

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ НАГНЕТАТЕЛЯ

Лисковская Л.А., Арсирый В.А. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса)

Регулирование подачи вентиляторов в аэродинамических системах выполняется закрытием напорной задвижки и закрытием задвижки на входе. Графический анализ изменения параметров работы гидравлической системы этими двумя способами показал, что регулирование задвижкой на входном участке обеспечивает меньшие затраты мощности, чем при традиционном способе регулирования напорной задвижкой.

При проектировании гидравлических либо аэродинамических систем стремятся выполнить два главных условия [1]:

1. Необходимо обеспечить максимальную требуемую подачу  $Q$  м<sup>3</sup>/ч. Для выполнения первого условия подбирают тип, производительность и количество нагнетателей.

2. Нагнетатели должны работать с максимальным КПД. Для выполнения второго условия сумма статического напора  $H_{ст}$  и величины потерь напора  $\Delta H$  должны быть в диапазоне характеристики напора нагнетателя, соответствующей его максимальному КПД или близким к нему.

$$H = H_{ст} + \Delta H$$

Подбор нагнетателей (насосы, вентиляторы, компрессоры) выполняют по каталогам либо по справочникам, в которых приводятся основные параметры в виде таблиц либо графиков в зависимости от следующих параметров: напор -  $H$ , мощность электродвигателя -  $N_{эл}$ , коэффициента полезного действия нагнетателя -  $КПД_n$  и допустимой высоты всасывания  $H_{ст}=f(Q)$ .

Приведенные графики фактически являются паспортными данными от производителя - то есть представляют параметры, которые гарантируют разработчики и изготовители нагнетателей. Представленные характеристики производителя представляют возможный диапазон изменения этих параметров.

Однако графики на *рис. 1* представляют широкий диапазон возможных параметров нагнетателей, и по этим характеристикам нельзя указать реальные параметры работы нагнетателей в системе.

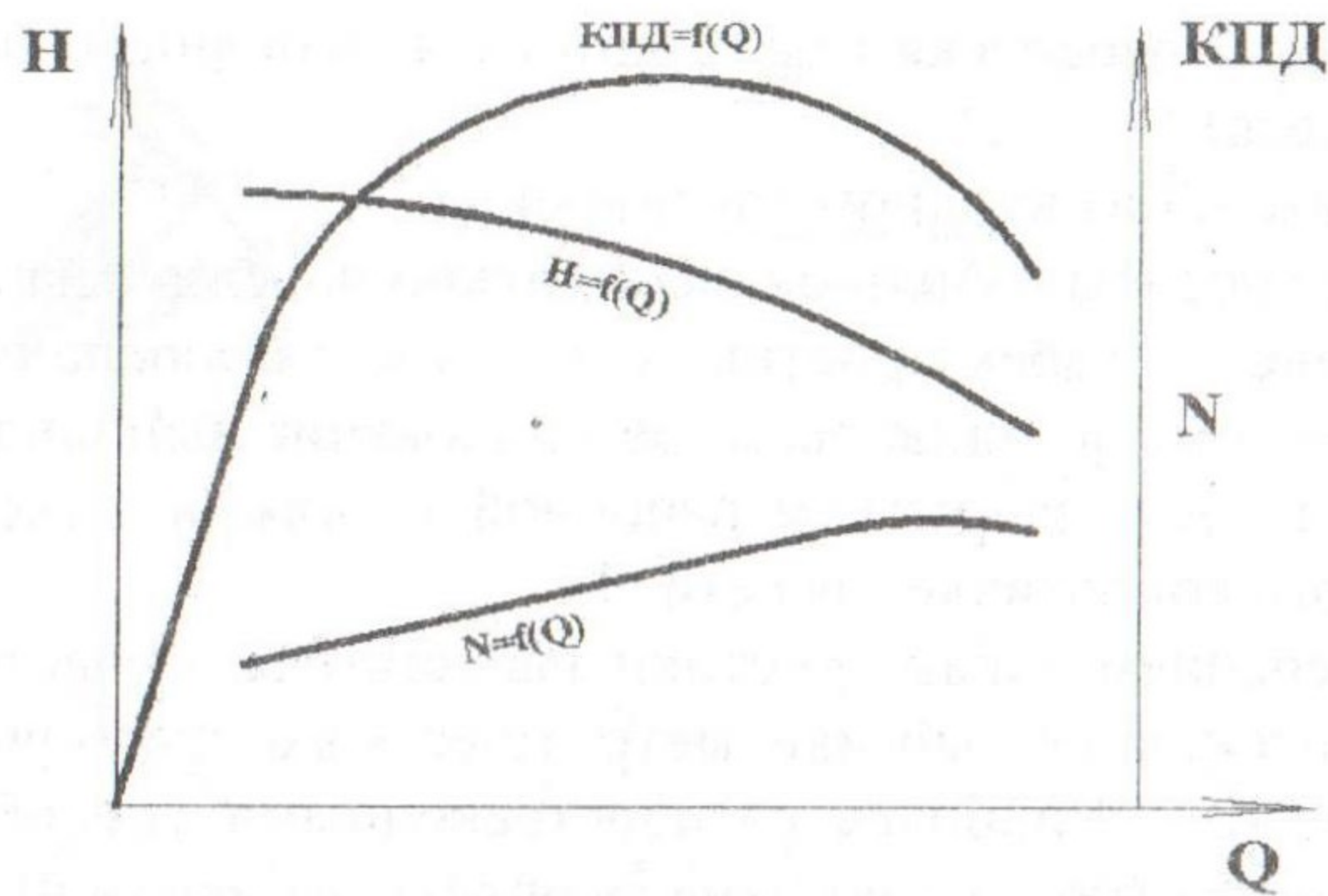


Рис.1 Характеристики нагнетателя

Для определения реальных параметров работы нагнетателей и гидравлической системы введено понятие расчетной или рабочей точки ( $РТ_n$ ) на характеристике напора нагнетателя [2]. Для определения рабочей точки проектировщик системы рассчитывает и строит характеристику напора сети.

$$H_{\text{сеть}} = f(Q) = H_{\text{ст}} + KQ^2$$

Таким образом для определения реальных параметров в напорном патрубке (в сечении где установлен манометр) определяют рабочую точку гидравлической системы. Для этого используются два графика:

- характеристика напора нагнетателя  $H_n = f(Q)$ , которую гарантирует производитель;

- характеристика напора сети  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$ , которую рассчитывает проектировщик системы (см. рис. 1).

Пересечение этих двух графиков  $H_n = f(Q)$  и  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$  дает рабочую (расчетную) точку нагнетателя и характеризует реальные параметры работы в точке установки манометра – между нагнетателем и напорной задвижкой (вентилем).

В условиях эксплуатации часто возникает вопрос регулирования подачи рабочей среды в широких пределах.

В настоящее время в литературе описаны 7 способов регулирования:

- 1) задвижкой на напорном трубопроводе;
- 2) изменением числа работающих нагнетателей;
- 3) изменение частоты вращения двигателя;
- 4) уменьшение диаметра рабочего колеса;
- 5) изменением угла установки лопастей рабочего колеса;

6) методом перепуска (часть потока из напорного патрубка расходуеться на всас);

7) задвижкой на входном трубопроводе.

Все эти способы функционально можно поделить на две группы:

1) Изменение характеристики сети - участка после сечения, где установлен манометр. Чаще всего регулирование выполняется дросселированием, то есть закрытием напорной задвижки - увеличением гидравлического сопротивления сети (1);

2) Изменением характеристики нагнетателя - участка до сечения, где установлен напорный манометр, то есть входного участка и самого нагнетателя (2-7). Наиболее распространенными способами регулирования можно считать 1-закрытие задвижки на входном участке (изменение гидравлического сопротивления входного участка); 2-изменением частоты вращения рабочего колеса (с использованием частотного регулирования) и др.

Самые простые способы регулирования - это закрытие задвижки на напорном участке или на входном участке. Проведём анализ работы гидравлической системы этими двумя способами.

Самый распространенный способ регулирования подачи нагнетателей состоит в том что, прикрывая задвижку, установленную на напорной линии, создается дополнительное гидравлическое сопротивление в сети после расчётного сечения РТ в месте установки манометра. Характеристика сети и точка ее пересечения с напорной характеристикой нагнетателя (расчётная точка) смещается в сторону уменьшения подачи. Распространенность такого способа регулирования связана в первую очередь с его простотой, а также с тем, что все производители насосов получают характеристики нагнетателей на экспериментальных стендах. Этот способ стал основным способом испытания нагнетателей и соответственно определил вид представления напорных и остальных. Хотя регулирование расхода напорной задвижкой чрезвычайно просто, главным недостатком этого способа являются высокие затраты энергии на преодоление дополнительного сопротивления в задвижке (потери напора  $h_w = K_{задв} Q^2$ ). Затраты мощности на преодоление сопротивления в задвижке можно подсчитать по формуле:

$$N = Q \cdot h_w = K_{задв} \cdot Q^2$$
$$N = Q \cdot H$$

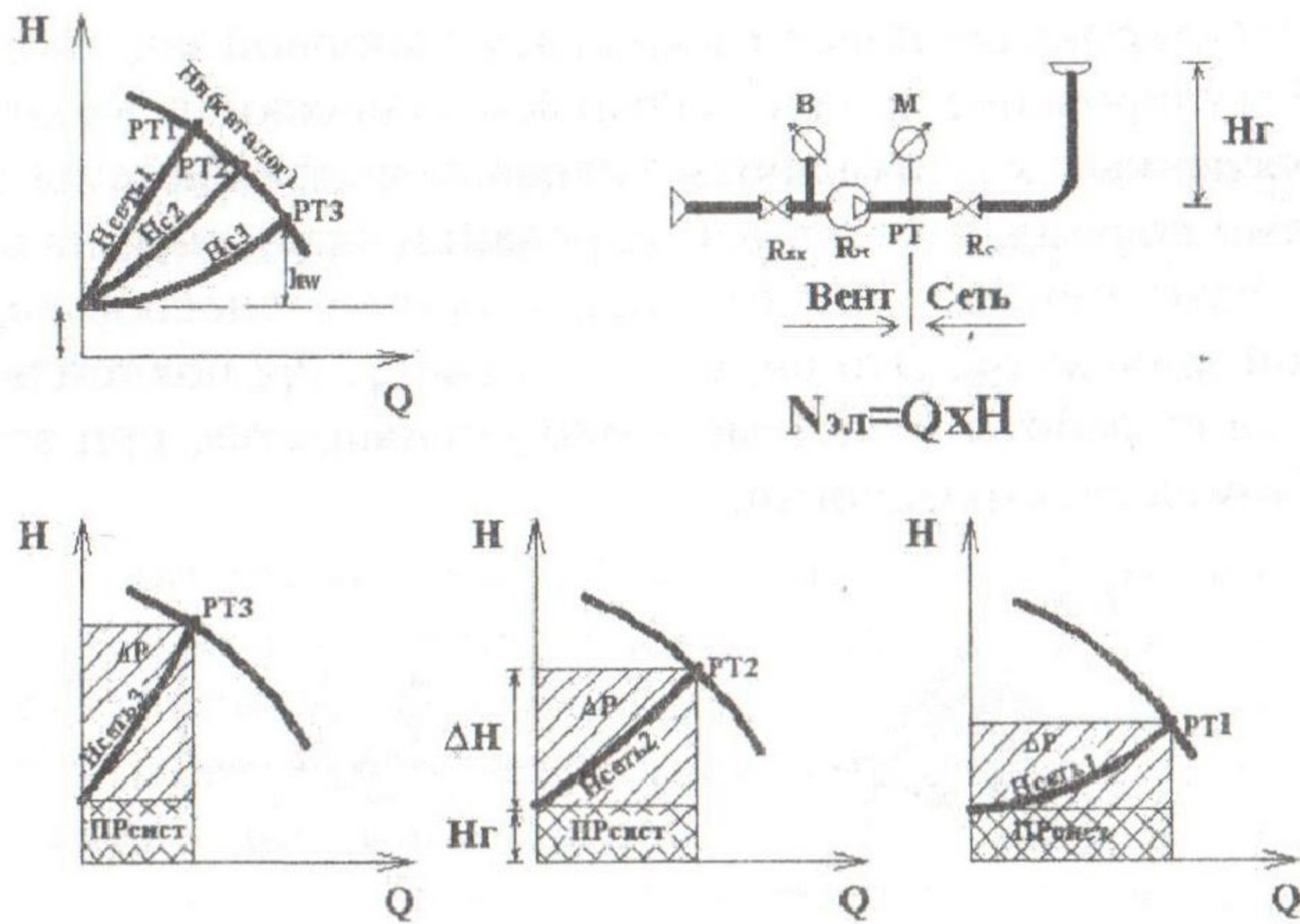


Рис. 2. Регулирование подачи с помощью напорной задвижки (изменение характеристики сети)

На рис. 2 проведен анализ изменения мощности электродвигателя нагнетателя при регулировании подачи по площади прямоугольников, построенных из рабочей точки РТ по величинам напора  $H$  и расхода  $Q$ .

Площадь прямоугольника с одинарной штриховкой пропорциональна мощности, потребляемой электродвигателем нагнетателя без учёта КПД.

Площадь прямоугольника с двойной штриховкой соответствует той части энергии, которая затрачивается на подъём жидкости на высоту  $H_г$ , то есть полезная часть работы в системе.

При регулировании напорной задвижкой соотношение полной энергии  $QH$  к полезной части работы в системе  $QH_г$  будет соответствовать 2:1; 3:1 и 5:1. (рис. 3).

При регулировании заслонкой на всасе происходит уменьшение потребления электродвигателем нагнетателя энергии. Такой способ регулирования целесообразен по энергетическим показателям [3].

### Выводы

При проектировании аэродинамических систем вентиляторы подбираются по двум главным показателям: максимальной подаче  $Q$ , при этом стремятся обеспечить максимальный КПД.

При эксплуатации самыми распространёнными и простыми способами регулирования подачи являются:

1. Регулирование подачи закрытием напорной задвижки;
2. Регулирование подачи закрытием задвижки на входе.

Проведенный анализ работы гидравлической системы этими двумя способами показал, что при регулировании задвижкой на входном участке, затраты меньше, чем при традиционном способе регулирования напорной задвижкой. Это видно из соотношения полной энергии к полезной части работы в системе – оно уменьшается, при этом происходит экономия электроэнергии.

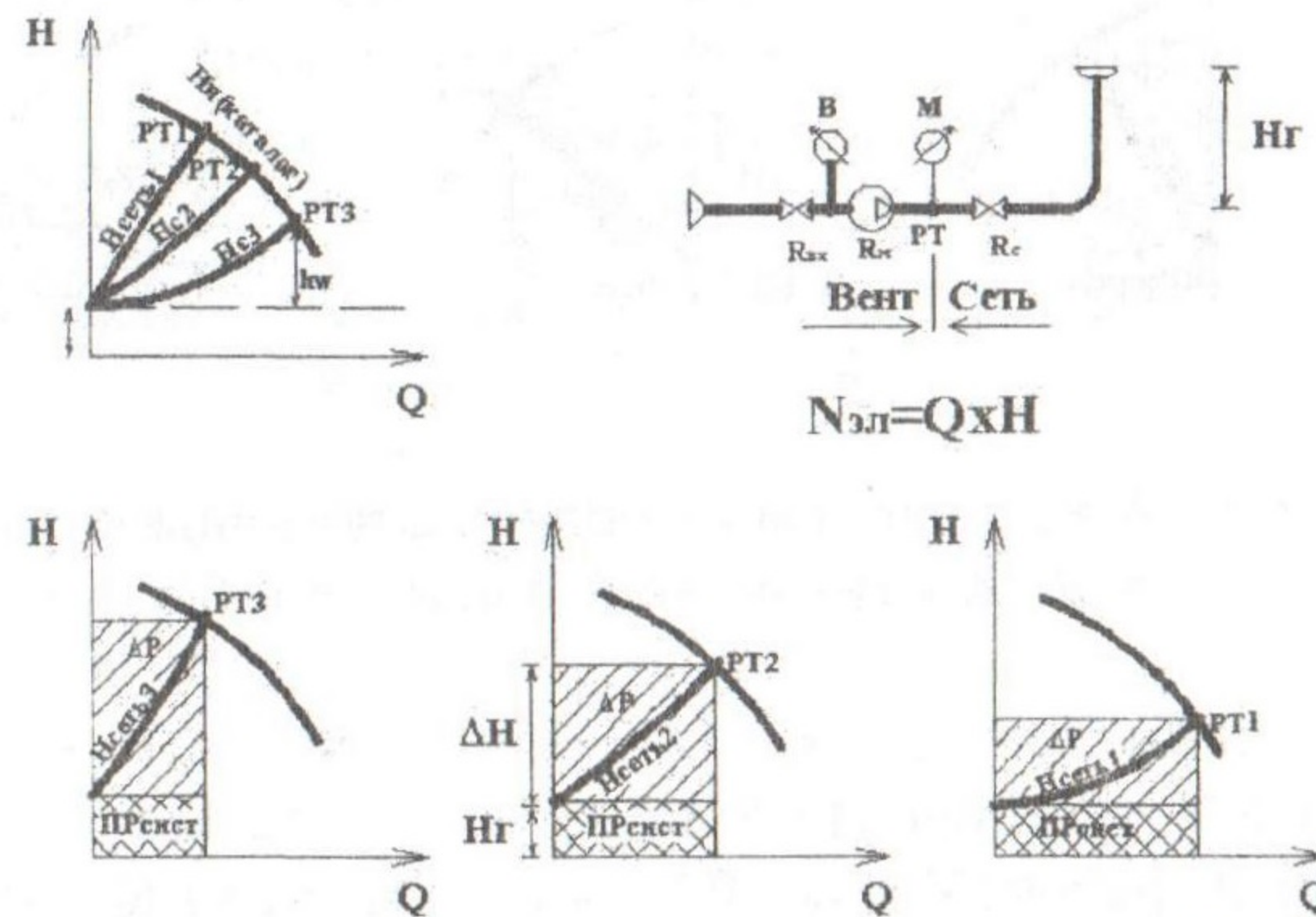


Рис. 3. Регулирование подачи с помощью задвижки на всосе (изменение характеристики нагнетателя)

### Литература

1. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. - М.: Энергия, 1978. - 320 С.
2. Селезнев К.П. Теория и расчет турбокомпрессоров/ К.П. Селезнев, Ю.С. Подобуев, С.А. Анисимов Под общ ред. К.П. Селезнева, - Л.: Машиностроение. - 1968, 408 С.
3. Арсирый В.А., Расчет напорных характеристик насосов// Холодильна техніка і технологія. - 2004. - №5 (91). - С. 39.