



• EJEMPLO DE CÁLCULO •

Supongamos que queremos un cilindro ISO 6020/1 tipo MF2 con rótula ISO 6982 que efectúe una fuerza de empuje  $F = 150 \text{ kN} \approx 15300 \text{ kp}$ . y que desarrolle una carrera de 1000 mm. de longitud.

Con la tabla de fuerzas ( tabla 1) comparamos a que dimensiones se desarrolla la fuerza de 150 kN, esta estaría en un cilindro de diámetro  $\varnothing 125$ , el cual tiene vástagos de  $\varnothing 70$  y  $\varnothing 90$ , y que necesita una presión

$$\text{teórica de } p = \frac{F_1(\text{kp})}{S_1(\text{cm}^2)} = 124,766 \text{ bar}.$$

Ahora se hará la comprobación de que vástago se necesita para poder aguantar el pandeo según el tipo de fijación del cilindro a la máquina, calculamos la L (longitud entre fijaciones),

$L = ZF + \text{Carrera} + CH = 357 + 1000 + 140 = 1497 \text{ mm}$ . , en donde las cotas ZF y CH se obtienen de las tablas interiores de dimensiones del cilindro 125. Con esta medida sacamos la longitud virtual de pandeo ( $L_k$ ),  $L_k = 0.7L$  (Según fig.1)  $= 0.7 * 1497 = 1047.9 \text{ mm} \approx 1.1 \text{ m}$ .

Nos situamos en la gráfica (fig.2) y con  $L_k = 1.1 \text{ m}$ . , un coeficiente de seguridad 3 y la Fuerza de empuje  $F = 15300 \text{ kp}$ , hallamos que el mínimo vástago para que no sufra rotura por pandeo debe ser de  $\varnothing 36 \text{ mm}$ . , como anteriormente nos ha salido  $\varnothing 70 \text{ mm}$ . y  $\varnothing 90 \text{ mm}$ . , utilizamos el vástago más pequeño aun estando este sobredimensionado.

• EXAMPLE OF CALCULATION •

Let us suppose that we want an ISO 6020/1 cylinder of the MF2 type with an ISO 6982 ball joint with a push force  $F = 150 \text{ kn}$ . 15300 kp with a course capacity of 1000 mm long.

Using chart 1, we can compare at which dimensions the force of 150 kN is attained. This force would be attained with a cylinder with a diameter of  $\varnothing 125$ , with  $\varnothing 70$  and  $\varnothing 90$  rods, and needs a theoretical

$$\text{pressure of } p = \frac{F_1(\text{kp})}{S_1(\text{cm}^2)} = 124,766 \text{ bar}.$$

Now, we must check which rod is most suitable to resist the buckling according to the type of fixture used to join the cylinder to the machine. We calculate L (length between fixtures)  $L = ZF + \text{Course} + CH = 357 + 1000 + 140 = 1497 \text{ mm}$ , where the dimensions ZF and CH are obtained from the dimension charts of the interior of cylinder number 125. With this measurement, we can now calculate the virtual buckling length ( $L_k$ ), where  $L_k = 0.7 L$  (According to pict. 1)  $= 0.7 * 1497 = 1047.9 \text{ mm} \approx 1.1 \text{ m}$ .

Based on the graph (pict. 2) and taking into account that  $L_k = 1.1 \text{ m}$ , with a safety coefficient of 3 and a push force  $F = 15300 \text{ kp}$ , we find out that the minimum rod diameter needed to avoid breakage due to buckling should be of  $\varnothing 36 \text{ mm}$ . As previously we had  $\varnothing 70 \text{ mm}$  and  $\varnothing 90 \text{ mm}$ . , we should then use the smallest rod, even though it is oversized.

