

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР  
ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

---

**РУКОВОДЯЩИЕ УКАЗАНИЯ  
ПО ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ  
ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ  
МОЩНЫХ ТУРБИН  
ТЕПЛОВЫХ  
И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**



СОУЗТЕХЭНЕРГО

Москва 1982

УДК 621.175.001.24(083.96)

ИЗВЕЩЕНИЕ ОБ ИЗМЕНЕНИИ № 1  
"РУКОВОДЯЩИХ УКАЗАНИЙ ПО ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ  
ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБИН  
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ"  
(М.: СПО Совтехэнерго, 1982)

У Т В Е Р Ж Д Е Н О Главным научно-техническим управлением  
энергетики и электрификации 21.03.88 г.

Заместитель начальника А.П.БЕРСЕНЕВ

До 01.09.88 г.:

1. На обложке и титульном листе после названия документа проставить его обозначение: РД 34.30.104-81.
2. На 2-й странице обложки написать "Проверено в 1988 г."
3. На стр.4 под грифом утверждения написать "Срок действия установлен до 01.09.88 г."

Составлено Всесоюзным дважды ордена Трудового Красного Знамени  
теплотехническим научно-исследовательским институтом  
им. Ф.Э.Дзержинского (ВТИ)

---

С о с т а в и т е л и доктор техн. наук Л.Д.БЕРМАН,  
инж. Э.П.ЗЕРНОВА

Приводятся рекомендации по тепловому расчету и выполнению поверхности охлаждения, построению расчетных эксплуатационных характеристик конденсаторов турбин большой мощности ТЭС и АЭС. Рассмотрены основные особенности рабочего процесса конденсаторов.

Руководящие указания могут быть использованы при проектировании и оптимизации параметров новых конденсаторов и при построении эксплуатационных характеристик как новых, так и действующих конденсаторов с целью контроля их работы.

Настоящие руководящие указания выпускаются взамен "Инженерного метода теплового расчета поверхностных конденсаторов паровых турбин" (ОТИ ВТИ, 1963) с уточнениями и дополнениями, учитывающими появившиеся за последнее время новые данные и практические решения.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

|  |     |
|--|-----|
| 1. Общие положения .....   | 4   |
| 2. Показатели работы конденсатора .....  | 8   |
| 3. Определения .....   | 16  |
| 4. Коэффициент теплопередачи конденсатора .....  | 21  |
| 5. Расчет поверхности охлаждения конденсатора .....  | 24  |
| 6. Гидравлическое сопротивление конденсатора .....   | 35  |
| 7. Число и подача воздушных насосов .....  | 37  |
| 8. Формуляр теплового расчета конденсатора .....   | 42  |
| 9. Построение эксплуатационных характеристик<br>конденсатора .....                               | 46  |
| 10. Выполнение поверхности охлаждения конденсатора ....  | 65  |
| 10.1. Выбор типа конденсатора .....  | 65  |
| 10.2. Компоновка поверхности охлаждения .....  | 72  |
| 10.3. Регенерация конденсата. Деаэрирующие<br>устройства .....                                   | 82  |
| П р и л о ж е н и е 1. Коэффициент теплопередачи<br>конденсатора .....                           | 86  |
| П р и л о ж е н и е 2. Программы расчетов на ЭВМ ....  | 87  |
| П р и л о ж е н и е 3. Гидравлическое сопротивление<br>конденсатора .....                        | 97  |
| П р и л о ж е н и е 4. Давление насыщенного водяного<br>пара при температурах от 0 до 75°C ..... | 98  |
| П р и л о ж е н и е 5. Таблица значений $e^{\eta}$ .....   | 100 |

УТВЕРЖДАЮ:  
Главный инженер  
Главтехуправления  
Ю. И. ТИМОФЕЕВ  
20 мая 1981 г.

## 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Поверхностные конденсаторы паровых турбин представляют собой, как правило, кожухотрубные теплообменные аппараты с пучком горизонтальных гладких трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода, а на наружной поверхности конденсируется отработавший пар, поступающий из турбины. Охлаждаемые водой конденсаторы с профилированными (волнистыми) трубками, находящиеся на стадии изучения и не применяющиеся для серийно выпускаемых паровых турбин, а также воздушные конденсаторы, применяющиеся для паровых турбин в исключительных единичных случаях, здесь не рассматриваются.

Конденсатор и его вспомогательные устройства (воздушные, конденсатные и циркуляционные насосы) должны обеспечивать практически полную конденсацию отработавшего пара при разных режимах работы установки и достаточно низких давлениях отработавшего пара, задаваемых по условиям экономичности турбоагрегата, прием при пуске, останове и нормальных режимах работы энергоблока сбросного пара и дренажей из других устройств и требуемое качество конденсата.

1.2. Особенности условий конденсации пара в конденсаторах паровых турбин определяются в основном:

- относительно большими скоростями парового потока на входе его в трубный пучок, обусловленными необходимостью более компактного размещения большой поверхности охлаждения;
- наличием в поступающем паре примеси неконденсирующихся газов, содержание которых определяется главным образом присосом воздуха через неплотности в вакуумной системе турбоагрегата;
- конденсацией пара, содержащего примесь неконденсирующихся газов, при низком давлении (вакууме), поддержание которого обес-

печивается вакуумными насосами, удаляющими газы (воздух) из парового пространства конденсатора.

1.3. Распределение локальных тепловых нагрузок в трубном пучке конденсатора характеризуется значительной неравномерностью, обусловливаемой условиями поступления в трубный пучок обработавшего пара из турбины, а главное, указанными в п.2.1 особенностями условий его конденсации.

Необходимость обеспечения при большой поверхности охлаждения малого по сравнению с давлением пара в конденсаторе падения его давления в трубном пучке требует увеличения протяженности свободного для доступа пара периметра трубного пучка и приводит к усложнению его конфигурации. А поскольку, кроме того, поле давлений и скоростей парового потока уже на выходе из выхлопного патрубка турбины неоднородно, распределение пара, поступающего в трубный пучок, характеризуется обычно значительной неравномерностью.

По мере продвижения парового потока в глубь трубного пучка объемный расход пара из-за его конденсации уменьшается, причем относительное уменьшение объемного расхода пара, как правило, значительно больше, чем уменьшение живого сечения трубного пучка, вследствие чего скорость потока также уменьшается по пути его движения, тогда как концентрация воздуха в паре (паровоздушной смеси) при этом растет. И то, и другое приводит к уменьшению интенсивности конденсации пара и соответственно к уменьшению местных значений удельной паровой нагрузки. На это накладывается еще влияние натекания конденсата с вышележащих трубок на нижележащие.

При малой скорости парового потока, относительно небольшом расходе стекающего конденсата и ламинарном течении конденсатной пленки на трубках натекание конденсата может приводить в зоне малой еще концентрации воздуха в паре к уменьшению интенсивности теплоотдачи с паровой стороны в результате увеличения толщины и термического сопротивления пленки. Однако при быстродвижущемся паре, а также при большом расходе натекающего конденсата термическое сопротивление пленки конденсата в результате возмущения ее течения (волнообразования, турбулизации) снижается по сравнению с термическим сопротивлением ламинарной пленки и интенсивность теплоотдачи возрастает.

1.4. Вследствие наличия в паре примеси воздуха конденсация его сопровождается наряду с переносом теплоты, движущей силой которого является разность температур пара (паровоздушной смеси) и стенки трубок, также переносом вещества (массы), движущей силой которого является разность парциальных давлений (концентраций) пара в основной массе смеси и на поверхности раздела парогазовой и жидкой фаз. По мере уменьшения на пути движения потока пара в трубном пучке его скорости и роста концентрации воздуха в паре (паровоздушной смеси) относительная роль указанных двух процессов изменяется: влияние на интенсивность конденсации пара переноса теплоты уменьшается, а переноса массы возрастает.

При низком давлении пара в конденсаторе и высокой степени его конденсации, близкой к 100%, даже при весьма малом обычно начальном содержании воздуха в паре - концентрации его порядка  $10^{-4}$  -  $10^{-5}$  - на определенной части пути парового потока в трубном пучке, примыкающей к стороне выхода воздуха с остаточным паром из трубного пучка, наблюдается быстрый рост концентрации воздуха, достигающей в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси 30-50%. На этой части пути наблюдается также снижение температуры пара вследствие снижения его парциального давления.

1.5. В результате влияния на процесс конденсации снижения скорости пара и роста концентрации содержащегося в нем воздуха в конденсаторе образуются по пути движения пара две основные характерные зоны поверхности охлаждения, отличающиеся одна от другой условиями теплообмена с паровой стороны (рис. 1):

- зона интенсивной конденсации пара, в которой его температура сохраняется практически неизменной, а локальные значения коэффициента теплопередачи и тепловой нагрузки, наибольшие на стороне входа пара в трубный пучок, снижаются по пути движения пара из-за уменьшения коэффициента теплопередачи с паровой стороны по мере уменьшения скорости пара и повышения концентрации воздуха;
- зона охлаждения паровоздушной смеси, характеризующаяся относительно низкими и слабо изменяющимися локальными значениями коэффициента теплопередачи и тепловой нагрузки (при определенных условиях наблюдается некоторое их возрастание к концу этой зоны).

Вследствие отмечавшейся выше неравномерности распределения поступающего в трубный пучок конденсатора пара действительное

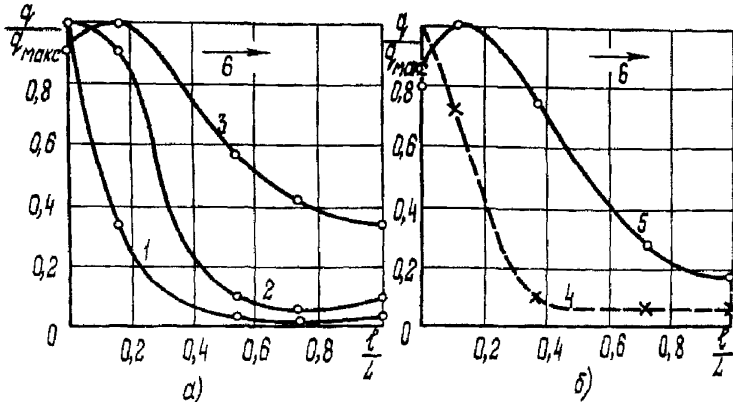


Рис. 1. Распределение местных тепловых нагрузок по ходу паровоздушной смеси в конденсаторе:

а - в зависимости от удельной паровой нагрузки  $d_k$  и температуры охлаждающей воды  $t_{18}$ ; 1 -  $d_k = 4,17 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$  и  $t_{18} = 11^\circ\text{C}$ ; 2 -  $d_k = 7,2 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$  и  $t_{18} = 11^\circ\text{C}$ ; 3 -  $d_k \geq 9,7 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$  и  $t_{18} = 24^\circ\text{C}$ ; б - в зависимости от количества проникающего в конденсатор воздуха  $G_B$  ( $d_k = 10 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$  и  $t_{18} = 17,3^\circ\text{C}$ ); 4 -  $G_B = 12 \text{ г/с}$ ; 5 -  $G_B = 4,42 \text{ г/с}$ ; 6 - движение пара;  $l/L$  - текущая и полная длина пути пара в трубном пучке;  $q$  - удельная тепловая нагрузка

распределение местных значений коэффициента теплопередачи и удельных тепловых нагрузок в пучке является более сложным, но указанное выше разделение поверхности охлаждения конденсатора на две характерные зоны правильно отражает существенную особенность процесса конденсации в нем пара, объясняющую изменение показателей работы конденсатора при изменении режимных условий.

Граница между двумя зонами поверхности охлаждения не является стабильной, а перемещается в том или ином направлении при изменении режима работы и состояния конденсатора. Ее положение зависит от совокупного влияния паровой нагрузки конденсатора, расхода и температуры охлаждающей воды, степени частоты поверхности охлаждения, расхода воздуха, проникающего в вакуумную систему турбоагрегата, количества включенных воздушных насосов и их совмещенной характеристики. Доля поверхности, приходящаяся на зону



охлаждения паровоздушной смеси, может при некотором сочетании указанных выше факторов (например, при большой паровой нагрузке и высокой температуре охлаждающей воды) приближаться к нулю, а при другом их сочетании (например, пониженной паровой нагрузке, низкой температуре охлаждающей воды, повышенном присосе воздуха)-возрастать за счет соответствующего увеличения или уменьшения доли поверхности, приходящейся на зону интенсивной конденсации пара (см.рис. I).

## 2. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРА

2.1. Перемещение границы, т.е. перераспределение поверхности охлаждения между двумя ее основными зонами, существенно отражается на значениях всех внешних показателей работы конденсатора. Чем больше доля поверхности, приходящаяся на зону охлаждения паровоздушной смеси, и соответственно меньше доля зоны интенсивной конденсации пара, тем меньше, как правило, средний коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный к его полной поверхности, включающей в себя обе зоны. Исключением является лишь случай снижения расхода (скорости) охлаждающей воды, когда размеры зоны интенсивной конденсации пара растут, но снижение интенсивности теплопередачи с водяной стороны поверхности охлаждения влечет за собой уменьшение среднего коэффициента теплопередачи.

При уменьшении размеров зоны интенсивной конденсации пара уменьшается обычно и падение давления пара в трубном пучке (от входа в него отработавшего пара до выхода удаляемой паровоздушной смеси), или паровое сопротивление конденсатора. К наиболее значительному уменьшению падения давления пара в трубном пучке может приводить увеличение присосов воздуха в результате влияния при этом двух действующих в одинаковом направлении факторов-повышения давления пара в конденсаторе, приводящем к уменьшению его удельного объема и скоростей в зоне интенсивной конденсации пара, и уменьшения размеров этой зоны. В случае снижения температуры охлаждающей воды давление пара в конденсаторе становится меньшим, а его удельный объем и скорости растут, но вследствие уменьшения размеров зоны интенсивной конденсации пара падение

давления в трубном пучке обычно не увеличивается, а даже становится меньшим.

2.2. Поскольку из турбины в конденсатор поступает, как правило, влажный насыщенный пар (исключением являются режимы работы установки при холостом ходе или очень малых нагрузках турбины, когда отработавший пар может быть перегретым), давление пара на входе в трубный пучок конденсатора может быть определено по его температуре ( $^{\circ}\text{C}$ ):

$$t_{\kappa} = t_{1\beta} + \Delta t + \delta t, \quad (2.1)$$

где  $t_{1\beta}$  - температура поступающей в конденсатор охлаждающей воды,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\Delta t$  - нагрев охлаждающей воды в конденсаторе,  $\text{K}$ ;  
 $\delta t$  - конечный температурный напор (недогрев охлаждающей воды до температуры отработавшего пара),  $\text{K}$ .

Нагрев (перепад температур) охлаждающей воды определяется из теплового баланса и составляет ( $\text{K}$ ):

$$\Delta t = t_{2\beta} - t_{1\beta} = \frac{D_{\kappa} \cdot \Delta h_{\kappa}}{G_0 \cdot c_{\text{ж}}} = \frac{\Delta h_{\kappa}}{c_{\text{ж}} \cdot m}, \quad (2.2)$$

где  $t_{2\beta}$  - температура уходящей из конденсатора охлаждающей воды,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $D_{\kappa}$  - расход поступающего в конденсатор пара,  $\text{кг/с}$ ;  
 $\Delta h_{\kappa}$  - разность энтальпий отработавшего пара и конденсата,  $\text{кДж/кг}$ ;  
 $G_0$  - расход охлаждающей воды,  $\text{кг/с}$ ;  
 $c_{\text{ж}}$  - удельная теплоемкость воды,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ;  
 $m = G_0/D_{\kappa}$  - кратность охлаждения.

2.3. Температурный напор (конечный) является при заданных значениях поверхности охлаждения конденсатора  $F$  ( $\text{м}^2$ ) и расходе охлаждающей воды  $G_0$  ( $\text{кг/с}$ ) функцией среднего коэффициента теплопередачи конденсатора  $K$ . Средний коэффициент теплопередачи  $[W/(M^2 \cdot K)]$  относится обычно к средней логарифмической разности температур пара и охлаждающей воды, т.е.

$$\kappa = D_{\kappa} \cdot \Delta h_{\kappa} / (\delta t_{\text{ср.п}} \cdot F), \quad (2.3)$$

где 
$$\delta t_{\text{ср.п}} = \frac{t_{2\beta} - t_{1\beta}}{2,3 \lg \frac{t_{\kappa} - t_{1\beta}}{t_{\kappa} - t_{2\beta}}}. \quad (2.4)$$

Из (2.1), (2.2) и (2.3) следует, что

$$\delta t = t_{\kappa} - t_{2\beta} = \frac{\Delta t}{e^{\pi} - 1}, \quad (2.5)$$

где  $\pi = \kappa F / c_{\text{ж}} \cdot G_0 \cdot 10^5$ .

2.4. Приведенное выше определение среднего коэффициента теплопередачи  $\kappa$ , как видно из пп. I.4 и I.5, не вытекает из реальных условий переноса теплоты в конденсаторах турбин, сопровождающегося переносом массы и изменением в зависимости от режимных условий роли более активной зоны поверхности охлаждения (зоны интенсивной конденсации пара), тогда как коэффициент  $\kappa$  по уравнению (2.3) относится к разности температур пара и воды и к полной поверхности  $F$ , включающей в себя и зону охлаждения паровоздушной смеси. Такое определение  $\kappa$  является лишь общепринятым при инженерных расчетах условным приемом, с учетом которого обрабатываются обычно результаты испытаний промышленных конденсаторов.

Замена уравнения (2.4) уравнением для средней логарифмической разности температур, включающим в себя различные начальную ( $t_{\kappa}$ ) и конечную ( $t_{\text{ср}}$ ) температуры пара (паровоздушной смеси), не уточняет определение среднего коэффициента теплопередачи для конденсаторов турбин, так как снижение температуры охлаждаемой среды в конденсаторе определяется в основном не отводом от нее теплоты, представляющей собой главным образом теплоту фазового перехода, а снижением парциального давления пара при охлаждении паровоздушной смеси.

Нельзя также уточнить определение среднего коэффициента теплопередачи конденсатора при инженерных расчетах, пользуясь

эмпирическими соотношениями для среднего коэффициента теплоотдачи с паровой стороны поверхности охлаждения  $\alpha_n$ , подсчитывавшегося по полученным из испытаний с помощью уравнений (2.3), (2.4) и значений  $k$  путем вычитания из общего термического сопротивления  $R = 1/k$  суммы термических сопротивлений  $R_{с.в} = R_c + R_g$ , где  $R_c$  - термическое сопротивление стенки трубок и  $R_g$  - термическое сопротивление со стороны охлаждающей воды. Отмеченная выше условность принятого определения  $k$  приводит и к условности полученной указанным способом величины  $\alpha_n$ , оказывающейся при этом зависящей не только от условий теплоотдачи с паровой стороны, а от всех факторов, влияющих на  $k$ , в том числе определяющих интенсивность теплоотдачи с водной стороны и состояние поверхности охлаждения, а также от точности оценки величины  $R_{с.в}$ , не измеряющейся при испытаниях конденсатора. Использование условного среднего коэффициента теплоотдачи  $\alpha_n$ , не уточняя расчет, приводит лишь к усложнению его при ручном счете (расчет должен при этом выполняться методом итераций).

2.5. Для конденсатора турбины, как и для других поверхностных теплообменных аппаратов, требуемая для заданных условий поверхность теплообмена  $F$  тем меньше, чем больше средний коэффициент теплопередачи  $k$ . Но при решении задачи повышения  $k$  для конденсатора турбины необходимо учитывать взаимосвязь работы конденсатора с работой воздушного насоса (группы насосов).

Наряду с уравнением (2.1) можно (см. рис. 2) определить давление отработавшего пара в конденсаторе и как

$$p_k = p_H + \Delta p, \quad (2.6)$$

где  $p_H$  - давление на стороне всасывания воздушного насоса, кПа;  
 $\Delta p$  - падение давления пара в трубном пучке конденсатора, кПа.

Чем меньше  $p_H$  и  $\Delta p$ , тем меньше  $p_k$  и больше при прочих равных условиях средний коэффициент теплопередачи  $k$ .

При данном расходе воздуха, содержащегося в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, давление на стороне всасывания воздушного насоса  $p_H$  тем меньше, чем ниже температура смеси

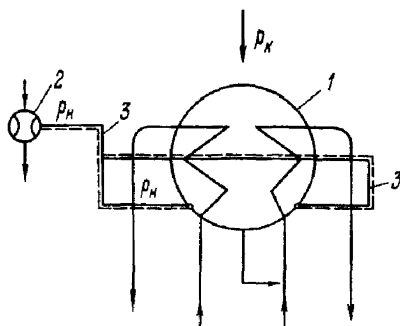


Рис. 2. Схема отсоса паровоздушной смеси из конденсатора:

1 - конденсатор; 2 - воздушный насос; 3 - коллектор паровоздушной смеси

$t_{см}$  (или меньше содержание пара в отсасываемой насыщенной смеси). Значения  $t_{см}$  и падения давления  $\Delta p$ , соизмеримого в конденсаторах турбин с давлениями  $p_n$  и  $p_k$ , зависят от условий теплообмена в конденсаторе, определяющих, в частности, распределение поверхности  $F$  при каждом режиме на зоны интенсивной конденсации и охлаждения паровоздушной смеси.

2.6. Специфичная для вакуумного конденсатора тесная взаимосвязь его работы с работой воздушного насоса не позволяет при заданном давлении отработавшего пара  $p_k$  существенно уменьшить с целью повышения среднего коэффициента теплопередачи поверхность охлаждения  $F$  за счет уменьшения мало активной зоны охлаждения паровоздушной смеси, на которую приходится незначительная доля передаваемой в конденсаторе теплоты, так как уменьшение этой зоны влечет за собой увеличение  $t_{см}$  и  $p_n$ . Та же причина приводит к требованию, чтобы интенсификация теплоотдачи с паровой стороны поверхности охлаждения конденсатора не сопровождалась значительным ростом его парового сопротивления  $\Delta p$ , что приводит, в частности, к необходимости ограничения скоростей пара в трубном пучке.

2.7. Сложность рабочего процесса конденсаторов затрудняет их строгий тепловой расчет и отыскание оптимальной компоновки их поверхности охлаждения.

Строгий метод теплового расчета конденсаторов, который позволил бы определить как необходимую при различных условиях поверхность охлаждения  $F$ , так и сравнительную эффективность

различных компоновок поверхности охлаждения, требует правильного задания распределения поступающего в трубный пучок пара как по периметру, так и по длине последнего и достаточно точного учета изменения по пути движения пара всех основных условий тепло- и массообмена в трубном пучке, а соответственно, и локальных значений коэффициента теплопередачи и тепловых нагрузок.

Пространственная неоднородность распределения скоростей и основных параметров пара (паровоздушной смеси) и отсутствие достаточных данных для количественной оценки совместного влияния на локальные коэффициенты тепло- и массоотдачи скорости пара (смеси), натекания конденсата и примеси неконденсирующихся газов сильно затрудняют, однако, выполнение строгого теплового расчета конденсаторов. Предложенные методы расчета, основывающиеся на схематизации и упрощении картины течения пара и лишь приблизительно учитывающие изменение условий конденсации пара по пути его движения в трубном пучке, могут применяться при расчетных исследованиях и позволяют получить полезные качественные данные о влиянии различных режимных и конструктивных факторов на теплопередачу в конденсаторах, но они не могут пока широко применяться при решении текущих практических задач. Для решения последних сохраняют свое значение инженерные методы теплового расчета поверхностных конденсаторов, основывающиеся на применении условного среднего коэффициента теплопередачи  $K$ , определяемого с помощью уравнений (2.3) и (2.4).

2.8. Зависимость среднего коэффициента теплопередачи  $K$  от конструктивных и режимных факторов устанавливается по опытным данным, полученным при испытаниях промышленных конденсаторов.

Основными факторами, влияние которых учитывается при установлении эмпирической зависимости для коэффициента теплоотдачи, являются: температура и скорость охлаждающей воды, число ходов воды и состояние (чистота) поверхности охлаждения. Вводятся также поправки на материал и толщину стенки трубок, размеры и паровую нагрузку конденсатора.

Изменение любого из перечисленных факторов приводит к перераспределению поверхности охлаждения между зонами интенсивной конденсации и охлаждения паровоздушной смеси, что влечет за собой и изменение температуры паровоздушной смеси, поступающей в

воздушный насос. Поэтому влияние всех этих факторов является взаимосвязанным. Так, например, чем ниже температура охлаждающей воды и соответственно меньше доля поверхности охлаждения, приходящаяся при данной паровой нагрузке на зону интенсивной конденсации пара, тем меньше влияние изменения скорости воды на средний коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный ко всей его поверхности охлаждения. Влияние скорости и температуры охлаждающей воды зависит также от состояния (чистоты) поверхности охлаждения.

Загрязнение поверхности охлаждения конденсатора, уменьшение теплопроводности материала и увеличение толщины стенок трубок приводят к увеличению термического сопротивления стенок трубок (включая отложения на них), но влияние этого на средний коэффициент теплопередачи частично компенсируется увеличением при этом зоны интенсивной конденсации пара, вследствие чего оно оказывается меньшим, чем при учете влияния только роста термического сопротивления стенки.

Средний коэффициент теплопередачи конденсатора  $k$  зависит, помимо прочего, от присосов воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, типа и значения подачи обслуживающих конденсатор воздушных насосов. Примесь в паре воздуха независимо от того, проникает ли он в вакуумную систему турбоагрегата до конденсатора, в самом конденсаторе или за ним (на тракте конденсатор - воздушный насос), оказывает влияние на коэффициент теплопередачи как непосредственно в результате изменения локальных коэффициентов теплопередачи с паровой стороны поверхности охлаждения, зависящих от концентрации воздуха в паре (смеси), так и косвенно в результате изменения в зависимости от расхода и температуры отсасываемого воздуха давления на стороне всасывания воздушного насоса, приводящего к изменению распределения поверхности охлаждения между зонами интенсивной конденсации пара и охлаждения паровоздушной смеси.

2.9. Эмпирические зависимости для  $k$  устанавливаются обычно по результатам промышленных испытаний конденсаторов, проводившихся при присосах воздуха, не выходящих за пределы, считающиеся допустимыми по правилам эксплуатации турбоагрегатов. Формула для  $k$ , приводимая в разд. 4, основывается на результа-

тах испытаний конденсаторов с поверхностью охлаждения в одном корпусе до 15000 м<sup>2</sup>, проведенных ВТИ, ПО "Союзтехэнерго" и другими организациями, и учитывает по возможности отмеченную выше взаимозависимость влияния на  $K$  различных факторов.

Влияние на  $K$  изменения паровой нагрузки конденсатора при прочих равных условиях из-за противоположного при этом влияния изменения размеров двух зон поверхности охлаждения и изменения значений  $\rho_H$  и  $\Delta p$  в пределах паровых нагрузок от 50-60 до 100% номинальной незначительно. Поэтому влияние изменения паровой нагрузки ориентировочно учитывается в приведенной ниже формуле с помощью корректирующего множителя только для области более низких нагрузок, при которых обычно более заметным оказывается влияние на  $K$  увеличения размеров вакуумной зоны в турбине и связанного с этим увеличения присосов воздуха.

Учесть в эмпирических зависимостях для  $K$  влияние повышенных (превышающие допустимые ПТЭ значения) присосов воздуха при номинальных или близких к ним условиях работы конденсатора не представляется пока возможным из-за недостаточности имеющихся данных (можно лишь для прикидочных оценок принимать, что при отсасывании воздуха пароструйными эжекторами вызванное увеличением присосов воздуха повышение давления в конденсаторе  $\Delta p_K$  составляет 0,4-0,6, в среднем 0,5 от повышения давления на стороне всасывания эжекторов  $\Delta p_H$  при соответствующем увеличении расхода отсасываемого ими сухого воздуха).

2.10. Эмпирические зависимости для среднего коэффициента теплопередачи конденсатора применяются при инженерных расчетах, задачей которых является:

- определение при проектировании, в том числе при оптимизации параметров конденсационной установки или комплексной оптимизации низкочастотного комплекса турбоагрегата (ЦНД турбины конденсационная установка - система водоснабжения), требуемых для различных условий размеров поверхности охлаждения и других основных конструктивных размеров конденсатора;

- построение расчетным путем эксплуатационных характеристик конденсатора, т.е. определение температурного напора  $\delta t$  и давления отработавшего пара  $p_K$ , обеспечиваемых данным конденсатором при различных режимных условиях.



2.11. Расчет конденсатора для однозначно заданных условий или ограниченного числа возможных вариантов расчетных условий требует относительно небольшого объема вычислений. Объем последних очень сильно возрастает при оптимизации конструктивных размеров и номинальных параметров конденсатора, а тем более всего низкопотенциального комплекса турбоагрегата, включающего в себя выхлопную часть турбины, конденсационную установку и систему водоснабжения. Поэтому методика расчета конденсатора описывается ниже применительно как к ручному счету с соответствующими для этого случая числовыми примерами, так и к расчетам на ЭВМ, для которых приводятся программы на языке ФОРТРАН, допускающие их использование на ЭВМ Единой системы (ЕС ЭВМ).

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

3.1. Однокорпусные и многокорпусные конденсаторы различаются числом отдельных корпусов, в которых размещена вся поверхность охлаждения.

3.2. Поперечные и аксиальные конденсаторы различаются направлением оси корпуса (корпусов) относительно оси турбины - по нормали к ней или параллельно оси турбины соответственно.

3.3. Подвальными называются конденсаторы, устанавливаемые под ЦНД турбины. Отработавший пар поступает в них по одному или нескольким выхлопным патрубкам через нижнюю (расположенную ниже горизонтального разъема) часть ЦНД. В некоторых случаях подвальные конденсаторы аксиального типа имеют расположенные по обе стороны турбины несколько смещенные относительно ее оси параллельно расположенные корпуса, в которые пар поступает также через нижнюю половину ЦНД.

Боковыми называются конденсаторы, корпуса которых устанавливаются на одной отметке турбины или немного ниже ее и присоединяются к выхлопным патрубкам, по которым отработавший пар поступает как из нижней, так и из верхней половин ЦНД.

3.4. Одноходовые и многоходовые конденсаторы различаются числом ходов со стороны охлаждающей воды.

3.5. Однопоточные и двухпоточные конденсаторы различаются числом потоков охлаждающей воды, имеющих независимые подвод и отвод и допускающих их отключение. В двухпоточном конденсаторе любой из двух потоков может быть отключен без останова турбины; но со снижением ее нагрузки относительно номинальной.

3.6. Регенеративные и нерегенеративные конденсаторы различаются соответственно наличием и отсутствием проходов для части пара, поступающего из турбины, в область парового пространства под трубным пучком для подогрева стекающего из трубного пучка переохлажденного конденсата до температуры насыщения отработавшего пара. Современные конденсаторы выполняются, как правило, регенеративными.

3.7. Секционированный конденсатор отличается тем, что он разделен с паровой стороны на секции, через которые последовательно протекает охлаждающая вода и в которых устанавливается разное давление пара, возрастающее в направлении от первой секции со стороны входа охлаждающей воды к секции, находящейся на стороне выхода воды из конденсатора. Секции могут располагаться в одном или различных корпусах конденсатора.

3.8. Поверхность охлаждения ( $m^2$ ) конденсатора (секции) - суммарная поверхность всех конденсаторных трубок с наружной (паровой) стороны между внутренними плоскостями основных трубных досок:

$$F = \pi \cdot d_H \cdot \ell \cdot N \cdot 10^{-3}, \quad (3.1)$$

где  $d_H$  - наружный диаметр трубок, мм;  
 $\ell$  - активная длина трубок (между трубными досками), м;  
 $N$  - общее число трубок в конденсаторе (секции).

Для секций обозначения  $F$  и  $N$  дополняются индексами, показывающими номер секции (например,  $F^I, F^X$  и  $N^I, N^X$ ).

3.9. Паровая нагрузка (кг/с) конденсатора (полная) - суммарный расход отработавшего пара, поступающего в конденсатор из главной турбины и паровых приводов вспомогательных механизмов  $\sum D_{всп}$ :

$$D_K = D_2 + \sum D_{всп}. \quad (3.2)$$

Пар, образующийся при вскипании сбрасываемых в конденсатор горячих дренажей, как правило, не учитывается при определении  $D_K$  вследствие незначительности его расхода по сравнению с  $D_2$ .

При отсутствии сбросов в главный конденсатор отработавшего пара турбоприводов  $D_K = D_2$ .

3.10. Т е п л о в а я   н а г р у з к а (кДж/с) конденсатора (полная) — суммарное количество теплоты, отдаваемой конденсирующимся паром охлаждающей воде в единицу времени:

$$Q = D_K \cdot \Delta h_K, \quad (3.3)$$

где 
$$\Delta h_K = h_2' - h_K \quad (3.4)$$

$$\text{и } h_2' = (D_2 \cdot h_2 + \Sigma D_{всп}) / D_K; \quad (3.5)$$

$h_2'$  — средневзвешенная энтальпия поступающего в конденсатор пара, кДж/кг;

$h_K$  — энтальпия конденсата, кДж/кг;

$h_2$  — энтальпия отработавшего пара главной турбины, кДж/кг;

$h_{всп}$  — энтальпия отработавшего пара турбоприводов вспомогательных механизмов, кДж/кг.

При определении  $Q_i$  для  $i$ -й секции в уравнении (3.4) следует подставлять  $h_{2i}'$  и  $h_{Ki}$ . Можно, однако, принимать одинаковое (среднее) значение  $\Delta h_K$  для всех секций.

При отсутствии сбросов отработавшего пара турбоприводов

$$h_2' = h_2.$$

Полная тепловая нагрузка (кДж/с) может определяться также как

$$Q = c_{ж} \cdot G_0 \cdot \Delta t, \quad (3.3 \text{ а})$$

где  $c_{ж}$  — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К);  
 $G_0$  — расход охлаждающей воды, кг/с.

3.11. Удельные паровая  $[г/(м^2 \cdot с)]$  и тепловая  $(Вт/м^2)$  нагрузки конденсатора относятся к единице поверхности охлаждения и составляют соответственно

$$d_K = D_K \cdot 10^5 / F ; \quad (3.6)$$

$$q = Q \cdot 10^5 / F . \quad (3.7)$$

3.12. Д а в л е н и е (кПа) в конденсаторе (секции) - среднее абсолютное давление отработавшего пара на расстоянии около 1 м над верхним краем трубного пучка. При измерениях ртутными приборами определяется как

$$p_K = H / 75, \quad (3.8)$$

где  $H$  - абсолютное давление, мм рт.ст. (при 0°C).

3.13. Т е м п е р а т у р а к о н д е н с а ц и и  $t_K$  - температура насыщенного водяного пара при давлении  $p_K$ ; связана с начальной температурой охлаждающей воды, нагревом последней и конечным температурным напором уравнением (2.1).

3.14. О х л а ж д е н и е (К) паровоздушной смеси - разность температуры конденсации и температуры отсасываемой воздушным насосом из конденсатора паровоздушной смеси  $t_{CM}$ :

$$\Delta t_{CM} = t_K - t_{CM} . \quad (3.9)$$

3.15. К р а т н о с т ь о х л а ж д е н и я - отношение расходов охлаждающей воды и отработавшего пара:

$$m = G_o / D_K . \quad (3.10)$$

3.16. Н а г р е в (К) охлаждающей воды - приращение температуры охлаждающей воды в конденсаторе (секции):

$$\Delta t = t_{2B} - t_{1B} = Q / (G_o \cdot c_{ж}) = \Delta h_K / (c_{ж} \cdot m) , \quad (3.11)$$

где  $t_{1\delta}, t_{2\delta}$  - средние массовые температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор (секцию) и выходе из него.

Величины, относящиеся к отдельным секциям, отмечаются соответствующими индексами.

3.17. Коэффициент теплопередачи конденсатора (секции) - условный средний коэффициент теплопередачи, отнесенный к средней логарифмической разности температур отработавшего пара и охлаждающей воды. Определяется по опытным данным с помощью уравнений (2.3) и (2.4), при расчетах - по эмпирическим зависимостям от режимных условий [см. уравнение (4.1)].

3.18. Температурный напор (конечный),  $K$  - разность температуры конденсации и температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора:

$$\theta t = t_K - t_{2\delta} . \quad (3.12)$$

Температурный напор связан с коэффициентом теплопередачи и нагревом охлаждающей воды уравнением (2.5).

3.19. Скорость воды (м/с) - средняя скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках:

$$w = \frac{G_0 \cdot z \cdot 4 \cdot 10^6}{\rho_{ж} \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot N} = 1,273 \cdot 10^6 \frac{G_0 \cdot z}{\rho_{ж} \cdot d_{вн}^2 \cdot N} , \quad (3.13)$$

где  $z$  - число ходов охлаждающей воды;

$\rho_{ж}$  - плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$d_{вн}$  - внутренний диаметр трубок, мм.

3.20. Паровое сопротивление (кПа) конденсатора - падение давления пара (паровоздушной смеси) в трубном пучке конденсатора:

$$\Delta p = p_K - p_H . \quad (3.14)$$

3.21. Гидравлическое сопротивление конденсатора - падение давления охлаждающей воды, вызванное трением и местным сопротивлением в конденсаторе (см. разд. 6).

3.22. Присосы воздуха  $G_f$  (г/с) – расход сухого воздуха, проникающего через неплотности в вакуумную систему турбоагрегата и содержащегося в паровоздушной смеси, поступающей в воздушные насосы. Количество неконденсирующихся газов, поступающих в конденсатор с паром, на ТЭС и двухконтурных АЭС, как правило, весьма мало по сравнению с присосами воздуха в вакуумную систему (для конденсаторов турбин АЭС с реакторами кипящего типа РБМК содержание неконденсирующихся газов в парогазовой смеси, поступающей в воздушные насосы, определяется, кроме присосов воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, также радиолитическим разложением воды в реакторе).

3.23. Коэффициент частоты  $\alpha$  – множитель в эмпирической формуле для среднего коэффициента теплопередачи конденсатора (см. п. 4.1), с помощью которого учитывается состояние трубок (наличие отложений на их внутренней и наружной поверхности), а также теплопроводность материала трубок и толщина их стенки.

3.24. Коэффициент заполнения трубной доски – отношение площади, занятой трубками  $F_T$ , к полной площади трубной доски конденсатора  $F_A$  :

$$K_{7d} = F_T / F_A = 0,786 N d_H^2 / F_A . \quad (3.15)$$

#### 4. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОНДЕНСАТОРА

4.1. При инженерных тепловых расчетах конденсаторов применяются, как правило, эмпирические зависимости коэффициента теплопередачи от основных режимных факторов (см. разд. 2).

Рекомендуется определять коэффициент теплопередачи (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) по формуле

$$k = 4070 \alpha \varphi_w \varphi_t \varphi_z \varphi_d , \quad (4.1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент чистоты;

$\varphi_w, \varphi_t, \varphi_z, \varphi_d$  – множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды, ее температуры, числа ходов

воды и удельной паровой нагрузки конденсатора соответственно.

Множители  $\Phi$  в формуле (4.1) учитывают взаимосвязанность влияния различных факторов.

4.2. Для современных конденсаторов стационарных паровых турбин, выполненных с учетом указаний, изложенных в разд. 10, при начальных температурах охлаждающей воды до  $45^{\circ}\text{C}$ , скоростях ее  $w$  от 1 до 2,5 м/с и удовлетворении изложенных в разд. 7 требований к воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата следует принимать

$$\Phi_w = \left( \frac{1,1 \cdot w}{\sqrt[4]{d_{\text{вн}}}} \right)^x, \quad (4.2)$$

где при  $x/a \leq 0,6$

$$x = 0,12 \cdot a (1 + 0,15 \cdot t_{1\beta}) \quad (4.3)$$

и при  $x/a > 0,6$

$$x = 0,6 a. \quad (4.3a)$$

При  $t_{1\beta} \leq 35^{\circ}\text{C}$

$$\Phi_t = 1 - \frac{\beta \sqrt{a}}{1000} (35 - t_{1\beta})^2, \quad (4.4)$$

где  $\beta = 0,52 - 0,0072 d'_k$ ; (4.4a)

при  $35^{\circ}\text{C} < t_{1\beta} < 45^{\circ}\text{C}$

$$\Phi_t = 1 + 0,002 (t_{1\beta} - 35). \quad (4.5)$$

Во всем диапазоне температур от 0 до  $45^{\circ}\text{C}$

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{15} \left( 1 - \frac{t_{1\beta}}{45} \right). \quad (4.6)$$

При расчетной (номинальной) паровой нагрузке конденсатора  $D_K^{\text{ном}}$  принимается  $\Phi_g = 1$ . При паровых нагрузках, отличающихся от номинальной,

для  $D_K / D_K^{\text{ном}} > 1$

для  $D_K / D_K^{\text{ном}} < 1$

$$\Phi_g = 1; \quad \Phi_g = \frac{D_K}{D_K^{\text{ном}}} \left( 2 - \frac{D_K}{D_K^{\text{ном}}} \right), \quad (4.7)$$

где 
$$D_K^{2P} = s \cdot D_K^{НОМ} = (0,8 - 0,01t_{\beta}) D_K^{НОМ} . \quad (4.8)$$

4.3. При расчете вновь проектируемого конденсатора, когда значение  $d_K$  еще не известно, для обычных расчетных условий, которым отвечает  $d_K < 20 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$ , можно принимать в уравнении (4.4), что  $\beta = 0,42$ .

Если конденсатор рассчитывается на повышенное давление  $p_K$  (до 20-25 кПа), следует для определения  $\beta$  предварительно за-  
даться значением  $d_K$ . В случае значительного расхождения по-  
лученного из расчета и предварительно принятого значений  $d_K$   
следует соответственно уточнить значение  $\beta$  и повторить расчет.

4.4. Поскольку степень загрязнения поверхности охлаждения  
конденсатора, материал и толщина стенки трубок являются факторами,  
определяющими одну и ту же величину - термическое сопротивление  
стенки трубок (включая отложения на ней), влияние всех  
этих факторов учитывается в формуле (4.1) с помощью коэффициента  
чистоты, определяемого как произведение  $a = a_c \cdot a_m$ , где  $a_c$   
зависит от ожидаемого состояния поверхности охлаждения и  $a_m$  -  
от материала и толщины стенок.

Рекомендуется принимать следующие значения множителя  $a_c$  :

- при прямом водоснабжении и слабо минерализованной  
воде (при содержании в ней органических примесей - хлорированной)  
 $a_c = 0,85 \div 0,9$ ;

- при обратном водоснабжении с водохранилищем-охладителем  
(исключая случаи повышенной карбонатной жесткости воды)

$$a_c = 0,8 \div 0,85;$$

- при обратном водоснабжении, повышенной карбонатной  
жесткости подпиточной воды и химической обработке последней или  
циркуляционной воды  $a_c = 0,75 \div 0,8$ .

В случаях применения эффективных методов непрерывной  
очистки трубок значения  $a_c$  могут приниматься до 0,85-0,9 и при  
более низком качестве охлаждающей воды (например, при оборотных  
системах водоснабжения).

Толщина стенки трубок из медесодержащих сплавов составляет  
в отечественных конденсаторах, как правило, 1 мм, для трубок из  
нержавеющей стали и титана она может снижаться примерно до 0,7мм.



Толщина стенки трубок больше 1 мм применяется лишь в единичных случаях. Значения множителя  $\alpha_c$  для трубок из разных материалов и с разной толщиной стенки приводятся ниже:

| Материал (сплав)  | Толщина стенки трубки, мм |      |      |
|-------------------|---------------------------|------|------|
|                   | 0,7                       | 1    | 1,5  |
| Латунь            | -                         | 1    | 0,99 |
| МНЖ 5-1           | -                         | 0,95 | 0,92 |
| МНЖМЦ 30-1-1      | -                         | 0,92 | 0,90 |
| Нержавеющая сталь | 0,90                      | 0,85 | 0,83 |
| Титан             | 0,85                      | -    | -    |

4.5. В приложении I на рис. ПI.1 приведен график для определения значений коэффициента теплопередачи по формуле (4.1) для латунных трубок при числе ходов воды в конденсаторе  $z = 2$  и коэффициенте чистоты  $\alpha = 0,8$  в зависимости от значения  $B = \frac{11W}{\sqrt{d_{8n}}}$  и температуры охлаждающей воды  $t_{18}$ .

При числе ходов воды, отличающемся от двух, значение коэффициента теплопередачи, найденное на рис. ПI.1, следует умножить на  $\varphi_z$  [формула (4.6)]. При числе ходов воды  $z = 1$  можно воспользоваться также рис. ПI.2, относящимся к латунным трубкам и  $\alpha = 0,8$ . Пример расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторе приведен в п. 5.7.

## 5. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРА

5.1. Для определения требуемой поверхности охлаждения, числа и длины трубок конденсатора должны быть заданы:

|   |                             |
|---|-----------------------------|
| номинальная паровая нагрузка конденсатора | $D_K^{ном}$ ;               |
| энтальпия отработавшего пара              | $h_2$ ;                     |
| или разность энтальпий пара и конденсата  | $\Delta h_K = h_2' - h_K$ ; |
| давление в конденсаторе                   | $p_K$ ;                     |
| температура охлаждающей воды              | $t_{18}$ ;                  |
| кратность охлаждения                      | $m$ ;                       |
| или расход охлаждающей воды               | $G_0$ ;                     |

число ходов воды  $z$  ;  
 наружный и внутренний диаметры трубок  $d_N$  и  $d_{вн}$  ;  
 материал трубок  $-$

При отыскании оптимальных параметров конденсационной установки или низкопотенциального комплекса турбоагрегата, включающего в себя ЦНД турбины, конденсационную установку и систему технического водоснабжения, ряд величин, перечисленных выше, относится к числу искомым и для некоторых из них задаются возможные пределы их изменения. Расчеты производятся при этом для различных вариантов, и окончательный вариант выбирается с учетом изменения приведенных затрат на конденсационную установку и связанные с ней элементы энергоблока.

5.2. Требуемая для заданных условий (или рассматриваемого варианта) поверхность охлаждения конденсатора определяется по формуле

$$F = \frac{D_K^{НОМ} \cdot \Delta h_K \cdot 10^3}{k \cdot \delta t_{ср.л}} \quad , \quad (5.1)$$

Энтальпия  $h_2'$  или разность энтальпий  $\Delta h_K$  принимается по данным теплового расчета турбины, значение  $\delta t_{ср.л}$  подсчитывается по уравнению (2.4), коэффициент теплопередачи  $k$  - по уравнению (4.1).

При предварительных расчетах можно принимать следующие значения  $\Delta h_K$  (кДж/кг):

Для турбин ТЭС с начальными давлениями пара 9,0-16,0 МПа, не имеющих промежуточного перегрева пара .....2200-2250

Для турбин ТЭС с начальными давлениями 23,5 МПа и промежуточным перегревом пара .....2300-2350

Для турбин АЭС с давлением насыщенного пара 6,0-7,0 МПа и паровым промежуточным перегревом ..... 2200-2250

5.3. Отвечающие заданным условиям и найденному значению поверхности охлаждения  $F$  число трубок  $N$  и их длина  $l$  определяются по формулам:

$$N = 1,273 \cdot 10^6 \frac{G_0 \cdot z}{\rho_{ж} \cdot W \cdot d_{вн}^2} \quad ; \quad (5.2)$$

$$\ell = F \cdot 10^3 / (N \pi d_H). \quad (5.3)$$

5.4. Площадь ( $m^2$ ) трубной доски (поперечного сечения корпуса) конденсатора составляет согласно уравнению (3.15):

$$F_A = 0,786 N \cdot d_H^2 / K_{TA}. \quad (5.4)$$

При предварительных расчетах можно принимать для ориентировочной оценки  $F_A$  значение  $K_{TA} \approx 0,25$ .

5.5. Полученные по расчету значения  $\ell$  и  $F_A$  могут оказаться по каким-либо соображениям (компоновки оборудования, размещения конденсатора или др.) не подходящими. В таких случаях следует, изменяя некоторые из исходных величин (диаметр трубок, число ходов или скорость охлаждающей воды или др.), произвести расчеты заново до получения желаемого результата.

Требуемая длина трубок при прочих равных условиях приблизительно пропорциональна их диаметру в первой степени, скорости воды в степени 0,65-0,80 (при расчетных  $t_{1B} = 12+22^\circ C$ ) и обратно пропорциональна кратности охлаждения и числу ходов воды.

Изменение числа ходов воды и диаметра трубок влечет за собой кроме изменения  $\ell$  также и заметное изменение гидравлического сопротивления конденсатора. Чем больше число ходов воды и меньше диаметр трубок, тем больше гидравлическое сопротивление. Поэтому при увеличении числа ходов воды обычно целесообразно увеличение и диаметра трубок. В одноходовом конденсаторе можно уменьшить требуемую длину трубок, если принять меньший их диаметр.

Допустимое уменьшение диаметра трубок ограничивается в основном эксплуатационными соображениями (возможность образования в них отложений и шлама, попадания посторонних тел). Для стационарных установок рекомендуется применять трубки с внутренним диаметром не менее 17 мм, а в более крупных конденсаторах - не менее 22-23 мм.

5.6. Допустимые пределы изменения скорости охлаждающей воды в трубках зависят от ее качества и материала трубок.

| Охлаждающая вода   | Материал трубок   | Максимальная скорость воды, м/с                |
|--|---|--|
| Пресные воды: речная, озерная, оборотная (соле содержание меньше 1000 мг/кг, показатель рН больше 6,5) | Латунь ЛОМш 70-1-0,04<br>Медноникелевый сплав МНЖ5-1        | 2,0-2,2 <sup>1*</sup>                          |
|  | (МНЖМц5-1-0,8)<br>Нержавеющая сталь<br>ТХ18Н9Т              | 2,5-2,7<br>4,0-5,0 <sup>2*</sup>               |
| Морские и солоноватые воды   | Латунь ЛАМш 77-2-0,04<br>Медноникелевый сплав МНЖМц30-0,8-1 | 1,8-2,0 <sup>3*</sup><br>2,5-3,0 <sup>4*</sup> |
|  | Титан   | 5,0  |

1\* Показатель рН конденсата - не более 9,3; при загрязненной воде или повышенном содержании хлоридов максимальная скорость воды - 1,5-1,8 м/с.

2\* Содержание в воде  $ce^-$  не превышает 750 мг/кг.

3\* Показатель рН конденсата - не более 9,3; содержание в воде песка - не более 20 мг/кг.

4\* Содержание в воде песка - не более 50 мг/кг.

Поскольку увеличение скорости воды приводит к повышению затрат электроэнергии на ее перекачку, расчетная скорость воды при номинальном ее расходе не должна превышать значений, обоснованных технико-экономическими расчетами (они находятся обычно в пределах 1,8-2,0 м/с).

В условиях эксплуатации может быть целесообразным по экономическим соображениям снизить расход воды по сравнению с номинальным при низких ее температурах. Однако при этом скорость воды должна быть не менее 1,0-1,3 м/с (в зависимости от содержания в ней взвешенных примесей) во избежание быстрого заиливания трубок, особенно при трубках из медноникелевых сплавов или нержавеющей сталей, более подверженных коррозии под отложениями.

5.7. Пример I. Требуется определить коэффициент теплопередачи, поверхность охлаждения, число и длину трубок конденсатора для следующих условий:

Номинальный расход отработавшего пара  $D_K^{ном}$  ... 175 кг/с

Давление пара в конденсаторе  $p_K$  ... 4,4 кПа

Номинальный расход охлаждающей воды  $G_o$  ... 3325 кг/с

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{10}$  ... 15°C

Скорость воды в трубках  $w$  ... 2 м/с

Диаметр трубок:

наружный  $d_H$  ... 28 мм

внутренний  $d_{гН}$  ... 26 мм

Разность энтальпий пара и конденсата  $\Delta h_K$  ... 2260 кДж/кг

Коэффициент чистоты  $\alpha$  ... 0,85  $\alpha_M$

Число ходов воды  $z$  ... 2

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-1.

Множитель  $\alpha_M$ , учитывающий влияние на коэффициент теплопередачи материала трубок, в соответствии с указаниями п. 4.4 принят равным 0,95. Тогда коэффициент чистоты  $\alpha = 0,85 \cdot 0,95 = 0,808$ .

Согласно указаниям разд. 4 находим коэффициент теплопередачи.

По формулам (4.3) и (4.2):

$$x = 0,12 \cdot 0,808 (1 + 0,15 \cdot 15) = 0,315 ;$$

$$\varphi_w = \left( \frac{1,1 \cdot 2,0}{4 \sqrt{26}} \right)^{0,315} = 0,992 .$$

По формулам (4.4) и (4.4а), предварительно задавшись значением  $d_K = 11,5$  г/(м<sup>2</sup>·с), находим:  $\delta = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,5 = 0,437$

$$\text{и} \quad \varphi_t = 1 - \frac{0,437 \cdot \sqrt{0,808}}{1000} (35 - 15)^2 = 0,842 .$$

По формуле (4.6)

$$\varphi_z = 1 + \frac{z - 2}{15} \left( 1 - \frac{15}{45} \right) = 1 .$$

Так как расчет ведется для номинальной нагрузки конденсатора, принимаем  $\Phi_g = 1$ .

Находим коэффициент теплопередачи по формуле (4.I)

$$k = 4070 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,992 \cdot 0,842 \cdot 1,0 = 2745 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура отработавшего пара  $t_k$  при давлении  $p_k = 4,4$  кПа равна  $30,64^\circ\text{C}$ .

Кратность охлаждения по формуле (3.I0):

$$m = \frac{8825}{175} = 50,4.$$

Нагрев охлаждающей воды по формуле (3.II) составляет при  $c_{ж} = 4,19$  кДж/(кг·К):

$$\Delta t = \frac{2260}{4,19 \cdot 50,4} = 10,7 \text{ К}$$

и, соответственно, температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{2\theta} = 15 + 10,7 = 25,7^\circ\text{C}.$$

Средняя логарифмическая разность температур пара и охлаждающей воды по формуле (2.4):

$$\delta t_{\text{ср.л}} = \frac{10,7}{2,3 \lg \frac{30,64 - 15}{30,64 - 25,7}} = 9,29 \text{ К}.$$

Требуемая поверхность охлаждения конденсатора по формуле (5.I):

$$F = \frac{175 \cdot 2260 \cdot 10^3}{2745 \cdot 9,29} = 15510 \text{ м}^2.$$

Число трубок в конденсаторе по формуле (5.2) при  $\rho_{ж} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>:

$$N = \frac{1,273 \cdot 10^6 \cdot 8825 \cdot 2}{1000 \cdot 2 \cdot 26^2} = 16620.$$

Длина трубок (активная) по формуле (5.3)

$$\ell = \frac{15510 \cdot 10^3}{16620 \cdot 3,14 \cdot 28} = 10,6 \text{ м.}$$

При заданном значении расхода конденсируемого пара и найденном значении поверхности охлаждения удельная паровая нагрузка оказывается равной  $11,3 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , что практически совпадает с первоначально принятым значением  $d_k$ , поэтому расчет можно не повторять.

Поскольку расчет поверхности охлаждения конденсатора, особенно односекционного, при всех заданных исходных параметрах прост и не трудоемок, для его выполнения достаточно применения логарифмической линейки или микрокалькулятора. В тех же случаях, когда требуется производить сравнительные расчеты для большого числа различных вариантов, например при выборе размеров (диаметра, длины) трубок, лучше удовлетворяющих условиям размещения конденсатора, или при оптимизации параметров конденсатора, расчеты могут выполняться для каждого из сопоставляемых вариантов на ЭВМ. В приложении 2 (табл. П2.1) приведена программа *COND1* таких расчетов для одного из вариантов, составленная для БЭСМ-6 на языке ФОРТРАН.

**5.8. Пример 2.** Требуется определить поверхность охлаждения и число трубок одноходового двухсекционного конденсатора с секциями, расположенными каждая в одном из последовательно включенных по воде двух корпусов, для следующих условий:

Полный расход отработавшего пара на обе секции  $D_k^{ном} \dots 360 \text{ кг/с}$

Среднее давление пара для двух секций  $p_k \dots 4,4 \text{ кПа}$

Температура охлаждающей воды на входе в первую секцию  $t_{в} \dots 15^\circ\text{C}$

Скорость воды в трубках  $w \dots 1,9 \text{ м/с}$

Диаметр трубок:

наружный  $d_n \dots 28 \text{ мм}$

внутренний  $d_{вн} \dots 26 \text{ мм}$

Активная длина трубок в каждой секции  $\ell \dots 11,5 \text{ м}$

Число ходов воды  $z \dots 1$

Количество тепла, отдаваемого I кг отработавшего пара  $\Delta h_k \dots 2250 \text{ кДж/кг}$

Коэффициент чистоты  $\alpha$  ..... 0,85  $\alpha_M$

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-1

Первая (по ходу воды) секция конденсатора.

Количество пара, поступающего в каждую секцию конденсатора:

$$D_K^{(I)} = D_K^{(II)} = \frac{D_K^{НОМ}}{2} = \frac{350}{2} = 175 \text{ кг/с}.$$

После предварительных оценочных расчетов принимаем удельную паровую нагрузку конденсатора  $d_K = 11,05 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$ .

При этом значении  $d_K$  поверхность охлаждения каждой секции конденсатора при одинаковом их выполнении находим по формуле (3.6)

$$F^{(I)} = F^{(II)} = \frac{175 \cdot 10^3}{11,05} = 15840 \text{ м}^2.$$

Поверхность охлаждения одной трубки по формуле (3.1):

$$f = \pi \cdot 28 \cdot 11,5 \cdot 10^{-3} = 1,011 \text{ м}^2.$$

Количество трубок в пучке каждой секции

$$N^{(I)} = N^{(II)} = \frac{F^{(I,II)} 15840}{f} = \frac{15840}{1,011} = 15670 \text{ шт.}$$

При заданной скорости воды  $w = 1,9 \text{ м/с}$  расход охлаждающей воды, проходящей через трубки каждой секции конденсатора, находится из соотношения (3.13):

$$\begin{aligned} G_0 &= w \rho_{ж} \cdot 0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot N = \\ &= 1,9 \cdot 1000 \cdot 0,785 \cdot 10^{-6} \cdot 26^2 \cdot 15735 = 15800 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Множитель  $\alpha_M$ , учитывающий влияние материала трубок на коэффициент теплопередачи, согласно п.4.4 принят равным 0,95. Тогда коэффициент чистоты  $\alpha = 0,85 \cdot 0,95 = 0,808$ . В соответствии с указаниями разд. 4 находим коэффициент теплопередачи в первой секции конденсатора.



По формулам (4.3) и (4.2):

$$x^{(1)} = 0,12 \cdot 0,808 (1 + 0,15 \cdot 15) = 0,315 ;$$

$$\phi_{\omega}^{(1)} = \left( \frac{1,1 \cdot 1,9}{\sqrt[4]{26}} \right)^{0,315} = 0,976 .$$

По формулам (4.4) и (4.4а) при  $d_k = 11,05 \text{ г/(м}^2\text{с)}$  находим:

$$\theta^{(1)} = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,05 = 0,440 ;$$

$$\phi_t^{(1)} = 1 - \frac{0,440 \cdot \sqrt{0,808}}{1000} (35 - 15)^2 = 0,846 .$$

Так как расчет ведется для номинальной паровой нагрузки, принимаем  $\phi_g^{(1)} = 1$ .

По формуле (4,6):

$$\phi_z^{(1)} = 1 + \frac{1-2}{15} \left(1 - \frac{15}{45}\right) = 0,956 .$$

Находим коэффициент теплопередачи в первой секции конденсатора по формуле (4.1):

$$k^{(1)} = 4070 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,976 \cdot 0,846 \cdot 0,956 \cdot 10 = 2580 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} .$$

Кратность охлаждения в каждой секции конденсатора по формуле (3.10):

$$m = \frac{15800}{175} = 90,3$$

и соответствующий нагрев охлаждающей воды в каждой секции по формуле (3.11) при  $c_{ж} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ :

$$\Delta t = \frac{2250}{4,19 \cdot 90,3} = 5,95 \text{ К} .$$

Конечный температурный напор в первой секции конденсатора по формуле (2.5) при

$$n^{(1)} = \frac{2580 \cdot 15840}{15800 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 0,617$$

составляет

$$\delta t^{(I)} = \frac{5,95}{e^{0,617} - 1} = 6,97 \text{ К.}$$

Температура насыщения отработавшего пара в первой секции конденсатора:

$$t_K^{(I)} = t_{1\theta} + \Delta t + \delta t = 15 + 5,95 + 6,97 = 27,9^\circ \text{C},$$

а давление пара  $p_K^{(I)}$  соответственно равно 3,76 кПа.

Вторая секция конденсатора

Температура охлаждающей воды на входе во вторую секцию равна температуре охлаждающей воды на выходе из первой секции, т.е.

$$t_{1\theta}^{(II)} = t_{1\theta} + \Delta t = 15 + 5,95 = 20,95^\circ \text{C}.$$

Находим коэффициент теплопередачи во второй секции конденсатора.

По формулам (4.3) и (4.2)

$$x^{(II)} = 0,12 \cdot 0,808 (1 + 0,15 \cdot 20,95) = 0,402;$$

$$\phi_w^{(II)} = \left( \frac{1,1 \cdot 1,9}{\sqrt[4]{26}} \right)^{0,402} = 0,970.$$

По формулам (4.4) и (4.4а), принимая, как и раньше,  $\alpha_K = 11,05 \text{ г/(м}^2 \cdot \text{С)}$ , находим

$$\theta^{(II)} = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,05 = 0,440;$$

$$\phi_t^{(II)} = 1 - \frac{0,440 \sqrt{0,808}}{1000} (35 - 20,95)^2 = 0,922.$$

По формуле (4.6):

$$\phi_z^{(II)} = 1 + \frac{1-2}{15} \left( 1 - \frac{20,95}{4,5} \right) = 0,964.$$

$\phi_\theta^{(II)}$  для второго корпуса конденсатора тоже равен 1.

При множителе  $\alpha_M = 0,95$  находим коэффициент теплопереда-

чи:

$$\kappa^{(II)} = 4070 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,970 \cdot 0,922 \cdot 0,964 = 2830 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При секционировании конденсатора по давлению его секции (корпуса) обычно имеют одинаковые геометрические размеры, т.е.  $F^{(I)} = F^{(II)}$ ,  $\ell^{(I)} = \ell^{(II)}$  и т.д. Поэтому в данном случае, как уже указывалось выше,  $F^{(II)} = 15840 \text{ м}^2$ .

Конечный температурный напор во второй секции конденсатора по формуле (2.5) при

$$\pi^{(II)} = \frac{2830 \cdot 15840}{15800 \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 0,677$$

составляет

$$\delta t^{(II)} = \frac{5,95}{E^{0,677} - 1} = 6,14 \text{ К}.$$

Температура насыщения отработавшего пара во второй секции конденсатора составляет

$$t_{\text{к}}^{(II)} = t_{\text{н}}^{(II)} + \Delta t + \delta t^{(II)} = 20,95 + 5,95 + 6,14 = 33,0^\circ \text{С}$$

и, следовательно, давление пара

$$p_{\text{к}}^{(II)} = 5,04 \text{ кПа}.$$

Среднее давление отработавшего пара в двух секциях:

$$p_{\text{к.ср}} = \frac{3,76 + 5,04}{2} = 4,4 \text{ кПа}.$$

При ступенчатой конденсации за расчетное принимается при одинаковой паровой нагрузке секций среднее арифметическое давление пара для  $i$ -й секций или при неравномерном распределении расхода отработавшего пара между секциями конденсатора - средневзвешенное. Полученное в рассмотренном примере среднее значение давления  $p_{\text{к.ср}}$  достаточно близко совпадает с заданным и расчет можно не повторять. В противном случае расчет должен повторяться при измененных значениях одной или нескольких величин, принимаемых заранее при расчете  $d_{\text{к}}$ ,  $G_{\text{д}}$ ,  $\ell$  или др.

Поскольку при расчете секционированного конденсатора используется метод итераций, удобно его выполнять с использованием ЭЕМ.

В приложении 2 (табл. П2.2) приведена программа COND2 такого расчета на БЭСМ-6, написанная на языке ФОРТРАН.

## 6. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНДЕНСАТОРА

6.1. Гидравлическое сопротивление конденсатора  $H$  складывается из сопротивления трубок  $H_{TP}$  и сопротивления водяных камер  $H_K$  :

$$H = H_{TP} + H_K.$$

Величина  $H_{TP}$  зависит от внутреннего диаметра и длины трубок, их состояния (степени чистоты), числа ходов воды в конденсаторе, ее температуры и скорости, величина  $H_K$  - от числа ходов воды, конфигурации и размеров водяных камер, температуры и скорости течения воды.

Поскольку сопротивление водяных камер, включая сопротивление при входе воды из камер в трубки и выходе из них, составляет обычно относительно небольшую долю общего сопротивления конденсатора  $H$ , величину  $H_K$  можно приближенно выразить в зависимости от скорости воды в трубках.

6.2. При расчете конденсатора его гидравлическое сопротивление [кПа] рекомендуется определять по следующей формуле :

$$H = 9,81 \cdot z \left( \frac{c_0 \ell}{a_c} \omega^{1,75} + 0,135 \omega^{1,6} \right), \quad (6.1)$$

где  $z$  - число ходов воды в конденсаторе;  
 $\ell$  - длина трубок, м;  
 $\omega$  - скорость воды, м/с;  
 $a_c$  - коэффициент состояния (см. п.4.4);  
 $c_0$  - множитель, зависящий от внутреннего диаметра трубок  $d_{вн}$  и средней температуры охлаждающей воды  $t_{г,ср}$  (см. табл. I).

При определении  $H$  в метрах водяного столба постоянный множитель 9,81 в формуле (6.1), а также в приведенной в п. 6.4 формуле (6.2) должен быть исключен.

6.3. Зависимость гидравлического сопротивления, отнесенного к одному ходу конденсатора  $H/z$ , от скорости воды и параметра

$a = \frac{c_a \ell}{a_c}$  приведена в приложении 3 (рис. ПЗ.1).

Этим графиком можно пользоваться при расчете вместо формулы (6.1). Множитель  $c_0$  при этом берется из табл. I.

6.4. Для секционированного конденсатора при расположении всех секций в одном корпусе используется формула (6.1) при  $z = 1$ . При размещении же каждой из секций двухсекционного одноходового конденсатора в отдельном корпусе и соединении двух аксиально расположенных корпусов с помощью промежуточной водяной камеры гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$H = 9,81 \left( \frac{1}{a_c} (c_0^{(I)} \ell^{(I)} + \dots + c_0^{(i)} \ell^{(i)}) w^{1,75} + 0,09 i w^{2,5} \right) \quad (6.2)$$

где  $i$  - число секций; индексами  $I$  и  $i$  отмечены величины, относящиеся к первой и последней ( $i$ -й) секции.

При поперечном расположении корпусов двухсекционного конденсатора, соединенных один с другим по водяной стороне трубопроводами ("калачами"), последнее слагаемое в формуле (6.2) принимается равным  $(0,135 w^{2,5} + H_T)$ ,

где  $H_T$  - падение давления в соединительных трубопроводах между секциями, подсчитанное обычным методом с учетом их реального выполнения (длины, размеров колен) и расчетной скорости воды.

6.5. Пример 3. Требуется определить гидравлическое сопротивление конденсатора для следующих условий:

Внутренний диаметр трубок  $d_{вн}$  ..... 26 мм

Длина трубок  $\ell$  .... 10,5 м

Число ходов воды  $z$  ... 2

Скорость воды  $w$  ... 2 м/с

Температура поступающей воды  $t_{1в}$  ... 15°C

Температура уходящей воды  $t_{2в}$  ... 25,7°C

Коэффициент состояния  $a_c$  ... 0,8.

Средняя температура охлаждающей воды:

$$t_{в,ср} = \frac{t_{1в} + t_{2в}}{2} = \frac{15 + 25,7}{2} = 20,35^\circ \text{C}.$$

Для этого значения  $t_{в,ср}$  и заданного  $d_{вн} = 26$  мм находим в табл. I  $c_0 = 0,051$ .

Т а б л и ц а I

Значения множителя  $c_0$  в формуле (6.1)

| Внутренний диаметр тру-<br>бок $d_{вн}$ , мм | Температура охлаждающей воды $t_{в}$ , °C |        |        |        |        |        |        |        |
|--|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|  | 0   | 5      | 10     | 15     | 20     | 25     | 30     | 35     |
| 14   | 0,1170                                    | 0,1118 | 0,1084 | 0,1052 | 0,1013 | 0,0986 | 0,0960 | 0,0937 |
| 16   | 0,1081                                    | 0,1032 | 0,1002 | 0,0972 | 0,0937 | 0,0905 | 0,0878 | 0,0857 |
| 18   | 0,0988                                    | 0,0891 | 0,0865 | 0,0838 | 0,0808 | 0,0786 | 0,0766 | 0,0747 |
| 20   | 0,0812                                    | 0,0776 | 0,0753 | 0,0730 | 0,0704 | 0,0685 | 0,0667 | 0,0651 |
| 22   | 0,0720                                    | 0,0687 | 0,0667 | 0,0647 | 0,0624 | 0,0607 | 0,0592 | 0,0577 |
| 24   | 0,0646                                    | 0,0617 | 0,0599 | 0,0581 | 0,0560 | 0,0545 | 0,0531 | 0,0518 |
| 26   | 0,0591                                    | 0,0564 | 0,0548 | 0,0531 | 0,0512 | 0,0498 | 0,0485 | 0,0474 |

По формуле (6.1) находим гидравлическое сопротивление:

$$h = 9,81 \cdot 2 \left( \frac{0,051 \cdot 10,5}{0,8} \cdot 2^{1,75} + 0,135 \cdot 2^{1,5} \right) = 52 \text{ кПа},$$

или 5,3 м вод.ст.

Если воспользоваться для этой цели графиком приложения 3, то при скорости  $w = 2$  м/с и значении параметра

$$c = \frac{0,051 \cdot 10,5}{0,8} = 0,670$$

найдем  $H/z = 26$  кПа и соответственно  $H = 52$  кПа.

## 7. ЧИСЛО И ПОДАЧА ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

7.1. Поскольку присосы воздуха в вакуумную систему турбоагрегата зависят от ее размеров и состояния, меняющихся в условиях эксплуатации, целесообразно устанавливать не менее двух основных воздушных насосов - рабочего и резервного.

Поддержание заданного давления в конденсаторе при расчетном режиме его работы и расчетном расходе воздуха, проникающего через неплотности в вакуумной системе, должно обеспечиваться при работе одного из воздушных насосов. Суммарная же подача устанавливаемых воздушных насосов должна обеспечивать бесперебойную работу турбоагрегата с номинальной нагрузкой при присосах воздуха, превышающих в определенных пределах расчетные, когда неплотности, вызвавшие повышенные присосы воздуха, не могут быть устранены без останова турбоагрегата.

Удовлетворяющая указанным требованиям подача основных воздушных насосов должна определяться с учетом особенностей эксплуатационных характеристик воздушных насосов разных типов при отсасывании ими смеси, содержащей кроме воздуха остаточный (несконденсировавшийся) пар.

В случае необходимости должны устанавливаться для ускорения создания вакуума при пуске турбоагрегата кроме основных также и специальные пусковые воздушные насосы.

7.2. Подача основных воздушных насосов принимается согласно указаниям пп. 7.4 и 7.5, исходя из значения наибольших допустимых присосов воздуха  $G_{вн}$  при нормальных условиях, определяемых по ПТЭ или подсчитываемых по формулам

$$G_{вн} = D_K^{НОМ} / 25 + 2 \text{ при } D_K^{НОМ} \geq 14 \text{ кг/с} \quad (7.1)$$

$$\text{и } G_{вн} = D_K^{НОМ} / 12,5 + 1,4 \text{ при } D_K^{НОМ} < 14 \text{ кг/с}, \quad (7.2)$$

где  $D_K^{НОМ}$  приводится в кг/с и  $G_{вн}$  - в г/с.

Для многокорпусного конденсатора величина  $D_K^{НОМ}$  - суммарный расход отработавшего пара, поступающего при расчетном режиме во все корпуса, обслуживаемые общей группой воздушных насосов.

Значения  $G_{вн}$  по ПТЭ или формулам (7.1) и (7.2) относятся к турбоагрегатам энергоблоков, работающих на органическом топливе, и блоков двухконтурных АЭС. Воздушные насосы одноконтурных АЭС должны быть также рассчитаны на удаление газов, образующихся в результате радиолитического разложения части воды в реакторе.

7.3. Для выбора типоразмера или выдачи задания на проектирование воздушных насосов необходимо определить кроме  $G_{\delta H}$  также давление и температуру паровоздушной смеси, отсасываемой ими при расчетном режиме работы установки.

Поскольку определение параметров удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси расчетным путем наталкивается на значительные трудности, при определении номинальных условий работы воздушного насоса (но не для других целей) можно воспользоваться следующими приближенными соотношениями:

расчетное давление (кПа) на стороне всасывания насоса:

$$\rho_{н.р} = 0,92 \rho_K ; \quad (7.3)$$

расчетная температура ( $^{\circ}\text{C}$ ) отсасываемой паровоздушной смеси (при пароструйном эжекторе):

$$t_{см.р} = 0,7 t_K + 0,3 t_{1в} , \quad (7.4)$$

где  $\rho_K, t_K$  - расчетные давление и температура отработавшего пара, поступающего в конденсатор, кПа и  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{1в}$  - расчетная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для секционированного конденсатора с каскадным перепуском удаляемой паровоздушной смеси в сторону секции, находящейся на стороне ввода охлаждающей воды, в уравнениях (7.3) и (7.4) принимаются значения  $\rho_K$  и  $t_K$ , отвечающие указанной секции.

7.4. Для пароструйного эжектора значение температуры  $t_{см.р}$  определяет давление на стороне всасывания  $\rho_{\sigma.р}''$  при  $G_{\delta} = 0$  (в точке 1 характеристики рис. 3,а), равное давлению насыщения водяного пара при этой температуре.

Требуемая объемная производительность пароструйного эжектора, представляющая собой объемный расход отсасываемой паровоздушной смеси, сохраняющийся практически постоянным в пределах рабочего участка характеристики I-2 независимо от  $t_{см}$  (см. рис. 3,а), должна составлять

$$V_{н.р} = 2,87 \cdot 10^{-4} G_{\delta H} \frac{t_{см.р} + 273}{\rho_{н.р} - \rho_{\sigma.р}''} \text{ м}^3/\text{с} . \quad (7.5)$$



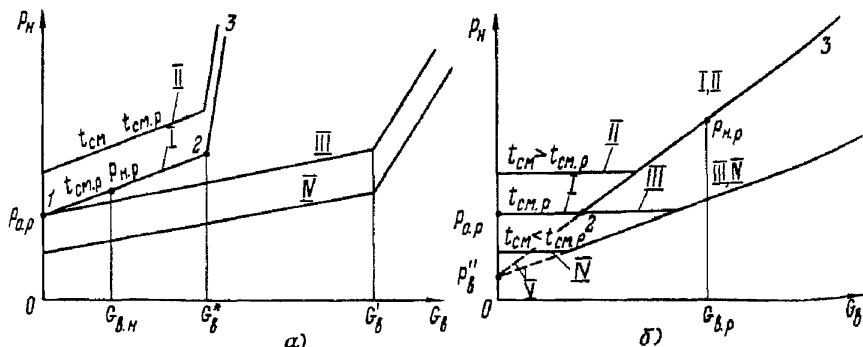


Рис. 3. Характеристики пароструйного (а) и водоструйного (б) эжекторов:

- I - характеристика одного эжектора при расчетном режиме ;
- II - то же при температуре смеси, превышающей расчетную;
- III - совмещенная характеристика двух эжекторов при расчетной температуре смеси; IV - то же при температуре смеси ниже расчетной; V - сухой воздух

Характеристика  $p_H - G_B$  пароструйного эжектора имеет перегрузочный участок, при переходе на который давление на стороне всасывания резко возрастает, вследствие чего работа его с перегрузкой недопустима. Массовая производительность эжектора, при превышении которой он переходит на перегрузочную ветвь его характеристики (участок 2-3 на рис. 3, а), должна быть не менее

$$G_B^* = n G_{Bн} , \quad (7.6)$$

где  $n$  - коэффициент запаса, принимаемый равным 2-3.

Установка нескольких, как правило двух, пароструйных эжекторов указанной производительности позволяет при включении всей их группы на параллельную работу предотвратить их перегрузку при росте присосов воздуха до  $G_B = a G_B^*$ , где  $a$  - число основных эжекторов (см. совмещенную характеристику III, рис. 3, а).

7.5. Водоструйный эжектор также имеет характеристику  $p_H - G_B$ , состоящую при данной температуре  $t_{см}$  из двух ветвей (см. участки I-2 и 2-3 на рис. 3, б), но с той разницей, что практически постоянная объемная производительность эжектора соответствует второму участку, вследствие чего он протекает значительно полнее перегрузочного участка характеристики пароструйного эжектора и рабочая точка, отвечающая заданным  $G_{Bн}$  и  $p_{н.р}$ , может находиться на этом участке.

Требуемая объемная производительность каждого основного водоструйного эжектора, отвечающая его характеристике при отсасывании сухого воздуха и расчетному расходу воздуха  $G_{в.р} = n G_{в.н}$ , должна составлять

$$V_{н.в} = 2,87 \cdot 10^{-4} G_{в.р} \frac{t_p + 273}{\rho_{н.р} - \rho_{в}^n} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (7.7)$$

где  $\rho_{в}^n$  - давление насыщения водяного пара при расчетной температуре рабочей воды  $t_p$ , кПа;  
 $n$  - коэффициент запаса, равный 2-3.

7.6. Двухступенчатые водокольцевые насосные агрегаты имеют при отсасывании паровоздушной смеси сначала быстро возрастающую с увеличением  $G_{в}$  объемную производительность  $V_{н}$ , затем рост  $V_{н}$  замедляется и объемная производительность стремится к постоянному значению. Соответственно характеристика  $\rho_{н} - G_{в}$  водокольцевого агрегата не имеет круто возрастающего перегрузочного участка, и при выборе насоса рабочая точка может располагаться на любом участке этой характеристики.

**Указания** по выбору водокольцевых воздушных насосов могут быть конкретизированы после организации отечественного производства таких насосов для конденсационных установок паровых турбин и получения их опытных эксплуатационных характеристик.

7.7. **Пример 4.** Найти требуемую производительность двух пароструйных эжекторов, предназначенных для удаления воздуха из конденсатора, рассчитанного в примере I (п.5.7). Оба эжектора должны быть однотипными с одинаковой объемной и массовой производительностью.

**Заданные условия:**

Номинальный расход отработавшего пара  $D_K^{ном}$  ... 175 кг/с

Давление в конденсаторе  $\rho_K$  ... 4,4 кПа

Температура отработавшего пара  $t_K$  ... 30,7°C

Температура охлаждающей воды  $t_{1в}$  ... 15°C

Расчетный присос воздуха в вакуумную систему по формуле (7.1):

$$G_{в.н} = 175/25 + 2 = 9 \text{ г/с (32 кг/ч)}.$$

Расчетные параметры отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси по формулам (7.3) и (7.4):  $\rho_{н.р} = 4,05 \text{ кПа};$

$t_{см,р} = 26,0^{\circ}\text{C}$ . Из таблиц для насыщенного водяного пара (приложение 4) находим для полученного значения  $t_{см,р}$  давление  $p_{ор}'' = 3,36$  кПа.

Подставляя найденные значения в формулу (7.5), получаем требуемую объемную производительность каждого эжектора

$$V_H = 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot 9 \frac{26+273}{4,05-3,36} = 1,12 \text{ м}^3/\text{с}.$$

**7.8. Пример 5.** Найти требуемую производительность каждого из двух водоструйных эжекторов для условий примера 4.

Заданная температура рабочей воды  $t_p = 15^{\circ}\text{C}$ .

Из таблиц для насыщенного водяного пара (см. приложение 4) находим для заданной температуры  $t_p$  давление  $p_B'' = 1,7$  кПа.

Расчетный расход воздуха для водоструйного эжектора согласно п. 7.5 составит при  $n = 3$

$$G_{в,р} = n G_{вн} = 3 \cdot 9 = 27 \text{ г/с},$$

где  $G_{вн} = 9$  г/с (см. п. 7.7, пример 4).

Требуемая объемная производительность каждого эжектора при отсасывании сухого воздуха по формуле (7.7):

$$V_{н,в} = 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot 27 \frac{15+273}{4,05-1,7} = 0,95 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

## 8. ФОРМУЛЯР ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОРА

Результаты теплового расчета конденсатора удобно заносить в таблицу, особенно, если расчеты производятся для нескольких вариантов или выполняется расчет конденсатора, в котором отдельные корпуса (секции) соединены по охлаждающей воде последовательно (ступенчатая конденсация). Пример расчетного формуляра приводится ниже. Содержащиеся в нем числовые значения взяты из рассматриваемого выше примера I (п. 5.7), поэтому дополнительные разъяснения по их определению не даются.

| Наименование  | Обозначение    | Единица измерения | Источник или метод определения                   | Вариант                     |   |
|---|----------------|-------------------|--|-----------------------------|---|
|   |                |                   |  | 1                           | 2 |
| 1. Расход отработавшего пара главной турбины            | $D_K$          | кг/с              | Из теплового расчета турбины                     | 175                         |   |
| 2. То же, вспомогательных механизмов                    | $\sum D_{всп}$ | кг/с              | По заданию                                       | Нет                         |   |
| 3. Расчетная паровая нагрузка конденсатора              | $D_K^{НОМ}$    | кг/с              | $D_K^{НОМ} = D_2 + \sum D_{всп}$                 | 175                         |   |
| 4. Давление в конденсаторе                              | $p_K$          | кПа               | По заданию                                       | 4,4                         |   |
| 5. Энтальпия отработавшего пара                         | $h_2$          | кДж/кг            | Из теплового расчета турбины (см. пп. 5.1 и 5.2) | 2338,5                      |   |
| 6. Температура отработавшего пара                       | $t_K$          | °C                | По приложению                                    | 30,7                        |   |
| 7. Энтальпия конденсата                                 | $h_K$          | кДж/кг            | По температуре и таблицам для водяного пара      | 128,5                       |   |
| 8. Количество тепла, отдаваемого паром                  | $\Delta h_K$   | кДж/кг            | $\Delta h_K = h_2 - h_K$ или по указаниям п. 5.2 | 2260                        |   |
| 9. Тепловая нагрузка конденсатора                       | $Q$            | кВт               | По указаниям п. 5.10                             | 395500                      |   |
| 10. Расход охлаждающей воды                             | $G_0$          | кг/с              | По заданию                                       | 9825                        |   |
| 11. Кратность охлаждения                                | $m$            | -                 | $m = G_0 / D_K$                                  | 50,5                        |   |
| 12. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор | $t_{1в}$       | °C                | По заданию                                       | 15                          |   |
| 13. Скорость воды в трубках                             | $w$            | м/с               | По заданию                                       | 2                           |   |
| 14. Материал трубок                                     | -              | -                 | По заданию                                       | Медноникелевый сплав МНЖ5-1 |   |
| 15. Диаметр трубок (наружный/внутренний)                | $d_n/d_{вн}$   | мм                | По заданию                                       | 28/26                       |   |

| Наименование  | Обозначение       | Единица измерения      | Источник или метод определения                | Вариант |   |
|---|-------------------|------------------------|---|---------|---|
|   |                   |                        |   | I       | 2 |
| 16. Число ходов воды  | $Z$               | -                      | По заданию                                    | 2       |   |
| 17. Коэффициент чистоты   | $a$               | -                      | По заданию см. п. 4.4                         | 0,908   |   |
| 18. Удельная паровая нагрузка   | $d_k$             | г/(м <sup>2</sup> .с)  | Задается предварительно                       | 11,5    |   |
| 19. Вспомогательные величины к определению коэффициента теплопередачи | $\chi$            | -                      | По формуле (4.3)                              | 0,315   |   |
|   | $\Phi_w$          | -                      | По формуле (4.2)                              | 0,992   |   |
|   | $\Phi_t$          | -                      | По формуле (4.4)                              | 0,842   |   |
|   | $\Phi_z$          | -                      | По формуле (4.6)                              | I       |   |
|   | $\Phi_\delta$     | -                      | По указаниям п. 4.2                           | I       |   |
| 20. Коэффициент теплопередачи   | $K$               | Вт/(м <sup>2</sup> .К) | По формуле (4.1) или по рисункам приложения I | 2745    |   |
| 21. Нагрев охлаждающей воды   | $\Delta t$        | К                      | По формуле (3.11)                             | 10,7    |   |
| 22. Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора            | $t_{2\beta}$      | °С                     | $t_{2\beta} = t_{1\beta} + \Delta t$          | 25,7    |   |
| 23. Средняя разность температур                                       | $\delta t_{ср.л}$ | К                      | По формуле (2.4)                              | 9,29    |   |
| 24. Поверхность охлаждения конденсатора                               | $F$               | м <sup>2</sup>         | По формуле (5.1)                              | 15510   |   |
| 25. Число трубок  | $N$               | -                      | По формуле (5.2)                              | 16620   |   |
| 26. Длина трубок  | $l$               | м                      | По формуле (5.3)                              | 10,6    |   |
| 27* Температурный напор (конечный)                                    | $\delta t$        | К                      | По формуле (2,5)                              | 5,02    |   |

| Наименование  | Обозначение      | Единица измерения | Источник или метод определения               | Вариант |   |
|---|------------------|-------------------|--|---------|---|
|   |                  |                   |  | I       | 2 |
| 28.* Температура отработавшего пара                                       | $t_K$            | °C                | По формуле (2.1)                             | 30,7    |   |
| 29. Множитель в формуле гидравлического сопротивления                     | $C_0$            | -                 | По табл. I                                   | 0,0511  |   |
| 30. Гидравлическое сопротивление конденсатора                             | $H$              | кПа               | По формуле (6.1) или приложению 3            | 32      |   |
| 31. Расчетный расход воздуха  | $G_{\partial H}$ | г/с               | По формулам (7.1) и (7.2)                    | 9       |   |
| 32. Коэффициент запаса для воздушного насоса                              | $n$              | -                 | По заданию                                   | 3       |   |
| 33.* Число пароструйных эжекторов   |                  | -                 | По заданию                                   | 2       |   |
| 34.* Расчетное давление на стороне всасывания пароструйного эжектора      | $P_{н.р}$        | кПа               | По формуле (7.3)                             | 4,00    |   |
| 35.* Расчетная температура паро-воздушной смеси                           | $t_{см.р}$       | °C                | По формуле (7.4)                             | 26      |   |
| 36.* Давление насыщенного пара при температуре $t_{см.р}$                 | $P_{ср}''$       | кПа               | По таблицам для водяного пара (приложение 4) | 3,30    |   |
| 37.* Требуемая объемная производительность каждого пароструйного эжектора | $V_{н.п}$        | м <sup>3</sup> /с | По формуле (7.5)                             | 1,12    |   |

\* Если при известном значении  $F$  надо найти давление отработавшего пара, пользуются пп. 27,28.

| Наименование  | Обозначение  | Единица измерения | Источник или метод определения               | Вариант |   |
|---|--------------|-------------------|--|---------|---|
|   |              |                   |  | 1       | 2 |
| 38.* Число водоструйных эжекторов   | $\rho$       | -                 | По заданию                                   | 2       |   |
| 39.* Расчетный расход воздуха для каждого водоструйного эжектора          | $G_{в.р}$    | г/с               | По п.7.5                                     | 27      |   |
| 40.* Температура рабочей воды   | $t_p$        | °C                | По заданию                                   | 15      |   |
| 41.* Давление насыщенного пара при температуре рабочей воды               | $\rho''_в$   | кПа               | По таблицам для водяного пара (приложение 4) | 1,7     |   |
| 42.* Расчетное давление на стороне всасывания водоструйного эжектора      | $\rho_{н.р}$ | кПа               | По формуле (7.3)                             | 4,05    |   |
| 43.* Требуемая объемная производительность каждого водоструйного эжектора | $V_{н.б}$    | м <sup>3</sup> /с | По формуле (7.7)                             | 0,95    |   |

\* Пункты 38-43 вместо пунктов 33-37 при установке водоструйных эжекторов.

### 9. ПОСТРОЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРА

9.1. Основной эксплуатационной характеристикой конденсатора является зависимость давления в конденсаторе  $\rho_K$  от паровой нагрузки  $D_K$  (или  $d_K$ ) и температуры охлаждающей воды  $t_{1в}$  при данном ее расходе  $G_0$ . Для контроля работы конденсатора в условиях эксплуатации удобно пользоваться и другой его характеристикой - зависимостью температурного напора  $\delta t$  от  $D_K$  и  $t_{1в}$  при данном  $G_0$ . Та и другая зависимости (характеристики) строятся по опытным или расчетным данным для различных расходов охлаждающей воды.

9.2. При построении эксплуатационных характеристик конденсатора расчетным путем давление пара  $\rho_K$  находится по его тем-

пературе, определяемой по формуле (2.1):

$$t_K = t_{1B} + \Delta t + \delta t.$$

При этом нагрев воды  $\Delta t$  (см. п. 2.2 и 3.16) подсчитывается по формуле (2.2) или (3.11):

$$\Delta t = \frac{\Delta h_K}{c_{ж} m},$$

конечный температурный напор - по формуле (2.5):

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^n - 1},$$

где  $n = \frac{KF}{c_{ж} G_0 10^3}$  и  $c_{ж} = 4,19$  кДж/(кг·К),

$e^n$  - см. приложение 5.

9.3. Расчет для каждого из заданных расходов охлаждающей воды начинается с определения температурного напора  $\delta t^{ном}$  при номинальном расходе отработавшего пара  $D_K^{ном}$  и разных температурах охлаждающей воды. При этом коэффициент теплопередачи определяется согласно указаниям разд. 4. Значения  $e^n$ , входящие в формулу для  $\delta t$ , приведенную в п. 9.2, могут быть взяты для различных  $n$  из таблиц приложения 5.

При понижении паровой нагрузки конденсатора  $D_K$  до некоторого значения  $D_K^{zp}$  и других неизменных условиях (данной температуре охлаждающей воды на входе и данном ее расходе) температурный напор изменяется прямо пропорционально нагрузке и составляет:

$$\delta t = \delta t^{ном} \frac{D_K}{D_K^{ном}}. \quad (9.1)$$

Величина  $D_K^{zp}$  зависит от температуры охлаждающей воды и воздушной плотности вакуумной системы и может быть приближенно определена по формуле

$$D_K^{zp} = s D_K^{ном}, \quad (9.2)$$



где при

| $t_{16}$ °C | 0   | 5    | 10  | 15   | 20  | 25   | 30  | 35   |
|-------------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|
| $s$         | 0,8 | 0,75 | 0,7 | 0,65 | 0,6 | 0,55 | 0,5 | 0,45 |

При  $D_K < D_K^{2p}$  температурный напор обычно выше, чем это следует из формулы (9.1), вследствие влияния, главным образом, возрастающих при частичных нагрузках части низкого давления турбины присосов воздуха в вакуумную систему. Для области паровых нагрузок конденсатора  $D_K < D_K^{2p}$  следует определять  $\delta t$  по формуле

$$\delta t = \frac{\delta t^{ном}}{j} \left[ s + \frac{D_K}{D_K^{ном}} (j-1) \right], \quad (9.3)$$

где  $j$  - зависит от изменения воздушной плотности системы с изменением  $D_K$  и может обычно приниматься равной 2. Поэтому для области  $D_K < D_K^{2p}$  при  $j = 2$

$$\delta t = \frac{\delta t^{ном}}{2} \left( s + \frac{D_K}{D_K^{ном}} \right). \quad (9.4)$$

9.4. В соответствии с указаниями п. 9.3 по формулам (9.1) и (9.4) подсчитываются значения температурного напора  $\delta t$  для различных значений расхода охлаждающей воды, ее температуры на входе и паровой нагрузки конденсатора. Результаты подсчетов удобно свести в таблицу, по которой строится график температурных напоров.

9.5. С целью определения давлений в конденсаторе для каждой температуры воды  $t_{16}$  (и данного ее расхода  $G_0$ ) на графике температурных напоров находятся через определенные интервалы паровой нагрузки  $D_K$  значения  $\delta t$  и по формуле (2.2) подсчитываются соответствующие значения  $\Delta t$  (с учетом изменения кратности охлаждения  $m = G_0/D_K$  в зависимости от паровой нагрузки при неизменном расходе охлаждающей воды). Значения  $\Delta h_K$  определяются при этом согласно указаниям п. 5.2.

Затем подсчитываются по формуле (2.1) значения  $t_K$  и по таблицам водяного пара (приложение 4) находятся значения  $p_K$ . Полученные данные также сводятся в таблицу, по которой строится график давлений в конденсаторе. Ниже даются примеры построения эксплуатационных характеристик конденсатора расчетным путем.

Расчеты эксплуатационных характеристик могут также выполняться на ЭВМ.

9.6. Пример 6. Построить эксплуатационные характеристики односекционного конденсатора для условий примера I (п. 5.7):

Номинальный расход отработавшего пара  $D_K^{НОМ}$  ... 175 кг/с

Номинальный расход охлаждающей воды  $G_D$  ... 8825 кг/с

Скорость воды в трубках  $w$  ... 2 м/с

Количество тепла, отдаваемого 1 кг пара  $\Delta h_K$  ... 2260 кДж/кг

Поверхность охлаждения конденсатора  $F$  .... 15510 м<sup>2</sup>

Число трубок в конденсаторе  $N$  .... 16620

Внутренний диаметр трубок  $d_{вн}$  ... 26 мм

Число ходов воды в конденсаторе  $Z$  .... 2

Коэффициент чистоты  $a$  ... 0,85 а<sub>м</sub>;

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-1

я расхода охлаждающей воды  $G_0 = 8825$  кг/с находим зна-

$$B = \frac{1,1w}{\sqrt{d_{вн}}} = \frac{1,1 \cdot 2,0}{\sqrt{26}} = 0,974.$$

По заданию расчетная кратность охлаждения (при номинальных расходах пара и охлаждающей воды) составляет

$$m = \frac{8825}{175} = 50,4$$

и соответствующий нагрев охлаждающей воды

$$\Delta t = \frac{2260}{4,19 \cdot 50,4} = 10,7 \text{ К.}$$

Сначала определим при номинальных расходах пара и охлаждающей воды значения температурного напора  $\delta t^{НОМ}$  для разных температур воды  $t_{в}$  от 0 до 45°C.

Так, например, найдем в соответствии с указаниями разд. 4 коэффициент теплопередачи для  $t_{в} = 0^\circ\text{C}$ .

По формулам (4.3) и (4.2)

$$x = 0,12 \cdot 0,808(1 + 0,15 \cdot 0) = 0,097;$$

$$\Phi_w = 0,974^{0,097} = 0,997.$$

При номинальной удельной паровой нагрузке

$$d_k = \frac{175}{15510} = 11,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(м}^2\text{с)} = 11,3 \text{ г/(м}^2\text{с)}$$

по формуле (4.4а) находим

$$b = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,3 = 0,439$$

и по формуле (4.4)

$$\varphi_t = 1 - \frac{0,439 \sqrt{0,808}}{1000} (35-0)^2 = 0,517.$$

Коэффициенты  $\varphi_z$  и  $\varphi_b$  равны 1. Множитель  $\alpha_M$  принят равным 0,95 в соответствии с п. 4.4.

Находим коэффициент чистоты

$$a = 0,85 \alpha_M = 0,85 \cdot 0,95 = 0,808$$

и коэффициент теплопередачи  $k$  по формуле (4.1):

$$k = 4070 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,997 \cdot 0,517 \cdot 1 \cdot 1 = 1695 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

При подсчитанном значении  $k$  и заданных значениях  $F$  и  $G_D$  получаем по формуле (2.5):

$$n = \frac{1695 \cdot 15510}{4,19 \cdot 8825 \cdot 10^3} = 0,711$$

и  $e^n = e^{0,711} = 2,04$  (см. приложение 5).

Искомый температурный напор составляет по формуле (2.5):

$$\delta t^{\text{ном}} = \frac{10,7}{2,04-1} = 10,3 \text{ К}.$$

Аналогичные подсчеты производятся для других температур охлаждающей воды на входе с интервалом, например,  $5^\circ\text{C}$ . Результаты расчетов сведены в табл. 2. Далее по формуле (4.8) определяются значения граничного расхода пара  $D_K^{\text{гп}}$ , также приведенные в табл. 2.

Значения температурного напора  $\delta t$  при разных расходах пара в конденсатор от  $D_K = 25 \text{ кг/с}$  до  $D_K^{\text{ном}} = 175 \text{ кг/с}$  подсчитываем с помощью формул (9.1) и (9.4).

Например, при  $t_{1в} = 10^\circ\text{C}$   $s = 0,7$  и по формуле (4.8) находим

$$D_K^{\text{гп}} = 0,7 \cdot 175 = 122,5 \text{ кг/с}.$$

Определение  $\delta t^{ном}$  и  $D_K^{2p}$  при разных значениях  $t_{1b}$   
 ( $\Delta t = 10,7 K$ ,  $G^{ном} = 8825 \text{ кг/с}$ ,  $D_K^{ном} = 175 \text{ кг/с}$ , к примеру 6)

| Величина                              | Единица измерения  | Источник или метод определения | Значения  |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------------------------------------|--------------------|--------------------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                       |                    |                                | 0         | 5     | 10    | 15    | 20    | 25    | 30    | 35    | 40    | 45    |
| Температура охлаждающей воды $t_{1b}$ | $^{\circ}C$        | По заданию                     | 0         | 5     | 10    | 15    | 20    | 25    | 30    | 35    | 40    | 45    |
| Величина $\chi$                       | —                  | Формулы (4.3 и 4.3а)           | 0,097     | 0,17  | 0,242 | 0,315 | 0,388 | 0,461 | 0,533 | 0,606 | 0,679 | 0,751 |
| Множитель $\Phi_{ш}$                  | —                  | Формула (4.2)                  | 0,997     | 0,996 | 0,994 | 0,992 | 0,990 | 0,988 | 0,987 | 0,987 | 0,987 | 0,987 |
| Величина $\beta$                      | —                  | Формула (4.4а)                 | ← 0,439 → |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| Множитель $\Phi_t$                    | —                  | Формула (4.5)                  | 0,517     | 0,645 | 0,753 | 0,842 | 0,911 | 0,961 | 0,990 | 1,0   | 1,01  | 1,02  |
| Коэффициент теплопередачи $K$         | $Вт/(м^2 \cdot K)$ | Формула (4.1)                  | 1695      | 2110  | 2460  | 2745  | 2965  | 3120  | 3215  | 3245  | 3280  | 3310  |
| Величина $n$                          | —                  | Формула (2.5)                  | 0,711     | 0,885 | 1,03  | 1,15  | 1,24  | 1,31  | 1,35  | 1,36  | 1,37  | 1,39  |
| Величина $e^n$                        | —                  | Приложение 4                   | 2,04      | 2,42  | 2,80  | 3,16  | 3,47  | 3,71  | 3,86  | 3,90  | 3,96  | 4,00  |
| Температурный напор $\delta t^{ном}$  | $K$                | Формула (2.5)                  | 10,3      | 7,51  | 5,92  | 4,94  | 4,33  | 3,95  | 3,75  | 3,68  | 3,62  | 3,55  |
| Величина $s$                          |                    | Формула (4.8)                  | 0,8       | 0,75  | 0,7   | 0,65  | 0,6   | 0,55  | 0,5   | 0,45  | 0,4   | 0,35  |
| Граничный расход пара $D_K^{2p}$      | $кг/с$             | Формула (4.8)                  | 140       | 131,3 | 122,5 | 113,8 | 105   | 96,3  | 87,5  | 78,8  | 70    | 61,2  |

При номинальном расходе пара  $D_K^{НОМ} = 175 \text{ кг/с}$  (и при заданном расходе охлаждающей воды) согласно табл. 2  $\delta t^{НОМ} = 5,92 \text{ К}$ .

При расходах пара в конденсатор  $D_K > D_K^{2P}$  находим  $\delta t$  по формуле (9.1).

Например, при  $t_{1B} = 10^\circ\text{C}$  и  $D_K = 150 \text{ кг/с}$

$$\delta t = 5,92 \frac{150}{175} = 5,07 \text{ К}.$$

При расходах пара в конденсатор  $D_K < D_K^{2P}$  находим  $\delta t$  по формуле (9.4). Например, при  $t_{1B} = 10^\circ\text{C}$  и  $D_K = 50 \text{ кг/с}$ .

$$\delta t = \frac{5,92}{2} \left( 0,7 + \frac{50}{175} \right) = 2,92 \text{ К}.$$

Подсчитанные таким путем значения  $\delta t$  для разных температур охлаждающей воды и расходов пара приведены в табл. 3. Пользуясь этой таблицей, строим для данного расхода охлаждающей воды график зависимости температурных напоров от  $t_{1B}$  и  $D_K$ , приведенный на рис. 4.

При построении зависимости давления в конденсаторе  $p_K$  от  $D_K$  и  $t_{1B}$  следует учесть, что при постоянном расходе охлаждающей воды  $G_D$  изменению расхода пара  $D_K$  отвечает изменение кратности охлаждения  $m$ , а следовательно, и нагрева воды  $\Delta t$ . Примем, что количество тепла  $\Delta h_K$ , отдаваемого каждым килограммом пара, остается при всех расходах отработавшего пара неизменным и равным  $2260 \text{ кДж/кг}$  (при наличии соответствующих проектных или опытных данных можно уточнить расчет, учитывая изменение  $\Delta h_K$  в зависимости от режима работы турбины). Пользуясь формулой (3.II), найдем для каждого расхода пара значения  $\Delta t$ , которые приведены в табл. 4. Располагая величинами  $\Delta t$  и  $\delta t$  (табл. 3), можно подсчитать для каждой пары значений  $D_K$  и  $t_{1B}$  соответствующие значения температуры отработавшего пара  $t_K$  и его давления  $p_K$ .

Например, при  $D_K = 150 \text{ кг/с}$  и  $t_{1B} = 10^\circ\text{C}$  найдем  $\Delta t = 9,17 \text{ К}$  и  $\delta t = 5,07 \text{ К}$ .

По формуле (2.I) находим

$$t_K = 10 + 9,17 + 5,07 = 24,2^\circ\text{C}$$

и по таблицам для насыщенного водяного пара (приложение 5) определяем:

$$p_K = 3,06 \text{ кПа}.$$

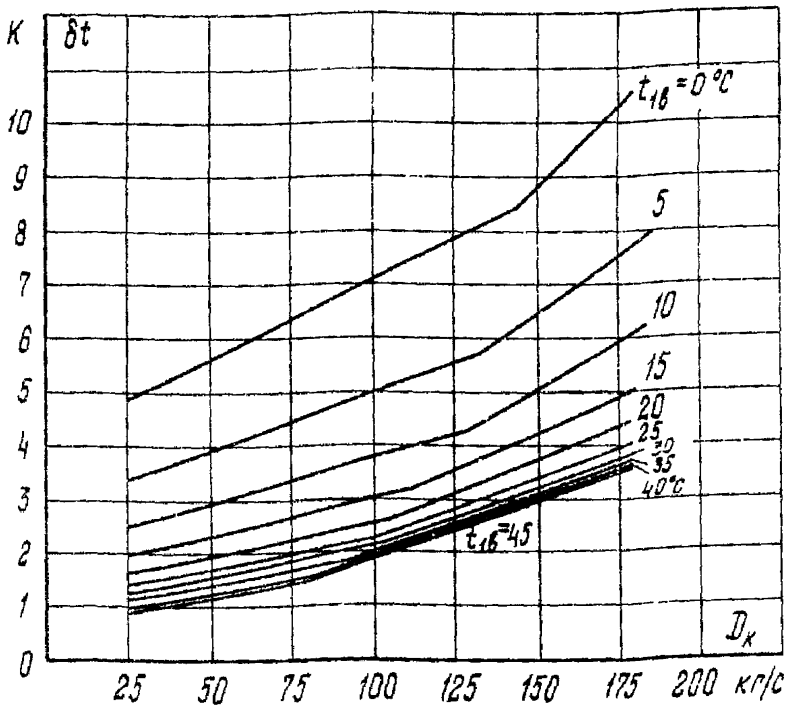


Рис. 4. Температурный фактор в конденсаторе (см. пример 6)

Найденные таким образом значения  $\rho_K$  для разных значений  $t_{1B}$  и  $D_K$  и  $G_D = 9825 \text{ kg/s}$  приведены в табл. 4. На основе этой таблицы строим характеристику конденсатора, показанную на рис. 5.

Аналогичным путем могут быть построены график температурных факторов  $\delta t = f(D_K, t_{1B})$  и зависимость  $\rho_K = f(D_K, t_{1B})$  для других расходов охлаждающей воды.

Описанные выше расчетные операции для построения характеристики конденсатора можно выполнить с помощью ЭВМ. В приложении 2 (табл. П2.3) дается программа *PKDT* расчета характеристик конденсатора на БЭСМ-6, написанная на языке ФОРТРАН.

9.7. Особенность расчета характеристики конденсатора, в котором осуществляется ступенчатая конденсация, состоит в том, что сначала строится характеристика для первого по ходу охлаждающей воды корпуса (или секции) конденсатора по методу, описанному в разд. 9 (пример 6, п. 9.6).

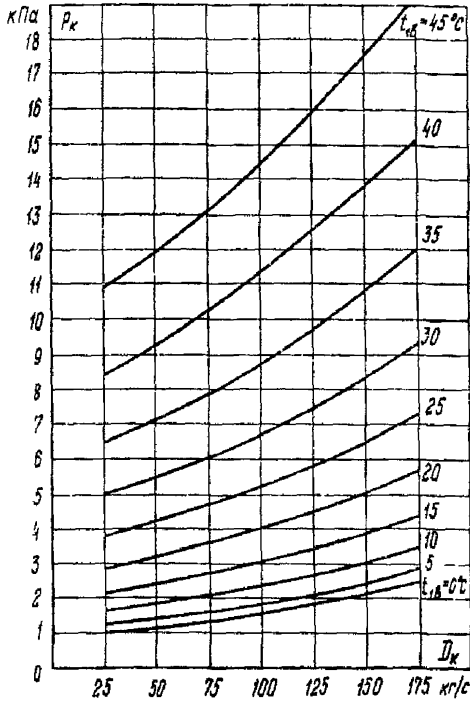


Рис. 5. Давление в конденсаторе (к примеру 6)

Обычно секции (корпусы), последовательно включенные по охлаждающей воде, как уже отмечалось, не отличаются одна от другой по размеру поверхности охлаждения и конструктивному выполнению. Поэтому характеристики  $p_K^{(i)} = f(D_K^{(i)}, t_{16}^{(i)}, G_0)$  всех секций одинаковы, причем для них, как правило, одинаковы расход охлаждающей воды  $G_0$  и паровая нагрузка  $D_K^{(i)} = D_K / i$ , где  $i$  - число ступеней конденсации. Но заданному режиму работы конденсатора соответствуют различные температуры воды  $t_{16}^{(i)}$ , поступающей в отдельные секции. В первую секцию поступает охлаждающая вода с температурой  $t_{16}$ , во вторую -  $t_{16}^{(II)} = t_{16} + \Delta t^{(I)}$  и т.д. При контроле работы секционированного конденсатора в условиях эксплуатации удобнее, однако, пользоваться характеристиками, показывающими давления  $p_K^{(i)}$  или  $\delta t^{(i)}$  во всех секциях в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды  $t_{16}$ .

Таблица 3  
 Определение  $\delta t$  при разных значениях  $D_K$  и  $t_{1\beta}$  ( $G_0^{НОМ} = 6825$  кг/с; к примеру 6)

| Величина  |                     | Единица измерения | Значение |       |       |       |       |       |      |
|---|---------------------|-------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| Расход отработавшего пара $D_K$                             |                     | кг/с              | 25       | 50    | 75    | 100   | 125   | 150   | 175  |
| Относительный расход пара $D_K/D_K^{НОМ}$                   |                     | —                 | 0,143    | 0,286 | 0,429 | 0,571 | 0,714 | 0,857 | 1    |
| Температура охлаждающей воды $t_{1\beta}, ^\circ\text{C}$ : |                     |                   |          |       |       |       |       |       |      |
| 0   | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,943    | 1,08  | 1,23  | 1,37  | 1,51  | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 4,87     | 5,60  | 6,34  | 7,08  | 7,82  | 8,55  | 10,3 |
| 5   | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,893    | 1,04  | 1,18  | 1,32  | 1,46  | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 3,35     | 3,89  | 4,43  | 4,96  | 5,50  | 6,44  | 7,51 |
| 10  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,843    | 0,986 | 1,13  | 1,27  | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 2,49     | 2,92  | 3,34  | 3,76  | 4,23  | 5,07  | 5,92 |
| 15  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,793    | 0,936 | 1,08  | 1,22  | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 1,96     | 2,31  | 2,66  | 3,02  | 3,53  | 4,24  | 4,94 |
| 20  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,743    | 0,886 | 1,03  | 1,17  | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 1,61     | 1,92  | 2,23  | 2,54  | 3,09  | 3,71  | 4,33 |
| 25  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,693    | 0,836 | 0,979 | —     | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 1,37     | 1,65  | 1,94  | 2,26  | 2,83  | 3,39  | 3,96 |
| 30  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,643    | 0,786 | 0,929 | —     | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 1,21     | 1,47  | 1,74  | 2,14  | 2,68  | 3,22  | 3,75 |
| 35  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,593    | 0,736 | 0,879 | —     | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 1,09     | 1,36  | 1,62  | 2,11  | 2,63  | 3,16  | 3,68 |
| 40  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,543    | 0,686 | —     | —     | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 0,98     | 1,24  | 1,55  | 2,07  | 2,58  | 3,10  | 3,62 |
| 45  | $S + D_K/D_K^{НОМ}$ | —                 | 0,493    | 0,636 | —     | —     | —     | —     | —    |
|   | $\delta t$          | К                 | 0,87     | 1,13  | 1,52  | 2,03  | 2,54  | 3,05  | 3,55 |



Т а б л и ц а 4  
 Определение  $\rho_K$  при разных значениях  $D_K$  и  $t, \delta$   
 ( $G_{нвм} = 8825$  кг/с; и примеру 6)

| Величина  | Единица измерения | Значение         |       |       |       |      |      |      |      |
|---|-------------------|------------------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
|   |                   | 25               | 50    | 75    | 100   | 125  | 150  | 175  |      |
| Расход пара $D_K$                                       | кг/с              | 25               | 50    | 75    | 100   | 125  | 150  | 175  |      |
| Кратность охлаждения                                    | -                 | 35,3             | 176,5 | 117,7 | 88,25 | 70,6 | 58,8 | 50,4 |      |
| Перепад температур $\Delta t$                           | К                 | 1,53             | 3,06  | 4,58  | 6,11  | 7,64 | 9,17 | 10,7 |      |
| Температура охлаждающей воды $t_{об}, ^\circ\text{C}$ : |                   |                  |       |       |       |      |      |      |      |
|   | $\delta t$        | К                | 4,87  | 5,60  | 6,34  | 7,08 | 7,82 | 8,85 | 10,3 |
| 0   | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 6,40  | 8,66  | 10,9  | 13,2 | 15,5 | 18,0 | 21,0 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 0,958 | 1,12  | 1,30  | 1,52 | 1,75 | 2,06 | 2,49 |
|   | $\delta t$        | К                | 3,35  | 3,89  | 4,43  | 4,96 | 5,50 | 6,44 | 7,51 |
| 5   | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 9,88  | 11,0  | 14,0  | 16,1 | 18,1 | 20,6 | 23,2 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 1,22  | 1,40  | 1,60  | 1,83 | 2,07 | 2,43 | 2,84 |
|   | $\delta t$        | К                | 2,49  | 2,91  | 3,33  | 3,76 | 4,22 | 5,07 | 5,92 |
| 10  | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 14,0  | 16,0  | 17,9  | 19,9 | 21,9 | 24,2 | 26,6 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 1,60  | 1,82  | 2,05  | 2,31 | 2,62 | 3,06 | 3,48 |
|   | $\delta t$        | К                | 1,96  | 2,31  | 2,67  | 3,02 | 3,52 | 4,23 | 4,94 |
| 15  | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 18,5  | 20,4  | 22,2  | 24,1 | 26,2 | 28,4 | 30,6 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 2,08  | 2,40  | 2,68  | 3,00 | 3,39 | 3,87 | 4,40 |
|   | $\delta t$        | К                | 1,6   | 1,91  | 2,22  | 2,54 | 3,09 | 3,71 | 4,33 |
| 20  | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 23,1  | 25,0  | 26,8  | 28,6 | 30,7 | 32,9 | 35,0 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 2,83  | 3,16  | 3,52  | 3,92 | 4,42 | 5,00 | 5,63 |
|   | $\delta t$        | К                | 1,37  | 1,65  | 1,94  | 2,26 | 2,83 | 3,39 | 3,96 |
| 25  | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 27,9  | 29,7  | 31,5  | 33,4 | 35,5 | 37,6 | 39,7 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 3,76  | 4,17  | 4,63  | 5,14 | 5,77 | 6,47 | 7,24 |
|   | $\delta t$        | К                | 1,21  | 1,47  | 1,74  | 2,14 | 2,68 | 3,22 | 3,75 |
| 30  | $t_K$             | $^\circ\text{C}$ | 32,7  | 34,5  | 36,3  | 38,2 | 40,3 | 42,4 | 44,4 |
|   | $\rho_K$          | кПа              | 4,96  | 5,48  | 6,05  | 6,71 | 7,50 | 8,37 | 9,32 |

О к о н ч а н н ы е т а б л и ц ы 4

| Величина |            | Единица измерения | Значение |      |      |      |      |      |      |
|----------|------------|-------------------|----------|------|------|------|------|------|------|
| 35       | $\delta t$ | К                 | 1,09     | 1,36 | 1,62 | 2,11 | 2,63 | 3,16 | 3,68 |
|          | $t_K$      | °С                | 37,6     | 39,4 | 41,2 | 43,2 | 45,3 | 47,3 | 49,4 |
|          | $p_K$      | кПа               | 6,48     | 7,15 | 7,87 | 8,74 | 9,72 | 10,8 | 12,0 |
| 40       | $\delta t$ | К                 | 0,982    | 1,24 | 1,55 | 2,07 | 2,58 | 3,10 | 3,62 |
|          | $t_K$      | °С                | 42,5     | 44,3 | 46,1 | 48,2 | 50,2 | 52,3 | 54,3 |
|          | $p_K$      | кПа               | 8,42     | 9,24 | 10,2 | 11,3 | 12,5 | 13,8 | 15,2 |
| 45       | $\delta t$ | К                 | 0,876    | 1,13 | 1,52 | 2,03 | 2,54 | 3,05 | 3,55 |
|          | $t_K$      | °С                | 47,4     | 49,2 | 51,1 | 53,1 | 55,2 | 57,2 | 59,2 |
|          | $p_K$      | кПа               | 10,8     | 11,8 | 13,0 | 14,4 | 15,9 | 17,5 | 19,2 |

При построении таких характеристик давление пара и конечный температурный напор в каждой из секций можно определить графическим путем по характеристике, полученной для одной секции.

9.8. Пример 7. Необходимо построить эксплуатационные характеристики двухсекционного конденсатора для условий примера 2 ( п.5.8):

Расход пара на одну секцию конденсатора  $D_K^{ном}$  ... 175 кг/с

Номинальный расход охлаждающей воды  $G_0$  .... 15800 кг/с

Скорость воды в трубках при номинальном расходе воды  $w$  ..... 1,9 м/с

Диаметр трубок :

наружный  $d$  .... 28 мм

внутренний  $d_{вн}$  .... 26 мм

Количество тепла, отдаваемого 1 кг отработавшего пара  $\Delta h_K$  .... 2250 кДж/кг

Поверхность охлаждения одной секции  $F$  .... 15310 м<sup>2</sup>

Число трубок в одной секции  $N$  .... 15670

Число ходов воды  $Z$  .... 1

Коэффициент чистоты  $\alpha$  .... 0,85  $\alpha_M$

Материал трубок - медноникелевый сплав МНН 5-1

Сначала рассчитаем и построим характеристику первой секции конденсатора в соответствии с указаниями разд. 9 и примера 6

(п.9.6). Результаты расчета для номинального расхода воды сведены в табл. 5,6 и 7 без дополнительных пояснений.

На основе этих таблиц построены для одной секции конденсатора зависимости температурного напора и давления для разных значений  $t_{1B}$ ,  $D_K^{(I)}$  и  $G_0 = 15800$  кг/с, показанные на рис. 6 и 7. При температуре воды  $t_{1B}$  они соответствуют первой секции, а при температуре  $t_{1B}^{(II)} = t_{1B} + \Delta t^{(I)}$  - второй секции.

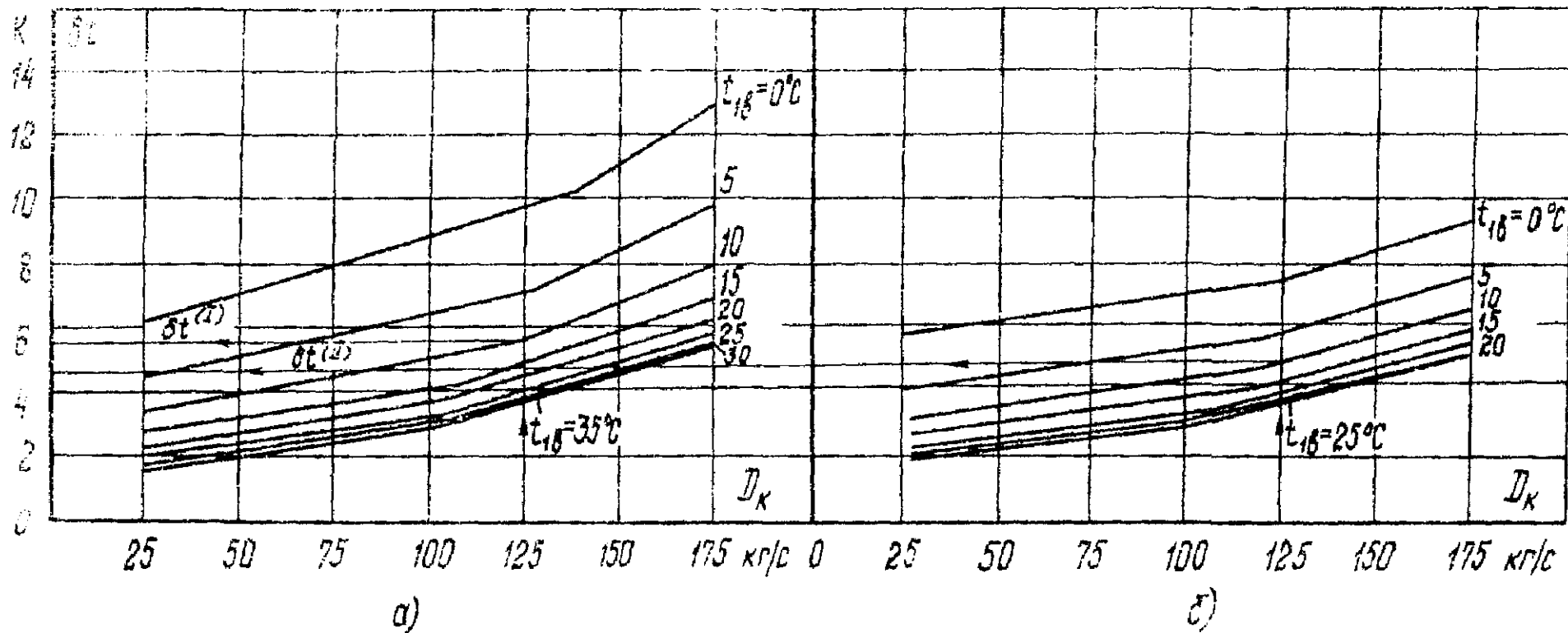
Значения температуры воды на выходе из первой секции  $t_{2B}^{(I)} = t_{1B} + \Delta t^{(I)}$ , требующиеся для построения характеристик второй секции при разных значениях  $t_{1B}$ , приведены в табл. 7.

Так, например, при  $D_K = 150$  кг/с и  $t_{1B} = 15^{\circ}\text{C}$  находим  $t_{2B} = 20,1^{\circ}\text{C}$ . По этой температуре при  $D_K = 150$  кг/с находим на рис. 6 и 7 значения  $p_K^{(II)}$  и  $\delta t^{(II)}$  для второй секции конденсатора при  $t_{1B} = 15^{\circ}\text{C}$ , равные 4,37 кПа и 5,34 К соответственно. Аналогичным образом находим  $p_K^{(II)}$  и  $\delta t^{(II)}$  при других значениях  $t_{1B}$  и  $D_K$  и сводим их в табл. 8, по которой строятся графики давлений и температурных напоров во второй секции конденсатора (см. рис. 6 и 7), где в качестве определяющего параметра также взята температура  $t_{1B}$ .

Если конденсатор имеет более двух секций по давлению, то аналогично можно построить характеристики секций, следующих за второй. Надо отметить, что построить их можно не только графическим путем, описанным выше, но и расчетным. Тогда необходимо найти температурный напор и давление в секциях, следующих за первой, при разных значениях  $t_{1B}$  и  $D_K$  соответствующих значениях температуры воды  $t_{1B}^{(i)}$  на входе в секцию, для которой определяются  $\delta t^{(i)}$  и  $p_K^{(i)}$ . Например, при  $t_{1B} = 15^{\circ}\text{C}$  и  $D_K = 25$  кг/с для второй секции должна приниматься температура воды на входе в нее  $t_{1B}^{(II)} = 15,8^{\circ}\text{C}$ , а при  $D_K = 50$  кг/с  $t_{1B}^{(II)} = 16,7^{\circ}\text{C}$  и т.д. (см. табл. 7).

Описанным в примере 7 (п.9.8) путем могут быть построены графики температурных напоров  $\delta t^{(i)} = f(D_K, t_{1B})$  и зависимости  $p_K^{(i)} = f(D_K, t_{1B})$  для многосекционного конденсатора и при других расходах охлаждающей воды.

В приложении 2 (табл. П2.4) приводится программа РКДТ2 для расчета характеристик двухсекционного конденсатора на ЭЭСМ-6, написанная на языке ФОРТРАН.



Вид. 1. Температурные зависимости коэффициента диффузии (в единицах 70) в зависимости от  $D_k$  и  $t_{18}$  для различных значений  $\delta$  — вторая ось

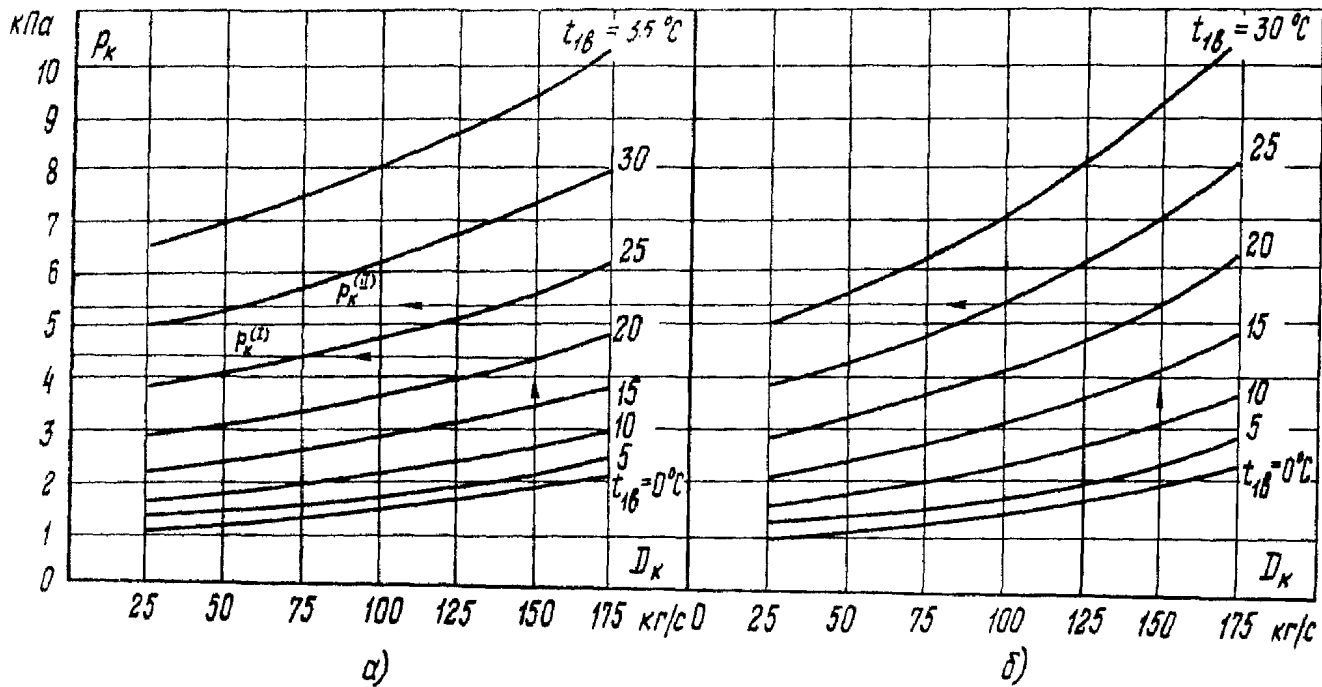


Рис. 7. Давление в секциях конденсатора (к примеру 7):  
*а* - первая секция; *б* - вторая секция

Таблица 5

Определение  $\delta t^{ном}$  и  $D_K^{зр}$  при разных значениях  $t_{1\beta}$  в первой секции конденсатора

( $\Delta t = 5,95\text{K}$ ,  $G_a^{ном} = 15670\text{ кг/с}$ ,  $D_K^{ном} = 175\text{ кг/с}$ ; к примеру 7)

| Величина                                  | Единица измерения      | Источник или метод определения | Значение |        |       |       |       |       |       |       |       |
|---|------------------------|--------------------------------|----------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|   |                        |                                | 0        | 5      | 10    | 15    | 20    | 25    | 30    | 35    | 40    |
| Температура охлаждающей воды $t_{1\beta}$ | $^{\circ}\text{C}$     | По заданию                     | 0        | 5      | 10    | 15    | 20    | 25    | 30    | 35    | 40    |
| Величина $\chi$                           | —                      | Формулы (4.3 и 4.3а)           | 0,097    | 0,17   | 0,242 | 0,315 | 0,388 | 0,461 | 0,533 | 0,606 | 0,679 |
| Множитель $\Phi_M$                        | —                      | Формула (4.2)                  | 0,993    | 0,987  | 0,981 | 0,976 | 0,971 | 0,965 | 0,963 | 0,963 | 0,963 |
| Величина $\beta$                          | —                      | Формула (4.4а)                 | 0,440    |        |       |       |       |       |       |       |       |
| Множитель $\Phi_t$                        | —                      | Формула (4.5)                  | 0,515    | 0,644  | 0,753 | 0,842 | 0,911 | 0,960 | 0,990 | 1,0   | 1,01  |
| Множитель $\Phi_z$                        | —                      | Формула (4.6)                  | 0,933    | 0,941  | 0,948 | 0,956 | 0,963 | 0,971 | 0,978 | 0,985 | 0,993 |
| Коэффициент теплопередачи $K$             | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | Формула (4.1)                  | 1570     | 1970   | 2300  | 2580  | 2800  | 2960  | 3070  | 3120  | 3180  |
| Величина $n$                              | —                      | Формула (2.5)                  | 0,376    | 0,471  | 0,551 | 0,618 | 0,670 | 0,708 | 0,734 | 0,746 | 0,761 |
| Величина $e^n$                            | —                      | Приложение 4                   | 1,46     | 1,60   | 1,74  | 1,86  | 1,95  | 2,03  | 2,08  | 2,11  | 2,14  |
| Температурный напор $\delta t$            | К                      | Формула (2.5)                  | 13,0     | 9,88   | 8,09  | 6,96  | 6,24  | 5,78  | 5,51  | 5,37  | 5,22  |
| Величина $s$                              | —                      | Формула (4.8)                  | 0,8      | 0,75   | 0,7   | 0,65  | 0,6   | 0,55  | 0,5   | 0,45  | 0,4   |
| Граничный расход пара $D_K^{зр}$          | кг/с                   | Формула (4.8)                  | 140      | 131,25 | 122,5 | 113,7 | 105   | 96,25 | 87,25 | 78,75 | 70,0  |

Таблица 6

Определение  $\delta t$  при разных значениях  $D_K$  и  $t_{1\theta}$  в первой секции конденсатора  
( $G_0^{НОМ} = 15670$  кг/с; к примеру 7)

| Величина   |                   | Единица измерения | Значение |       |       |       |       |       |      |
|--|-------------------|-------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| Расход отработавшего пара $D_K$                  |                   | кг/с              | 25       | 50    | 75    | 100   | 125   | 150   | 175  |
| Относительный расход пара $D_K/D_K^{НОМ}$        |                   | -                 | 0,143    | 0,286 | 0,429 | 0,571 | 0,714 | 0,857 | 1    |
| Температура охлаждающей воды $t_{1\theta}$ , °C: |                   |                   |          |       |       |       |       |       |      |
| 0  | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,943    | 1,09  | 1,23  | 1,37  | 1,51  | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 6,16     | 7,09  | 8,02  | 8,96  | 9,89  | 11,2  | 13,1 |
| 5  | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,893    | 1,04  | 1,18  | 1,32  | 1,46  | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 4,42     | 5,13  | 5,84  | 6,55  | 7,26  | 8,50  | 9,91 |
| 10   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,843    | 0,986 | 1,13  | 1,27  | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 3,41     | 3,99  | 4,57  | 5,14  | 5,78  | 6,94  | 8,09 |
| 15   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,793    | 0,936 | 1,08  | 1,22  | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 2,76     | 3,26  | 3,76  | 4,25  | 4,98  | 5,97  | 6,97 |
| 20   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,743    | 0,886 | 1,03  | 1,17  | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 2,32     | 2,76  | 3,21  | 3,66  | 4,46  | 5,35  | 6,24 |
| 25   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,693    | 0,836 | 0,979 | -     | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 2,00     | 2,41  | 2,83  | 3,30  | 4,13  | 4,96  | 5,78 |
| 30   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,643    | 0,786 | 0,929 | -     | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 1,77     | 2,16  | 2,55  | 3,14  | 3,93  | 4,71  | 5,49 |
| 35   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,593    | 0,736 | 0,879 | -     | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 1,59     | 1,97  | 2,36  | 3,06  | 3,83  | 4,60  | 5,36 |
| 40   | $S+D_K/D_K^{НОМ}$ | -                 | 0,543    | 0,686 | -     | -     | -     | -     | -    |
|  | $\delta t$        | К                 | 1,42     | 1,79  | 2,24  | 2,99  | 3,74  | 4,45  | 5,19 |

Т а б л и ц а 7

Определение  $\beta_K$  в первой секции конденсатора  
при разных значениях  $D_K$  и  $t_{2\beta}$  ( $G_0^{ном} = 15670$  кг/с; к примеру 7)

| Расход пара<br>$D_K$  | кг/с               | 25               | 50    | 75    | 100   | 125   | 150   | 175  |       |
|---|--------------------|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|
| Кратность<br>охлаждения $m$                                       | -                  | 632,0            | 316,0 | 210,6 | 158,0 | 126,4 | 105,0 | 90,3 |       |
| Перепад тем-<br>ператур $\Delta t$                                | К                  | 0,85             | 1,69  | 2,55  | 3,40  | 4,25  | 5,11  | 5,95 |       |
| Температура<br>охлаждающей<br>воды $t_{1\beta}, ^\circ\text{C}$ : |                    |                  |       |       |       |       |       |      |       |
| 0   | $\delta t$         | К                | 6,16  | 7,09  | 8,02  | 8,96  | 9,89  | 11,2 | 13,1  |
|   | $t_K$              | $^\circ\text{C}$ | 7,00  | 8,79  | 10,6  | 12,4  | 14,1  | 6,31 | 19,0  |
|   | $\beta_K$          | кПа              | 1,00  | 1,13  | 1,28  | 1,44  | 1,61  | 1,86 | 2,11  |
|   | $t_{2\beta}^{(I)}$ | $^\circ\text{C}$ | 0,85  | 1,69  | 2,55  | 3,40  | 4,25  | 5,11 | 5,95  |
| 5   | $\delta t$         | К                | 4,42  | 5,13  | 5,84  | 6,55  | 7,26  | 8,50 | 9,91  |
|   | $t_K$              | $^\circ\text{C}$ | 10,3  | 11,8  | 13,4  | 14,9  | 16,5  | 18,6 | 20,9  |
|   | $\beta_K$          | кПа              | 1,25  | 1,38  | 1,54  | 1,69  | 1,87  | 2,09 | 2,45  |
|   | $t_{2\beta}^{(I)}$ | $^\circ\text{C}$ | 5,85  | 6,69  | 7,55  | 8,4   | 9,25  | 10,1 | 10,95 |
| 10  | $\delta t$         | К                | 3,41  | 3,99  | 4,57  | 5,14  | 5,78  | 6,94 | 8,09  |
|   | $t_K$              | $^\circ\text{C}$ | 14,4  | 15,7  | 17,1  | 18,5  | 20,0  | 22,0 | 24,0  |
|   | $\beta_K$          | кПа              | 1,63  | 1,78  | 1,95  | 2,09  | 2,34  | 2,65 | 2,98  |
|   | $t_{2\beta}^{(I)}$ | $^\circ\text{C}$ | 10,8  | 11,7  | 12,5  | 13,4  | 14,2  | 15,1 | 15,9  |
| 15  | $\delta t$         | К                | 2,76  | 3,26  | 3,76  | 4,25  | 4,98  | 5,97 | 6,97  |
|   | $t_K$              | $^\circ\text{C}$ | 18,6  | 20,0  | 21,3  | 22,6  | 24,2  | 26,1 | 27,9  |
|   | $\beta_K$          | кПа              | 2,09  | 2,33  | 2,54  | 2,75  | 3,02  | 3,37 | 3,76  |
|   | $t_{2\beta}^{(I)}$ | $^\circ\text{C}$ | 15,8  | 16,7  | 17,5  | 18,4  | 19,2  | 20,1 | 20,9  |
| 20  | $\delta t$         | К                | 2,32  | 2,76  | 3,21  | 3,66  | 4,46  | 5,35 | 6,24  |
|   | $t_K$              | $^\circ\text{C}$ | 23,2  | 24,5  | 25,8  | 27,1  | 28,7  | 30,4 | 32,2  |
|   | $\beta_K$          | кПа              | 2,84  | 3,06  | 3,31  | 3,57  | 3,94  | 4,35 | 4,80  |
|   | $t_{2\beta}^{(I)}$ | $^\circ\text{C}$ | 20,9  | 21,7  | 22,6  | 23,3  | 24,2  | 25,1 | 25,9  |
| 25  | $\delta t$         | К                | 2,00  | 2,41  | 2,83  | 3,30  | 4,13  | 4,96 | 5,78  |
|   | $t_K$              | $^\circ\text{C}$ | 27,9  | 29,1  | 30,4  | 31,7  | 33,4  | 35,1 | 36,7  |
|   | $\beta_K$          | кПа              | 3,74  | 4,02  | 4,33  | 4,67  | 5,14  | 5,64 | 6,18  |
|   | $t_{2\beta}^{(I)}$ | $^\circ\text{C}$ | 25,9  | 26,7  | 27,6  | 28,4  | 29,2  | 30,1 | 30,9  |



О к о н ч а н и е т а б л и ц ы 7

| Расход пара $D_K$ |                     | кг/с               | 25   | 50   | 75   | 100  | 125  | 150  | 175  |
|-------------------|---------------------|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| 30                | $\delta t$          | К                  | 1,77 | 2,16 | 2,55 | 3,14 | 3,93 | 4,71 | 5,49 |
|                   | $t_K$               | $^{\circ}\text{C}$ | 32,6 | 33,9 | 35,1 | 36,5 | 38,2 | 39,8 | 41,4 |
|                   | $p_K$               | кПа                | 4,92 | 5,27 | 5,65 | 6,11 | 6,68 | 7,30 | 7,97 |
|                   | $t_{2\theta}^{(1)}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 30,9 | 31,7 | 32,5 | 33,4 | 34,2 | 35,1 | 35,9 |
| 35                | $\delta t$          | К                  | 1,59 | 1,97 | 2,36 | 3,06 | 3,83 | 4,60 | 5,36 |
|                   | $t_K$               | $^{\circ}\text{C}$ | 37,4 | 38,7 | 39,9 | 41,5 | 43,1 | 44,7 | 46,3 |
|                   | $p_K$               | кПа                | 6,42 | 6,86 | 7,33 | 7,97 | 8,68 | 9,43 | 10,3 |
|                   | $t_{2\theta}^{(1)}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 35,9 | 36,7 | 37,5 | 38,4 | 39,2 | 40,1 | 40,9 |
| 40                | $\delta t$          | К                  | 1,42 | 1,79 | 2,24 | 2,99 | 3,74 | 4,45 | 5,19 |
|                   | $t_K$               | $^{\circ}\text{C}$ | 42,3 | 43,5 | 44,8 | 46,4 | 47,9 | 49,5 | 51,1 |
|                   | $p_K$               | кПа                | 8,31 | 8,86 | 9,47 | 10,3 | 11,1 | 12,1 | 13,0 |
|                   | $t_{2\theta}^{(1)}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 40,9 | 41,7 | 42,5 | 43,4 | 44,2 | 45,1 | 45,9 |

Т а б л и ц а 8

Определение  $p_K$  и  $\delta t$  во второй секции конденсатора при разных  $D_K$  и  $t_{1\theta}$  ( $G_a^{\text{ном}} = 15670$  кг/с, к примеру 7)

| Величина   | Единица измерения | Значение           |      |      |      |      |      |      |      |
|--|-------------------|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| Расход отработавшего пара $D_K$                              | кг/с              | 25                 | 50   | 75   | 100  | 125  | 150  | 175  |      |
| Температура охлаждающей воды $t_{1\theta}, ^{\circ}\text{C}$ |                   |                    |      |      |      |      |      |      |      |
| 0  | $t_{2\theta}$     | $^{\circ}\text{C}$ | 0,86 | 1,69 | 2,55 | 3,40 | 4,25 | 5,11 | 5,95 |
|  | $\delta t$        | К                  | 5,78 | 6,28 | 6,75 | 7,17 | 7,56 | 8,46 | 9,49 |
|  | $p_K$             | кПа                | 1,03 | 1,21 | 1,40 | 1,60 | 1,83 | 2,09 | 2,55 |
| 5  | $t_{2\theta}$     | $^{\circ}\text{C}$ | 5,85 | 6,69 | 7,55 | 8,4  | 9,25 | 10,1 | 10,9 |
|  | $\delta t$        | К                  | 4,21 | 4,68 | 5,11 | 5,52 | 5,94 | 6,92 | 7,84 |
|  | $p_K$             | кПа                | 1,30 | 1,51 | 1,73 | 1,97 | 2,21 | 2,66 | 3,12 |

О к о н ч а н и е т а б л и ц ы 8

| Величина | Единица измерения |     | Значение |      |      |      |      |      |      |
|----------|-------------------|-----|----------|------|------|------|------|------|------|
|          |                   |     |          |      |      |      |      |      |      |
| 10       | $t_{2\beta}$      | °C  | 10,8     | 11,7 | 12,5 | 13,4 | 14,2 | 15,1 | 15,9 |
|          | $\delta t$        | K   | 3,28     | 3,71 | 4,11 | 4,50 | 5,08 | 5,96 | 6,80 |
|          | $p_K$             | кПа | 1,70     | 1,95 | 2,16 | 2,54 | 2,91 | 3,39 | 3,93 |
| 15       | $t_{2\beta}$      | °C  | 15,8     | 16,7 | 17,5 | 18,4 | 19,2 | 20,1 | 20,9 |
|          | $\delta t$        | K   | 2,67     | 3,07 | 3,45 | 3,82 | 4,52 | 5,34 | 6,14 |
|          | $p_K$             | кПа | 2,20     | 2,56 | 2,90 | 3,29 | 3,78 | 4,37 | 5,04 |
| 20       | $t_{2\beta}$      | °C  | 20,9     | 21,7 | 22,6 | 23,3 | 24,2 | 25,1 | 25,9 |
|          | $\delta t$        | K   | 2,26     | 2,63 | 3,0  | 3,37 | 4,17 | 4,95 | 5,72 |
|          | $p_K$             | кПа | 2,97     | 3,37 | 3,80 | 4,28 | 4,94 | 5,67 | 6,49 |
| 25       | $t_{2\beta}$      | °C  | 25,9     | 26,7 | 27,6 | 28,4 | 29,2 | 30,1 | 30,9 |
|          | $\delta t$        | K   | 1,96     | 2,32 | 2,68 | 3,18 | 3,95 | 4,71 | 5,46 |
|          | $p_K$             | кПа | 3,92     | 4,42 | 4,97 | 5,62 | 6,43 | 7,33 | 8,36 |
| 30       | $t_{2\beta}$      | °C  | 30,9     | 31,7 | 32,5 | 33,4 | 34,2 | 35,1 | 35,9 |
|          | $\delta t$        | K   | 1,73     | 2,09 | 2,44 | 3,08 | 3,84 | 4,59 | 5,34 |
|          | $p_K$             | кПа | 5,16     | 5,78 | 6,46 | 7,32 | 8,35 | 9,48 | 10,7 |

10. ВЫПОЛНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ  
КОНДЕНСАТОРА

10.1. Выбор типа конденсатора

10.1.1. Конденсаторы турбин выполняются, как правило, подвальными (рис. 8а, б, в). При поперечном их расположении относительно оси турбины под каждым из ее ЦНД, выполняющихся обычно двухпоточными, устанавливаются при этом отдельный корпус

конденсатора. Однокорпусные конденсаторы применяются также для турбин с тремя выхлопами. Много реже устанавливаются при двухпоточных ЦНД отдельные корпуса конденсатора на каждый выхлоп. Последнее усложняет схему циркуляционных водоводов, но может быть оправдано в тех случаях, когда таким путем обеспечивается возможность поставки отдельных корпусов конденсатора блоками полной заводской готовности (т.е. с установленными на место и развальцованными трубками).

При аксиальном расположении (вдоль оси турбины) конденсатор может и для турбин с числом выхлопов до шести выполняться однокорпусным, но это требует применения конденсаторных трубок значительной длины — до 18-20 м и более. Для уменьшения требуемой длины трубок аксиальные конденсаторы могут выполняться с двумя расположенными по одной оси и последовательно включенными по охлаждающей воде корпусами с промежуточной водяной камерой между ними. По соображениям компоновки оборудования и выполнения фундамента турбины они могут также разделяться на два параллельно распо-

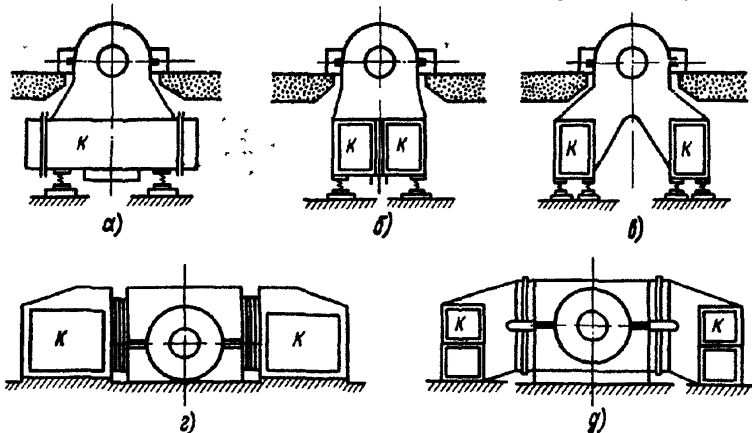


Рис. 8. Расположение конденсатора относительно оси турбины:

*а* — подвальное поперечное расположение; *б* — подвальное аксиальное; *в* — подвальное двустороннее, аксиальное; *г, д* — боковое двустороннее; *К* — конденсатор

женных корпуса или две параллельные группы, каждая с двумя последовательно включенными по воде корпусами (рис. 9).

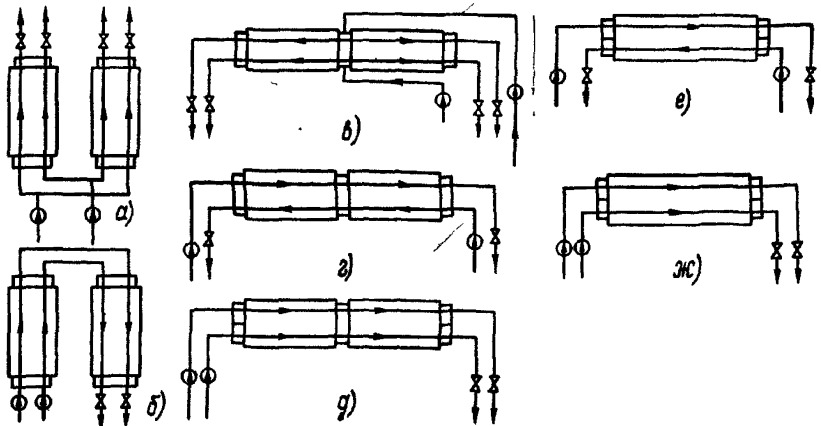


Рис.9. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде:  
**а** - параллельное включение по воде двух поперечно расположенных корпусов конденсатора; **б** - последовательное включение таких же корпусов; **в** - параллельное включение по воде двух аксиально расположенных корпусов конденсатора с общей средней водяной камерой; **г** - последовательное включение двух аксиально расположенных корпусов конденсатора с общей средней водяной камерой со встречным и одинаковым направлением потоков; **е** - однокорпусный аксиальный конденсатор со встречным направлением потоков воды; **ж** - однокорпусный аксиальный конденсатор с одинаковым направлением потоков

Преимуществами аксиального расположения конденсатора мощной многоцилиндровой турбины являются упрощение схемы и облегчение компоновки циркуляционных водоводов, упрощение секционирования конденсатора (см. п. 10.1.3), а при выполнении его однокорпусным также уменьшение стоимости конденсатора по сравнению с имеющим несколько поперечно расположенных корпусов. Однако выбор поперечного или аксиального подвального конденсатора существенно зависит от выполнения и компоновки других элементов турбоагрегата, особенно ЦНД и фундамента турбины, и не может поэтому производиться в отрыве от решения ряда задач при проектировании турбоагрегата.

10.1.2. Боковые аксиальные конденсаторы, устанавливаемые на отметке, близкой к отметке основания турбины (см. рис. 8, з, д), имеют обычно корпуса, расположенные по обеим сторонам ЦНД, и от-

работавший пар поступает в них как из нижних, так и из верхних половин корпусов ЦНД. В случае их применения ЦНД турбины могут выполняться одностенными, непосредственно опирающимися на фундамент, и облегчается размещение конденсатора с большой поверхностью охлаждения. При этом снижается также отметка обслуживания турбины, но увеличивается занимаемая турбоагрегатом площадь.

Увеличение при указанном выполнении соединения ЦНД с корпусами бокового конденсатора суммарного сечения выхлопных патрубков с соответствующими снижением средней скорости пара в них и устранение поворота потока отработавшего пара на  $90^{\circ}$  приводит к некоторому уменьшению потери давления в выхлопных патрубках. Однако оно относительно невелико и при обычно высоких боковых конденсаторах и системах водоснабжения с водохранилищем-охладителем (а также более редких в настоящее время прямоточных системах водоснабжения) сводится практически на нет увеличением затраты энергии на циркуляционные насосы из-за увеличения геодезической высоты подачи воды, не компенсируемой сифоном.

Указанным преимуществам боковых конденсаторов противостоят их существенные эксплуатационные недостатки. Боковые конденсаторы затрудняют доступ к ЦНД турбины при ее обслуживании и вызывают необходимость при каждом вскрытии ЦНД для контроля или ремонта отсоединять верхние выхлопные патрубки турбины от конденсатора, тогда как при подвальных конденсаторах сварные соединения турбины и конденсатора не нарушаются в течение всего срока службы турбоагрегата. Необходимость разъема находящихся в условиях эксплуатации под вакуумом протяженных вертикальных фланцевых соединений при каждом вскрытии ЦНД увеличивает продолжительность и трудоемкость ремонтных работ и затрудняет поддержание достаточно высокой воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата.

Гидроопрессовка боковых конденсаторов для отыскания водяных неплотностей требует заливки водой также турбины, причем как в этом случае, так и при переходе к воздушной опрессовке с детектором возникает необходимость в герметизации лабиринтовых уплотнений ЦНД. При высоком напоре циркуляционной воды (например, обратная система водоснабжения с градирней) возникает опасность попадания охлаждающей воды из бокового конденсатора в проточную часть ЦНД при образовании свищей или трещин в трубках.

Эксплуатационные недостатки боковых конденсаторов привели к тому, что они не получили широкого применения (исключая только Великобританию, где они были применены для 28 турбоагрегатов мощностью 500-660 МВт, но затем от их применения также отказались).

Подвальные конденсаторы, расположенные по обеим сторонам оси турбины с выхлопными патрубками только в нижних половинах корпусов ЦНД (см. рис. 8, б), не имеют этих недостатков, но пока были применены только для турбоагрегатов относительно небольшой мощности - до 150 МВт. Лишь в одном случае аналогичная конструкция, но с горизонтальным направлением выхлопных патрубков была применена для турбоагрегата мощностью 420 МВт. При удачном решении конструкции ЦНД и фундамента турбины такое двустороннее расположение корпусов подвального конденсатора может оказаться целесообразным для турбоагрегатов большой мощности.

Ю.И.З. При двух и более выхлопах турбины определенными термодинамическими преимуществами обладает ступенчатая конденсация пара. Для ее осуществления конденсатор разделяется на последовательно включенные по охлаждающей воде секции, работающие с разными давлениями отработавшего пара, возрастающими в направлении от секции, расположенной со стороны входа охлаждающей воды, к секции, расположенной на стороне выхода воды (рис. 10). Число секций (ступеней конденсации) может приниматься равным двум или трем, так как дальнейшее увеличение их числа уже слабо сказывается на достигаемом эффекте (рис. 11). Последний тем больше, чем выше температура охлаждающей воды и меньше кратность охлаждения.

Секционирование наиболее просто осуществляется в одноходовых аксиальных конденсаторах путем установки в паровом пространстве перегородок, разделяющих одну секцию от другой, или использования в качестве отдельных секций последовательно включенных по охлаждающей воде, но не соединенных одна с другой по паровой стороне корпусов. Перекачка пара через зазоры в отверстиях для пропуска трубок через разделительные перегородки не может быть значительной вследствие малого перепада давления между секциями и стекания по перегородкам конденсата, образующего водяную завесу, перекрывающую зазоры.

При поперечных конденсаторах и четном числе корпусов сек-

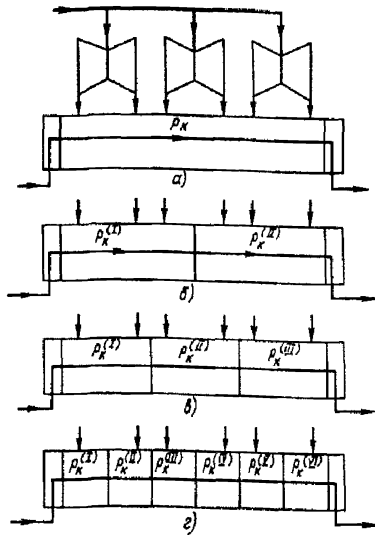


Рис. 10. Одноступенчатый (а) и секционированные (б, в, г) конденсаторы с разным давлением пара в секциях

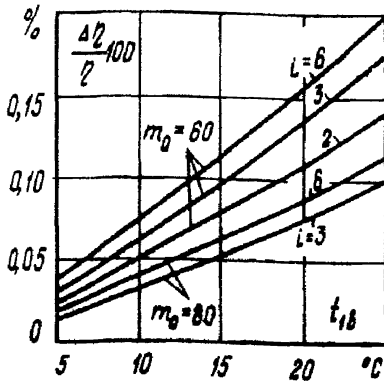


Рис. 11. Повышение КПД турбоагрегата при ступенчатой конденсации:  $i$  - число ступеней конденсации;  $m_0$  - средняя кратность охлаждения;  $\frac{\Delta \eta}{\eta}$  - относительное приращение КПД турбоагрегата

ционирование их возможно путем последовательного включения по охлаждающей воде каждой пары корпусов, для чего они должны соединяться один с другим со стороны поступления воды из первой секции во вторую трубопроводами - "калачами" (см. рис. 9, б).

При ступенчатой конденсации принимается обычно равномерное распределение тепловой нагрузки (отработавшего пара) и поверхности

охлаждения между секциями. Упрощение установки, возможность применения меньшего числа взаимозаменяемых конденсатных и воздушных насосов и некоторый дополнительный выигрыш в экономичности достигаются при каскадном перепуске из секции в секцию конденсата и удаляемого воздуха (паровоздушной смеси). При этом конденсат должен перепускаться в сторону секции с наибольшим давлением, где он может быть догрет до температуры, близкой к температуре насыщения в этой секции, перед поступлением в конденсатные насосы, а паровоздушная смесь — перепускаться через воздухоохладительные лучки в обратном направлении, что обеспечивает наиболее низкую ее температуру и наименьшее содержание пара в смеси при поступлении ее в воздушные насосы (рис. 12). Для самотечного перепуска конденсата из секции с меньшим давлением в секцию с большим давлением уровень конденсата в первой должен быть соответственно выше, чем во второй (обычно для конденсационных турбин на 50-150 мм).

При одинаковой паровой нагрузке секций (корпусов) конденсатора направление движения через них охлаждающей воды не имеет значения. В тех же редких случаях, когда нагрузка секций различна, целесообразное направление движения охлаждающей воды должно определяться путем сравнительных расчетов (так, например, для теплофикационной турбины с большой привязанной конденсационной мощностью и различающимися по расходу отработавшего пара двумя выхлопами расчеты УТИЗ показали, что более экономичным является вариант подачи охлаждающей воды сперва в менее нагруженный, а затем уже в более нагруженный корпус двухсекционного конденсатора).

10.1.4. Современные мощные энергоблоки имеют, как правило, блочные насосные станции с двумя циркуляционными насосами на турбину. Для сохранения возможности работы турбины с частичной (50% и более в зависимости от температуры охлаждающей воды) нагрузкой при вынужденном останове одного из насосов или необходимости отключения поврежденных трубок в конденсаторе последний должен выполняться, как правило, двухпоточным, причем очень большие диаметры циркуляционных трубопроводов практически исключают установку между ними перемычек с запорными задвижками. Лишь при установке отдельных соединенных один с другим перемычкой достаточного сечения по паровой стороне корпусов конденсатора каждый из последних может быть выполнен однопоточным и снабжаться водой своим циркуляционным насосом.



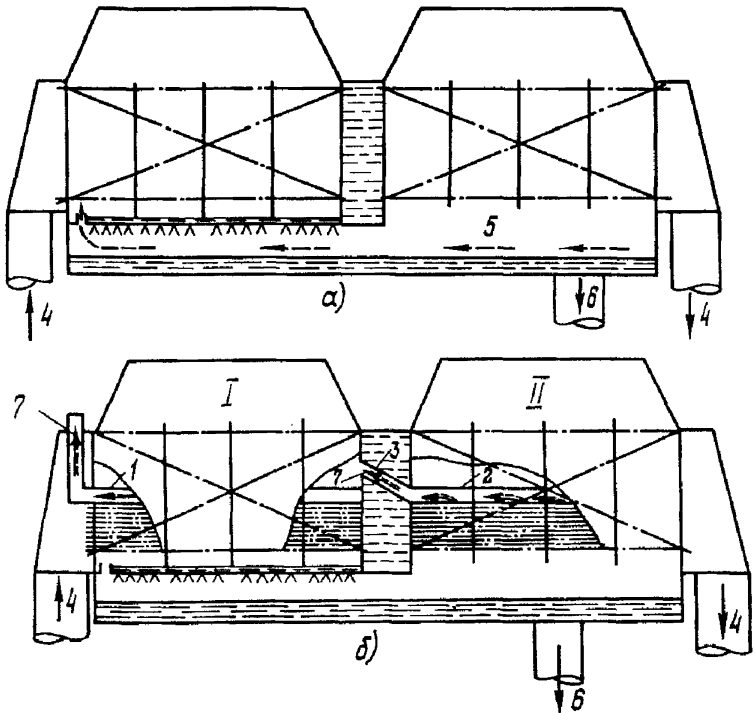


Рис. 12. Схемы перепуска конденсата (а) и паровоздушной смеси (б) при секционировании конденсатора:  
I, 2 - воздушные коллекторы; 3 - перепуск паровоздушной смеси к воздухоохладителю первой секции; 4 - охлаждающая вода; 5 - пар; 6 - конденсат; 7 - паровоздушная смесь;  
I - первая секция по давлению; II - вторая секция

### 10.2. Компоновка поверхности охлаждения

10.2.1. Эффективность использования поверхности охлаждения и показатели работы крупного конденсатора существенно зависят от конфигурации его трубного пучка, которая должна обеспечивать минимальное при всех прочих равных условиях давление конденсирующегося пара или, что тоже возможно больший коэффициент теплопередачи при относительно небольшом падении давления пара в трубном пучке, отсутствии переохладения конденсата и ограничении содержания в последнем кислорода в соответствии с установленными нормами.

Коэффициент теплопередачи с водяной стороны практически чистых конденсаторных трубок определяется в основном скоростью охлаждающей воды и в меньшей степени ее температурой, а термическое сопротивление стенки трубок — коэффициентом теплопроводности материала и толщиной стенки, причем его доля в суммарном термическом сопротивлении относительно мала. Номинальная скорость охлаждающей воды выбирается исходя из технико-экономических соображений, а также из соображений предотвращения эрозии, коррозии и загрязнения трубок. Поэтому выбор рациональной компоновки поверхности охлаждения конденсатора определяется в основном условиями теплообмена и падением давления (сопротивлением) с паровой стороны поверхности охлаждения.

10.2.2. Для двух характерных зон поверхности охлаждения конденсаторов — зоны интенсивной конденсации пара и зоны охлаждения паровоздушной смеси (см. п.2.4) — должны применяться различные способы интенсификации теплоотдачи с паровой стороны.

В преобладающей части зоны интенсивной конденсации пара увеличение скорости его движения сравнительно слабо влияет на общие значения коэффициента теплопередачи от пара к стенке, а тем более на локальные значения коэффициента теплопередачи  $K_L$ , существенно зависящие в этой зоне от теплоотдачи с водяной стороны. В то же время вызываемое увеличением скорости пара падение его давления приводит вследствие связанного с этим снижения температуры пара (рис. 13) к уменьшению локальных разностей температур пара и охлаждающей воды  $\Delta t_L$ . В результате с увеличением в этой зоне скорости пара существенное увеличение локальных тепловых нагрузок  $q_L = K_L \Delta t_L$  не достигается, а паровое сопротивление растет приблизительно пропорционально квадрату скорости. Поэтому для зоны интенсивной конденсации пара основным требованием является уменьшение падения давления пара как при входе его в трубный пучок, так и в пределах последнего.

В зоне охлаждения паровоздушной смеси вследствие большой уже концентрации воздуха в охлаждаемой смеси локальные коэффициенты теплопередачи и тепловые нагрузки определяются в основном тепло- и массоотдачей с паровой стороны и существенно зависят от скорости паровоздушной смеси. Увеличение скорости смеси является

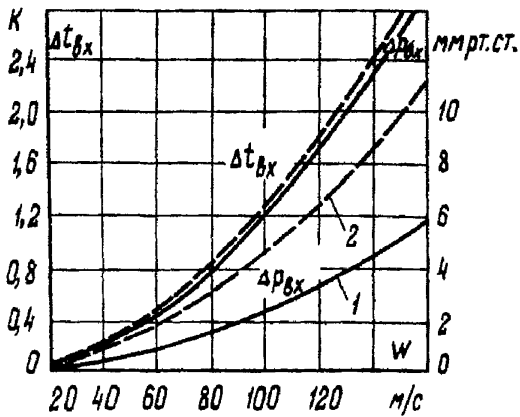


Рис. 13. Зависимость падения давления  $\Delta p_{бх}$  и снижения температуры  $\Delta t_{бх}$  пара при входе в трубный пучок от скорости  $w$  в узком сечении первого ряда трубок:

1 - давление пара  $p_k = 4,9$  кПа; 2 -  $p_k = 9,8$  кПа

здесь единственным средством интенсификации теплопередачи и в определенных пределах, ограничиваемых допустимыми пределами падения давления смеси в этой зоне, оправдывает себя.

Указанным выше условиям наилучшим образом удовлетворяет двухзонное выполнение трубного пучка. Однако поскольку граница между двумя зонами поверхности охлаждения конденсатора не является стабильной, а смещается в ту или иную сторону в зависимости от изменения режимных условий, обычно исходит из средних расчетных условий, при которых на основной трубный пучок, отвечающий зоне интенсивной конденсации пара, приходится примерно 90–92% всей поверхности охлаждения, а на зону охлаждения паровоздушной смеси (воздухоохладитель) – 8–10%.

10.2.3. Уменьшение падения давления пара в зоне интенсивной конденсации может достигаться ограничением его скорости (или при заданном его объемном расходе соответствующим увеличением живого (узкого) сечения между трубками на доступной для поступающего пара части периферии трубного пучка и в последующих рядах трубок), возможно более равномерным распределением поступающего пара и уменьшением длины его пути в пределах указанной зоны.

Одним из способов увеличения живого сечения трубного пучка со стороны входа в него пара является разрежение в этой части пучка трубок (увеличение поперечного шага между ними). Это сочетается обычно в конденсаторах с радиальным и лучевым расположением трубок в пучке (рис. 14, *а, б*) с уменьшением поперечного шага между трубками и живого сечения по пути движения пара от периферии пучка к воздухоохладителю для поддержания скорости пара при уменьшении его объемного расхода в результате конденсации.

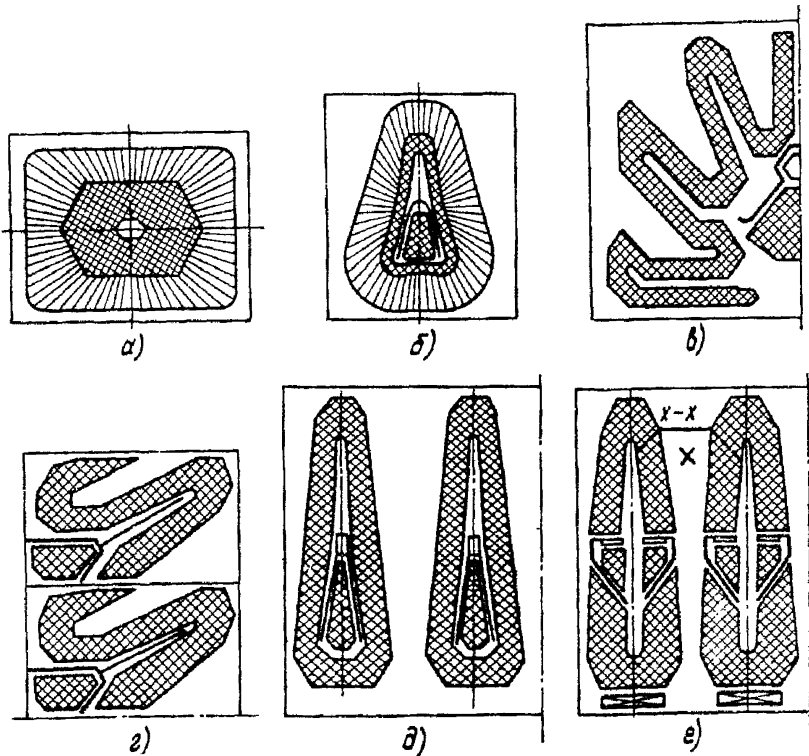


Рис. 14. Компоновки трубных пучков:  
*а, б* - радиальная; *в, г* - ленточная; *д, е* - модульная ленточная; *х-х* - сечение канала *Х* для прохода пара

Однако конструктивно возможное уменьшение живого сечения всегда сильно отстает от уменьшения объемного расхода пара, вследствие чего не играет существенной практической роли. Разреженная радиальная разбивка трубок в зоне интенсивной конденсации, оправдывающаяся для конденсаторов с относительно небольшой поверхностью охлаждения, нецелесообразна для крупных конденсаторов, так как приводит к недостаточно эффективному использованию площади трубной доски (малому коэффициенту ее заполнения).

Для крупных конденсаторов целесообразнее позволяющая выполнить ряд требований к компоновке трубного пучка и более компактная ленточная его компоновка, т.е. выполнение трубного пучка с поперечным сечением, имеющим форму изогнутой узкой ленты (рис. 14, б, г). Такая компоновка позволяет сравнительно равномерно распределить поступающий пар, обеспечить достаточно большое живое сечение на входе пара в трубный пучок, а также ограничить число рядов трубок на пути пара от наружных каналов, по которым он подводится в пучок, до внутренних каналов, по которым изравоздушная смесь отводится из основной части пучка в воздухоохладитель.

При большой поверхности охлаждения, размещаемой в одном корпусе конденсатора, может быть целесообразным разделение ее на 2-3 модуля (части) и более, разделенных проходами и имеющих каждый свой воздухоохладительный пучок и индивидуальный отсос воздуха (см. рис. 14, д, е). Разбивка трубок во всех модулях принимается обычно одинаковой, причем разделение большого трубного пучка на модули с ленточной компоновкой позволяет увеличить доступный для поступающего пара суммарный периметр всех модулей, ограничить в каждом из них толщину ленты и обеспечить более равномерное распределение поступающего пара.

10.2.4. Для уменьшения падения давления пара при входе в трубный пучок средняя его скорость в живом сечении периферийного ряда трубок пучка (или модуля) при расчетных условиях не должна, по возможности, превышать 50 м/с, что позволяет также предотвратить повышенную вибрацию трубок в периферийных рядах, вызываемую действием аэродинамических сил. При трудности выполнения этого требования вследствие необходимости по условиям размещения конденсатора ограничить габариты его поперечного сечения может быть

допущено увеличение указанной скорости до 60-70 м/с.

Для равномерного распределения отработавшего пара направления и размеры наружных подводящих каналов и сквозных проходов для него в трубном пучке должны быть увязаны с гидродинамикой потока пара, поступающего из выхлопного патрубка турбины (направлением потока, распределением его скоростей), и удовлетворить требованиям минимального падения давления также в подводящих проходах. Это требует ограничения скоростей пара на входе в каналы и проходы значениями не более 80-100 м/с. Сквозные проходы в трубном пучке должны обеспечивать при этом поступление в нижнюю часть корпуса конденсатора пара в количестве, достаточном для регенерации конденсата, стекающего с трубного пучка (догрева переохлажденного конденсата до температуры насыщения поступающего пара), и его деаэрации.

10.2.5. Скорость пара (паровоздушной смеси) на выходе из основной части трубного пучка, как правило, очень мала, и для большего охлаждения отсасываемой из конденсатора смеси скорость ее в живом сечении первого ряда трубок воздухоохладителя должна быть повышена примерно до 40-50 м/с, т.е. это живое сечение должно быть, как правило, заметно меньшим, чем живое сечение на выходе из основной части трубного пучка.

Воздухоохладитель, отделяемый обычно от основной части пучка перегородкой, целесообразно выполнять в виде пучка с треугольным или трапецидальным поперечным сечением, суживающимся в направлении к выходу из него смеси воздуха с остаточным содержанием пара.

Иногда для увеличения скорости паровоздушной смеси в воздухоохладителе его выполняют с паровой стороны многоходовым, но вследствие значительного увеличения при этом падения давления смеси в воздухоохладителе и образования при изменениях направления ее потока неактивных зон такое решение большей частью не оправдывается. Выполнение трапециевидного воздухоохладителя, при котором паровоздушная смесь перепускается по длине корпуса конденсатора из одного отсека в другой в направлении от стороны выхода подогретой охлаждающей воды к стороне входа холодной воды также приводит к увеличению падения давления смеси в воздухоохладителе при относительно небольшом в то же время эффекте в отно-

нении дополнительного охлаждения паровоздушной смеси, поскольку перепад температур воды в воздухоохладительном пучке, как правило, заметно меньше перепада температур в основном трубном пучке (иначе обстоит дело для секционированного конденсатора - см. п. 10.1.3 - с размещением секций в отдельных корпусах, где перепуск паровоздушной смеси из секции в секцию в направлении к секции с наименьшей температурой охлаждающей воды - но не в пределах каждого корпуса - более эффективен вследствие того, что охлаждающая вода при переходе из секции в секцию в большей или меньшей степени перемешивается).

В воздухоохладитель должна поступать в основном только паровоздушная смесь из основной части трубного пучка и может подводиться смесь, удаляемая из предшествующей секции многосекционного конденсатора при каскадном ее перепуске. В него может также поступать выпар из устройства для деаэрации конденсата, расположенного под трубным пучком или в деаэрационном конденсатосборнике (см. п. 10.3).

Должна быть исключена возможность попадания в воздухоохладитель отработавшего пара турбины в обход основной части трубного пучка, а тем более поступления хотя бы и относительно небольшого количества пара или паровоздушной смеси в патрубок для отсоса воздуха из конденсатора помимо воздухоохладителя. Для этого необходимо предусматривать установку в местах, где возможны такие перетечки пара или паровоздушной смеси (конструктивных проемах, где не могут быть установлены трубки, зазоры между трубным пучком и корпусом конденсатора), заградительных перегородок или щитков.

10.2.6. В двухходовых конденсаторах воздухоохладитель должен располагаться в первом ходе, где температура охлаждающей воды ниже.

В некоторых конструкциях одноходовых конденсаторов для охлаждения паровоздушной смеси более холодной водой воздухоохладитель был выполнен не в виде выделенного по всей длине корпуса пучка труб, а располагался в крайнем со стороны входа охлаждающей воды отсеке между трубной доской и ближайшей опорной перегородкой. Охлаждаемая паровоздушная смесь, поступающая из основной части трубного пучка, омывает при этом расположенные в указанном отсеке концы половины или всех труб пучка. Такое решение

приводит к увеличению парового сопротивления конденсатора. Кроме того, при возникновении условий, благоприятствующих газовой (аммиачной) коррозии трубок в воздухоохладителе, опасности разрушения подвергается значительно большее число трубок, чем при обычном выполнении воздухоохладителя. Поэтому оно не может быть рекомендовано.

10.2.7. При наличии в трубном пучке конструктивных проемов в местах, где не могут быть установлены трубки (например, из-за наличия сварных швов у крупных трубных досок или размещения перегородок в водяных камерах конденсатора), должно предотвращаться с помощью заградительных щитков образование в любой зоне трубного пучка "островных" пучков трубок, в которые пар может поступать со всех сторон при отсутствии отсоса воздуха из центральной части этого пучка. Внутри таких пучков скапливается воздух, и значительная часть их поверхности оказывается неактивной.

10.2.8. При компоновке трубного пучка, направлениях и живых сечениях проходов в пучке, обеспечивающих правильное направление потока пара (паровоздушной смеси) от периферии пучка к местам отсоса воздуха, сетка, по которой разбиваются трубки в различных зонах, сама по себе не играет существенной роли и наряду с наиболее широко применяемой ромбической (треугольной) сеткой могут применяться также, исходя из конфигурации пучка, квадратная, радиальная или другая разбивка. Шаг между трубками должен обеспечивать минимальное расстояние между соседними отверстиями в трубной доске, предотвращающее деформацию отверстий при вальцевании трубок.

10.2.9. Конденсат и воздух с остаточным содержанием пара должны отводиться из конденсатора раздельно в удаленных по возможности друг от друга местах его поперечного сечения. "Регенерация" конденсата (догрев его до температуры насыщения поступающего в конденсатор пара) и его деаэрация должны обеспечиваться, как указывалось, непосредственным контактом части отработавшего пара, проливающей в нижнюю часть парового пространства конденсатора, со стекающим с трубного пучка конденсатом. Воздухоохладитель и отверстия в корпусе для удаляемого воздуха отделяются обычно от остальной части парового пространства перегородкой.

При большой высоте трубного пучка могут устанавливаться на нескольких уровнях по его высоте перегородки (или полутрубы) для



улавливания конденсата, отводимого с этих перегородок (полутруб) к трубным доскам и промежуточным опорным перегородкам, по которым он стекает вниз. Это может быть целесообразным для уменьшения сопротивления, создаваемого большим количеством конденсата, стекающего сверху на нижерасположенную часть высокого трубного пучка.

10.2.10. При проектировании конденсатора необходимо проверить удовлетворяют ли узкое сечение трубного пучка со стороны поступления в него отработавшего пара турбины, входные и промежуточные сечения проходов в трубном пучке, предназначенных для лучшего распределения поступающего пара, требованиям в отношении ограничения в них скоростей пара, изложенным в п. 10.2.4.

Расчетная скорость пара во входном сечении трубного пучка определяется при этом как средняя скорость, полученная путем деления объемного расхода отработавшего пара при номинальном режиме работы конденсатора на живое сечение первого ряда трубок по всей доступной для поступающего пара части периметра трубного пучка, т.е.

$$w_{bx} = \frac{D_K v_K}{\ell n_{\text{ш}} (t - d_H) 10^3}, \quad (10.1)$$

где  $v_K$  — удельный объем поступающего влажного пара при давлении и паросодержании  $x$ , кг/м<sup>3</sup>;  
 $n_{\text{ш}}$  — число шагов между трубками в доступной части периметра трубного пучка;  
 $t$  — шаг между трубками (по их осям), мм.

Расчетные скорости пара во входном и одном или нескольких промежуточных сечениях прохода для пара (в которых можно ожидать повышенных его скоростей) определяются исходя из оценки доли поверхности охлаждения конденсатора (без учета воздухоохладителя) снабжаемой паром через рассматриваемое сечение прохода. Так, например, на рис. 14 пунктирной линией ограничена часть трубного пучка, снабжаемая паром через сечение x-x тупикового прохода X. Расчетная скорость пара в сечении x-x прохода составляет

$$w_{xx} = \frac{D_x v_K}{\ell b_{xx}}, \quad (10.2)$$

где  $D_x$  - расход пара через сечение  $x-x$ , кг/с;

$\delta_{xx}$  - ширина сечения  $x-x$ , м.

Значение  $D_{xx}$  определяется в случае одноходового конденсатора как

$$D_x = D_K \frac{N_x}{N_0}, \quad (10.3)$$

где  $N_x/N_0$  - отношение числа трубок в зоне трубного пучка, снабжаемой паром через сечение  $x-x$ , к полному числу трубок в основном пучке конденсатора (без воздухоохладителя).

В случае двухходового конденсатора и наличия с рассматриваемой зоной трубного пучка трубок, входящих как в первый ( $N_x^I$ ), так и во второй ( $N_x^{II}$ ) ходы по охлаждающей воде, число трубок во втором ходе, где разность температур пара и охлаждающей воды меньше, принимается с коэффициентом  $C, 8$ , т.е.

$$D_x = D_K \frac{N_x^I + 0,8 N_x^{II}}{N}. \quad (10.4)$$

### 10.2.II. Пример проверки проходных сечений для пара.

Рассмотрим в качестве примера проверку сечений для модульного ленточного трубного пучка, показанного на рис. 14,е. Конденсатор одноходовой. Модули распределены по ширине конденсатора равномерно, под каждым из модулей расположено стержневое диафрагматорное устройство, перекрывающее часть периметра модуля.

Заданы следующие конструктивные размеры и номинальные режимные параметры:

Число трубок в основной части модуля (без воздухоохладителя)  $N_0$  ..... 3840

Активная длина трубок  $l$  ..... 11,5 м

Наружный диаметр трубок  $d_H$  .... 28 мм

Шаг между трубками  $t$  .... 35 мм

Число шагов в первом ряду трубок доступной для пара части периметра пучка  $n_{ш}$  .... 400

Расход пара, поступающего в один модуль,  $D_K$  .... 44 кг/с

Давление поступающего влажного пара  $p_K$  .... 4,8 кПа

Паросодержание  $x$  .... 0,93

Удельный объем пара  $u_K$  .... 29,6 м<sup>3</sup>/кг

Скорость пара во входном сечении модуля по формуле (10.1)

$$w_{6x} = \frac{44 \cdot 29,6}{11,5 \cdot 400 (35-28) \cdot 10^{-3}} = 40,4 \text{ м/с,}$$

т.е. не выходит за допустимые пределы.

Через сечение прохода х-х пар поступает в часть модуля, ограниченную пунктирной линией и включающей в себя 3360 трубок из общего числа трубок в модуле 3840. Соответственно получаем расход пара через сечение х-х по формуле (10.3).

$$D_x = 44 \frac{3360}{3840} = 38,6 \text{ кг/с.}$$

При ширине сечения  $b_{xx} = 1,0 \text{ м}$  и длине трубок  $l = 11,5 \text{ м}$  расчетная скорость пара в рассматриваемом сечении прохода по формуле (10.2) составляет

$$w_{xx} = \frac{38,6 \cdot 29,6}{11,5 \cdot 1,0} = 99,4 \text{ м/с,}$$

т.е. также является допустимой.

### 10.3. Регенерация конденсата.

#### Деаэрирующие устройства

10.3.1. Конденсат, стекающий в конденсаторе с трубок, всегда переохлажден по отношению к температуре насыщения отработавшего пара  $t_k$ . Температура наружной поверхности пленки конденсата на трубках в зоне конденсации пара с малой еще концентрацией воздуха практически равна температуре пара и несколько ниже ее в зоне с высокой концентрацией в паре воздуха, а на поверхности контакта конденсата с трубкой температура пленки ближе к температуре стенки трубы, а соответственно, и к температуре охлаждающей воды. Поэтому средняя температура стекающего конденсата всегда ниже  $t_k$ . Переохлаждение конденсата является наибольшим в зоне охлаждения паровоздушной смеси, где вследствие большой концентрации воздуха парциальное давление пара ниже давления поступающего в трубный пучок пара и температура пара ниже  $t_k$ , однако количество конденсата, образующегося в этой зоне при номинальных условиях, составляет лишь небольшую долю общего количества конденсата.

В современных регенеративных конденсаторах, удовлетворяющих указанному выше требованию об обеспечении контакта всего стекаю-

щего из трубного пучка конденсата с частью отработавшего пара, поступающего через сквозные проходы в трубном пучке в нижнюю часть парового пространства конденсатора, конденсат, стекающий как из основного трубного пучка, так и из воздухоохладителя, регенерируется, т.е. догревается до температуры насыщения отработавшего пара. Таким путем избегается вызываемое переохлаждением конденсата понижение экономичности турбоагрегата и уменьшается равновесная концентрация кислорода в конденсате.

Лишь в периоды наиболее низких температур охлаждающей воды и при пониженных паровых нагрузках в регенеративном конденсаторе может наблюдаться переохлаждение конденсата, не превышающее обычно 1-2 К.

10.3.2. Равновесная концентрация растворенного кислорода в конденсате, удаляемом из регенеративного конденсатора, при нормальной воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата очень мала - порядка сотых долей микрограмма на килограмм. Действительные же концентрации кислорода в конденсате и в тех случаях, когда они удовлетворяют нормам ПТЭ (содержание  $O_2 \leq 20$  мкг/кг), на 1-2 порядка и более превосходит обычно равновесные концентрации.

Поскольку доля конденсата, образующегося в воздухоохладителе конденсатора, относительно мала и регенерации подвергается весь конденсат, поступающий как из основного трубного пучка, так и из воздухоохладителя, сказанное выше свидетельствует о том, что фактически наблюдающиеся в конденсатосборнике и за конденсатным насосом содержания кислорода в конденсате не могут быть объяснены поступлением кислорода в конденсат с воздухом, абсорбируемым в зонах конденсатора, где концентрация воздуха в паровоздушной смеси является повышенной.

Содержание кислорода в конденсате, существенно превосходящее равновесное, вызывается тем, что наряду с незначительным количеством растворенного кислорода конденсат содержит кислород, попадающий в него в результате механического захвата части воздуха, содержащегося в паровоздушной смеси. Захват незначительной доли воздуха, существенно сказывающейся на содержании кислорода в конденсате, может происходить только в пределах трубного пучка. Струи конденсата, стекающие в конденсатосборник практически не могут захватить воздух, так как в паре, проникающем через сквозные проходы в трубном пучке в нижнюю часть парового пространства, концентрация воздуха очень мала -  $10^{-3}$  -  $10^{-5}$ . Количество захватываемого воздуха увеличивается поэтому с ростом зоны охлажде-

ния паровоздушной смеси в трубном пучке, т.е. при понижении температуры охлаждающей воды, уменьшении паровой нагрузки конденсатора или увеличении присосов воздуха в вакуумную систему и др.

Нерастворенный воздух содержится в конденсате в тонкодисперсном состоянии. При падении конденсата из трубного пучка и стекании его по стенке в нижней части корпуса мелкие воздушные пузырьки не полностью выделяются из него, а оставшийся воздух (кислород) растворяется в конденсате при повышении давления последнего в конденсатном насосе и поступает затем с конденсатом в чистительную систему.

При присосах воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, не выходящих за пределы нормы, установленной ИТЭ, десорбция растворенного кислорода при догреве конденсата в нижней части парового пространства до температуры насыщения отработавшего пара, а главное, частичное выделение механически захваченного воздуха обеспечиваются при широких пределах изменения режимных условий допустимое содержание кислорода в конденсате без применения дополнительных устройств для его деаэрации. Однако при низких паровых нагрузках конденсатора и повышенных присосах воздуха, особенно приводящих к перегрузке пароструйных эжекторов, значительное увеличение зоны охлаждения паровоздушной смеси может повлечь за собой и существенное увеличение содержания кислорода в конденсате. Поддержание допустимого содержания кислорода в конденсате также и при этих условиях может обеспечиваться использованием в качестве второй ступени деаэрации устройств, располагаемых в корпусе конденсатора под трубным пучком или в конденсатосборниках.

Деаэрационное устройство служит для увеличения поверхности контакта конденсата с отработавшим паром, что создает благоприятные условия для его догрева и выделения из него нерастворенных газов. Увеличение поверхности контакта фаз достигается путем раздробления конденсата на струи и капли или создания тонкой пленки конденсата на системе орошаемых стержней (или неохлаждаемых труб). Омывание поверхности конденсата в деаэрационном устройстве отработавшим паром обеспечивается кроме устройства сквозных проходов в трубном пучке отсосом прошедшего через это устройство пара через воздухоохладитель в обход основного трубного пучка конденсатора.

Подвод в деаэрационное устройство, активно используемое лишь в течение сравнительно коротких периодов времени (например,

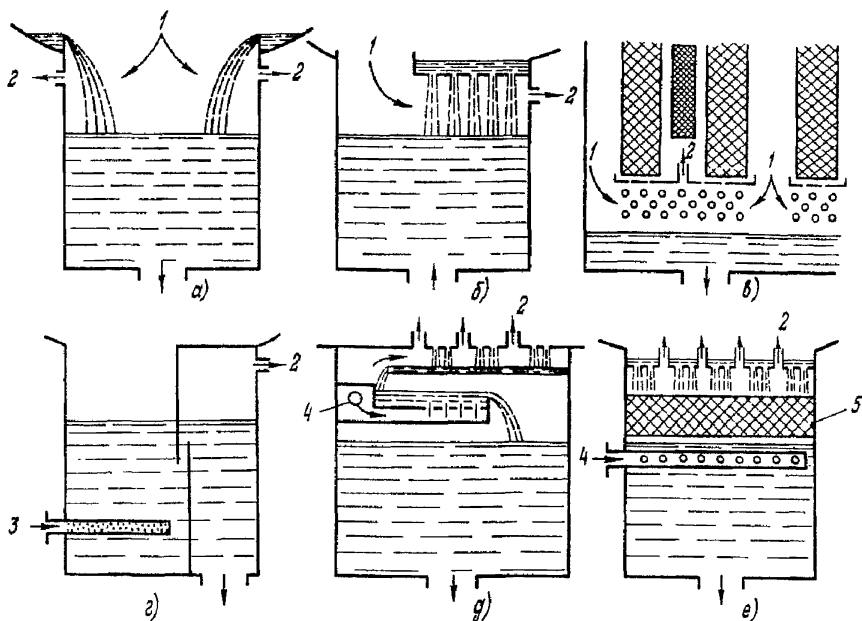


Рис. 15. Устройства для деаэрации конденсата:

**а** - деаэрационный конденсатосборник с переливными порогами; **б** - то же с дырчатой тарелкой; **в** - устройство с орошаемыми стержнями (глухими трубами) в корпусе конденсатора; **г** - барботажный конденсатосборник с использованием вскипающих горячих дренажей; **д** - то же с подводом в барботажное устройство пара извне; **е** - конденсатосборник с насадкой; **1** - отработавший пар; **2** - выпар; **3** - подвод дренажей; **4** - подвод пара из отбора турбины; **5** - насыпная насадка (кольца Рашига, омегаобразные или другие элементы)

когда нельзя быстро устранить повышенный присос воздуха), пара из отбора турбины, как правило, нецелесообразно из-за связанного с этим понижением экономичности турбоагрегата. Однако в конденсаторах теплофикационных турбин типа Т, работающих в течение отопительного периода с пропуском через ЦНД только вентиляционного расхода пара, последний может оказаться недостаточным для требуемого ограничения содержания кислорода в конденсате. В таких случаях может оказаться необходимым применение деаэрационных устройств барботажного или насадочного типов с использованием в них пара извне (из отбора турбины) или горячих дренажей.

На рис. 15 схематически показаны некоторые типы деаэрационных устройств конденсаторов.

Приложение I

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОНДЕНСАТОРА

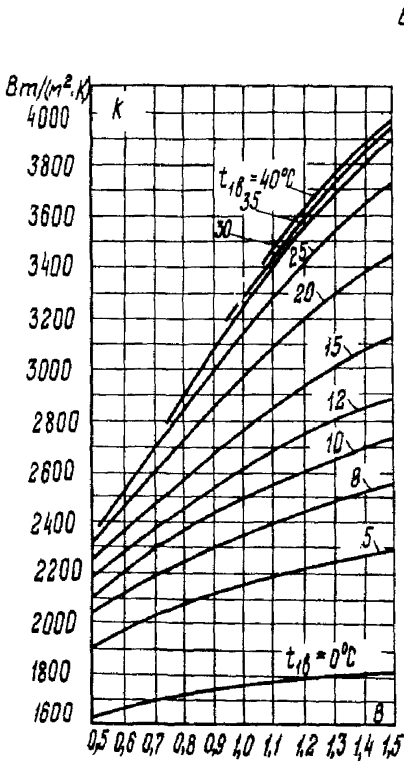


Рис. П.1. Коэффициент теплопередачи двухходового конденсатора:

$$z = 2; \alpha = 0,8; \beta = 0,42$$

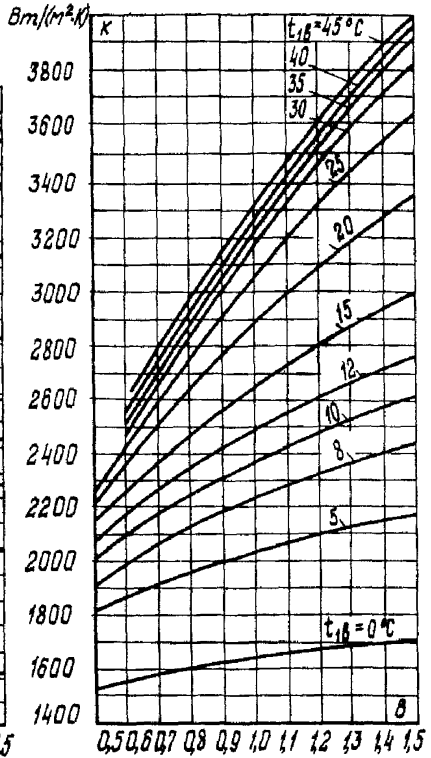


Рис. П.2. Коэффициент теплопередачи одноходового конденсатора:

$$z = 1; \alpha = 0,8; \beta = 0,42$$

## ПРОГРАММЫ РАСЧЕТОВ НА ЭВМ

Таблица П2.1

Программа расчета поверхности охлаждения  
односекционного конденсатора

```

PROGRAM COND1
DIMENSION PKPA(45), T(45)
READ 10, DK, T1B, WB, DB, DH, D1, AM, Z, PK, GB
10 FORMAT(F5.1, F4.1, F4.1, F4.1, F4.1, F4.1, F6.1, F4.2, F3.1, F4.1, F6.1)
2 PRINT 9, DK, T1B, WB, DB, DH, D1, AM, Z, PK, GB
9 FORMAT(F5.1, 3X, F4.1, 3X, F4.1, 3X, F4.1, 3X, F4.1, 3X,
1 F6.1, 3X, F4.2, 3X, F3.1, 3X, F4.1, 3X, F6.1)
3 READ 11, PKPA
11 FORMAT(20F3.1/18F3.1/7F4.1)
4 READ 12, T
12 FORMAT(F4.2, 13F5.2/14F5.2/14F5.2/3F5.2)
5 DKUD=11.5
6 20 A=0.85*AM
7 XA=0.6*A
8 X=0.12*A*(1+0.15*T1B)
9 IF(X/A, LE, 0.6)
10 - GO TO 14
11 FW=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
12 GO TO 13
13 14 FW=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X
14 15 B=0.52-0.0072*DKUD
15 IF(T1B.GT.35)
16 - GO TO 16
17 FT=1-B*SQRT(A)*((35-T1B)**2)/1000
18 GO TO 17
19 16 FT=1+0.002*(T1B-35)
20 17 FZ=1+((Z-2)*(1-T1B/45))/15
21 FD=1
22 HEAT=4070*A*FW*FT*FZ*FD
23 CWK=GB/DK
24 DTW=D1/(4.19*CWK)
25 T2B=T1B+DTW
26 CALL INTERP(45, PKPA, T, PK, TK)
27 DTLOG=DTW/ALOG((TK-T1B)/(TK-T2B))
28 F=(DK*D1*10**3)/(HEAT*DTLOG)
29 TP=((1.273*10**6)*GB*Z)/(1000*WB*DB**2)
30 TPL=F*10**3/(TP*3.14*DH)
31 DKUDP=DK*10**3/F
32 IF(ABS(DKUD-DKUDP), LE, 0.01)
33 - GO TO 18
34 IF(ABS(DKUD-DKUDP), GT, 0.01)
35 - DKUD=DKUDP
36 GO TO 20
37 18 CONTINUE
38 PRINT 22, FW, FT, DTW, DTLOG, DKUDP
22 FORMAT(F5.3, 3X, F5.3, 3X, F5.2, 3X, F5.2, 3X, F5.2)
39 PRINT 19, HEAT, F, TP, TPL
19 FORMAT('HEAT=', F6.1, 'BT/M2K', 3X, 'F=', F7.1, 'M2', 3X)
1 'TP=', F7.1, 3X, 'TPL=', F4.1, 'M')
40 STOP
END

```



Программа расчета поверхности охлаждения  
секционированного конденсатора

```
PROGRAM COND2
  DIMENSION T(96),PATA(96),PKPA(96)
  READ10,DK,T1B,WB,DB,DH,AL,D1,AM,Z,PK
10  FORMAT(F5.1,F4.1,F4.1,F4.1,F4.1,F4.1,
  1F6.1,F4.2,F3.1,F4.2)
2    PRINT30,DK,T1B,WB,DH,DB,AL,D1,AM,Z,PK
30  FORMAT(F5.1,3X,F4.1,3X,F3.1,3X,F4.1,3X,
  1F4.1,3X,F5.1,3X,F4.2,3X,F3.1,3X,F4.1)
3    READ11,T
4    11  FORMAT(3I1,3O12/35I2/25I2,4I3)
      READ12,PATA
5    12  FORMAT(11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/
  111F6.4/11F6.4/8F6.4)
      READ13,PKPA
6    13  FORMAT(14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/
  114F5.2/11F5.2,F6.2)
      DKUD=10.5
7    25  F=(DK/DKUD)*(10.**3)
8        FTP=(3.14*DH*AL)/1000
9        TP=F/FTP
10       GB=(WB*0.785*(DB)**2*TP)/1000
11       A=0.85*AM
12       XA=0.6*A
13       X1=0.12*A*(1+0.15*T1B)
14       IF(X1/A,LE,0.6)
15         -      GO TO 14
16       FW1=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
17       GO TO 15
18       14  FW1=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X1
19       B1=0.32-0.0072*DKUD
20       IF(T1B,GT,35)
21         -      GO TO 16
22       FT1=1-B1*SQRT(A)*((35-T1B)**2)/1000
23       GO TO 17
24       16  FT1=1+0.002*(T1B-35)
25       FZ1=1+((Z-2)*(1-T1B/45))/15
26       FD1=1
27       HEAT1=4070*A*FW1*FT1+FZ1*FD1
28       CWK=GB/DK
29       -DTW1=DI/(4.19*CWK)
30       POKN1=HEAT1*F/(4.19*GB*1000)
31       -DT1=DTW1/(EXP(POKN1)-1)
```

Окончание таблицы П2.2

```
32      TK1=T1B+DTW1+DT1
33      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK1,PKPAS)
34      T1B2=T1B+DTW1
35      X2=0.12*A*(1+0.15*T1B2)
36      IF(X2/A.LE,0.6)
37      -          GO TO 18
38      FW2=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X/
39      GO TO 19
40      18 FW2=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X2
41      19 B2=0.52-0.0072*DKUD
42      IF(T1B2.GT,35)
43      -          GO TO 20
44      FT2=1-B2*SQRT(A)*(35-T1B2)**2/1000
45      GO TO 21
46      20 FT2=1+0.002*(T1B2-35)
47      21 FZ2=1-(2-Z)*(1-T1B2/45)/15
48      FD2=1
49      HEAT2=4070*A*FW2*FT2*FZ2*FD2
50      POKN2=HEAT2*F/(4.19*GB*1000)
51      DT2=DTW1/(EXP(POKN2)-1)
52      TK2=T1B2+DTW1+DT2
53      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK2,PKPAS)
54      PKCP=(PKPAC+PKPAS)/2
55      IF(PK-PKCP,GT,0.AND,PK-PKCP,LT,0.001)
56      -          GO TO 28
57      IF(PK-PKCP,GT,0.001)
58      -          GO TO 26
59      IF(PKCP-PK,EQ,0)
60      -          GO TO 28
61      IF(PK-PKCP,LT,0)
62      -          GO TO 27
63      IF(PK-PKCP)27,28,26
64      27 DKUD=DKUD-0.0001
65      GO TO 25
66      26 DKUD=DKUD+0.0001
67      GO TO 25
68      28 CONTINUE
69      PRINT9,PKCP,F,GB,DKUD
70      FORMAT('PKCP=',F5.3,'КПА',3X,'F=',F7.1,'КВМ',3X,
1'GB=',F7.1,'кг/с',3X,'DKUD=',F6.3,'F/КВМС')
      STOP
      END
```

Программа расчета характеристик  
односекционного конденсатора

```

PROGRAM PKOT
DIMENSION GB(4),T1B(10),DK(7)
DIMENSION T(96),PATA(96),PKPA(96)
READ10,Z,DB,AM,F,DI,TP
2 10 FORMAT(F6.4,F6.3,F6.4,F7.1,F6.1,F7.1)
PRINT11,Z,DB,AM,F,DI,TP
3 11 FORMAT(F6.4,3X,F6.3,3X,F6.4,3X,F7.1,3X,F6.1,3X,F7.1,3X)
READ12,GB
4 12 FORMAT(4F6.1)
PRINT13,GB
5 13 FORMAT(5X,4(F6.1,3X))
READ14,T1B
6 14 FORMAT(10F4.1)
PRINT15,T1B
7 15 FORMAT(10(F4.1,3X))
READ16,DK
8 16 FORMAT(7F5.1)
PRINT17,DK
9 17 FORMAT(7(F5.1,3X))
READ18,T
10 18 FORMAT(5I1,3O12/35I2/25(2,1I3)
READ19,PATA
11 19 FORMAT(11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/
111F6.4/11F6.4/8F6.4)
READ20,PKPA
12 20 FORMAT(14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/
114F5.2/11F5.2,F6.2)
DO 33 J=1,4,1
13 PRINT45,GB(J)
45 FORMAT('GB(J)=',F7.1)
DO 34 I=1,10,1
14 PRINT46,T1B(I)
46 FORMAT('T1B(I)=',F4.1)
15 WB=GB(J)*2*(10**3)/(0.785*(DB**2)*TP)
16 A=0.85*AM
17 XA=0.6*A
18 X=0.12*A*(1.0+0.15*T1B(I))
19 IF(X/A.LE.0.6)
20 - GO TO 25
21 FW=((1.1*WB)/(DB**0.25))**XA
22 GO TO 26
23 25 FW=(1.1*WB/(DB**0.25))**X
24 26 DKNOH=DK(7)/F

```

О к о н ч а н и е т а б л и ц ы П 2.3

```
26      B=0.52-7.2*DKNOM
27      IF(T1B(I).GT.35.AND.T1B(I).LE.45)
28      -
29      FT=1-B*SQRT(A)*((35-T1B(I))*2)/1000
30      GO TO 28
31      27 FT=1+0.002*(T1B(I)-35)
32      28 FZ=1,
33      FD=1,
34      HEATEX=4070*A*FW*FT+FZ*FD
35      CWKN=GB(J)/DK(7)
36      DTWNOM=D1/(4.19*CWKN)
37      POKN=HEATEX*F/(4.19*GB(J)*1000)
38      DTNOM=DTWNOM/(EXP(POKN)-1)
39      DO 33 K=1,7,1
40      R=DK(K)/DK(7)
41      S1=0.8-0.01*T1B(I)+R
42      DKGR=(0.8-0.01*T1B(I))*DK(7)
43      IF(DK(K).GT.DKGR)
44      -
45      DT=(DTNOM*S1)/2
46      GO TO 30
47      29 DT=DTNOM*R
48      30 CWKR=GB(J)/DK(K)
49      DTW=D1/(4.19*CWKR)
50      TK=T1B(I)+DT+DTW
51      CALL INTERP(96,T,PATA,TK,PATAC)
52      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK,PKPAC)
53      PRINT32,DK(K),TK,PATAC,PKPAC,DT
54      32 FORMAT(3X,5('10.6,15X'))
55      33 CONTINUE
56      34 CONTINUE
57      35 CONTINUE
      STOP
      END
```

Т а б л и ц а П 2.4  
Программа расчета характеристик  
секционированного конденсатора

```
PROGRAM PKDT2
DIMENSION T(96),PATA(96),PKPA(96),
DIMENSION GB(4),T1B(10),DK(7)
READ10,2,DB,AM,F,D1,TP
10 FORMAT(F6.4,F6.3,F6.4,F7.1,F6.1,F7.1)
PRINT11,2,DB,AM,F,D1,TP
11 FORMAT(F6.4,3X,F6.3,3X,F6.4,3X,F7.1,3X,F6.1,3X,F7.1,3X)
READ12,GB
12 FORMAT(4F7.1)
PRINT13,GB
13 FORMAT(5X,4(F7.1,3X))
READ14,T1B
14 FORMAT(10F4.1)
PRINT15,T1B
15 FORMAT(10(F4.1,3X))
READ16,DK
16 FORMAT(7F5.1)
PRINT17,DK
17 FORMAT(7(F5.1,3X))
READ18,T
18 FORMAT(5I1,3O12/35I2/25I2,1I3)
READ19,PATA
19 FORMAT(11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/
11F6.4/11F6.4/8F6.4)
READ20,PKPA
20 FORMAT(14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/
14F5.2/11F5.2,F6.2)
DO 41 J=1,4,1
PRINT45,GB(J)
45 FORMAT(GB(J)=,F7.1)
DO 40 I=1,10,1
PRINT46,T1B(I)
46 FORMAT(T1B(I)=,F4.1)
WB=GB(J)*Z*(10**3)/(0.785*(DB**2)*TP)
A=0.85*0.95
XA=0.6*A
X1=0.12*A*(1.0+0.15*T1B(I))
IF(X1/A.LE,0.6)
GO TO 25
FW1=(1.1*WB)/((DB)**0.25)**XA
GO TO 26
25 FW1=(1.1*WB)/((DB)**0.25)**X1
26 DKNOM=DK(7)/F
B1=0.52-7.2*DKNOM
IF(T1B(I).GT,35.AND,T1B(I).LE,45)
GO TO 27
FT1=1-B1*SQRT(A)*((35-T1B(I))*2)/1000
GO TO 28
27 FT1=1+0.002*(T1B(I)-35)
28 FZ1=1+((Z-2)*(1-T1B(I)/45))/15
FD1=1
HEAT1=4070*A*FW1*FT1*FZ1*FD1
```

Продолжение таблицы П2.4

```
35     CWKN=GB(J)/DK(7)
36     DTWNOM=D1/(4.19*CWKN)
37     POKN1=HEAT1+F/(4.19*GB(J)*1000)
38     DTNOM=DTWNOM/(EXP(POKN1)-1)
39     DO 39 K=1,7,1
40     R=DK(K)/DK(7)
41     S1=0.8-0.01*T1B(I)+R
42     DKGR1=(0.8-0.01*T1B(I))*DK(7)
43     IF(DK(K).GT.DKGR1)
44     -           GO TO 29
45     DT1=(DTNOM*S1)/2
46     GO TO 30
47     29 DT1=DTNOM+R
48     30 CWKR=GB(J)/DK(K)
49     DTW=D1/(4.19*CWKR)
50     TK1=T1B(I)+DT1+DTW
51     CALL INTERP(96,T,PATA,TK1,PATAC)
52     CALL INTERP(96,T,PKPA,TK1,PKPAC)
53     T1B2=T1B(I)+DTW
54     IF(T1B2.GT.45)
55     -           GO TO 58
56     X2=0.12*A*(1.0+0.15*T1B2)
57     IF(X2/A.LE.0.6)
58     -           GO TO 31
59     FW2=((1.1+WB)/((DB)**+0.25))**X2
60     GO TO 32
61     31 FW2=(1.1+WB/((DB)**+0.25))**X2
62     32 B2=0.52-7.2*DKNOM
63     IF(T1B2.GT.35.AND.T1B2.LE.45)
64     -           GO TO 33
65     FT2=1-B2+SQRT(A)+((35-T1B2)**2)/1000
66     GO TO 34
67     33 FT2=1+0.002*(T1B2-35)
68     34 FZ2=1*(Z-2)*(1-(T1B2/45))/15
69     FD2=1
70     HFAT2=4070*A*FW2*FT2*FZ2*FD2
71     POKN2=HEAT2+F/(4.19*GB(J)*1000)
72     DTNOM2=DTWNOM/(EXP(POKN2)-1)
73     S2=0.8-0.01*T1B2+R
74     DKGR2=(0.8-0.01*T1B2)*DK(7)
75     IF(DK(K).GT.DKGR2)
76     -           GO TO 35
77     DT2=(DTNOM2*S2)/2
78     GO TO 36
79     35 DT2=DTNOM2+R
```

Окончание таблицы П2.4

```
80      36 TK2=TI1B2+DT2+DTW
81      CALL INTERP(96,T,PATA,TK2,PATAS)
82      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK2,PKPAS)
83      56 PRINT37,DK(K),TK1,PATAC,PKPAC,DT1,TK2,PATAS,PKPAS,DT2
83      37 FORMAT(2X,9(F7.3,7X))
84      GO TO 39
85      58 PRINT50
85      50 FORMAT(,T1B2>45,*)
86      39 CONTINUE
87      40 CONTINUE
88      41 CONTINUE
89      STOP
      END
```

Значения идентификаторов в программах  
*COND1, COND2, PKDT и PKDT2*

- DK* - расчетная паровая нагрузка конденсатора, кг/с.  
*T1B* - температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С.  
*WB* - скорость воды в трубках, м/с.  
*DB* - внутренний диаметр трубок, мм.  
*DN* - наружный диаметр трубок, мм.  
*DI* - количество тепла, отдаваемого одним килограммом пара, кДж/кг.  
*AM* - коэффициент, учитывающий влияние материала трубок на коэффициент теплопередачи.  
*Z* - число ходов воды.  
*PK* - давление в конденсаторе, кПа.  
*GB* - расход охлаждающей воды, кг/с.  
*A* - коэффициент чистоты.  
*DKUD, DKUDP* - удельная паровая нагрузка, г/(м<sup>2</sup>·с).  
*X, XA* - показатель степени в формуле для  $\Phi_w$ .  
*FWFT, FZ, FZD* - множители, соответственно учитывающие влияние скорости воды, температуры, числа ходов воды и паровой нагрузки на коэффициент теплопередачи.  
*B* - значение множителя  $\delta$  в формуле для  $\Phi_t$ .  
*T* - температура, °С.  
*HEAT, HEATEX* - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).  
*CSWK* - кратность охлаждения.  
*DTW, DTW1* - нагрев охлаждающей воды, К.  
*TK* - температура конденсации, °С.  
*DTLOG* - средняя логарифмическая разность температур, К.  
*F* - поверхность охлаждения, м<sup>2</sup>.  
*TP* - число трубок.  
*TPL, AL* - длина трубок, м.  
*PKPA* - давление, кПа.  
*FTP* - поверхность охлаждения одной трубки, м<sup>2</sup>.  
*PATA* - давление, кгс/см<sup>2</sup>.  
*X1, X2* - показатели степени в формуле для  $\Phi_w$  соответственно для первой и второй секций.



- FW1, FT1, FZ2, FD2* - множители, соответственно учитывающие влияние скорости воды, температуры, числа ходов, паровой нагрузки на коэффициент теплопередачи в первой секции.
- FW2, FT2, FZ2, FD2* - то же для второй секции.
- B1, B2* - множитель  $\delta$  в формуле для  $\alpha_2$  соответственно для первой и второй секции.
- HEAT1, HEAT2* - коэффициенты теплопередачи соответственно для первой и второй секции, Вт/(м<sup>2</sup>·К).
- POKN, POKN1, POKN2* - показатель степени в формуле для  $\delta t$  соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций.
- DT, DT1, DT2* - конечный температурный напор соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций, К.
- TK1, TK2* - температура конденсации в первой и второй секциях, °С.
- PKCP* - среднее арифметическое давление пара в двух секциях конденсатора, кПа.
- DKNOM* - удельный номинальный расход пара, г/(м<sup>2</sup>·с).
- СWKN* - кратность охлаждения при номинальном расходе пара.
- DTWNOM* - нагрев воды при номинальном расходе пара, К.
- R* - относительный расход пара.
- S1, S2* - величина  $s$  по формуле (4.8).
- DKGR, DKGR1, DKGR2* - граничный расход пара соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций, кг/с.
- СWKR* - кратность охлаждения при переменных расходах воды и пара.
- DTNOM, DTNOM2* - конечный температурный напор при номинальном расходе пара соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций, К.
- T1B2* - температура воды на входе во вторую секцию, °С.
- PATAC, PKPAC* - давление пара в первой секции, кгс/см<sup>2</sup> и кПа.
- PATAS, PKPAS* - давление пара во второй секции, кгс/см<sup>2</sup> и кПа.

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНДЕНСАТОРА

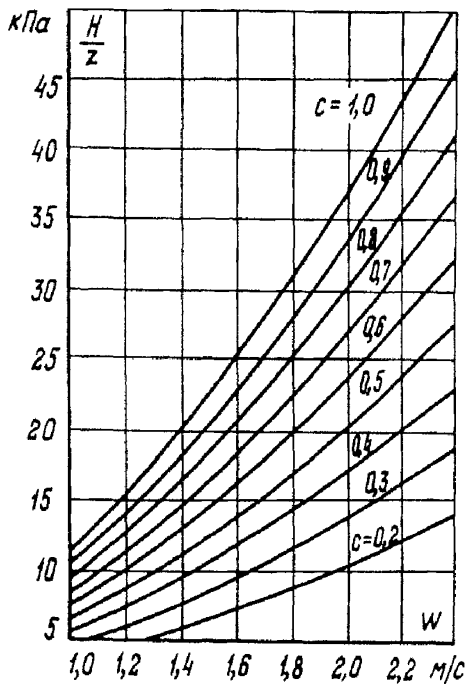


Рис. ПЗ.1. Зависимость гидравлического сопротивления, отнесенного к одному ходу конденсатора от скорости воды и параметра  $c$ :

$$\alpha_c = 0,8$$

ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА  
ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ ОТ 0 до 75°C

| t°C | 0,0   | 0,1   | 0,2   | 0,3   | 0,4   | 0,5   | 0,6   | 0,7   | 0,8   | 0,9   |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 0   | 0,611 | 0,615 | 0,620 | 0,624 | 0,628 | 0,634 | 0,638 | 0,642 | 0,647 | 0,652 |
| 1   | 657   | 662   | 666   | 671   | 676   | 681   | 686   | 690   | 696   | 701   |
| 2   | 706   | 711   | 716   | 721   | 727   | 732   | 736   | 742   | 747   | 752   |
| 3   | 758   | 764   | 768   | 774   | 780   | 786   | 790   | 796   | 803   | 808   |
| 4   | 815   | 818   | 824   | 830   | 836   | 842   | 848   | 854   | 860   | 866   |
| 5   | 0,872 | 0,879 | 0,885 | 0,890 | 0,897 | 0,903 | 0,909 | 0,916 | 0,922 | 0,928 |
| 6   | 935   | 941   | 948   | 954   | 959   | 968   | 975   | 981   | 988   | 994   |
| 7   | 1,004 | 1,008 | 1,015 | 1,023 | 1,029 | 1,036 | 1,043 | 1,051 | 1,058 | 1,065 |
| 8   | 072   | 080   | 086   | 095   | 101   | 110   | 116   | 123   | 133   | 140   |
| 9   | 147   | 155   | 164   | 170   | 178   | 187   | 195   | 204   | 211   | 219   |
| 10  | 1,227 | 1,235 | 1,244 | 1,252 | 1,261 | 1,268 | 1,277 | 1,286 | 1,296 | 1,302 |
| 11  | 312   | 321   | 330   | 338   | 346   | 355   | 365   | 375   | 384   | 395   |
| 12  | 402   | 410   | 420   | 430   | 440   | 450   | 458   | 467   | 477   | 488   |
| 13  | 497   | 508   | 516   | 526   | 536   | 546   | 556   | 566   | 576   | 586   |
| 14  | 597   | 608   | 620   | 630   | 640   | 650   | 660   | 671   | 684   | 694   |
| 15  | 1,704 | 1,716 | 1,726 | 1,736 | 1,749 | 1,760 | 1,772 | 1,788 | 1,794 | 1,806 |
| 16  | 817   | 829   | 840   | 852   | 865   | 876   | 890   | 900   | 912   | 925   |
| 17  | 936   | 950   | 964   | 975   | 986   | 999   | 2,013 | 2,025 | 2,032 | 2,050 |
| 18  | 2,063 | 2,075 | 2,089 | 2,101 | 2,115 | 2,130 | 142   | 155   | 170   | 181   |
| 19  | 196   | 210   | 221   | 240   | 252   | 270   | 280   | 295   | 310   | 320   |
| 20  | 2,337 | 2,351 | 2,363 | 2,380 | 2,395 | 2,411 | 2,425 | 2,440 | 2,455 | 2,470 |
| 21  | 485   | 502   | 515   | 535   | 548   | 562   | 582   | 595   | 612   | 625   |
| 22  | 642   | 660   | 673   | 695   | 710   | 724   | 740   | 760   | 775   | 790   |
| 23  | 808   | 827   | 840   | 861   | 877   | 894   | 913   | 930   | 948   | 966   |
| 24  | 982   | 3,002 | 3,020 | 3,038 | 3,056 | 3,073 | 3,093 | 3,112 | 3,130 | 3,149 |
| 25  | 3,166 | 3,186 | 3,205 | 3,225 | 3,242 | 3,262 | 3,281 | 3,302 | 3,322 | 3,340 |
| 26  | 360   | 381   | 401   | 422   | 441   | 461   | 482   | 503   | 527   | 544   |
| 27  | 564   | 585   | 607   | 629   | 650   | 670   | 692   | 714   | 735   | 758   |
| 28  | 780   | 802   | 824   | 846   | 869   | 890   | 914   | 937   | 959   | 983   |
| 29  | 4,005 | 4,029 | 4,052 | 4,076 | 4,099 | 4,121 | 4,146 | 4,171 | 4,194 | 4,219 |
| 30  | 4,242 | 4,267 | 4,292 | 4,316 | 4,342 | 4,366 | 4,391 | 4,416 | 4,442 | 4,467 |
| t°C | 0,0   | 0,1   | 0,2   | 0,3   | 0,4   | 0,5   | 0,6   | 0,7   | 0,8   | 0,9   |

КПа

Окончание приложения 4

| t°С | 0,0    | 0,1    | 0,2    | 0,3    | 0,4    | 0,5    | 0,6    | 0,7    | 0,8    | 0,9    |
|-----|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 30  | 4,242  | 4,267  | 4,292  | 4,316  | 4,342  | 4,366  | 4,391  | 4,416  | 4,442  | 4,467  |
| 31  | 492    | 518    | 548    | 570    | 595    | 622    | 648    | 675    | 701    | 728    |
| 32  | 754    | 782    | 808    | 836    | 863    | 891    | 918    | 946    | 974    | 5,002  |
| 33  | 5,030  | 5,058  | 5,087  | 5,115  | 5,144  | 5,173  | 5,202  | 5,231  | 5,260  | 289    |
| 34  | 319    | 348    | 379    | 408    | 439    | 469    | 499    | 530    | 561    | 592    |
| 35  | 5,623  | 5,654  | 5,686  | 5,717  | 5,749  | 5,780  | 5,812  | 5,845  | 5,876  | 5,908  |
| 36  | 941    | 974    | 6,006  | 6,040  | 6,078  | 6,106  | 6,140  | 6,173  | 6,207  | 6,241  |
| 37  | 6,275  | 6,306  | 344    | 378    | 413    | 448    | 483    | 518    | 554    | 589    |
| 38  | 625    | 660    | 697    | 733    | 769    | 806    | 842    | 879    | 917    | 954    |
| 39  | 992    | 7,029  | 7,068  | 7,105  | 7,143  | 7,186  | 7,221  | 7,259  | 7,298  | 7,336  |
| 40  | 7,375  | 7,425  | 7,454  | 7,494  | 7,534  | 7,574  | 7,614  | 7,654  | 7,695  | 7,736  |
| 41  | 777    | 820    | 865    | 902    | 943    | 986    | 8,027  | 8,071  | 8,114  | 8,156  |
| 42  | 8,200  | 8,241  | 8,285  | 8,329  | 8,373  | 8,417  | 460    | 504    | 548    | 593    |
| 43  | 640    | 685    | 730    | 775    | 821    | 867    | 914    | 960    | 9,007  | 9,053  |
| 44  | 9,100  | 9,148  | 9,195  | 9,243  | 9,290  | 9,339  | 9,387  | 9,436  | 9,485  | 9,534  |
| 45  | 9,583  | 9,633  | 9,682  | 9,731  | 9,781  | 9,831  | 9,882  | 9,932  | 9,983  | 10,034 |
| 46  | 10,086 | 10,138 | 10,190 | 10,242 | 10,294 | 10,346 | 10,399 | 10,453 | 10,506 | 10,559 |
| 47  | 643    | 667    | 720    | 775    | 829    | 884    | 934    | 994    | 11,049 | 11,105 |
| 48  | 11,160 | 11,217 | 11,273 | 11,330 | 11,388 | 11,445 | 11,503 | 11,560 | 11,618 | 11,677 |
| 49  | 734    | 793    | 852    | 911    | 971    | 12,031 | 12,090 | 12,151 | 12,211 | 12,272 |
| 50  | 12,334 | 12,395 | 12,456 | 12,517 | 12,579 | 12,642 | 12,704 | 12,768 | 12,831 | 12,895 |
| 51  | 12,954 | 13,023 | 13,082 | 13,150 | 13,219 | 13,278 | 13,347 | 13,415 | 13,474 | 13,543 |
| 52  | 13,611 | 680    | 749    | 808    | 876    | 945    | 14,014 | 14,082 | 14,151 | 14,219 |
| 53  | 14,288 | 14,357 | 14,425 | 14,504 | 14,573 | 14,641 | 706    | 788    | 857    | 924    |
| 54  | 15,004 | 15,079 | 15,141 | 15,200 | 15,288 | 15,367 | 15,435 | 15,514 | 15,592 | 15,661 |
| 55  | 15,739 | 15,808 | 15,887 | 15,965 | 16,046 | 16,122 | 16,190 | 16,269 | 16,348 | 16,426 |
| 56  | 16,505 | 16,583 | 16,661 | 16,740 | 16,818 | 906    | 985    | 17,063 | 17,142 | 17,239 |
| 57  | 17,309 | 17,387 | 17,475 | 17,554 | 17,642 | 17,720 | 17,809 | 887    | 975    | 18,054 |
| 58  | 18,142 | 18,230 | 18,309 | 18,397 | 18,485 | 18,574 | 18,662 | 18,750 | 18,838 | 18,927 |
| 59  | 19,015 | 19,103 | 19,191 | 19,280 | 19,368 | 19,456 | 19,544 | 19,643 | 19,731 | 19,819 |
| 60  | 19,917 | 20,005 | 20,103 | 20,192 | 20,290 | 20,378 | 20,476 | 20,574 | 20,662 | 20,760 |
| 61  | 20,859 | 947    | 21,045 | 21,143 | 21,241 | 21,339 | 21,437 | 21,535 | 21,633 | 21,731 |
| 62  | 21,829 | 21,937 | 22,035 | 22,133 | 22,231 | 22,339 | 22,437 | 22,545 | 22,643 | 22,741 |
| 63  | 22,849 | 22,957 | 23,055 | 23,163 | 23,271 | 23,369 | 23,477 | 23,585 | 23,692 | 23,801 |
| 64  | 23,908 | 24,016 | 24,124 | 24,232 | 24,340 | 24,448 | 24,556 | 24,673 | 24,781 | 24,889 |
| 65  | 25,007 | 25,115 | 25,222 | 25,340 | 25,448 | 25,566 | 25,683 | 25,801 | 25,909 | 26,027 |
| 66  | 26,144 | 26,262 | 26,380 | 26,497 | 26,615 | 26,733 | 26,850 | 26,968 | 27,086 | 27,204 |
| 67  | 27,321 | 27,449 | 27,566 | 27,694 | 27,811 | 27,939 | 28,057 | 28,184 | 28,301 | 28,429 |
| 68  | 28,557 | 28,674 | 28,802 | 28,929 | 29,057 | 29,184 | 29,311 | 29,439 | 29,567 | 29,694 |
| 69  | 29,832 | 29,959 | 30,087 | 30,224 | 30,351 | 30,489 | 30,616 | 30,753 | 30,881 | 31,018 |
| 70  | 31,156 | 31,293 | 31,420 | 31,558 | 31,695 | 31,832 | 31,969 | 32,106 | 32,244 | 32,381 |
| 71  | 32,519 | 32,656 | 32,793 | 32,940 | 33,078 | 33,225 | 33,372 | 33,509 | 33,646 | 33,794 |
| 72  | 33,941 | 34,088 | 34,235 | 34,382 | 34,529 | 34,676 | 34,823 | 34,970 | 35,127 | 35,274 |
| 73  | 35,421 | 35,568 | 35,725 | 35,882 | 36,039 | 36,186 | 36,343 | 36,490 | 36,647 | 36,804 |
| 74  | 36,941 | 37,118 | 37,266 | 37,422 | 37,579 | 37,746 | 37,902 | 38,059 | 38,226 | 38,383 |
| 75  | 38,540 | 38,707 | 38,873 | 39,040 | 39,197 | 39,364 | 39,530 | 39,687 | 39,854 | 40,021 |
| t°С | 0,0    | 0,1    | 0,2    | 0,3    | 0,4    | 0,5    | 0,6    | 0,7    | 0,8    | 0,9    |

ТАБЛИЦА ЗНАЧЕНИЙ  $e^n$

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 0,300 | 1,34986 |
| 302   | 35256   |
| 304   | 35527   |
| 306   | 35798   |
| 308   | 36070   |
| 0,310 | 1,36343 |
| 312   | 36615   |
| 314   | 36889   |
| 316   | 37168   |
| 318   | 37438   |
| 0,320 | 1,37713 |
| 322   | 37988   |
| 324   | 38265   |
| 326   | 38542   |
| 328   | 38819   |
| 0,330 | 1,39097 |
| 332   | 39375   |
| 334   | 39654   |
| 336   | 39934   |
| 338   | 40214   |
| 0,340 | 1,40495 |
| 342   | 40776   |
| 344   | 41058   |
| 346   | 41340   |
| 348   | 41623   |
| 0,350 | 1,41907 |
| 352   | 42191   |
| 354   | 42476   |
| 356   | 42761   |
| 358   | 43047   |
| 0,360 | 1,43333 |
| 362   | 43620   |
| 364   | 43907   |
| 366   | 44196   |
| 368   | 44484   |
| 0,370 | 1,44773 |
| 372   | 45063   |
| 374   | 45354   |
| 376   | 45645   |
| 378   | 45936   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 0,380 | 1,46228 |
| 382   | 46521   |
| 384   | 46815   |
| 386   | 47108   |
| 388   | 47403   |
| 0,390 | 1,47698 |
| 392   | 47894   |
| 394   | 48290   |
| 396   | 48587   |
| 398   | 48884   |
| 0,400 | 1,49182 |
| 402   | 49481   |
| 404   | 49780   |
| 406   | 50080   |
| 408   | 50381   |
| 0,410 | 1,50682 |
| 412   | 50983   |
| 414   | 51286   |
| 416   | 51589   |
| 418   | 51892   |
| 0,420 | 1,52196 |
| 422   | 52501   |
| 424   | 52806   |
| 426   | 53112   |
| 428   | 53419   |
| 0,430 | 1,53726 |
| 432   | 54034   |
| 434   | 54342   |
| 436   | 54651   |
| 438   | 54960   |
| 0,440 | 1,55271 |
| 442   | 55582   |
| 444   | 55893   |
| 446   | 56205   |
| 448   | 56518   |
| 0,450 | 1,56831 |
| 452   | 57145   |
| 454   | 57460   |
| 456   | 57775   |
| 458   | 58091   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 0,460 | 1,58407 |
| 462   | 58725   |
| 464   | 59042   |
| 466   | 59361   |
| 468   | 59680   |
| 0,470 | 1,59999 |
| 472   | 60320   |
| 474   | 60641   |
| 476   | 60962   |
| 478   | 61285   |
| 0,480 | 1,61607 |
| 482   | 61931   |
| 484   | 62255   |
| 486   | 62580   |
| 488   | 62905   |
| 0,490 | 1,63232 |
| 492   | 63558   |
| 494   | 63886   |
| 496   | 64214   |
| 498   | 64543   |
| 0,500 | 1,64872 |
| 502   | 65202   |
| 504   | 65533   |
| 506   | 65864   |
| 508   | 66196   |
| 0,510 | 1,66529 |
| 512   | 66863   |
| 514   | 67197   |
| 516   | 67531   |
| 518   | 67867   |
| 0,520 | 1,68203 |
| 522   | 68540   |
| 524   | 68877   |
| 526   | 69215   |
| 528   | 69554   |
| 0,530 | 1,69893 |
| 532   | 70233   |
| 534   | 70574   |
| 536   | 70916   |
| 538   | 71258   |

Продолжение приложения 5

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 0540  | 1,71601 |
| 542   | 71944   |
| 544   | 72288   |
| 546   | 72633   |
| 548   | 72979   |
| 0,550 | 1,73325 |
| 552   | 73672   |
| 554   | 74020   |
| 556   | 74368   |
| 558   | 74717   |
| 0,560 | 1,75067 |
| 562   | 75418   |
| 564   | 75769   |
| 566   | 76121   |
| 568   | 76473   |
| 0,570 | 1,76827 |
| 572   | 77181   |
| 574   | 77535   |
| 576   | 77891   |
| 578   | 78247   |
| 0,580 | 1,78604 |
| 582   | 78961   |
| 584   | 79320   |
| 586   | 79679   |
| 588   | 80038   |
| 0,590 | 1,80399 |
| 592   | 80760   |
| 594   | 81122   |
| 596   | 81484   |
| 598   | 81848   |
| 0,600 | 1,82212 |
| 602   | 82577   |
| 604   | 82942   |
| 606   | 83308   |
| 608   | 83675   |
| 0,610 | 1,84043 |
| 612   | 84412   |
| 614   | 84781   |
| 616   | 85151   |
| 618   | 1,85893 |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 0,620 | 1,85893 |
| 622   | 86265   |
| 624   | 86638   |
| 626   | 87012   |
| 628   | 87386   |
| 0,630 | 1,87761 |
| 632   | 88137   |
| 634   | 88514   |
| 636   | 88891   |
| 638   | 89269   |
| 0,640 | 1,89648 |
| 642   | 90028   |
| 644   | 90408   |
| 646   | 90789   |
| 648   | 91171   |
| 0,650 | 1,91554 |
| 652   | 91938   |
| 654   | 92322   |
| 656   | 92707   |
| 658   | 93093   |
| 0,660 | 1,93479 |
| 662   | 93867   |
| 664   | 94255   |
| 666   | 94644   |
| 668   | 95033   |
| 0,670 | 1,95424 |
| 672   | 95815   |
| 674   | 96207   |
| 676   | 96600   |
| 678   | 96993   |
| 0,680 | 1,97388 |
| 682   | 97783   |
| 684   | 98179   |
| 686   | 98576   |
| 688   | 98973   |
| 0,690 | 1,99372 |
| 692   | 99771   |
| 694   | 2,00171 |
| 696   | 00571   |
| 698   | 00973   |
| 0,700 | 2,01373 |
| 702   | 01778   |
| 704   | 02182   |
| 706   | 02587   |
| 708   | 02993   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 0,710 | 2,03399 |
| 712   | 03806   |
| 714   | 04214   |
| 716   | 04623   |
| 718   | 05033   |
| 0,720 | 2,05443 |
| 722   | 05855   |
| 724   | 06267   |
| 726   | 06680   |
| 728   | 07093   |
| 0,730 | 2,07508 |
| 732   | 07923   |
| 734   | 08340   |
| 736   | 08757   |
| 738   | 09175   |
| 0,740 | 2,09594 |
| 742   | 10013   |
| 744   | 10434   |
| 746   | 10855   |
| 748   | 11277   |
| 0,750 | 2,11700 |
| 752   | 12124   |
| 754   | 12548   |
| 756   | 12974   |
| 758   | 13400   |
| 0,760 | 2,13828 |
| 762   | 14256   |
| 764   | 14685   |
| 766   | 15114   |
| 768   | 15545   |
| 0,770 | 2,15977 |
| 772   | 16409   |
| 774   | 16842   |
| 776   | 17276   |
| 778   | 17711   |
| 0,780 | 2,18147 |
| 782   | 18584   |
| 784   | 19022   |
| 786   | 19460   |
| 788   | 19899   |

| $n$   | $e^n$   | $n$   | $e^n$   | $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|-------|---------|-------|---------|
| 0,790 | 2,20340 | 0,870 | 2,38691 | 0,950 | 2,58571 |
| 792   | 20781   | 872   | 39169   | 952   | 59089   |
| 794   | 21223   | 874   | 39648   | 954   | 59607   |
| 796   | 21666   | 876   | 40128   | 956   | 60127   |
| 798   | 22109   | 878   | 40608   | 958   | 60648   |
| 0,800 | 2,22554 | 0,880 | 2,41030 | 0,960 | 2,61170 |
| 802   | 23000   | 882   | 41579   | 962   | 61699   |
| 804   | 23446   | 884   | 42056   | 964   | 62216   |
| 806   | 23893   | 886   | 42541   | 966   | 62741   |
| 808   | 24342   | 888   | 43026   | 968   | 63267   |
| 0,810 | 2,24791 | 0,890 | 2,43513 | 0,970 | 2,63794 |
| 812   | 25241   | 892   | 44000   | 972   | 64323   |
| 814   | 25692   | 894   | 44489   | 974   | 64852   |
| 816   | 26144   | 896   | 44978   | 976   | 65382   |
| 816   | 26596   | 898   | 45469   | 978   | 65913   |
| 0,820 | 2,27050 | 0,900 | 2,45960 | 0,980 | 2,66446 |
| 822   | 27505   | 902   | 46453   | 982   | 66979   |
| 824   | 27960   | 904   | 46946   | 984   | 67514   |
| 826   | 28416   | 906   | 47441   | 986   | 68049   |
| 828   | 28874   | 908   | 47936   | 988   | 68586   |
| 0,830 | 2,29331 | 0,910 | 2,48432 | 0,990 | 2,69123 |
| 832   | 29791   | 912   | 48930   | 992   | 69668   |
| 834   | 30251   | 914   | 49428   | 994   | 70202   |
| 836   | 30712   | 916   | 49927   | 996   | 70743   |
| 838   | 31174   | 918   | 50428   | 998   | 71285   |
| 0,840 | 2,31637 | 0,920 | 2,50929 | 1,000 | 2,71828 |
| 842   | 32100   | 922   | 51431   | 002   | 72372   |
| 844   | 32565   | 924   | 51935   | 004   | 72918   |
| 846   | 33031   | 926   | 52439   | 006   | 73464   |
| 848   | 33497   | 928   | 52945   | 008   | 74012   |
| 0,850 | 2,33965 | 0,930 | 2,53451 | 1,010 | 2,74560 |
| 852   | 34433   | 932   | 53958   | 012   | 75110   |
| 854   | 34902   | 934   | 54467   | 014   | 75661   |
| 856   | 35373   | 936   | 54976   | 016   | 76212   |
| 858   | 35844   | 938   | 55487   | 018   | 76765   |
| 0,860 | 2,36316 | 0,940 | 2,55998 | 1,020 | 2,77319 |
| 862   | 36789   | 942   | 56511   | 022   | 77875   |
| 864   | 37263   | 944   | 57024   | 024   | 78431   |
| 866   | 37738   | 946   | 57539   | 026   | 78988   |
| 868   | 38214   | 948   | 58054   | 028   | 79547   |

Продолжение приложения 5

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,030 | 2,80107 |
| 032   | 80667   |
| 034   | 81229   |
| 036   | 81792   |
| 038   | 82356   |
| 1,040 | 2,82922 |
| 042   | 83488   |
| 044   | 84056   |
| 046   | 84624   |
| 048   | 85194   |
| 1,050 | 2,85765 |
| 052   | 86937   |
| 054   | 86910   |
| 056   | 87485   |
| 058   | 88060   |
| 1,060 | 2,88637 |
| 062   | 89215   |
| 064   | 89794   |
| 066   | 90374   |
| 068   | 90955   |
| 1,070 | 2,91538 |
| 072   | 92122   |
| 074   | 92706   |
| 076   | 93292   |
| 078   | 93880   |
| 1,080 | 2,94468 |
| 082   | 95057   |
| 084   | 95648   |
| 086   | 96240   |
| 088   | 96833   |
| 1,090 | 2,97427 |
| 092   | 98023   |
| 094   | 98619   |
| 096   | 99217   |
| 098   | 99816   |
| 1,100 | 3,00417 |
| 102   | 01018   |
| 104   | 01621   |
| 106   | 02225   |
| 108   | 02830   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,110 | 3,03436 |
| 112   | 04043   |
| 114   | 04652   |
| 116   | 05262   |
| 118   | 05873   |
| 1,120 | 3,06485 |
| 122   | 07099   |
| 124   | 07714   |
| 126   | 08330   |
| 128   | 08947   |
| 1,130 | 3,09566 |
| 132   | 10185   |
| 134   | 10806   |
| 136   | 11429   |
| 138   | 12052   |
| 1,140 | 3,12677 |
| 142   | 13303   |
| 144   | 13930   |
| 146   | 14559   |
| 148   | 15188   |
| 1,150 | 3,15819 |
| 152   | 16452   |
| 154   | 17085   |
| 156   | 17720   |
| 158   | 18356   |
| 1,160 | 3,18993 |
| 162   | 19632   |
| 164   | 20272   |
| 166   | 20913   |
| 168   | 21556   |
| 1,170 | 3,22199 |
| 172   | 22844   |
| 174   | 23491   |
| 176   | 24138   |
| 178   | 24788   |
| 1,180 | 3,25437 |
| 182   | 26089   |
| 184   | 26742   |
| 186   | 27396   |
| 188   | 28051   |
| 1,190 | 3,28708 |
| 192   | 29366   |
| 194   | 30026   |
| 196   | 30686   |
| 198   | 31348   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,200 | 3,32012 |
| 202   | 32676   |
| 204   | 33342   |
| 206   | 34010   |
| 208   | 34678   |
| 1,210 | 3,35348 |
| 212   | 36020   |
| 214   | 36693   |
| 216   | 37367   |
| 218   | 38042   |
| 1,220 | 3,38719 |
| 222   | 39397   |
| 224   | 40076   |
| 226   | 40759   |
| 228   | 41439   |
| 230   | 3,42123 |
| 232   | 42808   |
| 234   | 43494   |
| 236   | 44182   |
| 238   | 44871   |
| 1,240 | 3,45561 |
| 242   | 46253   |
| 244   | 46946   |
| 246   | 47641   |
| 248   | 48337   |
| 1,250 | 3,49034 |
| 252   | 49733   |
| 254   | 50433   |
| 256   | 51135   |
| 258   | 51838   |
| 1,260 | 3,52542 |
| 262   | 53248   |
| 264   | 53955   |
| 266   | 54664   |
| 268   | 55374   |
| 1,270 | 3,56085 |
| 272   | 56798   |
| 274   | 57512   |
| 276   | 58228   |
| 278   | 58945   |



| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,280 | 3,59664 |
| 282   | 60384   |
| 284   | 61106   |
| 286   | 61828   |
| 288   | 62553   |
| 1,290 | 3,63279 |
| 292   | 64006   |
| 294   | 64735   |
| 296   | 65465   |
| 298   | 66197   |
| 1,300 | 3,66930 |
| 302   | 67664   |
| 304   | 68400   |
| 306   | 69138   |
| 308   | 69877   |
| 1,310 | 3,70617 |
| 312   | 71359   |
| 314   | 72102   |
| 316   | 72848   |
| 318   | 73594   |
| 1,320 | 3,74342 |
| 322   | 75092   |
| 324   | 75843   |
| 326   | 76595   |
| 328   | 77349   |
| 1,330 | 3,78104 |
| 332   | 78861   |
| 334   | 79620   |
| 336   | 80380   |
| 338   | 81141   |
| 1,340 | 3,81904 |
| 342   | 82669   |
| 344   | 83435   |
| 346   | 84203   |
| 348   | 84972   |
| 1,350 | 3,85743 |
| 352   | 86515   |
| 354   | 87289   |
| 356   | 88064   |
| 358   | 88841   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,360 | 3,89619 |
| 362   | 90399   |
| 364   | 91181   |
| 366   | 91964   |
| 368   | 92749   |
| 1,370 | 3,93535 |
| 372   | 94323   |
| 374   | 95112   |
| 376   | 95903   |
| 378   | 3,96696 |
| 1,380 | 97490   |
| 382   | 98286   |
| 384   | 99083   |
| 386   | 99882   |
| 388   | 4,00683 |
| 1,390 | 01485   |
| 392   | 02289   |
| 394   | 03094   |
| 396   | 03901   |
| 398   | 04710   |
| 1,400 | 4,05520 |
| 402   | 06332   |
| 404   | 07145   |
| 406   | 07980   |
| 408   | 08777   |
| 1,410 | 4,09596 |
| 412   | 10416   |
| 414   | 11237   |
| 416   | 12061   |
| 418   | 12885   |
| 1,420 | 4,13712 |
| 422   | 14540   |
| 424   | 15370   |
| 426   | 16202   |
| 428   | 17035   |
| 1,430 | 4,17870 |
| 432   | 18706   |
| 434   | 19545   |
| 436   | 20385   |
| 438   | 21226   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,440 | 4,22070 |
| 442   | 22915   |
| 444   | 23761   |
| 446   | 24610   |
| 448   | 25460   |
| 1,450 | 4,26311 |
| 452   | 27165   |
| 464   | 28020   |
| 456   | 28877   |
| 458   | 29736   |
| 1,460 | 4,30596 |
| 462   | 31458   |
| 464   | 32322   |
| 466   | 33187   |
| 468   | 34055   |
| 1,470 | 4,34924 |
| 472   | 35794   |
| 474   | 36667   |
| 476   | 37541   |
| 478   | 38417   |
| 1,480 | 4,39295 |
| 482   | 40174   |
| 484   | 41055   |
| 486   | 41938   |
| 488   | 42823   |
| 1,490 | 4,43710 |
| 492   | 44598   |
| 494   | 45488   |
| 496   | 46380   |
| 498   | 47273   |
| 1,500 | 4,48169 |
| 502   | 49066   |
| 504   | 49965   |
| 506   | 50865   |
| 508   | 51769   |
| 1,510 | 4,52673 |
| 512   | 53579   |
| 514   | 54487   |
| 516   | 55397   |
| 518   | 56309   |

Продолжение приложения 5

| $n$   | $e^n$   | $n$   | $e^n$   | $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|-------|---------|-------|---------|
| 1,520 | 4,57223 | 1,600 | 4,95303 | 1,680 | 5,36556 |
| 522   | 58138   | 602   | 96295   | 682   | 37630   |
| 524   | 59055   | 604   | 97288   | 684   | 38706   |
| 526   | 59974   | 606   | 98284   | 686   | 39785   |
| 528   | 60895   | 608   | 99282   | 688   | 40865   |
| 1,530 | 4,61818 | 1,610 | 5,00281 | 1,690 | 5,41948 |
| 532   | 62742   | 612   | 01283   | 692   | 43033   |
| 534   | 63669   | 614   | 02286   | 694   | 44120   |
| 536   | 64597   | 616   | 03292   | 696   | 45210   |
| 538   | 65527   | 618   | 04299   | 698   | 46301   |
| 1,540 | 4,66459 | 1,620 | 5,05309 | 1,700 | 5,47395 |
| 542   | 67393   | 622   | 06321   | 702   | 48491   |
| 544   | 68329   | 624   | 07334   | 704   | 49589   |
| 546   | 69266   | 626   | 08350   | 706   | 50689   |
| 548   | 70206   | 628   | 09368   | 708   | 51791   |
| 1,550 | 4,71147 | 1,630 | 5,10387 | 1,710 | 5,52896 |
| 552   | 72090   | 632   | 11409   | 712   | 54003   |
| 554   | 73035   | 634   | 12433   | 714   | 55112   |
| 556   | 73982   | 636   | 13459   | 716   | 56223   |
| 558   | 74931   | 638   | 14487   | 718   | 57337   |
| 1,560 | 4,75882 | 1,640 | 5,15517 | 1,720 | 5,58453 |
| 562   | 76835   | 642   | 16549   | 722   | 59571   |
| 564   | 77789   | 644   | 17583   | 724   | 60691   |
| 566   | 78746   | 646   | 18619   | 726   | 61814   |
| 568   | 79704   | 648   | 19658   | 728   | 62938   |
| 1,570 | 4,80665 | 1,650 | 5,20698 | 1,730 | 5,64066 |
| 572   | 81627   | 652   | 21740   | 732   | 65195   |
| 574   | 82591   | 654   | 22785   | 734   | 66326   |
| 576   | 83557   | 656   | 23832   | 736   | 67460   |
| 578   | 84526   | 658   | 24880   | 738   | 68596   |
| 1,580 | 4,85496 | 1,660 | 5,25931 | 1,740 | 5,69734 |
| 582   | 86468   | 662   | 26934   | 742   | 70875   |
| 584   | 87441   | 664   | 28039   | 744   | 72018   |
| 586   | 88417   | 666   | 29096   | 746   | 73163   |
| 588   | 89395   | 668   | 30155   | 748   | 74310   |
| 1,590 | 4,90375 | 1,670 | 5,31217 | 1,750 | 5,75460 |
| 592   | 91357   | 672   | 32280   | 752   | 76612   |
| 594   | 92340   | 674   | 33346   | 754   | 77767   |
| 596   | 93326   | 676   | 34414   | 756   | 78923   |
| 598   | 94314   | 678   | 35484   | 758   | 80082   |

Окончание приложения 5

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,760 | 5,81244 |
| 762   | 82407   |
| 764   | 83573   |
| 766   | 84742   |
| 768   | 85912   |
| 1,770 | 5,87085 |
| 772   | 88261   |
| 774   | 89438   |
| 776   | 90618   |
| 778   | 91801   |
| 1,780 | 5,92986 |
| 782   | 94193   |
| 784   | 95362   |
| 786   | 96554   |
| 788   | 97749   |
| 1,790 | 5,98945 |
| 792   | 6,00144 |
| 794   | 01346   |
| 796   | 02550   |
| 798   | 03756   |
| 1,800 | 6,04965 |
| 802   | 06196   |
| 804   | 07389   |
| 806   | 08606   |
| 808   | 09824   |
| 1,810 | 6,11045 |
| 812   | 12268   |
| 814   | 13494   |
| 816   | 14722   |
| 818   | 15953   |
| 1,820 | 6,17186 |
| 822   | 18421   |
| 824   | 19660   |
| 826   | 20900   |
| 828   | 22143   |
| 1,830 | 6,23389 |
| 832   | 24637   |
| 834   | 25887   |
| 836   | 27140   |
| 838   | 28396   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,840 | 6,29654 |
| 842   | 30914   |
| 844   | 32177   |
| 846   | 33443   |
| 848   | 34711   |
| 1,850 | 6,35982 |
| 852   | 37255   |
| 854   | 38531   |
| 856   | 39809   |
| 858   | 41090   |
| 1,860 | 6,42374 |
| 862   | 43660   |
| 864   | 44948   |
| 866   | 46240   |
| 868   | 47533   |
| 1,870 | 6,48830 |
| 872   | 50129   |
| 874   | 51430   |
| 876   | 52734   |
| 878   | 54041   |
| 1,880 | 6,55350 |
| 882   | 56662   |
| 884   | 57977   |
| 886   | 59294   |
| 888   | 60614   |
| 1,890 | 6,61937 |
| 892   | 63362   |
| 894   | 64590   |
| 896   | 65920   |
| 898   | 67254   |
| 1,900 | 6,68589 |
| 902   | 69928   |
| 904   | 71269   |
| 906   | 72673   |
| 908   | 73960   |
| 1,910 | 6,75309 |
| 912   | 76661   |
| 914   | 78016   |
| 916   | 79373   |
| 918   | 80733   |

| $n$   | $e^n$   |
|-------|---------|
| 1,920 | 6,82096 |
| 922   | 83461   |
| 924   | 84830   |
| 926   | 86201   |
| 928   | 87574   |
| 1,930 | 6,88951 |
| 932   | 90330   |
| 934   | 91912   |
| 936   | 93097   |
| 938   | 94485   |
| 1,940 | 6,95875 |
| 942   | 97268   |
| 944   | 98664   |
| 946   | 7,00063 |
| 948   | 01464   |
| 1,950 | 7,02869 |
| 952   | 04276   |
| 954   | 05686   |
| 956   | 07099   |
| 958   | 08514   |
| 1,960 | 7,09933 |
| 962   | 11354   |
| 964   | 12778   |
| 966   | 14205   |
| 968   | 15635   |
| 1,970 | 7,17068 |
| 972   | 18503   |
| 974   | 19942   |
| 976   | 21383   |
| 978   | 22827   |
| 1,980 | 7,24274 |
| 982   | 25724   |
| 984   | 27178   |
| 986   | 28633   |
| 988   | 30092   |
| 1,990 | 7,31553 |
| 992   | 33018   |
| 994   | 34415   |
| 996   | 35956   |
| 998   | 37429   |
| 2,000 | 7,38906 |