

АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ШУМА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

В.К. Мамаев, Е.Н. Власов

Кафедра теплотехники и турбомашин
Российский университет дружбы народов
Ул. Миклухо-Маклая, 6, Москва, Россия, 117198

Приведен анализ зависимостей оценки уровня звуковой мощности, предложенных различными авторами, применительно к радиальным вентиляторам с двусторонним входом и одноступенчатым радиальным компрессорам с лопаточным диффузором. Предложена новая формула для оценки уровня звуковой мощности, учитывающая как аэродинамические характеристики, так геометрические параметры.

Ключевые слова: шум, звуковая мощность, вентилятор, рабочее колесо, частота вращения.

Известно, что снижение шума центробежных лопаточных машин (ЦЛМ) в источнике его возникновения является радикальным способом. Это может быть эффективно осуществлено в первую очередь на стадии проектирования ЦЛМ, однако при существующих методах проектирования информацию об звуковой мощности (ЗМ) машин проектировщики получают только после изготовления и испытаний натурального образца, когда существенные изменения вносить уже поздно.

В связи с этим исключительную важность приобретает задача создания методик оценки звуковой мощности ЦЛМ по геометрическим параметрам и аэродинамическим характеристикам.

Разными авторами предложено много разнообразных формул для оценки ЗМ машин. К сожалению, все они являются полуэмпирическими и дают приемлемую точность только для того класса машин, для которых получены экспериментальные данные, положенные в основу формулы. В основном такие работы проводились для низконапорных ЦЛМ — вентиляторов (воздуходувок) и компрессоров (нагнетателей). В работе сделана оценка целесообразности применения предложенных разными авторами формул для РЛМ «Невского завода» двух групп:

1) одноступенчатых радиальных нагнетателей с лопаточным диффузором (Н-260-12-1; Н-370-18-1; Н-520-14-1) (рис. 1);

2) радиальных вентиляторов с двухсторонним входом воздуха (Н-7500-13-1; Н-8500-11-1; Н-9000-11-5) (рис. 2).

Разделение этих ЦЛМ на две самостоятельные группы было необходимо из-за существенных различий их конструкции и природы шумообразования в них.

Следует заметить, что основные геометрические параметры и аэродинамические характеристики нагнетателей и воздуходувок были получены на заводе. Акустические характеристики были получены сотрудниками лаборатории завода при испытаниях радиальной лопаточной машины (РЛМ) в различных помещениях на номинальном режиме [1].

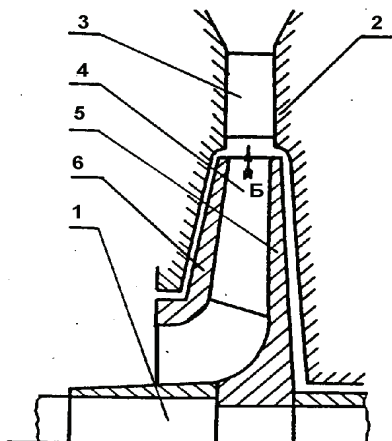


Рис. 1. Схема нагнетателя с лопаточным диффузором:
1 — вал; 2 — корпус; 3 — лопатка диффузора;
4 — лопатка рабочего колеса; 5 — несущий диск;
6 — покрывной диск рабочего колеса

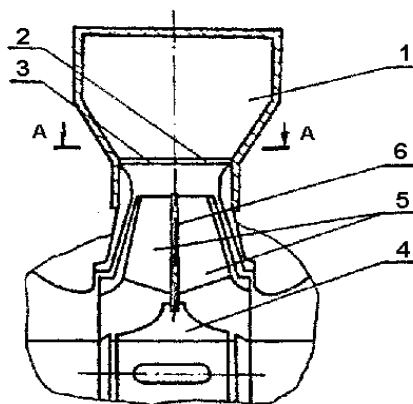


Рис. 2. Схема вентилятора с двусторонним входом:
1 — улитка; 2, 3 — языки; 4 — рабочее колесо;
5 — лопатки рабочего колеса; 6 — несущий диск рабочего колеса

На основе расчетных проработок делается попытка предложить более надежные зависимости для оценки шума ЦЛМ.

При оценке возможности применения формул использовался вероятностный анализ. По формулам, которые рекомендуются различными авторами, рассчитывались предполагаемые уровни ЗМ $L'_{\text{расч}}$ и сравнивались с экспериментальными значениями $L_{\text{эксп}}$ путем подсчета для каждого случая абсолютного отклонения $\Delta L'_i$

$$\Delta L'_i = L_{\text{эксп. } i} - L'_{\text{расч. } i}. \quad (1)$$

Среднее отклонение при наличии n экспериментов $\Delta L'_{\text{ср}}$ составило

$$\Delta L'_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta L'_i}{n}. \quad (2)$$

Степень совпадения результатов расчета по формуле в первоначальном виде характеризуется значением среднего относительного отклонения

$$\xi' = \frac{|\Delta L'_{\text{ср}}|}{L_{\text{эксп. ср}}} \cdot 100\%, \quad (3)$$

где

$$L_{\text{эксп. ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n L_{\text{эксп. } i}}{n}. \quad (4)$$

Проведем анализ зависимостей оценки уровня ЗМ ЦЛМ, предложенных различными авторами.

1. Одной из наиболее часто используемых формул является формула Е.Я. Юдина [2] (для вентиляторов):

$$L'_{\text{расч}} = 25 \lg H + 10 \lg Q + \tilde{L} + 18, \text{ дБ},$$

где H — полный напор вентилятора, кгс/м²; $L'_{\text{расч}}$ — уровень АМ вентилятора, рассчитываемый по формуле; Q — расход, м³/с; \tilde{L} — критерий шумности вентилятора.

Для различных машин \tilde{L} колеблется в довольно широких пределах, в [3] дается диапазон (18—20)—(30—35) дБ.

Выберем среднее значение $L_{\text{ср}} = \frac{18 + 35}{2} = 25,5$ дБ, т.е. формула примет вид

$$L'_{\text{расч}} = 25 \lg H + 10 \lg Q + 43,5 \text{ дБ}. \quad (5)$$

2. Для расчета уровней АМ судовых вентиляторов используется формула, данная М.В. Аптекарем [4]:

$$L_{\text{расч}} = 14 \lg \frac{QH}{\eta}, \quad (6)$$

где Q — расход, м³/с; H — полный напор вентилятора, кгс/м²; η — КПД вентилятора.

3. В работе [5] для расчета уровня АМ радиальных и осевых низконапорных нагнетательных машин К. Икава предложил формулу

$$L'_{\text{расч}} = 10 \lg n^5 D_2^7 + K, \quad (7)$$

где n — частота вращения вентилятора, с⁻¹ (табл. 1); D_2 — наибольший диаметр рабочего колеса, м.

Результаты расчета уровня ЗМ и абсолютного отклонения (1) по формулам (5), (6) и (7) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета уровней ЗМ по формулам (5), (6) и (7)

№ и марка ЦЛМ	$L_{\text{экс.1}}$ дБ	Q , м ³ /с	H , Кгс/м ²	η	n , с ⁻¹	D_2 , м	L' , дБ			$\Delta L'_{1}$ дБ		
							(5)	(6)	(7)	(5)	(6)	(7)
1. Н-260-12-1	115	4,3	2 730	0,85	88,3	0,82	135,7	58,0	91,1	-20,7	57,0	23,9
2. Н-370-18-1	121	7,6	2 740	0,83	80,0	0,85	138,2	61,4	90,0	-17,2	59,6	31,0
3. Н-520-14-1	117	6,6	1 710	0,85	60,3	0,87	132,5	57,9	87,3	-15,5	59,2	29,7
4. Н-7500-13-1	117	41,6	1 535	0,75	31,2	2,02	139,3	69,0	95,9	-12,3	48,0	21,1
5. Н-8500-11-1	117	72	2 080	0,825	24,7	2,70	145,0	73,6	99,8	-28	43,4	17,2
6. Н-9000-11-5	118	75	990	0,82	16,7	2,73	137,1	59,4	91,7	-19,1	58,6	26,3

В откорректированном виде формула (5) принимает вид для РЛМ 1, 2 и 3

$$L_{\text{расч}} = 25 \lg H + 10 \lg Q + 25,7 \text{ дБ};$$

а для РЛМ 4, 5 и 6

$$L_{\text{расч}} = 25 \lg H + 10 \lg Q + 23,7 \text{ дБ}.$$

Низкая точность формулы (5) объясняется, видимо, отсутствием в ней учета геометрических параметров агрегата и попыткой дать зависимость уровня ЗМ только от режимных параметров в абсолютной формуле. По этой причине при получении окончательной зависимости для стационарных компрессорных машин использование зависимостей в виде $25 \lg H + 10 \lg Q$ представляется нецелесообразным.

Формула (6) имеет те же недостатки, что и формула (5), однако в ее структуре заложен другой характер зависимостей от H и Q . Кроме того, автор считает уровень излучаемой вентилятором звуковой мощности обратно пропорциональным КПД вентилятора: при повышении КПД падает излучаемая звуковая мощность, что в общем случае не является бесспорным, так как эта зависимость носит, видимо, более сложный характер.

Точность формулы (7) очень низкая, что объясняется, по-видимому, попыткой дать зависимость излучаемой звуковой мощности непосредственно от частоты вращения, или окружной скорости лопаток рабочего колеса.

4. Более приемлемой является формула, предложенная Г.А. Хорошевым [3]:

$$L'_{\text{расч}} = P_{\text{уд}} + 10 \lg \frac{QH^2}{D_2^2} + 10 \lg F_{\text{изл}}, \quad (8)$$

где $P_{\text{уд}}$ — удельная излучаемая звуковая мощность вентилятора, $P_{\text{уд}} = 56 \pm 3$ дБ; Q — расход, м³/с; H — полный напор вентилятора, кгс/м²; D_2 — наружный диаметр колеса; $F_{\text{изл}}$ — излучающая площадь машины.

Считая, что в центробежных нагнетателях и компрессорах основной излучающей поверхностью является поверхность входа в рабочее колесо, можно взять

$$F_{\text{изл}} = \frac{\pi D_0^2}{4},$$

где D_0 — входной диаметр рабочего колеса.

Примем $P_{\text{уд}} = 56$ дБ, тогда

$$L'_{\text{расч}} = 10 \lg \frac{QH^2}{D_2^2} + 10 \lg \frac{\pi D_0^2}{4} + 56, \text{ дБ}. \quad (9)$$

5. Интерес представляет также формула, предложенная Ф.Е. Григорьяном [6] для центробежных вентиляторов и дымососов в виде

$$L'_{\text{расч}} = 20 \lg \frac{1 - \eta}{\eta} \varphi + \psi + (35 \dots 40), \quad (10)$$

где η — КПД вентилятора; φ — коэффициент расхода вентилятора; ψ — коэффициент напора вентилятора.

6. В работе [7] предложена формула, простая по структуре, учитывающая степень нагруженности колеса путем связи не с режимными параметрами Q и H ,

а с внутренней мощностью агрегата N (кВт) и повышением температуры рабочего тела в колесе T °С.

$$L_{\text{расч}} = \lg \Delta T + 10 \lg N + 98,5 \text{ дБ.} \quad (11)$$

Результаты расчета по формулам (9), (10) и (11) приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета уровней ЗМ по формулам (9), (10) и (11)

№ и марка РЛМ	$L_{\text{экс.1}}$ дБ	$F_{\text{изл.1}}$ м ²	φ	ψ	η	ΔT , °С	N_p , кВт	L' , дБ			$\Delta L'_1$ дБ		
								(9)	(10)	(11)	(9)	(10)	(11)
1. Н-260-12-1	115	0,102	0,167	0,490	0,85	16,5	5 190	122,6	114,3	147,8	-7,6	0,7	-32,8
2. Н-370-18-1	121	0,139	0,250	0,598	0,83	16,6	9 200	126,4	115,1	150,3	-5,4	5,9	-29,3
3. Н-520-14-1	117	0,145	0,191	0,480	0,85	10,8	6 240	121,7	114,0	146,8	-4,7	3,0	-29,1
4. Н-7500-13-1	117	0,817	0,232	0,386	0,75	17,6	1 590	128,9	110,0	143,0	-11,9	7,0	-26
5. Н-8500-11-1	117	1,450	0,480	0,207	0,825	16,3	3 240	133,9	113,0	145,7	-16,9	4,0	-28,7
6. Н-9000-11-5	118	1,539	0,280	0,50	0,82	11,5	1 400	127,9	110,7	140,6	-9,9	7,3	-22,6

После коррекции формулы (9)

$$L'_{\text{расч}} = 10 \lg \frac{QH^2}{D_2^2} + 10 \lg \frac{D_o^2}{4} + 50,01, \text{ дБ} \quad (12)$$

($P_{\text{уд}}$ для группы 1 равно 50,01 дБ, а для группы 2 — 43,08 дБ).

Точность, даваемая формулой (12), достигнута, видимо, за счет предпринятой попытки связать уровень ЗМ с геометрическими характеристиками агрегата. И хотя точность формулы еще не является достаточной для надежных практических расчетов, ее структура, видимо, верно отражает зависимость уровня шума от геометрических параметров ЦЛМ, что подтверждается и косвенными данными, например, значительно меньшей по сравнению с другими формулами требуемой степени коррекции $\Delta \xi$ (табл. 3).

Результаты расчетов по указанным формулам (табл. 1 и 2) показывают, что точность всех этих зависимостей недопустимо низкая. Точность формул может быть значительно повышена путем их простейшего модифицирования подбором значения эмпирического коэффициента K , прибавляемого во всех формулах к ядру формулы в соответствии с экспериментальными данными. Если в предлагаемом в литературе варианте формулы значение коэффициента равно K , то новый эмпирический коэффициент равен

$$K = K + \Delta L'_{\text{сп}}. \quad (13)$$

Изложенное дает возможность сделать вывод, что формула (8) может быть взята за основу при создании работоспособной зависимости, однако желателен переход к относительным коэффициентам расхода, напора и КПД агрегата, отсутствие которых является, видимо, недостатком данной формулы.

Принимая коэффициент в формуле (10) осредненным, равным 37,5 дБ, получаем неприемлемую точность оценки уровня шума. Необходимо также отме-

титель, что размерности величин, входящих в формулу, предложенные в работе [8], видимо, не вполне соответствуют характеру зависимости, так как приводят к отрицательным значениям ядра формулы. Однако после коррекции (см. табл. 3 для группы машин имеем I — 152; II — 148,8) получаем точность около 1% для ЦЛМ второй группы, что указывает на хорошую работоспособность указанных зависимостей в рассматриваемом случае. Это связано с переходом к использованию в формуле важных относительных параметров коэффициента расхода φ и коэффициента напора ψ . Известно, что формулы для указанных коэффициентов имеют следующий вид:

$$\varphi_2 = \frac{Cr_2}{U_2} = \frac{\bar{V}_2}{FU_2}; \quad Cr_2 = \frac{V_2}{\pi b_2 D_2}; \quad \psi = \frac{Cu_2}{U_2}, \quad (14)$$

где Cr_2, Cu_2 — радиальная и окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе; U_2 — окружная скорость колеса на наружном диаметре; V_2 — объемный расход воздуха; F — площадь на выходе из колеса; D_2, b_2 — диаметр и высота лопатки колеса на выходе.

Эти зависимости включают в себя комплекс аэродинамических и геометрических параметров, от которых в значительной мере зависит уровень аэродинамического шума ЦЛМ.

Однако значения коэффициентов давления ψ и расхода φ ЦЛМ, вычисленные по формулам (14) как безразмерные, получаются меньше единицы, что создает дополнительные трудности при расчетах. Необходимо, следуя рекомендациям [3], выражать эти параметры в условных единицах равными числу единиц в рассчитанной величине, то есть, в виде $10^3\varphi$ и $10^3\psi$, например, при $\varphi = 0,167$ по формуле, данной выше, $\varphi = 167$ в условных единицах.

Степень совершенства самого ядра формулы будем оценивать по результатам расчетов уровней ЗМ по формулам в модифицированном виде $L_{\text{расч}}$. Вычислим для модифицированных формул также отклонение для каждого эксперимента:

$$\Delta L_i = |L_{\text{эксп}} - L_{\text{расч}}|, \quad (15)$$

среднее абсолютное отклонение:

$$\Delta L_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta L_i}{n}, \quad (16)$$

и основной показатель — относительное отклонение:

$$\xi = \frac{\Delta L_{\text{ср}}}{L_{\text{эксп. ср}}} \cdot 100\%. \quad (17)$$

Результаты расчетов этих величин по всем рассматриваемым формулам даны в табл. 3.

Поправки к формулам, предложенным различными авторами

Автор, формула	Группа РЛМ	По предложенной формуле			По формуле после коррекции			Преимущество после коррекции
		K' , дБ	$\Delta L'_{\text{ср}}$, дБ	ξ' , %	K , дБ	$\Delta L_{\text{ср}}$, дБ	ξ , %	$\Delta \xi = \xi' - \xi$, %
Юдин Е.Я. [2], (5)	1	43,5	-17,6	15,13	25,7	1,9	1,64	13,49
	2	43,5	-19,8	16,88	23,7	5,5	4,68	12,24
Аптекарь М.В. [4], (6)	1	0	58,6	49,83	58,6	1,05	0,89	48,94
	2	0	50,0	42,63	50,0	5,73	4,89	37,74
Икава К. [5] (7)	1	0	28,16	23,93	28,16	2,83	2,40	21,53
	2	0	21,52	18,35	21,52	3,21	2,73	15,62
Хорошев Г.А. [3] (9)	1	56	-5,9	5,01	50,01	1,14	0,97	4,04
	2	56	-12,92	11,01	43,08	2,67	2,27	8,74
Григорьян Ф.Е. [6] (10)	1	37,5	114,4	97,75	152	0,42	0,36	96,67
	2	37,5	111,2	94,85	148,8	1,18	1,00	93,85
Маркус Ф.И. [7] (11)	1	98,5	-30,4	21,99	68,1	3,3	1,36	20,63
	2	96,5	-25,8	25,83	72,7	2,13	1,82	24,01
Предложенная авторами (18)	1	40,95	0,68	0,57				
	2	27,85	1,02	0,87				

Примечание: 1 — с лопаточным диффузором; 2 — с двусторонним входом.

При этом точность расчета составляет по первоначальной формуле (см. табл. 3):

для первой группы — $\xi'_1 = 15,30\%$, для второй группы — $\xi'_2 = 16,88\%$;

по откорректированной формуле:

для первой группы — $\xi'_1 = 1,64\%$, для второй группы — $\xi'_2 = 4,68\%$.

Из табл. 3 видно, что наиболее точные результаты дают формулы (6), (8), (10) для машин с лопаточным диффузором и (8), (10) для машин с двусторонним входом. Каждая из этих формул учитывает зависимость шума от какой-либо группы параметров, например, формула (10) учитывает зависимость уровня шума от аэродинамических характеристик, а формула (8) дает более точный результат при учете геометрических параметров РЛМ, что наводит на мысль о возможности сочетания сильных сторон различных формул в одной формуле.

Анализ различных вариантов показывает, что наилучший результат дает формула, составленная на основе формул (8), (10). Авторы предлагают использовать новую формулу, представленную в виде

$$L_{\text{расч}} = 10 \lg F_{\text{изл}} \left(\frac{1 - \eta}{\eta} \right)^2 \varphi^2 \psi^2 + K, \quad (18)$$

где $K = 40,95$ дБ для машин с лопаточным диффузором; $K = 27,85$ дБ для машин с двусторонним входом.

Эта формула учитывает различные параметры и поэтому позволяет сделать расчет с точностью 0,58% и 0,78% для машин, соответственно, с лопаточным диффузором и двусторонним входом. Результаты расчета уровня ЗМ по формуле (18) в сравнении с экспериментальными данными представлены в табл. 4.

Результаты расчета уровней ЗМ по формуле (18)

№ и марка РЛМ	$L_{\text{экс}},$ дБ	$\varphi,$ у.е.	$\psi,$ у.е.	η	$F_{\text{изл}},$ $\frac{2}{M}$	$L',$ дБ	$\Delta L',$ дБ
1. Н-260-12-1	115	167	490	0,85	0,102	114,24	0,76
2. Н-370-18-1	121	250	598	0,85	0,139	120,88	0,22
3. Н-520-14-1	117	191	480	0,83	0,145	118,06	1,06
4. Н-7500-13-1	117	232	386	0,75	0,817	116,47	0,52
5. Н-8500-11-1	117	480	207	0,825	1,450	115,94	1,06
6. Н-9000-11-5	118	280	500	0,82	1,539	119,48	1,48

Полученную зависимость (18) необходимо тщательно проверить путем проведения серии экспериментальных исследований модельных ступеней нагнетателей в помещении, подготовленном для акустических исследований согласно требованиям ГОСТа.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Власов Е.Н. и др. Исследование шума лопаточных машин на компрессорных станциях магистральных газопроводов и способы его снижения. — М.: ИРЦ Газпром, 1998.
- [2] Борьба с шумом на производстве / Под ред. Е.Я. Юдина. — М.: Машиностроение, 1986.
- [3] Хорошев Г.А., Петров Ю.И., Егоров Н.Ф. Шум судовых систем вентиляции и кондиционирования воздуха. — Л.: Судостроение, 1974.
- [4] Антекарь М.В., Донбернштейн И.М. Судовые вентиляторы. — Л.: Судостроение, 1975.
- [5] Икава К. и др. Снижение шума вентиляторов // Санге кикай. — 1977. — № 321.
- [6] Зинченко Р.И., Григорьян Ф.Е. Шум судовых газотурбинных установок. — Л.: Судостроение, 1969.
- [7] Marcus F.H., Charles E.F. Noise comparisons from full-scale fan tests of NASA lewis Research Centre. Some Results from Aero-Engin Research ASME Gas Tyrbine Conference, 1966.
- [8] Петров Ю.И. Новый способ оценки шумности вентиляторов и компрессоров // Судостроение. — 1970. — № 8.

THE ANALYSIS OF DEPENDENCES FOR THE ESTIMATION OF CENTRIFUGAL BLAD'S MACHINES NOISE

V.K. Mamaev, E.N. Vlasov

Department heating engineers and turbomachines
The Russian university of friendship of peoples
Mikloukho-Maklaja str., 6, Moscow, Russia, 117198

The analysis of dependences of an estimation of a level of the sound power, offered by various authors, with reference to two inlet radial fans and to one-stage radial compressors with blade's diffuser is given. The new formula for an estimation of a level of the sound power, taking into account, as aerodynamic characteristics, so geometrical parameters of radial machines is offered.

Key words: noise, sound capacity, the fan, the driving wheel, frequency of rotation.