




$p_0$   
 $z$   
 $x$   
 $y$   
 $A$   
 $g$   
 $p = p_0$   
 $z = 0$   
 $p_0 = \rho g \cdot 0 + p_0$   
 $p_0 = p_0$   
 $p = p_0 + \rho g h$   
 основ. урав. гидрост.

$$p = p_0 + \rho \frac{\vec{v}_1^2 \cdot \vec{x}_2}{2g} + \rho g z$$

$$p = p_0 + \rho g \left( \frac{\vec{v}_1^2 \cdot \vec{x}_2}{2g} \right) + \left( \frac{2}{a} \right)$$

$$p = p_0 + \rho g (\Delta h + a)$$

$$p = p_0 + \rho g h$$

$$p = p_0 + \frac{\vec{v}_1^2 \cdot \vec{x}_2}{2g} + \rho g z$$

Уб-ие свободной пов-ти

Закон Паскаля указ на способность жид передавать усилия на расстояние, что широко используется в технике. Основана работа гидравлических тормозов, домкратов, мультипликаторов, гидропривода, систем гидропневмоавтоматики.

X - проекция вектора на ось X  
 $\frac{1}{2} - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}$

OX:  $p_x dxdydz - p_y dndydz \cos \alpha + \frac{1}{2} dndydz \sin \alpha = 0$

OZ:  $p_z dxdydz - p_n dndydz \sin \alpha + \frac{1}{2} dxdydz \sin \alpha = 0$

OX:  $p_x dxdydz - p_n dndydz \cos \alpha = 0$

OZ:  $p_z dxdydz - p_n dndydz \sin \alpha = 0$

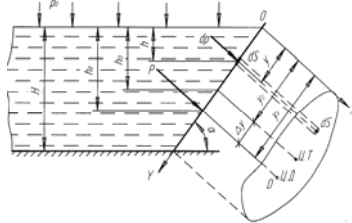
$\frac{dn \cos \alpha}{dn \sin \alpha} = \frac{dz}{dx}$

$H_k = Z_k + h_{pk}$   
 потенциальный (резервный)  
 капитал  
 $H_c = Z_c + h_{pc}$   
 $H_c = H_k$   
 широтатный капитал  
 $H'_E = Z_E + h_{pE}$   
 $H' = H + \frac{P_E}{S_E}$

4) Числовая попул. эн-та  
 E - разд. а-ую совершает  
 частица кист-ти нах-ся в  
 (1) к. при сво-м падении от  
 сво-го полож-ния до пл-ти  
 сравн-ния  
 $E = m g Z_k + m g \frac{P_k}{S_k}$   
 $C = Z_k + \frac{P_k}{S_k} = H_k$

## 2. Приборы для измерения давления.

### 9) Сила давления жидкости на плоскую стенку.



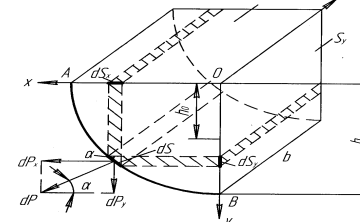
Сила, действующая на элементарную площадку  $dS$ .  $dP = (\rho_0 + pgh)S$ ;  $P = \int p dS + \int p gh dS = \int p dS + \rho g \sin \alpha \int y dS = \rho_0 S + \rho g \sin \alpha \int y dS = \rho_0 S + \rho g \sin \alpha y_D S$ .  $h = \sin \alpha \cdot y$ .  $y_D S = y_0 S + \sin \alpha \int y dS$ .  $y_0 S$  – статический момент площади, относительно  $Ox$ . Сила гидростатического давления на плоскую поверхность  $P = (\rho_0 + pgh_0)S$ .  $p_0$  – давление на свободной поверхности,  $h_0$  – глубина погружения центра тяжести смоченной площади поверхности,  $P$  – площадь поверхности,  $m^2$ ;  $h_0$  – глубина погружения центра тяжести смоченной площади поверхности,  $m$ . Сила избыточного давления при  $p_0 = \text{атм}$ :  $P = \rho g h_0 S$ . Центр давления – точка пересечения линии действия силы  $P$  с плоскостью стенки. Положение центра давления (точка  $D$  на рис) в плоскости стенки определяется формулами:

$$y_D = y_0 + \frac{I_0}{F \cdot y_0};$$

$$\Delta y = y_D - y_0 = \frac{I_0}{F \cdot y_0} \cdot y_0, \quad y_0 -$$

координата центра давления и центра тяжести смоченной части поверхности,  $m$ ;  $I_0$  – момент инерции площади смоченной части поверхности относительно горизонтальной оси, проходящей через центр ее тяжести,  $m^4$ ;  $\Delta y$  – смещение центра давления относительно центра тяжести вдоль оси  $Oy$ ,  $m$ .

### 10) Сила давления жидкости на криволинейную стенку.



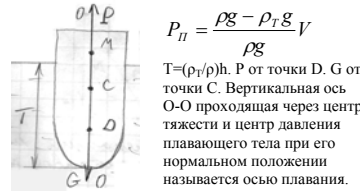
Силу гидростатического давления на криволинейную поверхность определяют по формуле  $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ ,  $P_x, P_y$  – горизонтальная

и вертикальная составляющие силы избыточного давления,  $H$ . Горизонтальная составляющая  $P_x$  равна силе давления на вертикальную проекцию криволинейной поверхности  $P_x = (\rho_0 + pgh_0)S_y$ ,  $S_y$  – площадь проекции криволинейной поверхности,  $m^2$ .  $S_y$  – площадь проекции криволинейной поверхности,  $m^2$ . АВ – криволинейная поверхность,  $dP$  – элементарная сила гидростатического давления;  $dP_x, dP_y$  – горизонтальная и вертикальная составляющие силы гидростатического давления;  $S_x$  – проекция криволинейной поверхности АВ на горизонтальную плоскость  $xoz$ ;  $S_y$  – проекция криволинейной поверхности АВ на вертикальную плоскость  $yoz$ ;  $b$  – ширина. Если манометрическое давление  $p_0$  на свободной поверхности жидкости равно нулю (т.е. давление на свободной поверхности равно атмосферному  $p_0 = \text{атм}$ ), тогда  $P_x = \rho g h_0 S_y$ . Вертикальная составляющая  $P_y$  равна весу жидкости в объеме тела давления  $V$  и определяется выражением:  $P_y = \rho g V$ . Тело давления расположено между вертикальными плоскостями, проходящими через крайние образующие цилиндрической поверхности, самой цилиндрической поверхностью и свободной поверхностью жидкости или ее продолжением. Если давление на свободной поверхности ограничивается сверху пьезометрической плоскостью, удаленной от свободной поверхности жидкости на расстояние  $l = \frac{P_m}{\rho \cdot g} = \frac{P_0 - P_{\text{атм}}}{\rho \cdot g}$ . Направление силы  $P$  определяется тангенсом угла наклона  $\alpha$ :  $\tan \alpha = P_y / P_x$

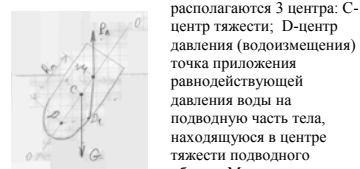
определяется тангенсом угла наклона  $\alpha$ :  $\tan \alpha = P_y / P_x$

### 11) Плавание тел. Закон Архимеда. Остойчивость плавающего тела.

Закон Архимеда: На тело, погруженное в жидкость действует выталкивающая сила, равная весу жидкости, вытесненной этим телом.  $P_2 - P_1 = \rho g H_2 S_2 - \rho g H_1 S_1 = \rho g (H_2 - H_1) S = \rho g H S = \rho g V$ ;  $P_a = G$  – тело плавает;  $P_a > G$  – тело всплывает;  $P_a < G$  – тело тонет. Плаваемость – способность тела плавать при заданных нагрузках. Каждое тело обладает некоторым запасом плаваемости и он равен весу жидкости в объеме незатопленной части плавающего тела



$P_{II} = \frac{\rho g - \rho_l g}{\rho g} V$   
 $T = (\rho_l / \rho) h$ .  $P$  от точки  $D$ .  $G$  от точки  $C$ . Вертикальная ось  $O-O$  проходящая через центр тяжести и центр давления плавающего тела при его нормальном положении называется осью плавания. Осадка плавающего тела ( $T$  – глубина погружения самой нижней точки плавающего тела. Плоскость плавания – плоскость свободной поверхности жидкости, пересекающей поверхность плавающего тела. Ватерлиния – линия пересечения плоскости плавания с боковой поверхностью плавающего тела. На оси плавания располагаются 3 центра: С – центр тяжести; D – центр давления (водоизмещения) точка приложения равнодействующей давления воды на подводную часть тела, находящуюся в центре тяжести подводного объема. М – метациентр – точка пересечения оси плавания с направлением равнодействующей силы давления жидкости при наклонном теле. Момент пары сил – восстанавливающий остойчивое положение. Кренящий момент – нестойчивое положение.  $R_m$  – метациентрический радиус ( $m/y$  и  $M$ );  $h_m$  – метациентрическая высота ( $m/y$  и  $M$ );  $0,3 \dots 1,2$  м. остойчивость – способность тела восстанавливать свое первоначальное положение после крена.



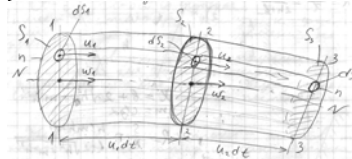
первоначальное положение после крена.

### 12) Понятие о струйчатой модели потока. Виды движения: 1) неуставновившееся; 2) установившееся: а) равномерное; б) неравномерное; 3) инпное и безнапорное.



Линия тока – кривая, проведенная к движущейся жидкости, касательные к которой в данный момент времени совпадают с направлением векторов скорости в каждой точке данной кривой. При неуставновившемся движении жидкости линии тока и траектория движения частиц не совпадают. Траектория – геометрическое место точек, движущейся частицы жидкости. А линия тока дает мгновенную картину скоростей различных частиц жидкости. Жидкость находящаяся внутри трубки тока называется элементарной струйкой. Свойства эл-ой струйки: 1) имеет постоянную форму, т.е. форма линии тока с течением времени не изменяется; 2) боковая поверхность эл-ой струйки не проницаема для частиц жидкости находящихся, как вне, так и внутри нее; 3) скорость эл-ой струйки одинакова. Живое сечение потока – сечение, в каждой точке поекот. линии тока направлены по нормали. Расходом жидкости  $V$ ,  $m^3/c$ , называют объем жидкости, протекающей за единицу времени  $\tau$  через живое сечение потока.  $V_d = U_d S$ .  $V = w S = U_d S$ .  $w$  – средняя скорость потока – это фиктивная скорость, с которой все частицы жидкости перемещаются так, что количество жидкости, протекающей через рассматриваемое живое сечение равно действительному количеству жидкости, протекающей через это же сечение при действительных скоростях течения:  $w = V/S$ . Гидравлический радиус  $R$ ,  $m$ , характеризует размер и форму сечения потока:  $R = S/\chi$ . Смоченный периметр – это периметр поперечного сечения потока, в пределах соприкосновения его с отражающими стенками. Исключая поверхность, отделяющую поток от газообразной среды. Для прямоугольного канала:  $\chi = 2h + b$ ,  $R = S/\chi = bh/(2h + b)$ ; для трубы  $\chi = \pi d$ ,  $R = S/\chi = \pi r^2 / \pi d = r/2$

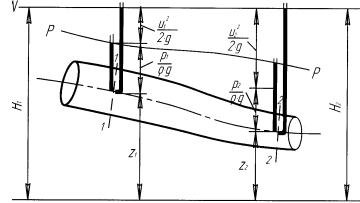
### 13) Уравнение постоянства расхода для установившегося движения жидкости.



1) Для эл-ой струйки. Кол-во жидкости, прошедшее за время  $dt$  через сечение 1-1:  $dV_1 = U_1 dt dS_1$ . Кол-во жидкости, прошедшее за время  $dt$  через сечение 2-2:  $dV_2 = U_2 dt dS_2$ ;  $U_1 dt dS_1 = U_2 dt dS_2$ ;  $U_1 dS_1 = U_2 dS_2$ . 2) Для потока. При установившемся движении несжимаемой жидкости расход во всех живых сечениях потока одинаков  $V = w S_1 = w S_2 = \text{const}$ .  $w$  – средняя скорости в соответствующих живых сечениях потока,  $m/c$ ;  $S$  – площади поперечных сечений потока в соответствующих сечениях,  $m^2$ . Отсюда следует:  $w_1 S_1 = w_2 S_2$ ;  $w_1/w_2 = S_2/S_1$ , т.е. средние скорости обратно пропорциональны соответствующим площадям живых сечений.

### 14) Уравнение Бернулли для эл-ой струйки идеальной жидкости.

Уравнение Бернулли устанавливает связь между давлением, скоростью и геометрической высотой в различных сечениях, является основным уравнением практической гидродинамики. Под идеальной понимают фиктивную абсолютно несжимаемую жидкость, неспособную оказывать сопротивление усилиям сдвига и растягивающим силам. Элементарная струйка в этой жидкости течет, не смешиваясь в направлении линии тока.



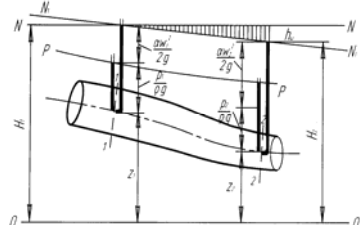
Для идеальной жидкости гидродинамический напор  $H_1$  в сечении 1-1 равен гидродинамическому напору  $H_2$  в сечении 2-2  $H_1 = H_2 = \text{const}$ . Уравнение Бернулли, записанное для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2, имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2 \cdot g} = \text{const}$$

$U^2/2g$  – скоростные напоры, характеризующие кинетические энергии единицы веса жидкости (удельные кинетические энергии) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $p/\rho g$  – пьезометрические высоты, характеризующие потенциальные энергии давления единицы веса жидкости (удельные энергии давления) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $Z$  – геометрические высоты, характеризующие потенциальные энергии положения единицы веса жидкости (удельные энергии положения) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $U$  – скорости элементарных струек жидкости в соответствующих сечениях,  $m/c$ .  $P-P$  – пьезометрическая линия;  $N-N$  – напорная линия;  $0-0$  – плоскость сравнения.  $H_1, H_2$  – гидродинамические напоры.  $H_1 = H_2$ . Поднятие жидкости на дополнительную высоту в скоростных трубах (тр. Пито) объясняется тем, что движущиеся частицы жидкости набегая на входные концы трубок, осуществляют доп-ое давление на неподвижную жидкость, для уравнивания которого она должна подняться на такую дополнительную высоту, при кот. сила тяжести столбиков жидкости уравнивает доп-ое давление.

### 15) Уравнение Бернулли для эл-ой струйки реальной жидкости.

Реальная жидкость в отличие от идеальной испытывает сопротивление трению. Уравнение Бернулли устанавливает связь между давлением, скоростью и геометрической высотой в различных сечениях, является основным уравнением практической гидродинамики.



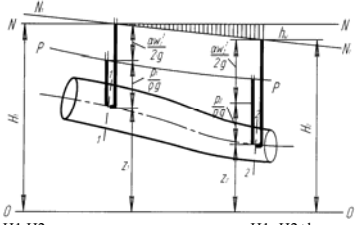
$H_1, H_2$  – гидродинамические напоры.  $H_1 = H_2 + h_w$ .  $h_w$  – потери напора, характеризующие энергию единицы веса жидкости, затраченные на преодоление гидравлических сопротивлений на пути между двумя рассматриваемыми сечениями (удельная энергия, теряемая при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2),  $m$ .  $P-P$  – пьезометрическая линия;  $N-N$  – напорная линия (идеальная жидкость);  $0-0$  – плоскость сравнения;  $N_1 - N_1$  – напорная линия (реальная жидкость). Физический смысл уравнения Бернулли: при установившемся движении жидкости сумма удельных энергий остается неизменной вдоль потока и равной общему запасу удельной энергии

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2 \cdot g} + h_w$$

$U^2/2g$  – скоростные напоры, характеризующие кинетические энергии единицы веса жидкости (удельные кинетические энергии) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $p/\rho g$  – пьезометрические высоты, характеризующие потенциальные энергии давления единицы веса жидкости (удельные энергии давления) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $Z$  – геометрические высоты, характеризующие потенциальные энергии положения единицы веса жидкости (удельные энергии положения) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $U$  – скорости элементарных струек жидкости в соответствующих сечениях,  $m/c$ . Поднятие жидкости на дополнительную высоту в скоростных трубах (тр. Пито) объясняется тем, что движущиеся частицы жидкости набегая на входные концы трубок, осуществляют доп-ое давление на неподвижную жидкость, для уравнивания которого она должна подняться на такую дополнительную высоту, при кот. сила тяжести столбиков жидкости уравнивает доп-ое давление.

### 16) Уравнение Бернулли для потока вязкой (реальной) жидкости.

Реальная жидкость в отличие от идеальной испытывает сопротивление трению. Уравнение Бернулли устанавливает связь между давлением, скоростью и геометрической высотой в различных сечениях, является основным уравнением практической гидродинамики.



$H_1, H_2$  – гидродинамические напоры.  $H_1 = H_2 + h_w$ .  $h_w$  – потери напора, характеризующие энергию единицы веса жидкости, затраченные на преодоление гидравлических сопротивлений на пути между двумя рассматриваемыми сечениями (удельная энергия, теряемая при движении жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2),  $m$ .  $P-P$  – пьезометрическая линия;  $N-N$  – напорная линия (идеальная жидкость);  $0-0$  – плоскость сравнения;  $N_1 - N_1$  – напорная линия (реальная жидкость). Физический смысл уравнения Бернулли: при установившемся движении жидкости сумма удельных энергий остается неизменной вдоль потока и равной общему запасу удельной энергии

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 w_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 w_2^2}{2 \cdot g} + h_w$$

$\alpha$  – коэф-нт кинетической энергии потока, учитывающий неравномерность распределения скоростей по его живому сечению (коэффициент Кориолиса).  $U^2/2g$  – скоростные напоры, характеризующие кинетические энергии единицы веса жидкости (удельные кинетические энергии) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $p/\rho g$  – пьезометрические высоты, характеризующие потенциальные энергии давления единицы веса жидкости (удельные энергии давления) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $Z$  – геометрические высоты, характеризующие потенциальные энергии положения единицы веса жидкости (удельные энергии положения) в сечениях 1-1 и 2-2,  $m$ ;  $U$  – скорости элементарных струек жидкости в соответствующих сечениях,  $m/c$ . Поднятие жидкости на дополнительную высоту в скоростных трубах (тр. Пито) объясняется тем, что движущиеся частицы жидкости набегая на входные концы трубок, осуществляют доп-ое давление на неподвижную жидкость, для уравнивания которого она должна подняться на такую дополнительную высоту, при кот. сила тяжести столбиков жидкости уравнивает доп-ое давление.

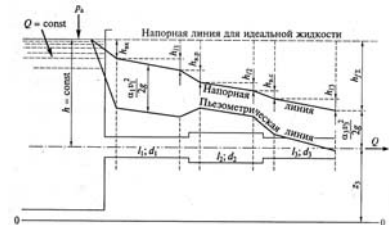
19. Гидравлический и пьезометрический уклон. Уравнение Бернулли является важнейшим уравнением гидродинамики, дающим возможность установить зависимость между тремя основными параметрами движущейся жидкости:  $p$ ,  $V$ ,  $Z$ . Уменьшение полной удельной энергии жидкости вдоль потока, отнесенное к единице его длины, называется гидравлическим уклоном.

$$i = \frac{(z_1 + p_1 / (\rho g) + \alpha_1 v_1^2 / (2g)) - (z_2 + p_2 / (\rho g) + \alpha_2 v_2^2 / (2g))}{l} = \frac{h_{f1-2}}{l}$$

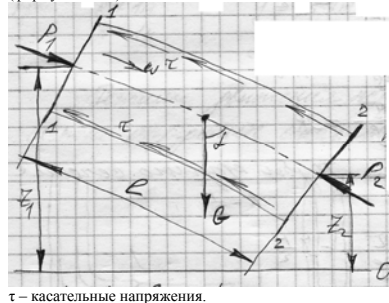
Изменение удельной потенциальной энергии жидкости вдоль потока, отнесенное к единице длины, называется пьезометрическим уклоном  $I_p$ .

$$I_p = \frac{[z_1 + p_1 / (\rho g)] - [z_2 + p_2 / (\rho g)]}{l}$$

Пьезометрический уклон может быть положительным и отрицательным, гидравлический уклон всегда положителен. Очевидно, что в трубе постоянного диаметра с неизменным распределением скоростей пьезометрический и гидравлический уклоны одинаковы.



18. Уравнение равномерного движения жидкости, (формула Шези).



$\tau$  – касательные напряжения.

- $P_1 = p_1 S$
- $P_2 = p_2 S$
- $G = mg = \rho g V = \rho g l S$
- $T_{\text{тр}} = \tau \cdot x \cdot l$

$$P_1 - P_2 + G \cdot \cos \alpha - T_{\text{тр}} = 0$$

$$p_1 S - p_2 S + \rho g l S \cos \alpha - \tau \cdot x \cdot l = 0$$

$$\cos \alpha = \frac{z_1 - z_2}{l}$$

$$p_1 S - p_2 S + \rho g S (z_1 - z_2) - \tau \cdot x \cdot l = 0 \div \rho g S$$

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + (z_1 - z_2) - \frac{\tau \cdot x \cdot l}{\rho g S} = 0$$

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} - z_2 - \frac{p_2}{\rho g} = h_{\text{в}}; \frac{\tau \cdot x \cdot l}{\rho g S} = h_{\text{в}}; \frac{\tau}{\rho g} = IR$$

Для трубы круглого сечения:

$$\frac{\tau}{\rho g} = I \frac{r}{2}; (R = \frac{r}{2});$$

$$\frac{\tau}{\rho g} = b \omega^2; \omega^2 b = IR;$$

$$\omega = \sqrt{\frac{IR}{b}} = \sqrt{\frac{1}{b}} \cdot \sqrt{IR} = c \sqrt{IR};$$

$c$  – коэффициент – Шези.

$$c = \frac{1}{n} R^{2/3};$$

$n$  – коэффициент шероховатости, зависящий от состояния стенок.

$y$  – показатель степени,  $y = f(R; n)$ ; при  $0,1 < R < 3$  м.

$$y = 2,5 \sqrt{n} - 0,13 - 0,75 \sqrt{R} (\sqrt{n} - 0,1)$$

При  $R < 1$  м  $y = 1,5 \sqrt{n}$

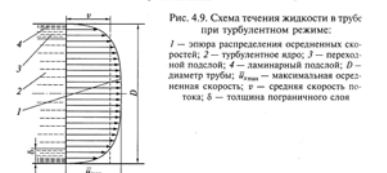
При  $R > 1$  м  $y = 1,3 \sqrt{n}$

20. Режимы движения вязкой жидкости. Число Рейнольдса и его критические значения. Эпюры скоростей. В природе существуют два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме частицы жидкости движутся не перемешиваясь, образуя струйчатое, слоистое движение. При турбулентном режиме частицы жидкости наряду с основным движением осуществляют поперечные перемещения создающие перемешивание жидкости. Траектории движения частиц имеют сложную форму и пересекаются между собой.

Ламинарный режим имеет место при движении жидкостей большой вязкости (смазочные масла, мазут, нефть), при фильтрации воды в порах грунта, при движении крови в кровеносных сосудах. Турбулентный режим встречается чаще. Течение воды в реках каналов, водопроводных трубах является турбулентным. Скорости, соответствующие смене режимов, называют критическими. На основании опытов и анализа размерностей О. Рейнольдс предложил безразмерный критерий, который впоследствии был назван числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{v d \rho}{\mu}$$

На основании опытов для круглых труб при напорном движении нижнее критическое число Рейнольдса принято равным 2320. Верхнее критическое число Рейнольдса изменяется в широких пределах от 4000 до 50 000. Поэтому более точным условием существования ламинарного режима следует считать соотношения  $Re < 2320$ , а турбулентного  $Re > 10^4$ .



21. Расход жидкости при ламинарном режиме движения.



- 3-й Ньютона  $\tau = -\mu \frac{du}{dr}$
- Ур-ие равномерного движения:  $\frac{\tau}{\rho g} = IR$

$$-\mu \frac{du}{dr} = \rho g IR = \rho g l \frac{r}{2};$$

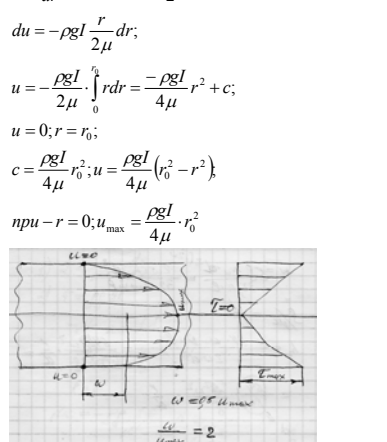
$$du = -\rho g l \frac{r}{2\mu} dr;$$

$$u = -\frac{\rho g l}{2\mu} \int_0^r r dr = -\frac{\rho g l}{4\mu} r^2 + c;$$

$$u = 0; r = r_0;$$

$$c = \frac{\rho g l}{4\mu} r_0^2; u = \frac{\rho g l}{4\mu} (r_0^2 - r^2);$$

$$\pi r u - r = 0; u_{\text{max}} = \frac{\rho g l}{4\mu} \cdot r_0^2$$



$$dV = u dS = u 2\pi r dr = \frac{\rho g l}{4\mu} \cdot (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr;$$

$$V = \frac{\rho g l \pi}{2\mu} \cdot \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) r dr = \frac{\rho g l \pi}{2\mu} \cdot \left( \frac{r_0^4}{2} - \frac{r^4}{2} \right);$$

$$V = \frac{\rho g l}{2\mu} \cdot \frac{\pi r_0^4}{4} = \frac{\rho g l \pi}{8\mu};$$

24. Классификация потерь напора. Гидравлические потери обычно подразделяют на потери по длине и местные потери напора. Потери напора по длине – это потери энергии, которые возникают в прямых трубах постоянного сечения, зависят от длины трубопровода и обусловлены силами вязкости и влиянием стенок, ограничивающих поток. Потери напора, возникающие по длине  $l$  потока, обозначают  $h_l$ . Местные потери напора обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями, которые возникают в результате деформации потока, вызванными фасонными частями арматуры трубопровода. Местные потери напора обозначают  $h_m$ . Потери напора при движении жидкости складываются из потерь напора по длине и потерь на местные сопротивления:  $h_f = h_l + h_m$ .

Для вычисления потерь напора пользуются эмпирическими формулами:

$$h_l = \lambda \frac{l v^2}{d 2g}; h_{\text{м}} = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

Местные сопротивления:

- Внезапное расширение потока:

$$\zeta_{\text{exp}} = \frac{h_{\text{exp}}}{v_1^2 / 2g}$$

- Внезапное сжатие:

$$\zeta_{\text{сж}} = \frac{h_{\text{сж}}}{v_2^2 / 2g}$$

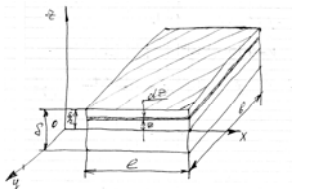
- Мувтовое закругление:

$$\zeta_{\text{крз}} = \frac{h_{\text{крз}}}{v_1^2 / 2g}$$

- Движение потока через вентили:

$$\zeta_v = \frac{h_v}{v^2 / 2g}$$

22. Движение жидкости через плоскую щель.



- $\tau = -\mu \frac{du}{dz}$
- $\tau = \rho g l R$

$$-\mu \frac{du}{dz} = \rho g l R; -du = \frac{\rho g l R}{\mu} dz$$

$$R = z$$

$$du = \frac{\rho g l z}{\mu} dz$$

$$u = -\frac{\rho g l}{2\mu} \int_0^z z dz = -\frac{\rho g l}{2\mu} \cdot \frac{z^2}{2} + c$$

$$u = 0; \text{если } z = \frac{\delta}{2};$$

$$l = \frac{\rho g l}{2\mu} \cdot \left( \frac{\delta}{2} \right)^2; u = \frac{\rho g l}{2\mu} \cdot \left( \frac{\delta^2}{4} - z^2 \right);$$

$$\pi \mu - z = 0$$

$$u_{\text{max}} = \frac{\rho g l \delta^2}{8\mu}; V = \frac{\rho g l \delta^3 b}{12\mu}$$

$$\omega = \frac{\rho g l \delta^2}{12\mu}; \frac{\rho g h_w}{12\mu}; h_w = \frac{\omega 12 \mu l}{\rho g \delta^2};$$

17. Практические приложения уравнения Бернулли для определения скорости и расхода жидкости. Расход жидкости это количество жидкости проходящее через данное живое сечение в единицу времени.

$$\int u dS = V = \omega S$$

$$dV = u dS$$

Средняя скорость потока  $\omega$  – это фиктивная скорость с которой все частицы жидкости передвигаются так, что кол-во жидкости протекающей  $1/3$  рассматриваемое поперечное сечение = действительному кол-ву жидкости протекающему через это же сечение при действительных скоростях.

$$\frac{\alpha_1 \omega_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 \omega_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_w$$

Это уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Трубка Пито представляет собой изогнутую под прямым углом трубку небольшого диаметра, устанавливаемую в потоке открытым нижним концом навстречу движению.

$$p_1 / (\rho g) + u_1^2 / (2g) = p_2 / (\rho g) + h_{1-2}; u_2 = 0;$$

Пренебрегаем потерями напора  $h$ , и учитывая, что:

$$\frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = h; \text{получим: } h = \frac{u_1^2}{2g}; \text{отсюда:}$$

$$u = \varphi \sqrt{2gh}$$

$\varphi$  – коэффициент для различных конструкций трубки.

Для простейшего карбюратора:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g};$$

Где  $v_1 = 0$ ;  $p_1 = p_a$ ;  $z_1 = 0$ ;  $p_2 = p_a - p_{\text{мкс}}; z_2 = \Delta h$ ;  $\alpha = 1$ ;

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{p_{\text{мкс}}}{\rho g} + \Delta h;$$

$$Q = v_2 \pi d^2 / 4$$

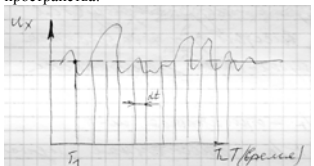
Расход:

$$Q = \frac{v}{S}$$

23. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Пульсация скоростей и осредненная скорость. Шероховатость бывает: неоднородная, волнистая и зернистая.  $\Delta$  – абсолютная шероховатость,  $\Delta/r$  – относительная шероховатость,  $\tau/\Delta$  – относительная гладкость. Поверхность бывает: Гидравлически гладкой и гидравлически шероховатой:



При турбулентном режиме скорости частиц жидкости в отдельных точках пространства все время меняются по величине и по направлению. Изменение скоростей в данной точке пространства:



Осредненная скорость:

$$u_x'' = \frac{\int_0^T u_x^2 dt}{T_2 - T_1}$$

Скорость пульсаций:

$$u_x' = u_x - u_x''$$

Мгновенная скорость:

$$\tau = \mu \frac{du_x}{y} + \rho l^2 \left( \frac{du_x}{dy} \right)^2$$

$\mu \frac{du_x}{y}$  – касательные напряжения возникающие при ламинарном движении жидкости.

$\rho l^2 \left( \frac{du_x}{dy} \right)^2$  – напряжения возникающие от пульсации скоростей.  $l$  – это путь перемешивания.

**25). Потери напора на местные сопротивления (внезапное расширение).** Местные потери  $h_{м.с.}$  возникают в местах, где изменяется конфигурация потока, приводящая к деформации эпюр распределения скоростей и зависит от скорости течения и вида местных сопротивлений. Движение в трубопроводе при наличии местных сопротивлений является неравномерным. Определяются по эмпирической формуле Вейсбаха:

$$h_{м.с.} = \xi \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}, \quad (42)$$

где  $\xi$  - коэффициент гидравлических сопротивлений для местных потерь напора. Значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от конфигурации местного сопротивления и режима потока, подходящего к сопротивлению. **Внезапное расширение потока.** Потери напора при внезапном расширении (рис. 7) трубопровода находят по формуле Борда:

$$h_{вн.р.} = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2 \cdot g} = \xi_{вн.р.1} \frac{w_1^2}{2 \cdot g} = \xi_{вн.р.2} \frac{w_2^2}{2 \cdot g}, \quad (43)$$

где  $W_1, W_2$  - средние скорости течения соответственно до и после расширения, м/с.

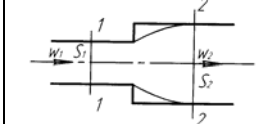


Рис. 7. Внезапное расширение трубопровода

$$\xi_{вн.р.1} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2; \quad \xi_{вн.р.2} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2, \quad (44)$$

где  $S_1, S_2$  - площадь поперечного сечения трубопровода до и после расширения соответственно, м<sup>2</sup>.

Значения  $\xi_{вн.р.2}$  приведены в приложении 7.

**32).Продолжительность опорожнения резервуара при переменном напоре.** Резервуары являются наиболее распространёнными хранилищами различных жидкостей. К наиболее существенным технологическим операциям с резервуарами относятся операции заполнения резервуаров и операции опорожнения. Если операция заполнения никаких существенных проблем перед гидравликой не ставит, то опорожнение резервуара может рассматриваться как прямая гидравлическая задача.

Пусть q - приток, Н - напор, Q - расход. Основное условие истечения:  $W_{притока} = W_{истечения} + W_{остатка}$ ;  $W_{притока} = q \cdot dt$ ;  $W_{истечения} = Q \cdot dt$ ;  $W_{остатка} = \omega_0 \cdot dz$ , где dz - изменение уровня жидкости в сосуде.  $(q - Q) \cdot dt = \omega_0 \cdot dz$ ; Если T - время истечения, то:

$$T = t_2 - t_1 = \int_{z_1}^{z_2} \frac{\omega_0}{q - Q} dz, \quad \text{так как } Q = \mu \omega \sqrt{2gH} \text{ и}$$

$$H = \frac{q^2}{2g\mu^2\omega^2}, \text{ то } T = \frac{1}{\mu\omega\sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} \frac{\omega_0}{\sqrt{H} - \sqrt{z}} dz$$

**28). Расчёт гидравлических коротких трубопроводов** очень короткие трубы (патрубки) - потери на трение по длине ничтожно малы в сравнении с местными потерями; Истечение аналогично истечению из насадок, изменяются только расчетный коэффициенты, зависящие от рода и температуры жидкости, бокового сжатия. Условий истечения, формы отверстия: Скорость и расход при истечении:

$$\frac{\alpha_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{\alpha_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_{\omega_0-1}, \quad \text{где 0-0 сечение -}$$

свободная поверхность жидкости, а 1-1 - сечение вблизи патрубка.  $p_0 = p_1 = p_{атм}$ ;  $z_0 - z_1 = H$ .

$$H = \frac{\alpha w_1^2}{2g} + h_m = (\alpha + \zeta_m) \cdot \frac{v_1^2}{2g}$$

коэффициент местных потерь.  $v_1 = \sqrt{\frac{2gH}{\alpha + \zeta_m}} = \varphi \sqrt{2gH}$ , где  $\varphi$  -

коэффициент скорости. Расход:  $Q = \omega_1 \cdot v_1 = \varepsilon \cdot \omega_{насадки} \cdot v_1$ , где  $\varepsilon$  - коэффициент сжатия струи.

$$Q = \varepsilon \cdot \varphi \cdot \omega_{насадки} \sqrt{2gH} = \mu \cdot \omega_{насадки} \sqrt{2gH}, \quad \text{где } \mu -$$

коэффициент расхода жидкости. короткие трубы - потери на трение по длине соизмеримы с местными потерями;

**30). Гидравлический удар в трубопроводе.** Гидравлический удар - изменение давления при резком изменении скорости движения в трубах.

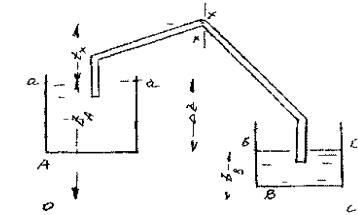
$$v = 0; \quad \alpha^2 \frac{p}{2g} + z + \sum h = const$$

превращается в энергию давления. **Фазы развития гидравлического удара:**

1. остановка движения жидкости →; давление: p + Δp<sub>ударное</sub>; c ← - скорость ударной волны в сторону противоположную движению жидкости;
2. расширение трубы; давление: p + Δp<sub>ударное</sub>; изменение направления движения жидкости ←;
3. частичное сужение трубы до начальных размеров; давление: p + Δp<sub>ударное</sub>; изменение направления ударной волны →; направление движения жидкости ←;
4. полное сужение трубы до начальных размеров; давление: p + Δp<sub>ударное</sub>; направление движения жидкости ←;
5. частичное сужение трубы; давление: p - Δp<sub>ударное</sub>;
6. полное сужение трубы; давление: p - Δp<sub>ударное</sub>;
7. расширение трубы до начальных размеров; давление: p; скорость жидкости равна нулю.

График давления аналогичный графику затухающих колебаний.

**29)Трубопроводы, работающие под вакуумом (сифоны).** Сифоном называется такой самотёчный трубопровод, часть которого располагается выше уровня жидкости в резервуаре. Действующий напор представляет собой разницу уровней в резервуарах Az. Для приведения сифона в действие необходимо предварительно откачать из сифона воздух и создать в нём разрежение. При этом жидкость поднимается из резервуара A до верхней точки сифона, после чего жидкость начнёт двигаться по ниспадающей части трубопровод в резервуар B. Другой ме-



тод запуска сифона - заполнить его жидкостью извне. Запишем уравнение Бернулли для двух сечений a-a и b-b относительно плоскости сращения O - O.

$$z_A + \frac{p_A}{\rho g} + \frac{v_A^2}{2g} = z_B + \frac{p_B}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} + \sum h_{np}$$

Поскольку:  $p_A = p_B = p_{атм}$  и  $\frac{v_A^2}{2g} = \frac{v_B^2}{2g}$ , то:

$$\Delta z = z_A - z_B = \sum h_{np} ?$$

$$Q = K \sqrt{\frac{\Delta z}{l}}.$$

Критическим сечением в сифоне будет сечение x - x в верхней точке сифона. Давление в этой точке будет минимальным и для нормальной работы сифона необходимо, чтобы оно было выше упругости паров перекачиваемой по сифону жидкости.

$$\frac{p_{min}}{\rho g} \geq \frac{p_v}{\rho g}.$$

**31). Скорость и расход истечения жидкости из резервуара при постоянном напоре.** (см. № 32)

Для истечения жидкости из малых отверстий при переменном напоре:

$$T = \frac{1}{\mu\omega\sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} \frac{\omega_0}{\sqrt{H} - \sqrt{z}} dz$$

притока и напора, то есть q = 0 и Н = 0:

$$T = - \frac{1}{\mu\omega\sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} \omega_0 \cdot \frac{1}{z^2} \cdot dz$$

Для призматических или цилиндрических сосудов  $\omega = const$ :

$$T = - \frac{\omega_0}{\mu\omega\sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} z^{-\frac{1}{2}} \cdot dz = - \frac{2\omega_0}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{z_2} - \sqrt{z_1}) = \frac{2\omega_0}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{z_1} - \sqrt{z_2})$$

Полное опорожнение  $z_2 = 0$ :

$$T = \frac{2\omega_0}{\mu\omega\sqrt{2g}} \sqrt{z_1} = \frac{2\omega_0 \cdot z_1}{\mu\omega\sqrt{2g}} = \frac{2W}{Q} = \frac{2W}{W/t} = 2t$$

при постоянном напоре, а T - при переменном.

**27).Расчет трубопроводов с непрерывным расходом по всей длине.**

Трубопроводы с непрерывной раздачей жидкости по пути - точки разбора жидкости на одинаковых расстояниях друг от друга, а расходы разбора q в этих точках одинаковы.  $Q = Q_{путевой} + Q_{транзитный}$ .  $Q_{путевой} = q \cdot l$ . Если x - расстояние от начала разбора до рассматриваемого сечения, то:  $Q_x = Q_{путевой} \cdot (1 - x/l) + Q_{транзитный}$ . Уклон трения:  $i_f = \frac{Q_x^2}{K^2}$ , тогда

$$h_f = \int_0^l \frac{(Q_{путевой} + Q_{транзитный}(1 - \frac{x}{l}))^2}{K^2} dx = \frac{l}{K^2} (Q_{путевой}^2 + \alpha Q_{путевой})^2$$

где  $\alpha = 0.55$ ;  $h_l = Q^2/K$ , но при переменном расходе  $Q = 0.55 \cdot Q_{путевой} + Q_{транзитный}$ .

**26). Потери напора на преодоление сил трения, определены коэф. Гидравл. трения расч. Пейбл** При равномерном движении в трубах *потери напора по длине*, как при турбулентном, так и при ламинарном движении определяются для круглых труб по формуле Дарси:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}, \quad (30) \text{ а для труб любой другой формы сечения по}$$

формуле: 
$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{4 \cdot R} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{l}{d_s} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g} \quad (31)$$

В некоторых случаях также используют формулу:

$$h_l = \frac{w^2}{C_2 \cdot R} \cdot l \quad (32) \text{ Потери давления на трение по длине } \Delta p, \text{ Па,}$$

определяются по формуле: 
$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d_s} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (33)$$

- где  $l$  - соответственно длина участка трубы или канала, м;
- $d_s$  - диаметр эквивалентный, м;
- $w$  - средняя скорость течения, м/с;
- $R$  - гидравлический радиус трубы, м.
- $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения;
- $C$  - коэффициент Шези, связанный с коэффициентом гидравлического трения зависимостями:

$$C = \sqrt{8 \frac{g}{\lambda}}; \quad \lambda = \frac{8 \cdot g}{C^2}.$$

В зависимости от режима движения применяются различные формулы для определения коэффициента гидравлического трения.

**Ламинарный режим.** При движении жидкости по трубам круглого сечения:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (34) \text{ а для труб любой формы сечения: } \lambda = \frac{A}{Re} \quad (35)$$

где A - коэффициент, численное значение которого зависит от формы поперечного сечения трубы. Тогда формула для определения потерь напора по длине при ламинарном режиме принимает вид:

$$h_l = \frac{32 \cdot \nu \cdot l \cdot w}{g \cdot d^2} \quad (36) \text{ Турбулентный режим. При турбулентном движении}$$

различают три области гидравлических сопротивлений:

1. область гидравлически гладких труб при числе Рейнольдса

$$Re = 2320 \div 10 \cdot \left( \frac{d}{\Delta_{экс}} \right)^{0.25} \quad (\Delta_{экс} - \text{эквивалентная шероховатость});$$

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \quad (37)$$

или 
$$\lambda = \frac{1}{(1.8 \cdot \lg Re - 1.5)^2} \quad (38) \text{ 2. переходная область сопротивлений при}$$

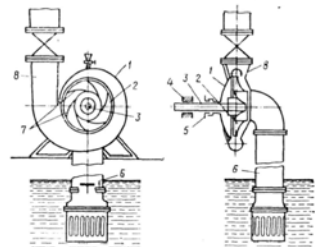
$$Re = (10 \div 500) \cdot \frac{d}{\Delta_{экс}} \quad \lambda = 0.11 \cdot \left[ \frac{\Delta_{экс}}{d} + \frac{68}{Re} \right]^{0.25} \quad (39)$$

3. автомодельная область (или квадратичная область сопротивления) при

$$Re \geq 501 \cdot \left( \frac{d}{\Delta_{экс}} \right), \quad \lambda = \frac{0.25}{\lg^2 \left[ \frac{3.7 \cdot d}{\Delta_{экс}} \right]} \quad (40)$$

34,35.

Центробежные насосы, те у которых перекачка и создание напора происходит вследствие центробежных сил, возникающих при вращении рабочего колеса. Центробежный насос состоит из следующих основных элементов (рис. 46): спирального корпуса 1, рабочего колеса 2, расположенного внутри корпуса и сидящего на валу 3. Рабочее колесо на вал насаживается с помощью шпоуна. Вал вращается в подшипниках 4, в месте прохода вала через корпус для уплотнения устроены сальники 5. Вода в корпус насоса поступает через всасывающий патрубок 6 и попадает в центральную часть вращающегося рабочего колеса. Под действием лопаток 7 рабочего колеса 2 жидкость начинает вращаться и центробежной силой отбрасывается от центра к периферии колеса в спиральную часть корпуса (в турбинных насосах в направляющий аппарат) и далее через нагнетательный патрубок 8 в напорный трубопровод. В результате действия лопаток рабочего колеса на частицы воды кинетическая энергия двигателя преобразуется в давление и скоростной напор струи. Центробежные насосы классифицируют по: 1) числу колес (одноколесные (одноколесные), многоступенчатые (многоступенчатые)); кроме того, одноколесные насосы



выполняют с коническим расхождением вала – конусовые; 2) напору [низкого напора до 2 кгс/см<sup>2</sup> (0,2 МН/м<sup>2</sup>), среднего напора от 2 до 6 кгс/см<sup>2</sup> (от 0,2 до 0,6 МН/м<sup>2</sup>), высокого напора больше 6 кгс/см<sup>2</sup> (0,6 МН/м<sup>2</sup>); 3) способу подвода воды к рабочему колесу [с односторонним входом воды на рабочее колесо, с двусторонним входом воды (двойного всасывания)]; 4) расположению вала (горизонтальные, вертикальные); 5) способу разъема корпуса (с горизонтальным разъемом корпуса, с вертикальным разъемом корпуса); 6) способу отвода жидкости из рабочего колеса в спиральный канал корпуса (спиральные и турбинные). В спиральных насосах жидкость отводится непосредственно в спиральный канал; в турбинных жидкость, прежде чем попасть в спиральный канал, проходит через специальное устройство – направляющий аппарат (неподвижное колесо с лопатками); 7) степени быстротходности рабочего колеса (тихоходные, нормальные, быстротходные); 8) роду перекачиваемой жидкости (водопроводные, канализационные, кислотные и щелочные, нефтяные, землесосные и др.); 9) способу соединения с двигателем [приводные (с редуктором или со шкивом), непосредственного соединения с электродвигателем с помощью муфты]. Насосы со шкивным приводом встречаются в настоящее время редко. *Напором насоса Н* называется приращение удельной энергии жидкости при движении жидкости через насос. Напор измеряют метрами столба подаваемой жидкости. Чтобы определить потребный напор насоса для вновь проектируемой установки, пользуются следующим уравнением:

$$H = H_{г.в.} + H_{г.н.} + h_{п.в.} + h_{п.н.}, \text{ где } H_{г.в.} -$$

геометрическая высота всасывания, м;  $H_{г.н.}$  – геометрическая высота нагнетания, м;  $h_{п.в.}$  – потери напора во всасывающем трубопроводе, м;  $h_{п.н.}$  – потери напора в нагнетательном трубопроводе, м.

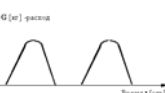
33.

Поршневые и скальчатые насосы, в которых жидкость перемещается при возвратно-поступательном движении поршня или скалки. К этой группе можно отнести простейший вид поршневых насосов - диафрагмовые насосы, у которых рабочим органом служит резиновая или кожаная диафрагма, совершающая возвратно-поступательные движения.



Поршневые и плунжерные насосы (рис.) имеют цилиндр 4 и поршень 3, совершающий возвратно-поступательное движение. Цилиндр снабжен клапанами всасывания 1 и нагнетания 2. При прямом ходе поршня и открытом клапане 2 происходит процесс нагнетания рабочей среды в напорный трубопровод, при обратном ходе и открытом всасывающем клапане - заполнение объема цилиндра. Главная особенность работы поршневых насосов периодичность подачи и возвратно-поступательное движение и в связи с этим более сложный привод.

**График подачи поршневого насоса**



Работа любого насоса характеризуется следующими величинами:

**Объемная подача - Q, [м<sup>3</sup>/с]** - объем жидкости подаваемый насосом в напорный трубопровод за единицу времени.

**Напор (удельная работа) - Н, [Дж/кг]** - полное количество энергии, сообщаемое 1 кг рабочей среды в насосе. Выраженный в метрах показывает высоту на которую можно поднять жидкость с помощью насоса.

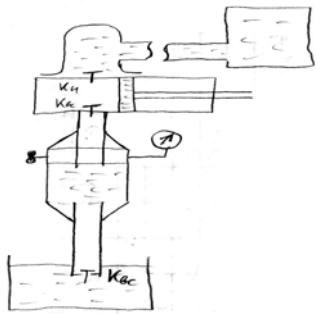
**Частота вращения** (для насосов имеющих вращающийся ротор) -  $n$  [об/мин]

Состояние среды на входе: (температура и давление); плотность среды -  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>]

**Мощность, N [Вт]** - полная энергия подводимая к насосу в единицу времени. **Кoeffициент полезного действия КПД,  $\eta$**  - отношение полной энергии, подведенной к насосу, к энергии переданной жидкости.

$$\eta = \frac{N}{Q \times \rho \times H}$$

### 36) Воздушные колпаки.



Для того, чтобы движение жидкости в насосе было равномерным и во избежание больших инерционных сил установит воздушные колпаки. Они уменьшают сопротивление во всасывающей трубе, т.к. на участке от ее начала до воздушного колпака движение жидкости происходит с постоянной скоростью, поэтому насосы с воздушными колпаками имеют большую высоту всасывания. Напорный колпак служит аккумулятором, сглаживающим неровность поступления жидкости в нагнетательную трубу.

|  |  |  |
|--|--|--|
|  |  |  |
|--|--|--|