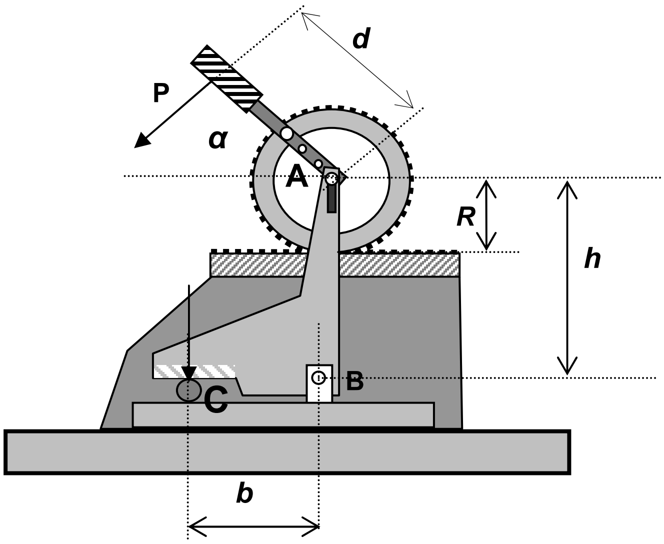
En la figura se puede observar una guillotina que se acciona por medio de un engranaje solidario a una palanca. Dicho engranaje acciona la hoja de la cizalla a través de su contacto en A que consiste en una ranura que no permite la transmisión de esfuerzos verticales. Se pide determinar la fuerza cortante que la cizalla ejerce en C cuando se aplica una fuerza P en la posición que indica la figura.

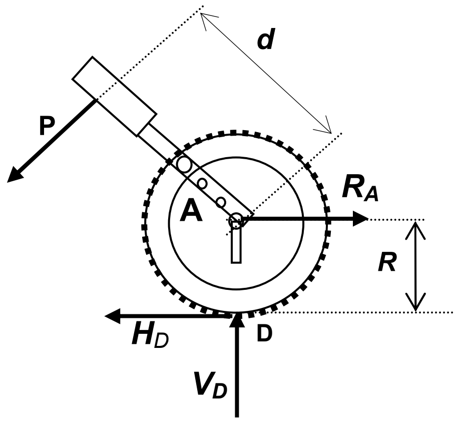
ANALISIS DEL MECANISMO

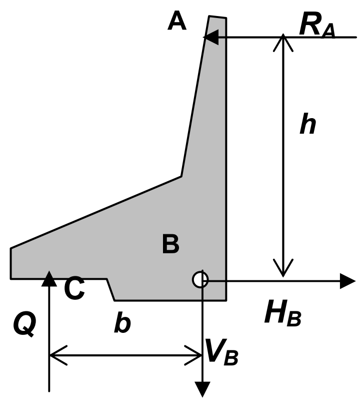
El sistema puede considerarse como constituido por dos cuerpos interconectados: la parte superior (engranaje y palanca) recibe a la fuerza activa P y apoyándose en el punto de tangencia con la guía del engranaje transmite una fuerza horizontal a la hoja a través del punto A. Esta fuerza acciona a su vez dicha hoja tendiendo a hacerla rotar sobre el punto fijo B provocando la acción cortante del filo sobre el objeto en **C**.



Este breve pero indispensable análisis nos define el camino de la resolución del problema:

En primer lugar dibujamos los diagramas del cuerpo libre de ambas partes poniendo de manifiesto el sistema de fuerzas que actúa sobre cada uno de los cuerpos.





Del DCL de la hoja de la cuchilla puede verse de inmediato que la fuerza cortante Q - considerada como reacción vertical en C- puede determinarse directamente planteando una ecuación de momentos con respecto al punto B.

$\sum M_B = 0 \rightarrow R_A \cdot h - Q \cdot b = 0$

de donde $Q = R_A \cdot h / b$ [1]

Para determinar R_A recurrimos al DCL del engranaje, como sigue:

$\sum M_A = 0 \rightarrow H_D = P \cdot d / R$

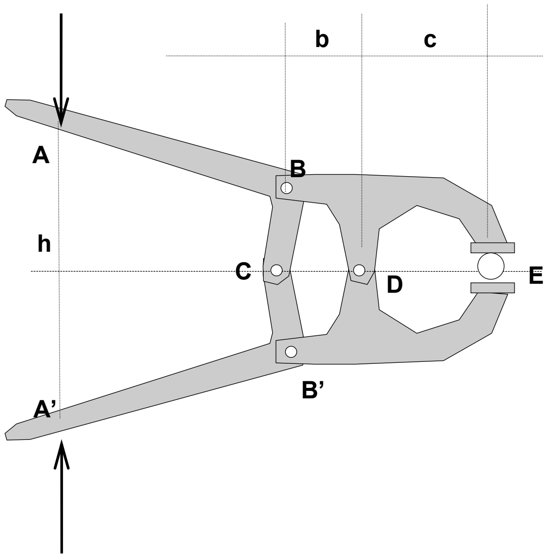
$\sum F_X = 0 \rightarrow R_A - P \cdot \text{sen}\,\alpha - H_D = 0$

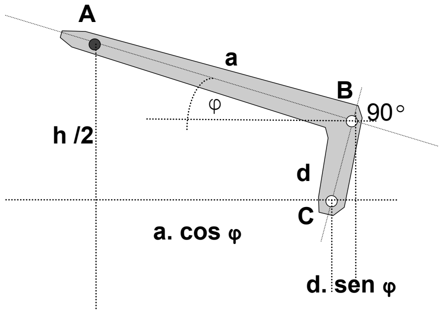
$\rightarrow R_A = P \cdot \text{sen}\,\alpha + P \cdot d / R = P \cdot (\text{sen}\,\alpha + d / R)$

Reemplazando este valor en la [1]

$\mathbf{Q = P \cdot h / b \cdot (\text{sen}\,\alpha + d / R)}$

Determinar la presión Q que se ejerce a cada lado del perno en E cuando se ejerce una fuerza P de 150 kg. en el punto que se indica sobre cada brazo de la pinza de la figura



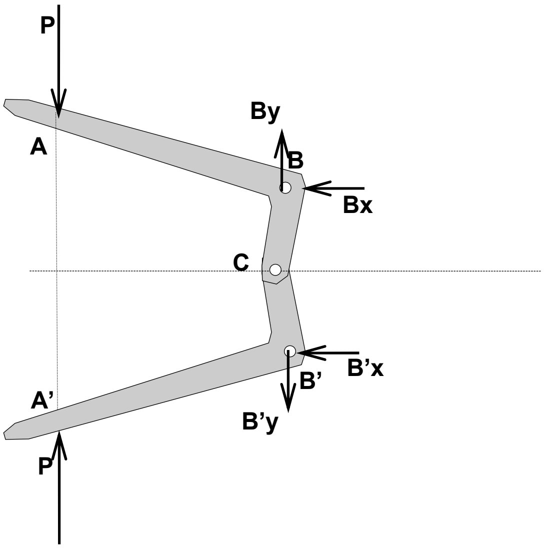


ANALISIS DEL PROBLEMA

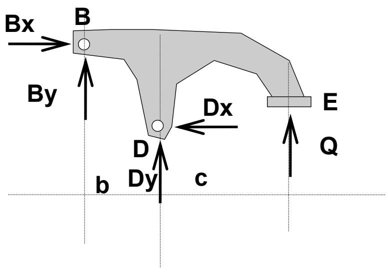
Si bien las herramientas constituyen mecanismos, es decir sistemas mecánicos móviles, a efectos del cálculo de los esfuerzos que desarrollan y transmiten debe partirse de una situación de inmovilidad, por ejemplo para la pinza de la figura se parte de la hipótesis de que sometidos sus brazos a el par de fuerzas **P** como se indica, se desarrollara en los puntos de aplicación E un par de fuerzas reactivas **Q**, tal que el sistema exterior de fuerzas esté en equilibrio.

Partiendo de ese supuesto, y teniendo en cuenta que si un sistema de cuerpos vinculados se encuentra en equilibrio tomado como conjunto, todas y cada una de sus partes, aisladas o agrupadas, también estarán sometidas a sistemas de fuerzas en equilibrio, podemos estudiar el modo más conveniente de proceder al despiece o desarmado del mecanismo para poder determinar los esfuerzos internos necesarios y posteriormente establecer la relación entre el llamado sistema de fuerzas “de entrada” y el “de salida”.

Observemos que de la hipótesis del equilibrio del conjunto no podemos extraer ninguna relación que nos permita resolver el problema de forma inmediata ya que ambos pares de fuerzas **P** y **Q** constituyen sistemas de fuerzas opuestas cada uno., de manera que imprescindiblemente debemos analizar las interacciones producidas entre las piezas del mecanismo.



Se separó al sistema en dos partes, observándose que los dos brazos posteriores equivalen estáticamente a un arco triarticulado, pudiendo determinarse entonces los esfuerzos Bx y By y directamente por simetría los llamados B’x y B’y. Una vez determinados estos se puede plantear el equilibrio de una de las mandíbulas, determinando de ese modo el esfuerzo **Q.**



Del DCL de los brazos posteriores y observando la simetría tanto del mecanismo como de las fuerzas que sobre él actúan puede afirmarse sin más trámite que

Bx = B'x = 0

ya que el equilibrio exige que $\sum FX = 0$ es decir que BX = - B'X y por simetría BX = B'X , lo que exige la nulidad de ambas reacciones.
Luego, tomando $\sum M_C^A = 0$ tenemos que

P (a - d . sen Ø) - BY d sen Ø = 0 → **BY = P (a / d sen Ø - 1)**

Contando con este valor obtenido y aplicándolo en el DCL de una de las mordazas de la pinza, se puede calcular directamente la fuerza de salida **Q** tomando equilibrio de momentos con respecto al punto D

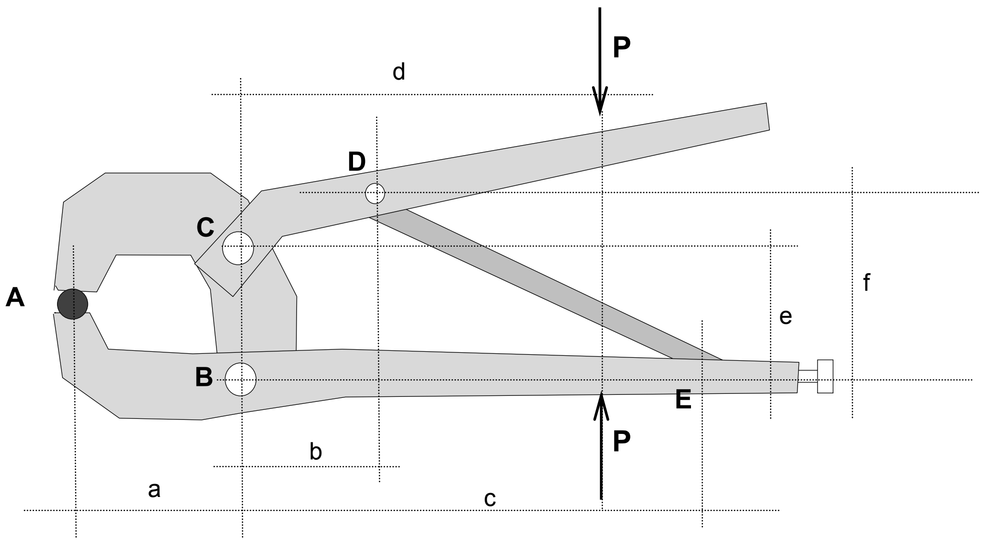
$\sum M_D$ = BY b - Q c = 0 → Q = BY b / c

remplazando BY : **Q = P b/c (a / d sen Ø - 1)**

donde la expresión **b/c (a / d sen Ø - 1) = Q / P**
es el "rendimiento" del mecanismo o sea la relación entre la fuerza de *salida* y la fuerza de *entrada*

Cabe puntualizar la conveniencia de presentar los resultados en forma literal, ya que de esta manera se puede apreciar la incidencia de cada una de las variables en el rendimiento del mecanismo ofreciendo así una información sumamente útil a efectos del diseño del mecanismo.

En ese sentido es interesante el ejemplo que sigue, para el cual se debe determinar el rendimiento del mecanismo en función del punto de aplicación del sistema de "entrada".



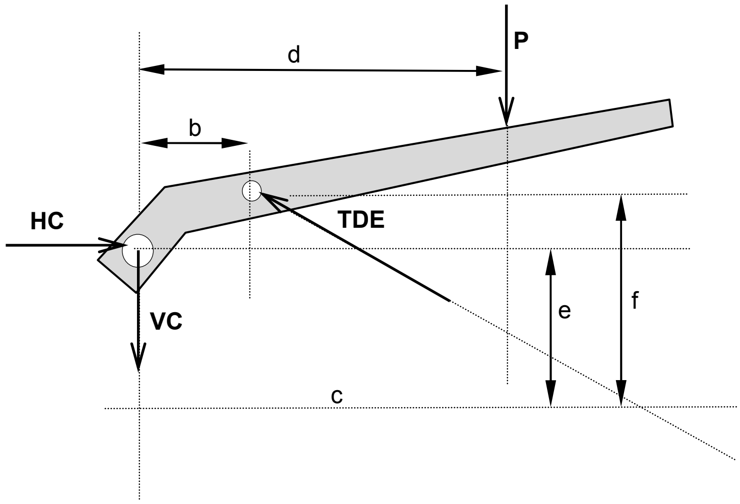
Analizando la estructura de este mecanismo puede apreciarse que por acción del sistema de fuerzas P el brazo CD tiende a girar sobre el punto C originando el abatimiento de la palanca DE sobre el eje horizontal BE, este movimiento origina un empuje horizontal sobre el perno en C que se traduce finalmente en la compresión ejercida sobre A.

De manera que la cuestión parece radicar en primer lugar en la determinación del empuje horizontal sobre el punto C. Para ello trazaremos el DCL del brazo CD.

El ángulo Ø, que forma **TDE** con la horizontal será tal que

tg Ø = f / (c - b)

Por equilibrio de momentos con respecto al punto C se tiene:



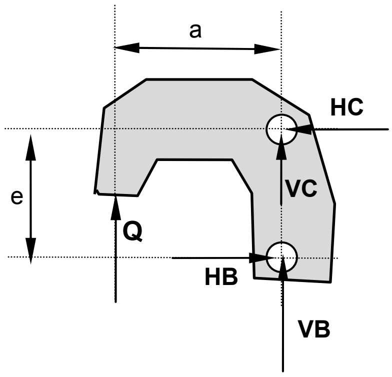
$\sum$ MC = P . d - TDE . (b . sen Ø + (f - e) . cos Ø) = 0

de aquí surge que TDE = P . d / (b . sen Ø + (f - e) . cos Ø)

y por sumatoria de fuerzas horizontales (el equilibrio exige que $\sum$ Fx = 0) resulta HC = TDE . cos Ø

de manera que HC = P . d . cos Ø / (b . sen Ø + (f - e) . cos Ø)

Recurriendo ahora al DCL de la mordaza superior , y planteando el equilibrio de momentos con respecto al punto B puede verse que:



$\sum$ MB = Q . a - HC . e = 0

por lo que

Q = HC . e / a

o sea

$$Q = \frac{P \cdot d \cdot e \cdot \cos Ø}{a \cdot (b \cdot \text{sen } Ø + (f - e) \cdot \cos Ø)}$$

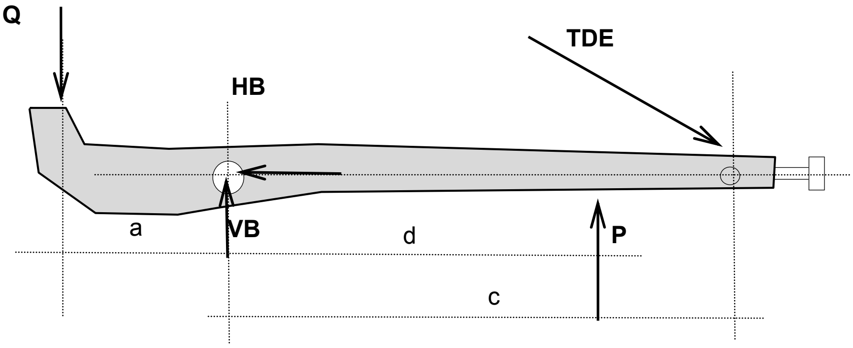
o bien

$$Q = \frac{P \cdot d \cdot e}{a \cdot (b \cdot \text{tg } Ø + f - e)}$$

teniendo en cuenta que tg Ø = f / (c - b) llegamos a que

$$Q = \frac{P \cdot d \cdot e}{a \cdot (b \cdot \text{tg } Ø + f - e)} = \frac{P \cdot d \cdot e \cdot (c - b)}{a \cdot (f \cdot c - e \cdot (c - b))}$$

También se podría haber tomado al brazo inferior y su DCL para el cálculo de Q.
En ese caso tendríamos:



$\sum MB = Q \cdot a + P \cdot d - TDE \cdot c \cdot \text{sen } \varnothing = 0$

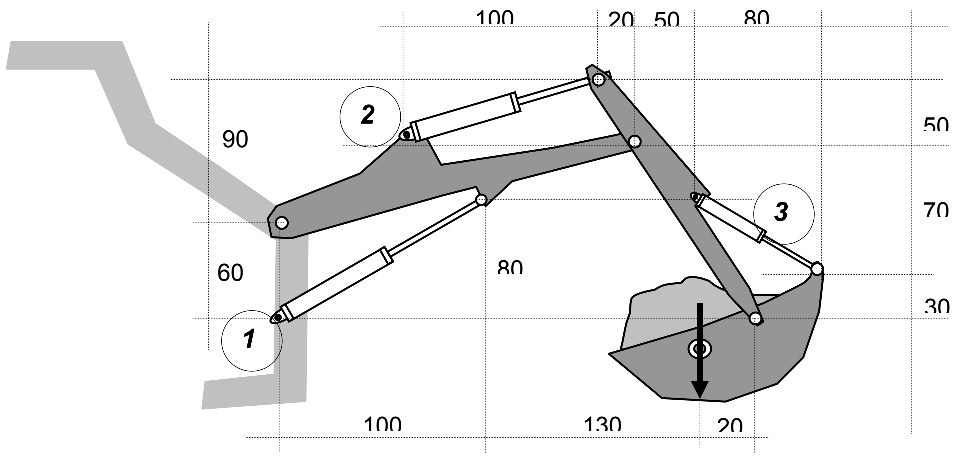
$Q = (TDE \cdot c \cdot \text{sen } \varnothing - P \cdot d) / a$

Reemplazando TDE tenemos que:

$Q = P \cdot d \cdot [c \cdot \text{sen } \varnothing / (b \cdot \text{sen } \varnothing + (f - e) \cdot \cos \varnothing) - 1] / a$

Operando con esta expresión se puede llegar a la misma relación que la obtenida anteriormente.

Para la posición que se indica en la figura se pide determinar cual es la máxima carga que puede mover la retroexcavadora en su pala si, por motivos de seguridad, se establece que ninguno de los cilindros debe superar el límite de 2400 Kg. para compresión ni de 1500 Kg. para esfuerzos de tracción.



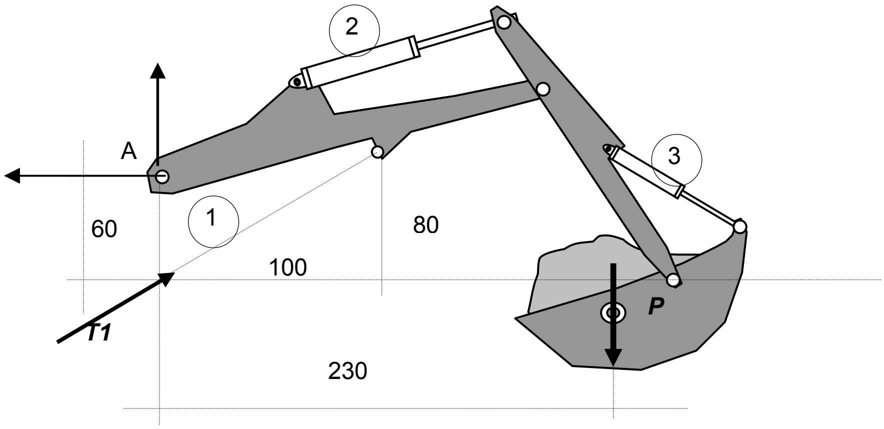
El problema nos plantea la necesidad de vincular el esfuerzo que desarrollan cada uno de los cilindros en función de la carga soportada por la pala y luego establecer la condición más desfavorable para determinar así la carga límite.

A efectos de poner de manifiesto los esfuerzos en los cilindros dibujamos los correspondientes diagramas DCL

Del primer diagrama, que comprende todo el mecanismo, pueden verse de manifiesto las reacciones en el punto de articulación A y la tensión que se desarrolla en el primer cilindro. Tomando momentos con respecto al punto A, y planteando la correspondiente condición de equilibrio tenemos directamente que:

$\sum M_A = 0 \rightarrow P \cdot 230 \text{ cm} - M(T1)_A = 0$

El momento de T1 con respecto al punto A, suponiendo el punto de aplicación de la fuerza en el extremo indicado en la figura y siendo su ángulo respecto a la horizontal igual a $\alpha = 38.66^\circ$, será



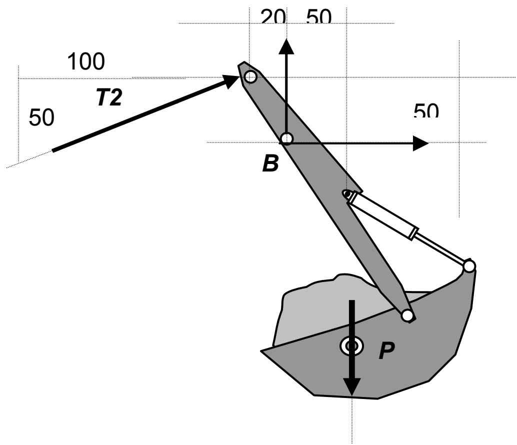
$M(T1)_A = T1 . 60 . \cos\alpha = 46.85\ T1$

De donde $\sum M_A = 230\ P - 46.85\ T1 = 0$

Como el esfuerzo T1 resulta ser de compresión entonces

$P\ adm_1 = 46.85 . T1 / 230 =$

$46.85 . 2400 / 230 = 489$ kg.



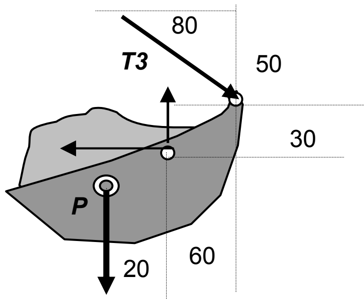
Pasando al DCL 2 calculamos T2 de la misma manera :

$\sum M_B = P. 50\ cm + T2\ (50 . \cos 26.57^\circ$
$+ 20 . \operatorname{sen} 26.57^\circ)$

y como T2 resulta ser un esfuerzo de tracción del cilindro resulta

$P\ adm_2 = T2 . 53.67 / 50 =$

1500 kg. $53.67 / 50 = 1610$ kg.



Finalmente recurrimos al DCL 3 donde planteamos la correspondiente ecuación

$\sum M_C = T3\ (60. \operatorname{sen} 32.01^\circ + 30 . \cos 32.01^\circ) - P . 20$ cm. $= 0$

$\rightarrow T3 . 54.24 = 20 . P$

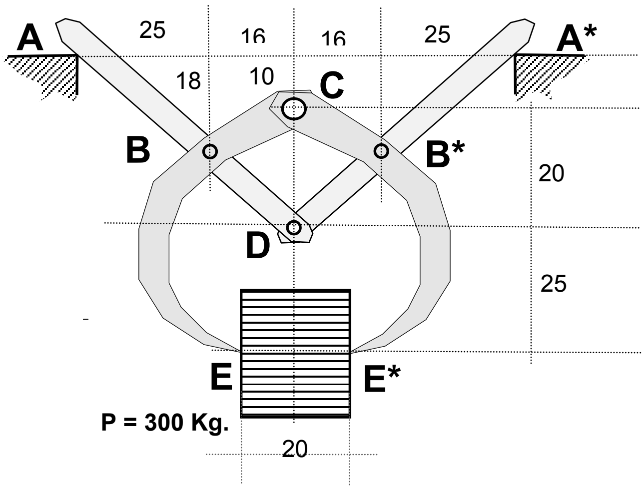
En este caso T3 representa un esfuerzo de compresión para el cilindro por lo cual

$P\ adm_3 = 54.24 / 20 . T3 = 2.86 . 2400 = 6864$ kg.

De donde la tensión admisible obtenida para el primer cilindro resulta ser la determinante por lo cual

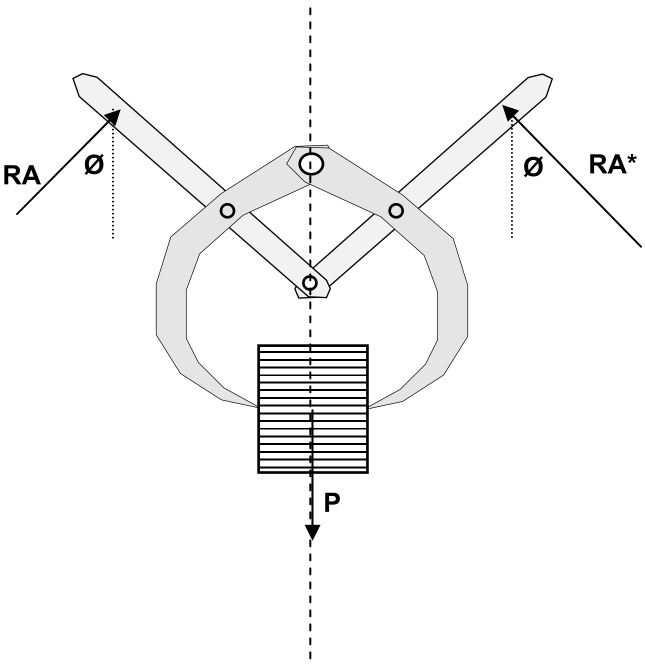
P adm = 489 kg.

Para el sistema de la figura se pide determinar el los esfuerzos que se ejercen sobre las paredes de apoyo y la compresión necesaria sobre el bloque que se sostiene a efectos del equilibrio. Las medidas están en decímetros.



CALCULO DE REACCIONES EXTERIORES

Para ello, en primer lugar, dibujamos el DCL de todo el conjunto poniendo sólo de manifiesto las reacciones exteriores que deseamos calcular.



El ángulo Ø resulta de la relación tgØ = 18725 = 0.72 de donde Ø = 35,75º

Planteando el equilibrio exterior de las fuerzas proyectadas verticalmente, y teniendo en cuenta la simetría del sistema, tenemos que:

∑ Fy = 0 → 2 RA . cos Ø - P = 0 → **RA =** P / 2 . cos Ø = 300 / 2 . 0,81157 **= 184,83 Kg.**

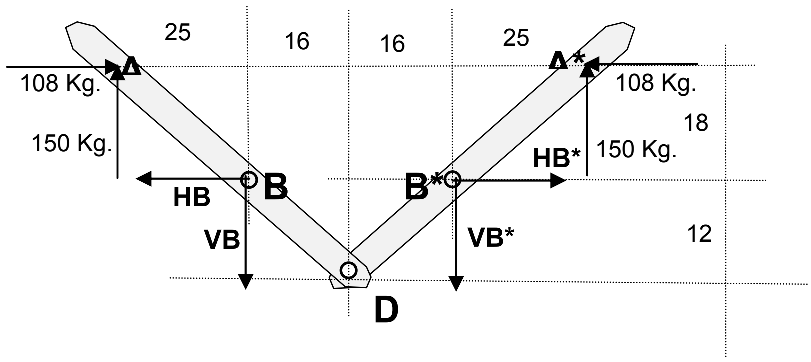
Por razones de simplicidad Trabajaremos con las componentes de esta reacción que resultan ser

RAX = RA . sen Ø = 184,83 . 0,58425 = **108 kg.**

RAY = 105 kg.

ACCIONES SOBRE LOS PERNOS B- B*

Realizamos el DCL. de los brazos, que forman el arco A D A*



Como vemos se trata de un arco triarticulado con apoyos nivelados, es decir el caso más sencillo. Se puede resolver de la siguiente manera, siempre teniendo en cuenta la simetría que presenta el problema.:

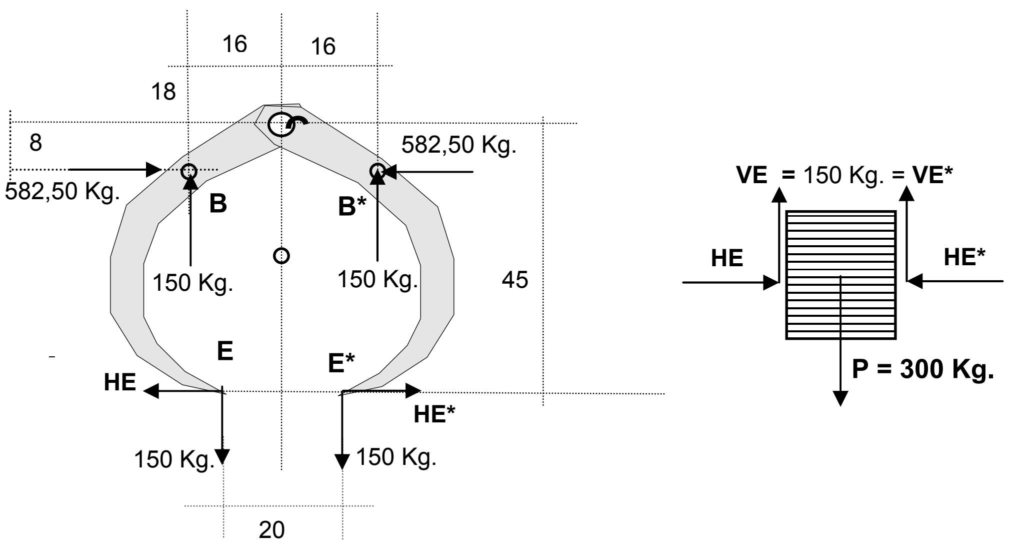
Dado que VB = VB* por simetría, y como además VB + VB* = 300 Kg. , entonces

VB = VB* = 150 Kg.

Para calcular HB, que será igual a HB* y de sentido contrario, tomamos la condición de nulidad de momentos con respecto al punto D del brazo situado hacia la izquierda de dicho punto:

$\sum M_{DA} = 0 \rightarrow$ 108 Kg. 30 dm. + 150 kg. 41 dm. – 150 kg. 16 dm. – HB . 12 dm = 0

HB = HB* = 582, 50 kg. *(Los signos positivos indican que ambos tienen el sentido indicado en la figura)*



De la simple observación de estos DCL se deduce inmediatamente que VE = VE* = 150 Kg.

Para calcular HE, igual y de sentidi contrario a HE* , planteamos la condición de nulñidad de momentos respecto al punto C tomando el brazo a la izquierda del mismo:

$\sum M_{CE}$ = 150 Kg. 10 dm – 150 Kg. 16 dm + 582,5 kg. 8 dm – HE 45 dm = 0 $\rightarrow$ **HE = HE* = 83,55 kg.**