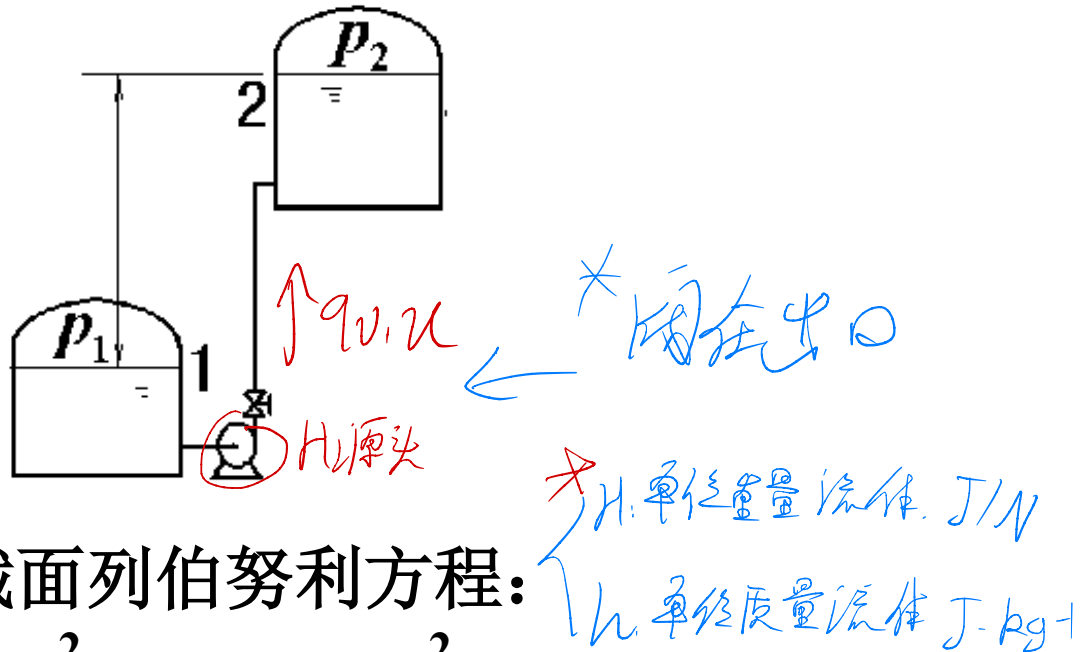


习题: 1, 3, 4, 6,

2 流体输送机械

2.1 概述

在讨论流体输送机械时, 习惯以单位重量流体而不是以单位质量的流体为计算基准。



以 1-2 截面列伯努利方程:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \Sigma H_{f1-2}$$

当(1) $P_1 < P_2$

$$(2) P_1 > P_2, \text{ 但 } \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} < \Sigma H_{f1-2}$$

为完成输送任务, 必须有流体输送机械

—给系统加入能量 (H)

带泵管路要解决两个主要问题:

(1) 管路需要泵提供多少能量?

(2) 泵能够提供怎样的能量?

首先看需方:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \Sigma H_{f1-2}$$

$$\therefore H = \frac{\Delta P_{21}}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \Sigma H_{f1-2}$$

$$\Sigma H_{f12} = \lambda \frac{l + l_e}{d} \frac{u^2}{2g}$$

$$u = \frac{q_v}{\frac{1}{4}\pi d^2} \quad \therefore \Sigma H_{f12} = \frac{8\lambda(l + l_e)q_v^2}{\pi^2 d^5 g}$$

若在阻力平方区: $\frac{8\lambda(l + l_e)}{\pi^2 d^5 g}$ 与 q_v 无关

设为常数 K

忽略动能项: $\frac{\Delta u^2}{2g}$

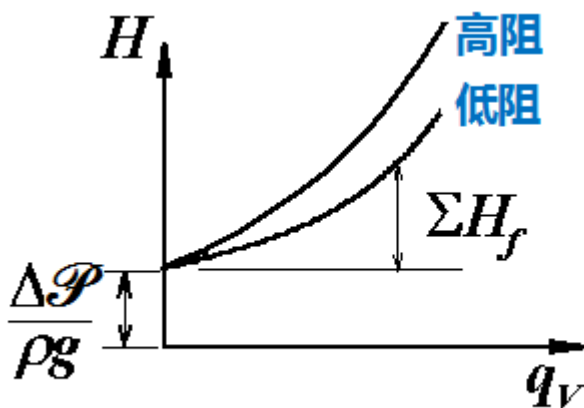
本章关键公式 \rightarrow 显式表达

\therefore 管路特性方程:

$$H = \frac{\Delta P_{21}}{\rho g} + K q_v^2$$

管路需要流量

此方程表明: 管路对输送机械的需求, 如图示。



势能差

沿程阻力损失

同一 K , $q_v \uparrow, H \uparrow$

机械

同一 $q_v, K \uparrow, H \uparrow$

能平衡关键形式

影响因素:

阻力部分:

势能部分:

$$\frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \Delta z$$

① d^5 次方

① 密度

② l, l_e

② Δz

③ ε / d

③ Δp

影响因素:

1、势能变化

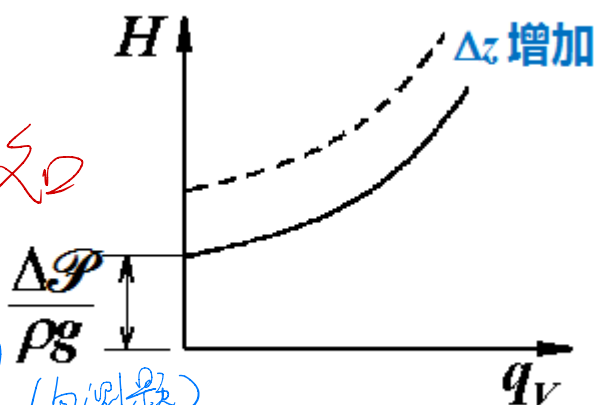
$$\frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z$$

同反口

$\therefore \Delta p$ 可以 $= 0, < 0$

密度改变时影响可能不同

(白测题)



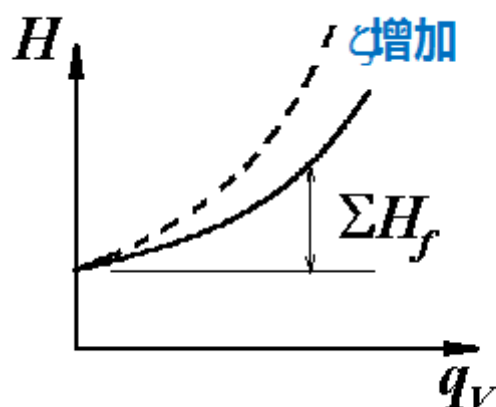
2、阻力部分

$$\Sigma H_f = \left[\Sigma \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{8}{\pi^2 d^4 g} \right] q_v^2$$

① 管径

② 管长 l, ζ, l_e

③ ε / d



需方：管路

供方：流体输送机械

方法论：过程分解

分区讨论

流体输送机械的核心问题：

用什么方法经济有效地提供机械能

— **工程学科的特点**

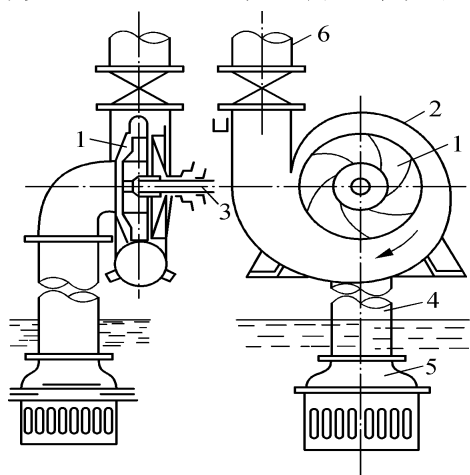
可提供多大的机械能

2.2 离心泵

2.2.1 结构与原理（录像）

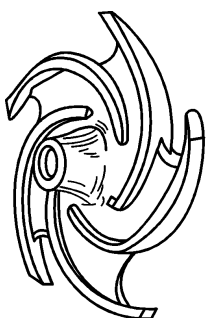
一、结构

泵壳（蜗壳）——转能作用

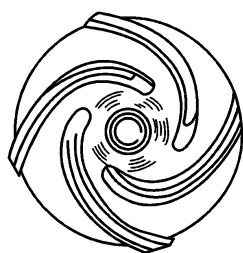


1—叶轮；2—泵壳；3—泵轴；4—吸入管；5—底阀；6—压出阀

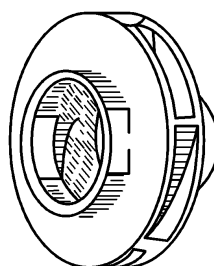
叶轮（蔽式，敞式，半蔽式）



(a) 敞式



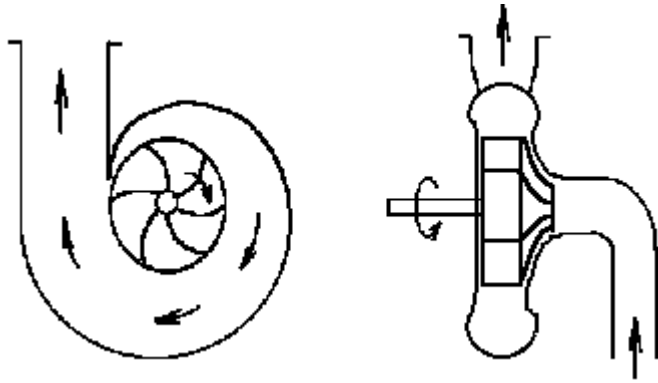
(b) 半蔽式



(c) 蔽式

轴封装置

防止“气缚”



在叶轮中心吸入低势能低动能流体，液体在流经叶轮的运动中获得能量并且在蜗壳中随着流道的扩大，动能部分又转化为势能。

二、理论压头

经过理论推导，离心泵理论压头 H_T :

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 q_V}{g A_2} \operatorname{ctg} \beta_2$$

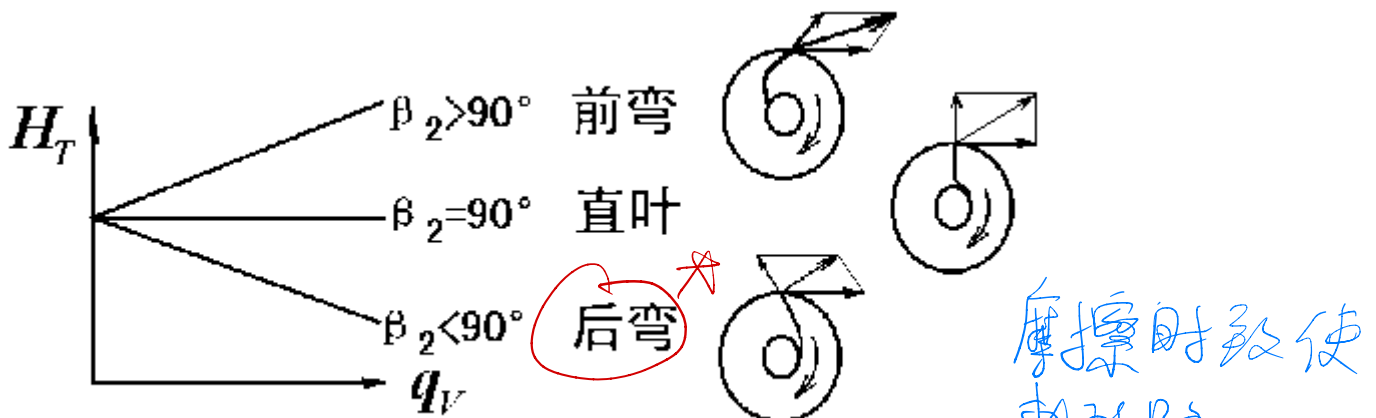
工程学习: 琢磨公式的意义
不计算 但用于评估

其中: q_V 是流量, β_2 是叶轮后弯角度 p69

H_T 是理论扬程 单位是 m

理论压头的影响因素:

(1) 叶片弯角



结论: 后弯叶片工业上常采用

(势能增加 > 动能增加 效率高)

摩擦时致使势能降
流体的势能更重要. 动能导致叶轮各能量损失

(2) 液体密度

* 无论打何种流体，泵的扬程是一样的 m 液柱

气缚现象

$$\Delta p \propto H_T \rho g$$

$1-2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 空气

$\rightarrow \text{r.t. / atm}$

$1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 水

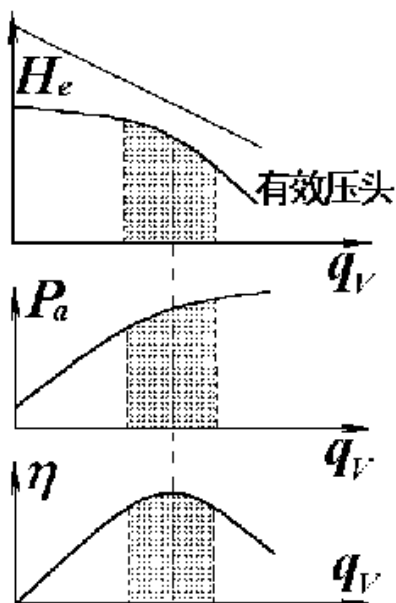
原因：泵中气体密度太小， $\Delta p = \rho g H$ 太小，不能将液体吸上。

办法：底阀，灌泵，管路及轴封密封。

2.2.2 离心泵的特性曲线

H_e : 有效压头

阴影: 效率最高区



由特性曲线引出：

(1) 离心泵铭牌上的额定流量是指效率最高点对应的流量；

(2) 轴功率 (P_a) 在 $q_v=0$ 时为最小，因而对

* 离心泵在开泵时关掉出口阀。

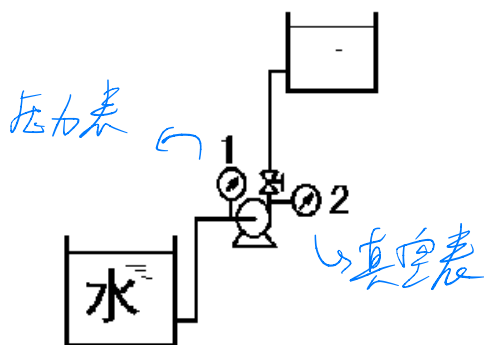
避免开机时泵
过载。

\rightarrow 闭在出口。

泵的特性曲线测定:

测定 $q_v, p_{\text{压}}, p_{\text{真}}, Pa$

已知: $d_{\text{吸}}, d_{\text{出}}$



由泵进出口列机械能守恒方程

$$H_e = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

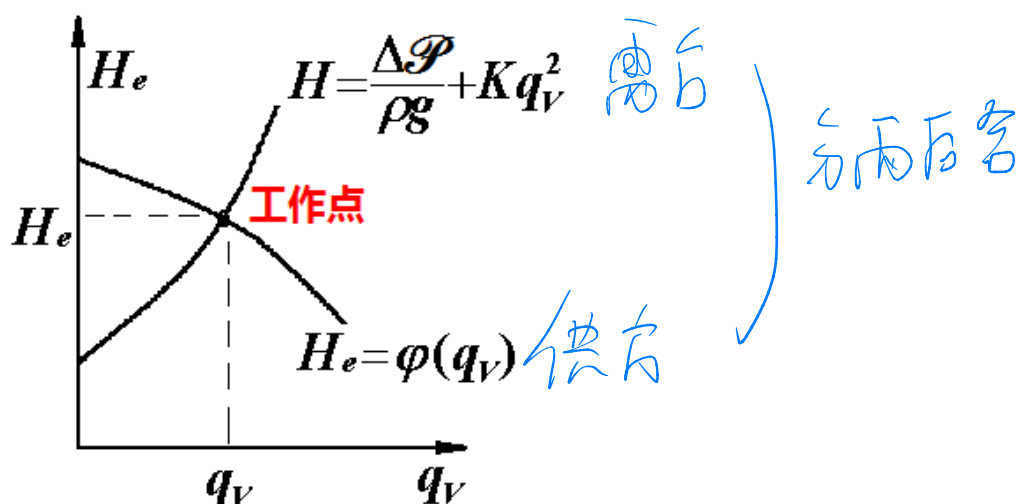
$$= (z_2 - z_1) + \frac{p_2(\text{压}) + p_1(\text{真})}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

$$P_e = \rho g q_v H_e \quad \eta = \frac{P_e}{P_a}$$

$$H_e \sim q_v, P_a \sim q_v, \eta \sim q_v$$

由此大家了解了泵在管路中提供能量 (H_T) 与流量等因素的关系。

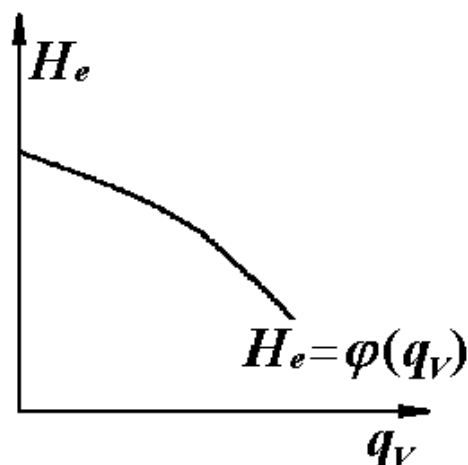
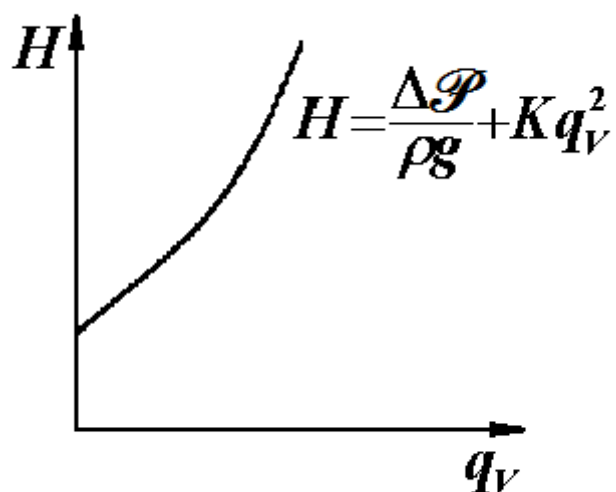
因而实际带泵管路的工作点 (q_v, H) 是由管路特性和泵的特性曲线共同决定。



过程分解:

需方: 管路方程

供方: 流体输送机械

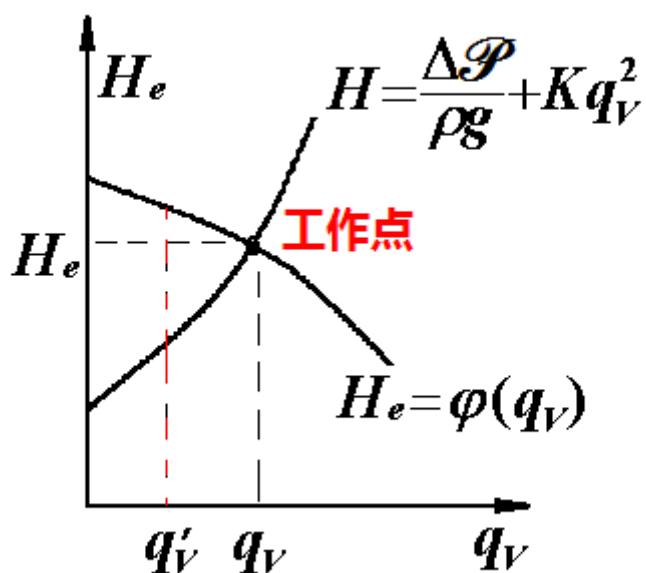


“管路方程”和“泵方程”

过程的合成: 解决实际问题。

2.2.3 离心泵的流量调节

1、离心泵的工作点



管路 $H = f(q_v) = \frac{\Delta \mathcal{P}_{21}}{\rho g} + K q_v^2$

$$K = \frac{8\lambda \Sigma l}{\pi^2 g d^5}$$

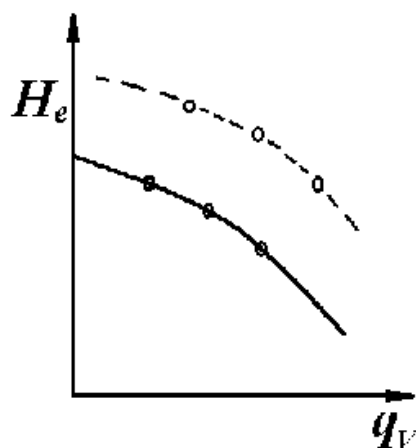
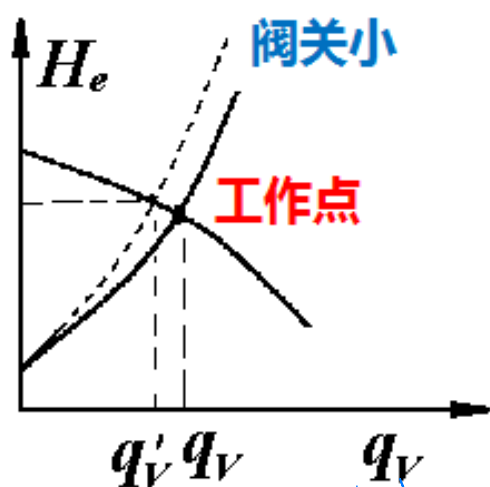
泵特性: $H_e = \varphi(q_V) = A - Bq_V^2$

$H_e = H$ 离心泵一定是在工作点工作。

~~×~~ 流量调节就是工作点调节。 调整

2、 流量调节

办法: 调节需方 (管路) — 出口阀 使之合理
调节供方 (泵) — 改变 n'
改变 D'



实用方便, 能耗大

能耗少, 不方便

用 n' 或 D' 调节应注意:

- (1) 适用条件与范围
- (2) 必须符合等效原则

例: 某管路安装一台 IS80-50-200 型水泵, 将水池中的水送至高度为 10m, 表压为 $9.81 \times 10^4 \text{Pa}$ 的密闭容器中, 管内流量为 $16.7 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 。(1) 试求管路特性曲线 (假定管内流动已进入阻力平方区)。(2) 若将阀门关小, 使管内流量减小 25%, 管路特性曲线 (假定管内流动位于阻力平方区) 有何变化? 在此

流量下输送每千克水额外消耗的理论功为多少？

解：（1）由 p78 图查得当 $q_v=16.7 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ ，泵的压头 $H_e=47\text{m}$ 。由此可求 K ，标准系有标准值的 K 。

$$K = \frac{H_e - \frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g}}{q_v^2} = \frac{47 - (10 + \frac{9.81 \times 10^4}{1000 \times 9.81})}{(16.7 \times 10^{-3})^2} = 9.68 \times 10^4$$

管路特性方程为： $H_e = \frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g} + Kq_v^2 = 20 + 9.68 \times 10^4 q_v^2$

（2）关小阀门后管路的流量为

$$q_v' = 16.7 \times 10^{-3} \times (1 - 0.25) = 12.5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$$

查 p78 图，当流量为 $12.5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ ，泵的压头 $H_e=52\text{m}$ 。由此可求得关小阀门后管路特性曲线方程系数 K ：

$$K' = \frac{H_e' - \frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g}}{q_v'^2} = \frac{52 - (10 + \frac{9.81 \times 10^4}{1000 \times 9.81})}{(12.5 \times 10^{-3})^2} = 2.05 \times 10^5$$

管路特性方程为： $H_e = \frac{\Delta \mathcal{P}}{\rho g} + Kq_v^2 = 20 + 2.05 \times 10^5 q_v^2$

对于原管路，输送 $q_v=12.5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 的水量，所需压头为 $H_e = 20 + 9.68 \times 10^4 \times (12.5 \times 10^{-3})^2 = 35.1\text{m}$

因阀门关小，输送每千克水多消耗的理论功为

$$g(H_e' - H_e) = 9.81 \times (52 - 35.1) = 165.8 \text{J/kg}$$

直接消耗能量