

***ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС***

***В***

***ЯДЕРНО-***

***ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ***

***УСТАНОВКАХ***

# *ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ЯДЕРНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ*

*Тема № 10*

**Тепломассообмен  
при течении в каналах и  
пучках труб (стержней)**

## *Течение в круглой трубе*

*При вынужденном движении жидкости внутри трубы различают два режима течения: **ламинарный** и **турбулентный**.*

*Ламинарный режим наблюдается при малых скоростях движения жидкости.*

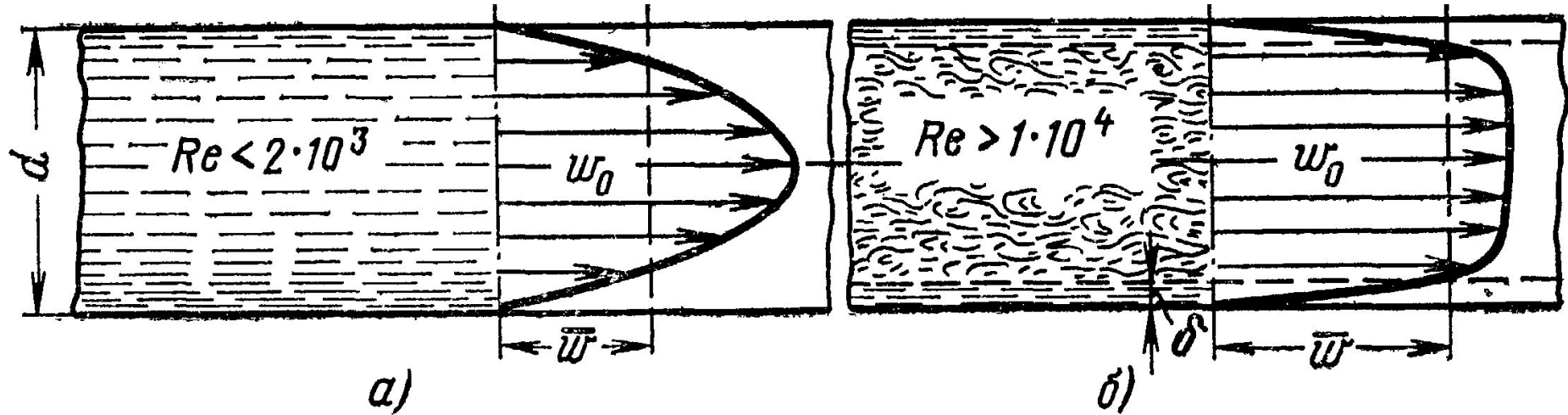
*При скоростях потока, больших некоторого значения  $w_{кр}$ , режим течения переходит в турбулентный.*

*Для различных жидкостей и трубопроводов критическая скорость различна.*

*Режим течения жидкости определяется по величине числа  $Re=(wd)/\nu$ . Если  $Re$  меньше критического  $Re_{кр}$ , то режим течения **ламинарный**. При движении жидкости в трубах  $Re_{кр} = 2 \cdot 10^3$ .*

*Развитый турбулентный режим течения устанавливается при значениях  $Re > 1 \cdot 10^4$ .*

*Диапазон изменения  $Re$   $2 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^4$  соответствует переходному режиму течения.*



Поля скорости в круглой трубе:

$a$  – ламинарный режим течения;

$b$  – турбулентный режим течения ( $\delta$  – толщина ламинарного подслоя)

Для **ламинарного изотермического режима** течения характерно параболическое распределение скоростей по сечению

$$w = w_0 \left( 1 - \frac{y^2}{r^2} \right),$$

где  $w_0$  – скорость на оси трубы;  $w$  – скорость на расстоянии  $y$  от оси;  $r$  – радиус трубы.

В *практических расчётах* обычно имеют дело со средними значениями скорости:

$$\langle\langle w \rangle\rangle \equiv \frac{1}{S} \int_S w \, dS = \frac{V}{S},$$

где  $\langle\langle w \rangle\rangle$  – средняя скорость;  $S$  – площадь поперечного сечения трубы;  $V$  – объёмный расход жидкости.

Отношение средней скорости к максимальной при ламинарном режиме течения постоянно:  $\langle\langle w \rangle\rangle / w_0 = 0.5$ .

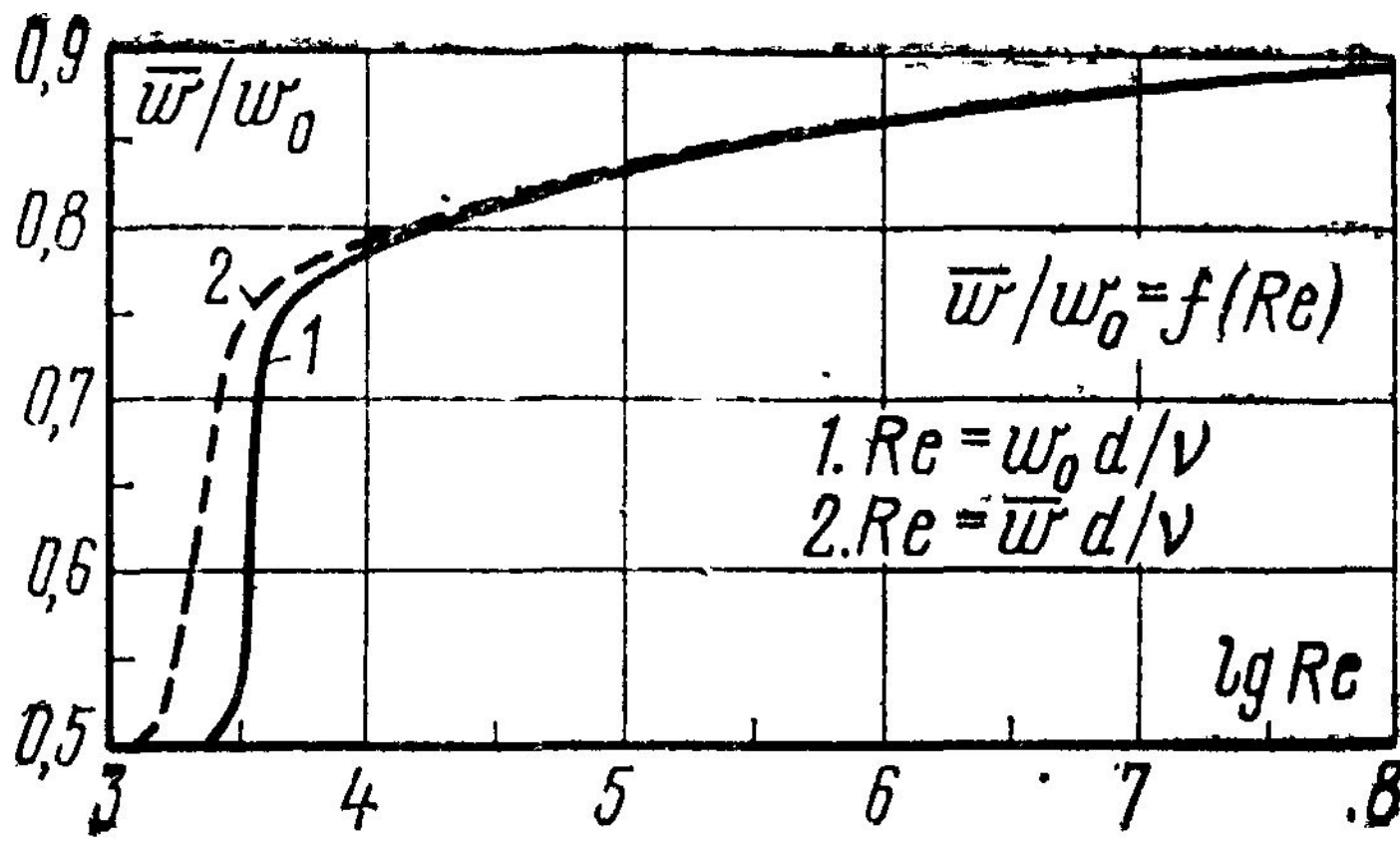
Для **развитого турбулентного режима** течения жидкости распределение скорости по сечению трубы имеет вид усеченной параболы.

Вблизи стенки трубы кривая изменяется резко, а в средней части сечения – турбулентном ядре потока – полого.

Максимальная скорость наблюдается также на оси трубы.

Отношение средней скорости к максимальной является функцией числа  $Re$ :

$$\frac{\langle\langle w \rangle\rangle}{w} = f(Re)$$



Приведенные законы распределения скоростей по сечению трубы справедливы лишь для так называемого **гидродинамически стабилизированного течения**.

Стабилизация наступает не сразу, а на некотором расстоянии от входа в трубу.

На этом участке характер движения и распределение скорости претерпевают большие изменения.

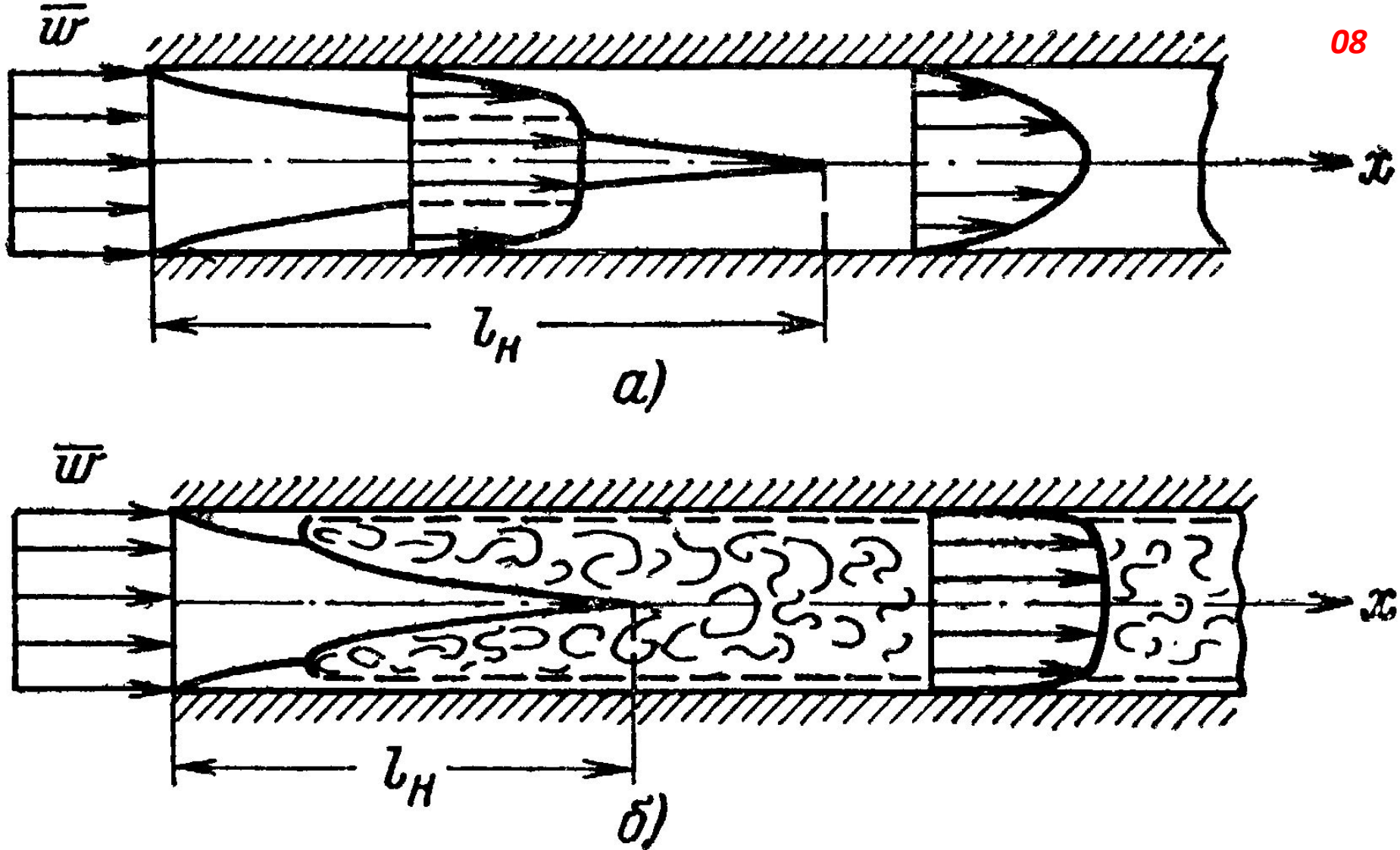
Процесс стабилизации профиля скоростей происходит следующим образом.

Вблизи входного сечения на поверхности трубы образуется динамический пограничный слой, толщина которого постепенно увеличивается по мере увеличения расстояния от входа в трубу. На некотором расстоянии от входа в трубу происходит смыкание слоев и течение приобретает стабилизированный характер.

На рисунке схематически показано такое развитие процесса.

Если число  $Re = (wd)/\nu$  меньше критического, то на всем протяжении гидродинамического начального участка стабилизации течение в пограничном слое имеет ламинарный характер (рисунок а).

Когда  $Re > Re_{кр}$ , вблизи входного сечения сначала формируется ламинарный пограничный слой, который затем переходит в турбулентный, и после смыкания турбулентных пограничных слоев устанавливается стабилизированное турбулентное течение жидкости (рисунок б). При этом у самой поверхности в очень тонком вязком подслое течение сохраняет ламинарный характер.



Гидродинамическая стабилизация течения жидкости в круглой трубе:

а – ламинарный режим течения;

б – турбулентный режим течения;

$l_H$  – гидродинамический начальный участок.



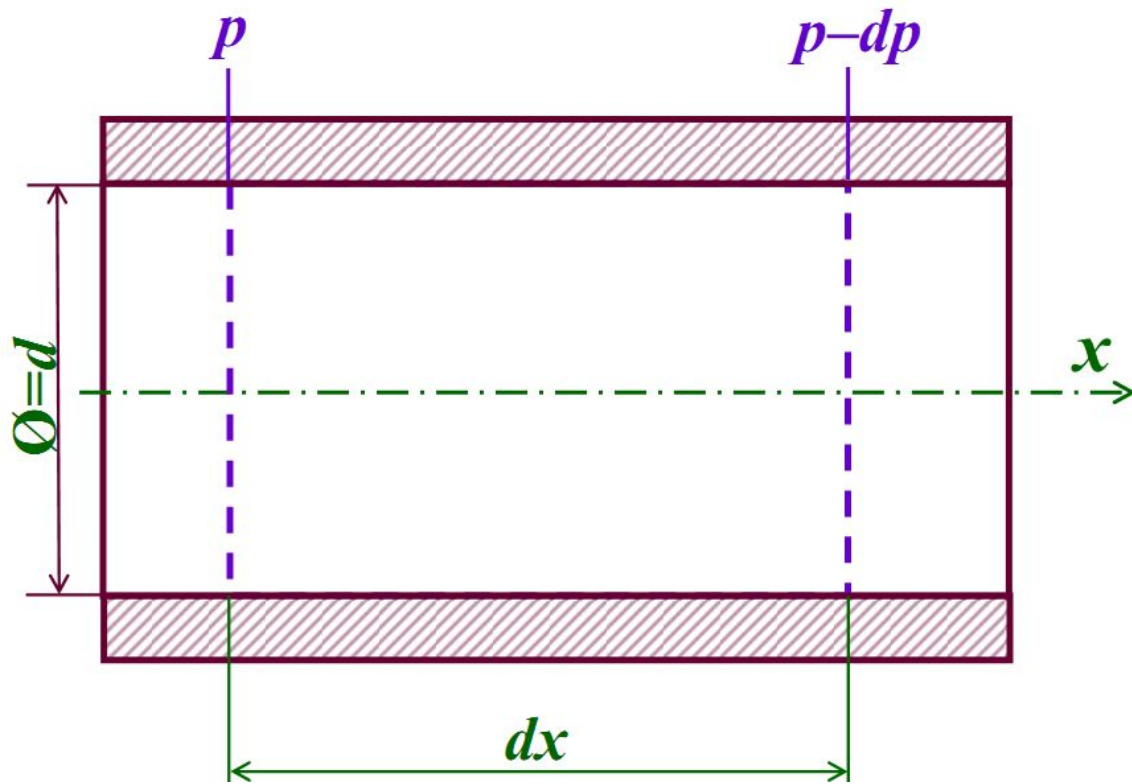
Длина гидродинамического начального участка стабилизации потока при ламинарном режиме определяется соотношением

$$l_H = 0.05 d \cdot Re \quad ,$$

то есть значение  $l_H$  тем больше, чем выше число  $Re=(wd)/\nu$ .

При турбулентном течении величина  $l_H$  слабо зависит от  $Re$  и составляет примерно

$$l_H \approx 15 d \quad .$$



При стабилизированном течении жидкости в трубе давление уменьшается в направлении движения потока. На каждом участке перепад давлений уравнивается силой касательного напряжения трения  $\tau$  на стенках трубы, возникающего вследствие наличия сил вязкости. Для элемента жидкости, заключенного внутри объёма  $S \cdot dx = [(\pi d^2)/4] \cdot dx$  уравнение баланса сил имеет следующий вид. Сила давления, приложенная к этому объёму, равна разности полных давлений на его правой и левой гранях:

$$(P - dP) \frac{\pi d^2}{4} - P \frac{\pi d^2}{4} = - dP \frac{\pi d^2}{4} .$$

Сила касательного напряжения трения, приложенная к боковой поверхности элемента площадью  $\pi d \cdot dx$ , равна  $\tau \cdot \pi d \cdot dx$ , где  $\tau$  – касательное напряжение трения на единице поверхности стенки.

Уравнение баланса этих сил имеет вид:

$$- dP \frac{\pi d^2}{4} = \tau \cdot \pi d \cdot dx$$

или

$$- dP = \frac{4 \tau}{d} \cdot dx \quad (a)$$

Соотношение (a) носит общий характер, оно справедливо как для ламинарного, так и для турбулентного стабилизированного течения жидкости.

Однако значения касательного напряжения трения  $\tau$  различны для этих режимов течения.

При *ламинарном* режиме

12

$$\tau = \frac{8}{Re} \rho \langle\langle w \rangle\rangle^2 \quad ; \quad (б)$$

при *турбулентном* режиме течения (до значений  $Re \ll 10^5$ )

$$\tau = \frac{0.0395}{Re^{0.25}} \rho \langle\langle w \rangle\rangle^2 \quad . \quad (в)$$

*Касательное напряжение трения  $\tau$  при изотермическом течении несжимаемой жидкости остается постоянным по длине трубы.* Поэтому уравнение баланса сил (а) можно записать также в виде конечных перепадов давления

$$\Delta P = 4 \tau \frac{L}{d} \quad . \quad (г)$$

где  $dP=(P_1-P_2)$  – разность давлений на участке трубы длиной  $L$ .

Если обе части уравнения (г) разделить на скоростной напор  $\rho \langle\langle w \rangle\rangle^2$ , то слева получится число Эйлера  $Eu = \Delta P / (\rho \langle\langle w \rangle\rangle^2)$ , и уравнение примет вид:

$$Eu = 4 \frac{\tau}{\rho \langle\langle w \rangle\rangle^2} \frac{L}{d} \quad . \quad (д)$$

В гидромеханике принято характеризовать сопротивление безразмерным коэффициентом, который называется коэффициентом сопротивления трения и обычно обозначается  $\xi$ . Он связан с числом Эйлера простым соотношением **13**

$$\xi = 2 \text{Eu} \frac{L}{d} \quad (\text{e})$$

или в развернутом виде

$$\Delta P = \xi \frac{\rho \langle\langle w \rangle\rangle^2}{2} \frac{L}{d} \quad (\text{e1})$$

Из уравнений (б)–(е) следует, что при ламинарном течении в круглых трубах коэффициент сопротивления определяется как

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}} \quad , \quad (\text{ж})$$

а при турбулентном

$$\xi = \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}} \quad . \quad (\text{з})$$

Соотношение **(ж)** – **закон Пуазейля**.

Соотношение **(з)** – **закон Блазиуса**.

Для характеристики проходного сечения труб; кольцевых зазоров; каналов сложной формы (сложная конфигурация проходного сечения); каналов межтрубного (межстержневого) пространства пучков труб (стержней) принято в качестве определяющего размера использовать **гидравлический диаметр** (**эквивалентный диаметр;  $D_y$** ), определяемый как отношение учетверённой площади проходного сечения к смоченному периметру:

14

$$d_H \equiv \frac{4 \cdot S}{P} \quad .$$

Для круглых труб (проходное сечение имеет форму круга) имеющих гидравлический диаметр совпадает с диаметром трубы: внутренним или внешним при течении внутри трубы или внешнем обтекании трубы, соответственно.

Для труб некруглого сечения, имеющего форму правильного многоугольника, гидравлический диаметр совпадает с диаметром вписанной окружности.

При продольном обтекании пучка из  $n$  круглых труб наружного диаметра  $d_{ext}$ , расположенных внутри цилиндрического кожуха (обечайки), имеющего внутренний диаметр  $D$ , гидравлический диаметр есть

$$d_H = \frac{D^2 - n d_{ext}^2}{D + n d_{ext}} \quad .$$

При продольном обтекании «бесконечного» (без учёта наличия обечайки) пучка цилиндрических стержней наружного диаметра  $d_{ext}$ , «решётка» которых имеет относительный шаг (отношение шага к наружному диаметру стержня)  $x$ , гидравлический диаметр равен

$$d_H = d_{ext} \left( \frac{2\sqrt{3}}{\pi} x^2 - 1 \right) \approx d_{ext} (1.103 \cdot x^2 - 1)$$

для «гексагонального» пучка (треугольная упаковка);

$$d_H = d_{ext} \left( \frac{4}{\pi} x^2 - 1 \right) \approx d_{ext} (1.27 \cdot x^2 - 1)$$

для «квадратного» пучка (квадратная упаковка).

## Теплоотдача при ламинарном режиме

При ламинарном течении перенос теплоты от одного слоя жидкости к другому в направлении нормали к стенке осуществляется путем теплопроводности. В то же время каждый слой имеет в общем случае различную скорость продольного движения. Поэтому наряду с поперечным переносом теплоты путем теплопроводности происходит также конвективный перенос теплоты в продольном направлении. Вследствие этого теплообмен при ламинарном режиме течения зависит от гидродинамической картины движения.

Пусть во входном сечении температура жидкости постоянна и по величине отличается от температуры стенки трубы. По мере движения потока между жидкостью и стенкой происходит процесс теплообмена и температура жидкости постепенно изменяется.

Вначале вблизи от входного сечения изменение температуры происходит лишь в тонком слое около поверхности.

Затем по мере удаления от входного сечения все большая часть потока вовлекается в процесс теплообмена.

Таким образом, *развитие процесса теплообмена внутри труб вначале происходит качественно так же, как и при ламинарном пограничном слое на пластине.*

*Около поверхности трубы образуется тепловой пограничный слой, толщина которого постепенно увеличивается в направлении движения потока.*



На некотором расстоянии от входа трубы  $l_{нт}$  тепловые пограничные слои смыкаются, и в процессе теплообмена участвует далее весь поток жидкости. Расстояние  $l_{нт}$  может быть приближенно оценено по зависимости

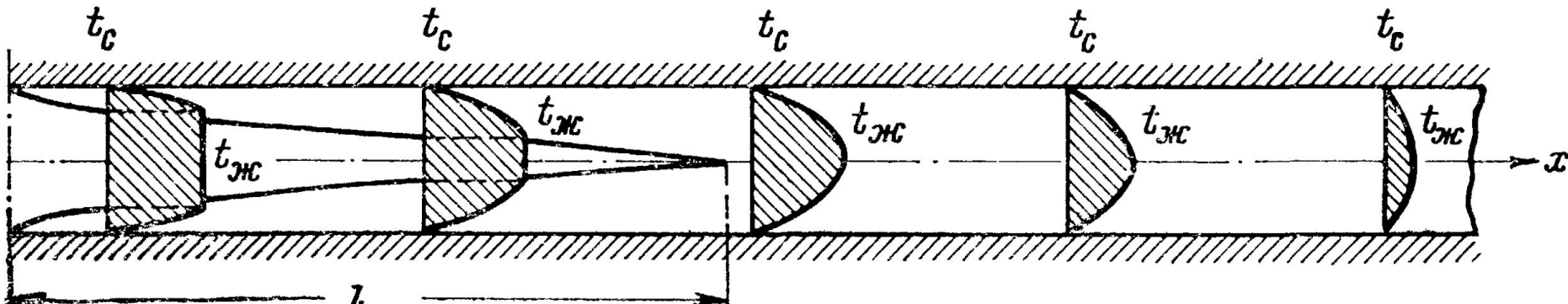
17

$$l_{нт} \approx 0.05 \cdot d \cdot Re \cdot Pr$$

Обычно на практике ламинарный режим встречается при течении достаточно вязких теплоносителей, таких как различные масла, для которых значения  $Pr$  обычно значительно превышают единицу.

В этих условиях длина теплового начального участка стабилизации  $l_{нт}$  оказывается достаточно большой. Так, например, если  $Re=200$  и  $Pr=500$ , то  $l_{нт} \approx 5000d$ .

На расстоянии большем, чем  $l_{нт}$ , профиль распределения температур по сечению трубы продолжает изменяться, как это схематично показано на рисунке:



# Теплоотдача при турбулентном режиме 18

При турбулентном режиме движения перенос теплоты внутри жидкости осуществляется в основном путём турбулентного перемешивания (турбулентными вихрями).

При этом процесс перемешивания протекает настолько интенсивно, что по сечению ядра потока температура жидкости практически постоянна. Резкое изменение температуры наблюдается лишь внутри тонкого слоя у поверхности.

Первым наиболее подробным и правильно поставленным экспериментальным исследованием теплоотдачи при турбулентном режиме течения газов являются исследования Нуссельта. При обработке данных он впервые применил теорию подобия и получил обобщенную зависимость. В дальнейшем было проведено большое количество новых исследований с различными каналами и разного рода жидкостями в широком диапазоне изменения основных параметров. На основе анализа и обобщения результатов этих исследований для расчёта средней теплоотдачи установлена зависимость

$$\overline{Nu}_{d_{ж}} = 0.021 \cdot Re_{d_{ж}}^{0.8} \cdot Pr_{ж}^{0.43} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{с}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_L \quad (A)$$

Индексы «ж» и «с» означают, что физические свойства выбираются по средней температуре жидкости и стенки соответственно.

За определяющую температуру здесь принята средняя температура жидкости  $\langle\langle T_{ж} \rangle\rangle$ , а за определяющий размер – эквивалентный диаметр  $d_H$ .

Коэффициент  $\varepsilon_L$  учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

Если  $L/d > 50$ , то  $\varepsilon_L = 1$ . При  $L/d < 50$  необходимо учитывать влияние теплового начального участка. Значения  $\varepsilon_L$  приведены в таблице:

Значения зависимости  $\varepsilon_L = f(L/d, Re_{d\lambda c})$  при турбулентном режиме

$Re_{d\lambda c}$	$L/d$								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1.65	1.50	1.34	1.23	1.17	1.13	1.07	1.03	1
$2 \cdot 10^4$	1.51	1.40	1.27	1.18	1.13	1.10	1.05	1.02	1
$5 \cdot 10^4$	1.34	1.27	1.18	1.13	1.10	1.08	1.04	1.02	1
$1 \cdot 10^5$	1.28	1.22	1.15	1.10	1.08	1.06	1.03	1.02	1
$1 \cdot 10^6$	1.14	1.11	1.08	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01	1

Соотношение **(A)** применимо к трубам любой формы поперечного сечения – круглого, квадратного, прямоугольного ( $a/b=1\div 40$ ), кольцевого ( $d_2/d_1=1\div 5.6$ ) для всех упругих и капельных жидкостей при  $Re_{дж} = 1 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^6$  и  $Pr_{жс} = 0.6 \div 2500$ .

Соотношение **(A)** справедливо и для каналов сложного поперечного сечения, в частности, когда в трубе большого диаметра расположены одна или несколько труб меньшего диаметра (продольное омывание).

Множитель  $(Pr_{жс}/Pr_c)^{0.25}$  представляет собой поправку, учитывающую зависимость физических свойств теплоносителя (в основном вязкости) от температуры. В зависимости от направления теплового потока эта поправка может быть как больше, так и меньше единицы.

Локальное число Нуссельта при турбулентном течении может рассчитываться по более совершенной (и современной) формуле, предложенной Б.С. Петуховым и П.Л. Кирилловым: 22

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re \cdot Pr \cdot C_t}{K + 4.5 \cdot \sqrt{\xi} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)},$$

где  $K=1+900/Re$  ;  $\xi=(1.82 \cdot \lg(Re)-1.64)^{-2}$ ;  $C_t$  – поправка на неизотермичность потока.

Для капельных жидкостей при  $\mu_{cm}/\mu_{жс}=0.08 \div 40$ ,  $C_t=(\mu_{жс}/\mu_{cm})^n$ , где  $n=0.11$  для случая нагревания жидкости,  $n=0.25$  для охлаждения.

Для газов  $C_t=(T_{cm}/T_{жс})^m$ . При нагревании  $m=0$ , при охлаждении  $m=-[0.31 \cdot \lg(T_{cm}/\langle\langle T \rangle\rangle)+0.36]$ , где  $\langle\langle T \rangle\rangle$  – средняя температура потока.

Диапазон применения формулы:  $Pr=0.1 \div 200$ ;  $Re=4 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^6$ , при этом точность равна  $\pm 5\%$ . Для более широкого диапазона чисел Прандтля погрешность составляет  $\pm 10\%$ .

Для участка стабилизированного теплообмена при турбулентном течении воды часто используют приближённую формулу:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

для  $Re=10^4 \div 10^6$ ;  $Pr = 0.7 \div 2$ ;  $x/d > 50$ .

В этой формуле свойства относятся к  $t = (t_{ст} + t_{ж})/2$ ,  $t_{ж} = (t_{ж.вх} - t_{ж.вых})/2$ . Для начального участка вводится поправка  $C(Pr, x/d)$ .

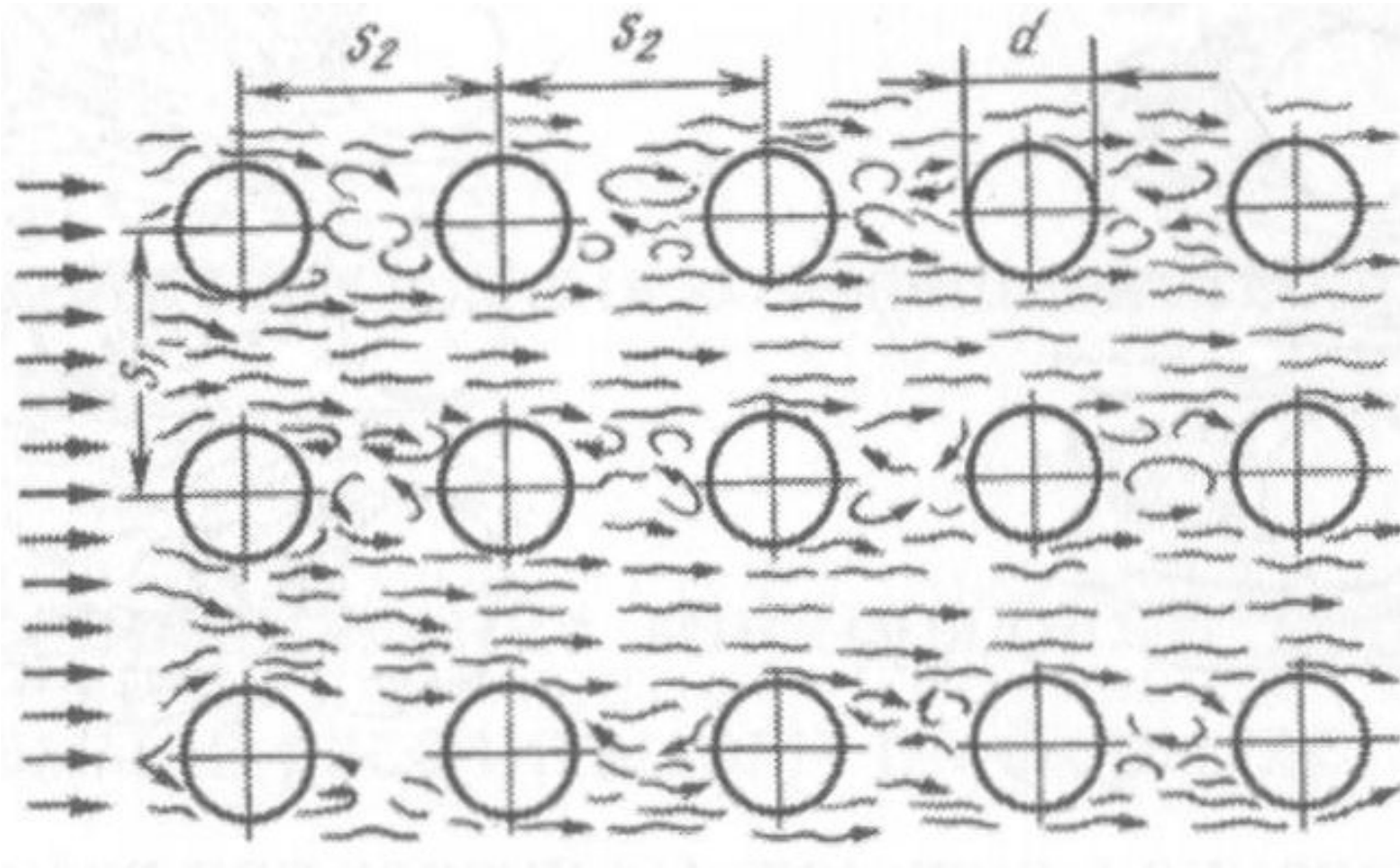
Длины начальных участков гидродинамической и тепловой стабилизации сравнительно малы (около  $15d$ ). Поэтому большинство случаев можно рассчитывать по формулам для стабилизированного течения, то есть без учёта этой поправки. Погрешность расчёта по этой формуле оценивается в  $\pm 15-20\%$ .

Поперечное обтекание.

Коридорный пучок.

$s_1$  – продольный шаг решётки труб (стержней);  $s_2$  – поперечный шаг;  
 $d$  – диаметр стержней.

Относительный шаг решётки:  $t \equiv s/d$ .



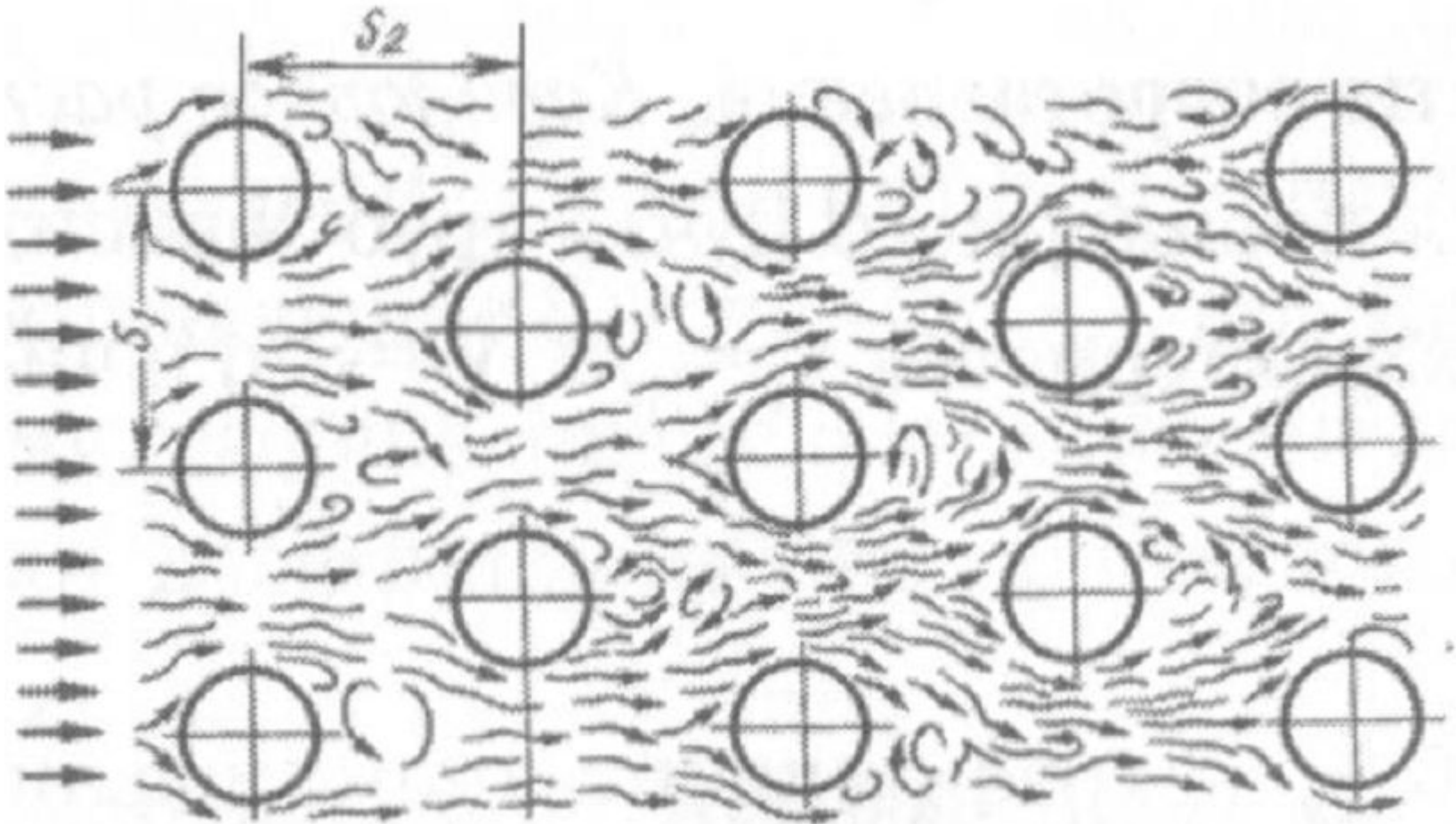


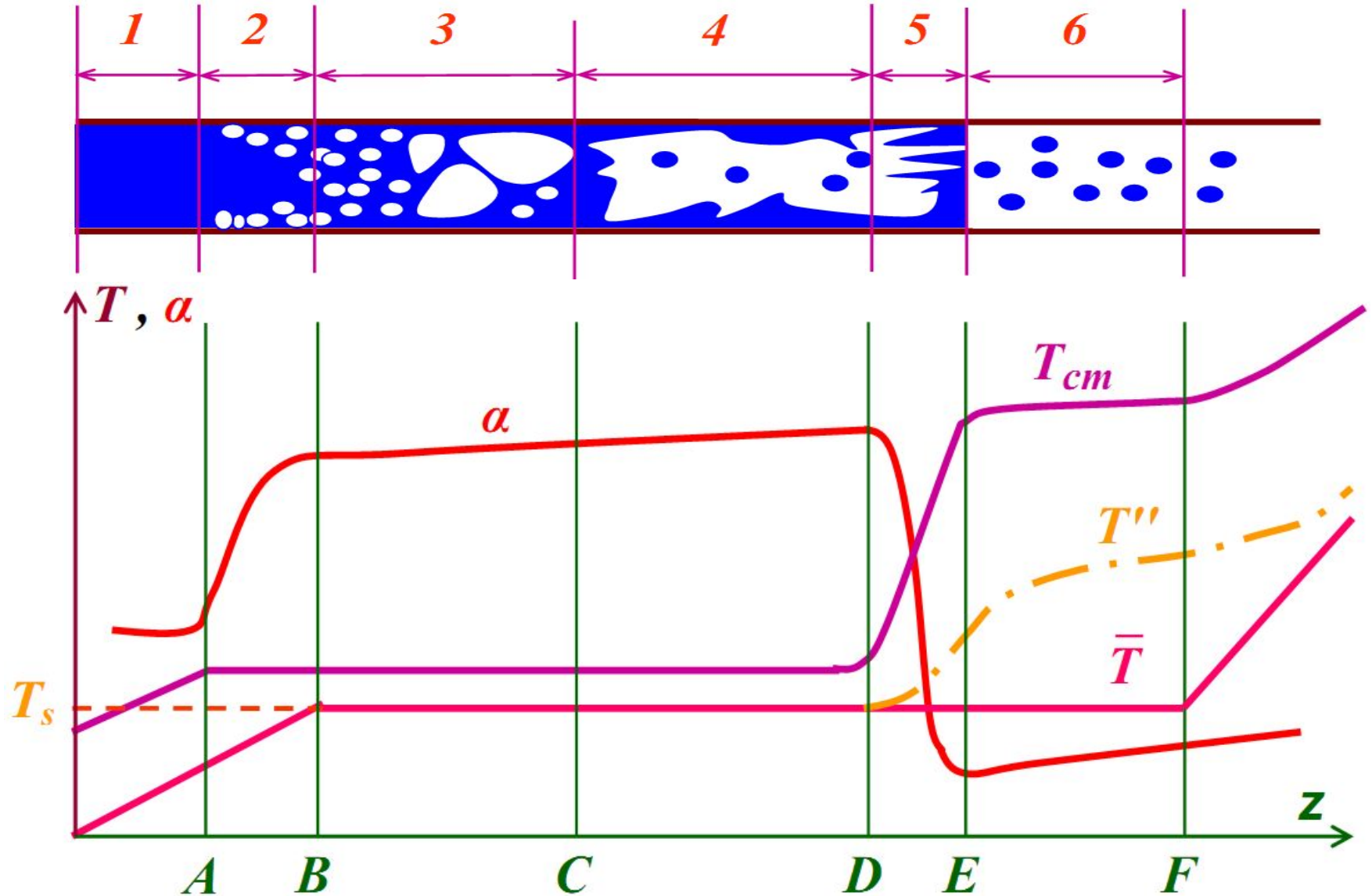
Поперечное обтекание.

Шахматный пучок.

$s_1$  – продольный шаг решётки труб (стержней);  $s_2$  – поперечный шаг;  
 $d$  – диаметр стержней.

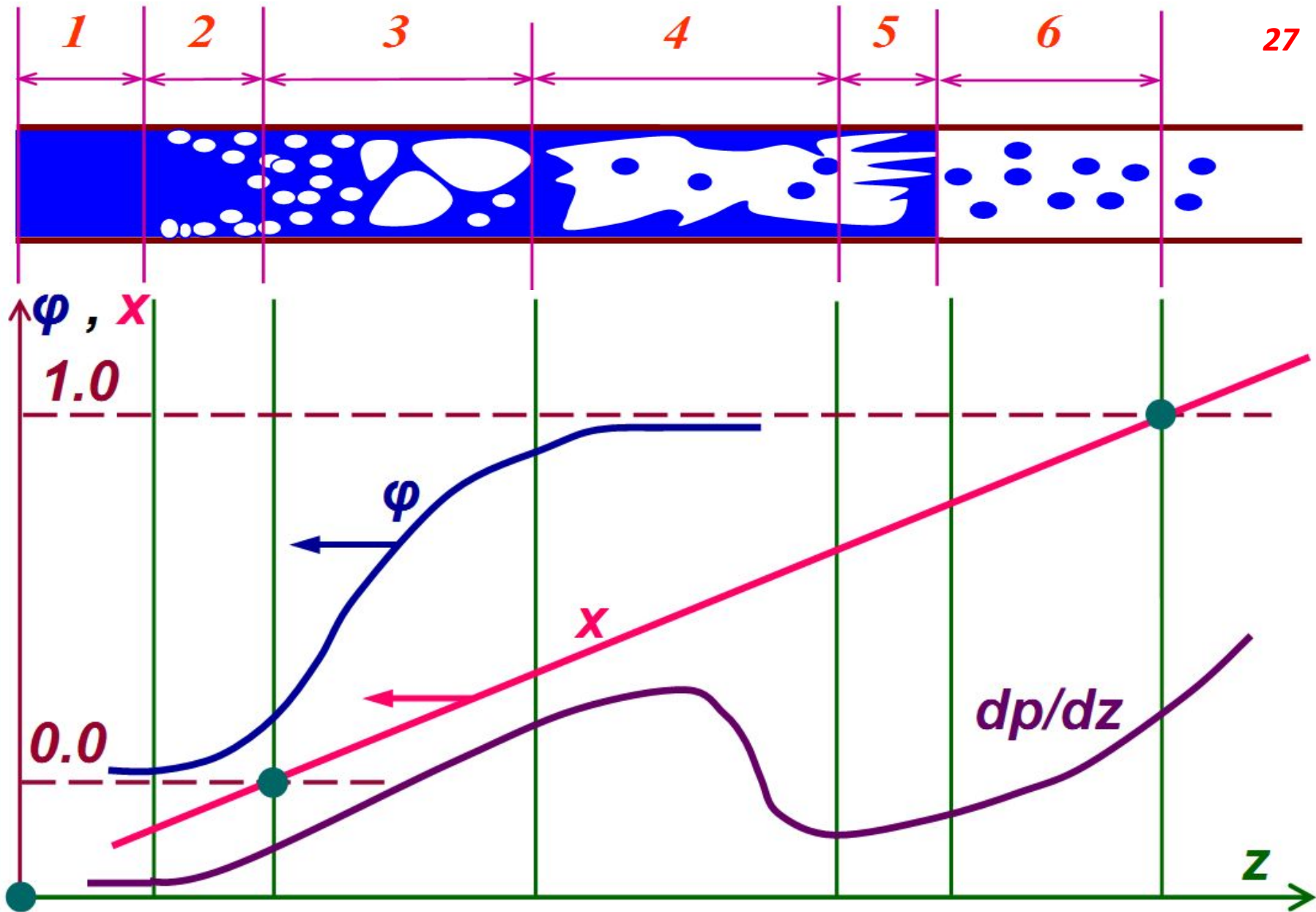
Относительный шаг решётки:  $t \equiv s/d$ .





Режимы движения двухфазной смеси в канале и

характер изменения по длине основных параметров двухфазного потока ( $q=const$ )



Режимы движения двухфазной смеси в канале и характер изменения по длине основных параметров двухфазного потока ( $q=const$ )

## ***КИПЕНИЕ НЕДОГРЕТОЙ ЖИДКОСТИ***

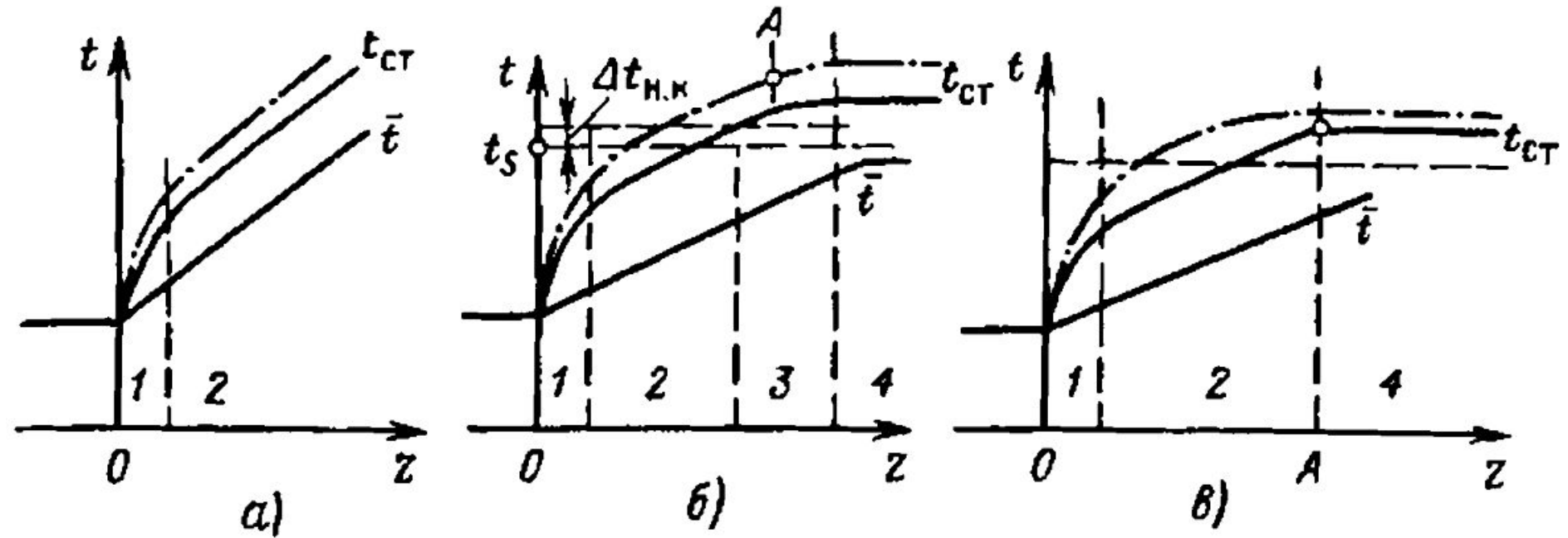
Если средняя температура жидкости ниже температуры насыщения, а температура стенки выше последней, то в пограничном слое у поверхности возникает так называемое "*поверхностное кипение*" – *кипение недогретой жидкости*.

Как и в случае обычного объёмного кипения, пузыри пара образуются в определенных местах поверхности – в центрах парообразования.

После своего зарождения пузырь пара растёт в пристенном слое. Достигнув определенного размера, пузырь пара либо конденсируется за счёт поступления к стенке холодной ( $T < T_s$ ) жидкости, либо отрывается от стенки.

Оторвавшиеся пузыри пара окружены слоем перегретой жидкости ("шубой"), и конденсация их в потоке может быть настолько замедленной, что они переносятся на значительные расстояния.

*При поверхностном кипении наблюдается возрастание интенсивности теплообмена по мере увеличения плотности теплового потока.*



Распределение температур стенки и жидкости

при конвективном теплообмене и поверхностном кипении ( $q=const$ ):

**а** – без кипения; **б** – при поверхностном кипении; **в** – упрощённое представление для поверхностного кипения (пренебрежение переходной зоной);

1 – начальный участок; 2 – зона конвективного теплообмена без кипения;

3 – переходная зона (неразвитое кипение); 4 – развитое поверхностное кипение;

— — при чистых условиях на поверхности; —●— — при наличии отложений;

A – сечение начала поверхностного кипения

При постоянной плотности теплового потока распределение температуры стенки и средней температуры жидкости по длине канала при отсутствии кипения имеет вид, показанный на рисунке **a** (слайд-29). 30

В случае поверхностного кипения, которое начинается при превышении температуры стенки выше  $t_{sat}$  на величину –  $\Delta t_{IPB} = t_{wall} - t_{sat}$  это распределение примет вид, показанный на рисунке **б** (слайд-29).

В переходной зоне (зоне неразвитого поверхностного кипения) температура стенки будет отклоняться от прямой, соответствующей линии конвективного теплообмена.

При развитом поверхностном кипении температура стенки будет почти постоянной, превышающей  $t_{sat}$  на величину  $\Delta t_{\alpha} = q / \alpha_0$ .

Наличие отложений на поверхности приводит к более высоким температурам поверхности и смещает сечение начала кипения **A**.

*На теплообмен при поверхностном кипении наиболее сильное влияние оказывают плотность теплового потока, скорость, недогрев, давление. Коэффициент теплоотдачи является функцией перечисленных величин.*

*С увеличением плотности теплового потока растёт температура пристенного слоя, количество центров парообразования и, следовательно, интенсивность теплообмена.*

*Влияние скорости несколько слабее, чем при турбулентном течении однофазного потока. С одной стороны, увеличение скорости вызывает большую степень турбулентности и лучший теплоотвод с поверхности. С другой стороны, увеличение скорости сокращает количество центров парообразования, то есть ведёт к подавлению кипения и ухудшению теплообмена.*

*Чем больше величина недогрева, тем при больших плотностях теплового потока начинается поверхностное кипение.*

Теплообмен при вынужденном течении парожидкостной смеси в каналах рассчитывается по эмпирическим зависимостям.

Интенсивность теплообмена при кипении движущейся парожидкостной смеси может быть оценена на основе знаний коэффициентов теплообмена при вынужденном течении жидкости и при кипении в большом объёме.

Таким образом, при постоянных свойствах (для одного давления) процесс теплообмена определяется плотностью теплового потока  $q$  и истинной скоростью смеси  $W_{И}$ . Поскольку расчёт истинной скорости смеси труден, вместо неё можно воспользоваться приведённой скоростью:

$$W_{см} = W' + W'' \approx (W_{И} \varphi) / \beta.$$



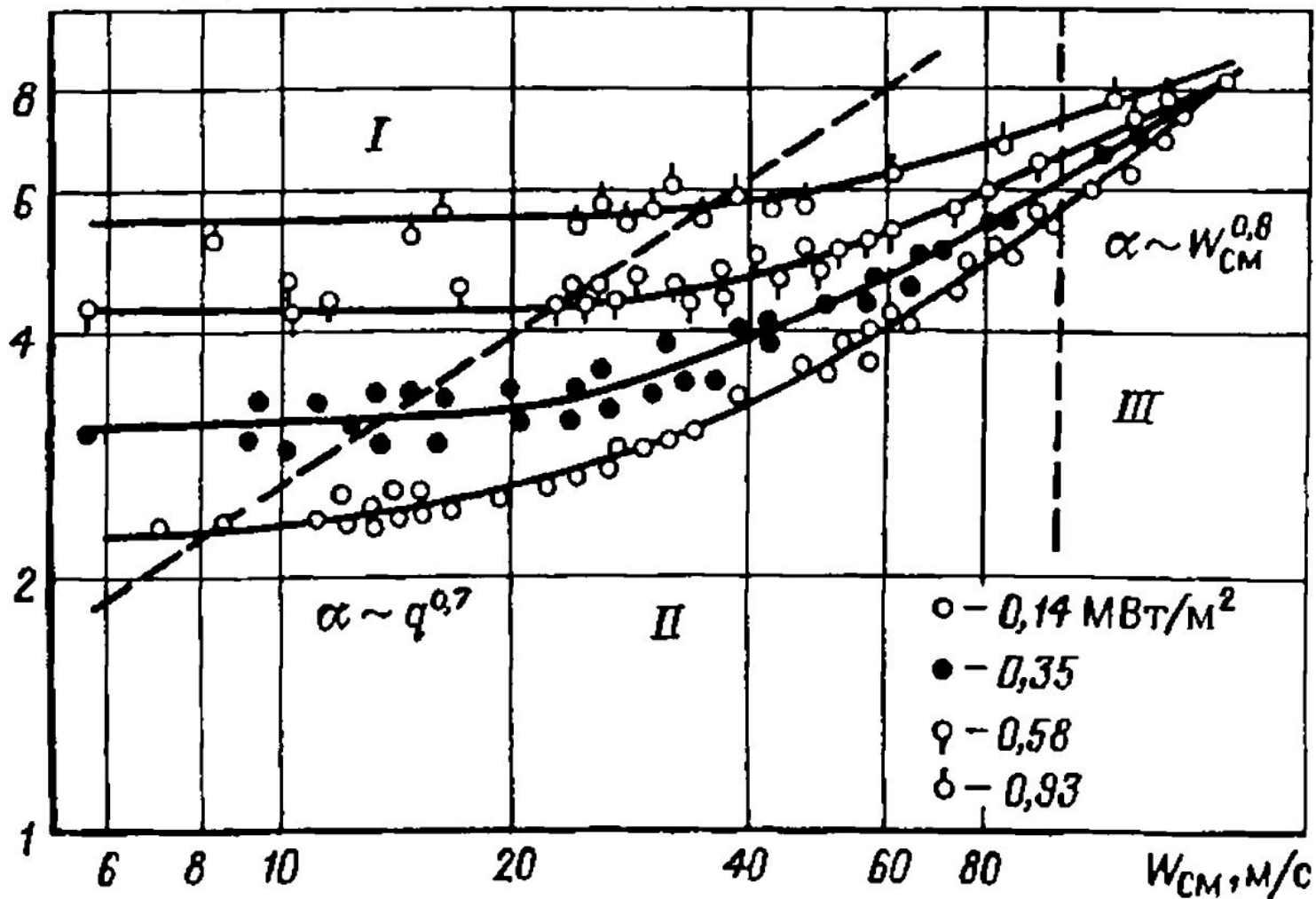
Между  $W_{см}$  и  $W_{И}$  имеется практически однозначная СВЯЗЬ.

Условно процесс теплообмена при движении двухфазного потока в трубах можно разбить на *три* области:

1) область преимущественного действия пузырькового кипения ( $W_{см} < 20 \div 30$  м/с);

2) переходную область, где на теплообмен оказывают влияние и кипение, и конвекция;

3) область преимущественного влияния конвекции ( $W_{см} > 50 \div 60$  м/с).

$\alpha \cdot 10^{-4}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ 


Зависимость коэффициента теплоотдачи

от скорости движения и плотности теплового потока при  $P=1.9 \text{ МПа}$ :

*I* — область развитого объёмного кипения; *II* — область совместного влияния кипения и вынужденной конвекции; *III* — область преимущественного влияния вынужденной конвекции

Фактором, ограничивающим мощность ТВС водоохлаждаемых реакторов, во многих случаях является **кризис теплообмена**. 35

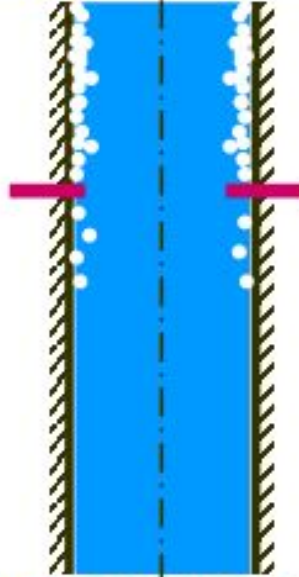
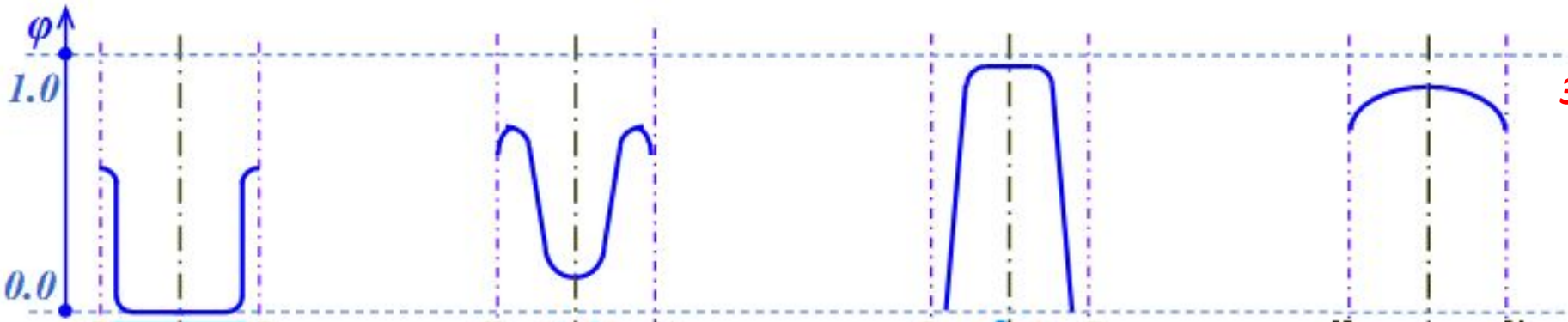
Если создать условия, препятствующие наступлению кризиса, то тепловая мощность реакторов может быть повышена, что даст большой экономический эффект.

Наряду с термином "кризис теплообмена" используются термины, уточняющие конкретную форму кризиса (пережог, осушение).

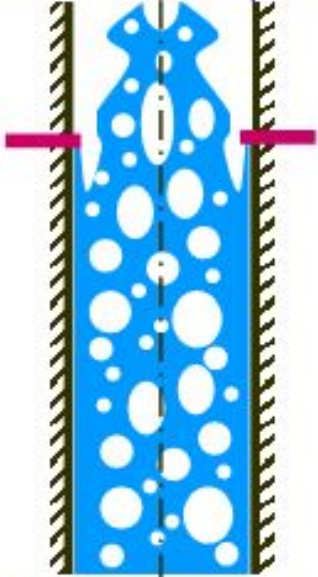
Хотя ядерные реакторы при нормальных условиях в целях безопасности работают при тепловых потоках ниже критических (КТП – критический тепловой поток), могут возникнуть аварийные случаи, когда КТП будет достигнут.

В зависимости от конкретных условий повышение температуры теплоотдающей стенки может составить и единицы, и сотни градусов, а темп возрастания от долей до сотен градусов в секунду.

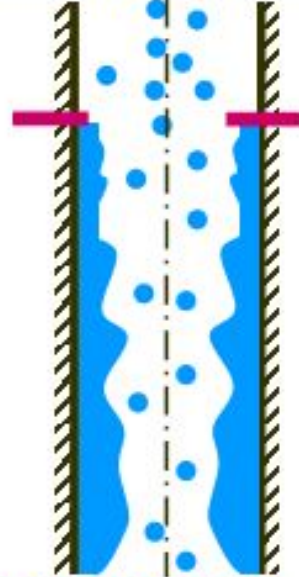
Итак, термин "**кризис теплообмена**" применительно к двухфазным потокам объединяет ряд процессов, которые приводят к ухудшению теплообмена, и при постоянной плотности теплового потока к повышению температуры поверхности.



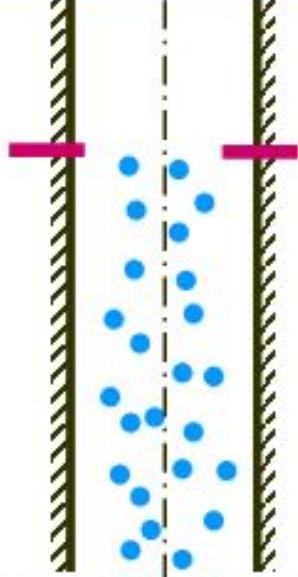
Сильно недогретая жидкость закипает у стенок, образуя тонкий слой очень мелких пузырей пара «пережог» (burnout)



Переход развитого пузырькового кипения в плёночное; у стенок образуется плёнка пара, экранирующей жидкость «пережог» (burnout)



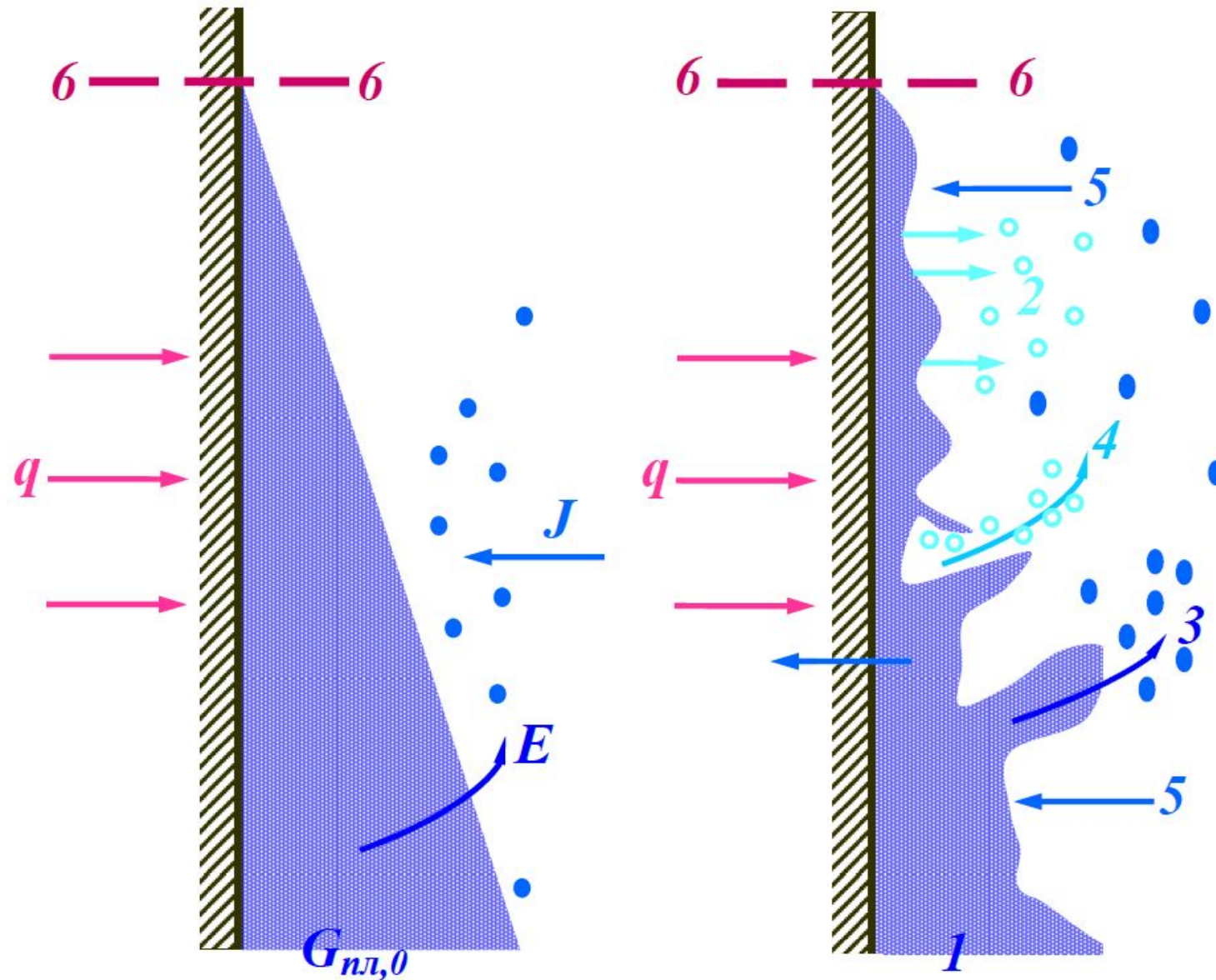
Переход дисперсно-кольцевого режима в дисперсный; жидкая плёнка у стенок исчезает (высыхает) «высыхание» (dryout)



Окончание дисперсного режима: капли жидкости полностью испарились; теплоноситель однофазный – пар «высыхание» (dryout)

— — сечение кризиса

Схемы механизмов кризиса теплообмена в парогенерирующем канале и распределение истинного объёмного паросодержания

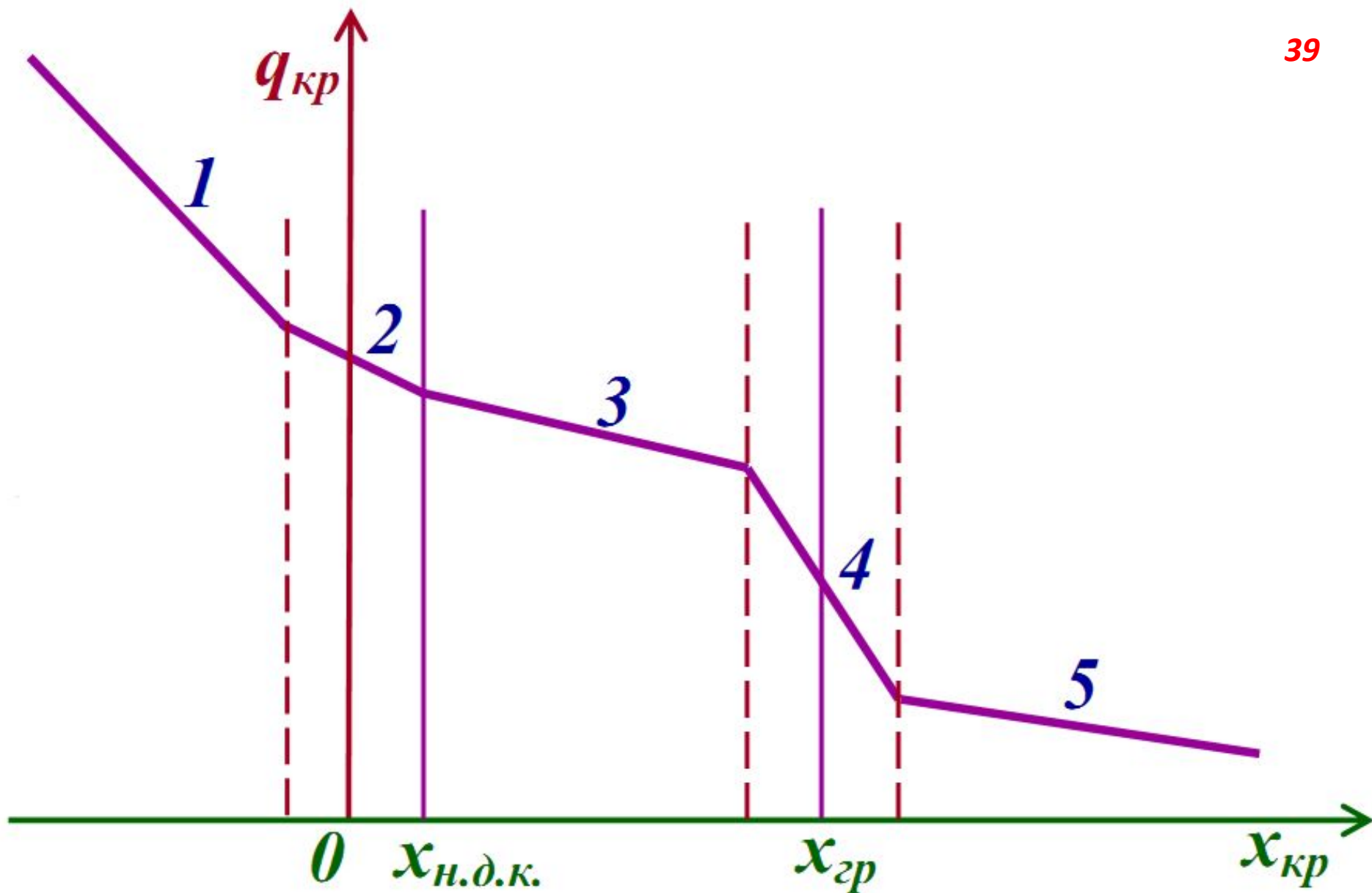


Процессы, сопровождающие высыхание плёнки при *дисперсно-кольцевом* режиме:

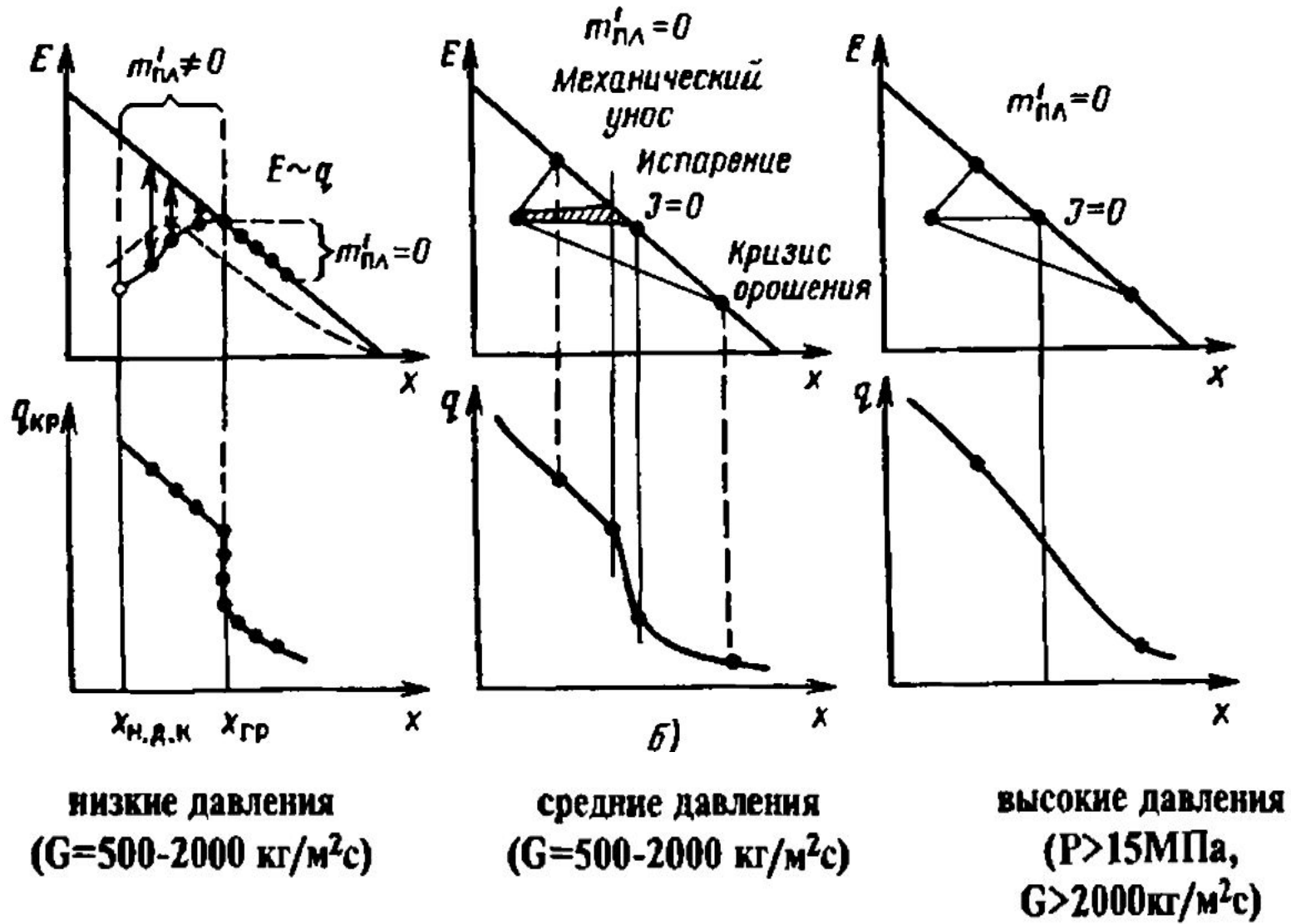
- 1** – начальный расход  $G_{пл,0}$ ;
- 2** – испарение плёнки  $q/r$ ;
- 3** – механический унос  $E_m$ ;
- 4** – пузырьковый унос  $E_n$ ;
- 5** – выпадение капель  $J$ ;
- 6** — сечение кризиса.

Менее известны следующие обстоятельства, которые также могут приводить к наступлению кризиса.

Если условия на входе постоянны и задан перепад давления на канале, то при заданном  $x_{вых}$  можно найти из гидродинамических условий наибольшее значение расхода, который может пропустить канал. Иначе говоря, существует лишь одно значение  $x_{кр}$ , выше которого течение с заданными  $\Delta P$  и  $G$  оказывается невозможным. В этом случае говорят о "запирании канала". Увеличение расхода возможно достичь лишь путем увеличения давления на входе. Кризис, вызванный тепловыми причинами (испарение плёнки, переход пузырькового кипения в плёночное, образование горячих пятен и т.д.), может происходить и при более низких паросодержаниях, но никогда при более высоких, чем  $x_{кр}$ .



Общий вид зависимости  $q_{кр}(x_{кр})$



Сопоставление диаграмм уноса и кризиса



При низких давлениях и невысоких паросодержаниях ( $x_{mk} < x < x_{gp}$ ) доля жидкости в плёнке относительно велика. Это связано с устойчивостью плёнки из-за больших значений поверхностного натяжения и малых плотностей пара. Испарение плёнки вызывается в основном пузырьковым уносом ( $E_n \sim q$ ) и кризис наступает при конечном расходе жидкости в плёнке.

При паросодержаниях  $x > x_{gp}$  кризис связан с недостаточным орошением поверхности каплями ( $J \sim 0$ ).

С повышением давления доля жидкости в плёнке становится меньше из-за меньшей устойчивости её и механического уноса (меньшее поверхностное натяжение и большие плотности пара). Кризис наступает при полном истощении плёнки.

Во всех случаях, чем выше плотность теплового потока, тем выше скорость пара, оттекающего от стенки. Этот поток пара препятствует выпадению капель, а при малых  $q$  обеспечивается более интенсивное орошение поверхности каплями ("кризис орошения") – область 5 на рисунке (слайд-39).

Промежуточная зона охватывает область, в которой процессы уноса и осаждения капель примерно компенсируются. Спад зависимости  $q_{кр}(x_{кр})$  в этой области связывается с уменьшением выпадения капель на плёнку и проявляется в ограниченной области параметров. Например для воды ( $500 < G, \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с}) < 2000; P \leq 15 \text{ МПа}$ ).

Если плёнка перед наступлением кризиса гладкая, то механический унос будет мал и поток пара от испаряющей плёнки будет препятствовать осаждению капель лишь при одной величине  $x_{кр}$ .

Механизмы возникновения кризиса кипения в горизонтальных и вертикальных каналах качественно одинаковы.

Но при малых скоростях при горизонтальном движении потока вследствие гравитационного эффекта происходит расслоение фаз, в результате чего значения критической плотности теплового потока оказываются меньше, чем в вертикальных.

В условиях больших скоростей значения  $q_{кр}$  совпадают.

Особенностью кризиса второго рода в горизонтальных каналах является уменьшение толщины плёнки жидкости на верхней образующей канала.

**Запас до кризиса** – условие, выполнение которого добиваются при конструировании реактора и реакторной установки.

Суть в том, что в любой точке активной зоны при всех штатных (как установившихся(стационарных), так и переходных (нестационарных)) режимах работы плотность теплового потока с поверхности твэлов должна быть меньше плотности теплового потока, при которой возможно возникновение кризиса (критической плотности теплового потока).

**Запас до кризиса количественно характеризуется коэффициентом запаса до кризиса, равным отношению критической плотности теплового потока для конкретных условий в конкретной точке к расчётному значению плотности теплового потока.**

Очевидно, что запас до кризиса будет обеспечен, если величина коэффициента запаса до кризиса больше единицы. Для ВВЭР'ов выбирается равным не менее **1.3** для стационарных режимов (и не ниже **1.1** для переходных режимов НЭ).

## Змеевиковые трубы.

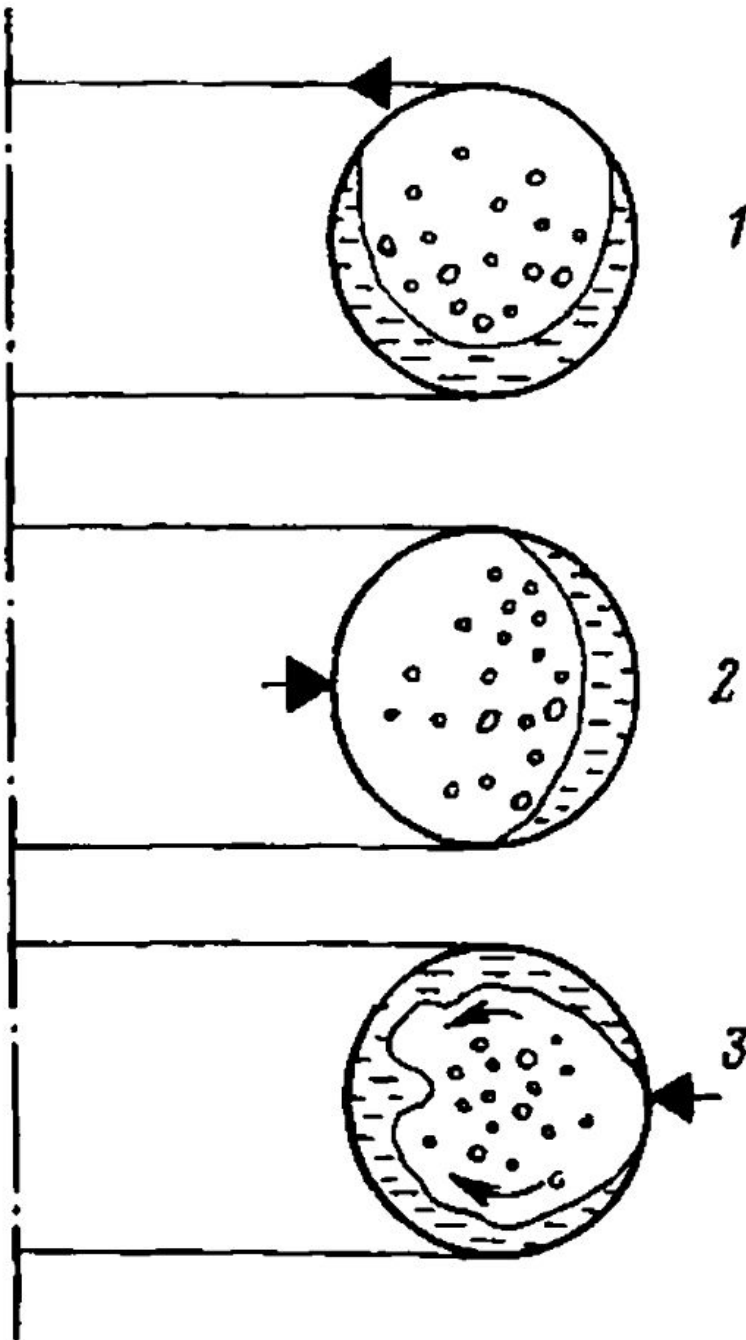
Они могут использоваться в конструкциях парогенераторов.

Положение кризиса в таких трубах зависит от

- *геометрии,*
- *массовой скорости,*
- *паросодержания,*
- *давления.*

Действие центробежных и гравитационных сил, наличие вторичных течений осложняет задачу обобщения экспериментальных данных.

На рисунке показано, как изменяются условия наступления кризиса теплообмена в разных режимах.



*Положение кризиса  
в змеевиковых трубах:*

- 1** — высокое давление,  
малая массовая скорость;
  - 2** — высокое давление,  
большая массовая скорость;
  - 3** — низкое давление,  
большая массовая скорость;
- «стрелка» — место кризиса.

При малых значениях массовой скорости преобладают гравитационные эффекты и большая часть жидкости течет вдоль нижней образующей трубы, а кризис возникает вблизи верхней образующей (1).

При высоких массовых скоростях преобладающими становятся центробежные силы, жидкость отбрасывается к внешней сторонегиба, кризис возникает на внутренней поверхности змеевика (2).

При низких давлениях и больших массовых скоростях вторичные токи, возникающие в сечении змеевиковой трубы перемещают жидкость к внутренней образующей и кризис возникает на внешней поверхности змеевика (3).

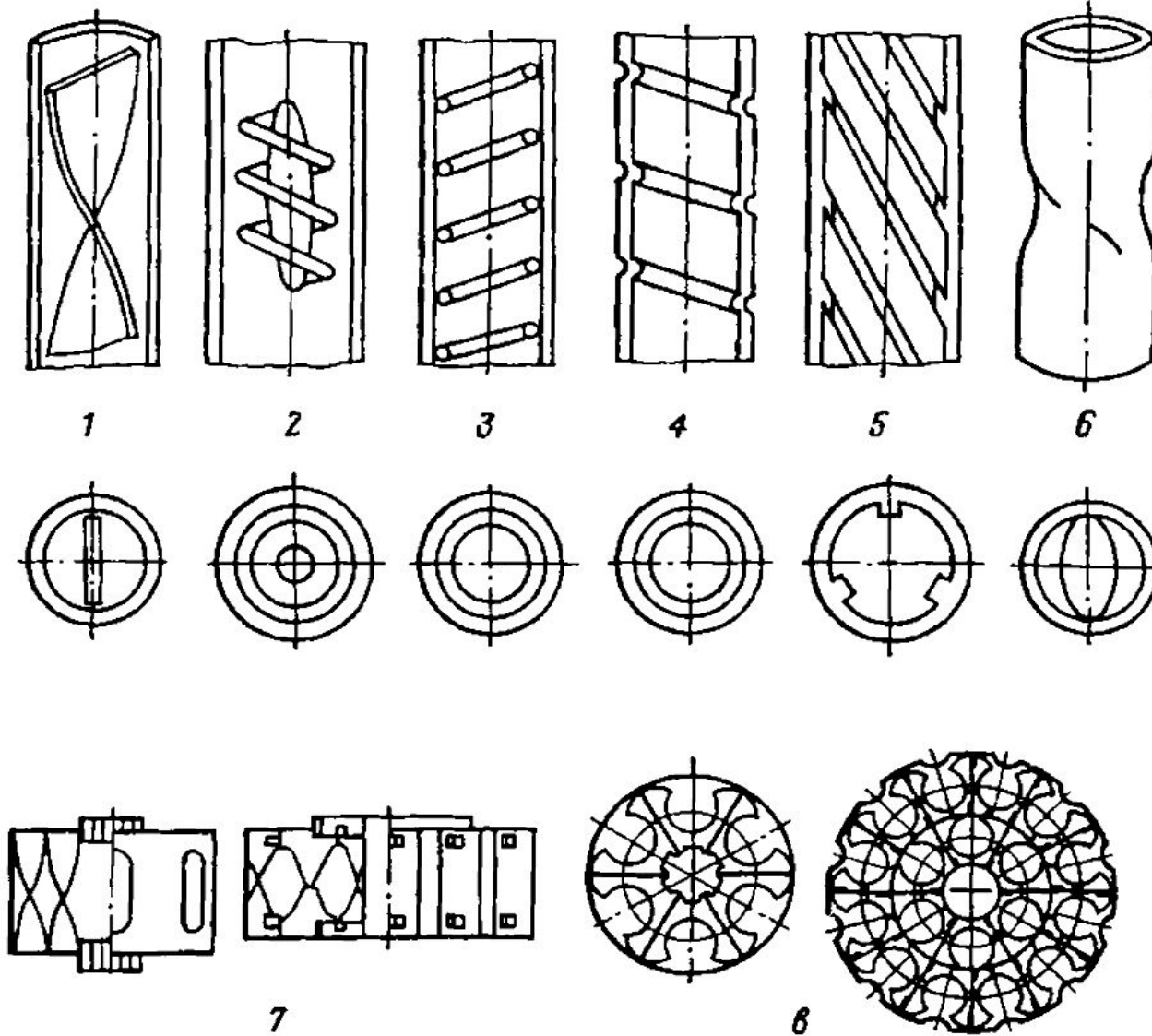
# МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА 48

Так как кризис согласно общепринятому представлению связан с прекращением (или ухудшением контакта жидкости с тепловыделяющей стенкой), то большинство методов интенсификации теплообмена основаны на использовании методов или устройств, с помощью которых обеспечивается дополнительный приток жидкости к стенке. К ним относятся турбулизация потока, организация закрученных потоков с помощью рёбер или различного рода вставок в канале, устройство "холодных пятен" для восстановления расхода жидкости в пленке и т.д.

Другая группа методов интенсификации теплообмена связана с повышением коэффициента теплоотдачи в дисперсном потоке за счёт применения рёбер из теплопроводного материала, капиллярно-пористых структур, поверхностей со специальной шероховатостью и т.д.

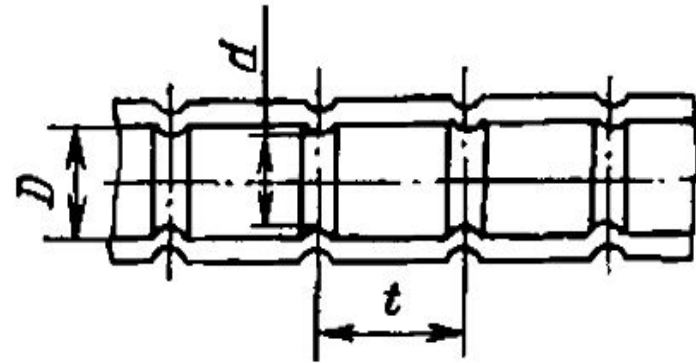
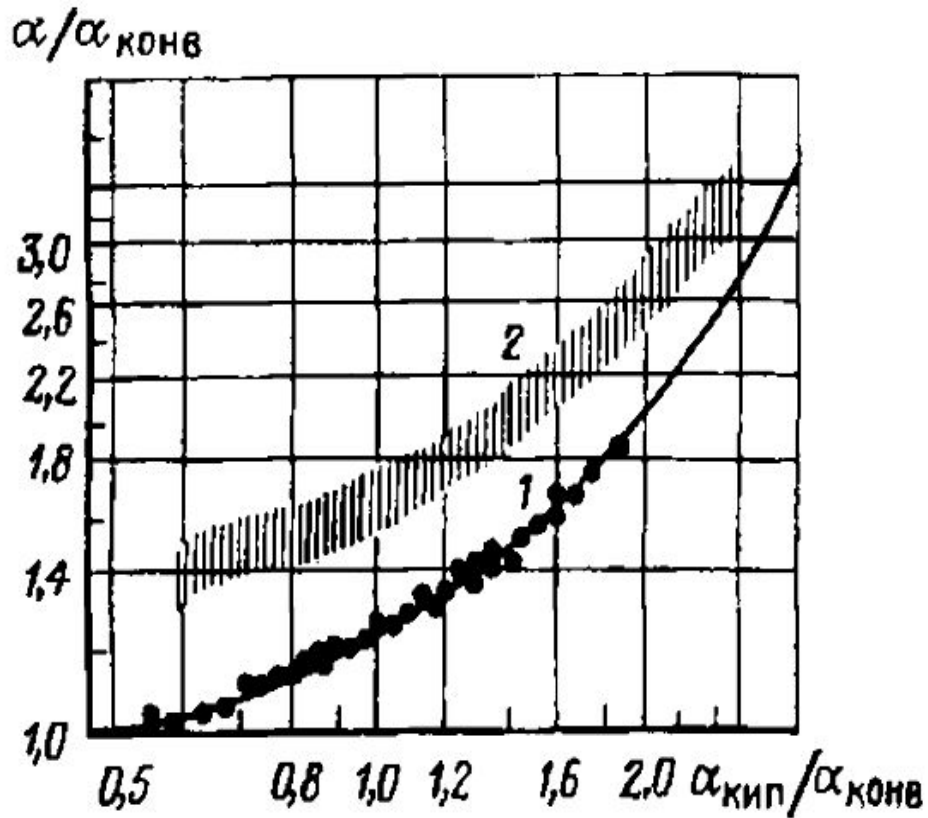
Особо следует отметить метод дополнительного впрыскивания жидкости в поток двухфазной смеси, когда условия потока приближаются к критическим.





Виды интенсификаторов теплообмена (элементы турбулизирующие и завихряющие):

1 — ленты; 2 — закручивающие вставки (пропеллеры, шнеки); 3 — проволочные спирали; 4 — гофры (зиги) на поверхности; 5 — внутренние рёбра; 6 — эллиптические закрученные трубы; 7,8 — дистанционирующие решётки с



Увеличение коэффициента теплоотдачи при кипении  
в трубе с выступами

( $P=0,1$  МПа;  $d/D=0,88\div 0,93$ ;  $t/D=0,28\div 0,57$ ):

**1 — гладкая труба; 2 — труба с выступами**

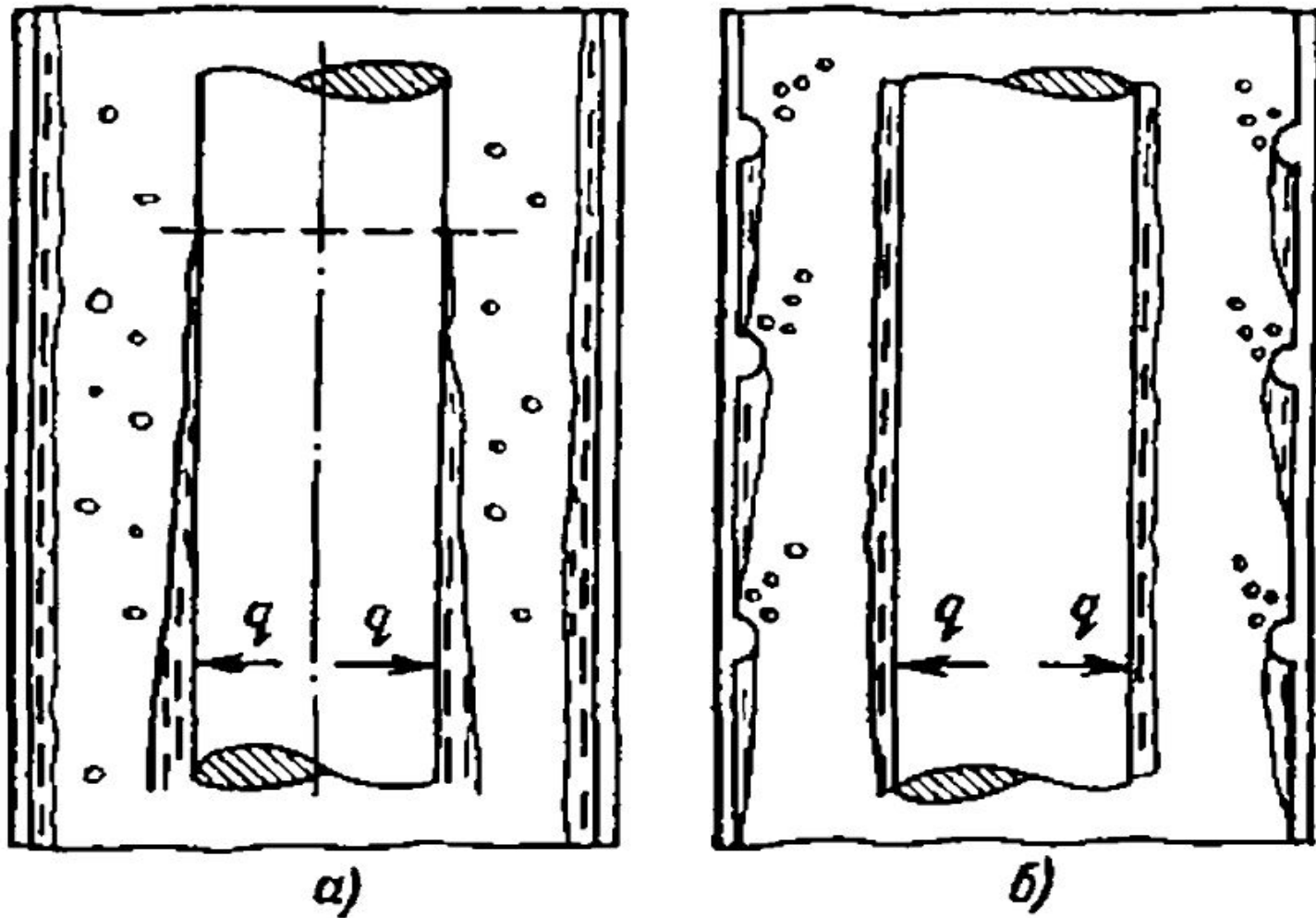


Схема действия турбулизирующих выступов  
на холодной стенке кольцевого канала  
 (внутренний стержень **обогревается**, наружный – нет):

**а** – без турбулизирующих элементов;  
**б** – с турбулизирующими выступами;  
 «пунктирная линия» – сечение кризиса.

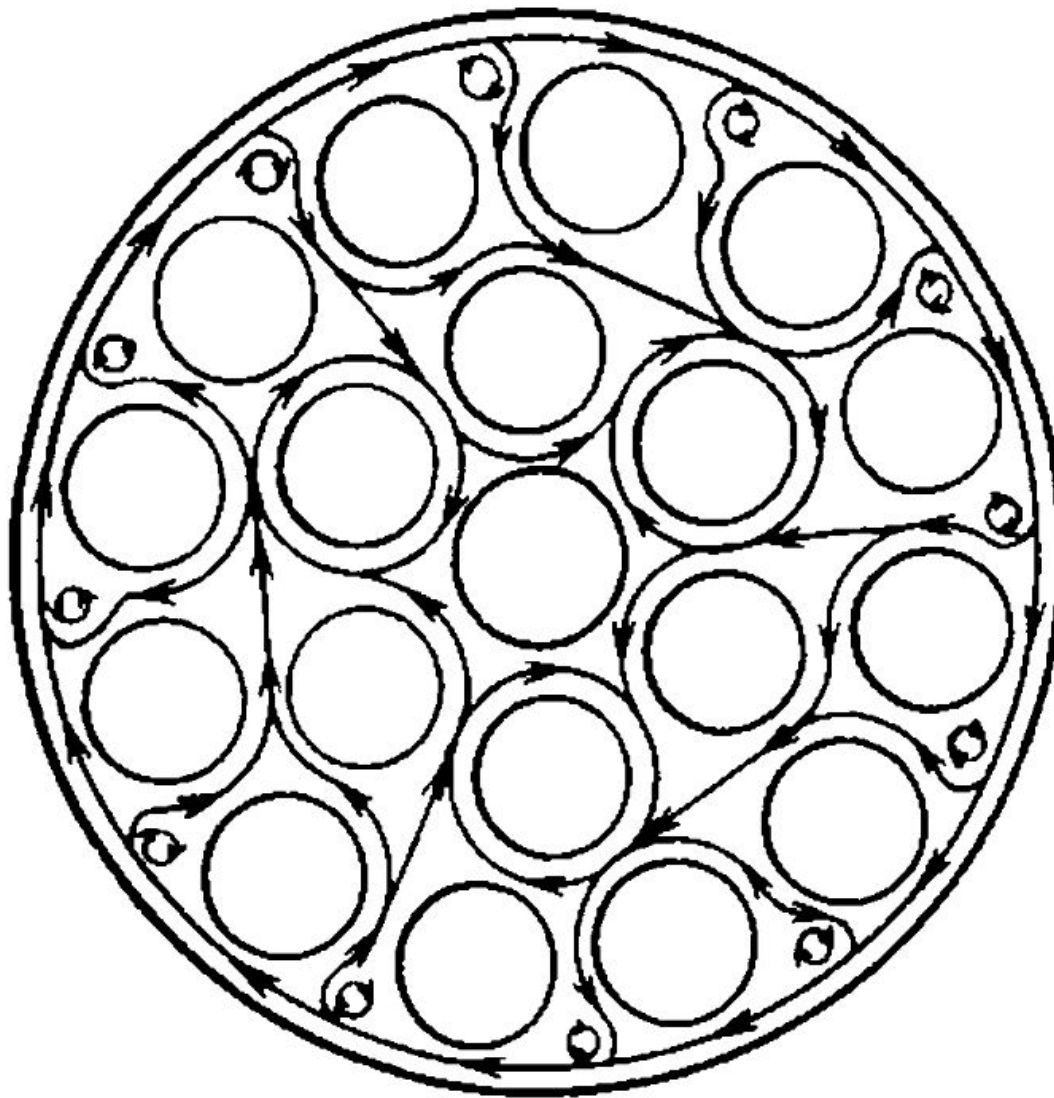
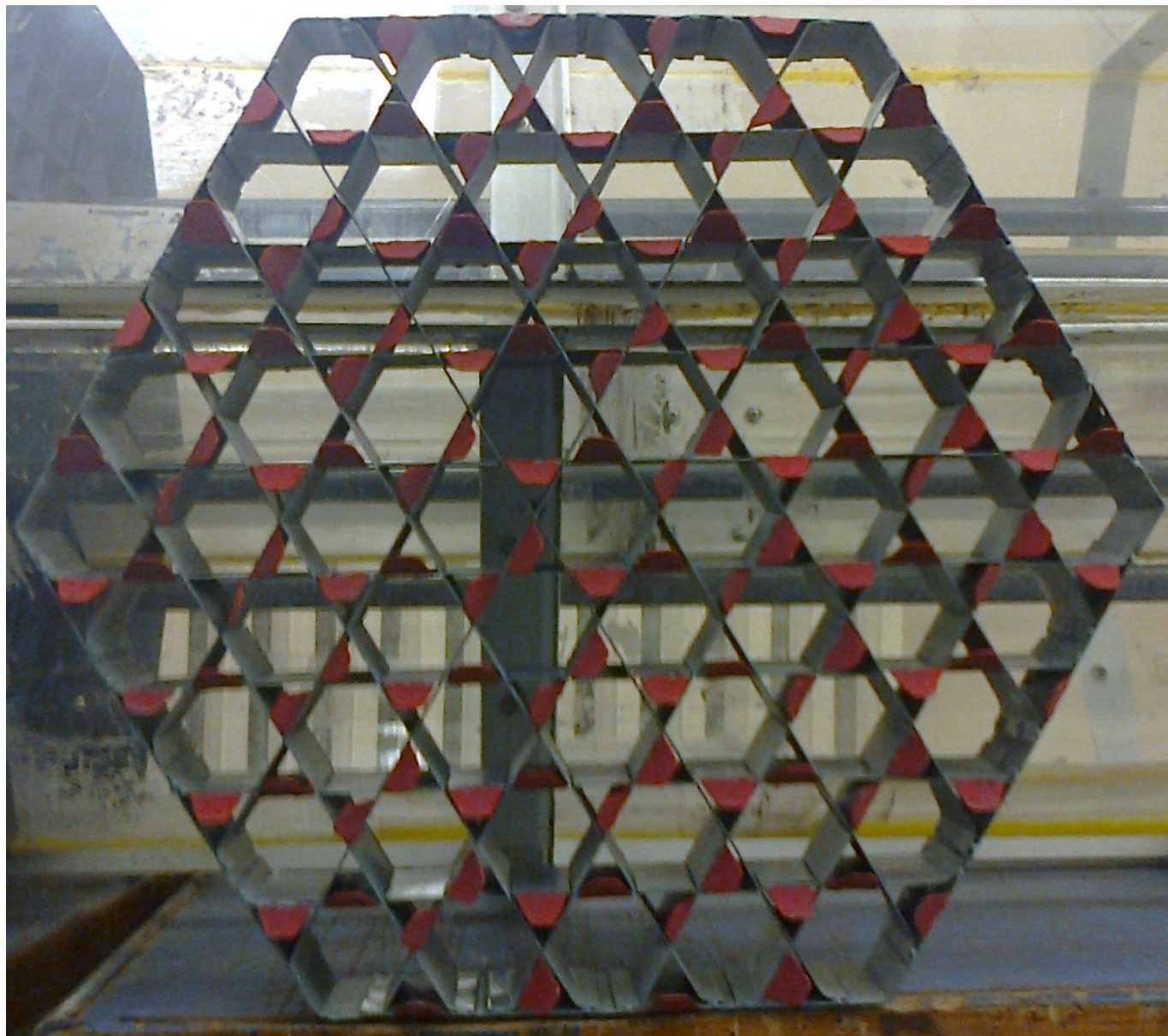
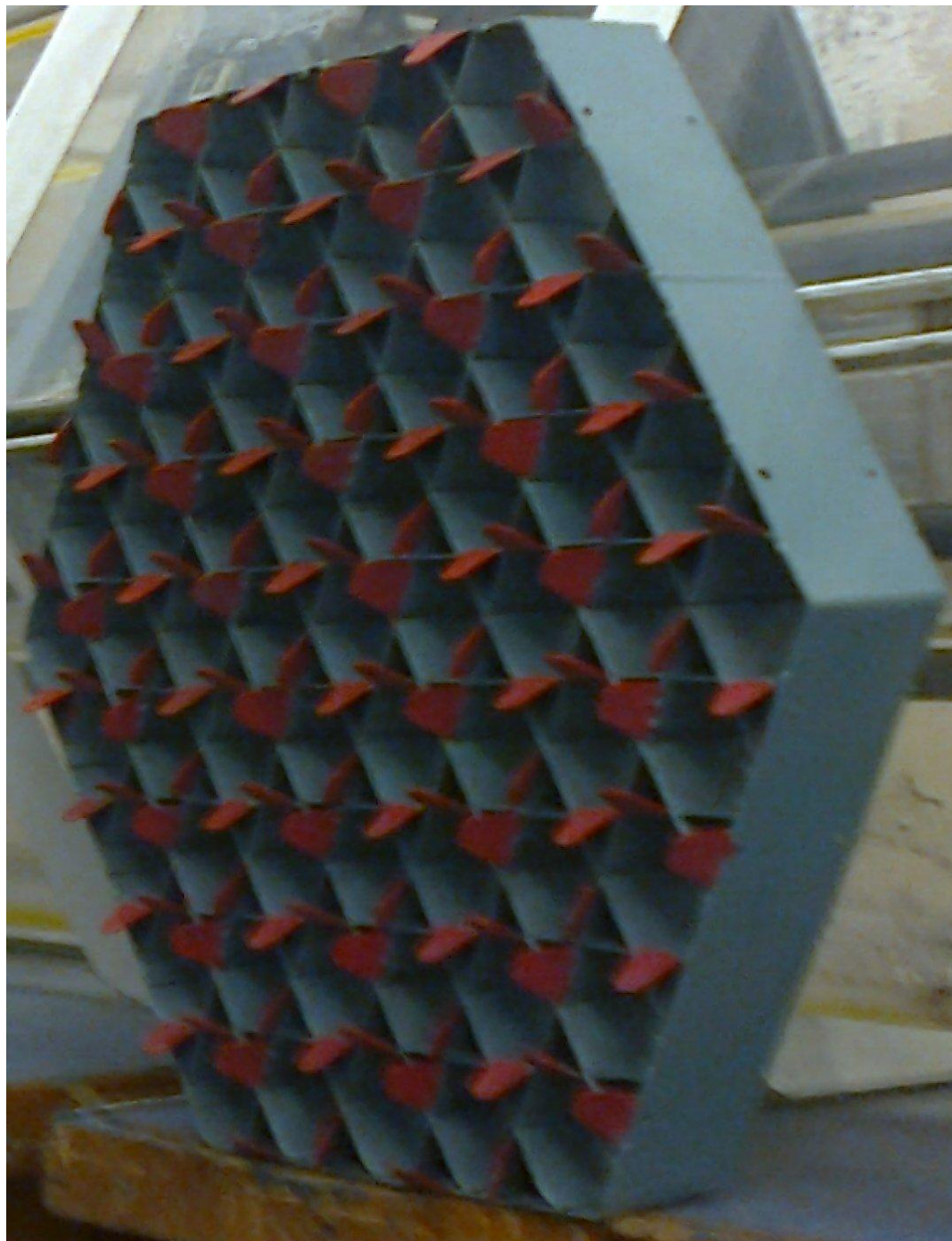


Схема циркуляция *однофазного* потока  
в поперечном сечении ТВС  
после интенсификатора осевой закрутки



Модель интенсифицирующей дистанционирующей решётки ТВС



Модель  
интенсифицирующей  
дистанционирующей  
решётки ТВС  
(другой ракурс)

## Влияние шероховатости поверхности и отложений на ней

В области недогретой жидкости выступы шероховатости увеличивают турбулизацию пристенного слоя и, следовательно, способствуют росту КТП. С другой стороны, шероховатость увеличивает число центров парообразования, способствует образованию сплошной плёнки пара на поверхности и, тем самым, снижает величину КТП.

В потоке с высоким паросодержанием шероховатость поверхности увеличивает унос жидкости из плёнки, что приводит к уменьшению КТП. Таким образом, влияние шероховатости стенки на двухфазный поток оказывается неоднозначным.

Обтекание шероховатости типа "выступ" потоком связано с образованием застойных зон. В этих зонах может происходить более интенсивное отложение солей, что приведет к зарастанию выступов отложениями и снижению эффекта интенсификации. По-видимому, этого можно избежать, если применить волнистую шероховатость, при которой устраняются застойные зоны.

Отложения продуктов коррозии на теплоотдающей поверхности сказываются на её температурном режиме и на значении  $q_{кр}$ .

Отложения обычно состоят из различных структур оксидов железа (70÷80%) и других конструкционных материалов в виде капиллярно-пористых структур.

Разные условия работы поверхностей обуславливают широкий диапазон свойств отложений.

Диаметр капиллярных каналов в отложениях имеет порядок 5–10 мкм, а количество их достигает 3000÷5000 на  $1\text{мм}^2$ .

Плотность отложений изменяется от 2,5 до 4,7 г/см<sup>3</sup>, а коэффициент теплопроводности от 0,5 до 3,0 Вт/(м·К).

При кипении на поверхности эффективная теплопроводность может возрасти в 10 и более раз.



Кризис теплообмена на пористых структурах возникает при меньших плотностях теплового потока, чем на непроницаемой поверхности.

Возможными причинами этого являются:

- 1) увеличенное количество центров парообразования, что способствует более раннему возникновению сплошной паровой пленки;
- 2) нарушение циркуляции в порах из-за закупорки капилляров и в связи с затруднением притока жидкости через отложения;
- 3) худшие теплофизические свойства отложений по сравнению с металлической поверхностью, что способствует локальному перегреву.

Для исследования теплогидравлических характеристик натуральных топливных сборок и пучков стержней требуются экспериментальные стенды значительной мощности. Поэтому часто ограничиваются экспериментами на моделях, содержащих меньшее количество стержней. Однако перенос таких результатов на полномасштабные сборки сложен и ненадёжен. Большая теплота парообразования у воды и высокие давления при значительных размерах канала вызывают необходимость больших мощностей для исследования явления кризиса. Чтобы избежать этого, разработаны методы моделирования кризиса с использованием фреонов, которые целесообразно применять как моделирующие жидкости вследствие их более низких температур, давления и теплоты парообразования.

Для подобия процессов кризиса теплообмена необходимо соблюдать геометрическое, термодинамическое и гидродинамическое подобие.

Геометрическое подобие включает в себя требование подобия геометрии канала и отношения линейных размеров канала к характерной длине (например, к капиллярной постоянной).

Термодинамическое подобие предполагает одинаковые механизмы теплообмена и эквивалентность физических свойств.

## *Вопросы, выносимые на зачёт*

1. Начальный участок трубы. Гидравлический диаметр.  
Формулы Блазиуса и Пуазейля.
2. Начальный участок трубы. Гидравлический диаметр.  
Формула для коэффициента теплоотдачи при стабилизированном течении в круглой трубе.
3. Кризис теплообмена, механизмы кризиса.  
Запас до кризиса.  
Коэффициент запаса до кризиса.
4. Влияние шероховатости поверхности и отложений на ней на теплообмен и кризис теплообмена.
5. Методы интенсификации теплообмена (краткая характеристика).

*ДЗЯКУЙ  
ЗА ЎВАГУ*

*СПАСИБО  
ЗА ВНИМАНИЕ*

*THANK FOR  
YOUR ATTENTION*