

Цель работы: экспериментальное определение режима течения жидкости и потерь напора с учётом коэффициентов местных сопротивлений.

КРАТКОЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Ламинарный режим течения жидкости – это режим, при котором поток жидкости движется отдельными струйками или слоями, и траектории отдельных частиц жидкости не пересекаются, линии тока совпадают с траекториями частиц.

Турбулентный режим течения жидкости – это режим, при котором струйки жидкости перемешиваются, и траектории отдельных частиц представляют собой сложные линии, пересекающиеся между собой.

Режим движения жидкости определяется безразмерным *числом Рейнольдса*, которое для напорной трубы круглого сечения имеет вид:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

Критерий Рейнольдса выражает отношение сил инерции частиц жидкости к силам вязкости. Скорость, при которой происходит смена режимов течения, называется критической скоростью. Число Рейнольдса, соответствующее критической скорости, называется критическим и обозначается:

$$Re_{кр} = 2320$$

Ламинарный режим течения имеет место при: $Re < Re_{кр}$

Турбулентный режим течения – при: $Re > Re_{кр}$

Местные потери напора – это потери, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями, то есть такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения поперечных размеров или конфигурации происходит деформация потока.

Основные виды местных потерь напора можно условно подразделить на ряд групп, соответствующих определенным видам местных сопротивлений:

1. Потери, связанные с изменением поперечного сечения потока (**внезапное или плавное расширение и сужение**);
2. Потери, вызванные изменением направления потока (**колена, угольники, отводы**);
3. Потери, связанные с протеканием жидкости через арматуру различного типа (**краны, вентили, задвижки, заслонки, приемные и обратные клапаны, сетки, фильтры**);

4. Потери, связанные с разделением и слиянием потоков (**тройники, крестовины**).

Местные потери напора определяются *по формуле Вейсбаха*:

$$h_m = \xi \frac{u^2}{2g}$$

Коэффициент местного сопротивления зависит в основном от формы местного сопротивления и его геометрических размеров. Его физический смысл состоит в том, что он показывает долю скоростного напора, затрачиваемого на преодоление данного сопротивления.

При малых значениях числа Рейнольдса эффект сопротивления вызван силами вязкости и пропорционален первой степени скорости. Коэффициент сопротивления в этом случае изменяется обратно пропорционально числу Рейнольдса:

$$\xi = \frac{A}{Re}$$

При достаточно больших числах Рейнольдса формируются отрывные течения, которые и являются основной причиной местных сопротивлений. В этом случае коэффициент местного сопротивления является постоянной величиной.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

ОПЫТ 1. Насосы 2,3 подключены последовательно.

После запуска установки и установления равновесия в системе, были сняты показания расходомера, произведены расчеты, результаты которых представлены в виде таблицы:

Характеристики потока		Положение задвижек		
		Задвижка открыта полностью	Задвижка открыта на $\frac{3}{4}$	Задвижка открыта на $\frac{1}{2}$
Плотность жидкости, ($кг/м^3$)		1000		
Коэффициент кинематической вязкости жидкости, ($сСт$)		0,893		
Линейный диаметр живого сечения потока, ($м$)		0,028		
Время, ($ч$)		0,0167		
Объём жидкости, ($10^{-3} м^3$)		40	39,5	38
Расход жидкости, ($м^3/ч$)		2,4	2,37	2,28
Скорость потока, ($м/с$)		1,08	1,07	1,03
Число Рейнольдса		33863	33550	32296
Режим течения		Турбулентный	Турбулентный	Турбулентный
Вид местного сопротивления	Кран	8		
	h_m , ($м$)	0,095	0,093	0,087
	Угольник	51		
	h_m , ($м$)	2,30	2,34	2,44
	Плавное расширение	0		
	h_m , ($м$)	-	-	-

ОПЫТ 2. Насосы 2,3 подключены параллельно.

После запуска установки и установления равновесия в системе, были сняты показания расходомера, произведены расчеты, результаты которых представлены в виде таблицы:

Характеристики потока		Положение задвижек		
		Задвижка открыта полностью	Задвижка открыта на $\frac{3}{4}$	Задвижка открыта на $\frac{1}{2}$
Плотность жидкости, ($кг/м^3$)		1000		
Коэффициент кинематической вязкости жидкости, ($сСт$)		0,893		
Линейный диаметр живого сечения потока, ($м$)		0,028		
Время, ($ч$)		0,0167		
Объём жидкости, ($10^{-3} м^3$)		28	27,8	27
Расход жидкости, ($м^3/ч$)		1,68	1,66	1,62
Скорость потока, ($м/с$)		0,76	0,75	0,73
Число Рейнольдса		23829	23516	22889
Режим течения		Турбулентный	Турбулентный	Турбулентный
Вид местного сопротивления	Кран	8		
	$h_m, (м)$	0,047	0,046	0,043
	Угольник	51		
	$h_m, (м)$	0,75	0,73	0,69
	Плавное расширение	0		
	$h_m, (м)$	-	-	-

ОПЫТ 3. Подключен только насос 1.

После запуска установки и установления равновесия в системе, были сняты показания расходомера, произведены расчеты, результаты которых представлены в виде таблицы:

Характеристики потока	Положение задвижек			
	Задвижка открыта полностью	Задвижка открыта на $\frac{3}{4}$	Задвижка открыта на $\frac{1}{2}$	
Плотность жидкости, ($кг/м^3$)	1000			
Коэффициент кинематической вязкости жидкости, ($сСт$)	0,893			
Линейный диаметр живого сечения потока, ($м$)	0,028			
Время, ($ч$)	0,0167			
Объём жидкости, ($10^{-3} м^3$)	44	43	42,5	
Расход жидкости, ($м^3/ч$)	2,64	2,58	2,55	
Скорость потока, ($м/с$)	1,19	1,16	1,15	
Число Рейнольдса	37312	36371	36058	
Режим течения	Турбулентный	Турбулентный	Турбулентный	
Вид местного сопротивления	Кран	8		
	h_m , ($м$)	0,12	0,11	0,11
	Угольник	51		
	h_m , ($м$)	1,84	1,75	1,72
	Плавное расширение	0		
	h_m , ($м$)	-	-	-

Вывод.

В ходе лабораторной работы исследованы режимы работы насосов при различных соединениях.

Последовательное подключение насосов используется для повышение общего напора, о чем свидетельствует значение давления на выходе. Значение давления на выходе самое большое => расход насосов должны быть одинаковыми.

Параллельное соединение насосов используется, когда необходимо увеличить расход жидкости в системе, давление на выходе будет минимальным. Насосы подают жидкость в один общий нагнетательный трубопровод.