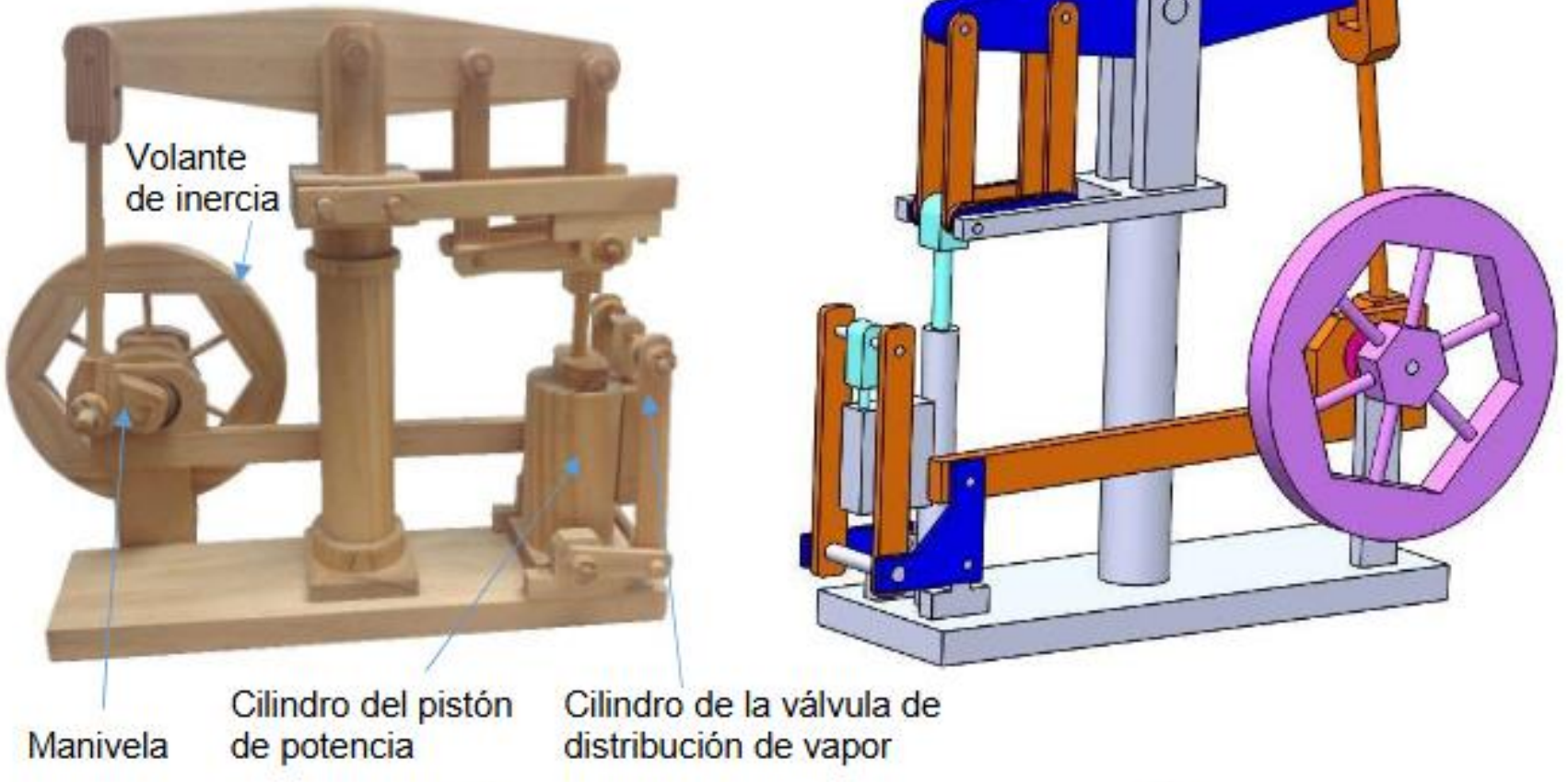
FACULTAD DE INGENIERÍA

MECANISMOS PRÁCTICA

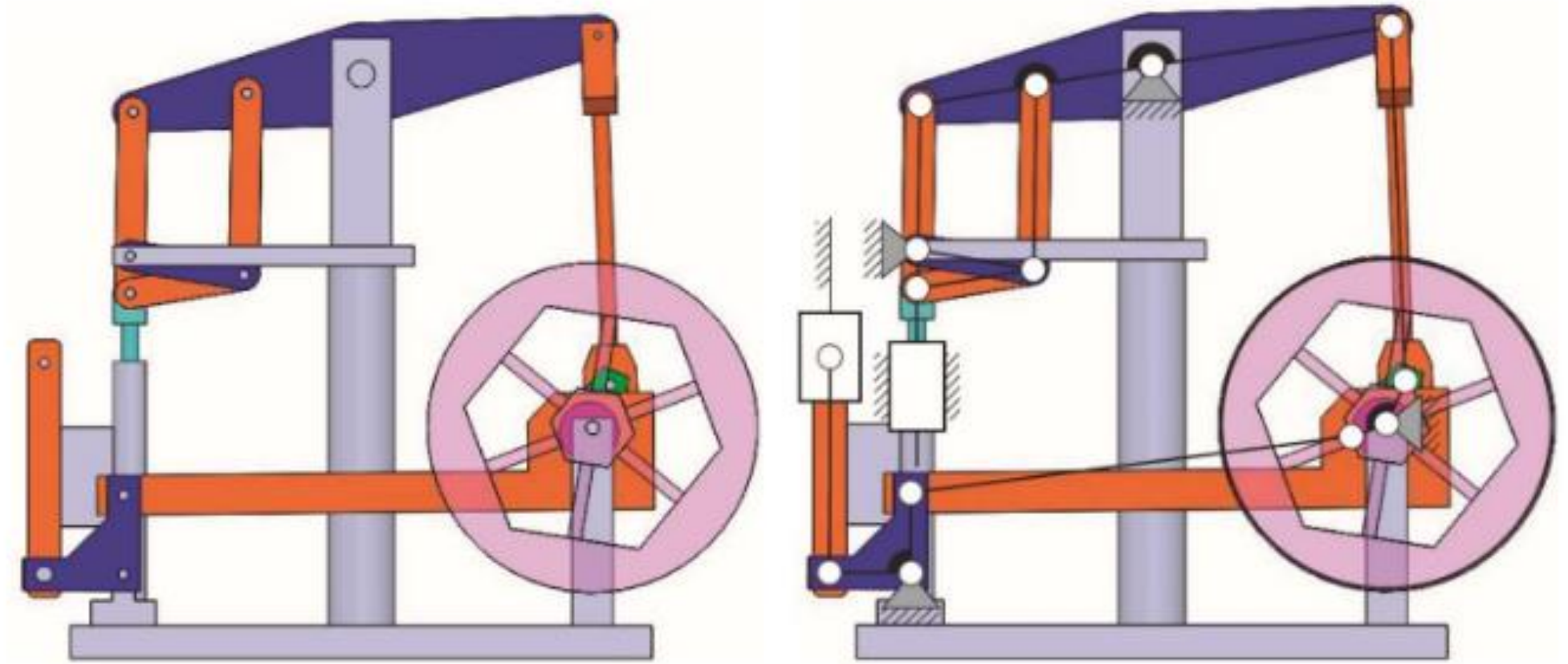
MECÁNICA RACIONAL

Ing. Carlos Barrera-2026

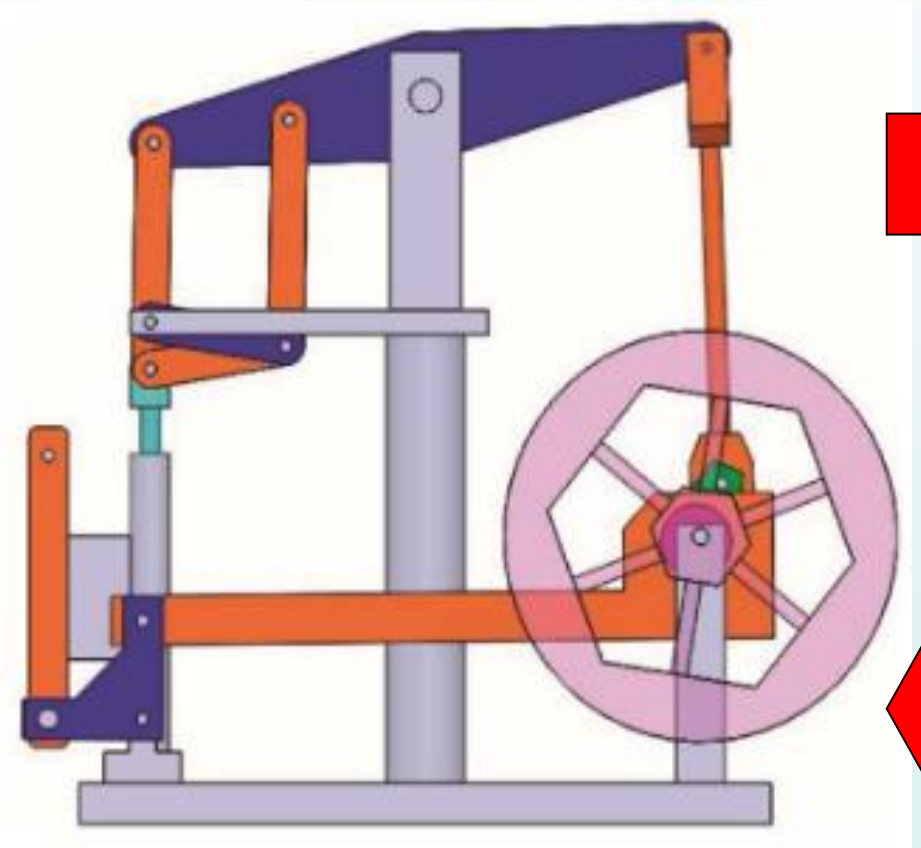


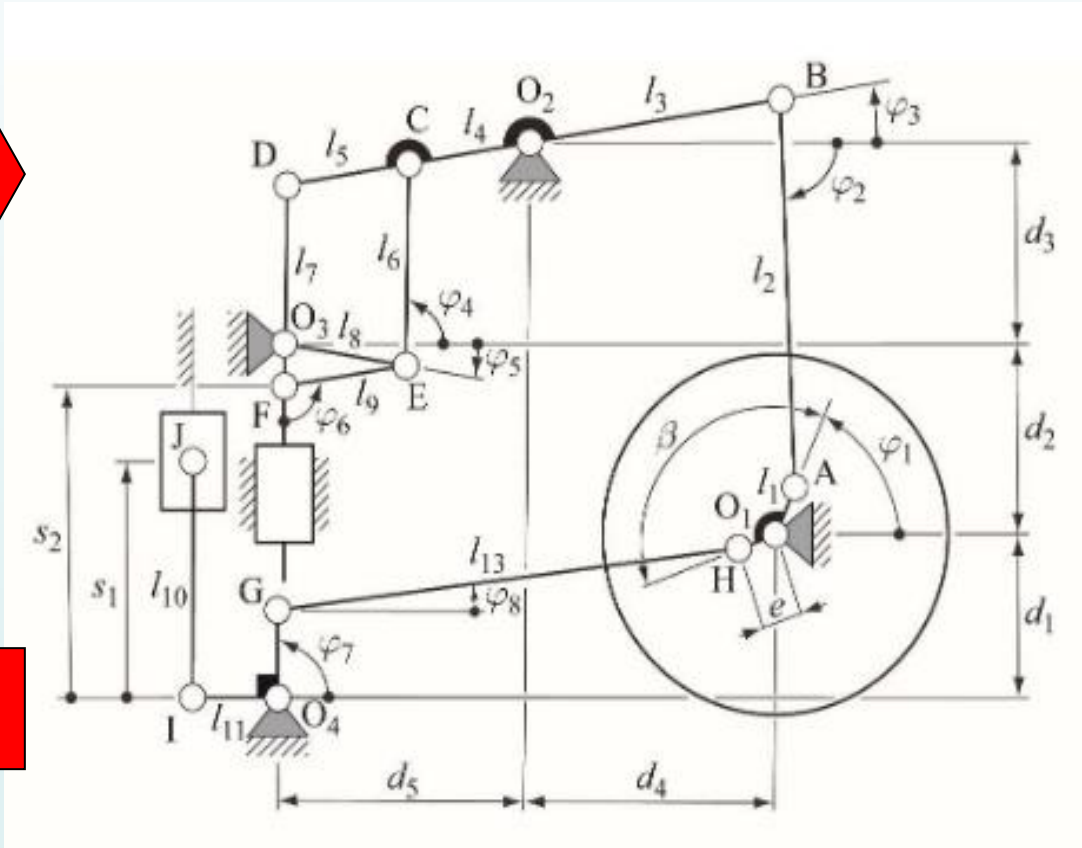
a) b)

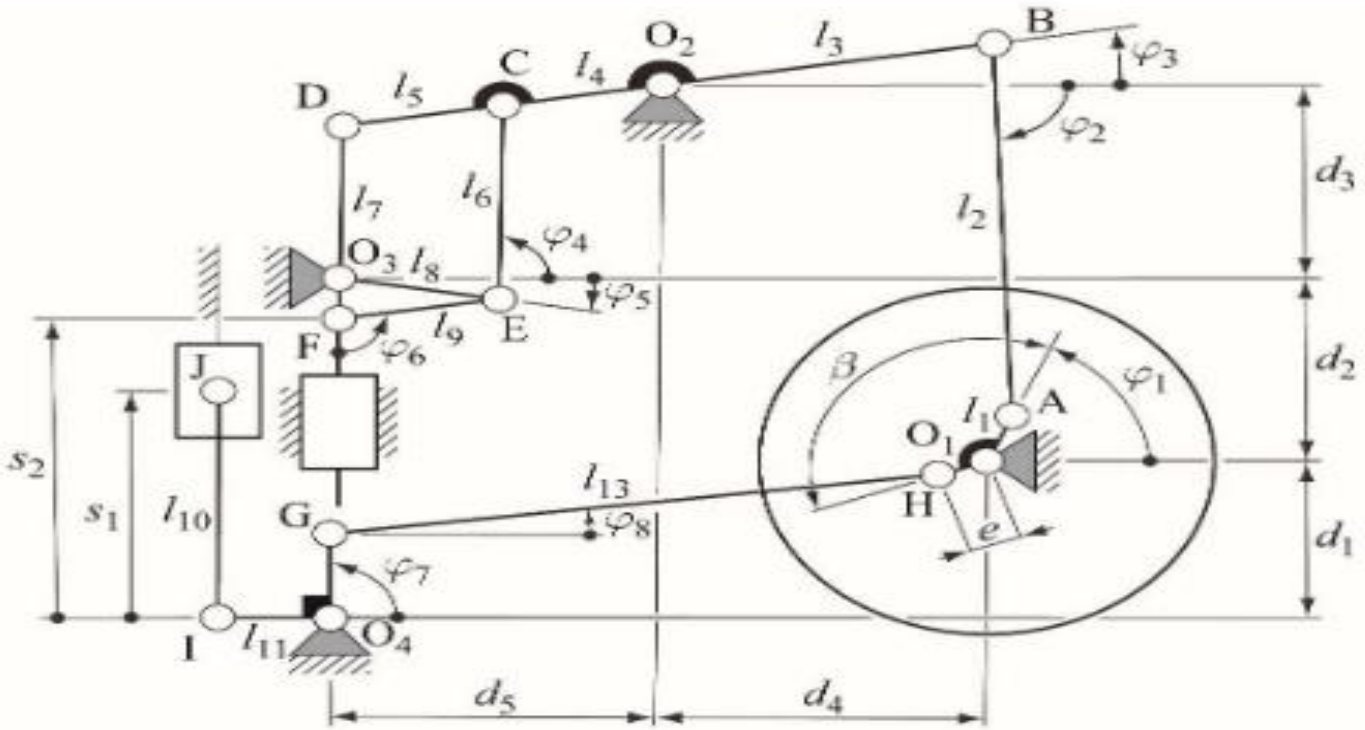
Mecanismo de la máquina de vapor de Watt: a) Foto de la maqueta real y b) Modelo virtual 3D



Máquina de vapor de Watts: a) Vista en alzado y b) Esquema de símbolos




O2
l3
B
φ3
C
l4
D
l5
φ2
d3
l7
l6
l2
φ4
O3
l8
φ5
F
l9
E
φ6
J
β
φ1
d2
l1
A
O1
s2
l13
H
s1
l10
G
φ8
e
d1
φ7
I
l11
O4
d5
d4

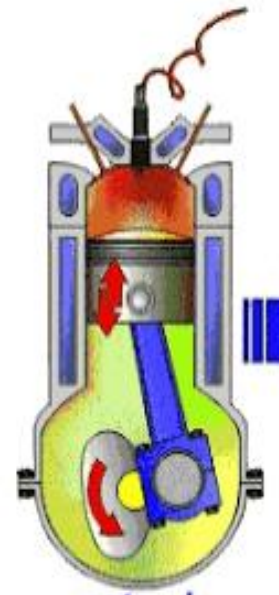


$l_1 = 14$ mm	$l_4 = l_5 = l_8 = l_9 = 35$ mm	$l_{11} = l_{12} = 24$ mm	$d_1 = 44{,}53$ mm	$d_4 = d_5 = 70$ mm
$l_2 = 106$ mm	$l_6 = l_7 = 55$ mm	$l_{13} = 142{,}11$ mm	$d_2 = 51{,}99$ mm	$e = 1{,}61$ mm
$l_3 = 72{,}5$ mm	$l_{10} = 64$ mm		$d_3 = 55{,}01$ mm	$\beta = 161{,}85°$

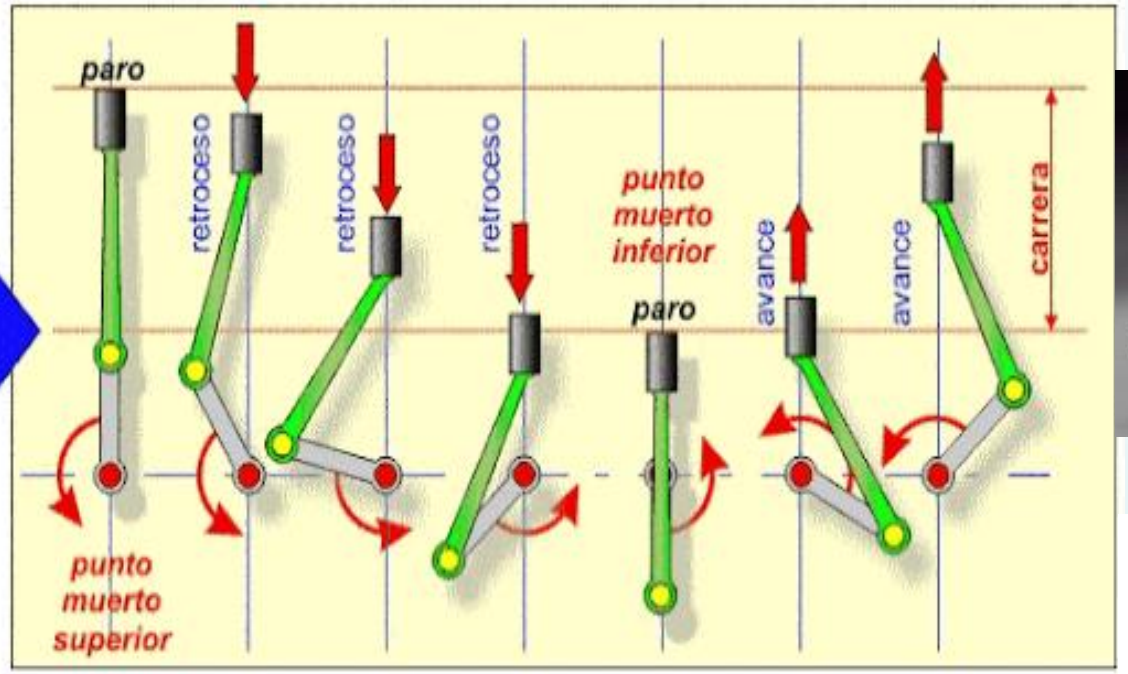
Esquema de símbolos con las variables y parámetros del mecanismo.


N-1
CONSTRUIDA EL DE JUNIO DE 1918
N-1

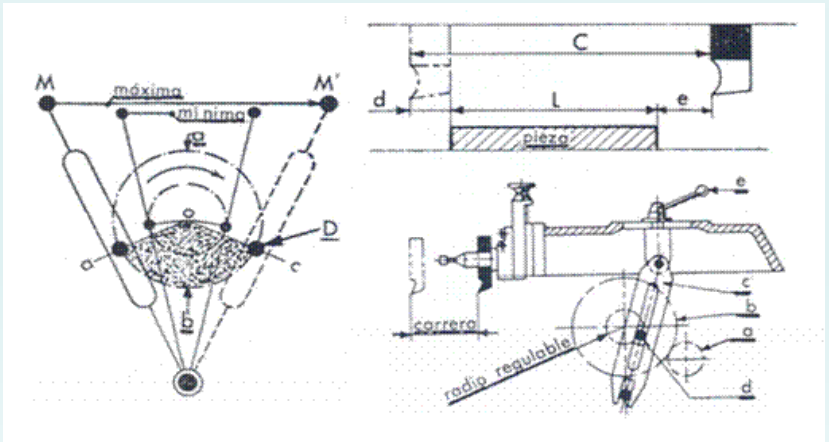

D.P.V.

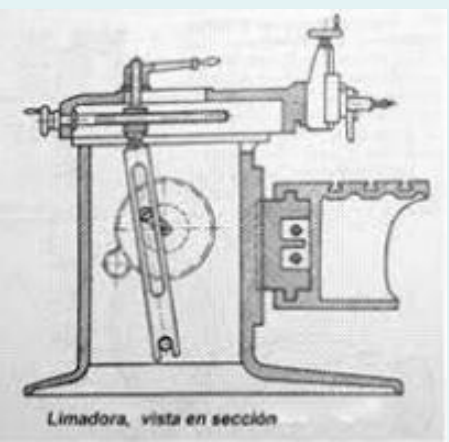


motor de explosión interna

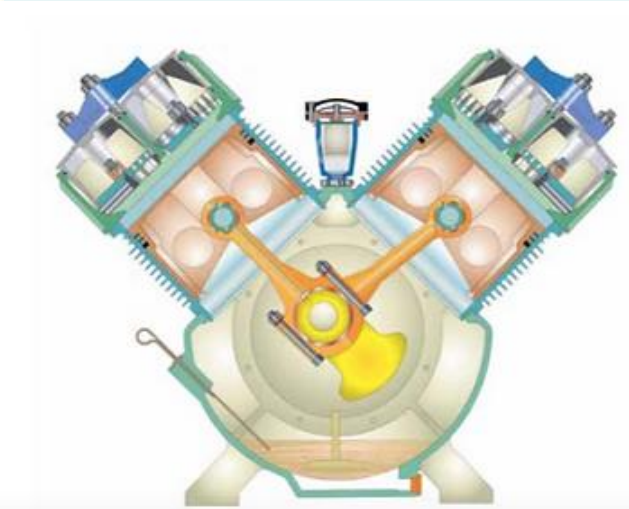


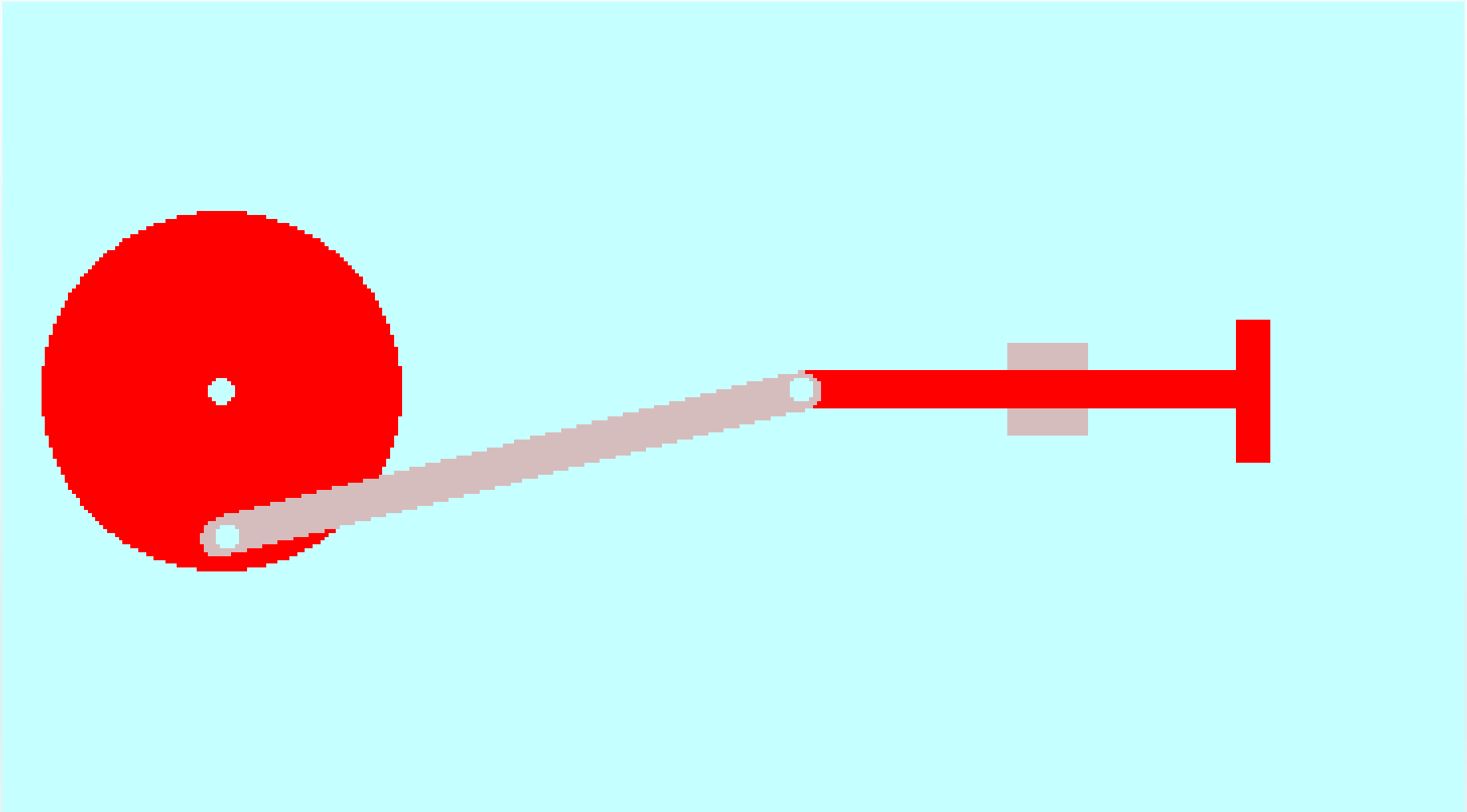






Limadora, vista en sección





ESTUDIO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA

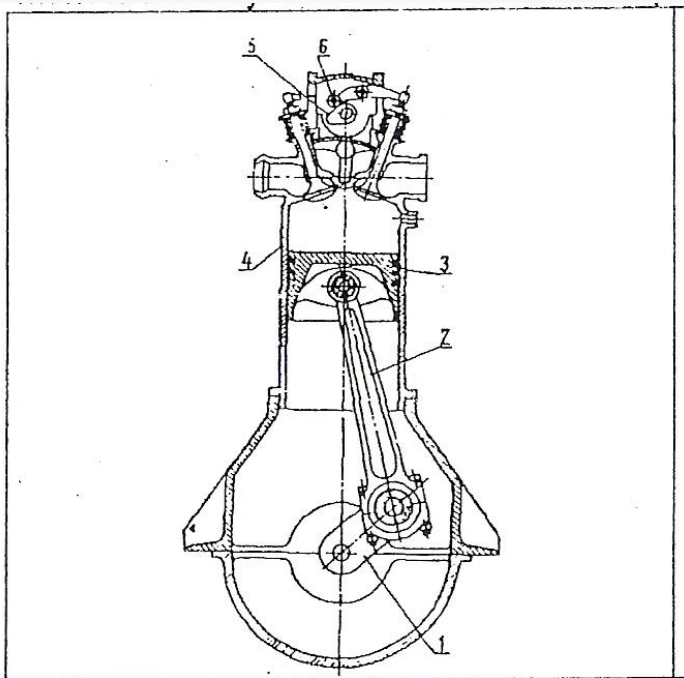


Figura 1 : motor monocilindrico alternativo

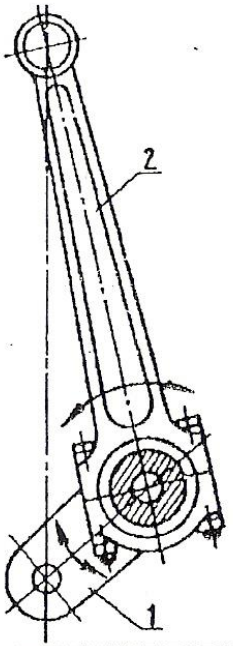
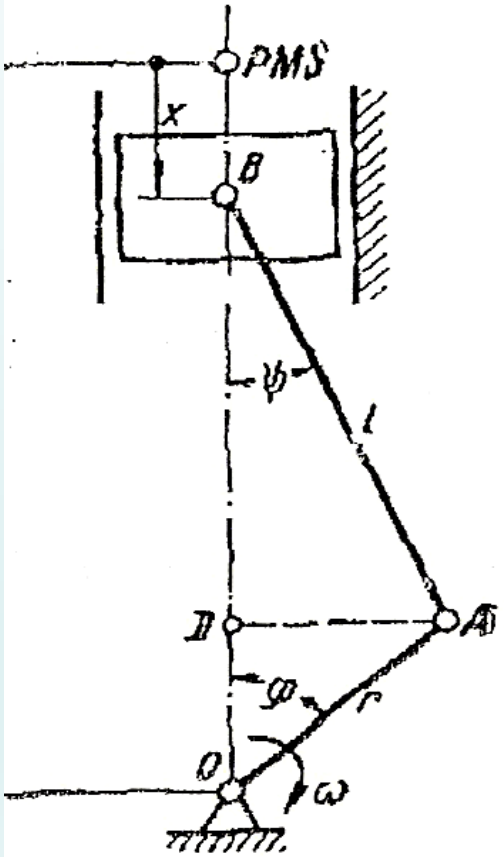


Figura 2 : biela y manivela

El mecanismo biela-manivela se utiliza en los motores de combustión interna y permite transformar el movimiento alternativo de un pistón en un movimiento rotativo del cigüeñal

En la figura se representa esquemáticamente el mecanismo y vamos a definir como:



x Desplazamiento del centro perno (B) desde su punto superior (PMS)

PMS punto muerto superior (indica la posición más alejada del centro del perno B desde O)

r radio de manivela o cigüeña!

C = 2 . r Carrera del pistón (recorrido entre el PMS y el PMI)

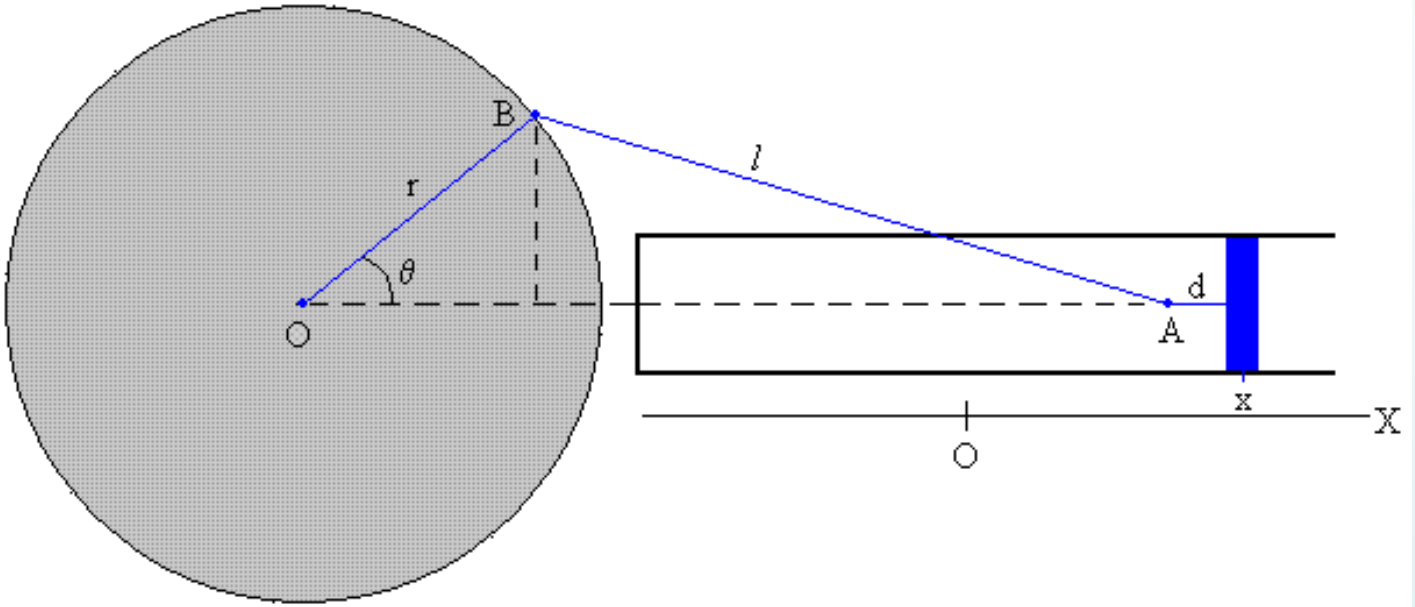
PMI Punto muerto inferior . Indica la posición más cercana del pistón al eje .

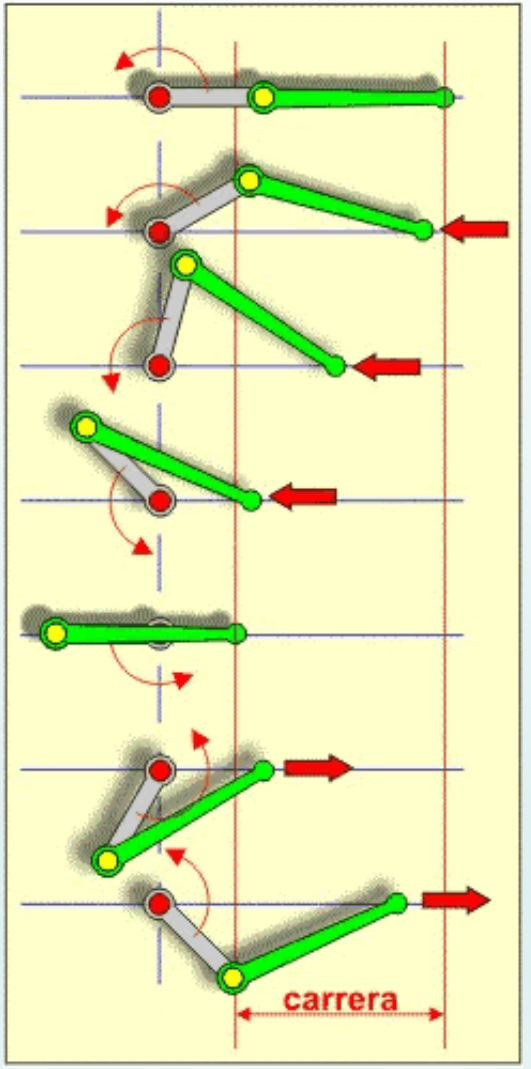
L longitud de la biela

$\omega t = \varphi$ = Angulo girado por la manivela o cigüeñal desde el PMS hasta una posición cualesquiera

ψ ángulo girado por la biela en el mismo intervalo.

Descripción del movimiento





Supongamos que la manivela tiene radio *r*, y la biela tiene una longitud *l* (*l*>2*r*).

La manivela gira con velocidad angular constante *ω*, y el pistón oscila.

La posición del pistón respecto del centro de la rueda es

$$x_e = r \cdot \cos\theta + \sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2\theta} + d$$

Si situamos el origen en la posición en la posición del pistón para θ=90º

$$x_O = \sqrt{l^2 - r^2} + d$$

Posición del pistón

$$x = x_e - x_O = r \cdot \cos\theta + \sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2\theta} - \sqrt{l^2 - r^2}$$

Si la manivela se mueve con velocidad angular ω constante, la posición del pistón en función del tiempo es

$$x = r \cdot \cos(\omega t) + \sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)} - \sqrt{l^2 - r^2}$$

El valor máximo se obtiene para ωt=0, y vale

$$x = r + l - \sqrt{l^2 - r^2}$$

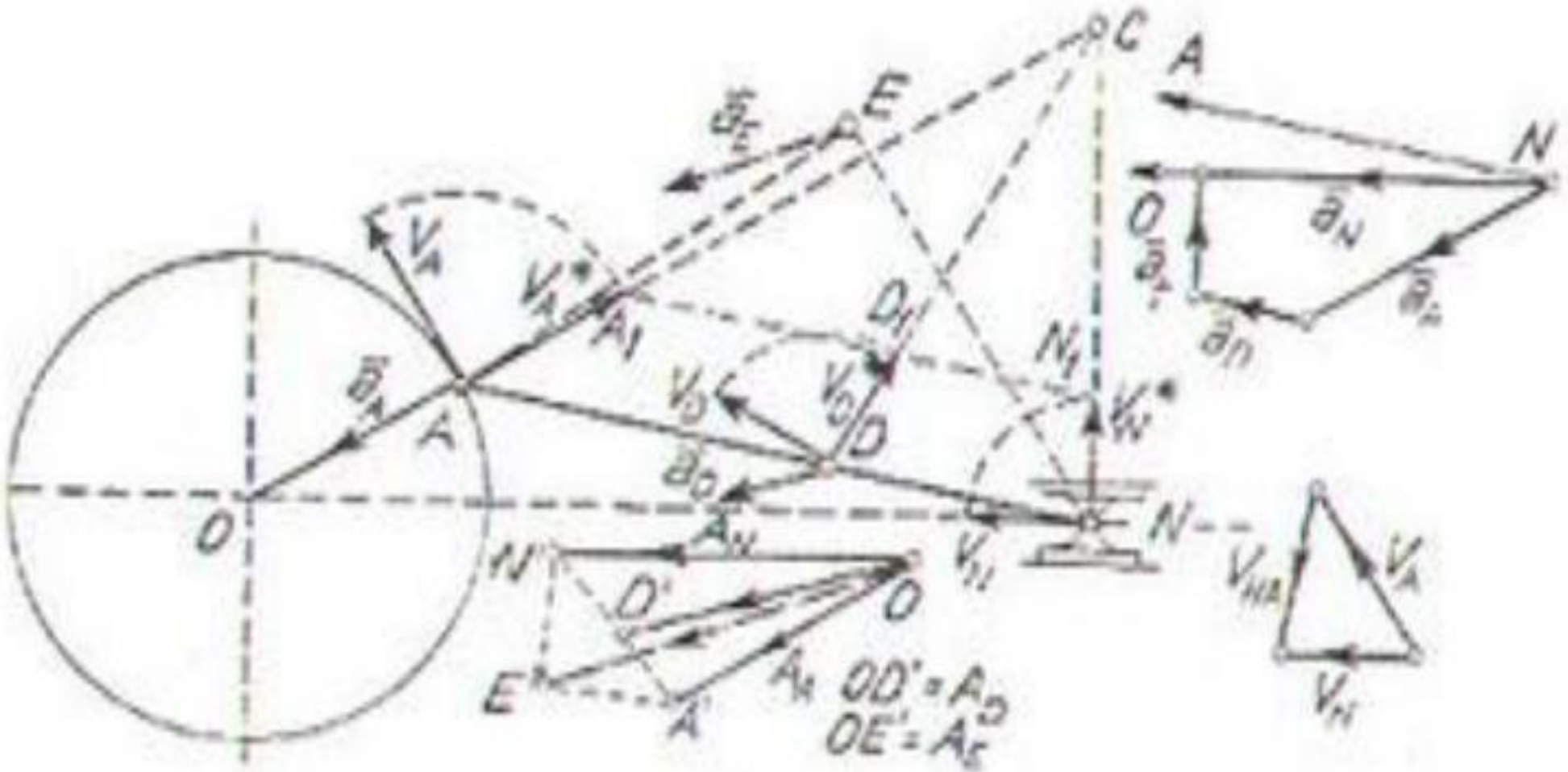

C
A
E
N
O
D
$\bar{a}_E$
$\bar{a}_N$
$\bar{a}_t$
$\bar{a}_n$
V_A
V_E
V_D
V_N
V_{HA}
V_H
A_1
D_1
N_1
$\bar{a}_A$
$\bar{a}_D$
A_N
V_{11}
D'
A'
A_H
$OD' = A_D$
$OE' = A_E$

Fig. 83

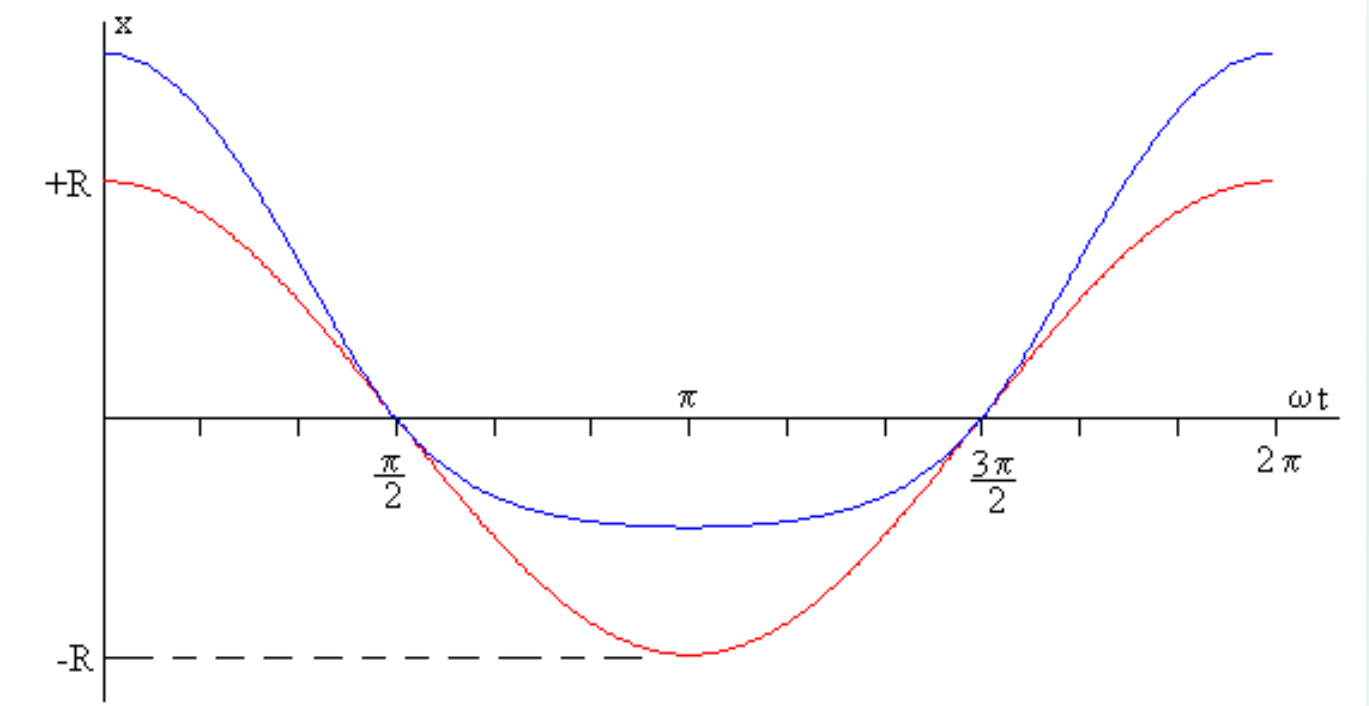
El valor mínimo se obtiene para $\omega t=\pi$,

$$x = -r + l - \sqrt{l^2 - r^2}$$

$x=r\cdot\text{sen}(\omega\cdot t+\pi/2)=r\cdot\cos(\omega\cdot t)$

El valor máximo se obtiene para $\omega t=0$, y vale $x=+r$

El valor mínimo se obtiene para $\omega t=\pi$, y vale $x=-r$

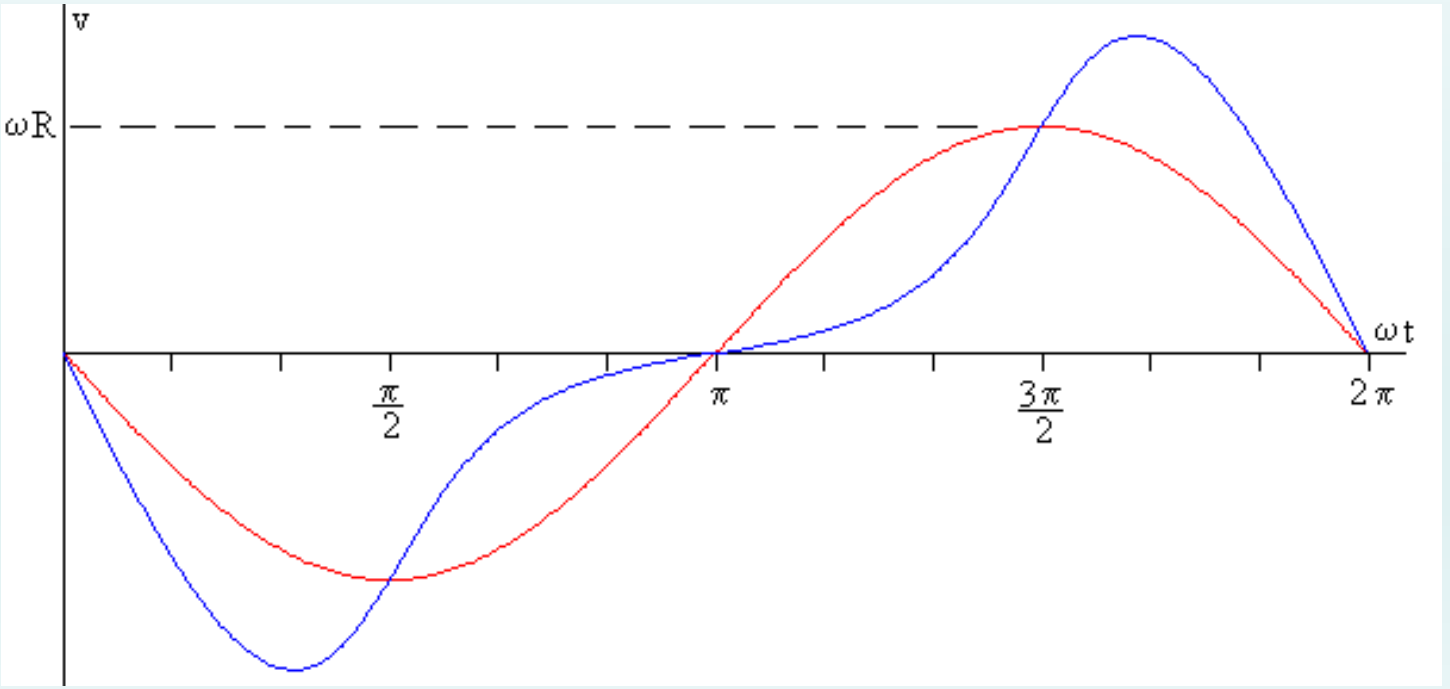


Velocidad

Derivando la posición *x* con respecto al tiempo obtenemos la velocidad

$$v = \frac{dx}{dt} = -r\omega \operatorname{sen}(\omega t)\left(1 + \frac{r\cos(\omega t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)}}\right)$$

$$v = -r \cdot \omega \cdot \operatorname{sen}(\omega \cdot t)$$



Aceleración

Derivando la velocidad *v* con respecto al tiempo obtenemos la aceleración

$$a = \frac{dv}{dt} = -r\omega^2 \cos(\omega t)\left(1 + \frac{r\cos(\omega t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)}}\right) -$$

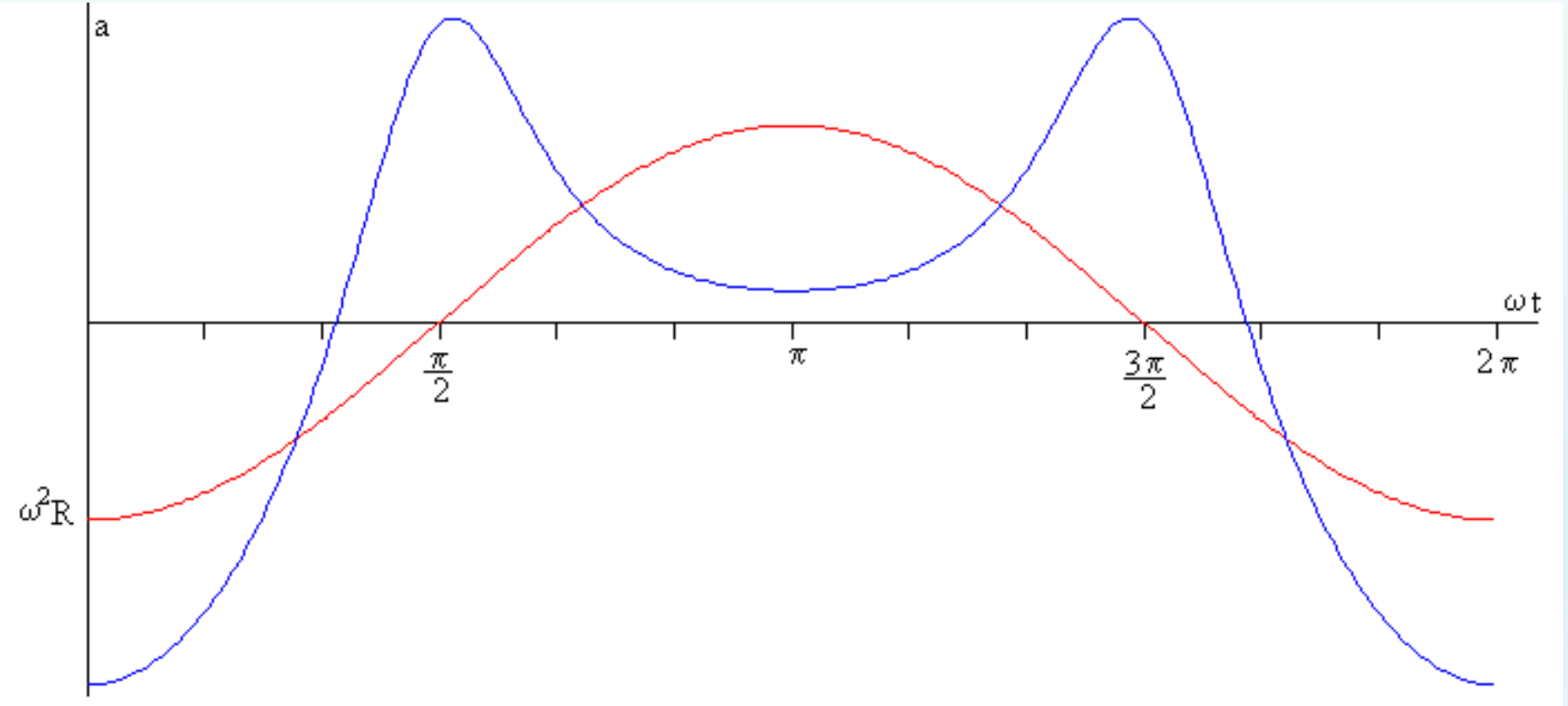
$$r\omega \operatorname{sen}(\omega t)\left(\frac{-r\omega \operatorname{sen}(\omega t)\sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)} + r\cos(\omega t)\dfrac{r^2\omega \cos(\omega t)\operatorname{sen}(\omega t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)}}}{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)}\right) =$$

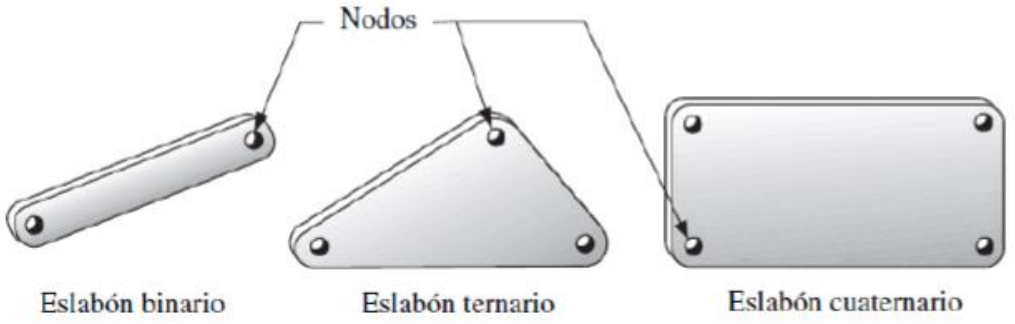
$$-r\omega^2 \cos(\omega t) +$$

$$\frac{-r^2\omega^2 \cos^2(\omega t)(l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)) + r^2\omega^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)(l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)) - r^4\omega^2 \cos^2(\omega t)\operatorname{sen}^2(\omega t)}{(l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t))^{3/2}}$$

$$a = \frac{dv}{dt} = -r\omega^2\left(\cos(\omega t) + \frac{r(l^2 \cos(2\omega t) + r^2 \operatorname{sen}^4(\omega t))}{(l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2(\omega t))^{3/2}}\right)$$

$$a=-r\cdot\omega^2\cdot\cos(\omega\cdot t)$$





Eslabones de diferente orden **(Norton, 2009)**

$$M = 3L - 2J - 3G$$

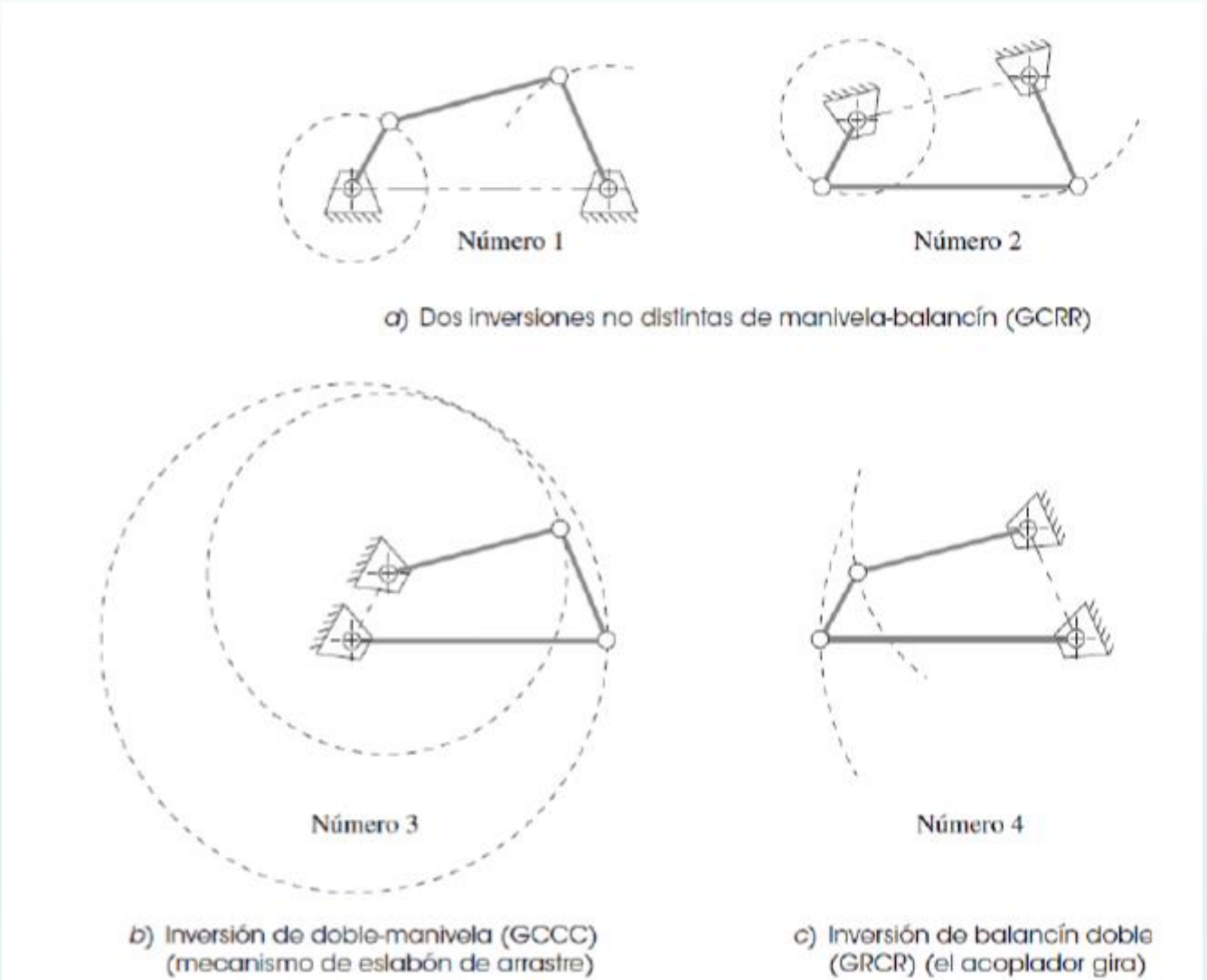
Donde:

$M = grado\ de\ libertad\ o\ movilidad$

$L = numero\ de\ eslabones$

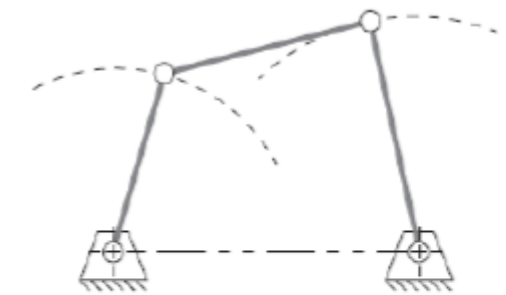
$J = numero\ de\ juntas$

$G = numero\ de\ eslabones\ conectados\ a\ tierra$

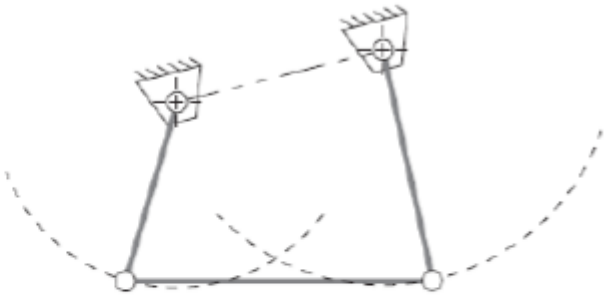


- Las cuatro barras con juntas de pasador tienen cuatro inversiones distintas: la manivela-balancín, la doble manivela

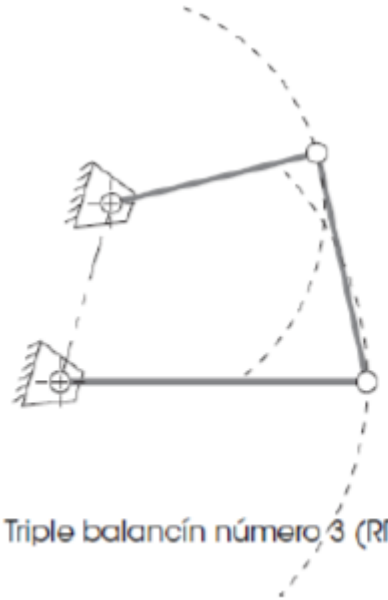
- Todas las inversiones del eslabonamiento de Grashof de cuatro barras **(Norton, 2009)**



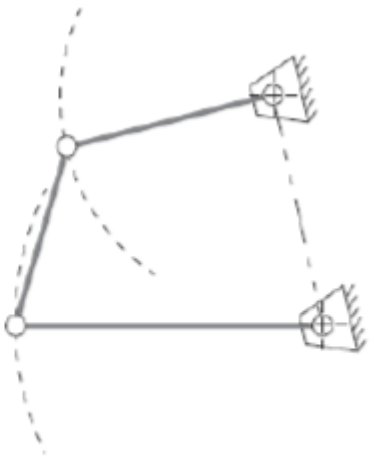
a) Triple balancín número 1 (RRR1)



b) Triple balancín número 2 (RRR2)



c) Triple balancín número 3 (RRR3)



d) Triple balancín número 4 (RRR4)

- Todas las inversiones del eslabonamiento de cuatro barras de no Grashof son balancines triples

La condición de Grashof

La condición de Grashof es una relación muy simple que predice el comportamiento de rotación o rotabilidad de las inversiones de un eslabonamiento de cuatro barras basado solo en las longitudes de los eslabones.

$S = longitud\ del\ eslabon\ mas\ corto$

$L = longitud\ del\ eslabon\ mas\ largo$

$P = longitud\ de\ un\ eslabon\ restante$

$Q = longitud\ de\ otro\ eslabon\ restante$

$$S + L \leq P + Q$$

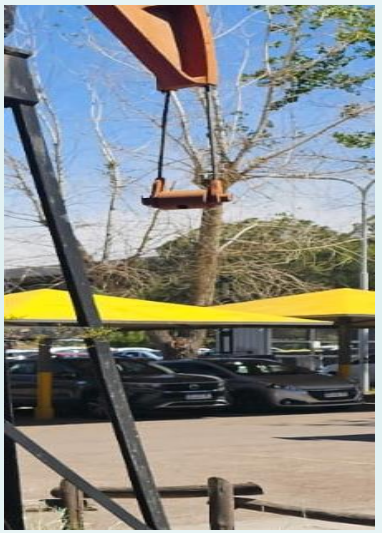
- El eslabonamiento es de Grashof y por lo menos un eslabón será capaz de realizar una revolución completa con respecto al plano de bancada. Esta se llama cadena cinemática de clase I.
- Si la desigualdad no es cierta, entonces el eslabonamiento no es Grashof y ningún eslabón será capaz de realizar una revolución completa con respecto a cualquier otro eslabón. Esta es una cadena cinemática de clase II

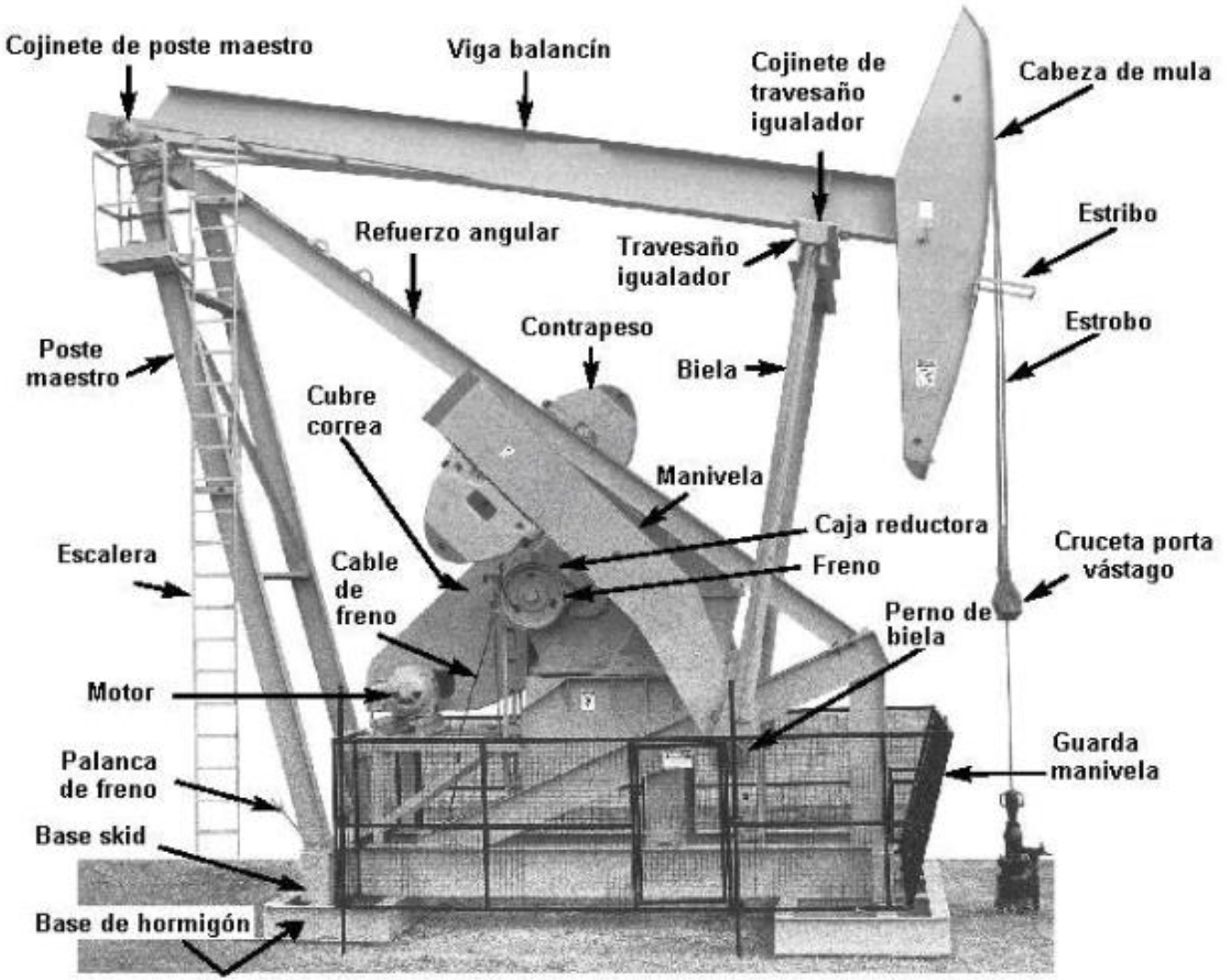











Cojinete de poste maestro
Viga balancín
Cojinete de travesaño igualador
Cabeza de mula
Estribo
Refuerzo angular
Travesaño igualador
Contrapeso
Estrobo
Poste maestro
Biela
Cubre correa
Manivela
Caja reductora
Escalera
Cable de freno
Freno
Cruceta porta vástago
Perno de biela
Motor
Guarda manivela
Palanca de freno
Base skid
Base de hormigón





Unidad de bombeo / Unidad de bombeo de haz (compatible con API Spec 11E)

Precio	**US$ 5.000,00-150.000,00** 1 Pieza(MOQ)
Personalización	**Disponible**
Servicio postventa	**24/7**
Garantía	**1 años**
No. de Modelo.	**CYJY**
Proceso de dar un título	**api**

•Una *unidad de bombeo* (a menudo llamada bombjack, bomba de haz de caminar o unidad de bombeo de haz) es un equipo de superficie en la producción de petróleo utilizado para levantar líquidos (mezcla de aceite/agua) de pozos donde la presión natural del depósito es insuficiente. Convierte fuerza rotativa o motor en un movimiento vertical recíproco transmitido a través de la varilla pulida y la cadena de la varilla de succión.

Las funciones típicas incluyen:

•Yacimientos petrolíferos en tierra, pozos poco profundos o de profundidad media donde el bombeo de varillas es económico.

•Pozos marginales y de trabajo.

Parámetros del producto

Modelo	Carga nominal de varilla pulida (lbs)	Longitud de carrera (pulg.)	Frecuencia de brazada (spm)	Par nominal de la caja de cambios (en·libras)	Tipo de unidad/equilibrio
C-912D-470-240	47.000	240 / 212 / 196 / 160	6 / 8 / 10	912.000	Equilibrado con manivela

Parámetro	Rango típico / Opciones
Normas / cumplimiento	API Spec 11E ("especificación para unidades de bombeo") o equivalente.
Carga nominal de varilla pulida (capacidad de elevación)	Desde ~7.000 lbs hasta ~50.000 lbs o más. Algunos ejemplos incluyen: 7.600 lb, 11.900 lb, 42.700 lb capacidades en varios modelos.
Longitud de carrera	Accidentes cerebrovasculares comunes: 30-50-70-100-120-144-168-200-240 pulg (aprox.). Varias opciones de longitud de trazo en un modelo.
Frecuencia de brazada (ciclos por minuto)	Aproximadamente 4-12 golpes/min Puede depender de la carga y la velocidad del motor.
Par nominal para el reductor de engranajes	Valores como 80.000-900.000 pulg·lbs dependiendo de la carga, carrera, diseño mecánico.

Tipo de unidad/equilibrio	Equilibrado por manivela (convencional), equilibrado por haz; algunas unidades están equilibradas por compuestos.
Materiales y multiplicadora	Viga de acero pesado/viga de caminar, cojinetes grandes; engranaje de arco circular doble o de brazo de herringbone para reducir el ruido, mejorar la eficiencia.
Condiciones ambientales / de trabajo	Diseñado para funcionar en un rango de temperaturas ambiente (p. ej -20°C a +60°C o más), en ubicaciones remotas/terrestres. Algunas unidades tienen bastidores plegables o de perfil bajo para el transporte.

Ventajas del producto

•**Alta fiabilidad y larga vida útil**: Componentes estructurales robustos (viga, manivela, cojinetes) diseñados para resistencia a la fatiga; cojinetes grandes, reductores de engranajes de calidad.

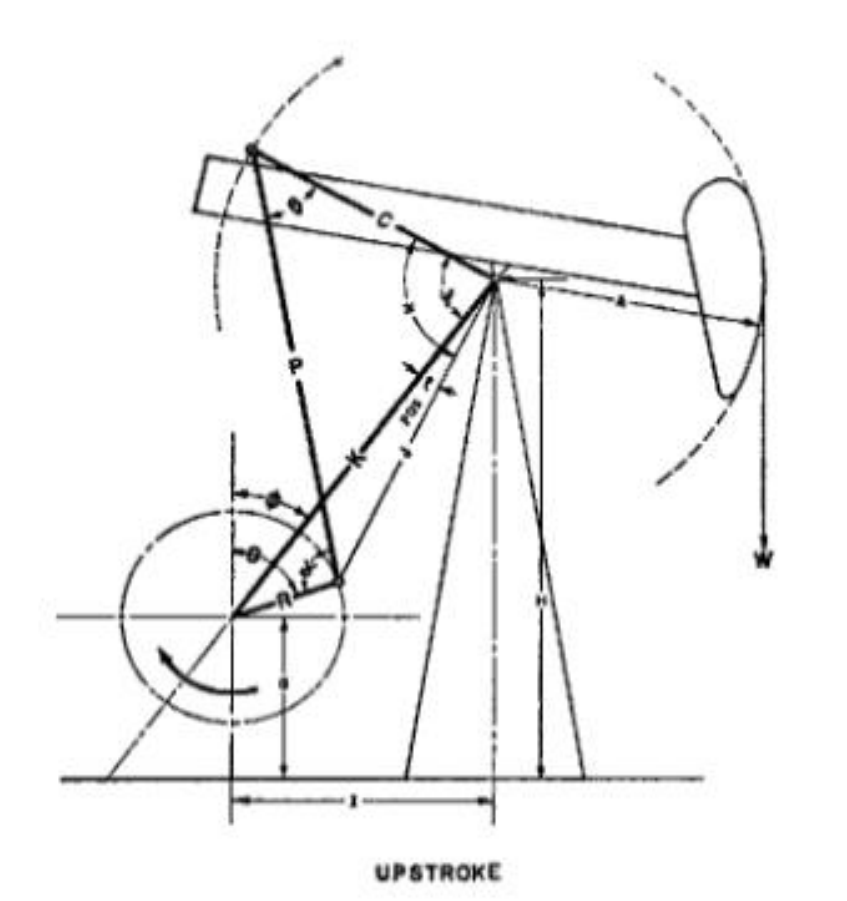
•**Uso eficiente de la energía y diseños equilibrados**: Las vigas compensadas (balanceadas por el haz o balanceadas por compuestos) reducen las cargas en los motores/caja de engranajes; movimiento más suave, menos desgaste.

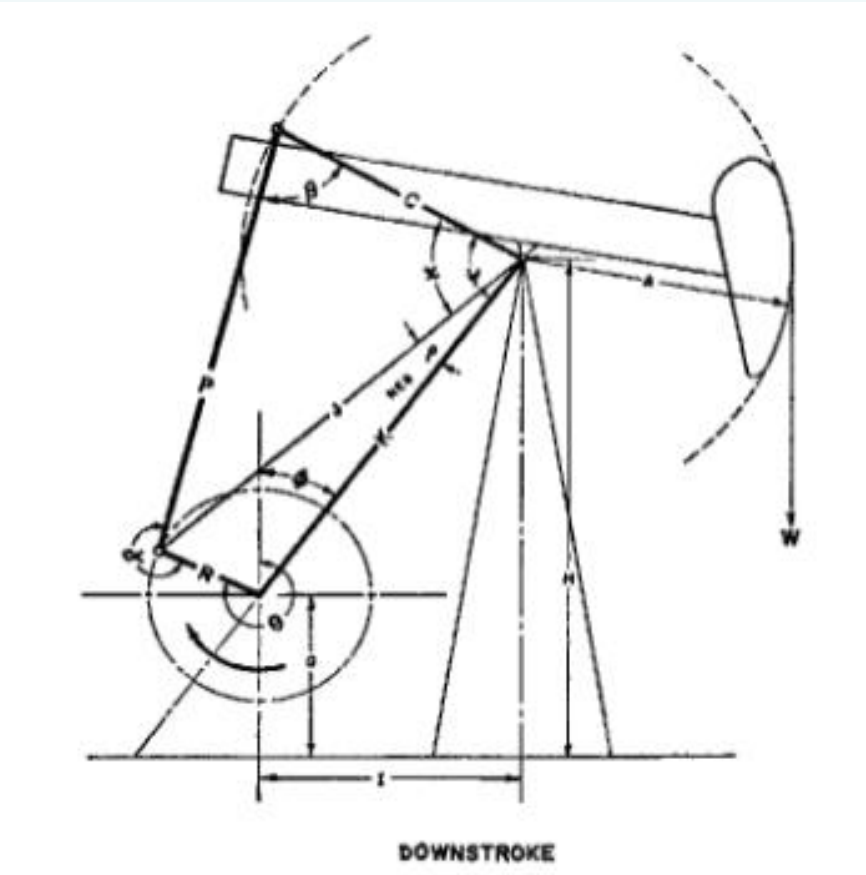
•**Opciones de carga y carrera múltiple**: Un modelo a menudo admite varias longitudes de carrera y clasificaciones de carga, lo que proporciona flexibilidad para varios pocillos. Reduce la necesidad de almacenar muchos modelos.

•**Cumplimiento de normas**: API 11E o equivalente asegura consistencia, seguridad y aceptabilidad en muchas operaciones de aceite. Lago Petro+1

•**Funcionamiento silencioso y suave**: Engranajes de alta calidad (involución, espiga), cojinetes de servicio pesado y precisión mecánica que reducen la vibración, el ruido y el tiempo de inactividad.

APPENDIX B—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (REAR MOUNTED GEOMETRY CLASS I LEVER SYSTEMS WITH CRANK COUNTERBALANCE)





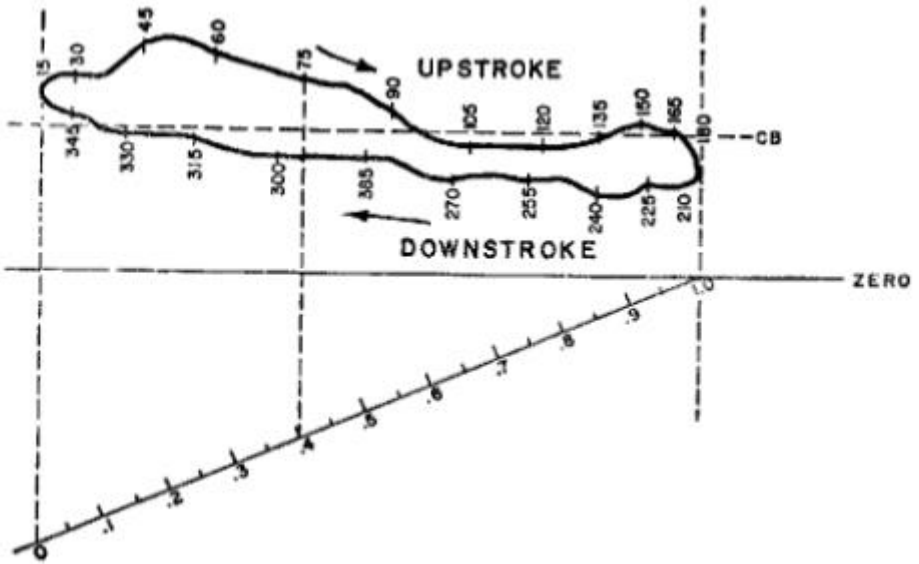


Figure B-2—Division of Dynamometer Card by Crank Angle Using API Polished-Rod Po

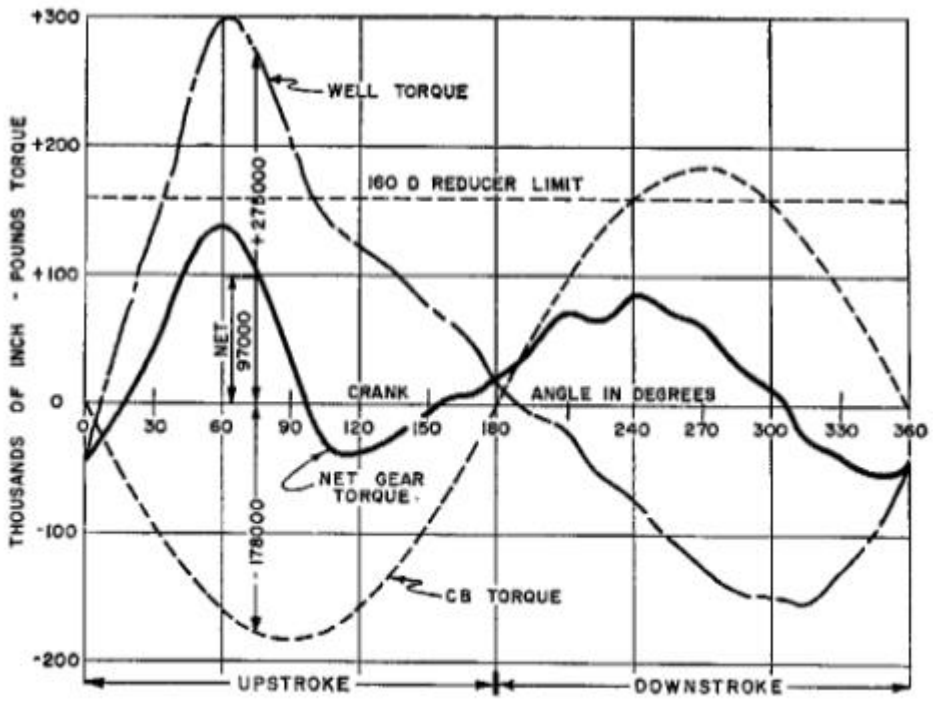
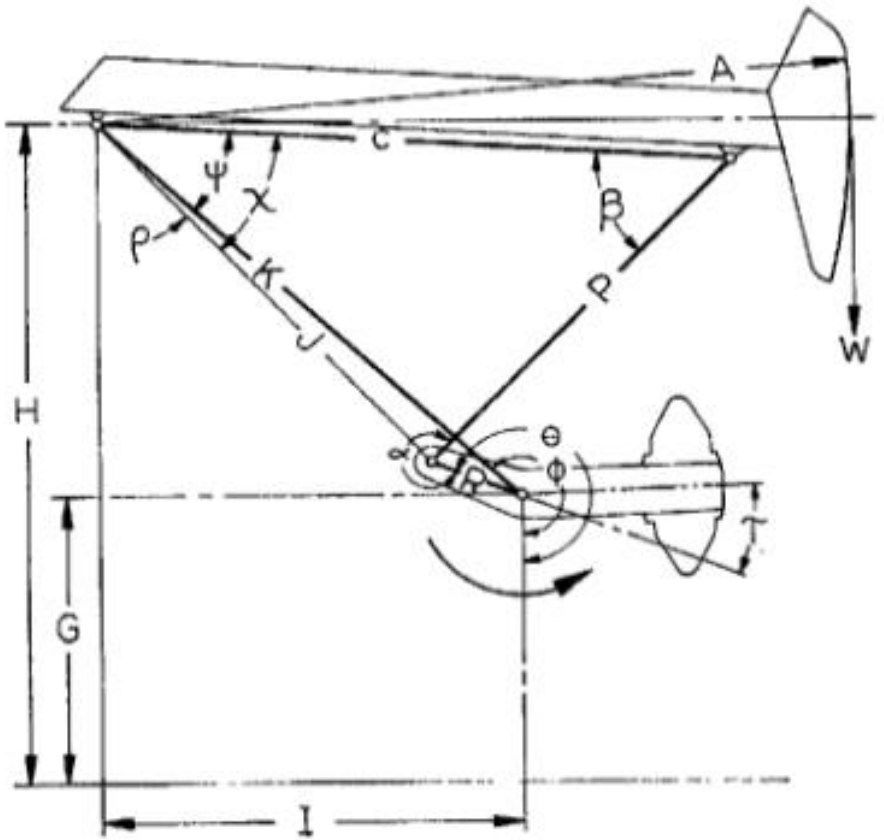
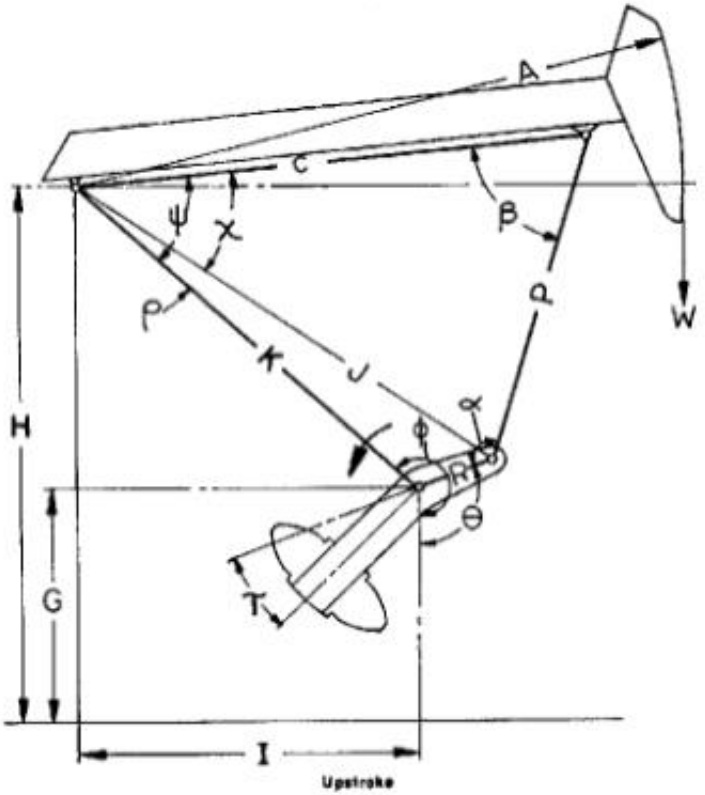


Figure B-3—Torque Curves Using API Torque Factors

APPENDIX C—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (FRONT MOUNTED GEOMETRY CLASS III LEVER SYSTEMS WITH CRANK COUNTERBALANCE)





Note: See C.2.3 for definition of symbols.

Figure C-1—Front Mounted Geometry, Class III Lever System

APPENDIX C—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (FRONT MOUNTED GEOMETRY CLASS III LEVER SYSTEMS WITH CRANK COUNTERBALANCE)

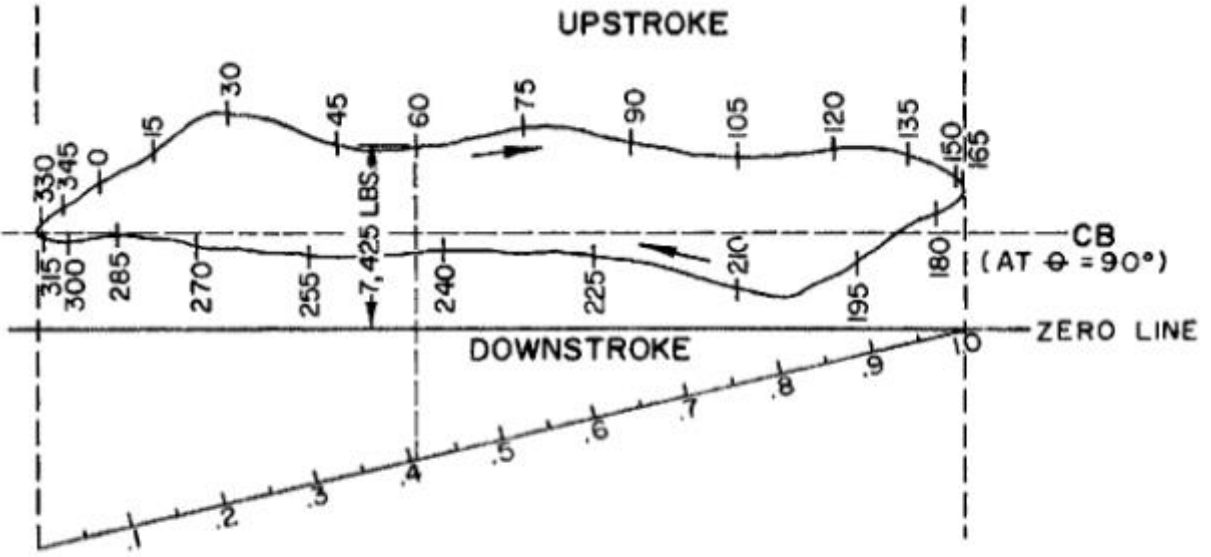


Figure C-2—Division of Dynamometer Card by Crank Angle Using API Polished-Rod Position Data

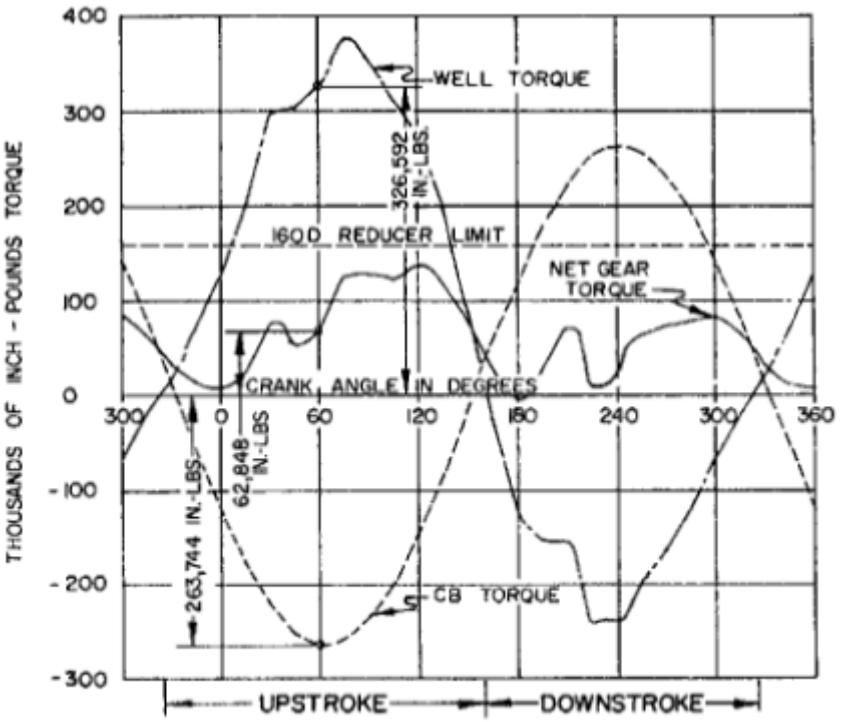
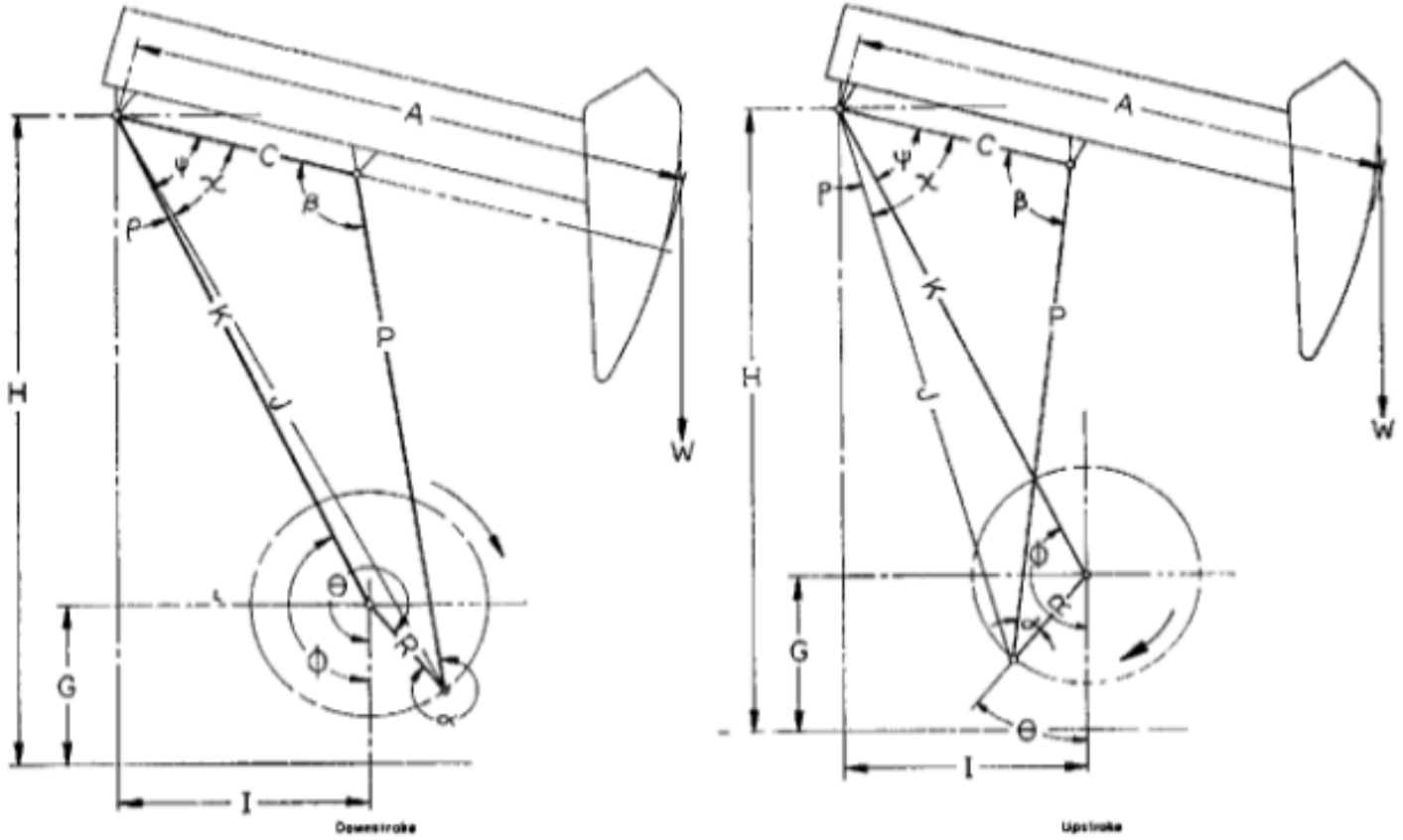


Figure C-3—Torque Curves Using API Torque Factors

APPENDIX D—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (FRONT MOUNTED GEOMETRY CLASS III LEVER SYSTEM AIR COUNTERBALANCE)



Note: See D.2.3 for definition of symbols.

Figure D-1—Pumping Unit Geometry

APPENDIX D—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (FRONT MOUNTED GEOMETRY CLASS III LEVER SYSTEM AIR COUNTERBALANCE)

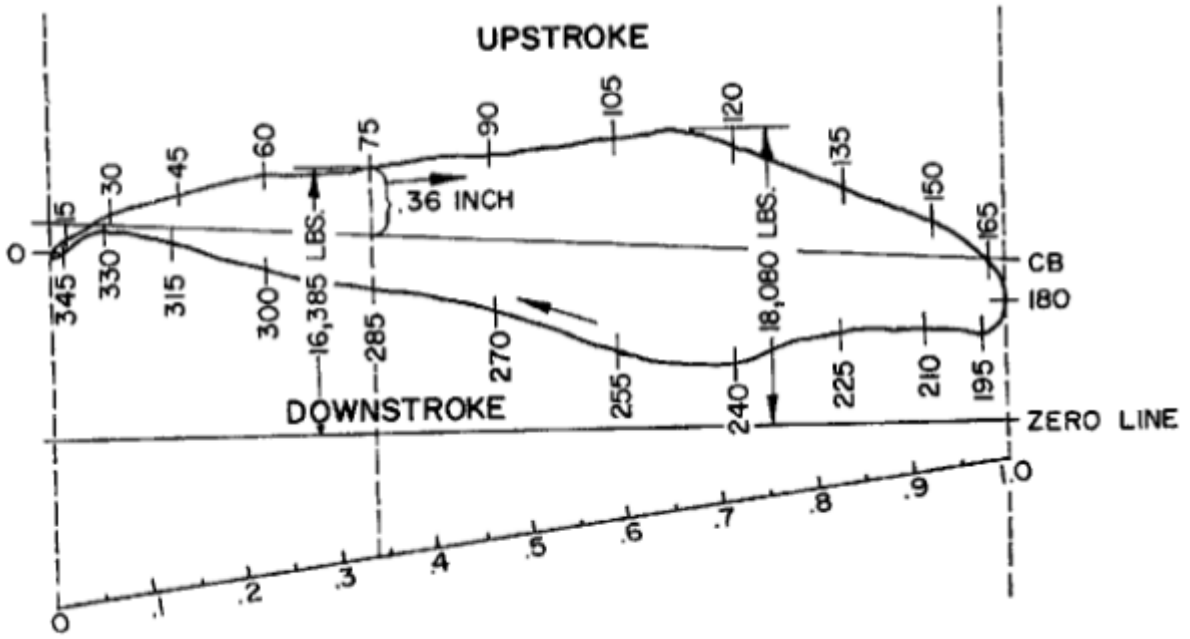


Figure D-2—Division of Dynamometer Card by Crank Angle Using API Polished-Rod Position Data

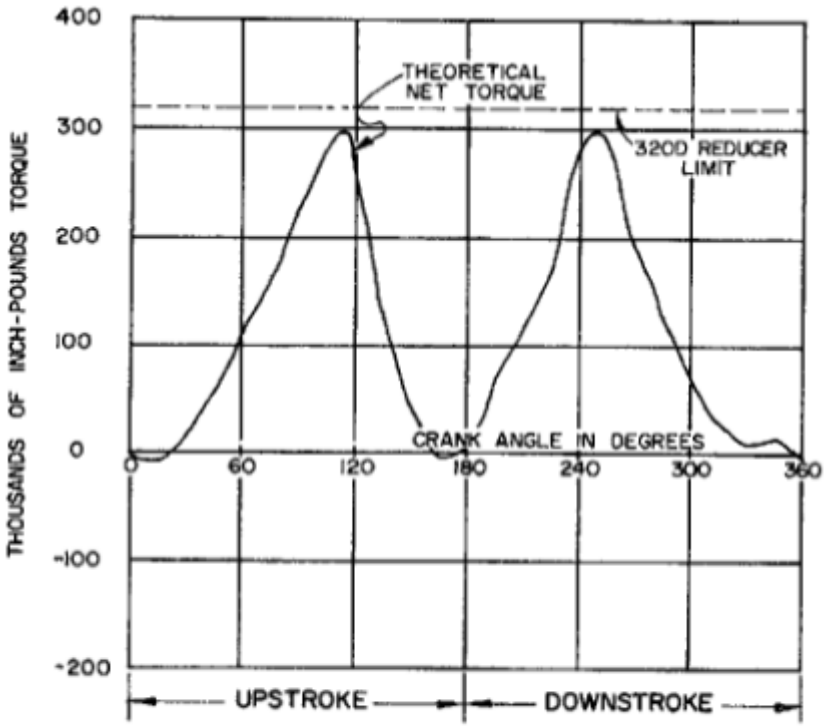
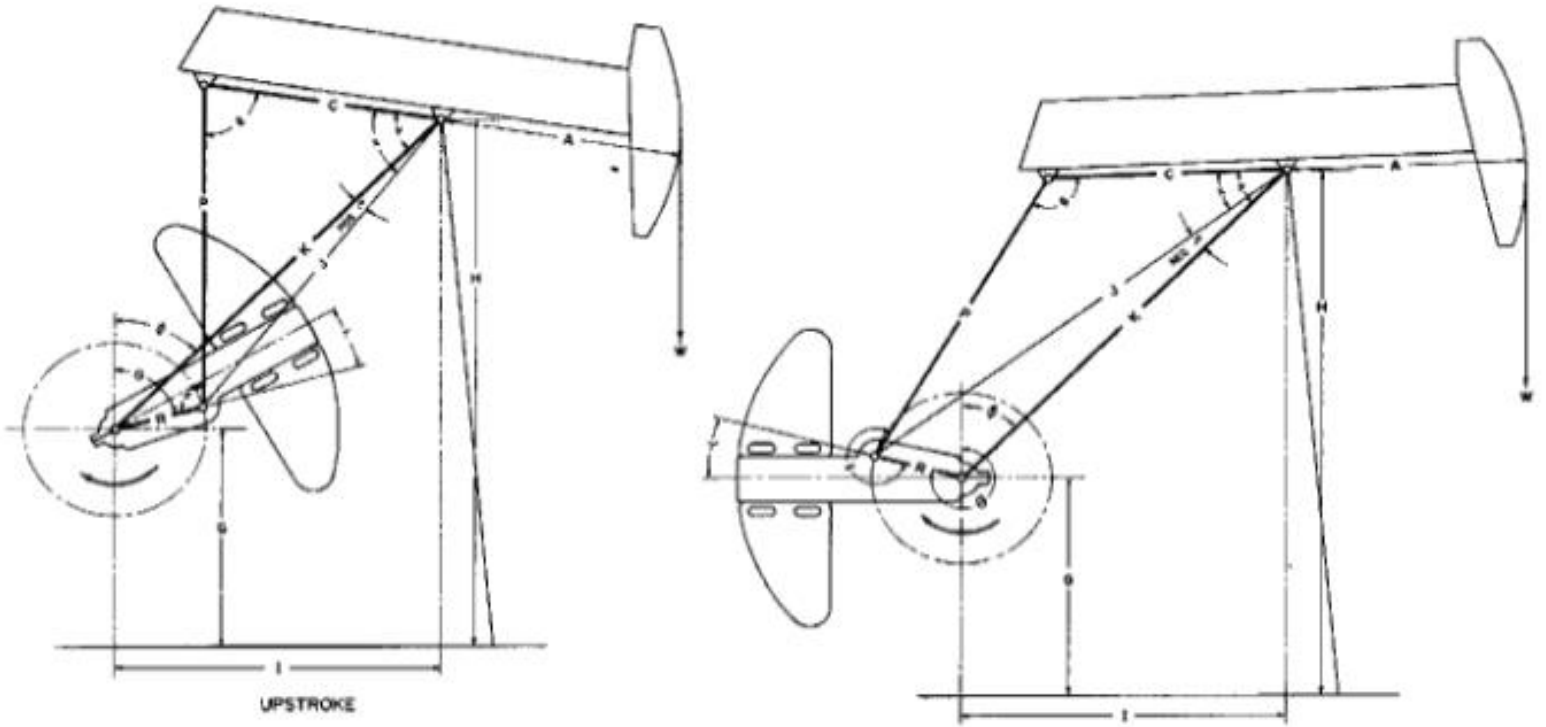


Figure D-3—Torque Curves Using API Torque Factors

APPENDIX E—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (REAR MOUNTED GEOMETRY CLASS I LEVER SYSTEMS WITH PHASED CRANK COUNTERBALANCE)



Note: See E.2.3 for definition of symbols.

APPENDIX E—RECOMMENDED PRACTICE FOR THE CALCULATION AND APPLICATION OF TORQUE FACTOR ON PUMPING UNITS (REAR MOUNTED GEOMETRY CLASS I LEVER SYSTEMS WITH PHASED CRANK COUNTERBALANCE)

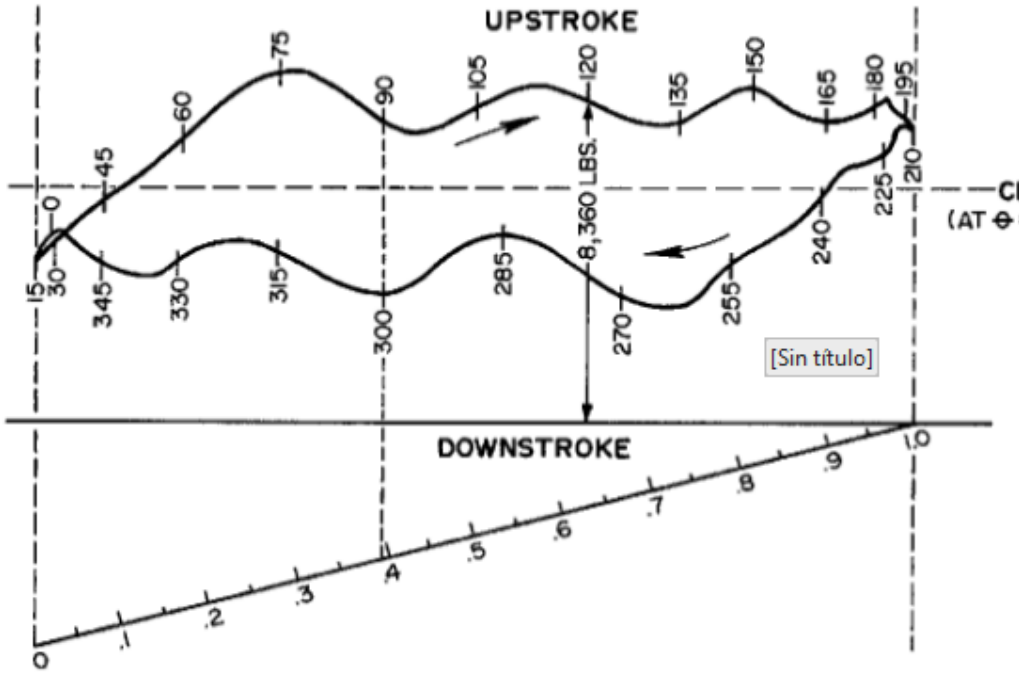


Figure E-2—Division of Dynamometer Card by Crankpin Angle Using API Polished-Rod P

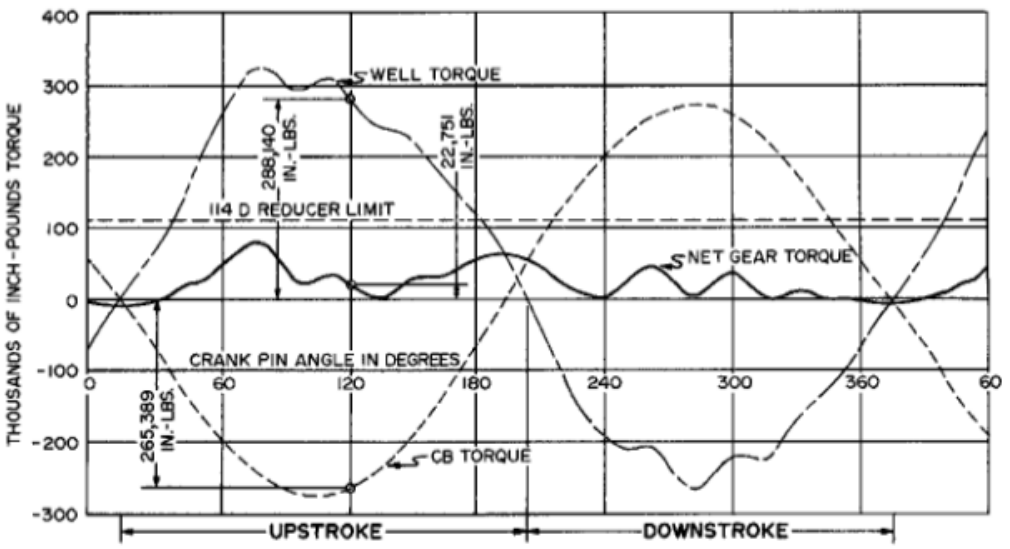


Figure E-3—Torque Curves Using API Torque Factors

F.3 Illustrative Example, Static Torque

Calculate the allowable static torque rating based on bending strength for the first reduction helical (or double helical) gear set. The pinion speed is 588 rpm.

Note: This is the same gear set used in the pitting resistance calculation example and the bending strength calculation example.

Gear set data:

D = 16.833 inches
J = 0.387
m_{G2} = 5.53
P_d = 6
F = 3 inches
s_{at} = 112,000 psi (see Figure 11)
K_v = 1.0 (see Table 8)
K_{ms} = .0144 (3) + 1.07 = 1.113 (see Equation 25)

a. From Equation 23:

$$T_{at} = \frac{16.833}{2} \times \frac{0.387}{6} \times \frac{3}{1.113} (112{,}000)(1.0)$$
$$= 163{,}880 \text{ in.-lbs at the high speed gear}$$

The allowable static torque at the output shaft would be the value calculated above (163,880 in.-lbs) multiplied by the ratio to the output gear set.

b. From Equation 24:

$$T_{at2} = (T_{at1})(M_{G2})$$
$$= (163{,}800)(5.53)$$
$$= 906{,}260 \text{ in.-lbs at output shaft}$$

The value is for the high speed gear only and must be repeated for each gear and pinion in the reducer. The lowest value of T_{at} will be the maximum allowable imposed static torque, but must be equal to or greater than 500 percent of the applicable nameplate rating recorded in Table 4. In this example the nameplate rating as far as the first reduction is concerned is 114,000 in.-lbs (see bending strength calculation above). The static torque rating must therefore be equal to or greater than 5 × 114,000 = 570,000 in.-lbs. The calculated static torque rating of 906,260 in.-lbs satisfies this condition and is the static torque rating as far as the first reduction set is concerned.

TERCER ETAPA PROYECTO

DATOS:

Par nominal para el reductor de engranajes	Valores como 80.000-900.000 pulg·lbs dependiendo de la carga, carrera, diseño mecánico.	

VERIFICAR:

A) CONDICIONES DE MOVIMIENTO: VELOCIDADES DE LA BIELA MANIVELA.

B) ANALIZAR LAS CONDICIONES DEL MECANISMO – BARRAS, ARTICULACIONES, ETC.

C) COMPARAR LOS DATOS OBTENIDOS CON EQUIPOS COMERCIALES COMO EL MENCIONADO EN EL APUNTE.

D) OBSERVACIONES Y COMENTARIOS DEL PROYECTO.

E) CONCLUSIONES GENERALES DEL PROYECTO.

GRACIAS POR SU ATENCIÓN

ÉXITOS!!!