2. Узел выгрузки растворителя из расходной емкости:

Исходные данные:

- Тип растворителя: бутилацетат:
- Рабочая температура: окружающей среды (от +18 до +23 – климатические характеристики помещения);
- Плотность растворителя: 878 ÷ 881 кг/м^3;
- Производительность: 250-300 л/мин = 15 ÷ 18 м^3/час;
- Давление насыщенных паров: 2 кПа = 0,02 кг/см^2;
- Вязкость растворителя, динамическая, при температуре 25˚С: 0,000685 Па×с = 0,685 мПа×с;
- Вязкость растворителя, кинематическая: 0,7775 сСт (при плотности 881 кг/м^3);
- Давление в приемной емкости 0,4 кг/см^2;
- Давление в расходной емкости 0,4 кг/см^2;
- Тип насоса (центробежный, шестеренный и т.п.): центробежный, винтовой (?).

Расчет выполняется в соответствии с учебным пособием: Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. «Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии».

Необходимый диаметр напорного трубопровода находим исходя из заданной производительности:

$$Q = \frac{\pi \times d^2}{4} w$$

Где:

Q – расход перекачиваемой жидкости, м^3/с (принимаем Q = 18 м^3/час = 18/3600 = 0,005 м^3/с);

w – скорость потока, м/с (принимаем по таблице 1.1 w = 2,5 м/с – для жидкостей с напорных трубопроводах).

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{w \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}005}{2{,}5 \times 3{,}14}} = 0{,}05 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр трубопровода Ду = 50 мм.

Расчетный напор, развиваемый насосом:

$$\mathrm{H} = \frac{\mathrm{P_2} - \mathrm{P_1}}{\rho g} + \mathrm{H_г} + \mathrm{H_п}$$

Где:

Н – напор, м

P_1 – давление в заборной емкости, Па (P_1 = 0,4 кг/см^2 = 0,4×10^5 Па);

P_2 – давление в приемной емкости, Па (P_2 = 0,4 кг/см^2 = 0,4×10^5 Па);

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м^3 (принимаем ρ = 881 кг/м^3);

g= 9,81 м/с^2 – ускорение свободного падения;

$H_г$ – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м (принимаем Нг = 4,5 м, по максимально возможной высоте подъема трубопровода);

Нп – суммарные потери напора, м, складывающиеся из потерь на трение в трубах $H_т$ и потерь в местных сопротивлениях $H_{мс}$:

$$\mathrm{H_п} = \mathrm{H_т} + \mathrm{H_{мс}}$$

$$\mathrm{H_т} = \frac{\lambda \times l}{d} \times \frac{w^2}{2g}$$

Где:

l – длинна трубопровода, м (ориентировочно принимаем l = 65 м, в соответсвии с проектом);

λ – коэффициент трения.

Для определения типа течения в трубопроводе определяем величину критерия Рейнольдса, характеризующий гидродинамический режим и являющийся мерой отношения сил инерции и внутреннего трения в потоке.

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{2{,}5 \times 0{,}05 \times 881}{0{,}000685} = 160766 - \text{развитое турбулентное течение.}$$

Где μ = 0,000685 Па×с – динамический коэффициент вязкости.

С учетом того, что жидкость движется по гидравлически шероховатым трубам, коэффициент трения при турбулентном течении рассчитываем по формуле:

$$\lambda = 0{,}11 \times e^{0{,}25}$$

Где е – относительная шероховатость трубы

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0{,}2}{50} = 0{,}004$$

Δ – абсолютная шероховатость трубы (принимаем по таблице XII Δ = 0,2 – для труб стальных цельнотянутых и сварных при незначительной коррозии);

d = 50 мм – диаметр трубопровода

$$\lambda = 0{,}11 \times 0{,}004^{0{,}25} = 0{,}028$$

$$H_т = \frac{0{,}028 \times 65}{0{,}05} \times \frac{2{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 11{,}6 \approx 12 \text{ м}$$

Потери в местных сопротивлениях:

$$H_{мс} = \sum \xi_{мс} \times \frac{w^2}{2g}$$

Где:

$\sum\zeta_{мс}$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений.

Ориентировочно определяем количество и тип местных сопротивлений (на основании проекта); значение $\zeta_{мс}$ для каждого типа сопротивления принимаем по таблице XIII):

- Вход в трубу: $\zeta_{мс}$ = 0,5 – 1 шт;
- Выход из трубы: $\zeta_{мс}$ = 1,0 – 1 шт;
- Отвод (колено): $\zeta_{мс}$ = 1,1 – 15 шт (с учетом загрузочного трубопровода, предусмотренного конструкцией миксера);
- Прямоточный вентиль (шаровой кран): $\zeta_{мс}$ = 0,79 – 4 шт;

Сумма всех коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \xi_{мс} = 0{,}5 + 1{,}0 + 15 \times 1{,}1 + 4 \times 0{,}79 = 22{,}79 \approx 23$$

Потери в местных сопротивлениях:

$$H_{мс} = 23 \times \frac{2{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 8 \text{ м}$$

Расчетный напор, развиваемый насосом:

$$H = \frac{0{,}4 \times 10^5 - 0{,}4 \times 10^5}{881 \times 9{,}81} + 4{,}5 + (8 + 12) = 25 \text{ м}$$

Давление в напорном трубопроводе насоса:

$$P = \rho g H = 881 \times 9{,}81 \times 25 = 216065 \text{ Па} = 0{,}25 \text{ МПа}$$

$$= 2{,}5 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} - \text{ (При диаметре напорного трубопровода Ду 50)}$$

5. Узел выгрузки акриловой смолы из расходной емкости:

Исходные данные:

- Тип акриловой смолы: раствор 70% в бутилацетате (расчет ведется по наиболее вязкой смоле);
- Рабочая температура: окружающей среды +25˚С – в соответсвии с параметрами воздуха заданными по проекту 07112-00-00-МН-G01-002);
- Количество смолы: 3400 кг;
- Плотность смолы: 1050 кг/м^3;
- Производительность: 250-300 л/мин = 15 ÷ 18 м^3/час;
- Вязкость смолы, динамическая, при температуре 25˚С: 8,2 Па×с = 8200 мПа×с;
- Вязкость смолы, динамическая, при температуре 20˚С: 13 Па×с = 13000 мПа×с;
- Давление в приемной емкости 0,4 кг/см^2;
- Тип насоса (центробежный, шестеренный и т.п.): шестеренный.

Расчет выполняется в соответствии с учебным пособием: Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. «Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии».

Необходимый диаметр напорного трубопровода находим исходя из заданной производительности:

$$Q = \frac{\pi \times d^2}{4} w$$

Где:

Q – расход перекачиваемой жидкости, м^3/с (принимаем Q = 6,4 м^3/час = 6,4/3600 = 0,0017 м^3/с – необходимое количество смолы в емкость загружается в течении 30 мин);

w – скорость потока, м/с (принимаем по таблице 1.1 w = 0,5 м/с – для жидкостей с напорных трубопроводах, с учетом вязкости).

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{w \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}0017}{0{,}5 \times 3{,}14}} = 0{,}065 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр трубопровода Ду = 80 мм (при этом производительность насоса увеличивается).

Расчетный напор, развиваемый насосом:

$$\text{H} = \frac{\text{P}_2 - \text{P}_1}{\rho g} + \text{H}_\text{г} + \text{H}_\text{п}$$

Где:

Н – напор, м

P_1 – давление в заборной емкости, Па (P_1 = 0,4 кг/см^2 = 0,4×10^5 Па);

P_2 – давление в приемной емкости, Па (P_2 = 0,4 кг/см^2 = 0,4×10^5 Па);

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м^3 (принимаем ρ = 1050 кг/м^3);

g= 9,81 м/с^2 – ускорение свободного падения;

$H_г$ – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м (принимаем Нг = 4,5 м, по максимально возможной высоте подъема трубопровода);

Нп – суммарные потери напора, м, складывающиеся из потерь на трение в трубах $H_т$ и потерь в местных сопротивлениях $H_{мс}$:

$$\text{H}_\text{п} = \text{H}_\text{т} + \text{H}_\text{мс}$$

$$\text{H}_\text{т} = \frac{\lambda \times l}{d} \times \frac{w^2}{2g}$$

Где:

l – длинна трубопровода, м (ориентировочно принимаем l = 53 м, минимально возможная в соответсвии с проектом);

λ – коэффициент трения.

Для определения типа течения в трубопроводе определяем величину критерия Рейнольдса, характеризующий гидродинамический режим и являющийся мерой отношения сил инерции и внутреннего трения в потоке.

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0{,}5 \times 0{,}08 \times 1050}{13{,}0} = 3{,}2 - \text{ламинарное течение.}$$

<u>При μ = 13,0 Па×с – динамический коэффициент вязкости (температура 20˚С).</u>

При ламинарном течении коэффициент трения не зависит от шероховатости стенки трубы:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{3{,}2} = 20$$

$$\text{Н}_\text{т} = \frac{20 \times 53}{0{,}08} \times \frac{0{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 169 \text{ м} - \text{потери трения очень высокие,}$$

$$\text{потребуется насос высокого давления (более } 16\,\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}\text{)}$$

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0{,}5 \times 0{,}08 \times 1050}{8{,}2} = 5{,}1 - \text{ламинарное течение.}$$

<u>При μ = 8,2 Па×с – динамический коэффициент вязкости (температура 25˚С).</u>

При ламинарном течении коэффициент трения не зависит от шероховатости стенки трубы:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{5{,}1} = 12{,}5$$

$$\text{Н}_\text{т} = \frac{12{,}5 \times 53}{0{,}08} \times \frac{0{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 106$$

Потери в местных сопротивлениях:

$$\text{Н}_\text{мс} = \sum \xi_\text{мс} \times \frac{w^2}{2g}$$

Где:

$\sum\zeta_{МС}$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений.

Ориентировочно определяем количество и тип местных сопротивлений (на основании проекта); значение $\zeta_{МС}$ для каждого типа сопротивления принимаем по таблице XIII):

- Ориентировочно определяем количество и тип местных сопротивлений (на основании проекта); значение $\zeta_{МС}$ для каждого типа сопротивления принимаем по таблице XIII):
- Вход в трубу: $\zeta_{МС}$ = 0,5 – 1 шт (с учетом установленных фильтров);
- Выход из трубы: $\zeta_{МС}$ = 1,0 – 1 шт (с учетом установленных фильтров);
- Отвод (колено): $\zeta_{МС}$ = 1,1 – 12 шт (с учетом загрузочного трубопровода, предусмотренного конструкцией миксера);
- Прямоточный вентиль (шаровой кран): $\zeta_{МС}$ = 0,79 – 4 шт;
- Внезапное сужение: $\zeta_{МС}$ = 0,3 – 1 шт.

Сумма всех коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \xi_\text{мс} = 0{,}5 + 1{,}0 + 12 \times 1{,}1 + 4 \times 0{,}79 + 0{,}3 = 17$$

Потери в местных сопротивлениях:

$$\text{Н}_\text{мс} = 17 \times \frac{0{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 0{,}54 \text{ м} = 0{,}2 \text{ м}$$

Расчетный напор, развиваемый насосом:

$$\text{Н} = \frac{0{,}4 \times 10^5 - 0{,}4 \times 10^5}{1050 \times 9{,}81} + 4{,}5 + (106 + 0{,}2) = 111 \text{ м}$$

Давление в напорном трубопроводе насоса:

$$\text{Р} = \rho g H = 1050 \times 9{,}81 \times 111 \approx 1{,}3 \text{ МПа} = 13 \text{ кг/см}^2$$

Примечание: установленная температура воздуха в помещении склада жидких материалов $Т_{ХП}$ – $Т_{ТП}$ = 25˚С.

10. Узел выгрузки продукта из миксера 3:

Исходные данные:

- Тип продукта: прозрачный лак:
- Рабочая температура: окружающей среды (от +18 до +23);
- Плотность: 990 ÷ 1100 кг/м^3;
- Производительность: 2,5 ÷ 10 м^3/час;
- Вязкость, кинематическая: 2000 сСт;
- Вязкость, динамическая, при температуре 25˚С: 2200 мПа×с;
- Давление на линии розлива: атмосферное.
- Тип насоса (центробежный, шестеренный и т.п.): шестеренный.

Расчет выполняется в соответствии с учебным пособием: Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. «Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии».

Необходимый диаметр напорного трубопровода находим исходя из заданной производительности:

$$Q = \frac{\pi \times d^2}{4} w$$

Где:

Q – расход перекачиваемой жидкости, м^3/с (принимаем Q = 5 м^3/час = 5/3600 = 0,0014 м^3/с);

w – скорость потока, м/с (принимаем по таблице 1.1 w = 0,5 м/с – для жидкостей в напорных трубопроводах).

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{w \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}0014}{0{,}5 \times 3{,}14}} = 0{,}05 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр трубопровода Ду = 50 мм.

Расчетный напор, развиваемый насосом:

$$\mathrm{H} = \frac{\mathrm{P_2} - \mathrm{P_1}}{\rho g} + \mathrm{H_г} + \mathrm{H_п}$$

Где:

Н – напор, м

P_2 – давление на линии розлива, Па (принимаем наиболее жесткие условия: давление P_1 равно атмосферному, т.е. P_1 = 0);

P_1 – давление в заборной емкости емкости, Па (P_2 = 0,4 кг/см^2 = 0,4×10^5 Па);

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м^3 (принимаем ρ = 1100 кг/м^3);

g= 9,81 м/с^2 – ускорение свободного падения;

$H_г$ – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м (принимаем Нг = 4,5 м, по максимально возможной высоте подъема трубопровода);

Нп – суммарные потери напора, м, складывающиеся из потерь на трение в трубах $H_т$ и потерь в местных сопротивлениях $H_{мс}$:

$$\mathrm{H_п} = \mathrm{H_т} + \mathrm{H_{мс}}$$

$$\mathrm{H_т} = \frac{\lambda \times l}{d} \times \frac{w^2}{2g}$$

Где:

l – длинна трубопровода, м (ориентировочно принимаем l = 36 м, максимально-возможная в соответсвии с проектом);

λ – коэффициент трения.

Для определения типа течения в трубопроводе определяем величину критерия Рейнольдса, характеризующий гидродинамический режим и являющийся мерой отношения сил инерции и внутреннего трения в потоке.

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{1{,}5 \times 0{,}05 \times 1100}{2{,}2} = 37{,}5 - \text{ламинарное течение жидкости.}$$

Где μ = 2,2 Па×с – динамический коэффициент вязкости.

При ламинарном течении коэффициент трения не зависит от шероховатости стенки трубы:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{37{,}5} = 1{,}7$$

$$\text{Н}_{\text{т}} = \frac{1{,}7 \times 36}{0{,}05} \times \frac{0{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 16 \text{ м}$$

Потери в местных сопротивлениях:

$$\text{Н}_{\text{мс}} = \sum \xi_{\text{мс}} \times \frac{w^2}{2g}$$

Где:

$\sum\zeta_{\text{МС}}$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений.

Ориентировочно определяем количество и тип местных сопротивлений (на основании проекта); значение $\zeta_{\text{МС}}$ для каждого типа сопротивления принимаем по таблице XIII):

- Вход в трубу: $\zeta_{\text{МС}}$ = 0,5 – 3 шт (с учетом установленных фильтров);
- Выход из трубы: $\zeta_{\text{МС}}$ = 1,0 – 2 шт (с учетом установленных фильтров);
- Отвод (колено): $\zeta_{\text{МС}}$ = 1,1 – 7 шт;
- Прямоточный вентиль (шаровой кран): $\zeta_{\text{МС}}$ = 0,79 – 3 шт;
- Фильтр (фильтровальный материал рассматриваем как вход в систему каналов): $\zeta_{\text{МС}}$ = 3,5 – 2 шт (по данным thermalinfo.ru).

Сумма всех коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \xi_{\text{мс}} = 3 \times 0{,}5 + 2 \times 1{,}0 + 7 \times 1{,}1 + 3 \times 0{,}79 + 2 \times 3{,}5 = 20{,}6 \approx 21 \textit{ м}$$

Потери в местных сопротивлениях:

$$\text{Н}_{\text{мс}} = 21 \times \frac{0{,}5^2}{2 \times 9{,}81} = 1 \text{ м}$$

Расчетный напор, развиваемый насосом:

$$\text{Н} = \frac{0 - 0{,}4 \times 10^5}{1100 \times 9{,}81} + 4{,}5 + (16 + 1) = 19 \text{ м}$$

Давление в напорном трубопроводе насоса:

$$\text{Р} = \rho g H = 1100 \times 9{,}81 \times 19 = 161865 \text{ Па} = 0{,}2 \text{ МПа} = 2 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

– (При максимальной производительности, в соответсвии с документацией на линию розлива)