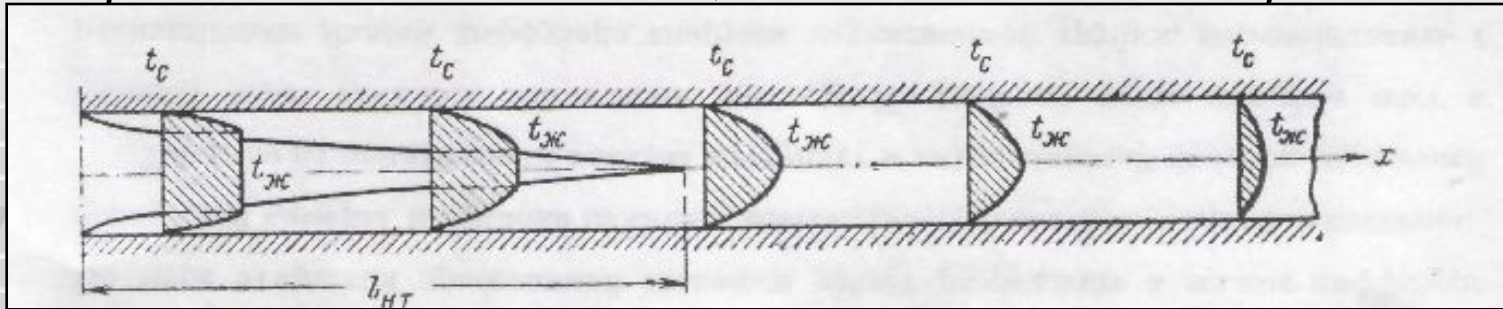


■ Тема 13. Конвективный теплообмен. Условия подобия процессов конвективного теплообмена. Критериальные уравнения.

■ **13.1 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ.**

- При ламинарном течении наряду с поперечным переносом тепла путем теплопроводности происходит также конвективный перенос тепла в продольном направлении. Вследствие этого теплообмен при ламинарном режиме течения зависит от гидродинамической картины течения. Пусть во входном сечении $t_{ж} = \text{const}$ и отличается от t_c . По мере движения потока между жидкостью и стенкой происходит процесс теплообмена и $t_{ж}$ постепенно изменяется. Таким образом, развитие процесса теплообмена внутри труб, вначале качественно такое же, как и в ламинарном погранслое на пластине. Около поверхности трубы образуется тепловой погранслой, толщина которого постепенно увеличивается в направлении движения потока. На некотором расстоянии от входа трубы $l_{н.т.}$ тепловые погранслои смыкаются, и в процессе теплообмена участвует далее весь поток жидкости. Расстояние $l_{н.т.}$ можно приближенно оценить по зависимости $l_{н.т.} \approx 0,05d \text{ Re Pr}$
- Обычно на практике ламинарный режим встречается при течении вязких теплоносителей, таких, как различные масла, для которых значение $Pr \gg 1$. В таких случаях длина участка тепловой стабилизации $l_{н.т.}$ оказывается довольно большой. Так например, если $Re=200$ и $Pr=500$? то $l_{н.т.} \approx 5 \cdot 10^3 d$.

- На расстоянии большем, чем l_{HT} , профиль температур по сечению трубы продолжает изменяться, как это показано на рис 13.1



- Рис.13.1. Изменение распределения температур по сечению и длине тубы.
- В пределах участка тепловой стабилизации температурный градиент в жидкости у стенки $(\partial t / \partial n)_n \rightarrow 0$ убывает по мере увеличения расстояния от входа быстрее, чем температурный напор $(t_{жс} - t_c)$, так как центральная часть потока еще не участвует в теплообмене. Поэтому из дифференциального уравнения теплообмена

$$\alpha = \frac{-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n \rightarrow 0}{\bar{t}_{жс} - t_c} = \frac{q_x}{t_{жс} - t_c}. \quad 13.1$$

- Следует, что локальный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{лок}$ постепенно уменьшается вдоль трубы. Падение $\alpha_{лок}$ продолжается до тех пор, пока тепловые пограничные слои не смыкаются. Далее обе величины $\partial t / \partial n$ и $t_{жс} - t_c$ убывают с одинаковой скоростью, а $\alpha_{лок} = const$.

- На рис 13.2. показано изменение $\alpha_{лок}$ и $\bar{\alpha}$ от длины трубы. Этот график показывает, что расстояние, на котором происходит стабилизация $\bar{\alpha} - l_{н.т.}$ всегда больше расстояния, отвечающего стабилизации локальных коэффициентов теплоотдачи, - $l_{н.т.}$.
- В уравнении (13.1) величина $t_{жсx}$ есть средняя температура потока в данном сечении. Эту температуру называют также температурой смещения. Температура определяется из выражения:

13.2

$$\bar{t}_{жсx} = \frac{\int_t C_p \rho \omega t_{жс} dt}{\int_t C_p \rho \omega dt}.$$

- Если зависимостью C_p и ρ от температуры можно пренебречь, то (13.2) принимает вид:

$$\bar{t}_{жсx} = \frac{\int_t \omega t_{жс} dt}{\int_t \omega dt} = \frac{1}{V} \int_t \omega t_{жс} dt. \quad 13.2.a$$

- В первом случае (13.2) осреднение температуры производится по энтальпии жидкости, во втором (13.2.a) – по ее объемному расходу. Следовательно, чтобы произвести осреднение температуры в сечении, необходимо иметь

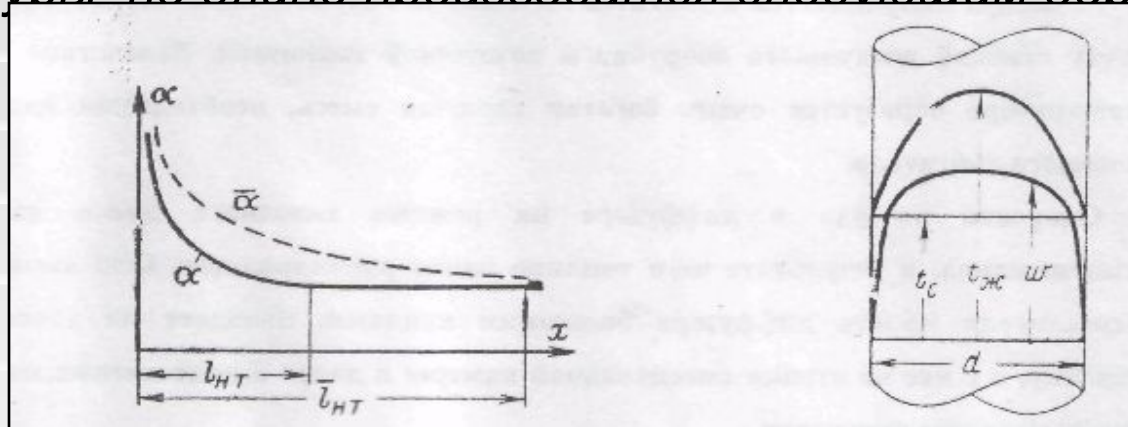
- Распределение скорости и температуры, измеренной одновременно (Рис 13.3). Если же скорость по сечению канала одинакова, то формула осреднения примет вид:

$$\bar{t}_{жсх} = \frac{1}{t} \int_t t dt \quad 13.2.6$$

- Величина q_x (13.1) представляет собой локальную плоскость теплового потока в данном сечении. Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F(\bar{t}_{жс} - \bar{t}_c)} = \frac{q}{\bar{t}_{жс} - \bar{t}_c} \quad 13.3$$

- Необходимо в общем случае знать средне по длине трубы или канала . Если температура изменяется не значительно, то осреднение температуры по длине производится следующим образом:



- Рис.13.2 Изменение локального и среднего коэффициентов теплоотдачи и от длины трубы.

- Рис.13.3 Изменение скорости температуры по сечению

- При небольшом изменении температуры вдоль трубы величина определяется как среднеарифметическое из температур в начальном $t_{ж}$ и конечном $t'_{ж}$ сечении трубы:

$$\bar{t}_{ж} = \frac{1}{2}(t'_{ж} + t''_{ж}).$$

- На практике обычно скорость и температура на выходе в трубу имеют t профили, близкие к равномерным.

- Для этих условий расчет среднего коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течения жидкости в трубах при $l/d > 10$ и $Re_{д.ж} > 10$ проводится по формуле

$$Nu_{д.ж} = 1,4(Re_{д.ж} \frac{d}{l})^{0,4} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \quad 13.5$$

- Соотношение (13.5) справедливо для значений $0,06 < Pr_{ж}/Pr_c < 10$.

- Соотношение (13.5) правомерно при значениях: $Re_{д.ж} d/l \cdot Pr_{ж}^{0,83} > 15$.

- При меньших значениях этой величины, т.е. для труб весьма большой длины: $l/d > 0.067$ $Re_{д.ж} Pr_{ж}$ (13.6) величина $Nu_{д.ж}$

- становится постоянной, что отвечает условиям стабилизации интенсивности теплопередачи.

- При выполнении этих условий вместо (13.5) для определения среднего коэффициента теплоотдачи может быть рекомендовано приближенное соотношение:

$$Nu_{д.ж} \approx 4(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.7)$$

■ 13.2. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ.

- При турбулентном режиме движения перенос тепла внутри жидкости осуществляется в основном путем перемешивания. При этом процесс перемешивания протекает настолько эффективно, что по сечению ядра потока температура жидкости практически постоянна. Резкое изменение температуры наблюдается лишь внутри тонкого слоя у поверхности.
- Было проведено большое количество исследований с различными каналами и разного рода жидкостями в широком диапазоне изменения основных параметров. На основе анализа и обобщения результатов этих исследований для расчета средней теплоотдачи установлена зависимость

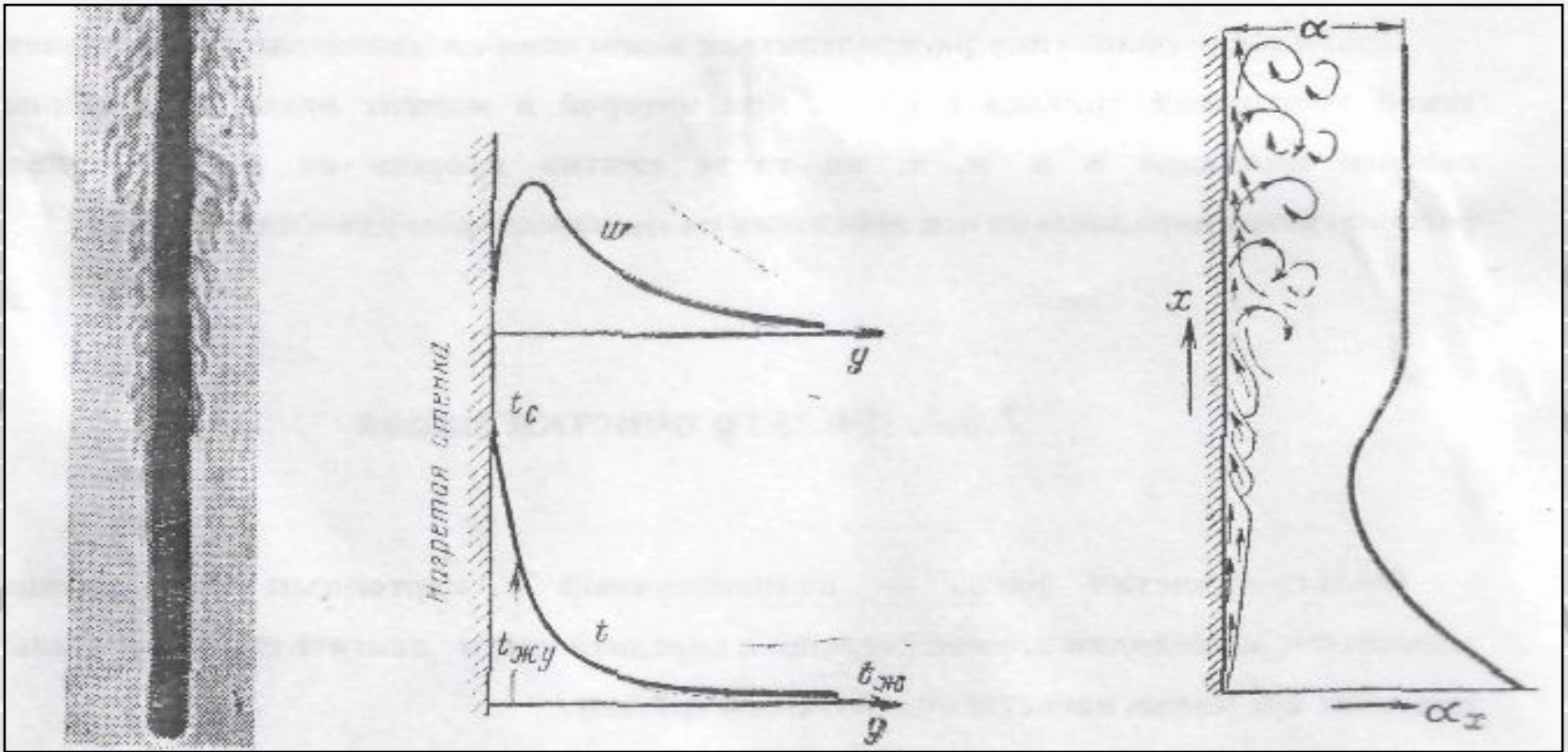
$$\overline{Nu}_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} El. \quad (13.8)$$

- За определяющую температуру здесь принята средняя температура жидкости $t_{жс}$, а за определяющий размер – эквивалентный диаметр $d_{эк}$:
- $$D_{эк} = ut/u,$$
- где t – площадь поперечного сечения канала;
- u – полный периметр канала.
- Коэффициент El учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Если $l/d > 50$,
- то $El = 1$. При $l/d < 50$ необходимо учитывать влияние начального термического участка.

■ 13.3 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ.

■ 13.3.1. Теплопередача в неограниченном пространстве.

- Процесс теплообмена при естественной конвекции (свободное движение) имеет очень широкое распространение как в технике, так и в быту. Свободным называется движение жидкости вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц.
- На Рис 13.4 показана типичная картина движения нагретого воздуха вдоль вертикальной трубы.
- При свободном движении жидкости в пограничном слое температура жидкости изменяется от t_c до $t_{ж}$ а скорость — от нуля у стенки, проходит через максимум и на большом удалении от стенки снова равна нулю (рис. 13.5). Вначале толщина нагретого слоя мала и течение жидкости имеет струйчатый, ламинарный характер. Но по направлению движения толщина слоя увеличивается, и при определенном ее значении течение жидкости становится неустойчивым, волновым, локонообразным и затем переходит в неупорядоченно-вихревое, турбулентное, с отрывом вихрей от стенки.
- С изменением характера движения изменяется и теплоотдача. При ламинарном движении вследствие увеличения толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи по направлению движения убывает, а при турбулентном он резко возрастает и затем по высоте остается постоянным (рис. 13.6)

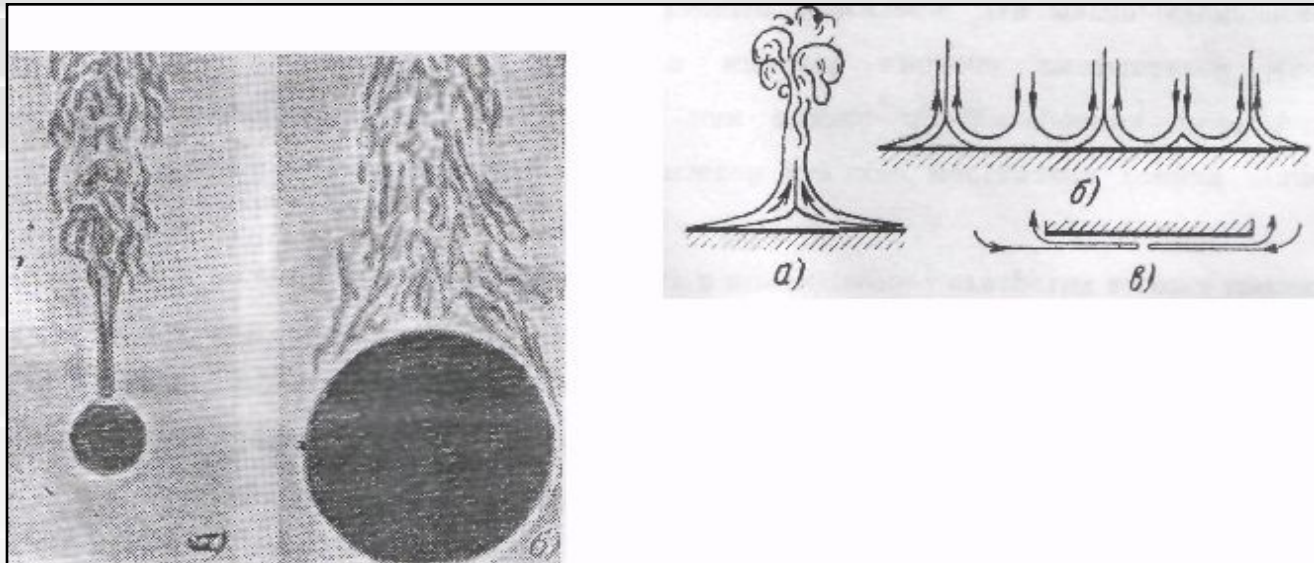


■ **Рис13.4.** Свободное движение воздуха вдоль нагретой вертикальной трубы.

Рис13.5. Изменение t и w при свободном движении среды вдоль нагретой вертикальной стенки

Рис13.6. изменение коэффициента теплопередачи по высоте трубы или пластины при свободном движении среды.

- В развитии свободного движения форма тела играет второстепенную роль. Здесь большее значение имеют протяженность поверхности, вдоль которой происходит движение, и ее положение. Описанная выше картина движения жидкости вдоль вертикальной стенки (или вдоль вертикальной трубы) типична также и для горизонтальных труб и тел опальной формы. Характер движения воздуха около нагретых горизонтальных труб различного диаметра представлен на (рис 13.7).
- Около нагретых горизонтальных плоских стенок или плит движение жидкости имеет иной характер и в сильной мере зависит от положения плиты и ее размеров. Если нагретая поверхность обращена кверху, то движение протекает по схеме (рис 13.8), а. При том



- а)
- Рис.13.8. Характер свободного движения жидкости около нагретых горизонтальных плит.
- Рис. 13.7. Характер свободного движения воздуха около горизонтальных труб.
а — $d = 28$ мм; б - $d = 250$ мм: вид с торца.

- Если плита имеет большие размеры, то вследствие наличия с краев сплошного потока нагретой жидкости центральная часть плиты оказывается изолированной. Ее вентиляция происходит лишь за счет притока (провала) холодной жидкости сверху (рис13.8,б). Если же нагретая поверхность обращена вниз, то в этом случае движение происходит лишь в тонком слое под поверхностью (рис13.8,в); остальная же масса жидкости ниже этого слоя остается неподвижной.
- По изучению интенсивности теплообмена в условиях свободного движения были проведены исследования с разными телами и различными жидкостями. В результате обобщения опытных данных получены критериальные зависимости для средних значений коэффициента теплоотдачи. В этих формулах в качестве определяющей температуры принята температура окружающей среды $t_{ж}$.

- В качестве определяющего размера для горизонтальных труб принят диаметр d , а для вертикальных поверхностей — высота h
- Закономерность средней теплоотдачи для горизонтальных труб диаметром d при $103 < Gr_d Pr_{ж} < 10^8$ имеет вид:

$$Nu_{d_{ж}} = 0,50 (Pr_{ж})^{0,25} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}, \quad (13.9)$$

- а закономерность средней теплоотдачи для вертикальных поверхностей (трубы, пластины) следующая:
- а) при $103 < Gr_h Pr_{ж} < 10^9$ (ламинарный режим)

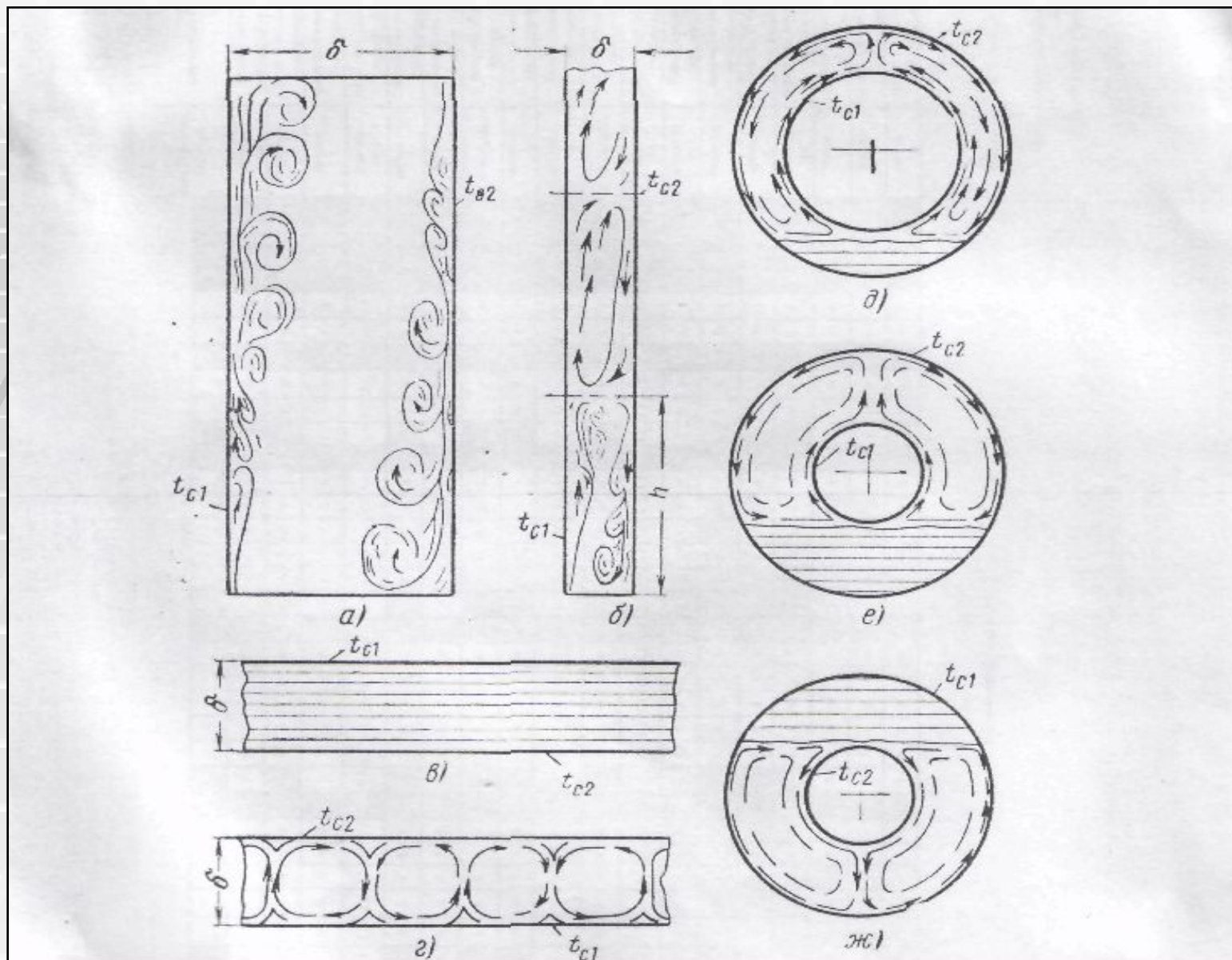
$$Nu_{h_{ж}} = 0,76 (Gr_h Pr_{ж})^{0,25} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25} \quad (13.10)$$

- Для газов $Pr = const$, а $Pr_{ж} / Pr_{с} = 1$, и потому все приведенные выше расчетные формулы упрощаются.

■ 13.3.2. Теплоотдача с ограниченным пространством.

- *Выше были рассмотрены условия теплообмена в неограниченном пространстве, где протекало лишь одно явление, например нагрев жидкости, в ограниченном пространстве явления нагревания и охлаждения жидкости протекают вблизи друг от друга, и разделить их невозможно; в этом случае весь процесс надо рассматривать в целом. Вследствие ограниченности пространства и наличия восходящих и нисходящих потоков здесь сильно усложняются условия движения. Они зависят как от формы и геометрических размеров, так и от рода жидкости и интенсивности теплообмена.*
- *В вертикальных каналах и щелях в зависимости от их толщины циркуляция жидкости может протекать двояко. Если достаточно велика, то восходящий и нисходящий потоки протекают без взаимных помех (рис 13.8, а) и имеют такой же характер, как и вдоль вертикальной поверхности в неограниченном пространстве. Если же мала, то вследствие взаимных помех внутри возникают циркуляционные контуры (рис. 13.8.б).*

- В горизонтальных щелях процесс определяется взаимным расположением нагретых и холодных поверхностей и расстоянием между ними. Если нагретая поверхность расположена сверху, то циркуляция совсем отсутствует (рис 13.8. в).
- Если же нагретая поверхность расположена снизу, то имеются и восходящие и нисходящие потоки которые между собой чередуются (рис 13.8. г)
- В шаровых и горизонтальных цилиндрических прослойках в зависимости от их толщины (или соотношения диаметров) циркуляция жидкости протекает по схемам (Рис. 13.8. д и е).
- Необходимо обратить внимание, что здесь циркуляция развивается лишь в зоне, лежащей ниже кромки нагретой поверхности. Ниже этой кромки жидкость остается в покое. Если же нагрета внешняя цилиндрическая поверхность, то циркуляция жидкости протекает по схеме (рис. 3.30, ж) и охватывает все пространство, расположенное ниже верхней кромки холодной поверхности.



- **Рис13.8.** Характер естественной циркуляции жидкости в ограниченном замкнутом пространстве.

- Для облегчения расчета, такой сложный процесс конвективного теплообмена принято рассматривать как элементарное явление теплопроводности $\lambda_{\text{эк}} = Q\delta / F\Delta t$, вводя при этом понятие, эквивалентного коэффициента теплопроводности
- Если значение последнего разделить на λ среды, то получим
- безразмерную величину $Ek = \lambda_{\text{эк}} / \lambda$ которая характеризует собой влияние конвекции и называется коэффициентом конвекции.
- Так как циркуляция жидкости $t_{\text{жс}} = 0,5(t_{c1} + t_{c2})$ обусловлена разностью плотностей нагретых и холодных частиц и определяется критерием $Gr Pr$, то и Ek должно быть функцией того же аргумента т.е. $Ek = f(Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}})$
- При вычислении критериев подобия не зависимо от формы прослойки за определяющий размер принята ее толщина δ , а за определяющую температуру – средняя температура жидкости
- При массовых значениях аргумента $Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}} < 1000$ значение функции $Ek=1; (\lg Ek=0)$. Это значит что при малых значениях $Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}}$ теплопередача от горячей стенки к холодной в прослойках обуславливается только теплопроводностью жидкости.
- При значении $103 < Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}} < 106$
 $Ek=0.105(Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}})^{0.3}$ 13.11
 И при $106 < Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}} < 1010$
 $Ek=0.40(Gr_{\text{жс}} Pr_{\text{жс}})^{0.2}$ 13.12

- Снижение интенсивности теплопередачи при больших значениях аргумента следует объяснить помехой в движении поднимающихся (нагретых) и опускающихся (охлажденных) струек жидкости (см. рис 13.8 а)
- В приближенных расчетах вместо (13.11) и (13.12) для всей области значений аргументов $Gr_{ж} Pr_{ж} > 10^3$. можно принять зависимость

$$Ek = 0.18 (Gr_{ж} Pr_{ж})^{0.25}. \quad 13.13$$

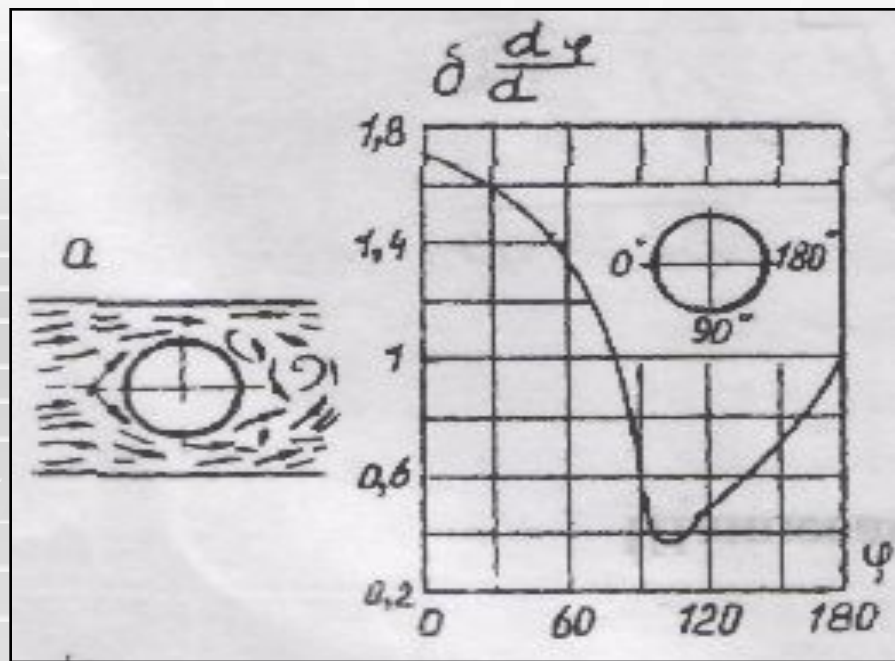
Которую можно привести к виду:

$$Ek = A \sqrt{\delta^3 \Delta t}, \quad 13$$

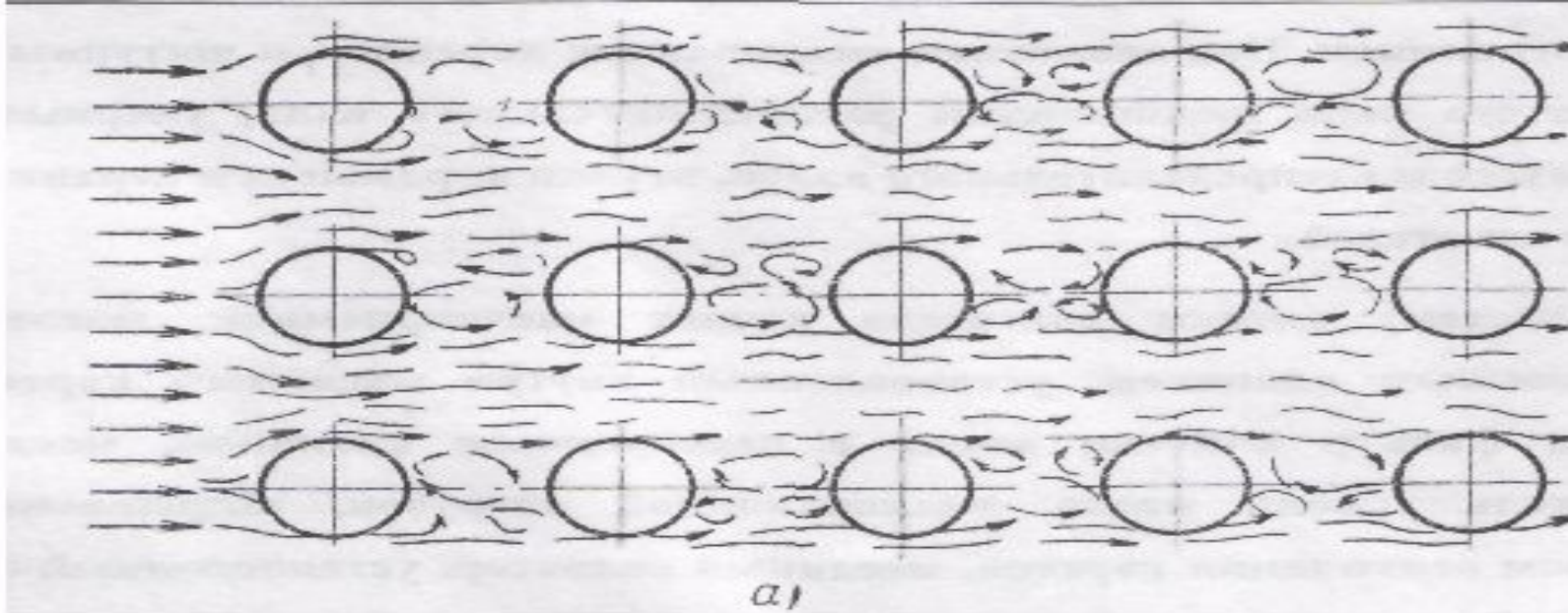
$$\text{где } A = 0.18 \frac{(\beta g Pr)^{0.25}}{\nu^{0.25}}.$$

■ 13.3.3. Теплопередача при поперечном обтекании труб.

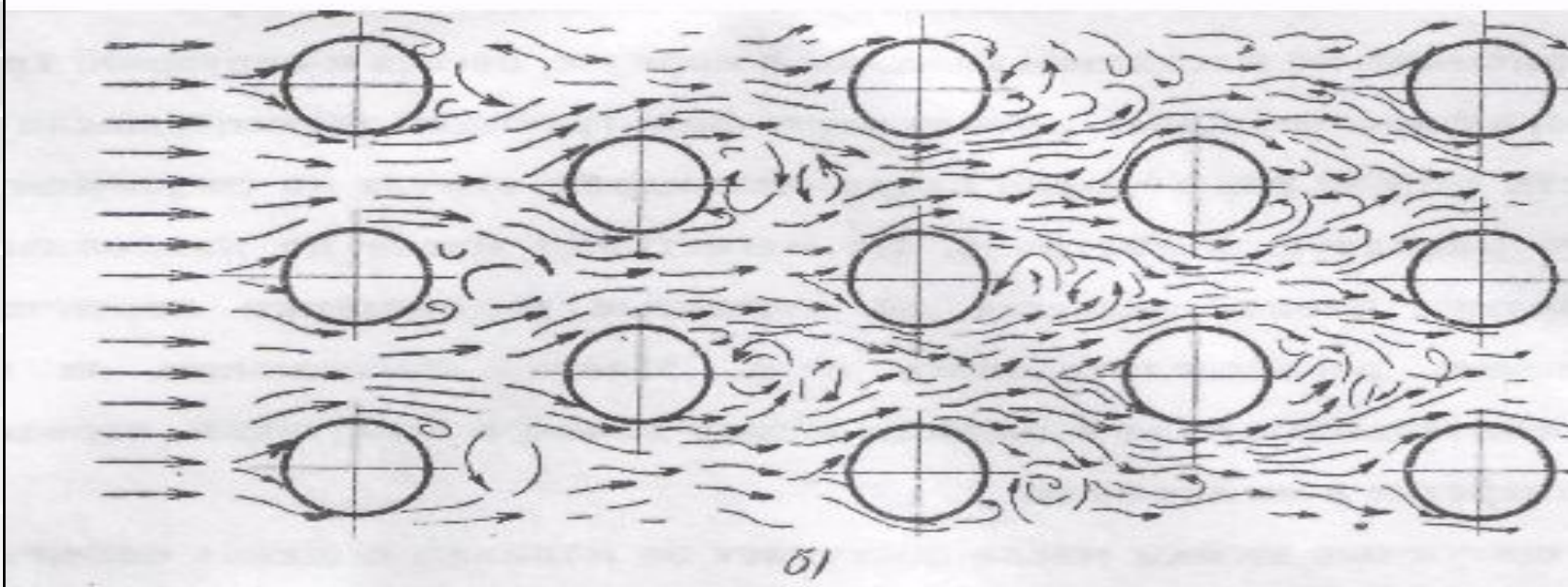
- Для многих теплообменников, как? например водотрубных котлов, воздухоподогревателей, экономайзеров и др., характерно поперечное расположение труб в потоке теплоносителя. При этом, как указывалось выше, поток жидкости отрывается от омываемой поверхности, движение теплоносителя приобретает очень сложный характер - образуются застойные области, возникают обратные течения; крупные вихри и другие явления, которые искажают естественные условия течения, соответствующие форме русла потока
- Рассмотрим вначале поперечное обтекание одиночной трубы. Из рис13.9, а. где показано поперечное обтекание цилиндра потоком жидкости, видно, что около «экватора» (точнее, при $\alpha = 82^\circ$, где α - угол, отсчитываемый от лобовой точки трубы) происходит отрыв струя от поверхности и только около 45% поверхности трубы омывается потоком жидкости, который не отрывается от нее, а остальная часть трубы находится в вихревой зоне, где течение сложное, циркуляционное.
- В соответствии с таким специфическим характером движения жидкости процесс теплоотдачи по окружности цилиндра имеет своеобразный характер, что видно из рис13.9. б. где по оси ординат отложено отношение локального значения величины af к ее среднему по контуру значению.



- Рис 13.9. Поперечное обтекание цилиндра потоком жидкости (а) и изменение при этом коэффициента теплоотдачи, при $Re = 104$ (б)
- Максимальное значение коэффициента теплоотдачи наблюдается на лобовой образующей цилиндра ($\varphi = 0$), где толщина пограничного слоя минимальна. Результаты опытных исследований для рассматриваемого случая поперечного обтекания цилиндра жидкостью обрабатываются обычно в виде зависимости $Nu = f(Re, Pr)$. При этом определяющим размером считают диаметр цилиндра, в качестве определяющей температуры берут среднюю температуру жидкости.



a)

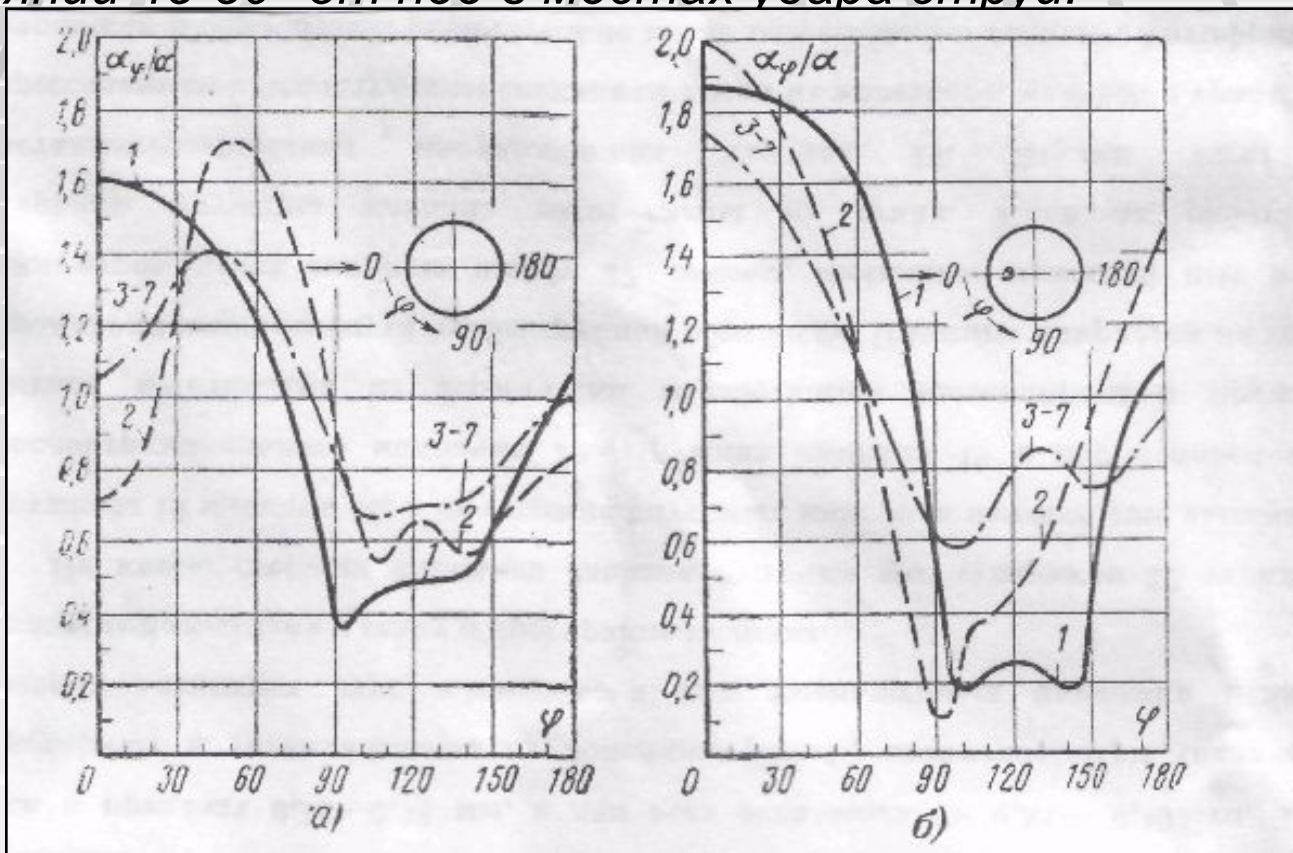


б)

- Рис.13.10. Картина движения жидкости в коридорных (а) и шахматных (б) пучках из круглых труб.

- При указанных условиях расчетные формулы для любых жидкостей при угле атаки имеют вид:
- $Re = 5-103; Nu = 0,5Re^{0,5}Pr^{0,38}(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$
(13.15)
- $Re = 103-105; Nu = 0,25Re^{0,6}Pr^{0,38}(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$
(13.16)
- Расчет конвективного теплообмена в пучках (пакетах) труб при их поперечном вынужденном обтекании жидкостью представляет собой более сложную задачу.
- На практике чаще всего встречаются два типа пакетов труб - с коридорным и шахматным расположением.
- На рисунках (13.10) а. б представлены пучки с коридорным и шахматным расположением труб и показан характер поперечного движения жидкости в пространстве между трубами. На рисунке видно, что в шахматных пучках условия омывания труб во всех рядах близки к условиям омывания одиночного цилиндра.

- Для пучка с коридорным расположением труб это не типично, в нем только характер омывания трубы первого ряда такой же, как у одиночного цилиндра, а трубы всех последних рядов находятся в вихревой зоне труб, расположенных в предыдущих рядах, и максимум теплоотдачи получается не в лобовой точке, а примерно на расстоянии $45-50^\circ$ от нее в местах удара струй.



- Рис 13.11. Изменение теплоотдачи по окружности труб для различных рядов в коридорных (а) и шахматных (б) пучках; $Re=14-103$. 1—7— номера рядов труб.

- На основании обобщения многочисленных опытных данных используют следующие расчетные формулы средней теплоотдачи
- для третьего и последующих рядов труб в пучке для $Re = 103-105$: при коридорном расположении

$$Nu = 0,26Re^{0,65}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{cm})^{0,25}; \quad (13.17)$$

- при шахматном расположении

$$Nu = 0,41 Re^{0,6}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{cm})^{0,25} .$$

(13.18)

- В качестве определяющего размера в этих формулах принят внешний диаметр труб пучка, определяющий температуры - средняя температура жидкости
- Чтобы определить труб первого ряда пучка, нужно найденное значение коэффициента теплоотдачи для третьего ряда умножить на поправочный коэффициент $\beta = 0,6$. для труб второго ряда при коридорном пучке - на $\beta = 0,9$, а при шахматном - на $\beta = 0,7$.
- Средний коэффициент теплоотдачи пучка труб в целом определяют путем усреднения вычисленных значений по рядам труб, пользуясь равенством:

$$\alpha_{пучка} = \frac{(\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n)}{(F_1 + F_2 + \dots + F_n)},$$
 где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ - коэффициенты теплоотдачи рядов пучка; F_1, F_2, \dots, F_n - поверхности нагрева всех труб в ряду.
- Если $F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_n$, то

$$\alpha_{пучка} = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n)}{(n - 2)} / n.$$

(13.19)