

Таблица 3.1.6-9

Влияние потерь давления на холодопроизводительность и потребляемую мощность компрессора, работающего на R12 при температуре испарения $t_0=+4^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $t_c=+38^\circ\text{C}$

| Потери давления | Холодопроизводительность, % | Потребляемая мощность, % |
|--|-----------------------------|--------------------------|
| 0 К | 100 | 100 |
| 1 К во всасывающем трубопроводе (ТА) | 96,2 | 103,1 |
| 1 К в нагнетательном трубопроводе (TR) | 99,4 | 102,5 |
| 2 К во всасывающем трубопроводе (ТА) | 92,2 | 106,9 |
| 2 К в нагнетательном трубопроводе (TR) | 98,8 | 105 |

явления необходимо, особенно для длинных жидкостных трубопроводов, обеспечить достаточное переохлаждение жидкости. Нельзя упускать из виду, что для жидкостных трубопроводов нужно также учитывать дополнительные статические потери давления, необходимые для преодоления разности уровней.

Для определения потерь давления в трубопроводе требуется знать местные потери давления на запорной арматуре, различных клапанах, приборах и т.д. После этого полные потери давления рассчитываются исходя из приведенной длины трубопровода, равной фактической длине, увеличенной на эквивалентную длину, соответствующую местным потерям давления на различной арматуре и приборах.

Значения эквивалентной длины трубопроводов для основных видов холодильной арматуры были приведены в табл. 2.3.5-3 и 2.3.5-4.

В табл. 3.1.6-10 даны средние значения потерь давления в холодильной установке для различных трубопроводов с эквивалентной длиной 30 м. Эти величины, учитывающие как экономические, так и технические факторы, послу-

жили основой для разработки графиков, представленных на рис. 3.1.6-8 – 3.1.6-19.

Что касается скорости потока хладагента, то, по возможности, следует придерживаться данных, приведенных в табл. 3.1.6-11, в отношении которых эксперименты показывают их близость к оптимальным значениям. Оптимальная скорость увеличивается с ростом диаметра.

Если превысить рекомендованные значения максимальных величин, в некоторых случаях появляется опасность возрастания шумов в вентиллях, непрямолинейных участках трубопроводов (угольниках и т.д.) и другой арматуре.

Размеры жидкостного трубопровода от конденсатора до ресивера (TL_{CR}) должны определяться с таким расчетом, чтобы скорость потока в нем не превосходила 0,5 м/с. В трубопроводах, выходящих из насосов (AP), максимальная скорость хладагента может достигать до 1 м/с. В восходящих трубопроводах, предназначенных для транспортировки углеводородных хладагентов, скорость хладагента должна быть не ниже той, при которой обеспечивается возврат масла. Для этого типа хладагентов с уче-

Таблица 3.1.6-10

Средние потери давления для эквивалентной длины трубопровода 30 метров на различных участках контура холодильной установки

| Обозначение трубопровода | Потери давления, К | |
|---|--------------------|------|
| | R12, R22, R502 | R717 |
| Всасывающий трубопровод (ТА) | 1 | 0,5 |
| Трубопровод возврата для установок с насосом (RP) | 1 | 0,5 |
| Нагнетательный трубопровод до конденсатора ($TR_{ВД}$) | 0,5 | 0,5 |
| Нагнетательный трубопровод до промежуточного охладителя (TR_{HD}) | 1 | 0,5 |
| Жидкостный трубопровод между ресивером и регулятором (TL_{RD}) | 0,5 | 0,5 |