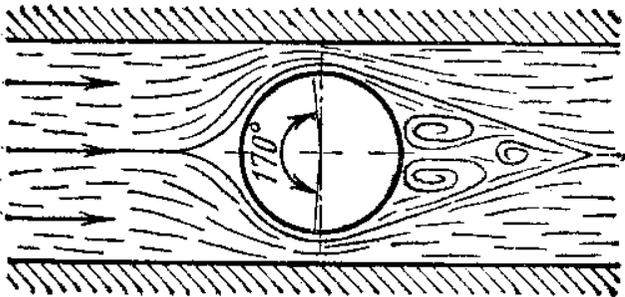
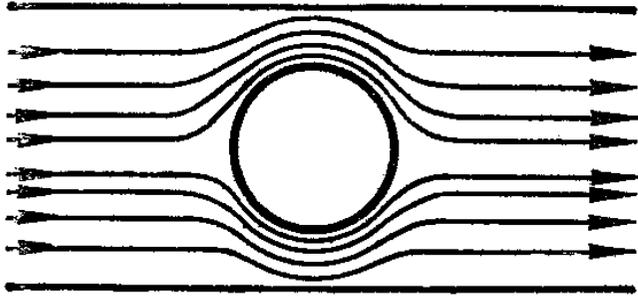


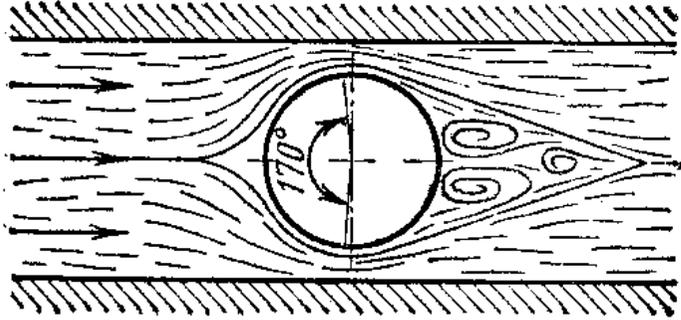
Теплообмен при поперечном омывании одиночной трубы



Процесс теплоотдачи в поперечном потоке жидкости, омывающей одиночную круглую трубу, характеризуется рядом особенностей.

Плавное, безотрывное омывание поверхности круглой трубы наблюдается только при $Re < 5$.

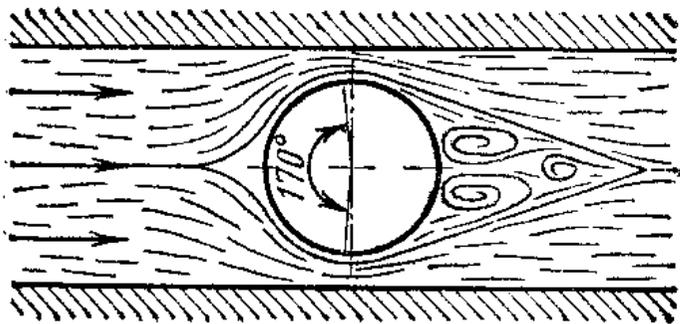
При бóльших значениях Re условия омывания лобовой и кормовой половин трубы совершенно различны.



Ламинарный пограничный слой, образующийся в лобовой части трубы, отрывается от её поверхности и в кормовой части образуются два *симметричных вихря*. Только 45-47% (или при углах $\varphi=80-85^\circ$, считая от лобовой точки) поверхности трубы

омывается потоком жидкости безотрывно, вся остальная ее часть находится в вихревой зоне.

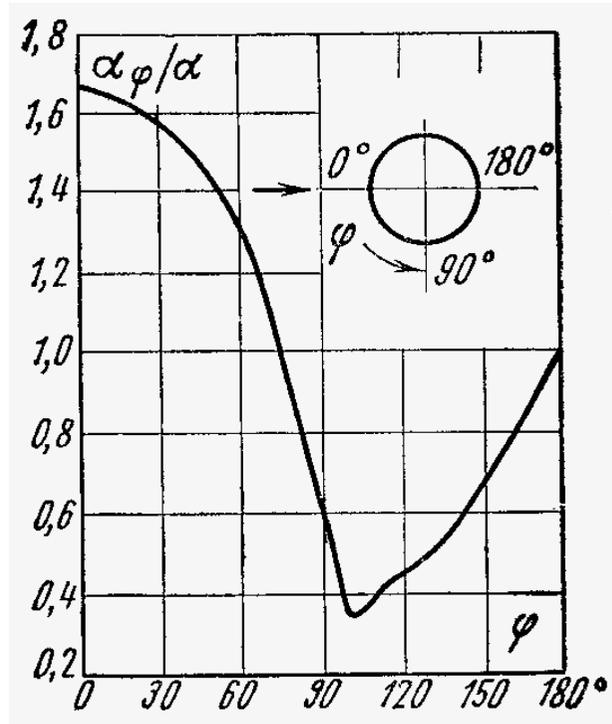
Чем больше скорость потока, тем при бóльших углах φ происходит отрыв ламинарного пограничного слоя.



При больших значениях числа Re ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный, а отрыв слоя происходит при $\varphi=120-130^\circ$. Это смещение приводит к уменьшению вихревой зоны в кормовой части трубы и обтекание ее улучшается.

Статическое давление ниже в лобовой части трубы (из-за уменьшения сечения потока при обтекании) и выше в кормовой. Вместе с тем, за кормовой частью кинетическая энергия потока выше за счёт проникающих в пограничный слой пульсаций от вихрей.

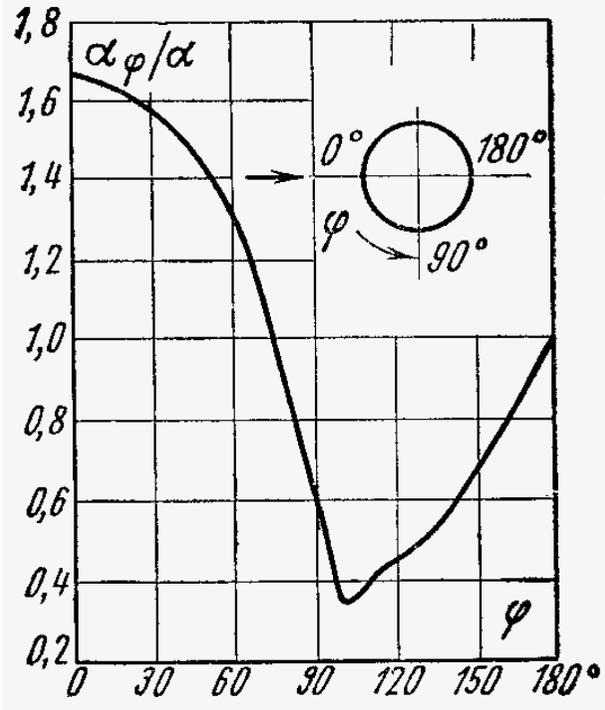
Турбулентный пограничный слой появляется при значительных числах $Re = 1 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$.



В лобовой части трубы (при $\varphi=0$) коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение, т.к. пограничный слой имеет наименьшую толщину.

По мере движения жидкости вдоль поверхности толщина пограничного слоя увеличивается и достигает максимального значения почти у экватора, а коэффициент теплоотдачи уменьшается.

За экватором кормовая часть цилиндра омывается жидкостью, имеющей сложный вихревой характер движения, при этом *происходит разрушение пограничного слоя*, а коэффициент теплоотдачи увеличивается, достигая максимального значения при $\varphi=180^\circ$, и может сравняться с теплоотдачей в лобовой части трубы.



Сложная картина течения обуславливает трудность теоретического описания задачи конвективной теплоотдачи при поперечном обтекании трубы.

Описанная картина движения жидкости справедлива для значений чисел Рейнольдса $Re = 5-2 \cdot 10^5$.

Средний коэффициент теплоотдачи по окружности одиночной трубы

при $Re_{ж,d} = 5-1000$

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,5 Re_{ж,d}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \left(Pr_{ж} / Pr_{ст} \right)^{0,25}$$

при $Re_{ж,d} = 1000-2 \cdot 10^5$

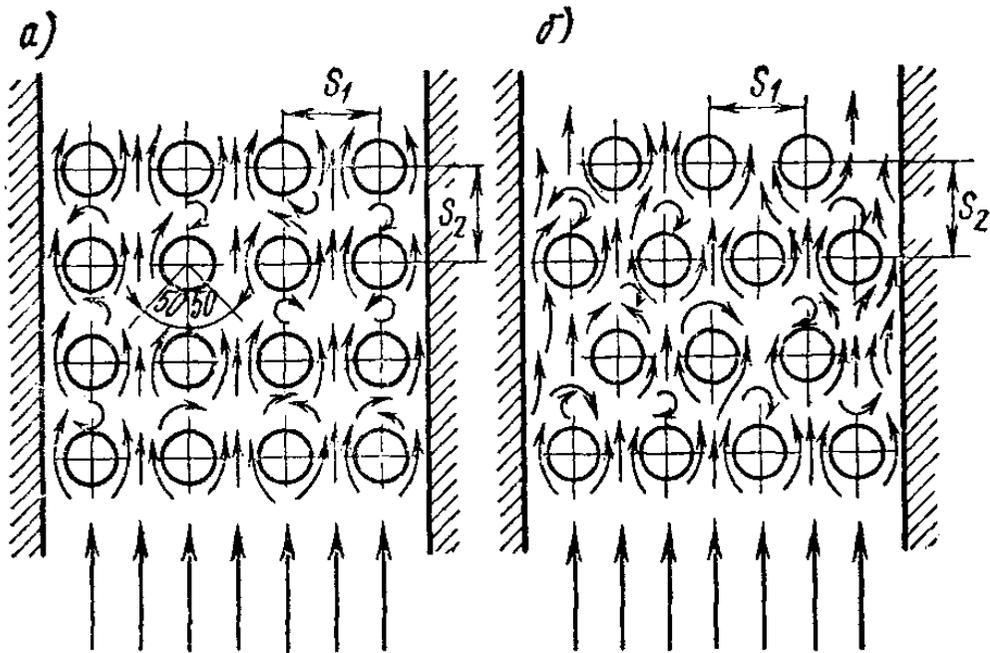
$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,25 Re_{ж,d}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \left(Pr_{ж} / Pr_{ст} \right)^{0,25}$$

За определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы,
за определяющую температуру – средняя температура жидкости, скорость отнесена к самому узкому сечению канала, в котором расположена труба.

Если угол атаки $\psi < 90^\circ$, то коэффициент теплоотдачи для $\psi = 90^\circ$ нужно умножить на поправочный коэффициент $e_y < 1$.

При $Re=150\div 1000$ в кормовой части трубы наблюдается последовательное отрывание и образование нового вихря, в результате чего за кормовой частью образуется дорожка вихрей. Чередование отрывов и образований вихрей создают поперечную силу, стремящуюся к поперечному колебанию трубы (этим объясняется наличие звука гудения при обтекании цилиндрических тел).

Теплообмен при поперечном омывании пучков труб



Сложная гидродинамическая картина омывания одиночной трубы делается еще более сложной при омывании пучка круглых труб.

Применяются в основном два вида расположения труб в пучках: коридорный и шахматный.

Характеристиками пучка труб считаются:

внешний диаметр d ,
количество рядов труб n ,
поперечный потоку шаг труб s_1 ;
продольный потоку шаг труб s_2 .
относительные шаги $(s_1/d, s_2/d)$.

Если в канале было турбулентное движение жидкости, то оно будет турбулентным и в пучке труб, причем степень турбулизации будет возрастать от ряда к ряду, т.к. пучок труб является очень хорошим турбулирующим устройством.

Если в канале перед пучком режим течения был ламинарным, то в зависимости от числа Re в пучке труб может быть как ламинарное, так и турбулентное течение жидкости.

При малых значениях числа $Re < 1000$ ламинарный режим течения может сохраниться и в пучке труб.

В теплообменных аппаратах, как правило, турбулентное течение жидкости.

Омывание трубок первого ряда, независимо от расположения труб в пучке (шахматное или коридорное), практически не отличается от омывания одиночной трубы и зависит только от начальной турбулентности потока.

Характер омывания следующих рядов труб в обоих пучках изменяется.

Начиная со 2 ряда, в *коридорных пучках* максимум теплоотдачи наблюдается при угле $\varphi=50^\circ$, считая от лобовой точки, т.е. в месте начального удара набегающих струй.

Начиная со 2 ряда, в *шахматных пучках* максимум теплоотдачи наблюдается в лобовой части труб.

При *коридорном* расположении трубы любого ряда затеняются соответственными трубами предыдущего ряда, что ухудшает омывание лобовой части и большая часть поверхности трубы находится в слабой вихревой зоне.

При *шахматном* расположении труб загоразивания одних труб другими не происходит. Вследствие этого коэффициент теплоотдачи в шахматных пучках при одинаковых условиях выше, чем в коридорных.

Коэффициент теплоотдачи для труб второго ряда выше, чем для первого, а для третьего ряда выше, чем для второго.

Начиная с третьего ряда поток жидкости стабилизируется и коэффициент теплоотдачи для всех последующих рядов остается величиной постоянной.

Если теплоотдачу третьего ряда принять за 100%, то теплоотдача первого ряда коридорных и шахматных пучков составляет лишь 60%.

теплоотдача второго ряда коридорного пучка составляет 90%, а шахматного – 70%.

Вместе с этим, начальная турбулентность потока (прохождение через вентилятор и/или «улитку» за ним) может изменить эту закономерность, и теплоотдача первых рядов может стать выше теплоотдачи глубинных рядов, где её интенсивность определяется чисто компоновочными характеристиками.

Средний коэффициент теплоотдачи *третьего* ряда пучка труб:
при коридорном расположении труб

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,26 Re_{ж,d}^{0,65} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \left(Pr_{ж} / Pr_{ст} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_s$$

при шахматном расположении труб

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,41 Re_{ж,d}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \left(Pr_{ж} / Pr_{ст} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_s$$

где ϵ_s учитывает зависимость теплоотдачи от расстояния между трубами.

За определяющую температуру принята средняя температура жидкости,
за определяющую скорость – скорость жидкости в самом узком сечении ряда,
за определяющий размер – диаметр трубы.

Формулы справедливы для любых капельных жидкостей и газов.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка в целом определяется по формуле осреднения

$$\bar{a} = \frac{\bar{a}_1 F_1 + \bar{a}_2 F_2 + \dots + \bar{a}_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}$$

где $\bar{a}_1, \bar{a}_2, \dots, \bar{a}_n$ – средние коэффициенты теплоотдачи в отдельных рядах труб;

F_1, F_2, \dots, F_n – поверхности нагрева каждого ряда.

Часто площади поверхности теплообмена по рядам трубок совпадают. Тогда

$$\bar{a} = \frac{\bar{a}_1 + \bar{a}_2 + \dots + (n-2)\bar{a}_3}{n}$$

Если пучок труб омывается вынужденным потоком жидкости под углом $\psi < 90^\circ$, то коэффициент теплоотдачи для пучка труб при $\psi = 90^\circ$ необходимо умножить на поправочный коэффициент $e_y < 1$.