МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР
ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

НОРМАТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИН Т-50-130 ТМЗ, ПТ-60-130/13 И ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ

СПО
СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва 1981

gost.e-ecolog.ru

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР
ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

НОРМАТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИН Т-50-130 ТМЗ, ПТ-60-130/13 И ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА И ИНФОРМАЦИИ СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва 1981

УДК 62I.I75

Составлено турбинным цехом МТП Союзтехэнерго

С о с т а в и т е л и инженеры Г.М.КОНОВАЛОВ, А.К.КИРИЛ

Нормативные характеристики предназначены для нормирования показателей работы конденсационных установок, контроля за их правильной эксплуатацией и анализа технико-экономических показателей.

О Г Л А В Л Е Н И Е

I. Исходные данные 3
2. Содержание нормативных характеристик 3
3. Эксплуатационный контроль за работой конденсационной установки и состоянием конденсатора 4
4. Оценка снижения мощности турбоустановки при эксплуатации с пониженным по сравнению с нормативным вакуумом 8
I. Нормативная характеристика конденсатора К2-3000-2 турбины Т-50-I30 ТМЗ 9
II. Нормативная характеристика конденсатора 60КЦС турбины ПТ-60-I30/I3 ЛМЗ 24
III. Нормативная характеристика конденсатора 80КЦС турбины ПТ-80/I00-I30/I3 ЛМЗ 32

© СПО Союзтехэнерго, I98I.

Ответственный редактор Л.С.Моргулис
Литературный редактор Ф.С.Кузьминская
Технический редактор Н.Д.Архипова
Корректор В.И.Шахнович

Л 88243 Подписано к печати I6.09.8I Формат 60x84 I/8
Печ.л. 6,0 (усл.печ.л 5,58) Уч.-изд.л. 5,0 Тираж I500 экз.
Заказ Е 297/8I Издат. № I45/8I Цена 75 коп.

Производственная служба передового опыта и информации Союзтехэнерго
I05023, Москва, Семеновский пер., д.I5

Участок оперативной полиграфии СПО Союзтехэнерго
II7292, Москва, ул.Ивана Бабушкина, д.23, корп.2

УТВЕРЖДАЮ:
Заместитель начальника
Главтехуправления
Д.Я.ШАМАРАКОВ
3 июня 1981 г.

I. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Представленные в качестве нормативных характеристики конденсаторов турбин, имеющих теплофикационный или производственный отбор, составлены на основании следующих материалов:

- результатов испытаний конденсаторов К2-3000-2, К2-3000-I, 50КЦС-6А;
- характеристики конденсаторов К2-3000-2, 60КЦС и 80КЦС, полученных при испытании турбин Т-50-130 ТМЗ, ПТ-60-130/13 и ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ;
- "Нормативных характеристик конденсационных установок паровых турбин типа К" (М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1974);
- разработок ВТИ им.Ф.Э.Дзержинского по тепловому расчету и проектированию поверхности охлаждения конденсаторов турбин большой мощности..

На основании анализа указанных материалов и сравнения опытных и расчетных характеристик была разработана методика составления нормативных характеристик.

Сопоставление опытных характеристик конденсаторов, в первую очередь среднего коэффициента теплопередачи, с расчетными характеристиками, определенными по методике ВТИ и рекомендованными для инженерных расчетов, показало хорошую их сходимость.

Предлагаемые Нормативные характеристики рассчитаны по среднему коэффициенту теплопередачи с учетом результатов проведенных промышленных испытаний конденсаторов.

Нормативные характеристики построены для сезонного изменения температуры охлаждающей воды от 0-I°С (зимний режим) до 35°С (летний режим) и расходов охлаждающей воды, изменяющихся от 0,5 до I,0 номинального значения.

Характеристики составлены для конденсаторов с эксплуатационно чистой поверхностью охлаждения, т.е. с наибольшей достижимой в условиях электростанций чистотой поверхности охлаждения конденсаторов с водяной стороны.

Эксплуатационная чистота достигается либо профилактическими мероприятиями, предотвращающими загрязнение трубок, либо проведением периодической очистки трубок конденсатора применяемым на данной электростанции способом (металлическими ершами, резиновыми пробками, "термической сушкой" горячим воздухом с последующей промывкой струей воды, прострелкой водовоздушным пистолетом, химической промывкой и пр.).

Воздушная плотность вакуумных систем турбоустановок должна отвечать нормам ПТЭ; удаление неконденсирующихся газов должно обеспечиваться работой одного воздухоудаляющего устройства в диапазоне паровых нагрузок конденсатора от 0,I до I,0 номинальной.

2. СОДЕРЖАНИЕ НОРМАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В настоящих "Нормативных характеристиках" приведены характеристики конденсаторов теплофикационных турбин следующих типов:

Т-50-130 ТМЗ, конденсатор К2-3000-2;
ПТ-60-130/13 ЛМЗ, конденсатор 60КЦС;*
ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ, конденсатор 80КЦС.

При составлении "Нормативных характеристик" приняты следующие основные обозначения:

D_2 - расход пара в конденсатор (паровая нагрузка конденсатора), т/ч;

$p_2^н$ - нормативное давление пара в конденсаторе, кгс/см^2 **;

p_2 - фактическое давление пара в конденсаторе, кгс/см^2;

$t_1^в$ - температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С;

$t_2^в$ - температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С;

t_2'' - температура насыщения, соответствующая давлению пара в конденсаторе, °С;

$H_г$ - гидравлическое сопротивление конденсатора (падение давления охлаждающей воды в конденсаторе), м вод.ст.;

---

* Для турбин ПТ-60-130 ЛМЗ, оборудованных конденсаторами 50КЦС-6 и 50КЦС-6А, использовать характеристику конденсатора 50КЦС-5, приведенную в "Нормативных характеристиках конденсационных установок паровых турбин типа К".

** Здесь и далее в тексте и на графиках приводится абсолютное давление.

$\delta t^{н}$ – нормативный температурный напор конденсатора, °С;

δt – фактический температурный напор конденсатора, °С;

Δt – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С;

$W^{н}$ – номинальный расчетный расход охлаждающей воды в конденсатор, м³/ч;

W – расход охлаждающей воды в конденсатор, м³/ч;

$F_{п}$ – полная поверхность охлаждения конденсатора, м²;

F – поверхность охлаждения конденсатора при отключенном по воде встроенном пучке конденсатора, м².

Нормативные характеристики включают следующие основные зависимости:

1) температурного напора конденсатора (°С) от расхода пара в конденсатор (паровой нагрузки конденсатора) и начальной температуры охлаждающей воды при номинальном расходе охлаждающей воды:

$$\delta t = f(D_2; t_1^{в}) \quad при \quad W = W^{н};$$

2) давления пара в конденсаторе (кгс/см²) от расхода пара в конденсатор и начальной температуры охлаждающей воды при номинальном расходе охлаждающей воды:

$$p_2 = f(D_2; t_1^{в}) \; при \; W = W^{н};$$

3) температурного напора конденсатора (°С) от расхода пара в конденсатор и начальной температуры охлаждающей воды при расходе охлаждающей воды 0,6–0,7 номинального:

$$\delta t = f(D_2; t_1^{в}) \quad при \; W \approx (0{,}6 \div 0{,}7) W^{н};$$

4) давления пара в конденсаторе (кгс/см²) от расхода пара в конденсатор и начальной температуры охлаждающей воды при расходе охлаждающей воды 0,6–0,7 номинального:

$$p_2 = f(D_2; t_1^{в}) \quad при W \approx (0{,}6 \div 0{,}7) W^{н};$$

5) температурного напора конденсатора (°С) от расхода пара в конденсатор и начальной температуры охлаждающей воды при расходе охлаждающей воды 0,44–0,5 номинального:

$$\delta t = f(D_2; t_1^{в}) \quad при W \approx (0{,}44 \div 0{,}5) W^{н};$$

6) давления пара в конденсаторе (кгс/см²) от расхода пара в конденсатор и начальной температуры охлаждающей воды при расходе охлаждающей воды 0,44–0,5 номинального:

$$p_2 = f(D_2; t_1^{в}) \quad при W \approx (0{,}44 \div 0{,}5) W^{н};$$

7) гидравлического сопротивления конденсатора (падение давления охлаждающей воды в конденсаторе) от расхода охлаждающей воды при эксплуатационно чистой поверхности охлаждения конденсатора;

8) поправки к мощности турбины на отклонение давления отработавшего пара.

Турбины Т-50-130 ТМЗ и ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ оборудованы конденсаторами, у которых около 15% охлаждающей поверхности может использоваться для подогрева подпиточной или обратной сетевой воды (встроенные пучки). Предусмотрена возможность охлаждения встроенных пучков циркуляционной водой. Поэтому в "Нормативных характеристиках" для турбин типа Т-50-130 ТМЗ и ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ приведены также зависимости по пп.1-6 для конденсаторов с отключенными встроенными пучками (с сокращенной примерно на 15% поверхностью охлаждения конденсаторов) при расходах охлаждающей воды 0,6–0,7$W^{н}$ и 0,44–0,5$W^{н}$.

Для турбины ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ приведены также характеристики конденсатора с отключенным встроенным пучком при расходе охлаждающей воды 0,78 номинального.

3. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ И СОСТОЯНИЕМ КОНДЕНСАТОРА

Основными критериями оценки работы конденсационной установки, характеризующими состояние оборудования, при заданной паровой нагрузке конденсатора являются давление пара в конденсаторе и отвечающий этим условиям температурный напор конденсатора.

Эксплуатационный контроль за работой конденсационной установки и состоянием конденсатора осуществляется сопоставлением измеренного в условиях эксплуатации фактического давления пара в конденсаторе с определенным для тех же условий (той же паровой нагрузки конденсатора, расхода и температуры охлаждающей воды) нормативным давлением пара в конденсаторе, а также сравнением фактического температурного напора конденсатора с нормативным.

Сравнительный анализ данных измерений и нормативных показателей работы установки позволяет обнаружить изменения в работе конденсационной установки и установить вероятные причины их.

Особенностью турбин с регулируемым отбором пара является длительная их работа с малыми расходами пара в конденсатор. При режиме с теплофикационными отборами контроль за температурным напором в конденсаторе не дает надежного ответа о степени загрязнения конденсатора. Поэтому контроль за работой конденсационной установки целесообразно проводить при расходах пара в конденсатор не менее 50% и при отключенной рециркуляции конденсата; это повысит точность определения давления пара и температурного напора конденсатора.

Кроме этих основных величин для эксплуатационного контроля и для анализа работы конденсационной установки необходимо достаточно надежно определять также и ряд других параметров, от которых зависит давление отработавшего пара и температурный напор, а именно: температуру входящей и выходящей воды, паровую нагрузку конденсатора, расход охлаждающей воды и др.

Влияние присосов воздуха в воздухоудаляющих устройствах, работающих в пределах рабочей характеристики, на P_2 и δt незначительно, тогда как ухудшение воздушной плотности и увеличение присосов воздуха, превышающих рабочую производительность эжекторов, оказывают существенное влияние на работу конденсационной установки.

Поэтому контроль за воздушной плотностью вакуумной системы турбоустановок и поддержанием присосов воздуха на уровне норм ПТЭ является одной из основных задач при эксплуатации конденсационных установок.

Предлагаемые Нормативные характеристики построены для значений присосов воздуха, не превышающих норм ПТЭ.

Ниже приводятся основные параметры, которые необходимо измерять при эксплуатационном контроле за состоянием конденсатора, и некоторые рекомендации для организации измерений и методы определения основных контролируемых величин.

3.1. Давление отработавшего пара

Для получения представительных данных о давлении отработавшего пара в конденсаторе в условиях эксплуатации измерение должно производиться в точках, указанных в Нормативных характеристиках для каждого типа конденсатора.

Давление отработавшего пара должно измеряться жидкостными ртутными приборами с точностью не менее 1 мм рт.ст. (одностекольными чашечными вакуумметрами, баровакуумметрическими трубками).

При определении давления в конденсаторе к показаниям приборов необходимо вводить соответствующие поправки: на температуру столба ртути, на шкалу, на капиллярность (для одностекольных приборов).

Давление в конденсаторе (кгс/см^2) при измерении вакуума определяется по формуле

$$P_2 = \frac{B - H^B}{735,6},$$

где B – барометрическое давление (с поправками), мм рт.ст.;

H^B – разрежение, определенное по вакуумметру (с поправками), мм рт.ст.

Давление в конденсаторе (кгс/см^2) при измерении баровакуумметрической трубкой определяется как

$$P_2 = \frac{H^Б}{735,6},$$

где $H^Б$ – давление в конденсаторе, определенное по прибору, мм рт.ст.

Барометрическое давление необходимо измерять ртутным инспекторским барометром с введением всех необходимых по паспорту прибора поправок. Допускается также использовать данные ближайшей метеостанции с учетом разности высот расположения объектов.

При измерении давления отработавшего пара прокладку импульсных линий и установку приборов необходимо производить с соблюдением следующих правил монтажа приборов под вакуумом:

- внутренний диаметр импульсных трубок должен быть не менее 10–12 мм;
- импульсные линии должны иметь общий уклон в сторону конденсатора не менее 1:10;
- герметичность импульсных линий должна быть проверена опрессовкой водой;
- запрещается применять запорные устройства, имеющие сальники и резьбовые соединения;
- измерительные устройства к импульсным линиям должны присоединяться с помощью толстостенной вакуумной резины.

3.2. Температурный напор

Температурный напор (°С) определяется как разность между температурой насыщения

отработавшего пара и температурой охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$\delta t = t_2'' - t_2^{в} \ .$$

При этом температура насыщения определяется по измеренному давлению отработавшего пара в конденсаторе.

3.3. Паровая нагрузка

Контроль за работой конденсационных установок теплофикационных турбин должен производиться при конденсационном режиме турбины с выключенным регулятором давления в производственном и теплофикационном отборах.

Паровая нагрузка (расход пара в конденсатор) определяется по давлению в камере одного из отборов, значение которого является контрольным.

Рекомендуемые для измерения давления регенеративные отборы приведены в Нормативных характеристиках для каждого типа конденсатора.

Расход пара (т/ч) в конденсатор при конденсационном режиме равен:

$$D_2 = K P_n \ ,$$

где K – расходный коэффициент, числовое значение которого приведено в технических данных конденсатора для каждого типа турбин;

P_n – давление пара в контрольной ступени (камере отбора), кгс/см^2.

При необходимости эксплуатационного контроля за работой конденсатора при теплофикационном режиме турбины расход пара определяется приближенно расчетным путем по расходам пара в одну из промежуточных ступеней турбины и расходам пара в теплофикационный отбор и на регенеративные подогреватели низкого давления.

Для турбины Т-50-130 ТМЗ расход пара (т/ч) в конденсатор при теплофикационном режиме составляет:

- при одноступенчатом подогреве сетевой воды

$$D_2 = D_{23} - \frac{W_{с.в} \cdot \Delta t_{псг}}{520} - 2 \ ;$$

- при двухступенчатом подогреве сетевой воды

$$D_2 = D_{21} - \frac{W_{с.в} \, (\Delta t_{псг} + \Delta t_{псв})}{520} - 4 \ ,$$

где D_{23} и D_{21} – расходы пара соответственно через 23-ю (при одноступенчатом) и 21-ю (при двухступенчатом подогреве сетевой воды) ступени, т/ч;

$W_{с.в}$ – расход сетевой воды, м^3/ч;

$\Delta t_{псг}; \Delta t_{псв}$ – нагрев сетевой воды соответственно в горизонтальном и вертикальном сетевых подогревателях, °С; определяется как разность температур сетевой воды после и до соответствующего подогревателя.

Расход пара через 23-ю ступень определяется по рис.I-I5,*б*, в зависимости от расхода свежего пара на турбину D_0 и давления пара в нижнем теплофикационном отборе $P_{т.н}$.

Расход пара через 21-ю ступень определяется по рис. I-I5,*а*, в зависимости от расхода свежего пара на турбину D_0 и давлению пара в верхнем теплофикационном отборе $P_{т.в}$.

Для турбин типа ПТ расход пара (т/ч) в конденсатор при теплофикационном режиме составляет:

- для турбин ПТ-60-I30/I3 ЛМЗ

$$D_2 = \left(D_{ЧСД}^{вых} - \frac{W_{с.в} \cdot \Delta t_{с.в}}{520}\right) 0{,}93 \ ;$$

- для турбин ПТ-80/I00-I30/I3 ЛМЗ

$$D_2 = \left(D_{ЧСД}^{вых} - \frac{W_{с.в} \cdot \Delta t_{с.в}}{520}\right) ,$$

где $D_{ЧСД}^{вых}$ – расход пара на выходе из ЧСД, т/ч. Определяется по рис.II-9 в зависимости от давления пара в теплофикационном отборе $P_т$ и в У отборе (для турбин ПТ-60-I30/I3) и по рис.III-I7 в зависимости от давления пара в теплофикационном отборе $P_т$ и в IУ отборе (для турбин ПТ-80/I00-I30/I3);

$\Delta t_{с.в}$ – нагрев воды в сетевых подогревателях, °С. Определяется по разности температур сетевой воды после и до подогревателей.

Давление, принятое за контрольное, необходимо измерять пружинными приборами класса точности 0,6, периодически и тщательно проверенными. Для определения истинного значения давления в контрольных ступенях к показаниям прибора необходимо ввести соответствующие поправки (на высоту установки приборов, поправку по паспорту и т.д.).

Расходы свежего пара на турбину и сетевой воды, необходимые для определения расхода пара в конденсатор, измеряются штатными расходомерами с введением поправок на отклонение рабочих параметров среды от расчетных.

Температура сетевой воды измеряется ртутными лабораторными термометрами с ценой деления 0,I°С.

3.4. Температура охлаждающей воды

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор измеряется на каждом напорном водоводе в одной точке. Температура воды на выходе из конденсатора должна измеряться не менее чем в трех точках в одном поперечном сечении каждого сливного водовода на расстоянии 5–6 м от выходного фланца конденсатора и определяться как средняя по показаниям термометров во всех точках.

Температура охлаждающей воды должна измеряться ртутными лабораторными термометрами с ценой деления 0,I°С, установленными в термометрических гильзах длиной не менее 300 мм.

3.5. Гидравлическое сопротивление

Контроль за загрязнением трубных досок и трубок конденсатора осуществляется по гидравлическому сопротивлению конденсатора по охлаждающей воде, для чего измеряется перепад давлений между напорными и сливными патрубками конденсаторов ртутным двухстекольным U-образным дифманометром, устанавливаемым на отметке ниже точек измерения давления. Импульсные линии от напорного и сливного патрубков конденсаторов должны быть заполнены водой.

Гидравлическое сопротивление (м вод.ст.) конденсатора определяется по формуле

$$H_г = 12{,}6 \cdot \Delta H_г ,$$

где $\Delta H_г$ – перепад, измеренный по прибору (с поправкой на температуру столба ртути), мм рт.ст.

При измерении гидравлического сопротивления одновременно определяется и расход охлаждающей воды в конденсатор для возможности сравнения с гидравлическим сопротивлением по Нормативным характеристикам.

3.6. Расход охлаждающей воды

Расход охлаждающей воды на конденсатор определяется по тепловому балансу конденсатора или непосредственным измерением сегментными диафрагмами, устанавливаемыми на напорных подводящих водоводах. Расход охлаждающей воды (м³/ч) по тепловому балансу конденсатора определяется по формуле

$$W = \frac{D_2 \cdot \Delta i_2}{\Delta t \cdot c\rho} ,$$

где Δi_2 – разность теплосодержаний отработавшего пара и конденсата, ккал/кг;

c – теплоемкость охлаждающей воды, ккал/кг·°С, равная I;

ρ – плотность воды, кг/м³, равная I.

$$\Delta t = t_2^в - t_1^в .$$

При составлении Нормативных характеристик Δi_2 принималась равной 535 или 550 ккал/кг в зависимости от режима работы турбины.

3.7. Воздушная плотность вакуумной системы

Воздушная плотность вакуумной системы контролируется по количеству воздуха на выхлопе пароструйного эжектора.

4. ОЦЕНКА СНИЖЕНИЯ МОЩНОСТИ ТУРБОУСТАНОВКИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ С ПОНИЖЕННЫМ ПО СРАВНЕНИЮ С НОРМАТИВНЫМ ВАКУУМОМ

Отклонение давления в конденсаторе паровой турбины от нормативного приводит при заданном расходе тепла на турбоустановку к снижению развиваемой турбиной мощности.

Изменение мощности при отличии абсолютного давления в конденсаторе турбины от нормативного его значения определяется по полученным экспериментальным путем поправочным кривым. На графиках поправок, включенных в данные Нормативные характеристики конденсаторов, показано изменение мощности для различных значений расхода пара в ЧНД турбины. Для данного режима турбоагрегата определяется $D_{чнд}$ и по соответствующей кривой снимается значение изменения мощности при изменении давления в конденсаторе от $P_2^н$ до P_2.

Это значение изменения мощности и служит основой для определения превышения удельного расхода тепла или удельного расхода топлива, установленных при данной нагрузке для турбины.

Для турбин Т-50-130 ТМЗ, ПТ-60-130/13 и ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ расход пара в ЧНД для определения недовыработки мощности турбины из-за повышения давления в конденсаторе может быть принят равным расходу пара в конденсатор.

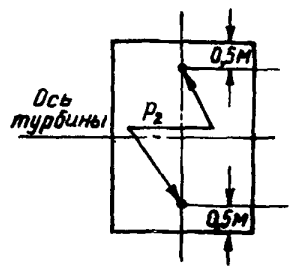
I. НОРМАТИВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДЕНСАТОРА К2-3000-2 ТУРБИНЫ Т-50-130 ТМЗ

I. Технические данные конденсатора

Площадь поверхности охлаждения:	
полная F_n	3000 м^2
без встроенного пучка F	2555 м^2
Номинальный расход пара в конденсатор $D_2^н$	140 т/ч
Расчетное количество охлаждающей воды $W^н$	7000 м^3/ч
Активная длина конденсаторных трубок ℓ	7,33 м
Диаметр трубок:	
наружный $d_н$	24 мм
внутренний $d_{вн}$	22 мм
Количество трубок n	5310
Число ходов воды Z	2
Число потоков	2
Воздухоудаляющее устройство – два пароструйных эжектора ЭП-3-2	

2. Указания по определению некоторых параметров конденсационной установки

2.1. Давление отработавшего пара в конденсаторе определять как среднее значение по двум измерениям.



Расположение точек измерения давления пара в горловине конденсатора показано на схеме. Точки измерения давления расположены в горизонтальной плоскости, проходящей на I м выше плоскости соединения конденсатора с переходным патрубком.

2.2. Расход пара в конденсатор определять:

– при конденсационном режиме – по давлению пара в IУ отборе:

$$D_2 = 31{,}9\, p_n^{IV};$$

– при теплофикационном режиме – в соответствии с указаниями разд.3.

2.3. Разность теплосодержаний отработавшего пара и конденсата (Δi_2) принимать:

– для конденсационного режима 535 ккал/кг;

– для теплофикационного режима 550 ккал/кг.

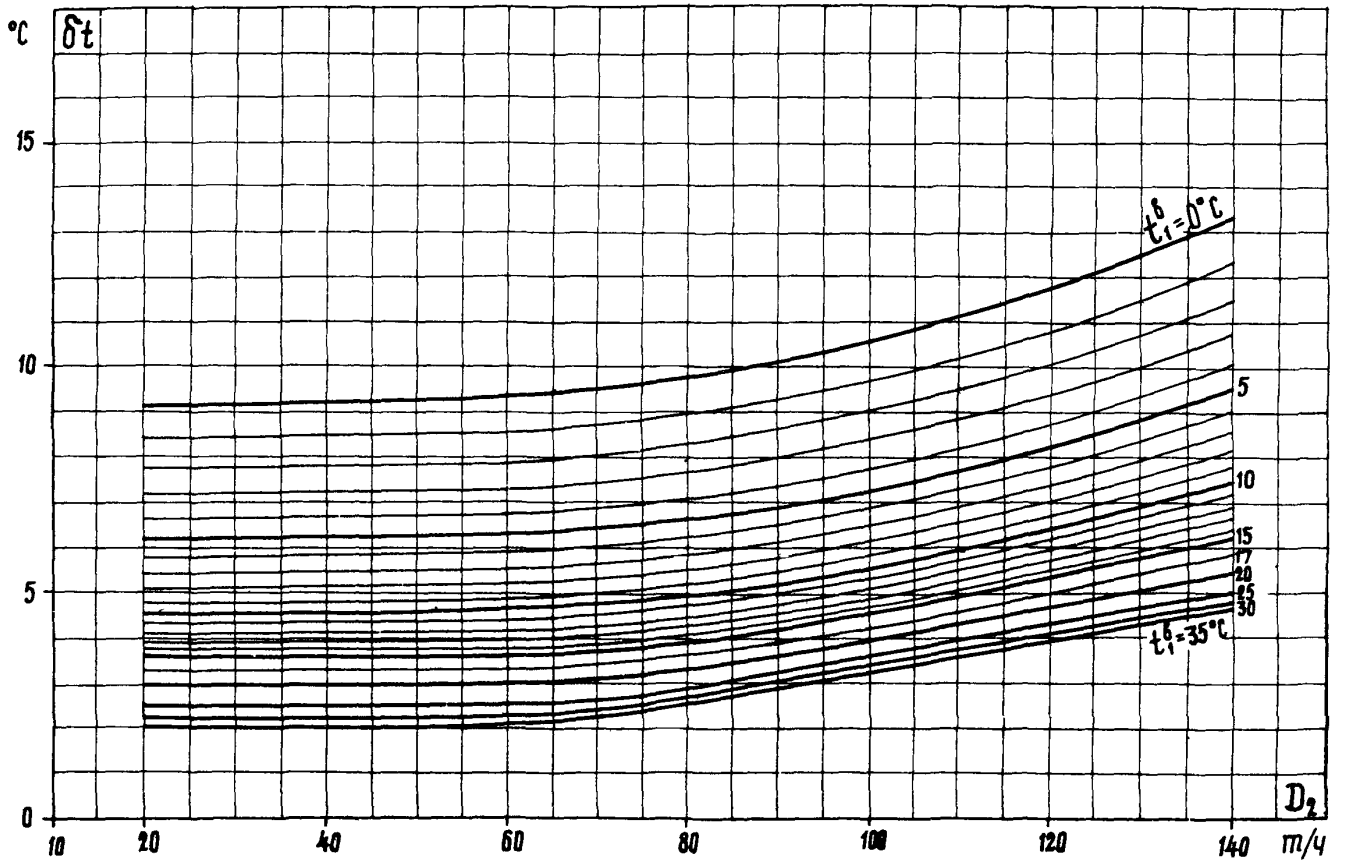


Рис.I-I. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
$W^{н}$ = 7000 м^3/ч; $F_{п}$ = 3000 м^2

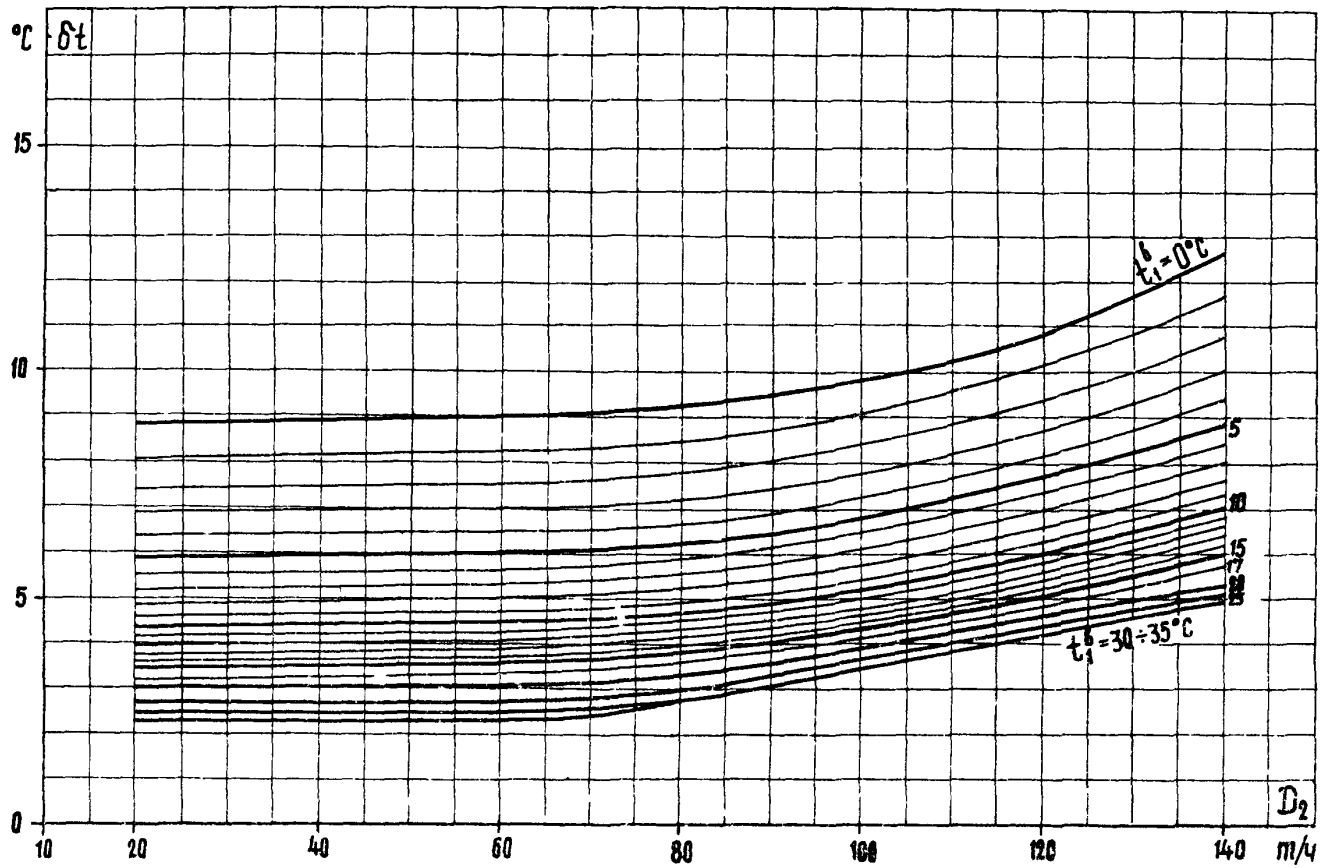


Рис.I-2. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м^3/ч; $F_п$ = 3000 м^2

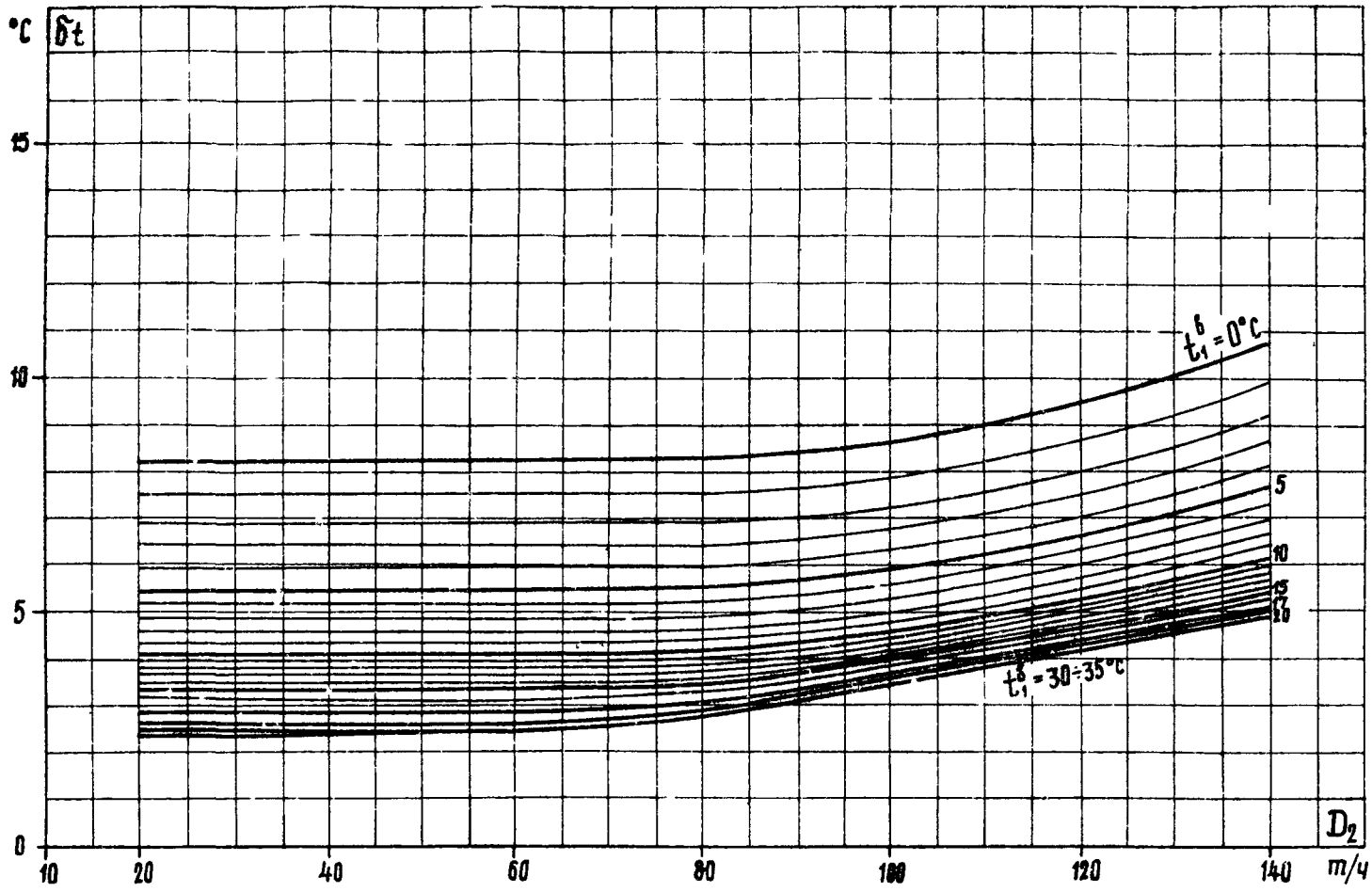


Рис.I-3. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:

W = 3500 м^3/ч; $F_п$ = 3000 м^2

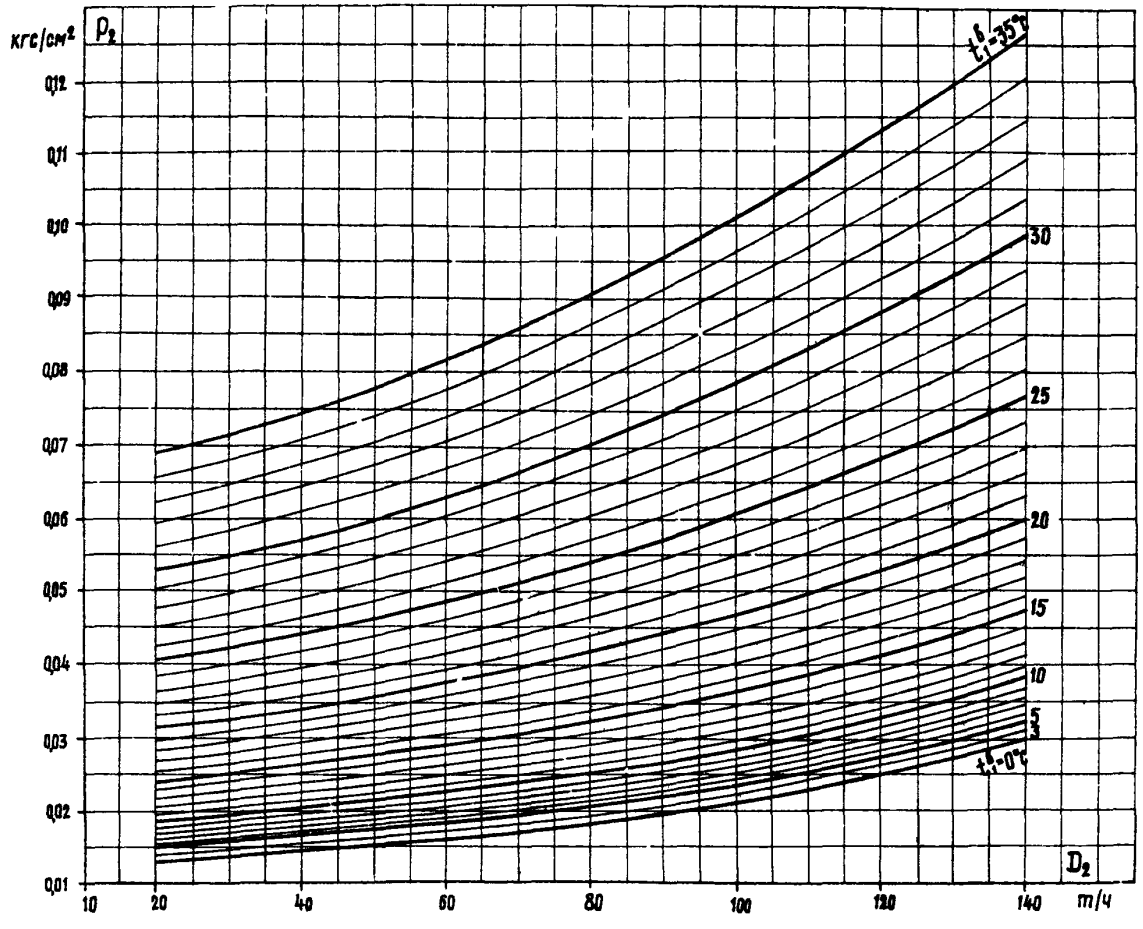


Рис.I-4. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:

$W^н$ = 7000 м³/ч; $F_п$ = 3000 м²

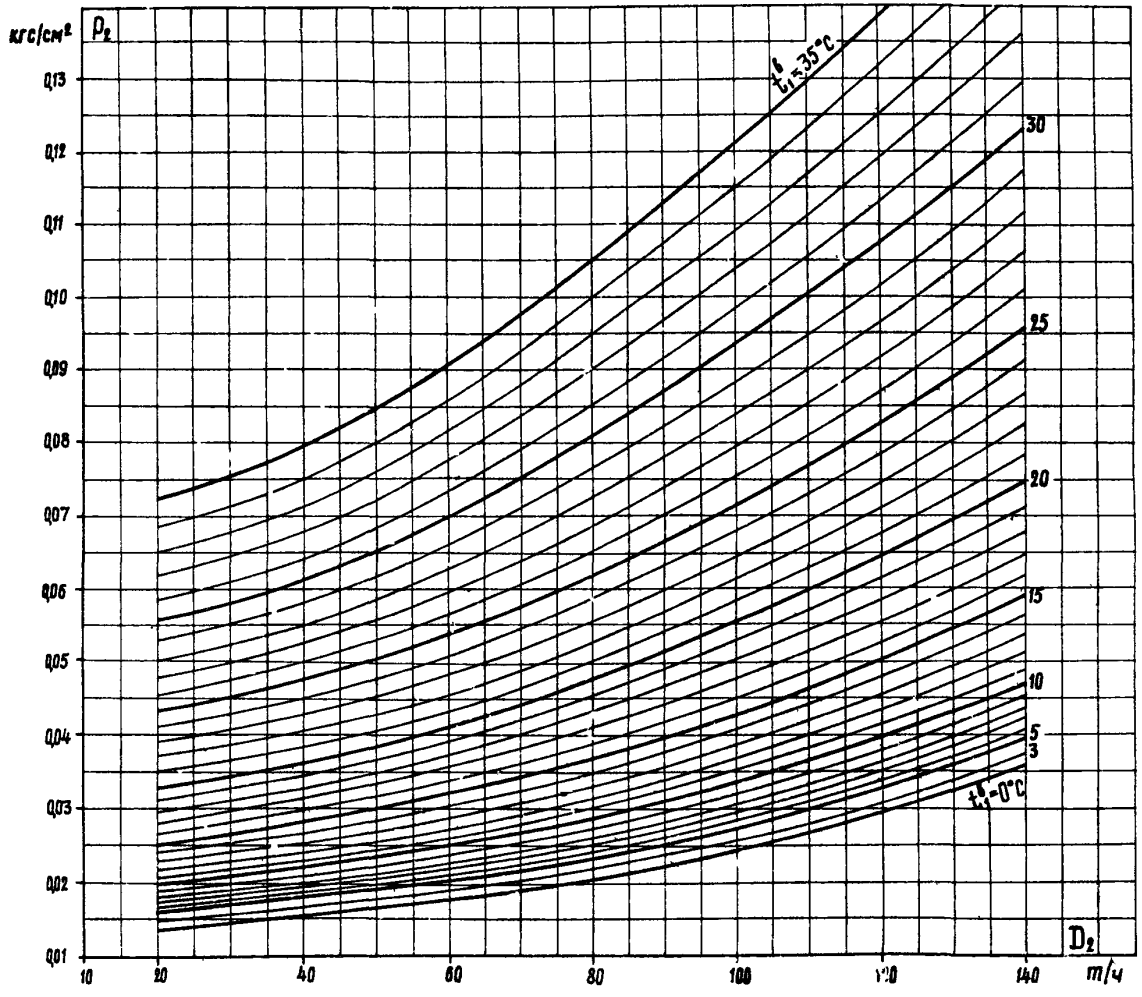


Рис.I-5. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:

W = 5000 м³/ч; $F_п$ = 3000 м²

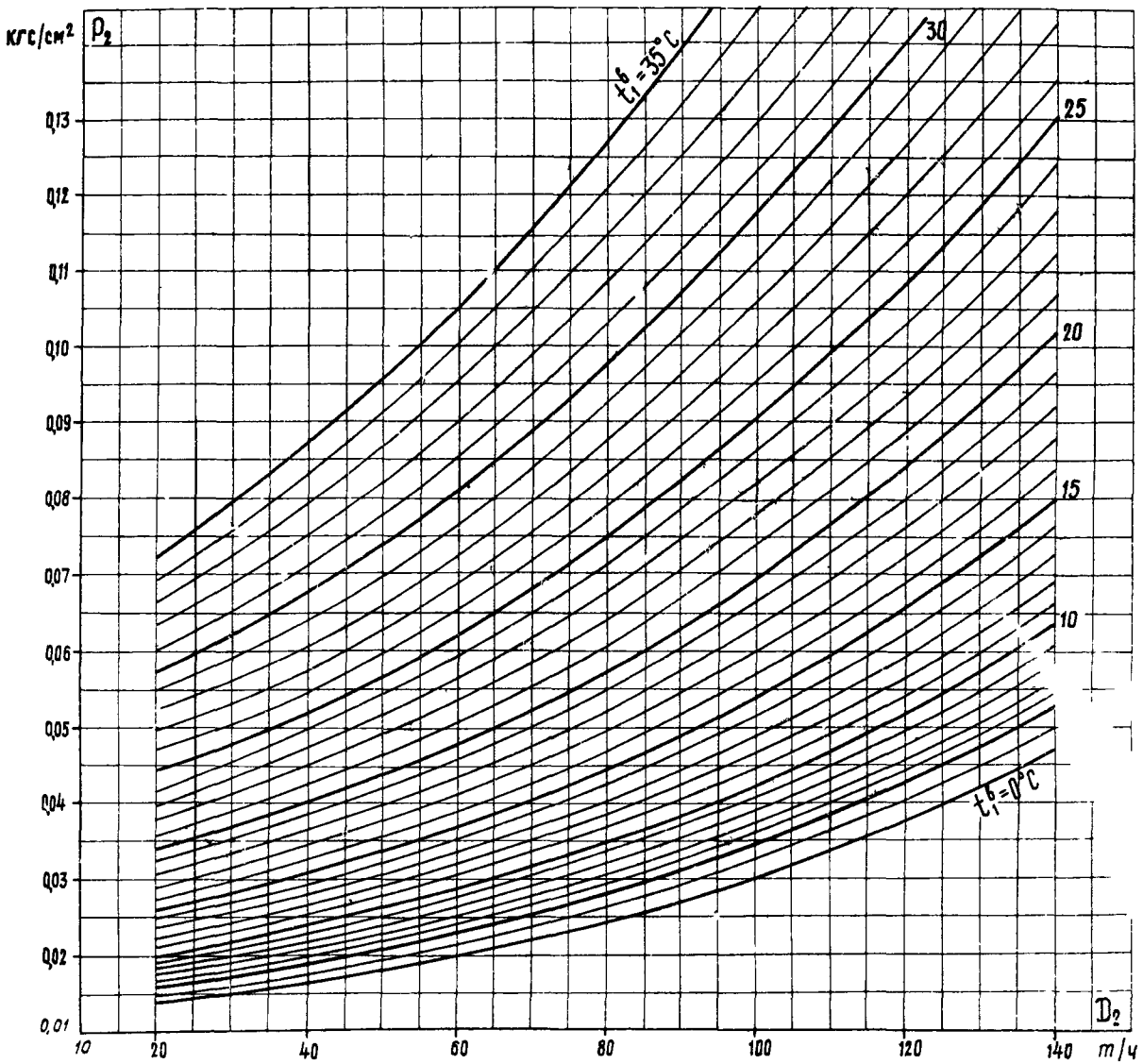


Рис.I-6. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м^3/ч; $F_п$ = 3000 м^2

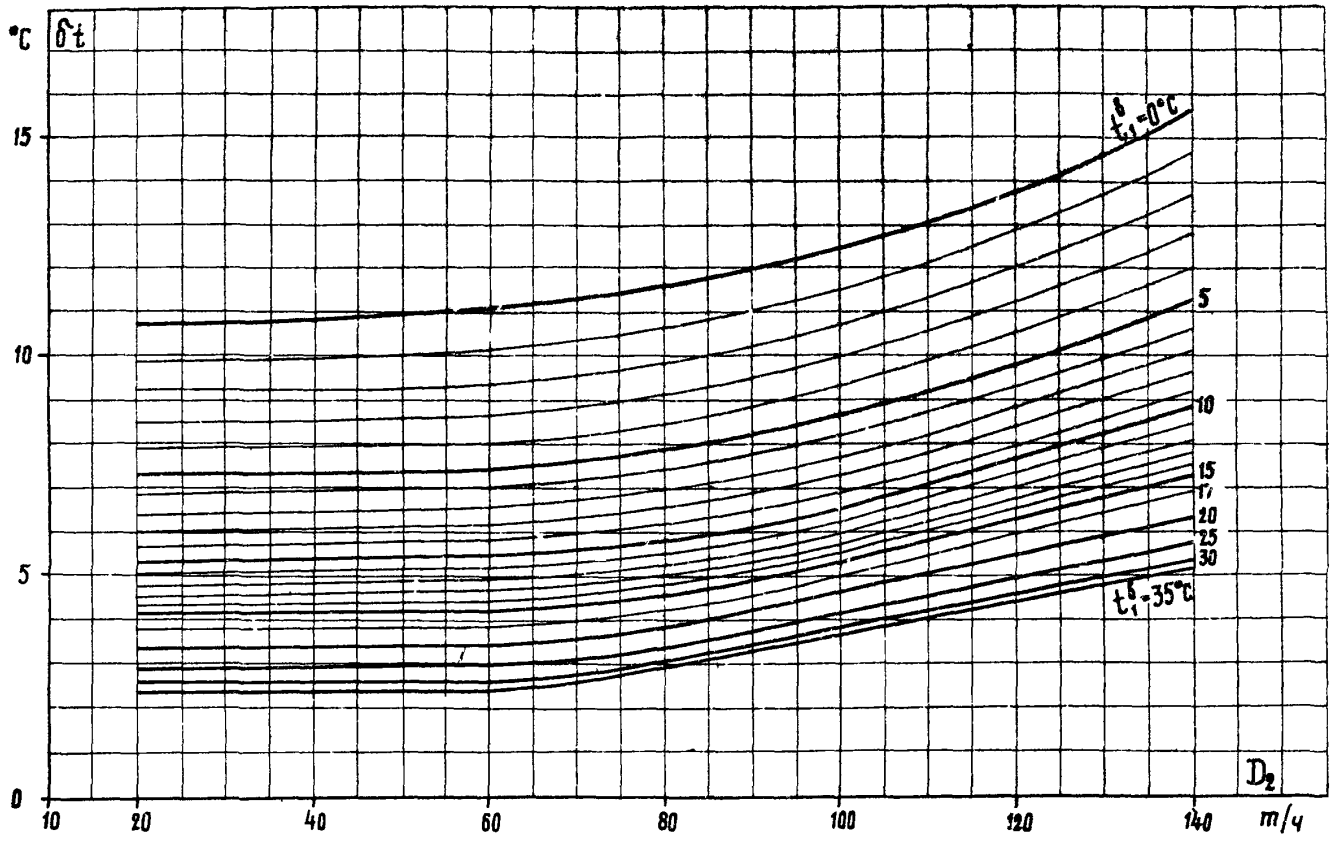


Рис.I-7. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W^{N} = 7000 м^3/ч; F = 2555 м^2

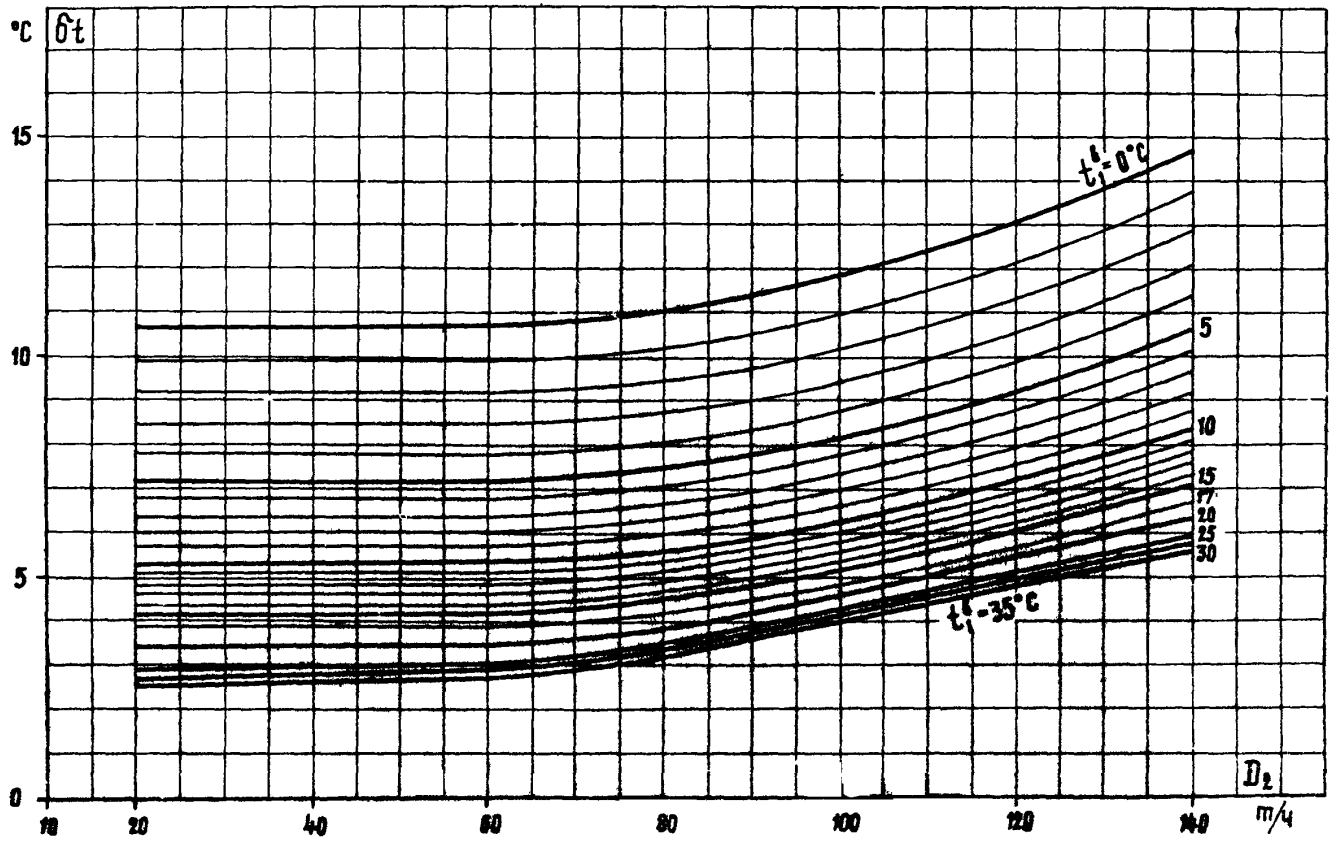


Рис.I-8. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м^3/ч; F = 2555 м^2

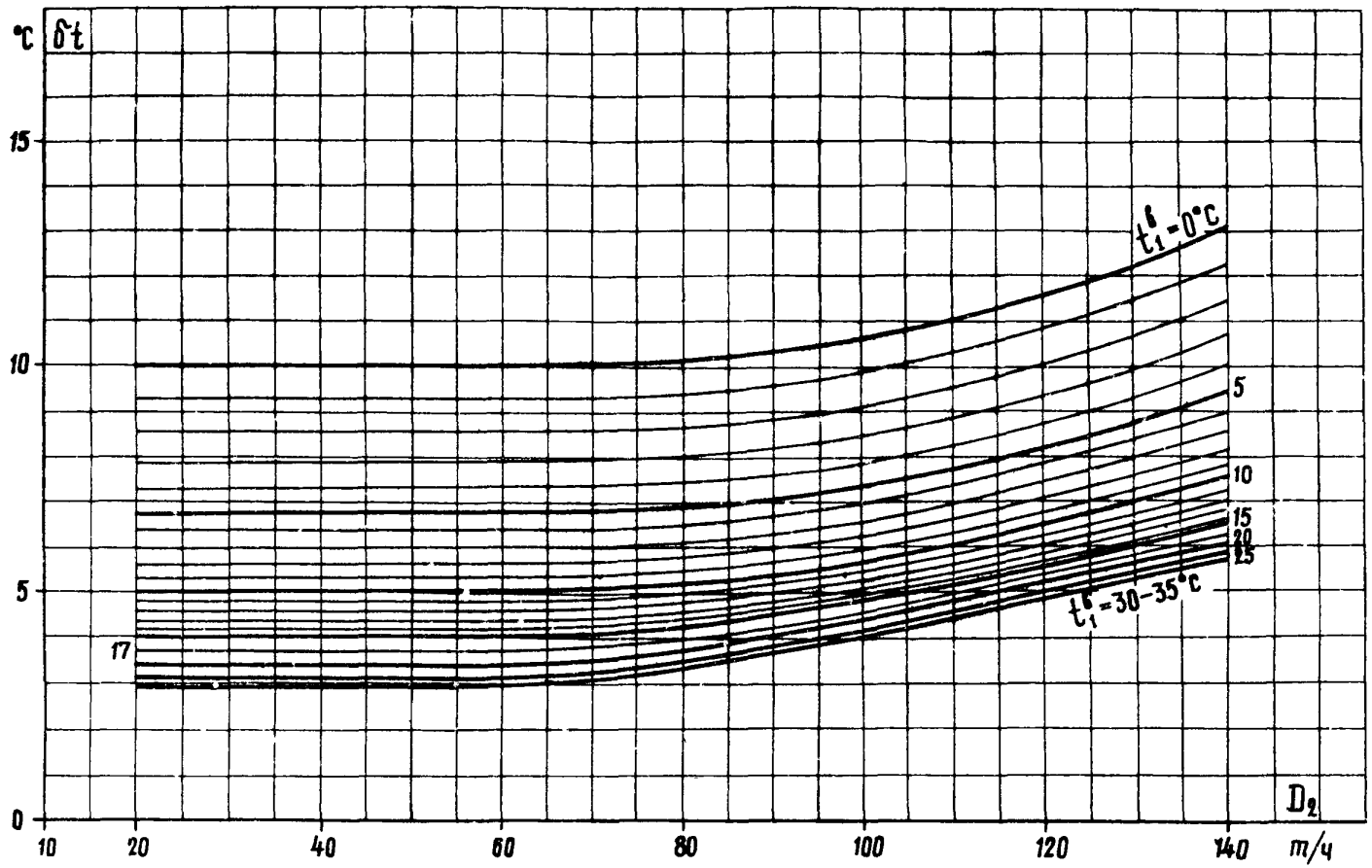


Рис.I-9. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м³/ч; F = 2555 м²

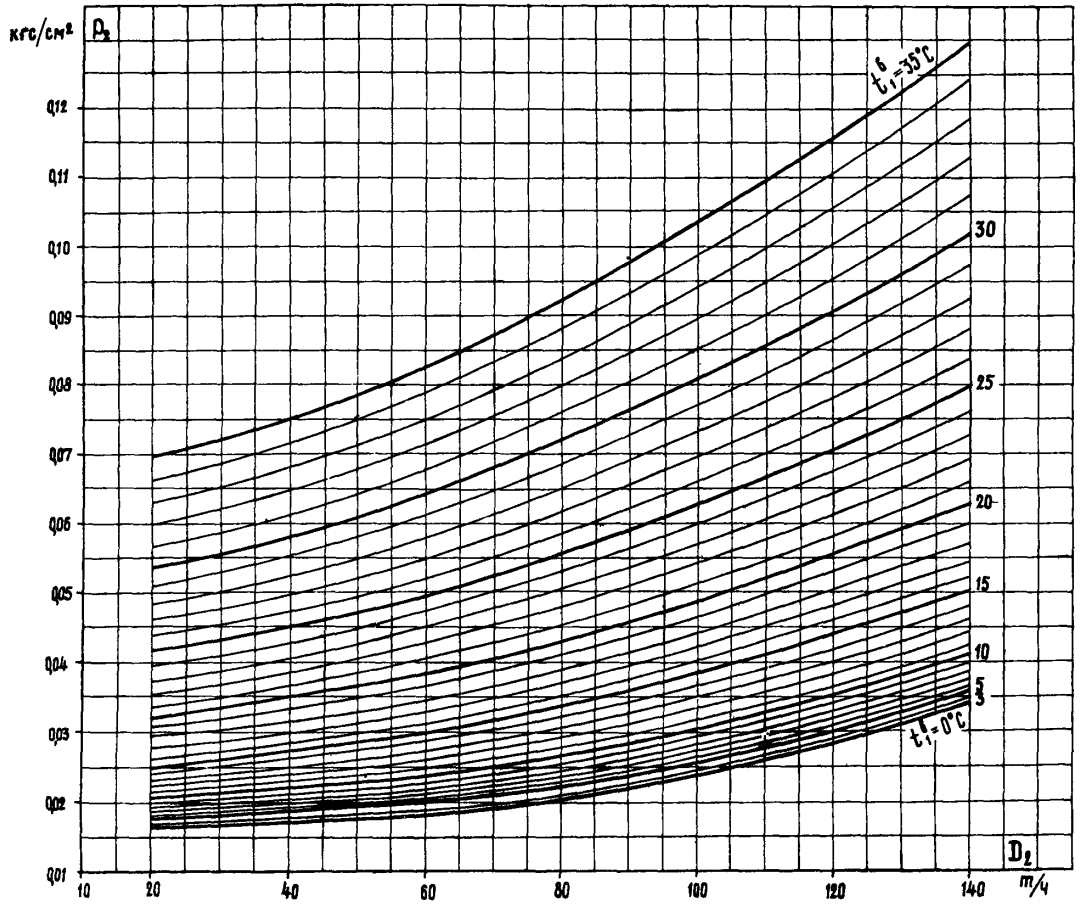


Рис.I-IO. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
$W' = 7000$ м³/ч; $F = 2555$ м²

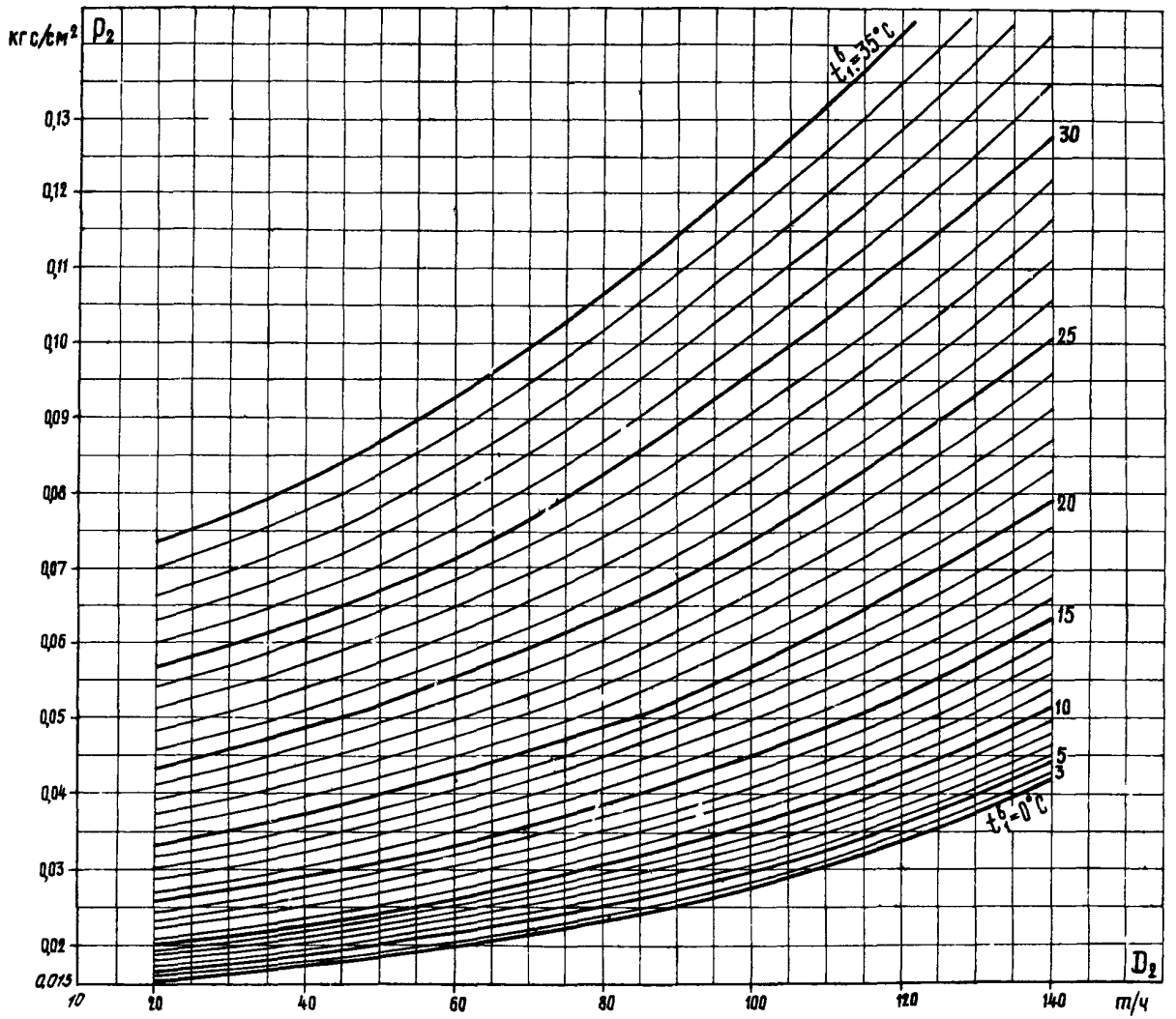


Рис.I-II. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:

$W = 5000$ м^3/ч; $F = 2555$ м^2

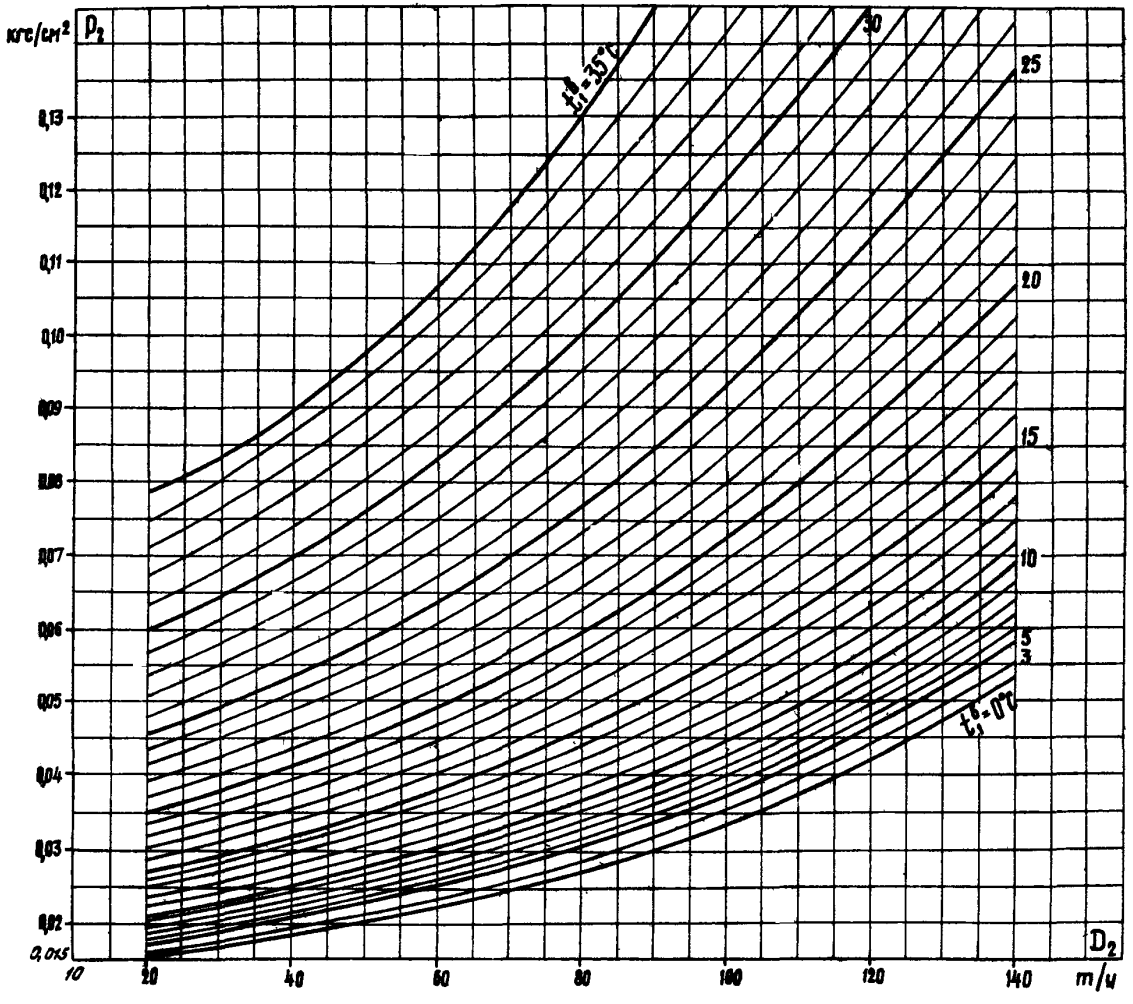


Рис.I-I2. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:

W = 3500 м³/ч; F = 2555 м²

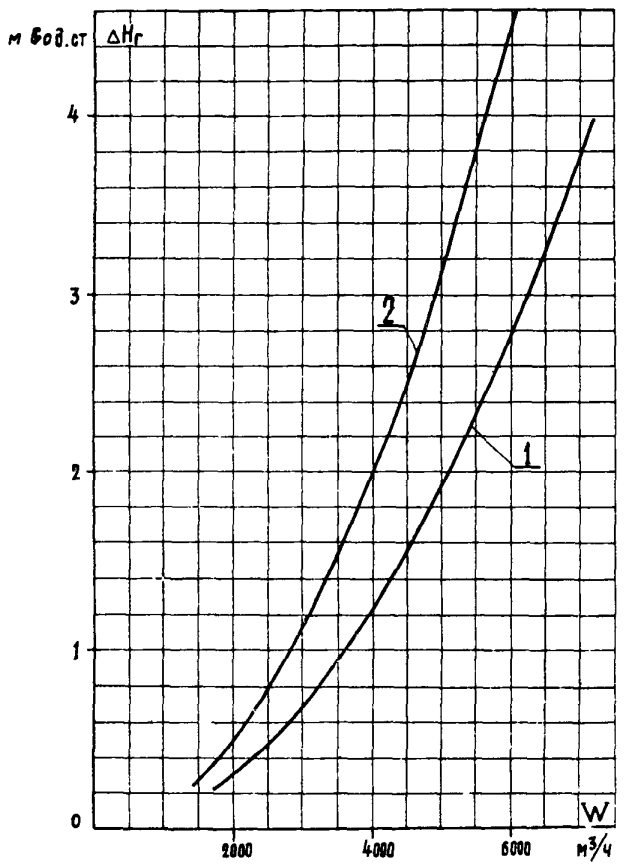


Рис.I-I3. Зависимость гидравлического сопротивления от расхода охлаждающей воды в конденсатор:

I – полная поверхность конденсатора; 2 – с отключенным встроенным пучком

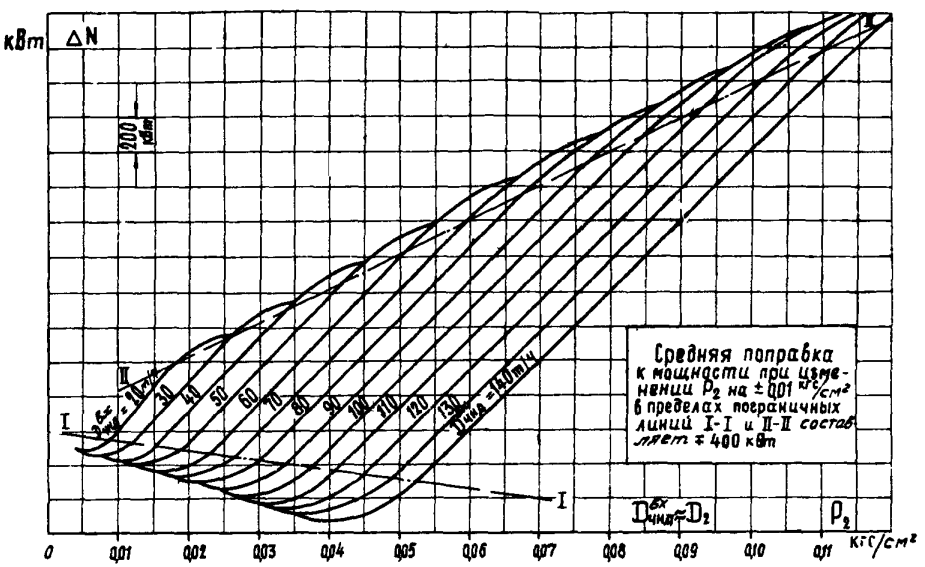
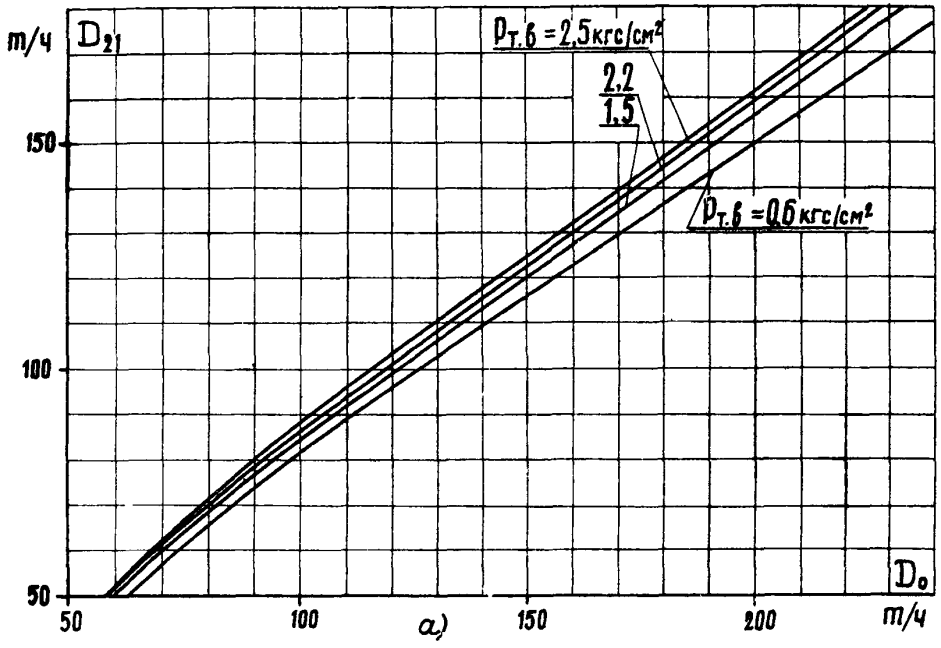


Рис.I-I4. Поправка к мощности турбины Т-50-I30 ТМЗ на отклонение давления пара в конденсаторе (по данным "Типовой энергетической характеристики турбоагрегата Т-50-I30 ТМЗ" М.: СПО Союзтехэнерго, I979)



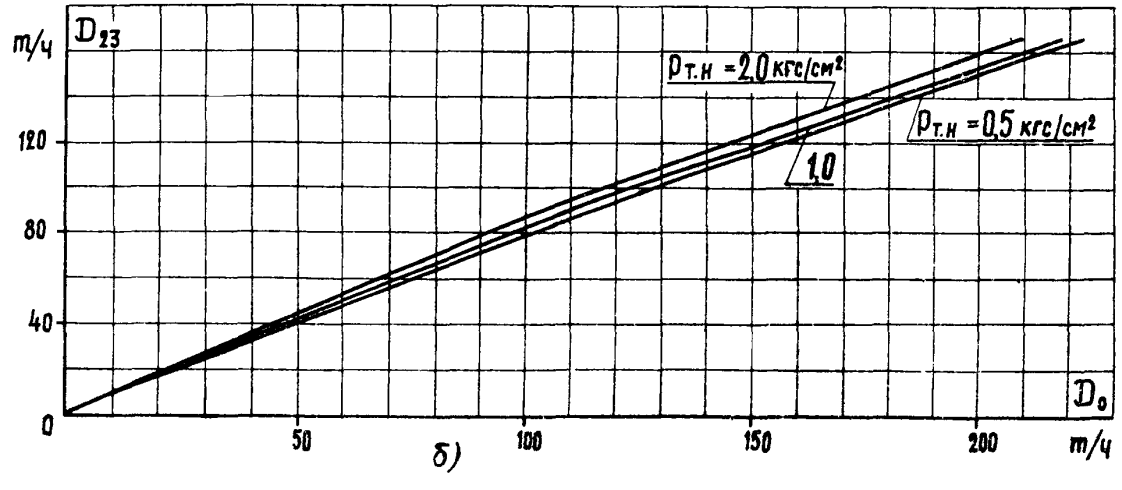


Рис.I-I5. Зависимость расхода пара через турбину Т-50-I30 ТМЗ от расхода свежего пара и давления в верхнем теплофикационном отборе (при двухступенчатом подогреве сетевой воды) и давления в нижнем теплофикационном отборе (при одноступенчатом подогреве сетевой воды):

а - расход пара через 2I-ю ступень; *б* - расход пара через 23-ю ступень

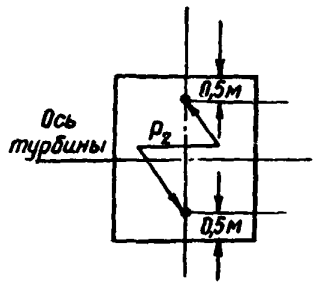
П. НОРМАТИВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДЕНСАТОРА 60КЦС ТУРБИНЫ ПТ-60-130/13 ЛМЗ

I. Технические данные

Полная площадь поверхности охлаждения $F_п$	3000 $м^2$
Номинальный расход пара в конденсатор $D_2^н$	180 т/ч
Расчетное количество охлаждающей воды $W^н$....	8000 $м^3$/ч
Активная длина конденсаторных трубок l	6,6 м
Диаметр трубок:	
наружный $d_н$	25 мм
внутренний $d_{вн}$	23 мм
Количество трубок n	5800
Число ходов воды Z	2
Число потоков	2
Воздухоудаляющее устройство	- два пароструйных эжектора ЭП-3-700

2. Указания по определению некоторых параметров конденсационной установки

2.I. Давление отработавшего пара в конденсаторе определять как среднее значение по двум измерениям.



Расположение точек измерения давления пара в горловине конденсатора показано на схеме. Точки измерения давления расположены в горизонтальной плоскости, проходящей на I м выше плоскости соединения конденсатора с переходным патрубком.

2.2. Расход пара в конденсатор определять:

- при конденсационном режиме - по давлению пара в У отборе;

$$D_2 = 30{,}8\,p_п^у ;$$

- при теплофикационном режиме - в соответствии с указаниями разд.3.

2.3. Разность теплосодержания отработавшего пара и конденсата (Δi_2) принимать:

- для конденсационного режима 535 ккал/кг;
- для теплофикационного режима 550 ккал/кг

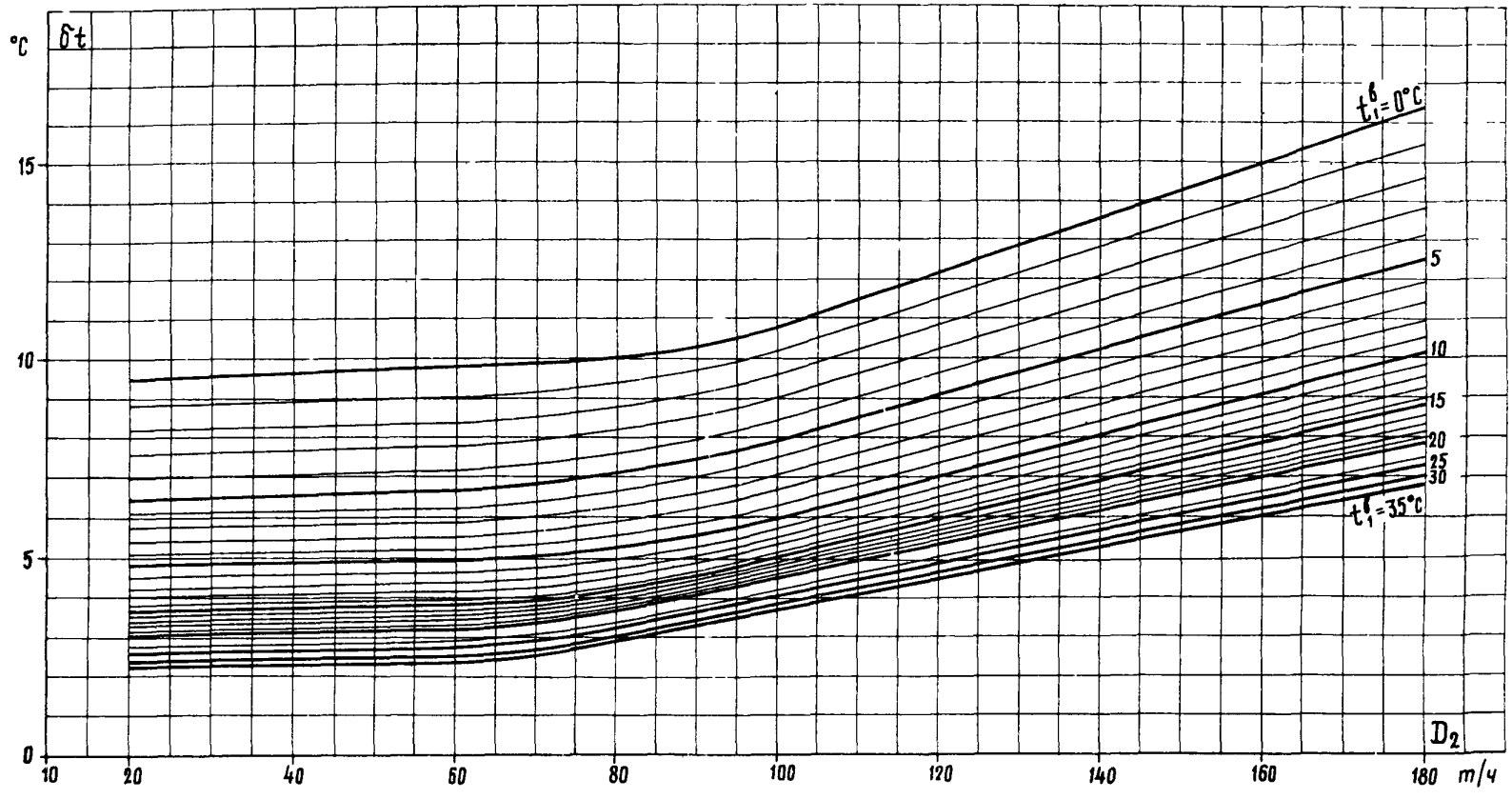


Рис.П-I. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
$W^н$ = 8000 м³/ч

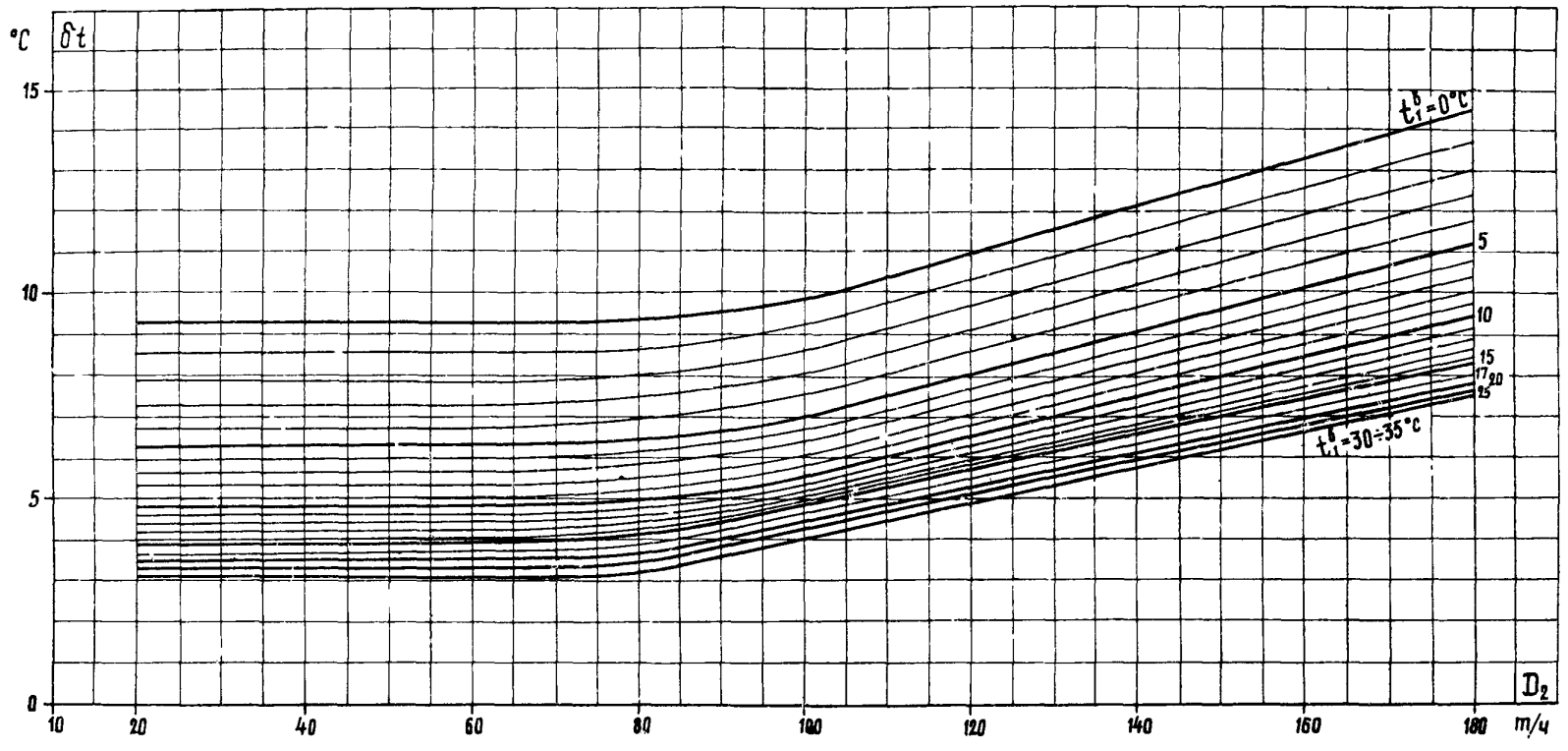


Рис.II-2. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м^3/ч

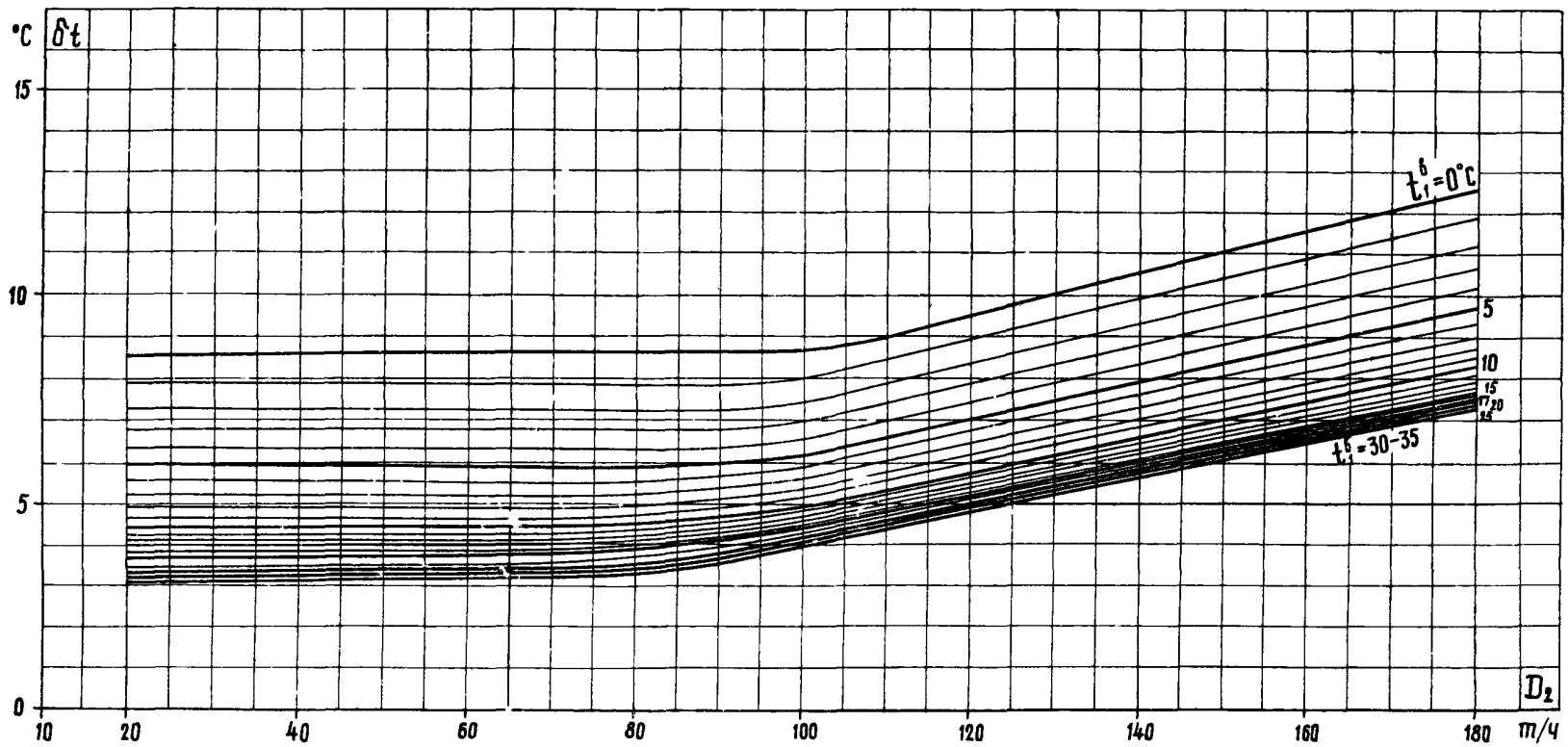


Рис. 1-3. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м³/ч

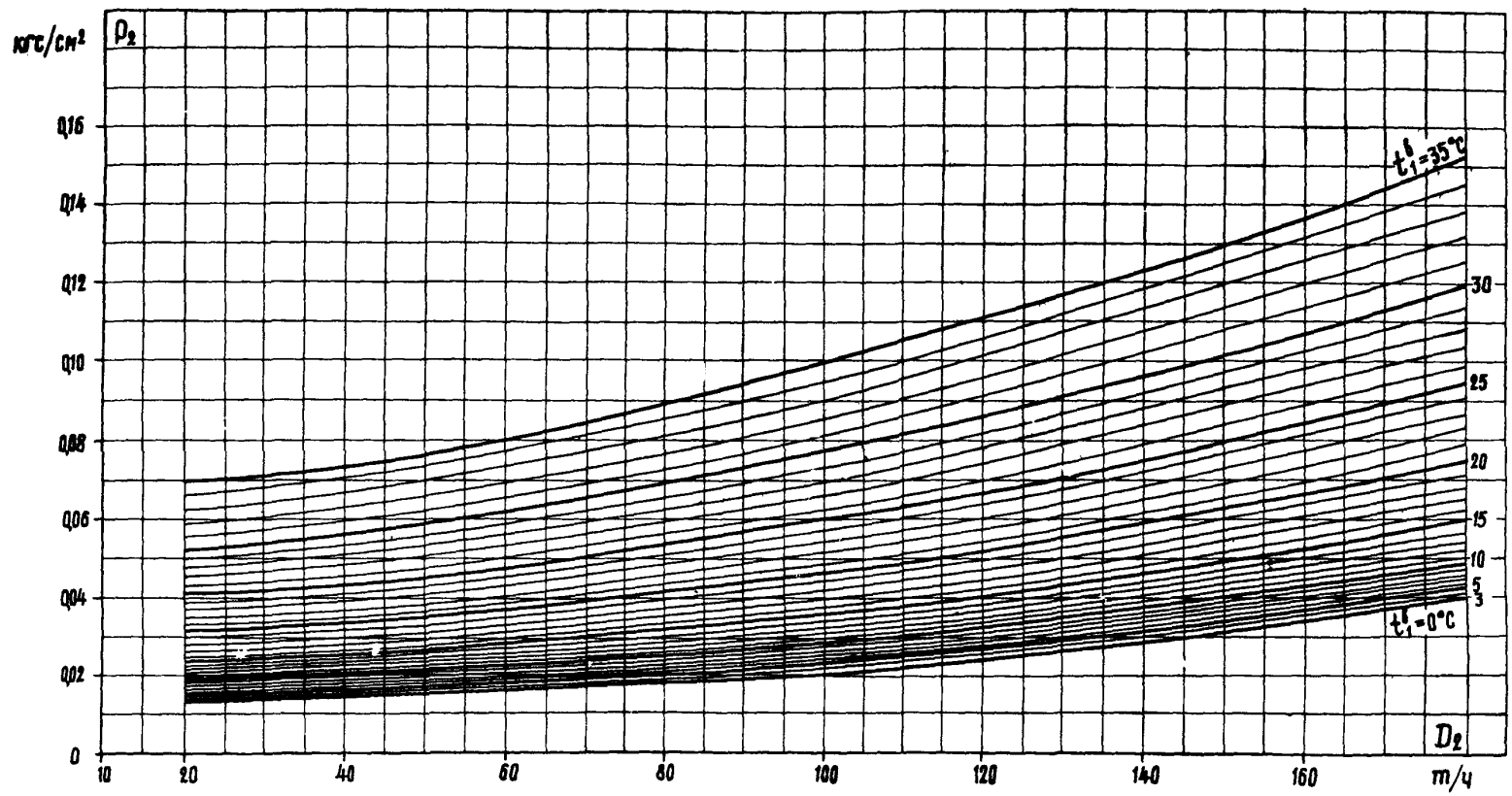


Рис.П-4. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
$W^н$= 8000 м³/ч

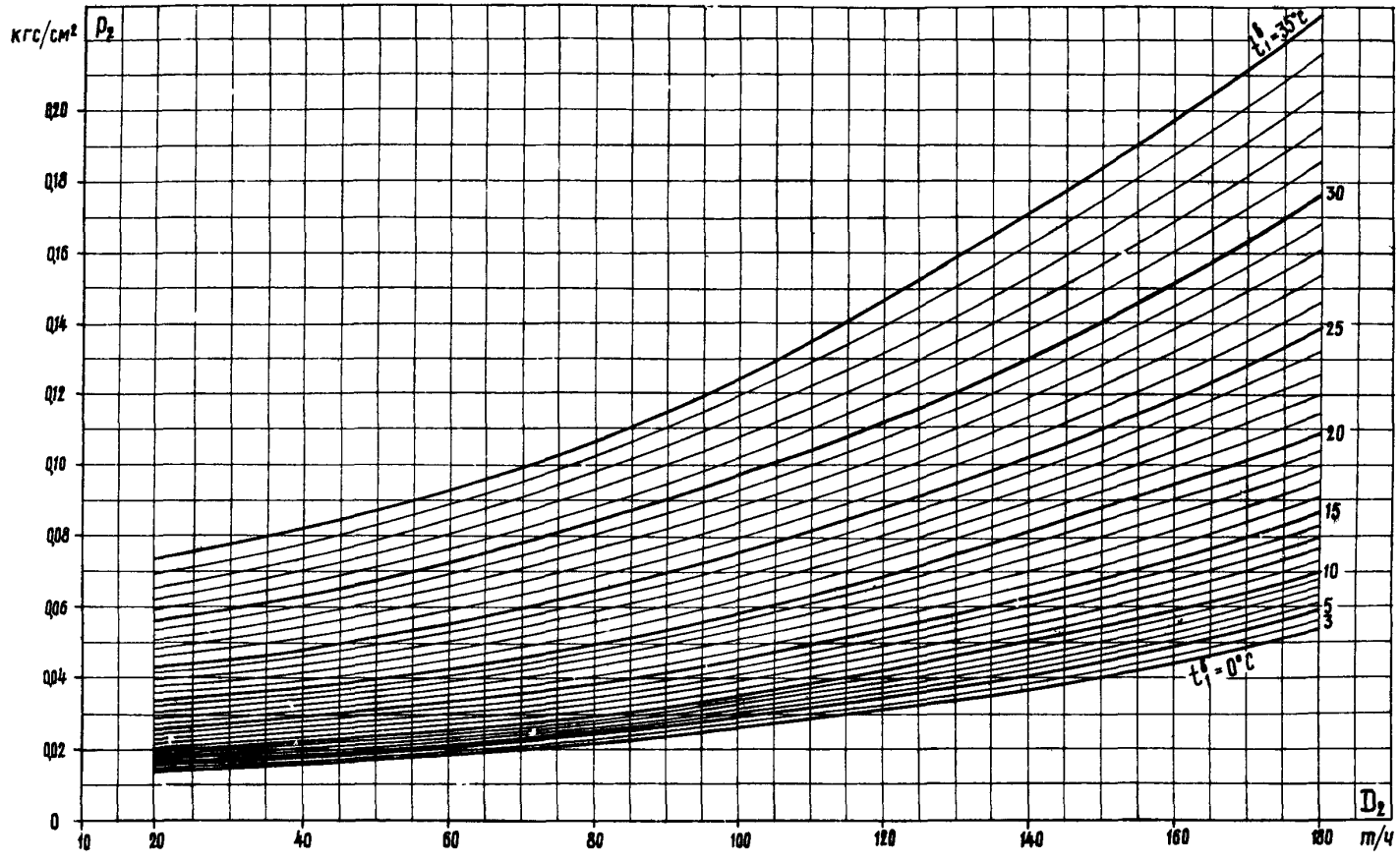


Рис.П-5. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м³/ч

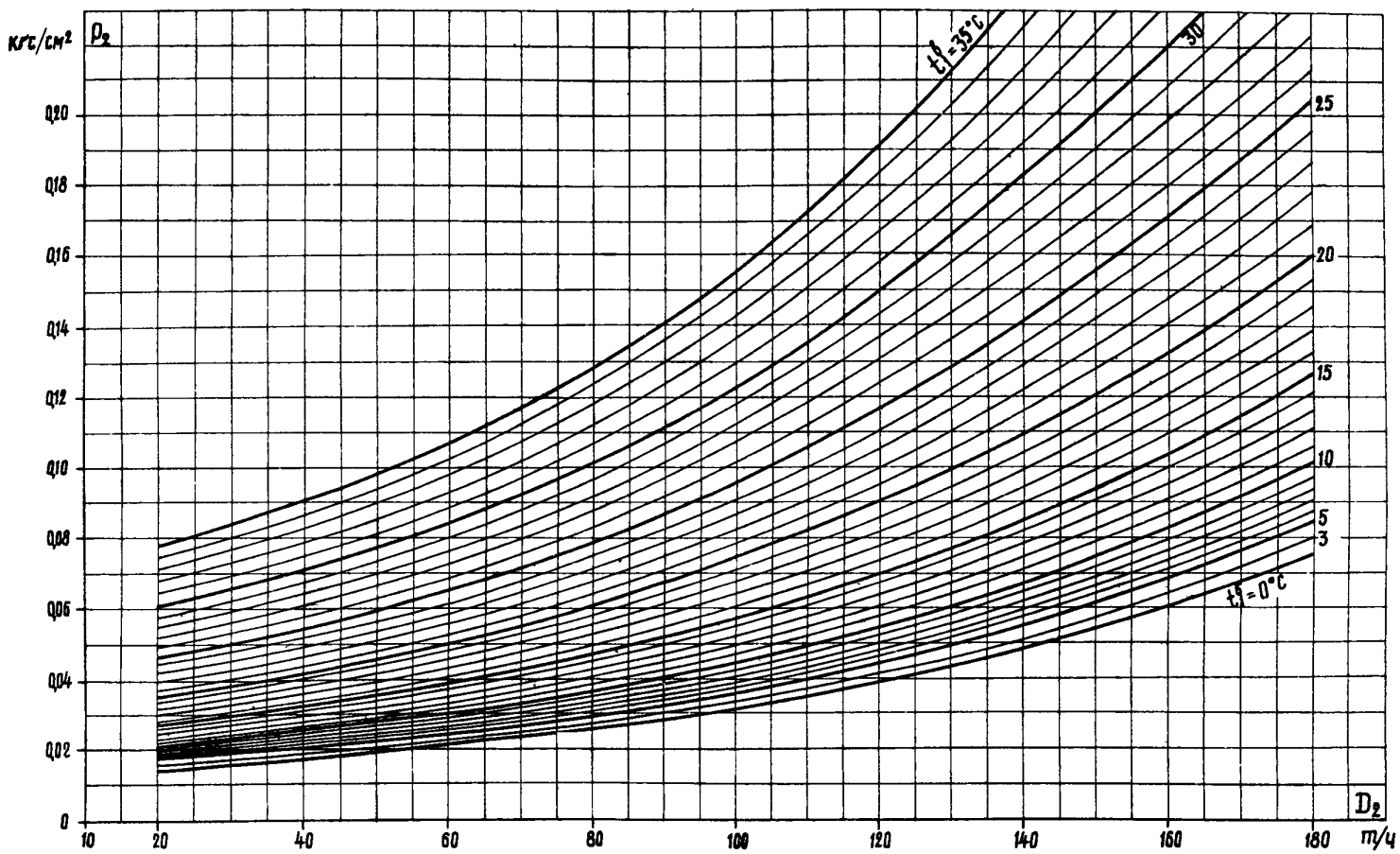


Рис.П-6. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м³/ч

Рис.П-7. Зависимость гидравлического сопротивления от расхода охлаждающей воды в конденсатор

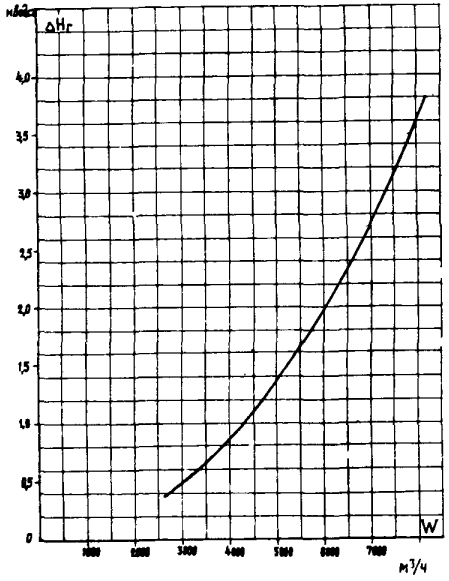
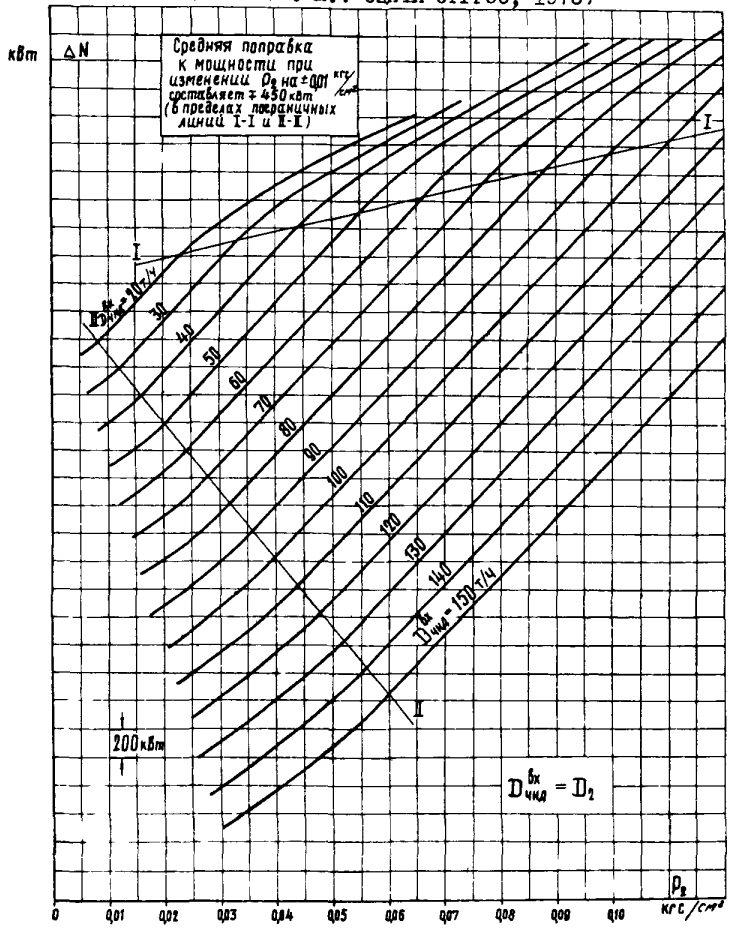


Рис.П-8. Поправки к мощности турбины ПТ-60-130/13 ЛМЗ на отклонение давления пара в конденсаторе (по данным "Типовой нормативной характеристики турбоагрегата ПТ-60-130/13 ЛМЗ". М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975)



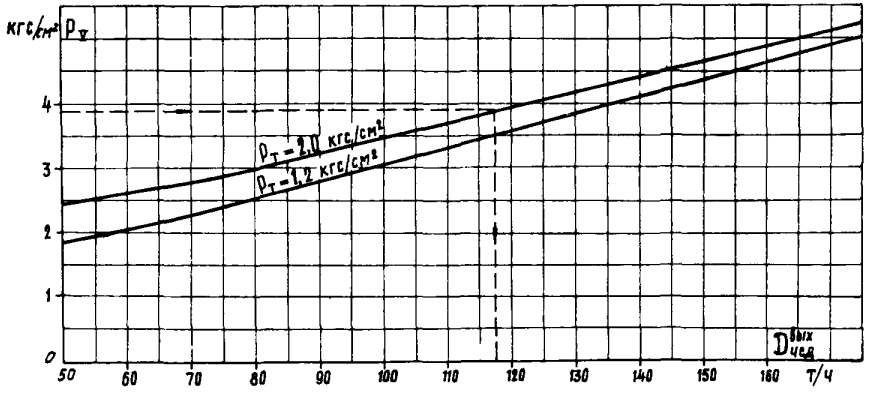


Рис.П-9. Зависимость расхода пара на выходе из ЧСД турбины ПТ-60-130/13 ЛМЗ от давления в теплофикационном и У отборах

III. НОРМАТИВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДЕНСАТОРА 8ОКЦС ТУРБИНЫ ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ

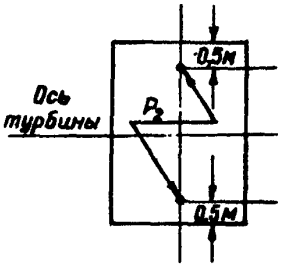
1. Технические данные

Площадь поверхности охлаждения:	
полная $F_п$	3000 м^2
без встроенного пучка F	2345 м^2
Номинальный расход пара в конденсатор $D_2^н$	220 т/ч
Расчетное количество охлаждающей воды $W^н$	8000 м^3/ч
Активная длина конденсаторных трубок ℓ	6,6 м
Диаметр трубок:	
наружный $d_н$	25 мм
внутренний $d_{вн}$	23 мм
Количество трубок n	5800
Число ходов Z	2
Число потоков	2
Воздухоудаляющее устройство	Два пароструйных эжектора ЭП-3-700

2. Указания по определению некоторых параметров конденсационной установки

2.1. Давление отработавшего пара в конденсаторе определять как среднее значение по двум измерениям .

Расположение точек измерения давления пара в горловине конденсатора показано на схеме.



Точки измерения давления расположены в горизонтальной плоскости, проходящей на I м выше плоскости соединения конденсатора с переходным патрубком.

2.2. Расход пара в конденсатор определять:

- при конденсационном режиме - по давлению пара в IУ отборе;

$$D_2 = 3I\,p_п^{IV};$$

- при теплофикационном режиме - в соответствии с указаниями разд.3.

2.3. Разность теплосодержаний отработавшего пара и конденсата (Δi_2) принимать:

- для конденсационного режима 535 ккал/к
- для теплофикационного режима 550 ккал/

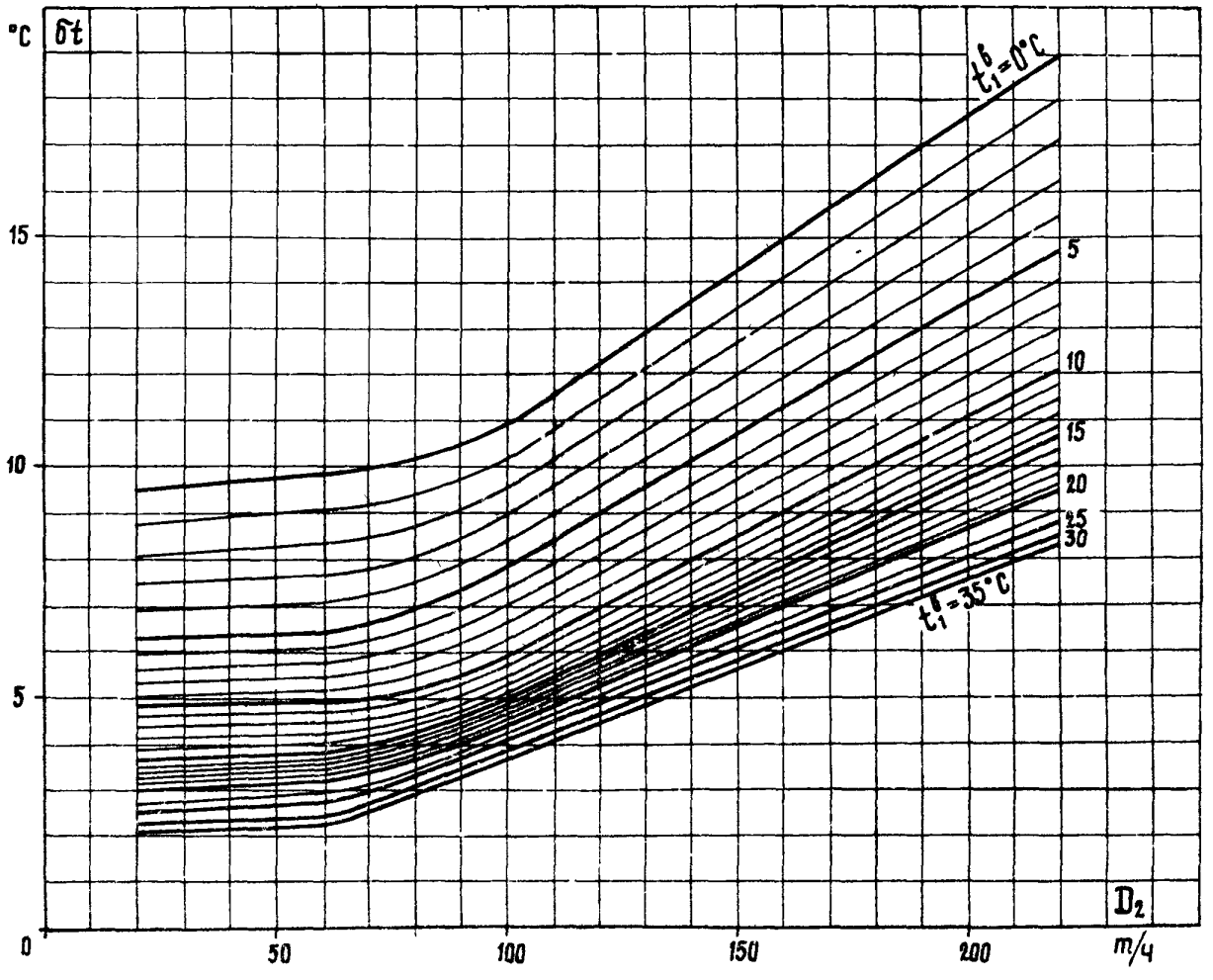


Рис.II-I. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды.
$W^{д}$ = 8000 м³/ч; $F_{п}$ = 3000 м²

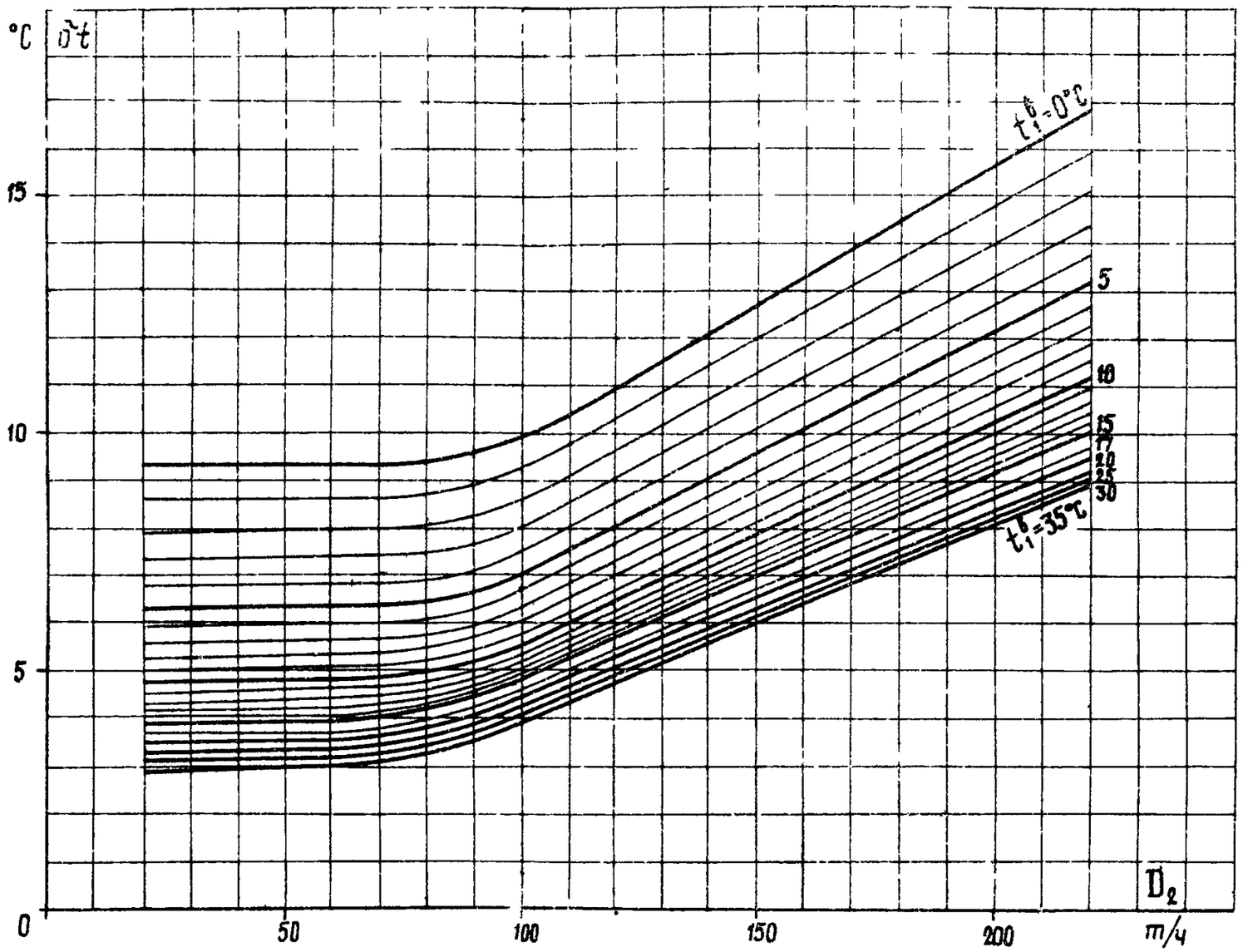


Рис.1-2. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды: $W = 5000$ м^3/ч; $F_п = 3000$ м^2

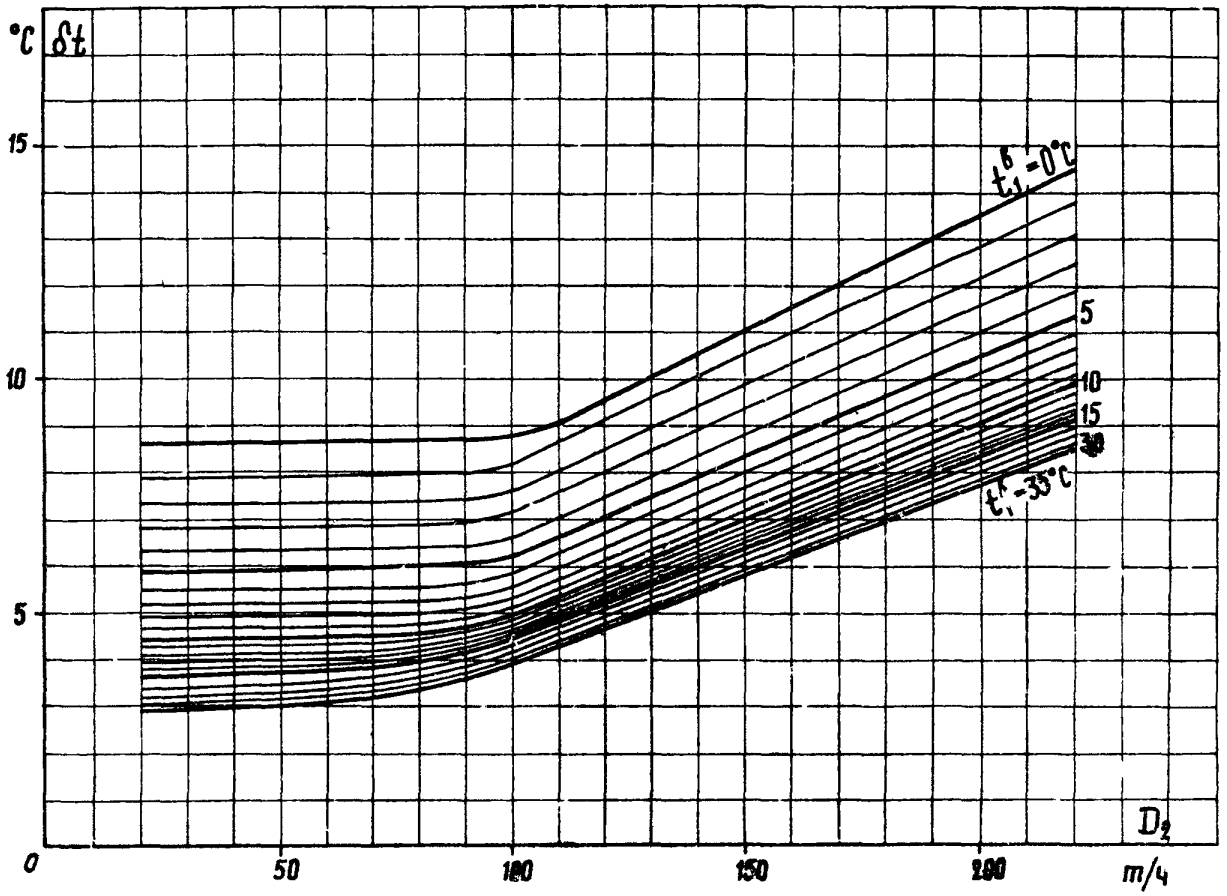


Рис.Ш-3. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м^3/ч; $F_п$ = 3000 м^2

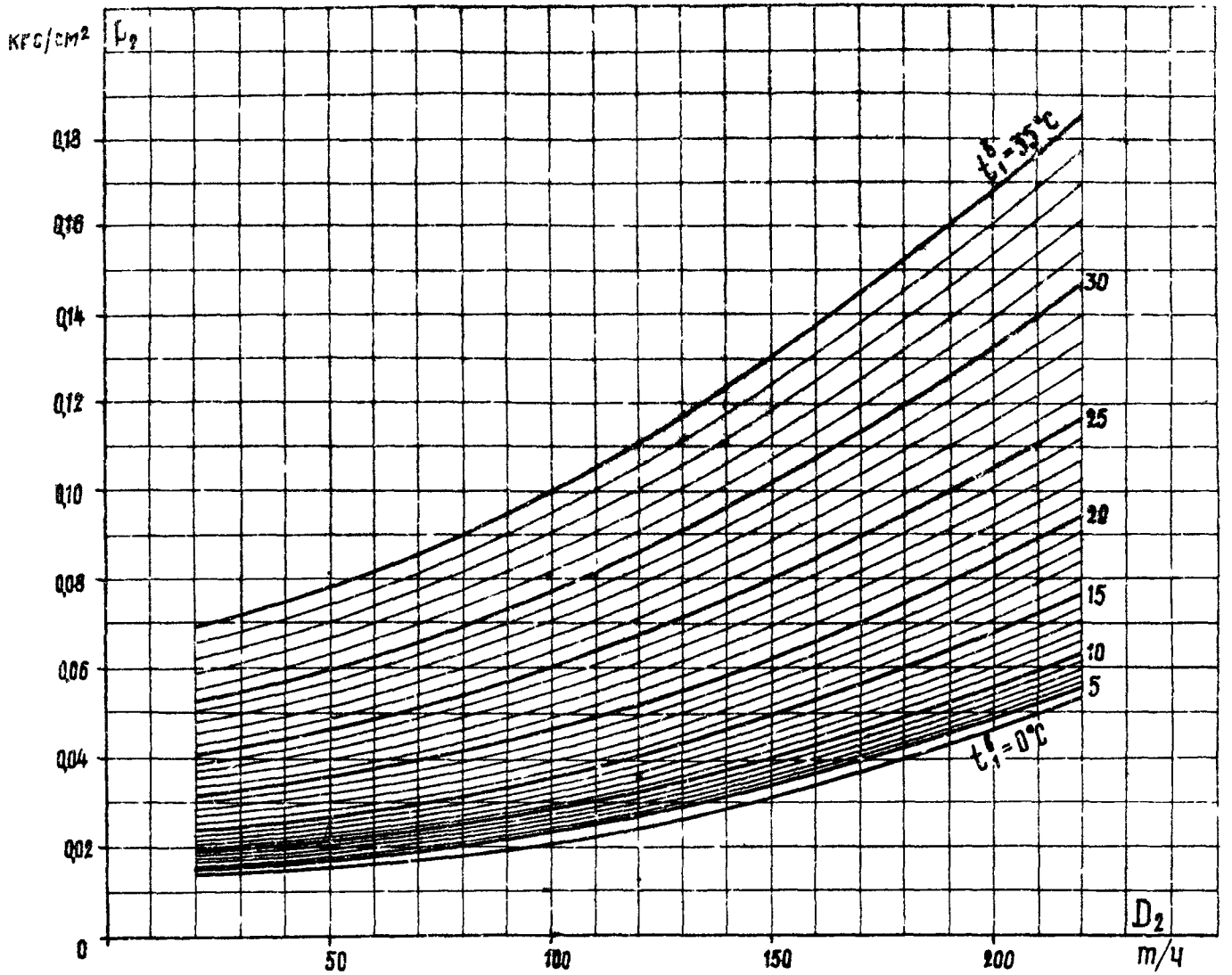


Рис.II-4. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды: $W^н$ = 8000 м³/ч; $F_п$ = 3000 м²

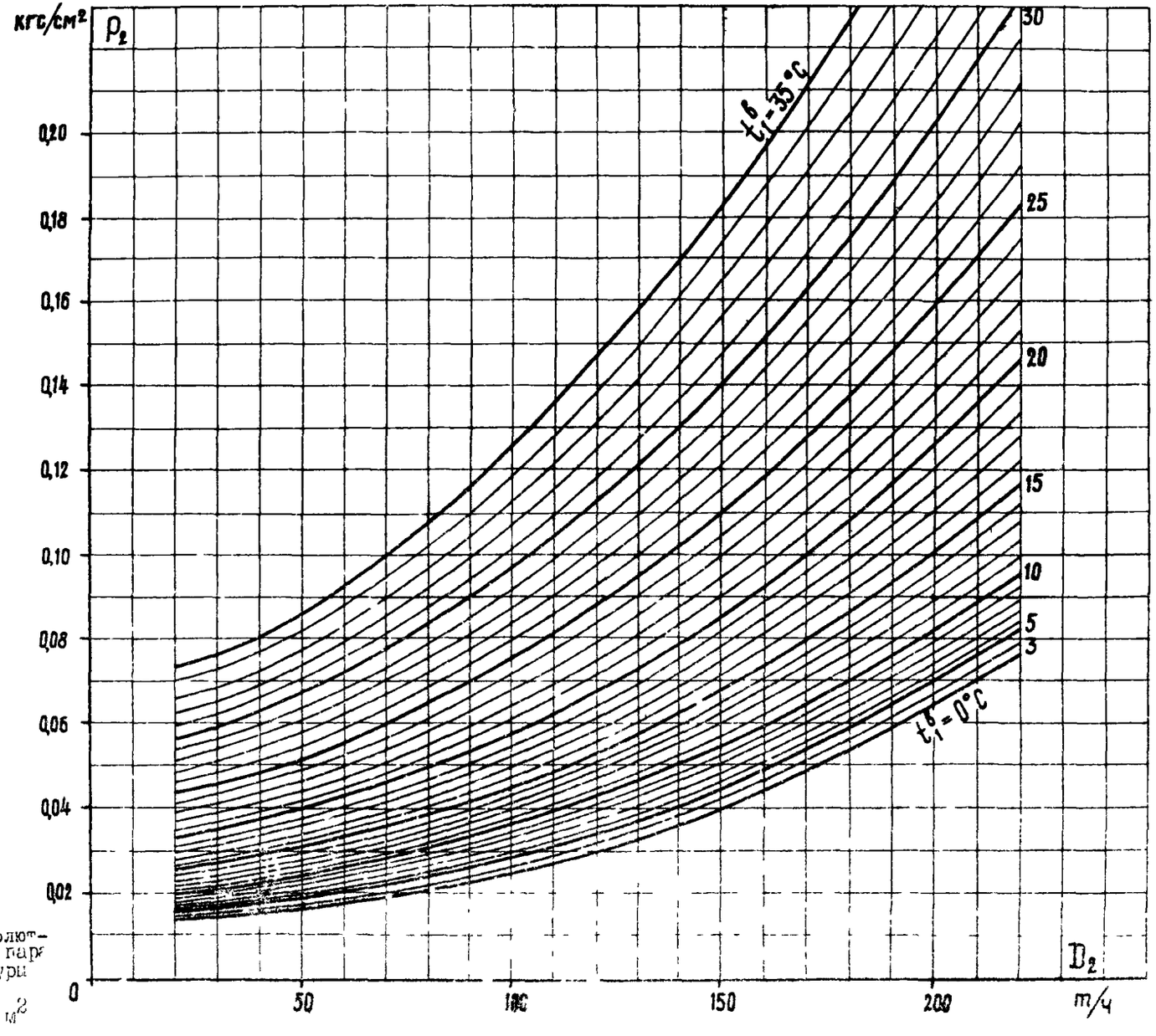


Рис. II-5. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м³/ч; $F_п$ = 30,0 м²

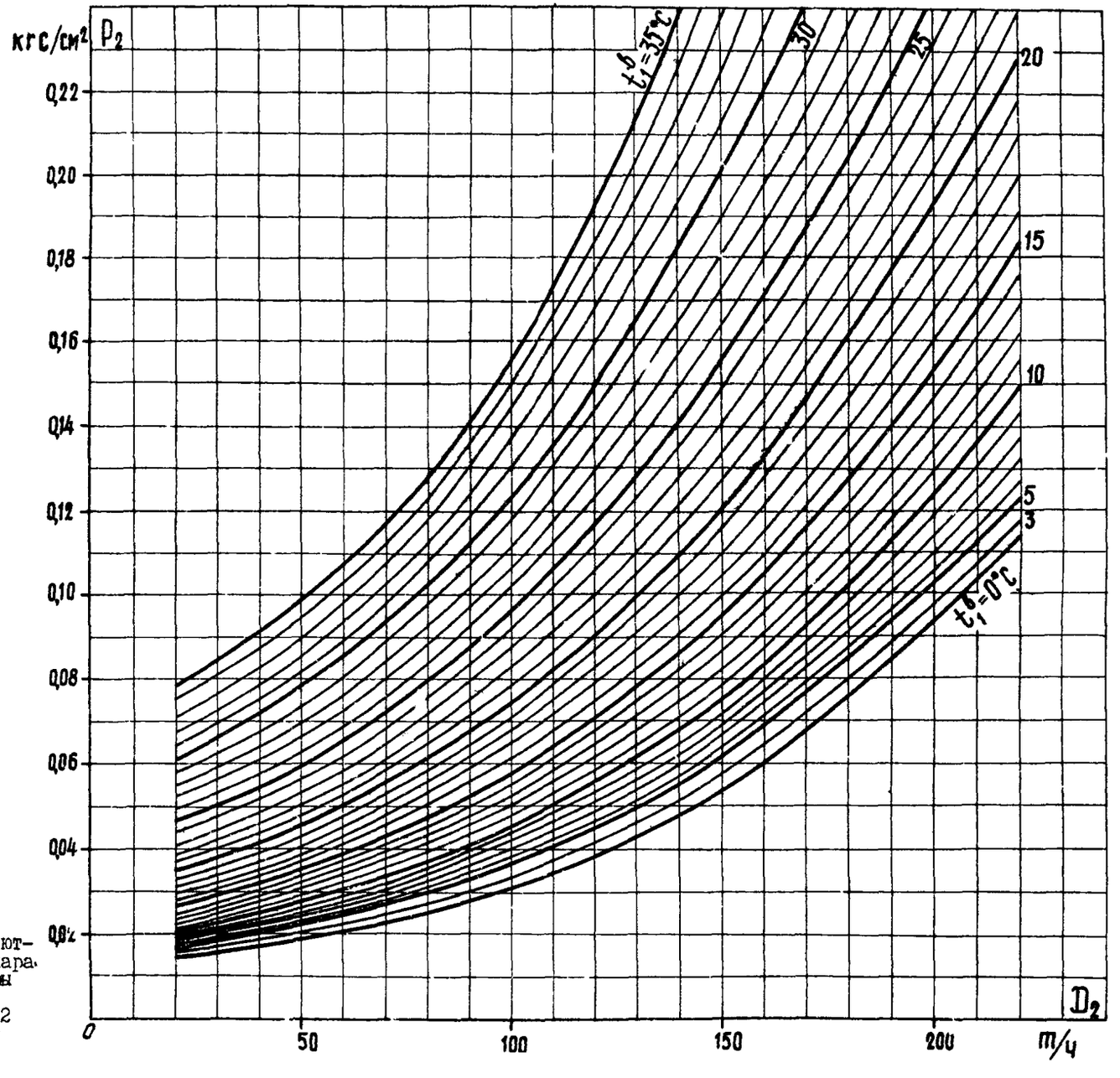


Рис.Ш-6. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м³/ч; $F_п$ = 3000 м²

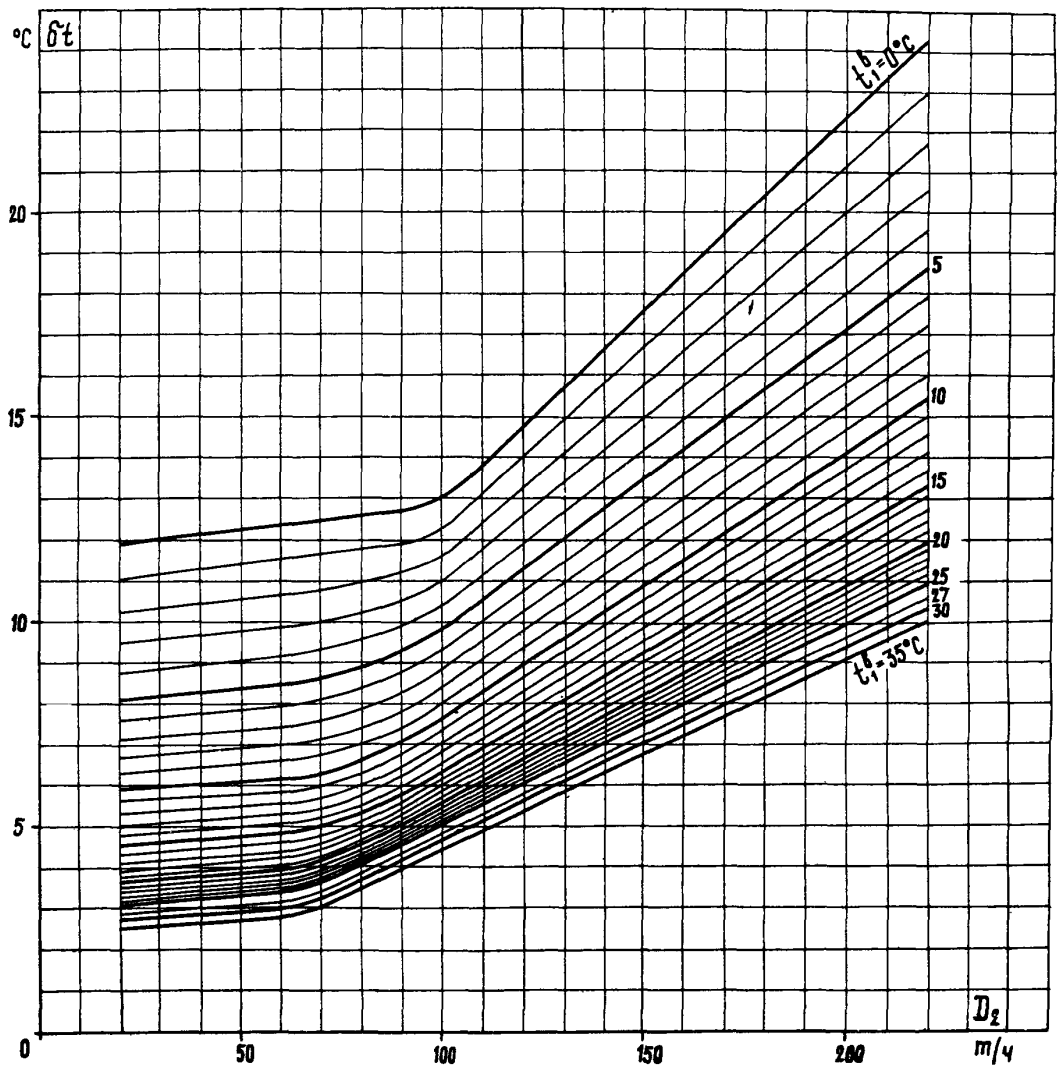


Рис.Ш-7. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды: $W^{н}$ = 8000 м³/ч; F = 2345 м²

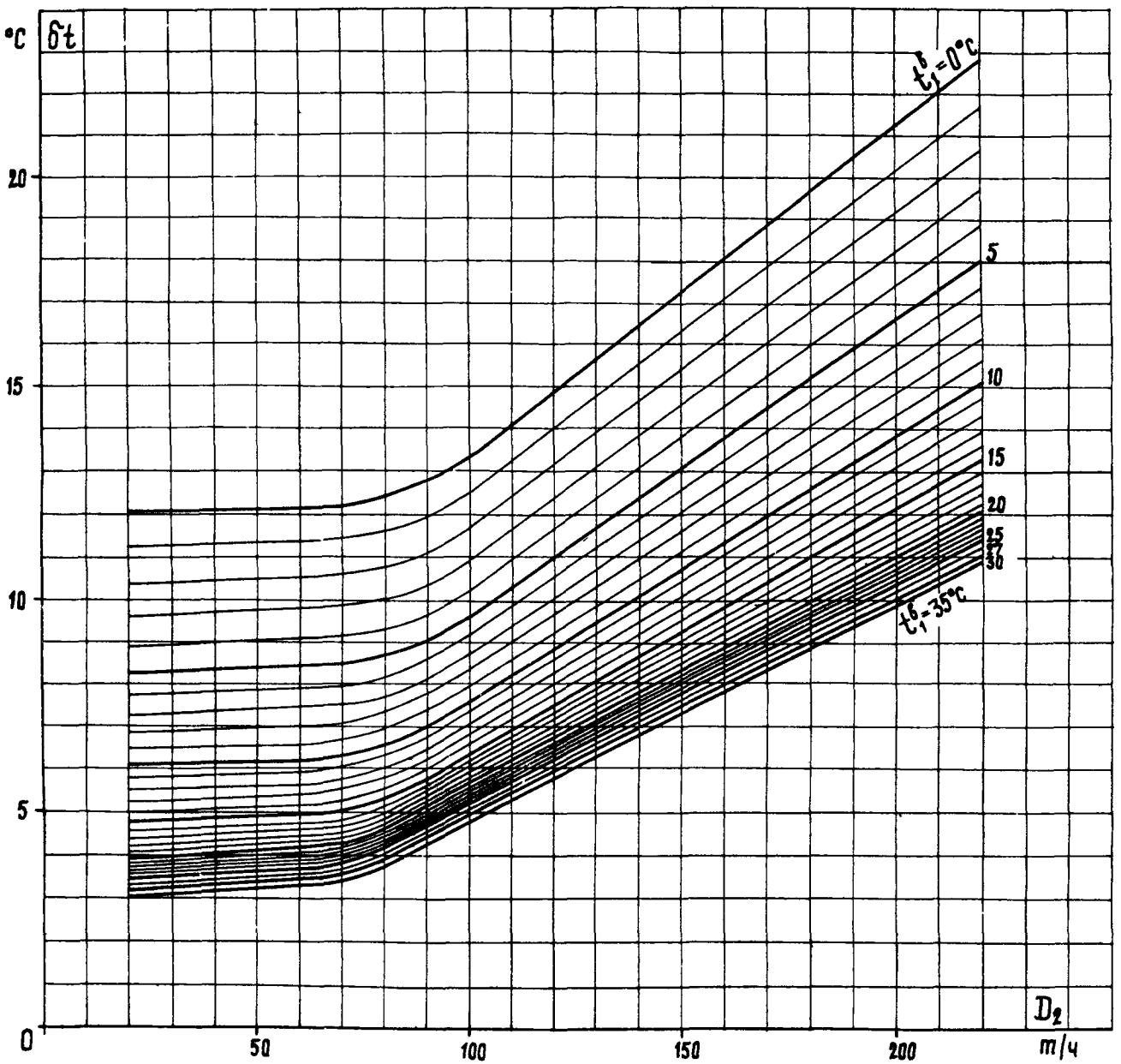


Рис.II-8. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 6250 м^3/ч; F = 2345 м^2

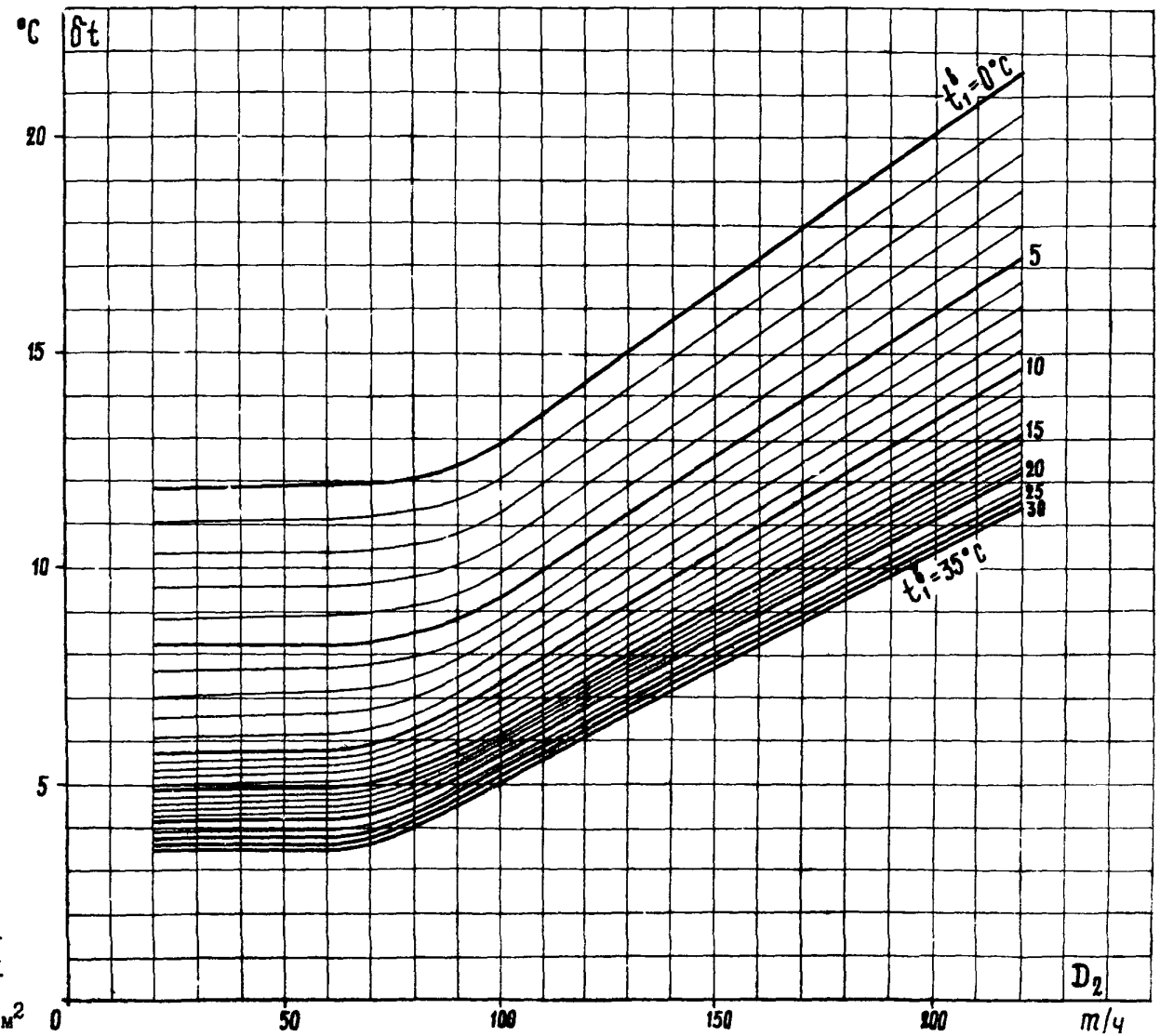


Рис.Ш-9. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м^3/ч; F = 2345 м^2

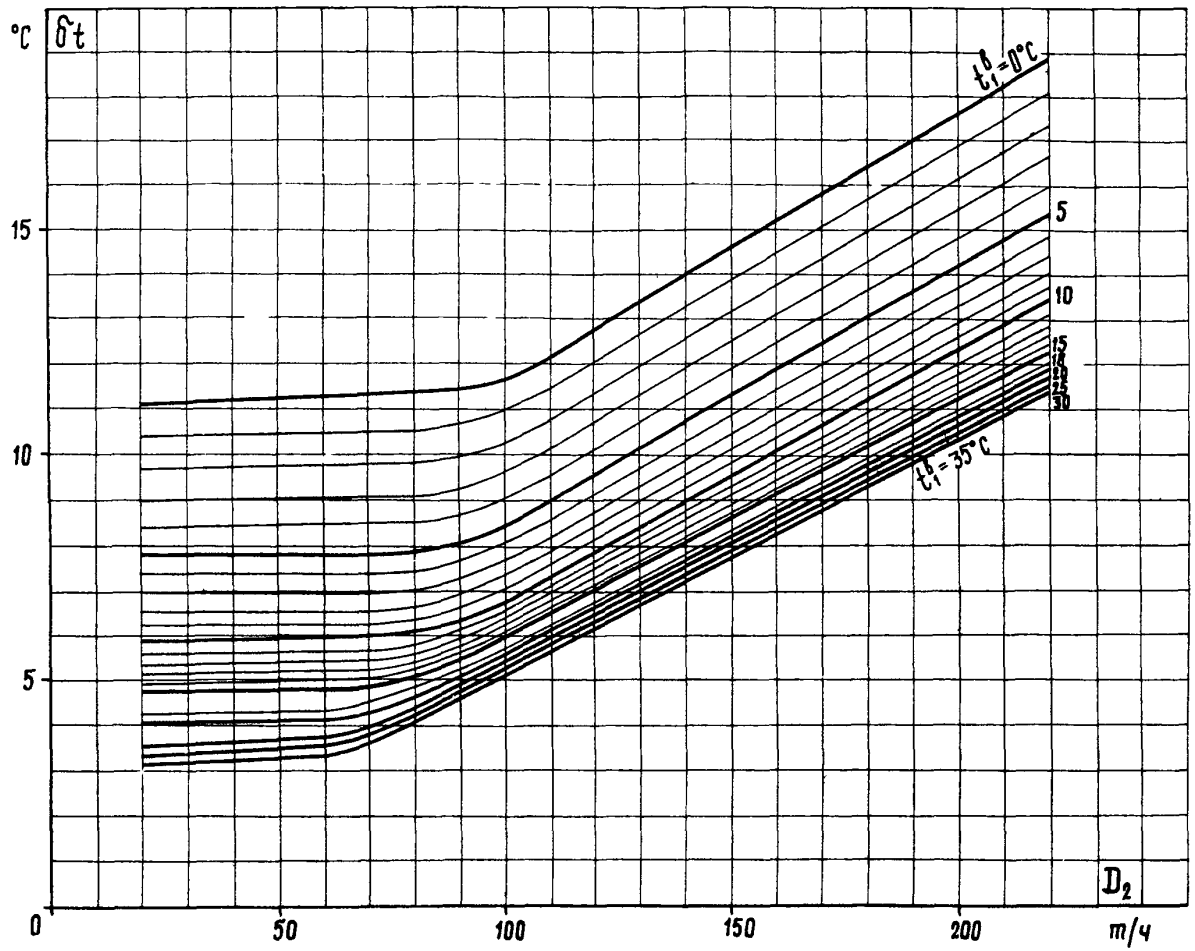


Рис.Ш-10. Зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м^3/ч; F = 2345 м^2

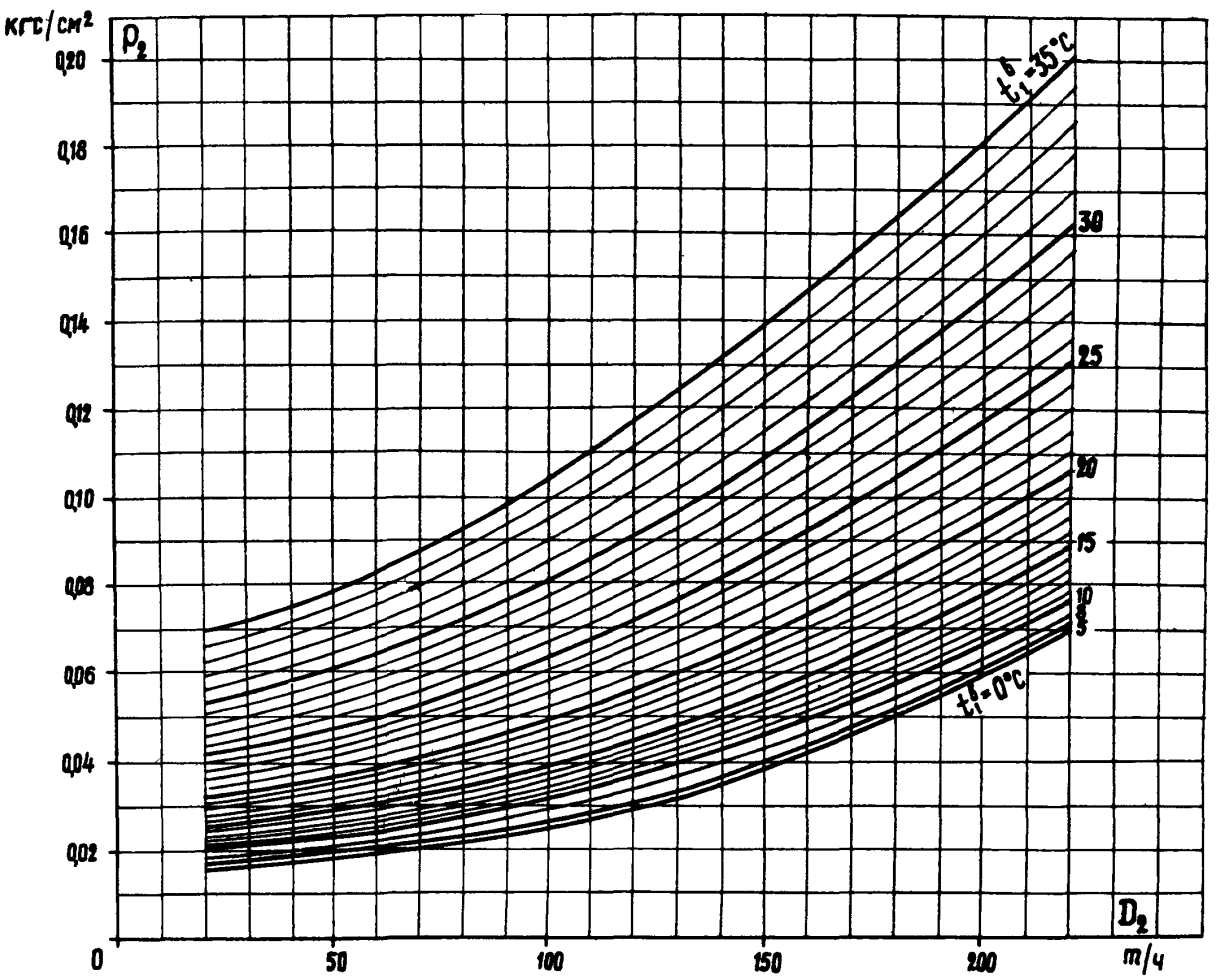


Рис.Ш-II. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды: $W'' = 8000$ м³/ч; $F = 2345$ м²

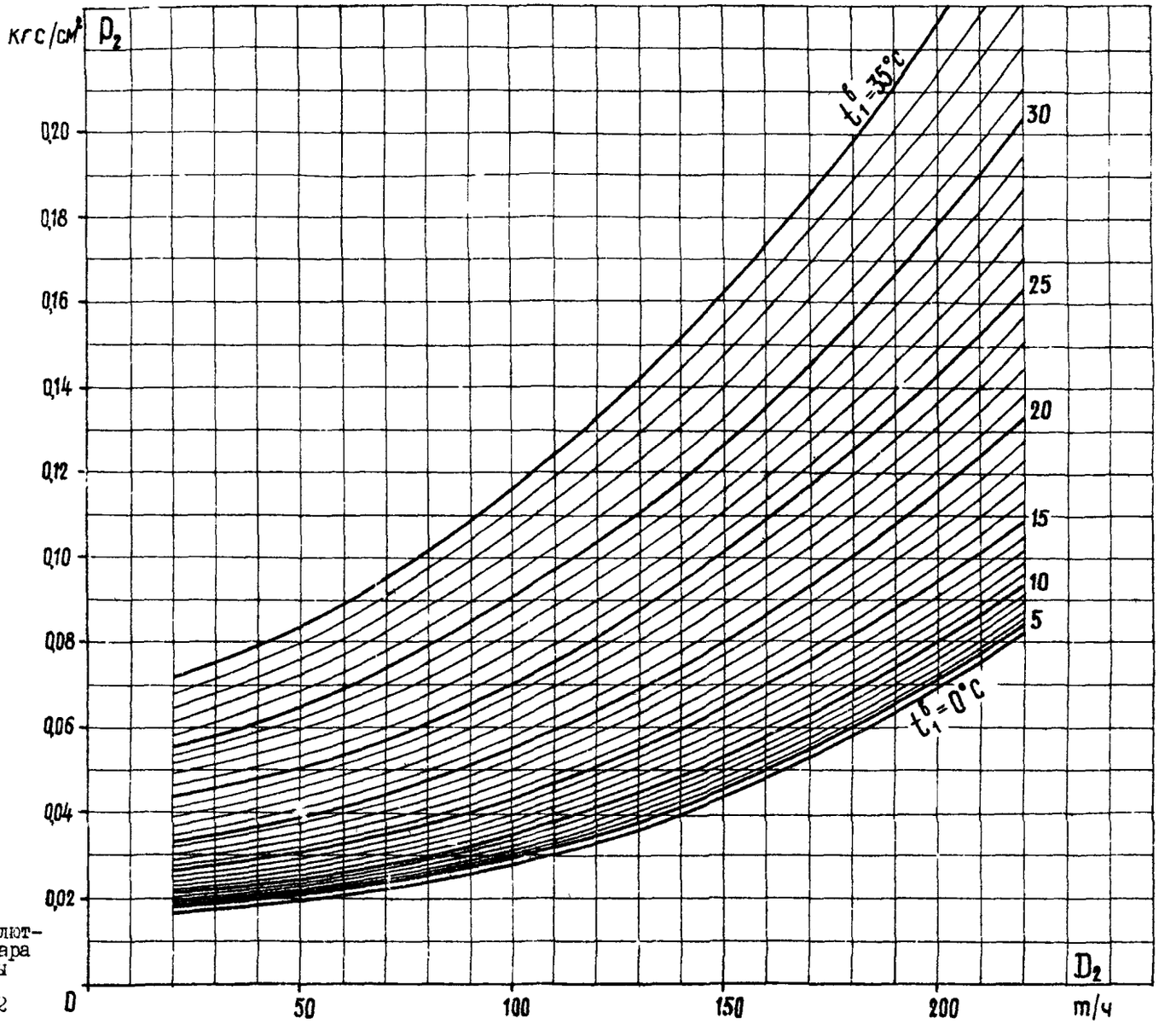


Рис.II-I2. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 6250 м³/ч; F = 2345 м²

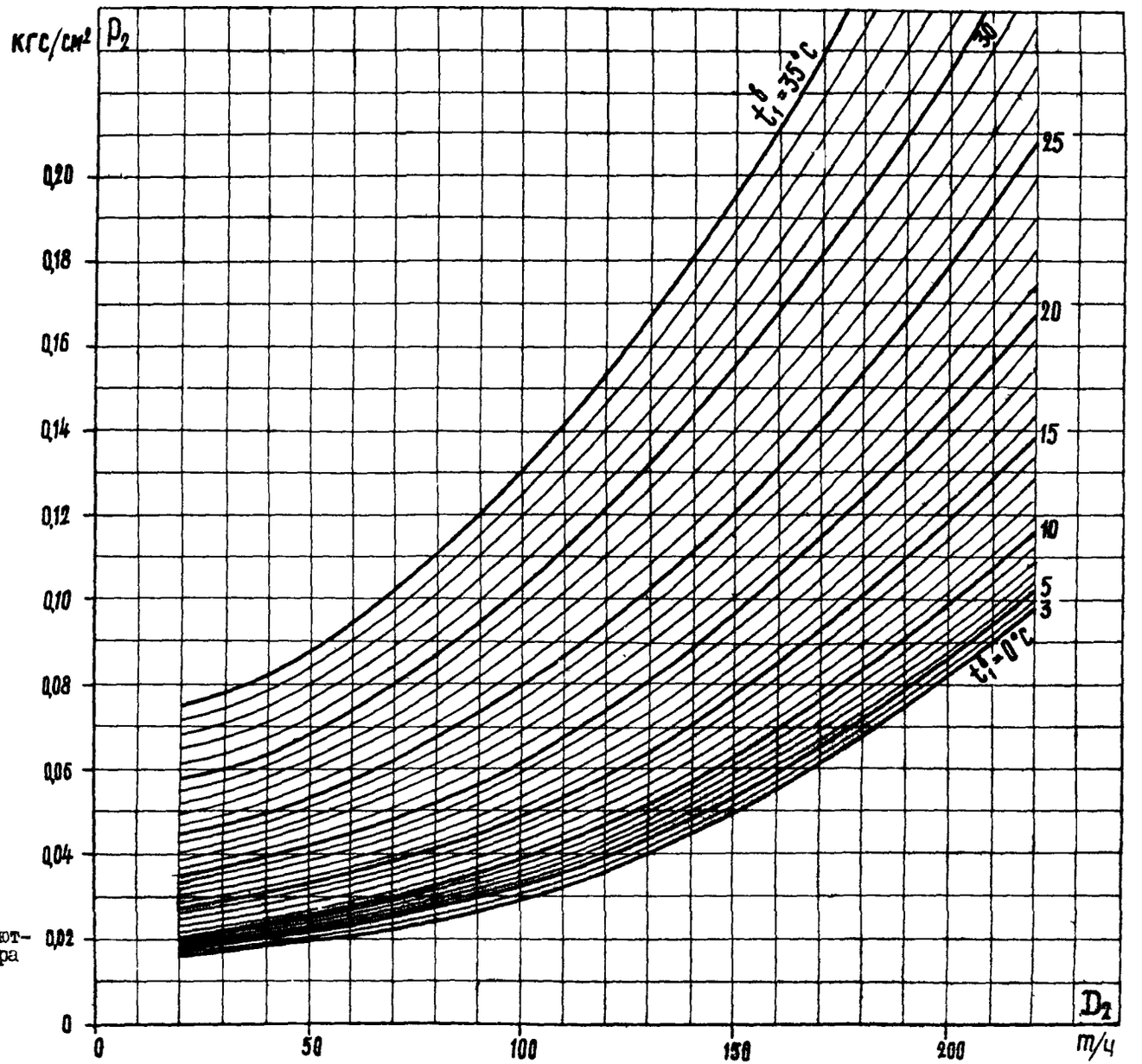


Рис.Ш-13. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 5000 м³/ч; F = 2345 м²

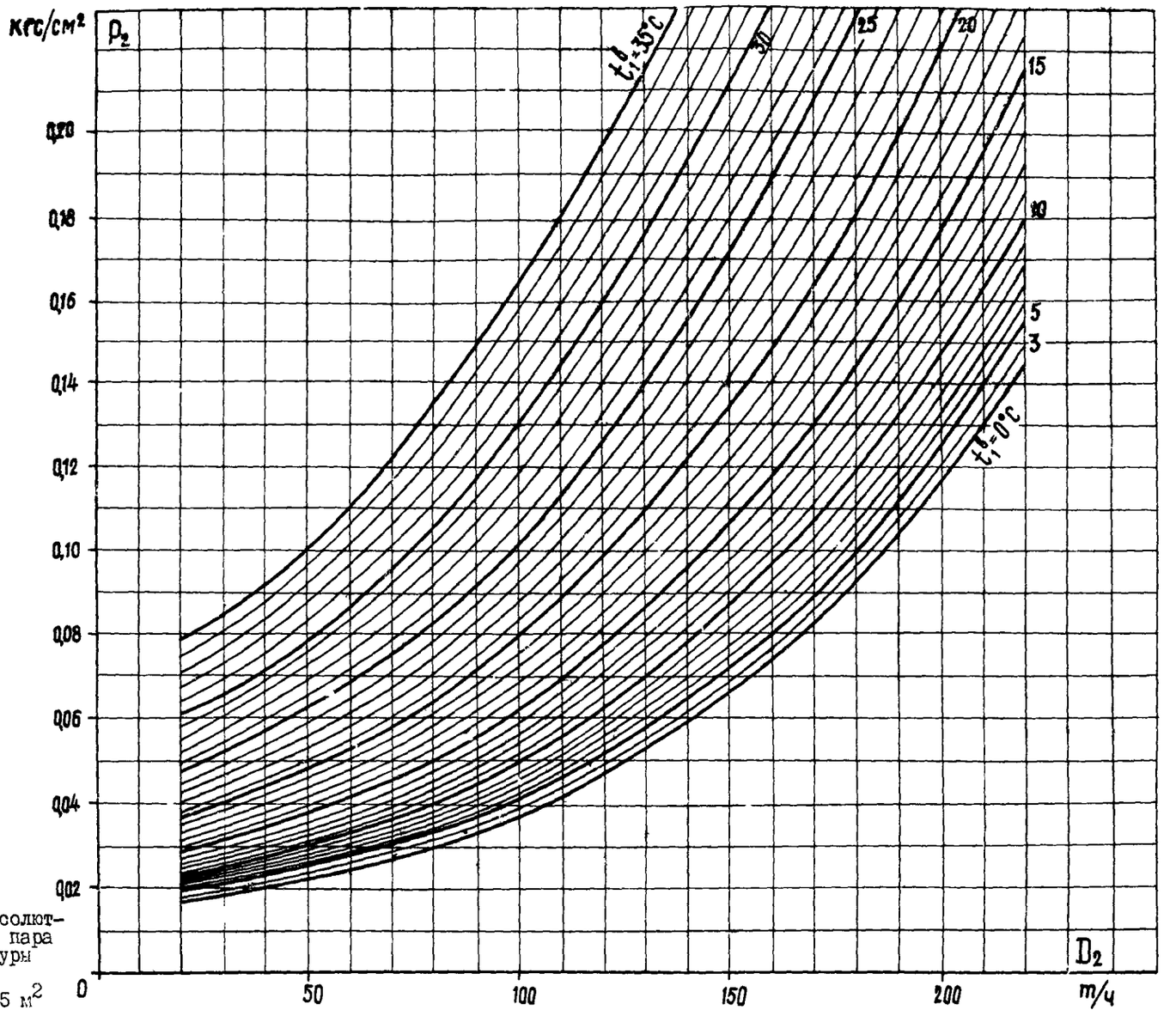


Рис.II-I4. Зависимость абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды:
W = 3500 м^3/ч; F=2345 м^2

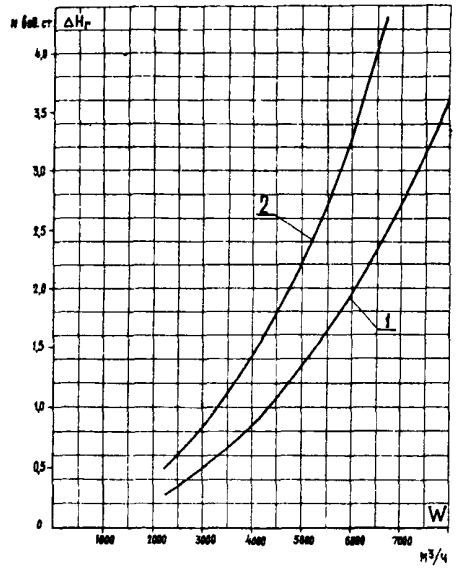


Рис.3-I5. Зависимость гидравлического сопротивления от расхода охлаждающей воды в конденсатор:

I - полная поверхность конденсатора;
2 - с отключенным встроенным пучком

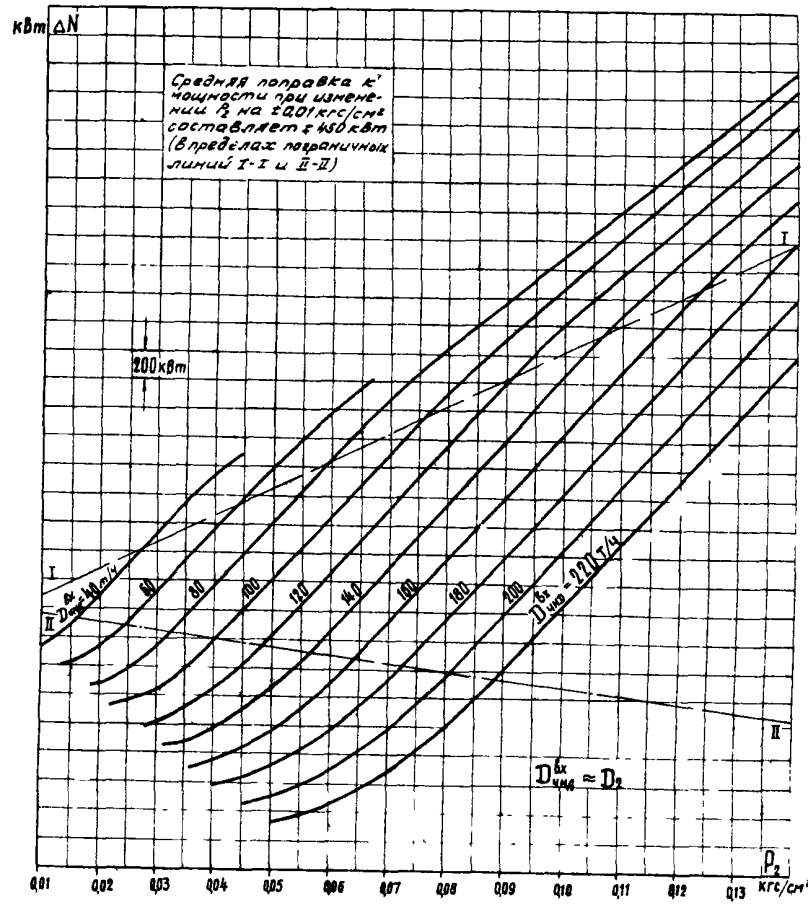


Рис.Ш-I6. Поправка к мощности турбины ПТ-80/I00-I30/I3 ЛМЗ на отклонение давления пара в конденсаторе (по данным испытания дон-техэнерго) турбины ПТ-80/I00-I30/I3 ЛМЗ

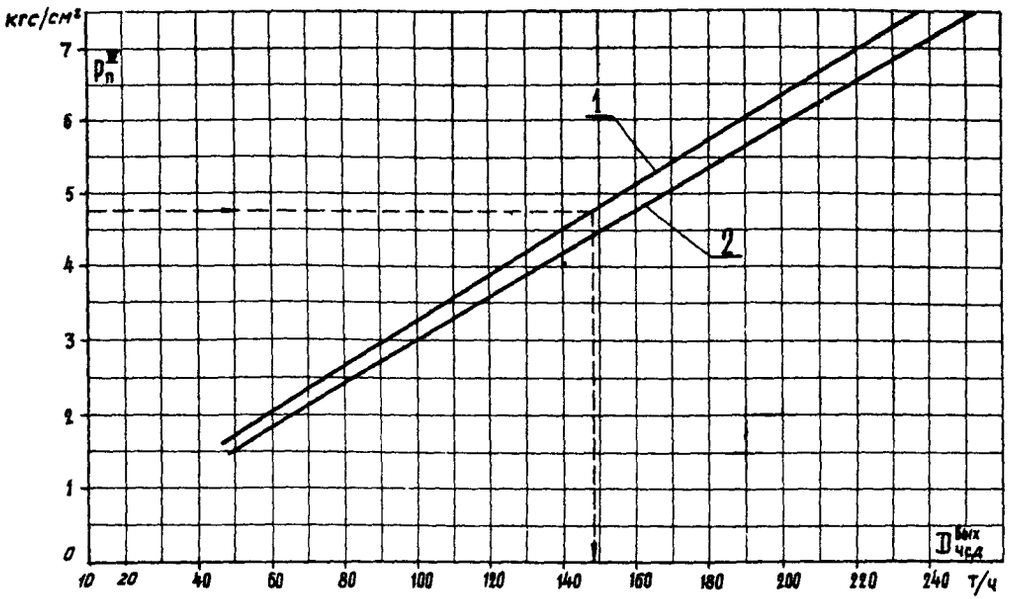


Рис.Ш-I7. Зависимость расхода пара на выходе из ЧСД от давления пара в теплофикационном и IУ отборах:

I - при одноступенчатом подогреве сетевой воды; 2 - при двухступенчатом подогреве сетевой воды

gost.e-ecolog.ru