

Работа лопастной машины на сеть

- Напорная характеристика сети
- Рабочий режим лопастной машины на сеть
- Устойчивость рабочих режимов л.м.
- Рабочая часть характеристики л.м.

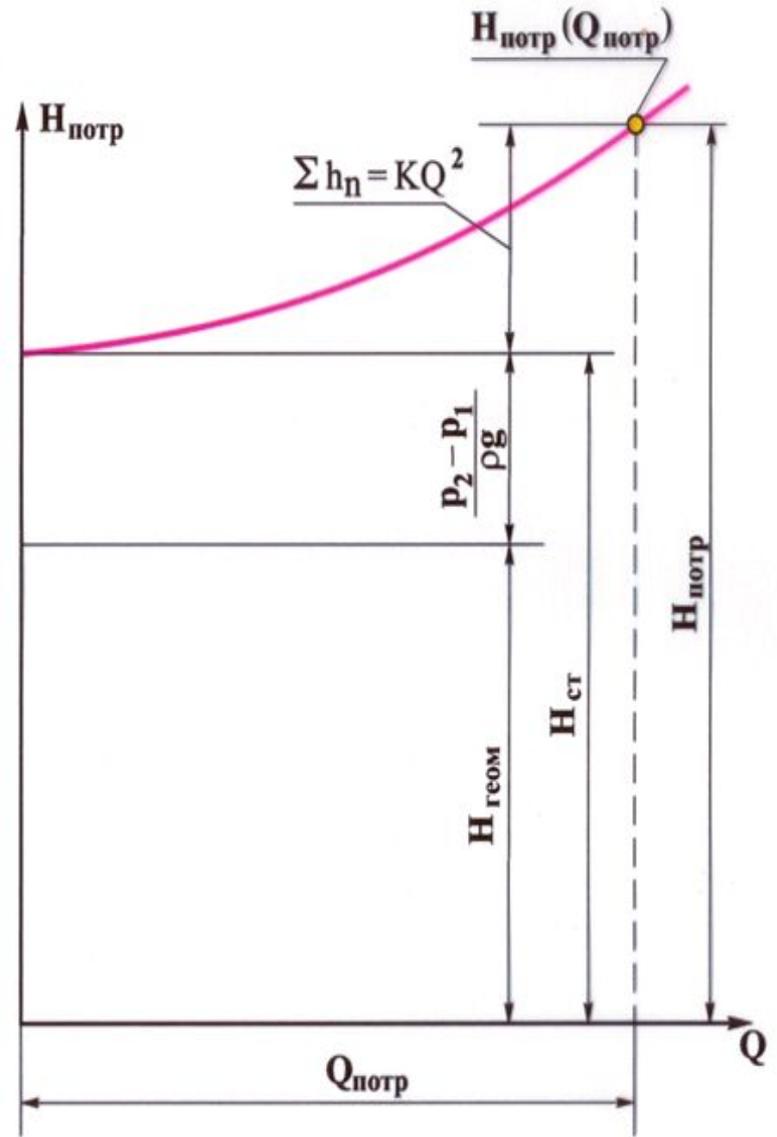
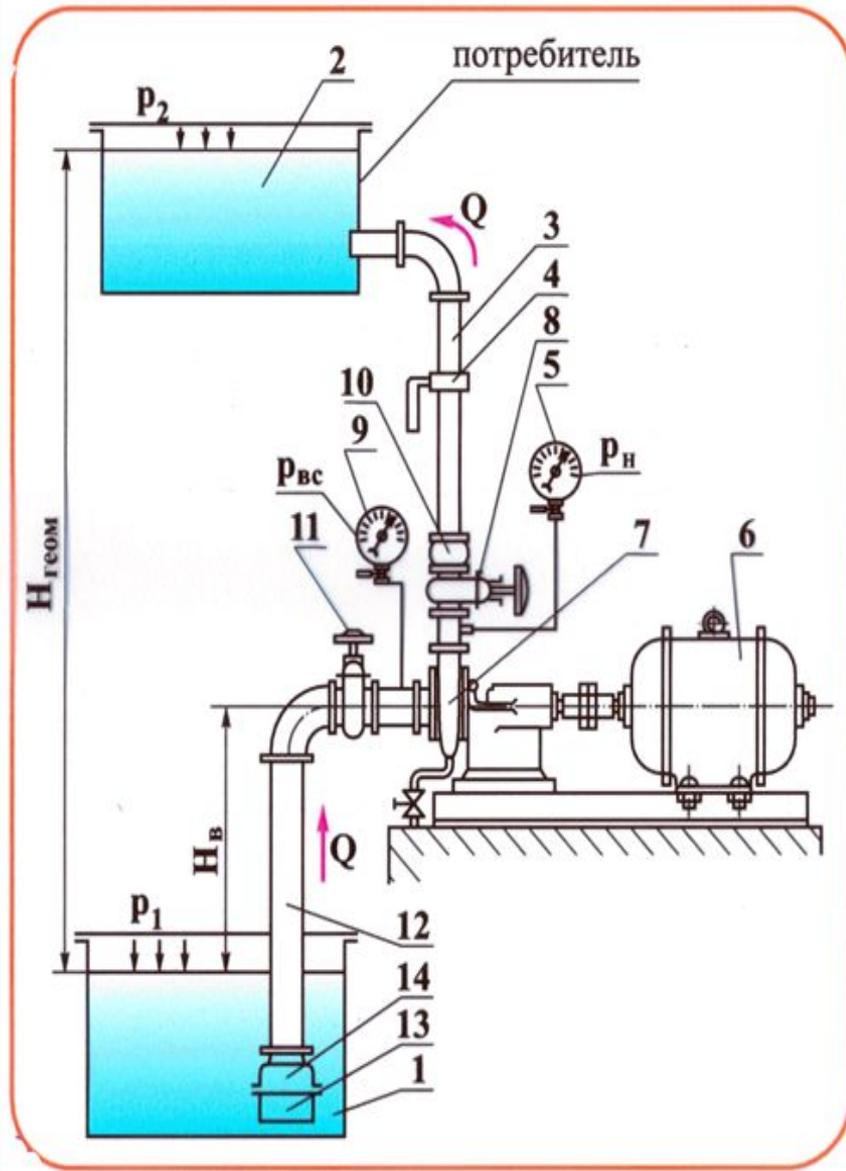
● **Напорная характеристика сети**

Для перемещения жидкости во внешней сети используются лопастные машины.

При таком перемещении наблюдаются *потери напора, изменение положения жидкости относительно горизонтальной плоскости.*

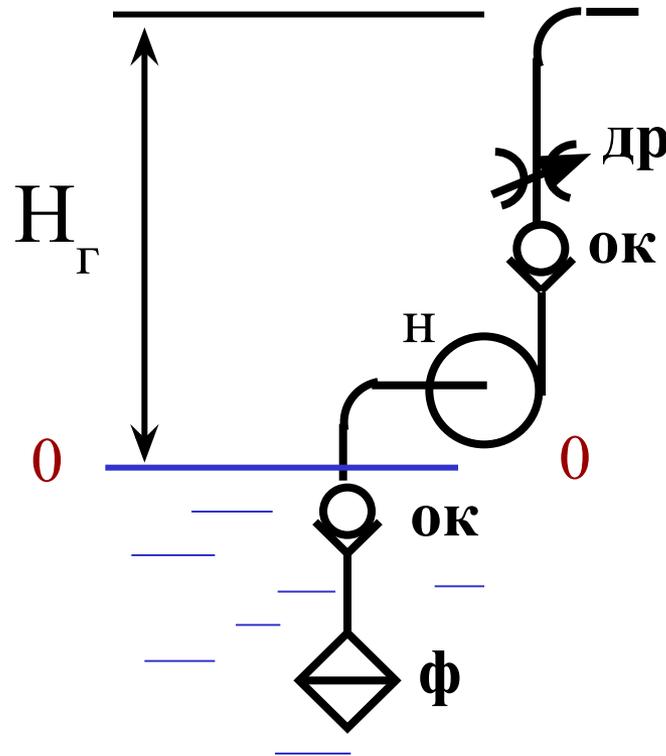
Таким образом параметры рабочего режима л.м. на сеть зависят не только от **характеристики л.м., но и от **характеристики сети.****

Характеристика насосной установки



Под напорной характеристикой сети понимается зависимость напора, необходимого для транспортирования жидкости, от ее расхода.

Определим характеристику сети на примере шахтной водоотливной установки.



Из курса гидравлики известно, что напор, необходимый для транспортирования жидкости, равен разности полных напоров между входным и выходным сечением сложной с потерями в сети.

I-I входное сечение

$$H_1 = \frac{P_1}{Sg} + Z_1 + \alpha_1 \cdot \frac{V_1^2}{2g}$$

II-II выходное сечение

$$H_2 = \frac{P_2}{Sg} + Z_2 + \alpha_2 \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

Плоскость сравнения O-O совместим с плоскостью I-I

Тогда: $P_1 = P_a'$; $Z_1 = 0$; $\alpha_1 = 1$; $V_1 = 0$

$P_2 = P_a$; $Z_2 = H_2$; $\alpha_2 = 1$;

$V_2 = V$

Потери напора: $\Delta H_{I-II} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{V^2}{2g}$

$$(H_{11} - H_1) + \Delta H_{I-II} = \left(\frac{P_a}{\rho \cdot g} + H_2 + \frac{V^2}{2 \cdot g} - \frac{P_a^1}{\rho \cdot g} \right) + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{V^2}{2g} =$$

$$= \frac{P_a - P_a^1}{\rho \cdot g} + H_2 + \left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Если пренебречь $\frac{P_a - P_a^1}{\rho \cdot g}$, то $H_c = H_2 + \left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$

$$V = \frac{Q_c}{S} = Q_c / \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

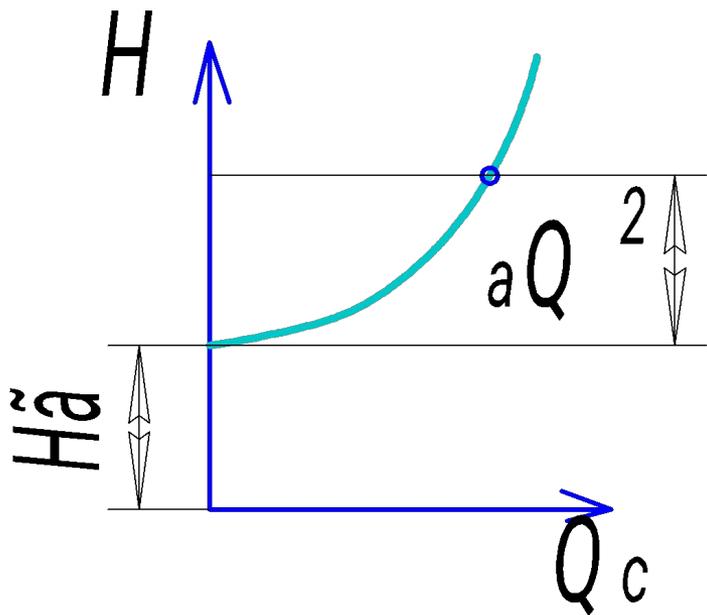
$$\frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot Q_c^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d^4}$$

$$H_c = H_z + \left[\frac{8}{\pi^2 \cdot g \cdot d^4} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \right] \cdot Q_c^2$$

$$a = \frac{8}{\pi^2 \cdot g \cdot d^4} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \text{ - гидравлическое сопротивление}$$

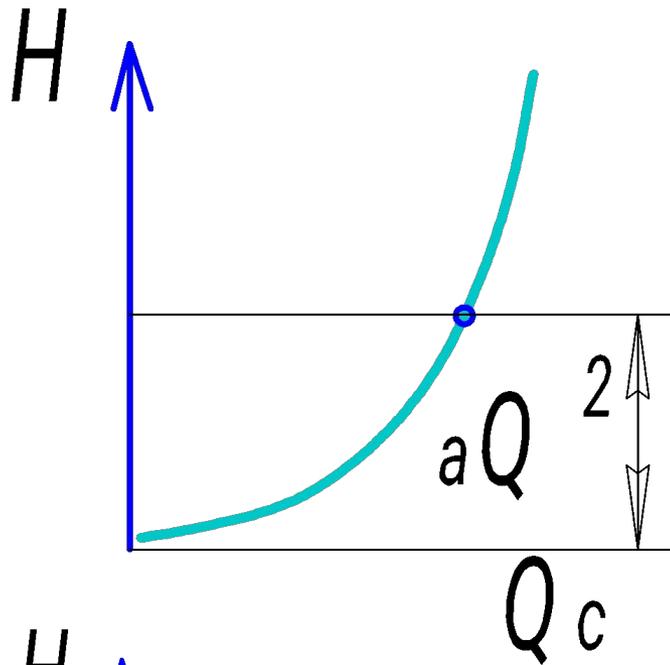
$$H_c = H_2 + aQ_c^2$$

Графически характеристика сети при различном значении H_2

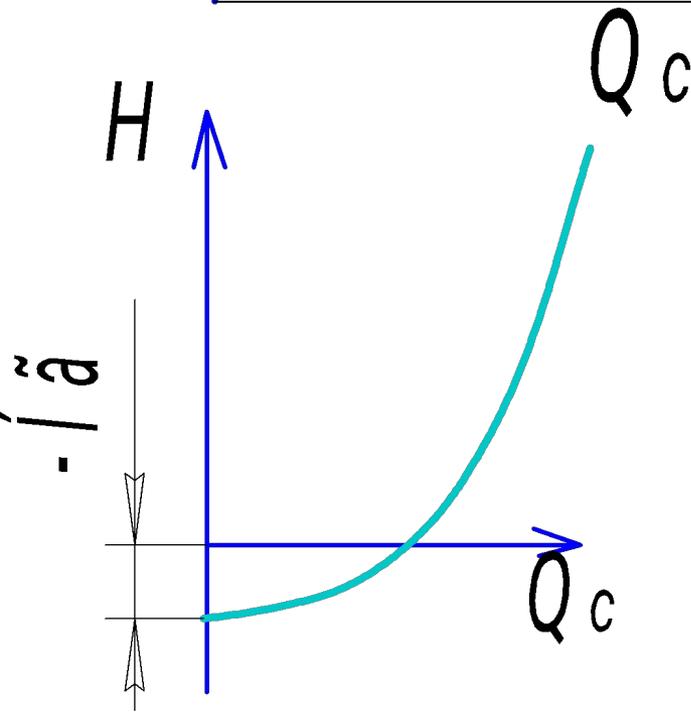


Напорная характеристика сети с положительной высотой нагнетания, например, шахтной водоотливной установки.

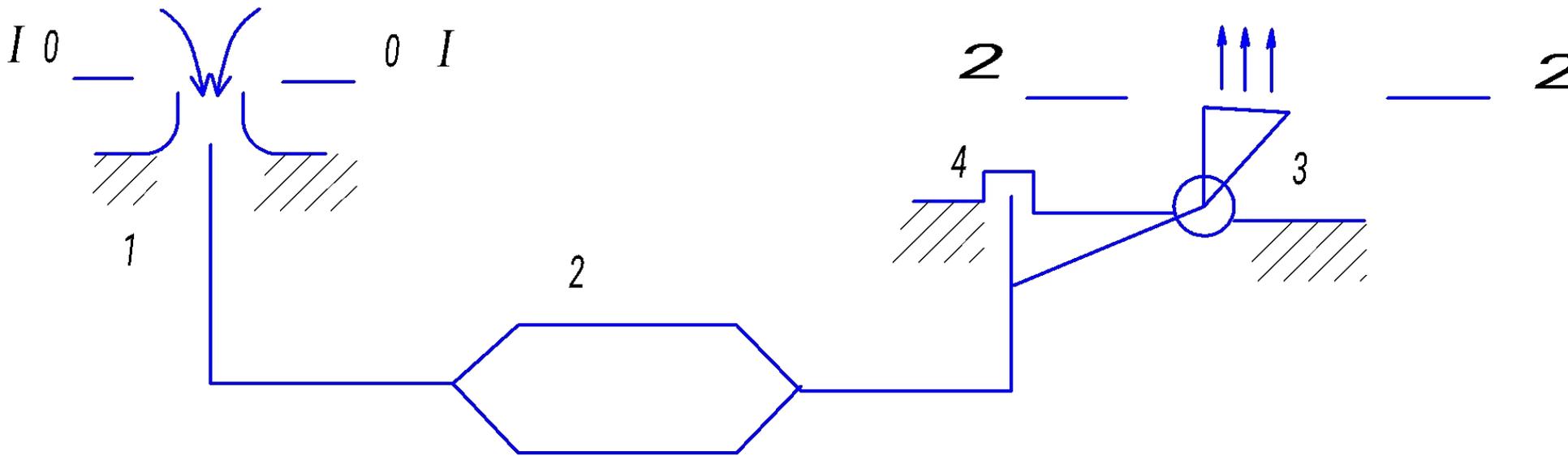
Напорная характеристика сети без геометрической высоты нагнетания.



Напорная характеристика сети с отрицательной высотой нагнетания, например, подача воды с поверхности к гидромоторам, расположенным в шахте.



Характеристика вентиляционной сети (шахты, метро)



1-воздухоподающий ствол;

2-вентиляционная сеть; 3-вентилятор;

4-ствол с устройством герметизации.

Установим зависимость $p_c = f(Q_c)$, где p_c -давление, необходимое для транспортирования воздуха в сети; Q_c -расход воздуха.

$$p_c = p_{II} - p_I + \Delta p_{I-II}$$
$$p_I = p_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + \rho \cdot \frac{\alpha_1 \cdot V_1^2}{2}$$

$$p_1 = p_a; \quad Z_1 = 0;$$

$$p_{II} = p_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + \rho \cdot \frac{\alpha_2 \cdot V_2^2}{2}$$

$$p_2 = p_a; \quad Z_2 = 0;$$

$$\Delta p_{I-II} = R Q_c^2$$

R - сопротивление сети.

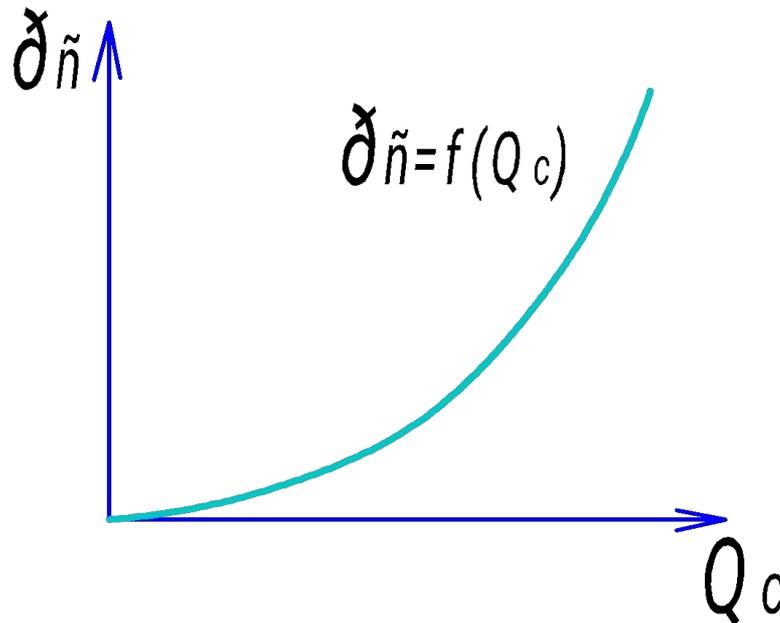
$$p_c = \rho \cdot \frac{V^2}{2} + R \cdot Q_c^2 = \frac{\rho}{2 \cdot S^2} \cdot Q_c^2 + R \cdot Q_c^2 = b \cdot Q_c^2$$

$\frac{\rho}{2 \cdot S^2} \cdot Q_c^2$ - динамические потери давления при выходе воздуха из диффузора в атмосферу.

Часто используют зависимость статического давления от расхода воздуха в сети:

$$p_{\text{ст}} = RQ_c^2$$

Графическое изображение зависимости давления в сети от расхода



Рабочий режим лопастной машины на сеть.

Нами установлено, что для транспортирования жидкости в сети с расходом Q_c необходим напор H_c .

В соответствии с законом сохранения энергии напор, создаваемый л.м. H_m , должен быть равен напору в сети H_c .

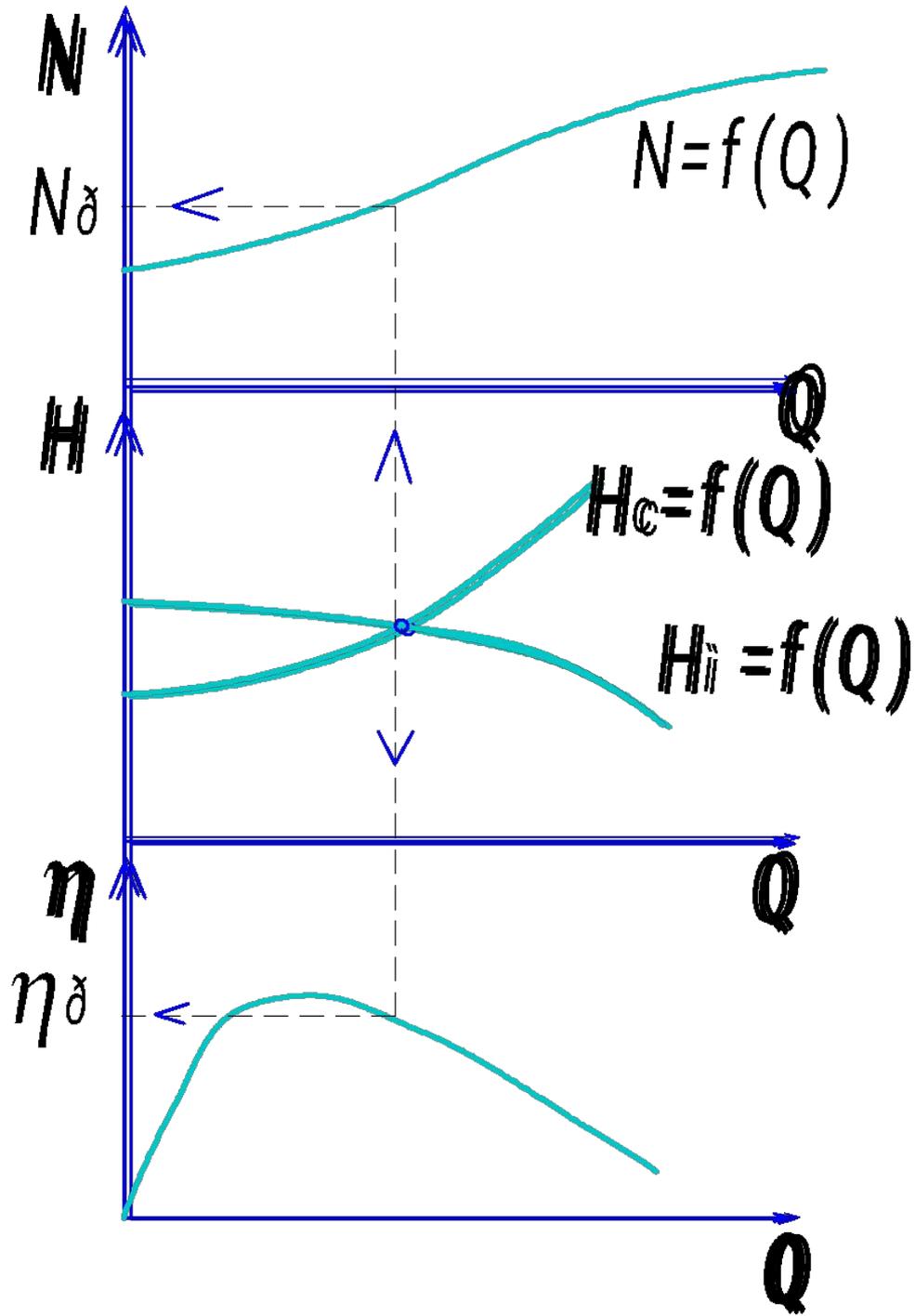
Таким образом рабочему режиму характерно:

$$H_c = H_m; \quad Q_c = Q_m$$

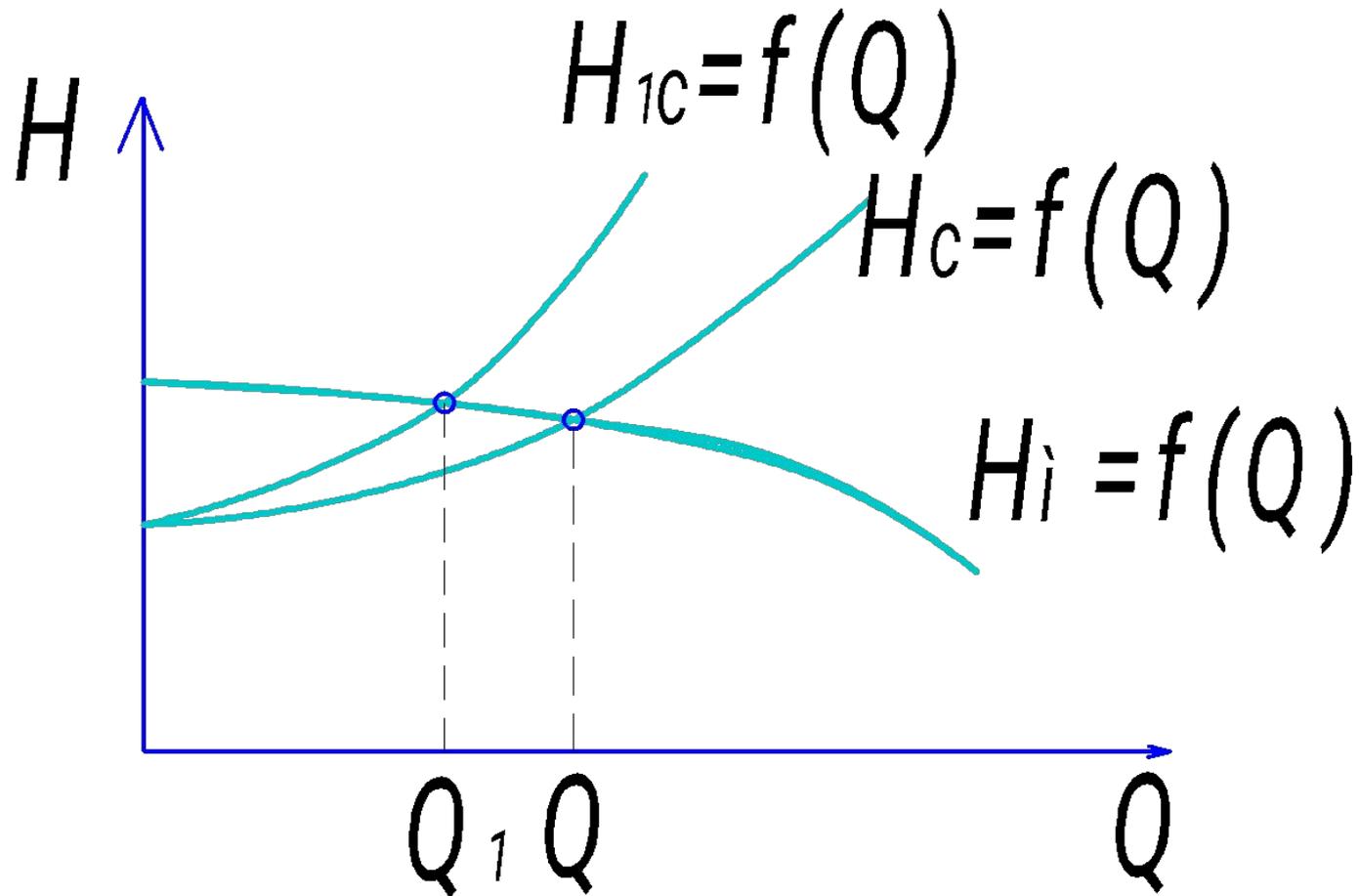
Это условие будет соблюдено для корней уравнений:

$$\begin{cases} H_c = f(Q_c) \\ H_m = f(Q_m) \end{cases}$$

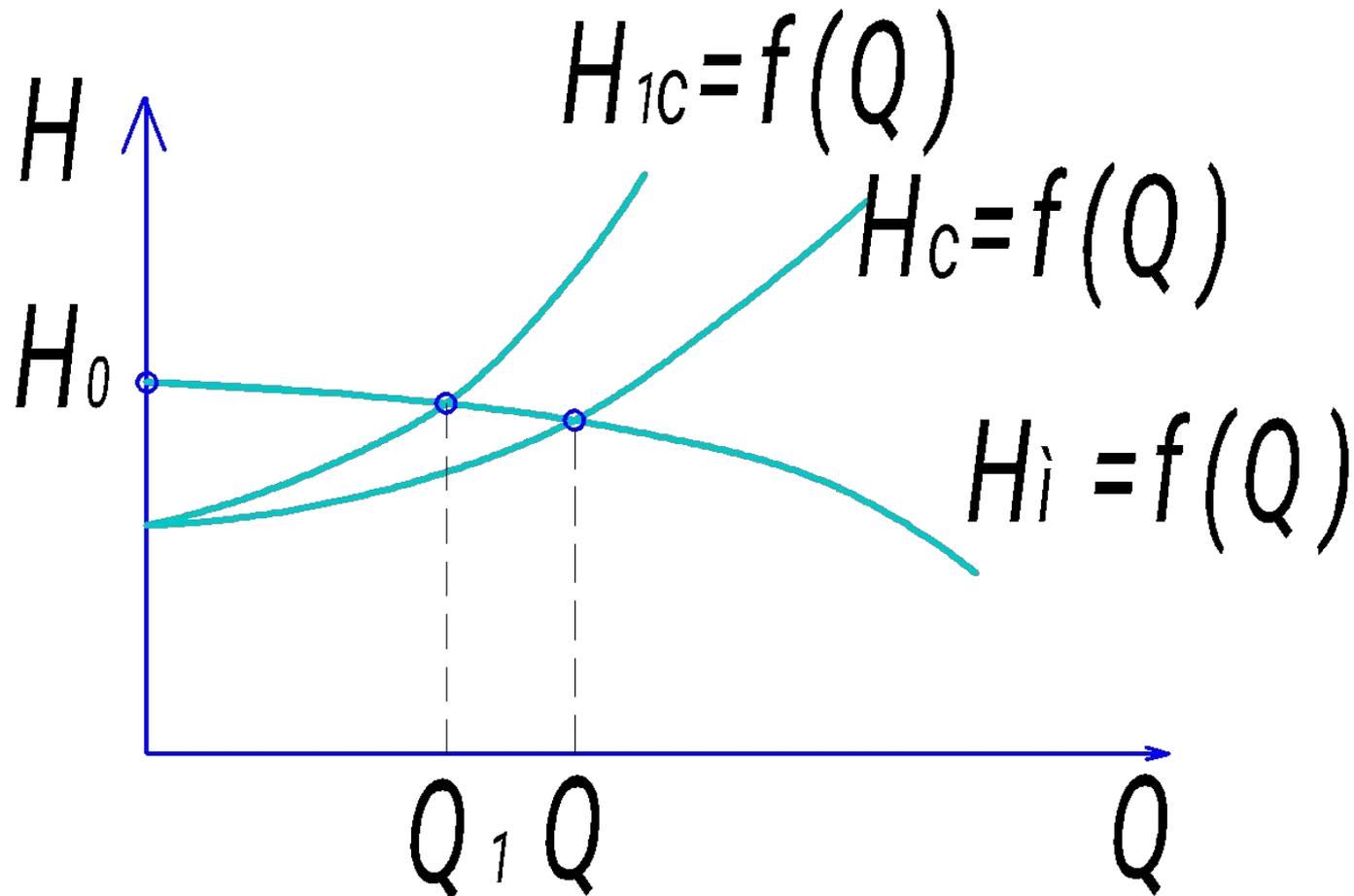
Наиболее простым способом отыскания корней уравнений является графический, который заключается в построении на общей координатной сетке в одинаковом масштабе зависимостей $H_c = f(Q_c); H_m = f(Q_m)$



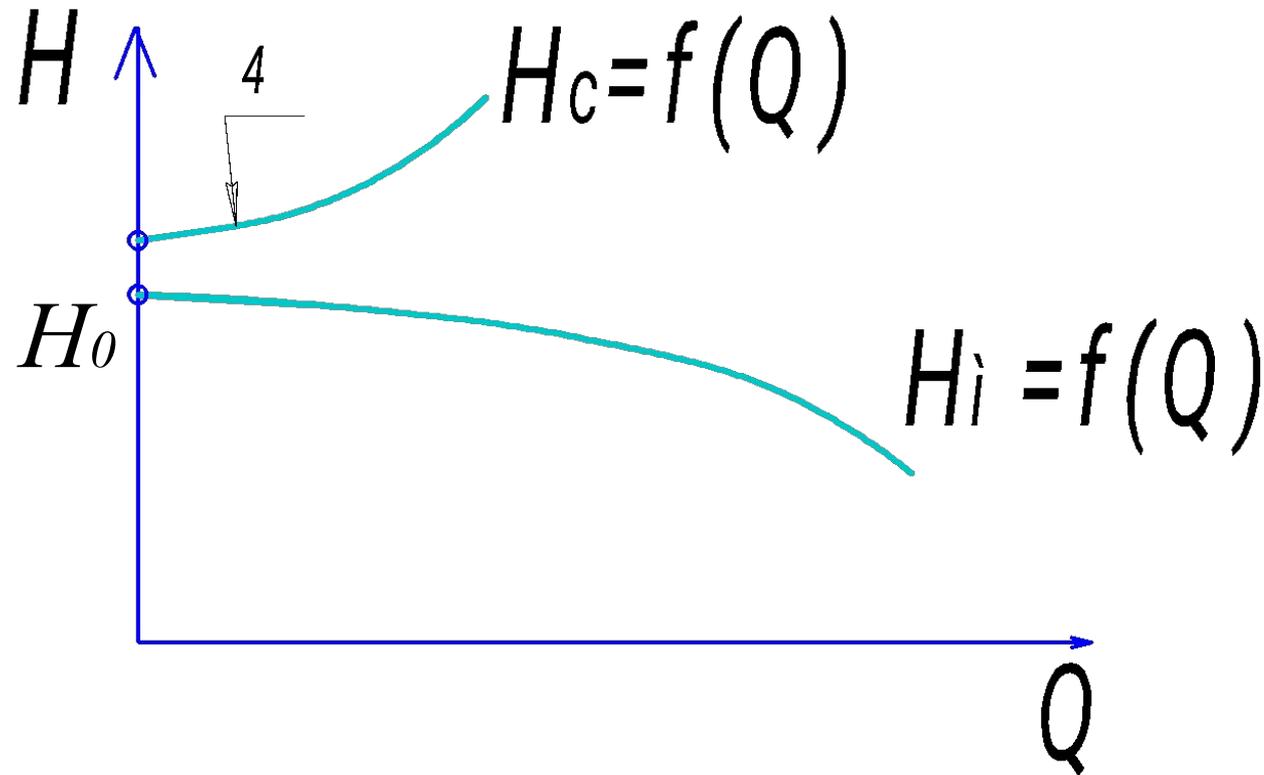
Подача в рабочем режиме зависит от характеристики сети. С увеличением сопротивления подача уменьшается $Q_2 < Q_1$



Подача становится равной нулю при бесконечно большом сопротивлении (закрытая задвижка). При этом насос будет развивать напор H_0 .



Рассмотрим случай, если сеть имеет вид кривой 4:



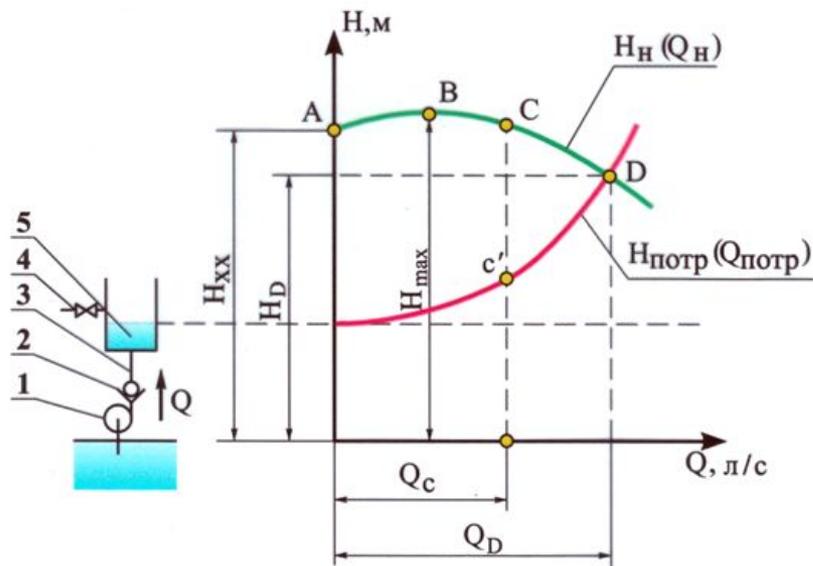
В этом случае при открытой задвижке подача будет равна 0, насос поднимет жидкость на высоту H_0 .

Устойчивость рабочих режимов л.м.

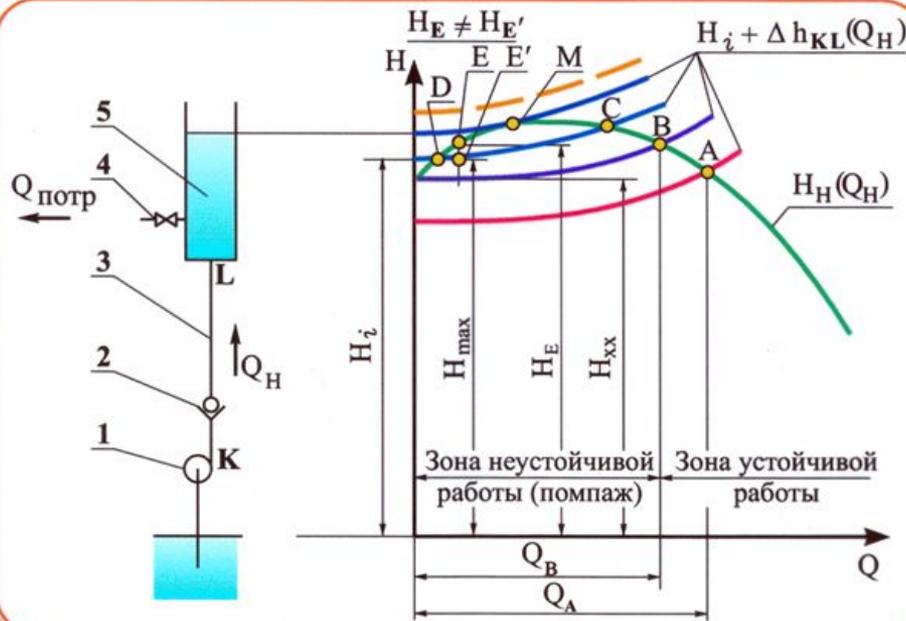
Устойчивым режимом называется такой режим, для которого отклонения от параметров рабочего режима в результате какого-либо воздействия с течением времени стремятся к нулю при исчезновении возмущающего воздействия.

Для неустойчивых режимов параметры рабочего режима после исчезновения возмущающего воздействия не возвращаются к исходным значениям, либо возникают колебательные процессы.

Работа насоса на сеть



Неустойчивая работа насоса



**Неустановившееся движение реальной
капельной жидкости описывается системой
уравнений в частных производных:**

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \cdot P}{\partial y} = \frac{\rho}{S} \cdot \frac{\partial \cdot Q}{\partial t} + I \\ \frac{\partial \cdot P}{\partial t} = \frac{\rho \cdot c^2}{S} \cdot \frac{\partial \cdot Q}{\partial y} \end{array} \right.$$

где: y - контрольное сечение трубопровода;
 c - скорость звука в данной среде;

$$I = \rho \cdot \frac{\lambda \cdot Q}{2 \cdot S^2 \cdot d} \quad \text{- удельные гидравлические потери напора}$$

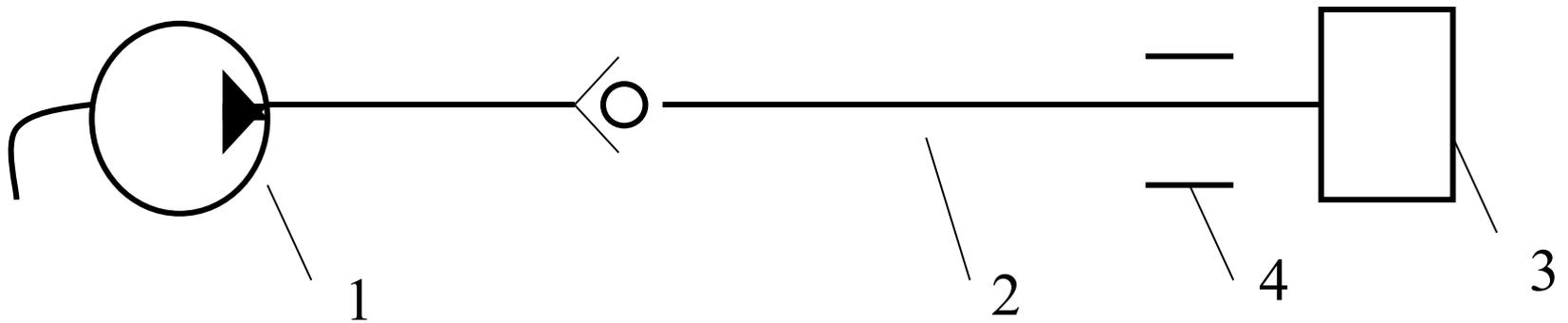
Если сделать допущение, что распределенное сопротивление сети условно сконцентрировано в одной точке, то можно использовать графический способ решения, предложенный Бержероном. Он основан на зависимости между давлением и расходом в трубопроводе при гидроударе.

$$p_k - p_H = \rho \frac{c}{S} \cdot (Q_k - Q_H) \quad \text{- для входного сечения трубопровода}$$

$$p_k - p_H = -\rho \frac{c}{S} \cdot (Q_k - Q_H) \quad \text{- для выходного сечения трубопровода}$$

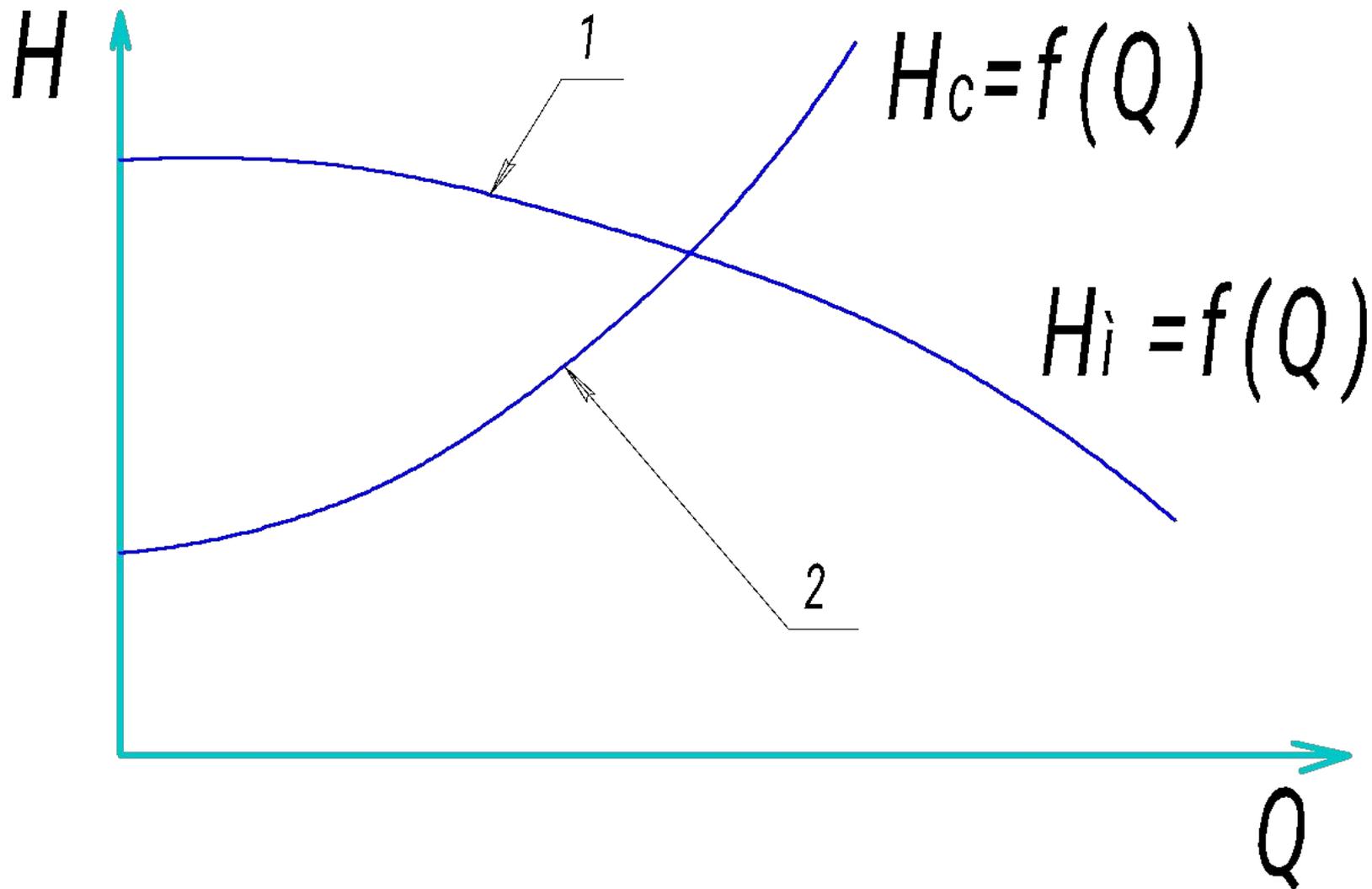
Величина $\pm \rho \frac{c}{S}$ называется волновой характеристикой трубопровода

Рассмотрим случай, когда насос 1 подает жидкость по трубопроводу 2 в закрытый резервуар 3.

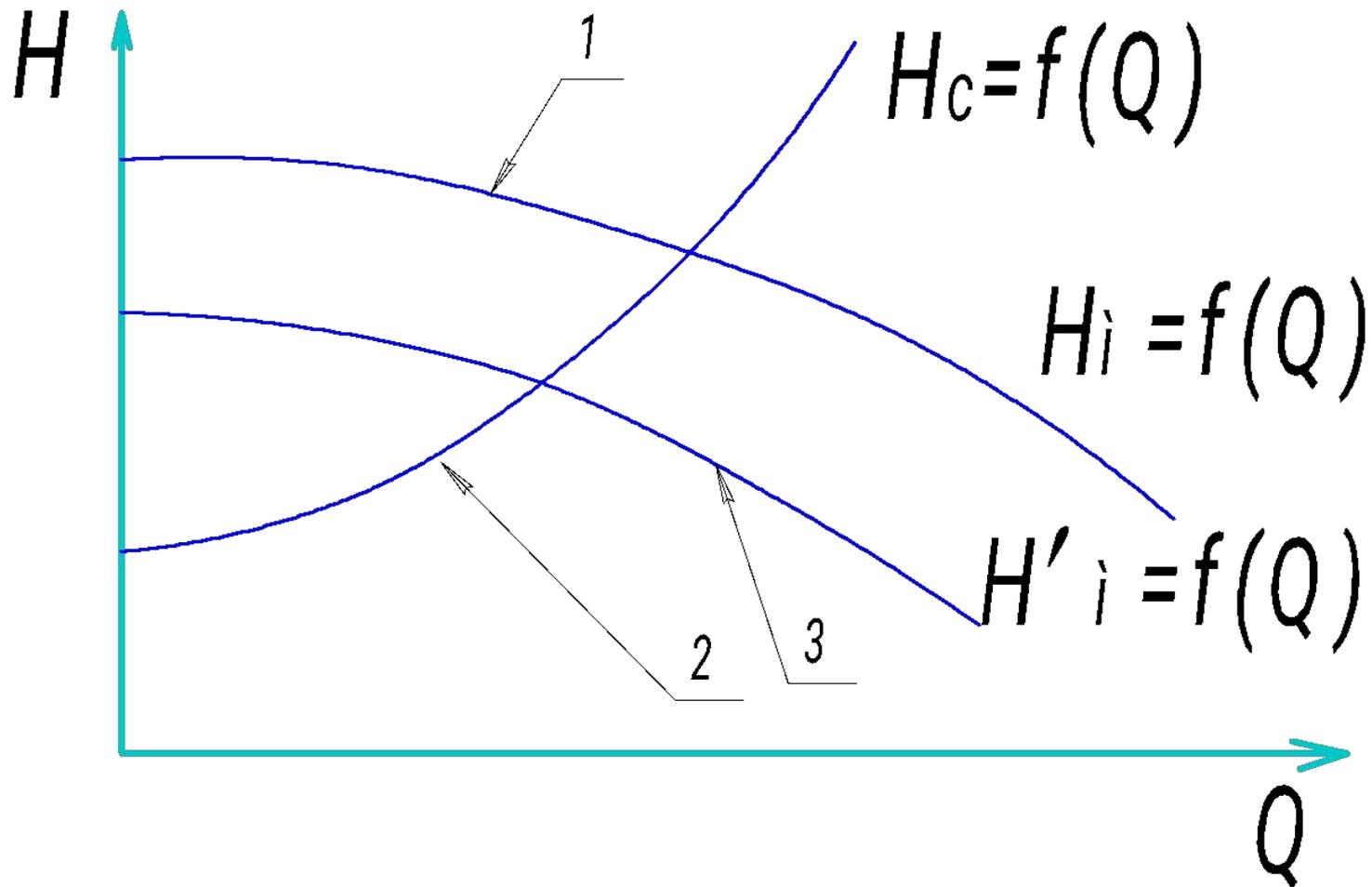


Сконцентрируем сопротивление трубопровода 2 у выходного сечения в виде местного сопротивления 4.

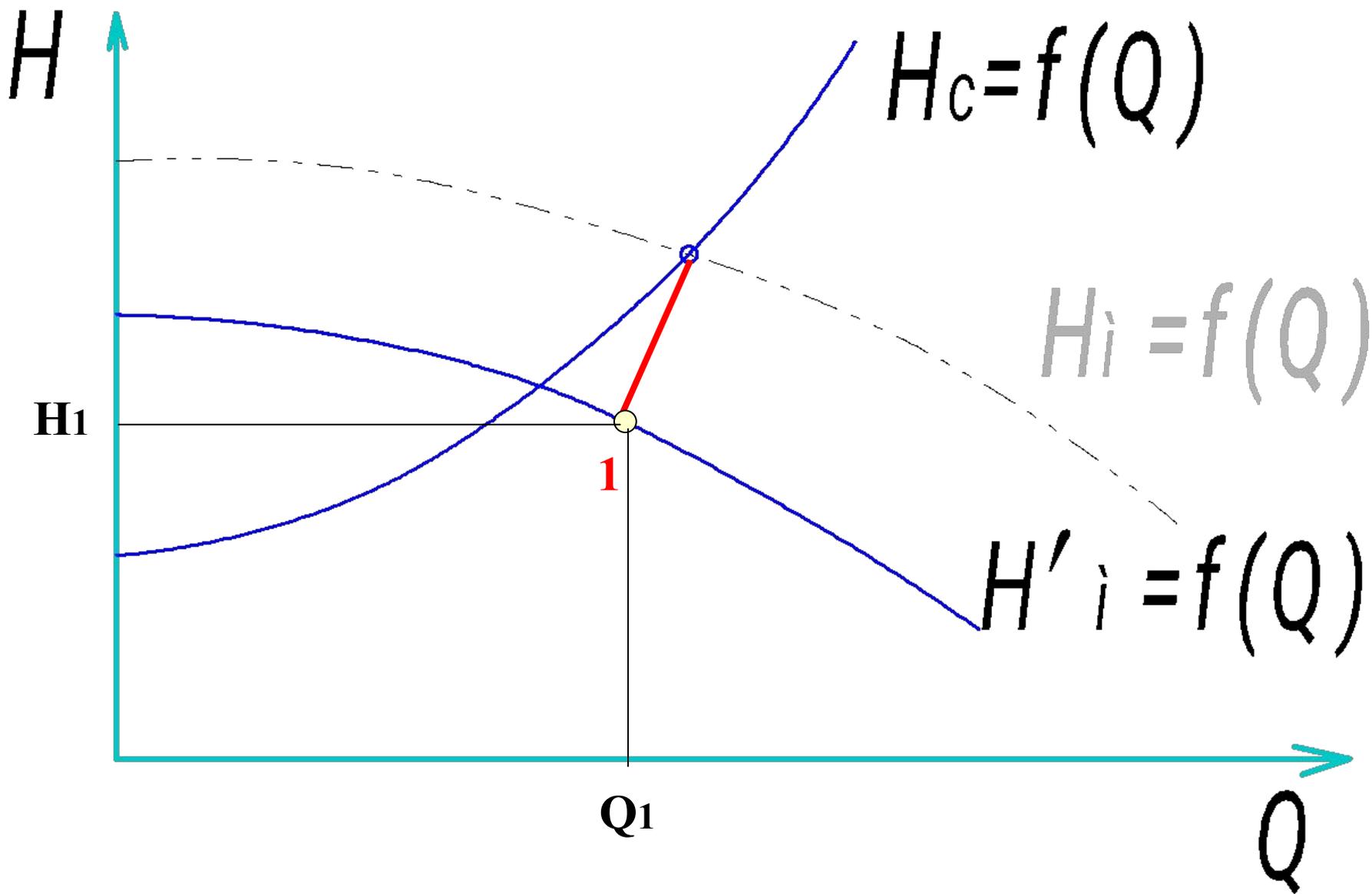
Пусть при данной частоте вращения n напорная характеристика насоса имеет вид кривой 1, а сеть – 2.



Предположим, что частота вращения р.к. уменьшилась на Δn , тогда напорная характеристика насоса будет изображена кривой 3.

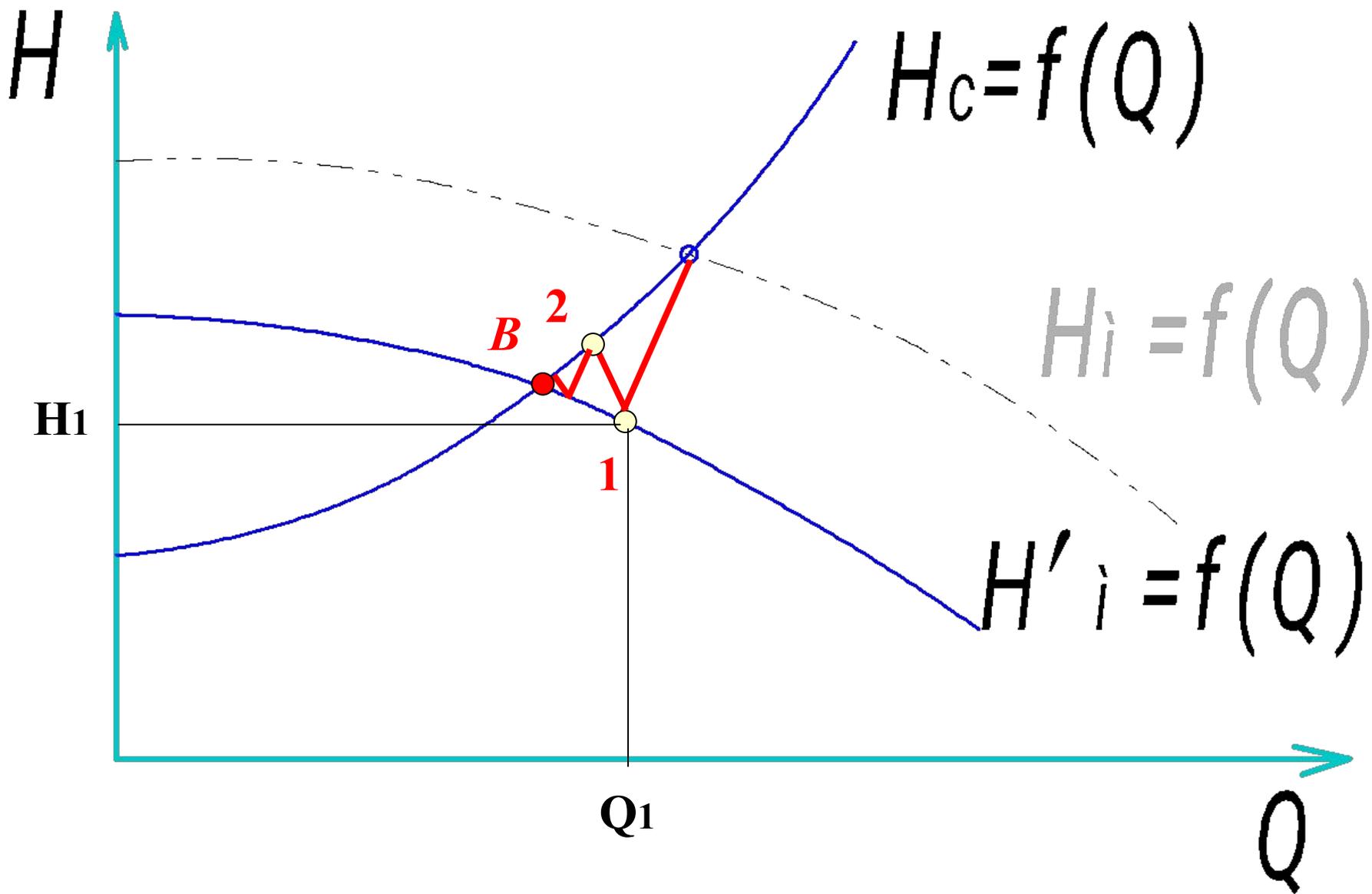


Если считать, что переход насоса на характеристику 3 произошел мгновенно, то в начальном сечении трубопровода должен установиться режим, параметры которого удовлетворяют характеристике (3) и волновой характеристике трубопровода.

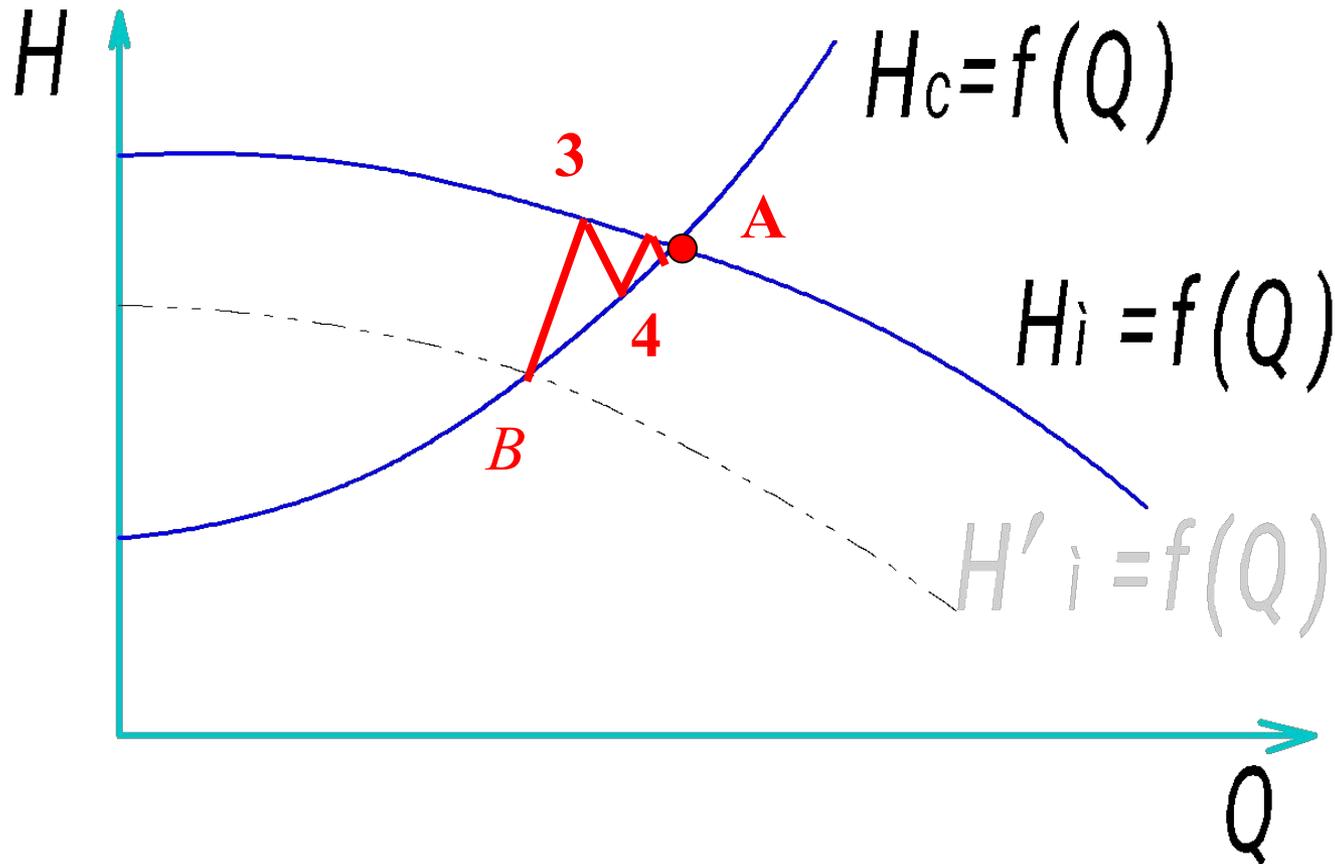


Таким образом по трубопроводу начнет распространяться волна с параметрами P_{HI} и Q_I , которая достигнет конечного сечения трубопровода через время $t=L/C$.

При этом наблюдатель зафиксирует в конечном сечении трубопровода режим, характеризующийся точкой **2**



Пусть частота вращения р.к. станет
опять равной n , тогда волновой процесс,
протекая по ломанной **В, 3,4** затухает в
точке **А**.



Таким образом, рассмотренный режим работы относится к **устойчивым.**

Для выявления условий устойчивости режимов работы л.м. рассмотрим переходные процессы при малых возмущающих воздействиях.

В этом случае характеристики 1, и 2 могут быть линеаризованы.

$$P_m = P_0 + \Delta P_0 + \left[\frac{dP_m}{dQ} \right]_0 (Q_m - Q_0)$$

-характеристика (3)

$$P_c = P_0 + \left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0 (Q_c - Q_0)$$

-характеристика (1)

**Анализ зависимостей свидетельствует,
что на устойчивость режимов влияют
соотношения:**

$$\left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0 \quad \left[\frac{dP_m}{dQ} \right]_0 \quad \frac{\rho \cdot C}{S}$$

Устойчивым является режим, для которого выполняются условия:

$$\left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0 > \left[\frac{dP_m}{dQ} \right]_0$$

$$\frac{\rho \cdot C}{S} > \left[\frac{dP_m}{dQ} \right]_0$$

Рассмотрим, какие значения могут принимать указанные соотношения.

$$P_c = P_2 + \rho g a Q^2, \text{ тогда } \left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0 = 2\rho g a Q$$

т.к. $Q > 0$, то $\left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0$ всегда положительна;

$$\frac{\rho \cdot C}{S} \boxtimes 0$$

величина $\left[\frac{dP_M}{dQ} \right]_0$ - может иметь любое значение.

На **нисходящих** участках $\left[\frac{dP_M}{dQ} \right]_0 < 0$

следовательно, **режимы на этих участках устойчивы всегда**.

Для восходящих участков $\left[\frac{dP_M}{dQ} \right]_0 > 0$
в этом случае условие

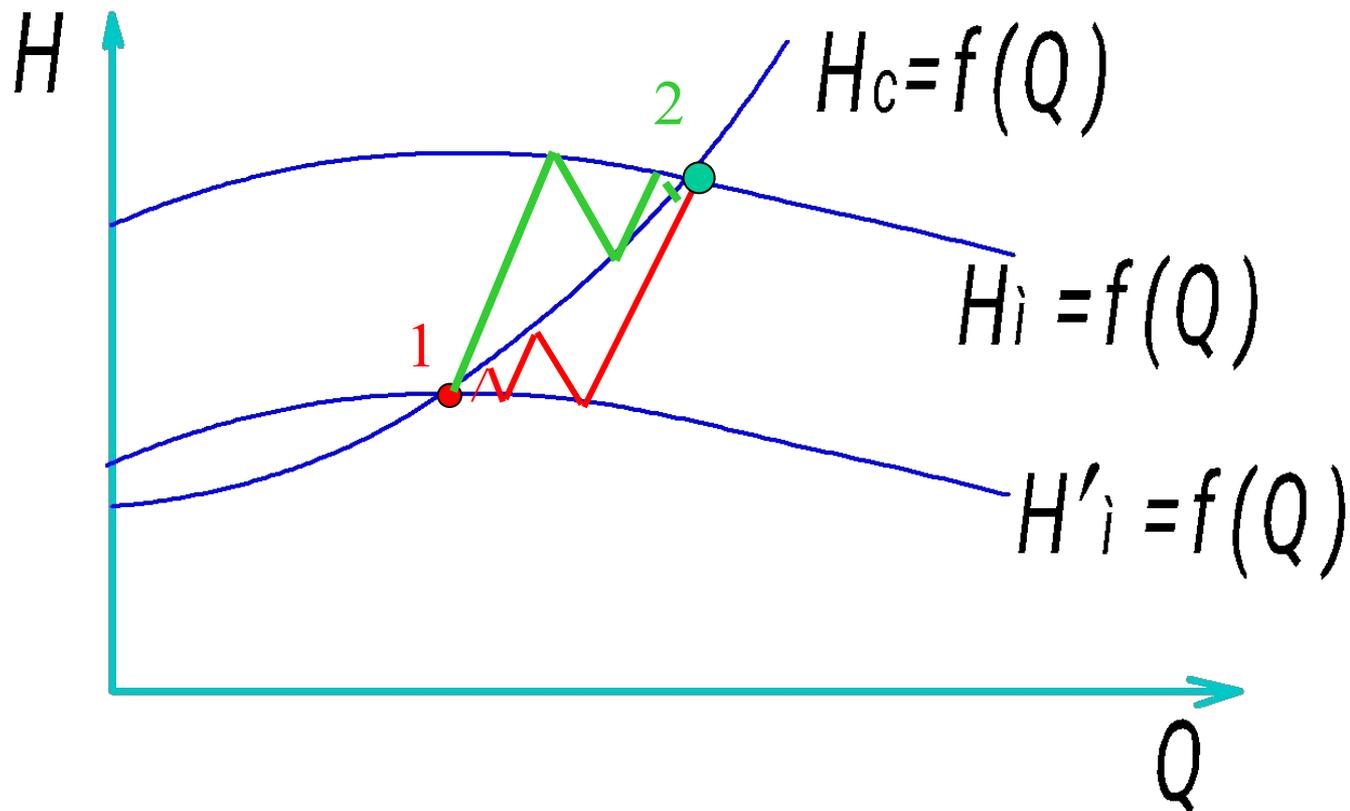
$$\left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0 > \left[\frac{dP_M}{dQ} \right]_0$$

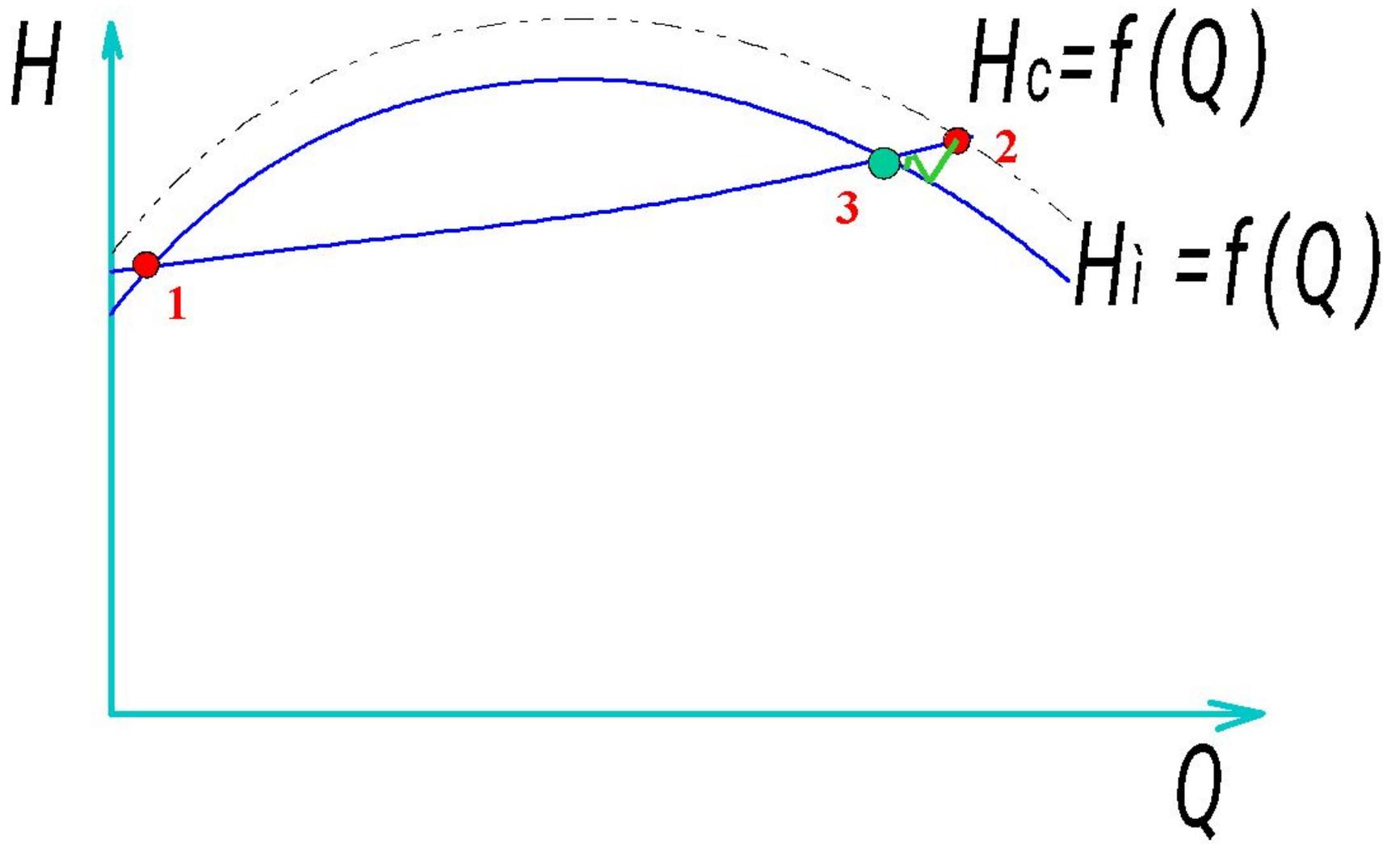
может не выполняться.

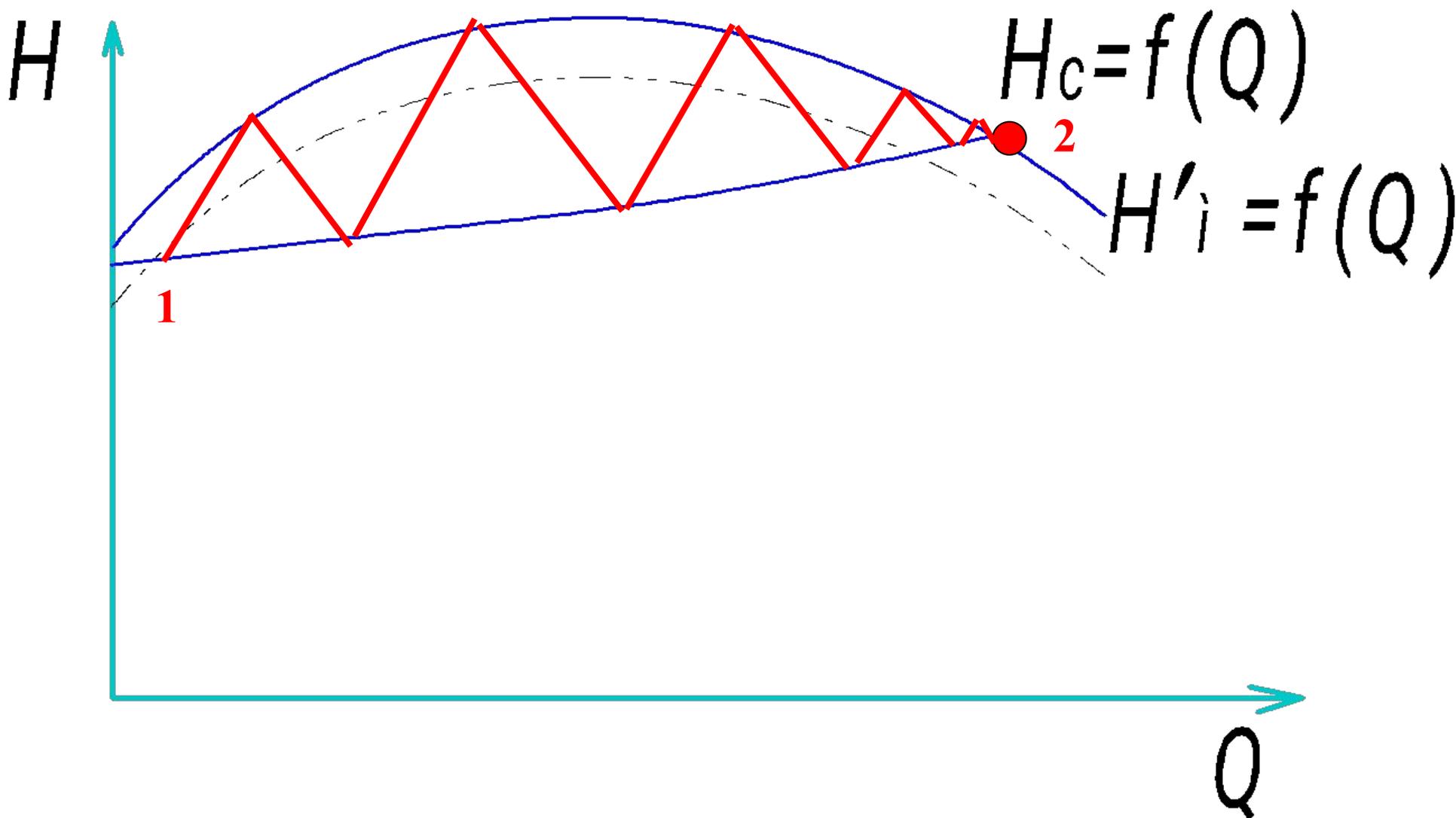
В большинстве случаев величина

$$\frac{\rho \cdot C}{S} > \left[\frac{dP_M}{dQ} \right]_0.$$

**Покажем, что если выполняется
зависимость $\left[\frac{dP_c}{dQ} \right]_0 > \left[\frac{dP_m}{dQ} \right]_0 \dots\dots\dots$
то режим устойчив и наоборот.**







Рабочая часть характеристики л.м.

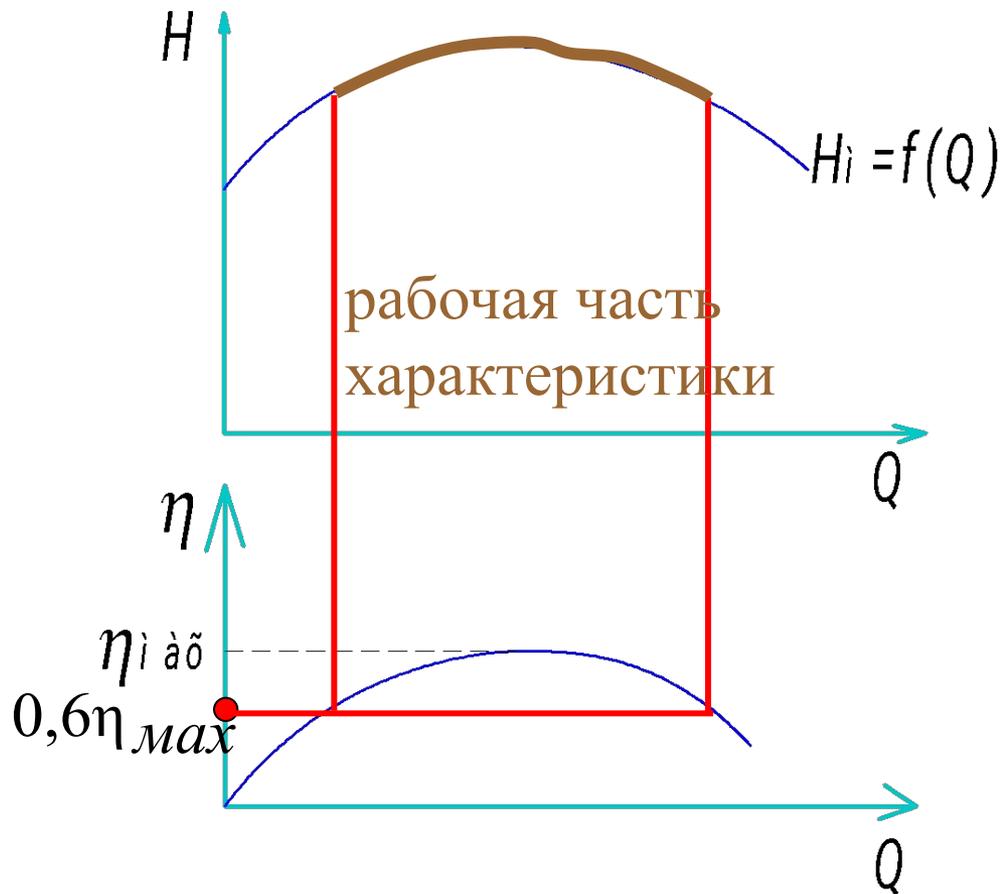
Кроме устойчивости к рабочим режимам местных машин предъявляется требование экономичности, которое оценивается

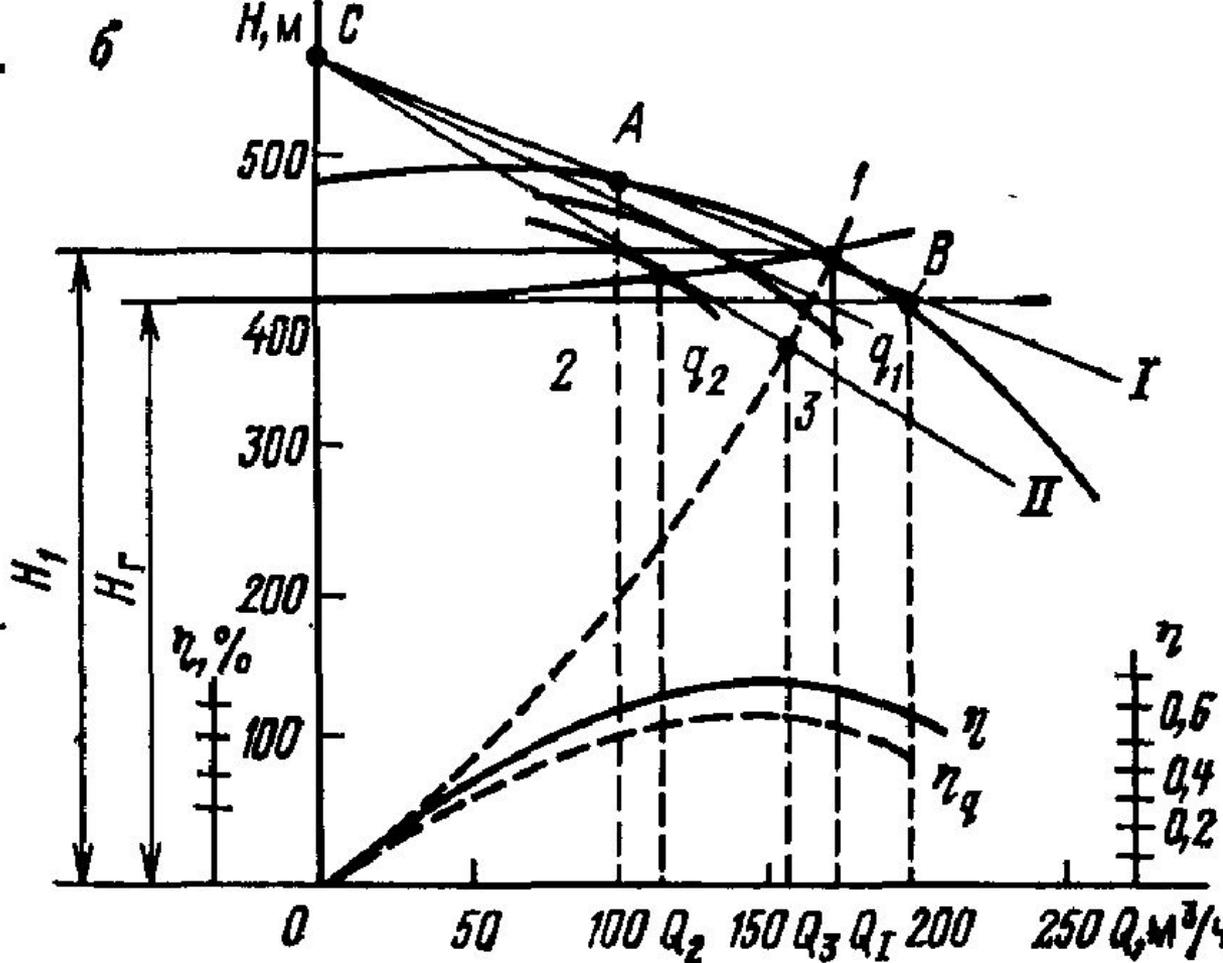
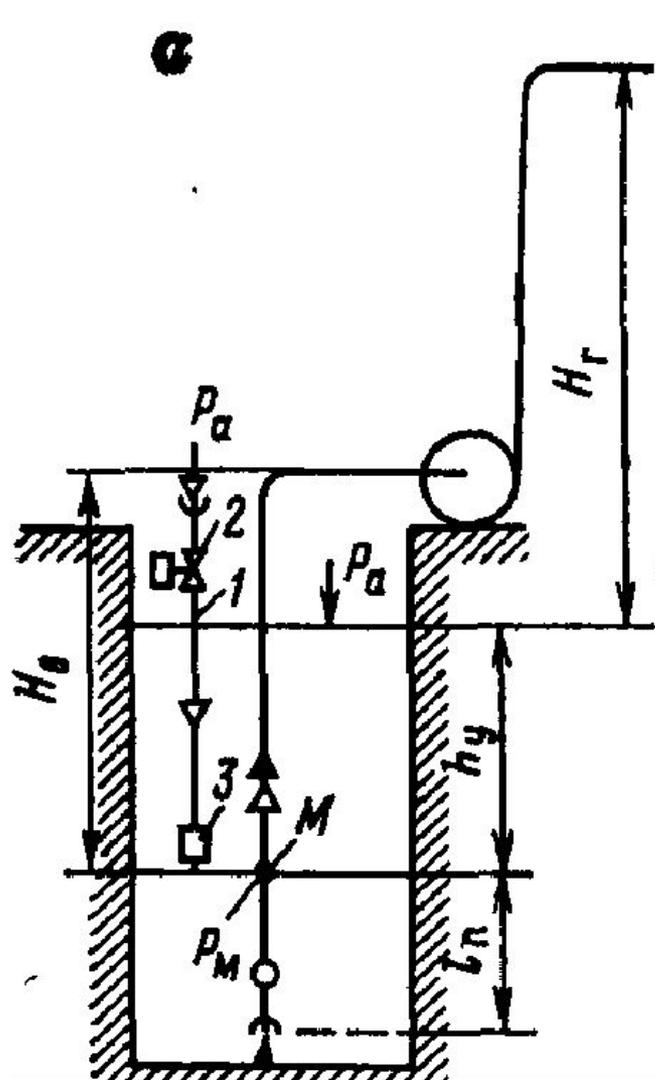
$$\eta > \eta_{min.}$$

$\eta_{min.}$ – минимально допустимый КПД, величина которого для насосов принимается равным $\eta_{min.} = (0,8 \dots 0,85) \eta_{max}$

для вентиляторов главного проветривания $\eta_{min.} = 0,6$.

Таким образом, рабочей частью характеристики называется участок характеристики, удовлетворяющий требованиям экономичности и устойчивости.





Графический метод определения параметров при регулировании насосов впуском воздуха:
схема установки (а); графическое решение (б)

Couplage des pompes

Le couplage des pompes peut s'effectuer :

1° En série. — Dans ce cas, le refoulement d'une pompe arrive à l'ouïe d'aspiration de la pompe suivante, et pour un débit donné, la hauteur d'élévation totale est égale à la somme des hauteurs d'élévation de chaque groupe. En effet, tout se passe comme si l'on ajoutait en série les roues de la deuxième pompe à celles de la première; on sait que, dans ce cas, les hauteurs s'ajoutent, le débit restant inchangé.

Pratiquement donc, ce couplage sera utilisé pour refouler un débit sensiblement constant à des hauteurs différentes.

En adduction d'eau, où l'on travaille sous des hauteurs à peu près constantes, ce mode de couplage est assez peu utilisé.

Последовательная работа насосов на сеть

$$Q_{H1} = Q_{H2} = Q_H$$

$$\Delta h_{\Sigma} = \Delta h_{AB} + \Delta h_{CD} + \Delta h_{EK}$$

$$H_{H\Sigma}(Q_H) = H_{H1}(Q_H) + H_{H2}(Q_H)$$

$$H_E(Q_H) = H_{H1}(Q_H) + H_{H2}(Q_H) - \Delta h_{AB} - \Delta h_{CD}$$

$$H_E(Q_H) = H_{CT} + \Delta h_{EK}$$

H_{H1} ; H_{H2} – рабочий напор насоса 1-го и 2-го

$Q_H = Q_A$ – рабочая подача насоса 1-го и 2-го

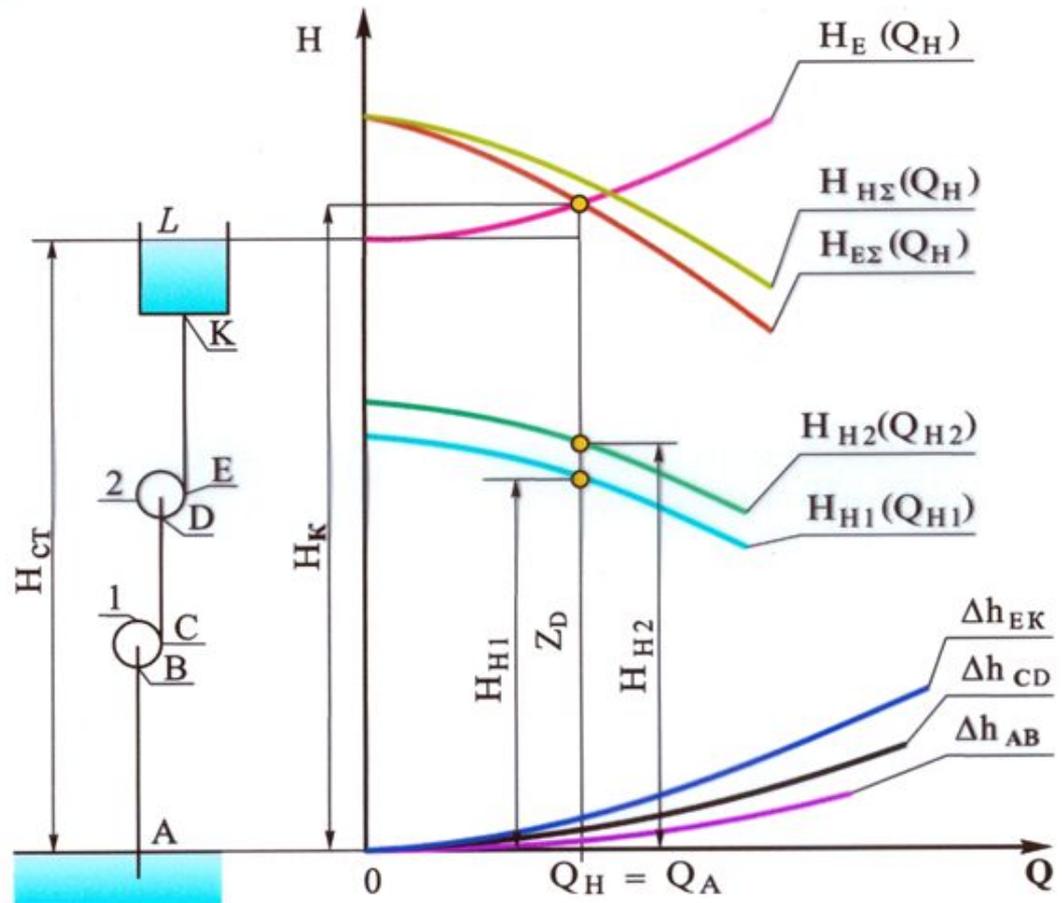
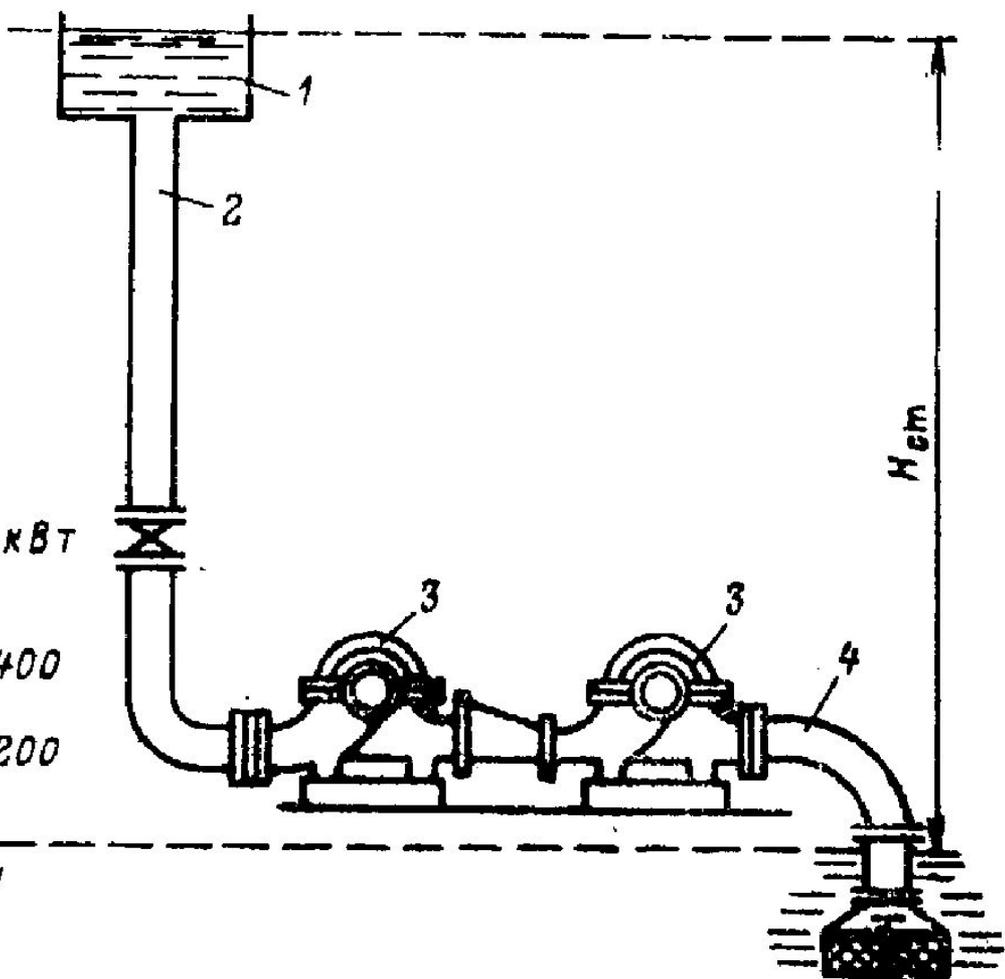
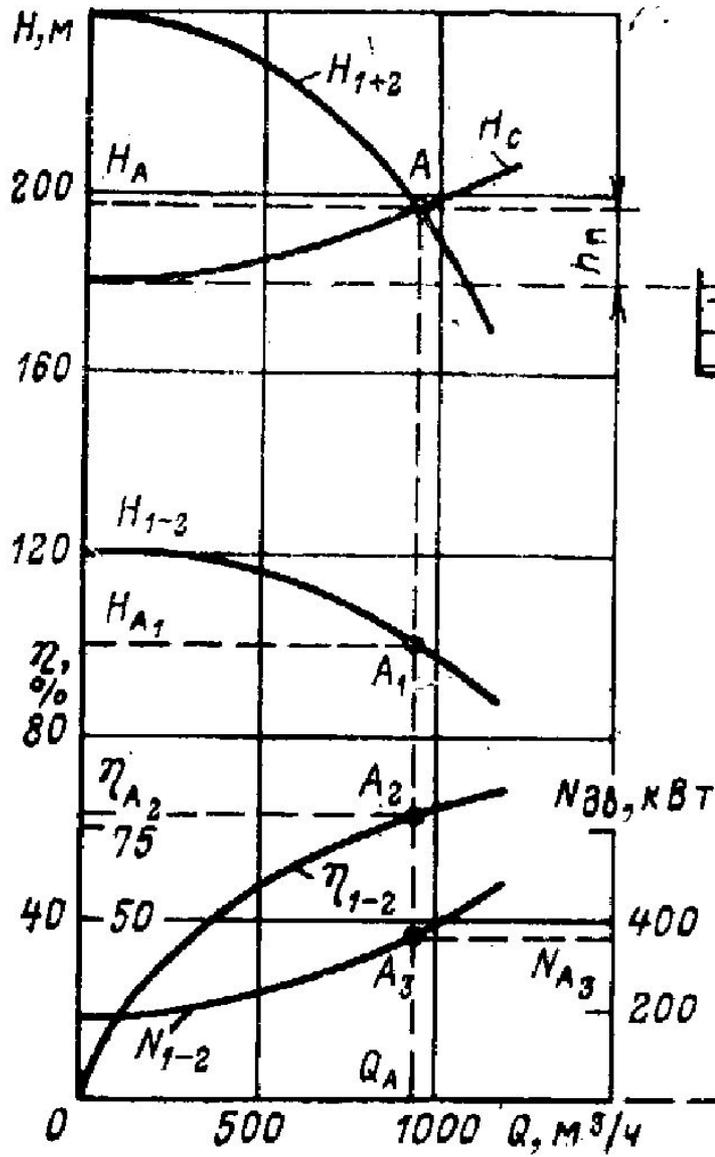


Рис. 58. Последовательная работа центробежных насосов:

1 — напорный резервуар; 2 — нагнетательный трубопровод; 3 — насосы; 4 — всасывающий трубопровод



2° En parallèle. — Dans ce cas, chaque refoulement individuel aboutit sur un collecteur général commun et, pour une hauteur d'élévation donnée, le débit de l'ensemble est égal à la somme des débits de chaque groupe.

La disposition en parallèle a déjà été examinée à propos des conduites. Il s'agit, ici, d'un problème analogue : les conduites élémentaires de chaque pompe débitent q_1, q_2, \dots, q_n jusqu'à un point de jonction **A** très proche, le débit total **Q** étant collecté par une conduite unique jusqu'au réservoir. Pour ce débit **Q**, la cote piézométrique en **A** est commune pour toutes les conduites. C'est aussi la cote piézométrique au départ de chaque pompe en négligeant les pertes de charge entre chacune d'elles et **A**. En conséquence, pour une cote à l'aspiration commune, la hauteur d'élévation sera identique pour chacune des pompes et égale à celle d'un système unique qui débiterait **Q**.

Параллельная работа насосов на сеть

$$H_B(Q_{H1}) = H_{H1} - \Delta h_{AB}$$

$$H_B(Q_{H2}) = H_{H2} - \Delta h_{CB}$$

$$H_B(Q_{BD}) = H_E - \Delta h_{BD}$$

$$Q_{BD} = Q_{H1} + Q_{H2}$$

H_{H1p} ; H_{H2p} – рабочий напор насоса 1-го и 2-го

Q_{H1p} ; Q_{H2p} – рабочая подача насоса 1-го и 2-го

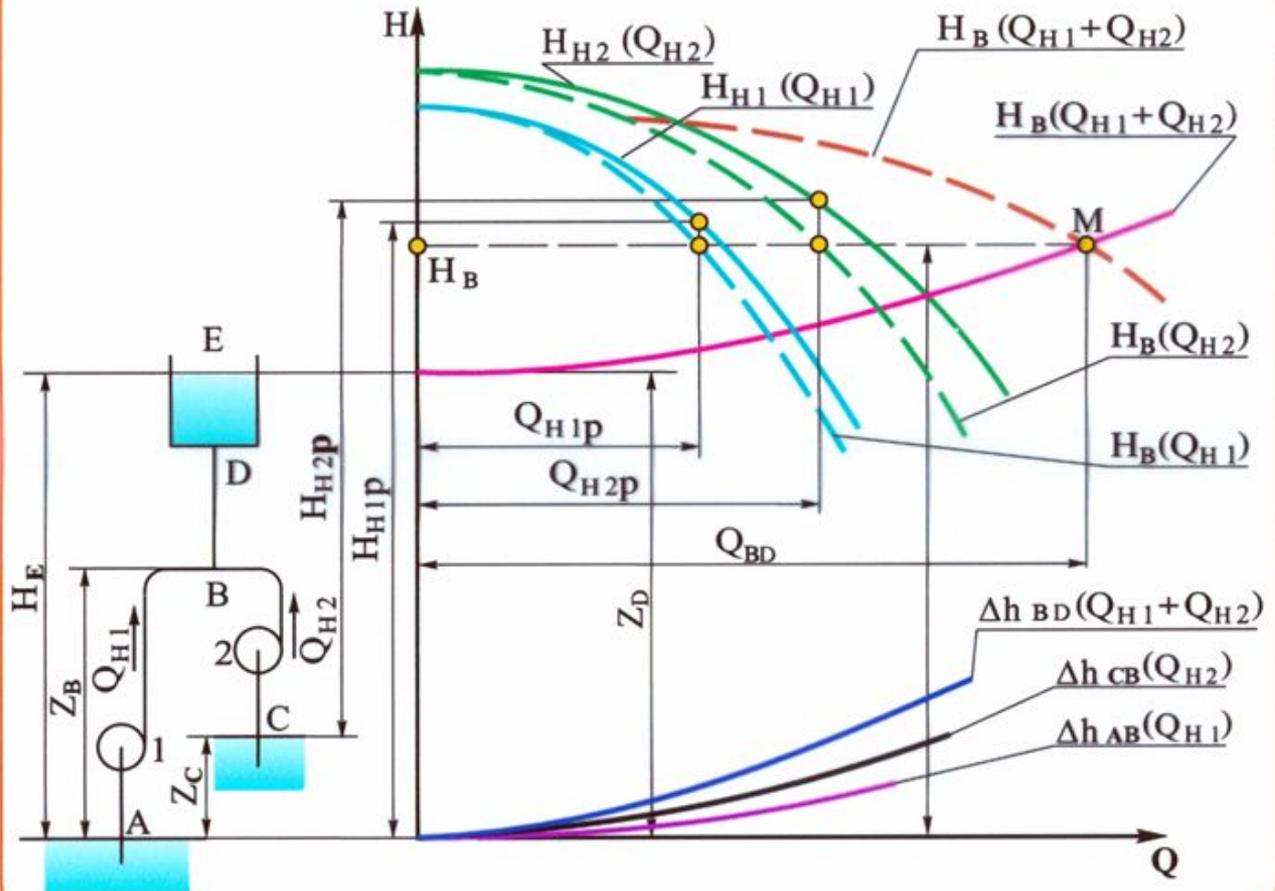
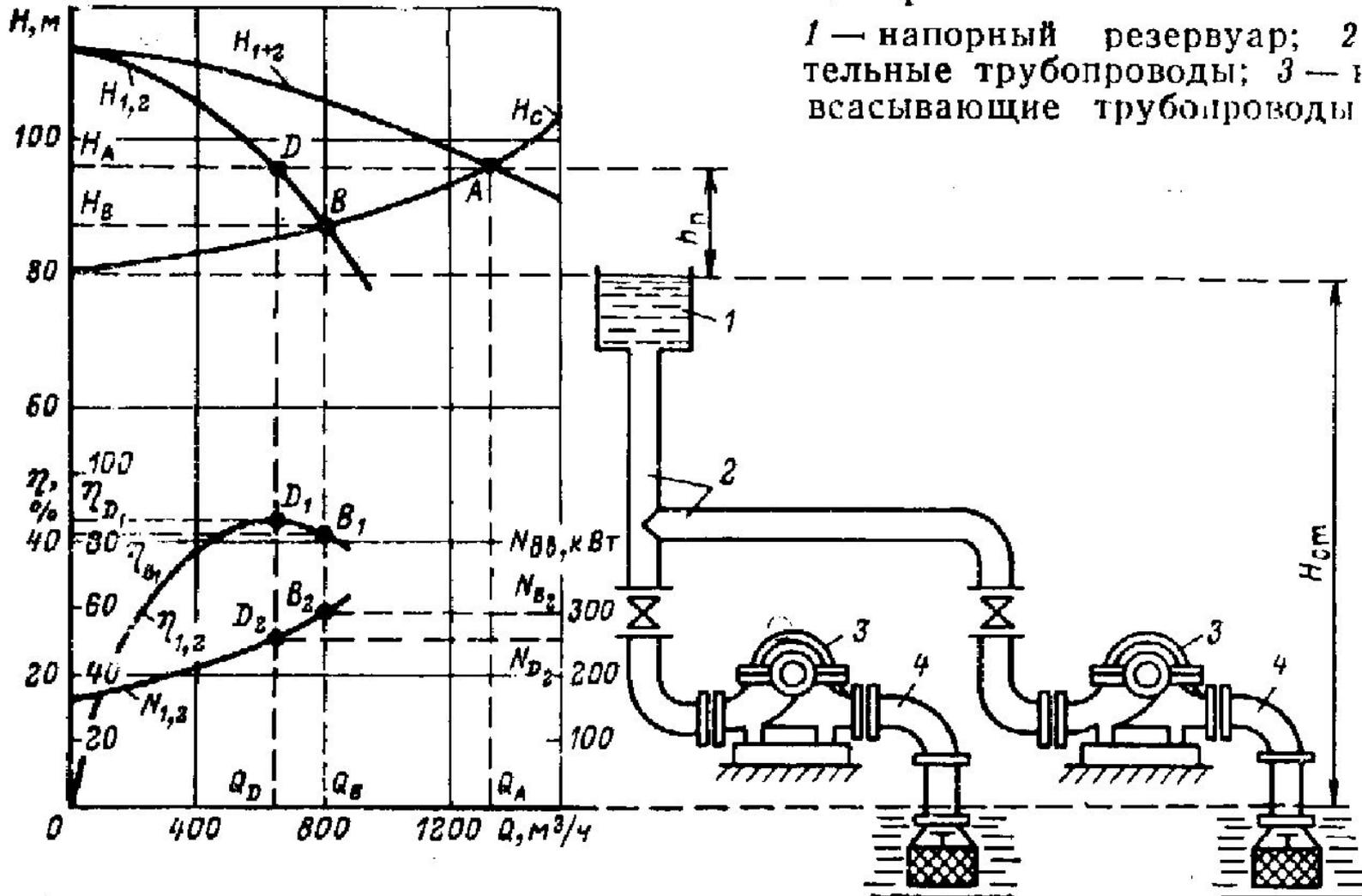


Рис. 57. Параллельная работа центробежных насосов:

1 — напорный резервуар; 2 — нагнетательные трубопроводы; 3 — насосы; 4 — всасывающие трубопроводы



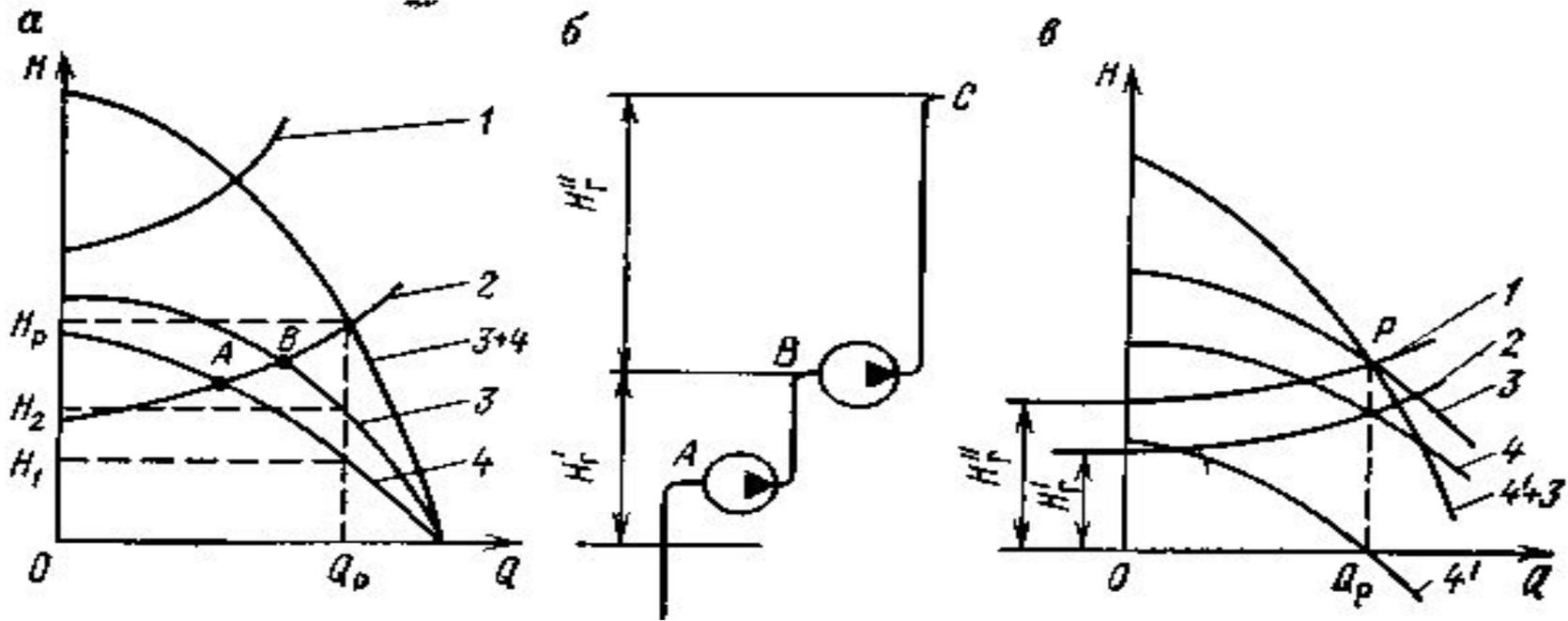


Fig. 2.25. **Le couplage en série des turbomachines.**
 Le graphique pour la définition du régime de fonctionnement des turbomachines disposées à la proximité directe (a), le schéma du couplage en série des pompes disposées sur les horizons différents (б), le schéma pour la définition des paramètres du régime de fonctionnement de deux pompes disposées sur les horizons différents (в)

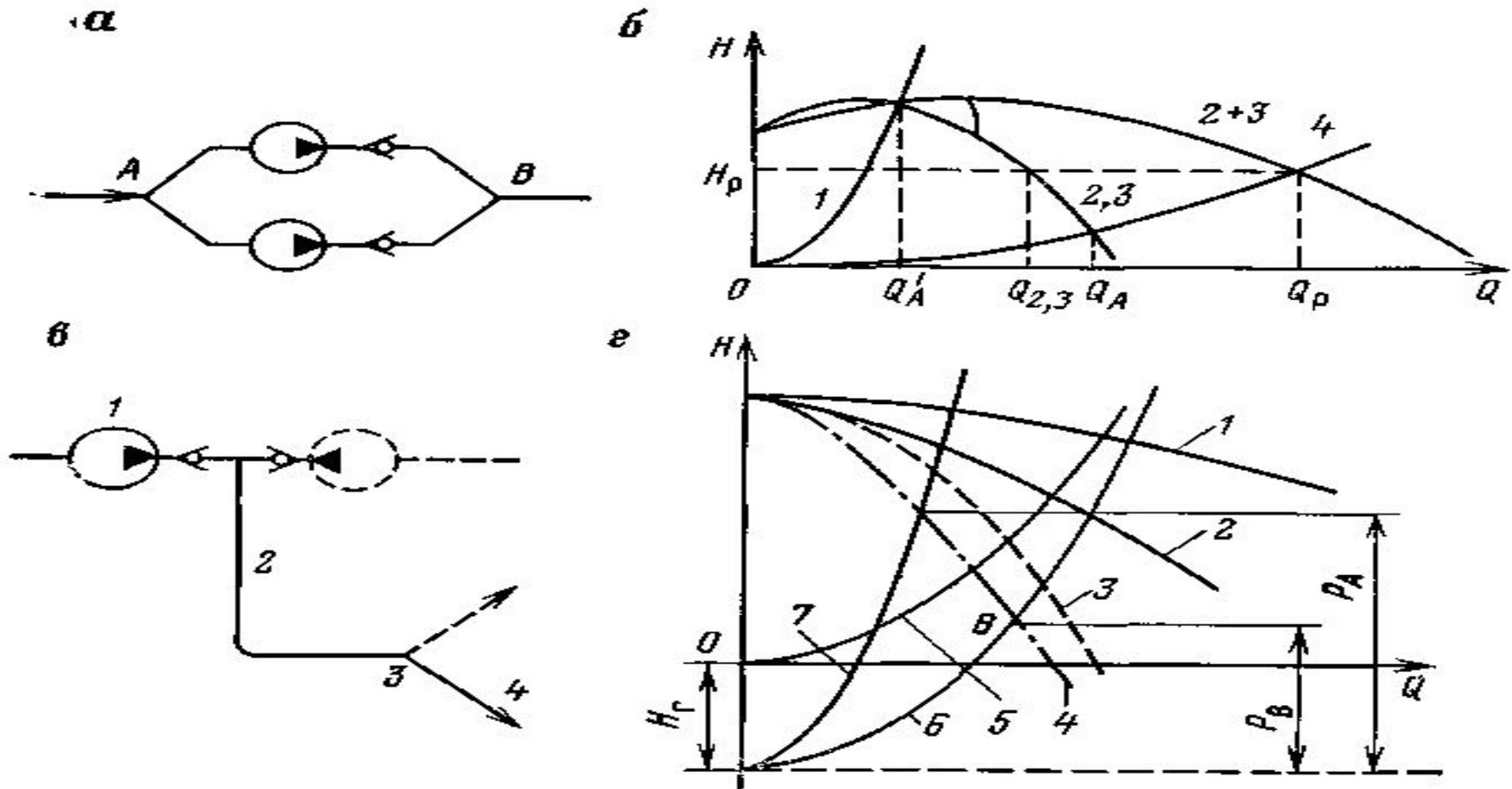


Fig. 2.26. Schéma de l'insertion parallèle des pompes (a), le graphique pour la définition de paramètres du régime de fonctionnement à l'insertion parallèle des pompes disposées dans la proximité directe (б), le schéma de l'approvisionnement en eau énergétique de l'hydromine (в), le graphique pour la définition des paramètres des régimes de fonctionnement à la **systeme** de l'approvisionnement en eau énergétique (г)

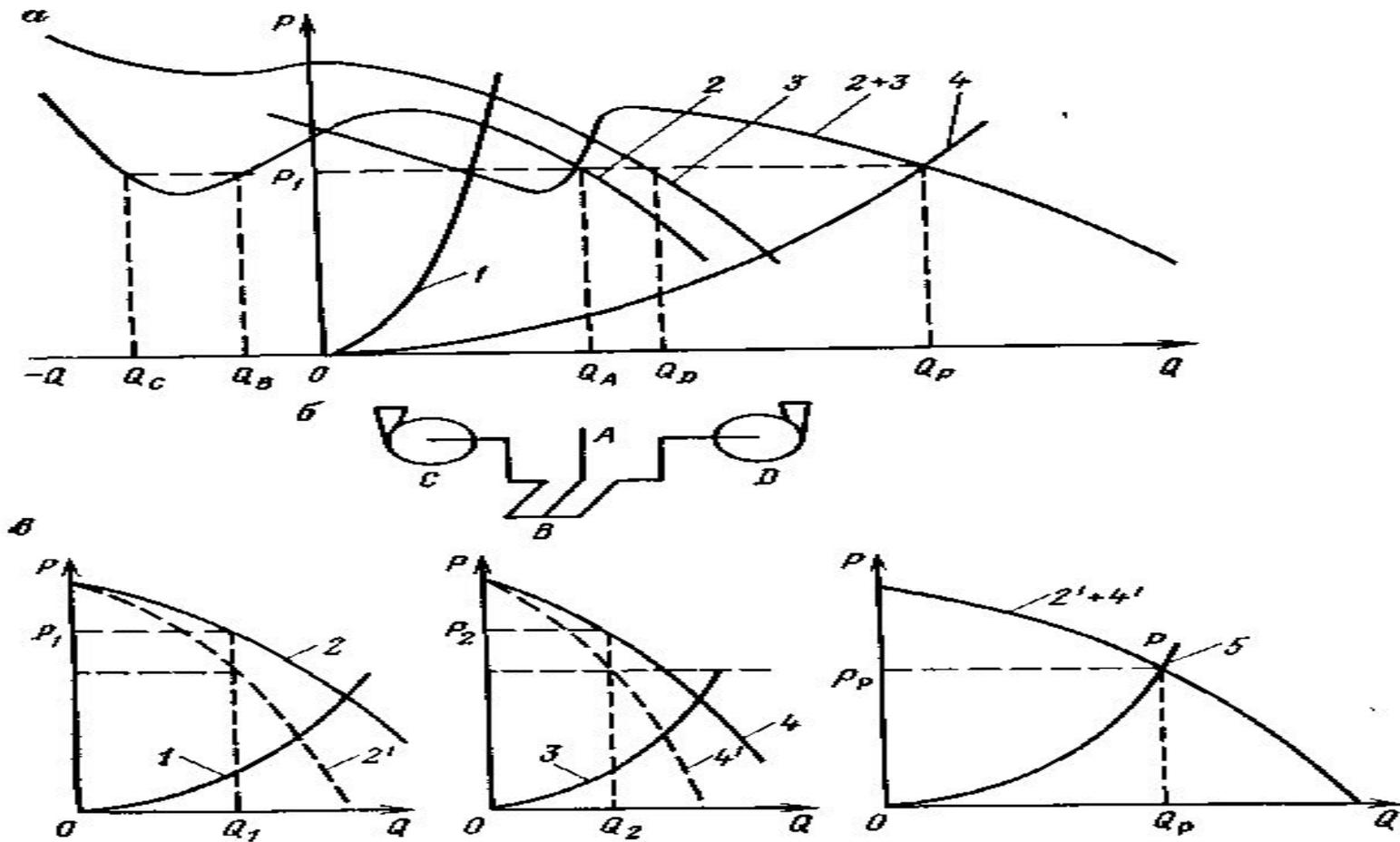


Fig.2.27 Caractéristiques et les régimes ouvriers des ventilateurs parallèlement inserés, dispose a la proximité directe (a), le schéma de l'insertion diagonale des ventilateurs (b), la caractéristique aux régimes ouvriers des ventilateurs disposes sur la distance considerable (B)

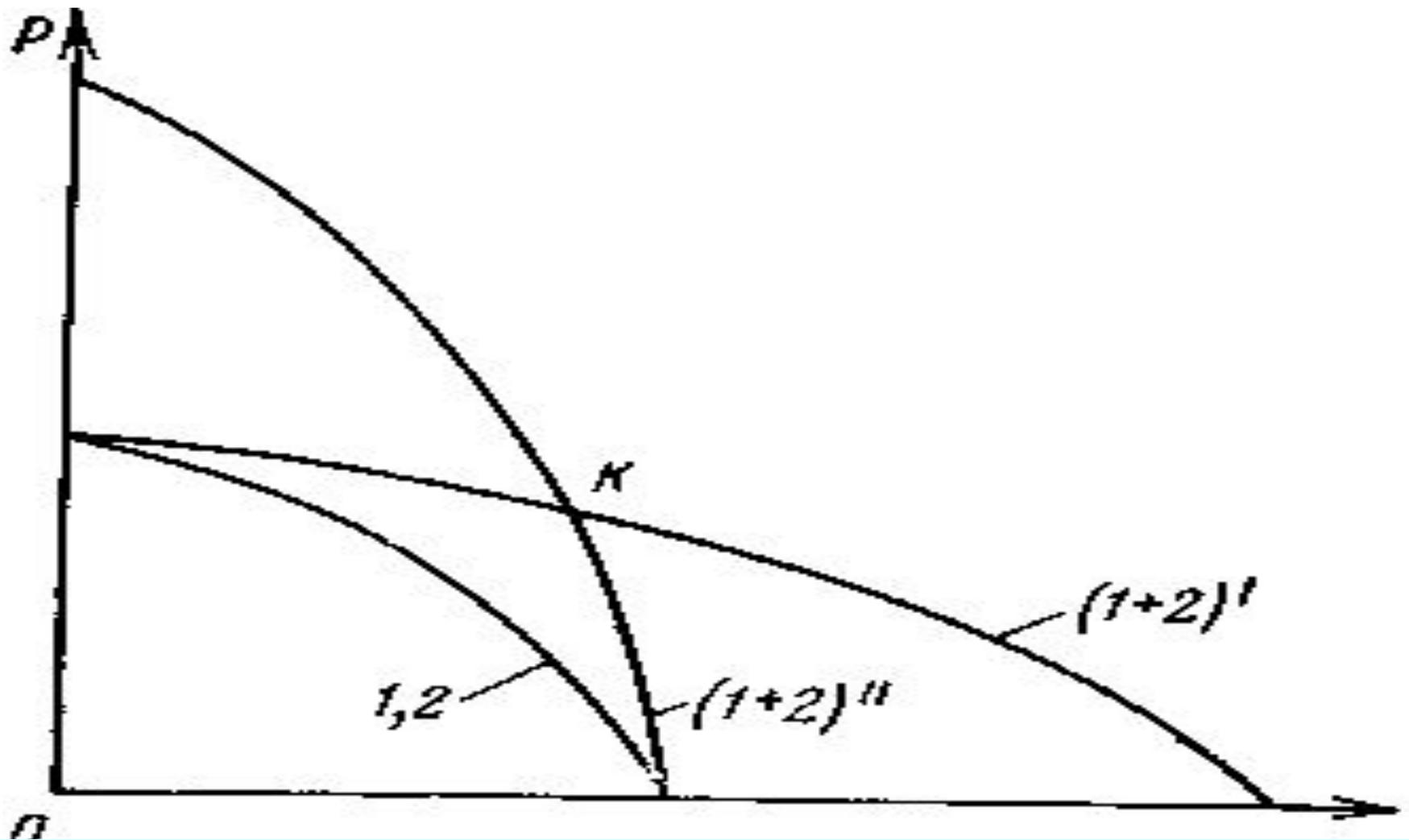


Fig. 2.28. Les régimes de fonctionnement à l'insertion conformément parallèle et successive des machines à aube .