

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПНЕВМОУСТРОЙСТВА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕПАДНО-РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В НОСОВЫХ ХОДАХ

*Розроблено пристрій ТНДА-ПРХ для визначення аеродинамічних характеристик верхніх дихальних шляхів людини. Наведено експериментальні та теоретичні дані щодо визначення локальних аеродинамічних опорів та їх взаємного впливу. Розглянуто можливості експериментального та теоретичного методів для визначення параметрів повітряного потоку в носовій порожнині людини.*

*The original device for measuring airflow characteristics in human nasal airways was designed. Experimental and theoretical results of typical local airway resistances measuring are compared and discussed. Possibilities of experimental and theoretical method for computation flow in human nasal airway are proposed.*

### Введение

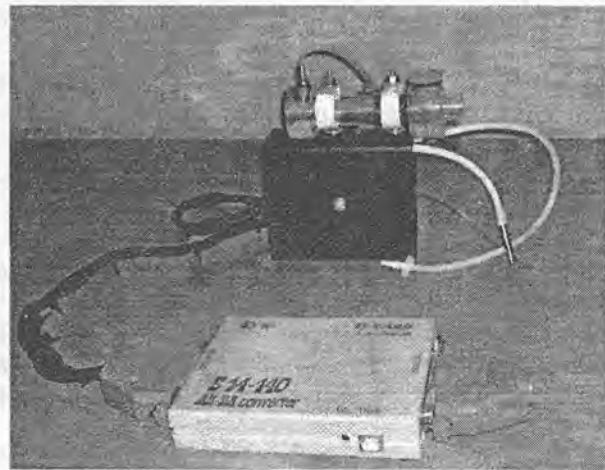
На основе предложенной в работе [1] методики расчета диаметра сопла Вентури для определения перепадно-расходных характеристик носовых ходов человека в Харьковском национальном университете радиоэлектроники (ХНУРЕ) разработано пневмоэлектрическое устройство и его программное обеспечение. Созданию этого устройства (типа ТНДА-ПРХ для тестирования носового дыхания с помощью перепадно-расходных характеристик, далее ПРХ) предшествовали конструкторско-доводочные испытания, связанные с отработкой конструкции и определением аэродинамических характеристик на типовых сопротивлениях, встречающихся на практике, в том числе, местных на расширение, сужение и поворот потока, а также потерь по длине трубопровода. На рис. 1 представлен внешний вид устройства ПРХ со сменными насадками-расходомерами.

Целью настоящей статьи является экспериментальное определение потерь давления на типовых сопротивлениях и оценка возможности их корреляции с расчетными зависимостями.

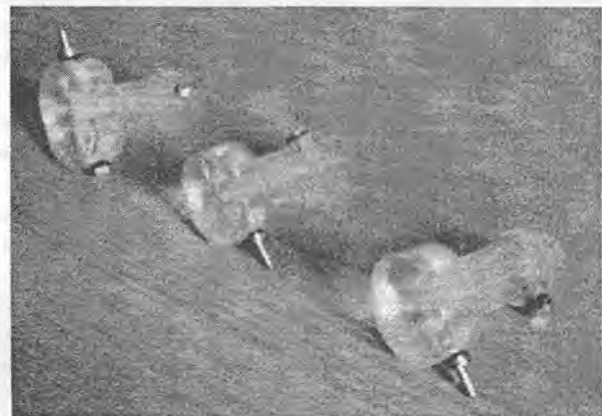
### Основная часть

Пневматическая принципиальная схема устройства ПРХ (рис. 2) разработана на базе стендовой установки для метрологической аттестации [1] путем введения регулируемых сопротивлений (дресселей ДР1) различного типа и использования только собственного расходомера РА. Технические характеристики устройства приведены в табл. 1.

Основными элементами устройства ПРХ являются расходомер РА, блок преобразователей давления БПД (включая преобразователи ПД1...РД4), модуль аналого-цифрового преобразователя АЦП, интерфейс USB, персональный компьютер ПК, нерегулируемое ДР1 и регулируемое ДР2 сопротивления, компрессор КМ, гибкие трубопроводы РД1...РД4, контрольная точка давления КТД и обратный клапан КО.



а



б

Рис. 1. Устройство ТНДА-ПРХ (а), включающее блок БПД, расходомер РА и АЦП, и расходомеры (б) с различными диаметрами сопел Вентури.

Расход воздуха определяется с помощью сопла Вентури путем измерения давления на входе в диффузор и расчета по формуле, связывающей параметры давления и расхода при турбулентном режиме течения квадратичной зависимостью на основе рекомендаций ГОСТ 10921-90 и ДСТУ ГОСТ 8.586.1(2...5)-2007, соответствующих ИСО 5167-1(2...5):2003. При обратном течении потока воздуха контролю подлежит только избыточное давление (измеряется преобразователем ПД3).

Для обеспечения измерения расходов в полном диапазоне изменения давлений преобразователя ПД1 (с целью повышения точности измерений) устройство ПРХ комплектуется расходомерами РА с тремя номинальными значениями диаметров сопел — 7; 8 и 9 мм. Расходомер РА может устанавливаться непосредственно на блоке БПД с помощью двух шпилек, ввернутых в верхнюю панель корпуса блока или на некотором расстоянии от блока в пределах длин соединительных рукавов РД1, ..., РД3. При тестировании носового дыхания на расходомер РА насаживается медицинская маска (используемая в респираторах), которая своей ответной частью герметично накладывается на лицо (нос и рот) пациента.

На рис. 3а–в представлены гидравлические сопротивления, которые устанавливались между преобразователями давления ПД3 и ПД2, и по разности измеренных давлений рассчитывался перепад  $\Delta p = p_2 - p_3$  (по абсолютному значению давление  $p_2$  выше  $p_1$ , так как через сопло всасывается воздух, и по мере его течения разряжение в испытываемом тракте растет).

При определении перепада давлений на дросселе типа «тонкая шайба с отверстием» расстояние между преобразователями оставалось постоянным ( $l = 35 \text{ мм} = \text{const}$ ), а диаметры отверстий в шайбах варьировались  $d_{др,i} = 5,5; 6,5; 8,5 \text{ и } 12,2 \text{ мм}$  (диаметр цилиндрического трубопровода, в котором устанавливались шайбы, оставался неизменным  $D_{тр} = 16,3 \text{ мм}$ ). Максимальное значение пропускаемого через дроссель ДР1 расхода составило порядка 8 л/с.

Для определения потерь давления по длине и на местных сопротивлениях типа «резкий поворот потока» испытания проводились при постоянной длине трубопровода в сочетании с установкой угольников для разворота потока на угол 90 град. Потери давления на местном сопротивлении типа «внезапное расширение (сужение) потока» проводились при постоянной длине трубопроводов  $l = 70 \text{ мм}$  и при их различных диаметрах  $d_{тр,i} = 4; 6; 7,2; 9 \text{ и } 13 \text{ мм}$ .

При проведении анализа результатов экспериментальных измерений использовались следующие теоретические основы.

В исследуемых сопротивлениях имеют место три вида потерь давления

$$\Delta p = \Delta p_{суж} + \Delta p_l + \Delta p_{расш}, \text{ кПа}, \quad (1)$$

где  $\Delta p_{суж}$  и  $\Delta p_{расш}$  — потери давления, вызванные внезапным сужением и расширением потока воздуха в трубопроводе, соответственно, кПа,  $\Delta p_l$  — потери по длине трубопровода, кПа.

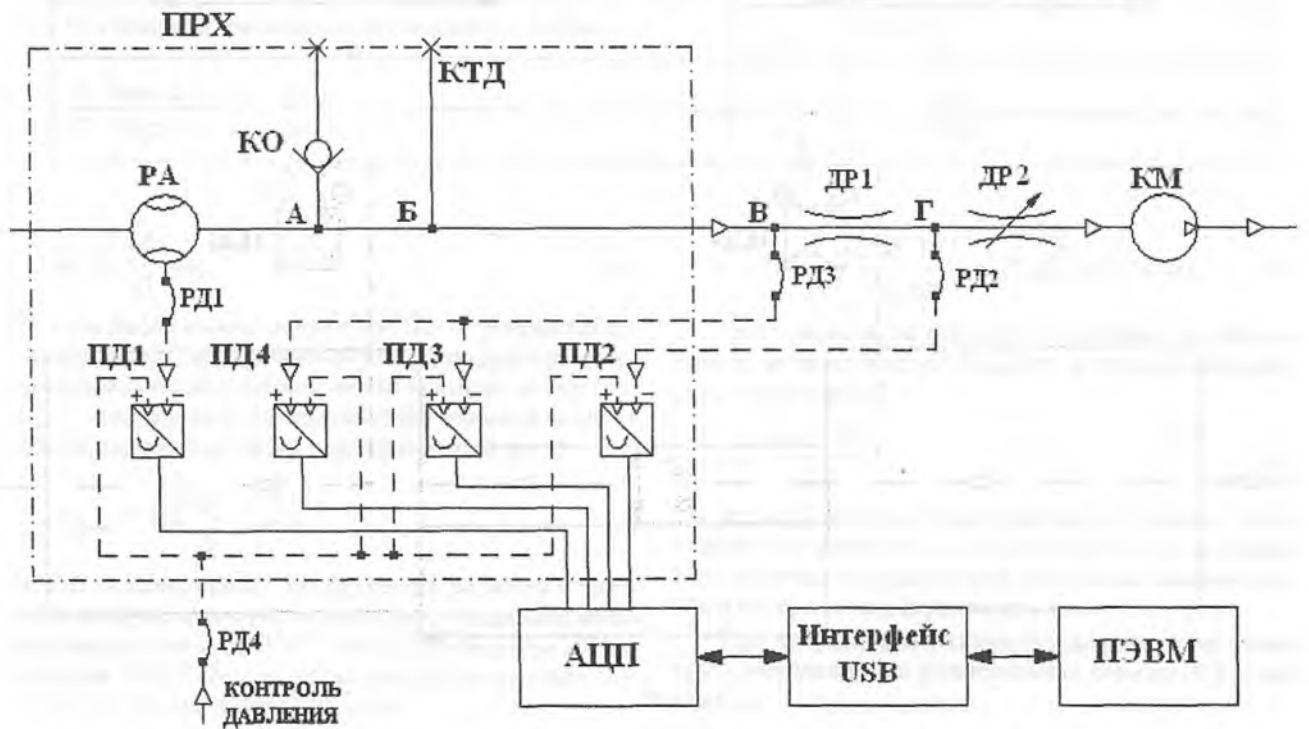


Рис. 2. Принципиальная пневматическая схема устройства ТНДА-ПРХ для определения потерь давления на сопротивлении (дросселе) ДР1.

Потери давления по длине трубопровода круглого сечения определяют по формуле Дарси-Вейсбаха [2]

$$\Delta p_l = 10^{-3} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ кПа}, \quad (2)$$

где  $\lambda$  — безразмерный коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);  $d$  и  $l$  — длина и диаметр трубопровода, соответственно, мм;  $\rho$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  — скорость течения воздуха, значение которой для трубопровода круглого сечения определяют по формуле

$$v = 10^3 \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = 1274 \frac{Q}{d^2}, \text{ м/с}. \quad (3)$$

Значение коэффициента  $\lambda$  зависит от режима течения воздуха — ламинарного или турбулентного, — определяемого числом Рейнольдса

$$Re = 10^3 \frac{v \cdot d_r}{v_{\text{вязк}}}, \quad (4)$$

где  $v$  — скорость течения воздуха в канале, м/с;  $d_r$  — гидравлический диаметр, определяемый по формуле

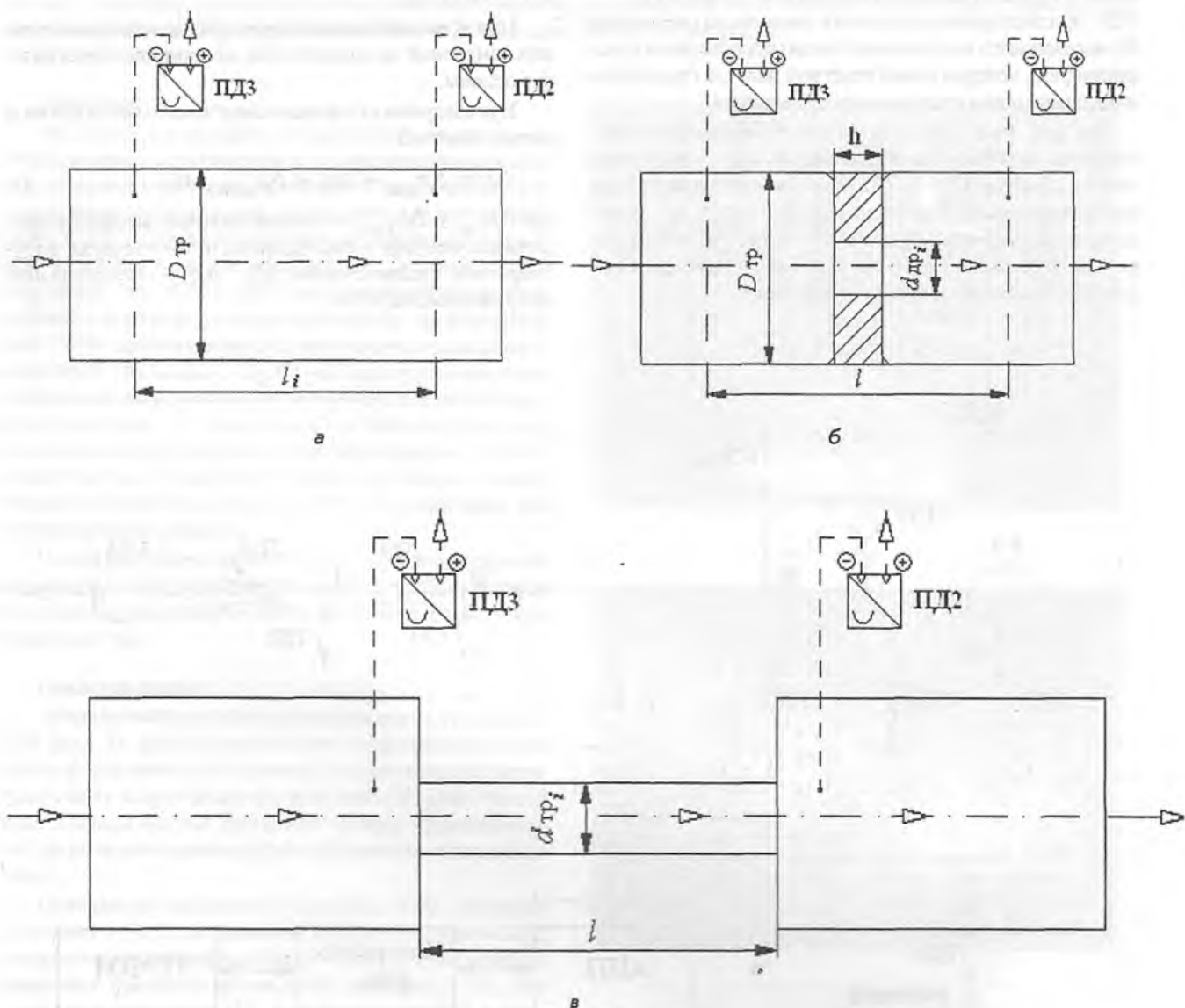


Рис. 3. Типы испытуемых сопротивлений и дросселей ДР1:  
 а — круглая труба; б — дроссельная шайба (диафрагма);  
 в — трубопроводы различного диаметра.



Таблиця 1  
Техническая характеристика устройства ТНДА-ПРХ

Наименование параметра	Ед. изм.	Значение при номинальном диаметре сопла, мм:		
		7	8	9
1. Расход:				
1.1. Максимальный	л/с	4±0,2	6±0,2	8±0,5
1.2. Минимальный		0,6	0,8	1,0
2. Пределы измерения давления и перепада на сопротивлении (дресселе):				
2.1. верхний	кПа	10,0	10,0	10,0
2.2. нижний		0,14	0,14	0,14
3. Максимальное давление (при проверке герметичности)	кПа	± 10	± 10	± 10
4. Допустимая приведенная погрешность при измерении давления	%	± 5	± 5	± 5
5. Допустимая относительная погрешность при измерении расхода:				
5.1. для максимального значения	%	- 5	- 5	- 5
5.2. для минимального значения		+ 5	+ 5	+ 5
5.3. для остальных значений расхода		± 5	± 5	± 5
6. Условия эксплуатации:				
6.1. Диапазон температур	°C	15...25		
6.2. Атмосферн. давление, мм. рт. столба		720...780		
6.3. Относительная влажность	%	40...60		
7. Потребляемая мощность, не более	Вт	4		
8. Средство подключения к ПК		Интерфейс- USB		
9. Габариты блока БПД (длина x ширина x высота)	мм	110 x 50 x 90		
10 Габариты расходомера (диаметр x длина)	мм	40 x 75		
11. Масса блока БПД	кг	0,3		
12. Масса расходомера	кг	0,06		

$$d_r = \frac{4S}{\Pi}, \text{ мм}, \quad (5)$$

$S$  — площадь сечения канала,  $\text{мм}^2$ ;  $\Pi$  — смоченный периметр канала,  $\text{мм}$ , причем для отверстия круглого сечения гидравлический диаметр равен диаметру отверстия;  $\nu_{\text{вязк}}$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха [ $\text{мм}^2/\text{с}$ ], значение которого определяют по формуле

$$\nu_{\text{вязк}} = 10^6 \frac{\mu}{\rho}, \text{ мм}^2/\text{с}, \quad (6)$$

$\mu$  и  $\rho$  — коэффициент динамической вязкости и плотность воздуха, значения которых при нормальных атмосферных условиях по ГОСТ 19862 (температуре  $20^\circ\text{C}$  и давлении  $101325 \text{ Па}$  или  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ) составляют  $\mu = 1,81 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$  и  $\rho = 1,205 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Таким образом, значение коэффициента кинематической вязкости воздуха при нормальных атмосферных условиях

$$\nu = 10^6 \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,81 \cdot 10^{-5}}{1,205} = 15,02 \text{ мм}^2/\text{с} (\text{сСт}). \quad (7)$$

При ламинарном режиме коэффициент  $\lambda$  обратно пропорционален числу Рейнольдса и его значения находятся в пределах [3]

$$\lambda = \frac{64 \dots 150}{\text{Re}}, \quad (8)$$

где число 64 является теоретическим значением, полученным по формуле Гагена-Пуазейля [2], а повышенные значения коэффициентов учитывают наличие вмятин и материала трубопроводов.

При турбулентном режиме коэффициент сопротивления  $\lambda$  определяют по универсальной формуле А.Д. Альтшуля [2]

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (9)$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубопровода, мм;  $k_s$  — эквивалентная абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубопровода, значение которой зависит от его материала.

В гидравлически гладких трубах при числе Re в пределах

$$2300 < Re < 10^5, \quad (10)$$

формула (9) практически совпадает с формулой Блазиуса для гидравлически гладких труб ( $k_s = 0$ )

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (11)$$

Потери давления на местных сопротивлениях при турбулентном режиме течения воздуха определяют по формуле Вейсбаха [2]

$$\Delta p_{мс} = 10^{-3} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{v_d^2}{2}, \text{ кПа}, \quad (12)$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления (местных потерь), зависящий от конфигурации сопротивления и определяемый экспериментальным путем;  $v_d$  — средняя скорость воздуха в узком сечении  $d$  (значение коэффициента местного сопротивления должно соответствовать выбранному в формуле значению скорости, так как в справочниках приводятся значения коэффициентов местного сопротивления для расчета потерь при скорости за сопротивлением или скорости на сопротивлении), м/с.

Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении потока воздуха определяют по формуле

$$\xi_{расш} = (1 - n)^2, \quad (13)$$

где  $n = \frac{S_d}{S_D}$  — отношение площадей участков трубопровода малого и большого диаметров  $D$ , соответственно.

Коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении потока воздуха определяют по формуле

$$\xi_{суж} = \left( \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (14)$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент сжатия струи, который определяют по приближенной формуле А.Д. Альтшуля [2]

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}, \quad (15)$$

или по формуле И.Е. Идельчика

$$\xi_{суж} = 0,5(1 - n)^2. \quad (16)$$

Для обработки экспериментальных данных, полученных при продувке устройства ПРХ, в частности, определения коэффициента расхода, воспользуемся расчетными формулами для определения расхода через сопло Вентури [4]

$$Q = 10^3 \mu \varepsilon \varepsilon_c \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{\rho_a} \Delta p_1}, \text{ л/с}, \quad (17)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода для расходомера принятой конструкции;  $\varepsilon$  — поправочный коэффициент, учитывающий расширение атмосферного воздуха в расходомере;  $\varepsilon_c$  — поправочный коэффициент, учитывающий расположение расходомера;  $d$  — диаметр сопла, мм;  $\rho_a$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_1$  — перепад давлений на преобразователе давления ПД1 с двумя измерительными отверстиями, одно из которых служит для измерения отрицательного давления (разряжения или вакуума) в диффузоре и подключено к электрическому выходу, а второе сообщается с атмосферой, кПа.

Для расчета коэффициента расхода на основе измерений расхода и перепада давлений принимаем значение  $\varepsilon_c = 1$  и получим [1]

$$\mu = \frac{19,38 \cdot Q}{\varepsilon \cdot d^2 \sqrt{\frac{273,15 + t^\circ C}{\rho_a^1} \Delta p_1}} = A \cdot \frac{Q}{\sqrt{\Delta p_1}}, \quad (18)$$

где  $A = \frac{19,38}{\varepsilon \cdot d^2 \sqrt{\frac{273,15 + t^\circ C}{\rho_a^1}}}$  — коэффициент, (19)

$\rho_a^1$  — атмосферное давление, мм рт. ст.

В табл. 2 приведены результаты измерений перепада давлений на дросселях различного сечения. При отсутствии дроссельной шайбы (без ДР1) перепад давлений в трубопроводе длиной 35 мм и  $d_{др} = 16,3$  мм, по краям которого размещены преобразователи давления ПД2 и ПД3, не только не возрастает, а наоборот, наблюдается некоторое снижение давления по пути от ПД3 к ПД2. Такое явление объясняется продолжением процесса стабилизации потока в диффузоре и следующим за ним цилиндрическом трубопроводе. При незначительном заземлении потока с помощью дроссельной шайбы  $d_{др} = 12,2$  мм имеет место переходный режим, характеризующийся значениями положительного и отрицательного перепадов давлений. Стабильность роста перепада давлений наблюдается на дроссельных шайбах диаметром 10 мм и менее. Результаты расчета расхода и измерений перепадов давлений, на основании которых выполнены расчеты коэффициента расхода  $\mu_{ср}$  по формуле (18), показывают, что с уменьшением диаметра диафрагмы (соотношения  $d_{др} / D_{тр}$ ) наблюдается снижение среднего значения коэффициента расхода от близкого к теоретическому значению (0,93) до минимального  $\mu_{ср} = 0,64$ .

Коэффициент местного сопротивления на диафрагме, установленной в трубе постоянного диаметра, определяют также по формуле [2]

Таблиця 2  
Расчет коэффициента расхода для различных сечений диафрагм

$d_{др}, мм$	$Q_{прх}, л/с$	$Re_{макс}$	$\Delta p_{2-3}, кПа$	$d_{др} / D_{тр}$	$A$	$\mu_{ср}$
10,2	1,81–7,78	66100	0,29–5,42	0,625	0,29	0,93
8,5	1,33–6,23	62300	0,4–7,79	0,52	0,425	0,88
6,5	1,3–3,1	40500	1,82–9,29	0,4	0,726	0,69
5,5	1,33–1,96	30200	4,3–9,58	0,337	1,015	0,64

Примечание: Измерительное сопло в расходомере  $d = 9,3 мм$ ;  $\mu = 0,89$ .

Таблиця 3  
Потери давления по длине и на местных сопротивлениях (эксперимент и расчет)

$d, мм$	$Q_{прх}, л/с$	$\Delta p_{2-3}, кПа$	$v, м/с$	$n = \frac{d^2}{D^2}$	$\Delta p_{\Sigma l+ДР}, кПа$	$\delta, \%$
13	1,79–7,51	0,14–1,93	13,5–56,6	0,66	0,08–1,27	– 34
9	1,79–5,77	0,5–5,32	28,2–83,6	0,32	0,51–5,22	– 7,9
8,8	1,75–7,54	0,67–11,98	28,8–124	0,303	0,543–10,36	– 9,0
7,2	1,75–3,66	1,46–7,7	43–89,96	0,2	1,46–6,46	– 9,3
6,0	1,52–2,95	2,93–10,55	53,8–104,4	0,14	2,66–9,9	– 6,7
4,0	0,83–1,28	11,1–21,2	66,1–101,7	0,0625	5,04–11,81	– 46,5

$$\xi_{диафр} = \left( \frac{1}{n \cdot \varepsilon} - 1 \right) = \left( \frac{S_D}{S_d \cdot \varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (20)$$

где  $n = \frac{S_d}{S_D}$  — отношение площадей участков трубопровода,

вода, а значение  $\varepsilon$  вычисляют согласно [4].

Следует отметить, что при использовании значения  $\xi_{диафр}$  для расчета по формуле (12) потери определяют при скорости течения потока воздуха в цилиндрической части трубы, а не в диафрагме

$$\Delta p_{мс, диафр} = 10^{-3} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{v_D^2}{2}. \quad (21)$$

При расчете местных потерь давления, вызванных поворотом потока воздуха, коэффициент местного сопротивления рассчитывают по формуле [5]

$$\xi_{\alpha} = \xi_{90^{\circ}} (1 - \cos \alpha), \quad (22)$$

где  $\xi_{90^{\circ}}$  — значение коэффициента местного сопротивления для угла  $\alpha = 90^{\circ}$ , которое при ориентировочных расчетах рекомендуют принимать  $\xi_{90^{\circ}} = 1$ ;  $\alpha$  — угол поворота потока воздуха.

В табл. 3 приведены сравнительные данные экспериментальных измерений и расчета потерь давления на местных сопротивлениях (сужение и расширение потока) и суммарных: трубки длиной  $l = 70 мм$  и различного диаметра  $d = 4; 6; 7,2; 8,8; 9$  и  $13 мм$ ; двух монтажных

переходников общей длиной  $2 \times 100 мм$  и  $D = 16 мм$ . При этом погрешность результатов экспериментов и расчетов оценивалась по формуле

$$\delta = \frac{\Delta p_{2-3} - \Delta p_{\Sigma l+ДР}}{\Delta p_{2-3}} 100\%, \quad (23)$$

где  $\Delta p_{2-3}$  — экспериментально полученные значения перепада давлений,  $кПа$ ;  $\Delta p_{\Sigma l+ДР}$  — расчетные значения перепада давлений,  $кПа$ .

Характерным для данной серии опытов является хорошая сходимость расчетов с экспериментом в диапазоне соотношений  $n = 0,14-0,32$  ( $\delta > 9\%$ ) и существенные отклонения  $\delta > 30\%$  при экстремальных значениях отношений квадратов диаметров  $n$ .

Различия в результатах экспериментальных измерений и расчетных могут иметь место в случае взаимного влияния местных сопротивлений на испытуемом комплексе сопротивлений, дополнительных сопротивлений, обусловленных необходимостью монтажа переходников к испытуемым сопротивлениям, невозможностью достаточно точной оценки ряда факторов и коэффициентов, приведенных в справочниках по гидравлическим расчетам.

В частности, простое суммирование значений коэффициентов местных сопротивлений справедливо только в том случае, если местные сопротивления размещены на таком расстоянии по длине трубопровода, на котором



искажение эпюры распределения скоростей по сечению становится незначительным. Для этого необходимо, чтобы местные сопротивления отстояли друг от друга на расстоянии не ближе, чем [2]

$$l_{\text{вл}} = 0,5 \frac{d \cdot \xi_{\text{экв}}}{\lambda}, \quad (24)$$

где  $l_{\text{вл}}$  — длина влияния местного сопротивления;  $\lambda$  — коэффициент сопротивления по длине трубы диаметром  $d$ , на котором расположены местные сопротивления;  $\xi_{\text{экв}}$  — коэффициент рассматриваемого местного сопротивления.

Для больших чисел  $Re$  для оценки длины влияния пользуются зависимостью

$$l_{\text{вл}} \geq (30-40)d. \quad (25)$$

В случае, когда элементы сопротивления тесно прилегают друг к другу, простое суммирование коэффициентов сопротивления может дать неверный результат и установление действительного суммарного значения коэффициента сопротивления требует экспериментальной проверки.

### Выводы

1. Разработано оригинальное устройство для определения перепадно-расходных характеристик носовых проходов человека типа ТНДА-ПРХ, включающее электропневматический измерительный блок и соответствующее программное обеспечение.

2. Экспериментальные исследования потерь давления на типовых сопротивлениях показали возможность получения с помощью устройства ТНДА-ПРХ достаточно надежных результатов измерений аэродинамических параметров верхних дыхательных путей, в ряде случаев близких к расчетным. Однако взаимное влияние местных сопротивлений, в том числе сужений и расширений на таком коротком участке трубопровода, как носовой ход (в среднем по длине 70 мм и диаметре 5 мм) не может быть строго учтено теоретическим расчетом. Поэтому необходима разработка методов упрощенного учета потерь в живых сечениях потока в носовой полости.

3. Перспективой дальнейшей работы являются отработка методики тестирования носовых проходов человека с помощью устройства ТНДА-ПРХ для проведения клинических испытаний.

### Литература

1. Аврунин, О.Г. Методика расчета диаметра сопла Вентури для устройства по определению перепадно-расходных характеристик носовых проходов // Промислова гідравліка і пневматика. — 2010. — № 2(28). — С. 62—66.
2. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г. Киселева. — Изд. 5-е. — М.: Энергия, 1974. — 312 с.
3. Ковалевский, В.Ф., Железняков, Н.Т., Бейлин, Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. — М.: Недра, 1967. — 336 с.
4. ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний.
5. Примеры расчетов по гидравлике: Учебн. пособие для вузов / Под ред А.Д. Альтшуля. — М., Стройиздат, 1976. — 255 с.

Надійшла 09.11.2010 р.