.UBAfiuba
FACULTAD DE INGENIERÍA

depto. Ingeniería Mecánica

67.29 Proyecto de Máquinas

CARACTERÍSTICAS DE LAS TRANSMISIONES MECÁNICAS

MÁQUINAS DE BASE EMPÍRICA

REDUCTOR DE VELOCIDAD

Características de las Transmisiones Mecánicas

- En la unidad de Máquinas hemos definido como potencia de diseño
- Ns es la potencia de selección de la máquina.
- $Ns = FS . Nef$
- Hemos definido el factor de Servicio como
- FS= Cst. Csm.Csr
- En el cálculo de Engranajes por el método AGMA se considera un factor de Carga Co o Ko que considera el factor de servicio Csm de variación de par del motor y el Csr que es la variación de par de la máquina operadora.
- En nuestros cálculos podríamos considerar el Cst o variación de par de tiempo de aplicación. En este caso la Norma AGMA considera la cantidad de ciclos en los que va a trabajar la máquina.

- En el caso de seleccionar los elementos de transmisión mecánica comerciales deberíamos tener en cuenta los tablas de factores de servicio provistas por el fabricante. Ejemplo: Al seleccionar una transmisión por correas debemos tener en cuenta la tabla provista por el fabricante del elemento. Estas tablas se basan en la máquina motora, la máquina operadora y las horas de trabajo en que va a funcionar la transmisión.

Factores de Servicio Catálogo Gates

DriveN Machine	DriveR					
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase. **DC Motors:** Shunt Wound. **Engines:** Multiple Cylinder Internal Combustion.*			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion, Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring. **DC Motors:** Series Wound, Compound Wound. **Engines:** Single Cylinder Internal Combustion.*		
The machines listed below are representative samples only. Select the group listed below whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered. See Page 266 for additional help in selecting Service Factors.	**Line shafts**			**Clutches**		
	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily
Dispensing, Display Equipment Instrumentation Measuring Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Agitators: Liquid Appliances, Sewing Machines, Sweepers Conveyors: Belt, Light Package Fans: Up to 10 HP Hand Tools (Power) Machine Tools: (Light) Drill Presses, Lathes, Saws Screens: Drum, Oven Woodworking Equipment: Band Saws, Drills, Lathes	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Agitators: Semi-liquid Compressors: Centrifugal Centrifuges Conveyors: Belt; Coal, Ore, Sand Dough Mixers Fans: Over 10 HP Generators Laundry Equipment Line Shafts Machine Tools: (Heavy) Boring, Grinders, Milling, Shapers Paper Machinery (except Pulpers) Presses, Punches, Shears Printing Machinery Pumps: Centrifugal, Gear Screens: Revolving, Vibratory	1.1	1.2	1.4	1.2	1.3	1.5
Blowers: Positive Displacement, Mine Fans Brick Machinery Compressors: Rotary Conveyors: Drag, Elevator, Pan, Screw Elevators: Bucket Exciters Extractors Mills: Hammer Paper Pulpers Pulverizers Pumps: Piston Rubber Calendars, Extruders, Mills Textile Machinery	1.2	1.3	1.5	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Hoists Mills: Ball-Rod-Tube Sawmill Machinery	1.3	1.4	1.6	1.5	1.6	1.8

*Apply indicated Service Factor to continuous engine rating. Deduct 0.2 (with a minimum Service Factor of 1.0) when applying to maximum intermittent rating. The use of a Service Factor of 2.0 is recommended for equipment subject to choking. For Grain Milling and Elevator Equipment, see Mill Mutual Bulletin No. VB-601-62. For Oil Field Machinery, see API specification for Oil Field V-Belting, API Standard 1B.

Potencia Demandada Instantaneamente

Es el mayor valor previsible que puede alcanzar la potencia Efectiva ante una anormalidad pasajera (de poca duración) originada en la máquina mandada por la acción del útil. (Incremento del par resistente)

El incremento instántaneo del par resistente debe encontrar su equilibrio en la suma del par motor y la inercia del mecanismo (Teorema de D´Alambert), por lo cuál se comprende que durante un brevísimo tiempo el par resistente puede llegar a ser mayor que el máximo par motor posible (par crítico en los motores asíncronicos comunes de pequeño resbalamiento)

Siendo esto indeseable siempre se trata de concebir el sistema mecánico como para que no pueda producirse .

Deesá manera los sistemas mecánicos deben diseñarse como para poder soportar sin daño.

Diseño Teniendo en Cuenta la Potencia demandada Instántanea Máxima

- Si son productos comerciales el valor de la potencia demandada instántanea máxima no puede conocerse de antemano. Por eso para el cálculo debe fijarse arbitrariamente para efectuar el cálculo. En esos casos es usual establecer que la potencia Ndmi sea el doble que la potencia equivalente o de diseño.

- Ndmi= 2. Ns

- Con está potencia se determina las solicitaciones sobre los distintos elementos que se diseñarán.

Potencia Instalada Máxima

- Es el máximo valor de la potencia que realmente puede producir el motor durante el proceso de arranque , teniendo en cuenta la variación de velocidades
- En este caso, no interesa la Potencia sino el par Máximo Mmax que generalmente se produce a una velocidad distinta inferior a la velocidad nominal de régimen permanente .
- El valor de la potencia instalada Máxima Nmax se emplea solamente cuando el motor arranca solidariamente acoplado a la transmisión trabajando en contra de su inercia.
- Conviene elegir un motor cuya cupla máxima utilizable sea superior o por lo menos igual al valor de la cupla demandada máxima instántanea, para asegurar que ésta pueda ser vencida fácilmente.
- Hay que tener cuidado de que al instalar un motor de potencia nominal netamente superior a la necesaria bajo el argumento de que el motor genera un par igual al valor demandado por la máquina mandada puede ser sumamente peligroso , considerando las solicitaciones aplicadas en los árboles durante el arranque .
- Si la transmisión tiene un embrague y el motor arranca en vacío aplicando luego la carga , el valor de la potencia instalada del motor no tiene influencia y los cálculos resistenciales deben hacerse con la potencia demandada instántanea máxima (Ndmi)

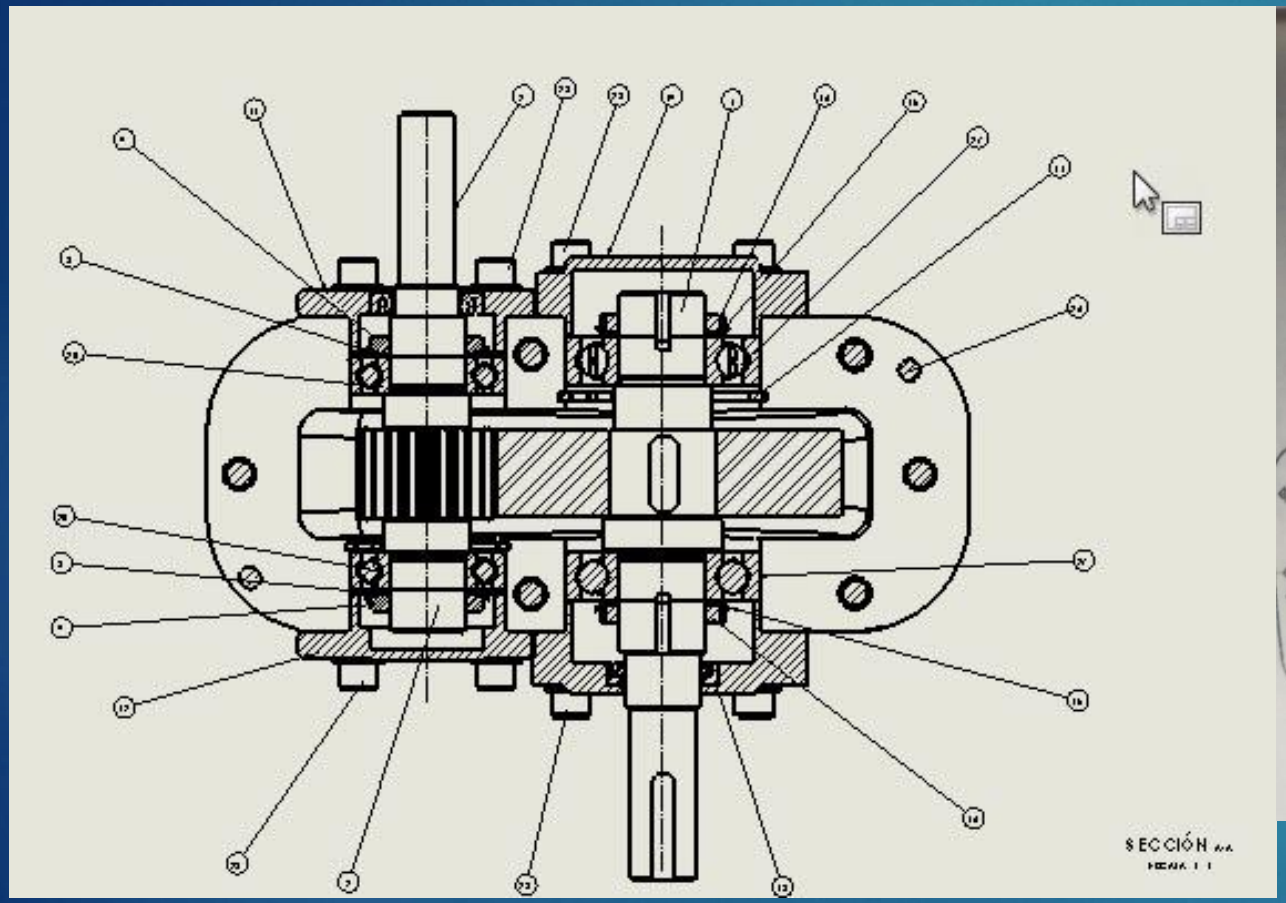
Reductor de Velocidad

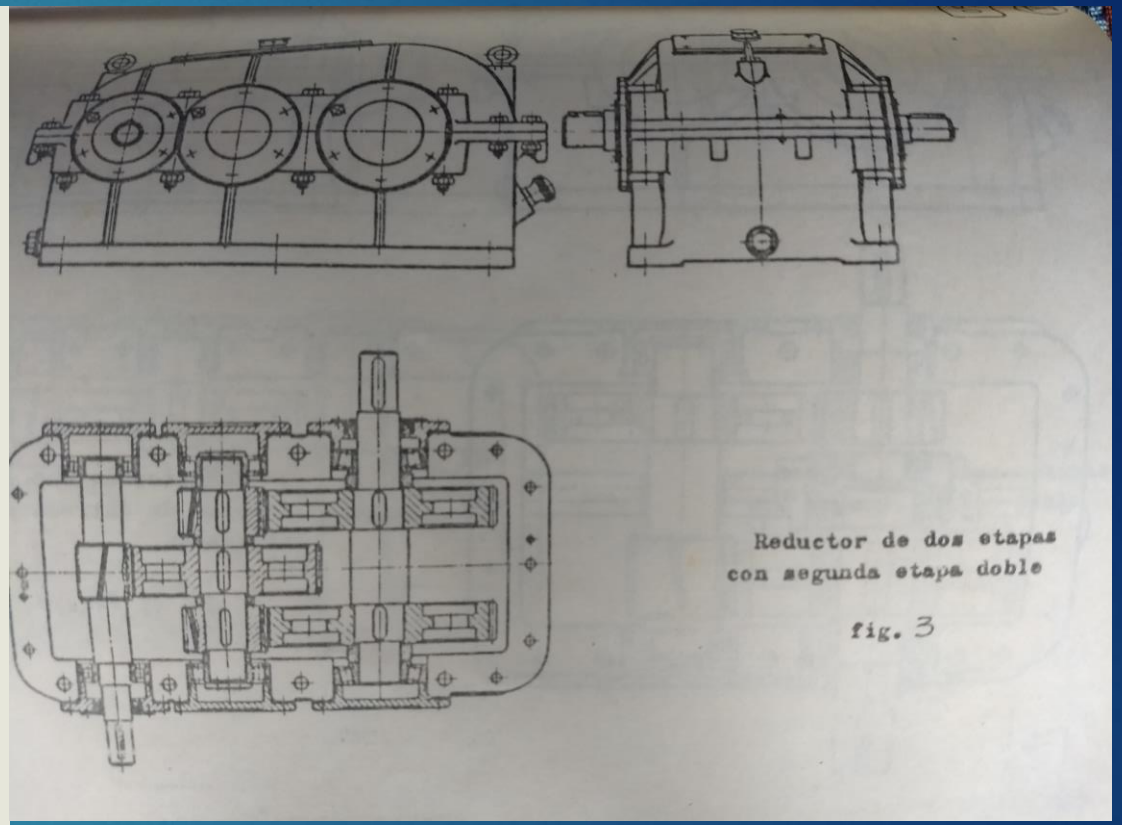
- El reductor de velocidad se define como un componente mecánico constituido por un conjunto de transmisiones por engranajes alojadas dentro de una caja cerrada portante de cojinetes para los árboles , cuya finalidad es que la entrada sea a una velocidad mayor que la de salida y el par se incremente a la salida.
- Los cojinetes que sustentan los árboles se denomina caja o carcaza generalmente de fundión gris y la vez sirve de carter de aceite.
- Las tapas superiores y laterales son también de fundición gris y además para impedir la salida de aceite por la entrada y salida se colocan retenes. Por eso la caja y tapas deben tener tolerancias dimensionales y geométricas adecuadas.

Reductores de Velocidad

- En cuánto a los engranajes se utilizan engranajes helicoidales , ya que los rectos solamente se pueden utilizar en reductores de muy baja velocidad.
- Los materiales mas comunes de los engranajes son : SAE 1045 , 4140, 4340, 8620 , 8630 , Fundición perlítica o sorbitica. En el caso que los engranajes sean cementados, templados y revenidos puede utilizarse 1020, 3310, 4320, 4620 y 8620
- En cuánto al material de los árboles, 1035, 1040, 1045, 4140, 8620 .
- Como debe reducirse el tamaño del reductor y por ende el tamaño de los engranajes es muy común construir un árbol piñón en la primera etapa y a veces también en la segunda.

Reductores



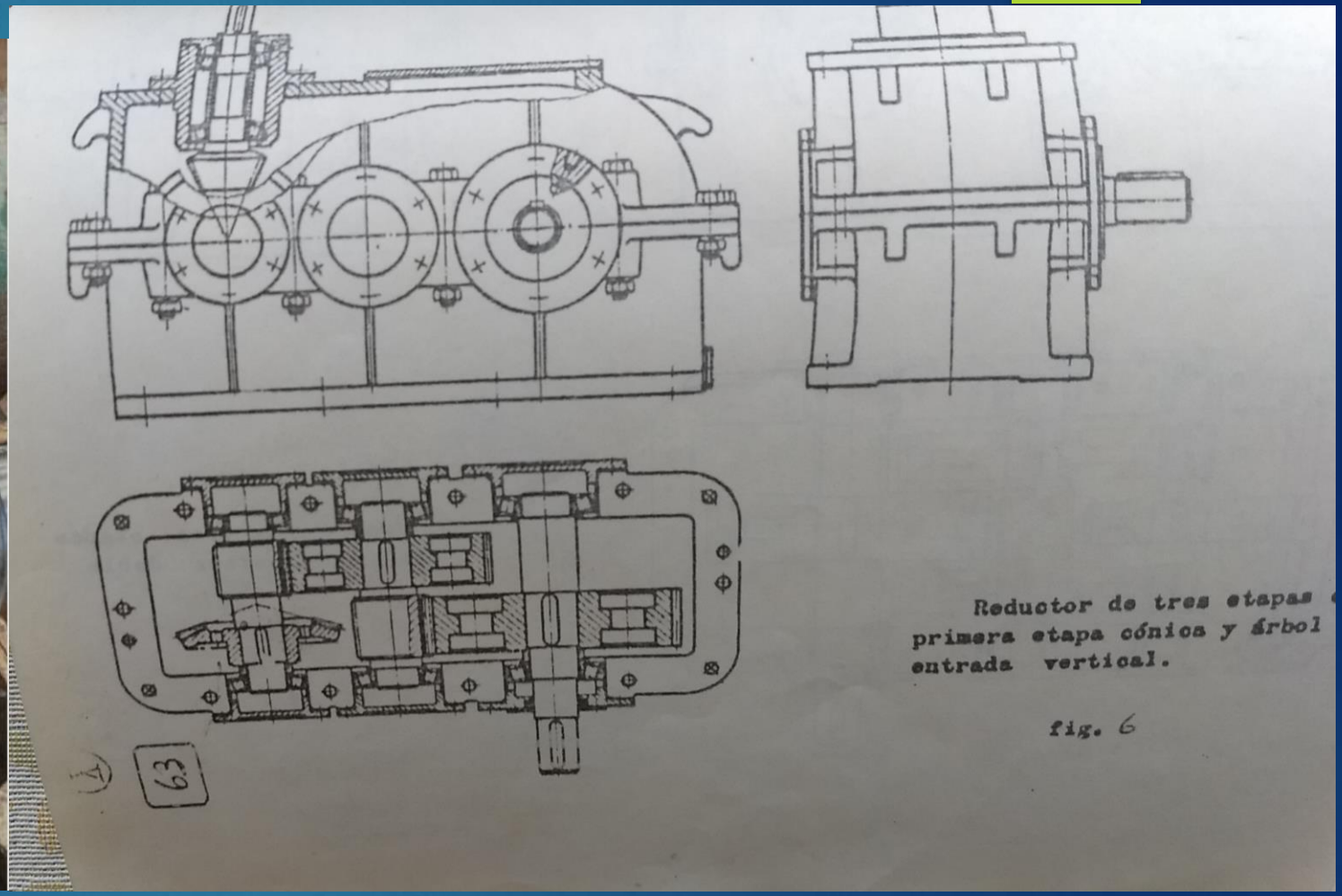


Reductor de dos etapas
con segunda etapa doble

fig. 3

Reductores

TECNON


Reductor de tres etapas
primera etapa cónica y árbol
entrada vertical.
fig. 6
63

Selección de un Reductor de Velocidad

- PASOS A SEGUIR
- 1) Calcular la potencia absorbida (Nabs).
- 2) Calcular la potencia de entrada (Ne).
- 3) Determinar el factor de Servicio (fs).
- 4) Calcular la potencia de entrada equivalente Neq = Ne . fs
- 5) Calcular la relación (i = ne/ns).
- 6) Preseleccionar un modelo.
- 7) Comprobar que Nnominal Neq.
- 8) Controlar la potencia de arranque (Narr < 2,5. Nnominal)
- 9) Controlar las cargas radiales.

Diseño de Reductores

TIPO DE RUEDAS	RELACION DE TRANSMISION		
	MINIMA	MAXIMA	MAS FRECUENTE
RUEDAS CILINDRICAS una etapa	más de 1	10	4
RUEDAS CILINDRICAS dos etapas	8	80	25
RUEDAS CILINDRICAS tres etapas	40	400	125
RUEDAS CONICAS una etapa(diéntes rectos)	más de 1	8	4
TORNILLO SIN FIN Y RUEDA una etapa	10 2 entradas	120 1 entrada	60 1 entrada
RUEDAS EPICICLOIDALES una etapa	más de 1	8	6

Reductores

Siendo:

A la distancia entre los ejes (con las aclaraciones arriba expuestas) (mm);

N_n la potencia nominal (CV);

n_1 la velocidad angular del eje veloz (v/min.);

n_2 la velocidad angular del eje lento (v/min.);

$m = n_1/n_2$ la relación de transmisión;

D_v el diámetro primitivo de la rueda en los engranajes cónicos (mm);

f un factor comparativo, función de los materiales, del ángulo de la hélice y de la anchura relativa;

K el factor de resistencia al desgaste, según la teoría de Buckingham (kg/mm²);

β el ángulo de la hélice (grados sexagesimales):

tenemos:

REDUCTORES DE ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Una etapa: $(2 \leqslant m \leqslant 10)$.

$$A = 420 \left(\frac{N_n \, m^{1,33}}{(n_1 + 150) f} \right)^{1/2,5} \qquad [10.3.1].$$

Dos etapas con ejes desplazados: $(8 \leqslant m \leqslant 80)$.

$$A = 710 \left(\frac{N_n \, m}{(n_1 + 70) f} \right)^{1/2,75} \qquad [10.3.2].$$

Dos etapas con ejes alineados: $(8 \leqslant m \leqslant 80)$.

$$A = 355 \left(\frac{N_n \, m}{(n_1 + 70) f} \right)^{1/3} \qquad [10.3.3].$$

[2] V. en el parágr. 10.8 el método de estas fórmulas.

Siendo:

A_1 , A_2 , A_3 las distancias de ejes parciales, procediendo desde el eje veloz hacia el lento (mm) ;

A la distancia total, suma de las parciales (mm) ;

m_1 , m_2 , m_3 las correspondientes relaciones de transmisión;

m la relación total, producto de las parciales;

tenemos:

a) *Reductores de dos etapas con ejes desplazados* (pos. 2, 5 y 6 de la fig. 8.6.1).

Distancias: $\begin{cases} A_1 \cong 0{,}4\ A \\ A_2 \cong 0{,}6\ A \end{cases}$ [10.4.1] .

Distancias entre centros Relaciones de Transmisión de dos etapas con ejes desplazados

- A1= 0,4. A
- A2= 0,6 A
- Relaciones de Transmisión
- Para 8<m<25 m1 =0,5m
- Para 25<m>80 m2 =1,12 (m) ½

- m2 = m/m1

Reductores de 3 Etapas