

ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА НАСОСА ПРИ РЕЦИРКУЛЯЦИОННОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ЕГО ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Филоненко В.Н. Национальный университет пищевой промышленности,
г. Киев, Украина

Цыганков Д.Н. ООО “Техпроект”, г. Курск, Россия.

При откачке конденсата, свекловичного сока, технической воды из сборников в сахарном производстве широкое применение нашла система с рециркуляционным регулированием уровня жидкости в сборнике и, соответственно, подачи насоса.

Принципиальная схема рециркуляционного регулирования подачи насоса и уровня в приемном (для насоса) сборнике приведена на рис. 1.

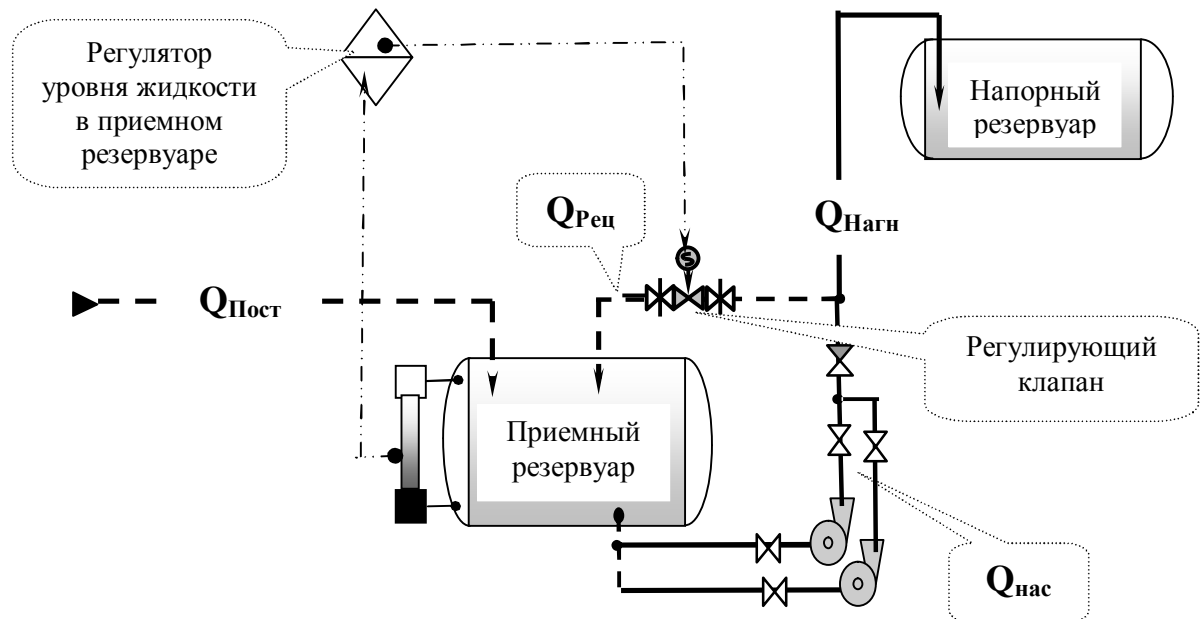


Рис. 1. Принципиальная схема откачки жидкости из приемного резервуара с использованием рециркуляционного регулирования уровня жидкости и подачи насоса.

В рис. 1 использованы следующие обозначения:

- $Q_{\text{Пост}}$ – количество жидкости, поступающей в сборник, т/час. Определяется технологической необходимостью производства.
- $Q_{\text{Нагн}}$ – расход жидкости в нагнетательном трубопроводе, т/час. Равняется величине $Q_{\text{Пост}}$ по условию регулирования.
- $Q_{\text{Нас}}$ – подача откачивающего насоса, т/час. Определяется взаимодействием гидравлических характеристик насоса, рециркуляционного и нагнетательного трубопроводов.
- $Q_{\text{Рец}}$ – расход жидкости в рециркуляционном трубопроводе, т/час. Определяется взаимодействием гидравлических характеристик насоса, рециркуляционного и нагнетательного трубопроводов.

Техническая привлекательность такой системы состоит в достаточной простоте ее аппаратного оформления и долговечности регулирующего клапана на рециркуляционном трубопроводе, поскольку давление, развиваемое насосом, и действующее на него на 20-30% меньше давления на клапан, если бы он был установлен на нагнетательном трубопроводе.

Финансовая привлекательность такой системы состоит в том, что эксплуатационные затраты для рециркуляционного регулирования на 20-25 % ниже, чем затраты для системы с частотным регулированием. Как известно, в эксплуатационные затраты включаются в т.ч. затраты на электроэнергию для привода насоса и амортизационные отчисления на систему автоматического регулирования,

Объяснение этому - простое. Поскольку на сахарном заводе для электропривода насоса используется электроэнергия собственного производства, а стоимость топлива для ТЭЦ достаточно мала (например, для природного газа – 3500 – 4000 руб/тыс м³), то себестоимость собственной электроэнергии для сахарного завода составляет 0,8 – 0,9 руб/кВт.ч.

Соответственно, эксплуатационные затраты на рециркуляционное регулирование, с учетом даже 30 % дополнительного расхода жидкости в рециркуляционном трубопроводе, на 20-25 % ниже затрат при частотном регулировании, принимая во внимание высокие (20 % от стоимости) амортизационные отчисления на регулятор числа оборотов привода насоса.

Таким образом, в течение всего срока окупаемости (5-ть лет) завод, закупивший систему частотного регулирования, будет переплачивать 20% - 25% стоимости эксплуатации рециркуляционного регулирования, потом еще 2-3 года «возвращать» переплаченную сумму, эксплуатируя частотную систему из полученной прибыли. И только на 7-й – 9-й год завод начнет получать прибыль от закупки частотного регулятора.

Таковы результаты сложившегося на сегодня паритета цен на топливо и оборудование.

Очевидно, что такая ситуация существует только при дешевом топливе. При дорогом топливе и, соответственно, дорогой электроэнергии, альтернативы частотному регулированию – не будет. Амортизационные отчисления на частотное регулирование будут ниже затрат на перекачку жидкости в рециркуляционном трубопроводе и эксплуатировать частотные регуляторы будет однозначно выгоднее.

Как показали наши исследования рециркуляционных систем, для достижения минимальных энергозатрат на электропривод насосов, откачивающий насос должен выбран таким образом, чтобы его эксплуатационная подача через нагнетательный трубопровод – $Q_{\text{Нагн}}^{\text{необх}}$, находилась в пределах диапазона регулирования пропускания жидкости через него, а именно – от $Q_{\text{Нагн}}^{\text{Min}}$ до $Q_{\text{Нагн}}^{\text{Max}}$, как показано на рис. 2.

На рис. 2 в общепринятой для гидравлических расчетов системе координат **H-Q**, изображены гидравлические характеристики насоса и трубопроводов в их эксплуатационном взаимодействии, где **H**, м.вд.ст – напор насоса и гидравли-

ческое сопротивление трубопроводов, а Q , м³/час – подача насоса и расход жидкости через трубопроводы.

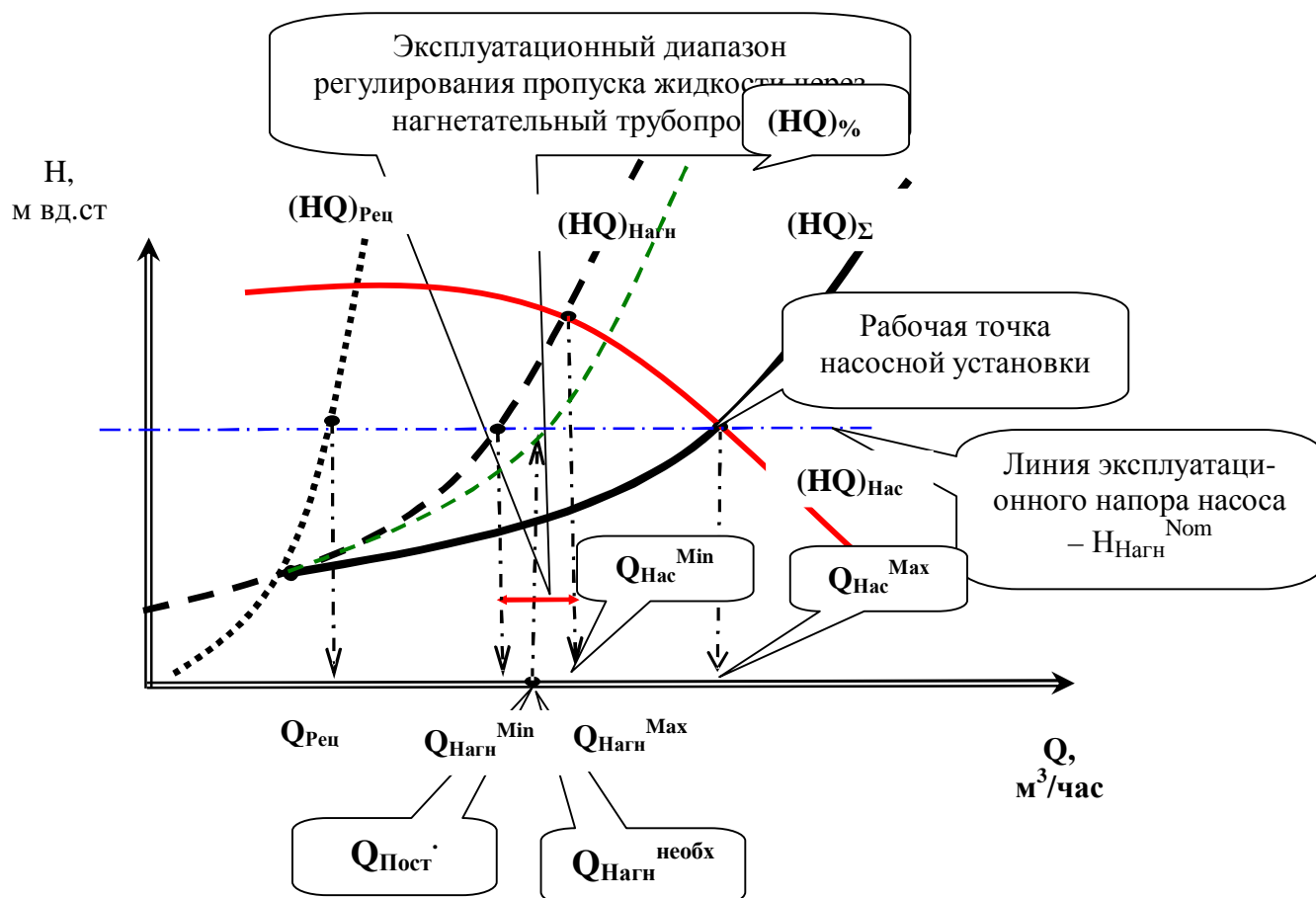


Рис. 2. Графическая интерпретация работы центробежного насоса в системе откачки жидкости из сборника с рециркуляционным регулированием подачи насоса и уровня в сборнике.

В рис. 2 использованы следующие обозначения:

- $(HQ)_{\text{Нагн}}$ – гидравлическая характеристика нагнетательного трубопровода с полностью открытой запорной арматурой.
- $(HQ)_{\text{Рец}}$ – гидравлическая характеристика рециркуляционного трубопровода с полностью открытыми регулирующим клапаном и запорной арматурой.
- $(HQ)_{\Sigma}$ – объединенная гидравлическая характеристика нагнетательного и рециркуляционного трубопроводов с полностью открытыми регулирующим клапаном и запорной арматурой.
- $(HQ)_{\%}$ – объединенная гидравлическая характеристика нагнетательного и рециркуляционного трубопроводов с частично закрытым регулирующим клапаном на рециркуляционном трубопроводе.

$Q_{\text{Пост}}^{\text{M}}$ – ...поступление жидкости в сборник, м³/час. Соответствует технологическому регламенту производства.

$Q_{\text{Нагн}}^{\text{Экспл}}$ – эксплуатационный расход жидкости в нагнетательном трубопроводе. Соответствует поступлению жидкости в сборник - $Q_{\text{Пост}}^{\text{Nom}}$, $\text{м}^3/\text{час}$.

$Q_{\text{Нагн}}^{\text{Max}}$ – максимальный расход жидкости в нагнетательном трубопроводе, $\text{м}^3/\text{час}$. Соответствует полностью закрытому регулирующему клапану.

$Q_{\text{Нагн}}^{\text{Min}}$ – минимальный расход жидкости в нагнетательном трубопроводе, $\text{м}^3/\text{год}$. Соответствует полностью открытому регулирующему клапану.

$Q_{\text{Рец}}$ – расход жидкости в рециркуляционном трубопроводе при полностью открытом регулирующем клапане, $\text{м}^3/\text{час}$.

$Q_{\text{Нас}}^{\text{Max}}$ – максимальная подача насоса при полностью открытом регулирующем клапане на рециркуляционном трубопроводе, $\text{м}^3/\text{час}$.

$Q_{\text{Нас}}^{\text{Min}}$ – минимальная подача насоса при полностью закрытом регулирующем клапане на рециркуляционном трубопроводе, $\text{м}^3/\text{час}$.

В случае если выбор типоразмера насоса осуществлен исходя из других соображений и указанное условие не соблюдено, то нами прогнозируются следующие последствия – либо при любом положении регулирующего клапана уровень в сборнике будет отсутствовать, либо сборник будет заполнен полностью.

Т.е. система автоматического регулирования не может удерживать уровень жидкости в сборнике на регламентном (50 %) уровне.

То, что эксплуатационная номинальная подача откачивающего насоса должна быть выше прихода жидкости в сборник это очевидно.

Должно быть выдержано условие $Q_{\text{Нас}}^{\text{Nom}} > Q_{\text{Пост}}^{\text{Nom}}$, поскольку насос должен обеспечить и откачивание поступившей жидкости через нагнетательный трубопровод – $Q_{\text{Пост}}^{\text{Nom}}$ и пропуск жидкости через рециркуляционный трубопровод – $Q_{\text{Рец}}$.

Но вот насколько больше и от каких факторов, и геометрических размеров гидравлической системы зависит это превышение? Ответы на эти вопросы в литературе, доступной эксплуатационному персоналу завода, по нашему мнению, отсутствуют.

Предпосылками написания статьи явились наши наблюдения, когда смонтированная система откачивания жидкости из сборника либо держит на нуле уровень жидкости, либо переполняет сборник.

Ниже приводим изложение методики выбора типоразмера откачивающего насоса, гарантирующую, в случае ее соблюдения, энергосберегающий режим работы насоса и поддержание в пределах регламента (50 %) уровня жидкости в сборнике.

1. Установить числовое значение номинального прихода жидкости в сборник –. Указанный расход определяется технологическим или тепловым регламентом производства.
2. Рассчитать требуемый внутренний диаметр нагнетательного трубопровода – $(d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}})^{\text{Треб}}$, м, исходя из предпочтительной скорости жидкости в нем **1,8 м/с – 2,5 м/с**. Расчет следует произвести по формуле:

$$(d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}})^{\text{Треб}} = [4 \cdot Q_{\text{Пост}}^{\text{Nom}} / (\rho_{\text{Жидк}} \cdot v_{\text{Жидк}} \cdot 3,6 \cdot \pi)]^{0,5} \quad (1)$$

где:

$\rho_{\text{Жидк}}$ – плотность откачиваемой жидкости, кг/м³;

$v_{\text{Жидк}}$ – скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с. Принимается в пределах 1,8 м/с – 2,5 м/с.

3,6 – коэффициент перерасчета размерностей;

π – число “пи”. Равняется 3,14.

3. Принять к установке ближайший диаметр стандартного нагнетательного трубопровода и установить фактическое значение его внутреннего диаметра – $d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}}$,

4. Установить внутренний диаметр рециркуляционного трубопровода – $d_{\text{Рец}}^{\text{Вн}}$, исходя из соотношения: $d_{\text{Рец}}^{\text{Вн}} = (0,25 - 0,35) \cdot d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}}$. Этим обеспечивается превышение в три – четыре раза гидравлического сопротивления рециркуляционного трубопровода над сопротивлением нагнетательного трубопровода при равных скоростях жидкости.

5. Построить в системе координат “Н-Q” гидравлическую характеристику нагнетательного трубопровода – $H_{\text{Нагн}} = f(Q_{\text{Нагн}})$. При построении следует учесть реальные геометрические размеры нагнетательного трубопровода и давления в приемном и напорном резервуарах.

Построение следует привести, используя формулу, описывающую его гидравлическую характеристику::

$$(H_{\text{Нагн}})_i = (p_2 - p_1) \cdot 10 + (z_2 - z_1) + 6,4 \cdot 10^{-9} \cdot (\lambda_{\text{Нагн}} (L_{\text{Нагн}}/d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}}) + \sum \zeta_{\text{м.с}}) \cdot Q_i^2 / (d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}})^4 \quad (2)$$

где:

$(H_{\text{Нагн}})_i$ – текущее значение гидравлического сопротивления нагнетательного трубопровода, м в.ст;

p_2 – фактическое давление (по манометру) в напорном резервуаре, ат(м).

Следует принимать равным давлению в сосуде, в который откачивается жидкость;

p_1 – фактическое давление (по манометру) в приемном резервуаре, ат(м).

Следует принимать равным давлению в сборнике, из которого откачивается жидкость;

z_2 – фактическая геометрическая высота подъема жидкости в нагнетательном трубопроводе, м;

z_1 – фактическая геометрическая высота уровня жидкости в приемном резервуаре, м;

$6,4 \cdot 10^{-9}$ – коэффициент перерасчета размерностей, ед;

- $\lambda_{\text{Нагн}}$ – числовое значение коэффициента шероховатости нагнетательного трубопровода, ед. Следует принимать в пределах 0,025 – 0,035.
- $L_{\text{Нагн}}$ – фактическая длина установленного нагнетательного трубопровода, м;
- $d_{\text{Нагн}}^{\text{Вн}}$ – внутренний диаметр установленного нагнетательного трубопровода, м;
- $\Sigma \zeta_{\text{м.с}}$ – сумма числовых значений местных сопротивлений (запорной арматуры, поворотов, теплообменников, диафрагм, обратных клапанов и т.д.) в нагнетательном трубопроводе, ед;
- Q_i^2 – текущее значение расхода жидкости через нагнетательный трубопровод, м³/час. Следует последовательно принимать 0, 10, 20, 30, 40 и т.д., т/час.
6. Построить в системе координат “Н-Q” гидравлическую характеристику рециркуляционного трубопровода с полностью открытым регулирующим клапаном – $H_{\text{Рец}}^{100\%} = f(Q_{\text{Байп}})$. Построение следует привести, используя формулу (2).
 7. Построить в системе координат “Н-Q” объединенную гидравлическую характеристику двух трубопроводов – нагнетательного и рециркуляционного с полностью открытым регулирующим клапаном – $H_{\Sigma}^{100\%} = f(Q_i)$. Для построения использовать принцип параллельного (по оси абсцисс) суммирования их характеристик.
 8. Построить в системе координат “Н-Q” гидравлическую характеристику рециркуляционного трубопровода с прикрытым на 35 % регулирующим клапаном – $H_{\text{Рец}}^{35\%} = f(Q_i)$. Построение следует привести, используя формулу (2).
 9. Построить в системе координат “Н-Q” объединенную гидравлическую характеристику двух трубопроводов – нагнетательного и рециркуляционного с прикрытым регулирующим клапаном – $H_{\Sigma}^{35\%} = f(Q_i)$. Для построения использовать принцип параллельного (по оси абсцисс) суммирования их характеристик.
 10. Установить на оси абсцисс – “Q” положение величины $Q_{\text{Прих}}^{\text{Nom}}$, провести перпендикуляр $Q_{\text{Прих}}^{\text{Nom}} = \text{Const}$ до пересечения с характеристикой нагнетательного трубопровода $H_{\text{Нагн}} = f(Q_i)$ и установить их точку пересечения – “К”. Точка “К” будет характеризовать номинальный эксплуатационный пропуск жидкости в нагнетательном трубопроводе – $Q_{\text{Нагн}}^{\text{Экспл}}$.
 11. Из точки “К” провести вправо горизонтальную линию постоянного напора – $H_{\text{Нагн}}^{\text{Экспл}} = \text{Const}$ до пересечения с характеристикой $H_{\Sigma}^{30\%} = f(Q_i)$ и в точке их пересечения установить положение точки $R^{30\%}$.
 12. Подобрать типоразмер насосного агрегата таким образом, чтобы номинальный участок характеристики насоса “наложился” на точку R^{Nom} .
 13. Убедится, что значения $Q_{\text{Нагн}}^{\text{Экспл}}$ находится в пределах от $1,25 \cdot Q_{\text{Пост}}^{\text{om}}$ до $1,35 \cdot Q_{\text{Пост}}^{\text{Nom}}$. Соблюдение этого условия гарантирует необходимый диапазон регулирования и достаточно низкий уровень затрат электроэнергии на привод насоса. В случае несоответствия – увеличить или уменьшить

диаметр рециркуляционного трубопровода и последовательно выполнить расчеты, начиная с п. 4.

На рис. 3 приведено графическое изображение изложенной выше методики.

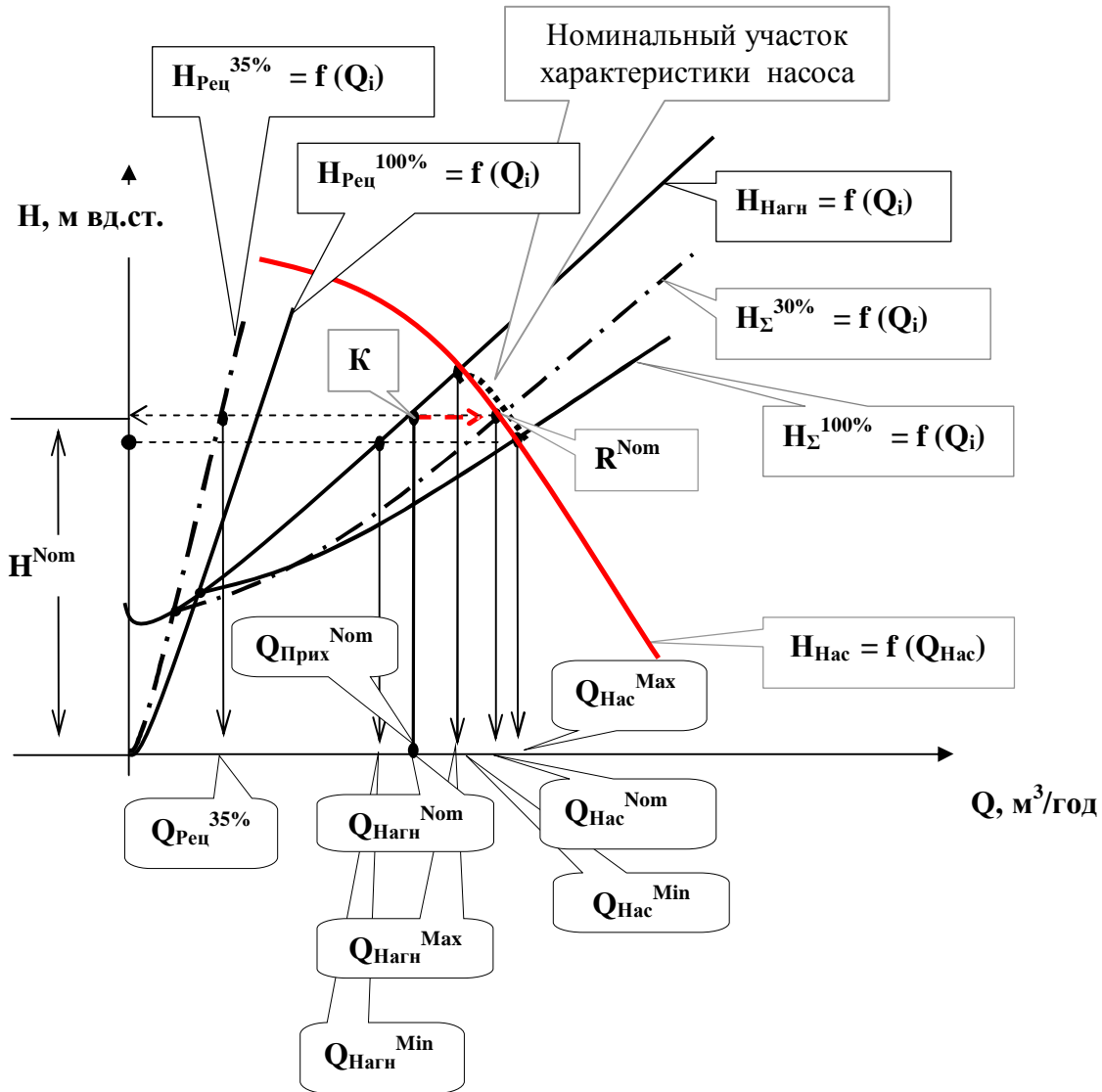


Рис. 3. Графическая интерпретация методики выбора центробежного насоса для откачивания жидкости и рециркуляционного регулирования уровня в сборнике.

В рис. 3 использованы следующие эксплуатационные параметры:

$H_{Rec}^{100\%} = f(Q_i)$ – гидравлическая характеристика рециркуляционного трубопровода с полностью открытым регулирующим клапаном;

$H_{Rec}^{35\%} = f(Q_i)$ – гидравлическая характеристика рециркуляционного трубопровода с закрытым на 35 % регулирующим клапаном;

$H_{Nagn} = f(Q_i)$ – гидравлическая характеристика нагнетательного трубопровода;

$H_{\Sigma}^{35\%} = f(Q_i)$ – суммарная гидравлическая характеристика нагнетательного и рециркуляционного трубопроводов с прикрытым на 35 % регулирующим клапаном;

$H_{\Sigma}^{100\%} = f(Q_i)$ – суммарная гидравлическая характеристика нагнетательного и рециркуляционного трубопроводов с полностью открытым регулирующим клапаном;

$H_{\text{Нас}} = f(Q_i)$ – гидравлическая характеристика центробежного насоса;

R^{Nom} – рабочая точка насосной установки в номинальном эксплуатационном режиме;

K – точка пересечения линии $Q_{\text{Прих}}^{\text{Nom}} = \text{Const}$ и гидравлической характеристики нагнетательного трубопровода. Устанавливает номинальные параметры эксплуатации нагнетательного трубопровода

$Q_{\text{Прих}}^{\text{Nom}}$ – номинальный приход (поступление) жидкости в сборник, м³/час;

$Q_{\text{Нас}}^{\text{Nom}}$ – номинальная эксплуатационная подача насоса, м³/час;

$Q_{\text{Нас}}^{\text{Max}}$ – максимальная подача насоса, м³/час;

$Q_{\text{Нас}}^{\text{Min}}$ – минимальная подача насоса, м³/час;

$Q_{\text{Нагн}}^{\text{Max}}$ – максимальный пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод, м³/час;

$Q_{\text{Нагн}}^{\text{Min}}$ – минимальный пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод, м³/час;

$Q_{\text{Нагн}}^{\text{Nom}}$ – номинальный пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод, м³/час;

$Q_{\text{Рец}}^{35\%}$ – пропуск жидкости через рециркуляционный трубопровод в номинальном эксплуатационном режиме, м³/час;

$H_{\text{Нас}}$ – эксплуатационный напор, развиваемый насосом, м.вд.ст.

Установленный изложенным методом типоразмер центробежного насоса гарантирует решение всех возможных задач, которые возникают во время эксплуатации, а именно:

- поддержание уровня в сборнике;
- откачки номинального, максимального и минимального поступления жидкости в сборник;
- увеличения на $\approx 35\%$ пропуски жидкости через нагнетательный трубопровод за счет полного закрытия регулирующего клапана (при необходимости снизить уровень в сборнике).
- уменьшения на $\approx 65\%$ пропуски жидкости через нагнетательный трубопровод за счет полного открытия регулирующего клапана (при необходимости повысить уровень в сборнике).

По результатам моделирования рециркуляционной системы нами установлены следующие закономерности:

- Применение насоса с ниспадающей характеристикой гарантирует больший диапазон регулирования пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод и расширяет возможности автоматизированной системы регулирования уровня.
- Применение насоса с пологой характеристикой уменьшает диапазон регулирования пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод и ограничивает возможности автоматизированной системы регулирования уровня.
- Увеличение диаметра рециркуляционного трубопровода выше расчетного увеличивает пропуск жидкости через него и, соответственно, подачу насоса и энергозатраты на его привод.
- Уменьшение диаметра рециркуляционного трубопровода ниже расчетного, снижая пропуск жидкости, уменьшает подачу насоса, но уменьшает диапазон регулирования пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод и ограничивает возможности автоматизированной системы регулирования уровня
- Большое гидравлическое сопротивление нагнетательного трубопровода (наличие подогревателя, большая длина, уменьшенный диаметр и т.д.), уменьшая подачу насоса и увеличивая пропуск через рециркуляционный трубопровод уменьшает диапазон регулирования пропуск жидкости через нагнетательный трубопровод и ограничивает возможности автоматизированной системы регулирования уровня

Вывод.

Изложенная методика может быть полезной для предприятий, занимающихся подбором насосов, проектированием систем автоматического регулирования уровня жидкости в резервуарах и эксплуатацией этих систем.

Список использованной литературы

1. Байбаков О.В., Зеугофер О.И. Гидравлика и насосы. – М: Гоэнергоиздат. – 1957.– 238 с.
2. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры.– М.: Энергия, 1984. – 416 с.
3. Временные нормы технологического проектирования свеклосахарных заводов. ВНТП 3-77. .– М.: ГПИ Гипросахпром.– 1977. – 165 с.