Министерство образования и науки Республики Казахстан

Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова

Биолого-химический факультет

Кафедра химии и химических технологий

# КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Пояснительная записка

**1. Классификация центробежных насосов**

а) по числу колес:

1) одноступенчатые;

2) многоступенчатые.

В многоступенчатых насосах жидкость проходит через последовательно соединенные рабочие колеса, постепенно увеличивающее напор до заданной величины.

б) по расположению вала рабочего колеса:

1) горизонтальные;

2) вертикальные.

в) по типу всасывания:

1) с односторонним всасыванием;

2) с двусторонним всасыванием.

г) по создаваемому напору:

1) низконапорные (20-25 м);

2) средненапорные (25-60 м);

3) высоконапорные (свыше 60).

д) по быстроходности:

1) тихоходные;

2) быстроходные.

Скорость жидкости в рабочем колесе центробежного насоса представлена на Рис. 1.

Рисунок 1 – скорость жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

Достоинства центробежных насосов:

1. малая металлоемкость;
2. небольшой вес;
3. легкий фундамент;
4. небольшая занимаемая площадь;
5. цена ниже, чем у поршневых насосов.

Значительным недостатком центробежных насосов является низкий уровень коэффициента полезного действия (КПД). Этот недостаток усугубляется, когда наряду с низкой производительностью необходимо создать высокий напор.

**2. Расчет центробежного насоса**

Рассчитываем и подбираем центробежный насос для подачи 0,006 м3/с 9% раствора мета – ксилола С8Н10 из ёмкости, находящейся под атмосферным давлением в аппарат, работающий под избыточным давлением р=0,1 МПа. Температура 300 С, геометрическая высота подъема раствора 10 м. Длина трубопровода на линии всасывания 6м, на линии нагнетания 15м. На линии всасывания установлено два нормальных вентиля, на линии нагнетания два нормальных вентиля и одно колено.

1. Выбор диаметра трубопровода.

Рассчитываем диаметр по формуле (1)

Принимаем скорость мета – ксилола = 2 м/с.

d =  (1)

где d-диаметр трубопровода, мм;

V – объемный расход, м3/с;

w – скорость, м/с.

d==0,016 м

Пересчитываем cкорость, выражая ее из формулы (1)

=1.86 м/с

1. Определяем потери напора во всасывающей и нагнетательной линии.

 Рассчитываем Критерий Рейнольдса по формуле (2)

Re= (2)

где Re - критерий Рейнольдса;

 w – скорость, м/с2;

p – плотность, г/см3.

Re =4315, 2 – переходный турбулентный.

2.1) Определяем степень шероховатости по формуле (3)

 (3)

где e – шероховатость стенок трубопровода;

 d экв – эквивалентный диаметр, м;

 =0,2 λ=0, 026

* 1. Определяем потери напора во всасывающей линии по формуле (4)

На входе: ξ =0,5

На выходе: ξ =1

h п.в.л. =  (4)

где λ – коэффициент трения;

 *Lbc* – длина трубопровода на линии всасывания, м;

 d экв – эквивалентный диаметр, м;

 - сумма коэффициентов местных сопротивлений на линии всасывания.

h п.в.л. =м

2.3) Определяем потери напора в нагнетательной линии по формуле (5)

h п.л.н. =  (5)

где *Lнагн* – длина трубопровода на линии нагнетания, м;

 - сумма коэффициентов местных сопротивлений на линии нагнетания.

h п.л.н. =м

h полн. = 3,40+2,134=5,540 м

3) Выбор насоса

Определяем полный напор, развиваемый насосом по формуле (6)

 (6)

где P1 – давление в аппарате, из которого перекачивается жидкость, Па;

 P2 – давление в аппарате, в который подается жидкость, Па;

 Нг – геометрическая высота подъема жидкости, м;

 hп – полная потеря напора во всасывающей и нагнетательной линиях.

м

3.1) Определяем полезную мощность насоса по формуле (7)

 (7)

м

3.2) Определяем КПД насоса по формуле (8)

ηН = (8)

где *ηн* – коэффициент полезного действия насоса

 *ηо* – объемный КПД, учитывающий протекание жидкости из зоны большего давления в зону меньшего (для современных центробежных насосов объемный КПД принимается ηо = 0,85 – 0,98);

 *ηм* – общий механический КПД, учитывающий механическое трение в подшипниках и уплотнение вала, а также гидравлическое трение неработающих поверхностей колес принимается *ηм*=0,92 – 0,96;

 ηг – гидравлический КПД, учитывающий гидравлическое трение и вихри образования (для современных насосов ηг = 0,85 – 0,96)

*ηН* ==0,7043 кВт

3.3) Определяем мощность нового двигателя и мощность, потребляемую двигателем от сети.

При расчете затрата энергии на перемещение жидкости, необходимо учитывать, что мощность, потребляемая двигателем от сети *Nдв* больше номинальной в следствии потерь энергии в самом двигателе. См. формула (8)

 (8)

где *ηдв* – КПД электродвигателя, который принимается ориентировочно в зависимости от номинальной мощности.

 кВт

 3.3.1) Определяем мощность, потребляемую двигателем от сети по формуле (10)

 (10)

 кВт

3.4) Определим мощность с учетом коэффициента запаса мощности по формуле (11)

 (11)

где *β –* коэффициент запаса мощности;

*Nуст –* установленная мощность

*β* выбираем в зависимости от величины *Nдв* по таблице 1.

кВт

4) Определение предельной высоты всасывания по формуле (12)

 (12)

где *Hвс* – предельная высота всасывания; м

*Pd –* атмосферное давление; Па

Р1 – давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при рабочей температуре; Па

ωвс – скорость жидкости во всасывающем трубопроводе; м/с

*h п.в.с. –* потери напора во всасывающей линии трубопровода;

 h з – запас напора, необходимый для исключения процесса кавитации

м



=0,84 м

Вывод: мы подобрали насос марки X 65-50-125, который нужно устанавливать на высоте не менее 5,14 м.

Таблица 1 – коэффициент запаса прочности (Я) в зависимости от величины N дв

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| N дв, кВт | N дв<1 | N дв 1,0 – 5,0  | N дв 5,0 – 50,0 | N дв > 150 |
| Я | 2,0 – 1,5 | 1,5 – 1,2 | 1,2 – 1,5 | 1,1 |

**Список использованной литературы**

1 Иоффе И. Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для техникумов / И. Л. Иоффе. – Л.: Химия, 1991. – 351 с.

2 Павлов К. Ф. / К. Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков; под общ. ред. П. Г. Романкова – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 575 с.