

**О РАСПРЕДЕЛЕНИИ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ
ПО ХОДАМ ВОДЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ**

В. А. БРАГИН, Ю. А. МАРАКУЛИН

(Представлена кафедрой теплоэнергетических установок)

При конструировании конденсаторов паровых турбин и их реконструкции поверхность охлаждения или, что то же самое, число трубок по ходам воды рекомендуется распределять примерно поровну. Вопрос этот главным образом определяется компоновочными соображениями [3]. В результате встречаются случаи, особенно после реконструкции старых конденсаторов, когда соотношение числа трубок по ходам воды довольно значительно отклоняется от единицы в обе стороны. Рассмотрение реконструированных конденсаторов показывает, что отношение N_1/N_2 колеблется в пределах от $0,83 \div 0,87$ до $1,15 \div 1,20$. Здесь N_1 — число трубок, расположенных в первом ходе воды, а N_2 — то же во втором ходе.

Подход к распределению числа трубок по ходам воды только из компоновочных соображений приводит к тому, что в ряде случаев забывают об особенностях теплообмена в отдельных частях поверхности охлаждения. В результате эффект от реконструкции достигается неполный. Известно, что поверхности конденсатора по ходам воды с точки зрения интенсивности теплообмена работают в различных условиях. Здесь прежде всего следует различать конденсаторы с последовательным и параллельным расположением ходов воды по отношению к паровому потоку. У обоих типов конденсаторов в первом ходе воды обычно размещается такая малоэффективная поверхность, как воздухоохладитель, где коэффициент теплопередачи зависит в основном от теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси. У конденсаторов первого типа и основная поверхность охлаждения, расположенная в первом ходе, питается паровоздушной смесью с заметным уже содержанием неконденсирующихся газов, почему и здесь значительную роль играет теплоотдача с паровой стороны. В отличие от этого у поверхности, расположенной во втором ходе воды (зона массовой конденсации), решающую роль имеет уже теплоотдача с водяной стороны. Кроме этого, на теплообмен в указанных поверхностях оказывает влияние и падение давления пара по ходу паровоздушной смеси, которое определяет температурную разность между паром и охлаждающей водой. Все эти моменты необходимо учитывать одновременно с компоновочными соображениями для конденсаторов первого типа.

Анализ ряда реконструированных конденсаторов показывает, что с точки зрения компоновки почти всегда возможно принимать вполне определенные отношения N_1/N_2 , учитывающие изложенные выше особенности теплообмена на разных участках поверхности охлаждения.

Прежде всего желательно иметь отношения N_1/N_2 несколько большими единицы или, в крайнем случае, близкими к единице. Эти рекомендации в отношении конденсаторов с последовательным расположением ходов воды по отношению к паровому потоку не новы [1, 2, 6].

Исследования [6], проведенные на двухходовом теплообменнике с горизонтальным пучком труб при конденсации пара, подтверждают изложенное выше и показывают достаточно интересную картину зависимости общего коэффициента теплопередачи теплообменника от отношения N_1/N_2 . Оказывается, что максимальное значение коэффициента теплопередачи (рис. 1) наблюдается при отношении $N_1/N_2 = 1,0 \div 1,4$. Здесь кривая 1 отвечает абсолютному давлению пара в 0,98 бар, а кри-

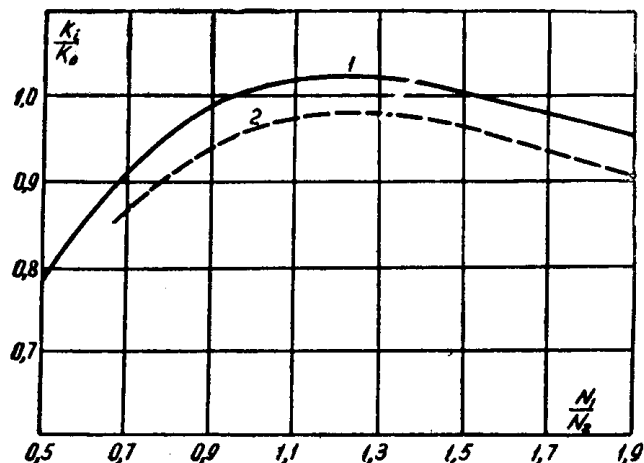


Рис. 1

вая 2 — давлению в 0,84 бар. При давлении в 0,98 бар переход от отношения $N_1/N_2 = 0,8$ к 1,0 приводит к увеличению коэффициента теплопередачи теплообменника при прочих равных условиях примерно в 1,05 раза. Доведение же отношения числа трубок до 1,2 увеличивает коэффициент теплопередачи в 1,065 раза. С понижением давления в теплообменнике влияние отношения числа трубок по ходам воды на коэффициент теплопередачи возрастает. В пределах изменения отношения N_1/N_2 от 1,1 до 1,4 коэффициент теплопередачи остается почти неизменным.

Указанные выше особенности теплообмена в разных частях поверхности охлаждения несколько сглаживаются в конденсаторах с параллельным расположением ходов воды по отношению к паровому потоку, где основные поверхности охлаждения, расположенные в первом и втором ходах, работают примерно в одинаковых условиях. Для выяснения влияния на коэффициент теплопередачи отношения N_1/N_2 в конденсаторах второго типа были просчитаны разные варианты конденсатора типа 50-КЦС-4, отличающиеся отношением N_1/N_2 . При этом общая поверхность охлаждения оставалась неизменной, сохранялся также принцип компоновки трубного пучка. Расчеты производились по методике, изложенной в [3, 4, 5]. Исходные данные: поверхность охлаждения — 3028 м², поверхность воздухоохладителя составляет 10,5% от общей поверхности, расход охлаждающей воды — 2,22 м³/сек, расчетное отношение $N_1/N_2 = 1,15$, температура охлаждающей воды — 15°С, диаметр трубок — 25/23 мм, шаг трубок — 32 мм, активная длина трубок — 6650 мм, присос воздуха в систему — 0,005 кг/сек. Отношение N_1/N_2 изменялось в пределах от 0,8 до 1,5. Результаты расчетов представлены

в виде кривой на рис. 2, показывающей зависимость κ_i/κ_0 от N_1/N_2 . Здесь, как и на рис. 1*), κ_i — средний коэффициент теплопередачи конденсатора для произвольного отношения N_1/N_2 , а κ_0 — то же для расчетного отношения N_1/N_2 . Кривая на рис. 2 показывает слабую зависимость коэффициента теплопередачи от отношения N_1/N_2 , хотя характер ее примерно аналогичен характеру кривых на рис. 1. Так, при изменении отношения числа трубок по ходам воды в пределах от 0,8 до

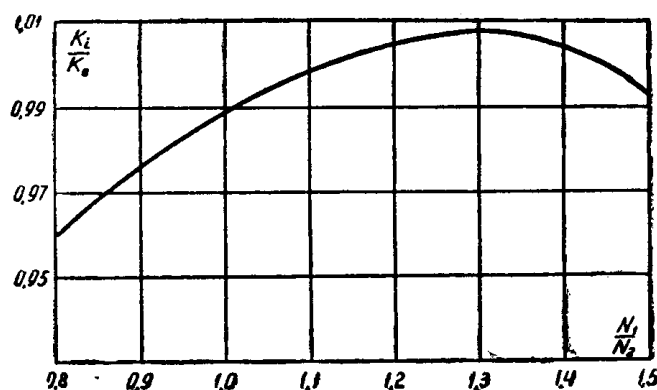


Рис. 2

1,3 коэффициент теплопередачи конденсатора увеличивается всего на 3—4%. Максимального значения коэффициент теплопередачи достигает при отношении $N_1/N_2 = 1,2 \div 1,3$. При отношениях N_1/N_2 , больших 1,3, коэффициент теплопередачи начинает падать, что вызывается увеличением удельного веса в теплообмене поверхности охлаждения, расположенной в первом ходе воды, где коэффициент теплопередачи с увеличением этой поверхности и постоянном расходе охлаждающей воды падает.

Слабая зависимость κ_i/κ_0 от N_1/N_2 объясняется тем, что коэффициенты теплопередачи основных поверхностей охлаждения первого и второго ходов в конденсаторах второго типа сравнительно мало отличаются друг от друга. В обеих поверхностях теплоотдача с водяной стороны играет примерно одинаковую роль. Поэтому изменение N_1/N_2 сказывается почти с одной интенсивностью на коэффициентах теплопередачи этих поверхностей, но только в разных направлениях. Если средний коэффициент теплопередачи, например, для поверхности второго хода увеличивается, то для поверхности первого хода он уменьшается. Общий же коэффициент теплопередачи конденсатора в определенных пределах изменения N_1/N_2 меняется мало, что и отражено на рис. 2. Влияние N_1/N_2 будет тем меньше, чем лучше организована работа основных трубных пучков, чем эффективней процесс теплообмена в воздухоохладителе.

Учитывая это, для современных конденсаторов с параллельным расположением ходов воды по отношению к паровому потоку можно рекомендовать отношения N_1/N_2 выбирать главным образом по компоновочным соображениям. Одновременно следует учитывать гидравлическое сопротивление конденсатора, хотя последнее в небольших пределах изменения отношения N_1/N_2 меняется незначительно.

*) На рис. 1 кривая 2 зависимости κ_i/κ_0 построена по отношению к расчетному значению κ_0 при давлении пара 0,98 бар.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. И. Алямовский, А. А. Промыслов. Судовые конденсационные установки, Судпромгиз, 1962.
 2. Л. Д. Берман, И. К. Гришук. Руководящие указания по реконструкции конденсаторов паровых турбин, ГЭИ, 1954.
 3. И. Н. Кирсанов. Конденсационные установки. Энергия, 1965.
 4. Л. Д. Берман. Вопросы теплового расчета конденсаторов паровых турбин. «Энергомашиностроение», № 1, 1961.
 5. Л. Д. Берман, С. Н. Фукс. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси, «Теплоэнергетика», № 7, 1959.
 6. Е. Н. Шадрин, В. А. Брагин, Б. Ф. Калугин, Ю. А. Маракулич. О влиянии распределения поверхности охлаждения по ходам воды на коэффициент теплопередачи при конденсации пара в горизонтальном пучке труб, Научные труды ОМИИТа, т. 70 (Вопросы теплоэнергетики), 1967.
-