

## Лабораторная работа № 3

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА СТАЦИОНАРНОЙ СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ СИСТЕМЫ ЗАПРАВКИ

#### Цель работы:

- закрепить и дополнить теоретические знания лекционного курса;
- научить студентов практически использовать эти знания;
- получить практические навыки выполнения разделов курсовой работы.

#### Теоретическое введение

Гидравлический расчет трубопроводов проводится в такой последовательности:

трубопроводная сеть системы ЦЗС разбивается на участки с разными максимальными расходами;

выбирается фактический диаметр трубопровода;

определяются суммарные потери напора в трубопроводах при различных расходах;

выбираются требуемые насосные агрегаты;

сравнивается гидравлическая характеристика трубопровода (суммарные потери напора) с напорной характеристикой выбранных для системы ЦЗС насосов заданной производительности.

Расчетный диаметр трубопроводов определяется по основным участкам трубопроводов по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{V_p}}, \text{ м}$$

где:  $Q_{\max}$  - максимальная подача топлива, м<sup>3</sup>/ч

$V_p$  - расчетная скорость перекачки топлива, м/с.

Для напорного трубопровода скорость перекачки принимается 1,7 м/с. Суммарные потери напора столба перекачиваемой жидкости определяются исходя из условия подачи топлива через наиболее удаленную точку (гидрантную колонку системы ЦЗС) по формуле:

$$N_{\text{общ}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{м}} + N_{\text{фн}} + N_{\text{г}} + N_{\text{аг}} + P_{\text{к}} + Z, \text{ м}$$

где:  $N_{\text{тр}}$  - потери на трение в трубопроводе;

$N_{\text{м}}$  - местные потери в трубопроводе и арматуре (10 % от  $N_{\text{тр}}$ );

$N_{\text{фн}}$  - потери в фильтрах насосной станции;

$N_{\text{г}}$  - потери в гидрантном регуляторе;

$N_{\text{аг}}$  - общие потери в заправочном агрегате;

$P_{\text{к}}$  - максимальное конечное давление заправки, принимается равным 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>);

$\Delta Z$  - разность геодезических отметок оси насоса и заправочного штуцера ВС., принимаем равным 3 м.

Потери напора на трение в трубопроводах определяются для максимальной суммарной длины принятой  $l$  м, условно для диаметра  $D_u$  мм по формуле:

$$H_{тр} = i \cdot \Sigma l$$

где:  $i$  - гидравлический уклон;

Гидравлический уклон трубопроводов определяется по формуле:

$$i = \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot \frac{W^2}{2g}$$

где:  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  
 $d_{вн}$  – выбранный по ГОСТУ внутренний диаметр трубы, м;  
 $W$  – скорость движения топлива в трубопроводе, м;  
 $g$  - ускорение силы тяжести,  $m^2/c$  ( $g = 9,8$  м/с).

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется в зависимости от режима движения жидкости по трубопроводу, характеризуемого параметром Рейнольдса. Параметр Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re = \frac{v d_{вн}}{\gamma}$$

где:  $\gamma$  - кинематическая вязкость,  $m^2/c$ .

Коэффициент гидравлического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса определяется по следующим формулам:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{при } Re \leq 2320 \quad Re; \quad \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad \text{при } 2320 < Re < 10^5$$

Местные потери в трубопроводе и трубопроводной арматуре (без учета специального оборудования) принимаются равными 10 % от потерь на трение.

Потери напора в применяемых видах оборудования должны приниматься с учетом их гидравлических характеристик по данным технической документации на эти виды оборудования .

Максимальный напор заправки принимается в пределах 40-50м.

Гидравлические расчёты должны производиться с учётом наименьшего уровня топлива в резервуаре и наибольшей его вязкости, соответствующей средней температуре самой холодной пятидневки в данной местности.

**Гидравлический расчёт напорного трубопровода стационарной системы централизованной заправки.**

Дано:  $Q_{цзс} = 300 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0833 \text{ м}^3/\text{с}$ ; длина линии подачи топлива  $l_n = 1500\text{м}$ ;  
 $V = 1,7 \text{ м/с}$ ;  $t = -40 \text{ С}$ .

Определяем расчетный диаметр напорной линии подачи топлива.

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{\pi \cdot W_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,083}{3,14 \cdot 1,7}} = 0,249 \text{ м.} \quad \text{ф1}$$

По расчётному диаметру подбираем фактический диаметр трубы в соответствии с ГОСТом.

Таблица 34. Принятые значения всасывающего трубопровода.

| Наружный диаметр, мм | Номинальная толщина стенки, мм | Характеристики материала труб. |               |            | Коэффициент надёжности по материалу, $K_1$ |
|----------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------|------------|--|
|                      |                                | Марка стали                    | $\sigma_{вр}$ | $\sigma_T$ |  |
|                      |                                |                                | МПа           | МПа        |  |
| 273                  | 8                              | 10Г2                           | 470           | 265        | 1.55                                       |

Реальный диаметр сечения этой трубы:

$$d_{вн} = d_{нар.} - 2 \cdot \delta_{стенки} = 273 - 16 = 257 \text{ мм.} \quad \text{ф2}$$

Рассчитываем скорость движения топлива в реальном трубопроводе:

$$V_H = \frac{4Q_{цзс}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,083}{3,14 \cdot 0,257^2} = 1,6 \text{ м/с} \quad \text{ф3}$$

$$Re_H = \frac{V_H \cdot d_H}{\nu} = \frac{1,6 \cdot 0,257}{5,1 \cdot 10^{-6}} = 80\,627 \quad \text{ф4}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{80627}} = 0,01877 \quad \text{ф5}$$

Находим потери напора:

$$h_{fH} = \lambda \cdot \frac{1}{d_{вн}} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \cdot 1,1 = 0,01877 \cdot \frac{1500}{0,309} \cdot \frac{1,6^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,1 = 13,088 \text{ м} \quad \text{ф6}$$

Рассчитываем потери напора на специальное оборудование

$H_{\Phi A}$  - потери в фильтрах насосной станции - 15 м;

$H_{Г}$  - потери в гидрантном регуляторе, - 25 м;

$H_{АГ}$  - общие потери в заправочном агрегате - 50 м;

$P_K$  - макс конечное давление заправки, принимается равным – 40 м;

$\Delta Z$ - разность геодезических отметок оси насоса и заправочного штуцера самолета, принимаем - 3 м.

Потери напора в оборудовании табл.1.

| Наименование оборудования   | Потери напора, м, столба перекачиваемой жидкости |
|---|--|
| Фильтр  | 6-20   |
| Гидрантный регулятор  | 20-30  |
| Заправочный агрегат   | 45-60  |
| Датчик расхода  | 4-6  |
| Дозатор противоводокристаллизационной жидкости                                      | 4-6  |
| Счётчик   | 4  |
| Стояк для налива в топливозаправщик (без оборудования)                              | 3  |
| Счётчик жидкости  | 5  |
| Раздаточный пистолет типа РП  | 5  |
| Наконечник нижней заправки  | 6 - 9  |
| Нейтрализатор статического электричества  | 1-2  |
| Средства фильтрования (фильтры предварительной, тонкой очистки, фильтры-сепараторы) | 0,9 от $\Delta P_{max}$                          |
| Максимальное конечное давление заправки   | 40-50  |
| Разность геодезических отметок оси насоса и заправочного штуцера самолёта           | 3  |

Рассчитываем потери напора на специальном оборудовании:

$$P_{CO} = H_{\Phi A} + H_{\Gamma} + H_{A\Gamma} = 13 + 25 + 50 = 88\text{м} \quad \text{ф7}$$

Определяем требуемый напор:

$$H_{TP} = \bar{\pi}H_{\Gamma} + h_{fbc} + h_{fn} + P_{CO} + P_{ИЗБ} = 3 + 2,195 + 13,088 + 88 + 40 = 146,28 \text{ м} \quad \text{ф8}$$

Пересчитываем значение требуемого напора на воду:

$$H_{TP} = \frac{H_{TP} \cdot \gamma_k}{\gamma_b} = \frac{146,28 \cdot 7840}{9800} = 117,824 \text{ м ст воды} \quad \text{ф9}$$