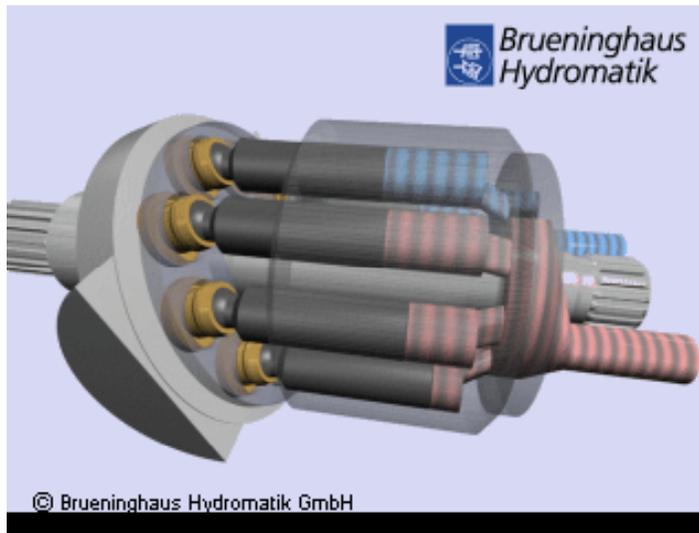


# Hydrostatisches Getriebe

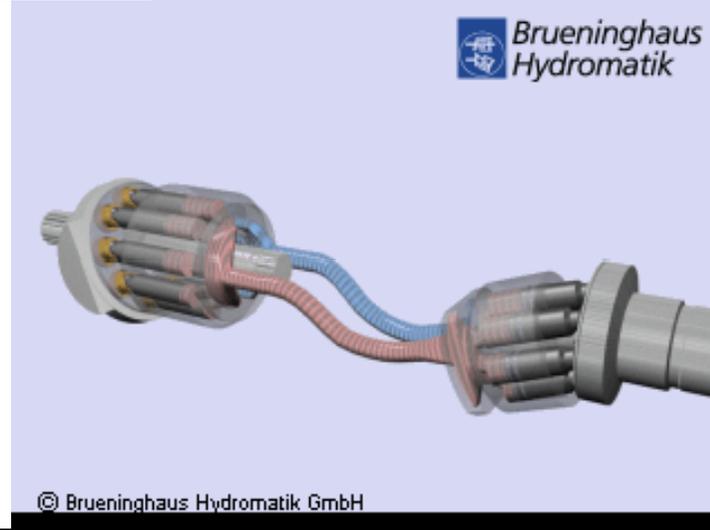
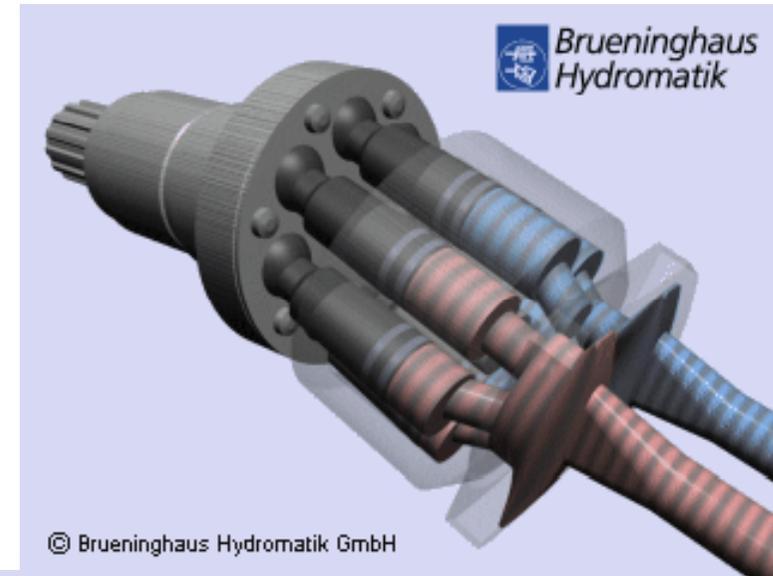


TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

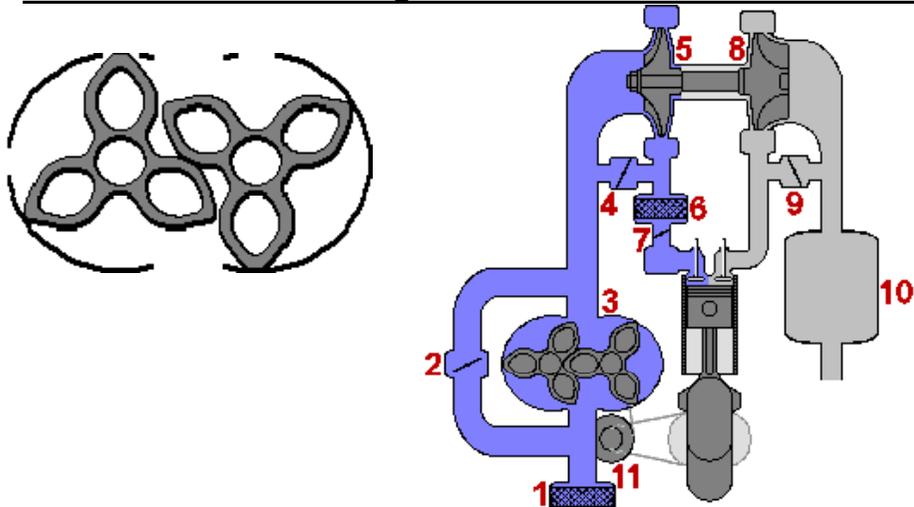
## ● Pumpe / Kraftmaschine



## ● Motor / Arbeitsmaschine



# Rootsgebläse als Niederdruckkompressionsstufe im Motorluftsystem



# Förderhöhe und Förderenergie bei kompressiblen Flüssigkeiten

$$P_f / \dot{m} = h_{t2} - h_{t1} \quad \text{für } \dot{Q} = 0$$

- Förderenergie = Differenz der Bernoullischen Konstanten

$$Y := gH = \Delta h_t - \Delta e = \Delta C = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

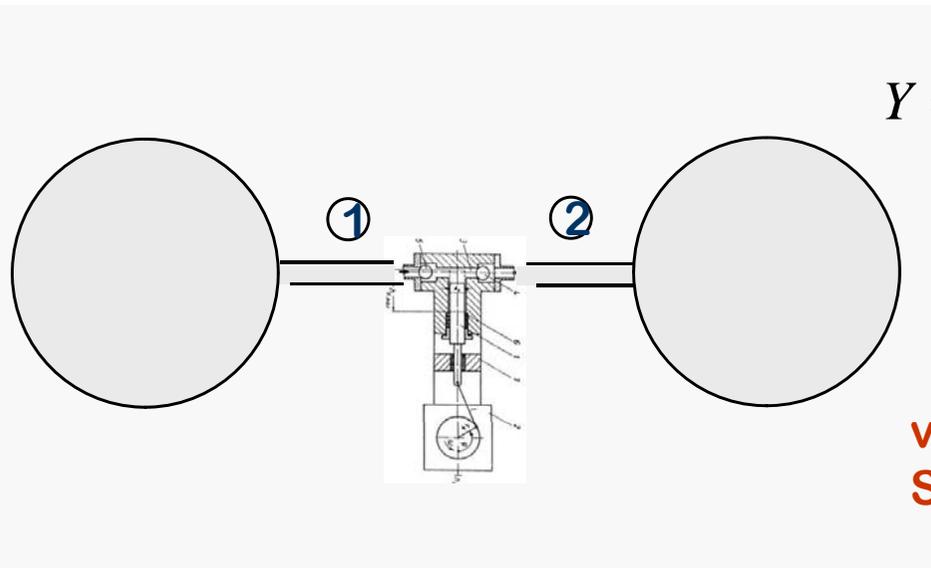
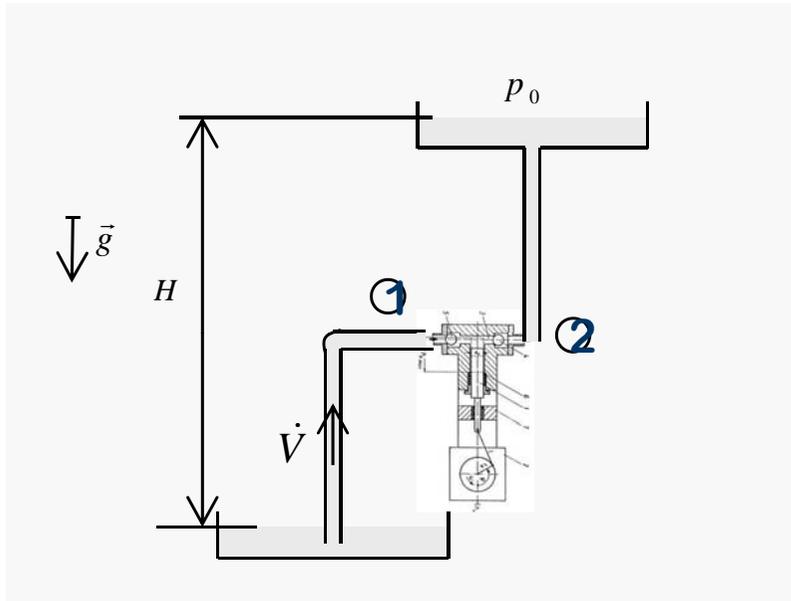
$$\begin{array}{l} \rho = \text{const} \\ s = \text{const} \\ p = C\rho^\gamma \end{array}$$

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

$$\begin{aligned} Y &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \\ &= c_p (T_2 - T_1) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \end{aligned}$$

volumenbeständige  
Strömung

isentropische Strömung





def. Förderenergie  $Y := \Delta h_t - c_v \Delta T$

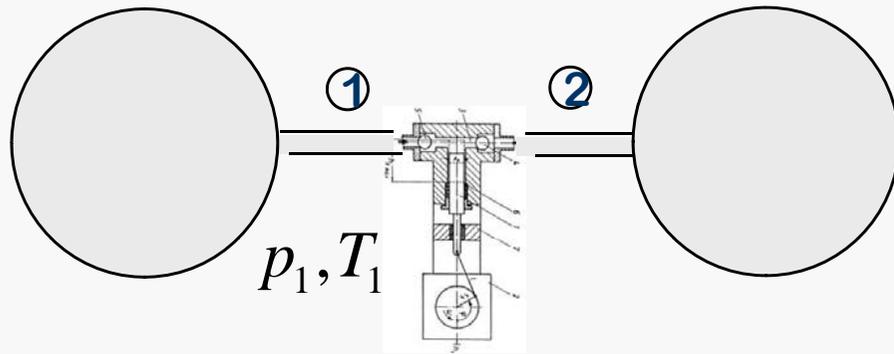
Energiegleichung  $P_f = \dot{m} \Delta h_t$

def. Verlustleistung  $P_v := \dot{m} c_v \Delta T$

def. Wirkungsgrad  $\eta_f := \frac{\dot{m} Y}{P_f} = 1 - \frac{P_v}{P_f}$

# Förderhöhe und Förderenergie bei kompressiblen Flüssigkeiten

Kompressible, isentrope Strömung



$$p = C\rho^\gamma$$

- Vernachlässigung der Geschwindigkeit

$$Y = gH = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Isentrope Zustandsgrößen  $p_2, T_2$

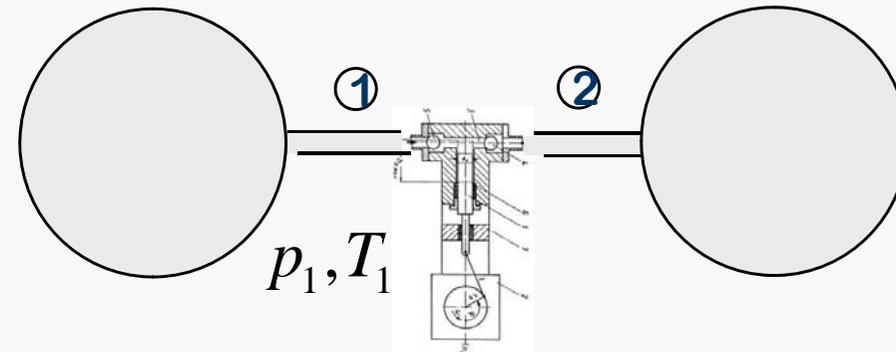
Gemessene Zustandsgrößen  $p_2 = p_2^*, T_2^*$   $Y^* = gH^* = c_p (T_2^* - T_1)$

Wirkungsgrad

Für den  
Vergleichsprozess  
der isentropen Zustandsänderung

$$\eta_f = \frac{Y}{Y^*} = \frac{T_2 - T_1}{T_2^* - T_1}$$

# Förderhöhe und Förderenergie bei kompressiblen Flüssigkeiten



kompressible Strömung

polytrope Zustandsänderung

Exponent  
aus Messung  
bestimmt.

$$p_2 / p_1 = (\rho_2^* / \rho_1)^n = (T_2^* / T_1)^{n/(n-1)}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln(T_2^* / T_1)}{\ln(p_2 / p_1)}$$

$$Y_{pol} = gH_{pol} = \frac{n}{n-1} R(T_2^* - T_1)$$

$$\eta_{pol} = \frac{n}{n-1} \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

# Kennlinie bei kompressibler Strömung

## ● Druckzahl als Funktion der Durchflusszahl



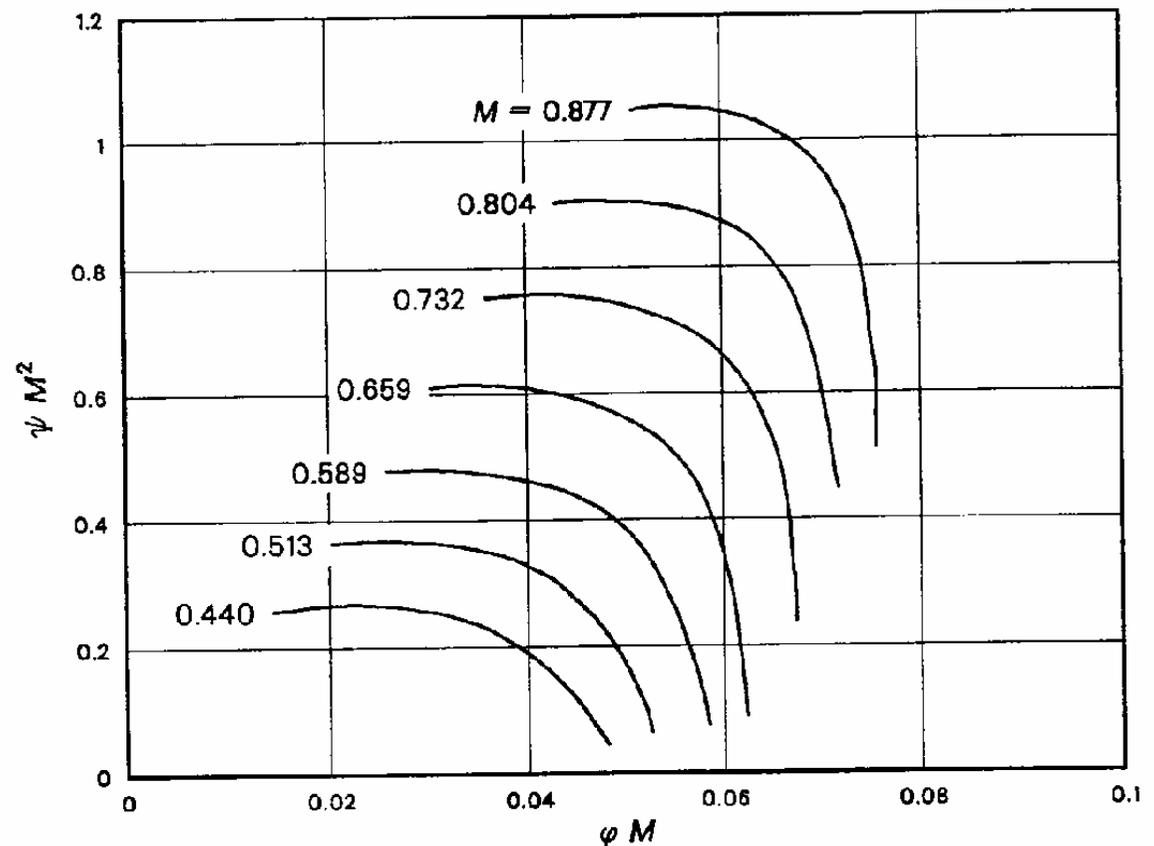
$$\psi = \psi(\varphi, M, \gamma)$$

$$\psi = \psi(\varphi, M, \gamma)$$

$$\psi M^2 = fn(\varphi M, M, \gamma)$$

$$\psi M^2 = \frac{2}{\gamma - 1} \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Alternativ  $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$

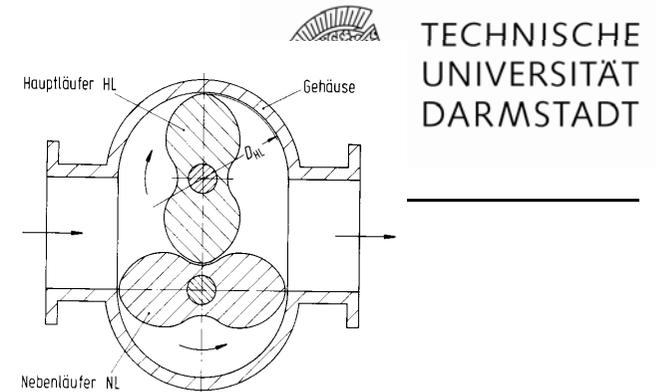


# Wahl der typischen Länge bei Verdrängermaschinen

Regeln zur Wahl der typischen Länge zum Vergleich von Maschinen über die Grenzen einer Bauform hinweg.

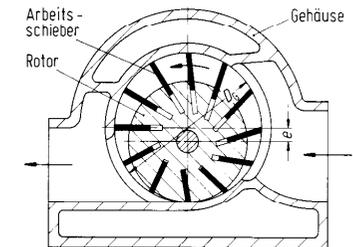
- die typische Länge (typischer Durchmesser) soll die Baugröße der Maschine beschreiben.
- Die typische Länge soll in unmittelbarem Zusammenhang mit der typischen (Umfangs)-Geschwindigkeit der Maschine stehen.
- Sofern die die Geschwindigkeit der Maschinen nicht zeitlich konstant ist, soll der arithmetische Mittelwert als Bezugsgeschwindigkeit genutzt werden.

Mit der typischen Länge kann eine fiktive Durchtrittsgeschwindigkeit gewählt werden



$$d = D_{HL}$$

$$u = \pi d n$$

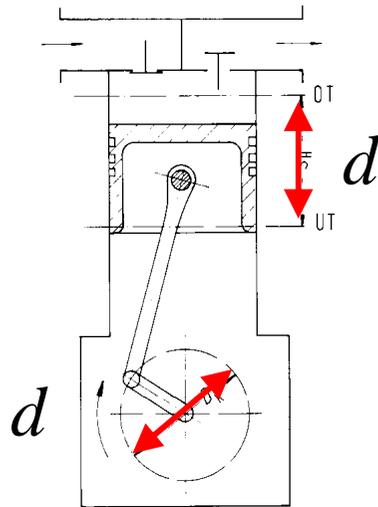


$$u = \frac{u_{\max} + u_{\min}}{2} = \frac{\pi(d + 2e)n + \pi(d - 2e)n}{2}$$

$$c_D = \frac{\dot{V}}{d^2 \pi / 4} \quad \varphi = \frac{c_D}{u}$$

# Maschinentypen

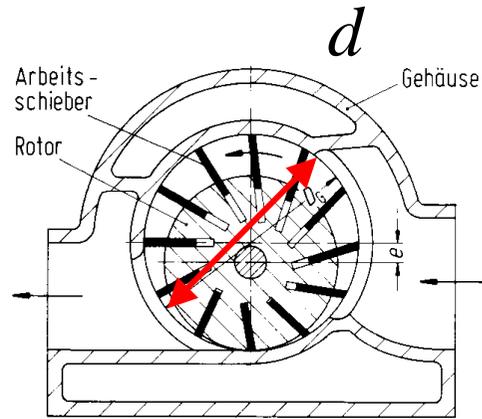
Hubkolbenmaschine



E

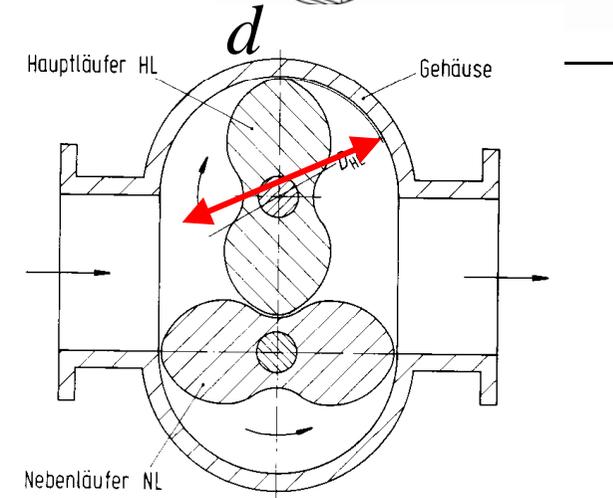
$$u = \frac{u_{\max} + u_{\min}}{2} = \frac{\pi(d + 2e)n + \pi(d - 2e)n}{2} = \pi dn$$

Vielzellenmaschine

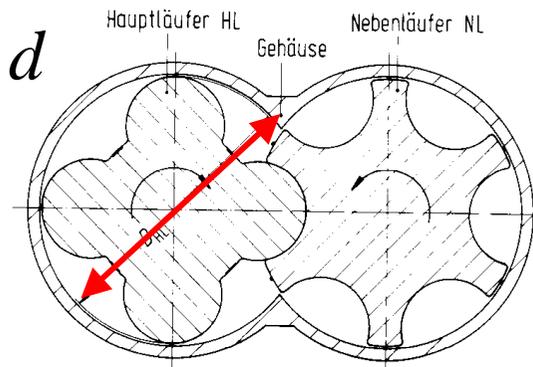


TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

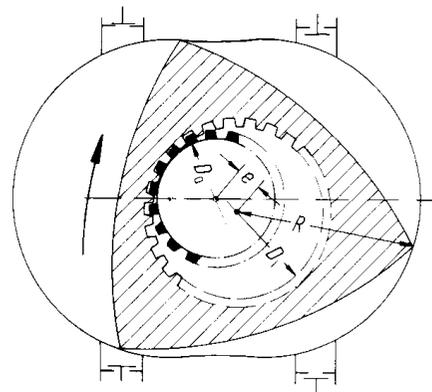
Roots-Maschine



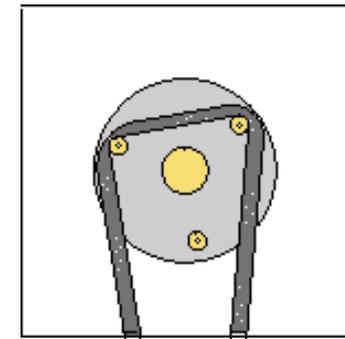
Schraubenmaschine



Kreiskolbenmaschine



Schlauchpumpe

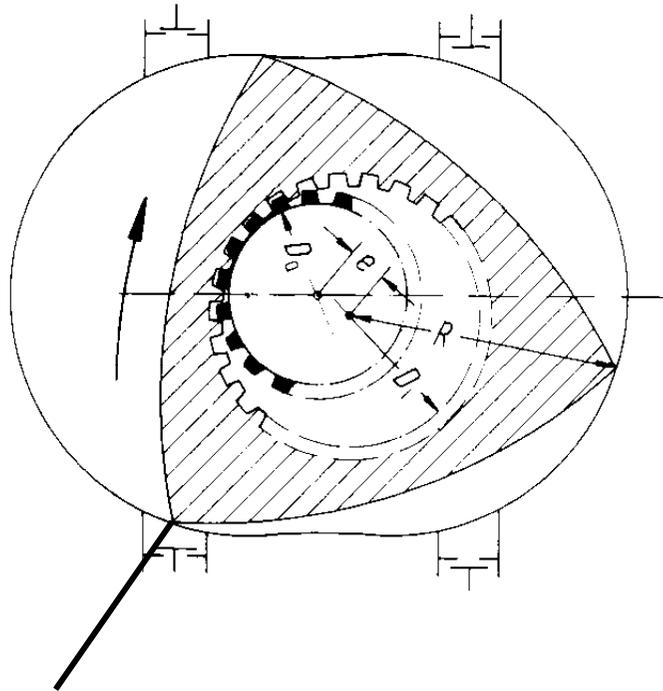


# Maschinentypen → Kreiskolbenmaschine

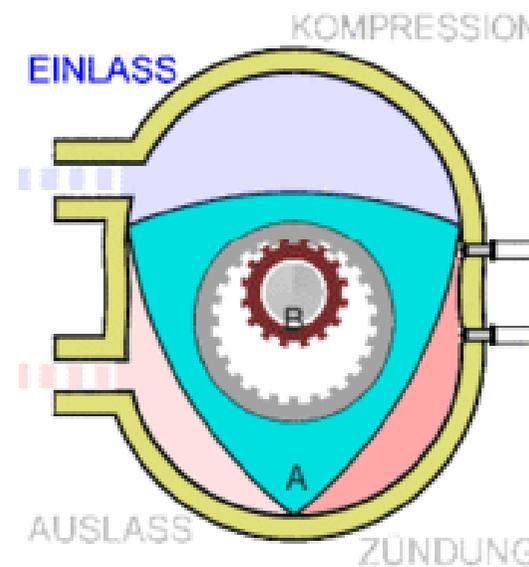
Kreiskolbenmaschine



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

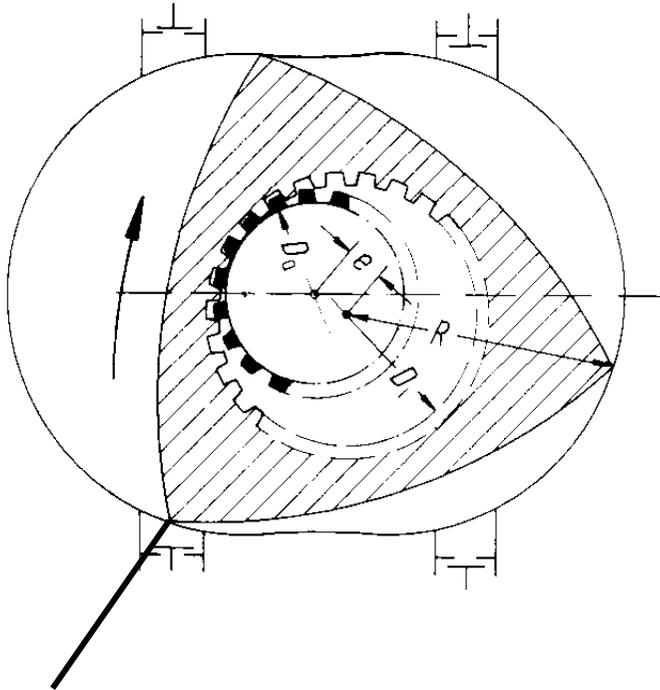


Bahn ist eine Epitrochoide

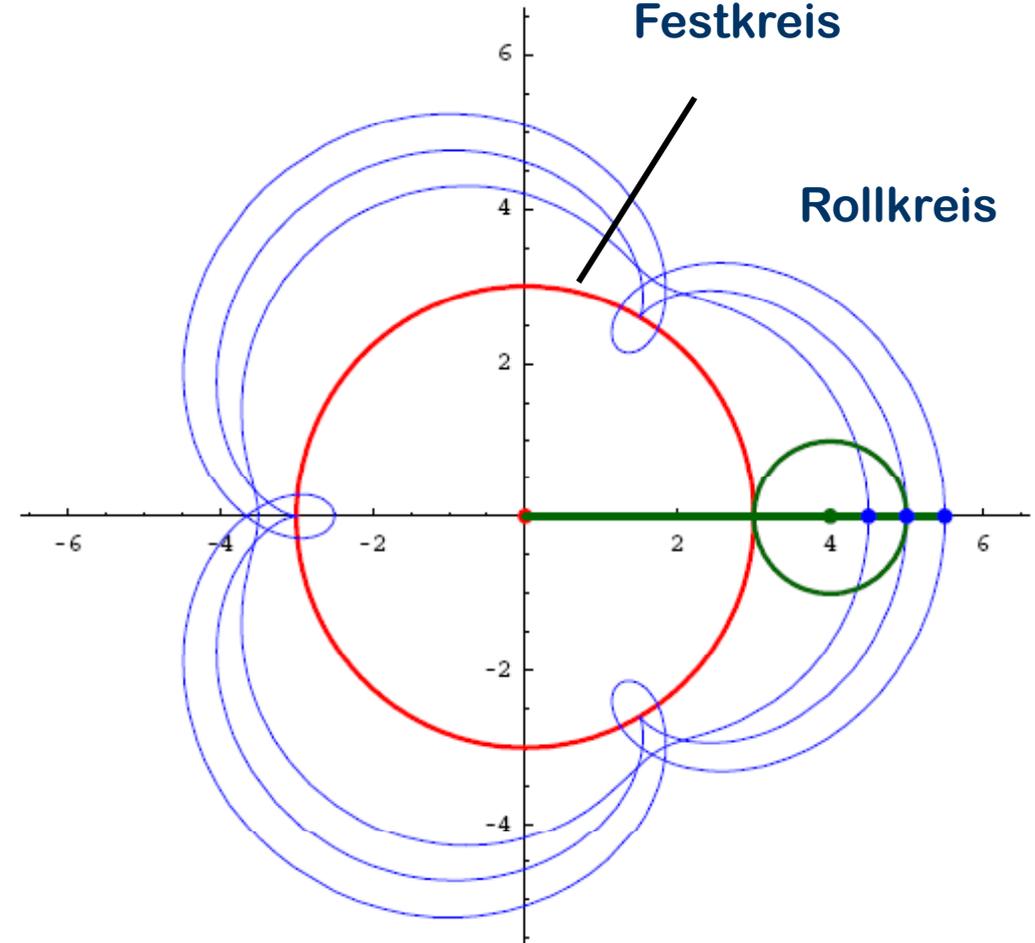


# Maschinentypen → Kreiskolbenmaschine

Kreiskolbenmaschine



Bahn ist eine Epitrochoide

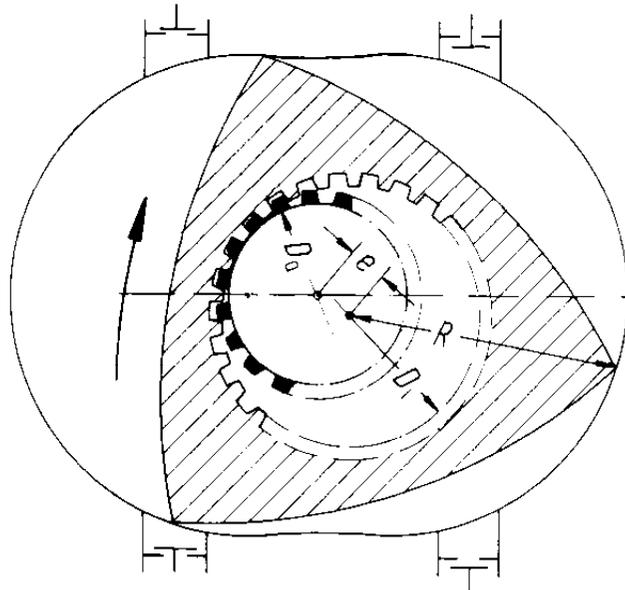


Mathematica Notebook zur Erzeugung einer Epitrochoide

- <http://www.math.tu-dresden.de/~nestler/kinematik/epitroch.pdf>

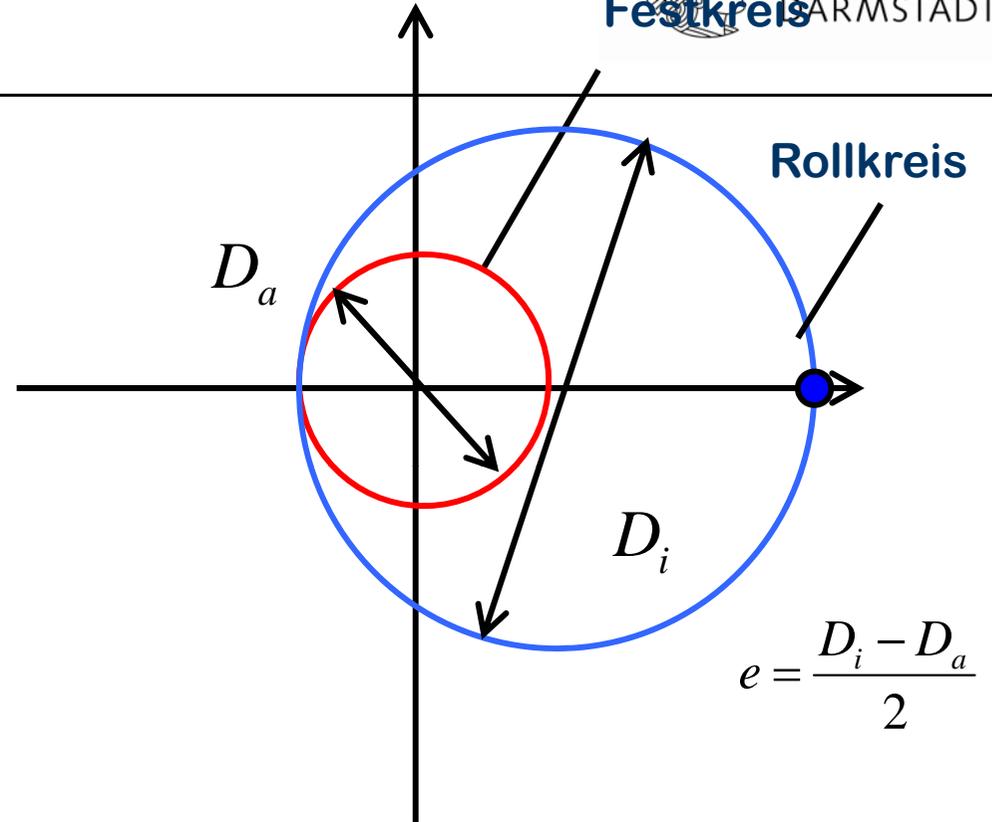
# Maschinentypen → Kreiskolbenmaschine

Kreiskolbenmaschine



$$\frac{D_a}{D_i} = \frac{2}{3}$$

$$\rightarrow n_k = n/3$$



$$u_{\max} = 2\pi n_k (R + 3e)$$

$$u_{\min} = 2\pi n_k (R - 3e)$$

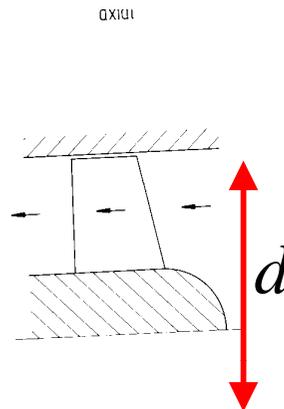
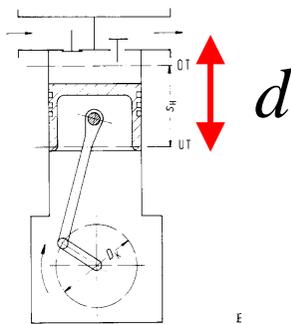
$$u = 2\pi R n_k$$

- Basis Durchflusszahl für den Vergleich von Maschinen ist nicht geeignet
  - Hubkolbenmaschine
  - Diagonale / Axiale Strömungsmaschine
- Durchflusszahl kann als Volumenverhältnis interpretiert werden

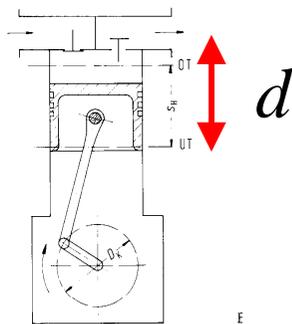
$$\varphi = \frac{4 \dot{V}}{\pi^2 d^3 n}$$

Bauvolumen der  
Maschine

pro Umdrehung durchgesetztes Fluidvolumen



## Hubkolbenmaschine

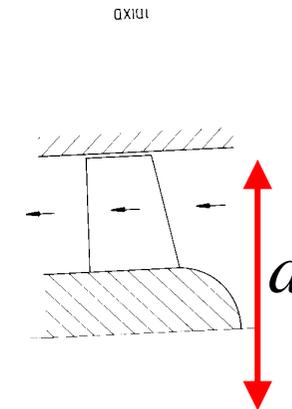


$$u \leq 5 \text{ m/sec}$$

*Annahme*  
 $d = \text{const}$

$$n_V = \frac{1}{60} n_T$$

## Axialmaschine



$$u \leq 300 \text{ m/sec}$$

- Soll ein bestimmter Volumenstrom mit einem von einer Axialstufe erreichbaren Druckverhältnis gefördert werden, so wird bei gleicher Durchflusszahl der Bezugsdurchmesser der Verdrängermaschine um den Faktor  $60^{1/3} = 4$  höher als derjenige der Axialstufe liegen.

# Zum Vergleich unterschiedlicher Maschinen eignet sich die Schnellaufzahl



## Hubkolbenmaschine

$$\sigma = 2n \frac{\sqrt{\dot{V}} \pi}{(2gH)^{3/4}}$$

$$\sigma = (2\pi^2)^{1/4} \frac{n\sqrt{\dot{V}}}{Y^{3/4}}$$

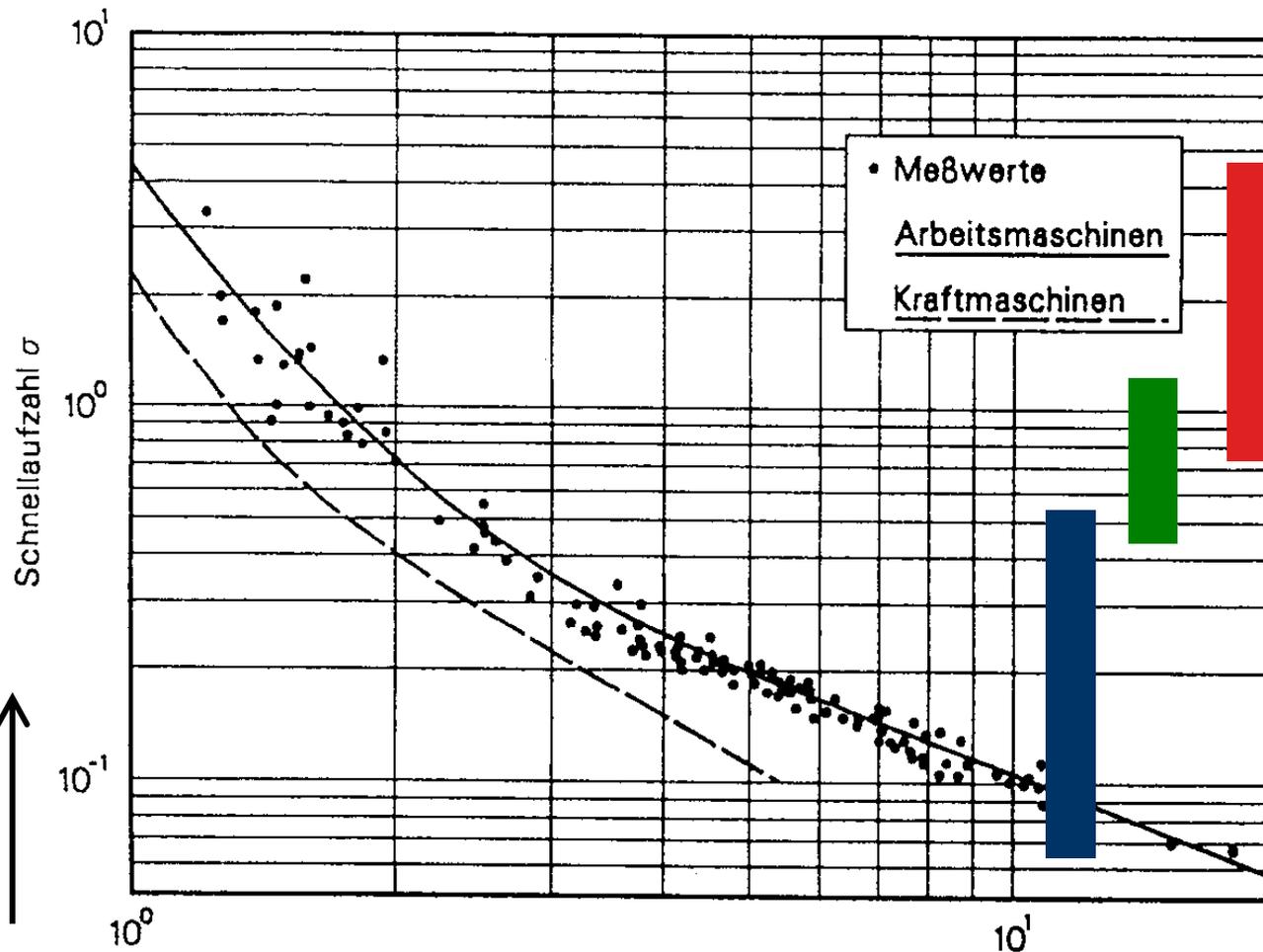
$$\delta = \frac{d}{2} \frac{(2gH)^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}} / \pi}$$

$$\delta = (\pi^2 / 8)^{1/4} \frac{d |Y|^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}}}$$

# Cordier-Diagramm: Schnellaufzahl im Arbeitspunkt (optimaler Wirkungsgrad)

Quelle: Bock, Dimensionsanalyse

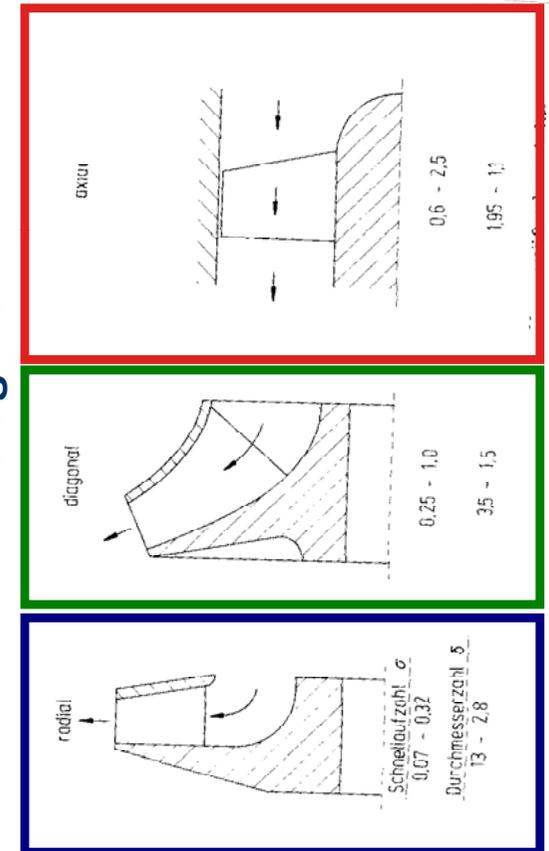
Quelle: Fister, Fluidenergiemaschinen



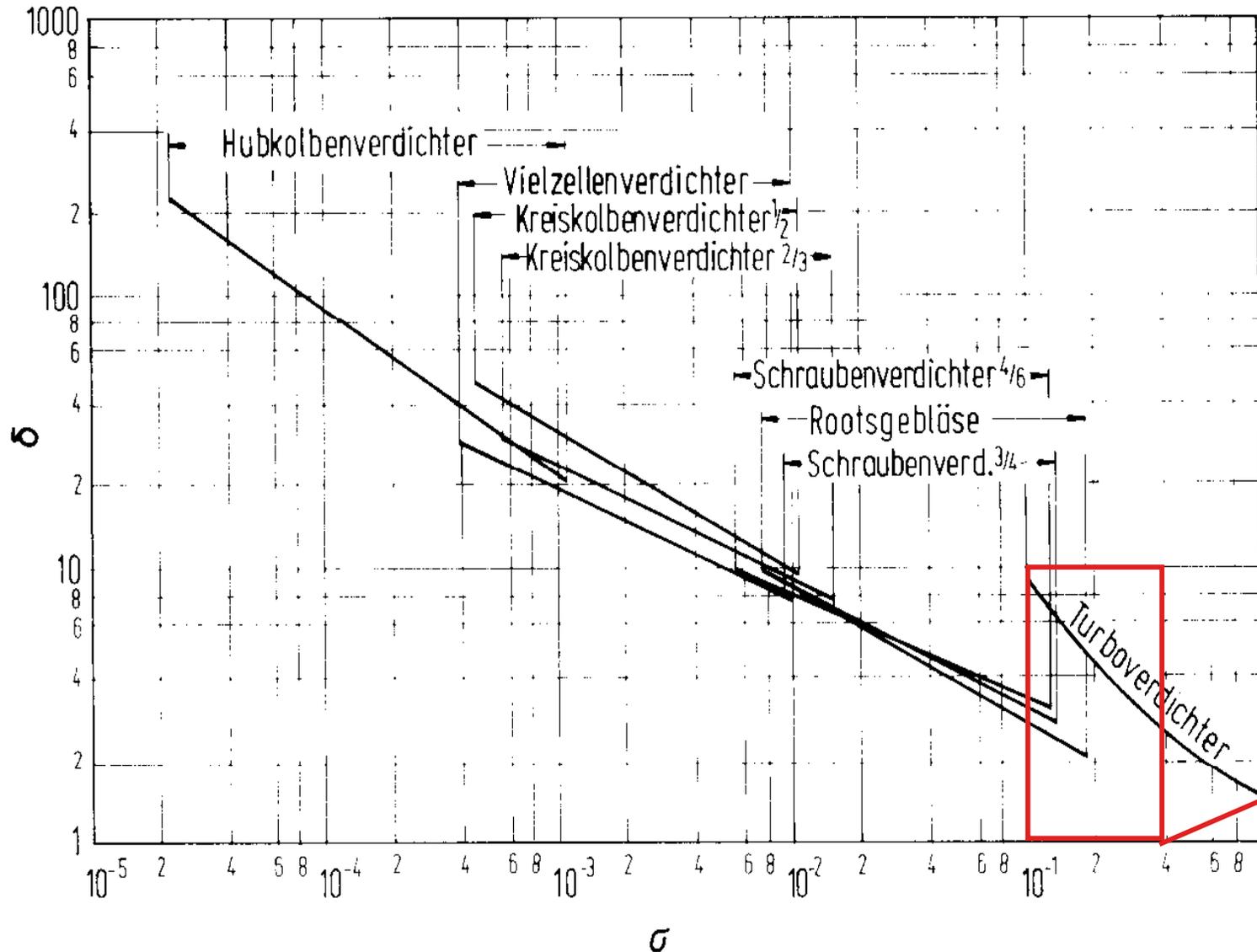
$$\sigma = 2n \frac{\sqrt{\dot{V}\pi}}{(2gH)^{3/4}}$$

$$\delta = \frac{d}{2} \frac{(2gH)^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}/\pi}}$$

radiale Maschinen  
diagonal  
axiale Maschinen



# Erweitertes Cordier Diagramm



## Turbomaschinen

