machines, dry press, & granulator Mixer, pug mill, & rolls	1.3 1.4 1.4	1.5 1.6 1.6	GENERATORS & EXCITERS	1.2	1.4	SCREENS Conical & revolving Rotary, gravel, stones & vibrating	1.2 1.5	1.4 1.7
CENTRIFUGES	1.4	1.8	MACHINE TOOLS Grinders, lathes, drill press Boring mills, milling machines	1.0 1.1	— —	STOKERS 1.1 —		
COMPRESSORS Centrifugal & rotary (lobe) Reciprocating 1 or 2 cyl. .3 or more	1.1 1.6 1.3	1.3 1.8 1.5	MARINE DRIVES	Consult Morse		TEST STANDS & DYNAMOMETERS	Consult Morse	
CONSTRUCTION EQUIPMENT OR OFF-HIGHWAY VEHICLES Drive line duty, power take-off, accessory drives	Consult Morse		MILLS Rotary type: Ball, Pebble, Rod, Tube, Roller Dryers, Kilns, & lumbering barrels Matal type: Draw bench carriage & main drive Forming Machines	1.5 1.6 1.5 Consult Morse	1.7 1.8	TEXTILE INDUSTRY Spinning frames, twistors, wrappers & reels Batchers, calendars & looms	1.0 1.1	— —
CONVEYOR Apron, bucket, pan & elevator Belt (ore, coal, sand, soil) Belt—light package, oven Screw & flight (heavy duty)	1.4 1.2 1.0 1.8	1.6 1.4 1.2 1.8	MIXERS Concrete Liquid & Semi-liquid	1.6 1.1	1.8 1.3			
CRANES & HOISTS Main hoist—medium duty Main hoist—heavy duty, skip hoist	1.2 1.4	1.4 1.6	OIL INDUSTRY MACHINERY Compounding Units Pipe line pumps Slush pumps Draw works Chillers, Paraffin filter presses, Kilns	1.1 1.4 1.5 1.8 1.5	1.3 1.6 1.7 2.0 1.7			

APENDICE VI

**Páginas reproducidas del catálogo Pirelli Power Transmission,
RPP-Panther.**

TABLE 7 - DriveR (prime mover)

Class of driveR	Class I	Class II	Class III
Momentary Peak Load, % of Rated Load	149%	150 to 249 %	250 to 400 %
AC Electric Motors: Single Phase			all
Squirrel Cage NEMA design A			
3600 rpm	40 HP up	1/2 thru 30 HP	1 thru 3 HP
1800 rpm	100 HP up	5 thru 75 HP	
1200 rpm	15 HP up	1/2 thru 10 HP	
900 rpm	5 HP up	1/2 thru 3 HP	
NEMA design B			
3600 rpm		5 HP up	1/2 thru 3 HP
1800 rpm		5 HP up	1 thru 3 HP
1200 rpm		5 HP up	1/2 thru 3 HP
900 rpm		2 HP up	1/2 thru 1 1/2 HP
NEMA design C			
1800 rpm	15 HP up		5 thru 10 HP
1200 rpm	7 1/2 HP up		3 and 5 HP
900 rpm	all		
NEMA design D			all
NEMA design F	all		
Wound Rotor			
1800 rpm		20 HP	2 to 15 HP
1200 rpm		15 HP	2 to 10 HP
900 rpm		7 1/2 HP	1 to 5 HP
Synchronous		normal torque	high torque
DC Electric Motors	shunt	compound	series
Engines-Int combust	6 cyl up	6 cyl	4 cyl or less
Hydraulic Motors, Line Shafts			all

TABLE 9 - ADDITIONAL SERVICE FACTOR
SPEED-UP DRIVES (Cm)

Speed Ratio	Additional Service Factor	Speed Ratio	Additional Service Factor
from 1 to 1.24	-	from 2.50 to 3.50	+0.3
from 1.25 to 1.74	+0.1	over 3.50	+0.4
from 1.75 to 2.49	+0.2		

TABLE 10 - ADDITIONAL SERVICE FACTOR
OPERATING CONDITIONS (CI)

Hours of Operation	Additional Service Factor	Hours of Operation	Additional Service Factor
Intermittent or Seasonal	-0.1	over 16 hours continuous use per day	+0.3
8 to 10 hours continuous use per day	+0.1	with idler	+0.1
10 to 16 hours continuous use per day	+0.2		

TABLE 8 - Basic Service Factors (SF)
of driven Machines

		Class I	Class II	Class III
driveN Machines				
Agitators, Mixers (paddle or propeller)	Liquid semi-liquid	1.2 1.3	1.4 1.5	1.6 1.7
Bakery Machinery, Dough Mixers		1.2	1.4	1.6
Brick and Clay Machinery				
augers, mixers, granulators		1.4	1.6	1.8
puq mills		1.6	1.8	2.0
Centrifuges		1.5	1.7	-
Compressors	reciprocating* centrifugal	1.8 1.4	1.8 1.5	2.0 1.6
Conveyors				
bell, light package; oven		1.1	1.2	1.3
belt; ore, coal, sand		1.2	1.4	1.6
apron, bucket, elevator, pan		1.4	1.6	1.8
light, screw		1.4	1.6	1.8
Fans, blowers	Centrifugal, induced draft exhausters	1.4	1.6	1.8
propeller, mine fans, positive blowers		1.6	1.8	2.0
Generators and Exciters		1.4	1.6	1.8
Hammer Mills		1.5	1.7	1.9
Hoists, Elevators		1.4	1.6	1.8
Laundry Machinery	general extractors, washers	1.2 1.4	1.4 1.6	1.6 1.8
Line Shafts		1.2	1.4	1.6
Machine Tools	drill presses, lathes, screw machines	1.2	1.4	1.6
boring mills, grinders		1.3	1.5	1.7
milling machines, shapers		1.3	1.5	1.7
Mills	ball, rod, pebble, etc.	-	1.9	2.1
Paper Machinery				
agitators, calenders, dryers		1.2	1.4	1.6
beaters, jordan, Nash pumps, pulpers		1.4	1.6	1.8
Printing Machinery				
presses: newspaper, rotary, embossing, flat bed, magazine; linotype machines; cutters; folders		1.4	1.4	1.6
Pumps				
centrifugal, gear, rotary, pipeline		1.2 1.7	1.4 1.9	1.8 2.1
reciprocating*				
Rubber Plant Machinery		1.4	1.6	1.8
Saw Mill Machinery		1.4	1.6	1.8
Screens	vibrating (shakers) drum, conical	1.3 1.2	1.5 1.4	- -
Textile Machinery				
looms, spinning frames, twistors		1.3	1.5	1.7
warpers, reels		1.2	1.4	-
Woodworking Machinery				
lathes, band saws		1.2	1.3	-
jointer, circular saws, planers		1.2	1.4	-

Note: When the driveN pulley is used as a flywheel to reduce speed fluctuations a specially constructed pulley may be required. Obtain the WR of the unit and consult Pirelli Engineering

RPP-PANTHER Drive Selection Procedure

PIRELLI RPP-PANT
SYNCHRONOUS BE

4B) The Design horsepower (Dhp) is now obtained by multiplying the power to be transmitted the corrected service factor.

$$Dhp = P1 \times SFC$$

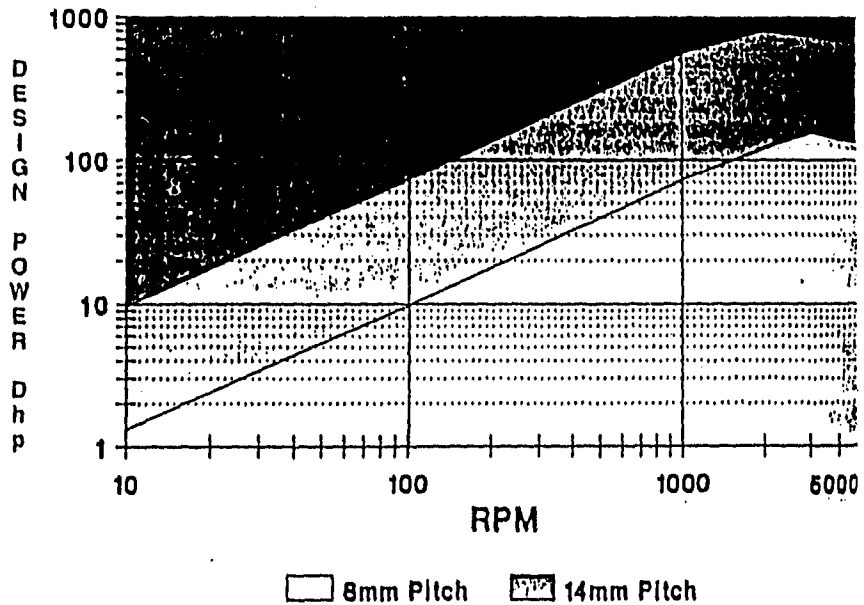
EXAMPLE: $Dhp = 10 \times 1.6 = 16 \text{ HP}$

C) Selection of Belt Pitch

The correct belt pitch can be selected from Graph 1, using the design power (Dhp) obtained in step 4B above and the rpm of the smaller pulley ($n1$).

EXAMPLE: $Dhp = 16 \text{ HP}$, $n1 = 1750 \text{ rpm}$.
Therefore Belt Pitch = 8mm.

RPP-PANTHER PITCH SELECTION CHART
DESIGN HORSEPOWER VERSUS RPM



RPP-PANTHER 8mm Horsepower Tables

PIRELLI RPP-PANTHER
SYNCHRONOUS BELT

TABLE 19-BELT HORSEPOWER RATINGS 60mm WIDE BELTS

RATED HORSEPOWER FOR SMALL PULLEY
MULTIPLY BY THE BELT LENGTH CORRECTION FACTOR (TABLE 12 PAGE 19)

		SMALL PULLEY DATA															
No. Teeth		22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	
P.D. (mm)		66.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.48	86.58	91.67	96.77	101.86	112.05	122.23	142.60	162.97	193.35	
P.D. (in)		2.206	2.406	2.607	2.807	3.009	3.209	3.409	3.609	3.810	4.010	4.411	4.812	5.614	6.416	7.218	
RPM	HORSEPOWER RATING (Hp)																
870	16.37	17.98	19.60	21.24	22.88	24.52	26.16	27.84	29.51	31.18	34.56	37.98	44.80	51.71	58.67	65.1	
1180	20.45	22.46	24.49	26.52	28.57	30.62	32.69	34.76	36.84	38.93	43.13	47.35	55.86	64.42	73.04	81.1	
1750	26.09	30.65	33.62	36.40	39.20	42.01	44.82	47.65	50.49	53.33	59.03	64.75	76.23	87.72	99.20	110.1	
3450	47.18	51.73	56.30	60.86	65.43	69.99	74.53	79.07	83.59	88.10	97.03	105.88	123.10	139.65			
10	0.34	0.37	0.40	0.44	0.47	0.50	0.54	0.57	0.60	0.63	0.70	0.77	0.90	1.04	1.17	1.3	
20	0.62	0.68	0.74	0.80	0.86	0.92	0.98	1.04	1.10	1.16	1.28	1.40	1.65	1.90	2.14	2.3	
30	0.89	0.97	1.05	1.14	1.22	1.31	1.39	1.48	1.56	1.65	1.82	2.00	2.35	2.70	3.05	3.4	
50	1.36	1.51	1.64	1.77	1.91	2.04	2.17	2.31	2.44	2.57	2.84	3.11	3.66	4.21	4.76	5.3	
70	1.85	2.02	2.20	2.38	2.55	2.73	2.91	3.09	3.27	3.45	3.91	4.17	4.90	5.64	6.38	7.1	
100	2.52	2.76	3.00	3.24	3.48	3.73	3.97	4.21	4.46	4.71	5.20	5.68	6.69	7.69	8.70	9.1	
200	4.60	5.04	5.48	5.92	6.37	6.81	7.28	7.76	8.15	8.60	9.50	10.40	12.22	14.05	15.89	17.1	
300	6.55	7.16	7.80	8.43	9.06	9.69	10.33	10.96	11.60	12.24	13.52	14.80	17.59	19.99	22.61	25.1	
400	8.41	9.22	10.02	10.83	11.64	12.45	13.26	14.09	14.89	15.71	17.68	19.01	22.33	25.67	29.03	32.1	
500	10.22	11.19	12.17	13.14	14.13	15.11	16.10	17.09	18.08	19.08	21.07	23.08	27.10	31.16	35.23	39.1	
600	11.97	13.11	14.28	15.40	16.55	17.71	18.86	20.02	21.19	22.35	24.89	27.04	31.75	36.49	41.25	46.1	
700	13.68	14.99	16.30	17.61	18.93	20.24	21.57	22.89	24.22	25.55	28.03	30.90	36.29	41.70	47.14	52.1	
800	15.37	16.84	18.30	19.76	21.25	22.73	24.22	25.71	27.20	28.69	31.89	34.70	40.74	46.81	52.88	59.1	
900	16.81	18.45	20.12	21.80	23.49	25.18	26.86	28.59	30.30	32.02	35.48	38.96	45.99	53.07	60.22	67.1	
1000	18.23	20.03	21.83	23.65	25.47	27.31	29.15	31.00	32.88	34.73	38.48	42.25	49.66	57.53	65.26	73.1	
1100	19.53	21.59	23.60	25.69	27.42	29.39	31.38	33.37	35.37	37.37	41.41	45.46	53.63	61.87	70.16	78.1	
1200	20.99	23.00	25.14	27.22	29.32	31.43	33.55	35.68	37.82	39.96	44.22	48.60	57.32	66.11	74.94	83.1	
1300	22.33	24.53	26.74	28.96	31.18	33.43	35.69	37.95	40.22	42.48	47.07	51.87	60.92	70.24	79.59	88.1	
1400	23.65	25.97	28.31	30.66	33.02	35.40	37.78	40.17	42.57	44.98	49.81	54.87	64.45	74.27	84.13	94.1	
1500	24.94	27.39	29.86	32.33	34.82	37.32	39.83	42.35	44.88	47.42	52.51	57.62	67.90	78.22	88.57	98.1	
1600	26.22	28.79	31.38	33.98	36.59	39.22	41.85	44.50	47.15	49.81	55.15	60.51	71.28	82.08	92.89	103.1	
1700	27.47	30.17	32.89	35.60	38.34	41.09	43.84	46.61	49.38	52.17	57.75	63.35	74.60	85.96	97.12	108.1	
1800	28.71	31.52	34.35	37.20	40.05	42.92	45.80	48.69	51.58	54.48	60.30	66.14	77.65	89.56	101.25	112.1	
1900	29.93	32.89	35.81	38.77	41.15	44.73	47.73	50.73	53.74	56.76	62.81	68.68	81.03	93.18	105.27	117.1	
2000	31.13	34.18	37.24	40.32	43.41	46.52	49.63	52.75	55.87	59.01	65.26	71.57	84.16	96.72	109.21	121.1	
2500	38.94	40.54	44.16	47.80	51.44	55.09	58.74	62.41	66.07	69.74	77.06	84.38	98.92	113.30	127.43	141.1	
3000	42.44	46.57	50.70	54.84	58.99	63.14	67.29	71.44	75.58	79.71	87.95	96.14	112.28	128.02	143.24	157.1	
3500	47.69	52.26	56.90	61.51	66.12	70.72	75.32	79.89	84.45	88.99	99.00	108.88	124.23	140.84			
4000	52.71	57.76	62.80	67.84	72.87	77.87	82.85	87.88	92.72	97.59	107.22	116.64	134.75				
4500	57.51	62.97	68.42	73.84	79.24	84.58	89.90	95.18	100.37	105.51	115.59	125.35					
5000	62.11	67.85	73.78	79.52	85.24	90.89	96.47	101.99	107.40	112.73	123.09	132.99					
5500	66.52	72.70	78.83	84.69	90.67	96.79	102.58	108.24	113.81	119.24	129.69						
6000	70.73	77.22	83.83	89.94	96.13	102.21	108.15	113.93	119.56	125.01							
6500	74.76	81.51	88.15	94.66	101.02	107.21	113.22	119.03	124.63								
7000	78.60	85.58	92.40	99.98	105.51	111.76	117.78										
7500	82.24	89.41	96.37	103.11	109.81	115.83											
8000	85.70	93.00	100.05	106.83	113.29												

RPP-PANTHER
SYNCHRONOUS BELTS

FOR PULLEY SPEEDS ABOVE 2000 RPM CONTACT PIRELLI FOR NOISE ESTIMATE.
EMPTY CELLS INDICATE PULLEY RIM SPEEDS GREATER THAN 6500 FEET PER MINUTE. CONSULT PIRELLI ENGINEERING.

RPP-PANTHER 14mm Horsepower Tables

PIRELLI RPP-PANTHER SYNCHRONOUS BELT

TABLE 19-BELT HORSEPOWER RATINGS 42mm WIDE BELTS

RATED HORSEPOWER FOR SMALL PULLEY
MULTIPLY BY THE BELT LENGTH CORRECTION FACTOR (TABLE 12 PAGE 19)

No. Teeth	SMALL PULLEY DATA																
	28	29	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	60	64	68	72	
P.D. (mm)	124.78	129.23	133.68	142.60	151.52	160.45	169.38	178.29	188.68	213.90	231.73	249.55	267.38	285.21	303.03	320.86	336
P.D. (in)	4.912	5.088	5.263	5.614	5.965	6.316	6.667	7.018	7.720	8.421	9.123	9.825	10.527	11.229	11.930	12.632	14.
RPM	HORSEPOWER RATING (Hp)																
870	48.45	50.37	52.30	55.19	60.10	64.03	67.98	71.95	79.95	89.01	96.13	104.30	112.51	120.76	129.03	137.33	154
1160	61.31	63.73	66.17	71.06	75.98	80.93	85.89	90.87	100.90	110.98	121.12	131.38	141.47	151.87	161.88	172.09	191
1750	85.54	88.89	92.25	98.98	105.74	112.50	119.27	126.05	139.53	153.16	166.68	180.12	193.44	206.68	218.78	232.71	251
3450	144.53	149.81	155.07	165.48	175.74	185.84	195.73	205.45									
10	0.94	0.98	1.01	1.08	1.16	1.23	1.30	1.37	1.52	1.67	1.82	1.97	2.12	2.27	2.42	2.57	2
20	1.74	1.80	1.87	2.00	2.14	2.27	2.40	2.54	2.81	3.08	3.36	3.63	3.91	4.18	4.47	4.75	4
30	2.48	2.58	2.68	2.87	3.06	3.25	3.44	3.64	4.02	4.41	4.81	5.20	5.60	6.00	6.40	6.80	7
50	3.91	4.06	4.21	4.50	4.80	5.11	5.41	5.71	6.32	6.94	7.55	8.17	8.80	9.42	10.05	10.68	11
70	5.25	5.48	5.68	6.07	6.47	6.88	7.28	7.69	8.52	9.34	10.17	11.01	11.85	12.68	13.54	14.39	14
100	7.22	7.49	7.77	8.32	8.87	9.43	9.99	10.55	11.68	12.81	13.95	15.10	16.25	17.40	18.55	19.73	21
200	13.32	13.80	14.34	15.38	16.39	17.41	18.44	19.48	21.58	23.65	25.76	27.87	29.98	32.13	34.27	36.41	41
300	19.07	19.80	20.53	21.99	23.45	24.92	26.40	27.88	30.86	33.85	36.86	39.88	42.92	45.98	49.02	52.09	51
400	24.60	25.54	26.47	28.36	30.24	32.14	34.04	35.95	39.79	43.64	47.51	51.41	55.31	59.23	63.17	67.11	71
500	29.98	31.10	32.24	34.54	36.83	39.14	41.48	43.78	48.44	53.13	57.84	62.57	67.31	72.07	76.85	81.63	86
600	35.20	36.54	37.88	40.57	43.26	45.97	48.69	51.41	56.89	62.38	67.89	73.43	78.99	84.58	90.14	95.73	101
700	40.33	41.85	43.39	46.47	49.56	52.65	55.75	58.85	65.13	71.41	77.72	84.04	90.38	96.73	103.09	109.46	115
800	45.37	47.09	48.81	52.27	55.74	59.22	62.71	66.21	73.22	80.27	87.33	94.41	101.51	108.61	115.72	122.84	129
900	49.81	51.79	53.78	57.77	61.79	65.83	69.89	73.97	82.18	90.47	98.80	107.19	115.62	124.08	132.57	141.08	148
1000	54.30	56.48	58.66	63.16	67.34	71.73	76.15	80.59	89.52	98.51	107.58	116.65	125.78	134.94	144.12	153.32	161
1100	58.70	61.03	63.36	68.05	72.77	77.51	82.28	87.06	96.68	106.36	116.10	125.87	135.67	145.49	155.33	165.17	173
1200	63.02	65.52	68.02	73.05	78.10	83.18	88.28	93.40	103.69	114.03	124.42	134.94	145.28	155.73	166.18	176.62	184
1300	67.27	69.93	72.59	77.95	83.33	88.73	94.15	99.60	110.54	121.52	132.54	143.58	154.63	165.87	177.07	187.70	197
1400	71.44	74.28	77.09	82.76	88.49	94.18	99.93	105.69	117.25	129.85	142.47	155.10	167.72	180.31	192.87	205.41	214
1500	75.55	78.52	81.50	87.48	93.50	99.53	105.58	111.65	123.81	138.00	152.19	166.39	180.59	194.78	208.96	223.13	231
1600	79.59	82.72	85.85	92.14	98.49	104.79	111.14	117.50	130.24	144.99	159.74	174.49	189.24	203.99	218.74	233.49	241
1700	83.57	86.85	90.13	96.72	103.33	109.95	116.58	123.23	136.53	151.82	167.11	182.40	197.69	212.98	228.27	243.56	251
1800	87.50	90.92	94.35	101.22	108.12	115.02	121.84	128.65	142.68	158.49	174.29	189.99	205.69	221.39	237.09	252.79	260
1900	91.38	94.93	98.50	105.85	113.22	120.60	127.98	135.37	149.71	166.00	182.29	198.58	214.87	231.16	247.45	263.74	271
2000	95.17	98.87	102.58	110.01	117.45	124.89	132.33	139.77	154.60	171.34	188.07	204.80	221.53	238.26	254.99	271.72	280
2500	113.42	117.78	122.10	130.77	139.42	148.03	156.61	165.13	182.00	199.58	217.16	234.74	252.32	269.90	287.48	305.06	314
3000	130.37	135.25	140.13	149.82	159.44	169.06	178.68	188.30	208.88								
3500	148.03	153.98	159.93	170.73	181.53	192.33	203.13	213.93	236.88								
4000	160.38	166.03	171.68	183.63	195.58	207.53	219.48	231.43	256.88								
4500	173.35	179.20	184.95														
5000	184.88																

FOR PULLEY SPEEDS ABOVE 1500 RPM CONTACT PIRELLI FOR NOISE ESTIMATE.
EMPTY CELLS INDICATE PULLEY RIM SPEEDS GREATER THAN 6500 FEET PER MINUTE. CONSULT PIRELLI ENGINEERING

RPP-PANTHER SYNCHRONOUS BELTS

TABLE 22-STOCK PULLEY DIMENSIONS

8mm PITCH, 22mm BELT WIDTH (0.87 in), PULLEY FACE WIDTH = 31mm (1.22 in)

PULLEY NUMBER	NO. OF TEETH	PULLEY P.D.	PULLEY O.D.	FLANGE O.D.	PULLEY I.O.	PULLEY TYPE	DIMENSIONS				BORE		WT. (lbs)
							E	R	L	M	MIN	MAX	
22PTH0-22IAPB	22	2 206	2 154	2 56	N/A	MPB1F	0.62	1.62	1.84	N/A	0.500	1.000	1.2
24PTH0-22JA	24	2 406	2 354	2 76	1.34	EIF	0.66	N/A	1.00	0.44	0.500	1.250	0.7
26PTH0-22JA	26	2 607	2 554	2 95	1.88	EIF	0.68	N/A	1.00	0.44	0.500	1.250	0.7
26PTH0-22QT	28	2 807	2 754	3 15	1.57	EIF	0.35	N/A	1.25	0.38	0.500	1.500	1.1
30PTH0-22QT	30	3 008	2 955	3 35	1.57	EIF	0.35	N/A	1.25	0.38	0.500	1.500	1.3
32PTH0-22QT	32	3 208	3 155	3 54	2.56	C1F	0.03	0.35	1.25	N/A	0.500	1.500	1.4
34PTH0-22SH	34	3 408	3 356	3 82	2 75	D1F	0.09	0.41	1.25	N/A	0.500	1.689	1.3
36PTH0-22SH	38	3 608	3 559	3 94	2 81	D1F	0.09	0.41	1.25	0.06	0.500	1.688	1.6
38PTH0-22SH	38	3 810	3 758	4 13	3 00	D1F	0.09	0.41	1.25	0.06	0.500	1.688	1.6
40PTH0-22SH	40	4 010	3 959	4 33	3 00	D1F	0.09	0.41	1.25	0.06	0.500	1.688	2.3
44PTH0-22SDS	44	4 411	4 357	4 78	3 50	C1F	0.08	0.47	1.31	N/A	0.500	2 000	2.5
48PTH0-22SDS	48	4 812	4 757	5 18	3 80	C1F	0.08	0.47	1.31	N/A	0.500	2 000	3.2
56PTH0-22SDS	56	5 814	5 558	5 95	4 60	C1F	0.09	0.47	1.31	N/A	0.500	2 000	4.5
64PTH0-22SDS	64	6 416	6 359	6 77	5 40	C1F	0.09	0.47	1.31	N/A	0.500	2 000	8.1
72PTH0-22SDS	72	7 218	7 160	7 60	6 20	D2F	0.12	0.44	1.31	0.03	0.500	2 000	6.0
80PTH0-22SDS	80	8 020	7 961	8 38	6 90	D2F	0.12	0.44	1.31	0.03	0.500	2 000	7.8
90PTH0-22SDS	90	9 023	8 963	9 40	7 80	D3	0.12	0.44	1.31	0.03	0.500	2 000	7.5
112PTH0-22SK	112	11 228	11 166	10 00	10 00	C3	0.36	0.25	1.88	0.28	0.500	2 625	12.0
144PTH0-22SK	144	14 437	14 370	13 19	13 19	C3	0.38	0.25	1.88	0.28	0.500	2 825	20.7
192PTH0-22SF	192	19 249	19 176	18 00	18 00	C3	0.36	0.25	2.00	0.40	0.500	2 938	30.6

8mm PITCH, 35mm BELT WIDTH (1.38 in), PULLEY FACE WIDTH = 44mm (1.73 in)

PULLEY NUMBER	NO. OF TEETH	PULLEY P.D.	PULLEY O.D.	FLANGE O.D.	PULLEY I.O.	PULLEY TYPE	DIMENSIONS				BORE		WT. (lbs)
							E	R	L	M	MIN	MAX	
22PTH0-35IAPB	22	2 206	2 154	2 56	N/A	MPB1F	0.62	1.62	2.35	N/A	0.500	1.000	1.8
24PTH0-35IAPB	24	2 406	2 354	2 76	N/A	MPB1F	0.62	1.81	2.35	N/A	0.500	1 125	2.0
26PTH0-35MPB	26	2 607	2 554	2 95	N/A	MPB1F	0.66	2.00	2 35	N/A	0.500	1 250	2.4
28PTH0-35QT	28	2 807	2 754	3 15	1.57	EIF	0.82	N/A	1.25	0.38	0.500	1 500	1.5
30PTH0-35QT	30	3 008	2 955	3 35	1.57	EIF	0.88	N/A	1.25	0.38	0.500	1 500	1.6
32PTH0-35QT	32	3 208	3 155	3 54	2.58	A1F	0.25	0.62	1.25	0.48	0.500	1 500	1.9
34PTH0-35SH	34	3 409	3 358	3 82	2 75	A1F	0.12	0.62	1.25	0.38	0.500	1 688	1.8
36PTH0-35SH	36	3 608	3 559	3 94	2 81	A1F	0.12	0.62	1.25	0.36	0.500	1 689	2.0
38PTH0-35SH	38	3 810	3 758	4 13	3 00	A1F	0.12	0.62	1.25	0.38	0.500	1 688	2.3
40PTH0-35SH	40	4 010	3 956	4 33	3 00	A1F	N/A	0.50	1.25	0.48	0.500	1 689	2.8
44PTH0-35SD	44	4 411	4 357	4 78	3 50	D1F	0.31	0.25	1.81	0.23	0.500	2 000	3.8
48PTH0-35SD	48	4 812	4 757	5 18	3 80	D1F	0.31	0.25	1.81	0.23	0.500	2 000	4.9
56PTH0-35SK	56	5 814	5 558	5 95	4 60	D1F	0.38	0.25	1.88	0.23	0.500	2 625	8.2
64PTH0-35SK	64	6 416	6 359	6 77	5 40	D1F	0.38	0.25	1.88	0.23	0.500	2 625	8.8
72PTH0-35SK	72	7 218	7 160	7 60	6 20	D1F	0.38	0.25	1.88	0.23	0.500	2 825	11.6
80PTH0-35SF	80	8 020	7 961	8 38	6 90	D2F	0.38	0.25	2.00	0.11	0.500	2 938	11.3
90PTH0-35SF	90	9 023	8 963	9 40	7 80	D2	0.38	0.25	2.00	0.11	0.500	2 938	14.0
112PTH0-35SF	112	11 228	11 166	10 00	10 00	D3	0.38	0.25	2.00	0.11	0.500	2 938	17.2
144PTH0-35E	144	14 437	14 370	13 19	13 19	C3	0.77	0.11	2.62	0.12	0.875	3 500	27.5
192PTH0-35E	192	19 249	19 178	18 00	18 00	C3	0.77	0.11	2.62	0.12	0.875	3 500	45.2

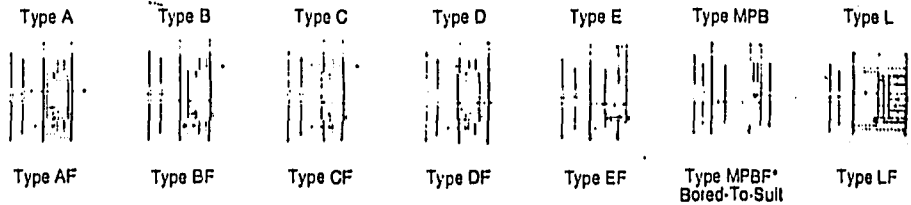
8mm PITCH, 80mm BELT WIDTH (2.38 in), PULLEY FACE WIDTH = 70mm (2.78 in)

PULLEY NUMBER	NO. OF TEETH	PULLEY P.D.	PULLEY O.D.	FLANGE O.D.	PULLEY I.O.	PULLEY TYPE	DIMENSIONS				BORE		WT. (lbs)
							E	R	L	M	MIN	MAX	
22PTH0-80MPB	22	2 206	2 154	2 56	N/A	MPB1F	0.62	1.62	3.38	N/A	0.750	1.000	2.3
24PTH0-80MPB	24	2 406	2 354	2 76	N/A	MPB1F	0.62	1.81	3.38	N/A	0.750	1 125	2.7
26PTH0-80MPB	26	2 607	2 554	2 95	N/A	MPB1F	0.62	2.00	3.38	N/A	0.750	1 250	3.3
28PTH0-80MPB	28	2 807	2 754	3 15	N/A	MPB1F	0.62	2.28	3.38	N/A	0.750	1 500	4.0
30PTH0-80MPB	30	3 008	2 955	3 35	N/A	MPB1F	0.62	2 47	3 38	N/A	0.750	1 625	4.8
32PTH0-80MPB	32	3 208	3 155	3 54	N/A	MPB1F	0.75	2.69	3.51	N/A	0.750	1 875	6.7
34PTH0-80MPB	34	3 409	3 356	3 82	N/A	MPB1F	0.75	2 84	3 51	N/A	0.750	2 000	8.8
36PTH0-80SKL	36	3 609	3 556	3 94	2 81	L1F	0.79	N/A	1.25	1.97	0.500	1 938	2.4
38PTH0-80SKL	38	3 810	3 756	4 13	3 00	L1F	0.79	N/A	1.25	1.97	0.500	1 939	3.0
40PTH0-80SKL	40	4 010	3 956	4 33	3 00	L1F	0.79	N/A	1.25	1.97	0.500	1 939	3.9
44PTH0-80SFL	44	4 411	4 357	4 78	3 50	L1F	0.79	N/A	1.25	1.97	0.500	2 375	4.4
48PTH0-80SFL	48	4 812	4 757	5 18	3 80	L1F	0.79	N/A	1.25	1.97	0.500	2 375	6.1
56PTH0-80EL	56	5 814	5 558	5 95	4 60	L1F	0.38	N/A	1.62	2.38	0.875	2 875	8.4
64PTH0-80SF	64	6 416	6 359	6 77	5 40	A1F	0.12	0.75	2.00	0.02	0.500	2 938	16.2
72PTH0-80E	72	7 218	7 160	7 60	6 20	D1F	0.12	1.00	2.62	0.02	0.875	3 500	14.0
80PTH0-80E	80	8 020	7 961	8 38	6 90	A1F	0.12	1.00	2.62	0.02	0.875	3 500	19.5
90PTH0-80E	90	9 023	8 963	9 40	7 80	A1	0.12	1.00	2.62	0.02	0.875	3 500	24.5
112PTH0-80F	112	11 228	11 166	10 00	10 00	C1	0.74	0.26	3.62	0.12	1.000	4 000	53.3
144PTH0-80F	144	14 437	14 370	13 19	13 19	C3	0.74	0.26	3.62	0.12	1.000	4 000	45.3
192PTH0-80F	192	19 249	19 176	18 00	18 00	C3	0.74	0.26	3.62	0.12	1.000	4 000	62.0

WEIGHTS FOR ALL BUSHED ITEMS ARE APPROXIMATE AND DO NOT INCLUDE THE BUSHINGS.

RPP-PANTHER Pulleys

PIRELLI RPP-PANTHER
SYNCHRONOUS PULLEYS



The figure following the sketch reference letter in the "Type" column indicates the construction of the sprocket. (1 = Solid, 2 = Web, and 3 = Arms), and the letter "F" indicates that the sprocket has flanges.

TABLE 22-STOCK PULLEY DIMENSIONS

14mm PITCH, 20mm BELT WIDTH (0.79 in), PULLEY FACE WIDTH = 31mm (1.22 in)

PULLEY NUMBER	NO. OF TEETH	PULLEY P.D.	PULLEY O.D.	FLANGE O.D.	PULLEY I.D.	PULLEY TYPE	DIMENSIONS				BORE		WT. (lbs)
							E	R	L	M	MIN	MAX	
28P1H14-20SK	28	4.912	4.608	5.56	N/A	C1F	0.62	N/A	1.88	0.03	0.500	2.625	3.2
29P1H14-20SK	29	5.088	4.983	5.56	N/A	C1F	0.62	N/A	1.88	0.03	0.500	2.625	3.8
30P1H14-20SK	30	5.263	5.157	6.09	N/A	C1F	0.62	N/A	1.88	0.03	0.500	2.625	4.0
32P1H14-20SK	32	5.614	5.507	6.09	N/A	C1F	0.62	N/A	1.88	0.03	0.500	2.625	4.8
34P1H14-20SK	34	5.965	5.858	6.50	N/A	C1F	0.62	N/A	1.88	0.03	0.500	2.625	5.8
35P1H14-20SF	35	6.316	6.208	6.87	N/A	C1F	0.62	N/A	2.00	0.15	0.500	2.938	6.4
38P1H14-20SF	38	6.667	6.559	7.22	N/A	C1F	0.62	N/A	2.00	0.15	0.500	2.938	7.5
40P1H14-20SF	40	7.018	6.909	7.50	N/A	C1F	0.62	N/A	2.00	0.15	0.500	2.938	8.6
44P1H14-20E	44	7.720	7.610	8.34	N/A	C1F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	12.0
48P1H14-20E	48	8.421	8.311	8.90	N/A	C1F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	14.7
52P1H14-20E	52	9.123	9.013	9.68	N/A	C1F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	17.8
56P1H14-20E	56	9.825	9.715	10.38	N/A	C1F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	21.0
60P1H14-20E	60	10.527	10.417	11.06	N/A	C1F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	23.2
64P1H14-20E	64	11.229	11.119	11.68	9.25	C2F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	23.0
68P1H14-20E	68	11.930	11.820	12.50	10.00	C2F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	25.2
72P1H14-20E	72	12.632	12.522	13.19	10.69	C2F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	24.4
80P1H14-20E	80	14.036	13.926	14.63	12.12	C2F	0.88	N/A	2.62	0.53	0.875	3.500	26.0
90P1H14-20E	90	15.790	15.680	14.50	14.50	C3	1.08	-0.19	2.62	0.34	0.875	3.500	29.4
112P1H14-20E	112	19.650	19.540	18.38	18.38	C3	1.08	-0.19	2.62	0.34	0.875	3.500	39.1
144P1H14-20E	144	25.264	25.154	23.88	23.88	C3	1.08	-0.19	2.62	0.34	0.875	3.500	63.3
168P1H14-20F	168	29.475	29.365	28.25	28.25	C3	1.44	-0.44	3.62	0.98	1.000	4.000	131.0
192P1H14-20J	192	33.688	33.578	32.38	32.38	C3	1.88	-0.69	4.50	1.40	1.438	4.500	148.0
216P1H14-20J	216	37.896	37.786	36.38	36.38	C3	1.88	-0.69	4.50	1.40	1.438	4.500	171.0

14mm PITCH, 42mm BELT WIDTH (1.65 in), PULLEY FACE WIDTH = 53mm (2.09 in)

PULLEY NUMBER	NO. OF TEETH	PULLEY P.D.	PULLEY O.D.	FLANGE O.D.	PULLEY I.D.	PULLEY TYPE	DIMENSIONS				BORE		WT. (lbs)
							E	R	L	M	MIN	MAX	
28P1H14-42SK	28	4.912	4.608	5.56	3.12	E1F	0.62	N/A	1.88	0.84	0.500	2.625	5.1
29P1H14-42SK	29	5.088	4.983	5.56	3.12	E1F	0.62	N/A	1.88	0.84	0.500	2.625	6.0
30P1H14-42SK	30	5.263	5.157	6.09	3.92	O1F	0.20	0.42	1.88	0.42	0.500	2.625	5.5
32P1H14-42SK	32	5.614	5.507	6.09	3.52	O1F	0.20	0.42	1.88	0.42	0.600	2.625	7.0
34P1H14-42SF	34	5.965	5.858	6.50	4.44	E1F	0.72	N/A	2.00	0.62	0.500	2.938	7.4
35P1H14-42SF	35	6.316	6.208	6.87	4.84	O1F	0.20	0.42	2.00	0.30	0.500	2.938	8.5
38P1H14-42SF	38	6.667	6.559	7.22	4.94	D1F	0.20	0.42	2.00	0.30	0.500	2.938	10.2
40P1H14-42SF	40	7.018	6.909	7.50	5.06	O1F	0.20	0.42	2.00	0.30	0.500	2.938	11.9
44P1H14-42E	44	7.720	7.610	8.34	6.12	O1F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	14.8
48P1H14-42E	48	8.421	8.311	8.90	6.50	D1F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	18.8
52P1H14-42E	52	9.123	9.013	9.68	7.18	D1F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	23.0
56P1H14-42E	56	9.825	9.715	10.38	7.88	D1F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	27.4
60P1H14-42E	60	10.527	10.417	11.06	8.50	D1F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	32.2
64P1H14-42E	64	11.229	11.119	11.68	9.25	O2F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	28.0
68P1H14-42E	68	11.930	11.820	12.50	10.00	O2F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	31.2
72P1H14-42E	72	12.632	12.522	13.19	10.69	O2F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	30.2
80P1H14-42E	80	14.036	13.926	14.63	12.12	O2F	0.64	0.23	2.62	0.11	0.875	3.500	34.0
90P1H14-42F	90	15.790	15.680	14.50	14.50	C3	1.00	N/A	3.62	0.53	1.000	4.000	43.0
112P1H14-42F	112	19.650	19.540	18.38	18.38	C3	1.00	N/A	3.62	0.53	1.000	4.000	76.8
144P1H14-42F	144	25.264	25.154	23.88	23.88	C3	1.00	N/A	3.62	0.53	1.000	4.000	111.0
168P1H14-42F	168	29.475	29.365	28.25	28.25	C3	1.00	N/A	3.62	0.53	1.000	4.000	140.0
192P1H14-42J	192	33.688	33.578	32.38	32.38	C3	1.44	-0.25	4.50	0.97	1.438	4.500	158.8
216P1H14-42J	216	37.896	37.786	36.38	36.38	C3	1.44	-0.25	4.50	0.97	1.438	4.500	166.0

RPP-PANTHER
SYNCHRONOUS PULLEYS

WEIGHTS FOR ALL BUSHED ITEMS ARE APPROXIMATE AND DO NOT INCLUDE THE BUSHINGS

APENDICE VII

Páginas reproducidas del catálogo Morse, HV Drives.

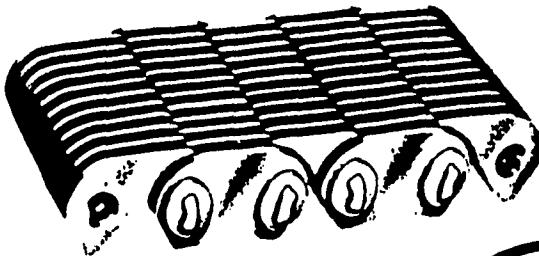
DESIGN

fundamentals of HV design

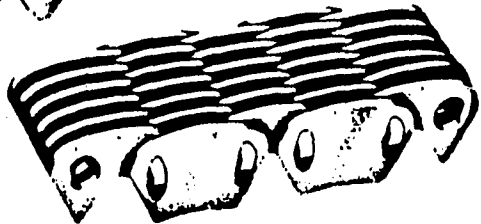
What is HV?

HV is a proven transmission drive with a design and capability entirely unique from the usual chain drive which combines the smoothness and freedom from vibration of a belt drive with the strength, compactness, economy, and long service life of a steel chain.

The chain assembly is composed of a series of inverted tooth steel links, laced in alternate sections across the width of the chain. It is assembled with two steel pins having the same cross-sectional geometry, one called the pin and the other the rocker, which form the articulating link joint between the link sections. See page 132a for chain dimensions.



¾, 1, 1½ and 2 Inch Pitches



5/8 and 3/4 Inch Pitches

HV link

The link design in the original HV pitches—¾, 1, 1½ and 2 inch (Fig. 1) has been tested in practice and proven for many years. The link crotch is located slightly above the line of pull and all corners are rounded to minimize the possibility of stress risers and to insure maximum performance on high load industrial application.

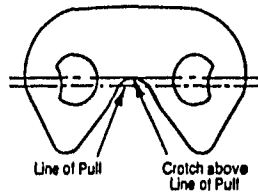


Fig. 1 ¾, 1, 1½ and 2 Inch Pitches

With the introduction of 5/8 and 3/4 inch pitch chains (Fig. 2), Morse engineers developed a new link contour for increased speed requirements. This design for the two smaller pitches locates the link crotch below the line of pull. Photo-elastic studies of various link shapes and aperture positions produced the design with the lowest level of stress concentration. In addition, other research studies provided the results for proper metallurgy, toe length, back height, and pressure angle to achieve maximum load carrying capacity and high speed performance.

Carefully controlled shot-peening of the links gives them a uniform, matte gray finish and results in the highest level of link fatigue resistance. Another reason for the HV high load performance.

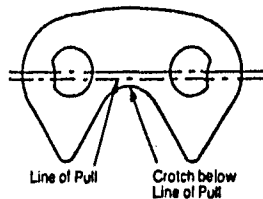


Fig. 2 5/8 and 3/4 Inch Pitches

concentric pin and rocker joint

The concentric pin and rocker joint is used in all pitches of HV chain. This joint (Fig. 3) in combination with the involute sprocket tooth design reduces chordal action to a minimum. The HV chain joint consists of a pin and rocker, each with identical cross-sections and concentric radii. In the process of the chain engaging sprocket teeth, the curved surfaces roll on one another thus eliminating sliding friction and joint galling. Before the chain engages the sprocket teeth, the contact point of the HV pin and rocker remains below the pitch line (Fig. 4).

As the chain engages the sprocket teeth, the contact point moves upward (Fig. 5) and the pitch of the chain elongates. The actual amount of pitch elongation is that required for the chain to wrap the sprocket along the pitch line.

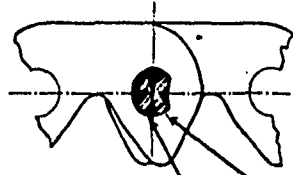


Fig. 3

Concentric Radii Rocker and Pin

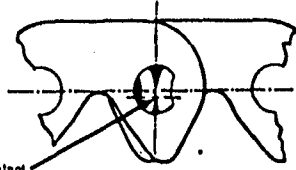


Fig. 4

Contact Point

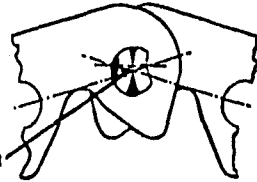


Fig. 5

Contact Point

HV sprockets

The third criteria for the success of HV is the mating sprockets which complete the drive.

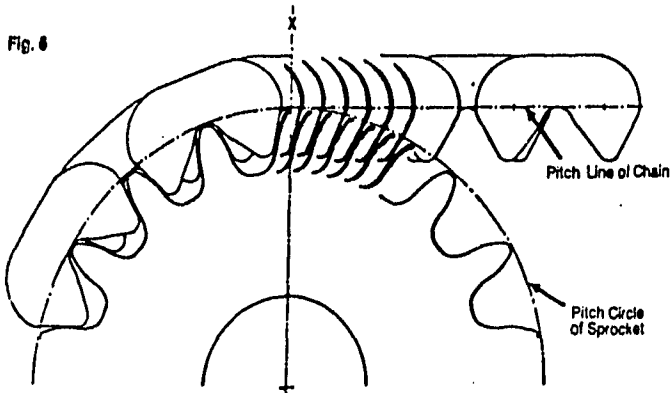
The involute tooth form differing from the straight sided teeth of conventional silent chain sprockets is designed for smooth engagement of the chain with the sprocket teeth. All HV sprockets are top-hobbed and the teeth heat treated for tough wear resistant surfaces. Unlike the single tooth engagement of spur gears, many teeth share the load of a HV drive. This load sharing of the sprocket teeth results in low stresses, less wear, and long sprocket life.

chordal action

The compatible design of HV links, joints, and sprockets reduces the detrimental effects of chordal action to a minimum, the chordal action of conventional chain drives is the vibratory motion caused by the rise and fall of the chain as it engages sprocket teeth. This motion causes vibration and limits high speed load carrying capability. Of all types of chains, HV operates most efficiently at all speeds because chordal action is reduced to a minimum.

Figure 6 shows how the HV chain enters approximately tangent to the pitch circle of the sprocket and maintains this position as it travels around the sprocket. This smooth HV engagement permits high speed capabilities with maximum efficiency and quietness.

Fig. 6

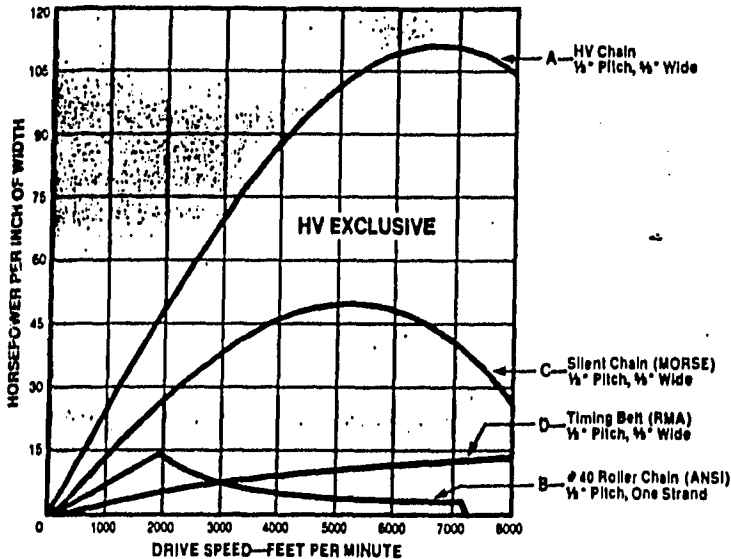


power comparison with other drives

The comparative rating curves show graphically the area of HV superiority over other types of chain and positive drive belts. The shaded area indicates that the capacity of HV far surpasses that of other power transmission drives because of its . . .

- LOAD CARRYING CAPACITY
- SMOOTHNESS
- HIGH SPEED PERFORMANCE
- QUIETNESS

horsepower capacity—comparable drives



ANSI—American National Standards Institute
RMA—Rubber Manufacturers Association

Consider the comparisons below. Higher and lower ratings and/or speed capabilities are possible with other pitches and widths.

Chain or Belt from Above Graph	Peak HP	Peak feet/Minute	horsepower Per S	Quietness	Smoothness	Flexibility	Compactness
A (HV)	112	6,675	# 1	# 1	# 1	# 1	# 1
B (Roller Chain)	30	1,225	# 2	# 3	# 3	# 1	# 2
C (Silent Chain)	50	5,230	# 3	# 2	# 2	# 1	# 3
D (Timing Belt)	14	7,768	# 4	# 2	# 2	# 2	# 4

SELECTION

Service factors

The Horsepower rating tables (pages 136a and 137a) are for use under optimum drive conditions with a smooth power source and load. For less favorable conditions with moderate or heavy shock loads from either the power source and or the load, the specified horsepower must be multiplied by a "Service Factor" (SF) to obtain a "Design Horsepower" (DHP). The "Design Horsepower" is used to obtain the chain selection from the rating tables.

Service Factors are selected below for various applications after first determining the prime mover or power source type.

Prime Mover	TYPE
Internal Combustion Engine with Hydraulic Coupling or Torque Converter Electric Motor Turbine Hydraulic Motor	A
Internal Combustion Engine with Mechanical Drive	B

Service factor table

APPLICATION	Type of Prime Mover		APPLICATION	Type of Prime Mover		APPLICATION	Type of Prime Mover	
	A	B		A	B		A	B
AGITATORS (paddle or propeller) Pure liquid Liquids—variable density	1.1 1.2	1.3 1.4	CRUSHING MACHINERY Ball mills, crushing rolls, jaw crushers	1.6	1.8	PAPER INDUSTRY MACHINERY Agitators, bleachers Barker—mechanical Beater, Yankee Dryer Calendars, Dryer & Paper Machines Chippers & winder drums	1.1 1.6 1.3 1.2 1.5	1.3 1.6 1.5 1.4 1.7
BAKER MACHINERY Dough Mixer	1.2	—	DREDGES Conveyors, cable reels Jigs & screens Cutter head drives Dredge pumps	1.4 1.6 Consult Morse See Pumps	1.6 1.8	PRINTING MACHINERY Embossing & flat bed presses, folders Paper cutter, rotary press & linotype machine Magazine & newspaper presses	1.2 1.1 1.5	— — —
BLOWERS	See Fans		FANS & BLOWERS Centrifugal, propeller, vane Positive blowers (lobe)	1.3 1.5 1.5	1.5 1.7	PUMPS Centrifugal, gear, lobe & vane Dredge Pipe line Reciprocating 3 or more cyl. 1 or 2 cyl.	1.2 1.6 1.4 1.3 1.6	1.4 1.8 1.6 1.5 1.8
BREWING & DISTILLING EQUIPMENT Bottling Machinery Brew Kettles, cookers, mash tubs Scale Hopper—Frequent starts	1.0 1.0 1.2	— — —	GRAIN MILL MACHINERY Sifters, purifiers, separators Grinders and hammer mills Roller mills	1.1 1.2 1.3	1.3 1.4 1.5	RUBBER & PLASTICS INDUSTRY EQUIPMENT Calendars, rolls, tubers Tire-building and Banbury Mills Mixers and sheeters Extruders	1.5 1.6 1.5	1.7 1.8 1.7
BRICK & CLAY EQUIPMENT Auger machines, cutting table Brick machines, dry press, & granulator Mixer, pug mill, & rolls	1.3 1.4 1.4	1.5 1.6 1.6	GENERATORS & EXCITERS	1.2	1.4	SCREENS Conical & revolving Rotary, gravel, stone & vibrating	1.2 1.5	1.4 1.7
CENTRIFUGES	1.4	1.6	MACHINE TOOLS Grinders, lathes, drill press Boring mills, milling machines	1.0 1.1	— —	STOKERS 1.1—	—	—
COMPRESSORS Centrifugal & rotary (lobe) Reciprocating 1 or 2 cyl. 3 or more	1.1 1.6 1.3	1.3 1.6 1.5	MARINE DRIVES	Consult Morse		TEST STANDS & DYNAMOMETERS	Consult Morse	
CONSTRUCTION EQUIPMENT OR OFF-HIGHWAY VEHICLES Drive line duty, power take-off, accessory drives	Consult Morse		MILLS Rotary type: Ball, Pebble, Rod, Tube, Roller Dryers, Kilns, & tumbling barrels Metal type: Draw bench carriage & main drive Forming Machines	1.5 1.6 1.5 Consult Morse	1.7 1.8	TEXTILE INDUSTRY Spinning frames, twisters, wrappers & reels Batchers, calendars & looms	1.0 1.1	— —
CONVEYOR Apron, bucket, pan & elevator Bell (ore, coal, sand, salt) Belt—light package, oven Screw & flight (heavy duty)	1.4 1.2 1.0 1.6	1.6 1.4 1.2 1.6	MIXERS Concrete Liquid & Semi-liquid	1.6 1.1	1.6 1.3			
CRANES & HOISTS Main hoist—medium duty Main hoist—heavy duty, skip hoist	1.2 1.4	1.4 1.6	OIL INDUSTRY MACHINERY Compounding Units Pipe line pumps Slush pumps Draw works Chillers, Paraffin filter presses, Kilns	1.1 1.4 1.5 1.6 1.5	1.3 1.6 1.7 2.0 1.7			

HORSEPOWER RATING

HV horsepower rating tables

Preliminary drive selection of chain and sprockets may be obtained from the tables below. However, Morse suggests that all HV Drive Selections be submitted to our Engineering Department for final confirmation.

Since more than one pitch will work well in most situations it

may be desirable to make two or three choices and base final selection on the features most important in the design such as cost, stock chain and sprocket availability, size of drive, noise level (small pitches are quieter), loading (larger pitches carry greater load), and smoothness.

1/2 INCH PITCH HP per inch of width based on no. of teeth in small sprocket															
No. Teeth	RPM														
	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800	5400	6000	6600	7200	7800	8400	9000	9600
19	19	28	37	45	54	62	69	76	83	89	94	99	102	105	107
21	20	31	40	50	59	67	75	83	89	95	100	104	108	108	108
23	22	33	44	54	64	73	81	89	95	100	104	107	108		
25	24	36	48	58	68	78	86	93	99	104	107	108			
27	26	39	51	63	73	83	91	98	103	107	108				
29	28	42	55	67	77	87	95	101	108	108					
31	30	44	58	70	82	91	99	104	108	108					
33	32	47	61	74	86	95	102	107	108						
35	34	50	65	78	89	98	105	108							
37	36	52	68	81	93	101	107								
39	38	55	71	85	96	104	108								
41	39	58	74	89	98	108									
43	41	60	77	91	101	107									

3/4 INCH PITCH HP per inch of width based on no. of teeth in small sprocket															
No. Teeth	RPM														
	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3600	4200	4800	5400	6000	6600	7200
19	29	36	47	58	65	74	83	91	107	122	136	148	158	167	173
21	31	42	52	62	72	82	91	100	117	133	146	158	167	174	178
23	34	46	57	68	78	89	99	108	126	142	155	166	174		
25	37	50	62	73	85	96	106	116	135	151	163	172	178		
27	40	53	66	78	91	102	114	124	143	158	170				
29	43	57	71	84	97	109	121	131	150	165	174				
31	46	61	76	90	103	116	127	138	156	170					
33	49	65	80	95	109	122	134	145	162	174					
35	52	69	85	100	114	128	140	151	167	177					
37	55	72	89	105	120	133	145	156	171	178					
39	58	76	94	110	125	139	151	161	176						
41	61	80	98	116	130	144	156	165	177						
43	63	83	102	119	135	149	160	169	178						

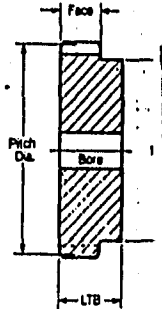
1 INCH PITCH HP per inch of width based on no. of teeth in small sprocket															
No. Teeth	RPM														
	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4500	4800
19	31	46	50	74	88	101	113	124	133	142	148	155	158	162	163
21	34	50	66	82	96	110	122	133	143	150	158	161	163	162	158
23	37	55	72	89	104	118	130	141	150	157	161	163	162	157	
25	40	59	79	95	111	126	136	148	156	161	163	161			
27	43	64	84	102	119	133	145	154	160	163	161				
29	46	68	89	108	125	140	151	158	162	162					
31	49	73	95	114	131	145	155	161	163	158					
33	53	77	100	120	137	150	159	163	160						
35	56	82	105	128	143	155	161	162							
37	59	86	110	131	147	158	163	160							
39	62	90	115	136	151	161	162								
41	65	94	120	140	155	162	161								
43	68	98	124	145	158	163	158								

For best drive performance, use 25 teeth or more in small sprocket.
 Forced pump lubrication is recommended.
 Bath lubrication is satisfactory for applications to the left of heavy line.
 For HP values at higher speeds than shown, consult Morse engineering.

stock HV sprockets

3/8" pitch

3/8" FACE WIDTH							
No. Teeth	Catalog No.	Pitch Dia. (in.)	Min. Plain Bore	Max. Bore	HD	LTB	Approx. WL
19	HV303B19	2.278	3/8	1 3/16	1 1/8	1 1/8	.9
21	HV303B21	2.516	3/8	1 3/8	1 7/8	1 1/8	1.2
23	HV303B23	2.754	3/8	1 1/2	2 1/8	1 1/8	1.5
25	HV303B25	2.992	3/8	1 5/8	2 3/8	1 1/8	1.8
27	HV303B27	3.230	3/8	1 3/4	2 5/8	1 1/8	2.2
29	HV303B29	3.468	3/8	1 7/8	2 7/8	1 1/8	2.6
31	HV303B31	3.707	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/8	3.1
33	HV303B33	4.541	3/8	2 3/8	3 3/8	1 1/8	5.0
42	HV303B42	5.018	3/8	3 1/8	4 1/8	1 1/8	6.3
57	HV303B57	6.807	1 1/8	4 1/8	6	1 1/8	11.7
76	HV303B76	9.074	1 1/8	4 1/8	6	1 1/8	16.7
1" FACE WIDTH							
19	HV304B19	2.278	3/8	1 3/16	1 1/8	1 1/8	1.1
21	HV304B21	2.516	3/8	1 3/8	1 7/8	1 1/8	1.4
23	HV304B23	2.754	3/8	1 1/2	2 1/8	1 1/8	1.8
25	HV304B25	2.992	3/8	1 5/8	2 3/8	1 1/8	2.1
27	HV304B27	3.230	3/8	1 3/4	2 5/8	1 1/8	2.8
29	HV304B29	3.468	3/8	1 7/8	2 7/8	1 1/8	3.1
31	HV304B31	3.707	3/8	2 1/8	3 1/8	1 1/8	3.6
33	HV304B33	4.541	3/8	2 3/8	3 3/8	1 1/8	5.8
42	HV304B42	5.018	3/8	3 1/8	4 1/8	1 1/8	7.4
57	HV304B57	6.807	1 1/8	4 1/8	6	1 1/8	13.7
76	HV304B76	9.074	1 1/8	4 1/8	6	1 1/8	20.6
1 1/2" FACE WIDTH							
19	HV306B19	2.278	1/2	1 3/16	1 1/8	2 1/8	1.5
21	HV306B21	2.516	1/2	1 3/8	1 7/8	2 1/8	1.6
23	HV306B23	2.754	1/2	1 1/2	2 1/8	2 1/8	2.4
25	HV306B25	2.992	1/2	1 5/8	2 3/8	2 1/8	2.9
27	HV306B27	3.230	1/2	1 3/4	2 5/8	2 1/8	3.4
29	HV306B29	3.468	1/2	1 7/8	2 7/8	2 1/8	4.1
31	HV306B31	3.707	1/2	2 1/8	3 1/8	2 1/8	4.8
33	HV306B33	4.541	1/2	2 3/8	3 3/8	2 1/8	7.8
42	HV306B42	5.018	1/2	3 1/8	4 1/8	2 1/8	9.7
57	HV306B57	6.807	1 1/8	4 1/8	6	2 1/8	16.2
76	HV306B76	9.074	1 1/8	4 1/8	6	2 1/8	28.9



Type B
Teeth Hardened Hut
Projection One Side