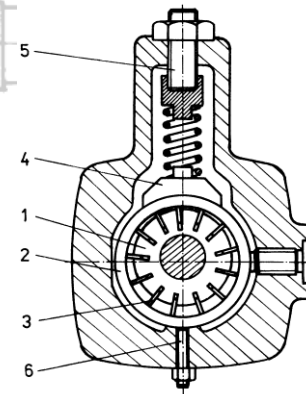
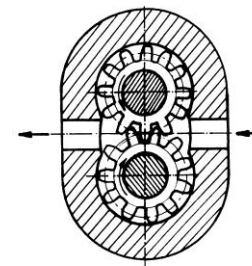
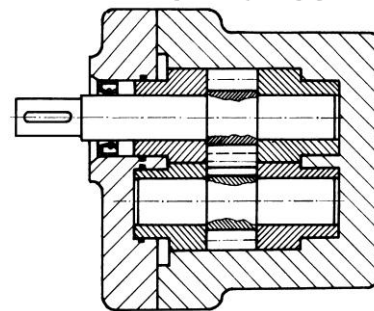
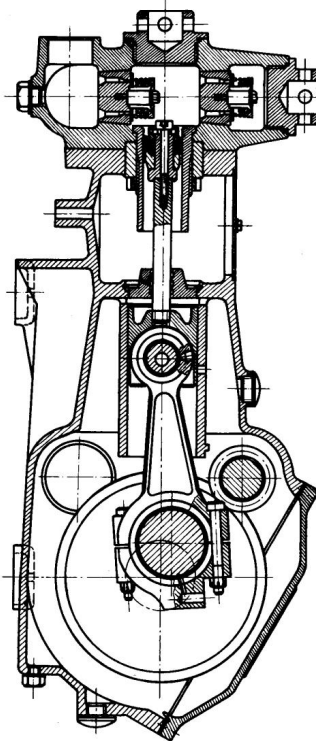
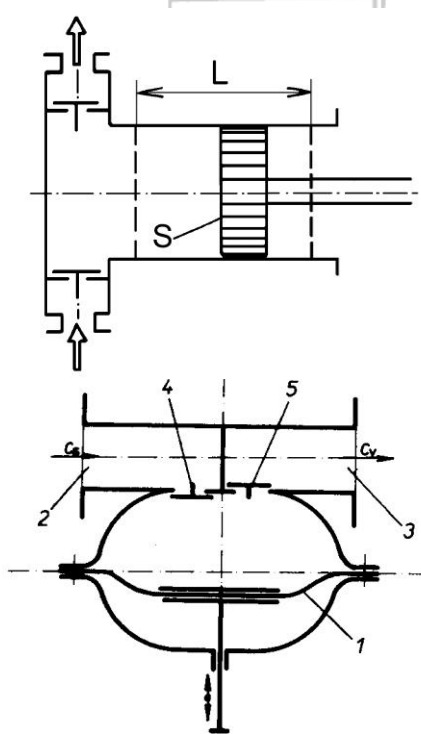


# PUMPS AND GAS-MOVING EQUIPMENT

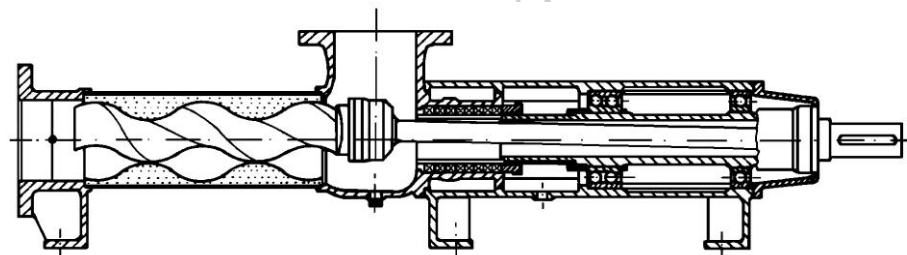
## Pumps

**Positive-displacement pumps:** • reciprocating pump (piston, membrane)

• rotary pump (gear, vane, screw)

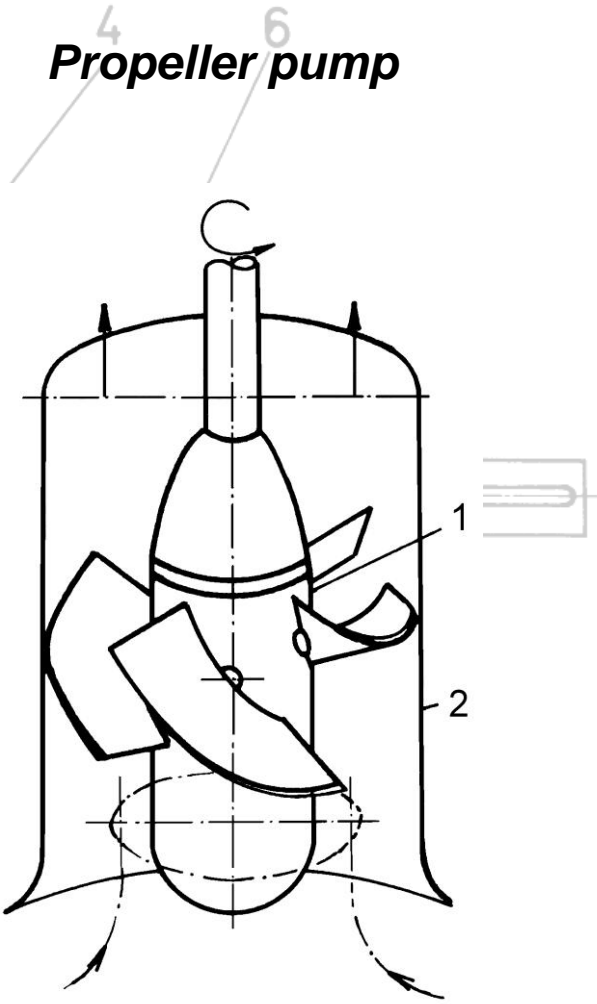
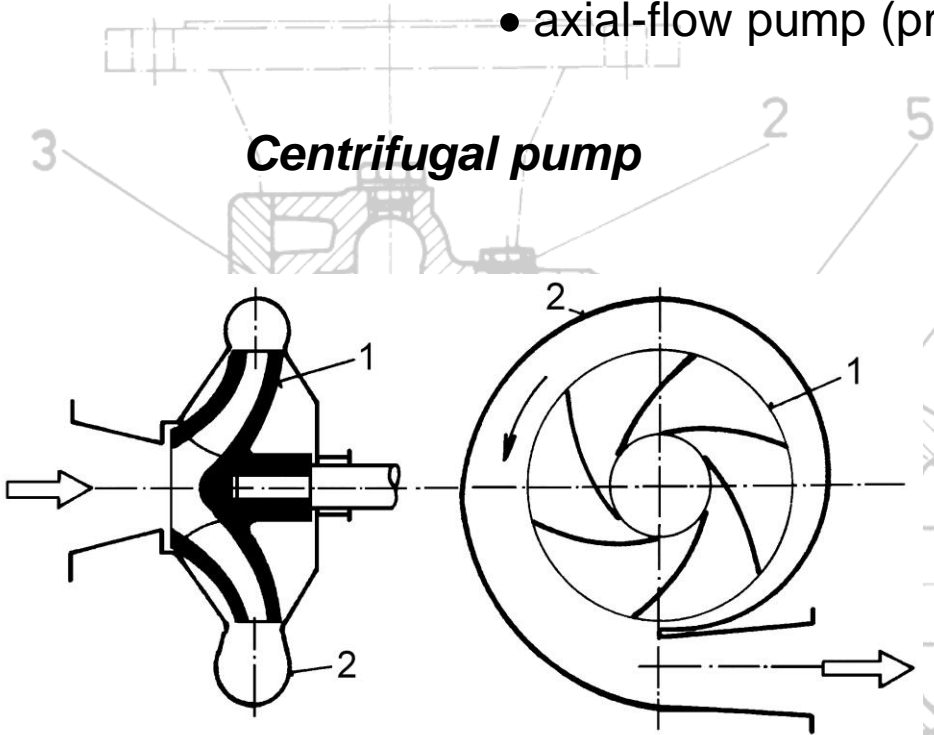


Obr. 56. Tříválcové vysokotlaké čerpadlo



**Centrifugal pumps:** • radial-flow pump (centrifugal)

• axial-flow pump (propeller)



1 – impeller  
2 – diffuser



# Basic parameters of pumps

- flow-rate of pumping liquid  $\dot{V}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] (discharge)
- mechanical energy added to fluid by pump  $e(Y)$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$$\frac{1}{2} \kappa_1^2 \bar{u}_1^2 - \frac{1}{2} \kappa_2^2 \bar{u}_2^2 + \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} + gh_1 - gh_2 - e_z + e = 0$$

- brake power of pump  $P_p$  [W]

$$P_p = \frac{\rho \dot{V} \cdot Y}{\eta}$$

efficiency of liquid pumping

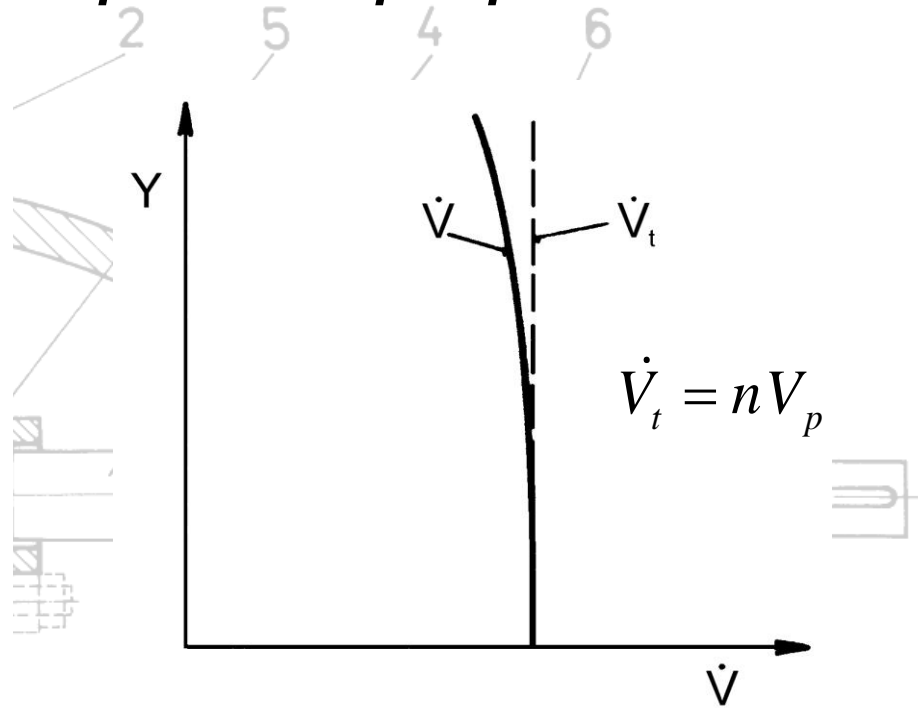
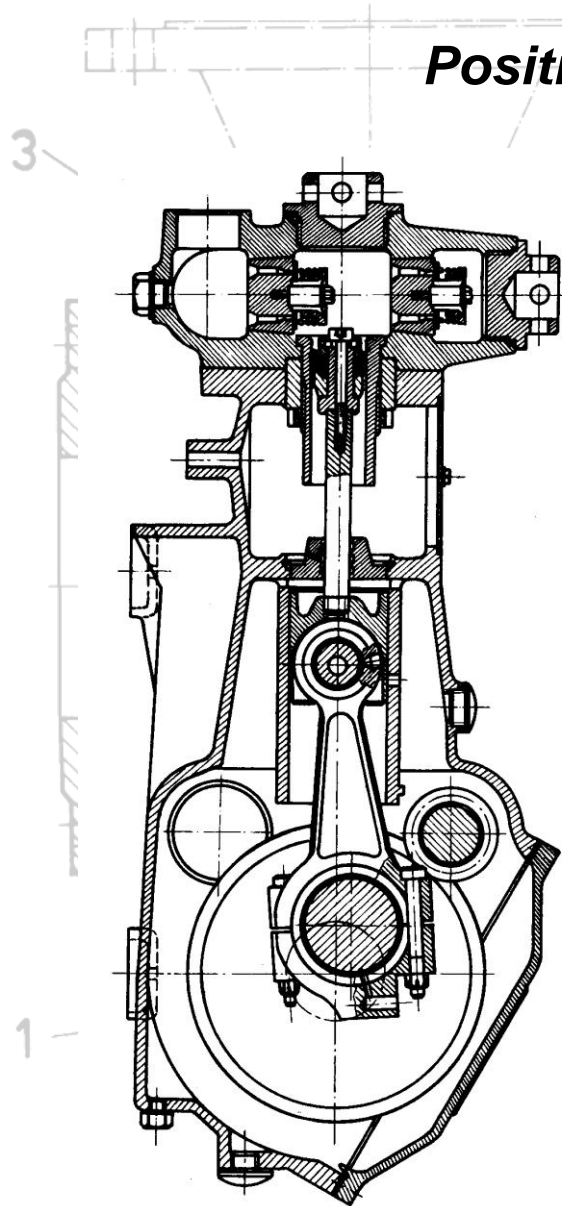
- electric power input  $P_e$  [W]

$$P_e = \frac{P_p}{\eta_m}$$

total mechanical efficiency

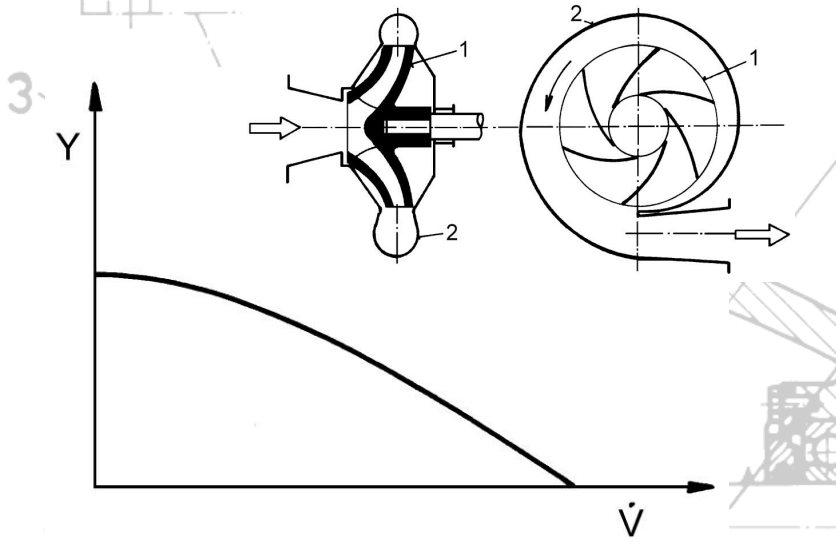
# Typical shape of pump characteristics

## Positive-displacement pump

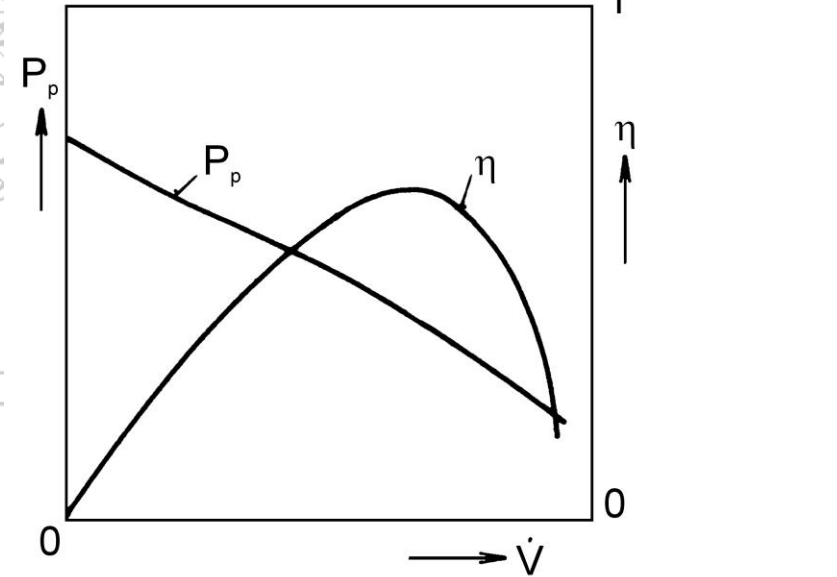
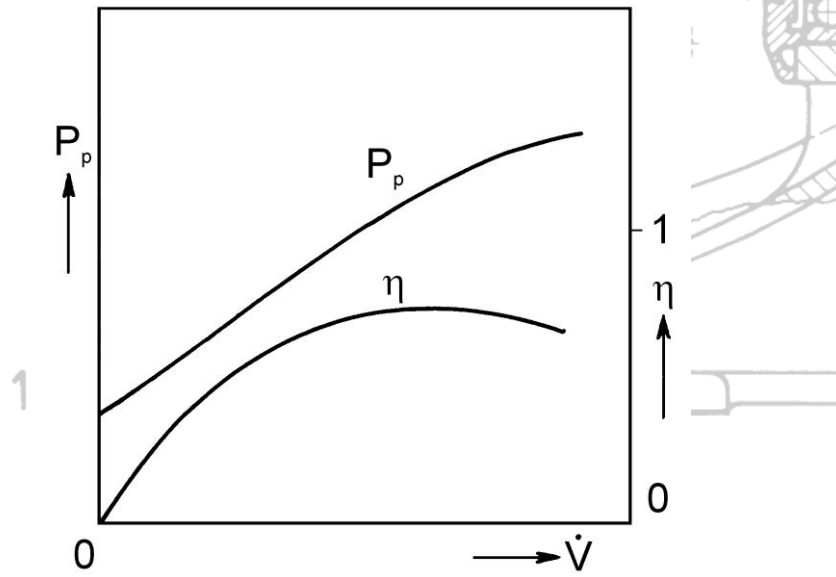
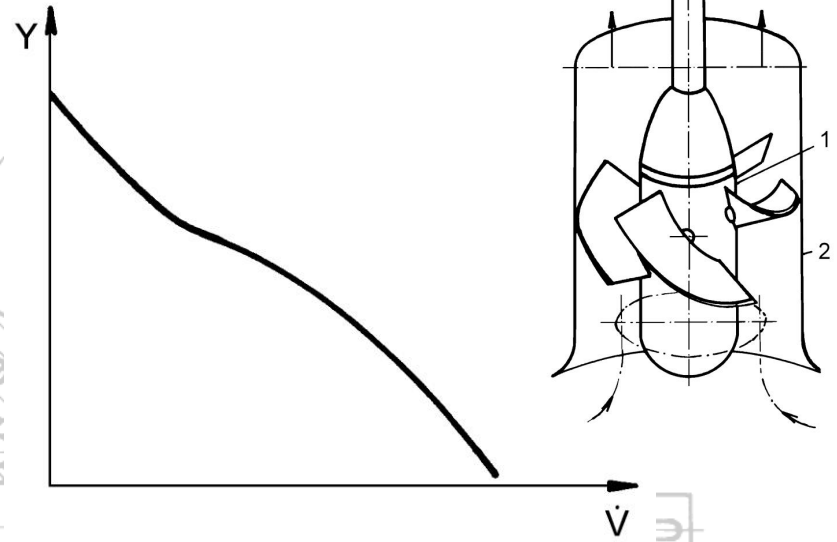


# Centrifugal pumps

## Centrifugal pump



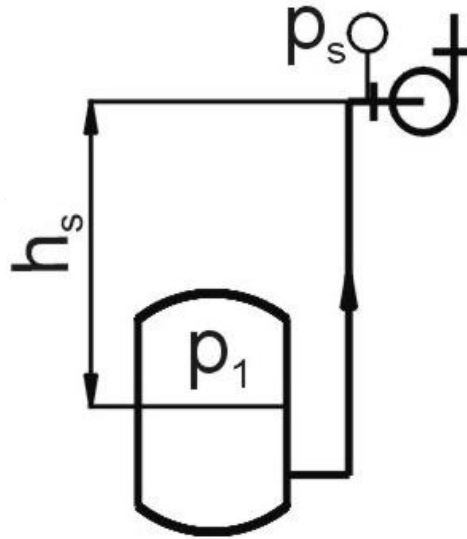
## Propeller pump



# Suction lift of pumps – NPSH

If the pressure on the liquid in the suction line drops below the vapor pressure  $p''$ , some of the liquid flashes into vapor – rise of cavitation. Then no liquid can be drawn into pump, and vibration can occur.

To avoid flashes of vapour or cavitation, the pressure at the inlet of the pump must be greater than this vapor pressure and exceed it by a value termed the **Net Positive Suction Head – NPSH** ( $\Delta p_s$ ).



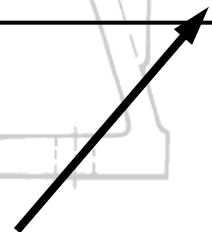
$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_s}{\rho} + gh_s + \frac{\kappa_s^2 \bar{u}_s^2}{2} + e_{zs}$$

$$\rho \frac{\kappa_s^2 \bar{u}_s^2}{2} + p_s = p'' + \Delta p_s$$

$$\Delta p_s, \Delta Y_s, \Delta h_s = f(\dot{V})$$

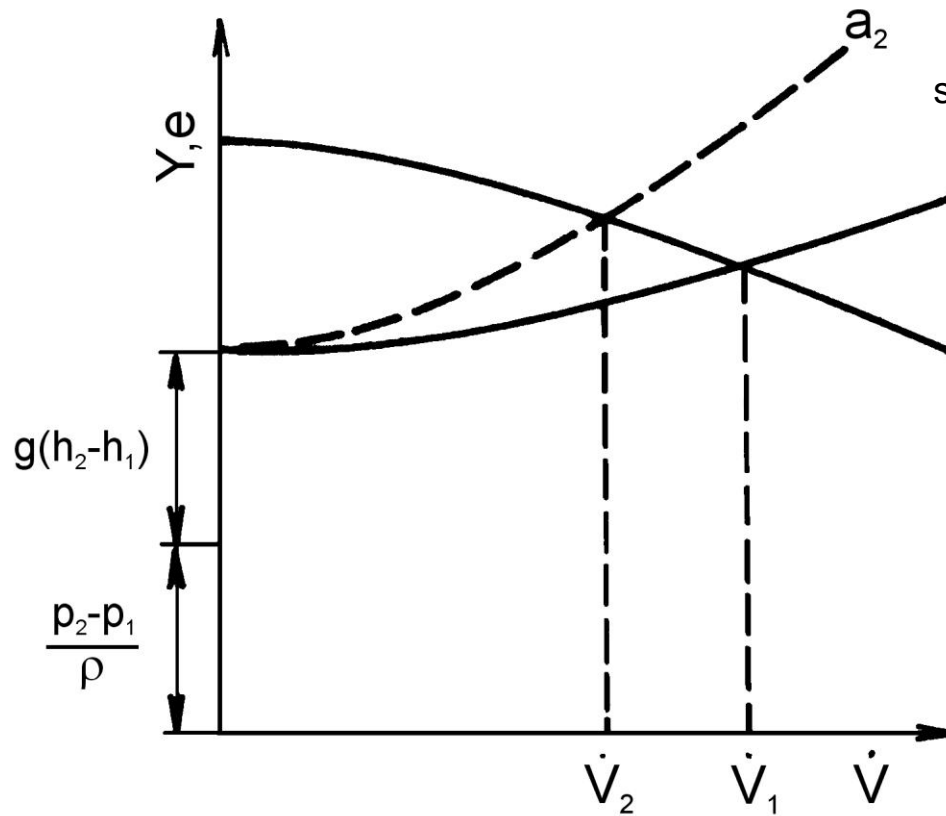
$$\Delta p_s = \Delta Y_s \rho$$

$$\Delta p_s = \rho g \Delta h_s$$



# Determination of duty point of pump

Duty point of pump is obtained as intersection of system characteristic (pipe and local resistance, filters, heat exchangers) with pump characteristic.



system characteristics

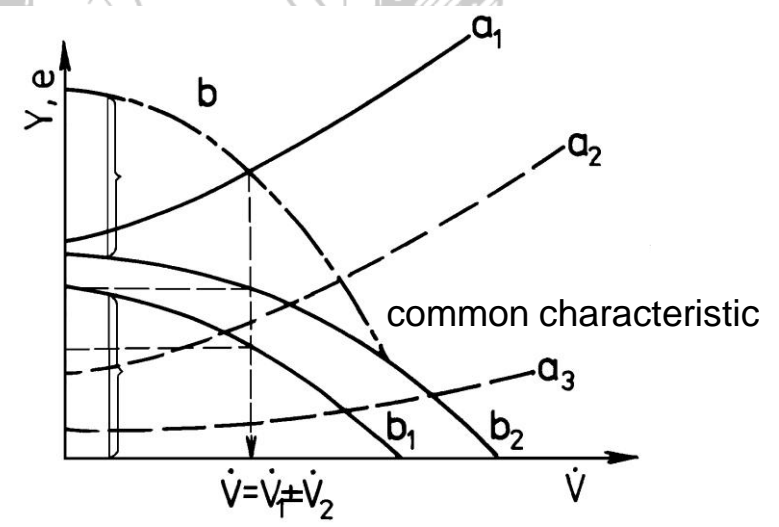
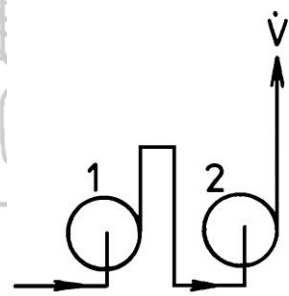
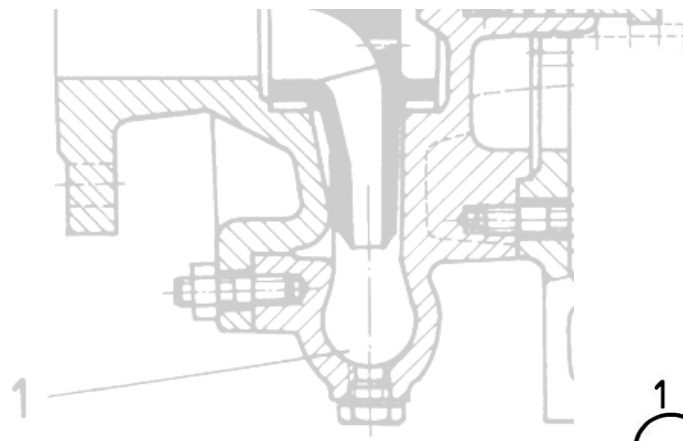
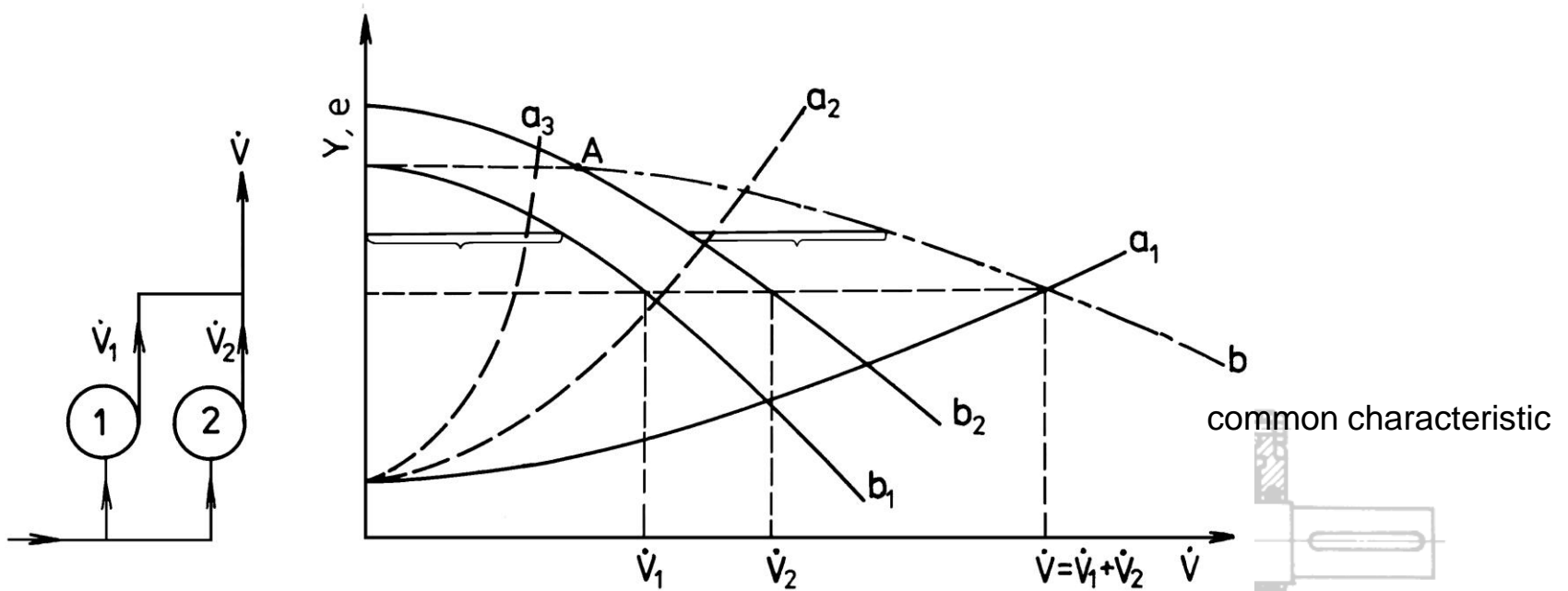
$a_1$

$b$

pump characteristic

$$e = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(h_2 - h_1) + e_z$$

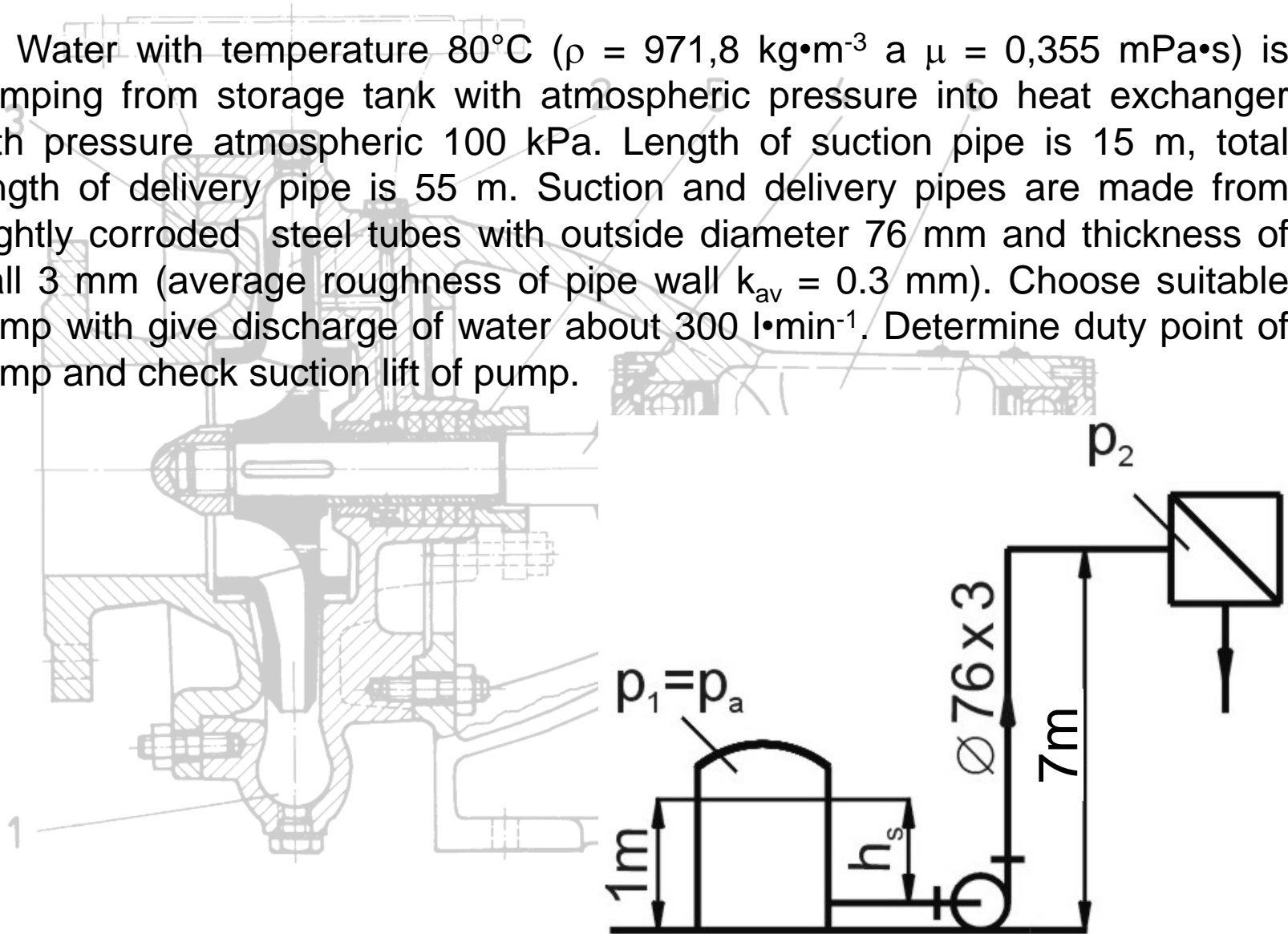
# Parallel and series connection of pumps



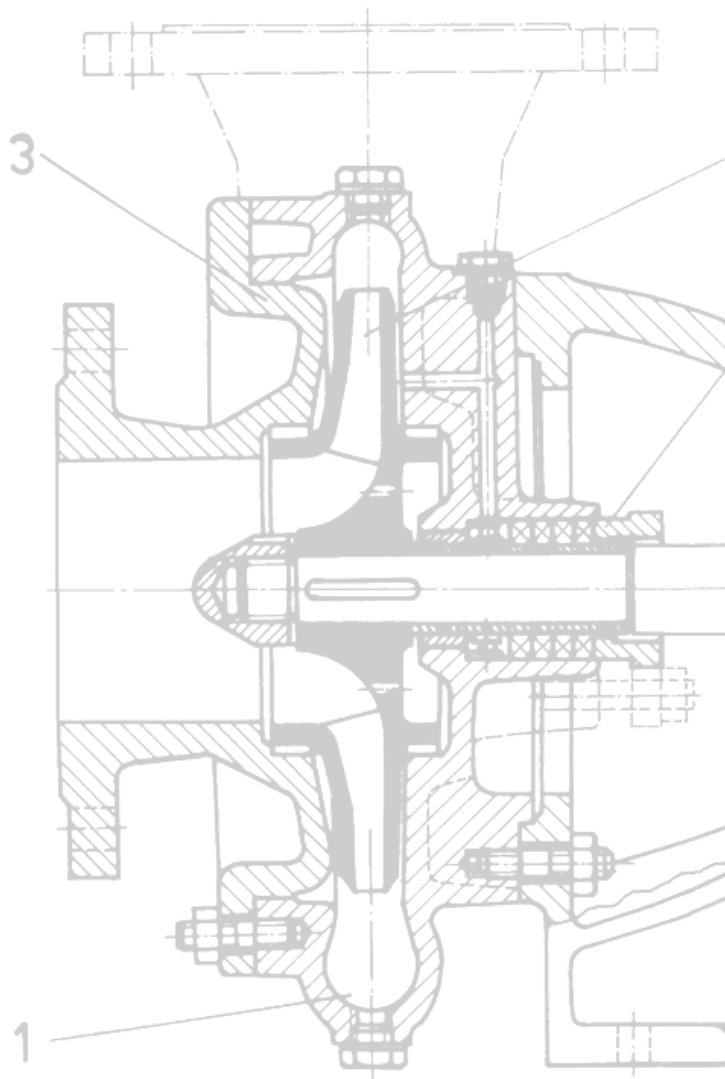


## **EXAMPLE: Design of basic parameters of pump**

Water with temperature  $80^{\circ}\text{C}$  ( $\rho = 971,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  a  $\mu = 0,355 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ) is pumping from storage tank with atmospheric pressure into heat exchanger with pressure atmospheric  $100 \text{ kPa}$ . Length of suction pipe is  $15 \text{ m}$ , total length of delivery pipe is  $55 \text{ m}$ . Suction and delivery pipes are made from slightly corroded steel tubes with outside diameter  $76 \text{ mm}$  and thickness of wall  $3 \text{ mm}$  (average roughness of pipe wall  $k_{av} = 0.3 \text{ mm}$ ). Choose suitable pump with give discharge of water about  $300 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ . Determine duty point of pump and check suction lift of pump.



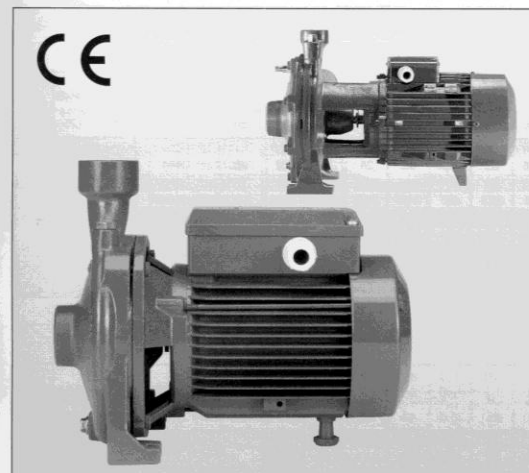
# Selection of pump type



**NM, NMD**

Моноблочные центробежные насосы с резьбовыми раструбами

**calpeda**



## Конструкция

Центробежные моноблочные насосы с прямым подсоединением двигателя-насос и общим валом.

**Серия NM:** одно рабочее колесо

**Серия NMD:** два противоположно размещенных рабочих колеса (с уравновешенным осевым усилием).

Раструбы: резьбовые UNI-ISO 228/1.

## Применение

Передача чистых жидкостей, не содержащих абразивных примесей и не агрессивных для материалов, из которых изготовлен насос (содержание твердых частиц максимум 0,2%).

Водоснабжение.

Использование в установках теплоснабжения, кондиционирования, охлаждения и циркуляции.

Использование в бытовой и промышленной сфере.

Использование в противоположных установках.

Ирригация.

## Эксплуатационные ограничения

Температура жидкости не более 90 °С.

Температура окружающего воздуха не более 40 °С.

Манометрическая высота всасывания не более 7 м.

Максимально допустимое конечное давление в корпусе насоса: 10 бар

(16 бар для насосов NMD 25/190, NMD 32/210, NMD 40/180).

Непрерывный режим эксплуатации.

## Электродвигатель

Асинхронный двухполюсный электродвигатель, частота 50 Гц (количество оборотов  $n = 2900$  об./мин.)

NM, NMD: трехфазный до 3 кВт - 230/400 В ( $\pm 10\%$ );

от 4 до 9,2 кВт - 400/690 В ( $\pm 10\%$ ).

NMD, NMDM: монофазный 230 В ( $\pm 10\%$ ), с термозащитным устройством.

Изоляция класса "F".

Защитное устройство IP 54.

Конструкция в соответствии со стандартом IEC 34.

## Специальные исполнения под заказ

для работы с другими напряжениями

для работы с частотой 60 Гц

с защитным устройством IP 55

специальные мех. уплотнения для работы с жидкостями или в окружающей среде с повышенной температурой

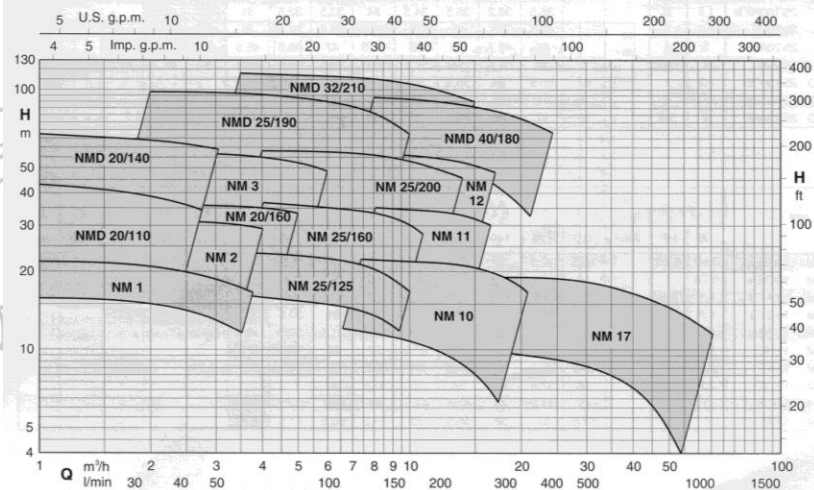
## Гарантия

Один год (в соответствии с нашими общими условиями продажи).

## Конструкционные материалы

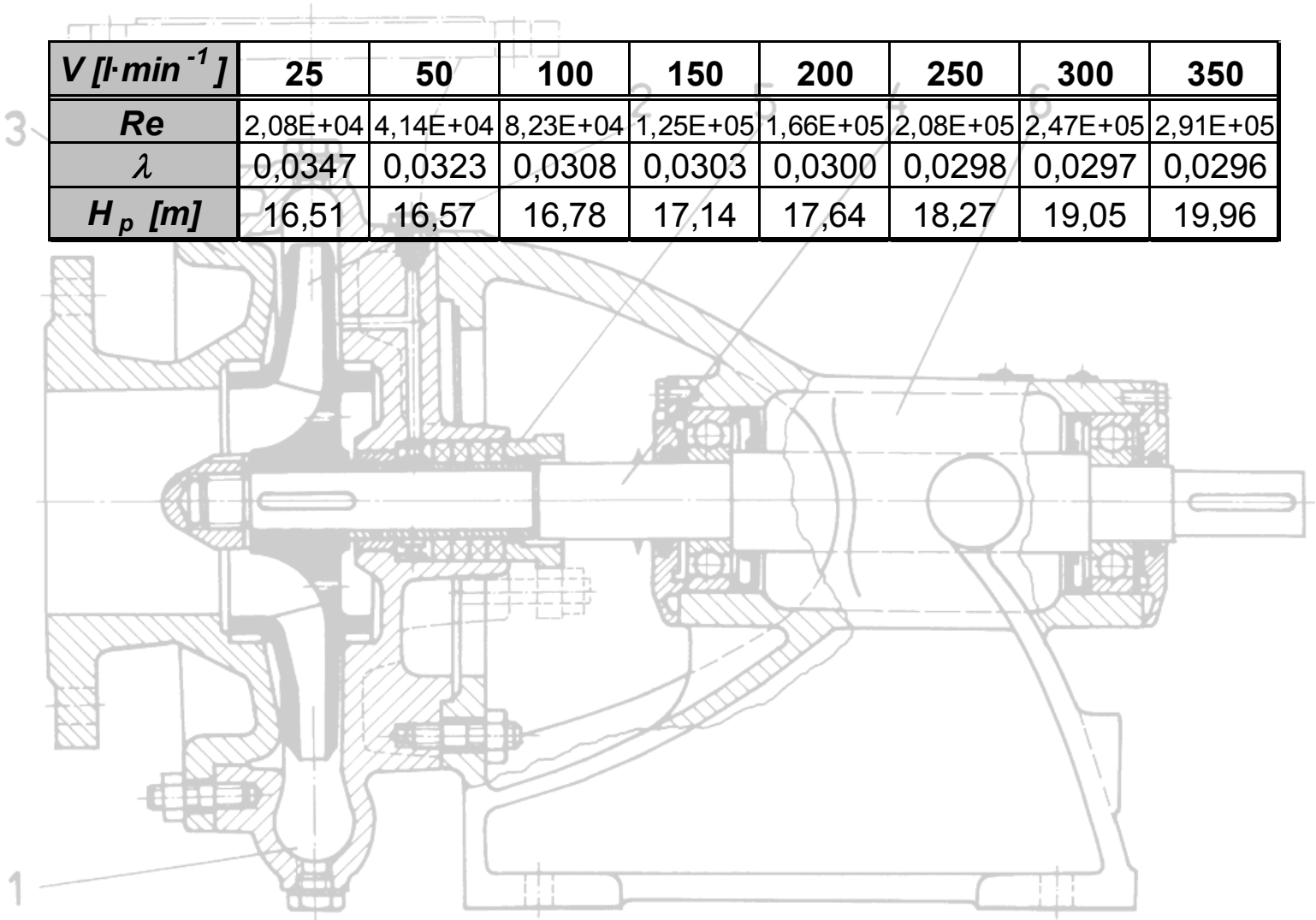
Составная часть	NM, NMD	B-NM, B-NMD	I-NM, I-NMD
Корпус насоса	Чугун	Бронза	сталь Cr Ni Mo AISI 316
Соединит. часть	200 ISO 185	G-Cu Sn 10 UNI 7013	
Рабочее колесо	Чугун	Бронза	сталь Cr Ni Mo AISI 316
NM 17	200 ISO 185	G-Cu Sn 10 UNI 7013	
Вал	сталь Cr Ni	сталь Cr Ni Mo AISI 316	
	AISI 303 До 2,2 кВт		
	сталь Cr AISI 430 От 3 кВт до 9,2 кВт		
Механическое уплотнение	Уголь - керамика		

## Область применения $n \approx 2900$ об./мин.



# Determination of system (pipe) characteristic

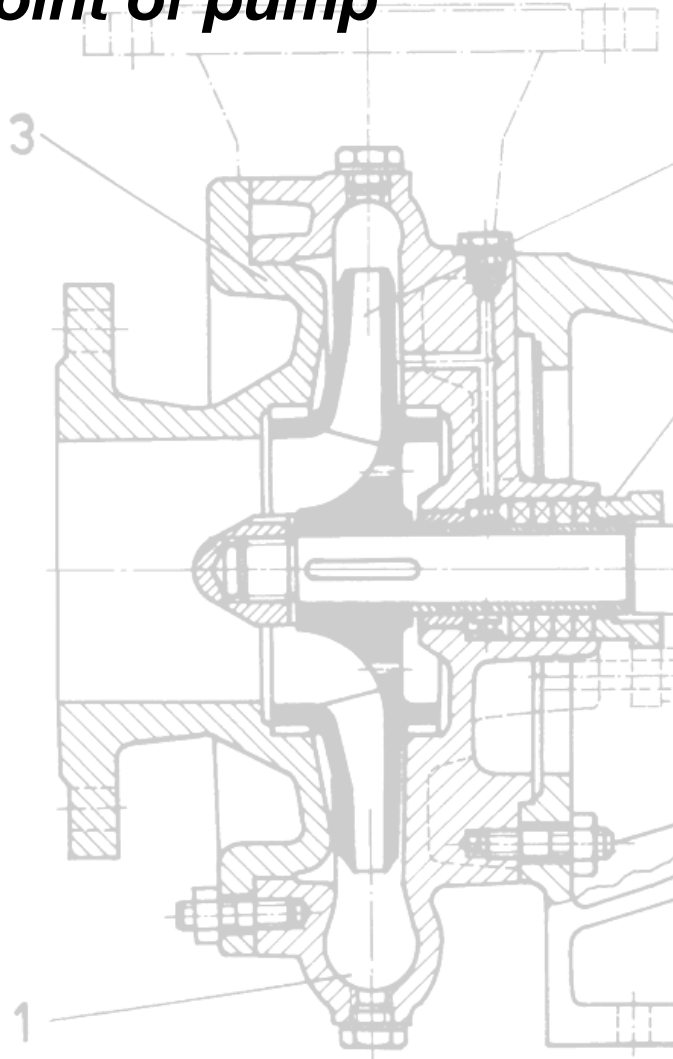
$V [l \cdot min^{-1}]$	25	50	100	150	200	250	300	350
$Re$	2,08E+04	4,14E+04	8,23E+04	1,25E+05	1,66E+05	2,08E+05	2,47E+05	2,91E+05
$\lambda$	0,0347	0,0323	0,0308	0,0303	0,0300	0,0298	0,0297	0,0296
$H_p [m]$	16,51	16,57	16,78	17,14	17,64	18,27	19,05	19,96



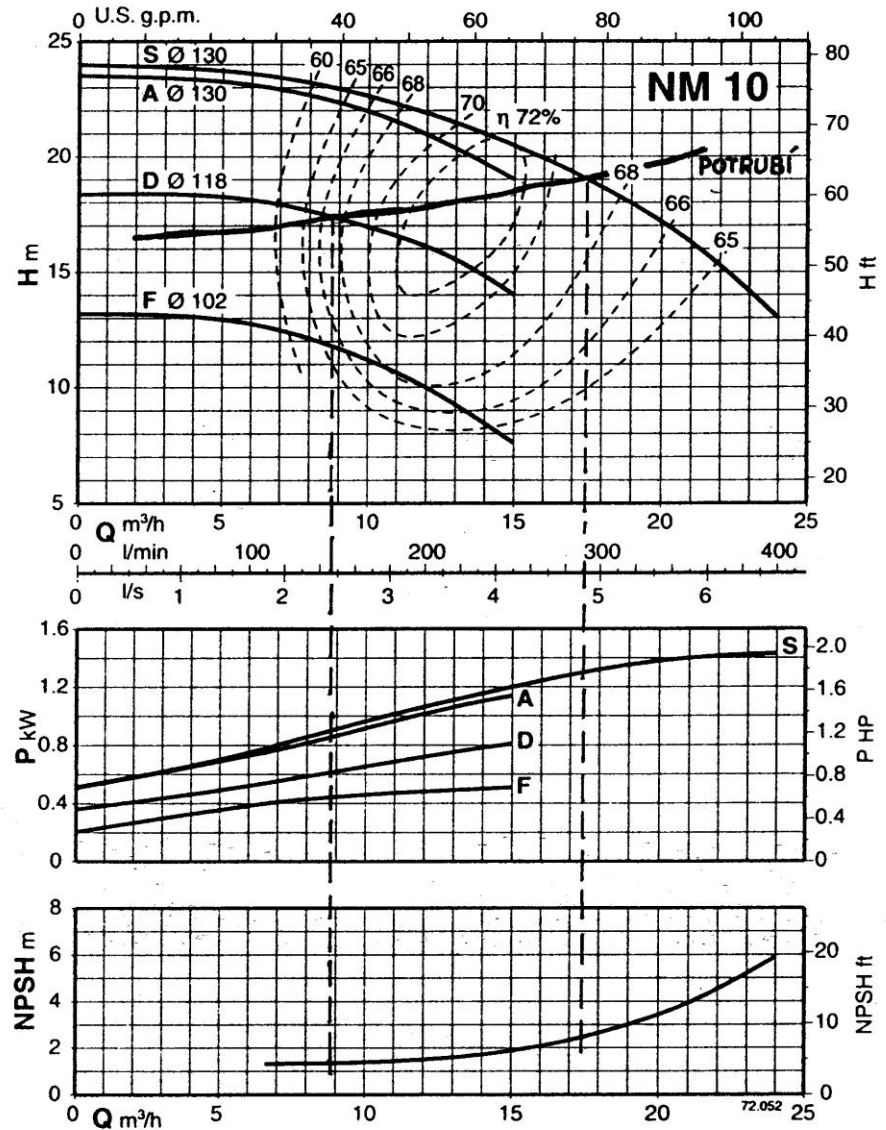
# Determination of duty point of pump

# NM

## Моноблочные центробежные насосы с резьбовыми растухами



Характеристические кривые  $n \approx 2900$  об./мин.

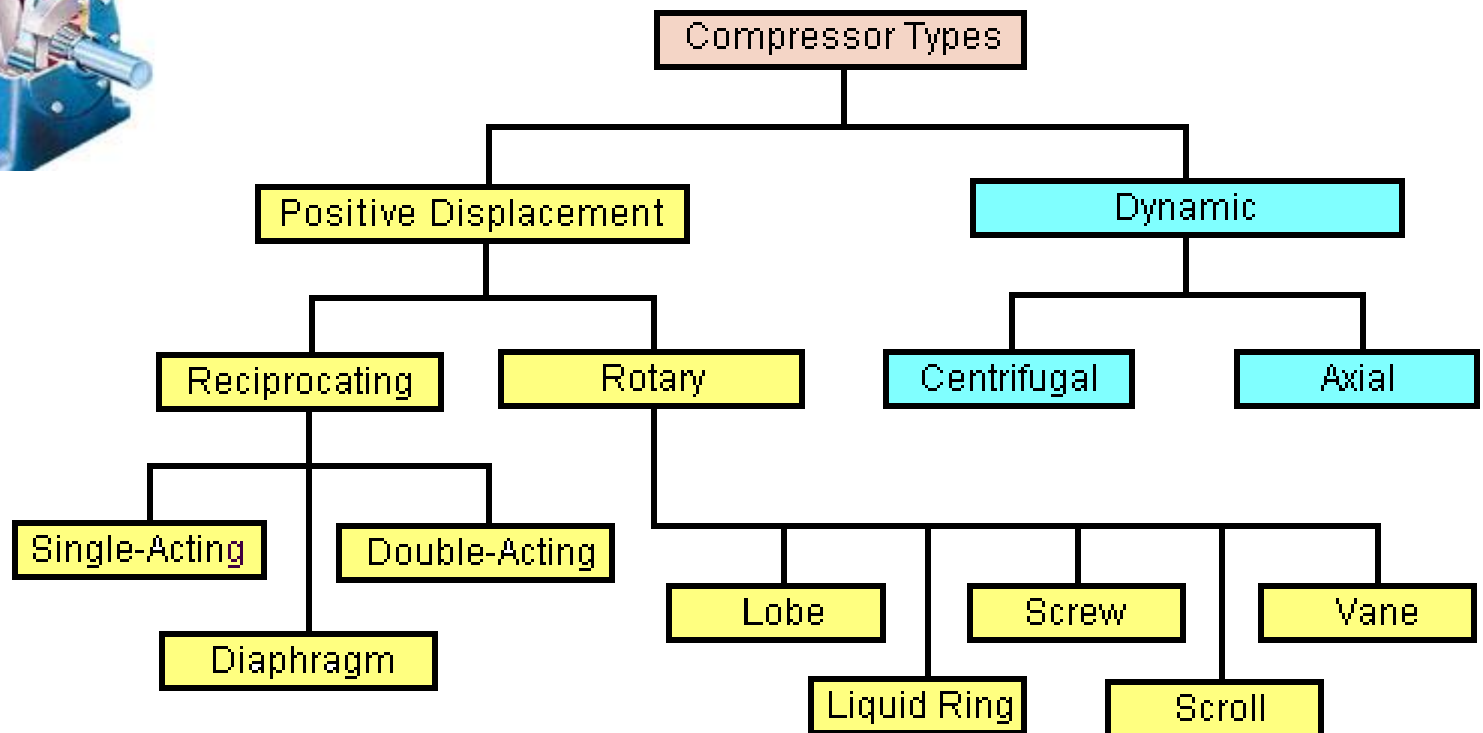


# Gas-moving machinery

**Compression ratio**  $p_2/p_1$ :

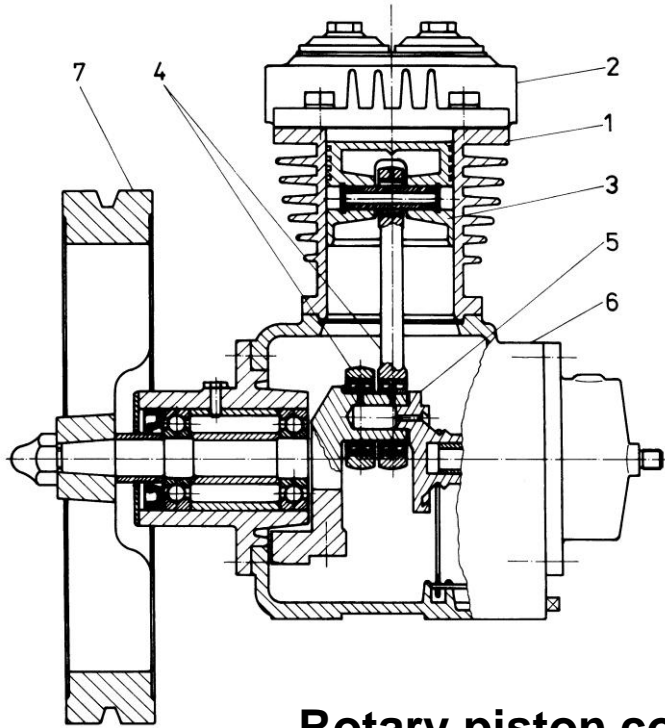
- Fans (small value of CR  $\approx 1$ , incompressible flow)
- Compressors (greater value of CR)
- Blowers (atmospheric suction pressure, CR < 3)

**Vacuum pumps** – equipment for gases removal from closed spaces

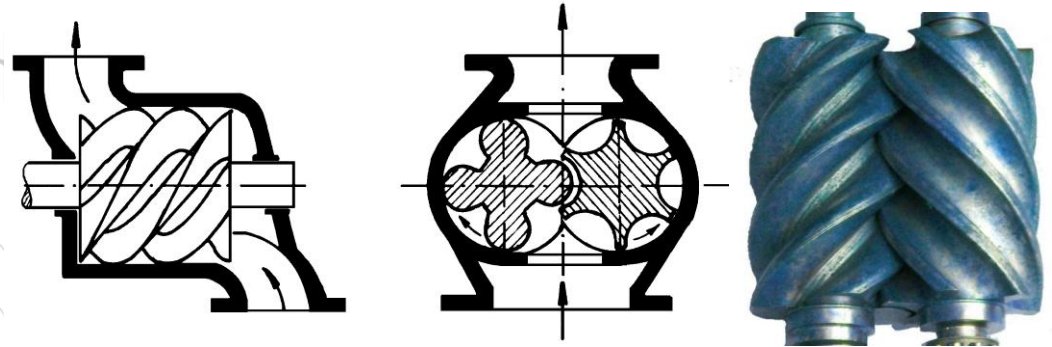


# Positive-displacement compressors

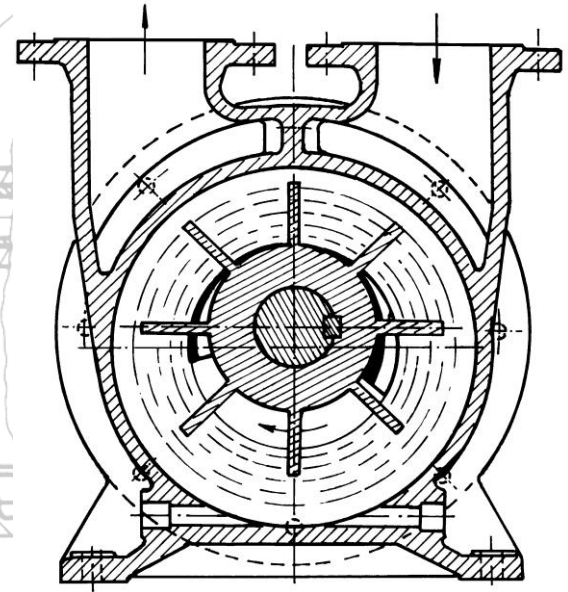
## Piston compressor



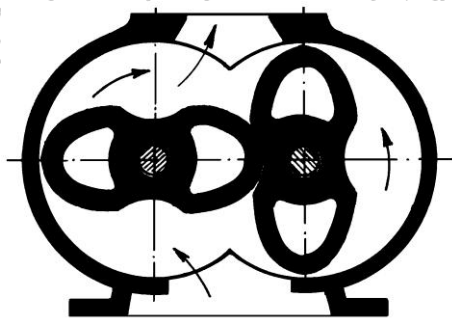
## Screw compressor



## Liquid ring vacuum pump

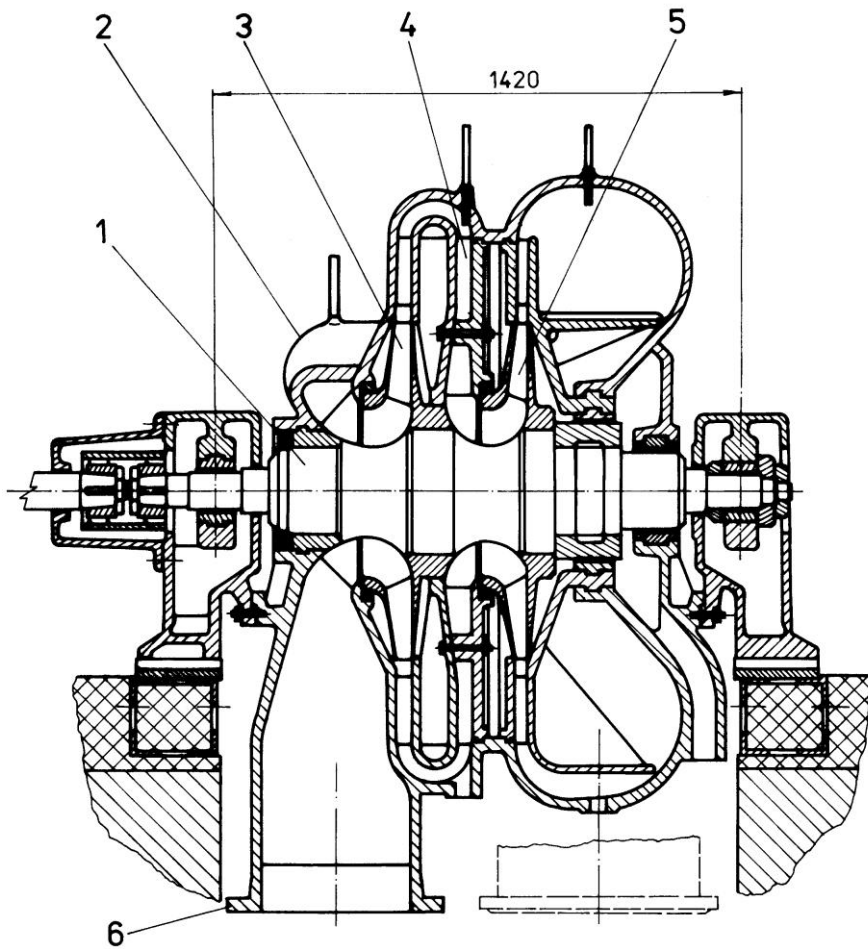


## Rotary piston compressor

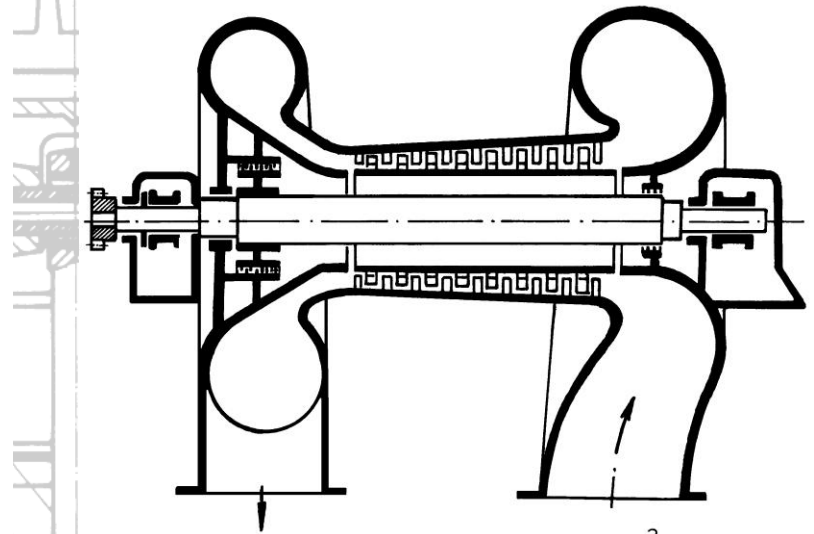


# ***Dynamic compressors***

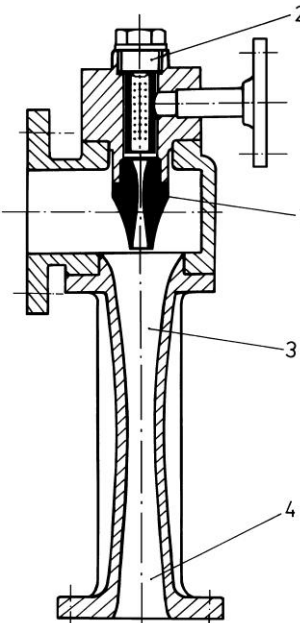
**Two-stage radial turbocompressor**



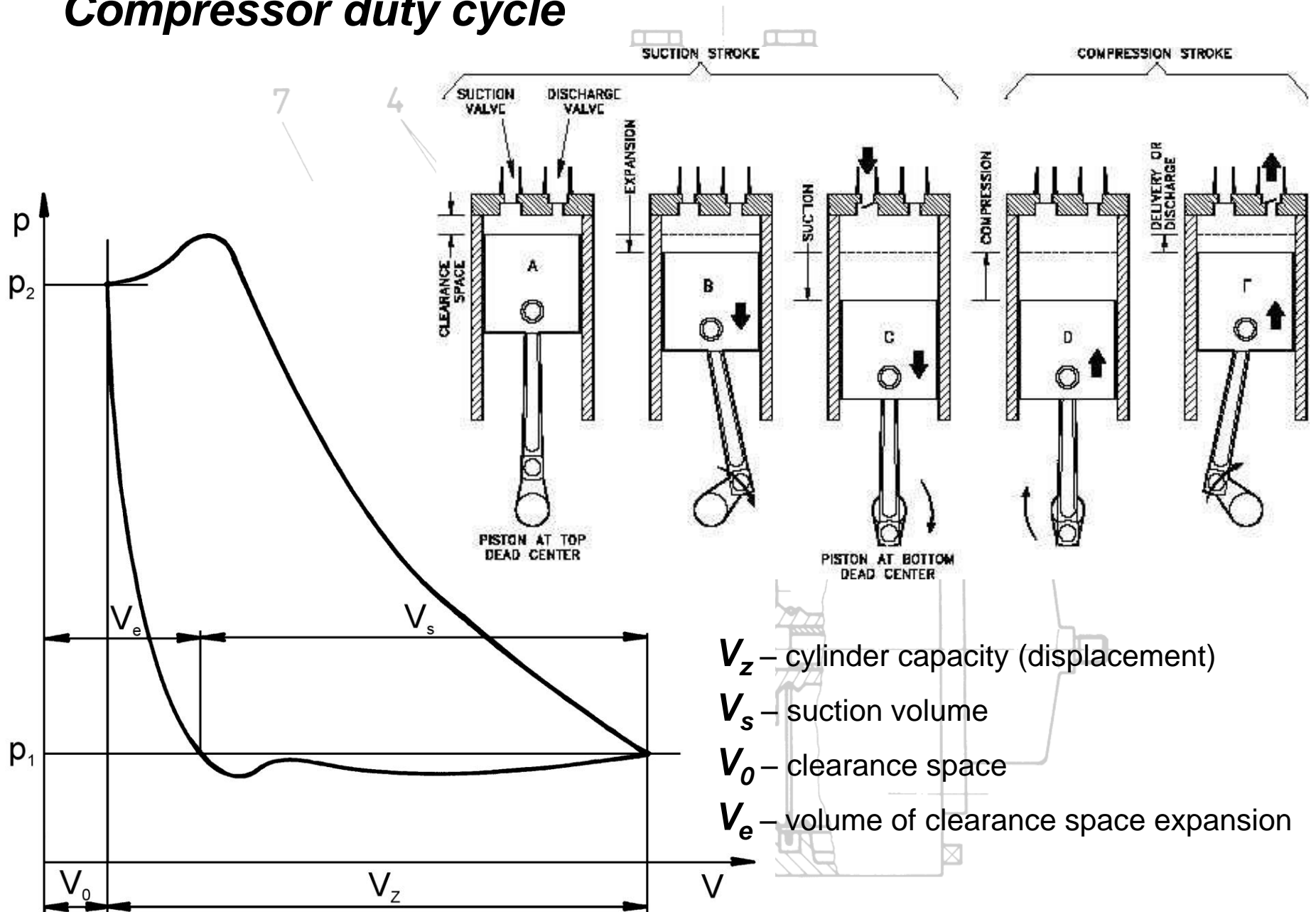
**Axial turbocompressor**



**Jet ejector**



# Compressor duty cycle





# Basic parameters of compressors

- brake power of compressor  $P$  [W]

$$P = P_{ad} / \eta_{cad}$$

$$\eta_{cad} = \eta_{ad} \cdot \eta_m = 0.5 \div 0.8$$

mechanical efficiency

adiabatic efficiency

- mechanical energy work  $e$  (Y) [J·kg<sup>-1</sup>]

$$de = dp / \rho$$

adiabatic process:  $p \cdot v^\kappa = \text{const}$

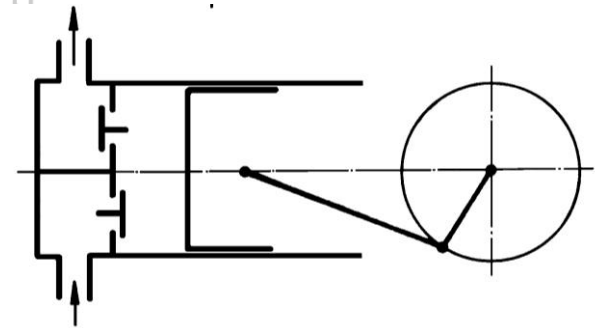
polytropic process:  $\kappa \rightarrow n$

$$e_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

$$P_{ad} = e_{ad} \dot{m} = e_{ad} \rho_1 \dot{V} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 \dot{V}_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

- theoretical capacity of single cylinder and action compressor  $\dot{m}_t$  [kg·s<sup>-1</sup>]

$$\dot{m}_t = S \cdot L \cdot \rho_g \cdot n$$



- transport efficiency  $\eta_d$

$$\eta_d = \eta_o \cdot \eta_{\check{s}} \cdot \eta_t \cdot \eta_n$$

The main effect – volumetric efficiency

$$\eta_{\check{s}} \cdot \eta_t \cdot \eta_n = 0,75 \div 0,95$$

gases expansion from clearance space – volumetric efficiency

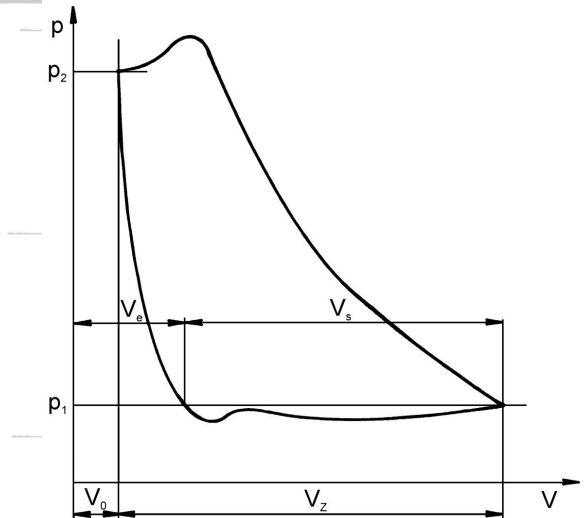
$$\eta_o = \frac{V_s}{V_z} = \frac{V_z + V_o - V_e}{V_z}$$

$\eta_o = 0 \rightarrow$  critical CR  $p_2/p_1$ , all sucked gas is compressed into clearance space

pressure losses in suction

gases heating at suction

leakages



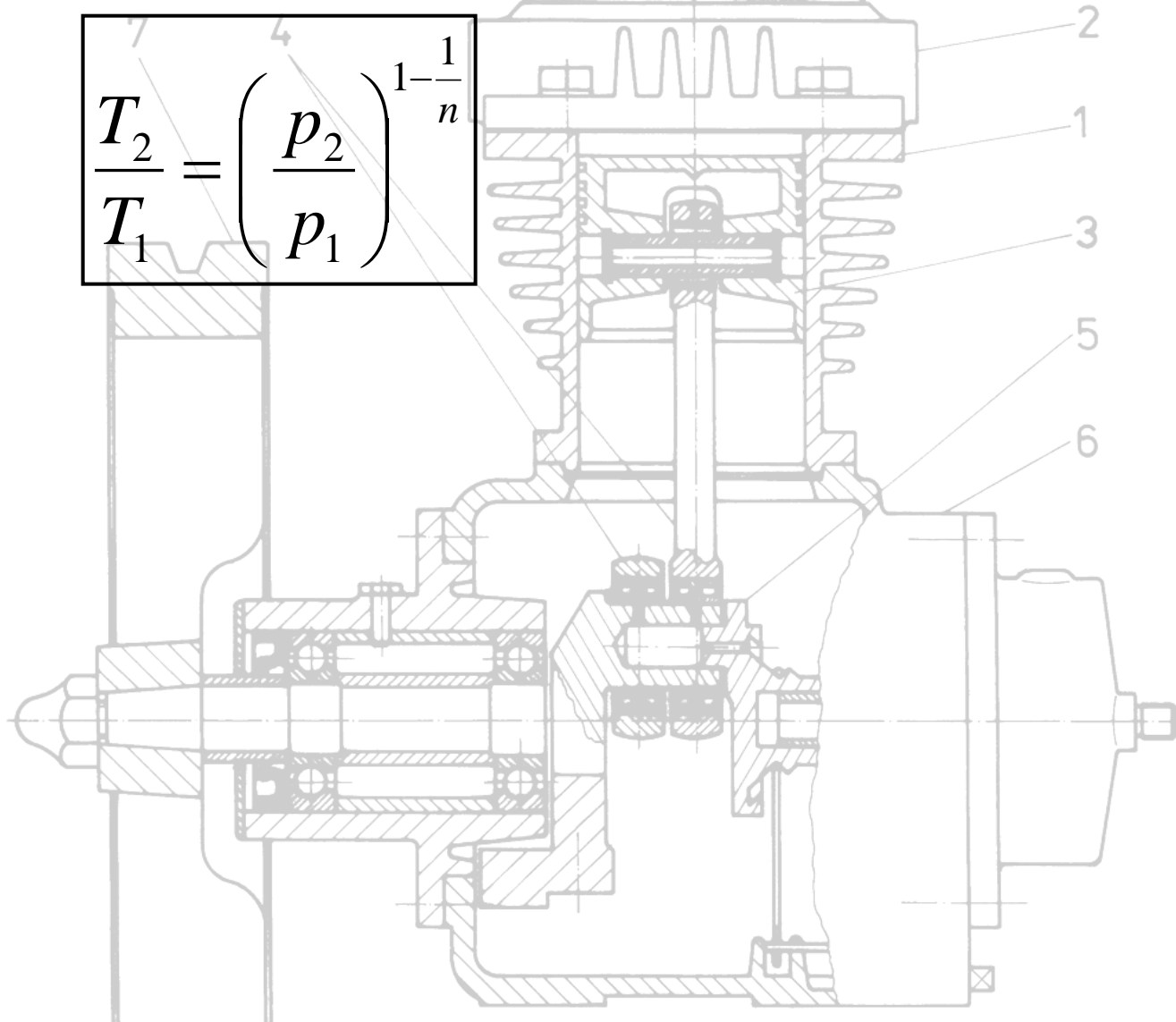
- capacity of compressor  $\dot{m}$  [kg·s<sup>-1</sup>]

$$\eta_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \Rightarrow \dot{m} = \dot{m}_t \cdot \eta_d$$

- heating during compression

$$p \cdot v^n = \text{const.}, \quad p v = \frac{RT}{M}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1 - \frac{1}{n}}$$



## **EXAMPLE: Basic parameters of piston compressor**

Single-stage double-action piston compressor with speed 180 rpm is used for compression of air with temperature 20°C from atmospheric pressure to 0.4 MPa. Inside diameter of cylinder is 200 mm and piston stroke is 250 mm. Suppose polytropic compression with exponent 1.2.

Determine:

- 1) capacity of compressor (transport efficiency  $\eta_d = 0.8$ )
- 2) temperature of discharge air
- 3) power consumption of compressor (adiabatic efficiency  $\eta_{cad} = 0.6$ )

