

## ЛЕКЦИЯ 7

### НАСОСЫ: НАПОР, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ, ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ РАБОТА НАСОСОВ НА ГИДРАВЛИЧЕСКУЮ СЕТЬ

Насосы служат для перемещения жидкостей. Этот процесс сопровождается преобразованием механической энергии электродвигателя в энергию перемещаемой жидкости.

#### Основные параметры работы насоса

1. Производительность (подача, расход) - объем жидкости, перемещаемый насосом в единицу времени,  $\dot{V}$  или  $Q$ , м<sup>3</sup>/с;

2. Напор - удельная энергия, сообщаемая насосом единице веса перекачиваемой жидкости,  $H$ , м;

3. Мощность – получаемая или передаваемая энергия в единицу времени, кВт.

Выделяют несколько мощностей, в зависимости от потерь при ее передаче, которые учитываются различными коэффициентами полезного действия. Различают следующие типы мощности (Рис.7.1):

Полезная мощность  $N_n$  - энергия, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости:

$$N_n = \dot{V} \Delta P = \dot{V} \rho g H \quad (7.1)$$

где  $\rho$  - плотность перемещаемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\dot{V}$  - производительность, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta P$  - перепад давления на насосе, Па;  $H$  – напор, м;

$N_e$  - потребляемая насосом мощность больше полезной, и ее избыток идет на компенсацию потерь энергии в насосе.

$$N_e = N_n / \eta_n, \quad (7.2)$$

где  $\eta_n$  - коэффициент полезного действия насоса.

Кпд насоса  $\eta_n$  учитывает утечки через уплотнения и зазоры (объемный кпд)  $\eta_v$ , потери напора при движении перекачиваемой жидкости внутри насоса (гидравлический кпд)  $\eta_g$ , и потери на трение между подвижными частями насоса, такими как подшипники и сальники (механический кпд)  $\eta_{мех}$ .

$$\eta_n = \eta_v \eta_z \eta_{мех} \quad (7.3)$$

Для поршневых насосов  $\eta_n = 0,8 \div 0,9$ , для центробежных  $0,6 \div 0,9$ , для центробежных большой производительности может достигать  $0,95$ .

Мощность на валу двигателя выше потребляемой насосом мощности, в свою очередь, мощность, развиваемая двигателем, превышает мощность на валу, что необходимо для компенсации потерь энергии при ее передаче от двигателя к насосу.

$N_{вал}$  - мощность на валу двигателя, кВт;

$N_{дв}$  - мощность подводимая к двигателю от электрической сети.

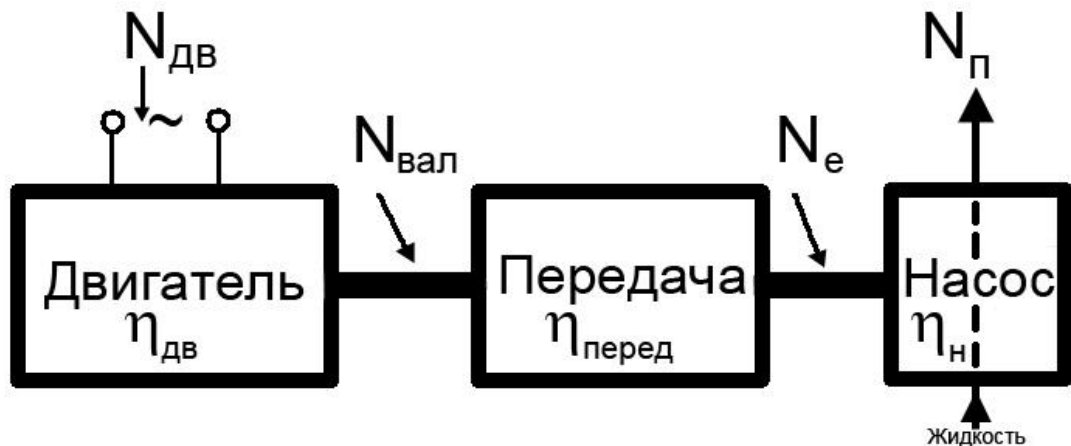


Рис.7.1. Принципиальная схема насосной установки.

Общий КПД насосной установки, включающей электродвигатель, насос и передачу между двигателем и насосом, определяется как:

$$\eta_{общ} = \eta_{дв} \eta_{пер} \eta_n \quad (7.4)$$

Мощность двигателя и полезная мощность связаны общим коэффициентом полезного действия насосной установки:

$$N_{дв} = N_n / \eta_{общ} \quad (7.5)$$

Окончательная установочная мощность двигателя  $N_{уст}$  высчитывается с учетом возможной перегрузки в момент запуска:

$$N_{уст} = \beta N_{дв} \quad (7.6)$$

Коэффициент запаса мощности  $\beta$  является справочной величиной и изменяется от 2 для малых двигателей и до 1,1 для больших.

### Расчет напора насоса

Схема установки включает в себя приемную емкость  $E_1$ , насос  $H$ , напорную емкость  $E_2$ , соединенные трубопроводами, на которых расположены регулирующая арматура и измерительные приборы. Участок трубопровода между исходной емкостью и насосом называется всасывающим; участок трубопровода между насосом и напорной емкостью называется нагнетательным трубопроводом.

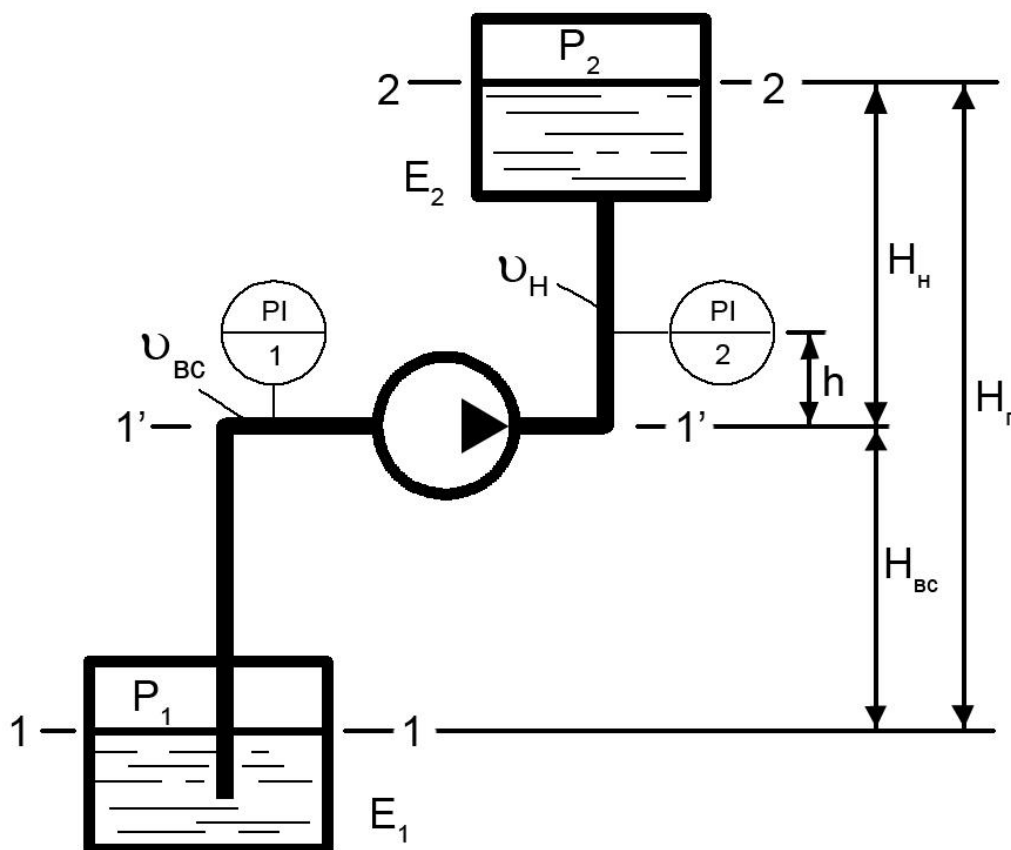


Рис.7.2. Схема установки для расчета напора насоса.

$P_1$  - давление в исходной емкости,  $P_2$  - давление в напорной емкости,  
 $u_0$  - скорость жидкости в сечении 1-1 емкости 1, совпадающей с уровнем жидкости;  
 $P_{вс}$  - давление во всасывающем трубопроводе в сечении 1'- 1',  
 $u_{вс}$  - скорость жидкости во всасывающем трубопроводе,  
 $P_н$  - давление в нагнетательном трубопроводе, в сечении 1'- 1',  
 $u_н$  - скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе,  
 $u_2$  - скорость жидкости в сечении 2-2 напорной емкости,  
 $H_2$  - геометрическая высота подъема жидкости,  
 $h$  - расстояние по вертикали между точками установки манометра и вакуумметра,  
 $H_{вс}$  - высота всасывания,  
 $H_н$  - высота нагнетания.  
Скорости измеряются в м/с, высоты в м.

Запишем уравнение баланса энергии для сечений 1-1 и 1'-1'. (точка 1' находится в во всасывающем трубопроводе в месте входа жидкости в насос).

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_{1'} + \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{n.\text{вс}} \quad (7.7)$$

$h_{n.\text{вс}}$  - гидравлическое сопротивление всасывающего трубопровода.

$$z_{1'} - z_1 = H_{\text{вс}} , \quad (7.8)$$

$v_{\text{вс}} \gg v_1$ , т.к. сечение емкости  $E_1 \gg$  сечения всасывающего трубопровода, поэтому можно пренебречь скоростным напором в левой части уравнения.

Тогда уравнение будет иметь следующий вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} = H_{\text{вс}} + \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{n.\text{вс}} \quad (7.9)$$

$$\text{Или } \frac{P_1}{\rho g} - H_{\text{вс}} - h_{n.\text{вс}} = \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} \quad (7.10)$$

Запишем баланс энергии для сечений 1'-1' (т.2' находится в нагнетательном трубопроводе в месте выхода жидкости из насоса) и сечений 2-2 (совпадающего с уровнем жидкости в емкости 2):

$$z_{2'} + \frac{P_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{n.n} \quad (7.11)$$

$h_{n.n}$  - гидравлическое сопротивление в нагнетательном трубопроводе.

$v_n \gg v_2$ , т.к. сечение емкости 2  $\gg$  сечения нагнетательного трубопровода. поэтому можно пренебречь скоростным напором в правой части уравнения.

$H_n = z_2 - z_{2'}$ , тогда уравнение (7.11) принимает вид:

$$\frac{P_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = H_n + \frac{P_2}{\rho g} + h_{n.n} \quad (7.12)$$

Сложим уравнения (7.10) и (7.12) и запишем в следующем виде:

$$\frac{P_n}{\rho g} - \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} = (H_n + H_{\text{вс}}) + \frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} + (h_{n.n} + h_{n.\text{вс}}) \quad (7.13)$$

$H_n + H_{\text{вс}} = H_z$  – геометрическая высота подъема жидкости

$h_{n.n} + h_{n.\text{вс}} = h_n$  - общие потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Тогда уравнение (7.13) имеет вид:

$$\frac{P_n - P_{вс}}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g} = H_2 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_n \quad (7.14)$$

Левая часть этого уравнения - удельная энергия, сообщаемая насосом единице веса перекачиваемой жидкости – называется напором насоса

$$H = \frac{P_n - P_{вс}}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g} \quad (7.15)$$

Тогда из уравнения (7.14) можно получить выражение для расчета напора насоса через параметры гидравлической сети

$$H = H_2 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_n \quad (7.16)$$

Это основное уравнение для расчета напора насоса.

В случае, если установка снабжена манометром и вакуумметром, установленными, соответственно, на нагнетательном и всасывающем трубопроводах, можно использовать следующее уравнение для расчета напора насоса, полученное из уравнения (7.15):

$$H = \frac{P_m + P_{вак}}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g} + h \quad (7.17)$$

Ур. (7.17) получено с учетом следующих соотношений:

$$P_n = (P_m + \rho g h) + P_{атм} \quad (7.18)$$

$$P_{вс} = P_{атм} - P_{вак} \quad (7.19)$$

#### Допустимая высота всасывания

Для определения высоты всасывания перепишем уравнение (7.10) относительно  $H_{вс}$ :

$$H_{вс} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_{вс}}{\rho g} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{н.вс} \quad (7.20)$$

Максимальная теоретическая высота определяется величиной  $P_1/\rho g$ , т.е. давлением в исходной емкости. Так, для воды, поступающей из открытого водоема при атмосферном давлении  $735,6 \text{ мм.рт.ст} = 1 \text{ ат}$ , максимальная теоретическая высота всасывания равна 10 м. Соответственно, чем больше давление над уровнем жидкости в емкости 1, тем выше высота установки насоса.

На практике высота всасывания значительно ниже максимальной теоретической высоты всасывания. Давление во всасывающем трубопроводе не может опуститься ниже

давления насыщенного пара перекачиваемой жидкости при данной температуре  $P_t$ . Если давление во всасывающем трубопроводе  $P_{вс}$  достигнет давления насыщенного пара  $P_t$ , то жидкость закипит, возникнет процесс интенсивного парообразования, разрыв потока и насос перестанет перекачивать жидкость. С увеличением температуры перекачиваемой жидкости давление насыщенного пара  $P_t$  увеличивается, это приводит к снижению максимальной высоты установки насоса над уровнем жидкости или высоты всасывания.

Поэтому, с учетом вышесказанного, расчетное уравнение для определения высоты всасывания имеет следующий вид:

$$H_{вс} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_t}{\rho g} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{н.вс} - h_{дон} \quad (7.21)$$

где  $h_{дон}$  - запас напора из-за отрыва жидкости от поршня вследствие инерционных сил в поршневых и плунжерных насосах и из-за явления кавитации в центробежных насосах.

$$\text{В поршневых насосах: } h_{дон} = 1,2 \frac{L f_{порш} v^2}{g f_{мп} r}, \quad (7.22)$$

где:  $L$  - высота столба жидкости во всасывающем трубопроводе (расстояние по вертикали от уровня жидкости до оси насоса),

$f_{порш}$  - площадь поперечного сечения поршня или плунжера,

$f_{мп}$  - площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода,

$v$  - окружная скорость вращения кривошипа,

$r$  - радиус кривошипа.

$$\text{В центробежных насосах: } h_{дон} = 0,3 \left( \dot{V} n^2 \right)^{2/3} \quad (7.23)$$

где:  $\dot{V}$  - производительность насоса, м<sup>3</sup>/с;

$n$  - скорость вращения вала насоса, (с<sup>-1</sup>).

### Кавитация

Абсолютное давление на входе в рабочее колесо насоса должно быть больше упругости насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре. Если это условие не соблюдается, начинается парообразование, уменьшается производительность насоса. Пределом является разрыв потока жидкости, после чего насос перестает подавать жидкость.

Явления, происходящие в насосе при парообразовании в начальной стадии и вплоть до прекращения работы, носят общее название - кавитация.

При длительной работе насоса в условиях кавитации рабочее колесо и корпус начинают разрушаться.

Кавитация представляет собой сложный комплекс явлений:

1. Выделение пара и растворенных газов из жидкости в тех областях, где давление жидкости равно или меньше давления насыщенных паров.

2. Местное повышение скорости движения жидкости в том месте, где возникло парообразование, и беспорядочное движение жидкости.

3. Конденсация пузырьков пара, увлеченных потоком жидкости в область повышенного давления. Конденсация каждого из пузырьков приводит к резкому уменьшению объема и гидравлическому удару в микроскопических зонах. Многократно повторяющиеся механические воздействия при конденсации пузырьков вызывают процесс разрушения материала колеса и корпуса, что является наиболее опасным следствием кавитации.

4. Химическое разрушение металла в зоне кавитации кислородом воздуха, выделившегося из жидкости при прохождении ее в зонах пониженного давления. Это процесс коррозии.

Явления кавитации сопровождаются характерным потрескиванием в области всасывания, шумом и вибрацией насоса.

Кавитация уменьшает кпд, напор и производительность насоса. При сильном развитии кавитации насос полностью прекращает работу.

От действия кавитации поверхность деталей становится шероховатой и губчатой, что способствует быстрому истиранию деталей механическими примесями в жидкости.

Особенно сильно кавитационному разрушению подвержены чугун и углеродистая сталь. Наиболее устойчивы - нержавеющие стали и бронза.

### Характеристика центробежного насоса

Зависимости напора насоса  $H$ , потребляемой мощности  $N_e$  и кпд насоса  $\eta_n$  от производительности  $\dot{V}$  при постоянном числе оборотов  $n = \text{const.}$  называют характеристикой насоса. Эти зависимости получают при испытании насосов, регулируя расход с помощью вентиля на нагнетательной линии.

На рис.7.3 приведена характеристика центробежного насоса. Из нее видно, что с увеличением производительности при  $n = \text{const}$ , напор насоса уменьшается, потребляемая мощность возрастает, а КПД проходит через максимум. На начальном участке кривой  $H-\dot{V}$  может наблюдаться небольшое возрастание напора. Эта область соответствует неустойчивой работе насоса.

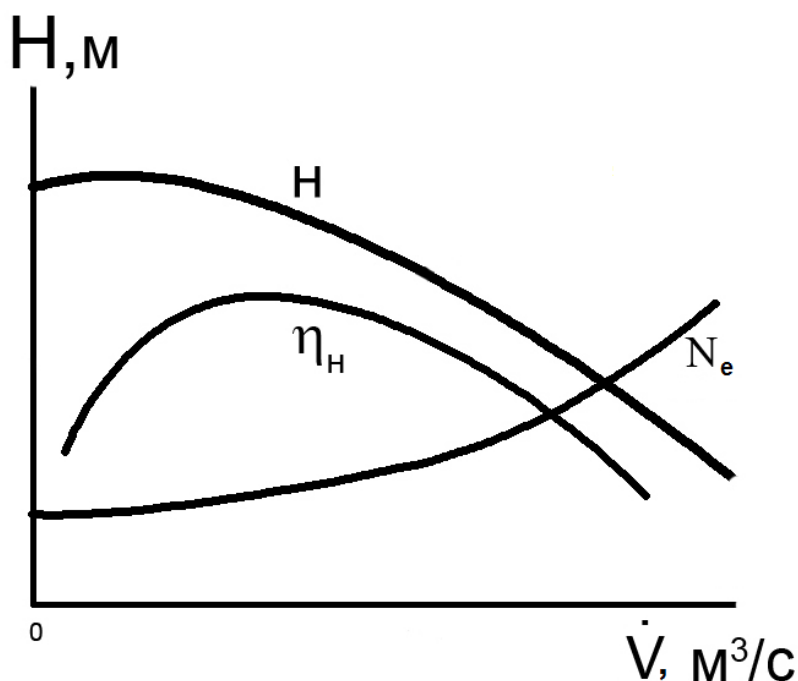


Рис.7.3. Характеристика центробежного насоса

Работа центробежного насоса на гидравлическую сеть

Понятие гидравлической сети включает в себя совокупность резервуаров, трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры, фильтров, через которые насосом прокачивается жидкость. Каждый из этих элементов обладает своими гидравлическими характеристиками, которые в совокупности представляют собой общую характеристику сети.

Характеристика сети показывает зависимость напора  $H$  от расхода жидкости  $\dot{V}$ . Напор  $H$ , требуемый для перекачивания жидкости через данную гидравлическую сеть, можно определить по уравнению (7.16), дополнив выражением для  $h_{nom}$ :



$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_{mc i} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (7.24)$$

Выразим скорость  $v$  через объемный расход  $v = \dot{V}/S$  ( $S$  - сечение трубопровода) и подставим в уравнение (7.24):

$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + kV^2 \quad (7.25)$$

Если считать коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  практически постоянным, то получим характеристику гидравлической сети в виде параболической зависимости.

Точка пересечения характеристики насоса и характеристики сети, называется рабочей точкой (Рис.7.4), она отвечает наибольшей производительности при работе на данную сеть. Если требуется более высокая производительность, то необходимо либо увеличить число оборотов электродвигателя, либо заменить данный насос на другой с большей производительности. Насос должен быть выбран так, чтобы рабочая точка соответствовала требуемым производительности и напору в области наибольших КПД.

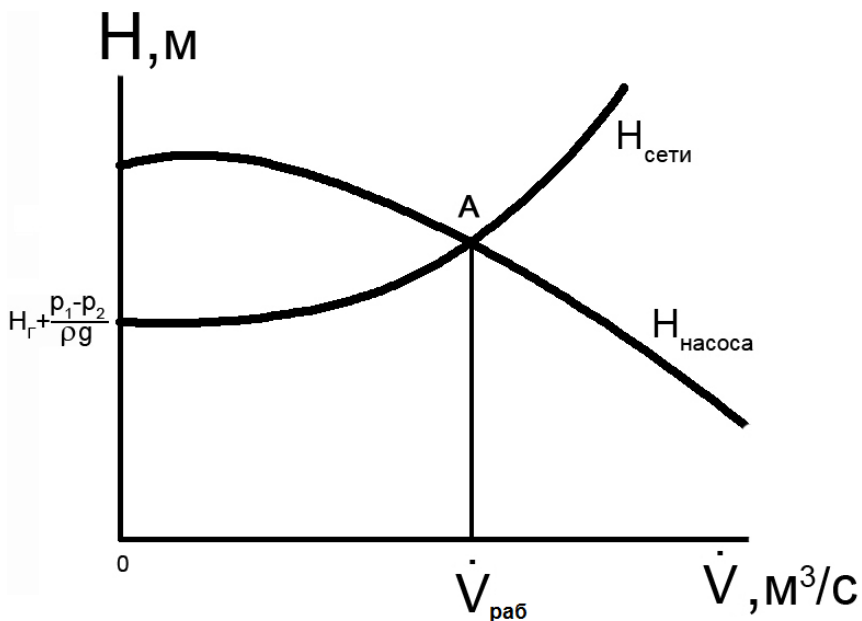


Рис.7.4. Рабочая точка при работе центробежного насоса на гидравлическую сеть

Характеристика поршневого (плунжерного) насоса

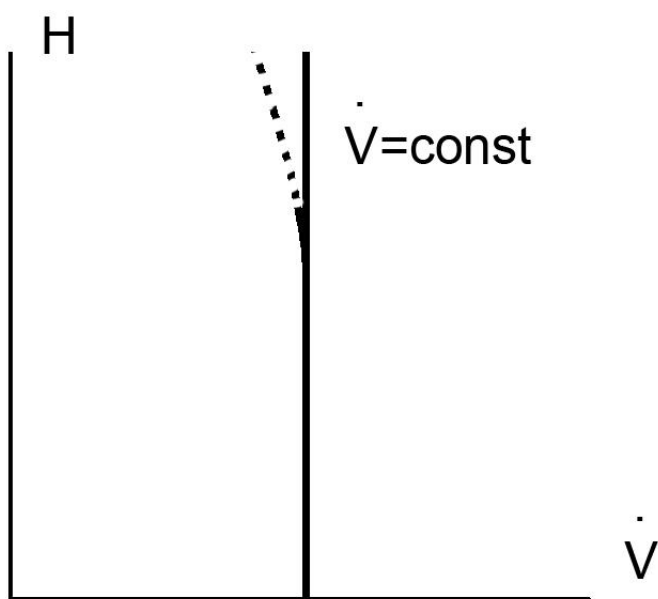


Рис.7.5. Характеристика поршневого (плунжерного) насоса