Работа центробежных колёс с лопатками со средними линиями ЛПИ и НПФ ХКС

ЛПИ — средняя линия, построенная по методике Ленинградского политехнического института.
НПФ ХКС — средняя линия, построенная по методике научно-производственной фирмы «Химмаш-Компрессор Сервис».

Автор Л.Артилаква.

Сравнение при 8000 об/мин и давлении 126,7 кПа после диффузора

Аннотация. Работа проведена в 2014 году. Сопоставлены два варианта формы лопатки по результатам ANSYS 14.5. В рассмотренных рабочих точках ХКС обеспечило на 23,6% больший массовый расход при увеличении мощности на 10,2%. Удельная работа по мощности и расходу снизилась на 10,85%. Гидравлический КПД ХКС выше на 7,17 процентного пункта, политропический по отношению напоров - на 4,46 процентного пункта.

Расчётный режим

Рабочая среда - воздух. На всасывании заданы 101 кПа и 298 K. Приняты c_p = 1,006 кДж·кг⁻¹·K⁻¹, k = 1,4 и плотность 1,1455 кг·м⁻³ для пересчёта объёмного расхода. Отношение давлений рассчитано в разделе 06.

Общая геометрия включает 21 лопатку, наружный диаметр колеса 0,560 м, ширину на выходе 0,037 м и диффузор диаметром 0,560–0,880 м с шириной 0,037 м. Угол средней линии лопатки на входе составляет 39,069° у обоих вариантов. Выходной угол равен 61,829° у ХКС и 72,642° у ЛПИ.

Таблица 1. Производительность, мощность и КПД

Параметр	НПФ ХКС	ЛПИ	Разница ХКС
Объёмный расход по исходной таблице, м³·ч⁻¹[1]	27 323	22 109	+23,6%
Массовый расход G, кг·ч⁻¹	31 298	25 326	+23,6%
Массовый расход ṁ, кг·с⁻¹	8,694	7,035	+23,6%
Мощность N, кВт	213,548	193,829	+10,2%
Удельная работа, кДж·кг⁻¹	24,56	27,55	−10,85%
Гидравлический КПД, %	93,38	86,21	+7,17 п. п.
Политропический КПД по напорам, %	85,03	80,56	+4,46 п. п.

[1] Исходная таблица обозначает единицу как «нм³·ч⁻¹». Числа получены делением G на принятую плотность 1,1455 кг·м⁻³. Нормальные условия в исходнике отдельно не определены. Процентные различия рассчитаны относительно ЛПИ.

Источник данных. «Результаты термо-газодинамического расчета рабочих колес со средней линией лопатки ЛПИ и НПФ ХКС», ANSYS 14.5, файл lpi_xkc.1.pdf, с. 1–2.

02 · ТЕЧЕНИЕ В СТУПЕНИ

Колесо и диффузор

Сечение 1 расположено на входе в колесо, 2 - на выходе из колеса, 3 - на входе в диффузор, 4 - на выходе из диффузора. Давления и температуры приведены с обозначениями исходной таблицы.

Таблица 2. Параметры потока и расчётные напоры

Параметр	НПФ ХКС	ЛПИ
Давления P_1 · P_2, кПа	89,9 · 112,9	94,2 · 114,5
Давления P_3 · P_4, кПа	114,0 · 126,7	115,1 · 126,7
Температуры T_1 · T_2, K	288,3 · 311,2	292,1 · 313,0
Температуры T_3 · T_4, K	311,0 · 321,5	313,4 · 323,2
Модуль абсолютной скорости C_1 · C_2, м·с$^{-1}$	106,7 · 183,2	106,3 · 168,5
Относительная скорость в плоскости r–θ, м·с$^{-1}$	152,41 · 120,18	141,02 · 112,32
Радиальная составляющая C_{r1} · C_{r2}, м·с$^{-1}$	102,5 · 92,6	98,0 · 74,9
Окружная составляющая C_{u1} · C_{u2}, м·с$^{-1}$	29,6 · 158,0	41,0 · 150,9
Переносная скорость U_1 · U_2, м·с$^{-1}$	142,4 · 234,6	142,4 · 234,6
Коэффициент расхода φ_2	0,3947	0,3193
Относительный выходной угол β_2, °	50,40	41,82
Угол отставания по треугольнику скоростей, °	11,43	30,82
Политропный · изоэнтропный напор, кДж·кг$^{-1}$	19,588 · 19,476	16,939 · 16,825
Внутренний напор h_i, кДж·кг$^{-1}$	23,037	21,025
Динамический напор h_D, кДж·кг$^{-1}$	11,089	8,546
Эйлеров напор h_e, кДж·кг$^{-1}$	32,852	29,563
Полный напор по таблице $h_i + h_D$, кДж·кг$^{-1}$	34,126	29,572

Распределение давления и скоростей

Колесо. У ХКС радиальная скорость на выходе выше на 23,6%, а окружная - на 4,7%. Статическое давление в колесе растёт на 23,0 кПа у ХКС и на 20,3 кПа у ЛПИ. При этом у ХКС давление на входе непосредственно в колесо ниже на 4,3 кПа, а на выходе - на 1,6 кПа.

Диффузор. Статическое давление повышается на 12,7 кПа у ХКС и на 11,6 кПа у ЛПИ. У ХКС выше и динамический напор, набранный в колесе. Для сопоставления потерь самого диффузора требуются полные давления в сечениях 3 и 4.

Углы в таблице восстановлены из осреднённых компонент скорости. Подстановки приведены в разделе 05.

03 · ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Геометрия и данные ANSYS

Сопоставлены две рабочие точки при одной частоте вращения и одинаковом давлении после диффузора. Расчётные значения поля приведены по архивной таблице ANSYS 14.5. Ниже показано, какие величины можно получить из опубликованных чисел и какие требуют выгрузки полей или геометрии.

Таблица 3. Размеры и настройки расчёта

Параметр	НПФ ХКС	ЛПИ
$D_{вх} \cdot D_{вт} \cdot D_1$, м	0,340 · 0,156 · 0,296	0,340 · 0,156 · 0,296
$D_2 \cdot D_3 \cdot D_4$, м	0,560 · 0,560 · 0,880	0,560 · 0,560 · 0,880
$b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4$, м	0,0514 · 0,037 · 0,037 · 0,037	0,0514 · 0,037 · 0,037 · 0,037
Число лопаток z	21	21
Угол средней линии $\beta_1 \cdot \beta_2$, °	39,069 · 61,829	39,069 · 72,642
Ячейки сетки, млн · число итераций	117,6 · 150	94,5 · 150
Факторы сетки · межлопаточного канала	1,5 · 3	1,5 · 3
Конечная невязка по таблице	7×10^{-6}	7×10^{-6}
Объём колеса V_K, м³	0,0119704	0,0118533
Объём межлопаточного канала V_L, м³	0,000570019	0,000564443
Площадь лопатки S, м²	0,0152637	0,0145222
Потеря статической энтальпии ΔH, кДж[1]	0,0607534	0,10289

[1] Единица и числа приведены по исходнику. Определение потери, масса нормировки и контрольная область в нём не указаны.

Геометрические площади и объёмы

$$A_{\text{in}} = \frac{\pi(D_{\text{in}}^2 - D_{\text{hub}}^2)}{4} = \frac{\pi(0{,}340^2 - 0{,}156^2)}{4} = 0{,}07168$$

$$A_2 = \pi D_2 b_2 = \pi \cdot 0{,}560 \cdot 0{,}037 = 0{,}06509$$

$$L_D = \frac{D_4 - D_3}{2} = \frac{0{,}880 - 0{,}560}{2} = 0{,}160$$

$$V_L = \frac{V_K}{z}$$

$$V_{L,\text{A}} = \frac{0{,}0119704}{21} = 0{,}000570019$$

$$V_{L,\text{B}} = \frac{0{,}0118533}{21} = 0{,}000564443$$

$$V_K = \int dV$$

$$S = \int dA$$

Площади даны в м², длина в м, объёмы в м³. Площадь A_2 рассчитана до учёта загромождения лопатками. Для независимой проверки площади лопатки и объёма колеса требуются исходные поверхности. Обозначения A и B в формулах соответствуют ХКС и ЛПИ.

Для независимого расчёта потери статической энтальпии нужны контрольная область, определение потери и база нормировки. Тип конечной невязки в исходном отчёте не указан.

Расход и удельная работа

Массовый и объёмный расходы

$$\dot{m} = \int_A \rho C_n \, dA$$

$$\dot{m}_\text{A} = \frac{31298}{3600} = 8{,}6939$$

$$\dot{m}_\text{B} = \frac{25326}{3600} = 7{,}0350$$

$$Q_\text{A} = \frac{31298}{1{,}1455} = 27322{,}57$$

$$Q_\text{B} = \frac{25326}{1{,}1455} = 22109{,}12$$

$$\Delta G = \left(\frac{31298}{25326} - 1\right) \cdot 100\% = 23{,}58\%$$

Массовый расход ṁ дан в кг·с⁻¹, объёмный Q в м³·ч⁻¹. Интеграл берётся по контрольному сечению, Cₙ направлена по нормали к сечению.

Мощность и удельная работа

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 8000}{60} = 837{,}758$$

$$N = M\omega$$

$$M_\text{A} = \frac{213548}{837{,}758} = 254{,}90$$

$$M_\text{B} = \frac{193829}{837{,}758} = 231{,}37$$

$$q_\text{A} = \frac{213548}{31298} = 6{,}8231$$

$$q_\text{B} = \frac{193829}{25326} = 7{,}6534$$

$$l_\text{A} = 3{,}6\, q_\text{A} = 24{,}563$$

$$l_\text{B} = 3{,}6\, q_\text{B} = 27{,}552$$

$$\Delta N = \left(\frac{213548}{193829} - 1\right) \cdot 100\% = 10{,}17\%$$

$$\Delta l = \left(1 - \frac{24{,}563}{27{,}552}\right) \cdot 100\% = 10{,}85\%$$

Момент M выражен в Н·м и восстановлен при условии, что N относится к валу колеса. Удельный показатель q выражен в Вт·ч·кг⁻¹, удельная работа l в кДж·кг⁻¹.

Осреднение параметров в сечении

$$\overline{X}_m = \frac{\int_A X \rho C_n \, dA}{\int_A \rho C_n \, dA}$$

Давления, температуры и компоненты скорости взяты из полей ANSYS. Формула показывает осреднение по массовому потоку. Для его воспроизведения нужны значения в ячейках и подтверждение применённого способа осреднения.

Треугольники скоростей

Переносная скорость, м·с⁻¹

$$U = \frac{\pi D n_{\text{rot}}}{60}$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 0{,}340 \cdot 8000}{60} = 142{,}419$$

$$U_2 = \frac{\pi \cdot 0{,}560 \cdot 8000}{60} = 234{,}572$$

$$U(D_1) = \frac{\pi \cdot 0{,}296 \cdot 8000}{60} = 123{,}988$$

Для треугольников скоростей использованы округлённые U₁ = 142,4 и U₂ = 234,6 м·с⁻¹. U₁ относится к входному диаметру 0,340 м.

Проекции абсолютной и относительной скоростей, м·с⁻¹

$$C_{r\theta} = \sqrt{C_r^2 + C_u^2}$$

$$W_{r\theta} = \sqrt{C_r^2 + (U - C_u)^2}$$

$$C_{r\theta,\,1A} = \sqrt{102{,}5^2 + 29{,}6^2} = 106{,}69$$

$$C_{r\theta,\,2A} = \sqrt{92{,}6^2 + 158{,}0^2} = 183{,}14$$

$$C_{r\theta,\,1B} = \sqrt{98{,}0^2 + 41{,}0^2} = 106{,}23$$

$$C_{r\theta,\,2B} = \sqrt{74{,}9^2 + 150{,}9^2} = 168{,}47$$

$$W_{r\theta,\,1A} = \sqrt{102{,}5^2 + (142{,}4 - 29{,}6)^2} = 152{,}41$$

$$W_{r\theta,\,2A} = \sqrt{92{,}6^2 + (234{,}6 - 158{,}0)^2} = 120{,}18$$

$$W_{r\theta,\,1B} = \sqrt{98{,}0^2 + (142{,}4 - 41{,}0)^2} = 141{,}02$$

$$W_{r\theta,\,2B} = \sqrt{74{,}9^2 + (234{,}6 - 150{,}9)^2} = 112{,}32$$

Здесь приведены проекции, восстановленные из осреднённых компонент. Для динамического напора использованы абсолютные модули скорости из расчётного поля.

Коэффициенты расхода и теоретического напора

$$\varphi_{2A} = \frac{92{,}6}{234{,}6} = 0{,}3947$$

$$\varphi_{2B} = \frac{74{,}9}{234{,}6} = 0{,}3193$$

$$\psi_{TA} = \frac{158{,}0}{234{,}6} = 0{,}6735$$

$$\psi_{TB} = \frac{150{,}9}{234{,}6} = 0{,}6432$$

$$\Delta C_r = \left(\frac{92{,}6}{74{,}9} - 1\right) \cdot 100\% = 23{,}63\%$$

$$\Delta C_u = \left(\frac{158{,}0}{150{,}9} - 1\right) \cdot 100\% = 4{,}71\%$$

Углы потока

Углы, восстановленные из средних компонент

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{C_r}{U - C_u}$$

$$\alpha = \operatorname{arctg}\frac{C_r}{C_u}$$

$$\beta_{1A} = \operatorname{arctg}\frac{102{,}5}{142{,}4 - 29{,}6} = 42{,}26^\circ$$

$$\beta_{1B} = \operatorname{arctg}\frac{98{,}0}{142{,}4 - 41{,}0} = 44{,}02^\circ$$

$$\beta_{2A} = \operatorname{arctg}\frac{92{,}6}{234{,}6 - 158{,}0} = 50{,}40^\circ$$

$$\beta_{2B} = \operatorname{arctg}\frac{74{,}9}{234{,}6 - 150{,}9} = 41{,}82^\circ$$

$$\alpha_{2A} = \operatorname{arctg}\frac{92{,}6}{158{,}0} = 30{,}37^\circ$$

$$\alpha_{2B} = \operatorname{arctg}\frac{74{,}9}{150{,}9} = 26{,}40^\circ$$

$$\delta_A = 61{,}829^\circ - 50{,}40198^\circ = 11{,}43^\circ$$

$$\delta_B = 72{,}642^\circ - 41{,}82417^\circ = 30{,}82^\circ$$

Угол отставания δ рассчитан как разность между углом средней линии лопатки и восстановленным относительным углом. Все восстановленные углы относятся к треугольникам по осреднённым компонентам.

Статическое давление и напоры

Перепады давления, кПа, и отношения давлений

$\Delta P_{12,\mathrm{A}} = 112{,}9 - 89{,}9 = 23{,}0$

$\Delta P_{12,\mathrm{B}} = 114{,}5 - 94{,}2 = 20{,}3$

$\Delta P_{34,\mathrm{A}} = 126{,}7 - 114{,}0 = 12{,}7$

$\Delta P_{34,\mathrm{B}} = 126{,}7 - 115{,}1 = 11{,}6$

$r_{\mathrm{A}} = \frac{112{,}9}{89{,}9} = 1{,}25584$

$r_{\mathrm{B}} = \frac{114{,}5}{94{,}2} = 1{,}21550$

$\pi_{\mathrm{st}} = \frac{126{,}7}{101} = 1{,}25446$

Показатель политропы

$$n = \left(1 - \frac{\ln \frac{T_2}{T_1}}{\ln \frac{P_2}{P_1}}\right)^{-1}$$

$$n_{\mathrm{A}} = \left(1 - \frac{\ln \frac{311{,}2}{288{,}3}}{\ln \frac{112{,}9}{89{,}9}}\right)^{-1} = 1{,}50495$$

$$n_{\mathrm{B}} = \left(1 - \frac{\ln \frac{313{,}0}{292{,}1}}{\ln \frac{114{,}5}{94{,}2}}\right)^{-1} = 1{,}54826$$

Политропный и изоэнтропный напоры, кДж·кг⁻¹

$F(a) = \frac{a}{a-1} R T_1 \left[r^{\frac{a-1}{a}} - 1\right]$

$h_k = F(n)$

$h_{ks} = F(k)$

$h_{k,\mathrm{A}} = \frac{1{,}50495}{0{,}50495} \cdot 0{,}287 \cdot 288{,}3 \left[\left(\frac{112{,}9}{89{,}9}\right)^{\frac{0{,}50495}{1{,}50495}} - 1\right] = 19{,}5881$

$h_{k,\mathrm{B}} = \frac{1{,}54826}{0{,}54826} \cdot 0{,}287 \cdot 292{,}1 \left[\left(\frac{114{,}5}{94{,}2}\right)^{\frac{0{,}54826}{1{,}54826}} - 1\right] = 16{,}9389$

$h_{ks,\mathrm{A}} = \frac{1{,}4}{0{,}4} \cdot 0{,}287 \cdot 288{,}3 \left[\left(\frac{112{,}9}{89{,}9}\right)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} - 1\right] = 19{,}4760$

$h_{ks,\mathrm{B}} = \frac{1{,}4}{0{,}4} \cdot 0{,}287 \cdot 292{,}1 \left[\left(\frac{114{,}5}{94{,}2}\right)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} - 1\right] = 16{,}8251$

В проверочном расчёте принято R = 0,287 кДж·кг⁻¹·K⁻¹ и k = 1,4.

Расчёт напоров и КПД

Внутренний, эйлеров и динамический напоры, кДж·кг⁻¹

$$h_i = c_p(T_2 - T_1)$$

$$h_e = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}$$

$$h_D = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

$$h_{i,\mathrm{A}} = 1{,}006(311{,}2 - 288{,}3) = 23{,}0374$$

$$h_{i,\mathrm{B}} = 1{,}006(313{,}0 - 292{,}1) = 21{,}0254$$

$$h_{e,\mathrm{A}} = \frac{234{,}6 \cdot 158{,}0 - 142{,}4 \cdot 29{,}6}{1000} = 32{,}85176$$

$$h_{e,\mathrm{B}} = \frac{234{,}6 \cdot 150{,}9 - 142{,}4 \cdot 41{,}0}{1000} = 29{,}56274$$

$$h_{D,\mathrm{A}} = \frac{183{,}2^2 - 106{,}7^2}{2000} = 11{,}088675$$

$$h_{D,\mathrm{B}} = \frac{168{,}5^2 - 106{,}3^2}{2000} = 8{,}546280$$

Полный напор, кДж·кг⁻¹, и степень реактивности

$$h_{\mathrm{A}} = 23{,}0374 + 11{,}088675 = 34{,}126075$$

$$h_{\mathrm{B}} = 21{,}0254 + 8{,}546280 = 29{,}571680$$

$$\Omega = \frac{h_i}{h_i + h_D}$$

$$\Omega_{\mathrm{A}} = \frac{23{,}0374}{34{,}126075} = 0{,}6751$$

$$\Omega_{\mathrm{B}} = \frac{21{,}0254}{29{,}571680} = 0{,}7110$$

Гидравлический КПД

$$\eta_{\mathrm{A}} = \frac{19{,}58809 + 11{,}088675}{32{,}85176} \cdot 100\% = 93{,}3794\%$$

$$\eta_{\mathrm{B}} = \frac{16{,}93890 + 8{,}546280}{29{,}56274} \cdot 100\% = 86{,}2071\%$$

Политропический КПД по отношению напоров

$$\eta_{p,\mathrm{A}} = \frac{19{,}58809}{23{,}0374} \cdot 100\% = 85{,}0273\%$$

$$\eta_{p,\mathrm{B}} = \frac{16{,}93890}{21{,}0254} \cdot 100\% = 80{,}5640\%$$

В каждой паре использован один способ расчёта. Разность КПД вычислена до округления отдельных значений.

Выход из рабочего колеса

Для обоих вариантов входной угол средней линии составляет 39,069°, входные диаметры совпадают. На выходе угол средней линии отсчитывается от касательной против вращения к радиальному направлению. При таком отсчёте 90° соответствует радиальному направлению. Поэтому линия ХКС (61,829°) сильнее загнута назад, а линия ЛПИ (72,642°) ближе к радиальной.

На рис. 1 показаны треугольники по средним компонентам в сечении 2. Радиальная составляющая у ХКС больше на 23,6%, окружная - на 4,7%. Геометрический угол сравнивается с относительным углом β_2, а условия входа в неподвижный диффузор характеризует абсолютный угол α_2.

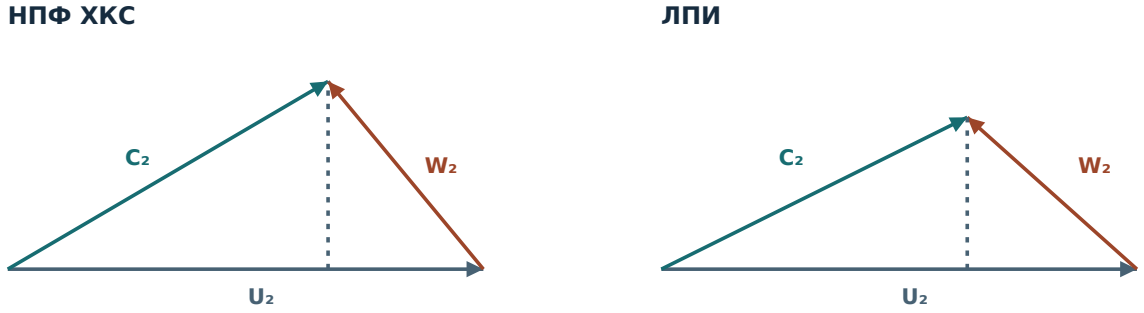


Рис. 1. Выходные треугольники в одном масштабе. По горизонтали отложена окружная компонента по вращению, по вертикали - радиальная компонента наружу. Векторы замыкаются по соотношению $C_2 = U_2 + W_2$. Показана проекция на радиально-окружную плоскость.

Выходное отклонение и геометрический ориентир

$$\frac{\delta_B}{\delta_A} = \frac{30{,}81783}{11{,}42702} = 2{,}70$$

$$C_{u2,\,\text{geom}} = U_2 - C_{r2}\,\operatorname{ctg}\beta_{2\ell}$$

$$C_{u2,\,\text{geom,\,A}} = 234{,}6 - 92{,}6\,\operatorname{ctg}\,61{,}829^\circ = 185{,}01$$

$$C_{u2,\,\text{geom,\,B}} = 234{,}6 - 74{,}9\,\operatorname{ctg}\,72{,}642^\circ = 211{,}19$$

$$\Delta C_{u,\,\text{A}} = 185{,}01 - 158{,}00 = 27{,}01$$

$$\Delta C_{u,\,\text{B}} = 211{,}19 - 150{,}90 = 60{,}29$$

При условии выхода вдоль средней линии лопатки расчётная окружная компонента была бы выше у ЛПИ. Фактический порядок обратный. Сравнение проводится при собственном расходе каждого колеса. Разности 27,01 и 60,29 м·с$^{-1}$ характеризуют кинематическое отклонение от геометрического ориентира.

Меньшее отклонение ХКС совместимо с более близким к средней линии выходом потока в осреднённом сечении. Масштаб отрыва по этому углу не определяется. Рис. 6 показывает локальное вращение потока по критерию Swirling Strength. Для проверки отрыва и рециркуляции нужны сопоставимые поля пристенной скорости и касательного напряжения на стенке для обоих колёс.

Критерий локального вращения описан в работе Zhou J., Adrian R. J., Balachandar S., Kendall T. M. J. Fluid Mech., 1999, 387, 353–396. DOI 10.1017/S002211209900467X.

От закрутки к напору

Разность эйлеровых напоров складывается из двух почти равных вкладов. У ХКС выше выходная закрутка, а входная попутная закрутка меньше. Ниже разность вычислена как ХКС минус ЛПИ, с переводом в кДж·кг⁻¹.

Разложение эйлерова напора

$$\Delta h_{e,2} = \frac{234{,}6(158{,}0 - 150{,}9)}{1000} = 1{,}66566$$

$$\Delta h_{e,1} = \frac{142{,}4(41{,}0 - 29{,}6)}{1000} = 1{,}62336$$

$$\Delta h_e = 1{,}66566 + 1{,}62336 = 3{,}28902$$

По выходным модулям скорости кинетическая энергия потока в сечении 2 у ХКС выше. Динамический напор h_D в статье выражает её приращение от сечения 1 к сечению 2. Доля этого приращения в сумме $h_i + h_D$ равна 32,5% у ХКС и 28,9% у ЛПИ.

Кинетическая энергия в сечении 2, кДж·кг⁻¹

$$e_{2,\mathrm{A}} = \frac{183{,}2^2}{2000} = 16{,}781$$

$$e_{2,\mathrm{B}} = \frac{168{,}5^2}{2000} = 14{,}196$$

Кинетическая доля в принятом балансе колеса

$$1 - \Omega_\mathrm{A} = 1 - 0{,}6751 = 0{,}3249$$

$$1 - \Omega_\mathrm{B} = 1 - 0{,}7110 = 0{,}2890$$

В диффузоре статическое давление у ХКС выросло на 12,7 кПа, у ЛПИ - на 11,6 кПа. Конечное давление одинаково. Вариант ХКС имел на 1,1 кПа меньшее статическое давление в сечении 3. Из этих перепадов следует величина повышения статического давления. Для оценки эффективности восстановления и потерь требуется нормировка по входному динамическому давлению самого диффузора.

Показатели для расчёта по полным давлениям

$$C_p = \frac{P_4 - P_3}{P_{03} - P_3}$$

$$\zeta = \frac{P_{03} - P_{04}}{P_{03} - P_3}$$

P_{03} и P_{04} - полные давления в сечениях 3 и 4. Для обоих вариантов требуется одинаковое правило осреднения. Подстановка h_D колеса в знаменатель этих коэффициентов смешала бы разные сечения и величины. Из имеющихся данных нельзя заключить, какой диффузор имеет меньшие потери полного давления.

Влияние средней линии

Из чертежа 2 работы о лемнискате выделены 18 векторных точек линии ЛПИ. Радиальная координата приведена к диапазону 148–280 мм. Интерполированная окружная координата скорректирована кубическим полиномом так, чтобы её значения и первые производные на концах совпадали с восстановленной линией ХКС. Использованы два способа интерполяции исходных точек: кубический сплайн и кусочно-кубический интерполянт с сохранением формы. Полученная линия ЛПИ представляет геометрию, приведённую для сравнения, а не исходную модель ANSYS.

У обоих вариантов заданы входной и выходной углы 39,069° и 61,811°, массовый расход 8,694 кг·с⁻¹, 21 лопатка. Приняты одинаковые допущения: линейное изменение ширины канала от 51,4 до 37,0 мм, постоянная толщина 3 мм, плотность 1,1455 кг·м⁻³ и коэффициент Дарси 0,020.

Одномерная оценка потерь на трение

$$g = \frac{2\pi r}{z}\frac{dr}{ds} - t$$

$$A = zbg$$

$$D_h = \frac{2bg}{b+g}$$

$$h_f = Q^2 \int \frac{f\,ds}{2D_h A^2}$$

Здесь g - приближённый просвет между лопатками, A - суммарная площадь прохода, b - ширина канала, t - толщина, z - число лопаток, s - длина средней линии, D_h - гидравлический диаметр и Q - объёмный расход в модели.

Таблица 4. Оценка при совпадающих концах и касательных

Показатель	ХКС	ЛПИ по чертежу
Длина средней линии, мм	154,688	154,745–154,747
Минимальная расчётная площадь прохода, см²	268,86	268,86
Удельные потери на трение, кДж·кг⁻¹	1,048	1,084–1,090

При этих допущениях оценка потерь на трение у лемнискаты ниже на **3,3–3,8%**, или на 36–42 Дж·кг⁻¹. Минимальные проходные площади совпали. Интегральная оценка зависит от изменения площади, гидравлического диаметра и скорости вдоль всего канала. Модель не описывает вторичные течения, отрыв и потери смешения. Процент относится к оценке трения и не переводится непосредственно в прирост КПД ступени.

Источники. Л. Артилаква, «Рабочее колесо центробежного компрессора со средней линией лопатки в форме фрагмента лемнискаты Бернулли», 2024, чертёж 2. Формулы одномерной модели приведены в сравнительном расчёте средних линий.

Итоги сравнения колёс

Геометрия. Средняя линия ХКС строится из фрагмента лемнискаты Бернулли. Поворот на −86,25286° задаёт конструктивный угол лопатки на входе 39,069°. Равномерное масштабирование с коэффициентом 0,6171998 совмещает конец линии с наружной окружностью радиуса 280 мм. Восстановленный выходной угол 61,811° отличается от исходного 61,829° на 0,018°. Это согласие относится к выходному углу. Близость длины дуги (154,688 мм) к длине хорды (154,492 мм) сама по себе не определяет распределение давления.

Исходные расчётные точки. При 8000 об/мин и одинаковом статическом давлении 126,7 кПа после диффузора у ХКС расход выше **на 23,6%** (8,694 против 7,035 кг·с$^{-1}$), а удельная работа по мощности и расходу ниже **на 10,85%** (24,56 против 27,55 кДж·кг$^{-1}$). Эйлеров напор ХКС выше на 3,29 кДж·кг$^{-1}$. Большая выходная закрутка добавляет 1,67 кДж·кг$^{-1}$, меньшая входная попутная закрутка - 1,62 кДж·кг$^{-1}$.

Кинематика. Отставание относительного потока от средней линии, восстановленное по осреднённым компонентам скорости, равно 11,43° у ХКС и 30,82° у ЛПИ. Эти углы описывают выходное направление. Для определения протяжённости зон отрыва нужны сопоставимые пристенные поля. Показатели политропы 1,50495 и 1,54826 характеризуют связь давления и температуры в сечениях 1 и 2. Раздельная оценка трения и теплообмена требует дополнительных данных.

КПД и баланс. По определениям, принятым в работе, ХКС имеет преимущество **7,17 п. п.** по гидравлическому КПД и **4,46 п. п.** по политропическому КПД, вычисленному по напорам между сечениями колеса. Для КПД ступени требуются согласованные полные параметры перед колесом и после диффузора. Расхождение между удельной работой по мощности и приращением полной энтальпии требует сверки момента, границ контрольного объёма и знаковых потоков массы и энергии.

Вклад формы линии. При совпадающих концах, касательных и расходе одномерная оценка показала у ХКС потери на трение на 3,3–3,8% ниже, чем у линии ЛПИ, приведённой по чертежу. Выигрыш в исходных расчётных точках и оценка трения при согласованной геометрии относятся к двум разным сравнениям. Вклад распределения кривизны в КПД ступени можно определить по парным трёхмерным расчётам при одинаковых расходах. Пригодность к промышленному внедрению требует также стендовой проверки.

Геометрическое восстановление. Формулы построения, чертёж и таблица координат приведены в приложении по средней линии ХКС.

Межлопаточные каналы

Для маркированных карт ЛПИ указан расход 0,3023 кг·с$^{-1}$, для ХКС - 0,3464 кг·с$^{-1}$. Их соответствие рабочим точкам таблиц 1–3 не установлено. Карты показывают структуру течения в запечатлённых режимах.

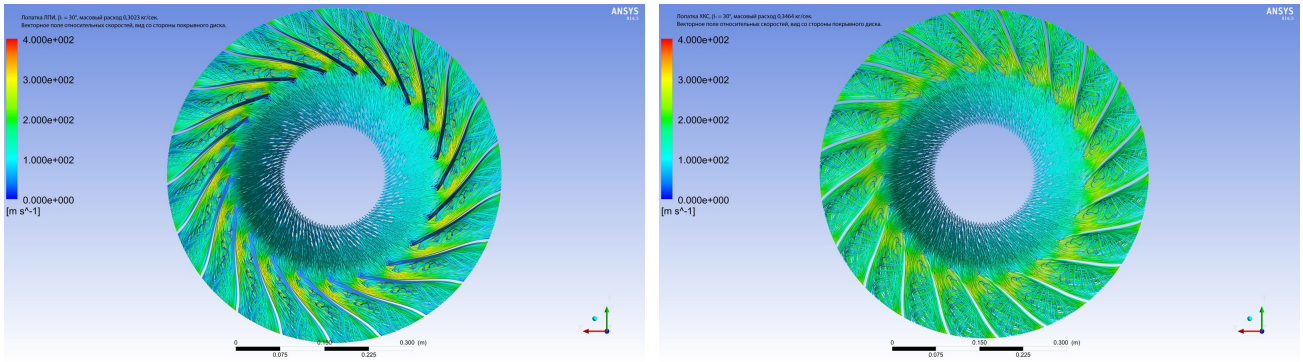


Рис. 2. ЛПИ слева и ХКС справа. Вид со стороны покровного диска. Шкала модуля относительной скорости 0–400 м·с$^{-1}$.

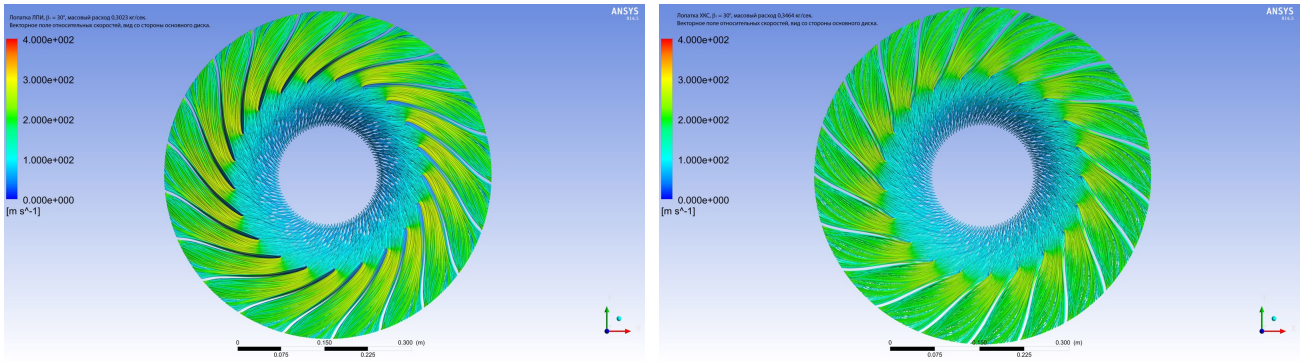


Рис. 3. ЛПИ слева и ХКС справа. Вид со стороны основного диска, те же расходы и шкала.

На стороне покровного диска у ЛПИ заметнее цветовой контраст по лопаточному шагу. Для количественного сравнения неравномерности у входа в диффузор нужны поля радиальной скорости и абсолютного угла потока по всей высоте одного и того же сечения.

Поток за колесом

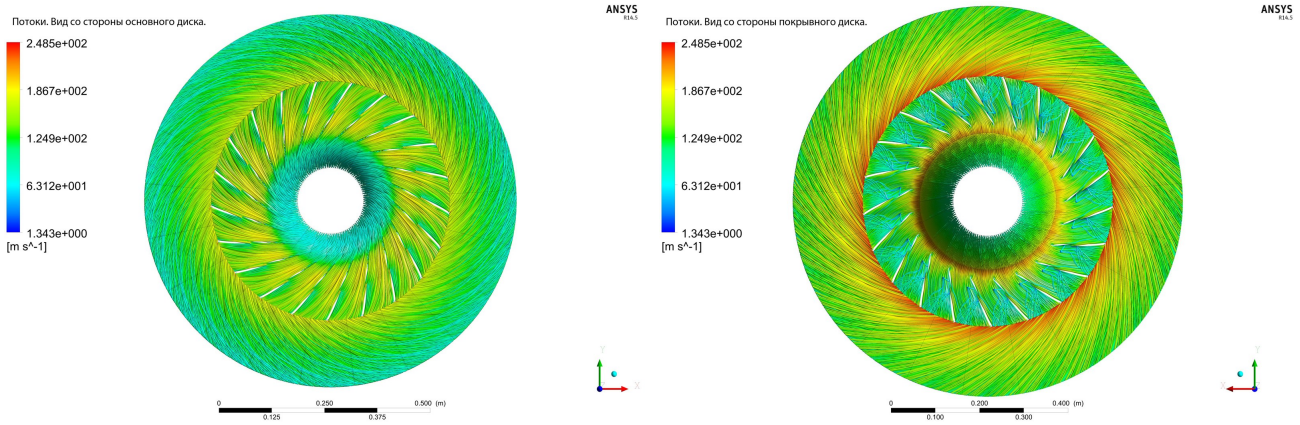


Рис. 4. Линии тока со стороны основного и покровного дисков. Шкала скорости 1,343–248,5 м·с⁻¹.

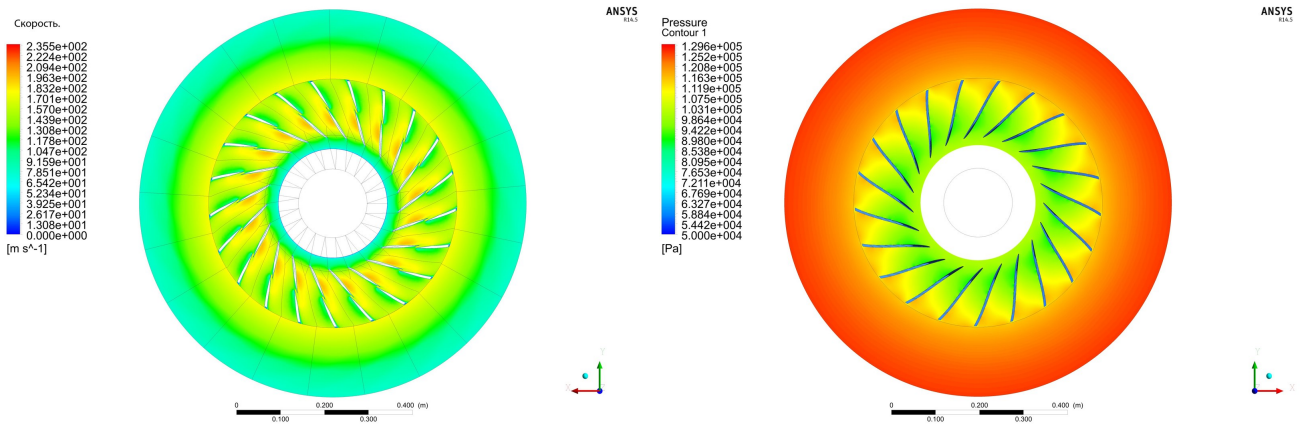


Рис. 5. Карты модуля скорости и статического давления. Шкалы 0–235,5 м·с⁻¹ и 50–129,6 кПа. Профиль, расход, высота сечений и система отсчёта скорости в архивных материалах для этих карт не установлены.

На рис. 5 во внешней кольцевой области скорость по цветовой шкале уменьшается, а статическое давление растёт. Радиальная выборка из прежней редакции давала приблизительно 160 → 85 м·с⁻¹ и 118 → 125 кПа между радиусами 0,306 и 0,416 м. Значения считаны с разных карт и характеризуют их по отдельности.

По шкале исходного изображения 990 пикселей соответствуют 0,400 м. Оценки диаметров кольца, снижения скорости и прироста давления приведены отдельными строками.

$$D_{\min} = \frac{2 \cdot 698 \cdot 0{,}400}{990} \approx 0{,}56$$

$$D_{\max} = \frac{2 \cdot 1088 \cdot 0{,}400}{990} \approx 0{,}88$$

$$\frac{160 - 85}{160} \cdot 100\% \approx 47\%$$

$$\Delta P = 125 - 118 \approx 7$$

Вихревые зоны и оценка скорости

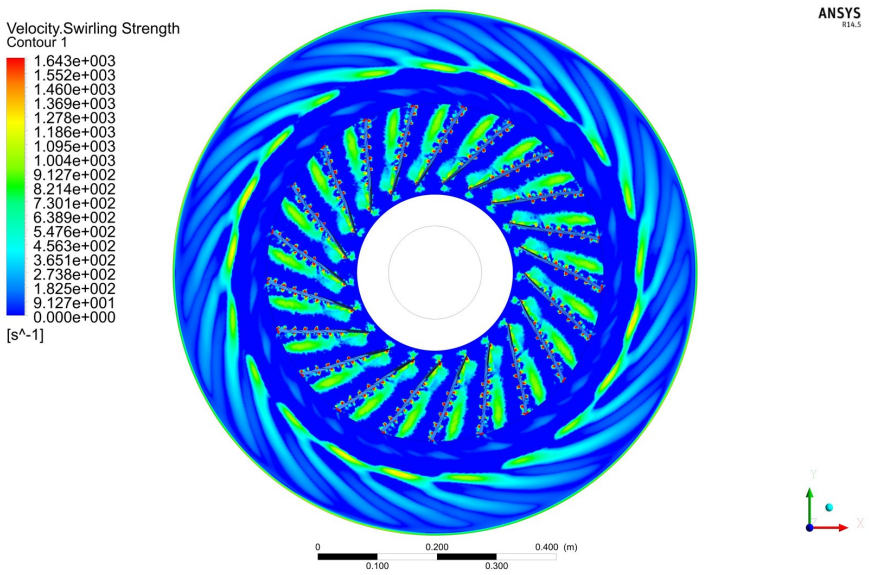


Рис. 6. Интенсивность локального вращения (Swirling Strength), 0–1643 $с^{-1}$. Карта выделяет области локального вращения потока.

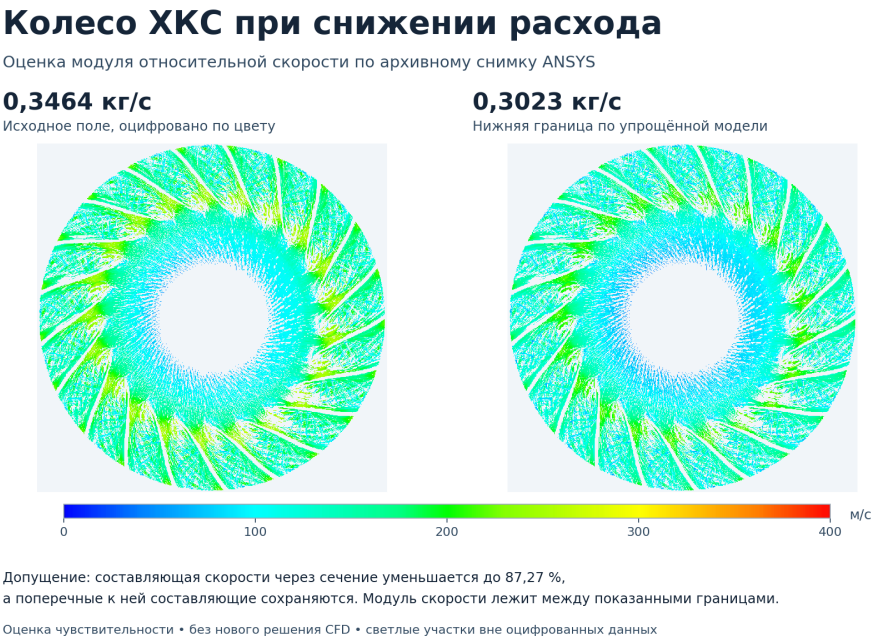


Рис. 7. ХКС со стороны покровного диска. Слева оцифровка карты при 0,3464 кг·$с^{-1}$, справа нижняя граница оценочного поля при 0,3023 кг·$с^{-1}$. Для этой оценки одна компонента скорости масштабировалась, две остальные сохранялись. Результат представляет приближённую оценку по архивной визуализации.

$$k_Q = \frac{0{,}3023}{0{,}3464} = 0{,}8727$$

Средняя линия лопатки НПФ ХКС

Геометрическое восстановление по фрагменту лемнискаты Бернулли

Исходные данные

Диаметр начала лопатки D_1 = 296 мм. Наружный диаметр колеса D_2 = 560 мм. Входной угол β_1 = 39,069°. Углы отсчитываются от касательной против вращения к радиальному направлению. Ось вращения проходит через начало глобальных координат O. Положительное вращение принято против часовой стрелки.

1. Выбрать фрагмент лемнискаты

$$C = D_2 - D_1 = 560 - 296 = 264 \text{ мм}$$

$$a = \frac{C}{2\sqrt{2}} = 93{,}338 \text{ мм}$$

$$y(x) = \operatorname{sgn}(x)\sqrt{\sqrt{C^4 + 4C^2x^2} - x^2 - C^2}, \qquad -a \le x \le a$$

Знак ординаты выбран по чертежу 1 исходной работы. Входная и выходная точки исходного фрагмента симметричны относительно начала локальных координат. Их ординаты равны −83,378 и +83,378 мм.

2. Совместить входную точку и касательную

Вход фрагмента Q_1 совмещается с точкой P_1 = (148; 0) мм.
Поворот определяется разностью заданного и исходного направлений касательной относительно глобальной оси X.

$$\gamma = (39{,}069^\circ - 90^\circ) - 35{,}32186^\circ = -86{,}25286^\circ$$

3. Довести выход до наружной окружности

Из P_1 проводится луч вдоль повёрнутой хорды до пересечения с окружностью r_2 = 280 мм. Кривая равномерно масштабируется от P_1.

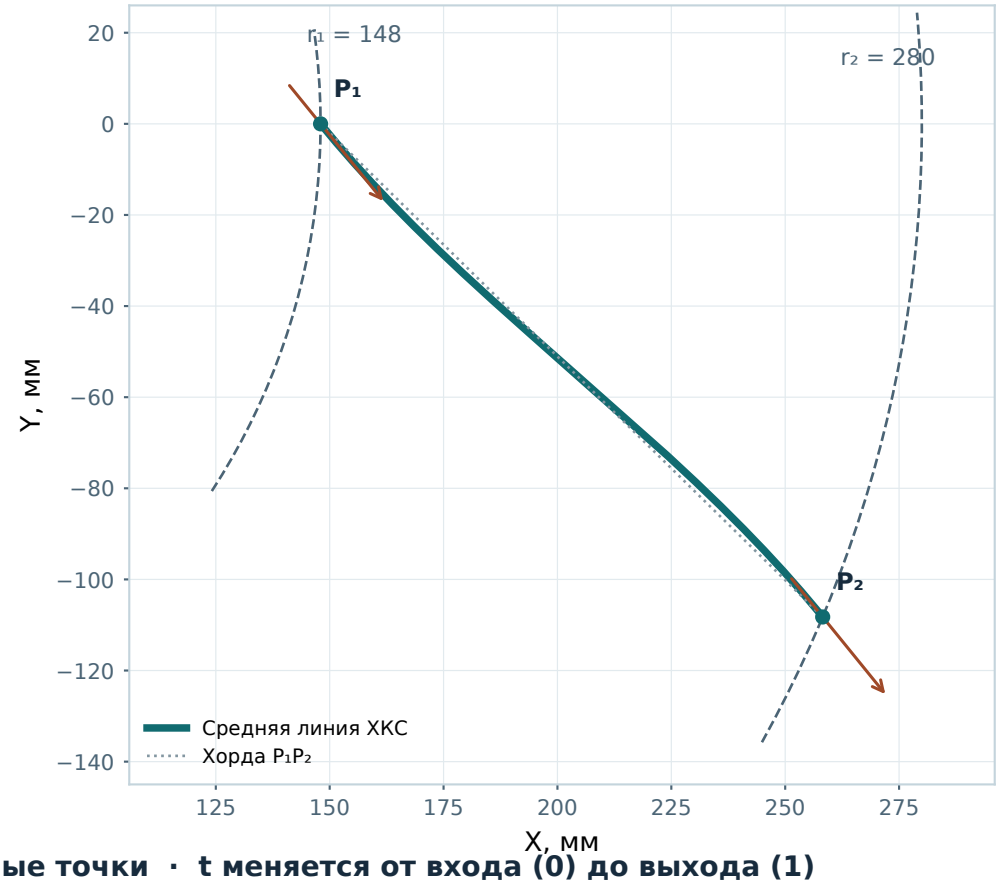
$$k_м = \frac{154{,}4915}{250{,}3104} = 0{,}6171998$$

$$\mathbf{P}(x) = \mathbf{P}_1 + k_м R(\gamma)\,[(x, y(x)) - \mathbf{Q}_1]$$

R(γ) — матрица плоского поворота на угол γ.

Восстановленная геометрия

План колеса. Координаты в миллиметрах, одинаковый масштаб по осям.



Опорные точки · t меняется от входа (0) до выхода (1)

t	X, мм	Y, мм	r, мм
0,00	148,000	0,000	148,000
0,10	157,421	−10,929	157,800
0,20	167,823	−21,794	169,232
0,30	179,062	−32,605	182,006
0,40	190,923	−43,374	195,787
0,50	203,115	−54,122	210,203
0,60	215,308	−64,870	224,868
0,70	227,169	−75,639	239,431
0,80	238,408	−86,450	253,598
0,90	248,810	−97,315	267,164
1,00	258,231	−108,244	280,000

Хорда 154,492 мм. Длина дуги 154,688 мм. Выходной угол 61,811°.
В исходной таблице $\beta_2 = 61{,}829°$. Разность по модулю 0,018°.

Источники: Л. Артилаква, «Рабочее колесо центробежного компрессора со средней линией лопатки в форме фрагмента лемнискаты Бернулли», 2024, с. 5–9. Размеры и углы — исходная таблица расчёта колёс ЛПИ и НПФ ХКС (lpi_xkc.1.pdf).